



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO**  
**FACULTAD DE MECÁNICA**  
**CARRERA MECÁNICA**

**DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE  
ACCIONAMIENTO DEL PÉNDULO PARA PRUEBAS DE  
IMPACTO DE LA FACULTAD DE MECÁNICA**

**Trabajo de Integración Curricular**

Tipo: Proyecto Técnico

Presentado para optar al grado académico de:

**INGENIERO MECÁNICO**

**AUTORES:**

ANDRES PATRICIO ESCALANTE CASTILLO

CRISTIAN GEOVANNY CASA CHIMBA

Riobamba – Ecuador

2022



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO**  
**FACULTAD DE MECÁNICA**  
**CARRERA MECÁNICA**

**DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE  
ACCIONAMIENTO DEL PÉNDULO PARA PRUEBAS DE  
IMPACTO DE LA FACULTAD DE MECÁNICA**

**Trabajo de Integración Curricular**

Tipo: Proyecto Técnico

Presentado para optar al grado académico de:

**INGENIERO MECÁNICO**

**AUTORES:** ANDRES PATRICIO ESCALANTE CASTILLO

CRISTIAN GEOVANNY CASA CHIMBA

**DIRECTOR:** Ing. SANTIAGO ALEJANDRO LÓPEZ ORTIZ, MSc.

Riobamba – Ecuador

2022

**© 2022, Andrés Patricio Escalante Castillo & Cristian Geovanny Casa Chimba**

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento, incluyendo cita bibliográfica del documento, siempre y cuando se reconozca el Derecho de los Autores.

Nosotros, ANDRÉS PATRICIO ESCALANTE CASTILLO y CRISTIAN GEOVANNY CASA CHIMBA, declaramos que el presente Trabajo de Integración Curricular es de nuestra autoría y los resultados del mismo son auténticos. Los textos en el documento que provienen de otras fuentes están debidamente citados y referenciados.

Como autores asumimos la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este Trabajo de Integración Curricular; el patrimonio intelectual pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Riobamba, 22 de diciembre del 2022



**Andrés Patricio Escalante Castillo**  
**C.I.: 050329328-4**



**Cristian Geovanny Casa Chimba**  
**C.I: 180542953-5**

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO**  
**FACULTAD DE MECÁNICA**  
**CARRERA MECÁNICA**

El Tribunal del Trabajo de Integración Curricular certifica que: El Trabajo de Integración Curricular; Tipo: Proyecto Técnico, **DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO PARA EL PÉNDULO DE PRUEBAS DE IMPACTO DE LA FACULTAD DE MECÁNICA**, realizado por los señores: **ANDRÉS PATRICIO ESCALANTE CASTILLO Y CRISTIAN GEOVANNY CASA CHIMBA**, ha sido minuciosamente revisado por los Miembros del Trabajo de Integración Curricular, el mismo que cumple con los requisitos científicos, técnicos, legales, en tal virtud el Tribunal autoriza su presentación.

	<b>FIRMA</b>	<b>FECHA</b>
Ing. Edwin Fernando Viteri Núñez, MSc. <b>PRESIDENTE DEL TRIBUNAL</b>	 _____	2022-12-22
Ing. Santiago Alejandro López Ortiz, MSc. <b>DIRECTOR DEL TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR</b>	 _____	2022-12-22
Ing. Jorge Isaías Caicedo Reyes, MSc. <b>ASESOR DEL TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR</b>	 _____	2022-12-22

## **DEDICATORIA**

A mi madre Merci, mi hermano Dennis, mi sobrina Emilia y a mi novia Cinthya, por ser mi fortaleza y motivo de superación día a día.

Andrés

A Dios por darme la vida y la salud para seguir adelante, a mis padres y mi hermana por su constante apoyo, a mis abuelos, tíos, tías, amigos y hermanos quienes me han brindado sus consejos y ayuda en todo momento. Hoy que estoy por concluir mis estudios les dedico este logro a todos ustedes.

Cristian

## **AGRADECIMIENTO**

A mis maestros de la Carrera de Mecánica por formar con su conocimiento a un hombre listo para trabajar por el bien común y por el bien del Ecuador.

Andrés

A Dios por la vida y las fuerzas que me regala para seguir adelante, a mis padres y mi hermana por ser el motor que me impulsa a lograr mis metas y propósitos, a mis abuelos, tíos, tías, amigos y hermanos que han estado siempre conmigo en las buenas y en las malas brindándome su apoyo, a la familia pastoral, hermanos y amigos de la IEAN Jesús Saquisilí por sus constantes oraciones y consejos. Les quedo muy agradecido a cada uno de ustedes por motivarme a lograr esta meta en mi vida.

Cristian

## ÍNDICE DE CONTENIDO

ÍNDICE DE TABLAS.....	xiii
ÍNDICE DE ILUSTRACIONES .....	xv
ÍNDICE DE ANEXOS .....	xix
RESUMEN .....	xx
SUMMARY .....	xxi
INTRODUCCIÓN .....	1

### CAPÍTULO I

1.	DIAGNÓSTICO DEL PROBLEMA .....	2
1.1.	Antecedentes .....	2
1.2.	Delimitación .....	3
1.2.1.	<i>Delimitación espacial</i> .....	3
1.2.2.	<i>Delimitación sectorial</i> .....	3
1.2.3.	<i>Delimitación temporal</i> .....	4
1.3.	Formulación del problema.....	4
1.4.	Objetivos .....	4
1.4.1.	<i>Objetivo general</i> .....	4
1.4.2.	<i>Objetivos específicos</i> .....	4

### CAPÍTULO II

2.	FUNDAMENTO TEÓRICO .....	6
2.1.	Definiciones preliminares.....	6
2.1.1.	<i>Norma ECE R29</i> .....	6
2.1.2.	<i>Péndulo para pruebas de impacto</i> .....	7
2.1.3.	<i>Norma UNE EN 1317</i> .....	8
2.1.4.	<i>Resistencia de materiales y rigidez</i> .....	10
2.1.4.1.	<i>Esfuerzo axial</i> .....	10
2.1.4.2.	<i>Esfuerzo cortante</i> .....	10
2.1.4.3.	<i>Esfuerzo de torsión</i> .....	11
2.1.4.4.	<i>Estado tensional</i> .....	11
2.1.4.5.	<i>Esfuerzo equivalente de Von Misses</i> .....	12

2.1.4.6.	<i>Deformación</i> .....	12
2.1.5.	<b><i>Diseño asistido por computadora (CAD)</i></b> .....	13
2.1.5.1.	<i>SolidWorks</i> .....	13
2.1.6.	<b><i>Método del elemento finito (MEF)</i></b> .....	13
2.1.6.1.	<i>Ansys Workbench</i> .....	14
2.1.7.	<b>Norma AISC 360-10</b> .....	15
2.2.	<b>Sistemas de elevación de cargas</b> .....	15
2.2.1.	<b><i>Tipos de sistemas elevadores de carga</i></b> .....	15
2.2.1.1.	<i>Sistemas mecánicos de elevación</i> .....	15
2.2.1.2.	<i>Sistemas electromecánicos de elevación</i> .....	16
2.2.1.3.	<i>Sistemas hidráulicos de elevación</i> .....	16
2.2.2.	<b><i>Sistema de cabrestante</i></b> .....	17
2.2.3.	<b><i>Cable de acero</i></b> .....	17
2.2.3.1.	<i>Elementos de un cable de acero</i> .....	18
2.2.3.2.	<i>Nomenclatura de los cables de acero</i> .....	18
2.2.3.3.	<i>Tipos de torsión</i> .....	19
2.2.3.4.	<i>Terminación superficial</i> .....	20
2.2.3.5.	<i>Lubricación</i> .....	20
2.2.3.6.	<i>Determinación del sentido de arrollamiento del cable en el tambor</i> .....	20
2.2.4.	<b>Puente Grúa</b> .....	21
2.3.	<b>Dispositivos de sujeción y liberación de cargas</b> .....	21
2.3.1.	<b><i>Tipos de elementos de suspensión de carga</i></b> .....	21
2.3.1.1.	<i>Gancho</i> .....	21
2.3.1.2.	<i>Cucharón</i> .....	22
2.3.1.3.	<i>Spreader</i> .....	22
2.3.1.4.	<i>Pinza de elevación</i> .....	23
2.3.1.5.	<i>Electroimán</i> .....	23
2.3.2.	<b><i>Ganchos de liberación para botes</i></b> .....	24
2.4.	<b>Sistemas de transmisión de potencia</b> .....	26
2.4.1.	<b><i>Selección de motores eléctricos</i></b> .....	26
2.4.1.1.	<i>Potencia</i> .....	26
2.4.1.2.	<i>Velocidad</i> .....	26
2.4.1.3.	<i>Voltaje y frecuencia</i> .....	27
2.4.1.4.	<i>Tamaño y forma constructiva</i> .....	27
2.4.1.5.	<i>Hermeticidad</i> .....	27
2.4.1.6.	<i>Condiciones de servicio</i> .....	27

<b>2.4.2.</b>	<b><i>Transmisión por correas</i></b> .....	27
<b>2.4.2.1.</b>	<i>Correas</i> .....	28
<b>2.4.2.2.</b>	<i>Poleas</i> .....	28
<b>2.4.2.3.</b>	<i>Dispositivos tensores</i> .....	29
<b>2.4.3.</b>	<b><i>Transmisión por cadenas</i></b> .....	29
<b>2.4.4.</b>	<b><i>Transmisión por engranajes</i></b> .....	30
<b>2.4.4.1.</b>	<i>Engranajes de dientes rectos</i> .....	30
<b>2.4.4.2.</b>	<i>Engranajes de dientes helicoidales</i> .....	31
<b>2.4.4.3.</b>	<i>Tornillo sin fin y corona</i> .....	31
<b>2.5.</b>	<b>Diseño instalación y seguridad de equipos de izaje en la industria</b> .....	31
<b>2.5.1.</b>	<b><i>Códigos y normativa aplicable</i></b> .....	32
<b>2.5.2.</b>	<b><i>Norma ASME B 30</i></b> .....	32
<b>2.5.3.</b>	<b><i>Norma UNE-EN 60204-1</i></b> .....	32
<b>2.5.4.</b>	<b><i>Decreto Ejecutivo 2393 -19860</i></b> .....	32
<b>2.6.</b>	<b>Norma DIN VDI</b> .....	33
<b>2.6.1.</b>	<b><i>DIN VDI 2225 Parte 4 Metodología de diseño para proyectos de ingeniería</i></b> .....	33
<b>2.6.1.1.</b>	<b><i>Lista de exigencias del proyecto</i></b> .....	33

### **CAPÍTULO III**

<b>3.</b>	<b>MARCO METODOLÓGICO</b> .....	35
<b>3.1.</b>	<b>Definición del producto</b> .....	35
<b>3.1.1.</b>	<b><i>Especificaciones del equipo</i></b> .....	35
<b>3.1.1.1.</b>	<b><i>Lista de exigencias</i></b> .....	35
<b>3.2.</b>	<b>Diseño conceptual</b> .....	37
<b>3.2.1.</b>	<b><i>Estructura de funciones</i></b> .....	37
<b>3.2.1.1.</b>	<b><i>Descripción de las funciones</i></b> .....	38
<b>3.2.2.</b>	<b><i>Matriz morfológica</i></b> .....	39
<b>3.2.3.</b>	<b><i>Conceptos de solución</i></b> .....	41
<b>3.2.3.1.</b>	<b><i>Alternativa de solución 1: Moto-reductor, embrague cónico, control inalámbrico</i></b> ..	41
<b>3.2.3.2.</b>	<b><i>Alternativa de solución 2: Sistema de cabrestante y gancho para liberación rápida de carga</i></b> .....	41
<b>3.2.3.3.</b>	<b><i>Alternativa de solución 3: Teclé manual, electroimán con mando alámbrico</i></b> .....	42
<b>3.2.3.4.</b>	<b><i>Alternativa de solución 4: Teclé eléctrico, electroimán con mando alámbrico</i></b> .....	42
<b>3.2.4.</b>	<b><i>Evaluación de las alternativas de solución</i></b> .....	43
<b>3.2.4.1.</b>	<b><i>Evaluación técnica</i></b> .....	43

3.2.4.2.	<i>Evaluación económica</i> .....	44
3.2.4.3.	<i>Resultados de la evaluación técnica y económica</i> .....	45
3.2.5.	<i>Descripción del sistema de accionamiento</i> .....	45
3.2.6.	<i>Procedimiento de cálculo del sistema de accionamiento</i> .....	46
3.3.	<b>Diseño del sistema de elevación</b> .....	48
3.3.1.	<i>Cálculos generales</i> .....	48
3.3.1.1.	<i>Determinación de la tensión en el cable</i> .....	48
3.3.1.2.	<i>Determinación de la velocidad de elevación del sistema de cabrestante</i> .....	51
3.3.2.	<i>Selección del cable de acero</i> .....	52
3.3.3.	<i>Diseño del tambor</i> .....	55
3.3.3.1.	<i>Dimensionamiento</i> .....	56
3.3.3.2.	<i>Cálculo de esfuerzos y factor de seguridad</i> .....	56
3.3.3.3.	<i>Diseño del árbol de transmisión del tambor</i> .....	61
3.3.3.4.	<i>Selección de rodamientos y apoyos</i> .....	64
3.3.4.	<i>Selección del motor</i> .....	66
3.3.5.	<i>Selección de la transmisión por bandas</i> .....	67
3.3.6.	<i>Selección de la caja reductora de velocidad</i> .....	70
3.3.7.	<i>Sistema eléctrico del cabrestante</i> .....	72
3.3.7.1.	<i>Tablero eléctrico de control</i> .....	72
3.3.7.2.	<i>Instalación eléctrica</i> .....	74
3.4.	<b>Diseño del bastidor</b> .....	75
3.4.1.	<i>Diseño de unión emperrada</i> .....	76
3.4.2.	<i>Resistencia del bastidor mediante MEF</i> .....	82
3.4.2.1.	<i>Modelo geométrico</i> .....	82
3.4.2.2.	<i>Configuración del material</i> .....	82
3.4.2.3.	<i>Mallado y calidad de malla</i> .....	83
3.4.2.4.	<i>Condiciones de contorno</i> .....	84
3.4.2.5.	<i>Condiciones de carga</i> .....	84
3.4.2.6.	<i>Esfuerzo de Von-Misses</i> .....	85
3.4.2.7.	<i>Factor de Seguridad</i> .....	86
3.5.	<b>Diseño del dispositivo mecánico de liberación de carga</b> .....	86
3.5.1.	<i>Mecanismo de liberación</i> .....	87
3.5.1.1.	<i>Tipo de mecanismo del gancho</i> .....	87
3.5.1.2.	<i>Geometría del gancho</i> .....	88
3.5.1.3.	<i>Material</i> .....	89
3.5.2.	<i>Diseño del gancho de liberación mediante MEF</i> .....	90

3.5.2.1.	<i>Modelado geométrico</i> .....	90
3.5.2.2.	<i>Configuración del material</i> .....	91
3.5.2.3.	<i>Mallado y calidad de malla</i> .....	91
3.5.2.4.	<i>Condiciones de contorno</i> .....	92
3.5.2.5.	<i>Condiciones de carga</i> .....	92
3.5.2.6.	<i>Post procesamiento: parametrización</i> .....	93
3.5.2.7.	<i>Esfuerzo de Von-Misses</i> .....	94
3.5.2.8.	<i>Factor de seguridad</i> .....	95
3.6.	<b>Construcción e implementación del sistema de accionamiento</b> .....	95
3.6.1.	<i>Construcción del tambor</i> .....	95
3.6.2.	<i>Construcción y montaje del bastidor</i> .....	97
3.6.3.	<i>Montaje de los equipos en el bastidor</i> .....	98
3.6.4.	<i>Instalación eléctrica</i> .....	100
3.6.4.1.	<i>Armado del tablero eléctrico</i> .....	100
3.6.4.2.	<i>Instalación de la acometida eléctrica</i> .....	101
3.6.5.	<i>Construcción del gancho de liberación de carga</i> .....	104
3.7.	<b>Análisis de costos</b> .....	105
3.7.1.	<b>Costos directos</b> .....	105
3.7.1.1.	<i>Componentes mecánicos</i> .....	106
3.7.1.2.	<i>Componentes electrónicos</i> .....	107
3.7.1.3.	<i>Manufactura</i> .....	107
3.7.1.4.	<i>Mano de obra</i> .....	107
3.7.1.5.	<i>Costos directos totales</i> .....	108
3.7.2.	<b>Costos indirectos</b> .....	108
3.7.3.	<b>Costo total</b> .....	108

## CAPÍTULO IV

4.	<b>RESULTADOS</b> .....	109
4.1.	<b>Análisis del comportamiento de la viga del puente grúa</b> .....	109
4.1.1.	<i>Análisis de la viga mediante MEF</i> .....	109
4.1.1.1.	<i>Modelo geométrico</i> .....	109
4.1.1.2.	<i>Configuración del material</i> .....	110
4.1.1.3.	<i>Mallado y calidad de malla</i> .....	110
4.1.1.4.	<i>Condiciones de contorno</i> .....	111
4.1.1.5.	<i>Condiciones de carga</i> .....	111

4.1.1.6.	<i>Deformación</i> .....	112
4.1.1.7.	<i>Esfuerzo de Von-Misses</i> .....	113
4.1.1.8.	<i>Factor de seguridad</i> .....	113
4.1.2.	<b><i>Control del pandeo lateral torsional de la viga mediante la norma AISC 360-10</i></b>	114
4.1.3.	<b><i>Reforzamiento de la viga del puente grúa mediante MEF</i></b> .....	114
4.1.3.1.	<i>Modelo geométrico</i> .....	115
4.1.3.2.	<i>Configuración del material</i> .....	117
4.1.3.3.	<i>Mallado y calidad de malla</i> .....	117
4.1.3.4.	<i>Condiciones de contorno</i> .....	118
4.1.3.5.	<i>Condiciones de carga</i> .....	119
4.1.3.6.	<i>Deformación</i> .....	120
4.1.3.7.	<i>Esfuerzo de Von-Misses</i> .....	121
4.1.3.8.	<i>Factor de seguridad</i> .....	122
4.1.4.	<b><i>Implementación de arriostramientos en las vigas del puente grúa</i></b> .....	123
4.1.4.1.	<i>Construcción de los arriostramientos</i> .....	123
4.1.4.2.	<i>Montaje de los arriostramientos</i> .....	125
4.2.	<b>Resultados del diseño del gancho de suspensión y liberación de carga</b> .....	128
4.2.1.	<b><i>Geometría del gancho de liberación</i></b> .....	128
4.2.2.	<b><i>Fuerza de accionamiento del gancho</i></b> .....	129
4.2.3.	<b><i>Especificaciones del gancho de liberación</i></b> .....	130
4.3.	<b>Protocolo de pruebas</b> .....	130
4.3.1.	<b><i>Pruebas de funcionamiento del sistema de accionamiento</i></b> .....	130
4.3.1.1.	<i>Tiempo de elevación con impactador conforme a norma ECE R 29</i> .....	130
4.3.1.2.	<i>Tiempo de elevación con impactador conforme a norma UNE EN 1317</i> .....	132
4.3.1.3.	<i>Liberación del impactador del péndulo</i> .....	134
<b>CONCLUSIONES</b> .....		137
<b>RECOMENDACIONES</b> .....		139
<b>BIBLIOGRAFÍA</b>		
<b>ANEXOS</b>		

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1-2:</b>	Ensayos de aceptación.....	9
<b>Tabla 1-3:</b>	Lista de exigencias del sistema de accionamiento .....	36
<b>Tabla 2-3:</b>	Evaluación técnica del proyecto .....	43
<b>Tabla 3-3:</b>	Evaluación económica del proyecto .....	44
<b>Tabla 4-3:</b>	Resumen de la evaluación del proyecto.....	45
<b>Tabla 5-3:</b>	Especificaciones de la caja reductora de velocidad .....	61
<b>Tabla 6-3:</b>	Especificaciones del motor.....	67
<b>Tabla 7-3:</b>	Especificaciones de la transmisión por bandas .....	70
<b>Tabla 8-3:</b>	Características de la caja reductora de velocidad.....	71
<b>Tabla 9-3:</b>	Configuración del material para el análisis MEF del bastidor .....	83
<b>Tabla 10-3:</b>	Requerimientos del sistema de accionamiento para el gancho de liberación .....	87
<b>Tabla 11-3:</b>	Propiedades mecánicas del acero ASTM A36.....	89
<b>Tabla 12-3:</b>	Configuración del material para el análisis MEF del gancho de liberación .....	91
<b>Tabla 13-3:</b>	Post procesamiento MEF con diferentes espesores para el gancho de liberación .....	94
<b>Tabla 14-3:</b>	Componentes del tablero eléctrico.....	100
<b>Tabla 15-3:</b>	Costo componentes mecánicos .....	106
<b>Tabla 16-3:</b>	Costos de componentes electrónicos .....	107
<b>Tabla 17-3:</b>	Costos de manufactura .....	107
<b>Tabla 18-3:</b>	Costos de mano de obra.....	107
<b>Tabla 19-3:</b>	Costos directos totales .....	108
<b>Tabla 20-3:</b>	Costos indirectos .....	108
<b>Tabla 21-3:</b>	Costo total .....	108
<b>Tabla 1-4:</b>	Configuración del material para el análisis MEF de la viga .....	110
<b>Tabla 2-4:</b>	Configuración del material para el reforzamiento de las vigas .....	117
<b>Tabla 3-4:</b>	Condiciones y calidad del mallado para los modelos de arriostamientos .....	118
<b>Tabla 4-4:</b>	Deformación máxima obtenida mediante MEF para el refuerzo de la viga .....	120
<b>Tabla 5-4:</b>	Esfuerzo equivalente máximo para el refuerzo de la viga.....	121
<b>Tabla 6-4:</b>	Factor de seguridad mínimo para el refuerzo de la viga .....	122
<b>Tabla 7-4:</b>	Material utilizado en los arriostamientos.....	124
<b>Tabla 8-4:</b>	Especificaciones del gancho de liberación bajo carga .....	130
<b>Tabla 9-4:</b>	Tiempos de elevación utilizando el impactador según norma ECE R-029 con lo sistemas manual y cabrestante .....	131

<b>Tabla 10-4:</b>	Tiempos de elevación utilizando el impactador según norma UNE EN 1317 con los sistemas manual y cabrestante .....	133
<b>Tabla 11-4:</b>	Variación del ángulo de elevación durante la elevación del impactador.....	134
<b>Tabla 12-4:</b>	Variación del ángulo de elevación durante la liberación del impactador .....	135

## ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

<b>Ilustración 1-2:</b>	Prueba de seguridad en cabina de acuerdo con la norma ECE R29.....	7
<b>Ilustración 2-2:</b>	Equipo utilizado para pruebas de impacto según la norma ECE R29.....	8
<b>Ilustración 3-2:</b>	Escenario de impacto informe NCHRP 656.....	10
<b>Ilustración 4-2:</b>	Esfuerzo axial.....	10
<b>Ilustración 5-2:</b>	Esfuerzo de corte.....	11
<b>Ilustración 6-2:</b>	Esfuerzo de torsión.....	11
<b>Ilustración 7-2:</b>	Esfuerzo de torsión.....	12
<b>Ilustración 8-2:</b>	Deformación de una membrana plástica sometida a tensión.....	13
<b>Ilustración 9-2:</b>	Proceso del MEF.....	14
<b>Ilustración 10-2:</b>	Sistemas de elevación mecánicos.....	16
<b>Ilustración 11-2:</b>	Sistemas de elevación electromecánicos.....	16
<b>Ilustración 12-2:</b>	Sistemas de elevación electromecánicos.....	17
<b>Ilustración 13-2:</b>	Cabrestante eléctrico.....	17
<b>Ilustración 14-2:</b>	Elementos de un cable de acero.....	18
<b>Ilustración 15-2:</b>	Cable 6X7 AFS.....	19
<b>Ilustración 16-2:</b>	Tipos de torsión en un cable.....	19
<b>Ilustración 17-2:</b>	Tipos de torsión en un cable.....	20
<b>Ilustración 18-2:</b>	Componentes de un puente grúa.....	21
<b>Ilustración 19-2:</b>	Gancho de izaje.....	22
<b>Ilustración 20-2:</b>	Cucharón.....	22
<b>Ilustración 21-2:</b>	Spreader.....	23
<b>Ilustración 22-2:</b>	Pinza de elevación.....	23
<b>Ilustración 23-2:</b>	Electroimán para izaje.....	24
<b>Ilustración 24-2:</b>	Dispositivo de liberación para botes salvavidas.....	24
<b>Ilustración 25-2:</b>	Gancho de liberación <i>Harding</i> RRH.....	25
<b>Ilustración 26-2:</b>	Geometría del gancho de liberación Duplex 50E2.....	25
<b>Ilustración 27-2:</b>	Transmisión de potencia por correa.....	28
<b>Ilustración 28-2:</b>	Tipos de correas de transmisión.....	28
<b>Ilustración 29-2:</b>	Tipos de poleas de transmisión.....	29
<b>Ilustración 30-2:</b>	Esquema de una transmisión por cadena.....	29
<b>Ilustración 31-2:</b>	Esquema de una transmisión por engranajes.....	30
<b>Ilustración 32-2:</b>	Transmisión por engranajes rectos.....	30
<b>Ilustración 33-2:</b>	Transmisión por engranajes helicoidales.....	31
<b>Ilustración 34-2:</b>	Transmisión por tornillo sin fin y corona.....	31

<b>Ilustración 35-2:</b>	Formato de lista de exigencias .....	34
<b>Ilustración 1-3:</b>	Caja negra .....	37
<b>Ilustración 2-3:</b>	Estructura de funciones .....	39
<b>Ilustración 3-3:</b>	Matriz morfológica.....	40
<b>Ilustración 4-3:</b>	Diagrama de evaluación según norma VDI 2225 .....	45
<b>Ilustración 5-3:</b>	Descripción del equipo.....	46
<b>Ilustración 6-3:</b>	Diagrama de proceso del diseño.....	48
<b>Ilustración 7-3:</b>	Sistema de elevación .....	48
<b>Ilustración 8-3:</b>	Diagrama de cuerpo libre del pendulo de impacto .....	49
<b>Ilustración 9-3:</b>	Velocidad lineal del impactador .....	51
<b>Ilustración 10-3:</b>	Velocidad lineal en el cable.....	52
<b>Ilustración 11-3:</b>	Cable de acero 19x7 .....	53
<b>Ilustración 12-3:</b>	Geometría del tambor.....	56
<b>Ilustración 13-3:</b>	Esfuerzo de compresión .....	57
<b>Ilustración 14-3:</b>	Carga de flexión en el tambor .....	59
<b>Ilustración 15-3:</b>	Dimencionamiento del eje del tambor.....	62
<b>Ilustración 16-3:</b>	Factor de concentración de esfuerzos a torsión en ejes.....	63
<b>Ilustración 17-3:</b>	Factor de concentración de esfuerzos a flexión en ejes .....	63
<b>Ilustración 18-3:</b>	Circuito de fuerza para el sistema de cabrestante .....	73
<b>Ilustración 19-3:</b>	Circuito de mando para el sistema de cabrestante .....	74
<b>Ilustración 20-3:</b>	Acometida eléctrica del puente grúa .....	75
<b>Ilustración 21-3:</b>	Diseño del bastidor mediante en SolidWorks.....	75
<b>Ilustración 22-3:</b>	Union empernada del bastidor.....	76
<b>Ilustración 23-3:</b>	Centroide de la distribución de pernos .....	77
<b>Ilustración 24-3:</b>	Diseño a corte de la unión empernada.....	77
<b>Ilustración 25-3:</b>	Diseño de la union empernada a tracción .....	79
<b>Ilustración 26-3:</b>	Tracción secundaria .....	79
<b>Ilustración 27-3:</b>	Modelado geométrico tipo <i>Shell</i> del bastidor .....	82
<b>Ilustración 28-3:</b>	Mallado y calidad de malla del bastidor .....	83
<b>Ilustración 29-3:</b>	Condiciones de contorno para el bastidor.....	84
<b>Ilustración 30-3:</b>	Condiciones de carga para el bastidor .....	85
<b>Ilustración 31-3:</b>	Esfuerzo equivalente de Von-Misses del bastidor .....	85
<b>Ilustración 32-3:</b>	Factor de seguridad del bastidor.....	86
<b>Ilustración 33-3:</b>	Mecanismo de liberación para el gancho.....	88
<b>Ilustración 34-3:</b>	Geometría del gancho .....	89
<b>Ilustración 35-3:</b>	Modelado geométrico tipo shell del gacho de liberación en SpaceClaim ..	90

<b>Ilustración 36-3:</b>	Mallado y calidad de malla para el gancho de liberación .....	91
<b>Ilustración 37-3:</b>	Condiciones de contorno para el gancho de liberación en ANSYS .....	92
<b>Ilustración 38-3:</b>	Condiciones de carga para el gancho de liberación .....	93
<b>Ilustración 39-3:</b>	Convergencia de resultados para el gancho de liberación .....	93
<b>Ilustración 40-3:</b>	Esfuerzo de Von-Misses del gancho de liberación en ANSYS.....	94
<b>Ilustración 41-3:</b>	Factor de seguridad del gancho de liberación en ANSYS .....	95
<b>Ilustración 42-3:</b>	Conformado del tambor .....	96
<b>Ilustración 43-3:</b>	Cilindrado del eje .....	96
<b>Ilustración 44-3:</b>	Emsamble tambor .....	96
<b>Ilustración 45-3:</b>	Pintura tambor.....	97
<b>Ilustración 46-3:</b>	Conformación del bastidor .....	97
<b>Ilustración 47-3:</b>	Pintura del bastidor .....	97
<b>Ilustración 48-3:</b>	Perforado de la viga del puente grúa .....	98
<b>Ilustración 49-3:</b>	Montaje del bastidor en el alma del puente grúa .....	98
<b>Ilustración 50-3:</b>	Montaje de poleas .....	98
<b>Ilustración 51-3:</b>	Montaje motor.....	99
<b>Ilustración 52-3:</b>	Montaje caja reductora .....	99
<b>Ilustración 53-3:</b>	Montaje tambor .....	99
<b>Ilustración 54-3:</b>	Colocación de las bandas de transmisión en las poleas .....	100
<b>Ilustración 55-3:</b>	Armado del tablero electrico con el mando a distancia .....	101
<b>Ilustración 56-3:</b>	Revisión del voltaje de alimentación al puente grúa.....	102
<b>Ilustración 57-3:</b>	Adecuaciones a la caja electrica para su anclaje.....	102
<b>Ilustración 58-3:</b>	Anclaje del tablero eléctrico al puente grúa.....	103
<b>Ilustración 59-3:</b>	Conexiones de la acometida y mando en el tablero eléctrico .....	103
<b>Ilustración 60-3:</b>	Colocación del cable en el perfil IPN del puente grúa.....	104
<b>Ilustración 61-3:</b>	Conexión del motor.....	104
<b>Ilustración 62-3:</b>	Corte laser de la geometría del gancho en la plancha acero A36.....	105
<b>Ilustración 63-3:</b>	Ensamble del gancho.....	105
<b>Ilustración 1-4:</b>	Geometría tipo <i>Shell</i> de la viga del puente grúa .....	110
<b>Ilustración 2-4:</b>	Mallado y calidad de malla de la viga del puente grúa .....	111
<b>Ilustración 3-4:</b>	Condiciones de contorno para la viga del puente grúa .....	111
<b>Ilustración 4-4:</b>	Condiciones de carga para la viga del puente grúa.....	112
<b>Ilustración 5-4:</b>	Deformación máxima de la viga del puente grúa .....	112
<b>Ilustración 6-4:</b>	Esfuerzo equivalente de Von-Misses de la viga del peunte grúa.....	113
<b>Ilustración 7-4:</b>	Factor de seguridad de la viga del puente grúa.....	113
<b>Ilustración 8-4:</b>	Vigas que conforman el puente grúa .....	115

<b>Ilustración 9-4:</b>	Modelo geométrico 1 con dos arriostramientos.....	116
<b>Ilustración 10-4:</b>	Modelo geométrico 2 con cuatro arriostramientos .....	116
<b>Ilustración 11-4:</b>	Modelo geométrico 3 con cuatro arriostramientos .....	116
<b>Ilustración 12-4:</b>	Modelo geométrico 4 con seis arriostramientos .....	117
<b>Ilustración 13-4:</b>	Mallado y calidad de malla del modelo geométrico 4 .....	118
<b>Ilustración 14-4:</b>	Condiciones de contorno para el arriostramiento de las vigas .....	119
<b>Ilustración 15-4:</b>	Condiciones de carga para el arriostramiento de las vigas .....	119
<b>Ilustración 16-4:</b>	Deformación máxima obtenida con 6 arriostramientos .....	120
<b>Ilustración 17-4:</b>	Esfuerzo equivalente máximo obtenido con 6 arriostramientos .....	121
<b>Ilustración 18-4:</b>	Factor de seguridad obtenido con 6 arriostramientos .....	122
<b>Ilustración 19-4:</b>	Modelado CAD de los arriostramientos .....	124
<b>Ilustración 20-4:</b>	Soldadura MIG del arriostramiento .....	125
<b>Ilustración 21-4:</b>	Perforación del perfil C .....	125
<b>Ilustración 22-4:</b>	Montaje de los arriostramientos fijos .....	126
<b>Ilustración 23-4:</b>	Montaje de los arriostramientos desmontables .....	126
<b>Ilustración 24-4:</b>	Adecuaciones en los arriostramientos .....	127
<b>Ilustración 25-4:</b>	Pintura en los arriostramientos .....	127
<b>Ilustración 26-4:</b>	Montaje final de los arriostramientos .....	128
<b>Ilustración 27-4:</b>	Diseño final del gancho de liberación bajo carga .....	129
<b>Ilustración 28-4:</b>	Fuerza de accionamiento del gancho.....	129
<b>Ilustración 29-4:</b>	Accionamiento mediante cuerda y gancho de liberación.....	134

## ÍNDICE DE ANEXOS

- ANEXO A:** PERFILES ESTRUCTURALES IPE
- ANEXO B:** FACTOR DE SERVICIO PARA SELECCIÓN DE CABLES DE ACERO
- ANEXO C:** DIÁMETRO DEL ALAMBRE Y ÁREA PARA CABLES DE ACERO
- ANEXO D:** ESFUERZO DE COMPRESIÓN EN EL TAMBOR
- ANEXO E:** ACEROS AL CARBONO ASTM
- ANEXO F:** ESPESORES PARA TUBERÍA DE ACERO CÉDULA 40
- ANEXO G:** CARGA DINÁMICA Y ESTÁTICA EQUIVALENTE EN RODAMIENTOS RÍGIDOS DE BOLAS
- ANEXO H:** UNIDADES DE RODAMIENTOS DE BOLAS CON SOPORTES DE PIE FIJADOS CON PRISIONEROS PARA EJES MÉTRICOS
- ANEXO I:** MOTORES ELÉCTRICOS TRIFÁSICOS
- ANEXO J:** REDUCTOR DE VELOCIDAD ANG DRIVE NMRV30
- ANEXO K:** FACTOR DE SERVICIO PARA BANDAS TRAPEZOIDALES
- ANEXO L:** TIPO DE PERFIL PARA BANDAS TRAPEZOIDALES
- ANEXO M:** DIÁMETRO DE LAS POLEAS PARA BANDAS TRAPEZOIDALES
- ANEXO N:** BANDAS TRAPEZOIDALES
- ANEXO O:** POTENCIA BÁSICA DE LA BANDA
- ANEXO P:** FACTORES DE CORRECCIÓN DE LA POTENCIA BÁSICA DE LA BANDA
- ANEXO Q:** POLEAS PARA BANDAS TRAPEZOIDALES
- ANEXO R:** EFICIENCIA DEL MOTOREDUCTOR
- ANEXO S:** FOTOGRAFÍAS TOMADAS DURANTE LA EJECUCIÓN DE LAS PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO
- ANEXO T:** PERFIL DE LA VIGA UTILIZADO EN EL PUENTE GRÚA DEL TALLER DE FUNDICIÓN
- ANEXO U:** INSTRUCCIONES DE SEGURIDAD PARA LA OPERACIÓN DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO DEL PÉNDULO PARA PRUEBAS DE IMPACTO
- ANEXO V:** INSTRUCCIONES DE OPERACIÓN DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO DEL PÉNDULO PARA PRUEBAS DE IMPACTO
- ANEXO W:** PLAN DE MANTENIMIENTO

## RESUMEN

El objetivo de este proyecto fue diseñar e implementar el sistema de accionamiento para el péndulo de pruebas de impacto de la Facultad de Mecánica, mediante un sistema electromecánico de elevación instalado en el puente grúa del laboratorio de fundición de la Facultad de Mecánica y un dispositivo mecánico para su liberación. Los parámetros de diseño de sus componentes fueron obtenidos de las condiciones de operación y revisión bibliográfica. Se utilizó la metodología de diseño basada en la norma DIN VDI 2225. Se propuso un sistema de elevación tipo cabrestante acoplado a un gancho de liberación rápida de carga. Desarrollando el modelo matemático en función de la masa del impactador del péndulo de 1500 Kg, se diseñó un sistema de elevación tipo cabrestante, requerido para alcanzar una posición angular máxima de 45° en un tiempo de 16 segundos que consta de los siguientes elementos: motor eléctrico, transmisión por bandas trapezoidales, un reductor de velocidad y un tambor para el arrollamiento del cable de acero. Para la sujeción del impactador se diseñó un dispositivo mecánico con mecanismo desmodrómico para liberar la carga complementado con accesorios de izaje. Se diseñó también por método de elementos finitos, elementos de refuerzo desmontables para asegurar la estabilidad del puente grúa en la condición crítica de operación, sin afectar su normal funcionamiento. Para validar el diseño del sistema de accionamiento del péndulo, se han realizado pruebas de funcionamiento. Luego de las pruebas, se pudo concluir que con el sistema implementado se obtiene mayor seguridad para el operador, mayor eficiencia en el tiempo de ejecución de los ensayos y mayor precisión en la liberación del impactador. Posteriormente, se han planteado recomendaciones con el objetivo de mejorar la precisión en la elevación durante ejecución de los ensayos de impacto, así como para alargar la vida útil del sistema.

**Palabras claves:** <TECNOLOGÍA Y CIENCIAS DE LA INGENIERÍA>, <PÉNDULO>, <IZAJE>, <CABRESTANTE>, <SUSPENSIÓN DE CARGA>, <GANCHO>.

0227-DBRA-UPT-2023



## SUMMARY

The objective of this project was to design and implement the drive system for the pendulum impact tester at Mechanics Faculty, by means of an electromechanical lifting system. It was installed in the bridge crane of the foundry laboratory Mechanics Faculty and a mechanical device for its release. The design parameters of its components were obtained from operating conditions and literature review. The design methodology based on the DIN VDI 2225 standard was used. A winch type lifting system coupled to a quick load release hook was proposed. Developing the mathematical model as a function of the mass of 1500 kg pendulum impactor. A winch-type lifting system was designed, required to reach a maximum angular position of  $45^\circ$  in 16 seconds and consisting of the following elements: electric motor, belt - driven, a speed reducer and a drum for the steel cable winding. A mechanical device with a desmodromic mechanism to release the load, complemented with hoisting accessories, was designed to hold the impactor. The finite element method was also used to design removable reinforcement elements to ensure the stability of the bridge crane in the critical operating condition, without affecting its normal operation. To validate the design of the pendulum drive system, operational tests have been carried out. After the tests, it was possible to conclude that the implemented system provides greater safety for the operator, greater efficiency in the execution time of the tests and greater precision in the release of the impactor. Subsequently, recommendations have been made with the objective of improving the precision in the elevation during the execution of the impact tests, as well as to extend the useful life of the system.

**Keywords:** <TECHNOLOGY AND ENGINEERING SCIENCES>, <DRIVE SYSTEM >  
<PENDULUM>, <LIFTING SYSTEM>, <LOAD SUSPENSION>, <LOAD>.



Lic. Sandra Paulina Porrás Pumalema  
C.I. 0603357062

## INTRODUCCIÓN

En ciencia e ingeniería existen varias técnicas para caracterizar materiales entre ellos la espectroscopía, microscopía, análisis térmicos y ensayos mecánicos, precisamente mediante los ensayos mecánicos se determina las propiedades mecánicas de un material; Elasticidad, plasticidad, Fragilidad, tenacidad entre otros. Para determinar la resistencia a cargas de impacto en un material se realizan pruebas de impacto, entre los principales están: ensayos con péndulo charpy e izod.

Para aplicaciones automotrices la norma europea ECE R-29, regula una serie de pruebas para evaluar la seguridad de ocupantes que viajan en cabinas de vehículos. Además, establece los lineamientos y equipos para ensayos de impacto en componentes de carrocería. En dos de las pruebas establecidas en la norma se requiere la utilización de un péndulo de gran dimensión construido de acero (Raich y Daimlerchrysler Ag, 2003, p. 13). Así mismo en la norma UNE EN 1317 se establece una serie regulaciones que deben cumplir las barreras de contención vehicular ubicadas en carreteras, para ello se realizan ensayos de impacto para garantizar la funcionalidad del producto.

En este proyecto se aborda el diseño e implementación de un sistema de accionamiento para el péndulo de pruebas de impacto, ubicado en el laboratorio de fundición de la facultad de mecánica, este equipo es utilizado por el grupo de diseño y producción GDP. El péndulo está equipado con instrumentos de medición, adquisición y procesamiento de datos, para determinar fundamentalmente valores de energía absorbida por determinada probeta. No obstante, lo anterior, la elevación del brazo del péndulo se realiza con la utilización de un teclé manual y es liberado al desatar una cuerda del impactador, suponiendo un peligro constante para los operadores durante su ejecución. El diseño propuesto consta de un sistema de elevación electromecánico de cabrestante y para soltar la carga, un gancho de suspensión y liberación de carga accionado por el peso propio de la carga.

El presente trabajo se organiza de la siguiente manera: en su primera parte, se presenta una revisión bibliográfica sobre los conceptos principales que influyen en los criterios de diseño. Segundo, se detalla la metodología VDI 2225 aplicada para la selección de la alternativa de solución óptima, con el proyecto definido y orientado a dar solución al problema planteado, se realiza la memoria de cálculo de diseño teórico y su verificación. Tercero, se presenta el diseño de materialización, donde se exponen los resultados de los cálculos, especificaciones técnicas de los componentes seleccionados, modelado verificación en software de análisis de elementos finitos, proceso constructivo del equipo y protocolo de pruebas de funcionamiento. Finalmente, se comparte las conclusiones y experiencias obtenidas luego de la materialización del proyecto planteado.

# CAPÍTULO I

## 1. DIAGNÓSTICO DEL PROBLEMA

En este capítulo se presenta la problemática y la necesidad de construir e implementar un sistema de accionamiento (elevar y soltar) para el péndulo de pruebas de impacto de la Facultad de Mecánica en la ESPOCH, identificando y planteándose objetivos claros y concisos con la finalidad de aportar al Grupo de Desarrollo y Producción (GDP) de la Facultad de Mecánica.

### 1.1. Antecedentes

El péndulo fue diseñado y construido con la finalidad de realizar pruebas de impacto en elementos automotrices, para así poder analizar su resistencia y comportamiento estructural ante el impacto. Estas pruebas por lo general se las realizan con el equipo, mecanismos y herramientas adecuadas para la correcta ejecución de cada ensayo, de acuerdo con la normativa UNE ECE-R29 (Cando y García, 2021: p.9). En distintos países se han realizado las pruebas de impacto de acuerdo con el sistema y equipo que se disponga en los laboratorios y de acuerdo con la normativa que rige en cada país, así también se han realizado distintos diseños de equipos para ensayos de impacto a través de un péndulo, que constan en su mayoría de mecanismos y sistemas similares de operación para izar y liberar el impactador.

Desde los inicios del desarrollo tecnológico de la sociedad humana, se han estudiado los sistemas de elevación y posicionamiento de cargas elevadas. Los griegos fueron los precursores en el desarrollo de los fundamentos, de lo que denominaban como “máquinas elementales”, su estudio se fue transmitiendo a través de los años y esto ha permitido crear posteriormente, sistemas de elevación e izaje de cargas más compactos y eficientes (Sanchez, 2020, pp.2-3).

El uso de dispositivos de liberación de cargas está recogido en normativas internacionales, estos dispositivos han sido comúnmente utilizados en la industria marina para izar y soltar botes mediante ganchos que constan de un mecanismo de liberación mecánico, así también en algunos países a nivel internacional se han diseñado distintos dispositivos mecánicos de sujeción de cargas como seguros mecánicos, ganchos, eslingas, grilletes, estrobos, etc., sujetos de un cable de acero o cadena para izar la carga (Noda, 2019, pp.38-41). Los mecanismos más utilizados a nivel mundial para sujetar grandes cargas de forma segura son aquellos que constan de un sistema neumático, mecánico o electromecánico para su liberación.

La necesidad de realizar pruebas de impacto en elementos automotrices ha llevado a considerar en muchos países un equipo para ensayos con un impactador del péndulo de peso y dimensiones considerables, donde se usan mecanismos y sistemas eficaces para elevar esas grandes cargas. En

Europa y países como India, Turquía se han realizado ensayos mediante un péndulo de impacto donde se hace uso de un mecanismo giratorio para elevar el péndulo y un sistema que consta de un cilindro neumático para accionarlo (Sakharekar et al., 2017: pp.448-450).

En el continente americano, países como Estados Unidos y Canadá han hecho uso de un péndulo parachoques para ejecutar las pruebas de impacto, donde la elevación e izaje del impactador es electromecánica mediante un teclé eléctrico, y a su vez consta de un sistema neumático para soltarlo. En España y países de Latinoamérica se han ejecutado una gama de este tipo de ensayos que utilizan un impactador móvil donde se usan sistemas electromecánicos y neumáticos para su movilidad, así también la mayoría de las pruebas de impacto en vehículos se ha realizado manteniendo el impactador fijo donde el vehículo requiere de un sistema de impulsión a través de un motor eléctrico o un sistema lanzador neumático (Barceló et al., 2016: pp.794-796).

En el Ecuador la norma de regulación y construcción de carrocerías es la NTE INEN 1323, y los ensayos de impacto de seguridad para vehículos automotores se realizan bajo la norma NTE INEN 2713 y 2715, donde hacen uso de un péndulo con masas pequeñas para el impactador y el sistema para el accionamiento del péndulo es electromecánico (INEN, 2013, p.24). En el país no se dispone de laboratorios con un péndulo de impacto de grandes dimensiones, equipado con el sistema de izaje y accionamiento adecuado para la ejecución de los ensayos.

En la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, el GDP (Grupo de Desarrollo y Producción) dispone de un péndulo construido en concordancia a la norma ECE-R29, el cual aún está en etapa de equipamiento para su utilización en pruebas de impacto.

## **1.2. Delimitación**

### ***1.2.1. Delimitación espacial***

El presente proyecto de Integración Curricular se lo desarrolla en la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, cantón Riobamba, provincia de Chimborazo, Ecuador.

### ***1.2.2. Delimitación sectorial***

El presente proyecto técnico de Integración Curricular propone el desarrollo de un sistema de izaje de 1500Kg de capacidad, su aplicación e implementación se lleva a cabo en el péndulo para pruebas de impacto del grupo de investigación GDP (Grupo de Desarrollo y Producción).

### ***1.2.3. Delimitación temporal***

El desarrollo del proyecto que consiste en el diseño, construcción e implementación tiene una duración de 6 meses y se lo realizó durante el periodo académico (PAO) Abril-agosto 2022.

### **1.3. Formulación del problema**

En el grupo de investigación GDP de la Facultad de Mecánica, se está trabajando en ensayos de impacto mediante la utilización de un péndulo construido conforme el reglamento ECE R-29, donde una de las necesidades actuales es mejorar e implementar un sistema de accionamiento que consiste en elevar y liberar el impactador del péndulo. En virtud de que la elevación se realizaba utilizando un teclé manual de cadena; y una cuerda de polietileno para sujetar y liberar el impactador, por lo que, dificulta la precisión, tiempo de ejecución de los ensayos y principalmente poniendo en riesgo la integridad física del operador. Además, el método es técnicamente limitado. Se plantea diseñar e implementar un sistema que conste de un mecanismo para elevar el impactador del péndulo y un dispositivo mecánico el cual facilite soltarlo de forma precisa e inmediata, mejorando el funcionamiento del banco de pruebas al momento de realizar los ensayos de impacto.

### **1.4. Objetivos**

#### ***1.4.1. Objetivo general***

Diseñar e implementar el sistema de accionamiento para el péndulo de pruebas de impacto de la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, mediante un sistema electromecánico de elevación y un dispositivo mecánico tipo gancho para su liberación.

#### ***1.4.2. Objetivos específicos***

- Diseñar y construir un sistema electromecánico operado a distancia para elevar el impactador del péndulo a la posición requerida.
- Diseñar y construir un dispositivo mecánico de suspensión de carga de fácil acoplamiento al impactador del péndulo y operado manualmente a distancia.
- Realizar la implementación del sistema con las condiciones necesarias en el puente grúa e impactador del péndulo para garantizar la funcionalidad y versatilidad.

- Llevar a cabo el protocolo de pruebas del sistema de accionamiento en el taller de fundición de la Facultad de Mecánica, ejecutando la elevación y liberación del impactador del péndulo para validar su funcionamiento.

## CAPÍTULO II

### 2. FUNDAMENTO TEÓRICO

En el presente capítulo se realiza una revisión de la literatura y fundamentos teóricos utilizados en el diseño e implementación del sistema de accionamiento para el péndulo de impacto de la Facultad de Mecánica de la ESPOCH, donde se estudian y abordan temas relacionados con el diseño de sistemas de elevación, izaje y liberación de cargas, lo cual permite una adecuada comprensión y aplicación del proyecto de titulación.

#### 1.5. Definiciones preliminares

En este apartado se definen los parámetros y conceptos teóricos referentes al diseño mecánico en ingeniería, así como también los elementos y equipos que intervienen en el montaje e implementación del sistema de accionamiento para el péndulo de pruebas de impacto, basado en las normas ECE R29 y UNE EN 1317. Estos conceptos y fundamentos son necesarios tomar en consideración.

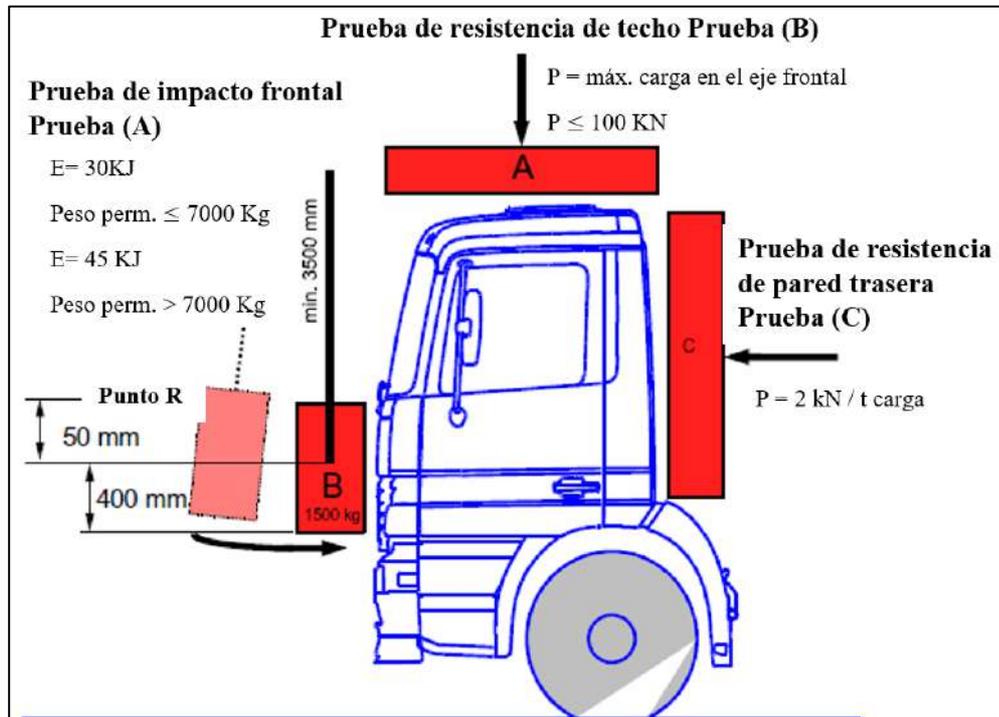
##### 1.5.1. Norma ECE R29

Se trata de una norma europea regulada por UNECE (Comisión Económica de las Naciones Unidas para Europa), la cual describe una serie de pruebas de impacto que se deben cumplir en las carrocerías para vehículos de carga pesada.

La industria automotriz con el fin de solventar una necesidad o requerimiento con respecto a la seguridad que ofrecen los componentes automotrices comienza a realizar investigaciones referentes al diseño estructural de estos elementos en diferentes países de Europa y Asia, es así como nace la norma ECE R29 “*Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to the protection of the occupants of the cab of a commercial vehicle*”. El objetivo de efectuar las pruebas de impacto en carrocerías es el de minimizar el riesgo producido ante un posible siniestro de tránsito donde se encuentran en peligro la vida de las personas, permitiendo predecir el comportamiento estructural de estos componentes, lo cual es fundamental para el diseño, fabricación y ensamblaje de estos (Raich y Daimlerchrysler Ag, 2003, p. 13).

La norma ECE R29 pone a evaluación la estructura de la cabina y el chasis del vehículo ante un eventual impacto frontal, ya que se toma en cuenta a estos eventos como los más críticos en un accidente, debido a esto el equipo utilizado para realizar los ensayos es un péndulo de impacto de grandes dimensiones diseñado en base a esta norma mostradas en la Ilustración 1-2 (Cando y García,

2021: p.9). Además, la normativa plantea tres formas de impacto que se debe efectuar para valorizar la seguridad de la carrocería, que son: A) prueba de impacto frontal, B) prueba de resistencia de techo, y C) prueba de resistencia de la pared trasera (Allauca Vargas y Gualli Minta, 2021: p.7). A cada prueba le corresponde un valor de energía requerida para el ensayo y masa del vehículo, como se muestra en la siguiente ilustración.



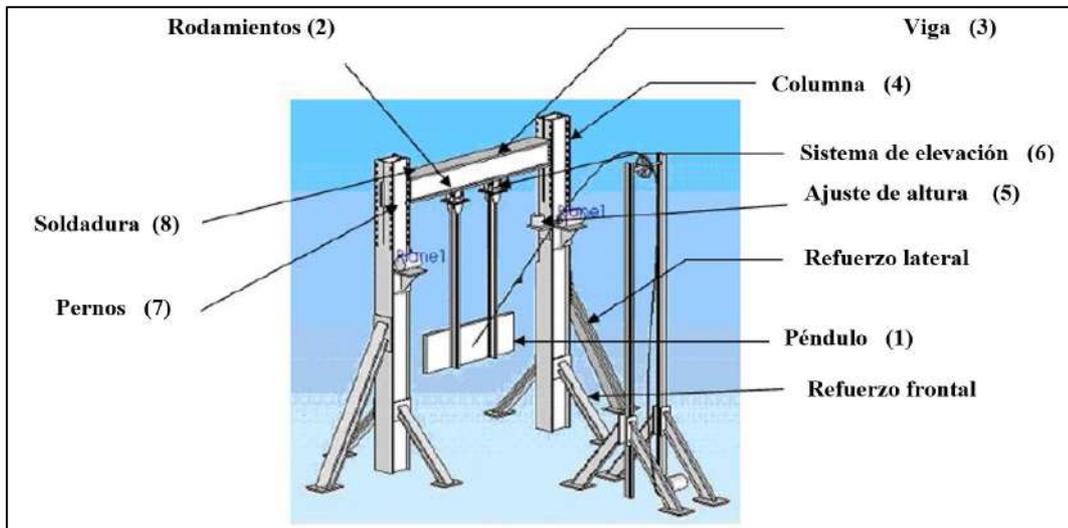
**Ilustración 1-2:** Prueba de seguridad en cabina de acuerdo con la norma ECE R29

**Fuente:** (Raich y Daimlerchrysler Ag, 2003: p.13).

### 1.5.2. Péndulo para pruebas de impacto

El péndulo de impacto es el equipo que se utiliza para llevar a cabo pruebas de impacto estandarizadas en las carrocerías, capós y chasis de vehículos específicamente de transporte pesado. La importancia del uso de este péndulo recae en calcular los índices de daño y reparación en las carrocerías, determinando la deformación que sufren los materiales que conforman la estructura carrocera ante el impacto (Zaragoza, 2022, p.1).

El equipo utilizado en estas pruebas comprende un péndulo de masa (impactador) y dimensiones geométricas grandes, debido a esto, la base y cuerpo se conforman de elementos estructurales que sirven de soporte y sujeción. Así también el péndulo de impacto consta de mecanismos y sistemas diseñados para elevar, sujetar y accionar el impactador. Adicional a esto el equipo está dotado de sistemas electrónicos de medición y adquisición de datos al momento del impacto (Sakharekar et al., 2017: p.3).



**Ilustración 2-2:** Equipo utilizado para pruebas de impacto según la norma ECE R29

Fuente: (Sakharekar et al., 2017: p.3).

Además, la norma ECE R29 establece las dimensiones geométricas y peso que debe tener el impactador rígido del péndulo, el cual comprende una superficie de impacto de 2500 mm x 800mm y un peso de 1500 kg  $\pm$  250 kg, todos los sistemas y mecanismos que conforman el péndulo de impacto sirven para la correcta ejecución de los ensayos conforme a la norma ECE R29, estos son diseñados y construidos en base a criterios relacionados con el diseño mecánico en ingeniería, de esta forma se asegura su funcionalidad y resistencia al momento de efectuar los ensayos de impacto (Raich y Daimlerchrysler Ag, 2003: p.3).

### 1.5.3. Norma UNE EN 1317

La normativa europea UNE EN 1317 con el objetivo de mejorar la seguridad en las carreteras presenta un conjunto de regulaciones que deben cumplir los productos de contención vehicular específicamente en tramos donde se ubican barreras de seguridad, cuya función es contener y devolver a los vehículos fuera de control hacia la vía. La norma consta de ocho partes, entre las más destacadas están las especificaciones, procedimientos de cálculo, métodos y condiciones en las que se deben realizar los ensayos de impacto en sistemas de contención, además de los criterios para su validación (Metalesa, 2011, p.73).

Además de la terminología, la norma específica:

- Masa y dimensiones de los vehículos para el ensayo.
- Ubicación de los instrumentos de medida.
- Metodología de cálculo para determinar los efectos en los ocupantes de los vehículos siniestrados (UNE-EN-1317-2-2011).

Entre las condiciones de ensayos de impacto en laboratorios acreditados, se encuentra la masa del vehículo, el ángulo de incidencia contra la barrera de seguridad y la velocidad en el instante del impacto (Metalesa, 2011, p. 73).

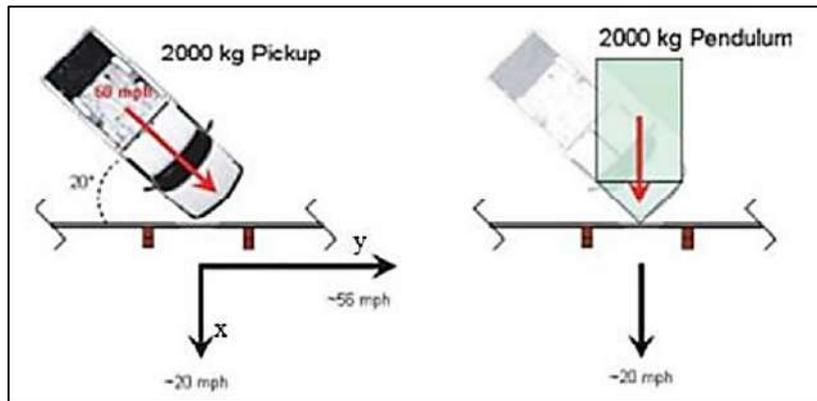
**Tabla 1-2:** Ensayos de aceptación

<b>Ensayos de aceptación</b>	<b>Tipo de vehículo</b>	<b>Masa (Kg)</b>	<b>Velocidad (Km/h)</b>	<b>Ángulo de impacto</b>
TB11	Turismo	900	100	20
TB21	Turismo	1300	80	8
TB22	Turismo	1300	80	15
TB31	Turismo	1500	80	20
TB32	Turismo	1500	110	20
TB41	Pesado no articulado	10000	70	8
TB42	Pesado no articulado	10000	70	15
TB51	Autobús	13000	70	20
TB61	Pesado no articulado	16000	80	20
TB71	Pesado no articulado	30000	65	20
TB81	Pesado no articulado	38000	65	20

**Fuente:** (UNE-EN-1317-2-2011).

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

No obstante, lo anterior en la publicación del NCHRP 656 se establece un método para simular el ensayo según UNE EN 1317, en el mismo se utiliza un impactador con la misma masa del vehículo del ensayo en escala real, análogamente se determina la velocidad que debe adquirir el impactador con el ángulo especificado, como se muestra en la siguiente ilustración (Gabler, Gabauer y Hampton, 2010, pp. 10–40).



**Ilustración 3-2:** Escenario de impacto informe NCHRP 656

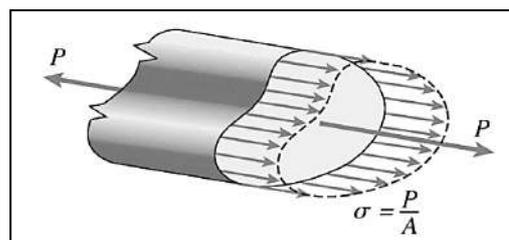
**Fuente:** (Gabler, Gabauer y Hampton, 2010, pp. 10–40).

#### 1.5.4. Resistencia de materiales y rigidez

Para el estudio del proyecto propuesto es necesario establecer conceptos de resistencia de materiales y rigidez, los mismos que resultan de suma importancia para evaluar el comportamiento de los elementos que posteriormente se diseñarán frente a fuerzas externas que actúan en el sistema.

##### 1.5.4.1. Esfuerzo axial

El esfuerzo axial o normal, es el esfuerzo resultante debido a tensiones internas perpendiculares a la sección transversal de un elemento sobre el que se aplica una fuerza de tracción o compresión (Goodno y Gere, 2016, p. 48).

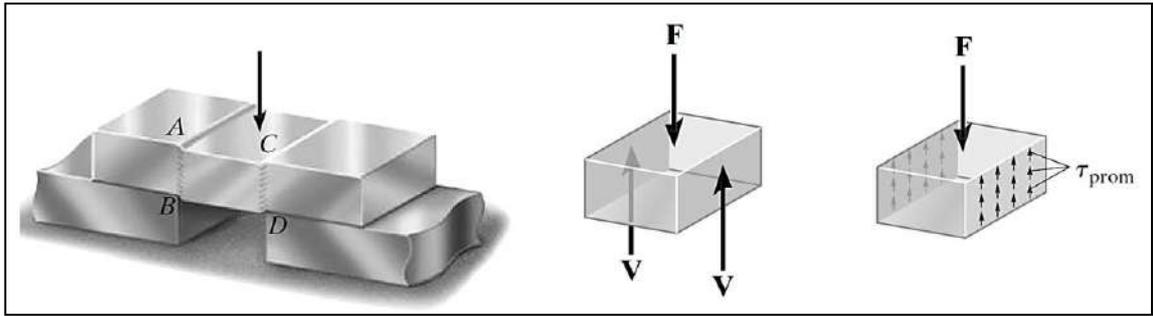


**Ilustración 4-2:** Esfuerzo axial

**Fuente:** (Goodno y Gere, 2016, p. 48).

##### 1.5.4.2. Esfuerzo cortante

El esfuerzo cortante o cizalla, es el esfuerzo resultante de las tensiones internas que actúan de manera tangencial a la sección transversal de un elemento (Hibbeler, 2017, p.32).

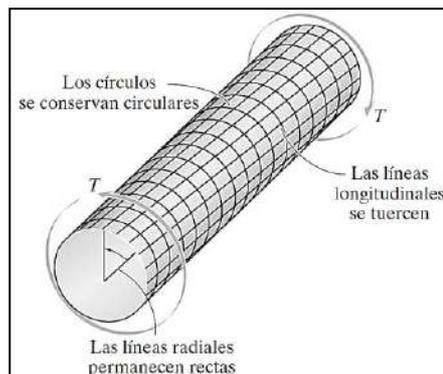


**Ilustración 5-2:** Esfuerzo de corte

Fuente: (Hibbeler, 2017).

#### 1.5.4.3. Esfuerzo de torsión

El esfuerzo de torsión es el esfuerzo tangencial que se presenta al aplicar un momento sobre el eje longitudinal de un elemento prismático (Hibbeler, 2017, p.184).

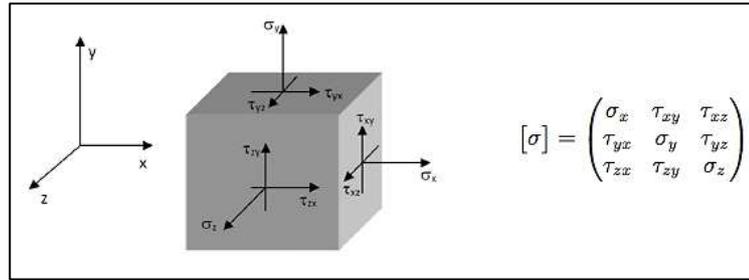


**Ilustración 6-2:** Esfuerzo de torsión

Fuente: (Hibbeler, 2017).

#### 1.5.4.4. Estado tensional

El estado tensional representa la distribución de tensiones existentes en un punto de un elemento cargado. El estado tensional o tensor de tensiones queda definido, por los esfuerzos normales y cortantes presentes en las caras de un elemento cúbico infinitesimal situado en dicho punto. El tensor de tensiones se puede expresar en una matriz y es fundamental para poder analizar la resistencia mecánica de un material (Pérez, 2014, p. 23).



**Ilustración 7-2:** Esfuerzo de torsión

Fuente: (Pérez, 2014).

#### 1.5.4.5. Esfuerzo equivalente de Von Mises

También conocida como la teoría de la energía de distorsión o del esfuerzo cortante octaédrico. Esta teoría postula que la fluencia inicia cuando la energía de distorsión por unidad de volumen iguala a la energía de distorsión por unidad de volumen de la resistencia a la fluencia axial del material.

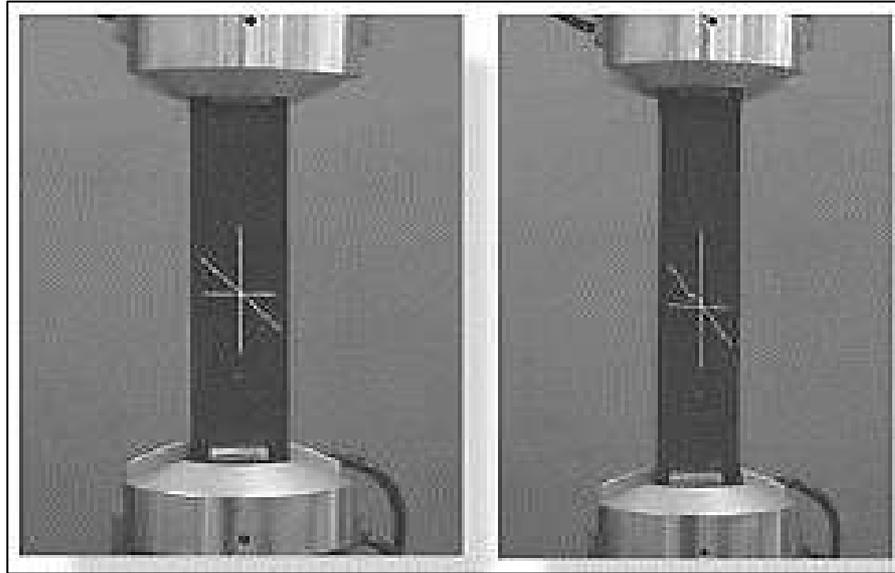
$$S_y = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}}$$

Donde:

$\sigma_1, \sigma_2$  y  $\sigma_3$  son los esfuerzos principales del estado tensional de un elemento.

#### 1.5.4.6. Deformación

Cuando se aplica una fuerza a un cuerpo, ésta tiende a cambiar la forma y el tamaño del cuerpo. Estos cambios se conocen como deformación, la cual puede ser visible o casi imperceptible. En un sentido general, la deformación de un cuerpo no será uniforme en todo su volumen, por lo que el cambio en la geometría de cualquier segmento de línea dentro del cuerpo puede variar considerablemente en toda su longitud (Budynas y Nisbett, 2012, p. 144).



**Ilustración 8-2:** Deformación de una membrana plástica sometida a tensión

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2012, p. 144).

### ***1.5.5. Diseño asistido por computadora ( CAD)***

En los siguientes capítulos para el modelado y simulación de la propuesta de solución al problema planteado se utiliza software de diseño, por lo tanto, es pertinente definir el uso de estas herramientas.

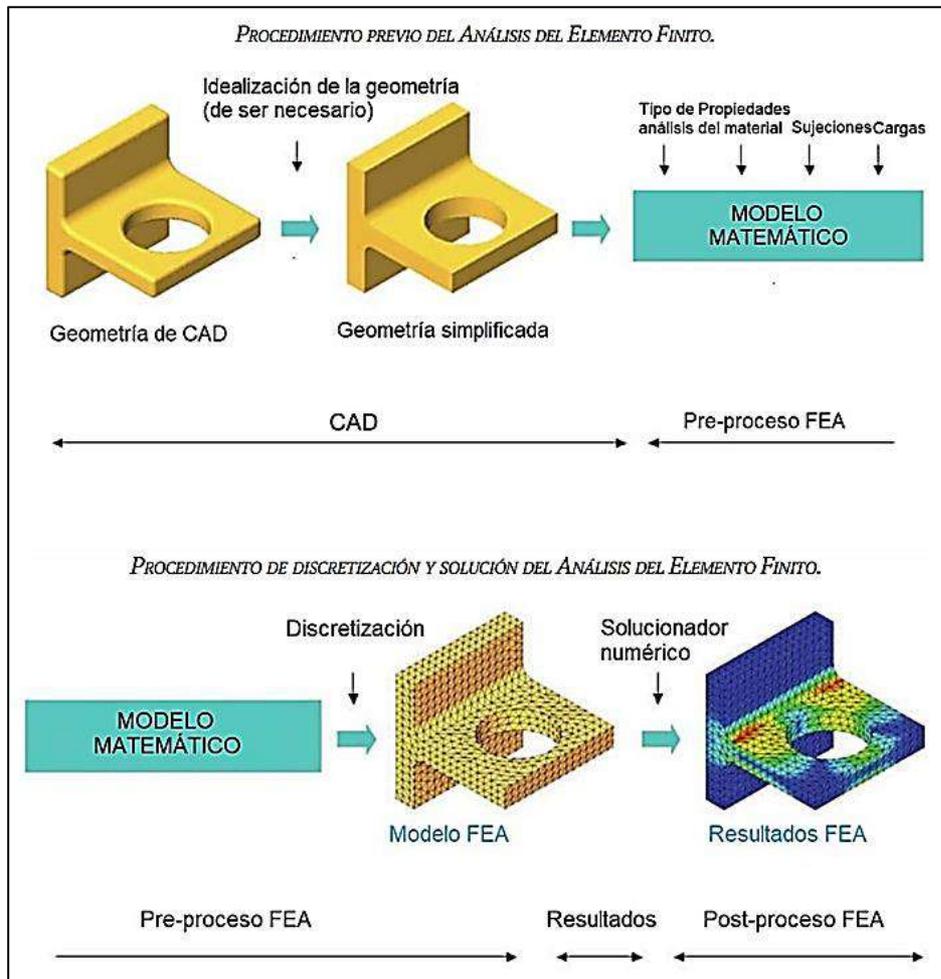
El diseño asistido por computadora es una tecnología de interfaz gráfica a servicio de la ingeniería mediante la creación, análisis, edición y documentación de modelos 2D y 3D. Esta herramienta permite visualizar y simular proyectos en condiciones reales de operación, con el objetivo de recopilar información útil para el desarrollo de estos.

#### ***1.5.5.1. SolidWorks***

Es un software de diseño CAD 3D utilizado para modelar elementos, ensamblajes en 3D y obtener planos en 2D. Este software ofrece una serie de soluciones en el proceso de desarrollo de proyectos. Sus productos ofrecen la posibilidad de diseñar, simular, fabricar, publicar y gestionar los datos en el proceso de diseño (SolidBI, 2022).

### ***1.5.6. Método del elemento finito (MEF)***

El método del elemento finito (MEF) es un método numérico general para la aproximación de soluciones de ecuaciones diferenciales parciales. Es utilizado en diversos problemas de ingeniería y física (Pérez, 2014, p. 3).



**Ilustración 9-2:** Proceso del MEF

Fuente: (Pérez, 2014, p. 3).

El método sirve para resolver problemas de elasticidad y deformación de distintos elementos mecánicos mediante la utilización de un software de modelación y simulación donde el algoritmo de dicho programa ayude a simular esfuerzos, deformaciones en elementos mecánicos con lo cual se podría validar el diseño verificando si los elementos fallan o resisten a las condiciones aplicadas.

#### 1.5.6.1. Ansys Workbench

Ansys es una integración de programas CAE (Ingeniería asistida por computadora) para diseño, análisis y simulación por el método de elementos finitos, incluye las fases de preparación (creación del mallado), ejecución y post procesamiento. En sus módulos principales el programa ejecuta análisis de elementos sometidos a distintos tipos de cargas usadas en ingeniería,

resolviendo problemas físicos tales como, esfuerzos térmicos, fluidos, vibración entre otras aplicaciones.

### ***1.5.7. Norma AISC 360-10***

La American Institute of Steel Construction (AISC) provee métodos y parámetros de diseño por tensiones admisibles y diseño por factores de carga y resistencia en elementos estructurales. Esta norma será utilizada para analizar y reforzar los perfiles estructurales en el presente trabajo se evalúa el comportamiento del elemento estructural a flexión, por lo tanto se aplica la sección F2 y F3 de la norma American Institute of Steel Construction (2010, p. 47).

## **1.6. Sistemas de elevación de cargas**

Son estructuras dinámicas que comprenden elementos mecánicos, eléctricos o hidráulicos cuya función es la de realizar un desplazamiento ascendente o descendente, con la finalidad de elevar o bajar una carga (Quilo y Vallejo, 2014: p.3).

### ***1.6.1. Tipos de sistemas elevadores de carga***

Los sistemas de elevación de carga se clasifican de acuerdo al tipo de sistema de elevación, en una estructura móvil pueden ser principalmente: sistema mecánico, sistema electromecánico o sistema hidráulico (Quilo y Vallejo, 2014: p.3).

#### ***1.6.1.1. Sistemas mecánicos de elevación***

Este tipo de sistemas de elevación compuestos de elementos mecánicos tales como, poleas, engranajes, cables, cadenas, rodamientos, ejes, etc., acoplados convenientemente de tal forma que se produzca un desplazamiento vertical de un elemento o carga para el que fue diseñado (Quilo y Vallejo, 2014: pp.3-8).



**Ilustración 10-2:** Sistemas de elevación mecánicos

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

### 1.6.1.2. *Sistemas electromecánicos de elevación*

Son sistemas que están conformados de elementos mecánicos, a los cuales se integra un motor eléctrico con un motorreductor que proveen el movimiento y la potencia de elevación. Entre los sistemas de elevación electromecánicos más utilizados están: Sistemas de cabrestante (Quilo y Vallejo, 2014: pp.3-8).



**Ilustración 11-2:** Sistemas de elevación electromecánicos

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

### 1.6.1.3. *Sistemas hidráulicos de elevación*

Son sistemas que incluyen elementos mecánicos que actúan bajo el principio de pascal para generar el movimiento de elevación, a través de un actuador con un fluido hidráulico de trabajo que comúnmente es aceite (Quilo y Vallejo, 2014: pp.3-12).



**Ilustración 12-2:** Sistemas de elevación electromecánicos

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

### ***1.6.2. Sistema de cabrestante***

Es una máquina compuesta de un rodillo o tambor giratorio, impulsado generalmente por maquinaria eléctrica o hidráulica. En el tambor se encuentra enrollado un cable de acero que será utilizado para elevar o arrastrar cargas. Principalmente utilizado en la industria naval, automotriz, rescate entre otras aplicaciones (SADI TRANSMISIONES S.L, 2022).



**Ilustración 13-2:** Cabrestante eléctrico

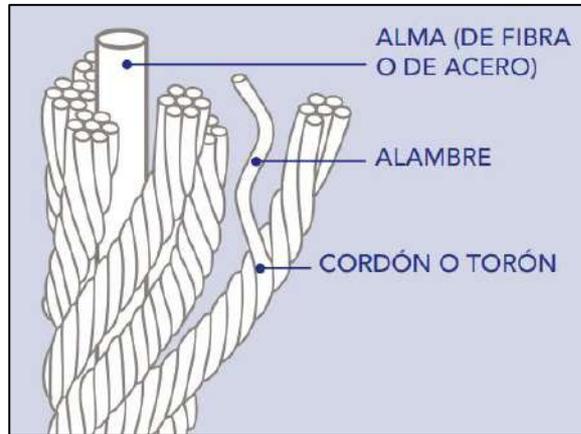
**Fuente:** (Direct Industry, 2022).

### ***1.6.3. Cable de acero***

El cable de acero es un elemento flexible conformado por un conjunto de alambres o hilos de acero entrelazados de manera conveniente formando un cuerpo de trabajo (IPH, 2017, p. 3).

### 1.6.3.1. Elementos de un cable de acero

Un cable de acero está constituido por los siguientes elementos básicos como se muestra en la Ilustración 14-2.



**Ilustración 14-2:** Elementos de un cable de acero

Fuente: (IPH, 2017, p. 3).

Alambre: Es el componente básico del cable de acero, donde su fabricación depende del uso final.

Torón: Resulta del enrollamiento helicoidal de los alambres en una o varias capas alrededor de un elemento central.

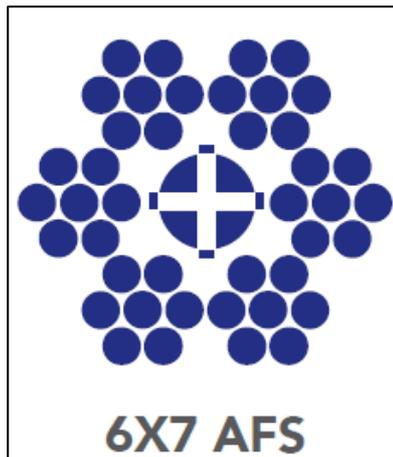
Alma: Es el eje central donde se trenzan los torones el alma generalmente es de acero cuando se requiere alta resistencia o de fibras sintéticas, cuando se requiere flexibilidad o naturales.

### 1.6.3.2. Nomenclatura de los cables de acero

Los cables de acero se designan mediante nomenclatura que hace referencia a:

- La cantidad de torones.
- La cantidad de alambres en cada torón.
- Tipo de construcción (S-Seale, W-Warrington, F- Filler, WS-Warrington Seale).
- La designación del alma del cable (AFS- Alma de fibra, AAC- Alma de acero).

Como ejemplo en la Ilustración 15-2, se describe un cable de acero de seis torones con siete alambres por torón y alma de fibra.

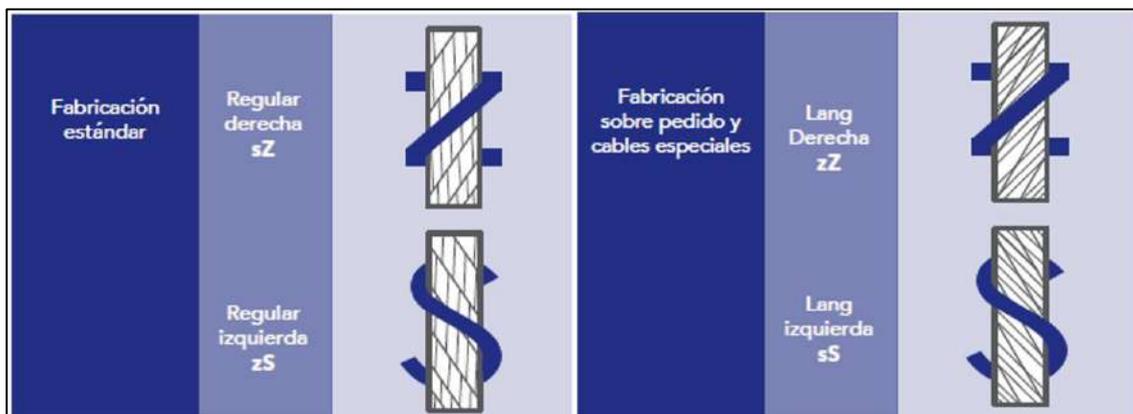


**Ilustración 15-2:** Cable 6X7 AFS

Fuente: (IPH, 2017, p. 5).

### 1.6.3.3. Tipos de torsión

Existen dos tipos de aspectos relacionados a la torsión del cable. El sentido de la torsión es decir en sentido derecho o izquierdo. El segundo aspecto es la distinción descriptiva de la posición relativa de los alambres en el torón y de los torones en el cable como se muestra en la siguiente ilustración.



**Ilustración 16-2:** Tipos de torsión en un cable

Fuente: (IPH, 2017, p. 6).

Torsión regular: Los alambres están torcidos en sentido opuesto al torón en cable.

Torsión Lang: Los alambres sobre el torón, así como los torones sobre el cable están torcidos en el mismo sentido. Este tipo de torsión tiene mejor resistencia a la fatiga por flexión y a la abrasión, pero con tendencia a destorcerse.

#### 1.6.3.4. Terminación superficial

De acuerdo con la aplicación los cables de acero pueden tener dos tipos de terminación superficial:

Natural.- Son cables lubricado, se trata del acabado más frecuente utilizado en la mayoría de las aplicaciones en función del medio en el que opere el cable de acero.

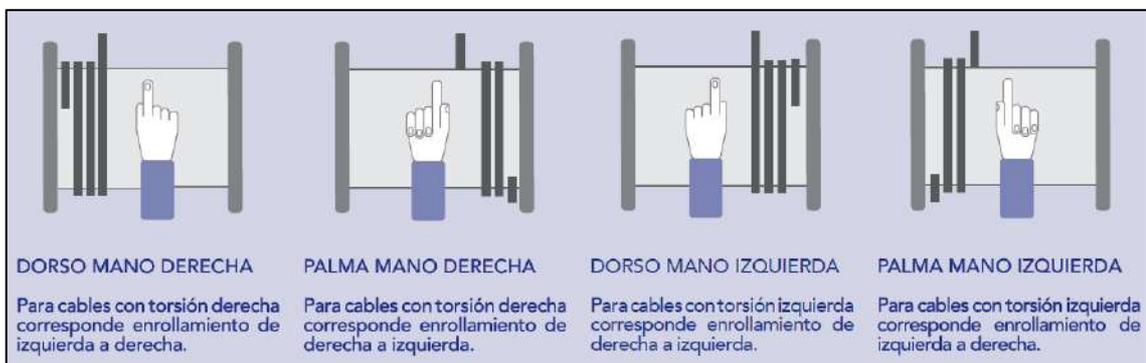
Galvanizado.- Este acabado es apropiado para cables que trabajan en medios corrosivos como humedad, salinidad, etc. Siendo necesario también una lubricación específica en ciertos casos.

#### 1.6.3.5. Lubricación

El engrase del cable es muy importante, el lubricante reduce el desgaste y protege el cable de la corrosión. Un cable de acero correctamente lubricado resiste un número de flexiones sensiblemente mayor que uno que no lo está. Por tal razón, un cable debe ser lubricado en su totalidad durante su fabricación. Pero durante el trabajo el cable pierde lubricación siendo de vital importancia establecer una rutina de lubricación del mismo (CARGOFLETBLASANT, 2019, p. 39) .

#### 1.6.3.6. Determinación del sentido de arrollamiento del cable en el tambor

El sentido de torsión (izquierdo o derecho) del cable, tiene relación directa con ciertas condiciones de operación; en primer lugar, la ubicación del punto muerto en tambores lisos, el sentido del enhebrado (reeving) como se muestra en la siguiente ilustración (CARGOFLETBLASANT, 2019, p. 38).

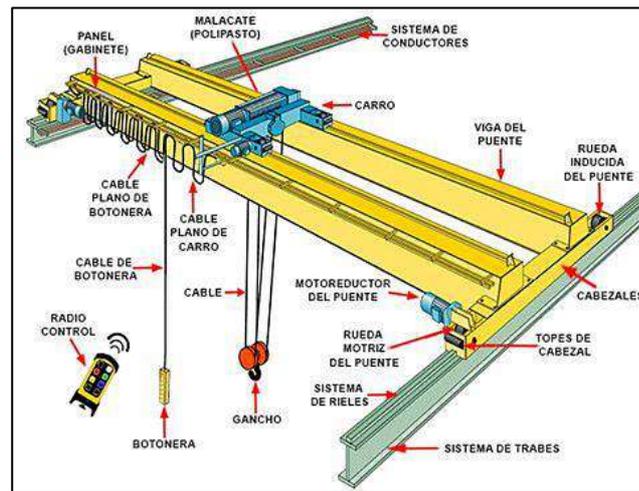


**Ilustración 17-2:** Tipos de torsión en un cable

Fuente: (IPH, 2017, p. 9).

#### 1.6.4. Puente Grúa

Es un tipo de grúa que se utiliza en fábricas e industrias, para izar y desplazar cargas pesadas permitiendo que se puedan movilizar piezas de gran porte en forma longitudinal, horizontal y vertical. Si el puente se encuentra rígidamente sostenido por dos o más patas que se desplazan sobre rieles.



**Ilustración 18-2:** Componentes de un puente grúa

Fuente: (PROELEVACIÓN S.A, 2021, p. 1).

### 1.7. Dispositivos de sujeción y liberación de cargas

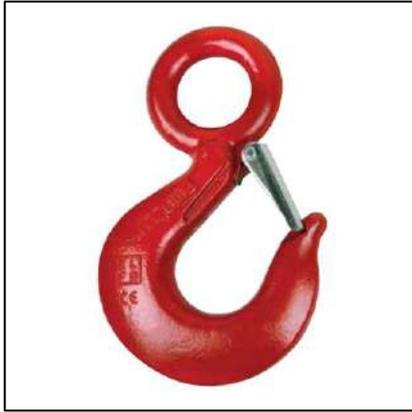
Son elementos o sistemas cuya función es enclavar la carga a elevar, mediante los diversos sistemas de izaje, esto con el objetivo de optimizar el tiempo de acople y desacople (Miravete et al., 2012, p.61).

#### 1.7.1. Tipos de elementos de suspensión de carga

La suspensión de las cargas se refiere a mantener la carga elevada por determinado tiempo, entre los sistemas de suspensión más utilizados en la ingeniería e industria, tenemos los siguientes:

##### 1.7.1.1. Gancho

Si la carga puede asegurarse mediante cadenas, eslingas o cables de aceros, entonces se puede sujetar a un gancho principalmente fabricado de acero de aleación forjado (Miravete et al., 2012, p. 62).



**Ilustración 19-2:** Gancho de izaje

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

### *1.7.1.2. Cucharón*

Cuando es necesario elevar una carga a granel, el elemento de suspensión apropiado para penetrarlo, cargarlo y elevarlo será un cucharón o pala (Miravete et al., 2012, p. 71).



**Ilustración 20-2:** Cucharón

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

### *1.7.1.3. Spreader*

En el transporte de contenedores, el sistema de suspensión será un Spreader, el mismo consiste en una estructura metálica que estará unida al sistema de elevación mediante cables y se enclava al contenedor (Miravete et al., 2012, p. 80).



**Ilustración 21-2:** Spreader

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

#### *1.7.1.4. Pinza de elevación*

Cuando surge la necesidad de elevar cargas como perfiles o chapas de acero, madera, mármol, entre otros, el elemento adecuado son las pinzas de elevación, compuesto por un anillo superior y sistema de apriete con pivote y mordaza (REMA, 2557, p. 4).



**Ilustración 22-2:** Pinza de elevación

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

#### *1.7.1.5. Electroimán*

El electroimán es un dispositivo de izaje de carga que tiene la propiedad de obtener propiedades magnéticas cuando su bobina es alimentada por una corriente eléctrica, transformando de manera sencilla y eficaz, la energía eléctrica en mecánica (Álvarez Pulido, 2013, p. 19).



**Ilustración 23-2:** Electroimán para izaje

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

### **1.7.2. Ganchos de liberación para botes**

Son dispositivos de liberación para botes de rescate rápido, su diseño y construcción se encuentra acogido en normativas internacionales. El uso principal de estos ganchos recae en izar y liberar los botes desde el agua. Estos dispositivos se implementan mediante elementos de izaje, donde la elevación se realiza mediante un cable enrollado a un tambor (Noda, 2019, pp.38-39).



**Ilustración 24-2:** Dispositivo de liberación para botes salvavidas

Fuente: (Noda, 2019, p.41).

El material de fabricación de estos dispositivos es de origen metálico como aceros aleados y aceros inoxidable, ya que deben poseer alta resistencia mecánica debido a las grandes cargas que

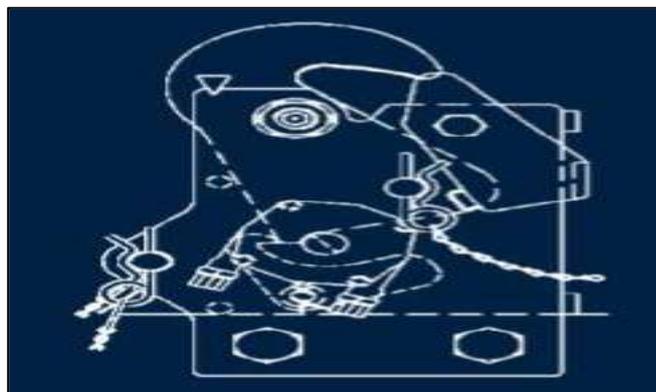
se elevan con estos ganchos (hasta 20000 kg). El mercado ha evolucionado en cuanto al diseño y fabricación de estos dispositivos favoreciendo al izaje y liberación de cargas de una forma rápida y segura (Noda, 2019, pp.41-43).



**Ilustración 25-2:** Gancho de liberación *Harding* RRH

**Fuente:** (Noda, 2019, p.43).

La Ilustración 25-2 muestra un gancho de liberación para botes de rescate el cual incluye un mecanismo de bloqueo bajo la acción de la carga, esto permite que la elevación de la carga sea segura, así mismo el propio peso de la carga hace que esta se libere, luego de un accionamiento producido por una palanca que hace que se retire el bloqueo del mecanismo (Noda, 2019, p.53).



**Ilustración 26-2:** Geometría del gancho de liberación  
Duplex 50E2

**Fuente:** (Noda, 2019, p.43).

Debido a la complejidad geométrica de estos dispositivos, se define un diseño mediante MEF, donde se pueda determinar el espesor necesario empelando un proceso iterativo (post procesamiento), a través de esto se observa si el modelo geométrico soporta o no las cargas asociadas a él dependiendo del material empleado (Noda, 2019, p.53).

La normativa IMO (*International Maritime Organisation*), rige el diseño de ganchos de liberación para botes de rescate rápido, esta norma clasifica los parámetros que deben cumplir las piezas de buques para su correcta operación (Noda, 2019, p.61).

## **1.8. Sistemas de transmisión de potencia**

La transmisión de potencia incluye un sistema conformado por un motor acoplado a una transmisión mecánica con el fin de dar potencia de movimiento a una máquina específica. Las transmisiones son necesarias debido a que la velocidad de giro en las máquinas es diferente a la de los motores, requiriendo de velocidades variables y movimientos diferentes al rotativo (Budynas y Nisbett, 2012: p.899). Por la tanto en un sistema de transmisión de potencia es importante seleccionar adecuadamente el motor eléctrico y el tipo de transmisión para impulsar y poner en operación una máquina.

### ***1.8.1. Selección de motores eléctricos***

Para realizar una correcta selección de un motor eléctrico trifásico hay que tomar en cuenta varios factores, los cuales cada uno de ellos vienen cuantificados y detallados en la placa del motor (Mott et al., 2006: p.795).

#### ***1.8.1.1. Potencia***

Los motores eléctricos entregan una potencia nominal de servicio continuo, esto recae en que no se puede sobrepasar los límites de temperatura de su clase de aislamiento (Mott et al., 2006: p.798).

#### ***1.8.1.2. Velocidad***

La velocidad en los motores eléctricos viene dada en R.P.M (revoluciones por minuto), donde a mayor número los motores resultan más económicos a igualdad de potencia, pero su torque disminuye (Mott et al., 2006: p.798).

### *1.8.1.3. Voltaje y frecuencia*

El motor debe tener características que correspondan a la red eléctrica. A nivel nacional la frecuencia que se utiliza es 60 Hz y el voltaje 110 V, 220 V, o 440 V. El voltaje viene relacionado con los costos de instalación, a medida que el voltaje es más alto estos costos disminuyen (Mott et al., 2006: pp.798-802).

### *1.8.1.4. Tamaño y forma constructiva*

La forma constructiva y geometría viene normalizada de acuerdo con la potencia y RPM de cada motor. Estos parámetros indican el procedimiento a seguir para el montaje (Mott et al., 2006: p.808).

### *1.8.1.5. Hermeticidad*

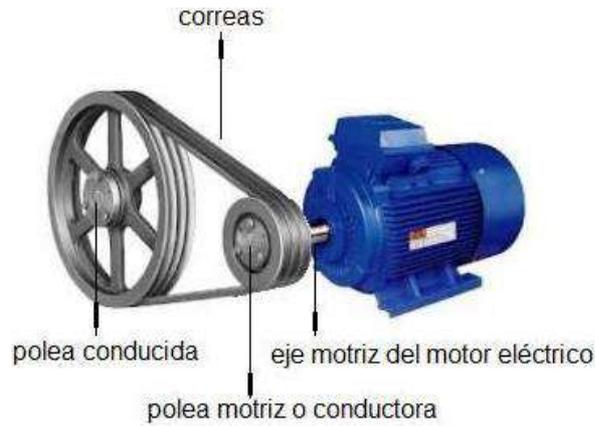
Tiene que ver con el grado de protección del motor según el ambiente de trabajo al que se encuentra expuesto. Se debe tomar en cuenta casos de ambientes especiales (Mott et al., 2006: p.798).

### *1.8.1.6. Condiciones de servicio*

Las condiciones de servicio normales para un motor eléctrico son cuando este trabaja en un ambiente cuya temperatura máxima es de 40°C y hasta una altura máxima de 100 metros sobre el nivel del mar. En condiciones de trabajo diferentes el sistema exige cambios en la potencia (Mott et al., 2006: p.798).

## ***1.8.2. Transmisión por correas***

La transmisión por correas se basa en la transmisión de potencia mecánica (entre dos o más ejes separados a una distancia relativamente grande) mediante elementos flexibles. Es tipo de transmisión se compone de correas, poleas y elementos tensores (Budynas y Nisbett, 2012: p.847).

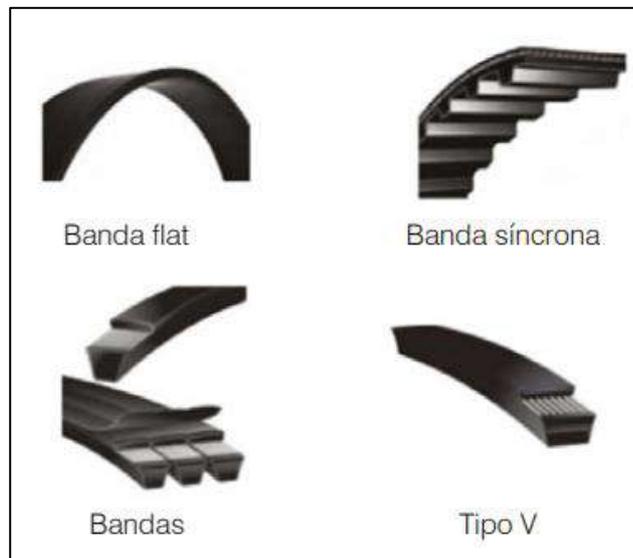


**Ilustración 27-2:** Transmisión de potencia por correa.

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

### 1.8.2.1. Correas

Se trata de un elemento flexible de elevada capacidad de tracción, resistencia a la fatiga y suficiente longevidad. La selección de la correa determina la capacidad de trabajo de la transmisión, las correas pueden ser: planas, trapezoidales o dentadas (Budynas y Nisbett, 2012: p.847).



**Ilustración 28-2:** Tipos de correas de transmisión

**Fuente:** (Mott et al., 2006: p.269).

### 1.8.2.2. Poleas

Las poleas se seleccionan de acuerdo con la forma de la superficie de trabajo determinada por el tipo de correa seleccionada y las condiciones de trabajo de la transmisión (Mott et al., 2006: pp.268-269).



**Ilustración 29-2:** Tipos de poleas de transmisión

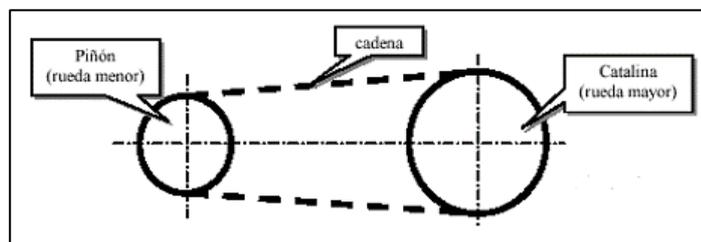
**Fuente:** (Miranda, 2016).

### 1.8.2.3. Dispositivos tensores

Es fundamental que la correa este tensada adecuadamente para que no se produzcan pérdidas en la potencia mecánica transmitida, para lo cual se utilizan dispositivos tensores como placas oscilantes, plataformas corredizas, rodillos tensores internos y externos (Mott et al., 2006: pp.265-267).

### 1.8.3. Transmisión por cadenas

La transmisión por cadenas se puede utilizar tanto para transmitir potencia como para elevar cargas. Las cadenas son los elementos mecánicos que se usan para transmitir la potencia y uno de los elementos más utilizados por su eficiencia cuando existe demanda de grandes cargas en los accionamientos (Mott et al., 2006: p.283). Este tipo de transmisión consta de una cadena y dos ruedas dentadas (una conductora y otra conducida).

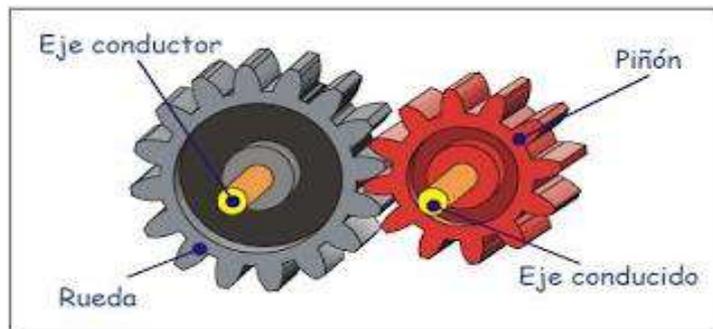


**Ilustración 30-2:** Esquema de una transmisión por cadena

**Fuente:** (Campos, 2016, p.1)

#### 1.8.4. Transmisión por engranajes

La transmisión por engranajes está compuesta por elementos mecánicos (conductores y conducidos) cuyos ejes pueden estar paralelos o perpendiculares entre sí. Los engranes cumplen las funciones de cambiar la velocidad o dirección de giro, orientación angular y sirven también como multiplicador o divisor de torque, convierten también los movimientos lineales en rotacionales o viceversa (Budynas y Nisbett, 2012: p.653). Este tipo de transmisión está compuesto de un piñón, una rueda o corona y ejes de transmisión (conductor y conducido).

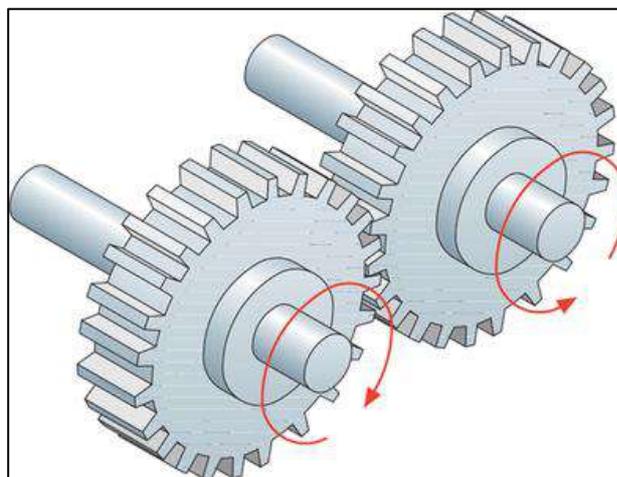


**Ilustración 31-2:** Esquema de una transmisión por engranajes

**Fuente:** (Campos, 2016).

##### 1.8.4.1. Engranajes de dientes rectos

Los engranajes cilíndricos de dientes rectos son el tipo de transmisión por engranajes más simple, usado generalmente para velocidades pequeñas y medianas (Budynas y Nisbett, 2012: p.705).



**Ilustración 32-2:** Transmisión por engranajes rectos

**Fuente:** (Modesti, 2019).

#### 1.8.4.2. Engranajes de dientes helicoidales

Se caracterizan por su dentado oblicuo con relación al eje de rotación. Transmiten más potencia y velocidad a diferencia de los engranajes por dientes rectos, tienen una vida útil mayor y son más silenciosos (Budynas y Nisbett, 2012: p.705).

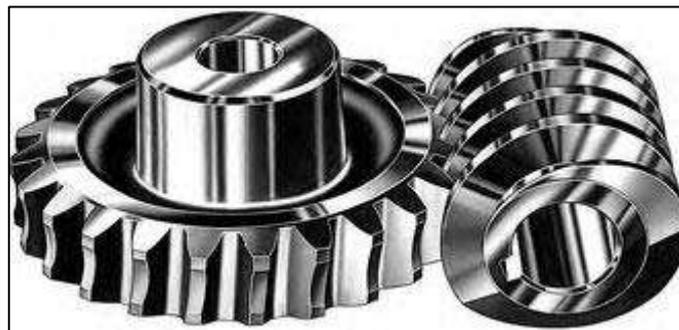


**Ilustración 33-2:** Transmisión por engranajes helicoidales

Fuente: (Modesti, 2019).

#### 1.8.4.3. Tornillo sin fin y corona

Es un sistema diseñado para transmitir grandes esfuerzos, sirven también como reductores de velocidad aumentando la potencia de transmisión. Sus elementos generalmente trabajan con ejes perpendiculares entre sí (Budynas y Nisbett, 2012: pp.778-782).



**Ilustración 34-2:** Transmisión por tornillo sin fin y corona

Fuente: (Modesti, 2019).

### 1.9. Diseño instalación y seguridad de equipos de izaje en la industria

En esta sección se encuentran las previsiones tomadas en cuenta en el diseño, construcción, montaje y operación de equipos de izaje de cargas.

### ***1.9.1. Códigos y normativa aplicable***

Son documentos establecidos y aprobados por organismos reconocidos que establecen los criterios y reglas que rigen las actividades a desarrollarse con el objetivo de obtener resultados óptimos.

### ***1.9.2. Norma ASME B 30***

La Norma ASME B 30: Seguridad para Instalaciones de Cables, Grúas, Torres, Polispastos, Ganchos, Gatos y Eslingas; provee los lineamientos aplicados a la construcción, instalación, inspección, operación y mantenimiento de equipos de izaje de cargas y movimiento de material en la industria. La Norma ha sido dividida en varios volúmenes, los mismos que han sido escritos y revisados por el comité de Normas ASME B-30 y aprobado por el Instituto Nacional de Normalización de Estados Unidos ANSI, para el caso de estudio propuesto, se aplica el volumen ASME B30.7 Winches (Cabrestantes) (American Society of Mechanical Engineers, 2016).

### ***1.9.3. Norma UNE-EN 60204-1***

Esta norma aplica a los equipos y sistemas eléctricos y electrónicos de máquinas fijas o móviles en funcionamiento incluyendo un grupo de máquinas que trabajan de forma coordinada (AENOR, 2016, p. 55–61).

Entre los requerimientos de la norma se especifica:

- Conexiones a la red de alimentación y protección contra choques eléctricos.
- Interfaces de operación y dispositivos de mando para el control de la máquina (Pulsadores de arranque, parada de emergencia, indicadores luminosos, etc).
- Emplazamiento, montaje y acceso del operador a los mandos de control.

### ***1.9.4. Decreto Ejecutivo 2393 -19860***

Actualmente en Ecuador el Decreto Ejecutivo 2393, es el Reglamento de Seguridad y Salud de los Trabajadores y Mejoramiento del Medio Ambiente de Trabajo. En el título IV, Manipulación y transporte, en sus artículos: 101, 108, 109, 110, 113, 118., trata acerca de manipulación de cargas, ganchos, poleas, tambores, normas generales para grúas, respectivamente. Además, la regulación sobre las cargas máximas, la manipulación de ellas, sus revisiones y mantenimientos (Decreto No. 2393, 1998, pp. 35–41).

## 1.10. Norma DIN VDI

Verein Deutscher Ingenieure (Asociación de ingenieros alemanes) fundada en 1856. Es una de las principales organizaciones industriales y científicas de Europa y el mundo. La organización impulsa el desarrollo tecnológico, los intereses de los ingenieros y las empresas de ingeniería en Alemania (Verein Deutscher Ingenieure, 2022, p. 3).

Entre las normas principales para ingeniería figuran las siguientes.

**VDI 2222 Parte 1 (1997-06):** Metodología de diseño, desarrollo de la metodología de los principios de solución.

**VDI 2223 (2004-01):** Diseño de productos técnicos.

**VDI 2225 Parte 1 (1997-11):** Metodología de diseño- Diseño de ingeniería simplificado de cálculo de costos.

**VDI 2225 Parte 3 (1998-11):** Metodología de diseño- Diseño de ingeniería- Evaluación técnico y económico.

**VDI 2225 Parte 4 (1997-11):** Metodología de diseño- Diseño de ingeniería a un costo óptimo- Dimensionamiento.

### *1.10.1. DIN VDI 2225 Parte 4 Metodología de diseño para proyectos de ingeniería*

En la norma se establecen los criterios de evaluación de proyectos de ingeniería bajo conceptos de optimización técnica y económica del producto, básicamente el proceso consiste en la toma de solicitudes del proyecto mediante una lista de exigencias, posteriormente se evalúa cada opción, de acuerdo con los criterios mencionados se selecciona la alternativa que más se ajuste al requerimiento del proyecto (Verein Deutscher Ingenieure, 2022, p. 5).

#### *1.10.1.1. Lista de exigencias del proyecto*

Es un contrato entre cliente y diseñador, es el documento en el cual se basa el diseño. Además, es un resumen de las necesidades que deben o pueden solventarse, así como el alcance del proyecto como se muestra en la siguiente figura. A parte de los datos informativos del proyecto, principalmente se recopila tres aspectos de los requerimientos:

**Deseo o exigencia:** Aquí se enfatiza si el requerimiento es de vital importancia en el diseño o en caso contrario, puede ser obviado o no por el diseñador.

**Característica:** Es un listado de necesidades traducidas a especificaciones técnicas tales como, velocidades, fuerza, geometría entre otros.

**Descripción:** Se establece en cada ítem las características a considerarse durante el diseño que deberá cumplir la máquina o máquinas.

**Responsable:** El profesional o entidad encargada en realizar el proyecto.

Lista de exigencias			
PROYECTO	Universidad		Fecha:
	Facultad		Autor.
Característica	Deseo o exigencia	Descripción	
Función Principal			
Geometría			
Cinemática			
Fuerzas			
Energía			
Materia Prima			
Fabricación			
Montaje			
Transporte			
Costos			
Seguridad			
Calidad			
Señales			
Ergonomía			

**Ilustración 35-2:** Formato de lista de exigencias

Fuente: VDI 2225.

## CAPÍTULO III

### 2. MARCO METODOLÓGICO

En el presente capítulo se desarrollará la metodología de diseño basada en la norma DIN VDI 2225, la misma consiste en un método de decisión optimizado al mínimo coste. En primer lugar, se presenta la estructura de funciones que debe cumplir el sistema de accionamiento del péndulo, para luego obtener la matriz morfológica, seguido la elaboración de un concepto de solución óptimo realizando una valoración técnico-económica y por último el diseño de proyecto óptimo, mediante el cual se desarrollará el diseño de detalle.

En la segunda parte de este capítulo se realizará cálculos generales de capacidad, potencia, diseño de componentes de sujeción de la carga, selección de transmisión mecánica para el sistema de elevación.

#### 3.1. Definición del producto

##### 3.1.1. *Especificaciones del equipo*

El sistema de accionamiento en cuestión debe cumplir con funciones específicas identificadas para su diseño, mismas que dependen de los requerimientos por parte del usuario, por la normativa aplicada de ser el caso e investigaciones previas.

##### 3.1.1.1. *Lista de exigencias*

Para obtener las especificaciones técnicas, antes es necesario la elaboración de una lista de exigencias, donde se formula, tanto exigencias (E) como deseos (D), como se observa en la Tabla 1-3.

**Tabla 1-3:** Lista de exigencias del sistema de accionamiento

<b>LISTA DE EXIGENCIAS</b>		
<b>Proyecto</b>	DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO PARA EL PÉNDULO DE PRUEBAS DE IMPACTO DE LA FACULTAD DE MECÁNICA.	
<b>Cliente</b>	GRUPO DE INVESTIGACIÓN GDP DE LA FACULTAD DE MECÁNICA DE LA ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO.	<b>Elaborado por:</b> Casa Cristian Escalante Andrés
<b>Deseo o Exigencia</b>	<b>Descripción</b>	<b>Responsables:</b>
E	<b>Función principal</b> Sujetar el impactador del péndulo, elevar y soltar.	Casa Cristian Escalante Andrés
E	<b>Geometría</b> El equipo debe tener una conformación compacta, adaptable a la infraestructura del laboratorio de fundición.	Casa Cristian Escalante Andrés
E	<b>Cinemática</b> La velocidad de elevación debe ser mayor a la velocidad desarrollada por el teclé manual actualmente instalado. Además, la liberación del impactador debe ser inmediata.	Casa Cristian Escalante Andrés
E	<b>Fuerzas</b> El equipo deberá tener suficiente capacidad para soportar el peso del impactador del péndulo en su posición más crítica.	Casa Cristian Escalante Andrés
E	<b>Energía</b> El sistema de elevación debe ser alimentado con energía eléctrica.	Casa Cristian Escalante Andrés
E	<b>Fabricación</b> El sistema completo de izaje debe ser fabricado de tal manera que sus componentes puedan ser manufacturados en un taller de precisión o se encuentren disponibles en el mercado local.	Casa Cristian Escalante Andrés
E	<b>Transporte</b> El equipo estará instalado permanentemente en el puente grúa del laboratorio de fundición de la facultad de mecánica.	Casa Cristian Escalante Andrés
E	<b>Costos</b> El costo del sistema de accionamiento debe ser menor a los disponibles en el mercado con las mismas especificaciones.	Casa Cristian Escalante Andrés
E	<b>Seguridad</b> El equipo no debe representar un riesgo para el operario.	Casa Cristian Escalante Andrés
E	<b>Calidad</b> Para tener fiabilidad en el equipo, sus elementos más críticos se diseñarán o seleccionarán de acuerdo con normas de construcción aplicables.	Casa Cristian Escalante Andrés

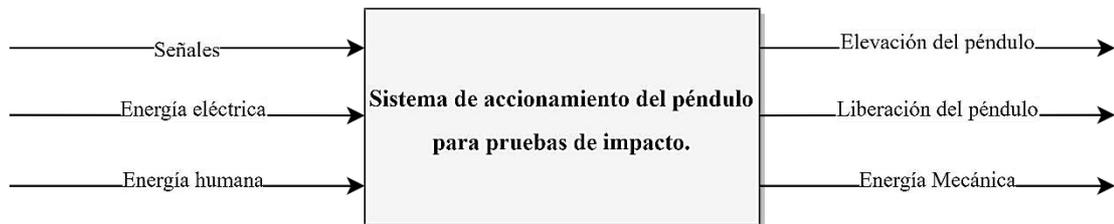
<b>Deseo o Exigencia</b>	<b>Descripción</b>	<b>Responsables:</b>
E	<b>Señales</b> Los controles deben ser de fácil reconocimiento y manipulación. El sistema también contará con un botón que detengan el sistema de elevación en caso de emergencia.	Casa Cristian Escalante Andrés
E	<b>Montaje</b> Facilidad en el montaje y desmontaje para un adecuado mantenimiento. Los componentes del sistema deben contar con refacciones en el mercado local.	Casa Cristian Escalante Andrés
D	<b>Ergonomía</b> Los controles del equipo estarán dispuestos de tal manera que el operario pueda acceder fácilmente a ellos.	Casa Cristian Escalante Andrés

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

### 3.2. Diseño conceptual

#### 3.2.1. Estructura de funciones

Con los requerimientos identificados en la lista de exigencias, a continuación, se define la función general del sistema de accionamiento del péndulo para pruebas de impacto.



**Ilustración 1-3:** Caja negra

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

El péndulo de impacto será accionado en una o varias etapas por energía humana y eléctrica al recibir señales de entrada visuales y sonoras para iniciar el proceso. Posteriormente al ejecutar las operaciones se obtiene las acciones requeridas y señales de salida las mismas que también son visuales y sonoras.

### *3.2.1.1. Descripción de las funciones*

Conforme a la estructura de funciones, a cada función le corresponde un principio físico que lo represente, obteniéndose la Ilustración 2-3.

#### *a) Sujetar*

Mediante un dispositivo de sujeción, se acopla convenientemente el péndulo, garantizando una segura ejecución de las funciones posteriores.

#### *b) Elevar*

Consiste en elevar el impactador péndulo hasta determinada altura en función a la solicitud del ensayo a realizarse.

#### *c) Suspende*

El impactador del péndulo se mantiene elevado a cierta altura del piso hasta el momento de su liberación.

#### *d) Liberar*

El impactador del péndulo se suelta con la apertura o desenclavamiento del dispositivo de sujeción, produciendo la libre oscilación de este desarrollando la energía cinética necesaria para el ensayo de impacto.

#### *e) Transmisión de potencia.*

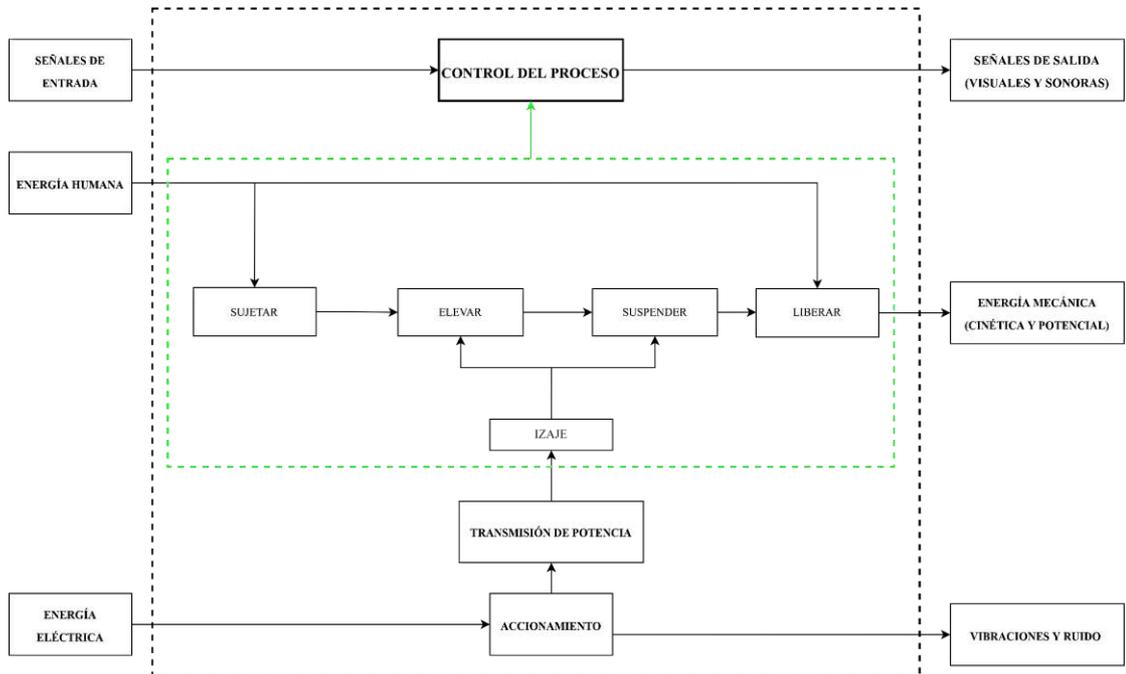
Consiste en transmitir la energía eléctrica o humana hacia el sistema de elevación.

#### *f) Accionamiento*

Convierte la energía recibida en energía mecánica disponible para la realización del ensayo.

### g) Controlar

Permite el control en la ejecución de las funciones del sistema de accionamiento.



**Ilustración 2-3:** Estructura de funciones

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

### 3.2.2. Matriz morfológica

Una vez definida la estructura de funciones, mediante la matriz morfológica de Zwicky se propone alternativas de solución y su conformación para posteriormente ser evaluadas. A continuación, se detallan las posibles alternativas de solución.

FUNCIONES		PORTADORES DE SOLUCIÓN			
1	Sujetar	Embrague cónico 	Gancho para liberación rápida de carga 	Electroimán 	
		Cabrestante eléctrico 	Motoreductor acoplado al eje de rotación del péndulo 	Tecla Manual 	Tecla eléctrica 
2	Eleva	Embrague cónico 	Gancho para liberación rápida de carga 	Electroimán 	
		Mando inalámbrico 	Mando alámbrico 		
3	Liberar			Electroimán 	
				Mando alámbrico 	
4	Controlar			Mando alámbrico 	
ALTERNATIVAS		1	2	3	4

**Ilustración 3-3:** Matriz morfológica

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

### 3.2.3. *Conceptos de solución*

En base a la matriz morfológica se propone cuatro alternativas de solución, producto de la combinación de componentes del sistema de accionamiento del péndulo, los mismos que se detallan a continuación.

#### 3.2.3.1. *Alternativa de solución 1: Moto-reductor, embrague cónico, control inalámbrico*

Al conjunto motor eléctrico y caja reductora de velocidad, se denomina moto-reductor, el objetivo de este sistema es reducir la velocidad del motor eléctrico a determinada potencia, disponiendo de la velocidad angular y torque apropiados en el eje de salida. El embrague cónico permite acoplar y desacoplar la transmisión de potencia al eje de rotación de los brazos del péndulo, siendo un elemento compacto adecuado para transmitir un torque elevado.

##### **Elementos de la alternativa de solución 1:**

- Motor eléctrico.
- Tablero de control para el motor eléctrico.
- Caja reductora de velocidad.
- Embrague cónico.
- Mando inalámbrico.

##### **Funcionamiento:**

Un moto-reductor acoplado al eje de los brazos del péndulo, produce el movimiento de elevación y un embrague cónico acopla y desacopla la transmisión de potencia para permitir ascenso y descenso del impactador del péndulo, todo el proceso es operado mediante un mando inalámbrico.

#### 3.2.3.2. *Alternativa de solución 2: Sistema de cabrestante y gancho para liberación rápida de carga*

El cabrestante es un sistema para izaje de carga compuesto de un conjunto moto-reductor y un tambor o rodillo con el bobinado del cable de acero. El elemento de suspensión de carga ideal para soltar la carga inmediatamente es el gancho para liberación rápida, el mismo consiste en un mecanismo de enclavamiento para sujetar la carga y la liberación de la carga se produce al desenclavar el mecanismo manualmente.

##### **Elementos de la alternativa de solución 2:**

- Motor eléctrico.
- Tablero de control para el motor eléctrico.
- Caja reductora de velocidad.

- Tambor o rodillo.
- Cable de acero.
- Gancho para liberación rápida de carga.
- Mando alámbrico.

**Funcionamiento:**

El impactador del péndulo es elevado por medio de un sistema de cabrestante instalado en el puente grúa del laboratorio de fundición, el mismo es impulsado por un motor eléctrico accionado mediante un mando alámbrico, el acople y desacople del sistema de cabrestante al impactador del péndulo se logra a través de un gancho de liberación rápida operado manualmente.

*3.2.3.3. Alternativa de solución 3: Tecele manual, electroimán con mando alámbrico*

El tecele manual de cadena es una herramienta para izaje de cargas, gracias a la ventaja mecánica que su sistema proporciona, el operador puede elevar grandes cargas con un mínimo esfuerzo físico. Este sistema debe ser equipado con ganchos, eslingas, grilletes, etc., para su manejo. El electroimán de elevación es ideal para el izaje de cargas metálicas (planchas, perfiles, tubos de acero, etc.) para su funcionamiento debe ser alimentado con energía eléctrica.

**Elementos de la alternativa de solución 3:**

- Tecele manual de cadena.
- Electroimán
- Mando alámbrico

**Funcionamiento:**

Un tecele manual conectado al impactador del péndulo mediante un electroimán produce la elevación hasta la altura requerida. La liberación del impactador se obtiene desenergizando el electroimán, además, se requiere un mando alámbrico para su operación.

*3.2.3.4. Alternativa de solución 4: Tecele eléctrico, electroimán con mando alámbrico*

El tecele eléctrico de cadena es un equipo para izaje de cargas, donde la velocidad de elevación es superior respecto al tecele manual, el tecele es accionado por un motor eléctrico integrado. El electroimán de elevación es ideal para el izaje de cargas metálicas (planchas, perfiles, tubos de acero, etc.) para su funcionamiento debe ser alimentado con energía eléctrica.

**Elementos de la alternativa de solución 4:**

- Tecele eléctrico de cadena.
- Gancho.
- Electroimán

### Funcionamiento:

Un teclé eléctrico conectado al impactador del péndulo mediante un electroimán produce la elevación del péndulo hasta la altura solicitada. De la misma manera que en la opción anterior para liberar el impactador se desenergiza el electroimán. Todo el proceso debe ser controlado y operado mediante un mando alámbrico colgante.

#### 3.2.4. Evaluación de las alternativas de solución

En este apartado se realiza la ponderación técnica y económica a fin de obtener el concepto óptimo de solución.

##### 3.2.4.1. Evaluación técnica

A continuación, en la Tabla 2-3, se muestra la evaluación técnica de los conceptos de solución propuestos, de acuerdo con los criterios de ponderación según VDI 2225 (VDI 2225:4, 1997).

**Tabla 2-3:** Evaluación técnica del proyecto

Evaluación de proyectos -Valor técnico (Xi)												
Proyecto: DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO DEL PÉNDULO PARA PRUEBAS DE IMPACTO DE LA FACULTAD DE MECÁNICA												
p: puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según la norma VDI)												
g: peso ponderado en función de la importancia de los criterios de evaluación.												
0= no aceptable, 1= poco satisfactorio, 2= Suficiente, 3= Bien, 4= Ideal												
Criterios de evaluación en fase de conceptos o proyectos.												
Variables de Proyectos			Alternativa de solución								Solución ideal S	
			1		2		3		4			
No	Criterios de evaluación	g	p	p*g	p	p*g	p	p*g	p	p*g	p	p*g
1	Adaptación del sistema a la infraestructura existente.	4	3	12	3	12	3	12	3	12	4	16
2	Rapidez en la elevación de la carga	4	4	16	4	16	1	4	3	12	4	16
3	Rapidez en la liberación de la carga.	4	3	12	4	16	4	16	4	16	4	16
4	Posibilidad de Automatización	2	2	4	2	4	3	6	4	8	4	8
5	Facilidad de fabricación y montaje	3	2	6	3	9	4	12	3	9	4	12
6	Mantenibilidad del sistema	2	2	4	3	6	3	6	2	4	4	8

Variables de Proyectos			Alternativa de solución								Solución ideal S	
			1		2		3		4			
No	Criterios de evaluación	g	p	p*g	p	p*g	p	p*g	p	p*g	p	p*g
7	Operabilidad	3	4	12	3	9	2	6	3	9	4	12
8	Seguridad	4	4	16	3	12	3	12	3	12	4	16
9	Impacto ambiental	3	2	6	3	9	3	9	3	9	4	12
Puntaje máximo		29	26	88	28	93	26	83	28	91	36	116
Valor técnico (Xi)			0.76		0.80		0.72		0.78		1	1

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

### 3.2.4.2. Evaluación económica

La valoración económica es un indicador muy importante para hallar la solución óptima, por lo tanto, se ha realizado una cotización en internet de componentes, equipos y sistemas que conforman las alternativas de solución. De acuerdo con los costos de los equipos consultados, en la Tabla 3-3.

**Tabla 3-3:** Evaluación económica del proyecto

<b>Evaluación de proyectos -Valor económico (Yi)</b>												
Proyecto: DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO DEL PÉNDULO PARA PRUEBAS DE IMPACTO DE LA FACULTAD DE MECÁNICA												
p: puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según la norma VDI)												
g: peso ponderado en función de la importancia de los criterios de evaluación.												
0= no aceptable, 1= poco satisfactorio, 2= Suficiente, 3= Bien, 4= Ideal												
Criterios de evaluación en fase de conceptos o proyectos.												
Variables de Proyectos			Alternativa de solución								Solución ideal S	
			1		2		3		4			
No	Criterios de evaluación	g	p	p*g	p	p*g	p	p*g	p	p*g	p	p*g
1	Costo de tecnología	4	1	4	3	12	2	8	1	4	4	16
2	Costo de Fabricación	4	2	8	3	12	4	16	3	12	4	16
3	Costo de montaje	3	4	12	3	9	3	9	4	12	4	12
4	Costo de Operación	2	4	8	4	8	3	6	3	6	4	8
5	Costo de mantenimiento	3	2	6	3	9	2	6	2	6	4	12
6	Costos adicionales	2	3	6	4	8	4	8	4	8	4	8
Puntaje máximo p*g		18	16	44	20	58	18	53	18	48	24	72
Valor económico (Yi)			0.61		0.81		0.74		0.67		1	1

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

A continuación, se presenta en la Tabla 4-3 resumen con los valores técnicos y económicos de las cuatro alternativas.

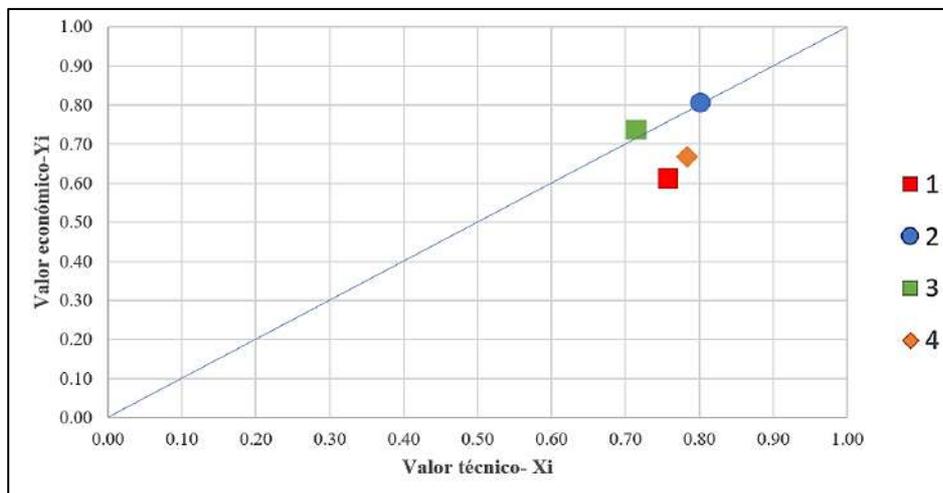
**Tabla 4-3:** Resumen de la evaluación del proyecto

Alternativa de solución	Valor técnico - $X_i$	Valor económico - $Y_i$
1	0.76	0.61
2	0.80	0.81
3	0.72	0.74
4	0.75	0.67

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

### 3.2.4.3. Resultados de la evaluación técnica y económica

En la Ilustración 4-3, se realiza evaluación técnica y económica de las 4 de las alternativas de solución, donde los valores de la evaluación técnica están en el eje de las abscisas y los valores de la evaluación económica en el eje de las ordenadas. Al observar los resultados de la ilustración se confirma que la alternativa 2 es la que más se aproxima a la recta ideal (en el punto: 1;1) satisfaciendo las necesidades de manera equilibrada, por lo tanto, éste es el proyecto óptimo.

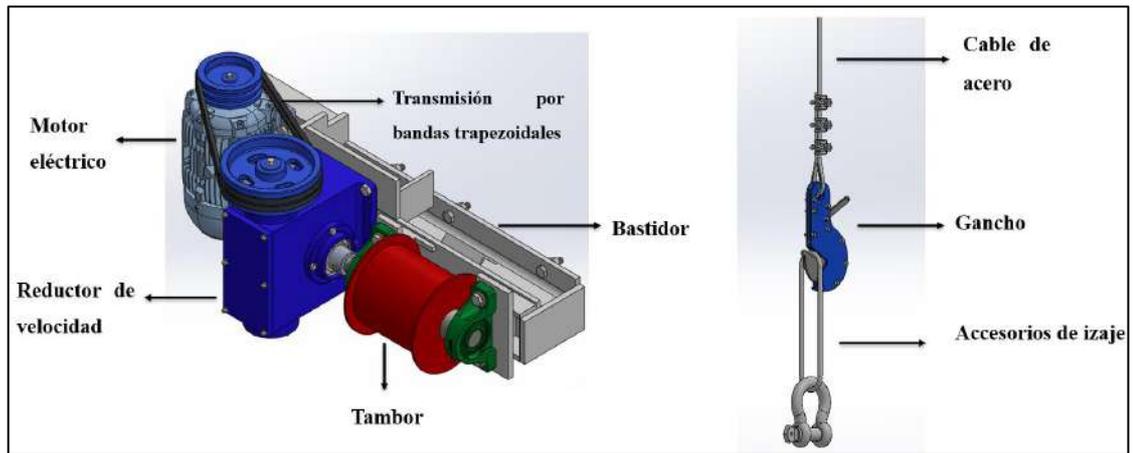


**Ilustración 4-3:** Diagrama de evaluación según norma VDI 2225

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

### 3.2.5. Descripción del sistema de accionamiento

En virtud de la selección de la alternativa de solución 2, se propone el siguiente proyecto, en la Ilustración 5-3 se muestra ensamble con los elementos que componen el sistema de accionamiento para el péndulo de impacto, como se muestra en la siguiente ilustración.

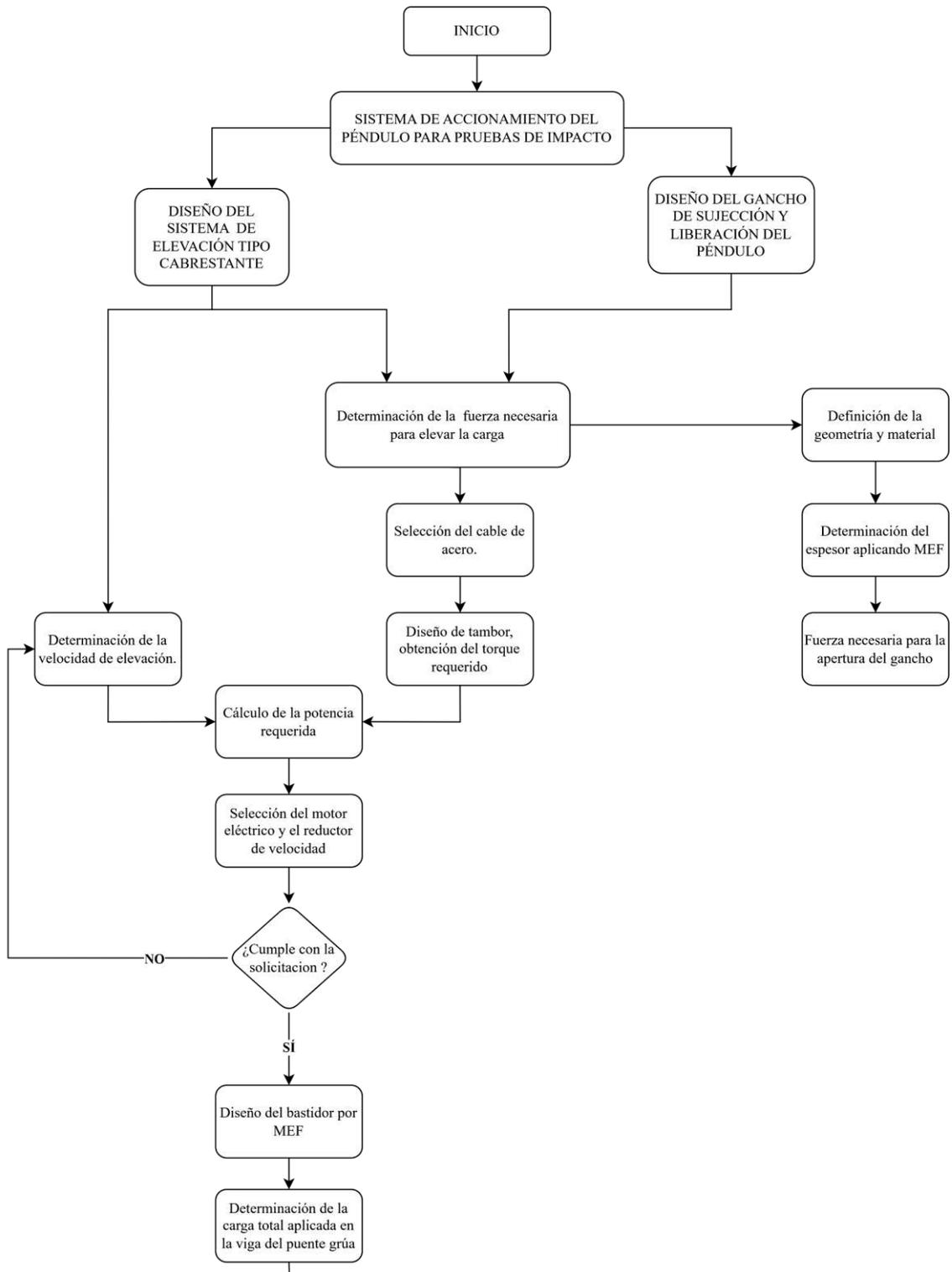


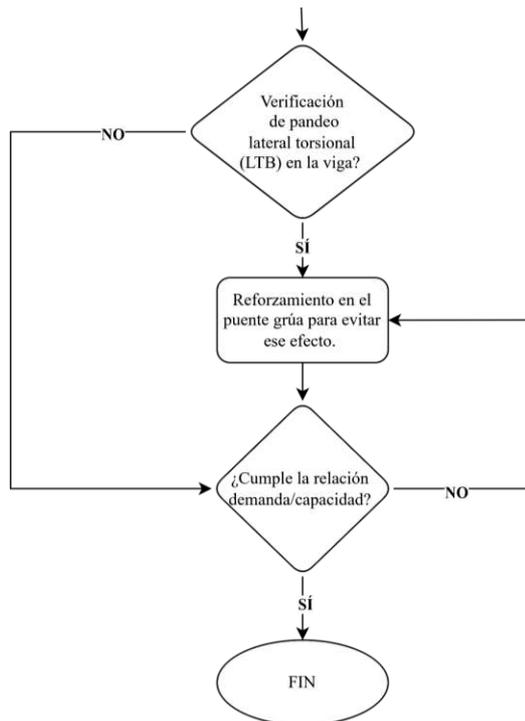
**Ilustración 5-3:** Descripción del equipo

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

### 3.2.6. Procedimiento de cálculo del sistema de accionamiento

El procedimiento de cálculo realizado para el presente proyecto se detalla en el siguiente diagrama de flujo.

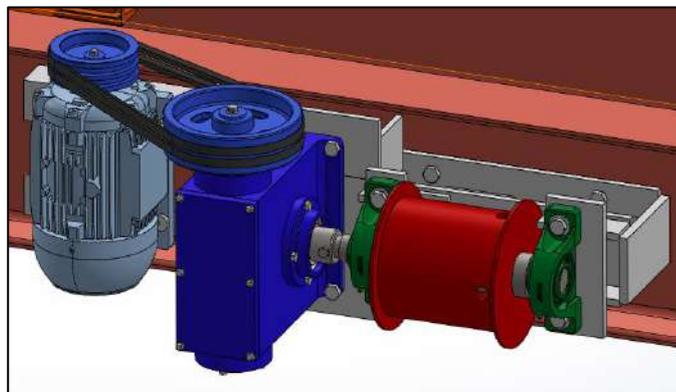




**Ilustración 6-3:** Diagrama de proceso del diseño

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

### 3.3. Diseño del sistema de elevación



**Ilustración 7-3:** Sistema de elevación

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

#### 3.3.1. Cálculos generales

##### 3.3.1.1. Determinación de la tensión en el cable

Para determinar la capacidad de carga del sistema de cabrestante es necesario conocer la tensión que se produce en el cable de acero, producto de la masa del péndulo. De acuerdo con la Tabla 1-

2 según la norma UNE EN 1317, en el péndulo para pruebas impacto instalado en el laboratorio de fundición se pueden realizar los ensayos TB11, TB21, TB22 y TB31 para los cuales corresponde una masa de 1500 Kg (14.715 KN) y un ángulo de elevación de 20°, siendo el caso más crítico para la operación del sistema de accionamiento, sin embargo, por cuestiones de diseño se considera un ángulo máximo de elevación de 45°. El sistema propuesto se analiza como un caso estático. Los datos dimensionales que se muestran la Ilustración 8-3 fueron obtenidos mediante mediciones en campo. La masa del impactador del péndulo es 1500 Kg, los brazos del péndulo están compuestos por dos perfiles IPE 160 (Masa= 15.8 Kg/m) de 4 m de longitud, ver Anexo A. Además, la distancia “x” disponible es 2 m.

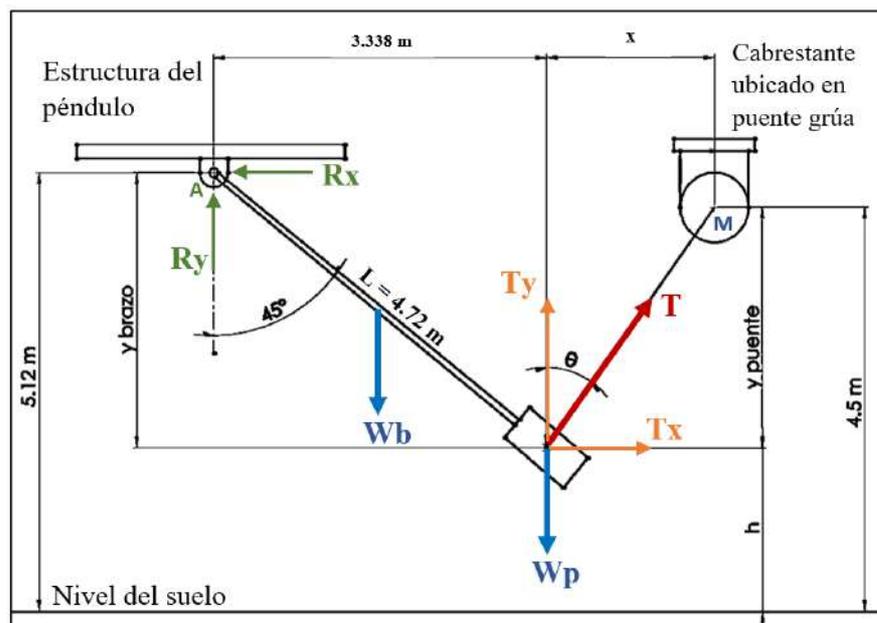
Donde:

$$W_{\text{impactador}} = 14.715 \text{ KN}$$

$$W_{\text{brazo}} = 1.24 \text{ KN}$$

$$\theta_{\text{diseño}} = 45^\circ$$

$$x = 2 \text{ m}$$



**Ilustración 8-3:** Diagrama de cuerpo libre del péndulo de impacto

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

En primer lugar, se determina la distancia “Y puente”, esta distancia es medida desde el punto de sujeción del cable en impactador hasta el sistema de elevación ubicado en el puente grúa.

$$y_{\text{brazo}} = L \cos(45^\circ) = 4.72 \cos(45^\circ) = 3.338 \text{ m}$$

$$h = 5.12 \text{ m} - y_{\text{brazo}}$$

$$h = 1.782 \text{ m}$$

$$y_{\text{puente}} = 4.5m - h$$

$$y_{\text{puente}} = 2.718 m$$

Determinación del ángulo  $\theta$ .

$$\theta = \tan^{-1}\left(\frac{x}{y_{\text{puente}}}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{2}{2.718}\right)$$

$$\theta = 36.347^\circ$$

Para calcular la tensión en el cable, se plantea las ecuaciones de equilibrio.

$$\sum F_x = 0 \rightarrow +$$

$$T_x - R_x = 0$$

$$\sum F_y = 0 \uparrow +$$

$$T_y + R_y - W_{\text{impactador}} - W_{\text{brazo}} = 0$$

Para realizar la sumatoria de momentos, se considera la articulación "A" como punto de análisis:

$$\sum M_A = 0 \curvearrowright +$$

$$W_{\text{brazo}}\left(\frac{3.338 m}{2}\right) + W_{\text{impactador}}(3.338 m) - T_y(3.338 m) - T_x(y_{\text{brazo}}) = 0$$

$$(1.24 \text{ KN})\left(\frac{3.338 m}{2}\right) + (14.715 \text{ KN})(3.338 m) - T_y(3.338 m) - T_x(3.338 m) = 0$$

$$3.338 T_y + 3.338 T_x = 51.188$$

Donde:

$$T_y = T \cos(\theta) = T \cos(36.347^\circ)$$

$$T_x = T \sin(\theta) = T \sin(36.347^\circ)$$

Remplazando se obtiene:

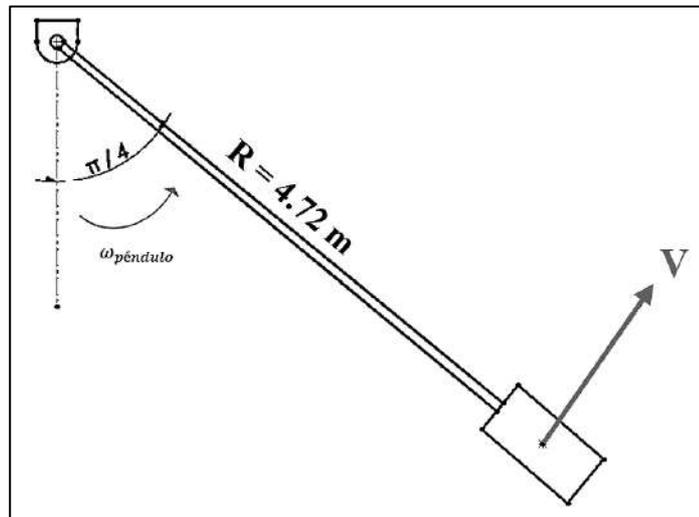
$$3.338 \cos(36.347^\circ) T + 2.828 \sin(36.347^\circ) T = 51.188$$

Resolviendo la ecuación:

$$\mathbf{T = 10.968 \text{ KN}}$$

### 3.3.1.2. Determinación de la velocidad de elevación del sistema de cabrestante

En la Ilustración 9-3, se muestra el ángulo que el brazo del péndulo va a rotar es  $\Delta\theta = \pi/4$  rad (45 grados). El tiempo asumido para producir dicha rotación es de 16 segundos. Por lo tanto, la velocidad angular es:



**Ilustración 9-3:** Velocidad lineal del impactador

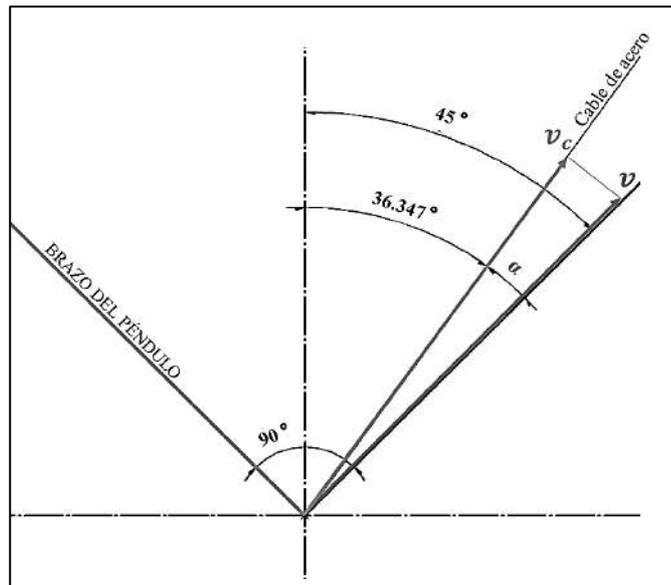
Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

$$\begin{aligned}\omega_{péndulo} &= \frac{\Delta\theta}{t} \\ \omega_{péndulo} &= \frac{\frac{\pi}{4} \text{ rad}}{16 \text{ s}} \\ \omega_{péndulo} &= 0.0491 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\end{aligned}$$

Ahora se calcula la velocidad lineal “ $v$ ” en el impactador del péndulo.

$$\begin{aligned}v &= \omega_{péndulo} R \\ v &= 0.0491 \frac{\text{rad}}{\text{s}} (4.72 \text{ m}) \\ v &= 0.232 \frac{\text{m}}{\text{s}}\end{aligned}$$

Puesto que la velocidad lineal en el impactador es perpendicular al brazo del péndulo. La velocidad del cable “ $v_c$ ” será una proyección de la velocidad “ $v$ ” sobre la dirección del cable, como se muestra en la Ilustración 10-3.



**Ilustración 10-3:** Velocidad lineal en el cable

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

Gráficamente se observa que:

$$\alpha = 45^\circ - 36.347^\circ$$

$$\alpha = 8.653^\circ$$

Por lo tanto, la velocidad del cable se obtiene con la siguiente expresión:

$$v_c = v \cos(\alpha)$$

$$v_c = 0.232 \frac{m}{s} \cos(8.653^\circ)$$

$$v_c = 0.229 \frac{m}{s}$$

### 3.3.2. Selección del cable de acero

El cable de acero será utilizado en un elevador de carga mediante un sistema de cabrestante. La longitud necesaria del cable es de 6 metros. La carga para elevar es igual a la tensión calculada en el apartado anterior.

Para seleccionar correctamente el cable de acero se debe garantizar un factor de seguridad de diseño mayor al factor de servicio acorde a la aplicación.

$$\eta_d = \frac{W_d}{W'}$$

Donde:

W: Carga = 10.968 KN

w: Peso del cable

Wd: Carga máxima admisible.

$\eta_r$ : Factor de seguridad requerido o de servicio.

$\eta_d$ : Factor de seguridad de diseño.

Para determinar el factor de seguridad de diseño, se realiza el siguiente procedimiento:

- 1) Factor de seguridad de servicio: Para un sistema de cabrestante se establece un factor de servicio de 4. Ver Anexo B.

$$\eta_r = 4$$

- 2) Cálculo de la carga máxima admisible: Se preselecciona un cable 19x7 de 5/16 pulgadas (d=7.94 mm) de diámetro nominal.



**19x7**  
ALMA DE ACERO  
ACERO ARADO MEJORADO  
(NO ROTATORIO)

DIAMETRO		Peso Aprox. en Kgs. por metro	Resistencia a la ruptura en toneladas Efectiva
mm.	pulg.		
6.35	1/4"	0.670	9.00
7.94	5/16"	0.840	11.25
9.53	3/8"	1.060	14.00
11.11	7/16"	1.510	20.00
12.70	1/2"	2.050	27.00

Construcción  
19 x 7 (6/1)

**Ilustración 11-3:** Cable de acero 19x7

**Realizado por:** (Sdhuansteel Company, 2014).

La carga máxima admisible para este cable es 11.25 Toneladas.

$$W_d = 11250Kg \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right)$$

$$W_d = 110.363 KN$$

Además, es necesario determinar el diámetro del alambre (dw) y el área de la sección transversal (A), aunque no se dispone de información del cable preseleccionado por seguridad se utiliza las expresiones del cable 8x19. Ver Anexo C.

$$d_w = 0.050d^2$$

$$d_w = 0.050(7.94mm)$$

$$d_w = 0.397 mm$$

$$A = 0.35d^2$$

$$A = 0.35(7.94 mm)^2$$

$$A = 22.065 mm^2$$

3) Se determina el diámetro del tambor D. Los fabricantes de cabrestantes recomiendan relaciones diámetro del tambor y diámetro de cable (D/d), entre 13 y 19, (TWG Inc a dover company, 2011, p. 31)

$$D = 19d$$

$$D = 19 (7.94mm)$$

$$D = 150.86 mm$$

4) Cálculo de cargas efectivas.

Carga efectiva en condiciones de trabajo  $W'_1$ .

$$W'_1 = W + w + W_b$$

$$W_b = \frac{E_r d_w A}{D}$$

Donde:

$W_b$ : Carga debido a flexión cuando el cable se enrolla en el tambor.

$E_r$ : Modulo de elasticidad del cable de acero generalmente se otorga un valor de 84 000 MPa.

$$W_b = 4.877 KN$$

Peso del cable:

$$w = 0.84 \frac{Kg}{m} (6m) (9.81 \frac{m}{s^2})$$

$$w = 0.049 KN$$

Reemplazando:

$$W'_1 = (10.968 + 0.049 + 4.877)KN$$

$$W'_1 = 15.894 KN$$

Carga efectiva durante el arranque y parada  $W'_2$ .

$$W'_2 = W_{st} + W_b$$

$$W_{st} = 2(W + w)$$

Donde:

$W_{st}$ : Carga de arranque con previo pretensado del cable, durante el arranque la carga  $W_{st}$  es el doble de la carga de trabajo.

$$W_{st} = 2(10.968 + 0.049)KN$$

$$W_{st} = 22.03 KN$$

Por lo tanto:

$$W'_2 = (22.03 + 4.877)KN$$

$$W'_2 = 26.907 KN$$

5) Cálculo del factor de seguridad de diseño.

$$\eta_d = \frac{W_d}{W'}$$

Donde:

$W'$ : Es la carga efectiva crítica: máxima entre  $(W'_1, W'_2) = 26.907 KN$

$W_d$ : Carga máxima admisible= 110.363 KN

Reemplazando se obtiene:

$$\eta_d = \frac{110.363}{26.907}$$

$$\eta_d = 4.1 > 4$$

$$\eta_d > \eta_r$$

En virtud que el coeficiente de seguridad de diseño es mayor que el factor de seguridad mínimo requerido por el servicio, se selecciona el cable 19x7 alma de acero arado mejorado de 5/16 pulgadas de diámetro nominal del fabricante *Steel Wire Sdhuansteel*.

### 3.3.3. *Diseño del tambor*

El diseño del tambor de enrollamiento del cable de acero consiste en el dimensionamiento, cálculo de esfuerzos y factor de seguridad.

### 3.3.3.1. Dimensionamiento

El diámetro del tambor se ha calculado en el apartado anterior en función del diámetro nominal, del cable 19x7, para un predimensionamiento las otras medidas se van a asumir conforme a las condiciones de trabajo. En la Ilustración 12-3 se muestra la geometría del tambor.

Donde:

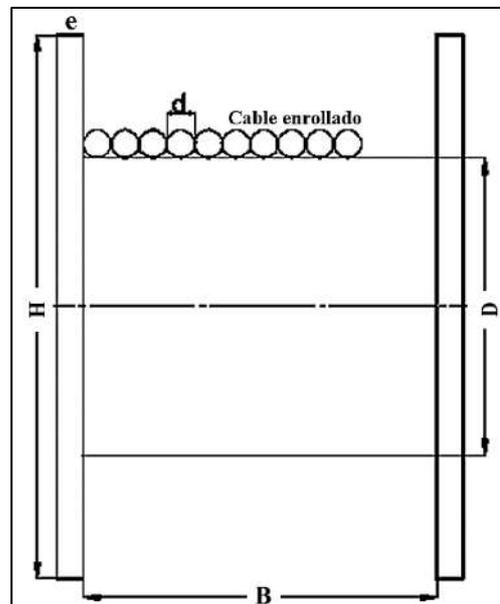
d: diámetro nominal del cable =7.94 mm

D: Diámetro externo del tambor =150.86 mm

H: Diámetro de las tapas, se va a enrollar el cable únicamente 10 vueltas por lo tanto se puede asumir un valor de 156 mm.

e: Espesor de las tapas =5 mm

B: Ancho = 200mm



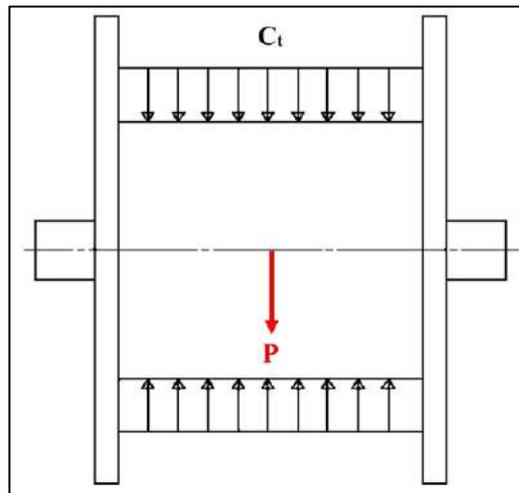
**Ilustración 12-3:** Geometría del tambor

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

### 3.3.3.2. Cálculo de esfuerzos y factor de seguridad

Se selecciona el acero ASTM A 500 Grado C ( $S_y=345$  MPa), para la conformación del tambor (ANEXO E).

**Esfuerzo de compresión:** Es el esfuerzo producido por el enrollamiento del cable en la superficie del tambor, como se muestra en la Ilustración 13-3.



**Ilustración 13-3:** Esfuerzo de compresión

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

$$C_t = K \frac{P}{t d}$$

Donde:

$C_t$ : Esfuerzo de compresión sobre el tambor en MPa, este esfuerzo es igual a  $0.8 S_y$ , (Bureau Indian Standard [IS 6938], 2013, p. 10).

$K$ : Coeficiente adimensional en función del número de enrollamientos, en el caso de estudio planteado se considera un enrollamiento al que corresponde un valor de 1. Ver ANEXO D.

$T_t$ : Torque producido en el tambor durante el arranque.

$$T_t = W'_2 \left( \frac{D}{2} \right)$$

$$T_t = 26907 \text{ N} \left( \frac{0.15\text{m}}{2} \right)$$

$$T_t = 2018.025 \text{ Nm}$$

$T$ : Tensión efectiva en el cable, este valor se calcula con la carga efectiva durante el arranque y parada de acuerdo con la siguiente ecuación.

$$P = \frac{T_t}{2 \left( \frac{D}{2} + d \right)}$$

$$P = \frac{2018.025 \text{ N}}{2 \left( \frac{0.15 \text{ m}}{2} + 0.0079\text{m} \right)}$$

$$P = 12171.44 \text{ N}$$

$t$ : Espesor del tambor en mm.

$d$ : Diámetro del cable en mm.

Se despeja “ $t$ ” de la ecuación anterior y reemplazando los valores se tiene:

$$t = K \frac{P}{C_t d}$$
$$t = \frac{12171.44 \text{ N}}{0.8 (345 \text{ MPa}) (7.94 \text{ mm})}$$
$$t = 5.554 \text{ mm}$$

El espesor comercial disponible en el mercado es 7.11 mm como se muestra en el ANEXO F. Finalmente, se recalcula el esfuerzo de compresión sobre el tambor con el espesor seleccionado.

$$C_t = K \frac{P}{t d}$$
$$C_t = \frac{12171.44 \text{ N}}{(7.11 \text{ mm}) (7.94 \text{ mm})}$$
$$C_t = 215.602 \text{ MPa}$$

**Esfuerzo de torsión:** Es el esfuerzo producido por la tensión del cable en el instante del arranque, para una sección tubular se calcula con la siguiente expresión:

$$\tau_t = \frac{16TDe}{\pi(De^4 - Di^4)}$$

Donde:

$\tau_t$ : Esfuerzo de torsión.

$T$ : Momento de torsión durante el arranque = 2018.025 N m

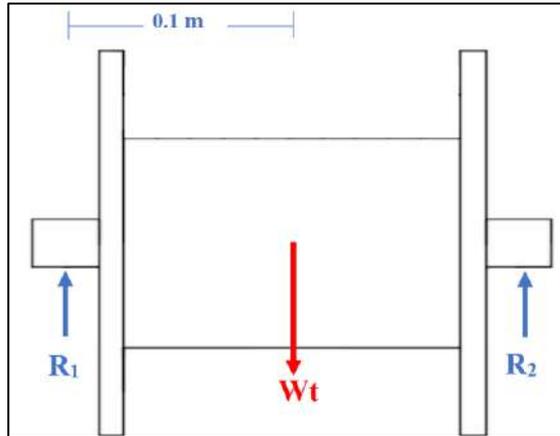
$De$ : Diámetro exterior del tambor = 0.15 m

$Di$ : Diámetro interior del tambor = 0.137 m

Reemplazando valores se obtiene:

$$\tau_t = \frac{16(2018.025)(0.15)}{\pi(0.15^4 - 0.137^4)} \left[ \frac{N}{m^2} \right]$$
$$\tau_t = 10.01 \text{ MPa}$$

**Esfuerzo de flexión:** Es el esfuerzo producido por la tensión del cable y el peso propio del tambor ( $Wt$ ), el estado crítico ocurre cuando la tensión durante el arranque se aplica en el centro del tambor, para una sección tubular se calcula con la siguiente expresión:



**Ilustración 14-3:** Carga de flexión en el tambor

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

$$\sigma_f = \frac{32 M_f D_e}{\pi(D_e^4 - D_i^4)}$$

Donde:

$\sigma_f$ : Esfuerzo de flexión.

$M_f$ : Momento flector se calcula multiplicando la carga  $W_t$  por la mitad de la longitud del tambor.

$$W_t = T + W_{\text{tambor}}$$

El cálculo del peso del tambor resulta de multiplicar el volumen por el peso específico del acero.

$$W_{\text{tambor}} = W_{\text{tapas}} + W_{\text{cuerpo}}$$

$$W_{\text{tapas}} = 2 \left( \frac{\pi}{4} 0.156^2 \right) (0.005) m^3 \left( 7860 \frac{Kg}{m^3} \right) \left( 9.81 \frac{m}{s^2} \right)$$

$$W_{\text{tapas}} = 14.738 N$$

$$W_{\text{cuerpo}} = \left( \frac{\pi}{4} (0.156^2 - 0.151^2) \right) (0.20) m^3 \left( 7860 \frac{Kg}{m^3} \right) \left( 9.81 \frac{m}{s^2} \right)$$

$$W_{\text{cuerpo}} = 18.592 N$$

$$W_{\text{tambor}} = (14.738 + 18.529) N$$

$$W_{\text{tambor}} = 33.27 N$$

$$W_t = (26907 + 33.27) N$$

$$W_t = 26940.27 N$$

Ahora se calculan las reacciones  $R_1$  y  $R_2$  en los apoyos.

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

$$R_1 = R_2 = 13470.14 N$$

El momento flector en el punto de aplicación de la carga es:

$$M_f = 0.1 \text{ m} (13470.14) \text{ N}$$

$$M_f = 1347.014 \text{ Nm}$$

Por lo tanto, el esfuerzo de flexión es:

$$\sigma_f = 13.366 \text{ MPa}$$

**Esfuerzo de Von Mises:** El esfuerzo equivalente de Von Mises en un elemento sometido a esfuerzos combinados, se calcula con la siguiente expresión:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + C_t^2 - \sigma_f C_t + 3\tau_t^2}$$

$$\sigma_{eq} = 209.957 \text{ MPa}$$

**Factor de seguridad**

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_{eq}}$$

$$\eta = \frac{345 \text{ MPa}}{209.957 \text{ MPa}}$$

$$\eta = \mathbf{1.643}$$

El tambor resiste 64% adicional a la carga máxima aplicada en el cable de acero.

A continuación, se muestran los parámetros del cálculo estático y dinámico en el tambor. El cuerpo del tambor es de acero ASTM A 500 Grado C, está compuesto de una tubería de 6 pulgadas cedula 40 soldada a dos tapas de 6 mm de mismo material. El eje de rotación es de acero SAE 4140 normalizado y está soportado en dos apoyos tipo chumaceras de pie con rodamientos integrados. En la siguiente tabla, se presenta los parámetros de diseño. Los valores de esfuerzos obtenidos están MPa.

**Tabla 5-3:** Especificaciones de la caja reductora de velocidad

Cuerpo del tambor	
Esfuerzo de compresión $C_t$ :	215.98
Esfuerzo de torsión $\tau_t$ :	9.33
Esfuerzo de flexión $\sigma_f$ :	12.375
Esfuerzo equivalente de Von Misses	210.685
Factor de seguridad a carga estática	1.643

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

### 3.3.3.3. Diseño del árbol de transmisión del tambor

Las cargas del tambor se transmiten a su eje de rotación, teniendo una transmisión de potencia (árbol), por lo tanto, se calcula el diámetro mínimo necesario para resistir las cargas de trabajo. El cálculo del diámetro se realiza con la ecuación propuesta por ASME B106.1M. El material es acero SAE 4140 Normalizado ( $S_y=655\text{MPa}$ ,  $S_{ut}=1020\text{MPa}$ ).

$$\phi = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[ 4 \left( \frac{K_f M a}{S_e} \right)^2 + 3 \left( \frac{K_f s T m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

Donde:

$\phi$ : Diámetro del eje.

$n$ : Factor de seguridad de diseño = 1.8

$K_f$ : Factor de concentración de esfuerzo a flexión = 1.6

$K_f s$ : Factor de concentración de esfuerzo a torsión = 1.4

$M a$ : Momento flector amplitud.

$W_{trabajo}$ : Carga de trabajo = 10968 N

$D$ : Diámetro del tambor.

$$M a = \frac{W_{trabajo}}{2} (0.1m)$$

$$M a = \frac{10968}{2} N (0.1m)$$

$$M a = 548.4 Nm$$

$T m$ : Momento torsor medio.

$$T m = W_{trabajo} * \frac{D}{2}$$

$$Tm = 10968Nm * \frac{0.15}{2}m$$

$$Tm = 822.6 Nm$$

$Se$ : Resistencia a la fatiga.

La resistencia a la fatiga se calcula con la siguiente expresión:

$$Se = 0.6 Se'$$

Donde:

$Se' = 0.5 Sut$  ya que predomina el esfuerzo de flexión entonces:

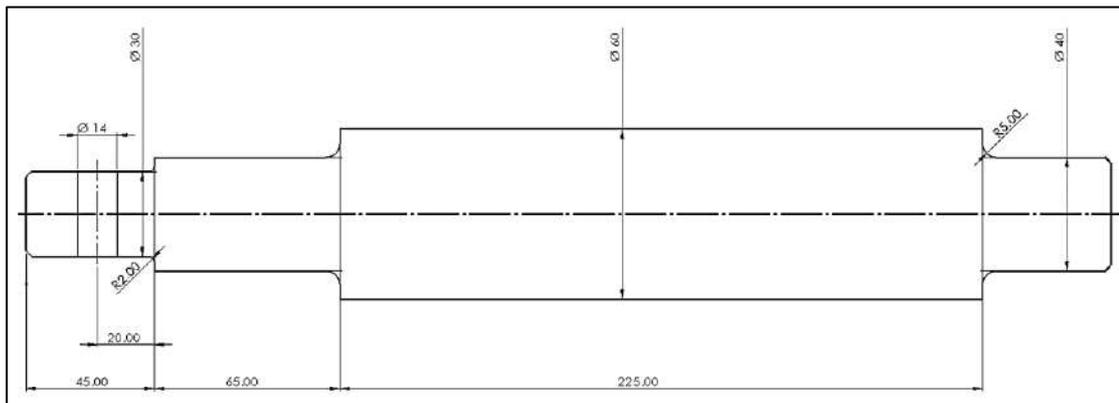
$$Se = 0.6 * 0.5 * 1020MPa$$

$$Se = 306 MPa$$

Reemplazando los valores se obtiene:

$$\varnothing = 39.04 mm$$

Este es el diámetro crítico, pero se normaliza a 40 mm, puesto que estará apoyado en dos chumaceras, en la Ilustración 15-3 se presenta el dimensionamiento del eje del tambor.



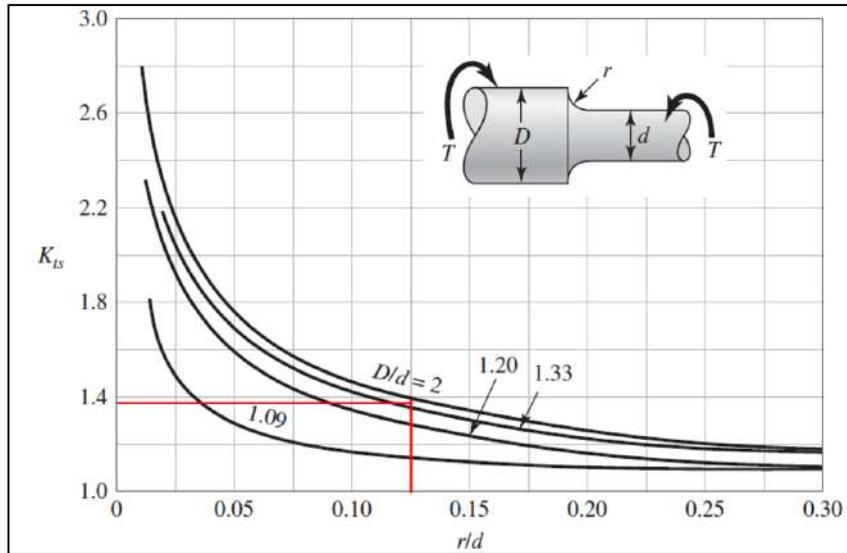
**Ilustración 15-3:** Dimensionamiento del eje del tambor

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

Con la geometría del eje definida es necesario verificar los coeficientes de concentración de esfuerzo a torsión y a flexión, donde:

$$\frac{r}{d} = 0.125$$

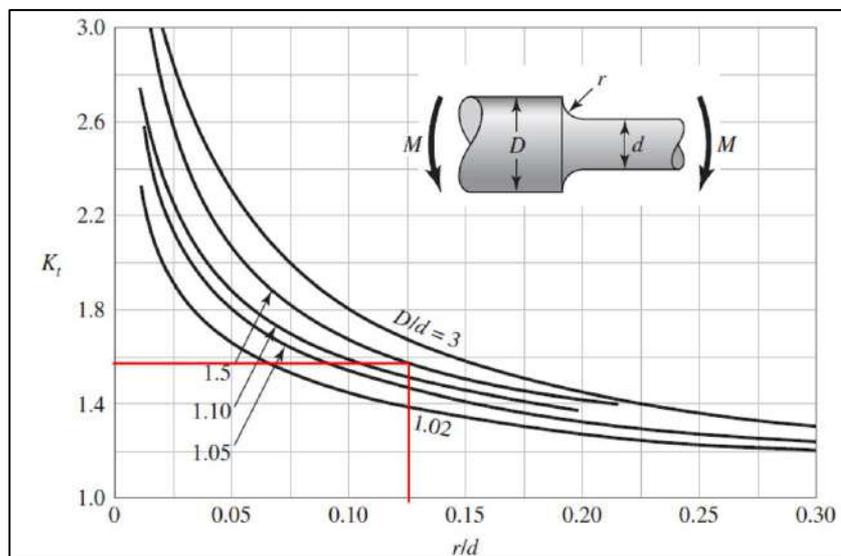
$$\frac{D}{d} = 1.5$$



**Ilustración 16-3:** Factor de concentración de esfuerzos a torsión en ejes

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2012, p. 992).

De acuerdo con la Ilustración 16-3, el factor  $K_{ts} = 1.38$



**Ilustración 17-3:** Factor de concentración de esfuerzos a flexión en ejes

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2012, p. 992).

En la Ilustración 17-3 se observa que  $K_t = 1.58$

En virtud que los factores de concentración de esfuerzos son aproximadamente iguales a los asumidos se puede verificar que la determinación del diámetro del eje es correcta.

### 3.3.3.4. Selección de rodamientos y apoyos

La selección de los rodamientos se realiza en función de las cargas en los apoyos y la velocidad de rotación del eje del tambor, calculados en el apartado anterior.

La metodología para la selección de los rodamientos es la siguiente:

1) Definir las condiciones de operación

Diámetro del eje = 40 mm

Fuerzas en los soportes del eje  $Fr$  (apartado 3.3.2), de acuerdo con la carga crítica  $W'_2 = 26907 KN$

$Fr = R_1 = R_2 = 13.454 KN$

Velocidad de rotación del eje = 30.816 rpm (cálculo realizado en el siguiente apartado)

Vida de diseño:  $L_{10} = 7000 h$

Factor de aplicación,  $f = 1.2$

2) Capacidad dinámica requerida

$$C' = \frac{f_h}{f_n} Pr$$

Donde:

$f_h$ : factor de vida.

$f_n$ : factor de velocidad.

$Pr$ : Carga dinámica equivalente.

$$f_h = \left(\frac{L_{10}}{500}\right)^{3/10}$$

$$f_h = 2.207$$

$$f_n = \left(\frac{33.3}{rpm}\right)^{3/10}$$

$$f_n = 1.02$$

La carga dinámica equivalente se calcula según la tabla presentada en el ANEXO G.

$$Pr = XFr + YFa$$

Pero únicamente se va a presentar fuerzas radiales en los apoyos del eje del tambor, entonces:

$$X = 1$$

$$Y = 0$$

$$Pr = 13.454 \text{ KN}$$

Reemplazando valores, se determina la capacidad dinámica requerida.

$$C' = 29.11 \text{ KN}$$

Por lo tanto, se preselecciona el conjunto soporte y rodamiento integrado **UCP 208/H**, donde los valores de cargas admisibles dinámica y estáticas respectivamente son:

$$C = 30.7 \text{ KN}$$

$$C_o = 19 \text{ KN}$$

3) Verificación a carga estática equivalente

$$fP_{or} < C_o$$

En el ANEXO G, también se muestra la fórmula para calcular este valor.

$$P_{or} = 0.6 Fr + 0.5 Fa$$

$$P_{or} = 0.6 (13.454 \text{ KN})$$

$$P_{or} = 8.072 \text{ KN}$$

Dado que:

$$P_{or} < Fr$$

Entonces:

$$P_{or} = Fr = 13.454 \text{ KN}$$

Por lo tanto, se realiza la verificación multiplicando el factor de servicio por la carga estática equivalente.

$$(1.2) 13.454 \text{ KN} < C_o$$

$$**16.145 KN < 19 KN**$$

4) Selección del conjunto soporte y rodamiento (ANEXO H).

Dado que cumple con la condición se puede asegurar que el conjunto soporte-rodamiento va a resistir las condiciones críticas durante el arranque. Por tal razón, se confirma la selección de los componentes.

2 unidades de rodamientos de bolas con soporte de pie, fijación con prisioneros, ejes métricos:  
**UCP 208/H**

### 3.3.4. Selección del motor

Para seleccionar el motor eléctrico apropiado, se necesita conocer los requerimientos de potencia en el tambor.

La potencia necesaria que requiere el sistema se calcula con la siguiente expresión.

$$Pot_r = T \omega_{tambor}$$

Donde:

$T$ : Torque requerido en el tambor, este valor se ha calculado en el apartado anterior = 822.6 Nm

$\omega$ : La velocidad angular, se determina con la siguiente fórmula:

$$\omega_{tambor} = \frac{v_c}{R_{tambor}}$$

En el apartado 3.3.1.2 se ha calculado la velocidad de subida del cable.

$$v_c = 0.229 \frac{m}{s}$$

$$\omega_{tambor} = \frac{0.229 \frac{m}{s}}{\frac{0.15 m}{2}}$$

$$\omega_{tambor} = 3.053 \frac{rad}{s}$$

$$\omega_{tambor} = 29.15 rpm$$

Reemplazando valores la potencia es igual a:

$$Pot_r = 2.51 KW$$

Por lo tanto, se selecciona un motor de una potencia nominal de 3 KW (4 HP) a 1720rpm.

Además, se considera una eficiencia de 86.5% en el motorreductor .

$$Pot_d = 2.6 \text{ KW}$$

La potencia disponible es mayor a la requerida satisfaciendo las condiciones más críticas de operación. En la siguiente tabla se muestra las características del motor seleccionado

**Tabla 6-3:** Especificaciones del motor

<b>Motor trifásico 4 polos</b>				
Potencia	Velocidad	Corriente	Voltaje	Frecuencia
3KW (4 Hp)	1720 rpm	15 A	220 V	60 Hz

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

### 3.3.5. Selección de la transmisión por bandas

Una vez seleccionado el motor por las condiciones de montaje no es posible acoplarlo directamente a la caja reductora de velocidad, en consecuencia, se diseña una transmisión por poleas y bandas para acoplar el motor a la caja reductora. Para ello se sigue el procedimiento del catálogo de SKF para correas trapezoidales.

1) Cálculo de la potencia de diseño (Pd)

$$Pd = P C_2$$

Donde:

$P$ : Potencia nominal del motor eléctrico = 3 KW

$C_2$ : Factor de servicio, obtenido de la tabla 3 del catálogo (ANEXO K) para servicio ligero para un arranque pesado y tiempo de trabajo menor a 10 h/día.

$$C_2 = 1.1$$

$$Pd = 3 \text{ KW (1.1)}$$

$$Pd = 3.3 \text{ KW}$$

2) Selección del tipo de sección en función de la potencia de diseño y las RPM del motor. Ver ANEXO L.

Para:

$Pd = 3.3 \text{ KW}$  y 1720 rpm

Tipo de sección: Perfil clásico A.

3) Cálculo de la relación de transmisión.

$$i = \frac{\text{rpm polea conductora}}{\text{rpm polea conducida}}$$
$$i = 1.6$$

4) Se determina el diámetro de las poleas, de acuerdo con el tipo de perfil. Ver ANEXO M. Para un perfil clásico se selecciona un diámetro ( $d=106$  mm) para la polea acoplada al motor. Con el diámetro de la polea menor y la relación de transmisión se selecciona el diámetro de la polea mayor ( $D=170$  mm).

5) Se determina la distancia preliminar entre centros con las siguientes ecuaciones.

$$CCp \text{ min} = 0.7(D + d) = 193.2 \text{ mm}$$
$$CCp \text{ máx} = 2(D + d) = 552 \text{ mm}$$
$$CCp = 400 \text{ mm}$$

6) Cálculo de la longitud de la correa.

$$Ld = 2 CCp + 1.57 (D + d) + \frac{(D - d)^2}{4 CCp}$$
$$Ld = 1235.88 \text{ mm}$$

Por lo tanto, se selecciona la correa **PHG A47 (L=1230 mm)**. Ver ANEXO N.

7) Con la selección realizada se recalcula la distancia entre centros con las siguientes ecuaciones.

$$a = 2 Ld - \pi(D + d)$$
$$a = 1592.92$$
$$CC = \frac{a + \sqrt{a^2 - 8(D - d)^2}}{8}$$
$$CC = 396.94 \text{ mm}$$

8) Cálculo de la potencia básica de la correa.

$$Pb = Pb' + Pbs$$

Para ello es necesario interpolar entre los valores de la tabla mostrada en el ANEXO O.

$$Pb' = 3.066$$

$$Pbs = 0.394$$

Entonces:

$$Pb = 3.066 + 0.394$$

$$Pb = 3.46 \text{ KW}$$

9) Se calcula los factores de corrección C1 y C3, para ello se necesita conocer la siguiente relación:

$$\frac{D - d}{CC} = 0.16$$

Con este valor se determinan los factores C3 y C1 interpolando como se muestra en el ANEXO P.

$$C3 = 0.978$$

$$C1 = 0.927$$

10) Cálculo de la potencia de la banda.

$$Pr = Pb C1 C3$$

$$Pr = 3.46 \text{ KW} (0.927)(0.978)$$

$$Pr = 3.14 \text{ KW}$$

11) Cálculo del número de correas requeridas.

$$N = \frac{Pd}{Pr}$$

$$N = \frac{3.3 \text{ KW}}{3.13 \text{ KW}}$$

$$N = 1.05$$

Por lo tanto, es necesario dos correas **PHG A47 (L=1230 mm)**.

12) Selección de las poleas para dos gargantas. Ver ANEXO Q.

**Polea PHP 2-B46TB 4.2 in**

**Polea PHP 2-B74TB 7 in**

En la siguiente tabla se muestra la selección de la transmisión por bandas trapezoidales, para el acoplamiento entre el motor y la caja reductora de velocidad.

**Tabla 7-3:** Especificaciones de la transmisión por bandas

Denominación	Perfil	Longitud	Poleas
PHG A47	Clásico tipo A	1230 mm	PHP 2- B46TB 4.2 in PHP 2- B74TB 7 in

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

### 3.3.6. Selección de la caja reductora de velocidad

Para seleccionar la caja reductora de velocidad es necesario conocerla potencia nominal, las RPM de entrada y las RPM requeridas en el tambor.

La velocidad angular de entrada en la caja se determina con los valores calculados en el apartado anterior.

$$\omega_{entrada} = \omega_{motor} (i_{poleas})$$

$$\omega_{entrada} = 1720rpm \left(\frac{4.2}{7}\right)$$

$$\omega_{entrada} = 1032 rpm$$

La velocidad angular requerida en el tambor se ha calculado en el apartado 3.3.4.

$$\omega_{salida} = \omega_{tambor} = 29.15 rpm$$

La relación de transmisión requerida es:

$$i_r = \frac{\omega_{salida}}{\omega_{entrada}}$$

$$i_r = 0.028 \cong \frac{1}{34}$$

Por lo tanto, la caja reductora se requiere que transmita 3KW (4HP) con una relación de transmisión de 1/36. Se selecciona una caja reductora del fabricante ANG Drive (ANEXO J) de tornillo sin fin y corona, en la Tabla 8-3 se presentan las características de la caja reductora.

**Tabla 8-3:** Características de la caja reductora de velocidad

<b>POTENCIA</b>	3 KW		
<b>RELACIÓN DE TRANSMISIÓN</b>	1/36		
<b>VELOCIDAD EN EL EJE DE ENTRADA</b>	1032 rpm		
<b>VELOCIDAD EN EL EJE DE SALIDA</b>	28.67 rpm		
<b>TORNILLO SIN FIN</b>			
<b>Material</b>	<b>Módulo</b>	<b>Tratamiento térmico</b>	<b>Dureza</b>
Acero Böhler E410	4	Carbonitruración	62 HRC
<b>CORONA</b>			
<b>Material</b>	<b>Módulo</b>	<b>Tratamiento térmico</b>	<b>Dureza</b>
Bronce al aluminio VA-953/SAE 68 B	4	-	240 HB
<b>RODAMIENTOS</b>			
<b>Denominación</b>	<b>Cantidad</b>		
90x50x	4		
<b>CHAVETAS</b>			
<b>Denominación</b>	<b>Material</b>	<b>Cantidad</b>	
12x12 mm	Acero a la plata	1	
<b>ANILLOS DE RETENCIÓN</b>			
<b>Denominación</b>	<b>Cantidad</b>		
80x50x10	2		
50x30x8	2		
<b>PERNOS DE SUJECCIÓN DE LA CAJA</b>			
<b>Denominación</b>	<b>Cantidad</b>		
M10 Grado 8.8	28		
<b>LUBRICACIÓN</b>			
<b>Denominación</b>	<b>Volumen</b>		
Aceite para transmisión SAE 80W90 con aditivos de extrema presión.	3 Litros		

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

### ***3.3.7. Sistema eléctrico del cabrestante***

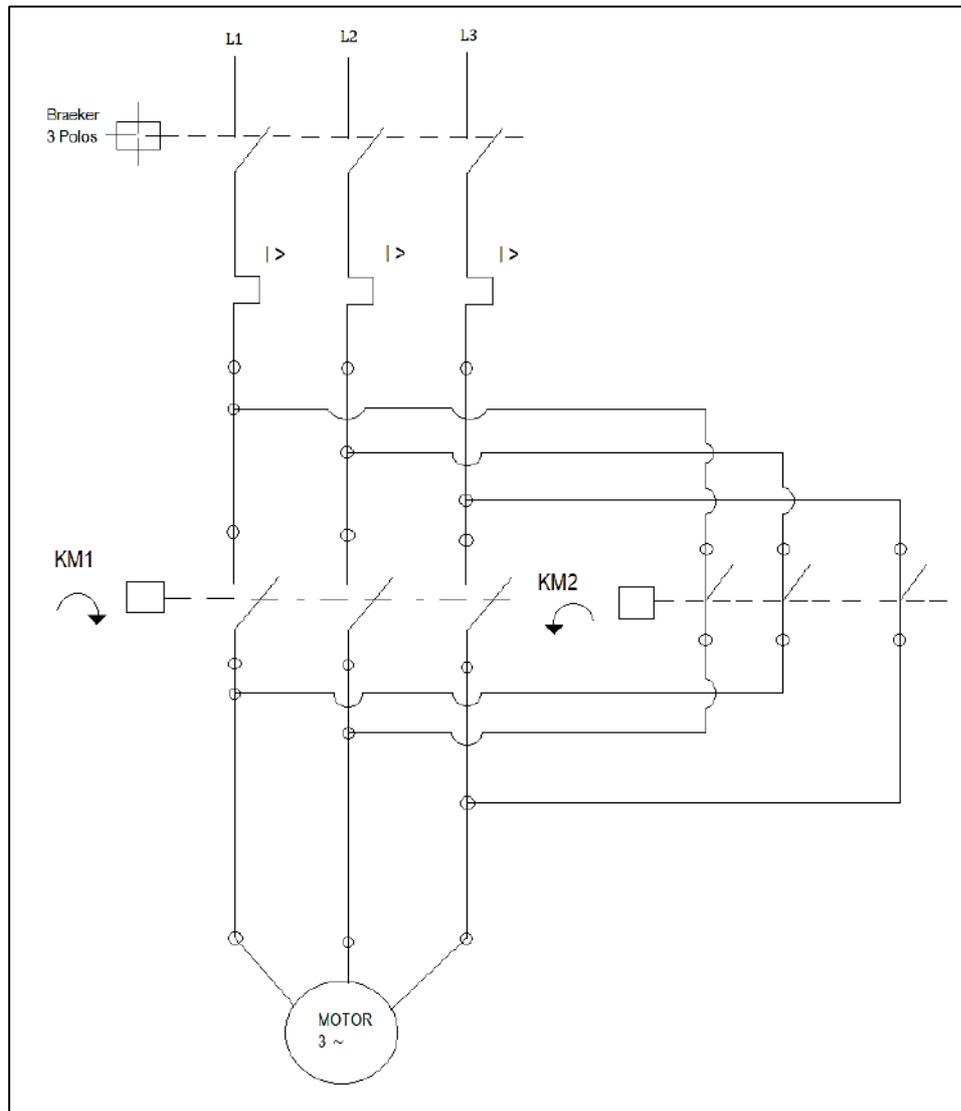
Se implementará un sistema eléctrico con un circuito de fuerza y mando para el cabrestante de acuerdo con las especificaciones del motor seleccionado. Por lo tanto, es necesario el uso de un tablero eléctrico y la instalación de una acometida eléctrica trifásica de 220 Voltios para el arranque de un motor de 4HP y 15 Amperios de corriente.

#### ***3.3.7.1. Tablero eléctrico de control***

El tablero eléctrico será el encargado de proteger al motor ante una posible sobrecarga y controlar su inversión de giro, cumpliendo con la función de soltar el cable (bajar la carga), recoger el cable (subir la carga) y parar el motor, esto a través de un mando a distancia que permita operar el sistema de cabrestante a una distancia lejana a la instalación del tablero eléctrico. Para ello es necesario un circuito de fuerza y control que permitan el correcto arranque y funcionamiento del motor.

##### ***a) Circuito de fuerza***

Este circuito suministra la energía eléctrica para el arranque del motor, el circuito de fuerza utilizado se muestra en la Ilustración 18-3, consta de dos contactores y un Breaker tres polos y elementos de protección .

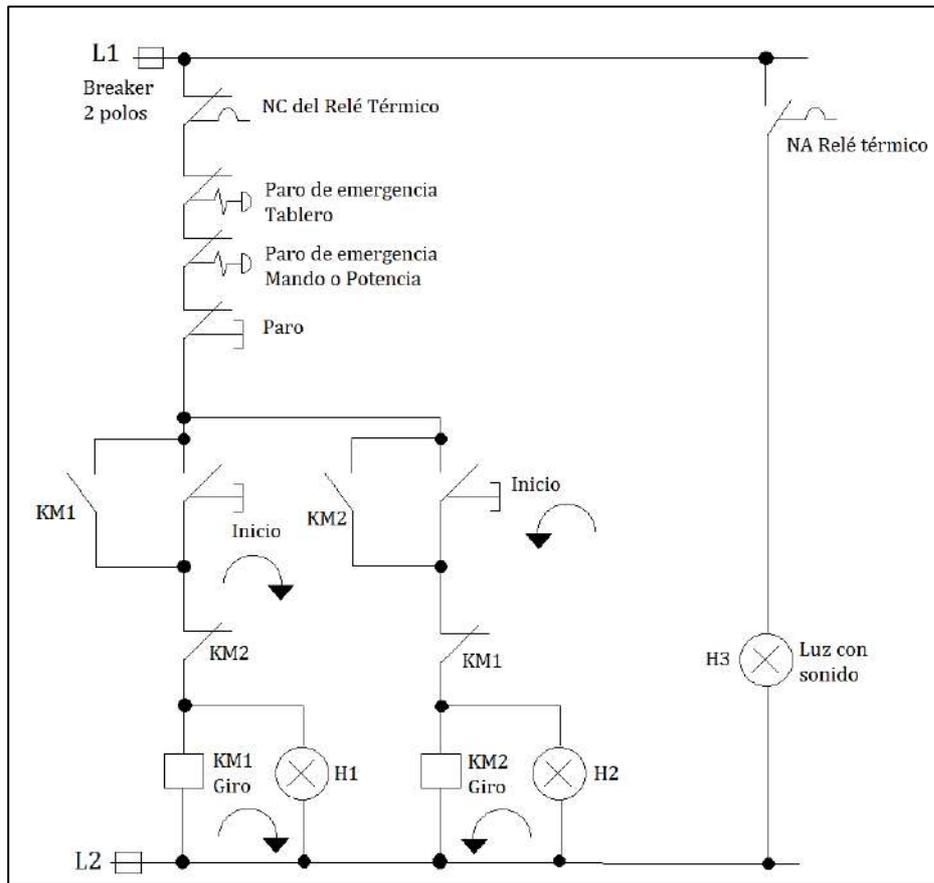


**Ilustración 18-3:** Circuito de fuerza para el sistema de cabrestante

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

*b) Circuito de control*

Este circuito controla el funcionamiento del contactor para el control de giro y paro del motor, consta de contactores, pulsadores y un relé térmico de protección. El circuito de control utilizado se muestra en la Ilustración 19-3.



**Ilustración 19-3:** Circuito de mando para el sistema de cabrestante

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

Cabe recalcar que el circuito de control está diseñado para que el motor tenga un mando a distancia que facilite las operaciones del sistema de cabrestante las cuales son: elevar, bajar y parar la carga, además constará también de un paro de emergencia por seguridad ante cualquier eventualidad. Según las recomendaciones de la norma UNE EN 60204-1 “Seguridad en equipo eléctrico de máquinas” menciona que los dispositivos de control operados manualmente deben seleccionarse e instalarse de forma que, estén situados al menos 0,6 m por encima del nivel de servicio, de tal manera que sean fácilmente accesibles para el operador en la posición normal de trabajo; y de forma que su emplazamiento no suponga situar al operador en una situación peligrosa durante su accionamiento.

### 3.3.7.2. Instalación eléctrica

El punto de alimentación para proporcionar la acometida eléctrica al sistema de cabrestante se la tomará del puente grúa del taller de fundición de la Facultad de Mecánica de la ESPOCH (Ilustración 20-3). La acometida eléctrica debe cumplir con las especificaciones para un motor trifásico a 220 Voltios con 15 Amperios de corriente y 4 HP de potencia.

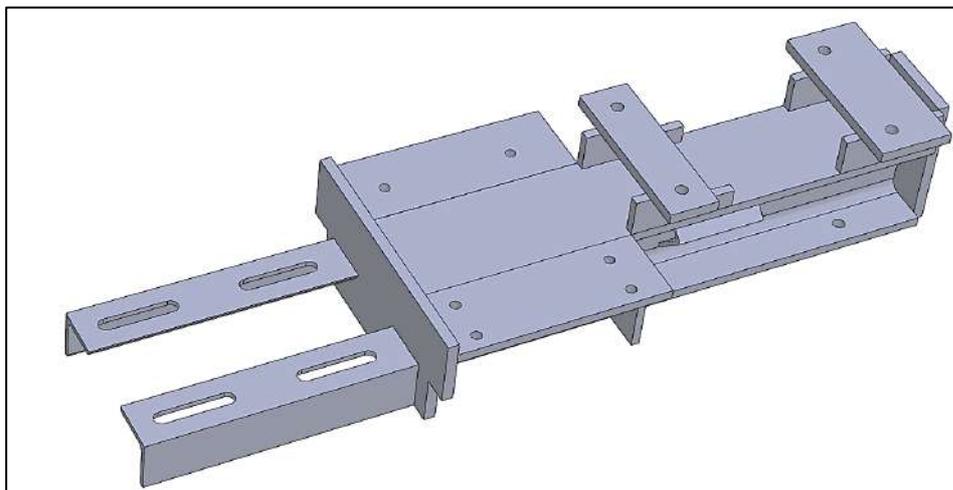


**Ilustración 20-3:** Acometida eléctrica del puente grúa

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

### 3.4. Diseño del bastidor

El bastidor es la base donde estarán empotrados mediante uniones empernadas todos los elementos del sistema de cabrestante. El diseño geométrico del bastidor se lo realiza mediante el software SolidWorks 2021, y está conformado de tal forma que se puedan acoplar mecánicamente todos los elementos del sistema y que se facilite la implementación al puente grúa.



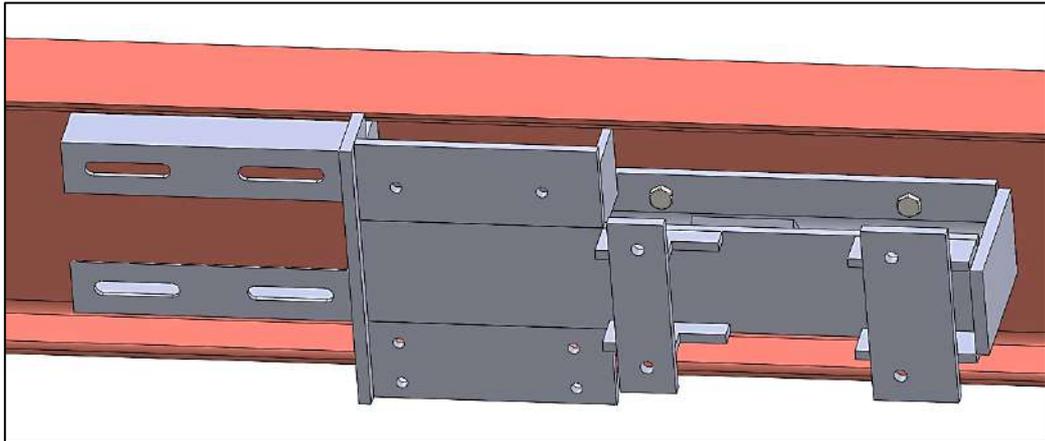
**Ilustración 21-3:** Diseño del bastidor mediante en SolidWorks

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

La estructura del bastidor está conformada de ángulos de 60x60x6 mm, planchas de 1/2 pulgada y un perfil HBE 12 como base, el material es acero ASTM A36. El motor va acoplado en las ranuras de los ángulos, seguidamente la caja reductora y las chumaceras del tambor acopladas a las uniones empernadas que se observa en la Ilustración 21-3. El empotramiento del bastidor al puente grúa es también mediante pernos por lo que se tiene que diseñar esta unión empernada.

### 3.4.1. Diseño de unión empernada

Para el ensamble del bastidor al puente grúa, se utiliza una junta empernada. Esta junta se encuentra sometida a esfuerzos combinados. El peso total del reductor de velocidad, motor eléctrico y tambor es igual a 578.201 N (58.94 Kg). Además, la tensión en su posición crítica es 10968 N.

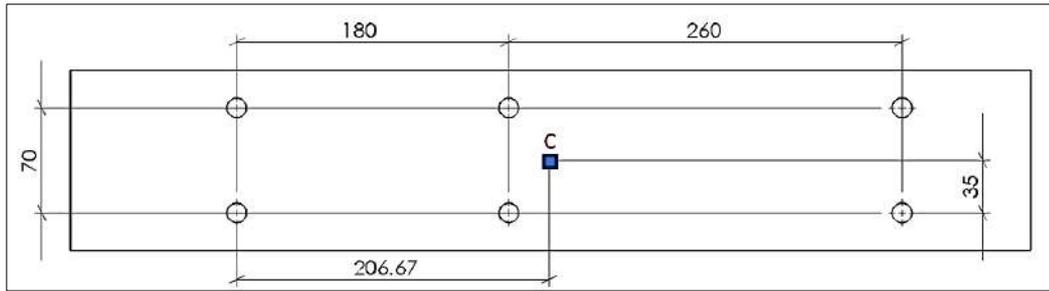


**Ilustración 22-3:** Unión empernada del bastidor

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

Para analizar los esfuerzos en la junta es necesario conocer el centroide de la distribución de pernos.

$$\bar{x} = \frac{\sum xA}{\#pernos}$$
$$\bar{x} = \frac{180 + 180 + 440 + 440}{6}$$
$$\bar{x} = 206.67 \text{ mm}$$
$$\bar{y} = \frac{\sum yA}{\#pernos}$$
$$\bar{y} = \frac{70 + 70 + 70}{6}$$
$$\bar{y} = 35 \text{ mm}$$

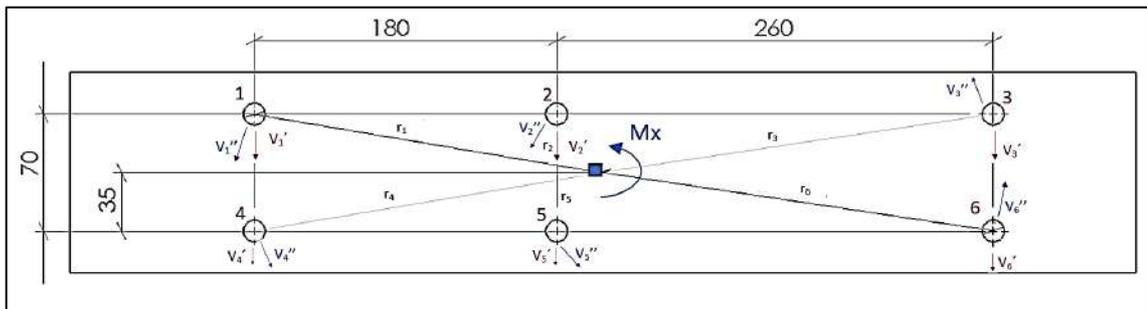


**Ilustración 23-3:** Centroide de la distribución de pernos

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

La dirección de la tensión se ha calculado en el apartado 3.3.1. Por lo tanto;

$$\vec{T} = (-6.501 i - 8.834 k) KN$$



**Ilustración 24-3:** Diseño a corte de la unión emperrada

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

### Corte primario

La componente en z de la tensión y el peso de los equipos producen un esfuerzo de corte primario.

$$P = (578.201 + 8834)N$$

$$P = 9412.201 N$$

$$V' = \frac{P}{6}$$

$$V' = 1568.7 N$$

### Corte secundario

El momento respecto al eje x, produce un esfuerzo de corte secundario.

Para ello se debe definir los radios.

$$r_1 = 209.613 \text{ mm}$$

$$r_2 = 44.003 \text{ mm}$$

$$r_3 = 235.94 \text{ mm}$$

$$r_4 = 209.613 \text{ mm}$$

$$r_5 = 44.003 \text{ mm}$$

$$r_6 = 235.94 \text{ mm}$$

$$\sum (r_i)^2 = 203083.12 \text{ mm}^2$$

$$V_i'' = \frac{Mx r_i}{\sum (r_i)^2}$$

Reemplazando se obtiene los valores para cada perno.

$$V_1'' = 938.28 \text{ N}$$

$$V_2'' = 196.98 \text{ N}$$

$$V_3'' = 1056.07 \text{ N}$$

$$V_4'' = 938.28 \text{ N}$$

$$V_5'' = 196.98 \text{ N}$$

$$V_6'' = 1056.07 \text{ N}$$

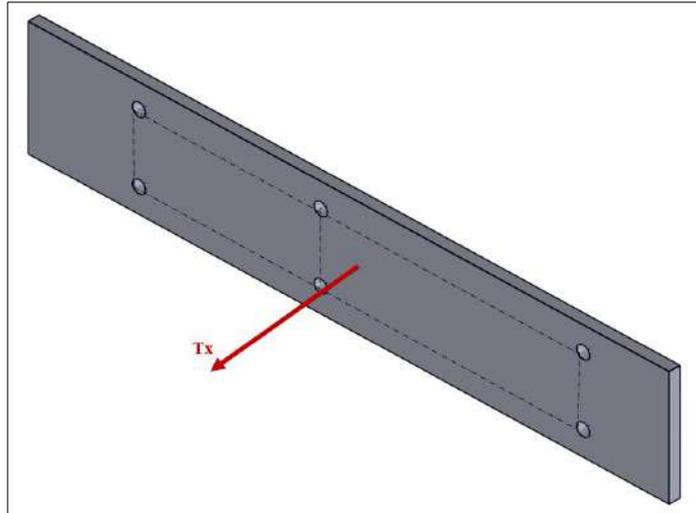
El perno crítico se ubica donde se encuentre el menor ángulo comprendido entre el cortante primario y secundario ( $\alpha = 9.612^\circ$ ). En el caso planteado los pernos críticos son 1 y 4. Para obtener el valor de la fuerza cortante resultante, se calcula el módulo de la suma vectorial entre el cortante primario y secundario con la siguiente expresión.

$$V_1 = \sqrt{(V_1'' \text{ Sen}\alpha)^2 + (V_1' + V_1'' \text{ Cos}\alpha)^2}$$

$$V_1 = V_4 = 2498.74 \text{ N}$$

Los pernos 1 y 4 son críticos a corte.

La componente de la fuerza en x, así como, el momento respecto al eje y, producen tracción sobre los pernos.



**Ilustración 25-3:** Diseño de la union empernada a tracción

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

### Tracción primaria

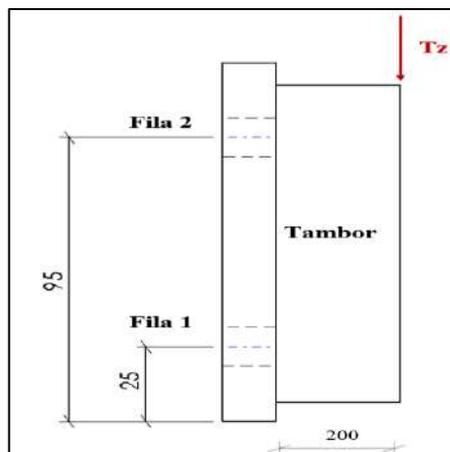
La fuerza de tracción primaria es igual en todos los pernos y se calcula con la siguiente expresión:

$$F'_i = \frac{T_x}{\#pernos}$$

$$F'_i = \frac{6501N}{6}$$

$$F'_i = 1083.5 N$$

### Tracción secundaria



**Ilustración 26-3:** Tracción secundaria

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

La fuerza  $T_z$  produce un momento flector respecto a cada fila de pernos, siendo mayor la fuerza mientras mayor sea el radio, por lo tanto, se calcula únicamente para los pernos de la fila 2.

$$F_{Fi} = \frac{Mr_i}{\sum r^2}$$

Donde:

M: Momento flector producido por la tensión en z, respecto a la placa de conexión.

$$\begin{aligned} M &= T_z (e) \\ M &= (8834 \text{ N})(200\text{mm}) \\ M &= 1766800 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

$r_i$ : Radio de cada fila de pernos respecto a la base de la placa

$$\sum r^2 = 25^2 + 95^2 = 9650 \text{ mm}^2$$

Reemplazando se obtiene los valores de las fuerzas en la fila 2 de pernos.

$$F_{F2} = 17393.37 \text{ N}$$

Se determina la fuerza en los pernos 1, 2 y 3.

$$\begin{aligned} F_1'' &= F_2'' = F_3'' = \frac{F_{F2}}{3} \\ F_1'' &= F_2'' = F_3'' = \frac{17393.37 \text{ N}}{3} \\ F_1'' &= F_2'' = F_3'' = 5797.79 \text{ N} \end{aligned}$$

La fuerza resultante debido a tracción es igual a

$$\begin{aligned} F_1 &= F_1' + F_1'' \\ F_1 &= (1083.5 + 5797.79)\text{N} \\ F_1 &= 6881.29 \text{ N} \end{aligned}$$

A tracción los pernos 1, 2 y son los pernos críticos.

**El perno 1 es el crítico a tracción como a cortante.**

Se preselecciona el perno M12 x 1.75 ( $A_t=84.3 \text{ mm}^2$  y  $A_r =76.3 \text{ mm}^2$ ) de Grado 8.8 ( $S_p = 600 \text{ MPa}$ ,  $S_y =660 \text{ MPa}$ )

**Esfuerzo de corte**

$$\tau = \frac{\eta V_1}{A_r}$$
$$\tau = 32.75 \eta$$

**Esfuerzo de tracción**

$$\sigma = \frac{F_i}{A_t} + \frac{\eta c P_1}{A_t}$$

Donde:

$F_i$ : Fuerza de pretensión del perno, para el caso propuesto se trata de una junta reutilizable.

$c$  : Constante elástica de la junta, para materiales duros = 0.3

$$F_i = 0.75 S_p A_t$$

$$F_i = 450 A_t$$

$$\sigma = 450 + 24.49\eta$$

**Esfuerzo equivalente de Von Misses**

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

$$\sigma_{eq} = S_y$$

Reemplazando se obtiene un factor de seguridad

$$\eta = 5.44$$

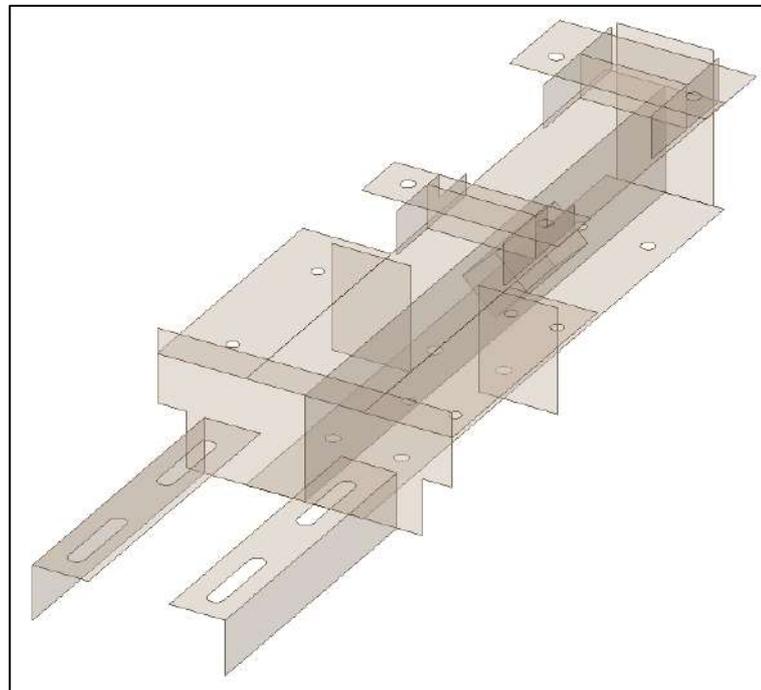
El factor de seguridad es adecuado garantizando un correcto comportamiento de la unión empernada.

### 3.4.2. Resistencia del bastidor mediante MEF

Se realiza la comprobación de la resistencia del bastidor mediante el Método del Elemento Finito (MEF) donde se determina el esfuerzo equivalente de Von Mises y el factor de seguridad de la estructura cuando está sometida a la carga máxima de 10.968 KN.

#### 3.4.2.1. Modelo geométrico

Debido a la configuración geométrica compleja del bastidor se convierte el modelado CAD de la Ilustración 21-3 en un modelado de superficie tipo *Shell* con los espesores de las planchas, ángulos y perfil HEB que conforman la estructura del bastidor, la Ilustración 27-3 muestra el tipo de modelado geométrico utilizado para el análisis MEF.



**Ilustración 27-3:** Modelado geométrico tipo *Shell* del bastidor

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

#### 3.4.2.2. Configuración del material

El material del cual se conforman todos los elementos estructurales del bastidor (planchas, perfil HEB, ángulos) es acero estructural ASTM A36 configurado para un análisis estático lineal, con una resistencia a la tracción de 250 MPa y la resistencia última a la tracción de 460 MPa, en la Tabla 9-3 se observa la configuración del material para el análisis MEF del bastidor.

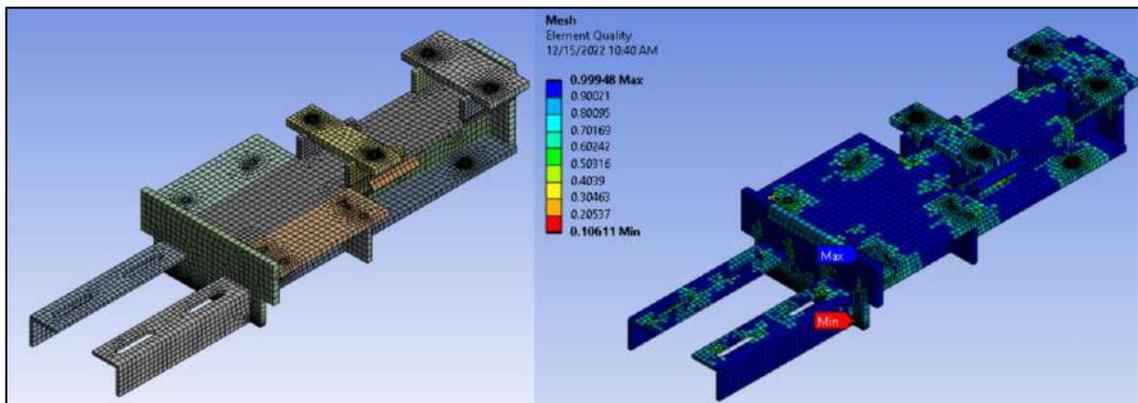
**Tabla 9-3:** Configuración del material para el análisis MEF del bastidor

Acero Estructural ASTM A36	
Propiedad	Magnitud
Módulo de Young	200 GPa
Coefficiente de Poisson	0.3
Resistencia a la tracción	250 MPa
Resistencia última a la tracción	460 MPa

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

### 3.4.2.3. Mallado y calidad de malla

Para el mallado se utilizan controladores locales y globales con un método de mallado de *Quadrilateral Dominant*, donde los elementos de malla son en su mayoría hexaédricos. Se utilizó el controlador *Sizing* para tener un tamaño adecuado de malla en los cuerpos pequeños, también se realizó un refinamiento de malla en los agujeros donde van las uniones empernadas ya que en estos se generan concentradores de esfuerzos. El número de elementos del mallado es de 7679 con 7938 nodos.



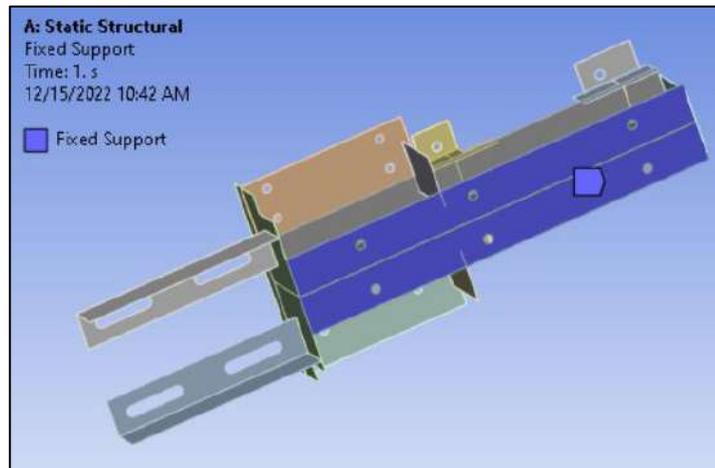
**Ilustración 28-3:** Mallado y calidad de malla del bastidor

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

Para verificar la calidad de los elementos se utiliza el criterio de calidad de malla métrica (*Element Quality*) obteniendo una calidad de malla promedio de 0.83245, lo cual es adecuado para el análisis tomando en cuenta que la recomendación para una buena calidad de malla estructural menciona que este valor debe acercarse a 1 para la mayoría de los elementos de malla, como se observa en la Ilustración 28-3.

#### 3.4.2.4. Condiciones de contorno

En las condiciones de contorno se ubican los apoyos para el empotramiento del bastidor, para lo cual se crea un soporte fijo (*Fixed Support*) en la base del perfil HBE que es donde se va a sujetar el bastidor al puente grúa mediante uniones empernadas.

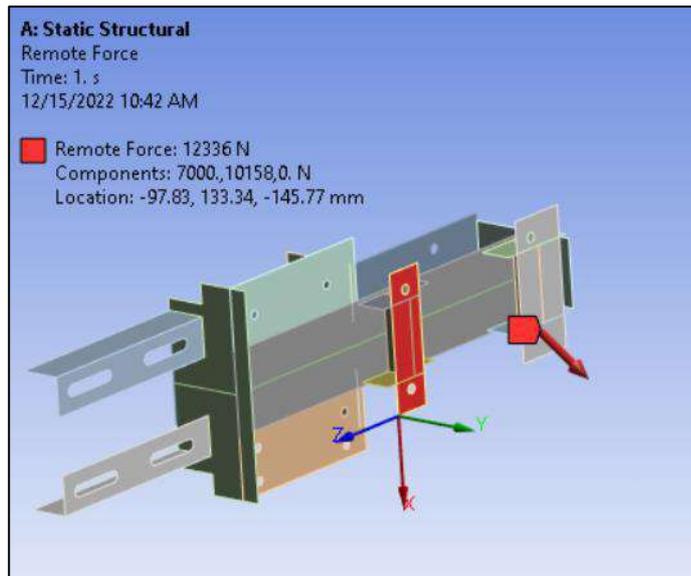


**Ilustración 29-3:** Condiciones de contorno para el bastidor

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

#### 3.4.2.5. Condiciones de carga

Las condiciones de carga vienen dadas por la tensión máxima del cable de 10986 N calculada anteriormente, este valor se configura mediante una fuerza en un punto remoto (*Remote Force*) (como se observa en la Ilustración 30-3), ya que la carga es excéntrica y se transmite mediante el cable a la estructura del bastidor.

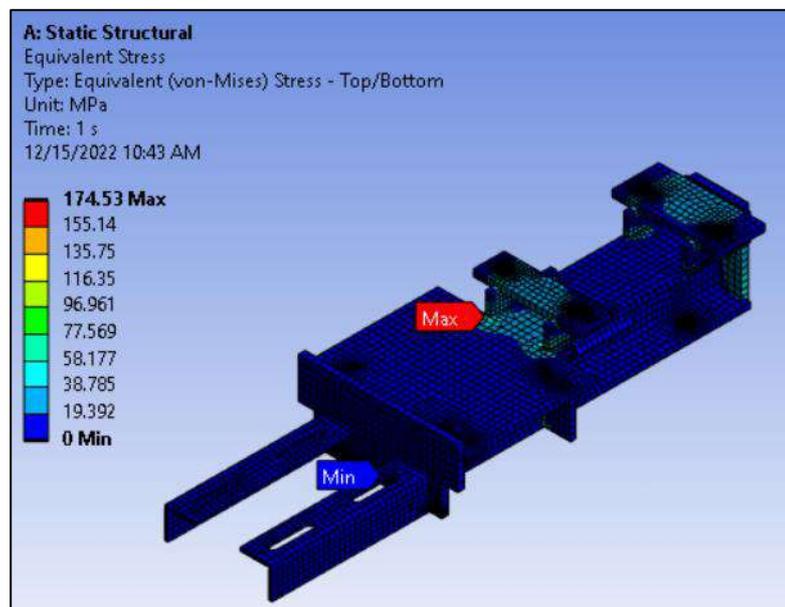


**Ilustración 30-3:** Condiciones de carga para el bastidor

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

### 3.4.2.6. Esfuerzo de Von-Misses

Se obtuvo un esfuerzo equivalente de Von Mises de 174.53 MPa. En la Ilustración 31-3 se muestran las zonas donde se produce el esfuerzo máximo.

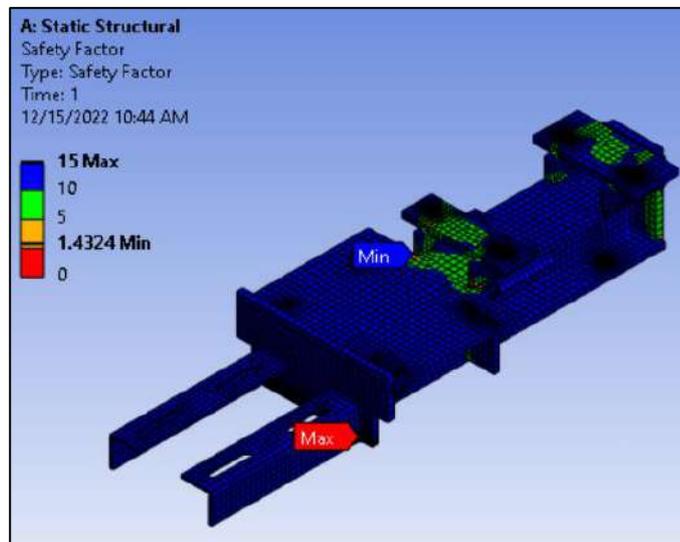


**Ilustración 31-3:** Esfuerzo equivalente de Von-Mises del bastidor

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

### 3.4.2.7. Factor de Seguridad

En la Ilustración 32-3, se muestra el gráfico de colores con los valores del factor de seguridad para el bastidor, obteniendo un valor mínimo de 1.4324.



**Ilustración 32-3:** Factor de seguridad del bastidor

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

### 3.5. Diseño del dispositivo mecánico de liberación de carga

En base al estudio realizado en el Capítulo II acerca de los dispositivos de sujeción y liberación de carga y basándose en el diseño conceptual realizado anteriormente en este capítulo, se lleva a cabo el diseño y construcción de un gancho mecánico de liberación. Debido a la complejidad de encontrar estos dispositivos en el mercado nacional, se realiza el diseño y construcción implementando un mecanismo de liberación adecuado conforme a los requerimientos del sistema de accionamiento para el péndulo de impacto.

El sistema de liberación del impactador del péndulo debe cumplir con ciertos parámetros que faciliten y mejoren la aplicabilidad al realizar las pruebas de impacto, en la Tabla 10-3 se muestran los requerimientos necesarios del sistema para asegurar el correcto funcionamiento del gancho de liberación.

**Tabla 10-3:** Requerimientos del sistema de accionamiento para el gancho de liberación

Requerimiento	Valoración
Peso máximo para elevar (impactador)	1500 kg
Tensión máxima en el cable	10.968 kN
Factor de seguridad recomendado	1.3-1.5
Apertura	Inmediata
Tipo de Apertura/Liberación	Palanca y cable
Acoplamiento al cabrestante	Elementos de izaje
Acoplamiento al impactador del péndulo	Sencillo

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

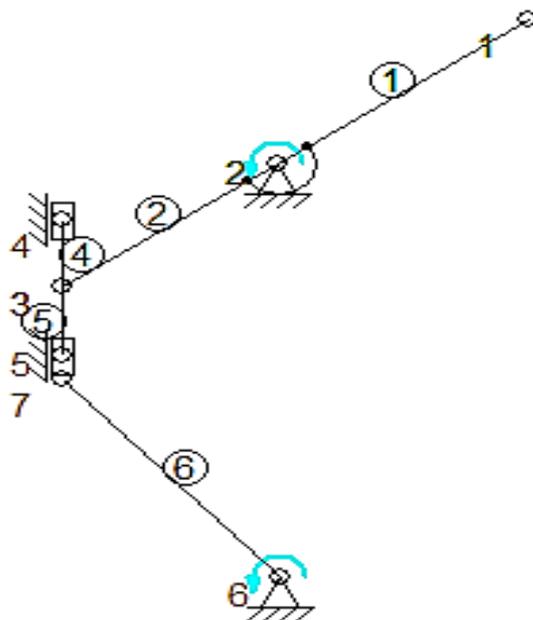
De acuerdo con la Tabla 10-3, el gancho de liberación deberá estar diseñado para soportar la carga de tensión de 10,968 kN, además de tener una liberación rápida accionada mediante una palanca y cable a distancia. La implementación se la realizará con elementos de izaje y el acople del gancho al impactador debe ser sencillo para que se pueda enganchar de nuevo fácilmente luego de soltar la carga y poder así volver a realizar otro ensayo según se requiera.

### 3.5.1. Mecanismo de liberación

El mecanismo de liberación está basado en la normativa IMO (*International Maritime Organization*) que es la que regula el diseño de estos tipos de ganchos, donde se utiliza un mecanismo de liberación bajo carga. Se diseñará el gancho con un mecanismo de liberación adecuado conforme a los requerimientos del sistema y la disponibilidad de materiales y equipos para su construcción.

#### 3.5.1.1. Tipo de mecanismo del gancho

Como se mencionó anteriormente se va a implementar un mecanismo de liberación bajo carga para el gancho, donde el mismo peso permite que la carga quede sujeta a través de un seguro mecánico, mientras que la liberación se produce cuando se retira el seguro y la carga se libera por la acción de su propio peso. Por lo tanto, se puede decir que el mecanismo a utilizar para el gancho de liberación es de tipo desmodrómico con dos grados de libertad ya que se requieren de dos actuadores (accionar el seguro y soltar la carga) para ejecutar la liberación.



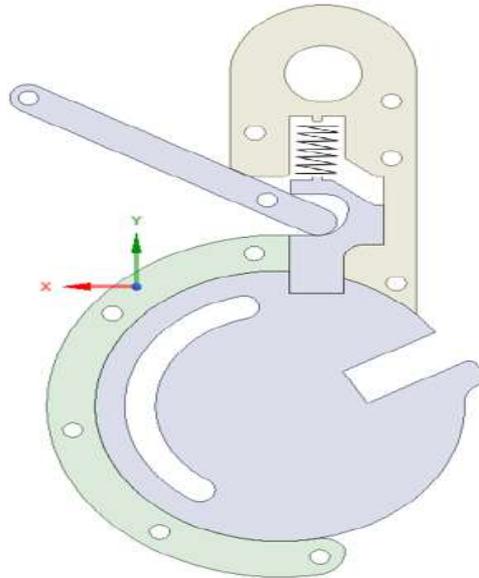
**Ilustración 33-3:** Mecanismo de liberación para el gancho

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

Como se observa en la Ilustración 33-3, los eslabones 1 y 2 representan la palanca de accionamiento del seguro (eslabón 5) y, el eslabón 6 representa un elemento mecánico giratorio que permita la liberación de la carga bajo su propio peso. A partir de este mecanismo se establece la geometría para el gancho de liberación que mejor se adapte a estas condiciones de accionamiento. El diseño hace referencia a un gancho de liberación bajo carga de fácil accionamiento y cuya geometría no resulta muy compleja para su construcción

### 3.5.1.2. Geometría del gancho

El diseño geométrico del gancho se basa en el mecanismo de la Ilustración 33-3, y está compuesto por elementos rígidos (eslabones) y flexibles (resortes) que faciliten la funcionalidad al momento de liberar la carga. La geometría que comprende este dispositivo mecánico se observa en la Ilustración 34-3.



**Ilustración 34-3:** Geometría del gancho de liberación bajo carga

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

Este tipo de gancho está formado por geometrías regulares y elementos mecánicos que se encuentran disponibles en el mercado y resultan no muy complejos para su construcción. Su accionar es manual mediante una palanca que comprime un resorte el cual retira el seguro que sostiene la carga logrando así soltarla debido al propio peso que está sujetando. En base a la geometría y el principio de funcionamiento se selecciona el material con el que va a ser construido este dispositivo mecánico.

### 3.5.1.3. Material

Según la norma IMO, se recomienda materiales metálicos en su mayoría de aceros de aleación e inoxidables. Para la aplicación el material utilizado para la construcción del gancho de liberación será una plancha de acero estructural ASTM A36, se trata de un acero de alta resistencia y de mayor disponibilidad en el país.

**Tabla 11-3:** Propiedades mecánicas del acero ASTM A36

Propiedades Mecánicas		
Esfuerzo a la fluencia mínimo	250 MPa	36300 PSI
Esfuerzo último a la tracción	400-550 MPa	58000-79800 PSI
Elongación mín. en 50 mm (2'')	23%	
Módulo de Elasticidad	200 GPa	29000 KSI

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

Se determina el espesor de la plancha de acero a utilizar para la construcción del gancho de liberación, mediante un análisis por elementos finitos lo cual valida el diseño realizado conforme a las condiciones y requerimientos vistos anteriormente.

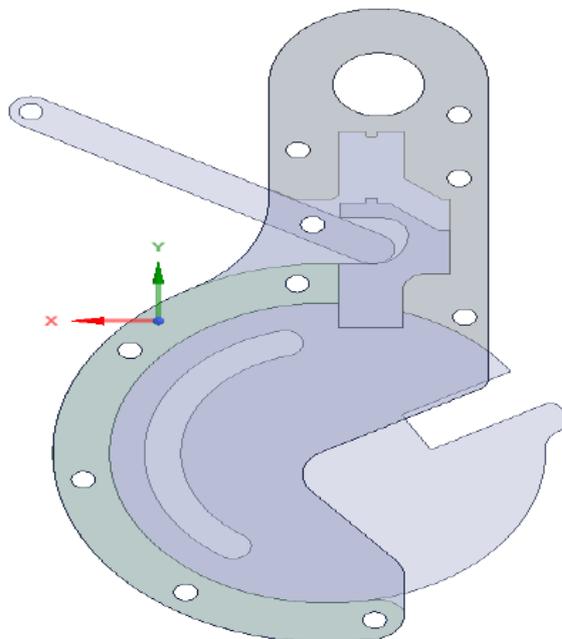
### 3.5.2. *Diseño del gancho de liberación mediante MEF*

Debido a la complejidad de la geometría se realiza el diseño del espesor para el gancho de liberación bajo carga mediante una simulación por el Método del Elemento Finito (MEF), partiendo previamente del modelado geométrico utilizando un software CAD.

Se considera un análisis estático no lineal donde se evalúa el comportamiento elástico del gancho de liberación. Mediante la teoría de la energía de distorsión (T.E.D) se determina el factor de seguridad y el esfuerzo equivalente de Von Mises producido por la carga de 10.968 KN a la que está sometido el elemento, se determina también la deformación que esta carga produce.

#### 3.5.2.1. *Modelado geométrico*

Se utiliza un modelado de superficie (*Shell*) para la geometría, con un espesor de 3 mm como punto de partida, este valor se va a parametrizar posteriormente para lograr determinar un espesor adecuado para el diseño.



**Ilustración 35-3:** Modelado geométrico tipo shell del gancho de liberación en *SpaceClaim*

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

### 3.5.2.2. Configuración del material

El material utilizado es un Acero Estructural (*Structural Steel*) A36 para un análisis lineal, se configura el material de acuerdo con las propiedades mecánicas que se muestran en la Tabla 12-3, para un análisis estructural estático.

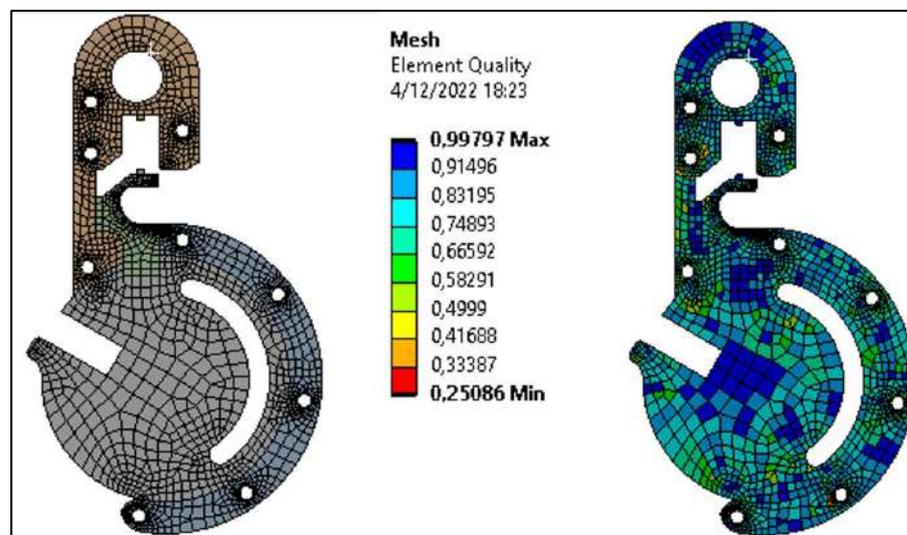
**Tabla 12-3:** Configuración del material para el análisis MEF del gancho de liberación

Acero Estructural ASTM A36	
Propiedad	Magnitud
Módulo de Young	200 GPa
Coefficiente de Poisson	0.3
Resistencia a la tracción	250 MPa
Resistencia última a la tracción	460 MPa

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

### 3.5.2.3. Mallado y calidad de malla

Se utiliza los controladores locales y globales para el mallado, donde el número de elementos de malla que se obtuvo es de 2157 con 2416 nodos.



**Ilustración 36-3:** Mallado y calidad de malla para el gancho de liberación

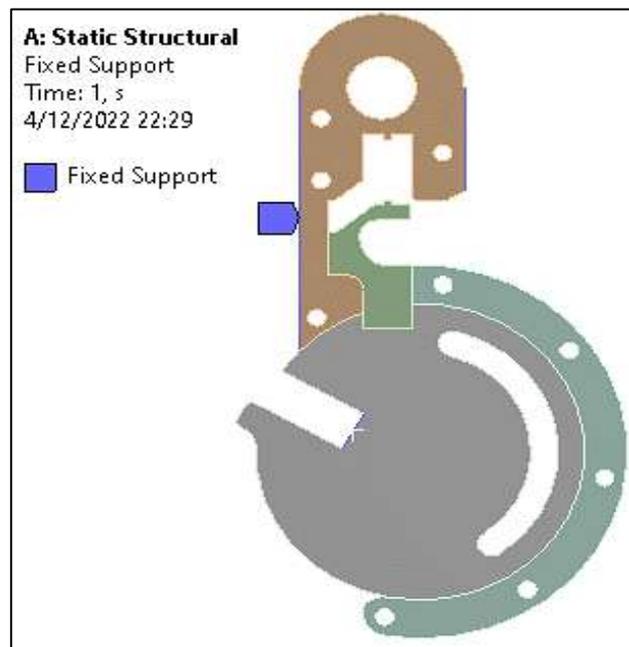
Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

Se utiliza un método de mallado de *Quadrilateral Dominant* en todos los cuerpos para obtener elementos hexaédricos en el mallado, también un *Sizing* para refinar los elementos de malla en

las aristas pequeñas y circunferencias donde se producen los concentradores de esfuerzo. Para un inicio se establece el tamaño de malla en 8mm mediante el controlador global *Element Size*. Con estas configuraciones, la calidad de malla métrica (*Element Quality*) mínima es de 0.25086, la máxima es de 0.99797 y el promedio es de 0.78052, lo cual es adecuado para el análisis estructural que se requiere realizar ya que en la mayoría de los elementos de malla se tiene un valor de calidad cercano a 1.

#### 3.5.2.4. Condiciones de contorno

Para las condiciones de contorno se crea un soporte fijo (*Fixed Support*) en las aristas laterales del gancho de liberación como se muestra en la Ilustración 37-3.



**Ilustración 37-3:** Condiciones de contorno para el gancho de liberación en ANSYS

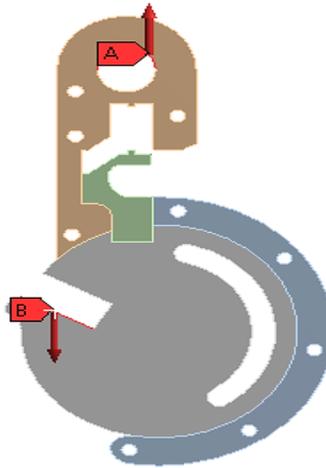
**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

#### 3.5.2.5. Condiciones de carga

Se aplica una fuerza de 10986 N en la ranura del gancho como muestra la Ilustración 38-3, en dirección paralela al cable tensado. La fuerza viene dada por la tensión máxima calculada anteriormente la cual se ejerce en el cable y se transmite al gancho, por lo tanto, el elemento está sometido a tracción.

**A: Static Structural**  
 Force 2  
 Time: 1, s  
 4/12/2022 18:46

**A** Force: 10968 N  
**B** Force 2: 10968 N

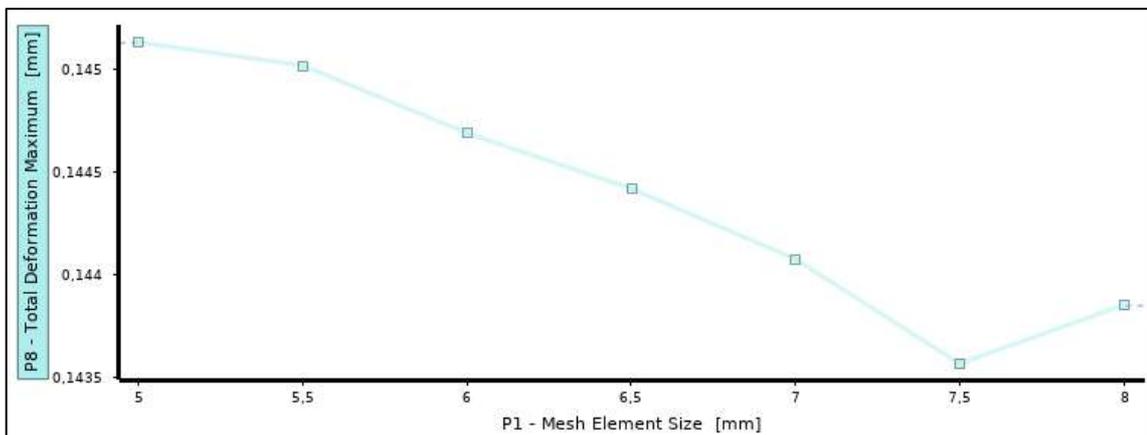


**Ilustración 38-3:** Condiciones de carga para el gancho de liberación.

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

3.5.2.6. *Post procesamiento: parametrización*

Se obtiene una convergencia de resultados para un tamaño de malla adecuado, estableciendo el tamaño de malla (*Element Size*) como variable de entrada y con el factor de seguridad mínimo como variables de salida para la parametrización, llegando así a una convergencia entre el tamaño de malla de 5-7,5 mm como se muestra en la Ilustración 39-3.



**Ilustración 39-3:** Convergencia de resultados para el gancho de liberación

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

Para obtener un valor de diseño de acuerdo con el factor de seguridad, se establece el espesor y la fuerza aplicada en el gancho como variables de entrada y el esfuerzo máximo con el factor de seguridad mínimo como variables de salida para la parametrización, en la Tabla 13-3 se muestran los valores obtenidos con diferentes espesores para el gancho de liberación.

**Tabla 13-3:** Post procesamiento MEF con diferentes espesores para el gancho de liberación

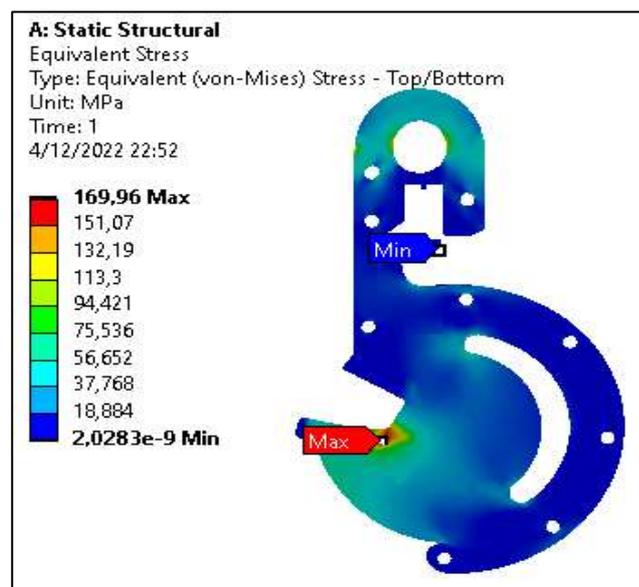
Fuerza aplicada	Espesor	Deformación máxima	Esfuerzo equivalente	Factor de seguridad
10968 N	3 mm	0.15819 mm	360.07 MPa	0.69432
10968 N	4 mm	0.11863 mm	269.99 MPa	0.92595
10968 N	5 mm	0.094886 mm	215.94 MPa	1.1577
10968 N	6 mm	0.079055 mm	179.89 MPa	1.3897
10968 N	6,35 mm (1/4")	0.074692 mm	169.96 MPa	1.471

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

Luego de un proceso iterativo se determina que con un tamaño de malla de 6.5mm, un espesor de 6.35mm (1/4 pulgadas) y una carga máxima de aproximadamente 11 kN, se tiene un factor de seguridad mínimo de 1.471, por lo que se establece este espesor como el óptimo para la construcción del gancho. El espesor seleccionado hace referencia a una medida comercial para la plancha de acero ASTM A36.

### 3.5.2.7. Esfuerzo de Von-Misses

En la Ilustración 40-3, se muestra la barra y gráfico de colores con los valores de esfuerzos obtenidos en el análisis MEF para el gancho de liberación, obteniéndose un esfuerzo equivalente de Von-Misses máximo de 169,96 MPa.

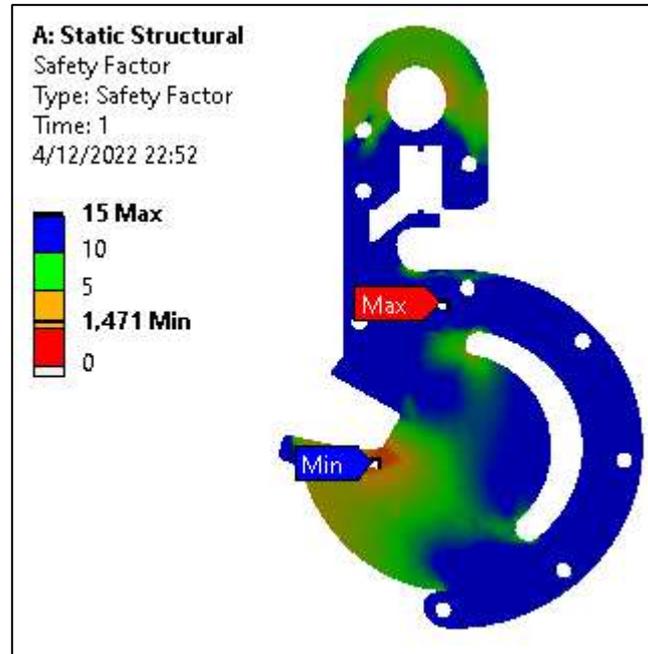


**Ilustración 40-3:** Esfuerzo de Von-Misses del gancho de liberación en ANSYS

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

### 3.5.2.8. Factor de seguridad

De acuerdo con el grafico y la barra de colores que se muestra en la Ilustración 41-3 Se obtuvo un factor de seguridad mínimo de 1,471 para el gancho de liberación.



**Ilustración 41-3:** Factor de seguridad del gancho de liberación en ANSYS

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

## 3.6. Construcción e implementación del sistema de accionamiento

En esta sección se describe el proceso constructivo y montaje del sistema de accionamiento en el laboratorio de fundición de la facultad de mecánica.

### 3.6.1. Construcción del tambor

- a) El tambor se ha conformado con una tubería de acero célula 40, de 6 pulgadas soldado a dos placas de 5 mm.



**Ilustración 42-3:** Conformado del tambor

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

b) Mecanizado del eje del tambor.



**Ilustración 43-3:** Cilindrado del eje

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

c) Conformación del cuerpo y eje del tambor.



**Ilustración 44-3:** Emsamble tambor

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

d) Aplicación de pintura anticorrosiva en el tambor.



**Ilustración 45-3:** Pintura tambor

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

### 3.6.2. *Construcción y montaje del bastidor*

a) Conformación del bastidor.



**Ilustración 46-3:** Conformación del bastidor

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

b) Aplicación de pintura anticorrosiva en el bastidor.



**Ilustración 47-3:** Pintura del bastidor

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

c) Perforado de la viga del puente grúa.



**Ilustración 48-3:** Perforado de la viga del puente grúa

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

d) Montaje del bastidor a la viga del puente grúa.



**Ilustración 49-3:** Montaje del bastidor en el alma del puente grúa

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

### 3.6.3. *Montaje de los equipos en el bastidor*

a) Montaje de las poleas en el motor y en la caja reductora de velocidad.



**Ilustración 50-3:** Montaje de poleas

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

b) Montaje del motor.



**Ilustración 51-3:** Montaje motor

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

c) Montaje de la caja reductora de velocidad



**Ilustración 52-3:** Montaje caja reductora

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

d) Montaje del tambor.



**Ilustración 53-3:** Montaje tambor

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

e) Colocación de las bandas de transmisión de potencia entre el motor y la caja.



**Ilustración 54-3:** Colocación de las bandas de transmisión en las poleas

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

### 3.6.4. *Instalación eléctrica*

Para la parte eléctrica del sistema de accionamiento, se realiza el armado e instalación del tablero eléctrico con el mando a distancia y la acometida para el sistema de cabrestante. La instalación se realiza en el puente grúa de la Facultad de Mecánica de la ESPOCH, tomando en cuenta las especificaciones del motor seleccionado.

#### 3.6.4.1. *Armado del tablero eléctrico*

El tablero de control se arma junto con el mando a distancia con los componentes detallados en la siguiente tabla seleccionados en base a la corriente, potencia y voltaje del motor trifásico.

**Tabla 14-3:** Componentes del tablero eléctrico

N.º	Denominación	Cantidad/Medida
1	Gabinete Metálico 40x30x20 cm IP41 BEIGE	1
2	Breaker riel CSC 3P 20A 6KA 400V	1
3	Relé térmico modular 12-18 A CHNT	1
4	Luz con sonido EBS rojo 22mm 220 VAC	1
5	Luz piloto 22 mm led verde 220 VAC	2
6	Pulsador 22 mm Plast Hongo 40 mm giro c/retención roja 1NC	2
7	Placa amarilla paro de emergencia 22mm 90mm	1
8	Pulsador 22mm Plast simple rojo 1NC	1
9	Pulsador 22mm Plast simple verde 1NA	2

N.º	Denominación	Cantidad/Medida
10	Contactores CHINT 18A 220 V	2
11	Cable concéntrico 3x18AWG	11 metros
12	Cable concéntrico 2x18AWG	11 metros
13	Cable flexible #14AWG	8 metros
14	Cable flexible #18AWG	15 metros
15	Cable concéntrico 4x14AWG	3 metros
16	Bornera Riel 4mm #10AWG LEIPOLE	1
17	Bornera Riel 2.5mm #12AWG LEIPOLE	1
18	Bornera Riel Tierra 6mm Verde-Amarillo 24-8AWG	1

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

El tablero eléctrico de acuerdo con los circuitos de la Ilustración 18-3 y la Ilustración 19-3, consta de un breaker de 3 polos para el motor, un breaker de 2 polos para el control, 2 contactores para el giro horario y antihorario del motor, un relé térmico para la protección del motor, y las borneras de alimentación. El mando a distancia consta de pulsadores para la subida, bajada y parada del motor, con el paro de emergencia en la parte superior. La Ilustración 55-3 muestra el armado de la caja eléctrica junto con su mando a distancia.



**Ilustración 55-3:** Armado del tablero eléctrico con el mando a distancia

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

La caja eléctrica se instalará en el puente grúa con la acometida trifásica a 220 V.

#### 3.6.4.2. Instalación de la acometida eléctrica

Para alimentar el motor eléctrico es necesario disponer de una acometida trifásica a 220V, para lo cual se realiza una inspección de la acometida eléctrica del puente grúa, para revisar si es

factible tomar desde este punto la alimentación para la caja eléctrica del sistema de cabrestante. Para la instalación de la acometida eléctrica se hace uso de un cable concéntrico 3x12AWG, seleccionado de acuerdo con la potencia (4 HP) y corriente (15 A) del motor. La instalación se detalla a continuación con los siguientes pasos:

a) Determinación del voltaje y la acometida de alimentación que va al puente grúa. En la Ilustración 56-3 se muestra la caja térmica del taller de Fundición.



**Ilustración 56-3:** Revisión del voltaje de alimentación al puente grúa

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

b) Adecuaciones a la caja eléctrica para dar alimentación al motor del sistema de cabrestante y realizar el anclaje del tablero al perfil C del puente grúa. La Ilustración 57-3 muestra las adecuaciones realizadas para el cableado y anclaje de la caja.



**Ilustración 57-3:** Adecuaciones a la caja eléctrica para su anclaje

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

- c) Anclaje del tablero al perfil C del puente grúa usando autoperforantes, La Ilustración 58-3 muestra el proceso de sujeción de la caja.



**Ilustración 58-3:** Anclaje del tablero eléctrico al puente grúa

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

- d) Conexión de la red de acometida trifásica a las borneras de alimentación del tablero eléctrico, se realizan también las conexiones de la alimentación al motor y el mando a distancia, como se muestra en la Ilustración 59-3.



**Ilustración 59-3:** Conexiones de la acometida y mando en el tablero eléctrico

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

e) Cableado e instalación del cable concéntrico de alimentación al motor del sistema de cabrestante implementado en el perfil IPN 300 del puente grúa, se ubica el cable en el patín inferior de la viga como se muestra en la Ilustración 60-3.



**Ilustración 60-3:** Colocación del cable en el perfil IPN del puente grúa

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

f) Conexión del cable concéntrico de alimentación al motor eléctrico como se muestra en la Ilustración 61-3, tomando en cuenta que el sentido de giro sea de acuerdo con lo requerido en el mando a distancia.



**Ilustración 61-3:** Conexión del motor

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

### **3.6.5. Construcción del gancho de liberación de carga**

El proceso de construcción del gancho se realiza cortando cada pieza o elemento que lo conforma mediante corte laser, en la plancha de acero A36, de acuerdo con el espesor determinado en el diseño por MEF.



**Ilustración 62-3:** Corte laser de la geometría del gancho

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

Una vez cortadas todas las piezas de gancho se procede a ensamblar conforme al prototipo diseñado, usando pernos de sujeción.



**Ilustración 63-3:** Ensamble del gancho

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

### 3.7. Análisis de costos

De acuerdo con el desglose de costos directos e indirectos, presentado a continuación se analiza el precio total del sistema de accionamiento diseñado del péndulo de impacto de la facultad de mecánica.

#### 3.7.1. *Costos directos*

A continuación, se detallan los precios de los componentes mecánicos, componentes eléctricos, manufactura y mano de obra empleado en el desarrollo del proyecto.

3.7.1.1. Componentes mecánicos

**Tabla 15-3:** Costo componentes mecánicos

Ítem	Cantidad	Descripción	Precio unitario Usd	Precio Total Usd
1	1	Caja reductora de velocidad	800	800
2	1	Tubería 6 pulgadas cedula 40 (1 m)	45.23	45.23
3	1	Plancha de acero ASTM A 500 Grado C espesor 5 mm	105	105
4	1	Plancha acero A36 espesor 6 mm	94.24	94.24
5	1	Eje SAE 4140 Normalizado	42	42
6	1	Perfil IPE 120 1m	55	55
7	1	Tubo estructural cuadrado 10X6 A500 Gr. C	152.85	152.85
8	1	Perfil canal CU200x50x5 A572 Gr. 50	98.25	98.25
9	28	Pernos M 10 Grado 8.8	0,89	24.92
10	25	Pernos M 14 Grado 8.8	1.13	28.25
11	2	Chumacera 40 mm	26.80	53.60
12	2	Banda trapezoidal A 1230mm	21.4	42.8
13	1	Polea de 4.2 pulgadas	25.45	25.45
14	1	Polea de 7 pulgadas	34.90	34.9
15	1	Cable de acero 10 m	52	52
16	12	Grapas para cable de acero 8 grapas 5/16.	0.75	9
17	1	Grillete GRI-5/8	21.80	21.80
18	1	Guarda cable 5/16	4.80	4.80
19	3	Pintura anticorrosiva en Aerosol	5.2	15.16
			<b>Subtotal 1</b>	<b>1705.25</b>

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

### 3.7.1.2. Componentes electrónicos

**Tabla 16-3:** Costos de componentes electrónicos

Ítem	Cantidad	Descripción	Precio unitario Usd	Precio Total Usd
1	1	Tablero de control para motor.	160	160
2	1	Mando alámbrico.	33.86	33.86
3	1	Cable SUCRE 3 en 1 #12 AWG 10 m.	3.85	38.50
			<b>Subtotal 2</b>	<b>232.36</b>

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

### 3.7.1.3. Manufactura

**Tabla 17-3:** Costos de manufactura

Horas	Descripción	Usd/Hora	Precio Total Usd
2	Corte	1,45	2.90
1	Taladro de banco	4.5	4.5
6	Mecanizado en torno	20	120
3	Corte láser	22.5	67.50
3	Soldadura	25	75
			<b>Subtotal 3</b>
			<b>269.90</b>

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

### 3.7.1.4. Mano de obra

**Tabla 18-3:** Costos de mano de obra

Descripción	Precio Total Usd
Montaje del sistema mecánico.	120
Instalación eléctrica	90
Instalación del tablero de control de motor.	80
<b>Subtotal 4</b>	<b>290</b>

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

### 3.7.1.5. Costos directos totales

**Tabla 19-3:** Costos directos totales

<b>Descripción</b>	<b>Valor total Usd</b>
Subtotal 1	1705.25
Subtotal 2	232.36
Subtotal 3	269.90
Subtotal 4	290
<b>Total</b>	<b>2497.51</b>

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

### 3.7.2. Costos indirectos

Los costos indirectos son los que no son parte directa del equipo, tanto en el diseño ingenieril como gastos inesperados.

**Tabla 20-3:** Costos indirectos

<b>Descripción</b>	<b>Valor total Usd</b>
Costos de ingeniería	150
Otros	200
<b>Total</b>	<b>350</b>

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

### 3.7.3. Costo total

En este apartado se suma los costos directos e indirectos para calcular el valor total de un prototipo, como se muestra en la siguiente tabla.

**Tabla 21-3:** Costo total

<b>Tipo de costo</b>	<b>Valor total (\$)</b>
Costos directos	2254.41
Costos indirectos	350
<b>Total</b>	<b>2847.51</b>

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

## CAPÍTULO IV

### 4. RESULTADOS

El sistema de cabrestante fue diseñado para elevar una masa del impactador del péndulo de 10.98 KN y el gancho de liberación fue diseñado para suspender una carga máxima de 11 KN. La velocidad de ascenso del brazo del péndulo es 0.262 m/s. A continuación, se detallan las especificaciones de los componente diseñados y seleccionados.

#### 4.1. Análisis del comportamiento de la viga del puente grúa

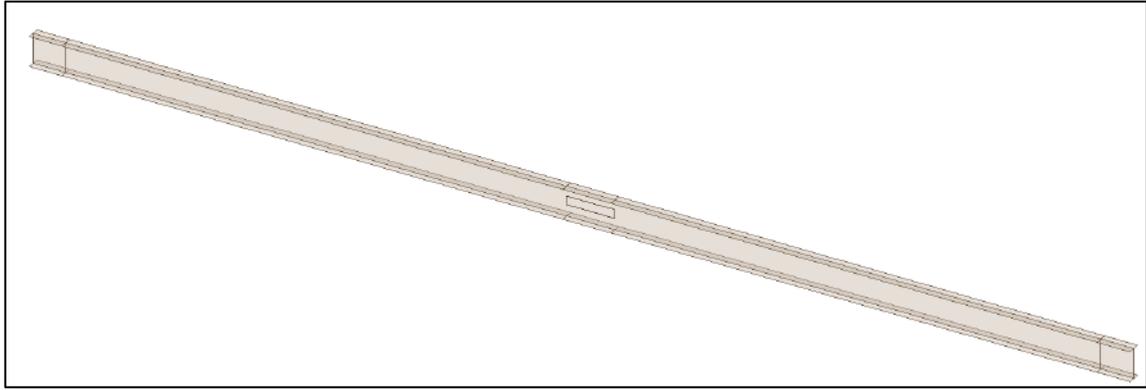
Luego de haber realizado la implementación del sistema de accionamiento en la viga del puente grúa del taller de fundición de la Facultad de Mecánica, se realiza un análisis del comportamiento de la viga cuando está sometido a la carga de tensión máxima, que se produce con el peso más crítico de elevación al utilizar el impactador pesado. Para ello se realiza una simulación mediante MEF donde se controla el pandeo lateral torsional que sufre la viga mediante la deformación que esta sufre.

##### 4.1.1. Análisis de la viga mediante MEF

Se realiza la simulación del comportamiento de la viga mediante MEF aplicando la carga de 10.968 kN, se determina la deformación, el esfuerzo máximo que se produce y el factor de seguridad.

###### 4.1.1.1. Modelo geométrico

Debido a la configuración y longitud de la viga del puente grúa, se utiliza un modelo geométrico de superficies (tipo *Shell*). El perfil de la viga utilizado en el puente grúa es de denominación IPN 300 con una longitud de 10.4 metros, las características del perfil IPN se encuentran definidas en el catálogo DIPAC (ver ANEXO T). La Ilustración 1-4 muestra la geometría de la viga que se va a utilizar en el análisis MEF.



**Ilustración 1-4:** Geometría tipo *Shell* de la viga del puente grúa

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

#### 4.1.1.2. Configuración del material

La Tabla 1-4 muestra la configuración del material para el análisis. Se establece el material para un acero estructural ASTM 36, conforme al catálogo del perfil IPN 300.

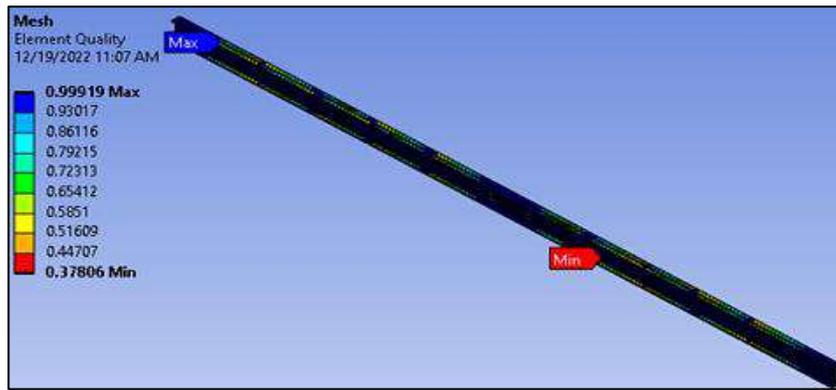
**Tabla 1-4:** Configuración del material para el análisis MEF de la viga

<b>Acero Estructural ASTM A36</b>	
<b>Propiedad</b>	<b>Magnitud</b>
Módulo de Young	200 GPa
Coefficiente de Poisson	0.3
Resistencia a la tracción	250 MPa
Resistencia última a la tracción	460 MPa

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

#### 4.1.1.3. Mallado y calidad de malla

Se utiliza un método de mallado de *Quadrilateral Dominant*, donde los elementos de malla son en su mayoría hexaédricos. Se utiliza el controlador *Sizing*, definido en 55 mm para controlar el tamaño de los elementos en toda la viga. El número de elementos del mallado es de 1744 con 1903 nodos.



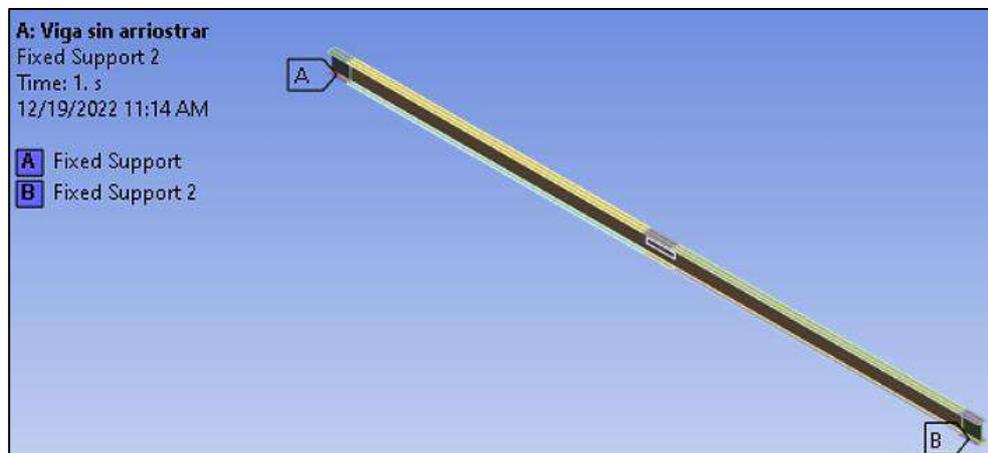
**Ilustración 2-4:** Mallado y calidad de malla de la viga del puente grúa

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

Se obtuvo una calidad mínima de malla métrica (*Element Quality*) de 0.37806, un promedio de 0.90152 y la calidad máxima de 0.99919, lo cual es adecuado para el análisis.

#### 4.1.1.4. Condiciones de contorno

Se utiliza un soporte fijo (*Fixed Support*) en las aristas laterales del patín inferior a 40 cm de los extremos de la viga, como se muestra en la Ilustración 3-4.

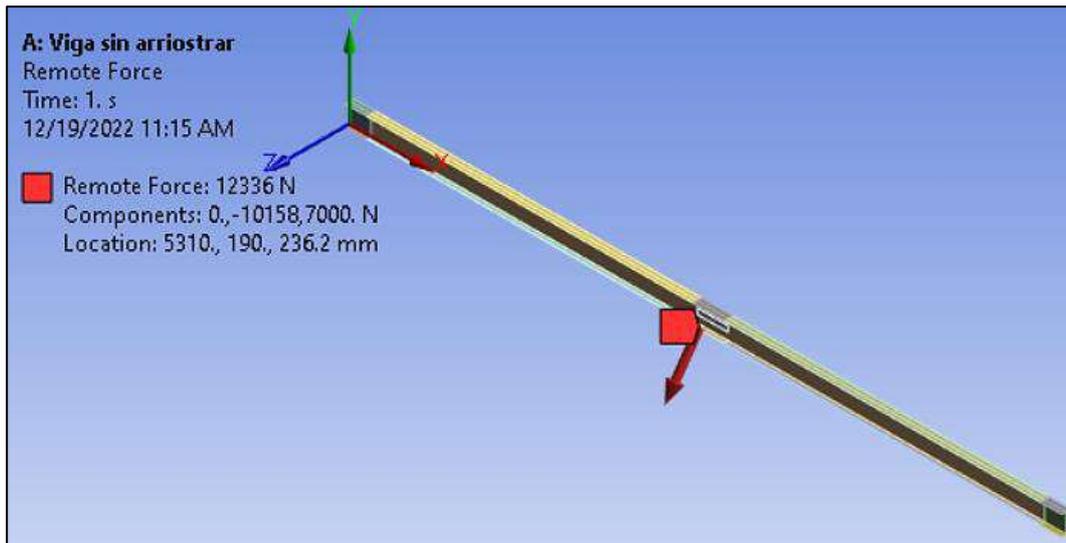


**Ilustración 3-4:** Condiciones de contorno para la viga del puente grúa

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

#### 4.1.1.5. Condiciones de carga

Se aplica una carga de 10.986 KN mediante una fuerza en un punto remoto (*Remote Force*), como se observa en la Ilustración 4-4 , debido a que la carga es excéntrica al eje neutro del perfil de la viga.

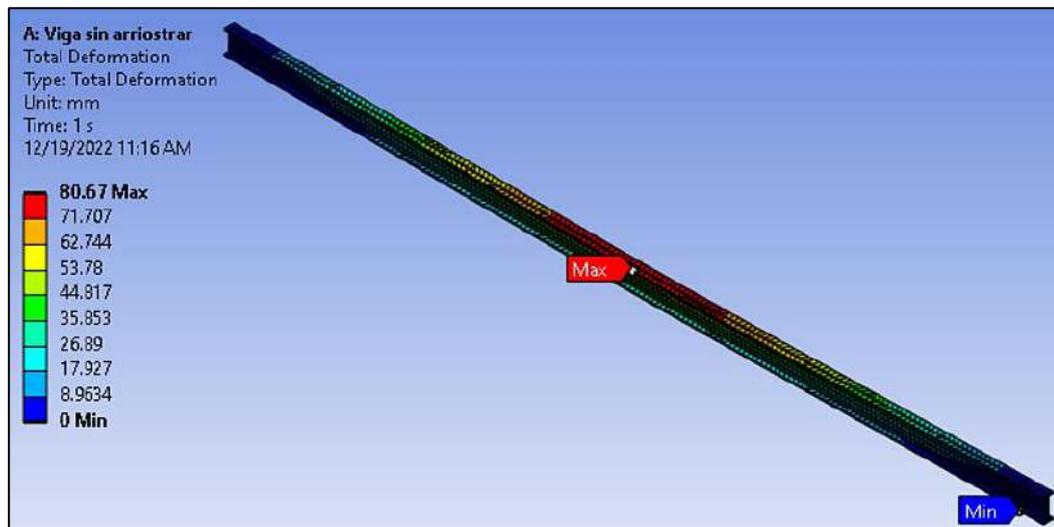


**Ilustración 4-4:** Condiciones de carga para la viga del puente grúa

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

#### 4.1.1.6. Deformación

De acuerdo con la gráfica y barra de colores que se muestra en la Ilustración 5-4, se obtuvo una deformación máxima de 80.67 mm.

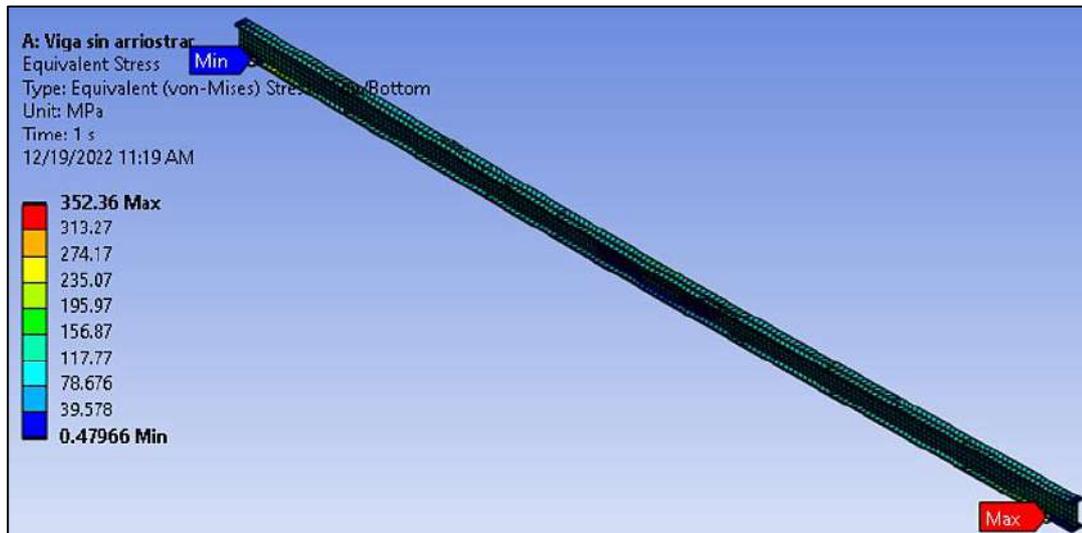


**Ilustración 5-4:** Deformación máxima de la viga del puente grúa

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

#### 4.1.1.7. Esfuerzo de Von-Misses

En la Ilustración 6-4 se muestran los valores de esfuerzo en la viga, obteniéndose un esfuerzo equivalente de Von-Misses máximo de 352.36 MPa en el extremo lateral derecho del perfil IPN 300.

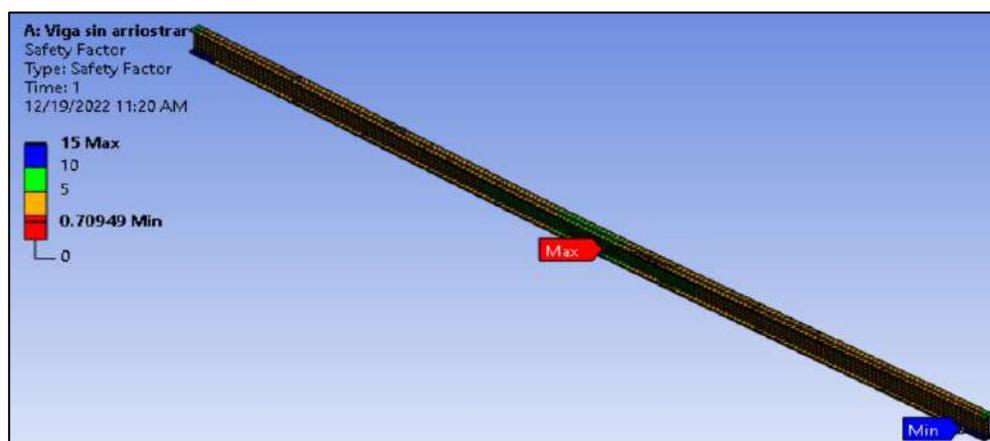


**Ilustración 6-4:** Esfuerzo equivalente de Von-Misses de la viga del puente grúa

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

#### 4.1.1.8. Factor de seguridad

De acuerdo con la Ilustración 7-4, se obtuvo un factor de seguridad mínimo de 0.70949 en la viga, lo cual indica que el perfil IPN 300 podría presentar una falla en las condiciones más críticas de funcionamiento del sistema de accionamiento.



**Ilustración 7-4:** Factor de seguridad de la viga del puente grúa

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

Debido a la longitud del perfil (10.4m), la excentricidad de la carga de 10.986 KN, el factor de seguridad muy bajo y la deformación excesiva que sufre la viga, se interpreta que se puede presentar un fallo por pandeo lateral torsional cuando el sistema este operando en las condiciones más críticas.

#### **4.1.2. Control del pandeo lateral torsional de la viga mediante la norma AISC 360-10**

La norma AISC 360-10 dicta parámetros y sugerencias para poder controlar el pandeo lateral torsional en los perfiles estructurales, a través de una distancia “Lp” a la cual se requieren ubicar apoyos para evitar este fenómeno físico.

En la sección F2 y F3 de la norma se encuentra la evaluación a pandeo lateral torsional (LTB) en un elemento estructural tipo I compacto, alma compacta y patines no compactos o esbeltos. Para ello se determina la distancia requerida “Lp” para evitar este comportamiento aplicando la siguiente fórmula:

$$L_p = 1.76r_y \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$

Para un perfil IPN 300 el radio de giro  $r_y = 2.56 \text{ cm}$ , de la Tabla 1-4 se obtiene los valores del módulo de elasticidad y el límite de fluencia.

Reemplazando se obtiene:

$$L_p = 1.3 \text{ m}$$

Por lo tanto, se plantea reforzar la viga a través de la implementación de arriostramiento ubicados a la distancia “Lp” calculada.

#### **4.1.3. Reforzamiento de la viga del puente grúa mediante MEF**

Una vez realizado el análisis del comportamiento de la viga del puente grúa al aplicar la carga de 10.986 KN, es necesario reforzar la viga ya que la deformación de 80.67mm que esta sufre es muy excesiva y podría producirse un fallo por pandeo lateral torsional debido a las condiciones de trabajo y la longitud de la viga (10.4 m).

Se plantea realizar el refuerzo de la viga mediante la implementación de arriostramientos, utilizando la segunda viga del puente grúa ubicada a 68 cm (de alma a alma) de la viga donde se implementó el sistema de accionamiento (ver la Ilustración 8-4).



**Ilustración 8-4:** Vigas que conforman el puente grúa

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

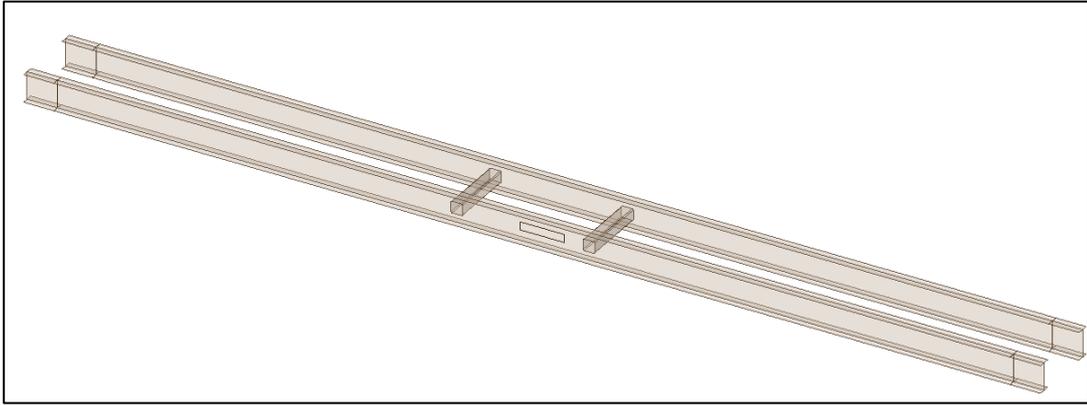
Se va a realizar una simulación mediante MEF para poder determinar el comportamiento y el número de elementos estructurales a utilizar para arriostrar las dos vigas del puente grúa.

Los arriostramientos se ubican a 1,35 m entre sus ejes neutros, distancia calculada de acuerdo con la longitud total de la viga (10.4m) en base a lo que dicta la norma AISC 360-10 para evitar el pandeo lateral torsional. Los perfiles que se van a usar para los arriostramientos de las vigas serán tubos cuadrados debido a la disponibilidad en el mercado y facilidad para el montaje.

#### *4.1.3.1. Modelo geométrico*

Se analiza varios modelos geométricos para determinar el perfil estructural y el número adecuado de arriostramientos. Se utiliza un modelado geométrico tipo *Shell*, para todos los modelos a analizar, las vigas del puente grúa son de denominación IPN 300.

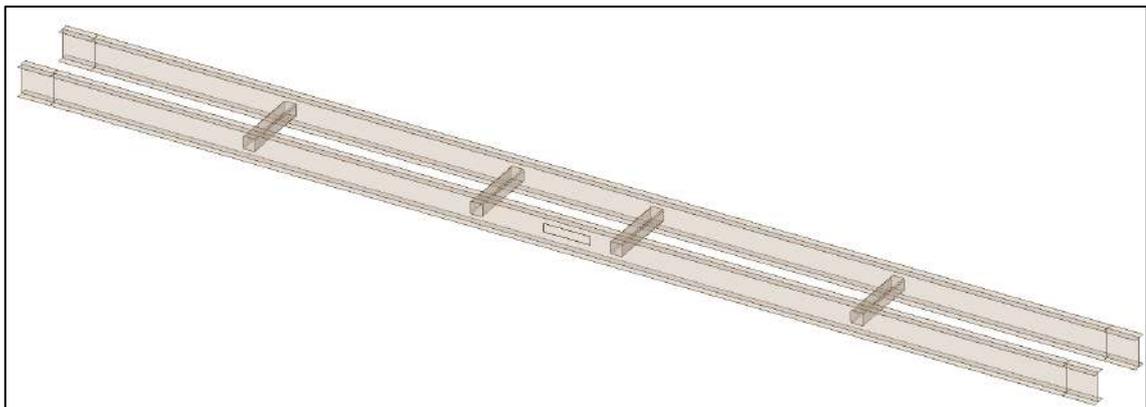
Para un inicio se plantean dos arriostramientos con perfiles cuadrados de 125x4 mm y 68 cm de largo colocados entre las almas de las vigas, como se muestra en la Ilustración 9-4.



**Ilustración 9-4:** Modelo geométrico 1 con dos arriostramientos

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

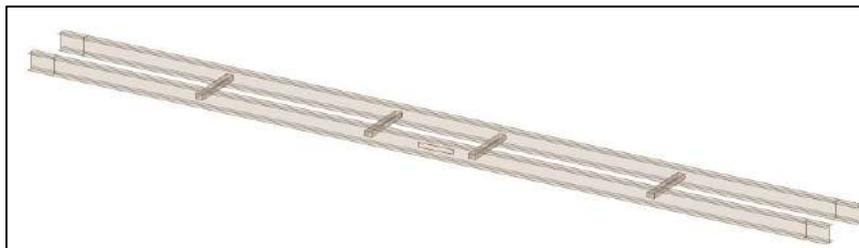
Como segundo modelo geométrico se plantea cuatro arriostramientos con perfiles cuadrados de 125x4 mm y 68 cm de largo, colocados como se muestra en la Ilustración 10-4.



**Ilustración 10-4:** Modelo geométrico 2 con cuatro arriostramientos

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

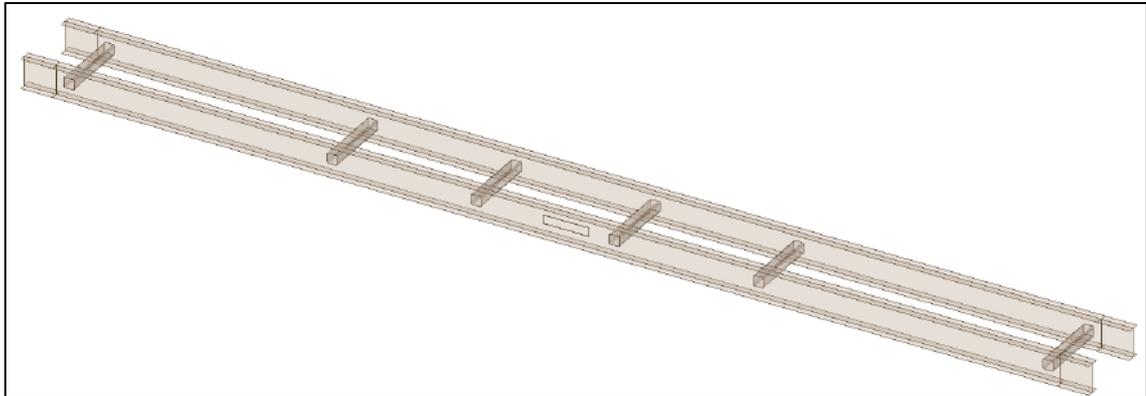
Como tercer modelo de análisis se plantea cuatro arriostramientos con perfiles cuadrados de 100x4mm y 68 cm de largo, colocados como se muestra en la Ilustración 11-4.



**Ilustración 11-4:** Modelo geométrico 3 con cuatro arriostramientos

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

Como cuarto modelo de análisis se plantea seis arriostramientos con perfiles cuadrados de 100x6mm, colocados a 1.35m entre ellos, como se muestra en la Ilustración 12-4.



**Ilustración 12-4:** Modelo geométrico 4 con seis arriostramientos

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

#### 4.1.3.2. Configuración del material

El material se configura para un acero estructural ASTM A36 para los perfiles de las vigas IPN 300 y para los tubos cuadrados de un acero ASTM A500 conforme a los catálogos de los fabricantes. Las propiedades mecánicas de los perfiles se muestran en la

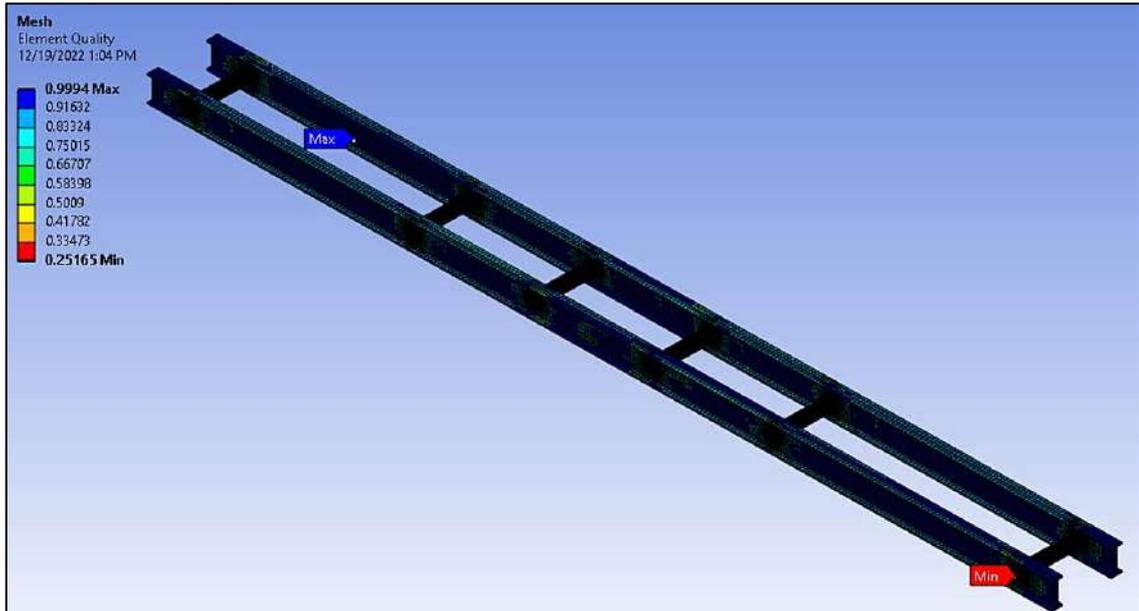
**Tabla 2-4:** Configuración del material para el reforzamiento de las vigas

Propiedad	ASTM A36	ASTM A500
Módulo de Young	200 GPa	200 GPa
Coefficiente de Poisson	0.3	0.3
Resistencia a la tracción	250 MPa	320 MPa
Resistencia última a la tracción	460 MPa	405 MPa

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

#### 4.1.3.3. Mallado y calidad de malla

El método de mallado para todos los modelos geométricos es de *Quadrilateral Dominant* para las vigas y *Face Meshing* para los arriostramientos, con esto se obtienen elementos hexaédricos en el mallado como se observa en la Ilustración 13-4.



**Ilustración 13-4:** Mallado y calidad de malla del modelo geométrico 4

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

El tamaño de los elementos de malla, los valores de calidad de malla métrica (*Element Quality*) y el número de nodos y elementos de malla obtenidos para cada modelo de análisis se detallan en la Tabla 3-4. Se observa una calidad mínima de malla adecuada para todos los modelos de análisis.

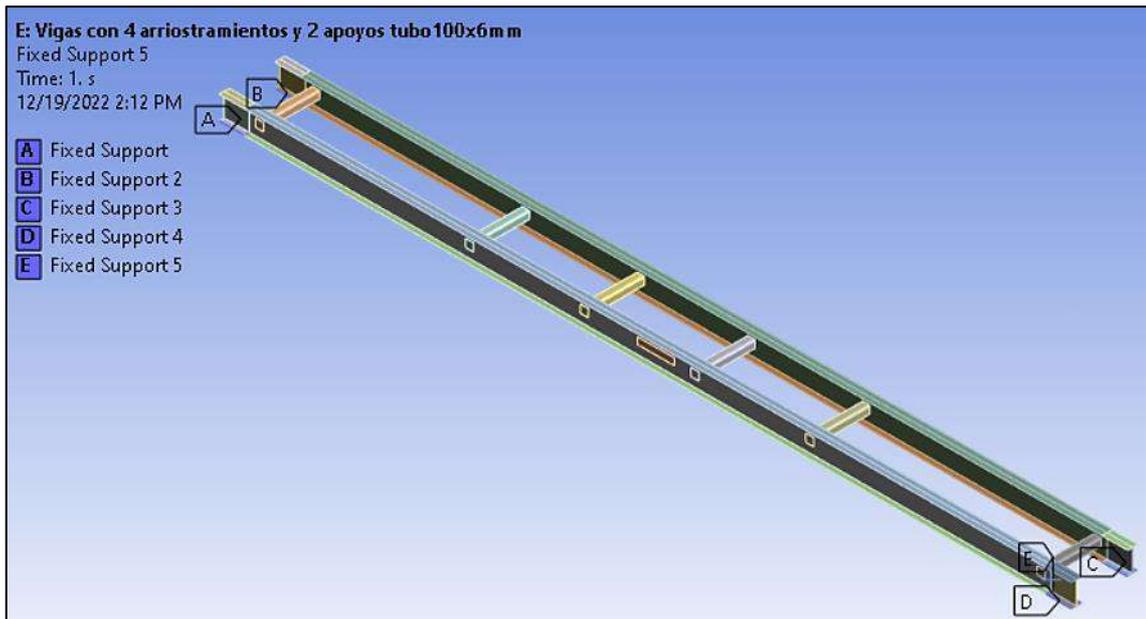
**Tabla 3-4:** Condiciones y calidad del mallado para los modelos de arriostramientos

Modelo de análisis	Tamaño de los elementos	Calidad de malla métrica mínima	Número de elementos	Numero de nodos
Modelo 1	25 mm	0.34957	31426	32174
Modelo 2	45 mm	0.23637	33669	33890
Modelo 3	40 mm	0.3442	31358	31687
Modelo 4	40 mm	0.25165	44408	44629

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

#### 4.1.3.4. Condiciones de contorno

Para las condiciones de contorno se utiliza un soporte fijo (*Fixed Support*) en las aristas laterales del patín inferior a 40 cm de los extremos de las dos vigas del puente grúa, como se muestra en la Ilustración 14-4. Estas condiciones de contorno se aplican a todos los modelos de análisis.

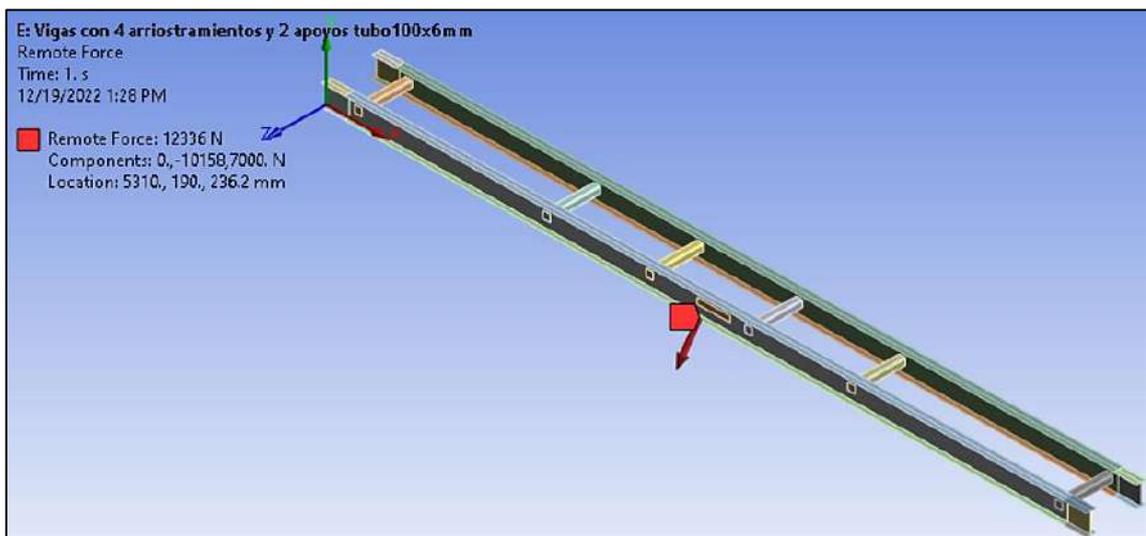


**Ilustración 14-4:** Condiciones de contorno para el arriostamiento de las vigas

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

#### 4.1.3.5. Condiciones de carga

Para las condiciones de carga se aplica una fuerza en un punto remoto (*Remote Force*) con un valor de 10.986 KN, como se observa en la Ilustración 15-4, debido a que la carga es excéntrica al eje neutro del perfil de la viga. Estas condiciones de carga se aplican a todos los modelos de análisis.



**Ilustración 15-4:** Condiciones de carga para el arriostamiento de las vigas

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

#### 4.1.3.6. Deformación

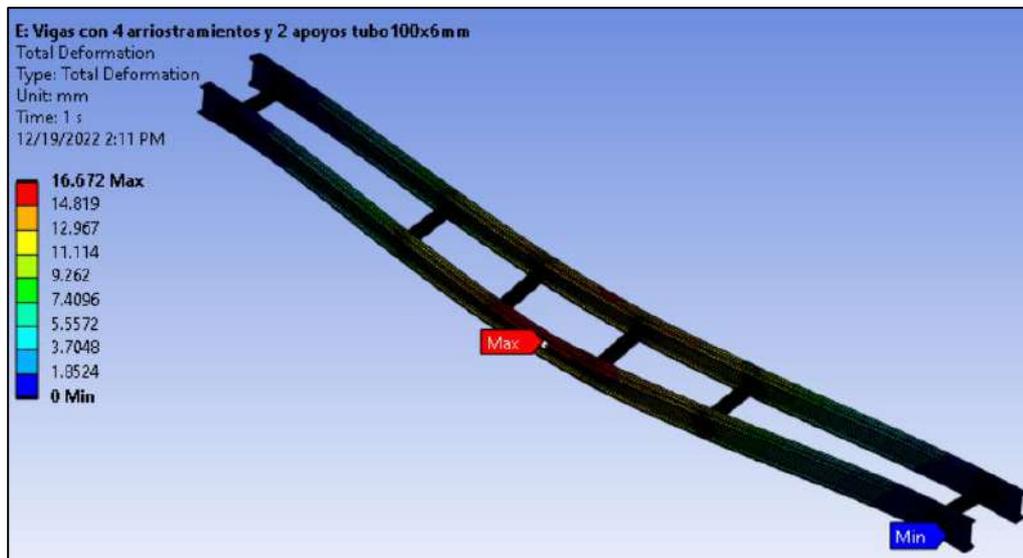
Los valores de deformación máxima obtenidos en todos los modelos de análisis se detallan en la Tabla 4-4.

**Tabla 4-4:** Deformación máxima obtenida mediante MEF para el refuerzo de la viga

Modelo de análisis	Detalle	Deformación máxima
Modelo 1	2 arriostramientos con tubos cuadrados de 125x4 mm	24.22
Modelo 2	4 arriostramientos con tubos cuadrados de 125x4 mm	15.725
Modelo 3	4 arriostramientos con tubos cuadrados de 100x4mm	17.629
Modelo 4	6 arriostramientos con tubos cuadrados de 100x6mm	16.672

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

Como se observa el valor mínimo de deformación se obtiene con el modelo de 6 arriostramientos con tubos cuadrados de 100x6 mm, la Ilustración 16-4 muestra los resultados obtenidos para este modelo de análisis.



**Ilustración 16-4:** Deformación máxima obtenida con 6 arriostramientos

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

#### 4.1.3.7. Esfuerzo de Von-Misses

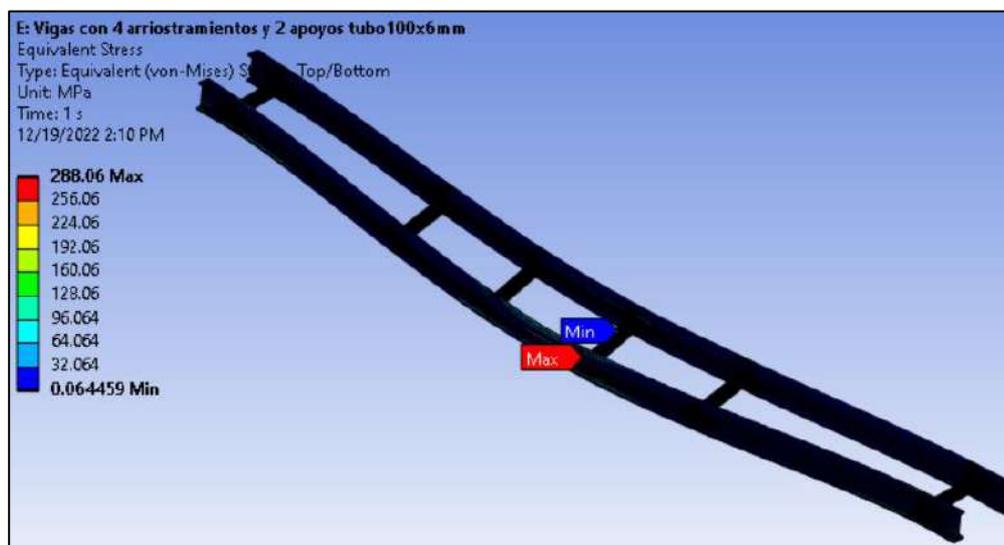
Los valores del esfuerzo equivalente de Von-Misses máximo obtenidos en todos los modelos de análisis se detallan en la Tabla 5-4.

**Tabla 5-4:** Esfuerzo equivalente máximo para el refuerzo de la viga

Modelo de análisis	Detalle	Esfuerzo de Von-Misses
Modelo 1	2 arriostramientos con tubos cuadrados de 125x4 mm	443.63 MPa
Modelo 2	4 arriostramientos con tubos cuadrados de 125x4 mm	355.61 MPa
Modelo 3	4 arriostramientos con tubos cuadrados de 100x4mm	304.83 MPa
Modelo 4	6 arriostramientos con tubos cuadrados de 100x6mm	288.06 MPa

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

El valor mínimo de esfuerzo se obtiene con el modelo de 6 arriostramientos con tubos cuadrados de 100x6 mm, la Ilustración 17-4 muestra los resultados obtenidos para este modelo de análisis.



**Ilustración 17-4:** Esfuerzo equivalente máximo obtenido con 6 arriostramientos

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

#### 4.1.3.8. Factor de seguridad

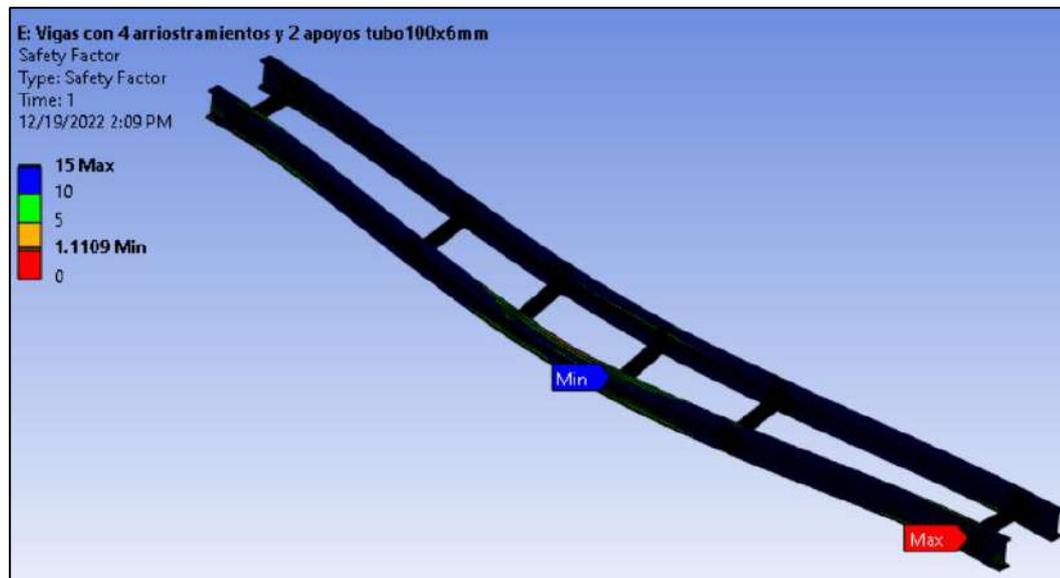
Los valores obtenidos del factor de seguridad mínimo en todos los modelos de análisis se detallan en la Tabla 6-4.

**Tabla 6-4:** Factor de seguridad mínimo para el refuerzo de la viga

Modelo de análisis	Detalle	Factor de seguridad
Modelo 1	2 arriostramientos con tubos cuadrados de 125x4 mm	0.5635
Modelo 2	4 arriostramientos con tubos cuadrados de 125x4 mm	0.8998
Modelo 3	4 arriostramientos con tubos cuadrados de 100x4mm	0.9891
Modelo 4	6 arriostramientos con tubos cuadrados de 100x6mm	1.1109

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

El valor máximo del factor de seguridad se obtiene con el modelo de 6 arriostramientos con tubos cuadrados de 100x6 mm, la Ilustración 18-4 muestra los resultados obtenidos para este modelo de análisis.



**Ilustración 18-4:** Factor de seguridad obtenido con 6 arriostramientos

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

De acuerdo con el análisis MEF realizado, el modelo geométrico 4 cumple con las condiciones para controlar el pandeo lateral torsional que sufre la viga, por lo tanto, se va a realizar la implementación de 6 arriostramientos con perfiles cuadrados de 100x6mm.

#### ***4.1.4. Implementación de arriostramientos en las vigas del puente grúa***

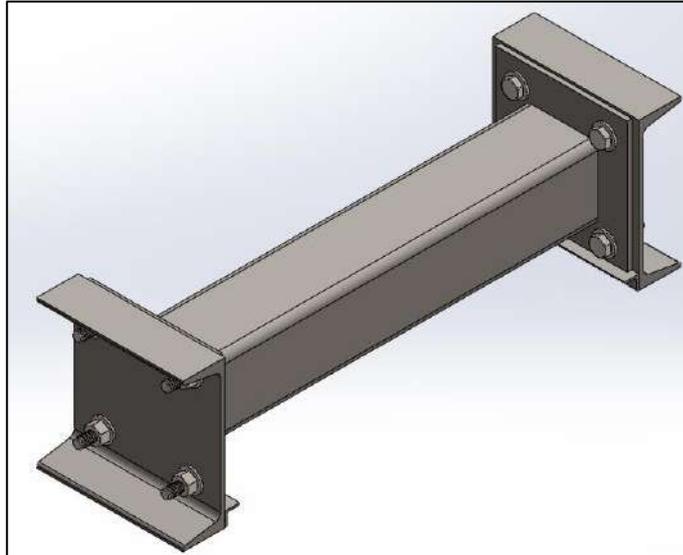
En base a los resultados obtenidos en las simulaciones de las vigas del puente grúa con los refuerzos, se plantea implementar 6 arriostramientos con tubos cuadrados de 100x6 mm ya que este modelo de simulación cumple con los criterios de control para el pandeo lateral torsional, deformación máxima y factor de seguridad.

El arriostramiento se realiza con los tubos conectados al alma de los perfiles IPN 300 del puente grúa mediante uniones empernadas, con la finalidad de que estos sean desmontables para no interrumpir el funcionamiento del carro transversal del puente grúa, los arriostramientos de los extremos quedarán fijos ya que estos no influyen con la carrera del carro transversal, por lo tanto 4 arriostramientos serán desmontables y 2 fijos. Además, se va a implementar un perfil C 200x50x5mm y un ángulo de 20x20x3 mm de apoyo para facilitar el montaje y desmontaje de los arriostramientos.

Cabe recalcar que los refuerzos serán necesarios solo cuando se requiera realizar los ensayos con el impactador según la norma UNE EN 1317, por tal razón se optó por implementar un sistema temporal con arriostramientos desmontables en la viga del puente grúa, debido a que los ensayos que se realizan con este impactador son eventuales (haciendo referencia a los trabajos de titulación y proyectos previos que se han realizado en el péndulo de impacto de la Facultad de Mecánica de la ESPOCH). Los ensayos que más comúnmente se realizan en el péndulo de impacto son con el impactador de 250 kg, por lo tanto, para este tipo de ensayos (con el impactador según la norma UNE ECE R29) se puede omitir el montaje de los arriostramientos, ya que de acuerdo con el análisis MEF realizado, la viga del puente grúa resiste sin problemas esta carga.

##### ***4.1.4.1. Construcción de los arriostramientos***

Para la construcción de los arriostramientos se realiza un modelado previo en SolidWorks (ver la Ilustración 19-4), para determinar las distancias de los tubos, planchas, ángulos y perfiles C a utilizar.



**Ilustración 19-4:** Modelado CAD de los arriostramientos

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

El material utilizado en la construcción de los arriostramientos se detalla en la Tabla 7-4.

**Tabla 7-4:** Material utilizado en los arriostramientos

Tipo de perfil estructural	Cantidad	Longitud
Tubo cuadrado 100x6mm	4	55 cm
Tubo cuadrado 100x6mm	2	66 cm
Plancha de 1/4 pulgadas	12	18x18 cm
Perfil C 200x50x5mm	8	20 cm
Ángulo 20x20x4mm	8	20 cm
Pernos, tuercas y arandelas 1/2"	32	2"

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

A continuación, se detalla el proceso de construcción de los arriostramientos.

- a) Corte y unión de los dos extremos del tubo con la plancha mediante proceso de soldadura MIG, la junta soldada se muestra en la Ilustración 20-4.



**Ilustración 20-4:** Soldadura MIG del arriostramiento

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

- b) Corte del perfil C y perforación para las uniones empernadas, los agujeros son para una distribución de cuatro pernos de 1/2" como se muestra en la Ilustración 21-4.



**Ilustración 21-4:** Perforación del perfil C

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

#### *4.1.4.2. Montaje de los arriostramientos*

Para el montaje de los arriostramientos se utiliza el proceso de soldadura por arco eléctrico SMAW. El proceso del montaje de los arriostramientos en las vigas del puente grúa se detalla a continuación.

- a) Colocación y soldadura de los arriostramientos fijos en los extremos de las vigas del puente grúa (como muestra la Ilustración 22-4), utilizando electrodos 6011 y 7018 para aumentar la resistencia en la unión soldada.



**Ilustración 22-4:** Montaje de los arriostramientos fijos

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

- b) Colocación y soldadura del perfil C al alma de las vigas del puente grúa (Ilustración 23-4), utilizando electrodos 6011 y 7018 para aumentar la resistencia en la unión soldada.



**Ilustración 23-4:** Montaje de los arriostramientos desmontables

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

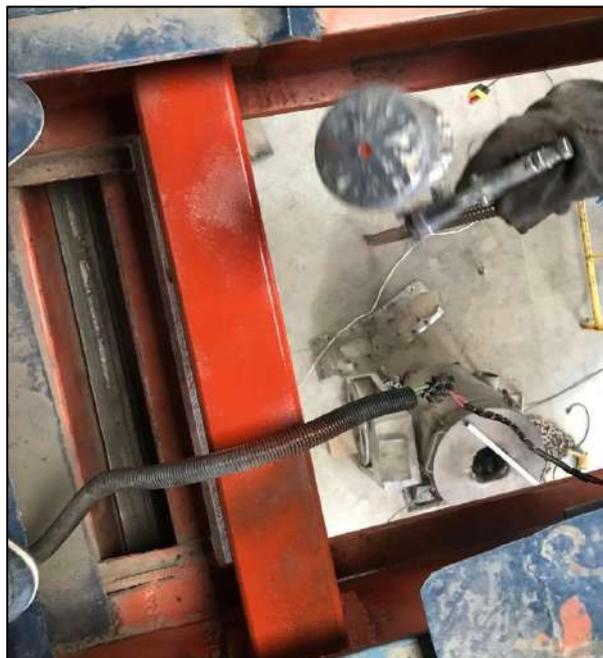
- c) Soldadura de los ángulos de apoyo en la parte inferior del perfil C como muestra la Ilustración 24-4, se realiza también el reajuste en las uniones empernadas.



**Ilustración 24-4:** Adecuaciones en los arriostramientos

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

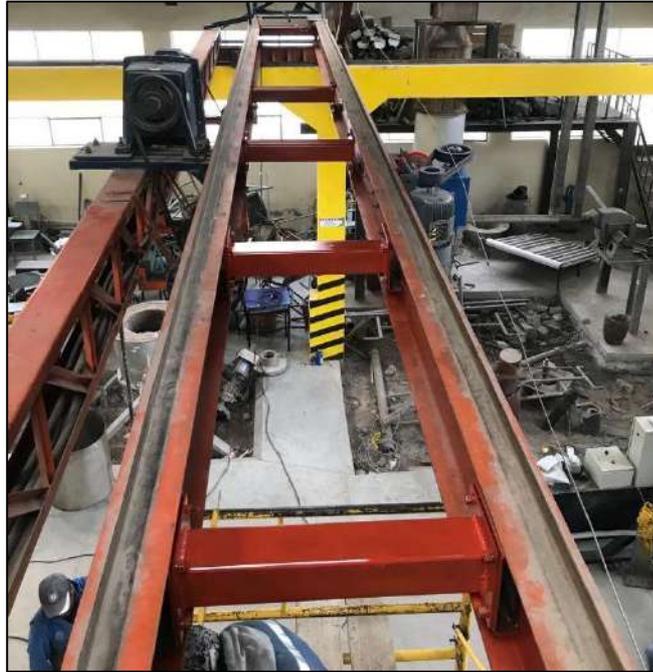
d) Pintura de los arriostramientos.



**Ilustración 25-4:** Pintura en los arriostramientos

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

e) La Ilustración 26-4, muestra el montaje final de los seis arriostramientos de refuerzo en las vigas del puente grúa.



**Ilustración 26-4:** Montaje final de los arriostramientos

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

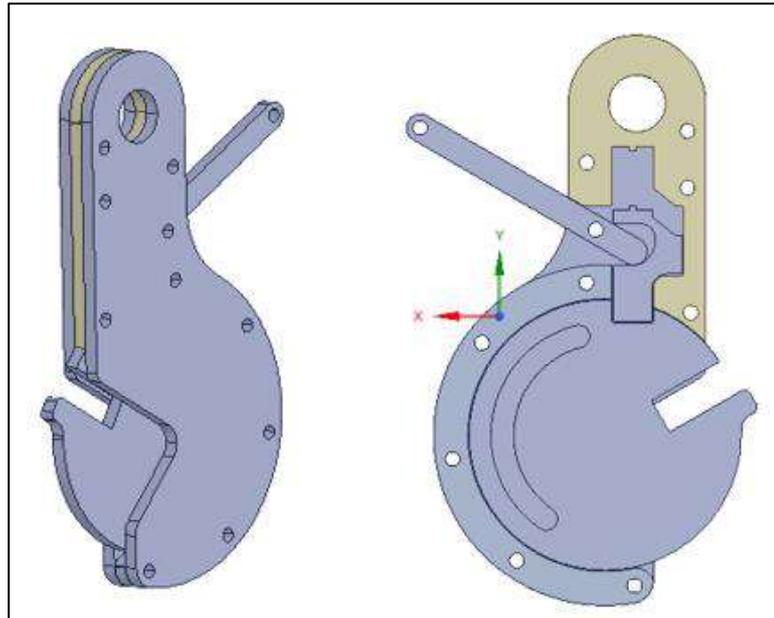
La Ilustración 26-4 muestra el montaje final de los arriostramientos, quedando establecido dos arriostramientos fijos en los extremos de las vigas del puente grúa, y cuatro arriostramientos desmontables ubicados a 1,35m de distancia entre ellos de acuerdo con la norma AISC 360-10.

## **4.2. Resultados del diseño del gancho de suspensión y liberación de carga**

Se obtuvo el diseño geométrico, espesor y modelado de un gancho de liberación bajo carga para las condiciones y requerimientos expuestos en el capítulo III. A continuación, se muestran las especificaciones y modelo final del gancho de liberación diseñado.

### **4.2.1. Geometría del gancho de liberación**

Luego de haber realizado el diseño mediante MEF del gancho de liberación, el espesor de la plancha a utilizar para la construcción queda establecido en 6.35mm (1/4 pulgadas) de acero estructural ASTM A36. En la Ilustración 27-4 se muestra el diseño geométrico final del dispositivo mecánico para liberar la carga del péndulo de impacto.



**Ilustración 27-4:** Diseño final del gancho de liberación bajo carga

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

#### 4.2.2. Fuerza de accionamiento del gancho

La fuerza requerida para liberar la sujeción de la carga se ha determinado experimentalmente, ubicando pesas suspendidas sobre el cable de accionamiento, obteniendo como resultado una fuerza de 6 Kg para liberar la carga suspendida, como se muestra en la siguiente ilustración.



**Ilustración 28-4:** Fuerza de accionamiento del gancho

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

### 4.2.3. Especificaciones del gancho de liberación

Las especificaciones finales determinada para el uso y construcción del gancho de liberación bajo carga se detallan a continuación en la Tabla 8-4.

**Tabla 8-4:** Especificaciones del gancho de liberación bajo carga

Especificación	Valor
Material	Acero ASTM A36
Carga máxima	11 kN
Factor de seguridad	1.47
Accionamiento	Palanca y cable
Fuerza de accionamiento	6 kg

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

### 4.3. Protocolo de pruebas

En este apartado se realizan las pruebas de funcionamiento, comparando el método de accionamiento empleado anteriormente con el sistema implementado, donde se evalúan tiempos de ejecución, así como la precisión en la elevación y liberación del impactador. Este análisis se desarrolla con los dos impactadores disponibles en el banco de pruebas.

#### 4.3.1. Pruebas de funcionamiento del sistema de accionamiento

##### 4.3.1.1. Tiempo de elevación con impactador conforme a norma ECE R 29

Para esta prueba se han tomado datos de tiempo de subida a distintos ángulos con el sistema manual, así como con el sistema de elevación implementado. Se ha realizado la prueba de elevación con el impactador para ensayos según norma ECE R-029, para medir estos valores se ha hecho uso de un inclinómetro digital y un cronómetro. En la siguiente tabla se presenta los tiempos de subida con los dos sistemas a distintos ángulos.

Para contrastar el valor esperado con los valores experimentales, también es necesario determinar el tiempo teórico, con la expresión utilizada en el apartado 3.3.1.2, despejando el tiempo se tiene:

$$t_{teórico} = \frac{\Delta\theta}{\omega_{péndulo}}$$

Donde:

$$\omega_{p\acute{e}ndulo} = 3.053 \frac{rad}{s}$$

**Tabla 9-4:** Tiempos de elevación utilizando el impactador según norma ECE R-029 con los sistemas manual y cabrestante

ÁNGULO DE ELVACIÓN $\Delta\theta$	TIEMPO (segundos)				
	SISTEMA MANUAL	SISTEMA DE CABRESTANTE			
	$t_{manual}$	Tiempo medido $t_i$	Tiempo promedio $\bar{t}$	Tiempo teórico $t_{teórico}$	Error relativo (%) $Er = \left  \frac{\bar{t} - t_{teórico}}{t_{teórico}} \right  \times 100$
5°	53.18	1.65	1.60	1.78	9.86
		1.72			
		1.56			
		1.45			
		1.63			
10°	88.10	3.39	3.39	3.55	4.63
		3.33			
		3.29			
		3.54			
		3.42			
15°	114.07	4.95	5.21	5.33	2.29
		5.38			
		5.18			
		5.45			
		5.07			
20°	131.45	6.59	6.88	7.11	3.28
		6.87			
		6.91			
		6.86			
		7.05			
25°	163.16	8.02	8.24	8.89	7.28
		8.34			
		8.23			
		8.33			
		8.26			

ÁNGULO DE ELVACIÓN $\Delta\theta$	TIEMPO (segundos)				
	SISTEMA MANUAL	SISTEMA DE CABRESTANTE			
	$t_{manual}$	Tiempo medido $t_i$	Tiempo promedio $\bar{t}$	Tiempo teórico $t_{teórico}$	Error relativo (%) $Er = \left  \frac{\bar{t} - t_{teórico}}{t_{teórico}} \right  \times 100$
30°	179.67	9.08	9.73	10.66	8.76
		9.96			
		9.75			
		10.03			
		9.84			
35°	196.46	11.98	12.07	12.44	2.98
		12.09			
		12.25			
		12.14			
		11.89			
40°	227.22	13.63	13.65	14.22	3.99
		13.40			
		13.58			
		13.79			
		13.87			
45°	248.76	14.95	15.05	15.99	6.23
		15.05			
		15.1			
		14.89			
		15.24			

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

El tiempo promedio necesario para elevar el péndulo 45° con el sistema manual es 4 minutos y 8 segundos, mientras que con el sistema de cabrestante únicamente 15.05 segundos.

#### 4.3.1.2. Tiempo de elevación con impactador conforme a norma UNE EN 1317

Igualmente, para esta prueba se han tomado datos de tiempo de subida a distintos ángulos con el sistema manual, así como con el sistema de cabrestante implementado. Se ha realizado la prueba de elevación con el impactador para ensayos según norma UNE EN 1317, En la siguiente tabla se presenta los tiempos de subida con los dos sistemas.

**Tabla 10-4:** Tiempos de elevación utilizando el impactador según norma UNE EN 1317 con los sistemas manual y cabrestante

ÁNGULO DE ELVACIÓN	TIEMPO (segundos)				
	SISTEMA MANUAL	SISTEMA DE CABRESTANTE			
5°	$t_{manual}$	Tiempo medido $t_i$	Tiempo promedio $\bar{t}$	Tiempo teórico $t_{teórico}$	Error relativo (%) $Er = \left  \frac{\bar{t} - t_{teórico}}{t_{teórico}} \right  \times 100$
	54.07	1.69	1.69	1.78	4.91
		1.73			
		1.61			
		1.75			
1.70					
10°	92.36	3.56	3.52	3.55	0.97
		3.38			
		3.49			
		3.60			
		3.58			
15°	120.94	5.19	5.23	5.33	1.91
		5.25			
		5.08			
		5.26			
		5.37			
20°	148.02	6.74	6.92	7.11	2.66
		6.87			
		6.96			
		6.99			
		7.02			

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

El tiempo promedio necesario para elevar el péndulo 20° con el sistema manual es 2 minutos y 28 segundos, mientras que con el sistema de elevación 6.92 segundos.

También es necesario evaluar la precisión alcanzada durante la elevación a determinado ángulo requerido para ello se han realizado pruebas de funcionamiento para determinar la precisión del sistema de elevación.

**Tabla 11-4:** Variación del ángulo de elevación durante la elevación del impactador

Ángulo de elevación requerido $\theta_r$	Ángulo de elevación observado $\theta_i$	Ángulo de elevación observado promedio $\bar{\theta}_i$	Error relativo (%) $Er = \left  \frac{\bar{\theta}_i - \theta_r}{\theta_r} \right  \times 100$
5°	4.75°	4.95°	1
	4.99°		
	5.12°		
10°	10.08°	10.29°	2.9
	10.27°		
	10.53°		
15°	14.41°	14.71°	1.93
	15.64°		
	14.07°		

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

Según la experimentación realizada se observa un error relativo máximo igual al 2.9% cabe destacar que la reducción de los errores se encuentra relacionada con una correcta operación, por motivos de funcionamiento, se considera válido el experimento realizado, debido que es menor al 5%. A su vez se puede eliminar dichos errores con instrumentación y automatización durante la ejecución de los ensayos.

#### 4.3.1.3. Liberación del impactador del péndulo

En la siguiente ilustración, se muestra una comparación entre el accionamiento para liberar el impactador del péndulo suspendido, en la imagen de la izquierda se observa el procedimiento anterior, el mismo que consistía en desatar o quemar una cuerda, mientras que en las imágenes de la derecha se observa un accionamiento del péndulo mediante la implementación del gancho de liberación.



**Ilustración 29-4:** Accionamiento mediante cuerda y gancho de liberación

Realizado por: Escalante, A.; Casa, C., 2022.

Para evaluar la precisión, experimentalmente se ha apreciado que con la utilización de la cuerda existe un desplazamiento angular no deseado, en el instante de la liberación, producto de la fricción de la cuerda, no obstante, con la utilización del gancho implementado la liberación del impactador es instantánea, sin un desplazamiento inicial.

Para ello se han hecho pruebas con el sistema manual antes empleado, realizando mediciones con un inclinómetro digital para evaluar dicho desplazamiento angular inicial, con estos datos se determina la desviación estándar respecto al valor real.

$$s = \sqrt{\frac{\sum(\theta_r - \theta_f)^2}{n - 1}}$$

Donde:

s: Desviación estándar.

n: número de mediciones.

**Tabla 12-4:** Variación del ángulo de elevación durante la liberación del impactador

Ángulo de elevación requerido $\theta_r$	Ángulo de elevación observado $\theta_f$	Desplazamiento angular $\Delta\theta_i = \theta_r - \theta_f$	$(\theta_r - \theta_f)^2$
5°	3.08 °	1.92°	3.69
	2.98 °	2.02°	4.08
	3.16 °	1.84°	3.39
10°	7.11 °	2.89°	8.35
	6.82 °	3.18°	10.11
	6.27 °	3.73°	13.91
15°	11.87 °	3.13°	9.80
	11.54 °	3.46°	11.97
	11.18 °	3.82°	14.59
$\sum(\theta_r - \theta_f)^2$			<b>79.89</b>

**Realizado por:** Escalante, A.; Casa, C., 2022.

Por lo tanto, se obtiene:

$$s = 3.16^\circ$$

Estadísticamente, la desviación estándar representa la variación que se puede esperar en las lecturas de posición angular de elevación en el instante de la liberación del péndulo.

Con la implementación del gancho se obtiene mejores resultados versus el método antes aplicado, tanto por seguridad como funcionalidad. En consecuencia, aumenta la precisión durante el desacople del sistema de elevación al impactador del péndulo, debido que la liberación es instantánea, evitando así; un desplazamiento angular no deseado del péndulo, lo que se traduciría en la obtención de datos erróneos representativos durante la ejecución de los ensayos.

## CONCLUSIONES

- ✓ Conforme a la revisión bibliográfica realizada, se establecieron los parámetros y consideraciones de diseño para la materialización del sistema de accionamiento del péndulo para pruebas de impacto.
- ✓ El sistema de elevación implementado resultó funcional cumpliendo con las condiciones de operación especificadas en las normas ECE R-29 y UNE EN 1317 para ensayos de impacto. La carga máxima del impactador es 1500 Kg y su ángulo de elevación máximo es 20°. El sistema es impulsado por un motor eléctrico operado a distancia mediante un mando alámbrico colgante.
- ✓ Se ha diseñado un gancho de suspensión y liberación rápida de carga, con un accionamiento manual para la carga máxima de diseño, garantizando un acople sencillo al impactador del péndulo y permitiendo al operador liberar la carga con seguridad.
- ✓ Se realizó la implementación del sistema de accionamiento en el puente grúa del laboratorio de fundición de la facultad de mecánica. Se instalaron también, elementos de refuerzo desmontables en el puente grúa sin alterar su normal funcionamiento, además se ha instalado accesorios de izaje en el impactador del péndulo para facilitar el acople y desacople del gancho de liberación de carga.
- ✓ Mediante la construcción del sistema de accionamiento, se pudo validar las simulaciones por método de elementos finitos del gancho de liberación de carga, bastidor y elementos de refuerzo del puente grúa corroborando así los resultados obtenidos en los cálculos analíticos, de igual forma se pudo evidenciar el correcto funcionamiento de los equipos.
- ✓ Se han realizado pruebas de funcionamiento con el impactador para ensayos según la norma ECE R29, donde se elevó el impactador del péndulo tomando mediciones de tiempo hasta alcanzar un ángulo de elevación máximo de 45°, mediante el sistema antes disponible, conformado por un tecla manual y una cuerda para sujetar el impactador, se registró un tiempo de 4 minutos y 8 segundos, mientras que con el sistema de cabrestante 15.05 segundos. También se han realizado pruebas de funcionamiento con el impactador para ensayos en elementos de protección en carreteras según la norma UNE EN 1317, en este caso se elevó el impactador del péndulo hasta un ángulo de 20°, tomando mediciones de tiempo con el sistema antes disponible, se registró un tiempo de 2 minutos y 28 segundos, mientras que con el sistema de elevación implementado 6.92 segundos. Por lo tanto, se puede evidenciar la eficacia del sistema implementado en comparación al utilizado anteriormente.
- ✓ En conclusión, con el sistema implementado se obtiene mayor seguridad para el operador, mayor eficiencia en el tiempo de ejecución de los ensayos, mayor precisión en la liberación del impactador, así mismo, se ha equipado de un sistema técnicamente acorde a los estudios

a realizarse en el banco de pruebas, mejorando las condiciones en cierto punto rudimentarias del método anteriormente empleado.

## **RECOMENDACIONES**

- En el alcance del trabajo propuesto no se ha contemplado la automatización tanto del sistema de elevación como del dispositivo de liberación de carga ya que depende completamente del personal capacitado operar el sistema de accionamiento. Por lo tanto, después de la investigación realizada surge la necesidad de implementar un sistema de control y automatización provisto de instrumentos adecuados a los requerimientos de ensayo para obtener mayor precisión durante su ejecución.
- Teórica y experimentalmente se ha evidenciado que la tensión en el cable de acero, durante el arranque y parada es crítica para minimizar dicho efecto, se recomienda analizar la implementación de un variador de frecuencia para conseguir un arranque suave y progresivo del motor eléctrico, lo cual se traduce en un aumento de la vida útil de los elementos mecánicos de la transmisión de potencia, el cable de acero y demás elementos que se puedan ver afectados.
- El sistema de accionamiento debe ser utilizado exclusivamente para la realización de los ensayos de impacto en el banco de pruebas (péndulo). Por ningún motivo debe utilizarse para otros servicios de izaje de cargas.

## BIBLIOGRAFÍA

**AENOR.** “Seguridad de las máquinas equipo eléctrico”. *Scielo*, vol 2, n°2 (2016), pp. 55-61.

**ALLAUCA VARGAS, P.D.; & GUALLI MINTA, R.I.** "Diseño e implementación de un sistema de medición de posición del péndulo de pruebas de impacto del grupo de investigación". *Scielo*, vol 2, n°2 (2021), pp. 55-61.

**ESPOCH.** *GDP de la Facultad de Mecánica* [en línea]. 2da Edición. Riobamba-Ecuador: Ecu Edit, 2020. [Consulta: 10 diciembre 2022]. Disponible en: <http://dspace.espoch.edu.ec/handle/123456789/15148>.

**ÁLVAREZ PULIDO, M.,** *Electroimanes*. España: Editorial Club Universitario, 2013, pp. 4.

**AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION.** *Specification for Structural Steel Buildings*. USA: Green Books, 2010, pp. 1–612.

**AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS.** *Asme B*. USA: Books Science, 2016, p. 5.

**BARCELÓ, J.; et al.** *Equipo De Ensayo De Impacto a Baja Velocidad Multiuso* [en línea] España: Ole Libros, 2016. [Consulta: 10 diciembre 2022] Disponible en: [https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2117/6128/CIIP08\\_0794\\_0804%5B1%5D.pdf?sequence=1&isAllowed=y](https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2117/6128/CIIP08_0794_0804%5B1%5D.pdf?sequence=1&isAllowed=y).

**BUDYNAS, R.; & NISBETT, K.** *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. USA: Books Cool, 2012, p. 6.

**BUREAU INDIAN STANDARD.** Design of rope drum and chain hoists for hydraulic gates - Code of practice [en línea]. (Trabajo de Titulación). (Titulación) Universidad de Caldas, Manizales, Colombia. 2009. pp. 20- 23. [Consulta: 2022-12-10]. Disponible en: <https://archive.org/details/gov.in.is.6938.2005/page/n9/mode/2up>.

**CANDO, D.; & GARCÍA, N.** *Diseño y Construcción de un Péndulo para realizar Ensayos de impacto en componentes y materiales de aplicación automotrices* [en línea]. (Trabajo de Titulación). (Titulación) Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobamba, Chimborazo,

Ecuador. 2021. pp. 2- 8. [Consulta: 2022-12-10]. Disponible en: <http://dspace.esPOCH.edu.ec/handle/123456789/15102>.

**CARGOFLETBLASANT.** *Cable de acero*. USA: Books Black, 2019, p. 47.

**DECRETO NO. 2393, 1998.** *Decreto No. 2393*. S.l.

**DIRECT INDUSTRY.** *Cabrestante eléctrico*. [en línea]. 2da Edición. Riobamba-Ecuador: Ecu Edit, 2022. [Consulta: 10 diciembre 2022]. Disponible en: <https://www.directindustry.es/fabricante-industrial/cabrestante-electrico-60779.html>.

**GABLER, H.; et al.** 2010,. *Criteria for Restoration of Longitudinal Barriers report 656*. Virginia: Virginia Polytechnic Institute and State University, 2019, p. 47.

**GOODNO, B.; & GERE, J.** 2016,. *Mecánica de Materiales*. México: Cengage Learning 2016, p. 89.

**ECUATORIANA NTE INEN 2715.** *Norma Técnica Ecuatoriana 2715*.

**IPH.** 2017,. *Cables de acero para uso general*. S.l.: IPH SAICF.

**METALESA.** *Norma europea UNE EN 1317*. Italia: Star Books, 2019, p. 5

**MIRAVETE, A.; et al.** *Los transportes en la ingeniería industrial*. Barcelona: Editorial Reverté 2012, pp. 84-291.

**NODA, C.** *Diseño de un gancho de liberación para botes de rescate rápido en material compuesto de matriz polimérica* [en línea]. Italy: Scholarly Publishing & Academic Resources Coalition, 2019. [Consulta: 10 septiembre 2022]. Disponible en: [https://riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/125297/Trifonov - Diseño y cálculo de un nuevo disco de embrague para automóviles..pdf?sequence=1](https://riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/125297/Trifonov%20-%20Dise%C3%B1o%20y%20c%C3%A1lculo%20de%20un%20nuevo%20disco%20de%20embrague%20para%20autom%C3%B3viles..pdf?sequence=1).

**PÉREZ, A.** Estado Tensional. *Enciclopedia Virtual de Ingeniería Mecánica* [en línea]. Ecuador: Editorial Andes, 2014. [Consulta: 10 septiembre 2022]. Disponible en: [http://www.mecapedia.uji.es/estado\\_tensional.htm#:~:text=Se denomina estado tensional a,se observa en la figura](http://www.mecapedia.uji.es/estado_tensional.htm#:~:text=Se%20denomina%20estado%20tensional%20a,se%20observa%20en%20la%20figura.).

**PROELEVACIÓN S.A.** . *Tipos de puente grúa*. [en línea]. Ecuador: Edit Fest, 2021. [Consulta: 10 septiembre 2022]. Disponible en: <https://proelevacion.com/tipos-de-puente-gruas/>.

**QUILO, F.E.; & VALLEJO, G.A.** *Diseño de la repotenciación de un elevador de carga de 2 toneladas de la empresa grafitext Cía. Ltda.* Barcelona: Editorial Reverté, 2012, pp. 4-29.

**RAICH, H.; & DAIMLERCHRYSLER AG.** *Safety Analysis of the New Actros Megaspac Cabin According*. Ecuador:Cuero y Caicedo Impresa, 2003, p. 4.

**REMA, 2557.** *Garras y pinzas de elevación*.

**ROBERT, M.** *Diseno\_de\_elementos\_de\_maquinas\_Robert\_L.pdf*. México: Guadalupe Editorial, 2006, p.7 .

**SADI TRANSMISIONES S.L.** *Cabrestante*. Barcelona: Editorial Reverté 2012, pp. 8-18.

**SAKHAREKAR, S.; et al.** 2017,. "Stability analysis of pendulum Test Rig as per ECE R29 Using Modal Analysis". [en línea], 1997, vol. 3, no. 10, pp. 10-150. [Consulta: 10 enero 2022]. ISSN 1595-1487. Disponible en: <http://ijsart.com/Content/PDFDocuments/IJSARTV3I1017633.pdf>.

**SANCHEZ, M.** "Historia de la elevación de cargas". *Scielo* [en línea], 2020, vol. 4, no. 6, pp. 12-27. [Consulta: 10 enero 2022]. ISSN 1598-9654. Disponible en: <https://etcmmag.com/historia-de-la-elevacion-de-cargas/>.

**SOLIDBI.** *Solidworks*. México: Guadalupe Editorial, 2022, p.7 .

**TWG INC A DOVER COMPANY.** "Instruction and parts manual model h18 planetary hydraulic winch". *Scielo* [en línea], 2011, vol. 3, no. 8, pp. 2-7. [Consulta: 10 enero 2022]. ISSN 1129-1252. Disponible en: <https://www.mphyd.com/content/uploads/2022/05/model-h18-service-manual.pdf>.

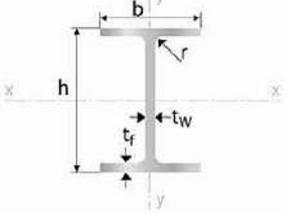
**UNE-EN-1317-2-2011.** *Sistemas de contención para carreteras. Parte 2: Clases de comportamiento, criterios de aceptación para el ensayo de impacto y métodos de ensayo para barreras de seguridad incluyendo pretilas*.

**VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE.** "Metodologías de ingeniería de diseño - Diseño de ingeniería a costo óptimo. *Scielo* [en línea], 2022, vol. 1, no. 3, pp. 1-7. [Consulta: 10 enero 2022]. ISSN 1993-1998. Disponible: <https://comohacertutesis.top/cuales-son-las-partes-de-una-tesis/>.

**ZARAGOZA, I.** *Péndulo de impactos a baja velocidad*. México: Guadalupe Editorial, 2022, p.7.

## ANEXOS

### ANEXO A: PERFILES ESTRUCTURALES IPE

	<p>Largo normal: 6 metros / 12 metros Recubrimiento: Negro Calidad de acero: ASTM A-36 / ASTM A 572 Gr. 50 Norma de fabricación: INEN 2231 / EN 10024 Observaciones: Otras dimensiones y largos previa consulta.</p>	<p>➤ Aplicaciones</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Estructuras.</li> <li>- Soporte de polipasto en puente grúas o tecles.</li> <li>- Puentes.</li> <li>- Rieles.</li> </ul>
		

Designación	Dimensiones								Área	Peso	Propiedades Elásticas						Módulo Plástico	Cons Tors		
	Altura		Ala		Distancias						Eje y-y			Eje x-x						
	h	s	b	t	r1	r2	d	Ix			Sx	rx	Iy	Sy	ry	Zx			Zy	Jt
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	cm <sup>2</sup>			kg/mt	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>			cm	cm <sup>3</sup>
IPE 80	80,00	3,80	46,00	5,20	5,00	89,60	59,60	7,64	6,00	80,10	20,00	3,24	8,50	3,70	1,05	23,20	5,80	0,70		
IPE 100	100,00	4,10	55,00	5,70	7,00	88,60	74,60	10,30	8,10	171,00	34,20	4,07	15,90	5,80	1,24	39,40	9,10	1,20		
IPE 120	120,00	4,40	64,00	6,30	7,00	107,40	93,40	13,20	10,40	318,00	53,00	4,90	27,70	8,60	1,45	60,70	13,60	1,74		
IPE 140	140,00	4,70	73,00	6,90	7,00	126,20	112,20	16,40	12,90	541,00	77,30	5,74	44,90	12,30	1,65	88,30	19,20	2,45		
IPE 160	160,00	5,00	82,00	7,40	9,00	145,20	127,20	20,10	15,80	869,00	109,00	6,58	68,30	16,70	1,84	124,00	26,10	3,50		
IPE 180	180,00	5,30	91,00	8,00	9,00	164,00	146,00	23,90	18,80	1317,00	146,00	7,42	101,00	22,20	2,05	166,00	34,60	4,79		

## ANEXO B: FACTOR DE SERVICIO PARA SELECCIÓN DE CABLES DE ACERO

### COEFICIENTE DE SEGURIDAD

APLICACION	Coficiente de seguridad
Telesféricos monocables ... ..	5 - 8
Cables tractor de telesféricos tricables ... ..	4,5 - 7
Cables carriles de telesféricos tricables ... ..	3,5 - 5
Cables funiculares ... ..	9 - 12
Cables de tornos y cabestrantes ... ..	4 - 6
Cables de grúas ... ..	6 - 10
Ferrocarriles funiculares ... ..	9 - 10
Cables para planos indicados ... ..	7 - 10
Cables de pozos de extracción ... ..	8 - 12
Cables de ascensores ... ..	10 - 16
Cables de montacargas ... ..	8 - 10
Profundización de pozos ... ..	11 - 13

### ANEXO C: DIÁMETRO DEL ALAMBRE Y ÁREA PARA CABLES DE ACERO

<i>Type of wire rope</i>	6 × 8	6 × 19	6 × 37	8 × 19	
<i>Wire diameter (<math>d_w</math>)</i>	0.106 $d$	0.063 $d$	0.045 $d$	0.050 $d$	
<i>Area of wire rope (A)</i>	0.38 $d^2$	0.38 $d^2$	0.38 $d^2$	0.35 $d^2$	

## ANEXO D: ESFUERZO DE COMPRESIÓN EN EL TAMBOR

### 4.3.3 Strength of Drum

The drum shall be strong enough to withstand the crushing as well as the bending. The crushing strength of drum shall be calculated by the following formula:

$$C_1 = \frac{K \times T}{p \times t}$$

where

$C_1$  = compressive stress, in N/mm<sup>2</sup>;

$K$  = coefficient which depends upon the number of layers of rope over the drum and may be taken from Table 2;

$T$  = tension on one wire rope in N;

$p$  = pitch of scoring or centre to centre distance between adjoining grooves, in mm; and

$t$  = thickness of drum at the bottom of groove, in mm.

NOTE — The minimum thickness of drum shall not be less than 16 mm in case of cast steel and 20 mm in case of cast iron.

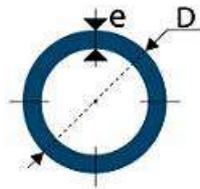
Table 2 Value of K

Sl No.	Number of Layers of Rope Over the Drum	Value of K
(1)	(2)	(3)
i)	1	1
ii)	2	1.75
iii)	3	2.0
iv)	4	2.25

**ANEXO E: ACEROS AL CARBONO ASTM**

Applicable ASTM Specifications for Various Structural Shapes														
Steel Type	ASTM Designation	$F_y$ Min. Yield Stress (ksi)	$F_u$ Tensile Stress <sup>a</sup> (ksi)	Applicable Shape Series										
				W	M	S	HP	C	MC	L	HSS		Pipe	
											Rect.	Round		
Carbon	A36	36	58-80 <sup>b</sup>	■	■	■	■	■	■	■				
	A53 Gr. B	35	60										■	
	A500	Gr. B	42	58									■	
			46	58							■			
		Gr. C	46	62								■		
			50	62								■		
	A501	Gr. A	36	58								■	■	
		Gr. B	50	70								■	■	
	A529 <sup>c</sup>	Gr. 50	50	65-100	■	■	■	■	■	■	■			
		Gr. 55	55	70-100	■	■	■	■	■	■	■			

## ANEXO F: ESPESORES PARA TUBERÍA DE ACERO CÉDULA 40



COMPOSICIÓN QUÍMICA %			
C Max	Mn	P Max	S Max
0.3	1.2	0.05	0.06

PROPIEDADES MECÁNICAS				
RESISTENCIA MECÁNICA		PUNTO DE FLUENCIA		Elongación % Min
Kg/mm <sup>2</sup>	Psi	Kg/mm <sup>2</sup>	Psi	
42.2	60000	24.6	35000	30 - 35

DIÁMETRO			PROPIEDADES				
INTERIOR	EXTERIOR (D)		ESPESOR (e)		PRESIÓN/PRUEBA		PESO
pulg	mm	pulg	mm	pulg	kg/cm <sup>2</sup>	lb/pulg <sup>2</sup>	kg/mts
1/2"	21.30	0.84	2.77	0.10	49	700	1.27
3/4"	26.70	1.05	2.87	0.11	49	700	1.68
1"	33.40	1.31	3.38	0.13	49	700	2.50
1 1/4"	42.20	1.66	3.56	0.14	91	1300	3.38
1 1/2"	48.30	1.90	3.68	0.14	91	1300	4.05
2"	60.30	2.37	3.91	0.15	176	2500	5.44
2 1/2"	73.00	2.87	5.16	0.20	176	2500	8.62
3"	88.90	3.50	5.49	0.21	176	2500	11.29
4"	114.30	4.50	6.02	0.23	155	2210	16.07
5"	141.30	5.56	6.55	0.25	137	1950	21.78
6"	168.30	6.62	7.11	0.28	125	1780	28.26
8"	219.10	8.62	8.18	0.32	110	1570	42.53
10"	273.00	10.75	9.27	0.36	101	1430	60.29

**ANEXO G: CARGA DINÁMICA Y ESTÁTICA EQUIVALENTE EN RODAMIENTOS  
RÍGIDOS DE BOLAS**

**Carga radial dinámica equivalente**

$$P_r = XF_r + YF_a$$

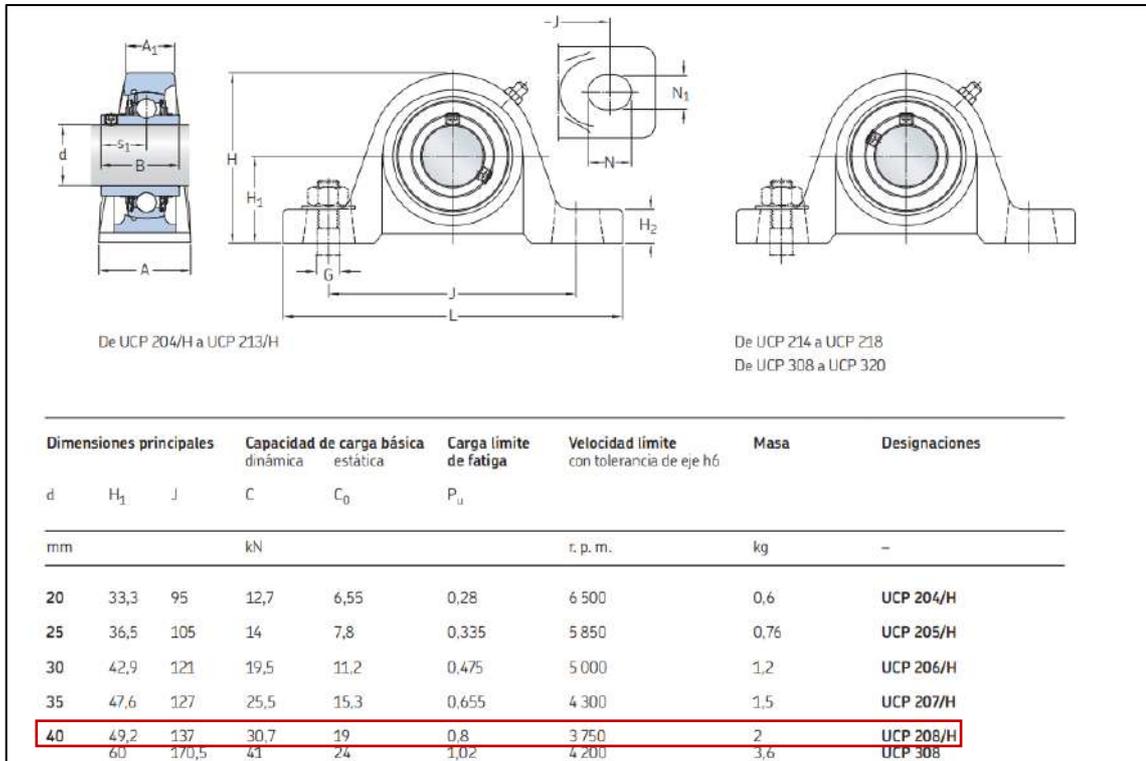
$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_{or}}$	$e$	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y
0.172	0.19				2.30
0.345	0.22				1.99
0.689	0.26				1.71
1.03	0.28				1.55
1.38	0.30	1	0	0.56	1.45
2.07	0.34				1.31
3.45	0.38				1.15
5.17	0.42				1.04
6.89	0.44				1.00

**Carga radial estática equivalente**

$$P_{or} = 0.6F_r + 0.5F_a$$

Cuando  $P_{or} < F_r$  use  $P_{or} = F_r$

**ANEXO H: UNIDADES DE RODAMIENTOS DE BOLAS CON SOPORTES DE PIE  
FIJADOS CON PRISIONEROS PARA EJES MÉTRICOS**



**Dimensiones**

d	A	A <sub>1</sub>	B	H	H <sub>2</sub>	L	N	N <sub>1</sub>	G	s <sub>1</sub>
mm										
20	34	21	31	64,5	13,5	127	18	13	10	18,3
25	38	22	34,1	70,5	16	139,5	18	13	10	19,8
30	45	24	38,1	83,5	16,5	165	21	17	14	22,2
35	46	27	42,9	93,5	18,5	166,5	21	17	14	25,4
40	49	29	49,2	101	20,5	184	21	17	14	30,2
	57	38	52	119,5	25	221	26,5	17	14	33
45	51	29	49,2	108	19	189,5	21	17	14	30,2
50	56	31	51,6	116	19	206,5	22	20	16	32,6
	65	43	61	152	25	275	34,5	20	16	39

## ANEXO I: MOTORES ELÉCTRICOS TRIFÁSICOS

Código	Potencia	Carcasa	Voltaje VAC	Forma Construc.
14690438	0.25HP (0.18kW)	63	220 - 380 - 440	B3L
14159736	0.5HP (0.37kW)	71	220 - 380 - 440	B3L
14159778	0.75HP (0.55kW)	71	220 - 380 - 440	B3L
11962873	1HP (0.75kW)	80	220 - 380 - 440	B3L
14689690	1.5HP (1.1kW)	L80	220 - 380 - 440	B3L
12231078	2HP (1.5kW)	90S	220 - 380 - 440	B3L
12020979	3HP (2.2kW)	L90	220 - 380 - 440	B3L
13589591	4HP (3kW)	100L	220 - 380 - 440	B3L
12020980	5HP (3.7kW)	100L	220 - 380 - 440	B3L
11706492	7.5HP (5.5kW)	112M	220 - 380 - 440	B3L
12585457	10HP (7.5kW)	132S	220 - 380 - 440	B3L
14682505	15HP (11kW)	132M	220 - 380 - 440	B3L
11611780	20HP (15kW)	160M	220 - 380 - 440	B3L
11779127	25HP (18.5kW)	160L	220 - 380 - 440	B3L
12226836	30HP (22kW)	180M	220 - 380 - 440	B3L
11666114	40HP (30kW)	200M	220 - 380 - 440	B3L
11815853	50HP (37kW)	200L	220 - 380 - 440	B3L
11707294	60HP (45kW)	225SM	220 - 380 - 440	B3L
11862605	75HP (55kW)	225SM	220 - 380 - 440	B3L

## ANEXO J: REDUCTOR DE VELOCIDAD ANG DRIVE NMRV30

parametros de producto	
Modelo de caja de engranajes de acero inoxidable	030 ~ 090
Potencia	0,06kw ~ 4kw
Velocidad de entrada	750rpm ~ 2000rpm
Relación de reducción	1/5 ~ 1/100
Motor de entrada	CA (1 fase o 3 fase) / DC / BLDC / Stepper / Servo
Eje de salida	Eje sólido / eje hueco / brida de salida...
Estándar de cota	Tamaño métrico / tamaño en pulgadas
Material de la vivienda	Acero inoxidable 304
Accesorios	Brida / eje sólido / brazo de reacción / cubierta ...
Tipo de montaje	B14, B3, B5, B35, B34
Temperatura ambiente	-15 ~ +40 °C.

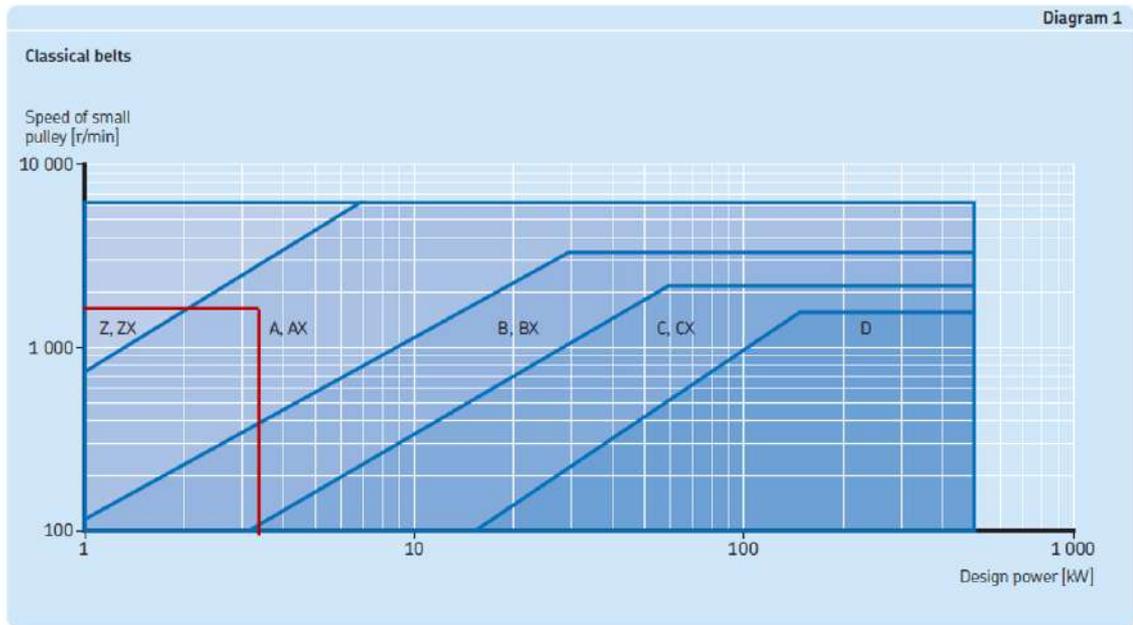


## ANEXO K: FACTOR DE SERVICIO PARA BANDAS TRAPEZOIDALES

Table 3

Types of driven machinery		Soft starts			Heavy starts		
		Duty time h/day 10 and under	Over 10 to 16	Over 16	Duty time h/day 10 and under	Over 10 to 16	Over 16
Class 1 Light duty	Blowers, exhausters and fans (up to 7,5 kW), centrifugal compressors and pumps. Belt conveyors (uniformly loaded).	1,0	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Class 2 Medium duty	Agitators (uniform density), blowers, exhausters and fans (over 7,5 kW). Rotary compressors and pumps (other than centrifugal). Belt conveyors (not uniformly loaded), generators and excitors, laundry machinery, lineshafts, machine tools, printing machinery, sawmill and woodworking machinery, screens (rotary).	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Class 3 Heavy duty	Agitators and mixers (variable density), brick machinery, bucket elevators, compressors and pumps (reciprocating), conveyors (heavy duty). Hoists, mills (hammer), pulverisers, punches, presses, shears, quarry plant, rubber machinery, screens (vibrating), textile machinery.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Class 4 Extra heavy duty	Crushers (gyratory-jaw roll), mills (ball-rod-tube).	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

## ANEXO L: TIPO DE PERFIL PARA BANDAS TRAPEZOIDALES



# ANEXO M: DIÁMETRO DE LAS POLEAS PARA BANDAS TRAPEZOIDALES

Pulleys datum diameters		50	56	60	63	67	71	75	80	85	90	95	100	106	112	118	125	132	140	150	160	170	180	190	200	212
Z		✓*	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
A																										
B																										
C																										
D																										
SPZ/SPZ-XP																										
SPA/SPA-XP																										
SPB/SPB-XP																										
SPC/SPC-XP																										
ZX		✓*	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
AX																										
BX																										
CX																										
XPZ			✓*	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
XPA																										
XPB																										
XPC																										

\*Shows minimum pulley diameter for particular section. If smaller pulley diameter is used, the belt service life could be affected.

Pulley datum diameter (mm)		50	56	60	63	67	71	75	80	85	90	95	100	106	112	118	125	132	140	150	160	170	180	190	200	212	
50	1		1,12	1,20	1,26	1,34	1,42	1,50	1,60	1,70	1,80	1,90	2	2,12	2,24	2,36	2,50	2,64	2,80	3	3,20	3,40	3,60	3,80	4	4,24	
56		1		1,07	1,13	1,20	1,27	1,34	1,43	1,52	1,61	1,70	1,79	1,89	2	2,11	2,23	2,36	2,50	2,68	2,86	3,04	3,21	3,39	3,57	3,79	
60			1		1,05	1,12	1,18	1,25	1,33	1,42	1,50	1,58	1,67	1,77	1,87	1,97	2,08	2,20	2,33	2,50	2,67	2,83	3	3,17	3,33	3,53	
63				1		1,06	1,13	1,19	1,27	1,35	1,43	1,51	1,59	1,68	1,78	1,87	1,98	2,10	2,22	2,38	2,54	2,70	2,86	3,02	3,17	3,37	
67					1		1,06	1,12	1,19	1,27	1,34	1,42	1,49	1,58	1,67	1,76	1,87	1,97	2,09	2,24	2,39	2,54	2,69	2,84	2,99	3,16	
71						1		1,06	1,13	1,20	1,27	1,34	1,41	1,49	1,58	1,66	1,76	1,86	1,97	2,11	2,25	2,39	2,54	2,68	2,82	2,99	
75							1		1,07	1,13	1,20	1,27	1,33	1,41	1,49	1,57	1,67	1,76	1,87	2	2,13	2,27	2,40	2,53	2,67	2,83	
80								1		1,06	1,13	1,19	1,25	1,33	1,40	1,48	1,56	1,65	1,75	1,88	2	2,13	2,25	2,38	2,50	2,65	
85									1		1,06	1,12	1,18	1,25	1,32	1,39	1,47	1,55	1,65	1,76	1,88	2	2,12	2,24	2,35	2,49	
90										1		1,06	1,11	1,18	1,24	1,31	1,39	1,47	1,56	1,67	1,78	1,89	2	2,11	2,22	2,36	
95											1		1,05	1,12	1,18	1,24	1,32	1,39	1,47	1,58	1,68	1,79	1,89	2	2,11	2,23	
100												1		1,06	1,12	1,18	1,25	1,32	1,40	1,50	1,60	1,70	1,80	1,90	2	2,12	
106													1		1,06	1,11	1,18	1,25	1,32	1,42	1,51	1,60	1,70	1,79	1,89	2	
112														1		1,05	1,12	1,18	1,25	1,34	1,43	1,52	1,61	1,70	1,79	1,89	
118															1		1,06	1,12	1,19	1,27	1,36	1,44	1,53	1,61	1,69	1,80	
125																1		1,06	1,12	1,20	1,28	1,36	1,44	1,52	1,60	1,70	
132																	1		1,06	1,14	1,21	1,29	1,36	1,44	1,52	1,61	
140																		1		1,07	1,14	1,21	1,29	1,36	1,43	1,51	
150																			1		1,07	1,13	1,20	1,27	1,33	1,41	
160																				1		1,06	1,13	1,19	1,25	1,33	
170																					1		1,06	1,12	1,18	1,25	
180																						1		1,06	1,11	1,18	
190																							1		1,05	1,12	
200																								1		1,06	
212																									1		1,06

## ANEXO N: BANDAS TRAPEZOIDALES

13/A	436	406	16,00	13	8	PHG A16
	487	457	18,00	13	8	PHG A18
	510	483	19,00	13	8	PHG A19
	540	508	20,00	13	8	PHG A20
	570	533	21,00	13	8	PHG A21
	590	559	22,00	13	8	PHG A22
	620	584	23,00	13	8	PHG A23
	640	610	24,00	13	8	PHG A24
	670	635	25,00	13	8	PHG A25
	700	660	26,00	13	8	PHG A26
	720	686	27,00	13	8	PHG A27
	740	711	28,00	13	8	PHG A28
	770	737	29,00	13	8	PHG A29
	790	762	30,00	13	8	PHG A30
	817	787	31,00	13	8	PHG A31
	850	813	32,00	13	8	PHG A32
	870	838	33,00	13	8	PHG A33
	890	864	34,00	13	8	PHG A34
	920	889	35,00	13	8	PHG A35
	950	914	36,00	13	8	PHG A36
	970	940	37,00	13	8	PHG A37
	990	965	38,00	13	8	PHG A38
	1020	991	39,00	13	8	PHG A39
	1050	1016	40,00	13	8	PHG A40
	1070	1041	41,00	13	8	PHG A41
	1100	1067	42,00	13	8	PHG A42
	1130	1092	43,00	13	8	PHG A43
	1150	1118	44,00	13	8	PHG A44
	1180	1143	45,00	13	8	PHG A45
	1200	1168	46,00	13	8	PHG A46
	1230	1194	47,00	13	8	PHG A47
	1250	1219	48,00	13	8	PHG A48
	1280	1245	49,00	13	8	PHG A49
	1300	1270	50,00	13	8	PHG A50
	1330	1295	51,00	13	8	PHG A51

## ANEXO O: POTENCIA BÁSICA DE LA BANDA

Table 9b

Faster shaft speed r/min	Rated power per belt for small pulley datum diameter (mm)										Additional power per belt for speed ratio				
	80	85	90	95	100	106	112	118	125	132	140	1.00 to 1.05	1.06 to 1.24	1.25 to 1.59	> 1.59
100	0.19	0.21	0.23	0.25	0.27	0.29	0.32	0.34	0.37	0.40	0.43	0.00	0.01	0.02	0.02
200	0.33	0.37	0.41	0.45	0.49	0.53	0.58	0.62	0.67	0.73	0.78	0.00	0.02	0.04	0.05
300	0.47	0.52	0.58	0.63	0.69	0.75	0.82	0.88	0.96	1.03	1.11	0.01	0.03	0.05	0.07
400	0.59	0.66	0.73	0.80	0.87	0.96	1.04	1.12	1.22	1.32	1.43	0.01	0.04	0.07	0.09
500	0.70	0.79	0.88	0.96	1.05	1.15	1.26	1.36	1.48	1.59	1.73	0.01	0.05	0.09	0.11
600	0.81	0.91	1.02	1.12	1.22	1.34	1.46	1.58	1.72	1.86	2.02	0.01	0.06	0.11	0.14
700	0.91	1.03	1.15	1.27	1.38	1.52	1.66	1.80	1.96	2.11	2.29	0.02	0.07	0.13	0.16
720	0.93	1.05	1.17	1.29	1.41	1.56	1.70	1.84	2.00	2.16	2.35	0.02	0.08	0.13	0.16
800	1.01	1.14	1.28	1.41	1.54	1.70	1.85	2.01	2.18	2.36	2.56	0.02	0.08	0.15	0.18
900	1.10	1.25	1.40	1.54	1.69	1.86	2.04	2.21	2.41	2.60	2.82	0.02	0.09	0.16	0.20
960	1.16	1.31	1.47	1.63	1.78	1.96	2.14	2.33	2.53	2.74	2.98	0.02	0.10	0.18	0.22
1000	1.19	1.36	1.52	1.68	1.84	2.03	2.22	2.40	2.62	2.83	3.08	0.02	0.10	0.18	0.23
1100	1.28	1.46	1.63	1.81	1.98	2.19	2.39	2.59	2.83	3.06	3.32	0.03	0.11	0.20	0.25
1200	1.36	1.55	1.74	1.93	2.12	2.34	2.56	2.78	3.03	3.28	3.56	0.03	0.13	0.22	0.27
1300	1.44	1.65	1.85	2.05	2.25	2.49	2.72	2.96	3.23	3.49	3.80	0.03	0.14	0.24	0.29
1400	1.52	1.74	1.95	2.17	2.38	2.63	2.88	3.13	3.42	3.70	4.02	0.03	0.15	0.26	0.32
1440	1.55	1.77	1.99	2.21	2.43	2.69	2.95	3.20	3.49	3.78	4.11	0.03	0.15	0.26	0.33
1500	1.59	1.83	2.05	2.28	2.51	2.77	3.04	3.30	3.60	3.90	4.24	0.03	0.16	0.27	0.34
1600	1.67	1.91	2.15	2.39	2.63	2.91	3.19	3.46	3.78	4.09	4.45	0.04	0.17	0.29	0.34
1700	1.74	1.99	2.25	2.50	2.75	3.04	3.33	3.62	3.95	4.28	4.65	0.04	0.18	0.31	0.39
1800	1.80	2.07	2.34	2.60	2.86	3.17	3.47	3.78	4.12	4.46	4.85	0.04	0.19	0.33	0.41
1900	1.87	2.15	2.42	2.70	2.97	3.29	3.61	3.92	4.29	4.64	5.04	0.04	0.20	0.35	0.43
2000	1.93	2.22	2.51	2.80	3.08	3.41	3.74	4.07	4.44	4.81	5.22	0.05	0.21	0.37	0.45
2100	1.99	2.29	2.59	2.89	3.18	3.53	3.87	4.21	4.59	4.97	5.39	0.05	0.22	0.38	0.48
2200	2.04	2.36	2.67	2.98	3.28	3.64	3.99	4.34	4.74	5.13	5.56	0.05	0.23	0.40	0.50

## ANEXO P: FACTORES DE CORRECCIÓN DE LA POTENCIA BÁSICA DE LA BANDA

**Table 7**

**Arc of contact power correction factor  $C_3$**

$\frac{D-d}{CC}$	Arc of contact on small pulley	Arc of contact correction factor $C_3$
mm	deg.	-
0,00	180	1,00
0,05	177	0,99
0,10	174	0,99
0,15	171	0,98
0,20	169	0,97
0,25	166	0,97
0,30	163	0,96
0,35	160	0,95
0,40	157	0,94
0,45	154	0,93
0,50	151	0,93
0,55	148	0,92
0,60	145	0,91
0,65	142	0,90
0,70	139	0,89
0,75	136	0,88
0,80	133	0,87
0,85	130	0,86
0,90	127	0,85

**Table 8**

**Belt length correction factor  $C_1$**

Belt length	Correction factor									
	SPZ	SPA	SPB	SPC	8V	Z	A	B	C	D
	SPZ-XP	SPA-XP	SPB-XP	SPC-XP	8V-XP	ZX	AX	BX	CX	
	XPZ	XPA	XPB	XPC						
	3V	5V								
	3V-XP	5V-XP								
	3VX	5VX								
mm	-									
400	0,50					0,87	0,68			
475	0,65					0,90	0,74	0,64		
530	0,74					0,93	0,78	0,70		
630	0,82	0,77				0,96	0,81	0,76		
710	0,84	0,79				0,99	0,83	0,78		
900	0,88	0,83	0,76			1,05	0,87	0,82	0,73	
1000	0,90	0,85	0,78			1,06	0,89	0,84	0,76	
1120	0,93	0,87	0,80			1,08	0,91	0,86	0,78	
1250	0,95	0,89	0,82			1,11	0,93	0,88	0,80	
1400	0,96	0,91	0,84	0,70		1,14	0,96	0,90	0,82	
1600	1,00	0,93	0,86	0,74		1,17	0,99	0,93	0,84	
1800	1,01	0,95	0,88	0,77		1,22	1,01	0,95	0,86	
2000	1,02	0,96	0,90	0,80	0,78	1,25	1,03	0,98	0,88	0,78
2240	1,05	0,98	0,92	0,83	0,80	1,28	1,06	1,00	0,91	0,80
2500	1,07	1,00	0,94	0,86	0,80	1,29	1,09	1,03	0,93	0,82

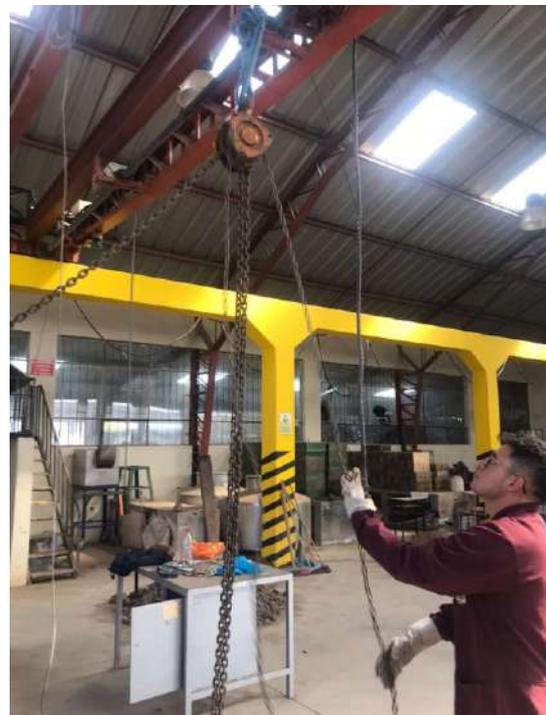
## ANEXO Q: POLEAS PARA BANDAS TRAPEZOIDALES

Section	Type A-1		Type B-1		Type B-2			Type C-3				Mass <sup>2)</sup> lbs.	Designation	
	Number of grooves	Pitch diameter Belt A	Pitch diameter Belt B	Pulley type	Bushing number	Dimensions Outer diameter OD		F	E	L	M			
		PD	PD			B Min.	Max.							
-	-	in.	-	-	in.	-	-	-	-	-	-	-		
A/B	1	3,0	3,4	A-1	1210	3,8	1/2	1 1/4	1	-	1	-	2,2	PHP 1-B34TB
		3,2	3,6	A-1	1210	4,0	1/2	1 1/4	1	-	1	-	2,6	PHP 1-B36TB
		3,4	3,8	A-1	1610	4,2	1/2	1 1/2	1	-	1	-	2,8	PHP 1-B38TB
		3,6	4,0	A-1	1610	4,4	1/2	1 1/2	1	-	1	-	3,0	PHP 1-B40TB
		3,8	4,2	A-1	1610	4,6	1/2	1 1/2	1	-	1	-	3,5	PHP 1-B42TB
		4,0	4,4	A-1	1610	4,8	1/2	1 1/2	1	-	1	-	3,8	PHP 1-B44TB
		4,2	4,6	A-1	1610	5,0	1/2	1 1/2	1	-	1	-	4,0	PHP 1-B46TB
		4,4	4,8	A-1	1610	5,2	1/2	1 1/2	1	-	1	-	4,5	PHP 1-B48TB
		4,6	5,0	A-1	1610	5,4	1/2	1 1/2	1	-	1	-	4,8	PHP 1-B50TB
		4,8	5,2	A-1	1610	5,6	1/2	1 1/2	1	-	1	-	5,0	PHP 1-B52TB
		5,0	5,4	A-1	1610	5,8	1/2	1 1/2	1	-	1	-	5,5	PHP 1-B54TB
		5,2	5,6	A-1	1610	6,0	1/2	1 1/2	1	-	1	-	6,0	PHP 1-B56TB
		5,4	5,8	A-1	1610	6,2	1/2	1 1/2	1	-	1	-	6,3	PHP 1-B58TB
		5,6	6,0	A-1	1610	6,4	1/2	1 1/2	1	-	1	-	6,7	PHP 1-B60TB
		5,8	6,2	A-1	1610	6,6	1/2	1 1/2	1	-	1	-	7,0	PHP 1-B62TB
		6,0	6,4	A-1	1610	6,8	1/2	1 1/2	1	-	1	-	8,0	PHP 1-B64TB
		6,2	6,6	A-1	1610	7,0	1/2	1 1/2	1	-	1	-	8,5	PHP 1-B66TB
		6,4	6,8	A-1	1610	7,2	1/2	1 1/2	1	-	1	-	9,0	PHP 1-B68TB
		7,0	7,4	B-1	2517 <sup>1)</sup>	7,8	3/4	2 1/2	1	-	1 1/4	3/4	9,4	PHP 1-B74TB
		8,2	8,6	B-2	2517 <sup>1)</sup>	9,0	3/4	2 1/2	1	-	1 1/4	3/4	12,0	PHP 1-B86TB
9,0	9,4	B-2	2517 <sup>1)</sup>	9,8	3/4	2 1/2	1	-	1 1/4	3/4	14,0	PHP 1-B94TB		
10,6	11,0	B-2	2517 <sup>1)</sup>	11,4	3/4	2 1/2	1	-	1 1/4	3/4	18,0	PHP 1-B10TB		
12,0	12,4	C-3	2517 <sup>1)</sup>	12,8	3/4	2 1/2	1	-	1 1/4	3/4	18,5	PHP 1-B124TB		
15,0	15,4	C-3	2517 <sup>1)</sup>	15,8	3/4	2 1/2	1	1/4	1 1/4	3/4	19,0	PHP 1-B154TB		
18,0	18,4	C-3	2517 <sup>1)</sup>	18,8	3/4	2 1/2	1 1/4	1/4	1 1/4	3/4	24,0	PHP 1-B184TB		
A/B	2	3,0	3,4	A-1	1210	3,8	1/2	1 1/4	1 1/4	1/4	1	-	2,2	PHP 2-B34TB
		3,2	3,6	A-1	1210	4,0	1/2	1 1/4	1 1/4	1/4	1	-	2,6	PHP 2-B36TB
		3,4	3,8	A-1	1610	4,2	1/2	1 1/2	1 1/4	1/4	1	-	2,8	PHP 2-B38TB
		3,6	4,0	A-1	1610	4,4	1/2	1 1/2	1 1/4	1/4	1	-	3,0	PHP 2-B40TB
		3,8	4,2	A-1	1610	4,6	1/2	1 1/2	1 1/4	1/4	1	-	4,0	PHP 2-B42TB
		4,0	4,4	A-1	1610	4,8	1/2	1 1/2	1 1/4	1/4	1	-	4,5	PHP 2-B44TB
		4,2	4,6	A-1	1610	5,0	1/2	1 1/2	1 1/4	1/4	1	-	5,0	PHP 2-B46TB
		4,4	4,8	A-1	1610	5,2	1/2	1 1/2	1 1/4	1/4	1	-	5,5	PHP 2-B48TB
		4,6	5,0	A-1	1610	5,4	1/2	1 1/2	1 1/4	1/4	1	-	6,0	PHP 2-B50TB
		4,8	5,2	A-1	1610	5,6	1/2	1 1/2	1 1/4	1/4	1	-	6,5	PHP 2-B52TB

## ANEXO R: EFICIENCIA DEL MOTOREDUCTOR

R37 DRN90L4			
01.41500853518.0001.20	Inverter duty VPWM	3~IEC60034	
50 Hz $r/\text{min}$ 1461/145	v 220-230 $\Delta$ /380-400Y	IP 54	
kW 1.5 S1	A 6.0/3,45	Cos $\varphi$ 0,74	eff% 85,6 IE3
kW 1.5 S1	A 5.2/3.0	Cos $\varphi$ 0.7	eff% 86,5 IE3
60 Hz $r/\text{min}$ 1767/175	v 254-266 $\Delta$ /440-460Y		

## ANEXO S: FOTOGRAFÍAS TOMADAS DURANTE LA EJECUCIÓN DE LAS PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO



ANEXO T: PERFIL DE LA VIGA UTILIZADO EN EL PUENTE GRÚA DEL TALLER DE  
FUNDICIÓN

**PERFILES LAMINADOS  
IPN**

**Especificaciones Generales**

<b>Calidad</b>	ASTM A 36
<b>Otras calidades</b>	Previa Consulta
<b>Largo normal</b>	6,00m y 12,00m
<b>Otros largos</b>	Previa Consulta
<b>Acabado</b>	Natural
<b>Otro acabado</b>	Previa Consulta



DENOMINACION	DIMENSIONES						SECCION PESOS		PROPIEDADES			
	h mm	s mm	g mm	t mm	R mm	R1 mm	cm <sup>2</sup>	Kg/m	I <sub>x</sub> cm <sup>4</sup>	I <sub>y</sub> cm <sup>4</sup>	W <sub>x</sub> cm <sup>3</sup>	W <sub>y</sub> cm <sup>3</sup>
IPN 80	80	42	3.90	5.90	30.90	2.30	7.58	5.95	77	6.29	19.50	3.00
IPN 100	100	50	4.50	6.80	4.50	2.70	10.60	8.32	171	12.20	34.20	4.88
IPN 120	120	58	5.10	7.70	5.10	3.10	14.20	11.20	328	21.50	54.70	7.41
IPN 140	140	66	5.70	8.60	5.70	3.40	18.30	14.40	573	35.20	81.90	10.70
IPN 160	160	74	6.30	9.50	6.30	3.80	22.80	17.90	935	54.70	117.00	14.80
IPN 180	180	82	6.90	10.40	6.90	4.10	27.90	21.90	1450	81.30	161.00	19.80
IPN 200	200	90	7.50	11.30	7.50	4.50	33.50	26.30	2140	117.00	214.00	28.00
IPN 220	220	98	8.10	12.20	8.10	4.90	39.60	31.10	3060	162.00	278.00	33.10
IPN 240	240	106	8.70	13.10	8.70	5.20	46.10	36.20	4250	221.00	354.00	41.70
IPN 260	260	113	9.40	14.10	9.40	5.60	53.40	41.90	5740	288.00	442.00	51.00
<b>IPN 300</b>	<b>300</b>	<b>125</b>	<b>10.80</b>	<b>16.20</b>	<b>10.80</b>	<b>6.50</b>	<b>69.10</b>	<b>54.20</b>	<b>9800</b>	<b>451.00</b>	<b>653.00</b>	<b>72.20</b>
IPN 340	340	137	12.20	18.30	12.20	7.30	86.80	68.10	15700	647.00	923.00	98.40
IPN 360	360	143	13.00	19.50	13.00	7.80	97.10	76.20	19610	818.00	1090.00	114.00
IPN 400	400	155	14.40	21.60	14.40	8.60	118.00	92.60	29210	1160.00	1460.00	149.00
IPN 450	450	170	16.20	24.30	16.20	9.70	147.00	115.00	45850	1730.00	2040.00	203.00
IPN 500	500	185	18.00	27.00	18.00	10.80	180.00	141.00	68740	2480.00	2750.00	268.00
IPN 550	550	200	19.00	30.00	19.00	11.90	213.00	167.00	99180	3490.00	3610.00	349.00

## **ANEXO U: INSTRUCCIONES DE SEGURIDAD PARA LA OPERACIÓN DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO DEL PÉNDULO PARA PRUEBAS DE IMPACTO**

### **INSTRUCCIONES DE SEGURIDAD PARA LA OPERACIÓN DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO PARA EL PÉNDULO DE IMPACTO.**

#### **1. Descripción del equipo.**

El sistema de accionamiento del péndulo de impacto es una integración de equipos y dispositivos cuya función es sujetar, elevar hasta cierta posición y liberar el impactador para la ejecución de los ensayos de impacto.

#### **2. Principales riesgos**

Golpes por caída de objetos: Contusiones o heridas en diferentes partes del cuerpo ocasionados por caída de objetos desde el sistema de elevación instalado en el puente grúa.

- Proyección de fragmentos o partículas: Lesiones oculares ocasionadas por partículas provenientes de objetos proyectados por las probetas durante la ejecución de los ensayos.
- Sobreesfuerzos: Trastornos musculoesqueléticos derivados de la adopción de posturas forzadas durante la operación del sistema de accionamiento.
- Inhalación: Riesgo de inhalación de polvo y partículas emanadas durante la ejecución de ensayos de impacto.
- Ruido: Riesgo de daño auditivo, debido a presión sonora durante el impacto del banco de pruebas sobre la probeta.

#### **3. Recomendaciones generales**

- Asegurarse de que el operario tiene la formación adecuada.
- El operario debe tener disponible el manual de operación del sistema de accionamiento del péndulo de impacto.
- Mantener adecuadamente los equipos: anotar el procedimiento y conservar los registros de mantenimiento.
- Asegurarse de que el operario mantiene posturas normales, no forzadas, durante su trabajo.
- Asegurarse de que hay espacio suficiente para la ejecución del ensayo, considerando su movimiento y el movimiento del banco de pruebas reservando un espacio seguro y confortable para el operario.
- Iluminar suficientemente la zona de trabajo, como mínimo a 500 lux, sino colocar una lámpara suplementaria.

#### **4. Recomendaciones específicas**

- Delimitar y señalizar el área de ensayo.
- Verificar que en el área de oscilación del péndulo no se encuentren objetos que obstaculicen el libre desplazamiento del impactador del péndulo.
- Verificar que no se encuentren objetos sueltos que pudiesen obstruir la rotación del tambor o desprenderse y comprometer la integridad física del operador.
- En caso de realizar el ensayo según la norma UNE EN 1317, colocar los elementos de refuerzo en el puente grúa para ello debe realizarse mínimo entre tres personas capacitadas. Utilizando escaleras o andamios con el uso de arnés de seguridad para trabajos en altura. Del mismo modo para el desmontaje de los elementos de refuerzo.

#### **5. Utilización de equipos de protección personal (EPP).**

Indicar mediante los correspondientes pictogramas, colocados en lugar visible desde el puesto de trabajo, los equipos de protección personal que deban utilizarse durante la ejecución de los ensayos, determinados en la evaluación de riesgos (protección ocular, auditiva, etc.). Por lo tanto, se debe utilizar los siguientes EPP:

- Gafas de protección ocular
- Equipo de protección auditiva
- Guantes de cuero
- Casco
- Calzado punta de acero
- Mandil de mezclilla con mangas.

#### **6. Otras recomendaciones**

Cuando se trabaje con materiales que generen polvo inflamable será necesario tomar las medidas adecuadas de acuerdo con las hojas de seguridad del producto o material a ensayar.

## **ANEXO V: INSTRUCCIONES DE OPERACIÓN DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO DEL PÉNDULO PARA PRUEBAS DE IMPACTO**

### **INSTRUCCIONES DE OPERACIÓN DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO DEL PÉNDULO PARA PRUEBAS DE IMPACTO.**

Es importante citar las siguientes instrucciones para una eficiente y segura operación en las maniobras del sistema de accionamiento. El sistema debe ser operado por personal autorizado y competente.

#### **A. RECOMENDACIONES INICIALES DE SEGURIDAD**

1. Utilizar equipo de protección personal: Guantes de cuero, gafas de protección, casco, calzado con punta de acero y mandil.
2. Verificar que en el área de ensayo no se encuentre objetos que obstaculicen su ejecución.
3. Verificar que no se encuentren objetos sueltos que pudiesen obstruir la rotación del tambor o desprenderse y comprometer la integridad física del operador.
4. El personal que ejecutará el ensayo debe estar fuera del área delimitada de ensayo.

#### **B. ENERGIZADO DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO.**

1. Verificar que se encuentren con paro de emergencia los mandos del sistema de accionamiento y el puente grúa.
2. Energizar el puente grúa en el tablero principal del laboratorio de fundición.
3. Mover el carro transversal del puente grúa hacia un extremo de este.

#### **C. UBICACIÓN DE LOS EQUIPOS Y ELEMENTOS DE REFUERZO**

1. En caso de realizar el ensayo con impactador según la norma UNE EN 1317 colocar los elementos de refuerzo en el puente grúa verificando que se encuentre con el botón de paro activado.
2. Ubicar el puente grúa a 5.35 m de distancia, medido desde el eje del péndulo hasta el tambor del cable de acero.
3. Poner el paro de emergencia en el mando del puente grúa.

#### **D. EJECUCIÓN DEL ENSAYO.**

1. Con el mando del sistema de cabrestante desenrollar el cable hasta alcanzar el impactador.
2. Colocar el gancho de liberación de carga en el cable de acero con grilletes.
3. Acoplar el gancho en el eslabón del impactador.
4. Pretensar el cable de acero.
5. Colocar el inclinómetro digital y encerrarlo.
6. Elevar el impactador hasta el ángulo requerido.
7. Para operar el gancho de liberación de carga ubicarse a una distancia prudente del impactador lejos de la trayectoria de oscilación del péndulo.
8. Soltar el impactador del péndulo tirando del cable de accionamiento del gancho.
9. Finalizado el ensayo quitar el gancho del cable de acero y enrollar el cable en el tambor.

#### **E. DESENERGIZADO DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO.**

1. Poner el paro de emergencia del sistema de cabrestante y puente grúa
2. Desenergizar el sistema eléctrico del puente grúa.

## ANEXO W: PLAN DE MANTENIMIENTO

Instrucciones de operación del sistema de accionamiento del péndulo para pruebas de impacto.

### PLAN DE MANTENIMIENTO RUTINARIO

**Tipo de verificación:** Inspección visual por daños o efectos inesperados.

**Tiempo de realización:** Antes de cada ensayo.

**Responsable:**

Cod.	Descripción	Evaluación		Observación
		CORRECTO	INCORRECTO	
<b>1. ELEMENTOS ESTRUCTURALES</b>				
A1.	Inspeccionar el estado de los refuerzos, bastidor y juntas empernadas por desgaste, fracturas ,corrosión, etc.			
<b>2. SISTEMA ELÉCTRICO</b>				
B1.	Inspeccionar visualmente estado del cableado.			
B2.	Inspeccionar visualmente estado del motor.			
B3.	Limpieza externa del motor con aire comprimido.			
B4.	Limpieza del tablero de control del motor con aire comprimido.			
<b>3. SISTEMA MECÁNICO</b>				
C1.	Inspeccionar el desgaste en elementos móviles: Eje de tambor , acople de pasador de la caja.			
C2.	Revisar condición de las bandas por desgaste y holgura.			
C3.	Inspeccionar desgaste del cable de acero por: aplastamiento, doblez excesivo y cizalladura.			
C4.	Verificar la movilidad de los elementos del gancho de liberación.			
<b>4. LUBRICACIÓN</b>				
D1.	Revisar que no existan fugas de aceite en la caja reductora.			
D2.	Limpiar el cable con cepillo metálico, o aire comprimido y aplicar lubricante en aerosol para cables de acero.			

## PLAN DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO Y CORRECTIVO

**Tipo de verificación:** Inspección visual y con instrumentos.

**Tiempo de realización:** Cada 3 meses.

**Responsable:**

Ítem	Descripción	Evaluación		Observación
		CORRECTO	INCORRECTO	
<b>A. SISTEMA ESTRUCTURAL</b>				
A1.	Limpieza y aplicación de pintura anticorrosiva en la estructura.			
A2.	Verificar desgaste de pernos y arandelas, si es necesario reemplazarlos.			
<b>B. SISTEMA ELÉCTRICO</b>				
B1.	Verificar estado del cableado eléctrico.			
B2.	Realizar el mantenimiento al motor eléctrico.			
B3.	Revisar el estado de componentes en el tablero eléctrico y de ser el caso reemplazarlos.			
<b>C. SISTEMA MECÁNICO</b>				
C1.	Reemplazar bandas de transmisión de potencia.			
C2.	Revisar el estado de las poleas del motor y la caja ante desgaste excesivo reemplazarlas y verificar alineación.			
C3.	Revisar estado del acoplamiento entre reductor de velocidad y tambor de ser necesario reemplazarlo.			
C4.	En caso de desgaste apreciable en el cable de acero, debe reemplazarlo inmediatamente. De igual manera se sugiere una vida útil del cable de acero de un año siempre y cuando se realice el mantenimiento del mismo.			
C5.	Engrasar la guía del gancho de liberación de carga.			
<b>D. LUBRICACIÓN</b>				
D1.	Cambiar el aceite de la caja reductora.			
D2.	Limpiar y engrasar la guía del gancho de liberación de carga.			
D3.	Verificar y de ser necesario lubricar las chumaceras.			
D4.	Limpiar y aplicar lubricante en aerosol para cables de acero.			
<b>E. GENERAL.</b>				
E1.	Limpieza externa completa con aire comprimido de los equipos que componen el sistema de accionamiento.			