



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**“DISEÑO MECÁNICO DE UN EQUIPO PARA REHABILITACIÓN
FÍSICA DE TOBILLO, POR MEDIO DE UN SISTEMA DE
MOTORES ELÉCTRICOS Y PLATAFORMA MÓVIL”**

ANTONY JUAN COBO VITERI

TRABAJO DE TITULACIÓN

TIPO: PROPUESTA TECNOLÓGICA

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

RIOBAMBA – ECUADOR

2018

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

2017-04-18

Yo recomiendo que el Trabajo de Titulación preparado por:

ANTONY JUAN COBO VITERI

Titulado:

**“DISEÑO MECÁNICO DE UN EQUIPO PARA REHABILITACIÓN
FÍSICA DE TOBILLO, POR MEDIO DE UN SISTEMA DE
MOTORES ELÉCTRICOS Y PLATAFORMA MÓVIL”**

Sea aceptado como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Ing. Carlos José Santillán Mariño
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Geovanny Guillermo Novillo Andrade
DIRECTOR

Ing. Javier Enrique Orna Chávez
MIEMBRO TRIB. DEFENSA

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: ANTONY JUAN COBO VITERI

TÍTULO DE LA TESIS: **“DISEÑO MECÁNICO DE UN EQUIPO PARA REHABILITACIÓN FÍSICA DE TOBILLO, POR MEDIO DE UN SISTEMA DE MOTORES ELÉCTRICOS Y PLATAFORMA MÓVIL”**

Fecha de Examinación: 2018-02-05

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Edwin Fernando Viteri Nuñez PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Geovanny Guillermo Novillo Andrade DIRECTOR			
Ing. Javier Enrique Orna Chávez MIEMBRO TRIB. DEFENSA			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. Edwin Fernando Viteri Nuñez
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

DERECHOS DE AUTORÍA

El Trabajo de Titulación que se presenta, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos-científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Antony Juan Cobo Viteri

DECLARACIÓN DE AUTENTICIDAD

Yo, Antony Juan Cobo Viteri, declaro que el presente trabajo de titulación es de mi autoría y que los resultados del mismo son auténticos y originales. Los textos constantes en el documento que provienen de otra fuente están debidamente citados y referenciados.

Como autor, asumo la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este trabajo de titulación.

Antony Juan Cobo Viteri

Cédula de identidad: 150090487-3

DEDICATORIA

Este trabajo lo dedico primero a Dios, por darme los dones de sabiduría y entendimiento, y gracias a ello culminar una de las primeras etapas en mi vida profesional.

A mis padres Juan Cobo y Silvia Viteri, mi hermano Alejandro Cobo, mi primo Lenin Vargas, quienes con su ejemplo de superación, amor y confianza, fueron y serán mi fuente de superación académica.

A mis profesores, amigos que de una u otra manera me han brindado su apoyo incondicional.

Antony Juan Cobo Viteri

AGRADECIMIENTO

Mi más sincero y afectuoso agradecimiento a Dios, a mis padres y a mí hermano por todo el apoyo brindado durante todos estos años que me han ayudado a cumplir mí tan anhelado sueño.

A la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Mecánica, por brindarme la oportunidad de obtener una profesión y ser una persona útil a la sociedad.

Agradezco al director de mi trabajo de titulación el Ing. Geovanny Novillo, de igual manera al Ing. Javier Orna por la colaboración.

Agradezco a mis profesores y amigos quienes me brindaron su amistad, conocimiento, experiencia, y apoyo para culminar con éxito una etapa más de mi vida.

Antony Juan Cobo Viteri

CONTENIDO

	Pág.
1. INTRODUCCIÓN	1
1.1 Antecedentes	2
1.2 Problema	4
1.3 Justificación.....	4
1.3.1 <i>Justificación teórica</i>	4
1.3.2 <i>Justificación metodológica</i>	5
1.3.3 <i>Justificación práctica</i>	5
1.4 Objetivos	5
1.4.1 <i>Objetivo general</i>	5
1.4.2 <i>Objetivos específicos</i>	5
2. ESTADO DEL ARTE DE LAS MÁQUINAS DE TERAPIA FÍSICA, BIOMECÁNICA Y FISIATRÍA DEL TOBILLO	6
2.1 Articulación del tobillo	6
2.1.1 <i>Consideraciones anatómicas</i>	6
2.1.2 <i>Ligamentos</i>	7
2.1.3 <i>Músculos</i>	8
2.2 Biomecánica del pie y tobillo humano.....	8
2.2.1 <i>Cinemática del pie y tobillo</i>	9
2.2.1.1 <i>Tipos de movimiento del pie y el tobillo</i>	9
2.2.1.2 <i>Rangos de movilidad del pie y tobillo</i>	10
2.2.1.3 <i>Rangos de movilidad del pie y tobillo durante el ciclo de marcha</i>	11
2.2.2 <i>Cinética del pie y tobillo</i>	12
2.2.2.1 <i>Cinética del tobillo en el ciclo de marcha</i>	13
2.3 Características del usuario.....	15
2.3.1 <i>Talla y peso</i>	15
2.3.2 <i>Índice de masa corporal</i>	15
2.3.3 <i>Datos antropométricos</i>	16
2.4 Fisioterapia del pie y tobillo.....	17
2.4.1 <i>Rehabilitación física</i>	17
2.4.2 <i>Técnicas de rehabilitación</i>	18
2.4.3 <i>Rehabilitación CPM</i>	18
2.4.4 <i>Patología del tobillo</i>	19
2.5 Máquinas, equipos y mecanismos de rehabilitación física	20
2.5.1 <i>Máquinas de rehabilitación por movimiento pasivo continuo</i>	20
2.5.2 <i>Máquinas de rehabilitación por robots paralelos</i>	22

2.5.3	<i>Plataforma robótica para rehabilitación y entrenamiento de tobillo.</i>	23
2.6	Metodologías de diseño	24
2.6.1	<i>Ingeniería concurrente.</i>	25
2.6.2	<i>Ingeniería inversa.</i>	25
2.6.3	<i>Diseño para la calidad.</i>	26
2.6.4	<i>Métodos de validación y pruebas preliminares.</i>	26
2.6.5	<i>Ciclo básico de diseño.</i>	27
2.6.6	<i>Modelo de etapas del proceso de diseño.</i>	27
2.7	Metodología para el diseño mecánico del equipo de rehabilitación	27
2.7.1	<i>Estudios previos.</i>	28
2.7.2	<i>Diseño conceptual.</i>	28
2.7.3	<i>Diseño de detalle.</i>	28
3.	DISEÑO CONCEPTUAL	30
3.1	Metodología del diseño para la calidad	30
3.1.1	<i>Voz del usuario.</i>	30
3.1.2	<i>Voz del ingeniero.</i>	31
3.1.3	<i>Competencia 1_OptiFlex Tobillo CPM.</i>	31
3.1.3.1	<i>Especificaciones técnicas</i>	32
3.1.4	<i>Competencia 2_Kinetec™ Brevia.</i>	32
3.1.4.1	<i>Especificaciones técnicas.</i>	33
3.1.5	<i>Casa de la calidad.</i>	34
3.1.5.1	<i>Resultados y conclusiones de la casa de la calidad.</i>	34
3.2	Parámetros de diseño para el equipo de rehabilitación	35
3.3	Función global (black – box)	37
3.4	Estructura funcional	37
3.4.1	<i>Descripción de las funciones.</i>	38
3.5	Planteamiento de las alternativas	39
3.5.1	<i>Sujeción.</i>	39
3.5.2	<i>Movilidad de la plataforma.</i>	39
3.5.3	<i>Movimientos rehabilitadores.</i>	39
3.5.4	<i>Movimiento Aducción/Abducción.</i>	39
3.5.5	<i>Motores eléctricos</i>	39
3.6	Matriz morfológica	40
3.7	Alternativas de solución	41
3.7.1	<i>Solución 1.</i>	41
3.7.1.1	<i>Ventajas y desventajas.</i>	41
3.7.2	<i>Solución 2.</i>	42

3.7.2.1	<i>Ventajas y desventajas</i>	43
3.7.3	<i>Solución 3</i>	44
3.7.3.1	<i>Ventajas y desventajas</i>	44
3.8	Método de evaluación de soluciones por criterios ponderados	45
3.8.1	<i>Matriz de confrontaciones</i>	45
3.8.2	<i>Evaluación de las soluciones con respecto a cada criterio.</i>	46
3.8.3	<i>Conclusión de las soluciones.</i>	50
3.9	Elementos principales de la solución seleccionada	51
4.	DISEÑO MECÁNICO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS	52
4.1	Modelado preliminar del equipo	52
4.2	Simulación cinemática – cinética del equipo de rehabilitación.....	55
4.2.1	<i>Generación del modelo geométrico ADAMS.</i>	55
4.2.2	<i>Asignación de materiales.</i>	56
4.2.3	<i>Conexiones, movimientos y fuerzas.</i>	56
4.2.3.1	<i>Configuración de los motores.</i>	56
4.2.3.2	<i>Configuración de las fuerzas de carga (peso del paciente).</i>	58
4.2.3.3	<i>Fuerzas de fricción</i>	59
4.2.3.4	<i>Fuerzas de tensión</i>	59
4.2.4	<i>Resultados de la simulación del modelo ADAMS</i>	59
4.2.4.1	<i>Torques requeridos para los servomotores.</i>	60
4.2.4.2	<i>Fuerzas actuantes y reaccionantes en el eje FD – FP.</i>	62
4.2.5	<i>Fuerzas actuantes y reaccionantes en el eje IN – EV.</i>	64
4.2.6	<i>Fuerzas actuantes y reaccionantes en el eje AD – ABD.</i>	66
4.3	Selección de servomotores eléctricos y cajas de engranajes	67
4.3.1	<i>Selección servomotor y caja de engranajes movimiento FD – FP.</i>	67
4.3.2	<i>Selección servomotor y caja de engranajes movimiento IN – EV. n.</i>	69
4.3.3	<i>Selección servomotor y caja de engranajes movimiento AD – ABD.</i>	71
4.4	Selección de poleas y correas dentadas.....	72
4.4.1	<i>Selección de la correa dentada para el movimiento de FD – FP.</i>	72
4.4.2	<i>Selección de la correa dentada para el movimiento de IN – EV.</i>	78
4.5	Diseño y selección de los engranes cónicos.....	83
4.5.1	<i>Diseño geométrico de los engranes.</i>	85
4.5.2	<i>Cálculo de las fuerzas en los engranes.</i>	87
4.5.3	<i>Diseño del engrane cónico por resistencia.</i>	88
4.5.3.1	<i>Cálculo del esfuerzo flexionante máximo (St)</i>	88
4.5.4	<i>Diseño del engrane cónico por desgaste.</i>	92
4.6	Análisis estático y dinámico del modelo ADAMS.....	95

4.6.1	<i>Análisis estático</i>	96
4.6.2	<i>Análisis dinámico</i>	96
4.6.3	<i>Análisis de los resultados</i>	97
4.7	Diseño mecánico del eje de transmisión FD – FP (sección 1)	98
4.7.1	<i>Asignación del Material</i>	102
4.7.2	<i>Análisis de la sección 6</i>	102
4.7.3	<i>Análisis de la sección 7</i>	104
4.7.4	<i>Análisis de la sección 9</i>	106
4.7.5	<i>Simulación por el método de elementos finitos. I</i>	107
4.7.6	<i>Validación del análisis de rigidez</i>	112
4.8	Diseño mecánico del eje de transmisión IN – EV	113
4.8.1	<i>Asignación del material</i>	117
4.8.2	<i>Análisis de la sección 3</i>	117
4.8.3	<i>Análisis de la sección 5</i>	119
4.8.4	<i>Simulación por el método de elementos finitos eje IN-EV</i>	121
4.8.5	<i>Validación del análisis de rigidez</i>	124
4.9	Diseño mecánico del eje de transmisión AD - ABD	126
4.9.1	<i>Asignación del material</i>	130
4.9.2	<i>Análisis de la sección 1</i>	130
4.9.3	<i>Simulación por el método de elementos finitos eje AD-ABD</i>	134
4.9.4	<i>Validación del análisis de rigidez</i>	139
4.10	Diseño mecánico del eje de transmisión FD – FP (sección 2)	140
4.10.1	<i>Asignación del material</i>	142
4.10.2	<i>Análisis de la sección 5</i>	142
4.11	Chumaceras y rodamientos	143
4.11.1	<i>Parámetros para la selección de chumaceras a carga dinámica</i>	144
4.11.2	<i>Parámetros de selección de chumaceras a carga estática</i>	145
4.11.3	<i>Análisis dinámico de las fuerzas de reacción</i>	146
4.11.4	<i>Análisis estático de las fuerzas de reacción</i>	147
4.11.5	<i>Procedimiento de selección por capacidad a carga dinámica</i>	148
4.11.6	<i>Procedimiento de selección por capacidad de carga estática</i>	148
4.11.7	<i>Selección de rodamientos y chumaceras</i>	148
4.11.7.1	<i>Chumacera A: selección a carga dinámica</i>	148
4.11.7.2	<i>Chumacera A: selección a carga estática</i>	149
4.11.7.3	<i>Chumacera B</i>	150
4.11.7.4	<i>Chumacera C: selección a carga dinámica</i>	150
4.11.7.5	<i>Chumacera C: selección a carga estática</i>	151
4.11.7.6	<i>Chumacera D</i>	151

4.11.7.7	<i>Chumacera E: selección a carga dinámica</i>	151
4.11.7.8	<i>Chumacera E: selección a carga estática</i>	152
4.12	Diseño de chavetas para la FD – FP	152
4.12.1	<i>Diseño de la chaveta para el eje FD-FP conexión A.</i>	152
4.12.2	<i>Diseño de la chaveta para el eje FD – FP y la polea.</i>	156
4.12.3	<i>Diseño de la chaveta para el eje FD – FP conexión B.</i>	157
4.13	Diseño de chavetas para la IN – EV	159
4.13.1	<i>Diseño de la chaveta entre el eje IN EV conexión C.</i>	159
4.13.2	<i>Diseño de la chaveta para el eje IN – EV y la polea.</i>	160
4.13.3	<i>Diseño de la chaveta para el eje IN EV conexión D.</i>	161
4.14	Diseño de chavetas para la AD – ABD	162
4.14.1	<i>Diseño de la chaveta para el eje AD - ABD conexión E.</i>	162
4.15	Estructuras y soportes	164
4.15.1	<i>Estructura principal.</i>	164
4.15.2	<i>Estructura base.</i>	167
4.15.3	<i>Estructura interna y placa del pie</i>	168
4.16	Diseño de la estructura de soporte	168
4.16.1	<i>Perfilería y materiales.</i>	169
4.16.2	<i>Asignación de cargas de diseño.</i>	170
4.16.3	<i>Análisis de rigidez.</i>	171
4.16.4	<i>Análisis por resistencia.</i>	172
5.	ANÁLISIS DE COSTOS	174
5.1	Costos directos	174
5.1.1	<i>Costo de materiales.</i>	174
5.1.2	<i>Costos de mano de obra.</i>	175
5.1.3	<i>Costos de equipos y herramientas.</i>	176
5.1.4	<i>Costos de transporte.</i>	176
5.1.5	<i>Costo total directo.</i>	176
5.2	Costos indirectos	177
5.2.1	<i>Costos totales.</i>	177
6.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	178
6.1	Conclusiones	178
6.2	Recomendaciones	179

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

PLANOS

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1-2. Planos principales del movimiento del cuerpo humano	10
Tabla 2-2. Valores máximos para los movimientos de tobillo	11
Tabla 3-2. Media de peso y talla en los adolescentes y adultos masculinos	15
Tabla 4-2. Clasificación del índice de masa corporal	15
Tabla 5-2. Análisis estadístico de la antropometría de los pacientes.....	16
Tabla 6-2. Principales lesiones de tobillo y pie.	20
Tabla 1-3. Parámetros y requerimientos técnicos del equipo de rehabilitación	35
Tabla 2-3. Matriz morfológica	40
Tabla 3-3. Matriz de confrontaciones	45
Tabla 4-3. Evaluación de soluciones respecto al nivel de automatización y control.....	46
Tabla 5-3. Evaluación de soluciones respecto al confort y ergonomía.....	46
Tabla 6-3. Evaluación de soluciones respecto al torque	47
Tabla 7-3. Evaluación de soluciones respecto a la capacidad de carga	47
Tabla 8-3. Evaluación de soluciones respecto al costo	48
Tabla 9-3. Evaluación de soluciones respecto la geometría y dimensiones del equipo.....	48
Tabla 10-3. Evaluación de soluciones respecto a la seguridad.	49
Tabla 11-3. Evaluación de soluciones respecto al mantenimiento	49
Tabla 12-3. Evaluación de soluciones respecto a los materiales	49
Tabla 13-3. Conclusión de las soluciones	50
Tabla 1-4. Tiempos y desplazamientos angulares de los motores.....	58
Tabla 2-4. Tiempos de actuación de las fuerzas	58
Tabla 3-4. Torques máximos de los tres movimientos del modelo ADAMS	61
Tabla 4-4. Especificaciones del servomotor para el movimiento de FD – FP	68
Tabla 5-4. Especificaciones de la caja de engranajes para el movimiento FD – FP.....	69
Tabla 6-4. Especificaciones del servomotor para el movimiento IN – EV	70
Tabla 7-4. Especificaciones de la caja de engranajes para el movimiento IN – EV.....	70
Tabla 8-4. Especificaciones del servomotor para el movimiento AD – ABD	71
Tabla 9-4. Especificaciones de la caja de engranajes para el movimiento AD – ABD	72
Tabla 10-4. Especificaciones de la correa dentada para el movimiento FD – FP	76
Tabla 11-4. Especificaciones de las poleas sincrónicas FD – FP.....	77
Tabla 12-4. Especificaciones de la correa sincrónica para el movimiento IN – EV	81
Tabla 13-4. Especificaciones de las poleas sincrónicas para el movimiento IN – EV	82
Tabla 14-4. Propiedades geométricas de los engranes cónicos rectos.....	84
Tabla 15-4. Comparación de los análisis estático y dinámico de las fuerzas en los ejes.....	97

Tabla 16-4.	Fuerzas actuantes en los ejes de transmisión para un tiempo $t = 3,83$ [s]	98
Tabla 17-4.	Zonas de posibles fallas del eje puntos críticos concentración de esfuerzos.....	99
Tabla 18-4.	Cortante, momento flector y torsor de los puntos críticos del eje FD – FP.....	101
Tabla 19-4.	Especificaciones del material para el eje FD – FP.....	102
Tabla 20-4.	Valores del factor K_t de concentración de esfuerzos para chaveteros	104
Tabla 21-4.	Comparación de resultados en los puntos críticos del eje FD-FP.....	110
Tabla 22-4.	Puntos críticos del eje IN-EV con concentración de esfuerzos	114
Tabla 23-4.	Cortante, momentos flector y torsor en los puntos críticos del eje IN - EV....	116
Tabla 24-4.	Especificaciones del material para el diseño mecánico del eje IN – EV.....	117
Tabla 25-4.	Comparación de resultados en los puntos críticos del eje IN – EV	123
Tabla 26-4.	Puntos críticos por concentración de esfuerzos en el eje AD-ABD.....	127
Tabla 27-4.	Cortante, momento flector y torsor del eje AD – ABD.....	129
Tabla 28-4.	Especificaciones del material para el eje AD – ABD	130
Tabla 29-4.	Comparación de resultados en los puntos críticos del eje AD-ABD	137
Tabla 30-4.	Especificaciones del material del eje FD – FP sección 2	142
Tabla 31-4.	Factor de funcionamiento para transmisiones por correa.	144
Tabla 32-4.	Fuerzas de reacción en los rodamientos según el análisis dinámico.....	147
Tabla 33-4.	Fuerzas de reacción en los rodamientos según el análisis estático	147
Tabla 34-4.	Propiedades mecánicas del acero para las chavetas.....	153
Tabla 35-4.	Especificaciones de la chaveta para el eje FD – FP en la conexión A.....	155
Tabla 36-4.	Especificaciones del cubo para el chavetero eje FD FP conexión A	155
Tabla 37-4.	Especificaciones de la chaveta para el eje FD – FP y la polea.....	157
Tabla 38-4.	Especificaciones de la chaveta para el eje FD – FP conexión B	158
Tabla 39-4.	Especificaciones del cubo para el chavetero eje FD FP conexión B	158
Tabla 40-4.	Especificaciones de la chaveta para el eje IN – EV conexión C	159
Tabla 41-4.	Especificaciones del cubo para el chavetero eje IN EV sección C.....	160
Tabla 42-4.	Especificaciones de la chaveta para el eje IN – EV y la polea.....	161
Tabla 43-4.	Especificaciones de la chaveta para el eje AD - ABD conexión E.....	163
Tabla 44-4.	Especificaciones del cubo para el chavetero del eje AD ABD conexión E.....	163
Tabla 45-4.	Especificaciones de la estructura principal.....	164
Tabla 46-4.	Especificaciones de la estructura base	167
Tabla 47-4.	Especificaciones de la estructura interna y placa del pie	168
Tabla 48-4.	Materiales de los perfiles para la estructura de soporte.....	169
Tabla 49-4.	Propiedades sección de los perfiles usados en SAP2000	169
Tabla 50-4.	Especificaciones de las chapas de protección y soporte.....	173
Tabla 1-5.	Costos de materiales.....	174
Tabla 2-5.	Costos de mano de obra	175
Tabla 3-5.	Costos de máquinas y herramientas	176

Tabla 4-5. Costo total directo	176
Tabla 5-5. Costos indirectos.....	177
Tabla 6-5. Costo total.....	177

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1-2. Huesos y articulaciones principales del pie (vista lateral)	7
Figura 2-2. Huesos y articulaciones principales del pie (vista medial).....	7
Figura 3-2. Ligamento principal de la articulación del tobillo (vista medial).....	8
Figura 4-2. Ligamentos principales de la articulación del tobillo (vista lateral).....	8
Figura 5-2. Movimientos angulares del tobillo con respecto a los tres ejes.....	10
Figura 6-2. Cinética: distribución de las fuerzas en el pie.	13
Figura 7-2. Medidas antropométricas principales.....	16
Figura 8-2. Rehabilitación física convencional: trabajo activo y trabajo pasivo.....	18
Figura 9-2. Máquina CPM de rehabilitación de tobillo Kinetec Breva	20
Figura 10-2. Unidad de movimiento continuo CPM para tobillo	21
Figura 11-2. Máquina de terapia física MCP The Shuttle TM MiniClinic	21
Figura 12-2. Dispositivo rehabilitador para tobillo por medio de robots paralelos	22
Figura 13-2. Robot 3-RSS/S para rehabilitación de tobillo.....	23
Figura 14-2. Robot 3-RUS/RRR para rehabilitación de tobillo	23
Figura 15-2. Entrenador de equilibrio y rehabilitador de tobillo.....	24
Figura 1-3. Competencia 1	32
Figura 2-3. Competencia 2	33
Figura 3-3. Solución 1	41
Figura 4-3. Solución 2.....	42
Figura 5-3. Solución 3.....	44
Figura 16-2. Elementos principales de la máquina seleccionada	51
Figura 1-4. Rangos máximos de la FD-FP y altura de la plataforma.....	54
Figura 2-4. Modelo preliminar de la máquina de rehabilitación	54
Figura 3-4. Modelo para el análisis cinemático y cinético en software ADAMS.	55
Figura 4-4. Conexiones, fuerzas y movimientos del modelo ADAMS	56
Figura 5-4. Designación de las conexiones del modelo ADAMS	60
Figura 6-4. Identificación de la asignación de los motores al modelo ADAMS.....	60
Figura 7-4. Medidas de la correa sincrónica	77
Figura 8-4. Medidas de la polea	78
Figura 9-4. Medidas de la correa sincrónica	81
Figura 10-4. Medidas de la polea	82
Figura 11-4. Dimensiones principales de dos engranes cónicos con dientes rectos.....	83
Figura 12-4. Designación de las conexiones del modelo ADAMS	95
Figura 13-4. Identificación de puntos críticos del eje con concentración de esfuerzos	99

Figura 14-4.	Diagrama de cuerpo libre del eje FD – FP	100
Figura 15-4.	Fuerza cortante y momento flector del eje FD – FP plano ZX.....	100
Figura 16-4.	Fuerza cortante y momento flector del eje FD – FP plano YX	101
Figura 17-4.	Momentos torsores del eje FD – FP.....	101
Figura 18-4.	Geometría final del eje de flexión dorsal – plantar, unidades [mm].....	107
Figura 19-4.	Cargas y soportes en el modelo ANSYS del eje FD-FP	108
Figura 20-4.	Detalles de mallado del modelo ANSYS del eje FD-FP.....	108
Figura 21-4.	Simulación del esfuerzo equivalente de Von Mises eje FD-FP.....	109
Figura 22-4.	Esfuerzo equivalente de Von Mises del eje FD-FP puntos a) 6 y b) 7	110
Figura 23-4.	Simulación en ANSYS del factor de seguridad en el eje FD-FP.....	110
Figura 24-4.	Simulación en ANSYS de la deformación total en el eje FP-FD	111
Figura 25-4.	Puntos puntos críticos del eje IN-EV con concentración de esfuerzos.	114
Figura 26-4.	Diagrama de cuerpo libre del eje FD – FP Fuente: Autor.....	115
Figura 27-4.	Fuerza cortante y momento flector del eje IN – EV plano ZX.....	115
Figura 28-4.	Fuerza cortante y momento flector del eje IN – EV plano YX	116
Figura 29-4.	Momentos torsores del eje FD – FP.....	116
Figura 30-4.	Dimensiones del eje de inversión - eversión, unidades [mm]	120
Figura 31-4.	Soportes y cargas del modelo ANSYS del eje IN-EV	121
Figura 32-4.	Detalles de mallado del modelo ANSYS del eje IN-EV.....	122
Figura 33-4.	Simulación en ANSYS del esfuerzo de Von Misses del eje IN-EV.....	123
Figura 34-4.	Simulación en ANSYS del factor de seguridad en el eje IN-EV.....	123
Figura 35-4.	Simulación en ANSYS deformación total en el eje IN – EV	124
Figura 36-4.	Diagrama de cuerpo libre de la sección de eje para análisis de rigidez	125
Figura 37-4.	Identificación de los puntos críticos del eje AD – ADB	127
Figura 38-4.	Diagrama de cuerpo libre del eje AD - ABD	128
Figura 39-4.	Fuerza cortante y momento flector del eje ABD-AD plano ZX.....	128
Figura 40-4.	Fuerza cortante y momento flector del eje AD-ABD plano ZY.....	129
Figura 41-4.	Diagramas de a) fuerzas axiales b) momentos torsores del eje AD-ABD	129
Figura 42-4.	Dimensiones del eje de aducción – abducción, unidades [mm]	134
Figura 43-4.	Soportes y cargas del modelo ANSYS del eje AD-ABD.....	135
Figura 44-4.	Detalles de mallado del modelo ANSYS del eje AD-ABD	135
Figura 45-4.	Esfuerzo equivalente de Von-Mises y F.S del eje AD-ABD	136
Figura 46-4.	Esfuerzo equivalente de Von Mises eje AD-ABD, puntos a) 1 y b) 2.....	137
Figura 47-4.	Simulación en ANSYS 17 del factor de seguridad en el eje AD – ABD.....	137
Figura 48-4.	Simulación en ANSYS de la deformación total en el eje AD – ABD	138
Figura 49-4.	Diagrama de cuerpo libre eje AD-ABD a) plano ZX y b) plano ZY	139
Figura 50-4.	Identificación de la geometría del eje FD – FP sección 2	140
Figura 51-4.	Diagrama de cuerpo libre del eje FD – FP sección 2.....	141

Figura 52-4. Fuerza cortante y momento flector del eje FD -FP, plano ZX	141
Figura 53-4. Fuerza cortante y momento flector del eje FD -FP, plano YX.....	141
Figura 54-4. Momentos torsores del eje FD – FP sección 2	142
Figura 55-4. Fuerzas axiales del eje FD – FP sección 2	142
Figura 56-4. Diagrama de fuerzas para una chaveta rectangular.....	156
Figura 57-4. Soportes y cargas en la estructura principal	165
Figura 58-4. Simulación esfuerzo máximo [MPa] de la estructura principal.....	166
Figura 59-4. Simulación de la deformación [mm] de la estructura principal.....	166
Figura 60-4. Esquema de las seccionaes transversales de los perfiles	169
Figura 61-4. Modelo de la estructura de asistencia para el análisis en SAP 2000.....	170
Figura 62-4. Puntos de aplicación de las cargas en la estructura de asistencia	171
Figura 63-4. Simulación de la deformación de la estructura de asistencia	171
Figura 64-4. Esfuerzo equivalente de Von Misses en la estructura de asistencia	172

LISTA DE GRÁFICOS

Pág.

Gráfico 1-1. Número de personas con discapacidad en el Ecuador	3
Gráfico 1-2. Rango de los movimientos de FD-FP e IN-EV durante el ciclo de marcha	12
Gráfico 2-2. Rango de los movimientos de FD-FP e IN-EV durante el ciclo de marcha	12
Gráfico 3-2. Torque en ambas articulaciones del tobillo durante en el ciclo de marcha	14
Gráfico 4-2. Momentos articulares del mediopie durante la marcha	14
Gráfico 5-2. Proceso de rehabilitación según reporte de la OMS.....	17
Gráfico 6-2. Metodologías de diseño y desarrollo de productos	25
Gráfico 7-2. Modelo de etapas del proceso de diseño.....	27
Gráfico 8-2. Metodología de diseño mecánico para el equipo de rehabilitación.....	29
Gráfico 1-3. Casa de la calidad.....	34
Gráfico 2-3. Función global del equipo rehabilitador	37
Gráfico 3-3. Estructura funcional del equipo rehabilitador.....	38
Gráfico 1-4. Ciclo de movimiento para la simulación ADAMS	57
Gráfico 2-4. Torque requerido para el movimiento de flexión plantar – flexión dorsal	61
Gráfico 3-4. Torque requerido para el movimiento de inversión – eversión.....	61
Gráfico 4-4. Torque requerido para el movimiento de aducción – abducción	61
Gráfico 5-4. Gráfica de la fuerza reaccionante en el rodamiento A.....	62
Gráfico 6-4. Gráfica de la fuerza reaccionante en el rodamiento B.....	63
Gráfico 7-4. Gráfica de la fuerza actuante en la conexión fija A.....	63
Gráfico 8-4. Fuerza actuante en la conexión fija B.....	64
Gráfico 9-4. Fuerza reaccionante en el rodamiento C.....	64
Gráfico 10-4. Fuerza reaccionante en el rodamiento D.....	65
Gráfico 11-4. Fuerza actuante en la conexión fija C.....	65
Gráfico 12-4. Fuerza actuante en la conexión fija D	66
Gráfico 13-4. Fuerza reaccionante en el rodamiento E.....	66
Gráfico 14-4. Fuerza actuante en la conexión fija E.....	67
Gráfico 15-4. Simulación estática de las fuerzas actuantes en las conexiones	96
Gráfico 16-4. Simulación dinámica de las fuerzas actuantes en las conexiones	96
Gráfico 17-4. Fuerzas actuantes resultantes en las conexiones de los ejes	97
Gráfico 18-4. Factor de concentración de esfuerzos de un eje con cambio de sección	102
Gráfico 19-4. Factor de concentración de un eje con cambio de sección a torsión.	103
Gráfico 20-4. Convergencia del esfuerzo de Von-Mises del eje FD-FP.....	109
Gráfico 21-4. Factor de concentración de esfuerzos de un eje con agujero a flexión.....	117
Gráfico 22-4. Factor de concentración de esfuerzos de un eje con agujero a torsión.....	118

Gráfico 23-4. Convergencia del esfuerzo Von-Mises del eje IN-EV	122
Gráfico 24-4. Convergencia del esfuerzo de Von-Mises del eje AD-ABD	136
Gráfico 25-4. Análisis dinámico de las fuerzas de reacción en los rodamientos.....	146
Gráfico 26-4. Análisis estático de las fuerzas de reacción en los rodamientos	147

LISTA DE ABREVIATURAS

CAD	Diseño asistido por computadora (Computer Aided Design)
CAE	Ingeniería asistida por computadora (Computer Aided Engineering)
QFD	Desarrollo de la función de calidad (Quality Functional Deployment)
FD	Flexión dorsal
FP	Flexión plantar
IN	Inversión
EV	Eversión
AD	Aducción
ABD	Abducción
GDL	Grados de libertad
CPM	Movimiento pasivo continuo (Continuous passive motion)
MEF	Método de elementos finitos
CVP	Ciclo de vida del producto
IMC	Índice de masa corporal
AISI	American Iron and Steel Institute
SAE	Sociedad de Ingenieros Automotrices
INEN	Instituto Ecuatoriano de normalización.
AGMA	Asociación Americana de Fabricantes de Engranajes

LISTA DE ANEXOS

- A-1. Dimensiones de los servomotores
- A-2. Catálogo de selección del tipo de servomotor
- A-3. Catálogo de selección de la caja de engranajes
- B-2. Valores orientativos de vida nominal para diferentes clases de máquinas
- B-3. Diagrama de selección del tipo de correa por potencia y numero de revoluciones
- B-4. Distancia entre centros, diámetro de paso de las poleas y longitud de la correa
- B-5. Factores de corrección de longitud de correa y dientes engranados
- B-6. Razón de potencia nominal por correa
- B-7. Incrementos de distancia para el montaje y tensión de las correas MIA y MTA
- B-8. Masa por unidad de longitud de correas sincrónicas
- B-9. Factor de arco de contacto
- B-10. Tabla de selección de correas sincrónicas
- B-11. Tabla de selección de poleas
- C-1. Factor de sobrecarga
- C-3. Factor de geometría de resistencia a la flexión
- C-4. Número de esfuerzo de flexión (permisible) para engranes de acero
- C-5. Factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a la flexión
- C-6. Factores de confiabilidad
- C-7. Factor de contacto geométrico
- C-8. Número de esfuerzo por contacto permisible
- C-9. Factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a picadura
- C-10. Factor de relación de la dureza de resistencia a picadura
- D-1. Acero para el eje de movimiento flexión dorsal – plantar
- D-2. Acero para los ejes IN-EV, AD-ABD y cubos para los chaveteros
- D-3. Acero para las chavetas
- E-1. Factor de seguridad estático recomendable para rodamientos
- E-2. Valores límites de los factores de carga dinámica equivalente en el rodamiento.
- E-3. Tabla de selección las chumaceras
- E-4. Factor de cálculo
- E-5. Tabla de selección de la chumacera de pared
- F-1. Planchas de aluminio
- F-2. Tubo estructural cuadrado
- F-3. Tubo estructural rectangular
- F-4. Tubo estructural redondo
- F-5. Propiedades mecánicas de tubería estructural
- G-1. Dimensiones de chavetas y chaveteros según DIN 6885-1 – 6886 y 6887
- H-1. Salarios mínimos sectoriales
- I-1. Encuestas para la recepción de requerimientos de diseño

RESUMEN

Esta propuesta tecnológica tiene como objetivo realizar el diseño mecánico con herramientas CAD y CAE de un equipo para rehabilitación física de tobillo, tiene tres movimientos: flexión dorsal/plantar (FD/FP), inversión/eversión (IN/EV) y aducción/abducción (AD/ABD). Para el desarrollo de esta propuesta se inició con la investigación del estado del arte, se realizó entrevistas a profesionales médicos del Hospital Estatal de Baeza a fin de obtener la voz del usuario. Con las metodologías de diseño conceptual, centrándonos en el diseño para la calidad (QFD), se obtuvo las especificaciones del equipo; se formularon tres alternativas, de las cuales se seleccionó mejor solución en base al método de criterios ponderados; con el diseño del concepto de la máquina se procedió con el diseño de detalle; se inició la modelación CAD del equipo en SolidWorks y se realizó la simulación cinemática – cinética en ADAMS, en base a los siguientes parámetros: cuando el modelo ejecute en el software un ciclo de movimiento extremo, que sería, una combinación de los tres movimientos FD/FP, IN/EV, y AD/ABD, desplazándose a sus rangos máximos de movilidad y a la máxima velocidad de rehabilitación, con lo cual se obtuvo las cargas más críticas que se generarán en los elementos mecánicos, con estas cargas se realizó el diseño teórico de cada elemento, se validó los resultados obtenidos aplicando el método de elementos finitos con ANSYS. Este equipo cuenta con los 3 GDL y con los rangos máximos de movilidad que tiene la articulación de tobillo, $FP/FD = 50/30^\circ$, $IN/EV = 30/20^\circ$ y $AD/AB = 26/36^\circ$. El peso máximo del usuario es de 130 kgf. En el proceso de diseño mecánico del modelo, el elemento mecánico más crítico fue el eje de FD-FP que, al verificar su comportamiento en ANSYS, bajo las condiciones de carga y movimiento programadas en ADAMS, se obtuvo un esfuerzo equivalente máximo de Von Mises de 478.07 MPa, el cual fue el esfuerzo más alto en todos los elementos mecánicos, con un factor de seguridad de 1.61, consecuencia del diseño compacto del eje y su geometría. El equipo para rehabilitación física de tobillo tendrá también una función adicional, el entrenamiento del equilibrio y coordinación para pacientes con enfermedades neuronales, mediante dos plataformas móviles, a su vez alojadas en una estructura de soporte y asistencia.

PALABRAS CLAVE: <DISEÑO MECÁNICO>, <ANÁLISIS CINEMÁTICO>, <ANÁLISIS CINÉTICO>, <REHABILITACIÓN FÍSICA>, <MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS>

ABSTRACT

This technological proposal deals with carrying out the mechanical design with CAD and CAE tools of an equipment for the physical ankle rehabilitation and balance training through two mobile platforms activated by servomotors, fitted, in turn, in a support and assistance structure. The equipment performs three movements, dorsal flexion, sole inversion, eversion and adduction abduction. For this proposal development, the state of the art was the first stage. The corresponding interviews to a physiatrist and physiotherapeutic were carried out to obtain the client needs. With the methodologies of conceptual design stressing the quality design QFD the equipment specifications were obtained. Three design alternatives were formulated from which the best solution was obtained. With the consolidated conceptual design of the machine the detail design was performed. The equipment CAD modelling with the SolidWorks as well as the kinetics simulations in ADAMS were carried out on the basis of the following parameters, when the most extreme cycle is executed which will be a combination of such movements, going to the maximum ranges of mobility and the maximum rehabilitation speed with which the most critical loads generated in the mechanical elements were obtained. With these loads, the analytic design by resistance and rigidity of each element was carried out. The analytically obtained result were validated applying the method of finite elements with ANSYS. In the process of analysis of the model, the most critical mechanical element was the axis of FD-FP, when verifying its behavior in ANSYS, a maximum equivalent effort of Von Misses was obtained of 478.07 MPa, which was the highest effort in all the mechanical elements, with a safety factor of 1.61, as a consequence of the compact design of the shaft and its geometry. This equipment has the 3 degrees of freedom (GDL) and with the maximum ranges of mobility that the ankle joint has, $FP / FD = 50/30^\circ$, $IN / EV = 30/20^\circ$ and $AD AB = 26/36^\circ$. The maximum weight of the user is 130 kgf, the equipment for physical ankle rehabilitation will have an additional function, balance training for patients with neuronal diseases, through two mobile platforms, in turn housed in a support structure.

KEY WORDS: <MECHANICAL DESIGN>, <KINEMATICS ANALYSIS>, <KINETIC ANALYSIS>, <PHYSICAL REHABILITATION>, <METHOD OF FINITE ELEMENTS>

CAPÍTULO I

1 INTRODUCCIÓN

Las personas frecuentemente estamos expuestos a trastornos neurológicos o lesiones ortopédicas del tobillo. Las cuales requieren un tratamiento de rehabilitación, para evitar daños más severos o permanentes. Los equipos de rehabilitación, entrenamiento y equilibrio físico aportan mucho en la eficiencia de estos tratamientos.

El esguince de tobillo como lesión ortopédica es el primer motivo de consulta en los servicios de urgencia pediátricos. (VACQUERIE, 2015)

La rigidez articular es otra patología que se genera por la disminución de los movimientos y de tensiones aplicadas sobre las articulaciones. (BECEIRO & MONTULL, 2007, p. 91)

Los trastornos neurológicos como accidentes cerebrovasculares o enfermedad cerebrovascular, ocupa el tercer lugar a nivel mundial como factor causante de discapacidad. (MORENO ZAMBRANO *et al.*, 2016, pp. 2-3)

La enfermedad cerebrovascular (ECV), tiene secuelas que pueden ser sensitivas o motoras, siendo estas últimas las que generan un mayor grado de discapacidad y afecta seriamente la calidad de vida del individuo, entre los síntomas físicos están la debilidad muscular, pérdida del equilibrio y coordinación, entre otros síntomas. (KANTOR, 2015)

En Ecuador en el año 1990, se posicionó como primera causa de muerte y discapacidad. La ECV mantiene un patrón con tendencia al alza constante (VACQUERIE, 2015).

Como vemos existen muchos casos en que la rehabilitación física puede aportar a la mejora del paciente.

Los fundamentos de la rehabilitación física en pacientes con trastornos neuronales es la neuroplasticidad, y nos lleva a la siguientes pregunta: ¿es posible modificar estructural o funcionalmente el sistema nervioso central (SNC) dañado, a través de la estimulación del paciente discapacitado?; la plasticidad neuronal se define como la capacidad del sistema nervioso central de adaptarse funcionalmente, después de un ataque, y la capacidad del tejido nervioso de regenerarse o reorganizarse en función del cambio sufrido en respuesta a una estimulación adecuada” (CASTAÑO, 2002, pp. 130-132).

Otra fuente bibliográfica la define de una manera similar, “la plasticidad cerebral es la adaptación funcional del sistema nervioso central para minimizar los efectos de las alteraciones estructurales o fisiológicas, sin importar la causa originaria”. (HERNANDEZ, *et al.*, 2004, pp. 38-40)

Actualmente la tecnología ha desarrollado en gran medida muchos dispositivos mecatrónicos que mejoren la calidad de la rehabilitación de los pacientes, los cuales han mostrado una mejora significativa en relación con las terapias tradicionales.

La fisiatría y fisioterapia de la mano de la ingeniería de rehabilitación están desarrollando gran tecnología en el área de la rehabilitación física – motora, mejorando la calidad de la rehabilitación, reduciendo el tiempo, ofreciendo mayor diversidad de terapias personalizadas con movimientos precisos y seguros, disminuyendo la acción repetitiva del fisioterapeuta, entre otros.

Uno de los conceptos recientemente aplicados es el MPC, una modalidad de terapia postoperatoria, producido por algún mecanismo diferente al grupo muscular actuante sobre la articulación, el paciente no realiza esfuerzo para hacer el movimiento. La articulación se somete a un rango de movimiento preestablecido y por un período de tiempo determinado. (ROSETO, *et al*, 2001, p. 56)

Estas máquinas fueron el punto de partida para el desarrollo de dispositivos robóticos de rehabilitación – terapia física.

En Ecuador aún es muy complicado conseguir máquinas de rehabilitación; esta propuesta busca generar investigación e impulsar el desarrollo de esta tecnología.

1.1 Antecedentes

A partir de los años setentas, finalizada la segunda guerra mundial, la rehabilitación ha tenido un crecimiento muy activo, tanto desde el punto de vista médico como tecnológico. Hoy en día las aplicaciones tecnológicas en la salud son unas de las áreas de más crecimiento en el mundo, su objeto principal es mejorar la pronta recuperación del paciente para brindar una mejor calidad de vida. (PAVEL, 2015, pp. 44-47)

Recientemente, se ha despertado el interés en varias universidades, centros de investigación y empresas alrededor del mundo por desarrollar máquinas y dispositivos que ayuden a rehabilitar y a fortalecer la parte afectada (por ejemplo: tobillo, rodilla, cadera, etc.), absorber el esfuerzo físico y repetitivo de la terapia, y ofrecer una mayor diversidad de terapias personalizadas con movimientos precisos y seguros. (GUZMÁN VALDIVIA, *et al.*, 2014)

En el Ecuador, alrededor de 401 538 personas poseen algún tipo de discapacidad (Auditiva, Física, Intelectual, Lenguaje, Psicológico, Psicosocial y Visual) del cual un 56% son hombres y 44% mujeres, de esta cantidad el 48% (191 384 personas) son del

tipo físicas, siendo las provincias con la mayor cantidad de personas discapacitadas: Guayas, Pichincha, Manabí y Azuay.

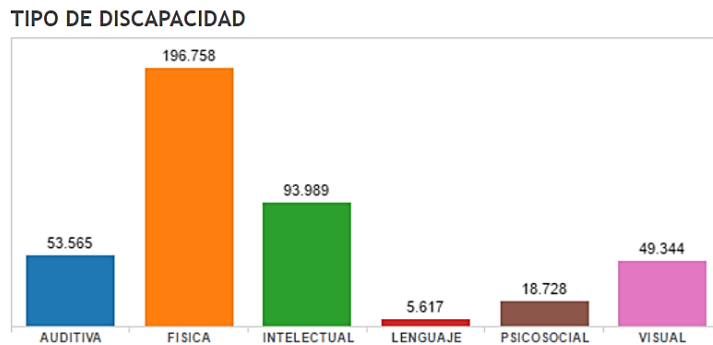


Gráfico 1-1. Número de personas con discapacidad en el Ecuador

Fuente: (CONADIS, 2017)

En Chimborazo alrededor de 29 094 personas tienen alguna discapacidad, solo en Riobamba hay 7 761 personas, de estos 4 782 tienen discapacidad físico-motora. (INEC, 2015)

Las primeras máquinas para rehabilitación de extremidades inferiores fueron las máquinas CPM, que se usan durante la fase inicial de la rehabilitación, después de cirugías o traumas; la máquina moviliza de forma continua y repetida la articulación a través de un rango de movimiento controlado.

Estas fueron el punto de partida para el desarrollo de dispositivos robóticos de rehabilitación; nuestro trabajo se centra en diseñar un dispositivo rehabilitador de la articulación del tobillo el cual tiene 3 grados de libertad con movimientos similares a los de una unión esférica. (CHAITOW, 2009).

Algunos de los rehabilitadores de tobillo se basan en la configuración de robots paralelos, cuya estructura mecánica está formada por un mecanismo de cadena cerrada en el que el efector final se une a la base por al menos dos cadenas cinemáticas independientes. (BLANCO ORTEGA, *et al.*, 2013, p. 185) (GIRONE, *et al.*, 2000)

Homma y Usuba propusieron un rehabilitador pasivo de tobillo, con movimiento de dorsi/plantarflexión e inversión/ eversión controlable. Con la combinación de estos movimientos se espera que se tenga una mayor área de contacto entre la base del rehabilitador y la base del pie a fin de ejercer una fuerza más eficiente en la terapia para el paciente; los movimientos tienen una velocidad de 2 grados/s. (HOMMA & USUBA, 2007)

“The Rutgers Ankle Robotic Interface”, es un robot paralelo de 6 grados de libertad (GDL); es controlado con actuadores neumáticos y cuenta con una interfaz para interactuar virtualmente mediante juegos con el paciente. Fue desarrollado para agregar un sistema de rehabilitación virtual. Se puede mover y suministrar fuerzas y pares en seis grados de libertad según lo requerido por los escenarios de ejercicio de rehabilitación de tobillo. Esta interfaz háptica se ha utilizado con éxito en rehabilitación ortopédica (JUNGWON, et al., 2002), como también en pacientes con accidente cerebrovascular y rehabilitación de lesiones ortopédicas. (BLANCO ORTEGA, et al., 2013)

1.2 Problema

Debido a las diversas lesiones ortopédicas de tobillo y enfermedades neuronales, se vio la necesidad de diseñar un dispositivo mecatrónico que proporcione calidad en la rehabilitación física – motora, reduciendo el tiempo, ofreciendo mayor diversidad de terapias de forma personalizada, con movimientos precisos y seguros, disminuyendo así la acción repetitiva del fisioterapeuta.

La escasa disponibilidad de estos equipos en hospitales públicos y centros de rehabilitación nacionales lleva a la mayoría de la población a optar por la fisioterapia convencional.

Hasta el momento, en el mercado nacional adquirir máquinas para rehabilitación y terapia física resulta muy complicado, principalmente por su elevado costo, ya que en Ecuador no se produce este tipo de equipos.

La Falta investigación es una de las causas, en otros países su tecnología es muy avanzada y todo el tiempo va cambiando, y si no nos involucramos e iniciamos en ella, nunca vamos a ver el desarrollo de esta en nuestro país.

1.3 Justificación

1.3.1 *Justificación teórica.* El trabajo se justifica con la obtención del diseño mecánico del equipo con toda la documentación técnica – ingenieril, un prototipo virtual funcional, así como una recopilación de información y metodologías existentes para el diseño de estos equipos, y así contribuir a los investigadores que continúen en esta rama.

1.3.2 *Justificación metodológica.* Al no encontrar una metodología específica en la literatura para el diseño de este tipo de máquinas, como resultado de este trabajo, se pondrá a disposición una metodología detallada del proceso diseño mecánico de máquinas de rehabilitación física.

1.3.3 *Justificación práctica.* Concluida la propuesta tecnológica planteada, que es el diseño mecánico este equipo, servirá de base para mejorar los posteriores diseños, y así producir una máquina a un precio más accesible al usuario, así como ser el punto de partida para el desarrollo completo del equipo para su posterior fabricación, distribución y venta.

1.4 **Objetivos**

1.4.1 *Objetivo general.*

Realizar el diseño mecánico de un equipo para rehabilitación física de tobillo, por medio de un sistema de motores eléctricos y plataforma móvil.

1.4.2 *Objetivos específicos.*

Investigar el estado del arte sobre la biomecánica y fisioterapia del tobillo, equipos y/o mecanismos de rehabilitación física de tobillo, con el fin de obtener los conocimientos iniciales para el diseño conceptual del equipo.

Diseñar y/o seleccionar los elementos mecánicos del equipo de rehabilitación con cálculos manuales y aplicando herramientas CAD y CAE a fin de obtener la modelación del equipo y validar la suficiencia estructural de los elementos mecánicos.

Realizar una estimación del costo del equipo de rehabilitación con materiales nacionales.

CAPÍTULO II

2 ESTADO DEL ARTE DE LAS MÁQUINAS DE TERAPIA FÍSICA, BIOMECÁNICA Y FISIATRÍA DEL TOBILLO

2.1 Articulación del tobillo

El tobillo es una articulación primordial en el apoyo del pie en el suelo y en consecuencia en la marcha. Se trata, por tanto, de una estructura móvil pero que también requiere gran estabilidad. (SOUS SÁNCHEZ, et al., 2011)

El tobillo es una articulación en la cual se une la parte inferior de la pierna y el pie, éstas se complementan para proporcionar un soporte o base estable y rígida, y con ello tener un sistema dinámico que dote al cuerpo de movimiento, también es denominada articulación talocrural.

2.1.1 Consideraciones anatómicas. El esqueleto de la parte inferior de la pierna está formado por la tibia y el peroné. La tibia es el más grande y fuerte de estos dos huesos y suele soportar el 98% del peso corporal. El peroné es más pequeño y soporta cerca del 2% del peso corporal; además, sirve de punto de inserción a distintos músculos y a algunos de ellos les proporciona apoyo mecánico. (PFEIFFER & MANGUS, 2007)

El complejo articular del tobillo está constituido por tres huesos, la tibia y el peroné pertenecientes a la pierna y el astrágalo que forma parte del pie, éstos forman un enlace cinético que les permite a los miembros inferiores interactuar con superficies, un requisito clave para la marcha y otras actividades de la vida diaria. Un pie normal contiene veinte y seis huesos que están interconectados y sujetos por múltiples ligamentos, junto con los huesos del miembro inferior, éstos forman un total de treinta y tres articulaciones, a pesar de que con frecuencia la denominamos "articulación del tobillo", hay una serie de articulaciones que facilitan el movimiento del pie.

El tobillo o articulación tibioastragalina, punto donde se unen la tibia, el peroné y el talón, permite principalmente la flexión plantar y la flexión dorsal del pie. La articulación subastragalina, articulación del astrágalo y el calcáneo, es la responsable principal de la inversión y eversión del pie. (PFEIFFER & MANGUS, 2007)

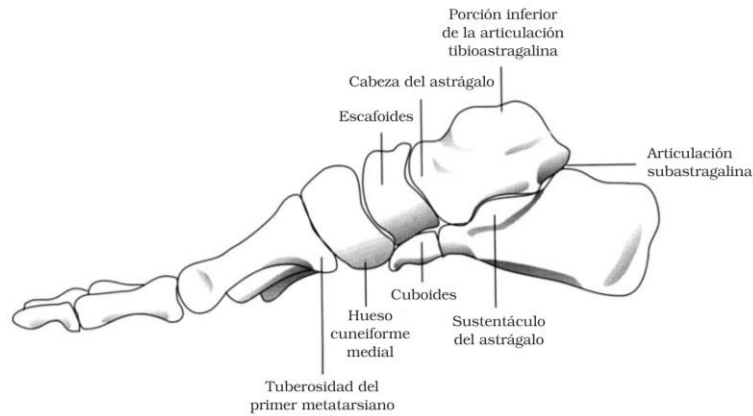


Figura 1-2. Huesos y articulaciones principales del pie (vista lateral)

Fuente: (PFEIFFER & MANGUS, 2007)

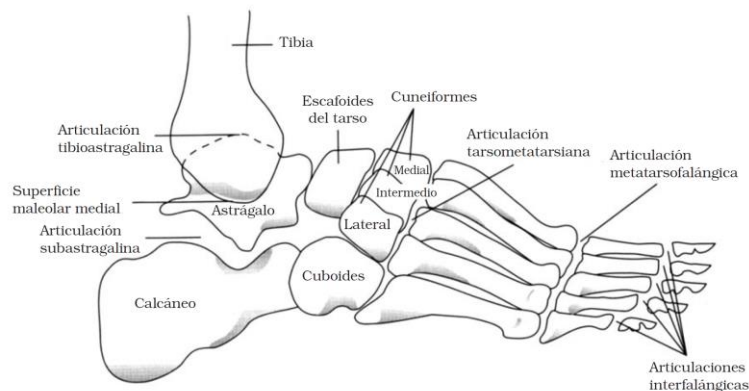


Figura 2-2. Huesos y articulaciones principales del pie (vista medial)

Fuente: (PFEIFFER & MANGUS, 2007)

2.1.2 Ligamentos. La articulación tibioastragalina se sostiene en su lado medial gracias al poderoso ligamento deltoideo. Por el lado lateral del tobillo, la articulación se sostiene con los ligamentos peroneoastragalino anterior, posterior y el calcaneoperoneo. (PFEIFFER & MANGUS, 2007)

Las articulaciones, los ligamentos y los músculos ayudan a crear y mantener dos arcos plantares básicos. El arco longitudinal tiene divisiones laterales y mediales. Hay un arco transversal que cruza de lado a lado. Estos arcos permiten al pie absorber los golpes y sirven para permitir la propulsión de los pies al moverse. (PFEIFFER & MANGUS, 2007)

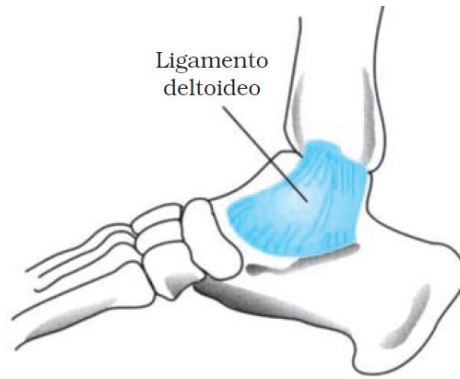


Figura 3-2. Ligamento principal de la articulación del tobillo (vista medial)

Fuente: (PFEIFFER & MANGUS, 2007)

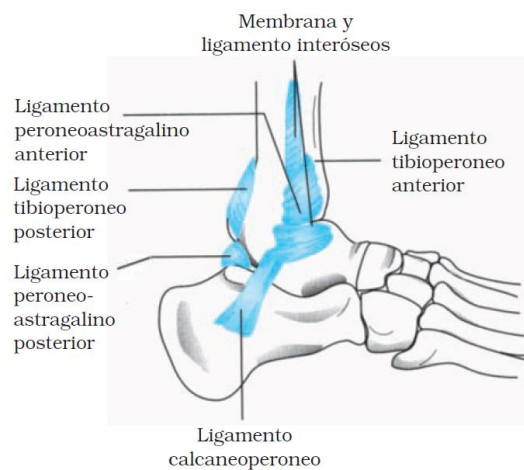


Figura 4-2. Ligamentos principales de la articulación del tobillo (vista lateral)

Fuente: C

2.1.3 Músculos. Los músculos esqueléticos realizan tanto el trabajo estático como dinámico. El trabajo dinámico permite locomoción y el posicionamiento de los segmentos corporales en el espacio. El trabajo estático mantiene la postura o la posición del cuerpo. (NORDIN & FRANKEL, 2001)

2.2 Biomecánica del pie y tobillo humano

La articulación del tobillo es muy singular y no admite comparación con el resto de articulaciones del miembro inferior, tanto es así, que algunos autores la consideran la “reina” de las articulaciones del pie. (SOUS SÁNCHEZ, et al., 2011)

No encontramos ante una articulación de gran congruencia, pero con una fina capa de cartílago. Esta articulación soporta mucha más carga que ninguna otra en el cuerpo

humano: 5-7 veces el peso corporal en la fase final del ciclo de marcha, comparado con las 3-4 veces en la rodilla y 2-3 en la cadera, e influye íntimamente en la orientación del pie con el suelo. (SOUS SÁNCHEZ, et al., 2011) (MONTEAGUDO, 2007)

Además de actuar como una plataforma de soporte estructural capaz de soportar cargas repetitivas de múltiplos del peso corporal, el complejo pie/tobillo también debe ser capaz de ajustarse a diferentes superficies de suelo y variar las velocidades de locomoción. Las cualidades únicas del pie le permiten ser rígido cuando es necesario, de puntillas en el ballet, o bastante flexible, andando descalzo sobre la arena.

A pesar de tener altas fuerzas de compresión y de cizallamiento durante la marcha, la estructura ósea y ligamentosa del tobillo le permite funcionar con un alto grado de estabilidad y comparada con otras articulaciones como la cadera o la rodilla. (PFEIFFER & MANGUS, 2007)

2.2.1 *Cinemática del pie y tobillo.* La cinemática define el rango de movimiento y describe el movimiento de superficie de una articulación en tres planos: frontal (coronal o longitudinal), sagital (medial) y transversal (horizontal).

2.2.1.1 *Tipos de movimiento del pie y el tobillo.* El movimiento global del pie es complejo y tiene lugar en torno a los tres planos,

La movilidad de la articulación del tobillo en el plano sagital juega un papel fundamental en la comprensión de la marcha. Es esencial una buena comprensión de la anatomía y biomecánica del tobillo antes de poder valorar y tratar las lesiones que afectan a esta articulación. (SÁNCHEZ, et al., 2011)

El tobillo puede realizar tres tipos de movimientos: 1) dorsiflexión/plantarflexión, 2) inversión/eversión y 3) abducción/aducción. (GUZMÁN VALDIVIA et al., 2014, p. 256)

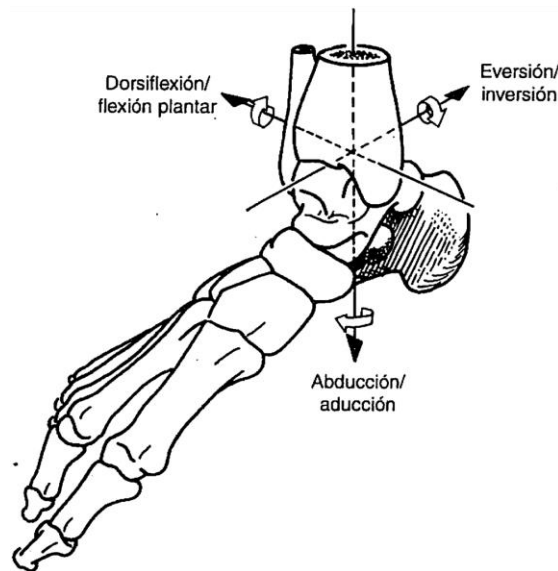


Figura 5-2. Movimientos angulares del tobillo con respecto a los tres ejes

Fuente: (NORDIN Y FRANKEL, 2001, p. 232)

Tabla 1-2. Planos principales del movimiento del cuerpo humano

Planos	Descripción	Movimientos
Sagital o medial	Divide al cuerpo en lado izquierdo y derecho.	Flexión/extensión
Transversal u horizontal	Divide al cuerpo en una parte superior e inferior.	Abducción/aducción
Frontal o coronal	Divide al cuerpo en una parte anterior o delantera y en parte posterior.	Pronación/supinación

Fuente: (BLANCO ORTEGA, et al., 2013)

2.2.1.2 *Rangos de movilidad del pie y tobillo.* Se define como la cantidad de flexibilidad permitida por una articulación la cual se mide en grados de un ángulo desde el punto inicial al punto final del movimiento de la extremidad.

La articulación está destinada a moverse de cierta forma. La genética, enfermedades, lesiones y edad pueden tener un efecto en el rango de movilidad del cuerpo.

Los rangos de movilidad o movilidad articular se clasifican en movilidad pasiva y activa:

- Movilidad o flexibilidad activa cuando la persona realiza por si misma sin ayuda externa.
- Movilidad o flexibilidad pasiva cuando el ejecutante es ayudado de alguna manera para lograr los grados necesarios de apertura o elongación.

Tabla 2-2. Valores máximos para los movimientos de tobillo

Tipo de Movimiento de la articulación del tobillo	Ángulos de giro del movimiento
Dorsiflexión	20,3° a 29,8°
Plantarflexión	37,6° a 45,8°
Inversión	14,5° a 22,0°
Eversión	10,0° a 17,0°
Abducción	15,4° a 25,9°
Aducción	22,0° a 36,0°

Fuente: (SOUS SÁNCHEZ, et al., 2011)

Otros autores mencionan que el rango de movimiento normal para la flexión plantar se suele establecer entre 30° y 40°, pero puede llegar a ser de 50°. (KYUNG WON, 2005)

2.2.1.3 *Rangos de movilidad del pie y tobillo durante el ciclo de marcha.* El ciclo de marcha es un proceso de locomoción en la que el cuerpo humano en posición de pie se desplaza de un sitio a otro, siendo su peso corporal resistido de forma alternante por ambos miembros inferiores.

En el presente proyecto es de vital interés conocer de manera confiable el comportamiento articular rangos de movilidad del tobillo durante el ciclo de marcha. Se presentan dos casos de estudios del rango de movilidad, mostrados en las gráficas de las figuras 6-2 y 7-2.

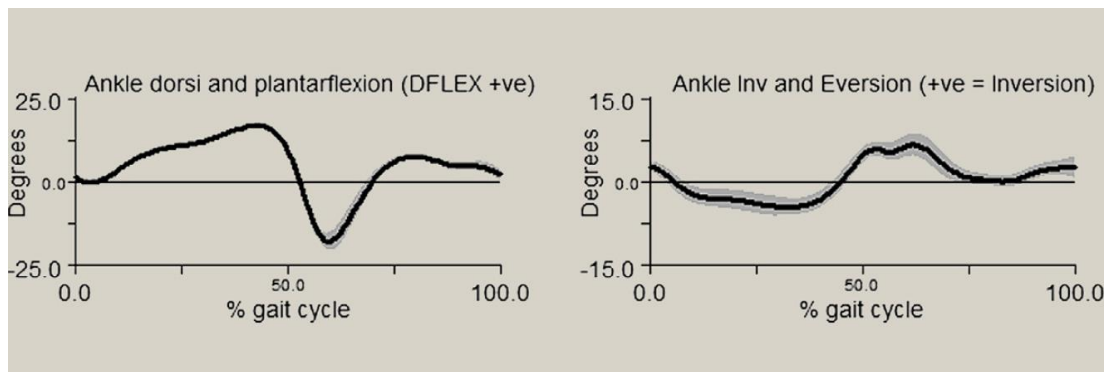


Gráfico 1-2. Rango de los movimientos de FD-FP e IN-EV durante el ciclo de marcha

Fuente: (BROCKETT & CHAPMAN, 2016, p. 236)

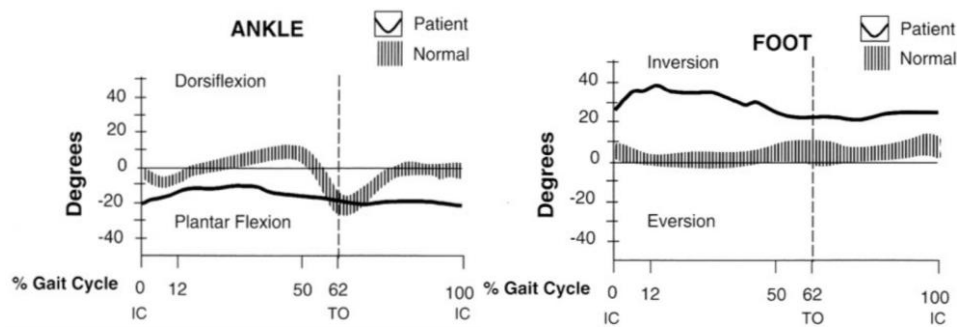


Gráfico 2-2. Rango de los movimientos de FD-FP e IN-EV durante el ciclo de marcha

Fuente: (KWAKKEL & LACHAPELLE, 2007, p. 12)

2.2.2 Cinética del pie y tobillo. El término cinética se utiliza en biomecánica para describir la relación existente entre las fuerzas y el movimiento o que se produce en las articulaciones. Las conexiones entre los huesos (articulaciones) no son totalmente rígidas, sino que permiten ciertos movimientos. (SANCHIS-SALES et al., 2016, p. 63)

Los movimientos articulares se producen por la acción tanto de fuerzas internas (derivadas de la actividad muscular, restricciones y fuerzas resultantes del choque óseo) como de fuerzas externas (derivadas principalmente del peso corporal o reactivas del suelo). Para realizar un estudio cinético en biomecánica es necesario relacionar ángulos y momentos articulares. (SANCHIS-SALES et al., 2016, p. 63)

El pie y sus articulaciones permiten la transmisión progresiva de las cargas desde el retropié hacia el antepié, con un mínimo gasto energético. (VOEGELI, 2003)

El complejo de la articulación del tobillo soporta una fuerza de aproximadamente cinco veces el peso corporal durante una caminata normal y hasta trece veces el peso corporal durante actividades tales como correr. En posición bipodal el peso del cuerpo es transmitido por la pelvis al suelo a través de las extremidades inferiores, entonces cada pie soporta la mitad del peso del cuerpo. (VOEGELI, 2003, p. 29)

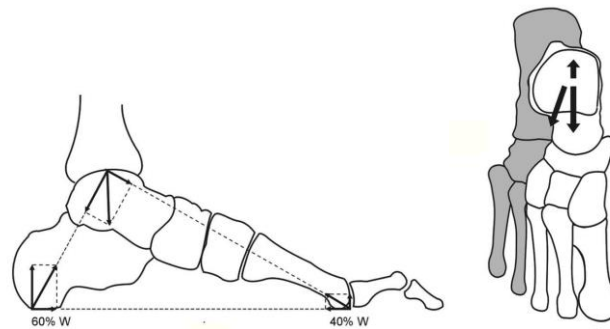


Figura 6-2. Cinética: distribución de las fuerzas en el pie.

Fuente: (VOEGELI, 2003, p. 29)

Cuando se analizan las fuerzas en el plano sagital se ha podido comprobar por análisis baropodométrico que el 60% de las fuerzas se dirigen al calcáneo y el 40% al antepié. Esta proporción varía considerablemente al levantar el talón del suelo, momento en que aumenta la carga que recibe el antepié. (VOEGELI, 2003, p. 29)

2.2.2.1 *Cinética del tobillo en el ciclo de marcha.* Durante el ciclo de marcha los músculos dan la fuerza y torque necesario para el movimiento, en la gráfica de la figura 9-2 observamos el torque en función del peso de una persona, en ambas articulaciones del tobillo durante en el ciclo de marcha normal, la muestra fue de 10 adultos sanos (6 hombres y 4 mujeres), con edades de entre 27.4 ± 4.5 años, una altura de 174 ± 8 cm y peso de 70.2 ± 12.2 kg. (DIJKSTRA & GUTIERREZ, 2015, p. 3780)

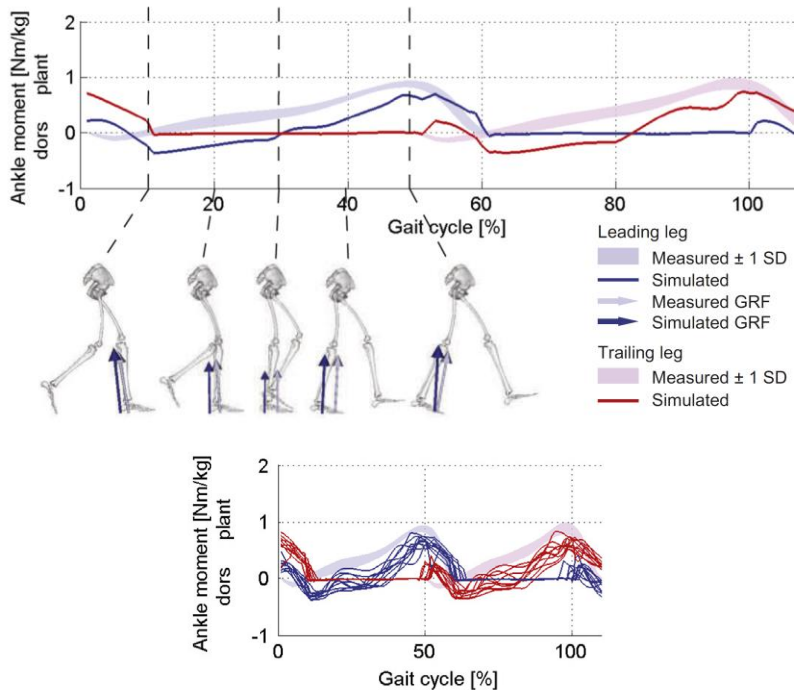


Gráfico 3-2. Torque en ambas articulaciones del tobillo durante en el ciclo de marcha

Fuente: (DIJKSTRA & GUTIERREZ, 2015, p. 3780)

Como complemento se investigó los torques articulares en la articulación del mediopie, las gráficas fueron realizadas tomando como muestra a los 30 sujetos sanos, con valores normalizados con respecto al peso corporal de cada sujeto.

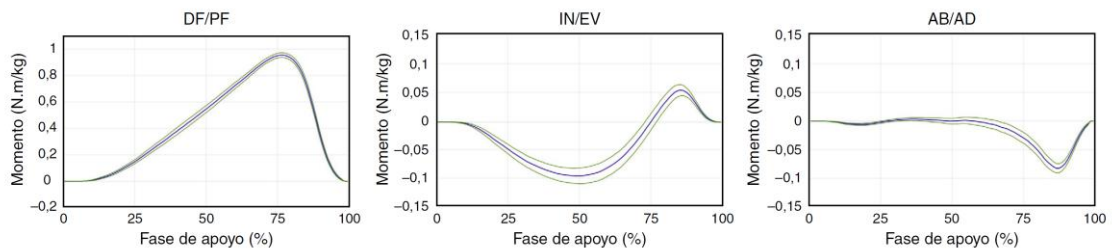


Gráfico 4-2. Momentos articulares del mediopie durante la marcha

Fuente: (SANCHIS-SALES et al., 2016, p. 62)

Otros autores mencionan que los torques máximos que se pueden presentar durante la marcha se encuentran en un rango de 100 a 200 Nm y que el torque necesario para posicionar el pie durante la etapa de swing en la marcha es 17 Nm. (CERNA SOTO, 2016)

2.3 Características del usuario

2.3.1 Talla y peso. La media del peso y talla en adolescentes masculinos de 12 a 19 años es de 54,5 kg y 159,4 cm respectivamente; en adultos (mayores de 19 años) la talla prácticamente se mantiene en 152,1 cm y el promedio de peso es de 71.9 kg.

Tabla 3-2. Media de peso y talla en los adolescentes y adultos masculinos

Edad (años)	Muestra (n)	Peso (kg)	Talla (cm)
		Media	Media
12 – 14	2730	49,3	154,5
15 – 19	1692	61,6	166,2
Total	4422	54,5	159,4
19 – 29	4527	69,6	166,2
30 – 39	4015	73,1	165,3
40 – 49	2884	73,6	164,5
50 – 59	1193	72,8	163,5
Total	12619	71,9	165,2

Fuente: (MSP, 2014, p. 214)

2.3.2 Índice de masa corporal. Es una relación matemática que relaciona la masa y la estatura de una persona, en el caso de los adultos se ha utilizado como uno de los recursos para evaluar su estado nutricional, de acuerdo con los valores propuestos por la Organización Mundial de la Salud. Se calcula dividiendo los kilogramos de peso por el cuadrado de la estatura en metros.

Tabla 4-2. Clasificación del índice de masa corporal

Tipo	Detalle	Valores
A	Bajo peso	<18,5
B	Normal	18,5 – 24,9
C	Sobrepeso	25 – 29,9
D	Obesidad grado I	30 – 34,9
E	Obesidad grado II	35 – 39,9
F	Obesidad grado III	>40

Fuente: («OMS | Obesidad y sobrepeso» 2017)

2.3.3 Datos antropométricos. Los valores geométricos del cuerpo humano son frecuentemente llamados datos antropométricos. Para el diseño del equipo de rehabilitación se necesita tener valores numéricos de la geometría humana y sus partes principales.

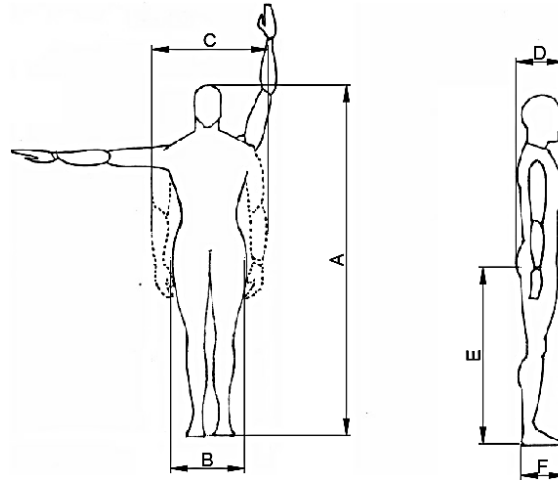


Figura 7-2. Medidas antropométricas principales

Fuente: (AGUIRRE, 2017, pp. 46-48)

Tabla 5-2. Análisis estadístico de la antropometría de los pacientes

Medida antropométrica		Magnitud		
		Mínima	Media	Máxima
A	Estatura	159,0	169,0	176,0
B	Anchura de la cadera	44,0	48,8	53,5
C	Anchura máxima del cuerpo	44,0	48,8	53,5
D	Profundidad máxima del cuerpo	19,5	22,8	25,0
E	Altura Trocánter Mayor	83,0	89,4	99,0
F	Largo del pie	21	24,6	28

Fuente: (AGUIRRE, 2017, p. 46-48)

2.4 Fisioterapia del pie y tobillo

La fisioterapia fue definida por la WCPT (World Confederación for Physical Therapy) en 1967 como. “El arte y la ciencia del tratamiento mediante agentes físicos para curar, prevenir, recuperar y readaptar a los pacientes susceptibles de recibir tratamiento físico”. La intervención terapéutica va dirigida a aquellas personas afectadas de disfunciones somáticas, psicosomáticas y orgánicas, o a las que se desea mantener un nivel adecuado de salud. (ASENSIO GARCÍA, 2013)

2.4.1 Rehabilitación física. De acuerdo al informe mundial sobre la discapacidad que fue emitido por la Organización Mundial de la Salud (OMS) y el Banco Mundial en el año 2011, la rehabilitación se define como el “conjunto de medidas que ayudan a las personas que tienen o probablemente tendrán una discapacidad a conseguir y mantener el funcionamiento óptimo en interacción con su ambiente.” La integración del conjunto de actividades en base a una secuencia lógica da origen al proceso de rehabilitación. (BICKENBACH, 2011)(CERNA SOTO, 2016)

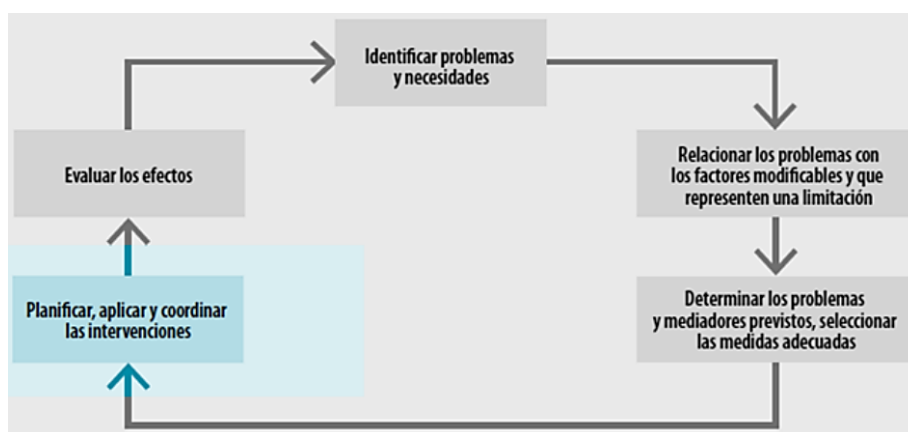


Gráfico 5-2. Proceso de rehabilitación según reporte de la OMS

Fuente: (STEINER et al. 2002) (WHO (World Health Organization) 2011)

Aunque resulte paradójico, el tratamiento más eficaz de muchas lesiones deportivas, en especial de aquellas que sufren los tejidos blandos, es la actividad física.

Cualquier lesión lo suficientemente grave como para que precise de un diagnóstico médico tendrá que ser tratada con un programa global de ejercicios de rehabilitación. Este programa debe incluir componentes esenciales y haber sido elaborado por profesionales con preparación adecuada, tanto preparadores físicos como fisioterapeutas deportivos. (PFEIFFER & MANGUS 2007)

2.4.2 Técnicas de rehabilitación. Los objetivos de la rehabilitación del tobillo en adición a la desinflamación, es la recuperación del rango de movimiento en flexión dorsal, flexión plantar, inversión, eversión y el fortalecimiento de los músculos asociados.



Figura 8-2. Rehabilitación física convencional: trabajo activo y trabajo pasivo

Fuente: (FIXIUM, 2016)

La rehabilitación de lesiones debe considerarse como un proceso evolutivo. Sin un tratamiento de este tipo, la probabilidad de que se reproduzca la lesión es en muchos casos alta. (PFEIFFER & MANGUS 2007)

2.4.3 Rehabilitación CPM. Es una modalidad de terapia postoperatoria, producido por algún mecanismo diferente al grupo muscular actuante sobre la articulación, el paciente no realiza esfuerzo para hacer el movimiento. La articulación se somete a un rango de movimiento preestablecido y por un período de tiempo determinado. (ROSERO, 2001, p. 56)

El Dr. Robert B. Salter desarrolló el concepto de CPM a partir de investigaciones realizadas en pacientes que recibieron diferentes tratamientos ortopédicos, concluyendo que para evitar la degeneración en las uniones sugería no inmovilizarlas, sugiriendo que cuanto antes se mueva la articulación es mejor. Posteriormente en investigaciones realizadas se observó que la inmovilización de las articulaciones después de que han sido sometidas a una cirugía era dañina. Por el contrario, cuando se realizaba un movimiento intermitente se encontró que era benéfico, tanto para las articulaciones lesionadas como para las saludables, entonces se concluyó que el movimiento continuo sería más efectivo. Mejorar la actividad metabólica y la nutrición de la articulación. Acelerar la curación del cartílago articular y estructuras periarticulares como tendones y ligamentos. Previene la adhesión y la rigidez en las articulaciones. (SALTER, 1996)

Por otra parte, no se esperaba que un paciente pudiera realizar un movimiento constante en una articulación dañada debido a la fatiga del músculo esquelético, por lo que también se concluyó que el movimiento debería ser además pasivo. Adicionalmente, este tipo de movimiento presentaba una ventaja, si era lo suficientemente lento, entonces podría aplicarse casi inmediatamente después de la cirugía. (SALTER, 1996)

2.4.4 Patología del tobillo. Las lesiones ortopédicas de las extremidades inferiores en especial de la articulación del tobillo son problemas que suceden muy a menudo en la población. Solo en Estado Unidos las fracturas de tobillo son una de las lesiones mayormente tratadas, alrededor de 260.000 casos al año (WUKICH, 2008). En las últimas dos décadas se ha registrado un aumento tanto en jóvenes, por la mayor actividad, y en personas con mayor edad, (debido a los accesorios de seguridad de medios de transporte como automóviles, que disminuyen las causas de muerte, pero no los traumas en extremidades inferiores (VAN DER GRIEND, 1996) (ASENSIO GARCÍA, 2013)

El sobrepeso y obesidad no es una simple cuestión de estética. Es mucho más, se trata de un problema que afecta a casi todo el organismo: corazón, pulmones, hígado, riñones, etc., y también las articulaciones.

La obesidad es otro factor que provoca lesiones articulares y alteración de la biomecánica por el hecho de soportar grandes tensiones por encima de la resistencia normal de los tejidos.

- Luxaciones. Una luxación es una separación de dos huesos en el lugar donde se juntan, es decir, en la articulación. Se denomina articulación luxada a aquella en la que los huesos ya no están en su posición normal. La persona que sufra esta lesión sentirá un gran dolor, no podrá mover esa extremidad y, además, notará una notable deformidad en forma de bulto. Cuando ocurre una luxación parcial o incompleta se denomina subluxación. (ASENCIO GARCÍA, 2013)
- Esguinces. Un esguince o torcedura es una lesión de los ligamentos que unen dos huesos que forman una articulación. Si la lesión es tan importante que el ligamento ya no puede estabilizar la articulación en su posición y los huesos se desarticulan, se trata de una luxación. (ASENCIO GARCÍA, 2013)

Tabla 6-2. Principales lesiones de tobillo y pie.

Lesiones óseas	Artrosis	Lesiones de partes blandas	
	Caída del arco		
	Condropatías		Bursitis
	Espolón calcáneo		Esguinces
	Dedos en martillo		Fascitis plantar
	Fracturas		Tendinitis y tendinosis
	Hallus valgus		
	Luxaciones		
	Osteocondritis		

Fuente: (GURUMETA, 2015)

2.5 Máquinas, equipos y mecanismos de rehabilitación física

2.5.1 Máquinas de rehabilitación por movimiento pasivo continuo. El Kinetec™ Brevia, es un equipo de rehabilitación basado en el movimiento pasivo continuo CPM, específico para la articulación de tobillo, y se basa en la teoría de que una articulación lesionada ha de ser movida “cuanto antes mejor” (ORTOWEB, 2015)

Incrementa el rango de movilidad de la articulación; reduce la estancia post quirúrgica hospitalaria; ayuda a disminuir complicaciones tales como rigidez de la articulación y adhesiones; aumenta la confianza del paciente, su bienestar e independencia; tiene movimiento anatómicamente correcto al tobillo y pie trasero; puede ser usado en la cama o sentado en una silla. (ORTOWEB, 2015)

Posee dos movimientos dimensionales: de flexión plantar a 35° hasta dorsiflexión a 30° y de eversión a 20° hasta inversión de 20°. (ORTOWEB, 2015)



Figura 9-2. Máquina CPM de rehabilitación de tobillo Kinetec Brevia

Fuente: (ORTOWEB, 2015)

Otro dispositivo comercial, es el OptiFlex Tobillo CPM, es un equipo que proporciona movimiento anatómico para el tobillo el fortalecimiento y entrenamiento post traumático del tobillo.(CHATTANOOGA, 2016)

Aborda capacidades completas de rango de movimiento del tobillo: Dorsi Flexión / Plantar Flexión e Inversión / Eversión. Los motores fáciles de ajustar permiten que los parámetros de tratamiento se personalicen para cumplir con los protocolos de terapia específicos del paciente. Control de mano fácil de usar capaz de almacenar datos de tratamiento en la tarjeta con chip de memoria. (CHATTANOOGA, 2016)



Figura 10-2. Unidad de movimiento continuo CPM para tobillo

Fuente: (CHATTANOOGA, 2016)

The Shuttle TM MiniClinic, es máquina de terapia física para el fortalecimiento y entrenamiento post traumático del tobillo. Es un dispositivo de ejercicio de rebote horizontal, permite un rango completo de movimiento de flexión dorsal y plantar, mientras que la espalda y el cuello se apoyan cómodamente en los respaldos y apoyacabezas. Las tensiones inducidas internas y externas combinadas tienen un efecto positivo en los grupos musculares dentro del cuerpo, así como en el sistema cardiovascular. (SANDERS CLINIC, 2017)

Traumas de distorsión con afección de ligamento capsular, contusiones articulares, esguinces y fracturas.



Figura 11-2. Máquina de terapia física MCP The Shuttle TM MiniClinic

Fuente: (SANDERS CLINIC, 2017)

2.5.2 Máquinas de rehabilitación por robots paralelos. Los mecanismos paralelos son versátiles ya que permiten recuperar el movimiento espacial siguiendo una trayectoria definida (trabajo pasivo) y la funcionalidad ofreciendo resistencia (trabajo activo). Esta capacidad es una de las muchas ventajas que presentan este tipo de mecanismos. (CERNA SOTO, 2016)

The Rutgers Ankle Robotic Interface, es un robot paralelo de 6 grados de libertad (GDL); es controlado con actuadores neumáticos y cuenta con una interfaz para interactuar virtualmente mediante juegos con el paciente. (GIRONE et al., 2000)

El sistema no sólo es más eficaz, sino mucho más divertido que los demás equipos. Con el pie lesionado asegurado en el dispositivo, el paciente vuela un avión en una pantalla de vídeo inclinando y girando el pie en diferentes direcciones; la cantidad de resistencia es establecida por el terapeuta.

Sólo unas 30 personas hasta ahora han utilizado este dispositivo que todavía se considera un prototipo. El sistema de realidad virtual también se puede adaptar a otras articulaciones y se ha utilizado experimentalmente en la rehabilitación de pacientes con ictus y aquellos con parálisis cerebral. (MERREL, 2009)



Figura 12-2. Dispositivo rehabilitador para tobillo por medio de robots paralelos

Fuente: (MERREL, 2009) (JUNGWON et al. 2002)

El robot paralelo 3-RSS/S para la rehabilitación del tobillo, desarrollado por G. Liu, J. Gao; puede proporcionar un movimiento de rotación alrededor de tres ejes ortogonales. Se basa en un mecanismo de rotación-esférico-esférico / puntal. La función del puntal es restringir y soportar la plataforma superior. El trabajo futuro se reporta como la adición de la comunicación por internet al trabajo de diagnóstico y evaluación, así como la inclusión de elementos de la realidad virtual. (LIU et al., 2006)



Figura 13-2. Robot 3-RSS/S para rehabilitación de tobillo

Fuente: (LIU *et al.*, 2006, pp. 1109-1113)

Robot 3-RUS/RRR utiliza mecanismos paralelos para ejecutar ejercicios de rehabilitación física para las articulaciones de los tobillos. El robot puede realizar los tres movimientos de esta articulación; el centro de rotaciones del mecanismo coincide con los ejes de movilidad del tobillo en comparación con otros dispositivos de múltiples grados de libertad que no proporcionan un movimiento efectivo. Este dispositivo también se basa en un mecanismo Rotational – Spherical – Spherical/Strut. (LIU *et al.* 2006)(WANG *et al.* 2013)

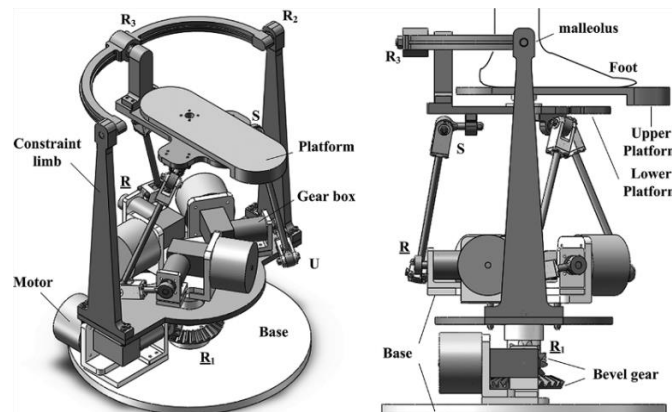


Figura 14-2. Robot 3-RUS/RRR para rehabilitación de tobillo

Fuente: (WANG *et al.*, 2013)

2.5.3 Plataforma robótica para rehabilitación y entrenamiento de tobillo. El mecanismo con una plataforma rotativa robótica de entrenamiento y equilibrio de tobillo comprende una plataforma para soportar un pie. La placa de pie es capaz de girar alrededor de un eje de inversión / eversión y un eje plantar/dorsiflexión. La plataforma

comprende también un sistema de accionamiento configurado para aplicar una fuerza de asistividad o resistividad a cada movimiento, sea este de inversión/eversión o dorsiflexión/plantarflexión. (FARJADIAN et al., 2014)

La plataforma robótica comprende además un sistema de accionamiento configurado para aplicar una fuerza de inversión de asistividad / eversión y una fuerza de inversión / eversión resistiva a la placa de pie y una fuerza asistiva de planar / dorsiflexión y una fuerza resistiva plantar / dorsiflexión a la placa de pie.(FARJADIAN et al., 2014)

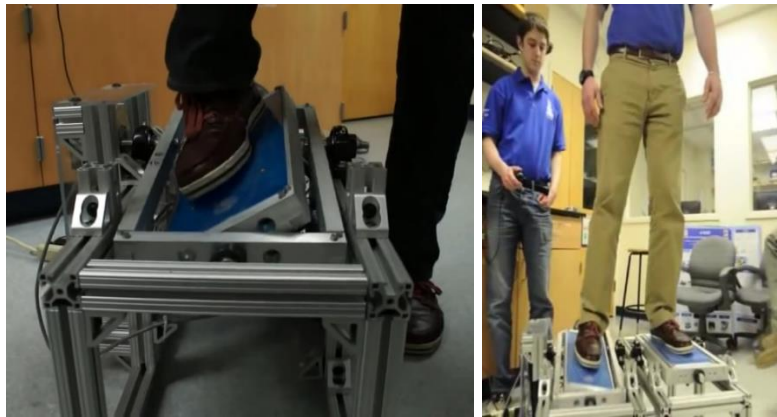


Figura 15-2. Entrenador de equilibrio y rehabilitador de tobillo

Fuente. (FARJADIAN et al., 2014)

2.6 Metodologías de diseño

Existen varias metodologías que nos ayudan en el desarrollo de productos. El primer y más importante paso es el diseño del concepto de la máquina para ello se investigaron diversas metodológicas que de forma combinada ayudarán en gran medida al desarrollo nuestro equipo de rehabilitación.

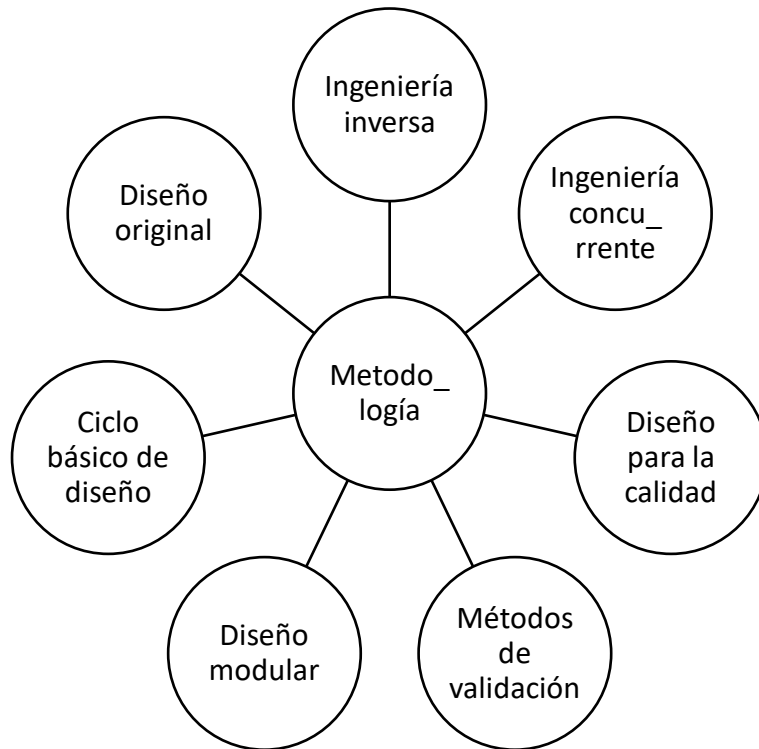


Gráfico 6-2. Metodologías de diseño y desarrollo de productos

Fuente: Autor

2.6.1 Ingeniería concurrente. Es un esfuerzo sistemático para un diseño integrado concurrente del producto y de su correspondiente proceso de fabricación y servicio. Se toma en cuenta todos los elementos del ciclo de vida del producto (CVP), desde el diseño conceptual hasta su disponibilidad, incluyendo calidad, costo y necesidades de los usuarios.

Coordinamos e integramos las diversas actividades de desarrollo de un nuevo producto al subdividir los complejos problemas de los procesos de diseño y de fabricación. Cada nuevo proyecto se trabaja con técnicas disciplinadas y en conjunto con un grupo multidisciplinario de tiempo completo. (SALAZAR LÓPEZ 2016)

2.6.2 Ingeniería inversa. Es una metodología de rediseño, esta metodología se aplica a un producto existente, un prototipo o al diseño conceptual de una máquina. En este proceso se involucra varias técnicas para diseccionar y comprender el producto. La ingeniería inversa inicia el proceso de rediseño de un producto, donde es observado, analizado y documentado en términos de su funcionalidad, forma, principios físicos, manufacturabilidad y ensamblabilidad. La intención inicial de este proceso es entender y representar completamente el estado actual del producto. (RIBA 2002)

2.6.3 *Diseño para la calidad.* Perspectiva de la ingeniería concurrente que, más allá de buscar la conformidad de un producto o servicio con las especificaciones previstas, incide en el mismo diseño para hacerlo más apto para la calidad (eliminación o simplificación de controles, diseño robusto). El concepto más reciente de calidad se refiere tanto al grado de satisfacción que el producto o servicio proporciona a las expectativas del usuario como a la rentabilización general de los recursos y a la eliminación de las pérdidas. (RIBA 2002)

2.6.4 *Métodos de validación y pruebas preliminares.* Los productos que incluyen un diseño original, o un diseño de adaptación, deben validar los principios de solución en la etapa del diseño conceptual a través de alguno de los siguientes métodos:

- Cualitativos. Se realizan normalmente por un equipo pluridisciplinario, en base al diseño de un producto y a partir de consideraciones de tipo cualitativo o por medio de métodos de estimación como el análisis de valor (VA), o el desarrollo de la función de calidad (QFD). En muchos casos es suficiente para evaluar y validar las soluciones.
- Software de simulación. Se utiliza para obtener evaluaciones cuantitativas y criterios de mucha utilidad en la decisión de validar o no las soluciones, se realiza sobre modelos virtuales del producto forzosamente simplificados. (RIBA 2002)

También, desde la perspectiva de las herramientas informáticas, últimamente se han desarrollado varios softwares para facilitar la realización de prototipos en un tiempo más breve permitiendo modificar los diseños con rapidez y facilidad, reducir los errores, disminuir el peso y asegurar la rentabilidad de los procesos de mecanizado, la elección de materiales.

Permiten estudiar el rendimiento de los prototipos virtuales 3D antes de crear la primera pieza física. Proporciona una perspectiva valiosa que ayuda a reducir el tiempo de lanzamiento comercial a la vez que aumenta la durabilidad, fiabilidad y seguridad del producto.

Ello invita a un uso más decidido de las actividades de evaluación y validación por medio de ensayos con prototipos físicos como comprobación última, lo que se traduce en asegurar la calidad de los productos y servicios. (RIBA 2002)

2.6.5 Ciclo básico de diseño. El ciclo básico de diseño es una forma particular del método de resolución de problemas cuyas actividades se dirigen desde los objetivos (las funciones) hacia los medios (el diseño).

El ciclo básico de diseño es una unidad fundamental que se aplica de forma iterativa a lo largo de todo el proceso de diseño en una secuencia en forma de espiral convergente donde cada vez las soluciones obtenidas se aproximan más a los objetivos y requerimientos del enunciado del problema. Sin embargo, debido a su carácter general y abstracto, no ofrece el suficiente alcance para establecer una metodología de diseño, por lo que conviene estructurar el proceso de diseño en grupos de actividades relacionadas que conduzcan a ciertos estadios de desarrollo. (RIBA 2002)

2.6.6 Modelo de etapas del proceso de diseño. El ciclo básico de diseño, debido a su carácter general y abstracto, no ofrece el suficiente alcance para establecer una metodología de diseño, por lo que conviene estructurar el proceso de diseño en grupos de actividades relacionadas que conduzcan a ciertos estadios de desarrollo.

Se basa en la idea que el diseño puede expresarse en cuatro niveles de definición que determinan los resultados de cada una de las etapas sucesivas:

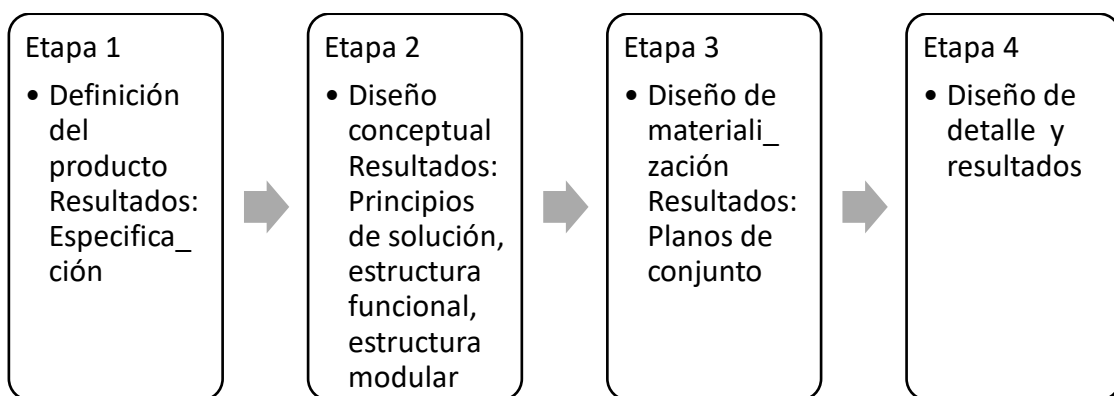


Gráfico 7-2. Modelo de etapas del proceso de diseño.

Fuente: (RIBA 2002)

2.7 Metodología para el diseño mecánico del equipo de rehabilitación

Como resultado del estudio bibliográfico, se propone seguir los siguientes pasos para el desarrollo de la propuesta tecnológica planteada. Como guía principal se utilizó el modelo de etapas del proceso de diseño y ciclo básico de diseño.

2.7.1 Estudios previos. Realizar entrevistas con profesionales del área de fisioterapia y terapia física, realizar una investigación profunda en libros, artículos científicos, publicaciones sobre el diseño de este tipo de máquinas, documentos de internet, entre otros, aplicando métodos de análisis y síntesis.

2.7.2 Diseño conceptual. Determinación de las especificaciones, parámetros de diseño y características técnicas; con la aplicación de metodologías de diseño del concepto. Se inicia aplicando el diseño para la calidad QFD, la matriz de la casa de la calidad o matriz QFD, diseño modular con principios de solución.

Se determina las mejores características técnicas para nuestro equipo de rehabilitación, este método permite cumplir todos los objetivos planteados por la voz del usuario.

2.7.3 Diseño de detalle. Primero se realizó un modelo CAD preliminar de la máquina, para iniciar con una primera simulación cinética - cinemática en software ADAMS y así conseguir las cargas a las que los elementos están sometidos; con estos resultados obtenidos, se procederá a realizar el cálculo analítico para el diseño mecánico de los elementos que conforman el equipo de rehabilitación, terminado este primer paso obtenemos las primeras dimensiones de los elementos mecánicos y se corrigió la geometría del modelo CAD preliminar.

Se realizó una nueva simulación cinemática y cinética en el software ADAMS del modelo CAD corregido, y con los datos obtenidos se realizó un recalcado de nuestro primer diseño analítico, con esto se aseguró de obtener un diseño confiable, detallado y minucioso. Para validar los resultados del diseño analítico por resistencia, se realizará la simulación aplicando el análisis por elementos finitos en ANSYS y SAP 2000.

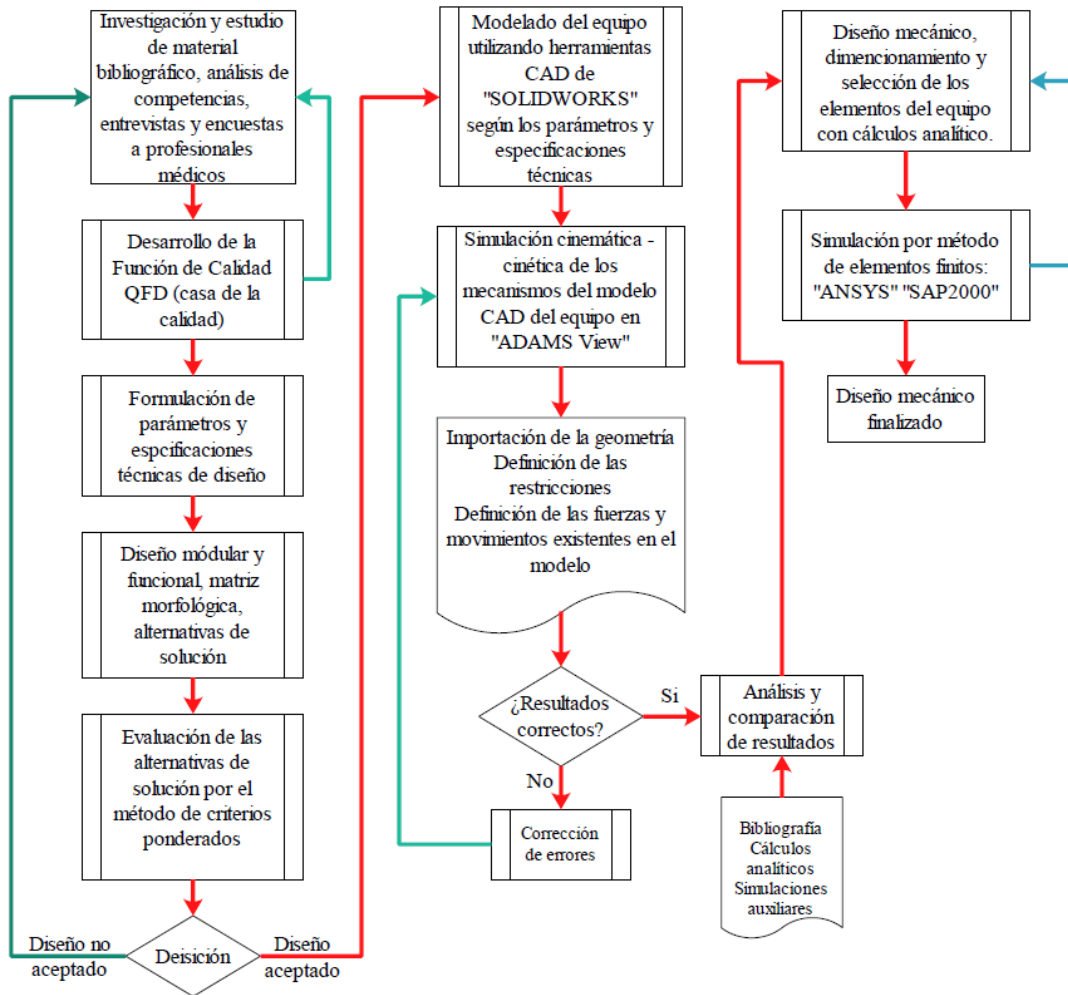


Gráfico 8-2. Metodología de diseño mecánico para el equipo de rehabilitación

Fuente: Autor

CAPÍTULO III

3 DISEÑO CONCEPTUAL

El proceso de diseño conceptual consiste esencialmente en obtener una solución a un problema de diseño planteado a partir de las especificaciones, requisitos y necesidades, para lo cual se aplicará herramientas de diseño concurrente como el desarrollo de la función de calidad (QFD), cuya finalidad principal es asegurar que se tenga en cuenta la voz del usuario o cliente en el proceso de diseño conceptual de la máquina, a fin de obtener los requisitos técnicos, de servicio y económicos.

3.1 Metodología del diseño para la calidad

La matriz de la casa de la calidad o matriz QFD (Quality Function Deployment) es la que se encarga de determinar las mejores características técnicas para nuestro equipo de rehabilitación, este método permite cumplir todos los objetivos planteados por el usuario. Para realizar la casa de la calidad se requiere tener en cuenta los requerimientos y características del producto, de estos se encarga el ingeniero, en interpretarlos y a la vez evaluarlos para saber cuáles son de mayor relevancia en el diseño final.

3.1.1 *Voz del usuario.* Para reunir los requerimientos para el diseño conceptual del equipo, se realizó encuestas a profesionales del área de medicina; ver ANEXO I.

- Seguridad para el paciente
- Estructura de asistencia para el paciente entrenamiento de equilibrio
- Que soporte pacientes con un IMC entre 35 – 40
- Comodidad para el paciente
- Equipo ajustable según la morfología del paciente
- Versatilidad en las posiciones del paciente
- Realice los tres movimientos de la articulación del tobillo
- Los movimientos no sean bruscos
- Precisión en los movimientos
- Rehabilitación asistiva/resistiva
- Permita el control del nivel de esfuerzo y velocidad
- Liviano para su transporte
- Montaje simple

- No ocupe mucho espacio
- Fácil mantenimiento y reparación
- Materiales durables, resistentes a la corrosión y fácil limpieza
- Bajo consumo de energía
- Funcione con energía eléctrica
- Funcionamiento silencioso
- Fácil operación
- Costo bajo del equipo

3.1.2 Voz del ingeniero. Este se encarga de transformar técnicamente los requerimientos de la voz de usuario, y obteniendo las siguientes características para determinar el exoesqueleto. (RIBA 2002)

- Grados de libertad (GDL)
- Rangos de movilidad (°)
- Velocidad
- Fuerza
- Torque de los motores
- Geometría y dimensiones del equipo
- Peso del equipo
- Nivel de automatización y control
- Suministro y eficiencia energética
- Nivel de ruido
- Materiales
- Mantenimiento
- Ensamble y desensamble del equipo
- Seguridad
- Confort y ergonomía
- Costos

3.1.3 Competencia 1_OptiFlex Tobillo CPM. Es un equipo que proporciona movimiento anatómico para el tobillo el fortalecimiento y entrenamiento post traumático del tobillo.

Aborda capacidades completas de rango de movimiento del tobillo: Dorsi Flexión / Plantar Flexión e Inversión / Eversión.

Los motores son fáciles de ajustar y permiten que los parámetros de tratamiento se personalicen para cumplir con los protocolos de terapia específicos del paciente.

Posee control de mano fácil de usar capaz de almacenar datos de tratamiento en la tarjeta con chip de memoria.

3.1.3.1 *Especificaciones técnicas:*

- Base ajustable para uso en cama o silla
- Diseño universal izquierdo / derecho patentado
- Proporciona movimiento anatómicamente correcto
- Ligero 24 libras (11 kg)
- Flexión dorsal/plantar 30 – 45 °
- Inversión / Eversión 20° – 0 – 20°
- Velocidades: 2
- Dimensiones: 22 "x 18.5" x 28.4 "(56 cm x 47 cm x 72 cm)
- Precio: \$ 6268,94 IVA incluido, envío gratis



Figura 1-3.Competencia 1

Fuente: (CHATTANOOGA 2016)

3.1.4 Competencia 2_ Kinetec™ Breva. Es un equipo de rehabilitación basado en el movimiento pasivo continuo CPM, específico para la articulación de tobillo, y se basa en la teoría de que una articulación lesionada ha de ser movida “cuanto antes mejor”.

Incrementa el rango de movilidad de la articulación; reduce la estancia post quirúrgica hospitalaria; ayuda a disminuir complicaciones tales como rigidez de la articulación y

adhesiones; aumenta la confianza del paciente, su bienestar e independencia; tiene movimiento anatómicamente correcto al tobillo y pie trasero; puede ser usado en la cama o sentado en una silla.

Posee dos movimientos dimensionales: de flexión plantar a 35° hasta dorsiflexión a 30° y de eversión a 20° hasta inversión de 20°. Control de mano avanzado para maximizar programas y protocolos.

3.1.4.1 Especificaciones técnicas.

- Control remoto desmontable que facilita el mantenimiento.
- Control remoto dedicado para almacenaje cuando la máquina no es usada o durante el transporte.
- Posibilidad de bloquear el ajuste de los parámetros.
- La Reserva Exclusiva de Carga asegura la protección del paciente cuando se ejerce fuerza excesiva en la articulación.
- Tamaño del Pie: desde 19 cm. a 29 cm.
- Peso: 12.5 kg.
- Tamaño: 56cm. x 37cm. x 45m.
- Voltaje: desde 100 a 240 Volts 50/60Hz.
- Potencia Eléctrica: 50VA.
- diseñado y fabricado cumpliendo la IEC 601.1.
- Precio: € 4.480,00 IVA incluido, envío gratis



Figura 2-3.Competencia 2

Fuente: (ORTOWEB 2015)

3.1.5 Casa de la calidad.

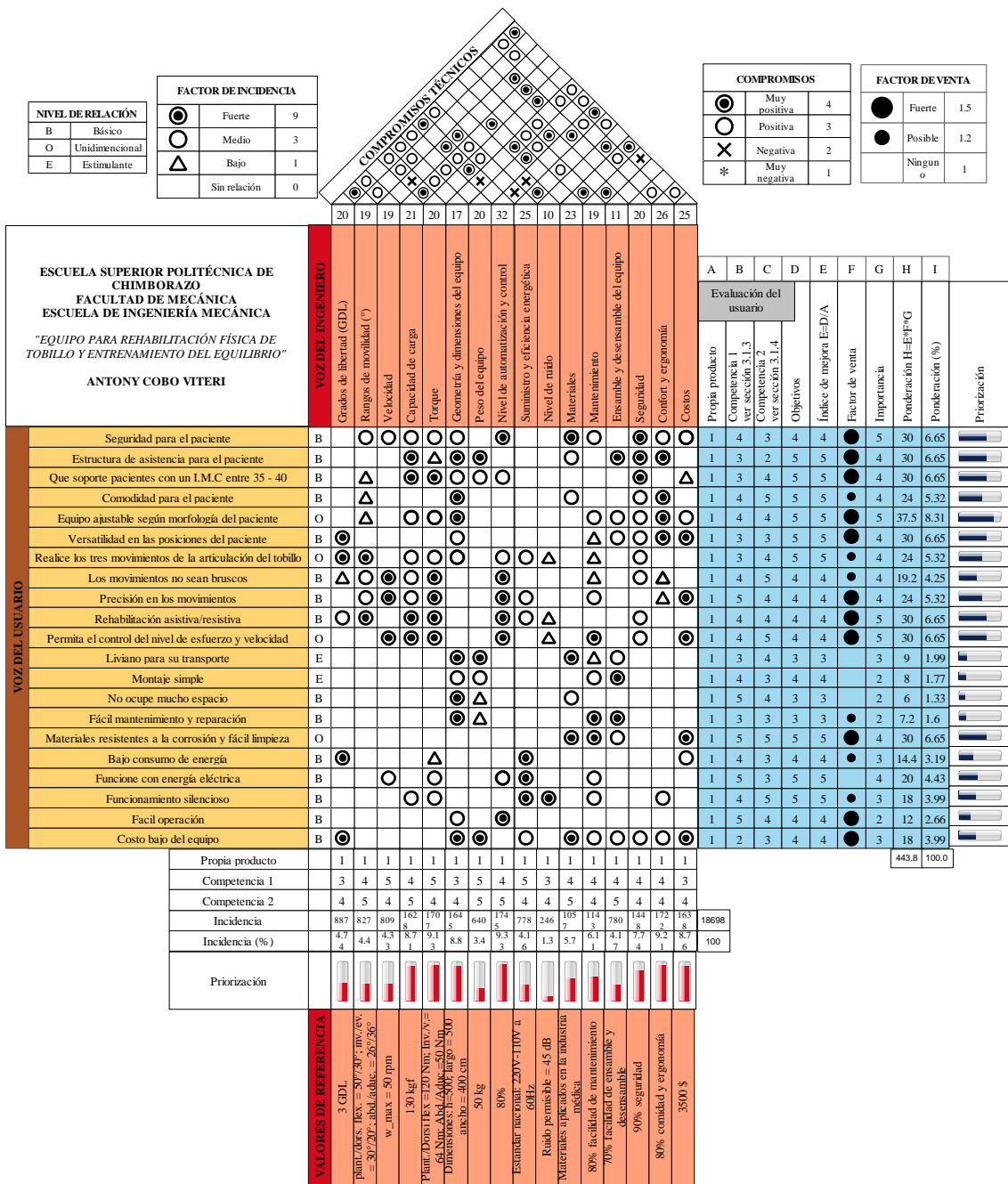


Gráfico 1-3. Casa de la calidad

Fuente: Autor

3.1.5.1 *Resultados y conclusiones de la casa de la calidad.* El equipo de rehabilitación debe contar con todas los requerimientos y recomendaciones dados por el usuario. Todos estos tienen influencia en el diseño del equipo, sin embargo, algunas cobran mayor relevancia.

Al evaluar la incidencia de las características técnicas para la mejora del producto se toma en cuenta las que tuvieron mayor importancia, que son las siguientes:

- Grados de libertad: 3 GDL
- Rangos de movilidad: FD–FP = 50°/30°, IN–EV = 30°/20°, AD–ABD= 26°/36°.
- Torques: FD–FP = 120 Nm, IN–EV = 64 Nm, AD–ABD = 50 Nm
- Capacidad de carga = 130 kgf
- Costo: 3500\$
- Geometría y dimensiones: Altura = 500 cm, Ancho = 400 cm, largo = 500cm; placa del pie: 20x35 cm
- Materiales: Materiales aplicados en la industria médica, acero y aluminio.

3.2 Parámetros de diseño para el equipo de rehabilitación

Mediante el análisis realizado previamente en el QFD, se ha obtenido los parámetros para el diseño mecánico del equipo, las mismas que se indican en la tabla 1-3.

Tabla 1-3. Parámetros y requerimientos técnicos del equipo de rehabilitación

ESPOCH		EQUIPO DE EQUIPO DE REHABILITACIÓN DE TOBILLO			Fecha inicial: 07/08/2017
Escuela de Ingeniería Mecánica					Última revisión: 24/08/2017
Diseñador: Antony Cobo					
Concepto	Fecha	Propone	R/D	Descripción	
Función	21/06/2017	M+C	R	Rehabilitación física de los tobillos y ejecutando los tres movimientos del tobillo FD-FP, IN-EV y AD-ABD.	
Cinemática	21/06/2017	C+M	R	3 GDL (grados de libertad) Rangos de movilidad: Flexión dorsal/plantar = 50°/30°; Inversión/Eversión = 30°/20° Abducción/Aducción = 26°/36°	
Velocidad	21/06/2017	C+M	R	Velocidad angular máxima para rehabilitación ≈ 40 - 50 rpm	

Tabla 1-3. (Continuación) Parámetros y requerimientos técnicos del equipo de rehabilitación

Capacidad de carga	21/6/2017	D+C	R	Carga en peso del paciente = 130kgf
Torques	21/6/2017	D+C	R	Plantar/Dorsi flexión = 120 Nm Inversión/Eversión = 64 Nm Aducción/Abducción = 50 Nm
Control y señales	22/6/2017	C+M	R	Dispositivos de medición, adquisición de datos y control, para las variables de posición, velocidad, fuerza y torque, de manera que se pueda calcular los parámetros experimentados durante el uso de la máquina y proporcionar las fuerzas resistivas y activas.
Confort y ergonomía	22/6/2017	C	D	Estructura de soporte para el paciente: Pista deslizante que permita regular la distancia entre la primera y segunda plataformas móviles. Arnés y correas de seguridad. Una interfaz de juego que permita una visualización gráfica de la rehabilitación.
Seguridad y confiabilidad	22/6/2017	C	R	Accesorios de seguridad, para la estructura de asistencia: barandillas de apoyo, arneses y correas para asegurar al paciente.
Dimensiones	2/7/2017	D+C	D	Altura = 180 cm; Ancho = 100 cm; largo = 120cm. Placa del pie = 20 x 35 cm
		D	D	Peso del equipo = 50kgf
Materiales	2/7/2017	F+C	R	Aplicados en la industria médica. Considerar disponibilidad y el condicionante mercado nacional.

Tabla 1-3. (Continuación) Parámetros y requerimientos técnicos del equipo de rehabilitación

Costos	5/7/2017	C+M	D	El costo del equipo debe ser el menor posible, respetando las exigencias del diseño. Costo establecido por el fisioterapeuta = 3500\$
Mantenimiento	6/7/2017	C	D	Confiabilidad del equipo 90%, sencilla intercambiabilidad de repuestos y de fácil adquisición.

Propone: C = Cliente; M = Marketing; D = Diseño; F = Fabricación. R/D: R = Requerimiento; MR = Modificación de requerimiento; NR = Nuevo requerimiento; D = Deseo; MD = Modificación de deseo; ND = Nuevo deseo

Fuente: Autor

3.3 Función global (black – box)

La función global se representa como una caja negra, ver la figura 23, la cual es una abstracción simple del equipo a diseñar, donde solo se consideran los flujos de entradas y salidas principales del sistema, que están representadas por materia, energía y señal. La materia es el usuario o paciente, la energía del equipo es eléctrica, la señal es la puesta en marcha del equipo ingresando la información de los requerimientos y tipo rehabilitación.

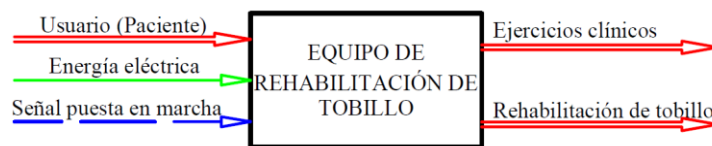


Gráfico 2-3. Función global del equipo rehabilitador

Fuente: Autor

3.4 Estructura funcional

La función del producto es realizar la rehabilitación física de los tobillos y entrenamiento del equilibrio, efectuando los tres movimientos de esta articulación, a continuación, se desarrolla la estructura funcional.

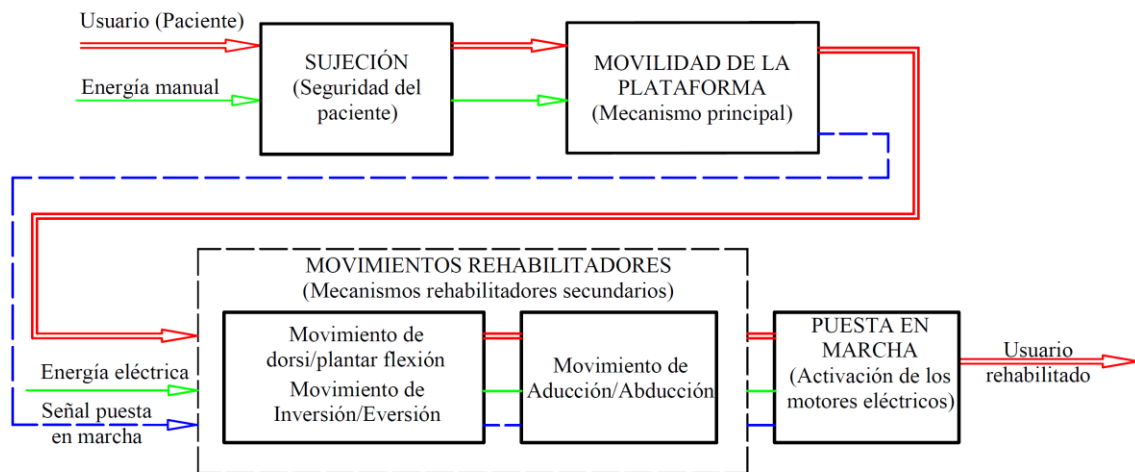


Gráfico 3-3. Estructura funcional del equipo rehabilitador

Fuente: Autor

3.4.1 Descripción de las funciones.

- Sujeción: es la etapa inicial; el usuario (paciente) posiciona sus extremidades inferiores, asegurando sus pies, de manera que en la rehabilitación los movimientos sean precisos y seguros.
- Movilidad de la plataforma: en esta función se va a proveer el mecanismo principal (tipo de plataforma móvil) para la ejecución de los movimientos rehabilitadores.
- Movimientos rehabilitadores: esta etapa es la encargada de proporcionar los mecanismos secundarios para que la plataforma móvil realice los tres movimientos que son: flexión dorsal/flexión plantar, inversión/eversión y aducción/abducción.
- Puesta en marcha: los actuadores para nuestra máquina son motores eléctricos, los cuales serán conectados al mecanismo de actuación y así proveer energía para mover nuestra máquina y ejecute finalmente la rehabilitación.

Estudio de alternativas de solución para el equipo. El estudio de alternativas nos permite analizar cada propuesta investigada, mediante la discusión de las ventajas y desventajas de cada alternativa, antes de tomar decisiones sobre la realización de este equipo.

3.5 Planteamiento de las alternativas

3.5.1 Sujeción.

- Correa – Velcro
- Superficie rugosa
- Preforma

3.5.2 Movilidad de la plataforma. Para esta función se investigó dos tipos de plataformas.

- Plataforma con articulación universal
- Plataforma con bastidores externos e internos

3.5.3 Movimientos rehabilitadores. Flexión dorsal – flexión plantar, inversión – eversión. Para la ejecución de los movimientos de FD – FP e IN – EV, se generó tres posibles soluciones.

- Poleas y correas sincrónicas
- Mecanismo de barras (palanca)
- Mecanismo barras articuladas (biela manivela)

3.5.4 Movimiento Aducción/Abducción.


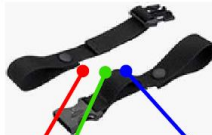

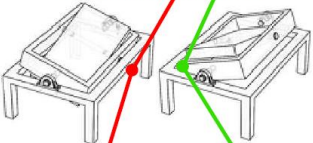
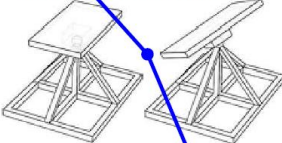
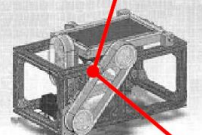
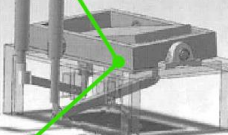
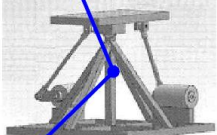

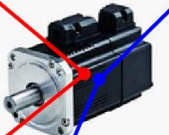

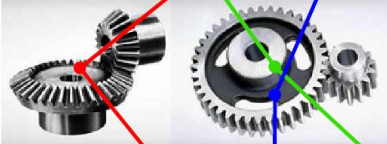


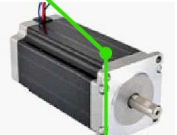
- Engranés helicoidales y engranes cónicos espirales
- Engranés rectos y engranes cónicos con dientes rectos

3.5.5 Motores eléctricos.

- Servomotores
- Motor de paso
- Motor lineal

3.6 Matriz morfológica

Tabla 2-3. Matriz morfológica

Función	Alternativas
Sujeción	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;"> <p>Superficie rugosa</p>  </div> <div style="text-align: center;"> <p>Correas</p>  </div> <div style="text-align: center;"> <p>Preforma</p>  </div> </div>
Movilidad de la plataforma	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;"> <p>Plataforma con bastidores externos e internos</p>  </div> <div style="text-align: center;"> <p>Plataforma con articulación universal</p>  </div> </div>
Movimiento Dorsi/Plantar flexión; Inversión/Eversión	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;"> <p>Poleas y correas dentadas</p>  </div> <div style="text-align: center;"> <p>Mecanismo barras (palanca)</p>  </div> <div style="text-align: center;"> <p>Mecanismo de barras articuladas</p>  </div> </div>
Puesta en marcha	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;"> <p>Motor lineal</p>  </div> <div style="text-align: center;"> <p>Servomotor</p>  </div> <div style="text-align: center;"> <p>Motor PaP</p>  </div> </div>
Movimiento Aducción/Abducción	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;"> <p>Engranajes cónicos de dientes rectos y engranes rectos</p>  </div> <div style="text-align: center;"> <p>Engranajes cónicos espirales Engranajes helicoidales</p>  </div> </div>
Puesta en marcha	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;"> <p>Servomotor</p>  </div> <div style="text-align: center;"> <p>Motor PaP</p>  </div> </div>
Alternativas de solución	<div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;"> <div style="text-align: center; color: red;"> <p>Solución 2</p> </div> <div style="text-align: center; color: blue;"> <p>Solución 3</p> </div> <div style="text-align: center; color: green;"> <p>Solución 1</p> </div> </div>

Fuente: Autor

3.7 Alternativas de solución

Con las alternativas de solución definidas, se analizó cada propuesta mediante la discusión de las ventajas y desventajas.

3.7.1 Solución 1.

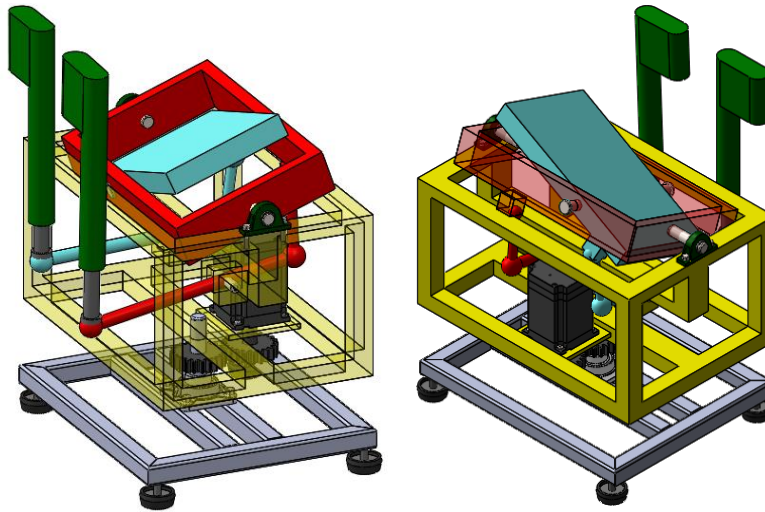


Figura 3-3. Solución 1

Fuente: Autor

En esta alternativa de solución se seleccionó a la plataforma con bastidores externos e internos; el mecanismo de la plataforma móvil que se utilizó es por medio de barras (palanca), para el accionamiento se seleccionó motores lineales; para el tercer grado de libertad (movimiento de aducción – abducción) se seleccionó una transmisión por engranes rectos, con los ejes orientados de forma paralela, controlado por un motor de paso.

3.7.1.1 *Ventajas y desventajas.* La aplicación de las fuerzas desde los actuadores a la plataforma móvil es muy efectiva utilizando el principio de palanca; los brazos de palanca proporcionan una conexión mecánica y una fuerza directa estable entre el actuador lineal y la placa de pie.

La cantidad de espacio por debajo de la placa de pie se reduce para proporcionar una altura deseada al tener los accionadores lineales orientados verticalmente en el lado de la placa de pie.

El movimiento es logrado usando brazos de palanca, los cuales aplican una fuerza de giro alrededor de un punto de pivote. Una ventaja de tales de este diseño puede incluir la mejora de la fuerza aplicada desde actuadores a la plataforma utilizando el principio mecánico de palanca. Los brazos de palanca deben soportar grandes esfuerzos, por lo que su diseño por resistencia y rigidez debe ser minucioso, ocupa un gran espacio.

Las conexiones entre el motor lineal y las barras deben ser de tipo cabezas de articulación. Cuando se ejecute un movimiento combinado por ejemplo inversión y flexión dorsal, las articulaciones deben ser de tipo rótula y deben proporcionar un ángulo de oscilación de al menos 20 a 25 °, lo cual es un problema ya que la mayoría de las cabezas de articulación tienen ángulos de oscilación de 15°.

Para el movimiento se aducción – abducción se usará un motor de paso ya que el torque que se necesita para ese movimiento es el menor de todos.

Los motores de paso son de menor costo que los servomotores. Tienen exactitud en la posición y repetición de movimientos, tienen un error de 3 a 5 % del paso y dicho error no es acumulativo de un paso a otro.

Algunas veces puede ser necesario aplicar un voltaje superior al nominal para lograr que un determinado motor cumpla con el torque deseado, lo que producirá un calentamiento excesivo y acortará la vida útil del motor.

Puede ocurrir el fenómeno de resonancia si el motor no es controlado adecuadamente.

3.7.2 Solución 2.

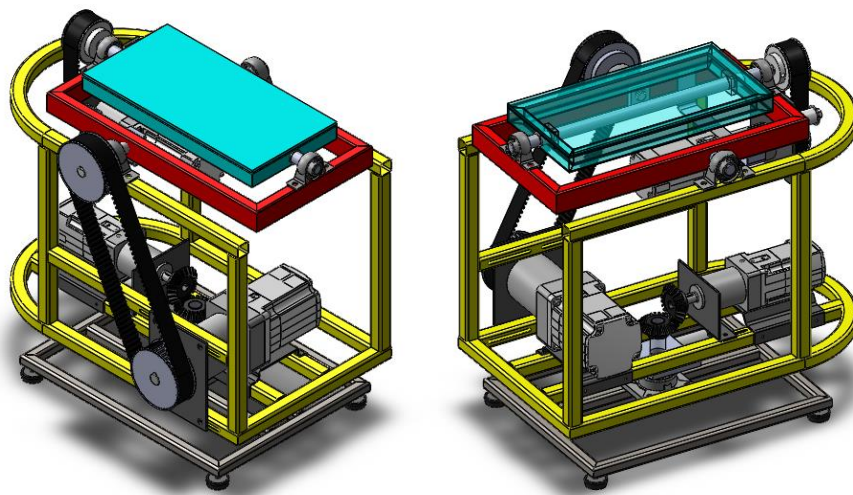


Figura 4-3. Solución 2

Fuente Autor

En esta alternativa de solución se seleccionó a la plataforma con bastidores externos e internos; el accionamiento de la plataforma móvil para los movimientos de flexión dorsal – flexión plantar es por medio de transmisión por bandas - poleas sincrónicas, para el accionadas se seleccionó servomotores; para el tercer grado de libertad (movimiento de aducción – abducción) se seleccionó una transmisión por engranes cónicos rectos (ejes orientados de forma perpendicular), controlado de igual manera por un servomotor.

3.7.2.1 *Ventajas y desventajas.* La plataforma de tipo bastidor interno y externo, proporciona un diseño con gran estabilidad y con rigidez. El uso de correas de distribución reduce en gran medida la desalineación. Se puede seleccionar una correa y una polea basándose en la potencia del motor, la velocidad del eje y la salida de par máximo deseada. El componente interno y externo están conectados mecánicamente por medio de ejes. La plataforma móvil incluye cojinetes en los cuales los ejes de cada plataforma (externa e interna) puede rodar.

El mecanismo de actuación por correas sincrónicas tiene un funcionamiento silencioso, en comparación con una transmisión por engranajes. Simplifica el diseño, reduce los costos, puede absorber choques o impactos y vibraciones mejorando la duración de la máquina, el montaje y mantenimiento es sencillo en comparación con la transmisión por engranajes, funciona de manera aceptable en condiciones de polvo y humedad, tolerancia a la desalineación, no se patinan por el engrane producido por el perfil de la correa, no requieren lubricación, costos de mantenimiento mínimo.

Para el movimiento de aducción abducción se optó por usar engranes cónicos con dientes rectos, ya que son de fácil fabricación, se usan para velocidades pequeñas y medias.

Se compone de varios elementos mecánicos: ejes, rodamientos, bastidores externos e internos, posee peso considerable. El eje de FD – FP esta seccionado, y están apoyados únicamente en una sola chumacera cada uno, lo que produce grandes esfuerzos en los ejes. Las correas deben tener un mecanismo para la pretensión y montaje.

Usando las correas sincrónicas la potencia a transmitir es limitada, se requiere de una fuerza de pretensión, ya que una correa destensada disminuye el rendimiento y no será capaz de transmitir la potencia necesaria, ocupa mucho espacio.

3.7.3 Solución 3.

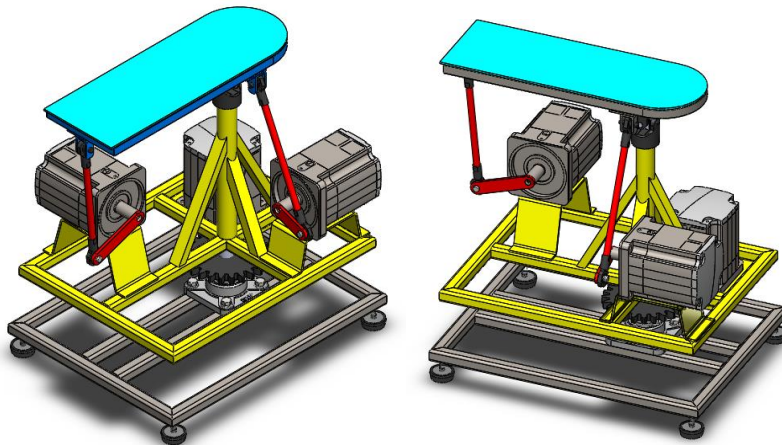


Figura 5-3. Solución 3

Fuente: Autor

En esta alternativa de solución se seleccionó a la plataforma con bastidores externos e internos, el accionamiento de la plataforma móvil para los movimientos de flexión dorsal – flexión plantar se seleccionó una transmisión por bandas - poleas sincrónicas, para el accionadas se seleccionó servomotoreductores; para el tercer grado de libertad (movimiento de AD-ABD) se seleccionó una transmisión por engranes cónicos rectos (ejes orientados de forma perpendicular), controlado por un servomotoreductor.

3.7.3.1 *Ventajas y desventajas.* El mecanismo principal de plataforma es de un funcionamiento simple y efectivo, el área que ocupa es reducido; se compone de pocos elementos mecánicos y por ende tendrá poco peso.

La estabilidad de la estructura es poca debido a que cuenta con un eje axial en voladizo, con una junta cardan, en el sistema de accionamiento de palanca los actuadores son lineales orientados verticalmente, y para lograr los rangos completos de movimiento se necesita de una altura considerable no muy cómoda para el paciente.

Se requiere de un armazón de protección para los motores y barras que ocupará mucho espacio, ya que al dejar descubierto pueden ocasionar accidentes al usuario

Cuando se ejecute un movimiento combinado por ejemplo inversión y flexión dorsal, las articulaciones deben ser de tipo rótula y deben proporcionar un ángulo de oscilación de al menos 20 a 25 °, lo cual es un problema ya que la mayoría de cabezas de articulación tienen ángulos de oscilación de 15°.

3.8 Método de evaluación de soluciones por criterios ponderados

Es al análisis para determinar la mejor alternativa, sobre cuál es la máquina que más satisface los requerimientos del cliente enfocado a la calidad.

3.8.1 Matriz de confrontaciones.

Tabla 3-3. Matriz de confrontaciones

	Nivel de ctrl. y automatización	Confort y ergonomía	Torque	Capacidad de carga	Costos	Geometría y dimensiones	Seguridad	Mantenimiento	Materiales	$\Sigma + 1$	Ponderación
Nivel de ctrl. y automat.		0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1	1	6	0,14
Confort y ergonomía	0,5		0,5	0,5	0	0	0,5	1	0,5	4,5	0,1
Torques	0,5	0,5		0,5	1	1	0,5	1	0,5	6,5	0,15
Capacidad de carga	0,5	0,5	0,5		0	0,5	0,5	0,5	0,5	4,5	0,1
Costos	0,5	1	0	1		1	0,5	0,5	0,5	6	0,14
Geometría y dimensiones	0,5	1	0	0,5	0		0	1	0,5	4,5	0,1
Seguridad	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1		0	0,5	4,5	0,1
Mantenimiento	0	0	0	0,5	0,5	0	1		1	4	0,09
Materiales	0	0,5	0	0,5	0,5	0,5	0,5	0		3,5	0,08
										44	1

Fuente: Autor

3.8.2 Evaluación de las soluciones con respecto a cada criterio. Para evaluar cada solución obtenida con respecto a cada criterio, aplicaremos el método ordinal corregido de criterios ponderados.

Tabla 4-3. Evaluación de soluciones respecto al nivel de automatización y control

Nivel de autom. Control	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\sum + 1$	Ponderación
Solución 1		0	0,5	1,5	0,25
Solución 2	1		0,5	2,5	0,417
Solución 3	0,5	0,5		2	0,333
Suma				6	1
Solución 2 > Solución 3			Solución 3 > Solución 1		

Fuente: Autor

La solución 2 y la solución 3 tienen una mejor facilidad de control y automatización debido a los servomotores que se usan, mientras que la solución 1 tiene el más bajo valor,

Tabla 5-3. Evaluación de soluciones respecto al confort y ergonomía

Confort y ergonomía	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\sum + 1$	Ponderación
Solución 1		0,5	1	2,5	0,416
Solución 2	0,5		0,5	2	0,333
Solución 3	0	0,5		1,5	0,25
Suma				6	1
Solución 1 > Solución 2			Solución 2 > Solución 3		

Fuente: Autor

La solución 1 tiene mejor confort ya que por los motores lineales y el motor PaP, se ocupa poco espacio, y la plataforma es pequeña, dando más comodidad al paciente; mientras que la solución 3 al contar con el mecanismo de barras articuladas biela manivela, cumplir con el rango completo de movilidad de cada movimiento, requiere una altura mayor y por

ende será de menor confort. La solución 2 al tener la misma plataforma móvil que la solución 1, tiene una altura aceptable.

Tabla 6-3. Evaluación de soluciones respecto al torque

Torque	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\sum + 1$	Ponderación
Solución 1		0	0,5	1,5	0,25
Solución 2	1		0,5	2,5	0,417
Solución 3	0,5	0,5		2	0,333
Suma				6	1
Solución 2 > Solución 3			Solución 3 > Solución 1		

Fuente: Autor

La solución 2 tiene la mayor ponderación, ya que la transmisión del torque por correas sincrónicas es eficiente, mientras que en la solución 2 y 3 al usar mecanismos de barras se puede producir desalineamientos vibraciones y no transmitir de manera eficiente el torque a la plataforma móvil.

Tabla 7-3. Evaluación de soluciones respecto a la capacidad de carga

Capacidad de carga	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\sum + 1$	Ponderación
Solución 1		0,5	1	2,5	0,417
Solución 2	0,5		1	2,5	0,417
Solución 3	0	0		1	0,167
Suma				6	1
Solución 1 = Solución 2			Solución 3 < Solución 1		

Fuente: Autor

La solución 1 y 2 tienen una capacidad de carga mayor que la solución 3 y es debido a la plataforma móvil con bastidores externos en internos, la cual es más rígida y robusta. Mientras que la proforma con articulación universal no es tan estable a una gran carga.

Tabla 8-3. Evaluación de soluciones respecto al costo

Costos	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\sum + 1$	Ponderación
Solución 1		0,5	0,5	2	0,33
Solución 2	0,5		1	2,5	0,417
Solución 3	1	0		1,5	0,25
Suma				6	1
Solución 2 > Solución 2			Solución 2 > Solución 1		

Fuente: Autor

En cuanto al costo se ha ponderado con la mayor calificación a la máquina más económica, en este caso la solución 2, no así las soluciones 1 y 3 que cuentan con más elementos mecánicos, su costo aumenta y su ponderación es más baja.

Tabla 9-3. Evaluación de soluciones respecto la geometría y dimensiones del equipo

Geometría dimensiones	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\sum + 1$	Ponderación
Solución 1		0,5	1	2,5	0,417
Solución 2	0,5		1	2,5	0,417
Solución 3	0	0		1	0,167
Suma				6	1
Solución 1 = Solución 2			Solución 3 < Solución 1		

Fuente: Autor

La solución 1 y 2 tienen una mejor arreglo y disposición de los componentes por lo que las dimensiones del equipo serán menores, la solución 3 al contar con el mecanismo de barras articuladas y la plataforma con articulación universal es de mayor dimensión, por eso tiene una menor ponderación.

Tabla 10-3. Evaluación de soluciones respecto a la seguridad.

Seguridad	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\sum + 1$	Ponderación
Solución 1		0,5	1	2,5	0,41666667
Solución 2	0,5		1	2,5	0,41666667
Solución 3	0	0		1	0,16666667
Suma				6	1
Solución 1 = Solución 2			Solución 3 < Solución 1		

Fuente: Autor

La solución 1 y 2, tienen una ponderación igual, y se debe por el tipo de plataforma que se emplea, que es d tipo bastidor la cual es más estable y rígida; mientras que la solución 3 tiene la menor ponderación respecto a la seguridad, su plataforma es menos estable.

Tabla 11-3. Evaluación de soluciones respecto al mantenimiento

Mantenimiento	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\sum + 1$	Ponderación
Solución 1		0,5	1	2,5	0,417
Solución 2	0,5		1	2,5	0,417
Solución 3	0	0		1	0,167
Suma				6	1
Solución 1 = Solución 2			Solución 3 < Solución 1		

Fuente: Autor

Los elementos que conforman a las soluciones 1 y 2, están dispuestos para un fácil ensamble y desensamble lo que facilita el mantenimiento, mientras que la solución 3 tienen muchos elementos que dificultan su mantenimiento.

Tabla 12-3. Evaluación de soluciones respecto a los materiales

Materiales	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\sum + 1$	Ponderación
Solución 1		0	0,5	1,5	0,25
Solución 2	1		0,5	2,5	0,41666667
Solución 3	0,5	0,5		2	0,33333333
Suma				6	1
Solución 2 > Solución 3			Solución 3 > Solución 1		

Fuente: Autor

La solución 2 tiene una mayor ponderación ya que los materiales que se utiliza son de fácil manufactura, adquisición y bajo peso; la solución 1 y 3 al contar con mecanismos de barras, las cuales estarán sometidas a grandes esfuerzos, se necesita de materiales con buena rigidez - resistencia, y por ende más peso, de manera que su ponderación es menor.

3.8.3 Conclusión de las soluciones. En la tabla 13-3, se presenta las conclusiones obtenidas, luego de la evaluación de las tres soluciones mediante el método de los criterios ponderados.

Tabla 13-3. Conclusión de las soluciones

Conclusión	Nivel de autom. y ctrl.	Confort y ergonomía	Torques	Capacidad de carga	Costos	Geometría y dimensiones	Seguridad	Mantenimiento	Materiales	$\sum + 1$	Ponderación
Sol. 1	0,035	0,042	0,038	0,042	0,035	0,042	0,042	0,038	0,02	1,334	0,334
Sol. 2	0,042	0,033	0,063	0,042	0,035	0,042	0,042	0,038	0,033	1,37	0,343
Sol. 3	0,05	0,025	0,05	0,017	0,07	0,017	0,017	0,015	0,027	1,288	0,323

Fuente: Autor

Finalmente, con el análisis de cada criterio con su respectiva ponderación y con tabla 13-3 de la matriz de confrontaciones, se concluye que la alternativa que mejor cumple con los criterios de evaluación es la numero 2, por la tanto tomaremos esta solución. La máquina estará compuesta de una plataforma móvil de tipo bastidor externo e interno, una sujeción de tipo correa, mecanismo de transmisión de movimiento para la flexión dorsal – plantar, inversión – eversión por medio de correas y poleas sincrónicas accionado por servomotores, el tercer movimiento que es el de aducción y abducción será transmitido por engranes cónicos rectos accionado igualmente por un servomotor.

3.9 Elementos principales de la solución seleccionada

En la siguiente figura se detalla los elementos mecánicos principales que conforman a la solución seleccionada.

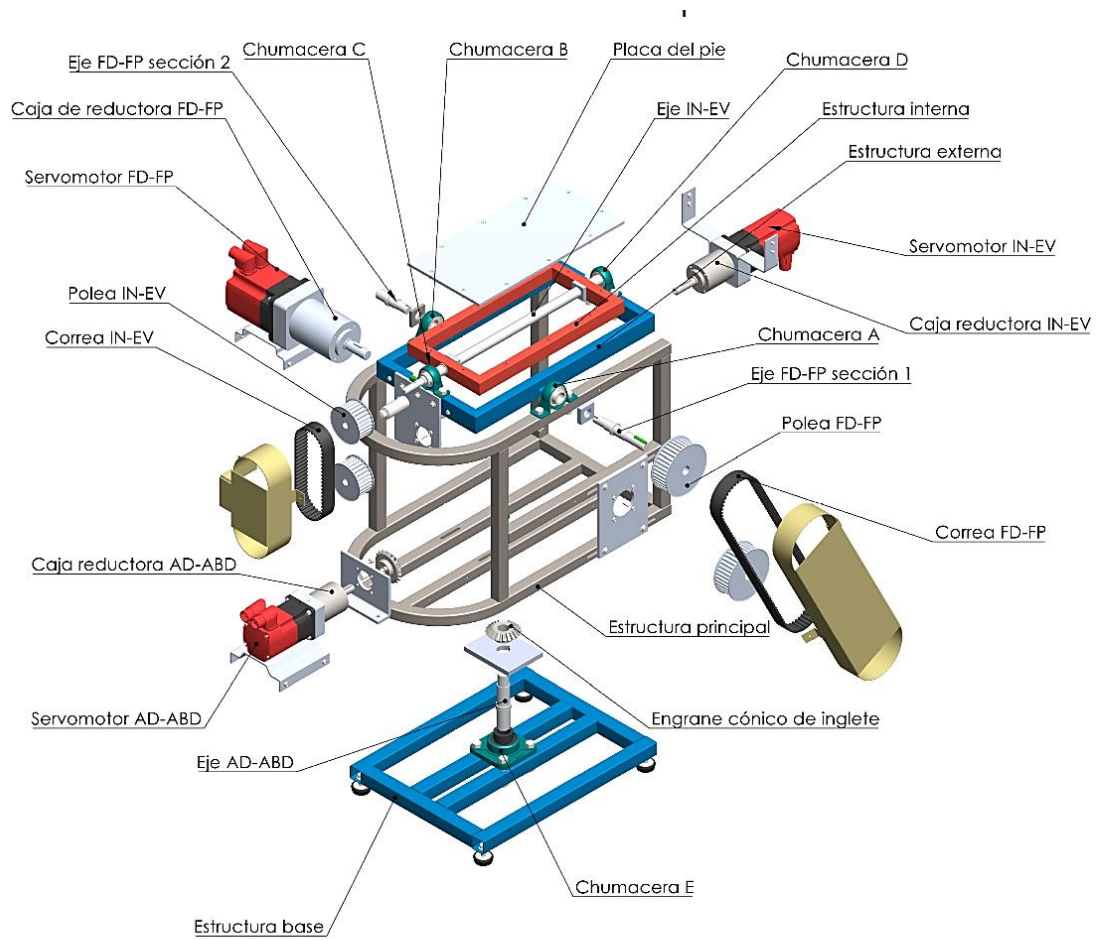


Figura 16-2. Elementos principales de la máquina seleccionada

Fuente: Autor

CAPÍTULO IV

4 DISEÑO MECÁNICO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS

Seleccionada la mejor alternativa de diseño. El presente capítulo abarca todas las actividades correspondientes al diseño de detalle: diseño y selección de los elementos mecánicos que conforman al equipo de rehabilitación física.

4.1 Modelado preliminar del equipo

Para la simulación cinética y cinemática de la máquina de rehabilitación, se necesita de un modelo preliminar con las dimensiones principales establecidas.

Para la construcción de nuestro modelo preliminar del equipo, nos guiaremos en las medidas antropométricas, datos tomados de la tabla 5-2.

- Largo máximo del pie 280 mm
- Ancho máximo del pie 120 mm
- Ancho máximo del cuerpo 535 mm
- Diámetro bitrocantérico (ancho de la cadera) 480 mm
- Altura promedio que una persona puede alzar el pie para situarse sobre una plataforma sin gran esfuerzo 500 mm

Nos guiaremos también en las dimensiones geométricas de máquinas de rehabilitación existentes en el mercado.

El peso y el espacio que ocupen los servomotores con sus cajas de engranajes dentro de la estructura principal, también influirán en las dimensiones de la máquina y por ende en la simulación, razón por la cual se consultó las dimensiones y el peso de servomotores. Ver Anexo A-1.

Las dimensiones de los motores consultados son:

- Motor AD ABD largo 275 mm; alto y ancho 85mm
- Motor FD FP largo 300 mm; ancho alto 100 mm
- Motor IN EV largo 275 mm; alto y ancho 85mm

Estos motores fueron seleccionados según los parámetros de torque y velocidad angular dados de la tabla 1-3.

Para conocer los diámetros de los ejes se hizo un prediseño, aplicando la ecuación (1) para la estimación de un diámetro de prediseño (VANEGAS, 2011, p.89).

$$d \geq \left(\frac{16T}{\pi \cdot S_{sd}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (1)$$

Dónde:

T = Torque [N-mm]

$S_{sd} = 20 \dots 25$ MPa

$$d_{FD-FP} \geq \left(\frac{16 \cdot 120\,000}{\pi \cdot 20} \right)^{\frac{1}{3}} = 29,8 \text{ mm}$$

$$d_{IN-EV} \geq \left(\frac{16 \cdot 65\,000}{\pi \cdot 20} \right)^{\frac{1}{3}} = 25,48 \text{ mm}$$

$$d_{AB-AD} \geq \left(\frac{16 \cdot 50\,000}{\pi \cdot 20} \right)^{\frac{1}{3}} = 23,35 \text{ mm}$$

Con los diámetros de prediseño de los ejes de transmisión de movimiento, ya podemos elegir una perfilera que posiblemente tendrá nuestra máquina de rehabilitación.

También se debe tomar en cuenta que el eje pivote para el movimiento de FD-FP no se ubica en el centro de la plataforma; en cuanto a la morfología del pie, este no se ubica en su centro, si no, desplazado hacia el talón, por ende, el eje para la FD-FP se ubicará a una 1/3 de la distancia total de la plataforma del pie, ya que debe adecuarse a la morfología del pie y sus movimientos.

El dimensionamiento se fundamenta principalmente en la antropometría del paciente además de las necesidades del fisioterapeuta, de manera que la máquina sea estética y cómoda.

Para definir la ubicación del eje y su base, para el movimiento de aducción abducción, se realizó en base al centro de gravedad de la estructura principal con todos sus componentes, dicho CG, se sitúa en la coordenada a 185,09 mm medido desde un perfil de la estructura principal.

Para definir la altura de la estructura principal, se realizó en base al rango máximo de movilidad de la plataforma externa (movimiento de FD – FP) adicionando 5° de seguridad.

Se analizó la trayectoria de la plataforma externa de manera que se complete sin ninguna colisión. Se decidió por una altura de 365 mm.

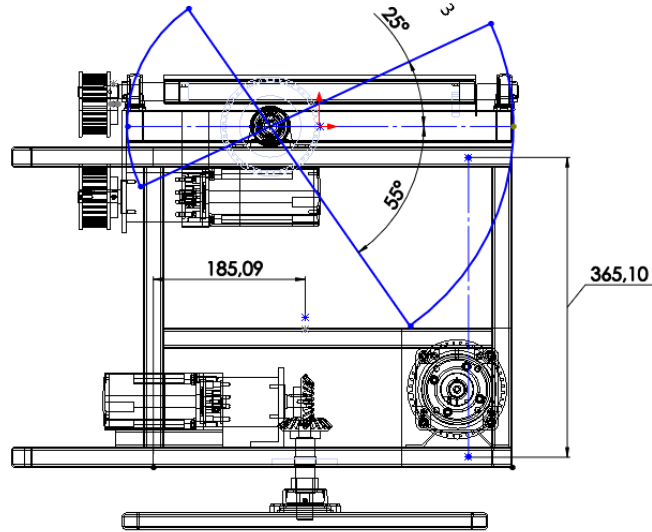


Figura 1-4. Rangos máximos de la FD-FP y altura de la plataforma

Fuente: Autor

Para realizar el modelo preliminar de nuestra máquina; se utilizó el software CAD “SOLIDWORKS”.

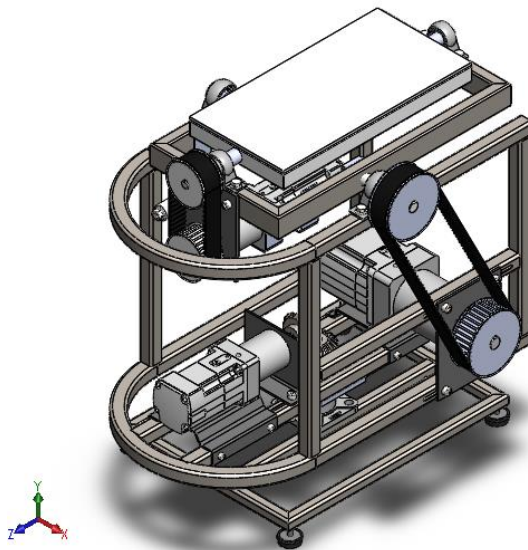


Figura 2-4. Modelo preliminar de la máquina de rehabilitación

Fuente: Autor

4.2 Simulación cinemática – cinética del equipo de rehabilitación

Esta simulación se realizó en el software MSC “ADAMS VIEW”. Adicionalmente realizaremos un análisis estático como complemento para el diseño mecánico.

Para la simulación estática sabemos que, generalmente nuestro equipo se compone de la estructura de soporte, dos máquinas de rehabilitación; para la simulación estática, el parámetro principal para la asignación de la carga es que el paciente cuando se ubique en el equipo de rehabilitación existe causa muy probable que concentre su todo peso en una sola plataforma, razón por la cual se asignó una carga de 130 kg que es el peso máximo del paciente para este análisis.

La máquina debe soportar pacientes con un IMC entre 35 – 40, de un peso máximo de 130 kg, datos tomados de la tabla 1-3.

En la simulación dinámica el paciente distribuye su peso en las dos plataformas, entonces la carga que genera el usuario en cada plataforma será dividida entre dos, 65kg en cada plataforma.

4.2.1 Generación del modelo geométrico ADAMS. Con el modelo preliminar del equipo en SOLIDWORKS; se importó dicha geometría en ADAMS, y se eliminó elementos innecesarios y se renombró los de interés.

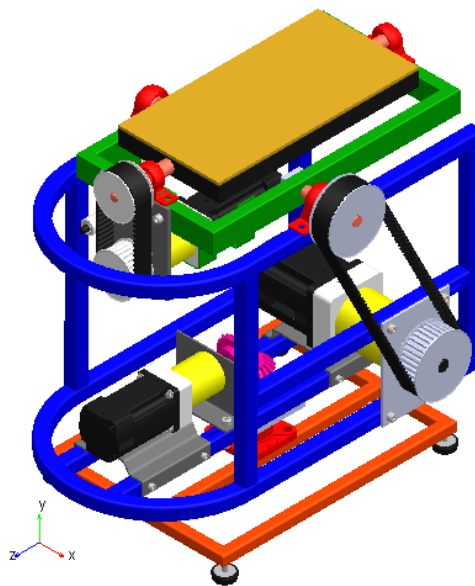


Figura 3-4. Modelo para el análisis cinemático y cinético en software ADAMS.

Fuente: Autor

4.2.2 Asignación de materiales. Tenemos diversos materiales disponibles, utilizaremos acero y aluminio, más adelante decidiremos la especificación del tipo de aleación de acero y aluminio que se usará.

4.2.3 Conexiones, movimientos y fuerzas. En la figura 4-4 se ilustran las conexiones, fuerzas y motores, se identifica en color verde las articulaciones localizadas en los rodamientos de los ejes de transmisión de movimiento, en color negro las conexiones fijas de los ejes a la estructura externa y estructura interna, en color rojo las fuerzas de carga (peso del paciente), la fricción en las articulaciones se identifica de color verdeagua, en magenta las fuerzas de tensión provocadas por las correas de transmisión, en color azul los motores.

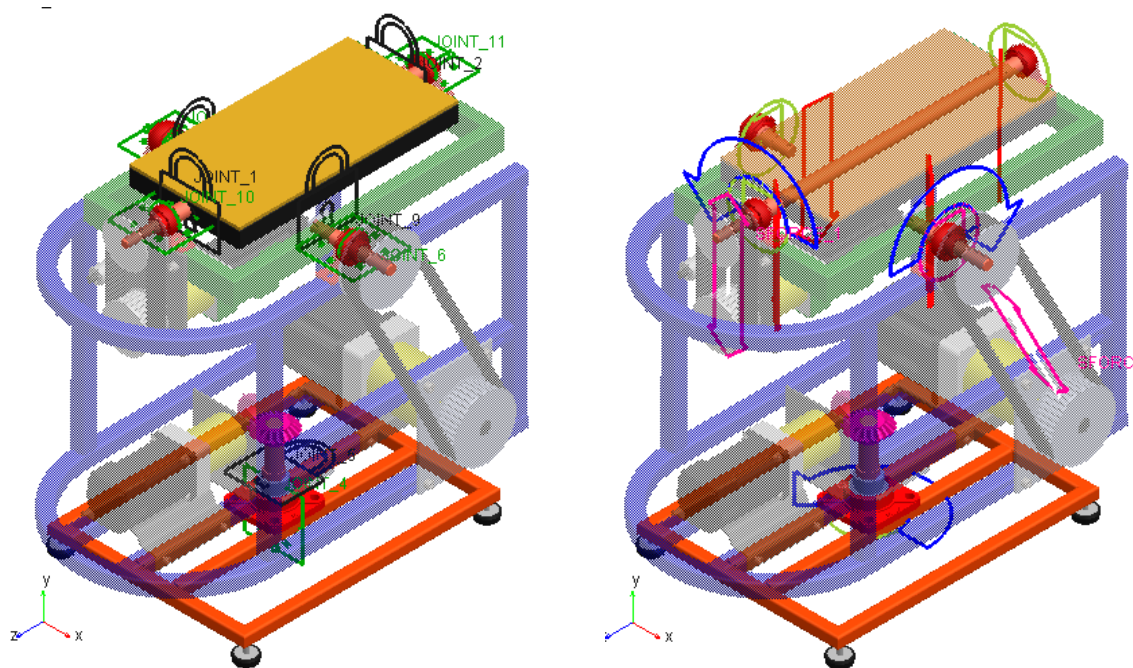


Figura 4-4. Conexiones, fuerzas y movimientos del modelo ADAMS

Fuente: Autor

4.2.3.1 Configuración de los motores. Para obtener los resultados críticos para realizar diseño mecánico de la máquina, se necesitó que la máquina ejecute su ciclo de movimiento más extremo, que sería, una combinación de los tres movimientos FD – FP, IN – EV, y AD – ABD, desplazándose a sus rangos máximos de movilidad y a la máxima velocidad de rehabilitación, datos tomados de la tabla 1-3.

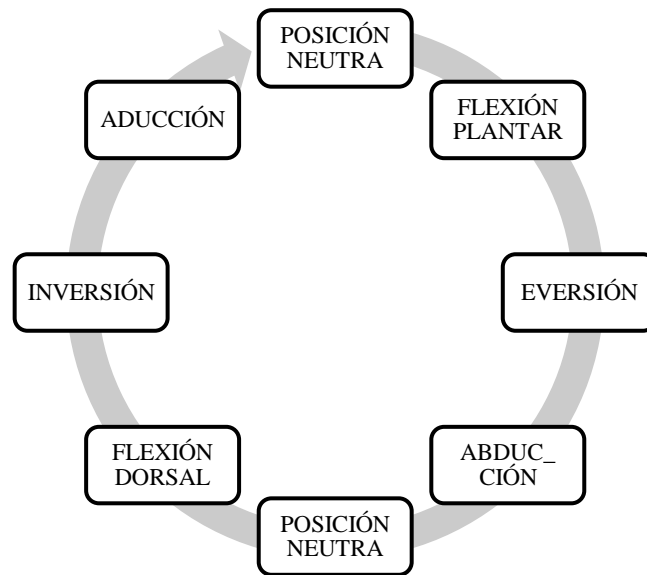


Gráfico 1-4. Ciclo de movimiento para la simulación ADAMS

Fuente: Autor

- Línea de programación para el motor de FD – FP

STEP(time , 0 , 0 , 1.7 , 50.0d) + STEP(time , 1.7 , 0d , 3.4 , -80.0d)+STEP(time , 3.4 , 0d , 5 , 30.0d)

Detalle de la línea de programación:

El motor girará 50° ejecutando una flexión dorsal

Gira 50° hacia abajo regresando a la posición neutral: flexión plantar,

Gira 30° hacia abajo flexión dorsal

Gira 30 ° hacia arriba regresando a su posición neutral: flexión plantar

- Línea de programación para el motor de IN – EV.

STEP(time , 0 , 0 , 1.7 , 30.0d) + STEP(time , 1.7 , 0d , 3.4 , -50.0d)+STEP(time , 3.4 , 0d , 5.1 , 20.0d)

STEP(time , 0 , 0 , 1.7 , 26.0d)+STEP(time , 1.7 , 0 , 3.4 , -62d)+STEP(time , 3.4 , 0 , 5.1 , 36.0d

- Línea de programación para el motor de AD – ABD.

STEP(time , 0 , 0 , 1.7 , 26.0d)+STEP(time , 1.7 , 0 , 3.4 , -62d)+STEP(time , 3.4 , 0 , 5.1 , 36.0d

Tabla 1-4. Tiempos y desplazamientos angulares de los motores

	0	1.7	3.4	5.0
Motor FD-FP	50°	-80°	30°	
Motor IN-EV	30°	-50°	20°	
Motor AD-ABD	26°	-62°	36°	

Fuente: Autor

4.2.3.2 *Configuración de las fuerzas de carga (peso del paciente).* De acuerdo a los requerimientos y especificaciones; la máquina debe soportar a pacientes de un peso máximo de 130 kgf, su equivalencia es 1274 Newtons.

Este peso se ubicó en fuerzas puntuales en los extremos medios de la plataforma, las cuales se activaran y desactiván simultaneamente en función de la posición que se encuentre la plataforma, es decir si por ejemplo se esta efectuando un movimiento de inversión o flexión plantar.

- Línea de programación para las fuerzas de EVERSION
STEP(time , 1.7 , 0 , 2.125 , 637)+STEP(time , 3.4 , 0 , 3.6 , -637)
- Línea de programación para las fuerzas de INVERSION
STEP(time , 0 , 0 , 0.2 , 637)+STEP(time , 1.7 , 0 , 2 , -637)+STEP(time , 3.4 , 0 , 3.825 , 637)
- Línea de programación para la fuerza FLEXIÓN DORSAL
STEP(time , 0 , 0 , 0.2 , 637)+STEP(time , 1.7 , 0 , 2 , -637)+STEP(time , 3.4 , 0 , 3.825 , 637)
- Línea de programación para la fuerza FLEXIÓN PLANTAR
STEP(time , 1.7 , 0 , 2.125 , 637)+STEP(time , 3.4 , 0 , 3.6 , -637)

Tabla 2-4. Tiempos de actuación de las fuerzas

	0	1.7	3.4	5.0
Flexión plantar				
Eversión				
Flexión dorsal				
Inversión				

Fuente: Autor

4.2.3.3 *Fuerzas de fricción.* Para las fuerzas de fricción se asignó únicamente el coeficiente de fricción, el cual el fabricante nos proporciona; elegiremos un coeficiente de fricción para un rodamiento de bolas de contacto angular $\mu = 0,002$. Ver Anexo E-6

4.2.3.4 *Fuerzas de tensión.* Para el cálculo de las fuerzas de tensión para realizar el primer análisis a nuestro modelo ADAMS, se utilizó los torques de caminata y la velocidad máxima de rehabilitación, datos tomados de la tabla 1-3.

$$T_1^{\text{FD-FP}} = 3281,72 \text{ N}$$

$$T_2^{\text{FD-FP}} = 324,34 \text{ N}$$

$$T_T^{\text{FD-FP}} = T_1^{\text{FD-FP}} + T_2^{\text{FD-FP}} = 3606,06 \text{ N } \sphericalangle 64^\circ \text{ respecto a la horizontal}$$

$$T_1^{\text{IN-EV}} = 1573,10 \text{ N}$$

$$T_2^{\text{IN-EV}} = 129,96 \text{ N}$$

$$T_T^{\text{FD-FP}} = T_1^{\text{IN-EV}} + T_2^{\text{IN-EV}} = 1703,06 \text{ N } \downarrow$$

Estas tensiones se usarán para un primer análisis, posteriormente se realizó el recalcu lo estas tensiones, con las dimensiones reales de la máquina, el recálculo lo podemos ver en la sección 4.8.

4.2.4 *Resultados de la simulación del modelo ADAMS.* Con los datos incorporados los resultados que arrojó el programa son para la combinación de los tres movimientos FD – FP, IN – EV, y AD – ABD ejecutando una combinación extrema, desplazandose a sus rangos máximos de movilidad y a la máxima velocidad de rehabilitación. El tiempo de duración de la rutina es de 5 segundos.

En la figura 5-4 se observa la designación utilizada para la identificación de los resultados en el modelo ADAMS.

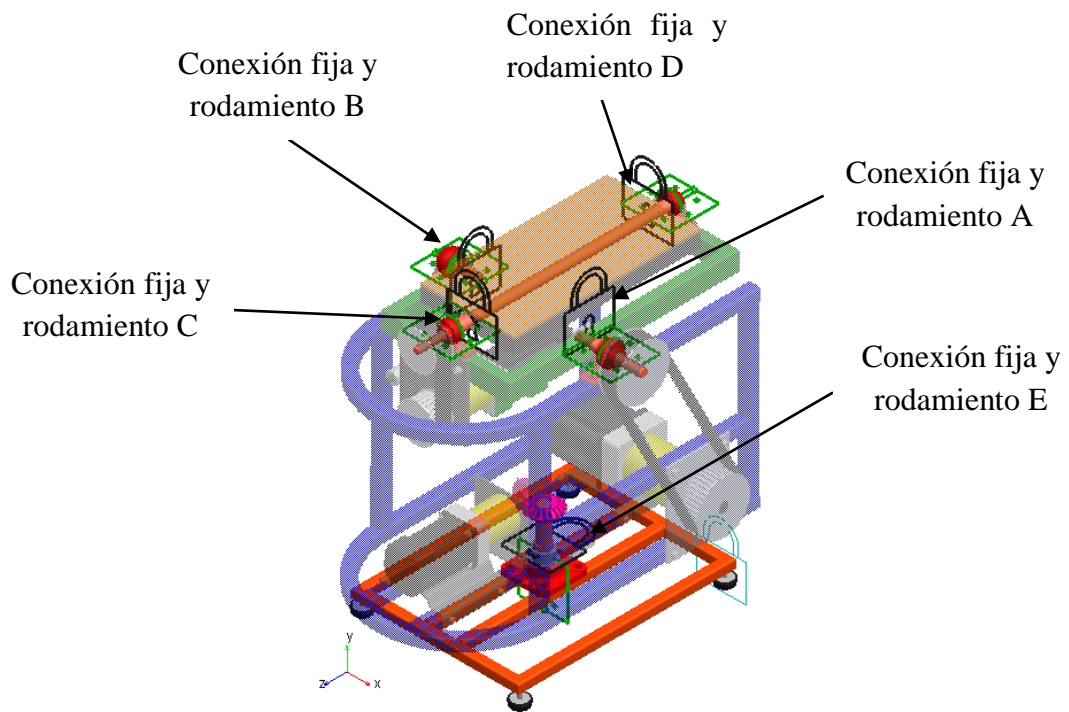


Figura 5-4. Designación de las conexiones del modelo ADAMS

Fuente: Autor

4.2.4.1 *Torques requeridos para los servomotores.* En nuestro modelo ADAMS se ubicó los motores en la entrada de potencia en cada eje, posteriormente se midió el torque del motor.

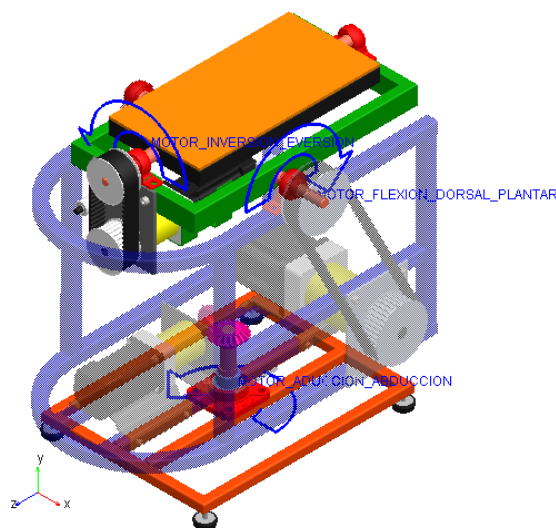


Figura 6-4. Identificación de la asignación de los motores al modelo ADAMS

Fuente: Autor

- Torque para el movimiento de flexión dorsal – flexión plantar.

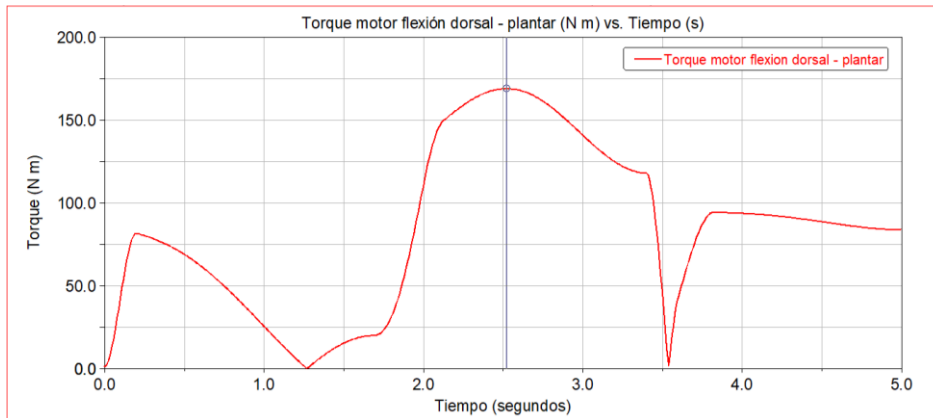


Gráfico 2-4. Torque requerido para el movimiento de flexión plantar – flexión dorsal

Fuente: Autor

- Torque para el movimiento de inversión – eversión.

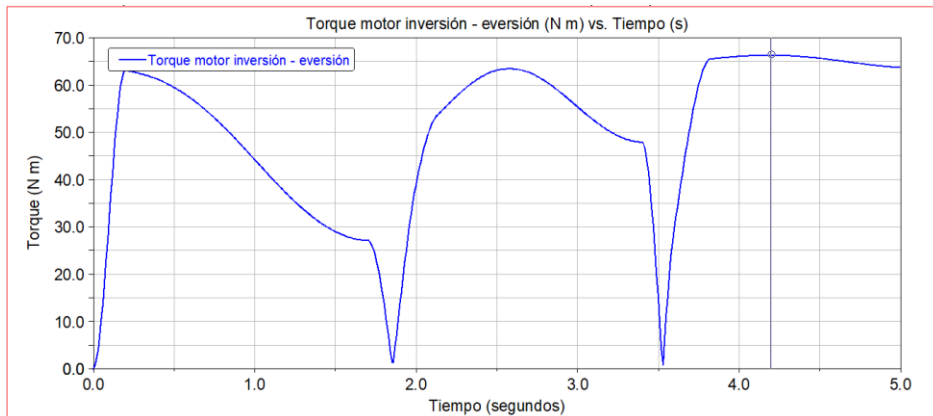


Gráfico 3-4. Torque requerido para el movimiento de inversión – eversión

Fuente: Autor

- Torque para el movimiento de aducción – abducción.

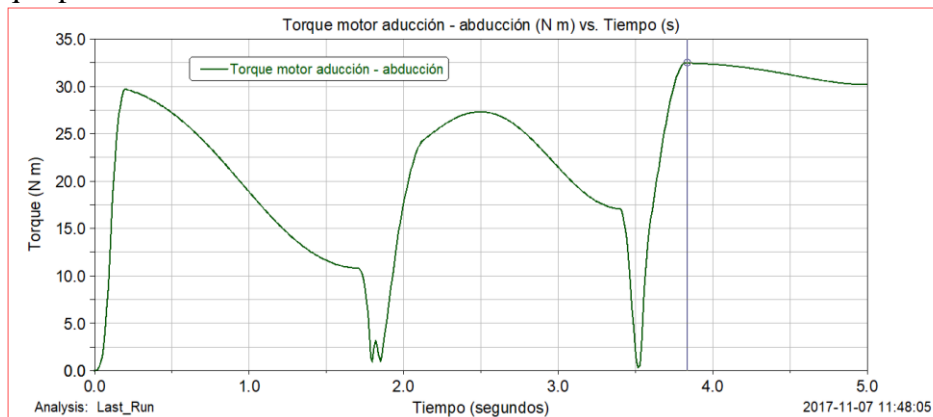


Gráfico 4-4. Torque requerido para el movimiento de aducción-abducción

Fuente: Autor

Tabla 3-4. Torques máximos de los tres movimientos del modelo ADAMS

Movimiento	Torque máximo (N-m)
Flexión dorsal plantar	169,04
Inversión eversión	66,39
Aducción abducción	32,5

Fuente: Autor

4.2.4.2 *Fuerzas actuantes y reaccionantes en el eje FD – FP.* Estas fuerzas están localizadas en los rodamientos y las conexiones fijas con la estructura externa.

- Fuerza reaccionante en el rodamiento A.

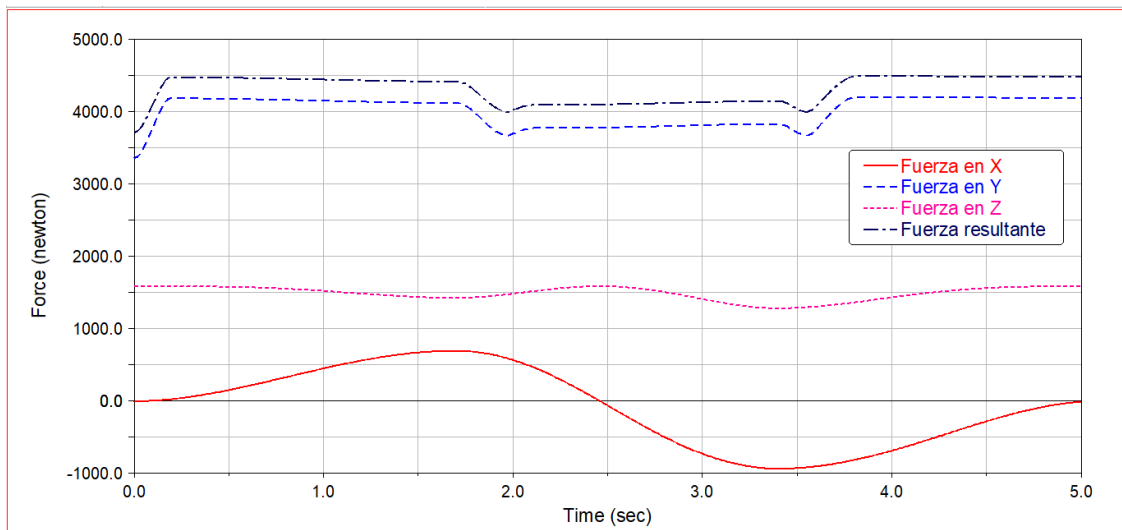


Gráfico 5-4. Gráfica de la fuerza reaccionante en el rodamiento A.

Fuente: Autor

- Fuerza de reacción en el rodamiento B.

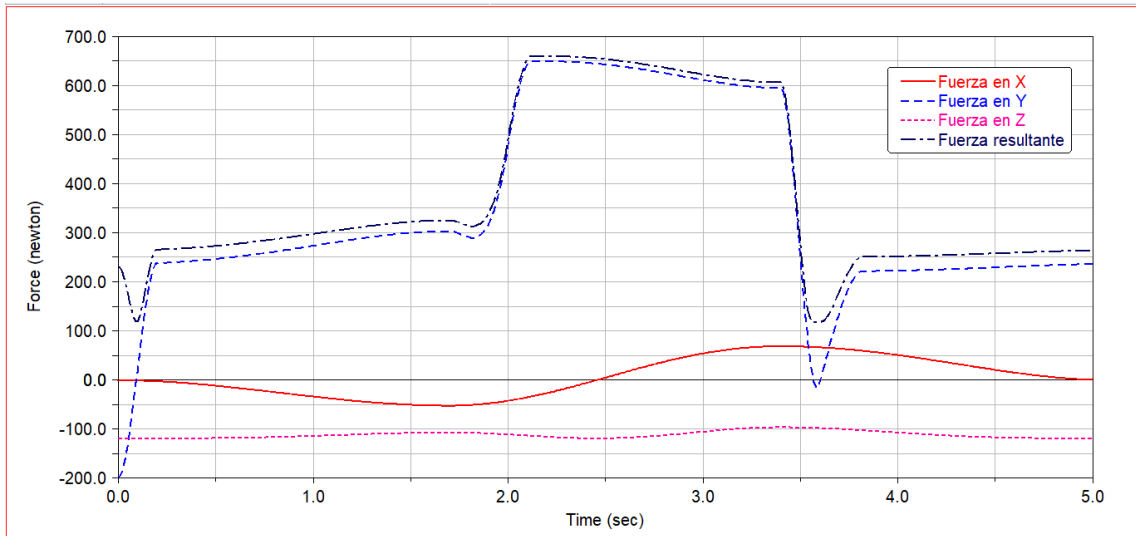


Gráfico 6-4. Gráfica de la fuerza reaccionante en el rodamiento B.

Fuente: Autor

- Fuerzas actuantes en la conexión A.

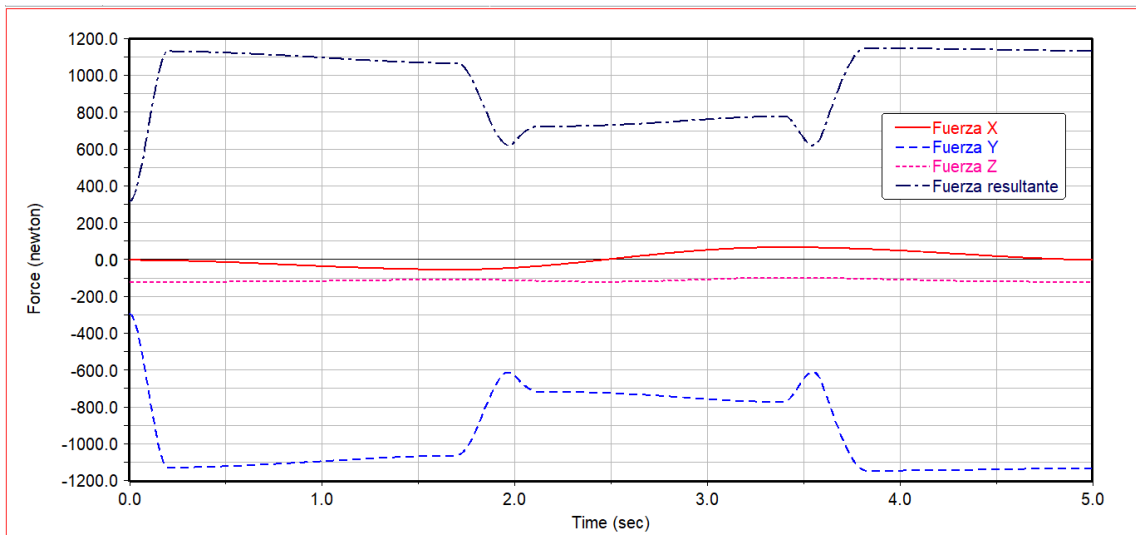


Gráfico 7-4. Gráfica de la fuerza actuante en la conexión fija A.

Fuente: Autor

- Fuerzas actuantes en la conexión B.

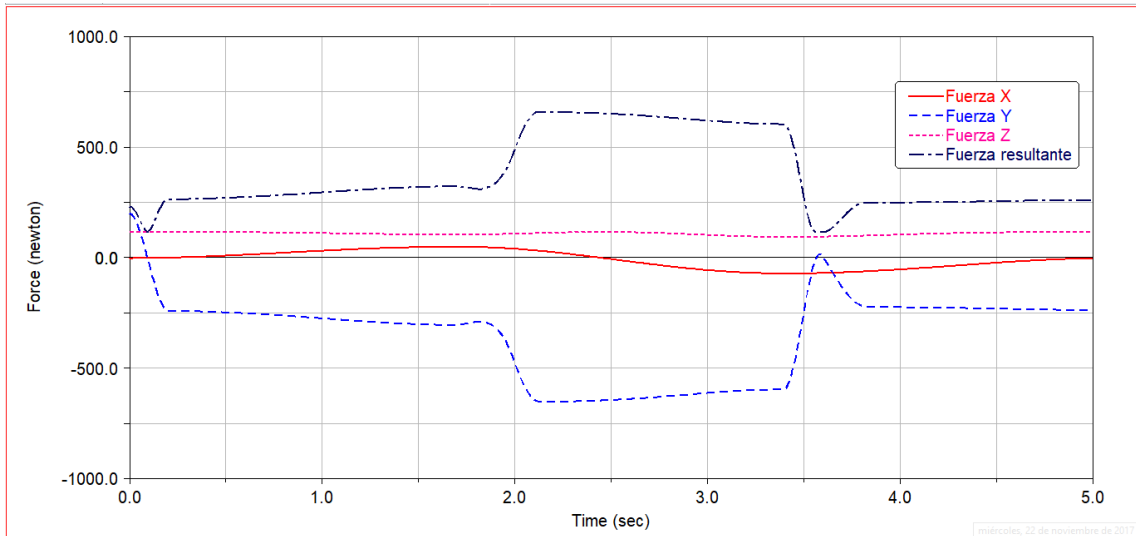


Gráfico 8-4. Fuerza actuante en la conexión fija B

Fuente: Autor

4.2.5 *Fuerzas actuantes y reaccionantes en el eje IN – EV.* Estas fuerzas están localizadas en los apoyos – rodamientos y en las conexiones con la estructura interna.

- Fuerza reaccionante en el rodamiento C

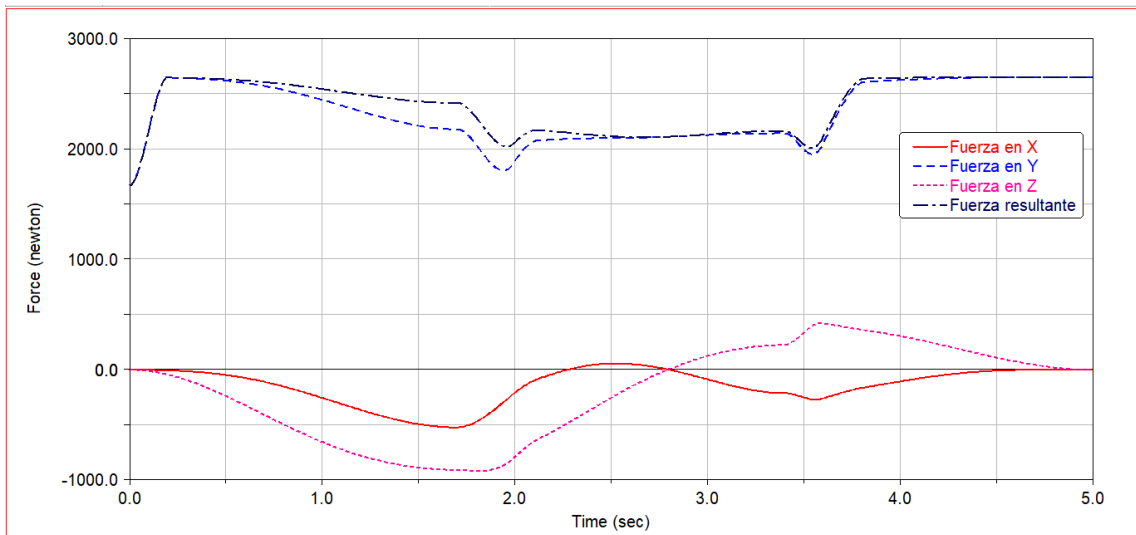


Gráfico 9-4. Fuerza reaccionante en el rodamiento C.

Fuente: Autor

- Fuerza reaccionante en el rodamiento D.

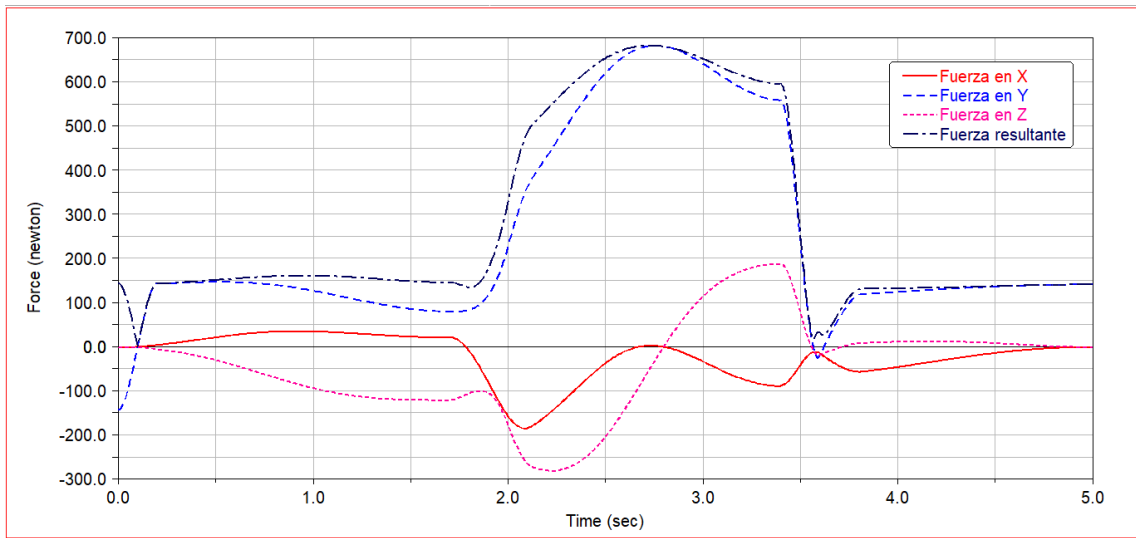


Gráfico 10-4. Fuerza reaccionante en el rodamiento D

Fuente: Autor

- Fuerza actuante en la unión C.

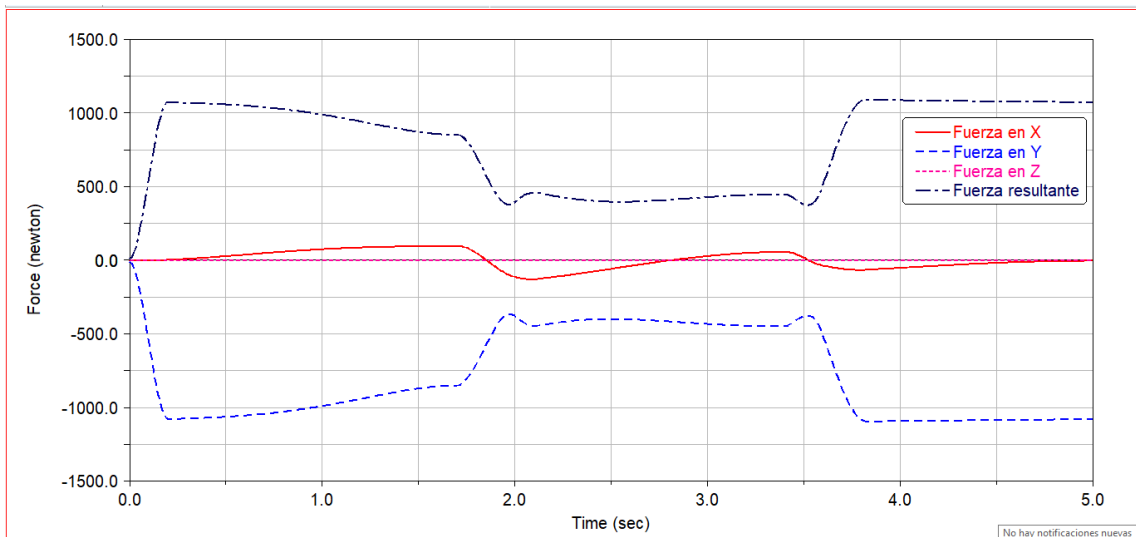


Gráfico 11-4. Fuerza actuante en la conexión fija C

Fuente: Autor

- Fuerza actuante en la unión D.

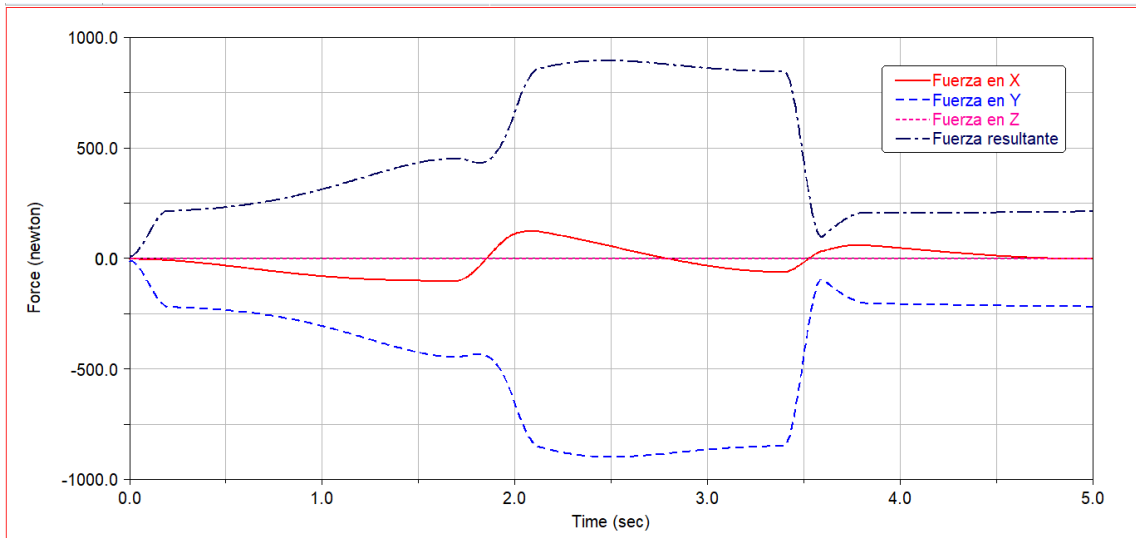


Gráfico 12-4. Fuerza actuante en la conexión fija D

Fuente: Autor

4.2.6 *Fuerzas actuantes y reaccionantes en el eje AD – ABD.* Estas fuerzas están localizadas en el apoyo – rodamiento y en la unión con la estructura interna.

- Fuerza reaccionante en el rodamiento E.

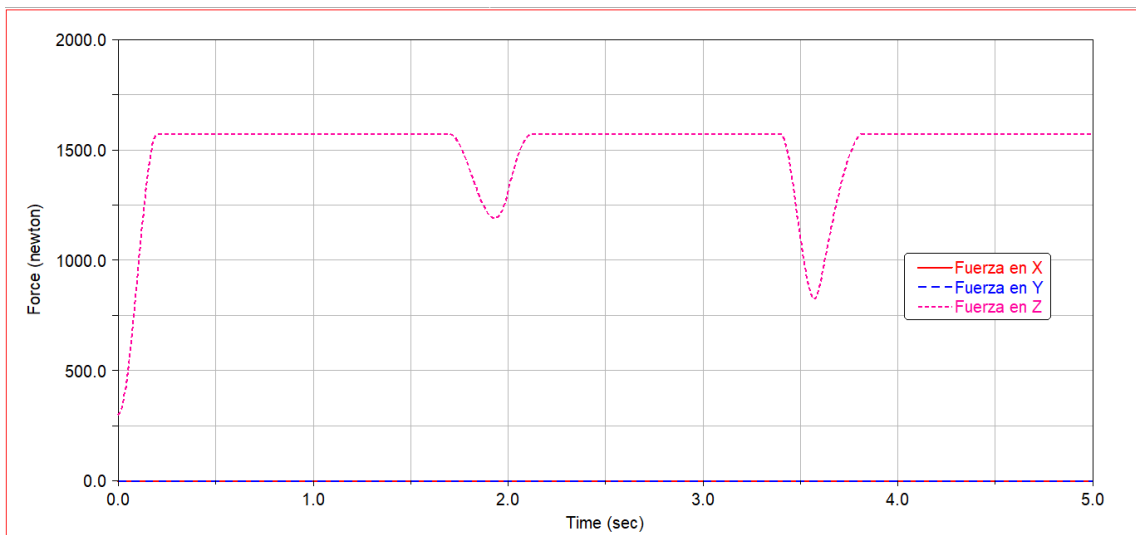


Gráfico 13-4. Fuerza reaccionante en el rodamiento E

Fuente: Autor

- Fuerza actuante en la conexión E.

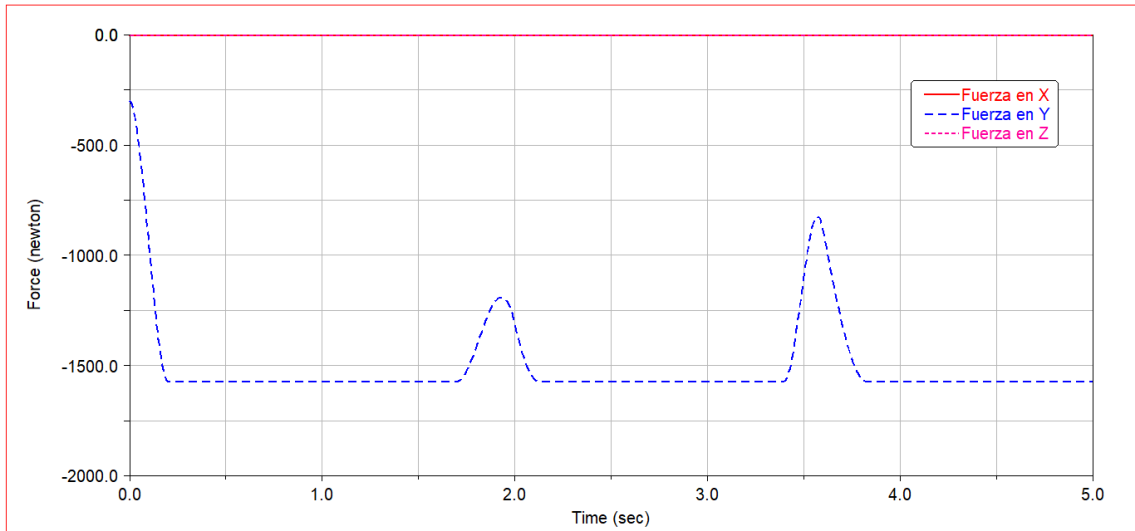


Gráfico 14-4. Fuerza actuante en la conexión fija E

Fuente: Autor

4.3 Selección de servomotores eléctricos y cajas de engranajes

En el diseño conceptual, el tipo de motor seleccionado como la mejor alternativa fue el servomotor con caja de engranajes; para la respectiva selección se necesitó conocer el torque y la velocidad de rotación del eje.

Los torques máximos para la selección de los motores se obtuvieron de la tabla 1-4, y la velocidad máxima es 50 rpm el cual es un requerimiento del cliente.

Los servomotores y cajas de engranajes se seleccionaron del catálogo SCHNEIDER ELECTRIC.

4.3.1 Selección servomotor y caja de engranajes movimiento FD – FP. Con el torque máximo, se realizó la correspondiente selección de nuestro servomotor para el movimiento de flexión dorsal – plantar.

$$T_{\max} = 169,04 \text{ N m}$$

$$n_{\max} = 50 \text{ rpm} = 5,24 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$P = T \cdot n \tag{2}$$

Dónde:

T = Torque [N-m]

n = velocidad angular [rad/s]

$$P = 169,04 \text{ N m} \cdot 5,24 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$P_s = 858,54 \text{ W}$$

$$P_e = \frac{P_s}{\text{eficiencia}} \quad (3)$$

Dónde:

P_e = Potencia de entrada

P_s = Potencia de salida

$$P_e = \frac{858,54 \text{ W}}{0,97}$$

$$P_e = 885,09 \text{ W}$$

Se seleccionó el servomotor BMH0703T06A2A. (ANEXO A-2)

Tabla 4-4. Especificaciones del servomotor para el movimiento de FD – FP

Servomotor BMH0703T16A2A	
Torque continuo	3,4 N-m
Torque pico	10,2 N-m
Potencia de salida nominal	900 W
Velocidad nominal	3000 rpm
Velocidad mecánica máxima	8000 rpm
Peso	2 kgf

Fuente: (SCHNEIDER ELECTRIC, 2017)

Para la selección de la caja reductora, el fabricante SCHNEIDER nos proporciona un método sencillo; nuestro servomotor seleccionado pertenece a la serie BMH0703, y para esta serie podemos elegir de diversas relaciones de reducción, la que más satisfaga nuestras necesidades de transmisión de movimiento. Se seleccionó una caja de engranajes GBX 120. ANEXO A-3

Tabla 5-4. Especificaciones de la caja de engranajes para el movimiento FD – FP

Caja de engranes GBX 120060K	
Servomotor compatible	BMH0703
Relación de reducción	60:1
Torque continuo de salida	260 N-m
Velocidad continua de salida	100 rpm
Torque máximo de salida	416 Nm
Peso	8 kgf

Fuente: (SCHNEIDER ELECTRIC, 2017)

$$n_{\text{nominal}} = 3000 \text{ rpm}$$

$$n_c = \frac{n_{\text{nominal}}}{i} \quad (4)$$

Dónde:

i = Relación de transmisión

n_{nominal} = velocidad angular nominal [rpm]

n_c = velocidad angular de salida [rpm]

$$n_c = \frac{3000 \text{ rpm}}{60}$$

$n_c = 50 \text{ rpm} \Rightarrow$ Satisface los requerimientos de velocidad angular $n_{\text{max}} = 50 \text{ rpm}$

$$n_c = 5,24 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$T_c = \frac{P}{n_c} = \frac{900 \text{ W}}{5,24 \text{ rad/s}} \quad (2)$$

$T_c = 171,755 \text{ Nm} \Rightarrow$ Satisface los requerimientos de torque $T_{\text{max}} = 169,04 \text{ N m}$

4.3.2 Selección servomotor y caja de engranajes movimiento IN – EV. Con el torque máximo, se realizó la correspondiente selección de nuestro servomotor para el movimiento de inversión - eversión.

$$T_{\text{max}} = 66,39 \text{ N m}$$

$$n_{\text{max}} = 50 \text{ rpm} = 5,24 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$P_s = T \cdot n = 66,39 \text{ N m} \cdot 5,24 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (2)$$

$$P_s = 337,44 \text{ W}$$

$$P_e = \frac{P_s}{\text{eficiencia}} = \frac{337,44 \text{ W}}{0,97} \quad (3)$$

$$P_e = 347,44 \text{ W}$$

Se seleccionó el servomotor BMH0702T06A2A. (ANEXO A-2)

Tabla 6-4. Especificaciones del servomotor para el movimiento IN – EV

Servomotor BMH0702T06A2A	
Torque continuo	2,5 N-m
Torque pico	6,4 N-m
Potencia de salida nominal	600 W
Velocidad nominal	2500 rpm
Velocidad mecánica máxima	8000 rpm
Peso	1,8 kgf

Fuente: (SCHNEIDER ELECTRIC, 2017)

Para la selección de la caja reductora, el fabricante SCHNEIDER nos proporciona un método sencillo. Nuestro servomotor seleccionado pertenece a la serie BMH0703, y para esta serie podemos elegir de diversas relaciones de reducción, la que más satisfaga nuestras necesidades de transmisión de movimiento. Se seleccionó una caja de engranajes GBX 120 con un factor de reducción de 40:1. (ANEXO A-3)

Tabla 7-4. Especificaciones de la caja de engranajes para el movimiento IN – EV

Caja de engranes GBX 120040K	
Servomotor compatible	BMH0703
Relación de reducción	40:1
Torque continuo de salida	260 N-m
Velocidad continua de salida	100 rpm
Torque máximo de salida	416 Nm
Peso	6 kgf

Fuente: (Schneider Electric, 2016)

$$n_{\text{nominal}} = 2500 \text{ rpm}$$

$$n_c = \frac{n_{\text{nominal}}}{i} \quad (4)$$

$$n_c = \frac{2500 \text{ rpm}}{40}$$

$n_c = 62,5 \text{ rpm}$ Satisface los requerimientos de velocidad angular $n_{\max} = 50 \text{ rpm}$

$$n_c = 6,54 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$T_c = \frac{P}{n_c} = \frac{600 \text{ W}}{6,54 \text{ rad/s}} \quad (2)$$

$T_c = 91,67 \text{ Nm}$ Satisface los requerimientos de torque $T_{\max} = 66,39 \text{ N m}$

4.3.3 Selección servomotor y caja de engranajes movimiento AD – ABD. Con el torque máximo, se realizó la correspondiente selección de nuestro servomotor para el movimiento de aducción – abducción.

$$T_{\max} = 32,5 \text{ N m}$$

$$n_{\max} = 50 \text{ rpm} = 5,24 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$P_s = T \cdot n = 32,5 \text{ N m} \cdot 5,24 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (2)$$

$$P_s = 165,2 \text{ W}$$

$$P_e = \frac{P_s}{\text{eficiencia}} = \frac{165,2 \text{ W}}{0,97} \quad (3)$$

$$P_e = 170,3 \text{ W}$$

Se seleccionó el servomotor BMH0701P06A2A. (ANEXO A-2)

Tabla 8-4. Especificaciones del servomotor para el movimiento AD – ABD

Servomotor BMH0701P06A2A	
Torque continuo	1,2 N-m
Torque pico	4,2 N-m
Potencia de salida nominal	350 W
Velocidad nominal	3000 rpm
Velocidad mecánica máxima	8000 rpm
Peso	1,6 kgf

Fuente: (SCHNEIDER ELECTRIC, 2017)

Para la selección de la caja reductora, el fabricante SCHNEIDER nos proporciona un método sencillo. Nuestro servomotor seleccionado pertenece a la serie BMH0703, y para

esta serie podemos elegir de diversas relaciones de reducción, la que más satisfaga nuestras necesidades de transmisión de movimiento. Se seleccionó una caja de engranajes GBX 120 con un factor de reducción de 40:1. (ANEXO A-3)

Tabla 9-4. Especificaciones de la caja de engranajes para el movimiento AD – ABD

Caja de engranes GBX 120040K	
Servomotor compatible	BMH0703
Relación de reducción	40:1
Torque continuo de salida	260 N-m
Velocidad continua de salida	100 rpm
Torque máximo de salida	416 Nm
Peso	6 kgf

Fuente: (SCHNEIDER ELECTRIC, 2017)

$$n_{\text{nominal}} = 3000 \text{ rpm}$$

$$n_c = \frac{n_{\text{nominal}}}{i} = \frac{3000 \text{ rpm}}{40} \quad (4)$$

$$n_c = 75 \text{ rpm Satisface los requerimientos de velocidad angular } n_{\text{max}} = 50 \text{ rpm}$$

$$n_c = 7,85 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$T_c = \frac{P}{n_c} = \frac{350 \text{ W}}{7,85 \text{ rad/s}} \quad (2)$$

$$T_c = 44,56 \text{ Nm Satisface los requerimientos de torque } T_{\text{max}} = 32,5 \text{ N m}$$

4.4 Selección de poleas y correas dentadas

4.4.1 Selección de la correa dentada para el movimiento de FD – FP.

- *Potencia de diseño (P_d).*

$$P_d = P_r \cdot C_2 \quad (5)$$

Dónde:

P_r = Potencia del motor o potencia absorbida por la carga (kW)

C_2 = Factor de servicio

$$C_2 = 1,3 \Rightarrow \text{Horas de servicio} = 10 \frac{\text{h}}{\text{día}} \Rightarrow (\text{ANEXO B-1})$$

$$P_d = 0,9 \text{ kW} \cdot 1,3$$

$$P_d = 1,17 \text{ kW}$$

- *Velocidad angular de la polea (n).*

$$n = 50 \text{ rpm}$$

- *Aproximado de distancia entre centros (C_d).*

$$C_d \approx 350 \text{ mm}$$

- *Relación de transmisión (i).*

$$i = 1$$

- *Perfil de la correa.* Según nuestra potencia de diseño y la velocidad angular, se seleccionó un perfil de correa: SKF HiTD 8M. (ANEXO B-3)

- *Número de dientes polea pequeña (Z_s), número de dientes polea grande (Z_L), diámetro de la polea pequeña (d), diámetro de la polea grande (D), distancia entre centros (C_d) y longitud de la correa (L_p).* (ANEXO B-4)

$$Z_s = 40 \text{ dientes}$$

$$Z_L = 40 \text{ dientes}$$

$$d = 101,86 \text{ mm}$$

$$D = 101,86 \text{ mm}$$

$$C_d = 360 \text{ mm}$$

$$L_p = 1040 \text{ mm}$$

- *Verificación de la distancia entre centros:*

$$0,5 \cdot (D + d) + 15 \text{ mm} > C_d > 2,0 \cdot (D + d) \quad (6)$$

$$0,5 \cdot (101,86 + 101,86) + 15 \text{ mm} > C_d > 2,0 \cdot (101,86 + 101,86)$$

$$116,86 \text{ mm} < C_d < 407,44 \text{ mm} \text{ Estamos en el rango recomendado}$$

- *Número de dientes que engranan en la polea pequeña (TIM_s):*

$$TIM_s = \frac{Z_L}{6} \cdot \left(3 - \frac{D - d}{C_d} \right) \quad (7)$$

$$TIM_s = \frac{40}{6} \cdot \left(3 - \frac{101,86 - 101,86}{360} \right)$$

$$TIM_s = 20 \text{ dientes}$$

- Cálculo del ancho de correa (W_b) a través de potencia nominal corregida. La potencia nominal corregida debe ser igual o mayor que la potencia de diseño calculada anteriormente.

$$P_b = \frac{P_d}{C_4 \cdot C_1} \quad (8)$$

Dónde:

P_b = Potencia nominal corregida

P_d = Potencia de diseño

C_1 = Factor de corrección de longitud de correa

C_4 = Factor de corrección de dientes engranados

$C_1 = 1 \Rightarrow$ (ANEXO B-5)

$C_4 = 1$ dado que el $TIM_s > 6 \Rightarrow$ (ANEXO B-5)

$$P_b = \frac{P_d}{C_4 \cdot C_1}$$

$$P_b = \frac{1,15 \text{ kW}}{1 \cdot 1}$$

$$P_b = 1,15 \text{ kW}$$

Se seleccionó un ancho de correa (W_b) con su correspondiente factor multiplicativo (f_{W_b}). (ANEXO B-6)

$$W_b = 30 \text{ mm}$$

$$f_{W_b} = 1$$

Con el número de revoluciones por minuto, número de dientes y diámetro de la polea pequeña, se seleccionó una razón de potencia nominal por correa (P_c) de 1,38 kW. (ANEXO B-6)

$$P_c \cdot f_{W_b} \geq P_b \quad (9)$$

$$P_c = 1,25 \cdot 1$$

$$P_c = 1,25 \text{ kW}$$

La cual satisface nuestra potencia nominal corregida que es: $P_b = 1,15 \text{ kW}$

- Incrementos de distancia entre centros para el montaje y la tensión de las correas (MIA) y (MTA). (ANEXO B-7)

$MIA = 35 \text{ mm}$ Distancia para el montaje de la correa (poleas bridadas)

$MTA = 4 \text{ mm}$ Distancia para la tensión adecuada de la correa (poleas bridadas)

$$C_{d_{min}} = 360 - 35 = 325 \text{ mm}$$

$$C_{d_{max}} = 360 + 4 = 364 \text{ mm}$$

- Tensión de las correas

$$T_1 = T_{pu} \cdot A_{cr} + T_c \quad (10)$$

$$T_2 = [T_{pu}(A_{cr} - 1)] + T_c \quad (11)$$

$$T_{pu} = \frac{P \cdot 1000}{v} \quad (12)$$

$$v = \frac{d \cdot n}{19098} \quad (13)$$

$$T_c = M \cdot v^2 \quad (14)$$

Dónde:

T_1 = Fuerza de tensión en el lado tenso (N)

T_2 = Fuerza de tensión lado flojo (N)

T_{pu} = Fuerza de tracción en la correa (N)

T_c = Fuerza de tensión centrífuga de la correa (N)

A_{cr} = Factor de relación de arco de contacto

P = Potencia del motor (kW)

v = Velocidad lineal de la correa (m/s)

d = Diámetro de la polea conductora (mm)

n = Velocidad angular de la polea conductora (rpm)

M = masa por unidad de longitud de la correa (kg/m)

Para iniciar el cálculo de las fuerzas de tensión en las correas, hacemos uso ec. (13):

$$v = \frac{101,86 \cdot 50}{19098}$$

$$v = 0,2933 \text{ m/s}$$

Con el dato de la velocidad, se calculó T_{pu} según la ec. (12):

$$T_{pu} = \frac{0,9 \text{ kW} \cdot 1000}{0,2933 \text{ m/s}}$$

$$T_{pu} = 2977,6 \text{ N}$$

La tensión centrífuga de la correa, debido a que la velocidad es baja, será una fuerza pequeña, y se calculó con la ec. (14), la masa por unidad de longitud de la correa (kg/m) ver (ANEXO B-8).

$$T_c = M \cdot v^2$$

$$T_c = 0,1922 \cdot (0,2933)^2$$

$$T_c = 0,0165 \text{ N}$$

Factor de arco de contacto. (ANEXO B-9)

$$A_{cr} = 1,070$$

$$A_{cr} - 1 = 0,070$$

Finalmente, para la obtención de las tensiones en la correa se reemplazó los datos calculados en la ec. (10) y ec. (11).

$$T_1 = 2977,6 \cdot (1,070) + 0,0165$$

$$T_1 = 3186,03 \text{ N}$$

$$T_2 = [2977,6 \cdot (1,070 - 1)] + 0,0165$$

$$T_2 = 208,43 \text{ N}$$

- *Selección de la correa.* Se seleccionó una correa sincrónica PHG 1040-8M. (ANEXO B-10)

Tabla 10-4. Especificaciones de la correa dentada para el movimiento FD – FP

Correa dentada SKF PHG 1040-8M	
Numero de dientes por lado	130 dientes
Longitud de la correa	1040 mm
Altura 1 (h1)	5,6 mm
Altura 2 (h2)	3,88 mm
Paso (p)	8 mm

Fuente: (SKF, 2016, p.163)

SKF HiTD Belts
8M | 14M

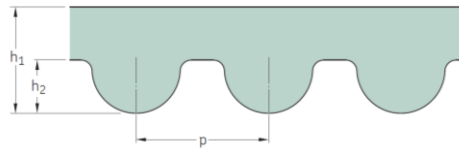


Figura 7-4. Medidas de la correa sincronica

Fuente: (SKF, 2016, p.162)

- *Selección de las poleas.* Se seleccionó una polea PHP 44-8M-30RSB. (ANEXO B11)

Tabla 11-4. Especificaciones de las poleas sincronicas FD – FP

Polea PHP 40-8M-30RSB	
Numero de dientes	40 dientes
Diámetro de paso	101,86 mm
Diámetro interior	100,49 mm
Tipo de polea	1F
Diámetro mínimo	15 mm
Diámetro máximo	50 mm
A	110 mm
H	75 mm
F	38 mm
L	48 mm
Peso	2,40 kg

Fuente: (SKF, 2016, p.303)

HiTD pulleys

5 mm pitch pilot bore (RSB) | 8 mm pitch pilot bore (RSB)

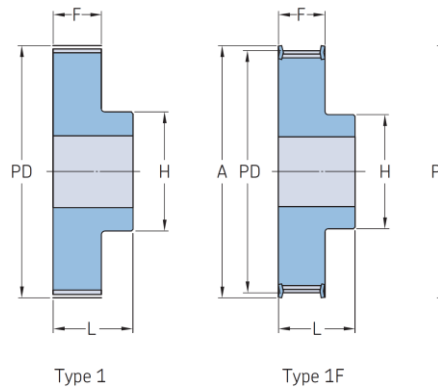


Figura 8-4. Medidas de la polea

Fuente: (SKF, 2016, p.303)

4.4.2 Selección de la correa dentada para el movimiento de IN – EV.

- Potencia de diseño (P_d).

$$P_d = P_r \cdot C_2 \quad (5)$$

$$C_2 = 1,3 \Rightarrow \text{Horas de servicio} = 10 \frac{h}{\text{día}} \Rightarrow (\text{ANEXO B-1})$$

$$P_d = 0,6 \text{ kW} \cdot 1,3$$

$$P_d = 0,78 \text{ kW}$$

- Velocidad angular de la polea (n).

$$n = 50 \text{ rpm}$$

- Aproximado de distancia entre centros (C_d).

$$C_d \approx 125,5 \text{ mm}$$

- Relación de transmisión (i).

$$i = 1$$

- Perfil de la correa. Según nuestra potencia de diseño y la velocidad angular, se seleccionó un perfil de correa: SKF HiTD 8M. (ANEXO B-3)

Número de dientes polea pequeña (Z_s), número de dientes polea grande (Z_L), diámetro de la polea pequeña (d), diámetro de la polea grande (D), distancia entre centros (C_d) y longitud de la correa (L_p). (ANEXO B-4)

$$Z_s = 28 \text{ dientes}$$

$$Z_L = 28 \text{ dientes}$$

$$d = 71,30 \text{ mm}$$

$$D = 71,30 \text{ mm}$$

$$C_d = 128 \text{ mm}$$

$$L_p = 480 \text{ mm}$$

- Verificación de la distancia entre centros.

$$0,5 \cdot (D + d) + 15\text{mm} > C_d > 2,0 \cdot (D + d) \quad (6)$$

$$0,5 \cdot (71,30 + 71,30) + 15\text{mm} > C_d > 2,0 \cdot (71,30 + 71,30)$$

$$86,3 \text{ mm} < C_d < 285,2 \text{ mm}$$

- Número de dientes que engranan en la polea pequeña (TIM_s).

$$TIM_s = \frac{Z_L}{6} \cdot \left(3 - \frac{D - d}{C_d} \right) \quad (7)$$

$$TIM_s = \frac{28}{6} \cdot \left(3 - \frac{71,3 - 71,3}{128} \right)$$

$$TIM_s = 14 \text{ dientes}$$

- Cálculo del ancho de correa (W_b) a través de potencia nominal corregida. La potencia nominal corregida debe ser igual o mayor que la potencia de diseño calculada anteriormente.

$$P_b = \frac{P_d}{C_4 \cdot C_1} \quad (8)$$

$$C_1 = 1 \Rightarrow (\text{ANEXO B-5})$$

$$C_4 = 1 \text{ dado que el } TIM_s > 6 \Rightarrow (\text{ANEXO B-5})$$

$$P_b = \frac{P_d}{C_4 \cdot C_1}$$

$$P_b = \frac{0,78 \text{ kW}}{1 \cdot 1}$$

$$P_b = 0,78 \text{ kW}$$

Se seleccionó un ancho de correa (W_b) con su correspondiente factor multiplicativo (f_{W_b}). (ANEXO B-6)

$$W_b = 30 \text{ mm}$$

$$f_{W_b} = 1$$

Con el número de revoluciones por minuto, número de dientes y diámetro de la polea pequeña, se seleccionó una razón de potencia nominal por correa (P_c) de 0,83 kW. (Anexo B-6)

$$P_c \cdot f_{W_b} \geq P_b \quad (9)$$

$$P_c = 0,83 \cdot 1$$

$$P_c = 0,83 \text{ kW}$$

La cual satisface nuestra potencia nominal corregida que es: $P_b = 0,78 \text{ kW}$

- *Incrementos de distancia entre centros para el montaje y tensión de las correas (MIA) y (MTA). (ANEXO B-7)*

$$MIA = 35 \text{ mm}$$

$$MTA = 4 \text{ mm}$$

$$C_{d_{min}} = 128 - 2,5 = 125,5 \text{ mm}$$

$$C_{d_{max}} = 128 + 4 = 132 \text{ mm}$$

- *Tensión de las correas.*

$$T_1 = T_{pu} \cdot A_{cr} + T_c \quad (10)$$

$$T_2 = [T_{pu}(A_{cr} - 1)] + T_c \quad (11)$$

$$T_{pu} = \frac{P \cdot 1000}{v} \quad (12)$$

$$v = \frac{d \cdot n}{19098} \quad (13)$$

$$T_c = M \cdot v^2 \quad (14)$$

Para iniciar el cálculo de las fuerzas de tensión en las correas, hacemos uso de la ec. (13):

$$v = \frac{71,3 \cdot 50}{19098}$$

$$v = 0,244 \text{ m/s}$$

Con el dato de la velocidad, se calculó T_{pu} según la ec. (12):

$$T_{pu} = \frac{0,6 \text{ kW} \cdot 1000}{0,244 \text{ m/s}}$$

$$T_{pu} = 1309,14 \text{ N}$$

La tensión centrífuga de la correa, debido a que la velocidad es baja, será una fuerza pequeña, y se la calculó con la ec. (14), la masa por unidad de longitud de la correa (kg/m) ver (ANEXO B-8).

$$T_c = M \cdot v^2$$

$$T_c = 0,1922 \cdot (0,244)^2$$

$$T_c = 0,0114 \text{ N}$$

Factor de arco de contacto. (ANEXO B-9)

$$A_{cr} = 1,070$$

$$A_{cr} - 1 = 0,070$$

Finalmente, para la obtención de las tensiones en la correa se reemplazó los datos calculados en la ec. (10) y ec. (11).

$$T_1 = [1309,14 \cdot (1,070)] + 0,0114$$

$$T_1 = 1400,78 \text{ N}$$

$$T_2 = [1309,14 \cdot (1,070 - 1)] + 0,0114$$

$$T_2 = 91,64 \text{ N}$$

- *Selección de la correa.* Se seleccionó una correa sincrónica PHG 480-8M. (ANEXO B-10)

Tabla 12-4. Especificaciones de la correa sincrónica para el movimiento IN – EV

Correa dentada SKF PHG 480-8M	
Numero de dientes por lado	60 dientes
Longitud de la correa	480 mm
Altura 1 (h1)	5,6 mm
Altura 2 (h2)	3,88 mm
Paso (p)	8 mm

Fuente: (SKF, 2016, p.162)

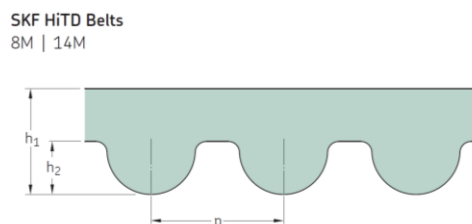


Figura 9-4. Medidas de la correa sincrónica

Fuente: (SKF, 2016, p.162)

- Selección de las poleas. Se seleccionó una polea PHP 28-8M-30RSB. (ANEXO B11)

Tabla 13-4. Especificaciones de las poleas sincrónicas para el movimiento IN – EV

Polea PHP 28-8M-30RSB	
Numero de dientes	28 dientes
Diámetro de paso	71,30 mm
Diámetro interior	70,08 mm
Tipo de polea	1F
Diámetro mínimo	15 mm
Diámetro máximo	34 mm
A	80 mm
H	50 mm
F	38 mm
L	48 mm
Peso	1,12 kg

Fuente: (SKF, 2016, p.303)

HiTD pulleys

5 mm pitch pilot bore (RSB) | 8 mm pitch pilot bore (RSB)

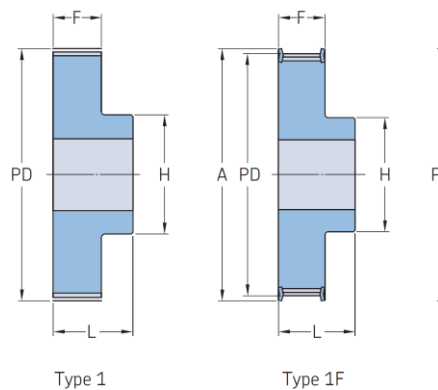


Figura 10-4. Medidas de la polea

Fuente: (SKF, 2016, p.303)

4.5 Diseño y selección de los engranes cónicos

Los engranes cónicos se clasifican en 4 tipos:

- Cónicos rectos
- Cónicos espirales
- Cónicos Zerol
- Hipoides

Se optó por engranes cónicos con dientes rectos, debido a su diseño más simple, su costo y facilidad de fabricación en comparación a los demás.

La teoría de engranajes expresa que los engranes rectos tienen la misma cinemática que dos cilindros de fricción, para el caso de engranes cónicos es análogo, su análisis cinemático se basa en dos conos de fricción.

Algunas características geométricas de los engranes cónicos rectos, como la relación de velocidad angular, el paso diametral, ángulo de presión tienen la misma definición que en los engranes rectos, y debe ser idéntico ya que, de no ser así, sus dientes no se acoplarían correctamente.

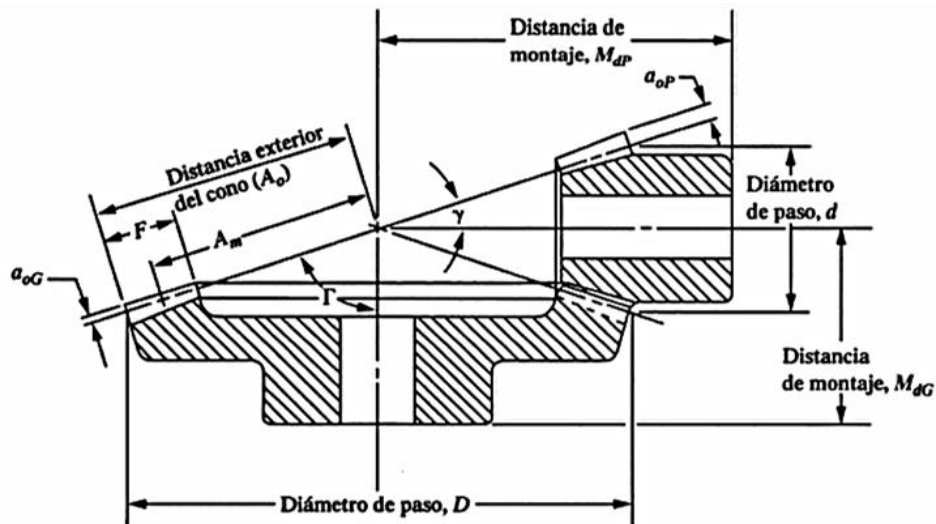


Figura 11-4. Dimensiones principales de dos engranes cónicos con dientes rectos.

Fuente: (MOTT, 2006, p.334)

Tabla 14-4. Propiedades geométricas de los engranes cónicos rectos

Datos: Paso diametral $P_d = N_p/d = N_G/D$	
Dónde: N_p = número de dientes del piñón; N_G = número de dientes del engrane	
Dimensión	Fórmula
Relación de engranaje	$m_G = N_G/N_P$ (15)
Diámetros de paso	Piñón $d = N_P/P_d$ (16)
	Engrane $D = N_G/P_d$ (17)
Ángulos de paso del cono	Piñón $\gamma = \tan^{-1}(N_P/N_G)$ (18)
	Engrane $\Gamma = \tan^{-1}(N_G/N_p)$ (19)
Distancia exterior en el cono	$A_o = 0,5 \cdot D/\text{sen}(\Gamma)$ (20)
Ancho nominal de la cara	$F_{nom} = 0,30 \cdot A_o$ (21)
	$F_{max} = \frac{A_o}{3}$ ó $F_{max} = \frac{10}{P_d}$ (22) (Nota: Use el menor valor)
Distancia media del cono	$A_m = A_o - 0,5 \cdot F$ (23) (Nota: A_m también se define para el engrane y también se llama A_{mG})
Paso circular medio	$p_m = (\pi/P_d) \cdot (A_m/A_o)$ (24)
Profundidad media de trabajo	$h = (2/P_d) \cdot (A_m/A_o)$ (25)
Holgura	$c = 0.125 \cdot h$ (26)
Profundidad total media	$h_m = h + c$ (27)
Factor medio de addendum	$c_1 = 0,210 + 0,290/(m_G)^2$ (28)
Addendum medio del engrane mayor	$a_G = c_1 \cdot h$ (29)
Addendum medio del piñón	$a_P = h - a_G$ (30)
Dedendum medio del engrane	$b_G = h_m - a_G$ (31)
Dedendum medio del piñón	$b_P = h_m - a_P$ (32)
Ángulo de dedendum del engrane	$\delta_G = \tan^{-1}(b_G/A_{mG})$ (33)
Ángulo de dedendum del piñón	$\delta_P = \tan^{-1}(b_P/A_{mG})$ (34)
Addendum exterior del engrane	$a_{oG} = a_G + 0.5 \cdot F \cdot \tan \delta_P$ (35)
Addendum exterior del piñón	$a_{oP} = a_P + 0.5 \cdot F \cdot \tan \delta_G$ (36)
Diámetro exterior del engrane	$D_o = D + 2 \cdot a_{oG} \cdot \cos \Gamma$ (37)
Diámetro exterior del piñón	$d_o = d + 2 \cdot a_{oP} \cdot \cos \gamma$ (38)

Fuente: (MOTT, 2006, p. 335)

En nuestro caso, la transmisión de movimiento entre servomotoreductor y el eje para el movimiento de aducción – abducción, encuentran orientados a un ángulo de 90° , la relación de transmisión será 1:1. Este tipo de engranes cónicos con estas especificaciones se denominan engranes de inglete, y se usan para cambiar la dirección entre los ejes de transmisión de la máquina, sin modificar la velocidad de rotación, cada engranaje tiene el ángulo de paso del cono igual a 45° .

Las recomendaciones para el diseño de este tipo de engranes:

- El ángulo de presión ϕ , es 20° , pero también se usan ángulos de $22,5^\circ$ y 25° .
- El mínimo número de dientes en este tipo de engranes es 12 típicamente, para asegurar que no exista interferencia entre dientes de engranes rectos. (MOTT, 2006, p333)

4.5.1 Diseño geométrico de los engranes. Con el uso de las ecuaciones de la tabla 11-4, y con los datos: paso diametral 8, ángulo de presión 20° , los ejes forman 90° , 20 dientes en el piñón y 20 dientes en el engrane. Ya que diseñaremos engranes de inglete solamente se diseñará uno, ya que son iguales.

Datos:

$$P_d = 8; N_p = 20; N_G = 20$$

- Relación del engranaje:

$$m_G = \frac{N_G}{N_p} = \frac{20}{20} = 1 \quad (15)$$

- Diámetros de paso del engrane:

$$D = \frac{N_G}{P_d} = \frac{20}{8} = 2,5 \text{ pulg} = 63,5 \text{ mm} \quad (17)$$

- Ángulos de paso del cono:

$$\Gamma = \tan^{-1}(N_G/N_p) = \tan^{-1}(20/20) = 45^\circ \quad (19)$$

- Distancia exterior del cono:

$$A_o = 0,5 \cdot D / \text{sen}(\Gamma) = 0,5 \cdot 2,5 / \text{sen}(45^\circ) \quad (20)$$

$$A_o = 1,7678 \text{ pulg}$$

- Ancho de cara, se debe especificar: $F = 0,5 \text{ pulg}$

Ancho nominal de la cara:

$$F_{nom} = 0,30 \cdot A_o = 0,3 \cdot (1,7678) = 0,53033 \text{ pulg} \quad (21)$$

$$F_{max} = \frac{A_o}{3} = \frac{1,77}{3} = 0,5893 \text{ pulg} \quad (22)$$

$$F_{max} = \frac{10}{P_d} = \frac{10}{8} = 1,25 \text{ pulg}$$

$$F = 0,75 \text{ pulg}$$

- Distancia media del cono:

$$A_m = A_{mG} = A_o - 0,5 \cdot F = 1,7678 - 0,5 \cdot (0,75) = 1,3928 \text{ pulg} \quad (23)$$

Nota: A_m también se define para el engrane y también se llama A_{mG}

Relación: $\frac{A_m}{A_o} = \frac{1,393}{1,77} = 0,787$ (Esta relación se presenta en varios cálculos de los que se siguen)

- Paso circular medio:

$$p_m = \left(\frac{\pi}{P_d}\right) \cdot \left(\frac{A_m}{A_o}\right) = \left(\frac{\pi}{8}\right) \cdot (0,787) = 0,309 \text{ pulg} \quad (24)$$

- Profundidad media de trabajo:

$$h = \left(\frac{2}{P_d}\right) \cdot \left(\frac{A_m}{A_o}\right) = \left(\frac{2}{8}\right) \cdot (0,787) = 0,1967 \text{ pulg} \quad (25)$$

- Holgura:

$$c = 0,125 \cdot h = 0,125 \cdot (0,1967) = 0,02459 \text{ pulg} \quad (26)$$

- Profundidad total media:

$$h_m = h + c = 0,1947 + 0,02459 = 0,2193 \text{ pulg} \quad (27)$$

- Factor medio de addendum:

$$c_1 = 0,210 + \frac{0,290}{(m_G)^2} = c_1 = 0,210 + \frac{0,290}{(1)^2} = 0,5 \quad (28)$$

- Addendum medio del engrane mayor:

$$a_G = c_1 \cdot h = 0,5 \cdot 0,1967 = 0,0984 \quad (29)$$

- Dedendum medio del engrane:

$$b_G = h_m - a_G = 0,2193 - 0,0984 = 0,121 \quad (31)$$

- Ángulo de dedendum del engrane:

$$\delta_G = \tan^{-1} \left(\frac{b_G}{A_{mG}}\right) = \tan^{-1} \left(\frac{0,121}{1,3928}\right) = 4,96^\circ \quad (33)$$

- Addendum exterior del engrane:

$$a_{oG} = a_G + 0,5 \cdot F \cdot \tan \delta_p = (0,0984) + 0,5 \cdot (0,75) \cdot \tan(5,02^\circ) = 0,131 \quad (35)$$

- Diámetro exterior del engrane:

$$D_o = D + 2 \cdot a_{oG} \cdot \cos \Gamma = 2,5 + 2 \cdot 0,13 \cdot \cos(45^\circ) = 2,685 \text{ pulg} \quad (37)$$

4.5.2 Cálculo de las fuerzas en los engranes.

- *Fuerza tangencial (W_t)*. Es la fuerza que genera el torque, sobre el piñón y el engrane.

$$W_{tP} = \frac{T}{r_m} \quad (39)$$

$$r_m = \frac{d}{2} - \left(\frac{F}{2}\right) \cdot \text{sen}(\gamma) \quad (40)$$

Dónde:

W_{tP} = Fuerza tangencial

r_m = radio promedio del engrane

d = Diámetro del engrane en su extremo más grande

F = Ancho de cara

γ = Ángulo de paso del cono

Reemplazando la ec. (39) en la ec. (38):

$$W_{tP} = \frac{T}{\frac{d}{2} - \left(\frac{F}{2}\right) \cdot \text{sen}(\gamma)} \quad (41)$$

$$W_{tP} = \frac{32,5 \text{ Nm}}{\frac{63,5 \text{ mm}}{2} - \left(\frac{12,7 \text{ mm}}{2}\right) \cdot \text{sen}(45^\circ)}$$

$$W_{tP} = 1192,23 \text{ N}$$

- *Fuerza radial (W_r)*. Es la fuerza que actúa hacia el centro del piñón, perpendicular a su eje y causa flexión en el eje del piñón.

$$W_{rP} = W_t \cdot \tan(\phi) \cdot \cos(\gamma) \quad (42)$$

Dónde:

ϕ = Ángulo de presión de los dientes

γ = Ángulo de paso del cono.

$$W_{rP} = 1192,23 \text{ N} \cdot \tan(20^\circ) \cdot \cos(45^\circ)$$

$$W_{rP} = 306,84 \text{ N}$$

- *Fuerza axial (W_x)*. Es la fuerza que actúa de forma paralela al eje del piñón, y tiende a separar los engranes acoplados; esto causa una carga de empuje que deben resistir los cojinetes que soportan al eje. También se genera un momento flector en el eje.

$$W_{xP} = W_t \cdot \tan(\phi) \cdot \text{sen}(\gamma) \quad (43)$$

Dónde:

ϕ = Ángulo de presión de los dientes

γ = Ángulo de paso del cono.

$$W_{xP} = 1192,23 \text{ N} \cdot \tan(20^\circ) \cdot \text{sen}(45^\circ)$$

$$W_{xP} = 306,84 \text{ N}$$

4.5.3 Diseño del engrane cónico por resistencia. El diseño por resistencia se realizó en base a la norma ANSI/AGMA 2003-B97, citado por el libro (SHIGLEY, 2008, p. 765-785).

4.5.3.1 *Cálculo del esfuerzo flexionante máximo (S_t).* El punto donde el esfuerzo es mayor sucede en la raíz del diente, y su fórmula de cálculo es:

$$S_t = \frac{W^t}{F} P_d \cdot K_0 \cdot K_v \cdot \frac{K_s \cdot K_m}{K_x \cdot J} \quad (44)$$

Dónde:

W^t = Fuerza tangencial

P_d = Paso diametral

F = Ancho de cara

J = factor geométrico

K_0 = Factor de sobrecarga

K_v = Factor dinámico

K_s = Factor de tamaño de resistencia a la flexión

K_m = Factor de distribución de carga

K_x = Factor de curvatura en el sentido longitudinal de resistencia a la flexión

- *Datos iniciales.*

$$D_o = 68,17 \text{ mm}; T = 32,5 \text{ Nm}; n = 50 \text{ rpm}; F = 0,75 \text{ pulg}; P_d = 8; N_G = 20 \text{ dientes}$$

- *Velocidad de la línea de paso (v_t).*

$$v_t = \frac{\pi \cdot D_o \cdot n}{12} \left(\frac{\text{pies}}{\text{min}} \right) \quad (45)$$

$$v_t = \frac{(\pi \cdot 2,683 \text{ pulg} \cdot 50 \text{ rpm})}{12} = 35,133 \frac{\text{pies}}{\text{min}}$$

- *Fuerza tangencial (W_t)*. Se calcula con el diámetro mayor del engrane (D_o), ya que es ahí donde ocurre el máximo esfuerzo:

$$W_t = \frac{2 \cdot T}{D_o} \quad (46)$$

$$W_t = \frac{2 \cdot 32500 \text{ Nmm}}{68,17 \text{ mm}} = 953,45 \text{ N} = 214,53 \text{ lb}$$

- *Factor de sobrecarga (K_o)*. Carácter del movimiento principal uniforme, carácter de la carga sobre la máquina impulsada impacto ligero, $\Rightarrow K_o = 1,25$. (ANEXO C-1)

- *Número de calidad de manufactura del engrane (Q_v)*. Los números de calidad del 3 al 7 incluyen la mayoría de los engranes de calidad comercial. Los números del 8 al 12 son de calidad de precisión. $\rightarrow Q_v = 8$

- *Factor dinámico (K_v)*. Este factor tiene en cuenta el efecto de la calidad del diente del engrane, relacionada con la velocidad y carga, y el aumento de esfuerzo que resulta, lo podemos calcular de acuerdo a la ec. (47) y según el ANEXO 2-C.

$$K_v = \left[\frac{A + \sqrt{v_t}}{A} \right]^B \quad (47)$$

Dónde:

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - B) \quad (48)$$

$$B = 0,25 \cdot (12 - Q_v)^{\frac{2}{3}} \quad (49)$$

v_t = Velocidad de la línea del paso

Q_v = Número de calidad del engrane

Reemplazando en los valores anteriores en las siguientes ecuaciones tenemos:

$$B = 0,25 \cdot (12 - 8)^{2/3}$$

$$B = 0,63$$

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - 0,63)$$

$$A = 70,72$$

$$K_v = \left[\frac{70,72 + \sqrt{35,133}}{70,72} \right]^B$$

$$K_v = 1,052$$

- Factor de tamaño de resistencia a la flexión (K_s).

$$K_s = \begin{cases} 0,4867 + \frac{0,2132}{P_d} & \text{si } 0,5 \leq P_d \leq 16 \text{ pulg}^{-1} \\ 0,5 & \text{si } P_d > 16 \text{ pulg}^{-1} \end{cases} \quad (50)$$

El paso de nuestro engrane es 8, nuestro factor de tamaño es el siguiente:

$$K_s = 0,4867 + \frac{0,2132}{8}$$

$$K_s = 0,51$$

- Factor de distribución de carga (K_m).

$$K_m = K_{mb} + 0,0036F^2 \quad (51)$$

Dónde:

$K_{mb} = 1$ → Ambos miembros montados separados

$K_{mb} = 1,10$ → Un miembro montado separado

$K_{mb} = 1,25$ → Ningun miembro montado separado

Tenemos un ancho de cara $F = 0,75 \text{ pulg}$ y según nuestra configuración: $K_{mb} = 1,25$, reemplazando en la ec. (51) tenemos lo siguiente:

$$K_m = 1,25 + 0,0036 \cdot 0,75^2$$

$$K_m = 1,252$$

- Factor de curvatura en el sentido longitudinal de resistencia a la flexión (K_x). Para engranes cónicos rectos $K_x = 1$

- Factor geométrico (J). Como los engranes son de inglete, tienen el mismo número de dientes $N = 20$, entonces el factor geométrico es $J = 0,2$. (ANEXO C-3)

Con todas las variables calculadas procedemos a reemplazar en la ec. (44) para el cálculo del esfuerzo flexionante máximo (S_t).

$$S_t = \frac{W^t}{F} P_d \cdot K_0 \cdot K_v \cdot \frac{K_s \cdot K_m}{K_x \cdot J} = \frac{214,53}{0,75} \cdot 8 \cdot 1,25 \cdot 1,052 \cdot \frac{0,51 \cdot 1,252}{1 \cdot 0,2}$$

$$S_t = 9606,98 \text{ psi} = 9,6 \text{ ksi}$$

- Esfuerzo de flexión permisible (S_{wt}).

$$S_{wt} = \frac{S_{at} \cdot K_L}{S_F \cdot K_T \cdot K_R} \quad (52)$$

Dónde:

S_{at} = Número de esfuerzo de flexión (permisible)

K_L = Factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a la flexión

S_F = Factor de seguridad por flexión

K_T = Factor de temperatura

K_R = Factor de confiabilidad de resistencia a la flexión

- Número de esfuerzo de flexión (permisible) (S_{at}).

De acuerdo al ANEXO C-4 se seleccionó un acero grado 1, con tratamiento térmico de endurecimiento por flama o por inducción.

o Dureza: 50 HRC

o Número de esfuerzo flexionante admisible: $S_{at} = 22,5 \text{ ksi}$

- Factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a la flexión (K_L). Para un número de ciclos de 1×10^7 , reemplazando en la ec. (53) y de acuerdo al ANEXO C-5, tenemos lo siguiente:

$$K_L = 1,6831 \cdot N_L^{-0,0323} \rightarrow 3 \times 10^6 \leq N_L \leq 10^{10} \text{ (General)} \quad (53)$$

$$K_L = 1,6831 \cdot (1 \times 10^7)^{-0,0323}$$

$$K_L = 1,00$$

- Factor de temperatura (K_T). Para temperaturas entre el rango de $0^\circ\text{C} \leq t \leq 120^\circ\text{C} \rightarrow K_T = 1$.

- Factor de confiabilidad de resistencia a la flexión (K_R). De acuerdo al ANEXO C-6, con una confiabilidad de 0.99, tenemos que $K_R = 1$.

- El factor de seguridad (S_F). Para el diseño de engranes por resistencia, un valor recomendable esta entre 1 y 1,5.

Determinadas las variables de la ec. (53) y reemplazando obtenemos el esfuerzo de flexión permisible:

$$S_{wt} = \frac{S_{at} \cdot K_L}{S_F \cdot K_T \cdot K_R} = \frac{22,5 \cdot 1}{1,5 \cdot 1 \cdot 1}$$

$$S_{wt} = 15 \text{ ksi}$$

- Comparación de esfuerzos (aceptación del diseño).

$$S_F = \frac{\sigma_{permisible}}{\sigma} = \frac{S_{at}}{S_t} = \frac{15 \text{ ksi}}{9,6 \text{ ksi}}$$

$$S_F = 1,562$$

4.5.4 Diseño del engrane cónico por desgaste. Además de tener seguridad a la flexión, los dientes de los engranes deben ser capaces de funcionar también durante su vida útil esperada, sin tener muchas picaduras en su perfil.

La picadura es el fenómeno en el que se eliminan pequeñas partículas de la superficie de la cara del diente, debido a los grandes esfuerzos de contacto que causan fatiga. La acción prolongada después de que se inicia la picadura hace que los dientes se desbasten y terminen por perder su forma, seguidamente viene la falla del elemento.

El diseño por desgaste se realizó en base a la norma ANSI/AGMA 2003-B97, citado por el libro (SHIGLEY, 2008, p. 765-785).

$$S_C = C_p \cdot \left(\frac{W_t}{F \cdot d \cdot I} \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_m \cdot C_s \cdot C_{xc} \right)^{1/2} \quad (54)$$

Dónde:

S_C = Esfuerzo de contacto o esfuerzo de Hertz

W_t = Fuerza tangencial

F = Ancho de cara

I = Factor de contacto geométrico

C_p = Coeficiente elástico de resistencia a picadura

I = Factor de contacto geométrico

C_{xc} = Factor de coronamiento por picadura

- *Datos iniciales.*

$$W_t = 214,53 \text{ lb}$$

$$F = 0,6 \text{ pulg}$$

$$d = 2,684 \text{ pulg}$$

$$K_m = 1,252$$

$$K_o = 1,25$$

$$K_v = 1,052$$

- *Coefficiente elástico de resistencia a picadura (C_p).* El coeficiente elástico para engranes de acero es: $C_p = 2290\sqrt{\text{psi}}$

- *Factor de contacto geométrico (I).* De acuerdo al ANEXO C-7, el factor $I = 0,0625$.

- *Factor de tamaño por resistencia a la picadura (C_s).* De acuerdo a la ec. (55), con un ancho de cara $F = 0,75 \text{ pulg}$.

$$C_s = 0,125F + 0,4375 \rightarrow 0,5 \leq F \leq 4,5 \text{ pulg} \quad (55)$$

$$C_s = 0,125 \cdot 0,75 + 0,4375$$

$$C_s = 0,531$$

- *Factor de coronamiento por picadura (C_{xc}).* Los dientes de la mayoría de los engranes cónicos se coronan en la dirección longitudinal durante su fabricación para dar cabida a la deflexión de los montajes. Se eligió un factor $C_{xc} = 1,5 \rightarrow$ Dientes coronados en forma adecuada.

- *Coefficiente elástico (C_p).* El coeficiente elástico para dos engranes de acero es el siguiente: $C_p = 2290\sqrt{\text{psi}}$.

Calculadas todas las variables de la ec. (54) procedemos a reemplazar los valores, obtenemos lo siguiente:

$$S_c = 2290 \cdot \left(\frac{214,53}{0,75 \cdot 2,684 \cdot 0,0625} \cdot 1,25 \cdot 1,052 \cdot 1,252 \cdot 0,531 \cdot 1,5 \right)^{1/2}$$

$$S_c = 107602,72 \text{ psi} = 107,6 \text{ ksi}$$

- *Número de esfuerzo de contacto admisible (S_{wc}).*

$$S_{wc} = (\sigma_c)_{perm} = \frac{s_{ac} \cdot C_L \cdot C_H}{S_H \cdot K_T \cdot C_R} \quad (56)$$

Dónde:

S_{wc} = Número de esfuerzo por contacto permisible

s_{ac} = Número de esfuerzo de contacto permisible

C_L = Factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a picadura

C_H = Factor de relación de la dureza de resistencia a picadura

S_H = Factor de seguridad por contacto

C_R = Factor de confiabilidad por picadura

- *Número de esfuerzo de contacto permisible (s_{ac}).* De acuerdo al ANEXO C-8, para un acero con tratamiento térmico de endurecimiento por flama o por inducción, tenemos un $s_{ac} = 175 \text{ ksi}$.

- *Factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a picadura (C_L).* Para un número de ciclos de 1×10^7 , reemplazando en la ec. (57) y de acuerdo al ANEXO C-9 se tiene:

$$C_L = 3,4822 \cdot N_L^{-0,0602} \rightarrow 10^4 \leq N_L \leq 10^{10} \quad (57)$$

$$C_L = 3,4822 \cdot (1 \times 10^7)^{-0,0602}$$

$$C_L = 1,318$$

- *Factor de relación de la dureza de resistencia a picadura (C_H).* En base al ANEXO C-10, con una rugosidad de $63 \mu \text{ pulg}$ se seleccionó un $C_H = 1,02$.

- *Factor de seguridad por contacto (S_H).* Para el diseño de engranes por resistencia, un valor recomendable esta entre 1 y 1,5.

- *Factor de temperatura (K_T).* Para temperaturas entre el rango de $0^\circ\text{C} \leq t \leq 120^\circ\text{C} \rightarrow K_T = 1$.

- *Factor de confiabilidad por picadura (C_R).* De acuerdo al ANEXO C-6, con una confiabilidad de 0.99, tenemos que $C_R = 1$.

Determinadas las variables de la ec. (55) y reemplazando obtenemos el esfuerzo de flexión permisible:

$$S_{wc} = (\sigma_c)_{perm} = \frac{s_{ac} \cdot C_L \cdot C_H}{S_H \cdot K_T \cdot C_R} = \frac{175 \cdot 1,318 \cdot 1,02}{1,5 \cdot 1 \cdot 1}$$

$$S_{wc} = (\sigma_c)_{perm} = 159,53$$

- Comparación de esfuerzos por contacto (aceptación del diseño).

$$S_F = \frac{(\sigma_c)_{permisible}}{\sigma_c} = \frac{S_{wc}}{S_t} = \frac{159,53}{107,6}$$

$$S_F = 1,481$$

Obtenemos un factor de seguridad muy próximo al esperado, el diseño es aceptable.

4.6 Análisis estático y dinámico del modelo ADAMS

Para el diseño mecánico de los ejes, se necesita las cargas que el paciente generará sobre los ejes, ya sea de forma estática o dinámica.

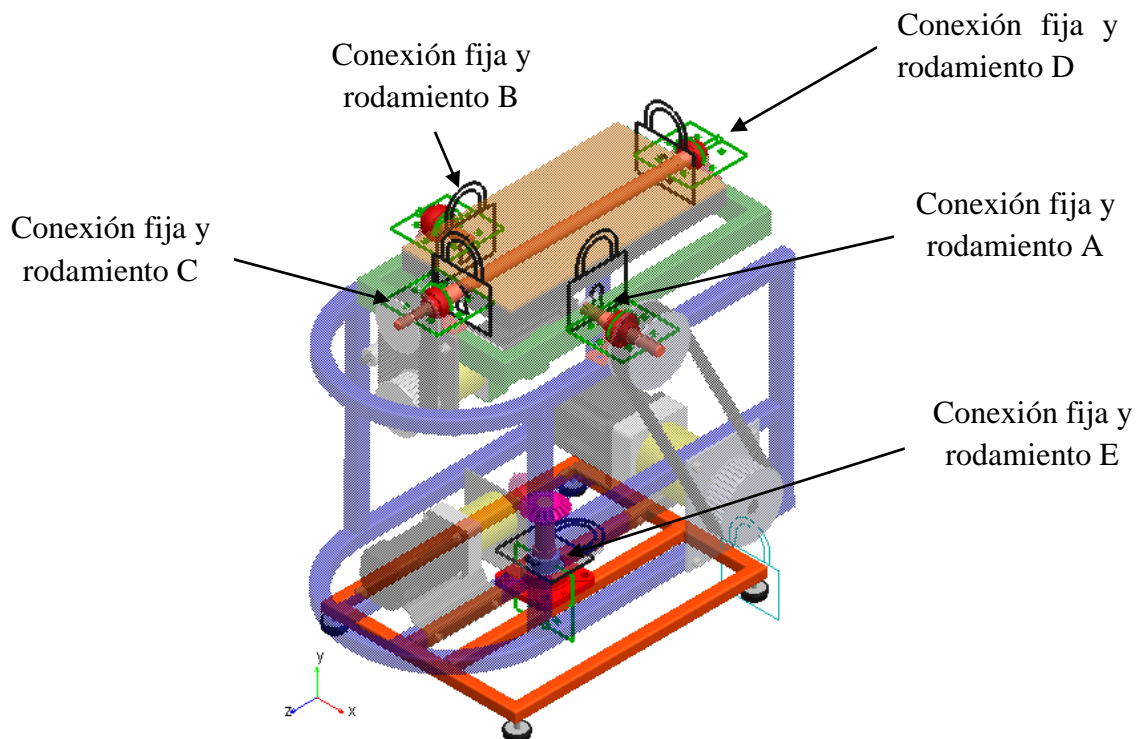


Figura 12-4. Designación de las conexiones del modelo ADAMS

Fuente: Autor

4.6.1 Análisis estático. Como se mencionó en la sección 4.2, en el análisis estático la plataforma se encuentra estacionaria y el parámetro principal para la asignación de la carga, es que el paciente cuando se ubique en el equipo de rehabilitación existe causa muy probable que concentre su todo peso en una sola plataforma, razón por la cual se asignó una carga de 130 kg que es el peso máximo del paciente.

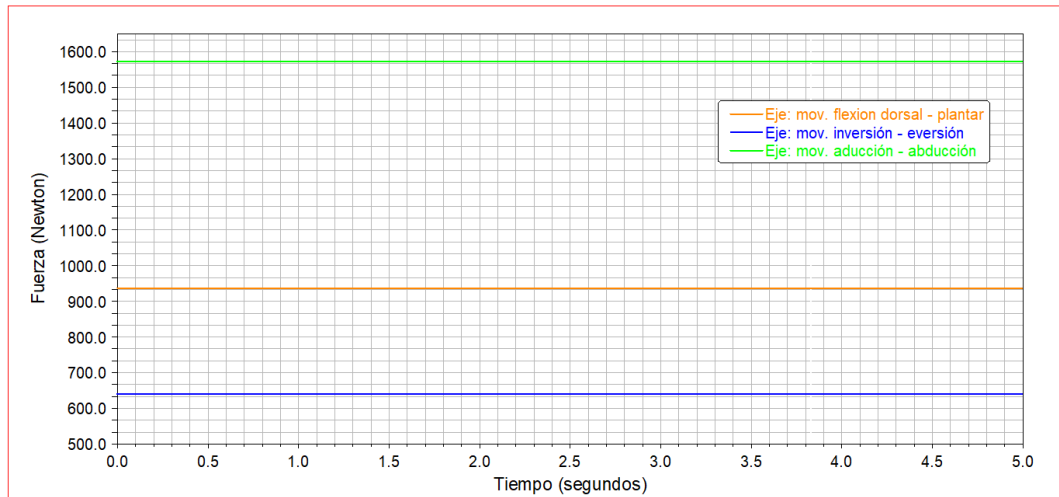


Gráfico 15-4. Simulación estática de las fuerzas actuantes en las conexiones

Fuente: Autor

4.6.2 Análisis dinámico. Para este análisis el parámetro de asignación de la carga es que el paciente se encuentra ubicado en las dos plataformas móviles, y por ende su peso está distribuido en dos plataformas. Se realiza la simulación dinámica según las consideraciones de la sección 4.2.

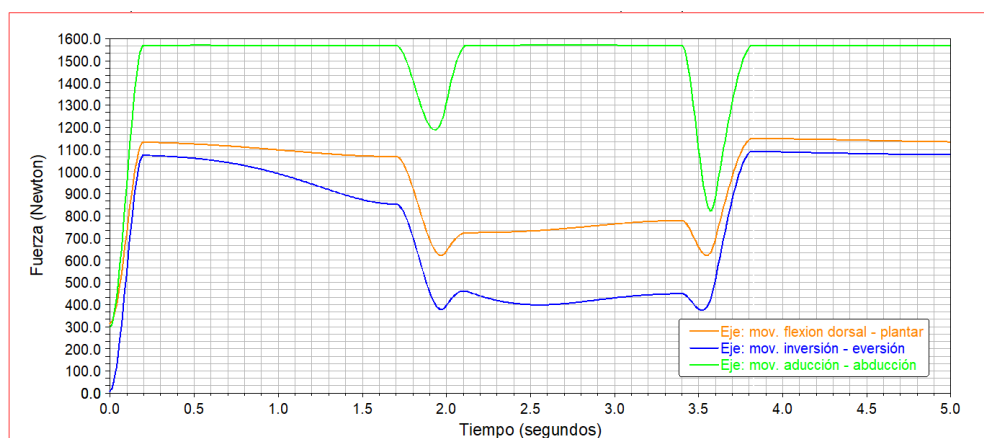


Gráfico 16-4. Simulación dinámica de las fuerzas actuantes en las conexiones

Fuente: Autor

Analizando las gráficas de la simulación estática y dinámica, la fuerza actuante en la conexión fija E y la estructura base, dinámicamente se comporta igual en sus valores máximos a la simulación estática, así que, se podría diseñar el eje AD - ABD con cualquiera de las dos simulaciones, pero esto no ocurre en las conexiones A y C con las estructuras externa e interna respectivamente, las fuerzas actuantes generadas en la simulación dinámica son mayores, la comparación la podemos ver en la tabla 15-4, de manera que se seleccionó el análisis dinámico para el diseño de los ejes de transmisión.

Tabla 15-4. Comparación de los análisis estático y dinámico de las fuerzas en los ejes

	Análisis estático	Análisis dinámico
	Fuerza actuante resultante [N]	
Conexión 1 FD – FP	938,6	1150,7
Conexión 3 IN – EV	640,8	1093,68
Conexión 5 AD – ABD	1570,1	1571,7

Fuente: Autor

4.6.3 Análisis de los resultados. Para hallar los tiempos en que las fuerzas actuantes resultantes tendrán sus máximos valores, se graficó la fuerza resultante de cada conexión en una sola gráfica, figura 24-4. Las curvas de cada fuerza tienen convergencia a valores máximos en dos tiempos, cuando $t=3,83$ [s] y en $t = 2,14$ [s].

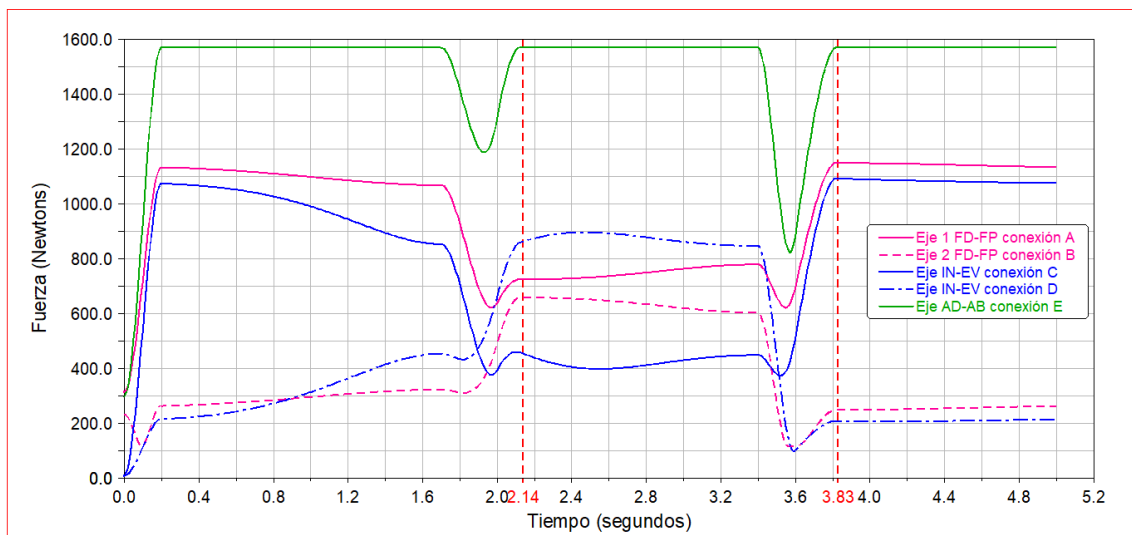


Gráfico 17-4. Fuerzas actuantes resultantes en las conexiones de los ejes

Fuente: Autor

En la tabla 16-4 se detallan los valores de la fuerza por componentes en cada conexión en cada eje de transmisión.

Tabla 16-4. Fuerzas actuantes en los ejes de transmisión para un tiempo $t = 3,83$ [s]

Eje FD - FP	Fuerzas [N]		
Conexión fija	Fx	Fy	Fz
A	59,61	-1144,4	-102,02
B	-59,37	-220,72	101,65
EJE IN - EV	Fuerzas [N]		
Conexión fija	Fx	Fy	Fz
C	-61,56	-1091,94	0,0536
D	61,56	-200,6	0
EJE AD-ABD	Fuerzas [N]		
Conexión fija	Fx	Fy	Fz
E	-0,6711	-1571,68	-0,3305

Fuente: Autor

4.7 Diseño mecánico del eje de transmisión FD – FP (sección 1)

Las fuerzas que se necesitó para iniciar el diseño de nuestro eje, son las fuerza actuantes en las conexiones fijas A y B, y las fuerzas de tensión de la correa.

De la tabla 5-4, obtenemos la fuerzas actuante A sobre eje FD – FP.

$$F_{Ax} = 59,61 \text{ N}$$

$$F_{Ay} = -1144,4 \text{ N}$$

$$F_{Az} = -102,02 \text{ N}$$

Las tensiones en la correa fueron calculas en la sección 4.8.1, las cuales son:

$$T_1 = 3186,03 \text{ N}$$

$$T_2 = 208,43 \text{ N}$$

Estan orientadas a un angulo de $64,8^\circ$ de la horizontal, trasladando estas fuerzas a nuestro eje, obtenemos la fuerza resultante y el momento torsor que se genera, el cual debe ser igual al torque que transmite el servomotor:

$$M_T = (T_1 - T_2) \cdot r_{\text{polea}_{\text{IN-EV}}} \quad (58)$$

$$M_T = (3186,03 - 208,43) \cdot 56,025$$

$$M_T = 169040 \text{ N mm}$$

$$T_T = T_1 + T_2 = 3186,03 + 208,43$$

$$T_T = 3394,46 \text{ N}; \alpha 64,8^\circ$$

$$T_z = 3061,21 \text{ N}$$

$$T_y = 1468,85 \text{ N}$$

Según la geometría del eje, se tendrá cambios de sección, hombros, chaveteros, redondeos, razón por la cual tendremos concentradores de esfuerzos; en la figura 28-4 se designa numéricamente, y en la tabla 17-4, se detalla dichos puntos.

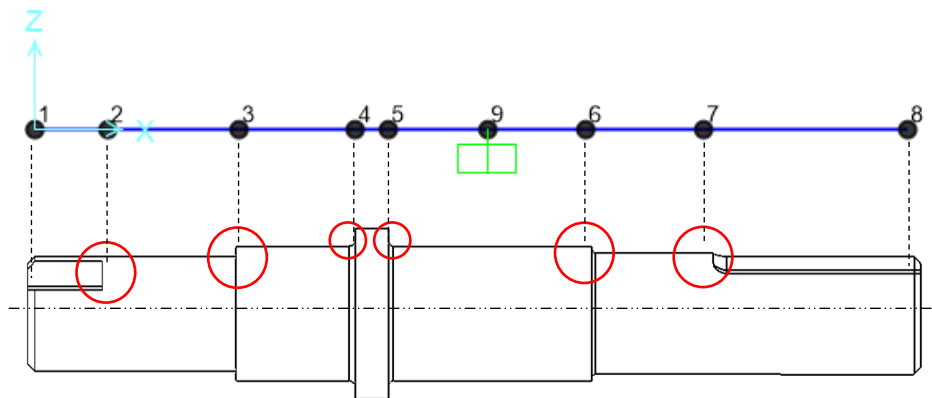


Figura 13-4. Identificación de puntos críticos del eje con concentración de esfuerzos

Fuente: Autor

Tabla 17-4. Zonas de posibles fallas del eje puntos críticos concentración de esfuerzos

Sección del eje	Detalle
1	Extremo del eje
2	Chavetero para unión con la estructura externa
3	Cambio de sección (hombro)
4	Cambio de sección (hombro)
5	Chumacera (hombro)
6	Cambio de sección (hombro polea)
7	Chavetero para sujeción de la polea
8	Fuerzas de tensión de la correa de transmisión

Fuente: Autor

Ubicación de las fuerzas en el eje y cálculo de las fuerza de reacción en la chumacera.

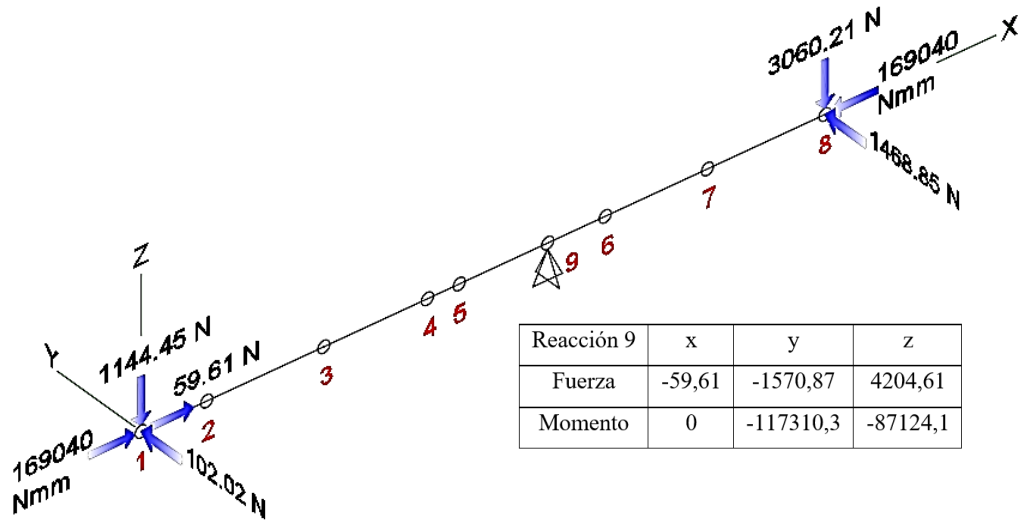


Figura 14-4. Diagrama de cuerpo libre del eje FD – FP

Fuente: Autor

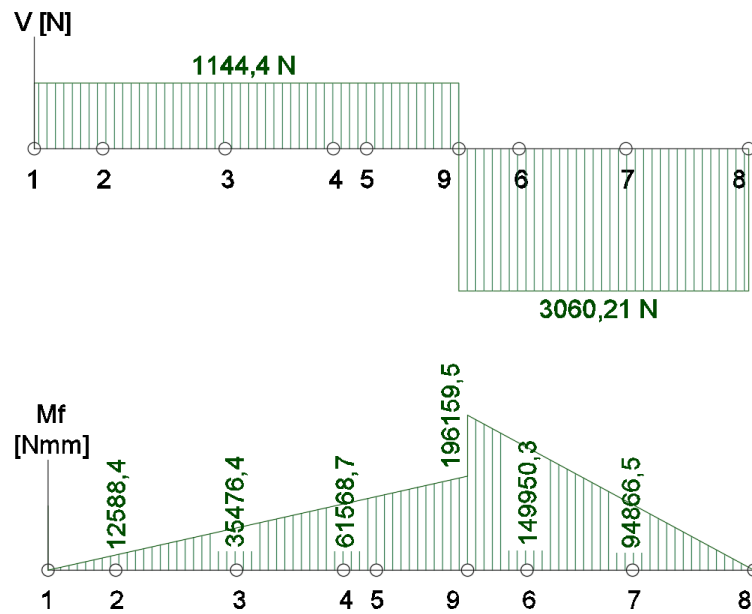


Figura 15-4. Fuerza cortante y momento flector del eje FD – FP plano ZX

Fuente: Autor

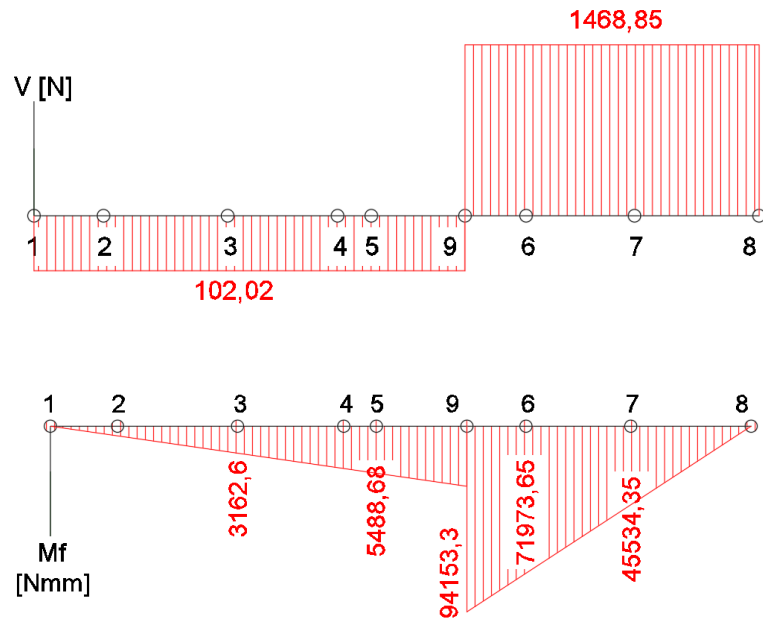


Figura 16-4. Fuerza cortante y momento flector del eje FD – FP plano YX

Fuente: Autor

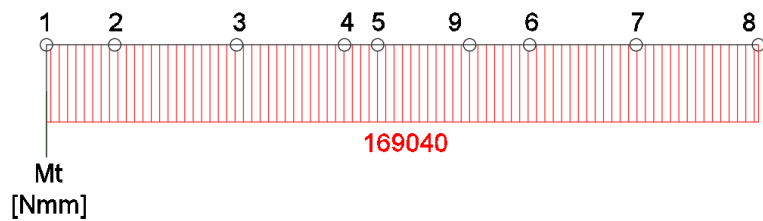


Figura 17-4. Momentos torsores del eje FD – FP

Fuente: Autor

Analizando los diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores, conjuntamente con los concentradores de esfuerzo – puntos críticos de la figura 32-4.

Tabla 18-4. Cortante, momento flector y torsor de los puntos críticos del eje FD – FP

Punto crítico	Plano ZX		Plano YX		Mt [N-mm]
	Vzx [N]	Mfzx [N-mm]	Vyx [N]	Mfyx [N-mm]	
Sección 6	3060,21	149950,0	1468,85	71973,65	169040
Sección 7	3060,21	94866,51	1468,85	45534,35	169040

Fuente: Autor

4.7.1 Asignación del Material. De acuerdo a las cargas que debe soportar el eje en función de su diámetro, el cual debe ser el menor posible, ya que de eso depende el tamaño de los demás elementos que se diseñarán posteriormente, entonces el material a emplearse debe ser de una resistencia considerable.

Tabla 19-4. Especificaciones del material para el eje FD – FP

Tipo	Acero de baja aleación
Designación del material	AISI/SAE 4140
Designación comercial IVAN BOHMAN	Cód. IBCA 709
Condición	Suministro
Densidad	7800 – 7900 kg/m ³
Módulo de Young	205 – 213 GPa
Límite elástico	550-700 MPa
Relación de Poisson	0,285 – 0,295
Dureza Vickers	325 – 405

Fuente: (MATWEB) (ANEXO D-1)

4.7.2 Análisis de la sección 6.

Esfuerzo de flexión.

$$Mf_{ZX} = 149950,0 \text{ Nmm}; Mf_{YX} = 71973,65 \text{ Nmm}$$

$$Mf_6 = \sqrt{(Mf_{YZ})^2 + (Mf_{XZ})^2} = \sqrt{(149950,0)^2 + (71973,65)^2}$$

$$Mf_6 = 166328,62 \text{ Nmm}$$

En la sección 6 tenemos un cambio de sección, nuestro factor de concentración de esfuerzos K_t para esfuerzos de flexión es el siguiente:

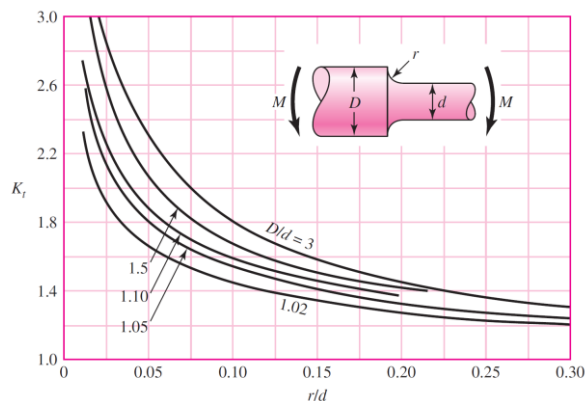


Gráfico 18-4. Factor de concentración de esfuerzos de un eje con cambio de sección

Fuente: (SHIGLEY, 2008, p. 1008)

$$\frac{D}{d} = 1,12; \frac{r}{d} = 0,03 \Rightarrow k_t = 1,9$$

$$\sigma_f = k_t \cdot \frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot d^3} \quad (51)$$

$$\sigma_f = 1,9 \cdot \frac{32 * 166328,62 \text{ Nmm}}{\pi * d^3}$$

$$\sigma_f = \frac{3218997,82}{d^3}$$

Esfuerzo de corte.

$$V_{YZ} = 3060,21 \text{ N}; V_{XZ} = 1468,85 \text{ N}$$

$$V_6 = \sqrt{(V_{YZ})^2 + (V_{XZ})^2} = \sqrt{(3060,21)^2 + (1468,85)^2}$$

$$V_6 = 3394,5 \text{ N}$$

$$\tau_c = \frac{4 \cdot V}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 * 3394,5}{\pi \cdot d^2} = \frac{4322,0}{d^2} \quad (52)$$

Esfuerzo de torsión.

$$T_6 = 169040 \text{ Nmm}$$

En la sección 6 tenemos un cambio de sección, el factor de concentración de esfuerzos K_t a torsión es el siguiente:

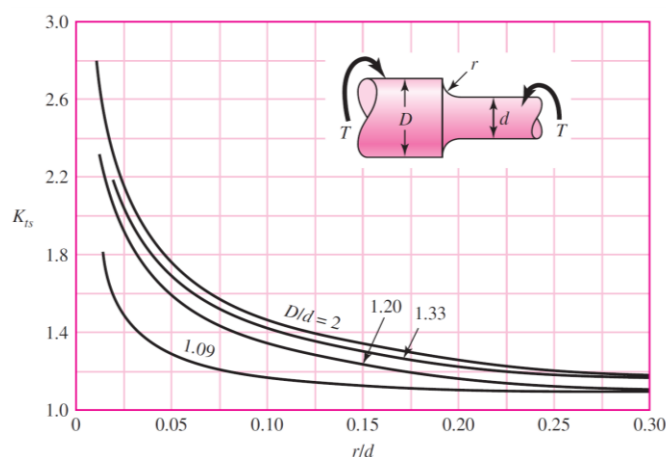


Gráfico 19-4. Factor de concentración de un eje con cambio de sección a torsión.

Fuente: (SHIGLEY, 2008, p. 1008)

$$\frac{D}{d} = 1,12; \frac{r}{d} = 0,03 \Rightarrow k_t = 1,5$$

$$\tau_t = k_t \cdot \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} \quad (53)$$

$$\tau_t = 1,5 \cdot \frac{16 \cdot 169040 \text{ Nmm}}{\pi \cdot d^3}$$

$$\tau_t = \frac{1463553,0}{d^3}$$

Teoría de falla Von – Misses:

$$\sqrt{\sigma_f^2 + 3 \cdot \tau_{eq}^2} = \frac{S_y}{n} \quad (54)$$

$\tau_{eq} = \tau_t$ Se despreció el esfuerzo de corte debido a que es muy pequeño.

$$\sqrt{\left(\frac{5202959,0}{d^3}\right)^2 + 3 \cdot \left[\left(\frac{1463553,0}{d^3}\right)^2\right]} = \frac{700 \text{ MPa}}{1,5}$$

$$d_{\text{sección 6}} = 18,05 \text{ mm}$$

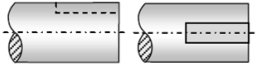
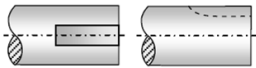
4.7.3 Análisis de la sección 7. Es la sección del eje donde se maquinará el chavetero, para la transmisión de movimiento de la polea dentada al eje.

$$M_{f_{ZX}} = 94866,51 \text{ Nmm}; M_{f_{YX}} = 45534,35 \text{ Nmm}$$

$$M_{f_7} = \sqrt{(M_{f_{YZ}})^2 + (M_{f_{XZ}})^2} = \sqrt{(94866,51)^2 + (45534,35)^2}$$

$$M_{f_7} = 105228,5 \text{ Nmm}$$

Tabla 20-4. Valores del factor Kt de concentración de esfuerzos para chaveteros

Clase de chavetero	Kt			
	Recocido (dureza menor a 200HB)		Endurecido (dureza mayor a 200HB)	
	Flexión	torsión	Flexión	Torsión
 Perfil	1,6	1,3	2,0	1,6
 De patín	1,2	1,6	1,6	1,6

Fuente: (FAIRES, 1995 p. 751)

El chavetero que se diseñará será de tipo patín y el acero a usarse, tiene una dureza alrededor de los 390 HB, de acuerdo a la tabla 20-4 seleccionamos un factor Kt para flexión igual a 1,6.

$$k_{tf} = 1,6$$

$$\sigma_f = k_{tf} \cdot \frac{32 \cdot Mf}{\pi \cdot d^3} \quad (51)$$

$$\sigma_f = 1,6 \cdot \frac{32 * 105228,5 \text{ Nmm}}{\pi * d^3}$$

$$\sigma_f = \frac{1714957,5}{d^3}$$

Esfuerzo de corte.

$$V_{YZ} = 3060,21 \text{ N}; V_{XZ} = 1468,85 \text{ N}$$

$$V_7 = \sqrt{(V_{YZ})^2 + (V_{XZ})^2} = \sqrt{(3060,21)^2 + (1468,85)^2}$$

$$V_7 = 3394,5 \text{ N}$$

$$\tau_c = \frac{4 \cdot V}{\pi \cdot d^2} \quad (52)$$

$$\tau_c = \frac{4 * 3394,5}{\pi \cdot d^2} = \frac{4322,0}{d^2}$$

Esfuerzo de torsión.

$$T = 169040 \text{ Nmm}$$

De acuerdo a la figura 34-4, y según los parámetros del tipo de chavetero, dureza del material y tipo de esfuerzo, se seleccionó un factor kt a torsión de 1,6.

$$k_{tt} = 1,6$$

$$\tau_t = k_{tt} \cdot \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} \quad (53)$$

$$\tau_t = 1,6 \cdot \frac{16 * 169040 \text{ Nmm}}{\pi \cdot d^3}$$

$$\tau_t = \frac{1377461,84}{d^3}$$

Teoría de falla Von – Misses.

$$\sqrt{\sigma_f^2 + 3 \cdot \tau_{eq}^2} = \frac{S_y}{n} \quad (54)$$

$\tau_{eq} = \tau_t$ Se despreció el esfuerzo de corte debido a que es muy pequeño.

$$\sqrt{\left(\frac{1714957,5}{d^3}\right)^2 + 3 \cdot \left[\left(\frac{1377461,84}{d^3}\right)^2\right]} = \frac{700 \text{ MPa}}{1,5}$$

$$d_{\text{sección 7}} = 16,44 \text{ mm}$$

4.7.4 Análisis de la sección 9. Es la sección del eje FD – FP donde se ubicará la chumacera – rodamiento, se analizó cada esfuerzo.

Esfuerzo de flexión.

$$M_{f_{ZX}} = 242368,6 \text{ Nmm}; M_{f_{YX}} = 116332,9 \text{ Nmm}$$

$$M_{f_9} = \sqrt{(M_{f_{YZ}})^2 + (M_{f_{XZ}})^2} = \sqrt{(242368,6)^2 + (116332,9)^2}$$

$$M_{f_9} = 268841,74 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_f = \frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot d^3} \quad (51)$$

$$\sigma_f = \frac{32 * 268841,74 \text{ Nmm}}{\pi * d^3}$$

$$\sigma_f = \frac{5202959,0}{d^3}$$

Esfuerzo de corte.

$$V_{YZ} = 3060,21 \text{ N}; V_{XZ} = 1468,85 \text{ N}$$

$$V_9 = \sqrt{(V_{YZ})^2 + (V_{XZ})^2} = \sqrt{(3060,21)^2 + (1468,85)^2}$$

$$V_9 = 3394,5 \text{ N}$$

$$\tau_c = \frac{4 \cdot V}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 * 3394,5}{\pi \cdot d^2} = \frac{4322,0}{d^2} \quad (52)$$

Esfuerzo de torsión.

$$T_9 = 169040 \text{ Nmm}$$

$$\tau_t = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} \quad (53)$$

$$\tau_t = \frac{16 * 169040 \text{ Nmm}}{\pi \cdot d^3} = \frac{1463553,0}{d^3}$$

Teoría de falla Von – Misses.

$$\sqrt{\sigma_f^2 + 3 \cdot \tau_{eq}^2} = \frac{S_y}{n} \quad (54)$$

$\tau_{eq} = \tau_t$ Se despreció el esfuerzo de corte debido a que es muy pequeño.

$$\sqrt{\left(\frac{5202959,0}{d^3}\right)^2 + 3 \cdot \left[\left(\frac{1463553,0}{d^3}\right)^2\right]} = \frac{700 \text{ MPa}}{1,5}$$

$$d_{\text{sección 9}} = 16,79 \text{ mm}$$

El diámetro obtenido en la sección 6 es 18,1 mm, el diámetro calculado en la sección 7 es 16,44 mm y el obtenido en la sección 9 es de 16,79 mm. Nos indica claramente que el punto crítico se encuentra en la sección 7.

Se realizó la configuración geométrica final de nuestro eje:

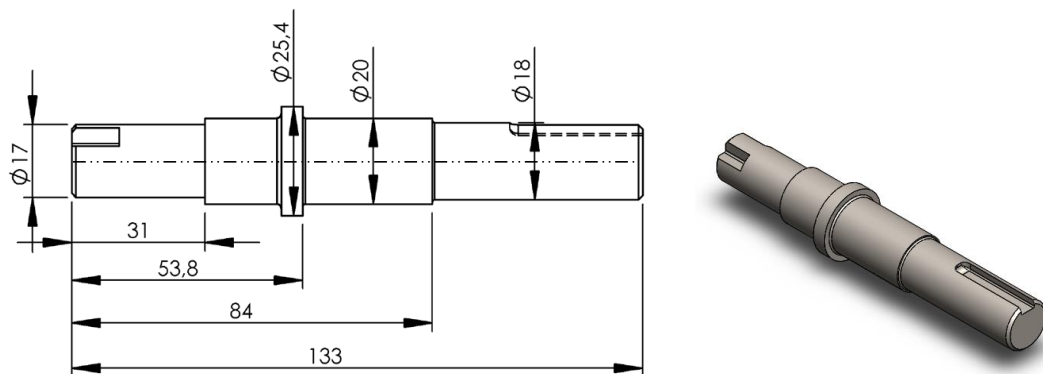


Figura 18-4. Geometría final del eje de flexión dorsal – plantar, unidades [mm]

Fuente: Autor

4.7.5 Simulación por el método de elementos finitos. Para comparar los resultados y estar más seguros de nuestro análisis, utilizaremos método de elementos finitos, usaremos el software ANSYS Workbench con su módulo estático estructural.

Para la simulación seguiremos los siguientes pasos:

- *Material.* Se asignará un acero AISI 4140, las propiedades mecánicas se encuentran en la tabla 19-4.
- *Modelo a utilizar.* Se importó la geometría con sus respectivos detalles, cambios de sección, redondeos y chaveteros, el modelo lo podemos observar en la figura 35-4.
- *Simplificaciones.* Ninguna
- *Soportes y cargas.* Se asignó un apoyo fijo (fixed support) en las caras seleccionadas, de manera que se ocupe un área equivalente en las cuales la chumacera y rodamiento

se alojarán. La torsión es de 169.04 Nm, entonces sometemos a torsión el eje asignando un momento A en un sentido y un momento B del mismo valor, pero con sentido contrario, para establecer el equilibrio. La fuerza A es la resultante de la suma de las tensiones generadas por la correa a la polea y trasladadas al eje; está localizada en una cara al extremo del eje. La fuerza C es la fuerza actuante generada por el usuario, dato tomado de la tabla 16-4; localizada en la otra cara extrema del eje.

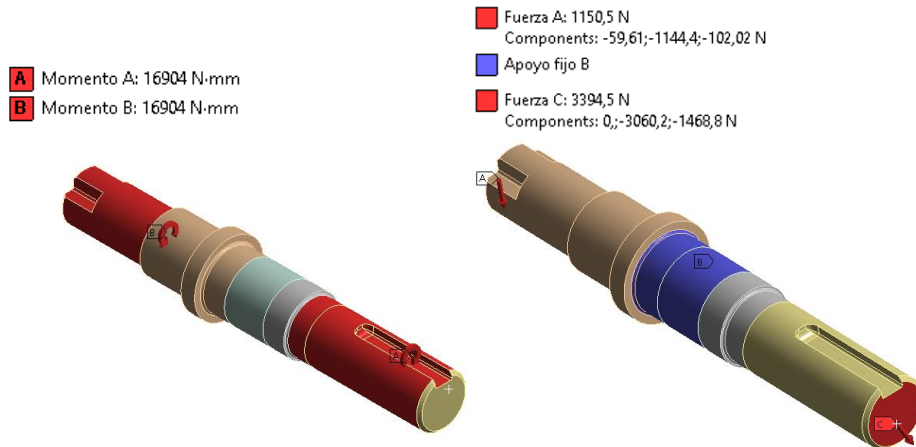


Figura 19-4. Cargas y soportes en el modelo ANSYS del eje FD-FP

Fuente: Autor

- *Mallado.* Se realizó con la función de proximidad y curvatura, se utilizó tetraedros de 10 nodos, con un promedio de calidad de 0.832, el cual es aceptable.

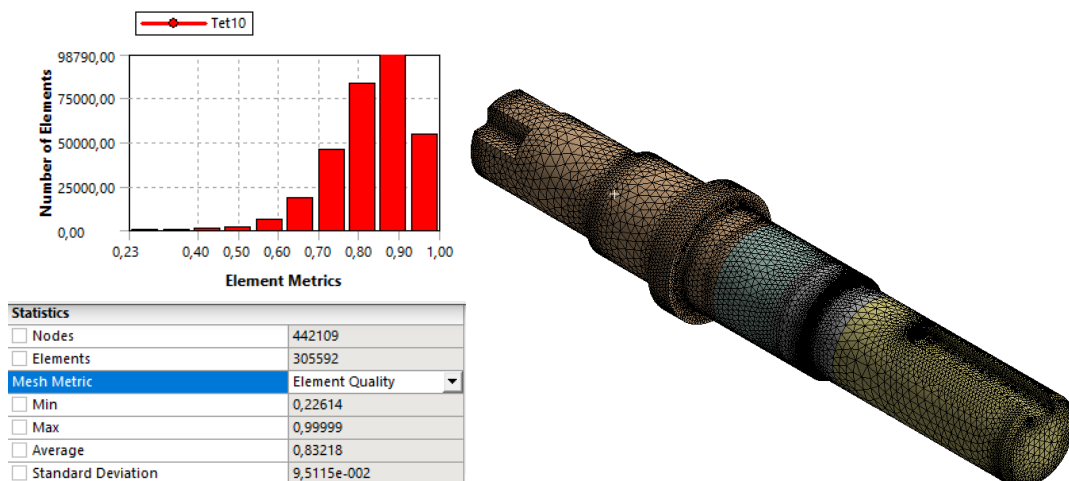


Figura 20-4. Detalles de mallado del modelo ANSYS del eje FD-FP

Fuente: Autor

- *Análisis de convergencia.* El esfuerzo de Von – Mises converge en 478 MPa con 581583 elementos con 825627 nodos.

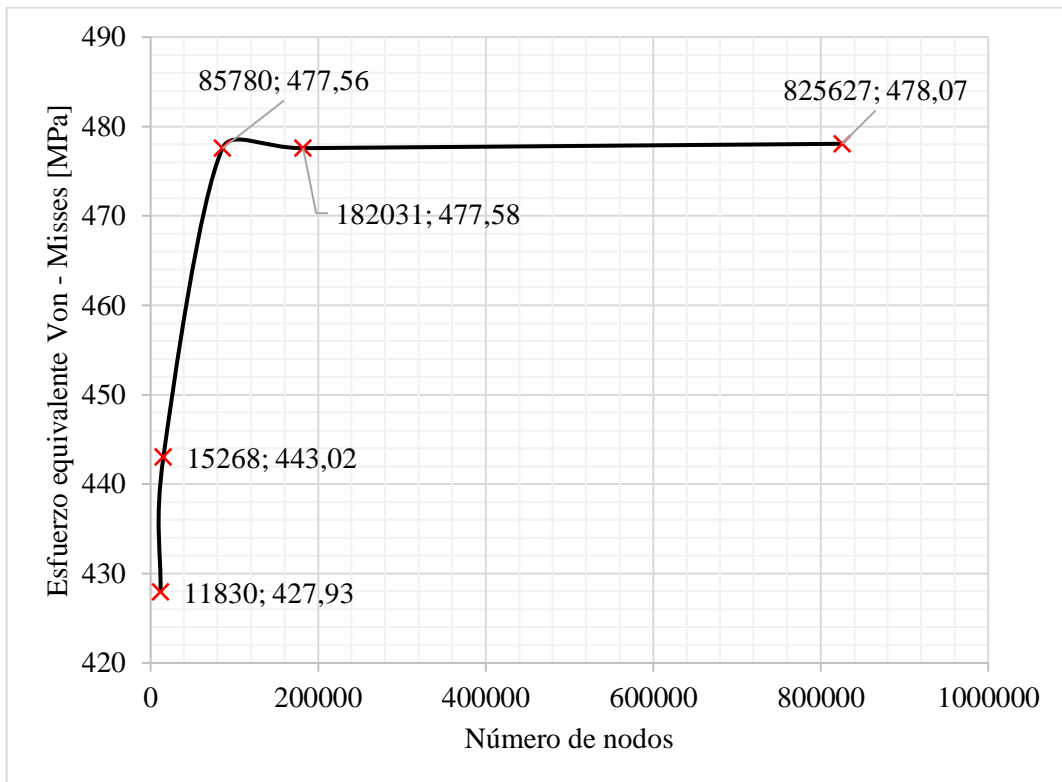


Gráfico 20-4. Convergencia del esfuerzo de Von-Mises del eje FD-FP

Fuente: Autor

- *Resultados: análisis de resistencia*

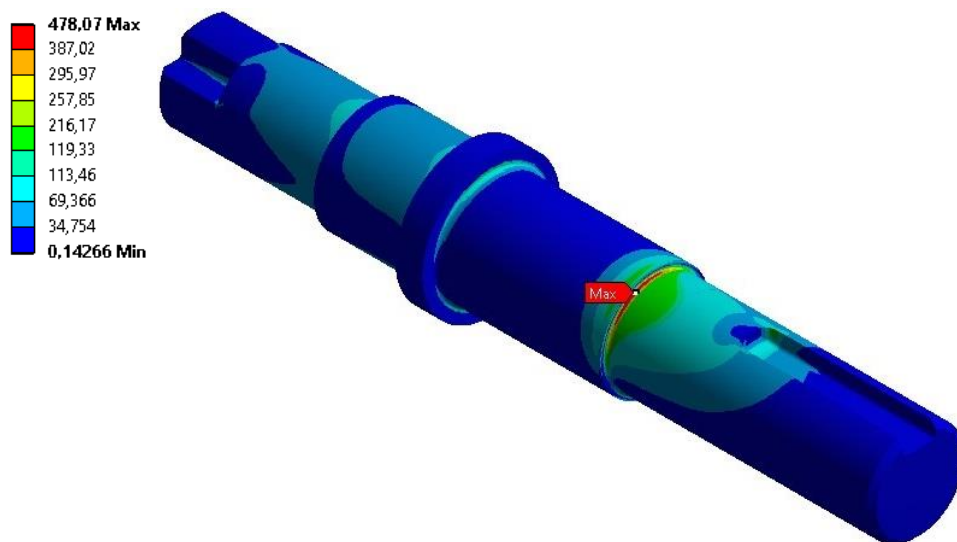


Figura 21-4. Simulación del esfuerzo equivalente de Von Mises eje FD-FP

Fuente: Autor

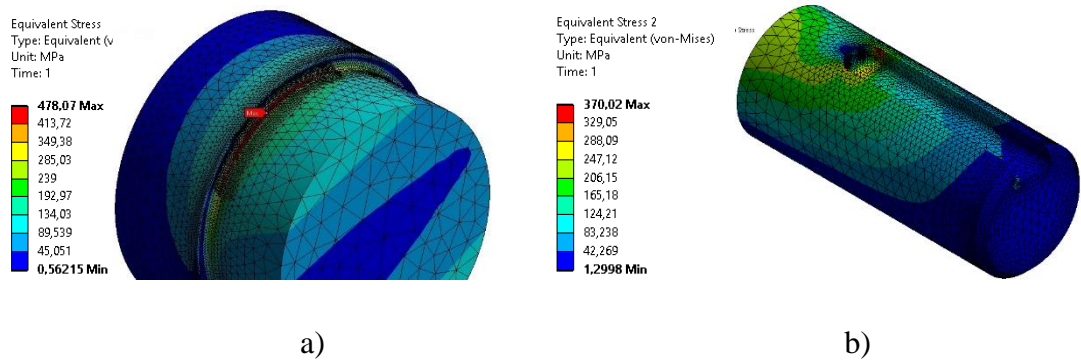


Figura 22-4. Esfuerzo equivalente de Von Mises del eje FD-FP puntos a) 6 y b) 7
 Fuente: Autor

Tabla 21-4. Comparación de resultados en los puntos críticos del eje FD-FP

Sección	Cálculo en software	Cálculo analítico	Error (%)
	Esfuerzo equivalente Von Mises [MPa]	Esfuerzo equivalente Von Mises [MPa]	
6	478,07	530,43	9,8%
7	370,02	423,68	12,6%

Fuente: Autor

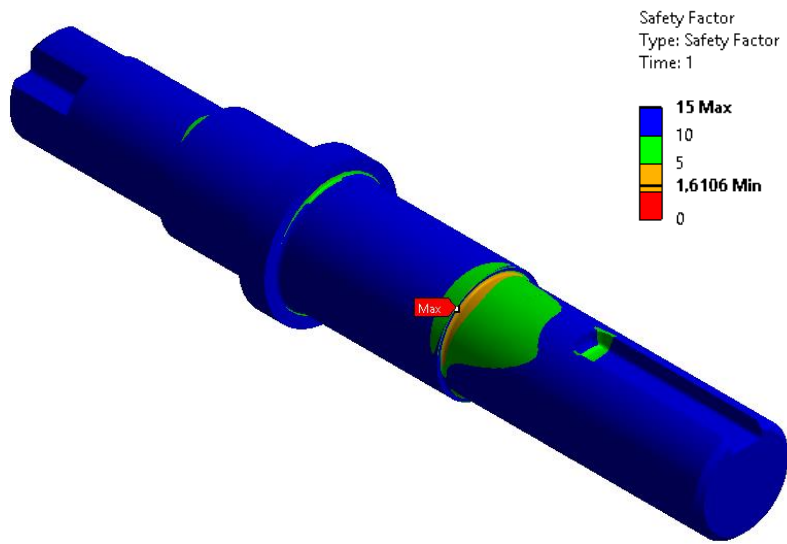


Figura 23-4. Simulación en ANSYS del factor de seguridad en el eje FD-FP
 Fuente: Autor

Tenemos 1.61 de factor de seguridad, así que nuestros cálculos analíticos están correctos, ya que se diseñó con factor de seguridad de 1.5.

- *Resultados: análisis de rigidez.* Las cargas que soporta un eje de transmisión generan diferentes tipos de deformaciones. Es necesario que éstas sean muy pequeñas, caso contrario pueden producir efectos indeseables como golpeteos, vibraciones excesivas, imprecisión en la transmisión del movimiento, desgastes inadmisibles en los elementos acoplados, como poleas, ruedas dentadas y rodamientos, de manera que es importante efectuar la comprobación de los ejes la rigidez.

Esta comprobación consiste en el cálculo de las diferentes deformaciones del eje, asegurando que éstas sean menores o iguales a los valores admisibles. Comúnmente, el criterio de rigidez es más exigente que el de resistencia. (VANEGAS, 2011, p. 26)

Una regla empírica para los ejes de transmisión es que la deformación no deba exceder de 0,83 mm por un metro (o bien 0,01 plg por pie) de longitud entre soportes; aunque puede ser deseable mayor rigidez. (FAIRES, 1995, p. 351).

$$\delta_{\text{permisible}} = 0,1237 \text{ mm}$$

Para hallar la deformación se realizó la respectiva simulación del eje en ANSYS.

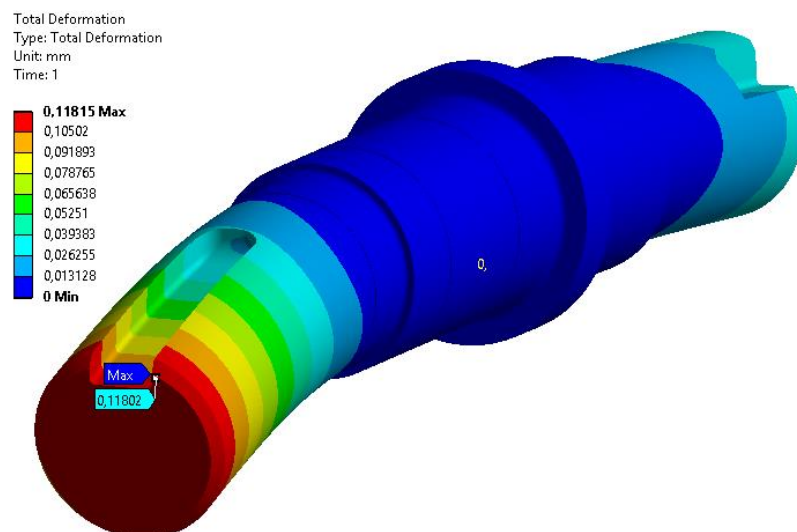


Figura 24-4. Simulación en ANSYS de la deformación total en el eje FP-FD

Fuente: Autor

El resultado de la máxima deformación es de 0,118 mm y la deformación permisible es de 0,1237 mm; la deformación es aceptable.

4.7.6 Validación del análisis de rigidez. El eje tiene un apoyo fijo en el punto 9, analizaremos únicamente el lado más crítico, es decir en lado en el cual está sujeta la polea, el punto 8.

$$y_{max} = -\frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I} \quad (55)$$

Dónde:

F = Carga

l = Longitud

E = Módulo de Young

I = Momento de inercia de la sección

La longitud de esta sección de eje es de 64 mm, con un diámetro de 20 mm, el momento de inercia es el siguiente:

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot (20\text{mm})^4}{64}$$

$$I = 7853,98 \text{ mm}^4$$

El módulo de Young lo obtenemos de la tabla 19-4, el cual es $E = 213000 \text{ MPa}$.

- *Cálculo de la deflexión en el plano ZX.*

$$F_{ZX} = 3060,21 \text{ N}$$

$$y_{max}^{ZX} = -\frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I} = -\frac{3060,21 \cdot (80)^3}{3 \cdot 213000 \cdot 7853,98}$$

$$y_{max}^{ZX} = 0,09964 \text{ mm}$$

- *Cálculo de la deflexión en el plano YX.*

$$F_{YX} = 1468,85 \text{ N}$$

$$y_{max}^{YX} = -\frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I} = -\frac{1468,85 \cdot (80)^3}{3 \cdot 205000 \cdot 7853,98}$$

$$y_{max}^{YX} = 0,07318 \text{ mm}$$

- *Deflexión total.*

$$Y_{max} = \sqrt{(y_{max}^{ZX})^2 + (y_{max}^{YX})^2}$$

$$Y_{max} = \sqrt{(0,09964)^2 + (0,07318)^2}$$

$$Y_{max} = 0,1211 \text{ mm}$$

La deformación máxima en el punto 8 calculada en el software ANSYS es de 0.11815 mm y la deformación calculada analíticamente es 0.1211 mm dado un error de 2.3%.

4.8 Diseño mecánico del eje de transmisión IN – EV

Las fuerzas que se necesitó para iniciar el diseño de nuestro eje, fueron las fuerzas actuantes entre el eje y la estructura interna en la conexión 3 y 4, y las fuerzas de tensión en la correa de IN – EV.

De la tabla 13-4, se obtuvo las fuerzas actuantes en las conexiones C y D, generadas por la carga (usuario) en el eje IN – EV.

$$F_{Cx} = -61,56 \text{ N}$$

$$F_{Cy} = -1091,94 \text{ N}$$

$$F_{Cz} = -0,05 \text{ N}$$

$$F_{Dx} = -61,56 \text{ N}$$

$$F_{Dy} = -200,6 \text{ N}$$

Las tensiones en la correa fueron calculadas en la sección 4.8.2.

$$T_1 = 1400,78 \text{ N} \downarrow$$

$$T_2 = 91,64 \text{ N} \downarrow$$

Están orientadas verticalmente; trasladando estas fuerzas a nuestro eje, obtenemos una fuerza resultante y momento torsor:

$$M_T = (T_1 - T_2) \cdot r_{polea_{IN-EV}} \tag{50}$$

$$M_T = (1400,78 - 91,64) \cdot 45,835$$

$$M_T = 66390 \text{ Nmm}$$

$$T_T = T_1 + T_2 = 1400,78 + 91,64$$

$$T_T = 1492,42 \text{ N} \downarrow$$

Según la geometría del eje, se tendrá cambios de sección, hombros, chaveteros, redondeos, una ranura y una perforación, razón por la cual tendremos varias secciones en

el eje donde existe concentración de esfuerzos; en la figura se detalla la ubicación de los mismos:

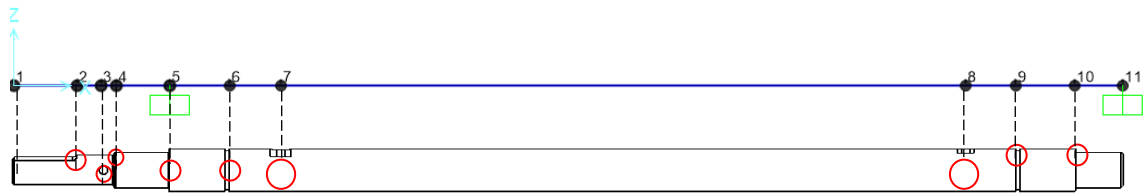


Figura 25-4. Puntos puntos críticos del eje IN-EV con concentración de esfuerzos.

Fuente: Autor

Tabla 22-4. Puntos críticos del eje IN-EV con concentración de esfuerzos

Sección del eje	Detalle
1	Extremo del eje, fuerzas tensión de la correa
2	Chavetero para transmisión de potencia de la polea dentada a la plataforma del pie
3	Perforación para el pasador de la polea dentada
4	Cambio de sección (hombro) para el posicionamiento axial de la polea
5	Cambio de sección (hombro) para la chumacera C
6	Ranura para el anillo de retención
7	Chavetero 1 unión eje - plataforma del pie
8	Chavetero 2 unión eje - plataforma del pie
9	Ranura para el anillo de retención
10	Cambio de sección (hombro) para la chumacera D
11	Extremo del eje

Fuente: Autor

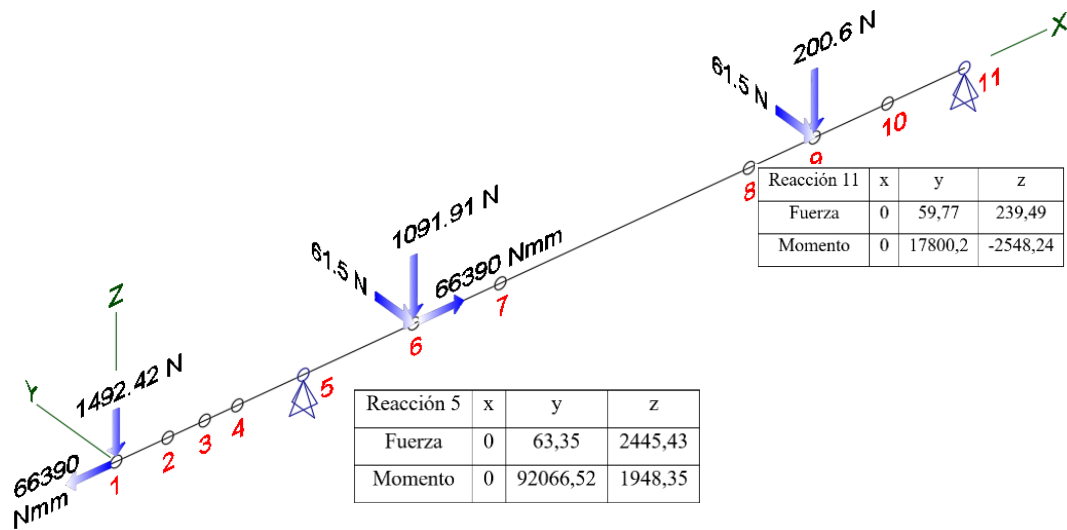


Figura 26-4. Diagrama de cuerpo libre del eje FD – FP

Fuente: Autor

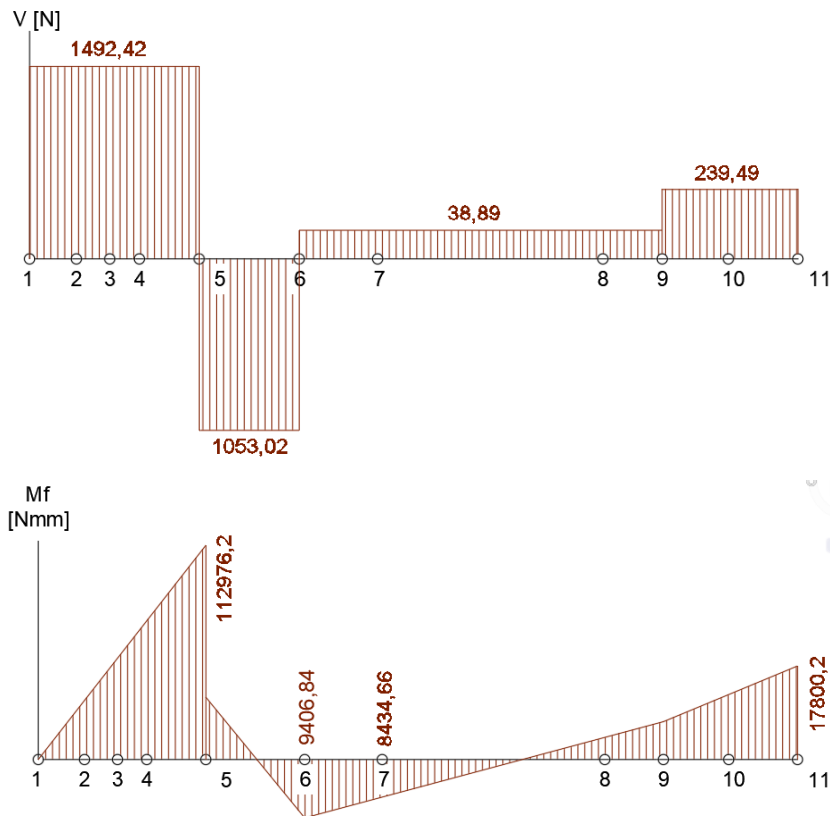


Figura 27-4. Fuerza cortante y momento flector del eje IN – EV plano ZX

Fuente: Autor

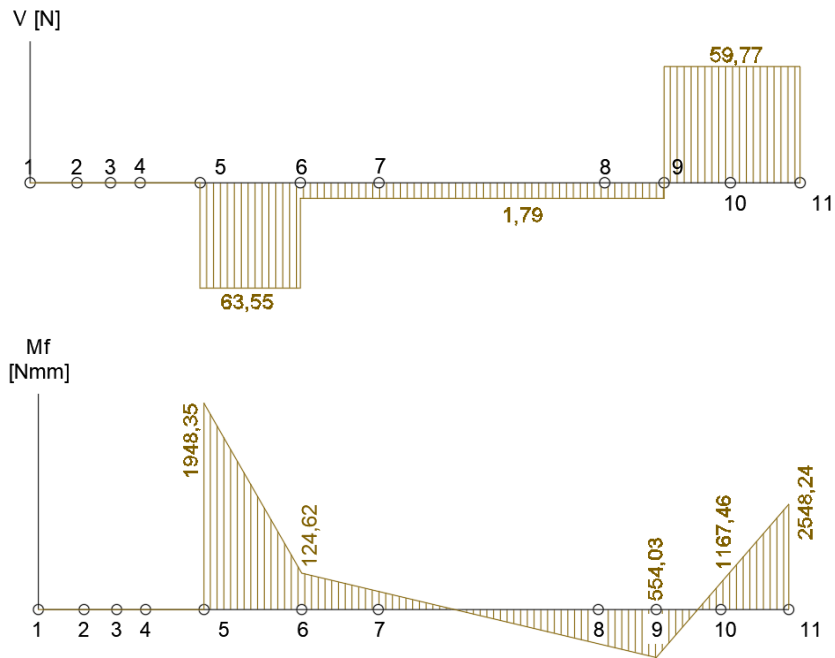


Figura 28-4. Fuerza cortante y momento flector del eje IN – EV plano YX

Fuente: Autor

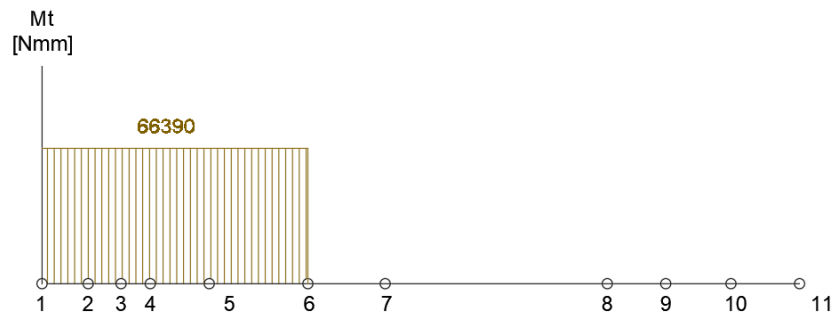


Figura 29-4. Momentos torsores del eje FD – FP

Fuente: Autor

Analizando los diagramas de fuerzas y momentos conjuntamente con los concentradores de esfuerzo, los puntos críticos a estudiarse son los ilustrados en la tabla 23-4.

Tabla 23-4. Cortante, momentos flector y torsor en los puntos críticos del eje IN - EV

Punto crítico	Plano ZX		Plano YX		Mt [N-mm]
	V [N]	Mf [N-mm]	V [N]	Mf [N-mm]	
Sección 3 perforación	1492,42	63547,04	0	0	66390
Sección 5 cambio de sección	1492,42	112976,2	63,55	1948,35	66390

Fuente: Autor

4.8.1 Asignación del material. De acuerdo a las cargas que debe soportar el eje en función de su diámetro, el cual debe ser el menor posible, ya que de eso depende el tamaño de los demás elementos que se diseñarán posteriormente, entonces el material a emplearse debe ser de una resistencia considerable.

Tabla 24-4. Especificaciones del material para el diseño mecánico del eje IN – EV

Tipo	Acero al medio carbono
Designación del material	AISI/SAE 1045
Designación comercial IVAN BOHMAN	Cód. IBCA 760
Condición	Suministro laminado en frío
Densidad	7800 -7900 kg/m ³
Módulo de Young	200 GPa
Límite elástico	450 - 500
Relación de Poisson	0,285 – 0,295
Dureza Brinell	200 – 235

Fuente: (MATWEB) (ANEXO D-2)

4.8.2 Análisis de la sección 3.

Esfuerzo de flexión.

$$M_{f_{ZX}} = 63547,04 \text{ Nmm}; M_{f_{YX}} = 0 \text{ Nmm}$$

$$M_{f_3} = \sqrt{(M_{f_{ZX}})^2 + (M_{f_{YX}})^2} = \sqrt{(63547,04)^2 + (0)^2} = 63547,04 \text{ Nmm}$$

La sección 3 tiene un agujero transversal, el concentrador de esfuerzos K_t es el siguiente:

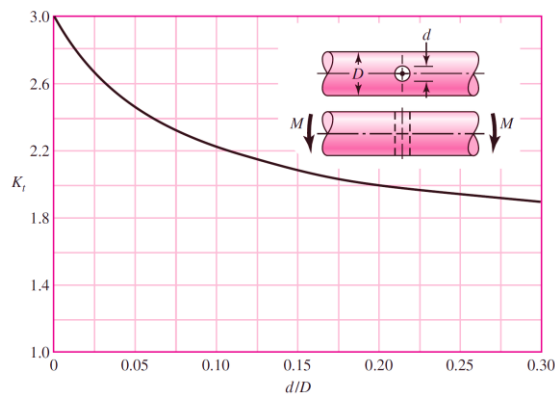


Gráfico 21-4. Factor de concentración de esfuerzos de un eje con agujero a flexión.

Fuente: (SHIGLEY, 2008, p. 1010)

$$\frac{d_{\text{agujero}}}{D_{\text{eje}}} = 0,286 \Rightarrow k_t = 1,9$$

$$\sigma_f = k_t \cdot \frac{32 \cdot Mf}{\pi \cdot d^3} \quad (51)$$

$$\sigma_f = 1,9 \cdot \frac{32 * 63547,04 \text{ Nmm}}{\pi * d^3} = \frac{1229841,18}{d^3}$$

Esfuerzo de corte.

$$V_{ZX} = 1492,42 \text{ N} ; V_{YX} = 0 \text{ N}$$

$$V_5 = \sqrt{(V_{ZX})^2 + (V_{YX})^2} = \sqrt{(1492,42)^2 + (0)^2}$$

$$V_5 = 1492,42 \text{ N}$$

$$\tau_c = \frac{4 \cdot V}{\pi \cdot d^2} \quad (52)$$

$$\tau_c = \frac{4 * 1492,42}{\pi \cdot d^2} = \frac{1900,21}{d^2}$$

Esfuerzo de torsión.

$$T_3 = 66939 \text{ Nmm}$$

En la sección 3 tenemos un agujero transversal, nuestro factor de concentración de esfuerzos K_t a torsión es el siguiente:

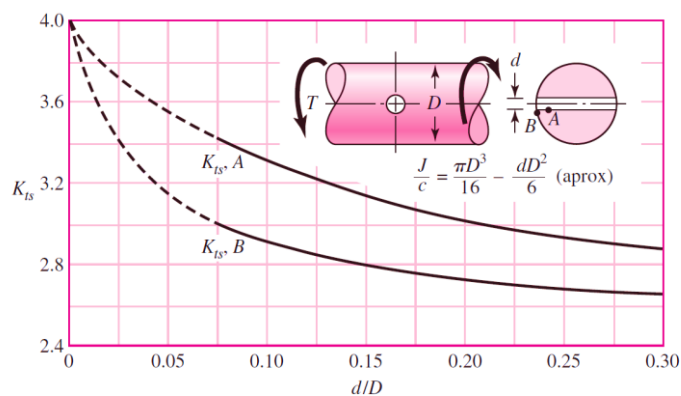


Gráfico 22-4. Factor de concentración de esfuerzos de un eje con agujero a torsión.

Fuente: (SHIGLEY, 2008, p. 1011)

$$\frac{d_{\text{agujero}}}{D_{\text{eje}}} = 0,286 \Rightarrow k_{tA} = 2,9; K_{tB} = 2,5$$

$$\tau_t = k_t \cdot \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} \quad (53)$$

$$\tau_t = 2,9 \cdot \frac{16 * 66939 \text{ Nmm}}{\pi \cdot d^3}$$

$$\tau_t = \frac{988660,83}{d^3}$$

Teoría de falla Von – Misses.

$$\sqrt{\sigma_f^2 + 3 \cdot \tau_{eq}^2} = \frac{S_y}{n} \quad (54)$$

$\tau_{eq} = \tau_t$ Se despreció el esfuerzo de corte debido a que es muy pequeño.

$$\sqrt{\left(\frac{1229841,18}{d^3}\right)^2 + 3 \cdot \left[\left(\frac{988660,83}{d^3}\right)^2\right]} = \frac{475 \text{ MPa}}{1,5}$$

$$d_{\text{sección 3}} = 13,21 \text{ mm}$$

4.8.3 Análisis de la sección 5.

Esfuerzo de flexión:

$$M_{f_{ZX}} = 112976,2 \text{ Nmm}; M_{f_{YX}} = 1948,35 \text{ Nmm}$$

$$M_{f_5} = \sqrt{(M_{f_{ZX}})^2 + (M_{f_{YX}})^2} = \sqrt{(112976,2)^2 + (1948,35)^2}$$

$$M_{f_5} = 112993 \text{ Nmm}$$

En la sección 5 tenemos un cambio de sección, nuestro factor de concentración de esfuerzos K_t para esfuerzos de flexión según la figura 30-4, es el siguiente:

$$\frac{D}{d} = 1,176; \frac{r = 0,03 \text{ mm}}{d} = 0,0176 \Rightarrow k_t = 2,6$$

$$\frac{D}{d} = 1,176; \frac{r = 0,6 \text{ mm}}{d} = 0,0353 \Rightarrow k_t = 2,1$$

$$\sigma_f = k_t \cdot \frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot d^3} \quad (51)$$

$$\sigma_f = 2,4 \cdot \frac{32 * 112993 \text{ Nmm}}{\pi * d^3} = \frac{2416968,2}{d^3}$$

Esfuerzo de corte.

$$V_{ZX} = 1492,42 \text{ N}; V_{YX} = 63,55 \text{ N}$$

$$V_5 = \sqrt{(V_{ZX})^2 + (V_{YX})^2} = \sqrt{(1492,42)^2 + (63,55)^2}$$

$$V_5 = 1493,77 \text{ N}$$

$$\tau_c = \frac{4 \cdot V}{\pi \cdot d^2} \quad (52)$$

$$\tau_c = \frac{4 * 1493,77}{\pi \cdot d^2} = \frac{1901,93}{d^2}$$

Esfuerzo de torsión.

$$T_5 = 66939 \text{ Nmm}$$

En la sección 5 tenemos un cambio de sección, nuestro factor de concentración de esfuerzos K_t a torsión según a figura 31-4 es el siguiente:

$$\frac{D}{d} = 1,176; \frac{r}{d} = \frac{0,03 \text{ mm}}{d} = 0,0176 \Rightarrow k_t = 2,4$$

$$\frac{D}{d} = 1,176; \frac{r}{d} = \frac{0,6 \text{ mm}}{d} = 0,0353 \Rightarrow k_t = 1,9$$

$$\tau_t = k_t \cdot \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} \tag{53}$$

$$\tau_t = 2,1 \cdot \frac{16 * 66939 \text{ Nmm}}{\pi \cdot d^3}$$

$$\tau_t = \frac{579559,8}{d^3}$$

Teoría de falla Von – Misses:

$$\sqrt{\sigma_f^2 + 3 \cdot \tau_{eq}^2} = \frac{S_y}{n} \tag{54}$$

$\tau_{eq} = \tau_t$ Se desprecia el esfuerzo de corte debido a que es muy pequeño.

$$\sqrt{\left(\frac{2416968,2}{d^3}\right)^2 + 3 \cdot \left[\left(\frac{579559,8}{d^3}\right)^2\right]} = \frac{475 \text{ MPa}}{1,5}$$

$$d_{\text{sección 5}} = 16,49 \text{ mm}$$

Nuestro punto crítico está en la sección 5, ya que este diámetro de 16,49 mm es mayor que el calculado en la sección 3 de 13,21 mm.

La configuración geométrica final del eje es:

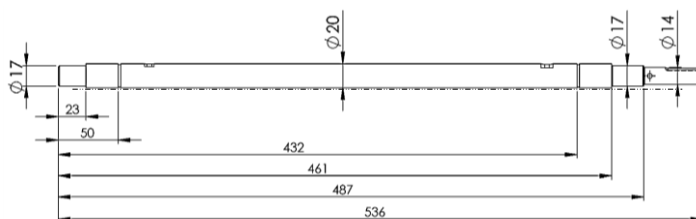


Figura 30-4. Dimensiones del eje de inversión - eversión, unidades [mm]

Fuente: Autor

4.8.4 Simulación por el método de elementos finitos eje IN-EV. Para comparar los resultados y estar más seguros de nuestro análisis, utilizaremos método de elementos finitos, usaremos el software ANSYS Workbench con su módulo estático estructural. Para la simulación seguiremos los siguientes pasos:

- *Material.* El material usado para el eje es acero AISI 1045, las propiedades mecánicas se encuentran en la tabla 24-4.
- *Modelo a utilizar.* Se importó la geometría con sus detalles respectivos los cambios de sección, redondeos y chaveteros.
- *Simplificaciones.* Ninguna
- *Soportes y cargas.* Se asignó dos apoyos fijos (fixed support) en las caras seleccionadas, de manera que se ocupe un área equivalente en las cuales las chumaceras y rodamientos se alojarán.

La torsión es de 66.390 Nm, entonces sometemos a torsión las secciones del eje donde estas se conectan con la estructura interna.

La fuerza A es la resultante de la suma de las tensiones generadas por la correa a la polea y trasladadas al eje y es de 1492,42 N; está localizada en una cara al extremo donde se alojará la polea sincrónica. La fuerza B y fuerza C son las fuerzas actuantes generadas por el usuario, dato tomado de la tabla 16-4; localizada en la otra cara extrema del eje.



Figura 31-4. Soportes y cargas del modelo ANSYS del eje IN-EV

Fuente: Autor

- *Mallado.* Se realizó con la función de proximidad y curvatura, se utilizó tetraedros de 10 nodos, con un promedio de calidad de 0.8355, el cual es aceptable.

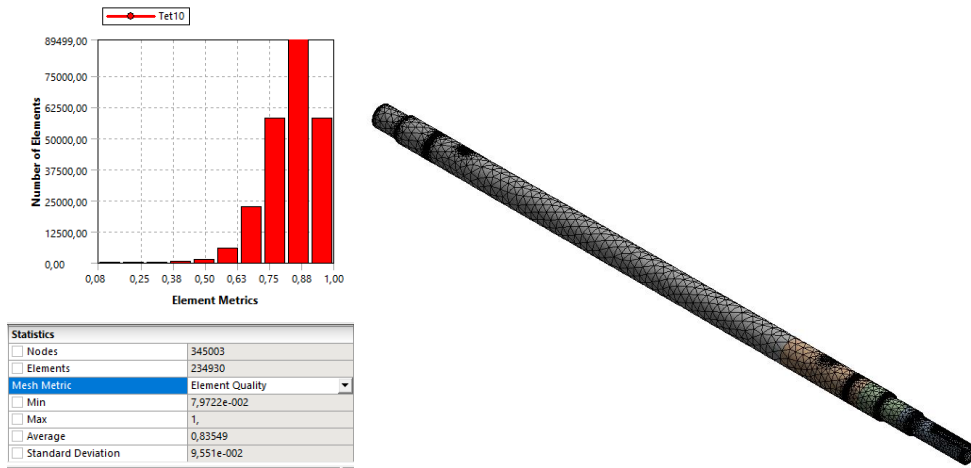


Figura 32-4. Detalles de mallado del modelo ANSYS del eje IN-EV

Fuente: Autor

- *Análisis de convergencia.* Al cambiar a diferentes funciones de mallado, con varios grados de refinamiento y tamaño de elemento, el esfuerzo converge entre el rango de 321,37 – 342,21 MPa.

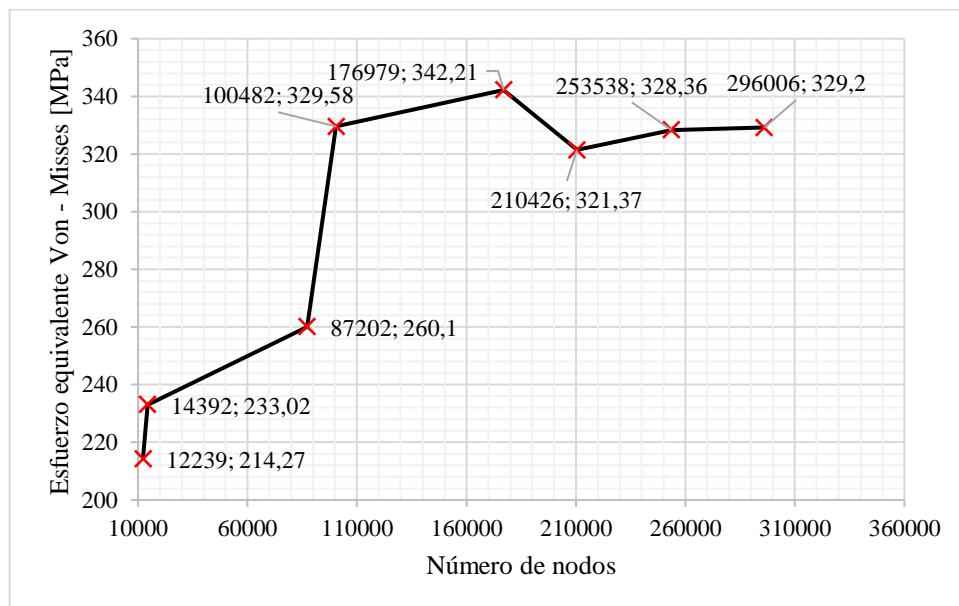


Gráfico 23-4. Convergencia del esfuerzo Von-Mises del eje IN-EV

Fuente: Autor

- *Resultados: análisis de resistencia*

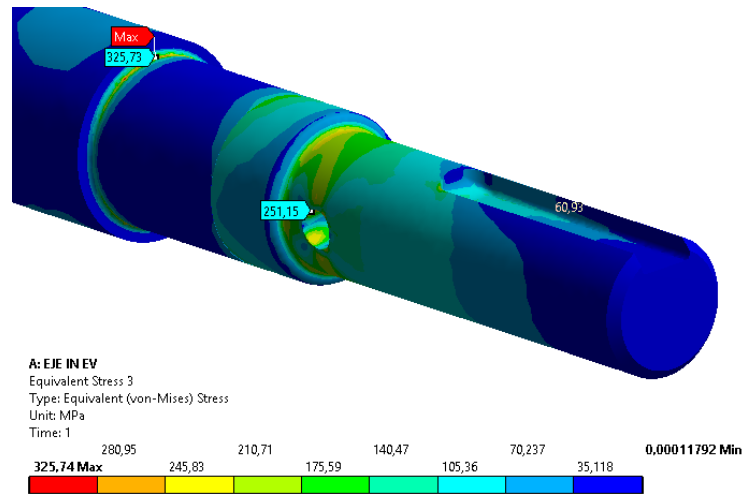


Figura 33-4. Simulación en ANSYS del esfuerzo de Von Misses del eje IN-EV

Fuente: Autor

Tabla 25-4. Comparación de resultados en los puntos críticos del eje IN – EV

Sección	Cálculo en software	Cálculo analítico	Error (%)
	Esfuerzo equivalente Von Mises [MPa]	Esfuerzo equivalente Von Mises [MPa]	
3	251,35	287,34	12,5%
5	325,74	359,92	9,5%

Fuente: Autor

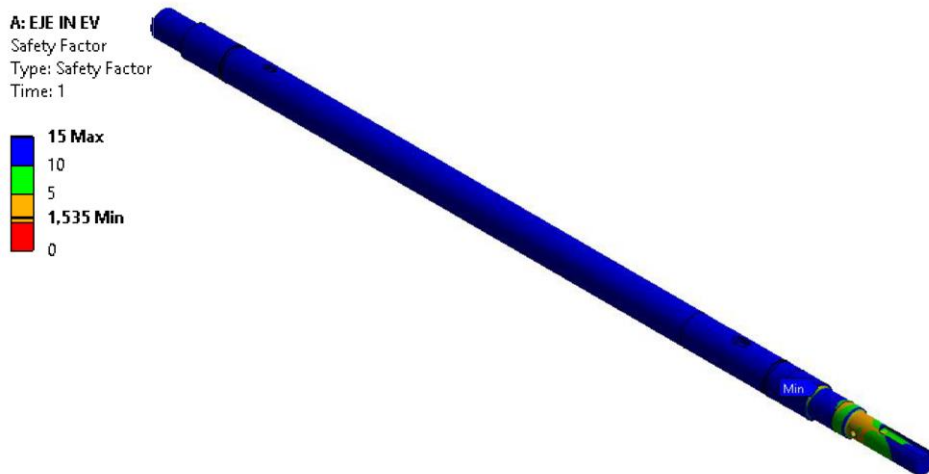


Figura 34-4. Simulación en ANSYS del factor de seguridad en el eje IN-EV

Fuente: Autor

Tenemos 1,535 de factor de seguridad, así que los cálculos analíticos están correctos, ya que se diseñó en base a un factor de seguridad de 1,5.

- *Resultados: análisis de rigidez.* El eje IN-EV tiene una distancia entre apoyos de 438 mm, entonces la deformación permisible según (FAIRES, 1995, p. 351).

$$1000 \text{ mm} \rightarrow \delta = 0,83 \text{ mm}$$

$$\delta_{permisible} = 0,3627 \text{ mm}$$

Para hallar la deformación se realizó la respectiva simulación del eje en ANSYS.

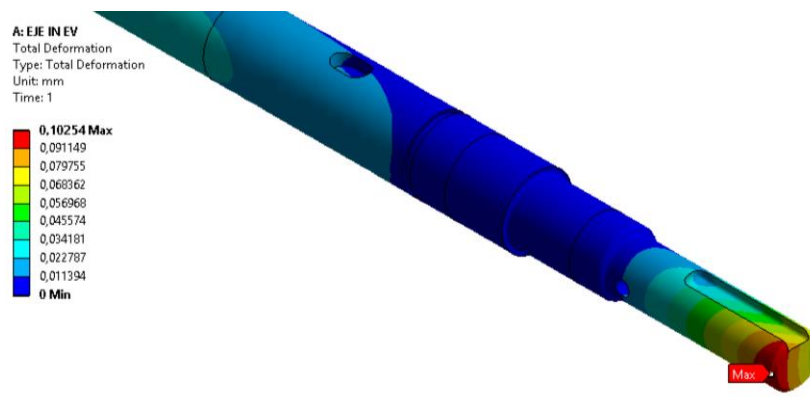


Figura 35-4. Simulación en ANSYS deformación total en el eje IN – EV

Fuente: Autor

El resultado de la máxima deformación es de 0,10254mm, y la máxima deformación permisible es de 0,3627 son en los límites permisibles.

4.8.5 Validación del análisis de rigidez

Para realizar este análisis, del diagrama de cuerpo libre del eje IN-EV de la figura 44-4, tomaremos sola la sección 1 – 5 del eje, debido a que en esta se encuentra de deflexión máxima ocasionada por la fuerza de tensión de las correas.

Se analizará como una viga en voladizo empotrada en el punto 5.

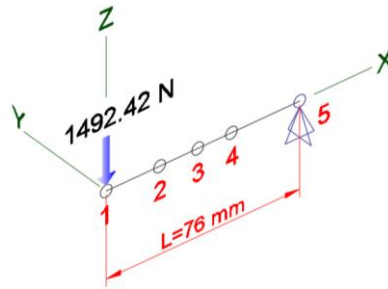


Figura 36-4. Diagrama de cuerpo libre de la sección de eje para análisis de rigidez

Fuente: Autor

Para una viga en voladizo empotrada la ecuación para calcular la flecha máxima es la siguiente:

$$y_{max} = -\frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I} \quad (55)$$

Dónde:

F = Carga

l = Longitud

E = Módulo de Young

I = Momento de inercia de la sección

La longitud de esta sección de eje es de 76 mm, con un diámetro de 15 mm, el momento de inercia es el siguiente:

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot (15\text{mm})^4}{64}$$

$$I = 3845,05 \text{ mm}^4$$

El módulo de Young lo obtenemos de la tabla 24-4, el cual es $E = 200000 \text{ MPa}$.

Como solo tenemos una carga en el plano ZX, generará solo una deflexión.

$$F_{ZX} = 1492,42 \text{ N}$$

$$y_{max} = -\frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I} = -\frac{1492,42 \cdot (76)^3}{3 \cdot 200000 \cdot 3845,05}$$

$$y_{max} = 0,1144 \text{ mm}$$

La deformación máxima en el punto 8 calculada en el software ANSYS es de 0.10254 mm y la deformación calculada analíticamente es 0.1144mm.

4.9 Diseño mecánico del eje de transmisión AD - ABD

Las fuerzas que se necesita para iniciar el diseño de nuestro eje, es la fuerza actuante entre el eje y la estructura principal en la conexión E, y las fuerzas generadas por los engranes cónicos.

De la tabla 13-4, obtenemos la fuerza actuante en la conexión E.

$$F_{Ex} = -0,6711 N$$

$$F_{Ey} = -1572,5 N$$

$$F_{Ez} = -0,3305 N$$

Las fuerzas en los engranes fueron calculadas en la sección 4.9.2.

$$W_{tP} = 1192,23 N$$

$$W_{rP} = 306,84 N$$

$$W_{xP} = 306,84 N$$

La fuerza tangencial al trasladarla al eje genera un momento torsor, necesario para el movimiento, el cual debe ser igual al torque del servomotor:

$$M_1 = W_t \cdot r_m$$

$$r_m = \frac{d}{2} - \frac{F}{2} \text{sen}(\gamma)$$

$$r_m = \frac{63,5 \text{ mm}}{2} - \left(\frac{12,7 \text{ mm}}{2} \right) \cdot \text{sen}(45^\circ)$$

$$r_m = 27,26 \text{ mm}$$

$$M_1 = 1192,23 \cdot 27,26$$

$$M_1 = 1192,23 \cdot 27,26 = 32500 \text{ Nmm}$$

La fuerza axial al trasladar al eje genera un momento flector:

$$M_2 = W_x \cdot r_m$$

$$M_2 = 306,84 N \cdot 27,26 \text{ mm}$$

$$M_2 = 8364,46 \text{ Nmm}$$

Según la geometría del eje, se tendrá cambios de sección, chaveteros, una ranura, razón por la cual tendremos varias secciones en el eje donde existe concentración de esfuerzos; en la figura se detalla la ubicación de los mismos:

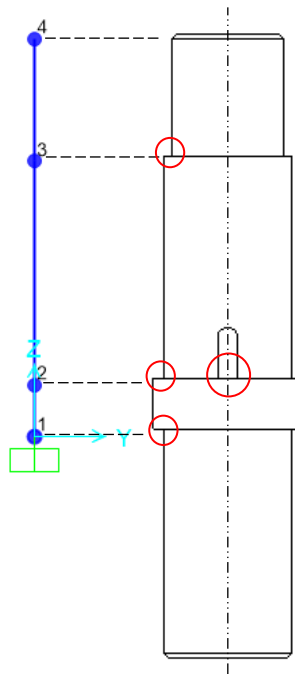


Figura 37-4. Identificación de los puntos críticos del eje AD – ADB

Fuente: Autor

Tabla 26-4. Puntos críticos por concentración de esfuerzos en el eje AD-ABD

Sección del eje	Detalle
1	Extremo del eje, cambio de sección para el posicionamiento axial de la chumacera
2	Chavetero para la transmisión de potencia a la plataforma principal, cambio de sección para el posicionamiento axial de la plataforma principal
3	Cambio de sección para el posicionamiento axial del engrane cónico
4	Extremo del eje

Fuente: Autor

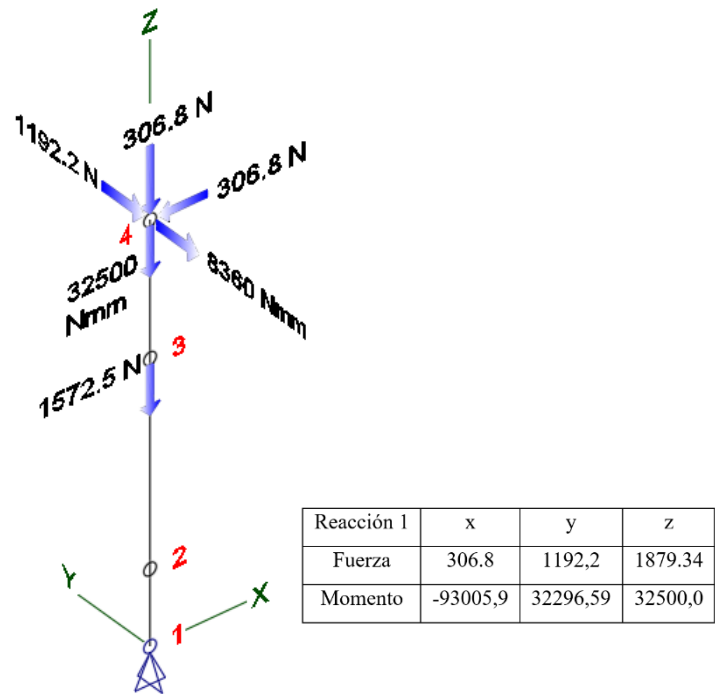


Figura 38-4. Diagrama de cuerpo libre del eje AD - ABD

Fuente: Autor

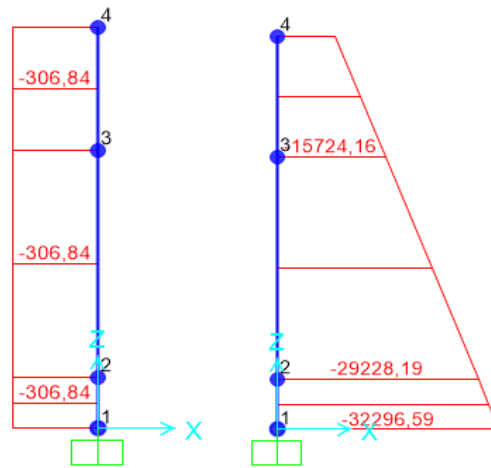


Figura 39-4. Fuerza cortante y momento flector del eje ABD-AD plano ZX

Fuente: Autor

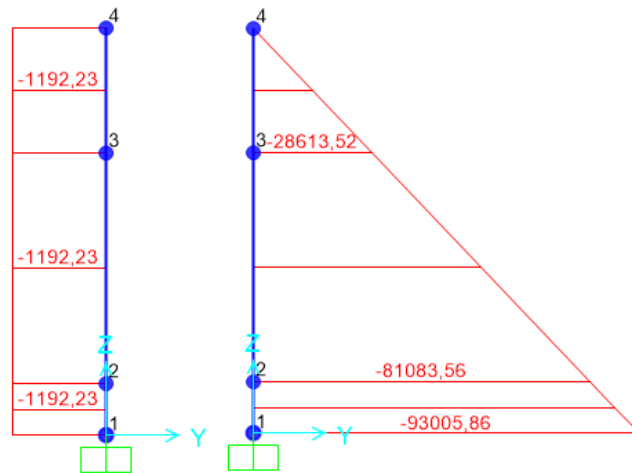


Figura 40-4. Fuerza cortante y momento flector del eje AD-ABD plano ZY

Fuente: Autor

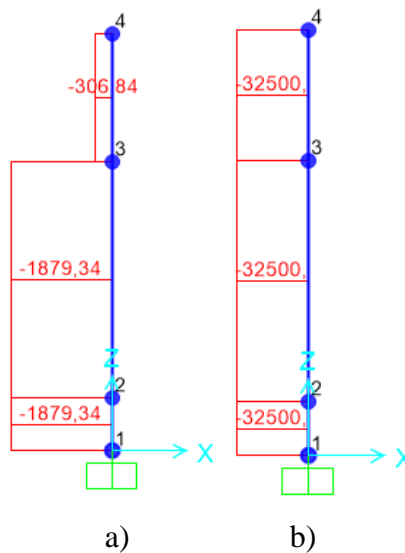


Figura 41-4. Diagramas de a) fuerzas axiales b) momentos torsores del eje AD-ABD

Fuente: Autor

Analizando los diagramas y la geometría propuesta para el eje, tenemos dos posibles puntos críticos.

Tabla 27-4. Cortante, momento flector y torsor del eje AD – ABD

Punto crítico	Plano ZX		Plano ZY		Mt [N-mm]	Fuerza axial [N]
	Vzx [N]	Mfzx [N-mm]	Vzy [N]	Mfzy [N-mm]		
Sección 1	306,84	32296,59	1192,93	93005,86	32500	1879,34
Sección 2	306,84	15724,16	1192,93	28613,52	32500	1879,34

Fuente: Autor

4.9.1 Asignación del material. De acuerdo a las cargas que debe soportar el eje en función de su diámetro, el cual debe ser el menor posible, ya que de eso depende el tamaño de los demás elementos que se diseñarán posteriormente, el material a emplearse se especifica en la tabla 28-4.

Tabla 28-4. Especificaciones del material para el eje AD – ABD

Tipo	Acero al medio carbono
Designación del material	AISI/SAE 1045
Designación comercial IVAN BOHMAN	Cód. IBCA 760
Condición	Suministro
Densidad	7800 -7900 kg/m ³
Módulo de Young	200 GPa
Límite elástico	450 - 500
Relación de Poisson	0,285 0,295
Dureza Brinell	200 – 235

Fuente: (MATWEB) (ANEXO D-2)

4.9.2 Análisis de la sección 1.

Esfuerzo de flexión.

Por el cambio de sección nuestro factor de concentración de esfuerzos K_{t1} para flexión de acuerdo a la figura 33-4.

$$\frac{D}{d} = 1,3; \frac{r}{d} = 0,001 \Rightarrow k_{t1} = 2,8$$

$$M_{f_{ZX}} = 32296,59 \text{ Nmm} ; M_{f_{ZY}} = 93005,86 \text{ Nmm}$$

$$M_{f_2} = \sqrt{(M_{f_{YZ}})^2 + (M_{f_{XY}})^2} = \sqrt{(32296,59)^2 + (93005,86)^2}$$

$$M_{f_2} = 98453,84 \text{ Nm}$$

$$\sigma_f = k_t \cdot \frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot d^3} \tag{51}$$

$$\sigma_f = 2,8 \cdot \frac{32 \cdot 98453,85 \text{ Nmm}}{\pi \cdot d^3}$$

$$\sigma_f = \frac{2807959,38}{d^3}$$

Análisis del esfuerzo de corte.

$$V_{ZX} = 306,84 \text{ N} ; V_{ZY} = 1192,93 \text{ N}$$

$$V_2 = \sqrt{(V_{YZ})^2 + (V_{XZ})^2} = \sqrt{(306,84)^2 + (1192,93)^2}$$

$$V_2 = 1231,76 \text{ N}$$

$$\tau_c = \frac{4 \cdot V_G}{\pi \cdot d^2} \tag{52}$$

$$\tau_c = \frac{4 \cdot 1231,08}{\pi \cdot d^2}$$

$$\tau_c = \frac{1568,33}{d^2}$$

Análisis de esfuerzo normal.

$$F_a = 1879,34 \text{ N}$$

$$\sigma_c = \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot d^2} \tag{55}$$

$$\sigma_c = \frac{4 \cdot 1879,34}{\pi \cdot d^2}$$

$$\sigma_c = \frac{2392,85}{d^2}$$

Análisis de esfuerzo de torsión.

Por el cambio de sección, nuestro factor de concentración de esfuerzos K_t a torsión según a figura 34-4 es el siguiente:

$$\frac{D}{d} = 1,3; \frac{r}{d} = 0,05 \Rightarrow K_t = 1,7$$

$$T = 32,5 \text{ Nm}$$

$$\tau_t = K_t \cdot \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}$$

$$\tau_t = 1,7 \cdot \frac{16 \cdot 32500 \text{ Nmm}}{\pi \cdot d^3}$$

$$\tau_t = \frac{281385,94}{d^3} \tag{53}$$

Teoría de falla Von – Misses.

$$\sqrt{\sigma_{eq}^2 + 3 \cdot \tau_{eq}^2} = \frac{S_y}{n} \tag{54}$$

$$\sigma_{eq} = \sigma_f + \sigma_c = \frac{1489886,6}{d^3} + \frac{2393,49}{d^2}$$

$$\tau_{eq} = \tau_t = \frac{281385,94}{d^3} \Rightarrow \text{Se desprecia el esfuerzo de corte, es muy pequeño.}$$

$$\sqrt{\left(\frac{2807959,38}{d^3} + \frac{2393,49}{d^2}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{281385,94}{d^3}\right)^2} = \frac{450 \text{ MPa}}{1,5}$$

$$d_1 = 24,297 \text{ mm}$$

4.13.3 Análisis de la sección 2

Análisis del esfuerzo de flexión.

Por el cambio de sección nuestro factor de concentración de esfuerzos K_{t1} para flexión de acuerdo a la figura 33-4.

$$\frac{D}{d} = 1,3; \frac{r}{d} = 0,001 \Rightarrow k_{t_1} = 2,8$$

El chavetero que se diseñará será de tipo patín y el acero a usarse tiene una dureza alrededor de los 390 HB; entonces de acuerdo a la tabla 18-4 el factor de concentración de esfuerzos K_{t2} será:

$$K_{t_2} = 1,6$$

$$M_{f_{ZX}} = 15724,16 \text{ Nmm}; M_{f_{ZY}} = 28613,52 \text{ Nm}$$

$$M_{f_2} = \sqrt{(M_{f_{YZ}})^2 + (M_{f_{XY}})^2} = \sqrt{(15724,16)^2 + (28613,52)^2}$$

$$M_{f_2} = 32649,39 \text{ Nm}$$

$$\sigma_f = k_{t_1} \cdot k_{t_2} \cdot \frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot d^3} \quad (51)$$

$$\sigma_f = 2,8 \cdot 1,6 \frac{32 \cdot 32649,39 \text{ Nmm}}{\pi \cdot d^3}$$

$$\sigma_f = \frac{1489886,6}{d^3}$$

Análisis del esfuerzo de corte.

$$V_{ZX} = 306,84 \text{ N}; V_{ZY} = 1192,93 \text{ N}$$

$$V_2 = \sqrt{(V_{YZ})^2 + (V_{XZ})^2} = \sqrt{(306,84)^2 + (1192,93)^2}$$

$$V_2 = 1231,76 \text{ N}$$

$$\tau_c = \frac{4 \cdot V_G}{\pi \cdot d^2} \quad (52)$$

$$\tau_c = \frac{4 \cdot 1231,08}{\pi \cdot d^2} = \frac{1568,33}{d^2}$$

Análisis de esfuerzo normal.

$$F_a = 1879,34 \text{ N}$$

$$\sigma_c = \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot d^2} \quad (55)$$

$$\sigma_c = \frac{4 \cdot 1879,34}{\pi \cdot d^2}$$

$$\sigma_c = \frac{2392,85}{d^2}$$

Análisis de esfuerzo de torsión.

Por el cambio de sección, nuestro factor de concentración de esfuerzos K_{t3} a torsión según a figura 34-4 es el siguiente:

$$\frac{D}{d} = 1,3; \frac{r}{d} = 0,05 \Rightarrow K_{t3} = 1,7$$

El chavetero que se diseñará será de tipo patín y el acero a usarse tiene una dureza alrededor de los 390 HB; entonces de acuerdo a la tabla 17-4 el factor de concentración de esfuerzos K_{t4} será:

$$K_{t4} = 1,6$$

$$T = 32,5 \text{ Nm}$$

$$\tau_t = K_{t3} \cdot K_{t4} \cdot \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} \quad (53)$$

$$\tau_t = 1,7 \cdot 1,6 \cdot \frac{16 * 32500 \text{ Nmm}}{\pi \cdot d^3}$$

$$\tau_t = \frac{450217,5}{d^3}$$

Teoría de falla Von – Misses.

$$\sqrt{\sigma_{eq}^2 + 3 \cdot \tau_{eq}^2} = \frac{S_y}{n} \quad (54)$$

$$\sigma_{eq} = \sigma_f + \sigma_c = \frac{1489886,6}{d^3} + \frac{2393,49}{d^2}$$

$$\tau_t = \frac{450217,5}{d^3} \Rightarrow \text{Se desprecia el esfuerzo de corte, es muy pequeño.}$$

$$\sqrt{\left(\frac{1489886,6}{d^3} + \frac{2393,49}{d^2}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{450217,5}{d^3}\right)^2} = \frac{450 \text{ MPa}}{1,5}$$

$$d_2 = 20,417 \text{ mm}$$

La configuración geométrica final del eje:

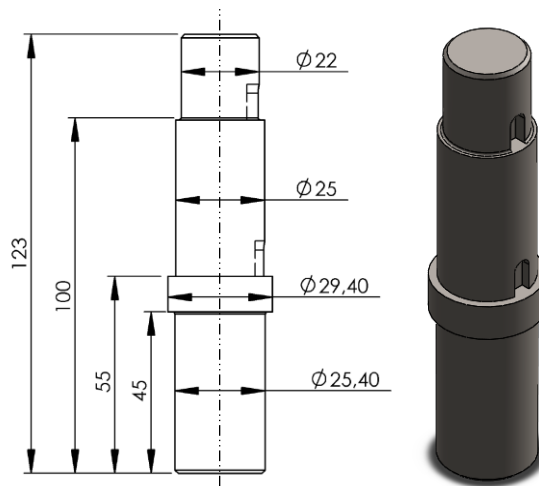


Figura 42-4. Dimensiones del eje de aducción – abducción, unidades [mm]

Fuente: Autor

4.9.3 Simulación por el método de elementos finitos eje AD-ABD. Para comparar los resultados y estar más seguros de nuestro análisis, utilizaremos método de elementos finitos, usaremos el software ANSYS Workbench con su módulo estático estructural.

Para la simulación seguiremos los siguientes pasos:

- *Material.* El material usado para el eje es acero AISI 1045, las propiedades mecánicas se encuentran en la tabla 28-4.
- *Modelo a utilizar.* Se importó la geometría con sus detalles respectivos los cambios de sección, redondeos y chaveteros.
- *Soportes y cargas.* Se asignó un soporte (fixed support) en la cara seleccionada, de manera que se ocupe un área equivalente al que ocupará el rodamiento con su chumacera.

La torsión es de 32.5 Nm, entonces se asignó el momento torsor en la cara superior donde se transmitirá el movimiento por parte del motor.

La fuerza A es la fuerza resultante por el engrane cónico. La fuerza B es la fuerza actuante en la conexión E, dato tomado de la tabla 16-4, localizada justo en el cambio de sección donde se posicionará la estructura principal.

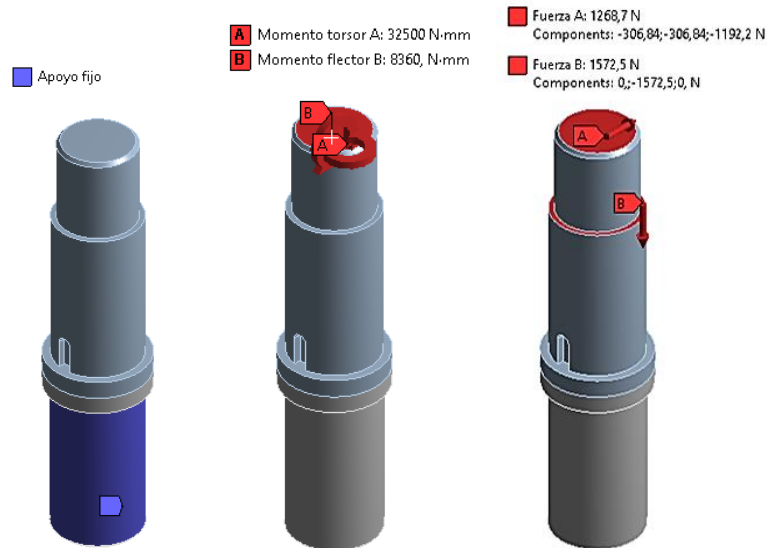


Figura 43-4. Soportes y cargas del modelo ANSYS del eje AD-ABD

Fuente: Autor

- *Mallado.* Se realizó con la función de curvatura, se utilizó tetraedros de 10 nodos, con un promedio de calidad de 0.842, el cual es valor aceptable.

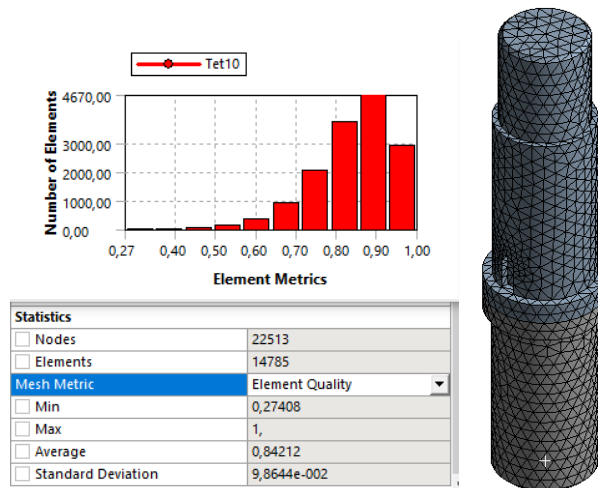


Figura 44-4. Detalles de mallado del modelo ANSYS del eje AD-ABD

Fuente: Autor

- *Análisis de convergencia.* El esfuerzo tiende a converger en el rango de 147,8 – 148,34 MPa.

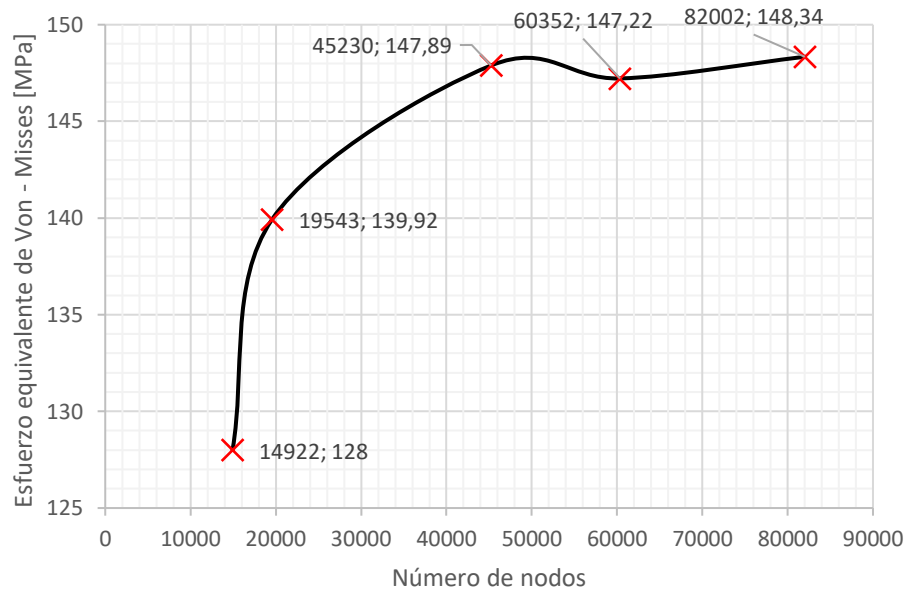


Gráfico 24-4. Convergencia del esfuerzo de Von-Mises del eje AD-ABD

Fuente: Autor

- *Resultados: análisis de resistencia.*

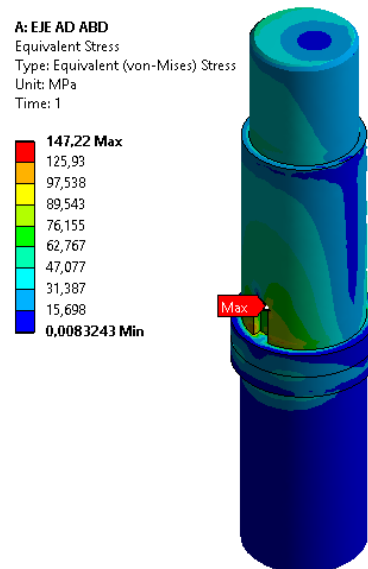


Figura 45-4. Esfuerzo equivalente de Von-Mises y F.S del eje AD-ABD

Fuente: Autor

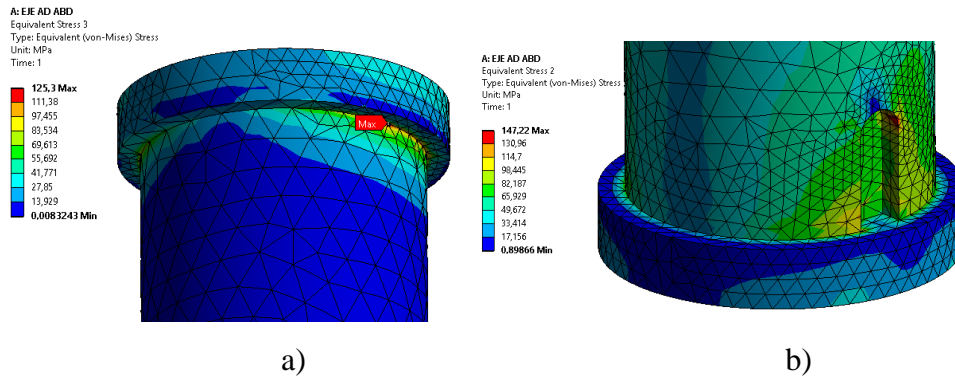


Figura 46-4. Esfuerzo equivalente de Von Mises eje AD-ABD, puntos a) 1 y b) 2

Tabla 29-4. Comparación de resultados en los puntos críticos del eje AD-ABD

Sección	Cálculo en software	Cálculo analítico	Error (%)
1	125,3	111,02	12,8%
2	147,22	177,56	16,98%

Fuente: Autor

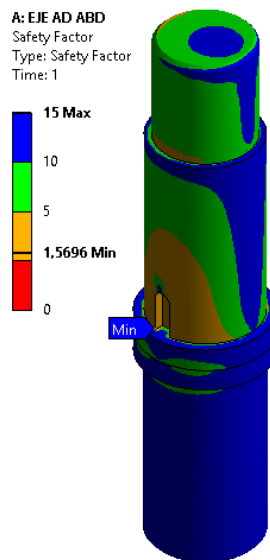


Figura 47-4. Simulación en ANSYS 17 del factor de seguridad en el eje AD – ABD

Fuente: Autor

Se tiene 1,56 de factor de seguridad, así que los cálculos analíticos están correctos, ya que se diseñó en base a un factor de seguridad de 1,5.

- *Resultados: análisis de rigidez.* Para calcular la deformación permisible en un eje con engranes cónicos e hipoidales como es en nuestro caso, se usó de la siguiente ecuación:

$$[y] = (0,005 - 0,007) \cdot m$$

Dónde:

m = módulo de transmisión (VANEGAS, 2011, p.89)

En la sección 4.5 se diseñó los engranes cónicos, el paso diametral es de 8, transformando al módulo, tenemos:

$$m = \frac{25,4}{P_d}$$

$$m = \frac{25,4}{8} = 3,175$$

$$[y] = (0,007) \cdot 3,175$$

$$[y] = 0,0222$$

Para hallar la deformación se realizó la respectiva simulación del eje en ANSYS.

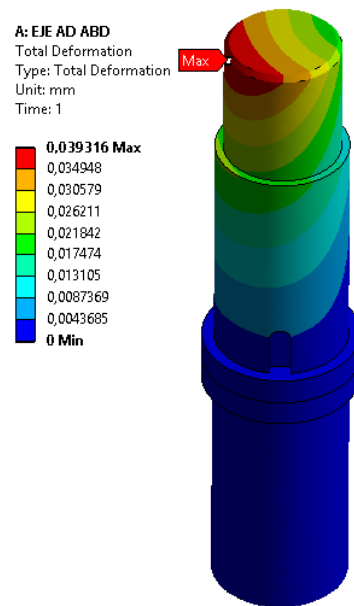


Figura 48-4. Simulación en ANSYS de la deformación total en el eje AD – ABD

Fuente: Autor

El resultado de la máxima deformación es de 0,039 mm y la deformación permisible es de 0,022 mm; estamos sobre los valores permisibles pero debido a que el criterio es muy exigente, y para nuestra aplicación no es muy representativo, es un diseño es aceptable.

4.9.4 Validación del análisis de rigidez.

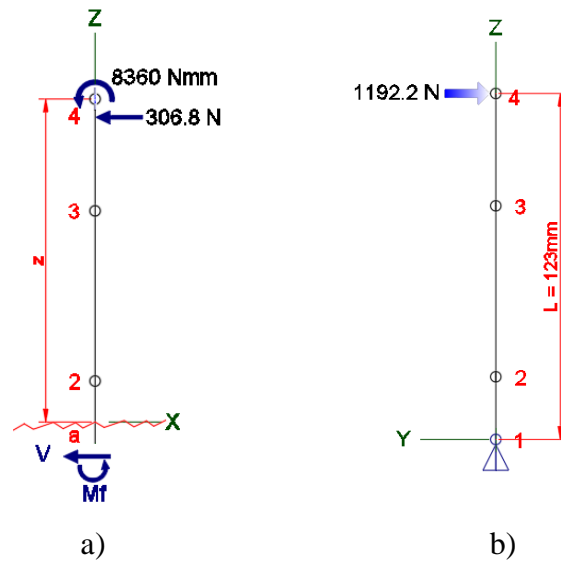


Figura 49-4. Diagrama de cuerpo libre eje AD-ABD a) plano ZX y b) plano ZY

Fuente: Autor

La longitud de esta sección de eje es de 123 mm, con un diámetro de 23mm, el momento de inercia es el siguiente:

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot (23\text{mm})^4}{64}$$

$$I = 13736,7 \text{ mm}^4$$

El módulo de Young lo obtenemos de la tabla 28-4, el cual es $E = 200000 \text{ MPa}$.

- Cálculo de la deflexión en el plano ZX

Aplicando el método de la doble integración tenemos:

$$E \cdot I \cdot y'' = Mf \quad (56)$$

De acuerdo a la figura 73-4, tenemos lo siguiente:

$$\Sigma M_a = 0 \cup_+ \cup_-$$

$$Mf = -8360 \cdot (z)^0 - 306,8 \cdot z \quad (57)$$

Reemplazando en la ec. (56) tenemos:

$$E \cdot I \cdot y'' = -8360 \cdot (z)^0 - 306,8 \cdot z$$

$$E \cdot I \cdot y' = -306,8 \cdot \frac{z^2}{2} - 8360 \cdot (z)^1 + C$$

$$E \cdot I \cdot y = -306,8 \cdot \frac{z^3}{6} - 8360 \cdot \frac{z^2}{2} + C \cdot z + D$$

Aplicando las condiciones de frontera: cuando $z = 0 \rightarrow y = 0; y'' = 0$.

$$y_{max}^{ZX} = \frac{-306,8 \cdot \frac{z^3}{6} - 8360 \cdot \frac{z^2}{2}}{E \cdot I} = \frac{-306,8 \cdot \frac{123^3}{6} - 8360 \cdot \frac{123^2}{2}}{200000 \cdot 13736,7}$$

$$y_{max}^{ZX} = 0,01031 \text{ mm}$$

- Cálculo de la deflexión en el plano ZY

$$F_{YX} = 1192,2 \text{ N}$$

$$y_{max}^{YX} = -\frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I} = -\frac{1192,2 \cdot (123)^3}{3 \cdot 200000 \cdot 13736,7}$$

$$y_{max}^{YX} = 0,03521 \text{ mm}$$

- Deflexión total

$$Y_{max} = \sqrt{(y_{max}^{ZX})^2 + (y_{max}^{YX})^2}$$

$$Y_{max} = \sqrt{(0,01031)^2 + (0,03521)^2}$$

$$Y_{max} = 0,03683 \text{ mm}$$

La deformación máxima en el punto 4 calculada en el software ANSYS es de 0.039316 mm y la deformación calculada analíticamente es 0.3683 mm, dando un error del 6%.

4.10 Diseño mecánico del eje de transmisión FD – FP (sección 2)

Para el diseño de este eje, se tomó las fuerzas actuantes en la conexión fija B en el tiempo $t = 2,14$ [s].

$$F_x = 32,25 \text{ N}$$

$$F_y = -648,82 \text{ N}$$

$$F_z = 115,10 \text{ N}$$

Este eje debe tener una geometría similar al eje de la sección 1.

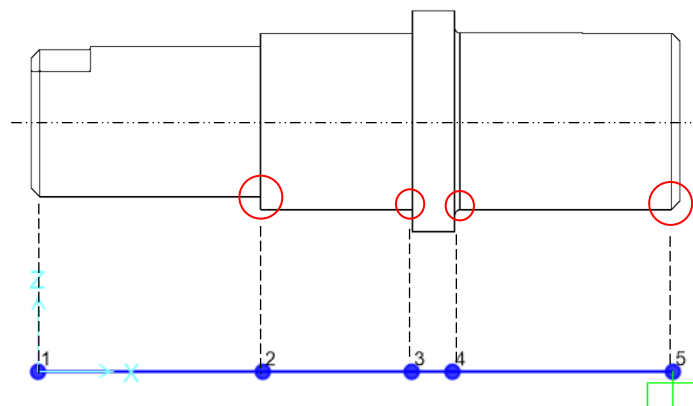


Figura 50-4. Identificación de la geometría del eje FD – FP sección 2

Fuente: Autor

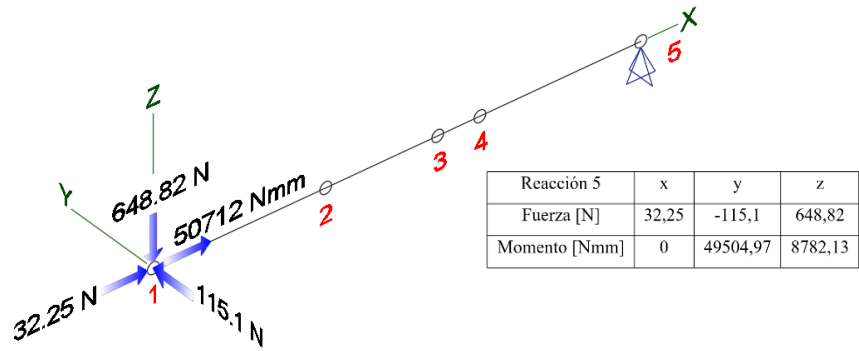


Figura 51-4. Diagrama de cuerpo libre del eje FD – FP sección 2

Fuente: Autor

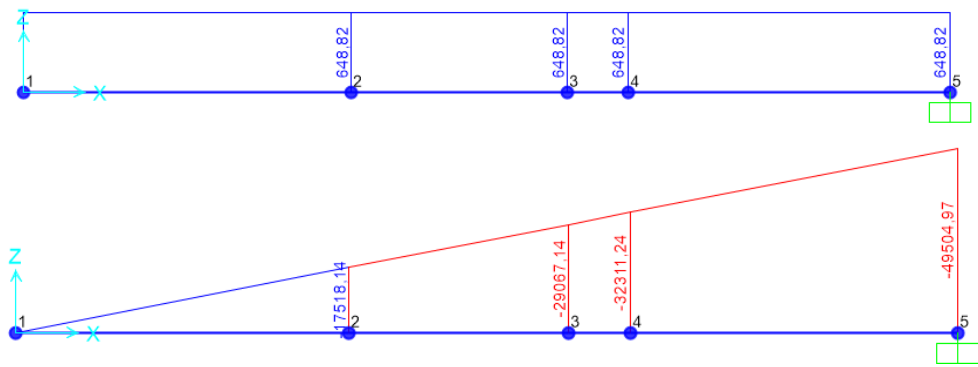


Figura 52-4. Fuerza cortante y momento flector del eje FD -FP, plano ZX

Fuente: Autor

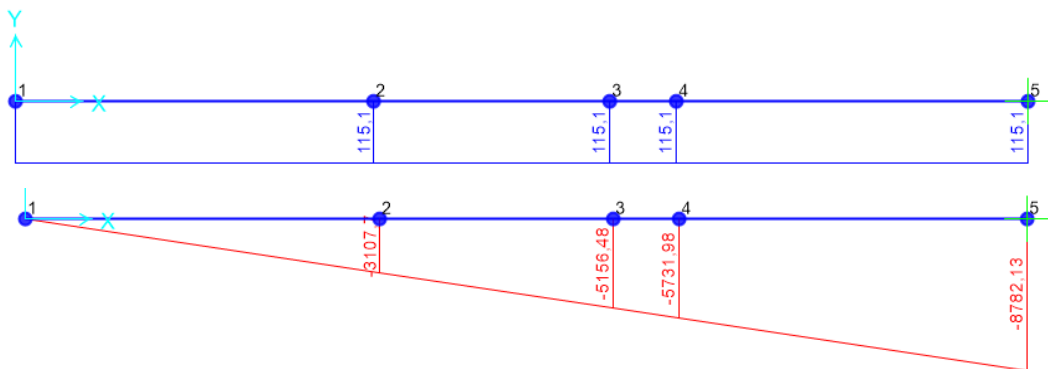


Figura 53-4. Fuerza cortante y momento flector del eje FD -FP, plano YX

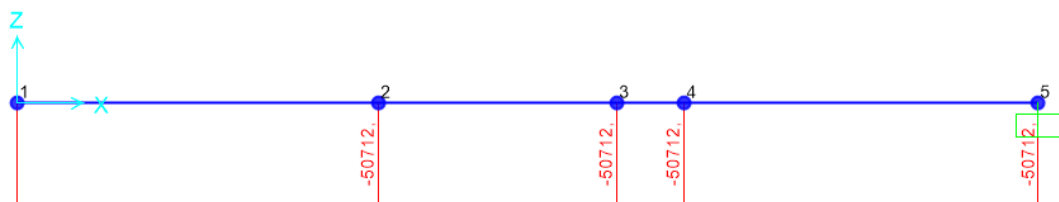


Figura 54-4. Momentos torsores del eje FD – FP sección 2

Fuente: Autor

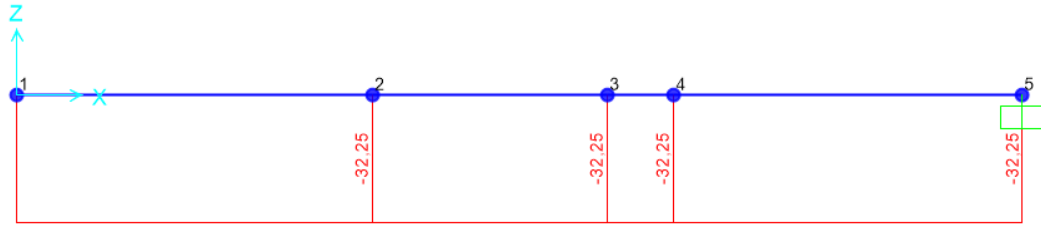


Figura 55-4. Fuerzas axiales del eje FD – FP sección 2

Fuente: Autor

4.10.1 Asignación del material. De acuerdo a las cargas que debe soportar el eje en función de su diámetro, el cual debe ser el menor posible, ya que de eso depende el tamaño de los demás elementos que se diseñarán posteriormente, el material a emplearse se especifica en la tabla 30-4.

Tabla 30-4. Especificaciones del material del eje FD – FP sección 2

Tipo	Acero al medio carbono
Designación del material	AISI/SAE 1045
Designación comercial IVAN BOHMAN	Cód. IBCA 760
Condición	Suministro
Densidad	7800 -7900 kg/m ³
Módulo de Young	200 GPa
Límite elástico	450 - 500
Relación de Poisson	0,285 0,295
Dureza Brinell	200 – 235

Fuente: (MATWEB) (ANEXO D-2)

4.10.2 Análisis de la sección 5. Analizando la geometría del eje y según los diagramas el punto crítico más evidente es en el apoyo donde se ubica la chumacera, en el punto 5.

Análisis del esfuerzo de flexión:

$$Mf_{ZX} = 49504,97 \text{ Nmm}$$

$$Mf_{YX} = 8782,13 \text{ Nmm}$$

$$Mf = \sqrt{(Mf_{ZX})^2 + (Mf_{YX})^2} = \sqrt{(49504,97)^2 + (8782,13)^2}$$

$$Mf = 50277,91$$

$$\sigma_f = k_t \cdot \frac{32 \cdot Mf}{\pi \cdot d^3} \quad (51)$$

$$\sigma_f = 1,7 \cdot \frac{32 \cdot 50277,91 \text{ Nmm}}{\pi \cdot 20^3}$$

$$\sigma_f = 108,83 \text{ MPa}$$

Análisis del esfuerzo de corte.

$$V_{ZX} = 648,82 \text{ N} ; V_{YX} = 115,1 \text{ N}$$

$$V_2 = \sqrt{(V_{YZ})^2 + (V_{XZ})^2} = \sqrt{(306,84)^2 + (1192,93)^2}$$

$$V_2 = 658,95 \text{ MPa}$$

$$\tau_c = \frac{4 \cdot V_G}{\pi \cdot d^2} \quad (52)$$

$$\tau_c = \frac{4 \cdot 658,95}{\pi \cdot 20^2} = 2,09 \text{ MPa}$$

Análisis del esfuerzo de torsión.

$$T = 50712 \text{ Nmm}$$

$$\tau_t = K_t \cdot \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} \quad (53)$$

$$\tau_t = 1,7 \cdot \frac{16 \cdot 50712 \text{ Nmm}}{\pi \cdot (20)^3} = 54,88 \text{ MPa}$$

Teoría de falla Von – Misses.

$$\sqrt{\sigma_{eq}^2 + 3 \cdot \tau_{eq}^2} = \frac{S_y}{n} \quad (54)$$

$$\sigma_{eq} = \sigma_f = 108,83 \text{ MPa}$$

$$\tau_{eq} = \tau_t = 54,88 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Se desprecia el esfuerzo de corte, es muy pequeño.}$$

$$\sqrt{(108,83 \text{ MPa})^2 + 3 \cdot (54,88)^2} = \frac{450}{n}$$

$$n = 3,11$$

4.11 Chumaceras y rodamientos

Estos elementos mecánicos se seleccionarán del catálogo de chumaceras y rodamientos SKF; las facilidades de selección, versatilidad de tamaños, disponibilidad y rentabilidad son las razones por la cual optar por este fabricante.

4.11.1 Parámetros para la selección de chumaceras a carga dinámica. En la selección con capacidad a carga dinámica, para calcular las cargas que actúan sobre los rodamientos en el caso de transmisiones de correa, como es el nuestro, es necesario tener en cuenta la tracción efectiva (fuerza periférica) la cual depende del par que se transmita. El fabricante recomienda, multiplicar por un factor cuyo valor depende del tipo de correa, de su precarga, tensión y de las fuerzas dinámicas adicionales.

Tabla 31-4. Factor de funcionamiento para transmisiones por correa.

Tipo de correa	Factor f
Correas dentadas	1,1 a 1,3
Correas en V	1,2 a 2,5
Correas planas	1,5 a 4,5

Fuente: (SKF CATÁLOGO GENERAL, 2006, p. 73)

Los valores más altos se aplican cuando la distancia entre los ejes es corta, para correas bajo cargas elevadas o de choque, o cuando la tensión de la correa es elevada.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad (55)$$

$$L_{10h} = \frac{1\,000\,000}{60n} \cdot L_{10} \quad (56)$$

$$C' = \left(\frac{L_{10h} \cdot 60 \cdot n \cdot P^3}{1\,000\,000}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (57)$$

$$\text{Si } C' < C \Rightarrow \text{Selección adecuada} \quad (58)$$

Dónde:

L_{10} = vida nominal (con un 90 % de fiabilidad), millones de revoluciones

L_{10h} = vida nominal (con un 90 % de fiabilidad), horas de funcionamiento

C = capacidad disponible de carga dinámica, kN

C' = capacidad requerida de carga dinámica, KN

P = carga dinámica equivalente, kN

n = velocidad de giro, rpm

$$\text{Si } \frac{F_a}{F_r} \leq e \Rightarrow P = F_r \quad (59)$$

$$\text{Si } \frac{F_a}{F_r} > e \Rightarrow P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (60)$$

Dónde:

P = carga dinámica equivalente del rodamiento, kN

Fr = carga radial real del rodamiento, kN

Fa = carga axial real del rodamiento, kN

X = factor de carga radial del rodamiento

Y = factor de carga axial del rodamiento

e = valor límite para Fa/Fr

4.11.2 Parámetros de selección de chumaceras a carga estática. Se usa en los cálculos cuando los rodamientos:

- Giran a velocidades muy bajas ($n < 10$ rpm)
- Realizan movimientos oscilantes muy lentos
- Permanecen estacionarios bajo carga durante
- largos periodos de tiempo

En todos estos casos, la capacidad de carga permisible para el rodamiento no está determinada por la fatiga del material, sino por la deformación permanente del camino de rodadura originada por la carga.

Las cargas que actúan sobre un rodamiento estacionario, o sobre un rodamiento que efectúa lentos movimientos de oscilación, así como las cargas de choque que actúan sobre un rodamiento giratorio, pueden dar lugar a superficies aplanadas en los elementos rodantes y a indentaciones en los caminos de rodadura.

$$P_0 = 0,6 \cdot F_r + 0,5 \cdot F_a \quad (61)$$

$$\text{Si: } P_0 < F_r \Rightarrow P_0 = F_r \quad (62)$$

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad (63)$$

Dónde:

C₀ = capacidad de carga estática, kN

P₀ = carga estática equivalente, kN

s₀ = factor de seguridad estático

Rodamientos Y o rodamientos de inserción. Están basados en los rodamientos rígidos de bolas, las distintas series de los rodamientos Y se diferencian por el modo de fijación del rodamiento sobre el eje, y el aro interior, por los modos de fijación al eje son los siguientes:

- Prisoneros. Se utilizan en aplicaciones con un sentido de giro constante y alternante.
- Anillo de fijación excéntrico, Los rodamientos con un anillo de fijación excéntrico se usan en aplicaciones con un sentido de giro constante.
- Manguito de fijación
- Ajuste de interferencia

Los rodamientos de la serie YAT tienen un aro interior extendido en un lado, los rodamientos de la serie YAR tienen un aro interior extendido en ambos lados, Esto reduce el grado de posible inclinación del aro interior sobre el eje, lo que permite que el rodamiento funcione con menos inconvenientes. (SKF Rodamientos, pp. 422-424)

4.11.3 *Análisis dinámico de las fuerzas de reacción.*

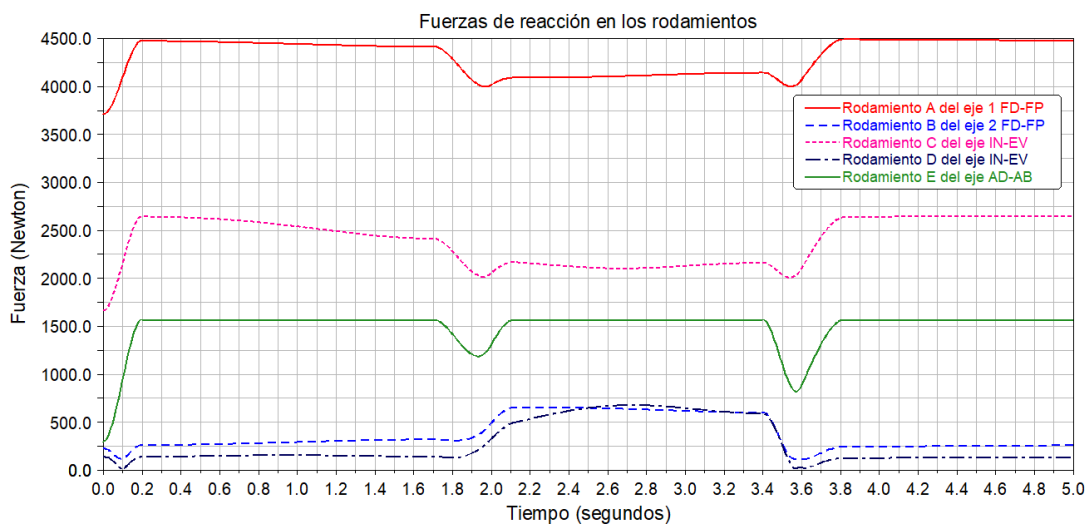


Gráfico 25-4. Análisis dinámico de las fuerzas de reacción en los rodamientos

Fuente: Autor

Para tomar los valores correctos, se seleccionó el tiempo en los picos máximos de las fuerzas de reacción resultantes en cada rodamiento, con ese tiempo se midió las componentes X, Y y Z de dichas fuerzas de reacción.

Tabla 32-4. Fuerzas de reacción en los rodamientos según el análisis dinámico

		Componentes de la fuerza de reacción (Newton)		
		Rx	Ry	Rz
Rodamiento	Sección A	-934.1275	4206.0271	1589.1044
	Sección B	69.5249	650.8723	-118.162
	Sección C	-522.8889	2653.21	-917.2391
	Sección D	-185.346	682.4981	-280.4904
	Sección E	0	1573.3038	0

Fuente: Autor

4.11.4 *Análisis estático de las fuerzas de reacción*

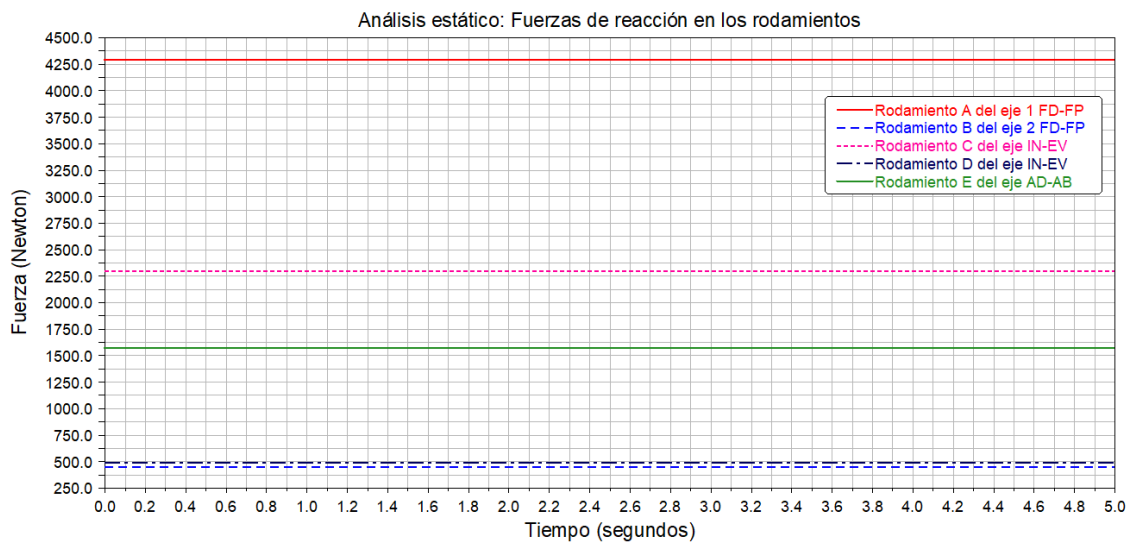


Gráfico 26-4. Análisis estático de las fuerzas de reacción en los rodamientos

Fuente: Autor

Tabla 33-4. Fuerzas de reacción en los rodamientos según el análisis estático

		Componentes de la fuerza de reacción (Newton)		
		Rx	Ry	Rz
Rodamiento	A	-0.0035	3992.7168	1589.1047
	B	0	436.7	-118.16
	C	0	2297.96	0
	D	0	496.973	0
	E	0	1574.1683	0

Fuente: Autor

4.11.5 Procedimiento de selección por capacidad a carga dinámica.

- a. Debemos tener los siguientes datos: diámetro del eje (d), velocidad angular del eje (n), fuerzas de reacción máxima en el eje, donde van a ubicarse los rodamientos (R_x , R_y y R_z).
- b. Vida nominal en horas de funcionamiento (L_{10h}) según sea el tipo de máquina; uno de los parámetros principales al momento de selección del tipo de rodamiento es la vida nominal calculada con la vida determinada según el tipo de aplicación destinada para el rodamiento, ya que no se dispone de experiencia previa, se utilizarán los valores dados por el fabricante. (ANEXO B-2)
- c. Cálculo de la fuerza radial resultante y fuerza axial (F_r , F_a)
- d. Selección del tipo de chumacera, capacidad dinámica disponible.
- e. Cálculo de la carga dinámica equivalente, con los factores de carga y según el tipo de chumacera seleccionada (P_{eq}).
- f. Verificación, existe necesidad de iterar en este paso, comparando la capacidad disponible y capacidad requerida (C' , C), si no soporta, se regresa al paso (d), selección del tipo de chumacera, con mayor capacidad dinámica disponible

4.11.6 Procedimiento de selección por capacidad de carga estática.

- a. Al calcular P_o , se deberá utilizar la carga máxima, así como sus componentes radiales y axiales.
- b. Se selecciona el rodamiento con su capacidad a carga estática C_o .
- c. Se verifica con la ec. (63) el factor de seguridad estático, si el valor (S_o) obtenido es menor que el valor orientativo recomendado (ANEXO E-1) se deberá seleccionar un rodamiento con una mayor capacidad de carga estática.

4.11.7 Selección de rodamientos y chumaceras.

4.11.7.1 Chumacera A: selección a carga dinámica.

$$d_{eje} = 20 \text{ mm}$$

$$n = 50 \text{ rpm}$$

$$R_x = -934,13 \text{ N}; R_y = 4206,03 \text{ N}; R_z = 1589,10 \text{ N}$$

$$F_{ry} = 4,21 \text{ kN}; F_{rz} = 1,59 \text{ kN}$$

$$F_r = \sqrt{F_{ry}^2 + F_{rz}^2} = \sqrt{4,21^2 + 1,59^2}$$

$$F_r = 4,5 \text{ kN}$$

$$F_a = 0,93 \text{ KN}$$

$$L_{10h} = 3000h \text{ (ANEXO B-2)}$$

Tipo de rodamiento: YAT Rodamiento con prisioneros, un aro interior extendido en un lado.

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0,93}{4,5}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = 0,21$$

El rango del factor e, está entre 0,29 y 0,54 (ANEXO E-2) por lo tanto, según la ec. (59):

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \Rightarrow P = F_r \quad (59)$$

$$P = 4,5 \text{ kN}$$

Reemplazando en la ec. (57) tenemos lo siguiente:

$$C' = \left(\frac{L_{10h} \cdot 60 \cdot n \cdot P^3}{1\,000\,000} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (57)$$

$$C' = \left(\frac{2800 \cdot 60 \cdot 50 \cdot 4,5^3}{1\,000\,000} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C' = 9,14 \text{ kN}$$

Rodamiento: YAT 204; Chumacera: P 20 RM (ANEXO E-3)

$$C > C' \quad (58)$$

12,7 kN > 9,14 kN El rodamiento soporta existosamente

4.11.7.2 *Chumacera A: selección a carga estática.*

$$P_0 = 0,6 \cdot F_r + 0,5 \cdot F_a = 0,6 \cdot (4,5) + 0,5 \cdot (0,96) \quad (61)$$

$$P_0 = 3,18 \text{ kN}$$

$$P_0 < F_r ; 3,18 < 4,5$$

$$P_0 = F_r = 4,5 \text{ kN} \quad (62)$$

$$C_0 = s_0 \cdot P_0$$

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{6,55}{4,5} \quad (63)$$

$s_0 = 1,46 \Rightarrow$ El rodamiento soporta exitosamente

4.11.7.3 *Chumacera B.* La chumacera y rodamiento B, será el mismo que el seleccionado para la chumacera y rodamiento A, por cuestiones de facilidad de alineamiento.

4.11.7.4 *Chumacera C: selección a carga dinámica.*

$$d_{\text{eje}} = 17 \text{ mm}$$

$$n = 50 \text{ rpm}$$

$$R_x = -522,89 \text{ N}; R_y = 2653,21 \text{ N}; R_z = -1917,24 \text{ N}$$

$$F_{ry} = 2,65 \text{ kN}; F_{rx} = 0,52 \text{ kN}$$

$$F_r = \sqrt{F_{ry}^2 + F_{rx}^2} = \sqrt{2,65^2 + 0,52^2}$$

$$F_r = 2,7 \text{ kN}$$

$$F_a = 1,92 \text{ KN}$$

$$L_{10h} = 3000 \text{ h (ANEXO B-2)}$$

Tipo de rodamiento: YAT Rodamiento con prisioneros, un aro interior extendido en un lado.

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{1,92}{2,7}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = 0,71 > 0,54$$

El rango del factor 'e', está entre 0,29 y 0,54. (ANEXO E-2)

$$\frac{F_a}{F_r} > e \Rightarrow P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (60)$$

Se seleccionó un rodamiento YAT 203 - 204: $f_0 = 13$ (ANEXO E-4)

Carga de empuje relativa

$$\frac{f_0 F_a}{C_0} = \frac{13 \cdot 1,92}{4,75} = 5,25$$

$$e = 0,54 ; X = 0,46 ; Y = 1,01 \text{ (ANEXO E-2)}$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a ; P = 0,46 \cdot 2,7 + 1,01 \cdot 1,92$$

$$P = 3,18 \text{ kN}$$

$$C' = \left(\frac{L_{10h} \cdot 60 \cdot n \cdot P^3}{1\,000\,000} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (57)$$

$$C' = \left(\frac{3000 \cdot 60 \cdot 50 \cdot 3,18^3}{1\,000\,000} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C' = 6,61 \text{ kN}$$

Rodamiento: YAT 203; Chumacera: P 17 RM (ANEXO E-3)

$$C > C' \quad (58)$$

9,56 kN > 6,61 kN El rodamiento soporta exitosamente

4.11.7.5 Chumacera C: selección a carga estática.

$$P_0 = 0,6 \cdot F_r + 0,5 \cdot F_a = 0,6 \cdot (2,7) + 0,5 \cdot (1,92) \quad (61)$$

$$P_0 = 2,58 \text{ kN}$$

$$P_0 < F_r ; 2,58 < 2,7$$

$$P_0 = F_r = 2,58 \text{ kN} \quad (62)$$

$$C_0 = s_0 \cdot P_0$$

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{4,75}{2,58} \quad (63)$$

$s_0 = 1,84 \Rightarrow$ El rodamiento soporta exitosamente

4.11.7.6 Chumacera D. La chumacera y rodamiento D será el mismo que el seleccionado para la chumacera y rodamiento C, por cuestiones de facilidad de alineamiento y estética.

4.11.7.7 Chumacera E: selección a carga dinámica

$$d_{eje} = 25 \text{ mm}$$

$$n = 50 \text{ rpm}$$

$$\text{Reacciones en el apoyo J: } R_x = -33,25 \text{ N; } R_y = 1879,34 \text{ N; } R_z = 355,894 \text{ N}$$

Fuerza radial:

$$F_r = \sqrt{R_x^2 + R_z^2} = \sqrt{33,25^2 + 355,9^2} = 357,44 \text{ N} = 0,357 \text{ kN}$$

Fuerza axial:

$$F_a = R_y = 1,88 \text{ kN}$$

$$L_{10h} = 3000 \text{ h (ANEXO B-2)}$$

Tipo de rodamiento: YAT Rodamiento con prisioneros, un aro interior extendido en un lado.

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{1,88}{0,357} = 5,266$$

$$\frac{F_a}{F_r} > e \Rightarrow P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (60)$$

Rodamiento YAT 203 -204: $f_0 = 13$ (ANEXO E-4)

Carga de empuje relativa

$$\frac{f_0 F_a}{C_0} = \frac{13 \cdot 1,88}{6,55} = 3,73$$

Interpolando tenemos:

$$e = 0,5 ; X = 0,46 ; Y = 1,7 \text{ (ANEXO E-2)}$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a ; P = 0,46 \cdot (0,357) + 1,7 \cdot (1,88)$$

$$P = 3,36 \text{ kN}$$

$$C' = \left(\frac{L_{10h} \cdot 60 \cdot n \cdot P^3}{1\,000\,000} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (57)$$

$$C' = \left(\frac{3000 \cdot 60 \cdot 50 \cdot 3,36^3}{1\,000\,000} \right)^{\frac{1}{3}} = 6,98 \text{ kN}$$

Rodamiento: YAT 205 – 2F; chumacera: FY 25 TF (ANEXO E-5)

$$C > C' \quad (58)$$

$12,7 \text{ kN} > 6,61 \text{ kN}$ El rodamiento soporta exitosamente

4.11.7.8 *Chumacera E: selección a carga estática.*

$$P_0 = 0,6 \cdot F_r + 0,5 \cdot F_a \quad (61)$$

$$P_0 = 0,6 \cdot 0,357 + 0,5 \cdot 1,88 = 1,1542 \text{ kN} = 1,88 \text{ kN}$$

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad (63)$$

$$s_0 = \frac{6,55}{1,88} = 3,48 \rightarrow \text{El rodamiento soporta exitosamente (ANEXO E – 1)}$$

4.12 Diseño de chavetas para la FD – FP

4.12.1 Diseño de la chaveta para el eje FD-FP conexión A. Para esta sección del eje, debido al gran torque que se transmite a la plataforma externa, se optó por diseñar chavetas tipo Kennedy.

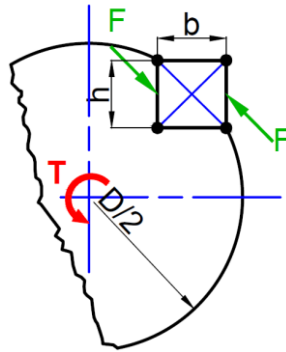


Figura 56-4. Diagrama de fuerzas de la chaveta tipo Kennedy

Fuente: Autor

Las chavetas son cuadradas y para la selección del ancho de la chaveta, guiaremos en la normal DIN 6887-1 (ANEXO G-1)

$$b = 5 \text{ mm}$$

$$h = 5 \text{ mm}$$

El material seleccionado para la chaveta es acero de bajo carbono AISI 1018 laminado en frío, la chaveta debe tener una resistencia mecánica menor a los elementos en contacto, eje – chavetero, debido a que la chaveta funciona como un fusible de seguridad, y es de preferencia en el diseño de elementos mecánicos, que falle la chaveta y no el chavetero del eje o del elemento mecánico a transmitir la potencia.

Tabla 34-4. Propiedades mecánicas del acero para las chavetas

Tipo	Acero de bajo carbono
Designación del material	AISI/SAE 1018
Designación comercial IVAN BOHMAN	Cód. IBCA SAE 1018
Condición de suministro	Laminado en frío
Densidad	7800 -7900 kg/m ³
Límite elástico	Min 304 MPa
Resistencia mecánica	500 – 686 MPa
Dureza Brinell	163

Fuente: (MATWEB) (ANEXO D-3)

$$T = F * \frac{d}{2} + F * \frac{d}{2}$$

$$T = 2F * \frac{d}{2}$$

$$F = \frac{T}{d} \tag{64}$$

$$F = \frac{169,04 \text{ Nm}}{0,017 \text{ m}}$$

$$F = 9943,53 \text{ N}$$

- Diseño por corte:

$$\tau_c = \frac{F}{A_c} \tag{65}$$

$$A_c = \sqrt{2} \cdot b \cdot l \tag{66}$$

Aplicando teoría de falla Tresca (esfuerzo cortante máximo):

$$\tau = \frac{0,5 \cdot S_y}{n} \tag{67}$$

Reemplazando la ec. (65) y ec. (66) en la ec. (67), tenemos:

$$\frac{F}{\sqrt{2} \cdot b \cdot l} = \frac{0,5 \cdot S_y}{n} \tag{68}$$

$$l = \frac{F \cdot n}{\sqrt{2} \cdot b \cdot 0,5 \cdot S_y} \tag{69}$$

$$l = \frac{F \cdot n}{\sqrt{2} \cdot b \cdot 0,5 \cdot S_y} = \frac{9943,53 \text{ N} \cdot 1,5}{\sqrt{2} \cdot 5 \text{ mm} \cdot 0,5 \cdot 304 \text{ N/mm}^2}$$

$$l_c = 9,98 \text{ mm}$$

- Diseño por aplastamiento:

$$\sigma = \frac{F}{A_{ap}} \tag{70}$$

$$A_{ap} = \frac{b}{\sqrt{2}} \cdot l \tag{71}$$

Aplicando teoría de falla Rankine (esfuerzo normal máximo):

$$\sigma = \frac{S_y}{n} \tag{72}$$

Reemplazando la ec. (70) y la ec. (71) en la ec. (72), tenemos:

$$\frac{F}{\sqrt{2} \cdot b \cdot l} = \frac{S_y}{n} \tag{73}$$

$$l = \frac{F \cdot n}{\sqrt{2} \cdot b \cdot S_y} \quad (74)$$

$$l = \frac{9943,53 \text{ N} \cdot 1,5}{\sqrt{2} \cdot 5 \text{ mm} \cdot 304 \text{ N/mm}^2}$$

$$l_{ap} = 5,77 \text{ mm}$$

En el diseño por corte se tiene una mayor longitud, se elige dicha longitud de chaveta.

Tabla 35-4. Especificaciones de la chaveta para el eje FD – FP en la conexión A

Chaveta eje FD-FP conexión A	
Material	Acero AISI/SAE 1018
Condición	Laminado en frío
Tipo de chaveta	Cuadrada Kennedy
Lado (b)	5 mm
Longitud	10 mm

Fuente: Autor

Para el cubo del chavetero tendrá las siguientes dimensiones:

Tabla 36-4. Especificaciones del cubo para el chavetero eje FD FP conexión A

Cubo para el chavetero del eje FD FP conexión A	
Material	Acero AISI 1045
Condición	Lamiando en frío
Altura	40 mm
Ancho	50 mm
Espesor	10 mm

Fuente: Autor

4.12.2 Diseño de la chaveta para el eje FD – FP y la polea. La chaveta será rectangular, para las dimensiones se tomó como referencia en la norma DIN 6885-1. (ANEXO G-1)

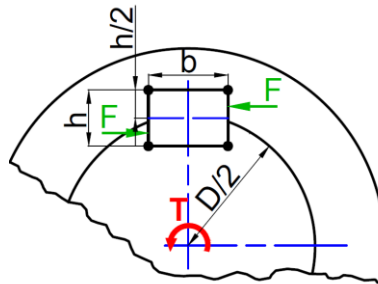


Figura 57-4. Diagrama de fuerzas para una chaveta rectangular

Fuente: Autor

$$F = \frac{2T}{d} \quad (75)$$

$$F = \frac{2 \cdot (169,04 \text{ Nm})}{0,017 \text{ m}}$$

$$F = 19887,06 \text{ N}$$

$$h = 4 \text{ mm}$$

$$b = 6 \text{ mm}$$

- Diseño por corte:

$$\tau_c = \frac{F}{A_c} \quad (65)$$

$$A_c = b \cdot l \quad (76)$$

Aplicando teoría de falla Tresca (esfuerzo cortante máximo):

$$\tau = \frac{0,5 \cdot S_y}{n} \quad (67)$$

Reemplazando la ec. (65) y ec. (76) en la ec. (67), tenemos:

$$\frac{F}{b \cdot l} = \frac{0,5 \cdot S_y}{n} \quad (77)$$

$$l = \frac{F \cdot n}{b \cdot 0,5 \cdot S_y} \quad (78)$$

Se despeja la longitud de la chaveta y se reemplazó los valores:

$$l = \frac{F \cdot n}{b \cdot 0,5 \cdot S_y} = \frac{9943,53 \text{ N} \cdot 1,5}{6 \text{ mm} \cdot 0,5 \cdot 248 \text{ N/mm}^2}$$

$$l_c = 20,04 \text{ mm}$$

- Diseño por aplastamiento:

$$\sigma = \frac{F}{A_{ap}} \quad (70)$$

$$A_{ap} = \frac{h}{2} \cdot l \quad (79)$$

Aplicando teoría de falla Rankine (esfuerzo normal máximo):

$$\sigma = \frac{S_y}{n} \quad (72)$$

Reemplazando la ec. (70) y ec. (79) en la ec. (72), tenemos:

$$\frac{2 \cdot F}{h \cdot l} = \frac{S_y}{n} \quad (80)$$

$$l = \frac{2 \cdot F \cdot n}{h \cdot S_y} \quad (81)$$

$$l = \frac{2 \cdot 9943,53 \text{ N} \cdot 1,5}{4 \text{ mm} \cdot 248 \text{ N/mm}^2}$$

$$l_{ap} = 29,89 \text{ mm}$$

En el diseño por aplastamiento se tiene una mayor longitud por ende se elige dicha longitud de chaveta.

Tabla 37-4. Especificaciones de la chaveta para el eje FD – FP y la polea

Chaveta para el eje FD-FP y la polea	
Material	Acero ASTM A 36
Tipo de chaveta	Rectangular
Altura (h)	4 mm
Base (b)	6 mm
Longitud (l)	30 mm

Fuente: Autor

4.12.3 Diseño de la chaveta para el eje FD – FP conexión B. Las dimensiones de la chaveta se definieron en base a la norma DIN 6885. (ANEXO G-1)

$$T = 0,15(169,048 \text{ Nm}) = 25,36 \text{ Nm}$$

$$F = \frac{2T}{d} \quad (75)$$

$$F = \frac{2 \cdot (25,36 \text{ Nm})}{0,014 \text{ m}}$$

$$F = 3622,86 \text{ N}$$

$$h = 5 \text{ mm}$$

$$b = 5 \text{ mm}$$

- Diseño por corte: con la teoría de falla del cortante máximo, y dada la ec. (78):

$$l = \frac{F \cdot n}{\sqrt{2} \cdot b \cdot 0,5 \cdot S_y} = \frac{3622,86 \text{ N} \cdot 1,5}{\sqrt{2} \cdot 5 \text{ mm} \cdot 0,5 \cdot 248 \text{ N/mm}^2}$$

$$l_c = 6,17 \text{ mm}$$

- Diseño por aplastamiento: con la teoría de falla esfuerzo normal máximo, dada en la ec. (81):

$$l = \frac{F \cdot n}{\sqrt{2} \cdot b \cdot S_y}$$

$$l = \frac{3622,86 \text{ N} \cdot 1,5}{\sqrt{2} \cdot 5 \text{ mm} \cdot 248 \text{ N/mm}^2}$$

$$l_{ap} = 3,1 \text{ mm}$$

En el diseño por corte se tiene una mayor longitud por ende se elige dicha longitud de chaveta.

Tabla 38-4. Especificaciones de la chaveta para el eje FD – FP conexión B

Chaveta para el eje FD-FP conexión B	
Material	Acero ASTM A36
Tipo de chaveta	Cuadrada
Lado (b)	5 mm
Longitud	6 mm

Fuente: Autor

Para el cubo del chavetero se tendrá las siguientes dimensiones:

Tabla 39-4. Especificaciones del cubo para el chavetero eje FD FP conexión B

Cubo para el chavetero del eje FD FP conexión B	
Material	Acero AISI/SAE 1045
Altura	30 mm
Ancho	50 mm
Espesor	6 mm

Fuente: Autor

4.13 Diseño de chavetas para la IN – EV

4.13.1 Diseño de la chaveta entre el eje IN EV conexión C.

$$T = 64,65 \text{ Nm}$$

$$d_{\text{sección}} = 20 \text{ mm}$$

$$b = 5 \text{ mm}$$

$$h = 5 \text{ mm}$$

$$F = \frac{2 \cdot T}{d} \quad (75)$$

$$F = \frac{2 \cdot 64,65 \text{ Nm}}{0,020 \text{ m}}$$

$$F = 6465 \text{ N}$$

- Diseño por corte: con la teoría de falla Cortante máximo, y dada la ec. (78):

$$l = \frac{F \cdot n}{\sqrt{2} \cdot b \cdot 0,5 \cdot S_y} \quad (78)$$

$$l = \frac{6465 \text{ N} \cdot 1,5}{\sqrt{2} \cdot 6 \text{ mm} \cdot 0,5 \cdot 248 \text{ N/mm}^2}$$

$$l_c = 9,21 \text{ mm}$$

- Diseño por aplastamiento: teoría de falla Esfuerzo normal máximo:

$$l = \frac{F \cdot n}{\sqrt{2} \cdot b \cdot S_y} \quad (81)$$

$$l = \frac{6465 \text{ N} \cdot 1,5}{\sqrt{2} \cdot 6 \text{ mm} \cdot 248 \text{ N/mm}^2}$$

$$l_{ap} = 4,6 \text{ mm}$$

En el diseño por corte se tiene una mayor longitud, por ende, se elige dicha longitud de chaveta.

Tabla 40-4. Especificaciones de la chaveta para el eje IN – EV conexión C

Chaveta para eje IN EV conexión C	
Material	Acero ASTM A36
Tipo de chaveta	Cuadrada
Lado (b)	6 mm
Longitud	10 mm

Fuente: Autor

Para el cubo del chavetero tendrá las siguientes dimensiones:

Tabla 41-4. Especificaciones del cubo para el chavetero eje IN EV sección C

Cubo para el chavetero conexión C	
Material	Acero AISI 1045
Altura	30 mm
Ancho	30 mm
Espesor	10 mm

Fuente: Autor

4.13.2 Diseño de la chaveta para el eje IN – EV y la polea. La chaveta será rectangular, para las dimensiones se tomó como referencia la norma DIN 6885-1. (ANEXO G-1)

$$F = \frac{2T}{d} \quad (75)$$

$$F = \frac{2 \cdot (64,65 \text{ Nm})}{0,014 \text{ m}}$$

$$F = 9235,71 \text{ N}$$

$$h = 4 \text{ mm}$$

$$b = 6 \text{ mm}$$

- *Diseño por corte.* con la teoría de falla Cortante máximo, y dada la ec. (78):

$$l = \frac{F \cdot n}{b \cdot 0,5 \cdot S_y} \quad (78)$$

$$l = \frac{9235,71 \text{ N} \cdot 1,5}{6 \text{ mm} \cdot 0,5 \cdot 248 \text{ N/mm}^2}$$

$$l_c = 18,62 \text{ mm}$$

- *Diseño por aplastamiento.* con la teoría de falla Esfuerzo normal máximo, dada en la ec. (81):

$$l = \frac{2 \cdot F \cdot n}{h \cdot S_y} \quad (81)$$

$$l = \frac{2 \cdot 9235,71 \text{ N} \cdot 1,5}{4 \text{ mm} \cdot 248 \text{ N/mm}^2}$$

$$l_{ap} = 27,93 \text{ mm}$$

En el diseño por corte se tiene una mayor longitud por ende se elige dicha longitud de chaveta.

Tabla 42-4. Especificaciones de la chaveta para el eje IN – EV y la polea

Chaveta para eje IN – EV y la polea	
Material	Acero ASTM A 36
Tipo de chaveta	Rectangular
Altura (h)	4 mm
Base (b)	6 mm
Longitud (l)	30 mm

Fuente: Autor

4.13.3 Diseño de la chaveta para el eje IN EV conexión D. La chaveta será de cuadrada, para las dimensiones se tomó como referencia la norma DIN 6885-1. (ANEXO G-1)

$$T = 0,15 \cdot (64,65 \text{ Nm})$$

$$T = 9,7 \text{ Nm}$$

$$F = \frac{2T}{d} \tag{75}$$

$$F = \frac{2 \cdot (9,7 \text{ Nm})}{0,020 \text{ m}} = 970 \text{ N}$$

$$h = 5 \text{ mm}$$

$$b = 5 \text{ mm}$$

- Diseño por corte: con la teoría de falla Cortante máximo, y dada la ec. (78):

$$l = \frac{F \cdot n}{\sqrt{2} \cdot b \cdot 0,5 \cdot S_y} = \frac{970 \text{ N} \cdot 1,5}{\sqrt{2} \cdot 4 \text{ mm} \cdot 0,5 \cdot 248 \text{ N/mm}^2}$$

$$l_c = 2,07 \text{ mm}$$

- Diseño por aplastamiento: con la teoría de falla Esfuerzo normal máximo, dada en la ec. (81):

$$l = \frac{F \cdot n}{\sqrt{2} \cdot b \cdot S_y}$$

$$l = \frac{970 \text{ N} \cdot 1,5}{\sqrt{2} \cdot 4 \text{ mm} \cdot 248 \text{ N/mm}^2}$$

$$l_{ap} = 1,037 \text{ mm}$$

Se tiene una longitud pequeña, debido a que la transmisión del torque en ese punto es bajo; pero por cuestión del posicionamiento y aseguramiento de los elementos, seleccionaremos una longitud de 6 mm.

Tabla 41-4. Especificaciones de la chaveta para el eje IN – EV conexión D

Chaveta para el eje IN EV conexión D	
Material	Acero ASTM A 36
Tipo de chaveta	Cuadrada
Lado (b)	4 mm
Longitud	8 mm

Fuente: Autor

Para el cubo del chavetero tendrá las siguientes dimensiones:

Tabla 42-4. Especificaciones del cubo para el chavetero del eje IN EV sección D

Cubo para el chavetero eje IN – EV conexión D	
Material	Acero AISI/SAE 1045
Altura	30 mm
Ancho	30 mm
Espesor	8 mm

Fuente: Autor

4.14 Diseño de chavetas para la AD – ABD

4.14.1 Diseño de la chaveta para el eje AD - ABD conexión E. La chaveta será de cuadrada, para las dimensiones se tomó como referencia la norma DIN 6885-1. (ANEXO G-1)

$$h = 5 \text{ mm}$$

$$b = 5 \text{ mm}$$

$$F = \frac{2T}{d} \tag{75}$$

$$F = \frac{2 \cdot (32,5 \text{ Nm})}{0,020 \text{ m}}$$

$$F = 3250 \text{ N}$$

- Diseño por corte:

Con la teoría de falla Cortante máximo, y dada la ec. (78):

$$l = \frac{F \cdot n}{\sqrt{2} \cdot b \cdot 0,5 \cdot S_y} = \frac{3250 \text{ N} \cdot 1,5}{\sqrt{2} \cdot 4 \text{ mm} \cdot 0,5 \cdot 248 \text{ N/mm}^2}$$

$$l_c = 6,94 \text{ mm}$$

- Diseño por aplastamiento:

Con la teoría de falla Esfuerzo normal máximo, dada en la ec. (81):

$$l = \frac{F \cdot n}{\sqrt{2} \cdot b \cdot S_y} = \frac{3250 \text{ N} \cdot 1,5}{\sqrt{2} \cdot 4 \text{ mm} \cdot 248 \text{ N/mm}^2}$$

$$l_{ap} = 3,47 \text{ mm}$$

Las longitudes calculadas son muy pequeñas, para que sea posible su fabricación se elegirá una longitud de 10 mm.

Tabla 43-4. Especificaciones de la chaveta para el eje AD - ABD conexión E

Chaveta para el eje AD - ABD conexión E	
Material	Acero ASTM A36
Tipo de chaveta	Cuadrada
Lado (b)	5 mm
Longitud	10 mm

Fuente: Autor

Para el cubo del chavetero tendrá las siguientes dimensiones.

Tabla 44-4. Especificaciones del cubo para el chavetero del eje AD ABD conexión E

Cubo para el chavetero eje AD – ABD conexión E	
Material	Acero AISI/SAE 1045
largo	90 mm
Ancho	117 mm
Espesor	10 mm

Fuente: Autor

4.15 Estructuras y soportes

4.15.1 Estructura principal. En esta estructura se encuentran la mayoría de los elementos mecánicos como las chumaceras, rodamientos, ejes; si el diseño por rigidez de la estructura no cumpliera con los requisitos permisibles, estos elementos podrían sufrir las consecuencias, a causa del desalineamiento, lo que ocasionaría un desgaste excesivo; así que la rigidez y resistencia de la estructura principal debe cumplir de manera muy exitosa con los parámetros permisibles.

La estructura fue diseñada con perfil hueco de sección cuadrada, de 25 mm de lado y 2 mm de espesor.

en la tabla se indican las propiedades mecánicas del acero usado.

- *Material.* Acero ASTM A 500 Gr. A, detalles del material se ilustran en la tabla 45-4

Tabla 45-4. Especificaciones de la estructura principal

Estructura principal	
Perfil	Tubo estructural cuadrado
Lado	25 mm
Espesor	2,0 mm
Material	Acero ASTM A 500 Gr. A
Límite elástico	269 MPa
Resistencia última	310 MPa
Módulo de Young	210 GPa
Módulo de rigidez	81 GPa
Min. elongación en 50.8 mm	25%
Relación de Poisson	0,3

Fuente: (ANEXO G)

- *Soportes y cargas.* Las cargas que actúan son vivas; según el autor del libro de estructuras metálicas (MACCORMAC, 2000) menciona que:
 - o Cargas vivas: Son aquellas que pueden cambiar de lugar y magnitud.
 - o Cargas muertas: Son de magnitud constante que permanecen fijas en un mismo lugar. Estas son el peso propio de las estructuras de acero.

Las cargas están localizadas donde se montarán las chumaceras, ya que son los puntos de transmisión de la carga a la estructura. La carga total es el peso del paciente, que es de 1274 Newtons, aplicada 637 N en cada lado, como se observa en la fig. 83-4. Los apoyos son fijos y están distribuidos de esa forma ya la placa AD-ABD ocupa esas dimensiones en el ensamble de la máquina.

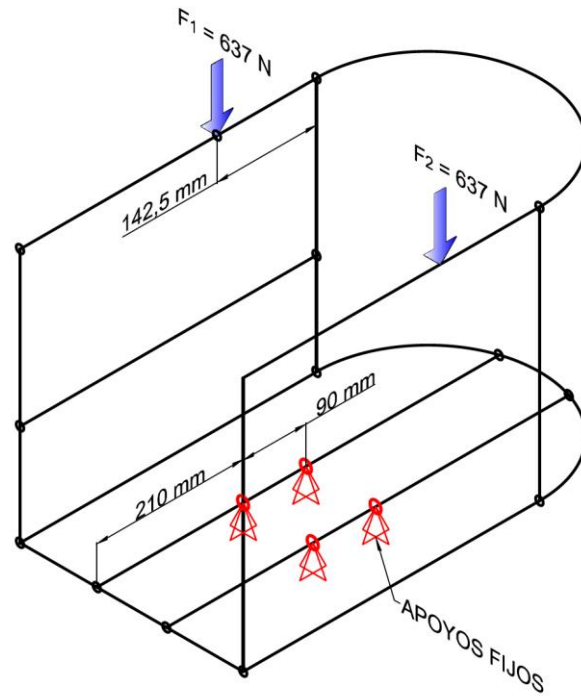


Figura 58-4. Soportes y cargas en la estructura principal

Fuente: Autor

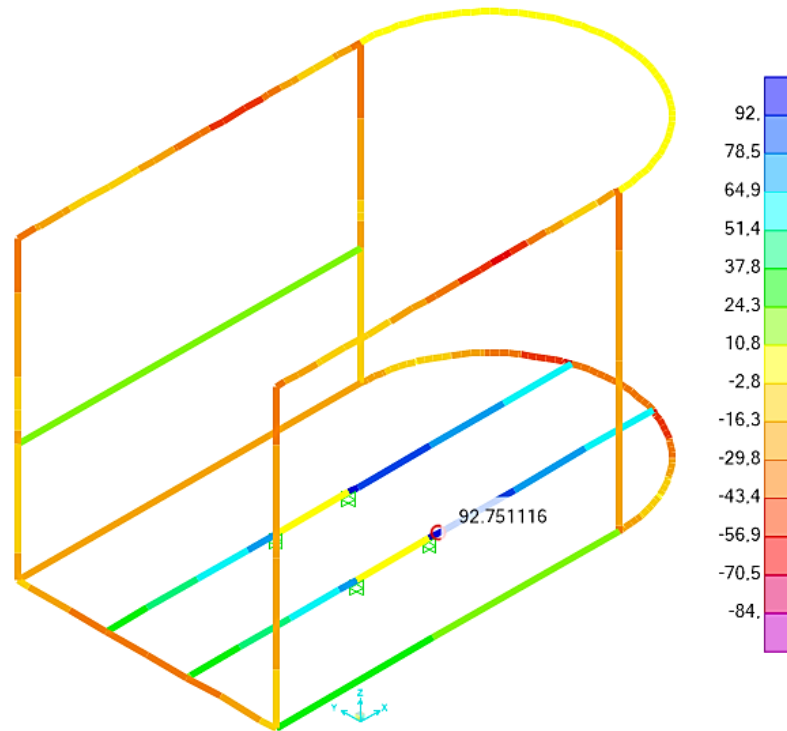


Figura 59-4. Simulación esfuerzo máximo [MPa] de la estructura principal

Fuente: Autor

La estructura principal tiene un esfuerzo máximo de 92,75 [MPa], el cual no ocasiona ningún inconveniente ya que el límite elástico del acero usado es de 269 [MPa].

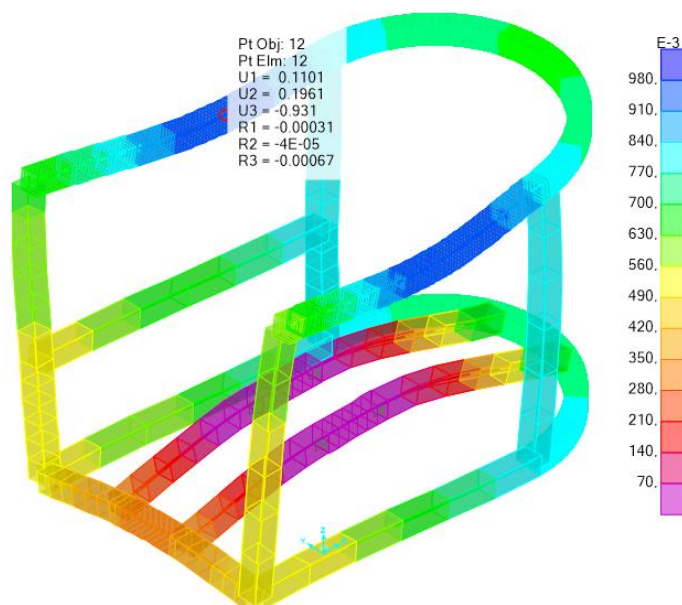


Figura 60-4. Simulación de la deformación [mm] de la estructura principal

Fuente: Autor

La deformación máxima que ocurre es de 0,98 [mm], y realizando un análisis de la deformación, la cual tiene que cumplir con la limitación proporcional establecida según algunas normas el software SAP2000.

- AISC: L/360
- SAP2000: L/240
- Otras fuentes: L/300

Verificando uno de los elementos más largos y críticos cuya longitud es de 550 mm y asumiendo como flecha tolerable L/360 obtenemos que la deformación permisible es:

$$\delta_{permisible} = \frac{L}{360} = \frac{550}{360} = 1,5277 \text{ mm}$$

Como el valor de la deformación en el elemento en la estructura es menor que el valor permisible se concluye que la estructura posee una rigidez apropiada.

4.15.2 Estructura base. La estructura base se construirá con perfiles huecos de sección cuadrada de 30 mm de lado y 2,5 mm de espesor, para su diseño se consideró las dimensiones de la chumacera AD-ABD y el diámetro de los pernos de ensamble.

Tabla 46-4. Especificaciones de la estructura base

Estructura base	
Perfil	Tubo estructural cuadrado
Lado	30 mm
Espesor	2 mm
Material	Acero ASTM A 500 Gr. A
Límite elástico (Sy)	269 MPa
Resistencia última (Sut)	310 MPa
Módulo de Young	210 GPa
Módulo de rigidez	81 GPa
Min. elongación en 50.8 mm	25%
Relación de Poisson	0,3

Fuente: (MATWEB)

4.15.3 Estructura interna y placa del pie

La estructura interna alojará al eje de IN – EV y la placa del pie; para su diseño se seleccionó tubería rectangular, basándonos principalmente en el diámetro del eje de IN EV, ya que la altura del perfil debe ser mayor a este diámetro. Para la placa del pie se utilizó aluminio, en la tabla 47-4 se muestran las especificaciones.

Tabla 47-4. Especificaciones de la estructura interna y placa del pie

Estructura interna	
Perfil	Tubo estructural rectangular
Lado	30 mm
Espesor	2 mm
Material	Acero ASTM A 500 Gr. A
Límite elástico	269 MPa
Resistencia última	310 MPa
Módulo de Young	210 GPa
Min. elongación en 50.8 mm	25%
Placa del pie	
Perfil	Plancha de aluminio
Espesor	6 mm
Material	AA110H14 LISA
Límite elástico	280 MPa
Resistencia última	310 MPa
Módulo de elasticidad	71000 MPa

Fuente: (MATWEB)

4.16 Diseño de la estructura de soporte

En base a los requerimientos básicos del cliente, y haciendo un complemento al diseño mecánico este equipo; se realizó el diseño mecánico de una estructura de asistencia para el paciente, de manera que ayude a ejecutar los ejercicios de rehabilitación en distintas posiciones. El paciente puede estar sentado en la silla de asistencia, o bien de pie asistido por un arnés de bipedestación o por las barandillas de asistencia.

El diseño geométrico de la estructura fue en base la antropometría del paciente en posición sentada y de pie, además considerando las dimensiones de las plataformas móviles. La altura de la percha, las barandillas de asistencia, el ancho y largo de la plataforma estacionaria que alojará a las plataformas móviles, fueron establecidas según los datos antropométricos máximos.

4.16.1 Perfilera y materiales. El diseño mecánico por rigidez y resistencia se realizó en SAP 2000; la perfilera utilizada fue tubería rectangular y circular de acero, en las siguientes tablas se detalla las especificaciones de los perfiles y las propiedades mecánicas de sección de los materiales.

Tabla 48-4. Materiales de los perfiles para la estructura de soporte

Material	E N/mm ²	G N/mm ²	Fy N/mm ²	Fu N/mm ²
Acero ASTM A500 Gr B42	199947,98	76903,07	289,58	399,9
Acero ASTM A500 Gr B46	199947,98	76903,07	317,16	399,9

Fuente: SAP 2000

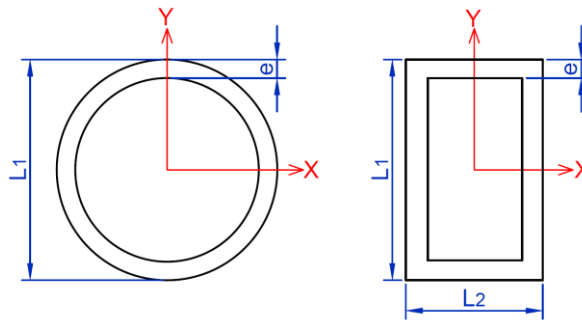


Figura 61-4. Esquema de las secciones transversales de los perfiles

Fuente: Autor

Tabla 49-4. Propiedades sección de los perfiles usados en SAP2000

Tubería estructural	Material	L1 mm	L2 mm	e mm	Ixx mm ⁴	Iyy mm ⁴	ASx mm ²	ASy mm ²
Circular 2''x1,5 mm	A500GrB42	50,8	-	1,5	70647	70647	116,2	116,2
Rectangular 30x50x2 mm	A500GrB46	50,0	30,0	2,	101605,3	45125,3	200,	120,
Rectangular 40x60x3 mm	A500GrB46	60,0	40,0	3,	273852,	143132,	360,	240,

Fuente: SAP 2000

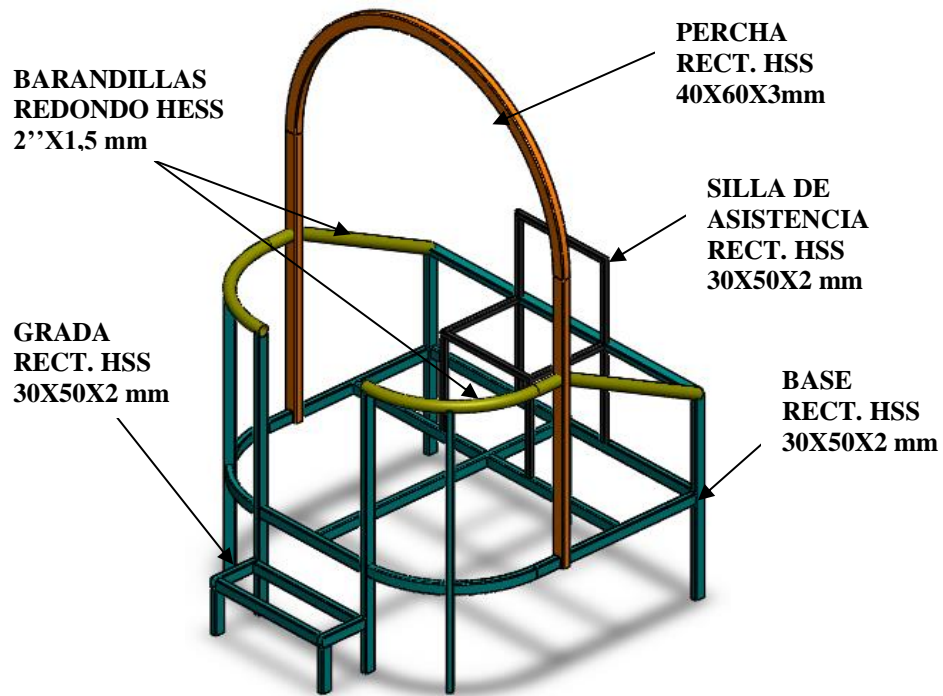


Figura 62-4. Modelo de la estructura de asistencia para el análisis en SAP 2000

Fuente: Autor

4.16.2 Asignación de cargas de diseño. Para la asignación de cargas, el parámetro de diseño fue únicamente el peso máximo del paciente (usuario) que es de 130 kgf (1274 N), se consideró como una carga viva, porque esta puede cambiar de magnitud y dirección; una carga muerta permanece constante y permanece fija en un mismo lugar.

En la figura 86-4 podemos visualizar los puntos de aplicación de las cargas, en los puntos 1 y 5 se aplicó una carga de 1274 N, mientras que en los puntos 2, 3, 4 de la silla se aplicó una carga de 425 N en cada punto, de igual manera en los puntos 6, 7 y 8 de la grada se aplicó una carga de 425 N.

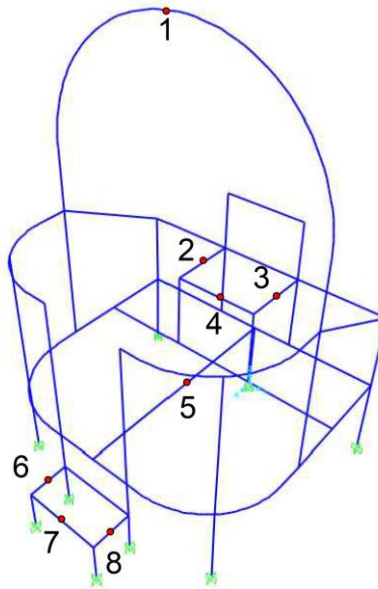


Figura 63-4. Puntos de aplicación de las cargas en la estructura de asistencia

Fuente: Autor

4.16.3 Análisis de rigidez. Para saber el límite de deformación permisible hacemos uso de la ec. (82), se seleccionó el elemento más crítico y el de mayor longitud

$$\delta_{\text{permisible}} = [L]/360 \quad (82)$$

$$\delta_{\text{permisible}} = 850/360$$

$$\delta_{\text{permisible}} = 2,36 \text{ mm}$$

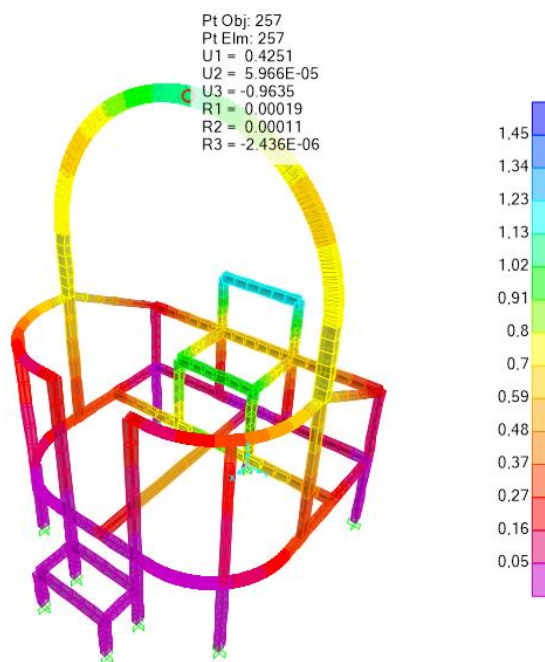


Figura 64-4. Simulación de la deformación de la estructura de asistencia

Fuente: Autor

La deformación máxima es de 0,9635 mm lo cual indica que se está en los límites permisibles, el diseño por rigidez es aceptable

4.16.4 Análisis por resistencia. Los esfuerzos en la estructura resultaron pequeños, el esfuerzo máximo es de 62,23 MPa, y límite de fluencia del material es de 317 MPa; por ende, ningún elemento falla de acuerdo a las cargas aplicadas. Los perfiles utilizados para la estructura son los adecuados.

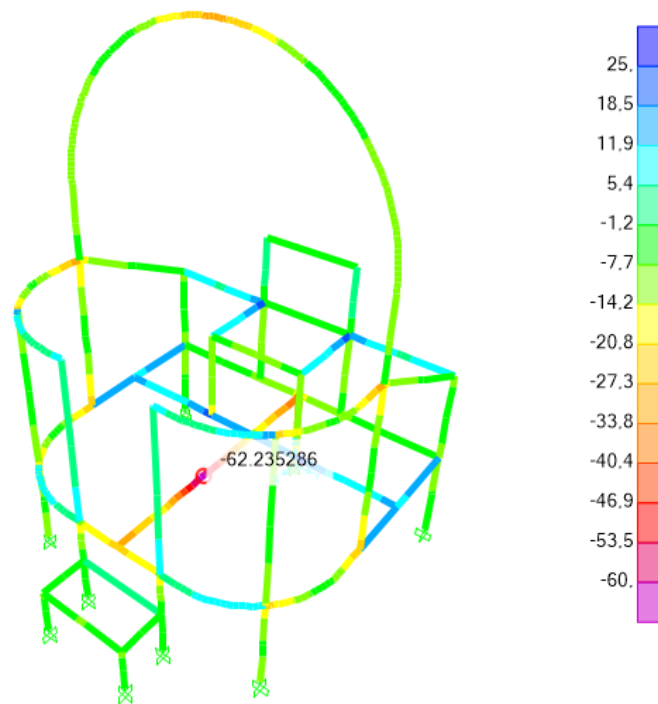


Figura 65-4. Esfuerzo equivalente de Von Misses en la estructura de asistencia

Fuente: Autor

4.17 Chapas metálicas y placas de soporte

Las chapas para las protecciones del sistema de transmisión por correas sincrónicas serán de plancha de acero galvanizado, y las chapas para los soportes de los servomotores serán de aluminio.

Tabla 50-4. Especificaciones de las chapas de protección y soporte

Chapas de protección transmisión por correas	
Perfil	Plancha de acero galvanizada
Calibre	17
Espesor	1,4 mm
Radio de pliegue	2,54 mm
Chapas de soporte de los servomotores	
Perfil	Plancha de aluminio
Calibre	10 mm
Espesor	3 mm
Radio de pliegue	3 mm

Fuente: Autor

Las placas para emperrar las bridas de la caja reductora de los servomotores con la estructura principal y estructura externa serán de placa de aluminio AA110H14 LISA de espesor 6 mm.

CAPÍTULO V

5 ANÁLISIS DE COSTOS

En el siguiente análisis se hará una estimación los costos que generará la construcción del equipo de rehabilitación; se realizará el estudio en base a los costos directos e indirectos a fin de obtener los costos totales.

5.1 Costos directos

Estos costos se asocian directamente con la construcción del equipo de rehabilitación: mano de obra, materiales, utilización de equipos, herramientas y transporte.

5.1.1 Costo de materiales. El costo es proporcional a las dimensiones utilizadas en la construcción cada elemento.

Tabla 1-5. Costo de materiales

Descripción	Unidad	Precio Unitario	Cantidad	Total
Anillo de retención ext.	U	3	2	6
Tuerca hexagonal bridada M8x1,25	U	0,3	8	2,4
Tuerca hexagonal bridada M6x1	U	0,23	9	2,07
Perno hexagonal bridado M6x1	U	0,4	12	4,8
Perno hexagonal bridado M5x0,8	U	0,35	8	2,8
Tornillo con ranura M5x0,8x10	U	0,13	4	0,52
Tuerca hexagonal 7/16 in-20UNF	U	0,25	4	1
Tuerca hexagonal 3/8 in-20UNF	U	0,23	8	1,84
Perno de cabeza hexagonal 7/16 in-20UNF-2,25 in	U	0,4	4	1,6
Perno de cabeza hexagonal 3/8 in-20UNF 2,25 in	U	0,33	8	2,64
Tornillo Allen M5x0,8x25	U	0,54	12	6,48
Tornillo Allen M4x0,7x12	U	0,48	10	4,8
Chaveta kennedy acero AISI 1018	U	3	2	6
Chaveta rectangulares ASTM A36	U	0,8	7	5,6
Servomotor IN-EV BMH0702T06A2A	U	379	1	379
Servomotor FD-FP BMH0703T16A2A	U	536	1	536
Servomotor AD-ABD BMH0701P06A2A	U	379	1	379
Caja reductora AD-ABD GBX 120040K	U	450	1	450
Caja reductora IN-EV GBX 120040K	U	450	1	450
Caja reductora FD-FP GBX 120060K	U	589	1	589
Chumacera de piso P17 RM (Rod. YAT203)	U	26,3	2	52,6
Chumacera de piso P20 RM (Rod. YAT203)	U	28,45	2	56,9

Tabla 1.5. (Continuación) Costo de materiales

Chumacera de pared FY25TF (Rod. YAT205)	U	30,75	1	30,75
Plancha de aluminio e=6mm	m2	54,42	0,32	17,41
Plancha de acero galvanizado e=1,5mm	m2	11,92	0,26	3,1
Patas de soporte	U	3,5	1	3,5
Tuerca hexagonal bridada M10x1,5	U	0,68	1	0,68
Perno hexagonal bridado M10x1,5x70	U	0,8	1	0,8
Rodamiento radial de bolas SKF 61800	U	13,75	2	27,5
Correa dentada SKF PHG 480-8M	U	7,8	1	7,8
Correa dentada SKF PHG 1040-8M	U	9,4	1	9,4
Plancha de aluminio e=3 mm	m2	27,21	0,28	7,62
Polea dentada PHP 28-8M-30RSB	U	20,4	2	40,8
Polea dentada PHP 40-8M-30RSB Dp=101,86 mm	U	25,3	2	50,6
barra redonda acero AISI 4140 Ø 35mm	kg	1,68	0,85	1,43
Barra redonda acero AISI 1045 Ø 40mm	kg	1,9	2,37	4,5
Barra cuadrada acero AISI 1045 40x40 mm	kg	2,68	3,12	8,36
Barra cuadrada acero AISI 1045 130x130 mm	Kg	5,2	0,4	2,08
Tornillos de fijación	U	0,24	2	0,48
Tubería estructural cuadrada 30x2,5 mm	m	3,2	1,43	4,58
Tubo estructural rect. ASTM A500 Gr. B 30x20x1,5 mm	m	1,66	1,14	1,89
Tubo estructural rect. ASTM A500 Gr. B 40x20x1,5 mm	m	1,67	1,66	2,77
Tubo estructural rect. ASTM A500 Gr. B 25x25x2 mm	m	1,37	6,07	8,32
				3175,42

Fuente: Autor

5.1.2 Costos de mano de obra. Para determinar el costo de la mano de obra se toma referencia el salario del sector sectorial metalmecánico, donde se determina los salarios mínimos de las diferentes categorías. (ANEXO H-1)

Tabla 2-5. Costos de mano de obra

Descripción	Categoría	Salario real/horas	Horas/hombre	Subtotal
Tornero	C1	2,43	22	53,46
Soldador	C1	2,43	18	43,74
Ayudante general	D2	2,41	15	36,15
				133,35

Fuente: Autor

5.1.3 Costos de equipos y herramientas. Se considera las horas de los equipos utilizados y sus respectivos precios con respecto del medio.

Tabla 3-5. Costos de máquinas y herramientas

Descripción	Costo/hora	Horas	Total
Amoladora	1,5	3	4,5
Baloradora automática	2	0,3	0,6
Cizalladora automática	1,5	2	3
Compresor	1,5	1,5	2,25
Cortadora de plasma	4,5	2	9
Dobladora automática	1,75	3	5,25
Fresadora	5,2	5	26
Herramientas menores	1	5	5
Limadora	3	5	15
Machuelos	0,8	4	3,2
Soldadora arco eléctrico	1,5	3	4,5
Soldadora TIG	4,5	4	18
Taladro de pedestal	1,75	2	3,5
Taladro manual	1,2	2	2,4
Torno	8,5	13	110,5
			217,2

Fuente: Autor

5.1.4 Costos de transporte. El costo del transporte del material es de 65 dólares; los materiales para la construcción del equipo para rehabilitación son de fácil adquisición.

5.1.5 Costo total directo. Es la suma de todos los costos como de materiales, mano de obra y equipos, nos dan el costo total directo utilizado en el equipo para rehabilitación física de tobillo.

Tabla 4-5. Costo total directo

Costo de materiales	3175,42
Costo de mano de obra	133,35
Costo de equipos y herramientas	217,2
Transporte	65
Total	3590,97

Fuente: Autor

5.2 Costos indirectos

Los costos indirectos están relacionados directamente con los costos ingenieriles: la supervisión y diseño del equipo de rehabilitación.

Tabla 5-5. Costos indirectos

Costos ingenieriles	Cantidad	Unidad	Precio Unitario	Precio Total
Supervisión	30	Horas	5,096	203,84
Diseño	20	Horas	5,096	152,88
				356,72

Fuente: Autor

5.2.1 Costos totales.

Es la suma total de los costos directos como indirectos utilizados en el equipo para rehabilitación física de tobillo.

Tabla 6-5. Costo total

Costos directos	3590,97
Costos indirectos	356,72
Costo total	3947,69

Fuente: Autor

6 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 Conclusiones

Se investigó y analizó el estado del arte, las diversas máquinas y equipos de rehabilitación de tobillo comerciales, como primer punto se concluye que, en nuestro país no contamos con el desarrollo de ninguna máquina para este tipo de rehabilitación; como segundo punto, con el análisis de competencias se concluye que la mayoría de las máquinas comerciales no ofrecen los rangos de movimiento completo de esta articulación; el equipo de rehabilitación diseñado cuenta con los rangos de movimiento máximos, lo cual en base a las entrevistas realizadas a los profesionales médicos es un punto importante, porque aumenta la versatilidad de nuestro equipo para el estiramiento articular.

Para determinar la voz del usuario se realizó entrevistas documentadas a profesionales médicos, las cuales fueron de enorme ayuda en el diseño conceptual, ya que se pudo optimizar al equipo de rehabilitación física de tobillo y dar otra funcionalidad: el entrenamiento del equilibrio, esta función adicional es una terapia para personas que han sufrido trastornos neurológicos, como accidentes cerebrovasculares, les ayuda a recuperar funciones neurológicas perdidas, basándose en el fundamento científico de la plasticidad neuronal.

La voz del usuario también fue crucial en la determinación de los parámetros de diseño, como la velocidad máxima para los movimientos, la cual fue de 50 rpm; en base a esto se logró seleccionar con criterio los servomotores.

Aplicando la metodología de la ingeniería concurrente principalmente el desarrollo de función de calidad y diseño modular, se logró realizar el diseño del concepto del equipo de rehabilitación, evaluando las alternativas de solución por el método de criterios ponderados, estableciendo que la mejor alternativa fue por medio del mecanismo de plataformas internas y externas, transmisión de movimiento por correas sincrónicas y engranes cónicos rectos, accionadas por servomotores.

La máquina se diseñó para un usuario con peso de 130 kgf, debido a que las personas con sobrepeso son más propensas a tener problemas articulares, como lesiones en el tobillo; efectúa los 3 movimientos de la articulación del tobillo, que es la flexión dorsal/plantar, inversión/eversión y aducción/abducción, cumple satisfactoriamente con los rangos máximos de movilidad, FD/FP = $50^{\circ}/30^{\circ}$, IN/EV = $30^{\circ}/20^{\circ}$ y AD/ABD = $26^{\circ}/36^{\circ}$, de acuerdo a la voz del cliente.

Con la simulación cinemática y cinética en ADAMS del modelo del equipo se determinó de manera confiable las cargas críticas que se generaron en los elementos mecánicos, realizando la simulación en ADAMS; cuando el modelo ejecute en el software un ciclo de movimiento extremo, que sería, una combinación de los tres movimientos FD-FP, IN-EV, y AD-ABD, desplazándose a sus rangos máximos de movilidad y a la máxima velocidad de rehabilitación que fue establecida por el cliente, que es de 50rpm.

Trabajar con Adams y Ansys en el diseño mecánico de manera conjunta se logra mejores resultados que usarlos individualmente, mejoran el diseño, haciéndolo más confiable y optimizando el tiempo.

La estimación del costo se lo realizó con materiales disponibles en el mercado nacional, de igual manera, el costo de mano de obra se realizó en base a los salarios mínimos sectoriales del Ecuador del año 2017; se estimó un costo de 3947,69 \$; el cual lo domina los precios de los servomotores y cajas reductoras.

6.2 Recomendaciones

Continuar con la siguiente etapa: el diseño del control y construcción del equipo de rehabilitación física.

Añadir a la placa del pie un mecanismo de posicionamiento y aseguramiento ajustable, y como se dijo anteriormente la mejor alternativa es mediante correas.

Seleccionar el arnés de bipedestación de manera que se pueda efectuar la rehabilitación del equilibrio y coordinación con la estructura de asistencia.

Para la rehabilitación en posición sentada, es recomendable tener una silla con elevación ajustable, debido a la diversidad de estaturas de los pacientes, y para controlar el ángulo de posición del pie, respecto a la plataforma.

Para este equipo se recomienda también una interfaz gráfica para que el usuario pueda interactuar su rehabilitación mediante videojuegos, ya que muchas de las máquinas, comerciales únicamente inducen los movimientos de rehabilitación al tobillo, pero pocas tienen el objetivo de hacer divertida la rehabilitación.

Como complemento fundamental de todo análisis realizado en software se recomienda realizar las correspondientes validaciones de los resultados obtenidos, en este caso se recomienda la validación mediante cálculos analíticos o ensayos mecánicos, la rigidez de la estructura de asistencia del paciente, la estructura principal y la estructura base; y así confirmar que la deformación está satisfactoriamente en los límites permisibles.

BIBLIOGRAFÍA

AGUIRRE LEON, Emiliano Eusebio. & CEVALLOS RODRIGUEZ, Daniel Francisco. Diseño mecánico estructural de un exoesqueleto orientado a la rehabilitación para extremidades inferiores de pacientes masculinos de edad productiva en la ciudad de Riobamba [En línea] (Trabajo de titulación) (Pregrado). Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Facultad de Mecánica, Escuela de Ingeniería Mecánica, Riobamba, Ecuador. 2017. pp. 73-75. [Consulta: 2017-09-20]. Disponible en: <http://dspace.esoch.edu.ec/bitstream/123456789/6721/1/15T00660.pdf>

ASENSIO GARCÍA, Rosario. Implicaciones médico-legales en fisioterapia de la patología del tobillo. [En línea] (Trabajo de titulación) (Doctorado). Universidad Miguel Hernández, Facultad de Medicina, Departamento de patología y cirugía. España. 2013. pp. 37-40. [Consulta: 2017-09-15] Disponible en: <http://dspace.umh.es/bitstream/11000/1604/7/Tesis%2026-12-13.pdf>

ASTM A 500 – 03A, 2003. *Cold-Formed Welded and Seamless Carbon Steel Structural.*

BECEIRO, J. & MONTULL, S. "Fisiopatología de la rigidez articular : bases para su prevención", *Fisioterapia* [en línea], 2007, (España) 29 (2), pp. 90-8. [Consulta: 2017-09-15] ISSN 0211-5638. Disponible en: [http://dx.doi.org/10.1016/S0211-5638\(07\)74419-X](http://dx.doi.org/10.1016/S0211-5638(07)74419-X).

BICKENBACH, J. "The World Report on Disability". *Disability & Society* [en línea], 2011, (Inglaterra) 26 (5), pp. 655-658. [Consulta: 08-12-2017]. ISSN 0968-7599. Disponible en: <http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/09687599.2011.589198>.

BLANCO ORTEGA, A.; et al. "Máquina de Rehabilitación de Tobillo: prototipo virtual y físico". *X Congreso Internacional sobre Innovación y Desarrollo Tecnológico CIINDET* [en línea], 2013 (México), pp. 7. [Consulta: 08-12-2017], Disponible en: http://www.academia.edu/20393667/M%C3%A1quina_de_Rehabilitaci%C3%B3n_de_Tobillo_prototipo_virtual_y_f%C3%ADsico

BLANCO ORTEGA, A.; et al. "Control of a virtual prototype of an ankle rehabilitation machine". *Rev. Fac. Ing. Uni. Antioquia [en línea]*, 2013 (Colombia) 67 (1), pp. 183-196. [Consulta: 07-05-2017] ISSN 0120-6230. Disponible en: http://www.scielo.org.co/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0120-62302013000200016

BROCKETT, C.L. & CHAPMAN, G.J. "Biomechanics of the ankle". *Orthopaedics and Trauma* [en línea], 2016, (Leeds, Inglaterra) 30 (3), pp. 232-238. [Consulta: 07-05-2017]. ISSN 18771335. Disponible en: <http://dx.doi.org/10.1016/j.morth.2016.04.015>.

CASTAÑO, J. "Plasticidad neuronal y las bases científicas de la neurohabilitación". *Revista de neurología* [en línea], 2002, (Buenos Aires, Argentina) 34 (1), pp. 130-135. [Consulta: 07-05-2017]. ISSN 02100010. Disponible en: <http://adasecperu.org/adasecpro/files/26.pdf>

CERNA SOTO, Diego Augusto. Diseño mecánico de un equipo para la rehabilitación de la movilidad del tobillo empleando un mecanismo paralelo [en línea] (Trabajo de titulación) (Pregrado). Pontificia Universidad Católica Del Perú. (Lima - Perú), 2016. pp. 35-40. [Consulta: 01-06-2017] Disponible en: <https://pdfs.semanticscholar.org/9481/ec216451abf34ac3931b6c98926a0ca56c50.pdf>.

CHAITOW, L. & DELANY, J.W. "Aplicación clínica de técnicas neuromusculares". *Chaitow de terapias manuales* [en línea], 2009, (Londres- Reino Unido) 2(1), pp. 20-25. [Consulta: 01-06-2017]. ISBN 9788480864374. Disponible en: <https://www.journals.elsevier.com/rehabilitacion>

DIJKSTRA, E.J. & GUTIERREZ-FAREWIK, E.M. Computation of ground reaction force using Zero Moment Point. *Journal of Biomechanics* [en línea], 2015, (Estados Unidos) vol. 48, no. 14, pp. 3776-3781. [Consulta: 01-06-2017]. Disponible en: <http://dx.doi.org/10.1016/j.jbiomech.2015.08.027>.

PAVEL LOEZA, Magaña. "Introducción a la rehabilitación robótica". *Revista Mexicana de Medicina Física y Rehabilitación* [en línea], 2015, (México) vol. 27, no. 2, pp. 44-48. [Consulta: 07-06-2017]. Disponible en: <http://www.medigraphic.com/pdfs/fisica/mf-2015/mf152c.pdf>.

FARJADIAN, A.B.; et al. "Virtually interfaced robotic ankle and balance trainer". *Proceedings - IEEE International Conference on Robotics and Automation*, 2014, (Estados Unidos) pp. 228-233, [Consulta: 12-06-2017]. ISSN 10504729.

GIRONE, M.; et al. "Orthopedic rehabilitation using the rutgers ankle interface". *Studies in Health Technology and Informatics*, 2000, (Estados Unidos) vol. 70, pp. 89-95, [Consulta: 14-07-2017]. ISSN 09269630.

GURUMETA, F. " Lesiones y tratamientos". *Columna y Traumatología*, 2015.

GUZMÁN VALDIVIA, C.H.; et al. "Ingeniería mecánica, tecnología y desarrollo". *Sociedad Mexicana de Ingeniería Mecánica*, [en línea], 2013 [Consulta: 02-08-2017]. Disponible en: http://www.scielo.org.mx/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1665-73812014000200003.

HERNANDEZ MUELA S. & MULAS, F. "Functional neuronal plasticity". *Revista de neurología* [en línea], 2004 38 (1), pp. 58-68. ISSN 0210-0010. [Consulta: 02-08-2017] Disponible en: <http://www.ncbi.nlm.nih.gov/pubmed/15011156>.

HOMMA, K. & USUBA, M. "Development of Ankle Dorsiflexion/Plantarflexion Exercise Device with Passive Mechanical Joint". *2007 IEEE 10th International Conference on Rehabilitation Robotics* [en línea]. 2007, pp. 292-297. [Consulta: 8 diciembre 2017]. Disponible en: <http://ieeexplore.ieee.org/document/4428440/>.

JUNGWON, Y.; et al. "Control of The Rutgers Ankle Rehabilitation Interface". *Proceedings of IMECE2002 ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition November 17-22, 2002 (New Orleans, Louisiana)*, pp. 1-8. [Consulta: 8 diciembre 2017], Disponible en: http://www.ti.rutgers.edu/publications/papers/2002_ASME.pdf.

KANTOR, D. "Accidente cerebrovascular". *MedlinePlus* [en línea]. 2015. Disponible en: <https://medlineplus.gov/spanish/ency/article/000726.htm>.

KWAKKEL, S.P.; et al. "Foot and Ankle Kinematics During Gait Using Foot Mounted Inertial System". *Current* [en línea], 2007, pp. 22-24. Disponible en: http://www.sidkwakkel.com/downloads/sKwakkelEtAl2007_IONNTM07.pdf.

LIU, G.; ET AL. "Design and kinematics simulation of parallel robots for ankle rehabilitation". *Proceedings of the 2006 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation, 2006 (Estados Unidos)*

MERREL, N. "The Rutgers Ankle Robotic Interface". *New Jersey Monthly* [en línea], 2009, Disponible en: <https://njmonthly.com/articles/jersey-living/rutgers-ankle-robot/>.

MONTEAGUDO DE LA ROSA, M. & VILLARDEFrancos, G.S. "Artrodesis frente a artroplastia en el tobillo traumático". *MC Medical*, 2007, 15, pp. 119-124.

MORENO ZAMBRANO, D.; et al. "Enfermedad Cerebrovascular en el Ecuador: Análisis de los Últimos 25 Años de Mortalidad, Realidad Actual y Recomendaciones". *Revista Ecuatoriana De Neurología*, 2016 (Ecuador) 25 (1), pp. 17-20.

MOTT, R. *Diseño de elementos de máquinas*. 4ta ed. México: Pearson Education, 2006, pp. 325-330

MSP, *Encuesta Nacional de Salud y Nutrición 2012*. 1. Quito: El Telégrafo, 2014, ISBN 9789942076595.

NORDIN, M. & FRANKEL, V. *Biomecánica Básica del Sistema Muscoloesquelético*. 3. España: McGraw-Hill/Interamericana de España, 2001, ISBN 0683302477.

OMS | "Obesidad y sobrepeso". *WHO* [en línea], 2017. [Consulta: 8 diciembre 2017]. Disponible en: <http://www.who.int/mediacentre/factsheets/fs311/es/>.

ORTEGA, A.B.; et al. "Robot paralelo para rehabilitación asistida de tobillo". *X Congreso Internacional sobre Innovación y Desarrollo Tecnológico (CIINDET'13)*, 2013, pp. 1-6.

PARK, Y.L.; et al. "Bio-inspired active soft orthotic device for ankle foot pathologies". *IEEE International Conference on Intelligent Robots and Systems*, 2011, pp. 4488-4495. ISSN 2153-0858.

PFEIFFER, R.P. & MANGUS, B.C. *Las Lesiones Deportivas* [en línea]. 2da ed. Badalona: Paidotribo, 2005, ISBN 9788480199087, [Consulta: 02-08-2017], Disponible en: <http://www.cto-am.com/hombro.htm>.

ROSERO G, E.E. & MARTÍNEZ D, R. "Diseño y construcción de una máquina de movimiento pasivo-continuo". *Ciencia y Tecnología*, 2016, 3, pp. 56-64.

SALAZAR LÓPEZ, B. "Ingeniería concurrente". *Ingeniería industrial online.com* [en línea]. 2016, [Consulta: 12 diciembre 2017], Disponible en: <https://www.ingenieriaindustrialonline.com/herramientas-para-el-ingeniero-industrial/procesos-industriales/ingenieria-concurrente/>.

SALTER, R.B. History of rest and motion and the scientific basis for early continuous passive motion. 1996 , 12, pp. 2-5.

SANCHIS-SALES, E.; et al. "Análisis cinético y cinemático de las articulaciones del mediopié durante la marcha en sujetos sanos: consideraciones clínicas". *Revista Española de Podología* [en línea], 2016 (España) 27 (2), pp. 59-65. Disponible en: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0210123816300366>.

SOUS SÁNCHEZ, J.O.; et al. "Bases Biomecánicas del Tobillo". *Canarias Médica Y Quirúrgica* [en línea], 2011, 8 (24), pp. 13-20, [Consulta: 12 diciembre 2017]. Disponible en: http://repositorio.ulpgc.es/bitstream/10553/5753/1/0514198_00024_0002.pdf.

STEINER, W.A.; et al. "Use of the ICF model as a clinical problem-solving tool in physical therapy and rehabilitation medicine". *Physical therapy* [en línea], 2002 (Estados Unidos) 82 (11), pp. 1098-107. [Consulta: 8 diciembre 2017]. ISSN 0031-9023. Disponible en: <http://www.ncbi.nlm.nih.gov/pubmed/12405874>.

VACQUERIE, V. "Esguince del tobillo del niño y del adolescente". *EMC - Podología* [en línea], 2015, (México) 17(1), pp. 1-8. [Consulta: 8 diciembre 2017], Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1762827X14697534>.

VOEGELI, A.V. "Anatomía funcional y biomecánica del tobillo y el pie". *Revista española de reumatología: Órgano Oficial de la Sociedad Española de Reumatología* [en línea], 2003 (España) 30 (9), pp. 469-477. [Consulta: 04 agosto 2017], Disponible en: <http://www.elsevier.es/es-revista-revista-espanola-reumatologia-29-articulo-anatomia-funcional-biomecanica-del-tobillo-13055077>.

WANG, C. & FANG, Y. "Design and Kinematical Performance Analysis of a 3- RR Redundantly Actuated Parallel Mechanism for Ankle Rehabilitation". *Journal of Mechanisms and Robotics* [en línea], 2013 5 (4), pp. 41003. [Consulta: 16 agosto 2017], Disponible en: <http://mechanismsrobotics.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?doi=10.1115/1.4024736>.

WHO (WORLD HEALTH ORGANIZATION), 2011. "World report on disability". *American journal of physical medicine rehabilitation Association of Academic Physiatrists* [en línea], 2011, 91, pp. 549. ISSN 1353-8047. [Consulta: 16 septiembre2017], Disponible en: <http://www.ncbi.nlm.nih.gov/pubmed/22726850>.