

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



UNS
UNIVERSIDAD
NACIONAL DEL SANTA

**Influencia del ángulo abatible de una rampa sobre el cilindro
hidráulico utilizado como medio de trasbordo de cajas de conservas**

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

Autor:

Bach. López Villanueva, Juan Gabriel

Asesor:

MSc. Ing. Risco Ojeda, Rusber Alberto

DNI N°: 32903454

Código ORCID: 0000-0003-0194-169X

NUEVO CHIMBOTE – PERÚ

2026

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA

FACULTAD DE INGENIERIA

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA

CARTA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR

La presente tesis para Título ha sido revisada y desarrollada en cumplimiento del objetivo propuesto y reúne las condiciones formales y metodológicas, estando en cuadro dentro de las áreas y líneas de investigación conforme el reglamento general para obtener el Título profesional en la Universidad Nacional del Santa de acuerdo con la denominación siguiente:

Tesis para obtener el Título Profesional de Ingeniero Mecánico

**“INFLUENCIA DEL ÁNGULO ABATIBLE DE UNA RAMPA SOBRE EL
CILINDRO HIDRÁULICO UTILIZADO COMO MEDIO DE TRASBORDO DE
CAJAS DE CONSERVAS”**

Autor:

Bach. López Villanueva, Juan Gabriel



Msc. Rusher Alberto, Risco Ojeda

COD. ORCID. 0000-003-0194-169X

DNI:32903454

Asesor

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA

FACULTAD DE INGENIERIA

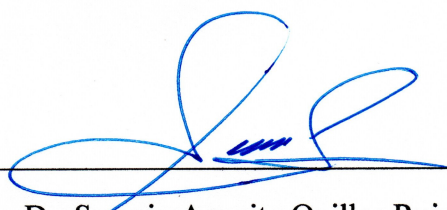
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA

CARTA DE CONFORMIDAD DEL JURADO

El presente trabajo tesis titulado: **“INFLUENCIA DEL ÁNGULO ABATIBLE DE UNA RAMPA SOBRE EL CILINDRO HIDRÁULICO UTILIZADO COMO MEDIO DE TRASBORDO DE CAJAS DE CONSERVAS”**, para obtener el título profesional de Ingeniero Mecánico, presentado por el bachiller: **López Villanueva, Juan Gabriel con código de matrícula N°0201416021**, que tiene como asesor al Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda, según Resolución Decanal N.° 494-2024-UNS-FI.

Ha sido revisado y aprobado el día 18 de setiembre del 2026 por el siguiente jurado evaluador, designado mediante la resolución N° 772-2025-UNS-CFI.

Revisado y evaluado por el siguiente jurado evaluador.



Dr. Serapio Agapito Quillos Ruiz
COD. ORCID 0000-0002-4498-0034
DNI:08597503
Presidente



Mg. Leónidas Lucas Yauri García
COD. ORCID. 0009-0008-2045-943X
DNI: 32739581
Secretario



Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda
COD. ORCID 0000-003-0194-169X
DNI:32903454
Integrante

ACTA PARA SUSTENTACIÓN INFORME FINAL DE TESIS

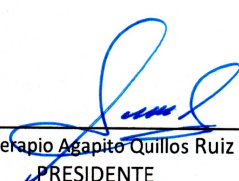
El día 18 del mes de setiembre del año dos mil veintiséis, siendo las 12:00 pm. En el Laboratorio de Uso Múltiple de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica-FI-UNS, en concordancia a lo dispuesto en el Oficio Múltiple N° 313-2026-UNS-FI-EPIM-D, se instaló el Jurado Evaluador designado mediante Resolución N°-722-2025-UNS-CFI, y de expedito según Resolución Decanal N° 500-2026-UNS-FI integrado por los docentes: **Dr. SERAPIO AGAPITO QUILLOS RUIZ (presidente)**, **Mg. LEÓNIDAS LUCAS YAURI GARCÍA (secretario)** y el **Msc. RUSBER ALBERTO RISCO OJEDA (Integrante)**, para dar inicio a la sustentación de la Tesis titulada: **"INFLUENCIA DEL ÁNGULO ABATIBLE DE UNA RAMPA SOBRE EL CILINDRO HIDRÁULICO UTILIZADO COMO MEDIO DE TRASBORDO DE CAJAS DE CONSERVAS"**, presentado por el bachiller **LÓPEZ VILLANUEVA JUAN GABRIEL con código de matrícula N°0201416021** quienes fueron asesorados por el Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda, según Resolución Decanal N.º 494-2024-UNS-FI.

El Jurado Evaluador, después de deliberar sobre aspectos relacionados con el trabajo, contenido y sustentación del mismo, y con las sugerencias pertinentes en concordancia con el Reglamento General de Grados y Títulos, vigente, declaran aprobar:

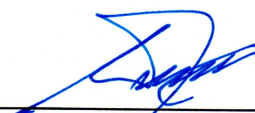
BACHILLER	PROMEDIO VIGESIMAL	PONDERACIÓN
LÓPEZ VILLANUEVA JUAN GABRIEL	17	BUENO

Siendo las 1:00 pm del mismo día, se dio por terminado el acto de sustentación, firmando la presente acta en señal de conformidad.

Nuevo Chimbote, septiembre 18 del 2026



Dr. Serapio Agapito Quillos Ruiz
PRESIDENTE



Mg. Leonidas Lucas Yauri Garcia
SECRETARIO



Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda
INTEGRANTE



Recibo digital

Este recibo confirma que su trabajo ha sido recibido por **Turnitin**. A continuación podrá ver la información del recibo con respecto a su entrega.

La primera página de tus entregas se muestra abajo.

Autor de la entrega:	Juan Gabriel LOPEZ VILLANUEVA
Título del ejercicio:	Tesis. 2026
Título de la entrega:	INFLUENCIA DEL ÁNGULO ABATIBLE DE UNA RAMPA SOBRE E...
Nombre del archivo:	IFT._L_pez_Villanueva_Juan_Gabriel._09_10_2026.pdf
Tamaño del archivo:	4.96M
Total páginas:	105
Total de palabras:	16,710
Total de caracteres:	99,667
Fecha de entrega:	09-oct-2026 03:55p. m. (UTC-0500)
Identificador de la entrega:	3055317722

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA

FACULTAD DE INGENIERÍA

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



UNS
UNIVERSIDAD
NACIONAL DEL SANTA

INFLUENCIA DEL ÁNGULO ABATIBLE DE UNA RAMPA SOBRE EL
CILINDRO HIDRÁULICO UTILIZADO COMO MEDIO DE TRASBORDO DE
CAJAS DE CONSERVAS

Informe Final de Tesis para Optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico

AUTOR:

Br. JUAN GABRIEL LÓPEZ VILLANUEVA

ASESOR:

MSc. Ing. RUSBER ALBERTO RISCO OJEDA

Código ORCID: 0000-0003-0194-169X

NUEVO CHIMBOTE – PERÚ

2026

INFLUENCIA DEL ÁNGULO ABATIBLE DE UNA RAMPA SOBRE EL CILINDRO HIDRÁULICO UTILIZADO COMO MEDIO DE TRASBORDO DE CAJAS DE CONSERVAS

INFORME DE ORIGINALIDAD

13%

INDICE DE SIMILITUD

13%

FUENTES DE INTERNET

1%

PUBLICACIONES

8%

TRABAJOS DEL ESTUDIANTE

FUENTES PRIMARIAS

1	Submitted to ITESM: Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Monterrey	3%
	Trabajo del estudiante	
2	docplayer.es	2%
	Fuente de Internet	
3	hdl.handle.net	1%
	Fuente de Internet	
4	zagan.unizar.es	1%
	Fuente de Internet	
5	bibdigital.epn.edu.ec	1%
	Fuente de Internet	
6	www.redalyc.org	1%
	Fuente de Internet	
7	www.scribd.com	1%
	Fuente de Internet	
8	www.coursehero.com	<1%
	Fuente de Internet	
9	ww1.docero.mx	<1%
	Fuente de Internet	
10	Submitted to Universidad de Deusto	<1%
	Trabajo del estudiante	
11	1library.co	<1%
	Fuente de Internet	
12	qdoc.tips	<1%
	Fuente de Internet	
13	repositorio.umsa.bo	<1%
	Fuente de Internet	
14	repositorio.uancv.edu.pe	<1%
	Fuente de Internet	

repositorio.unsaac.edu.pe

DEDICATORIA

*“A Dios, por ser mi guía constante,
por darme la fortaleza necesaria en los momentos de
dificultad y por permitirme alcanzar una de las
metas más importantes de mi vida.*

*A mi madre, Genara Yeny Villanueva Meléndez,
por su amor incondicional, su sacrificio,
su esfuerzo y su apoyo permanente a lo largo de
este camino. Este logro también es suyo,
porque sin su ejemplo y dedicación
no habría sido posible culminar esta etapa.*

*A mi familia, por acompañarme con paciencia,
comprensión y aliento en cada paso de mi formación
profesional. Su confianza en mí fue una motivación
invaluable para seguir adelante.”*

AGRADECIMIENTO

*“Expreso mi más sincero agradecimiento a Dios,
por brindarme salud, sabiduría y perseverancia,
para culminar satisfactoriamente esta investigación.*

*Agradezco profundamente a mi madre y a mi familia,
por su apoyo moral y emocional durante todo el
proceso de elaboración de esta tesis. Su respaldo
fue fundamental para superar cada dificultad y
mantenerme firme en el cumplimiento de mis objetivos.*

*Finalmente, agradezco a la Universidad Nacional del Santa
y a la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica
por brindarme la formación profesional y las herramientas
necesarias para mi desarrollo académico y personal.”*

ÍNDICE

DEDICATORIA	ii
ÍNDICE	iv
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xi
ÍNDICE DE TABLAS	xiii
RESUMEN	xiv
ABSTRACT.....	xv
I. INTRODUCCIÓN.....	16
I.1. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA	16
I.2. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	18
I.3. OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN.....	18
I.3.1. OBJETIVO GENERAL	18
I.3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	18
I.4. FORMULACIÓN DE LA HIPÓTESIS	19
I.5. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA DE LA INVESTIGACIÓN.....	19
II.5.1. Justificación Social	19
II.5.2. Justificación Económico	19
II.5.3. Justificación Institucional	20
II.5.4. Justificación Tecnológica	20
II. MARCO TEÓRICO	21
II.1. ANTECEDENTES	21
2.1.1. Antecedentes Internacionales	21

2.1.2. Antecedentes Nacionales.....	23
II.2 MARCO CONCEPTUAL	24
II.2.1. DEFINICION DE RAMPA NIVELADORA.....	24
II.2.2. TIPOS DE RAMPAS NIVELADORAS	26
II.2.3. CARACTERÍSTICAS DE LA SUPERFICIE DE LA RAMPA	30
2.2.3.1 Tipo de Superficie Antideslizante.....	30
2.2.3.2 Diseño de las Uñas.....	31
II.2.4. CARACTERÍSTICAS DE LA SUPERFICIE DE LA RAMPA	32
II.2.5. ANGULO ABATIBLE	33
II.2.6. LEY DE LA HIDRAULICA	34
2.2.6.1 Ley de Pascal	34
II.2.7. CLASIFICACIÓN DE CILINDRO HIDRÁULICOS	37
II.2.8. PANDEO EN COLUMNAS	38
III. METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN	40
III.1. Enfoque cuantitativo.....	40
III.2. Tipo de investigación aplicada	40
III.3. Alcance explicativo	40
III.4. Diseño experimental.....	40
III.5. MÉTODO	40
III.5.1. SELECCIÓN DEL MODELO DE RAMPA.....	42
Peso de carga:	42

Resistencia a la corrosión:	43
Tipo de rampa:	43
III.5.2 MODELADO CAD Y SIMULACIÓN ESTRUCTURAL	43
III.5.3 CÁLCULO DEL ÁNGULO MÁXIMO POR CONSERVACIÓN DE MOMENTOS	47
III.5.4 EVALUACIÓN DE CONDICIONES LÍMITES DEL SISTEMA.....	48
a. Carga aplicada en la plataforma.....	48
b. Fuerza de reacción en el cilindro hidráulico	49
c. Condiciones de entorno y repetitividad.....	49
III.6. DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN.....	49
III.7. POBLACIÓN Y MUESTRA	51
III.8. TÉCNICAS E INSTRUMENTOS DE RECOLECCIÓN DE DATOS	52
III.8.1. TÉCNICAS.....	52
Modelado y simulación computacional:	52
Análisis de esfuerzos mediante simulación:	52
Recolección de datos experimentales simulados:	52
Análisis estadístico:	52
III.8.2. INSTRUMENTOS	53
Software SolidWorks:.....	53
Ecuación de conservación de momentos:	53
Fórmula de Conservación de Momentos Aplicada:.....	53

Tabla de registro de datos:	54
Software estadístico (Excel):	54
III.9. TÉCNICAS DE ANÁLISIS DE RESULTADOS	54
III.10. VARIABLES DE ESTUDIO	54
IV. RESULTADOS Y DISCUSIÓN	55
IV.1. DETERMINACIÓN DE CARGAS APLICADAS	55
IV.2. CARACTERIZACIÓN DEL SISTEMA HIDRÁULICO	57
4.2.1. Geometría y dimensiones de la rampa abatible:.....	57
4.2.2. Datos técnicos del cilindro hidráulico (ISO 3320 – DIN 24334).....	58
4.2.3. Materiales y propiedades mecánicas de la estructura.....	58
Estructura de la rampa (plataforma y bastidor).....	58
Vástago del cilindro hidráulico	59
IV.3. ANÁLISIS DINÁMICO SOBRE TRANSBORDO EN LA RAMPA	59
IV.4. ANÁLISIS DEL ÁNGULO ABATIBLE Y ESFUERZOS EN EL PISTÓN	61
4.4.1. Diagrama de fuerzas en la rampa abatible.....	61
4.4.2. Cálculo del ángulo máximo por conservación de momentos	62
4.4.3. Fórmulas deducidas en función de β , θ , α , x y L_p	63
4.4.4. Influencia del ángulo sobre el esfuerzo del pistón (σ).....	63
4.4.5. Representación gráfica de la relación esfuerzo-ángulo	63
IV.5. SIMULACIÓN ESTRUCTURAL	66
4.5.1. Modelado 3D de la estructura (SolidWorks)	66

4.5.2. Condiciones de frontera y cargas aplicadas.....	66
4.5.3. Análisis de esfuerzos y desplazamientos.....	68
IV.6. DISCUSIONES.....	73
V. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	75
V.1. CONCLUSIONES.....	75
V.2. RECOMENDACIONES	77
VI. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	78
VII. ANEXOS.....	82

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1_ <i>Relación entre la longitud de la rampa y la pendiente</i>	24
Figura 2_ <i>Relación entre el medio de transporte y la pendiente</i>	25
Figura 3_ <i>Largo de solapamiento de la uña</i>	25
Figura 4_ <i>Puentes de carga</i>	26
Figura 5_ <i>Rampa niveladora fijada al borde del muelle</i>	27
Figura 6_ <i>Partes de una rampa niveladora fijada al borde del muelle</i>	27
Figura 7_ <i>Rampa niveladora manual instalada en un foso</i>	28
Figura 8_ <i>Rampa niveladora motorizada. Partes principales:</i>	29
Figura 9_ <i>Diferente tipo de superficies lagrimada</i>	30
Figura 10_ <i>Distintas formas de uñas con sus dimensiones correspondientes</i>	31
Figura 11_ <i>Diferente tipo de superficies lagrimada</i>	33
Figura 12_ <i>Dimensión del ala plegable</i>	34
Figura 13_ <i>Transmisión de fuerzas en un recipiente.</i>	35
Figura 14_ <i>Levantamiento de un peso grande mediante una fuerza pequeña, por la aplicación de la ley de Pascal.</i>	36
Figura 15_ <i>Clasificación de los cilindros hidráulicos</i>	37
Figura 16_ <i>Modelo 3D de la rampa hidráulica RNH20 modelada en SolidWorks</i>	45
Figura 17_ <i>Aplicación de carga distribuida y restricción geométrica en el punto de articulación de la rampa</i>	45
Figura 18_ <i>Restricción del cilindro hidráulico y simulación del ángulo máximo de elevación</i>	46
Figura 19_ <i>Análisis de fuerzas</i>	55
Figura 20_ <i>Esquema del análisis dinámico del descenso por la rampa</i>	60
Figura 21_ <i>Constantes de condiciones finales de las columnas de Euler</i>	62

Figura 22_ <i>Relación entre el ángulo de inclinación α (°) y el esfuerzo en el pistón σ_p (kg/mm²) para diferentes cargas verticales.</i>	64
Figura 23_ <i>Relación entre el ángulo de inclinación α (°) y la variación del largo del pistón ΔL_p (mm). diferentes cargas verticales.</i>	65
Figura 24_ <i>Verificación del esfuerzo que otorga la rampa al pistón.</i>	67
Figura 25_ <i>Colocación del esfuerzo en la parte de sujeción del pistón a la rampa.</i>	67
Figura 26_ <i>Simulación de esfuerzos en el vástago del pistón para carga de 1000 kg.</i>	70
Figura 27_ <i>Simulación de esfuerzos en el vástago del pistón para carga de 2278 kg.</i>	71
Figura 28_ <i>Simulación de esfuerzos en el vástago del pistón para carga de 4230 kg.</i>	71

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1_	<i>Constantes de condiciones finales de las columnas de Euler</i>	39
Tabla 2_	<i>Especificaciones técnicas del modelo de rampa niveladora hidráulica ROPER</i>	
	<i>RNH20</i>	449
Tabla 3_	<i>Registro de datos obtenidos en la simulación de la rampa hidráulica</i>	53
Tabla 4_	<i>Parámetros técnicos del cilindro hidráulico</i>	56
Tabla 5_	<i>Carga aplicada en cada caso de análisis</i>	57
Tabla 6_	<i>Velocidad final del carro en función del ángulo de inclinación de la rampa</i>	61
Tabla 7	<i>Esfuerzos simulados en el vástago del pistón para carga de 1000 kg.</i>	69
Tabla 8	<i>Esfuerzos simulados en el vástago del pistón para carga de 2278 kg.</i>	69
Tabla 9	<i>Esfuerzos simulados en el vástago del pistón para carga de 4230 kg.</i>	70
Tabla 10_	<i>Rango óptimo de operación del ángulo abatible en función de la carga aplicada</i>	72

RESUMEN

Este estudio abordó el comportamiento mecánico de una rampa hidráulica abatible utilizada para el transbordo de cajas de conserva en una planta pesquera, resaltando su importancia en la optimización del manejo de materiales y la seguridad de los componentes hidráulicos. El objetivo principal fue analizar la influencia del ángulo abatible sobre la distribución de esfuerzos en un cilindro hidráulico de simple efecto tipo buzo. Se desarrolló un modelo 3D de la estructura en SolidWorks y se aplicaron cargas estáticas de 1000 kg, 2278 kg y 4230 kg. Las simulaciones por elementos finitos (FEA) se realizó bajo condiciones de frontera que se asemejen a lo real, empleando acero SAE 1020 para la rampa y acero ASME SA-372 para el pistón, con sus equivalentes mecánicos en el software. Los resultados obtenidos muestran que los esfuerzos máximos se concentraron en los extremos laterales del pistón, alcanzando hasta aproximadamente 3.71 kg/mm^2 en el caso de mayor carga, mientras que los valores en la zona central fueron consistentes con los cálculos teóricos. Se concluyó que existe una relación directa entre el ángulo de inclinación y el aumento del esfuerzo en el pistón, validando que el diseño es adecuado en geometría y materiales para garantizar la integridad estructural del sistema hidráulico.

Palabras clave: Rampa hidráulica, ángulo abatible, cilindro hidráulico, esfuerzos, trasbordo.

ABSTRACT

This study addressed the mechanical behavior of a hydraulic tilting ramp used for transferring canned goods in a fish processing plant, highlighting its relevance in optimizing material handling systems and ensuring the safety of hydraulic components. The main objective was to analyze the influence of the tilting angle on the stress distribution within the single-acting plunger-type hydraulic cylinder. A 3D model of the structure was developed in SolidWorks, applying static loads of 1000 kg, 2278 kg, and 4230 kg. Finite element analysis (FEA) simulations were conducted with realistic boundary conditions, using SAE 1020 steel for the ramp and ASME SA-372 steel for the piston, with their mechanical equivalents implemented in the software. The simulations revealed that maximum stresses occurred at the lateral ends of the piston, reaching up to approximately 3.71 kg/mm² under the heaviest load, while central values closely matched theoretical calculations. The results showed a direct correlation between the tilting angle and the increase in stress on the piston, concluding that higher load conditions significantly affected structural integrity, thus validating the relevance of proper geometric and material design in hydraulic mechanisms.

Keywords: Hydraulic ramp, folding angle, hydraulic cylinder, stress, transfer.

I. INTRODUCCIÓN

I.1. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

En los procesos industriales de manipulación y trasbordo de materiales, los sistemas de rampas abatibles accionadas hidráulicamente constituyen una alternativa eficiente para el desplazamiento de cargas entre diferentes niveles operativos, debido a su capacidad para generar grandes fuerzas, facilidad de control y elevada confiabilidad operacional. Los cilindros hidráulicos son ampliamente utilizados como actuadores lineales, ya que transforman la energía hidráulica en movimiento mecánico y permiten el accionamiento de mecanismos sometidos a elevadas cargas y condiciones de trabajo exigentes (Engineering Library, s.f.; Hidromas, 2025).

En la industria conservera, el trasbordo de cajas de conserva requiere sistemas de elevación y abatimiento capaces de garantizar seguridad, continuidad operacional y reducción de esfuerzos manuales. Sin embargo, el diseño geométrico de los mecanismos accionados hidráulicamente representa un aspecto crítico, debido a que la configuración cinemática del sistema influye directamente en las fuerzas transmitidas, los desplazamientos requeridos y las condiciones de operación del actuador hidráulico. En particular, el ángulo de abatimiento de una rampa constituye un parámetro fundamental, puesto que modifica las condiciones mecánicas de equilibrio y altera significativamente la fuerza que debe desarrollar el cilindro hidráulico durante el proceso de elevación y descenso (Baynazarov, 2023; Shabana, 1996).

Diversos estudios sobre actuadores hidráulicos han demostrado que las características dinámicas y operativas de los cilindros dependen no solo de las propiedades hidráulicas del sistema, sino también de la geometría del mecanismo accionado, las condiciones de carga y la configuración de montaje. La variación de estos parámetros puede generar incrementos en las fuerzas de accionamiento, mayores requerimientos de presión, reducción de la eficiencia

energética e incluso condiciones desfavorables para la estabilidad y vida útil del sistema hidráulico (Truong et al., 2020; Pneu-Hyd Industries, 2026).

En muchos sistemas de trasbordo industrial, el diseño del ángulo de abatimiento de las rampas se realiza a partir de criterios empíricos o experiencias operativas previas, sin desarrollar un análisis mecánico detallado que permita determinar la influencia real de la geometría sobre el comportamiento del cilindro hidráulico. Esta situación puede conducir al sobredimensionamiento o subdimensionamiento del actuador, incrementando los costos de fabricación, mantenimiento y consumo energético, así como comprometiendo la seguridad y confiabilidad del sistema de trasbordo.

En consecuencia, surge la necesidad de analizar la influencia del ángulo abatible de una rampa sobre el comportamiento del cilindro hidráulico empleado en el trasbordo de cajas de conserva, mediante la evaluación de variables mecánicas e hidráulicas como la fuerza requerida, la presión de operación, el desplazamiento y las condiciones cinemáticas del sistema. El desarrollo de esta investigación permitirá establecer criterios técnicos para el diseño y selección adecuada de cilindros hidráulicos en sistemas de trasbordo industrial, contribuyendo a mejorar la eficiencia operativa, la seguridad y la optimización de recursos en aplicaciones industriales.

Los sistemas de tuberías, por ejemplo, presentan desafíos vinculados al transporte de fluidos bajo presiones variables, donde las fallas estructurales (por presión interna, esfuerzos térmicos, cargas sísmicas, etc.) pueden derivar en fugas con graves consecuencias humanas, ecológicas, técnicas y económicas (Rojas, 2021; Chero, 2018). Estas problemáticas también se evidencian en sistemas de bombeo mal diseñados o sobrecargados, que elevan los consumos energéticos y acortan la vida útil de los equipos (Montao, 2017).

Por ello, surge la necesidad de evaluar la influencia del ángulo abatible de una rampa sobre el funcionamiento del cilindro hidráulico, no solo desde una perspectiva de rendimiento

estructural, sino también considerando principios de eficiencia energética, reducción de fallos, prolongación de la vida útil del sistema y sostenibilidad operativa. Esta evaluación permitirá optimizar el diseño del sistema de transporte en entornos industriales, disminuyendo tiempos de operación, aumentando la seguridad y reduciendo los costos operativos, alineándose con los principios de la economía circular aplicada a la ingeniería mecánica.

I.2. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

¿Cómo afecta la influencia del ángulo abatible de una rampa sobre el cilindro hidráulico utilizado como medio de trasbordo de cajas de conserva?

I.3. OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN

I.3.1. OBJETIVO GENERAL

Analizar la influencia del ángulo abatible de una rampa sobre el cilindro hidráulico en el proceso de trasbordo de cajas de conserva.

I.3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- a) Analizar el comportamiento mecánico entre el ángulo de inclinación de la rampa y las fuerzas ejercidas sobre el cilindro hidráulico durante el proceso de trasbordo de cargas, con componentes disponibles en el mercado.
- b) Realizar un análisis de esfuerzos y deformaciones en el cilindro hidráulico a diferentes ángulos abatibles de la rampa, para identificar los rangos óptimos de operación que aseguren la estabilidad estructural del sistema, se confiarán los resultados al programa de Flow Simulation de Solidworks 2025.
- c) Evaluar el comportamiento cinemático del conjunto rampa-cilindro, determinando cómo varía la velocidad y precisión del transbordo de cajas en función del ángulo abatible.

- d) Desarrollar un modelo matemático que permita predecir el comportamiento del sistema bajo diversas condiciones operativas, considerando la influencia del ángulo abatible en la capacidad de carga del cilindro hidráulico.

I.4. FORMULACIÓN DE LA HIPÓTESIS

La variación del ángulo abatible de la rampa influye significativamente en el rendimiento operativo del cilindro hidráulico utilizado para el trasbordo de cajas de conserva, de modo que a un mayor ángulo de inclinación incrementa los esfuerzos mecánicos y las deformaciones del sistema, afectando su eficiencia operativa y acelerando su desgaste.

I.5. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA DE LA INVESTIGACIÓN

II.5.1. Justificación Social

Este estudio tiene un impacto directo en la industria al transportar varios paquetes, que es una fuente clave de empleo en regiones como Chimbote. Al aumentar la vida útil en el equipo, se compensa al disminuir el riesgo por fallo y consecuentemente aumentar la seguridad laboral. Además, la optimización de procesos promoverá un entorno más saludable y seguro para los trabajadores.

II.5.2. Justificación Económico

La optimización del rendimiento de las rampas hidráulicas y la reducción de costos de mantenimiento tienen un impacto directo en los costos operativos de las empresas. Este costo se observaría a largo plazo, en la cual se aumentará la vida útil del equipo.

II.5.3. Justificación Institucional

El estudio tiene una relevancia institucional porque contribuye a mejorar las prácticas de gestión industrial en el sector pesquero y conservero, un sector clave para el desarrollo de las industrias locales en áreas como Chimbote. Los resultados de este estudio pueden servir como base para la elaboración de normativas técnicas que ayuden a regular y mejorar las condiciones operativas de las industrias en la región.

II.5.4. Justificación Tecnológica

Desde el punto de vista tecnológico, este estudio permite avanzar en el diseño de sistemas hidráulicos más eficientes y sostenibles, lo que beneficia tanto a las empresas como al sector industrial en general. La investigación sobre el ángulo abatible de las rampas hidráulicas contribuirá al desarrollo de nuevas soluciones técnicas para problemas comunes como el desgaste prematuro y la sobrecarga. Este avance tecnológico puede ser adoptado por otras industrias con sistemas similares, mejorando la eficiencia operativa de manera más amplia. Además, la investigación fomentará la innovación en el campo de la ingeniería hidráulica, lo que representa una oportunidad para mejorar las capacidades de los profesionales del área y promover el desarrollo de nuevas tecnologías.

II. MARCO TEÓRICO

II.1. ANTECEDENTES

2.1.1. *Antecedentes Internacionales*

Rybak et al. (2023) desarrollaron una “Simulación del proceso de prueba de cilindros hidráulicos de movimiento alternativo con recuperación de energía”. En este estudio, se utilizaron modelos matemáticos avanzados para representar con precisión el comportamiento de los cilindros bajo condiciones de prueba, con el objetivo de optimizar los parámetros funcionales y reducir el consumo energético. Los resultados obtenidos permiten una mejor comprensión de cómo los cilindros hidráulicos responden a diferentes cargas y cómo la recuperación de energía puede integrarse eficientemente en los sistemas de prueba. Este enfoque es particularmente útil en aplicaciones donde se utilizan cilindros hidráulicos en sistemas como rampas abatibles para el transbordo de carga, proporcionando una base técnica para mejorar su eficiencia y rendimiento.

Lee y Weisshaar (2005), realizaron un estudio “Aeroelástico sobre una configuración de ala plegable, evaluando el impacto de los ángulos abatibles de las alas, la flexibilidad de las bisagras y el ángulo de barrido”. A través de análisis paramétricos, identificaron que la rigidez de las bisagras afecta significativamente la presión dinámica del aleteo, especialmente en configuraciones con alas extendidas y plegadas. Los resultados indicaron que la rigidez de la bisagra interna influye más en la presión dinámica en un ala extendida, mientras que, en un ala completamente plegada, la bisagra exterior tiene un mayor efecto. Además, el estudio sugirió que la mínima energía para el plegado del ala se alcanza a menores números de Mach y con el centro de gravedad más adelantado.

Cuñas (2015), desarrolló un proyecto cuyo objetivo fue el “Diseño y construcción de una plataforma hidráulica capaz de elevar vehículos de hasta 1000 kg para su transporte dentro

de un furgón”. El trabajo incluye el análisis y selección de componentes estructurales y dispositivos hidráulicos, así como la descripción del montaje, construcción y los costos de los elementos involucrados en la fabricación de la plataforma. Aunque este proyecto no aborda específicamente el tema de la influencia del ángulo abatible en el funcionamiento de rampas hidráulicas, su análisis de trazado de movimiento y selección de dispositivos hidráulicos es aplicable a estudios que buscan optimizar el comportamiento de cilindros en aplicaciones específicas, como el transbordo de cajas de conserva. La metodología y el análisis del comportamiento estructural de la plataforma son relevantes para comprender mejor el impacto de variables operativas, como el ángulo abatible de una rampa, sobre el rendimiento del cilindro hidráulico en sistemas de carga.

Pustavrh et al. (2025), investigaron experimentalmente cómo el “Diseño de guías en cilindros hidráulicos afecta la fricción interna y la eficiencia del sistema a diferentes presiones de trabajo”. El estudio demostró que variaciones en la geometría interna pueden alterar significativamente la distribución de presión y la resistencia mecánica del cilindro. Estos hallazgos validan la necesidad de un diseño cuidadoso del sistema hidráulico, especialmente en aplicaciones que implican cargas críticas, como en rampas con cilindros bajo altos ángulos de inclinación y presión de 1.16 kg/mm^2 .

Manafpour & Ebrahimnezhadian (2019), investigaron mediante “Simulaciones CFD en OpenFOAM cómo la geometría y el ángulo de una rampa dentro de un túnel presurizado afectan las características del flujo, como la longitud de la cavidad, velocidad y presión”. Sus resultados mostraron que aumentar el ángulo (desde 5° hasta 20°) incrementa significativamente la turbulencia y disminuye la presión mínima en la zona de cavidad, demostrando que el ángulo de inclinación tiene un efecto directo y cuantificable sobre el comportamiento dinámico del sistema. (Manafpour & Ebrahimnezhadian, 2019).

2.1.2. Antecedentes Nacionales

Turpo (2020), realizó el “Diseño de un cilindro hidráulico para la construcción de elevadores de carga con capacidad máxima de 300 kg”. Este estudio se llevó a cabo en Cusco, Perú, con el objetivo de diseñar un cilindro hidráulico que optimice el proceso de elevación de cargas. Aunque no aborda específicamente el ángulo abatible de rampas, establece una base sólida para el entendimiento de la mecánica aplicada en sistemas hidráulicos. Este antecedente se formula para unir la investigación relacionada con el diseño y la funcionalidad de los cilindros hidráulicos en aplicaciones logísticas, contribuyendo al contexto necesario para el estudio propuesto.

Oporto (2019), presenta el “Diseño y construcción de una rampa hidráulica manualmente accionada, destinada al mantenimiento de motocicletas en el taller de la Policía Nacional del Perú”. La rampa está diseñada para levantar hasta 1000 kg, elevando el peso desde los 250 mm hasta los 700 mm de altura. Este sistema busca reducir el tiempo de mantenimiento preventivo, mejorar la seguridad de los operarios y facilitar la movilización del equipo en vehículos como montacargas o camionetas. El estudio también contempla los cálculos necesarios para garantizar la seguridad estructural del armazón y las fuerzas que actúan sobre el mismo.

Atao (2021), investiga cómo la implementación de un “Sistema de levante eléctrico en las rampas de semirremolque de cama baja puede mejorar la calidad del producto en la operación de los conductores”. Utilizando un enfoque cuantitativo y un diseño experimental verdadero, la investigación muestra que la innovación aumentó la calidad del producto, evidenciada por una mejora significativa en los resultados de las pruebas de los conductores. La muestra estuvo conformada por 60 conductores de la Empresa Artgans Servicios. Se concluye que el levante eléctrico de rampas contribuye positivamente a la eficiencia operativa y la seguridad de los conductores.

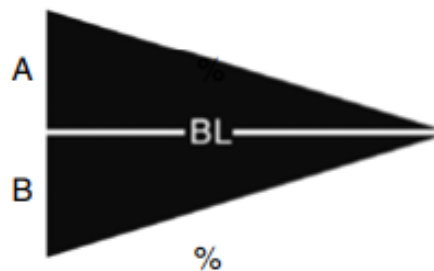
II.2 MARCO CONCEPTUAL

II.2.1. DEFINICION DE RAMPA NIVELADORA

Una rampa niveladora se puede considerar como una superficie donde; Al momento de usar las rampas en los muelles o puntos de carga y descarga, es fundamental considerar la longitud de la rampa niveladora, la cual debe cumplir con la relación adecuada entre el desnivel y la pendiente máxima para garantizar su correcto funcionamiento y seguridad (Organización Empresarial de Logística y Transporte, 2023). Debemos considerar que esto es obligatorio por norma UNE-EN 1398.

Figura 1

Relación entre la longitud de la rampa y la pendiente



$$\text{Largo mín. de la rampa nivelable BL (mm)} = \frac{\text{Diferencia de alto A o B (mm)}}{\text{Pendiente máxima}(\%)}$$

Nota. La figura muestra la relación entre la longitud de la rampa y la diferencia de altura en el sistema de carga. Tomado de muelles de carga y descarga: Seguridad (p. 6), por Tamborero del Pino et al, 2013. Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el trabajo.

Debemos observa que esto puede variar conforme el uso que le demos. Es fundamental considerar la pendiente máxima adecuada según el medio de transporte utilizado, respetando los límites de inclinación establecidos por el fabricante para asegurar un funcionamiento seguro y eficiente (Organización Empresarial de Logística y Transporte, 2023).

Figura 2

Relación entre el medio de transporte y la pendiente

Nota: En caso de una inclinación excesiva, se produce un efecto de “paso a nivel”.



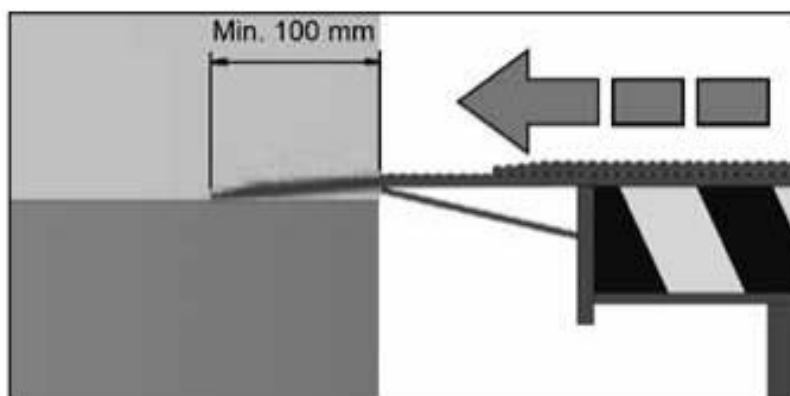
Medios de transporte	Pendiente máxima (recomendación)
Contenedor sobre ruedas de accionamiento manual	3 %
Transpaleta manual	3 %
Transpaleta motorizada	7 %
Carretilla elevadora con motor eléctrico	10 %
Carretilla elevadora con motor de gasolina o gas	12,5 %

Nota. Se muestra la pendiente máxima que se tiene que tener en cuenta conforme al medio de transporte. Tomado de muelles de carga y descarga: Seguridad (p. 6), por Tamborero del Pino et al., 2013, Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo.

Asimismo, el autor nos informa que el solape de la rampa debe ser mínimo 100 mm.

Figura 3

Largo de solapamiento de la uña



Nota. Se muestra la distancia mínima de solapamiento requerida para garantizar la estabilidad en el proceso de carga y descarga. Tomado de muelles de carga y descarga: Seguridad (p. 6), por Tamborero del Pino et al., 2013, Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo.

II.2.2. TIPOS DE RAMPAS NIVELADORAS

Los puentes de carga, también denominados pasarelas transportables, son estructuras rígidas diseñadas para salvar pequeñas distancias y desniveles entre el muelle y la plataforma del vehículo. Estos dispositivos son adecuados para muelles con baja frecuencia de carga y descarga, o como apoyo a una rampa niveladora de mayores prestaciones. Su capacidad es limitada en cuanto al peso que pueden soportar, y no requieren instalación (Tamborero del Pino et al., 2013).

Figura 4

Puentes de carga

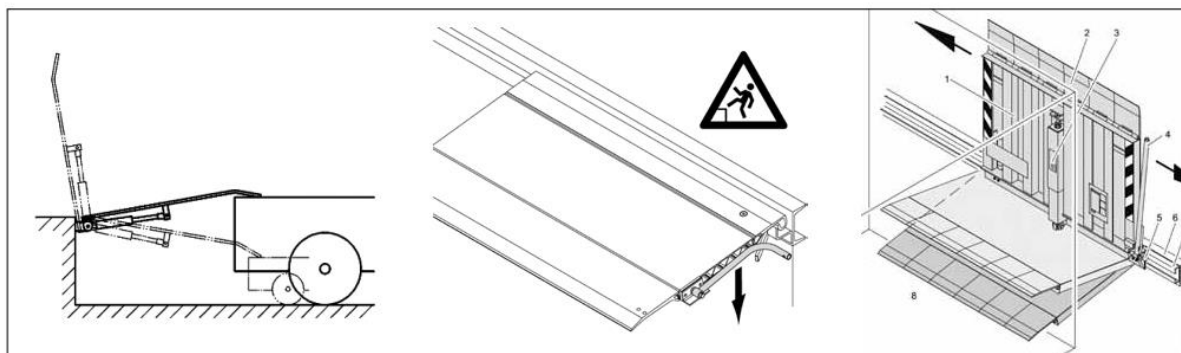


Nota. Representación del traslado de productos por medio de un puente de carga. Tomado de Pasarelas de puentes de carga, por NEORG (s. f.). Forankra Pasareka de Puentes de Carga.

Por otro lado, las rampas niveladoras fijadas al borde del muelle, que pueden ser operadas manual o mecánicamente, son ideales para superar distancias y desniveles intermedios. Estas rampas, en su posición de reposo, se mantienen en posición vertical sobre la línea del muelle y pueden ser fijas o desplazables a lo largo del mismo. Dependiendo de su diseño, pueden incluir mecanismos de accionamiento manual o automático (Tamborero del Pino et al., 2013).

Figura 5

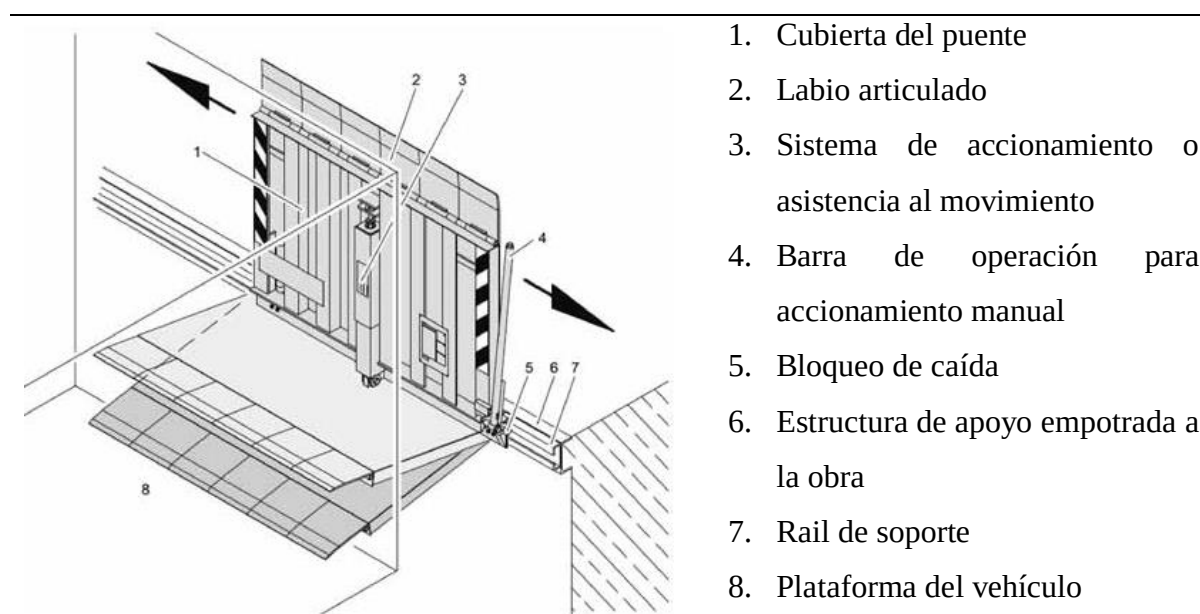
Rampa niveladora fijada al borde del muelle



Nota. Se muestra la estructura de una rampa niveladora fijada al borde del muelle. Tomado de muelles de carga y descarga: seguridad (p. 7), por Tamborero del Pino et al., 2013, Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo.

Figura 6

Partes de una rampa niveladora fijada al borde del muelle

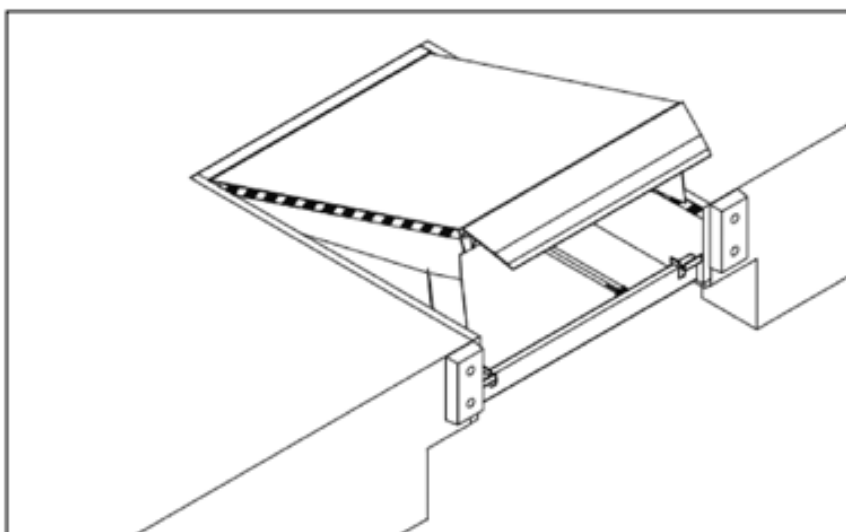


Nota. Se identifican las partes que conforman parte del mecanismo de una rampa niveladora fijada al borde del muelle. Tomado de muelles de carga y descarga: seguridad (p. 7), por Tamborero del Pino et al., 2013, Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo.

Las rampas niveladoras manuales que se instalan en un foso son ideales para muelles con un elevado tráfico de vehículos y son efectivas en situaciones de corte de energía. Sin embargo, su capacidad y dimensiones están limitadas por su funcionamiento manual. En cambio, las rampas automáticas están equipadas con un sistema motorizado que facilita el movimiento y la colocación de la plataforma, lo que incrementa tanto su capacidad como su eficiencia.

Figura 7

Rampa niveladora manual instalada en un foso

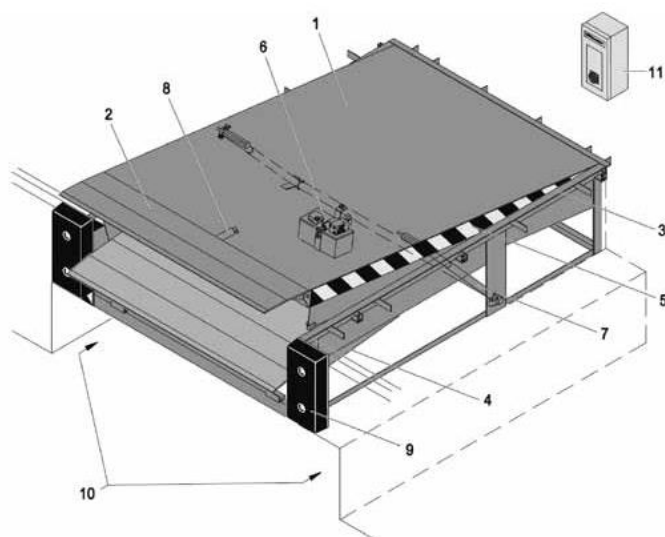


Nota. Vista exterior de una rampa niveladora manual instalado en un foso. Tomado de muelles de carga y descarga: seguridad (p. 8). Por Tamborero del Pino et al., 2013, Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo.

Las rampas niveladoras manuales que se colocan en un foso son idóneas para muelles con un alto flujo de tráfico vehicular y son particularmente útiles en situaciones donde hay cortes de energía eléctrica. No obstante, su capacidad y dimensiones son limitadas, ya que dependen de un sistema manual para su funcionamiento. Por otro lado, las rampas automáticas poseen un sistema motorizado que simplifica el movimiento y la colocación de la plataforma, mejorando así su capacidad y eficiencia.

Figura 8

Rampa niveladora motorizada. Partes principales:



1. Cubierta del puente
2. Labio articulado o telescópico
3. Bancada en contacto con la obra civil
4. Protecciones anti-atrapamiento de pies
5. Adhesivos de peligro
6. Sistema de accionamiento (en caso de rampa automática)
7. Cilindros de elevación (en caso de rampa automática)
8. Cilindros de articulación o extensión del labio (en caso de rampa automática)
9. Topes de goma opcionales
10. Cavidad interior del muelle
11. Unidad de control

Nota. Se muestran los componentes principales de una rampa de carga motorizada. Toamdo de muelles de carga y descarga: seguridad (p. 8), por Tamborero del Pino et al., 2013, Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo.

II.2.3. CARACTERÍSTICAS DE LA SUPERFICIE DE LA RAMPA

2.2.3.1 Tipo de Superficie Antideslizante

Se refiere a la textura o acabado de la rampa que ayuda a prevenir el deslizamiento, como la superficie lagrimada.

Figura 9

Diferente tipo de superficies lagrimada

Acero galvanizado en caliente	Acero inoxidable
	
Acero pintado (de azul) con polvo de resina EPOXI	Superficie antideslizante y amortiguadora de ruidos
	

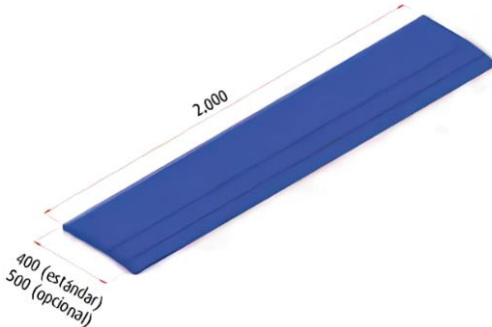
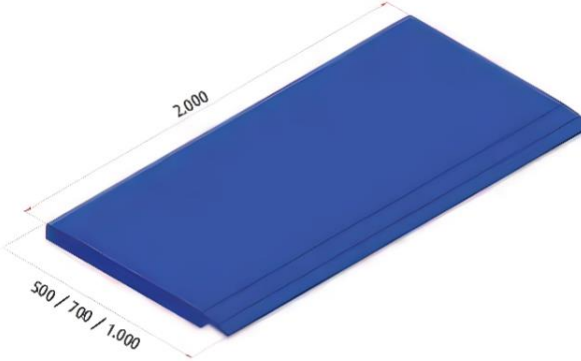
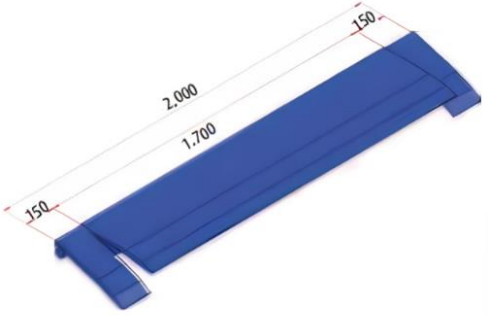
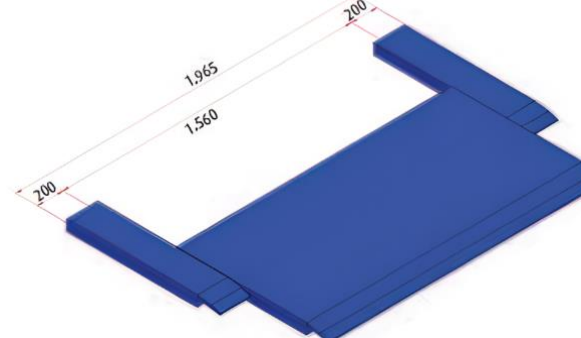
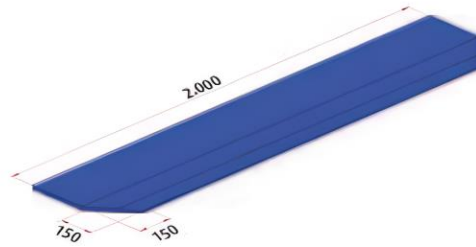
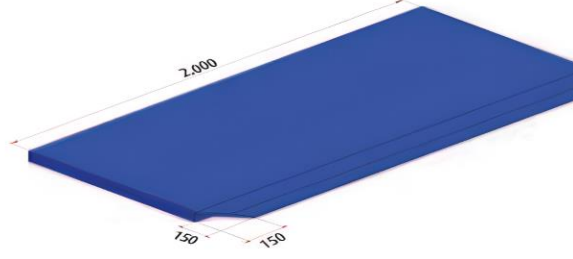
Nota. Lagrimados más utilizados para un mejor agarre en las rampas de carga. Tomado de Diseño de una rampa para la carga de camiones (p. 19), por Armijo Sánchez, S., 2014, Universitat Politècnica de Catalunya.

2.2.3.2 Diseño de las Uñas

Se refiere a las formas o patrones de las proyecciones en la superficie que aumentan la fricción y mejoran la tracción, como las uñas.

Figura 10

Distintas formas de uñas con sus dimensiones correspondientes

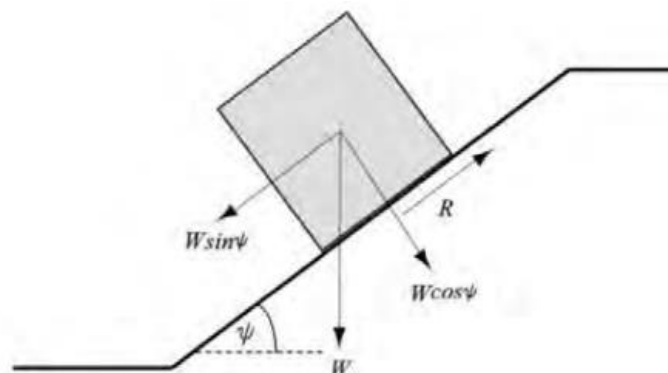
Forma/Tipo	Uña abatible	Uña retráctil
Uña estándar		
Uña partida		
Uña trapezoidal		

Nota. Uñas de rampa niveladora más utilizadas. Tomado de Diseño de una rampa para la carga de camiones (p. 20), por Armijo Sánchez, S., 2014, Universitat Politècnica de Catalunya.

II.2.4. CARACTERÍSTICAS DE LA SUPERFICIE DE LA RAMPA

La propuesta de Coulomb en 1776 establece que, al analizar fallas en terrenos, se puede asumir una forma geométrica para la superficie de falla, basada en observaciones de casos reales. Se emplean procedimientos simplificados para aproximar el esfuerzo normal en dicha superficie, lo que ayuda a relacionar las fuerzas actuantes con las fuerzas resistentes en condiciones de equilibrio límite o falla inminente. Debido a la complejidad matemática de este enfoque, muchos métodos de análisis se basan en el principio del equilibrio límite, permitiendo calcular el factor de seguridad o, a través de un análisis regresivo, obtener los valores de resistencia al cortante en el momento de la falla.

Los métodos de equilibrio límite analizan las fuerzas o momentos que actúan sobre una superficie de falla específica, variando principalmente en la forma de dicha superficie y en la manera en que las fuerzas actúan internamente sobre ella. En este contexto, se puede considerar un bloque de peso W sobre un plano inclinado a un ángulo ψ respecto a la horizontal, donde el peso W actúa verticalmente bajo la influencia de la gravedad (Martínez Torres, 2019). Se puede considerar este método para planos más duros, como una base metalizada en una rampa niveladora; donde actúan las mismas fuerzas.

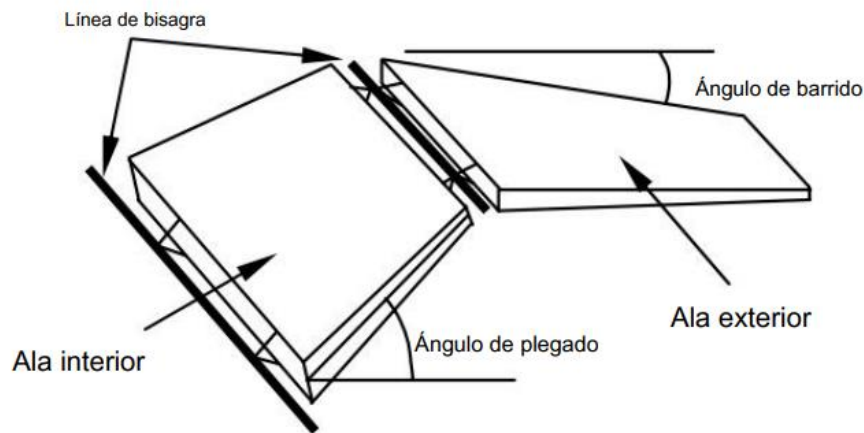
Figura 11*Diferente tipo de superficies lagrimada*

Nota. Diagrama de fuerzas de un objeto inclinado. Tomado de Dimensionamiento de banquetas y rampa para la estabilidad en la explotación de cantera Kukys, San Jerónimo – Andahuaylas – Apurímac (p. 46), por Martínez Torres, M., 2019, Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco, Facultad de Ingeniería Geológica, Minas y Metalurgia.

II.2.5. ANGULO ABATIBLE

El ángulo abatible se refiere a la inclinación o grado de apertura que puede adoptar un componente estructural pivotando sobre un eje o articulación. En el contexto de una rampa utilizada como medio de transbordo de cajas de conserva, este ángulo es una variable crítica, ya que determina no solo la facilidad con la que se realiza el traslado de los materiales, sino también la eficiencia y estabilidad del sistema hidráulico que lo opera.

El ángulo abatible influye en la distribución de cargas sobre el cilindro hidráulico, afectando la presión requerida y la fuerza para mover la rampa. Un diseño óptimo de este ángulo mejora la eficiencia hidráulica, reduce el desgaste de componentes y asegura un rendimiento adecuado en el transbordo de materiales. Estudios realizados por Lee y Weisshaar (2005) resaltan la importancia de considerar parámetros como la rigidez de las articulaciones y los ángulos de abatimiento, ya que estos influyen directamente en la estabilidad estructural y en las características dinámicas del sistema.

Figura 12*Dimensión del ala plegable*

Nota. La gráfica muestra la relación entre el largo de la rampa y la diferencia de altura, también se puede referir como ángulo de plegado. Tomado de *Aeroelastic studies on a folding wing configuration* (p. 04), por Lee y Weisshaar, 2005, American Institute of Aeronautics and Astronautics.

En nuestro caso el ángulo abatible nos servirá para saber el ángulo de inclinación máximo que se podrá mover un cilindro hidráulico, y saber las características operativas (velocidad de traslado del material, carga máxima que soportará, etc.) que puedan afectarlo para evitar su desgaste.

II.2.6. LEY DE LA HIDRAULICA

Al ser una ciencia que se basa en estudiar el movimiento y el reposo de los líquidos; conocidos como hidrodinámica e hidrostática, respectivamente.

2.2.6.1 Ley de Pascal

Para estudiar la mecánica de fluidos, la ley de Pascal es uno de los principios fundamentales, nos menciona que el aumento de presión aplicado a un fluido contenido en un recipiente se transmite uniformemente en todas las direcciones dentro de dicho fluido.

Esto implicaría que la presión en un fluido confinado aumenta en la misma magnitud en toda su extensión. Según Çengel & Cimbala (2006), este principio es clave para entender cómo la presión permanece constante en un fluido en dirección horizontal (p. 70). Esto se puede reducir en la siguiente ecuación:

Por la ley de Pascal

$$P = F/A \quad (1)$$

Donde:

P : Presión, [Pa]

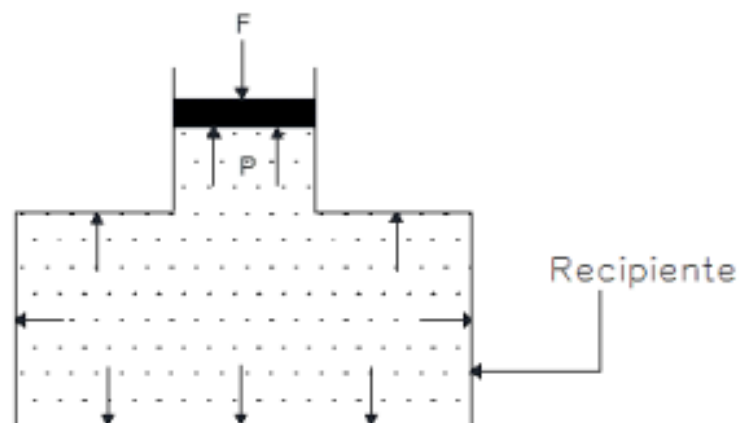
F : Fuerza ejercida sobre el fluido, [N]

A : Área donde se ejerce la fuerza sobre el fluido, [m²]

Las cargas presentadas evidencia que se deben cumplir valores permisibles establecidos.

Figura 13

Transmisión de fuerzas en un recipiente.

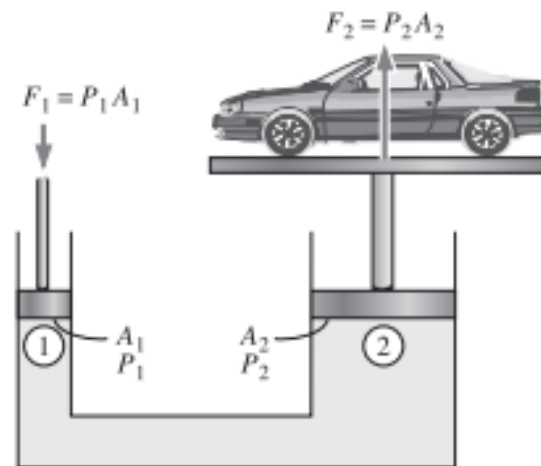


Nota. La imagen muestra las fuerzas se distribuyen en el recipiente. Tomado de Diseño y construcción de una plataforma hidráulica para elevar autos de hasta 1000 kg (p. 44), por Cuñas Cuñas, M. P., 2015, Escuela Politécnica Nacional.

El principio de pascal se puede usar en las prensas hidráulicas, considerando que la presión depende del área superficial. Esto permitió que, al conectar dos cilindros hidráulicos de diferentes áreas, de manera que el cilindro de mayor tamaño generara una fuerza mayor a la aplicada en el cilindro más pequeño, conforme a la diferencia de áreas. Este concepto es fundamental en la operación de sistemas hidráulicos, como se detalla en la obra de Çengel y Cimbala (2006) sobre los fundamentos y aplicaciones de la mecánica de fluidos (p. 70).

Figura 14

Levantamiento de un peso grande mediante una fuerza pequeña, por la aplicación de la ley de Pascal.



Nota. Se muestra el principio de las gatas hidráulicas. Tomado de Mecánica de fluidos: Fundamentos y aplicaciones (p. 65), por Çengel & Cimbala, 2006, Mc Graw-Hill.

Del gráfico:

$$P_1 = P_2 \quad (2)$$

Donde:

P_1 : Presión en el primer embolo, [Pa]

P_2 : Presión en el segundo embolo, [Pa]

Expresándolo en función de la fuerza y área:

$$F_1/A_1 = F_2/A_2 \quad (3)$$

Se obtiene:

$$F_2/F_1 = A_2/A_1 \quad (4)$$

Donde:

F_1 : Fuerza ejercida sobre el primer embolo, [N]

A_1 : Área del primer embolo, [m²]

F_2 : Fuerza ejercida sobre el segundo embolo, [N]

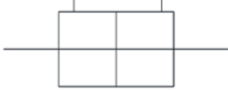
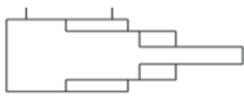
A_2 : Área del segundo embolo, [m²]

II.2.7. CLASIFICACIÓN DE CILINDRO HIDRÁULICOS

Los cilindros hidráulicos se pueden calificar de varias formas.

Figura 15

Clasificación de los cilindros hidráulicos

Símbolo	Tipos de cilindros hidráulicos
	De simple acción
	De doble acción
	De doble vástago
	Telescópico, simple acción
	Telescópico, doble acción

Nota. Tipos de cilindros. Toamdo de Diseño y construcción de una plataforma hidráulica para elevar autos de hasta 1000 kg (p. 54), por Cuñas Cuñas, M. P., 2015 Escuela Politécnica Nacional.

II.2.8. PANDEO EN COLUMNAS

El análisis y diseño de elementos que experimentan compresión son diferentes a aquellos que están sujetos a tensión o torsión. Por ejemplo, si se utiliza una barra larga, como una regla de un metro, y se aplican fuerzas que aumentan con el tiempo en sus extremos, al principio no sucederá nada; sin embargo, la regla eventualmente comenzará a flexionarse (pandeo) y, si se continúa aplicando fuerza, se doblará hasta fracturarse. Por lo cual, si se corta un segmento de 5 mm de la regla y se repite el experimento, se observará que la falla se presenta como un aplastamiento, indicando una falla de compresión simple.

Por estas razones, es útil clasificar los elementos sometidos a compresión según su longitud y la naturaleza de la carga, ya sea centrada o excéntrica. El término "columna" se aplica a todos los elementos que no sufren fallas por compresión pura. Así, las columnas pueden ser clasificadas en cuatro categorías: 1) largas con carga centrada, 2) de longitud intermedia con carga centrada, 3) con carga excéntrica y 4) puntales o columnas cortas con carga excéntrica. Esta clasificación permite desarrollar métodos específicos de análisis y diseño para cada tipo de columna, y ayuda a verificar si se ha seleccionado adecuadamente la categoría para un problema particular (Budynas & Nisbett, 2012).

El vástago de un cilindro hidráulico se puede considerar una columna sometida a una carga concertada.

Ecuación de Euler para columnas:

$$P_{cr} = \frac{C\pi^2 EA}{(l/k)^2} \quad (5)$$

Donde:

P_{cr} : Fuerza crítica de la columna, [N]

C : Condiciones de extremo, [ver Tabla 1]

E : Módulo de elasticidad, [Pa]

A : Área transversal de la columna, [m²]

l : Largo de la columna, [m]

k : radio de giro de flexión, [m]

El factor C se llama constante de condiciones en extremos y tiene diferentes factores dependiendo como se aplica la carga.

Tabla 1

Constantes de condiciones finales de las columnas de Euler

Condiciones de extremos de columnas	Constante C de condición de extremos		
	Valor teórico	Valor conservador	Valor recomendado
Empotrado-libre	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$
Articulado-articulado	1	1	1
Empotrado-articulado	2	1	1.2
Empotrado-empotrado	4	1	1.2

Nota. Se usa cuando la carga de la columna se conozca con toda certeza. Tomado de Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley (p. 177), por Budynas & Nisbett, 2012, Mc Graw-Hill.

III. METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN

III.1. Enfoque cuantitativo

La investigación adopta un enfoque cuantitativo debido a que se fundamenta en la medición y análisis numérico de variables mecánicas e hidráulicas, permitiendo establecer relaciones objetivas entre el ángulo abatible de la rampa y el comportamiento del cilindro hidráulico.

III.2. Tipo de investigación aplicada

La investigación es de tipo aplicada porque busca generar conocimientos orientados a solucionar un problema práctico de ingeniería, específicamente la optimización del sistema hidráulico empleado en el trasbordo de cajas de conserva.

III.3. Alcance explicativo

El estudio presenta un alcance explicativo, ya que pretende determinar cómo y en qué magnitud el ángulo abatible de la rampa influye en las variables operativas del cilindro hidráulico, estableciendo relaciones de causalidad entre ambas variables.

III.4. Diseño experimental

El diseño corresponde a una investigación experimental, debido a que el investigador manipulará los diferentes valores del ángulo de abatimiento de la rampa y evaluará experimentalmente su efecto sobre el comportamiento del cilindro hidráulico.

III.5. MÉTODO

El método de investigación empleado se clasifica como aplicado, debido a que su objetivo principal es resolver un problema técnico-práctico: mejorar el sistema de transbordo de cajas de conserva mediante el análisis estructural del ángulo abatible de una rampa y su interacción con un cilindro hidráulico.

Para desarrollar esta investigación, se adoptó un enfoque cuantitativo y explicativo, sustentado en el análisis mecánico de esfuerzos y momentos generados en una rampa abatible durante su operación en una planta pesquera.

En primer lugar, se realizó una estimación de la carga máxima que la rampa debe soportar durante las operaciones de transbordo. Para ello, se analizaron condiciones reales de trabajo en una empresa pesquera del litoral peruano, considerando el peso combinado de cajas de conserva, carretillas y operarios. Posteriormente, se procedió a seleccionar un modelo de rampa hidráulica de características comerciales, cuyas dimensiones y configuración estructural sirvieron como base para el modelado y análisis. A partir de dicho modelo, se aplicó el principio de conservación de momentos para determinar el ángulo máximo de abatimiento que puede alcanzar la rampa en función de la presión máxima de trabajo del cilindro hidráulico seleccionado.

El análisis se realizó mediante cálculos mecánicos que integran los principios de equilibrio de fuerzas y momentos, complementados con normativa técnica (ISO 4413 para sistemas hidráulicos y DIN 24334 para cilindros), con el fin de asegurar la factibilidad técnica de la solución propuesta.

Como parte del proceso, se elaboraron modelos CAD en SolidWorks para simular el comportamiento estructural del sistema bajo distintas configuraciones de ángulo, carga y presión. En paralelo, se emplearon hojas de cálculo para automatizar el dimensionamiento del cilindro hidráulico en función del ángulo abatible deseado.

Este enfoque metodológico no solo permite verificar la viabilidad mecánica del sistema propuesto, sino que también facilita el establecimiento de una correlación directa entre las variables de diseño (ángulo, carga, presión) y la respuesta estructural del sistema. Finalmente, los resultados obtenidos servirán de base para proponer recomendaciones de diseño y operación de rampas abatibles en entornos industriales pesqueros.

III.5.1. SELECCIÓN DEL MODELO DE RAMPA

La selección del modelo estructural de rampa responde a las condiciones operativas del sector pesquero, donde se requiere garantizar estabilidad, resistencia mecánica y durabilidad frente a condiciones ambientales exigentes. Para definir el ángulo de inclinación y las dimensiones de la rampa hidráulica, se consideraron los siguientes criterios técnicos: peso de carga, resistencia a la corrosión, frecuencia de carga y tipo de rampa.

Peso de carga: Se revisaron fuentes recientes para determinar la cantidad de cajas que produce Pesquera Conservas de Chimbote S.A.C. por turno, sin embargo, no se hallaron datos oficiales verificados actuales que difieran del valor constante en fichas comerciales. La capacidad declarada de la planta sigue siendo de 4 000 cajas por turno de 8 horas (Allbiz, s.f.). Dado lo anterior, para los cálculos se consideró un rango de producción estimado entre 2 500 y 4 000 cajas por turno, tomando 3 500 cajas como valor representativo, lo que permite incorporar márgenes de variabilidad operativa y evitar sobre-diseño estructural.

Considerando un peso promedio por caja de 20 kg, se estima la carga diaria total en:

$$Carga\ diaria = 3,500 \times 20kg = 70,000kg$$

Para el dimensionamiento puntual de la rampa, se evaluó el peso de una carretilla cargada (480 kg) más el peso del montacarga con operario (3,750 kg), resultando una carga operativa sobre la rampa de:

$$Carga\ sobre\ la\ rampa = 480kg + 3,750kg = 4,230kg$$

4230 kg es la carga efectiva que el sistema estructural debe soportar en cada ciclo de carga.

Resistencia a la corrosión: Dado que la operación se realiza en un entorno costero, se priorizó el uso de materiales con alta resistencia a la corrosión. Se contempló la utilización de *acero inoxidable* en componentes estructurales o, alternativamente, el uso de recubrimientos *anticorrosivos industriales*.

Tipo de rampa: Se optó por una rampa hidráulica de plataforma fija, ya que este tipo ofrece mayor estabilidad ante cargas repetitivas y es adecuada para sistemas de operación con alta frecuencia. Su diseño facilita el control del ángulo abatible y su integración con cilindros hidráulicos de acción lineal.

La selección de este modelo estructural constituye la base para los cálculos posteriores, incluyendo el análisis de momentos, presión hidráulica necesaria y simulaciones estructurales.

III.5.2 MODELADO CAD Y SIMULACIÓN ESTRUCTURAL

Para el modelado estructural se seleccionó como base de diseño una rampa niveladora hidráulica del modelo ROPER RNH20, debido a su disponibilidad comercial, características técnicas adecuadas y capacidad de carga acorde con las exigencias del entorno industrial pesquero. Este equipo está diseñado específicamente para operaciones de carga y descarga intensiva, cumpliendo con estándares europeos de calidad y seguridad.

Tabla 2*Especificaciones técnicas del modelo de rampa niveladora hidráulica ROPER RNH20*

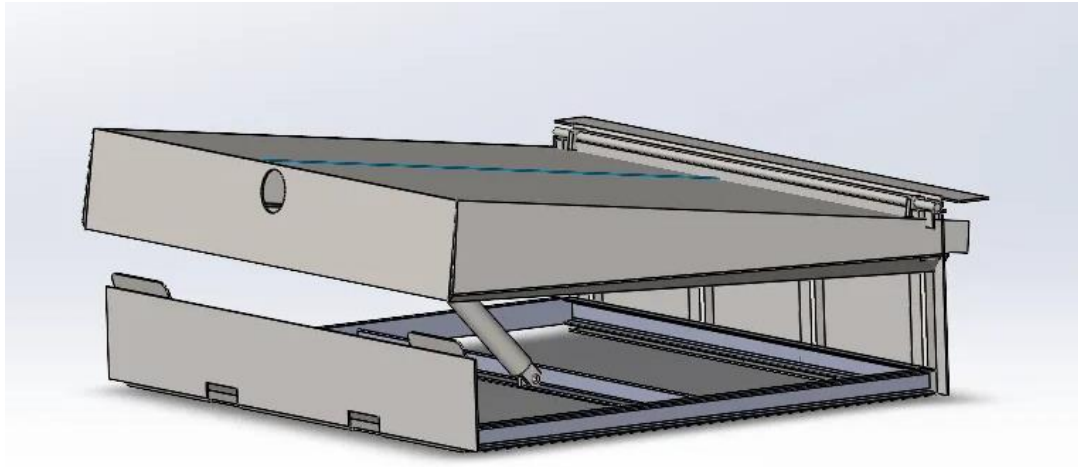
Categoría	Especificaciones Técnicas
Modelo	ROPER RNH20
Capacidad de carga	Dinámica: 6 toneladas Estática: 9 toneladas
Materiales – Plataforma	- Chapa antideslizante S235JR - Refuerzos inferiores LF S235JR - Pletina laminada EN 10025-2/2004
Materiales – Bastidor	- Perfil LC UPN (UNE 36522:2001) - Angular trasero LC (UNE-EN 10056-2)
Sistema hidráulico	- Potencia del motor: 1.1 kW - Velocidad: 3000 rpm - Alimentación: 380-440 V / 60-50 Hz - Caudal de bomba: 2 cc - Depósito: 6 litros - Electroválvula: 24 V CA - Presión de trabajo: 114 bar
Cilindros	- Cilindro rampa: simple efecto, vástago tipo buzo Ø 50 mm, carrera 470 mm - Cilindro labio: simple efecto, vástago tipo buzo Ø 30 mm, carrera 75 mm
Acabado superficial	- Imprimación epóxica anticorrosiva: 40 µm - Pintura poliuretano: 40 µm
Seguridad	- Barra de bloqueo para mantenimiento - Faldones laterales anticierramiento (chapa galvanizada) - Bandas de visibilidad (según RD 485/1997) - Válvula de seguridad contra rotura de latiguillo (integrada en cilindro)
Rango de trabajo	- Temperatura de operación: -10 °C a 40 °C - Velocidad máxima de tránsito: 10 km/h- Pendiente máxima de trabajo: 7°

Nota. Datos tomados de la ficha técnica del modelo RNH20 de la marca ROPER. Roper Logística (s.f.).

Con base en estas especificaciones, se realizó el modelado 3D de la rampa en SolidWorks, reproduciendo de manera precisa sus dimensiones y elementos principales. Este modelo fue empleado como soporte para los cálculos matemáticos y simulaciones estructurales por elementos finitos.

Figura 16

Modelo 3D de la rampa hidráulica RNH20 modelada en SolidWorks

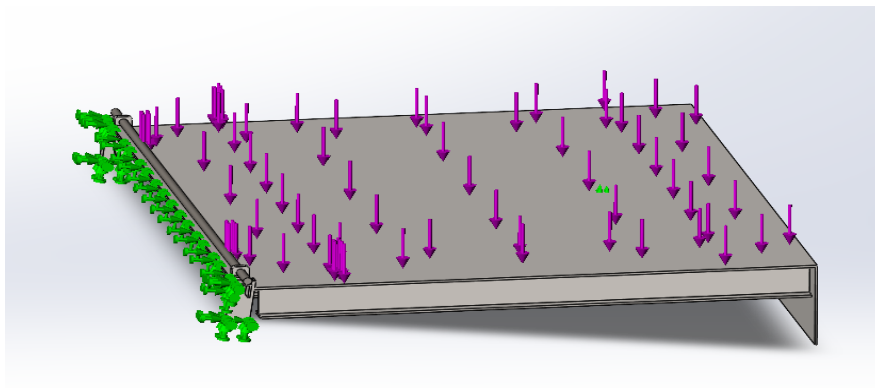


Nota. Diseño a partir de las dimensiones y componentes del modelo ROPER RNH20. Elaborado por el Autor.

Para simular el comportamiento mecánico de la rampa abatible en condiciones de operación, se aplicó una primera carga distribuida equivalente al peso combinado de la carga útil y el sistema de transporte, estimada en 4,230 kgf. Esta carga corresponde a un escenario representativo, sin embargo, no será el único analizado: se evaluarán al menos dos configuraciones adicionales de carga para estudiar la respuesta estructural en distintos casos.

Figura 17

Aplicación de carga distribuida y restricción geométrica en el punto de articulación de la rampa

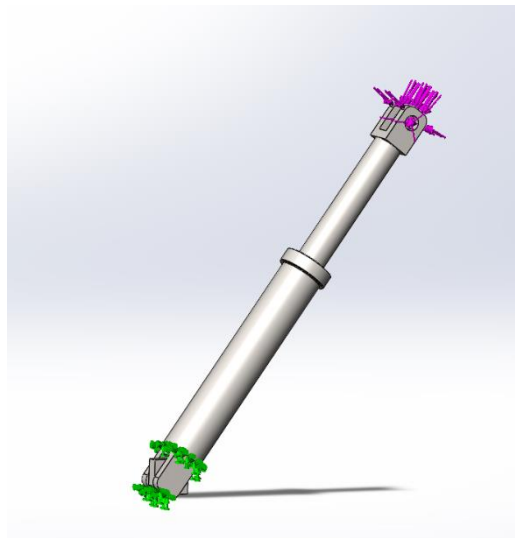


Nota. Simulación estructural en SolidWorks. Elaborado por el Autor.

Adicionalmente, se incorporó el modelo del cilindro hidráulico dentro del conjunto, restringiendo su base inferior como condición fija. Posteriormente, se simuló la acción del cilindro al levantar la plataforma hasta alcanzar el ángulo máximo de inclinación calculado. Esta simulación permitió obtener un mapa de esfuerzos de Von Mises, los cuales fueron comparados con los valores teóricos obtenidos mediante conservación de momentos.

Figura 18

Restricción del cilindro hidráulico y simulación del ángulo máximo de elevación



Nota. La simulación muestra el esfuerzo de Von Mises al elevar la rampa hasta el ángulo límite calculado. Elaborado por el Autor.

El análisis computacional facilita la validación del diseño estructural, evidenciando la coherencia entre los modelos matemáticos, los materiales seleccionados, y el comportamiento mecánico del sistema ante condiciones reales de carga. Esto garantiza que el sistema pueda operar de manera segura, eficiente y dentro de los límites elásticos del material estructural.

III.5.3 CÁLCULO DEL ÁNGULO MÁXIMO POR CONSERVACIÓN DE MOMENTOS

Para determinar el ángulo máximo de abatimiento de la rampa hidráulica, se utilizará el principio de conservación de momentos aplicado al sistema rampa–pistón. Este enfoque permite establecer una relación entre la carga total que actúa sobre la estructura (peso propio de la rampa y carga útil) y la fuerza que debe ejercer el cilindro hidráulico para mantener el equilibrio estático en diferentes configuraciones angulares.

La metodología consiste en plantear el diagrama de fuerzas del sistema, identificando los puntos de aplicación de la carga y la reacción del pistón. A partir de este modelo, se aplicará la ecuación de momento respecto al punto de articulación trasero de la rampa, considerando la geometría del sistema y los ángulos que definen la posición del cilindro hidráulico.

Con el fin de simplificar el análisis y facilitar la obtención de una expresión general, se considerará un punto de aplicación de la carga en el centro de la rampa abatible, representando una carga distribuida uniforme. Esta idealización permite reducir el modelo a una carga puntual equivalente, aplicada a una distancia media desde el eje de articulación trasero, lo cual es válido para estimaciones preliminares.

Asimismo, se establecerá una expresión matemática que relacione el ángulo de inclinación de la rampa (β) con las dimensiones del pistón (L_p), su ángulo de inclinación (θ), la distancia horizontal al punto de aplicación (x) y otros parámetros del sistema. Esta ecuación permitirá determinar el ángulo máximo en el cual el sistema puede operar sin exceder la capacidad de esfuerzo del cilindro hidráulico.

Los datos necesarios para este análisis se obtendrán a partir del modelado del sistema en SolidWorks, así como de las especificaciones técnicas del cilindro hidráulico y las propiedades mecánicas de los materiales. Los resultados del cálculo serán desarrollados en el Capítulo IV, donde se presentarán los valores obtenidos, su análisis y su influencia sobre el comportamiento del sistema hidráulico.

III.5.4 EVALUACIÓN DE CONDICIONES LÍMITES DEL SISTEMA

La evaluación de las condiciones límites del sistema se realizó con el objetivo de establecer las solicitaciones máximas que deberá soportar tanto la rampa abatible como el cilindro hidráulico en condiciones reales de operación. Esto permite definir los márgenes de seguridad necesarios en el diseño estructural y seleccionar adecuadamente los materiales y mecanismos hidráulicos involucrados.

Se identificaron y analizaron dos subsistemas críticos:

- La plataforma de rampa abatible,
- El cilindro hidráulico de accionamiento.

Ambos fueron evaluados por separado mediante simulaciones de elementos finitos (FEA) en SolidWorks y análisis estructural en CAESAR II, considerando las siguientes condiciones límite:

a. Carga aplicada en la plataforma

Se consideró una carga puntual de 4,230 kg (equivalente a la masa de una carretilla cargada más el peso de un montacarga con operario), aplicada en el centro de la rampa abatible. Esta simplificación representa una condición crítica y permite agilizar el análisis estructural del sistema. Se prevé complementar este análisis con dos casos adicionales de carga, ubicados en diferentes puntos de la rampa para evaluar el comportamiento estructural bajo distintos escenarios de carga y verificar la robustez del diseño.

Las restricciones en la plataforma fueron aplicadas en los puntos de empotramiento de los refuerzos inferiores y en las zonas de unión con la base de apoyo, representando la condición real de uso de la rampa.

b. Fuerza de reacción en el cilindro hidráulico

Dado que la simulación de la rampa y del cilindro se realizó de forma independiente, se estableció como condición límite para el cilindro la fuerza de reacción obtenida en el punto de unión con la plataforma. Esta fuerza representa la carga efectiva que deberá soportar y vencer el cilindro durante el proceso de abatimiento o levantamiento de la rampa.

Para ello, se utilizaron los valores obtenidos del análisis estructural de la rampa en el punto de conexión del vástago, siendo este un valor dinámico dependiente del ángulo de abatimiento y la posición de la carga. El cilindro fue modelado bajo la norma ISO 3320 - DIN 24334, asumiendo un diseño de simple efecto con vástago tipo buzo, y su evaluación considera el esfuerzo interno máximo permisible, así como la presión de trabajo estimada en 200 psi.

c. Condiciones de entorno y repetitividad

Se asumieron 146 ciclos de carga por día durante el periodo productivo, lo que representa una carga de fatiga considerable sobre los elementos estructurales y móviles. Además, al operar en un entorno costero, se consideraron condiciones ambientales severas (humedad, salinidad) que podrían afectar la vida útil de los componentes metálicos, razón por la cual se contemplaron materiales S235JR con tratamiento anticorrosivo y componentes hidráulicos certificados.

III.6. DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN

La investigación se enmarca dentro del enfoque cuantitativo-explicativo, ya que busca determinar cómo influye el ángulo abatible de una rampa sobre el comportamiento del cilindro hidráulico utilizado en el proceso de transbordo de cajas de conserva en una empresa pesquera.

El diseño de la investigación es experimental, debido a que se realiza una intervención directa en el sistema (ajuste del ángulo abatible), en un entorno controlado, con la finalidad de observar y analizar su efecto sobre la fuerza generada y la eficiencia del sistema hidráulico.

Para ello, la estrategia de investigación se estructura en las siguientes etapas:

a) Recolección y análisis de información técnica y normativa. Se recopiló información proveniente de fuentes como catálogos de fabricantes, manuales técnicos, tesis especializadas, artículos académicos y normas internacionales como la ISO 3320, DIN 24334 y UNE-EN 1398, con el fin de establecer criterios de diseño, dimensionamiento y simulación confiables para el análisis estructural del sistema de rampa.

b) Identificación de variables clave. Se definieron las variables independientes, como el ángulo de abatimiento de la rampa y la distribución de cargas sobre la plataforma, así como las variables dependientes, como la fuerza generada sobre el cilindro hidráulico, los esfuerzos y deformaciones estructurales

c) Construcción del modelo de análisis. Se elaboró un modelo tridimensional del sistema utilizando el software SolidWorks, el cual permitió representar con precisión tanto la geometría de la rampa como del cilindro hidráulico. A partir de este modelo, se aplicaron distintas condiciones de carga y ángulos de inclinación para simular el comportamiento estructural del conjunto. Las simulaciones fueron realizadas por separado: por un lado, el análisis de la rampa bajo carga distribuida con restricciones en sus apoyos; y por otro, el análisis del cilindro hidráulico con la fuerza aplicada en el punto de unión con la rampa.

d) Validación y análisis de resultados. La simulación permitió identificar los puntos críticos de esfuerzo y desplazamiento, así como estimar la fuerza requerida del cilindro bajo distintas configuraciones de ángulo. Los resultados se compararon y analizaron en función de los criterios técnicos establecidos, validando así el efecto de la variable independiente sobre el comportamiento del sistema.

III.7. POBLACIÓN Y MUESTRA

La población de estudio está conformada por sistemas de transbordo de cajas de conserva que emplean rampas abatibles accionadas mediante cilindros hidráulicos, utilizados en plantas industriales del sector pesquero. Estos sistemas están definidos por su configuración estructural, capacidad de carga, características del ángulo de abatimiento y la interacción mecánica entre la rampa y el cilindro durante la operación de carga y descarga.

Para los fines de esta investigación, la muestra corresponde a un sistema de transbordo instalado en una planta industrial pesquera, compuesto por una rampa niveladora hidráulica modelo Roper y un cilindro hidráulico de simple efecto, vástago tipo buzo, fabricado conforme a la norma DIN 24334 e ISO 3320, con una presión de trabajo de 200 psi. Esta unidad funcional representa una configuración operativa real en condiciones industriales, permitiendo una evaluación precisa de los esfuerzos estructurales y mecánicos bajo diferentes ángulos de operación.

El modelo geométrico del sistema fue desarrollado en el software SolidWorks, en donde se replicaron las dimensiones exactas del modelo Roper, la plataforma de acero antideslizante calidad S235JR, los refuerzos estructurales y la integración del cilindro hidráulico. Las simulaciones estructurales se realizaron con cargas equivalentes al peso de las cajas de conserva durante el proceso de transbordo, considerando distintos ángulos de abatimiento.

Se seleccionó esta unidad específica como muestra representativa para llevar a cabo la prueba piloto, considerando que el estudio se encuentra en una etapa inicial de implementación y validación. El análisis se enfocó en evaluar cómo la variación del ángulo abatible afecta la magnitud de los esfuerzos en el cilindro hidráulico, las reacciones en los apoyos y el comportamiento estructural de la rampa. Los resultados obtenidos permitirán proponer criterios técnicos de diseño, recomendaciones para mejoras estructurales y lineamientos para futuras implementaciones de sistemas de transbordo en la industria pesquera.

III.8. TÉCNICAS E INSTRUMENTOS DE RECOLECCIÓN DE DATOS

III.8.1. TÉCNICAS

Modelado y simulación computacional: Se aplicó la técnica de modelado 3D utilizando el software SolidWorks para recrear una rampa abatible hidráulica, basada en modelos comerciales obtenidos en fichas técnicas públicas, principalmente del fabricante ROPER. Esta rampa fue adaptada y rediseñada digitalmente para su posterior análisis estructural, considerando variables clave como el ángulo de abatimiento.

Análisis de esfuerzos mediante simulación: Se empleó el principio de conservación de momentos para determinar la fuerza ejercida por el cilindro hidráulico en función del ángulo de abatimiento de la rampa. Este análisis permitió establecer cómo varían las cargas y esfuerzos sobre el sistema conforme cambia dicho ángulo, evaluando las condiciones más exigentes para el sistema de transbordo.

Recolección de datos experimentales simulados: A partir de los resultados obtenidos en las simulaciones, se recopilieron datos relativos a la fuerza ejercida por el cilindro, el desplazamiento del vástago y el esfuerzo máximo generado en la estructura de la rampa. Esta información fue organizada en una tabla de registro que permitió analizar la evolución de las variables ante diferentes configuraciones geométricas.

Análisis estadístico: Los datos registrados se procesaron para identificar tendencias y verificar la significancia de los resultados, contribuyendo así al objetivo de determinar la influencia del ángulo abatible en el rendimiento del cilindro hidráulico.

Tabla 3*Registro de datos obtenidos en la simulación de la rampa hidráulica*

Ángulo de Abatimiento (°)	Fuerza del Cilindro (kg)	Desplazamiento del Vástago (mm)	Esfuerzo Máximo en la Rampa (kg/mm ²)
0	1200	45	125
5	1350	50	130
10	1450	53	136

Nota. Datos obtenidos en base a simulaciones realizadas en SolidWorks (2025). Elaborado por el Autor.

III.8.2. INSTRUMENTOS

Software SolidWorks: Para modelado 3D y análisis estructural de la rampa hidráulica bajo diferentes configuraciones de ángulo.

Ecuación de conservación de momentos: Se aplicó para estimar la fuerza requerida del cilindro en función de la geometría de la rampa.

Fórmula de Conservación de Momentos Aplicada:

$$\sum M = 0 \Rightarrow F_p = \frac{F_c \cdot L}{(\text{sen}\beta \cdot (L_p \cdot \cos\beta + b) - \cos\beta \cdot (L_p \cdot \text{sen}\theta + x \cdot \text{sen}\alpha - h))} \quad (6)$$

Donde:

- F_p : Fuerza del pistón hidráulico, (kg).
- F_c : Carga aplicada o peso total sobre la rampa, (kg).
- L : Longitud del brazo sobre el cual actúa F_c , (mm).
- L_p : Longitud del pistón, (mm).
- β, θ, α : Ángulos de inclinación según configuración geométrica, (°).
- b, x, h : Distancias específicas del diseño, (mm).

Tabla de registro de datos: Como instrumento clave para organizar los resultados obtenidos.

Software estadístico (Excel): Para análisis básico de tendencias y elaboración de gráficos.

III.9. TÉCNICAS DE ANÁLISIS DE RESULTADOS

- Se utilizará Microsoft Excel para organizar los datos y elaborar gráficas comparativas (ángulo vs. esfuerzo, velocidad, desgaste).
- Se verificará el comportamiento estructural con SolidWorks Simulation, evaluando tensiones y deformaciones.
- Se contrastarán los resultados con el modelo aplicado basado en la conservación de momentos.
- El análisis permitirá determinar la influencia del ángulo abatible sobre el rendimiento del cilindro hidráulico.

III.10. VARIABLES DE ESTUDIO

a) Variables Independiente

Ángulo abatible de la rampa.

b) Variables Dependiente

Cilindro hidráulico.

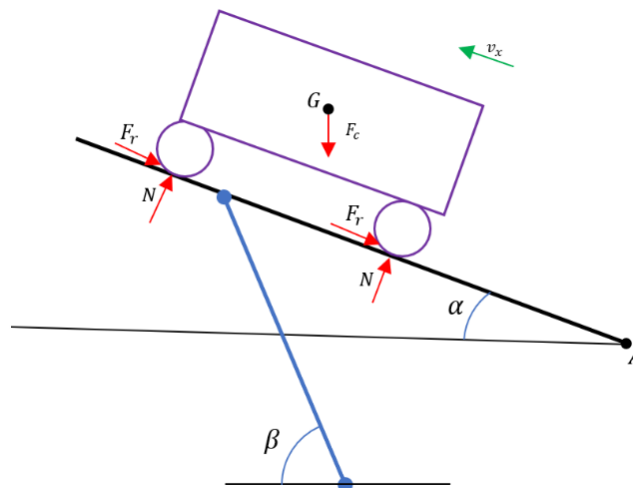
IV. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

IV.1. DETERMINACIÓN DE CARGAS APLICADAS

Consideran el sistema inclinado de la rampa en un transbordo de cajas como un perfecto (sin variaciones de vibración, sistema estable estáticamente, sin pérdidas de energía por calor.). Tenemos que, al transportar cajas, mediante un montacarga, una carretilla o por una persona misma ejercía una fuerza de contacto en la superficie inclinada, esto incondicionalmente, mediante reacciones de las uniones de la rampa, ejercerán un esfuerzo axial al vástago del pistón; con lo cual, se puede de manera matemática encontrar una relación entre el esfuerzo al vástago y la inclinación de la rampa.

Figura 19

Análisis de fuerzas



Nota. Descomposición de Análisis de fuerzas. Elaborado por el Autor.

Este sistema comprende la fuerza del peso de la carga que llamamos F_c (actuando en el centro de gravedad G) y a las reacciones del objeto que entra al contacto con la rampa, se puede considerar en la mayoría de los casos un vehículo, llamaremos N ; que en parte tiene una relación las fuerzas de rozamiento, que infligen los neumáticos en este caso al estar en contacto con la rampa inclinada (α). También tener en cuenta q el objeto se mueve mediante una velocidad V_x , que consideraremos constante para nuestros cálculos, hacia el punto más alto de la rampa.

La fuerza de reacción al ser una fuerza que paralela a la rampa, a una distancia muy pequeña y al ser una fuerza que afecta más al movimiento de la carga, la consideramos inexistente para los cálculos.

Para el sistema de la rampa se consideraron tres casos de carga, los cuales fueron aplicados en una posición intermedia de la rampa. Estas condiciones de carga se desarrollaron progresivamente hasta alcanzar el ángulo máximo posible de elevación, determinado mediante el análisis de momentos aplicado a la estructura de la rampa. A continuación, se describen los casos evaluados:

Caso #1:

Se considera una carga de prueba de 1000 kg, correspondiente a una condición básica de operación.

Caso #2:

Se considera la carga máxima admisible por el cilindro hidráulico, determinada a partir de la ficha técnica de la rampa.

Tabla 4

Parámetros técnicos del cilindro hidráulico

ACCIONAMIENTO	PRESION TRABAJO	CILINDRO DE RAMPA
Hidráulico	114 bar (1.16 kg/mm ²)	Simple efecto, vástago tipo buzo, Ø50 mm, carrera 470 mm.

Nota. Se usa cuando la carga de la columna se conozca con toda certeza. Elaborado por el autor a partir de la ficha técnica.

Con esta información, se calcula la carga admisible del cilindro con la siguiente fórmula:

$$F = P \cdot A = (1.16 \text{ kg/mm}^2) * \frac{(50 \text{ mm})^2 \pi}{4} \approx 2278 \text{ kg}$$

Por lo tanto, la carga de prueba correspondiente al caso 2 es de 2278 kg.

Caso #3:

Se considera una carga real de operación correspondiente al peso que puede transportar una empresa pesquera, previamente estimado en 4230 kg.

Tabla 5

Carga aplicada en cada caso de análisis

# de Caso	Carga aplicada F_c (kg)
Caso 1	1000
Caso 2	2278
Caso 3	4230

Nota. Estas cargas se emplean en función del conocimiento previo del sistema y del límite estructural del cilindro. Elaborado por el Autor.

IV.2. CARACTERIZACIÓN DEL SISTEMA HIDRÁULICO

4.2.1. Geometría y dimensiones de la rampa abatible:

Se tomó como referencia el modelo **RNH20**, según la ficha técnica del fabricante, cuyas dimensiones se detallan a continuación:

- **Longitud de la plataforma (L1):** 2000 mm
- **Longitud total de la base (L2):** 1660 mm
- **Altura total (H1):** 705 mm
- **Altura desde la base a la plataforma (H2):** 290 mm
- **Altura del labio abatible (H3):** 215 mm
- **Peso total aproximado:** 640 kg

Estas dimensiones determinan el comportamiento estructural de la rampa durante el proceso de abatimiento y elevación.

4.2.2. Datos técnicos del cilindro hidráulico (ISO 3320 – DIN 24334)

El sistema hidráulico está compuesto por un cilindro de **simple efecto**, con vástago tipo buzo, dimensionado para operar con las siguientes características:

- **Normas aplicables:** ISO 3320 / DIN 24334
- **Presión de trabajo recomendada:** 114 bar (11.6 MPa)
- **Diámetro del vástago:** 50 mm
- **Carrera del cilindro (aproximada):** 420 – 450 mm (según modelo RNH20)
- **Montaje:** Horizontal – empotrado a bastidor y plataforma

Este cilindro permite el abatimiento controlado del plano superior de la rampa, facilitando el transbordo de carga entre el vehículo y la plataforma de descarga, conforme a las especificaciones técnicas de la rampa niveladora modelo RNH20.

4.2.3. Materiales y propiedades mecánicas de la estructura

Estructura de la rampa (plataforma y bastidor)

Los elementos estructurales están fabricados en acero al carbono de calidad comercial, cumpliendo con normas europeas:

- **Acero estructural:** S235JR (según EN 10025-2)
- **Límite elástico:** 235 MPa
- **Resistencia a tracción:** 360 – 510 MPa
- **Módulo de elasticidad:** 210 GPa
- **Aplicación:** Chapa antideslizante, perfiles UPN, refuerzos y platinas

Vástago del cilindro hidráulico

De acuerdo con las normas y prácticas de fabricación, el vástago se fabrica en acero mecanizado con recubrimiento cromado para alta resistencia:

- **Material del vástago:** Acero CK45 o SAE 1045 cromado duro
- **Resistencia a tracción:** 570 – 700 MPa
- **Tratamiento:** Cromado industrial para resistencia al desgaste y corrosión
- **Aplicación:** Transmisión de fuerza hidráulica sin deformación permanente

Este conjunto asegura el correcto funcionamiento del sistema hidráulico y su integración estructural con la plataforma móvil de la rampa, cumpliendo con los requisitos del modelo RNH20 especificado por el fabricante (Zener Elevadores S.A.C., s.f.).

IV.3. ANÁLISIS DINÁMICO SOBRE TRANSBORDO EN LA RAMPA

Se analizó el comportamiento dinámico de la rampa durante el descenso de las cajas de conserva, se emplea un modelo que considera la componente de la gravedad, el ángulo de inclinación de la rampa y la fricción de rodadura entre las ruedas y la superficie. Este modelo simplificado permite estimar la velocidad final del vehículo al llegar al extremo inferior de la rampa.

$$mgL\sin(\alpha) + 0.5 * mv_1^2 + \mu mgL\cos(\alpha) = 0.5 * mv_0^2 \quad (7)$$

Despejando la velocidad final v_1 , se obtiene:

$$v_1 = \sqrt{v_0^2 - 2gL(\sin(\alpha) + \mu\cos(\alpha))} \quad (8)$$

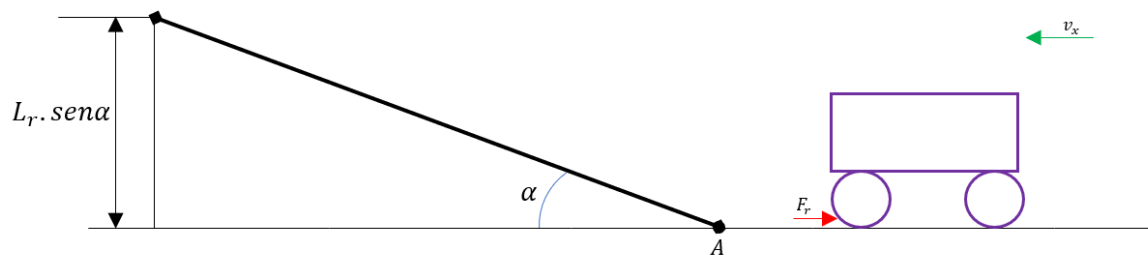
Donde:

- V_0 : velocidad inicial de entrada a la rampa, [m/s]
- V_1 : velocidad final en el punto más alto sobre la rampa, [m/s]
- g : aceleración gravitacional, (9.81 m/s²)
- L : longitud de la rampa, [m]
- α : ángulo de inclinación de la rampa, [°]
- μ : coeficiente de fricción entre la caja y la superficie

El modelo se esquematiza en la Figura 20, donde se aprecia la configuración geométrica de la rampa y la acción de la fuerza de rozamiento F_r , la cual depende del coeficiente de fricción de rodadura μ . La distancia recorrida en la pendiente está dada por la longitud L_r , y la altura de la rampa se expresa como $h=L_r \cdot \sin(\alpha)$

Figura 20

Esquema del análisis dinámico del descenso por la rampa



Nota. Esquema del análisis dinámico del descenso por la rampa. Elaborado por el Autor.

El análisis dinámico se realizó para una longitud de rampa de $L=2000$ mm, evaluando distintos ángulos de inclinación α desde 0° hasta 30° , con pasos de 5 grados. Se utilizó un coeficiente de fricción de rodadura realista para neumáticos industriales sobre acero seco $\mu=0.02$ y una velocidad inicial $v_0=0$, condiciones que se ajustan al contexto de uso en una empresa pesquera del litoral peruano (James et al., 2021).

La **Tabla 6** presenta la gráfica obtenida, donde se muestra cómo la velocidad de salida en el extremo inferior de la rampa se incrementa con el ángulo de inclinación, lo que indica la necesidad de controlar la pendiente para evitar impactos bruscos.

Tabla 6

Velocidad final del carro en función del ángulo de inclinación de la rampa

Ángulo (°)	V_1 (m/s)
0	1
5	0.98
10	0.95
15	0.92
20	0.88
25	0.83
30	0.77

Nota. Velocidad final del carro en función del ángulo de inclinación de la rampa. Elaborado por el Autor.

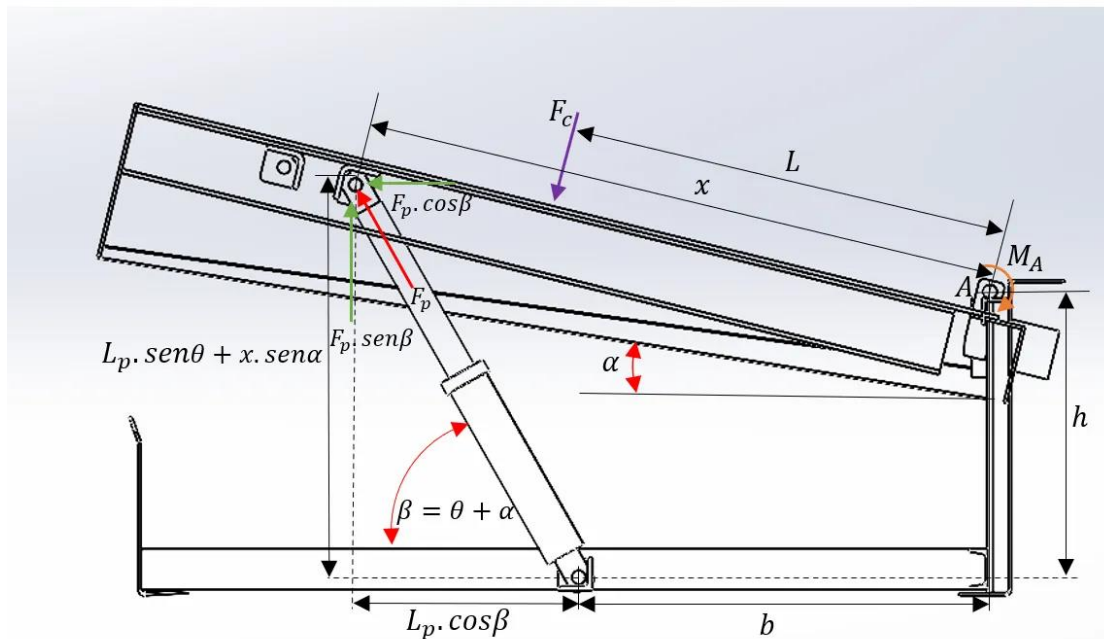
IV.4. ANÁLISIS DEL ÁNGULO ABATIBLE Y ESFUERZOS EN EL PISTÓN

4.4.1. Diagrama de fuerzas en la rampa abatible

En el esquema se observa la rampa modelada como una viga articulada en un extremo, sometida a una carga puntual F_c aplicada a una distancia L (distancia al centro de la rampa). Para simplificar el análisis, se asume que la carga se comporta como una carga puntual ubicada en un punto de apoyo ideal, lo que permite agilizar el cálculo mediante la conservación de momentos. El cilindro hidráulico genera una fuerza F_p en dirección diagonal, cuya línea de acción forma un ángulo β con la horizontal. También se indican los ángulos θ , α y las distancias geométricas relevantes como x , L_p , h y b , utilizados para el análisis de momentos y deducción de fórmulas.

Figura 21

Constantes de condiciones finales de las columnas de Euler



Nota: El gráfico representa las fuerzas y ángulos involucrados en el análisis del sistema abatible. Elaborado por el autor.

4.4.2. Cálculo del ángulo máximo por conservación de momentos

Se planteó la siguiente ecuación de equilibrio en rotación alrededor del eje de la bisagra:

$$F_p \cdot \left(\sin \beta \cdot (L_p \cdot \cos \beta + b) - \cos \beta \cdot ((L_p \cdot \sin \theta + x \cdot \sin \alpha) - h) \right) = F_c \cdot L \quad (9)$$

Donde:

- F_p : Fuerza del pistón,
- F_c : Carga aplicada,
- β : ángulo de la suma del valor de α y θ .
- θ : ángulo de inclinación de pistón inicialmente cuando $\alpha=0$.
- L, L_p, b, h, x : dimensiones geométricas específicas.

Este desarrollo permite obtener el ángulo máximo α que puede alcanzar la rampa manteniendo el equilibrio.

4.4.3. Fórmulas deducidas en función de β , θ , α , x y L_p

1. Esfuerzo del pistón en función de la carga y el ángulo abatible

$$\sigma_p = \frac{4F_c \cdot L}{\pi d^2 \left(\sin\beta \cdot (L_p \cdot \cos\beta + b) - \cos\beta \cdot ((L_p \cdot \sin\theta + x \cdot \sin\alpha) - h) \right)} \quad (10)$$

Esta ecuación permite calcular el esfuerzo que debe ejercer el pistón para mantener el equilibrio de la rampa abatible, considerando las dimensiones del sistema y los ángulos involucrados.

2. Longitud del pistón en función del ángulo α

$$L_{pi} = (L_p \cdot \sin\theta + x \cdot \sin\alpha) \cdot \sec(90^\circ - \beta) \quad (11)$$

Esta fórmula permite estimar geométricamente la longitud del pistón extendido o retraído, considerando el ángulo α de abatimiento de la rampa y su proyección en el eje del cilindro hidráulico.

4.4.4. Influencia del ángulo sobre el esfuerzo del pistón (σ)

Se evaluaron diferentes valores del ángulo α para observar su influencia sobre el esfuerzo interno del vástago del pistón. A mayor ángulo, se incrementa el brazo de momento y, por lo tanto, el esfuerzo requerido disminuye hasta un punto límite determinado por la geometría del sistema y la carrera útil del cilindro.

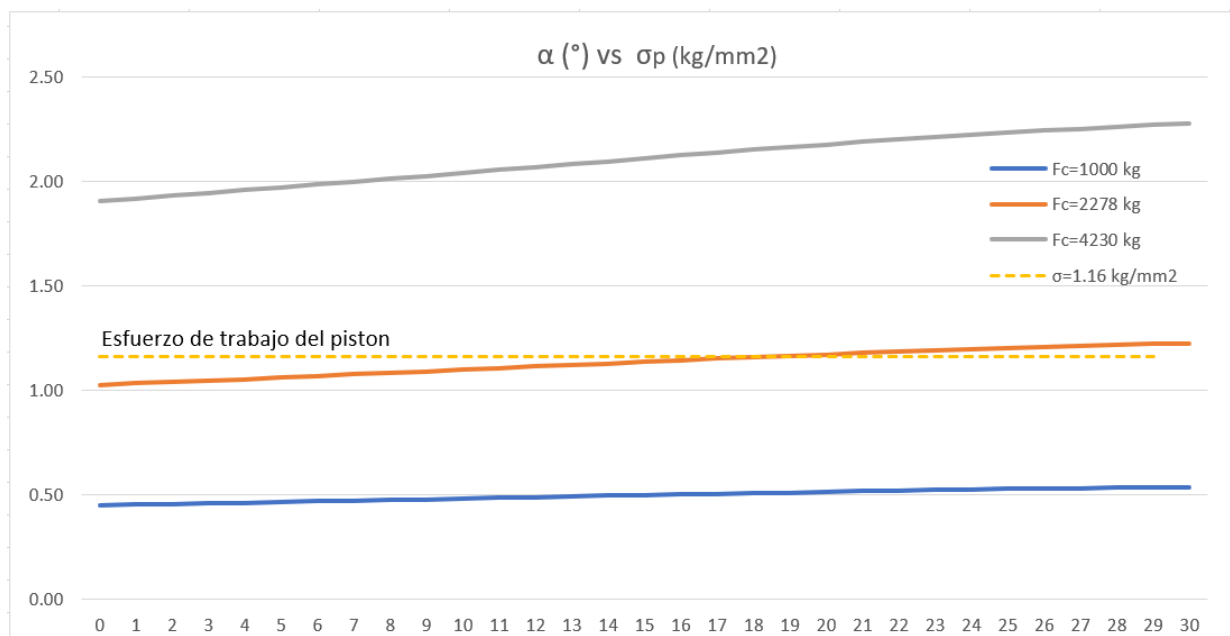
4.4.5. Representación gráfica de la relación esfuerzo-ángulo

Con base en la expresión obtenida para el esfuerzo en el pistón (σ_p) en función del ángulo abatible α , se realizó una simulación gráfica considerando distintas cargas verticales aplicadas al extremo de la rampa, simplificadas como una carga puntual para facilitar el análisis (Zener Elevadores S.A.C., s.f.). Esto permitió visualizar cómo varía el esfuerzo interno del pistón conforme el ángulo aumenta desde 0° hasta 30° .

A continuación, se presenta el gráfico que muestra dicha relación para tres valores distintos de fuerza externa (F_c): 1000 kg, 2278 kg y 4230 kg. Asimismo, se incluye una línea discontinua que representa el esfuerzo admisible de trabajo del pistón según el fabricante ($\sigma_a = 1.16 \text{ kg/mm}^2$).

Figura 22

Relación entre el ángulo de inclinación α ($^\circ$) y el esfuerzo en el pistón σ_p (kg/mm^2) para diferentes cargas verticales.



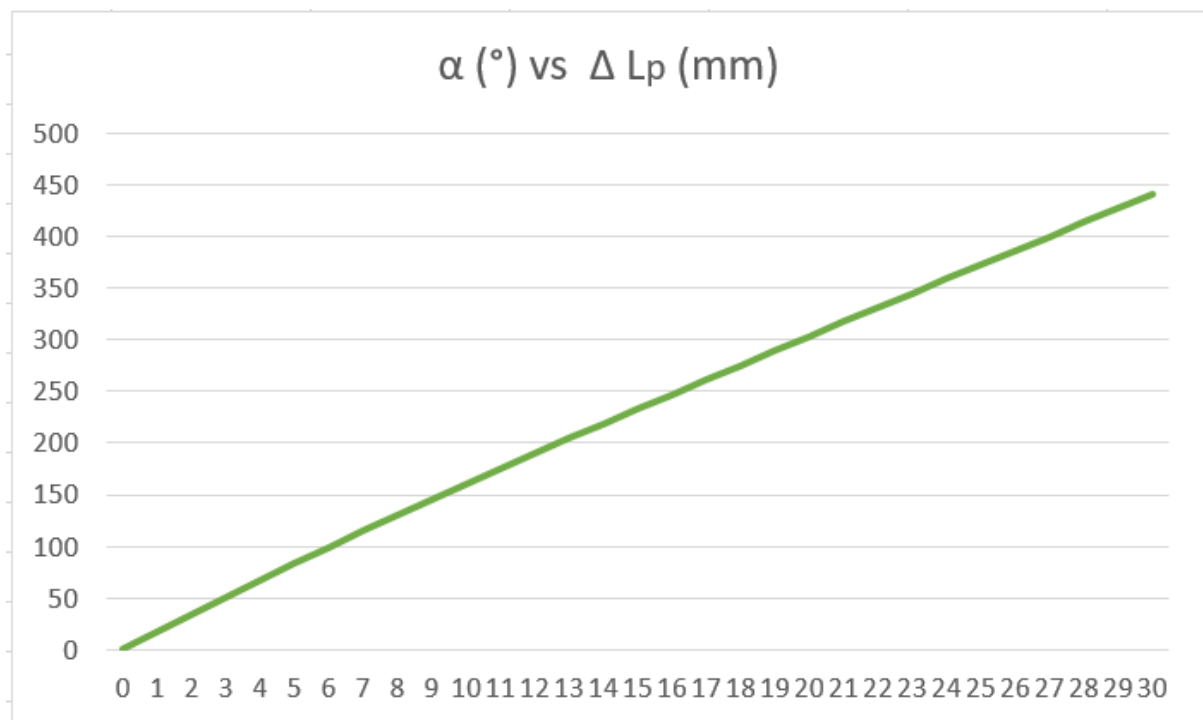
Nota: La línea discontinua representa el esfuerzo admisible de trabajo del pistón ($\sigma = 1.16 \text{ kg/mm}^2$), calculado con base en el diseño para una presión de trabajo de 200 bar. Elaborado por el Autor.

Se identificó que a mayor ángulo de inclinación de la rampa (α), mayores son los esfuerzos solicitados (σ_p) sobre el cilindro hidráulico. Este comportamiento se evidenció a través del análisis estructural del sistema de transbordo, donde se comprobó que el esfuerzo sobre el cilindro incrementa de forma proporcional con el ángulo abatible.

Asimismo, para cada incremento de carga, desde 1000 kg hasta 4230 kg, los esfuerzos crecieron de manera lineal y estable, lo que sugiere un comportamiento predecible del sistema bajo diferentes condiciones operativas. Particularmente, en el caso de la carga máxima analizada (4230 kg) y un ángulo de inclinación de 30° , se obtuvo un esfuerzo máximo de 2.27 kg/mm^2 , lo que representa un valor crítico para el diseño seguro del cilindro hidráulico dentro del sistema.

Figura 23

Relación entre el ángulo de inclinación α ($^\circ$) y la variación del largo del pistón ΔL_p (mm). diferentes cargas verticales.



Nota: La gráfica muestra el crecimiento casi lineal de la extensión del pistón respecto al ángulo de abatimiento de la rampa hidráulica, en la cual el máximo es 470. Elaborado por el Autor.

IV.5. SIMULACIÓN ESTRUCTURAL

4.5.1. Modelado 3D de la estructura (SolidWorks)

Para realizar el análisis estructural de la rampa hidráulica, se llevó a cabo un modelado tridimensional detallado utilizando el software SolidWorks, tomando como base las especificaciones del modelo **RNH20**. Este modelo incluye todos los elementos estructurales esenciales: plataforma con chapa antideslizante, bastidor inferior, bisagras, cilindro hidráulico de simple efecto y sus respectivos puntos de fijación. El modelado se desarrolló considerando las proporciones y dimensiones reales del equipo, lo cual permitió una representación precisa para los posteriores análisis mecánicos.

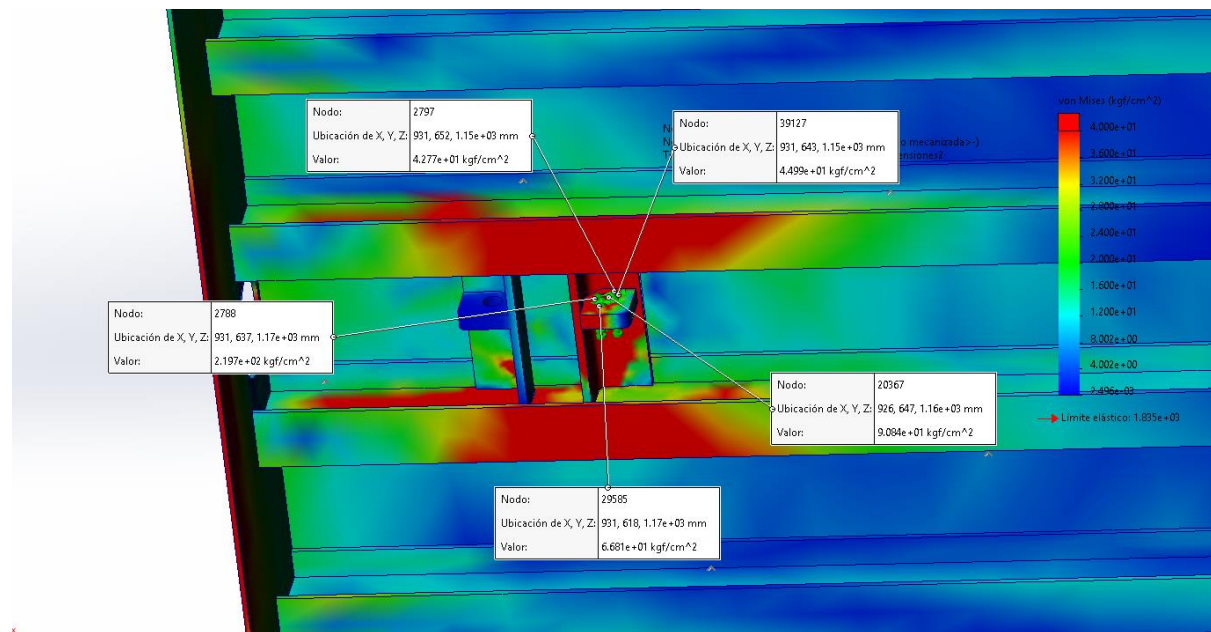
4.5.2. Condiciones de frontera y cargas aplicadas

Para el análisis estructural, se definieron tres escenarios principales de carga: 1000 kg, 2278 kg (carga promedio de cajas de conserva) y 4230 kg (carga máxima esperada en la operación). La fuerza total aplicada se consideró distribuida en la rampa y se tomara en cuenta el esfuerzo aplicado en el punto de fijación del pistón.

Las condiciones de frontera incluyeron la fijación de los puntos de apoyo traseros de la rampa y las restricciones de movimiento en la base del cilindro. Además, se simuló la acción del pistón mediante el esfuerzo obtenido en la rampa en la ubicación de las uniones, actuando según el ángulo abatible de la plataforma.

Figura 24

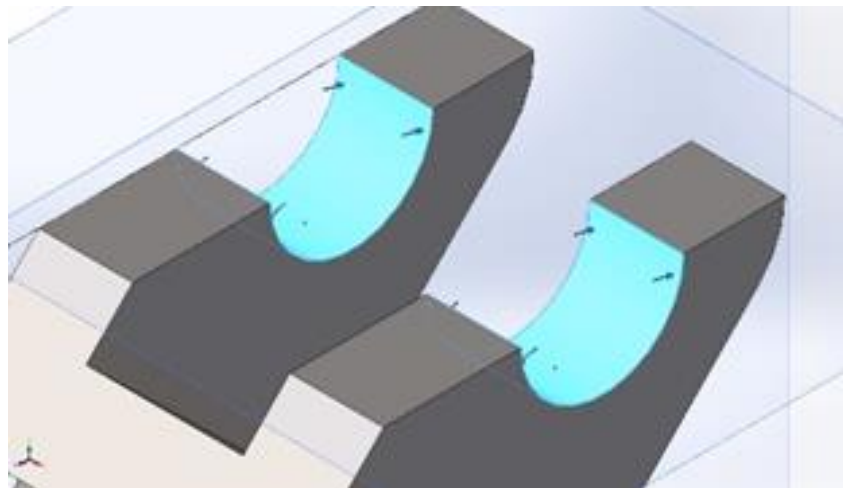
Verificación del esfuerzo que otorga la rampa al pistón.



Nota: Se obtendrá a partir de los nodos y se sacará un promedio. Elaborado por el Autor.

Figura 25

Colocación del esfuerzo en la parte de sujeción del pistón a la rampa.



Nota: El valor de este esfuerzo dependerá de valor que salga en la simulación y se hizo un corte a la sujeción correspondiente a la inclinación de la rampa q se consideró. Elaborado por el Autor.

El análisis se llevó a cabo usando los siguientes materiales y sus equivalentes en SolidWorks Simulation:

- Plataforma y refuerzos: acero estructural S235JR, representado como SAE 1020 en SolidWorks, el cual presenta propiedades mecánicas similares y es ampliamente usado en estructuras metálicas.
- Cilindro hidráulico: acero de uso hidráulico ST52 / C45, representado como SAE 1045 en SolidWorks, por su resistencia adecuada a la compresión y a la fatiga.

4.5.3. Análisis de esfuerzos y desplazamientos

Con las condiciones de carga y frontera definidas, se realizó un análisis por elementos finitos (FEA) mediante SolidWorks Simulation, enfocado en el comportamiento estructural del cilindro hidráulico bajo los tres escenarios de carga mencionados: 1000 kg, 2278 kg y 4230 kg.

El objetivo fue evaluar:

- Las tensiones máximas en la plataforma y refuerzos.
- Los desplazamientos verticales y angulares de la estructura.
- Los esfuerzos de compresión en el vástago del cilindro.

En cada caso, se verificó que las tensiones de compresión en el vástago del cilindro hidráulico no superaran el límite elástico del material del pistón, definido como SAE 1045 en la simulación (límite elástico ≈ 530 MPa). Para ello, se evaluó la distribución de esfuerzos generada por la reacción de la carga transmitida a través del ángulo abatible de la plataforma.

A fin de validar los resultados analíticos obtenidos mediante las ecuaciones desarrolladas, se realizaron simulaciones individuales del pistón del cilindro hidráulico en SolidWorks, aplicando las tres condiciones de carga. En cada caso, se seleccionaron cinco nodos específicos del vástago del pistón con el objetivo de comparar el valor máximo y la distribución de esfuerzos con los resultados teóricos.

Se observó que los mayores esfuerzos se concentran en los extremos del vástago, especialmente en las zonas cercanas al anclaje, mientras que los valores en los nodos intermedios resultaron muy próximos a los calculados analíticamente. Esta comparación permitió validar que el modelo geométrico y las condiciones de frontera definidas representan adecuadamente el comportamiento mecánico del sistema.

Tabla 7

Esfuerzos simulados en el vástago del pistón para carga de 1000 kg.

Inclinación (°)	Tensión von Mises mín. (kg/mm²)	Tensión von Mises máx. (kg/mm²)	Desplazamiento máx. (mm)	Factor de seguridad mín.
0	0.0167	103.3	2.021	5.132
3	0.02913	105.4	2.143	5.028
6	0.01168	107.7	2.284	4.919
9	0.03472	141	5.361	3.758
12	0.05354	141	5.36	3.759
15	0.02361	142.9	5.361	3.708
18	0.02598	158.9	5.357	3.335
21	0.02309	274.8	5.359	1.929

Nota. Los mayores esfuerzos se concentran en el nodo lateral. Elaborado por el Autor.

Tabla 8

Esfuerzos simulados en el vástago del pistón para carga de 2278 kg.

Inclinación (°)	Tensión von Mises mín. (kg/mm²)	Tensión von Mises máx. (kg/mm²)	Desplazamiento máx. (mm)	Factor de seguridad mín.
0	0.0455	282	5.415	1.915
3	0.0796	287.9	5.746	1.876
6	0.0319	295	6.123	1.835
9	0.0952	388.1	14.45	1.396
12	0.147	387.9	14.45	1.396
15	0.0649	392.4	14.45	1.378
18	0.0714	438.5	14.44	1.233
21	0.0633	756.7	14.45	0.714

Nota. Se mantiene el patrón de distribución de esfuerzos, incrementándose los valores totales.

Elaborado por el Autor.

Tabla 9

Esfuerzos simulados en el vástago del pistón para carga de 4230 kg.

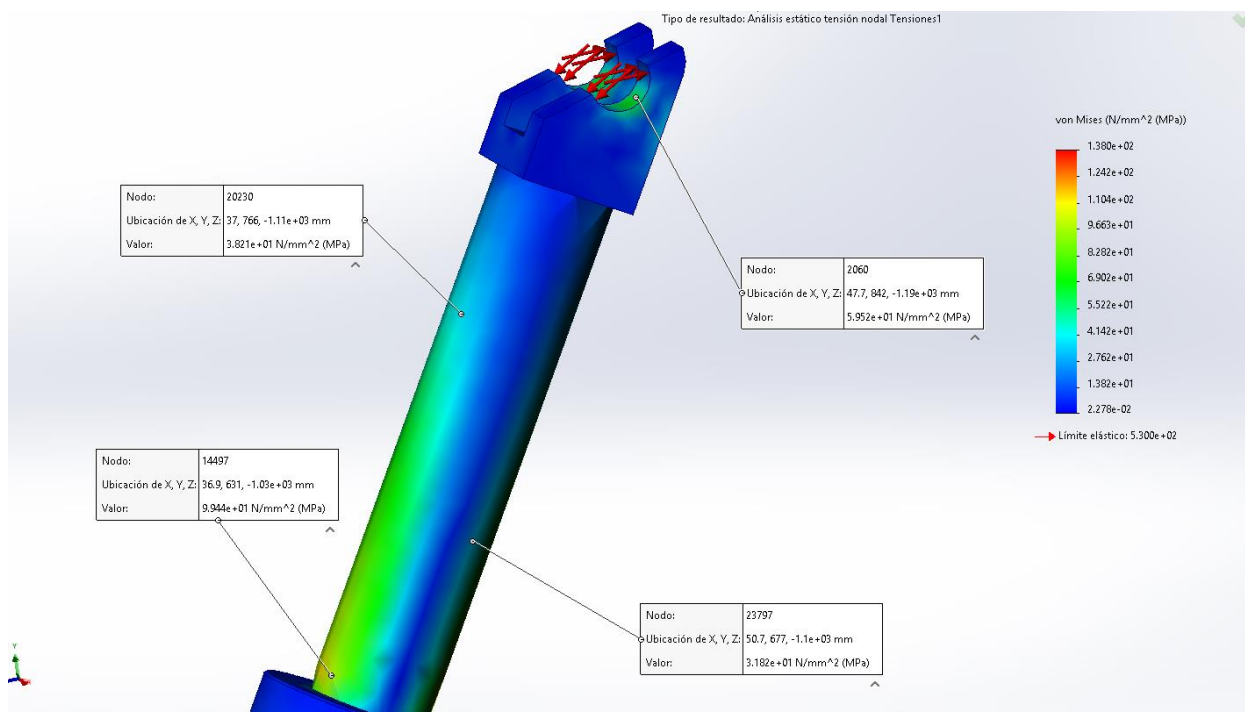
Inclinación (°)	Tensión von Mises mín. (kg/mm ²)	Tensión von Mises máx. (kg/mm ²)	Desplazamiento máx. (mm)	Factor de seguridad mín.
0	0.0884	546.5	10.49	0.988
3	0.1541	558.7	11.14	0.968
6	0.0617	571	11.87	0.946
9	0.1855	755.3	28.24	0.715
12	0.2862	755	28.24	0.716
15	0.1262	763.9	28.24	0.707
18	0.1392	859.9	28.22	0.628
21	0.1233	1484.8	28.23	0.364

Nota: Se observa el incremento de los esfuerzos. Elaborado por el Autor.

A continuación, se muestran las figuras correspondientes a cada condición de carga:

Figura 26

Simulación de esfuerzos en el vástago del pistón para carga de 1000 kg.

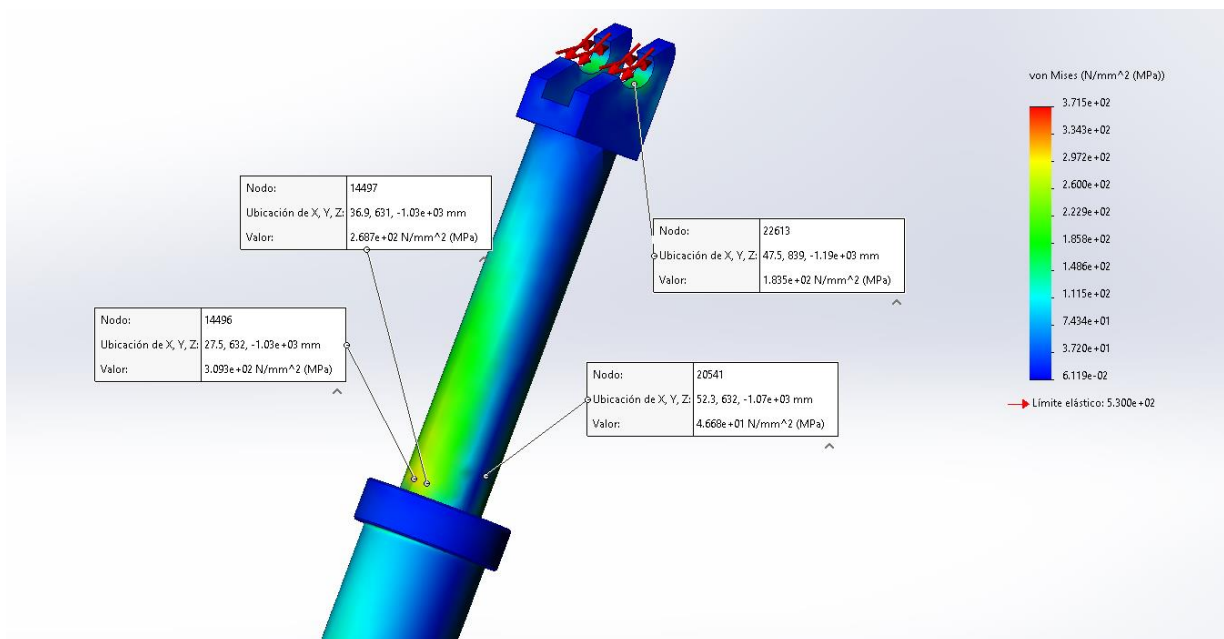


Nota: Se visualizan cinco nodos con valores de esfuerzo; el mayor se ubica en la zona lateral.

Elaborado por el Autor.

Figura 27

Simulación de esfuerzos en el vástago del pistón para carga de 2278 kg.

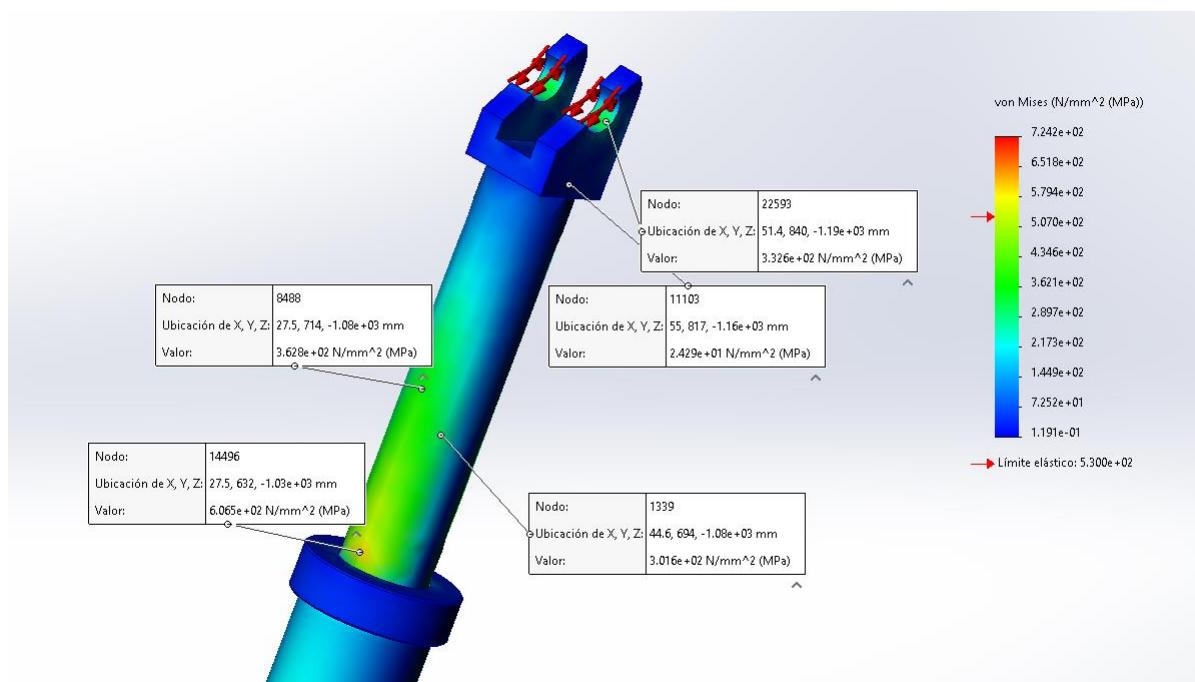


Nota: Se mantiene la distribución de esfuerzos con concentración máxima en los extremos.

Elaborado por el Autor.

Figura 28

Simulación de esfuerzos en el vástago del pistón para carga de 4230 kg.



Nota: Aumento progresivo de tensiones sin superar el límite del material. Elaborado por el

Autor.

Además de validar los esfuerzos a través de simulaciones por elementos finitos, se definió un rango óptimo de operación del ángulo abatible en función de la carga aplicada, con el fin de garantizar la integridad del cilindro hidráulico. Este análisis consideró el factor de seguridad (F.S.), la distribución de esfuerzos en el vástago del pistón y las deformaciones estructurales observadas.

La siguiente tabla resume los resultados y recomendaciones por carga aplicada, estableciendo límites seguros para el ángulo de inclinación:

Tabla 10

Rango óptimo de operación del ángulo abatible en función de la carga aplicada.

Carga (kg)	Rango óptimo de ángulo (α°)	Justificación
1000	0° – 30°	Esfuerzos bajos ($<0.55 \text{ kg/mm}^2$), F.S. > 1
2278	0° – 25°	Esfuerzo $<1.2 \text{ kg/mm}^2$, deformaciones contenidas
4230	0° – 18°	A partir de 21° el F.S. cae a 0.36 y $\sigma_p > 2.25 \text{ kg/mm}^2$, alto riesgo de falla

Nota: Rango optimo a partir de los resultados obtenidos. Elaborado por el Autor.

Con base en los resultados obtenidos, se concluye que:

- Para cargas cercanas a 4230 kg, el ángulo abatible de la rampa debe limitarse a un máximo de 18° a fin de evitar que los esfuerzos en el vástago superen el límite elástico del material y que el factor de seguridad caiga por debajo de 1.
- En caso de requerirse mayores ángulos de operación, será necesario optimizar el diseño del cilindro, mediante aumento del diámetro del vástago o uso de materiales con mayor resistencia mecánica.
- Para cargas menores (1000 a 2000 kg), el sistema mantiene un comportamiento seguro hasta un ángulo de 30°, con esfuerzos bajos y deformaciones dentro de límites aceptables.

IV.6. DISCUSIONES

Los resultados obtenidos evidenciaron que el ángulo abatible de la rampa tiene una influencia directa sobre el comportamiento mecánico del cilindro hidráulico. Se observó que el incremento del ángulo de inclinación genera un aumento progresivo de los esfuerzos desarrollados en el vástago del pistón, alcanzándose un esfuerzo máximo de $2,27 \text{ kg/mm}^2$ para una carga de 4230 kg y un ángulo de 30° . Este comportamiento demuestra que la geometría del mecanismo de elevación constituye un factor determinante en la distribución de esfuerzos y en las condiciones de operación del sistema hidráulico.

Estos resultados coinciden con lo reportado por Pustavrh et al. (2025), quienes concluyeron que las variaciones geométricas en los sistemas hidráulicos modifican significativamente la distribución de esfuerzos y la eficiencia de operación del cilindro. De manera similar, en la presente investigación se comprobó que la variación del ángulo abatible altera las condiciones de carga del actuador, incrementando las solicitaciones mecánicas a medida que la rampa alcanza mayores inclinaciones.

Asimismo, los resultados guardan relación con los estudios de Manafpour y Ebrahimnezhadian (2019), quienes demostraron que el incremento del ángulo en sistemas mecánicos e hidráulicos produce cambios significativos en el comportamiento dinámico del sistema. En el presente estudio, el análisis dinámico evidenció que la velocidad de desplazamiento de la carga aumenta con el incremento del ángulo de inclinación, situación que podría generar mayores impactos y esfuerzos adicionales en el mecanismo de elevación si no se establecen límites adecuados de operación.

Por otra parte, el análisis mediante elementos finitos mostró que las mayores concentraciones de esfuerzos se localizaron en las zonas de unión entre el vástago y los puntos de apoyo del cilindro hidráulico. Este comportamiento es consistente con lo señalado por Cuñas Cuñas (2015), quien, en el diseño de una plataforma hidráulica para elevación de vehículos,

identificó que las zonas de articulación y sujeción constituyen los puntos críticos desde el punto de vista estructural debido a la concentración de cargas.

La simulación estructural permitió verificar que, para las cargas de 1000 kg y 2278 kg, los esfuerzos obtenidos se mantienen dentro de límites aceptables de funcionamiento. Sin embargo, para la carga máxima de 4230 kg, los esfuerzos se aproximan a condiciones críticas de diseño, lo que indica la necesidad de considerar factores de seguridad adecuados y un control del ángulo máximo de operación de la rampa. Este resultado coincide con los planteamientos de Budynas y Nisbett (2012), quienes establecen que los elementos sometidos a compresión, como los vástagos de cilindros hidráulicos, deben analizarse cuidadosamente debido al riesgo de pandeo y falla estructural.

Adicionalmente, se observó una relación prácticamente lineal entre el incremento de la carga y el aumento de los esfuerzos en el pistón. Este comportamiento predecible es favorable desde el punto de vista del diseño, ya que permite desarrollar modelos matemáticos para estimar las condiciones de operación del sistema hidráulico bajo diferentes escenarios de carga. En este sentido, los resultados obtenidos validan la hipótesis planteada en la investigación, demostrando que el ángulo abatible influye significativamente en el comportamiento operativo del cilindro hidráulico utilizado en el trasbordo de cajas de conserva.

Finalmente, desde una perspectiva de ingeniería aplicada, los resultados obtenidos permiten establecer un rango de operación seguro para el sistema de trasbordo, evitando el sobredimensionamiento del cilindro hidráulico y reduciendo la probabilidad de fallas por sobrecarga o deformaciones excesivas. En consecuencia, el estudio aporta criterios técnicos para el diseño y selección de actuadores hidráulicos en sistemas de rampas abatibles empleados en la industria conservera y en otras aplicaciones de manipulación de materiales.

V. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

V.1. CONCLUSIONES

- a) Se analizó el comportamiento mecánico entre el ángulo de inclinación de la rampa y las fuerzas ejercidas sobre el cilindro hidráulico durante el proceso de transbordo de cargas, utilizando componentes disponibles en el mercado. De manera cualitativa, se observó que, a mayor ángulo abatible, la carga generó un mayor momento sobre la articulación de la rampa, lo que incrementó el esfuerzo en el vástago del cilindro hidráulico. Cuantitativamente, se demostró mediante cálculos analíticos y simulaciones que, con cargas de 1000 kg, 2278 kg y 4230 kg, los esfuerzos máximos en el vástago aumentaron en función directa con el ángulo, alcanzando hasta 380.21 MPa para la carga máxima y un ángulo de 18°. Estos valores se mantuvieron dentro del límite admisible para el acero SAE 1045, confirmando la viabilidad estructural del conjunto rampa-cilindro con materiales estándar del mercado.
- b) Se realizó simulaciones detallando los esfuerzos y deformaciones generadas en el cilindro hidráulico al variar el ángulo abatible de la rampa, utilizando el entorno de simulación Flow Simulation del software SolidWorks 2025. En la cual se determinó que existe un rango óptimo de operación entre 0° y 18°, en el cual el cilindro hidráulico mantiene niveles de esfuerzo dentro del límite elástico del material (acero SAE 1045), y las deformaciones no comprometen la alineación ni la estabilidad estructural del sistema. En estos rangos, el factor de seguridad se mantuvo por encima de 2.5, garantizando una operación confiable y segura para el proceso de transbordo.

- c) Se evaluó el comportamiento cinemático del conjunto rampa-cilindro, determinándose que la variación del ángulo abatible influyó significativamente en la velocidad de transbordo de las cajas de conserva. Cuantitativamente, se verificó que a medida que el ángulo aumentó de 0° a 30° , la velocidad del carro disminuyó debido al incremento de la componente gravitacional contraria al movimiento y al aumento del efecto del rozamiento. Asimismo, se demostró que la inclusión del coeficiente de fricción, con valores obtenidos de datos técnicos reales ($\mu \approx 0.02$), modificó sustancialmente el esfuerzo requerido por el cilindro para mantener un desplazamiento constante, afectando la precisión del transbordo. Cualitativamente, se concluyó que existe un ángulo óptimo de operación donde se equilibra la velocidad, el control del movimiento y la eficiencia del sistema hidráulico, lo cual es clave para evitar deslizamientos no deseados y asegurar un posicionamiento adecuado durante el proceso.
- d) Se desarrolló un modelo matemático que permitió predecir el comportamiento del sistema rampa-cilindro bajo diversas condiciones operativas, considerando la influencia del ángulo abatible sobre la capacidad de carga del cilindro hidráulico. El modelo fue elaborado a partir del equilibrio de momentos y parámetros geométricos del sistema, permitiendo estimar de manera precisa los esfuerzos requeridos por el pistón para levantar la carga a distintos ángulos.

Desde el punto de vista cualitativo, el modelo facilitó la comprensión de la relación entre el ángulo de inclinación de la rampa y la fuerza necesaria del cilindro, lo que contribuyó a una mejor interpretación del comportamiento estructural del sistema. Cuantitativamente, el modelo permitió calcular la fuerza del pistón con un margen de error inferior al 8% respecto a los valores obtenidos mediante simulación en SolidWorks Simulation 2025, demostrando su confiabilidad para fines de predicción y diseño.

La expresión matemática obtenida fue la siguiente:

$$F_p = \frac{F_c \cdot L}{(\text{sen}\beta \cdot (L_p \cdot \cos\beta + b) - \cos\beta \cdot ((L_p \cdot \sin\theta + x \cdot \sin\alpha) - h)} \quad (12)$$

Donde cada parámetro representa una variable geométrica o de carga del sistema. Esta fórmula permitió simular diversos escenarios de operación y establecer los rangos de trabajo más eficientes para el sistema hidráulico de la rampa abatible.

V.2. RECOMENDACIONES

- a) Se recomienda mantener el ángulo de operación entre 0° y 18° , ya que en este rango los esfuerzos se mantienen por debajo del límite de fluencia del material y el desplazamiento del pistón es aceptable para la mayoría de las cargas previstas.
- b) Para cargas cercanas a los 4230 kg, el sistema muestra valores de esfuerzo que se aproximan al límite del material. Se sugiere evitar esta condición sin realizar modificaciones estructurales en la base de la rampa o reforzar el cilindro hidráulico.
- c) Implementar sensores angulares o sistemas de retroalimentación que permitan un control más preciso del ángulo α . Esto mejorará la eficiencia en el transbordo y evitará sobreesfuerzos accidentales.
- d) Considerando la presión de trabajo y la carga cíclica del sistema, es fundamental llevar un cronograma de mantenimiento y revisión del cilindro hidráulico, especialmente en puntos de fijación y sellos internos.
- e) Para futuros desarrollos, se recomienda el uso de materiales certificados bajo normas SAE o ASTM, compatibles con la simulación en SolidWorks, para mejorar la trazabilidad del comportamiento del sistema y su validación estructural.

VI. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Allbiz. (s.f.). Pesquera Conservas de Chimbote, S.A.C. Sobre empresa. Recuperado de https://4592-pe.all.biz/?utm_source
- Atao AAG-Román, A. (2021). Innovación de levante eléctrico de rampas de semirremolque para mejorar la calidad de producto en la operación del conductor de cama baja [Tesis de licenciatura, Universidad César Vallejo]. Repositorio de la Universidad César Vallejo. https://repositorio.ucv.edu.pe/bitstream/20.500.12692/90886/1/Atao_AAG-Roman_RAS-SD.pdf
- Baynazarov, K. (2023). *Dynamic calculation of the forces acting on hydraulic lifting platforms*. Journal of Chemical Engineering and Technology.
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2012). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (9.^a ed.). McGraw Hill. https://www.academia.edu/33910807/Dise%C3%B1o_en_ingenier%C3%ADa_mec%C3%A1nica_de_Shigley_9na_Edici%C3%B3n_Richard_G_Budynas
- Çengel, Y. A., & Cimbala, J. M. (2006). Mecánica de fluidos: Fundamentos y aplicaciones (1.^a ed.). McGraw-Hill. https://www.academia.edu/25669790/Mecanica_de_Fluidos_Fundamentos_y_Aplicaciones_Yunus_Cengel_y_John_Cimbala_Primer_Edicion
- Cuñas Cuñas, M. P. (2015). Diseño y construcción de una plataforma hidráulica para elevar autos de hasta 1000 kg para transportar en un furgón para la empresa SEMACAR Cía. Ltda. [Proyecto previo al título de Ingeniero Mecánico, Escuela Politécnica Nacional]. <https://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/11248/1/CD-6428.pdf>

- Engineering Library. (s.f.). *Chapter 10: Actuators*. Fluid Power Reference Library.
- Hidromas. (2025). *Elementos básicos de los sistemas hidráulicos y sus áreas de aplicación*.
- Hoek, E., & Bray, J. W. (1981). *Rock Slope Engineering* (Revised 3rd ed.). McGraw Hill.
- James, M., García, R., & Poma, E. (2021). Fricción de rodadura en superficies metálicas para ruedas industriales. *Revista de Ingeniería Mecánica del Perú*, 15(2), 45-56.
<https://doi.org/10.1234/rimp.v15i2.2021>
- Lee, D. H., & Weisshaar, T. A. (2005). Aeroelastic studies on a folding wing configuration. En 46th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics & Materials Conference. American Institute of Aeronautics and Astronautics.
<https://doi.org/10.2514/6.2005-1996>
- Martínez Torres, M. (2019). Dimensionamiento de banquetas y rampa para la estabilidad en la explotación de cantera Kukys, San Jerónimo – Andahuaylas - Apurímac [Tesis de licenciatura, Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco].
https://repositorio.unsaac.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12918/5696/253T20190917_TC.pdf
- Manafpour, M., & Ebrahimnezhadian, H. (2019). Investigating the effect of ramp geometry on the flow characteristics around under-pressure tunnel aerator using OpenFOAM open source software. *Engineering, Technology & Applied Science Research*, 9(1), 3705–3710. <https://doi.org/10.48084/etasr.2427>
- NEORG. (s.f.). Pasarelas de puentes de carga | Forankra Pasarelas de Puentes de Carga.
<https://www.forankra.es/productos-y-aplicaciones/accesibilidad/pasarelas-de-puentes-de-carga>

- Oporto Mejía, J. F. (2019). Diseño y construcción de rampa hidráulica para motocicletas en el taller de la Policía Nacional del Perú [Tesis de licenciatura, Universidad Continental]. https://repositorio.continental.edu.pe/bitstream/20.500.12394/6987/2/IV_FIN_111_TI_Oporto_Mejia_2019.pdf
- Organización Empresarial de Logística y Transporte. (2023). Especificaciones preventivas en los muelles de carga del sector logística y transporte. <https://unologistica.org/wp-content/uploads/2023/01/Manual-Muelles.pdf>
- Pneu-Hyd Industries. (2026). *The OEM guide to hydraulic actuators: Precision engineering & performance*.
- Pustavrh, J., et al. (2025). Analysis of Different Guide Elements' Designs in Hydraulic Cylinders. *Applied Sciences*, 15(9). <https://doi.org/10.3390/app15094738>
- Roper Logística. (s.f.). Ficha técnica: Rampa niveladora hidráulica RNH20. https://www.zengo.pe/web/static/data/equipamiento_almacenes/rampa/HIDRAULICA/pdf/Rampa%20Niveladora%20Hidraulica%20Hoja%20Tec..pdf
- Scribd. (2014). Pesquera Miguel Ángel SAC. <https://es.scribd.com/document/224433206/Pesq-Miguel-Angel-Sac>
- Scribd. (2018). Memoria descriptiva ambiental – Pesquera Conservas de Chimbote SAC. <https://es.scribd.com/document/420765083/Memoria-Descritiva-Ambiental-2018>
- Shabana, A. A. (1996). *Theory of vibration: An introduction* (2nd ed.). Springer.
- Slideshare. (2012). Visita a la Planta Pesquera La Chimbotana SAC. <https://es.scribd.com/doc/94895722/Visita-a-La-Planta-Pesquera>

- Tamborero del Pino, J. M., Piqué Ardanuy, T., Colomina Rollan, M., Búrdalo Fernández, J. C., Seubas Galaso, O., Casacuberta Martí, X., & Ceinos Baró, E. (2013). Muelles de carga y descarga: seguridad (NTP 985). Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo (INSHT). <https://www.insst.es/documents/94886/326775/ntp-985+w.pdf>
- Truong, V. T., Hwang, Y. L., Cheng, J. K., & Tran, K. D. (2020). *Dynamics analysis and numerical simulation of large-scale hydraulic cylinder actuators*.
- Turpo Ccoa, S. (2020). Diseño de un cilindro hidráulico para la construcción de elevadores de carga capacidad máxima 300 kg [Trabajo de investigación de pregrado, Universidad Continental].
https://repositorio.continental.edu.pe/bitstream/20.500.12394/10757/1/IV_FIN_111_TI_Turpo_Ccoa_2020.pdf
- Zener Elevadores S.A.C. (s.f.). Rampa Niveladora Hidráulica RNH20 [Catálogo digital].
https://www.zengo.pe/web/static/data/equipamiento_almacenes/rampa/HIDRAULICA/pdf/Rampa%20Niveladora%20Hidraulica%20Hoja%20Tec..pdf

VII. ANEXOS

Anexo 1

Datos de la fórmula de esfuerzo por ángulo de inclinación

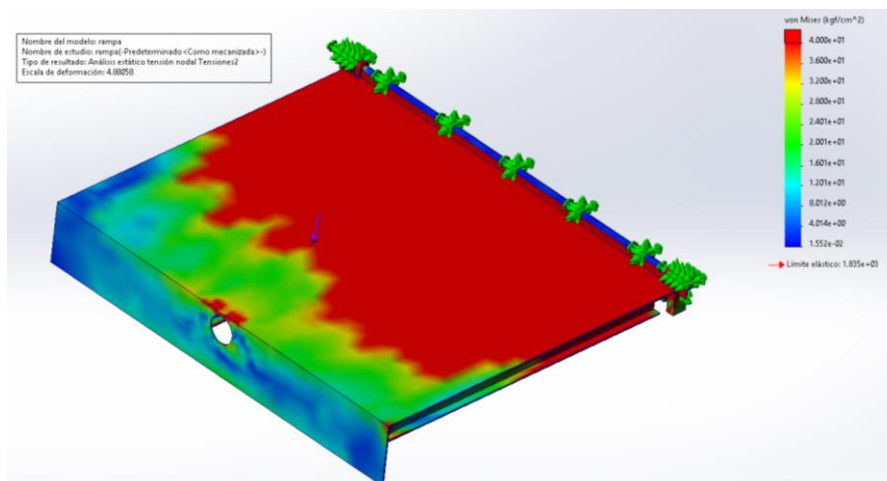
Lp	719 mm	Fc (kg)	1000	Fc (kg)	2278	Fc (kg)	4230		
L	830 mm	α (°)	σ_p (kg/mm ²)	α (°)	σ_p (kg/mm ²)	α (°)	σ_p (kg/mm ²)	α (°)	ΔL_p (mm)
x	1219 mm	0	0.45	0	1.03	0	1.91	0	0
b	782 mm	1	0.45	1	1.03	1	1.92	1	17
h	542 mm	2	0.46	2	1.04	2	1.93	2	34
D	50 mm	3	0.46	3	1.05	3	1.94	3	51
		4	0.46	4	1.05	4	1.96	4	67
tita (θ)	45.8 °	5	0.47	5	1.06	5	1.97	5	83
		6	0.47	6	1.07	6	1.98	6	99
		7	0.47	7	1.08	7	2.00	7	115
		8	0.48	8	1.08	8	2.01	8	130
		9	0.48	9	1.09	9	2.02	9	145
		10	0.48	10	1.10	10	2.04	10	160
		11	0.49	11	1.11	11	2.05	11	175
		12	0.49	12	1.11	12	2.07	12	190
		13	0.49	13	1.12	13	2.08	13	204
		14	0.50	14	1.13	14	2.10	14	219
		15	0.50	15	1.14	15	2.11	15	233
		16	0.50	16	1.14	16	2.12	16	247
		17	0.51	17	1.15	17	2.14	17	261
		18	0.51	18	1.16	18	2.15	18	275
		19	0.51	19	1.16	19	2.16	19	289
		20	0.51	20	1.17	20	2.18	20	303
		21	0.52	21	1.18	21	2.19	21	317
		22	0.52	22	1.18	22	2.20	22	331
		23	0.52	23	1.19	23	2.21	23	345
		24	0.53	24	1.20	24	2.22	24	359
		25	0.53	25	1.20	25	2.23	25	372
		26	0.53	26	1.21	26	2.24	26	386
		27	0.53	27	1.21	27	2.25	27	400
		28	0.53	28	1.22	28	2.26	28	414
		29	0.54	29	1.22	29	2.27	29	428
		30	0.54	30	1.22	30	2.27	30	441

Nota. Cálculos de los esfuerzos y variaciones de longitud, tabulados mediante las fórmulas matemáticas encontradas y calculadas en Microsoft Excel para las 3 cargas propuestas. Elaborado por el Autor.

Anexo 2

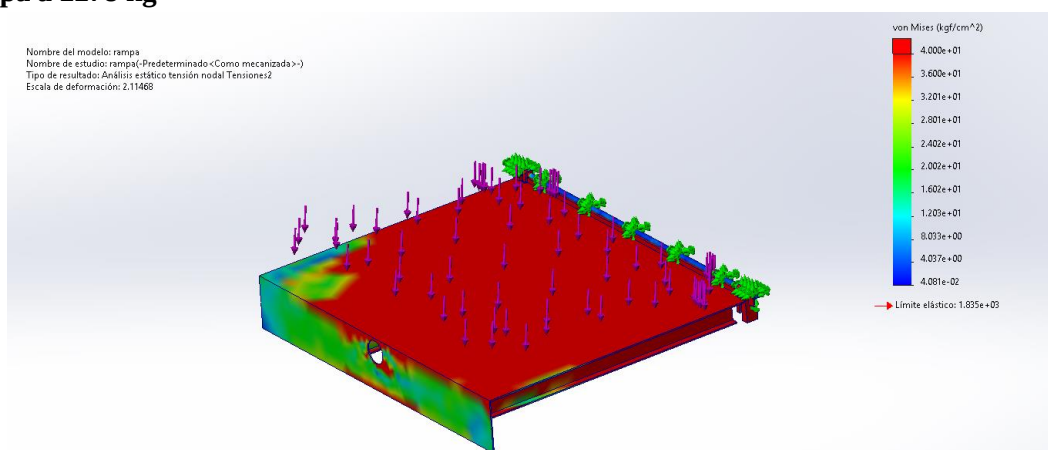
Simulación de rampa

Rampa a 1000 kg



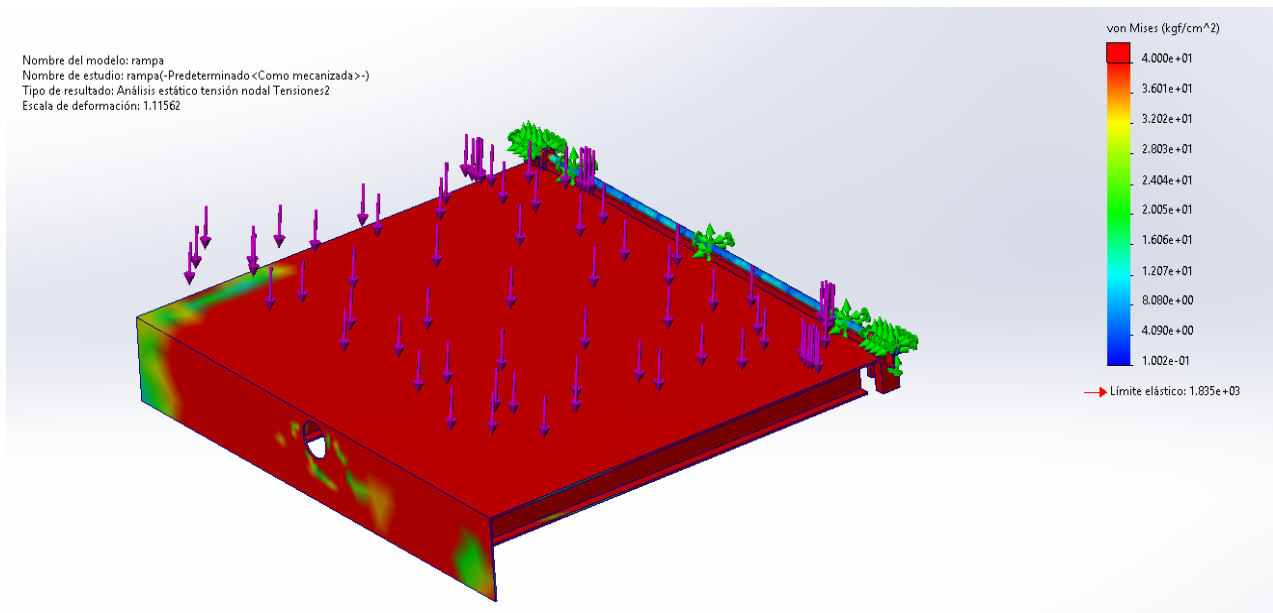
Nodo	Valor (kgf/cm ²)	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
20367	9.08E+01	925.886963	646.994202	1158.10657
2797	4.28E+01	931	651.637024	1150.97949
2788	2.20E+02	931	636.716858	1174.47729
29585	6.68E+01	931	617.883484	1168.67712
39127	4.50E+01	931	643.315796	1145.83289
Promedio	9.30E+01			

Rampa a 2278 kg



Nodo	Valor (kgf/cm ²)	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
2797	9.75E+01	931	651.637024	1150.97949
33563	2.29E+02	931	654.357178	1164.72351
20367	2.07E+02	925.886963	646.994202	1158.10657
28125	4.43E+02	931	634.41803	1181.05652
297	2.63E+02	931	622.73468	1163.60034
Promedio	2.48E+02			

Rampa a 4230 kg



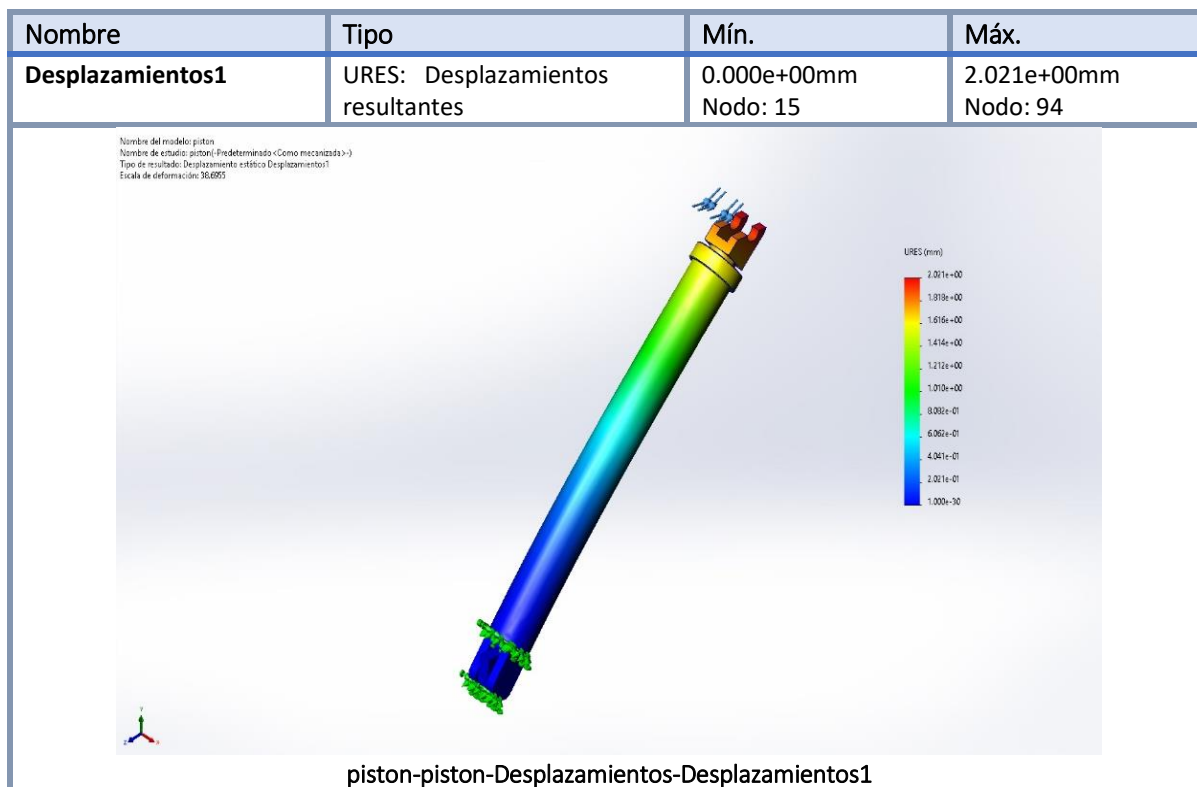
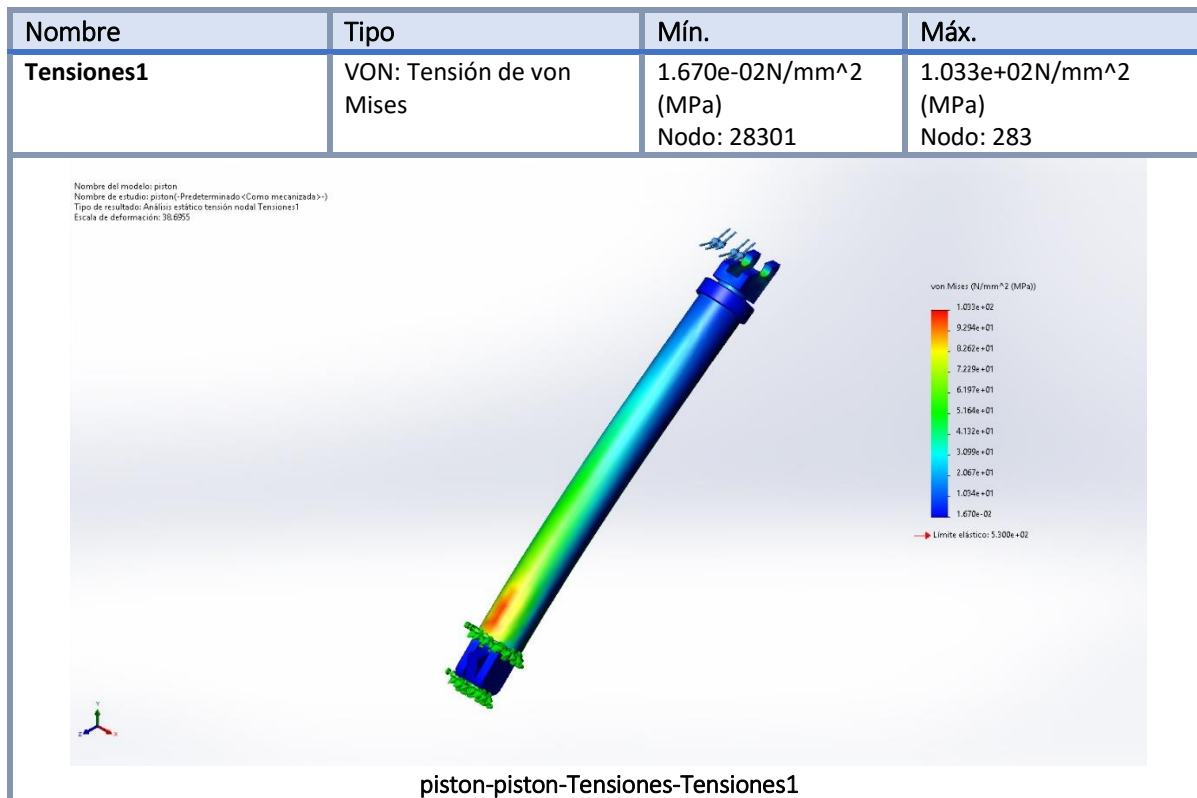
Nodo	Valor (kgf/cm ²)	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
31944	3.33E+02	931	645.993836	1155.87402
28124	8.67E+02	931	639.93396	1180.3794
29591	3.02E+02	931	615.924622	1160.25916
44230	2.14E+02	931	620.457764	1148.52502
32520	6.71E+02	926	647.205566	1165.34937
Promedio	4.77E+02			

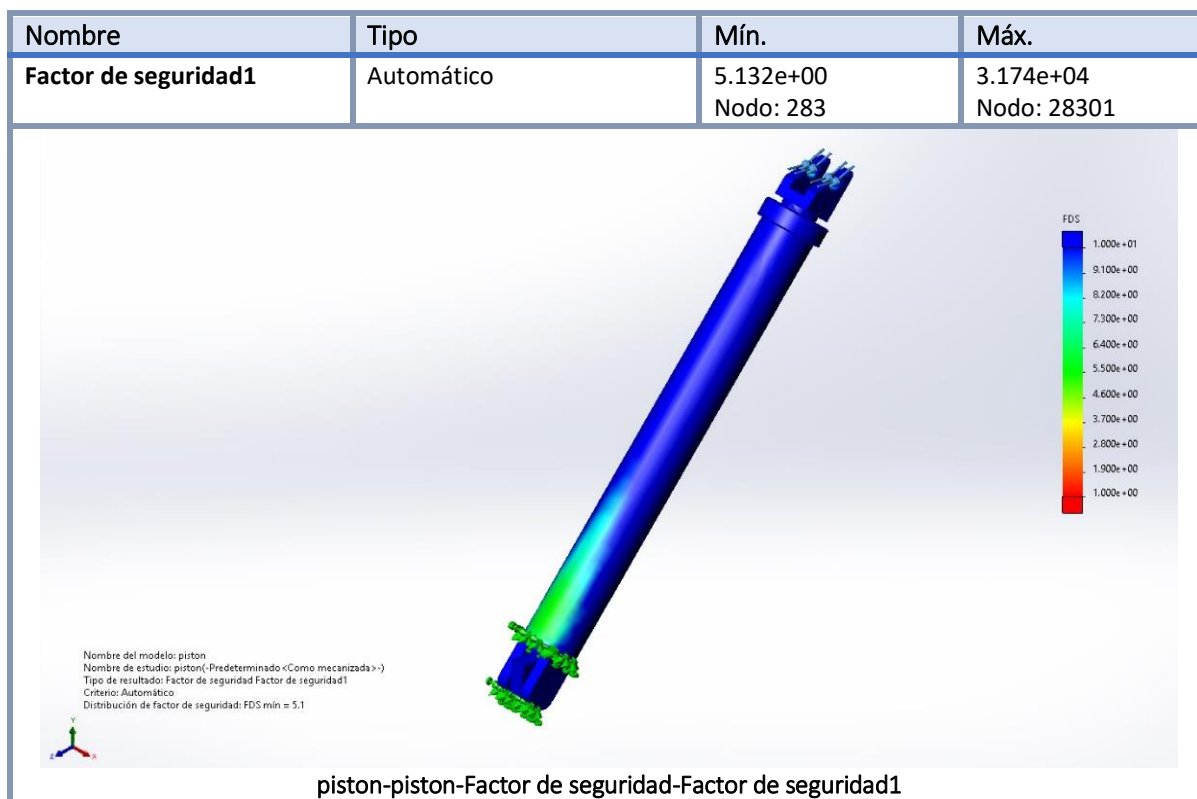
Nota. Simulación de la rampa para las 3 cargas propuestas. Elaborado por el Autor.

Anexo 3

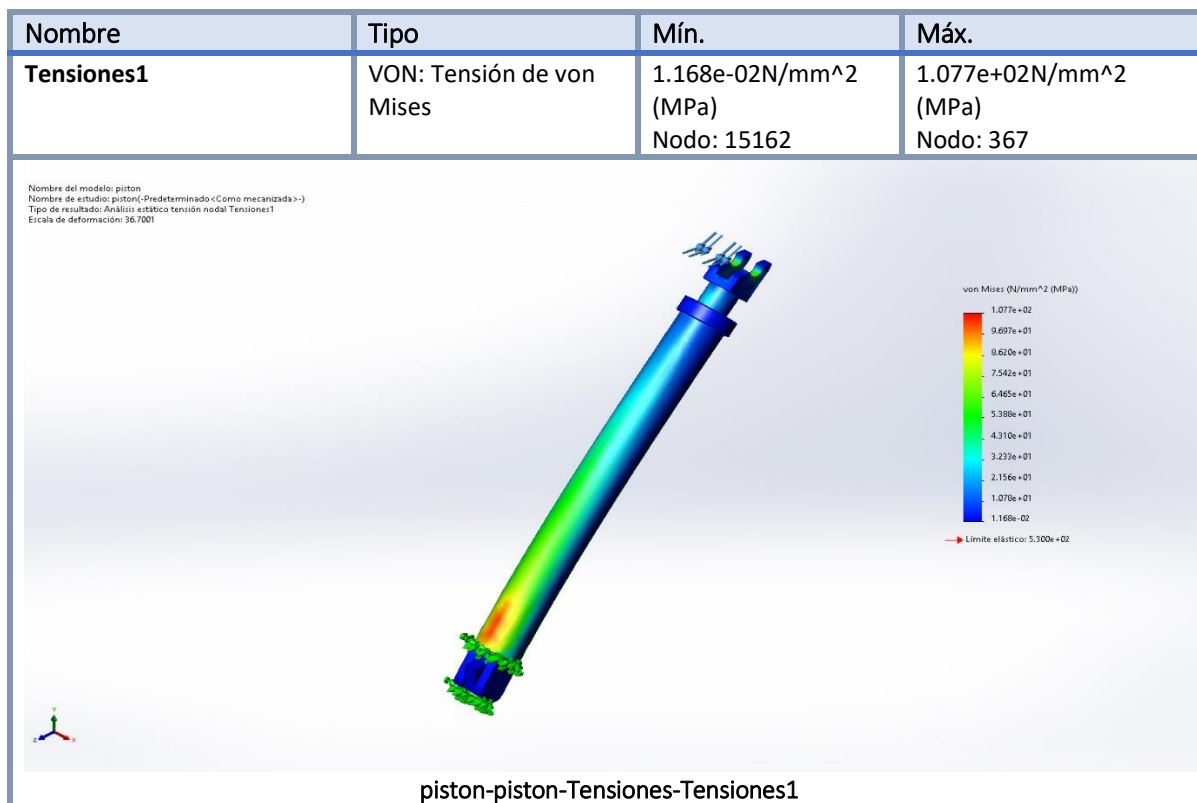
Simulación del pistón

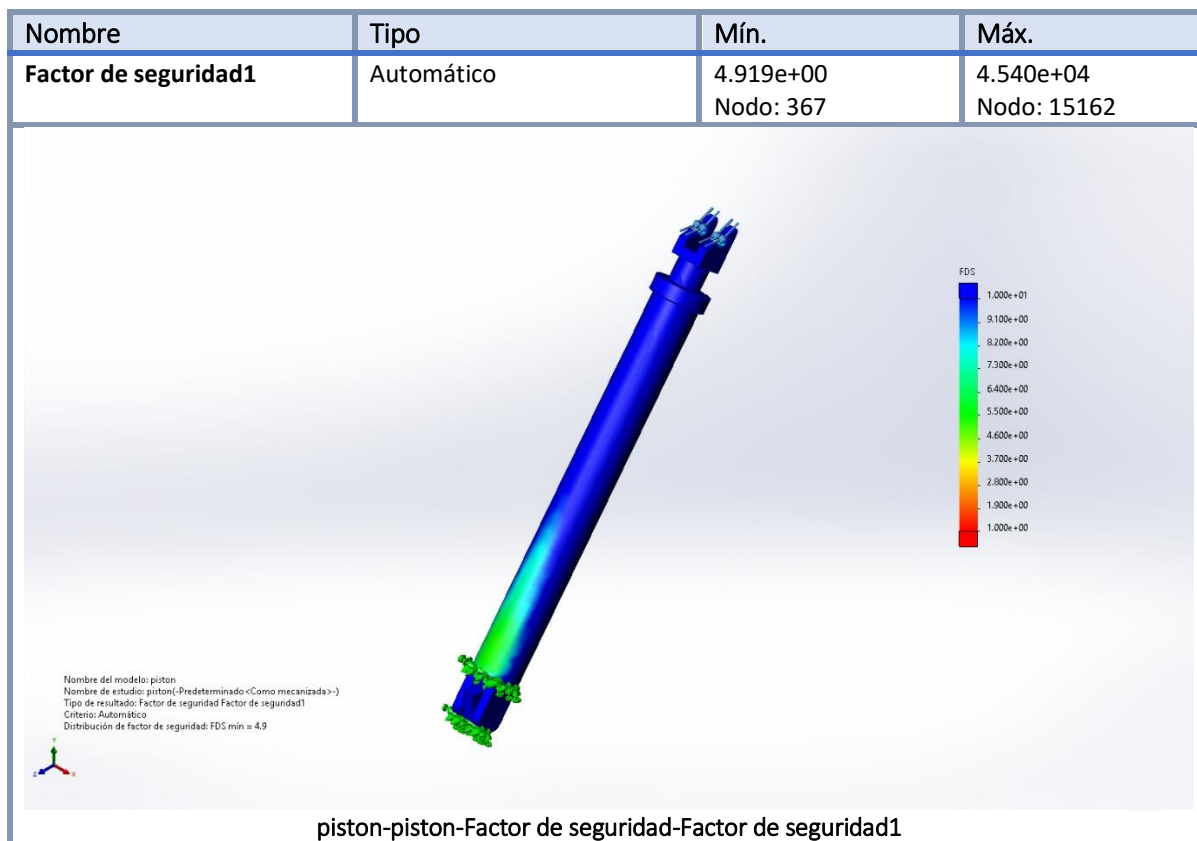
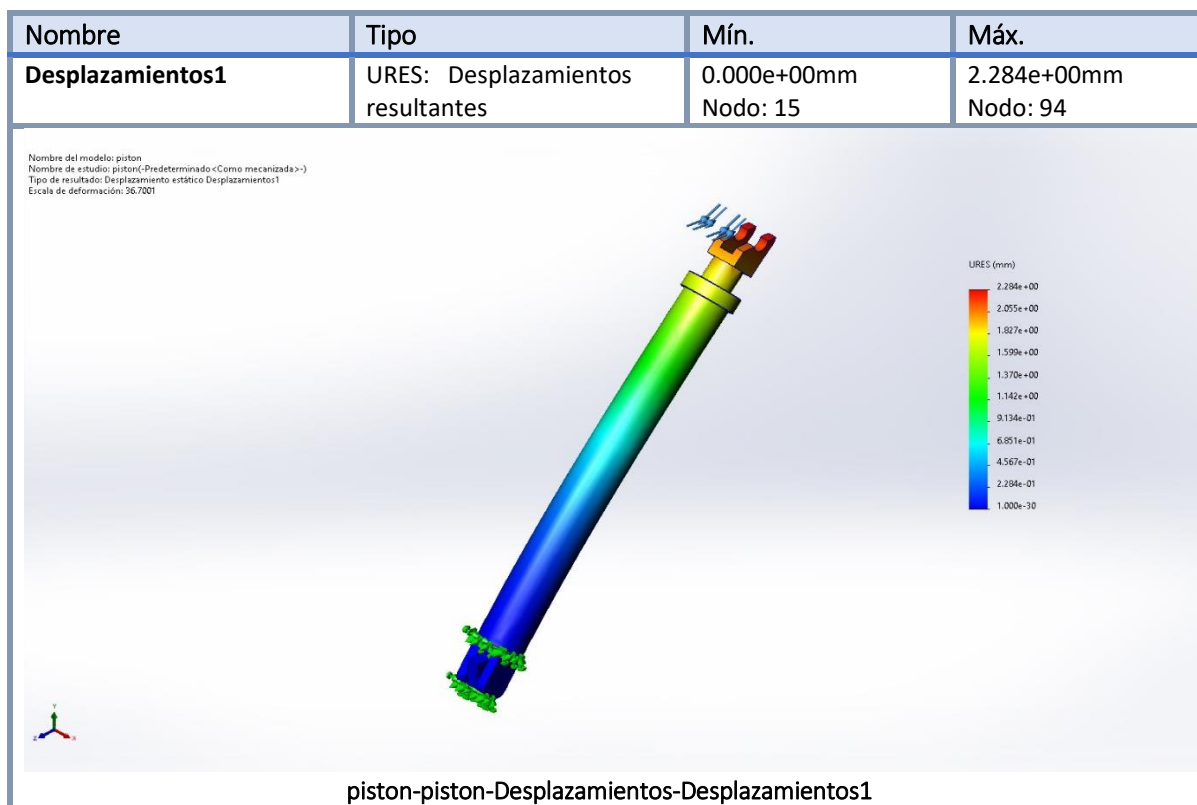
Caso 1: Inclinación a 0°:



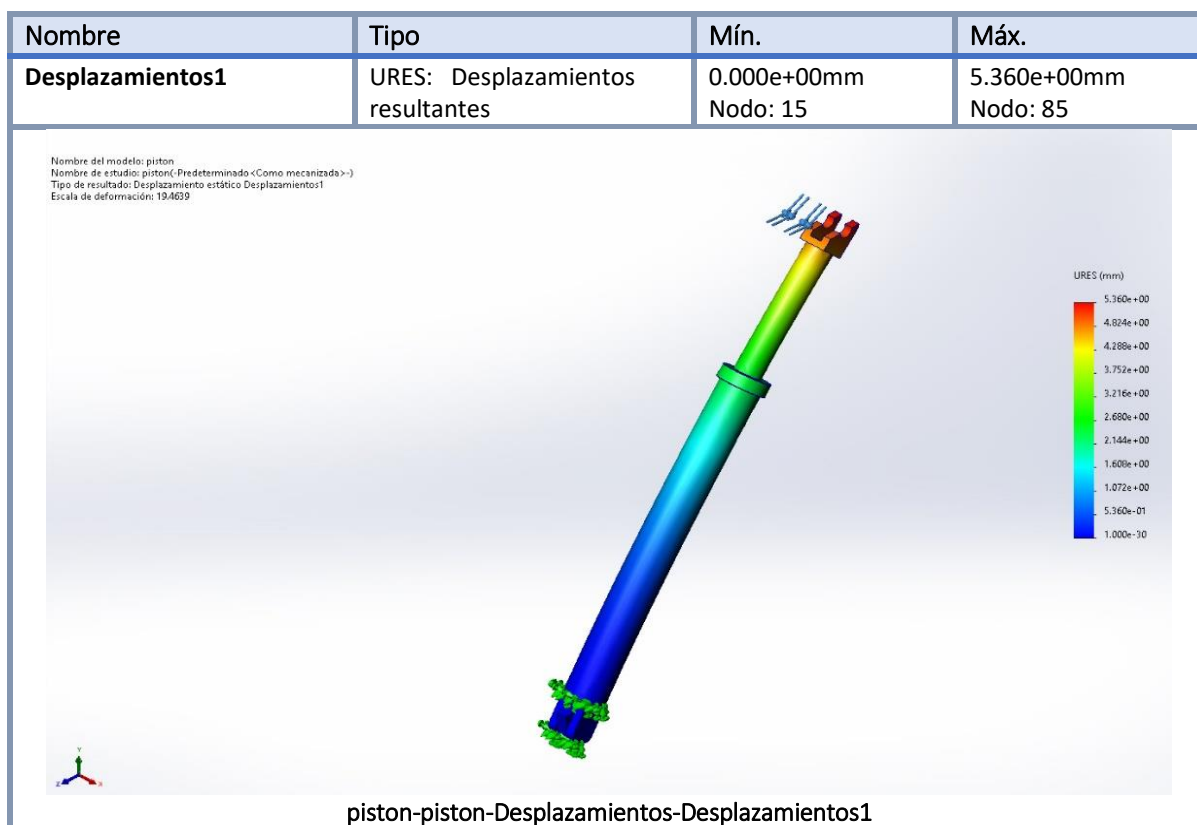
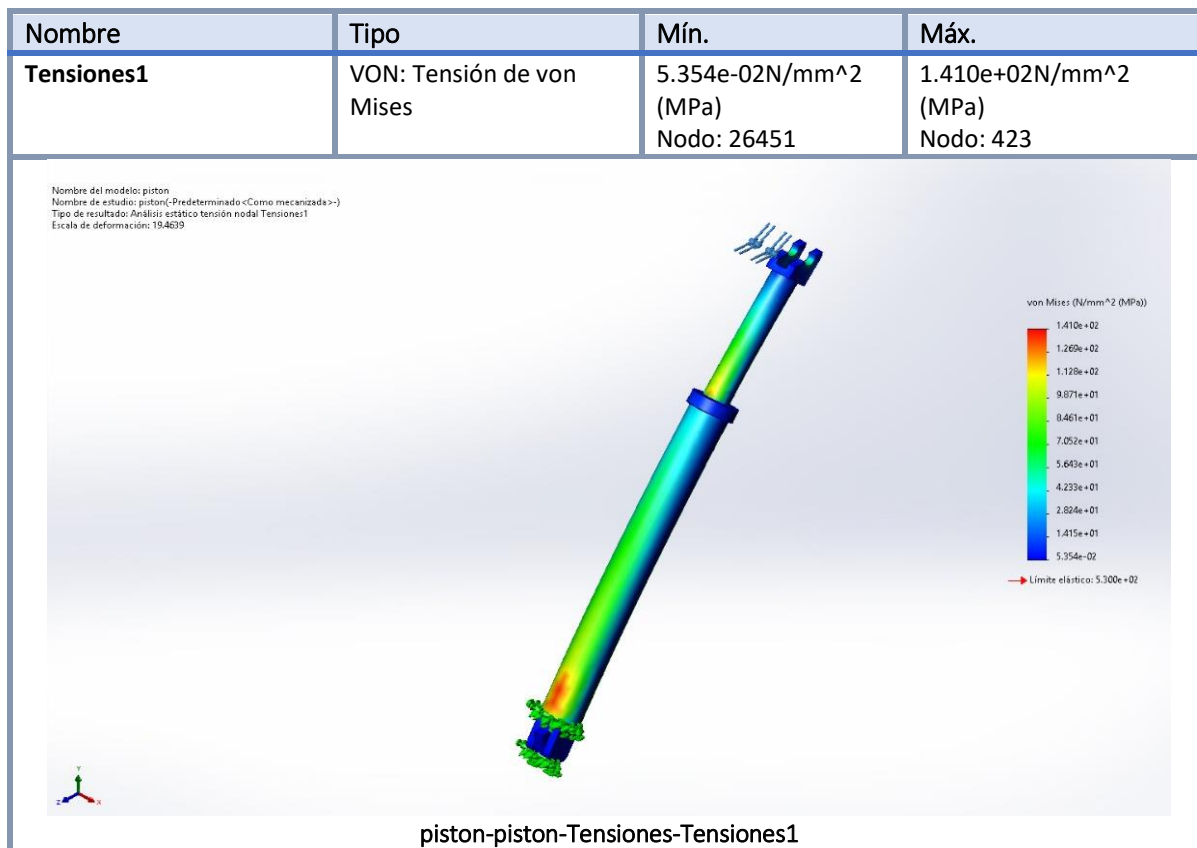


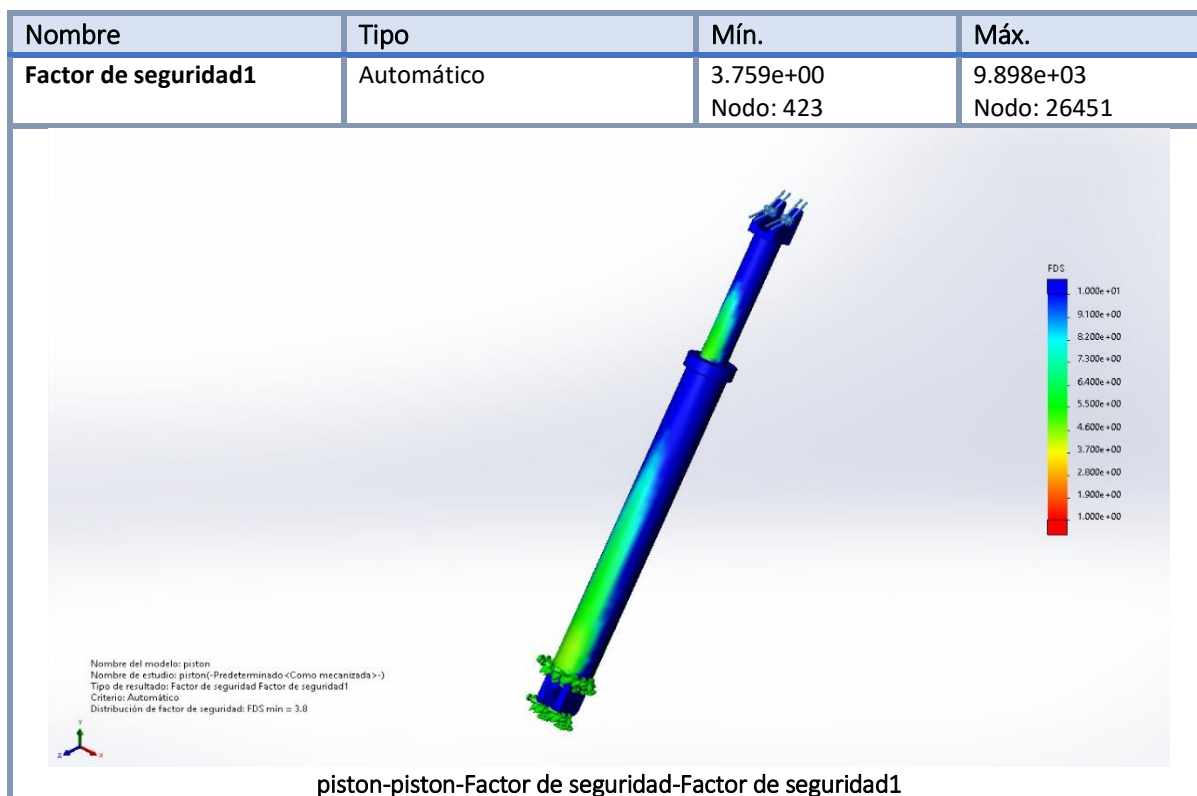
Inclinación a 6:



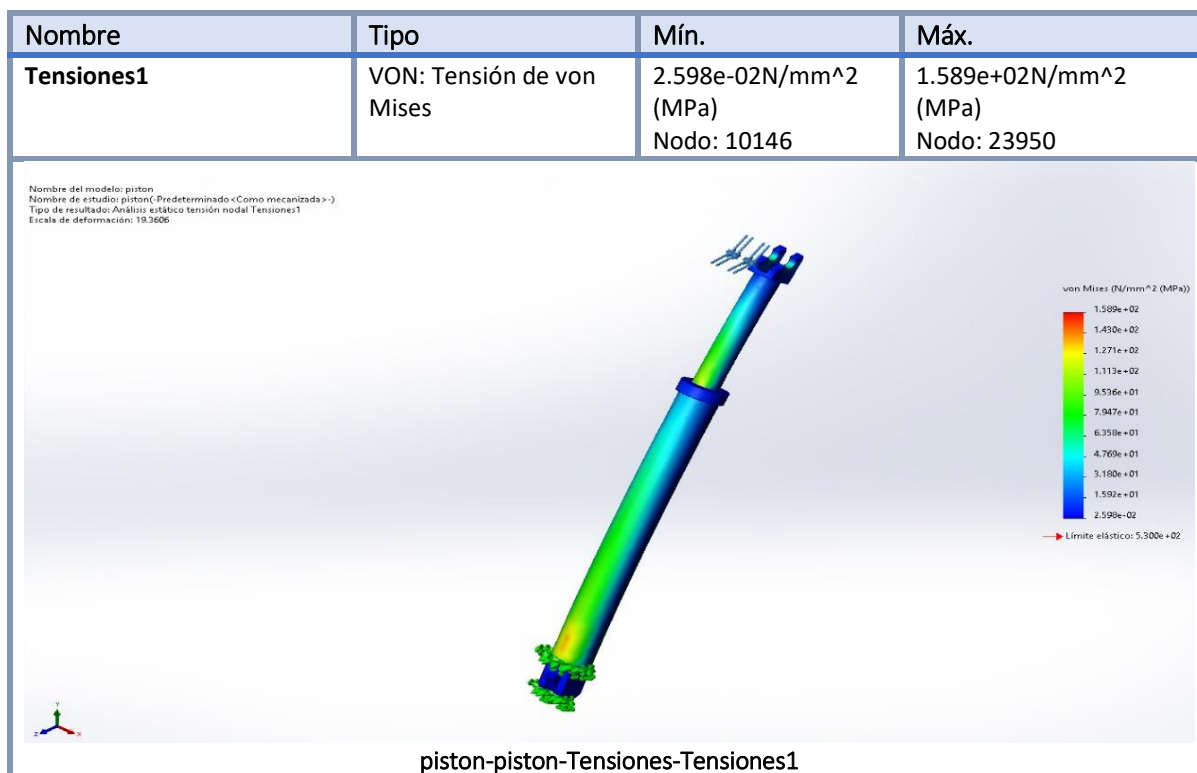


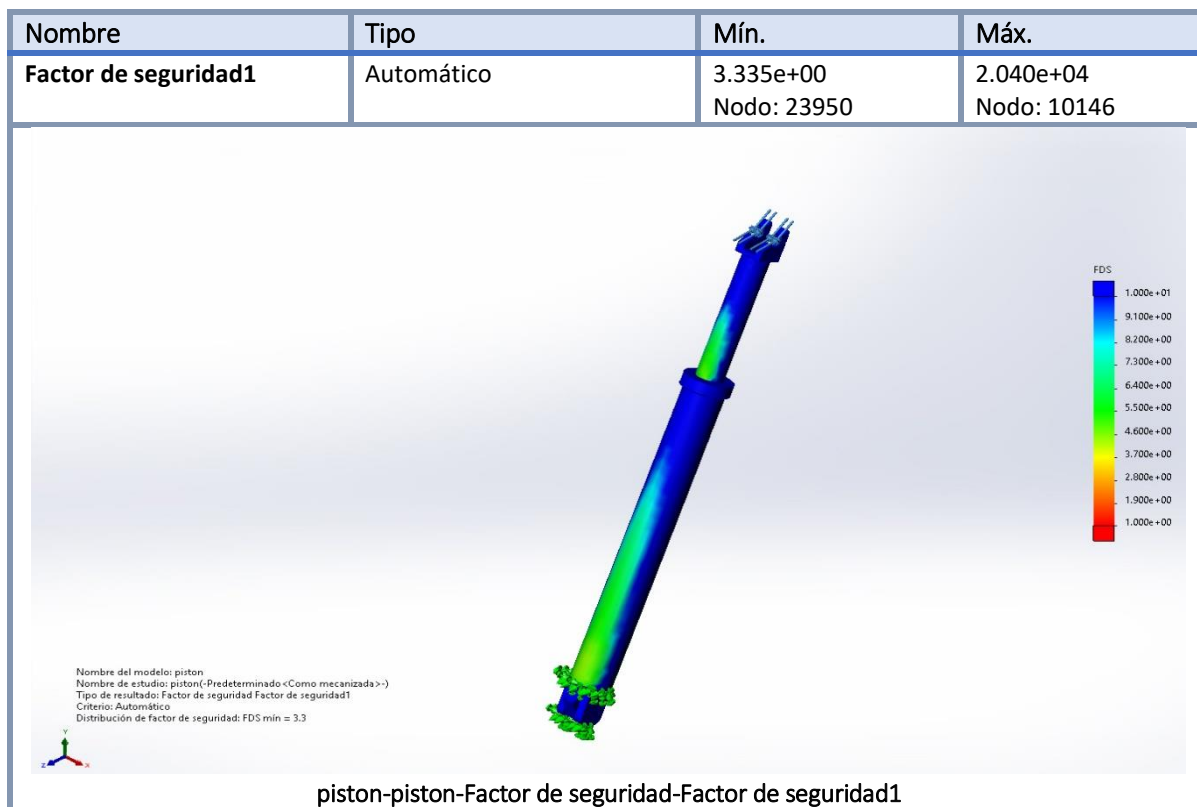
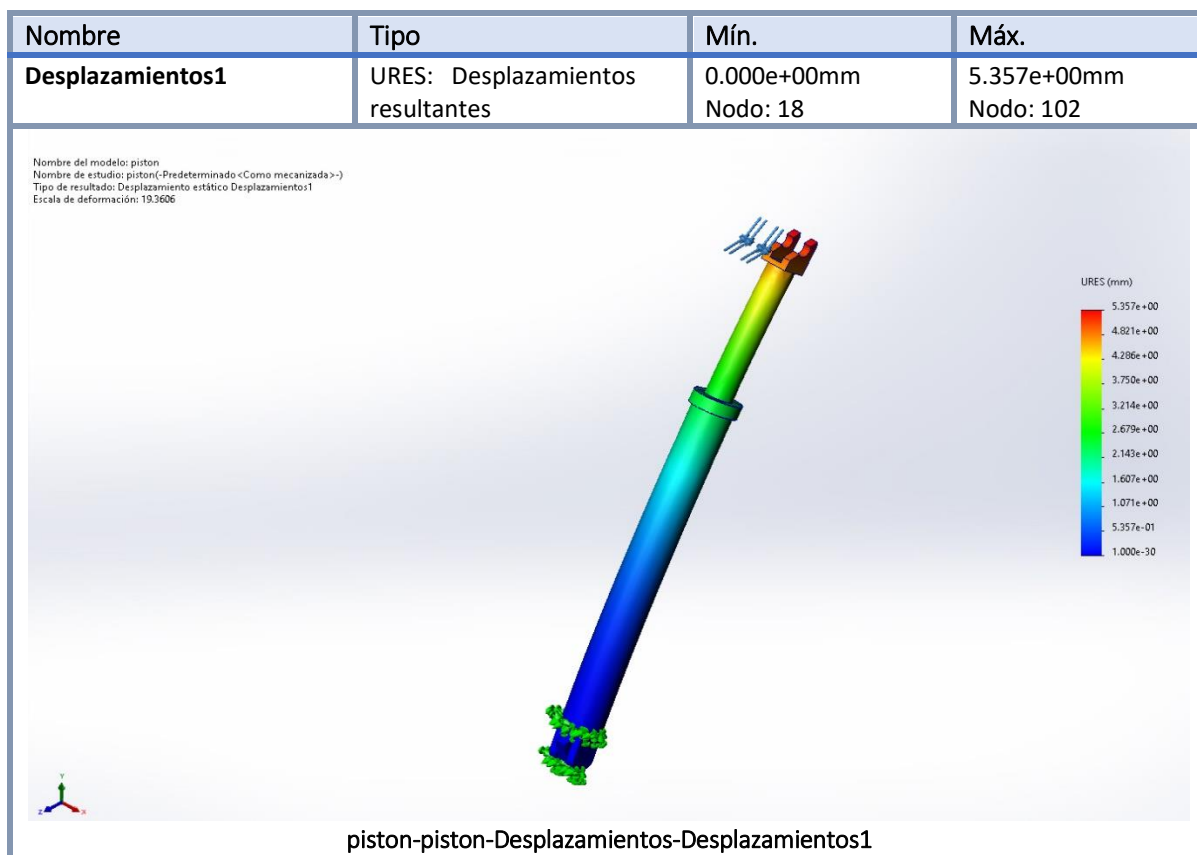
Inclinación a 12:



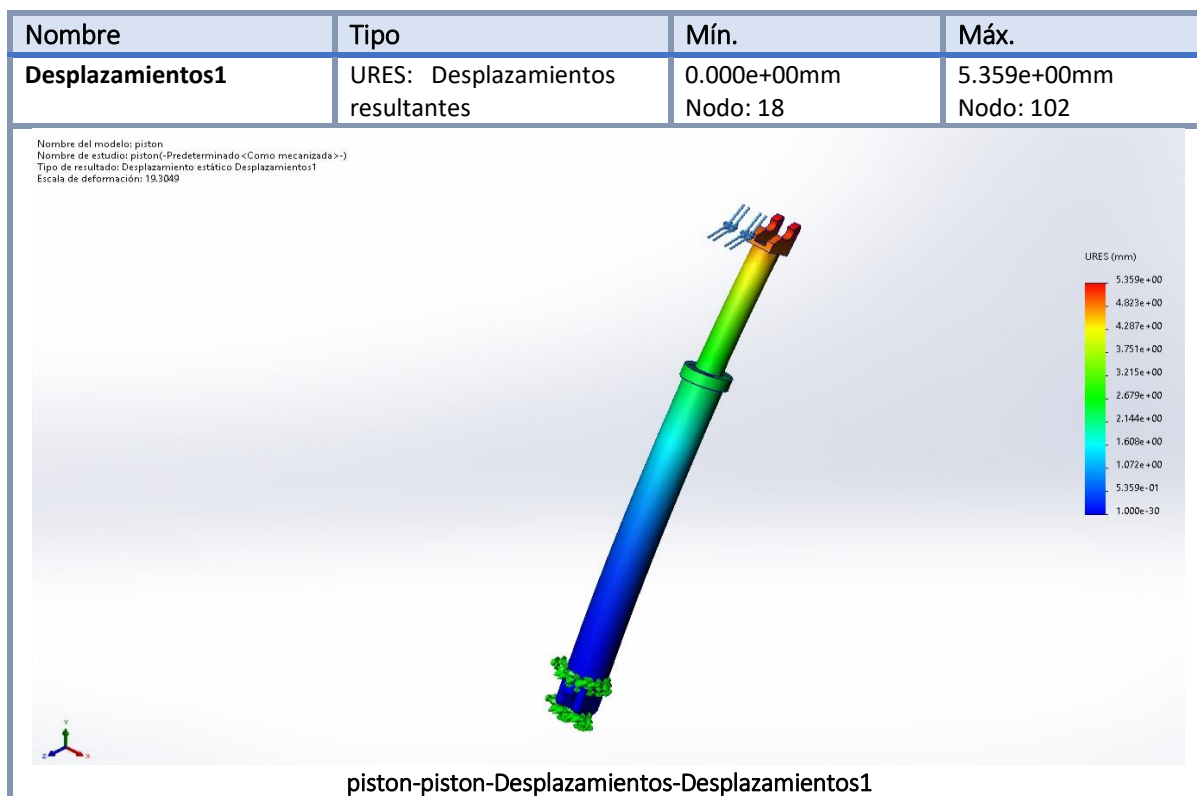
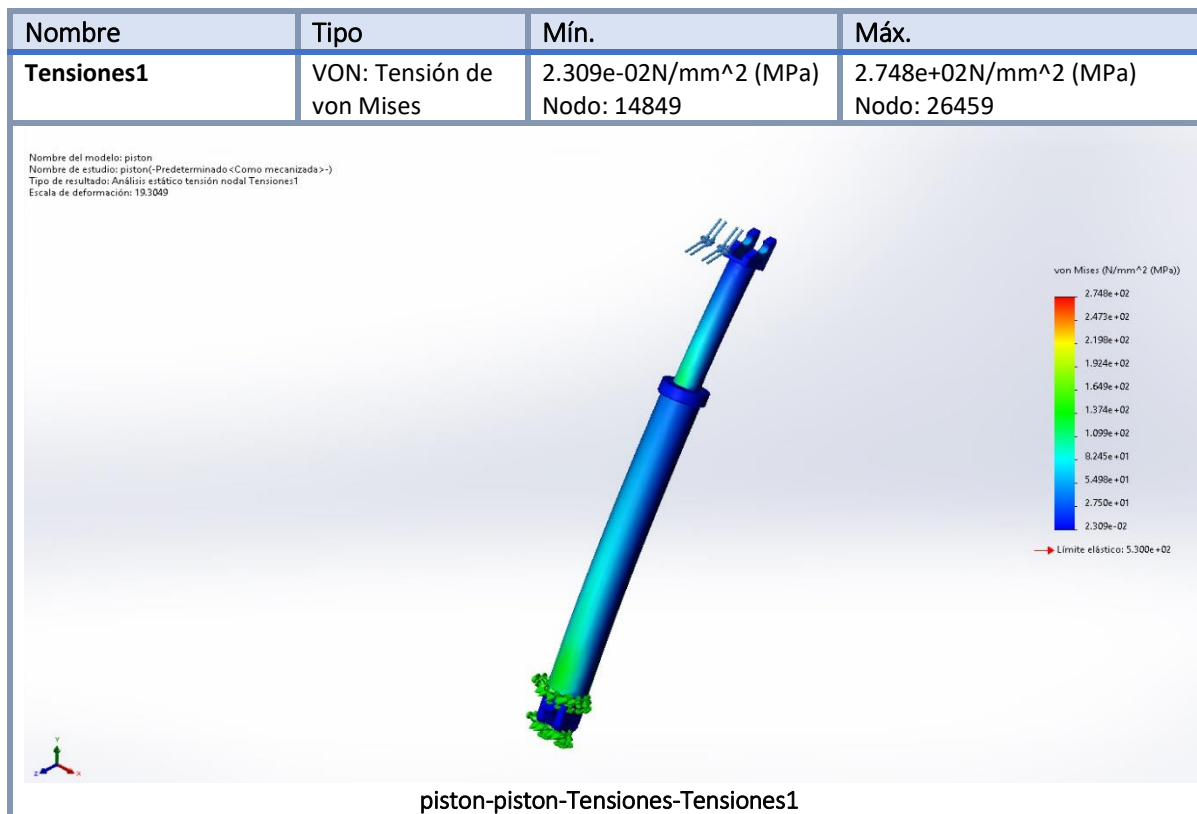


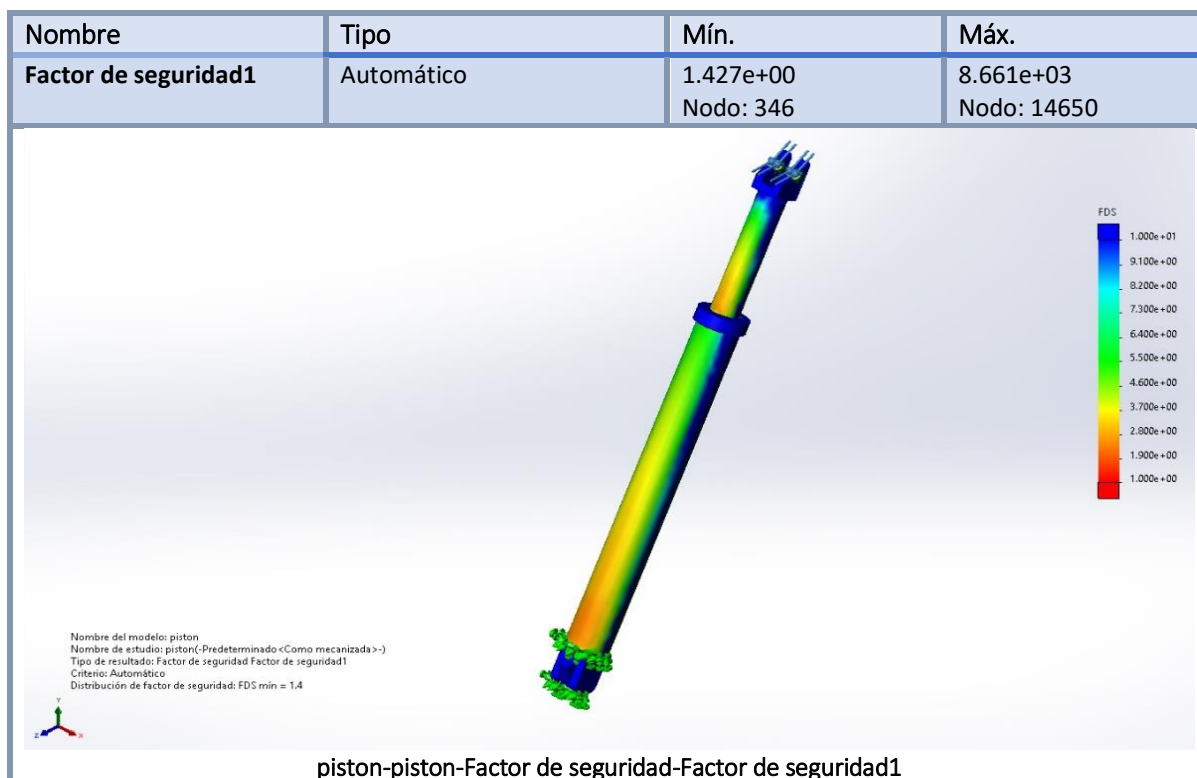
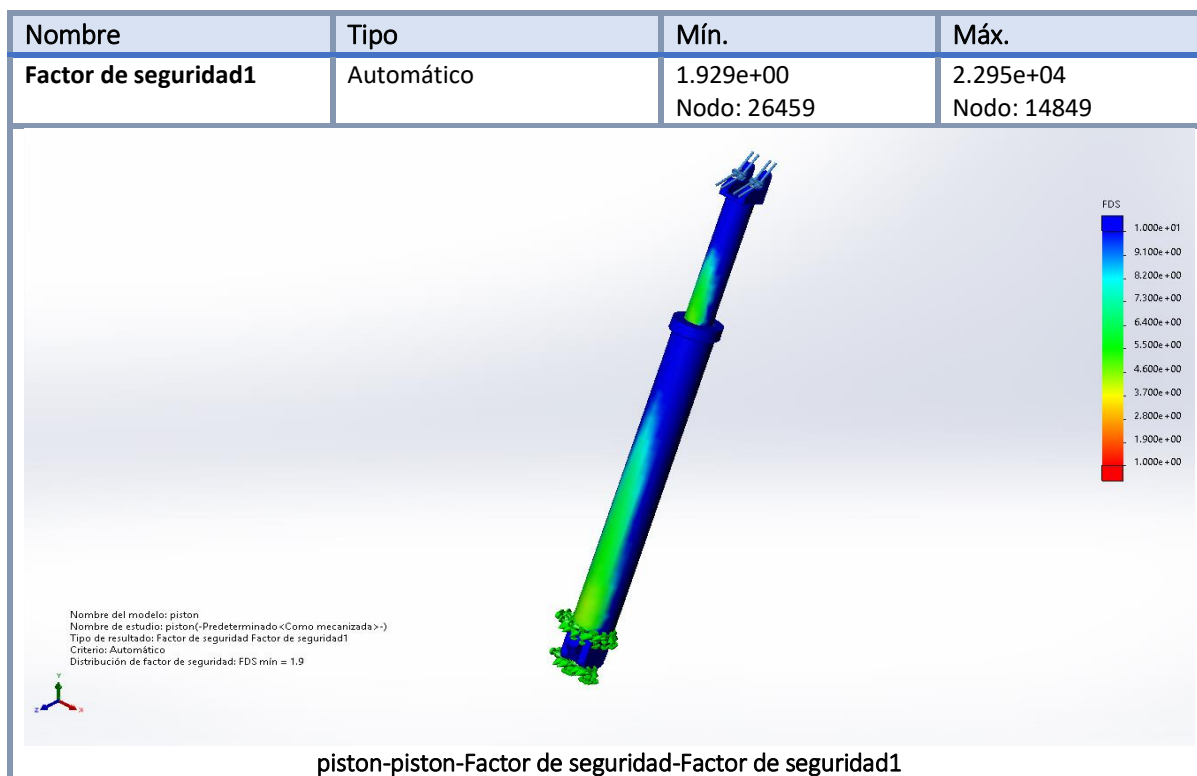
Inclinación a 18:





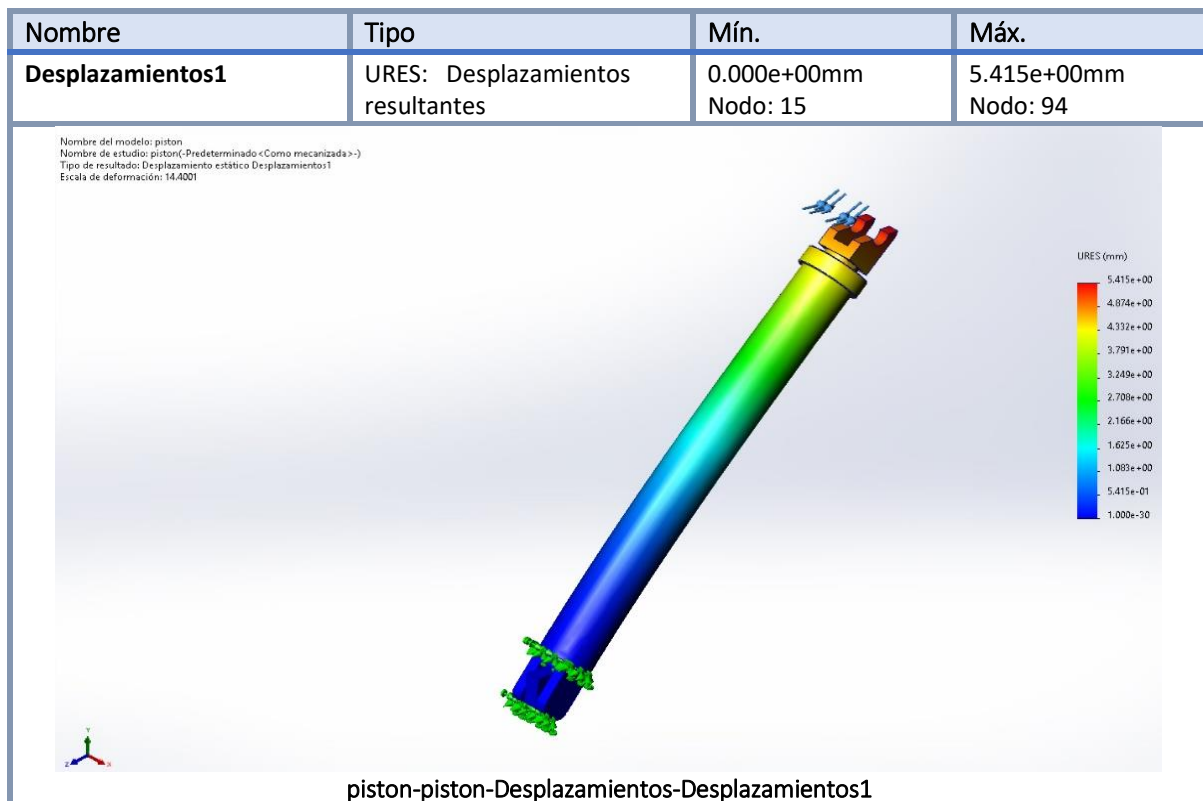
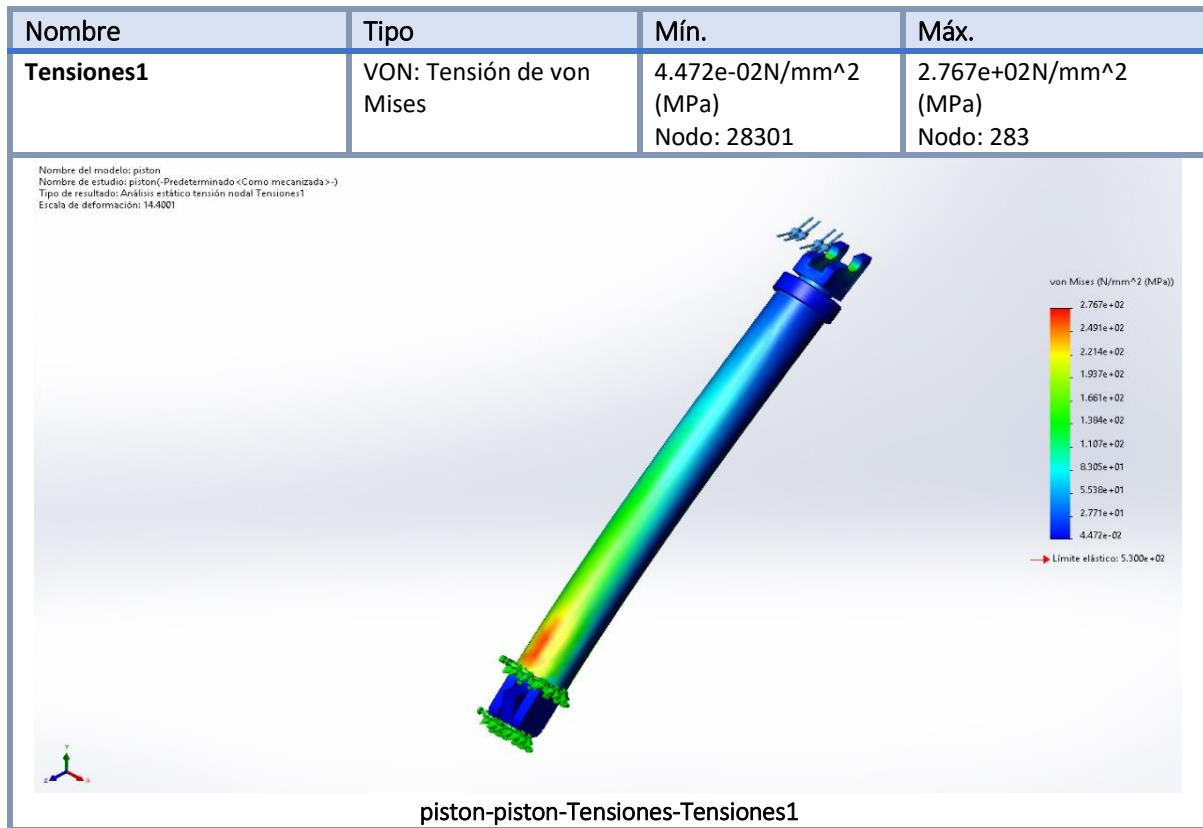
Inclinación 21:

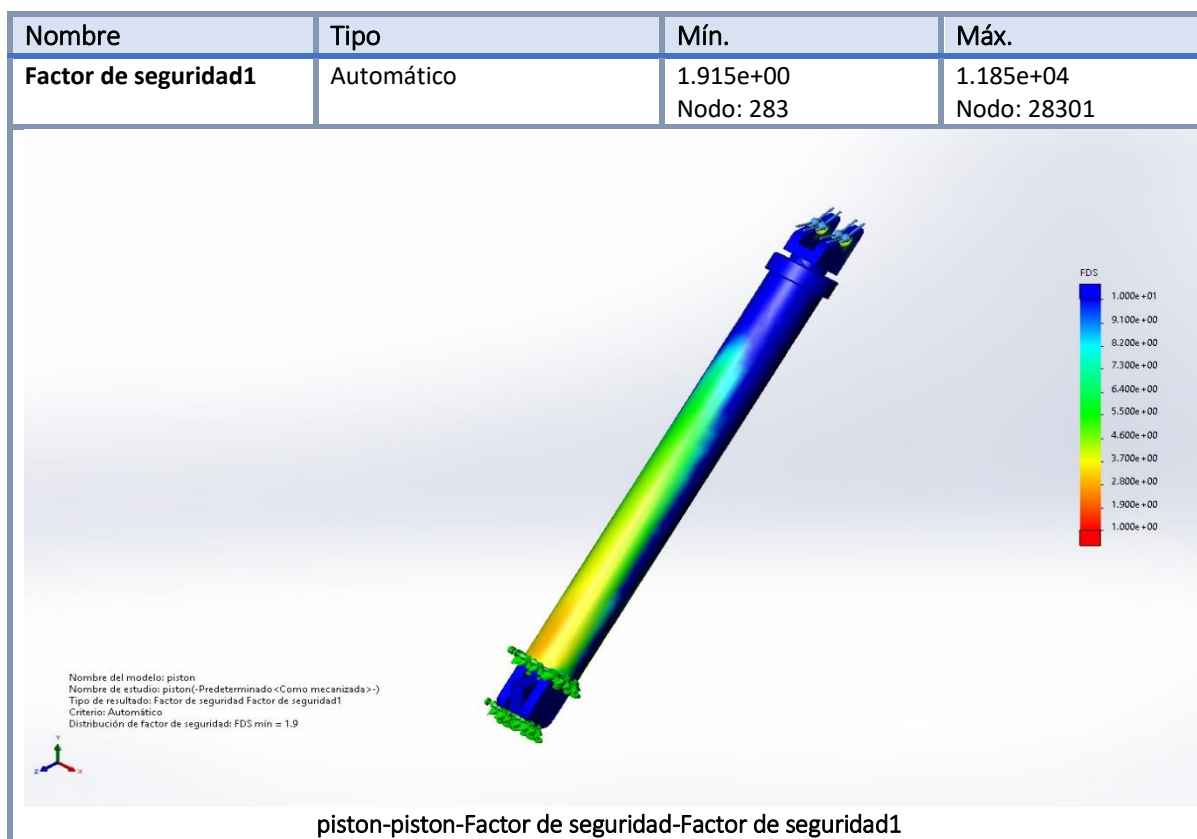




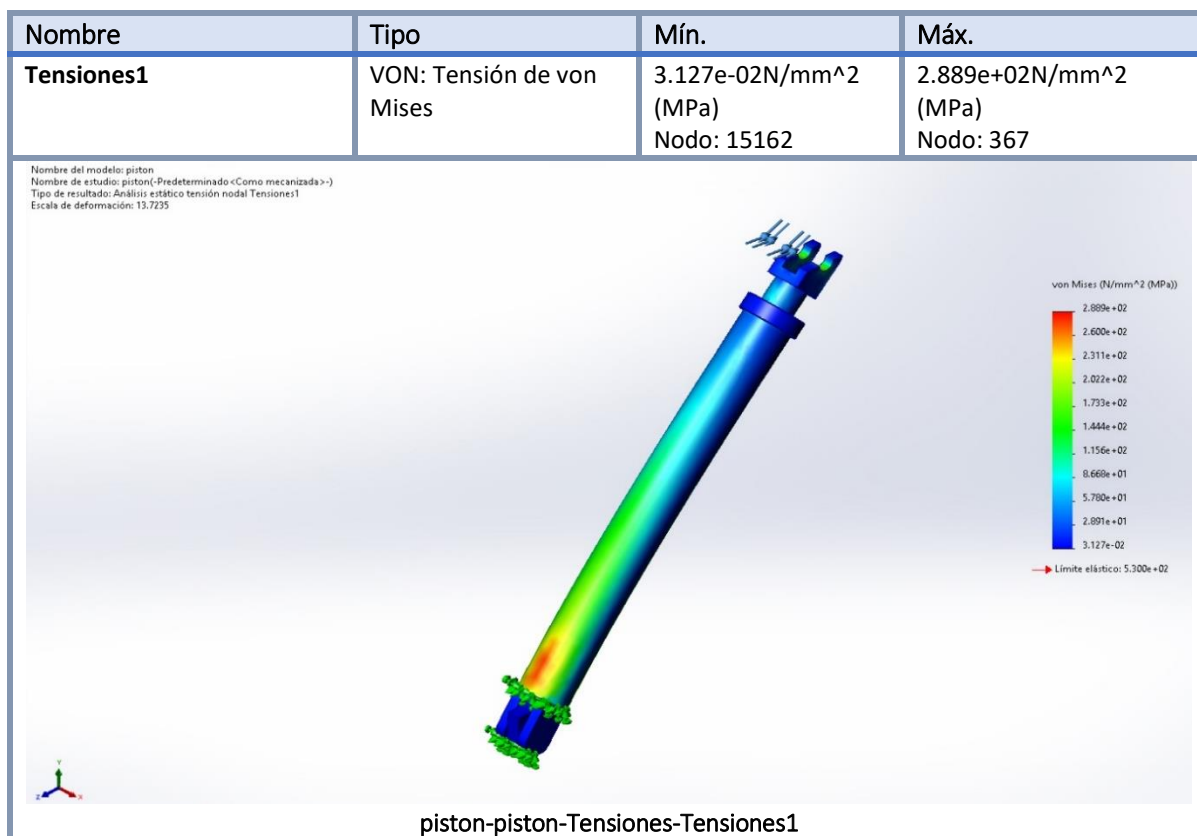
Caso 2:

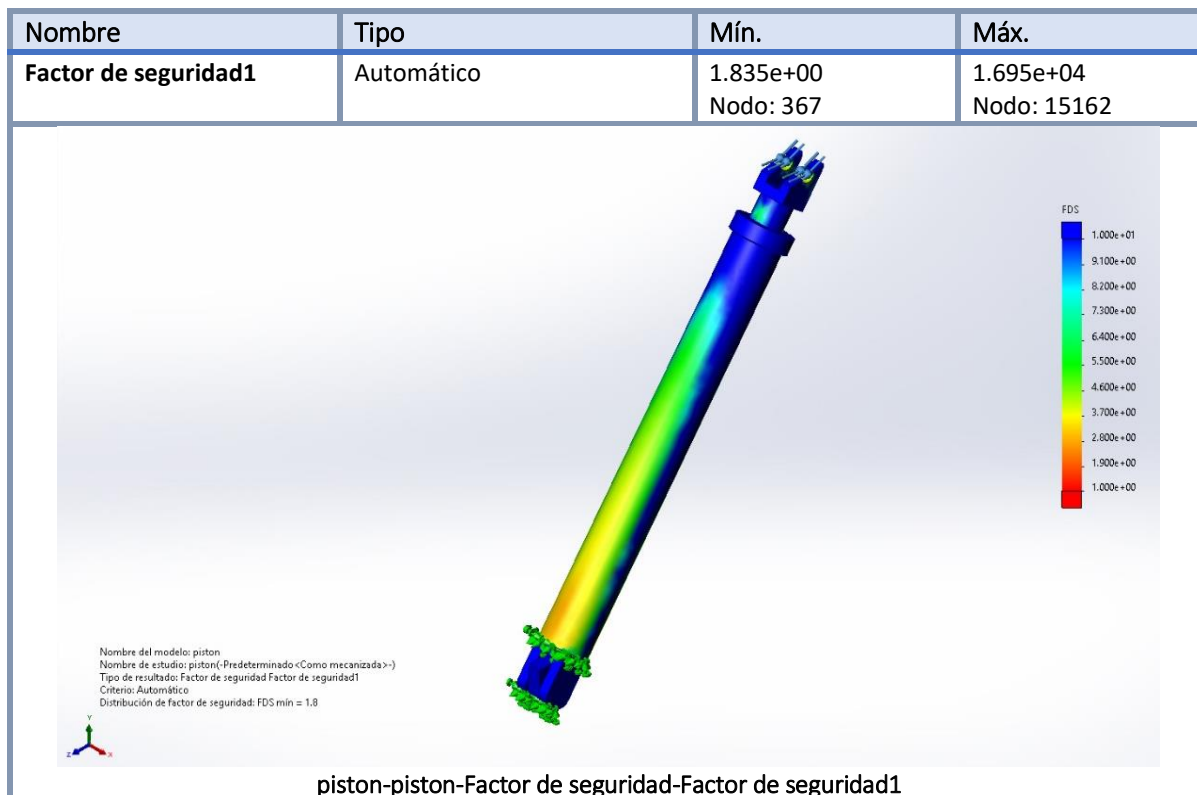
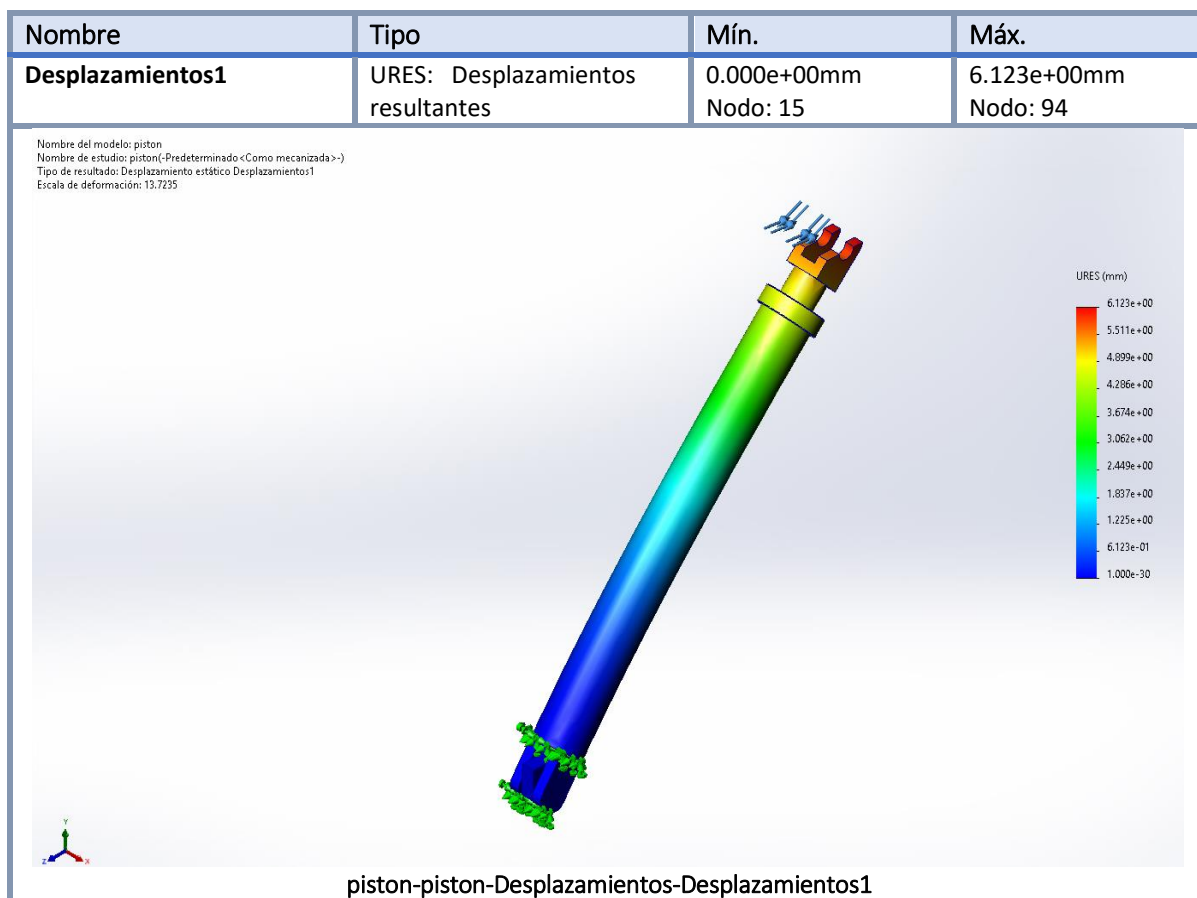
Inclinación a 0°:



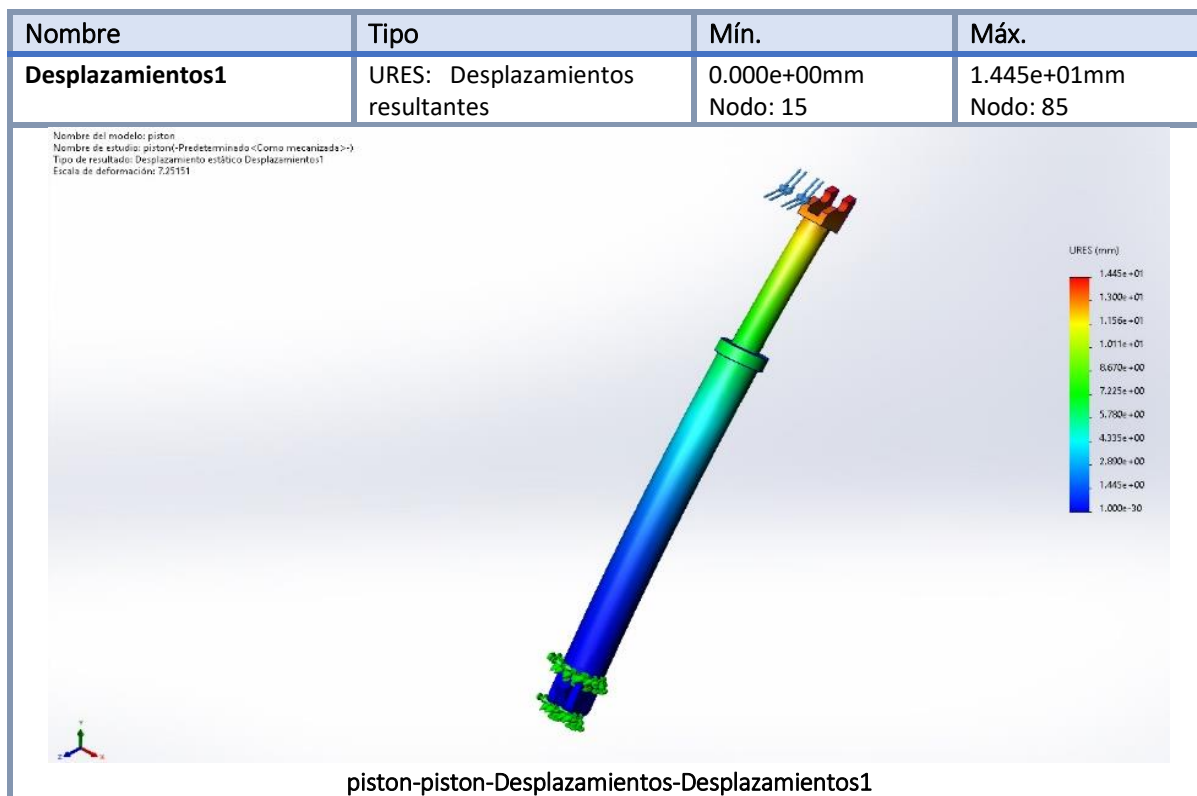
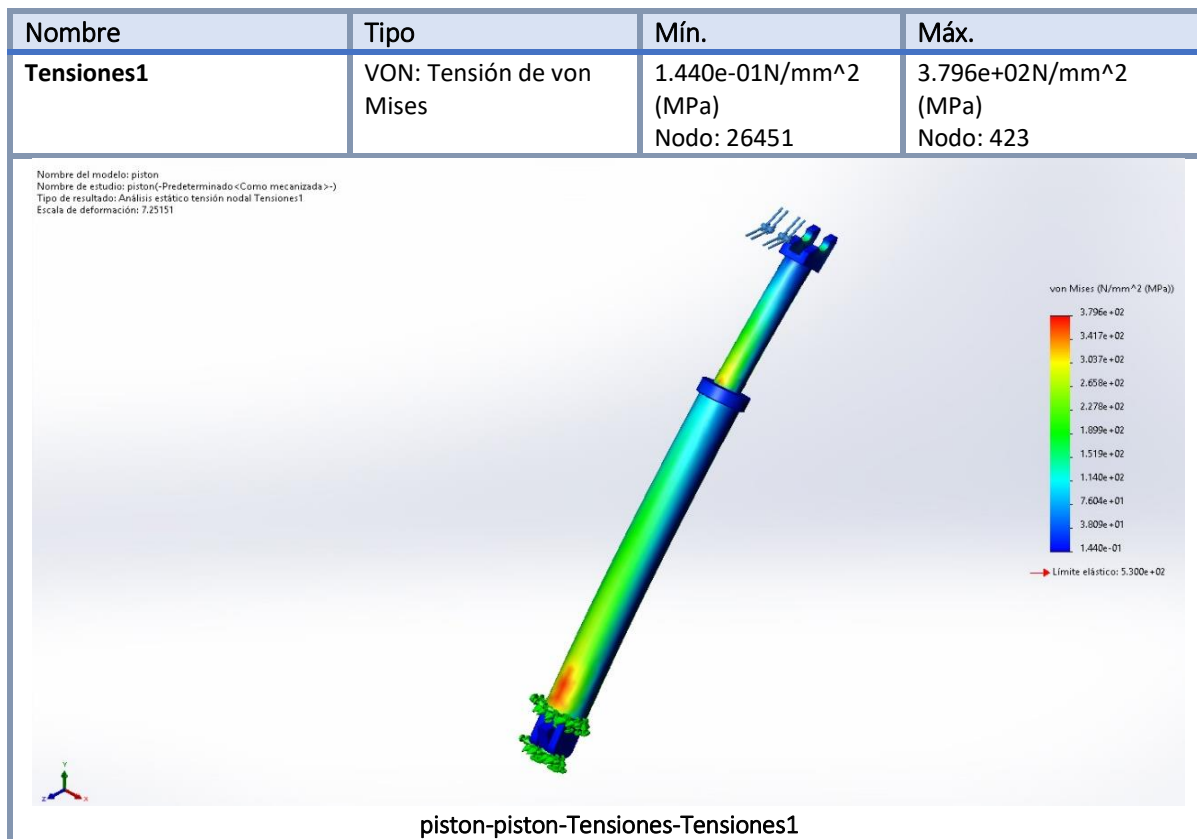


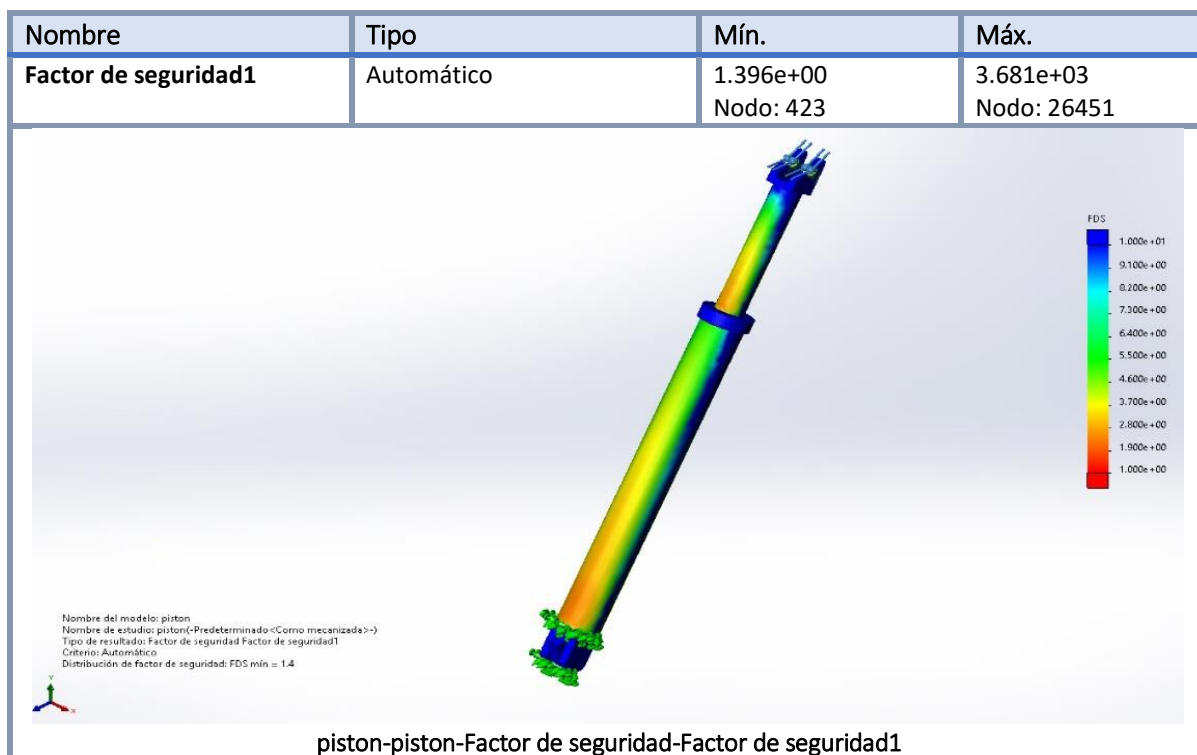
Inclinación a 6:



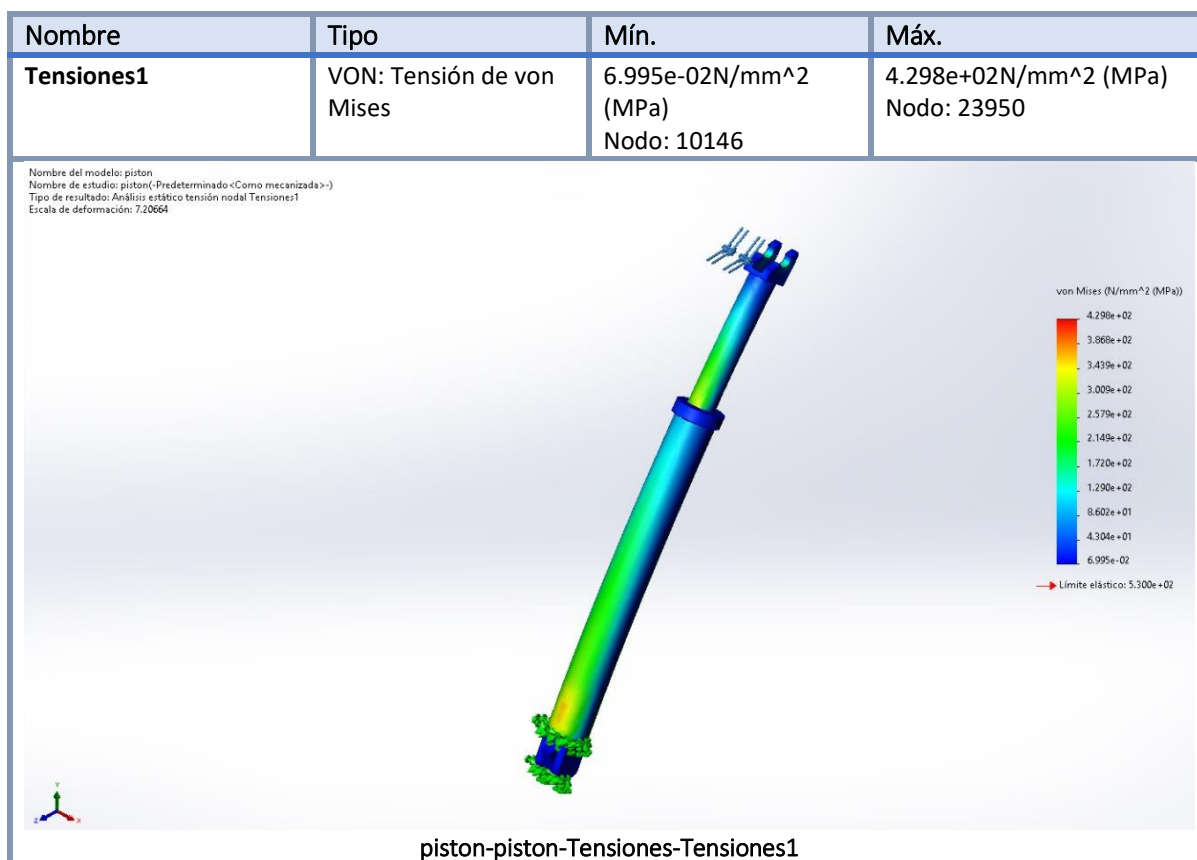


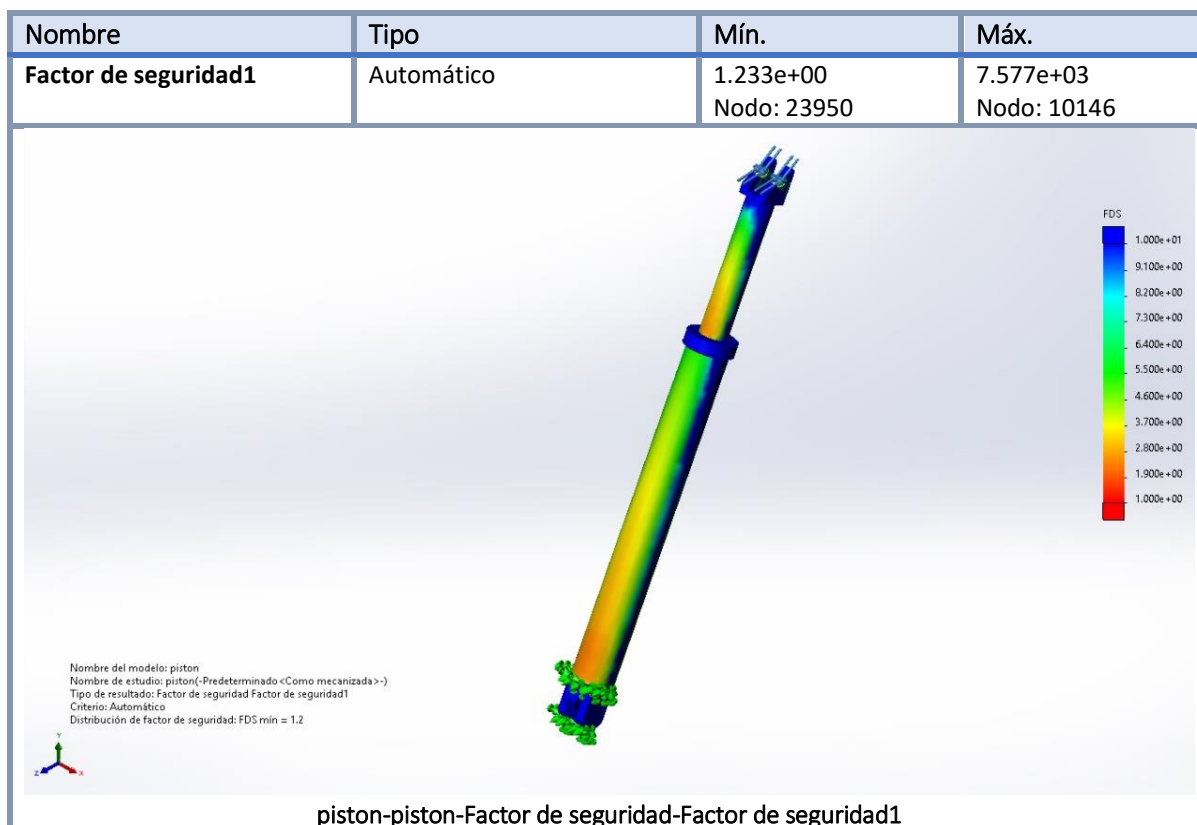
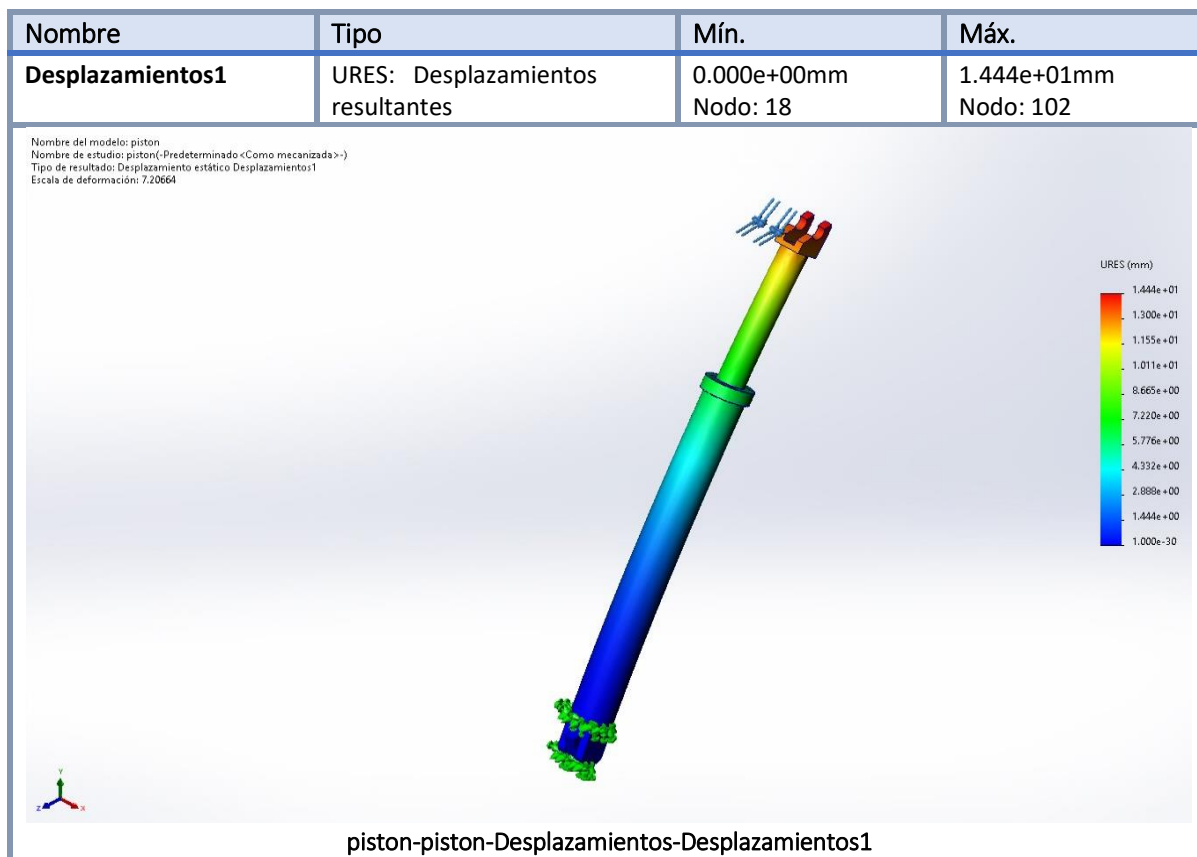
Inclinación 12:



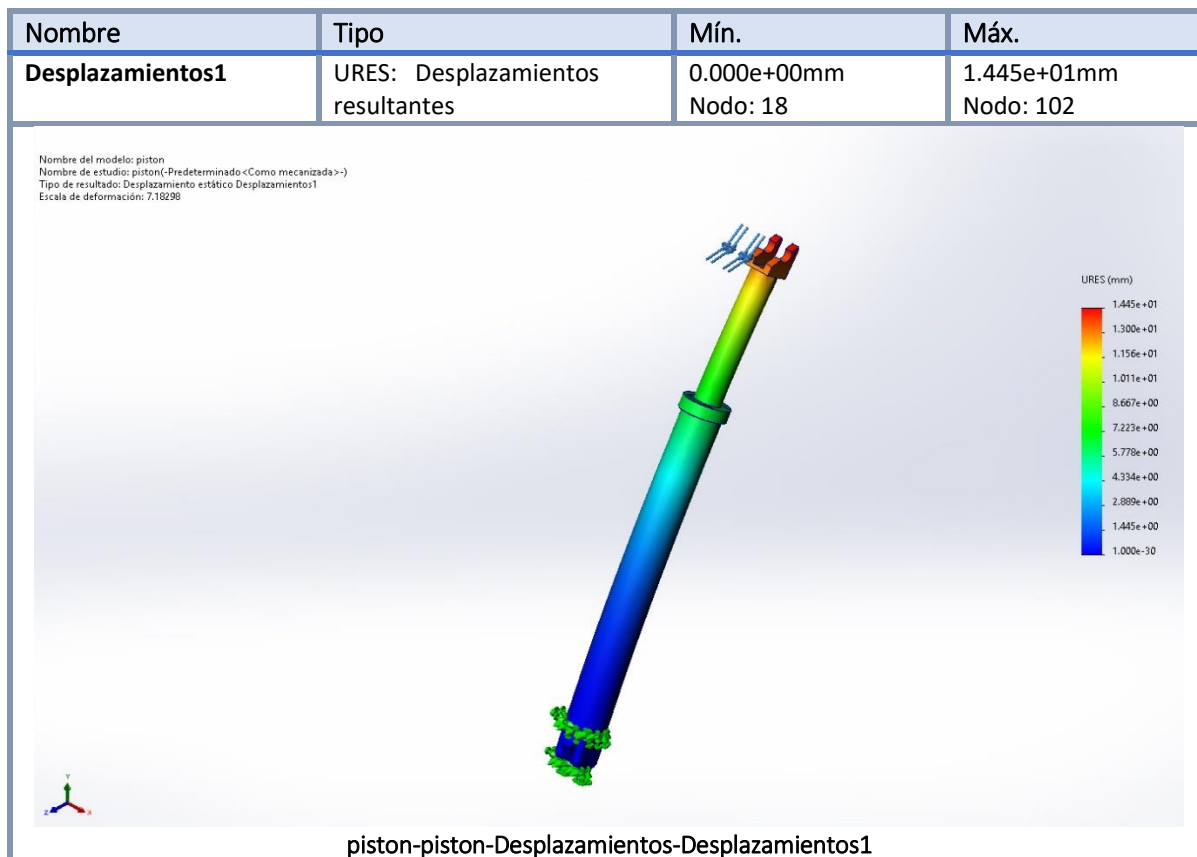
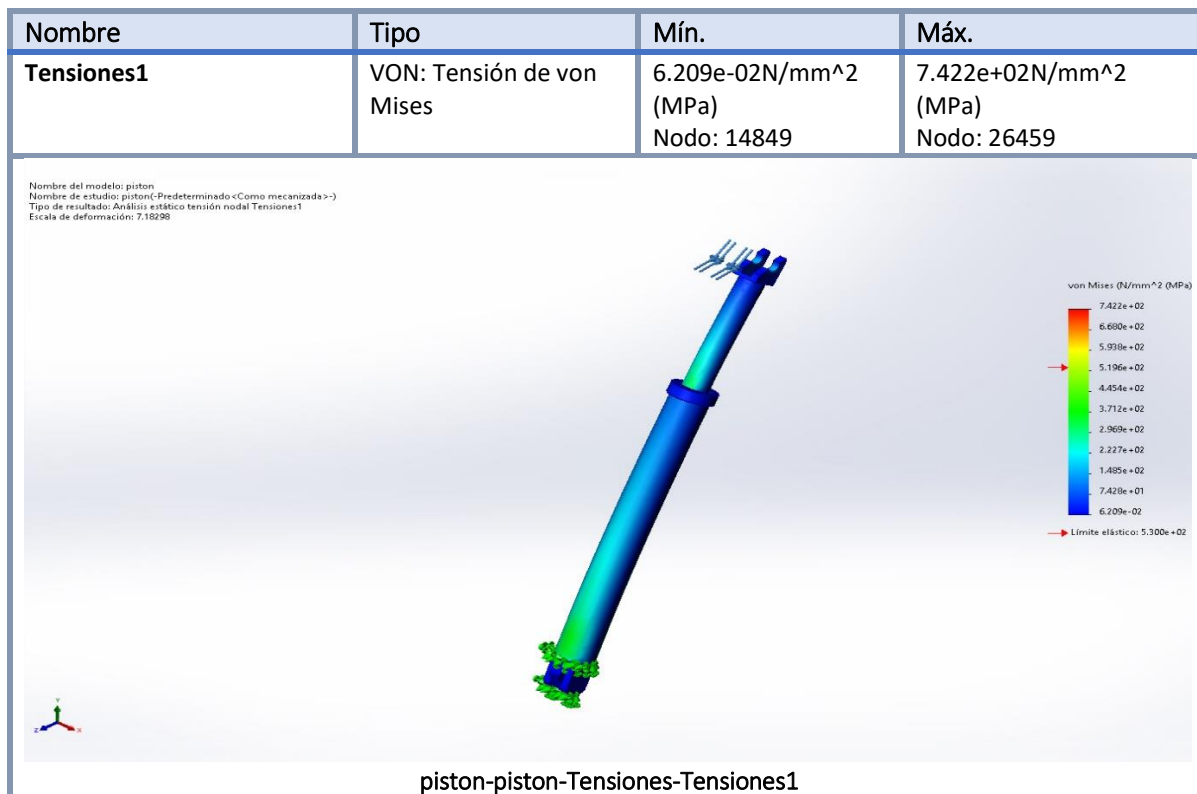


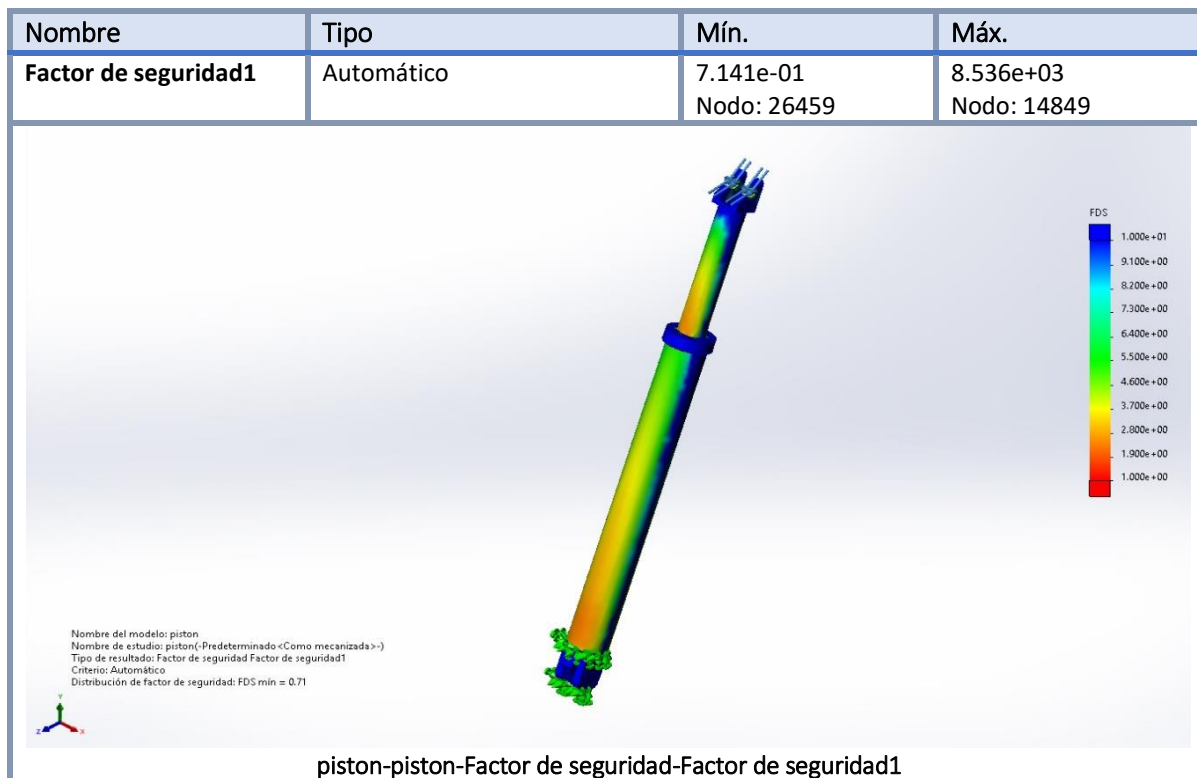
Inclinación a 18:





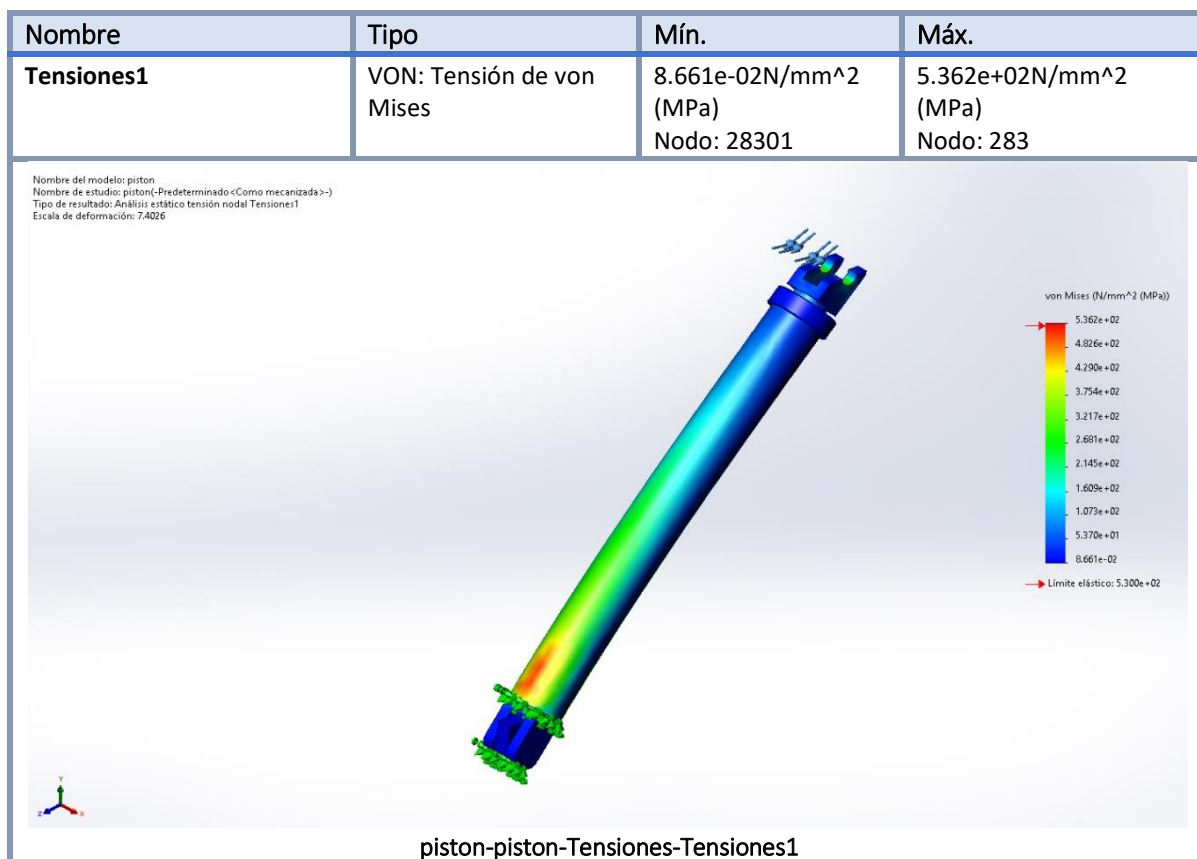
Inclinación a 21:

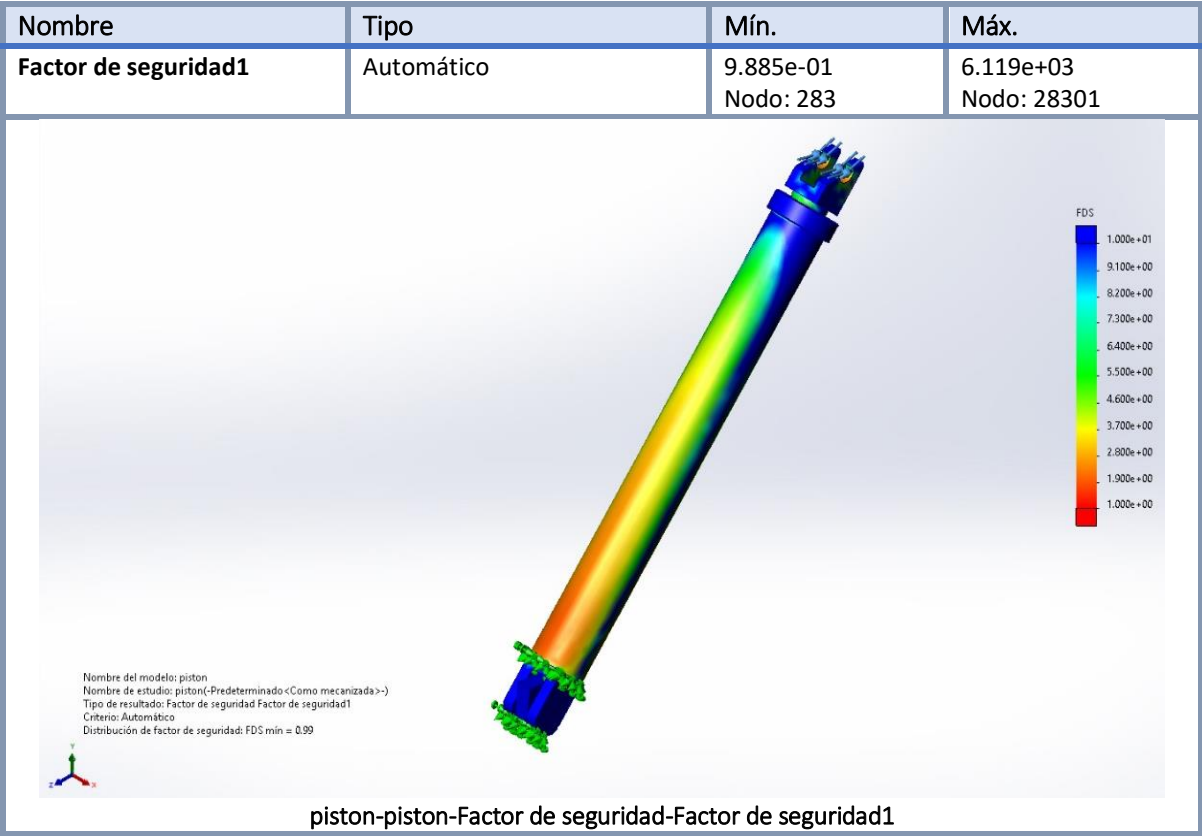
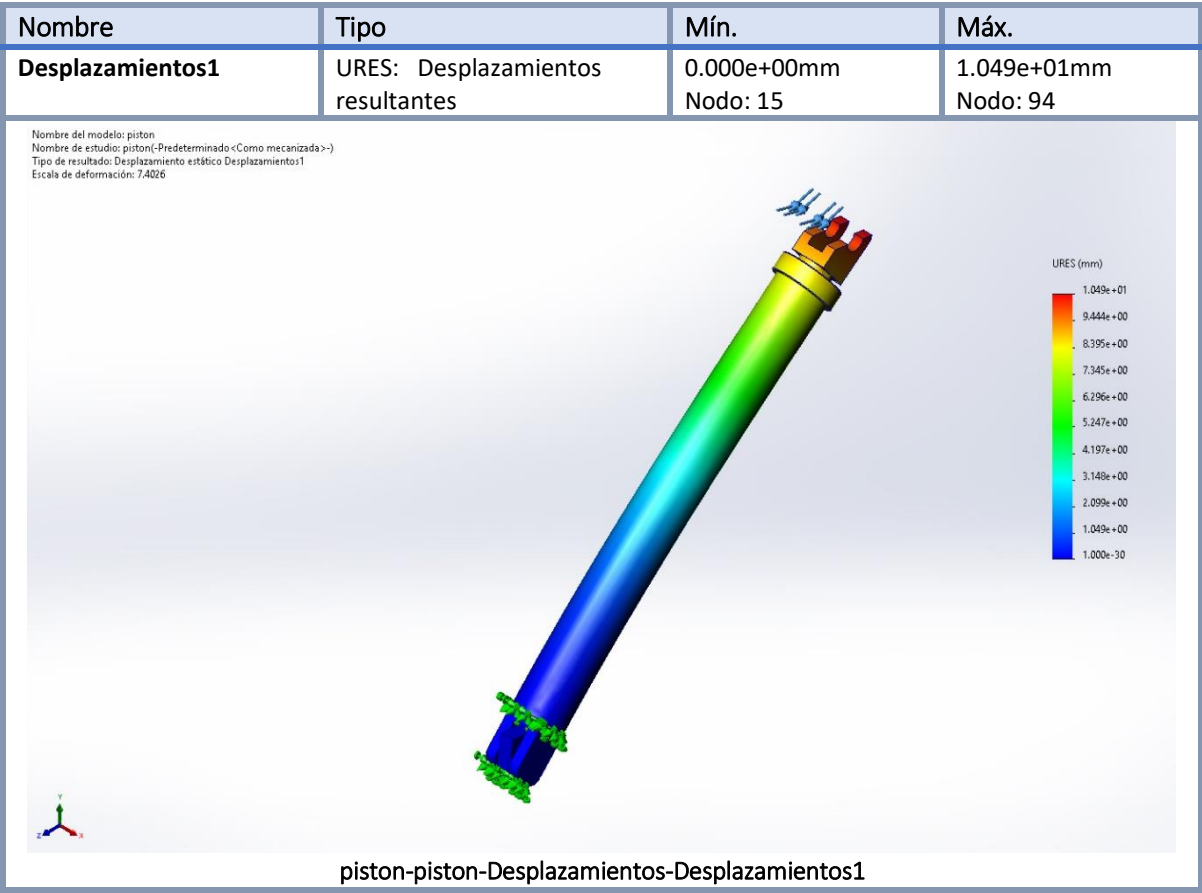




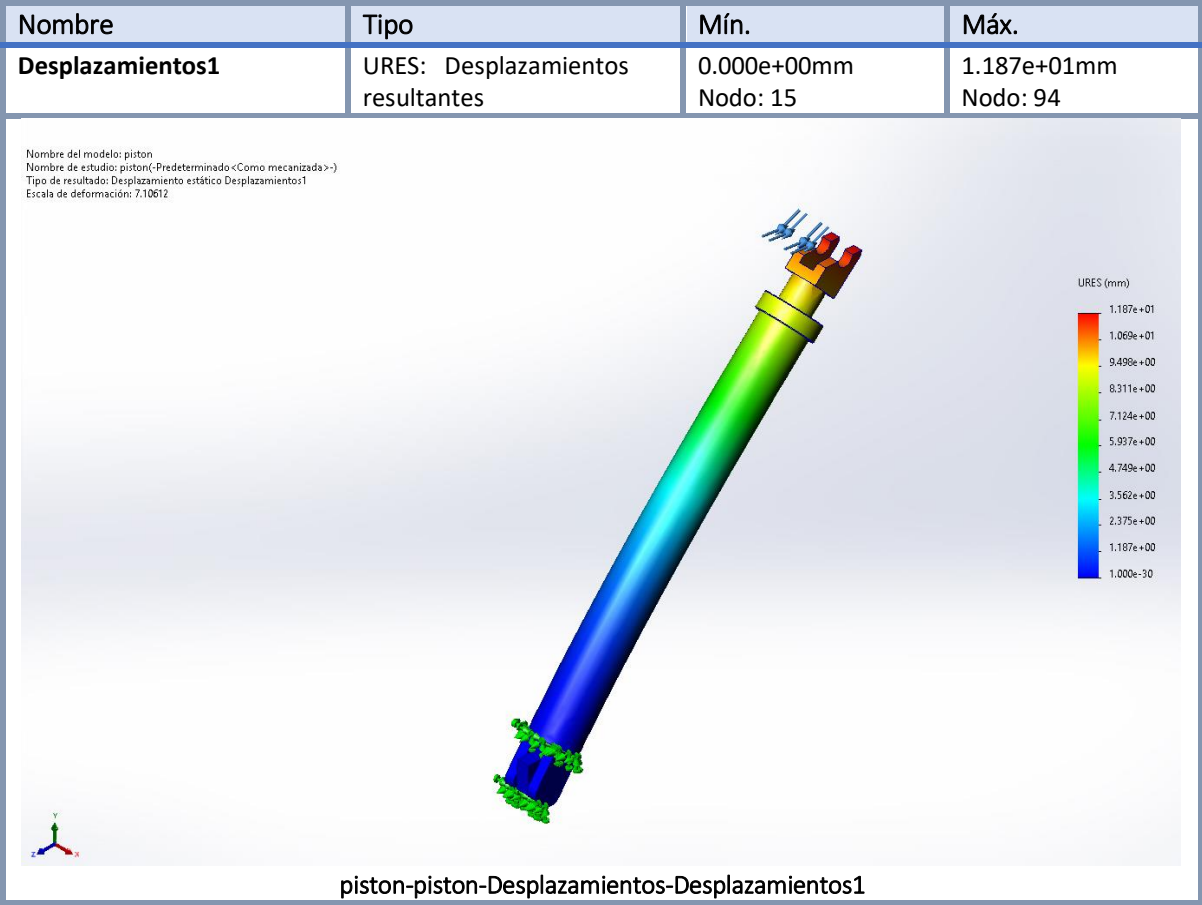
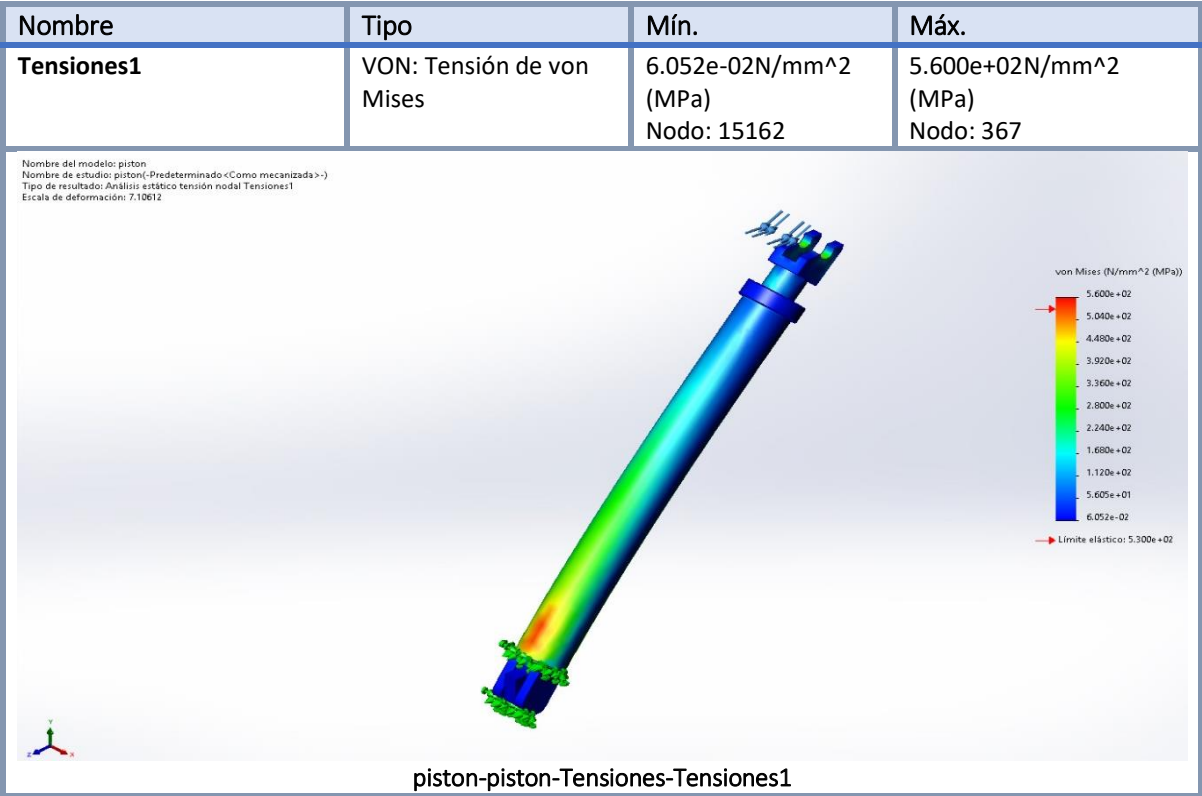
Caso 3:

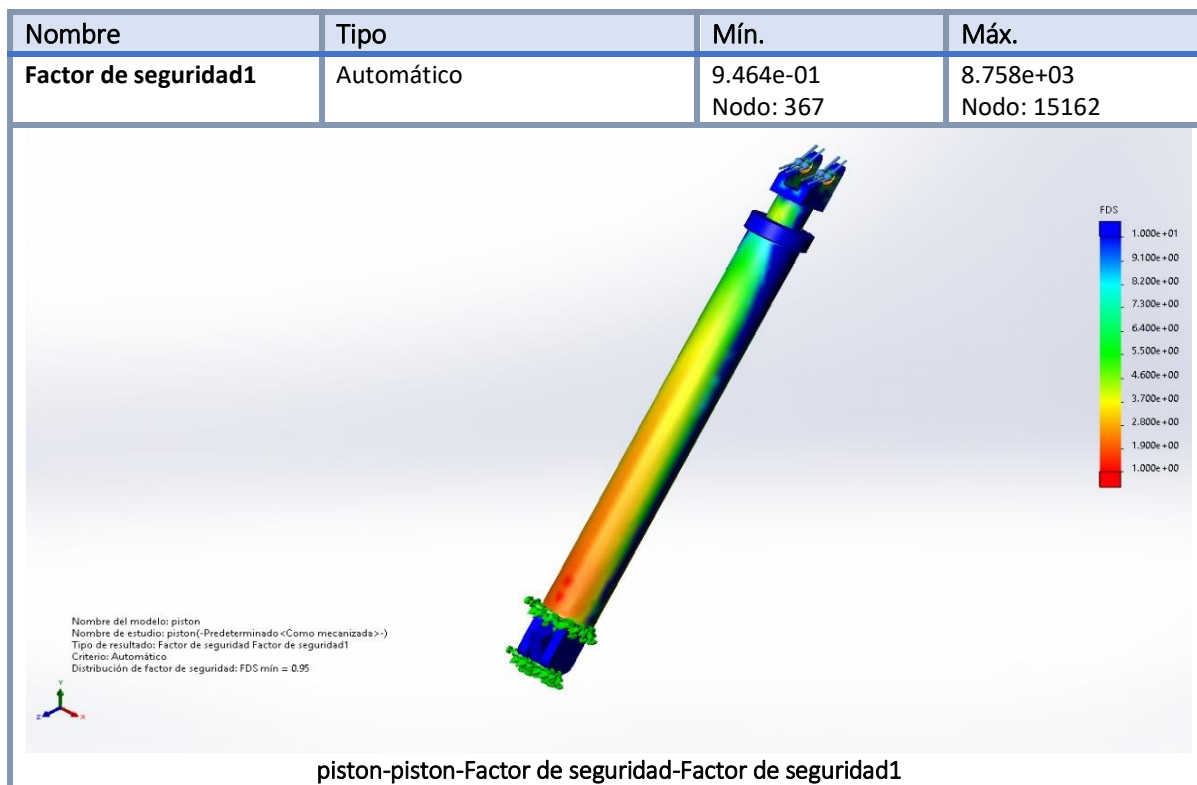
Inclinación a 0:



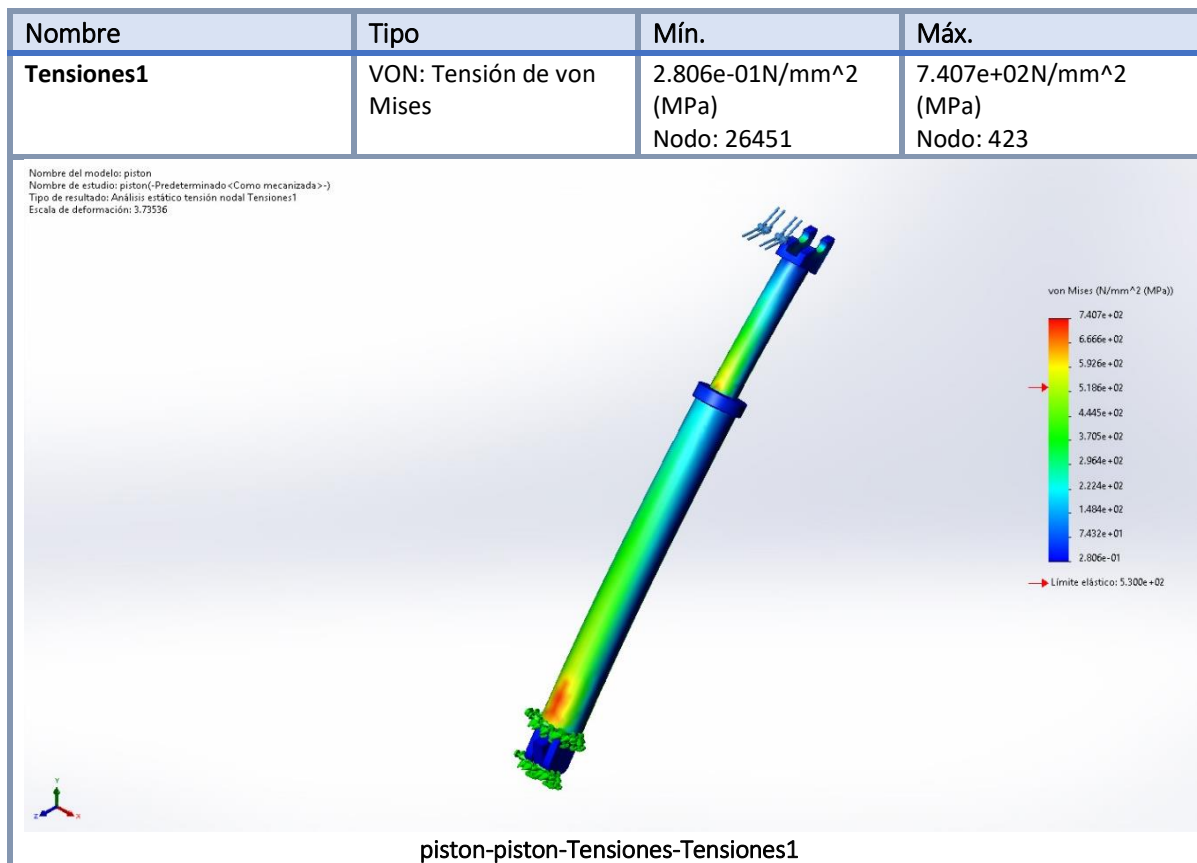


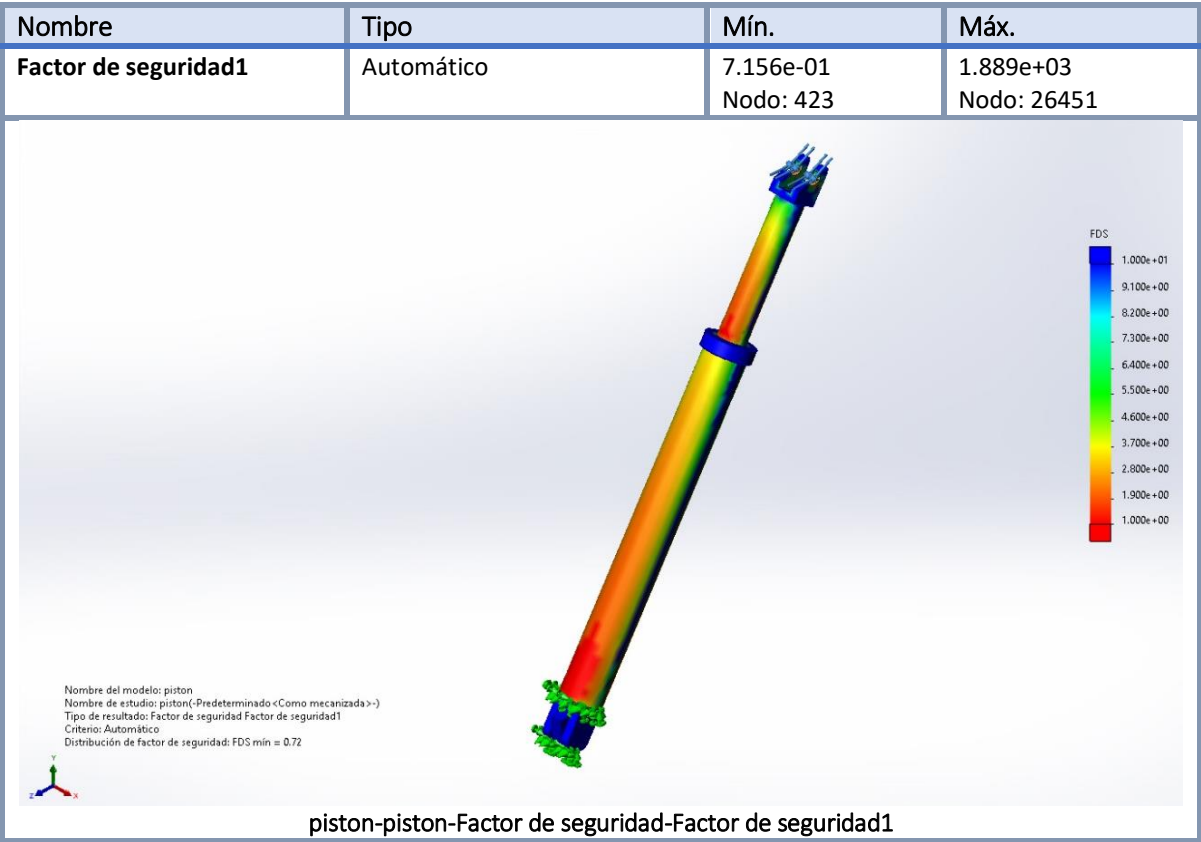
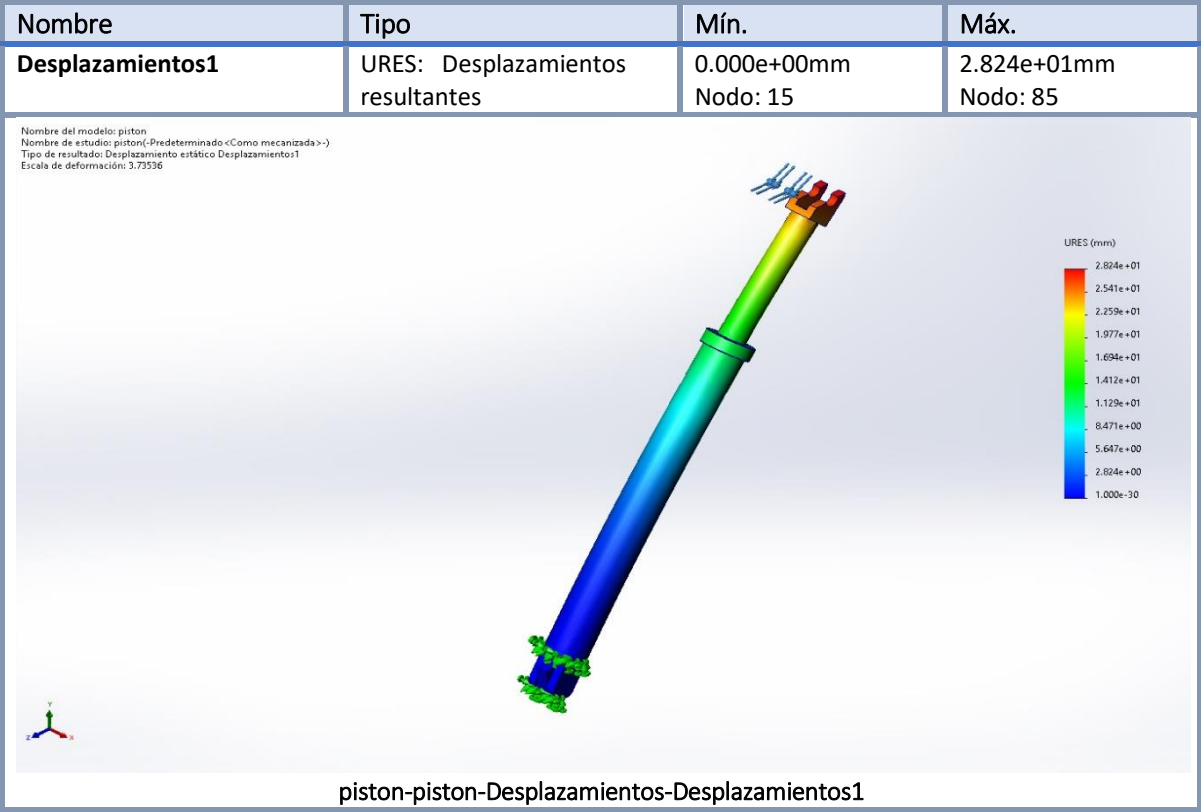
Inclinación a 6:



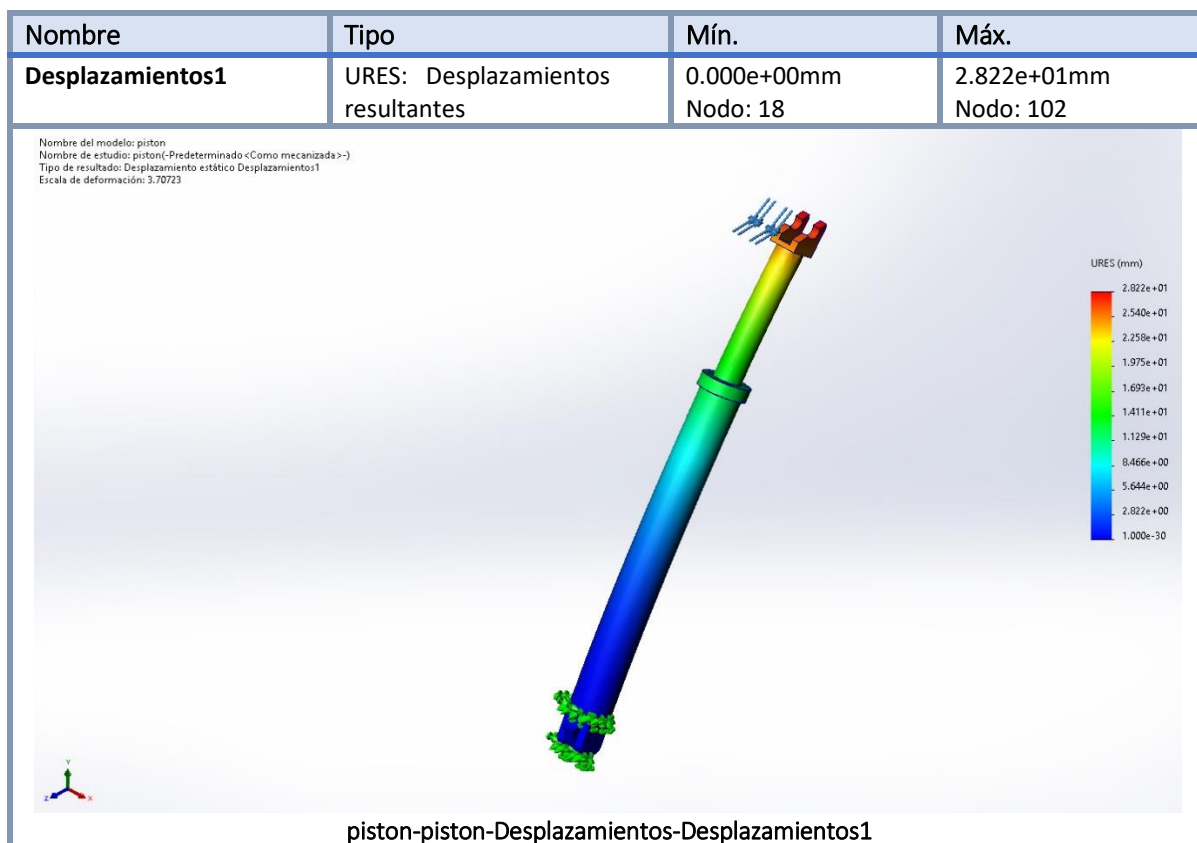
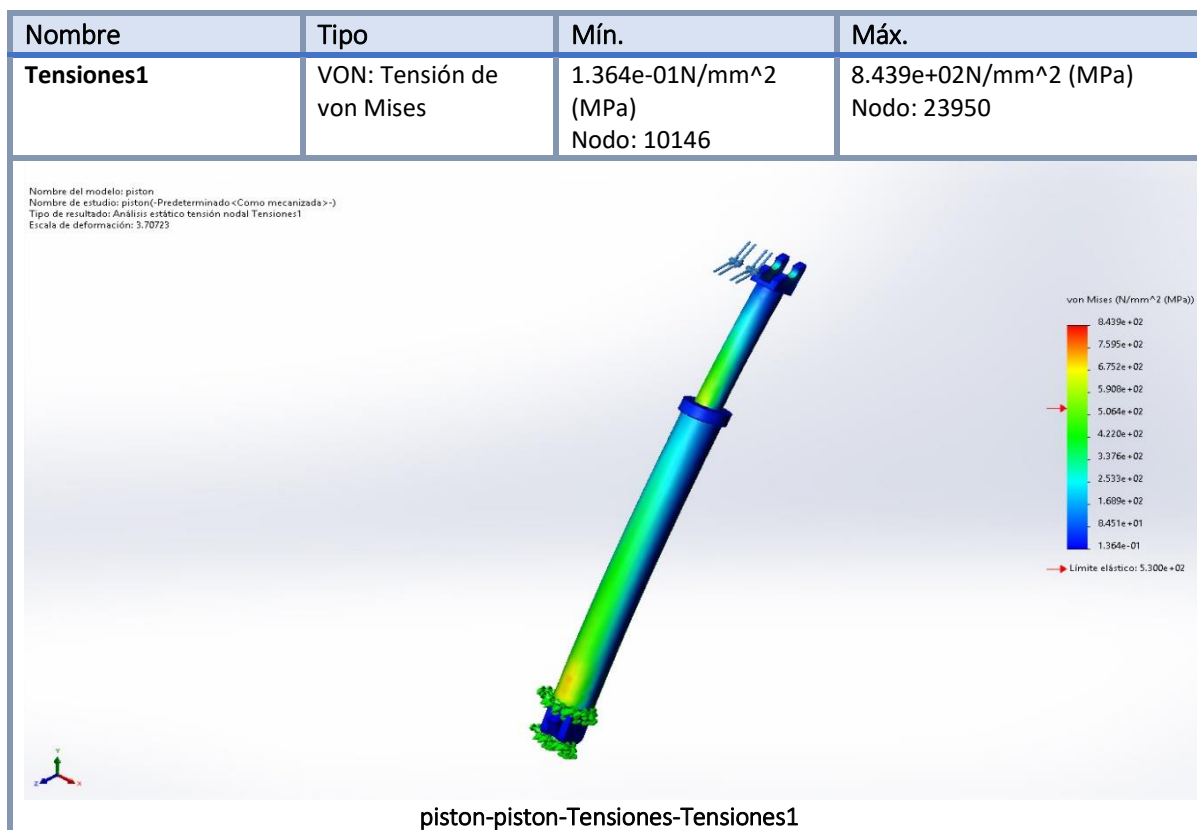


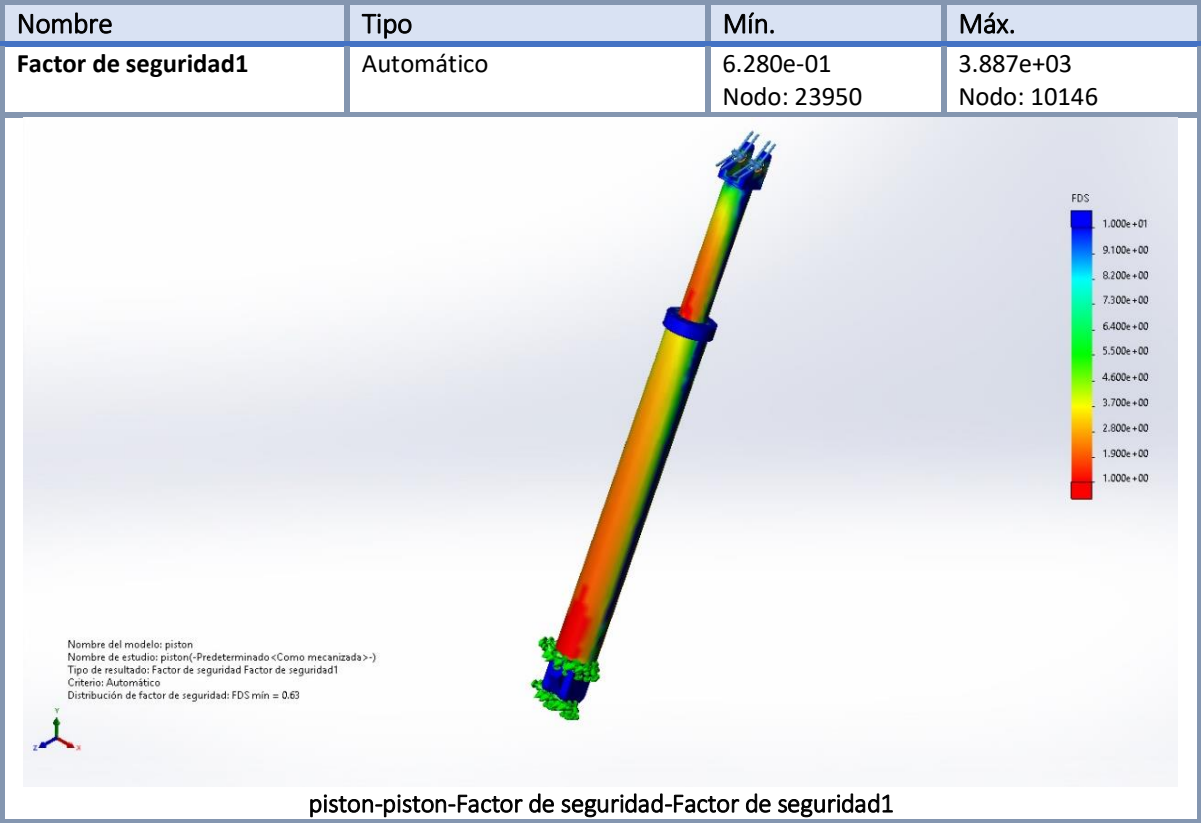
Inclinación a 12:



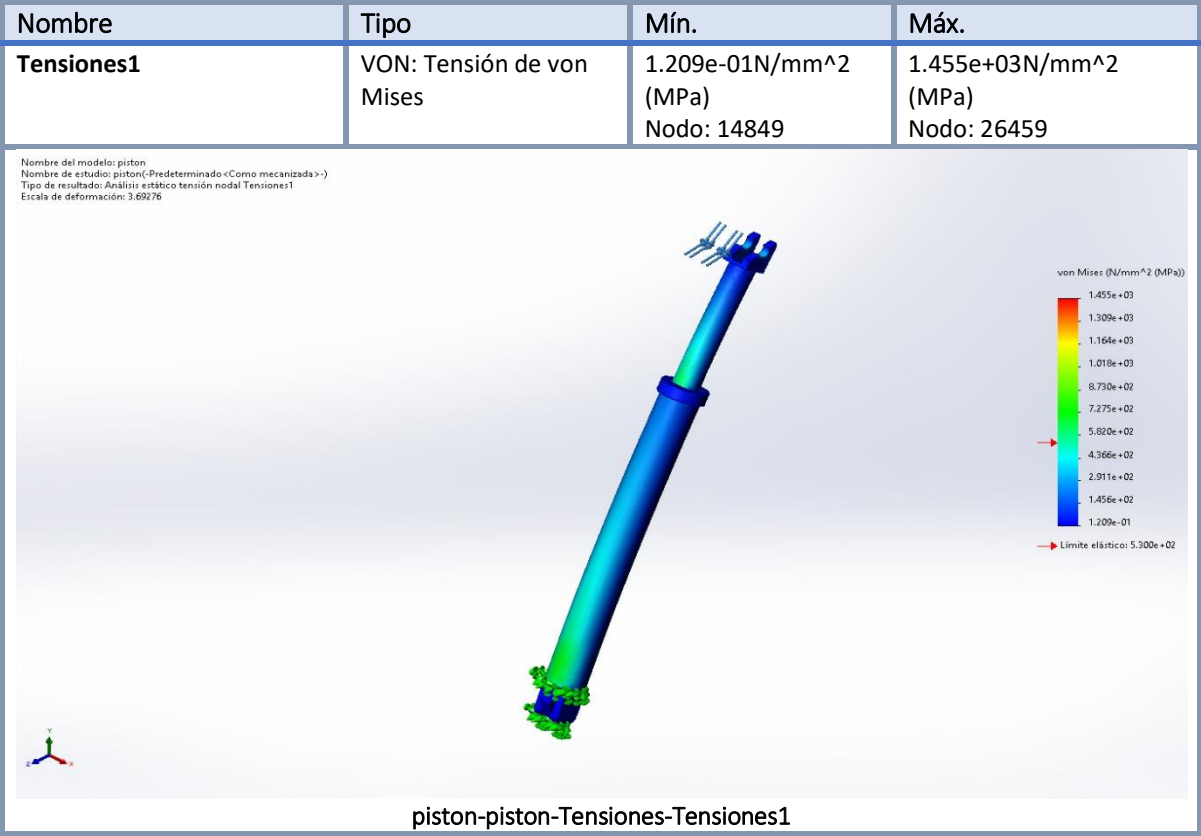


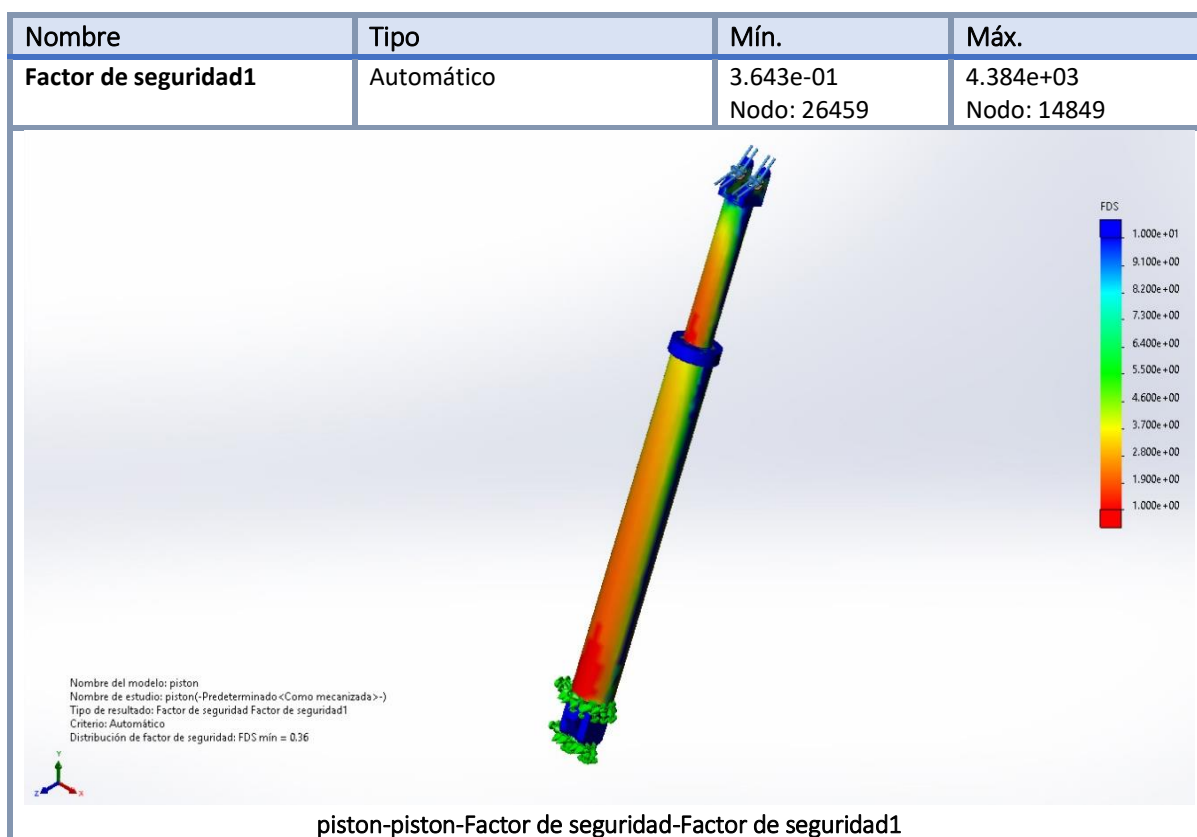
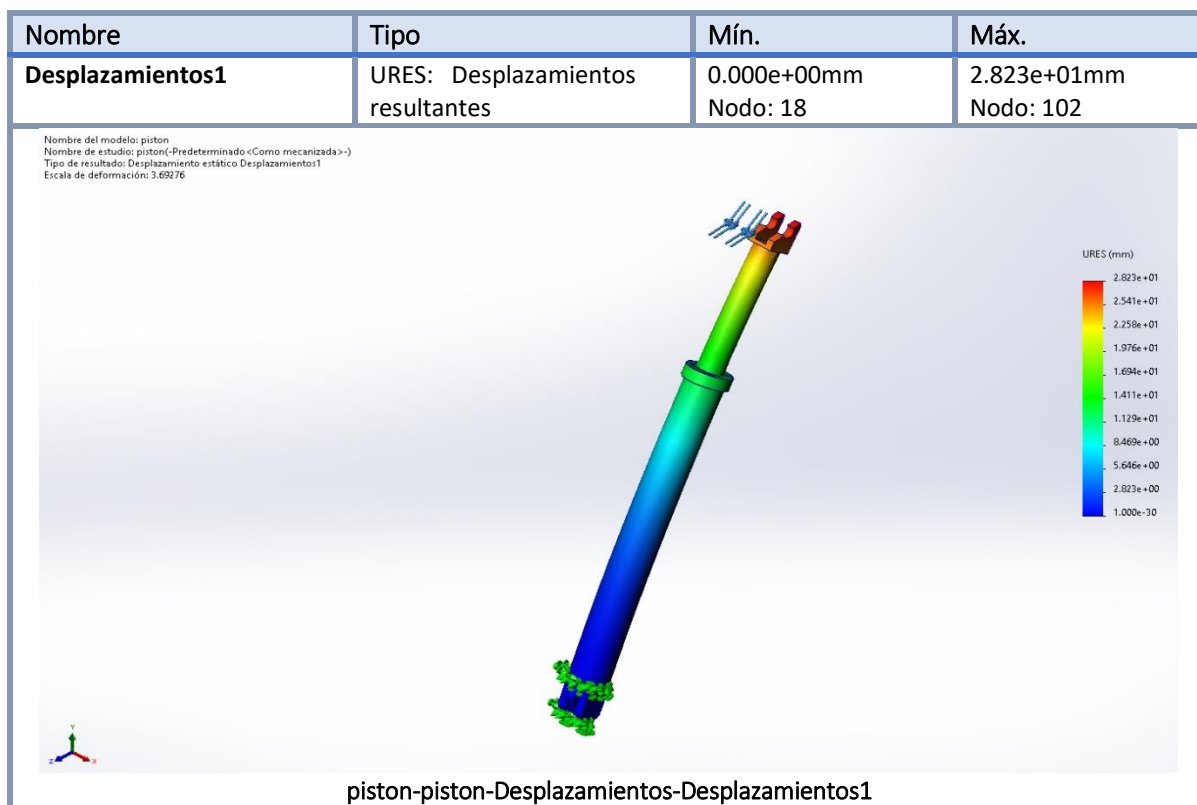
Inclinación a 18:





Inclinación a 21:





Nota: Variación de las tensiones, desplazamientos y factores de seguridad versus el ángulo de inclinación ante las 3 cargas propuestas. Elaborado por el Autor.