



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

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

TEMA:

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA CANASTA DE
ELEVACIÓN PARA UNA PERSONA EN EL INTERIOR DE
LA CABINA DE PINTURA DE AUTOBUSES PARA LA
FÁBRICA MIRAL AUTOBUSES.

AUTOR: Alex Ermel Yansapanta Pilamunga

TUTOR: Ing. Mg. César Arroba

AMBATO – ECUADOR

2018

CERTIFICACIÓN DEL TUTOR

En mi calidad de tutor del Trabajo Técnico, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico, con el tema “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA CANASTA DE ELEVACIÓN PARA UNA PERSONA EN EL INTERIOR DE LA CABINA DE PINTURA DE AUTOBUSES PARA LA FÁBRICA MIRAL AUTOBUSES”, elaborado por el Sr. Alex Ermel Yansapanta Pilamunga, portador de la cédula de ciudadanía: 1804264669, egresado de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, Carrera de Ingeniería Mecánica.

Certifico:

- Que el presente trabajo de investigación es original de su autor.
- Ha sido revisado cada uno de sus capítulos.
- Está concluida y puede continuar con el trámite correspondiente.

Ambato, Noviembre de 2018

.....

Ing. Mg. César Arroba

TUTOR

AUTORÍA DEL TRABAJO

Los criterios, contenidos, análisis y conclusiones manifestados en el presente trabajo investigativo: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA CANASTA DE ELEVACIÓN PARA UNA PERSONA EN EL INTERIOR DE LA CABINA DE PINTURA DE AUTOBUSES PARA LA FÁBRICA MIRAL AUTOBUSES”, son de exclusiva responsabilidad del autor.

Ambato, Noviembre de 2018

EL AUTOR

.....

Alex Ermel Yansapanta Pilamunga

C.I: 180426466-9

DERECHOS DE AUTOR

Autorizo a la Universidad Técnica de Ambato, para que haga de este Proyecto Técnico o parte de él, un documento disponible para su lectura, consulta y procesos de investigación, según la normas de la Institución.

Cedo los derechos en línea patrimonial de mi Proyecto Técnico con fines de difusión pública, además apruebo la reproducción de este documento dentro de las regulaciones de la Universidad, siempre y cuando ésta reproducción no suponga una ganancia económica y se realice respetando mis derechos de autor.

Ambato, Noviembre de 2018

EL AUTOR

.....

Alex Ermel Yansapanta Pilamunga

C.I: 180426466-9

APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO

Los miembros del Tribunal de Grado aprueban el informe del proyecto técnico realizado por el estudiante Alex Ermel Yansapanta Pilamunga e la carrera de Ingeniería Mecánica, bajo el tema: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA CANASTA DE ELEVACIÓN PARA UNA PERSONA EN EL INTERIOR DE LA CABINA DE PINTURA DE AUTOBUSES PARA LA FÁBRICA MIRAL AUTOBUSES”.

Ambato, Noviembre de 2018

Para constancia firman:

.....

Ing. Mg. Diego Nuñez

.....

Ing. Mg. Gustavo Patín

DEDICATORIA

A Dios por regalarme salud y vida, y de esta manera haberme permitido culminar la carrera, brindándome la fuerza necesaria para sobreponerme a las dificultades a lo largo de ella.

A mis padres Julio y Carmelina, que supieron guiarme adecuadamente ofreciéndome su apoyo y sabiduría en el trayecto de la carrera, a mis hermanas Sintia, Lizbeth y hermano Paulo por su constante motivación y comprensión en los momentos que los necesité, a mi novia Mayra que me ha brindado su apoyo incondicional con sus palabras de aliento.

A mis amigos y compañeros con quienes compartimos experiencias en la vida universitaria.

AGRADECIMIENTO

A mi familia por su esfuerzo para permitirme la realización de este Proyecto.

Al Ing. Mg. César Arroba tutor de tesis por su ayuda, conocimientos y experiencias impartidos en la orientación del presente trabajo investigativo.

A Miral Autobuses en su Gerente Ing. José Miranda por la ejecución de este Proyecto en sus instalaciones.

ÍNDICE GENERAL

CERTIFICACIÓN DEL TUTOR	II
AUTORÍA DEL TRABAJO	III
DERECHOS DE AUTOR	IV
APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO.....	V
DEDICATORIA.....	VI
AGRADECIMIENTO	VII
ÍNDICE GENERAL	VIII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XV
ÍNDICE DE TABLAS.....	XXV
RESUMEN EJECUTIVO	XXVIII
EXECUTIVE SUMMARY.....	XXIX
CAPÍTULO I.....	1
1. ANTECEDENTES	1
1.1 TEMA.....	1
1.2 ANTECEDENTES	1
1.3 JUSTIFICACIÓN	1
1.4 OBJETIVOS	2
1.4.1 General	2

1.4.2 Específicos.....	2
CAPÍTULO II	3
2. FUNTAMENTACIÓN.....	3
2.1 Investigaciones Previas	3
2.2 Fundamentación Teórica.....	5
2.2.1 Descripción de los elevadores	5
2.2.2 Diferencia entre un elevador y ascensor	6
2.2.2.1 Elevador	6
2.2.2.2 Ascensor	6
2.2.3 Clasificación de los mecanismos de elevación más utilizados	6
2.2.3.1 Elevadores de carga	6
2.2.3.2 Elevadores de pasajeros.....	7
2.2.3.3 Elevadores de carga y pasajeros	7
2.2.4 Tecnologías de elevación.....	8
2.2.4.1 Elevadores hidráulicos.....	8
2.2.4.2 Plataformas elevadoras.....	9
2.2.4.3 Tecles	9
2.2.4.4 Elevadores para personas con condición de discapacidad	10
2.2.5 Fuerzas de Fricción	11
2.2.6 Resistencia a la rodadura	13
2.2.6 Cargas	16
2.2.6.1 Cargas Muertas	17
2.2.6.2 Carga Vivas	17
2.2.6.3 Cargas Ambientales	18
2.2.7 Perfiles usados como vigas	18
2.2.8 Perfiles usados para columnas	19
2.2.9 Perfil IPE.....	20
2.2.9.1 Aplicación del Perfil IPE	21
2.2.10 Placas base para columnas cargadas concéntricamente.....	21
2.2.11 Placas base con pequeños momentos.....	22

2.2.12 Deflexiones en Vigas.....	25
2.2.12.1 Métodos para calcular la deflexión en vigas.....	25
2.2.14 Diseño de ejes para el esfuerzo.....	28
2.2.14.1 Factor de diseño o factor de seguridad	32
2.2.15 Materiales para fabricar ejes	32
2.2.16 Diseño de chavetas planas y cuadradas.....	34
2.2.16.1 Materiales de las chavetas	38
2.2.17 Esfuerzos de contacto.....	38
2.2.17.1 Contacto esférico	38
2.2.17.2 Contacto cilíndrico	39
2.2.18 Pernos sujetos a tracción	41
CAPÍTULO III.....	43
3. DISEÑO DEL PROYECTO	43
3.1 Selección de Alternativas.....	43
3.1.1 Selección del tipo de mecanismo para elevar la canasta de elevación.....	44
3.1.1.1 Alternativas.....	44
3.1.1.2 Proceso de selección de alternativas	44
3.2 Cálculos	48
3.2.1 Cálculo de la carga aplicada a los puntos críticos en el perfil de la viga carrilera superior A	50
3.2.1.1 Cargas de los diferentes sistemas mecánicos	51
3.2.1.2 Carga de la persona	52
3.2.1.3 Puntos críticos en el perfil de la viga carrilera superior A.....	53
3.2.2 Diseño de la estructura exterior para el soporte del sistema general de traslación y elevación	54
3.2.2.1 Diseño del perfil para la viga carrilera superior A	55
3.2.2.1.1 Puntos críticos en el perfil IPE de la viga carrilera superior A	55
3.2.2.1.2 Análisis de la deflexión máxima en los dos puntos críticos ..	56
3.2.2.1.3 Cálculo de la deflexión máxima en los dos puntos críticos..	57

3.2.2.2 Diseño del perfil para los soportes de las vigas carrileras superior A y B	62
3.2.2.2.1 Análisis de la deflexión máxima en los perfiles IPE para los soportes de las vigas carrileras superior A y B.....	63
3.2.2.2.2 Cálculo de la deflexión máxima en los perfiles IPE 200 para los soportes de las vigas carrileras superior A y B	64
3.2.2.3 Diseño del perfil para la columna	68
3.2.2.3.1 Selección de la denominación del perfil IPE para la columna	68
3.2.2.3.2 Verificación de la sección del perfil IPE 200	74
3.2.2.4 Diseño del perfil para la viga transversal	77
3.2.2.5 Diseño del perfil para las vigas correas.....	86
3.2.2.6 Cálculo de la carga aplicada a las placas bases de sujeción	92
3.2.2.7 Diseño de las placas base de sujeción	93
3.2.3 Diseño del Sistema general de traslación y elevación	99
3.2.3.1 Diseño del sistema de traslación horizontal superior	99
3.2.3.1.1 Selección del Motorreductor	100
3.2.3.1.2 Determinación de la velocidad del sistema general de traslación y elevación	103
3.2.3.1.3 Diseño de la estructura	104
3.2.3.1.4 Diseño del eje para la rueda motriz.....	111
3.2.3.1.5 Diseño de la rueda motriz.....	119
3.2.3.1.6 Diseño de la chaveta para la rueda motriz	122
3.2.3.1.7 Diseño del eje para la rueda conducida	125
3.2.3.1.8 Diseño de la rueda conducida	132
3.2.3.1.9 Selección de las chumaceras.....	133
3.2.3.1.10 Selección de los rodamientos para la rueda conducida	142
3.2.3.1.11 Diseño del brazo sostén.....	149
3.2.3.1.12 Diseño del soporte superior del tecele	151
3.2.3.1.13 Diseño de las uniones empernadas entre el brazo sostén y el soporte superior del tecele.....	152
3.2.3.1.14 Diseño de las guías antidescarrilamiento	154

3.2.3.2	Diseño del sistema de traslación horizontal inferior	166
3.2.3.2.1	Diseño de la estructura	169
3.2.3.3	Diseño del sistema de los rieles guías de elevación	174
3.2.3.3.1	Diseño de la estructura	175
3.2.3.4	Diseño de la estructura soporte a la canasta de elevación	177
3.2.3.4.1	Diseño de la estructura	177
3.2.3.4.2	Diseño de los ejes para las ruedas A	178
3.2.3.4.3	Diseño de las ruedas A	182
3.2.3.4.4	Selección de los rodamientos para las ruedas A	188
3.2.3.4.5	Diseño del soporte inferior del tecele	195
3.2.3.5	Diseño de la canasta de elevación	197
3.2.3.5.1	Diseño de la estructura	199
3.2.3.5.2	Diseño de los ejes para las ruedas B	201
3.2.3.5.3	Diseño de las ruedas B	205
3.2.4	Selección del tecele	208
3.2.5	Diseño de los carritos portacables	210
3.2.5.1	Diseño de los soportes para los rieles de aluminio	211
3.2.5.2	Análisis en el riel de aluminio	213
3.2.6	Diseño del perfil de la viga riel para el sistema de traslación horizontal inferior	214
3.2.7	Diseño de soldadura para el soporte de la viga carrilera	217
3.2.8	Diseño de soldadura para las uniones de los perfiles IPE 200 para formar las vigas carrileras (l=14690mm)	220
3.3	Presupuesto	222
3.3.1	Costos directos	222
3.3.1.1	Costo de la estructura exterior	222
3.3.1.2	Costo de la estructura del sistema general de traslación y elevación	222
3.3.1.3	Costo del sistema eléctrico para el sistema general de traslación y elevación	224
3.3.1.4	Costos de mano de obra	225
3.3.1.5	Costo directo total	226

3.3.2 Costos indirectos	226
3.3.2.1 Costos de materiales complementarios	226
3.3.2.2 Costos complementarios	227
3.3.2.3 Costo indirecto total	227
3.3.3 Costo total del Proyecto	227
3.4 Manual de operación y mantenimiento del sistema general de traslación y elevación	228
3.4.1 Manual de operación	228
3.4.2 Manual de mantenimiento	235
CAPÍTULO IV	240
4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	240
4.1 CONCLUSIONES	240
4.2 RECOMENDACIONES	241
BIBLIOGRAFÍA	242
Materiales de referencia	246
ANEXOS	246
Anexo A. Especificaciones generales de los perfiles IPE	246
Anexo B. Relaciones ancho a espesor: elementos de compresión en miembros sujetos a flexión.	247
Anexo C. Características de las planchas de acero ASTM A36	249
Anexo D. Datos técnico del motor	250
Anexo E. Datos técnicos de la caja reductora	252
Anexo F. Dimensiones para chaveteros y chavetas DIN 6885/1-6886 y 6887	255
Anexo G. Marcas de grados de Resistencia de pernos de acero	256
Anexo H. Tornillos Ordinarios, Dimensiones	257

Anexo I. Resistencias mínimas determinísticas a la tensión y a la fluencia ASTM de algunos aceros laminados en caliente (HR) y estirados en frío (CD).	258
Anexo J. Propiedades mecánicas del acero SAE/AISI 1045	259
Anexo K. Cortante, momento y deflexión de vigas	260
Anexo L. Perfiles laminados UPN	262
Anexo M. Propiedades flexionantes de las soldaduras a filete	263
Anexo N. Características del alambre MIG/MAG AWS ER 70S-6	264
Anexo O. Perfiles de las vigas carrileras superior e inferior	265
Anexo P. Fotografías	266
PLANOS	272

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 Elevador clásico para personas	5
Figura 2.2. Elevador de carga	6
Figura 2.3. Elevador de pasajeros	7
Figura 2.4. Elevador de carga y pasajeros.....	8
Figura 2.5. Elevador hidráulico.....	8
Figura 2.6. Plataforma elevadora	9
Figura 2.7. Teclé manual de cadena.....	10
Figura 2.8. Elevador para persona con condición de discapacidad.....	10
Figura 2.9 Dirección de la fuerza de fricción.....	11
Figura 2.10 Deformación en la generatriz de apoyo	13
Figura 2.11 Rodadura de un cuerpo indeformable sobre un pavimento indeformable	14
Figura 2.12 Rodadura de un cuerpo deformable sobre un pavimento indeformable	15
Figura 2.13 Puente Avenida Harrison en Beaumon, TX. (Cortesía de Bethlehem Steel Corporation)	19
Figura 2.14 Tipos de miembros a compresión	20
Figura 2.15 Vigas IPE.....	21
Figura 2.16 Placas bases para columnas	22
Figura 2.17 Placas base con pequeños momentos	23
Figura 2.18 Viga sometida a carga uniforme y cargas idénticas en apoyos simples	26
Figura 2.19 Carga uniforme en apoyos simples.....	27
Figura 2.20. Cargas idénticas en apoyos simples.....	27
Figura 2.21 Diagrama de fatiga de las teorías de falla por energía de distorsión.	30

Figura 2.22 Chavetas: a) Rectangulares, b) Cuadradas.....	35
Figura 2.23 Carga sobre la chaveta	36
Figura 2.24 Contacto esférico	39
Figura 2.25 Contacto cilíndrico.....	40
Figura 2.26 Perno sujeto a tracción.....	41
Figura 2.27. Punzonamiento de la tuerca o de la cabeza contra la placa	42
Figura 3.1 Dimensiones de la cabina de pintura de autobuses de la Fábrica	49
Figura 3.2 Diferentes sistemas mecánicos	51
Figura 3.3 Distancia entre los ejes del sistema de traslación horizontal superior. 54	
Figura 3.4 Estructura exterior para el soporte del sistema general de traslación y elevación	55
Figura 3.5 Ubicación de los dos puntos críticos en el perfil IPE de la viga carrilera superior A.....	56
Figura 3.6 Cargas aplicadas en los perfiles: a) Perfil IPE 180, deflexión = -5.99 mm; b) Perfil IPE 200, deflexión = -4.19 mm	57
Figura 3.7 Perfil IPE 200 de la viga carrilera superior A situada en sus apoyos.. 57	
Figura 3.8 Diagrama de cuerpo libre, cortante y momento del perfil IPE 200 de la viga carrilera superior A.....	59
Figura 3.9 Diagrama de cargas idénticas en apoyos simples	59
Figura 3.10 Diagrama de carga uniforme en poyos simples.....	61
Figura 3.11 Soportes para cada viga carrilera superior A y B	63
Figura 3.12 Deflexión máxima en los soportes de las vigas carrileras superior A y B: a) Perfil IPE 180, deflexión = -1.14 mm; b) Perfil IPE 200, deflexión = -0.51 mm	63
Figura 3.13 Esquema de los soportes para las vigas carrileras superior A y B.....	64
Figura 3.14 Diagrama de cuerpo libre, cortante y momento del perfil IPE 200 para los soportes de las vigas carrileras superior A y B	66

Figura 3.15 Carga intermedia en voladizo	66
Figura 3.16 Carga uniforme en voladizo.....	67
Figura 3.17 Columnas de la estructura exterior	69
Figura 3.18 Esquema de las columnas con carga axial a compresión	70
Figura 3.19 Valores aproximados del factor de longitud efectiva K	72
Figura 3.20 Valores de h , b t y t_w del perfil IPE 200	75
Figura 3.21 Vigas transversales de la estructura exterior	77
Figura 3.22 Cargas aplicadas en el perfil IPE 180 de la viga transversal central .	78
Figura 3.23 Diagrama de cuerpo libre, cortante y momento del perfil IPE 180 de la viga transversal central.....	80
Figura 3.24. Diagrama de cargas idénticas en apoyos simples	80
Figura 3.25 Apoyos simples: carga uniforme	81
Figura 3.26 Cargas aplicadas en el perfil IPE 200 de la viga transversal central .	82
Figura 3.27 Diagrama de cuerpo libre, cortante y momento del perfil IPE 200 de la viga transversal central.....	84
Figura 3.28. Diagrama de cargas idénticas en apoyos simples	84
Figura 3.29 Apoyos simples: carga uniforme	85
Figura 3.30 Vigas correas de la estructura exterior.....	87
Figura 3.31 Carga muerta del perfil IPE 180 de la viga correa A apoyada en sus dos extremos.	88
Figura 3.32 Apoyos simples: carga uniforme	89
Figura 3.33 Carga muerta del perfil IPE 200 de la viga correa A apoyada en sus dos extremos.	90
Figura 3.34 Apoyos simples: carga uniforme	91
Figura 3.35 Placas base de sujeción de la estructura	94
Figura 3.36 Especificación del perfil IPE 200	95

Figura 3.37 Diagrama de la rueda motriz sobre el riel.....	101
Figura 3.38 Esquema de la distancia a recorrer el sistema general de traslación y elevación	103
Figura 3.39 Estructura del sistema de traslación horizontal superior	105
Figura 3.40 Cara lateral 1 con las fuerzas a la que está sometida.....	105
Figura 3.41 Diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector de la cara lateral 1.....	107
Figura 3.42 Dimensiones de la cara lateral 1	108
Figura 3.43 Cara lateral 2 con las fuerzas a la que está sometida.....	109
Figura 3.44 Deflexión que se produce en las caras laterales 1 y 2.....	110
Figura 3.45 Eje de la rueda motriz.....	111
Figura 3.46 Esquema de la rueda motriz con la fuerza aplicada.....	112
Figura 3.47 Esquema del eje para la rueda motriz sometida a la fuerza F, dimensiones [mm].....	112
Figura 3.48 Diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector del eje para la rueda motriz.....	114
Figura 3.49 Parámetros para el factor de condición superficial de Marín (eje para la rueda motriz).....	115
Figura 3.50 Valores medios del factor de carga (eje para la rueda motriz)	116
Figura 3.51 Factor de confiabilidad K_e , correspondiente a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga (eje para la rueda motriz)	117
Figura 3.52 Rueda motriz.....	119
Figura 3.53 Diámetro, longitud de contacto de la rueda motriz	120
Figura 3.54 Resistencia a la fatiga por contacto (rueda motriz)	121
Figura 3.55 Chaveta de la rueda motriz	122
Figura 3.56 Eje para la rueda conducida.....	125

Figura 3.57 Esquema de la rueda conducida con la fuerza aplicada.....	126
Figura 3.58 Esquema del eje para la rueda conducida sometida a la fuerza F, dimensiones [mm].....	126
Figura 3.59 Diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector del eje para la rueda conducida.....	128
Figura 3.60 Parámetros para el factor de condición superficial de Marín (eje para la rueda conducida)	129
Figura 3.61 Valores medios del factor de carga (eje para la rueda conducida) ..	129
Figura 3.62 Factor de confiabilidad K_e , correspondiente a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga (eje para la rueda conducida) .	130
Figura 3.63. Rueda conducida.....	133
Figura 3.64 Rodamiento de la chumacera sometido a una carga (F) radial pura	134
Figura 3.65 Viscosidad relativa en la selección del rodamiento para la chumacera	138
Figura 3.66 Viscosidad de servicio en la selección del rodamiento para la chumacera	139
Figura 3.67 Valor K_1 en función del factor de esfuerzos estáticos f_s^* y del tipo de rodamiento en la selección del rodamiento para la chumacera.....	140
Figura 3.68 Valores de K_2 en función del factor f_s^* en la selección del rodamiento para la chumacera.....	141
Figura 3.69 Factor a_{23} en la selección del rodamiento para la chumacera.....	141
Figura 3.70 Viscosidad relativa en la selección del rodamiento para la rueda conducida	146
Figura 3.71 Viscosidad de servicio en la selección del rodamiento para la rueda conducida	146
Figura 3.72 Valor K_1 en función del factor de esfuerzos estáticos f_s^* y del tipo de rodamiento en la selección del rodamiento para la rueda conducida.....	147

Figura 3.73 Valores de K2 en función del factor f_s^* en la selección del rodamiento para la rueda conducida.....	148
Figura 3.74 Factor a_{23} en la selección del rodamiento para la rueda conducida	149
Figura 3.75 Brazo sostén.....	150
Figura 3.76 Análisis de la deflexión máxima producida en el brazo sostén	150
Figura 3.77 Soporte superior del teclé	151
Figura 3.78 Análisis de la deflexión máxima producida en el soporte superior del teclé	152
Figura 3.79 Uniones emperradas entre el brazo sostén y el soporte superior del teclé	153
Figura 3.80 Guía antidescarrilamiento	155
Figura 3.81 Eje para la rueda de la guía antidescarrilamiento	155
Figura 3.82 Esquema de la rueda de la guía antidescarrilamiento	156
Figura 3.83 Esquema del eje para la rueda antidescarrilamiento sometida a la fuerza F, dimensiones [mm].....	156
Figura 3.84 Diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector del eje para la rueda de la guía antidescarrilamiento.	158
Figura 3.85 Rueda de la guía antidescarrilamiento	160
Figura 3.86 Diámetro, longitud de contacto de la rueda de la guía antidescarrilamiento	161
Figura 3.87 Resistencia a la fatiga por contacto de la rueda de la guía antidescarrilamiento	162
Figura 3.88 Reacciones obtenidas en el sistema inferior por la aplicación de la carga F	167
Figura 3.89 Puntos de aplicación de las reacciones en el sistema inferior	168
Figura 3.90. Cara lateral 3 con las reacciones a la que está sujeta.....	169

Figura 3.91 Diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector de la cara lateral 3.....	170
Figura 3.92 Dimensiones de la cara lateral 3	171
Figura 3.93 Cara lateral 4 con las reacciones a la que está sujeta.....	172
Figura 3.94 Deflexión que se produce en las caras laterales 3 y 4.....	173
Figura 3.95 Elementos que conforman el sistema de los rieles guías de elevación	174
Figura 3.96 Sistemas 1 -2 de las rieles guías de elevación	175
Figura 3.97 Momento generado por la aplicación de la carga F en la parte central de la estructura	176
Figura 3.98 Elementos de la estructura soporte a la canasta de elevación.....	177
Figura 3.99 Estructura soporte a la canasta de elevación resistiendo la carga F en los cinco puntos.....	178
Figura 3.100 Eje para la rueda A	178
Figura 3.101 Esquema de la rueda A con la fuerza aplicada	179
Figura 3.102 Esquema del eje para la rueda A sometida a la fuerza F, dimensiones [mm].....	179
Figura 3.103 Rueda A	182
Figura 3.104 Diámetro, longitud de contacto de la rueda A	183
Figura 3.105 Resistencia a la fatiga por contacto de la rueda A	184
Figura 3.106 Esfuerzo de Von Misses en el perfil UPN 65, cuando la canasta de elevación no se encuentra desplazada	185
Figura 3.107 Deflexión máxima en el perfil UPN 65, cuando la canasta de elevación no se encuentra desplazada	186
Figura 3.108 Estructura soporte a la canasta de elevación resistiendo la carga F en los cuatro puntos, cuando la canasta de elevación se encuentra desplazada 240 mm	186

Figura 3.109 Esfuerzo de Von Misses en el perfil UPN 65 con la canasta de elevación desplazada 240 mm.....	187
Figura 3.110 Deflexión máxima en el perfil UPN 65, cuando la canasta de elevación se encuentra desplazada	188
Figura 3.111 Viscosidad relativa en la selección del rodamiento para la rueda A	191
Figura 3.112 Viscosidad de servicio en la selección del rodamiento para la rueda A	192
Figura 3.113 Valor K1 en función del factor de esfuerzos estáticos f_s^* y del tipo de rodamiento en la selección del rodamiento de la rueda A	193
Figura 3.114 Valores de K2 en función del factor f_s^* en la selección del rodamiento de la rueda A	194
Figura 3.115 Factor a_{23} en la selección del rodamiento para la rueda A	194
Figura 3.116 Soporte inferior del tecele	195
Figura 3.117 Esfuerzo de Von Misses producida en el soporte inferior del tecele	196
Figura 3.118 Análisis de la deflexión máxima producida en el soporte inferior del tecele	196
Figura 3.119 Personal calificado realizando el proceso de pintura al autobús ...	197
Figura 3.120 Elementos de la canasta de elevación.....	198
Figura 3.121 Canasta de elevación constituida por barandillas, barras horizontales y rodapiés.	199
Figura 3.122 Aplicación de la F en el centro de la estructura de la canasta de elevación	199
Figura 3.123 Esfuerzo de Von Misses en el centro de la estructura de la canasta de elevación	200
Figura 3.124 Deflexión máxima en el centro de la estructura de la canasta de elevación	200

Figura 3.125 Puntos de soportes de la canasta de elevación.....	201
Figura 3.126 Eje para la rueda B.....	202
Figura 3.127 Esquema de la rueda B con la fuerza aplicada	202
Figura 3.128 Esquema del eje para la rueda B sometida a la fuerza F, dimensiones (mm).....	203
Figura 3.129. Rueda B	206
Figura 3.130 Diámetro, longitud de contacto de la rueda B	206
Figura 3.131 Resistencia a la fatiga por contacto de la rueda B	208
Figura 3.132 Tecla HSZ Type Chain Block 2 Ton.	209
Figura 3.133 Componentes del carrito portacables.....	210
Figura 3.134 Riel de aluminio y rodachin.....	211
Figura 3.135 Diseño de los soportes para los rieles de aluminio en el Tramo I .	212
Figura 3.136 Esfuerzo de Von Misses en los soportes para los rieles de aluminio n el Tramo I.....	212
Figura 3.137 Deflexión máxima en los soportes para los rieles de aluminio en el Tramo I.....	213
Figura 3.138 Deflexión máxima en el riel de aluminio del Tramo I.....	214
Figura 3.139 Componentes de la viga riel para el sistema de traslación horizontal inferior.....	214
Figura 3.140 Aplicación de la fuerza F en la viga riel para el sistema de traslación horizontal inferior.....	215
Figura 3.141 Esfuerzo de Von Misses en la viga riel para el sistema de traslación horizontal inferior.....	216
Figura 3.142 Deflexión máxima en la viga riel para el sistema de traslación horizontal inferior.....	216
Figura 3.143 Soporte de la viga carrilera soldado a la columna de la estructura exterior	217

Figura 3.144 Patrón de soldadura del soporte para la viga carrilera.....	218
Figura 3.145 Soldadura en las uniones de los perfiles IPE de las vigas carrileras	220
Figura 3.146 Sistema General de Traslación y Elevación	228
Figura 3.147 Personal designado a realizar el proceso de pintura al autobús, situado en el interior de la canasta de elevación elevada a una altura requerida.....	229
Figura 3.148 Pulsador de parada de emergencia.....	230
Figura 3.149 Tablero de control.....	230
Figura 3.150 Girando el interruptor de tres posiciones hacia la izquierda en el tablero de control.....	231
Figura 3.151 Pulsadores activos de la botonera, East y West.....	231
Figura 3.152 Persona destinada a realizar el proceso de pintura al autobús en el interior de la canasta de elevación, sujetándose a la estructura de la misma.	232
Figura 3.153 Pulsador de parada de emergencia desactivado.....	232
Figura 3.154 Pulsadores de la botonera	233
Figura 3.155 Pulsador de parada de emergencia activado	233
Figura 3.156 Girando el interruptor de tres posiciones hacia la derecha en el tablero de control y presionar el pulsador rojo.....	234
Figura 3.157 Botones activos del control remoto	234
Figura 3.158 Presionar el botón deseado para su traslación y volver a oprimir el mismo botón para que se detenga el sistema	235
Figura 3.159 Mecanismos del Sistema General de Traslación y Elevación	236

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Algunos valores de coeficientes de fricción	12
Tabla 2.2 Cuadro de valores de coeficientes de resistencia a la rodadura	15
Tabla 2.3 Cargas muertas típicas para algunos materiales comunes para edificios	17
Tabla 2.4 Algunas cargas vivas típicas uniformemente distribuidas	18
Tabla 2.5 Tratamiento térmico, Resistencias mínimas, Dureza Brinell de aleaciones de aceros comunes para fabricar ejes.	33
Tabla 2.6 Resistencia mínima a la tensión y a la fluencia del acero AISI 1045, laminado en caliente (HR) y estirados en frío (CD).	34
Tabla 3.1 Evaluación del peso específico de cada criterio.....	45
Tabla 3.2 Evaluación del peso específico del criterio: costo	46
Tabla 3.3 Evaluación del peso específico del criterio: funcionalidad.....	46
Tabla 3.4 Evaluación del peso específico del criterio: tamaño	46
Tabla 3.5 Evaluación del peso específico del criterio: ergonomía	47
Tabla 3.6 Evaluación del peso específico del criterio: fácil construcción y montaje	47
Tabla 3.7 Evaluación del peso específico del criterio: fiabilidad	47
Tabla 3.8 Evaluación del peso específico del criterio: innovación tecnológica ...	48
Tabla 3.9 Tabla de conclusiones	48
Tabla 3.10 Pesos del personal designados para el proceso de pintura	52
Tabla 3.11 Masas de los diferentes sistemas mecánicos y de la persona.....	53
Tabla 3.12 Valores de esfuerzo para miembros a compresión.....	73
Tabla 3.13 Comparación de la deflexión máxima con los perfiles IPE 180 e IPE 200	86

Tabla 3.14 Comparación de la deflexión máxima con los perfiles IPE 180 e IPE 200	91
Tabla 3.15 Masas de los diferentes elementos	92
Tabla 3.16 Factor de esfuerzo dinámico para el rodamiento de la chumacera ...	136
Tabla 3.17 Probabilidad de fallo por fatiga del rodamiento para la chumacera .	136
Tabla 3.18 Rodamiento FAG tipo S 16205.....	137
Tabla 3.19 Factor de esfuerzos dinámico para el rodamiento de la rueda conducida	143
Tabla 3.20 Probabilidad de fallo por fatiga del rodamiento para la rueda conducida	144
Tabla 3.21 Rodamiento FAG 6304 rígido de bolas	145
Tabla 3.22 Factor de esfuerzos dinámico para el rodamiento de la rueda de la guía antidescarrilamiento	164
Tabla 3.23 Probabilidad de fallo por fatiga del rodamiento para la rueda de la guía antidescarrilamiento	164
Tabla 3.24 Rodamiento FAG 6304 rígido de bolas	165
Tabla 3.25 Factor de esfuerzos dinámico para el rodamiento de la rueda A	189
Tabla 3.26 Probabilidad de fallo por fatiga del rodamiento para la rueda A	190
Tabla 3.27 Rodamiento FAG 6201 rígido de bolas	191
Tabla 3.28 Parámetros de los Tecles HSZ	209
Tabla 3.30 Costo de la estructura del sistema general de traslación y elevación	223
Tabla 3.31 Costo del sistema eléctrico para el sistema general de traslación y elevación	224
Tabla 3.32 Costos de mano de obra	225
Tabla 3.33 Costo directo total	226
Tabla 3.34 Costos de Materiales complementarios.....	226

Tabla 3.37 Costo total del Proyecto	228
Tabla 3.38 Cuadro de mantenimiento del Sistema General de Traslación y Elevación.....	236
Tabla 3.39 Partes sometidas a recambio del Sistema General de Traslación y Elevación.....	239

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA CANASTA DE ELEVACIÓN PARA
UNA PERSONA EN EL INTERIOR DE LA CABINA DE PINTURA DE
AUTOBUSES PARA LA FÁBRICA MIRAL AUTOBUSES**

Autor: Alex Yansapanta

Tutor: Ing. Mg. César Arroba

RESUMEN EJECUTIVO

El presente proyecto se desarrolló en la ciudad de Ambato en la fábrica ‘‘MIRAL AUTOBUSES’’, el interés por la fábrica por la construcción de esta canasta de elevación para una persona en el interior de la cabina radica en la necesidad de facilitar el proceso de pintura de los autobuses de esta manera mejorar la línea de producción de la fábrica.

Para el diseño de la canasta de elevación se realizó un estudio estadístico, en donde se determinó el peso máximo de la persona designada para el proceso de pintura al autobús, la canasta fue elevada junto con la persona utilizando un tecele manual. El Sistema General de Traslación y Elevación consta con los siguientes mecanismos: sistemas de traslación horizontal superior e inferior, el sistema de los rieles guías de elevación, la estructura soporte a la canasta de elevación y la canasta de elevación, para el diseño de los diversos elementos de cada mecanismo se emplea enunciados de diseño mecánico para resistir las cargas y esfuerzos que se presentan en los mismos. Se seleccionó un motorreductor para el respectivo funcionamiento del Sistema General, el mismo que se desplaza a lo largo del autobús.

La construcción y ensamble del Sistema General se lo realizó en las instalaciones de la fábrica utilizando los recursos económicos, materiales y humanos de la misma. El montaje del Sistema General, en donde la canasta de elevación forma parte se lo desarrolló en el interior de la cabina de pintura de la fábrica para proceder con su correcto funcionamiento de elevar y trasladar a la persona a lo largo del autobús.

Palabras clave: Elevación, tecele, motorreductor, ensamble.

TECHNICAL UNIVERSITY OF AMBATO
FACULTY OF CIVIL AND MECHANICAL ENGINEERING
CAREER OF MECHANICAL ENGINEERING
**DESIGN AND CONSTRUCTION OF AN ELEVATION BASKET FOR A
PERSON INSIDE THE BUS PAINT CABIN FOR THE MIRAL BUS
FACTORY**

Author: Alex Yansapanta

Tutor: Ing. Mg. César Arroba

EXECUTIVE SUMMARY

The project present was developed in the city of Ambato in the factory "MIRAL BUS", the interest in the factory for the construction of this lifting basket for a person inside the cabin lies in the need to facilitate the process of painting the buses in this way improve the production line of the factory.

For the design of the lifting basket a statistical study was carried out, where the maximum weight of the person designated for the painting process to the bus was determined, the basket was raised together with the person using a manual key. The General System of Translating and Lifting consists of the following mechanisms: upper and lower horizontal translation systems, the system of the lifting guide rails, the support structure for the lifting basket and the lifting basket, for the design of the various elements of each mechanism, mechanical design statements are used to resist the loads and stresses that occur in them. A gearmotor was selected for the respective operation of the General System, it's that moves along the bus.

The construction and assembly of the General System was carried out in the facilities of the factory using the economic, material and human resources of the same. The assembly of the General System, where the lifting basket is a part, was developed inside the paint booth of the factory to proceed with its correct operation to elevate and move the person along the bus.

Keyword: Elevation, click, gearmotor, assemble.

CAPÍTULO I

ANTECEDENTES

1.1 TEMA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA CANASTA DE ELEVACIÓN PARA UNA PERSONA EN EL INTERIOR DE LA CABINA DE PINTURA DE AUTOBUSES PARA LA FÁBRICA “MIRAL AUTOBUSES”.

1.2 ANTECEDENTES

1.3 JUSTIFICACIÓN

La fábrica “MIRAL AUTOBUSES” estimo la necesidad de construir una canasta de elevación para una persona en el interior de la cabina de pintura de autobuses, la misma que es de gran utilidad para facilitar el respectivo pintado de los autobuses y así mejorar la línea de producción de la fábrica.

En la fábrica se pintan autobuses para el servicio interprovincial, urbano, escolar e institucional, estos modelos de autobuses tiene diferentes dimensiones en su longitud y altura, requiriendo que el personal encargado del proceso de pintado utilice andamios que no facilita la posición adecuada para un correcto desarrollo de la aplicación de pintura. El personal calificado para el proceso de pintura varia en su altura de 1.60 m – 1.80 m y proporcionalmente las dimensiones de sus extremidades, siendo necesario para una correcta posición de la aplicación de pintura andamios de diferente altura, una solución integral para esta necesidad fue el diseño y construcción de una canasta de elevación para una persona en el interior de la cabina de pintura de autobuses.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 General

Diseñar y construir una canasta de elevación para una persona en el interior de la cabina de pintura de autobuses para la fábrica “Miral Autobuses”.

1.4.2 Específicos

- Diseñar la estructura en el exterior de la cabina de pintura en la que se ensamblará la canasta de elevación para la persona.
- Diseñar la canasta de elevación para una persona que cumplan con los requerimientos de seguridad personal.
- Construir y ensamblar la estructura en el exterior de la cabina y la canasta de elevación para la persona en el interior de la cabina de pintura de autobuses cumpliendo estándares de calidad establecidos en el proceso de diseño.
- Evaluar el funcionamiento de la canasta de elevación para una persona durante el proceso de aplicación de pintura en los diferentes modelos de autobuses que produce la fábrica.

CAPÍTULO II

FUNDTAMENTACIÓN

2.1 Investigaciones Previas

Dentro de las investigaciones realizadas se puede citar los siguientes proyectos:

“Diseño de un elevador para silla de ruedas a instalarse en un bus tipo de la ciudad de Quito” [1]

Proyecto fin de carrera, previo a la obtención del Título de Ingeniero Técnico Mecánico.

Disponible en Repositorio documental de la Escuela Politécnica Nacional:

<http://repositorio.uis.edu.co/jspui/bitstream/123456789/5691/2/119575.pdf>

Para el desarrollo del Proyecto se lleva a cabo el estudio comparativo y de ponderación de criterios de las necesidades de las personas con movilidad reducida que habitan en la ciudad de Quito, para posteriormente realizar los cálculos estructurales respectivos del prototipo en función de la carga a elevar y los esfuerzos a los que está sometido en su funcionamiento usual.

Las principales conclusiones del proyecto son:

Para el diseño de los componentes del elevador, se tomó en consideración la funcionalidad y la resistencia de los materiales, mediante un estudio a los mayores esfuerzos a los cuales van estar sujetos cada elemento.

Con la realización del proyecto, se pudo diagnosticar las condiciones escasas a las que están sujetas una parte de la población de la ciudad denominada “Personas con Movilidad Reducida”; del mismo modo las respectivas condiciones de seguridad que brindan en la actualidad los buses urbanos en la ciudad de Quito.

“Diseño de un elevador para personas en condición de discapacidad para el laboratorio de Investigación en Biomecánica y Robótica aplicada-PUCP” [2]

Proyecto, para optar el Título de Ingeniero Mecánico.

Disponible en Repositorio documental de Pontificia Universidad Católica del Perú.

<http://tesis.pucp.edu.pe/repositorio/handle/123456789/4930>

En este Proyecto contiene el diseño de un sistema de elevación para subir dos personas en condición de discapacidad con un peso aproximado en conjunto de 300 Kg desde el nivel del piso hacia una altura situada a 700 mm con respecto al nivel del piso. Para el respectivo diseño del sistema de elevación aplica la metodología para el diseño, según VDI 2225 (Norma Alemana), la cual describe el modelo de tecnología de elevación es la más eficiente para satisfacer el problema planteado.

Las principales conclusiones del proyecto son:

- Para alturas de elevación cortas y espacios reducidos la solución técnica, económica preferible es la implementación de un sistema de elevación del tipo tijeral.
- Para el respectivo diseño del sistema de elevación, los materiales empleados resisten las cargas máximas consideradas en el diseño (con un factor de seguridad $FS=3$) protegiendo la seguridad de las personas quienes se ubicaran sobre del sistema de elevación.

“Diseño y construcción de un elevador para la Facultad de Mecánica” [3]

Proyecto, previo a la obtención del Título de Ingeniero Mecánico.

Disponible en Repositorio Institucional de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

<http://dspace.esPOCH.edu.ec/handle/123456789/3521>

El enfoque principal de este proyecto es diseñar y construir un elevador para personas con movilidad reducida para su accesibilidad a la planta número dos del edificio de la Facultad de Mecánica. Para el diseño del sistema de elevación, la opción más óptima fue el sistema de tracción por cable, el mismo que utiliza un sistema de enrollamiento de orden del 80% en el rendimiento mecánico, además es confortable para su respectiva instalación para elevadores de carga mediana y grande.

Las principales conclusiones del proyecto son:

- El sistema estructural del elevador está constituido por una estructura de acero acorde a las especificaciones que debe resistir los materiales empleados, para un análisis de mayores esfuerzos.
- Para la protección de las personas, en el posible caso de fallar el sistema de elevación (rotura de cables de tracción del ascensor), se implementó la protección mecánica del ascensor (el paracaídas de rotura).

2.2 Fundamentación Teórica

2.2.1 Descripción de los elevadores

Un elevador es un sistema o máquina de transporte que sirve con un solo propósito de elevar o levantar cargas en una trayectoria definida vertical, estas cargas pueden ser humanas o materiales. Para izar la carga se emplean jaulas, plataformas (denominadas cabinas), las mismas se desplazan sobre guías rígidas en la dirección establecida vertical. El elevador está constituido por elementos mecánicos, eléctricos y electrónicos que operan simultáneamente para obtener un medio seguro de movilidad. [2]

Los elevadores son empleados para ascender o descender en un designado ambiente de trabajo. En la figura 2.1 podemos apreciar un tipo de elevador clásico para el transporte de personas. [2]



Figura 2.1 Elevador clásico para personas

(Fuente: [2])

2.2.2 Diferencia entre un elevador y ascensor

2.2.2.1 Elevador

Sistema o máquina de transporte utilizado para izar, bajar o desplazar mercancías en almacenes, personas, construcciones, etc. La principal diferencia con un ascensor es el mantenimiento y la velocidad. [2]

2.2.2.2 Ascensor

Sistema o máquina de transporte en donde la energía requerida para la elevación de la respectiva carga se transfiere por la bomba con un motor de accionamiento eléctrico que difunde un líquido hidráulico hacia un cilindro que se ejecuta directa o indirectamente sobre la carga. [2]

2.2.3 Clasificación de los mecanismos de elevación más utilizados

En el presente proyecto clasificaremos a los mecanismos de elevación de acuerdo al tipo de carga u objeto para realizar su trabajo (elevación), ésta clasificación es:

2.2.3.1 Elevadores de carga

Este tipo de elevadores son conocidos como montacargas o carretillas industriales de elevación se emplean para el traslado y manipulación de cargas en locales y en instalaciones exteriores, su maniobrabilidad debe ser de forma correcta evitando así causar accidentes, por consiguiente es primordial la formación del operador para respetar las normas de seguridad y circulación. En la figura 2.2 se aprecia este tipo de elevador. [2]



Figura 2.2. Elevador de carga

(Fuente: [2])

2.2.3.2 Elevadores de pasajeros

Estos elevadores son conocidos como ascensores, que consiste en un sistema o máquina de transporte vertical, diseñado para trasladar personas o bienes de un lugar a otro entre diferentes alturas. El ascensor puede ser empleado para ascender o descender en una edificación o en una construcción profunda. [3]



Figura 2.3. Elevador de pasajeros

(Fuente: [3])

2.2.3.3 Elevadores de carga y pasajeros

Los elevadores de carga y pasajeros (figura 2.4) son destinados para el traslado de cargas y personas de acuerdo al menester que lo requieran en el lugar que se lo emplee. Estos tipos de elevadores son usualmente empleados en fábricas industriales, en locales pequeños y laboratorios. [3]



Figura 2.4. Elevador de carga y pasajeros

(Fuente: [3])

2.2.4 Tecnologías de elevación

En el mundo industrial existen diferentes tipos de mecanismos de elevación, los mismos difieren en base al tipo de aplicación final que se les otorgue. Entre las principales tecnologías de elevación tenemos:

2.2.4.1 Elevadores hidráulicos

Los elevadores hidráulicos (figura 2.5) se fundamentan en el principio para obtener un trabajo requerido para mover un objeto es el producto de la fuerza por la distancia que recorre el objeto. El elevador hidráulico emplea un líquido incompresible para transferir la fuerza, accediendo a que la pequeña fuerza aplicada a lo largo de una gran distancia resulte el mismo efecto que una gran fuerza aplicada a lo largo de una distancia pequeña. [4]

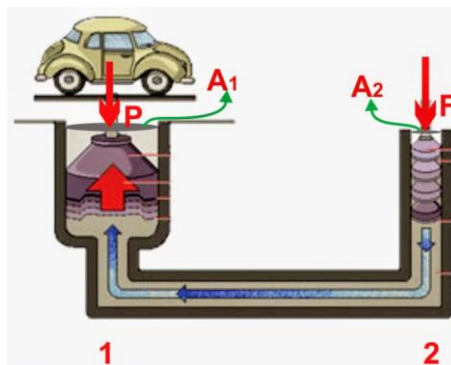


Figura 2.5. Elevador hidráulico

(Fuente: [4])

2.2.4.2 Plataformas elevadoras

La plataforma elevadora (figura 2.6) es un conjunto de sistemas mecanismos diseñados para ejecutar un trabajo (elevación) en diferentes alturas.

De acuerdo a la NTP 634, la plataforma elevadora móvil de personal (PEMP) es una máquina móvil determinada para desplazar personas y reducidas herramientas hasta una ubicación de trabajo, con una única y definida ubicación de entrada y salida de la plataforma; formada por una plataforma de trabajo, una estructura extensible y un chasis. [5]

En general las plataformas elevadoras son empleadas en trabajos industriales a altura, que requieren de libertad de movimiento.



Figura 2.6. Plataforma elevadora

(Fuente: [5])

2.2.4.3 Tecles

Los tecles son elementos mecánicos que se los utilizan fundamentalmente en las naves industriales para realizar la operación de levantar objetos para poder trasladarlos de un sitio a otro sin realizar un mayor esfuerzo. Los tecles primordiales que podemos encontrar en el mercado industrial son: tecles tipo Ratchet o Señorita de cadena, tecles manuales de cadena (figura 2.7) y tecles eléctricos de cadena, este tecele es utilizado para izar cargas verticales de hasta 10 toneladas. [6]



Figura 2.7. Tecele manual de cadena

(Fuente: [6])

2.2.4.4 Elevadores para personas con condición de discapacidad

Este modelo de elevadores (figura 2.8) se los utiliza para el transporte de personas en condición de discapacidad física o que padecen de algún tipo de lesión, el empleo de estos elevadores admiten el acceso con facilidad a zonas con cierta altura. [6]



Figura 2.8. Elevador para persona con condición de discapacidad

(Figura: [6])

2.2.5 Fuerzas de Fricción

El movimiento de un objeto sobre una superficie o mediante un ámbito viscoso como aire, agua, existe una resistencia al movimiento porque el objeto interactúa con su entorno, a esta resistencia se le denomina fuerza de fricción. [7]

Al momento de jalar un bote de basura, el sentido de la fuerza de fricción f entre el bote y un plano rugoso es opuesto al sentido de la fuerza aplicada F , para este caso las dos superficies son rugosas y el contacto se desarrolla en algunos puntos "vista amplificada". En la figura a) para el caso de pequeñas fuerzas aplicadas, la magnitud de la fuerza de **fricción estática** es igual a la magnitud de la fuerza aplicada. En la figura b) la magnitud de la fuerza aplicada, supera la magnitud de la fuerza máxima de fricción estática, quedando libre el bote de basura, en este caso la fuerza ejercida es mayor que la fuerza de **fricción cinética** y el bote puede acercarse hacia la derecha. En la figura 2.9, en el literal c) apreciamos la gráfica de la fuerza de fricción en función de la fuerza aplicada, $f_{s,máx} > f_k$. [7]

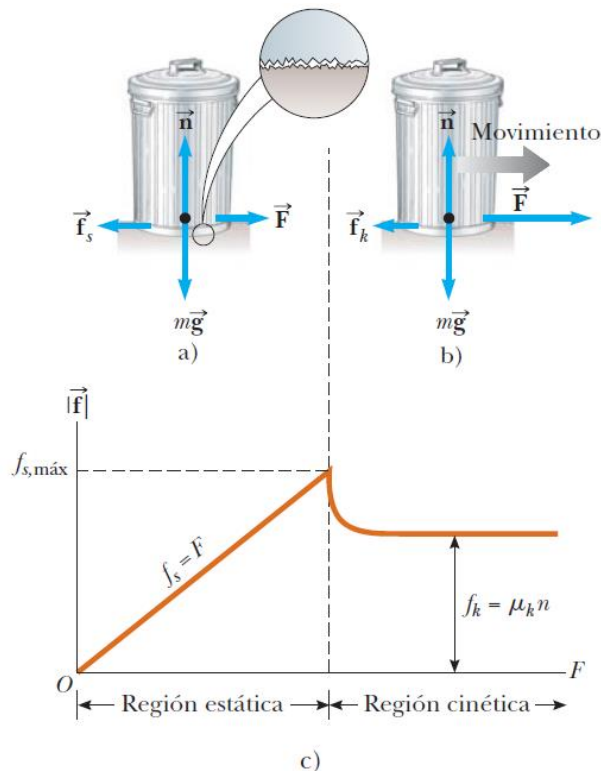


Figura 2.9 Dirección de la fuerza de fricción

(Fuente: [7])

La magnitud de la fuerza de **fricción estática** entre cualesquiera dos superficies cualesquiera en contacto tienen los valores:

$$f_s \leq u_s n \quad [7]$$

Donde:

u_s : Coeficiente de fricción estática

n : Magnitud de la fuerza normal, que ejerce una superficie sobre otra

La igualdad de la ecuación antes citada, se cumple cuando las superficies están a punto de deslizarse $f_s = f_{s,máx} = u_s n$, llamándose movimiento inminente. La desigualdad se cumple cuando las superficies no están a punto de deslizarse.

La magnitud de la fuerza de **fricción cinética** que actúa entre dos superficies es:

$$f_k \leq u_k n \quad [7]$$

Donde:

u_k : Coeficiente de fricción cinética

n : Magnitud de la fuerza normal, que ejerce una superficie sobre otra

Los valores: u_s y u_k dependen de la naturaleza de las superficies, comúnmente u_k es menor que u_s . Los valores típicos están entre: 0.03 a 1.0, en tabla 2.1 se indica algunos valores:

Tabla 2.1 Algunos valores de coeficientes de fricción

Descripción	u_s	u_k
Hule sobre concreto	1,0	0,8
Acero sobre acero	0,74	0,57
Aluminio sobre acero	0,61	0,47
Vidrio sobre vidrio	0,94	0,4
Cobre sobre acero	0,53	0,36
Madera sobre madera	0,25-0,5	0,2
Madera encerada sobre nieve húmeda	0,14	0,1
Madera encerada sobre nieve seca	-	0,04
Metal sobre metal (lubricado)	0,15	0,06
Teflón sobre teflón	0,04	0,04
Hielo sobre hielo	0,1	0,03
Articulación sinovial en humanos	0,01	0,003

(Fuente: [7])

2.5.6 Resistencia a la rodadura

Cuando un cuerpo rueda sobre una superficie se presenta resistencia a la rodadura, dando lugar a que éstos cuerpos se deformen. [8]

La diferencia entre coeficiente de rodadura y coeficiente de rozamiento es que este último se refiere a dos superficies que deslizan o resbalan una sobre otra, mientras que en el coeficiente de rodadura no se produce tal resbalamiento entre la rueda y la superficie sobre la que rueda, reduciendo de esta manera la resistencia al movimiento. [8]

Al rodar un cuerpo sobre una superficie ocasiona deformaciones (figura 2.10) el cuerpo debe vencer el impedimento que se le presenta por delante y que impide su rodadura. [8]

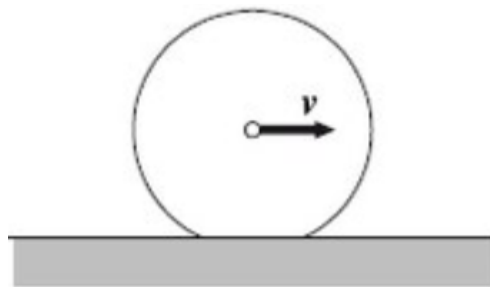


Figura 2.10 Deformación en la generatriz de apoyo

(Figura: [8])

Cuerpos rígidos (ideales)

Con la superficie es horizontal, las fuerzas que actúan sobre el cilindro son: P (peso) y N (reacción normal del plano); aplicamos una fuerza F en el eje del cilindro, paralela al plano y perpendicular al eje, se crea una fuerza de rozamiento, f en A, de sentido contrario a la fuerza aplicada F, por consiguiente el momento de la fuerza de rozamiento respecto al eje del cilindro, $M = f * R$ produce el giro del cilindro alrededor de su eje.

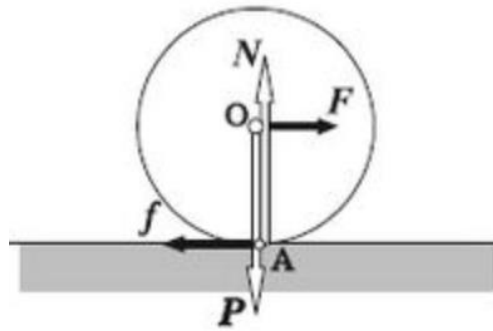


Figura 2.11 Rodadura de un cuerpo indeformable sobre un pavimento indeformable

(Figura: [8])

Cuerpos deformables (reales)

El contacto se desarrolla a lo largo de una estrecha banda A'A'' (figura 11) generando reacciones en los apoyos, con estas reacciones aparece un par que se opone a la rodadura, por lo que en cada momento el cuerpo debe rotar sobre la generatriz que pasa por A' para lograr rodar superando el obstáculo, lo que corresponde a considerar desplazada la línea de acción de la reacción normal N una distancia, u_r

El par de resistencia a la rodadura es:

$$M_{res} = u_r * N \quad [8]$$

El par aplicado o de arranque es:

$$M_{apl} = R * F \quad [8]$$

Para empezar la rodadura, el par de aplicación debe ser mayor que el par resistente:

$$M_{apl} \geq M_{res} \Rightarrow R * F \geq u_r * N \quad [8]$$

El cuerpo rodará si la fuerza mínima requerida para el arranque es:

$$F \geq \frac{u_r * N}{R} = C_{rr} * N \quad [8]$$

Donde:

F = Fuerza mínima para el arranque

u_r = Coeficiente de resistencia a la rodadura

$N =$ Reacción normal al plano

$R =$ Radio del cuerpo

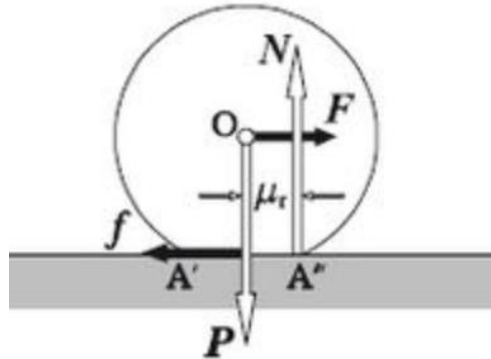


Figura 2.12 Rodadura de un cuerpo deformable sobre un pavimento indeformable

(Figura: [8])

La magnitud adimensional:

$$C_{rr} = \frac{u_r}{R} [8]$$

$C_{rr} =$ Coeficiente de rodadura

El coeficiente de rodadura, C_{rr} presenta valores muy inferiores comparados con los coeficientes de rozamiento por deslizamiento (estático y cinético).

En la tabla 2.2 se muestra valores de coeficientes de resistencia a la rodadura.

Tabla 2.2 Cuadro de valores de coeficientes de resistencia a la rodadura

Crr	ur	Descripción
0,0002 a 0,0010	0,5 mm	Rueda de ferrocarril sobre rieles de acero
	0,1 mm	Rodamientos de bolas en acero sobre acero
0,0025		Neumáticos especiales Michelin para automóvil solar/ecomarathon
0,005		Rieles estándar de tranvía
0,0055		Neumáticos BMX de bicicleta usados para automóviles solares

0,006 a 0,01		Neumáticos de automóvil de baja resistencia y neumáticos de camión sobre carretera lisa
0,010 a 0,015		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre losas de piedra
0,02		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre hormigón
0,030 a 0,035		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre alquitrán o asfalto
0,055 a 0,065		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre hierba, barro y arena
0,3		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre hierba, barro y arena

(Fuente: [8])

La condición requerida para que haya rodadura sin deslizamiento es:

$$\frac{u_r}{R} \leq u \quad [8]$$

Donde:

$u_r =$ *Coeficiente de resistencia a la rodadura*

$u =$ *Coeficiente de rozamiento para deslizamiento*

2.2.6 Cargas

Un diseñador de estructuras metálicas debe enfrentar su labor más importante y difícil la cual consistente en la estimación exacta de las cargas que recibirá una estructura en el trayecto de su vida útil. Una vez estimado las respectivas cargas es indispensable investigar las combinaciones más desfavorables que puedan suceder en un momento dado. [9]

Las cargas son fuerzas y otros hechos resultantes del peso de todos los materiales de construcción, pertencias, ocupantes, consecuencias medioambientales y restricciones a las modificaciones dimensionales y de ejecución. [9]

Atendiendo al carácter y duración las cargas aplicadas a una estructura pueden clasificarse en: cargas muertas, cargas vivas y cargas ambientales.

2.2.6.1 Cargas Muertas

Las cargas muertas son aquellas de magnitud constante que permanecen fijas en una sola posición, en un mismo lugar. Estas cargas incorporan el propio peso de la estructura, así como otras cargas permanentemente unidas a ella. Un ejemplo claro es la de un edificio con una estructura de acero, las cargas muertas se deben a: la estructura misma, los pisos, los muros, el techo, la plomería, etcétera. [9]

Los pesos aproximados de ciertos materiales utilizados para pisos, muros y plafones se muestran en la tabla 2.3.

Tabla 2.3 Cargas muertas típicas para algunos materiales comunes para edificios

Materiales comunes para edificios	Cargas
Concreto reforzado	150 lb/pie ³
Acero estructural	490 lb/pie ³
Concreto simple	145 lb/pie ³
Muros divisorios simples de acero	4 lb/pie ²
Emplaste sobre concreto	5 lb/pie ²
Cielo raso colgante	2 lb/pie ²
Fieltro de 5 capas y grava	6 lb/pie ²
Piso de madera dura (7/8 plg)	4 lb/pie ²
Pisos de madera dobles de 2 x 12 x 16 plg	7 lb/pie ²
Montantes de madera con ½ plg de yeso en cada lado	8 lb/pie ²
Media citara de ladrillo de arcilla (4 plg)	39 lb/pie ²

(Fuente: [9])

2.2.6.2 Carga Vivas

Las cargas vivas son aquellas que pueden modificar su posición y magnitud. Se denominan cargas móviles aquellas que se mueven bajo su propio impulso, como camiones, grúas, personas, etcétera y se denominan cargas movibles aquellas que pueden ser desplazadas, como muebles, materiales en un almacén etcétera. [9]

Determinadas cargas vivas típicas que ejercen sobre estructuras de edificios se presentan en la tabla 2.4.

Tabla 2.4 Algunas cargas vivas típicas uniformemente distribuidas

Tipos de edificios	Cargas vivas (lb/pie²)
Edificios de apartamentos	
Habitaciones	40
Salones públicos	100
Comedores y restaurantes	100
Garajes (automóviles únicamente)	40
Gimnasios, pisos principalmente y balcones	100
Edificios de oficinas	
Vestíbulos	100
Oficinas	50
Escuelas	
Salones de clase	40
Corredores en primer nivel	100
Corredores en pisos superiores	80
Bodegas	
Material ligero	125
Material pesado	250
Almacenes (menudeo)	
Primer nivel	10
Otros pisos	75

(Fuente: [9])

2.2.6.3 Cargas Ambientales

Las cargas ambientales son aquellas ocasionadas por el ambiente en la que se sitúa la estructura. En lo concerniente a un edificio, las cargas ambientales son ocasionadas por la lluvia, el viento, la nieve, la temperatura y los sismos; éstas también son cargas vivas, sin embargo son el resultado del ambiente en que se localiza la estructura. [9]

2.2.7 Perfiles usados como vigas

Las secciones más económicas que resultan al emplearse como vigas son los perfiles W, que han sustituido en esta utilidad a las canales y a las secciones S. Los perfiles W en sus patines tienen consolidado un elevado porcentaje de acero comparado con las vigas S, por esta razón tienen superiores momentos de inercia y

momentos resistentes para un mismo peso. Los perfiles W son parcialmente anchos y poseen una apreciable rigidez lateral. [9]



Figura 2.13 Puente Avenida Harrison en Beaumon, TX. (Cortesía de Bethlehem Steel Corporation)

(Fuente: [9])

La vigueta de acero de alma abierta o vigueta de barras es otro tipo de viga utilizada usualmente para soportar losas de piso y techo, en realidad es una ligera armadura de cuerdas paralelas, son muy económicas para cargas ligeras y grandes claros.

2.2.8 Perfiles usados para columnas

Los perfiles usados para columnas deben resistir con seguridad una carga de compresión en una estructura. Las soluciones posibles están condicionadas por el tipo de secciones disponibles, por problemas de conexión y el tipo de estructura en donde se va a usar la sección. Las secciones empleadas para elementos a compresión, generalmente son similares a los utilizados para elementos a tensión con diferentes excepciones. Las excepciones las provoca la acción de que las resistencias de los miembros a compresión varían en cierta relación inversa con las relaciones de esbeltez, requiriendo miembros rígidos. [9]

Las placas, barras y varillas particulares son comúnmente demasiado esbeltas para trabajar en forma productiva como miembros a compresión, a menos que sean muy cortas y reciban carga pequeña. [9]

Las secciones que han resultado productivas para ciertas condiciones se muestran en la figura 2.14, donde los canales sencillos d) no son productivas como miembros

a compresión debido a su pequeño radio de giro, los perfiles W e) son los más usuales para miembros a compresión de puentes carreteros y para columnas de edificios.

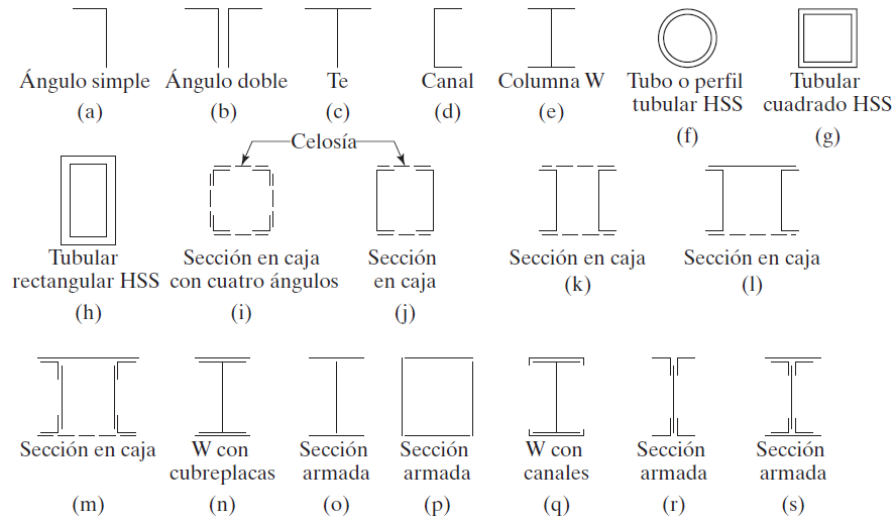


Figura 2.14 Tipos de miembros a compresión

(Fuente: [9])

2.2.9 Perfil IPE

El perfil IPE, o doble T de cars paralelas es un producto laminado con una sección en forma de I, designada doble T. Las superficies exteriores e interiores de las alas son paralelas entre ellas y perpendiculares al alma, las alas tienen un espesor constante. Las uniones entre las superficies del alma y las superficies interiores de las alas son redondeadas y las aristas de las alas son vivas. [10]

Estos perfiles se denota con las letras IPE, acompañadas de un número que indica la altura del perfil (h), expresada en milímetros.

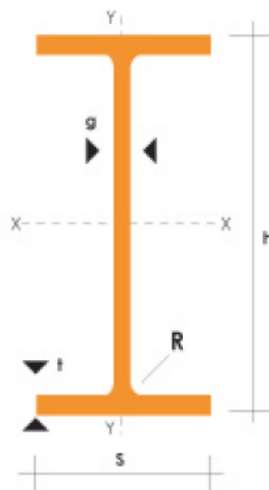


Figura 2.15 Vigas IPE

(Fuente: [10])

2.2.9.1 Aplicación del Perfil IPE

Los perfiles IPE se emplean en la fabricación de elementos estructurales: vigas, columnas, etc, las mismas que están sometidas a cargas de flexión o compresión, en algunos casos torsión.

Su utilización es común en la construcción de grandes edificaciones y sistemas estructurales de gran amplitud, soporte de polipasto en puentes grúas o tecles, en la fabricación de estructuras metálicas para puentes, barcos, almacenes, etc. [10]

2.2.10 Placas base para columnas cargadas concéntricamente

El esfuerzo de diseño por compresión en una zapata de mampostería o de concreto es demasiado menor al perteneciente a la base de acero de una columna. La columna de acero se apoya sobre la zapata, las cargas de la columna deben distribuirse en un área suficientemente requerida para impedir la sobrecarga de la zapata, para lo cual se implemente una placa base de acero debajo de la columna, la misma que será encargada de transmitir las cargas provenientes de la columna hacia un área fundamental grande del cimiento localizada debajo de la placa base. [11]

Para la unión de las placas bases con las columnas de acero, se pueden soldar directamente o unirse mediante el empleo de una oreja de ángulo remachada o soldada. En la figura 2.16; literal a), podemos apreciar la unión de la placa base

con la columna soldada directamente, en el literal b), observamos la conexión de la columna a la zapata con pernos de anclaje que traspasan a las orejas de ángulo soldadas a las columnas. [11]

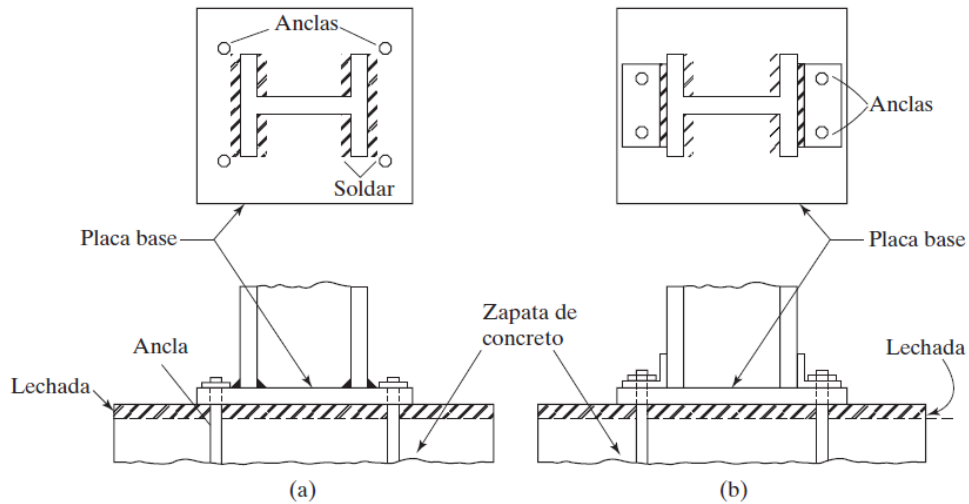


Figura 2.16 Placas bases para columnas

(Fuente: [11])

2.2.11 Placas base con pequeños momentos

El diseño se relaciona con la excentricidad equivalente e , igual al momento M_u dividido por la fuerza axial de la columna P_u . Para pequeñas excentricidades, la fuerza axial es resistida por el cojinete únicamente, para grandes excentricidades, es necesario utilizar barras de anclaje. [11]

En la siguiente figura se ilustra la fuerza de apoyo resultante, definida por el producto qY

$$q = f_p * B \quad [11]$$

Donde:

f_p = Tensión de apoyo entre la placa y el hormigón

B = anchura de la placa base

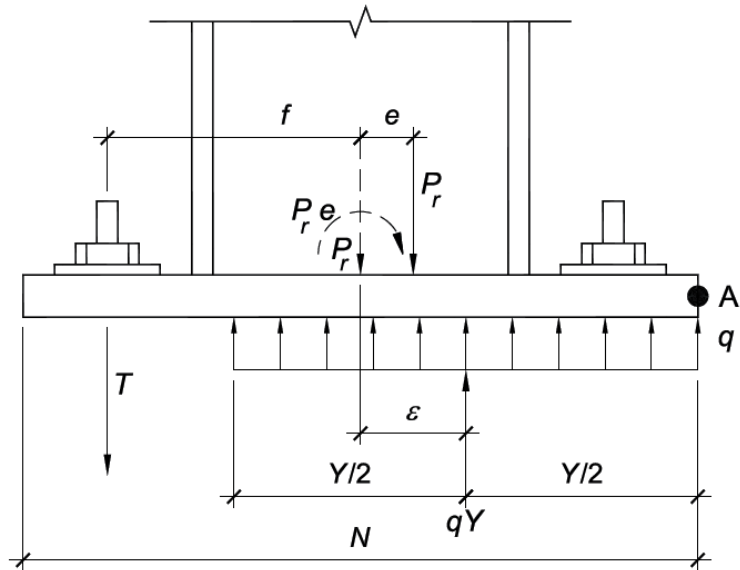


Figura 2.17 Placas base con pequeños momentos

(Fuente: [11])

La fuerza actúa en el punto medio del área de apoyo, ó $Y/2$ a la izquierda del punto A. La distancia de la resultante a la derecha del centro de la línea de la placa es:

$$\varepsilon = \frac{N}{2} - \frac{Y}{2}$$

La dimensión Y decrece, ε aumenta, Y alcanzará su valor más pequeño cuando q alcanza su máximo valor:

$$Y_{\text{mín}} = \frac{P_r}{q_{\text{máx}}}$$

Donde:

$$q = f_{p(\text{máx})} * B$$

La ubicación de la fuerza de apoyo resultante muestra que ε alcanza su máximo valor cuando Y es mínimo.

$$\varepsilon_{\text{máx}} = \frac{N}{2} - \frac{Y_{\text{mín}}}{2} = \frac{N}{2} - \frac{c}{2q_{\text{máx}}}$$

Para el equilibrio momentáneo, la línea de acción de la carga aplicada, P_u y la de la fuerza portadora, qY deben coincidir: $e = \varepsilon$

Si la excentricidad:

$$e = \frac{M_r}{P_r}$$

El valor crítico de la excentricidad de la combinación de carga es:

$$e_{crit} = \varepsilon_{mán} = \frac{N}{2} - \frac{P_r}{2q_{mán}} [12]$$

Analizando las configuraciones de carga y placa, para el caso de $e \leq e_{crit}$, no habrá tendencia a volcarse, no se necesita de barras de anclaje para el equilibrio momentáneo y se considerará que la combinación de fuerzas tiene un momento pequeño, para el caso de $e > e_{crit}$, el equilibrio momentáneo no puede ser mantenido únicamente por el rodamiento solo y las barras de anclaje son necesarios, estas combinaciones de carga axial y momento se denominan casos de gran momento (diseño de placas con grandes momentos). [11]

Estrés del cojinete de hormigón

La tensión de apoyo del hormigón esta uniformemente distribuida sobre el área YxB . Para el caso de $e = \varepsilon$, la ecuación siguiente proporciona una expresión para la longitud del cojinete área, Y :

$$\varepsilon = \frac{N}{2} - \frac{Y}{2}$$

Por lo tanto:

$$Y = N - (2)(e)$$

La tensión de apoyo puede definirse como:

$$q = \frac{P_r}{Y}; \text{ a partir del cual: } f_p = \frac{P_r}{BY}$$

Para la condición: $e = \varepsilon_{crit}$, la longitud de apoyo Y , obtenida mediante el uso de las ecuaciones anteriores es:

$$Y = N - (2) \left(\frac{N}{2} - \frac{P_r}{2q_{mán}} \right) = \frac{P_r}{q_{mán}} [11]$$

Límite de flexión de la placa base en el rodamiento interfaz

La presión del cojinete entre el hormigón y la placa base ocasionará flexión en la placa base de longitud del voladizo m , para el caso de flexión del eje fuerte y longitud del voladizo n , para el caso de flexión del eje débil.

La tensión del rodamiento f_p (ksi), para la flexión del eje fuerte, se calcula como:

$$f_p = \left(\frac{P_r}{BY} \right) = \frac{P_r}{B(N-2e)} \quad [11]$$

2.2.12 Deflexiones en Vigas

Las cargas de flexión aplicadas a una viga causan que se flexione en una dirección perpendicular a su eje. Una viga recta en su origen se deformará y su forma será ligeramente curva, el factor crítico es la deflexión máxima de la viga, o su deflexión en determinados lugares. [13]

Los ejes rotatorios, los ejes fijos, las palancas, las manivelas, las ruedas, las ménsulas, y otros elementos son considerados como vigas para el diseño y análisis de estructuras y sistemas mecánicos. [14]

2.2.12.1 Métodos para calcular la deflexión en vigas

Las ecuaciones citadas a continuación son el principio para relacionar la intensidad de la carga q , el cortante vertical V , el momento flexionante M , la pendiente de la superficie neutra θ y la deflexión transversal y .

$$\frac{q}{EI} = \frac{d^4y}{dx^4}$$

$$\frac{V}{EI} = \frac{d^3y}{dx^3}$$

$$\frac{M}{EI} = \frac{d^2y}{dx^2}$$

$$\theta = \frac{dy}{dx}$$

$$y = f(x)$$

La intensidad de carga comúnmente se establece en zonas contiguas escalonadas, para lo cual las ecuaciones citadas anteriormente se integran con grados cambiantes de dificultad. En la actualidad existen varias técnicas que se utilizan para resolver

el problema de integración de la deflexión en vigas, algunos de los métodos populares son: [14]

- Superposición
- Método de área-momento
- Funciones de singularidad
- Integración numérica

Cálculo de la deflexión en vigas por superposición

Existen casos de carga simple y condiciones de frontera que han sido solucionados, por la misma razón sus resultados están disponibles. En el **anexo L** se facilita un número definido de casos. La superposición soluciona la intención de cargas combinadas sobre una estructura en base a la determinación de los efectos de cada carga por separado y sumando algebraicamente los resultados. [15]

En la figura 2.18 se ilustra el uso del método de superposición.

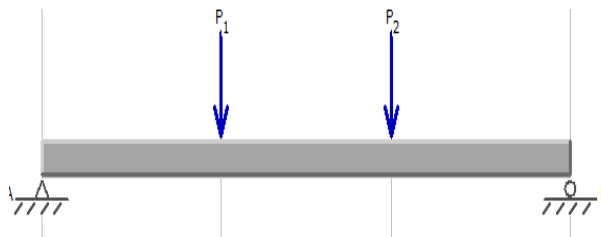


Figura 2.18 Viga sometida a carga uniforme y cargas idénticas en apoyos simples

(Fuente: [11])

Donde:

$$P_1 = P_2 = \text{Carga aplicada}$$

Considere la viga soportando las dos cargas, utilizando el método de superposición se determinará las reacciones y la deflexión como una función de x .

Cada tipo de carga lo consideramos por separado, es admisible superponer las vigas 7 y 9 de la tabla A-9 del Anexo K.

Viga 7:

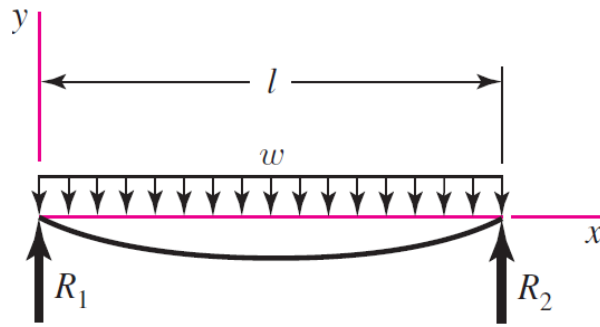


Figura 2.19 Carga uniforme en apoyos simples

(Fuente: [11])

Para el cálculo de las reacciones, la cortante vertical V , el momento flexionante M .

$$R_1 = R_2 = \frac{wl}{2}$$

$$V = \frac{wl}{2} - wx$$

$$M = \frac{wl}{2}(l - x)$$

$$y = \frac{wx}{24EI}(2lx^2 - x^3 - l^3)$$

$$y_{\text{máx}} = -\frac{5wl^4}{384EI} \quad [15]$$

Viga 9:

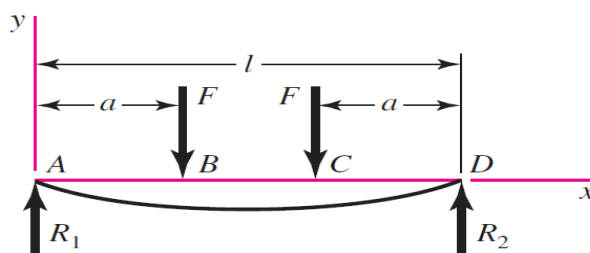


Figura 2.20. Cargas idénticas en apoyos simples

(Fuente: [11])

Para el cálculo de las reacciones, la cortante vertical V , el momento flexionante M .

$$R_1 = R_2 = F$$

$$V_{AB} = F; V_{BC} = 0; V_{CD} = -F$$

$$M_{AB} = Fx; M_{BC} = Fa; M_{CD} = F(l - x)$$

$$y_{AB} = \frac{F * x}{6 * E * I} (x^2 + 3a^2 - 3 * l * a)$$

$$y_{BC} = \frac{F * a}{6 * E * I} (3x^2 + a^2 - 3 * l * x)$$

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{F*a}{24*E*I} (4a^2 - 3l^2) [15]$$

Donde:

R_1 y R_2 = Reacciones

a = Distancia existente entre el apoyo A y la fuerza F

w = Peso propio de la viga

x = Distancia a la cual se desea calcular

l = Longitud de la viga

F = Fuerza aplicada en algún punto de la viga

E = Módulo de elasticidad o módulo de Young del material

I = Momento de inercia con respecto al eje x

Para obtener la deflexión en una función de x o la deflexión máxima se procederá a sumar las respectivas deflexiones obtenidas por separado para cada tipo de carga.

2.2.14 Diseño de ejes para el esfuerzo

Ubicaciones críticas

Estas ubicaciones se localizan en el área exterior, en ubicaciones axiales donde el momento flexionante es grande, donde el par de torsión está presente y donde existen concentraciones de esfuerzo, en las áreas exteriores el esfuerzo cortante debido a torsión será mayor. [15]

Esfuerzos en ejes

En los componentes medios, alternantes están presentes los esfuerzos de flexión, torsión o axiales; para su respectivo análisis es adecuadamente simple combinar los diferentes tipos de esfuerzos en esfuerzos de von Mises alternantes y medios. Los esfuerzos fluctuantes debidos a la flexión y la torsión son: [15]

$$\sigma_a = K_f \frac{M_a c}{I} \quad \sigma_m = K_f \frac{M_m c}{I}$$

$$\tau_a = K_{fs} \frac{T_a c}{J} \quad \tau_m = K_{fs} \frac{T_m c}{J}$$

Donde:

M_m y M_a = momentos flexionantes medio y alternate

T_m y T_a = pares de torsión medio y alternante

K_f y K_{fs} = factores de concentración de esfuerzos por fatiga de la flexión y la torsión

Para un eje sólido con un área transversal redonda, introducimos términos geométricos para: c , I y J .

$$\sigma_a = K_f \frac{32M_a}{\pi d^3} \quad \sigma_m = K_f \frac{32M_m}{\pi d^3}$$

$$\tau_a = K_{fs} \frac{16T_a}{\pi d^3} \quad \tau_m = K_{fs} \frac{16T_m}{\pi d^3}$$

Estos esfuerzos se combinan con la teoría de falla por energía de distorsión, obteniendo los siguientes esfuerzos de von Mises para ejes redondos, giratorios y sólidos:

$$\sigma_a' = (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{1/2} = \left[\left(\frac{32K_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} \tau_a}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_m' = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{1/2} = \left[\left(\frac{32K_f M_m}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} \tau_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Las teorías de falla por energía de distorsión son las siguientes:

Soderberg:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n} \quad [15]$$

Gooman modificada:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad [15]$$

Gerber:

$$\frac{n\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{n\sigma_m}{S_{ut}} \right)^2 = 1 \quad [15]$$

ASME-elíptica

$$\left(\frac{n\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{n\sigma_m}{S_y}\right)^2 = 1 \quad [15]$$

Donde:

S_e = Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

S_{ut} = Resistencia a la tensión

S_y = Resistencia a la fluencia

n = Factor de diseño o factor de seguridad

En la figura 2.21 se ilustra el diagrama de fatiga de las teorías de falla por energía de distorsión.

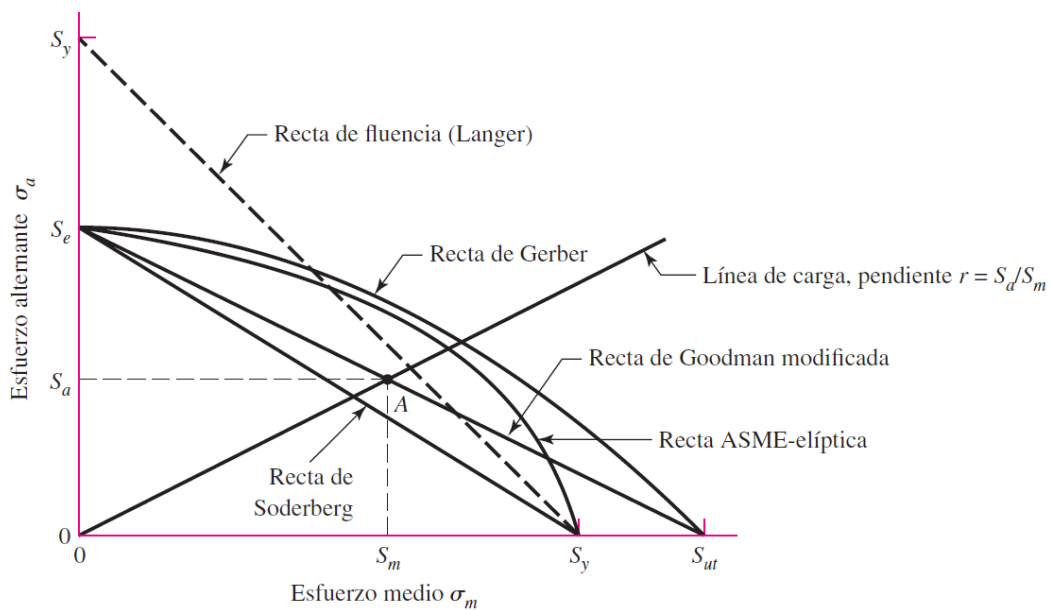


Figura 2.21 Diagrama de fatiga de las teorías de falla por energía de distorsión.

(Fuente: [16])

Los esfuerzos medios y alternantes equivalentes de von Mises pueden ser evaluados utilizando una curva de falla adecuada sobre los diagramas de las teorías de falla por energía de distorsión, obteniendo criterios de falla por fatiga de las líneas de las respectivas teorías de falla de la siguiente manera: [16]

Soderberg:

$$\frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_y} = \frac{1}{n}$$

Gooman modificada:

$$\frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

Gerber:

$$\frac{n\sigma_a'}{S_e} + \left(\frac{n\sigma_m'}{S_{ut}}\right)^2 = 1$$

ASME-elíptica

$$\left(\frac{n\sigma_a'}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{n\sigma_m'}{S_y}\right)^2 = 1$$

Sustituimos los esfuerzos σ_a' y σ_m' de von Mises de las **ecuaciones**, obteniendo como resultado ecuaciones para los diferentes criterios de falla comunes, cada conjunto de ecuaciones es identificado con la teoría de falla significativa (ED: Energía de Distorsión), seguida del nombre de un lugar geométrico de falla por fatiga.(Soderberg, Gooman modificada, Gerber, ASME-elíptica). [15]

Las ecuaciones para los diferentes criterios de falla comunes son:

ED-Soderberg:

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

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} \tau_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_{yt}} \left[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} \tau_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} \quad [15]$$

ED-Gooman modificada:

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

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} \tau_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} \left[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} \tau_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} \quad [15]$$

ED-Gerber:

$$\frac{1}{n} = \frac{8A}{\pi d^3 S_e} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2BS_e}{AS_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}$$

$$d = \left(\frac{8nA}{\pi S_e} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2BS_e}{AS_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} \quad [15]$$

Donde:

$$A = \sqrt{4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} \tau_a)^2}$$

$$B = \sqrt{4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} \tau_m)^2}$$

ED-ASME-elíptica

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

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[4 \left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} \tau_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{K_f M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} \tau_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad [15]$$

2.2.14.1 Factor de diseño o factor de seguridad

Para realizar el diseño de cualquier elemento para una determinada función es muy importante el factor de seguridad. Si el factor de seguridad es muy pequeño es probable que se presenten fallas; si el factor de seguridad es elevado se podría obtener resultados no deseados, la máquina o elemento resultarían poco funcionales y costosos. [15]

Se considerará que, si $n > 1$ el diseño es apropiado, entre mayor sea n el diseño será más seguro. [15]

2.2.15 Materiales para fabricar ejes

La deflexión es afectada por la rigidez, representada por el módulo de elasticidad, la rigidez sólo se puede controlar mediante decisiones geométricas y no en base a decisiones sobre el material. Para la elección del material y su respectivo tratamiento del eje hay que tener en cuenta la resistencia para soportar los esfuerzos de carga, el aumento de la resistencia del material reduce satisfactoriamente la falla

por fatiga. Las aleaciones de acero comunes para tratamiento térmico son ANSI 1340-50, 3140-50, 4140, 4340, 5140 y 8650. [15]

Los ejes no necesitan un endurecimiento superficial a menos que vayan a ser utilizados como un recubrimiento real en una superficie de contacto, los materiales con endurecimiento superficial incluyen los grados de carburización ANSI 1020, 4340, 4820 y 8620. [15]

En la tabla 2.5 se presenta aleaciones de aceros comunes para fabricar ejes.

Tabla 2.5 Tratamiento térmico, Resistencias mínimas, Dureza Brinell de aleaciones de aceros comunes para fabricar ejes.

SAE/AISI	Procesamiento	Resistencia a la tensión, Sut		Resistencia a la fluencia, Sy		Dureza Brinell (HB)
		MPa	Kpsi	MPa	Kpsi	
1045	Laminado en caliente (HR)	570	82	310	45	163
1340	Recocido	703	102	434	63	204
3140	Recocido	670	96	447	64	197
4140	Recocido	655	95	417	61	310
4340	Templado y Revenido	1720	250	1590	230	486
5140	Recocido	754,6	109,3	180,2	69,55	212
8650	Recocido	691	99	405	58	197
1020	Laminado en caliente (HR)	380	55	210	30	111
4820	Templado	1372	198,71	1234	178,84	390
8620	Laminado en caliente (HR)	669	97	393	57	192

(Fuente: [15])

Acero SAE/AISI 1045

Es un acero fino al carbono de alta calidad, templabilidad; empleado en la construcción de maquinaria en habitual para elementos sometidos a esfuerzos normales: ejes, arboles, piezas prensadas o estampadas, chavetas y piezas mostradas al deterioro por fricción. [15]

Color de identificación: blanco

Aleación: C% 0.44 máx.-Si% 0.25-Mn% 0.70

Denominación del acero AISI 1045

DIN: C45W W AISI 1045

No 1.1730 Bohler K945

Características mecánicas

Tabla 2.6 Resistencia mínima a la tensión y a la fluencia del acero AISI 1045, laminado en caliente (HR) y estirados en frío (CD).

SAE/AISI	Procesamiento	Resistencia a la tensión, S_{ut}		Resistencia a la fluencia, S_y		Elongación en 2 plg, %	Reducción en área, %	Dureza Brinell (HB)
		MPa	Kpsi	MPa	Kpsi			
1045	Laminado en caliente (HR)	570	82	310	45	16	40	163
	Estirado en frío(CD)	630	91	530	77	12	35	179

(Fuente: [14])

2.2.16 Diseño de chavetas planas y cuadradas

Las chavetas cuadras tienen una sección cuadrada, $b \times b$ (figura 2.22; literal b) y pueden ser o no de forma de cuña. Las chavetas planas son de sección rectangular con la menor dimensión orientada en dirección radial (figura 2.22; literal a), al colocar las chavetas en su sitio , el cubo empuja su parte superior por un lado y el eje sobre su parte inferior por el otro (figura 2.22; literal a) resultando un par de fuerzas que actúa ladeando la a chaveta en su asiento. [12]

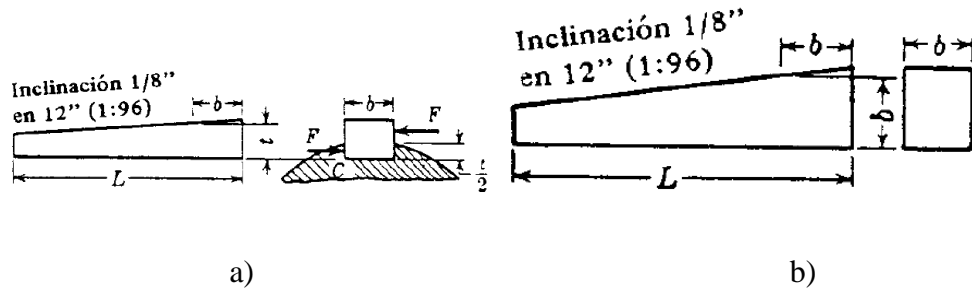


Figura 2.22 Chavetas: a) Rectangulares, b) Cuadradas

(Fuente: [12])

El propósito primordial de una cuña consiste en prevenir el movimiento entre el eje y el elemento de máquina conectado a través del cual se transmite el par de torsión, al usar una cuña su finalidad es transmitir el par de torsión completo. [17]

Como resultado de realizar un análisis de esfuerzos se obtiene la resistencia que es expresada en función del momento de torsión que ha de transmitirse a través de la chaveta.

En el esfuerzo cortante, el área resistente es una área plana entre el eje y el cubo: $A=bL$ (figura 2.23), obteniendo de esta forma la fuerza correspondiente:

$$F_n = S_s A = S_s bL \quad [12]$$

Con un brazo de momento igual a $D/2$, el momento de torsión T por cizalladura es:

$$T = F_n \frac{D}{2} = \frac{S_s bLD}{2}$$

$$S_s = \frac{0.5S_y}{n}$$

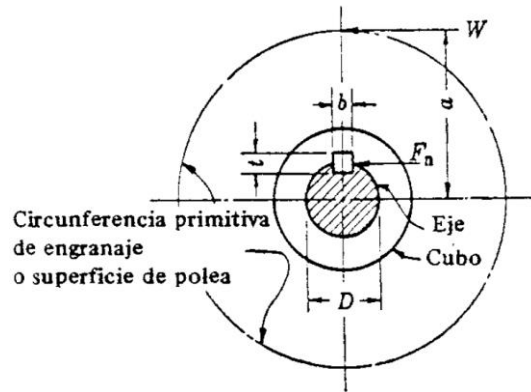


Figura 2.23 Carga sobre la chaveta

(Fuente: [12])

La mitad de la chaveta está alojada en el eje y la otra mitad en el cubo, el área de contacto en cada uno es $(t/2)L$. La fuerza F_n ejecutada en la superficie del eje, no es la fuerza que realmente actúa sobre cada mitad de la chaveta debido a la línea de acción de la fuerza entre el cubo y la chaveta estará un poco más alta y la fuerza entre el eje y la chaveta estará un poco mas baja que la indicada línea de acción de F_n , por esta pequeña diferencia implicada el brazo de momento de la fuerza es igual a $D/2$, de la siguiente manera: [12]

$$F_n = S_c A = S_c tL/2 \quad [12]$$

La capacidad de momento de torsión a compresión es:

$$T = \frac{S_c tLD}{4}$$

$$S_c = \frac{S_y}{n}$$

Donde:

F_n = Fuerza

S_y = Resistencia a la fluencia del material

S_s = Esfuerzo cortante

S_c = Esfuerzo por compresión

L = Longitud de la chaveta

b, t = ancho y altura de la chaveta respectivamente

A = Área resistente

D = Diámetro del eje

n = Factor de seguridad

Al despejar L de las **ecuaciones** adoptamos el mayor valor resultante para obtener la longitud de la chaveta.

Al obtener la longitud de la chaveta, si es mayor que $2D$, hay que considerar el uso de dos chavetas separadas 180° . [12]

Las cuñas fallan primordiamente por corte o por compresión, de la siguiente manera:

1. **Falla ocasionado por el corte de la cuña:**

$$F = \frac{T}{D/2} = \frac{2T}{D} [17]$$

La cuña tiene una área de corte de: $A_s = bL$. El esfuerzo cortante de diseño es:

$$\tau_{diseño} = \frac{F}{A_s} = \frac{2T}{bLD}$$

Para evitar la falla ocasionado por corte:

$$\tau_{diseño} \leq \frac{S_{sy}}{n_s} = \frac{\text{Esfuerzo de fluencia en cortante}}{\text{factor de seguridad}}$$

Para:

$$\tau_{perm} = S_{sy} = 0.40S_y$$

2. **La falla ocasionada por el esfuerzo de compresión o de apoyo de la cuña.**

La cuña tiene un área de compresión o de apoyo de: $A_c = tL/2$. El esfuerzo de compresión o esfuerzo de apoyo de diseño es:

$$\sigma_{diseño} = \frac{F}{A_c} = \frac{2T}{tLD/2} = \frac{4T}{tLD} [17]$$

Para evitar las fallas ocasionados por el esfuerzo de compresión o esfuerzo en el apoyo, si:

$$\sigma_{diseño} \leq \frac{0.90S_y}{n_s}$$

2.2.16.1 Materiales de las chavetas

Al poseer las chavetas con cargas cortantes, se utilizan materiales dúctiles, la selección del material es un acero dulce con bajo contenido de carbono, para el caso de un ambiente corrosivo el material de la chaveta es de latón o de acero inoxidable. Las chavetas cuadradas o rectangulares utilizan un material de fábrica rolado en frío y sencillamente se corta a la longitud requerida, éste material es empleado cuando se necesita un ajuste muy angosto entre la chaveta y el chavetero. Las chavetas Woodruff y cónicas son realizadas también en acero dulce rolado en frío. [14]

2.2.17 Esfuerzos de contacto

Los esfuerzos de contacto se producen en los elementos de máquinas, cuando dos elementos con superficies curvas se presionan entre sí, el contacto lineal o puntual se modifica a un área de contacto, desarrollando en los dos elementos esfuerzos tridimensionales. Generalmente los esfuerzos de contacto se desarrollan cuando cada elemento en contacto posee un radio de curvatura doble, es decir: cuando el radio del plano de rodamiento es distinto del radio de un plano perpendicular y los dos planos pasan por el eje de la fuerza de contacto. [15]

Casos de contactos:

- Contacto esférico
- Contacto cilíndrico

2.2.17.1 Contacto esférico

En la figura 2.24 se ilustra dos esferas sólidas con diámetros d_1 y d_2 presionadas entre sí mediante la acción de una fuerza F , obteniendo como resultado un área circular con un radio a . [15]

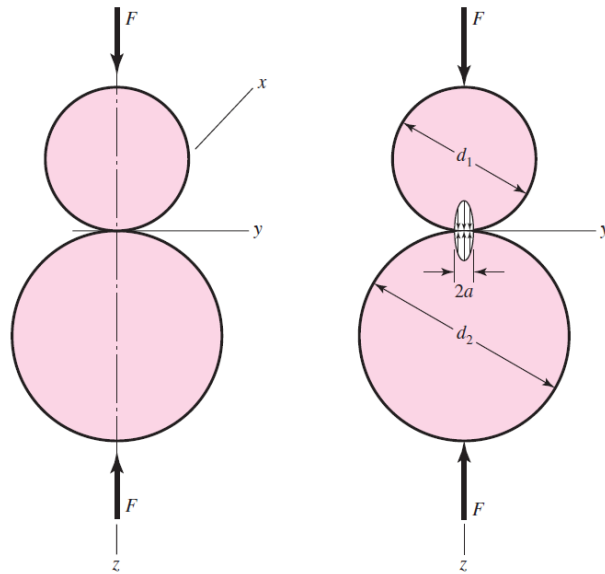


Figura 2.24 Contacto esférico

(Fuente: [15])

El radio a es:

$$a = \sqrt[3]{\frac{3F}{8} \frac{(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2}{1/d_1 + 1/d_2}} \quad [15]$$

La presión máxima en el centro del área de contacto es:

$$P_{m\acute{a}x} = \frac{3F}{2\pi a^2} \quad [15]$$

Las ecuaciones anteriormente citadas, las podemos aplicar para el contacto de una esfera y una superficie plana, trabajando con $d = \infty$ para la superficie plana; también éstas ecuaciones las podemos aplicar para el contacto de una esfera y una superficie esférica interna, trabajando con $d = \textit{negativo}$ para la superficie interna.

2.2.17.2 Contacto cilíndrico

En la figura 2.25 se muestra los cilindros en contacto de diámetros d_1 y d_2 y de longitud l , con el área de contacto rectangular de ancho $2b$ y longitud l , con la distribución de la presión elíptica. [15]

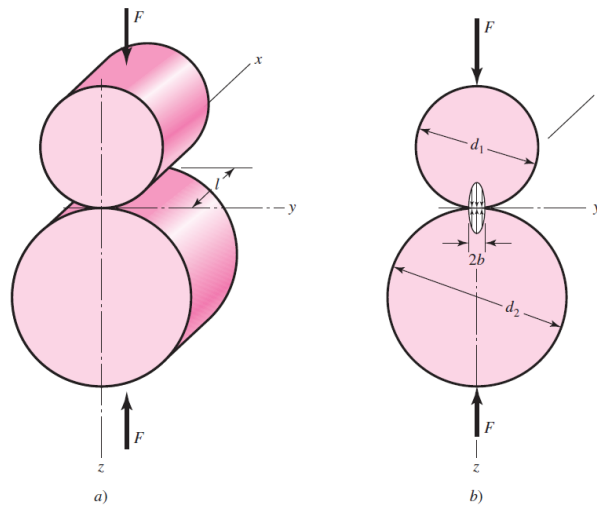


Figura 2.25 Contacto cilíndrico

(Fuente: [15])

El semiancho b es:

$$b = \sqrt{\frac{2F}{\pi l} \frac{(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2}{1/d_1 + 1/d_2}} \quad [15]$$

b = Semiancho

F = Fuerza

l = Longitud

ν_1, ν_2 = Coeficientes de Poisson de los cuerpos

E_1, E_2 = Módulos de elasticidad de los cuerpos

d_1, d_2 = Diámetros de los cuerpos

La presión máxima es:

$$P_{m\acute{a}x} = \frac{2F}{\pi b l} \quad [15]$$

Las ecuaciones anteriormente citadas, las podemos aplicar para el contacto de un cilindro y una superficie plana, trabajando con $d = \infty$ para la superficie plana; también éstas ecuaciones las podemos aplicar para el contacto de un cilindro y una superficie cilíndrica interna, trabajando con $d = \textit{negativo}$ para la superficie interna.

2.2.18 Pernos sujetos a tracción

El empleo de juntas empernadas para soportar cargas a tensión (tracción) es primordialmente utilizado en los sistemas de contraventeo en las edificaciones altas, conexiones de brida en sistemas de tuberías, las conexiones de colgantes para puentes, etc. [9]

Un perno está sujeto en la orientación de su eje por un esfuerzo de tracción, $F_{t,Ed}$, éste no será mayor que el menor de los dos valores siguientes: [18]

- La resistencia a tracción del perno, $F_{t,Rd}$
- La resistencia a punzonamiento del elemento, bajo la tuerca o bajo la cabeza del perno, $B_{p,Rd}$

Comprobación a tracción

La propiedad que se debe satisfacer es: $F_{t,Ed} \leq F_{t,Rd}$

La expresión siguiente, muestra la resistencia a tracción, $F_{t,Rd}$ de un perno:

$$F_{t,Rd} = \frac{0,9f_{ub}A_s}{\gamma_{Mb}} [19]$$

Donde:

f_{ub} = Tensión última del acero de los pernos

A_s = Sección resistente de la parte roscada

γ_{Mb} = Coeficiente parcial de seguridad

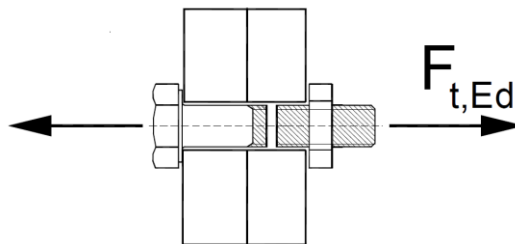


Figura 2.26 Perno sujeto a tracción

(Fuente: [18])

Comprobación a punzonamiento

La propiedad que se debe satisfacer es: $F_{t,Ed} \leq B_{p,Rd}$

En la figura 2.27 se muestra la resistencia a punzonamiento de la tuerca o de la cabeza del perno contra la placa.

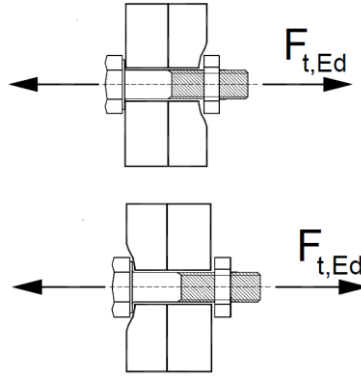


Figura 2.27. Punzonamiento de la tuerca o de la cabeza contra la placa

(Fuente: [18])

La resistencia a punzonamiento, $B_{p,Rd}$, de una placa de espesor t , está dada en la expresión siguiente:

$$B_{p,Rd} = \frac{0,6\pi d_m t f_u}{\gamma_{Mb}} [19]$$

Donde:

d_m = Menor diámetro medio, entre los círculos circunscritos e inscritos a la cabeza o a la tuerca del perno.

t = Espesor de la placa bajo la cabeza del perno o bajo la tuerca

f_u = Resistencia a tracción S_{ut} del acero de la placa

No es necesario realizar la comprobación del valor: $B_{p,Rd}$ si el menor espesor de la placa bajo la cabeza o la tuerca cumple la condición:

$$t_{\min} \geq \frac{d}{6} * \frac{f_{ut}}{f_u} [19]$$

CAPÍTULO III

DISEÑO DEL PROYECTO

3.1 Selección de Alternativas

La selección de alternativas está enfocada en tres tipos, las cuales consisten en los diferentes tipos de mecanismos para elevar la canasta comúnmente más empleados en el ámbito industrial, es indispensable seleccionar un tipo de mecanismo para la canasta de elevación, el mismo que lo utilizaremos para izar a la persona mediante la canasta. Los tipos de mecanismos más empleados son:

- Mecanismo de elevación hidráulico
- Mecanismo de elevación mediante tecla
- Mecanismo de elevación tipo tijera

Para la selección del tipo de mecanismo de elevación utilizamos el método ordinal corregido de criterios ponderados. [20]

Método ordinal corregido de criterios ponderados

Mediante este método alcanzamos resultados globales completamente significativos, lo cual nos permite seleccionar la alternativa adecuada, sin considerar la evaluación de los parámetros de cada propiedad y sin estimar numéricamente el peso de cada criterio. [20]

Para la ejecución de este método se utilizan tablas, en donde cada criterio es comparado con los criterios restantes, asignando los siguientes valores.

1: Si el criterio de las filas es superior o mejor que el de las columnas.

0.5: Si el criterio de las filas es equivalente al de las columnas.

0: Si el criterio de las filas es inferior que el de las columnas.

En cada criterio, posteriormente se suman los valores determinados en relación a los restantes criterios, a la cual se añade la unidad (evitando que el criterio menos favorable sea nulo); luego en otra columna se calculan los valores ponderados para cada criterio, para finalmente obtener la evaluación total para cada criterio que

resulta ser la suma de productos de los pesos específicos de cada criterio por el peso específico del respectivo criterio. [20]

3.1.1 Selección del tipo de mecanismo para elevar la canasta de elevación

3.1.1.1 Alternativas

1. Mecanismo de elevación hidráulico
2. Mecanismo de elevación mediante tecla
3. Mecanismo de elevación tipo tijera

3.1.1.2 Proceso de selección de alternativas

Evaluación del peso específico de cada criterio

Los diferentes tipos de mecanismos para la canasta de elevación requieren de diversos criterios con el objeto de seleccionar la alternativa apropiada para el mecanismo de elevación, los criterios de valoración son:

Costo.-es la característica elemental a ser evaluada, esto se debe a los materiales y mano de obra utilizada que deben ser de buena calidad, es decir a un costo accesible y de cómoda implementación.

Funcionalidad.-el mecanismo debe ser ejecutado con todos los requerimientos especificados por el usuario, cumpliendo satisfactoriamente su operación.

Fácil construcción y montaje.-el mecanismo debe ser valorado en base al número de elementos indispensables para su construcción y ensamblaje de esta manera dependerá su factible realización teniendo presente la tecnología disponible que se encuentra en el país.

Ergonomía.-significa literalmente el estudio o la medida del trabajo (actividad humana con un propósito) con una actividad para lograr un provecho económico, esta actividad debe conseguir la eficiencia de lograr el resultado deseado sin desaprovechar recursos, sin errores y sin daños a la persona involucrada. [21]

Fiabilidad.-es la probabilidad de que un componente o sistema desarrolle su correcto funcionamiento (sin fallos) durante un tiempo establecido, la fiabilidad

intenta garantizar que el componente o mecanismo permanezca en buenas condiciones (deberá tener acciones de mantenimiento) durante un periodo razonable de tiempo y así el mecanismo esté disponible en cualquier momento.

Tamaño.-referente a las dimensiones, volumen y sitio que ocupa el mecanismo de elevación.

Innovación tecnológica.-es la inclusión de nuevos productos y servicios, nuevos procedimientos, nuevas fuentes de abastecimiento y organización industrial de manera continua y dirigidas al cliente, consumidor. [22]

A continuación se indica el orden jerárquico de los criterios analizados: 1) Costo, 2) Funcionalidad, 3) Fácil construcción y montaje, 4) Ergonomía, 5) Fiabilidad, 6) Tamaño, 7) Innovación tecnológica, 8) Fuente de energía.

1. Evaluación del peso específico de cada criterio

Tabla 3.1 Evaluación del peso específico de cada criterio

Criterio	Costo	Funcionalidad	Tamaño	Ergonomía	Fácil construcción y montaje	Fiabilidad	Innovación tecnológica	$\Sigma+1$	Ponderación
Costo		0,5	0,5	0	0	0,5	0,5	3	0,100
Funcionalidad	0,5		0	0,5	0	0,5	0,5	3	0,100
Tamaño	1	1		0,5	0,5	1	0,5	5,5	0,183
Ergonomía	0,5	1	0,5		0,5	1	0,5	5	0,167
Fácil construcción y montaje	0,5	1	0,5	1		0,5	0,5	5	0,167
Fiabilidad	1	0,5	0,5	0,5	0		1	4,5	0,150
Innovación tecnológica	1	0,5	0	0,5	0,5	0,5		4	0,133
							Suma	30	1,000

(Fuente: Autor)

2. Evaluación del peso específico del criterio: costo

Tabla 3.2 Evaluación del peso específico del criterio: costo

Costo	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		0	0	1	0,200
Alternativa 2	1		0	2	0,400
Alternativa 3	1	0		2	0,400
			Suma	5	1,000

(Fuente: Autor)

3. Evaluación del peso específico del criterio: funcionalidad

Tabla 3.3 Evaluación del peso específico del criterio: funcionalidad

Funcionalidad	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		0,5	0,5	2	0,333
Alternativa 2	0,5		0,5	2	0,333
Alternativa 3	0,5	0,5		2	0,333
			Suma	6	1,000

(Fuente: Autor)

4. Evaluación del peso específico del criterio: tamaño

Tabla 3.4 Evaluación del peso específico del criterio: tamaño

Tamaño	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		0,5	1	2,5	0,417
Alternativa 2	0,5		1	2,5	0,417
Alternativa 3	0	0		1	0,167
			Suma	6	1,000

(Fuente: Autor)

5. Evaluación dl peso específico del criterio: ergonomía

Tabla 3.5 Evaluación dl peso específico del criterio: ergonomía

Ergonomía	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Σ+1	Ponderación
Alternativa1		0,5	0,5	2	0,333
Alternativa 2	0,5		0,5	2	0,333
Alternativa 3	0,5	0,5		2	0,333
			Suma	6	1,000

(Fuente: Autor)

6. Evaluación del peso específico del criterio: fácil construcción y montaje

Tabla 3.6 Evaluación del peso específico del criterio: fácil construcción y montaje

Fácil construcción y montaje	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Σ+1	Ponderación
Alternativa1		1	0,5	2,5	0,417
Alternativa 2	0		0	1	0,167
Alternativa 3	0,5	1		2,5	0,417
			Suma	6	1,000

(Fuente: Autor)

7. Evaluación del peso específico del criterio: fiabilidad

Tabla 3.7 Evaluación del peso específico del criterio: fiabilidad

Fiabilidad	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Σ+1	Ponderación
Alternativa1		0,5	0,5	2	0,333
Alternativa 2	0,5		0,5	2	0,333
Alternativa 3	0,5	0,5		2	0,333
			Suma	6	1,000

(Fuente: Autor)

8. Evaluación del peso específico del criterio: innovación tecnológica

Tabla 3.8 Evaluación del peso específico del criterio: innovación tecnológica

Innovación tecnológica	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		0	0	1	0,182
Alternativa 2	1		0,5	2,5	0,455
Alternativa 3	0,5	0,5		2	0,364
			Suma	5,5	1,000

(Fuente: Autor)

Finalmente el cálculo de la tabla de conclusiones

9. Tabla de conclusiones

Tabla 3.9 Tabla de conclusiones

Conclusión	Costo	Funcionalidad	Tamaño	Ergonomía	Fácil construcción y montaje	Fiabilidad	Innovación tecnológica	Σ	Ponderación
Alternativa 1	0,0200	0,0333	0,0764	0,0556	0,0694	0,0500	0,0242	0,3290	3
Alternativa 2	0,0400	0,0333	0,0764	0,0556	0,0278	0,0500	0,0606	0,3437	1
Alternativa 3	0,0400	0,0333	0,0306	0,0556	0,0694	0,0500	0,0485	0,3274	2

(Fuente: Autor)

Seleccionamos la Alternativa 2, mecanismo de elevación mediante tecla.

3.2 Cálculos

Cabina de pintura de autobuses de la Fábrica

En el interior de la cabina de pintura el personal calificado para realizar el proceso de pintura prepara al autobús para su posterior pintado, luego de su preparado el personal se encarga de pintar al autobús detalladamente de acuerdo al gusto del cliente y en base a la cooperativa a la cual pertenece, éste proceso se lo realiza a

una temperatura de 22 ° C; finalizado el proceso de pintura, el autobús está presto para su respectivo secado con una duración de cuatro horas a una temperatura de 40 ° C.

La cabina de pintura de autobuses (figura 3.1) de la Fábrica cuenta con las siguientes dimensiones:

Largo: 15140 mm

Ancho: 5100 mm

Altura: 5810 mm



Figura 3.1 Dimensiones de la cabina de pintura de autobuses de la Fábrica

(Fuente: Fábrica "Miral Autobuses")

Las dimensiones de la cabina de pintura influyen para establecer las ubicaciones adecuadas de los respectivos perfiles IPE que son las columnas de la estructura en el exterior de la cabina, se procedió a la toma de las dimensiones teniendo presente de no ubicar los perfiles IPE en lugares inapropiados y de esta manera no coincidir con los lugares correspondientes de los motores de la Cabina que se encuentran situados en su parte izquierda.

Diseño del Proyecto

Para el diseño y construcción del presente proyecto se lo realizó mediante procesos de operación, los mismos son los siguientes:

- Cálculo de la carga aplicada a los puntos críticos del perfil de la viga carrilera superior A.
- Diseño de la estructura exterior para el soporte del sistema general de traslación y elevación; en donde la canasta de elevación forma parte del sistema general.
- Análisis, cálculos para la verificación de la resistencia de los perfiles seleccionados para el diseño de la estructura exterior.
- Construcción de la estructura exterior.
- Diseño de los diferentes sistemas mecánicos que conforman el sistema general de traslación y elevación, estos sistemas se citan a continuación:
 - Sistema de traslación horizontal superior.
 - Rieles guías de elevación.
 - Estructura soporte a la canasta de elevación.
 - Canasta de elevación.
 - Sistema de traslación horizontal inferior.
- Análisis, cálculos respectivos para la comprobación de la resistencia de los diferentes elementos diseñados que forman parte del sistema general de traslación y elevación.
- Construcción de los diversos sistemas mecánicos.
- Selección y adquisición de elementos complementarios (tecle, motorreductor) para el respectivo funcionamiento del sistema general de traslación y elevación.
- Ensamblaje del sistema general de traslación y elevación en el interior de la Cabina de pintura.
- Funcionamiento adecuado de la canasta de elevación para una persona en el interior de la Cabina de pintura.

3.2.1 Cálculo de la carga aplicada a los puntos críticos en el perfil de la viga carrilera superior A

Para determinar los parámetros de diseño carga y dimensiones de la estructura exterior, se empezó con el cálculo de la carga aplicada a los puntos críticos del perfil

de la viga carrilera superior A (Anexo O). La carga está establecida mediante las siguientes cargas de los diferentes sistemas mecánicos y de la persona:

- Carga del sistema de traslación horizontal superior
- Carga de las rieles guías de elevación
- Carga de la estructura soporte a la canasta de elevación
- Carga de la canasta de elevación y
- Carga de la persona

3.2.1.1 Cargas de los diferentes sistemas mecánicos

Con la ayuda de un software se diseñó los diferentes sistemas mecánicos, con la cual se obtuvo las masas de cada sistema y posteriormente se procedió a calcular sus cargas respectivas, en la figura 3.2 se aprecia los diferentes sistemas mecánicos.

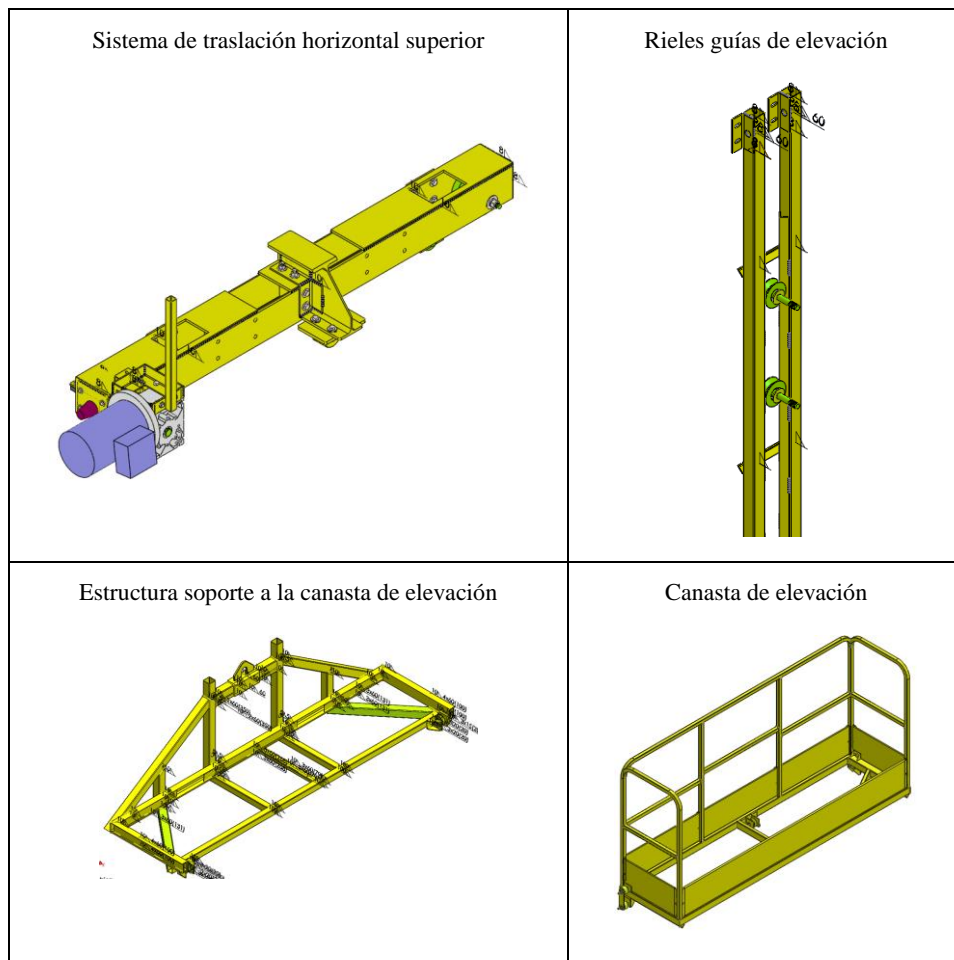


Figura 3.2 Diferentes sistemas mecánicos

(Fuente: Autor)

3.2.1.2 Carga de la persona

La carga de la persona a ser elevada está basada en un estudio estadístico del peso máximo del personal designado para el proceso de pintura al autobús, en la tabla 3.10 se muestra los pesos del personal:

Tabla 3.10 Pesos del personal designados para el proceso de pintura

NOMBRES	PESO (Kg)
Chacha Muquinche Oscar Eduardo	58,6
Chato Recmache Edisson Mauricio	60,0
Chicaiza Guaman Luis Hernán	63,1
Chiluisa Rea Carlos Hernán	86,0
Cunachi Morejon Gabriel Israel	56,7
Guangasi Achachi Oscar Javier	50,2
Guanopatin Manobanda Darwin Fernando	76,0
Ganutasi Calapaqui Edwin Patricio	59,9
Lema Chato Luis Oswaldo	90,0
Ramon Tonato Ángel Orlando	55,0
Rivera Chuquiana Ángel Ramiro	52,8
Rocano Toledo Javier Fernando	63,7
Usulla Guaman Luis Eduardo	57,3
Villacis Naranjo Ángel Cristóbal	72,5
Yanchaliquin Chimborazo Arnulfo	50,0
Yucta Quinteros Juan Carlos	66,7
Peso máximo	90,0

(Fuente: Fábrica "Miral Autobuses")

El peso máximo de la persona a ser elevada es: 90 Kg

Las masas de los diferentes sistemas mecánicos y de la persona se muestran en la tabla 3.11.

La masa total de los diversos sistemas mecánicos y de la persona es $M_t = 376$ kg

La carga es:

$$F = m * g$$

Tabla 3.11 Masas de los diferentes sistemas mecánicos y de la persona

Ítems	Masa (Kg)
Sistema de traslación horizontal superior	110
Rieles guías de elevación	88
Estructura soporte a la canasta de elevación	49
Canasta de elevación	39
Persona	90
Masa total	376

(Fuente: Autor)

$$F = 376Kg * 9.81 m/s^2$$

$$F = 3688.56 N$$

Esta carga la dividimos para dos, porque es en dos puntos críticos en donde está aplicada (numeral 3.2.1.3).

$$F = \frac{3688.56 N}{2} = 1844.28 N$$

El cálculo de la carga aplicada a los puntos críticos del perfil de la viga carrilera superior A es:

$$F = 1844.28 N$$

3.2.1.3 Puntos críticos en el perfil de la viga carrilera superior A

Éstos puntos críticos son dos, se los obtiene de la distancia entre los ejes del sistema de traslación horizontal superior (figura 3.3), en donde se ensambló las ruedas respectivas que soportan la carga ($F = 1844.28 N$) cada una, éstas ruedan en una riel, la misma está sobre el perfil de la viga carrilera; las cargas en las ruedas se transmiten a la riel y posteriormente a la viga en donde se genera los dos puntos críticos.

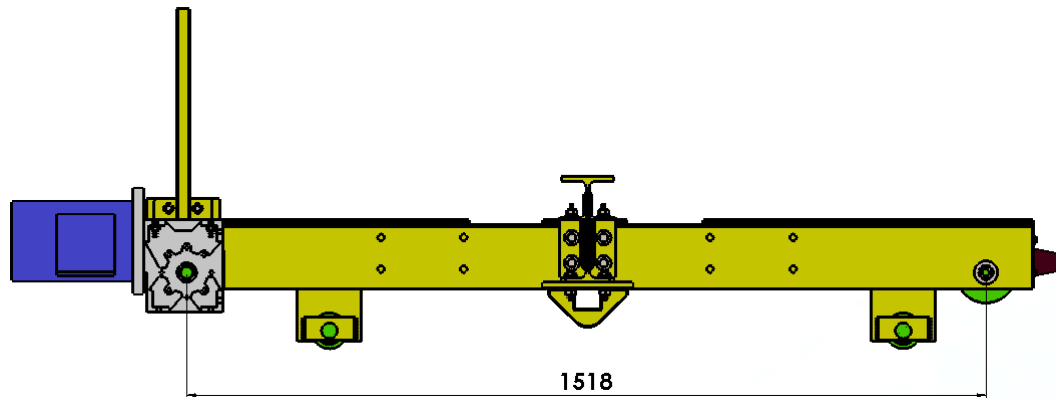


Figura 3.3 Distancia entre los ejes del sistema de traslación horizontal superior

(Fuente: Autor)

3.2.2 Diseño de la estructura exterior para el soporte del sistema general de traslación y elevación

El diseño de la estructura exterior está establecido de acuerdo al Code of Standard Practice for Steel Buildings and Bridges AISC 303-05 (Código de Estandarización Práctica para la construcción de edificios y puentes de acero AISC 303-05), que define la fabricación y montaje de estructuras de acero. [23]

Para el diseño correspondiente de la estructura exterior, mostrada en la figura 3.4 se inició de la siguiente manera:

- Diseño del perfil para la viga carrilera superior A
- Diseño del perfil para el soporte de la viga carrilera superior A
- Diseño del perfil para la columna
- Diseño del perfil para la viga transversal
- Diseño del perfil para la viga correa
- Cálculo de la carga aplicada a las placas bases de sujeción
- Diseño de las placas base de sujeción

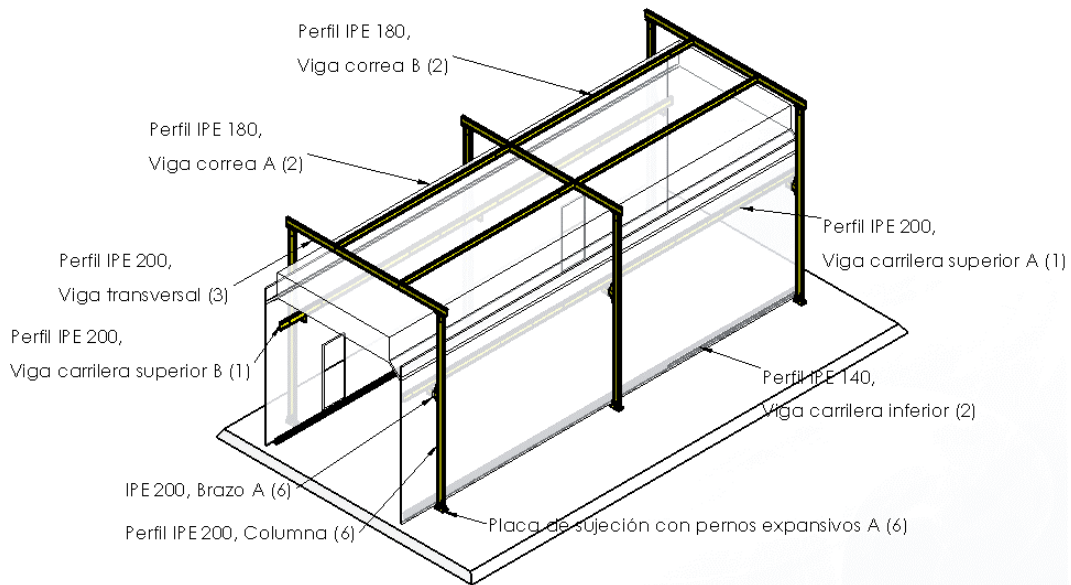


Figura 3.4 Estructura exterior para el soporte del sistema general de traslación y elevación

(Fuente: Autor)

3.2.2.1 Diseño del perfil para la viga carrilera superior A

Se diseñó el perfil para resistir las cargas aplicadas en sus dos puntos críticos. El diseño correspondiente está establecido de acuerdo a los perfiles usados para vigas, generalmente se emplean los perfiles W son secciones más económicas y son apropiados para el tipo de operación en vigas. [9]

En el presente proyecto se diseñó el perfil para la viga carrilera con un perfil IPE de acero ASTM A-36, este acero es apropiado para la fabricación de elementos estructurales (vigas).

3.2.2.1.1 Puntos críticos en el perfil IPE de la viga carrilera superior A

Los dos puntos críticos son las partes establecidas en donde se aplicó la carga de 1844.28 N, posteriormente fueron analizadas en el software para obtener la deflexión máxima que produce en los mismos.

En la figura 3.5 se muestra la ubicación de los dos puntos críticos en el perfil IPE de la viga carrilera A.

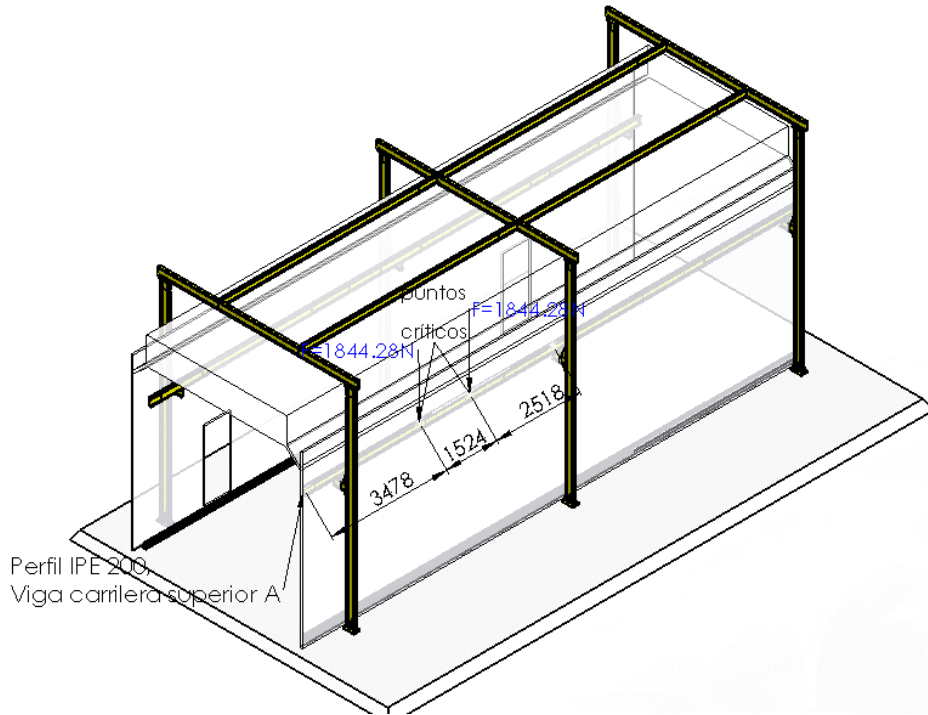


Figura 3.5 Ubicación de los dos puntos críticos en el perfil IPE de la viga carrilera superior A

(Fuente: Autor)

3.2.2.1.2 Análisis de la deflexión máxima en los dos puntos críticos

En el software se procedió a realizar el análisis de la deflexión máxima en los dos puntos críticos del perfil IPE empleando diferentes denominaciones del mismo, posteriormente se seleccionó la denominación apropiada que cumpla con los requerimientos del diseño.

En la figura 3.6 se muestra las cargas aplicadas en los dos puntos críticos de los perfiles: a) Perfil IPE 180; b) Perfil IPE 200.

Se seleccionó un perfil IPE 200, en donde la deflexión máxima en los dos puntos críticos es: $y = -4.19\text{ mm}$.

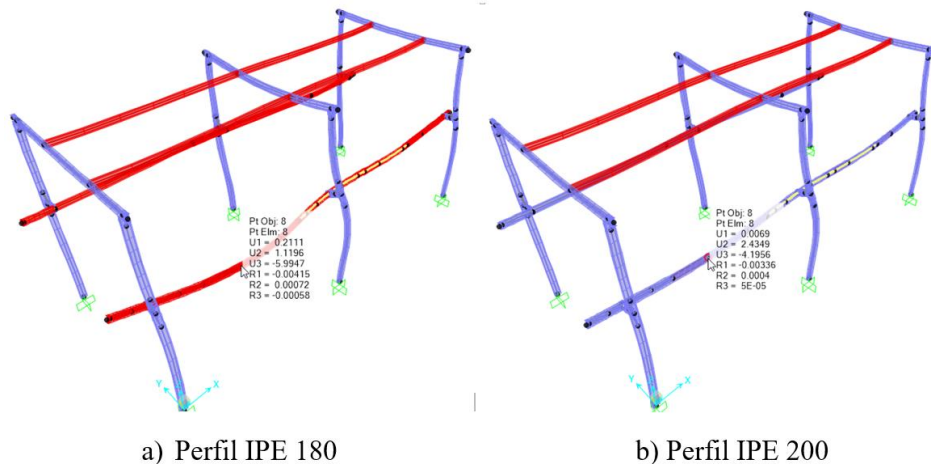


Figura 3.6 Cargas aplicadas en los perfiles: a) Perfil IPE 180, deflexión = -5.99 mm; b) Perfil IPE 200, deflexión = -4.19 mm

(Fuente: Autor)

3.2.2.1.3 Cálculo de la deflexión máxima en los dos puntos críticos

En base a fórmulas existentes de diseño mecánico se determinó la deflexión máxima en los dos puntos críticos.

La figura 3.7 muestra el perfil IPE 200 de la viga carrilera superior A situada en sus apoyos.

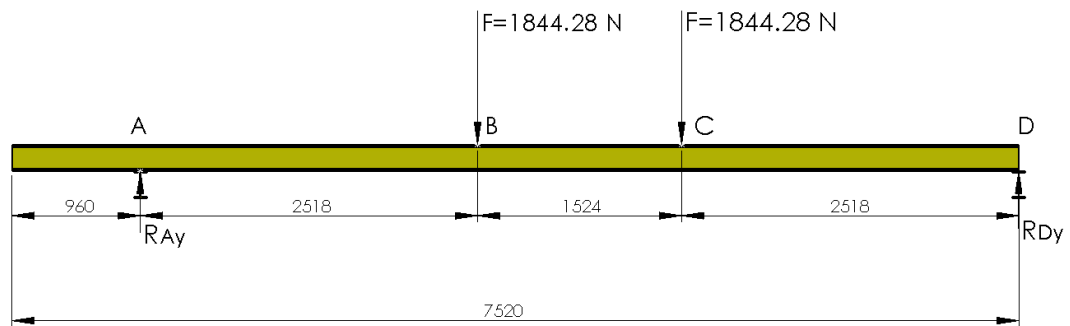


Figura 3.7 Perfil IPE 200 de la viga carrilera superior A situada en sus apoyos

(Fuente: Autor)

Para el cálculo respectivo necesitamos de los siguientes parámetros citados a continuación:

$$F = 1844.28 \text{ N}$$

$$E_{acero} = 210 \text{ GPa}$$

$$I_x(\text{IPE 200}) = 1940 \text{ cm}^4 * \frac{(1 \text{ m})^4}{(100 \text{ cm})^4} = 19.4 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$w_1 = \text{peso propio de la viga IPE 200} = 22.4 \frac{\text{Kg}}{\text{m}}$$

$$w_1 = 22.4 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} * \frac{9.81 \text{ N}}{1 \text{ Kg}}$$

$$w_1 = 219.74 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Reacciones:

$$\Sigma F_y = 0 + \uparrow$$

$$R_{A_y} + R_{D_y} - 1844.28 \text{ N} - 1844.28 \text{ N} - \left(219.74 \frac{\text{N}}{\text{m}} * 7.52 \text{ m} \right) = 0$$

$$R_{A_y} + R_{D_y} - 3688.56 \text{ N} - 1652.4 \text{ N} = 0$$

$$R_{A_y} + R_{D_y} = 5340.96 \text{ N}$$

$$\Sigma M_A = 0 + \curvearrowright$$

$$-(1844.28 \text{ N} * 2.518 \text{ m}) - (1844.28 \text{ N} * 4.042 \text{ m}) + (R_{D_y} * 6.56 \text{ m})$$

$$- \left(\left(219.74 \frac{\text{N}}{\text{m}} * 7.52 \text{ m} \right) * \left(3.28 \text{ m} - \frac{0.96 \text{ m}}{2} \right) \right) = 0$$

$$-16725.32 \text{ Nm} + R_{D_y} * 6.56 \text{ m} = 0$$

$$\mathbf{R_{D_y} = 2549.6 \text{ N}}$$

$$R_{A_y} + R_{D_y} = 5340.96 \text{ N}$$

$$\mathbf{R_{A_y} = 2791.36 \text{ N}}$$

Calculadas las reacciones realizamos el diagrama de fuerza cortante y momento flector, como se puede apreciar en la figura 3.8.

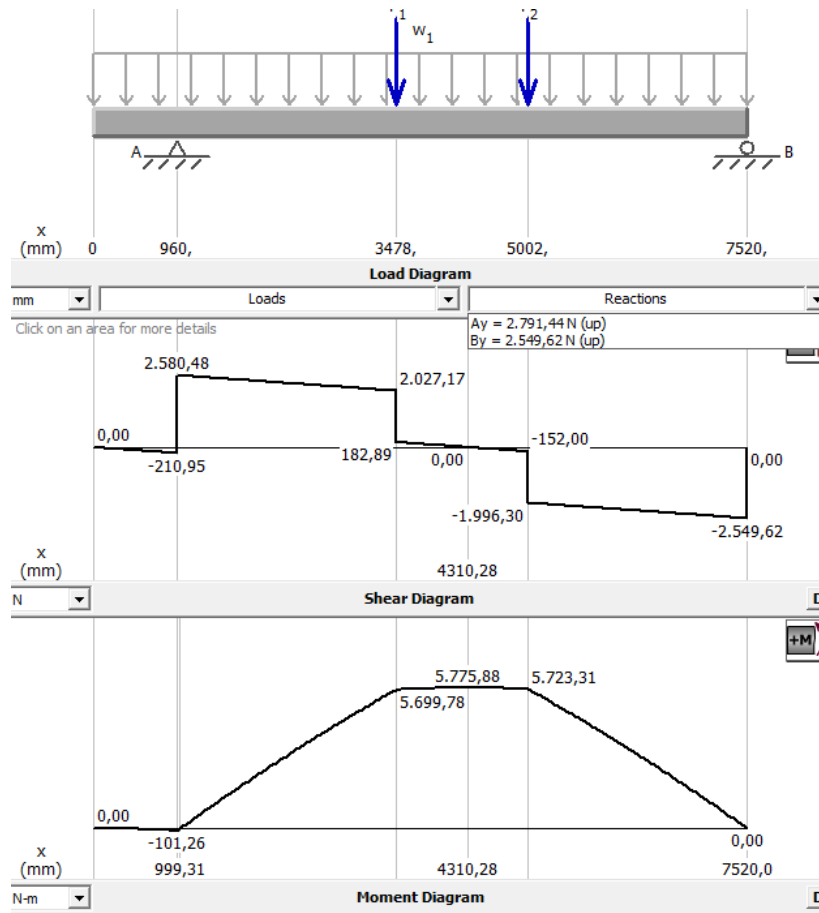


Figura 3.8 Diagrama de cuerpo libre, cortante y momento del perfil IPE 200 de la viga carrilera superior A

(Fuente: Autor)

Deflexión y momento:

La deflexión y momento en los dos puntos críticos del perfil IPE 200 de la viga carrilera superior A, se analizó de la siguiente manera:

Caso I: la deflexión y momento son:

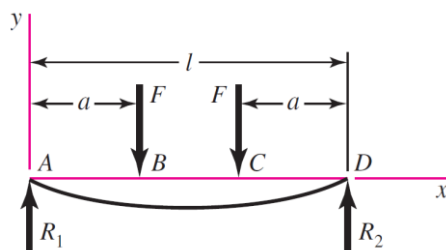


Figura 3.9 Diagrama de cargas idénticas en apoyos simples

(Fuente: [15])

Deflexión

Para: $x = 2518 \text{ mm} = 2.518 \text{ m}$

$$y_{AB} = \frac{1844.28N * 2.518m}{6 * 210 \times 10^9 \frac{N}{m^2} * 19.4 \times 10^{-6} m^4} ((2.518m)^2 + (3 * (2.518m)^2) - (3 * 6.56m * 2.518m))$$

$$y_{AB} = -0.00459 \text{ m}$$

$$y_{AB} = -4.59 \text{ mm}$$

Para: $x = 4042 \text{ mm} = 4.042 \text{ m}$

$$y_{BC} = \frac{1844.28N * 2.518m}{6 * 210 \times 10^9 \frac{N}{m^2} * 19.4 \times 10^{-6} m^4} (3 * (4.042m)^2 + (2.518m)^2 - (3 * 6.56m * 4.042m))$$

$$y_{BC} = -0.00459 \text{ m}$$

$$y_{BC} = -4.59 \text{ mm}$$

Momento

$$M_{AB} = 1844.28N * 2.518m$$

$$M_{AB} = 4643.89 \text{ Nm}$$

$$M_{BC} = 1844.28N * 2.518m$$

$$M_{BC} = 4643.89 \text{ Nm}$$

$$M_{CD} = 1854. N(6.56m - 6.56m)$$

$$M_{CD} = 0 \text{ Nm}$$

Caso II: la deflexión y momento es:

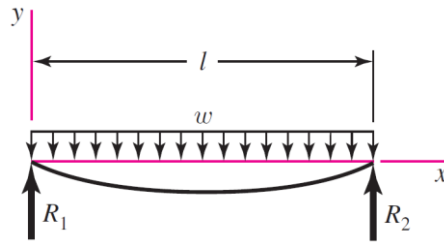


Figura 3.10 Diagrama de carga uniforme en poyos simples

(Fuente: [15])

Deflexión

Para: $x = 2518 \text{ mm} = 2.518 \text{ m}$

$$y_{AB} = \frac{219.74 \frac{\text{N}}{\text{m}} * 2.518\text{m}}{24 * 210 * 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * 19.4 * 10^{-6} \text{m}^4} ((2 * 6.56\text{m} * (2.518\text{m})^2) - (2.518\text{m})^3 - (6.56\text{m})^3)$$

$$y_{AB} = -0.001217\text{m}$$

$$y_{AB} = -1.21\text{mm}$$

Para: $x = 4042 \text{ mm} = 4.042 \text{ m}$

$$y_{BC} = \frac{219.74 \frac{\text{N}}{\text{m}} * 4.042\text{m}}{24 * 210 * 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * 19.4 * 10^{-6} \text{m}^4} ((2 * 6.56\text{m} * (4.042\text{m})^2) - (4.042\text{m})^3 - (6.56\text{m})^3)$$

$$y_{BC} = -0.001217\text{m}$$

$$y_{BC} = -1.21\text{mm}$$

Momento

Para: $x = 2518 \text{ mm} = 2.518 \text{ m}$

$$M = \frac{219.74 \frac{\text{N}}{\text{m}} * 2.518\text{m}}{2} (6.56\text{m} - 2.518\text{m})$$

$$M = 1118.23 \text{ Nm}$$

Para: $x = 4042 \text{ mm} = 4.042 \text{ m}$

$$M = \frac{219.74 \frac{\text{N}}{\text{m}} * 4.042\text{m}}{2} (6.56\text{m} - 4.042\text{m})$$

$$M = 1118.23 \text{ Nm}$$

La deflexión total en los dos puntos críticos del perfil IPE 200 de la viga carrilera superior A es la suma de los dos casos:

$$y_{AB} = -4.59\text{mm} + (-1.21\text{mm})$$

$$y_{AB} = -5.8\text{mm}$$

$$y_{BC} = -4.59\text{mm} + (-1.21\text{mm})$$

$$y_{BC} = -5.8\text{mm}$$

Los momentos totales en los dos puntos críticos del perfil 200 de la viga carrilera superior A es la suma de los dos casos:

$$M_{AB} = (4643.89 + 1118.23) \text{ Nm}$$

$$M_{AB} = 5762.12\text{Nm}$$

$$M_{BC} = (4643.89 + 1118.23) \text{ Nm}$$

$$M_{BC} = 5762.12\text{Nm}$$

$$M_{CD} = 0 \text{ Nm}$$

3.2.2.2 Diseño del perfil para los soportes de las vigas carrileras superior A y

B

El diseño respectivo está establecido de acuerdo a los perfiles usados para vigas, se utilizó un perfil IPE de acero ASTM A-36, los mismos soportan los pesos propios de las vigas carrileras superior A y B más las cargas aplicadas a los dos puntos críticos.

Los soportes para cada viga carrilera superior A y B son tres, como se muestra en la figura 3.11:

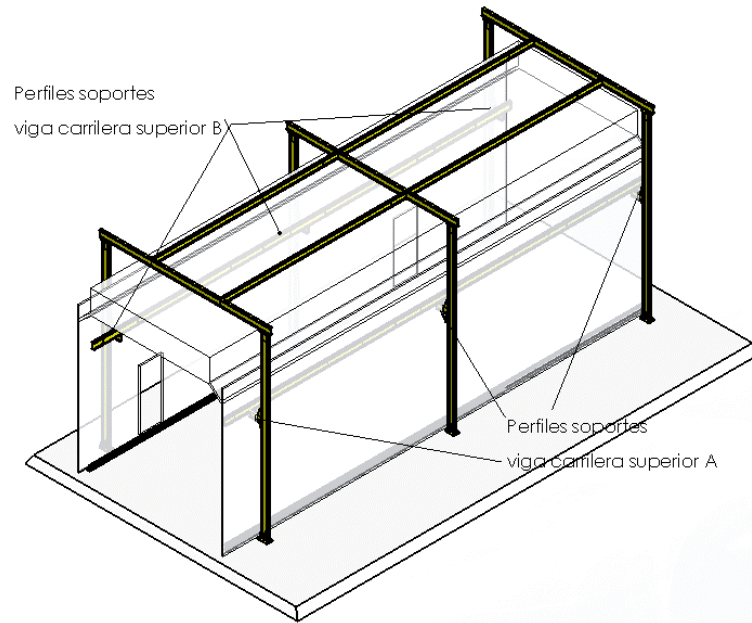


Figura 3.11 Soportes para cada viga carrilera superior A y B

(Fuente: Autor)

3.2.2.2.1 Análisis de la deflexión máxima en los perfiles IPE para los soportes de las vigas carrileras superior A y B

La deflexión máxima se produce en los soportes del final de cada viga carrilera, en la figura 3.12 se muestra la deflexión máxima en los soportes empleando diferentes perfiles: a) Perfil IPE 180, b) Perfil IPE 200

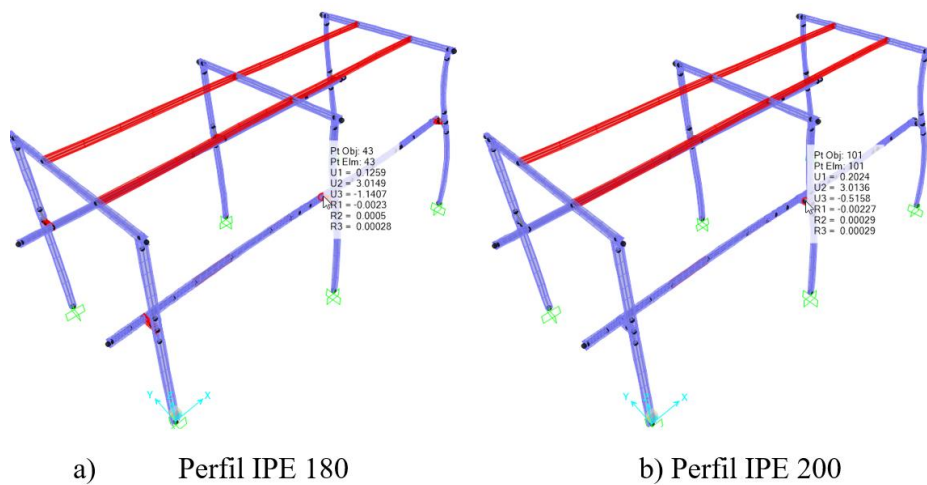


Figura 3.12 Deflexión máxima en los soportes de las vigas carrileras superior A y B: a) Perfil IPE 180, deflexión = -1.14 mm; b) Perfil IPE 200, deflexión = -0.51 mm

(Fuente: Autor)

Seleccionamos un perfil IPE 200 para los soportes de las vigas carrileras superior A y B, en donde la deflexión máxima es: $y = -0.515 \text{ mm}$

3.2.2.2.2 Cálculo de la deflexión máxima en los perfiles IPE 200 para los soportes de las vigas carrileras superior A y B

Se procede al cálculo de la deflexión máxima en los soportes del final de cada viga carrilera en base a fórmulas existentes de diseño mecánico. En la figura 3.13 se muestra el esquema de los soportes para las vigas carrileras superior A y B.

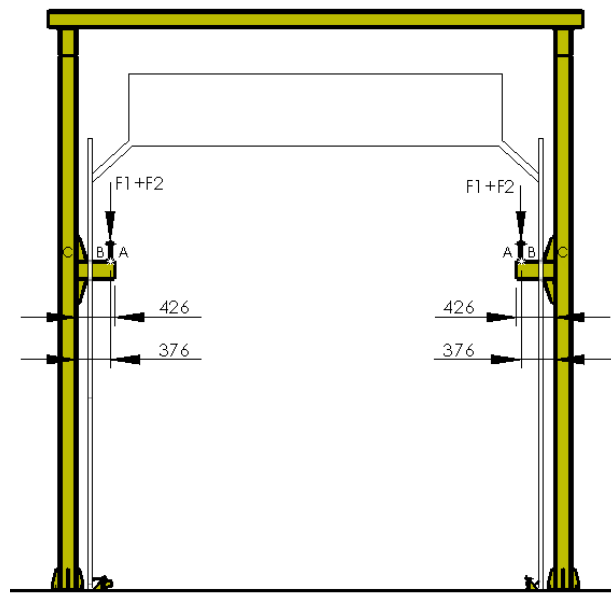


Figura 3.13 Esquema de los soportes para las vigas carrileras superior A y B

(Fuente: Autor)

Se toma en consideración los siguientes parámetros:

Peso propio de la viga carrilera superior ($l = 14690 \text{ mm}$), masa = 329.06 Kg

$$F_1 = m * g = 329.06 \text{ Kg} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_1 = 3228.08 \text{ N}$$

La fuerza F_1 la dividimos para tres, porque son tres soportes para cada viga carrilera superior:

$$F_1 = \frac{3228.08 N}{3}$$

$$F_1 = 1076.03 N$$

$$F_2 = 1844.28 N \text{ (carga aplicada a los puntos críticos)}$$

$$E_{acero} = 210 GPa$$

$$I_x(IPE 200) = 1940 cm^4 * \frac{(1 m)^4}{(100 cm)^4} = 19.4 \times 10^{-6} m^4$$

$$w = 22.4 \frac{Kg}{m} * \frac{9.81 N}{1 Kg}$$

$$w = 219.74 \frac{N}{m}$$

Reacciones:

$$\Sigma F_y = 0 + \uparrow$$

$$RC_y - 1076.03 N - 1844.28 N - \left(219.74 \frac{N}{m} * 0.426 m \right) = 0$$

$$RC_y = 3013.92 N$$

$$\Sigma M_C + \cup$$

$$\Sigma M_C = (3013.92 N * 0.376 m)$$

$$\Sigma M_C = 1133.23 Nm$$

Calculada la reacción y el momento realizamos el diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector, como se puede apreciar en la figura 3.14.

Deflexión

La deflexión en el punto B del perfil IPE 200 para los soportes de cada viga carrilera superior está analizada de la siguiente manera:

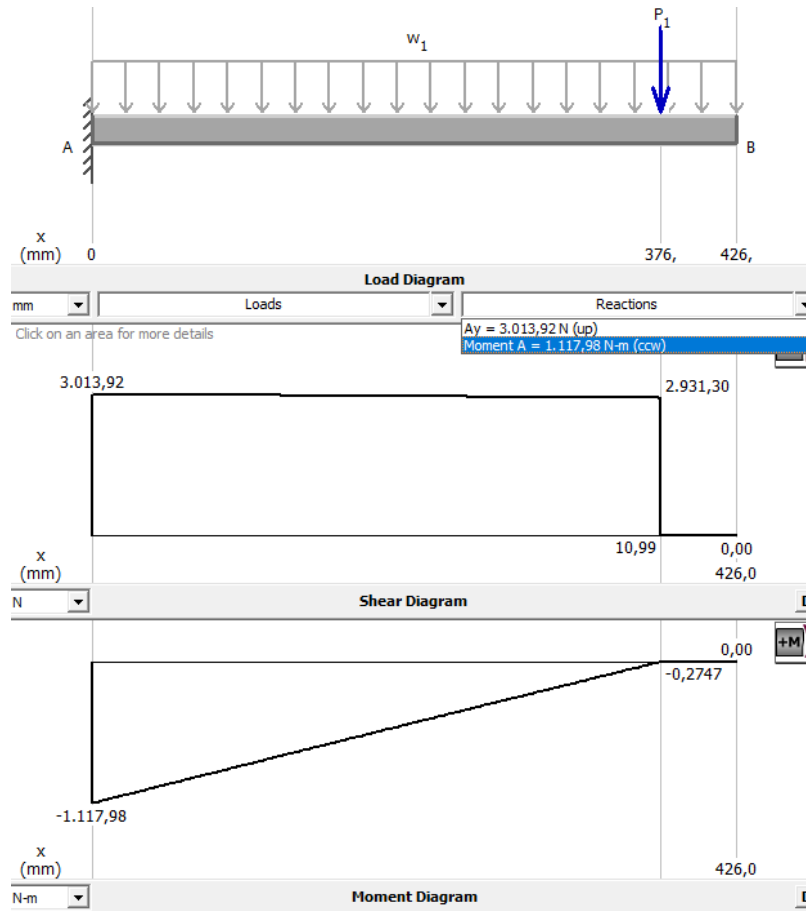


Figura 3.14 Diagrama de cuerpo libre, cortante y momento del perfil IPE 200 para los soportes de las vigas carrileras superior A y B

(Fuente: Autor)

Caso I: la deflexión y momento son:

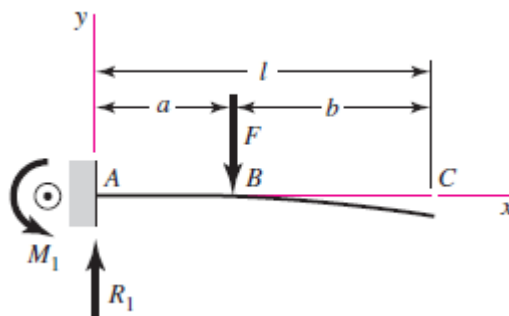


Figura 3.15 Carga intermedia en voladizo

(Fuente: [16])

Deflexión

$$y_{AB} = \frac{F \cdot x^2}{6 \cdot E \cdot I} (x - 3a) \quad [15]$$

$$\text{Para: } x = 426 \text{ mm} = 0.426 \text{ m}$$

$$F = F_1 + F_2 = 2920.31 \text{ N}$$

$$y_{AB} = \frac{2920.31 \text{ N} \cdot (0.426 \text{ m})^2}{6 \cdot 210 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 19.4 \times 10^{-6} \text{ m}^4} (0.426 \text{ m} - 3 \cdot 0.376 \text{ m})$$

$$y_{AB} = -0.0000152 \text{ m}$$

$$y_{AB} = -0.0152 \text{ mm}$$

Momento

$$M_A = F(x) \quad [15]$$

$$M_A = 2920.31 \text{ N} \cdot 0.376 \text{ m}$$

$$M_A = 1098.04 \text{ Nm}$$

Caso II: la deflexión y momento son:

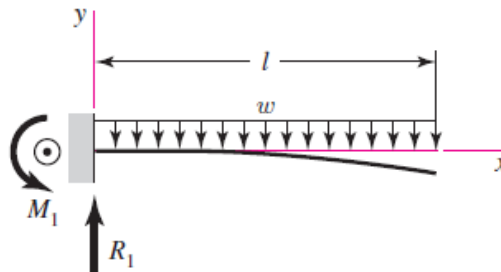


Figura 3.16 Carga uniforme en voladizo

(Fuente: [16])

Deflexión

$$y_{m\acute{a}x} = -\frac{w \cdot l^4}{8 \cdot E \cdot I} \quad [15]$$

$$w = 219.74 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$y_{m\acute{a}x} = - \frac{219.74 \frac{N}{m} * (0.426 m)^4}{8 * 210 \times 10^9 \frac{N}{m^2} * 19.4 \times 10^{-6} m^4}$$

$$y_{m\acute{a}x} = -0.000000222 m$$

$$y_{m\acute{a}x} = -0.000222 mm$$

Momento

$$M_1 = \frac{w * l^2}{2} [15]$$

$$M_1 = \frac{219.74 \frac{N}{m} * (0.426 m)^2}{2}$$

$$M_1 = 19.94 Nm$$

La deflexión total en los perfiles IPE 200 para los soportes de las vigas carrileras superiores A y B es la suma de los dos casos:

$$y_{AB} = -0.0152 mm + (-0.000222 mm)$$

$$y_{AB} = -0.0154 mm$$

El momento total en los perfiles IPE 200 para los soportes de las vigas carrileras superiores es la suma de los dos casos:

$$M_C = (1098.04 + 19.94) Nm$$

$$M_C = 1117.98 Nm$$

3.2.2.3 Diseño del perfil para la columna

El diseño se lo realizó en base a los perfiles usados para columnas, se empleó un perfil IPE, los mismos son los más empleados para columnas de estructuras, edificios y para los miembros a compresión de puentes carreteros. [9]

3.2.2.3.1 Selección de la denominación del perfil IPE para la columna

Se fundamentó en el diseño de miembros cargados axialmente a compresión [9], este tipo de miembros se los utilizó en el diseño de las seis columnas de la estructura exterior, las mismas que fueron montadas sobre sus placas base de sujeción respectiva. La figura 3.17 muestra las columnas de la estructura exterior.

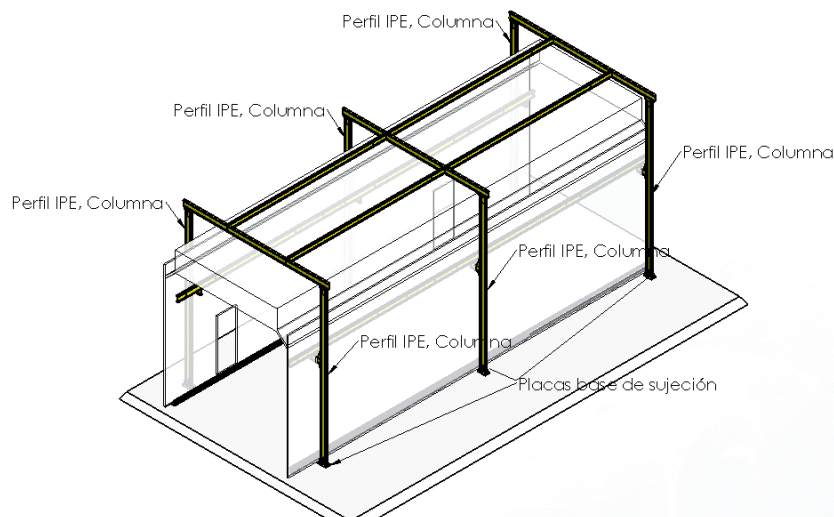


Figura 3.17 Columnas de la estructura exterior

(Fuente: Autor)

A continuación procedemos a seleccionar la denominación, según el método LRFD [9]:

$$P_u = 1.2 * P_D + 1.6 * P_L \text{ [9]}$$

Donde:

$$P_D = \text{Carga muerta}$$

$$P_L = \text{Carga viva}$$

La carga viva (P_L), son las masas de los perfiles de las vigas transversales y vigas correas, adicionalmente las masas de las placas en las que se sitúan las vigas transversales. La figura 3.18 muestra el esquema de las columnas con carga axial a compresión.

Masa de las vigas transversales:

Utilizamos una regla de tres para calcular la masa del perfil IPE 200 ($l = 6000 \text{ mm}$)

Longitud (mm)	Masa (Kg)
1000	22.4
6000	X = 134.4

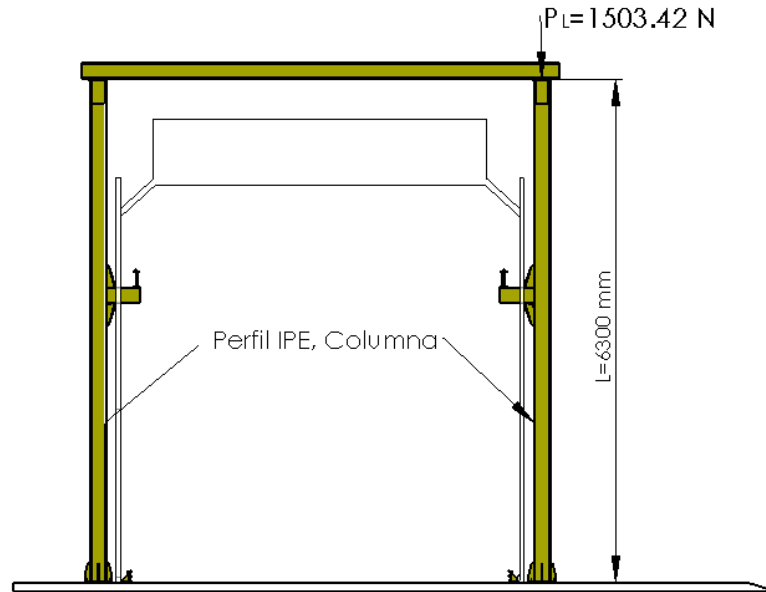


Figura 3.18 Esquema de las columnas con carga axial a compresión

(Fuente: Autor)

Son tres vigas transversales:

$$\text{Masa} = 134.4 \text{ Kg} * 3 = 403.2 \text{ Kg}$$

Masa de las vigas correas:

Utilizamos una regla de tres para calcular la masa del perfil IPE 180 ($l = 6541 \text{ mm}$)

Longitud (mm)	Masa (Kg)
1000	18.8
6541	X = 122.9

Son cuatro vigas correas:

$$\text{Masa} = 122.9 \text{ Kg} * 4 = 491.6 \text{ Kg}$$

Masa de las placas:

$$m = 4.21 \text{ Kg}$$

Son seis placas:

$$\text{Masa} = 4.12 \text{ Kg} * 6 = 24.72 \text{ Kg}$$

La carga viva, P_L es:

$P_L = \text{Masa vigas transversales} + \text{Masa vigas correas} + \text{Masa placas}$

$$P_L = (403.2 + 491.6 + 24.72) \text{ Kg}$$

$$P_L = 919.52 \text{ Kg}$$

$$P_L = 919.52 \text{ Kg} * \frac{9.81 \text{ N}}{1 \text{ Kg}}$$

$$P_L = 9020.5 \text{ N}$$

La carga viva es soportada por seis columnas:

$$P_L = \frac{9020.5 \text{ N}}{6}$$

$$P_L = 1503.42 \text{ N}$$

Ensayamos con un Perfil IPE 200.

IPE 200 ($A = 28.5 \text{ cm}^2$; $r_x = 8.25 \text{ cm}$; $r_y = 2.23 \text{ cm}$) [24]

La carga muerta (P_D), es la masa del perfil de la columna.

Masa del perfil de la columna:

Utilizamos una regla de tres para calcular la masa del perfil IPE 200 ($l = 6300 \text{ mm}$)

Longitud (mm)	Masa (Kg)
1000	22.4
6300	X = 141.12

$$\text{Masa} = 141.12 \text{ Kg}$$

La carga muerta, P_D es:

$$P_D = 141.12 \text{ Kg} * \frac{9.81 \text{ N}}{1 \text{ Kg}}$$

$$P_D = 1384.39 \text{ N}$$

Se tomó en consideración los siguientes parámetros:

$$P_L = \text{Carga viva} = \text{Carga axial} = 1503.42 \text{ N}$$

$$P_D = 1384.39 \text{ N}$$

$$L = 63000 \text{ mm}$$

$$F_y = 36 \frac{Klb}{plg^2}, (\text{Acero ASTM A36}) [15]$$

Resolviendo para la selección del perfil de la columna:

$$P_u = 1.2 * 1384.39 \text{ N} + 1.6 * 1503.42 \text{ N}$$

$$P_u = 4066.74 \text{ N}$$

$K = \text{Factor de longitud efectiva} [9]$

$K = 0.65$; tomamos el valor recomendado de diseño con la condición de los extremos superior e inferior del perfil la rotación y traslación están impedidos, como se muestra en la figura 3.19:

Tabla 5.1 Valores aproximados del factor de longitud efectiva, K .						
Las líneas punteadas muestran la forma pandeada de la columna	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)
Valor K teórico	0.5	0.7	1.0	1.0	2.0	2.0
Valores recomendados de diseño cuando las condiciones reales son aproximadas	0.65	0.80	1.2	1.0	2.10	2.0
Símbolos para las condiciones de extremo						
	<ul style="list-style-type: none"> Rotación y traslación impedidas Rotación libre y traslación impedida Rotación impedida y traslación libre Rotación y traslación libres 					

Figura 3.19 Valores aproximados del factor de longitud efectiva K

(Fuente: [9])

$$\left(\frac{KL}{r}\right)_y = \text{Relación de esbeltez efectiva con respecto al eje "y"} [9]$$

$$\left(\frac{KL}{r}\right)_y = \frac{0.65 * 6300 \text{ mm}}{22.3 \text{ mm}}$$

$$\frac{KL}{r} = 183.63$$

$\phi_c F_{cr}$ = Resistencia de diseño para miembros a compresión [23]

$\phi_c F_{cr}$ = 6.33 ksi (interpolamos de acuerdo a la Tabla 3.12)

Tabla 3.12 Valores de esfuerzo para miembros a compresión

TABLE 3-36
Design Stress for Compression Members of
36 ksi Specified Yield Stress Steel, $\phi_c = 0.85^{[a]}$

$\frac{KL}{r}$	$\phi_c F_{cr}$ ksi	$\frac{KL}{r}$	$\phi_c F_{cr}$ ksi	$\frac{KL}{r}$	$\phi_c F_{cr}$ ksi	$\frac{KL}{r}$	$\phi_c F_{cr}$ ksi	$\frac{KL}{r}$	$\phi_c F_{cr}$ ksi
1	30.60	41	28.01	81	21.66	121	14.16	161	8.23
2	30.59	42	27.89	82	21.48	122	13.98	162	8.13
3	30.59	43	27.76	83	21.29	123	13.80	163	8.03
4	30.57	44	27.64	84	21.11	124	13.62	164	7.93
5	30.56	45	27.51	85	20.92	125	13.44	165	7.84
6	30.54	46	27.37	86	20.73	126	13.27	166	7.74
7	30.52	47	27.24	87	20.54	127	13.09	167	7.65
8	30.50	48	27.11	88	20.36	128	12.92	168	7.56
9	30.47	49	26.97	89	20.17	129	12.74	169	7.47
10	30.44	50	26.83	90	19.98	130	12.57	170	7.38
11	30.41	51	26.68	91	19.79	131	12.40	171	7.30
12	30.37	52	26.54	92	19.60	132	12.23	172	7.21
13	30.33	53	26.39	93	19.41	133	12.06	173	7.13
14	30.29	54	26.25	94	19.22	134	11.88	174	7.05
15	30.24	55	26.10	95	19.03	135	11.71	175	6.97
16	30.19	56	25.94	96	18.84	136	11.54	176	6.89
17	30.14	57	25.79	97	18.65	137	11.37	177	6.81
18	30.08	58	25.63	98	18.46	138	11.20	178	6.73
19	30.02	59	25.48	99	18.27	139	11.04	179	6.66
20	29.96	60	25.32	100	18.08	140	10.89	180	6.59
21	29.90	61	25.16	101	17.89	141	10.73	181	6.51
22	29.83	62	24.99	102	17.70	142	10.58	182	6.44
23	29.76	63	24.83	103	17.51	143	10.43	183	6.37
24	26.69	64	24.67	104	17.32	144	10.29	184	6.30
25	29.61	65	24.50	105	17.13	145	10.15	185	6.23
26	29.53	66	24.33	106	16.94	146	10.01	186	6.17
27	29.45	67	24.16	107	16.75	147	9.87	187	6.10
28	29.36	68	23.99	108	16.56	148	9.74	188	6.04
29	29.28	69	23.82	109	16.37	149	9.61	189	5.97
30	29.18	70	23.64	110	16.19	150	9.48	190	5.91
31	29.09	71	23.47	111	16.00	151	9.36	191	5.85
32	28.99	72	23.29	112	15.81	152	9.23	192	5.79
33	28.90	73	23.12	113	15.63	153	9.11	193	5.73
34	28.79	74	22.94	114	15.44	154	9.00	194	5.67
35	28.69	75	22.76	115	15.26	155	8.88	195	5.61
36	28.58	76	22.58	116	15.07	156	8.77	196	5.55
37	28.47	77	22.40	117	14.89	157	8.66	197	5.50
38	28.36	78	22.22	118	14.70	158	8.55	198	5.44
39	28.25	79	22.03	119	14.52	159	8.44	199	5.39
40	28.13	80	21.85	120	14.34	160	8.33	200	5.33

[a] When element width-to-thickness ratio exceeds λ_p , see Appendix B5.3.

(Fuente: [23])

$$\phi_c F_{cr} = 6.33 \text{ ksi} * \frac{6.895 \text{ MPa}}{1 \text{ ksi}} = 43.65 \text{ MPa}$$

$$\phi_c P_n = \phi_c F_{cr} * A \text{ [9]}$$

Donde:

$\phi_c P_n$ = Resistencia de diseño

$\phi_c F_{cr}$ = Resistencia de diseño para miembros a compresión

A = Área del perfil IPE 200

Resolviendo:

$$A = 28.5 \text{ cm}^2 * \frac{(1 \text{ m})^2}{(100 \text{ cm})^2} = 2.85 * 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\phi_c P_n = (43.65 \text{ MPa}) * (2.85 * 10^{-3} \text{ m}^2)$$

$$\phi_c P_n = (43.65 \text{ M} \frac{\text{N}}{\text{m}^2}) * (2.85 * 10^{-3} \text{ m}^2)$$

$$\phi_c P_n = 124402.5 \text{ N}$$

$$\phi_c P_n > P_u \text{ [9]}$$

$$124402.5 \text{ N} > 4066.74 \text{ N} \text{ OK}$$

Por consiguiente, seleccionamos un perfil IPE 200 para la columna.

3.2.2.3.2 Verificación de la sección del perfil IPE 200

Para la verificación respectiva, analizamos si la sección es compacta o no compacta, según lo establecido por AISC. La figura 3.20 muestra los valores de h, b t y t_w del perfil IPE 200.

Parámetros adicionales:

$E = 210 \text{ GPa}$ (Módulo de elasticidad)

$S_y = 250 \text{ MPa}$ (Esfuerzo a la fluencia)

$$\lambda = \frac{b_f}{t_f} \text{ [9]}$$

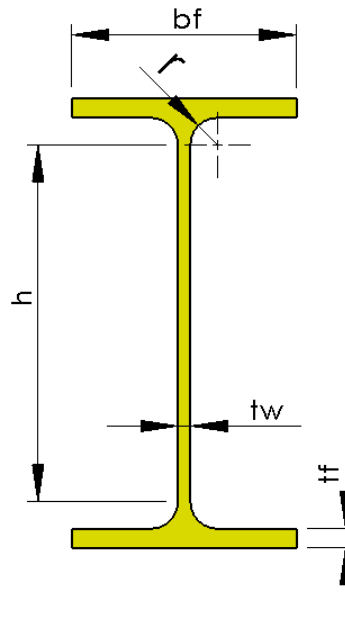


Figura 3.20 Valores de h, b t y tw del perfil IPE 200

(Fuente: [10])

Donde:

$\lambda = \text{razón ancho espesor}$

$b_f = \text{ala del perfil}$

$t_f = \text{espesor alma del perfil}$

Para la relación ancho a espesor: b/t de los patines, no excederá un valor de:

$$\lambda_p = 0.38 \sqrt{\frac{E}{S_y}} [9]$$

Para el patín:

$$\lambda = \frac{b_f}{t_f} < \lambda_p = 0.38 \sqrt{\frac{E}{S_y}}$$

$$\lambda = \frac{100 \text{ mm}}{8.5 \text{ mm}} < \lambda_p = 0.38 \sqrt{\frac{210 \text{ GPa}}{250 \text{ MPa}}}$$

$$\lambda < \lambda_p$$

$$11.76 < 11.01 \therefore \text{Patín no compacto} \Rightarrow \lambda < \lambda_r$$

Las relaciones ancho espesor limitantes (λ_r), las encontramos en el Anexo B. Para las categorías no compactas, las razones ancho a espesor de los patines (secciones W) u otras secciones laminadas en forma de I, no deben exceder de: $\lambda_r = 1.0 \sqrt{E/F_y}$, y las de las almas no deben exceder a: $\lambda_r = 5.70 \sqrt{E/F_y}$ [9]

Para el patín:

$$\lambda = \frac{b_f}{t_f} < \lambda_r = 1.0 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$

$$\lambda = \frac{100 \text{ mm}}{8.5 \text{ mm}} < \lambda_r = 1.0 \sqrt{\frac{210 \text{ MPa}}{250 \text{ MPa}}}$$

$$\lambda_p < \lambda \leq \lambda_r$$

11.76 < 28.98 ∴ **No excede en el patín**

Para la relación: h/tw de las almas de flexocompresión, no excederá un valor:

$$\lambda_p = 3.76 \sqrt{\frac{E}{F_y}} \text{ [9]}$$

Para el alma:

$$\lambda = \frac{h}{t_w} < \lambda_p = 3.76 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$

$$\lambda = \frac{200 \text{ mm}}{5.6 \text{ mm}} < \lambda_p = 3.76 \sqrt{\frac{210 \text{ MPa}}{250 \text{ MPa}}}$$

$$\lambda < \lambda_p$$

35.71 < 108.98 ∴ **Alma compacta**

∴ **Sección IPE 200 compacta**

Seleccionamos un perfil IPE 200, para el diseño de las seis columnas de la estructura exterior.

3.2.2.4 Diseño del perfil para la viga transversal

El diseño de éste perfil se estableció calculando la deflexión máxima que se produce al aplicar las cargas correspondientes, utilizando perfiles IPE 180 e IPE 200 y comparándolas para seleccionar el perfil adecuado.

Se calculó la deflexión máxima en la viga transversal central de la estructura exterior que es la más crítica.

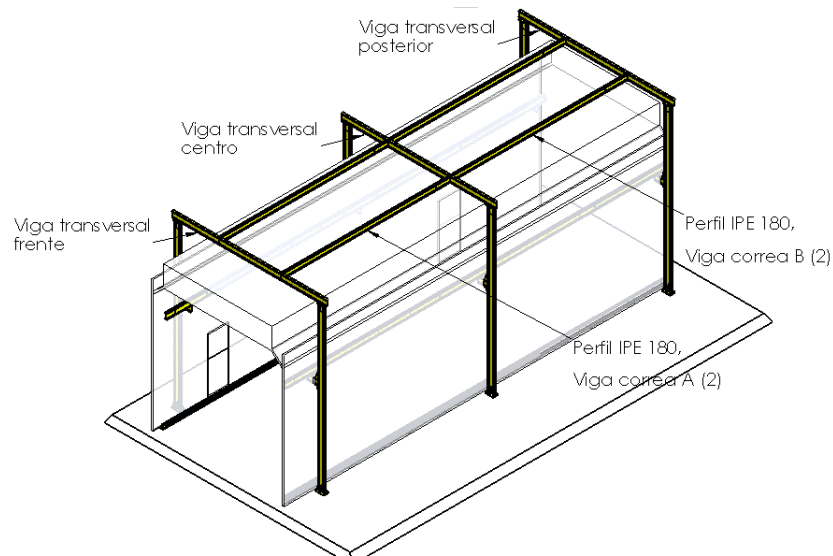


Figura 3.21 Vigas transversales de la estructura exterior

(Fuente: Autor)

Como se aprecia en la figura 3.21, ésta viga soporta las cargas muertas de los cuatro perfiles de las vigas correas más su propia carga; estas cargas son sus masas respectivas multiplicada por la gravedad.

Utilizando perfiles IPE 180

Masa de las vigas correas:

$$Masa = 122.9 \text{ Kg (cada viga)}$$

Se apoya en dos puntos:

$$Masa = \frac{122.9 \text{ Kg}}{2} = 61.45 \text{ Kg}$$

$$Carga = 61.45 \text{ Kg} * \frac{9.81 \text{ N}}{1 \text{ Kg}} = 602.82 \text{ N}$$

En la viga transversal central se apoyan dos vigas correas a diferente distancia:

$$Carga = 602.82 \text{ N} * 2$$

$$Carga = 1205.64 \text{ N}$$

Masa de la viga transversal:

$$Masa = 18.8 \frac{\text{Kg}}{\text{m}}$$

$$Carga = 18.8 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} * \frac{9.81 \text{ N}}{1 \text{ Kg}}$$

$$Carga = 184.43 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Las cargas correspondientes en el perfil IPE 180 son aplicadas como se muestra en la figura 3.22 de la siguiente forma:

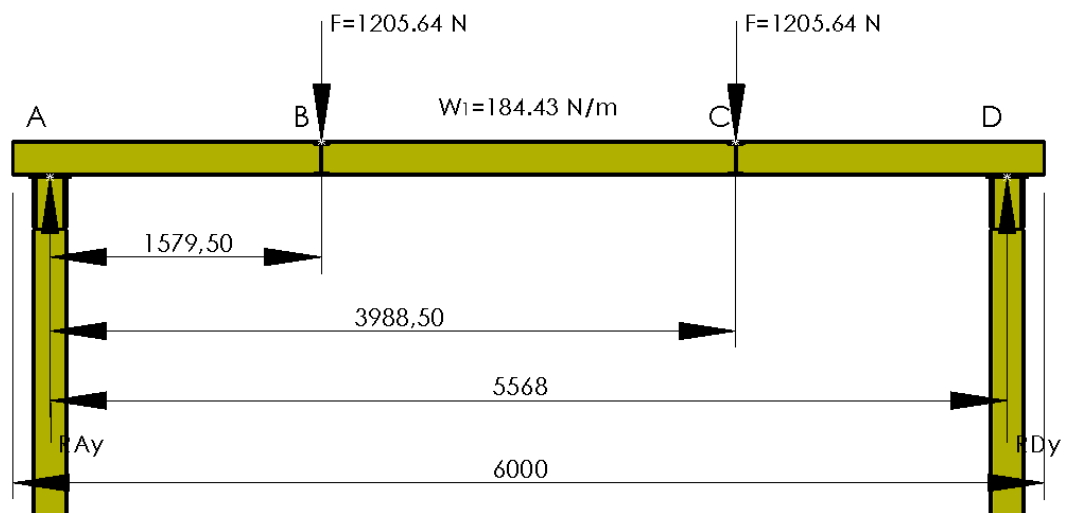


Figura 3.22 Cargas aplicadas en el perfil IPE 180 de la viga transversal central

(Fuente: Autor)

Requerimos de los siguientes parámetros:

$$F = 1205.64 \text{ N}$$

$$E_{acero} = 210 \text{ GPa}$$

$$I_x(\text{IPE } 180) = 13.2 \times 10^{-6} \text{m}^4$$

$$w_1 = 184.43 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Reacciones:

$$\Sigma F_y = 0 + \uparrow$$

$$R_{A_y} + R_{D_y} - 1205.64 \text{N} - 1205.64 \text{N} - \left(184.43 \frac{\text{N}}{\text{m}} * 6 \text{m}\right) = 0$$

$$R_{A_y} + R_{D_y} - 2411.28 \text{N} - 1106.58 \text{N} = 0$$

$$R_{A_y} + R_{D_y} = 3517.86 \text{ N}$$

$$\Sigma M_A = 0 + \curvearrowright$$

$$-(1205.64 \text{N} * 1.588 \text{m}) - (1205.64 \text{N} * 3.997 \text{m}) + (R_{D_y} * 5.578 \text{m})$$

$$- \left(184.43 \frac{\text{N}}{\text{m}} * 6 \text{m} * 2.789 \text{m}\right) = 0$$

$$-9819.75 \text{Nm} + R_{D_y} * 5.578 \text{m} = 0$$

$$R_{D_y} = 1760.44 \text{ N}$$

$$R_{A_y} + R_{D_y} = 3517.86 \text{ N}$$

$$R_{A_y} = 1757.42 \text{ N}$$

Calculadas las reacciones realizamos el diagrama de fuerza cortante y momento flector, como se puede apreciar en la figura 3.23.

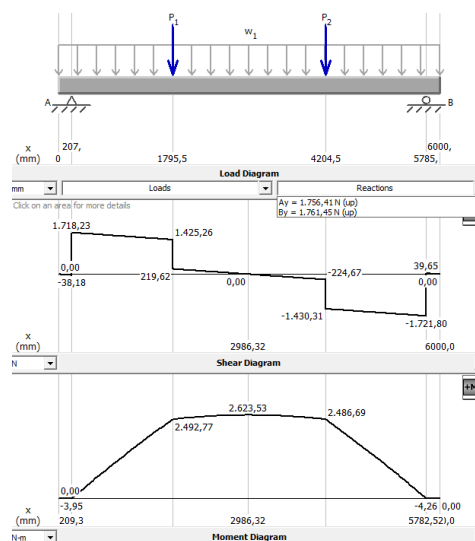


Figura 3.23 Diagrama de cuerpo libre, cortante y momento del perfil IPE 180 de la viga transversal central

(Fuente: Autor)

Deflexión máxima y momento:

La deflexión máxima y momento de la viga transversal central, se analizó de la siguiente manera:

Caso I: la deflexión máxima y momento son:

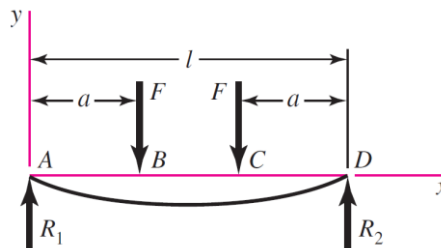


Figura 3.24. Diagrama de cargas idénticas en apoyos simples

(Fuente: [15])

Deflexión máxima

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{Fa}{24EI} (4a^2 - 3l^2) \quad [15]$$

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{1205.64N * 1.5885m}{24 * 210GPa * 13.2 \times 10^{-6}m^4} (4(1.5885m)^2 - 3(5.578m)^2)$$

$$y_{m\acute{a}x} = -0.00239 \text{ m}$$

$$y_{m\acute{a}x} = -2.39 \text{ mm}$$

Momento

$$M_{BC} = Fa \quad [15]$$

$$M_{BC} = 1205.64N * 1.5885m$$

$$M_{BC} = 1915.16Nm$$

Caso II: la deflexión y momento son:

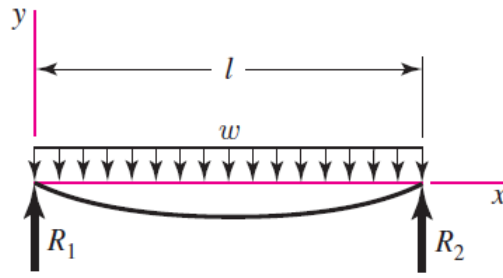


Figura 3.25 Apoyos simples: carga uniforme

(Fuente: [15])

Deflexión máxima

$$y_{m\acute{a}x} = -\frac{5wl^4}{384EI} [15]$$

$$y_{m\acute{a}x} = -\frac{5 * 184.43 \frac{N}{m} * (5.578m)^4}{384 * 210GPa * 13.2 \times 10^{-6}m^4}$$

$$y_{m\acute{a}x} = -0.000839m$$

$$y_{m\acute{a}x} = -0.839mm$$

Momento

$$M = \frac{wx}{2}(l - x) [15]$$

$$M = \frac{184.43 \frac{N}{m} * 3.9975m}{2} (5.578m - 3.9975m)$$

$$M = 582.62 Nm$$

La deflexión máxima total utilizando el perfil IPE 180 para la viga transversal central es la suma de los dos casos:

$$y_{m\acute{a}x} = -2.39 mm + (-0.839mm)$$

$$y_{AB} = -3.23mm$$

El momento total utilizando el perfil IPE 180 para la viga transversal central es la suma de los dos casos:

$$M_{BC} = 1915.16Nm + 582.62 Nm$$

$$M_{BC} = 2497.78 Nm$$

Utilizando perfiles IPE 200

Masa de las vigas correas:

$$Masa = 146.52 Kg \text{ (cada viga)}$$

Se apoya en dos puntos:

$$Masa = \frac{146.52 Kg}{2} = 73.26 Kg$$

$$Carga = 73.26 Kg * \frac{9.81 N}{1 Kg} = 718.68 N$$

En la viga transversal central se apoyan dos vigas correas a diferente distancia:

$$Carga = 718.68 N * 2$$

$$Carga = 1437.36 N$$

Masa de la viga transversal:

$$Masa = 22.4 \frac{Kg}{m}$$

$$Carga = 22.4 \frac{Kg}{m} * \frac{9.81 N}{1 Kg}$$

$$Carga = 219.74 \frac{N}{m}$$

Las cargas correspondientes en el perfil IPE 200 son aplicadas como se muestra en la figura 3.26 de la siguiente forma:

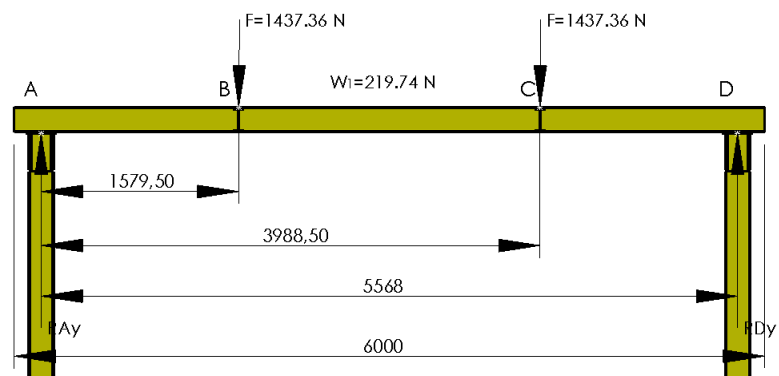


Figura 3.26 Cargas aplicadas en el perfil IPE 200 de la viga transversal central

(Fuente: Autor)

Requerimos de los siguientes parámetros:

$$F = 1437.36 \text{ N}$$

$$E_{acero} = 210 \text{ GPa}$$

$$I_x(\text{IPE 200}) = 19.4 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$w_1 = 219.74 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Reacciones:

$$\Sigma F_y = 0 + \uparrow$$

$$R_{A_y} + R_{D_y} - 1437.36 \text{ N} - 1437.36 \text{ N} - \left(219.74 \frac{\text{N}}{\text{m}} * 6 \text{ m} \right) = 0$$

$$R_{A_y} + R_{D_y} = 4193.16 \text{ N}$$

$$\Sigma M_A = 0 + \curvearrowright$$

$$\begin{aligned} & -(1437.36 \text{ N} * 1.588 \text{ m}) - (1437.36 \text{ N} * 3.997 \text{ m}) + (R_{D_y} * 5.578 \text{ m}) \\ & - \left(219.74 \frac{\text{N}}{\text{m}} * 6 \text{ m} * 2.789 \text{ m} \right) = 0 \end{aligned}$$

$$-11704.78 \text{ Nm} + R_{D_y} * 5.578 \text{ m} = 0$$

$$\mathbf{R_{D_y} = 2098.38 \text{ N}}$$

$$R_{A_y} + R_{D_y} = 4193.16 \text{ N}$$

$$\mathbf{R_{A_y} = 2094.78 \text{ N}}$$

Calculadas las reacciones realizamos el diagrama de fuerza cortante y momento flector, como se puede apreciar en la figura 3.27.

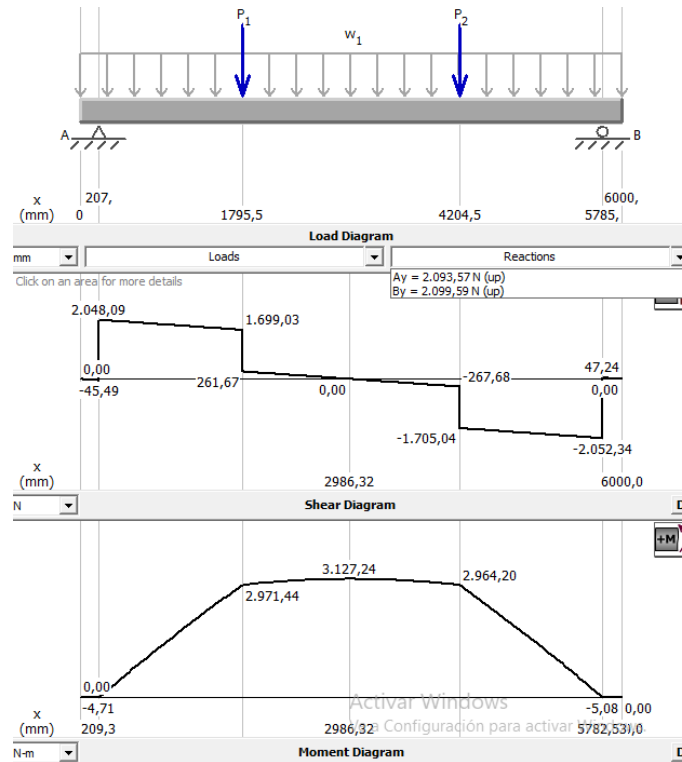


Figura 3.27 Diagrama de cuerpo libre, cortante y momento del perfil IPE 200 de la viga transversal central

(Fuente: Autor)

Deflexión máxima y momento:

La deflexión máxima y momento de la viga transversal central, se analizó de la siguiente manera:

Caso I: la deflexión máxima y momento son:

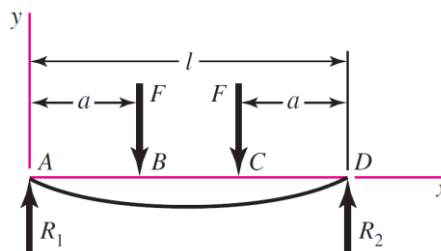


Figura 3.28. Diagrama de cargas idénticas en apoyos simples

(Fuente: [15])

Deflexión máxima

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{Fa}{24EI} (4a^2 - 3l^2) \quad [15]$$

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{1437.36N * 1.5885m}{24 * 210GPa * 19.4 \times 10^{-6}m^4} (4(1.5885m)^2 - 3(5.578m)^2)$$

$$y_{m\acute{a}x} = -0.00194 \text{ m}$$

$$y_{m\acute{a}x} = -1.94 \text{ mm}$$

Momento

$$M_{BC} = Fa \quad [15]$$

$$M_{BC} = 1437.36N * 1.5885m$$

$$M_{BC} = 2283.25Nm$$

Caso II: la deflexi3n y momento son:

Deflexi3n m\acute{a}xima

$$y_{m\acute{a}x} = -\frac{5wl^4}{384EI} \quad [15]$$

$$y_{m\acute{a}x} = -\frac{5 * 219.74 \frac{N}{m} * (5.578m)^4}{384 * 210GPa * 19.4 \times 10^{-6}m^4}$$

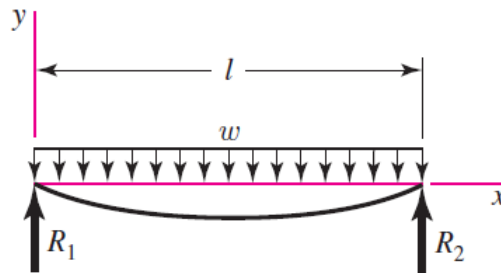


Figura 3.29 Apoyos simples: carga uniforme

(Fuente: [15])

$$y_{m\acute{a}x} = -0.000679m$$

$$y_{m\acute{a}x} = -0.679mm$$

Momento

$$M = \frac{wx}{2} (l - x) \quad [15]$$

$$M = \frac{219.74 \frac{N}{m} * 3.9975m}{2} (5.578m - 3.9975m)$$

$$M = 694.17 Nm$$

La deflexión máxima total utilizando el perfil IPE 200 para la viga transversal central es la suma de los dos casos:

$$y_{m\acute{a}x} = -1.94 mm + (-0.679mm)$$

$$y_{AB} = -2.62mm$$

El momento total utilizando el perfil IPE 200 para la viga transversal central es la suma de los dos casos:

$$M_{BC} = 2283.25Nm + 694.17 Nm$$

$$M_{BC} = 2977.42 Nm$$

En la tabla 3.13 se aprecia la comparación de la deflexión máxima calculada utilizando perfiles IPE 180 e IPE 200 para la viga transversal central.

Tabla 3.13 Comparación de la deflexión máxima con los perfiles IPE 180 e IPE 200

Viga transversal central	Deflexión máxima (mm)	Momento máximo (Nm)
IPE 180	-3,23	2497,78
IPE 200	-2,62	2977,42

(Fuente: Autor)

Se seleccionó un perfil IPE 200 para la viga transversal central.

3.2.2.5 Diseño del perfil para las vigas correas

En el diseño de éste perfil se procedió a calcular la deflexión máxima que se produce al aplicar las cargas correspondientes, utilizando perfiles IPE 180 e IPE 200 y comparándolas para seleccionar el perfil adecuado.

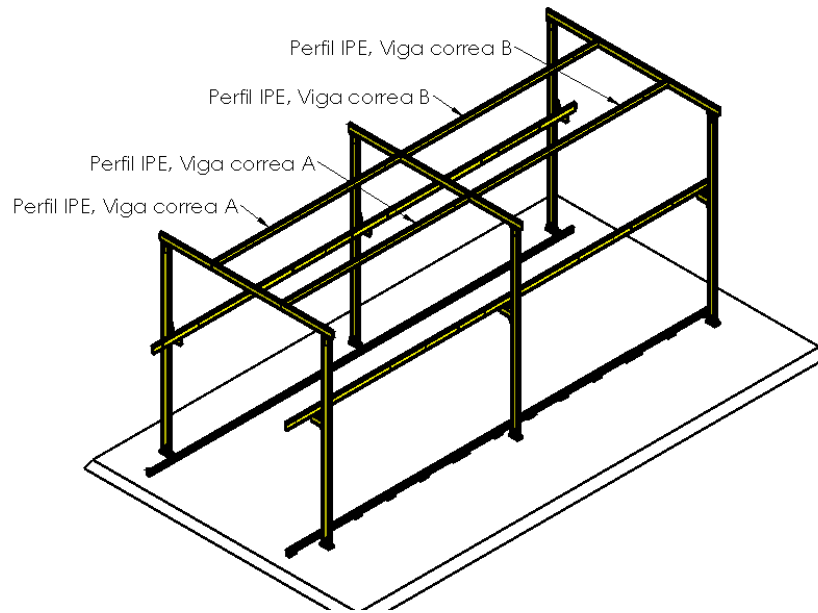


Figura 3.30 Vigas correas de la estructura exterior

(Fuente: Autor)

Como se aprecia en la figura 3.30 estas vigas ayudan a mantener las vigas transversales firmes y de esta manera evitar el pandeo en las mismas.

La deflexión máxima de las cuatro vigas correas es la misma, se procedió a calcular la deflexión en la viga correa A, esta deflexión es causada por la carga muerta del propio perfil que es la masa del perfil multiplicada por la gravedad.

Utilizando perfil IPE 180

Masa de la viga correa:

$$Masa = 18.8 \frac{Kg}{m}$$

$$Carga = 18.8 \frac{Kg}{m} * \frac{9.81 N}{1 Kg} = 184.43 \frac{N}{m}$$

La carga muerta del perfil IPE 180 es apoyada en dos extremos, como se muestra en la figura 3.31:

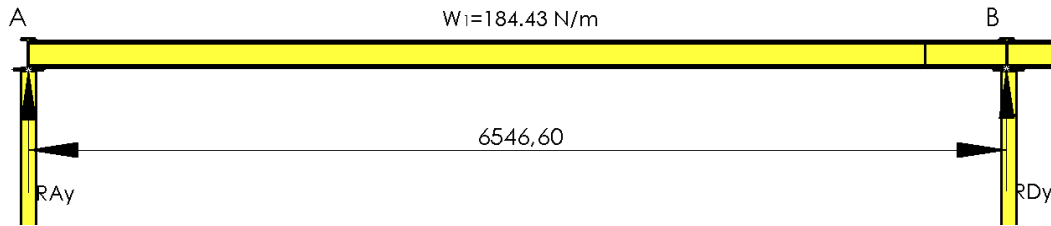


Figura 3.31 Carga muerta del perfil IPE 180 de la viga correa A apoyada en sus dos extremos.

(Fuente: Autor)

Requerimos de los siguientes parámetros:

$$E_{acero} = 210 \text{ GPa}$$

$$I_x(\text{IPE 180}) = 13.2 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$w_1 = 184.43 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Reacciones:

$$\Sigma F_y = 0 + \uparrow$$

$$RA_y + RB_y - \left(184.43 \frac{\text{N}}{\text{m}} * 6.5466 \text{ m}\right) = 0$$

$$RA_y + RB_y = 1207.4 \text{ N}$$

$$\Sigma M_A = 0 + \cup$$

$$(RB_y * 6.5466 \text{ m}) - \left(184.43 \frac{\text{N}}{\text{m}} * 6.5466 \text{ m} * 3.2733 \text{ m}\right) = 0$$

$$-3952.15 \text{ Nm} + RB_y * 6.5466 \text{ m} = 0$$

$$RB_y = 603.7 \text{ N}$$

$$RA_y + RB_y = 1207.4 \text{ N}$$

$$RA_y = 603.7 \text{ N}$$

Deflexión máxima y momento:

La deflexión máxima y momento de la viga correa A, se analizó de la siguiente forma:

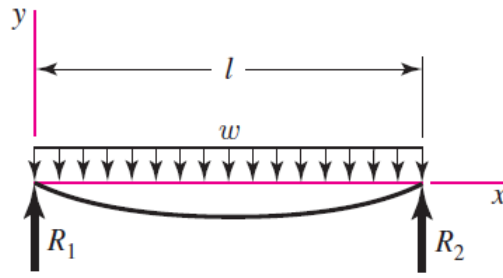


Figura 3.32 Apoyos simples: carga uniforme

(Fuente: [15])

Deflexión máxima

$$y_{m\acute{a}x} = -\frac{5wl^4}{384EI} [15]$$

$$y_{m\acute{a}x} = -\frac{5 * 184.43 \frac{N}{m} * (6.5466m)^4}{384 * 210GPa * 13.2 \times 10^{-6} m^4}$$

$$y_{m\acute{a}x} = -0.001591m$$

$$y_{m\acute{a}x} = -1.591mm$$

Momento

$$M = \frac{wx}{2} (l - x) [15]$$

$$M = \frac{184.43 \frac{N}{m} * 3.2733m}{2} (6.5466m - 3.2733m)$$

$$M = 988.04 Nm$$

Utilizando perfil IPE 200

Masa de la viga correa:

$$Masa = 22.4 \frac{Kg}{m}$$

$$Carga = 22.4 \frac{Kg}{m} * \frac{9.81 N}{1 Kg} = 219.74 \frac{N}{m}$$

La carga muerta del perfil IPE 200 es apoyada en dos puntos, como se aprecia en la figura 3.33:

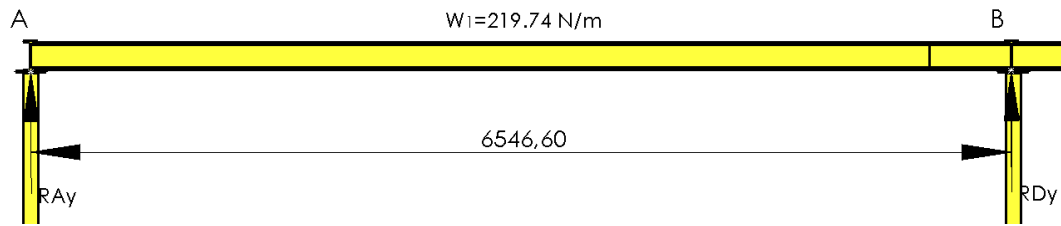


Figura 3.33 Carga muerta del perfil IPE 200 de la viga correa A apoyada en sus dos extremos.

(Fuente: Autor)

Requerimos de los siguientes parámetros:

$$E_{acero} = 210 \text{ GPa}$$

$$I_x(\text{IPE 180}) = 19.4 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$w_1 = 219.74 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Reacciones:

$$\Sigma F_y = 0 + \uparrow$$

$$RA_y + RB_y - \left(219.74 \frac{\text{N}}{\text{m}} * 6.5466 \text{ m} \right) = 0$$

$$RA_y + RB_y = 1438.55 \text{ N}$$

$$\Sigma M_A = 0 + \curvearrowright$$

$$(RB_y * 6.5466 \text{ m}) - \left(219.74 \frac{\text{N}}{\text{m}} * 6.5466 \text{ m} * 3.2733 \text{ m} \right) = 0$$

$$-4708.81 \text{ Nm} + RB_y * 6.5466 \text{ m} = 0$$

$$RB_y = 719.27 \text{ N}$$

$$RA_y + RB_y = 1435.55 \text{ N}$$

$$RA_y = 719.28 \text{ N}$$

Deflexión máxima y momento:

La deflexión máxima y momento de la viga correa, se analizó de la siguiente forma:

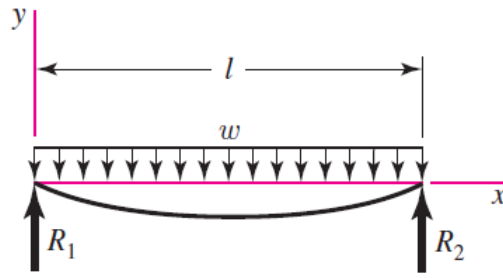


Figura 3.34 Apoyos simples: carga uniforme

(Fuente: [15])

Deflexión máxima

$$y_{m\acute{a}x} = -\frac{5wl^4}{384EI} [15]$$

$$y_{m\acute{a}x} = -\frac{5 * 219.74 \frac{N}{m} * (6.5466m)^4}{384 * 210GPa * 19.4x10^{-6}m^4}$$

$$y_{m\acute{a}x} = -0.00129m$$

$$y_{m\acute{a}x} = -1.29mm$$

Momento

$$M = \frac{wx}{2}(l - x) [15]$$

$$M = \frac{219.74 \frac{N}{m} * 3.2733m}{2} (6.5466m - 3.2733m)$$

$$M = 1177.2 Nm$$

En la tabla 3.14 se aprecia la comparación de la deflexión máxima y momento máximo calculados utilizando perfiles IPE 180 e IPE 200 para la viga correa A:

Tabla 3.14 Comparación de la deflexión máxima con los perfiles IPE 180 e IPE 200

Viga correa	Deflexión máxima (mm)	Momento máximo (Nm)
IPE 180	-1,59	988,04
IPE 200	-1,29	1177,20

(Fuente: Autor)

Se seleccionó un perfil IPE 180 para las vigas correas A y B, por motivo que la diferencia de sus deflexiones es -0.3 mm y también éste perfil tiene una masa menor por lo que es más económico.

3.2.2.6 Cálculo de la carga aplicada a las placas bases de sujeción

Las seis placas bases de sujeción soportan las cargas de los siguientes elementos mostrados en la tabla 3.15:

Tabla 3.15 Masas de los diferentes elementos

Descripción	Masa (Kg)
Vigas transversales	403,20
Vigas correas	491,60
Vigas carrileras	658,12
Placas refuerzo de las viga carrileras	42,06
Placas de asentamiento de las vigas transversales	25,26
Perfiles para las columnas	846,72
Soportes de las vigas carrileras	56,34
Refuerzos de los soportes de las vigas carrileras.	31,14
Ángulo riel	94,88
Estructura del portacables	64,00

Soldadura	15,00
Total	2728,32

(Fuente: Autor)

La carga total 1 es:

$$C_{t1} = 2728.32 \text{ Kg} * \frac{9.81 \text{ N}}{1 \text{ Kg}}$$

$$C_{t1} = 26764.8 \text{ N}$$

La carga es apoyada en seis placas base:

$$C_{t1} = \frac{26764.8 \text{ N}}{6}$$

$$C_{t1} = 4460.8 \text{ N}$$

Además de esta cada total 1, $C_{t1} = 4460.8 \text{ N}$ cada placa soporta directamente la carga de los diferentes sistemas mecánicos y de la persona, C_{t2}

$$C_{t2} = 376 \text{ Kg} * \frac{9.81 \text{ N}}{1 \text{ Kg}}$$

$$C_{t2} = 3688.56 \text{ N}$$

La carga total, C_t aplicada a cada placa base de sujeción es:

$$C_t = C_{t1} + C_{t2}$$

$$C_t = 8149.36 \text{ N}$$

3.2.2.7 Diseño de las placas base de sujeción

Para el diseño de las seis placas base de sujeción se utilizó el diseño de placas base de columnas con pequeños momentos. [11]

Como se aprecia en la figura 3.35 la placa base soporta la carga axial que se encuentra en la columna, adicionalmente soporta el momento que se forma con la aplicación de las cargas F_1 y F_2 (calculadas en el numeral 3.2.2.2.2).

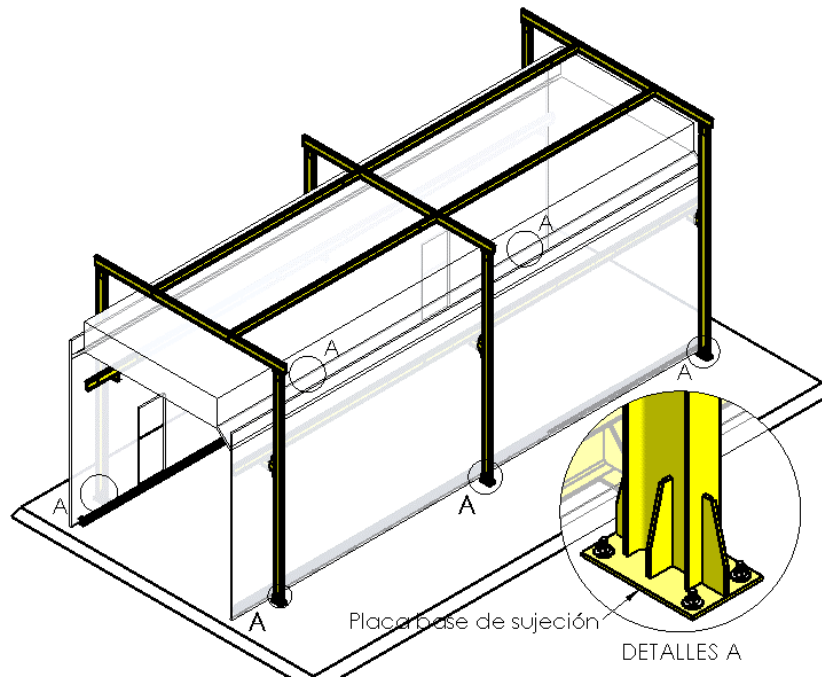


Figura 3.35 Placas base de sujeción de la estructura

(Fuente: Autor)

Con el diseño de la placa base se obtuvo sus dimensiones y espesor.

Requerimos de los siguientes parámetros:

$$Carga\ axial = 8149.36\ N$$

$$Momento\ flector = 1366.76\ Nm$$

$$f_c' = \text{Resistencia de compresión del concreto} = 3\text{ksi} [11]$$

$$F_y = 36\ Ksi = 248.564 \times 10^6 \frac{N}{m^2} \text{ (Acero ASTM A36)}$$

Determinamos:

1. P_u y M_u :

$$P_u = \text{Carga axial última} = 8149.36\ N$$

$$M_u = \text{Momento último} = 1366.76\ Nm$$

2. Planteamos las dimensiones N y B de la placa base:

El ancla, D_r (diámetro del roscado del perno de expansión) es de diámetro: $D_r = \frac{5}{8} plg$

$$D_r = \frac{5}{8} plg * \frac{25.4 mm}{1 plg} = 15.875 mm$$

Las seis columnas de la estructura están diseñadas con perfiles IPE 200.

Especificaciones del perfil IPE 200 ($h = 200mm = 7.87plg$; $s = 100mm = 3.94 plg$)

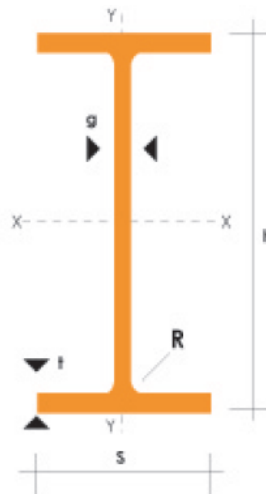


Figura 3.36 Especificación del perfil IPE 200

(Fuente: [10])

$$d = h = 200 mm$$

$$b_f = s = 100 mm$$

$$N > d + (10D_r) [11]$$

$$N > d + (10D_r) = 200 mm + (10 * 15.875 mm) = 358.75 mm = 14.12 plg$$

$$B > b_f + (6D_r) [11]$$

$$B > b_f + (6D_r) = 100 mm + (6 * 15.875 mm) = 195.25 mm = 7.69 plg$$

Planteamos las dimensiones:

$$N = 360 mm = 14.17 plg$$

$$B = 200 \text{ mm} = 7.87 \text{ plg}$$

3. Dimensionamos las zapata de concreto:

$$D_b = 1.75D_r \text{ [11]}$$

$$\text{Largo} > N + 2(6D_r - D_b) = 360\text{mm} + 2(6 * 15.875 - 1.75 * 15.875)\text{mm}$$

$$\text{Largo} = 494.94 \text{ mm}$$

$$\text{Ancho} > B + 2(6D_r - D_b) = 200\text{mm} + 2(6 * 15.875 - 1.75 * 15.875)\text{mm}$$

$$\text{Ancho} = 334.94 \text{ mm}$$

Probar con un pedestal de Largo = 495 mm y Ancho = 335 mm

$$A_2 = \text{Largo} * \text{Ancho} = 495 \text{ mm} * 335 \text{ mm} = 165825 \text{ mm}^2$$

4. Calcular A_2 geoméricamente similar a A_1

$$A_1 = N * B = 360 \text{ mm} * 200 \text{ mm} = 72000 \text{ mm}^2 = 111.6 \text{ plg}^2$$

Tomar el lado mayor de la zapata: $N_2 = 495 \text{ mm}$

$$\text{Proporción} = \frac{B}{N} = \frac{200 \text{ mm}}{360 \text{ mm}}$$

$$\text{Proporción} = 0.556$$

$$B_2 = (\text{Proporción})N_2 = 0.556 * 495 \text{ mm} = 275.22 \text{ mm}$$

$$A_2 = N_2 * B_2 = 495 \text{ mm} * 275.22 \text{ mm} = 136233.9 \text{ mm}^2 = 211.16 \text{ plg}^2$$

5. Determinar la excentricidad equivalente y la excentricidad crítica

$$e = \frac{M_u}{P_u} \text{ [11]}$$

$$e = \frac{1366.76 \text{ Nm}}{8149.36 \text{ N}}$$

$$e = 0.167 \text{ m}$$

$$f_{p\text{máx}} = \phi_c(0.85f_c')\sqrt{\frac{A_2}{A_1}} \text{ [11]}$$

Donde:

$f_{p\text{máx}}$ = Esfuerzo máximo que soporta el concreto

$\phi_c =$ Factor de reducción de resistencia al aplastamiento, igula a: 0.65

$f_c' =$ Resistencia a la compresión del concreto

$A_1 =$ Área de la placa base

$A_2 =$ Área de soporte máxima

$$f_{pm\acute{a}x} = 0.65 * (0.85 * 3ksi) \sqrt{\frac{211.16 \text{ plg}^2}{111.6 \text{ plg}^2}} = 2.279ksi$$

$$q_{m\acute{a}x} = f_{pm\acute{a}x} * B \text{ [11]}$$

$$q_{m\acute{a}x} = 2.279ksi * 7.69 \text{ plg} = 17.53 \frac{\text{kips}}{\text{plg}}$$

$$q_{m\acute{a}x} = 17.53 \frac{\text{kips}}{\text{plg}} * \frac{4448.22 \text{ N}}{1 \text{ kips}} = 77977.3 \frac{\text{N}}{\text{plg}}$$

$$e_{cr\acute{i}t} = \frac{N}{2} - \frac{P_u}{2 q_{m\acute{a}x}} \text{ [11]}$$

$$e_{cr\acute{i}t} = \frac{14.17 \text{ plg}}{2} - \frac{8149.36 \text{ N}}{2 * 77977.3 \frac{\text{N}}{\text{plg}}}$$

$$e_{cr\acute{i}t} = 7.03 \text{ plg} = 178.63 \text{ mm} = 0.178 \text{ m}$$

$$e < e_{cr\acute{i}t}$$

$$0.167 \text{ m} < 0.178 \text{ m} \text{ **ES CORRECTO**}$$

En base a: $e < e_{cr\acute{i}t}$ Se cumple el criterio para el diseño de placas base de columnas con pequeños momentos.

6. Determinar la longitud de soporte, Y

$$Y = N - 2e$$

$$Y = 360 \text{ mm} - 2 * 167 \text{ mm} = 26 \text{ mm} = 0.026 \text{ m}$$

Verificar la presión de soporte:

$$q = \frac{P_u}{Y} \text{ [11]}$$

$$q = \frac{8149.36 \text{ N}}{0.026 \text{ m}} = 313436.92 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Criterio: $q < q_{\text{máx}}$

$$q_{\text{máx}} = 77977.3 \frac{N}{\text{plg}} * \frac{1 \text{ plg}}{2.54 \text{ cm}} * \frac{100 \text{ cm}}{1 \text{ m}} = 3.069 \times 10^6 \frac{N}{\text{m}}$$

$$0.313 \times 10^6 \frac{N}{\text{m}} < 3.069 \times 10^6 \frac{N}{\text{m}} \quad \text{ES CORRECTO}$$

7. Determinar el espesor mínimo requerido, t_{preq} para la placa

$$m = \frac{N - 0.95d}{2} [9]$$

$$m = \frac{360 \text{ mm} - 0.95 * 200}{2} = 85 \text{ mm} = 0.085 \text{ m}$$

$$n = \frac{B - 0.8b_f}{2} [9]$$

$$n = \frac{200 - 0.8 * 100}{2} = 60 \text{ mm} = 0.06 \text{ m}$$

$$f_p = \frac{P_u}{B * Y} [11]$$

$$f_p = \frac{8149.36 \text{ N}}{0.2 \text{ m} * 0.026 \text{ m}} = 1.56 \times 10^6 \frac{N}{\text{m}^2}$$

Como $Y < m$, entonces:

$$t_{p1req} = 2.11 \sqrt{\frac{f_p Y (m - \frac{Y}{2})}{F_y}}$$

$$t_{p1req} = 2.11 \sqrt{\frac{1.56 \times 10^6 \frac{N}{\text{m}^2} * 0.026 \text{ m} * (0.085 \text{ m} - \frac{0.026 \text{ m}}{2})}{248.564 \times 10^6 \frac{N}{\text{m}^2}}}$$

$$t_{p1req} = 0.00723 \text{ m} = 7.23 \text{ mm} \cong 7 \text{ mm}$$

Como $Y < n$, entonces:

$$t_{p1req} = 2.11 \sqrt{\frac{f_p Y (n - \frac{Y}{2})}{F_y}}$$

$$t_{p1req} = 2.11 \sqrt{\frac{1.56 \times 10^6 \frac{N}{m^2} * 0.026m * (0.06m - \frac{0.026m}{2})}{248.564 \times 10^6 \frac{N}{m^2}}}$$

$$t_{p1req} = 0.00584m = 5.84 \text{ mm} \cong 6 \text{ mm}$$

$$t_{preq} = \text{máx}(t_{p1req}, t_{p2req}) = \text{máx}(7 \text{ mm}, 6 \text{ mm})$$

$$t_{preq} = 7 \text{ mm} = 0.275 \text{ plg}$$

Las dimensiones de cada placa base de sujeción son:

$$N = 360 \text{ mm (largo)}$$

$$B = 200 \text{ mm (ancho)}$$

$$e = 7 \text{ mm (espesor)}$$

3.2.3 Diseño del Sistema general de traslación y elevación

Los diferentes sistemas que conforman el sistema general de traslación y elevación son:

- Sistema de traslación horizontal superior.
- Sistema de traslación horizontal inferior.
- Sistema de los rieles guías de elevación.
- Estructura soporte a la canasta de elevación.
- Canasta de elevación.

3.2.3.1 Diseño del sistema de traslación horizontal superior

Para el diseño correspondiente, se tomó en cuenta las cargas aplicadas a los dos puntos críticos del perfil de la viga carrilera superior A, de esta manera fueron diseñados los elementos que conforman el sistema para resistir estas cargas aplicadas.

3.2.3.1.1 Selección del Motorreductor

El motorreductor es el encargado de ejecutar el avance del sistema general de traslación y elevación por su trayecto de 12680 mm, para su apropiada selección se calculó la potencia, torque del motorreductor.

Potencia del motorreductor

La potencia en movimiento rotacional es:

$$P = \frac{M*n}{9550*\eta} [25]$$

Donde:

$P =$ Potencia del motorreductor [Kw]

$M =$ Torque o par del motorreductor [Nm]

$n =$ Velocidad angular [rpm]

$\eta =$ Eficiencia del motorreductor

Torque o Par del Motorreductor

Está rígida por la siguiente ecuación:

$$M = F * r [25]$$

Donde:

$F =$ Fuerza requerida para calcular el torque [N]

$r =$ Radio de la rueda [m]

La fuerza, F requerida para calcular el torque del motorreductor es la reacción normal del plano, N multiplicada por el coeficiente de rodadura, C_{rr} . El radio, r es el radio promedio de la rueda motriz (canal en V) que está en contacto con el riel. En la figura 3.37 se muestra el diagrama de la rueda motriz sobre el riel.

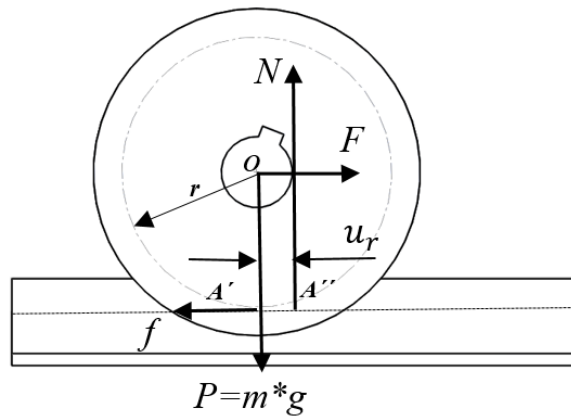


Figura 3.37 Diagrama de la rueda motriz sobre el riel

(Fuente: [7])

$$F = C_{rr} * N [7]$$

La reacción normal, N es la carga total (peso) del sistema general de traslación y elevación incluyendo el peso de la persona:

$$M = 460 \text{ Kg}$$

$$P = 460 \text{ Kg} * 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$P = 4512.6 \text{ N} = N$$

El coeficiente de rodadura, C_{rr} :

$$C_{rr} = \frac{u_r}{R} [8]$$

Donde:

$u_r =$ Coeficiente de resistencia a la rodadura

$r =$ Radio de la rueda

$$C_{rr} = \frac{7 \text{ mm}}{47.5 \text{ mm}}$$

$$C_{rr} = 0.147$$

El torque o par es:

$$M = F * r$$

$$M = C_{rr} * N * r$$

$$M = 0.168 * 4512.6 N * 0.0475 m$$

$$M = 31.6 Nm$$

Con la ecuación de la potencia:

$$P = \frac{M * n}{9550 * \eta}$$

La velocidad angular, n fue seleccionada en base a la velocidad promedio, v_{pr} de una persona al caminar de la siguiente forma:

$$v_{pr} = 850 \frac{mm}{s} [26]$$

$$v = w * r [7]$$

Donde:

$v =$ Velocidad tangencial

$w =$ Velocidad angular

$r =$ Radio de la rueda

Despejando, w :

$$w = \frac{v}{r}$$

$$w = \frac{850 \frac{mm}{s}}{47.5 mm} = 17.9 \cong 18 \frac{1}{s}$$

$$w = 18 \frac{1}{s} * \frac{1 rev}{min} * \frac{60 s}{2\pi} = 171.9 \cong 172 rpm$$

$$w = n = 172 rpm$$

Para la eficiencia del motorreductor, η tomamos un valor aproximado de: 0.85.

La potencia calculada es:

$$P = \frac{M * n}{9550 * \eta}$$

$$P = \frac{31.6 Nm * 172 rpm}{9550 * 0.85}$$

$$P = 0.7 \text{ Kw} * \frac{1000 \text{ w}}{1 \text{ Kw}} * \frac{1 \text{ Hp}}{746 \text{ w}}$$

$$P = 0.94 \text{ Hp} \cong 1 \text{ Hp}$$

Se seleccionó un motorreductor sinfín –corona, con una potencia de 1 Hp. Para obtener la potencia, torque requeridos del motorreductor se seleccionó el motor y caja reductora apropiados para alcanzar éstos parámetros, los datos técnicos de los mismos se muestran en los anexos D-E.

3.2.3.1.2 Determinación de la velocidad del sistema general de traslación y elevación

Tomando en cuenta los datos técnicos del motorreductor seleccionado, procedemos a calcular la velocidad de avance que posee el sistema general al recorrer una distancia de 12680 mm, como se muestra en la figura 3.38.

Se tomó los siguientes datos técnicos del motorreductor seleccionado:

$$P = 1 \text{ Hp}$$

$$M = 33.42 \text{ Nm}$$

$$n = w = 173 \text{ rpm}$$

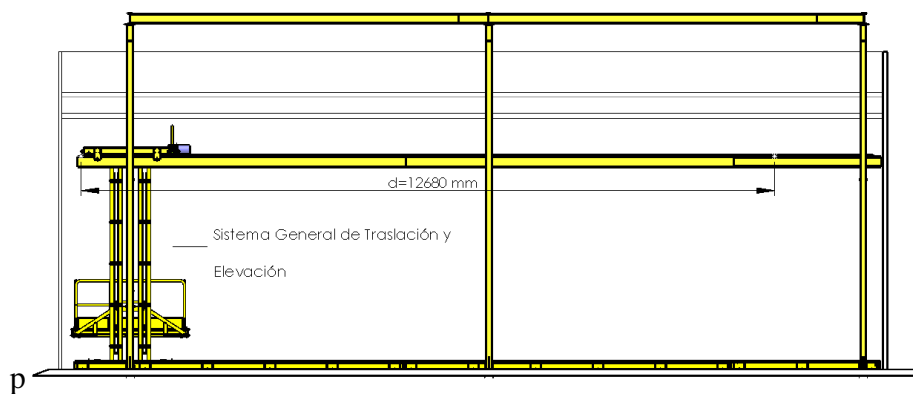


Figura 3.38 Esquema de la distancia a recorrer el sistema general de traslación y elevación

(Fuente: Autor)

Como:

$$v = w * r [7]$$

$$w = 173rpm = 18.12 \frac{rad}{seg}$$

$$v = 18.12 \frac{rad}{seg} * 47.5 mm$$

$$v = 860.7 \frac{mm}{seg}$$

$$v =$$

Procedemos a calcular el tiempo empleado en recorrer la distancia de 12680 mm.

$$v = \frac{d}{t} [7]$$

Donde:

$v =$ Velocidad

$d =$ Distancia, espacio

$t =$ Tiempo

Despejando el tiempo, t :

$$t = \frac{d}{v}$$

$$t = \frac{12680 mm}{860.7 \frac{mm}{seg}}$$

$$t = 14.73 \cong 15 seg$$

3.2.3.1.3 Diseño de la estructura

La estructura está realizada por placas de acero ASTM A36, $S_y = 250MPa$ (Anexo C), la misma es en donde se ensambló los elementos mecanizados respectivos (ejes, ruedas, separadores) y los diversos componentes (motorreductor, chumaceras, pernos) para realizar su función de avance horizontal. La figura 3.39 muestra la estructura del sistema de translación horizontal superior.

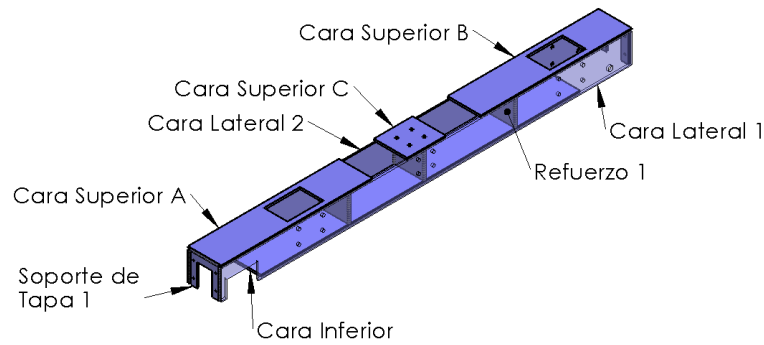


Figura 3.39 Estructura del sistema de traslación horizontal superior

(Fuente: Autor)

Diseño de la Cara Lateral 1

En la figura 3.40 se aprecia la cara lateral 1 con las fuerzas a la que está sometida, la misma está representada como una viga en sus apoyos correspondientes.

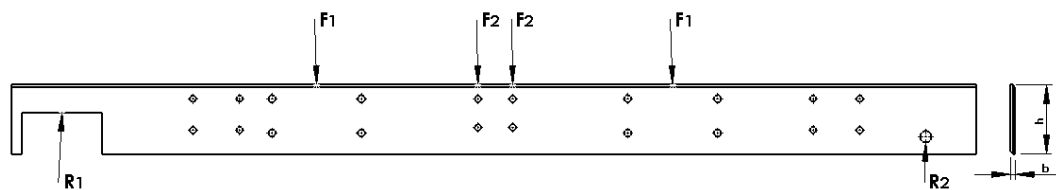


Figura 3.40 Cara lateral 1 con las fuerzas a la que está sometida

(Fuente: Autor)

La F_1 corresponde a la masa de cada riel guía de elevación (44 Kg) multiplicada por la gravedad y el resultado dividida para dos, porque la carga es apoyada en la cara lateral 1 y cara lateral 2.

$$F_1 = 44 \text{ Kg} * 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$F_1 = 431.64 \text{ N}$$

$$F_1 = \frac{431.64 \text{ N}}{2}$$

$$F_1 = 215.82 \text{ N}$$

La F_2 corresponde a la sumatoria de las masas de los sistemas de: traslación horizontal superior (110 Kg), estructura soporte a la canasta de elevación (49 Kg),

canasta de elevación (39 Kg), más la masa de la persona (90 Kg), el resultado multiplicada por la gravedad, éste resultado dividida para dos, porque la carga es aplicada en dos puntos y finalmente el resultado dividida para dos, porque la carga es apoyada en la cara lateral 1 y cara lateral 2.

$$F_2 = 288 \text{ Kg} * 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$F_2 = 2825.28 \text{ N}$$

$$F_2 = \frac{2825.28 \text{ N}}{2}$$

$$F_2 = \frac{1412.64 \text{ N}}{2}$$

$$F_2 = 706.32 \text{ N}$$

Se determinó las reacciones en los apoyos y el momento máximo de la cara lateral 1, como se puede apreciar en la figura 3.41.

Encontrando:

$$R_1 = 919,46 \text{ N}$$

$$R_2 = 924,82 \text{ N}$$

$$M_{m\acute{a}x} = 610,94 \text{ Nm}$$

Para el presente diseño se trabajó con un factor de seguridad de: $n = 2$, obteniendo un esfuerzo máximo permisible de:

$$\sigma_{perm.} = \frac{S_y}{n} [15]$$

$$\sigma_{perm.} = \frac{250 \text{ MPa}}{2}$$

$$\sigma_{perm.} = 125 \text{ MPa}$$

Donde:

$$\sigma_{perm.} = \text{Esfuerzo permisible}$$

$$S_y = \text{Resistencia a la tensión}$$

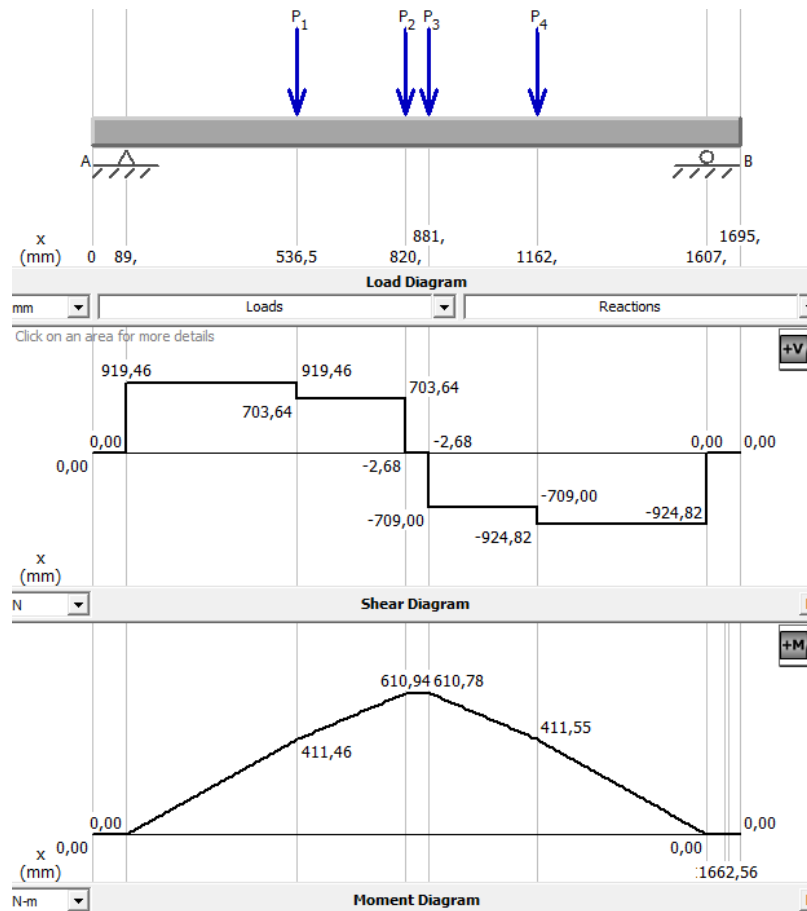


Figura 3.41 Diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector de la cara lateral 1

(Fuente: Autor)

Mediante la ecuación de esfuerzo por flexión y reemplazaremos los datos en base a una sección rectangular del elemento tenemos:

$$\sigma = \frac{M \cdot c}{I} \quad [15]$$

$$c = \frac{h}{2}$$

$$I = \frac{bh^3}{12}$$

Para una sección rectangular, el esfuerzo máximo por flexión es:

$$\sigma_{perm.} = \frac{6M}{bh^2} \quad [15]$$

Donde:

$\sigma_{perm.} = \text{Esfuerzo permisible}$

$M = \text{Momento}$

$b = \text{espesor de la placa} = 8 \text{ mm}$

$h = \text{altura}$

Se calcula la altura, h apropiada para resistir las cargas aplicadas:

$$h = \sqrt{\frac{6M}{b * \sigma_{perm.}}}$$

$$h = \sqrt{\frac{6 * 610.94 \text{ Nm}}{0.008 \text{ m} * 125 \text{ MPa}}}$$

$$h = 0.0605 \text{ m}$$

$$h = 60.55 \text{ mm}$$

La cara lateral 1, cuenta con las siguientes dimensiones mostradas en la figura 3.42:

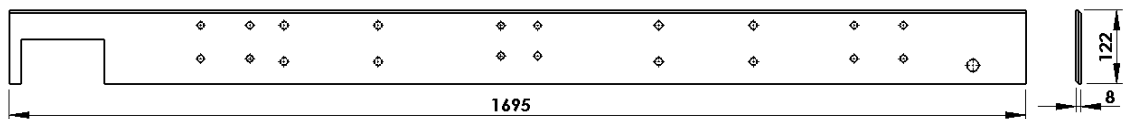


Figura 3.42 Dimensiones de la cara lateral 1

(Fuente: Autor)

$$l = 1695 \text{ mm}$$

$$b = 8 \text{ mm}$$

$$h = 122 \text{ mm}$$

Con la altura obtenida, se calcula el esfuerzo por flexión real del elemento:

$$\sigma\sigma = \frac{6 * 610.94 \text{ Nm}}{0.008 \text{ m} * (0.122 \text{ m})^2}$$

$$\sigma = 30.78 \text{ MPa}$$

Cálculo por corte:

$$\tau = \frac{F}{A} [15]$$

$$A = [(122 * 8) - (2 * 11.1125 * 8)] \text{ mm}^2$$

$$A = 798.2 \text{ mm}^2 = 7.982 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\tau = \frac{706.32 \text{ N}}{7.982 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$\tau = 884.891 \text{ KPa} = 0.884 \text{ MPa}$$

De acuerdo al esfuerzo equivalente de Von Mises, se calcula el esfuerzo total que se genera en la cara lateral 1:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} [15]$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(30.78 \text{ MPa})^2 + 3(0.884 \text{ MPa})^2}$$

$$\sigma_{eq} = 30.818 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{eq}}$$

$$n = \frac{250 \text{ MPa}}{30.818 \text{ MPa}}$$

$$n = 8.1$$

La resistencia de la cara lateral 1, es aceptable para soportar las cargas aplicadas, con un factor de seguridad: $n = 8.1$

Diseño de la Cara Lateral 2

La cara lateral 2 posee las mismas dimensiones de la cara lateral 1.

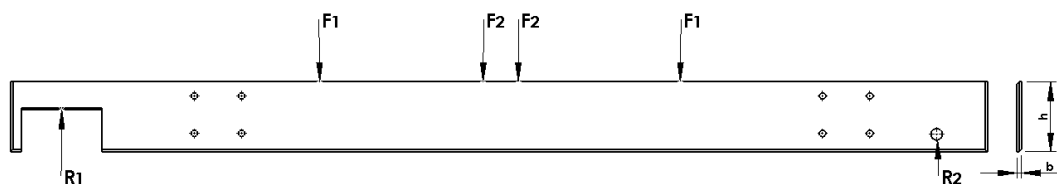


Figura 3.43 Cara lateral 2 con las fuerzas a la que está sometida

(Fuente: Autor)

En la figura 3.43 se observa la cara lateral 2 con las fuerzas a la que está sometida.

Las reacciones en los apoyos y el momento máximo de la cara lateral 2 son las mismas magnitudes de la cara lateral 1.

$$R_1 = 919.46 \text{ N}$$

$$R_2 = 924.82 \text{ N}$$

$$M_{má} = 610.94 \text{ Nm}$$

Se comprueba su resistencia de la siguiente forma:

$$\sigma = \frac{6M}{bh^2} [15]$$

$$\sigma = \frac{6 * 610.694 \text{ Nm}}{0.008 \text{ m} * (0.122 \text{ m})^2}$$

$$\sigma = \sigma_{eq} = 30.78 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{eq}}$$

$$n = \frac{250 \text{ MPa}}{30.78 \text{ MPa}}$$

$$n = 8.1$$

La cara lateral 2, tiene un factor de seguridad alto ($n = 8.1$), lo que implica que el elemento está diseñado correctamente.

Deflexión en las caras laterales 1 y 2

Con la ayuda de un software se analizó la deflexión que se produce en las caras laterales 1 y 2 (figura 3.44) mediante la aplicación de las fuerzas correspondientes.

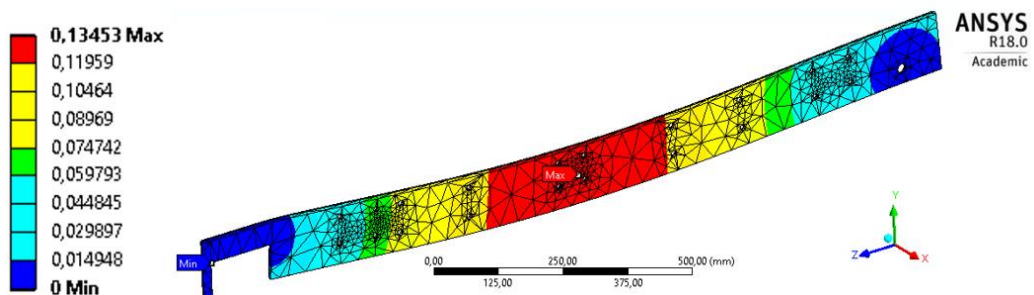


Figura 3.44 Deflexión que se produce en las caras laterales 1 y 2

(Fuente: Autor)

La deflexión máxima que se produce en las caras laterales 1 y 2 es:

$$y = -0.1353 \text{ mm}$$

3.2.3.1.4 Diseño del eje para la rueda motriz

El eje para la rueda motriz (figura 3.45) fue mecanizado en acero SAE/AISI 1045 ($S_{ut} = 570 \text{ MPa}$, $S_y = 310 \text{ MPa}$), (Anexo J).

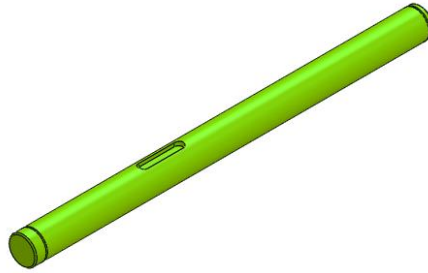


Figura 3.45 Eje de la rueda motriz

(Fuente: Autor)

Como se muestra en la figura 3.46 la fuerza, $F = 1844,28 \text{ N}$ ejercida en la rueda motriz genera un torque.

Donde:

$$T = \text{Torque [Nm]}$$

$$F = \text{Fuerza requerida para calcular el torque [N]}$$

$$r = \text{Radio de la rueda [m]}$$

Cálculo del torque:

$$T = 1844.28 \text{ N} \times 0.0475 \text{ m}$$

$$T = 87.6 \text{ Nm}$$

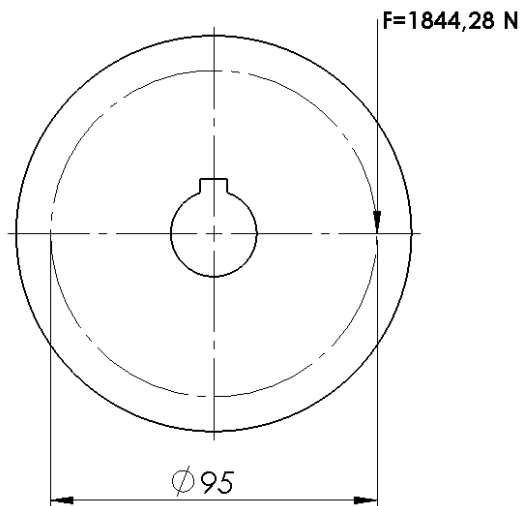


Figura 3.46 Esquema de la rueda motriz con la fuerza aplicada

(Fuente: Autor)

$$T = Fxr [8]$$

El eje para la rueda motriz (figura 3.47) está sometido a la fuerza $F = 1844.28 \text{ N}$, el mismo que está situado sobre sus apoyos correspondientes:

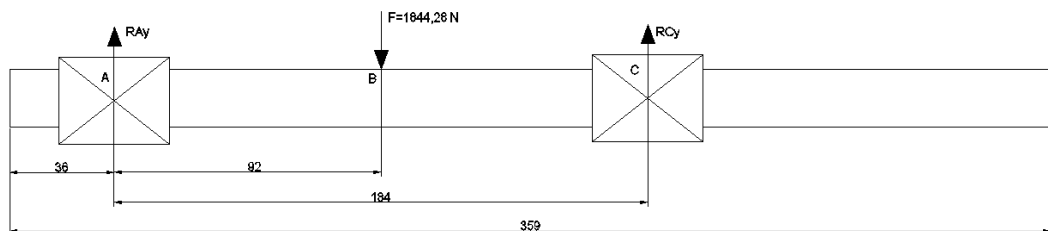


Figura 3.47 Esquema del eje para la rueda motriz sometida a la fuerza F, dimensiones [mm]

(Fuente: Autor)

Donde:

A = soporte

B = punto de ubicación de la fuerza

C = soporte

F = fuerza aplicada

Reacciones:

$$\Sigma F_y = 0 + \uparrow$$

$$R_{A_y} - 1844.28 \text{ N} + R_{C_y} = 0$$

$$R_{A_y} = 1844.28 \text{ N} - R_{C_y}$$

$$\Sigma M_A = 0 + \cup$$

$$(1844.28 \text{ N} * 0.092 \text{ m}) + (R_{C_y} * 0.184 \text{ m}) = 0$$

$$R_{C_y} = 922.14 \text{ N}$$

$$R_{A_y} = 1844.28 \text{ N} - R_{C_y}$$

$$R_{A_y} = 922.14 \text{ N}$$

Momento

$$M_{AB} = \frac{F_x}{2} [15]$$

$$M_{AB} = \frac{1844.28 \text{ N} * 0.092}{2}$$

$$M_{AB} = 84.84 \text{ Nm}$$

Calculadas las reacciones realizamos el diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector, como se puede apreciar en la figura 3.48.

El momento máximo calculado es de 84.84 Nm; el par de torque producido es de 87.6 Nm con estos datos calculamos el diámetro del eje para la rueda motriz mediante la ecuación ED-Gerber.

$$d = \left(\frac{8nA}{\pi S_e} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2BS_e}{AS_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} [15]$$

Donde:

$$A = \sqrt{4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2} [15]$$

$$B = \sqrt{4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2} [15]$$

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e' [15]$$

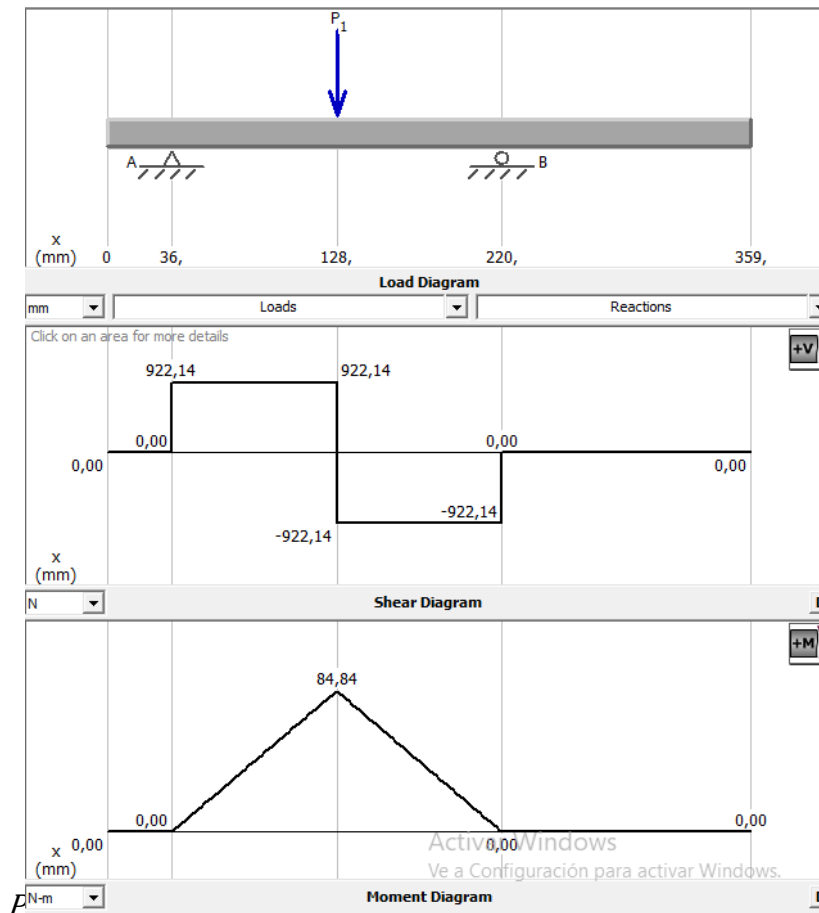


Figura 3.48 Diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector del eje para la rueda motriz

(Fuente: Autor)

M_m = Momento flexionante medio

M_a = Momento alternante

T_a = Par de torsión alternante

T_m = Par de torsión medio

k_a = Factor de modificación de la condición superficial

k_b = Factor de modificación del tamaño

k_c = Factor de modificación de la carga

k_d = Factor de modificación de la temperatura

k_e = Factor de confiabilidad

k_f = Factor de modificación de efectos varios

S_e = Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

S_e' = Límite de resistencia a la fatiga en la posición crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

S_{ut} = Resistencia a la tensión del acero.

Para el caso de un eje giratorio, el momento flexionante constante crea un esfuerzo flexionante completamente reversible, por lo tanto:

$$M_a = 84.84 \text{ Nm}$$

$$T_m = 87.6 \text{ Nm}$$

$$M_m = T_a = 0$$

k_a , Factor de modificación de la condición superficial

$$k_a = aS_{ut}^b$$

En la figura 3.49 se muestra los parámetros para el factor de condición superficial:

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} kpsi	S_{ut} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

De C. J. Noll y C. Lipson, "Allowable Working Stresses", en *Society for Experimental Stress Analysis*, vol. 3. núm. 2, 1946, p. 29. Reproducida por O. J. Horgner (ed.), *Metals Engineering Design ASME Handbook*, McGraw-Hill, Nueva York. Copyright © 1953 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.

Figura 3.49 Parámetros para el factor de condición superficial de Marín (eje para la rueda motriz)

(Fuente: [15])

El eje fue maquinado, por lo tanto: $a = 2.70$ y $b = -0.265$

$$k_a = 2.70x(82Kpsi)^{-0.265}$$

$$k_a = 0.8398Kpsi$$

k_b , Factor de modificación del tamaño

Empezaremos el diseño del eje con un diámetro de 1 pulgada, por consiguiente:

$$k_b = 0.879d^{-0.107}$$

$$0.11 \leq d \leq 2\text{pulg}$$

$$k_b = 0.879(1\text{pulg})^{-0.107}$$

$$k_b = 0.879$$

kc, Factor de modificación de la carga

Para el valor de k_c , se emplea la figura 3.50:

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases}^7$$

Figura 3.50 Valores medios del factor de carga (eje para la rueda motriz)

(Fuente: [15])

$$k_c = 1$$

kd, Factor de modificación de la temperatura

El eje opera a una temperatura de 40 °C.

$$40^\circ\text{C} = 104^\circ\text{F}$$

$$k_d = 0.975 + 0.432(10^{-3})T_F - 0.115(10^{-5})T_F^2 + 0.104(10^{-8})T_F^3 - 0.595(10^{-12})T_F^4$$

$$k_d = 0.975 + 0.432(10^{-3})(104) - 0.115(10^{-5})(104)^2 + 0.104(10^{-8})(104)^3 - 0.595(10^{-12})(104)^4$$

$$k_d = 1.0086$$

ke, Factor de confiabilidad

Se tomó una confiabilidad del 50% como se muestra en la figura 3.51:

$$k_e = 1$$

kf, Factor de modificación de efectos varios

El momento máximo no se presenta en la reducción del eje, el factor de concentración de esfuerzos es igual a 1.

$$k_f = 1$$

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_o	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Figura 3.51 Factor de confiabilidad k_e , correspondiente a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga (eje para la rueda motriz)

(Fuente: [15])

S_e' , Límite de resistencia a la fatiga en la posición crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

$$S_e' = 0.5S_{ut} \text{ [15]}$$

$$S_{ut} \leq 200Kpsi \text{ [15]}$$

$$S_e' = 0.5 \times 82Kpsi$$

$$S_e' = 41Kpsi$$

Determinamos S_e :

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e'$$

$$S_e = (0.8398) \times (0.879) \times (1) \times (1.0086) \times (1) \times (1) (41Kpsi)$$

$$S_e = 30.53 Kpsi$$

$$S_e = 30.53K \frac{lbs}{pulg^2} * \frac{1Kg}{2.2lbs} * \frac{9.8N}{1Kg} * \frac{(1pulg)^2}{(2.54cm)^2} * \frac{(100cm)^2}{(1m)^2}$$

$$S_e = 210.796 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$$

Para el respectivo diseño del eje se tomó un factor de seguridad de: $n = 3.5$, considerando que: si $n > 1$ el diseño es adecuado; mientras mayor sea n más seguro es el diseño.

Calculamos el diámetro del eje:

$$A = \sqrt{4(1 * 72.75 \text{ Nm})^2 + 3(1x0)^2}$$

$$A = 145.5 \text{ Nm}$$

$$B = \sqrt{4(1 * 0)^2 + 3(1 * 87.6 \text{ Nm})^2}$$

$$B = 151.73 \text{ Nm}$$

$$d = \left(\frac{8nA}{\pi S_e} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2BS_e}{AS_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

$$d = \left(\frac{8 * 3.5 * 145.5 \text{ Nm}}{\pi * 210.79x10^6 \frac{N}{m^2}} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2 * 151.73 \text{ Nm} * 210.79x10^6 \frac{N}{m^2}}{145.5 \text{ Nm} * 570x10^6 \frac{N}{m^2}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

$$d = 0.02405 \text{ m} = 24.04 \text{ mm} = 0.95 \text{ pulg}$$

Estandarizamos el diámetro a 25 mm y recalculamos el factor de seguridad:

$$n = \frac{1}{\frac{8A}{\pi d^3 S_e} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2BS_e}{AS_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}}$$

$$n = \frac{1}{\frac{8 * 145.5 \text{ Nm}}{\pi (0.025 \text{ m})^3 * 210.79x10^6 \frac{N}{m^2}} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2 * 151.73 \text{ Nm} * 210.79x10^6 \frac{N}{m^2}}{145.5 \text{ Nm} * 570x10^6 \frac{N}{m^2}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}}$$

$$n = 3.93$$

Calculamos la deflexión máxima que se produce en el punto B (punto de ubicación de la fuerza).

$$E_{acero 1045} = 200 \text{ MPa (Anexo J)}$$

$$y_{m\acute{a}x} = -\frac{Fl^3}{48EI} [15]$$

$$y_{m\acute{a}x} = - \frac{1844.28 \text{ N} * (0.184)^3}{48 * 2 \times 10^{11} \text{ Pa} * \frac{\pi * (0.025)^4}{64}}$$

$$y_{m\acute{a}x} = -0.000062 \text{ m}$$

$$y_{m\acute{a}x} = -0.062 \text{ mm}$$

3.2.3.1.5 Diseño de la rueda motriz

El sistema de traslación cuenta con dos ruedas; una rueda motriz (figura 3.52) y una rueda conducida. La rueda motriz está mecanizada en acero SAE/AISI 1018 ($S_y = 220 \text{ MPa}$, $HB = 116$) (Ver Anexo J).

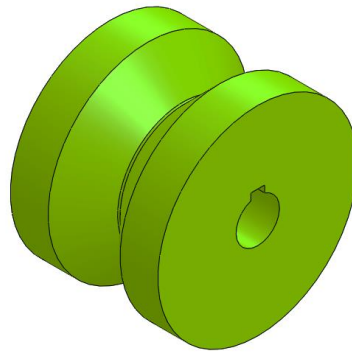


Figura 3.52 Rueda motriz

(Fuente: Autor)

La potencia del motorreductor se convierte en energía cinética para el sistema de traslación, mediante la aplicación del par del motorreductor entregado al eje de la rueda motriz, ésta rueda motriz soporta la carga de: $F = 1844.28 \text{ N}$, calculada en el numeral 3.2.1.1. En la figura 3.53 se aprecia el diámetro, longitud de contacto de la rueda motriz.

Aplicando la teoría de contacto de un cilíndrico y una superficie plana (el riel, $d_2 = \infty$), calculamos el semiancho b :

$$b = \sqrt{\frac{2F}{\pi l} * \frac{(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2}{1/d_1 + 1/d_2}} \quad [15]$$

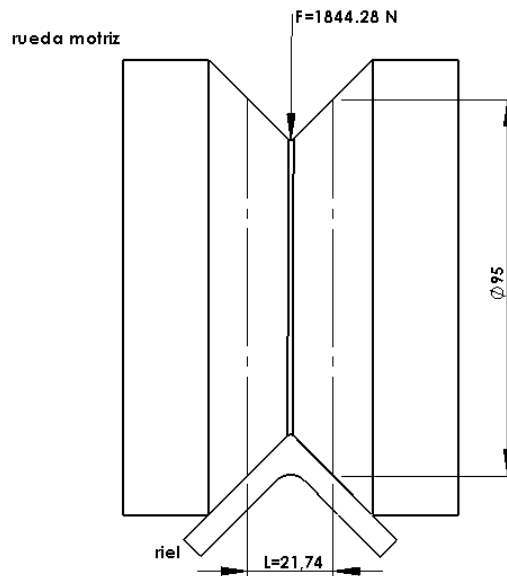


Figura 3.53 Diámetro, longitud de contacto de la rueda motriz

(Fuente: Autor)

Requerimos de los siguientes parámetros:

$$F = 1844.28 \text{ N}$$

$$L = 21.74 \text{ mm (longitud de contacto)}$$

$$v_1 = 0.29 \text{ (coeficientes de Poisson de la rueda)}$$

$$v_2 = 0.3 \text{ (coeficientes de Poisson de el riel)}$$

$$E_1 = 200 \times 10^9 \text{ Pa (módulo de elasticidad de la rueda)}$$

$$E_2 = 210 \times 10^9 \text{ Pa (módulo de elasticidad del riel)}$$

$$d_1 = 95 \text{ mm (diámetro promedio de contacto de la rueda)}$$

$$d_2 = \infty \text{ (superficie plana)}$$

Semiancho b:

$$b = \sqrt{\frac{2(1844.28 \text{ N})}{\pi * 0.02174 \text{ m}} * \frac{(1 - 0.29^2)/200 \times 10^9 \text{ Pa} + (1 - 0.3^2)/210 \times 10^9 \text{ Pa}}{1/0.095 \text{ m} + 1/\infty}}$$

$$b = 2.138 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$b = 0.213 \text{ mm}$$

La presión $P_{m\acute{a}x}$ =\acute{a}xima de contacto es:

$$P_{m\acute{a}x} = \frac{2F}{\pi bl} \quad [15]$$

$$P_{m\acute{a}x} = \frac{2 * 1844.28 \text{ N}}{\pi * 2.138 \times 10^{-4} \text{ m} * 0.02174 \text{ m}}$$

$$P_{m\acute{a}x} = 252.604 \text{ MPa}$$

Reemplazamos el valor de la dureza de la rueda motriz (116 HB) y utilizando la figura 3.54 encontramos la resistencia a la fatiga por contacto de la rueda:

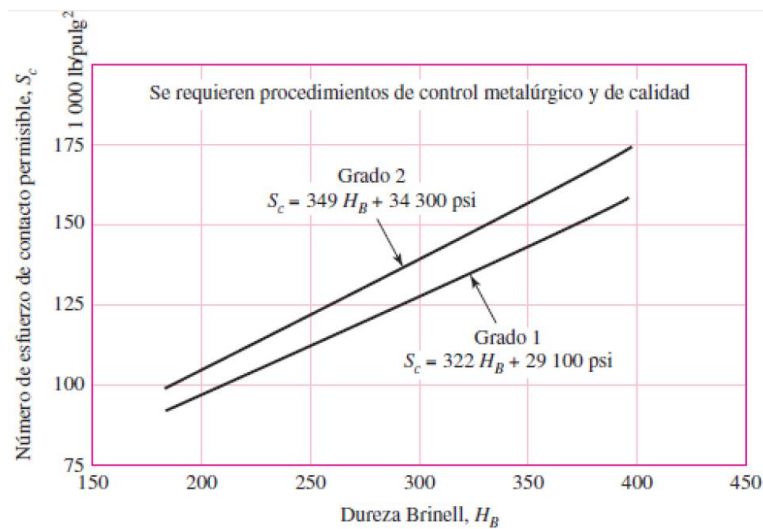


Figura 3.54 Resistencia a la fatiga por contacto (rueda motriz)

(Fuente: [15])

$$S_c = 322H_B + 29100psi \quad [15]$$

$$S_c = 66.45Kpsi$$

Factor de seguridad de la rueda:

$$n = \frac{S_c}{P_{m\acute{a}x}} \quad [15]$$

$$P_{m\acute{a}x} = 252.604 \text{ MPa} = 36.64 \text{ Kpsi}$$

$$n = \frac{66.45 \text{ Kpsi}}{36.64 \text{ Kpsi}}$$

$$n = 1.81 \text{ OK}$$

La rueda motriz está diseñada con un factor de seguridad de: $n = 1.81$

3.2.3.1.6 Diseño de la chaveta para la rueda motriz

La chaveta está fabricada con material de acero SAE/AISI 1045, $S_{ut} = 570 \text{ MPa}$, $S_y = 310 \text{ MPa}$ (Ver Anexo J). En la figura 3.55 se muestra la chaveta de la rueda motriz.

El tamaño de la chaveta está en función del diámetro del eje, el diámetro del eje para la rueda motriz es 25 mm.

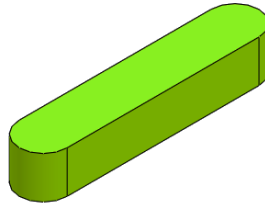


Figura 3.55 Chaveta de la rueda motriz

(Fuente: Autor)

Teniendo presente el diámetro del eje elegimos las dimensiones de la sección transversal b , t de la chaveta plana o cuadrada de acuerdo con DIN 6885/1-6886 y 6887. (Ver Anexo F).

Para un $\varnothing = 25 \text{ mm}$, las dimensiones son las siguientes:

$$b = 8 \text{ mm}$$

$$t = 7 \text{ mm}$$

Procedemos a calcular la longitud de la chaveta con los siguientes datos:

$$T = 87.6 \text{ Nm}$$

$$S_y = 310 \text{ MPa}$$

$$b = 8 \text{ mm} = 0.008 \text{ m}$$

$$D = 25 \text{ mm} = 0.025 \text{ m}$$

$$n = 5$$

El momento de torsión T , por cizalladura es:

$$T = \frac{S_s b L D}{2} [12]$$

Despejamos L:

$$L = \frac{2T}{S_s b D}$$

Donde:

$$S_s = \frac{0.5 S_y}{n}$$

$$S_s = \frac{0.5 * 310 \text{ MPa}}{5}$$

$$S_s = 31 \text{ MPa}$$

$$L = \frac{2 * 87.6 \text{ Nm}}{31 \text{ MPa} * 0.008 \text{ m} * 0.025 \text{ m}}$$

$$L = 0.0282 \text{ m}$$

$$L = 28.25 \text{ mm} \cong 28 \text{ mm}$$

El momento de torsión T , por compresión es:

$$T = \frac{S_c t L D}{4} [12]$$

Despejamos L:

$$L = \frac{4T}{S_c t D}$$

Donde:

$$S_c = \frac{S_y}{n}$$

$$S_c = \frac{310 \text{ MPa}}{5}$$

$$S_c = 62 \text{ MPa}$$

$$L = \frac{4 * 87.6 \text{ Nm}}{62 \text{ MPa} * 0.007 \text{ m} * 0.025 \text{ m}}$$

$$L = 0.0322 \text{ m}$$

$$L = 32.29 \text{ mm} \cong 32 \text{ mm}$$

Al despejar L del momento de torsión por cizalladura y por compresión; adoptamos la longitud mayor:

$$L = 32 \text{ mm}$$

Se diseñó la longitud de la chaveta para la rueda motriz con: $L = 40 \text{ mm}$

Realizamos el cálculo de las fallas de la chaveta por corte y compresión:

Falla por corte:

$$\tau_{diseño} = \frac{F}{A_s} = \frac{2T}{bLD} [17]$$

$$\tau_{diseño} = \frac{2 * 87.6 \text{ Nm}}{0.008 \text{ m} * 0.04 \text{ m} * 0.025 \text{ m}}$$

$$\tau_{diseño} = 21.9 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\tau_{diseño} \leq \frac{S_{sy}}{n_s} [17]$$

$$\tau_{perm} = S_{sy} = 0.40 S_y$$

$$S_{sy} = 0.40 * 310 \text{ MPa}$$

$$S_{sy} = 124 \text{ MPa}$$

$$\tau_{diseño} \leq \frac{124 \text{ MPa}}{5}$$

$$21.9 \times 10^6 \text{ Pa} \leq 24.8 \times 10^6 \text{ Pa} \text{ OK}$$

Por consiguiente en la chaveta no se produce falla ocasionada por corte.

Falla por compresión:

$$\sigma_{diseño} = \frac{F}{A_c} = \frac{2T}{tLD/2} = \frac{4T}{tLD} [17]$$

$$\sigma_{diseño} = \frac{4 * 87.6 \text{ Nm}}{0.007 \text{ m} * 0.04 \text{ m} * 0.025 \text{ m}}$$

$$\sigma_{diseño} = 50.05 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{diseño} \leq \frac{0.90 S_y}{n_s} [17]$$

$$\sigma_{diseño} \leq \frac{0.90 * 310 \text{ MPa}}{5}$$

$$50.05 \times 10^6 \text{ Pa} \leq 55.8 \times 10^6 \text{ Pa} \text{ OK}$$

Por lo tanto en la chaveta no se produce falla ocasionada por el esfuerzo de compresión.

3.2.3.1.7 Diseño del eje para la rueda conducida

El eje para la rueda conducida (figura 3.56) fue mecanizado con un acero SAE/AISI 1045 ($S_{ut} = 570 \text{ MPa}$, $S_y = 310 \text{ MPa}$). (Anexo J).



Figura 3.56 Eje para la rueda conducida

(Fuente: Autor)

Como se puede apreciar en la figura 3.57 la fuerza, $F = 1844,28 \text{ N}$ ejercida en la rueda conducida produce un torque.

$$T = Fxr [15]$$

$$T = 1844.28 \text{ N} \times 0.0475 \text{ m}$$

$$T = 87.6 \text{ Nm}$$

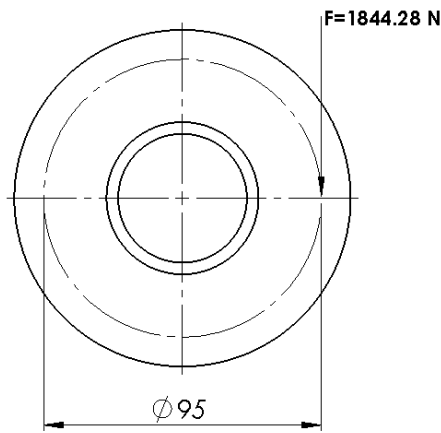


Figura 3.57 Esquema de la rueda conducida con la fuerza aplicada

(Fuente: Autor)

El eje para la rueda conducida está sometido a la fuerza, $F = 1844.28 \text{ N}$, el mismo que está situado sobre sus apoyos respectivos, como se muestra en la figura 3.58.

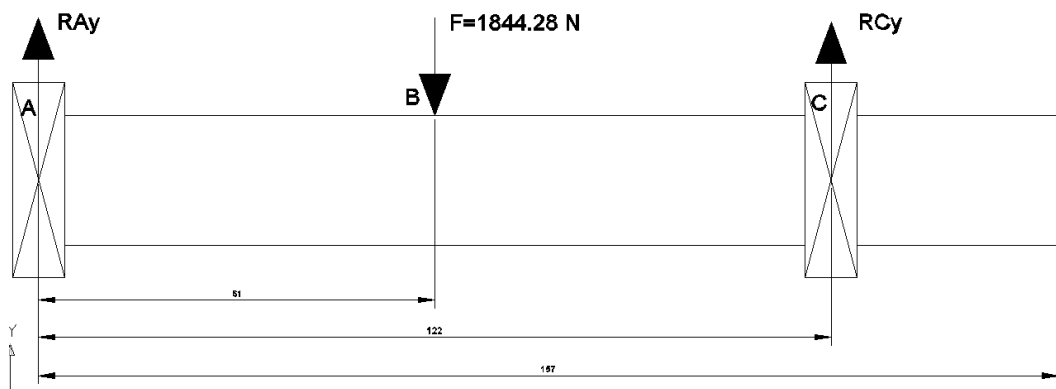


Figura 3.58 Esquema del eje para la rueda conducida sometida a la fuerza F, dimensiones [mm]

(Fuente: Autor)

Donde:

A = soporte

B = punto de ubicación de la fuerza

C = soporte

F = fuerza

Reacciones:

$$\Sigma F_y = 0 + \uparrow$$

$$R_{A_y} - 1844.28 \text{ N} + R_{C_y} = 0$$

$$R_{A_y} = 1844.28 \text{ N} - R_{C_y}$$

$$\Sigma M_A = 0 + \cup$$

$$(1844.28 \text{ N} * 0.061\text{m}) + (R_{C_y} * 0.122\text{m}) = 0$$

$$R_{C_y} = 922.14 \text{ N}$$

$$R_{A_y} = 1844.28 \text{ N} - R_{C_y}$$

$$R_{A_y} = 922.14 \text{ N}$$

Momento

$$M_{AB} = \frac{F_x}{2} [15]$$

$$M_{AB} = \frac{1844.28 \text{ N} * 0.061}{2}$$

$$M_{AB} = 56.25 \text{ Nm}$$

Calculadas las reacciones realizamos el diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector, como se puede apreciar en la figura 3.59.

El momento máximo calculado es de 56.25 Nm; el par de torque producido es de 87.6 Nm con estos datos calculamos el diámetro del eje para la rueda conducida mediante la ecuación ED-Gerber.

$$d = \left(\frac{8nA}{\pi S_e} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2BS_e}{AS_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} [15]$$

Donde:

$$A = \sqrt{4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2}$$

$$B = \sqrt{4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2}$$

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e'$$

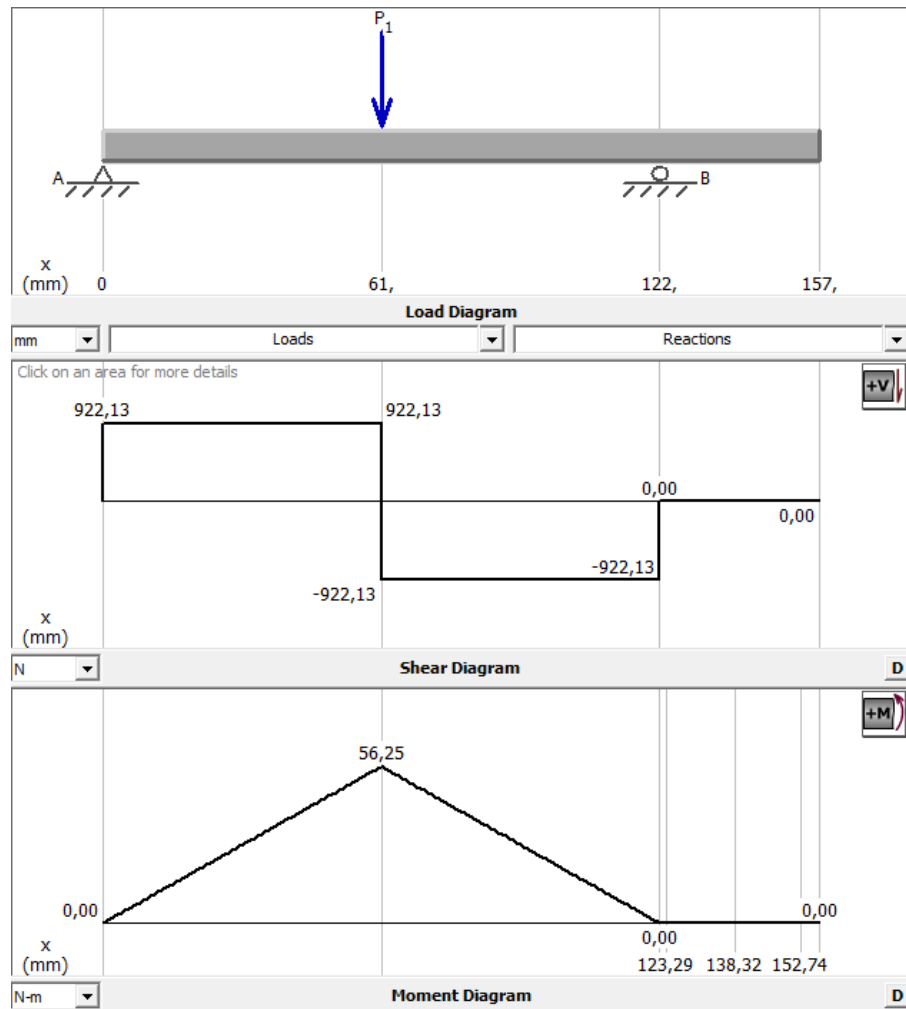


Figura 3.59 Diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector del eje para la rueda conducida.

(Fuente: Autor)

Para el caso de un eje giratorio, el momento flexionante constante crea un esfuerzo flexionante completamente reversible, por lo tanto:

$$M_a = 56.25 \text{ Nm}$$

$$T_m = 87.6 \text{ Nm}$$

$$M_m = T_a = 0$$

k_a , Factor de modificación de la condición superficial

$$k_a = aSut^b$$

En la figura 3.60 se muestra los parámetros para el factor de condición superficial:

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{UT} kpsi	S_{UT} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

De C. J. Noll y C. Lipson, "Allowable Working Stresses", en *Society for Experimental Stress Analysis*, vol. 3. núm. 2, 1946, p. 29. Reproducida por O. J. Harger (ed.), *Metals Engineering Design ASME Handbook*, McGraw-Hill, Nueva York. Copyright © 1953 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.

Figura 3.60 Parámetros para el factor de condición superficial de Marín (eje para la rueda conducida)

(Fuente: [15])

El eje fue maquinado, por lo tanto: $a = 2.70$ y $b = -0.265$

$$k_a = 2.70(82Kpsi)^{-0.265}$$

$$k_a = 0.8398Kpsi$$

kb, Factor de modificación del tamaño

Empezaremos el diseño del eje con un diámetro de 1 pulgada, por consiguiente:

$$k_b = 0.879d^{-0.107}$$

$$0.11 \leq d \leq 2pulg$$

$$k_b = 0.879(1pulg)^{-0.107}$$

$$k_b = 0.879$$

kc, Factor de modificación de la carga

Para el valor de k_c , se emplea la figura 3.61:

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión. } ^7 \end{cases}$$

Figura 3.61 Valores medios del factor de carga (eje para la rueda conducida)

(Fuente: [15])

$$k_c = 1$$

kd, Factor de modificación de la temperatura

El eje opera a una temperatura de 40 °C.

$$40\text{ °C} = 104\text{ °F}$$

$$k_d = 0.975 + 0.432(10^{-3})T_F - 0.115(10^{-5})T_F^2 + 0.104(10^{-8})T_F^3 - 0.595(10^{-12})T_F^4$$

$$k_d = 0.975 + 0.432(10^{-3})(104) - 0.115(10^{-5})(104)^2 + 0.104(10^{-8})(104)^3 - 0.595(10^{-12})(104)^4$$

$$k_d = 1.0086$$

ke, Factor de confiabilidad

Se tomó una confiabilidad del 50% como se muestra en la figura 3.62:

$$k_e = 1$$

kf, Factor de modificación de efectos varios

El momento máximo no se presenta en la reducción del eje, el factor de concentración de esfuerzos es igual a 1.

$$k_f = 1$$

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_o	Factor de confiabilidad k_o
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Figura 3.62 Factor de confiabilidad k_e , correspondiente a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga (eje para la rueda conducida)

(Fuente: [15])

Se', Límite de resistencia a la fatiga en la posición crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

$$Se' = 0.5Sut [15]$$

$$Sut \leq 200Kpsi [15]$$

$$Se' = 0.5 \times 82Kpsi$$

$$Se' = 41Kpsi$$

Determinamos Se:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e'$$

$$S_e = (0.8398) \times (0.879) \times (1) \times (1.0086) \times (1) \times (1) (41Kpsi)$$

$$S_e = 30.53 Kpsi$$

$$S_e = 30.53K \frac{lbs}{pulg^2} * \frac{1Kg}{2.2lbs} * \frac{9.8N}{1Kg} * \frac{(1pulg)^2}{(2.54cm)^2} * \frac{(100cm)^2}{(1m)^2}$$

$$S_e = 210.796 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$$

Para el respectivo diseño del eje se tomó un factor de seguridad de: $n = 2.5$, considerando que: si $n > 1$ el diseño es adecuado; mientras mayor sea n más seguro es el diseño.

Calculamos el diámetro del eje:

$$A = \sqrt{4(1 * 56.25 Nm)^2 + 3(1 \times 0)^2}$$

$$A = 112.5 Nm$$

$$B = \sqrt{4(1 * 0)^2 + 3(1 * 87.6 Nm)^2}$$

$$B = 151.73 Nm$$

$$d = \left(\frac{8nA}{\pi S_e} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2BS_e}{AS_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} [15]$$

$$d = \left(\frac{8 * 2.5 * 112.5 Nm}{\pi * 210.79 \times 10^6 \frac{N}{m^2}} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2 * 151.73 Nm * 210.79 \times 10^6 \frac{N}{m^2}}{112.5 Nm * 570 \times 10^6 \frac{N}{m^2}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

$$d = 0.0202m = 20.2mm = 0.8pulg$$

Estandarizamos el diámetro a 20 mm y recalculamos el factor de seguridad:

$$n = \frac{1}{\frac{8A}{\pi d^3 S_e} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2BS_e}{AS_{ut}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}}$$

$$n = \frac{1}{\frac{8 * 112.5 Nm}{\pi (0.02m)^3 * 210.79 \times 10^6 \frac{N}{m^2}} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2 * 151.73 Nm * 210.79 \times 10^6 \frac{N}{m^2}}{112.5 Nm * 570 \times 10^6 \frac{N}{m^2}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}}$$

$$n = 2.4$$

Calculamos la deflexión máxima que se produce en el punto B (punto de ubicación de la fuerza).

$$E_{acero 1045} = 200MPa(\text{Anexo J})$$

$$y_{m\acute{a}x} = -\frac{Fl^3}{48EI} [15]$$

$$y_{m\acute{a}x} = -\frac{1844.28 N * (0.122)^3}{48 * 2 \times 10^{11} Pa * \frac{\pi * (0.02)^4}{64}}$$

$$y_{m\acute{a}x} = -0.00004 m$$

$$y_{m\acute{a}x} = -0.044 mm$$

3.2.3.1.8 Diseño de la rueda conducida

Además de la rueda motriz ensamblada en la estructura del sistema, se ensambló una rueda conducida (figura 3.63) para ayudar con el movimiento horizontal del sistema. La rueda conducida fue mecanizada en acero SAE/AISI 1018 ($S_y = 220 MPa$, $HB = 116$) (Ver Anexo I).

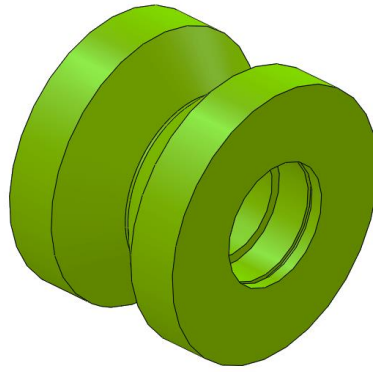


Figura 3.63. Rueda conducida

(Fuente: Autor)

Para los cálculos respectivos del semiancho, presión máxima y factor de seguridad de la rueda conducida, se procede de igual forma como se realizó para el diseño de la rueda motriz, este cálculo es posible porque la rueda conducida y el riel poseen los mismos materiales respectivamente.

3.2.3.1.9 Selección de las chumaceras

Para seleccionar las dos chumaceras sobre las cuales gira el eje de la rueda motriz se toma en consideración la carga calculada en el numeral 3.2.1.1

La carga calculada es:

$$F = 1844.28 \text{ N}$$

El eje de la rueda motriz gira en sus dos chumaceras:

$$F = \frac{1844.28 \text{ N}}{2} = 922.14 \text{ N}$$

La carga que debe resistir el rodamiento de cada chumacera es:

$$F = 922.14 \text{ N}$$

El rodamiento seleccionado de la chumacera es rígido de bolas y está sometido a una carga radial pura, como se puede apreciar en la figura 3.64.

$$F = 922.14 \text{ N} = 0.92214 \text{ KN}$$

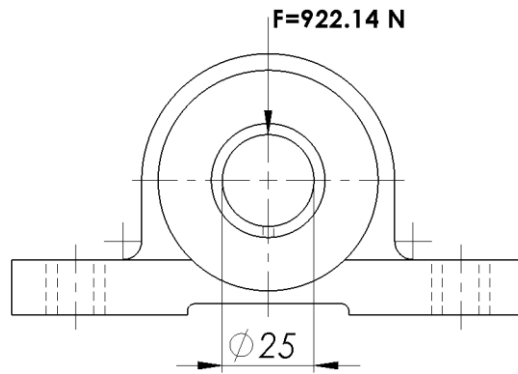


Figura 3.64 Rodamiento de la chumacera sometido a una carga (F) radial pura

(Fuente: Autor)

Partiendo con la ecuación:

$$P = X * Fr + Y * Fa \text{ [KN] [27]}$$

Donde:

P = Carga dinámica equivalente [KN]

Fr = Carga radial [KN]

Fa = Carga axial [KN]

X = Factor radial

Y = Factor axial

La carga es radial pura, entonces:

$$P = Fr = F$$

Y:

$$Po = Fr = F$$

De la ecuación:

$$fs = \frac{Co}{Po} \text{ [27]}$$

Donde:

fs = Factor de esfuerzos estáticos

Co = capacidad de carga estática [KN]

Po = carga estática equivalente [KN]

Calculamos la capacidad de carga estática:

$$C_o = f_s P_o \text{ [28]}$$

Tomamos un valor de 2 para fs, para exigencias elevadas, obteniendo:

$$C_o = 2 * 0.92214 \text{ KN}$$

$$C_o = 1.84428 \text{ KN}$$

Calculando la vida nominal, obtenemos:

$$L_{h10} = fl^p * 500 \text{ [h] [28]}$$

Donde:

Lh10 = Vida nominal

fl = Factor de esfuerzos dinámicos

p = Coeficiente de duración de vida

Tomamos: $p = 3$ para rodamientos de bolas y el promedio: $fl = 2.25$ como se muestra en la tabla 3.16:

$$L_{h10} = 2.25^3 * 500$$

$$L_{h10} = 5995.31 \text{ horas}$$

Calculamos la capacidad de carga dinámica:

$$C = P \sqrt[p]{\frac{L_{h10} * n * 60}{1000000 * a_1 * a_{23}}}$$

Donde:

Tabla 3.16 Factor de esfuerzo dinámico para el rodamiento de la chumacera

Lugar de aplicación	Valor f_d que debe alcanzarse	Valores usuales de cálculo
Construcciones navales		
Rodamientos de empuje para barcos	3 ... 4	Empuje máximo de la hélice; velocidad nominal
Rodamientos del eje principal	4 ... 6	Peso proporcional del eje; velocidad nominal $f_z = 2$
Transmisiones grandes	2,5 ... 3,7	Potencia nominal; velocidad nominal
Transmisiones pequeñas	2 ... 3	Potencia nominal; velocidad nominal
Accionamientos de botes	1,5 ... 2,5	Potencia nominal; velocidad nominal
Rodamientos del timón		
cargados estáticamente por la presión del timón, el peso y el accionamiento		
Maquinaria agrícola		
Tractores agrícolas	1,5 ... 2	igual que vehículos
Maquinaria autopropulsada	1,5 ... 2	igual que vehículos
Maquinaria de temporada	1 ... 1,5	Potencia máxima; velocidad nominal
Maquinaria de construcción		
Niveladoras, cargadoras	2 ... 2,5	igual que vehículos
Excavadoras / equipo tractor	1 ... 1,5	par medio del motor hidrostático;
Excavadoras / equipo giratorio	1,5 ... 2	velocidad media
Apisonadoras vibratorias, excitadoras	1,5 ... 2,5	Fuerza centrífuga · f_z (Factor $f_z = 1,1$ a $1,3$)
Compactadoras	1 ... 1,5	

(Fuente: [27])

C = Capacidad de carga dinámica

P = Carga dinámica equivalente

n = rpm

p = Coeficiente de duración de vida

a_1 = Factor para la probabilidad de fallo

a_{23} = Factor para el material y las condiciones de servicio

Se tomó una probabilidad de fallo del 10%, por consiguiente: $a_1 = 1$, como muestra la tabla 3.17:

Tabla 3.17 Probabilidad de fallo por fatiga del rodamiento para la chumacera

▼ Factor a_1						
Probabilidad de fallo %	10	5	4	3	2	1
Vida a fatiga	L_{10}	L_5	L_4	L_3	L_2	L_1
Factor a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

(Fuente: [27])

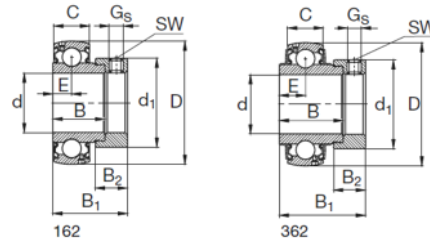
El rodamiento está girando a 170 rpm, comenzamos la iteración con: $a_{23} = 1.7$

$$C = 1.84428 \text{ KN} \sqrt[3]{\frac{5995.31 \text{ h} * 170 \text{ rpm} * 60}{1000000 * 1 * 1.7}}$$

$$C = 6.09 \text{ KN}$$

Seleccionamos un rodamiento FAG tipo S 16205 (tabla 3.18), con dispositivo de seguridad con viscosidad del aceite $\nu_{40^\circ} = 68 \text{ mm}^2/\text{s}^2$.

Tabla 3.18 Rodamiento FAG tipo S 16205



Eje	Dimensiones										Capacidad de carga din. C	Capacidad de carga estát. Co	Denominación abreviada Rodamiento con dispositivo de seguridad FAG	Peso \approx
	d	D	C	B	B ₁	d ₁ max	B ₂	E	G _s	SW				
mm in	mm													
20	20	47	14	21,5	31	33,3	13,5	7,5	M6x0,75	3	12,7	6,55	16204	0,15
	20	47	17	34,2	43,7	33,3	13,5	17,1	M6x0,75	3	12,7	6,55	36204	0,2
	20	47	17	31				12,7	M6x0,75	3	12,7	6,55	56204	0,14
	20	47	14	14							12,7	6,55	76204.2RSR	0,106
13/16	20,638	52	15	21,5	31	38,1	13,5	7,5	M6x0,75	3	14	7,8	16205.013	0,246
	20,638	52	17	34,9	44,4	38,1	13,5	17,5	M6x0,75	3	14	7,8	36205.013	0,313
	20,638	52	17	34,1				14,3	M6x0,75	3	14	7,8	56205.013	0,238
7/8	22,225	52	15	21,5	31	38,1	13,5	7,5	M6x0,75	3	14	7,8	16205.014	0,237
	22,225	52	17	34,9	44,4	38,1	13,5	17,5	M6x0,75	3	14	7,8	36205.014	0,298
	22,225	52	17	34,1				14,3	M6x0,75	3	14	7,8	56205.014	0,223
15/16	23,813	52	15	21,5	31	38,1	13,5	7,5	M6x0,75	3	14	7,8	16205.015	0,228
	23,813	52	17	34,9	44,4	38,1	13,5	17,5	M6x0,75	3	14	7,8	36205.015	0,282
	23,813	52	17	34,1				14,3	M6x0,75	3	14	7,8	56205.015	0,208
25	25	52	15	21,5	31	38,1	13,5	7,5	M6x0,75	3	14	7,8	16205	0,22
	25	52	17	34,9	44,4	38,1	13,5	17,5	M6x0,75	3	14	7,8	36205	0,27
	25	52	17	34,1				14,3	M6x0,75	3	14	7,8	56205	0,19
	25	52	15	15							14	7,8	76205.2RSR	0,128

(Fuente: [27])

Datos del rodamiento FAG tipo S 16205:

$$C = 14 \text{ KN}$$

$$Co = 7.8 \text{ KN}$$

$$D = 52 \text{ mm}$$

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

$$dm = \frac{D + d}{2}$$

$$dm = \frac{52 \text{ mm} + 25 \text{ mm}}{2}$$

$$dm = 38.5 \text{ mm}$$

Con los datos de: dm y rpm, leemos la viscosidad relativa (v_1) en la figura 3.65:

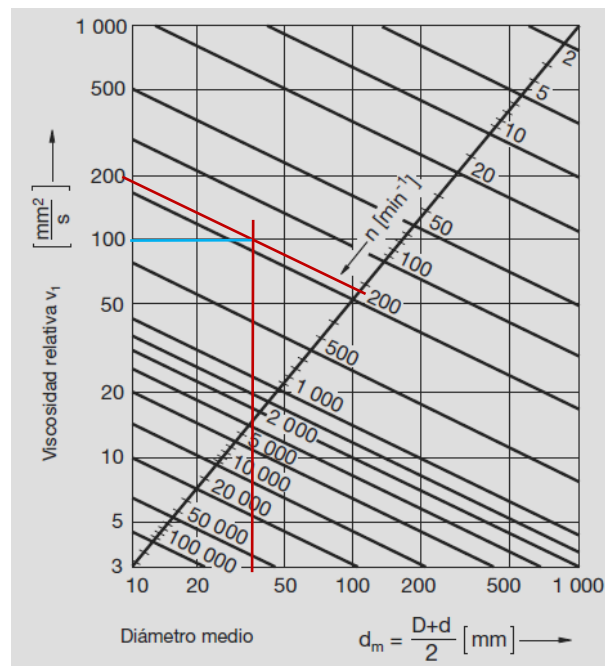


Figura 3.65 Viscosidad relativa en la selección del rodamiento para la chumacera

(Fuente: [27])

$$v_1 = 100 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

Para la viscosidad del aceite $v_{40^\circ} = 68 \text{ mm}^2/\text{s}$, se selecciona un ISO VG 68.

Con los datos del aceite ISO VG 68 y la temperatura de trabajo a 40°C , leemos la viscosidad de servicio (v) en la figura 3.66:

$$v = 67 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

Determinamos, k (ratio de la viscosidad):

$$k = \frac{v}{v_1} [27]$$

Donde:

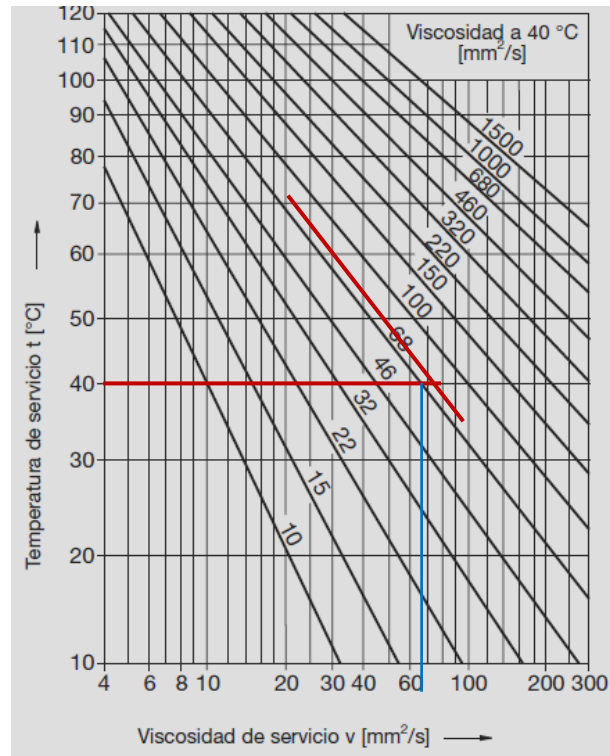


Figura 3.66 Viscosidad de servicio en la selección del rodamiento para la chumacera

(Fuente: [27])

v = Viscosidad de servicio del lubricante en el área de contacto de rodadura.

v_1 = Viscosidad relativa en función del diámetro y la velocidad.

$$k = \frac{67 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}}{100 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}}$$

$$k = 0.67$$

Calculamos K :

$$K = K_1 + K_2 [27]$$

En primera instancia leemos K_1 , con los datos de: f_{s*} y el tipo de rodamiento en la siguiente figura:

$$f_{s*} = \frac{C_o}{P_{O*}} [27]$$

Donde:

f_{s*} =Factor de esfuerzos estáticos

C_o = Capacidad de carga estática [KN]

P_{O*} = Carga equivalente del rodamiento [KN]

$$f_{s*} = \frac{7.8 \text{ KN}}{0.92214 \text{ KN}}$$

$$f_{s*} = 8.46 \text{ KN}$$

Se toma: (a) para rodamientos de bolas, como se aprecia en la figura 3.67.

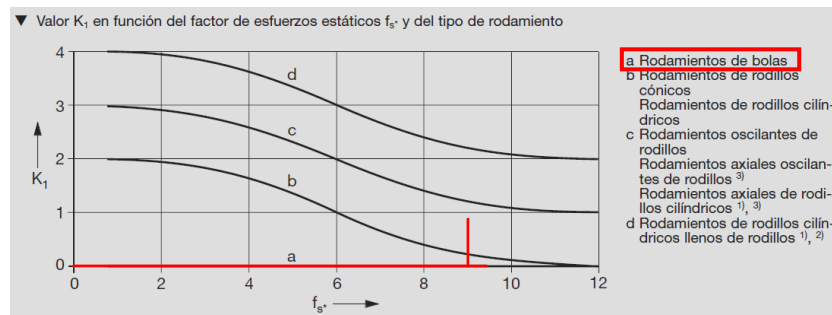


Figura 3.67 Valor K_1 en función del factor de esfuerzos estáticos f_{s*} y del tipo de rodamiento en la selección del rodamiento para la chumacera

(Fuente: [27])

Por lo tanto:

$$K_1 = 0$$

Con los datos de: f_{s*} y k (el ratio), leemos K_2 en la figura 3.68:

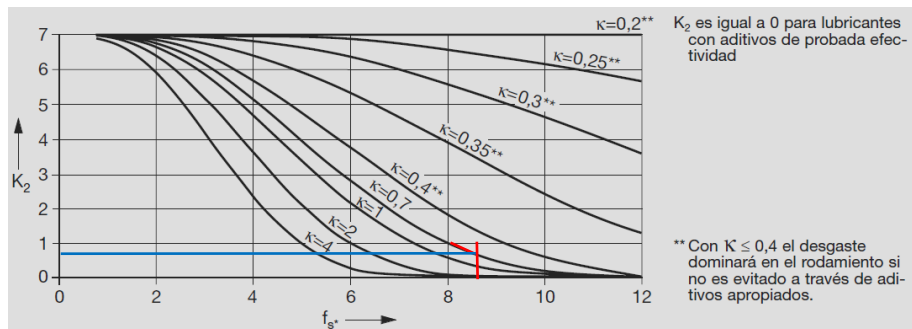


Figura 3.68 Valores de K2 en función del factor fs* en la selección del rodamiento para la chumacera

(Fuente: [27])

$$K_2 = 0.7$$

Por consiguiente:

$$K = K_1 + K_2$$

$$K = 0 + 0.7$$

$$K = 0.7$$

Con los datos de: K y k (el ratio), leemos el valor de a_{23} , en la figura 3.39.

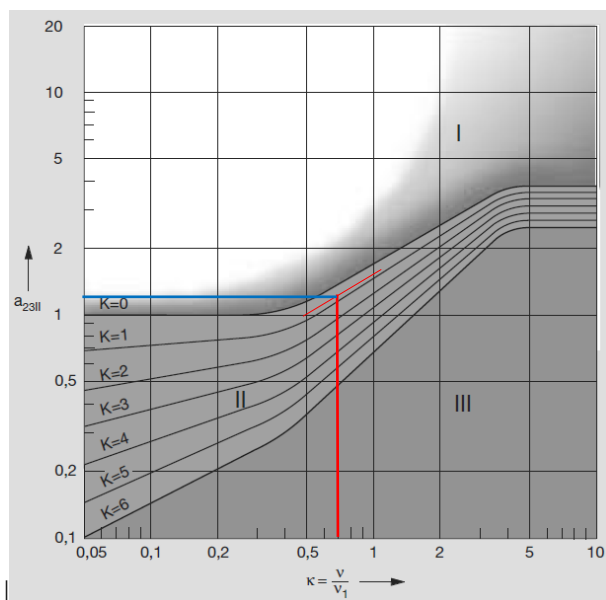


Figura 3.69 Factor a23 en la selección del rodamiento para la chumacera

(Fuente: [27])

$$a_{23} = 1.2$$

Recalculamos el valor de C, con $a_{23} = 1.2$

$$C = P \sqrt[3]{\frac{L_{h10} * n * 60}{1000000 * a_1 * a_{23}}}$$

$$C = 1.84428 \text{ KN} \sqrt[3]{\frac{5995.31 \text{ h} * 170 \text{ rpm} * 60}{1000000 * 1 * 1.2}}$$

$$C = 6.84 \text{ KN}$$

$$C_{real} > C_{recalculado}$$

$$14 \text{ KN} > 6.84 \text{ KN OK}$$

El valor: $C_{real} > C_{recalculado}$ por consiguiente los rodamientos de las chumaceras seleccionadas son los adecuados.

3.2.3.1.10 Selección de los rodamientos para la rueda conducida

Para la selección de los dos rodamientos que se ubican en el interior de la rueda conducida sobre los cuales es soportado el eje de la rueda conducida, se toma en consideración la carga calculada en el numeral 3.2.1.1

La carga calculada es:

$$F = 1844.28 \text{ N}$$

El eje de la rueda conducida es soportado en sus dos rodamientos:

$$F = \frac{1844.28 \text{ N}}{2} = 922.14 \text{ N}$$

La carga que debe resistir cada rodamiento es:

$$F = 922.14 \text{ N}$$

El rodamiento seleccionado es rígido de bolas y está sometido a una carga radial pura.

$$F = 922.14 \text{ N} = 0.92214 \text{ KN}$$

Partiendo con la ecuación:

$$P = X * Fr + Y * Fa \text{ [KN] [27]}$$

La carga es radial pura, entonces:

$$P = Fr = F$$

Y:

$$Po = Fr = F$$

De la ecuación:

$$fs = \frac{Co}{Po} \text{ [27]}$$

Calculamos la capacidad de carga estática:

$$Co = fsPo \text{ [27]}$$

Tomamos un valor de 2 para fs, para exigencias elevadas, obteniendo:

$$Co = 2 * 0.92214 \text{ KN}$$

$$Co = 1.84428 \text{ KN}$$

Calculando la vida nominal, obtenemos:

$$L_{h10} = fl^p * 500 \text{ [h] [27]}$$

Tomamos: $p = 3$ para rodamientos de bolas y $fl = 3.5$ como se muestra en la figura 3.19:

Tabla 3.19 Factor de esfuerzos dinámico para el rodamiento de la rueda conducida

Vehículos sobre carriles		
Rodamientos de rueda para Vagones de transporte	2,5 ... 3,5	Carga estática sobre la mangueta con factor f_1 (depende de la velocidad máxima, tipo de vehículo e infraestructura de la vía)
Tranvías	3,5 ... 4	Tipo de vehículo
Coches de viajeros	3 ... 3,5	f_2
Vagones de carga	3 ... 3,5	Vagones de desescombro, de extracción y de instalaciones siderúrgicas
Vagones de desescombro	3 ... 3,5	1,2 ... 1,4
Automotores	3,5 ... 4	Vagones de mercancías, coches de viajeros, automotores, tranvías
Locomotoras/ rodamientos exteriores	3,5 ... 4	1,2 ... 1,5
Locomotoras/ rodamientos interiores	4,5 ... 5	Locomotoras
		1,3 ... 1,8
Transmisiones de vehículos ferroviarios	3 ... 4,5	Grupos de cargas con las correspondientes velocidades; valor medio de f_L (ver accionamiento de vehículos)

(Fuente: [27])

$$L_{h10} = 3^3 * 500$$

$$L_{h10} = 13500 \text{ horas}$$

Calculamos la capacidad de carga dinámica:

$$C = P \sqrt[p]{\frac{L_{h10} * n * 60}{1000000 * a_1 * a_{23}}}$$

Se tomó una probabilidad de fallo del 10%, por consiguiente: $a_1 = 1$, como se muestra en la tabla 3.20:

El rodamiento está girando a 170 rpm, comenzamos la iteración con $a_{23} = 1.7$

$$C = 1.84428 \text{ KN} \sqrt[3]{\frac{13500 \text{ h} * 170 \text{ rpm} * 60}{1000000 * 1 * 1.7}}$$

$$C = 7.8 \text{ KN}$$

Tabla 3.20 Probabilidad de fallo por fatiga del rodamiento para la rueda conducida

▼ Factor a_1						
Probabilidad de fallo %	10	5	4	3	2	1
Vida a fatiga	L_{10}	L_5	L_4	L_3	L_2	L_1
Factor a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

(Fuente: [27])

El rodamiento está girando a 170 rpm, comenzamos la iteración con $a_{23} = 1.7$

$$C = 1.84428 \text{ KN} \sqrt[3]{\frac{13500 \text{ h} * 170 \text{ rpm} * 60}{1000000 * 1 * 1.7}}$$

$$C = 7.8 \text{ KN}$$

Seleccionamos un rodamiento FAG 6304 (tabla 3.21) con los siguientes datos:

$$C = 16 \text{ KN}$$

$$C_o = 7.8 \text{ KN}$$

$$D = 52 \text{ mm}$$

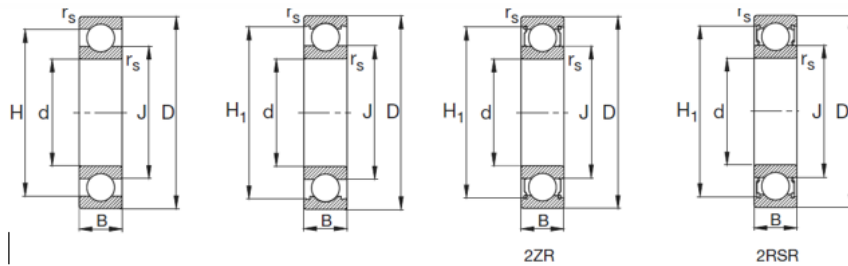
$$d = 20 \text{ mm}$$

$$dm = \frac{D + d}{2}$$

$$dm = \frac{52\text{mm} + 20\text{mm}}{2}$$

$$dm = 36 \text{ mm}$$

Tabla 3.21 Rodamiento FAG 6304 rígido de bolas



Eje	Dimensiones							Peso ~ kg	Capacidad de carga	
	d mm	D	B	r _s min	H ~	H ₁ ~	J ~		dyn. C	stat. C ₀
20	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,105	12,7	6,55
	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,105	12,7	6,55
	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,109	12,7	6,55
	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,109	12,7	6,55
	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,108	12,7	6,55
	20	47	18	1	38,4	41	28,8	0,139	12,7	6,55
	20	52	15	1,1	41,9	44,4	30,3	0,151	16	7,8
	20	52	15	1,1	41,9	44,4	30,3	0,153	16	7,8
	20	52	15	1,1	41,9	44,4	30,3	0,155	16	7,8
	20	52	15	1,1	41,9	44,4	30,3	0,155	16	7,8
	20	52	21	1,1	42,1	44,4	30,3	0,209	16	7,8
	20	72	19	1,1	55		37	0,415	30,5	15

(Fuente: [27])

Con los datos de: dm y rpm, leemos la viscosidad relativa (v_1) en la figura 3.70.

$$v_1 = 107 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

Para la viscosidad del aceite $v_{40^\circ} = 68 \text{ mm}^2/\text{s}$, se selecciona un ISO VG 68.

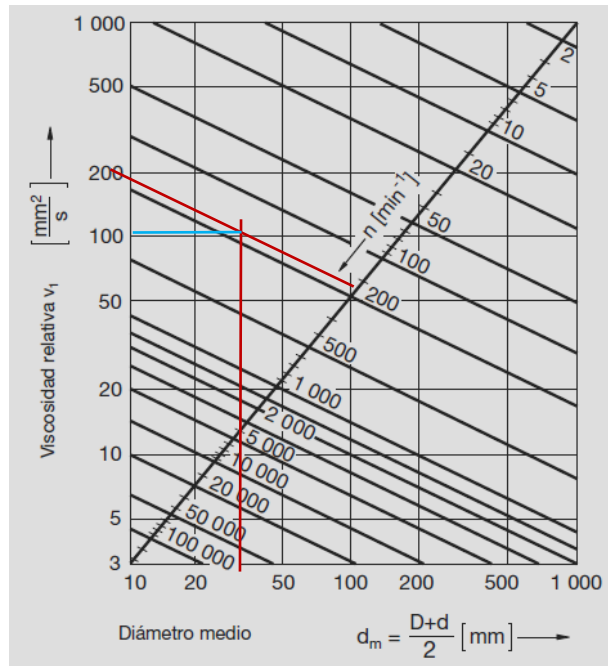


Figura 3.70 Viscosidad relativa en la selección del rodamiento para la rueda conducida

(Fuente: [27])

Con los datos del aceite ISO VG 68 y la temperatura de trabajo a 40°C , leemos la viscosidad de servicio (v) en la figura 3.71:

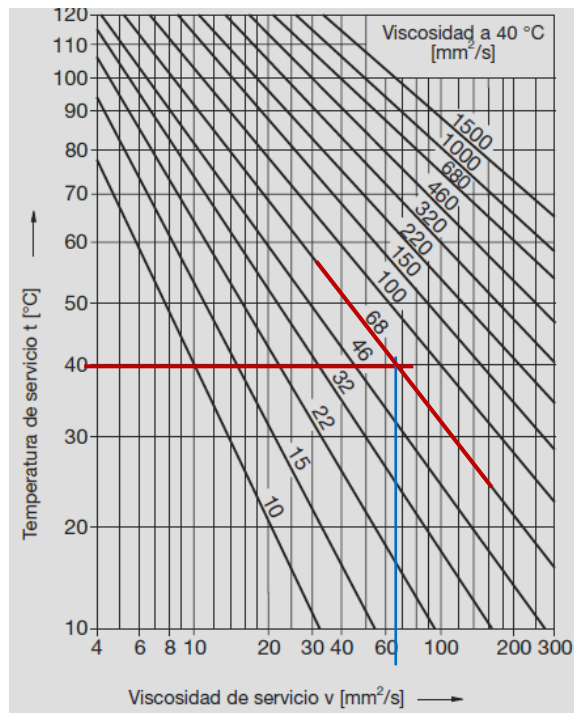


Figura 3.71 Viscosidad de servicio en la selección del rodamiento para la rueda conducida

(Fuente: [27])

$$v = 66 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

Determinamos k, (ratio de la viscosidad):

$$k = \frac{v}{v_1}$$

$$k = \frac{66 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}}{107 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}}$$

$$k = 0.62$$

Calculamos K:

$$K = K_1 + K_2$$

En primera instancia leemos K_1 , con los datos de: f_{S^*} y el tipo de rodamiento en la siguiente figura:

$$f_{S^*} = \frac{Co}{Po^*}$$

$$f_{S^*} = \frac{7.8 \text{ KN}}{0.92214 \text{ KN}}$$

$$f_{S^*} = 8.6$$

Se toma: (a) para rodamientos de bolas, según se aprecia en la figura 3.72

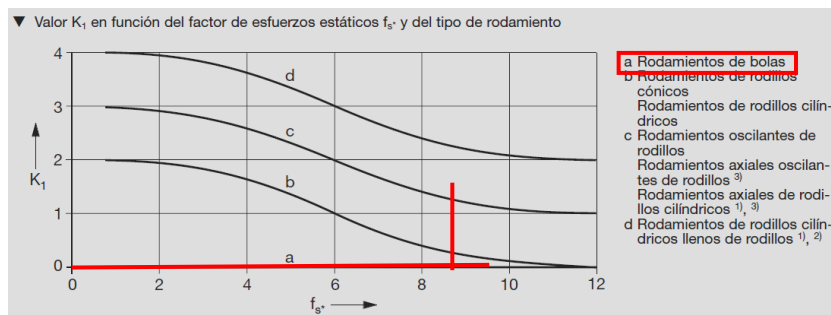


Figura 3.72 Valor K_1 en función del factor de esfuerzos estáticos f_{S^*} y del tipo de rodamiento en la selección del rodamiento para la rueda conducida

(Fuente: [27])

Por lo tanto

$$K_1 = 0$$

Luego leemos K_2 , con los datos de: f_{s^*} y k (el ratio) en la figura 3.73:

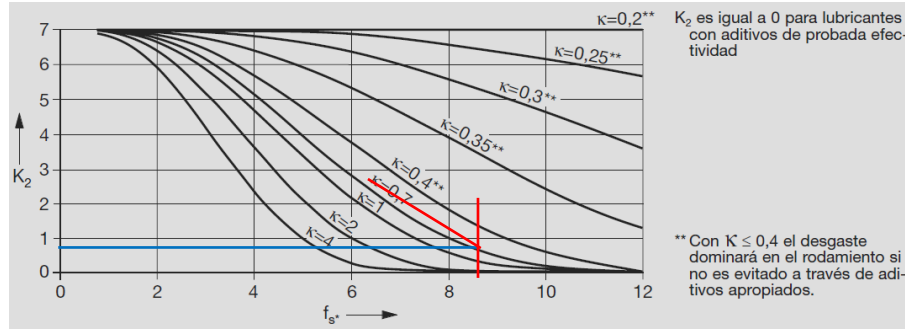


Figura 3.73 Valores de K_2 en función del factor f_{s^*} en la selección del rodamiento para la rueda conducida

(Fuente: [27])

$$K_2 = 0.71$$

Por consiguiente:

$$K = K_1 + K_2$$

$$K = 0 + 0.71$$

$$K = 0.71$$

Con los datos de: K y k (el ratio), leemos el valor de a_{23} , en la figura 3.74:

$$a_{23} = 1.26$$

Recalculamos el valor de C , con $a_{23} = 1.26$:

$$C = P^p \sqrt[3]{\frac{L_{h10} * n * 60}{1000000 * a_1 * a_{23}}} \quad [27]$$

$$C = 1.84428 \text{ KN} \sqrt[3]{\frac{13500 \text{ h} * 170 \text{ rpm} * 60}{1000000 * 1 * 1.26}}$$

$$C = 8.82 \text{ KN}$$

$$C_{real} > C_{recalculado}$$

$$16 \text{ KN} > 8.82 \text{ KN OK}$$

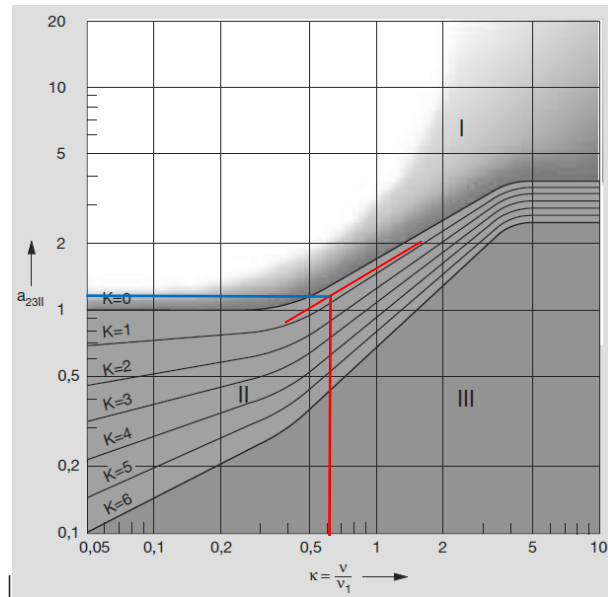


Figura 3.74 Factor a_{23} en la selección del rodamiento para la rueda conducida

(Fuente: [27])

El valor: $C_{real} > C_{recalculado}$ por consiguiente los rodamientos para la rueda conducida seleccionados son los adecuados.

3.2.3.1.11 Diseño del brazo sostén

El brazo sostén fue desarrollado en un perfil IPE 200 (acero ASTM A36, $S_y = 250MPa$) (Anexo C) por su alta resistencia a la tensión.

Al brazo sostén (figura 3.75) están soldados ángulos de acero (50x50x6) mm para su posterior ensamble en el sistema de traslación.

La función del brazo sostén es resistir la carga, F que corresponde a la sumatoria de las masas de los sistemas de: la estructura soporte a la canasta de elevación (49Kg), canasta de elevación (39Kg), más la masa del soporte superior del teclé (2.5Kg), más la masa de la persona (90Kg) y el resultado multiplicada por la gravedad.

$$F = 180.5 \text{ Kg} * 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$F = 1770.71 \text{ N}$$

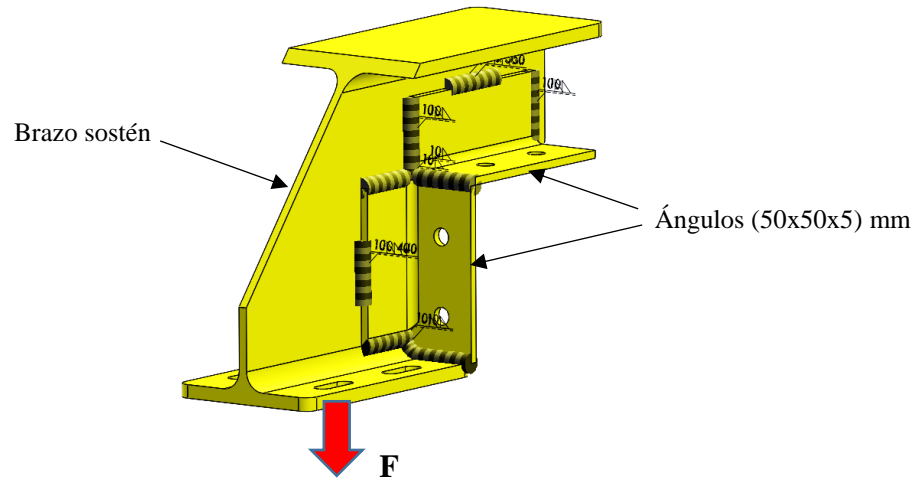


Figura 3.75 Brazo sostén

(Fuente: Autor)

La carga, F es aplicada en la cara inferior del brazo sostén produciendo una deflexión máxima como se muestra en la figura 3.76:

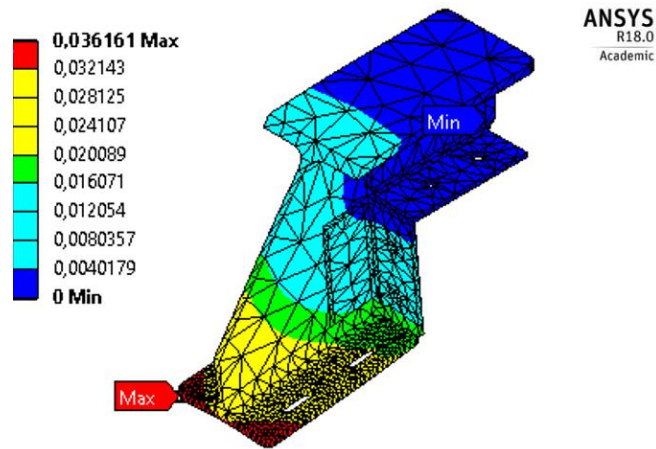


Figura 3.76 Análisis de la deflexión máxima producida en el brazo sostén

(Fuente: Autor)

Con la ayuda de un software analizamos la deflexión máxima que se produce en la cara inferior, esta deflexión es: $y = -0.036 \text{ mm}$.

De acuerdo a los límites de deflexión recomendados [14]:

Para deflexiones de una viga debido a la flexión, en el caso de una parte de maquinaria general, la deflexión está entre: 0.005 a 0.003 *pulg/pulg* (0.127 a 0.0762 *mm/mm*) [13]

Por lo tanto:

$$0.127\text{mm} \leq y \leq 0.0762\text{ mm}$$

$$0.127\text{mm} \leq 0.04 \leq 0.0762\text{ mm OK}$$

La deflexión máxima: $y = 0.04\text{ mm}$ es aceptable dentro de los rangos establecidos.

3.2.3.1.12 Diseño del soporte superior del tecele

El diseño del soporte superior del tecele (figura 3.77) consta de dos elementos, los mismos están fabricados con material de acero ASTM A36, $S_y = 250\text{MPa}$ (Anexo C).

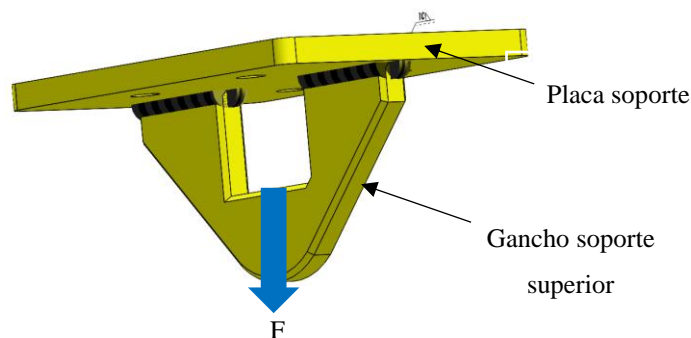


Figura 3.77 Soporte superior del tecele

(Fuente: Autor)

El gancho soporte superior resiste la misma carga, $F = 1770.71\text{ N}$ que resiste el brazo sostén, esta carga es aplicada en el centro del gancho produciendo una deflexión máxima como se muestra en la figura 3.78:

Con la ayuda de un software analizamos la deflexión máxima que se produce en el centro del gancho soporte, esta deflexión es: $y = 0.00232\text{ mm}$.

De acuerdo a los límites de deflexión recomendados:

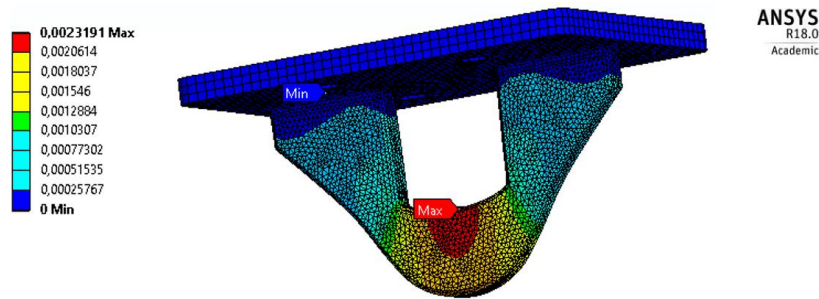


Figura 3.78 Análisis de la deflexión máxima producida en el soporte superior del tecla

(Fuente: Autor)

Para deflexiones de una viga debido a la flexión, en el caso de una precisión moderada, la deflexión está entre: 0.00001 a 0.0005 pulg/pulg (2.54×10^{-4} a 0.0127 mm/mm) [13]

Por lo tanto:

$$2.54 \times 10^{-4} \text{ mm} \leq y \leq 0.0127 \text{ mm}$$

$$2.54 \times 10^{-4} \text{ mm} \leq 0.00232 \leq 0.0127 \text{ mm OK}$$

La deflexión máxima: $y = 0.00232$ mm es admisible dentro de los rangos establecidos.

3.2.3.1.13 Diseño de las uniones empernadas entre el brazo sostén y el soporte superior del tecla

El soporte superior del tecla está sujeto al brazo sostén mediante cuatro pernos hexagonales ASTM A307 de $\phi = \frac{7}{16}$ pulg y $L = 1\frac{1}{2}$ pulg.

Como se aprecia en la figura 3.79, los cuatro pernos están sujetos a cargas a tracción por la aplicación de la fuerza, $F = 1770.71$ N en el centro del gancho soporte.

Características de los pernos hexagonales ASTM A307:

$$f_{ub} = S_{ut} = 42 \frac{Kg}{mm^2} = 411.6 \times 10^6 Pa \text{ (Anexo G)}$$

$$A_s = 0.843 \text{ cm}^2 = 8.43 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \text{ (Anexo H)}$$

$$\gamma_{Mb} = 1.25 \text{ [29]}$$

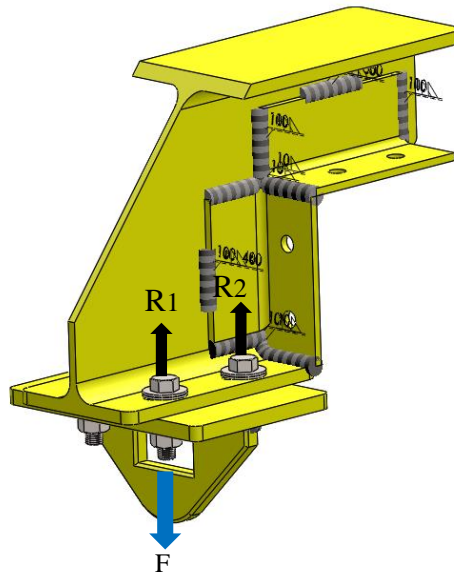


Figura 3.79 Uniones empernadas entre el brazo sostén y el soporte superior del teclado

(Fuente: Autor)

Comprobación de la resistencia a atracción, $F_{t,Rd}$ del perno:

$$F_{t,Rd} = \frac{0,9f_{ub}A_s}{\gamma_{Mb}} [18]$$

Donde:

A_s = Área resistente a tracción del tornillo

f_{ub} = Tensión última a tracción del perno

γ_{Mb} = Coeficiente parcial de seguridad (para uniones empernadas = 1.25)

$$F_{t,Rd} = \frac{0.9 * 411.6 \times 10^6 \text{ Pa} * 8.43 \times 10^{-5} \text{ m}^2}{1.25}$$

$$F_{t,Rd} = 24982.47 \text{ N}$$

$$F_{t,Ed} \leq F_{t,Rd}$$

$$1770.71 \text{ N} \leq 24982.47 \text{ N OK}$$

Comprobación de la resistencia a punzonamiento, $B_{p,Rd}$ de una chapa de espesor t :

$$B_{p,Rd} = \frac{0,6\pi d_m t f_u}{\gamma_{Mb}} [18]$$

Donde:

f_u = Resistencia a tracción del acero de la chapa

d_m = Menor diámetro entre los círculos circunscritos e inscritos a la cabeza del perno

t = Espesor de la placa bajo la cabeza del perno o bajo la tuerca

Requerimos de los siguientes parámetros:

El espesor de la placa (brazo sostén) bajo la cabeza del perno es: $t = 8.5 \text{ mm}$

$$f_u = S_{ut} = (400 - 550) \text{ MPa} = 475 \text{ MPa (Anexo C)}$$

$$B_{p,Rd} = \frac{0,6 * \pi * 0.0111 \text{ m} * 0.0085 \text{ m} * 475 \times 10^6 \text{ Pa}}{1.25}$$

$$B_{p,Rd} = 67581.31 \text{ N}$$

$$F_{t,Ed} \leq B_{p,Rd}$$

$$1770.71 \text{ N} \leq 67581.31 \text{ N OK}$$

Por consiguiente:

El grado de resistencia de los cuatro pernos hexagonales ASTM A307, son los adecuados para soportar la carga aplicada, $F = 1770.71 \text{ N}$ en el centro del gancho soporte.

3.2.3.1.14 Diseño de las guías antidescarrilamiento

El sistema cuenta con dos guías antidescarrilamiento, las mismas desempeñarán la función de mantener estable al sistema en su movimiento de traslación, las guías cuentan con los siguientes elementos que se muestran en la figura 3.80:

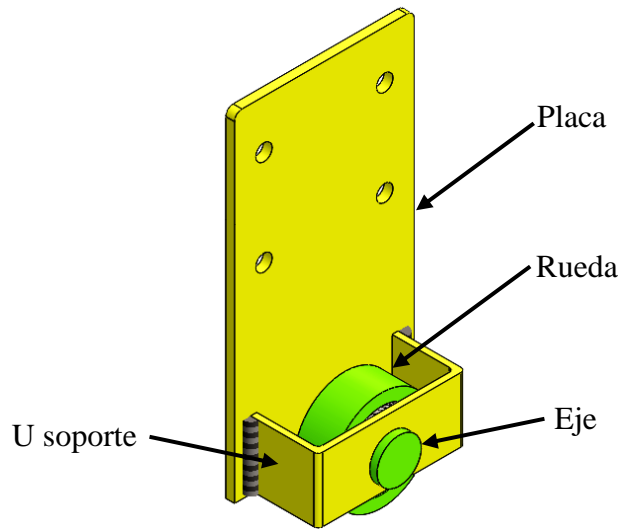


Figura 3.80 Guía antidescarrilamiento

(Fuente: Autor)

El eje, la rueda de cada guía antidescarrilamiento debe soportar la carga calculada en el numeral 3.2.1 ($F = 1844.28 N$) para que de esta manera desempeñe su trabajo.

3.2.3.1.14.1 Diseño del eje para la rueda de la guía antidescarrilamiento

En el diseño del eje (figura 3.81) se empleó un acero SAE/AISI 1045 ($S_{ut} = 570 MPa, S_y = 310 MPa$), (Anexo J).

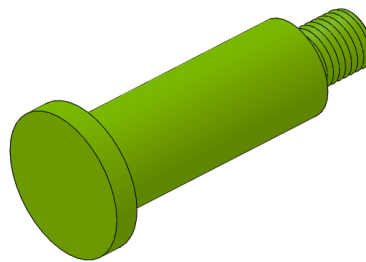


Figura 3.81 Eje para la rueda de la guía antidescarrilamiento

(Fuente: Autor)

Como se puede apreciar en figura 3.82 la fuerza, $F = 1844,28 N$ ejercida en la rueda de la guía antidescarrilamiento produce un torque.

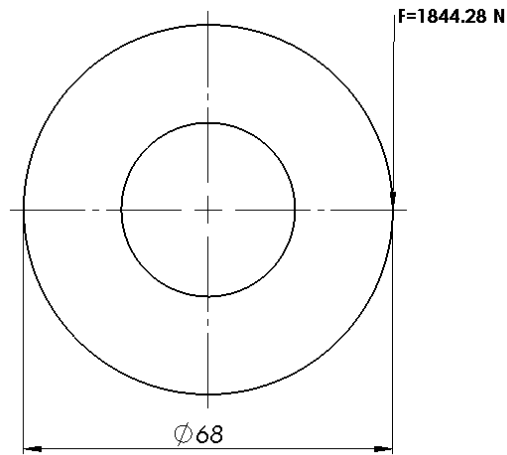


Figura 3.82 Esquema de la rueda de la guía antidescarrilamiento

(Fuente: Autor)

$$T = Fxr [8]$$

$$T = 1844.28 \text{ N} \times 0.034 \text{ m}$$

$$T = 62.71 \text{ Nm}$$

El eje para la rueda de la guía antidescarrilamiento está sometido a la fuerza, $F = 1844.28 \text{ N}$, como se muestra en la figura 3.83.

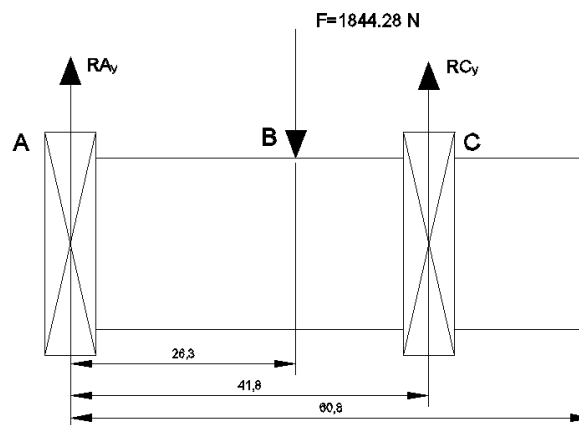


Figura 3.83 Esquema del eje para la rueda antidescarrilamiento sometida a la fuerza F, dimensiones [mm]

(Fuente: Autor)

Reacciones:

$$\Sigma F_y = 0 + \uparrow$$

$$RA_y - 1844.28 N + RC_y = 0$$

$$RA_y = 1844.28 N - RC_y$$

$$\Sigma M_A = 0 + \cup$$

$$(1844.28 N * 0.0263m) + (RC_y * 0.0418m) = 0$$

$$RC_y = 1160.4 N$$

$$RA_y = 1844.28 N - RC_y$$

$$RA_y = 683.88 N$$

Momento

$$M_{AB} = \frac{Fbx}{l} [15]$$

$$M_{AB} = \frac{1844.28 N * 0.0155 m * 0.0263 m}{0.0418 m}$$

$$M_{AB} = 17.99 Nm$$

Calculadas las reacciones realizamos el diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector, como se puede apreciar en la figura 3.84.

El momento máximo calculado es: $17.99Nm$ y el par de torque generado es: $62.71 Nm$ con estos datos calculamos el diámetro del eje para la rueda de la guía antidescarrilamiento mediante la ecuación ED-Gerber.

$$d = \left(\frac{8nA}{\pi S_e} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2BS_e}{AS_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} [15]$$

Donde:

$$A = \sqrt{4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2} [15]$$

$$B = \sqrt{4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2} [15]$$

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e'$$

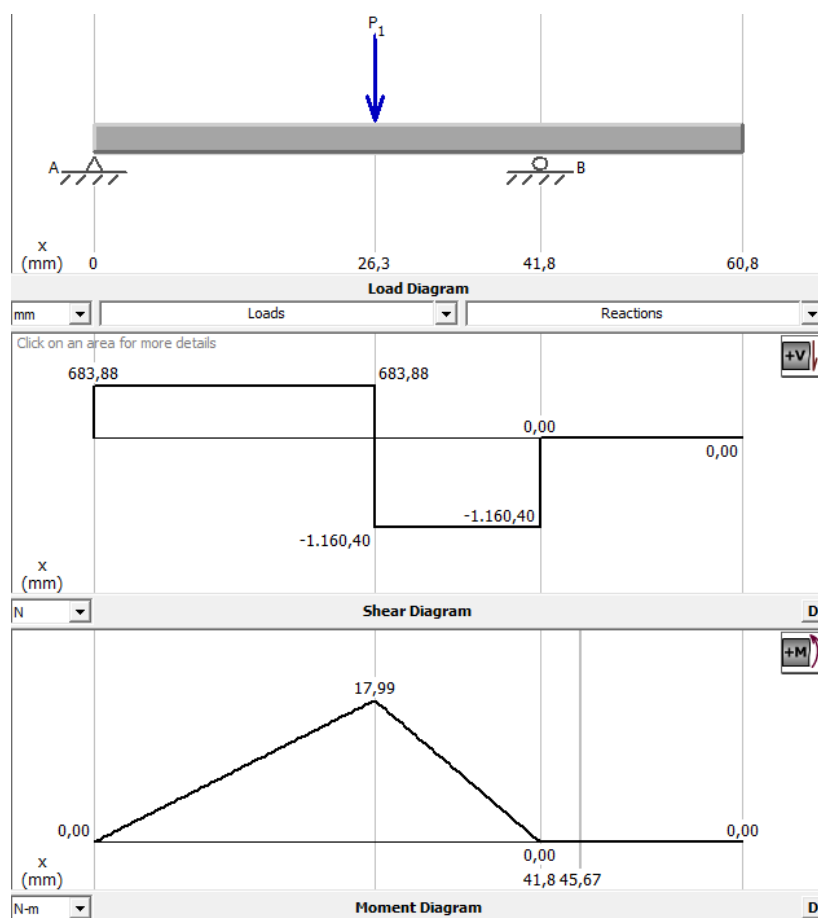


Figura 3.84 Diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector del eje para la rueda de la guía antidescarrilamiento.

(Fuente: Autor)

Los valores de: $k_a, k_b, k_c, k_d, k_e, k_f, S_e'$ son las mismas cantidades del diseño del eje para la rueda motriz, porque fueron diseñados con el mismo material (acero SAE/AISI 1045).

$$S_e = (0.8398) \times (0.879) \times (1) \times (1.0086) \times (1) \times (1) (41 \text{ Kpsi})$$

$$S_e = 30.53 \text{ Kpsi}$$

$$S_e = 210.796 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Para el caso de un eje giratorio, el momento flexionante constante crea un esfuerzo flexionante completamente reversible, por lo tanto:

$$M_a = 17.99 \text{ Nm}$$

$$T_m = 62.71 Nm$$

$$M_m = T_a = 0$$

$$A = \sqrt{4(1 * 17.99 Nm)^2 + 3(1x0)^2}$$

$$A = 35.98 Nm$$

$$B = \sqrt{4(1 * 0)^2 + 3(1 * 62.71 Nm)^2}$$

$$B = 108.62 Nm$$

Para el respectivo diseño del eje se tomó un factor de seguridad de: $n = 3.5$, considerando que: si $n > 1$ el diseño es adecuado; mientras mayor sea n más seguro es el diseño.

$$d = \left(\frac{8nA}{\pi S_e} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2BS_e}{AS_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

$$d = \left(\frac{8 * 3.5 * 35.98 Nm}{\pi * 210.796x10^6 \frac{N}{m^2}} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2 * 108.62 Nm * 210.796x10^6 \frac{N}{m^2}}{35.98 Nm * 570x10^6 \frac{N}{m^2}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

$$d = 0.0174 m = 17.4 mm = 0.66 pulg$$

Estandarizamos el diámetro a 20 mm y recalculamos el factor de seguridad:

$$n = \frac{1}{\frac{8 * 35.98 Nm}{\pi * (0.02m)^3 * 210.796x10^6 \frac{N}{m^2}} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2 * 108.68 Nm * 210.796x10^6 \frac{N}{m^2}}{35.98 Nm * 570x10^6 \frac{N}{m^2}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}}$$

$$n = 5.3$$

Calculamos la deflexión máxima que se produce en el punto B (punto de ubicación de la fuerza).

$$E_{acero 1045} = 200 MPa (Anexo J)$$

Deflexión:

$$y_{AB} = \frac{Fbx}{6EI} (x^2 + b^2 - l^2) [15]$$

$$y_{AB} = \frac{1844.28N * 0.0155m * 0.0263m}{6 * 200 \times 10^6 Pa * \frac{\pi * (0.02m)^4}{64} * 0.0418m} * ((0.0263m)^2 + (0.0155m)^2 - (0.0418m)^2)$$

$$y_{AB} = -0.00016 m$$

$$y_{AB} = -0.16 mm$$

3.2.3.1.14.2 Diseño de la rueda de la guía antidescarrilamiento

La rueda (figura 3.85) está mecanizada en acero SAE/AISI 1018 ($S_y = 220 MPa, HB = 116$) (Anexo I) de acuerdo al plano detallado y debe soportar la carga de: ($F = 1844.28 N$), calculada en el numeral 3.2.1.1

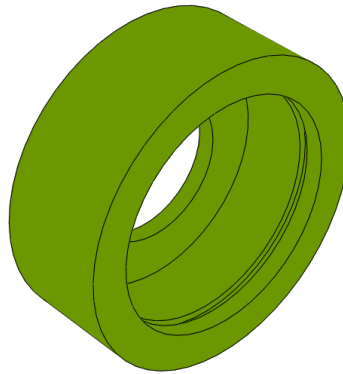


Figura 3.85 Rueda de la guía antidescarrilamiento

(Fuente: Autor)

Se aplicó la teoría de contacto de un cilíndrico y una superficie plana ($d_2 = \infty$) para calcular el semiancho b . En la figura 3.86 se aprecia el diámetro, longitud de contacto de la rueda.

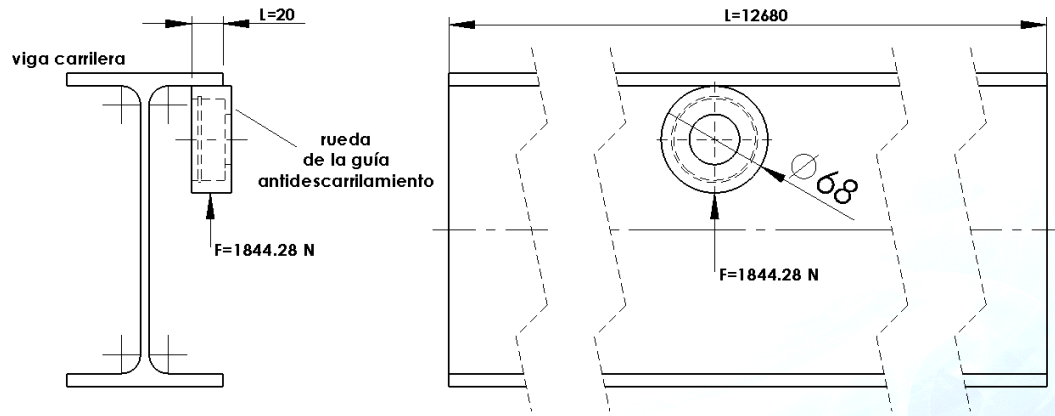


Figura 3.86 Diámetro, longitud de contacto de la rueda de la guía antidescarriamiento

(Fuente: Autor)

Requerimos de los siguientes parámetros:

$$F = 1844.28 \text{ N}$$

$$L = 20 \text{ mm (longitud de contacto)}$$

$$v_1 = 0.29 \text{ (coeficientes de Poisson de la rueda, acero AISI 1018)}$$

$$v_2 = 0.3 \text{ (coeficientes de Poisson de la viga carrilera, acero ASTM A36)}$$

$$E_1 = 200 \times 10^9 \text{ Pa (módulo de elasticidad de la rueda)}$$

$$E_2 = 210 \times 10^9 \text{ Pa (módulo de elasticidad de la viga carrilera)}$$

$$d_1 = 68 \text{ mm (diámetro de contacto de la rueda)}$$

$$d_2 = \infty \text{ (superficie plana)}$$

Semiancho b:

$$b = \sqrt{\frac{2(1844.28 \text{ N})}{\pi * 0.02 \text{ m}} * \frac{(1 - 0.29^2)/200 \times 10^9 \text{ Pa} + (1 - 0.3^2)/210 \times 10^9 \text{ Pa}}{1/0.068 \text{ m} + 1/\infty}}$$

$$b = 1.89 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$b = 0.189 \text{ mm} \cong 0.2 \text{ mm}$$

La presión máxima de contacto es:

$$P_{m\acute{a}x} = \frac{2 * 1844.28 N}{\pi * 1.89 \times 10^{-3} m * 0.020 m}$$

$$P_{m\acute{a}x} = 31.061 MPa$$

Reemplazamos el valor de la dureza de la rueda de la guía antidescarrilamiento (116 HB) y utilizando la figura 3.87 encontramos la resistencia a la fatiga por contacto de la rueda:

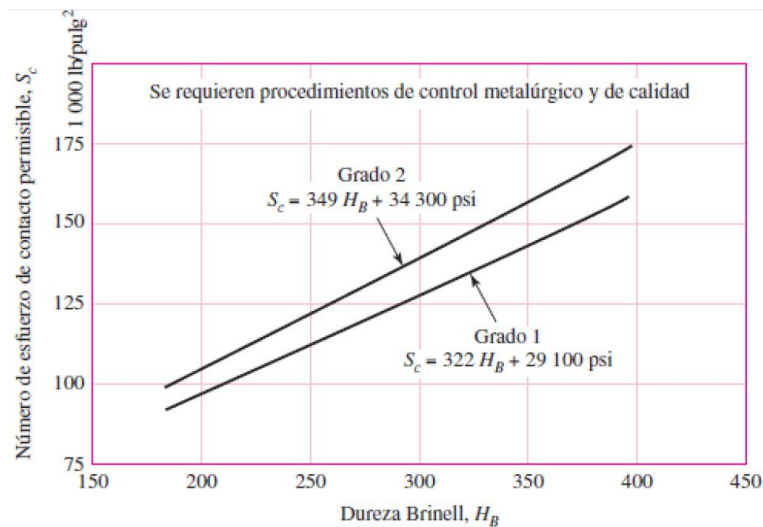


Figura 3.87 Resistencia a la fatiga por contacto de la rueda de la guía antidescarrilamiento

(Fuente: [15])

$$S_c = 322H_B + 29100psi \text{ [15]}$$

$$S_c = 66.45Kpsi$$

La rueda de la guía antidescarrilamiento está diseñada con un factor de seguridad:

$$n = \frac{S_c}{P_{m\acute{a}x}} \text{ [15]}$$

$$P_{m\acute{a}x} = 31.061 MPa = 4.51 Kpsi$$

$$n = \frac{66.45 Kpsi}{4.51 Kpsi}$$

$$n = 14.7 \text{ OK}$$

Selección del rodamiento para la rueda de la guía antidescarrilamiento

El rodamiento es rígido de bolas y está sometido a la carga radial pura: $F = 1844.28 \text{ N}$.

$$F = 1844.28 \text{ N} = 1.844 \text{ KN}$$

Partiendo con la ecuación:

$$P = X * Fr + Y * Fa \text{ [KN] [27]}$$

La carga es radial pura, entonces:

$$P = Fr = F$$

Y:

$$Po = Fr = F$$

Calculamos la capacidad de carga estática:

$$Co = fsPo \text{ [27]}$$

Tomamos un valor de 2 para fs , para exigencias elevadas, obteniendo:

$$Co = 2 * 1.844 \text{ KN}$$

$$Co = 3.69 \text{ KN}$$

Calculando la vida nominal, obtenemos:

$$L_{h10} = fl^p * 500[h] \text{ [27]}$$

Tomaremos: $p = 3$ para rodamientos de bolas y $fl = 3.5$ como se muestra en la tabla 3.22.

$$L_{h10} = 3.5^3 * 500$$

$$L_{h10} = 21437.5 \text{ horas}$$

Calculamos la capacidad de carga dinámica:

$$C = P \sqrt[p]{\frac{L_{h10} * n * 60}{1000000 * a_1 * a_{23}}}$$

Tabla 3.22 Factor de esfuerzos dinámico para el rodamiento de la rueda de la guía antidescarrilamiento

Vehículos sobre carriles		
Rodamientos de rueda para Vagones de transporte	2,5 ... 3,5	Carga estática sobre la mangueta con factor f_2 (depende de la velocidad máxima, tipo de vehículo e infraestructura de la vía)
Tranvías	3,5 ... 4	Tipo de vehículo
Coches de viajeros	3 ... 3,5	f_2
Vagones de carga	3 ... 3,5	Vagones de desescombro, de extracción y de instalaciones siderúrgicas
Vagones de desescombro	3 ... 3,5	1,2 ... 1,4
Automotores	3,5 ... 4	Vagones de mercancías, coches de viajeros, automotores, tranvías
Locomotoras/ rodamientos exteriores	3,5 ... 4	1,2 ... 1,5
Locomotoras/ rodamientos interiores	4,5 ... 5	Locomotoras
		1,3 ... 1,8
Transmisiones de vehículos ferroviarios	3 ... 4,5	Grupos de cargas con las correspondientes velocidades; valor medio de f_1 (ver accionamiento de vehículos)

(Fuente: [27])

Se tomó una probabilidad de fallo del 10%, por consiguiente: $a_1 = 1$, como se muestra en la tabla 3.23:

Tabla 3.23 Probabilidad de fallo por fatiga del rodamiento para la rueda de la guía antidescarrilamiento

▼ Factor a_1						
Probabilidad de fallo %	10	5	4	3	2	1
Vida a fatiga	L_{10}	L_5	L_4	L_3	L_2	L_1
Factor a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

(Fuente: [27])

El rodamiento está girando a 170 rpm, comenzamos la iteración con $a_{23} = 1.7$

$$C = 1.84428 \text{ KN} \sqrt[3]{\frac{21437.5 \text{ h} * 170 \text{ rpm} * 60}{1000000 * 1 * 1.7}}$$

$$C = 9.31 \text{ KN}$$

Seleccionamos un rodamiento FAG 6304 (tabla 3.24) con los siguientes datos:

$$C = 16 \text{ KN}$$

$$C_o = 7.8 \text{ KN}$$

$$D = 52 \text{ mm}$$

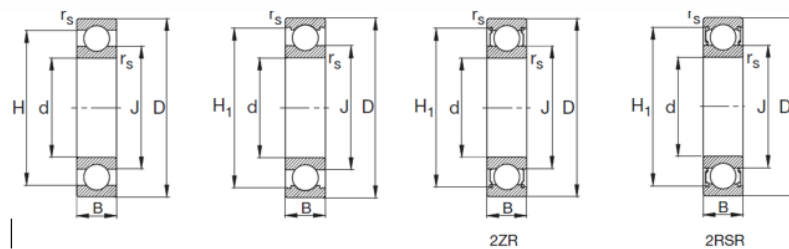
$$d = 20 \text{ mm}$$

$$dm = \frac{D + d}{2}$$

$$dm = \frac{52mm + 20mm}{2}$$

$$dm = 36mm$$

Tabla 3.24 Rodamiento FAG 6304 rígido de bolas



Eje	Dimensiones							Peso kg	Capacidad de carga	
	d	D	B	r _s	H	H ₁	J		dyn. kN	stat. kg
	mm							kg	kN	
20	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,105	12,7	6,55
	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,105	12,7	6,55
	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,109	12,7	6,55
	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,108	12,7	6,55
	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,108	12,7	6,55
	20	47	18	1	38,4	41	28,8	0,139	12,7	6,55
	20	52	15	1,1	41,9	44,4	30,3	0,151	16	7,8
	20	52	15	1,1	41,9	44,4	30,3	0,153	16	7,8
	20	52	15	1,1	41,9	44,4	30,3	0,155	16	7,8
	20	52	15	1,1	41,9	44,4	30,3	0,155	16	7,8
	20	52	21	1,1	42,1	44,4	30,3	0,209	16	7,8
	20	72	19	1,1	55		37	0,415	30,5	15

(Fuente: [27])

Para los posteriores cálculos se procede de la misma manera que la selección del rodamiento para la rueda conducida, esto es posible gracias a que es el mismo rodamiento seleccionado FAG 6304 rígido de bolas.

Se resume los datos obtenidos:

$$v_1 = 107 \frac{mm^2}{s}$$

$$v = 66 \frac{mm^2}{s}$$

$$k = 0.62$$

$$f_{S*} = 8.6$$

$$K_1 = 0$$

$$K_2 = 7$$

$$K = K_1 + K_2$$

$$K = 7$$

$$a_{23} = 1.26$$

Recalculamos el valor de C, con $a_{23} = 1.26$:

$$C = P \sqrt[3]{\frac{L_{h10} * n * 60}{1000000 * a_1 * a_{23}}} [27]$$

$$C = 1.84428 \text{ KN} \sqrt[3]{\frac{21437.5 \text{ h} * 170 \text{ rpm} * 60}{1000000 * 1 * 1.26}}$$

$$C = 10.29 \text{ KN}$$

$$C_{real} > C_{recalculado}$$

$$14 \text{ KN} > 10.29 \text{ KN OK}$$

El valor: $C_{real} > C_{recalculado}$ por consiguiente el rodamiento para la rueda antideslizamiento seleccionado es el adecuado.

3.2.3.2 Diseño del sistema de traslación horizontal inferior

Este sistema es de gran apoyo para el avance conjunto con el sistema superior por el trayecto de 12680 mm, esto es posible gracias a que ambos sistemas son unidos mediante el sistema mecánico de las rieles guías de elevación.

El sistema debe resistir las reacciones obtenidas mediante la aplicación de la carga, F mostrada en la figura 3.88. La carga, F corresponde a la sumatoria de las masas de los sistemas: estructura soporte a la canasta de elevación (49Kg), canasta de elevación (39Kg) más la masa de la persona (90Kg), el resultado multiplicado por la gravedad.

$$F = 178 \text{ Kg} * \frac{9.81 \text{ m}}{\text{s}^2}$$

$$F = 1746.2 \text{ N}$$

Momento en B:

$$M_B = F * d$$

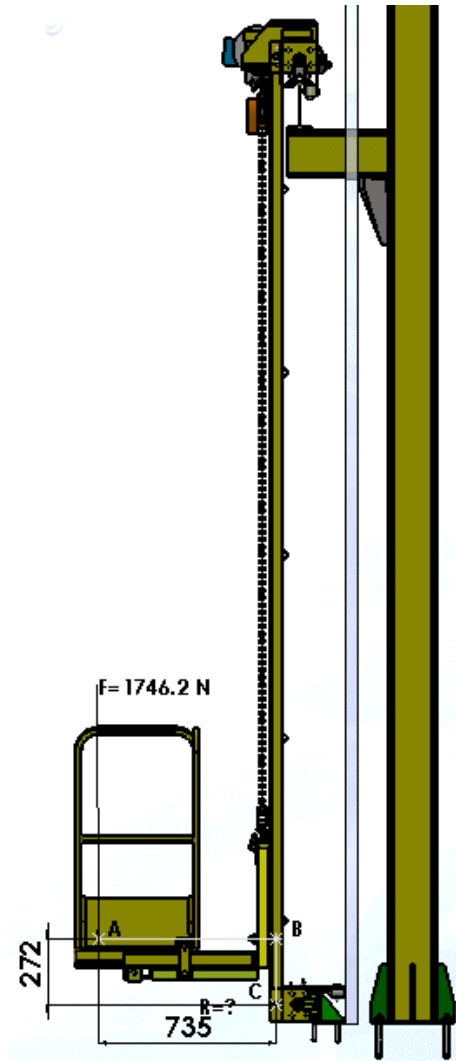


Figura 3.88 Reacciones obtenidas en el sistema inferior por la aplicación de la carga F

(Fuente: Autor)

$$M_B = 1746.2 \text{ N} * 0.735 \text{ m}$$

$$M_B = 1283.46 \text{ Nm}$$

El M_B es soportado por cuatro puntos:

$$M_B = \frac{1283.46 \text{ Nm}}{4} = 320.9 \text{ Nm}$$

Reacción en C:

$$R_C = \frac{M_B}{d_B}$$

$$R_C = \frac{320.9 \text{ Nm}}{0.272 \text{ m}} = 1179.8 \text{ N}$$

La reacción, R_C es aplicada en cuatro puntos del sistema, como se muestra en la figura 3.89:

$$R_C = \frac{1179.8 \text{ N}}{4}$$

$$R_C = 294.95 \text{ N}$$

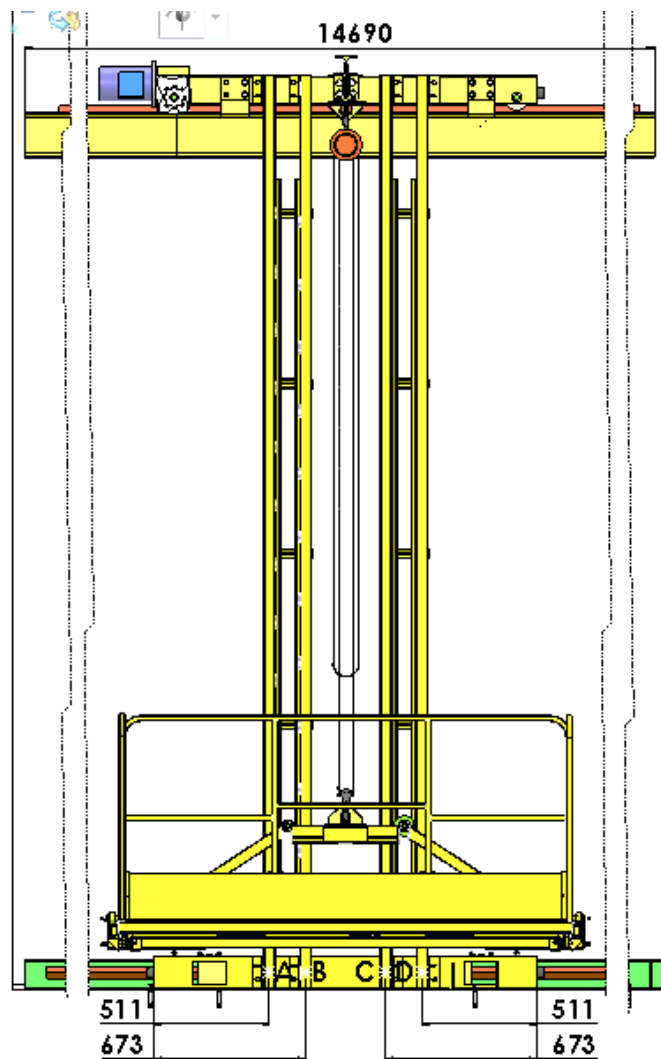


Figura 3.89 Puntos de aplicación de las reacciones en el sistema inferior

(Fuente: Autor)

3.2.3.2.1 Diseño de la estructura

En la estructura se ensambló los elementos mecanizados (ejes, ruedas, separadores) para realizar su función respectiva de apoyar al avance por el trayecto. La estructura está realizada por placas de acero ASTM A36, $S_y = 250MPa$ (Anexo C).

Diseño de la cara lateral 3

La figura 3.90 muestra la cara lateral 3 con las reacciones a la que está sujeta, la misma está representada como una viga en sus apoyos correspondientes.

La F_3 corresponde a las reacciones aplicadas en los puntos del sistema, divididas para dos, porque las reacciones son apoyadas en la cara lateral 3 y cara lateral 4.

$$F_3 = \frac{295.95 N}{2}$$

$$F_1 = 147.48 N$$

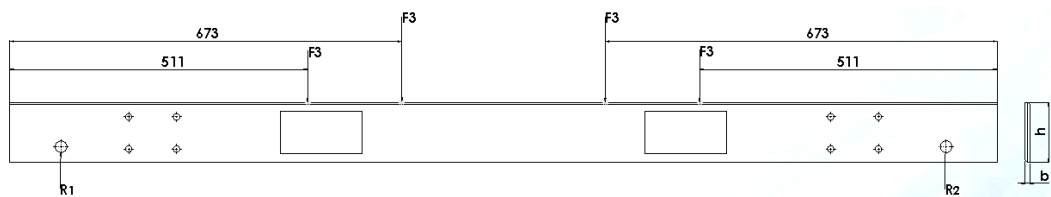


Figura 3.90. Cara lateral 3 con las reacciones a la que está sujeta

(Fuente: Autor)

Se determinó las reacciones en los apoyos y el momento máximo de la cara lateral 3, como se muestra en la figura 3.91.

$$R_1 = 294,99 N$$

$$R_2 = 294.99 N$$

$$M_{m\acute{a}x} = 148.68 Nm$$

En este diseño se trabajó con el factor de seguridad de: $n = 2$, obteniendo un esfuerzo máximo permisible de:

$$\sigma_{perm.} = \frac{S_y}{n} [15]$$

$$\sigma_{perm.} = 125MPa$$

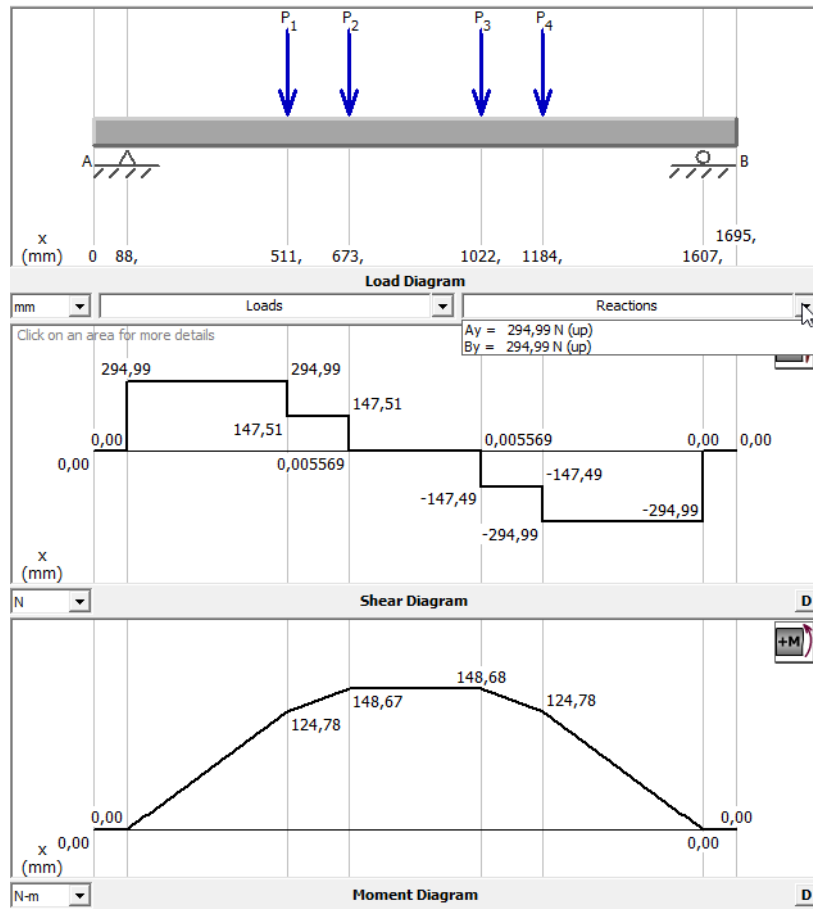


Figura 3.91 Diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector de la cara lateral 3.

(Fuente: Autor)

En base a la ecuación de esfuerzo por flexión y reemplazaremos los datos para una sección rectangular del elemento tenemos:

$$\sigma = \frac{M.c}{I} [15]$$

$$c = \frac{h}{2}$$

$$I = \frac{bh^3}{12}$$

Para una sección rectangular, el esfuerzo máximo por flexión es:

$$\sigma_{perm.} = \frac{6M}{bh^2} [15]$$

Se calcula la altura, h apropiada para resistir las cargas aplicadas:

$$h = \sqrt{\frac{6M}{b * \sigma_{perm.}}}$$

El espesor de la placa, $b = 8 \text{ mm}$

$$h = \sqrt{\frac{6 * 148.68 \text{ Nm}}{0.008 \text{ m} * 125 \text{ MPa}}}$$

$$h = 0.029 \text{ m}$$

$$h = 29.87 \text{ mm} \cong 30 \text{ mm}$$

La cara lateral 3, cuenta con las siguientes dimensiones apreciadas en la figura 3.92:

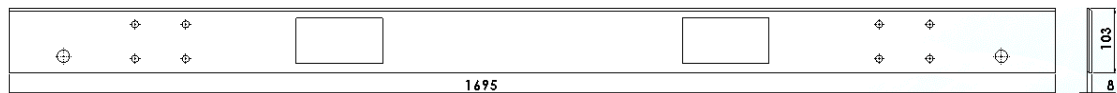


Figura 3.92 Dimensiones de la cara lateral 3

(Fuente: Autor)

$$l = 1695 \text{ mm}$$

$$b = 8 \text{ mm}$$

$$h = 103 \text{ mm}$$

Con la altura obtenida, se calcula el esfuerzo por flexión real del elemento:

$$\sigma = \frac{6 * 148.68 \text{ Nm}}{0.008 \text{ m} * (0.103 \text{ m})^2}$$

$$\sigma = 10.51 \text{ MPa}$$

Cálculo por corte:

$$\tau = \frac{F}{A}$$

$$A = [(103 * 8) - (73 * 8)] \text{ mm}^2$$

$$A = 240 \text{ mm}^2 = 2.4 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\tau = \frac{147.48 \text{ N}}{2.4 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$\tau = 65.4500 \text{ KPa} = 0.6545 \text{ MPa}$$

En base al esfuerzo equivalente de Von Mises, se calcula el esfuerzo total que se genera en la cara lateral 3:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(10.51 \text{ MPa})^2 + 3(0.6545 \text{ MPa})^2}$$

$$\sigma_{eq} = 10.57 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{eq}}$$

$$n = \frac{250 \text{ MPa}}{10.57 \text{ MPa}}$$

$$n = 23.7$$

La resistencia de la cara lateral 3, es aceptable para soportar las reacciones aplicadas, con un factor de seguridad: $n = 23.7$

Diseño de la Cara Lateral 4

La cara lateral 4 (figura 3.93) posee las mismas dimensiones de la cara lateral 3.

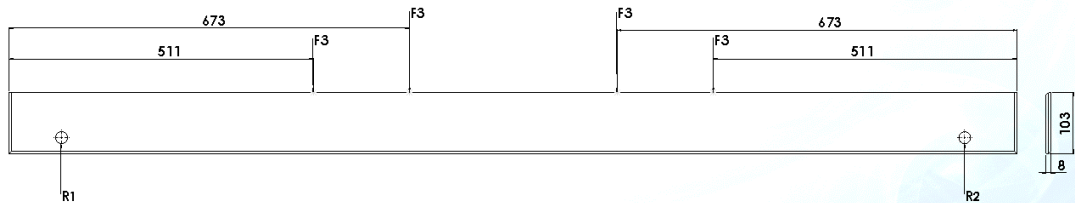


Figura 3.93 Cara lateral 4 con las reacciones a la que está sujeta

(Fuente: Autor)

Las reacciones en los apoyos y el momento máximo de la cara lateral 4 son las mismas magnitudes de la cara lateral 3.

$$R_1 = 294.99 \text{ N}$$

$$R_2 = 294.99 \text{ N}$$

$$M_{má} = 148.68 \text{ Nm}$$

Se comprueba su resistencia de la siguiente forma:

$$\sigma = \frac{6M}{bh^2} [15]$$

$$\sigma = \frac{6 * 148.68 Nm}{0.008 m * (0.103 m)^2}$$

$$\sigma = \sigma_{eq} = 10.51 MPa$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{eq}}$$

$$n = \frac{250 MPa}{10.51 MPa}$$

$$n = 23.8$$

La cara lateral 4, tiene un factor de seguridad alto ($n = 23.8$), lo que implica que el elemento está diseñado correctamente.

Deflexión en las caras laterales 3 y 4

Con la ayuda de un software se analizó la deflexión que se genera en las caras laterales 3 y 4 (figura 3.94) mediante la aplicación de las reacciones producidas.

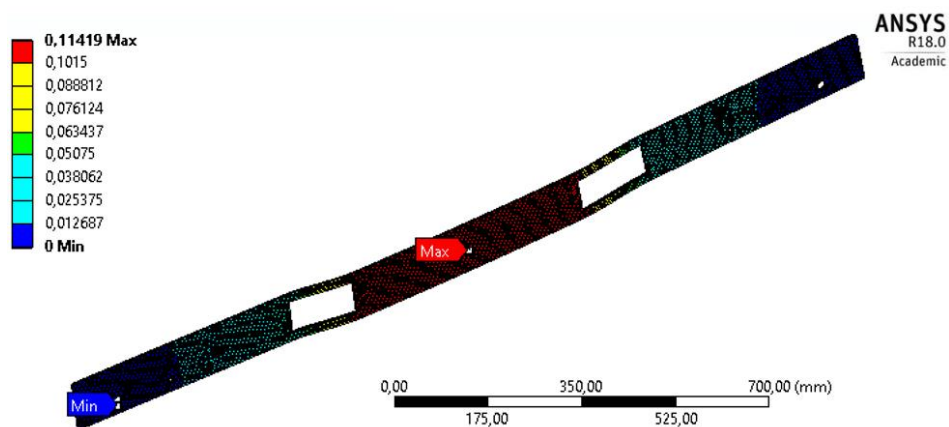


Figura 3.94 Deflexión que se produce en las caras laterales 3 y 4

(Fuente: Autor)

La deflexión máxima que se produce en las caras laterales 3 y 4 es:

$$y = -0.1142 mm$$

Las reacciones producidas en el sistema inferior por la aplicación de la carga, $F = 1746.2 N$ son menores a las fuerzas aplicadas en el sistema superior, motivo por

el cual el diseño de los ejes para las ruedas conducidas, diseño de las ruedas conducidas del sistema inferior es adecuado los mismos diseños del sistema superior, porque resisten a cargas más altas.

3.2.3.3 Diseño del sistema de los rieles guías de elevación

Mediante éste mecanismo nos permite unir al sistema superior e inferior para su avance respectivo por su trayecto. El sistema de los rieles guías de elevación constan de los siguientes elementos mostrados en figura 3.95.

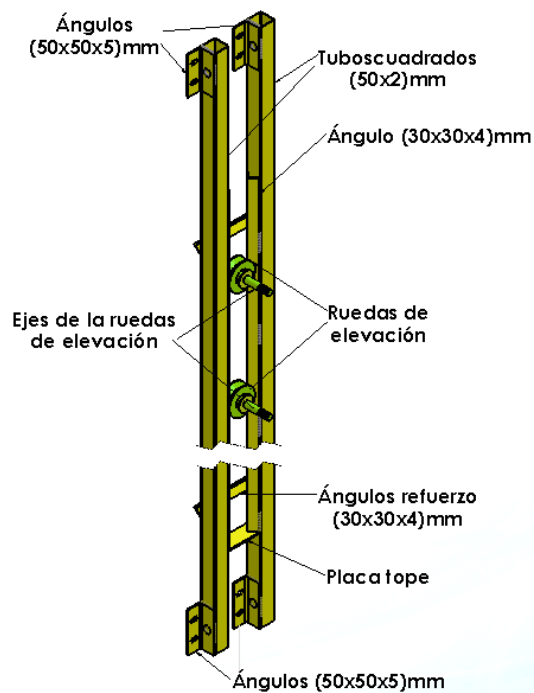


Figura 3.95 Elementos que conforman el sistema de los rieles guías de elevación

(Fuente: Autor)

Para la unión de los sistemas superior e inferior se requiere de dos sistemas de rieles guías de elevación como se muestra en la figura 3.96 para que la estructura soporte a la canasta de elevación juntamente con la canasta de elevación se deslice por dichas rieles gracias a las ruedas del sistema.

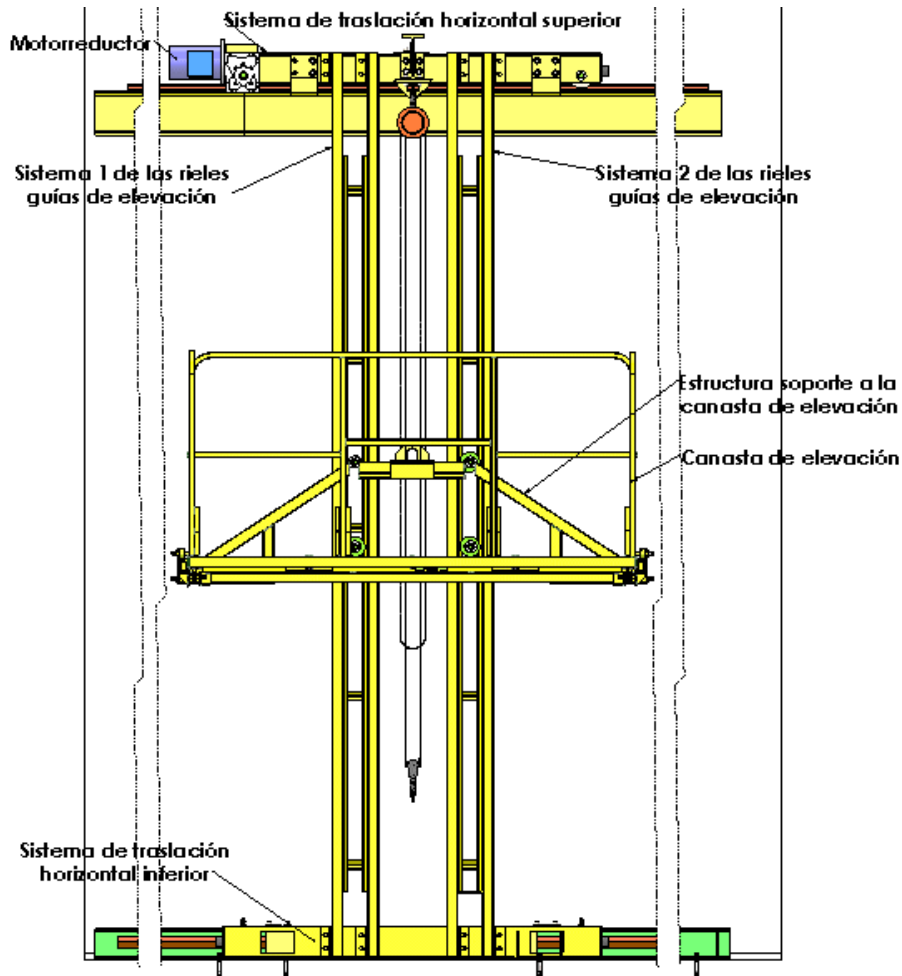


Figura 3.96 Sistemas 1 -2 de las rieles guías de elevación

(Fuente: Autor)

3.2.3.3.1 Diseño de la estructura

La estructura está fabricada con acero ASTM A36, $S_y = 250MPa$ (Anexo C). La estructura consta de dos tubos cuadrados (50x2mm) y a éstos van soldados ángulos (30x30x4mm) que son los rieles para el deslizamiento de las ruedas del sistema.

En la parte central de la estructura se produce una zona crítica, debido a la aplicación de la carga, $F = 1746.2 N$, generando un momento que debe resistir la estructura, como se aprecia en la figura 3.97.

La $F = 1746.2 N$ corresponde a las masas de: la estructura soporte a la canasta de elevación, más la canasta de elevación, más el peso de la persona; el resultado multiplicado por la gravedad.

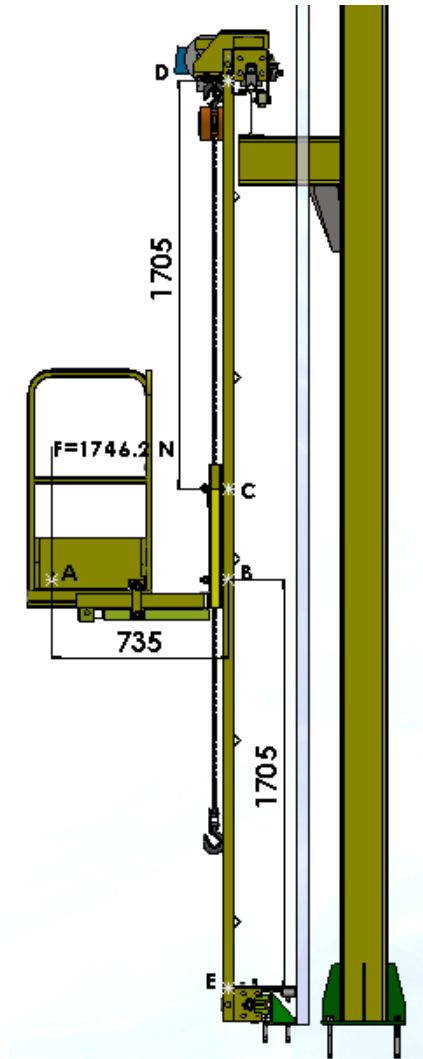


Figura 3.97 Momento generado por la aplicación de la carga F en la parte central de la estructura

(Fuente: Autor)

Momento en B:

$$M_B = F * d$$

$$M_B = 1746.2 \text{ N} * 0.735 \text{ m}$$

$$M_B = 1283.46 \text{ Nm}$$

El M_B es soportado por cuatro puntos:

$$M_B = \frac{1283.46 \text{ Nm}}{4} = 320.9 \text{ Nm}$$

$$M_B = 320.9 \text{ Nm}$$

3.2.3.4 Diseño de la estructura soporte a la canasta de elevación

Como su nombre lo indica, ésta estructura ayuda al soporte de la canasta de elevación, la misma que resiste la carga de la canasta de elevación (39 Kg) más el peso de la persona (90 Kg) más su propio peso (49 Kg), el sistema cuenta con los elementos mostrados en la figura 3.98.

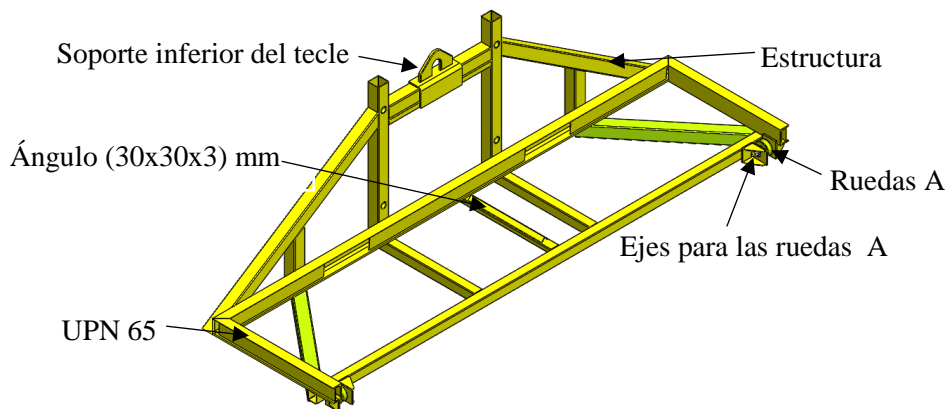


Figura 3.98 Elementos de la estructura soporte a la canasta de elevación

(Fuente: Autor)

3.2.3.4.1 Diseño de la estructura

La base de la estructura está realizada con un perfil UPN 65 (Anexo L) de acero ASTM A36, $S_y = 250 \text{ MPa}$ (Anexo C), en este perfil se sueldan los demás componentes de la estructura.

Para el cálculo de la resistencia de la estructura se presentan dos casos:

1. Cuando la canasta de elevación no se encuentra desplazada

En este caso la carga ($F = 1746.2 \text{ N}$) es resistida por cinco puntos de la estructura, como se aprecia en la figura 3.99.

La carga que resiste cada punto es:

$$F = \frac{1746.2 \text{ N}}{5} = 349.24 \text{ N}$$

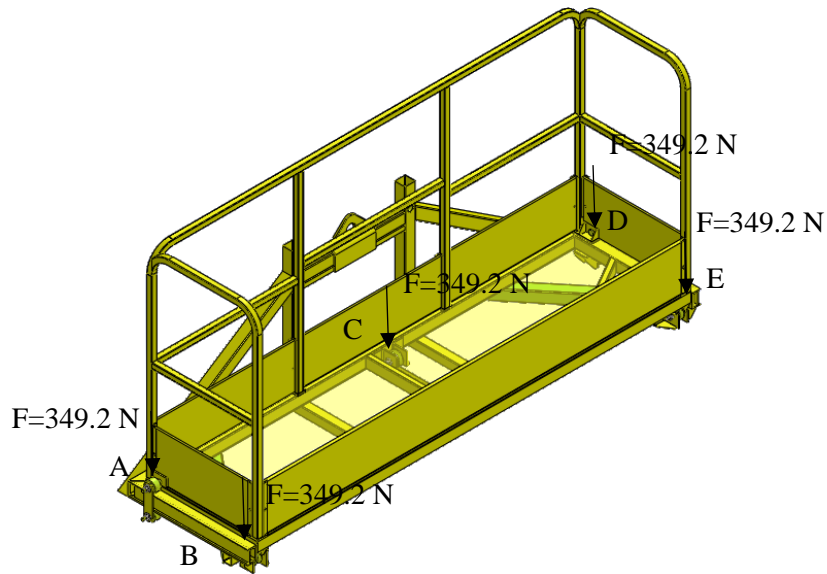


Figura 3.99 Estructura soporte a la canasta de elevación resistiendo la carga F en los cinco puntos

(Fuente: Autor)

En los puntos B y E la carga es soportada en los ejes de las ruedas A, para este caso se diseñó los ejes y las ruedas A.

3.2.3.4.2 Diseño de los ejes para las ruedas A

Los ejes para las ruedas A (figura 3.100) fueron mecanizados en acero SAE/AISI 1045 ($S_{ut} = 570 \text{ MPa}$, $S_y = 310 \text{ MPa}$), (Anexo J).

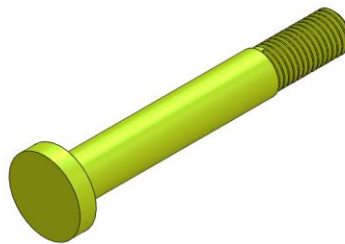


Figura 3.100 Eje para la rueda A

(Fuente: Autor)

La fuerza, $F = 349.24 \text{ N}$ ejercida en la rueda A genera un torque, como se presenta en la figura 3.101.

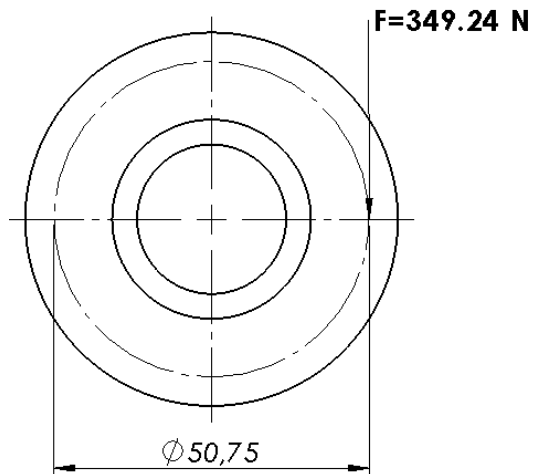


Figura 3.101 Esquema de la rueda A con la fuerza aplicada

(Fuente: Autor)

$$T = Fxr$$

$$T = 349.24 \text{ N} \times 0.05075 \text{ m}$$

$$T = 8.86 \text{ Nm}$$

El eje para la rueda A (figura 3.102) está sometido a la fuerza, $F = 349.2 \text{ N}$, el mismo que está situado sobre sus apoyos respectivos:

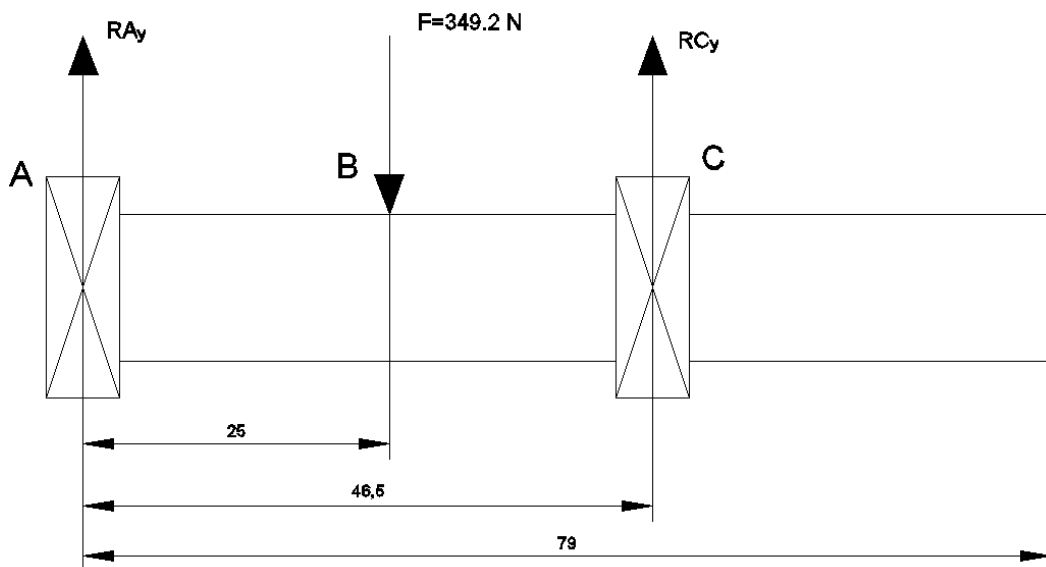


Figura 3.102 Esquema del eje para la rueda A sometida a la fuerza F, dimensiones [mm]

(Fuente: Autor)

Reacciones:

$$\Sigma F_y = 0 + \uparrow$$

$$RA_y - 349.2 \text{ N} + RC_y = 0$$

$$RA_y = 349.2 \text{ N} - RC_y$$

$$\Sigma M_A = 0 + \cup$$

$$(-349.2 \text{ N} * 0.025 \text{ m}) + (RC_y * 0.0465 \text{ m}) = 0$$

$$RC_y = 187.74 \text{ N}$$

$$RA_y = 349.2 \text{ N} - RC_y$$

$$RA_y = 161.46 \text{ N}$$

Momento

$$M_{AB} = \frac{Fbx}{l}$$

$$M_{AB} = \frac{349.2 \text{ N} * 0.0215 \text{ m} * 0.025 \text{ m}}{0.0465 \text{ m}}$$

$$M_{AB} = 1.28 \text{ Nm}$$

El momento máximo calculado es de 1.28 Nm; el par de torque producido es de 8.86 Nm con estos datos calculamos el diámetro del eje para la rueda A mediante la ecuación ED-Gerber.

$$d = \left(\frac{8nA}{\pi S_e} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2BS_e}{AS_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

Donde:

$$A = \sqrt{4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2}$$

$$B = \sqrt{4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2}$$

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e'$$

Los valores de: $k_a, k_b, k_c, k_d, k_e, k_f, S_e'$ son las mismas cantidades del diseño del eje para la rueda motriz, porque fueron diseñados con el mismo material (acero SAE/AISI 1045).

$$S_e = (0.8398) \times (0.879) \times (1) \times (1.0086) \times (1) \times (1) (41 \text{ Kpsi})$$

$$S_e = 30.53 \text{ Kpsi}$$

$$S_e = 210.796 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Para el caso de un eje giratorio, el momento flexionante constante crea un esfuerzo flexionante completamente reversible, por lo tanto:

$$M_a = 1.28 \text{ Nm}$$

$$T_m = 8.86 \text{ Nm}$$

$$M_m = T_a = 0$$

$$A = \sqrt{4(1 * 1.28 \text{ Nm})^2 + 3(1 * 0)^2}$$

$$A = 2.56 \text{ Nm}$$

$$B = \sqrt{4(1 * 0)^2 + 3(1 * 8.86 \text{ Nm})^2}$$

$$B = 15.35 \text{ Nm}$$

Para el respectivo diseño del eje se tomó un factor de seguridad de: $n = 3.5$, considerando que: si $n > 1$ el diseño es adecuado; mientras mayor sea n más seguro es el diseño.

$$d = \left(\frac{8 * 3.5 * 2.26 \text{ Nm}}{\pi * 210.796 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2 * 15.35 \text{ Nm} * 210.796 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{2.26 \text{ Nm} * 570 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

$$d = 0.00836 \text{ m} = 8.36 \text{ mm} = 0.33 \text{ pulg}$$

Estandarizamos el diámetro a 12 mm y recalculamos el factor de seguridad:

$$n = \frac{1}{\frac{8 * 2.26 \text{ Nm}}{\pi * (0.012 \text{ m})^3 * 210.796 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2 * 15.35 \text{ Nm} * 210.796 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{2.26 \text{ Nm} * 570 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}}$$

$$n = 10.3$$

Calculamos la deflexión máxima que se produce en el punto B (punto de ubicación de la fuerza).

$$E_{\text{acero } 1045} = 200\text{MPa}(\text{Anexo J})$$

Deflexión:

$$y_{AB} = \frac{Fbx}{6EI} (x^2 + b^2 - l^2)$$

$$y_{AB} = \frac{349.2\text{N} * 0.0215\text{m} * 0.025\text{m}}{6 * 200 * 10^6\text{Pa} * \frac{\pi * (0.012\text{m})^4}{64} * 0.0465\text{m}} * ((0.025\text{m})^2 + (0.0215\text{m})^2 - (0.0465\text{m})^2)$$

$$y_{AB} = -0.003552\text{ m}$$

$$y_{AB} = -3.552\text{ mm}$$

3.2.3.4.3 Diseño de las ruedas A

Las ruedas A (figura 3.103) están mecanizada en acero SAE/AISI 1018 ($S_y = 220\text{ MPa}$, $HB = 116$) (Anexo I) y deben soportar la carga de: ($F = 349.2\text{ N}$)

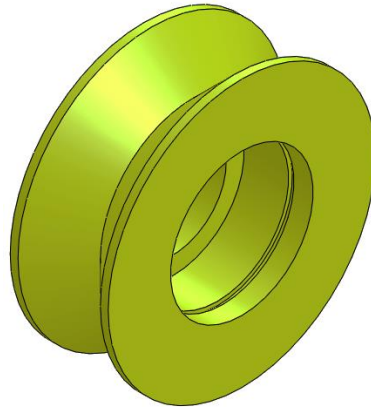


Figura 3.103 Rueda A

(Fuente: Autor)

Se aplicó la teoría de contacto de un cilíndrico y una superficie plana ($d_2 = \infty$) para calcular el semiancho b , en la figura 3.104 se muestra el diámetro y longitud de contacto de la rueda A.

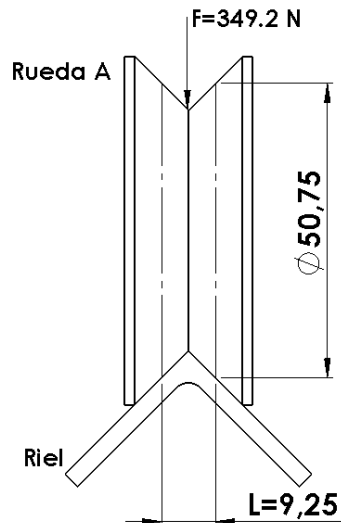


Figura 3.104 Diámetro, longitud de contacto de la rueda A

(Fuente: Autor)

Requerimos de los siguientes parámetros:

$$F = 349.2 \text{ N}$$

$$L = 9.25 \text{ mm (longitud de contacto)}$$

$$\nu_1 = 0.29 \text{ (coeficientes de Poisson de la rueda, acero AISI 1018)}$$

$$\nu_2 = 0.3 \text{ (coeficientes de Poisson de el riel, acero ASTM A36)}$$

$$E_1 = 200 \times 10^9 \text{ Pa (módulo de elasticidad de la rueda)}$$

$$E_2 = 210 \times 10^9 \text{ Pa (módulo de elasticidad del riel)}$$

$$d_1 = 50.75 \text{ mm (diámetro de contacto de la rueda)}$$

$$d_2 = \infty \text{ (superficie plana)}$$

Semiancho b:

$$b = \sqrt{\frac{2(349.2\text{N})}{\pi * 0.00925\text{m}} * \frac{(1 - 0.29^2)/200 \times 10^9 \text{Pa} + (1 - 0.3^2)/210 \times 10^9 \text{Pa}}{1/0.05075\text{m} + 1/\infty}}$$

$$b = 1.042 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$b = 0.1042 \text{ mm} \cong 0.11 \text{ mm}$$

La presión máxima de contacto es:

$$P_{m\acute{a}x} = \frac{2 * 349.2 N}{\pi * 1.1x10^{-4}m * 0.00925 m}$$

$$P_{m\acute{a}x} = 218.484 MPa$$

Reemplazamos el valor de la dureza de la rueda A (116 HB) y utilizando la figura 3.105 encontramos la resistencia a la fatiga por contacto de la rueda:

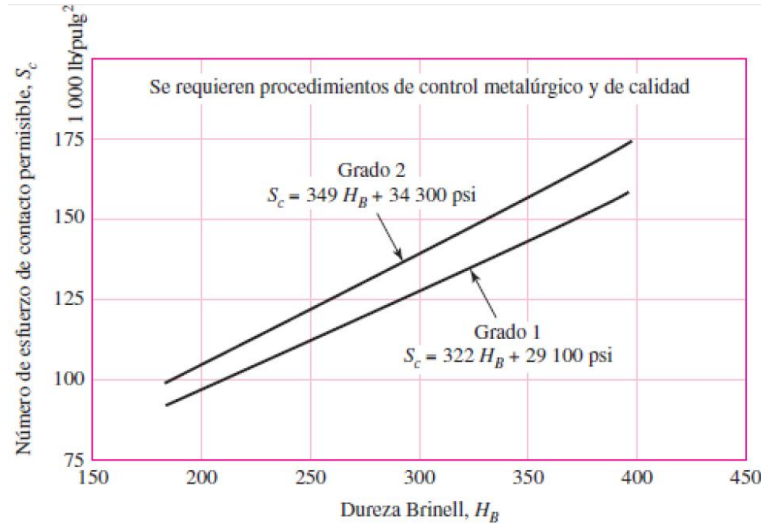


Figura 3.105 Resistencia a la fatiga por contacto de la rueda A

(Fuente: [15])

$$S_c = 322H_B + 29100psi [15]$$

$$S_c = 66.45Kpsi$$

La rueda A está diseñada con un factor de seguridad:

$$n = \frac{S_c}{P_{m\acute{a}x}}$$

$$P_{m\acute{a}x} = 218.484 MPa = 31.69 Kpsi$$

$$n = \frac{66.45 Kpsi}{31.69Kpsi}$$

$$n = 2.01 OK$$

La rueda A está diseñada con un factor de seguridad de: $n = 2.01$

En los puntos A y D la carga es soportada en el perfil UPN 65 y en el punto C la carga es soportada en el ángulo (30x30x3) mm. Con la utilización de un software se analizó los puntos A, D y C de la estructura verificando las deformaciones (figura 3.106) y deflexiones máximas (figura 3.107)

Von Misses

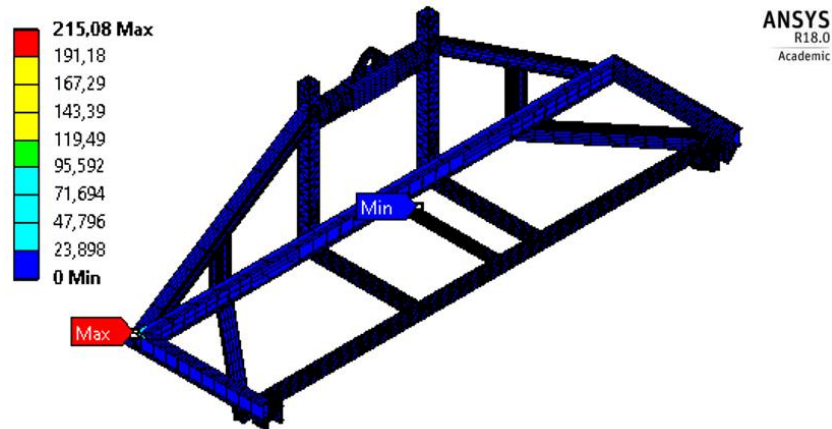


Figura 3.106 Esfuerzo de Von Misses en el perfil UPN 65, cuando la canasta de elevación no se encuentra desplazada

(Fuente: Autor)

La parte crítica es en la unión de los perfiles UPN 65 donde el Esfuerzo de Von Misses es: $\sigma' = 215.08 \text{ MPa}$, el factor de seguridad es igual a:

$$n = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$n = \frac{250 \text{ MPa}}{215.08 \text{ MPa}}$$

$$n = 1.2$$

Deflexión

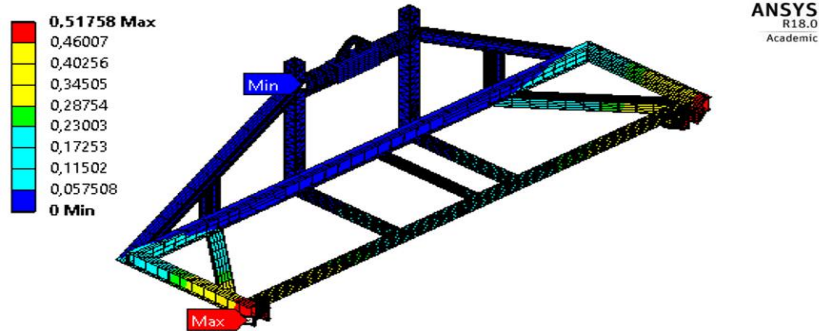


Figura 3.107 Deflexión máxima en el perfil UPN 65, cuando la canasta de elevación no se encuentra desplazada

(Fuente: Autor)

En el perfil UPN 65 la deflexión máxima es: -0.517 mm.

2. Cuando la canasta de elevación se encuentra desplazada

La canasta se encuentra desplazada una distancia ($d = 240$ mm), en este caso la carga es resistida por cuatro puntos de la estructura, como se presenta en la figura 3.108. En los puntos A y C se generan momentos por motivo del desplazamiento de la canasta.

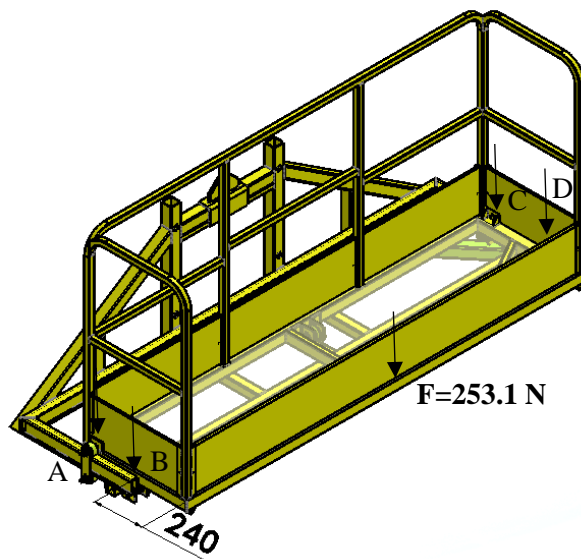


Figura 3.108 Estructura soporte a la canasta de elevación resistiendo la carga F en los cuatro puntos, cuando la canasta de elevación se encuentra desplazada 240 mm

(Fuente: Autor)

La carga a resistir es:

$$Carga\ a\ resistir = Carga\ canasta + Carga\ persona$$

$$Carga\ a\ resistir = 382.6\ N + 882.9\ N$$

$$Carga\ a\ resistir = \frac{1265.5\ N}{5}$$

$$Carga\ a\ resistir = 253.1\ N$$

En los puntos A y C se produce un momento de la siguiente magnitud:

$$M_A = F * d$$

$$M_A = 253.1\ N * 0.454\ m$$

$$M_A = M_C = 114.91\ Nm$$

En los puntos B y D se produce una deflexión por la carga aplicada:

Con la utilización de un software se analizó los puntos A, B, C y D de la estructura verificando las deformaciones (figura 3.109) y deflexiones máximas (figura 3.110).

Von Misses

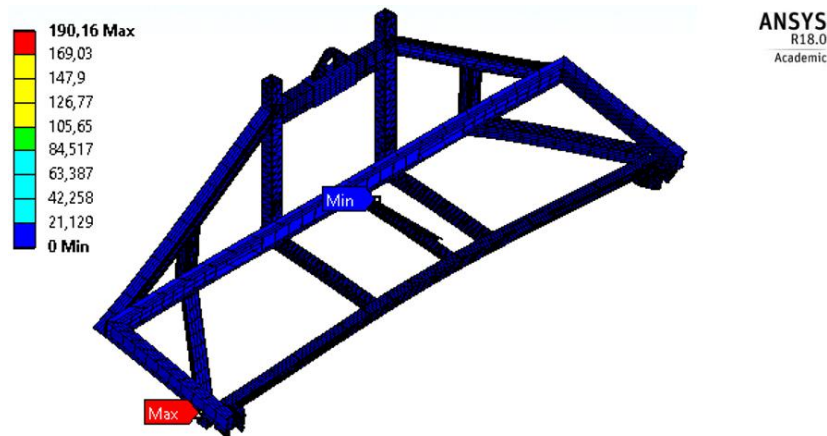


Figura 3.109 Esfuerzo de Von Misses en el perfil UPN 65 con la canasta de elevación desplazada 240 mm

(Fuente: Autor)

La parte crítica se presenta al inicio del perfil UPN 65 donde el Esfuerzo de Von Misses es: $\sigma = 190.16\ MPa$, el factor de seguridad es igual a:

$$n = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$n = \frac{250 \text{ MPa}}{190.16 \text{ MPa}}$$

$$n = 1.31$$

Deflexión

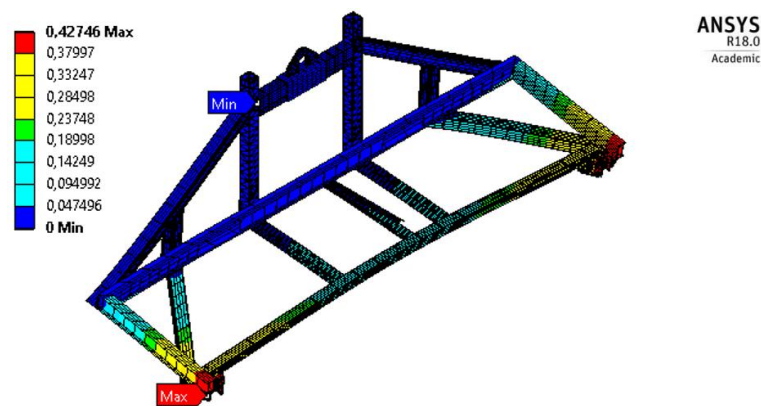


Figura 3.110 Deflexión máxima en el perfil UPN 65, cuando la canasta de elevación se encuentra desplazada

(Fuente: Autor)

En el perfil UPN 65 la deflexión máxima es: -0.427 mm.

3.2.3.4.4 Selección de los rodamientos para las ruedas A

Con la carga, $F = 349.2 \text{ N}$ se seleccionó los rodamientos que se ubicaron en el interior de las ruedas A sobre los cuales son soportados los ejes de las ruedas A.

La carga que debe resistir el rodamiento es:

$$F = 349.2 \text{ N}$$

El rodamiento seleccionado es rígido de bolas y está sometido a una carga radial pura.

$$F = 349.2 \text{ N} = 0.3492 \text{ KN}$$

Partiendo con la ecuación:

$$P = X * Fr + Y * Fa \text{ [KN] [27]}$$

La carga es radial pura, entonces:

$$P = Fr = F$$

Y:

$$Po = Fr = F$$

De la ecuación:

$$fs = \frac{Co}{Po} \text{ [27]}$$

Calculamos la capacidad de carga estática:

$$Co = fsPo \text{ [27]}$$

Tomamos un valor de 2 para fs, para exigencias elevadas, obteniendo:

$$Co = 2 * 0.3492 \text{ KN}$$

$$Co = 0.6984 \text{ KN}$$

Calculando la vida nominal, obtenemos:

$$L_{h10} = fl^p * 500 \text{ [h] [27]}$$

Tomamos: $p = 3$ para rodamientos de bolas y $fl = 3$ como se muestra en la tabla 3.25.

Tabla 3.25 Factor de esfuerzos dinámico para el rodamiento de la rueda A

Vehículos sobre carriles		
Rodamientos de rueda para Vagones de transporte	2,5 ... 3,5	Carga estática sobre la mangueta con factor f_L (depende de la velocidad máxima, tipo de vehículo e infraestructura de la vía)
Tranvías	3,5 ... 4	
Coches de viajeros	3 ... 3,5	
Vagones de carga	3 ... 3,5	
Vagones de desescombro	3 ... 3,5	
Automotores	3,5 ... 4	
Locomotoras/ rodamientos exteriores	3,5 ... 4	
Locomotoras/ rodamientos interiores	4,5 ... 5	
Transmisiones de vehículos ferroviarios	3 ... 4,5	
		Vagones de desescombro, de extracción y de instalaciones siderúrgicas 1,2 ... 1,4
		Vagones de mercancías, coches de viajeros, automotores, tranvías 1,2 ... 1,5
		Locomotoras 1,3 ... 1,8
		Grupos de cargas con las correspondientes velocidades; valor medio de f_L (ver accionamiento de vehículos)

(Fuente: [27])

$$L_{h10} = 3^3 * 500$$

$$L_{h10} = 13500 \text{ horas}$$

Calculamos la capacidad de carga dinámica:

$$C = P \sqrt[3]{\frac{L_{h10} * n * 60}{1000000 * a_1 * a_{23}}}$$

Se tomó una probabilidad de fallo del 10%, por consiguiente: $a_1 = 1$, como se muestra en la tabla 3.26.

Tabla 3.26 Probabilidad de fallo por fatiga del rodamiento para la rueda A

▼ Factor a_1						
Probabilidad de fallo %	10	5	4	3	2	1
Vida a fatiga	L_{10}	L_5	L_4	L_3	L_2	L_1
Factor a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

(Fuente: [27])

El rodamiento está girando a 120 rpm, comenzamos la iteración con $a_{23} = 1.7$

$$C = 0.6984KN \sqrt[3]{\frac{13500 h * 120 rpm * 60}{1000000 * 1 * 1.7}}$$

$$C = 2.7 KN$$

Seleccionamos un rodamiento FAG 6201 (tabla 3.27) con los siguientes datos:

$$C = 6.95 KN$$

$$C_o = 3.1 KN$$

$$D = 32 \text{ mm}$$

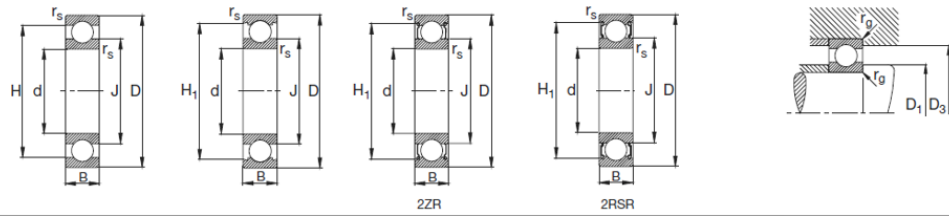
$$d = 12 \text{ mm}$$

$$dm = \frac{D + d}{2}$$

$$dm = \frac{32mm + 12mm}{2}$$

$$dm = 22 \text{ mm}$$

Tabla 3.27 Rodamiento FAG 6201 rígido de bolas



Eje	Dimensiones							Peso m_{gr} kg	Capacidad de carga	
	d mm	D	B	r_s min	H m_{gr}	H_1 m_{gr}	J m_{gr}		dyn. C kN	stat. C_0 kN
12	28	28	8	0,3	23,5	24,4	16,6	0,02	5,1	2,36
	28	28	8	0,3	23,5	24,4	16,6	0,021	5,1	2,36
	28	28	8	0,3	23,5	24,4	16,6	0,02	5,1	2,36
	28	28	8	0,3	23,5	24,4	16,6	0,022	5,1	2,36
	28	28	8	0,3	23,5	24,4	16,6	0,023	5,1	2,36
	30	30	8	0,3	23,5	24,4	16,6	0,026	5,1	2,36
	32	32	10	0,6	25,8	27,4	18,3	0,037	6,95	3,1
	32	32	10	0,6	25,8	27,4	18,3	0,038	6,95	3,1
	32	32	10	0,6	25,8	27,4	18,3	0,039	6,95	3,1
	32	32	10	0,6	25,8	27,4	18,3	0,039	6,95	3,1
	32	32	10	0,6	25,8	27,4	18,3	0,04	6,95	3,1
	32	32	14	0,6	25,8	27,4	18,3	0,052	6,95	3,1
	37	37	12	1	29,6	31,4	19,5	0,062	9,65	4,15
	37	37	12	1	29,6	31,4	19,5	0,063	9,65	4,15
	37	37	12	1	29,6	31,4	19,5	0,064	9,65	4,15
	37	37	12	1	29,6	31,4	19,5	0,064	9,65	4,15
37	37	12	1	29,6	31,4	19,5	0,065	9,65	4,15	

(Fuente: [27])

Con los datos de: d_m y rpm , leemos la viscosidad relativa (v_1) en la figura 3.111.

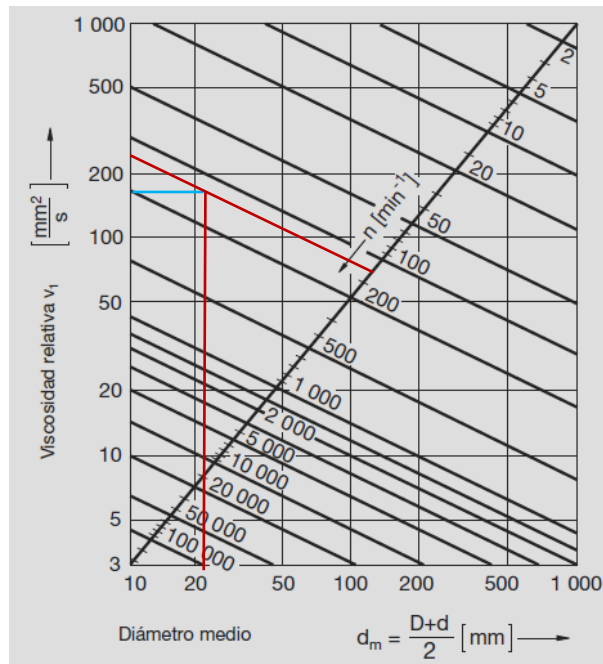


Figura 3.111 Viscosidad relativa en la selección del rodamiento para la rueda A

(Fuente: [27])

$$v_1 = 175 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

Para la viscosidad del aceite $v_{40^\circ} = 68 \text{ mm}^2/\text{s}$, se selecciona un ISO VG 68.

Con los datos del aceite ISO VG 68 y la temperatura de trabajo a 40°C , leemos la viscosidad de servicio (v) en la figura 3.112.

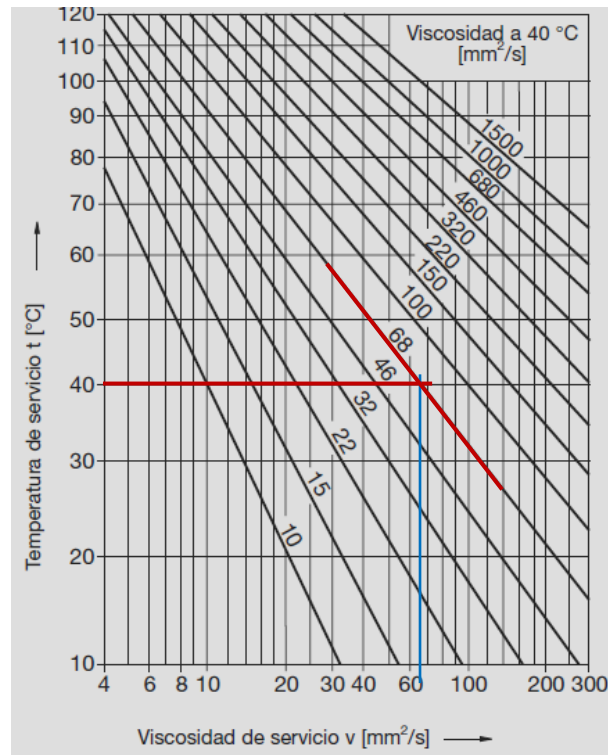


Figura 3.112 Viscosidad de servicio en la selección del rodamiento para la rueda A

(Fuente: [27])

$$v = 66 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

Determinamos k , (ratio de la viscosidad):

$$k = \frac{v}{v_1}$$

$$k = \frac{66 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}}{175 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}}$$

$$k = 0.38$$

Calculamos K:

$$K = K_1 + K_2$$

En primera instancia leemos K_1 , con los datos de: f_{S^*} y el tipo de rodamiento en la figura 3.113.

$$f_{S^*} = \frac{Co}{Po^*}$$

$$f_{S^*} = \frac{3.1 \text{ KN}}{0.6984 \text{ KN}}$$

$$f_{S^*} = 4.4$$

Se toma: (a) para rodamientos de bolas.

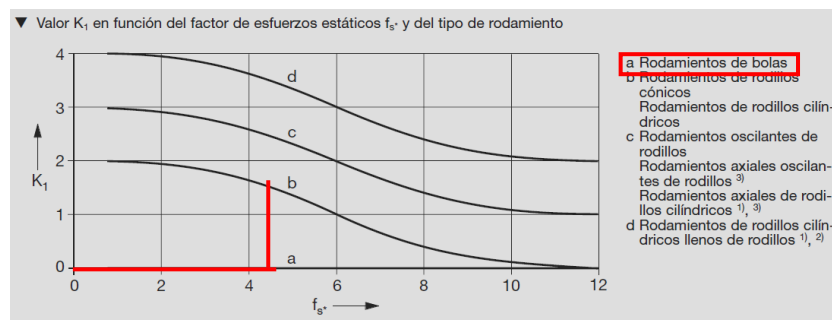


Figura 3.113 Valor K_1 en función del factor de esfuerzos estáticos f_{S^*} y del tipo de rodamiento en la selección del rodamiento de la rueda A

(Fuente: [27])

Por lo tanto

$$K_1 = 0$$

Luego leemos K_2 , con los datos de: f_{S^*} y k (el ratio) en la figura 3.114.

$$K_2 = 5.4$$

Por consiguiente:

$$K = K_1 + K_2$$

$$K = 0 + 5.4$$

$K = 5.4$

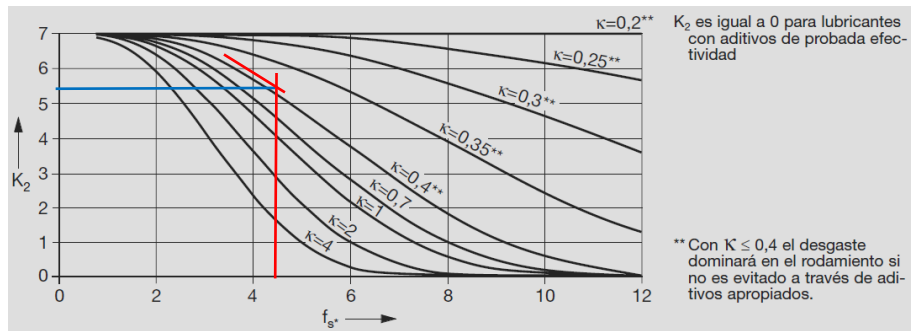


Figura 3.114 Valores de K_2 en función del factor f_s^* en la selección del rodamiento de la rueda A

(Fuente: [27])

Con los datos de: K y k (el ratio), leemos el valor de a_{23} , en la figura 3.115.

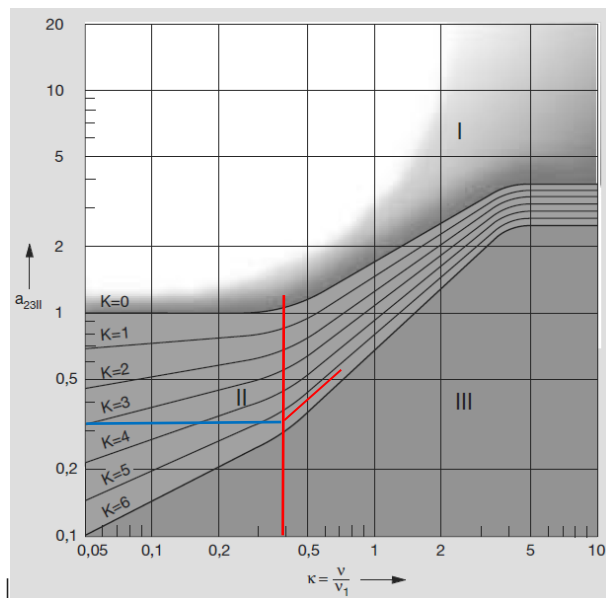


Figura 3.115 Factor a_{23} en la selección del rodamiento para la rueda A

(Fuente: [27])

$$a_{23} = 0.32$$

Recalculamos el valor de C , con $a_{23} = 0.32$:

$$C = P^p \sqrt{\frac{L_{h10} * \eta * 60}{1000000 * a_1 * a_{23}}} \quad [27]$$

$$C = 0.8984 \text{ KN} \sqrt[3]{\frac{13500 \text{ h} * 120 \text{ rpm} * 60}{1000000 * 1 * 0.32}}$$

$$C = 6.04 \text{ KN}$$

$$C_{real} > C_{recalculado}$$

$$6.95 \text{ KN} > 6.04 \text{ KN OK}$$

El valor: $C_{real} > C_{recalculado}$ por consiguiendo los rodamientos para la rueda A seleccionados son los adecuados.

3.2.3.4.5 Diseño del soporte inferior del tecle

El diseño del soporte inferior del tecle (figura 3.116) consta de dos elementos, los mismos están fabricados con material de acero ASTM A36, $S_y = 250 \text{ MPa}$ (Anexo C).

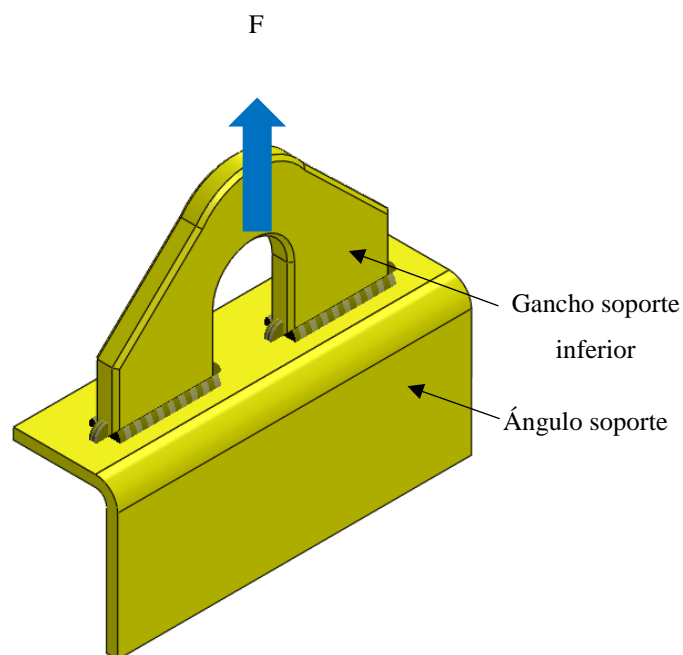


Figura 3.116 Soporte inferior del tecle

(Fuente: Autor)

El gancho soporte inferior resiste la misma carga, $F = 1770.71 \text{ N}$ que resiste el gancho soporte superior. Con la ayuda de un software se analizó las deformaciones (figura 3.117) y deflexiones máximas (figura 3.118) que se produce en el centro del gancho.

Von Misses

La parte crítica se presenta en el centro del gancho inferior en donde el Esfuerzo de Von Misses es: $\sigma' = 10.609 \text{ MPa}$, el factor de seguridad es igual a:

$$n = \frac{S_y}{\sigma'}$$
$$n = \frac{250 \text{ MPa}}{10.609 \text{ MPa}}$$

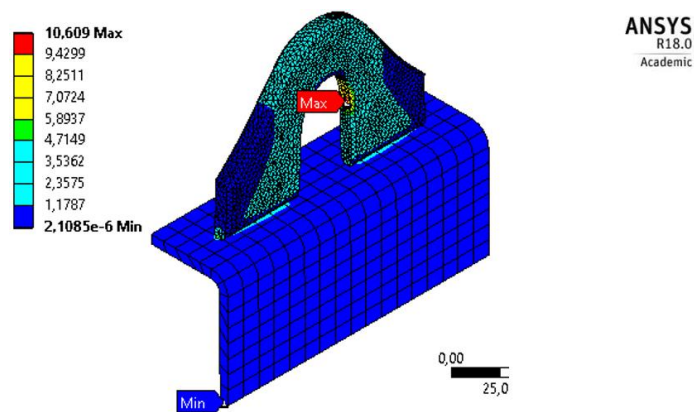


Figura 3.117 Esfuerzo de Von Misses producida en el soporte inferior del tecl

(Fuente: Autor)

$$n = 23.6$$

Deflexión

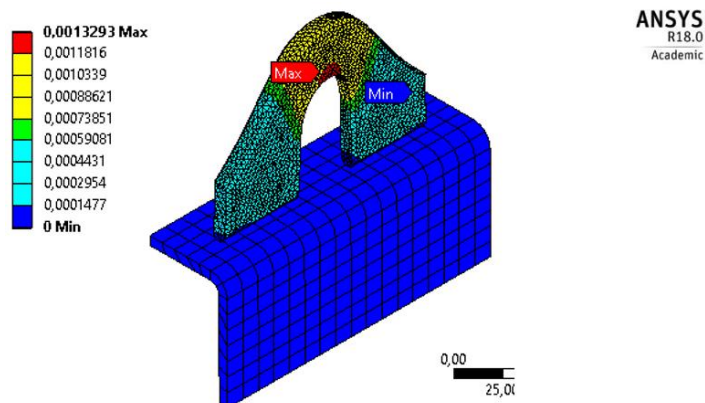


Figura 3.118 Análisis de la deflexión máxima producida en el soporte inferior del tecl

(Fuente: Autor)

La deflexión máxima en el centro del gancho inferior es: -0.00132 mm.

3.2.3.5 Diseño de la canasta de elevación

La canasta de elevación es el lugar asignado para que la persona se sitúa y se presta para realizar su labor de pintado al autobús.

Para determinar las dimensiones de la canasta de elevación se procedió a ingresar en el interior de la cabina cuando el personal calificado para el correspondiente proceso de pintura se encontraba realizando su labor en un determinado autobús y posteriormente procedimos a tomar las dimensiones adecuadas.



Figura 3.119 Personal calificado realizando el proceso de pintura al autobús

(Fuente: Fábrica "Miral Autobuses")

Se determinaron las dimensiones de la canasta de elevación, las mismas que deben ser ergonómicas en el interior de la cabina para satisfacer al personal calificado en realizar el respectivo proceso de pintura al autobús.

La canasta de elevación cuenta con los siguientes componentes mostrados en la figura 3.120.

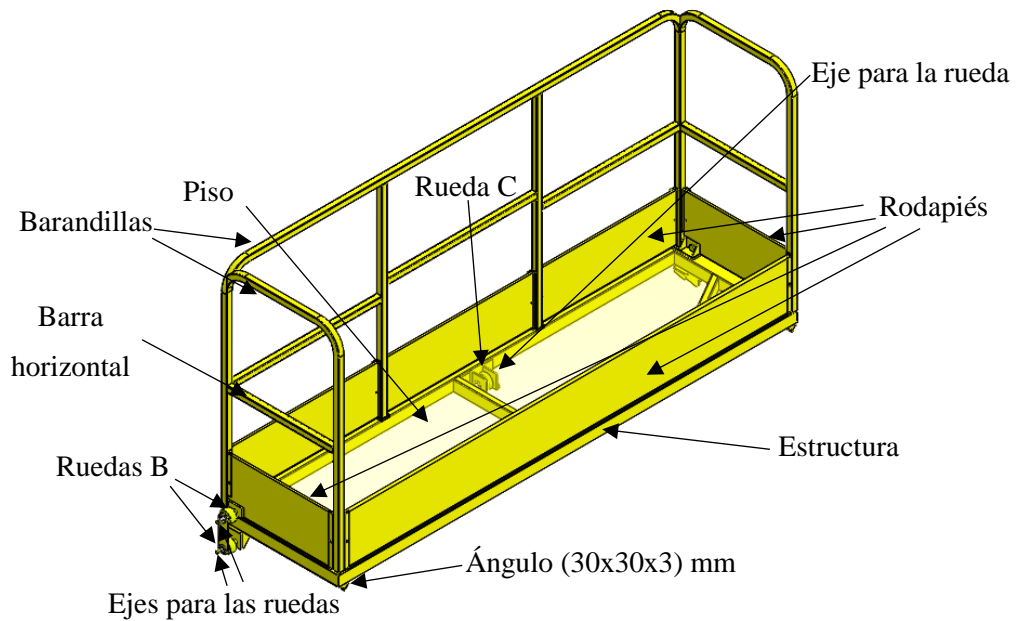


Figura 3.120 Elementos de la canasta de elevación

(Fuente: Autor)

La canasta está constituida en su contorno por tubos estructurales, a los mismos están soldados barandillas, barras intermedias y rodapiés. La longitud máxima aconsejable de la canasta es de hasta 3 m, con un ancho mínima de 0.50 m. [30]

Las barandillas y rodapiés son de material rígidos y resistentes, no tienen astillas, ni clavos salientes, ni otros elementos similares susceptibles de producir accidentes. [31]

La altura de las barandillas es de 900 mm a partir del nivel del piso; el hueco existente entre el rodapié y la barandilla está protegido por una barra horizontal situada a media distancia entre la barandilla superior y el piso. [31]

La altura de los rodapiés tiene una altura mínima de 200 mm sobre el nivel del piso y son sólidamente fijados. [31]

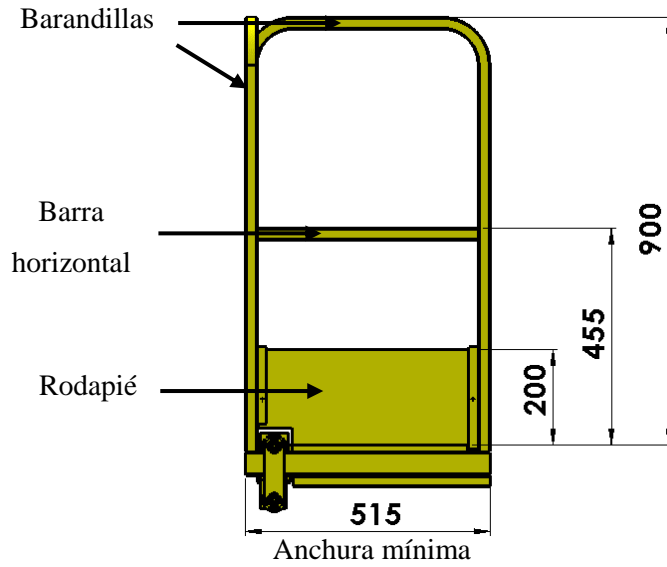


Figura 3.121 Canasta de elevación constituida por barandillas, barras horizontales y rodapiés.

(Fuente: Autor)

3.2.3.5.1 Diseño de la estructura

La estructura está fabricada con acero ASTM A36, $S_y = 250MPa$ (Ver Anexo C), la misma que debe resistir la aplicación de la carga de la persona (90 Kg), ubicada en el centro de la estructura, como se aprecia en la figura 3.122.

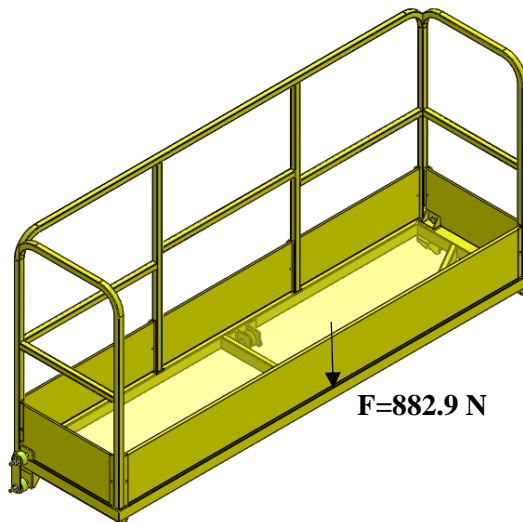


Figura 3.122 Aplicación de la F en el centro de la estructura de la canasta de elevación

(Fuente: Autor)

Con la utilización de un software se analizó la carga aplicada en el punto crítico (zona media) de la estructura de la canasta de elevación, de esta manera se verifica las deformaciones (figura 3.123) y deflexiones máximas (figura 3.124).

Von Misses

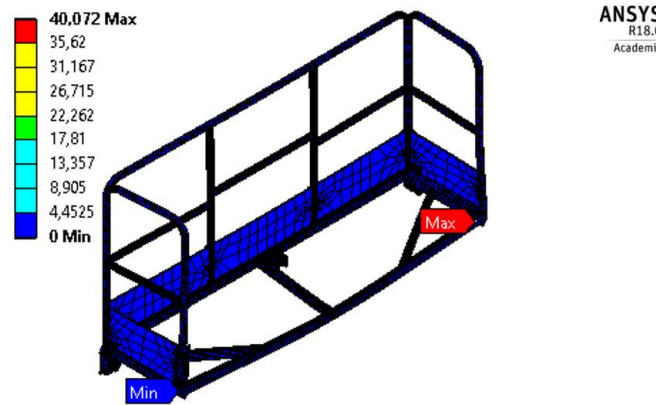


Figura 3.123 Esfuerzo de Von Misses en el centro de la estructura de la canasta de elevación

(Fuente: Autor)

La parte crítica se presenta en el centro de la estructura, en donde el Esfuerzo de Von Misses es: $\sigma' = 40.072 \text{ MPa}$, el factor de seguridad es igual a:

$$n = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$n = \frac{250 \text{ MPa}}{40.072 \text{ MPa}}$$

$$n = 6.24$$

Deflexión

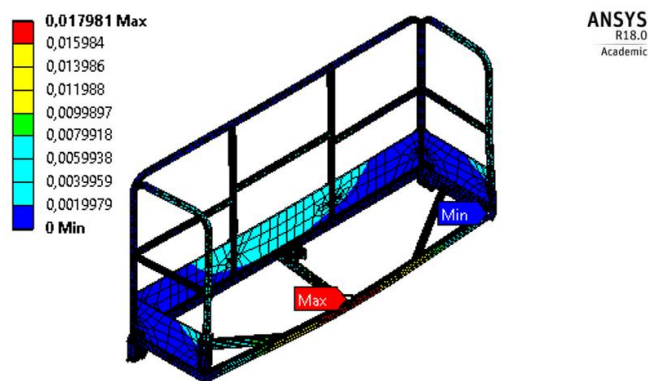


Figura 3.124 Deflexión máxima en el centro de la estructura de la canasta de elevación

(Fuente: Autor)

La deflexión máxima producida en el centro de la estructura es: -0.0179 mm.

La canasta de elevación es apoyada en su estructura soporte; al ser apoyada, su carga (39 Kg) más el peso de la persona (90 Kg) deben ser soportados en los siguientes puntos (figura 3.125):

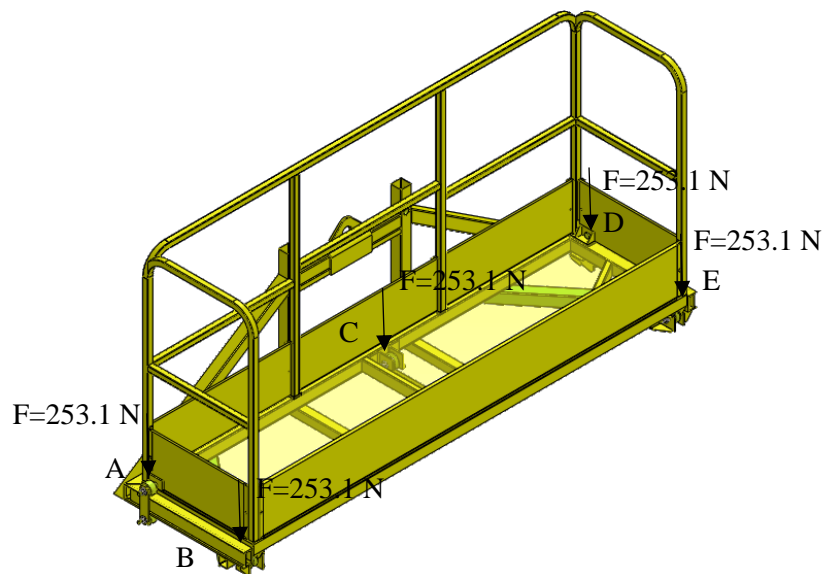


Figura 3.125 Puntos de soportes de la canasta de elevación

(Fuente: Autor)

La carga que resiste cada punto es:

$$F = \frac{1265.5 \text{ N}}{5} = 253.1 \text{ N}$$

En los puntos A y D la carga es soportada en los ejes de las ruedas B, en este caso se diseñó los ejes y las ruedas B.

3.2.3.5.2 Diseño de los ejes para las ruedas B

Los ejes para las ruedas B (figura 3.126) fueron mecanizados en acero SAE/AISI 1045 ($S_{ut} = 570 \text{ MPa}$, $S_y = 310 \text{ MPa}$), (Anexo J).

O

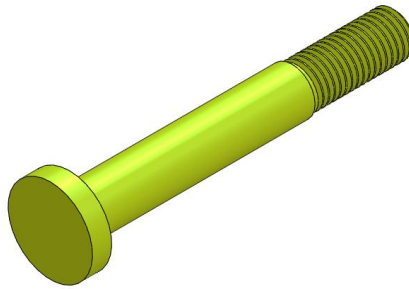


Figura 3.126 Eje para la rueda B

(Fuente: Autor)

La fuerza, $F = 253.1 \text{ N}$ ejercida en la rueda B genera un torque, como se aprecia en la figura 3.127.

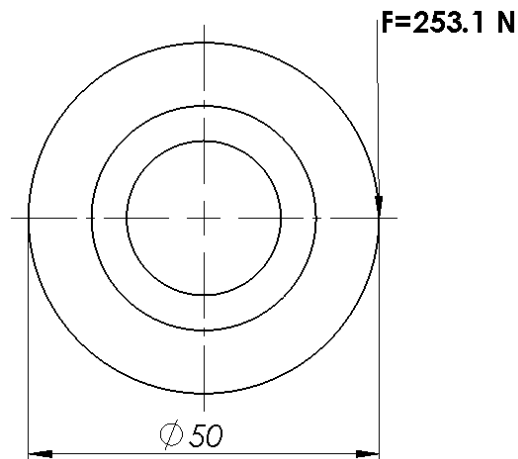


Figura 3.127 Esquema de la rueda B con la fuerza aplicada

(Fuente: Autor)

$$T = Fxr$$

$$T = 253.1 \text{ N} \times 0.025 \text{ m}$$

$$T = 6.33 \text{ Nm}$$

El eje para la rueda B está sometido a la fuerza, $F = 253.1 \text{ N}$, el mismo que está situado sobre sus apoyos correspondientes, mostrados en la figura 3.128.

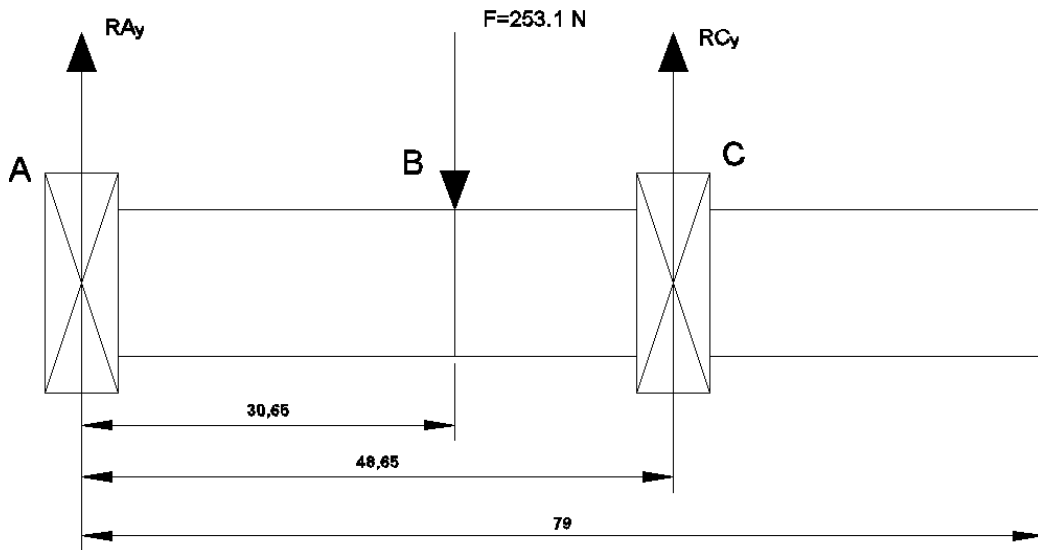


Figura 3.128 Esquema del eje para la rueda B sometida a la fuerza F, dimensiones (mm)

(Fuente: Autor)

Reacciones:

$$\Sigma F_y = 0 + \uparrow$$

$$RA_y - 253.1 \text{ N} + RC_y = 0$$

$$RA_y = 253.1 \text{ N} - RC_y$$

$$\Sigma M_A = 0 + \curvearrowright$$

$$(-253.1 \text{ N} * 0.03065 \text{ m}) + (RC_y * 0.04865 \text{ m}) = 0$$

$$RC_y = 159.6 \text{ N}$$

$$RA_y = 253.1 \text{ N} - RC_y$$

$$RA_y = 93.5 \text{ N}$$

Momento

$$M_{AB} = \frac{Fbx}{l}$$

$$M_{AB} = \frac{253.1 \text{ N} * 0.018 \text{ m} * 0.03065 \text{ m}}{0.04865 \text{ m}}$$

$$M_{AB} = 2.87 \text{ Nm}$$

El momento máximo calculado es de 2.87 Nm; el par de torque producido es de 6.33 Nm con estos datos calculamos el diámetro del eje para la rueda A mediante la ecuación ED-Gerber.

$$d = \left(\frac{8nA}{\pi S_e} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2BS_e}{AS_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

Donde:

$$A = \sqrt{4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2}$$

$$B = \sqrt{4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2}$$

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e'$$

Los valores de: $k_a, k_b, k_c, k_d, k_e, k_f, S_e'$ son las mismas cantidades del diseño del eje para la rueda motriz, porque fueron diseñados con el mismo material (acero SAE/AISI 1045).

$$S_e = (0.8398) \times (0.879) \times (1) \times (1.0086) \times (1) \times (1) (41 \text{ Kpsi})$$

$$S_e = 30.53 \text{ Kpsi}$$

$$S_e = 210.796 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Para el caso de un eje giratorio, el momento flexionante constante crea un esfuerzo flexionante completamente reversible, por lo tanto:

$$M_a = 2.87 \text{ Nm}$$

$$T_m = 6.33 \text{ Nm}$$

$$M_m = T_a = 0$$

$$A = \sqrt{4(1 * 2.87 \text{ Nm})^2 + 3(1 * 0)^2}$$

$$A = 5.74 \text{ Nm}$$

$$B = \sqrt{4(1 * 0)^2 + 3(1 * 6.33 \text{ Nm})^2}$$

$$B = 10.96 \text{ Nm}$$

Para el respectivo diseño del eje se tomó un factor de seguridad de: $n = 3.5$, considerando que: si $n > 1$ el diseño es adecuado; mientras mayor sea n más seguro es el diseño.

$$d = \left(\frac{8 * 3.5 * 5.74Nm}{\pi * 210.796x10^6 \frac{N}{m^2}} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2 * 10.96Nm * 210.796x10^6 \frac{N}{m^2}}{5.74Nm * 570x10^6 \frac{N}{m^2}} \right)^{27^{1/2}} \right] \right\} \right)^{1/3}$$

$$d = 0.00872 m = 8.72 mm = 0.343 pulg$$

Estandarizamos el diámetro a 12 mm y recalculamos el factor de seguridad:

$$n = \frac{1}{\frac{8 * 5.74Nm}{\pi * (0.012m)^3 * 210.796x10^6 \frac{N}{m^2}} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2 * 10.96Nm * 210.796x10^6 \frac{N}{m^2}}{5.74 Nm * 570x10^6 \frac{N}{m^2}} \right)^{27^{1/2}} \right] \right\}}$$

$$n = 9.1$$

Calculamos la deflexión máxima que se produce en el punto B (punto de ubicación de la fuerza).

$$E_{acero 1045} = 200MPa(\text{Anexo J})$$

Deflexión:

$$y_{AB} = \frac{Fbx}{6EI} (x^2 + b^2 - l^2)$$

$$y_{AB} = \frac{253.1N * 0.018m * 0.03065m}{6 * 200x10^6 Pa * \frac{\pi * (0.012m)^4}{64} * 0.04865m + (0.018m)^2 - (0.04865m)^2} * ((0.03065m)^2)$$

$$y_{AB} = -0.002593 m$$

$$y_{AB} = -2.6 mm$$

3.2.3.5.3 Diseño de las ruedas B

Las ruedas B (figura 3.129) están mecanizada en acero SAE/AISI 1018 ($S_y = 220 MPa, HB = 116$) (Anexo I) y deben soportar la carga de: ($F = 253.1 N$)

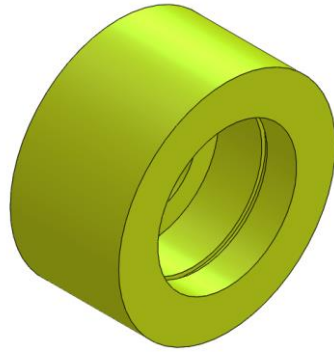


Figura 3.129. Rueda B

(Fuente: Autor)

Se aplicó la teoría de contacto de un cilíndrico y una superficie plana ($d_2 = \infty$) para calcular el semiancho b . En la figura 3.130 se aprecia el diámetro, longitud de contacto de la rueda B.

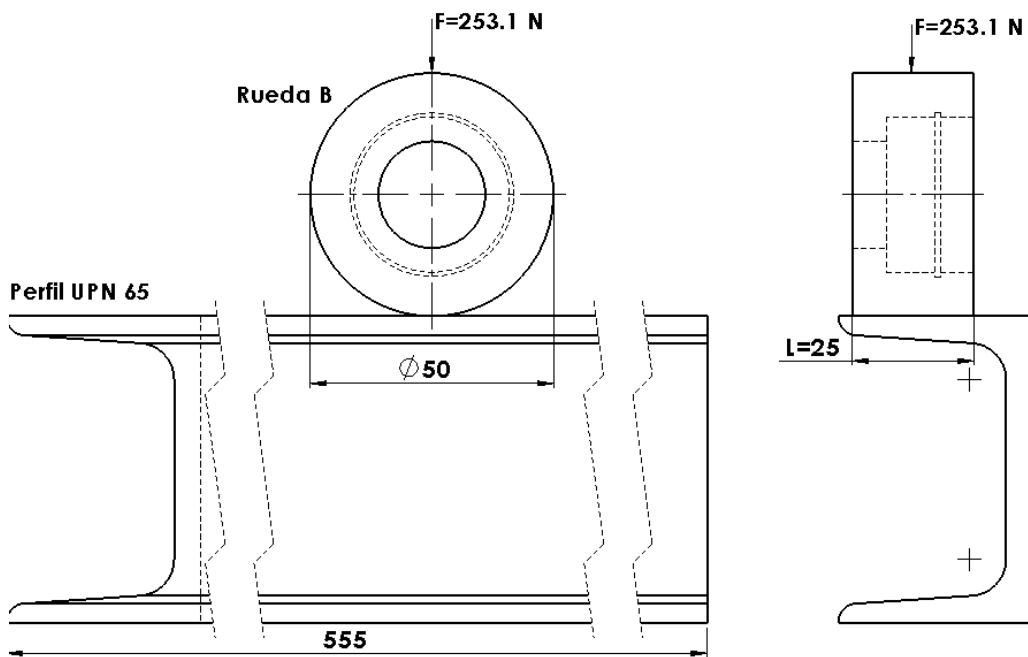


Figura 3.130 Diámetro, longitud de contacto de la rueda B

(Fuente: Autor)

Requerimos de los siguientes parámetros:

$$F = 253.1 \text{ N}$$

$$L = 25 \text{ mm (longitud de contacto)}$$

$v_1 = 0.29$ (coeficientes de Poisson de la rueda, acero AISI 1018)

$v_2 = 0.3$ (coeficientes de Poisson del perfil UPN 65, acero ASTM A36)

$E_1 = 200 \times 10^9 Pa$ (módulo de elasticidad de la rueda)

$E_2 = 210 \times 10^9 Pa$ (módulo de elasticidad del perfil UPN 65)

$d_1 = 50 mm$ (diámetro de contacto de la rueda)

$d_2 = \infty$ (superficie plana)

Semiancho b:

$$b = \sqrt{\frac{2(253.1N)}{\pi * 0.025m} * \frac{(1 - 0.29^2)/200 \times 10^9 Pa + (1 - 0.3^2)/210 \times 10^9 Pa}{1/0.050m + 1/\infty}}$$

$$b = 5.35 \times 10^{-5} m$$

$$b = 0.0535 mm$$

La presión máxima de contacto es:

$$P_{m\acute{a}x} = \frac{2 * 253.1 N}{\pi * 5.35 \times 10^{-5} m * 0.025 m}$$

$$P_{m\acute{a}x} = 120.469 MPa$$

Reemplazamos el valor de la dureza de la rueda B (116 HB) y utilizando la figura 3.131 encontramos la resistencia a la fatiga por contacto de la rueda.

$$S_c = 322H_B + 29100 psi [15]$$

$$S_c = 66.45 Kpsi$$

La rueda B está diseñada con un factor de seguridad:

$$n = \frac{S_c}{P_{m\acute{a}x}}$$

$$P_{m\acute{a}x} = 120.469 MPa = 17.47 Kpsi$$

$$n = \frac{66.45 Kpsi}{17.47 Kpsi}$$

$$n = 3.8 OK$$

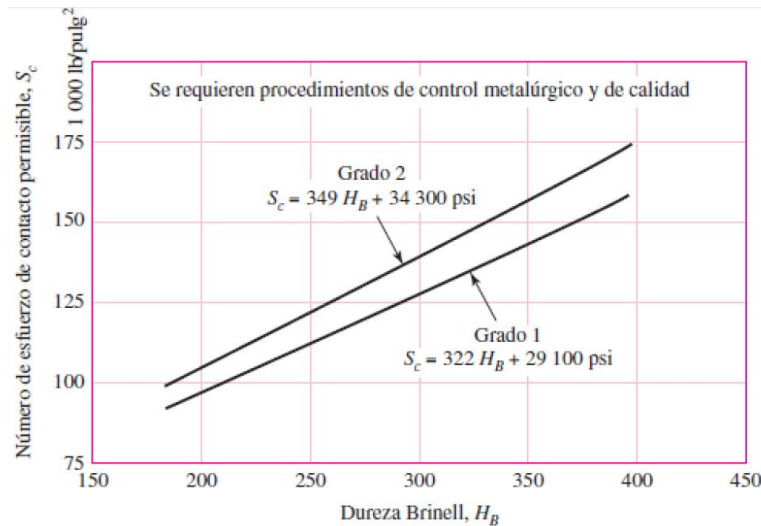


Figura 3.131 Resistencia a la fatiga por contacto de la rueda B

(Fuente: [15])

La rueda B está diseñada con un factor de seguridad de: $n = 3.8$

En el puntos C la carga es soportada en el eje de las ruedas C, como la carga es la misma en los cinco puntos, el diseño del eje para la rueda C y la rueda C poseen las mismas dimensiones que los ejes y ruedas diseñados anteriormente.

En los puntos B y E la carga aplicada es soportada en los ejes de la rueda A, que fueron diseñados en el numeral 3.2.3.4.1

3.2.4 Selección del tecle

La selección del tecle está basada en la masa que debe elevar el mismo, esta masa corresponde a las masas de: la estructura soporte a la canasta de elevación (49 Kg) más la canasta de elevación (39 Kg) más el peso de la persona (90 Kg), obteniendo una masa total de:

$$M_t = 178 \text{ Kg}$$

En el mercado adquirimos un tecle HSZ Type Chain Block de 2 toneladas (figura 3.132).



Figura 3.132 Tecele HSZ Type Chain Block 2 Ton.

(Fuente: Autor)

En la tabla 3.28 se muestra los parámetros de los modelos de los tecles HSZ.

Tabla 3.28 Parámetros de los Tecles HSZ

Modelo	HSZ-1/2	HSZ-1	HSZ-1 1/2	HSZ-2	HSZ-3	HSZ-5	HSZ-10	HSZ-20	
Capacidad	0.5	1	1.5	2	3	5	10	20	
Estándar altura de elevación M	2.5	2.5	2.5	2.5	3	3	3	3	
Carga de prueba T	0.75	1.5	2.25	3	4.5	7.5	12.5	25	
Distancia mínima (gancho a gancho) mm	270	270	368	444	486	616	700	1000	
Tire de cadena para levantar carga completa N	225	309	343	314	343	383	392	392	
No. Líneas de caída en cadena de carga	1	1	1	2	2	2	4	8	
Diámetro de la cadena de carga mm	6	6	8	6	8	10	10	10	
Dimensiones mm	Un	120	142	178	142	178	210	358	580
	B	108	122	139	122	139	162	162	189

(Fuente: [32])

Por consiguiente el tecele adquirido: HSZ Type Chain Block de 2 toneladas opera satisfactoriamente.

3.2.5 Diseño de los carritos portacables

Los carritos portacables son los encargados de movilizar el cable con el que el motorreductor funciona, de esta manera el mismo desempeña su trabajo dando movimiento en ambos sentidos al sistema general.

Los carritos portacables se desplazan a través de los rieles de aluminio una longitud total de 13925 mm.

En la figura 3.133 se aprecia los carritos portacables que cuentan con los siguientes componentes:

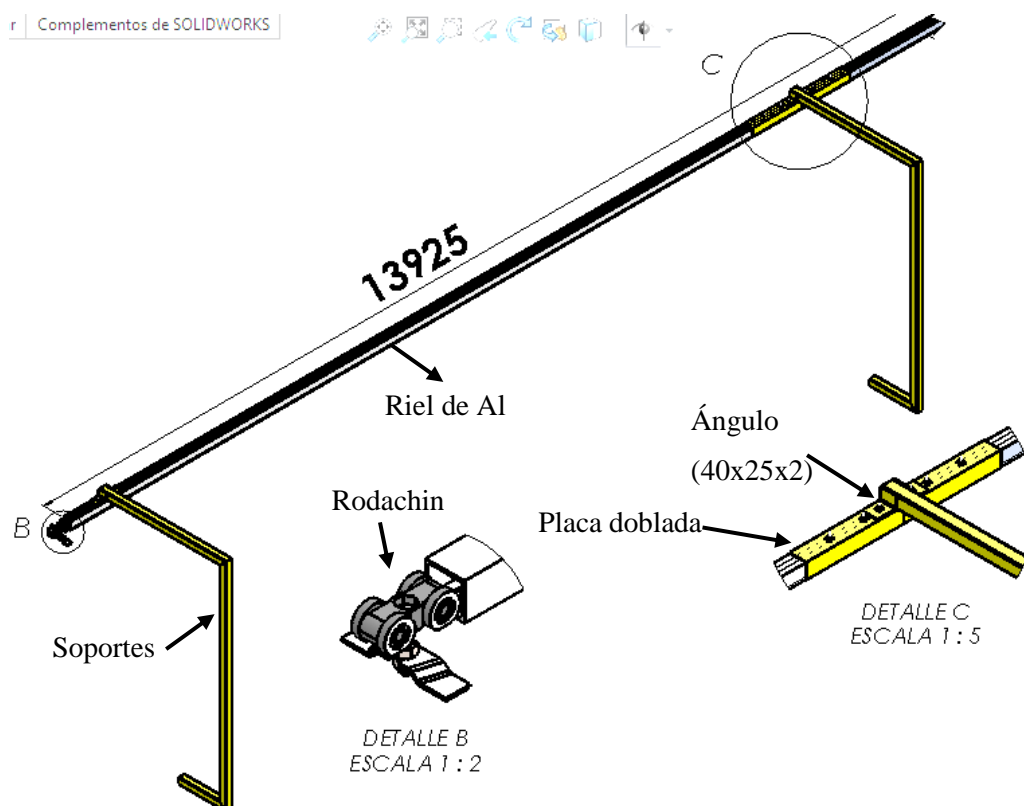


Figura 3.133 Componentes del carrito portacables

(Fuente: Autor)

Se adquirió cinco rieles de aluminio de 3 m. de longitud, posteriormente se las unió para alcanzar la longitud requerida (13925 mm), también se adquirió catorce rodachines que son los carritos en donde se sujeta el cable del motorreductor, los mismos se los ensambló en el interior del riel, la distancia de separación entre cada rodachin es de 1m.

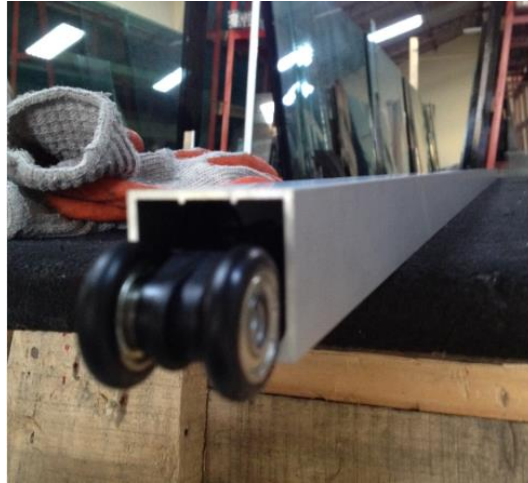


Figura 3.134 Riel de aluminio y rodachin

(Fuente: Autor)

3.2.5.1 Diseño de los soportes para los rieles de aluminio

En el diseño de los soportes se analizó el tramo más crítico, éste es el que une entre sí los rieles de aluminio en el tramo I (figura 3.135). Los soportes están fabricados de acero ASTM A36, $S_y = 250MPa$ (Anexo C) y ayudan a resistir la carga del riel de aluminio (1.71 Kg) más la masa total de los catorce rodachines (1.75 Kg) más el peso del cable del motorreductor (0.8 Kg), obteniendo una carga total de:

$$F = (1.71 + 1.75 + 0.8)Kg * 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$F = 41.8 N$$

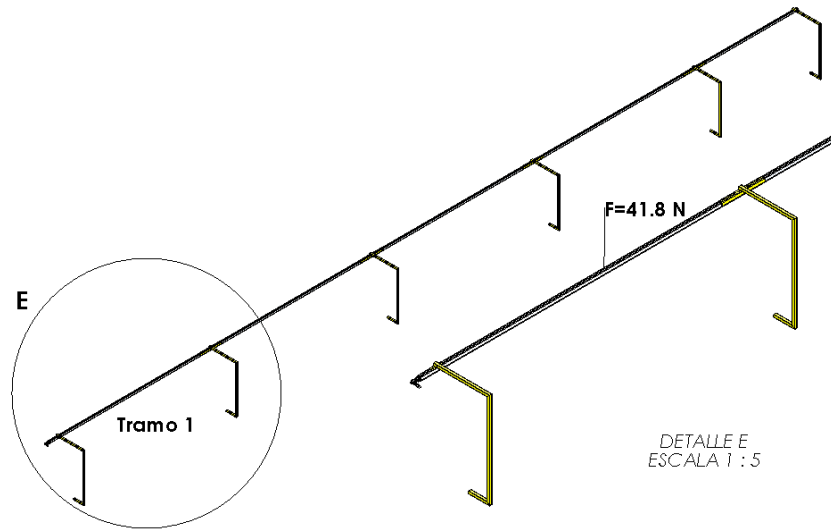


Figura 3.135 Diseño de los soportes para los rieles de aluminio en el Tramo I

(Fuente: Autor)

Con la ayuda de un software se analizó las deformaciones (figura 3.136) y deflexión máxima (figura 3.137) que se producen en los soportes del Tramo I.

Von Misses

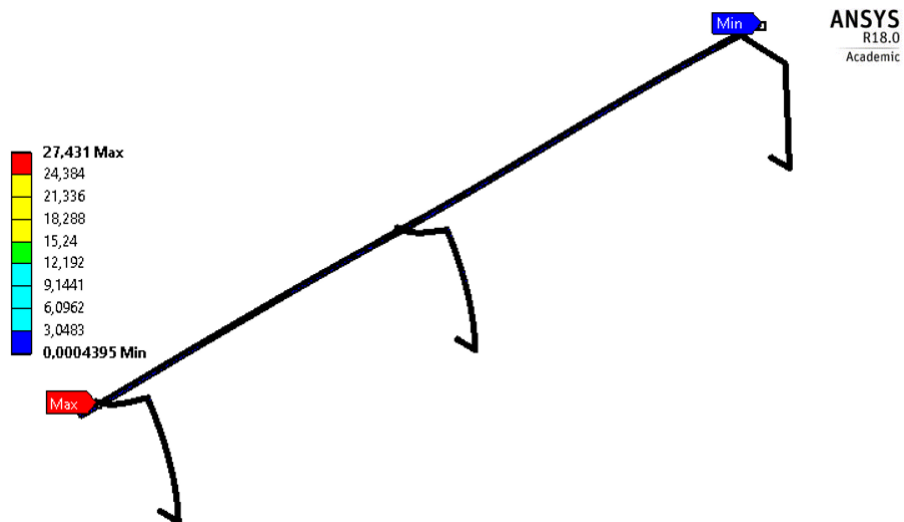


Figura 3.136 Esfuerzo de Von Misses en los soportes para los rieles de aluminio n el Tramo I

(Fuente: Autor)

El Esfuerzo de Von Misses en los soportes del Tramo I es: $\sigma' = 27.413$ MPa, el factor de seguridad es igual a:

$$n = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$n = \frac{250 \text{ MPa}}{27.431 \text{ MPa}}$$

$$n = 9.11$$

Deflexión

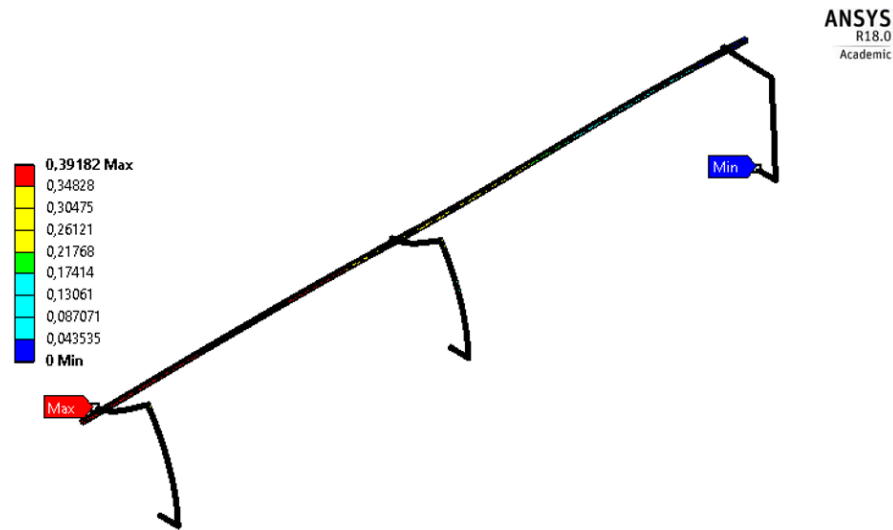


Figura 3.137 Deflexión máxima en los soportes para los rieles de aluminio en el Tramo I

(Fuente: Autor)

En los soportes del Tramo I, se produce una deflexión máxima de: -0.3918 mm.

3.2.5.2 Análisis en el riel de aluminio

Se analizó el análisis en el riel de aluminio del tramo I, porque este es el más crítico. La aplicación de la carga, $F = 41.8 \text{ N}$ en el riel produce una deflexión máxima (figura 3.138), la misma que mediante la utilización de un software se analizó obteniendo el resultado siguiente:

Deflexión

La deflexión máxima en el riel de aluminio del Tramo I es: -0.1505 mm.

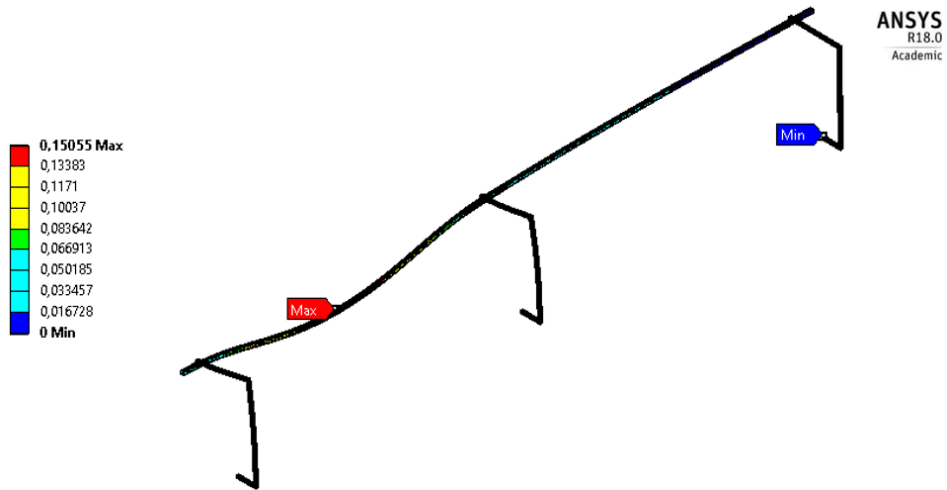


Figura 3.138 Deflexión máxima en el riel de aluminio del Tramo I

(Fuente: Autor)

3.2.6 Diseño del perfil de la viga riel para el sistema de traslación horizontal inferior

La viga riel fue diseñada para resistir la carga de la reacción total en C calculada en el sistema inferior ($R_C = 1179.8\text{ N}$) más la carga del sistema de traslación horizontal inferior (814.23 N), se seleccionó un perfil IPE 140 de acero ASTM A36, $S_y = 250\text{ MPa}$ (Anexo C) para su diseño.

La viga riel cuenta con los siguientes componentes apreciados en la figura 3.129.

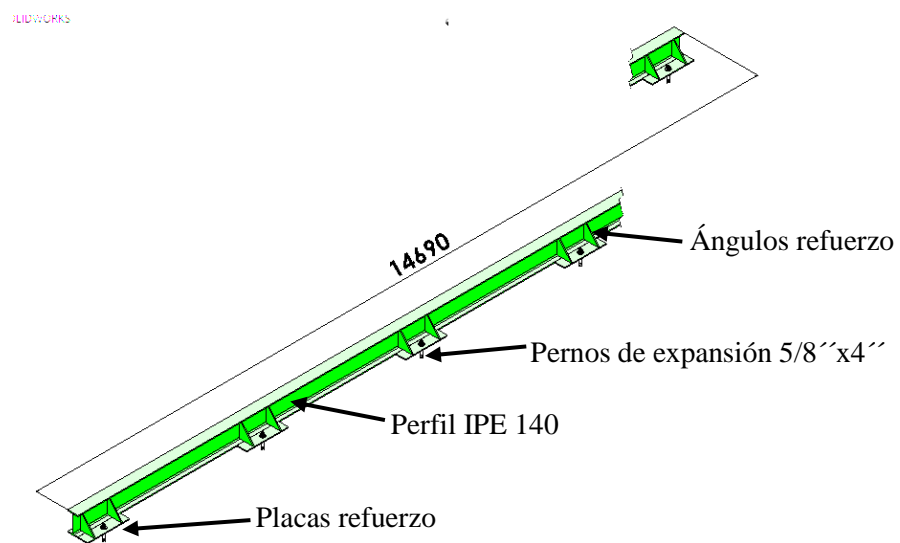


Figura 3.139 Componentes de la viga riel para el sistema de traslación horizontal inferior

(Fuente: Autor)

La carga a resistir es:

$$F = (1179.8 + 814.23)N$$

$$F = 1994.03 N$$

Ésta carga es soportada por las dos ruedas del sistema inferior, a su vez estas cargas son transmitidas a la viga riel, como se muestra en la figura 3.140.

$$F = \frac{1994.03 N}{2} = 997.02 N$$

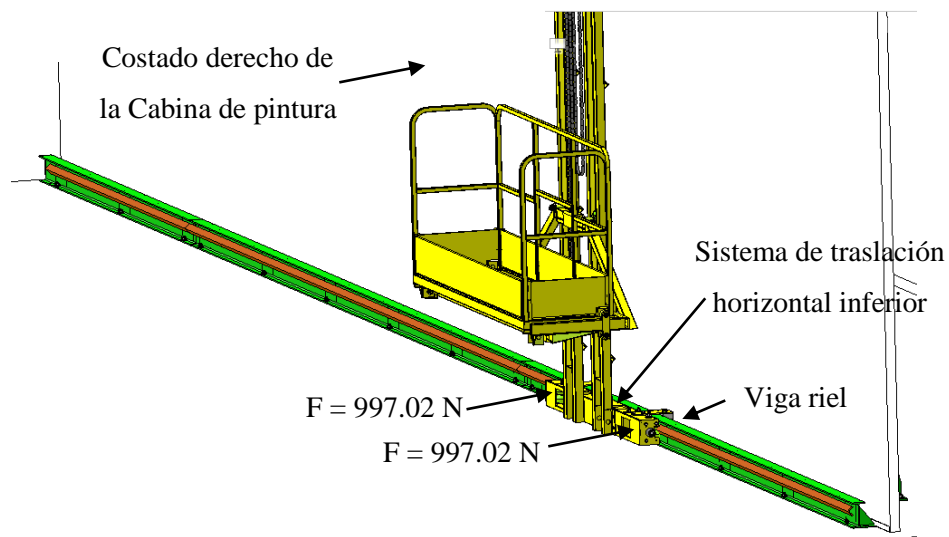


Figura 3.140 Aplicación de la fuerza F en la viga riel para el sistema de traslación horizontal inferior

(Fuente: Autor)

Con la ayuda de un software se analizó las deformaciones (figura 3.141) y deflexión máxima (figura 3.142) que se producen en la viga riel por la aplicación de las fuerzas ($F = 997.02 N$).

Von Misses

El Esfuerzo de Von Misses en la viga riel para el sistema de traslación horizontal inferior es: $\sigma' = 3.6865 \text{ MPa}$, el factor de seguridad es igual a:

$$n = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$n = \frac{250 \text{ MPa}}{3.6865 \text{ MPa}}$$

$$n = 67.81$$

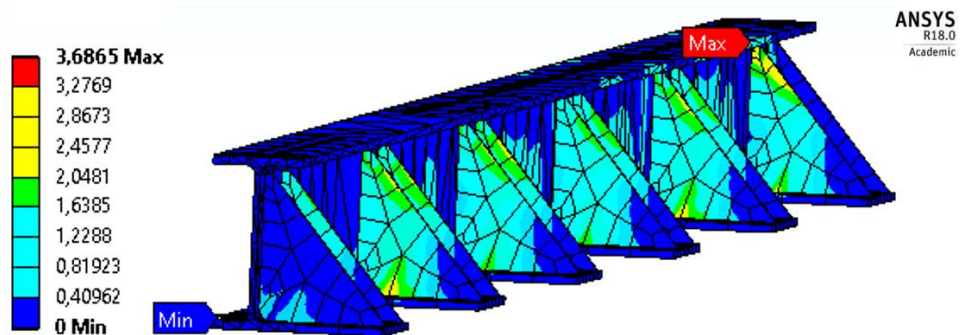


Figura 3.141 Esfuerzo de Von Misses en la viga riel para el sistema de traslación horizontal inferior

(Fuente: Autor)

Deflexión

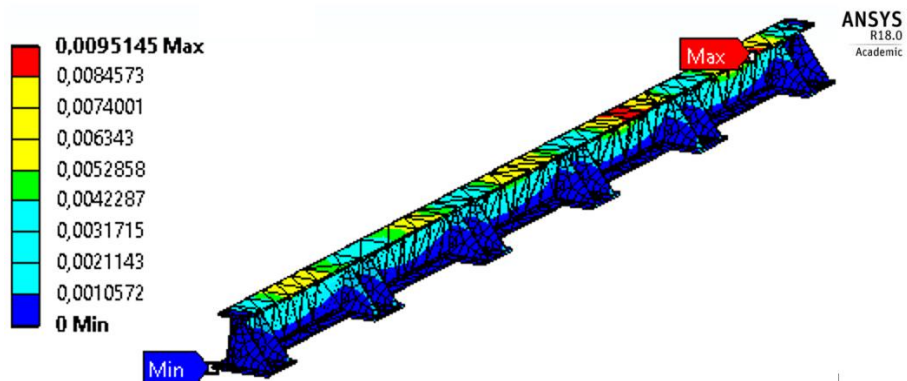


Figura 3.142 Deflexión máxima en la viga riel para el sistema de traslación horizontal inferior

(Fuente: Autor)

La deflexión máxima en la viga riel para el sistema de traslación horizontal inferior es: -0.00951 mm

3.2.7 Diseño de soldadura para el soporte de la viga carrilera

En la figura 3.143 se aprecia el soporte de la viga carrilera soldado a la columna de la estructura exterior.



Figura 3.143 Soporte de la viga carrilera soldado a la columna de la estructura exterior

(Fuente: Autor)

Se tomó en consideración los siguientes parámetros:

Es una viga en voladizo

La soldadura es a filete

La carga se considera estática ($F = 2920.31 \text{ N}$)

Material base (columna y soporte) son de acero ASTM A36

El electrodo a utilizar es ER 70S-6

Se trabajó con un factor de seguridad, $n = 2$

El proceso respectivo es el siguiente:

1. Se determina las siguientes ecuaciones en base a la configuración de la junta soldada. (Anexo M) [15]

$$A = 1.414h(b + d)$$

$$y^- = \frac{d}{2}$$

$$I_u = \frac{d^2}{6} (3b + d) \quad [15]$$

$$I = 0.707hI_u$$

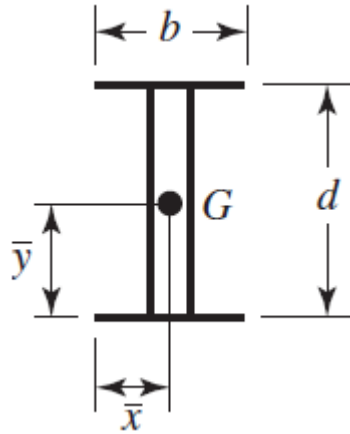


Figura 3.144 Patrón de soldadura del soporte para la viga carrilera

(Fuente: [15])

Donde:

A = Área de la garganta

y^- = Ubicación del centro de gravedad con respecto a "y"

I_u = Segundo momento unitario del área

I = Segundo momento del área, con base en el área de soldadura de la garganta

h = Tamaño de la soldadura

b, d = Dimensiones de la parte soldada del elemento en voladizo

Datos:

$$b = 56\text{mm} = 0.0056\text{m}$$

$$d = 200\text{mm} = 0.2\text{m}$$

$$h = 6\text{mm} = 0.006\text{m}$$

2. Calculamos: A, y^-, I_u, I

$$A = 1.414 * 0.006\text{m}(0.0056\text{m} + 0.2\text{m}) = 0.001744\text{m}^2$$

$$y^- = \frac{0.2m}{2} = 0.1m$$

$$I_u = \frac{(0.2m)^2}{6} (3 * 0.0056m + 0.2m) = 0.001445m^3$$

$$I = 0.707 * 0.006m * 0.001445 = 0.000006131m^4$$

3. Cálculo del esfuerzo cortante primario:

$$\tau' = \frac{F}{A} [15]$$

$$\tau' = \frac{2920.31 N}{0.001744m^2}$$

$$\tau' = 1.674MPa$$

4. Cálculo del esfuerzo cortante secundario:

$$\tau'' = \frac{Mr}{I} [15]$$

$$\tau'' = \frac{2920.31N * 1m * 0.1m}{0.000007242m^4}$$

$$\tau'' = 40.324MPa$$

5. Determinamos la magnitud del esfuerzo cortante utilizando la ecuación de Pitágoras:

$$\tau = (\tau'^2 + \tau''^2)^{\frac{1}{2}} [15]$$

$$\tau = (1.674MPa^2 + 40.324MPa^2)^{1/2}$$

$$\tau = 40.358MPa$$

Comprobamos la resistencia del material de aporte bajo el criterio de la energía de la distorsión [15]:

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau} [15]$$

$$n = \frac{0.577(415MPa)}{40.358MPa}$$

$$n = 5.9$$

3.2.8 Diseño de soldadura para las uniones de los perfiles IPE 200 para formar las vigas carrileras (l=14690mm)

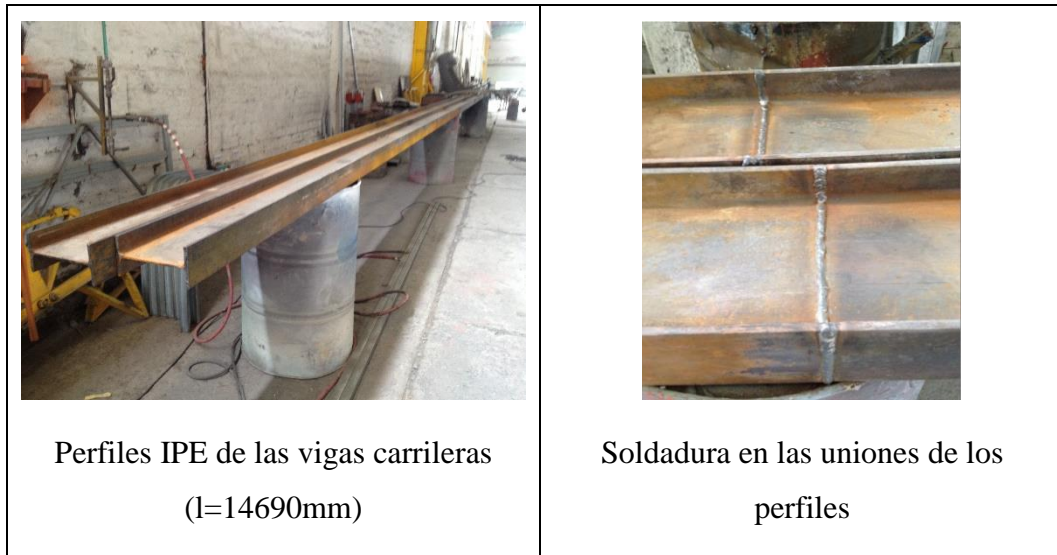


Figura 3.145 Soldadura en las uniones de los perfiles IPE de las vigas carrileras

(Fuente: Autor)

Para el diseño de esta soldadura, se toma en consideración los siguientes parámetros:

Es una viga en apoyos simples, carga intermedia

La soldadura es a tope

La carga se considera estática ($F = 5308.06 \text{ N}$)

Material base (perfiles de la viga) son de acero ASTM A36

El electrodo a utilizar es ER 70S-6 (Anexo N)

El proceso respectivo es el siguiente:

1. Se determina el esfuerzo promedio en una soldadura a tope debido a la carga cortante:

$$\tau = \frac{F}{hl} [15]$$

Donde:

$\tau = \text{Esfuerzo promedio}$

$F = \text{Carga cortante}$

$h = \text{Garganta}$

$l = \text{Longitud de soldadura}$

Datos:

$F = 5308.06 \text{ N}$

$h = 56\text{mm} = 0.0056\text{m}$

$l = 165\text{mm} = 0.165\text{m}$

$$\tau = \frac{5306.08 \text{ N}}{0.0056\text{m} * 0.165\text{m}}$$

$$\tau = 5.742 \text{ MPa}$$

2. Calculamos el esfuerzo permisible del material de aporte:

$$\tau_p = 0.3S_{ut} [15]$$

Datos:

$\tau_p = \text{Esfuerzo permisible}$

$S_{ut} = \text{Resistencia a la tensión del material de aporte}$

$$\tau_p = 0.3 * 568.92 \text{ MPa}$$

$$\tau_p = 170.694 \text{ MPa}$$

3. Comprobamos la resistencia del material de aporte bajo el criterio de la energía de la distorsión:

$$\tau_p > \tau$$

$$170.694 \text{ MPa} > 5.742 \text{ MPa} \quad \mathbf{OK}$$

El material de aporte en las soldaduras a tope en las uniones de los perfiles IPE 200 para formar las vigas carrileras es el adecuado.

3.3 Presupuesto

3.3.1 Costos directos

3.3.1.1 Costo de la estructura exterior

Estructura exterior				
Descripción	Cantidad	Unidad	Precio Unitario \$	Precio Total \$
Perfil IPE 140, (L = 6m)	5	u	70,41	352,05
Perfil IPE 180, (L = 6m)	4	u	190,26	761,04
Perfil IPE 200, (L = 6m)	15	u	161,52	2422,80
Plancha de Acero (1220x2440x10mm)	1	u	120,00	120,00
Ángulo L 40x40x6mm	10	u	21,58	215,80
Pernos de expansión D=3/4'x5 1/2''	30	u	3,50	105,00
Pernos de expansión D=5/8''x 4''	66	u	2,50	165,00
Broca de hormigón D= 3/4''x 6''	3	u	25,00	75,00
Broca de hormigón D= 5/8''x 6''	2	u	18,50	37,00
Broca de hormigón D= 1/2''x 6''	2	u	16,00	32,00
Broca de hormigón D= 3/8''x 6''	3	u	15,00	45,00
			Subtotal	4330,69

(Fuente: Autor)

3.3.1.2 Costo de la estructura del sistema general de traslación y elevación

Tabla 3.29 Costo de la estructura del sistema general de traslación y elevación

Estructura Sistema General de Traslación y Elevación				
Descripción	Cantidad	Unidad	Precio Unitario \$	Precio Total \$
Plancha de Acero (1220x2440x8mm)	1	u	118,00	118,00
Tubo 50x50x2 mm	5	u	21,50	107,50
Tubo 25x25x2 mm	2	u	10,75	21,50
Tubo 40x40x2 mm	1	u	16,50	16,50
Ángulo L 30x30x4 mm	3	u	19,00	57,00
Perfil U 80x40x5 mm	1	u	36,00	36,00
Motorreductor 1 HP	1	u	420,00	420,00
Tecele	1	u	52,00	52,00
Rodamientos rígidos de bolas SKF 6304	14	u	7,00	98,00
Rodamientos rígidos de bolas SKF 6201	7	u	6,50	45,50
Chumacera tipo soporte D=25 mm.	2	u	24,50	49,00
Anillos internos de seguridad # 52	14	u	2,00	28,00
Anillos internos de seguridad # 32	7	u	0,80	5,60
Anillos externo de seguridad # 24	2	u	0,80	1,60
Pernos GR5 1/2''x1 1/2'' completos	17	u	0,75	12,75
Pernos GR5 7/16''x2'' completos	4	u	0,60	2,40
Pernos GR5 7/16''x1 1/2'' completos	24	u	0,60	14,40
Pernos GR5 5/16''x1 1/2'' completos	10	u	0,40	4,00
Pernos galvanizados 1/4''x1'' completos	20	u	0,35	7,00
Rodelas planas 3/4''	4	u	0,15	0,60
Rodelas presión 3/4''	4	u	0,15	0,60
Tuerca Gr5 3/4''	4	u	0,40	1,60
Rodelas planas 5/8''	4	u	0,12	0,48
Rodelas presión 5/8''	4	u	0,12	0,48
Tuerca Gr5 5/8''	4	u	0,30	1,20
Rodelas planas 1/2''	4	u	0,10	0,40
Rodelas presión 1/2''	4	u	0,10	0,40
Tuerca Gr5 1/2''	4	u	0,15	0,60
Rodelas planas 3/8''	4	u	0,10	0,40
Rodelas presión 3/8''	4	u	0,10	0,40

Tuerca 3/8''	4	u	0,10	0,40
Topes de caucho	4	u	1,50	6,00
Tornillos avellanados 8x3/4''	8	u	0,05	0,40
Tornillos avellanados 8x1''	20	u	0,06	1,20
Tornillos 3/16''	25	u	0,14	3,50
Tuercas 3/16''	25	u	0,12	3,00
Rodelas planas 1/4''	25	u	0,10	2,50
Broca 7/16''	1	u	3,80	3,80
Broca 5/16''	1	u	3,10	3,10
Broca 1/4''	1	u	2,70	2,70
Broca 3/16''	1	u	2,20	2,20
Broca 9/64''	2	u	1,80	3,60
			Subtotal	753,81

(Fuente: Autor)

3.3.1.3 Costo del sistema eléctrico para el sistema general de traslación y elevación

Tabla 3.30 Costo del sistema eléctrico para el sistema general de traslación y elevación

Sistema Eléctrico Sistema General de Traslación y Elevación				
Descripción	Cantidad	Unidad	Precio Unitario \$	Precio Total \$
Gabinete metálico 40x40x20	1	u	40,94	40,94
Contactador 32A	1	u	79,73	79,73
Contacto auxiliar 2NA+2NC	14	u	14,29	200,06
Guardamotor 2,8-4A	7	u	55,00	385,00
Break 3x16 Riel DIN	2	u	32,56	65,12
Pulsador emergencia metálico	1	u	26,54	26,54
Cable de control 7x12	50	m	6,11	305,50
Cable flexible #18	60	u	0,17	10,20
Cable sucre/concéntrico 4x18	15	u	0,67	10,05
Limit. Swith/fin de carrera rodillo corto	2	u	6,84	13,68
Limit. Swith/fin de carrera antena	2	u	28,00	56,00
Relay 110V, 8 pines redondos	3	u	3,84	11,52
Base relay 8 pines redondos	4	u	1,25	5,00

Botonera de control 5A, 6pulsadores	10	u	14,69	146,90
Control remoto	1	u	60,00	60,00
Sirena de alerta 110 V.	1	u	18,00	18,00
Rollo de cable AWG #16	3	u	24,00	72,00
Correas plásticas largas	5	u	0,05	0,25
Correas plásticas cortas	65	u	0,03	1,95
Plaquetas adheivos	40	u	0,18	7,20
Espagueti de cable	21	m	0,60	12,60
Rodachin nylon negro/juego	8	u	11,40	91,20
Riel corrediza, Al (3m)	5	u	17,90	89,50
			Subtotal	1708,94

(Fuente: Autor)

3.3.1.4 Costos de mano de obra

El costo de la mano de obra está basado en tres aspectos fundamentales, los mismos que se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 3.31 Costos de mano de obra

Costos de mano de obra	
Mano de obra de los elementos mecanizados (ruedas, ejes, bocines, chavetas)	\$ 1.800,00
Mano de obra de tropicalización de los elementos mecanizados (ruedas, ejes, bocines, chavetas)	\$ 90,00
Mano de obra del sistema eléctrico	\$ 450,00
Subtotal	\$2.340,00

(Fuente: Autor)

3.3.1.5 Costo directo total

Tabla 3.32 Costo directo total

Costo directo total	
Costo de la estructura exterior	\$ 4.330,69
Costo de la estructura del sistema general de traslación y elevación	\$ 753,81
Costo del sistema eléctrico del sistema general de traslación y elevación	\$ 1.708,94
Costos de mano de obra	\$ 2.340,00
Total 1	\$ 9.133,44

(Fuente: Autor)

3.3.2 Costos indirectos

3.3.2.1 Costos de materiales complementarios

Tabla 3.33 Costos de Materiales complementarios

Materiales complementarios				
Descripción	Cantidad	Unidad	Precio Unitario \$	Precio Total \$
Rollo alambre Mig 0,9mmx15Kg	2	u	40,00	80,00
Difusor de Mig	3	u	1,20	3,60
Boquilla de Mig	3	u	1,50	4,50
Cilindro de CO ₂	2	u	87,00	174,00
Cilindro de oxígeno	2	u	87,00	174,00
Cilindro de acetileno	1	u	87,00	87,00
Disco flap desbaste 4 1/2''	3	u	3,85	11,55
Disco de pulir 7''	2	u	4,50	9,00
Thinner laca	2,5	gal	0,90	2,25
Guaípe	2,5	lbs	0,80	2,00
Paño de tela	3	u	0,60	1,80
Conos	5	u	0,15	0,75
Masilla plástica	1	Kg	8,50	8,50
Pintura esmalte amarilla	2	gal	20,60	41,20

Mascarilla respirador 3M	1	u	4,50	4,50
Mascarilla con filtros 3M	1	u	15,00	15,00
Gafas de protección visual 3M	2	u	3,50	7,00
Tapones de protección auditiva	2	u	1,25	2,50
			Subtotal	629,15

(Fuente: Autor)

3.3.2.2 Costos complementarios

Costos complementarios				
Descripción	Cantidad	Unidad	Precio Unitario \$	Precio Total \$
Alquiler Grúa Pluma	5	horas	50,00	250,00
Planos	80	u	0,20	16,00
			Subtotal	266,00

(Fuente: Autor)

3.3.2.3 Costo indirecto total

Costo indirecto total	
Costos de materiales del Proyecto	\$ 629,15
Costos complementarios	\$ 266,00
Total 2	\$ 895,15

(Fuente: Autor)

3.3.3 Costo total del Proyecto

Tabla 3.34 Costo total del Proyecto

Costo total del Proyecto	
Costo directo total	\$ 9.133,44
Costo indirecto total	\$ 895,15
TOTAL	\$10.028,59

(Fuente: Autor)

3.4 Manual de operación y mantenimiento del sistema general de traslación y elevación

3.4.1 Manual de operación

En la figura 3.146 se aprecia el sistema general de traslación y elevación en el cual operara el personal de pintura.



Figura 3.146 Sistema General de Traslación y Elevación

(Fuente: Autor)

Operación del Sistema de Elevación

- a)** La persona designada a realizar el proceso de pintura al autobús se situará en el interior de la canasta de elevación (figura 3.147), para posteriormente con la ayuda del teclé manual elevarse a la altura requerida a la cual necesita pintar el autobús.



Figura 3.147 Personal designado a realizar el proceso de pintura al autobús, situado en el interior de la canasta de elevación elevada a una altura requerida.

(Fuente: Autor)

- b)** Una vez elevada la persona a la altura deseada, el siguiente punto es la traslación del sistema.

Operación del Sistema de Traslación

- a)** El pulsador de parada de emergencia (colocado en la parte derecha de la canasta de elevación) siempre permanecerá activado, para evitar accidentes.

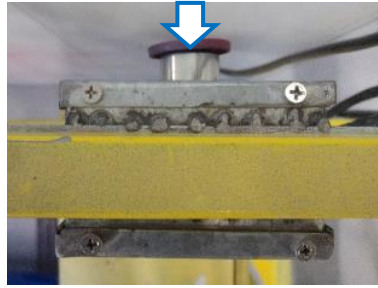


Figura 3.148 Pulsador de parada de emergencia

(Fuente: Autor)

- b) En el tablero de control se establecerá el mando en el que se desea operar, girando el interruptor rotatorio de tres posiciones.



Figura 3.149 Tablero de control

(Fuente: Autor)

Izquierda: mando de la botonera.

Centro: Off.

Derecha: mando de control remoto.

Mando de la botonera

1. Para operar en el mando de la botonera, girar el interruptor de tres posiciones hacia la izquierda



Figura 3.150 Girando el interruptor de tres posiciones hacia la izquierda en el tablero de control

(Fuente: Autor)

2. Los pulsadores activos de la botonera son:



Figura 3.151 Pulsadores activos de la botonera, East y West

(Fuente: Autor)

East: traslación hacia la izquierda.

West: traslación hacia la derecha.

3. La persona destinada a realizar el proceso de pintura al autobús debe situarse de una forma segura en el interior de la canasta de elevación, sujetándose a la estructura de la misma.



Figura 3.152 Persona destinada a realizar el proceso de pintura al autobús en el interior de la canasta de elevación, sujetándose a la estructura de la misma.

(Fuente: Autor)

4. Desactivar el pulsador de parada de emergencia para que la botonera pueda operar, caso contrario el sistema de traslación no se ejecutará.

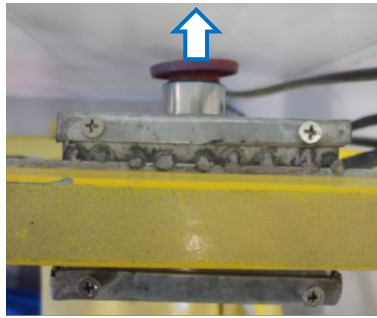


Figura 3.153 Pulsador de parada de emergencia desactivado

(Fuente: Autor)

5. Presionar el pulsador deseado en la botonera para su traslación (derecha o izquierda), dejando de presionar hasta conseguir la traslación requerida.

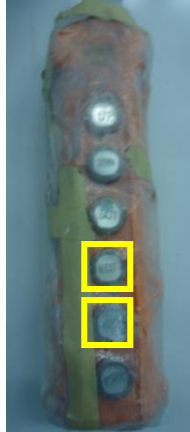


Figura 3.154 Pulsadores de la botonera

(Fuente: Autor)

6. En caso de existir alguna novedad en el proceso de pintura, activar el pulsador de parada de emergencia.
7. Al culminar el proceso de pintura, la persona debe dejar activado el pulsador de parada de emergencia para evitar accidentes.

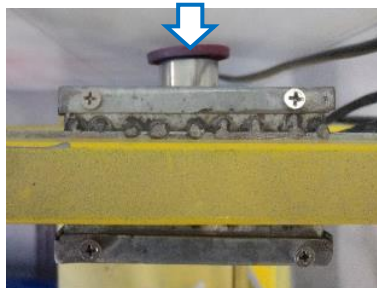


Figura 3.155 Pulsador de parada de emergencia activado

(Fuente: Autor)

Mando de control remoto

1. Para operar en el mando de control remoto, girar el interruptor de tres posiciones hacia la derecha, luego presionar el pulsador rojo.

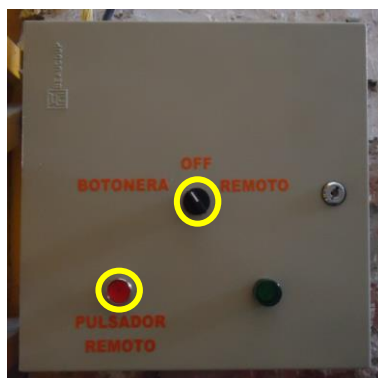


Figura 3.156 Girando el interruptor de tres posiciones hacia la derecha en el tablero de control y presionar el pulsador rojo

(Fuente: Autor)

2. Los botones activos del control remoto son:



Figura 3.157 Botones activos del control remoto

(Fuente: Autor)

A: traslación hacia la izquierda.

B: traslación hacia la derecha.

3. De la misma manera la persona debe sujetarse de la estructura y luego desactivar el pulsador de parada de emergencia para que de esta manera el control remoto pueda operar.

4. **ESTE PASO ES IMPORTANTE:** Presionar el botón deseado para su traslación (derecha o izquierda); al conseguir su traslación deseada **volver a oprimir el mismo botón para que se detenga el sistema.**



Figura 3.158 Presionar el botón deseado para su traslación y volver a oprimir el mismo botón para que se detenga el sistema

(Fuente: Autor)

5. De existir algún inconveniente en el proceso de pintura, activar el pulsador de parada de emergencia.
6. De la misma forma al terminar el proceso de pintura, la persona debe dejar activado el pulsador de parada de emergencia.

3.4.2 Manual de mantenimiento

Las máquinas están sometidas a un proceso irreversible de desgaste de sus componentes, en efecto se debe considerar que una inapropiada manipulación de los mismos por parte del personal calificado para el proceso de pintura o factores como las partículas de pintura que se produce al realizar la respectiva labor en el interior de la Cabina pueden apresurar el curso de envejecimiento de los elementos, causando de esta manera gastos innecesarios.

El sistema general cuenta con los siguientes mecanismos:

- Sistema de traslación horizontal superior.
- Sistema de traslación horizontal inferior.
- Sistema de los rieles guías de elevación.
- Estructura soporte a la canasta de elevación.
- Canasta de elevación.

A continuación se muestra en la figura 3.159 los diferentes mecanismos:

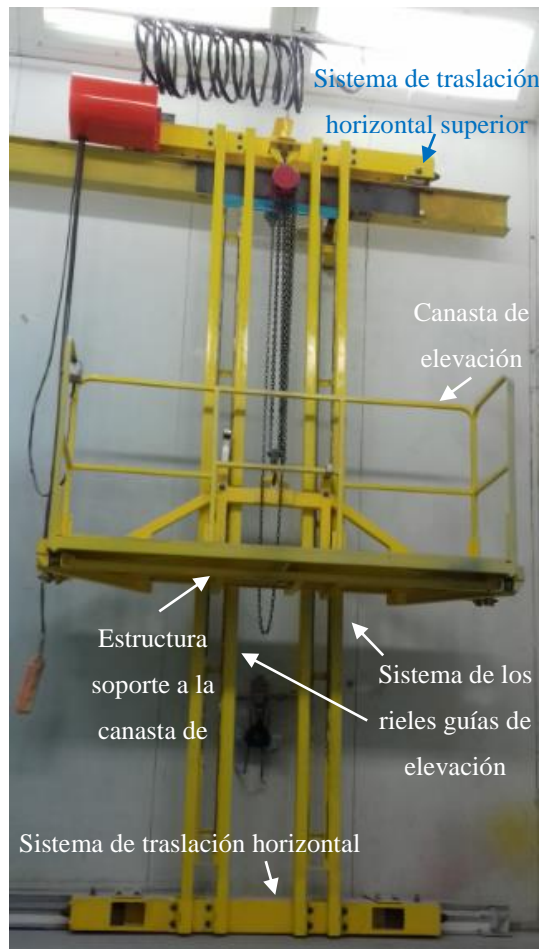



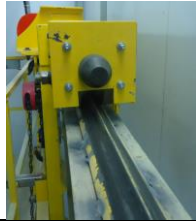


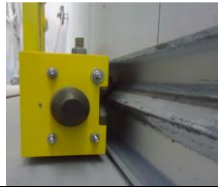

Figura 3.159 Mecanismos del Sistema General de Traslación y Elevación








(Fuente: Autor)

Las actividades a desarrollarse para garantizar un correcto funcionamiento en cada uno de los mecanismos, se detallan a continuación en la tabla 3.38.

Tabla 3.35 Cuadro de mantenimiento del Sistema General de Traslación y Elevación

Mecanismo	Elemento	Imagen	Actividad	Frecuencia	Responsable
Sistema de traslación horizontal superior	Motorreductor		Limpieza externa (sopletear)	Quincenal	Operario
			Revisión de funcionamiento	Quincenal	Personal calificado

	Tecla manual		Limpieza externa (sopletear)	Quincenal	Operario
			Revisión de funcionamiento	Quincenal	Personal calificado
	Ruedas (motriz, conducida) y riel		Limpieza externa	Quincenal	Operario
	Ruedas (antideslizamiento) y riel		Limpieza externa	Quincenal	Operario
Sirena		Limpieza externa (sopletear)	Quincenal	Operario	
		Revisión de funcionamiento	Quincenal	Personal calificado	
Sistema de traslación horizontal inferior	Ruedas (conducidas) y riel		Limpieza externa	Quincenal	Operario
	Ruedas (antideslizamiento) y riel		Limpieza externa	Quincenal	Operario

Sistema de los rieles guías de elevación	Ruedas y rieles		Limpieza externa	Quincenal	Operario
Estructura soporte a la canasta de elevación	Ruedas y rieles		Limpieza externa	Quincenal	Operario
Canasta de elevación	Ruedas y rieles		Limpieza externa	Quincenal	Operario
	Pulsador de parada de emergencia		Limpieza externa (sopletear)	Quincenal	Operario
			Revisión de funcionamiento	Quincenal	Personal calificado
Sistema General	Ejes maquinados, pernos		Reajuste	Quincenal	Operario
Sistema eléctrico del Sistema General	Cables		Revisión de estado y funcionamiento	Quincenal	Operario
	Correas plásticas		Revisión de estado	Quincenal	Operario

(Fuente: Autor)

En la tabla 3.39 se muestra las partes sometidas a recambio del Sistema General de Traslación y Elevación.

Tabla 3.36 Partes sometidas a recambio del Sistema General de Traslación y Elevación

Partes sometidas a recambio			
Ítem	Operación	Periodo	
Chumaceras	Cambio	5995,31 horas	Cada dos años
Rodamientos conducidas ruedas	Cambio	13500 horas	Cada cuatro años
Rodamientos antidescarrilamiento ruedas guías	Cambio	13500 horas	Cada cuatro años
Ruedas	Cambio	Comprobar el desgaste	
Tecla manual	Cambio	Comprobar fallas localizadas	
Finales de carrera	Cambio	Comprobar fallas localizadas	
Pulsador de parada de emergencia	Cambio	Comprobar fallas localizadas	
Botonera	Cambio	Comprobar el estado	
Cables	Cambio	Comprobar fallas localizadas	
Correas plásticas	Cambio	Comprobar el estado	

(Fuente: Autor)

CAPÍTULO IV

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 CONCLUSIONES

- El diseño y construcción de una canasta de elevación para una persona en el interior de la cabina de pintura para la fábrica Miral Autobuses, fue desarrollada de acuerdo a los parámetros de diseño mencionados en éste proyecto.
- La construcción de la estructura exterior para el soporte del sistema general de traslación y elevación no invade el espacio interno de la cabina de pintura, permitiendo de esta manera disponer de sitios cómodos para que el personal de pintura realice su labor sin ninguna dificultad.
- La canasta de elevación fue diseñada para resistir el peso máximo (90 Kg) de la persona designada para el proceso de pintura.
- El sistema general de traslación y elevación es confortable de operar, moderando de esta manera los diversos periodos empleados en la movilización de los andamios y accesorios.
- La velocidad de traslación del sistema general ($v=860.7 \text{ mm/seg}$) a lo largo de todo el autobús fue seleccionada en base a la velocidad promedio de una persona al caminar.
- La implementación de la canasta de elevación facilita el proceso de pintura de los autobuses en los diferentes modelos que produce la fábrica, reduciendo de esta manera los tiempos de producción.
- La construcción de la canasta de elevación es de gran apoyo para el personal del proceso de pintura, porque los mismos acceden a desempeñar su labor de una manera más ágil evitando de esta forma el derroche de tiempo por el empleo de andamios.

4.2 RECOMENDACIONES

- Al presentarse desgaste en los elementos mecanizados (ejes, ruedas, separadores) o en los elementos adquiridos (rodamientos), se deberá realizar el cambio apropiado de estas partes.
- Adquirir los materiales en un buen estado, para posteriormente evitar inconvenientes que se pueden presentar a futuro.
- Limpiar todos los rieles del sistema general de traslación y elevación, para evitar que las partículas de pintura asentadas sobre los mismos dificulten los respectivos desplazamientos del sistema.
- Alinear correctamente las ruedas de los sistemas de traslación horizontal superior e inferior, para obtener un desplazamiento satisfactorio de los sistemas sobre sus rieles correspondientes.
- Alinear correctamente los rieles sobre cada viga carrilera de esta forma obtener un apropiado riel que desempeñen un trabajo correcto y así evitar el atascamiento de las respectivas ruedas de los sistemas de traslación horizontal superior e inferior.
- Pintar primordialmente las partes internas de los rieles, para evitar la corrosión de los mismos y de esta manera poder prolongar su vida útil.
- Retirar algún objeto que se encuentre en el interior de la cabina de pintura para que de esta manera el sistema general pueda trasladarse en ambos sentidos sin ninguna complicación.
- Realizar el correspondiente mantenimiento del sistema general, basándose en el manual descrito en este Proyecto.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] 3M, *Reparación y Repintado Automotriz*, México, 2017.
- [2] V. P. Eusebio, *Propuesta de diseño de un elevador apoyado en el software Solid Works para la Planta Liconsa de Xalapa*, Xalapa, 2014.
- [3] J. Guerrero, *Diseño de un elevador para personas en condición de discapacidad para el Laboratorio de Investigación en Biomecánica y Robótica aplicada-PUCP*, Lima, 2013.
- [4] B. Montejo, *PFC: Accionamientos Hidráulicos*, Zaragoza, 2012.
- [5] NTP, «Plataformas elevadoras móviles de personal,» España, 2016.
- [6] C. BEDÓN, *Diseño de un elevador para sillas de ruedas a instalarse en un bus tipo de la ciudad de Quito*, Quito, 2011.
- [7] R. A. Serway y J. W. Jewett, *Física para Ciencias e Ingeniería*, vol. Volumen 1, México: Cengage Learning, 2008.
- [8] M. Ortega, *Lecciones de Física*, Córdoba, España: CL santa Cruz, 2006.
- [9] J. McCormac y S. Csernak, *Diseño de estructuras de acero*, vol. 5, México: ALfaomega Grupo Editor, S.A, 2012, p. 736.
- [10] DIPAC, «Dipac, Productos de Acero». Ambato 2011.
- [11] J. M. Fisher y L. A. Kloiber, *Base Plate And anchor Rod Design*, vol. Second Edition, USA: USA, 2006.
- [12] V. M. Faires, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Barcelona: Montaner y Simón, 2000.

- [13 R. L. Mott P, Diseño de Elementos de Máquinas, vol. Cuarta Edición, México:
] Person Educación, 2006.
- [14 R. L. Norton, Diseño de Máquinas, vol. Cuarta Edición, México: Pearson
] educación, 2011.
- [15 R. G. Budynas y J. K. Nisbeth, Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, vol.
] Octava Edición, México: Mcgraw-Hill, 2008.
- [16 R. C. Juvinal y K. M. Marshek, Diseño de Elementos de Máquinas, vol.
] Segunda Edición, México: Editorial Limusa, 2013.
- [17 B. J. Hamrock, B. O. Jacobson y S. R. Schmid, Elementos de Máquina,
] México: McGraw-Hill, 2000.
- [18 ingemecánica, «ingemecánica,» 26 07 2017. [En línea]. Available:
] <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn31.html>. [Último acceso: 26
07 2017].
- [19 A. Guardiota VÍllora, *Diseño y cálculo de uniones con tornillos no
] pretensados*, Valencia.
- [20 C. Riba Romeva, Diseño concurrente, P. edición, Ed., Barcelona: Ediciones
] de la Universidad Politécnica de Catalunya, SL, 2002.
- [21 W. Laurig y J. Vedder, «Ergonomía, herramientas y enfoques,» 2010.
]
- [22 J. A. Schumpeter, «LA innovación tecnológica,» 2010.
]
- [23 AISC, Manual of Steel Construction, United States of America: Inc, 1994.
]

- [24 I. Aceros, Publicar Publicidad Multimedia S.A.S, 01 01 2018. [En línea].
] Available: <http://www.importaceros.com/vigas-a36-a572-gr-50>.
- [25 Ramfe, «Catálogo General de Selección,» 2000.
]
- [26 BBC, «BBC, Mundo,» 4 Enero 2015. [En línea]. Available:
] http://www.bbc.com/mundo/noticias/2011/01/110104_velocidad_marcha_lo
ngevidad_men. [Último acceso: 7 Junio 2018].
- [27 FAG, Rodamientos FAG, España, 2000.
]
- [28 SKF, Catálogo General SKF, Suecia, 2006.
]
- [29 SE-A, *Documento Básico SE-A, Seguridad Estructural Acero*, Primera
] Edición ed., 2006.
- [30 M. d. T. y. A. S. España, «NTP 530: Andamios colgantes móviles de
] accionamiento annual (I): Normas constructivas,» España.
- [31 M. d. T. y. Empleo, Reglamento de Seguridad y Salud de los Trabajadores y
] Mejoramiento del Medio Ambiente de Trabajo, Quito, 2000.
- [32 Alibaba, «Alibaba.com,» 1999-2018. [En línea]. Available:
] <https://spanish.alibaba.com/product-detail/hsz-type-high-quality-manual-hoists-3-ton-chain-block-1778617982.html>.
- [33 Galeon, «Ciencia, Sistemas Hidráulicos,» 2017. [En línea]. Available:
] <http://www.galeon.com/home3/ciencia/hidraulica.html>.
- [34 NTP, «Grúas-torre. Recomendaciones de seguridad en su manipulación,»
] España, 2015.

[35 NTP, «Carretillas elevadoras,» España, 2015.

]


[36 J. McCormac y Nelson, Análisis estructural, T. edición, Ed., México:


] Alfaomega Grupo Editor, 2010.

Materiales de referencia

ANEXOS

Anexo A. Especificaciones generales de los perfiles IPE






PERFILES LAMINADOS

IPE

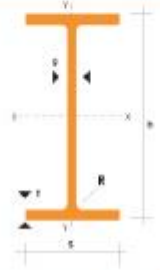
Especificaciones Generales

Calidad	ASTM A36
Otras calidades	Previa Consulta
Largo normal	6.00m y 12.00m
Otros largos	Previa Consulta
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa Consulta



IPE

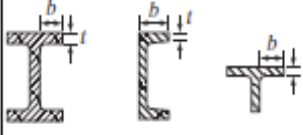
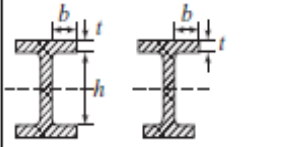
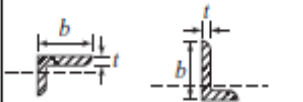
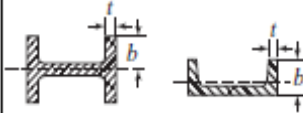

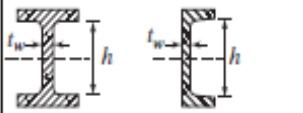
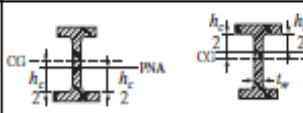
DENOMINACION	DIMENSIONES					SECCION		TIPOS			
	h	s	g	t	R	cm ²	kg/m	I _x	I _y	W _x	W _y
	mm	mm	mm	mm	mm			cm ⁴	cm ⁴	cm ³	cm ³
IPE 80	80	46	3.00	5.20	5	7.04	6.00	80	6.48	20.00	3.69
IPE 100	100	55	4.10	5.70	5	10.30	8.10	171	10.90	34.20	5.79
IPE 120	120	54	4.40	6.30	5	13.20	10.40	316	27.70	53.00	8.65
IPE 140	140	73	4.70	6.90	7	16.40	12.90	541	44.90	77.30	12.30
IPE 160	160	82	5.00	7.40	7	20.10	15.80	860	68.30	100.00	16.70
IPE 180	180	91	5.30	8.00	7	23.90	18.00	1326	101.00	140.00	22.20
IPE 200	200	100	5.60	8.60	9	28.50	22.40	1940	142.00	194.00	28.50
IPE 220	220	110	5.90	9.20	9	33.40	26.20	2770	205.00	252.00	37.30
IPE 240	240	120	6.20	9.80	12	39.10	30.70	3890	284.00	324.00	47.30
IPE 270	270	135	6.60	10.20	12	49.90	36.10	5799	420.00	429.00	62.20
IPE 300	300	150	7.10	10.70	15	53.80	42.20	8366	604.00	557.00	80.50
IPE 330	330	160	7.50	11.50	15	62.60	49.10	11770	788.00	719.00	98.50
IPE 360	360	170	8.00	12.70	18	72.70	57.10	16270	1040.00	954.00	133.00
IPE 400	400	180	8.60	13.50	18	84.50	63.30	23130	1320.00	1180.00	146.00
IPE 450	450	190	9.40	14.60	21	98.80	77.70	33740	1880.00	1500.00	178.00
IPE 500	500	200	10.20	16.00	21	116.00	90.70	48200	2140.00	1830.00	214.00
IPE 550	550	210	11.10	17.20	24	134.00	105.00	67120	2870.00	2440.00	254.00



www.dipacmaun.com
11

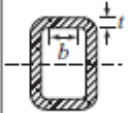
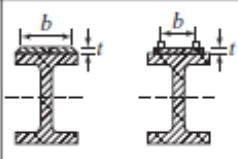
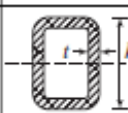
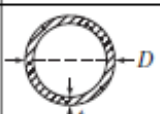
Anexo B. Relaciones ancho a espesor: elementos de compresión en miembros sujetos a flexión.

TABLA 9.1 Relaciones ancho a espesor: elementos de compresión en miembros sujetos a flexión.

Caso	Descripción del elemento	Relación ancho a espesor	Relaciones limitantes ancho a espesor		Ejemplo	
			λ_r compacto/ no compacto	λ_r no compacto/ esbelto		
Elementos sin rigidizar	10	Patines de secciones laminadas de perfiles I, canales y tes	bt	$0.38\sqrt{\frac{E}{F_y}}$	$1.0\sqrt{\frac{E}{F_y}}$	
	11	Patines de secciones compuestas de perfil I, de simetría simple y doble	bt	$0.38\sqrt{\frac{E}{F_y}}$	$0.95\sqrt{\frac{K_c E}{F_L}}$ ^{MPI}	
	12	Alas de ángulos simples	bt	$0.54\sqrt{\frac{E}{F_y}}$	$0.91\sqrt{\frac{E}{F_y}}$	
	13	Patines de todas la secciones de perfil I y canales a flexión con respecto al eje débil	bt	$0.38\sqrt{\frac{E}{F_y}}$	$1.0\sqrt{\frac{E}{F_y}}$	
	14	Vástagos de tes	d	$0.84\sqrt{\frac{E}{F_y}}$	$1.03\sqrt{\frac{E}{F_y}}$	
Elementos rigidizados	15	Almas de secciones de perfil I con simetría doble y canales	h/t_w	$3.76\sqrt{\frac{E}{F_y}}$	$5.70\sqrt{\frac{E}{F_y}}$	
	16	Almas de secciones de perfil I de simetría simple	h_c/t_w	$\frac{h_c}{h_p} \sqrt{\frac{E}{F_y}} \leq \lambda_t$ $(0.54 \frac{M_x}{M_y} - 0.09)^2$	$5.70\sqrt{\frac{E}{F_y}}$	

Continuación

TABLA 9.1 (Continuación)

Caso	Descripción del elemento	Relación ancho a espesor	Relaciones limitantes ancho a espesor		Ejemplo
			λ_r compacto/ no compacto	λ_r no compacto/ esbelto	
Elementos rigidizados	17 Patines de secciones HSS rectangulares y cajones de espesor uniforme	b/t	$1.12\sqrt{\frac{E}{F_y}}$	$1.40\sqrt{\frac{E}{F_y}}$	
	18 Cubreplacas de patín y placas de diafragma entre líneas de sujetadores o soldadura	b/t	$1.12\sqrt{\frac{E}{F_y}}$	$1.40\sqrt{\frac{E}{F_y}}$	
	19 Almas de secciones HSS rectangulares y cajones	h/t	$2.42\sqrt{\frac{E}{F_y}}$	$5.70\sqrt{\frac{E}{F_y}}$	
	20 Sección HSS redonda	D/t	$0.07\frac{E}{F_y}$	$0.31\frac{E}{F_y}$	

[a] $K_c = \frac{4}{\sqrt{h/t_w}}$ pero no deberá tomarse menor que 0.35 ni mayor que 0.76 para propósitos de cálculo.

[b] $F_L = 0.7F_y$ para la flexión con respecto al eje mayor de miembros de perfil I compuestos con alma compacta y no compacta con $S_{xy}/S_{xc} \geq 0.7$, $F_L = F_y S_{xy}/S_{xc} > 0.5F_y$ para la flexión con respecto al eje mayor de miembros de perfil I compuestos con alma compacta y no compacta con $S_{xy}/S_{xc} < 0.7$.

[c] M_y es el momento para la fluencia de fibra extrema. M_p = momento plástico de flexión, klb-plg (N-mm)

E = módulo de elasticidad del acero = 29 000 klb/plg² (200 000 MPa)

F_y = esfuerzo de fluencia mínimo especificado, klb/plg² (MPa)

Fuente: Especificación del AISC, Tabla B4.1b, p. 16.1-17. 22 de junio, 2010. "Derechos reservados © American Institute of Steel Construction. Reproducido con autorización. Todos los derechos reservados."

Anexo C. Características de las planchas de acero ASTM A36.

PLANCHAS LAMINADAS AL CALIENTE

Especificaciones Generales

Norma	Ver tabla
Espesores	1,20mm a 100,00mm
Rollos	Ancho 1000mm, 1220mm, 1500mm, 1800mm
Planchas	4 x 8 pies y a medida



Calidad Comercial

NORMA	COMPOSICION QUIMICA							PROPIEDADES MECANICAS			NORMA EQUIVALENTE
	% C	% MN	% P	% S	% SI	% AL	% CU	Esfuerzo Máximo (Mpa)	Alargamiento %	Doblado 180°	
JIS G3131 SPHC	0,08 0,13	0,3 0,6	0,02 max	0,025 max	0,05 max	0,02 0,08	0,2 max	270 min	29 min	0= 0e	SAE 1010 ASTM A-569
SAE 1008	0,03 0,1	0,25 0,5	0,02 max	0,025 max	0,04 max	0,02 0,08	0,2 max				JIS G3132 SPHT1
SAE 1012	0,1 0,15	0,3 0,6	0,02 max	0,025 max	0,03 max	0,02 0,08	0,2 max				ASTM A-636 ASTM A-570 GRADO 33

Calidad Estructural

NORMA	COMPOSICION QUIMICA							PROPIEDADES MECANICAS					NORMA EQUIVALENTE
	% C	% MN	% P	% S	% SI	% CU	OTROS	Fluencia (Mpa)	Esfuerzo Máximo (Mpa)	Alargamiento %	Doblado 180°		
ASTM A-568M GRADO A	0,19 max	0,8 1,25	0,04 max	0,05 max	0,3 0,6	0,25 0,40	Ni 0,15-0,35 Cr 0,40-0,65 V 0,02-0,10	345 min	485 min	18 min			
ASTM A-283 GRADO C	0,12 0,18	0,3 0,6	0,025 max	0,03 max	0,04 max	0,2 max		205 min	380 516 max	25 min	0=1,5e	SAE 1015	
JIS G-3101 SS41 M	0,17 0,23	0,3 0,6	0,025 max	0,025 max	0,04 max	0,25 max		250 min	400 min 550 max	21 min		SAE 1020 ASTM A-36 ASTM A-570 GRADO 36	
A 36	0,25 0,29	0,80 1,2	0,04 max	0,05 max	0,4 max	0,20 max		250 min	400 min 550 max	20 min			
A570-GR50	0,25	1,35 max	0,035 max	0,04 max				340 min	450 min 550 max	17 min	1-1/2e		

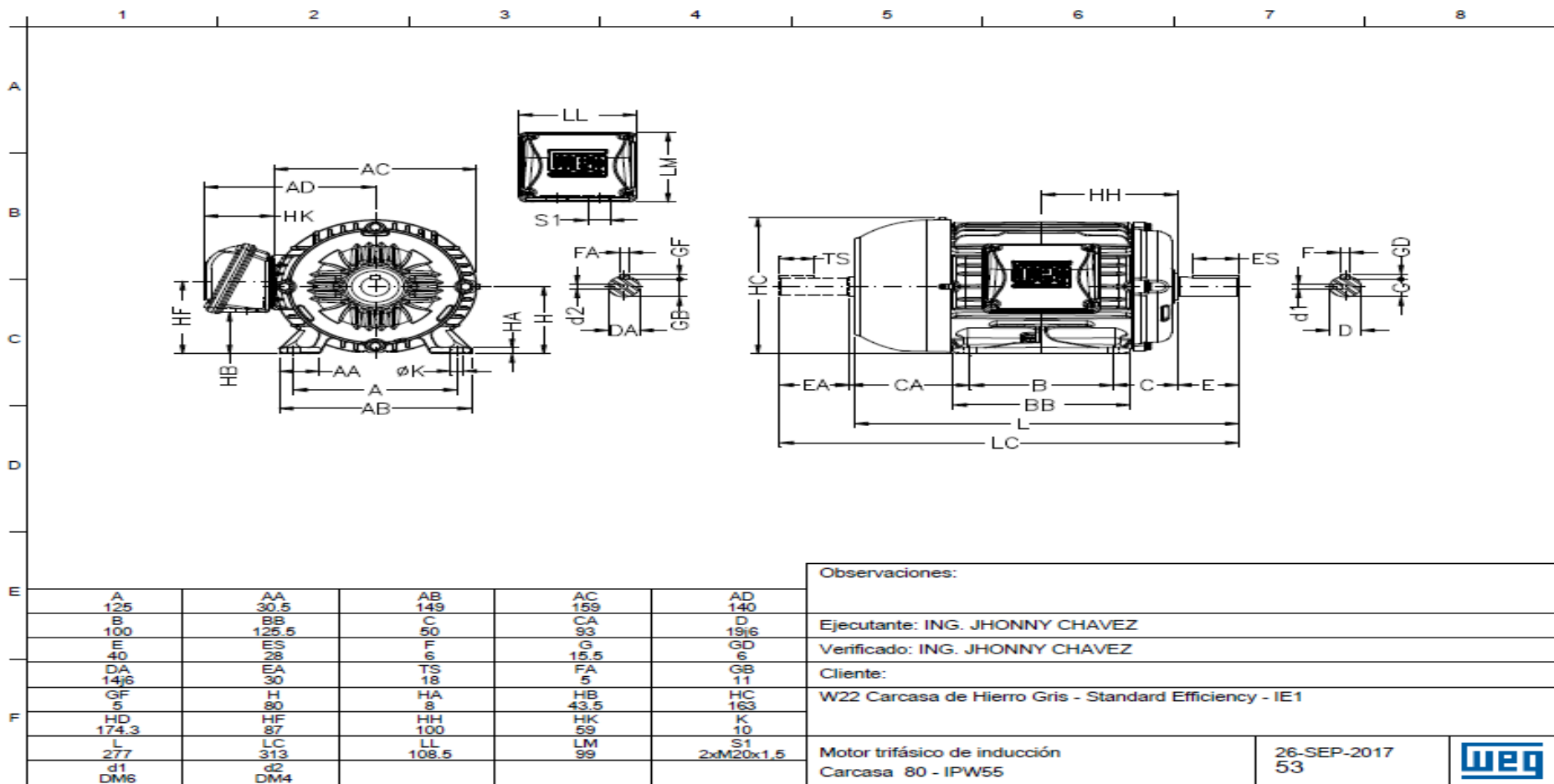
Anexo D. Datos técnico del motor

HOJA DE DATOS Motor trifásico de inducción - Rotor de jaula

Cliete :
Línea del producto : W22 Carcasa de Hierro Gris - Standard Efficiency - IE1

Carcasa : 80
Potencia : 1 HP
Frecuencia : 60 Hz
Polos : 4
Rotación nominal : 1730 rpm
Deslizamiento : 3,89 %
Voltaje nominal : 220/380/440 V
Corriente nominal : 3,20/1,85/1,60 A
Corriente de arranque : 21,8/12,6/10,9 A
Ip/In : 6,8
Corriente en vacío : 1,78/1,03/0,890 A
Par nominal : 4,14 Nm
Par de arranque : 210 %
Par máxima : 270 %
Categoría : ---
Clase de aislación : F
Elevación de temperatura : 80 K
Tiempo de rotor bloqueado : 9 s (caliente)
Factor de servicio : 1,15
Régimen de servicio : S1
Temperatura ambiente : -20°C - +40°C
Altitud : 1000 m
Protección : IPW55
Masa aproximada : 13 kg
Momento de inercia : 0,00323 kgm²
Nivel de ruido : 48 dB(A)

Continuación



Anexo E. Datos técnicos de la caja reductora

Input data

System of measurement		Metric
Input type		Gear motor
Input speed	[rpm]	1800
Output speed	[rpm]	180
Ratio (i=)		10
Frequency	[Hz]	60
Input options		IEC
Requested input power	[kW]	0.75
Service factor		4
Thermal power	[kW]	2.98

Output data

Gear unit M RT 60 B3 10 80 B5 AC 25 MT 0.75 kW 80 B4 B5 X3

Type		RT - Worm speed reducers
Input type		M
Size		60
Ratio (i=)		10
Input flange		B5
Input speed	[rpm]	1800
Output speed	[rpm]	180
Rated output torque	[Nm]	33.42
Service Factor		4
Efficiency		0.84
Inertia moment	[kgm ²]	0.000119

Gear unit configuration

Output shaft		Hollow output shaft
Fixing		Universal
Version		B3

Output radial and axial loads

Ball bearings output radial load	[N]	2407
Taper bearings output radial load	[N]	3079
Ball bearings output axial load	[N]	481
Taper bearings output axial load	[N]	616

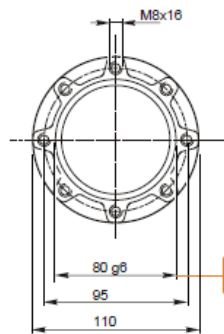
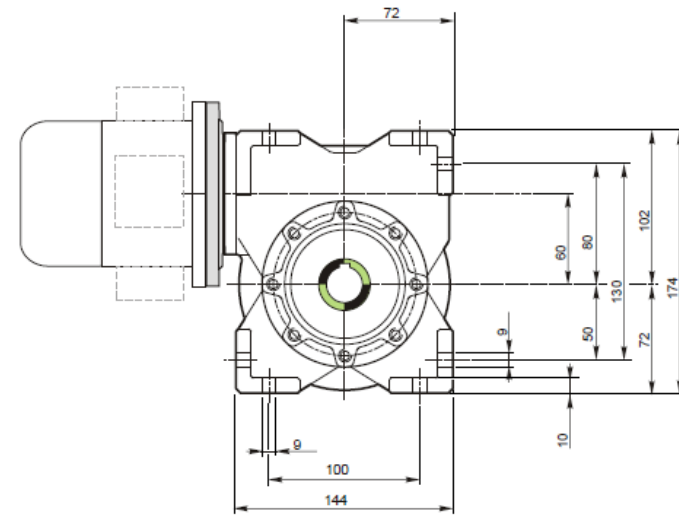
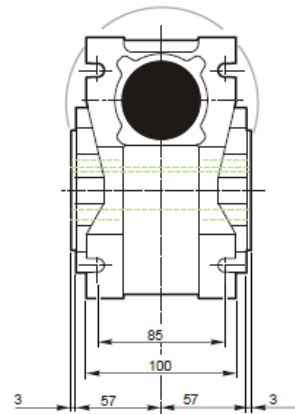
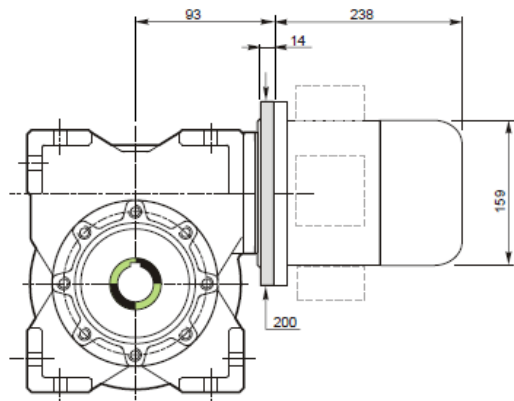
Accessories

Hollow output shaft		AC 25
---------------------	--	-------

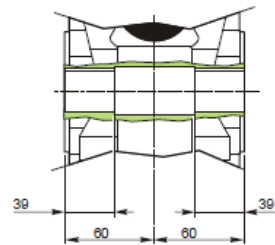
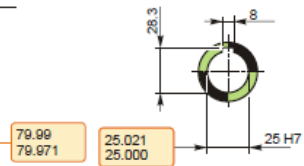
Electric motor

Size		80 B4
Poles		4
Power	[kW]	0.75

Continuación

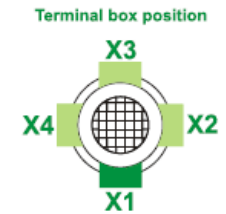
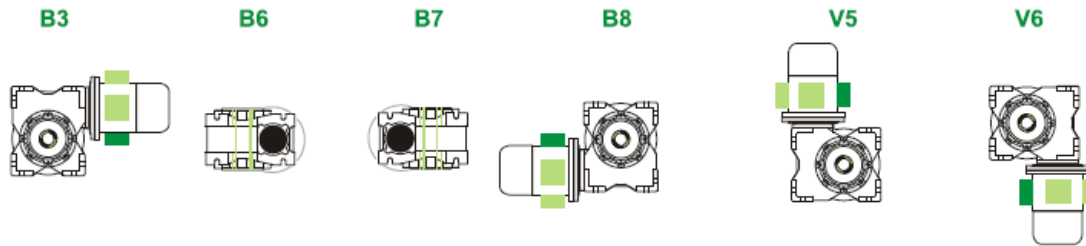


Hollow output shaft



Continuación

Mounting positions



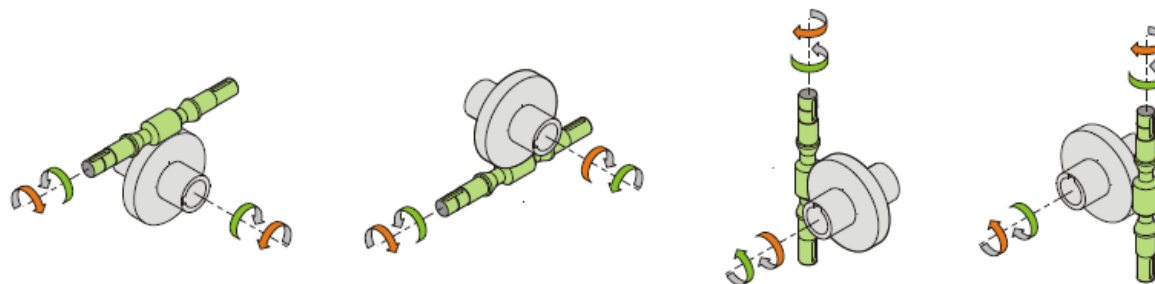
0.23



Oil quantity [litres]

Lubricant type: Long life synthetic oil ISO VG320

Direction of rotation



Weight

Gear unit [kg]	6.5
Electric motor [kg]	9.8

Gearing data

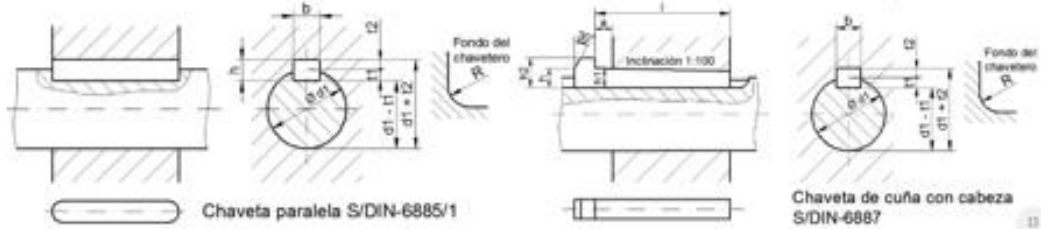
Axial module	3.1
Number of starts	3
Lead angle	19 °0'
Pressure angle	20°

Backdriving

Static back-driving
Quick back-driving
Dynamic back-driving

Anexo F. Dimensiones para chaveteros y chavetas DIN 6885/1-6886 y 6887

DIMENSIONES CHAVETEROS Y CHAVETAS DIN 6885/1 - 6886 y 6887









Ø eje d mm desde- hasta	Medida chaveta b x h mm	Medidas del chavetero en el cubo				Medidas chavetero del eje para chavetas paralelas y de cuña		Medidas de los ejes en el cubo de la rueda	
		Chaveta paralela S/DIN 6885/1	Tol. admisible (en altura) m/m	Chaveta de cuña S/DIN 6886, 6887	Tol. admisible (en altura) m/m	t ₁ m/m	Tol. admisible (en altura) m/m	Ø m/m desde- hasta	Tol.H-7 m/m
6-8	2x2	d+0,9	+0,1	-	-	1,1	+0,1	6-10	+0,015 0
8-10	3x3	d+1,3		-	-	1,7			
10-12	4x4	d+1,6		d+1,4	-0,1	2,4		10-18	+0,018 0
12-17	5x5	d+2,1		d+1,9		2,9			
17-22	6x6	d+2,6		d+2,1		3,5			
22-30	8x7	d+3,0	d+2,4		4,1	18-30	0		
30-38	10x8	d+3,4	d+2,8	+0,2	-0,2	4,7	+0,2	30-50	+0,025 0
38-44	12x8	d+3,2	d+2,8			4,9		50-80	+0,030 0
44-50	14x9	d+3,6	d+2,9			5,5			
50-58	16x10	d+3,9	d+3,2			6,2		80-120	+0,035 0
58-65	18x11	d+4,3	d+3,5			6,8			
65-75	20x12	d+4,7	d+3,9			7,4		120-180	+0,040 0
75-85	22x14	d+5,6	d+4,8			8,5			
85-95	25x14	d+5,4	d+4,6			8,7		180-250	+0,046 0
95-110	28x16	d+6,2	d+5,4			9,9			
110-130	32x18	d+7,1	d+6,1			11,1		250-315	+0,052 0
130-150	36x20	d+7,9	d+6,9	12,3					
150-170	40x22	d+8,7	d+7,7	13,5	315-400	+0,057 0			
170-200	45x25	d+9,9	d+8,9	15,3					
200-230	51x28	d+11,2	d+10,1	17	400-500	+0,063 0			
230-260	56x32	d+12,9	d+11,8	19,3					
260-290	63x32	d+12,6	d+11,5	+0,3	-0,3	19,6			

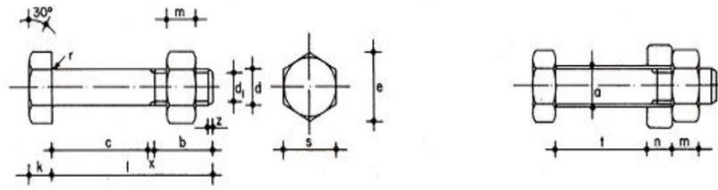
Zonas de tolerancia en el ancho de los chaveteros	Tipo de ajuste		Chavetero eje	Chavetero rueda
	A presión (forzado) <i>forced</i>		P9	P9
	Ligero		N9	J9
	Deslizante		H8	D10

*

Anexo G. Marcas de grados de Resistencia de pernos de acero

MARCAS DE GRADOS DE RESISTENCIA PERNOS DE ACERO							
MARCA A.S. GRADO RESISTENCIA	ESPECIFICACION			ALGUNOS USOS RECOMENDADOS	Resistencia a la tracción mínima [Kg/mm ²]	Limite de fluencia mínima [Kg/mm ²]	DUREZA
	SAE grado	ISO clase	ASTM				
		3,6		Para requerimientos menores de resistencia, metalmecánica, motores eléctricos, línea blanca. electrónica, usos generales.	34	20	53 - 70 Rb
	J429 grado 1 1/4" a 1 1/2"	4,6	A307 grado A y B	Para requerimientos de resistencia media, construcción de máquinas livianas, automotriz (piezas no afectas a fuertes tensiones), máquinas agrícolas, estructuras livianas.	42	23	70 - 95 Rb
		8,8	A449	Para requerimientos de alta resistencia a la tracción, ruedas de vehículos, partes de motores de tracción, cajas de cambio, máquinas herramientas, matrices	80	64	22 - 32 Rc
 TIPO 1			A325	Para requerimientos de alta resistencia a la tracción y otros, especialmente para juntas estructurales exigidas mecánicamente. Debe trabajar con TU y golilla de la misma calidad	Hasta 1 φ 85 de 1 1/8 a 1 1/2 φ 74	Hasta 1 φ 65 de 1 1/8 a 1 1/2 φ 57	Hasta 1 φ 23 - 35 Rc de 1 1/8 a 1 1/2 φ 19 - 31 Rc
			A490	Para requerimientos de alta resistencia a la tracción y alta temperatura. Debe trabajar con TU y golilla de la misma calidad	105	81	32 - 38 Rc
 GRADO 8	8	10,9		Para requerimientos de alta resistencia a la tracción, flexión, cizalle, etc. Culata de motores, paquete de resortes, pernos para ruedas vehículos pesados, bielas, etc.	105	88	31 - 38 Rc

Anexo H. Tornillos Ordinarios, Dimensiones



Tornillo tipo	Vástago					Cabeza				Diámetro del agujero a mm	Area neta del núcleo An cm ²	Area resistente Ar cm ²
	Diámetro de la caña d mm	Diámetro interior d ₁ mm	Longitud roscada b mm	Longitud de la salida x mm	Longitud del chaflán z mm	Espesor k mm	Medida entre caras s mm	Medida entre aristas e mm	Radio del acuerdo r mm			
T 10	10	8.160	17.5	2.5	1.7	7	17	19.6	0.5	11	0.523	0.580
T 12	12	9.853	19.5	2.5	2.0	8	19	21.9	1.0	13	0.762	0.843
T 16	16	13.546	23.0	3.0	2.5	10	24	27.7	1.0	17	1.440	1.570
T 20	20	16.933	25.0	4.0	3.0	13	30	34.6	1.0	21	2.250	2.750
(T 22)	22	18.933	28.0	4.0	3.3	14	32	36.9	1.0	23	2.820	3.030
T 24	24	20.319	29.5	4.5	4.0	15	36	41.6	1.0	25	3.240	3.530
(T 27)	27	23.319	32.5	4.5	4.0	17	41	47.3	1.0	28	4.270	4.560
T 30	30	25.706	35.0	5.0	5.0	19	46	53.1	1.0	31	5.190	5.610
(T 33)	33	28.706	38.0	5.0	5.0	21	50	57.7	1.0	34	6.470	6.940
T 36	36	31.093	40.0	6.0	6.0	23	55	63.5	1.0	37	7.590	8.170

Anexo I. Resistencias mínimas determinísticas a la tensión y a la fluencia ASTM de algunos aceros laminados en caliente (HR) y estirados en frío (CD).

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Procesamiento	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg, %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

Anexo J. Propiedades mecánicas del acero SAE/AISI 1045

ACERO SAE 1045

DIN	GK - 45
UNI	C - 45
AFNOR	XC - 45
SAE	1045

CARACTERÍSTICAS DE EMPLEO

SAE 1045 es un acero grado ingeniería de aplicación universal que proporciona un nivel medio de resistencia mecánica y tenacidad a bajo costo con respecto a los aceros de baja aleación. Frecuentemente se utiliza para elementos endurecidos a la llama ó por inducción. Este acero puede ser usado en condiciones de suministro: laminado en caliente o con tratamiento térmico (templado en aceite y revenido; ó templado en agua y revenido).

SAE 1045 es un acero de baja templabilidad que puede ser endurecido totalmente en espesores delgados por temple en agua. En secciones más gruesas se puede obtener un endurecimiento parcial de la sección de la pieza y el incremento de la resistencia será proporcional a la capa o espesor endurecido, al ser deformado en frío se presenta un incremento en la dureza y la resistencia mecánica.

COMPOSICION QUÍMICA	C %	Mn %	P máx. %	S máx. %	Si máx. %
Análisis típico en %	0.43 0.50	0.6 0.9	0.04	0.05	0.2 0.4

Estado de suministro: Recocido

Dureza de suministro: 160 - 200 Brinell

PROPIEDADES FÍSICAS

Estos valores son obtenidos a partir de probetas bajo condiciones específicas de laboratorio y deben ser usados como referencia.

- Densidad → 7.85 gr/cm³.
- Módulo de elasticidad → 2×10^{11} Pa (24×10^6 PSI).
- Conductividad térmica → 52 W/(m·°C).
- Calor específico J/(Kg·K) → 460
- Coefficiente de Poisson → 0.3
- Resistividad eléctrica (microhm-cm):
a 32°F = 16.2
a 212°F = 22.3
- Coefficiente de dilatación térmica / °C
(20 - 100°C) 12.3×10^{-6}
(20 - 200°C) 12.7×10^{-6}
(20 - 400°C) 13.7×10^{-6}

PROPIEDADES TÍPICAS A TEMPERATURA AMBIENTE SIN ENDURECIMIENTO

Diámetro de la barra: 12 a 38 mm

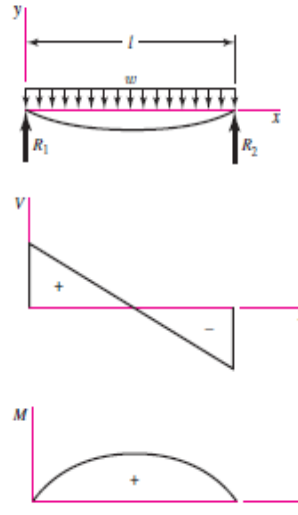
Propiedad	Laminado en caliente	Normalizado	Recocido
Resistencia a la tracción MPa	655	655	620
Punto de fluencia MPa	413	413	379
% de elongación	23	23	26
% de reducción de área	44	45	53
Dureza brinell (3000 kg.)	190	190	180

Anexo K. Cortante, momento y deflexión de vigas

Tabla A-9

Cortante, momento y deflexión de vigas (continuación)
 (Nota: La fuerza y las reacciones de momento son positivas en las direcciones que se muestran; las ecuaciones de la fuerza cortante V y el momento cortante M siguen las convenciones de signos que se dieron en la sección 3-2.)

7 Apoyos simples: carga uniforme



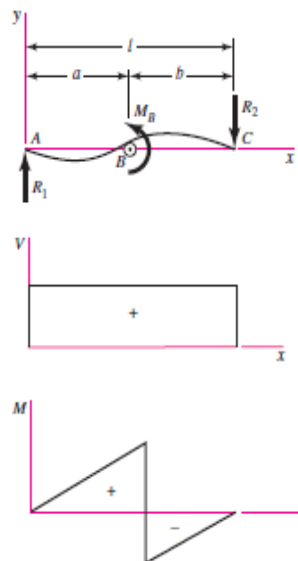
$$R_1 = R_2 = \frac{wl}{2} \quad V = \frac{wl}{2} - wx$$

$$M = \frac{wx}{2}(l - x)$$

$$y = \frac{wx}{24EI}(2lx^2 - x^3 - l^3)$$

$$y_{\text{máx}} = -\frac{5wl^4}{384EI}$$

8 Apoyos simples: carga de momento



$$R_1 = R_2 = \frac{M_B}{l} \quad V = \frac{M_B}{l}$$

$$M_{AB} = \frac{M_B x}{l} \quad M_{BC} = \frac{M_B}{l}(x - l)$$

$$y_{AB} = \frac{M_B x}{6EI} (x^2 + 3a^2 - 6al + 2l^2)$$

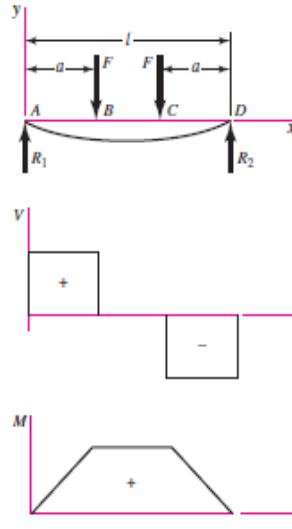
$$y_{BC} = \frac{M_B}{6EI} [x^3 - 3lx^2 + x(2l^2 + 3a^2) - 3a^2l]$$

Continúa

Tabla A-9

Cortante, momento y deflexión de vigas (continuación)
 (Nota: La fuerza y las reacciones de momento son positivas en las direcciones que se muestran; las ecuaciones de la fuerza cortante V y el momento cortante M siguen las convenciones de signos que se dieron en la sección 3-2.)

9 Apoyos simples: cargas idénticas



$$R_1 = R_2 = F \quad V_{AB} = F \quad V_{BC} = 0$$

$$V_{CD} = -F$$

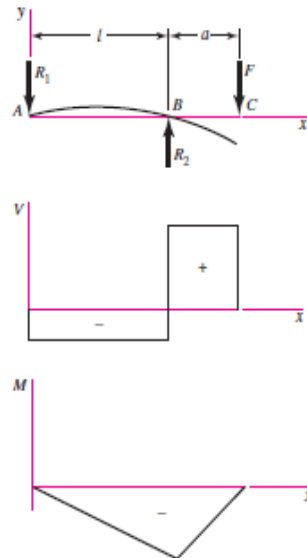
$$M_{AB} = Fx \quad M_{BC} = Fa \quad M_{CD} = F(l-x)$$

$$y_{AB} = \frac{Fx}{6EI}(x^2 + 3a^2 - 3a)$$

$$y_{BC} = \frac{Fa}{6EI}(3x^2 + a^2 - 3x)$$

$$y_{\max} = \frac{Fa}{24EI}(4a^2 - 3l^2)$$

10 Apoyos simples: carga en voladizo



$$R_1 = \frac{Fa}{l} \quad R_2 = \frac{F}{l}(l+a)$$

$$V_{AB} = -\frac{Fa}{l} \quad V_{BC} = F$$

$$M_{AB} = -\frac{Fax}{l} \quad M_{BC} = F(x-l-a)$$

$$y_{AB} = \frac{Fax}{6EI}(l^2 - x^2)$$

$$y_{BC} = \frac{F(x-l)}{6EI}[(x-l)^2 - a(3x-l)]$$

$$y_c = -\frac{Fa^2}{3EI}(l+a)$$

(continúa)

Anexo L. Perfiles laminados UPN

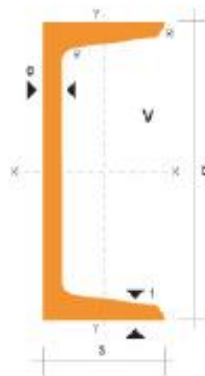
PERFILES LAMINADOS UPN

Especificaciones Generales

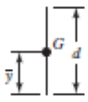
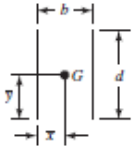
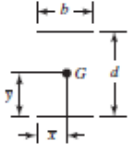
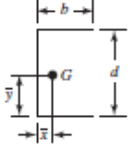
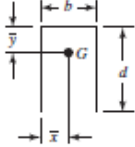
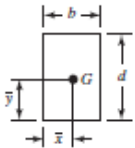
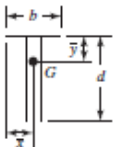
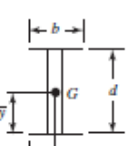

Calidad	ASTM A36
Otras calidades	Previa Consulta
Largo normal	6.00m y 12.00m
Otros largos	Previa Consulta
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa Consulta



DENOMINACION	DIMENSIONES						TIPOS					
	h	e	g	t	R	R1	SECCION	PESOS	Ix	Iy	Wx	Wy
	mm	mm	mm	mm	mm	cm4	cm2	kg/ml	cm4	cm4	cm3	cm3
UPN 50	50	38	5.00	7.00	7.00	3.50	7.12	5.59	26.40	9.12	10.60	3.75
UPN 65	65	42	5.50	7.50	7.50	4.00	9.03	7.09	57.50	14.10	17.70	5.07
UPN 80	80	45	6.00	8.00	8.00	4.00	1.10	8.64	106.00	19.40	26.50	6.36
UPN 100	100	50	6.00	8.50	8.50	4.50	13.50	10.60	206.00	29.30	41.20	8.49
UPN 120	120	55	7.00	9.00	9.00	4.50	17.00	13.40	364.00	43.20	60.70	11.10
UPN 140	140	60	7.00	10.00	10.00	5.00	20.40	16.00	605.00	62.70	86.40	14.80
UPN 160	160	65	7.50	10.50	10.50	5.50	24.00	18.80	905.00	85.30	116.00	18.30
UPN 180	180	70	8.00	11.00	11.00	5.50	28.00	22.00	1350.00	114.00	150.00	22.40
UPN 200	200	75	8.50	11.50	11.50	6.00	32.20	25.30	1910.00	148.00	191.00	27.00
UPN 220	220	80	9.00	12.50	12.50	6.50	37.40	29.40	2690.00	197.00	245.00	33.60
UPN 240	240	85	9.50	13.00	13.00	6.50	42.30	33.20	3600.00	248.00	300.00	39.60
UPN 260	260	90	10.00	14.00	14.00	7.00	48.30	37.90	4820.00	317.00	371.00	47.70
UPN 300	300	100	10.00	15.00	15.00	8.00	58.80	46.20	8030.00	495.00	535.00	67.80



Anexo M. Propiedades flexionantes de las soldaduras a filete.

Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento unitario del área
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{12}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{6}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{bd^2}{2}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{12}(6b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
	$A = 1.414\pi hr$		$I_u = \pi r^3$

* I_u , segundo momento de área, se toma respecto de un eje horizontal que pasa por G, el centroide del grupo de soldaduras, siendo h el tamaño de la soldadura; el plano del par flexionante es normal al plano de la página y paralelo al eje y; todas las soldaduras son del mismo tamaño.

Anexo N. Características del alambre MIG/MAG AWS ER 70S-6.

ALAMBRE MIG PARA ACERO DE BAJO CARBONO

ER 70 S - 6

Norma:	AWS	ER 70 S - 6
--------	-----	-------------

Análisis del Metal Depositado:

C	0.1%	Si	0.90%	Mn	1.50%
---	------	----	-------	----	-------

Descripción:

Alambre continuo cobrizado de acero micro-aleado en presentación capa a capa.

Proceso:

MIG/MAG (G.M.A.W.)	GAS DE PROTECCION	
	CO ₂	AGA MIX 20

RESISTENCIA A LA TRACCION	ELONGACION
58 - 63 kg./mm ² (80.000 psi)	Lo = 5d 27.3%

Aplicación:

Para soldar acero dulce en toda posición, mediante proceso MIG/MAG usando anhídrido carbónico (CO₂) o mezcla AGAMIX 20. Utilización en estructuras en general, maquinarias, bastidores de autos, puentes, muelles, torres, etc.

DATOS PARA SOLDAR:

PROCESO MAG (GMAW)	Ø		AMPERAJE	VOLT.	FLUJO GAS lt/min	VELOCIDAD ALIMEN. ALAM cmt/min.
	mm.	Pulg.				
CORTO CIRCUITO	0.8	0.030	90-110	15-21	8-15	500-860
	0.9	0.035	90-110	16-22		400-760
	1.0	0.040	100-120	17-22		310-630
	1.2	0.045	100-130	17-22		250-560
SPRAY	0.8	0.030	140-280	24-28	10-20	990-1700
	0.9	0.035	165-300	24-28		910-1320
	1.0	0.040	80-410	24-30		700-1200
	1.2	0.045	200-450	24-30		530-990

Estos son datos para equipos convencionales. Para otro tipo de equipos consultar a Escuelas de Soldadura de AGA.

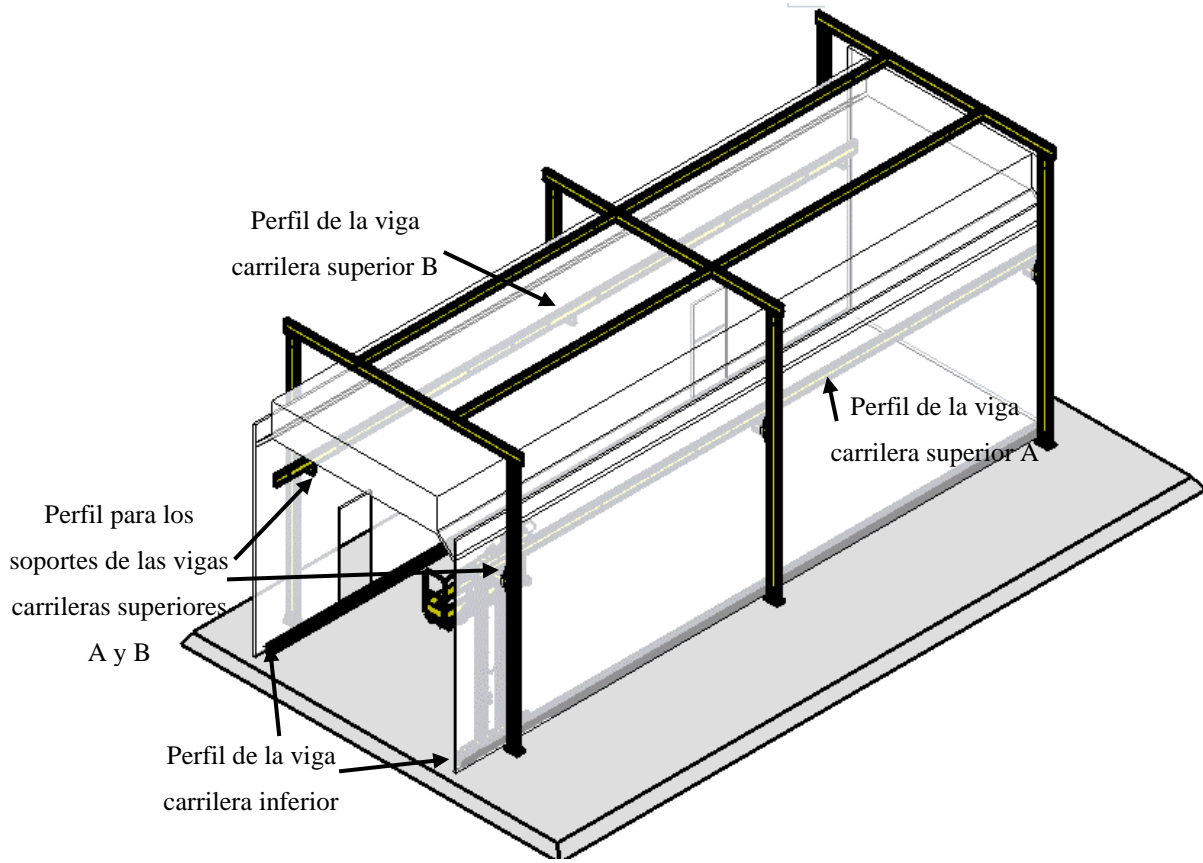
Corto circuito se utiliza normal por materiales de espesor menor a 4.0 mm. y para soldadura de raíz y en posiciones difíciles. Para soldaduras en posición vertical y sobrecabeza, reducir el amperaje un 10 a 15%

NOTA: Las mejores condiciones para cada aplicación deben determinarse mediante pruebas al momento de soldar.

IMPORTANTE: Protéjase de la humedad.

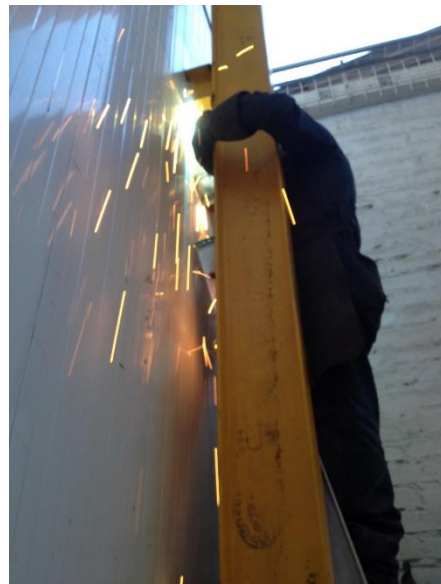
PESO POR ROLLO: 20 kg/44 lbs.

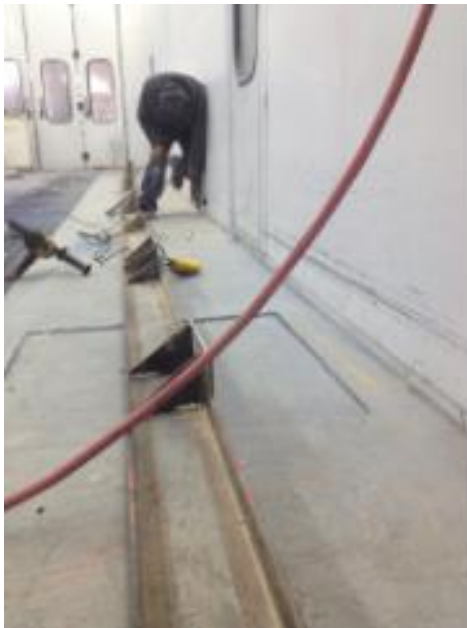
Anexo O. Perfiles de las vigas carrileras superior e inferior

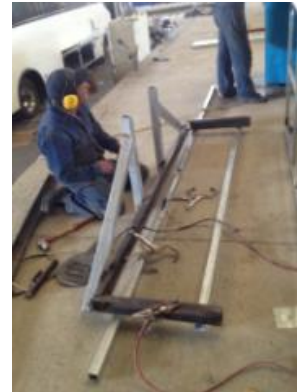


Anexo P. Fotografías









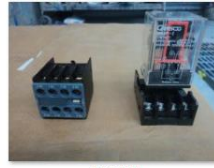




DSC04949



DSC04950



DSC04951



DSC04952



DSC04953



DSC04954



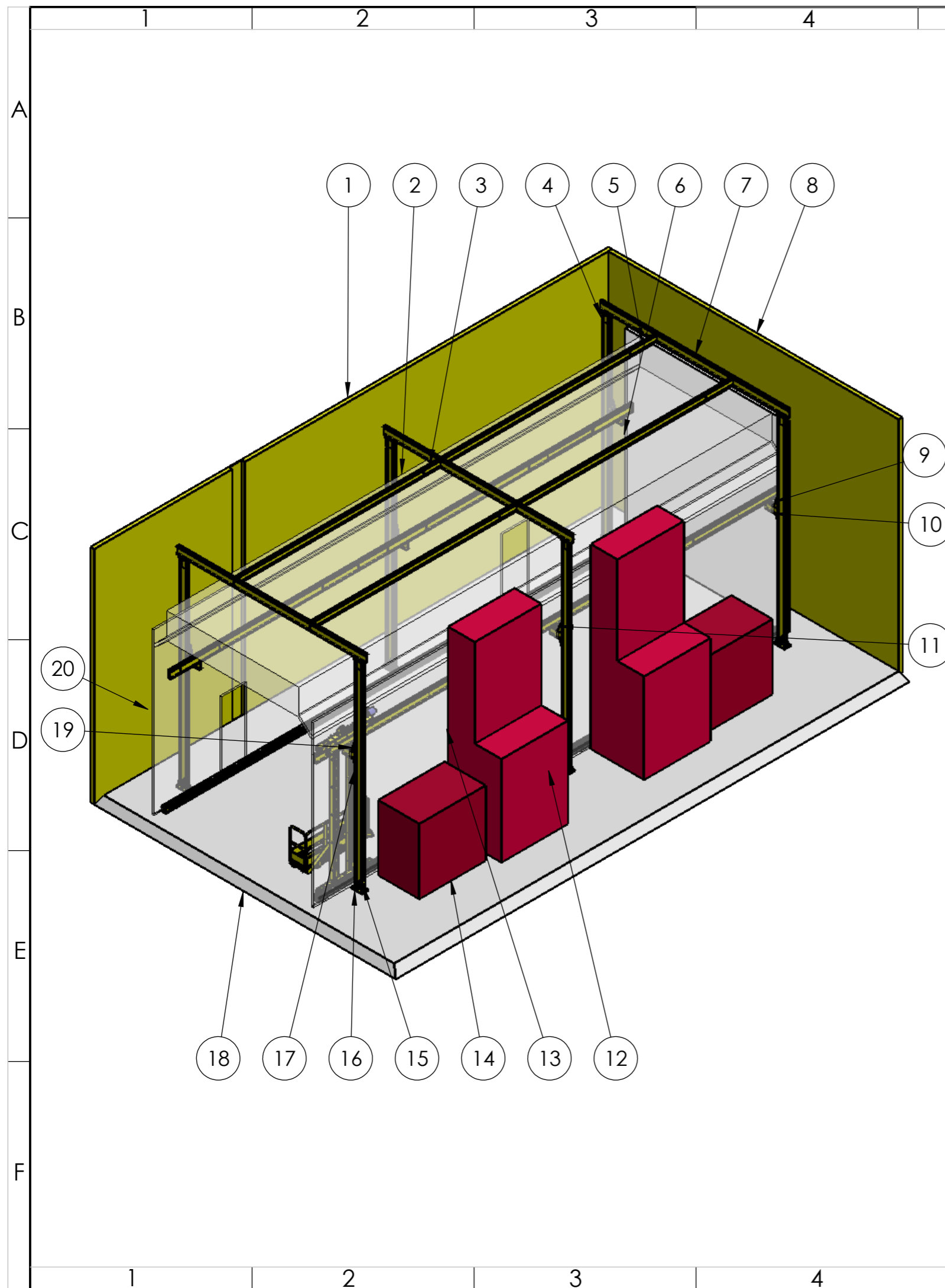
DSC04955



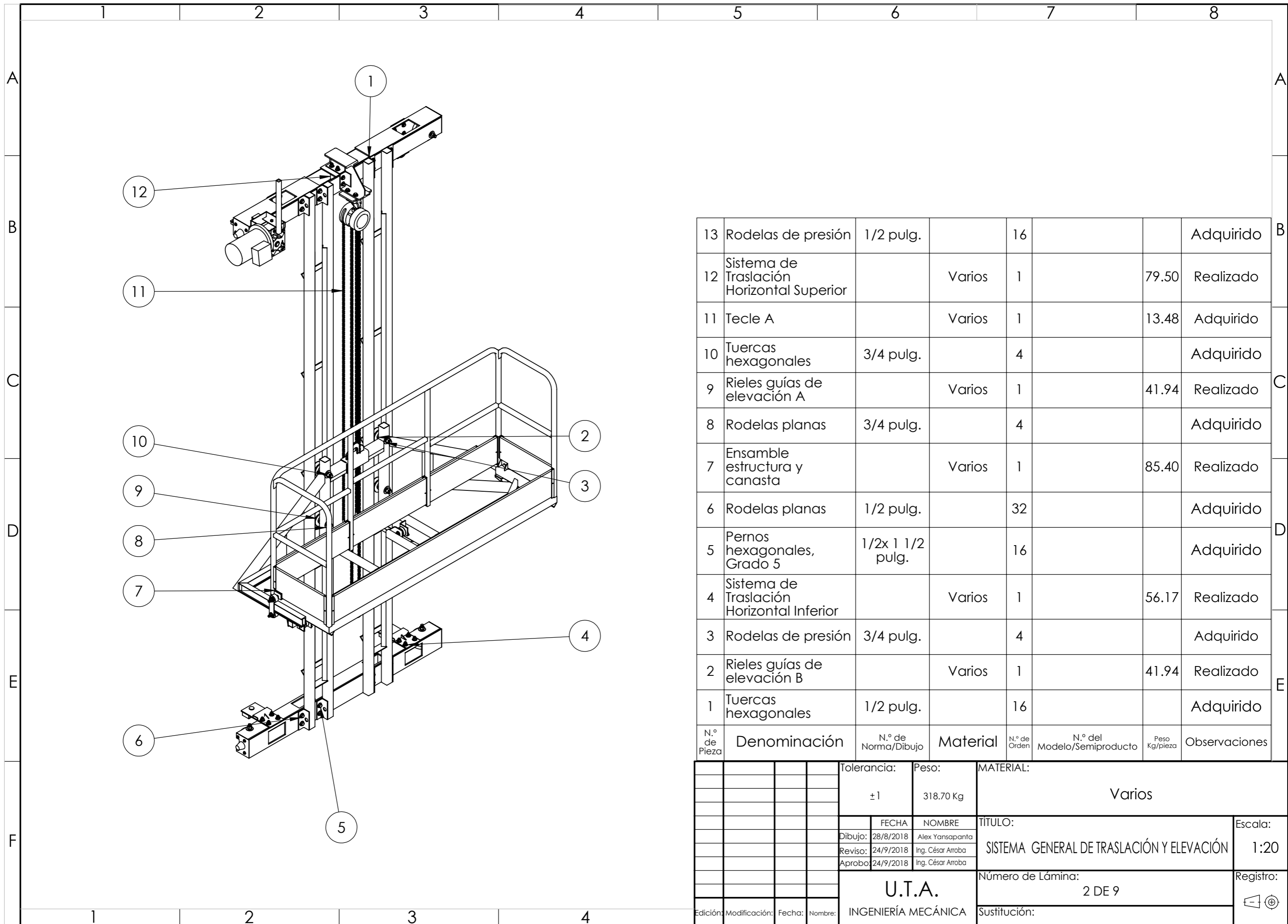
DSC04956



PLANOS

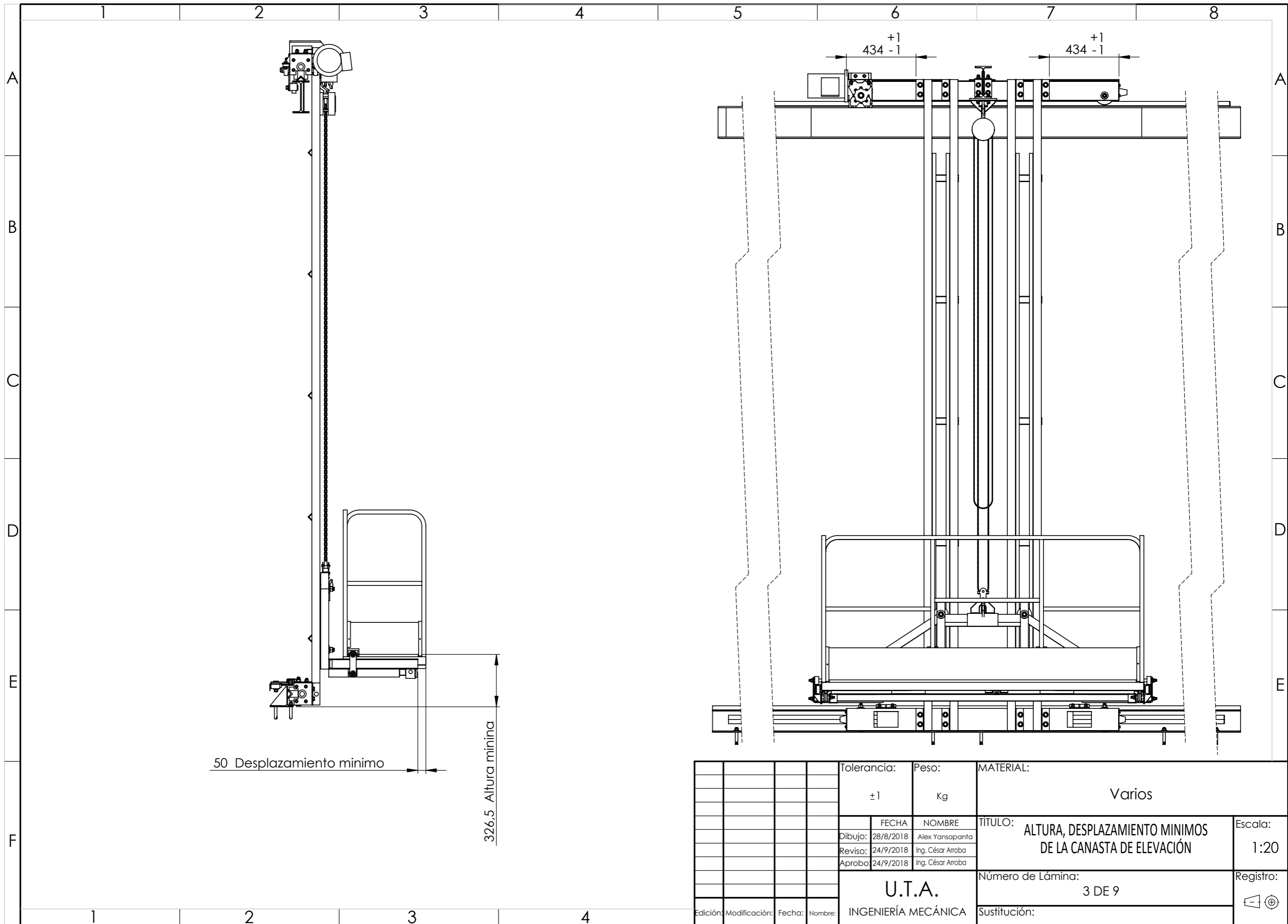


N.º de Pieza	Denominación	N.º de Norma/Dibujo	Material	N.º de Orden	N.º de Modelo/Semiproducto	Peso Kg/pieza	Observaciones
34	Perfil IPE 200, Viga carrilera superior B		Varios	1		410.71	Realizado
33	Perfil IPE 140, Viga carrilera inferior		Varios	2		314.32	Realizado
32	Riel portacables		Varios	1		22.45	Realizado
31	Rufuerzo del brazo 5 inferior		ASTM A36 Acero	1		1.10	Realizado
30	Rufuerzo del brazo 3 inferior		ASTM A36 Acero	1		1.44	Realizado
29	Sistema General de Elevación		Varios	1		318.70	Realizado
28	Rufuerzo del brazo 6 inferior		ASTM A36 Acero	1		1.56	Realizado
27	Rufuerzo del brazo 4 inferior		ASTM A36 Acero	1		1.39	Realizado
26	Rufuerzo del brazo 2 inferior		ASTM A36 Acero	1		1.73	Realizado
25	Rufuerzo del brazo 6 superior		ASTM A36 Acero	2		1.60	Realizado
24	Rufuerzo del brazo 4 superior		ASTM A36 Acero	2		1.44	Realizado
23	Perfil IPE 200, Viga carrilera superior A		Varios	1		410.71	Realizado
22	Rufuerzo del brazo 5 superior		ASTM A36 Acero	2		1.15	Realizado
21	Lateral A			1			Cabina
20	Frente			1			Cabina
19	Rufuerzo del brazo 1 superior		ASTM A36 Acero	2		1.55	Realizado
18	Piso			1			Cabina
17	Rufuerzo del brazo 1 inferior		ASTM A36 Acero	1		1.50	Realizado
16	Placa base de sujeción con pernos expansivos		Varios	6		7.40	Realizado
15	Ángulo refuerzo a la IPE 200		ASTM A36 Acero	24		1.07	Realizado
14	Base 1			2			Cabina
13	Base 2			2			Cabina
12	Lateral B			1			Realizado
11	Rufuerzo del brazo 2 superior		ASTM A36 Acero	2		1.78	Realizado
10	Soporte viga carrilera superior		ASTM A36 Acero	6		9.53	Realizado
9	Rufuerzo del brazo 3 superior		ASTM A36 Acero	2		1.49	Realizado
8	Pared B			1			Cabina
7	Perfil IPE 200, Viga transversal		ASTM A36 Acero	3		134.16	Realizado
6	Respaldo			1			Cabina
5	Perfil IPE 180, Viga correa B		Varios	2		128.83	Realizado
4	Perfil IPE 200, Columna		Varios	6		145.63	Realizado
3	Perfil IPE 180, Viga correa A		Varios	2		122.78	Realizado
2	Techo			1			Cabina
1	Pared A			1			Cabina
Tolerancia:		Peso:		MATERIAL:			
±1		Kg		Varios			
FECHA		NOMBRE		TITULO:			Escala:
Dibujo: 28/8/2018		Alex Yansapanta		ESTRUCTURA EXTERIOR SOPORTE DEL SISTEMA GENERAL DE TRASLACIÓN Y ELEVACIÓN			1:100
Reviso: 24/9/2018		Ing. César Arroba					
Aprobo: 24/9/2018		Ing. César Arroba					
U.T.A.		Número de Lámina:		Registro:			
INGENIERÍA MECÁNICA		1 DE 9					
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:	Sustitución:			



13	Rodelas de presión	1/2 pulg.		16			Adquirido
12	Sistema de Traslación Horizontal Superior		Varios	1		79.50	Realizado
11	Tecle A		Varios	1		13.48	Adquirido
10	Tuercas hexagonales	3/4 pulg.		4			Adquirido
9	Rieles guías de elevación A		Varios	1		41.94	Realizado
8	Rodelas planas	3/4 pulg.		4			Adquirido
7	Ensamble estructura y canasta		Varios	1		85.40	Realizado
6	Rodelas planas	1/2 pulg.		32			Adquirido
5	Pernos hexagonales, Grado 5	1/2x 1 1/2 pulg.		16			Adquirido
4	Sistema de Traslación Horizontal Inferior		Varios	1		56.17	Realizado
3	Rodelas de presión	3/4 pulg.		4			Adquirido
2	Rieles guías de elevación B		Varios	1		41.94	Realizado
1	Tuercas hexagonales	1/2 pulg.		16			Adquirido
N.º de Pieza	Denominación	N.º de Norma/Dibujo	Material	N.º de Orden	N.º del Modelo/Semiproducto	Peso Kg/pieza	Observaciones

Tolerancia:		Peso:		MATERIAL:			
±1		318.70 Kg		Varios			
FECHA		NOMBRE		TITULO:			Escala:
Dibujo: 28/8/2018		Alex Yansapanta		SISTEMA GENERAL DE TRASLACIÓN Y ELEVACIÓN			1:20
Reviso: 24/9/2018		Ing. César Arroba					
Aprobo: 24/9/2018		Ing. César Arroba					
U.T.A.				Número de Lámina:			Registro:
INGENIERÍA MECÁNICA				2 DE 9			☐ ⊕
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:	Sustitución:			



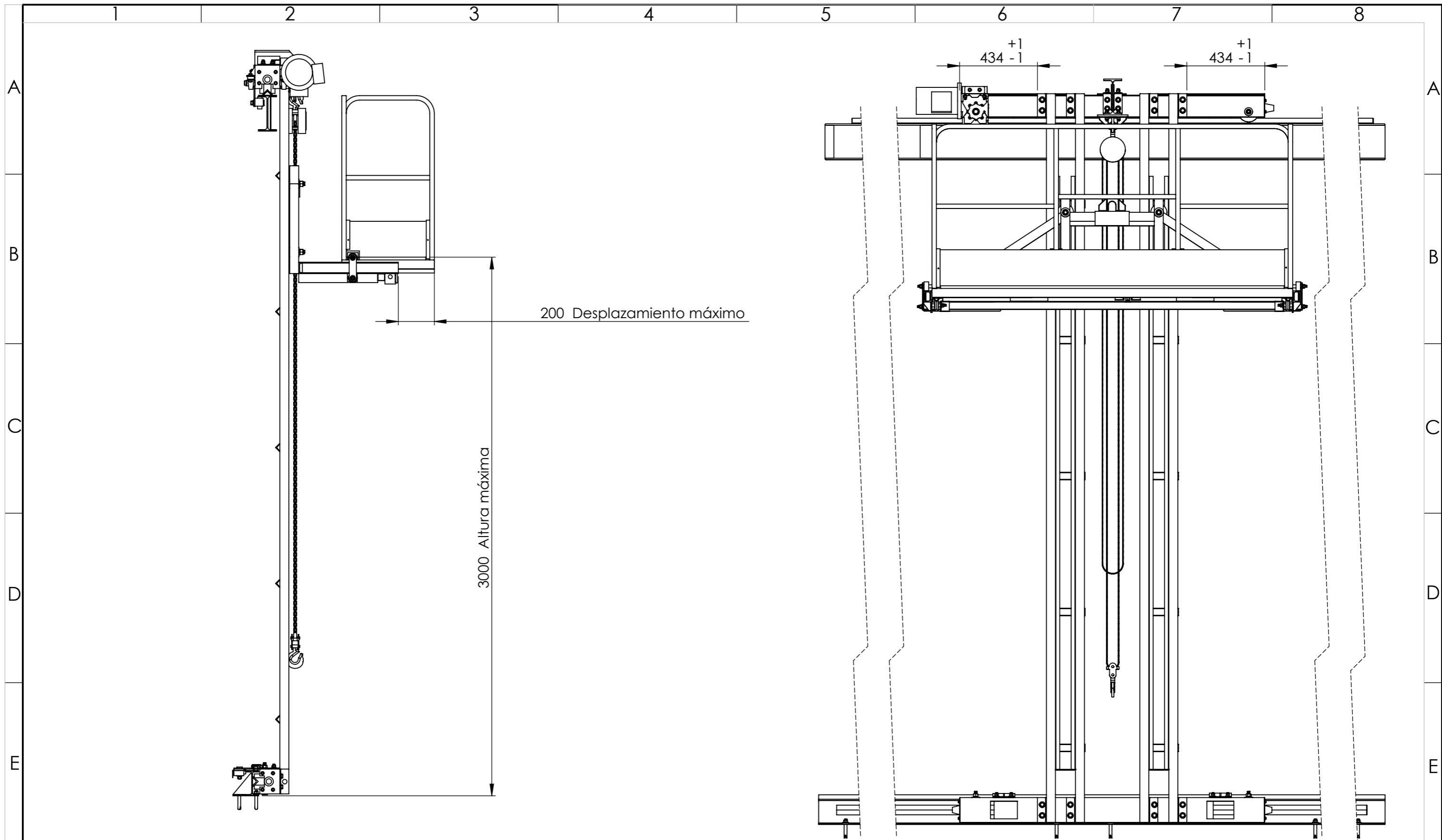
50 Desplazamiento minimo

326.5 Altura minima

$434 \begin{smallmatrix} +1 \\ -1 \end{smallmatrix}$

$434 \begin{smallmatrix} +1 \\ -1 \end{smallmatrix}$

				Tolerancia:	Peso:	MATERIAL:	
				± 1	Kg	Varios	
				FECHA	NOMBRE	TITULO:	
				Dibujo: 28/8/2018	Alex Yansapanta	ALTURA, DESPLAZAMIENTO MINIMOS DE LA CANASTA DE ELEVACION	
				Reviso: 24/9/2018	Ing. César Arroba	Escala: 1:20	
				Aprobo: 24/9/2018	Ing. César Arroba	Registro:	
				U.T.A.		Número de Lámina:	
				INGENIERÍA MECÁNICA		3 DE 9	
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:	Sustitución:			



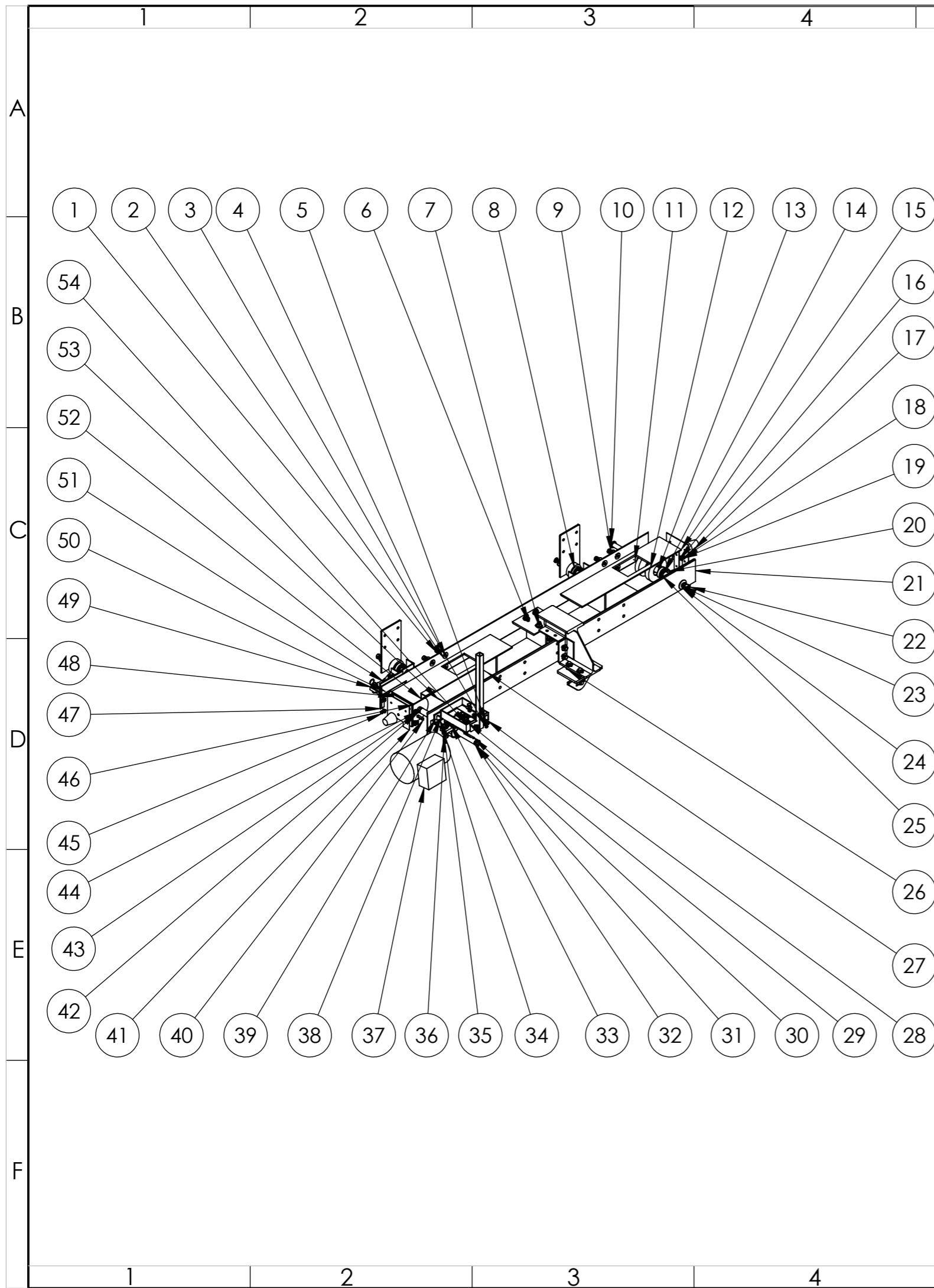
200 Desplazamiento máximo

3000 Altura máxima

434 ± 1

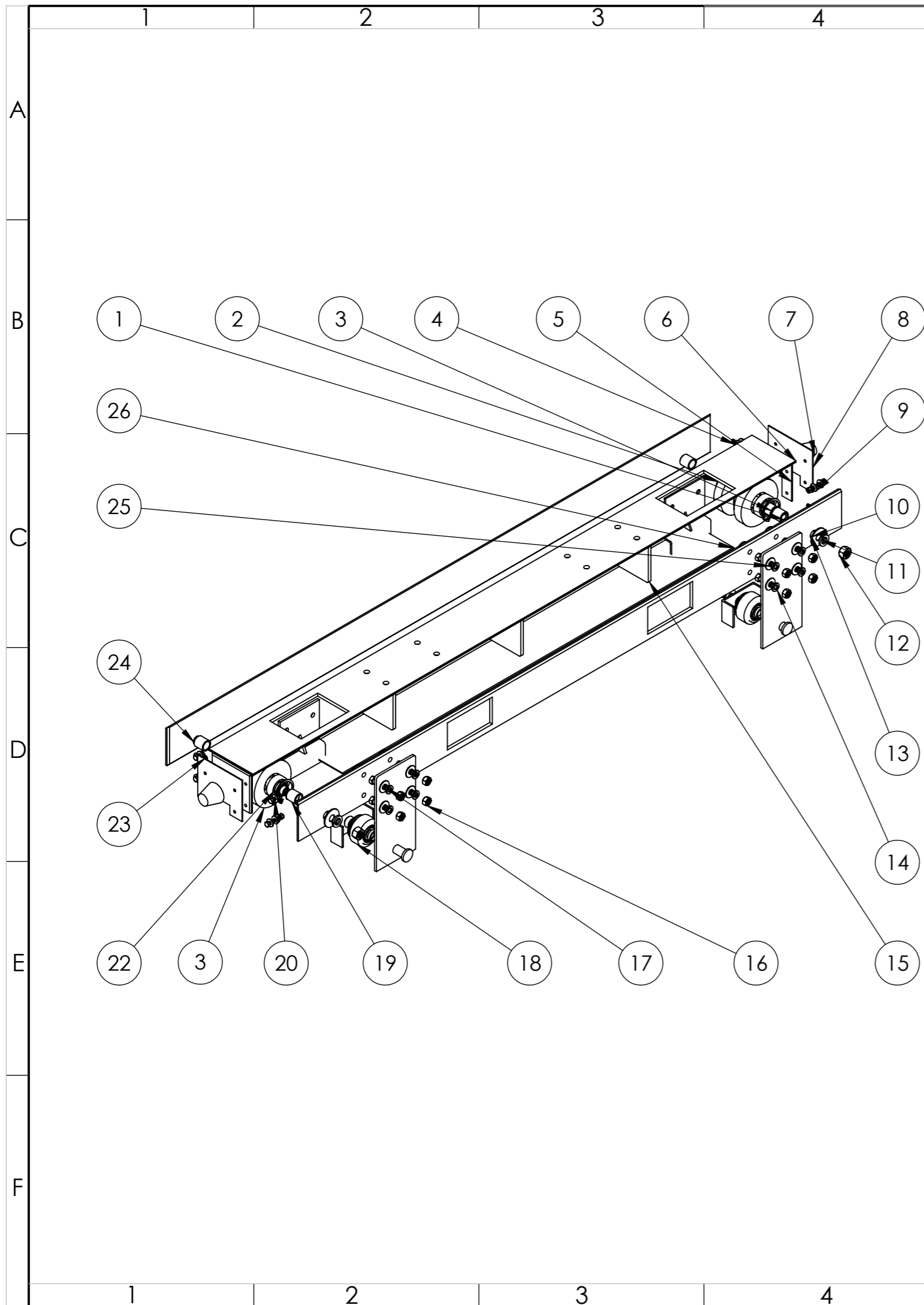
434 ± 1

				Tolerancia:	Peso:	MATERIAL:	
				± 1	Kg	Varios	
					FECHA	NOMBRE	TITULO:
				Dibujo:	28/8/2018	Alex Yansapanta	ALTURA, DESPLAZAMIENTO MÁXIMOS DE LA CANASTA DE ELEVACIÓN
				Reviso:	24/9/2018	Ing.César Arroba	Escala:
				Aprobo:	24/9/2018	Ing.César Arroba	1:20
							Número de Lámina:
							4 DE 9
							Registro:
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:	U.T.A.		Sustitución:	
				INGENIERÍA MECÁNICA			



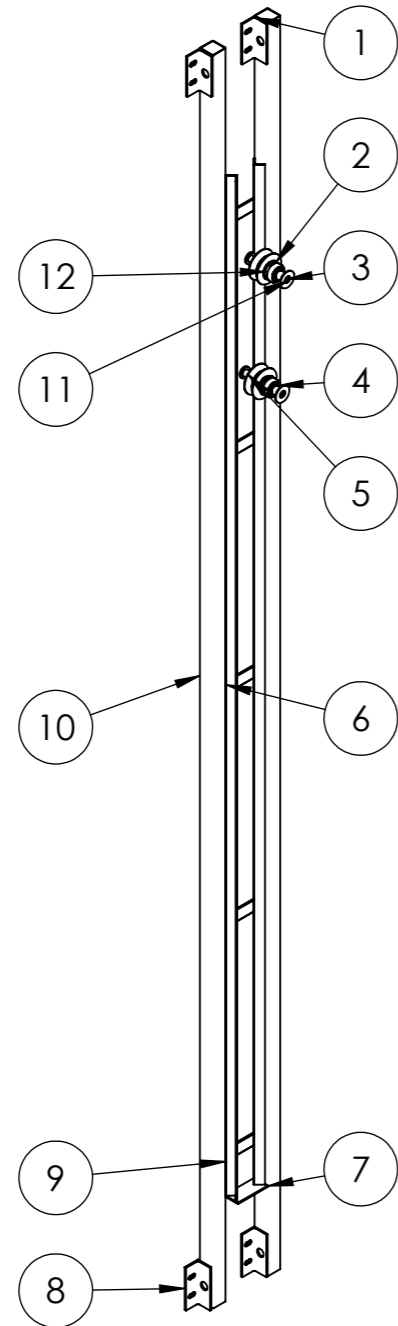
N.º de Pieza	Denominación	N.º de Norma/Dibujo	Material	N.º de Orden	N.º del Modelo/Semiproducto	Peso Kg/pieza	Observaciones
54	Pernos hexagonales	3/8x1 1/2 pulg.		4			Adquirido
53	Cara Inferior		ASTM A36 Acero	1		2.45	Realizado
52	Ángulo soporte motorreductor E		ASTM A36 Acero	1		0.08	Adquirido, cortado
51	Nervio ángulo soportes chumaceras		ASTM A36 Acero	2		0.04	Adquirido, cortado
50	Chumacera			2			Adquirido
49	Ángulo soporte chumacera B		ASTM A36 Acero	1		0.68	Adquirido, cortado
48	Separador Motriz B		AISI 1018 Acero	1		0.06	Realizado
47	Cara Lateral 2		ASTM A36 Acero	1		12.05	Realizado
46	Cara Superior A		ASTM A36 Acero	1		4.44	Realizado
45	Pernos hexagonales	1/4x7/8 pulg.		4			Adquirido
44	Tuercas hexagonales	1/4 pulg.		4			Adquirido
43	Rueda motriz		AISI 1018 Acero	1		5.55	Mecanizado
42	Rodelas planas	1/4 pulg.		18			Adquirido
41	Tapa 1		ASTM A36 Acero	2		0.25	Realizado
40	Chaveta de la rueda motriz		AISI 1045 Acero	1		0.02	Mecanizado
39	Separador Motriz A		AISI 1018 Acero	1		0.06	Realizado
38	Soporte motorreductor		Varios	1		1.73	Realizado
37	Motoreductor			1			Adquirido
36	Tuercas hexagonales	7/16 pulg.		12			Adquirido
35	Ángulo soporte chumacera A		ASTM A36 Acero	1		0.68	Adquirido, cortado
34	Ángulo soporte motorreductor F		ASTM A36 Acero	2		0.02	Adquirido, cortado
33	Rodela plana	3/8 pulg.		4			Adquirido
32	Eje motriz		AISI 1045 Acero	1		1.36	Mecanizado
31	Anillo externo de seguridad #25	DIN 471		2			Adquirido
30	Chaveta del motorreductor		AISI 1045 Acero	1		0.02	Mecanizado
29	Rodela de presión	1/4 pulg.		10			Adquirido
28	Rodela de presión	3/8 pulg.		1			Adquirido
27	Refuerzos 1		ASTM A36 Acero	3		0.89	Realizado
26	Brazo del Tecele		Varios	1		7.76	Realizado
25	Rodamientos rígidos de bolas	FAG 6304		2			Adquirido
24	Rodela de presión	5/8 pulg		1			Adquirido
23	Rodela plana	5/8 pulg.		1			Adquirido
22	Tuerca hexagonal	5/8 pulg.		1			Adquirido
21	Cara Lateral 1		ASTM A36 Acero	1		12.02	Realizado
20	Anillo interno de seguridad #52	DIN 472		2			Adquirido
19	Tuercas hexagonales	1/4 pulg.		6			Adquirido
18	Pernos hexagonales	1/4x3/4 pulg.		4			Adquirido
17	Tope de caucho		Caucho	2		0.07	Adquirido
16	Soporte de Tapa 1		ASTM A36 Acero	2		0.41	Realizado
15	Cara Superior B		ASTM A36 Acero	1		4.44	Realizado
14	Separador C		AISI 1018 Acero	1		0.04	Realizado
13	Separador E		AISI 1018 Acero	1		0.07	Realizado
12	Rueda conducida A		AISI 1018 Acero	1		4.66	Mecanizado
11	Separador D		AISI 1018 Acero	1		0.04	Realizado
10	Eje dela rueda conducida		AISI 1045 Acero	1		0.41	Mecanizado
9	Rodelas de presión	7/16 pulg.		20			Adquirido
8	Guía antidescarrilamiento		Varios	2		2.11	Realizado
7	Pernos hexagonales	7/16x1 1/2 pulg.		12			Adquirido
6	Cara Superior C		ASTM A36 Acero	1		1.34	Realizado
5	Pernos hexagonales	1/4x1 pulg.		2			Adquirido
4	Pernos hexagonales	7/16x1 1/2 pulg.		8			Adquirido
3	Tuercas hexagonales	3/8 pulg.		4			Adquirido
2	Rodelas planas	7/16 pulg.		40			Adquirido
1	Tuercas hexagonales	7/16 pulg.		8			Adquirido

Tolerancia:		Peso:		MATERIAL:			
± 1		110 Kg		Varios			
FECHA		NOMBRE		TÍTULO:		Escala:	
Dibujó: 17/1/2017		Alex Yansapanta		SISTEMA DE TRALACIÓN HORIZONTAL SUPERIOR		1:10	
Revisó: 28/8/2018		Ing. César Arroba		Número de Lámina:		Registro:	
Aprobó: 28/8/2018		Ing. César Arroba		5 DE 9			
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:	U.T.A.		Sustitución:	
				INGENIERÍA MECÁNICA			



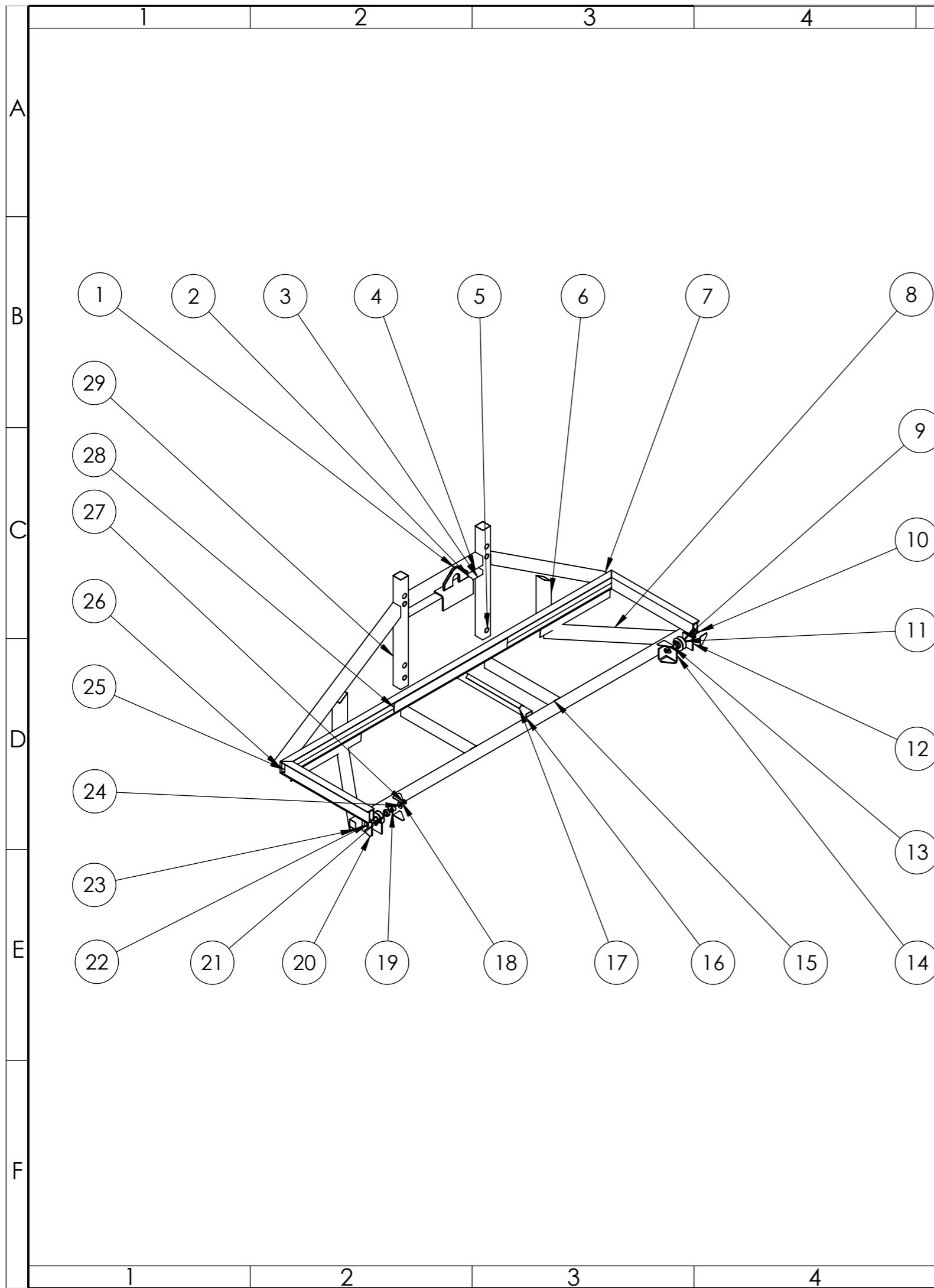
N.º de Pieza	Denominación	N.º de Norma/Dibujp	Material	N.º de Orden	N.º del Modelo/Semiproducto	Peso Kg/pieza	Observaciones
28	Guía antidescarrilamiento inferior E			1			
27	Guía antidescarrilamiento inferior C			2			
26	Cara Inferior I		ASTM A36 Acero	1		2.45	Realizado
25	Rodelas planas	7/16 pulg.		16			Adquirido
24	Cara Lateral 3		ASTM A36 Acero	1		10.70	Realizado
23	Rodelas de presión	1/4 pulg.		8			Adquirido
22	Rodamientos rígido de bolas	FAG 6304		4			Adquirido
3	Rueda conducida inferior		AISI 1018	2		4.66	Mecanizado
20	Perno hexagonal	1/4x3/4 pulg.		8			Adquirido
19	Separador A (SI)		AISI 1018	4		0.04	Realizado
18	Guía antidescarrilamiento inferior		Varios	2		2.25	Realizado
17	Pernos hexagonales	7/16x1 1/2 pulg.		8			Adquirido
16	Tuerca hexagonal	7/16 pulg.		8			Adquirido
15	Refuerzos 2		ASTM A36 Acero	3		0.77	Realizado
14	Rodelas de presión	7/16 pulg.		8			Adquirido
13	Cara Lateral 4		ASTM A36 Acero	1		9.37	Realizado
12	Tuerca hexagonal	5/8 pulg.		2			Adquirido
11	Rodelas de presión	5/8 pulg.		2			Adquirido
10	Rodelas planas	5/8 pulg		2			Adquirido
9	Rodelas planas	1/4 pulg.		16			Adquirido
8	Tapa 2		ASTM A36 Acero	2		0.21	Realizado
7	Tope de caucho I		Caucho	2		0.06	Adquirido
6	Cara Superior		ASTM A36 Acero	1		12.55	Realizado
5	Soporte de Tapa 2		ASTM A36 Acero	2		0.36	Realizado
4	Tuercas hexagonales	1/4 pulg.		8			Adquirido
3	Separador B (SI)		AISI 1018	2		0.07	Realizado
2	Anillo interno de seguridad #52	DIN 472		4			Adquirido
1	Eje de la rueda conducida inferior		AISI 1045 Acero	2		0.41	Maquinado

Tolerancia:		Peso:		MATERIAL:	
±1		54.15 Kg		Varios	
FECHA		NOMBRE		TITULO:	
Dibujó: 17/1/2017		Alex Yansapanta		SISTEMA DE TRASLACIÓN HORIZONTAL INFERIOR	
Revisó: 24/9/2018		Ing. César Arroba		Escala: 1:10	
Aprobó: 24/9/2018		Ing. César Arroba		Registro:	
U.T.A.		Número de Lámina:		6 DE 9	
INGENIERÍA MECÁNICA		Sustitución:			



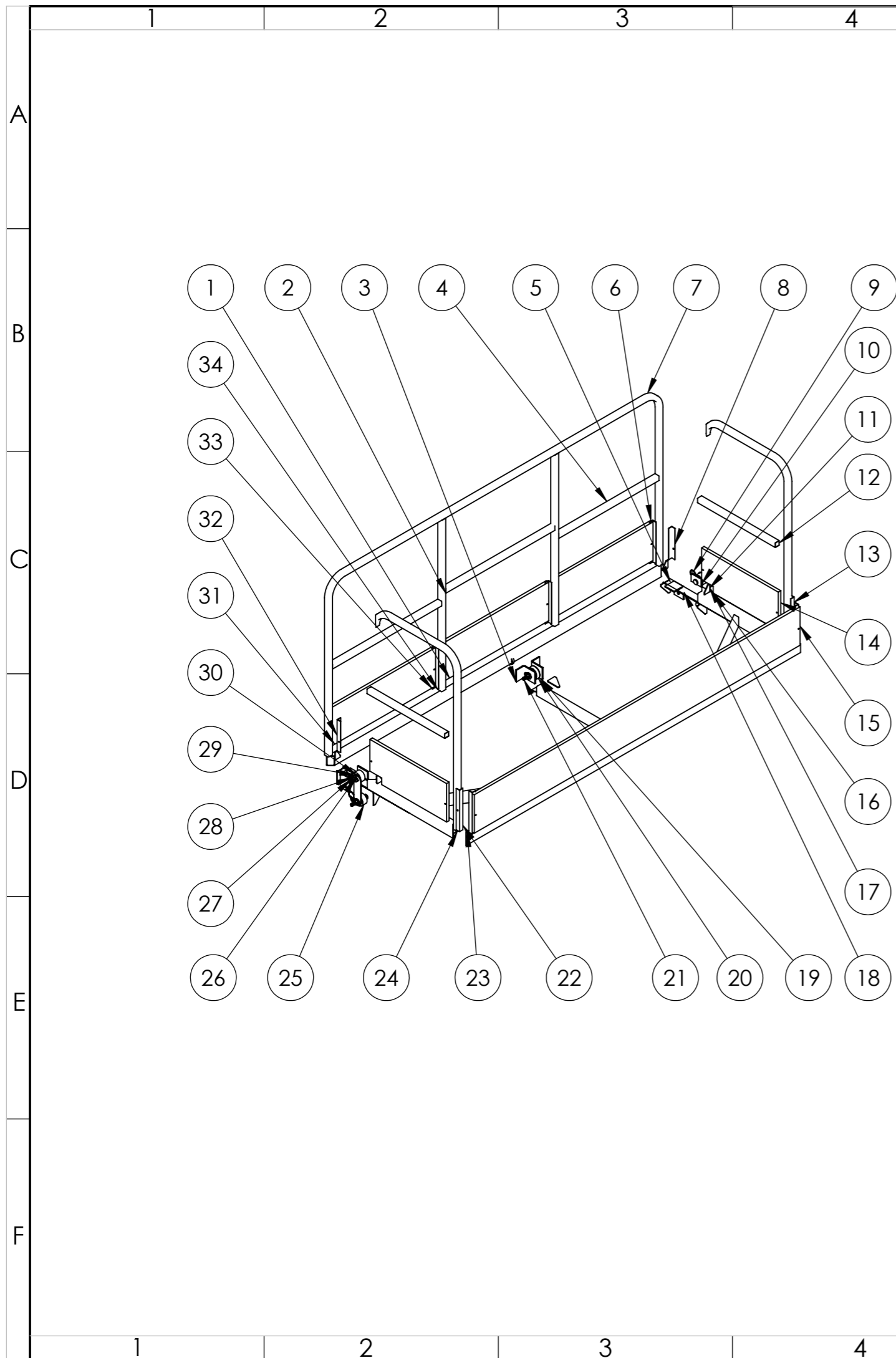
N.º de Pieza	Denominación	N.º de Norma/Dibujo	Material	N.º de Orden	N.º de Modelo/Semiproducto	Peso Kg/pieza	Observaciones
12	Rueda de elevación		Acero AISI 1018	2		0.75	Mecanizado
11	Arandela plana		ASTM A36 Acero	2		0.04	Mecanizado
10	Soporte de riel		ASTM A36 Acero	2		11.96	Adquirido, cortado
9	Refuerzo soporte riel		ASTM A36 Acero	5		0.38	Adquirido, cortado
8	Ángulo soporte riel B		ASTM A36 Acero	2		0.48	Adquirido, cortado
7	Placa tope		ASTM A36 Acero	1		0.22	Realizada
6	Riel		ASTM A36 Acero	2		5.86	Adquirido, cortado
5	Eje de la rueda de elevación		Acero AISI 1045	2		0.31	Mecanizado
4	Rodamiento rígido de bolas	FAG 6304		2			Adquirido
3	Separador, rueda de elevación		Acero AISI 1018	2		0.03	Mecanizado
2	Anillo interno de seguridad #52	DIN 472		2			Adquirido
1	Ángulo soporte riel A		ASTM A36 Acero	2		0.45	Adquirido, cortado

Tolerancia:		Peso:		MATERIAL:			
±1		41.94 Kg		Varios			
FECHA		NOMBRE		TÍTULO:		Escala:	
Dibujó: 30/6/2017		Alex Yansapanta		RIELES GUÍAS DE ELEVACIÓN		1:20	
Revisó: 28/8/2018		Ing. César Arroba		Número de Lámina:		Registro:	
Aprobó: 28/8/2018		Ing. César Arroba		7 DE 9			
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:	U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		Sustitución:	



N.º de Pieza	Denominación	N.º de Norma/Dibujo	Material	N.º de Orden	N.º de Modelo/Semiproducto	Peso Kg/pieza	Observaciones
32	Placa refuerzo 2		ASTM A36 Acero	2	Placa 442x53x2mm	0.37	Realizado
31	Ángulo A		ASTM A36 Acero	1		0.25	Realizado
30	Tuerca hexagonal	7/16 pulg.		2			Adquirido
29	Tubo 1		ASTM A36 Acero	2	Tubo 50x50x2mm	1.74	Adquirido, cortado
28	Placa refuerzo 3		ASTM A36 Acero	1	Placa 716x53x2mm	0.60	Realizado
27	Rodela de presión	7/16 pulg.		2			Adquirido
26	UPN 65 B		ASTM A36 Acero	1	Perfil UPN 65	11.33	Adquirido, cortado
25	Placa refuerzo 1		ASTM A36 Acero	2	Placa 534x53x2mm	0.68	Realizado
24	Rodela plana	7/16 pulg.		2			Adquirido
23	Tubo 5		ASTM A36 Acero	1	Tubo 40x40x2mm	4.90	Adquirido, cortado
22	Eje B		AISI 1045 Acero	2		0.09	Mecanizado
21	Rodamiento rígido de bolas	FAG 6201		2			Adquirido
20	Ángulo escuadra A		ASTM A36 Acero	2		0.03	Realizado
19	Anillo interno de seguridad #32	DIN 472		2			Adquirido
18	Ángulo escuadra B		ASTM A36 Acero	4		0.04	Realizado
17	Ángulo riel E		ASTM A36 Acero	1		0.20	Adquirido, cortado
16	Tubo 8		ASTM A36 Acero	1	Tubo 40x20x2mm	0.75	Adquirido, cortado
15	Tubo 7		ASTM A36 Acero	2	Tubo 40x40x2mm	1.03	Adquirido, cortado
14	Ángulo B		ASTM A36 Acero	1		0.25	Adquirido, cortado
13	Separador b		AISI 1018	2		0.02	Mecanizado
12	Placa eje estructura canasta 1		ASTM A36 Acero	2		0.19	Mecanizado
11	Rueda A		AISI 1018	2		0.25	Mecanizado
10	UPN 65 A		ASTM A36 Acero	2	Perfil UPN65	2.87	Adquirido, cortado
9	Separador a		AISI 1018	2		0.02	Mecanizado
8	Tubo 6		ASTM A36 Acero	2	Tubo 50x50x2mm	1.68	Adquirido, cortado
7	Tubo 4		ASTM A36 Acero	2	Tubo 50x50x2mm	2.53	Adquirido, cortado
6	Tubo 9		ASTM A36 Acero	2	Tubo 50x50x2mm	0.60	Adquirido, cortado
5	Bocín A		AISI 1018	4		0.08	Maquinado
4	Tubo 2		ASTM A36 Acero	1	Tubo 50x50x2mm	1.39	Adquirido, cortado
3	Tubo 3		ASTM A36 Acero	1	Tubo 50x25x2mm	1.02	Adquirido, cortado
2	Ángulo soporte		ASTM A36 Acero	1		1.13	Adquirido, cortado
1	Gancho soporte inferior		ASTM A36 Acero	1		0.72	Realizado

Tolerancia:		Peso:		MATERIAL:	
±1		47.21 Kg		Varios	
FECHA		NOMBRE		TÍTULO:	
Dibujó: 28/8/2018		Alex Yansapanta		ESTRUCTURA SOPORTE A LA CANASTA DE ELEVACIÓN	
Revisó: 28/8/2018		Ing. César Arroba		Escala: 1:20	
Aprobó: 28/8/2018		Ing. César Arroba		Registro:	
U.T.A.		Número de Lámina:		8 DE 9	
INGENIERÍA MECÁNICA		Sustitución:			



40	Ángulo riel D		ASTM A36 Acero	2		563.37	Adquirido, cortado
39	Ángulo escuadra E		ASTM A36 Acero	2		0.05	Adquirido, cortado
38	Separador e (CE)		AISI 1018	2		0.02	Mecanizado
37	Tubo J		ASTM A36 Acero	2	50x25x2mm	1.23	Adquirido, cortado
36	Tubo I		ASTM A36 Acero	1	50x25x2mm	1.01	Adquirido, cortado
35	Separador b		AISI 1018	4		0.02	Mecanizado
34	Tubo K		ASTM A36 Acero	2	25x25x1.5mm	0.99	Adquirido, cortado
33	Ángulo portarodapiés A		ASTM A36 Acero	5		0.13	Adquirido, cortado
32	Ángulo portarodapiés C		ASTM A36 Acero	1		0.10	Adquirido, cortado
31	Rodapie B		Madera	1		0.31	Adquirido, cortado
30	Separador d (CE)		AISI 1018	4		0.02	Mecanizado
29	Rodamientos rígidos de bolas	FAG 6201		5			Adquirido
28	Rodajas de presión	7/16 pulg.		5			Adquirido
27	Tuercas hexagonales	7/16 pulg.		5			Adquirido
26	Rodajas planas	7/16 pulg.		5			Adquirido
25	Rueda B		AISI 1018	4		0.25	Mecanizado
24	Tubo B		ASTM A36 Acero	2	25x25x1.5mm	1.47	Adquirido, doblado
23	Tubo H		ASTM A36 Acero	2	50x25x1.5mm	4.29	Adquirido, cortado
22	Piso canasta		Madera	1		2.43	Adquirido, cortado
21	Eje canasat A		AISI 1045 Acero	5		0.08	Mecanizado
20	Rueda A		AISI 1018	1		0.25	Mecanizado
19	Ángulo E		ASTM A36 Acero	1		0.26	Adquirido, cortado
18	Ángulo C		ASTM A36 Acero	2		0.26	Adquirido, cortado
17	Ángulo escuadra C		ASTM A36 Acero	4		0.02	Realizado
16	Tubo G		ASTM A36 Acero	2	50x50x2mm	1.42	Adquirido, cortado
15	Rodapie E		Madera	1		0.94	Adquirido, cortado
14	Rodapie A		Madera	2		0.21	Adquirido, cortado
13	Ángulo portarodapiés B		ASTM A36 Acero	5		0.13	Adquirido, cortado
12	Tubo F		ASTM A36 Acero	2	25x25x1.5mm	0.51	Adquirido, cortado
11	Refuerzo unión		ASTM A36 Acero	2		0.17	Realizado
10	Placa eje canasta 1		ASTM A36 Acero	2		0.11	Realizado
9	Anillos internos de seguridad #32	DIN 472		5			Adquirido
8	Ángulo portarodapiés D		ASTM A36 Acero	1		0.10	Adquirido, cortado
7	Tubo A		ASTM A36 Acero	1	25x25x1.5mm	4.02	Adquirido, doblado
6	Rodapie D		Madera	1		0.29	Adquirido, cortado
5	Ángulo escuadra D		ASTM A36 Acero	4		0.05	Adquirido, cortado
4	Tubo E		ASTM A36 Acero	1	25x25x1.5mm	0.67	Adquirido, cortado
3	Ángulo D		ASTM A36 Acero	1		0.26	Adquirido, cortado
2	Tubo D		ASTM A36 Acero	2	25x25x1.5mm	0.72	Adquirido, cortado
1	Rodapie C		Madera	1		0.31	Adquirido, cortado

N.º de Pieza	Denominación	N.º de Norma/Dibujo	Material	N.º de Orden	N.º del Modelo/Semiproducto	Peso Kg/pieza	Observaciones
			Tolerancia:		Peso:		MATERIAL:
			±1		38.19 Kg		Varios
				FECHA	NOMBRE		TITULO:
			Dibujo:	19/7/2018	Alex Yansapanta		CANASTA DE ELEVACIÓN
			Reviso:	31/8/2018	Ing. César Arroba		
			Aprobo:	31/8/2018	Ing. César Arroba		
							Número de Lámina:
							9 DE 9
							Registro:
							U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA
							Sustitución:

