UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPÁN

FACULTAD DE INGENIERÍA, ARQUITECTURA Y URBANISMO

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÀNICA ELÉCTRICA

TESIS

DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD DE 1 A 100 RPM CON RELACIÓN DE VELOCIDADES VARIABLES UTILIZANDO UN SOFTWARE DE PROGRAMACIÓN

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

Autor:

Bach. Navarro Vásquez José Eusebio

https://orcid.org/0000-0001-7807-9845

Asesor:

Mg. Rojas Coronel Ángel Marcelo

https://orcid.org/0000-0002-2720-9707

Línea de Investigación:

Infraestructura, Tecnología y Medio Ambiente

Pimentel – Perú

2021

APROBACIÓN DEL JURADO

DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD DE 1 A 100 RPM CON RELACIÓN DE VELOCIDADES VARIABLES UTILIZANDO UN SOFTWARE DE PROGRAMACIÓN

APROBACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN

Mg. Silvia Yvone Gastiaburú Morales
Presidente del jurado de tesis

Mg. Juan Carlos Vives Garnique
Secretaria del jurado de tesis

Mg. Ángel Marcelo Rojas Coronel
Vocal del jurado de tesis

DEDICATORIA

Dedicado a mis padres y hermanos por el apoyo incondicional, especialmente a mi madre y mi recordada hermana, a mis profesores por la inculcación brindada, contribuyendo en nuestra formación profesional, direccionando las enseñanzas para concluir lo emprendido.

Navarro Vásquez José Eusebio

AGRADECIMIENTO

Agradezco a la vida y al que me dio la vida, por permitirme estar aquí. A los docentes, por prepararme para este momento. A mi familia, por apoyarme a lo largo de toda mi carrera. A la prestigiosa universidad por facilitar el desarrollo de mis actividades de aprendizaje.

Navarro Vásquez José Eusebio

RESUMEN

El presente trabajo de tesis tuvo como objetivo realizar el diseño de un reductor de velocidad de 1 a 100 RPM con relación de velocidades variables utilizando un software de programación. Siguiendo una metodología de diseño se recolectó información de los requerimientos de la máquina para determinar la tabla de especificaciones de ingeniería. Para obtener un diseño adecuado, se propusieron varias alternativas de solución al problema de diseño, el cual quedo definido como: ¿Qué características debe poseer el diseño de un reductor de velocidad variable de 1 a 100 rpm que permita satisfacer las necesidades de potencia y relación de velocidad para trasmisiones hidrostáticas, empleando un software de programación? La selección de la mejor alternativa de diseño se realizó mediante una matriz de selección de criterios ponderados, seguidamente se desarrollaron los cálculos del diseño de los elementos críticos en base a las especificaciones del diseño general. En este aspecto el reductor de velocidad puede trabajar con reducciones de velocidad de 0.64 y 0.36 mínimo en marcha hacia adelante y -0.57 en marcha hacia atrás y un torque máximo de 1221 Nm. Con el modelo desarrollado en SIMSCAPE se verifico el funcionamiento cinemático del reductor y posteriormente, se realizó el proceso de selección de los componentes estándares y se elaboraron los planos de fabricación. Para concluir el trabajo se realizó el análisis económico del diseño propuesto, el cual arrojo un VAN de S/. 2,159.07, un TIR de 15 % y un ROI de 5.53 meses, mostrando que el diseño es económicamente viable.

Palabras claves: Diseño, reductor, variable, software, programación.

ABSTRACT

The objective of this thesis work was to carry out the design of a speed reducer from 1 to 100 RPM with a variable speed ratio using programming software. Following a design methodology, information was collected on the requirements of the machine to determine the engineering specifications table. In order to obtain an adequate design, several alternative solutions to the design problem were proposed, which was defined as: What characteristics should the design of a variable speed reducer from 1 to 100 rpm have in order to satisfy the power and ratio needs? of speed for hydrostatic transmissions, using a programming software? The selection of the best design alternative was made through a selection matrix of weighted criteria, then the design calculations of the critical elements were developed based on the general design specifications. In this aspect, the speed reducer can work with speed reductions of 0.64 and 0.36 minimum in forward motion and -0.57 in reverse motion and a maximum torque of 1221 Nm. With the model developed in SIMSCAPE, the kinematic operation of the reducer was verified and subsequently, the selection process of the standard components was carried out and the manufacturing plans were drawn up. To conclude the work, the economic analysis of the proposed design was carried out, which yielded a NPV of S/. 2,159.07, an IRR of 15% and an ROI of 5.53 months, showing that the design is economically viable.

Keywords: Design, reducer, variable, software, programming.

INFORMACIÓN GENERAL

INDICE

APROBACIÓN DEL JURADO II
DEDICATORIA III
AGRADECIMIENTO IV
RESUMEN V
ABSTRACT VI
INDICE VIII
ÍNDICE DE TABLAS X
ÍNDICE DE FIGURAS XI
I. INTRODUCCIÓN 13
1.1 Realidad problemática 13
1.2 Antecedentes 14
1.3 Descripción del problema 19
1.3.1 Problema general 20
1.3.2 Problemas específicos 20
1.4 Objetivos de la Investigación 20
1.4.1 Objetivo general 20
1.4.2 Objetivos específicos 21
1.5 Justificación de la Investigación 21
1.5.1 Justificación Económica 21
1.5.2 Justificación Técnica 21
1.5.3 Justificación Ambiental 21
1.6 Marco Teórico 22
1.6.1 Sistemas de transmisión 22
1.6.2 Transmisión mecánica 23
1.6.3 Transmisión hidrostática 26
1.6.4 Diseño Mecánico 27
1.6.4.1 Parámetros geométricos y dimensionales de engranajes 27
1.6.4.2 Diseño de Ejes o Árboles 30
1.6.5 Herramientas Informáticas 34
II. MATERIAL Y MÉTODO 39
2.1 Tipo y Diseño de investigación. 39
2.2 Variables y operacionalización de variables 39
2.3 Operacionalización de variables 40
2.4 Población y Muestra 40
2.5 Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad. 40
2.6 Recomendaciones de Diseño y Especificaciones de Ingeniería. 42
2.7 Procedimiento de Análisis de Datos. 42
2.8 Criterios Éticos. 43
III. RESULTADOS 46
3.1 Recopilación de especificaciones de trabajos previos 46
3.2 Especificaciones de ingeniería 47

3.3 Diseño Conceptual 48
3.4 Cálculo y diseño paramétrico de componentes críticos 53
3.4.1 Condiciones de operación 54
3.4.2 Modelo dinámico del reductor de velocidad 57
3.4.2.1 Engranaje solar fijo 58
3.4.2.2 Engranaje de anillo fijo 58
3.4.2.3 Portador de engranajes planetarios fijo 59
3.4.3 Cálculo de esfuerzos en los engranajes 59
3.4.4 Parametrización de las variables de diseño 62
3.5 Simulación por el Método de Elementos Finitos 65
3.6 Sistema de control de velocidad variable 72
3.6.1 Simulación dinámica del reductor de velocidad variable 72
3.7 Selección de componentes estándar 74
3.8 Elaboración de planos 75
3.9 Análisis económico 76
IV. CONCLUSIONES 80
V. RECOMENDACIONES 81
VI. REFERENCIAS 82
ANEXOS 85

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 40
Tabla 2 40
Tabla 3 42
Tabla 4 43
Tabla 5 46
Tabla 6 48
Tabla 7 52
Tabla 8 54
Tabla 9 60
Tabla 10 75
Tabla 11 76
Tabla 12 77
Tabla 13 78

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1..... 23
Figura 2..... 24
Figura 3..... 26
Figura 4..... 28
Figura 5..... 49
Figura 6..... 50
Figura 7..... 51
Figura 8..... 53
Figura 9..... 55
Figura 10..... 56
Figura 11..... 57
Figura 12..... 61
Figura 13..... 63
Figura 14..... 64
Figura 15..... 65
Figura 16..... 66
Figura 17..... 67
Figura 18..... 68
Figura 19..... 71
Figura 20..... 72
Figura 21..... 73
Figura 22..... 74
Figura 23..... 74
Figura 24..... 75

CAPITULO I
INTRODUCCIÓN

I. INTRODUCCIÓN

1.1 Realidad problemática

A nivel mundial en el sector industrial el requerimiento de transmitir potencia con diferentes características de rpm y torque es indispensable para que las maquinas puedan realizar sus funciones, el 46% de máquinas que requieren dispositivos de este tipo son los motores eléctricos, aunque existes otras fuentes de energía que se aprovechan (Londoño, et al. 2013). Un motor es parte de una maquina gracias a la cual puede funcionar todo un sistema, transforma algún tipo de energía en energía mecánica, pero siempre se presenta el caso de que la velocidad nominal a la que operan es mayor que la velocidad de trabajo a la que se requiere para una actividad específica. Ahor bien si los requerimientos de velocidad y potencia de algunas maquinas pueden ser muy variados, se puede dar el caso que los sistemas de transmisión que hay en el mercado no cumplan con las especificaciones de relaciones de transmisión, potencia y tamaño adecuado (Jelaska, 2012).

Alrededor del mundo se tiene siempre la necesidad de utilizar reducciones de velocidad en los motores y constantemente se abarca a utilizar sistemas de reducción más con altas relaciones de transmisión y torques elevados y sobre todo más eficientes debido a la presión mundial en el uso eficaz de los recursos naturales y la energía, (Pham y Ahn, 2018). De las aplicaciones más conocidos a nivel mundial para sistemas por engranajes son las llamadas cajas de engranajes (Gearbox). Debido al desarrollo tecnológico de los últimos años los requerimientos de diseño han aumentado, por lo que se requiere investigaciones se han centradas en desarrollar nuevos métodos de optimización para el diseño de las cajas de engranajes (Qin et al., 2018).

El sistema de transmisión hidráulica es un sistema que transmite potencia a través de un fluido a presión con la finalidad de poder impulsar o mover los componentes de una máquina, equipo o artefacto, se pueden encontrar hoy en día en una seria de aplicaciones donde se requiera la transición de potencias, en los vehículos pesados tiene un uso común debido a la potencia del combustible líquido debe ser significativa (kia, 2021), la velocidad con la que se transmite la potencia es una característica incorporada en las dificultades que se muestran durante su funcionamiento debido a que este parámetro disminuye el torque que

se quiere transmitir y los sistemas deben tener la capacidad de ajustar dicha velocidad que debido a la combustión del motor no es variable (Negociov, 2022).

El sistema de transmisión hidráulica es utilizado en su manera más común en sistemas de maquinaria pesada ya que tiene una capacidad de transmisión de potencia muy rápida pero cuenta con situaciones donde la eficiencia baja cuando se requiere aumentar velocidades o mantener velocidades altas, por lo que al no tener un control en la variación de velocidad no suele ser una opción muy tentativa para automóviles (Sipegato, 2017).

Como se puede apreciar el problema de la transmisión de potencia sobre todo en vehículos pesados es la velocidad a la cual se transmite teniendo problemas al mantenerla estable por lo que se requiere influenciar en diseño de mecanismos que permitan la variación automática variable entre los parámetros de funcionamiento del sistema de transmisión de potencia.

1.2 Antecedentes

De la revisión bibliográfica se ha tomado como antecedentes para este trabajo los que se mencionan líneas abajo. Los antecedentes aquí presentados están organizados a nivel mundial, internacional y nacional.

Pan et al. (2021). En este artículo de investigación los autores presentan una nueva transmisión de presión hidrodinámica (HPT) para el tren de transmisión continuamente variable en aplicaciones de turbinas eólicas. El HPT se compone principalmente del regulador de velocidad continuo (CVR), el mecanismo de aumento de velocidad del engranaje y el sistema electrohidráulico. Al controlar el CVR en HPT, la turbina eólica puede capturar fácilmente la máxima potencia eólica mientras mantiene constante la frecuencia de potencia de salida. Los componentes clave de HPT se modelan y se propone la estrategia de control del sistema de control de frecuencia constante y velocidad variable para HPT. Las prestaciones de control de HPT se verifican y confirman en una configuración de simulación de una turbina eólica a escala completa de 25 kW. Los resultados muestran que la relación de velocidad de punta (TSR) y el coeficiente de potencia de la turbina eólica C_p, donde el TSR puede mantener su valor óptimo de aproximadamente 7.5 bajo una velocidad de viento aleatoria y el coeficiente de potencia C_p también puede obtener el valor óptimo de aproximadamente 0,43 controlando el CVR en HPT. En conclusión, con el sistema de

transmisión hidromecánica la turbina eólica puede capturar la máxima potencia eólica permitiendo un excelente rendimiento para el HPT.

Sun et al. (2021). Los autores de este trabajo propusieron una teoría de diseño de un sistema de transmisión variable con ciclo de potencia (PCVT) con una eficiencia de transmisión mejorada y características de transmisión continuamente variable para preservar las características de los tipos de transmisión, como los accionamientos de fricción, hidrodinámicos e hidráulicos. Este estudio expone la estructura y el principio de funcionamiento de PCVT. Para el análisis de las características vibracionales fue realizado un modelo dinámico, el cual incluye la transmisión de fricción del ciclo de potencia, la transmisión hidrodinámica del ciclo de potencia y la transmisión hidráulica del ciclo de potencia. Se puede concluir que el sistema PCVT, supera la limitación del diseño existente desde la perspectiva del diseño general del sistema y realiza una transmisión de potencia eficiente de los sistemas PCVT de fricción, hidrodinámicos e hidráulicos.

Reddy y Mahato (2021). En este trabajo los autores se enfocaron en el experimento teórico del cálculo, diseño y análisis de caja de cambios monovelocidad de dos etapas para vehículo todo terreno ATV (All-Terrain Vehicle) para BAJA SAE CALIFORNIA 2019. En este trabajo se describe el cálculo realizado para los engranajes helicoidales, ejes compactos y la caja de cambio del ATV. La caja de cambios fue diseñada para reducir el peso y fue diseñada para funcionar en condiciones extremas durante aproximadamente 2 años, además también fue diseñada a medida desde todos los aspectos para una integración adecuada en el ATV con alta eficiencia, ya que la caja de cambios debe integrarse una con transmisión continuamente variable (CVT) y se acoplará con junta UV para transferir el par a las ruedas. En el desarrollo de esta caja de cambios se empleó SOLIDWORKS para el diseño CAD y ANSYS para el análisis estructural de la caja de cambios. En este diseño la relación de transmisión final fue de 7.22 repartido en dos etapas, mientras que el material empleado en el reductor fue el AISI 4340. Finalmente se concluye que la caja de cambios cumple con todas las normas internacionales para ser usados bajo las exigencias de BAJA SAE.

Bao et al. (2020). Los autores de este trabajo realizaron un análisis de la eficiencia del sistema de motor controlado por bomba de una transmisión hidráulica continuamente variable para maquinaria agrícola. El fin de este trabajo fue mejorar la eficiencia de la transmisión variable continua de maquinaria hidráulica (HMCVT), para lo cual principalmente se describió el principio de transmisión HMCVT y los parámetros de

conducción de vehículos medianos y grandes, a la vez que se determinó el esquema de transmisión HMCVT que cumpla con los requisitos reales de su aplicación. Adicionalmente se realizó el modelo de simulación de todo el sistema HMCVT mediante el software SimulationX, y se dieron las curvas de relación entre diferentes velocidades del motor y velocidades de salida HMCVT. El modelo de simulación de HMCVT se empleó para analizar, por ejemplo, la relación entre la velocidad de salida de HMCVT y la relación de desplazamiento. En la simulación también se analizó a fondo el cambio de marcha de la maquina hidráulica de HM1 a HM2 en relación con la eficiencia volumétrica del sistema de motor controlado por la bomba variable de dos vías. Para tres casos de eficiencia volumétrica 90%, 80%, 75%, fueron analizados los cambios con respecto al tiempo de parámetros como la velocidad de salida y el caudal de salida del motor, la diferencia de velocidad, la velocidad de salida HMCVT, el par, la diferencia de presión, el tirón y la fricción deslizante. De lo que se concluye que la eficiencia tiene un impacto no significativo sobre los parámetros antes mencionados.

Xia, G. et al. (2020). En este trabajo fue implementado una estrategia de control integrado para la transmisión hidromecánica continuamente variable de un tractor. En este trabajo basándose en la estimación de la resistencia de trabajo, se utilizó un algoritmo de lógica difusa para diseñar la ley de compensación del acelerador. Además, considerando la máxima potencia motriz de un tractor como objetivo del control de la velocidad variable, se estableció un modelo para la eficiencia de una transmisión variable continua hidromecánica y la ley de control para la relación de desplazamiento de la transmisión con la potencia motriz máxima del tractor en cualquier condición de trabajo. Sobre la base del algoritmo PID de la red neuronal wavelet, fue diseñada la ley de control de la regulación, y los parámetros de control PID se corrigieron en tiempo real durante el proceso de control. Por otra parte, en el modelado y simulación de MATLAB/Simulink y la prueba de verificación del vehículo real, los resultados mostraron que la influencia de la fluctuación de la eficiencia de la transmisión sobre la potencia motriz de todo el vehículo, el retraso de respuesta del sistema de motor controlado por bomba y el efecto de la fuga en el control de velocidad variable y la fluctuación de la resistencia de trabajo se resuelven mediante el estudio de la estrategia de control de transmisión de velocidad variable de transmisión variable continua hidromecánica. Los resultados demuestran que esta estrategia mejora la estabilidad de la velocidad del tractor y asegura la calidad del trabajo, mejorando así la capacidad del tractor para adaptarse a entornos de trabajo complejos.

Xia, Y. et al. (2020). Los autores en este trabajo plantearon realizar un estudio sobre el método de diseño de un nuevo sistema de transmisión hidromecánica continuamente variable. En este estudio, los parámetros estructurales primarios se calcularon primero con respecto al PCHMCVT para el tractor Dongfanghong 1302R y en función de la tracción requerida del tractor. Además, la estructura de transmisión original fue mejor con el propósito de mejorar la eficiencia de la transmisión en el modo de marcha atrás a través del análisis de simulación. A partir de entonces y de acuerdo con los requisitos de velocidad del tractor y la relación de velocidad en condición continua de PCHMCVT, fueron diseñados dos marchas y cinco modos de trabajo (cuatro modos de avance y uno de retroceso) para mantener el tractor funcionando con alta eficiencia en diferentes modos de conducción. Para este diseño los resultados aseguran el mantenimiento de la eficiencia de la transmisión en más del 80% en diferentes modos de conducción, lo cual se verifica con un análisis de simulación de las características básicas del tractor. En conclusión, por la mejora en sus características se demostró la viabilidad del método de diseño PCHMCVT.

Qin et al. (2019). En este artículo de investigación los autores presentaron el diseño y evaluación de reductores planetarios de dos etapas para maquinaria industrial especial. Este estudio involucra en el diseño inicial de macrogeometría, modificación de flancos de engranajes, análisis estático y dinámico y verificación experimental de una caja de engranajes planetarios de dos etapas. En comparación con la simulación de error de transmisión estática tradicional, este estudio presenta un análisis novedoso del error de transmisión dinámica general de la caja de cambios. En esta investigación también se analiza la flexibilidad modal para determinar la posibilidad de resonancia en la caja de cambios. Como resultado, la fuerza de este sistema de engranajes queda garantizada por un diseño macro. La eficiencia del sistema de transmisión de energía también se perfecciona con la mejora de la vibración. El resultado de la prueba de banco final del prototipo también es bastante satisfactorio, lo que da como conclusión que se verifica la corrección del método de simulación teórico presentado en esta investigación.

Zhang et al. (2018). En este trabajo se realizó el diseño de optimización en el rendimiento de distribución de carga dinámica para un reductor de velocidad de motor en la rueda basado en un algoritmo genético. En este trabajo los autores implementaron un modelo dinámico de la transmisión de engranajes planetarios y determinaron varios parámetros de diseño que tienen una influencia significativa en el rendimiento del reductor, como son: el

par de entrada, par de freno, excitación de la rigidez variable con el tiempo y el factor de carga. También se realizó el análisis del factor de influencia en el rendimiento de carga compartida del reductor de engranajes. Además, se realizó un estudio comparativo sobre la optimización única basada en el algoritmo genético. Los resultados de la investigación muestran que la optimización de un solo objetivo basada en el factor de carga promedio es mejor que el de la optimización multiobjetivo, siendo que la optimización basada en el factor de carga promedio mínimo es adecuada para las ocasiones en las que se requiere un par elevado, un mejor rendimiento de reparto de carga, y el volumen del reductor no este restringido. La optimización multiobjetivo es más adecuada para resolver problemas con dos o más funciones objetivo, que normalmente están en conflicto entre sí. Se concluye que ambas optimizaciones pueden reducir el factor de carga promedio de manera efectiva, pero la optimización multiobjetivo puede lograr un volumen menor. Los resultados revelan que se deben considerar varios aspectos para obtener soluciones óptimas robustas en optimización multiobjetivo.

Sánchez (2018). En este proyecto el autor diseñó y calculó un reductor de velocidad para su aplicación en una cinta transportadora de cereal. Valorándose en primera instancia las necesidades previas de dicha cinta como son la velocidad de funcionamiento de ésta, el peso máximo de carga que arrastra y la potencia necesaria para cumplir estos requerimientos, para la confección de los planos y diferentes comprobaciones, se ha simulado con el programa CAD y CAE de SolidWorks el reductor de velocidad y todos sus elementos. En el caso del proyecto propuesto por el autor, existe la posibilidad de diseñar el reductor con 2 o 3 etapas, con un diseño de 3 etapas se obtienen un reductor más compacto y un peso inferior que con el diseño propuesto inicialmente. Aparte de la fatiga para los ejes, también se debe tener en cuenta en los engranajes y rodamientos. Para concluir se puede mencionar que para el cálculo analítico realizado en este trabajo fueron necesarios un gran número de factores correctores, los cuales permitieron acercar el modelo teórico a las condiciones reales de trabajo.

Moscardó (2017). En su tesis realizo el “Diseño y cálculo de un reductor de velocidad con relación de transmisión 5,82 y par máximo a la salida de 1771 Nm” por la Universidad Politécnica de Valencia. En este trabajo el autor inicio su diseño considerando algunos factores como: las necesidades del aumento de par, las condiciones del trabajo y las condiciones del diseño, posteriormente generó varias alternativas de solución de las cuales

tomo una de ellas para el desarrollo de su propio diseño, luego describió cada uno de los componentes y realizo los cálculos de diseño. De los resultados obtenidos se estableció que el material para los ejes del reductor será acero de cementación 20MnCr5, mientras que para la carcasa se empleó acero de fundición gris FG-25. Posteriormente, se elaboraron los planos de fabricación y ensamblaje. Con el diseño terminado se concluye que para el eje el material empleado debe posee una excelente maquinabilidad y pulido razón por la cual se tomó los materiales antes mencionados, por otra parte, del cálculo realizado se demuestra que los componentes diseñados cumplen con las condiciones de trabajo.

De los antecedentes recopilados se observa que la tendencia en los últimos años se ha inclinado a mejorar la eficiencia en el diseño de los sistemas de transmisión variable, y en los cuales se emplean sistemas hidrostáticos o hidrodinámicos en conjunto con un conjunto de engranajes planetarios. Para estos últimos el diseño óptimo de los engranajes es esencial ya que se busca mejorar el rendimiento de estos a la vez que se reduce el ruido.

1.3 Descripción del problema

Como en el ámbito nacional no se cuenta con una cultura de masificación de nuevas tecnologías, muchas de las empresas optan por comprar equipos que están disponibles en el mercado, el problema surge cuando lo que existe en el mercado nacional no cumple con los requerimientos que se desean. En el caso puntual de los sistemas de transmisión en vehículos de carga pesada, los elementos que transmiten par de torsión y mueven a las ruedas deben tener la mayor eficiencia posible.

Como la intención de este trabajo es desarrollar un reductor versátil y que pueda ser empleado en sistemas de transmisión hidrostática, la búsqueda de antecedentes se orientó hacia trabajos de investigación actuales (últimos 5 años), de los cuales se observó que desde el 2020 el punto de mayor interés en las investigaciones se centra en conseguir un aumento en la eficiencia en la transmisión, para lo cual se han ido reemplazando las cajas de cambios por sistemas hidrostáticos, ya que los últimos al no tener un grupo de engranajes las pérdidas mecánicas se reducen, además con el control de la bomba y el motor hidráulico se logra una regulación proporcional de la velocidad y el torque de salida, característica que es imposible en los sistemas de transmisión convencional. A pesar de las ventajas de los sistemas hidrostáticos, estos presentan un inconveniente y es que, aunque pueden entregar un alto

torque a bajas velocidades, la potencia que transmiten a esa velocidad también es baja por lo cual para aprovechar la máxima potencia, el motor debe trabajar a velocidades mayores y su eje de salida debe ir acoplado un reductor de velocidad el cual se encargara de reducir la velocidad de salida y aumentar el torque manteniendo aproximadamente la misma potencia entre la entrada y salida. Es aquí donde radica la importancia del diseño del reductor de velocidad.

Por lo mencionado anteriormente esta investigación tiene como propósito presentar un diseño de un reductor de velocidad con todas sus características del proceso de desarrollo mecánico. Debido a que los sistemas de trasmisión hidrostáticos empleados en maquinaria pesada tales como camiones, montacargas, cargadores frontales, retroexcavadoras, e incluso generadores eólicos, requieren trasmitir altos torques a bajas revoluciones a la vez que se permite variar su velocidad de salida; es que se propone realizar el diseño y de un reductor de velocidad que cumpla con características de una alta relación de reducción y un alto torque en el eje de salida.

1.3.1 Problema general

¿Qué características debe poseer el diseño de un reductor de velocidad variable de 1 a 100 rpm que permita satisfacer las necesidades de potencia y relación de velocidad para trasmisiones hidrostáticas, empleando un software de programación?

1.3.2 Problemas específicos

- ¿Qué requerimientos de potencia necesita el sistema de transmisión hidrostática?
- ¿Qué especificaciones debe poseer el sistema de engranajes planetarios del reductor de velocidad para proporcionar un alto torque a baja velocidad?
- ¿Qué características debe poseer el algoritmo de control del reductor de velocidad para mantener el torque y la velocidad de salida constante?

1.4 Objetivos de la Investigación

1.4.1 Objetivo general

Diseñar un reductor de transmisión mecánica con velocidades variables de 1 a 100 rpm que permita satisfacer las necesidades de potencia y relación de velocidad para transmisiones hidrostáticas, utilizando un software de programación.

1.4.2 Objetivos específicos

- Recopilar información relevante para definir el problema de diseño.
- Proponer varias alternativas de diseño y seleccionar la mejor opción posible.
- Modelar dinámicamente el reductor de velocidad.
- Realizar el dimensionamiento y cálculo de los elementos críticos de reductor.
- Simular el funcionamiento del reductor de velocidad.
- Realizar la una evaluación económica del diseño propuesto.

1.5 Justificación de la Investigación

1.5.1 Justificación Económica

Este proyecto de investigación está orientado al desarrollo de un diseño para un reductor de velocidad con aplicación a transmisión hidrostática donde el ahorro de energía es un punto de gran interés, pues el desperdicio de energía supone una pérdida económica en todo sistema. Es así como, con este diseño se espera reducir la pérdida económica que se da en este tipo de sistemas.

1.5.2 Justificación Técnica

Este diseño de caja reductora cuya función es de variar las r.p.m. de entrada, que por lo general son mayores de 1200, entregando a la salida un menor número de r.p.m., sin sacrificar de manera notoria la potencia y así aprovechar adecuadamente la fuente motriz. Para esto se necesita de un sistema que ajuste sus parámetros a diversos regímenes de trabajo, y esto se logra con sistemas hidraticos, los cuales transmiten la potencia mediante un fluido a una presión y caudal que se pueden variar según los regimientos de la carga. Pero como los sistemas hidrostáticos entregan mayor potencia a altas revoluciones es necesario una caja reductora para transmitir esa potencia a baja revoluciones con un alto torque. Por otra parte, utilizando un software de programación se puede desarrollar el algoritmo de control que ajuste los parámetros del sistema de transmisión en conjunto con el reductor de velocidad, lo cual facilita el manejo de cálculos medianamente complejos para proceso de control de sistema de transmisión.

1.5.3 Justificación Ambiental

El consumo de energía es un tema actual de investigación donde se busca desarrollar sistemas que permitan un manejo más eficiente de la energía pues las

fuentes de este recurso, como los combustibles fósiles, son limitadas y su explotación ha causado un grave daño al planeta, razón por la cual en este trabajo se realizara el diseño de un reductor de velocidad que permita usar de una manera eficiente la energía disponible en el vehículo.

1.6 Marco Teórico

En esta sección se describen los conceptos teóricos principales empleaos en el desarrollo de esta tesis, y que abarcan desde: los sistemas de transmisión hidrostáticos, el diseño de engranajes y los sistemas de control automatizados.

1.6.1 Sistemas de transmisión

Los sistemas de transmisión se componen de una colección de dispositivos ensamblados para transmitir potencia desde un punto a otro. En su concepción más sencilla un sistema de transmisión orientado a reducir la velocidad de salida se conoce como reductor de velocidad o cajas reductoras. Los reductores de velocidad tienen una aplicación muy difundida en el entorno industrial, ya que éstas se encuentran presentes en la mayoría de las máquinas, debido a que su capacidad de disminuir la velocidad de giro de un motor eléctrico y la vez al aumentar su par de salida resulta de gran utilidad cuando se debe entregar una considerable fuerza para realizar una labor. En diferentes tipos de industria siempre se requiere de equipos, cuya función es variar los rpm de entrada, entregando a la salida un menor número de rpm, sin perjudicar de manera notaria la potencia, adquiriendo éste, mediante los reductores de velocidad. En aplicaciones normales en los motores tanto de combustión interna como eléctricos las velocidades de giro son demasiado elevadas para un uso directo de éstas. Para solucionar este problema se acoplan sistemas de reducción de velocidad para que permitan obtener un funcionamiento más eficaz del motor.

Para indicar la relación de variación de velocidad entre la entrada y la salida se emplea el término “relación de transmisión”, el cual se define como el cociente entre la velocidad angular de salida y la velocidad angular de entrada como se observa en la ecuación 1. (Costa, & Sepehri, 2015)

$$R_T = \frac{\omega_o}{\omega_i} \tag{1}$$

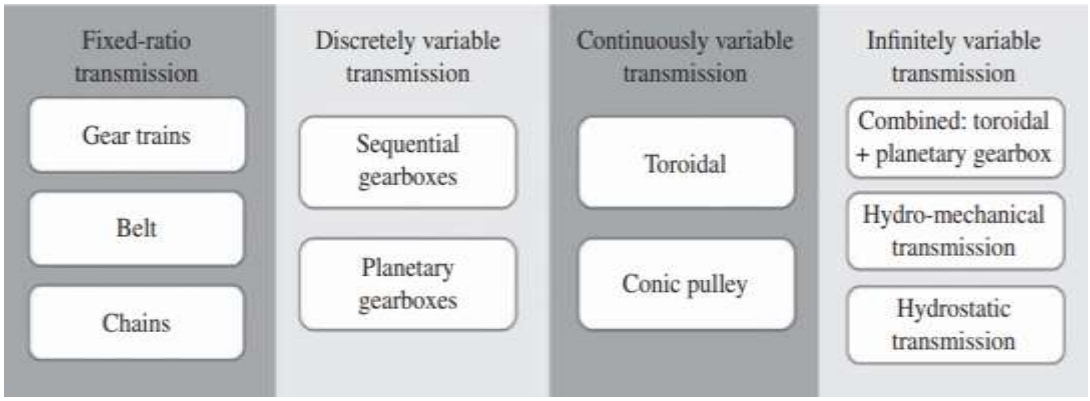
Dentro de la clasificación de sistemas de transmisión se tiene las siguientes categorías:

- Transmisión de relación fija (RT = c_1): solo hay un valor posible para la relación de transmisión.
- Transmisión discretamente variable (RT = [c_1, c_2, c_3, …, c_N]): Existe un conjunto de valores finitos para la relación de transmisión.
- Transmisión continuamente variable (CVT) ($c1 \leq RT \leq c2$ y $c1c2 > 0$): La relación de transmisión varía continuamente entre dos límites positivos o negativos1.
- Transmisión infinitamente variable (IVT) ($0 \leq | RT | \leq | c1 |$): El valor absoluto de la relación de transmisión varía continuamente entre cero y un valor positivo [2]. Estrictamente hablando, una relación IVT sería tal que $-\infty \leq RT \leq +\infty$. Sin embargo, debido a restricciones de ingeniería, esta condición generalmente se relaja2 [1, 2].

En la Figura 1 se encuentra algunos de los tipos de transmisión más comunes para la clasificación antes mencionada. Cabe mencionar que los sistemas con relación de transmisión fija y discretamente variable son las más usadas en la actualidad.

Figura 1

Clasificación de las transmisiones de potencia según la relación de transmisión



Nota. Tomado de Costa, & Sepehri, (2015)

1.6.2 Transmisión mecánica

Para el tipo de transmisión fija, los trenes de engranajes son los más utilizados, para el caso de las transmisiones discretamente variables, los más conocido son las cajas de

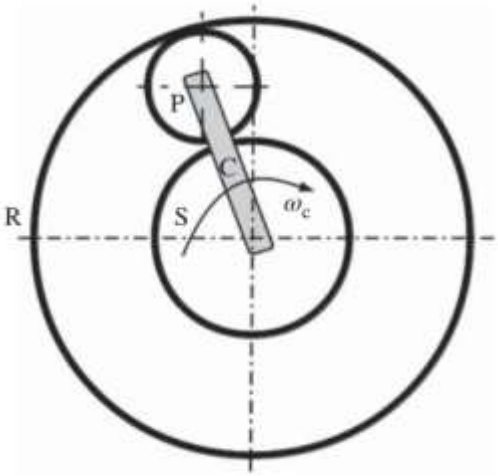
cambios (gearbox). Dentro del marco de la industria automotriz, las cajas de cambios secuenciales se utilizan en los automóviles de transmisión manual, mientras que las cajas de cambios planetarias se encuentran generalmente en los vehículos de transmisión automática.

Cajas de engranajes planetarios

En este tipo de caja de engranajes, el enganche entre engranajes ocurre tanto externa como internamente. Los engranajes S (Sol) y P (planeta) se sostienen entre sí mediante una barra giratoria C (portador de planetas) que gira con el movimiento de traslación de los planetas, por lo que el engranaje P puede girar alrededor de su centro y orbitar alrededor del engranaje S simultáneamente. Ambos engranajes P y S se colocan dentro de un engranaje exterior (anillo R) tal y como se puede observar en la Figura 2.

Figura 2

Representación esquemática de una caja de cambios planetaria



Nota. Tomado de Costa, & Sepehri, (2015)

Por medio de los engranajes planetarios se pueden tener diferentes relaciones de transmisión dependiendo de la forma en que la potencia se transfiera. Para el caso donde los radios primarios del engranaje solar y el engranaje anular: r_S y r_R, se puede demostrar fácilmente que las velocidades angulares del anillo, el sol y el portador, ω_R, ω_S y ω_C, respectivamente, están relacionadas mediante la siguiente ecuación 2:

$$\frac{r_S}{r_R} = -\left(\frac{\omega_R - \omega_C}{\omega_S - \omega_C}\right) \tag{2}$$

Si la fuente de alimentación de entrada se conecta al portador C, la salida al anillo R y se fija el sol S ($\omega_S = 0$), se tiene la ecuación 3.

$$\frac{r_S}{r_R} = \left(\frac{\omega_R - \omega_C}{\omega_C}\right) \tag{3}$$

Para la condición de la ecuación 3 se tiene que la relación de transmisión es:

$$R_T = \frac{\omega_R}{\omega_C} = \frac{r_S}{r_R} + 1 \tag{4}$$

Considerando que la potencia máxima que se puede transmitir es la que entrega el eje de entrada, la distribución de potencia a los otros ejes debe cumplir con la ecuación 5.

$$\sum P_i = 0$$

$$P_s + P_c + P_r = 0 \tag{5}$$

Donde:

P_s: Potencia en el engranaje solar

P_c: Potencia en el portador de engranajes planetarios

P_r: Potencia en el engranaje de anillo

Al sustituir la ecuación anterior por el torque y velocidad angular se tiene la siguiente relación:

$$T_s\omega_s + T_c\omega_c + T_r\omega_r = 0 \tag{6}$$

Donde:

T_s: Torque en el engranaje solar

ω_s: Velocidad angular en el engranaje solar

T_c: Torque en el portador de engranajes planetarios

ω_c: Velocidad angular en portador de engranajes planetarios

T_r: Torque en el aro exterior

ω_r: Velocidad angular en el aro exterior

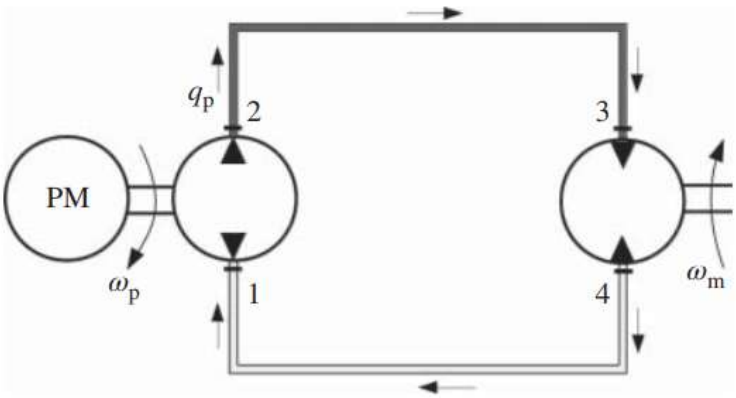
1.6.3 Transmisión hidrostática

Los sistemas de transmisión hidrostática transmiten potencia por medio de un fluido hidráulico que viaja dentro de mangueras flexibles u otros tipos de conductos. Como resultado, estos sistemas poseen gran flexibilidad espacial y los ejes de entrada y salida se pueden colocar en casi cualquier lugar entre sí. Las relaciones de transmisión continua son una propiedad inherente de las transmisiones hidrostáticas, a diferencia de las transmisiones mecánicas, donde las relaciones de transmisión continua generalmente se logran a través de mecanismos complejos. Generalmente las pérdidas de energía suelen ser más altas en las transmisiones hidrostáticas en comparación con las transmisiones mecánicas, pero para reducir este inconveniente se suelen usar diferentes métodos de control.

En la Figura 3 se puede ver un circuito simple bomba y motor en una transmisión hidrostática. El motor primario, PM, está conectado a una bomba hidrostática reversible cuyos puertos de entrada y salida 1 y 2 se enlazan con los puertos de entrada y salida del motor hidráulico 3 y 4.

Figura 3

Circuito de transmisión hidrostática simplificado



Nota. Tomado de Costa, & Sepehri, (2015)

Cuando el eje del motor se ralentiza por una carga resistiva mientras la bomba continúa enviando su flujo, q_p, se observa que la presión en las líneas 2-3 aumentará. Para reducir la presión generada dentro del circuito se pueden usar dos métodos: reducir la velocidad o reducir el flujo, en el segundo caso solo es posible si la bomba es de desplazamiento variable.

El desplazamiento de una bomba es un término técnico dado al máximo valor teórico del volumen de fluido desplazado por una bomba en una revolución completa, sin considerarse las pérdidas volumétricas. Con la ecuación 5 se puede expresar el flujo de salida promedio de la bomba q_p, en función del desplazamiento D_p, y la velocidad angular del eje ω_p.

$$q_p = D_p \omega_p \tag{7}$$

De manera similar se pude establecer una relación entre el desplazamiento de la bomba hidráulica D_m, el flujo volumétrico q_m y su velocidad ω_m.

$$\omega_m = \frac{q_m}{D_m} \tag{8}$$

1.6.4 Diseño Mecánico

En la ingeniería este diseño resulta ser el proceso para lograr darle forma, medidas, tipo de material, tipo de método de fabricación y por último el trabajo de la máquina cumpliendo diversas funciones. Este tipo de diseño varía a diferencia de los otros por el análisis, debido a que ésta emplea diseños ya existentes para evaluarlos y por último confirmar que si cumpla con los requerimientos para el cual ha sido diseñado (Antonio, y otros, 2013).

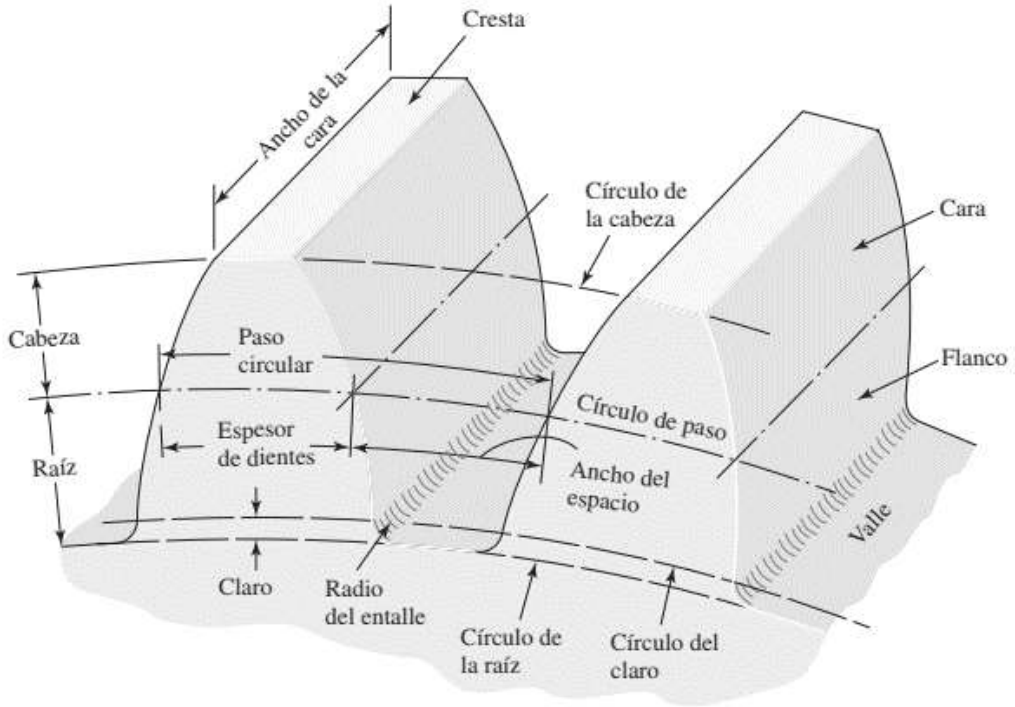
1.6.4.1 Parámetros geométricos y dimensionales de engranajes

Los engranes son mecanismos utilizado para transmitir potencia mecánica de un elemento a otro, constituidos por una rueda motriz que disponen de unos elementos salientes en su periferia exterior denominados dientes, que encajan sobre otra similar, evitando el deslizamiento entre las ruedas. Al engranaje de mayor tamaño se le denomina rueda y al de menor piñón.

De la nomenclatura de la Figura 4 se sabe que el módulo m representa la relación del diámetro de paso con el número de dientes. La unidad de longitud que suele emplearse es el milímetro. El módulo señala el índice del tamaño de los dientes en unidades SI. El paso diametral P está dado por la relación del número de dientes en el engrane respecto del diámetro de paso. Por lo tanto, es el recíproco del módulo. Debido a que el paso diametral se utiliza sólo con unidades del sistema inglés, se expresa en dientes por pulgada.

Figura 4

Nomenclatura de los dientes de engranajes rectos



Nota. Tomado de Budynas, R. G. y Nisbett, J. K., (2012)

El círculo de paso del engranaje es la referencia de diseño para la dimensión y la geometría del engranaje como se pude ver en la Figura 4. La geometría y la dimensión de un engranaje están determinadas por los parámetros de diseño que listan en las ecuaciones siguientes:

$$P = \frac{N}{d} \tag{9}$$

$$m = \frac{d}{N} \tag{10}$$

$$p = \frac{\pi d}{N} = \pi m \tag{11}$$

$$pP = \pi \tag{12}$$

Donde:

P: Paso diametral

N: Número de dientes

d: Diámetro de paso

m: Módulo

p: Paso circular

Para calcular los esfuerzos en los dientes de los engranajes se empleará la ecuación de la flexión de Lewis:

$$\sigma = \frac{K_v W^t P}{FY} \tag{13}$$

$$K_v = \sqrt{\frac{5.56+\sqrt{V}}{5.56}} \tag{14}$$

Donde:

σ: Esfuerzo de flexión de Lewis

K_v: Factor de velocidad

W^t: Fuerza transmitida

P: Paso diametral del engranaje

F: Ancho de la cara del diente

Y: Factor de forma de Lewis

V: Velocidad de la línea de paso

1.6.4.2 Diseño de Ejes o Árboles

El árbol de transmisión es un eje que transmite esfuerzo a un motor y está sometido a tensiones de torsión debido a la transmisión de un par de fuerzas, y puede estar sometido a otros tipos de tenciones al mismo tiempo. La mayoría de los ejes transmiten el par de torsión sólo a través de una parte de ellos. De manera típica, el par de torsión entra al eje por un engrane y sale del eje por otro engrane. Un diagrama de cuerpo libre del eje permite determinar el par de torsión en cualquier sección. Con frecuencia, el par de torsión es relativamente constante en un estado de operación estable. El esfuerzo cortante debido a la torsión será mayor en superficies exteriores.

Los esfuerzos de flexión, torsión o axiales pueden estar presentes tanto en componentes medios como en alternantes. Para el análisis, es suficientemente simple combinar los diferentes tipos de esfuerzos en esfuerzos de von Mises alternantes y medios. Los esfuerzos fluctuantes debidos a la flexión y la torsión están dados por:

$$\sigma_a = K_f \frac{M_a c}{I} \tag{15}$$

$$\sigma_m = K_f \frac{M_m c}{I} \tag{16}$$

$$\tau_a = K_{fs} \frac{T_a c}{J} \tag{17}$$

$$\tau_m = K_{fs} \frac{T_m c}{J} \tag{18}$$

Donde:

σ_a: Esfuerzo alternante

σ_m: Esfuerzo medio

M_a: Momento alternante

M_m: Momento medio

I: Momento de inercia

I: Momento polar de inercia

T_a: Torque alternante

T_m: Torque medio

K_f: Factor de concentración de esfuerzos para fatiga por flexión

K_{fs}: Factor de concentración de esfuerzos para fatiga por torsión

Cuando se combinan estos esfuerzos de acuerdo con la teoría de falla por energía de distorsión, los esfuerzos de Von Mises para ejes giratorios, redondos y sólidos, sin tomar en cuenta las cargas axiales, están dados por:

$$\sigma'_a = (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{1/2} \tag{19}$$

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{1/2} \tag{20}$$

El criterio de falla de la ASME-Elíptica que relaciona los esfuerzos dentro del elemento con el factor de seguridad se encuentra expresado con la ecuación 17.

$$\left(\frac{n\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{n\sigma_m}{S_y}\right)^2 = 1 \tag{21}$$

Para determinar la resistencia de un elemento de maquina a la fatiga se emplea la ecuación de Marín:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \tag{22}$$

Donde:

S_e: Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica

k_a: Factor de modificación de la condición superficial

k_b: Factor de modificación del tamaño

k_c: Factor de modificación de la carga

k_d: Factor de modificación de la temperatura

k_e: Factor de confiabilidad

k_f: Factor de modificación de efectos varios

S'_e: Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

Para la condición en la que trabaja los dientes de los engranajes los parámetros que conforman la ecuación 22 se calculan con las ecuaciones siguientes:

$$S'_e = 0.5\, S_{ut} \tag{23}$$

$$k_a = a\, S_{ut}^b \tag{24}$$

$$d_e = 0.808(hb)^{1/2} \tag{25}$$

$$k_b = \left(\frac{d_e}{0.3}\right)^{-0.107} \tag{26}$$

Para los últimos modificadores de la ecuación 22 se considerarán:

$$k_c = k_d = k_e = k_f = 1$$

Finalmente, el factor de seguridad se obtendrá con la ecuación siguiente:

$$FS = \frac{S_e}{\sigma_{perm}} \tag{27}$$

Flexión de engranes rectos basados en ANSI/AGMA 2001-D04

$$\sigma = W^t\, K_0\, K_v\, K_s \frac{P_d}{F} \frac{K_m K_B}{J} \tag{28}$$

$$\sigma = W^t\, K_0\, K_v\, K_s \frac{1}{b\, m_t} \frac{K_H K_B}{Y_J} \quad (SI) \tag{29}$$

$$\sigma_{perm} = \frac{S_t}{S_F} \frac{Y_N}{K_T\, K_R} \tag{30}$$

$$\sigma_{perm} = \frac{S_t}{S_F} \frac{Y_N}{Y_\theta\, Y_Z} \quad (SI) \tag{31}$$

$$SF = \frac{S_t\, Y_N/(K_T\, K_R)}{\sigma} \tag{32}$$

Desgaste de engranes rectos basados en ANSI/AGMA 2001-D04

$$\sigma_c = C_p \left(W^t\, K_0\, K_v\, K_s \frac{K_m}{d_p\, F} \frac{C_f}{I}\right)^{1/2} \tag{33}$$

$$\sigma_c = Z_E \left(W^t\, K_0\, K_v\, K_s \frac{K_H}{d_{w1}\, b} \frac{Z_R}{Z_I}\right)^{1/2} \tag{34}$$

$$\sigma_{c,perm} = \frac{S_c\, Z_N\, C_H}{S_H\, K_T\, K_R} \tag{35}$$

$$SH = \frac{S_c\, Z_N\, C_H/(K_T\, K_R)}{\sigma_c} \tag{36}$$

1.6.5 Herramientas Informáticas

Solidworks (2020), Microsoft Office Excel 2018, etc.

1.6.8.7.1 Software de programación

Según el (Diccionario de la lengua española 2005 (2010) se conoce como software o logicial al soporte lógico de un sistema informático, que comprende el conjunto de los componentes lógicos necesarios que hacen posible la realización de tareas específicas, en contraposición a los componentes físicos que son llamados hardware. La interacción entre el software y el hardware hace operativo un ordenador (u otro dispositivo), es decir, el software envía instrucciones que el hardware ejecuta, haciendo posible su funcionamiento.

Los componentes lógicos incluyen, entre muchos otros, las aplicaciones informáticas, tales como el procesador de texto, que permite al usuario realizar todas las tareas concernientes a la edición de textos; el llamado software de sistema, tal como el sistema operativo, que básicamente permite al resto de los programas funcionar adecuadamente, facilitando también la interacción entre los componentes físicos y el resto de las aplicaciones, y proporcionando una interfaz con el usuario. («System Software». 30 de mayo de 2001)

1.6.8.7.2 Definición Solidworks

Solidworks es un software de diseño CAD 3D (Diseño asistido por computadora) para modelar piezas y ensamblajes en 3D y planos en 2D. Este software ofrece muchas soluciones para cubrir los aspectos implicados en el proceso de desarrollo del producto, ofreciendo la posibilidad de crear, diseñar, simular, fabricar, publicar y gestionar los datos del proceso de diseño, permitiendo reducir considerablemente el tiempo de los ciclos de diseño, produce un ahorro de tiempo y costes incrementando la calidad de los productos diseñados.

Figura 21: Imagen de software SolidWorks. (Maestre, 2018)

Con este diseño de cálculos se pretende detallar el procedimiento, métodos y fórmulas empleadas, para el diseño de un reductor de velocidad, cuyo objetivo es variar velocidades de 1 a 100 rpm. El procedimiento de cálculo es desde el dimensionamiento de los engranajes, pasando por los ejes, rodamientos, carcasa, acoplamientos y cuñas.

A partir de las mediciones realizadas, se puede determinar los parámetros de ruedas y ejes dentados como: diámetros, módulos, ángulos de hélice, dimensiones de los dientes, etc. Los valores obtenidos a partir de las mediciones son la referencia para seleccionar los valores estandarizados que aparecen en textos y catálogos y que se usan para realizar los cálculos en los procesos de diseño.

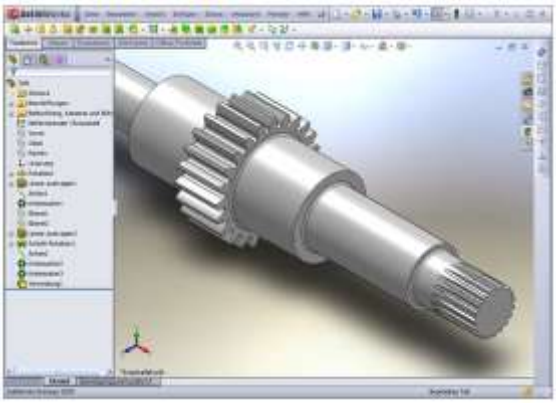


Figura 22: Diseño en SolidWorks. Eje de piñón con salida del engranaje en software. (eAssistant, 2015)

Una vez definidos los valores estándar de los módulos, ángulos de hélice, etc. Se procede a dimensionar completamente las partes; luego, para este trabajo, se usa la herramienta CAD para dibujar las partes y generar los planos tecnológicos con las especificaciones necesarias que serán útiles para los procesos de manufactura de las partes. Los planos se presentan bajo

normas ISO aplicando los criterios de tolerancias dimensionales, tolerancias geométricas y acabado superficial con el propósito de lograr planos para ser usados en los procesos de manufactura.

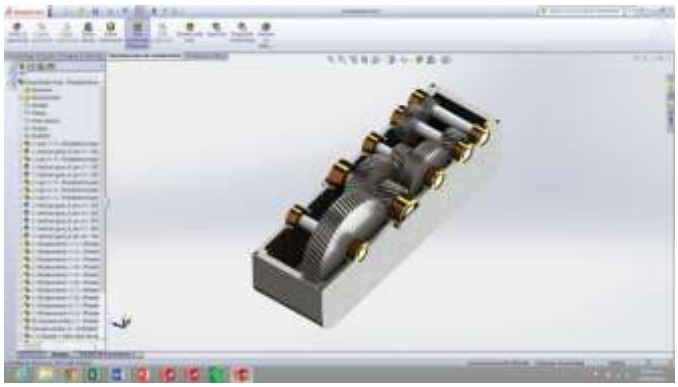


Figura 23: Diseño de caja reductora en SolidWorks. (GRABCAD COMMUNITY)

Mediante la implementación de esta herramienta se puede simplificar significativamente el trabajo teórico y a su vez incrementar la precisión y exactitud, basado en la versatilidad de la misma en lo referente a innumerables relaciones de transmisión, permitiendo al usuario una mejor apreciación e identificación de posibles fallas en combinaciones de engranajes ya que se le ofrece una interfaz gráfica precisa y elimina el proceso de construcción de curvas en papel, lo cual presenta errores de apreciación y de trazado. Así como también permite que el usuario pueda analizar de manera eficaz, eficiente y sistemáticamente los factores que influyen en el comportamiento cinemático de un tren de engranajes cilíndricos rectos.

1.6.8.8 Normativas aplicadas al diseño del reductor de velocidades.

- UNE 157001:2014: Normas generales para elaboración formal de los documentos que constituyen un proyecto técnico.
- UNE-EN 10020:2001 (ISO 3506): Clasificación y determinación de los tipos de acero.
- UNE-EN ISO 225:2011: Componentes de fijación. Pernos, tornillos, espárragos y tuercas.
- UNE-EN ISO 10673:2010: Arandelas.
- UNE-EN 22768-1:1994: Tolerancias generales.
- UNE-EN ISO 286-1:2011/AC: 2013: Tolerancias dimensionales.
- UNE-EN ISO 1101:2017: Tolerancias geométricas.
- ISO 15: Dimensiones de rodamientos.

- ISO 281:2007: Capacidad de carga y vida útil de rodamientos.
- Código ASME: Cálculo de las dimensiones de los ejes.
- Estándar AGMA: Diseño y cálculos de los engranes.
- DIN 471: Selección de anillos de retención.
- UNE 17102-1:1967: Selección de chavetas.
- UNE 1039-94: Acotación de planos.

1.7 Hipótesis General

El diseño de un reductor de velocidad permitirá satisfacer las necesidades de relación con las velocidades variables de 1 a 100 rpm utilizando un software de programación.

1.7.1 Hipótesis Específicas

- Se reducirá las revoluciones en la salida de un motor eléctrico, permitiendo satisfacer la necesidad de potencia y relación de velocidad.
- El par torsor se incrementará para compensar la carga del trabajo.
- Utilizando software de programación se determinará el diseño de un reductor de velocidad de 1 a 100 rmp con relación de velocidades variables, utilizando un software de programación.
- Se diseñará y planificará los engranes haciendo uso de los materiales adecuados.

CAPITULO II
MATERIAL Y MÉTODO

II. MATERIAL Y MÉTODO

2.1 Tipo y Diseño de investigación.

A. Tipo de investigación

Este modelo de investigación admitida será aplicada tecnológica, debido a que se desea diseñar una maquina reductora de velocidades variables para aplicaciones en la industria de productividad.

B. **La investigación aplicada o investigación determinada** se ocupa en estudiar los conocimientos que se aplican para resolver problemas prácticos, utilizando planteamientos específicos que ayudan por medio de la búsqueda y conocimientos a las aplicaciones.

C. **La investigación tecnológica** incluye realizar todo el conocimiento conocido de la parte material, física, aplicada de la investigación científica.

2.2 Variables y operacionalización de variables

2.2.1 VARIABLES

En este proyecto formal se realizará de acuerdo con una metodología de diseño coherente. Dado que, en la práctica, es difícil que una unidad de reducción realice un trabajo en condiciones ideales, de modo que, la potencia requerida por la maquina accionada debe multiplicarse por un factor de servicio FS, considerando las características específicas del trabajo a realizar, el resultado es llamado Potencia de selección, es el que se emplea para determinar el tamaño del reductor en las tablas de selección. Para este caso de diseño se hará uso de un gráfico de variables de acorde a los estándares internacionales de certificación.

2.2.2 Variables Independientes

- Potencia (kW)
- Relación de transmisión (Adimensional)

2.2.3 Variables Dependientes

- Par de torsión (Nm)
- Velocidad (m/s)

2.3 Operacionalización de variables

Tabla 1

Cuadro de variables

Variables	Dimensiones	Indicadores
	Variables Independientes	
Tipo de engranaje	Según su función pueden ser: engranaje solar, engranaje planetario y engranaje de anillo	**Adimensional**
Condiciones de operación	Cada una de las condiciones en la que los engranajes operan con una relación de transmisión determinada	**Adimensional**
	Variables Dependientes	
Factor de seguridad en flexión	Medida del momento dinámico o Torque en el eje	**Adimensional**
Factor de seguridad en desgaste	Medida de revoluciones por minuto que proporciona la máquina.	**Adimensional**

Nota. Elaboración propia

2.4 Población y Muestra

No Aplica

2.5 Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad.

Tabla 2

Cuadro de operacionalización de variables dependientes

Técnica en recolección de datos	Instrumentos de recolección de información	Instrumentos de medición
Análisis de Documentos	Guias de análisis de documentos	Ficha de registro de parametroe de diseño
Motores de Búsqueda	Cuestionario - Libros	Instrumentos de oficina
Entrevista	Informes	Pirómetro
Revicion de Documentos	Busca de datos técnicos y elementos estándar para el diseño.	Ficha de revisión documentaria.
Observación	Evaluación del diseño engranes.	Ficha de control de diseño.

Nota. Elaboración propia

2.5.1 Técnicas de recolección de datos.

Técnicas de recolección de datos y procesamiento de información requerida para este proyecto.

2.5.1.1 Observacion. En esta técnica de observación consistirá en evaluar el proceso del trabajo de manera sistemática, observando atentamente el fenómeno, hecho o caso, tomando información y registro para su posterior análisis; apoyándonos en la investigación para obtener el mayor número de datos referentes y dar solución al problema.

2.5.1.2 Encuesta. Una encuesta es una técnica de investigación que consiste en una interrogación verbal o escrita que se les realiza a las personas, utilizando procedimientos estandarizados con el fin de obtener mediciones cuantitativas de una gran variedad de características objetivas y subjetivas de información necesaria para la validez una investigación.

2.5.1.3 Cuestionario. Es un documento de conjunto de preguntas con un enfoque cualitativo previamente diseñadas para ser contestadas por la misma persona o por el aplicador, con la intención de averiguar cómo cambia una variable entre los participantes de un estudio. Está conforma por una selección de preguntas y respuestas que se utilizan en la medición de variables. Sirve para registrar de forma sencilla y práctica datos de interés. El investigador luego analiza las respuestas obtenidas, a través de procedimientos estadísticos, llevando los resultados a tabulaciones en cuadros y gráficos.

***2.5.1.4* Análisis documental.** Es un conjunto de operaciones fundamentales orientadas a representar un documento y su contenido, bajo una forma diferente de su forma original, con la finalidad posibilitar su recuperación posterior e identificarlo, realizando un proceso de interpretación y análisis de la información de los documentos y luego sintetizarlo, obteniendo información precisa para la recopilación de información, utilizando diferentes fuentes bibliográficas provenientes de internet, libros, artículos científicos, revistas, tesis, normas, etc.

***2.5.1.5* Validez y Confiabilidad** Es el instrumento que se ajusta a las necesidades de nuestra investigación, haciendo referencia a la capacidad de un instrumento para determinar de forma significativa y adecuada la cualidad de medición diseñada,

resumiendo dos requisitos esenciales de validez y confiabilidad, determinando la revisión de la presentación del contenido, el contraste de los indicadores con los ítems que miden las variables correspondientes, estimando la validez como el hecho de que una prueba sea de tal manera concebida, elaborada y aplicada, midiendo lo que se propone medir, implicando a un estudio que se pueda repetir con el mismo método sin alterar los resultados de la investigación.

La fabricación de este equipo estará sujeto a normativas como DIN, ISO, y AGMA, garantizando al equipo la confiabilidad para la aplicación en todos los sectores de mercado y áreas geográficas.

2.6 Recomendaciones de Diseño y Especificaciones de Ingeniería.

Tabla 3

Recomendaciones de diseño

CRITERIOS	RECOMENDACIONES	FUENTE
TÉCNICA	Se recomienda realizar un estudio de medición avanzado del dimensionado para determinar el desgaste real de cada elemento.	Danilo, P.H.(2019)
	Tener presente para conocer el gasto energético necesario en determinados ciclos de vida. Medir la capacidad de horas que el motor esté en funcionamiento en nuestra aplicación es clave para que nuestra caja reductora no se vea afectada por un rápido desgaste. Muchas opciones de diseño, materiales y selección de tratamiento superficiales varían y condicionan el coste total del producto.	Ramiro, B (2018)

Nota. Elaboración propia

2.7 Procedimiento de Análisis de Datos.

En el análisis de datos para este proyecto, se seleccionará normas y códigos referentes al diseño de engranes, el cual servirán como guía para la elaboración del proyecto

Los componentes del reductor serán diseñados, mediante ensayos por medio de cálculos analíticos a través de la velocidad tangencial.

Se seleccionarán algunos componentes de acuerdo a las variables de solución obtenidas.

La realización cálculos matemáticos se hará utilizando software interfaz gráfica “GUI” y ensayos en SolidWorks.

2.7.1 Equipos materiales e Instrumentos

Tabla 4

Equipos, materiales e instrumentos

Item	Descripción	
01	Equipos	Laptop
		Impresora
		Escáner
		Cámara Fotográfica
		Grabadora de Audio
		Memoria USB
02	Materiales	Papel bond A4 de 75-80gr.
		Encuadernado
		Útiles de oficina
03	Herramientas Virtuales	Ms. Word
		Ms. Excel
		Ms. Proyect
		Prog. GUI
		SolidWorks

Nota. Elaboración propia

2.8 Criterios Éticos.

"En este proyecto de investigación los principios que tendremos presente serán la base para nuestros valores como la dedicación, responsabilidad y honestidad. Estará basado por dos documentos fundamentales: Código de Ética del Colegio de Ingenieros (CIP, 1999) y el código de ética de investigación de la universidad señor de Sipán (USS, 2017)".

2.8.1. Código de Ética del Colegio de ingenieros (CIP). Aprobado en la III sesión ordinaria del congreso nacional de consejos departamentales del periodo 1998 – 1999 en la ciudad de Tacna 22, 23, 24 abril 1999.

Art. 2.- "Los ingenieros deben promover y defender la integridad, el honor y la dignidad de su profesión, contribuyendo con su conducta a que el consenso público se forme y mantenga un cabal sentido de respeto hacia ella y sus miembros, basado en la honestidad e integridad con que la misma se desempeña. Por consiguiente, deben ser honestos e imparciales. Sirviendo con fidelidad al público, a sus empleadores y a sus clientes; deben esforzarse por

incrementar el prestigio, la calidad y la idoneidad de la ingeniería y deben apoyar a sus instituciones profesionales y académicas".

Art. 5.- "los ingenieros cuidaran que los recursos humanos, económicos, naturales y materiales, sean racional y adecuadamente utilizados, evitando su abusos o dispendio, respetaran y aran respetar las disposiciones legales que garanticen la preservación del medio ambiente".

2.8.2. Código de Ética de Investigación de la Universidad Señor de Sipán (USS), Ratificado por acuerdo de consejo universitario con resolución rectoral N° 0851-2017/USS

ART. 2º: Finalidad

"El Código de Ética de investigación de la Universidad Señor de Sipán (USS), tiene como finalidad proteger los derechos, la vida, la salud, la intimidad, la dignidad y el bienestar de la(s) persona(s) que participan en una actividad de investigación Científica, Tecnológica e innovación, ciñéndose a los principios éticos acogidos por la normativa nacional e internacional, y los acuerdos suscritos por nuestro país en la materia".

ART. 3º: Alcance

"El presente código de ética de investigación es de cumplimiento obligatorio para todas las autoridades académicas, administrativas, docentes, estudiantes, egresados y administrativo de la Universidad Señor de Sipán".

CAPÍTULO III
RESULTADOS

III. RESULTADOS

3.1 Recopilación de especificaciones de trabajos previos

Siguiendo la metodología de diseño de Eggert (2005) y Dieter (2009), el diseño de este equipo empezó con la recopilación de las especificaciones de diseño, los cuales se pueden obtener de entrevistas y/o recomendaciones de diseño de trabajos previos similares al diseño del equipo desarrollado en este trabajo.

Para obtener las recomendaciones de diseño se ha realizado una búsqueda bibliográfica de trabajos de tesis, libros y artículos de investigación para el diseño de máquinas con reducción variable de las cuales la información recopilada se puede ver en la Tabla 5.

Tabla 5

Recomendaciones de diseño

ASPECTO/ CRITERIO	RECOMENDACIÓN	FUENTE
Diseño	La transmisión hidromecánica (HMT) con potencia máxima de entrada del HVT R3 alcanza los 270 kW, con un ahorro del 10% de combustible.	Liu (2019)
	Los investigadores equiparon un vehículo cuya velocidad es inferior a 50 km/h.	
	Modelo específico del motor: velocidad máxima es de hasta 3200 r/min. En el par motor nominal es de 637 Nm	
	Bomba: velocidad máxima es de 2850r/min. Presión nominal: 400 bar. El par máximo es de 796 Nm.	
	Bajo las condiciones de trabajo del par máximo del motor, la velocidad del motor es de 1500 rpm y la velocidad del vehículo es de 1.125 ~ 1.857 m/s	Wan et al. (2020)
	La velocidad máxima del tractor puede alcanzar los 32 km/h y los 50 km/	
Geometría	La transmisión debe ser de una o dos etapas.	Liu et al. (2019)
	Por la compañía Steyr tiene tres filas de engranajes planetarios, controladas por 4 embragues y 2 frenos.	Wang et al. (2020)

Nota. Elaboración propia

Como se observa en la Tabla 5, la recopilación de información se centró en dos aspectos: Diseño y Geometría, esto es debido a que a información relacionada al diseño que se ha encontrado en otros trabajos permiten delimitar aspectos como potencia, velocidades de entrada y salida y con ellos establecer un rango de valores bajos los cuales el diseño final debe operar para hacerlo competitivo, dicho en otras palabras, para que el diseño propuesto sea competitivo las especificaciones que debe tener deben iguales o superiores a las especificaciones de reductores similares que se encuentren disponibles en el mercado. Por su parte, la información relacionada a la geometría tiene que ver con la disposición de la forma de las piezas, para este caso específico los relacionado a la geometría es muy variado debido a que los sistemas de transmisión tienen diferentes disposiciones en los elementos mecánicos acoplados, por ejemplo el eje de salida de los reductores pueden ir acoplados a cada una de las ruedas motrices o ir acoplado a un diferencial, de manera similar el eje de entada del reductor puede ir acoplado directamente a un motor hidráulico o a un eje cardan. Debido a la variedad que existe en los elementos que irán acoplados al reductor, el diseño se centrara en los elementos internos del reductor como son los engranajes, y por otra parte para el diseño de la carcasa del reductor se tomara la forma más común en el mercado, cabe aclarar que para una aplicación en específico será necesario cambiar la carcasa a una forma adecuada en lo que principalmente se cambiara el número de pernos y el diámetro de la brida de unión. Por esta misma razón algunos fabricantes en sus catálogos presentan una gran variedad de bridas de unión normadas para sus cajas reductoras.

3.2 Especificaciones de ingeniería

Después de realizarse la recopilación de información de las recomendaciones de diseño para el reductor de velocidad variable, se ha elaborado una tabla de especificaciones de ingeniería (ver Tabla 5) con la información resumida a términos de ingeniería. En la Tabla 6, se ha descrito en base a subfunciones, los rangos cuantificables que limitan el diseño de esta máquina y dentro de los cuales el diseño puede ser ajustado para cumplir con los requerimientos de la máquina.

Tabla 6

Especificaciones de Ingeniería

SUBFUNCIÓN	CARACTERÍSTICA	UNIDAD	LIMITES
Reducción de velocidad	Variación de la velocidad de salida	RPM	1 - 100
Entrada de velocidad	Velocidad del motor	RPM	1500 - 3200
Velocidad de desplazamiento	Velocidad lineal del vehículo	Km/h	< 60
Torque suministrado	Torque entregado por el motor	Nm	< 637
Control Presión Hidráulica	Presión de hidrostática	Bar	400
Consumo de potencia	Valor de potencia nominal de la fuente	kW	220 - 300

Nota. Elaboración propia

3.3 Diseño Conceptual

Como los sistemas de transmisión hidrostáticos se caracterizan por estar compuestos principalmente por una bomba y un motor hidráulico como se puede ver en la Figura 3, este sistema se encarga de transmitir la energía mecánica del motor hacia las ruedas. Generalmente los sistemas de transmisión cuentan con un diferencial que transmite el torque en su eje de entrada hacia las ruedas posteriores. Bajo esta configuración el elemento que sirve de unión entre motor hidráulico y el diferencial es el reductor de velocidad. Para el desarrollo de este diseño se tomará esta configuración y en los cálculos posteriores el diseño se centrará en determinar el número de dientes y los diámetros de paso de los engranajes, por su parte la brida de unión de unión que es parte integra de la carcasa se elaborar en un modelo 3D y se comprobara su resistencia empleando una simulación por el método de elementos finitos (FEM)

Con el objetivo de determinar la mejor solución de diseño posible para el reductor de velocidad, se han elaborado tres conceptos como alternativas de solución para el problema de diseño. Para cada uno de estos conceptos se han descrito sus principales características, así como también sus ventajas y desventajas.

Concepto Nº 1

En el concepto uno se presenta un reductor secuencial en el cual se emplea una horquilla la cual desplaza a los engranajes en las estrías de los ejes para que embonen con otros engranajes, cambiando de esta manera la relación transmisión entre la entrada y la salida. La selección del cambio de marcha se realiza mediante una palanca de cambios lo cual hace al diseño sencillo cuando la cantidad de relaciones de transmisión en baja no más de 5 cambios. Por otra parte, este tipo de reductores tiene el inconveniente de que cada cambio en la relación de transmisión debe tener un engranaje con una horquilla para seleccionarla, esto complica el diseño conforme más relaciones de transmisor se deseen. En la Figura 5 se muestra el ejemplo de un reductor de cambios secuenciales compacto en un vehículo.

Figura 5

Reductor de cambios secuenciales

Nota. Tomado de Costa, G., & Sepehri, N. (2015)

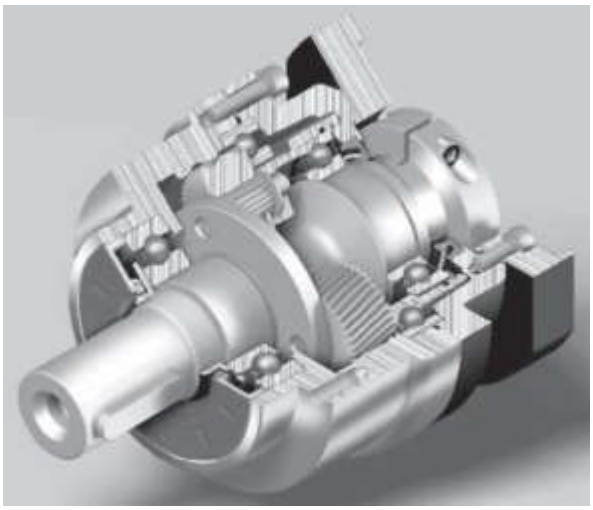
Concepto Nº 2

En este concepto de solución se presentan un reductor por engranajes planetarios como el que se observa en la Figura 6. Este tipo de engranajes suelen ser más compacto que otros sistemas y tiene como principales ventajas que se puede variar la relación de transmisión de manera discreta restringiendo el movimiento del engranaje solar, los engranajes planetarios o anillo exterior, además de que para su tamaño compacto la relación de torques de salida obtenidos es más altos ya que existen más puntos de contacto entre engranajes. En el caso de que se requiera mayor cantidad de relaciones de

transmisión se pueden usar dos o más etapas conectadas entre sí, multiplicando la variedad de la velocidad de salida. Entre los inconvenientes se puede mencionar que la salida no es continuamente variable y que el par de torsión influencia en el tamaño de la caja haciéndose voluminosa cuanto mayor sea torque de salida. Otro aspecto negativo que ocurre en toda transmisión por engranajes se encuentra en los dientes los cuales puede generar interferencias para ciertos tamaños de dientes.

Figura 6

Reductor de engranajes planetarios



Nota. Tomado de Costa, G., & Sepehri, N. (2015)

Concepto Nº 3

Para el tercer concepto se presenta la Figura 7 con una transmisión mecánica continuamente variable con poleas cónicas y una correa de acero. En este tipo de transmisiones se logra una variación continua de la velocidad por medio de los conos de las poleas que se deslizan sobre sus ejes cambiando el diámetro de contacto entre las poleas y la faja, este tipo de transmisión es muy compacta y se puede generar tanto reducción como amplificación de la relación de transmisión. Como inconvenientes se encuentra el costo de fabricación y mantenimiento a durabilidad de la falla de acero, la cual con el uso va perdiendo tensión además del deslizamiento de la faja cuando la potencia es muy elevad.

Figura 7

Reductor de diámetros variable CVT

Nota. Tomado de Costa, G., & Sepehri, N. (2015)

Para la selección del concepto de solución para el diseño de la caja reductora se empleó la matriz de selección de criterios ponderados de la Tabla 7. Para esta selección se han definido 6 criterios de evaluación y a cada uno de estos se le asigno un nivel de importancia en el diseño (Peso %). El peso fue asignado tomando en consideración la tendencia observada en los antecedes consultados, de los cuales conseguir un alto torque en el diseño era el criterio más importante, al que le seguía la capacidad de poder tener un buen rango de variación de la velocidad, por otra parte aunque no se mencionaba en los trabajos consultados la importancia de la durabilidad del equipo, esta se consideró pues es una consideración tacita en todo diseño; para los criterios de facilidad de fabricación y ensamblaje, bajo peso y bajo costo de fabricación se consideraron con igual nivel de importancia, bajo esta clasificación y sabiendo que la suma de sus porcentaje debe ser igual a 100% se asignaron los pesos de la Tabla 7. Para cada concepto se asignó una valoración que va desde 0 hasta 4 según el nivel cumplimiento del concepto con el criterio de evaluación. Para cuantificar el cumplimiento total de cada concepto se multiplica el Peso (%) con la valoración, obteniendo una calificación ponderada para cada concepto, como se pude ver en las columnas 4, 6 y 8 de la Tabla 7.

Al finalizar la ponderación de los tres conceptos de solución, podemos ver que el concepto apropiado es el número 2, lo significa que la mejor opción para el diseño del reductor es emplear una caja de engranajes planetarios. Lo siguiente es realizar el cálculo y diseño paramétrico de este tipo de reductor.

Tabla 7

Matriz de selección de criterios ponderados

		Conceptos de solución					
		Concepto 1		Concepto 2		Concepto 3	
Criterio	**Importancia Peso (%)**	**Valoración**	**Calificación ponderada**	**Valoración**	**Calificación ponderada**	**Valoración**	**Calificación ponderada**
Alto torque	30 %	3	0.9	4	1.2	3	0.9
Buena durabilidad	20 %	3	0.6	4	0.8	3	0.6
Alta variación de la velocidad	20 %	2	0.4	2	0.4	4	0.8
Facilidad de fabricación y ensamble	10 %	4	0.4	3	0.3	2	0.2
Bajo Peso	10 %	2	0.2	3	0.3	4	0.4
Bajo costo de fabricación	10 %	4	0.4	3	0.3	1	0.1
	100 %	2.9		3.3		3.0	
Posición		3º		1º		2º	

Clasificación	**Valor**
Insatisfecho	0
Poco Satisfecho	1
Satisfecho	2
Muy Satisfecho	3
Perfectamente satisfecho	4

Nota. Elaboración propia

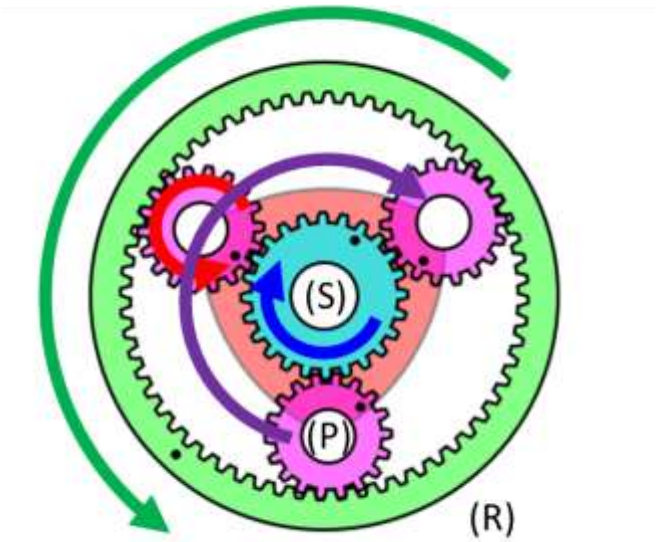
3.4 Cálculo y diseño paramétrico de componentes críticos

En el diseño paramétrico del reductor de velocidad se ha considerado como elementos críticos a los engranajes, esto debido a que son los elementos que transmiten la potencia a través de sus dientes a diferentes velocidades. Como la combinación de las velocidades relativas de los engranajes producen diferentes relaciones de transmisión, el valor del torque varía en función a las condiciones de operación del reductor. En este tipo de reductores se pueden dar hasta 12 condiciones de operación, pero para el cálculo de los engranajes se tomará las condiciones de operación más críticas que en total serán 6, que representan la condición donde uno de los engranajes se mantiene fijo y los otros se desplazan con respecto a él.

En la Figura 8 se muestra la disposición de los engranajes dentro del reductor de velocidad; en esta misma figura el engranaje central es el engranaje solar (S), los engranajes planetarios (P) se encuentran alrededor del engranaje solar y se desplazan en conjunto con el portador (C). Por su parte el engranaje de anillo (R) es el elemento más grande dentro del reductor y contiene a los demás engranajes.

Figura 8

Disposición de los engranajes en el reductor de velocidad



Nota. Adaptado de http://www.thecatalystis.com/gears/

3.4.1 Condiciones de operación

Para determinar las fuerzas que se desarrollan en el contacto de los engranajes durante el funcionamiento es necesario representar adecuadamente la relación de transmisión en cada una de las condiciones de trabajo. Como se mencionó anteriormente se considerarán las 6 condiciones de funcionamiento de la Tabla 8 donde uno de los ejes se mantendrá fijo mientras que los otros dos alternaran entre los ejes de entrada y de salida. Para cada una de las 6 condiciones de funcionamiento se determinó la relación de transmisión tomando la ecuación 2, donde se relaciona el radio del engranaje solar (r_s) con el radio del engranaje de anillo (r_r).

Tabla 8

Resultados de los cálculos para seis condiciones de velocidad

	Eje de Entrada	Eje fijo	Eje de Salida
1	Portador de planetas (C)	Engranaje Solar (S)	Engranaje de anillo (R)
2	Engranaje de anillo (R)	Engranaje Solar (S)	Portador de planetas (C)
3	Portador de planetas (C)	Engranaje de anillo (R)	Engranaje Solar (S)
4	Engranaje Solar (S)	Engranaje de anillo (R)	Portador de planetas (C)
5	Engranaje Solar (S)	Portador de planetas (C)	Engranaje de anillo (R)
6	Engranaje de anillo (R)	Portador de planetas (C)	Engranaje Solar (S)

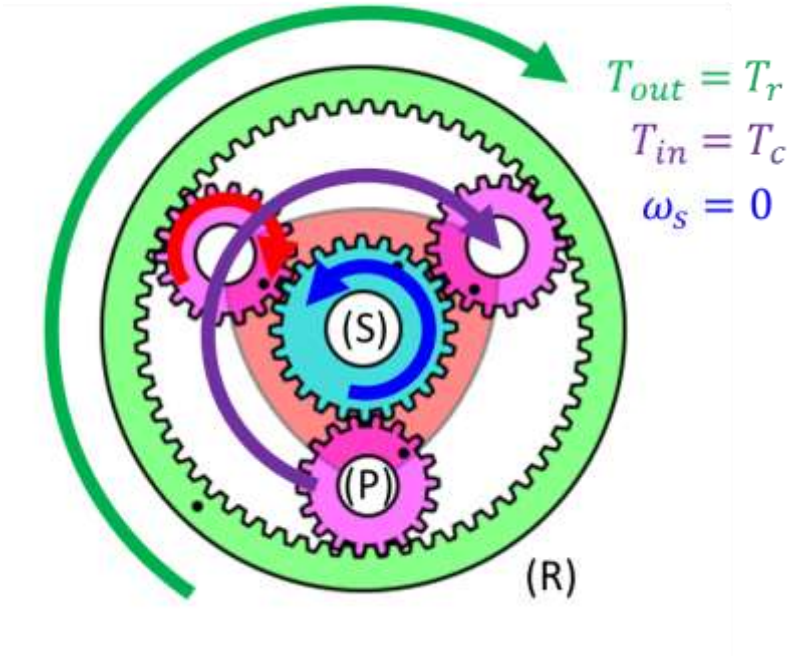
Nota. Elaboración propia

Para las primeras dos condiciones de la Tabla 8 el eje del engranaje solar se mantendrá fijo mientras los ejes del portador y del engranaje de anillo alternaran entre los ejes de entrada y salida. En la Figura 9 se muestra un esquema del reductor trabajando bajo la primera condición de funcionamiento, donde el eje del engranaje solar está representado en color celeste, los engranajes planetarios en color rosado y el engranaje de anillo en color verde, además, en la misma figura se muestra la dirección del giro de los engranajes por acción de sus momentos de torsión, con excepción del engranaje solar, el cual al estar

fijo se generara en él un momento de reacción opuesto a los otros dos momentos. Para la segunda condición de funcionamiento se emplea el mismo esquema de la Figura 9 tomando en consideración que para este caso el torque de entrada seria por el engranaje de anillo y la salida por el portador de planetas.

Figura 9

Esquema de la caja reductora para el eje del engranaje solar fijo

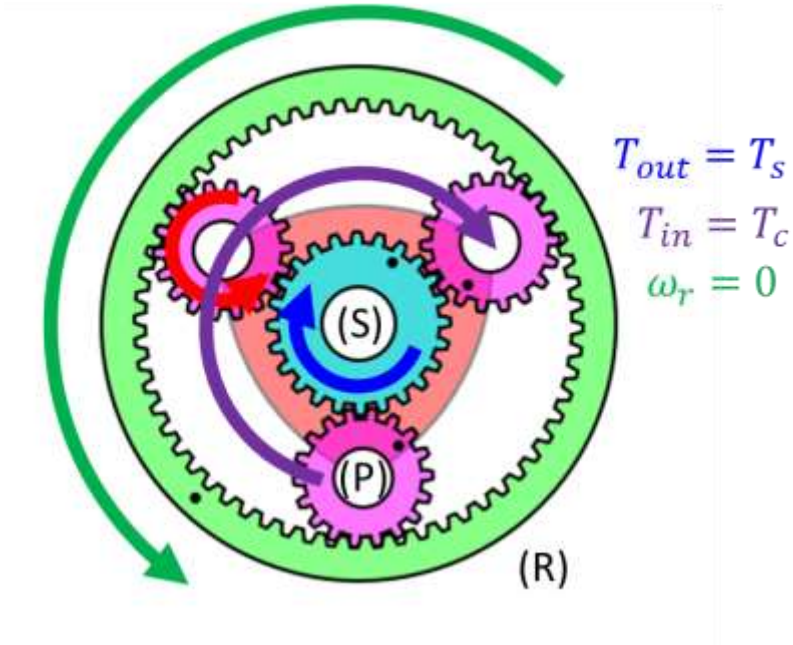


Nota. Elaboración propia. Torque de salida (T_{out}), Torque de entrada (T_{in}), Torque en el engranaje de anillo (T_r), Torque en el portador de planetas (T_c), velocidad angular del engranaje solar (ω_s)

Para el caso donde el engranaje anillo de encuentra fijo el movimiento solamente se da entre los ejes del portador de planetas y del engranaje solar. Como se aprecia en la Figura 10, en la tercera condición de operación tanto la dirección de la rotación de los ejes de entrada y salida tienen la misma dirección, mientras que el momento de torsión del engranaje de anillo que se mantiene fijo es opuesto a ellos. Para la cuarta condición de operación se puede emplear de igual manera la Figura 10 considerando que el torque de entrada será por el engranaje solar y la salida será por el portador de planetas mientras se mantiene fijo el engranaje de anillo.

Figura 10

Esquema de la caja reductora para el eje del engranaje de anillo fijo

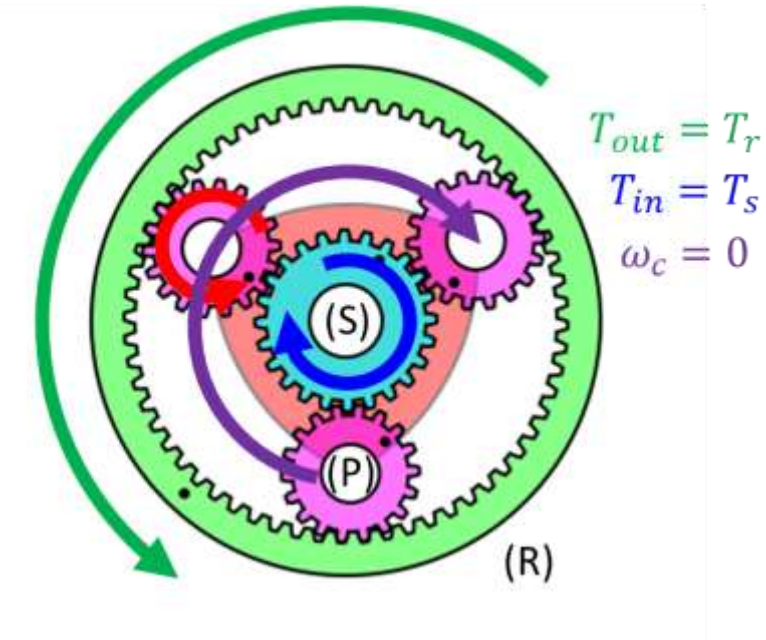


Nota. Elaboración propia. Torque de salida (T_{out}), Torque de entrada (T_{in}), Torque en el engranaje solar (T_s), Torque en el portador de planetas (T_c), velocidad angular del engranaje de anillo (ω_r)

Para las dos últimas condiciones de funcionamiento se mantiene fijo el portador de engranajes planetarios y la transmisión de movimiento se da entre los ejes del engranaje solar y el engranaje de anillo. En la Figura 11 se muestra el esquema de funcionamiento del reductor para la quinta condición de operación, donde el portador de engranajes planetarios se mantiene fijo, mientras el torque de entrada se realiza por el engranaje solar y el torque de salida se da por el engranaje de anillo. Aquí se hace notar que el movimiento de rotación de los ejes de entrada y salida tendrán sentido contrario, esto es porque en esta condición hay inversión de giro. En la última condición de funcionamiento se invierte el sentido de ingreso del torque de entrada, el cual se hará por medio del engranaje de anillo y la salida se hará por el engranaje solar, en esta condición también hay inversión de giro.

Figura 11

Esquema de la caja reductora para el eje del portador de planetas fijo



Nota. Elaboración propia. Torque de salida (T_{out}), Torque de entrada (T_{in}), Torque en el engranaje de anillo (T_r), Torque en el engranaje solar (T_s), velocidad angular del portador de planetas (ω_c)

Con el objetivo de determinar la fuerza entre las áreas de contacto de cada uno de los engranajes se emplea la ecuación 6 que relaciona los torques y sus respectivos valores de velocidad angular. Como se puede ver en las Figura 9, 10 y 11 las fuerzas y torques que ocurren dentro de la caja de engranajes planetarios es diferente para cada condición.

3.4.2 Modelo dinámico del reductor de velocidad

Para hallar las fuerzas y torque que se desarrollan en los engranajes se deben cumplir con tres condiciones. Primero, que la potencia en el eje de entrada sea igual a la suma de las potencias en los otros dos ejes (ecuación 5). Segundo, que la suma de las fuerzas en cada engranaje debe ser igual cero cuando el engranaje gira a velocidad constante y finalmente la potencia entregada por el motor hidráulico debe ser igual a la potencia en el eje de entrada de cada una de las seis condiciones de operación. Estas tres condiciones

se agrupan en un sistema de ecuaciones que al ser resuelto dará el torque requerido en el engranaje solar, el portador de planetas y el engranaje de anillo.

3.4.2.1 Engranaje solar fijo

Para las condiciones de operación 1 y 2 de la Tabla 8, se tiene en común que el eje del engranaje solar se encuentra fijo. Para esta condición se tiene que las tres ecuaciones siguientes determinan la distribución de torque para cada eje.

$$T_s\omega_s - T_c\omega_c + T_r\omega_r = 0$$

$$-\left(\frac{1}{r_s}\right)T_s + \left(\frac{1}{r_s + r_p}\right)T_c - \left(\frac{1}{r_s + 2r_p}\right)T_r = 0$$

$$T_c = T_{in}$$

Convirtiendo el sistema de ecuaciones anteriores a una forma matricial se puede resolver las ecuaciones para obtener los torques T_s, T_c, T_r:

$$\begin{bmatrix} \omega_s & -\omega_c & \omega_r \\ -\left(\frac{1}{r_s}\right) & \left(\frac{1}{r_s + r_p}\right) & -\left(\frac{1}{r_s + 2r_p}\right) \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_s \\ T_c \\ T_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ T_{in} \end{bmatrix}$$

3.4.2.2 Engranaje de anillo fijo

Para las condiciones de operación 3 y 4 de la Tabla 8, se tiene en común que el eje del engranaje de anillo se encuentra fijo. Para esta condición se tiene que las tres ecuaciones siguientes determinan la distribución de torque para cada eje.

$$T_s\omega_s - T_c\omega_c + T_r\omega_r = 0$$

$$-\left(\frac{1}{r_s}\right)T_s + \left(\frac{1}{r_s + r_p}\right)T_c - \left(\frac{1}{r_s + 2r_p}\right)T_r = 0$$

$$T_c = T_{in}$$

Convirtiendo el sistema de ecuaciones anteriores a una forma matricial se puede resolver las ecuaciones para obtener los torques T_s, T_c, T_r:

$$\begin{bmatrix} \omega_s & -\omega_c & \omega_r \\ -\left(\frac{1}{r_s}\right) & \left(\frac{1}{r_s + r_p}\right) & -\left(\frac{1}{r_s + 2r_p}\right) \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_s \\ T_c \\ T_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ T_{in} \end{bmatrix}$$

3.4.2.3 Portador de engranajes planetarios fijo

Para las condiciones de operación 5 y 6 de la Tabla 8, se tiene en común que el eje del engranaje de anillo se encuentra fijo. Para esta condición se tiene que las tres ecuaciones siguientes determinan la distribución de torque para cada eje.

$$T_s\omega_s - T_c\omega_c - T_r\omega_r = 0$$

$$\left(\frac{1}{r_s}\right)T_s - \left(\frac{1}{r_s + r_p}\right)T_c + \left(\frac{1}{r_s + 2r_p}\right)T_r = 0$$

$$T_s = T_{in}$$

Convirtiendo el sistema de ecuaciones anteriores a una forma matricial se puede resolver las ecuaciones para obtener los torques T_s, T_c, T_r:

$$\begin{bmatrix} \omega_s & -\omega_c & -\omega_r \\ \left(\frac{1}{r_s}\right) & -\left(\frac{1}{r_s + r_p}\right) & \left(\frac{1}{r_s + 2r_p}\right) \\ 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_s \\ T_c \\ T_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ T_{in} \end{bmatrix}$$

3.4.3 Cálculo de esfuerzos en los engranajes

Como se aprecia en las ecuaciones anteriores para dar solución a cada sistema de ecuaciones es necesario definir la cantidad de dientes en cada engranaje, es así como se tomaron después de varias iteraciones los siguientes valores: $N_s = 32\ dientes$, $N_p = 12\ dientes$, $N_r = 56\ dientes$, para el engranaje solar (S), planetario (P) y el de anillo (R).

Empleando un programa de cálculo para resolver los sistemas de ecuaciones de las seis condiciones anteriores, se han obtenido los resultados de la Tabla 9. En esta tabla se puede ver que para cada una de las condiciones se tiene: la fuerza y la velocidad del engranaje solar, el portador de planetas y el engranaje de anillo, así también se muestra la relación de transmisión y el torque en el eje de salida. Como se mencionó antes para las condiciones 5 y 6 la relación de transmisión y el toque son negativos.

De las relaciones de transmisión podemos ver las condiciones en las que la caja de engranajes planetarios actúa como multiplicador y como reductor. Para los fines de este trabajo solo interesan las condiciones de reducción ya que en ellos se encuentran los mayores valores de torque como se muestra en la Tabla 9.

Tabla 9

Resultados de los cálculos para seis condiciones de velocidad

	Ftsp	Ftc	Ftrp	ws	wc	wr	RT	Tout
Condición 1	4992.4	9984.7	4992.4	0.0	466.0	732.3	1.57	282.5
Condición 2	23535.4	15690.3	7845.1	0.0	296.5	466.0	0.64	697.7
Condición 3	4992.4	9984.7	4992.4	1281.5	466.0	0.0	2.75	161.5
Condición 4	13729.0	27458.0	41187.0	466.0	169.5	0.0	0.36	1221.0
Condición 5	13729.0	0.0	-13729.0	466.0	0.0	-266.3	-0.57	-777.0
Condición 6	-7845.1	0.0	7845.1	-815.5	0.0	466.0	-1.75	-253.7

Nota. Elaboración propia

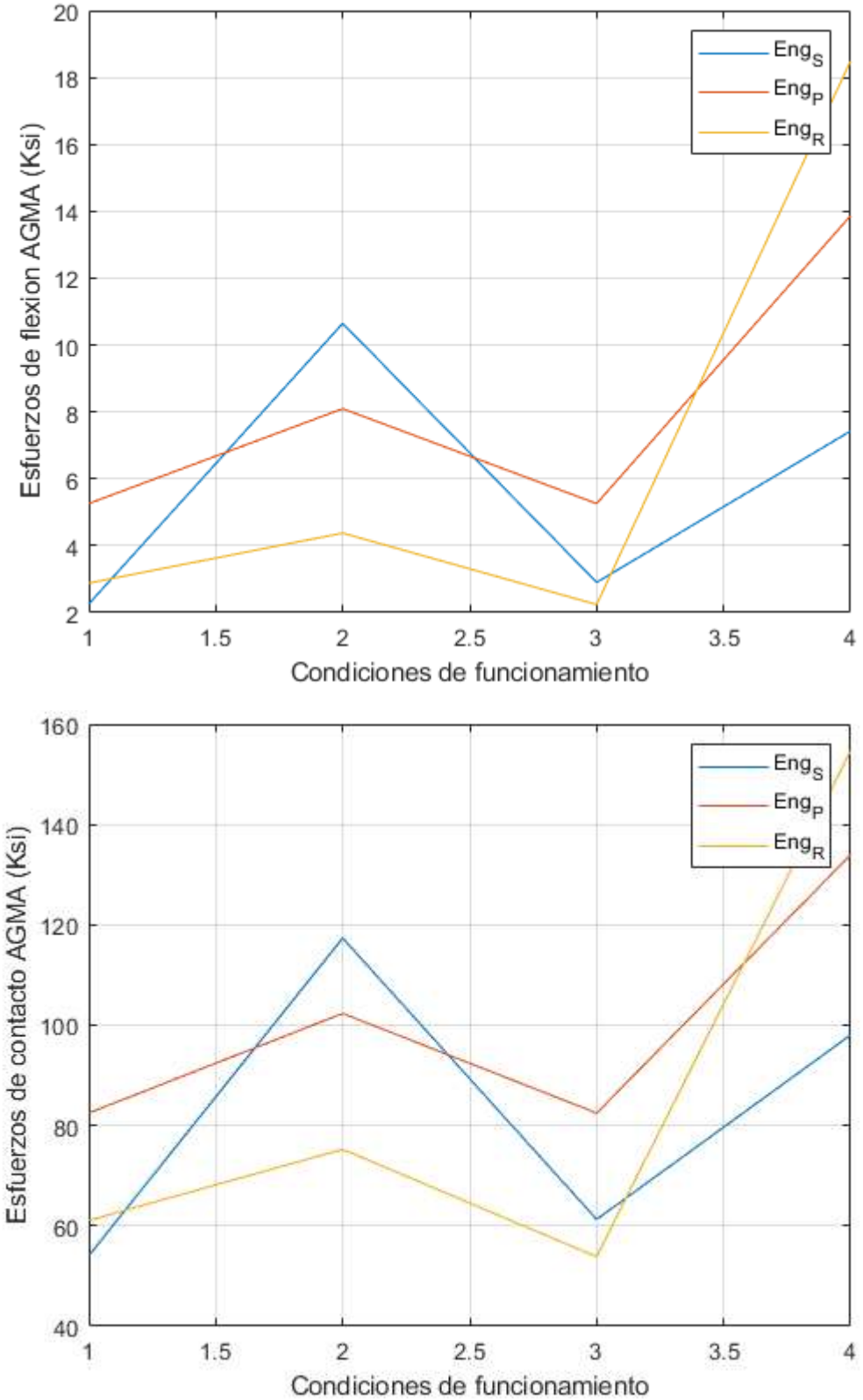
De los datos obtenidos en la tabla anterior, se puede ver que la condición más crítica para el torque se da en la condición 4 donde el máximo valor del torque es de 1221 Nm. Pero si se analiza las fuerzas en los dientes de los engranajes, podemos ver que la condición más crítica se da en el engranaje de anillo con un valor máximo de 41187 N. Debido a que en el diseño se estarán considerando ocho engranajes planetarios, la fuerza total se repartirá entre cada uno de ellos.

Para saber si los dientes de los engranajes son capaces de soportar los esfuerzos generados durante el funcionamiento del equipo, se emplean las ecuaciones del 28 al 36. Aplicando las ecuaciones AGMA para determinar el factor de seguridad en deflexión y en desgaste de los dientes de los engranajes, se tiene los resultados de la Figura 12.

Los valores de los esfuerzos para el engranaje solar están representados por la curva de color azul, los esfuerzos en el portador se grafica en color rojo y para el caso del engranaje de anillo la curva de esfuerzos es de color naranja. A simple vista se puede ver que en la condición de funcionamiento número 4 se obtienen los mayores esfuerzos para los tres engranajes, esto corresponde a los datos de la Tabla 9.

Figura 12

Esfuerzos de flexión y contacto de los engranajes.



Nota. Elaboración propia

De los resultados de la Figura 12 y las ecuaciones de la norma AGMA se pude determinar tanto el factor de seguridad en flexión como el factor de seguridad en desgaste. Para obtener estos resultados se emplearon las ecuaciones 32 y 36 respectivamente.

Para el cálculo del factor de seguridad también fue necesario definir el tipo de material que se va a emplear, para este caso se han tomado en consideración tres materiales: AISI 1020, AISI 1040 y AISI 1050. Estos tipos de acero son de los más accesibles y conocidos en el mercado. En los Anexos del 1 al 3 se encuentran las fichas técnicas con las propiedades mecánicos de esto aceros.

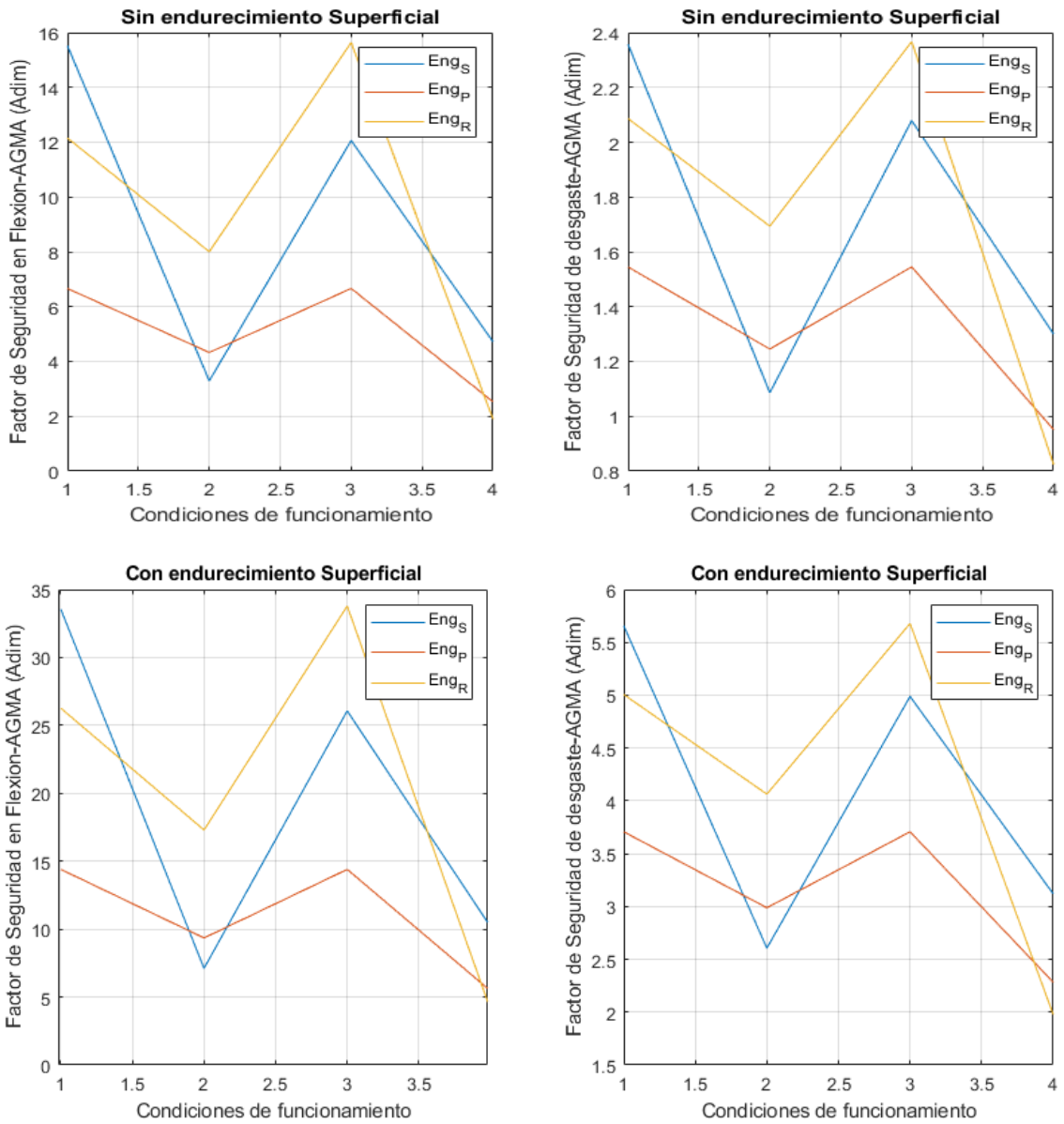
3.4.4 Parametrización de las variables de diseño

Debido a la cantidad y complejidad de las ecuaciones 28 hasta la 36 se empleó un software de cálculo para ingeniería, en el cual se transcribieron las ecuaciones de diseño. Los resultados obtenidos se encuentran graficados en la Figura 13 donde se muestran dos ventanas gráficas, siendo que en la primera se muestra el Factor de Seguridad en flexión con respecto a las condiciones de funcionamiento; de manera similar la segunda ventana presenta el Factor de Seguridad en desgate para las mismas condiciones de funcionamiento. Cada curva en la gráfica corresponde a cada uno de los engranajes, donde el color azul le corresponde al engranaje solar (S), el color rojo al engranaje planetario (P) y el color naranja al engranaje de anillo (R). Por medio de la programación se itero el cálculo varias veces tomando cada uno de los siguientes materiales: AISI 1020, AISI 1040 y AISI 1050, encontrándose que el acero AISI 1050 al tener mayor dureza (229 HB) es el material más adecuado para la fabricación de estos engranajes, la Figura 13 muestra solo los resultados finales obtenidos para el AISI 1050. Como se observa en la Figura 13 los factores de seguridad en flexión son mucho mayores a los factores de seguridad en desgaste. También se puede observar que, aunque en un inicio se consideraron 6 condiciones de funcionamiento tan solo se están graficando 4, pues los dos últimos son para la marcha en reversa y sus condiciones de funcionamiento no son críticas. En las gráficas de la Figura 13 se puede ver la diferencia entre las condiciones de tratamiento superficial en los engranajes; en las gráficas superiores en donde no hay tratamiento superficial se puede ver que los factores de seguridad en desgaste son menores a 1. Para este inconveniente se propuso emplear un proceso de cementación o nitrurado con lo cual según Klebanov, B. M., Barlam, D. M., & Nystrom, F. E. (2007) se pude lograr un aumento de la capacidad de carga superficial de 3 a 5 veces y en flexión de 1.5 a 2 veces.

Tomando en consideración lo anterior para la condición de endurecimiento superficial como mínimo la dureza puede llegar a ser 3 veces la dureza original del material. Para este caso las gráficas de la zona inferior de la Figura 13 muestran que el factor de seguridad mínimo en desgaste aumenta hasta 1.977 el cual es un valor más adecuado.

Figura 13

Graficas paramétricas para el factor de seguridad en fatiga

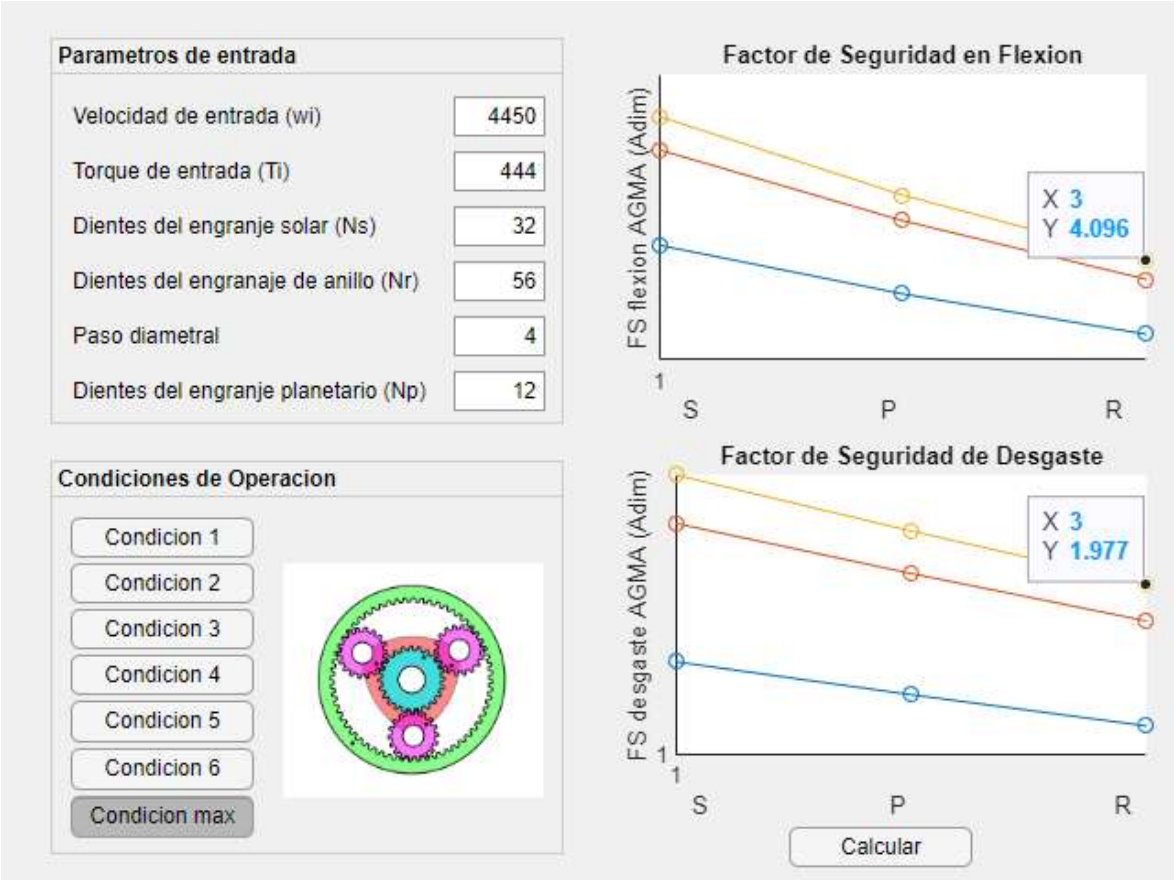


Nota. Elaboración propia

Para efectos de facilidad en el manejo de los cálculos, se ha elaborado una GUI con los cálculos realizados para determinar el factor de seguridad tanto en flexión como en desgaste. En la Figura 14 se muestra la ventana de la GUI elaborada para este trabajo. Dentro de la ventana, en la zona superior izquierda se muestran los parámetros de entrada necesarios para el cálculo de los engranajes; en la zona inferior izquierda se muestran las 6 condiciones de operación de la Tabla 10 para los cuales se calcula el Factor de seguridad en flexión y en desgaste y sus resultados se muestran en las gráficas a la derecha de la GUI. Adicionalmente a las 6 condiciones, se ha ingresado una séptima condición llamada "Condición Máxima", la cual toma el mayor esfuerzo de entre las 6 condiciones de operación y con esos valores se grafica el menor valor de posible en los factores de seguridad por flexión y desgaste. Con esta GUI, al cambiar los valores de los parámetros de entrada se obtendrán diferentes resultados en los factores de seguridad. En el Anexo 4 se muestra la programación empleada en la GUI.

Figura 14

GUI para el cálculo de factores de seguridad en los engranajes



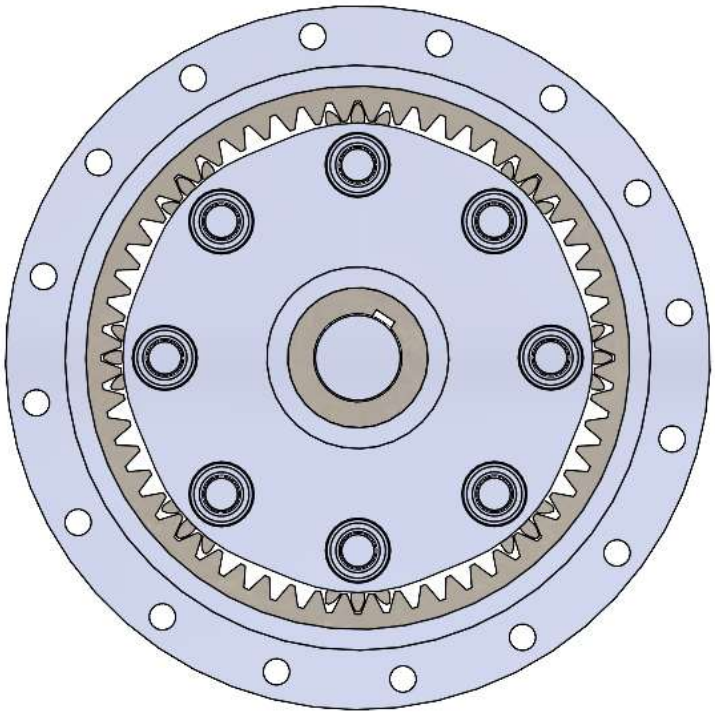
Nota. Elaboración propia

3.5 Simulación por el Método de Elementos Finitos

Para validar el resultado obtenido por el diseño paramétrico se realizará la simulación de los engranajes según las cargas obtenidas en los resultados analíticos. En la Figura 15 se muestra la disposición de los engranajes dentro del reductor de velocidad. Como se aprecia en la Figura 15 se ha considerado emplear 8 engranajes planetarios en el reductor de velocidad, esto con el fin de reducir los esfuerzos en los dientes de los engranajes.

Figura 15

Vista interior del reductor de velocidad



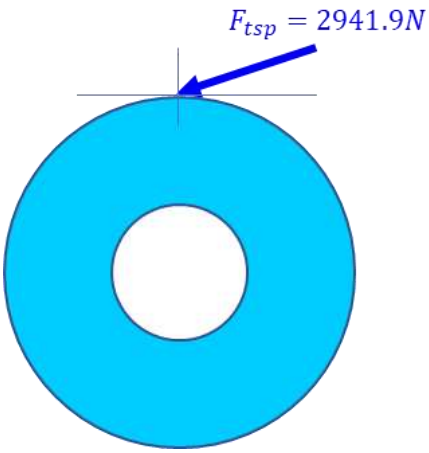
Nota. Elaboración propia

Realizando la simulación de cada engranaje se tiene los resultados de las Figuras 17, 19 y 21 mientras que sus respectivos diagramas de cuerpo libre se encuentran en las Figuras 16, 18 y 20. Para el caso del engranaje solar el factor de seguridad que arroja la simulación es 2.66 (ver Figura 17), el cual es menor al factor de seguridad obtenido analíticamente, el cual es 3.29. Para los engranajes planetarios el factor de seguridad obtenido mediante simulación es 3.69 (ver Figura 19), el cual es mayor al valor analítico de 2.53. Por último, el factor de seguridad para el engranaje de anillo mediante simulación

tiene un valor de 1.27 (ver Figura 18) el cual es menor al resultado analítico de 1.90. Los factores de seguridad que se han obtenido en la simulación se han calculado empleando el acero AISI 1050 por ser el acero seleccionado del análisis paramétrico (sección 3.4.4 Parametrización de las variables de diseño).

Figura 16

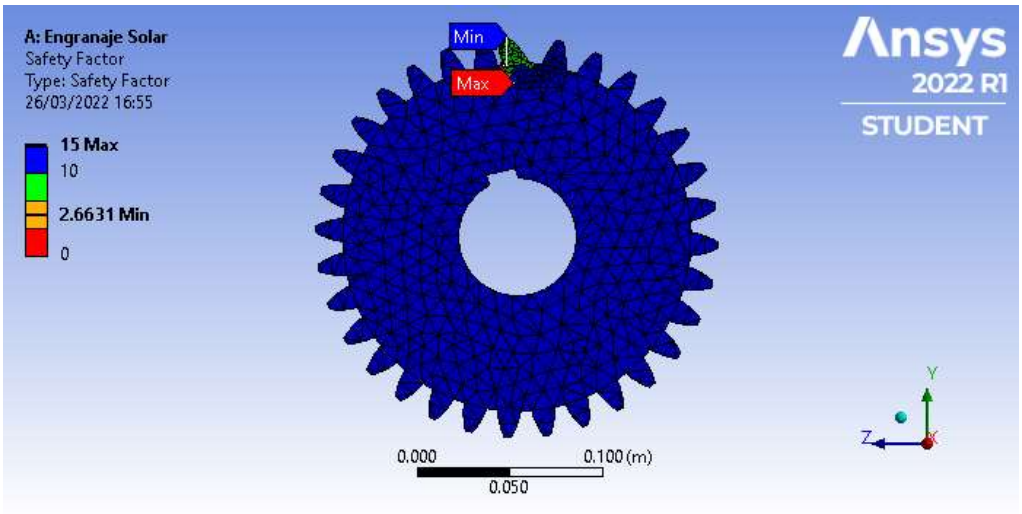
Diagrama de cuerpo libre para el engranaje solar



Nota. Elaboración propia

Figura 17

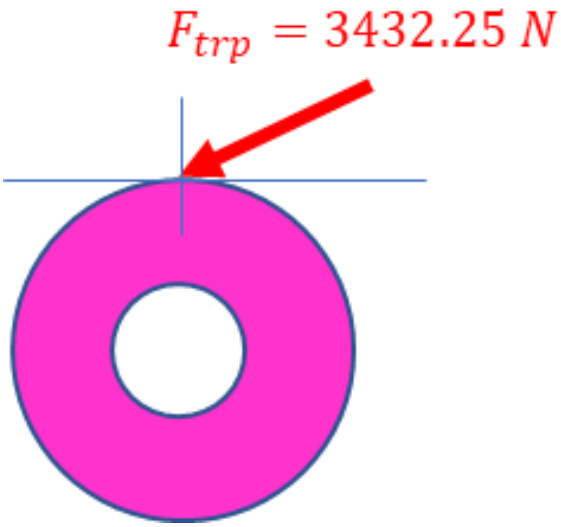
Factor de seguridad en fatiga para el engranaje solar



Nota. Elaboración propia

Figura 18

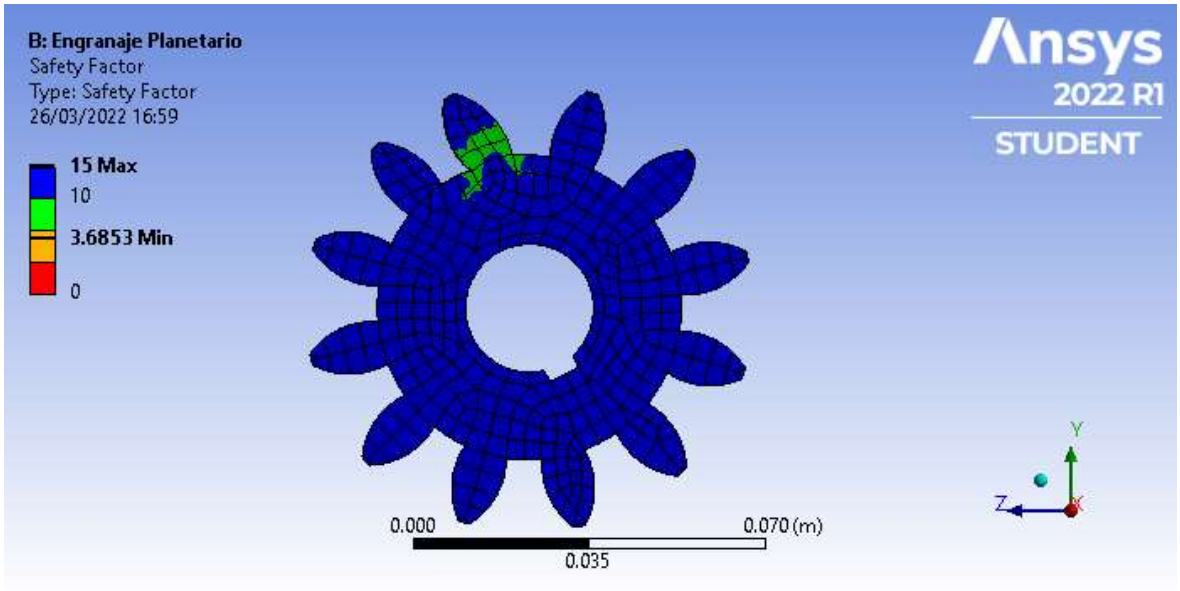
Diagrama de cuerpo libre para el engranaje planetario



Nota. Elaboración propia

Figura 19

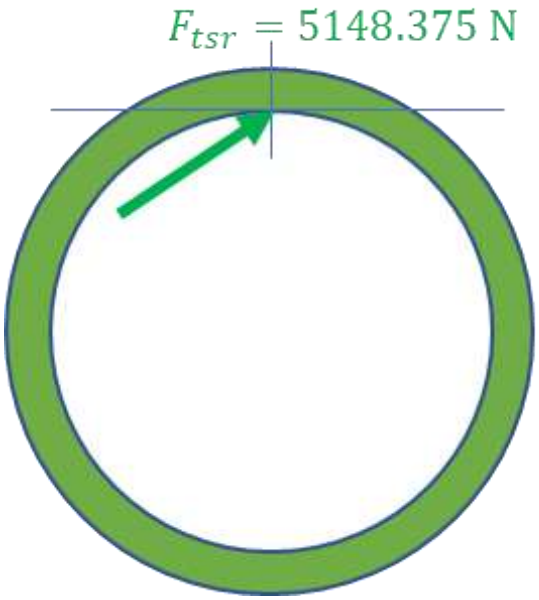
Factor de seguridad en fatiga para el engranaje planetario



Nota. Elaboración propia

Figura 20

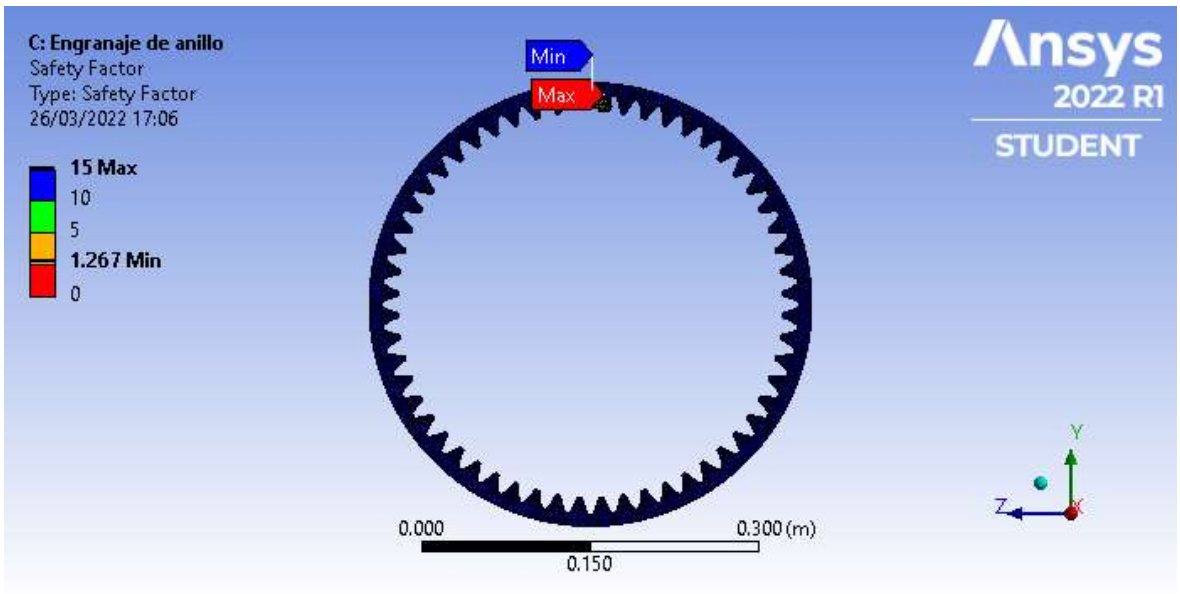
Diagrama de cuerpo libre para el engranaje de anillo



Nota. Elaboración propia

Figura 21

Factor de seguridad en fatiga para el engranaje de anillo

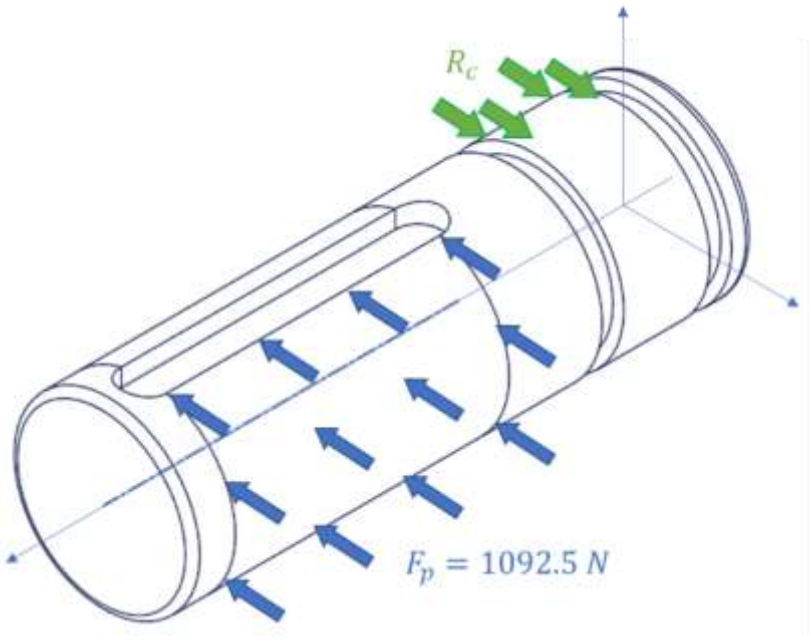


Nota. Elaboración propia

Un análisis adicional se realizó al eje de los engranajes planetarios y al eje del engranaje solar, ya que estos elementos se encargan de transmitir el torque de tracción. En caso especial del eje del engranaje planetario este gira sobre su eje pero la transmisión de torque se hace en conjunto con los demás ejes planetarios, los cuales al desplazarse dentro del engranaje de anillo hacen rotar al portador de planetas. Para la cuarta condición de funcionamiento el portador transmite un torque de 1221 Nm (Tabla 9) este torque al ser dividido por el radio que forman los engranajes planetarios se obtiene la fuerza total que da lugar a este torque, para determinar la fuerza que actúa sobre cada eje simplemente se divide la fuerza total entre los 8 ejes planetarios quedando que la fuerza que soporta cada eje es de 1092.5 N. En la Figura 22 se observa el diagrama de cuerpo libre del eje con las fuerzas que se aplican sobre el eje; en color azul se muestra la fuerza normal de contacto con el engranaje planetario, y en color verde la reacción de contacto con el portador de planetas.

Figura 22

Diagrama de cuerpo libre del eje del engranaje planetario

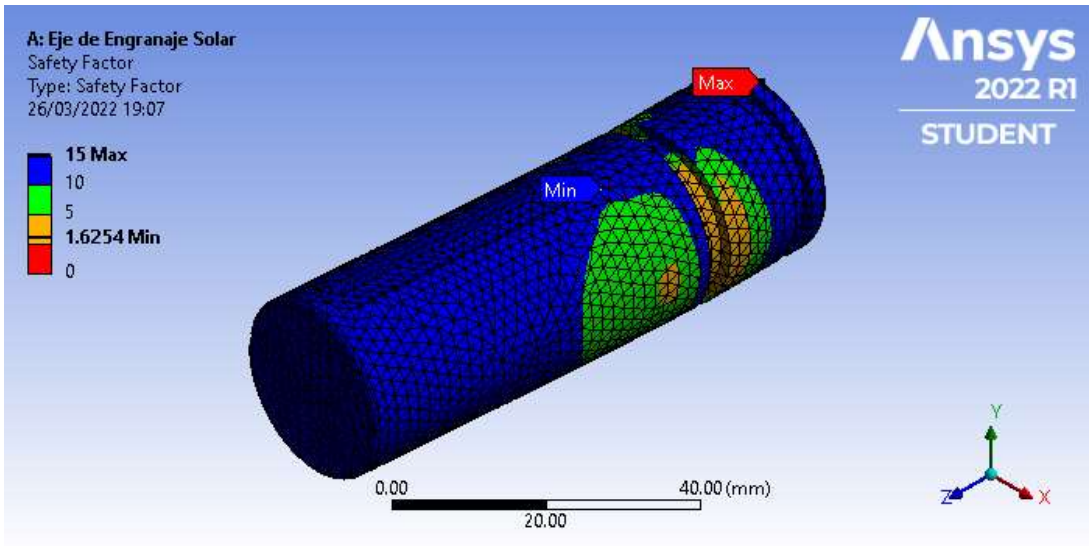


Nota. Elaboración propia. Fuerza de reacción en el eje del planeta (R_c), Fuerza de aplicación sobre el eje del planeta (F_p)

Realizando la simulación correspondiente a la Figura 22 se tiene los resultados de la Figura 23 en donde se puede ver que el factor de seguridad mínimo en fatiga es de 1.63 empleando como material de fabricación el acero 1050.

Figura 23

Factor de seguridad en fatiga para el eje del engranaje planetario

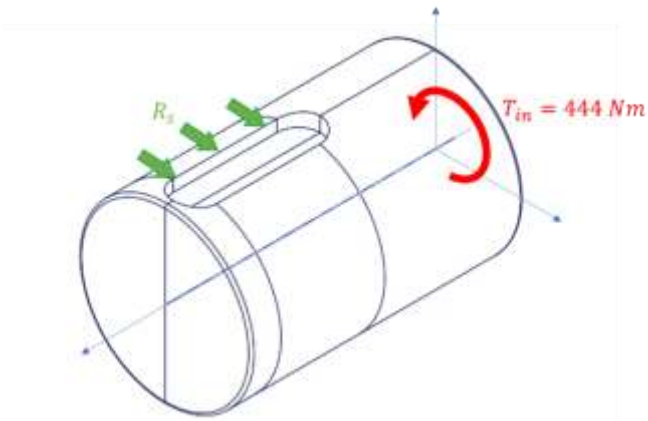


Nota. Elaboración propia

Para el caso del eje del engranaje solar este transmite el torque motriz que recibe desde el motor hidráulico hacia su engranaje respectivo, el engranaje se encuentra acoplado al eje por medio de una chaveta. En la Figura 24 se observa el diagrama de cuerpo libre del eje.

Figura 24

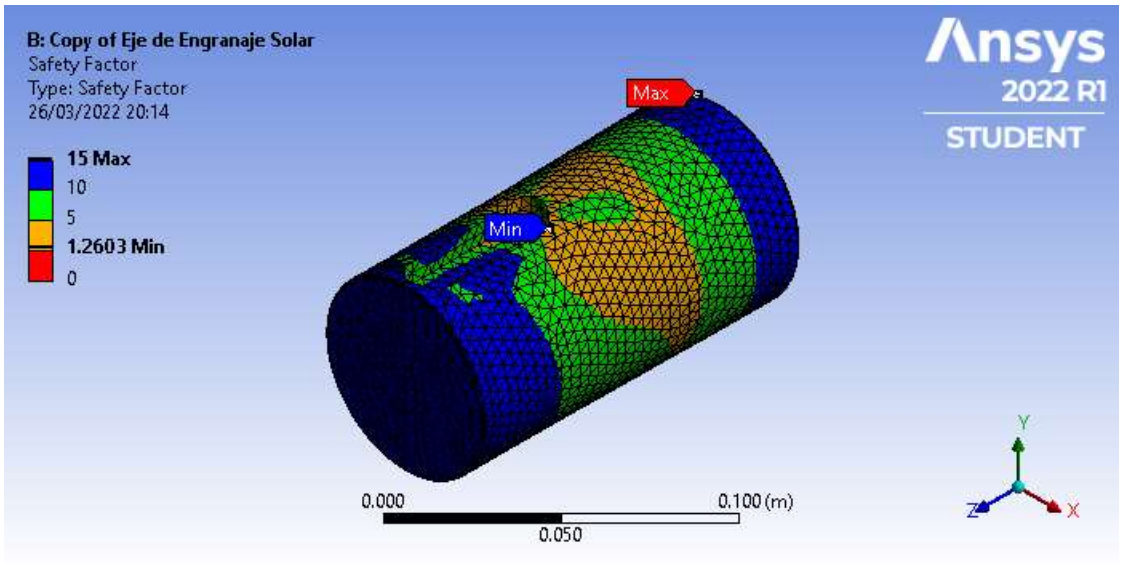
Diagrama de cuerpo libre del eje del engranaje solar



Nota. Elaboración propia. Reacción en el canal chavetero del eje del engranaje solar (R_s), Torque de entrada en el eje (T_{in}). En la Figura 25 se puede ver que el factor de seguridad mínimo es de 1.26 dentro del canal chavetero.

Figura 25

Factor de seguridad en fatiga para el eje del engranaje solar



Nota. Elaboración propia

Finalizada la verificación de la simulación en la Figura 26 se presenta el ensamblaje del reductor de velocidad diseñado, donde se muestran los elementos principales que forman el conjunto de engranajes.

Figura 26

Diseño del reductor de velocidad con engranajes planetarios

Nota. Elaboración propia

3.6 Sistema de control de velocidad variable

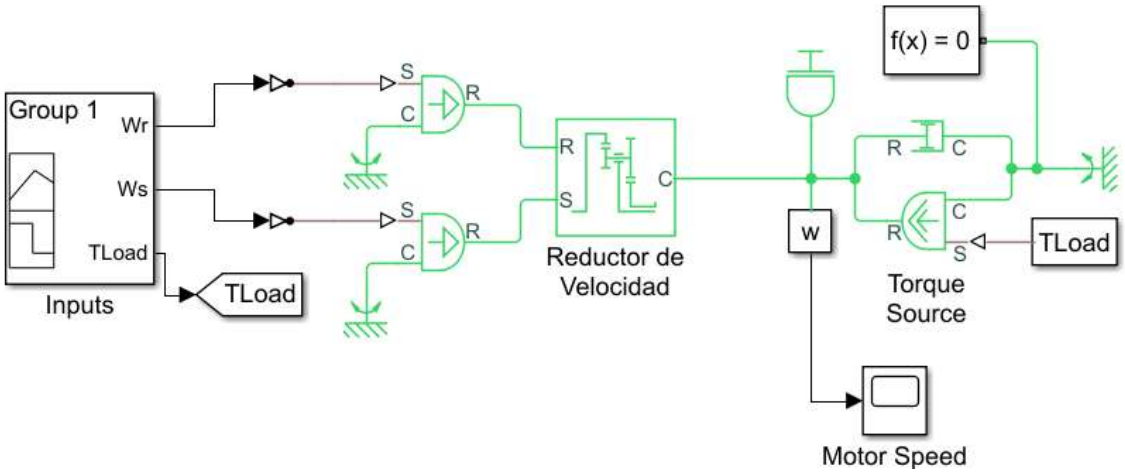
Con el fin de integrar el diseño del reductor de velocidad con un sistema de control de velocidad, se realizó un modelo dinámico en SIMSCAPE el cual está conformado por un circuito de potencia y un circuito de control. Para el modelado se están empleando bloques físicos, los cuales tienen su propio modelo matemático asociado a ellos, para ajustar el modelo se configuran cada uno de los bloques según los parámetros calculados y se verificara que el comportamiento corresponde a los resultados obtenidos. Debido a que se está implementando un reductor de engranajes planetarios la velocidad de salida será el resultado de la combinación de la velocidad de los engranajes solar (S) y de anillo (R), siendo el portador de planetas (C) el encargado de entregar el torque de salida.

3.6.1 Simulación dinámica del reductor de velocidad variable

En la Figura 27 se observa el modelo del reductor de velocidad donde el bloque central representa al reductor de velocidad el cual se configura con la relación de transmisión de los engranajes y que tienen como variables de entrada de la velocidad en los ejes de los engranajes solar (S) y engranaje de anillo exterior (R). En el extremo derecho de la gráfica se modela la carga que se desea mover representado por un bloque generador de torque (Torque Source). En el lado izquierdo están las señales de entrada para las velocidades de los engranajes y la carga. En la parte central se encuentra el bloque que contiene al modelo del reductor de engranajes planetarios.

Figura 27

Modelo dinámico del reductor de velocidad variable

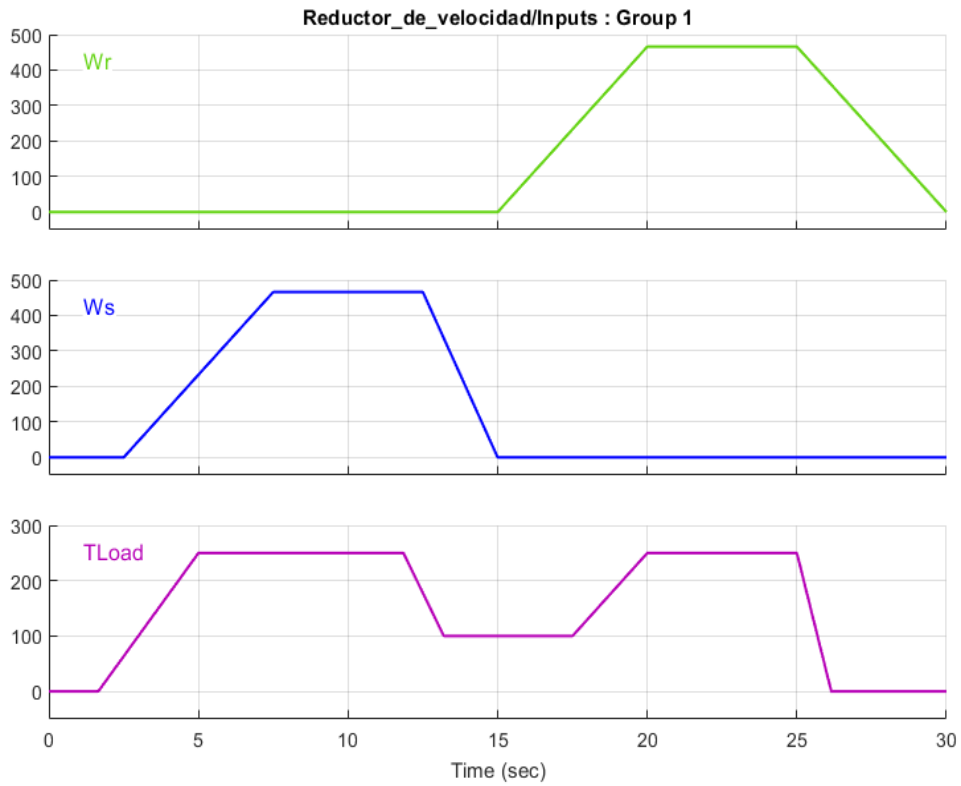


Nota. Elaboración propia

En la Figura 28 se muestra las funciones de velocidad que se han ingresado al modelo para observar la respuesta del modelo al cambio de velocidad en los ejes del reductor. La grafica de color verde representa la velocidad en el engranaje de anillo, mientras que la gráfica de color azul es la velocidad de entrada al engranaje solar. Adicionalmente se puso una función para variar el torque sobre el eje de salida que vendría ser el portador de planetas.

Figura 28

Resultados del modelo matemático

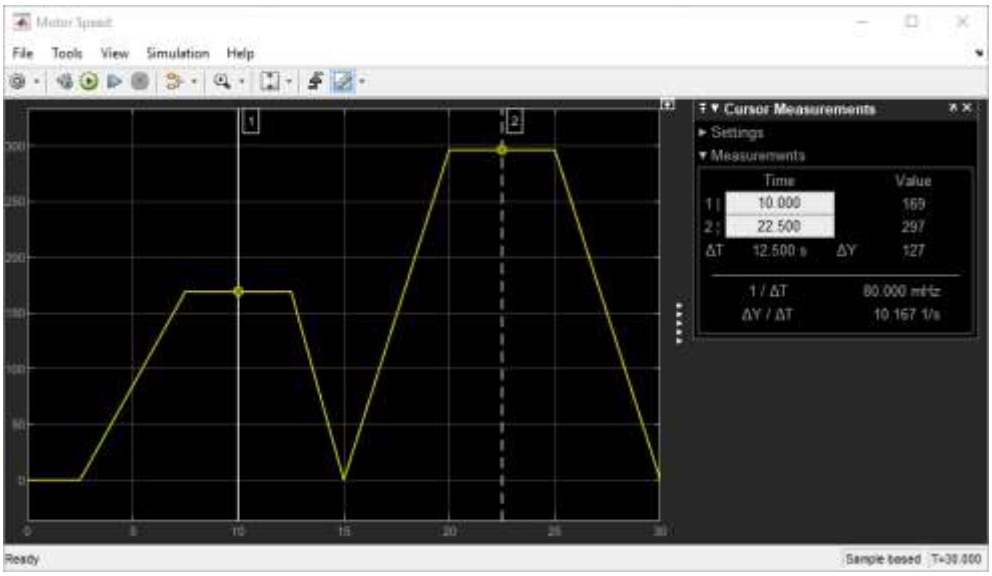


Nota. Elaboración propia

Al simular el modelo en la Figura 29 se puede ver la respuesta en el cambio de velocidad en el eje de salida (Portador de planetas), paras las condiciones de operación de las gráficas de la Figura 28. En la gráfica se puede ver que la velocidad de salida es menor cuando la entrada de velocidad es por el engranaje solar, en comparación a que si la entra de velocidad fuera por el engranaje de anillo.

Figura 29

Resultados del modelo matemático



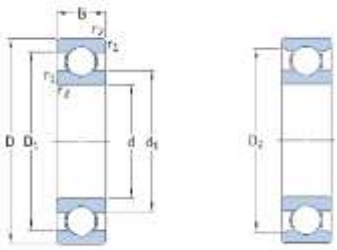
Nota. Elaboración propia

3.7 Selección de componentes estándar

Los componentes estándar principales que se deben considerar para completar el diseño son los rodamientos, los cuales se obtiene del catálogo de SKF para rodamientos de bolas. Para el caso de los engranajes planetarios se emplearán en total 8 rodamientos los cuales irán montados en el portador de planetas. Para la carga que se aplica sobre cada rodamiento se ha seleccionado el rodamiento con código SKF 6005, el cual tiene un diámetro d = 25 mm; las especificaciones del rodamiento se encuentran en el Anexo 5.

Figura 30

Dimensiones básicas del rodamiento de bolas



Nota. Tomado de Catálogo de rodamientos SKF (2015)

3.8 Elaboración de planos

Después de haberse realizado el diseño y de haberse validado con la simulación se ha elaborado los planos de fabricación y montaje de los componentes del reductor de velocidad. Para este diseño se han elaborado los planos listados en la Tabla 10

Tabla 10

Planos de fabricación y ensamble del reductor

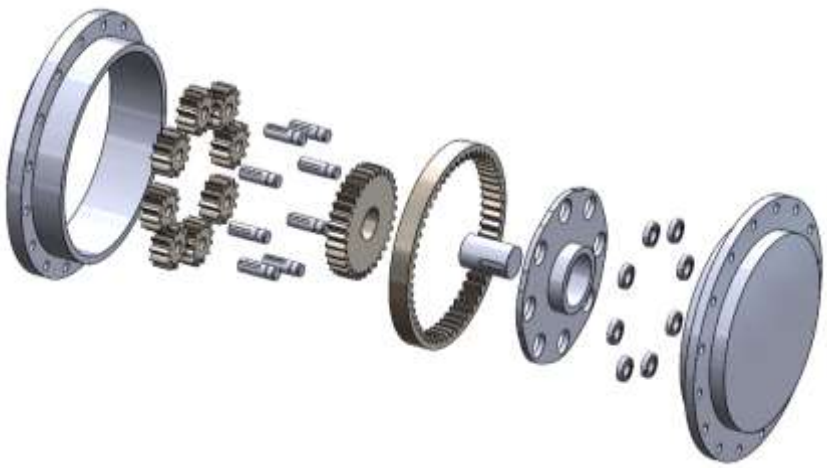
CODIGO	PLANO	REVISION
RVV-01	VISTA GENERAL	16/12/2021
RVV-02	VISTA ISOMETRICA	16/12/2021
RVV-03	ENGRANAJE SOLAR	16/12/2021
RVV-04	ENGRANAJE PLANETARIO	16/12/2021
RVV-05	ENGRANAJE DE ANILLO	16/12/2021
RVV-06	PORTADOR DE PLANETAS	16/12/2021
RVV-07	BRIDA DE UNION	16/12/2021
RVV-08	CUBIERTA	16/12/2021
RVV-09	EJE DEL ENGRANAJE PLANETARIO	16/12/2021
RVV-10	EJE DEL ENGRANAJE SOLAR	16/12/2021
RVV-11	VISTA EXPLOTADA	16/12/2021

Nota. Elaboración propia

En la Figura 31 se pude ver la vista explotada del ensamblaje final.

Figura 31

Vista explotada del reductor de velocidad



Nota. Elaboración propia

3.9 Análisis económico

Para la evaluar económicamente la viabilidad del diseño desarrollado en este trabajo se realizó el presupuesto que se puede ver en la Tabla 11. En esta tabla se detallan los materiales, componentes y servicios empleados para la fabricación del reductor de velocidad variable.

Tabla 11

Presupuesto del reductor de velocidad

MATERIALES			
DESCRIPCIÓN	**CANT**	**PRECIO UNIT.**	**SUB TOTAL**
Plancha circular de acero AISI 1050 $\emptyset = \mathbf{400\ mm\ X\ 12\ mm}$	1	S/ 540.00	S/ 540.00
Barra de acero AISI 1050 $\emptyset = \mathbf{90\ mm\ X\ 40\ mm}$	1	S/ 280.00	S/ 280.00
Acero AISI 1050 $\emptyset = \mathbf{400\ mm\ X\ 40\ mm}$	1	S/ 650.00	S/ 650.00
Plancha de acero AISI 1050 $\mathbf{800\ X\ 800\ X\ 6\ mm}$	1	S/ 320.00	S/ 320.00
Barra de acero AISI 1050 $\emptyset = \mathbf{2.5\ in\ X\ 150\ mm}$	1	S/ 140.00	S/ 140.00
Barra de acero AISI 1050 $\emptyset = \mathbf{1\ in\ X\ 650\ mm}$	1	S/ 80.00	S/ 80.00
SUBTOTAL			S/ 2,010.00
COMPONENTES			
DESCRIPCIÓN	**CANT**	**PRECIO UNIT.**	**SUB TOTAL**
Rodamientos 6005	8	S/ 150.00	S/ 1,200.00
Seguro para eje radial	16	S/ 1.00	S/ 16.00
Pernos 3/4"	6	S/ 1.00	S/ 6.00
SUBTOTAL			S/ 1,222.00
SERVICIOS EXTERNOS			
DESCRIPCIÓN	**CANT**	**PRECIO UNIT.**	**SUB TOTAL**
Corte por plasma	1	S/ 680.00	S/ 680.00
Soldadura	1	S/ 320.00	S/ 320.00
Torneado CNC	1	S/ 1,100.00	S/ 1,100.00
Ensamblaje	1	S/ 300.00	S/ 300.00
SUBTOTAL			S/ 1,720.00

Nota. Elaboración propia

El detalle de los costos de la Tabla 11 se puede resumir en el balance final de la Tabla 12, del cual al sumar los Subtotales se tiene que la inversión total para la fabricación del reductor es de S/. 4,952.00

Tabla 12

Presupuesto del reductor de velocidad

BALANCE FINAL	
MATERIALES	S/ 2,010.00
COMPONENTES	S/ 1,222.00
SERVICIOS EXTERNOS	S/ 1,720.00
TOTAL	S/ 4,952.00

Por medio del Valor Actual Neto (VAN) se puede valorar las inversiones de un proyecto. Del resultado del VAN podemos determinar si el proyecto es rentable o no, bajo uno de los siguientes escenarios:

- Si el VAN de un proyecto es positivo, el proyecto crea valor.
- Si el VAN de un proyecto es negativo, el proyecto destruye valor.
- Si el VAN de un proyecto es cero, el proyecto no crea ni destruye valor.

Para calcular el VAN se empleó la función de EXCEL que corresponde a la ecuación siguiente:

$$VAN = \sum_{t=0}^{n} \frac{Q}{(1-i)^t} - I_0$$

Donde:

VAN: Valor Actual Neto

Q: Flujo de caja en el periodo “t”

n: Numero de periodos

i: Tasa de descuento

I_0: Inversión Inicial

Despejando la ecuación VAN para determinar la tasa de descuento que deje en cero a al VAN se obtiene la ecuación de la Tasa Interna de Descuento (TIR) cuya ecuación que corresponde a la función empleada en EXCEL es:

$$TIR = \frac{-I_0 + \sum_{i=1}^{n} Q_i}{\sum_{i=1}^{n} i \cdot Q_i}$$

Para emplear las ecuaciones anteriores es necesario contar con el flujo de caja, el cual se realizó para un lapso de 12 meses.

Para la fabricación de un solo reductor de velocidad se presupuestó una inversión de S/. 4,952.00 los cuales no incluyen la instalación del reductor en el sistema de transmisión de un vehículo. Para definir el beneficio económico se asume que una factoría se encarga de la fabricación, por otra parte, un servicio de mantenimiento se encargara de la instalación del reductor de velocidad con un costo de S/. 250.00.

Beneficio Económico

Para determinar el beneficio económico se compara el precio de un reductor de engranajes planetarios con el costo del reductor presentado en este trabajo. En el mercado los reductores de engranajes planetarios con una potencia similar al del reductor diseñado suelen costar en promedio S/ 5,678.00 ($ 1,500.00). La diferencia en el costo del reductor diseñado y el costo promedio para este tipo de reductores es de S/. 726.00.

Tabla 13

Resultados del análisis económico

Tiempo (meses)	Flujo de Caja	Movimientos
Inversión	-S/ 4,952.00	Costo inicial (S/.)
1	S/ 895.30	Beneficio (S/mes)
2	S/ 895.30	Beneficio (S/mes)
3	S/ 895.30	Beneficio (S/mes)
4	S/ 895.30	Beneficio (S/mes)
5	S/ 895.30	Beneficio (S/mes)
6	S/ 895.30	Beneficio (S/mes)

7	S/ 895.30	Beneficio (S/mes)
8	S/ 895.30	Beneficio (S/mes)
9	S/ 895.30	Beneficio (S/mes)
10	S/ 895.30	Beneficio (S/mes)
11	S/ 895.30	Beneficio (S/mes)
12	S/ 895.30	Beneficio (S/mes)
Total de Ingresos	S/ 10,743.57	
Tasa de interés	7%	
Inversión inicial	S/ 4,952.00	
VAN	S/ 2,159.07	
TIR	15%	
ROI	5.53	

Nota. Elaboración propia

IV. CONCLUSIONES

En este trabajo para la recopilación de especificaciones de ingeniería se realizó una recopilación bibliográfica de trabajos de investigación recientes, de donde se tomó los datos de las investigaciones como recomendaciones de diseño, con el fin de determinar los parámetros iniciales para el presente diseño y de esta manera hacerlo competitivo en el mercado.

Con los datos obtenidos de los trabajos consultados se definido los límites del diseño mediante la tabla de especificaciones de ingeniería y posteriormente se realizó el diseño conceptual, donde se plasmaron tres conceptos de solución para el problema de diseño.

De los tres conceptos se escogió uno de ellos empleando un método de selección por medio de una matriz de criterios ponderado, quedando como resultado que el concepto de reductor basado en engranajes planetarios es más adecuado para nuestras exigencias.

Con el diseño paramétrico se analizaron los 4 primeros modos de funcionamiento los cuales presentaban como característica principal que uno de sus ejes de mantener fijo mientras que los otros dos intercalaban como ejes de entrada y salida. De este análisis se encontró que los dientes del engranaje de anillo sufren los mayores esfuerzos.

Por medo de las curvas paramétricas se determinó que el valor mínimo del factor de seguridad por flexión y desgaste empelando el método AGMA, fueron de 1.9 y 0.8 respectivamente para el acero AISI 1050.

Para verificar el funcionamiento dinámico del sistema se realizó un modelo-físico matemático en SIMSCAPE al cual se le ingreso valores de velocidad y torque y se verifico que los resultados corresponden a los resultados de la Tabla 9.

Finalmente, mediante un análisis económico se validó la viabilidad económica del diseño planteado, el cual tiene un VAN de S/. 2,159.07, un TIR de 15 % y un retorno de la inversión de 5.53 meses.

V. RECOMENDACIONES

Para las recomendaciones finales de este trabajo se menciona lo siguiente:

Para la implementación del reductor de velocidad en un sistema de trasmisión hidrostática, se debe verificar que los parámetros de entrada como velocidad nominal y torque no excedan los valores nominales del reductor.

Para el acople mecánico se debe asegurar que el espacio disponible en el sistema de transmisión sea suficiente para montar el reductor de velocidad.

VI. REFERENCIAS

Arnaudov, K., & Karaivanov, D. P. (2019). Planetary gear trains. CRC Press.

Bao, M., Ni, X., & Kang, S. (2020). Efficiency Analysis of Pump-controlled Motor System of Hydraulic Machinery Continuously Variable Transmission for Agricultural Machinery. In MATEC Web of Conferences (Vol. 319, p. 03002). EDP Sciences.

Budynas, R. G. y Nisbett, J. K., (2012), Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, México, Mc Graw Hill.

Costa, G., & Sepehri, N. (2015). Hydrostatic transmissions and actuators: operation, modelling and applications. John Wiley & Sons.

Dieter, G. E., & Schmidt, L. C. (2009). Engineering design (pp. 18-20). Boston: McGraw-Hill Higher Education.

Eggert, R. (2005). Engineering design. Pearson/Prentice Hall.

Jelaska, D. T. (2012). Gears and gear drives. John Wiley & Sons.

Klebanov, B. M., Barlam, D. M., & Nystrom, F. E. (2007). Machine elements: life and design. CRC Press.

Lanzarotto, D., Marchesoni, M., Passalacqua, M., Prato, A. P., & Repetto, M. (2018). Overview of different hybrid vehicle architectures. IFAC-PapersOnLine, 51(9), 218-222.

Liu, F., Wu, W., Hu, J., & Yuan, S. (2019). Design of multi-range hydro-mechanical transmission using modular method. Mechanical Systems and Signal Processing, 126, 1-20.

Londoño-Parra, C. M., & Ramírez-Echavarría, J. L. (2013). Normas de eficiencia energética de motores de inducción,¿ está preparada Latinoamérica?. TecnoLógicas, (30), 117-147.

Lu, W., Zhang, Y., Cheng, H., Zhou, Y., & Lv, H. (2020). Research on dynamic behavior of multistage gears-bearings and box coupling system. Measurement, 150, 107096.

Moscardó Palop, A. (2017). Diseño y cálculo de un reductor de velocidad con relación de transmisión 5, 82 y par máximo a la salida de 1771 Nm (Doctoral dissertation, Universitat Politècnica de València).

Mott, R. (2006). Diseño de Elementos de Máquinas. México: Pearson.

Niemann, G., (1973), Tratado teórico-práctico de elementos de máquinas. Cálculo, diseño y construcción, Barcelona, Labor S. A.

Norton, R. L., (2011), Diseño de máquinas. Un enfoque integrado, México, Pearson.

Pan, L., Gao, T., Cai, S., & Yin, X. (2021). Design and simulation of a novel continuously variable-speed drivetrain for wind turbine. Sādhanā, 46(3), 1-9.

Pham, A. D., & Ahn, H. J. (2021). Rigid Precision Reducers for Machining Industrial Robots. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, 22(8), 1469-1486.

Pham, A. D., & Ahn, H. J. (2018). High precision reducers for industrial robots driving 4th industrial revolution: state of arts, analysis, design, performance evaluation and perspective. International journal of precision engineering and manufacturing-green technology, 5(4), 519-533.

Qin, Z., Wu, Y. T., Eizad, A., Lee, K. H., & Lyu, S. K. (2019). Design and evaluation of two-stage planetary gearbox for special-purpose industrial machinery. Journal of Mechanical Science and Technology, 33(12), 5943-5950.

Qin, Z., Wu, Y. T., & Lyu, S. K. (2018). A review of recent advances in design optimization of gearbox. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, 19(11), 1753-1762.

Reddy, B. S., & Mahato, K. K. (2021). Calculation, design and analysis of two stage single speed gearbox for all terrain vehicle for baja sae. Materials Today: Proceedings.

Romero Romero, J. L. (2019). Diseño de una caja reductora con salida a 90º y freno de protección de sobrepotencia.

Sánchez Martínez, D. (2018). Diseño y cálculo de un reductor de velocidad para una cinta transportadora (Bachelor's thesis, Universitat Politècnica de Catalunya).

Stephen Radzevic. Theory of gearing. CRC Press, Florida, 2012.

Sun, D., Wenfeng, H., Junren, S., & Yingzhe, K. (2021). Design and Control Method of Power-Cycling Variable Transmission System. In Journal of Physics: Conference Series (Vol. 1939, No. 1, p. 012091). IOP Publishing.

Vergara-Betancourt, Angel* †, Salazar-Hidalgo, Eduardo, Ramiro-Juárez, José De Jesús y Ramiro-Ramiro, José. Revista de Tecnología e Innovación. Junio 2017 Vol.4 No.11 1-13

Xia, G., Zong, H., Tang, X., Zhao, L., & Sun, B. (2020). Integrated control strategy of tractor hydromechanical continuously variable transmission. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 235(2-3), 649-671.

Xia, Y., Sun, D., Qin, D., & Hou, W. (2020). Study on the Design Method of a New Hydro-Mechanical Continuously Variable Transmission System. IEEE Access, 8, 195411-195424.

Yin, X., Zhang, W., & Zhao, X. (2019). Current status and future prospects of continuously variable speed wind turbines: a systematic review. Mechanical Systems and Signal Processing, 120, 326-340.

Zhang, J., Qin, X., Xie, C., Chen, H., & Jin, L. (2018). Optimization design on dynamic load sharing performance for an in-wheel motor speed reducer based on genetic algorithm. Mechanism and Machine Theory, 122, 132-147.

Zhang, Y., & Mi, C. (2018). Automotive power transmission systems. John Wiley & Sons.

ANEXOS

Anexo 1. Especificaciones del acero AISI 1020

AISI 1020 Steel, cold rolled

Categories: Metal; Ferrous Metal; Carbon Steel; AISI 1000 Series Steel; Low Carbon Steel

Material Notes: 1020 steel responds well to cold work and heat treating. Weldability is fair.

Applications: Shafts, lightly stressed gears, hard wearing surfaces, pins, chains and case hardened parts where core strength is not critical.

1020 is suitable for case hardened parts where core strength is not critical.

Key Words: UNS G10200, AMS 5032, AMS 5045, ASTM A29, ASTM A108, ASTM A510, ASTM A519, ASTM A29, A108, A510, A512, A513, A519, A544, A575 M10120, A576, A635, A659, A827, A830, BS 970 040A20, 050A20 (En2C), 050A20 (En2D), 060A20, BS 970 Part 1 070M20, DEF STAN95-1-1 C1020, SAE J412, SAE J414, DIN 1.0402, AFNOR CC 20, UNI C 20, SS14 1450 (Sweden), SAE J403

Vendors: No vendors are listed for this material. Please click here if you are a supplier and would like information on how to add your listing to this material.

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	7.87 g/cc	0.284 lb/in³	

Mechanical Properties	Metric	English	Comments
Hardness, Brinell	121	121	
Hardness, Knoop	140	140	Converted from Brinell
Hardness, Rockwell B	68	68	Converted from Brinell
Hardness, Vickers	126	126	Converted from Brinell
Tensile Strength, Ultimate	420 MPa	60900 psi	
Tensile Strength, Yield	350 MPa	50800 psi	
Elongation at Break	15 %	15 %	In 50 mm
Reduction of Area	40 %	40 %	
Modulus of Elasticity	186 GPa	27000 ksi	
Bulk Modulus	148 GPa	21500 ksi	calculated from elastic modulus and Poisson's ratio
Poissons Ratio	0.29	0.29	
Machinability	65 %	65 %	Based on AISI 1212 steel = 100%
Shear Modulus	72.0 GPa	10400 ksi	calculated from elastic modulus and Poisson's ratio

Electrical Properties	Metric	English	Comments
Electrical Resistivity	0.0000159 ohm-cm @Temperature 0.000 °C	0.0000159 ohm-cm @Temperature 32.0 °F	condition unknown
	0.0000219 ohm-cm @Temperature 100 °C	0.0000219 ohm-cm @Temperature 212 °F	condition unknown
	0.0000292 ohm-cm @Temperature 200 °C	0.0000292 ohm-cm @Temperature 392 °F	condition unknown

Thermal Properties	Metric	English	Comments
CTE, linear	11.7 µm/m-°C @Temperature 0.000 - 100 °C	6.50 µin/in-°F @Temperature 32.0 - 212 °F	
	12.8 µm/m-°C @Temperature 0.000 - 300 °C	7.11 µin/in-°F @Temperature 32.0 - 572 °F	
	13.9 µm/m-°C @Temperature 0.000 - 500 °C	7.72 µin/in-°F @Temperature 32.0 - 932 °F	
Specific Heat Capacity	0.486 J/g-°C @Temperature >=100 °C	0.116 BTU/lb-°F @Temperature >=212 °F	condition unknown
	0.519 J/g-°C @Temperature 150 - 200 °C	0.124 BTU/lb-°F @Temperature 302 - 392 °F	

Anexo 2. Especificaciones del acero AISI 1040

AISI 1040 Steel, as rolled

Categories: Metal; Ferrous Metal; Carbon Steel; AISI 1000 Series Steel; Medium Carbon Steel

Material Notes: Typical uses include machine, plow, and carriage bolts, tie wire, cylinder head studs, and machined parts, U-bolts, concrete reinforcing rods, forgings, and non-critical springs.

Key Words: UNS G10400, ASTM A29, ASTM A108, ASTM A510, ASTM A519, ASTM A546, ASTM A576, ASTM A682, MIL SPEC MIL-S-11310 (CS1040), SAE J403, SAE J412, SAE J414, DIN 1.1186, JIS S 40 C, BS 970 060A40, BS 970 080A40, BS 970 080M40 (EN8), BS 2 S 93

Vendors: No vendors are listed for this material. Please click here if you are a supplier and would like information on how to add your listing to this material.

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	7.845 g/cc	0.2834 lb/in³	Chemical composition of 0.435% C, 0.69% Mn, 0.20% Si, annealed at 860°C (1580°F).

Mechanical Properties	Metric	English	Comments
Hardness, Brinell	201	201	
Hardness, Knoop	223	223	Converted from Brinell
Hardness, Rockwell B	93	93	Converted from Brinell
Hardness, Rockwell C	13	13	Converted from Brinell hardness. Value below normal HRC range, for comparison purposes only.
Hardness, Vickers	211	211	Converted from Brinell
Tensile Strength, Ultimate	620 MPa	89900 psi	
Tensile Strength, Yield	415 MPa	60200 psi	
Elongation at Break	25 %	25 %	in 50 mm
Reduction of Area	50 %	50 %	
Modulus of Elasticity	200 GPa	29000 ksi	Typical for steel
Bulk Modulus	160 GPa	23200 ksi	Typical for steels
Poissons Ratio	0.29	0.29	Typical For Steel
Shear Modulus	80.0 GPa	11600 ksi	Typical for steels
Izod Impact	45.0 J	33.2 ft-lb	annealed at 790°C (1450°F)
	49.0 J	36.1 ft-lb	as rolled
	65.0 J	47.9 ft-lb	normalized at 900°C (1650°F)

Electrical Properties	Metric	English	Comments
Electrical Resistivity	0.0000171 ohm-cm @Temperature 20.0 °C	0.0000171 ohm-cm @Temperature 68.0 °F	
	0.0000221 ohm-cm @Temperature 100 °C	0.0000221 ohm-cm @Temperature 212 °F	
	0.0000296 ohm-cm @Temperature 200 °C	0.0000296 ohm-cm @Temperature 392 °F	
	0.0000493 ohm-cm @Temperature 400 °C	0.0000493 ohm-cm @Temperature 752 °F	
	0.0000763 ohm-cm @Temperature 600 °C	0.0000763 ohm-cm @Temperature 1110 °F	
	0.0000932 ohm-cm @Temperature 700 °C	0.0000932 ohm-cm @Temperature 1290 °F	
	0.0001111 ohm-cm @Temperature 800 °C	0.0001111 ohm-cm @Temperature 1470 °F	
	0.0001149 ohm-cm @Temperature 900 °C	0.0001149 ohm-cm @Temperature 1650 °F	
	0.0001179 ohm-cm @Temperature 1000 °C	0.0001179 ohm-cm @Temperature 1830 °F	

Anexo 3. Especificaciones del acero AISI 1050

AISI 1050 Steel, as rolled

Categories: Metal; Ferrous Metal; Carbon Steel; AISI 1000 Series Steel; Medium Carbon Steel

Material Notes: The composition listed applies only to structural shapes, plates, strip, and welded tubing. Semifinished products for forging, hot-rolled and cold-finished bars, wire rods, and seamless tubing have a carbon range of 0.48 - 0.55%.

Key Words: UNS G10500, EN43A, carbon steels

Vendors: No vendors are listed for this material. Please click here if you are a supplier and would like information on how to add your listing to this material.

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	7.85 g/cc	0.284 lb/in³	

Mechanical Properties	Metric	English	Comments
Hardness, Brinell	229	229	
Hardness, Knoop	252	252	Converted from Brinell
Hardness, Rockwell B	96	96	Converted from Brinell
Hardness, Rockwell C	19	19	Converted from Brinell hardness. Value below normal HRC range, for comparison purposes only.
Hardness, Vickers	241	241	Converted from Brinell
Tensile Strength, Ultimate	725 MPa	105000 psi	
Tensile Strength, Yield	415 MPa	60200 psi	
Elongation at Break	20 %	20 %	In 50 mm
Reduction of Area	40 %	40 %	
Modulus of Elasticity	205 GPa	29700 ksi	Typical for steel
Bulk Modulus	160 GPa	23200 ksi	Typical for steel
Poissons Ratio	0.29	0.29	Typical For Steel
Shear Modulus	80.0 GPa	11600 ksi	Typical for steel
Izod Impact	31.0 J	22.9 ft-lb	

Electrical Properties	Metric	English	Comments
Electrical Resistivity	0.0000163 ohm-cm @Temperature 0.000 °C	0.0000163 ohm-cm @Temperature 32.0 °F	annealed specimen
	0.0000224 ohm-cm @Temperature 100 °C	0.0000224 ohm-cm @Temperature 212 °F	annealed specimen
	0.0000300 ohm-cm @Temperature 200 °C	0.0000300 ohm-cm @Temperature 392 °F	annealed specimen

Thermal Properties	Metric	English	Comments
Specific Heat Capacity	0.486 J/g-°C @Temperature >=100 °C	0.116 BTU/lb-°F @Temperature >=212 °F	annealed
Thermal Conductivity	49.8 W/m-K	346 BTU-in/hr-ft²-°F	Typical steel

Component Elements Properties	Metric	English	Comments
Carbon, C	0.47 - 0.55 %	0.47 - 0.55 %	
Iron, Fe	98.46 - 98.92 %	98.46 - 98.92 %	As remainder
Manganese, Mn	0.60 - 0.90 %	0.60 - 0.90 %	
Phosphorus, P	<= 0.040 %	<= 0.040 %	
Sulfur, S	<= 0.050 %	<= 0.050 %	

References for this datasheet.

Some of the values displayed above may have been converted from their original units and/or rounded in order to display the information in a consistent format. Users requiring more precise data for scientific or engineering calculations can click on the property value to see the original value as well as raw conversions to

Anexo 4. Secuencia de cálculo programado en Matlab

```
4       % ----------------------------------------
5 -     clc, clear, close all
6
7       % 1) Diseño del sistema electrohidraulico
8       % Parametros del motor
9 -     Pmotor = 309;                              %(kW) Potencia del motor
10 -    Tmotor = 637;                              %(Nm) Torque del motor
11 -    wmotor = 1500;                             %(rpm) Velocidad del motor
12      % Parametros de la bomba hidraulica - A4VG Series 35 - Size 90
13 -    Prbom_nom = 400;                           %(bar) Presion nominal de la bo
14 -    Dp = 90;                                   %(cm^3/rev) Desplazamiento volu
15 -    wbom = 3050;                               %(rpm) Velocidad de la bomba hi
16 -    Torbom = 573;                              %(Nm) Torque de la bomba hidrau
17 -    Potbom = 189;                              %(kW) Potencia de la bomba hidr
18 -    nbom = (Torbom*wbom*2*pi/60000)/Potbom;    %(Adim) Eficiencia de la bomba
19      % Parametros del motor hidraulico A6VM - Series 65 - Size 60
20 -    Pmot_nom = 450;                            %(bar) Presion nominal del moto
21 -    Dm = 62;                                   %(cm^3/rev) Desplazamiento volu
22 -    wmot = 4450;                               %(rpm) Velocidad de la bomba hi
23 -    Tormot = 444;                              %(Nm) Torque del motor hidrauli
24 -    Potmot = (Tormot*wmot*2*pi/60000);         %(kW) Potencia del motor
25 -    nmot = Potmot*600/(275*Pmot_nom);          %(Adim) Eficiencia de la bomba
26
27      % Graficas
28      % Resultados
29 -    disp('1) Diseño del sistema electrohidraulico')
30 -    disp(['Potencia de bomba: Potbom = ' num2str(Potbom) ' kW'])
31 -    disp(['Potencia de motor: Potmot = ' num2str(Potmot) ' kW'])
32 -    disp(['Torque de entrada: Tinput = ' num2str(Tormot) ' Nm'])
33 -    disp(['Velocidad de la bomba: wbom = ' num2str(wbom) ' rpm'])
34 -    disp(['Velocidad del motor hidraulico: wmot = ' num2str(wmot) ' rpm'])
35
36      % 2) Diseño del reductor de velocidad
37      % Parametros
38 -    win = (wmot*pi/30);                    %(rad/s) Velocidad de entrada
39 -    Tin = Tormot;                          %(Nm) Torque del motor
40      % Diseño de los engranajes
41 -    Ns = 32;                               %(Adim) Numero de dientes del engra
42 -    Nr = 56;                               %(Adim) Numero de dientes del engra
43 -    P = 4;                                 %(Dientes/pulg) Paso diametral
44 -    ds = Ns/P;                             %(pulg) Diametro de paso del engran
45 -    p = pi/P;                              %(pulg) Paso circular
46 -    t = p/2;                               %(pulg) Espesor del diente
```

```
47 -    dr = Nr/P;                                  %(pulg) Diametro de paso del engran
48 -    rS = 0.0254*ds/(2*pi);                      %(m) Radio del engranaje solar
49 -    rR = 0.0254*dr/(2*pi);                      %(m) Radio del engranaje de anillo
50 -    rP = (rR-rS)/2;                             %(m) Radio del portador de planetas
51 -    dp = 2*pi*rP/0.0254;                        %(pulg) Diametro de paso del portad
52 -    Np = dp*P;                                  %(Adim) Numero de dientes del porta
53 -    dsp = (ds+dp)/(2*pi);                       %(pulg) Diametro de paso del portad
54
55      % Caculos de fuerzas en los engranajes
56 -    wax = 0;
57 -    datos = zeros(6,9);
58
59 -    for i=1:6
60 -        [ws,wc,wr,T,wout,Tout] = planetgear(i,win,wax,Tin,rS,rP,rR);
61          %
62 -        Ftsp = T(1)/rS;                         %(N) Fuerza en el engranaje solar
63 -        Ftc = T(2)/(rS+rP);                     %(N) Fuerza en el portador
64 -        Ftrp = T(3)/(rS+2*rP);                  %(N) Fuerza en el engranaje de anil
65 -        RT = wout/win;                          %(Adim) Relacion de transmison
66 -        ef = 0.9;                               %(Adim) Eficiencia de la transmisio
67          % ef = Po/Pi;                           %(Adim) Eficiencia de la transmisio
68          % ef = To*RT/Ti;                        %(Adim) Eficiencia de la transmisio
69 -        To = Tin/RT;                            %(Nm) Torque a la salida de la tran
70          %
71 -        datos(i,1)=Ftsp;                        %(N)
72 -        datos(i,2)=Ftc;                         %(N)
73 -        datos(i,3)=Ftrp;                        %(N)
74 -        datos(i,4)=ws;                          %(rad/s)
75 -        datos(i,5)=wc;                          %(rad/s)
76 -        datos(i,6)=wr;                          %(rad/s)
77 -        datos(i,7)=RT;                          %(Adim)
78 -        datos(i,8)=To;                          %(Nm)
79 -        datos(i,9)=Tout;                        %(Nm)
80 -    end
81 -    tbdName = {'Ftsp','Ftc','Ftrp','ws','wc','wr','RT','To','Tout'};
82 -    tbd = array2table(datos,'VariableNames',tbdName);
83
84      % Calculo de esfuerzos mediante la ecuacion de Lewis
85 -    F = 0.0254*1.5;                             %(m) Ancho del diente
86 -    Esf = zeros(6,3);                           %(Pa) Esfuerzos de flexion de L
87 -    m = 0.0254/P;                               %(m) Modulo
88 -    Nd = 8;                                     %(Adim) Numero de dientes
89 -    for i=1:6
```

```
90          % Esfuerzos maximos en el engranaje solar
91 -        Ys = 0.337;                                %(Adim) Factor de forma
92 -        ns = datos(i,4);                           %(rad/s) Velocidad angular del
93 -        VS = 0.0254*ds*ns/2;                       %(m/s) Velocidad de la linea de
94 -        Kvs = (6.1+VS)/6.1;                        %(Adim) Factor de velocidad
95 -        sigS = Kvs*(datos(i,1)/Nd)/(m*F*Ys);       %(Pa) Esfuerzo de flexion
96          % Esfuerzos en los engranajes planetarios
97 -        Yc = 0.309;                                %(Adim) Factor de forma
98 -        nc = datos(i,5);                           %(rad/s) Velocidad angular del
99 -        Vc = 0.0254*dp*nc/2;                       %(m/s) Velocidad de la linea de
100 -       Kvc = (6.1+Vc)/6.1;                        %(Adim) Factor de velocidad
101 -       sigC = Kvc*(datos(i,2)/Nd)/(m*F*Yc);       %(Pa) Esfuerzo de flexion
102         % Esfuerzos en el engranaje de anillo
103 -       Yr = 0.422;                                %(Adim) Factor de forma
104 -       nr = datos(i,6);                           %(rad/s) Velocidad angular del
105 -       Vr = 0.0254*dr*nr/2;                       %(m/s) Velocidad de la linea de
106 -       Kvr = (6.1+Vr)/6.1;                        %(Adim) Factor de velocidad
107 -       sigR = Kvr*(datos(i,3)/Nd)/(m*F*Yr);       %(Pa) Esfuerzo de flexion
108         %
109 -       Esf(i,1)=sigS;
110 -       Esf(i,2)=sigC;
111 -       Esf(i,3)=sigR;
112 -   end
113 -   tbeName = {'EsfS','EsfC','EsfR'};
114 -   tbe = array2table(Esf,'VariableNames',tbeName);
115
116
117     % Calculo de esfuerzos mediante AGMA
118     % Conversion a unidades
119 -   N_lbs = 4.4482;                                %(N/lbs)
120 -   m_in = 0.0254;                                 %(m/in)
121 -   kW_HP = 0.7457;                                %(kW/HP)
122     % Parametros de entradas
123 -   Nd = 8;                                        %(Adim) Numero de dientes
124 -   F = 1.5;                                       %(in) Ancho del diente
125 -   Pd = 4;                                        %(Dientes/pulg) Paso diametral
126     % Propiedades de los Materiales
127 -   HB0 = [121 201 229];                            %(HB) Dureza Brinell
128 -   E = [27 29 29.7];                              %(Mpsi) Modulo de elasticidad
129     %
130 -   ESF_FLEX_AGMA = zeros(4,3);                    %(Adim)
131 -   ESF_CONT_AGMA = zeros(4,3);                    %(Adim)
132 -   SF = zeros(4,3);                               %(Adim)
```

```
133 -   SH = zeros(4,3);                                %(Adim)
134
135 -   for j=1:3
136 -       HB = HB0(1,j);                                  %(HB) Dureza Brinell
137 -       for i=1:4
138 -           WtS = (datos(i,1)/Nd)/N_lbs;                %(lbs) Carga tangencial transmitida
139 -           WtP = (datos(i,2)/Nd)/N_lbs;                %(lbs) Carga tangencial transmitida
140 -           WtR = (datos(i,3)/Nd)/N_lbs;                %(lbs) Carga tangencial transmitida
141 -           PHP = WtS*VS/33000;                         %(HP) Potencia en el engranaje
142             %
143 -           VS = pi*ds*(datos(i,4)*30/pi)/12;          %(ft/min) Velocidad de la linea de paso
144 -           VP = pi*dp*(datos(i,5)*30/pi)/12;          %(ft/min) Velocidad de la linea de paso
145 -           VR = pi*dr*(datos(i,6)*30/pi)/12;          %(ft/min) Velocidad de la linea de paso
146             %
147 -           K0 = 2;                                    %() Factor de sobrecarga
148 -           Qv = 11;                                   %() Numero de calidad
149 -           B = 0.25*(12-Qv)^(2/3);                    %()
150 -           A = 50+56*(1-B);                           %()
151 -           KvS = ((A+sqrt(abs(VS)))/A)^B;%*           %() Factor dinámico
152 -           KvP = ((A+sqrt(abs(VP)))/A)^B;%*           %() Factor dinámico
153 -           KvR = ((A+sqrt(abs(VR)))/A)^B;%*           %() Factor dinámico
154 -           Ks = 1;                                    %() Factor de tamaño
155 -           Cmc = 1;                                   %() Para dientes sin coronar
156 -           CpfS = (F/(10*ds))-0.0375+0.0125*F;%*      %()
157 -           CpfP = (F/(10*dp))-0.0375+0.0125*F;%*      %()
158 -           CpfR = (F/(10*dr))-0.0375+0.0125*F;%*      %()
159 -           Cpm = 1;                                   %()
160 -           Cma = 0.0675+0.0128*F+(-0.926*10^-4)*F^2;  %()
161 -           Ce = 1;                                    %()
162 -           KmS = 1+Cmc*(CpfS*Cpm+Cma*Ce);%*           %() Factor distribución de la carga
163 -           KmP = 1+Cmc*(CpfP*Cpm+Cma*Ce);%*           %() Factor distribución de la carga
164 -           KmR = 1+Cmc*(CpfR*Cpm+Cma*Ce);%*           %() Factor distribución de la carga
165             % FLEXIÓN DE ENGRANES RECTOS BASADOS EN ANSI/AGMA 2001-D04
166 -           KB = 1;                                    %() Factor del espesor del aro
167 -           J = 0.36;                                  %() Factor geométrico de resistencia a la f
168 -           St = 77.3*HB+12800;                        %(Psi) esfuerzo de flexión permisible
169 -           St_SI = 0.533*HB+88.3;                     %(MPa) Esfuerzo de flexión permisible
170 -           YN = 1.3558*(10^8)^-0.0178;                %() Factor de ciclo de esfuerzos
171 -           KT = 1;                                    %() Factor de temperatura
172 -           KR = 0.85;                                 %() Factor de Confiabilidad - 0.99
173             % DESGASTE DE ENGRANES RECTOS BASADOS EN ANSI/AGMA 2001-D04
174 -           Cf = 1;                                    %() Factor de condicion superficial
175 -           mN = 1;                                    %()
```

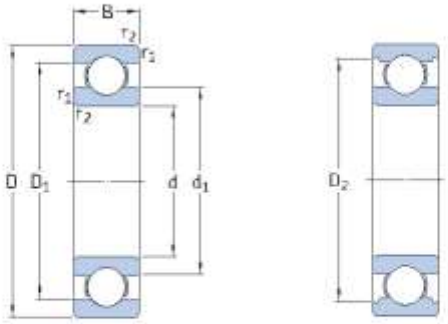
```
176 -        mG = Ns/Np;                                  %()
177 -        vp = 0.29;                                   %(Adim) Coeficiente de Poisson
178 -        vg = 0.29;                                   %(Adim) Coeficiente de Poisson
179 -        E = 29*10^6;                                %(psi)
180 -        Iex = ((cosd(20)*sind(20))/(2*mN))*(mG/(mG+1));
181 -        Iin = ((cosd(20)*sind(20))/(2*mN))*(mG/(mG-1));
182 -        Cp = (1/(pi*(((1-vp^2)/E)+((1-vg^2)/E))))^(1/2);
183 -        Sc = 349*HB+34300;                           %(psi)
184 -        ZN = 1.4488*(10^8)^-0.023;                   %() Factor
185 -        Apr = 0;                                     %()
186 -        CH = 1+Apr*(mG-1);                           %() Factor
187          % Esfuerzos maximos en el engranaje solar
188          % FLEXIÓN DE ENGRANES RECTOS BASADOS EN ANSI/AGMA 2001-D04
189 -        sig_fS = WtS*K0*KvS*Ks*(Pd/F)*(KmS*KB/J);              %(Psi)
190 -        SF_S = ((St*YN)/(KT*KR))/sig_fS;
191          % DESGASTE DE ENGRANES RECTOS BASADOS EN ANSI/AGMA 2001-D04
192 -        sig_cS = Cp*(abs(WtS)*K0*KvS*Ks*(KmS/(dp*F))*(Cf/Iex))^(1/2);
193 -        SH_S = ((Sc*ZN*CH)/(KT*KR))/sig_cS;
194          % Esfuerzos en los engranajes planetarios
195 -        sig_fP = WtP*K0*KvP*Ks*(Pd/F)*(KmP*KB/J);              %(Psi)
196 -        SF_P = ((St*YN)/(KT*KR))/sig_fP;
197          % DESGASTE DE ENGRANES RECTOS BASADOS EN ANSI/AGMA 2001-D04
198 -        sig_cP = Cp*(abs(WtP)*K0*KvP*Ks*(KmP/(dp*F))*(Cf/Iex))^(1/2);
199 -        SH_P = ((Sc*ZN*CH)/(KT*KR))/sig_cP;
200          % Esfuerzos en el engranaje de anillo
201 -        sig_fR = WtR*K0*KvR*Ks*(Pd/F)*(KmR*KB/J);              %(Psi)
202 -        SF_R = ((St*YN)/(KT*KR))/sig_fR;
203          % DESGASTE DE ENGRANES RECTOS BASADOS EN ANSI/AGMA 2001-D04
204 -        sig_cR = Cp*(abs(WtR)*K0*KvR*Ks*(KmR/(dp*F))*(Cf/Iex))^(1/2);
205 -        SH_R = ((Sc*ZN*CH)/(KT*KR))/sig_cR;
206 -        ESF_FLEX_AGMA(i,1) = sig_fS;
207 -        ESF_FLEX_AGMA(i,2) = sig_fP;
208 -        ESF_FLEX_AGMA(i,3) = sig_fR;
209 -        ESF_CONT_AGMA(i,1) = sig_cS;
210 -        ESF_CONT_AGMA(i,2) = sig_cP;
211 -        ESF_CONT_AGMA(i,3) = sig_cR;
212 -        SF(i,1) = SF_S;
213 -        SF(i,2) = SF_P;
214 -        SF(i,3) = SF_R;
215 -        SH(i,1) = SH_S;
216 -        SH(i,2) = SH_P;
217 -        SH(i,3) = SH_R;
218 -    end
```

```
%Graficas
plot(ESF_FLEX_AGMA/1000)
legend('Eng_S','Eng_P','Eng_R')
ylabel('Esfuerzos de flexion AGMA (Ksi)')
xlabel('Condiciones de funcionamiento')
grid
figure
plot(ESF_CONT_AGMA/1000)
legend('Eng_S','Eng_P','Eng_R')
ylabel('Esfuerzos de contacto AGMA (Ksi)')
xlabel('Condiciones de funcionamiento')
grid
figure
plot(SF)
legend('Eng_S','Eng_P','Eng_R')
ylabel('Factor de Seguridad en Flexion-AGMA (Adim)')
xlabel('Condiciones de funcionamiento')
grid
figure
plot(SH)
legend('Eng_S','Eng_P','Eng_R')
ylabel('Factor de Seguridad de desgaste-AGMA (Adim)')
xlabel('Condiciones de funcionamiento')
grid

disp(' ')
disp('------')
disp(['Esfuerzo de flexion: sig_fS = ' num2str(sig_fS) ' Psi'])
disp(['Factor de seguridad: SF_S = ' num2str(SF_S) ' Adim'])
disp(['Esfuerzo de flexion: sig_fP = ' num2str(sig_fP) ' Psi'])
disp(['Factor de seguridad: SF_P = ' num2str(SF_P) ' Adim'])
disp(['Esfuerzo de flexion: sig_fR = ' num2str(sig_fR) ' Psi'])
disp(['Factor de seguridad: SF_R = ' num2str(SF_R) ' Adim'])
```

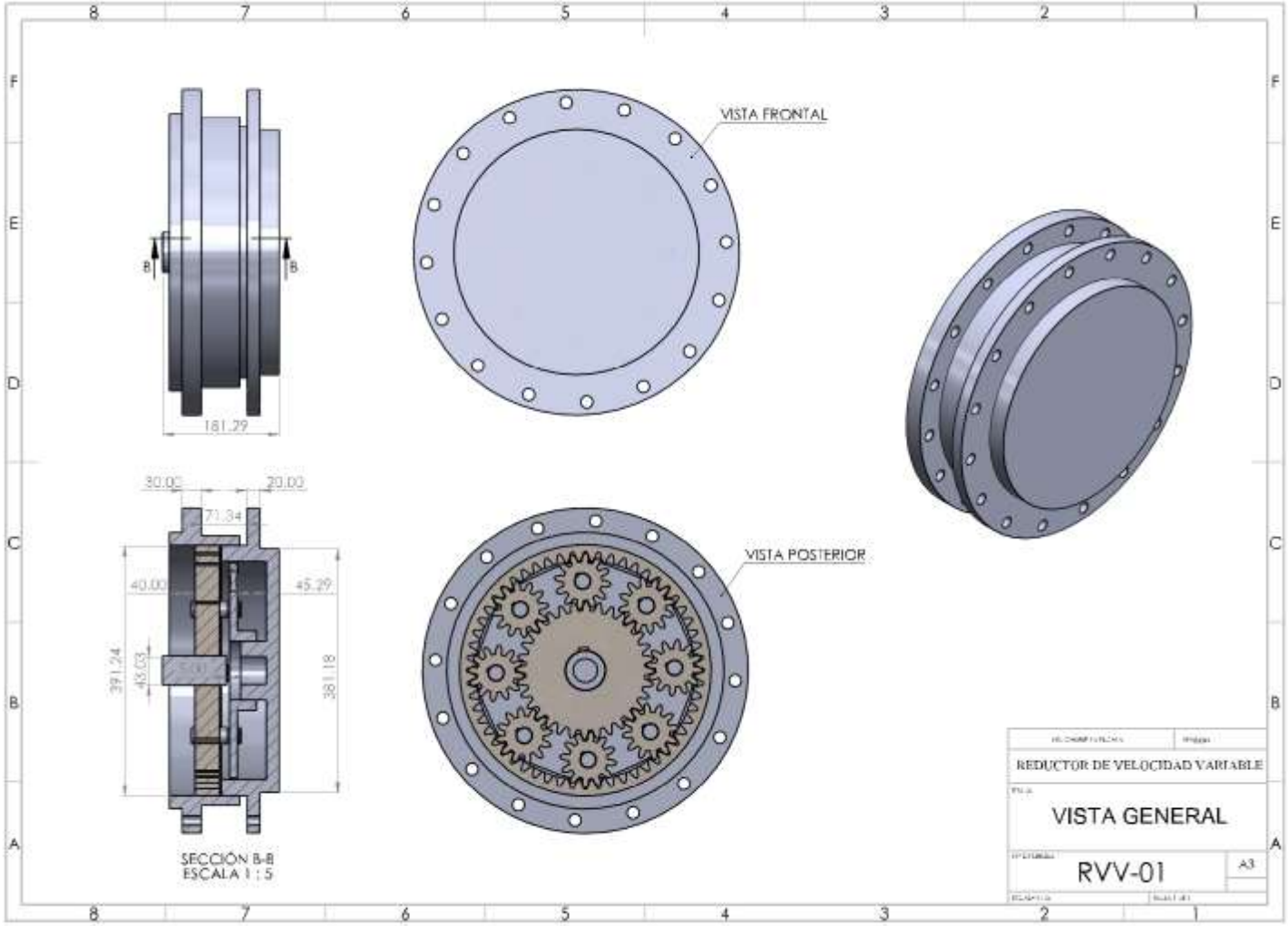
Anexo 5. Catálogo de rodamientos SKF

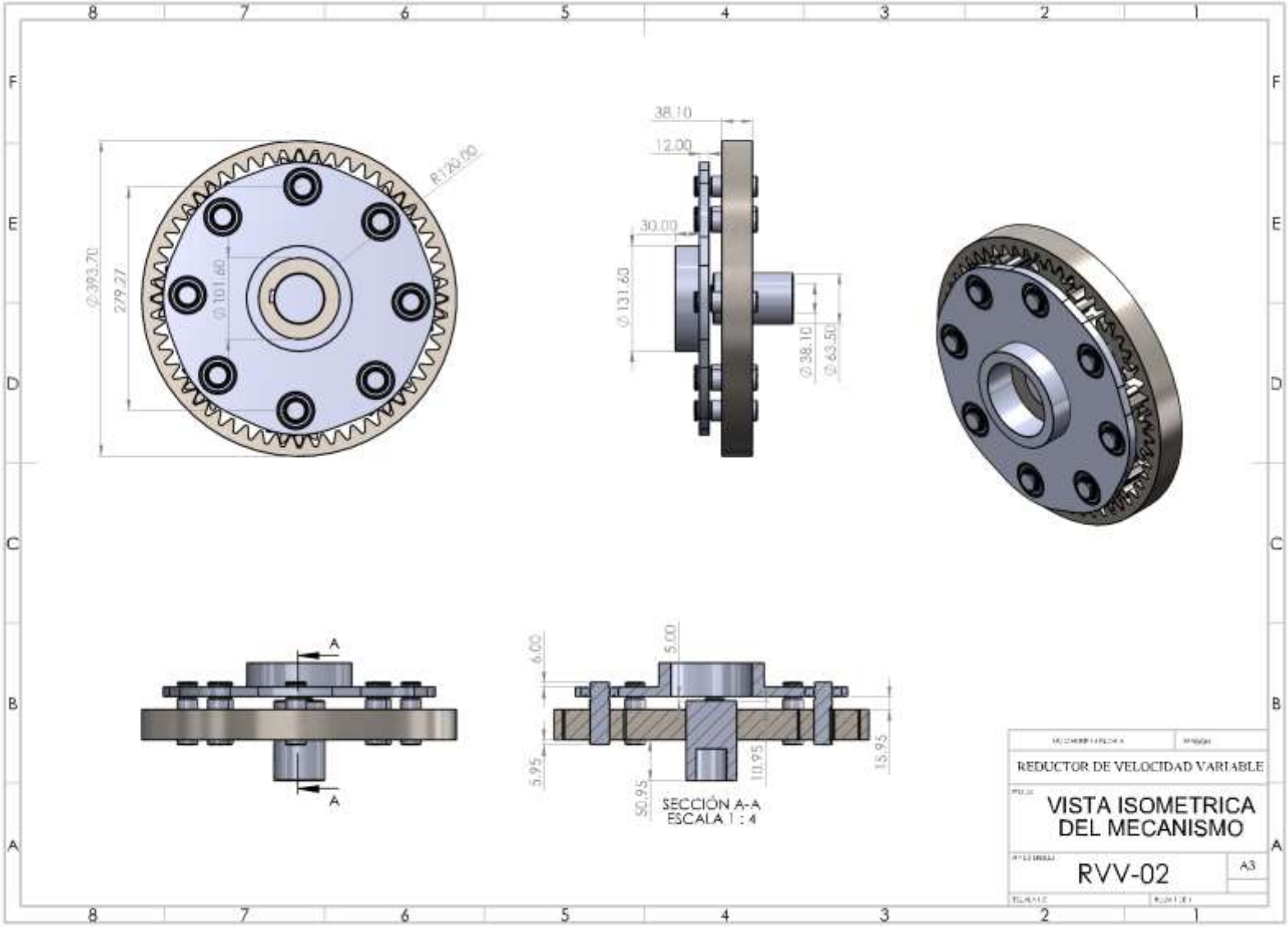
1.1 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas
d 25 – 35 mm

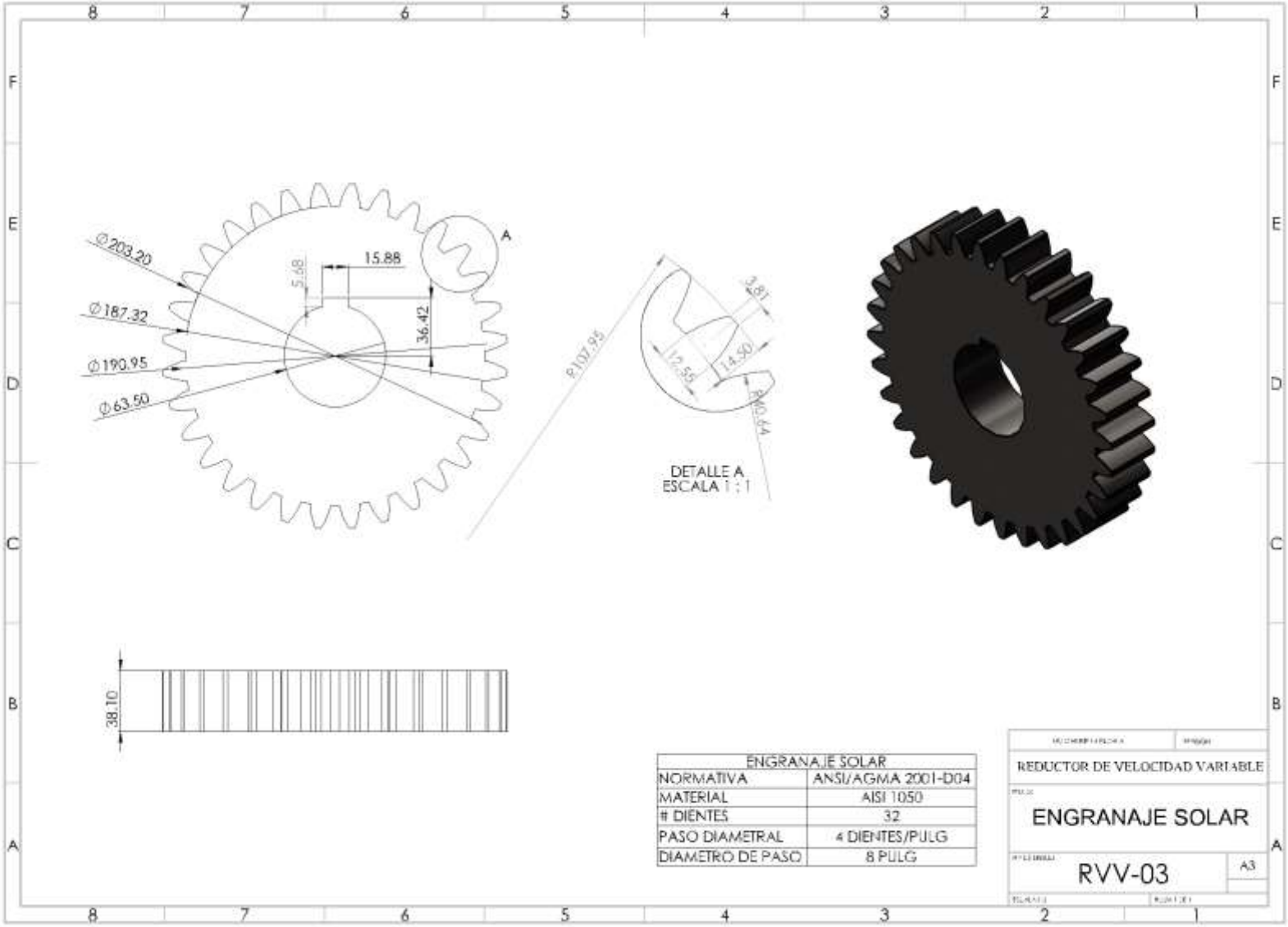


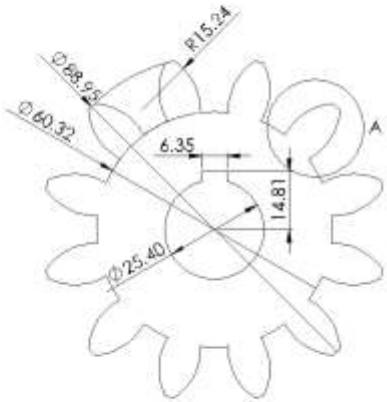
Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
			dinámica	estática		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
d	D	B	C	C_0	P_u				
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	–
25	37	7	4,36	2,6	0,125	38 000	24 000	0,022	61805
	42	9	7,02	4,3	0,193	36 000	22 000	0,045	61905
	47	8	8,06	4,75	0,212	32 000	20 000	0,06	* 16005
	47	12	11,9	6,55	0,275	32 000	20 000	0,078	* 6005
	52	15	14,8	7,8	0,335	28 000	18 000	0,13	* 6205
	52	15	17,8	9,8	0,4	28 000	18 000	0,12	6205 ETN9
	62	17	23,4	11,6	0,49	24 000	16 000	0,23	* 6305
	62	17	26	13,4	0,57	24 000	16 000	0,22	6305 ETN9
	80	21	35,8	19,3	0,815	20 000	13 000	0,54	6405
28	58	16	16,8	9,5	0,405	26 000	16 000	0,17	62/28
	68	18	25,1	13,7	0,585	22 000	14 000	0,3	63/28
30	42	7	4,49	2,9	0,146	32 000	20 000	0,025	61806
	47	9	7,28	4,55	0,212	30 000	19 000	0,049	61906
	55	9	11,9	7,35	0,31	28 000	17 000	0,069	* 16006
	55	13	13,8	8,3	0,355	28 000	17 000	0,12	* 6006
	62	16	20,3	11,2	0,475	24 000	15 000	0,2	* 6206
	62	16	23,4	12,9	0,54	24 000	15 000	0,18	6206 ETN9
	72	19	29,6	16	0,67	20 000	13 000	0,35	* 6306
	72	19	32,5	17,3	0,735	22 000	14 000	0,33	6306 ETN9
	90	23	43,6	23,6	1	18 000	11 000	0,75	6406
35	47	7	4,36	3,35	0,14	30 000	18 000	0,029	61807
	55	10	10,8	7,8	0,325	26 000	16 000	0,08	61907
	62	9	13	8,15	0,375	24 000	15 000	0,11	* 16007
	62	14	16,8	10,2	0,44	24 000	15 000	0,15	* 6007
	72	17	27	15,3	0,655	20 000	13 000	0,29	* 6207
	72	17	31,2	17,6	0,75	20 000	13 000	0,26	6207 ETN9
	80	21	35,1	19	0,815	19 000	12 000	0,46	* 6307
	100	25	55,3	31	1,29	16 000	10 000	0,97	6407

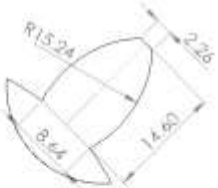
Anexo 6. Planos de ensamblaje y fabricación



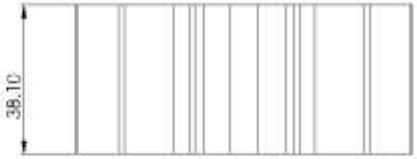

R120.00
Ø393.70
279.27
Ø101.60
38.10
12.00
30.00
Ø131.63
Ø38.10
Ø63.50
A
A
6.00
5.00
5.95
50.95
10.95
15.95
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 4
REDUCTOR DE VELOCIDAD VARIABLE
VISTA ISOMETRICA
DEL MECANISMO
RVV-02
A3


Ø203.20
Ø187.32
Ø190.95
Ø63.50
15.88
5.68
36.42
A
P107.95
3.81
12.55
14.50
R10.64
DETALLE A
ESCALA 1 : 1
38.10
ENGRANAJE SOLAR
NORMATIVA ANSI/AGMA 2001-D04
MATERIAL AISI 1050
DIENTES 32
PASO DIAMETRAL 4 DIENTES/PULG
DIAMETRO DE PASO 8 PULG
REDUCTOR DE VELOCIDAD VARIABLE
ENGRANAJE SOLAR
RVV-03
A3





DETALLE A
ESCALA 2 : 1



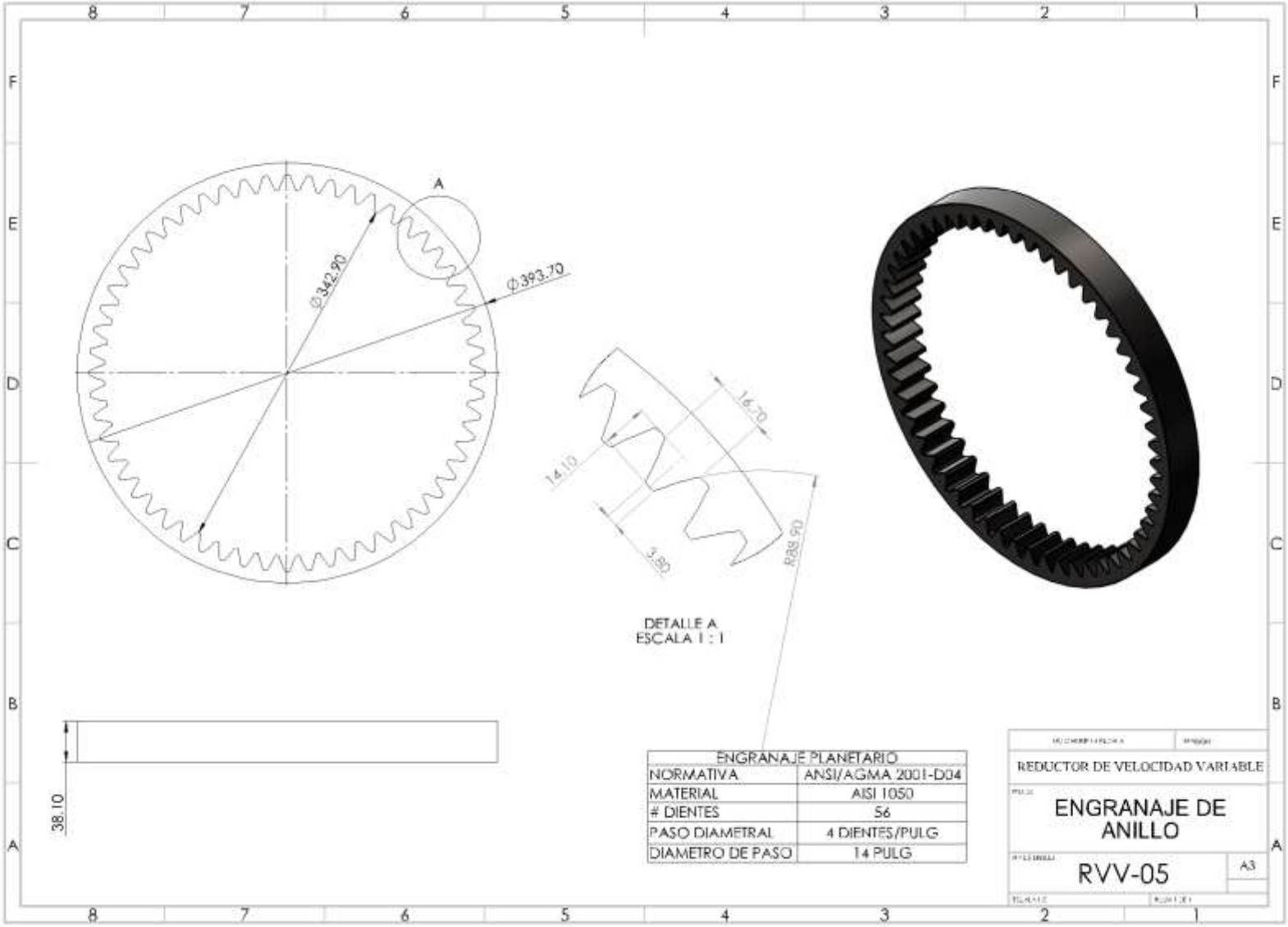
ENGRANAJE PLANETARIO	
NORMATIVA	ANSI/AGMA 2001-D04
MATERIAL	AISI 1050
# DIENTES	12
PASO DIAMETRAL	4 DIENTES/PULG
DIAMETRO DE PASO	3 PULG

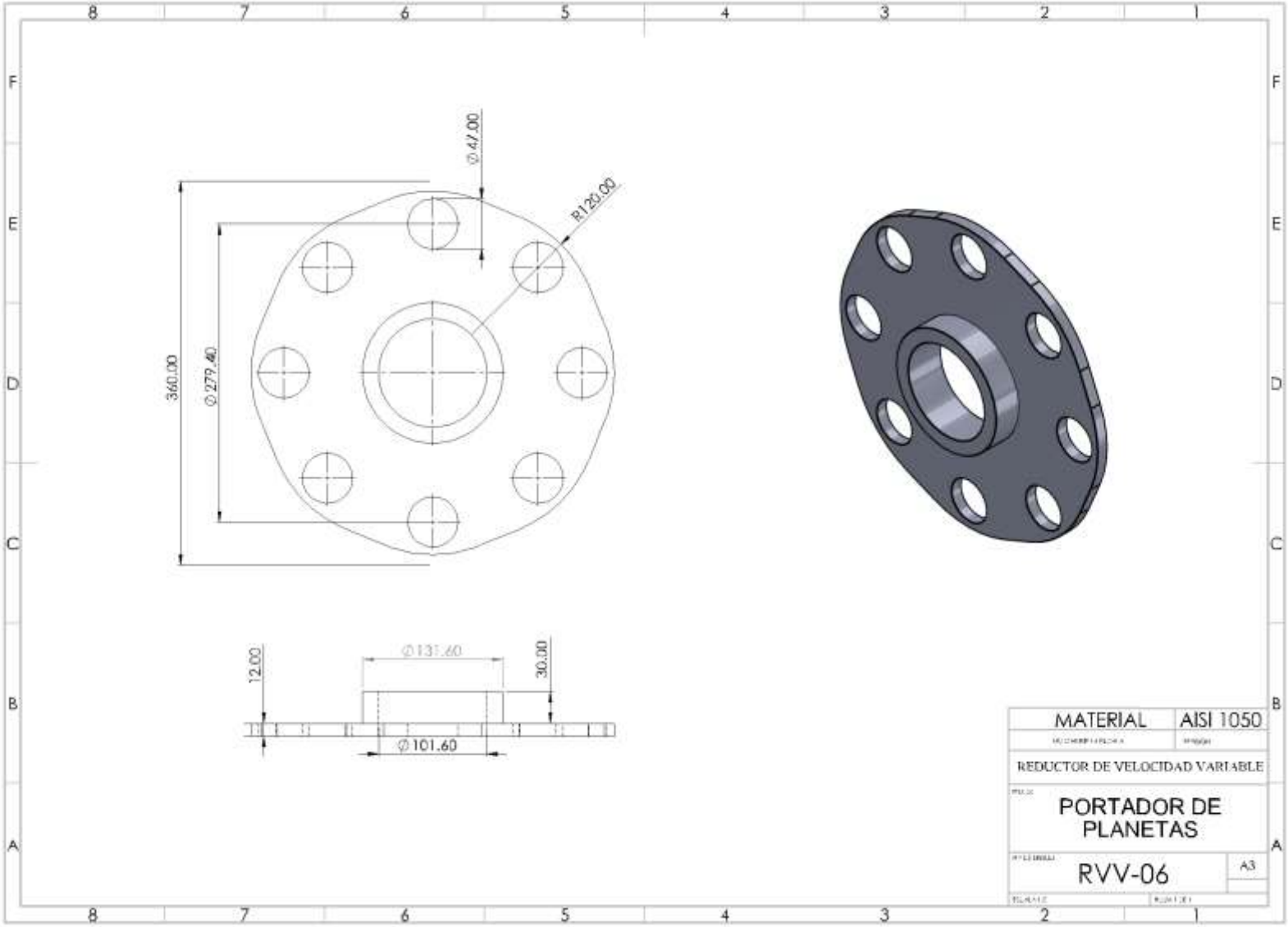
REDUCTOR DE VELOCIDAD VARIABLE

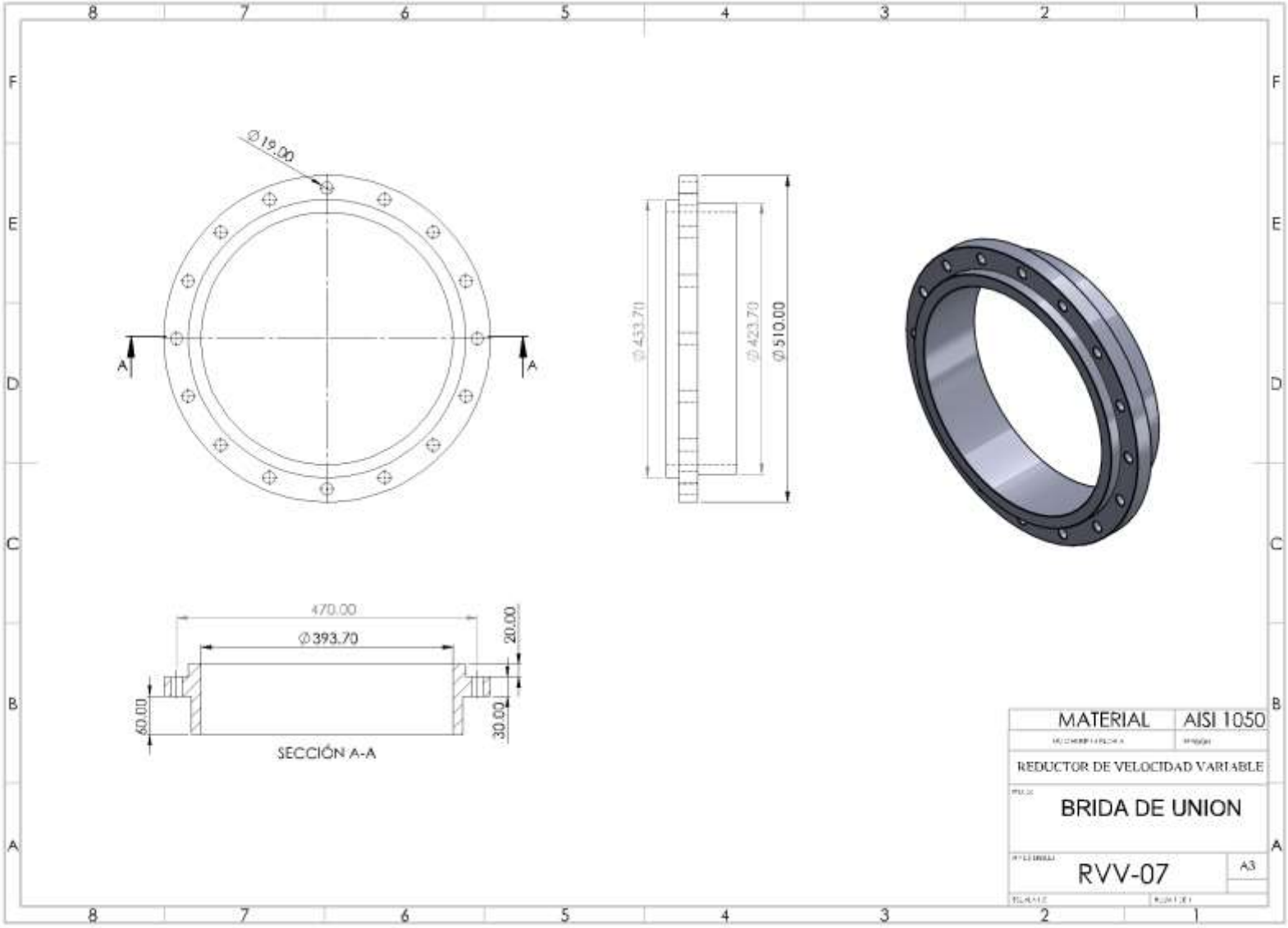
ENGRANAJE PLANETARIO

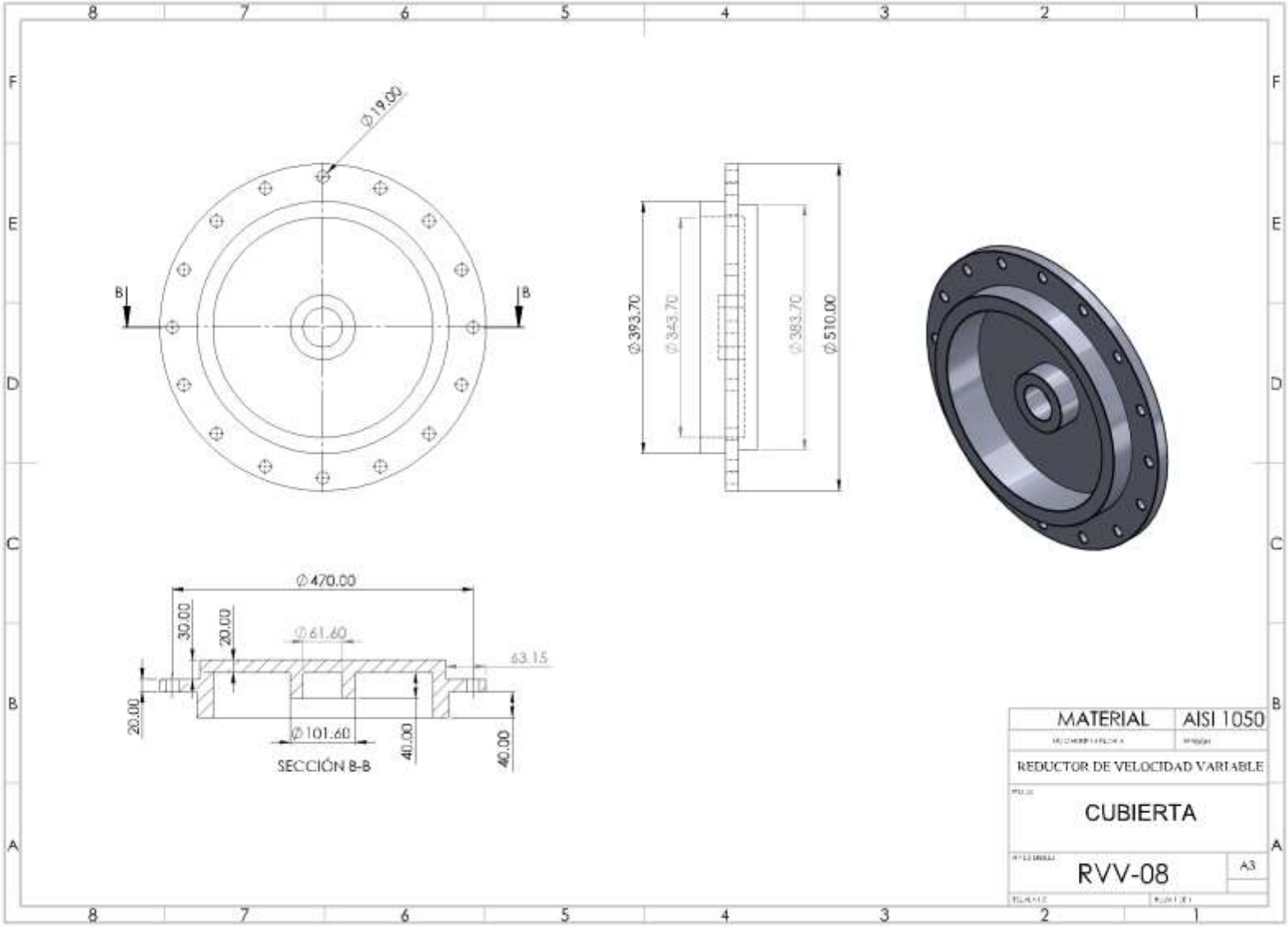
RVV-04

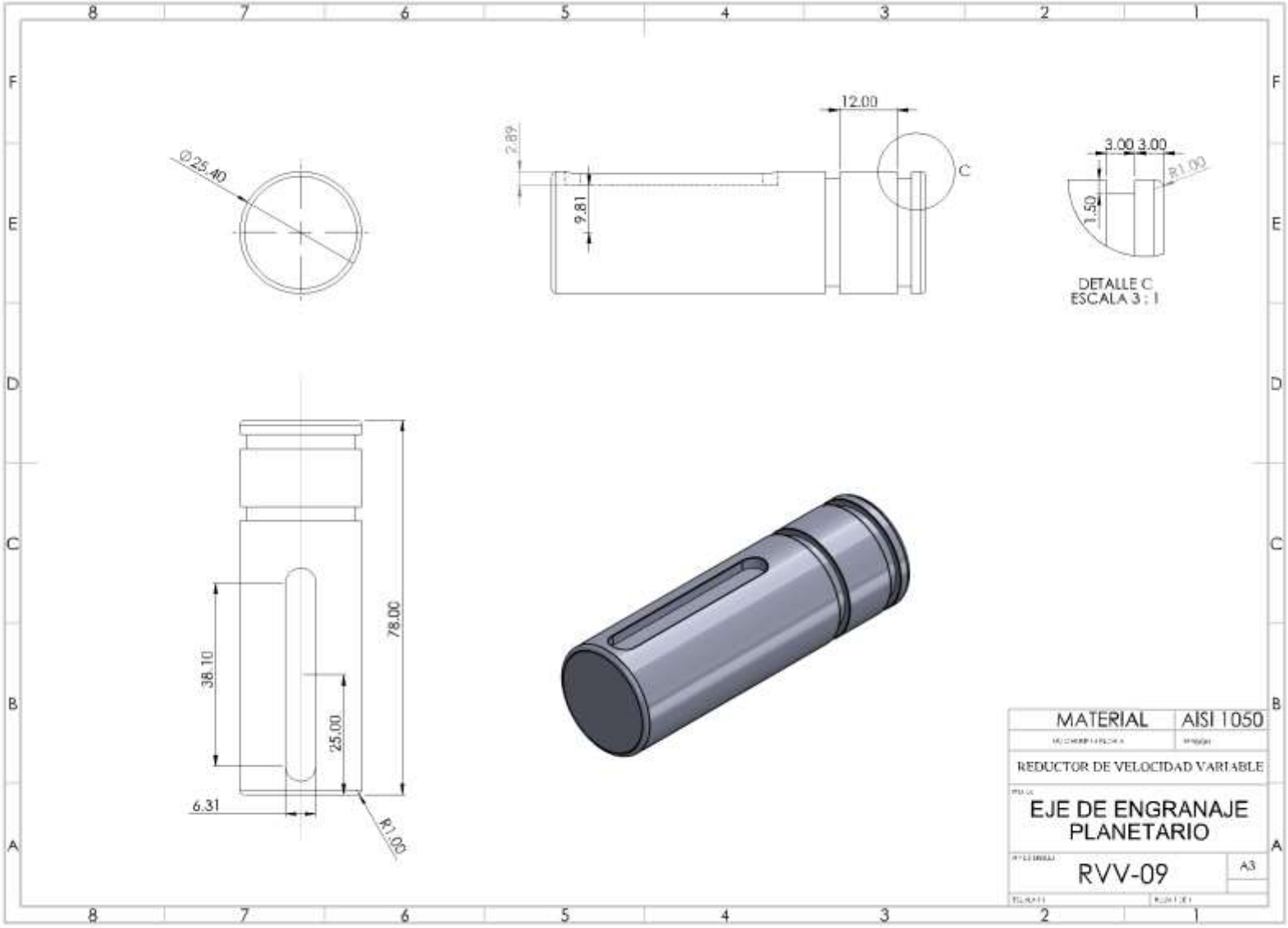
A3

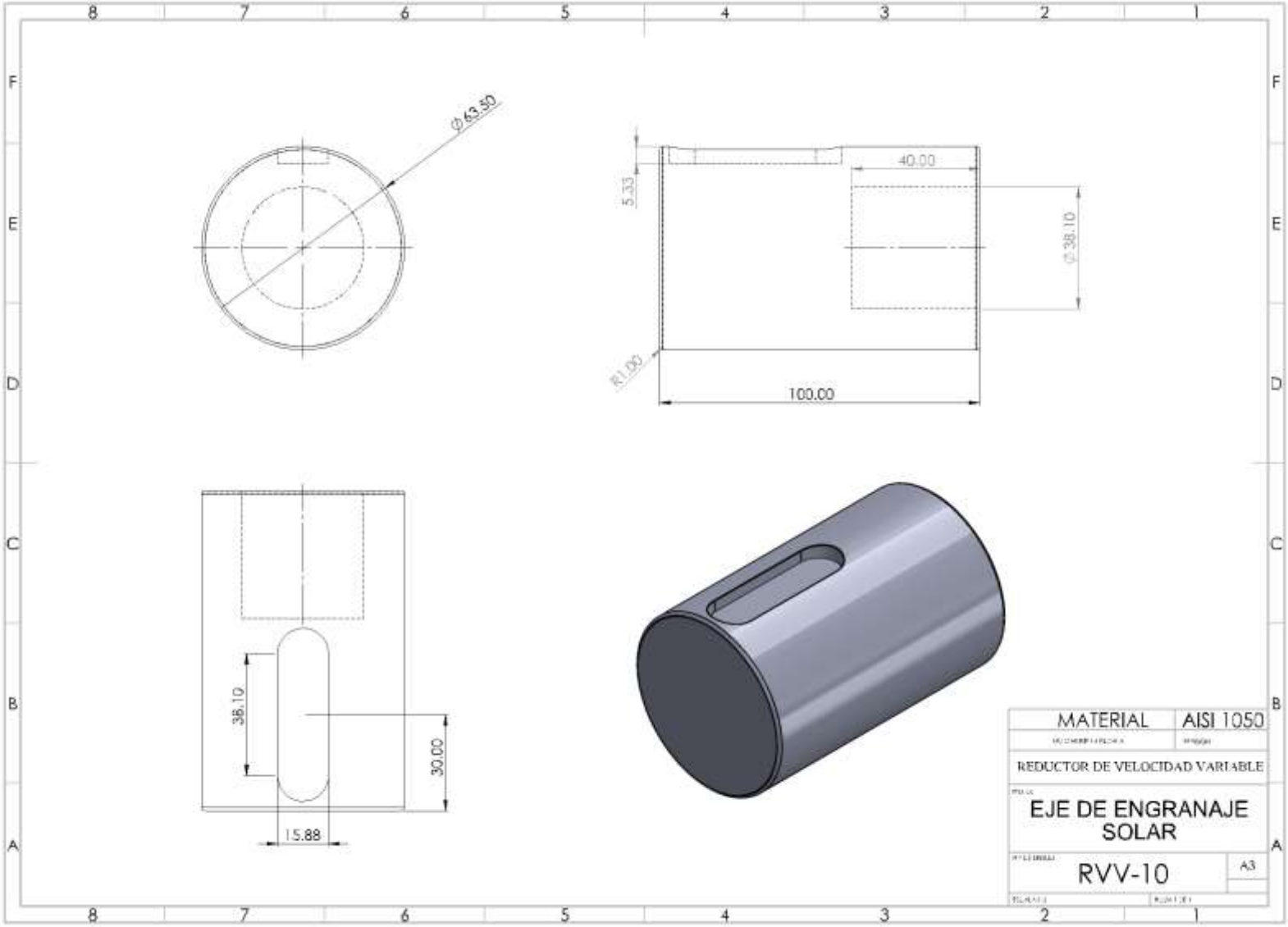

A
Ø342.90
Ø393.70
16.70
14.10
3.80
R38.90
DETALLE A
ESCALA 1 : 1
38.10
ENGRANAJE PLANETARIO
NORMATIVA ANSI/AGMA 2001-D04
MATERIAL AISI 1050
DIENTES 56
PASO DIAMETRAL 4 DIENTES/PULG
DIAMETRO DE PASO 14 PULG
REDUCTOR DE VELOCIDAD VARIABLE
ENGRANAJE DE ANILLO
RVV-05
A3

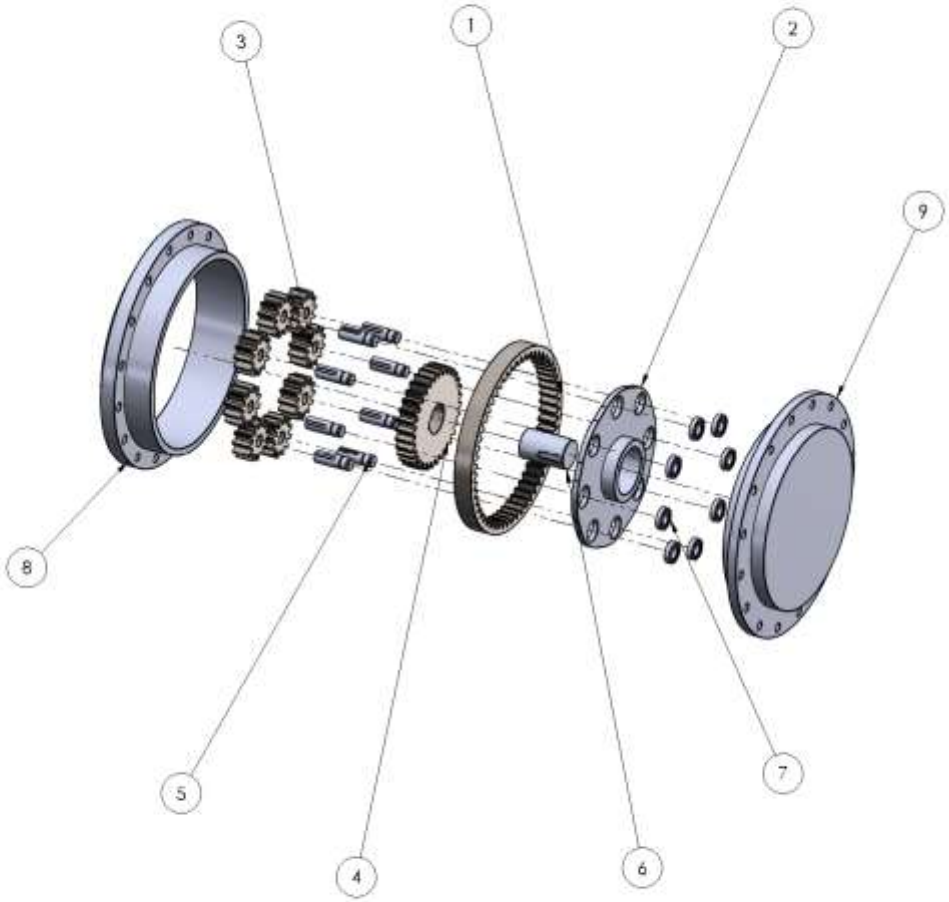

Ø47.00
R120.00
360.00
Ø279.40
12.00
Ø131.60
30.00
Ø101.60
MATERIAL
AISI 1050
REDUCTOR DE VELOCIDAD VARIABLE
PORTADOR DE PLANETAS
RVV-06
A3


Ø19.00
A
A
Ø453.70
Ø423.70
Ø510.00
470.00
Ø393.70
20.00
60.00
30.00
SECCIÓN A-A
MATERIAL
AISI 1050
REDUCTOR DE VELOCIDAD VARIABLE
BRIDA DE UNION
RVV-07
A3


Ø19.00
B
B
Ø393.70
Ø343.70
Ø383.70
Ø510.00
Ø470.00
30.00
20.00
Ø61.60
63.15
20.00
Ø101.60
40.00
40.00
SECCIÓN B-B
MATERIAL
AISI 1050
REDUCTOR DE VELOCIDAD VARIABLE
CUBIERTA
RVV-08
A3


Ø25.40
12.00
2.89
9.81
C
3.00 3.00
R1.00
1.50
DETALLE C
ESCALA 3 : 1
78.00
38.10
25.00
6.31
R1.00
MATERIAL
AISI 1050
REDUCTOR DE VELOCIDAD VARIABLE
EJE DE ENGRANAJE
PLANETARIO
RVV-09
A3


Ø 63.50
40.00
5.33
Ø 38.10
R1.00
100.00
38.10
30.00
15.88
MATERIAL
AISI 1050
REDUCTOR DE VELOCIDAD VARIABLE
EJE DE ENGRANAJE SOLAR
RVV-10
A3



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Inch - Internal spur gear 4DP 56T 20PA 1.5FW --- S56S15.5OD 1.0AF	1
2	PORTADOR	1
3	Inch - Spur gear 4DP 12T 20PA 1.5FW --- S12N3.0H2.0L1.0R1	8
4	Inch - Spur gear 4DP 32T 20PA 1.5FW --- S32N3.0H2.0L2.5R1	1
5	EJE_DE_PLANETA	8
6	EJE_SOLAR	1
7	RODAMIENTO	8
8	BRIDA_DE_UNION	1
9	CUBIERTA	1

REDUCTOR DE VELOCIDAD VARIABLE

VISTA EXPLOTADA

RVV-11

A3