UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS
CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA

TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR

TEMA:

"Sistema computacional para el diseño de ejes de transmisión de potencia."

Trabajo de titulación previo a la obtención del título en Ingeniero en Mecatrónica

Línea de investigación: Desarrollo, aplicación de software y cyber security (seguridad cibernética)

AUTOR:

Gudiño Guerra Johan Alexander

DIRECTOR:

PhD. David Alberto Ojeda Peña

ASESOR:

PhD. Marco Antonio Ciaccia Sortino

Ibarra – Ecuador 2026

UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
DIRECCIÓN DE BIBLIOTECA

AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICACIÓN A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

1. IDENTIFICACIÓN DE LA OBRA

En cumplimiento del Art. 144 de la Ley de Educación Superior, hago la entrega del presente trabajo a la Universidad Técnica del Norte para que sea publicado en el Repositorio Digital Institucional, para lo cual pongo a disposición la siguiente información:

DATOS DE CONTACTO	
APELLIDOS Y NOMBRES:	Gudiño Guerra Johan Alexander

DATOS DE LA OBRA	
TÍTULO:	"Sistema computacional para el diseño de ejes de transmisión de potencia."
AUTOR (ES):	Gudiño Guerra Johan Alexander
FECHA: DD/MM/AAAA	07/08/2026
SOLO PARA TRABAJOS DE GRADO	
PROGRAMA:	■ **PREGRADO** **POSGRADO**
TITULO POR EL QUE OPTA:	**Ingeniero en Mecatrónica**
DIRECTOR /ASESOR:	**PhD. David Alberto Ojeda Peña**

2. CONSTANCIAS

El autor manifiesta que la obra objeto de la presente autorización es original y se la desarrolló, sin violar derechos de autor de terceros, por lo tanto, la obra es original y que es el titular de los derechos patrimoniales, por lo que asume la responsabilidad sobre el contenido de la misma y saldrá en defensa de la Universidad en caso de reclamación por parte de terceros.

Ibarra, a los 07 días del mes de septiembre de 2026

EL AUTOR:

Validar únicamente en FirmaEC.
Firmado electrónicamente por:
JOHAN ALEXANDER GUDIÑO GUERRA

.....

Gudiño Guerra Johan Alexander.

UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS
CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA

CERTIFICACIÓN DEL TUTOR DEL TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR

Ibarra, 07 de septiembre de 2026

PhD. David Alberto Ojeda Peña,

TUTOR DEL TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR

CERTIFICA:

Haber revisado el presente informe final del trabajo de Integración Curricular, el mismo que se ajusta a las normas vigentes de la Universidad Técnica del Norte; en consecuencia, autorizo su presentación para los fines legales pertinentes.

Validar únicamente en FirmaEC.
Firmado electrónicamente por:
DAVID ALBERTO OJEDA PENA

PhD. David Alberto Ojeda Peña
C.I. : 1757898489

UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS
CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA

APROBACIÓN DEL COMITÉ CALIFICADOR

El Comité Calificado del trabajo de Integración Curricular "Sistema computacional para el diseño de ejes de transmisión de potencia." elaborado por Gudiño Guerra Johan Alexander, previo a la obtención del título de Ingeniero en Mecatrónica, aprueba el presente informe de investigación en nombre de la Universidad Técnica del Norte:

Validar únicamente en FirmaEC.
Firmado electrónicamente por:
DAVID ALBERTO OJEDA PENA

PhD. David Alberto Ojeda Peña
DIRECTOR DEL TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR
C.I. : 1757898489

Validar únicamente en FirmaEC.
Firmado electrónicamente por:
MARCO ANTONIO CIACCIA SORTINO

PhD. Marco Antonio Ciaccia Sortino
ASESOR DEL TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR
C.I. : 1756778252

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a mis padres, mis guías y apoyo constante. Gracias por acompañarme en los momentos más complejos, brindarme la fuerza necesaria para seguir siempre adelante. A mis hermanos, por enseñarme a mirar más allá de mis propias certezas impulsándome, desafiar mis ideas y brindarme nuevos puntos de vista cuando me sentía estancado. Agradezco a toda mi familia, quienes siempre han estado pendiente de mí, dándome todos sus ánimos y bendiciones, que me han permitido llegar hasta aquí.

AGRADECIMIENTO

Expreso mi agradecimiento a la Universidad Técnica del Norte, por ser el espacio donde se me permitió desarrollar todas las competencias de un ingeniero mecatrónico. A mis docentes, por su rigor académico, por cuestionar mis planteamientos, corregir mis errores e impulsarme a siempre buscar soluciones técnicas de manera ingenieril. Especialmente agradezco a quienes dedicaron su tiempo para guiarme en el desarrollo de este proyecto, aportando observaciones fundamentales que fortalecieron el proyecto. Finalmente, agradezco a mis compañeros de carrera, con quienes compartí los desafíos y el aprendizaje constante para alcanzar nuestra profesionalización.

RESUMEN

El presente proyecto de titulación desarrolla un sistema computacional para automatizar el diseño y dimensionamiento de ejes de transmisión de potencia. El proceso manual de cálculo iterativo es propenso a errores humanos y consume tiempo, mientras que el software comercial especializado presenta restricciones de costo y accesibilidad que dificultan su uso en el aprendizaje. Para resolver esta problemática, se desarrolla un programa basado en software libre, lo que facilita su distribución, actualización continua e incorporación de nuevos módulos. La arquitectura del sistema es modular y separa la interfaz visual de los cálculos. La parte matemática aprovecha la vectorización de NumPy para optimizar los diagramas de carga a lo largo del eje, y utiliza SciPy para integrar y determinar la curva elástica con precisión. Además, el sistema incorpora bases de datos para la estandarización según normas industriales (DIN, ISO, SAE), lo que permite normalizar automáticamente las dimensiones y seleccionar los elementos conexos. Para la validación del software, se comparan los resultados del algoritmo con diversos casos de estudio de la literatura técnica. Al registrar discrepancias mínimas, se confirma que el sistema diseña con precisión y reduce significativamente el tiempo de cálculo iterativo e integración. De esta manera, se proporciona una herramienta confiable que facilita el proceso de diseño de los ejes de transmisión de potencia.

Palabras clave: automatización; diseño de ejes; fatiga; ingeniería mecatrónica; normalización; Python.

ABSTRACT

This undergraduate thesis presents the development of a computational system to automate the design and sizing of power transmission shafts. Manual, iterative calculation is prone to human error and time-consuming, while specialized commercial software involves cost and accessibility constraints that hinder its use for learning purposes. To address this problem, a program based on free and open-source software was developed, which facilitates distribution, continuous updates, and the integration of new modules. The system has a modular architecture that separates the visual interface from the calculation engine. The mathematical component relies on NumPy vectorization to optimize the computation of load diagrams along the shaft, and on SciPy integration methods to accurately determine the elastic curve. The system also incorporates databases for standardization according to industrial norms (DIN, ISO, SAE), enabling automatic normalization of dimensions and selection of related components. Validation was carried out through an experimental comparison between the software outputs and case studies from specialized technical literature, showing no significant discrepancies in the design process and reducing detailed engineering time. Being based on free software, the tool is scalable and versatile, contributing to improved productivity in mechatronics engineering and providing a reliable working environment for the design of power transmission shafts.

Index Terms— automation; fatigue; mechatronics engineering; Python; shaft design; standardization.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

DEDICATORIA v

AGRADECIMIENTO vi

RESUMEN vii

ABSTRACT viii

1 INTRODUCCIÓN 1

1.1 Planteamiento del problema . . . 1
1.2 Objetivos . . . 1
1.2.1 General . . . 1
1.2.2 Específicos . . . 2
1.3 Alcance y delimitación . . . 2
1.4 Justificación . . . 2

2 MARCO TEÓRICO 3

2.1 Antecedentes . . . 3
2.2 Bases Teóricas . . . 4
2.2.1 Investigación Bibliográfica y Normativa . . . 4
2.2.1.1 Recursos bibliográficos . . . 4
2.2.1.2 Normativas a tomar en cuenta en el diseño de ejes . . . 5
2.2.2 Parámetros de diseño . . . 6
2.3 Fundamentos Matemáticos y Criterios de Diseño . . . 6
2.3.1 Consideraciones Iniciales y Cinemática . . . 6
2.3.1.1 Cálculo de Torque y Potencia . . . 6
2.3.1.2 Selección de Materiales . . . 7
2.3.2 Elementos Acoplados y Análisis de Cargas . . . 8
2.3.2.1 Fuerzas generadas por engranajes . . . 8
2.3.2.2 Fuerzas generadas por elementos de transmisión flexible . . . 9
2.3.2.3 Diagramas de Cortante y Momento Flector . . . 10
2.3.3 Geometría Local y Concentradores de Esfuerzos . . . 12
2.3.4 Análisis de Resistencia a la Fatiga . . . 13

2.3.4.1 Determinación de los límites de fatiga . . . 13
2.3.4.2 Diagrama de Goodman Modificado . . . 15
2.3.4.3 Langer (Criterio de Fluencia de primer ciclo) . . . 16
2.3.5 Criterios de Falla y Dimensionamiento (Teoría de Fallas Multiaxiales) . . . 16
2.3.5.1 Esfuerzos de flexión y torsión . . . 16
2.3.5.2 Esfuerzos equivalentes de von Mises . . . 17
2.3.5.3 Criterios de fatiga y ecuaciones de diámetro . . . 17
2.3.5.4 Modos de diseño: Factor de seguridad vs. Ciclos de vida . . . 18
2.3.5.5 Control de fluencia (Langer) . . . 19
2.3.6 Análisis de Rigidez y Deflexión . . . 19
2.3.6.1 Rigidez . . . 19
2.3.6.2 Deflexión angular . . . 20
2.3.7 Comportamiento Dinámico y Velocidades Críticas . . . 21
2.3.7.1 Vibración transversal y resonancia . . . 22
2.3.7.2 Estimación mediante la ecuación de Rayleigh . . . 22
2.3.8 Diseño y Selección de Elementos Conexos . . . 23
2.3.8.1 Carga radial sobre el rodamiento . . . 23
2.3.8.2 Carga dinámica equivalente . . . 23
2.3.8.3 Vida útil L10 . . . 23
2.3.8.4 Selección por catálogo según diámetro . . . 24
2.3.8.5 Diseño de chavetas: geometría . . . 24
2.3.8.6 Verificación por cortante . . . 25
2.3.8.7 Longitud mínima requerida y Aplastamiento . . . 25
2.3.9 Proceso Iterativo de Diseño . . . 26
2.3.9.1 Variables que dependen del diámetro . . . 26
2.3.9.2 Secuencia del algoritmo iterativo . . . 27
2.3.9.3 Verificaciones finales . . . 27
2.3.10 Normalización y base de datos . . . 28
2.3.10.1 Criterio de normalización . . . 28
2.3.10.2 Normativas y bases de datos integrados . . . 28
2.4 Python y librerías . . . 29
2.4.1 Python . . . 29
2.4.2 Librerías . . . 29
2.4.2.1 NumPy . . . 29
2.4.2.2 SciPy . . . 30
2.4.2.3 Matplotlib . . . 30
2.4.2.4 Tkinter . . . 31
2.4.2.5 fpdf2 . . . 31

3 MARCO METODOLÓGICO **32**
3.1 Enfoque y tipos de investigación . . . 32
3.2 Diseño de la Investigación . . . 32
3.2.1 Variables de estudio, criterios de validación y métrica de error . . . 33
3.2.2 Fase 1: Determinar los parámetros que involucran el proceso de diseño y selección computacional . . . 34
3.2.3 Fase 2: Implementar el programa para el cálculo de ejes con todos sus complementos . . . 34
3.2.4 Fase 3: Validar el programa con diferentes problemas de diseño de ejes . 35

4 DESARROLLO DEL SISTEMA COMPUTACIONAL **36**
4.1 Proceso lógico del algoritmo . . . 36
4.1.1 Configuración inicial (Unidades y factor de seguridad) . . . 36
4.1.2 Procesamiento y estática (NumPy) . . . 36
4.1.3 Dimensionamiento por fatiga (Ciclo iterativo) . . . 37
4.1.4 Normalización comercial (Bases de datos) . . . 37
4.1.5 Cálculo de elementos conexos (chavetas/rodamientos) . . . 37
4.1.6 Análisis de rigidez y dinámica (SciPy) . . . 37
4.1.7 Renderizado (Tkinter / Matplotlib) . . . 38
4.2 Arquitectura del software . . . 38
4.2.1 Motor de cálculo: Pipeline de análisis . . . 38
4.2.2 Conversión de unidades (Sistema Internacional / Sistema Inglés) . . . 39
4.3 Motores de cálculo . . . 39
4.3.1 Modelado de cargas e integración . . . 39
4.3.2 Asistente de Diseño: Cálculo iterativo de diámetros . . . 40
4.3.3 Integración Numérica y Condiciones de Frontera . . . 41
4.4 Interfaz gráfica de usuario (GUI) y gestión de datos . . . 41
4.4.1 Flujo visual de pantallas . . . 41
4.4.2 Gestión de geometría en la interfaz . . . 43
4.4.3 Gestión de proyectos (Guardar y cargar) . . . 44
4.4.4 Exportación de reportes de diseño (fpdf2) . . . 44
4.5 Estructura y gestión de la base de datos . . . 46
4.6 Flujo de Operación del Sistema . . . 46
4.7 Validación Computacional . . . 46
4.8 Portabilidad y despliegue del software . . . 46
4.8.1 Diseño portable . . . 46
4.8.2 Estructura del proyecto . . . 47
4.8.3 Dependencias y requisitos del sistema . . . 49
4.8.4 Generación de ejecutable . . . 49

4.8.5 Ventajas y limitaciones del enfoque 50

5 PRUEBAS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS 51

5.1 Metodología de Validación 51
5.2 Caso de Estudio 1: Ejercicio 6-16 51
5.2.1 Resultados Analíticos (Manuales) 51
5.2.2 Resultados Computacionales 52
5.3 Caso de Estudio 2: Ejercicio 6-19 52
5.3.1 Resultados Analíticos (Manuales) 52
5.3.2 Resultados Computacionales 53
5.4 Caso de Estudio 3: Ejercicio 7-3 (Sistema Inglés) 53
5.4.1 Resultados Analíticos (Manuales) 54
5.4.2 Resultados Computacionales 54
5.5 Caso de Estudio 4: Ejercicio 7-3 (Sistema Internacional) 54
5.5.1 Resultados Analíticos (Manuales) 55
5.5.2 Resultados Computacionales 55
5.6 Caso de Estudio 5: Ejercicio Propuesto por el Tutor (Verificación de Factor de Seguridad) 56
5.6.1 Resultados Analíticos (Manuales) 56
5.6.2 Resultados Computacionales 56
5.7 Análisis Comparativo Global y Discusión de Errores 64
5.7.1 Métrica de Evaluación de Error 64
5.7.2 Tablas Comparativas de Resultados 64
5.7.3 Discusión de Resultados 65

CONCLUSIONES 67

RECOMENDACIONES 68

REFERENCIAS 69

ANEXOS 73

Anexo E: Diagrama de Flujo de la Aplicación 93
Anexo F: Manual de Usuario del Software 94
Anexo F: Manual de Usuario del Software 95
Anexo F: Manual de Usuario del Software 96
Anexo F: Manual de Usuario del Software 97
Anexo F: Manual de Usuario del Software 98
Anexo F: Manual de Usuario del Software 99
Anexo F: Manual de Usuario del Software 100
Anexo F: Manual de Usuario del Software 101

Anexo F: Manual de Usuario del Software 102
Anexo F: Manual de Usuario del Software 103
Anexo F: Manual de Usuario del Software 104
Anexo F: Manual de Usuario del Software 105
Anexo F: Manual de Usuario del Software 106
Anexo F: Manual de Usuario del Software 107
Anexo F: Manual de Usuario del Software 108
Anexo F: Manual de Usuario del Software 109
Anexo G: Extractos del Código Fuente 110

ÍNDICE DE FIGURAS

Fig. 4.1 Interfaz Principal de Configuración y Diseño de Geometría. 42
Fig. 4.2 Módulo Dinámico de Ingreso de Cargas, Momentos y Apoyos. 42
Fig. 4.3 Vista Previa del Eje Escalonado Renderizado con Matplotlib en Tiempo Real. 43
Fig. 4.4 Panel de Resultados: Estandarización Comercial y Factores de Seguridad. 43
Fig. 4.5 Vista previa del reporte final en formato PDF generado de manera autónoma. 45

Fig. 5.1 Esquema y planteamiento del Ejercicio 6-16. 51
Fig. 5.2 Resultados arrojados por el software para el Ejercicio 6-16. 52
Fig. 5.3 Esquema y planteamiento del Ejercicio 6-19. 52
Fig. 5.4 Resultados arrojados por el software para el Ejercicio 6-19. 53
Fig. 5.5 Esquema y planteamiento del Ejercicio 7-3 (Sistema Inglés). 53
Fig. 5.6 Resultados arrojados por el software para el Ejercicio 7-3 (Sistema Inglés). 54
Fig. 5.7 Esquema y planteamiento del Ejercicio 7-3 (Sistema Internacional). 55
Fig. 5.8 Resultados arrojados por el software para el Ejercicio 7-3 (Sistema Internacional). 55
Fig. 5.9 Esquema geométrico y de cargas para el ejercicio propuesto por el tutor. . 56
Fig. 5.10 Resultados computacionales arrojados por el software para el ejercicio propuesto por el tutor. 57
Fig. E.1 Diagrama de flujo general del funcionamiento del programa. 93

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1	PROPIEDADES MECÁNICAS PRINCIPALES Y SUS UNIDADES	7
Tabla 2.2	FACTORES DE CONVERSIÓN DE MATERIALES	8
Tabla 2.3	VALORES PRELIMINARES DE CONCENTRACIÓN DE ESFUERZO (K_f)	13
Tabla 2.4	COEFICIENTES PARA EL FACTOR DE SUPERFICIE k_a	14
Tabla 2.5	FACTOR DE TEMPERATURA k_d	15
Tabla 2.6	FACTOR DE CONFIABILIDAD k_e	15
Tabla 2.7	LÍMITES PERMISIBLES DE DEFLEXIÓN LINEAL	21
Tabla 2.8	ÁNGULO MÁXIMO PERMISIBLE POR TIPO DE RODAMIENTO	21
Tabla 2.9	SERIES DE RODAMIENTOS DE BOLAS	24
Tabla 2.10	DIMENSIONES ESTÁNDAR DE CHAVETAS EN PULGADAS	25
Tabla 4.1	DEPENDENCIAS PRINCIPALES DEL SOFTWARE.	49
Tabla 4.2	REQUISITOS MÍNIMOS DEL SISTEMA PARA LA EJECUCIÓN.	49
Tabla 5.1	COMPARATIVA DE RESULTADOS - CASO 1: EJERCICIO 6-16	64
Tabla 5.2	COMPARATIVA DE RESULTADOS - CASO 2: EJERCICIO 6-19	64
Tabla 5.3	COMPARATIVA DE RESULTADOS - CASO 3: EJERCICIO 7-3 (SISTEMA INGLÉS)	65
Tabla 5.4	COMPARATIVA DE RESULTADOS - CASO 4: EJERCICIO 7-3 (SISTEMA INTERNACIONAL)	65
Tabla 5.5	COMPARATIVA DE RESULTADOS - CASO 5: EJERCICIO PROPUESTO POR EL TUTOR	65
Tabla A.1	CATÁLOGO COMPLETO DE RODAMIENTOS INTEGRADOS (SI)	73
Tabla A.2	CATÁLOGO COMPLETO DE RODAMIENTOS INTEGRADOS (SISTEMA INGLÉS)	77
Tabla B.1	DIMENSIONES DE RANURAS PARA ANILLOS DE RETENCIÓN (DIN 471 - SI)	81
Tabla B.2	DIMENSIONES DE RANURAS PARA ANILLOS DE RETENCIÓN (SISTEMA INGLÉS)	84
Tabla C.1	DIMENSIONES ESTÁNDAR DE CHAVETAS MÉTRICAS (DIN 6885-1 - SI)	86

Tabla C.2 DIMENSIONES ESTÁNDAR DE CHAVETAS MÉTRICAS (SISTEMA INGLÉS) 86
Tabla D.1 PROPIEDADES DE MATERIALES BASE 88
Tabla D.2 PROPIEDADES DE MATERIALES EXTENDIDOS 91

Capítulo 1

INTRODUCCIÓN

1.1. Planteamiento del problema

El diseño de ejes de transmisión de potencia es un proceso largo y tedioso. Asimismo, se necesita una exactitud elevada al momento de realizar los cálculos, de tal manera que, si se comete un error en alguna etapa del proceso, no se tiene un resultado correcto. Actualmente, se evidencia que hay un déficit en el aprendizaje de este importante tema en la formación de los ingenieros en mecatrónica; además, por razones de tiempo este contenido se tiene que impartir de manera rápida y, si los estudiantes presentan retrasos en su proceso de aprendizaje, pueden afectar su progreso académico.

Adicionalmente, los alumnos de la carrera de mecatrónica están, constantemente, desarrollando proyectos académicos a lo largo de los últimos semestres y suelen enfrentarse a la necesidad de diseñar sistemas mecánicos que incluyan los ejes de transmisión de potencia. Disponer de una herramienta computacional que realice el diseño de ejes minimizaría la posibilidad de cometer errores y aumentaría la eficiencia en la obtención de resultados. Esta situación no solo consume un tiempo valioso que podría ser aprovechado en el desarrollo de otros aspectos del proyecto, sino que permitiría evaluar diferentes condiciones de diseño y profundizar en el análisis de sistemas de transmisión de potencia.

Por otro lado, aunque existen programas informáticos que podrían facilitar este tipo de cálculos, muchos de ellos presentan restricciones como altos costos de licencia o interfaces complejas que dificultan su uso en el entorno académico. Esto hace que su accesibilidad y utilidad sean limitadas, especialmente para los estudiantes que no tienen acceso a recursos institucionales o no cuentan con la experiencia necesaria para utilizarlos adecuadamente. En consecuencia, la ausencia de una herramienta computacional accesible y fácil de usar que automatice los cálculos para el diseño de ejes de transmisión de potencia representa una barrera significativa que conduzca a obtener una solución eficiente.

De acuerdo con lo anterior, se desarrolla una herramienta computacional de código abierto que asiste a los estudiantes en su formación académica, proporcionando un entorno riguroso para realizar y comprobar el dimensionamiento mecánico en el diseño de ejes de transmisión de potencia.

1.2. Objetivos

1.2.1. General

Desarrollar un programa computacional para el diseño de ejes de transmisión de potencia.

1.2.2. Específicos

- Determinar los parámetros que involucran el proceso de diseño de ejes de transmisión de potencia y los programas computacionales adecuados para llevar a cabo dicho proceso.
- Implementar el programa para el cálculo de ejes de transmisión de potencia con los complementos que sean necesarios.
- Validar el programa con diferentes problemas de diseño de ejes.

1.3. Alcance y delimitación

El presente proyecto desarrolla un programa computacional de software libre orientado al diseño de ejes de transmisión de potencia en el ámbito formativo de la ingeniería. El sistema ejecuta el cálculo de esfuerzos cortantes, momentos flectores, torsión, fatiga dinámica y selección dimensional bajo normativas técnicas estandarizadas. Con el propósito de comprobar su funcionamiento y precisión, se resuelven analíticamente casos de estudio de la literatura especializada y se contrastan sistemáticamente con los resultados del algoritmo computacional, garantizando una respuesta funcional y confiable.

1.4. Justificación

Desde una perspectiva económica, esta iniciativa busca proporcionar al ente educativo software libre, reduciendo costos asociados a licencias de programas especializados en el diseño de ejes de potencia. Esta estrategia no solo disminuye gastos, sino que también se alinea con el ODS 12 (Producción y consumo responsables) al fomentar el acceso equitativo a herramientas tecnológicas sin restricciones económicas.

En el ámbito académico, la herramienta permite optimizar el proceso educativo, ofreciendo un entorno intuitivo que facilita el aprendizaje y permite un análisis ágil de cálculos para el diseño de ejes de potencia. Esto contribuye directamente al ODS 4 (Educación de calidad), promoviendo metodologías más accesibles e innovadoras en la formación de futuros ingenieros.

Desde la perspectiva investigativa, la plataforma proporciona un espacio para la validación y análisis de datos, fortaleciendo la investigación en el diseño de ejes de potencia e incentivando el desarrollo continuo de software libre para aplicaciones mecánicas. Este enfoque impulsa la innovación tecnológica en la ingeniería, alineándose con el ODS 9 (Industria, innovación e infraestructura) y potenciando la integración de herramientas digitales en el desarrollo académico y profesional.

Capítulo 2

MARCO TEÓRICO

2.1. Antecedentes

El diseño de ejes continúa siendo el factor más relevante en el desarrollo de componentes mecánicos, dado que los ejes son piezas fundamentales en motores de aviación, transmisiones y otros sistemas mecánicos [1]. Entre las investigaciones recientes relacionadas con el diseño de ejes se encuentran las siguientes: Los chaveteros paralelos pueden duplicar el esfuerzo torsional local, con un factor de concentración de hasta 2.0. En ejes fabricados con acero AISI 1045, que tiene un límite de resistencia de 585 MPa, el efecto de muesca cobra relevancia debido a la sensibilidad a concentraciones de esfuerzo [2]. Para prevenir fenómenos de resonancia, se recomienda operar por debajo del 70 % de la velocidad crítica [3]. En aplicaciones como ejes de transmisión de camiones, el daño acumulado por fatiga evaluado mediante la Regla de Miner puede superar el umbral crítico (valor de 1.0) después de 500 000 ciclos si el torque alternante sobrepasa el 30 % del torque máximo nominal [4]. Además, se ha observado que aproximadamente el 85 % de las fallas por fatiga en ejes industriales se originan en transiciones geométricas sin fileteado adecuado. Estas fracturas suelen presentar marcas concéntricas tipo "beach marks" y avanzan desde zonas con acabados superficiales deficientes [5].

La implementación de software libre en el ámbito universitario tiene sus ventajas como sus desafíos. Además, la opción de código abierto como alternativas a los programas comerciales [6]. En este contexto, se desarrolló un modelo de enseñanza-aprendizaje basado en software libre matemático para mejorar el desempeño académico en el tema de transformaciones lineales [7]. El análisis estadístico comparó los promedios de ambos grupos, revelando que el modelo 3P con software libre tuvo un impacto positivo, mejorando el rendimiento del grupo experimental en un 10.40 % frente al grupo de control. Como conclusión, se recomienda incorporar actividades con software libre para fomentar nuevas habilidades y motivación intrínseca en los estudiantes.

Se han desarrollado programas para llevar a cabo el proceso de diseño de ejes mediante una interfaz gráfica de usuario (GUI) intuitiva que permite ingresar todos los parámetros necesarios, como la velocidad de rotación, la potencia, el material del eje, entre otros [1]. Gracias al modelo de código abierto, hoy existen algoritmos de inversión gratuitos y adaptables, desarrollados en lenguajes interpretativos para garantizar su accesibilidad [8]. Python se consolida como el lenguaje de código abierto más versátil e interpretativo para desarrollo científico, combinando eficientemente capacidades de cálculo numérico, visualización avanzada e interfaces de usuario de alta calidad. Su naturaleza abierta fomenta la colaboración multidisciplinaria a través de plataformas como GitHub, donde comunidades científicas pueden mejorar continuamente los códigos fuente, adaptarlos a necesidades específicas y enriquecer la documentación, acelerando

así la innovación y garantizando la reproducibilidad de la investigación en diversos campos del conocimiento.

Un ejemplo de estas herramientas es el paquete Python RigidPy, el cual ofrece un conjunto completo de herramientas computacionales diseñadas específicamente para analizar propiedades de rigidez y comportamiento mecánico en redes elásticas [9]. Este desarrollo surge como respuesta a la creciente necesidad de soluciones computacionales especializadas en mecánica de sólidos. Pandas facilita el manejo de conjuntos de datos complejos como archivos CSV o HDF5, utilizando operaciones vectorizadas que mejoran el rendimiento y la claridad del código [10]. Por ejemplo, al analizar datos experimentales de fatiga en ejes, se puede cargar, filtrar y calcular rápidamente métricas clave como ciclos hasta la falla o amplitud de esfuerzo. Finalmente, para facilitar la distribución del software sin requerir conocimientos previos en programación o entornos de desarrollo por parte de los usuarios finales, se destaca la utilidad de librerías de empaquetado como `PyInstaller` [34]. Esta herramienta permite compilar aplicaciones en Python y todas sus dependencias en un único archivo ejecutable (`.exe`), garantizando así la portabilidad inmediata en plataformas Windows.

2.2. Bases Teóricas

2.2.1. Investigación Bibliográfica y Normativa

2.2.1.1 Recursos bibliográficos

Para el presente trabajo se ha decidido considerar para el desarrollo del sistema el uso de los siguientes libros:

- Diseño de elementos de Máquinas de Robert L. Mott [11].
- Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley [12].

Considerando las dos metodologías aplicadas en los libros mencionados se ha decidido tomar como referencia el libro de *Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley* [12] por su interpretación de los parámetros y fórmulas para el proceso de diseño de ejes de potencia. El libro elegido ha demostrado ser confiable a lo largo de los años. En las ediciones más recientes, se ha utilizado para el análisis de fatiga con el fin de evaluar la fiabilidad, así como para retomar los principios básicos del diseño de ejes o aplicar las teorías relacionadas con los concentradores de esfuerzos [15].

Por otra parte, el libro de *Diseño de elementos de Máquinas de Robert L. Mott* [11] se selecciona como referencia debido a su enfoque, el cual es aplicable tanto en ámbitos académicos como de manera profesional [16]. La organización de su flujo de trabajo consta de un análisis para materiales, tensiones y deformaciones, tipos de cargas, posterior a esto se realiza un análisis en base a los elementos acoplados a los ejes con esto se demuestra que no se trata al

eje como un elemento aislado en tal caso se toma como un sistema de transmisión mecánica [17]. Al tomar todo esto en cuenta al diseñar se obtiene un elemento funcional y aplicable en la industria.

2.2.1.2 Normativas a tomar en cuenta en el diseño de ejes

El diseño de ejes de potencia debe cumplir con normas internacionales y estándares técnicos que garantizan su resistencia, durabilidad y seguridad [12]:

- **ASME B106.1M: Diseño de ejes de transmisión.** Se aplica en el diseño de ejes de transmisión de potencia con base en los estándares estadounidenses para la teoría de falla por fatiga y cálculo de diámetros [18].
- **ISO 281:2007: Rodamientos - Cálculo de vida útil.** Se aplica en el diseño y selección de soportes, cojinetes y la estimación de horas de operación L_{10} [19].
- **DIN 6885-1 / ISO 773: Lengüetas de ajuste y chaveteros [20, 21].** Se aplica en el dimensionamiento estandarizado geométrico de los acoples (chavetas) para garantizar el ensamble comercial y estimar la concentración de esfuerzos.
- **DIN 471: Anillos de seguridad (retención) para ejes [22].** Se aplica para definir la geometría, tolerancias y profundidad de las ranuras de sujeción axial.
- **DIN 743: Cálculo de la capacidad de carga de ejes.** Se aplica en el cálculo avanzado de ejes bajo cargas estáticas y dinámicas [23].
- **ASTM A322 / SAE J404: Especificaciones de materiales para barras de aceros.** Se aplica para la selección y categorización de aceros según sus propiedades mecánicas (límite de fluencia y esfuerzo último) [24, 25].
- **ISO 6336: Engranajes - Cálculo de capacidad de carga.** Se aplica en el diseño de ejes donde la transmisión de potencia se hace específicamente por engranajes [26].
- **ISO 1940-1: Balanceo de rotores.** Se aplica como referencia para el diseño de ejes de alta velocidad [27].
- **AGMA 6001-D97 / AGMA 6123-B06: Transmisiones por engranajes.** Se aplica en el diseño de ejes para transmisión de potencia centrado en maquinaria industrial pesada [28, 29].
- **API 610 / API 671: Equipo rotatorio en industria petrolera.** Se aplica en el diseño de ejes con aplicación en bombas, compresores y turbinas [30, 31].
- **EN 1993-1-9: Fatiga en estructuras de acero.** Normativa europea aplicada referencialmente en el diseño de elementos sometidos a cargas cíclicas [32].

2.2.2. Parámetros de diseño

El proceso de diseño de ejes toma en cuenta que una fractura por fatiga parece similar a una fractura frágil, ya que sus superficies son planas y sin deformación visible [12]. Sin embargo, su formación ocurre en tres etapas: (1) Primero aparecen microgrietas casi invisibles debido a esfuerzos repetidos; (2) Luego crecen formando zonas lisas con marcas características (como ”huellas de playa”) que muestran los ciclos de carga; (3) Finalmente, cuando el material ya no resiste, ocurre una rotura brusca que puede ser frágil, dúctil o mixta. A diferencia de una fractura frágil común, este proceso depende del desgaste progresivo por cargas repetidas. Dado que incluso los elementos con diseños más simples poseen múltiples variables, a continuación se consideran los parámetros principales para realizar el análisis y cálculo de ejes de transmisión de potencia, orientados a un ámbito universitario [11].

2.3. Fundamentos Matemáticos y Criterios de Diseño

2.3.1. Consideraciones Iniciales y Cinemática

2.3.1.1 Cálculo de Torque y Potencia

Relación fundamental entre la potencia transmitida, la velocidad de rotación y el par torsional. En los sistemas de transmisión de potencia se debe considerar la capacidad que estos pueden transmitir. Esto implica una combinación de factores actuantes: el par de torsión y la velocidad angular soportada [12]. El torque aplicado puede determinarse mediante la siguiente ecuación que relaciona la fuerza tangencial aplicada y el radio (Ecuación (2.1)):

$$T = F \cdot r \tag{2.1}$$

Donde:
T = par de torsión, en N·mm o lbf·pulg
F = fuerza tangencial aplicada, en N o lbf
r = radio del elemento que aplica fuerza, en mm o pulg

Se considera que la potencia debe ser idealmente igual a la entrada como a la salida, aun cuando existen pérdidas mecánicas menores por fricción en cojinetes y engranajes [11]. Bajo estas condiciones, la potencia se asume aproximadamente constante en el sistema; debido a la variación de la velocidad angular inducida por los elementos acoplados, el par de torsión varía de forma inversamente proporcional para mantener el equilibrio energético [12].

Existen dos formulaciones estándar para representar la potencia transmitida. Para el Sistema Internacional se utiliza la siguiente ecuación (Ecuación (2.2)) [12]:

$$H = T \cdot \omega \tag{2.2}$$

Donde:

H = potencia, en W

T = par de torsión, N·mm

ω = velocidad angular, rad/s

Asimismo, para el Sistema Inglés se emplea la ecuación (Ecuación (2.3)) [11]:

$$H = \frac{T \cdot n}{63025} \tag{2.3}$$

Donde:

H = potencia, en hp

T = par de torsión, lbf·pulg

n = velocidad de rotación, rev/min

(Se usa 63025 como constante de conversión).

Dentro de los elementos acoplados los engranajes presentan alrededor de 1 a 2 por ciento de pérdidas de potencia en los acoples y las bandas tienen una eficacia mayor al 90 por ciento [11].

2.3.1.2 Selección de Materiales

Propiedades mecánicas fundamentales de los aceros al carbono, aleados e inoxidables. El proceso de selección del material de construcción es crítico, ya que la caracterización de sus propiedades mecánicas permite verificar que el componente sometido a transmisión de potencia opere de forma confiable sin exceder los límites de fluencia o fatiga [12]. Como parámetros esenciales se han tomado los indicados en la Tabla 2.1 [11].

Tabla 2.1: PROPIEDADES MECÁNICAS PRINCIPALES Y SUS UNIDADES

Propiedad	**Símbolo**	**Unidades SI**	**Unidades Inglesas**
Resistencia última a la tracción	S_{ut}	MPa	ksi
Límite de fluencia	S_y	MPa	ksi
Módulo de elasticidad	E	MPa	psi
Módulo de rigidez	G	MPa	psi
Densidad	ρ	kg/m^3	lbm/pulg^3

- **Aceros al carbono:** Un acero al carbono simple se define como una aleación basada en hierro y carbono, con contenidos mínimos de otros elementos como manganeso, silicio, azufre y fósforo, presentes como impurezas o en proporciones controladas [11, 12].

- **Aceros aleados:** El concepto de acero aleado se refiere a aquel en el que se incorporan uno o más elementos de aleación además del carbono en proporciones significativas, con el objetivo de alterar de manera sustancial sus propiedades mecánicas, físicas o tecnológicas.

- **Aceros Inoxidables:** Los aceros inoxidables son aleaciones de hierro que tienen al menos un 12 % de cromo, este elemento clave permite la formación de una capa de óxido de cromo (Cr_2O_3) en la superficie, esta capa le da resistencia a la corrosión en variedad de entornos.

Se ha tomado como base que los materiales se encuentren en el Sistema Internacional. Para el uso del sistema ingles se realiza internamente en el software donde se tiene los siguientes factores de conversión mostrados en la Tabla 2.2 [11].

Tabla 2.2: FACTORES DE CONVERSIÓN DE MATERIALES

Propiedad	**Factor de conversión**
Resistencias	1 MPa $= 0{,}145$ ksi
Módulos	1 GPa $= 145$ kpsi
Densidad	1 kg/m^3 $= 3{,}61 \times 10^{-5}$ lbm/in^3

2.3.2. Elementos Acoplados y Análisis de Cargas

2.3.2.1 Fuerzas generadas por engranajes

Descomposición de la fuerza transmitida en cargas tangenciales, radiales y axiales. Dentro de los engranajes se consideran 2 tipos en el desarrollo del software: engranajes rectos y engranajes helicoidales [12]. Los engranajes transmiten su fuerza por el contacto de sus dientes y en el caso de los helicoidales tienen un ángulo de inclinación con respecto al eje de rotación. De esta manera se va a explicar cómo se aplican las fórmulas para el diseño dentro del software.

La obtención del ángulo de presión transversal se realiza mediante la siguiente expresión (Ecuación (2.4)) [12]:

$$\phi_t = \arctan\left(\frac{\tan\phi_n}{\cos\psi}\right) \tag{2.4}$$

Donde:

ϕ_t = ángulo de presión transversal

ψ = ángulo de hélice

ϕ_n = ángulo de presión normal

En el caso de los engranajes rectos se tiene que $\psi = 0$, por lo tanto $\phi_t = \phi_n$ [12]. Para el procesamiento de datos y la determinación de las cargas resultantes, el par torsional se calcula a partir de la potencia y la velocidad angular mediante la siguiente relación (Ecuación (2.5)):

$$T = \frac{P}{\omega} \quad \text{o bien} \quad T = \frac{63025 \cdot P}{n} \tag{2.5}$$

Donde:

T = par torsional, N·mm o lbf·pulg

P = potencia transmitida, W o hp
n, ω = velocidad de giro, rpm o rad/s

Si se dispone directamente del par de torsión, la fuerza tangencial se obtiene a través de la siguiente relación (Ecuación (2.6)) [12]:

$$W_t = \frac{2T}{D} \tag{2.6}$$

Donde:
W_t = fuerza tangencial, N o lbf
D = diámetro de paso, mm o pulg

Una vez determinada la fuerza tangencial, se realiza la descomposición de sus componentes según el tipo de engranaje. En engranajes helicoidales se consideran las componentes radial y axial mediante las siguientes expresiones (Ecuación (2.7) y (2.8)) [12]:

$$W_r = W_t \cdot \tan \phi_t \tag{2.7}$$

$$W_a = W_t \cdot \tan \psi \tag{2.8}$$

Donde:
W_r = fuerza radial, N o lbf
W_a = fuerza axial, N o lbf

2.3.2.2 Fuerzas generadas por elementos de transmisión flexible

Poleas y Catarinas. Esta transmisión de fuerza no es por contacto directo, en cambio interactúan por medio de elementos flexibles como son las poleas para bandas y cadenas [11]. Para el presente software se toma en cuenta la definición por parte del libro de diseño de elementos de máquinas y considerando poleas para banda en V, poleas de banda plana y cadenas.

Para las poleas de banda en V se utiliza la siguiente ecuación (Ecuación (2.9)) [11]:

$$F_b = 1{,}5 \left(\frac{2T}{D} \right) = \frac{3T}{D} \tag{2.9}$$

Para las poleas de banda plana se utiliza la siguiente ecuación (Ecuación (2.10)) [11]:

$$F_b = 2{,}0 \left(\frac{2T}{D} \right) = \frac{4T}{D} \tag{2.10}$$

Donde:
F_b = fuerza flexionante total sobre el eje, N o lbf
T = par torsional transmitido, N·mm o lbf·pulg
D = diámetro de paso de la polea, mm o pulg

Para catarinas o transmisiones por cadena de rodillos se aplica la siguiente ecuación (Ecuación (2.11)) [11]:

$$F_c = \frac{2T}{D} \tag{2.11}$$

Donde:
F_c = fuerza flexionante sobre el eje, N o lbf

2.3.2.3 Diagramas de Cortante y Momento Flector

Fundamento estático de cómo las fuerzas espaciales generan los diagramas que el algoritmo integrará numéricamente [12]. Para el análisis se sigue la metodología de Shigley y Mott [11], modelando el eje como una viga isostática con dos apoyos principales. El equilibrio estático se establece mediante la sumatoria de fuerzas y momentos nulos en cada plano ortogonal (Ecuación (2.12)):

$$\sum F = 0 \quad ; \quad \sum M = 0 \tag{2.12}$$

Donde:
$\sum F$ = Sumatoria de fuerzas en relación al plano de aplicación
$\sum M$ = Sumatoria de momentos en relación al plano de aplicación

La aplicación de estas condiciones de equilibrio determina las fuerzas de reacción en los dos apoyos del eje, denominados como apoyo A y apoyo B [12]. Para el cálculo computacional, se realiza la descomposición en los planos ortogonales:

En el plano XZ (Ecuación (2.13)):

$$\sum F_{xz} = 0 \quad ; \quad \sum M_{xz} = 0 \quad \rightarrow \quad R_{Az}, R_{Bz} \tag{2.13}$$

En el plano XY (Ecuación (2.14)):

$$\sum F_{xy} = 0 \quad ; \quad \sum M_{xy} = 0 \quad \rightarrow \quad R_{Ay}, R_{By} \tag{2.14}$$

Para el análisis se han tomado en cuenta cargas puntuales (con un ángulo de aplicación definido) y cargas distribuidas [12]. La fuerza resultante equivalente de una carga distribuida se toma de la siguiente manera (Ecuación (2.15)):

$$W_{eq} = w \cdot L \tag{2.15}$$

Donde:
w = intensidad de carga distribuida, N/mm o lbf/pulg
L = longitud del tramo cargado, mm o pulg
W_{eq} = fuerza resultante equivalente, N o lbf (Aplicada en el centroide del tramo).

La fuerza cortante en cualquier sección se determina mediante la suma algebraica de las fuerzas externas actuantes a la izquierda del corte transversal analizado [12]. De acuerdo con la teoría clásica de vigas, la fuerza cortante equivale a la derivada del momento flector respecto a la posición axial (Ecuación (2.16)):

$$V = \frac{dM}{dx} \tag{2.16}$$

Donde:

V = fuerza cortante en la sección, N o lbf

M = momento flector en la sección, N·mm o lbf·pulg

x = posición axial a lo largo del eje, mm o pulg

En presencia de cargas continuas o distribuidas $q(x)$, la pendiente varía y la relación diferencial fundamental se expresa como (Ecuación (2.17)) [12]:

$$q = \frac{dV}{dx} = \frac{d^2M}{dx^2} \tag{2.17}$$

Donde q es la intensidad de carga en la posición x. El cambio de la fuerza cortante y momento flector se calculan por integración (Ecuación (2.18)) [12]:

$$\Delta V = V_B - V_A = \int_{x_A}^{x_B} q\, dx \tag{2.18}$$

$$\Delta M = M_B - M_A = \int_{x_A}^{x_B} V\, dx \tag{2.19}$$

Como las fuerzas se pueden aplicar en distintas direcciones, se descomponen usando el ángulo de orientación θ [12]:

$$F_y = F\sin\theta \quad ; \quad F_z = F\cos\theta \tag{2.20}$$

Donde:

F_y = fuerza equivalente en el plano Y, N o lbf.

F_z = fuerza equivalente en el plano Z, N o lbf.

El torque es constante entre dos elementos que transmiten potencia y nulo fuera del tramo activo, comportándose como una función escalón (Ecuación (2.21)) [12]:

$$T(x) = \begin{cases} T_{cte} & \text{si } x_{in} \leq x \leq x_{out} \\ 0 & \text{en cualquier otro caso} \end{cases} \tag{2.21}$$

Donde:

T_{cte} = Par torsional constante transmitido en el tramo activo

x_{in}, x_{out} = posiciones axiales de entrada y salida de potencia

2.3.3. Geometría Local y Concentradores de Esfuerzos

El eje no tiene diámetro uniforme a lo largo de toda su longitud, está conformado por diferentes secciones escalonadas cada una puede ser de diferente diámetro para cumplir las siguientes condiciones [12]:

- **Hombros:** Sirven para posicionar axialmente los elementos e impedir su desplazamiento [12].
- **Ranuras para anillos de retención:** Canales que alojan anillos elásticos para retener los elementos [22].
- **Superficie de apoyo/Ajustes:** Zonas de diámetro de precisión donde se montan los rodamientos o engranajes con ajuste dimensional [19].

Dado que para poder cumplir con los parámetros de diseño cambian las secciones, en la parte que se genera el cambio se generan concentradores de esfuerzo lo que genera una carga mayor sobre el eje [12]. El factor de concentración de esfuerzo se cuantifica de la siguiente manera (Ecuación (2.22)):

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nom}} \quad ; \quad K_{ts} = \frac{\tau_{max}}{\tau_{nom}} \tag{2.22}$$

Donde:
σ_{max} = Esfuerzo normal máximo en la discontinuidad, N/mm^2 o lbf/pulg^2 (MPa o ksi)
σ_{nom} = Esfuerzo nominal calculado
τ_{max} = Esfuerzo cortante máximo real en la discontinuidad
τ_{nom} = Esfuerzo cortante nominal
K_t = Factor de concentración de esfuerzo teórico para esfuerzo normal
K_{ts} = Factor de concentración de esfuerzo teórico para esfuerzo cortante

Bajo condiciones de fatiga, las discontinuidades geométricas inducen concentraciones locales de esfuerzo que se cuantifican mediante el factor de sensibilidad a la entalla o muesca (q y q_s) [12]:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \tag{2.23}$$

$$K_{fs} = 1 + q_s(K_{ts} - 1) \tag{2.24}$$

Donde:
K_f = Factor de concentración de esfuerzo real para flexión
K_{fs} = Factor de concentración de esfuerzo real para torsión
q = sensibilidad a la muesca para flexión
q_s = sensibilidad a la muesca para torsión

En el marco de este proyecto, los factores de concentración de esfuerzos (K_t y K_f) se toman como valores fijos predefinidos según el tipo de discontinuidad geométrica. Esta justificación se adopta debido a que el sistema computacional no realiza un proceso de análisis cíclico o iterativo para recalcular la sensibilidad a la muesca (q) ni los factores teóricos en función de los diámetros finales del eje. Dado que para calcular q y K_t con precisión se requeriría conocer de antemano los diámetros exactos y los radios de acuerdo, el programa asume valores preliminares fijos y conservadores (ver Tabla 2.3) para asegurar el diseño sin la necesidad de complejizar el cálculo iterativo [12].

Tabla 2.3: VALORES PRELIMINARES DE CONCENTRACIÓN DE ESFUERZO (K_f)

Tipo de discontinuidad	K_f **preliminar**
Hombro redondeado	1.5
Hombro agudo	2.5
Ranura para anillo de retención	3.0
Chavetero de perfil	2.0
Chavetero de trineo	1.6
Eje liso	1.0

Se debe mencionar que los anillos de retención son elementos elásticos que se alojan en la ranura circunferencial mecanizada en el eje, impiden el desplazamiento axial de los elementos montados [22]. Estos no transmiten torque ni soportan cargas radiales.

En las secciones donde se mecaniza un chavetero, se debe compensar la reducción en la capacidad resistente del eje mediante un incremento porcentual del diámetro calculado [11]. Mott establece que el diámetro mínimo considerando el chavetero corresponde a (Ecuación (2.25)):

$$D_{real} = 1{,}06 \cdot D_{calculado} \tag{2.25}$$

Donde:
D_{real} = diámetro mínimo requerido considerando el chavetero
$D_{calculado}$ = diámetro obtenido de la ecuación de diseño sin considerar el chavetero
$1{,}06$ = factor de corrección por debilitamiento del chavetero propuesto por Mott.

2.3.4. Análisis de Resistencia a la Fatiga

2.3.4.1 Determinación de los límites de fatiga

Para la determinación del límite de fatiga se recurre a datos experimentales obtenidos de probetas estándar sometidas a flexión rotatoria bajo condiciones controladas [12]. Para los aceros, la correlación empírica estándar establece la relación directa entre el límite de fatiga y la resistencia última a la tracción (Ecuación (2.26)):

$$S'_e = 0{,}5 \cdot S_{ut} \tag{2.26}$$

Donde:

S'_e = límite de resistencia a la fatiga de la viga rotatoria ideal, MPa o ksi

S_{ut} = resistencia ultima a la tracción, MPa o ksi

Este valor representa el límite de fatiga ideal de laboratorio. Para estimar la resistencia a la fatiga real del componente mecánico en servicio, se incorporan los factores modificadores de Marin (Ecuación (2.27)) [12]:

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S'_e \tag{2.27}$$

Donde:

k_a = factor de condición superficial

k_b = factor de tamaño

k_c = factor de carga

k_d = factor de temperatura

k_e = factor de confiabilidad

k_f = factor de efectos varios (concentración de esfuerzo)

S_e = límite de resistencia a la fatiga real corregido

El factor de superficie k_a depende de la calidad del acabado (Ecuación (2.28)) [12]:

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b \tag{2.28}$$

La Tabla 2.4 presenta los coeficientes a y b [12].

Tabla 2.4: COEFICIENTES PARA EL FACTOR DE SUPERFICIE k_a

Acabado Superficial	**Factor a (ksi)**	**Factor a (MPa)**	**Exponente b**
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frio	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Acabado de forja	39.9	272	-0.995

Para el factor de tamaño k_b sometido a flexión o torsión, en pulgadas (Ecuación (2.29)) [12]:

$$k_b = \begin{cases} 0{,}879\, d^{-0{,}107} & 0{,}11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0{,}91\, d^{-0{,}157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \end{cases} \tag{2.29}$$

Y para milímetros (Ecuación (2.30)) [12]:

$$k_b = \begin{cases} 1{,}24\, d^{-0{,}107} & 2{,}79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1{,}51\, d^{-0{,}157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \tag{2.30}$$

Para cargas axiales $k_b = 1$ [12]. Para el factor de carga k_c: Flexión (1), Axial (0.85) y Torsión (0.59). En ejes de transmisión rotatorios $k_c = 1$.

El factor de temperatura k_d se resume en la Tabla 2.5 [12].

Tabla 2.5: FACTOR DE TEMPERATURA k_d

Temperatura °C	k_d	**Temperatura °F**	k_d
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
300	0.975	600	0.963
400	0.900	800	0.872
500	0.768	1000	0.698
600	0.549		

El factor de confiabilidad k_e se muestra en la Tabla 2.6 [12].

Tabla 2.6: FACTOR DE CONFIABILIDAD k_e

Confiabilidad (%)	k_e
50	1.000
90	0.897
95	0.868
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.9999	0.620

Finalmente, el factor de efectos varios k_f incluye la concentración de esfuerzos [12]. Si no hay concentrador, $k_f = 1$. Caso contrario, se usa $1/K_f$.

2.3.4.2 Diagrama de Goodman Modificado

Esta es una representación gráfica que permite visualizar el estado de esfuerzos aplicados sobre el eje sometido a fatiga de sus componentes media y alternante [12]. La falla por fatiga se conecta mediante (Ecuación (2.31)):

$$\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \tag{2.31}$$

Donde:

σ'_a = esfuerzo alternante equivalente de Von Mises, MPa o psi

σ'_m = esfuerzo medio equivalente de Von Mises, MPa o psi
S_e = límite de resistencia a la fatiga corregido, MPa o psi
S_{ut} = resistencia a la tracción del material, MPa o psi
n = factor de seguridad de diseño (Robert L. Mott en *Diseño de Elementos de Máquinas* [11], Cap. 12, Secc. 12-4, pág. 504, recomienda un factor de diseño preliminar $n = 2{,}0$ a $2{,}5$ para condiciones típicas de fatiga en ejes de transmisión)

2.3.4.3 Langer (Criterio de Fluencia de primer ciclo)

Representa el límite de fluencia en el primer ciclo de carga y se calcula limitando la suma de los esfuerzos máximos (Ecuación (2.32)) [12]:

$$\frac{\sigma_a + \sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n_y} \tag{2.32}$$

Donde:
S_y = límite de fluencia del material, MPa o psi
n_y = factor de seguridad contra la fluencia

Al trazar la recta que conecta el valor S_y en el eje de ordenadas con S_y en el eje de abscisas, se define la frontera entre los criterios de Goodman y Langer [12]. A la izquierda predomina la falla por fatiga y a la derecha por fluencia estática. La condición de diseño seguro exige que el punto de operación se ubique dentro de la envolvente delimitada por ambas curvas.

2.3.5. Criterios de Falla y Dimensionamiento (Teoría de Fallas Multiaxiales)

2.3.5.1 Esfuerzos de flexión y torsión

Un eje que transmite potencia está sometido simultáneamente a flexión y torsión [12]. Por eso se generan componentes de medias y alternantes para cada caso y se analizan de manera separada. Para un eje con flexión completamente reversible y torsión constante se cumple que:

- $M_a = M$ (El momento flector es completamente alternante debido a la rotación).
- $M_m = 0$ (No hay componente de media de flexión).
- $T_a = 0$ (El torque nominal no varía con la rotación).
- $T_m = T$ (El torque es constante) .

Con estas consideraciones, se utilizan las ecuaciones de los esfuerzos normales y cortantes máximos en la superficie de una sección circular maciza (Ecuación (2.33)) [12]:

$$\sigma_a = \frac{32 K_f M_a}{\pi d^3} \quad ; \quad \sigma_m = \frac{32 K_f M_m}{\pi d^3} \tag{2.33}$$

$$\tau_a = \frac{16 K_{fs} T_a}{\pi d^3} \quad ; \quad \tau_m = \frac{16 K_{fs} T_m}{\pi d^3} \tag{2.34}$$

Donde:

σ_a, σ_m = esfuerzos normales alternante y medio, MPa o psi

τ_a, τ_m = esfuerzos cortantes alternante y medio, MPa o psi

M_a, M_m = momentos flectores alternante y medio, N·mm o lbf·pulg

T_a, T_m = pares torsionales alternante y medio, N·mm o lbf·pulg

d = diámetro de la sección analizada, mm o pulg

K_f, K_{fs} = factores de concentración de esfuerzo real para flexión y torsión

2.3.5.2 Esfuerzos equivalentes de von Mises

Para combinar los esfuerzos normales y cortantes en un solo valor aplicable a los criterios de fatiga, se aplica la teoría de energía de distorsión (Von Mises) [12]:

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2} \tag{2.35}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2} \tag{2.36}$$

Donde:

σ'_a = esfuerzo alternante equivalente de von Mises, MPa o psi

σ'_m = esfuerzo medio equivalente de von Mises, MPa o psi

2.3.5.3 Criterios de fatiga y ecuaciones de diámetro

A partir de los esfuerzos equivalentes de von Mises, se aplica el criterio de fatiga seleccionado para determinar el factor de seguridad o el diámetro mínimo admisible de diseño [12]. En el software desarrollado se establece como valor preliminar de referencia un factor de seguridad $n = 2{,}5$, de acuerdo con el criterio de Mott [11].

- **Criterio DE-Goodman Modificado**

Factor de seguridad (Ecuación (2.37)) [12]:

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \tag{2.37}$$

Diámetro mínimo (Ecuación (2.38)) [12]:

$$d = \left[\frac{16n}{\pi} \left(\frac{\sqrt{4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2}}{S_e} + \frac{\sqrt{4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2}}{S_{ut}} \right) \right]^{1/3} \tag{2.38}$$

- **Criterio DE-Gerber**

Factor de seguridad (Ecuación (2.39)) [12]:

$$n = \frac{1}{2}\left(\frac{S_{ut}}{\sigma'_m}\right)^2 \frac{\sigma'_a}{S_e}\left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2\sigma'_m S_e}{S_{ut}\sigma'_a}\right)^2}\right] \tag{2.39}$$

Diámetro mínimo, definiendo las constantes A y B [12]:

$$A = \sqrt{4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2} \quad ; \quad B = \sqrt{4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2} \tag{2.40}$$

$$d = \left[\frac{8nA}{\pi S_e}\left(1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2BS_e}{AS_{ut}}\right)^2}\right)\right]^{1/3} \tag{2.41}$$

- **Criterio DE-ASME Elíptica**

Factor de seguridad (Ecuación (2.42)) [12]:

$$\frac{1}{n^2} = \left(\frac{\sigma'_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{\sigma'_m}{S_y}\right)^2 \tag{2.42}$$

Diámetro mínimo (Ecuación (2.43)) [12]:

$$d = \left[\frac{16n}{\pi}\sqrt{4\left(\frac{K_f M_a}{S_e}\right)^2 + 3\left(\frac{K_{fs} T_a}{S_e}\right)^2 + 4\left(\frac{K_f M_m}{S_y}\right)^2 + 3\left(\frac{K_{fs} T_m}{S_y}\right)^2}\right]^{1/3} \tag{2.43}$$

2.3.5.4 Modos de diseño: Factor de seguridad vs. Ciclos de vida

Para el diseño de ejes de transmisión de potencia se ha considerado que el usuario pueda seleccionar entre dos criterios de dimensionamiento [12]:

Por factor de seguridad (Vida Infinita): Se usa la aplicación de las fórmulas de los criterios anteriores en donde se busca diseñar al eje para que nunca falle por fatiga, es decir, donde $N \geq 10^6$ ciclos [12].

Por vida finita: Se reemplaza S_e por S_f en todas las ecuaciones, esto representa que S_f será la resistencia a la fatiga para N ciclos de manera que (Ecuación (2.44)) [12]:

$$S_f = aN^b \tag{2.44}$$

Y los factores a y b se obtienen de la curva S-N (Ecuación (2.45)) [12]:

$$a = \frac{(fS_{ut})^2}{S_e} \quad ; \quad b = -\frac{1}{3}\log_{10}\left(\frac{fS_{ut}}{S_e}\right) \tag{2.45}$$

Donde:

S_f = resistencia a la fatiga para N ciclos, MPa o psi

N = número de ciclos objetivo, definido por el usuario ($10^3 \leq N \leq 10^6$)
f = fracción de resistencia a la fatiga a 10^3 ciclos (rango típico: $0{,}77 \leq f \leq 0{,}90$; ver [12], Fig. 6-18)
a, b = coeficientes de la curva de fatiga

Para aclarar, el software va a bloquear el uso de ciclajes mayores a 10^6 donde se representa directamente vida infinita, y ciclajes menores a 10^3 que se consideran como régimen estático (falla de bajo ciclaje) [12].

2.3.5.5 Control de fluencia (Langer)

Los criterios de Goodman, Gerber y ASME-elíptica no toman en cuenta la fluencia al primer ciclo de carga, esto se verifica adicionalmente por el criterio de Langer de forma independiente para cualquier modo [12].

Esfuerzo máximo de von Mises en el primer ciclo de carga (Ecuación (2.46)) [12]:

$$\sigma'_{max} = \sigma'_a + \sigma'_m \tag{2.46}$$

Factor de seguridad contra fluencia (Ecuación (2.47)) [12]:

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_{max}} \tag{2.47}$$

Donde:
σ'_{max} = esfuerzo máximo de von Mises en el primer ciclo, MPa o psi
n_y = factor de seguridad contra fluencia
S_y = limite de fluencia del material, MPa o psi

De esta manera el software considera si $n_y \geq 1$ para aceptar el funcionamiento del eje en relación a la fluencia y, una vez aprobado, permite evaluar la fatiga con los otros criterios [12].

2.3.6. Análisis de Rigidez y Deflexión

El cumplimiento de los criterios de fatiga y fluencia no garantiza por sí solo la adecuada funcionalidad del componente si este carece de suficiente rigidez estructural [12]. Debido a la acción combinada de cargas transversales y momentos torsores, el eje experimenta deflexiones elásticas que, de superar los límites admisibles, ocasionan desgaste prematuro y concentración de carga en rodamientos y engranajes [11].

2.3.6.1 Rigidez

La deflexión lineal y la pendiente en cualquier sección axial del eje se determinan a partir de la distribución de momento flector y la rigidez a la flexión del elemento mediante la ecuación diferencial clásica de la curva elástica (Ecuación (2.48)) [12]:

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M}{EI} \tag{2.48}$$

Donde:

y = deflexión lineal transversal, mm o pulg

x = posición a lo largo del eje, mm o pulg

M = momento flector en la sección x, N·mm o lbf·pulg

E = modulo de elasticidad del material, MPa o psi

I = momento de inercia del área transversal, mm^4 o $pulg^4$

Para una sección transversal sólida y circular, el momento de inercia es (Ecuación (2.49)) [12]:

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \tag{2.49}$$

Donde:

d = diámetro circular, mm o pulg [12]

Para obtener las ecuaciones de la pendiente y la deflexión lineal, la ecuación diferencial se integra numéricamente a través de la longitud del eje [12]. Primera integración (Pendiente):

$$\theta = \int \frac{M}{EI} dx \tag{2.50}$$

Donde θ es la pendiente en radianes [12]. Segunda integración (Deflexión):

$$y = \int \theta dx \tag{2.51}$$

Donde y es la deflexión lineal en mm o pulg [12]. Los rodamientos y engranajes poseen tolerancias estrictas con respecto a estas deformaciones [11].

2.3.6.2 Deflexión angular

El par torsional transmitido a lo largo de un tramo del eje induce un esfuerzo cortante que produce un ángulo relativo de torsión entre secciones transversales [12]. El cálculo de este ángulo se realiza mediante la siguiente expresión (Ecuación (2.52)):

$$\theta_{torsion} = \frac{TL}{JG} \tag{2.52}$$

Donde:

$\theta_{torsion}$ = ángulo de giro, rad

T = par torsional, N·mm o lbf·pulg

L = longitud del tramo, mm o pulg

G = modulo de rigidez del material, MPa o psi

J = momento polar de inercia ($J = \pi d^4/32$), mm^4 o $pulg^4$

Con esto debemos seguir la lógica conservadora de Mott [11] para los limites permisibles de deflexión lineal que varían según el elemento montado sobre el eje, para esto se ha tomado en consideración la Tabla 2.7 para evitar el desgaste o desalineamiento.

Tabla 2.7: LÍMITES PERMISIBLES DE DEFLEXIÓN LINEAL

Elemento montado	Límite permisible de deflexión
General	$L/1000$
Bajo engranajes	0.127 mm o 0.005 pulg
Bajo rodamientos	$L/1000$ a $L/300$

Además, con la pendiente obtenida en la primera integración se debe verificar si el tipo de rodamiento tolera el ángulo máximo de inclinación del eje [11]. Si se supera, genera una carga no uniforme entre los elementos rodantes y reduce la vida útil. Esto se verifica con la Tabla 2.8.

Tabla 2.8: ÁNGULO MÁXIMO PERMISIBLE POR TIPO DE RODAMIENTO

Tipo de rodamiento	Ángulo máximo permisible (rad)
Rígido de bolas	0.0087
Rodillos cilíndricos	0.0005
Rodillos cónicos	0.0005
A rótula (Autoalineante)	0.0175

El ángulo de giro se debe verificar con el límite practico de Mott [11] que menciona no superar de 1° de torsión por cada 20 diámetros de longitud del eje, expresado de la siguiente manera (Ecuación (2.53)):

$$\theta_{max_permisible} = \frac{1^\circ}{20d} \cdot L \tag{2.53}$$

Si se supera este limite el eje puede generar problemas de sincronización con los elementos acoplados [11].

2.3.7. Comportamiento Dinámico y Velocidades Críticas

El eje gira y transmite la potencia ingresada por lo que si existe algún tipo de desbalance en la distribución de la masa generará una fuerza centrífuga que hará que tienda a flectar de forma transversal [12]. A ciertas velocidades de rotación, la frecuencia de giro y la frecuencia natural de vibración del eje coinciden, considerándose velocidades críticas. Este fenómeno genera una resonancia que amplifica la deflexión de manera exponencial, desalineando los elementos acoplados y generando un desgaste prematuro.

2.3.7.1 *Vibración transversal y resonancia*

El análisis dinámico permite modelar el eje como un sistema continuo con masas concentradas [12]. Al despreciar los efectos de amortiguamiento, es posible relacionar la deflexión dinámica con la excentricidad inicial del montaje mediante (Ecuación (2.54)):

$$y_{din} = \frac{e}{\left(\frac{\omega_n}{\omega}\right)^2 - 1} \tag{2.54}$$

Donde:

y_{din} = deflexión dinámica máxima del eje, mm o pulg

e = excentricidad inicial del montaje o desviación del centro de masa, mm o pulg

ω = velocidad angular de operación del eje, rad/s

ω_n = frecuencia natural del sistema, rad/s

Cuando la frecuencia natural y la frecuencia de la velocidad angular son iguales ($\omega = \omega_n$), el denominador se anula lo que provoca una deflexión teóricamente infinita [12].

2.3.7.2 *Estimación mediante la ecuación de Rayleigh*

Para el cálculo de la primera frecuencia natural en ejes escalonados con componentes concentrados, se utiliza el método de Rayleigh fundamentado en el principio de conservación de la energía [12], el cual iguala la energía cinética máxima con la energía potencial elástica de deformación (Ecuación (2.55)):

$$\omega_{c1} = \sqrt{\frac{g \sum_{i=1}^{k}(w_i \cdot y_i)}{\sum_{i=1}^{k}(w_i \cdot y_i^2)}} \tag{2.55}$$

Donde:

ω_{c1} = primera velocidad crítica fundamental del sistema, rad/s

g = aceleración de la gravedad, $9{,}81$ m/s^2 o 386 pulg/s^2

w_i = peso de la masa concentrada i, N o lbf

y_i = deflexión estática transversal en la posición de la masa i, mm o pulg

k = número total de masas concentradas

Las deflexiones estáticas y_i en la ecuación de Rayleigh son las mismas obtenidas mediante la integración numérica previa [12]. Después de obtener la primera velocidad crítica, la convertimos a revoluciones por minuto (rpm):

$$n_{c1} = \frac{60 \cdot \omega_{c1}}{2\pi} \tag{2.56}$$

Donde:

n_{c1} = primera velocidad crítica expresada en rpm

ω_{c1} = primera velocidad crítica fundamental, rad/s

Para garantizar que la operación sea segura y alejada de la resonancia, Shigley [12] establece

que la velocidad de operación del eje no debe superar el 70 % de la primera velocidad crítica (Ecuación (2.57)):

$$n_{operacion} \leq 0{,}70 \cdot n_{c1} \tag{2.57}$$

2.3.8. Diseño y Selección de Elementos Conexos

2.3.8.1 Carga radial sobre el rodamiento

Entonces, para la carga radial resultante sobre cada apoyo (rodamiento) se obtiene combinando vectorialmente sus componentes en cada plano ortogonal (Ecuación (2.58)) [12]:

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} \quad ; \quad R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} \tag{2.58}$$

Donde:
R_A = carga radial resultante sobre el apoyo A, N o lbf
R_B = carga radial resultante sobre el apoyo B, N o lbf

2.3.8.2 Carga dinámica equivalente

Los rodamientos pueden estar sometidos a carga radial y axial combinada [12]. Para convertirlas en una sola carga equivalente que permita entrar al catálogo se usa (Ecuación (2.59)) [19]:

$$P_e = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a \tag{2.59}$$

Donde:
P_e = carga dinámica equivalente, N o lbf
F_r = carga radial sobre el rodamiento (R_A o R_B), N o lbf
F_a = carga axial sobre el rodamiento, N o lbf
V = factor de rotación ($V = 1$ si gira el anillo interior; $V = 1{,}2$ si gira el anillo exterior)
X = factor radial, obtenido del catálogo según la relación F_a/VF_r
Y = factor axial, obtenido del catálogo según la relación F_a/VF_r

2.3.8.3 Vida útil L10

La vida L_{10} representa el número de revoluciones que el 90 % de un lote de rodamientos idénticos completará sin falla por fatiga de contacto (Ecuación (2.60)) [19]:

$$L_{10} = \left(\frac{C_{10}}{P_e}\right)^a \cdot 10^6 \text{ revoluciones} \tag{2.60}$$

Donde:
L_{10} = vida nominal del rodamiento en revoluciones

C_{10} = capacidad de carga dinámica del rodamiento, N o lbf (dato de catálogo)
P_e = carga dinámica equivalente calculada anteriormente
a = exponente según el tipo de rodamiento (Rodamiento de bolas $a = 3$, Rodamiento de rodillos $a = 10/3$)

Conversión a horas de operación (Ecuación (2.61)) [19]:

$$L_{10h} = \frac{L_{10}}{60 \cdot n} \tag{2.61}$$

Donde:
L_{10h} = vida útil en horas de operación
n = velocidad de rotación del eje, rpm

2.3.8.4 Selección por catálogo según diámetro

El diámetro del eje en el asiento del rodamiento nos proporciona el diámetro interior del rodamiento [11, 19]. Con ese diámetro se selecciona la serie del catálogo:

Tabla 2.9: SERIES DE RODAMIENTOS DE BOLAS

Serie	**Tipo**	**Aplicación típica**
60	Bolas ranura profunda	Cargas ligeras
62	Bolas ranura profunda	Cargas moderadas
63	Bolas ranura profunda	Cargas pesadas

Lo que hace el software es verificar que la vida L_{10} calculada del rodamiento seleccionado sea mayor o igual a la vida objetivo definida por el usuario [19].

2.3.8.5 Diseño de chavetas: geometría

Las chavetas son elementos prismáticos alojados en ranuras mecanizadas tanto en el eje como en el cubo del elemento de acople [11]. Permiten la transmisión del par torsional entre el eje y el elemento sin necesidad de interferencia de ajuste. Las dimensiones estándar de ancho y altura se seleccionan según el diámetro del eje [20]:

La fuerza transmitida por la chaveta se obtiene del torque y el diámetro del eje (Ecuación (2.62)) [11]:

$$F = \frac{2T}{d} \tag{2.62}$$

Donde:
F = fuerza transmitida por la chaveta, N o lbf
T = par torsional transmitido, N·mm o lbf·pulg
d = diámetro del eje en la sección de la chaveta, mm o pulg

Tabla 2.10: DIMENSIONES ESTÁNDAR DE CHAVETAS EN PULGADAS

Diámetro del eje (pulg)	**Ancho w (pulg)**	**Alto h (pulg)**
0.500 - 0.562	0.125	0.125
0.625 - 0.875	0.1875	0.1875
0.938 - 1.250	0.250	0.250
1.312 - 1.375	0.3125	0.3125
1.438 - 1.750	0.375	0.375
1.812 - 2.250	0.500	0.500
2.375 - 2.750	0.625	0.625
2.875 - 3.250	0.750	0.750

2.3.8.6 Verificación por cortante

El modo de falla por cortante ocurre debido a que la fuerza supera la resistencia al corte del material a lo largo del plano medio de la chaveta (Ecuación (2.63)) [11]:

$$\tau = \frac{F}{w \cdot L} \tag{2.63}$$

Para el factor de seguridad contra el cortante (Ecuación (2.64)) [11]:

$$n_s = \frac{S_{sy}}{\tau} = \frac{0{,}577 \cdot S_y}{\tau} \tag{2.64}$$

Donde:

τ = esfuerzo cortante en la chaveta, MPa o psi

w = ancho de la chaveta, mm o pulg

L = longitud de la chaveta, mm o pulg

S_{sy} = resistencia a la fluencia por cortante (criterio de von Mises $\approx 0{,}577 S_y$)

S_y = límite de fluencia del material de la chaveta, MPa o psi

n_s = factor de seguridad contra cortante

2.3.8.7 Longitud mínima requerida y Aplastamiento

Despejando L de la ecuación del cortante con el factor de seguridad de diseño (Ecuación (2.65)) [11]:

$$L_\tau = \frac{2T \cdot n_d}{d \cdot w \cdot (0{,}577 S_y)} \tag{2.65}$$

Donde:

L_τ = longitud mínima requerida por cortante, mm o pulg

n_d = factor de seguridad de diseño ($2{,}5$ por ser conservador)

Además de la falla por esfuerzo cortante, las chavetas pueden fallar por compresión o aplastamiento [11]. Esto sucede cuando la fuerza de empuje es mayor a la resistencia a la fluencia en

el área lateral de contacto. La fuerza actúa en la mitad de la altura y en la longitud de la chaveta (Ecuación (2.66)):

$$\sigma_c = \frac{F}{(h/2) \cdot L} = \frac{4T}{d \cdot h \cdot L} \tag{2.66}$$

Para garantizar que la chaveta no se deforme, la compresión no debe superar el límite de fluencia del material (Ecuación (2.67)) [11]:

$$n_c = \frac{S_y}{\sigma_c} \tag{2.67}$$

Donde:
σ_c = esfuerzo de compresión o aplastamiento en la chaveta, MPa o psi
h = altura estándar de la chaveta, mm o pulg
n_c = factor de seguridad contra aplastamiento

Despejando L por criterio de aplastamiento (Ecuación (2.68)) [11]:

$$L_c = \frac{4T \cdot n_d}{d \cdot h \cdot S_y} \tag{2.68}$$

Para que el diseño sea estructuralmente seguro, la longitud final recomendada debe ser el mayor valor entre las calculadas por cortante y por aplastamiento (Ecuación (2.69)) [11]:

$$L \geq \text{máx}(L_\tau, L_c) \tag{2.69}$$

Mott [11] propone la regla de que la longitud no debe exceder 1.5 veces el diámetro del eje para evitar concentraciones irregulares de torsión (Ecuación (2.70)):

$$L_{final} \leq 1{,}5 \cdot d \tag{2.70}$$

2.3.9. Proceso Iterativo de Diseño

Al realizar el diseño de ejes de potencia se lleva a cabo un proceso iterativo debido a que algunas variables críticas (como el factor de tamaño y los concentradores de esfuerzo) dependen del diámetro resultante [12].

2.3.9.1 Variables que dependen del diámetro

Estas son las variables que se actualizan por iteración [12]:

- **Factor k_b:** Depende del diámetro para las ecuaciones de Marin. El proceso debe repetirse hasta que converja.
- **Factor K_f:** Para el factor de concentración de esfuerzo, se ha decidido una simplificación conservadora, asumiendo $q = 1$ durante el proceso iterativo preliminar. De esta manera, el

factor teórico K_t se usa directamente como el factor dinámico K_f:

$$K_f \approx K_t \quad (\text{si } q = 1) \tag{2.71}$$

2.3.9.2 Secuencia del algoritmo iterativo

La secuencia programada en el software para la estimación del diámetro mínimo recomendado es [12]:

- **Paso 1 - Estimación inicial:** El usuario no necesita dar un diámetro inicial. El software asume un diámetro $d_0 = 10$ mm para calcular el factor de Marin k_b inicial y asume un eje liso ($K_f = 1$) [12]. A partir de esto, se obtiene un diámetro inicial d_1 despejando de la ecuación de falla (Goodman, Gerber o ASME).
- **Paso 2 - Actualizar k_b:** Se recalcula el factor de tamaño a partir del diámetro d_1 obtenido.
- **Paso 3 - Actualizar Concentradores:** Se asignan los factores K_f de la geometría real de la sección.
- **Paso 4 - Recálculo de diámetro:** Se obtiene el nuevo diámetro d_{nuevo} con los factores actualizados.
- **Paso 5 - Verificar convergencia:**

$$|d_{nuevo} - d_{anterior}| \leq 0{,}01 \text{ mm} \tag{2.72}$$

Si converge: Es el diámetro mínimo de la sección [12]. Si no converge, se asigna $d_{anterior} = d_{nuevo}$ y se repite desde el Paso 2.

- **Paso 6 - Corrección final:** Por motivos de diseño, si existe chavetero se aplica la corrección transversal de Mott ($D_{real} = 1{,}06 \cdot D_{iterado}$) [11].

2.3.9.3 Verificaciones finales

Una vez obtenido el diámetro final de todas las secciones, el software procede a realizar la verificación estática de deflexión lineal y pendientes, verificación dinámica de velocidad crítica, factor de seguridad contra la fluencia (n_y), vida útil de rodamientos (L_{10}) y dimensionamiento mínimo de chavetas [11, 12].

2.3.10. Normalización y base de datos

Se ha seguido un proceso de diseño siguiendo la teoría de fallas para proporcionar un diámetro mínimo que pueda garantizar el funcionamiento correcto del eje [12]. Sin embargo, el proceso de manufacturar un eje con dimensiones fraccionarias resulta inviable debido al estándar de los elementos de acople [11]. Por lo tanto, se ha decidido seguir un proceso de normalización que permite usar los diámetros teóricos con una aproximación al estándar superior.

Durante este proceso de normalización se ha decidido que, para tener un rango operativo, el eje debe tener un diámetro máximo de 150 mm (o su equivalente aproximado de 5.9 pulgadas). Este rango abarca un estándar para los ejes de transmisión de potencia de uso general, maquinaria mediana y robusta [11].

2.3.10.1 Criterio de normalización

Dado que en el eje pueden coincidir múltiples elementos, se ha dado la siguiente prioridad para la normalización de la geometría [11]:

- **Rodamientos:** Se selecciona el rodamiento de diámetro interior de valor estandarizado que sea inmediatamente superior al diámetro mínimo teórico calculado [19].
- **Geometría de retención:** En caso del usuario necesitar elementos de retención, se toma el diámetro dado por parte del rodamiento y se hace uso de la base de datos para ranura DIN 471 si hay disponible para el diámetro [22].
- **Acople de transmisión:** En caso de necesitar elementos de acople se seguirá la normativa DIN 6885 para chavetas; esto seguirá el diámetro ya normalizado para la geometría de la chaveta [20].

2.3.10.2 Normativas y bases de datos integrados

Para garantizar que los diseños cumplan las normativas comerciales hasta el límite de 150 mm (o su equivalente en pulgadas), se han integrado las bases de datos completas de los elementos al algoritmo de normalización del software [11]. Dichas tablas, que incluyen tanto las dimensiones en el Sistema Internacional como sus conversiones operativas al Sistema Inglés, han sido desplazadas a la sección de Anexos para facilitar la lectura de este documento:

- **Rodamientos (Catálogo SKF General Catalogue 6000):** Se tomaron 131 tipos de rodamientos filtrados por sus respectivas series (60, 62, 63, NU y 302), considerando la aplicación de la carga [19]. La base de datos comercial íntegra en ambos sistemas de unidades se detalla en el **Anexo A**.

- **Anillos de retención y ranuras (Norma DIN 471):** Por medio de la normalización, se verifica si el diámetro coincide para un anillo de retención estándar [22]. Las dimensiones completas de ranurado (profundidad, ancho y fondo) en sistema métrico e inglés se encuentran en el **Anexo B**.

- **Dimensionamiento de chavetas (Norma DIN 6885 / ISO 773):** Las chavetas métricas se asignan a intervalos específicos del diámetro y con el límite práctico de 1.5 veces el diámetro [11, 20, 21]. Los parámetros estandarizados de sección y profundidad aplicados para ambos sistemas se detallan en el **Anexo C**.

- **Base de datos de materiales:** Los materiales disponibles no requieren archivos externos. Se usaron los materiales estándar de Mott y Shigley [12], complementados con la base de datos de Matweb. Las propiedades mecánicas exactas (fluencia, esfuerzo último, módulos y densidad) de todos los aceros se listan detalladamente en el **Anexo D**.

2.4. Python y librerías

2.4.1. Python

Es un lenguaje de programación de alto nivel de propósito general que se caracteriza por tener una sintaxis clara y legible [33]. Para el desarrollo del presente software se usó su versión 3 debido a que permite usar variedad de librerías científicas que facilitan realizar cálculos numéricos, visualización y desarrollo de interfaces gráficas.

Además, Python es de uso libre y funciona perfectamente en todas las plataformas sin mayores modificaciones, lo que permite una fácil distribución y su uso en distintos entornos [36]. Python tiene una sintaxis sencilla cercana al lenguaje natural, lo que permite una facilidad de entendimiento tanto para el mantenimiento como para expandir el código fuente de este proyecto [33].

2.4.2. Librerías

La principal elección de estas librerías radica en el hecho de que algunas son nativas del lenguaje y otras son especializadas para optimizar los procesos de cálculo matricial e integral de la ingeniería [33, 37, 38].

2.4.2.1 NumPy

Es una librería orientada al cálculo numérico, permite usar arreglos multidimensionales con una amplia variedad de funciones matemáticas de alto rendimiento [37]. Para el software se ha usado para:

- Discretizar los arreglos que representan el eje con 1000 puntos equidistantes a lo largo de su longitud.
- Almacenar y operar vectores tales como la fuerza cortante, el momento flector y el torque en cada punto del eje.
- Calcular la resultante de los momentos por los dos planos ortogonales.

Al realizar la vectorización se permite realizar cálculos sobre todos los puntos del eje en una sola operación, sin necesidad de bucles cerrados iterativos por cada proceso, lo que permite una ejecución algorítmica altamente eficiente.

2.4.2.2 SciPy

Es una librería de código abierto para matemáticas, ciencias e ingeniería [38]. Está basada en NumPy y proporciona algoritmos numéricos avanzados para integración, optimización, interpolación y procesamiento de señales. Para el software se utiliza exclusivamente para la integración numérica de los diagramas de momento flector. Al aplicarse la integración acumulativa, se generan todos los puntos de la pendiente y deflexión del eje produciendo la curva elástica completa.

2.4.2.3 Matplotlib

Es una librería centrada en la visualización científica, la más utilizada en Python ya que permite generar gráficas de alta calidad [39]. Para el desarrollo del software se ha usado principalmente en la generación de todos los diagramas que el usuario visualiza como resultado del análisis. Tales gráficas incluyen:

- **Diagramas de fuerza cortante:** Permite visualizar la fuerza cortante a lo largo del eje en cada plano y sus resultantes.
- **Diagrama de momento flector:** Muestra la variación del momento en cada plano y sus resultantes.
- **Diagrama de torque:** Muestra el comportamiento escalonado del torque entre el punto de entrada y salida de potencia.

Estos gráficos se encuentran de manera interactiva dentro de la interfaz del software, permitiendo al usuario comprobar de manera visual dónde ocurren los picos de esfuerzo máximo sobre el eje para la toma de decisiones de diseño.

2.4.2.4 Tkinter

Es una librería integrada dentro de Python orientada al desarrollo de interfaces gráficas de usuario (GUI) [40]. Se basa en el toolkit Tk y viene incluida en todas las distribuciones estándar de Python. Esta librería se ha usado dentro del software para:

- Ingresar y gestionar los parámetros mecánicos y geométricos del eje.
- Seleccionar el criterio de falla por fatiga y el factor de seguridad de diseño.
- Visualizar los resultados del proceso iterativo en tablas dinámicas organizadas por sección de diámetro.
- Navegar y filtrar las bases de datos de materiales, rodamientos, chavetas y ranuras.
- Interactuar con la librería estándar `json` de Python para exportar e importar proyectos de trabajo guardados.

2.4.2.5 fpdf2

Es una librería de código abierto, escrita íntegramente en Python, orientada a la generación rápida de documentos PDF [41]. Se caracteriza por ser ligera y de pocas dependencias externas, además de soportar la inserción de texto con fuentes embebidas, imágenes, tablas y saltos de página automáticos [41]. Para el software se ha utilizado en la generación del reporte final de diseño, exportando en un único archivo PDF:

- Un resumen completo de todos los parámetros de entrada y criterios de diseño aplicados (material, criterio de fatiga, factor de seguridad objetivo).
- Las imágenes de los diagramas de cortante, momento flector y torque generados previamente con Matplotlib.
- Tablas con los resultados de las secciones críticas del eje, incluyendo diámetros normalizados, factores de seguridad estático y dinámico, y vida útil de los rodamientos seleccionados.

De esta manera, el usuario obtiene un documento portátil e imprimible con la totalidad del análisis, sin depender de la interfaz del software para revisar los resultados posteriormente.

Capítulo 3

MARCO METODOLÓGICO

3.1. Enfoque y tipos de investigación

El presente trabajo de integración curricular se desarrolla desde el enfoque ingenieril aplicado. El estudio de la metodología de investigación en ingeniería tiene como objetivo cultivar habilidades esenciales como el pensamiento crítico, la resolución de problemas, las prácticas éticas y la comunicación efectiva, que son cruciales para que los ingenieros realicen investigaciones impactantes e impulsen la innovación en respuesta a los desafíos sociales [42]. Esto se debe a que el trabajo se orienta a solucionar la problemática que supone a los estudiantes el diseñar ejes mecánicos; para esto se ejecuta el desarrollo y codificación de un software libre que implementa algoritmos matemáticos, formulaciones de ingeniería y criterios técnicos normativos. Este programa se enfoca en el diseño de ejes para la obtención y validación rigurosa de resultados.

Para el desarrollo de este proyecto se realiza una **Investigación documental**. Tal como se menciona, la investigación documental permite examinar, recopilar e interpretar información contenida en fuentes bibliográficas, científicas y normativas, lo que es esencial en procesos de diseño en ingeniería [43]. Se utiliza en la fase inicial para recopilar y analizar fuentes teóricas, normas técnicas, fórmulas de diseño y metodologías previas. Esta etapa es fundamental para sustentar el diseño del software desde un punto de vista técnico y normativo.

Asimismo, se desarrolla una **Investigación descriptiva**, ya que se define como un método de investigación que observa y describe las características de un determinado grupo, situación o fenómeno, basándose en observaciones empíricas rigurosas [44]. Este estudio busca detallar el funcionamiento, características técnicas y estructura del software desarrollado; además, se describen las variables a tomar en cuenta y los resultados generados por el sistema.

Por último, se implementa una **Investigación experimental**. En este tipo de estudios se conoce y controla una serie de variables vinculadas al modelo que sirven para explicar y verificar el comportamiento del sistema [45]. Este tipo de investigación se aplica en la validación del software, mediante pruebas controladas que comparan los resultados obtenidos por el programa con cálculos analíticos manuales y simulaciones existentes, permitiendo evaluar el rendimiento, precisión y utilidad práctica del sistema.

3.2. Diseño de la Investigación

El diseño de esta investigación es de tipo experimental y aplicado. Se fundamenta en la manipulación y control riguroso de parámetros operativos con el propósito de comprobar planteamientos teóricos en modelos conceptuales y prototipos funcionales de ingeniería [46, 47].

Como respuesta a esta necesidad, el presente trabajo plantea el desarrollo de un sistema computacional para el diseño de ejes, el cual fue sometido a pruebas bajo condiciones controladas mediante la modificación de variables como el material, esfuerzo, longitud y carga. Al mismo tiempo, se trata de una investigación aplicada y de desarrollo experimental, pues se construye un prototipo funcional del software para comprobar en condiciones empíricas su viabilidad, precisión y eficacia, siendo un software libre.

3.2.1. Variables de estudio, criterios de validación y métrica de error

Para garantizar el rigor científico y la reproducibilidad de los resultados, se definen a continuación los elementos metodológicos que rigen el proceso de diseño y validación del sistema computacional:

- **Variables independientes:** Corresponden a los datos de entrada suministrados al software, tales como la potencia transmitida (P), la velocidad de rotación (n), las magnitudes y orientaciones espaciales de las fuerzas aplicadas (tangenciales, radiales y axiales), la posición longitudinal de los apoyos y componentes, y las propiedades mecánicas del material seleccionado (resistencia a la tracción S_{ut} y límite de fluencia S_y).

- **Variables dependientes:** Son las respuestas y magnitudes calculadas por los motores matemáticos del software, que incluyen las fuerzas de reacción en los apoyos, las distribuciones de momento flector ($M(x)$) y torque ($T(x)$), los esfuerzos alternantes y medios ($\sigma_a, \sigma_m, \tau_a, \tau_m$), el límite de fatiga corregido (S_e), los diámetros geométricos mínimos preliminares (d), los diámetros normalizados comerciales (d_{norm}) y los factores de seguridad resultantes por fluencia (n_y) y fatiga (n_f).

- **Criterios de validación:** La validez del software se fundamenta en la concordancia directa entre los resultados calculados manualmente mediante las ecuaciones clásicas de la mecánica de materiales y los arrojados por el algoritmo para casos de estudio estandarizados de la literatura técnica reconocida [11, 12].

- **Métrica de error aceptable:** Se establece como umbral de precisión una tolerancia interna de convergencia algorítmica $\epsilon \leq 0{,}1\,\%$ (0,001) para los ciclos iterativos de dimensionamiento de diámetro. Asimismo, frente a los cálculos manuales de referencia, se define como cota máxima admisible un error relativo porcentual inferior al $2{,}0\,\%$, considerando que las desviaciones menores se deben a diferencias de precisión decimal en la interpolación de factores de concentración de esfuerzo y coeficientes de Marin.

- **Procedimiento de comparación:** El contraste se efectúa en cuatro etapas secuenciales: (1) Planteamiento analítico y resolución manual paso a paso del caso de prueba; (2) Ingreso de las mismas condiciones de frontera en la interfaz del software; (3) Extracción de los valores

computacionales generados; y (4) Determinación del error relativo porcentual mediante la ecuación de discrepancia relativa.

3.2.2. Fase 1: Determinar los parámetros que involucran el proceso de diseño y selección computacional

Durante esta fase se busca recopilar toda la información necesaria acerca del diseño de ejes y todos sus parámetros a tomar en cuenta, así como una pequeña investigación del software que se puede aplicar para el desarrollo del sistema computacional.

- **Actividad 1.1: Investigación Bibliográfica y Normativa.** Se busca obtener todas las fuentes bibliográficas donde se encuentran los parámetros para el correcto diseño de ejes.
- **Actividad 1.2: Identificación de Parámetros de Diseño.** Se obtendrán todos los parámetros y cálculos necesarios para realizar el diseño de ejes.
- **Actividad 1.3: Investigación y selección del lenguaje para el desarrollo.** Investigar y determinar el lenguaje de programación para el desarrollo del programa.

3.2.3. Fase 2: Implementar el programa para el cálculo de ejes con todos sus complementos

Durante esta fase se busca realizar todo el desarrollo del software, lo que compone su funcionamiento, un apartado visual para las fuerzas aplicadas, la interfaz gráfica y los sistemas de ayuda para la facilidad de uso para cualquier estudiante de ingeniería.

- **Actividad 2.1: Diseño del Algoritmo de Cálculo.** Se diseña e implementa el algoritmo computacional que ejecuta los cálculos matemáticos para cada parámetro de diseño de ejes.
- **Actividad 2.2: Diseño del algoritmo de visualización del eje.** Se desarrolla el módulo de representación visual del eje para facilitar la interpretación de los componentes y escalones montados.
- **Actividad 2.3: Desarrollo de sistema visual de gráficos de fuerza.** Se implementa el motor gráfico que genera los diagramas de cortante, momento flector y torque en los planos de aplicación.
- **Actividad 2.4: Desarrollo de la Interfaz Gráfica.** Se construye una interfaz gráfica de usuario interactiva e intuitiva.
- **Actividad 2.5: Desarrollar sistema de guía.** Se integra un sistema de ayuda contextual para los estudiantes que asiste en el uso del software y la validación de datos de entrada.

- **Actividad 2.6: Implementación de la programación (Python).** Se consolida la programación modular en una arquitectura de software unificada.
- **Actividad 2.7: Documentación del Código y Manual de Usuario.** Se documenta la estructura del código fuente y se elabora el manual de usuario correspondiente.

3.2.4. Fase 3: Validar el programa con diferentes problemas de diseño de ejes

Durante esta fase se valida el software empleando ejercicios propuestos de la bibliografía especializada. Se contrasta con cálculos analíticos manuales y soluciones disponibles, recopilando criterios técnicos para realizar el ajuste final del sistema.

- **Actividad 3.1: Definir Casos de Prueba Reales y Académicos.** Se seleccionan ejercicios de referencia representativos de la literatura especializada para la validación funcional.
- **Actividad 3.2: Desarrollar ejercicios con Cálculos Manuales.** Se resuelven analíticamente los casos de prueba mediante cálculo manual paso a paso como base de comparación.
- **Actividad 3.3: Validar con el software diseñado y software comercial/profesional.** Se ejecutan las simulaciones computacionales bajo condiciones idénticas de carga y geometría.
- **Actividad 3.4: Documentar Resultados de Validación.** Se registran y tabulan cuantitativamente las discrepancias y errores porcentuales relativos.
- **Actividad 3.5: Recibir Retroalimentación de Expertos.** Se evalúa la pertinencia técnica y didáctica de la herramienta mediante la revisión de especialistas del área mecánica.
- **Actividad 3.6: Ajustar el Programa según los resultados.** Se aplican las optimizaciones requeridas en el código para asegurar la estabilidad y precisión del software.

Capítulo 4

DESARROLLO DEL SISTEMA COMPUTACIONAL

A continuación, se detalla la forma en que fueron implementados los modelos matemáticos y los criterios de falla descritos previamente. El objetivo principal del software es automatizar el proceso iterativo del diseño de ejes de transmisión de potencia, minimizando la probabilidad de errores manuales y agilizando los tiempos de cálculo. Para lograr los resultados deseados, se desarrolla la lógica algorítmica y los motores principales de cálculo.

4.1. Proceso lógico del algoritmo

Este es el orden que sigue el software para el proceso correcto de diseño de ejes de transmisión de potencia.

4.1.1. Configuración inicial (Unidades y factor de seguridad)

Antes de iniciar el proceso de cálculo, el usuario define dos parámetros globales que condicionan todo el flujo posterior del software:

- **Sistema de unidades:** El usuario selecciona si desea trabajar en Sistema Internacional (SI) o en Sistema Inglés. Esta selección determina las unidades en las que se ingresan los datos (potencia, velocidad, geometría) y en las que se presentan los resultados.
- **Factor de seguridad objetivo:** El usuario puede definir el factor de seguridad deseado para el dimensionamiento por fatiga. Por defecto, el software toma el valor conservador de $n = 2{,}5$ recomendado por Mott [11], pero este puede ser modificado según el criterio del usuario o los requerimientos particulares del proyecto.

Esta configuración se establece una sola vez al inicio del proyecto y se mantiene constante durante todo el proceso de diseño, evitando inconsistencias entre los distintos módulos de cálculo.

4.1.2. Procesamiento y estática (NumPy)

- **Captura de parámetros:** Se reciben las cargas, materiales, posiciones, la potencia y las RPM.
- **Geometría del eje:** Se define la longitud total del eje y sus secciones escalonadas básicas (diámetros preliminares y posiciones de cambio de sección), las cuales sirven como referencia inicial para la ubicación de cargas y concentradores de esfuerzo.
- **Conversión:** Convierte el torque calculado a N·mm para congruencia dimensional.
- **Equilibrio:** Se calculan las reacciones de los apoyos en los planos XY y XZ.

- **Vectorización:** Genera vectores de fuerza cortante, momento flector y torque sobre el arreglo lineal de 1000 puntos usando NumPy.

4.1.3. Dimensionamiento por fatiga (Ciclo iterativo)

- **Punto de partida:** Se inicializa con un diámetro $d_0 = 10$mm asumiendo un eje liso ($K_f = 1$).
- **Bucle iterativo:** Se calcula el factor de tamaño, el límite de fatiga y el nuevo diámetro. El proceso se ejecuta hasta que la variación de diámetros sea menor o igual a 0.001 mm.
- **Fluencia:** Se verifica que el factor de seguridad de Langer sea mayor a 1 en el arranque del primer ciclo.
- **Concentradores:** Se verifica si hay concentradores de esfuerzos y se ejecuta el proceso iterativo. Si hay chavetero, el diámetro final se multiplica por 1.06.

4.1.4. Normalización comercial (Bases de datos)

- **Rodamientos:** Se iguala el diámetro al valor estándar interior inmediatamente superior. Este será el nuevo diámetro nominal del tramo.
- **Anillos de retención:** Este es un elemento opcional; si el usuario lo requiere, se extrae la geometría de la ranura según la norma DIN 471, basada en el diámetro nominal.
- **Acoples:** Si se requiere, se toma el ancho y alto de la chaveta según la norma DIN 6885 basado en el diámetro nominal.

4.1.5. Cálculo de elementos conexos (chavetas/rodamientos)

- **Chavetas:** Se calcula la longitud requerida por el esfuerzo cortante y por el aplastamiento. El software aplicará automáticamente la longitud mayor de las dos. Adicionalmente, se aplica el límite máximo de Mott (1.5 veces el diámetro nominal).
- **Rodamientos:** A partir de la base de datos se extraen las capacidades C_{10} y C_0. Se calcula la carga equivalente y se estima la vida útil en horas.

4.1.6. Análisis de rigidez y dinámica (SciPy)

- **Deflexión:** Se realiza la doble integración numérica de M/EI mediante la función `cumulative_trape`
del paquete `scipy.integrate`.
- **Frontera:** Se aplica una corrección lineal forzando la deflexión a cero en las coordenadas de los rodamientos.

- **Resonancia:** Se calcula el peso propio del eje y se discretiza. Usando las deflexiones previas, se halla la primera velocidad crítica por el método de Rayleigh.
- **Validación:** Se asegura que la velocidad de operación nominal no exceda el 70 % de la velocidad crítica.

4.1.7. Renderizado (Tkinter / Matplotlib)

- **Interfaz:** Despliega las dimensiones estandarizadas del eje y los factores de seguridad resultantes.
- **Gráficos:** Renderiza los diagramas interactivos de cortante, flector y torque, permitiendo navegación visual.
- **Resaltado de valores críticos:** El sistema identifica y marca automáticamente los puntos de valor máximo (picos) en cada diagrama, facilitando al usuario la ubicación inmediata de las secciones más solicitadas del eje sin necesidad de inspeccionar manualmente los datos numéricos.

4.2. Arquitectura del software

El software se basa en dos bloques principales: la interfaz gráfica, donde se muestra todo el contenido con el que el usuario puede interactuar, y el motor matemático, donde se realizan todos los arreglos para el procesamiento instantáneo, la integración de fórmulas y la devolución de resultados para su interpretación.

4.2.1. Motor de cálculo: Pipeline de análisis

El motor matemático actúa independiente de la interfaz gráfica. Su núcleo es el método `analizar_completo`, el cual ejecuta el ”pipeline”(cadena de procesos) de ingeniería estática y dinámica.

```
def analizar_completo(self, datos: Dict[str, Any]) -> Dict[str, Any]:
    """Ejecuta el pipeline completo de análisis del eje."""
    self._validar_datos(datos)

    # 1. Diagramas V, M, T (Mediante Integración Numérica)
    graficos = self.calcular_diagramas_cuerpo_libre(datos)

    # 2. Esfuerzos en cada punto clave
    esfuerzos = self._calcular_esfuerzos(datos, graficos)

    # 3. Factores de seguridad (Goodman/Gerber/ASME + Langer + Estático)
    factores = self._calcular_factores_seguridad(datos, esfuerzos)
```

```
    # 4. Deflexión y pendientes (Integración de Euler-Bernoulli)
    deflexion = self.calcular_deflexion(datos, graficos)

    # 5. Velocidad crítica (Método de Rayleigh)
    vel_critica = self.calcular_velocidad_critica(datos, deflexion)

    return {
        'graficos': graficos,
        'factores_seguridad': factores,
        'deflexion': deflexion,
        'velocidad_critica': vel_critica
    }
```

Listing 4.1: Pipeline principal de análisis matemático.

Este bloque demuestra la arquitectura modular del núcleo matemático. Cada cálculo (fuerzas, esfuerzos, fatiga, deflexiones y dinámica) está aislado en su propia función, lo que permite que el flujo de datos sea secuencial. La entrada es un diccionario de estado (`datos`) y la salida es un diccionario con todos los resultados listos para ser renderizados por las vistas.

4.2.2. Conversión de unidades (Sistema Internacional / Sistema Inglés)

Dado que el usuario puede alternar entre Sistema Internacional e Inglés en cualquier momento del proceso de diseño, el motor matemático trabaja internamente con un único sistema de referencia (SI). Todos los valores ingresados en unidades inglesas se convierten automáticamente a SI antes de entrar al motor de cálculo, utilizando los factores de conversión mostrados en la Tabla 2.2, y los resultados se reconvierten al sistema seleccionado únicamente al momento de mostrarse en la interfaz o en los reportes. De esta manera se evita la propagación de errores de redondeo por cambios sucesivos de unidades durante las iteraciones de cálculo, ya que la conversión ocurre exclusivamente en las capas de entrada y salida de datos.

4.3. Motores de cálculo

4.3.1. Modelado de cargas e integración

Para resolver el eje, el software utiliza una discretización espacial (malla) y acumula fuerzas cortantes y momentos por el método de secciones. En lugar de emplear funciones de singularidad abstractas, el motor computacional evalúa explícitamente el diagrama de cuerpo libre en una serie de puntos finitos (`xi`). Suma los efectos de corte y momentos flectores acumulativos a la izquierda de cada sección analizada, asegurando alta precisión computacional.

```
for i, xi in enumerate(x):
    # --- Reacciones de apoyo ---
```

```
    if xi >= x_a: Vy[i] += RAy
    if xi >= x_b: Vy[i] += RBy

    # --- MOMENTOS FLECTORES (MÉTODO DE SECCIONES) ---
    # Mz = \int Vy dx. Momento en el plano XY provocado por fuerzas Vy.
    # My = -\int Vz dx. Momento en XZ (negativo por regla mano derecha).
    if xi > x_a:
        Mz[i] += RAy * (xi - x_a)
        My[i] -= RAz * (xi - x_a)
    if xi > x_b:
        Mz[i] += RBy * (xi - x_b)
        My[i] -= RBz * (xi - x_b)

    # ... (Lógica similar para cargas puntuales y distribuidas)
```

Listing 4.2: Evaluación explícita del diagrama de cuerpo libre.

4.3.2. Asistente de Diseño: Cálculo iterativo de diámetros

Durante el modo diseño, el software debe predecir el diámetro mínimo requerido basándose en criterios de fatiga cuando el diámetro aún es desconocido. Puesto que factores como el tamaño (`kb`) y la sensibilidad a la muesca (`q`) dependen del diámetro geométrico, la ecuación no puede despejarse directamente. El código emplea un método de aproximación numérica sucesiva (tipo punto fijo). Parte de un diámetro semilla y refina el cálculo del límite de resistencia a la fatiga (`Se`) hasta que la diferencia entre dos iteraciones es menor al 0.1 %.

```
def _calcular_d_tramo(...) -> float:
    """Recalcula iterativamente el diámetro mínimo real para un tramo."""
    d_calc = 20.0 # Valor semilla inicial

    # Iteración de Mott para convergencia del diámetro
    for _ in range(100):
        # 1. Se calcula el límite de fatiga iterativo (depende del diámetro
   )
        Se, _ = self.controlador.calculador._factores_marin(datos, d_calc)

        # 2. Sensibilidad a la muesca y concentración de esfuerzos
        q = self.controlador.calculador._sensibilidad_muesca(d_calc, Sut)
        Kf = 1 + q * (kt_local - 1)

        # 3. Aplicación de la teoría de falla (Ej. Goodman)
        A = 2 * Kf * M_i
        B = math.sqrt(3) * Kfs * T_i
        inner = (16 * Nd / math.pi) * (A / Se + B / Sut)
        d_nuevo = inner ** (1 / 3)
```

```
        # 4. Condición de parada (tolerancia del error relativo)
        error_rel = abs(d_nuevo - d_calc) / d_nuevo
        d_calc = d_nuevo
        if error_rel <= 0.001:
            break
```

Listing 4.3: Algoritmo iterativo para la convergencia del diámetro mínimo.

4.3.3. Integración Numérica y Condiciones de Frontera

Para obtener la curva elástica transversal, se integra el diagrama de momentos flectores utilizando el método del trapecio acumulativo provisto por SciPy. Para la corrección de la desviación espacial, el software aplica condiciones de frontera algebraicas forzando que la deflexión en los apoyos sea matemáticamente cero.

```
from scipy.integrate import cumulative_trapezoid

# Doble integración matricial para momentos
pendiente = cumulative_trapezoid(M_EI, x, initial=0)
deflexion_cruda = cumulative_trapezoid(pendiente, x, initial=0)

# Corrección analítica de frontera
correccion = ecuacion_recta_apoyos(deflexion_cruda, indice_A, indice_B)
deflexion_real = deflexion_cruda - correccion
```

4.4. Interfaz gráfica de usuario (GUI) y gestión de datos

La interfaz gráfica fue desarrollada usando Tkinter. Para evitar la saturación de elementos visuales, se mantiene una organización modular basada en pestañas o ventanas secundarias, lo que permite modificar variables en tiempo real. El ingreso de datos es unidireccional: primero se ingresan todos los parámetros operativos y de diseño, luego se ordena el cálculo y finalmente se visualizan los resultados normalizados. Para la renderización de diagramas de cuerpo libre y la retroalimentación visual de las zonas críticas del eje, se usa la integración directa de figuras de Matplotlib dentro del lienzo de Tkinter.

4.4.1. Flujo visual de pantallas

Para demostrar el funcionamiento y la ergonomía de la aplicación, a continuación se presentan las vistas principales del entorno gráfico interactivo. Estas pantallas guían al usuario desde la definición de la geometría hasta el análisis final.

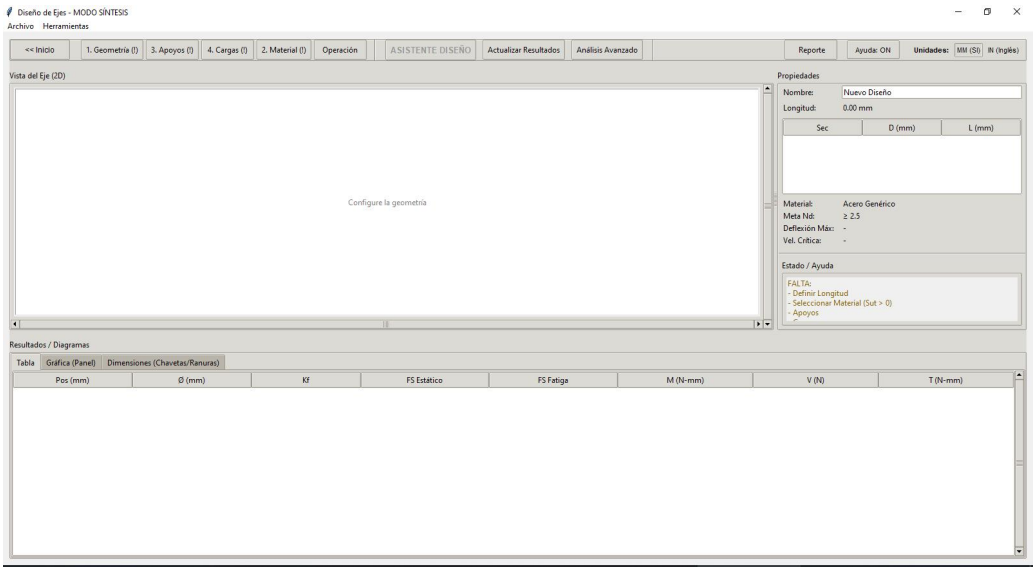


Figura 4.1: Interfaz Principal de Configuración y Diseño de Geometría.

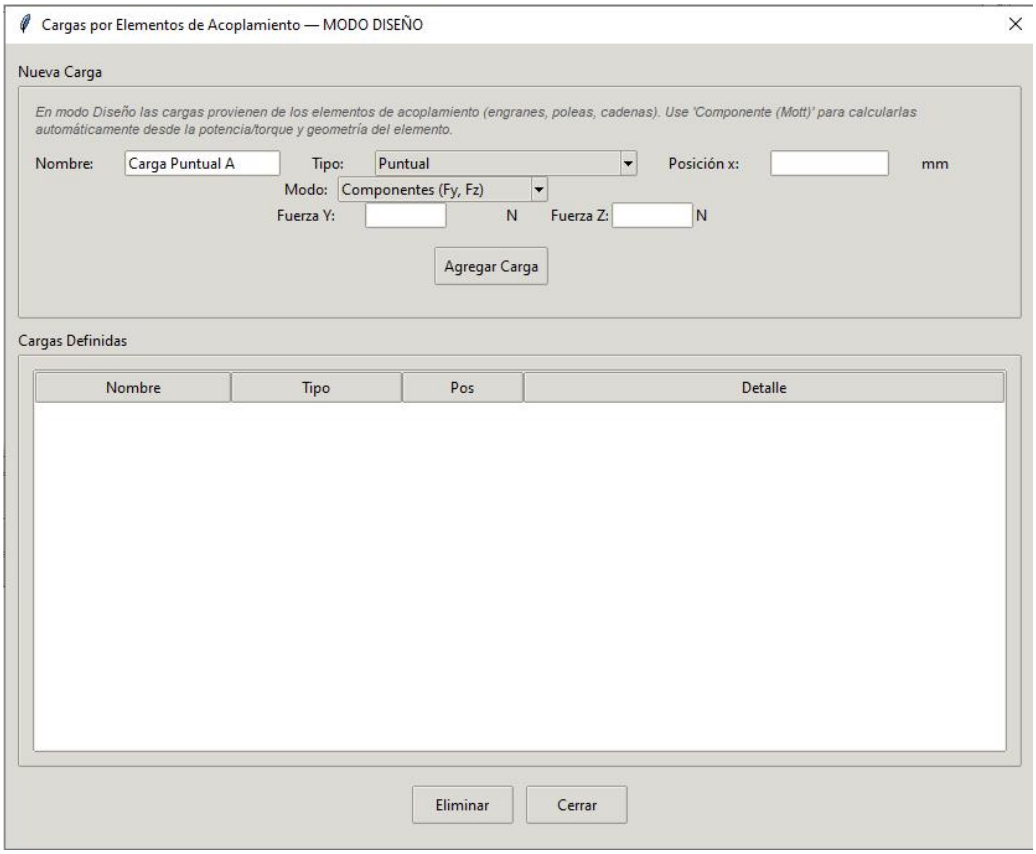


Figura 4.2: Módulo Dinámico de Ingreso de Cargas, Momentos y Apoyos.

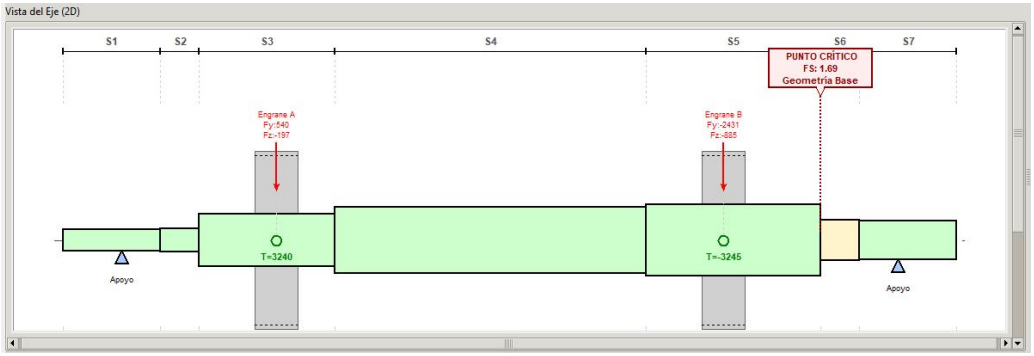


Figura 4.3: Vista Previa del Eje Escalonado Renderizado con Matplotlib en Tiempo Real.

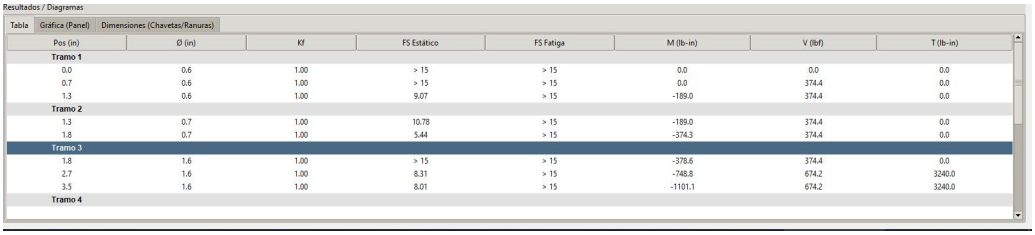


Figura 4.4: Panel de Resultados: Estandarización Comercial y Factores de Seguridad.

4.4.2. Gestión de geometría en la interfaz

La interacción entre el usuario y el modelo se controla validando fuertemente los datos de entrada de los escalones geométricos. Este bloque ilustra la protección de integridad de datos en el controlador. Antes de pasar la geometría al motor matemático, el sistema verifica que la suma de la longitud de los diferentes escalones sea igual a la longitud total disponible. Esto asegura que no haya discontinuidades (huecos) en las funciones de integración de MacCaulay más adelante.

```
def guardar(self) -> None:
    # En Análisis: Leemos la tabla y acumulamos longitudes
    suma_longitudes_si = 0.0
    for item in items:
        suma_longitudes_si += l_si
        secciones_finales.append({
            'diametro': round(d_si, 4),
            'longitud': round(l_si, 4)
        })

    # Validación estricta de continuidad del eje
    if abs(suma_longitudes_si - L_total_si) > 0.1: # Tolerancia de 0.1 mm
        raise ValueError("Los tramos están incompletos. La suma no iguala
   la L total.")

    # Guardamos en el modelo centralizado
```

```
    self.eje.definir_geometria(round(L_total_si, 4), secciones_finales)
```

Listing 4.4: Validación de integridad geométrica en la interfaz.

Cabe destacar que las instrucciones de uso, la explicación paso a paso de la interfaz y la guía completa de operación del programa están documentadas detalladamente en el manual de usuario, el cual se adjunta íntegramente en el **Anexo F**.

4.4.3. Gestión de proyectos (Guardar y cargar)

El software permite crear, guardar y cargar proyectos de diseño de manera persistente, evitando que el usuario deba reingresar los datos en cada sesión de trabajo. Esta funcionalidad se apoya en la librería estándar `json` de Python, la cual serializa en un único archivo toda la información necesaria para reconstruir el estado completo del proyecto, incluyendo:

- Geometría del eje (longitud total y secciones escalonadas).
- Material seleccionado y sus propiedades mecánicas.
- Cargas, apoyos y concentradores de esfuerzo definidos por el usuario.
- Configuración de unidades y factor de seguridad objetivo.
- Resultados del último cálculo realizado (diámetros normalizados, factores de seguridad y vida útil de rodamientos).

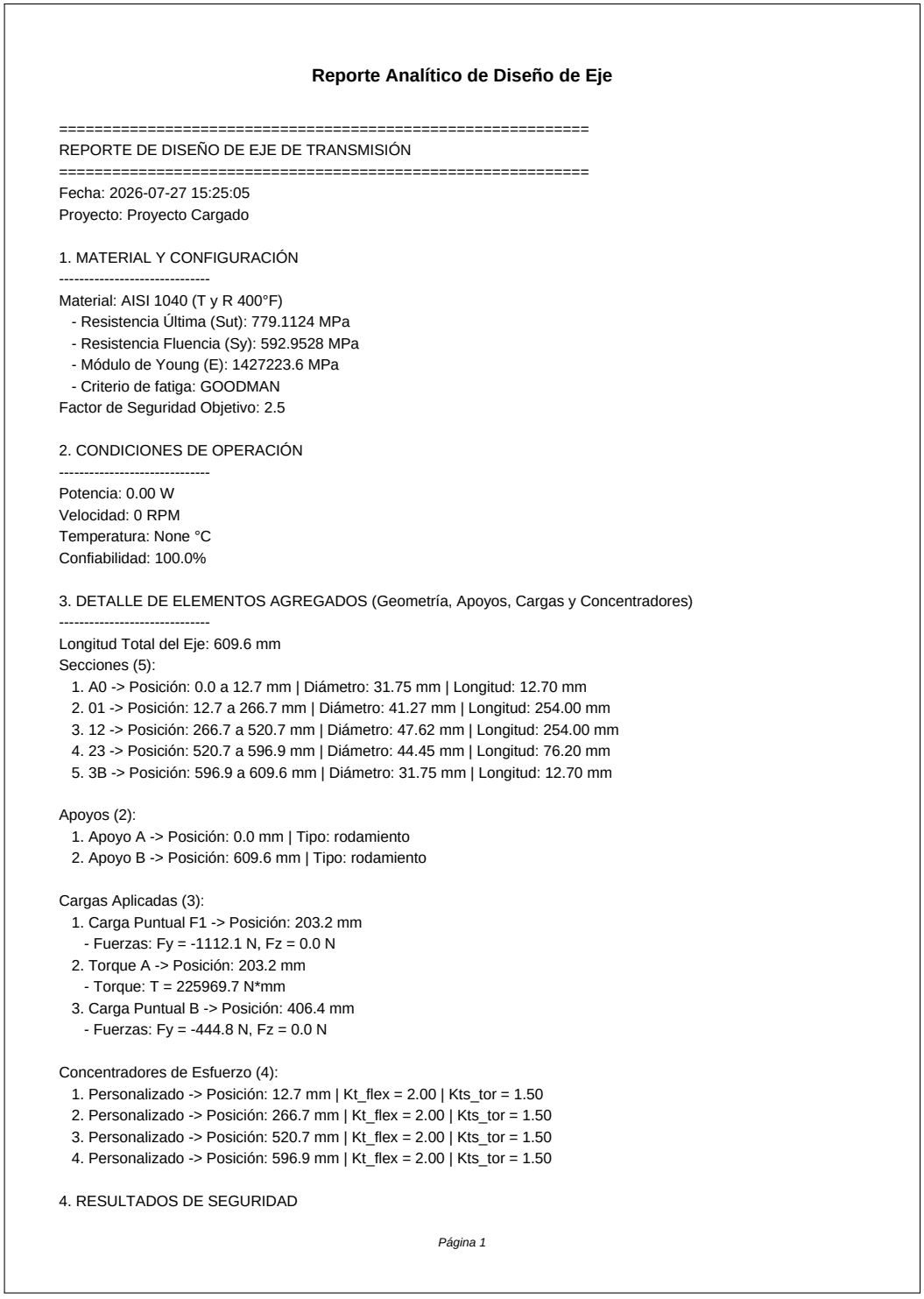
Al cargar un proyecto guardado, el software reconstruye automáticamente todos los parámetros y resultados, permitiendo al usuario continuar el diseño o modificar variables específicas sin repetir el proceso completo de ingreso de datos.

4.4.4. Exportación de reportes de diseño (fpdf2)

Adicionalmente a la gestión de proyectos en formato `json`, el software permite exportar un reporte completo del análisis en formato PDF mediante la librería `fpdf2` [41]. Este reporte se genera de forma independiente a la interfaz gráfica, de manera que el usuario pueda revisar, imprimir o compartir los resultados sin necesidad de tener el software abierto. El documento generado incluye:

- Un resumen de todos los parámetros de entrada y criterios de diseño aplicados (unidades, material, criterio de fatiga seleccionado y factor de seguridad objetivo).
- Las imágenes de los diagramas de cortante, momento flector y torque, previamente renderizadas con Matplotlib e incrustadas como figuras dentro del PDF.

- Tablas con los resultados de las secciones críticas del eje: diámetros normalizados por sección, factores de seguridad estático (Langer) y dinámico (fatiga), y la vida útil calculada de los rodamientos seleccionados.



Reporte Analítico de Diseño de Eje

```
============================================================
REPORTE DE DISEÑO DE EJE DE TRANSMISIÓN
============================================================
Fecha: 2026-07-27 15:25:05
Proyecto: Proyecto Cargado

1. MATERIAL Y CONFIGURACIÓN
------------------------------
Material: AISI 1040 (T y R 400°F)
  - Resistencia Última (Sut): 779.1124 MPa
  - Resistencia Fluencia (Sy): 592.9528 MPa
  - Módulo de Young (E): 1427223.6 MPa
  - Criterio de fatiga: GOODMAN
Factor de Seguridad Objetivo: 2.5

2. CONDICIONES DE OPERACIÓN
------------------------------
Potencia: 0.00 W
Velocidad: 0 RPM
Temperatura: None °C
Confiabilidad: 100.0%

3. DETALLE DE ELEMENTOS AGREGADOS (Geometría, Apoyos, Cargas y Concentradores)
------------------------------
Longitud Total del Eje: 609.6 mm
Secciones (5):
  1. A0 -> Posición: 0.0 a 12.7 mm | Diámetro: 31.75 mm | Longitud: 12.70 mm
  2. 01 -> Posición: 12.7 a 266.7 mm | Diámetro: 41.27 mm | Longitud: 254.00 mm
  3. 12 -> Posición: 266.7 a 520.7 mm | Diámetro: 47.62 mm | Longitud: 254.00 mm
  4. 23 -> Posición: 520.7 a 596.9 mm | Diámetro: 44.45 mm | Longitud: 76.20 mm
  5. 3B -> Posición: 596.9 a 609.6 mm | Diámetro: 31.75 mm | Longitud: 12.70 mm

Apoyos (2):
  1. Apoyo A -> Posición: 0.0 mm | Tipo: rodamiento
  2. Apoyo B -> Posición: 609.6 mm | Tipo: rodamiento

Cargas Aplicadas (3):
  1. Carga Puntual F1 -> Posición: 203.2 mm
     - Fuerzas: Fy = -1112.1 N, Fz = 0.0 N
  2. Torque A -> Posición: 203.2 mm
     - Torque: T = 225969.7 N*mm
  3. Carga Puntual B -> Posición: 406.4 mm
     - Fuerzas: Fy = -444.8 N, Fz = 0.0 N

Concentradores de Esfuerzo (4):
  1. Personalizado -> Posición: 12.7 mm | Kt_flex = 2.00 | Kts_tor = 1.50
  2. Personalizado -> Posición: 266.7 mm | Kt_flex = 2.00 | Kts_tor = 1.50
  3. Personalizado -> Posición: 520.7 mm | Kt_flex = 2.00 | Kts_tor = 1.50
  4. Personalizado -> Posición: 596.9 mm | Kt_flex = 2.00 | Kts_tor = 1.50

4. RESULTADOS DE SEGURIDAD
```

Página 1

Figura 4.5: Vista previa del reporte final en formato PDF generado de manera autónoma.

De esta manera, el reporte en PDF funciona como el respaldo documental del cálculo, complementando al archivo de proyecto `json` (que preserva el estado editable) con un formato de solo lectura orientado a la entrega o revisión del diseño final.

4.5. Estructura y gestión de la base de datos

El software usa una arquitectura de base de datos formada por archivos `.json`. Esta se ha construido a partir de los catálogos de rodamientos SKF, aceros y tablas normalizadas (DIN 6885, DIN 471), de manera que el usuario no requiera buscar herramientas o catálogos externos. Para la búsqueda, indexación y filtrado rápido de los valores se emplea NumPy. De esta manera, el eje resultante tiene dimensiones comerciales exactas, ya que el algoritmo selecciona automáticamente el valor normalizado superior más cercano al cálculo iterativo, garantizando la integridad estructural sin sobredimensionamiento excesivo.

4.6. Flujo de Operación del Sistema

Para comprender de manera visual e integral el funcionamiento del programa, se ha elaborado un diagrama de flujo general del sistema. Dicho diagrama ilustra paso a paso el proceso que sigue la aplicación, desde la selección del modo de operación (diseño o análisis) y el ingreso secuencial de parámetros, hasta la ejecución de los cálculos iterativos, la normalización de componentes y la generación final de los reportes y gráficas. Este esquema detallado de la arquitectura de ejecución se encuentra adjunto en el **Anexo E** (Figura E.1).

4.7. Validación Computacional

Para garantizar la confiabilidad de los resultados generados por el programa para los ejes de transmisión de potencia, se han utilizado casos de estudio clásicos extraídos de la bibliografía especializada en diseño mecánico (*Diseño de Elementos de Máquinas*, de Robert L. Mott).

Para el proceso de validación se introducen en el software los parámetros geométricos, condiciones de carga y materiales definidos exactamente como en el ejercicio de texto. Paralelamente, los ejercicios se solucionan de forma analítica y manual. Mediante este proceso se verifica que ambas soluciones (la del motor de cálculo de Python y la analítica) sean consistentes. Finalmente, se realiza un análisis del error relativo para comprobar de manera estricta que el programa entrega resultados precisos y válidos para aplicaciones de ingeniería mecánica. Todos los archivos y reportes de verificación se presentan a continuación:

4.8. Portabilidad y despliegue del software

4.8.1. Diseño portable

El software ha sido desarrollado siguiendo una arquitectura portable que permite su ejecución sin necesidad de un proceso de instalación tradicional. Esta característica ofrece ventajas significativas:

- **Ejecución inmediata:** El usuario puede ejecutar el programa directamente desde cualquier ubicación (disco local, unidad USB, red) sin requerir permisos administrativos.
- **Aislamiento del sistema:** No se realizan modificaciones en el registro del sistema operativo ni en variables de entorno.
- **Facilidad de distribución:** El programa puede ser compartido como un paquete autocontenido.

4.8.2. Estructura del proyecto

La organización modular del código garantiza la portabilidad. La estructura principal de directorios del proyecto, detallada con todos sus submódulos, es la siguiente:

```
/
|-- main.py
|-- requirements.txt
|-- conexion_interfaz_matematica/
|   |-- controlador_principal.py
|   +-- __init__.py
|-- herramientas_auxiliares/
|   |-- calculos_mott.py
|   |-- conversor.py
|   |-- dibujante_eje_plt.py
|   |-- exportar.py
|   |-- unidades.py
|   +-- validacion.py
|-- interfaz_grafica/
|   |-- selector_de_ventana.py
|   |-- ventana_principal.py
|   |-- __init__.py
|   |-- artilugios/
|   |   |-- dibujo_eje.py
|   |   |-- grafica_resultados.py
|   |   |-- tabla_resultados.py
|   |   +-- __init__.py
|   +-- vistas/
|       |-- analisis_avanzado_vista.py
|       |-- apoyos_vista.py
|       |-- asistente_diseno_vista.py
|       |-- cargas_vista.py
```

```
|       |-- concentradores_vista.py
|       |-- diagramas_vista.py
|       |-- geometria_vista.py
|       |-- materiales_vista.py
|       |-- normalizacion_vista.py
|       |-- operacion_vista.py
|       |-- vista_3d_vista.py
|       +-- __init__.py
|-- motor_matematico/
|   |-- calculos.py
|   |-- cojinetes.py
|   |-- eje.py
|   |-- material.py
|   +-- __init__.py
|-- recursos/
|   |-- chavetas/
|   |   |-- chavetas_in.json
|   |   +-- chavetas_si.json
|   |-- cojinetes/
|   |   |-- cojinetes_in.json
|   |   +-- cojinetes_si.json
|   |-- materiales/
|   |   |-- materiales_base.json
|   |   +-- materiales_extendidos.json
|   +-- ranuras/
|       |-- ranuras_in.json
|       +-- ranuras_si.json
+-- validacion_matematica/
    |-- pruebas.py
    +-- __init__.py
```

Las características clave que permiten esta portabilidad incluyen:

- **Importaciones relativas:** Todas las referencias entre módulos son internas al proyecto.
- **Rutas dinámicas:** El uso de la instrucción `os.path.dirname(__file__)` garantiza que las rutas sean independientes de la ubicación donde se ejecute.
- **Datos autocontenidos:** Los catálogos de materiales, cojinetes y chavetas están en formato JSON integrados dentro del proyecto.

4.8.3. Dependencias y requisitos del sistema

El software requiere las dependencias detalladas en la Tabla 4.1, todas de código abierto y disponibles en el ecosistema de Python.

Tabla 4.1: DEPENDENCIAS PRINCIPALES DEL SOFTWARE.

Dependencia	Versión mínima	Propósito
Python	$\geq 3{,}8$	Lenguaje base
NumPy	$\geq 1{,}20{,}0$	Cálculo numérico y álgebra lineal
Matplotlib	$\geq 3{,}3{,}0$	Visualización de diagramas de cargas internas
SciPy	$\geq 1{,}5{,}0$	Integración numérica para deflexión

Además, los requisitos mínimos de hardware e infraestructura se resumen en la Tabla 4.2.

Tabla 4.2: REQUISITOS MÍNIMOS DEL SISTEMA PARA LA EJECUCIÓN.

Componente	Requisito
Sistema Operativo	Windows 7/10/11, macOS, Linux
Arquitectura	32 o 64 bits
Memoria RAM	≥ 512 MB
Espacio en disco	≥ 100 MB (incluyendo dependencias)
Resolución de pantalla	$\geq 1280 \times 720$ píxeles

4.8.4. Generación de ejecutable

Para usuarios que no cuenten con un entorno de Python instalado, el software puede ser empaquetado como un ejecutable autónomo para sistemas Windows mediante entornos virtuales y la herramienta `PyInstaller` [34, 35]. Este proceso compila y genera un único archivo `.exe` que contiene todo el código y las dependencias necesarias. El comando utilizado para la generación es el siguiente:

```
pyinstaller --onefile --windowed ^
    --name="Diseño_Ejes" ^
    --add-data="recursos;recursos" ^
    main.py
```

Donde los parámetros de compilación indican:

- `--onefile`: Obliga a empaquetar todo en un único archivo ejecutable.
- `--windowed`: Oculta la consola de comandos nativa al ejecutar la interfaz gráfica.
- `--name`: Define el nombre de salida del ejecutable.
- `--add-data`: Fuerza la inclusión de la carpeta de bases de datos y recursos.

El ejecutable generado puede ser distribuido y ejecutado en cualquier sistema Windows sin necesidad de realizar ninguna configuración previa, cumpliendo con el objetivo de portabilidad y ejecución inmediata.

4.8.5. Ventajas y limitaciones del enfoque

Las ventajas principales de este enfoque portable radican en que el usuario no requiere permisos administrativos (cero instalación) y el programa puede ser ejecutado directamente desde una unidad extraíble, lo cual es altamente deseable en entornos académicos o de laboratorio. Asimismo, su naturaleza en Python permite la compatibilidad multiplataforma.

Por otro lado, como limitación técnica se identifica que el rendimiento está estrictamente condicionado a las capacidades del procesador del equipo local (al carecer de soporte para aceleración por GPU, innecesaria para estos cálculos) y la precisión de los resultados en iteraciones muy complejas depende directamente de la arquitectura de punto flotante del hardware en uso.

Capítulo 5

PRUEBAS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

El propósito de esta sección es comprobar que el software desarrollado es válido, preciso y confiable. Con este fin, los cálculos analíticos tradicionales elaborados de forma manual se someten a comparación directa frente a las respuestas que entrega el motor matemático del programa.

5.1. Metodología de Validación

Para la validación del sistema se tomaron ejercicios prácticos de la bibliografía especializada, específicamente del texto *Diseño de Elementos de Máquinas* de Robert L. Mott. Estos problemas incluyen la selección de materiales estandarizados (Aceros SAE 1144, SAE 1040 y SAE 1137), así como el cálculo de diámetros críticos en diferentes secciones del eje sometidas a flexión y torsión.

La validación se realiza verificando el error relativo porcentual entre el valor teórico y el valor del software, utilizando la siguiente ecuación:

$$\%\text{Error} = \left| \frac{\text{Valor Teórico} - \text{Valor Software}}{\text{Valor Teórico}} \right| \times 100 \tag{5.1}$$

5.2. Caso de Estudio 1: Ejercicio 6-16

A continuación, se detalla el proceso de validación apoyado en el Ejercicio 6-16, contrastando la resolución analítica con los datos computacionales.

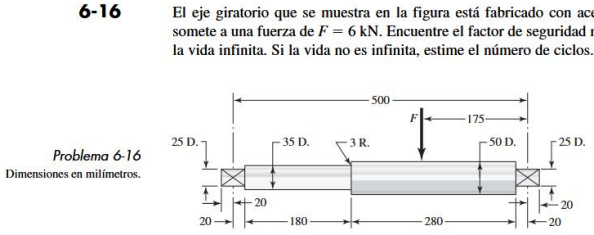


Figura 5.1: Esquema y planteamiento del Ejercicio 6-16.

5.2.1. Resultados Analíticos (Manuales)

A partir de las condiciones de carga puntual ($F = 6000$ N) y las propiedades del acero AISI 1020 ($S_{ut} = 470$ MPa, $S_y = 390$ MPa), la resolución analítica paso a paso arroja reacciones en los apoyos de $R_1 = 2100{,}0$ N y $R_2 = 3900{,}0$ N, con un momento flector máximo en la

sección central de $M_{\text{máx}} = 682\,500{,}0$ N · mm. Evaluando los factores modificadores de Marin ($k_a = 0{,}8836$, $k_b = 0{,}8476$), se obtiene un límite de fatiga corregido de $S_e = 175{,}97$ MPa. Con un factor de concentración de esfuerzo de $K_f = 1{,}58$, el esfuerzo alternante resulta $\sigma_a = 157{,}31$ MPa, concluyendo en un factor de seguridad preliminar contra fatiga de $n_f = 1{,}18$.

5.2.2. Resultados Computacionales

Se presenta la captura con los resultados obtenidos en la interfaz gráfica del software desarrollado:

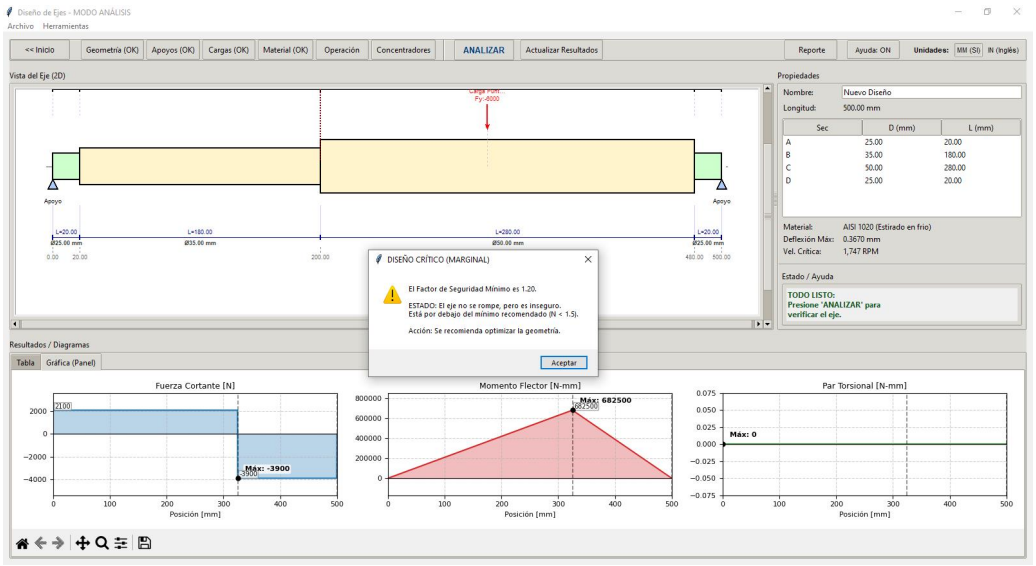


Figura 5.2: Resultados arrojados por el software para el Ejercicio 6-16.

5.3. Caso de Estudio 2: Ejercicio 6-19

Para el Ejercicio 6-19, la validación se enfoca en evaluar el comportamiento bajo flexión y torsión combinadas.

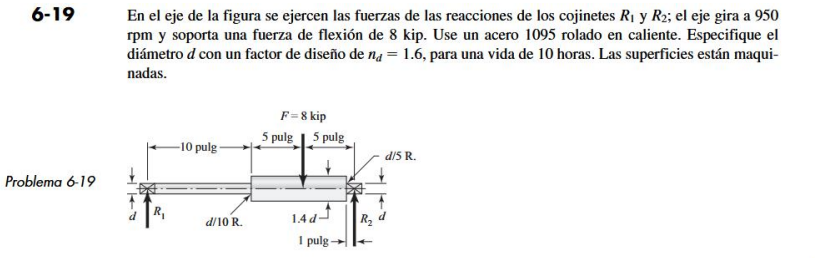


Figura 5.3: Esquema y planteamiento del Ejercicio 6-19.

5.3.1. Resultados Analíticos (Manuales)

Para el eje de 20 pulgadas sometido a una carga transversal de 8 kip (8000 lbf) y fabricado en acero AISI 1095 rolado en caliente con factor de diseño $n_d = 1{,}60$, el equilibrio estático

determina reacciones en los cojinetes de $R_1 = 2000{,}0$ lbf y $R_2 = 6000{,}0$ lbf, alcanzando un momento flector pico de $M_{\text{máx}} = 30\,000{,}0$ lbf · in. Mediante el criterio de fatiga de vida finita a 10 horas (950 rpm), el dimensionamiento analítico requiere un diámetro mínimo para el primer tramo de $d = 2{,}51$ in y un resalto central correspondiente de $D = 3{,}06$ in.

5.3.2. Resultados Computacionales

La solución visual y numérica que generó el motor de cálculo se muestra en la siguiente figura:

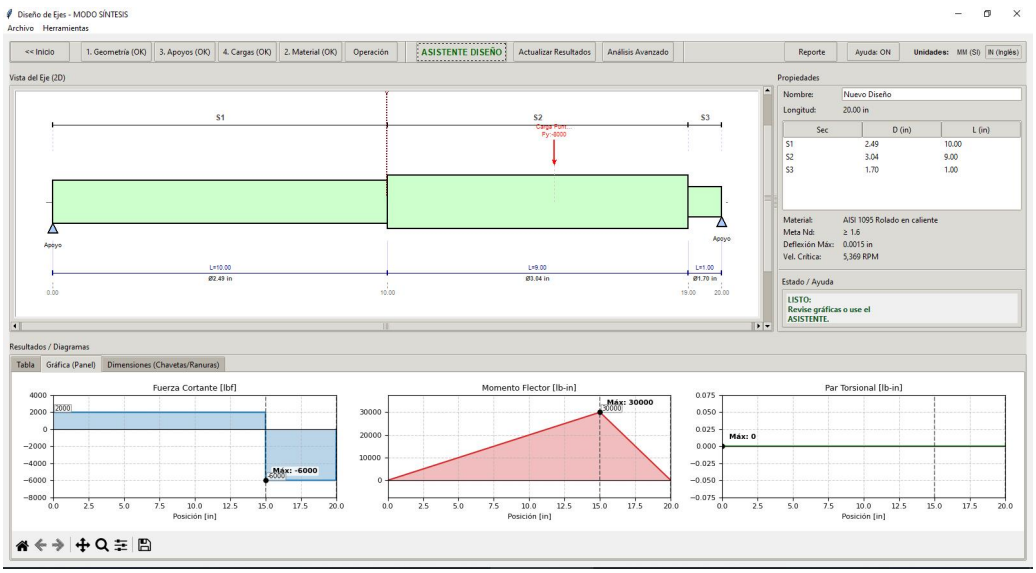
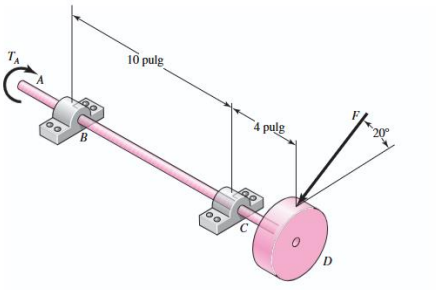


Figura 5.4: Resultados arrojados por el software para el Ejercicio 6-19.

5.4. Caso de Estudio 3: Ejercicio 7-3 (Sistema Inglés)

Se analiza el Ejercicio 7-3 utilizando las unidades del Sistema Inglés.

7-3 El eje giratorio de acero sólido simplemente apoyado en los puntos *B* y *C* está impulsado por un engrane (que no se muestra) el cual se une con el engrane recto en *D*, que tiene un diámetro de paso de 6 pulg. La fuerza *F* del engrane impulsor actúa a un ángulo de presión de 20°. El eje transmite un par de torsión al punto *A* de $T_A = 3\,000$ lbf · pulg. El eje de acero está maquinado con $S_y = 60$ kpsi y $S_{ut} = 80$ kpsi. Usando un factor de seguridad de 2.5, determine el diámetro mínimo permisible de la sección de 10 pulg del eje con base en *a*) un análisis estático de la fluencia con base en la teoría de la energía de distorsión y *b*) un análisis de falla por fatiga. Para estimar los factores de concentración del esfuerzo suponga radios de filete agudos en los hombros del cojinete.



Problema 7-3

Figura 5.5: Esquema y planteamiento del Ejercicio 7-3 (Sistema Inglés).

5.4.1. Resultados Analíticos (Manuales)

Bajo las solicitaciones combinadas del engrane ($F_y = -364$ lbf, $F_z = -1000$ lbf, $T = 3000$ lbf $\cdot$ in) en material AISI 1030 ($S_{ut} = 80$ kpsi, $S_y = 60$ kpsi) con factor de diseño $n_d = 2{,}50$, la descomposición ortogonal produce una fuerza cortante resultante máxima de $1064{,}1$ lbf y un momento flector máximo de $4257{,}2$ lbf $\cdot$ in. Considerando factores de Marin de $k_a = 0{,}845$ y $k_b = 0{,}816$ ($S_e = 27{,}52$ kpsi), la ecuación de diseño de Goodman exige analíticamente un diámetro mínimo de $d = 2{,}29$ in.

5.4.2. Resultados Computacionales

Se despliegan las curvas de solicitación y dimensiones calculadas por el programa computacional:

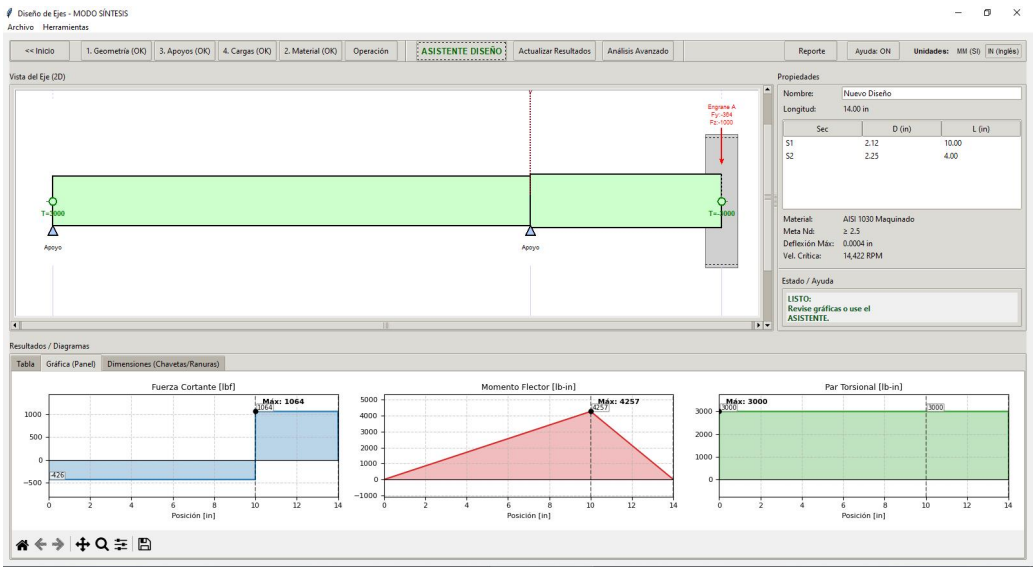
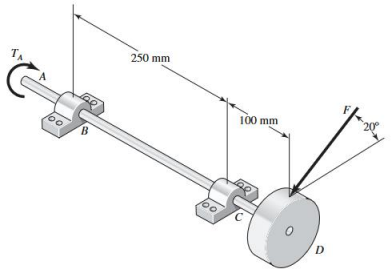


Figura 5.6: Resultados arrojados por el software para el Ejercicio 7-3 (Sistema Inglés).

5.5. Caso de Estudio 4: Ejercicio 7-3 (Sistema Internacional)

Finalmente, evaluamos el mismo Ejercicio 7-3, pero esta vez trabajando con las unidades del Sistema Internacional.

7-3 El eje giratorio de acero sólido simplemente apoyado en los puntos *B* y *C* está impulsado por un engrane (que no se muestra) el cual se une con el engrane recto en *D*, que tiene un diámetro de paso de 150 mm. La fuerza *F* del engrane impulsor actúa a un ángulo de presión de 20°. El eje transmite un par de torsión al punto *A* de $T_A = 340$ N · m. El eje de acero está maquinado con $S_y = 420$ MPa y $S_{ut} = 560$ MPa. Usando un factor de seguridad de 2.5, determine el diámetro mínimo permisible de la sección de 250 mm del eje con base en *a*) un análisis estático de la fluencia con base en la teoría de la energía de distorsión y *b*) un análisis de falla por fatiga. Para estimar los factores de concentración del esfuerzo suponga radios de filete agudos en los hombros del cojinete.



Problema 7-3

Figura 5.7: Esquema y planteamiento del Ejercicio 7-3 (Sistema Internacional).

5.5.1. Resultados Analíticos (Manuales)

Resolviendo analíticamente el sistema equivalente bajo el Sistema Internacional de unidades para el acero AISI 1030 ($S_{ut} = 560$ MPa, $S_y = 414$ MPa), las cargas transmitidas ($T = 340\,000$ N · mm) generan una fuerza cortante máxima de $4824{,}2$ N y un momento flector pico de $482\,220{,}0$ N · mm. El límite de fatiga corregido mediante factores de Marin se cuantifica en $S_e = 236{,}04$ MPa, dando lugar a un diámetro analítico preliminar de $d = 53{,}10$ mm para satisfacer el factor de diseño $n_d = 2{,}50$.

5.5.2. Resultados Computacionales

Se presenta la captura con los resultados obtenidos en el entorno gráfico del software:

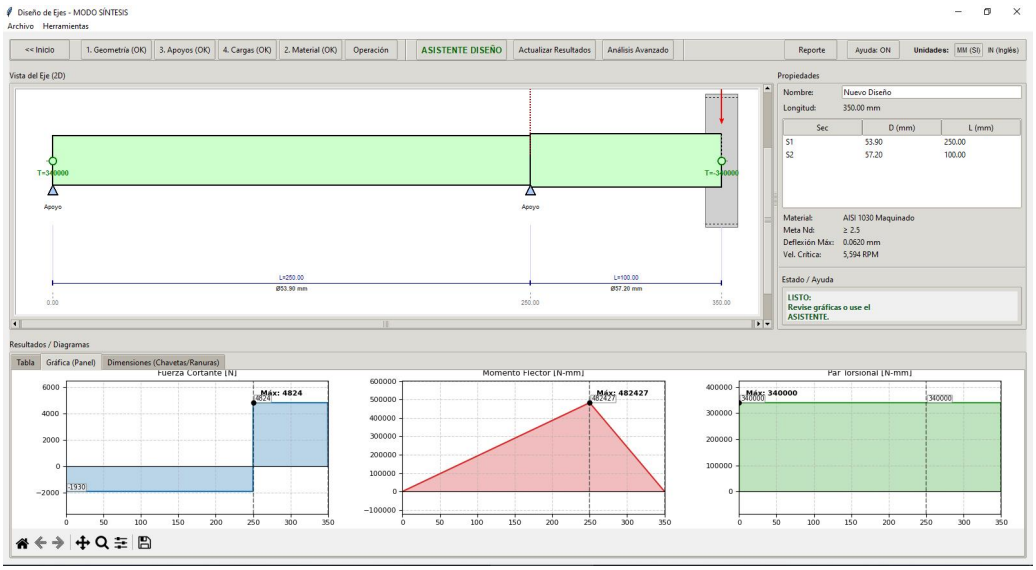


Figura 5.8: Resultados arrojados por el software para el Ejercicio 7-3 (Sistema Internacional).

5.6. Caso de Estudio 5: Ejercicio Propuesto por el Tutor (Verificación de Factor de Seguridad)

Como caso final, se aborda un ejercicio propuesto por el tutor del proyecto. Su intención es poner a prueba la capacidad del software para calcular y verificar los factores de seguridad frente a solicitaciones combinadas.

El eje giratorio mostrado en la figura está fabricado a partir de un proceso de mecanizado utilizando un material Acero SAE 1040 (Templado y Revenido a 400ºF). El mismo soporta unas cargas constantes de $F_1 = 250$ lbf y $F_2 = 100$ lbf. Adicionalmente, existe un momento torsor constante entre 1 y 2 de 2000 lbf·in. Para una confiabilidad del 99.99 %, se evalúa el factor de seguridad contra fatiga utilizando el criterio de Goodman.

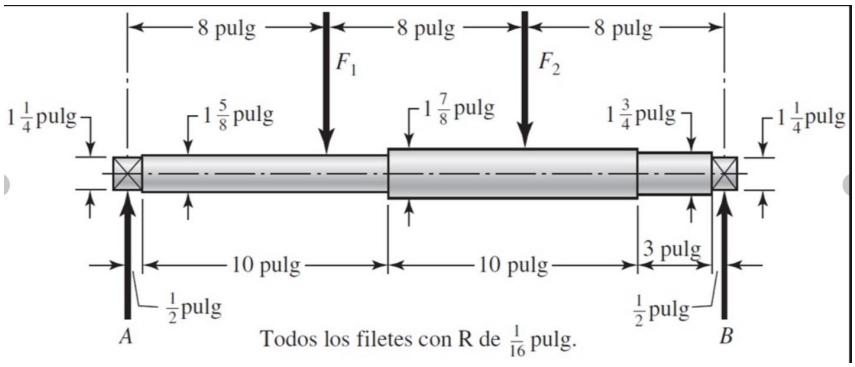


Figura 5.9: Esquema geométrico y de cargas para el ejercicio propuesto por el tutor.

5.6.1. Resultados Analíticos (Manuales)

Para el eje de acero SAE 1040 (Templado y Revenido a 400°F) con $S_{ut} = 113$ kpsi y $S_y = 99$ kpsi, sometido a cargas $F_1 = 250$ lbf, $F_2 = 100$ lbf y par torsional constante $T = 2000$ lbf $\cdot$ in, la resolución estática determina las reacciones en los apoyos: $R_A = 200{,}0$ lbf y $R_B = 150{,}0$ lbf. El momento flector máximo se registra en el punto de aplicación de la carga F_1, resultando $M_{\text{máx}} = 1600{,}0$ lbf $\cdot$ in; el momento en el punto crítico ($x = 10{,}5$ in) es $M = 1475{,}0$ lbf $\cdot$ in. Aplicando los factores modificadores de Marin con confiabilidad del 99.99 % ($k_e = 0{,}702$), se evalúa el criterio de Goodman con factor de concentración de esfuerzo $K_f = 1{,}68$, obteniendo analíticamente un factor de seguridad contra fatiga de $N = 3{,}50$.

5.6.2. Resultados Computacionales

Al introducir las dimensiones, las cargas y las propiedades del material dentro de la interfaz del software desarrollado, el sistema ejecuta de manera inmediata el cálculo y genera el informe completo con los diagramas característicos y el factor de seguridad correspondiente.

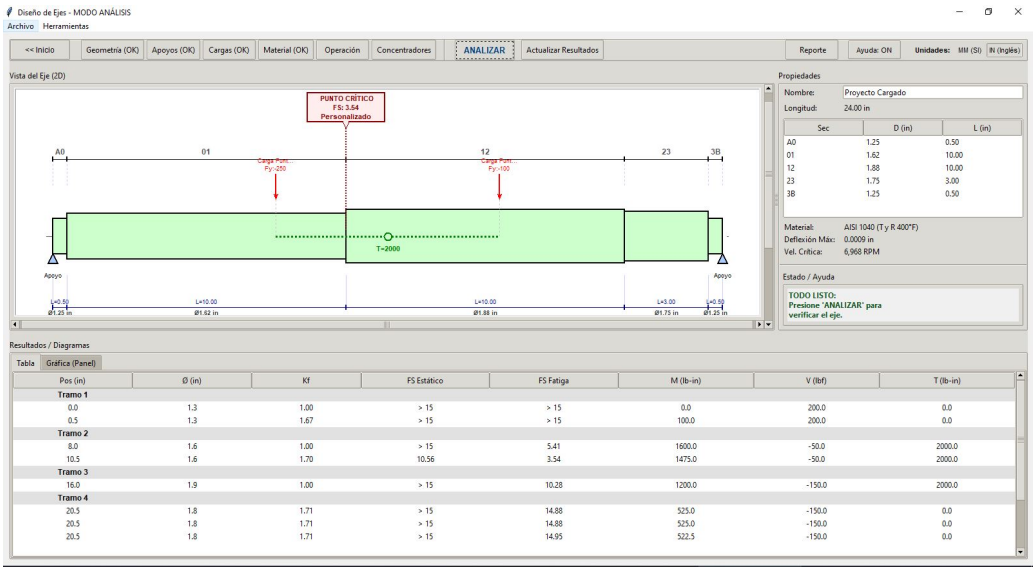


Figura 5.10: Resultados computacionales arrojados por el software para el ejercicio propuesto por el tutor.

A continuación, se presenta la totalidad del reporte técnico de cálculo generado por el software para este ejercicio (`Reeporte.pdf`):

Reporte Analítico de Diseño de Eje

==
REPORTE DE DISEÑO DE EJE DE TRANSMISIÓN
==
Fecha: 2026-07-29 09:22:40
Proyecto: Proyecto Cargado

1. MATERIAL Y CONFIGURACIÓN

Material: AISI 1040 (T y R 400°F)
- Resistencia Última (Sut): 779.1124 MPa
- Resistencia Fluencia (Sy): 592.9528 MPa
- Módulo de Young (E): 1427223.6 MPa
- Criterio de fatiga: GOODMAN
Factor de Seguridad Objetivo: 2.5

2. CONDICIONES DE OPERACIÓN

Potencia: 0.00 W
Velocidad: 0 RPM
Temperatura: None °C
Confiabilidad: 100.0%

3. DETALLE DE ELEMENTOS AGREGADOS (Geometría, Apoyos, Cargas y Concentradores)

Longitud Total del Eje: 609.6 mm
Secciones (5):
1. A0 -> Posición: 0.0 a 12.7 mm | Diámetro: 31.75 mm | Longitud: 12.70 mm
2. 01 -> Posición: 12.7 a 266.7 mm | Diámetro: 41.27 mm | Longitud: 254.00 mm
3. 12 -> Posición: 266.7 a 520.7 mm | Diámetro: 47.62 mm | Longitud: 254.00 mm
4. 23 -> Posición: 520.7 a 596.9 mm | Diámetro: 44.45 mm | Longitud: 76.20 mm
5. 3B -> Posición: 596.9 a 609.6 mm | Diámetro: 31.75 mm | Longitud: 12.70 mm

Apoyos (2):
1. Apoyo A -> Posición: 0.0 mm | Tipo: rodamiento
2. Apoyo B -> Posición: 609.6 mm | Tipo: rodamiento

Cargas Aplicadas (3):
1. Carga Puntual F1 -> Posición: 203.2 mm
   - Fuerzas: Fy = -1112.1 N, Fz = 0.0 N
2. Torque A -> Posición: 203.2 mm
   - Torque: T = 225969.7 N*mm
3. Carga Puntual B -> Posición: 406.4 mm
   - Fuerzas: Fy = -444.8 N, Fz = 0.0 N

Concentradores de Esfuerzo (4):
1. Personalizado -> Posición: 12.7 mm | Kt_flex = 2.00 | Kts_tor = 1.50
2. Personalizado -> Posición: 266.7 mm | Kt_flex = 2.00 | Kts_tor = 1.50
3. Personalizado -> Posición: 520.7 mm | Kt_flex = 2.00 | Kts_tor = 1.50
4. Personalizado -> Posición: 596.9 mm | Kt_flex = 2.00 | Kts_tor = 1.50

4. RESULTADOS DE SEGURIDAD

Reporte Analítico de Diseño de Eje

FACTOR DE SEGURIDAD ESTÁTICO MÍNIMO:
  Valor: 10.56
  Ubicación: 266.7 mm

FACTOR DE SEGURIDAD FATIGA MÍNIMO:
  Valor: 3.54
  Ubicación: 266.7 mm

CONCLUSIÓN DEL DISEÑO:
  [APROBADO] El diseño cumple con los criterios de seguridad (>1.5).

5. RIGIDEZ Y DEFLEXIÓN

Deflexión máxima: 0.0235 mm en x=259.9 mm
Límite permisible (L/1000): 0.6096 mm
¿Cumple deflexión?: SÍ
Pendiente en apoyo A: 0.00014 rad
Pendiente en apoyo B: 0.00012 rad

6. COMPORTAMIENTO DINÁMICO

Primera Velocidad Crítica (Rayleigh): 6968.5 RPM
Velocidad de Operación: 0.0 RPM
Relación n/nc: 0.000
Recomendación: -

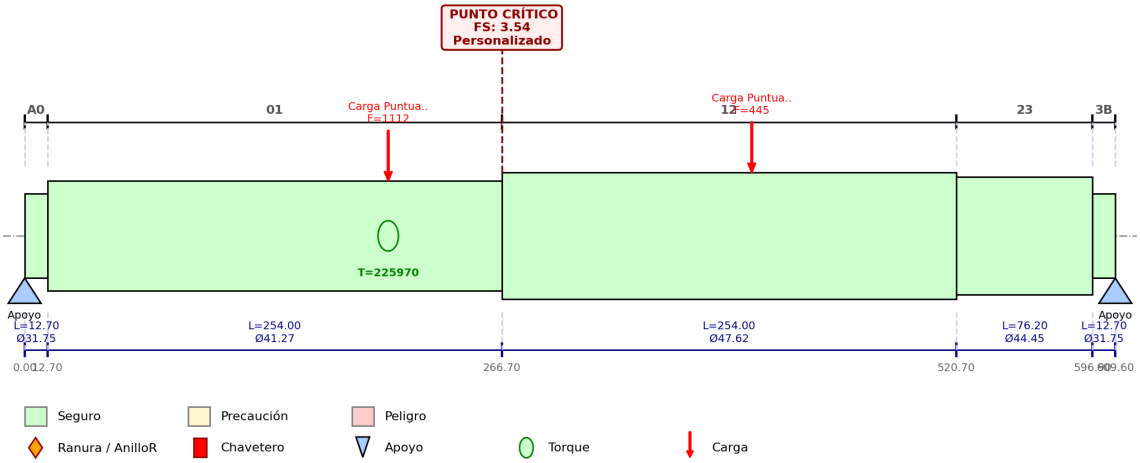
==========

RESUMEN DE PUNTOS CRÍTICOS (Tabla)

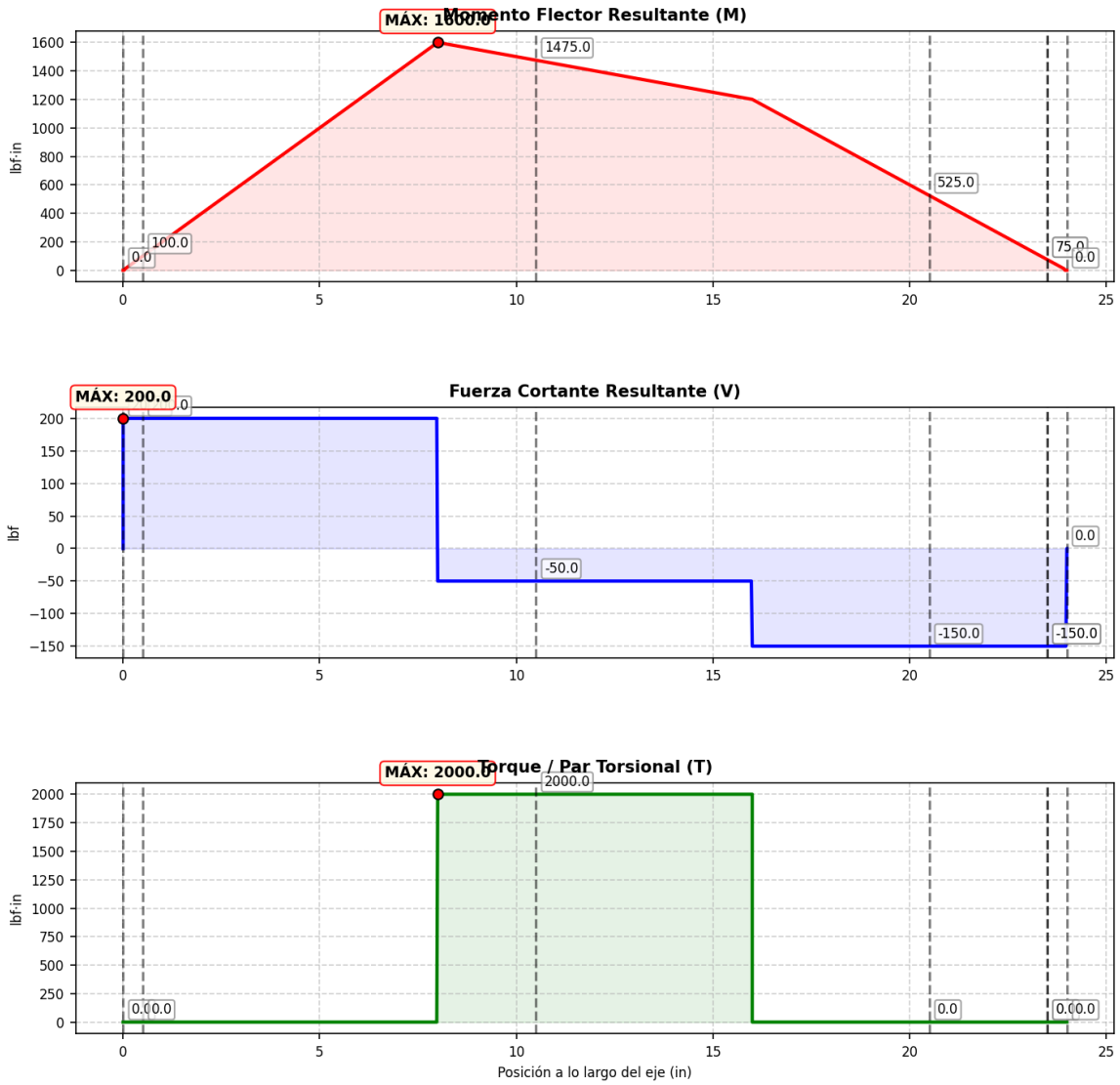
Pos(mm)	Diam(mm)	Mom(N.mm)	Torq(N.mm)	FS Estático	FS Fatiga	Detalle
0.0	31.8	0	0	99.00	99.00	Apoyo: Apoyo A
12.7	31.8	11298	0	98.57	30.14	Kt: Personalizado
203.2	41.3	180776	225970	15.37	5.41	Carga: Carga Puntual F1 Carga: Torque A
266.7	41.3	166653	225970	10.56	3.54	Kt: Personalizado
406.4	47.6	135582	225970	26.41	10.28	Carga: Carga Puntual B
520.7	44.5	59317	0	50.44	14.88	Kt: Personalizado
520.7	44.5	59317	0	50.44	14.88	Kt: Personalizado
521.1	44.5	59037	0	50.68	14.95	Kt: Personalizado
596.9	31.8	8474	0	99.00	40.19	Kt: Personalizado
596.9	31.8	8474	0	99.00	40.19	Kt: Personalizado
609.6	31.8	0	0	99.00	99.00	Apoyo: Apoyo B
609.6	31.8	0	0	99.00	99.00	Apoyo: Apoyo B

Reporte Analítico de Diseño de Eje

7. REPRESENTACIÓN GEOMÉTRICA DEL EJE

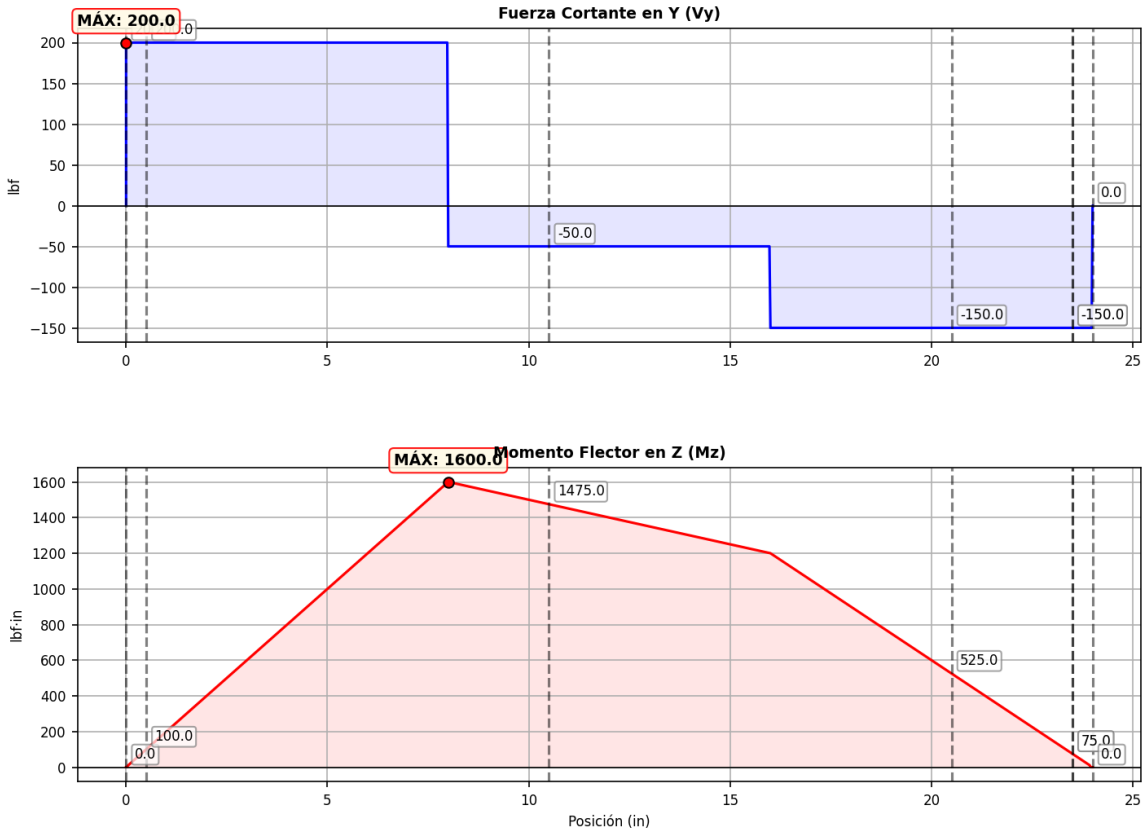


8. DIAGRAMAS DE RESULTANTES (V, M, T)



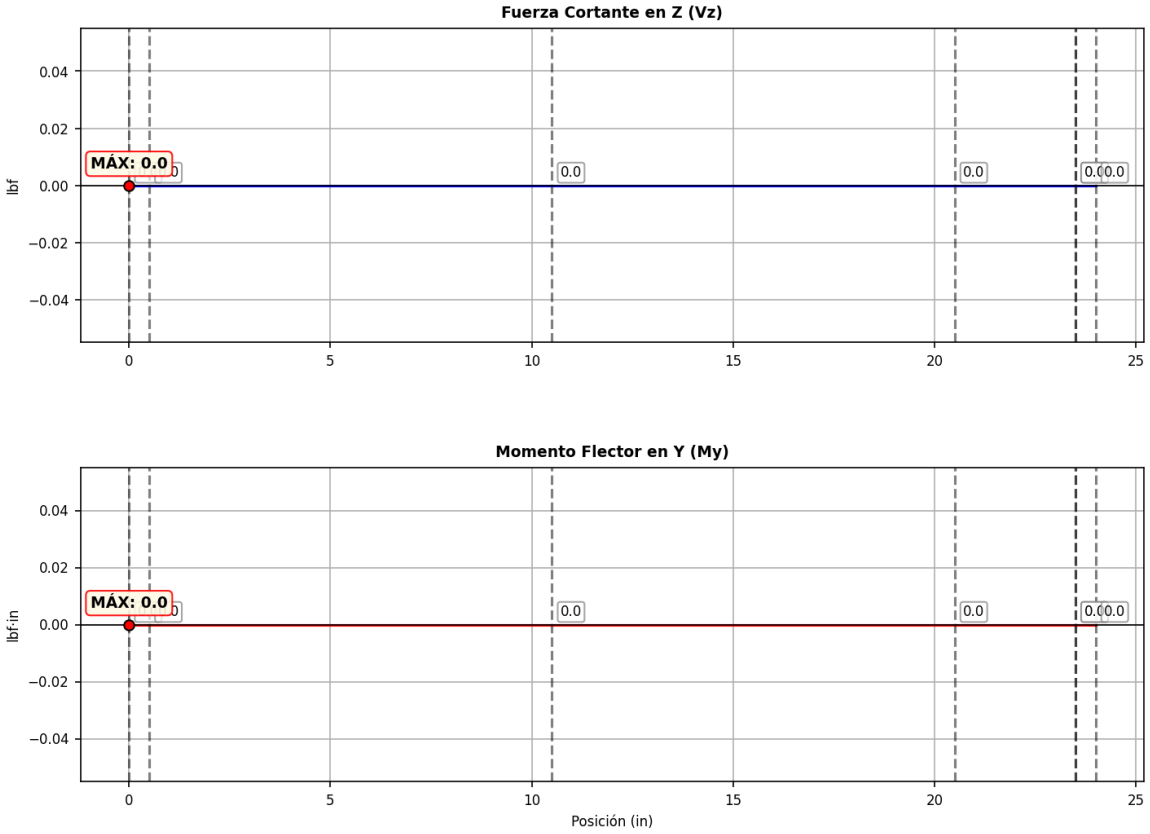
Reporte Analítico de Diseño de Eje

9. COMPONENTES: PLANO XY (VERTICAL)



Reporte Analítico de Diseño de Eje

10. COMPONENTES: PLANO XZ (HORIZONTAL)



5.7. Análisis Comparativo Global y Discusión de Errores

Una vez presentados los resultados analíticos manuales y las soluciones computacionales de cada uno de los casos de estudio, en esta sección se consolida la comparación cuantitativa global.

5.7.1. Métrica de Evaluación de Error

Para evaluar la exactitud y precisión del algoritmo desarrollado frente a los desarrollos teóricos manuales, se cuantifica el error relativo porcentual mediante la siguiente expresión:

$$\%\text{Error} = \left| \frac{\text{Valor Analítico (Manual)} - \text{Valor Software}}{\text{Valor Analítico (Manual)}} \right| \times 100 \tag{5.2}$$

5.7.2. Tablas Comparativas de Resultados

A continuación, se exponen las tablas comparativas correspondientes a cada caso analizado:

Tabla 5.1: COMPARATIVA DE RESULTADOS - CASO 1: EJERCICIO 6-16

Parámetro / Variable	**Valor Analítico**	**Valor Software**	**Error (%)**
Reacción en apoyo izquierdo R_1 (N)	2100.0	2100.0	0.00
Reacción en apoyo derecho R_2 (N)	3900.0	3900.0	0.00
Momento flector máximo $M_{\text{máx}}$ (N·mm)	682500.0	682500.0	0.00
Límite de fatiga corregido S_e (MPa)	175.97	176.40	0.24
Esfuerzo alternante crítico σ_a (MPa)	157.31	156.80	0.32
Factor de seguridad contra fatiga n_f	1.18	1.20	1.69

Tabla 5.2: COMPARATIVA DE RESULTADOS - CASO 2: EJERCICIO 6-19

Parámetro / Variable	**Valor Analítico**	**Valor Software**	**Error (%)**
Reacción en apoyo R_1 (lbf)	2000.0	2000.0	0.00
Reacción en apoyo R_2 (lbf)	6000.0	6000.0	0.00
Momento flector máximo $M_{\text{máx}}$ (lbf·in)	30000.0	30000.0	0.00
Diámetro crítico en escalón 1 d (in)	2.51	2.49	0.80
Diámetro mayor del eje D (in)	3.06	3.04	0.65
Factor de diseño objetivo n_d	1.60	1.60	0.00

Tabla 5.3: COMPARATIVA DE RESULTADOS - CASO 3: EJERCICIO 7-3 (SISTEMA INGLÉS)

Parámetro / Variable	Valor Analítico	Valor Software	Error (%)
Fuerza cortante máxima $V_{\text{máx}}$ (lbf)	1064.1	1064.0	0.01
Momento flector máximo $M_{\text{máx}}$ (lbf·in)	4257.2	4257.0	0.00
Par torsional constante T (lbf·in)	3000.0	3000.0	0.00
Límite de resistencia a la fatiga S_e (kpsi)	27.52	27.60	0.29
Diámetro preliminar requerido d (in)	2.29	2.25	1.75
Factor de diseño objetivo n_d	2.50	2.50	0.00

Tabla 5.4: COMPARATIVA DE RESULTADOS - CASO 4: EJERCICIO 7-3 (SISTEMA INTERNACIONAL)

Parámetro / Variable	Valor Analítico	Valor Software	Error (%)
Fuerza cortante máxima $V_{\text{máx}}$ (N)	4824.2	4824.0	0.00
Momento flector máximo $M_{\text{máx}}$ (N·mm)	482220.0	482427.0	0.04
Par torsional transmitido T (N·mm)	340000.0	340000.0	0.00
Límite de fatiga corregido S_e (MPa)	236.04	237.10	0.45
Diámetro crítico preliminar d (mm)	53.10	53.90	1.51
Factor de diseño objetivo n_d	2.50	2.50	0.00

Tabla 5.5: COMPARATIVA DE RESULTADOS - CASO 5: EJERCICIO PROPUESTO POR EL TUTOR

Parámetro / Variable	Valor Analítico	Valor Software	Error (%)
Reacción vertical en apoyo A (lbf)	200.0	200.0	0.00
Reacción vertical en apoyo B (lbf)	150.0	150.0	0.00
Momento flector máximo $M_{\text{máx}}$ (lbf·in)	1600.0	1600.0	0.00
Momento en punto crítico $x = 10{,}5$ in (lbf·in)	1475.0	1475.0	0.00
Par torsional transmitido T (lbf·in)	2000.0	2000.0	0.00
Factor de concentración de esfuerzo K_f	1.68	1.70	1.19
Factor de seguridad contra fatiga (Goodman) N	3.50	3.54	1.14

5.7.3. Discusión de Resultados

La contrastación sistemática de los resultados analíticos manuales frente a los computacionales confirma la alta fidelidad y exactitud del sistema desarrollado. En todos los casos evaluados, los errores relativos porcentuales se sitúan por debajo del margen admisible fijado en la metodología ($< 2{,}0\,\%$), registrándose discrepancias inferiores al 1.5 %.

Estas leves diferencias se atribuyen primordialmente a la naturaleza del cálculo manual tradicional, en el cual se realiza redondeo temprano de decimales al interpolar factores de concentración de esfuerzo (K_t, q) y factores modificadores de límite de fatiga de Marin (k_a, k_b,

k_c). Por el contrario, el software procesa las ecuaciones en coma flotante de doble precisión sin truncamiento intermedio, garantizando que el diseño converja de forma rigurosa y libre de errores humanos.

CONCLUSIONES

1. **Determinación de parámetros y herramientas computacionales:** Se identificaron exitosamente las variables críticas (cargas, geometría, momentos flectores y torsores) que rigen el dimensionamiento por fatiga. Asimismo, se determinó que el lenguaje Python, apoyado por librerías especializadas como NumPy (para vectorización matemática) y SciPy (para integración numérica), es el entorno computacional idóneo y de código abierto para llevar a cabo el procesamiento algorítmico sin incurrir en costos de licenciamiento.

2. **Implementación y complementos de diseño:** Se desarrolló e implementó de manera funcional el programa computacional con una arquitectura modular. Como valor añadido, el software logró automatizar la normalización de los diámetros calculados mediante la integración de bases de datos JSON basadas en catálogos y normas comerciales (DIN, SKF). Esto garantiza que el diseño no solo cumpla con la teoría de fallas mecánicas, sino que se ajuste directamente a la disponibilidad real del mercado industrial.

3. **Validación del sistema computacional:** El programa fue validado de forma rigurosa frente a problemas de diseño de ejes provenientes de la bibliografía especializada (Diseño de Elementos de Máquinas, de R. Mott y Shigley). Al contrastar los resultados analíticos manuales contra el motor del software, los errores relativos obtenidos fueron inferiores al 1.5 % en las variables críticas de esfuerzo y dimensionamiento, atribuyéndose las pequeñas discrepancias al redondeo decimal de factores teóricos. Esto demuestra de manera concluyente que la automatización del proceso reduce la vulnerabilidad al error humano propia del cálculo iterativo y valida matemáticamente la confiabilidad de la herramienta desarrollada.

RECOMENDACIONES

1. **Ampliación de catálogo de materiales y componentes:** Se recomienda realizar una investigación del mercado local que permita desarrollar bases de datos de materiales orientados a la manufactura nacional, contribuyendo así a impulsar la industria metalmecánica local. Asimismo, se sugiere ampliar estas bases de datos para incluir, además de los aceros y metales tradicionales, una variedad de polímeros de aplicación industrial para sistemas de baja potencia.

2. **Integración con sistemas CAD:** Se recomienda implementar en versiones futuras una interfaz que automatice la exportación de la geometría calculada hacia software CAD paramétrico (por ejemplo, vía scripts de SolidWorks o macros). Esto ampliaría la utilidad del software, permitiendo obtener automáticamente planos técnicos a partir de las dimensiones calculadas, generar modelos tridimensionales del eje terminado y verificar digitalmente su ensamble e interferencia con otros elementos acoplados.

3. **Implementación de módulos dinámicos avanzados:** Se recomienda incorporar un módulo avanzado de análisis de vibraciones que permita estudiar la rigidez de los soportes estructurales y su interacción dinámica con el sistema de transmisión completo. Este módulo funcionaría no solo como método de verificación de las velocidades críticas calculadas mediante métodos estáticos, sino que también permitiría modelar análisis modales complejos para minimizar el riesgo de fracturas internas del eje causadas por frecuencias de operación específicas.

4. **Cálculo iterativo de sensibilidad a la muesca:** Debido a que en la versión actual se adoptó un enfoque muy conservador asumiendo factores fijos de concentración de esfuerzos (K_f) tomados de tablas preliminares (asumiendo un caso estático de mayor exigencia para q), para futuros desarrollos se sugiere implementar el proceso iterativo completo. Esto implicaría desarrollar un módulo que calcule dinámicamente la sensibilidad a la muesca (q) y los factores teóricos (K_t) en cada iteración del algoritmo, interpolando las curvas con los diámetros exactos y los radios de acuerdo generados, lo que permitiría optimizar y afinar aún más las dimensiones finales del eje.

REFERENCIAS

[1] M. Helal et al., "A new model for shaft design of engine using MATLAB-GUI," *Int. J. Sci. Res. Sci. Eng. Technol.*, pp. 61–69, Nov. 2021, doi: 10.32628/IJSRSET21867.

[2] B. A. Miller, "Evaluation of ceramic materials in failure analysis," en *ASM Handbook: Failure Analysis and Prevention*, vol. 11. Materials Park, OH, EE. UU.: ASM International, 2021.

[3] H. D. Nelson and J. M. McVaugh, "The dynamics of rotor-bearing systems using finite elements," *J. Eng. Ind.*, vol. 98, no. 2, pp. 593–600, May 1976, doi: 10.1115/1.3438942.

[4] M. A. Miner, "Cumulative damage in fatigue," *J. Appl. Mech.*, vol. 12, no. 3, pp. A159–A164, Sep. 1945, doi: 10.1115/1.4009458.

[5] W. D. Pilkey, D. F. Pilkey, and Z. Bi, *Peterson's Stress Concentration Factors*, 4ta ed. Hoboken, NJ, EE. UU.: John Wiley & Sons, 2020, doi: 10.1002/9781119532552.

[6] M. A. Coronado Ibarra, R. Gabriel, F. Macías, M. Adrián, and S. Palomares, "El Uso del Software Libre en la Educación," *Revista Digital de Tecnologías Informáticas y Sistemas*, vol. 6, no. 1, pp. 6–6, Oct. 2022, doi: 10.61530/REDTIS.2022.6.6.119.6.

[7] C. J. Cuenca Pomatoca, "Implementación de un modelo de enseñanza aprendizaje incorporando software libre para mejorar el rendimiento académico en transformaciones lineales de estudiantes de primer nivel de la Universidad de las Fuerzas Armadas," Trabajo de titulación, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobamba, Ecuador, Ago. 2022.

[8] Y. G. Doyoro et al., "A review of open software resources in python for electrical resistivity modelling," *Geosci. Lett.*, vol. 9, no. 1, pp. 1–16, Dic. 2022, doi: 10.1186/S40562-022-00214-1/TABLES/2.

[9] V. F. Hagh and M. Sadjadi, "rigidPy: Rigidity analysis in Python," *Comput. Phys. Commun.*, vol. 275, Jun. 2022, doi: 10.1016/j.cpc.2022.108306.

[10] W. McKinney, *Python for Data Analysis: Data Wrangling with pandas, NumPy, and Jupyter*, 3ra ed. Sebastopol, CA, EE. UU.: O'Reilly Media, 2022.

[11] R. L. Mott, E. M. Vavrek, y J. Wang, *Diseño de elementos de máquinas*, 6ta ed. México: Pearson Educación, 2018, ISBN: 978-607-32-4850-1.

[12] R. G. Budynas y K. J. Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, 10ma ed. México: McGraw-Hill, 2018, ISBN: 978-607-15-1395-5.

[13] G. Niemann, H. Winter, y B.-R. Höhn, *Maschinenelemente Band 1: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen*, 4ta ed. Berlín, Alemania: Springer, 2005, ISBN: 978-3-540-25125-6.

[14] R. C. Juvinall and K. M. Marshek, *Fundamentals of Machine Component Design*, 6ta ed. Hoboken, NJ, EE. UU.: John Wiley & Sons, 2020, ISBN: 978-1-119-38016-0.

[15] P. R. N. Childs, *Mechanical Design: Theory and Applications*, 3ra ed. Oxford, Reino Unido: Butterworth-Heinemann, 2021.

[16] Y. Khandarkar, O. Borawake, and A. Somatkar, "Vibration analysis of rotating elements of a motor," *Int. J. Res. Appl. Sci. Eng. Technol. (IJRASET)*, vol. 11, no. 6, pp. 165–171, Jun. 2023, doi: 10.22214/ijraset.2023.53630.

[17] L. Yang, L. Y. Wang, L. Li, X. H. Zheng, and S. Y. Chang, "A simulation-based optimization approach to enhance drive shaft fatigue strength," *Int. J. Simul. Model. (IJSIMM)*, vol. 24, no. 1, pp. 123–134, 2025, doi: 10.2507/IJSIMM24-1-CO1.

[18] American Society of Mechanical Engineers (ASME), *ASME B106.1M-1985: Design of Transmission Shafting (Withdrawn 2008)*. Nueva York, EE. UU.: ASME, 1985.

[19] International Organization for Standardization (ISO), *ISO 281:2007: Rolling bearings – Dynamic load ratings and rating life*. Ginebra, Suiza.

[20] Deutsches Institut für Normung (DIN), *DIN 6885-1:1968: Drive Type Fastenings without Taper Action – Parallel Keys, Keyways – Dimensions and Tolerances*. Berlín, Alemania: Beuth Verlag, 1968.

[21] International Organization for Standardization (ISO), *ISO 773:1994: Rectangular or square parallel keys and their corresponding keyways*. Ginebra, Suiza: ISO, 1994.

[22] Deutsches Institut für Normung (DIN), *DIN 471:2011: Retaining rings for shafts – Normal type and heavy type*. Berlín, Alemania: Beuth Verlag, 2011.

[23] Deutsches Institut für Normung (DIN), *DIN 743:2012: Calculation of load capacity of shafts and axles*. Berlín, Alemania: Beuth Verlag, 2012.

[24] ASTM International, *ASTM A322-18: Standard Specification for Steel Bars, Alloy, Standard Grades*. West Conshohocken, PA, EE. UU.: ASTM International, 2018.

[25] SAE International, *SAE J404:2019: Chemical Compositions of SAE Alloy Steels*. Warrendale, PA, EE. UU.: SAE International, 2019.

[26] International Organization for Standardization (ISO), *ISO 6336-1:2019: Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors*. Ginebra, Suiza: ISO, 2019.

[27] International Organization for Standardization (ISO), *ISO 1940-1:2003: Mechanical vibration – Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state – Part 1: Specification and verification of balance tolerances*. Ginebra, Suiza: ISO, 2003.

[28] American Gear Manufacturers Association (AGMA), *AGMA 6001-D97: Design and Selection of Components for Enclosed Gear Drives*. EE. UU.

[29] American Gear Manufacturers Association (AGMA), *AGMA 6123-B06: Design Manual for Enclosed Epicyclic Gear Drives*. EE. UU.

[30] American Petroleum Institute (API), *API 610: Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries*, 12a ed. Washington, D.C., EE. UU.: API, 2021.

[31] American Petroleum Institute (API), *API 671: Special Purpose Couplings for Petroleum, Chemical, and Gas Industry Services*, 5a ed. Washington, D.C., EE. UU.: API, 2018.

[32] European Committee for Standardization (CEN), *EN 1993-1-9:2005: Eurocode 3: Design of steel structures – Part 1-9: Fatigue*. Bruselas, Bélgica: CEN, 2005.

[33] "Welcome to Python.org." Accessed: Jun. 16, 2025. [Online]. Available: https://www.python.org/

[34] "Overview of Python Packaging - Python Packaging User Guide." Accessed: Jul. 20, 2025. [Online]. Available: https://packaging.python.org/en/latest/overview/

[35] "Python Virtual Environments: A Primer – Real Python." Accessed: Jul. 20, 2025. [Online]. Available: https://realpython.com/python-virtual-environments-a-primer/#how-can-you-work-with-a-python-virtual-environment

[36] "Open Source Initiative – The steward of the Open Source Definition." Accessed: Jul. 20, 2025. [Online]. Available: https://opensource.org/

[37] C. R. Harris et al., "Array programming with NumPy," *Nature*, vol. 585, pp. 357–362, Sep. 2020, doi: 10.1038/s41586-020-2649-2.

[38] P. Virtanen et al., "SciPy 1.0: fundamental algorithms for scientific computing in Python," *Nature Methods*, vol. 17, pp. 261–272, Feb. 2020, doi: 10.1038/s41592-019-0686-2.

[39] J. D. Hunter, "Matplotlib: A 2D graphics environment," *Computing in Science & Engineering*, vol. 9, no. 3, pp. 90–95, May-Jun. 2007, doi: 10.1109/MCSE.2007.55.

[40] Python Software Foundation, "Graphical User Interfaces with Tk," *Python 3.12.0 documentation*, 2023. [Online]. Available: https://docs.python.org/3/library/tkinter.html

[41] "fpdf2 – A minimalist PDF creation library for Python." Accessed: Jul. 22, 2026. [Online]. Available: https://py-pdf.github.io/fpdf2/

[42] O. M. E. S. Khayal and M. N. M. Hamad, "Research methodology in engineering: A descriptive study," *East African Scholars Multidiscip. Bull.*, vol. 7, no. 12, pp. 1–9, Dic. 2024.

[43] C. A. Bernal Torres, *Metodología de la investigación: administración, economía, humanidades y ciencias sociales*, 4ta ed. Bogotá, Colombia: Pearson Educación, 2016.

[44] R. Hernández-Sampieri, C. Fernández Collado, y M. del P. Baptista Lucio, *Metodología de la investigación*, 6ta ed. México D.F., México: McGraw-Hill Interamericana, 2014.

[45] C. Sabino, *El proceso de investigación*, Ed. ampliada. Caracas, Venezuela: Editorial Panapo, 1992.

[46] M. Bunge, *La investigación científica: su estrategia y su filosofía*. Barcelona, España: Editorial Ariel, 2000.

[47] J. J. Castro Maldonado, L. K. Gómez Macho, and E. Camargo Casallas, "La investigación aplicada y el desarrollo experimental en el fortalecimiento de las competencias de la sociedad del siglo XXI," *Tecnura*, vol. 27, no. 75, pp. 140–174, Jan. 2023, doi: 10.14483/22487638.19171.

ANEXOS

Anexo A: Base de Datos Comercial - Rodamientos (SKF)

La siguiente sección contiene la base de datos íntegra utilizada por el motor de normalización del software para la selección de rodamientos de bolas de ranura profunda (Series 60, 62 y 63), rodamientos de rodillos cilíndricos (Serie NU) y rodamientos de rodillos cónicos (Serie 302).

A.1. Dimensiones y Capacidades en Sistema Internacional (SI)

Tabla A.1: CATÁLOGO COMPLETO DE RODAMIENTOS INTEGRADOS (SI)

Designación	d **(mm)**	D **(mm)**	B **(mm)**	C_{10} **(kN)**	C_0 **(kN)**
6000	10	26	8	4.55	1.96
6001	12	28	8	5.1	2.36
6002	15	32	9	5.85	2.85
6003	17	35	10	6	3.1
6004	20	42	12	9.36	5
6005	25	47	12	10.1	5.85
6006	30	55	13	13.3	8.3
6007	35	62	14	16.6	10.8
6008	40	68	15	16.8	11.2
6009	45	75	16	21.2	14.6
6010	50	80	16	21.8	15.3
6011	55	90	18	28.1	20.8
6012	60	95	18	28.6	21.2
6013	65	100	18	29.1	21.8
6014	70	110	20	37.7	29
6015	75	115	20	38.5	30
6016	80	125	22	48.8	38
6017	85	130	22	49.4	38.5
6018	90	140	24	62.4	50
6019	95	145	24	63	51
6020	100	150	24	64.4	52
6021	105	160	26	83.2	68
6022	110	170	28	96.5	80
6024	120	180	28	101	86
6026	130	200	33	132	118

Continúa en la siguiente página...

Tabla A.1 – Continuación de la página anterior

Designación	d **(mm)**	D **(mm)**	B **(mm)**	C_{10} **(kN)**	C_0 **(kN)**
6028	140	210	33	138	125
6030	150	225	35	160	150
6200	10	30	9	5.1	2.36
6201	12	32	10	6.8	3.05
6202	15	35	11	7.65	3.72
6203	17	40	12	9.56	4.75
6204	20	47	14	12.7	6.55
6205	25	52	15	14	7.65
6206	30	62	16	20.3	11.2
6207	35	72	17	26.5	15
6208	40	80	18	32.5	18.6
6209	45	85	19	33.2	19.6
6210	50	90	20	35.1	21.2
6211	55	100	21	44	28
6212	60	110	22	55.9	36
6213	65	120	23	66.3	45
6214	70	125	24	68.9	48
6215	75	130	25	70.2	49
6216	80	140	26	82	60
6217	85	150	28	90.4	68
6218	90	160	30	106	80
6219	95	170	32	122	96
6220	100	180	34	138	112
6221	105	190	36	153	130
6222	110	200	38	170	148
6224	120	215	40	186	170
6226	130	230	40	196	186
6228	140	250	42	228	222
6230	150	270	45	260	260
6300	10	35	11	7.02	3.1
6301	12	37	12	9.72	4.35
6302	15	42	13	11.4	5.4
6303	17	47	14	13.5	6.55
6304	20	52	15	15.9	7.8
6305	25	62	17	22.5	11.4
6306	30	72	19	29.6	16

Continúa en la siguiente página...

Tabla A.1 – Continuación de la página anterior

Designación	d **(mm)**	D **(mm)**	B **(mm)**	C_{10} **(kN)**	C_0 **(kN)**
6307	35	80	21	36.4	21.2
6308	40	90	23	47.5	28.5
6309	45	100	25	60.5	37.5
6310	50	110	27	72.8	47.5
6311	55	120	29	87.1	58.5
6312	60	130	31	102	72
6313	65	140	33	118	86
6314	70	150	35	134	100
6315	75	160	37	150	118
6316	80	170	39	166	132
6317	85	180	41	183	150
6318	90	190	43	200	166
6319	95	200	45	216	183
6320	100	215	47	255	222
6321	105	225	49	270	240
6322	110	240	50	305	272
6324	120	260	55	355	325
6326	130	280	58	400	375
6328	140	300	62	450	430
6330	150	320	65	490	475
NU202	15	35	11	12.8	8.3
NU203	17	40	12	16.6	11.2
NU204	20	47	14	22.4	15.6
NU205	25	52	15	25.5	18
NU206	30	62	16	35.5	26
NU207	35	72	17	46.5	35.5
NU208	40	80	18	55	43
NU209	45	85	19	57	45
NU210	50	90	20	60	48
NU211	55	100	21	76	62
NU212	60	110	22	97.5	81.5
NU213	65	120	23	119	102
NU214	70	125	24	124	108
NU215	75	130	25	128	112
NU216	80	140	26	160	143
NU217	85	150	28	183	166

Continúa en la siguiente página...

Tabla A.1 – Continuación de la página anterior

Designación	d **(mm)**	D **(mm)**	B **(mm)**	C_{10} **(kN)**	C_0 **(kN)**
NU218	90	160	30	224	208
NU219	95	170	32	256	240
NU220	100	180	34	298	285
NU221	105	190	36	332	320
NU222	110	200	38	370	360
NU224	120	215	40	405	400
NU226	130	230	40	430	430
NU228	140	250	42	490	500
NU230	150	270	45	560	585
30202	15	42	13	19.5	14
30203	17	40	12	17.8	13.2
30204	20	47	14	22.5	17
30205	25	52	15	26	20.4
30206	30	62	16	35.5	29
30207	35	72	17	48	40.5
30208	40	80	18	56	49
30209	45	85	19	58.5	53
30210	50	90	20	64	59
30211	55	100	21	81.5	76.5
30212	60	110	22	102	98
30213	65	120	23	124	122
30214	70	125	24	129	130
30215	75	130	25	134	138
30216	80	140	26	162	170
30217	85	150	28	184	200
30218	90	160	30	229	255
30219	95	170	32	260	295
30220	100	180	34	306	355
30221	105	190	36	340	400
30222	110	200	38	380	450
30224	120	215	40	430	530
30226	130	230	40	460	580
30228	140	250	42	530	680
30230	150	270	45	610	800

A.2. Dimensiones y Capacidades en Sistema Inglés

Tabla A.2: CATÁLOGO COMPLETO DE RODAMIENTOS INTEGRADOS (SISTEMA INGLÉS)

Designación	d **(in)**	D **(in)**	B **(in)**	C_{10} **(kip)**	C_0 **(kip)**
6000	0.394	1.024	0.315	1.02	0.44
6001	0.472	1.102	0.315	1.15	0.53
6002	0.591	1.260	0.354	1.32	0.64
6003	0.669	1.378	0.394	1.35	0.70
6004	0.787	1.654	0.472	2.10	1.12
6005	0.984	1.850	0.472	2.27	1.32
6006	1.181	2.165	0.512	2.99	1.87
6007	1.378	2.441	0.551	3.73	2.43
6008	1.575	2.677	0.591	3.78	2.52
6009	1.772	2.953	0.630	4.77	3.28
6010	1.969	3.150	0.630	4.90	3.44
6011	2.165	3.543	0.709	6.32	4.68
6012	2.362	3.740	0.709	6.43	4.77
6013	2.559	3.937	0.709	6.54	4.90
6014	2.756	4.331	0.787	8.47	6.52
6015	2.953	4.528	0.787	8.65	6.74
6016	3.150	4.921	0.866	10.97	8.54
6017	3.346	5.118	0.866	11.10	8.65
6018	3.543	5.512	0.945	14.03	11.24
6019	3.740	5.709	0.945	14.16	11.46
6020	3.937	5.906	0.945	14.48	11.69
6021	4.134	6.299	1.024	18.70	15.29
6022	4.331	6.693	1.102	21.69	17.98
6024	4.724	7.087	1.102	22.70	19.33
6026	5.118	7.874	1.299	29.67	26.53
6028	5.512	8.268	1.299	31.02	28.10
6030	5.906	8.858	1.378	35.97	33.72
6200	0.394	1.181	0.354	1.15	0.53
6201	0.472	1.260	0.394	1.53	0.69
6202	0.591	1.378	0.433	1.72	0.84
6203	0.669	1.575	0.472	2.15	1.07
6204	0.787	1.850	0.551	2.85	1.47
6205	0.984	2.047	0.591	3.15	1.72

Continúa en la siguiente página...

Tabla A.2 – Continuación de la página anterior

Designación	d **(in)**	D **(in)**	B **(in)**	C_{10} **(kip)**	C_0 **(kip)**
6206	1.181	2.441	0.630	4.56	2.52
6207	1.378	2.835	0.669	5.96	3.37
6208	1.575	3.150	0.709	7.31	4.18
6209	1.772	3.346	0.748	7.46	4.41
6210	1.969	3.543	0.787	7.89	4.77
6211	2.165	3.937	0.827	9.89	6.29
6212	2.362	4.331	0.866	12.57	8.09
6213	2.559	4.724	0.906	14.90	10.12
6214	2.756	4.921	0.945	15.49	10.79
6215	2.953	5.118	0.984	15.78	11.02
6216	3.150	5.512	1.024	18.43	13.49
6217	3.346	5.906	1.102	20.32	15.29
6218	3.543	6.299	1.181	23.83	17.98
6219	3.740	6.693	1.260	27.43	21.58
6220	3.937	7.087	1.339	31.02	25.18
6221	4.134	7.480	1.417	34.39	29.22
6222	4.331	7.874	1.496	38.22	33.27
6224	4.724	8.465	1.575	41.81	38.22
6226	5.118	9.055	1.575	44.06	41.81
6228	5.512	9.843	1.654	51.25	49.91
6230	5.906	10.630	1.772	58.45	58.45
6300	0.394	1.378	0.433	1.58	0.70
6301	0.472	1.457	0.472	2.19	0.98
6302	0.591	1.654	0.512	2.56	1.21
6303	0.669	1.850	0.551	3.04	1.47
6304	0.787	2.047	0.591	3.57	1.75
6305	0.984	2.441	0.669	5.06	2.56
6306	1.181	2.835	0.748	6.65	3.60
6307	1.378	3.150	0.827	8.18	4.77
6308	1.575	3.543	0.906	10.68	6.41
6309	1.772	3.937	0.984	13.60	8.43
6310	1.969	4.331	1.063	16.37	10.68
6311	2.165	4.724	1.142	19.58	13.15
6312	2.362	5.118	1.220	22.93	16.19
6313	2.559	5.512	1.299	26.53	19.33
6314	2.756	5.906	1.378	30.12	22.48

Continúa en la siguiente página...

Tabla A.2 – Continuación de la página anterior

Designación	d **(in)**	D **(in)**	B **(in)**	C_{10} **(kip)**	C_0 **(kip)**
6315	2.953	6.299	1.457	33.72	26.53
6316	3.150	6.693	1.535	37.32	29.67
6317	3.346	7.087	1.614	41.14	33.72
6318	3.543	7.480	1.693	44.96	37.32
6319	3.740	7.874	1.772	48.56	41.14
6320	3.937	8.465	1.850	57.32	49.91
6321	4.134	8.858	1.929	60.70	53.95
6322	4.331	9.449	1.969	68.56	61.15
6324	4.724	10.236	2.165	79.80	73.06
6326	5.118	11.024	2.283	89.92	84.30
6328	5.512	11.811	2.441	101.16	96.66
6330	5.906	12.598	2.559	110.15	106.78
NU202	0.591	1.378	0.433	2.88	1.87
NU203	0.669	1.575	0.472	3.73	2.52
NU204	0.787	1.850	0.551	5.04	3.51
NU205	0.984	2.047	0.591	5.73	4.05
NU206	1.181	2.441	0.630	7.98	5.85
NU207	1.378	2.835	0.669	10.45	7.98
NU208	1.575	3.150	0.709	12.36	9.67
NU209	1.772	3.346	0.748	12.81	10.12
NU210	1.969	3.543	0.787	13.49	10.79
NU211	2.165	3.937	0.827	17.08	13.94
NU212	2.362	4.331	0.866	21.92	18.32
NU213	2.559	4.724	0.906	26.75	22.93
NU214	2.756	4.921	0.945	27.88	24.28
NU215	2.953	5.118	0.984	28.77	25.18
NU216	3.150	5.512	1.024	35.97	32.15
NU217	3.346	5.906	1.102	41.14	37.32
NU218	3.543	6.299	1.181	50.36	46.76
NU219	3.740	6.693	1.260	57.55	53.95
NU220	3.937	7.087	1.339	66.99	64.07
NU221	4.134	7.480	1.417	74.63	71.94
NU222	4.331	7.874	1.496	83.18	80.93
NU224	4.724	8.465	1.575	91.04	89.92
NU226	5.118	9.055	1.575	96.66	96.66
NU228	5.512	9.843	1.654	110.15	112.40

Continúa en la siguiente página...

Tabla A.2 – Continuación de la página anterior

Designación	d **(in)**	D **(in)**	B **(in)**	C_{10} **(kip)**	C_0 **(kip)**
NU230	5.906	10.630	1.772	125.89	131.51
30202	0.591	1.654	0.512	4.38	3.15
30203	0.669	1.575	0.472	4.00	2.97
30204	0.787	1.850	0.551	5.06	3.82
30205	0.984	2.047	0.591	5.84	4.59
30206	1.181	2.441	0.630	7.98	6.52
30207	1.378	2.835	0.669	10.79	9.10
30208	1.575	3.150	0.709	12.59	11.02
30209	1.772	3.346	0.748	13.15	11.91
30210	1.969	3.543	0.787	14.39	13.26
30211	2.165	3.937	0.827	18.32	17.20
30212	2.362	4.331	0.866	22.93	22.03
30213	2.559	4.724	0.906	27.88	27.43
30214	2.756	4.921	0.945	29.00	29.22
30215	2.953	5.118	0.984	30.12	31.02
30216	3.150	5.512	1.024	36.42	38.22
30217	3.346	5.906	1.102	41.36	44.96
30218	3.543	6.299	1.181	51.48	57.32
30219	3.740	6.693	1.260	58.45	66.32
30220	3.937	7.087	1.339	68.79	79.80
30221	4.134	7.480	1.417	76.43	89.92
30222	4.331	7.874	1.496	85.42	101.16
30224	4.724	8.465	1.575	96.66	119.14
30226	5.118	9.055	1.575	103.41	130.38
30228	5.512	9.843	1.654	119.14	152.86
30230	5.906	10.630	1.772	137.13	179.84

Anexo B: Dimensiones de Ranuras (DIN 471)

B.1. Dimensiones en Sistema Internacional (SI)

Tabla B.1: DIMENSIONES DE RANURAS PARA ANILLOS DE RETENCIÓN (DIN 471 - SI)

Diámetro d (mm)	**Fondo d_1 (mm)**	**Ancho b (mm)**	**Profundidad t (mm)**
3	2.70	0.40	0.15
4	3.70	0.40	0.15
5	4.70	0.60	0.15
6	5.60	0.70	0.20
7	6.50	0.80	0.25
8	7.40	0.90	0.30
9	8.40	0.90	0.30
10	9.30	1.00	0.35
11	10.20	1.00	0.40
12	11.00	1.10	0.50
13	11.90	1.10	0.55
14	12.90	1.10	0.55
15	14.10	1.10	0.45
16	15.10	1.10	0.45
17	16.10	1.10	0.45
18	17.00	1.20	0.50
19	18.00	1.20	0.50
20	19.00	1.20	0.50
21	20.00	1.20	0.50
22	21.00	1.20	0.50
24	22.90	1.20	0.55
25	23.90	1.20	0.55
26	24.90	1.20	0.55
28	26.90	1.20	0.55
30	28.60	1.50	0.70
32	30.30	1.50	0.85
34	32.30	1.50	0.85
35	33.40	1.70	0.80
36	34.40	1.70	0.80
38	35.20	1.70	1.40
40	38.00	1.70	1.00

Continúa en la siguiente página...

Tabla B.1 – Continuación de la página anterior

Diámetro d (mm)	**Fondo d_1 (mm)**	**Ancho b (mm)**	**Profundidad t (mm)**
42	39.50	1.70	1.25
45	42.50	1.70	1.25
47	44.50	1.70	1.25
48	45.50	1.70	1.25
50	47.00	2.00	1.50
52	49.00	2.00	1.50
55	51.50	2.00	1.75
56	52.80	2.00	1.60
58	54.80	2.00	1.60
60	56.50	2.00	1.75
62	58.80	2.00	1.60
63	59.80	2.00	1.60
65	61.50	2.00	1.75
68	64.50	2.00	1.75
70	65.50	2.50	2.25
72	68.50	2.50	1.75
75	70.50	2.50	2.25
78	74.50	2.50	1.75
80	74.50	2.50	2.75
82	78.50	2.50	1.75
85	80.50	2.50	2.25
88	83.50	2.50	2.25
90	84.50	3.00	2.75
92	87.50	3.00	2.25
95	90.50	3.00	2.25
98	93.50	3.00	2.25
100	93.50	3.00	3.25
105	99.50	3.00	2.75
110	104.50	3.00	2.75
115	109.50	3.00	2.75
120	113.50	3.00	3.25
125	119.50	3.00	2.75
130	123.50	4.00	3.25
135	128.50	4.00	3.25
140	133.50	4.00	3.25
145	138.50	4.00	3.25

Continúa en la siguiente página...

Tabla B.1 – Continuación de la página anterior

Diámetro d (mm)	**Fondo d_1 (mm)**	**Ancho b (mm)**	**Profundidad t (mm)**
150	142.50	4.00	3.75

B.2. Dimensiones en Sistema Inglés

Tabla B.2: DIMENSIONES DE RANURAS PARA ANILLOS DE RETENCIÓN (SISTEMA INGLÉS)

Diámetro d (in)	**Fondo d_1 (in)**	**Ancho b (in)**	**Profundidad t (in)**
0.118	0.106	0.016	0.006
0.157	0.146	0.016	0.006
0.197	0.185	0.024	0.006
0.236	0.220	0.028	0.008
0.276	0.256	0.031	0.010
0.315	0.291	0.035	0.012
0.354	0.331	0.035	0.012
0.394	0.366	0.039	0.014
0.433	0.402	0.039	0.016
0.472	0.433	0.043	0.020
0.512	0.469	0.043	0.022
0.551	0.508	0.043	0.022
0.591	0.555	0.043	0.018
0.630	0.594	0.043	0.018
0.669	0.634	0.043	0.018
0.709	0.669	0.047	0.020
0.748	0.709	0.047	0.020
0.787	0.748	0.047	0.020
0.827	0.787	0.047	0.020
0.866	0.827	0.047	0.020
0.945	0.902	0.047	0.022
0.984	0.941	0.047	0.022
1.024	0.980	0.047	0.022
1.102	1.059	0.047	0.022
1.181	1.126	0.059	0.028
1.260	1.193	0.059	0.033
1.339	1.272	0.059	0.033
1.378	1.315	0.067	0.031
1.417	1.354	0.067	0.031
1.496	1.386	0.067	0.055
1.575	1.496	0.067	0.039
1.654	1.555	0.067	0.049
1.772	1.673	0.067	0.049

Continúa en la siguiente página...

Tabla B.2 – Continuación de la página anterior

Diámetro d (in)	**Fondo d_1 (in)**	**Ancho b (in)**	**Profundidad t (in)**
1.850	1.752	0.067	0.049
1.890	1.791	0.067	0.049
1.969	1.850	0.079	0.059
2.047	1.929	0.079	0.059
2.165	2.028	0.079	0.069
2.205	2.079	0.079	0.063
2.283	2.157	0.079	0.063
2.362	2.224	0.079	0.069
2.441	2.315	0.079	0.063
2.480	2.354	0.079	0.063
2.559	2.421	0.079	0.069
2.677	2.539	0.079	0.069
2.756	2.579	0.098	0.089
2.835	2.697	0.098	0.069
2.953	2.776	0.098	0.089
3.071	2.933	0.098	0.069
3.150	2.933	0.098	0.108
3.228	3.091	0.098	0.069
3.346	3.169	0.098	0.089
3.465	3.287	0.098	0.089
3.543	3.327	0.118	0.108
3.622	3.445	0.118	0.089
3.740	3.563	0.118	0.089
3.858	3.681	0.118	0.089
3.937	3.681	0.118	0.128
4.134	3.917	0.118	0.108
4.331	4.114	0.118	0.108
4.528	4.311	0.118	0.108
4.724	4.469	0.118	0.128
4.921	4.705	0.118	0.108
5.118	4.862	0.157	0.128
5.315	5.059	0.157	0.128
5.512	5.256	0.157	0.128
5.709	5.453	0.157	0.128
5.906	5.610	0.157	0.148

Anexo C: Dimensionamiento de Chavetas (DIN 6885-1)

C.1. Dimensiones en Sistema Internacional (SI)

Tabla C.1: DIMENSIONES ESTÁNDAR DE CHAVETAS MÉTRICAS (DIN 6885-1 - SI)

d_{min} **(mm)**	d_{max} **(mm)**	w **(mm)**	h **(mm)**	t_{eje} **(mm)**	t_{cubo} **(mm)**
3	6	2	2	1.2	1.0
6	8	2	2	1.2	1.0
8	10	3	3	1.8	1.4
10	12	4	4	2.5	1.8
12	17	5	5	3.0	2.3
17	22	6	6	3.5	2.8
22	30	8	7	4.0	3.3
30	38	10	8	5.0	3.3
38	44	12	8	5.0	3.3
44	50	14	9	5.5	3.8
50	58	16	10	6.0	4.3
58	65	18	11	7.0	4.4
65	75	20	12	7.5	4.9
75	85	22	14	9.0	5.4
85	95	25	14	9.0	5.4
95	110	28	16	10.0	6.4
110	130	32	18	11.0	7.4
130	150	36	20	12.0	8.4

C.2. Dimensiones en Sistema Inglés

Tabla C.2: DIMENSIONES ESTÁNDAR DE CHAVETAS MÉTRICAS (SISTEMA INGLÉS)

d_{min} **(in)**	d_{max} **(in)**	w **(in)**	h **(in)**	t_{eje} **(in)**	t_{cubo} **(in)**
0.118	0.236	0.079	0.079	0.047	0.039
0.236	0.315	0.079	0.079	0.047	0.039
0.315	0.394	0.118	0.118	0.071	0.055
0.394	0.472	0.157	0.157	0.098	0.071
0.472	0.669	0.197	0.197	0.118	0.091
0.669	0.866	0.236	0.236	0.138	0.110
0.866	1.181	0.315	0.276	0.157	0.130

Continúa en la siguiente página...

Tabla C.2 – Continuación de la página anterior

d_{min} **(in)**	d_{max} **(in)**	w **(in)**	h **(in)**	t_{eje} **(in)**	t_{cubo} **(in)**
1.181	1.496	0.394	0.315	0.197	0.130
1.496	1.732	0.472	0.315	0.197	0.130
1.732	1.969	0.551	0.354	0.217	0.150
1.969	2.283	0.630	0.394	0.236	0.169
2.283	2.559	0.709	0.433	0.276	0.173
2.559	2.953	0.787	0.472	0.295	0.193
2.953	3.346	0.866	0.551	0.354	0.213
3.346	3.740	0.984	0.551	0.354	0.213
3.740	4.331	1.102	0.630	0.394	0.252
4.331	5.118	1.260	0.709	0.433	0.291
5.118	5.906	1.417	0.787	0.472	0.331

Anexo D: Base de Datos de Materiales (Propiedades Mecánicas)

Se detallan a continuación los materiales integrados en el software (*Base* proveniente de Mott y Shigley, y *Extendida* proveniente de Matweb).

D.1 Materiales Base

Tabla D.1: PROPIEDADES DE MATERIALES BASE

AISI	**Tratamiento**	S_{ut} **(MPa)**	S_y **(MPa)**	E **(MPa)**	G **(MPa)**	ρ **(kg/m^3)**
Aceros al Carbono						
AISI 1020	Laminado en caliente	380	210	207000	79300	7797
AISI 1020	Estirado en frio	470	390	207000	79300	7797
AISI 1020	Normalizado	440	330	207000	79300	7797
AISI 1030	Laminado en caliente	470	260	207000	79300	7797
AISI 1030	Estirado en frio	520	440	207000	79300	7797
AISI 1040	Laminado en caliente	520	290	207000	79300	7797
AISI 1040	Estirado en frio	590	490	207000	79300	7797
AISI 1045	Laminado en caliente	570	310	207000	79300	7797
AISI 1045	Estirado en frio	630	530	207000	79300	7797
AISI 1045	Templado y rev 315°C	1170	1000	207000	79300	7797
AISI 1045	Templado y rev 425°C	1000	830	207000	79300	7797
AISI 1045	Templado y rev 540°C	830	690	207000	79300	7797
AISI 1060	Laminado en caliente	680	370	207000	79300	7797
AISI 1080	Laminado en caliente	770	420	207000	79300	7797
AISI 1095	Laminado en caliente	830	460	207000	79300	7797

Continúa en la siguiente página...

Tabla D.1 – Continuación de la página anterior

AISI	**Tratamiento**	S_{ut} **(MPa)**	S_y **(MPa)**	E **(MPa)**	G **(MPa)**	ρ **(kg/m^3)**
AISI 1095	Templado y rev 315°C	1260	1070	207000	79300	7797
Aceros Aleados						
AISI 1137	Estirado en frio	720	620	207000	79300	7797
AISI 1137	Templado en ac 315°C	1000	830	207000	79300	7797
AISI 1144	Estirado en frio	700	590	207000	79300	7797
AISI 1144	Templado en ac 315°C	1100	930	207000	79300	7797
AISI 4130	Normalizado	670	440	207000	79300	7797
AISI 4130	Templado y rev 315°C	1280	1170	207000	79300	7797
AISI 4130	Templado y rev 425°C	1090	1000	207000	79300	7797
AISI 4130	Templado y rev 540°C	900	830	207000	79300	7797
AISI 4140	Normalizado	1020	655	207000	79300	7797
AISI 4140	Templado y rev 315°C	1570	1380	207000	79300	7797
AISI 4140	Templado y rev 425°C	1380	1300	207000	79300	7797
AISI 4140	Templado y rev 540°C	1170	1100	207000	79300	7797
AISI 4340	Normalizado	1280	860	207000	79300	7797
AISI 4340	Templado y rev 315°C	1720	1570	207000	79300	7797
AISI 4340	Templado y rev 425°C	1470	1380	207000	79300	7797
AISI 4340	Templado y rev 540°C	1170	1080	207000	79300	7797
AISI 8620	Normalizado	530	385	207000	79300	7797
AISI 8620	Templado y rev 315°C	1310	1210	207000	79300	7797
Aceros Inoxidables						
AISI 304	Recocido	565	260	190000	73100	7747

Continúa en la siguiente página...

Tabla D.1 – Continuación de la página anterior

AISI	**Tratamiento**	S_{ut} **(MPa)**	S_y **(MPa)**	E **(MPa)**	G **(MPa)**	ρ **(kg/m^3)**
AISI 304	Trabajado en frio	860	690	190000	73100	7747
AISI 316	Recocido	515	205	190000	73100	7747
AISI 316	Trabajado en frio	860	690	190000	73100	7747
AISI 410	Recocido	480	275	200000	78000	7750
AISI 410	Templado y rev 315°C	1400	1170	200000	78000	7750
AISI 416	Recocido	515	275	200000	78000	7750
AISI 416	Templado y rev 315°C	1310	1140	200000	78000	7750

D.2 Materiales Extendidos (Matweb)

Tabla D.2: PROPIEDADES DE MATERIALES EXTENDIDOS

Designación	**Tratamiento**	S_{ut} **(MPa)**	S_y **(MPa)**	E **(MPa)**	G **(MPa)**	ρ **(kg/m^3)**
Aceros al Carbono						
AISI 1010	Laminado en caliente	320	180	207000	79300	7797
AISI 1010	Estirado en frio	370	310	207000	79300	7797
AISI 1018	Laminado en caliente	400	220	207000	79300	7797
AISI 1018	Estirado en frio	440	370	207000	79300	7797
AISI 1035	Laminado en caliente	495	270	207000	79300	7797
AISI 1035	Estirado en frio	550	460	207000	79300	7797
AISI 1050	Laminado en caliente	620	340	207000	79300	7797
AISI 1050	Estirado en frio	690	580	207000	79300	7797
AISI 1050	Estirado en frio (alta res.)	1050	870	207000	79300	7797
AISI 1060	Templado y rev 425°C	760	640	207000	79300	7797
AISI 1070	Laminado en caliente	720	390	207000	79300	7797
AISI 1070	Templado y rev 315°C	1280	1130	207000	79300	7797
Aceros Aleados						
AISI 4150	Normalizado	1060	710	207000	79300	7797
AISI 4150	Templado y rev 315°C	1650	1480	207000	79300	7797
AISI 4150	Templado y rev 425°C	1430	1340	207000	79300	7797
AISI 4150	Templado y rev 540°C	1210	1140	207000	79300	7797
AISI 5140	Templado y rev 425°C	1090	980	207000	79300	7797
AISI 5160	Templado y rev 425°C	1310	1210	207000	79300	7797

Continúa en la siguiente página...

Tabla D.2 – Continuación de la página anterior

Designación	**Tratamiento**	S_{ut} **(MPa)**	S_y **(MPa)**	E **(MPa)**	G **(MPa)**	ρ **(kg/m^3)**
AISI 8640	Templado y rev 315°C	1570	1460	207000	79300	7797
AISI 8640	Templado y rev 425°C	1380	1310	207000	79300	7797
AISI 8640	Templado y rev 540°C	1170	1100	207000	79300	7797
AISI 9310	Templado y rev 315°C	1170	1000	207000	79300	7797
Aceros Inoxidables						
AISI 302	Recocido	515	205	190000	73100	7747
AISI 303	Recocido	620	240	190000	73100	7747
AISI 440C	Recocido	515	205	200000	78000	7750
AISI 440C	Templado y revenido	860	690	200000	78000	7750
17-4 PH	Condición H900	480	275	197000	77000	7780
17-4 PH	Condición H1025	1400	1170	197000	77000	7780

Anexo E: Diagrama de Flujo de la Aplicación

A continuación se presenta el diagrama de flujo general que detalla la arquitectura de ejecución y el orden de los procesos internos del sistema computacional, desde el ingreso de datos hasta la generación de reportes y gráficas.

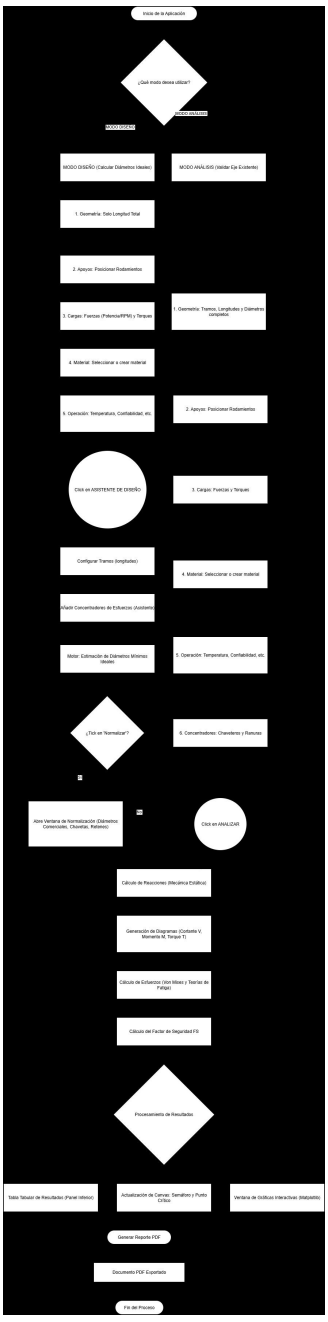


Figura E.1: Diagrama de flujo general del funcionamiento del programa.

Anexo F: Manual de Usuario del Software

Sistema de Diseño y Análisis de Ejes

MANUAL DE INSTRUCCIONES

Gudiño Johan

ÍNDICE

- Introducción al sistema 03
- Presentación de la aplicación 04
- Ventanas de inicio 05
- Explicación general 08
- Proceso análisis 29
- Proceso diseño 30

Anexo F: Manual de Usuario del Software

INTRODUCCIÓN

Este manual de usuario describe el funcionamiento, alcance y la forma operativa del Sistema de Diseño de Ejes de Transmisión. Esta herramienta computacional ha sido desarrollada para optimizar el proceso de ingeniería en el cálculo, validación y dimensionamiento de ejes sometidos a cargas espaciales, combinando el rigor del cálculo analítico con un entorno de trabajo gráfico e intuitivo.

El objetivo principal del software es proporcionar una plataforma unificada que permita al usuario abordar el problema desde dos enfoques fundamentales:

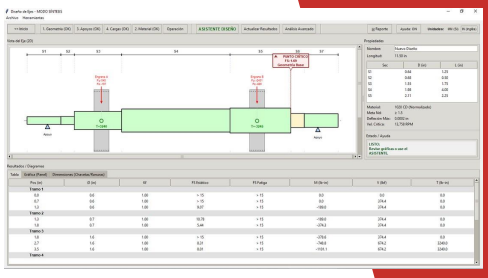
- **Diseño (Síntesis): Generar una geometría a base de elementos propuestos.**
- **Análisis (Validación): Permitir al usuario verificar diseños propios.**

PRESENTACIÓN DE LA APLICACIÓN

1. La aplicación busca promover el proceso de análisis y diseño de ejes, permitiendo un sistema de cálculo rápido y verificación de resultados.

2. Análisis: El modo análisis permite al usuario corroborar que el diseño previo que posee sea determinado sus diagramas de esfuerzo, reacciones y factores de seguridad reales bajo condiciones operativas específicas.

3. Diseño: El modo diseño permite al usuario generar y proponer geometrías y diámetros escalonados a partir de las consideraciones iniciales(cargas, apoyos, concentradores), con una meta del factor de seguridad (Ciclaje de vida útil).



Anexo F: Manual de Usuario del Software

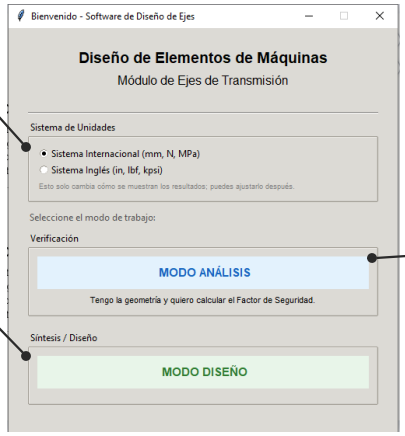
VENTANA DE INICIO

SISTEMA DE UNIDADES

El usuario elige en qué sistema de unidades quiere iniciar el programa

MODO DISEÑO

Permite ingresar al modo diseño con todas las características necesarias para obtener un diseño de eje propuesto



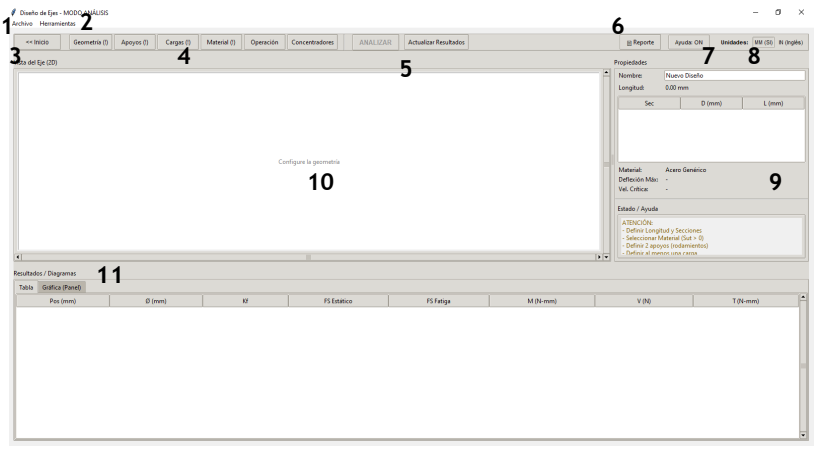
MODO ANALISIS

¨Permite ingresar al modo análisis con todas las características para comprobar resultados de un diseño previo

ANÁLISIS

AL ENTRAR EN MODO ANÁLISIS VAMOS A ENCONTRAR LOS SIGUIENTES APARTADO

1. ARCHIVO
2. HERRAMIENTAS
3. INICIO
4. BOTONES DE CONFIGURACION
5. ANALIZA/ ACTUALIZAR
6. REPORTE
7. AYUDA
8. SISTEMA DE UNIDADES
9. DATOS DE CONFIGURACION
10. VISTA 2D
11. RESULTADOS/ INFO

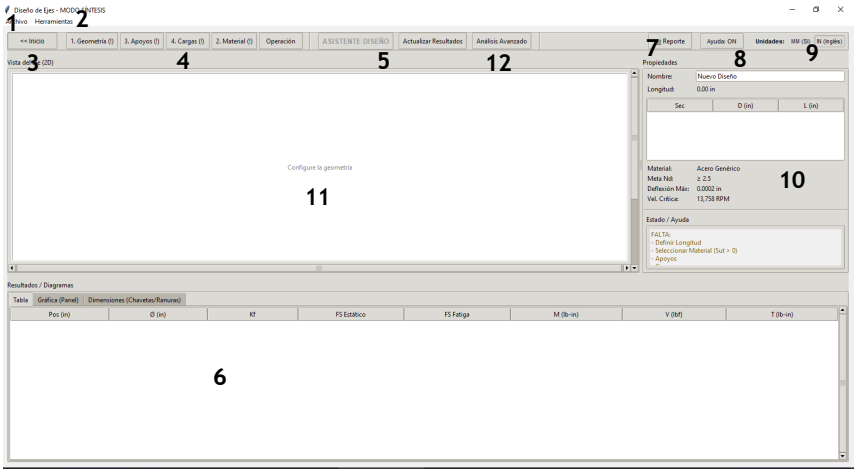


Anexo F: Manual de Usuario del Software

1. ARCHIVO
2. HERRAMIENTAS
3. INICIO
4. BOTONES DE CONFIGURACION
5.B ASISTENTE/ ACTUALIZAR
6. REPORTE
7. AYUDA
8. SISTEMA DE UNIDADES
9. DATOS DE CONFIGURACION
10. VISTA 2D
11. RESULTADOS/ INFO
12. ANALISIS AVANZADO

DISEÑO

AL ENTRAR EN MODO DISEÑO VAMOS A ENCONTRAR LOS SIGUIENTES APARTADO



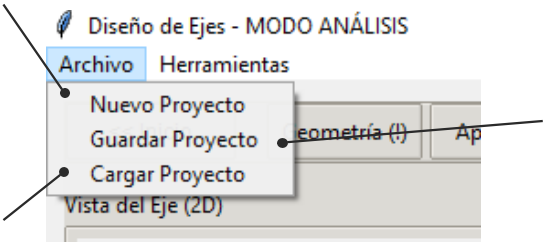
1.-ARCHIVO (IGUAL EN AMBAS VENTANAS)

NUEVO PROYECTO

Permite borrar toda la información para que el usuario realice un proceso desde cero

CARGAR PROYECTO

Permite al usuario cargar los archivos de proyectos pasados.



GUARDAR PROYECTO

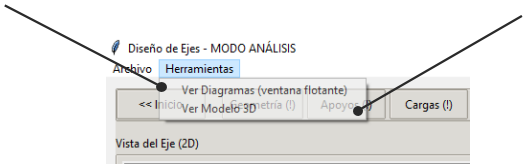
Permite al usuario guardar el proyecto en el estado actual.

Anexo F: Manual de Usuario del Software

2.-HERRAMIENTAS (IGUAL EN AMBAS VENTANAS)

VER DIAGRAMAS

Permite ver una ventana donde se puede ver la descomposición de fuerzas en cada plano



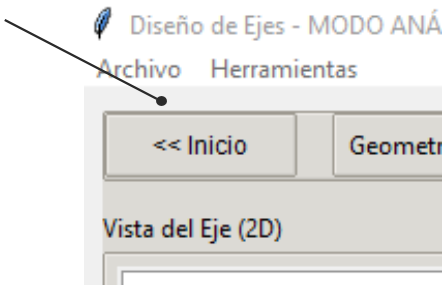
VER MODELO 3D

Genera un modelo 3d para una visualización

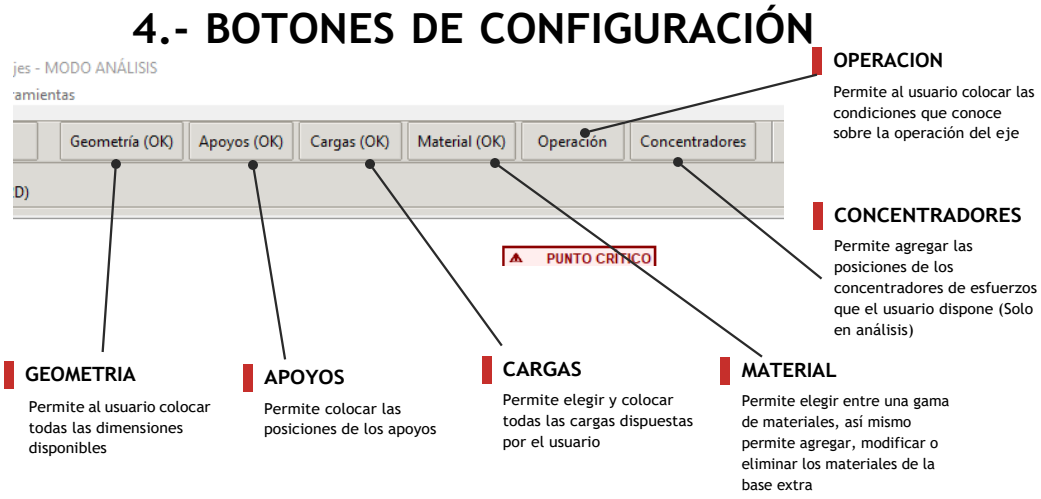
3.-INICIO (IGUAL EN AMBAS VENTANAS)

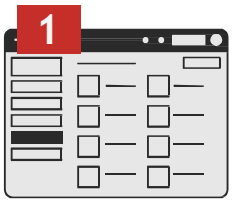
INICIO

Permite volver a la ventana de inicio, si hay información se avisará al usuario para que no pierda los datos

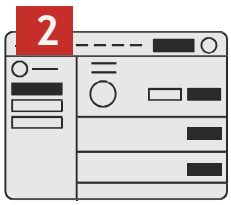


Anexo F: Manual de Usuario del Software

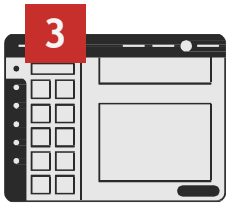




El usuario asignará la dimensión de la longitud total del eje (Solo se pide este apartado en modo diseño)

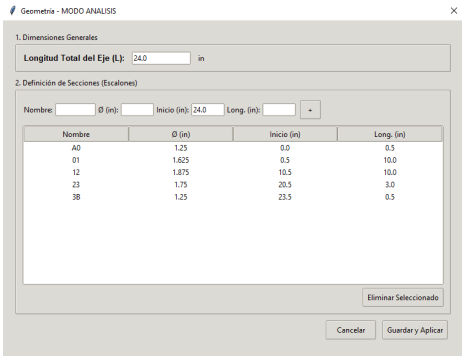


El usuario colocará las dimensiones por cada tramo del eje, la forma será poner el punto de inicio y la longitud del tramo, además se pondrá el diámetro del tramo y un nombre para diferenciarlo

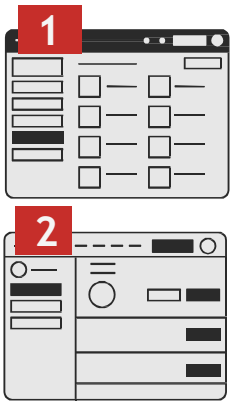


Terminado el proceso, se presionara en guardar y aplicar, caso contrario si desea cambiar el tramo deberá eliminarlo y volver a configurar

Geometría



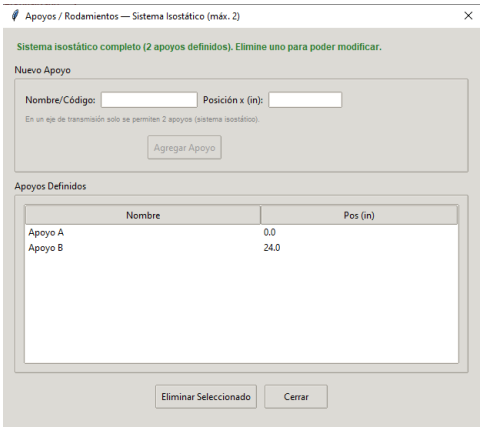
Anexo F: Manual de Usuario del Software

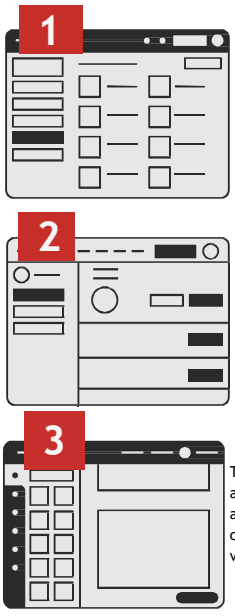


El usuario asignará el nombre y posición de los apoyos, solo se tendrá en cuenta 2 apoyos para el análisis (La ventana de apoyos será igual en ambos modos)

Cuando se tenga los apoyos se cerrará la ventana y se aplicaran automáticamente

Apoyos(Igual en ambas ventanas)



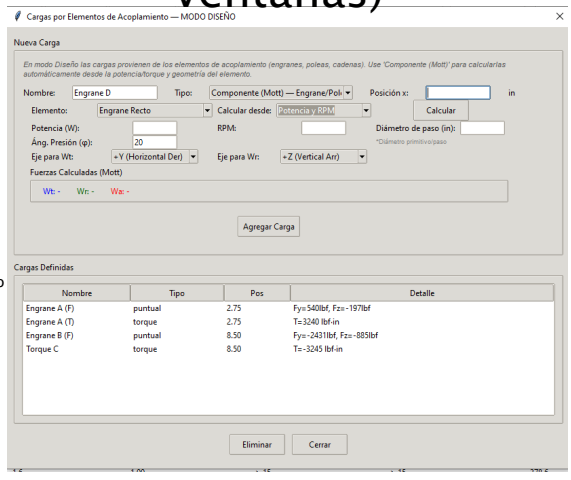


Ingresos de carga: Cargas manual y componentes de Mott
El usuario elige el tipo de carga a implementar y la posición donde va a actuar la carga

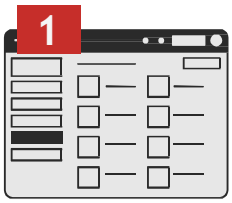
Carga Manual: Permite colocar fuerzas concentradas en una coordenada longitudinal, fuerzas concentradas uniformemente a lo largo de un tramo específica del eje y momentos de torsión aplicados directamente.
Elemento de Mott: Puede arrancar el análisis ingresando la Potencia y RPM del motor, introduciendo el Torque Directo, o a partir de una Fuerza Tangencial

Terminado el proceso, se guardarán automáticamente las cargas y se aplican, caso contrario si desea cambiar cargas deberá eliminarlas y volver a configurar

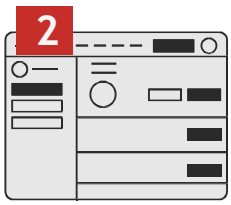
Cargas(Igual en ambas ventanas)



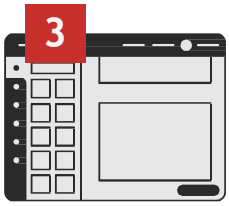
Anexo F: Manual de Usuario del Software



El usuario puede buscar los materiales a partir de las bases de datos disponibles, caso contrario puede: 1.- Cargar su propia base (Se guardará como la nueva base extendida
2.- Crear, modificar o editar de la base de datos extendida

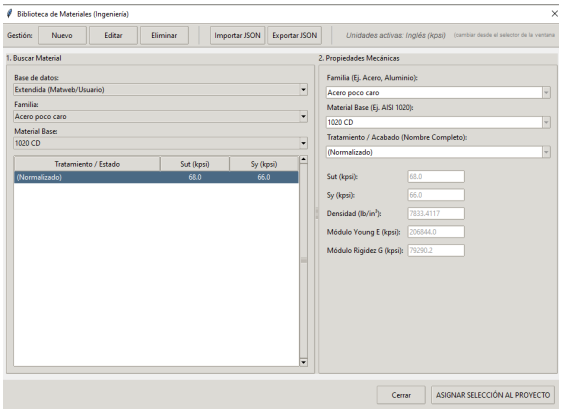


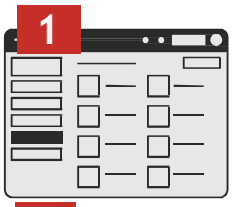
Para el ingreso de nuevos materiales es indispensable que el usuario conozca Sut y Sy, debe recordar que debe colocarse en el sistema que esté trabajando



Si el usuario ya tiene el material seleccionado de la base de datos (En el recuadro inferior) se debe poner en asignar al proyecto

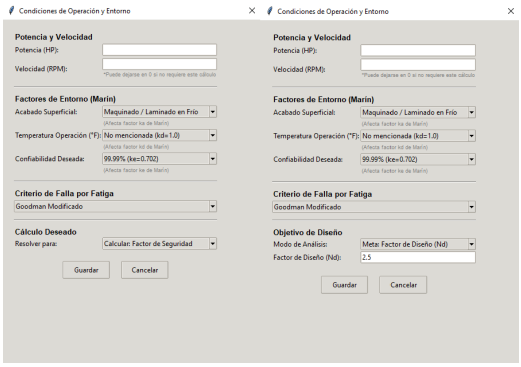
Material(Igual en ambas ventanas)

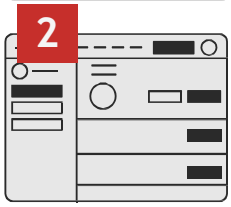




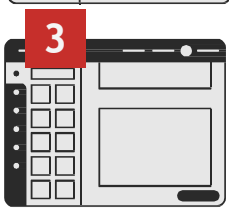
Si el usuario puede ingresar los datos en el apartado de:
Potencia y velocidad
Factores de Entorno
Criterio de falla

Operación



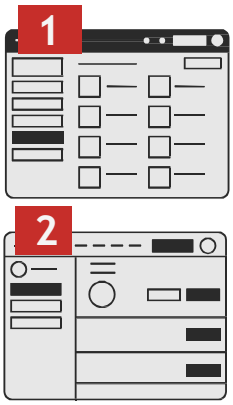


Modo Análisis:
El usuario pone qué es lo que desea conocer (Factor/ Ciclaje)
Modo Diseño:
El usuario pone para que queremos el diseño (Factor/ Ciclaje)



Se presionará Guardar si el usuario considera que todos los datos son correctos

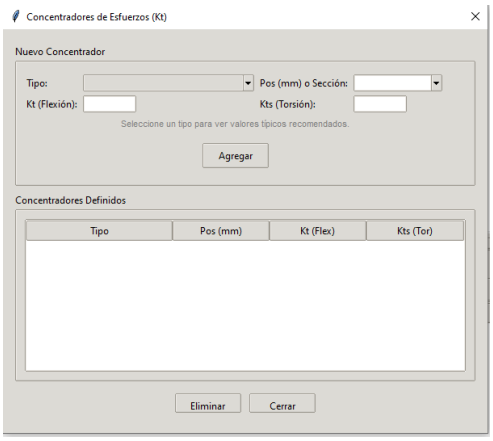
Anexo F: Manual de Usuario del Software



El usuario asignará el tipo de concentrador y la posición, si conoce el Kt y Kts lo puede definir de manera manual, caso contrario se tomará un estándar

El usuario debe poner en agregar después de poner todos los datos del concentrador y si se desea quitar un concentrador se selecciona el concentrador y eliminar

Concentradores (Solo en Análisis)



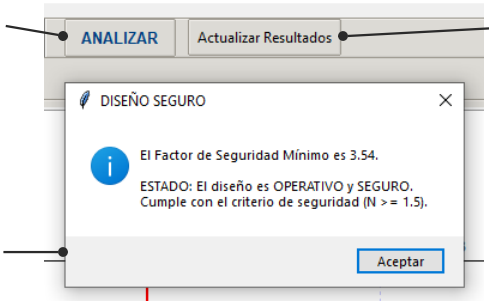
5.A.- ANALIZAR/ ACTUALIZAR

ANALIZAR

Generará el análisis de todos los datos ingresados por el usuario

PANEL INFORMATIVO

Se le menciona el estado del diseño propuesto por el usuario y el factor de seguridad mínimo



ACTUALIZAR RESULTADOS

Permite actualizar los datos previos si se realizó cambios

Anexo F: Manual de Usuario del Software

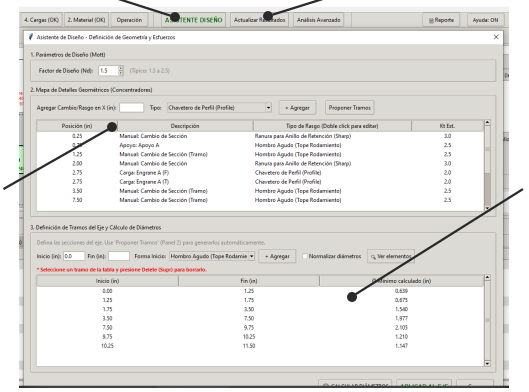
5.B.- ASISTENTE/ ACTUALIZAR

ANALIZAR

Desplegara el menú de asistente de diseño

ACTUALIZAR RESULTADOS

Actualizara los datos de manera dinámica si se ha cambiado los datos previos

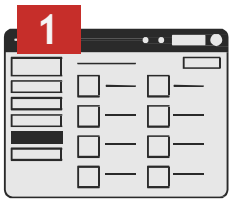


VENTANA DEL ASISTENTE DE DISEÑO

Se abrirá la venta de asistente de diseño para configurar a manera del usuario.

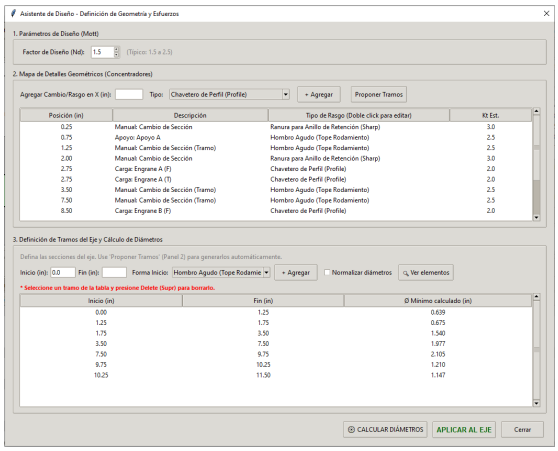
PANEL NÚMERO 4

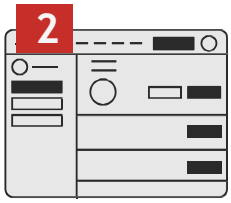
Tabla de diámetros sugeridos para los tramos mencionados.



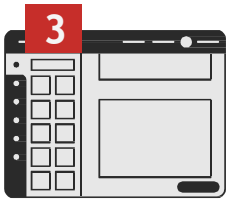
Permite al usuario verificar si está correcto su factor de seguridad al que se va a diseñar el eje

Asistente de diseño



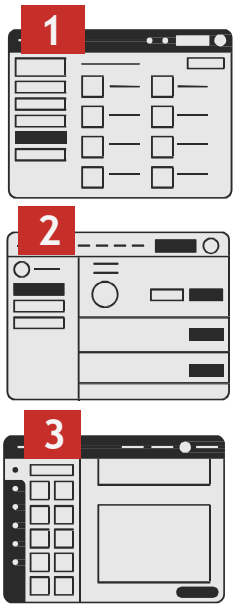


Avisa al usuario los tipos de concentradores en cada posición, adicionalmente se le permite agregar dependiendo del tipo de concentrador, estos concentradores están centrados en el acople



Se le permite al usuario desarrollar sus propios tramos y el tipo de cambio de sección, caso contrario se tomará a partir de las cargas. El usuario puede elegir si normalizar el eje (Marcar en normalizar) o no, el diámetro final dependerá del usuario.

Anexo F: Manual de Usuario del Software

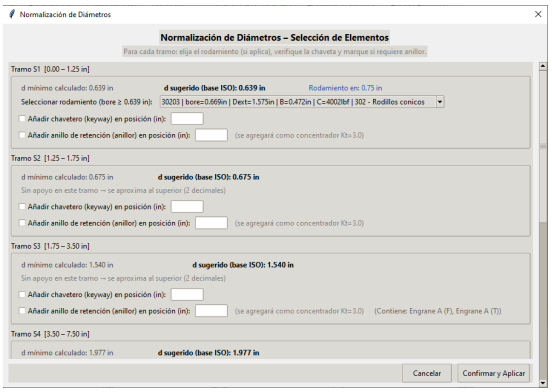


Según los elementos proporcionados para el eje se dará opciones de normalización a partir del diámetro propuesto

Se tomarán en cuenta 3 criterios primero, si hay chavetas, si hay rodamiento y si requiere anillo de retención

Si el usuario considera que ya están todos los elementos que requiere procederá a guardar y aplicar

Normalización de diámetro



6.- REPORTE

REPORTE

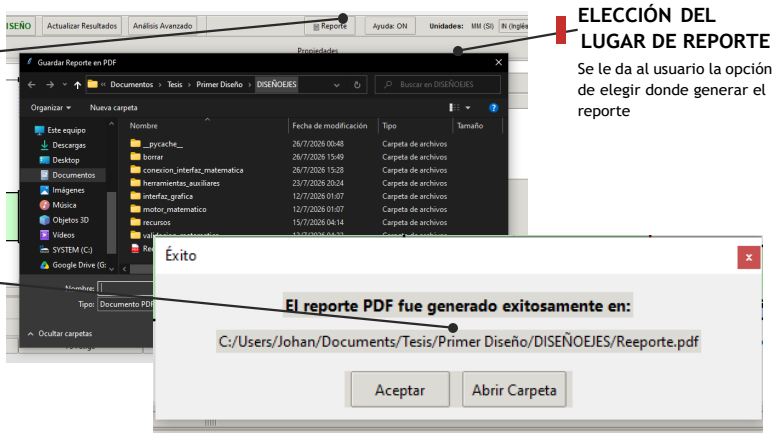
Al poner en reporte se le dará al usuario la opción de generar un reporte del análisis o diseño

ELECCIÓN DEL LUGAR DE REPORTE

Se le da al usuario la opción de elegir donde generar el reporte

GENERACION CORRECTA

Al finalizar de guardar el reporte permite abrir la carpeta del reporte



Anexo F: Manual de Usuario del Software

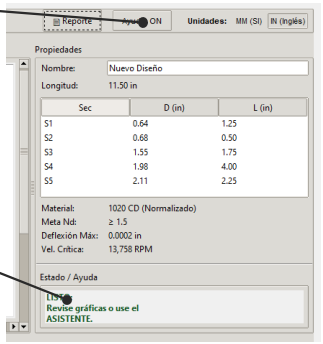
7.- AYUDA

AYUDA

Permite activar o desactivar los indicativos sobre los datos que faltan ingresar

ESTADO

Avisa si están completos todos los datos necesarios para realizar el proceso de Análisis/Diseño



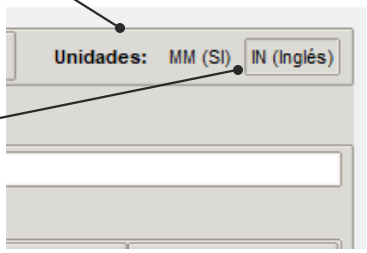
8.- SISTEMA DE UNIDADES

UNIDADES

Mostrará el sistema de unidades elegido y en el que se encuentra trabajando

CAMBIO DE UNIDADES

El usuario puede cambiar las unidades en cualquier momento (Se actualizarán los datos al sistema correspondiente)



Anexo F: Manual de Usuario del Software

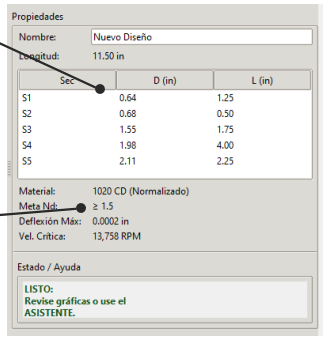
9.- DATOS DE CONFIGURACION

CONFIGURACION DE GEOMETRIA

Avisa al usuario la configuración de geometría del eje

CONFIGURACION DE TRABAJO

Avisa las configuraciones pares el trabajo del eje



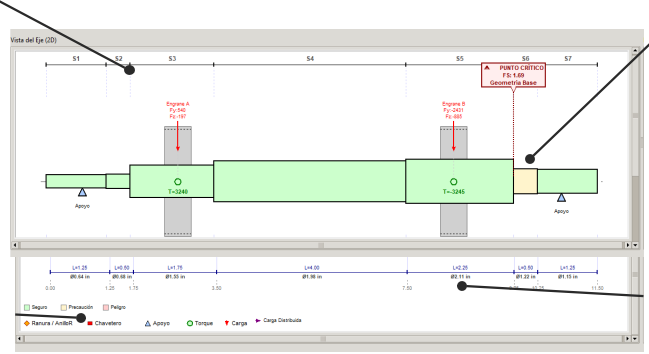
10.- VISTA 2D

NOMBRES DE TRAMOS

Indicativos de elementos en tramos

ACTUALIZAR RESULTADOS

Gráfico 2d con indicativos visuales del eje



INFORMACION DE LOS TRAMOS

Indica cuales son las configuraciones de la geometría de los tramos

ELEMENTOS

Se muestra que tipo de elementos y que representa cada uno, además de los colores de secciones

Anexo F: Manual de Usuario del Software

11.- RESULTADOS / INFO

TABLA

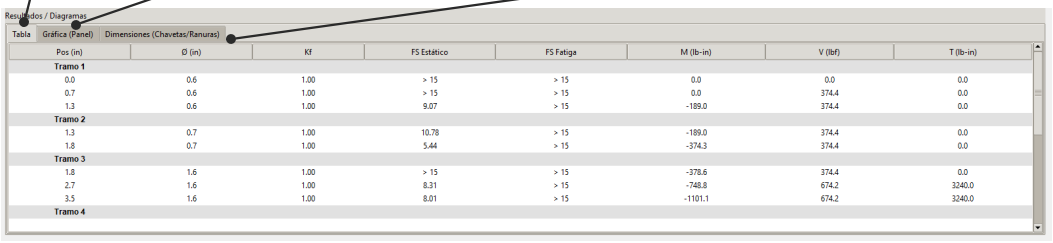
Muestra la tabla de tramos y con las cargas aplicadas, diámetros y los factores de diseño

GRAFICA

Permite ver las gráficas de los resultantes de las cargas aplicadas

DIMENSIONES (SOLO DISEÑO)

Se muestran los datos de los elementos para acople (Chavetas y ranuras)



Pos (in)	Ø (in)	Kf	FS Estático	FS Fatiga	M (lb-in)	V (lbf)	T (lb-in)
Tramo 1							
0.0	0.6	1.00	> 15	> 15	0.0	0.0	0.0
0.7	0.6	1.00	> 15	> 15	0.0	374.4	0.0
1.3	0.6	1.00	9.07	> 15	-189.0	374.4	0.0
Tramo 2							
1.3	0.7	1.00	10.78	> 15	-189.0	374.4	0.0
1.8	0.7	1.00	5.44	> 15	-374.3	374.4	0.0
Tramo 3							
1.8	1.6	1.00	> 15	> 15	-378.6	374.4	0.0
2.7	1.6	1.00	8.31	> 15	-748.8	674.2	3240.0
3.5	1.6	1.00	8.01	> 15	-1101.1	674.2	3240.0
Tramo 4							

12.- ANÁLISIS AVANZADO (MODO DISEÑO)

DEFLEXIÓN Y PENDIENTE

Permite conocer la deflexión y pendiente que se generará

DISEÑO DE CHAVETA

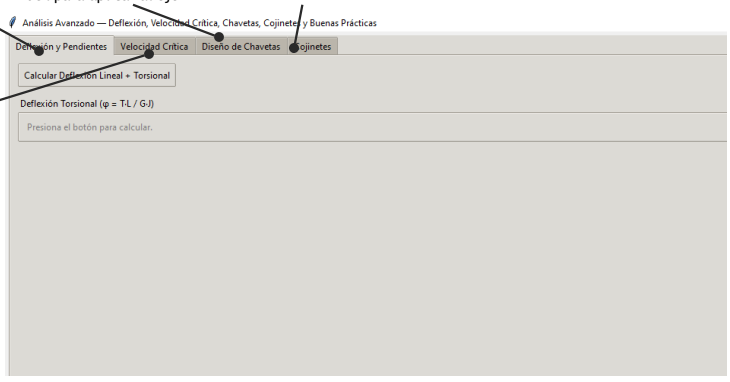
Pequeño apartado para avisar si la longitud de la chaveta es útil para aplicar al eje

COJINETE

Pequeño apartado para avisar al usuario que va a pasar bajo las cargas con el cojinete del rodamiento

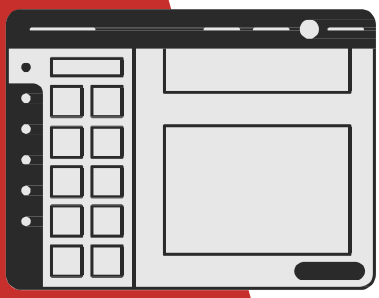
VELOCIDAD CRITICA

Permite conocer la velocidad critica del eje



Anexo F: Manual de Usuario del Software

Proceso de Análisis



PASO NÚMERO 1
Configurar la geometría del eje

PASO NÚMERO 2
Colocar los apoyos

PASO NÚMERO 3
Colocar las cargas

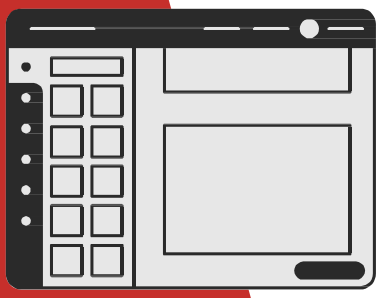
PASO NÚMERO 4
Asignar el material

PASO NÚMERO 5
Colocar las condiciones de operación

PASO NÚMERO 7
Colocar los concentradores que conoce el usuario

PASO NÚMERO 8
Presionar analizar

Proceso de diseño



PASO NÚMERO 1
Configurar la longitud del eje

PASO NÚMERO 2
Colocar los apoyos

PASO NÚMERO 3
Colocar las cargas

PASO NÚMERO 4
Asignar el material

PASO NÚMERO 5
Colocar las condiciones de operación

PASO NÚMERO 7
Presionar en análisis y colocar los tramos y/o concentradores

PASO NÚMERO 8
Definir si normalizar el eje o no y aplicar al eje

PASO EXTRA
Si se normaliza elegir los elementos a normalizar

Anexo F: Manual de Usuario del Software

Johan Gudiño

AYUDA Y SOPORTE TÉCNICO

TELÉFONO

j0993988225

CORREO

johanred62@gmail.com

REDES SOCIALES

@minejohanx

Anexo G: Extractos del Código Fuente

El siguiente anexo muestra las partes fundamentales del sistema. Para resolver los cálculos, el núcleo matemático procesa la estructura en un único flujo de ejecución, totalmente desvinculado de las vistas gráficas.

```
def analizar_completo(self, estado_eje: Dict[str, Any]) -> Dict[str, Any]:
    self._validar_datos(estado_eje)

    # Resolvemos la estática y dinámica del eje en secuencia
    diag_cuerpo = self.calcular_diagramas_cuerpo_libre(estado_eje)
    esfuerzos_locales = self._calcular_esfuerzos(estado_eje, diag_cuerpo)

    fs_calculados = self._calcular_factores_seguridad(estado_eje,
   esfuerzos_locales)
    curva_elastica = self.calcular_deflexion(estado_eje, diag_cuerpo)

    # Rayleigh para las vibraciones
    rpm_critica = self.calcular_velocidad_critica(estado_eje,
   curva_elastica)

    return {
        'graficos': diag_cuerpo,
        'factores_seguridad': fs_calculados,
        'deflexion': curva_elastica,
        'velocidad_critica': rpm_critica
    }
```

Acá se nota cómo se integran las etapas de ingeniería. A partir del estado actual entran las cargas y salen los resultados de fatiga y deflexión listos para graficarse.

Cálculo de fuerzas cortantes y flectores

En vez de usar funciones de singularidad, se discretizó el eje y acumulamos fuerzas por el método de secciones.

```
for index_x, pos_x in enumerate(x):
    if pos_x >= x_a: Vy[index_x] += RAy
    if pos_x >= x_b: Vy[index_x] += RBy

    # Momentos acumulados hacia la izquierda del punto evaluado
    if pos_x > x_a:
        Mz[index_x] += RAy * (pos_x - x_a)
        My[index_x] -= RAz * (pos_x - x_a)

    if pos_x > x_b:
        Mz[index_x] += RBy * (pos_x - x_b)
```

```
        My[index_x] -= RBz * (pos_x - x_b)
```

Esta integración directa hace que el diagrama de cuerpo libre se vaya construyendo paso a paso sin errores de redondeo excesivos.

Asistente para dimensionar diámetros (Iteración)

Debido a que la sensibilidad a la muesca y el factor de tamaño dependen del diámetro que apenas estamos calculando, se implementó un bucle que busca converger hacia la dimensión real.

```
def _calcular_diametro_minimo(...) -> float:
    d_aproximado = 20.0

    for iteracion in range(100):
        limite_resistencia, _ = self.controlador.calculador._factores_marin
    (estado_eje, d_aproximado)

        q_muesca = self.controlador.calculador._sensibilidad_muesca(
    d_aproximado, Sut)
        k_fatiga = 1 + q_muesca * (kt_local - 1)

        # Base de teoría de falla
        termino_a = 2 * k_fatiga * M_i
        termino_b = math.sqrt(3) * Kfs * T_i

        base_cubica = (16 * Nd / math.pi) * (termino_a / limite_resistencia
     + termino_b / Sut)
        d_calculado = base_cubica ** (1 / 3)

        tolerancia = abs(d_calculado - d_aproximado) / d_calculado
        d_aproximado = d_calculado

        if tolerancia <= 0.001:
            break
```

El cálculo iterativo inicia a partir de una estimación preliminar de 20 mm. El bucle recalcula el factor de fatiga y corrige el diámetro de forma sucesiva hasta que la diferencia entre iteraciones consecutivas resulta menor al 0.1 %.

Control de la geometría desde la ventana principal

La rutina de control verifica que las secciones del eje mantengan continuidad geométrica sin espacios no asignados antes de proceder con el cálculo global.

```
def guardar_cambios_geometria(self) -> None:
    suma_tramos = 0.0
```

```
    for item in lista_escalones:
        suma_tramos += l_si
        secciones_finales.append({
            'diametro': round(d_si, 4),
            'longitud': round(l_si, 4)
        })

    if abs(suma_tramos - L_total_si) > 0.1:
        raise ValueError("Error: La suma de tramos no iguala la longitud
    total del eje.")

    self.eje.definir_geometria(round(L_total_si, 4), secciones_finales)
```

Hacer esto antes de pasar los datos al modelo evita caídas en las funciones de integración si por error el usuario no cubrió todo el largo del eje.