

MINISTERIO DE EDUCACIÓN
UNIVERSIDAD FEDERAL DE RIO GRANDE DEL SUR
PROGRAMA DE POSGRADO EN INGENIERIA MECÁNICA

PROYECTO DE ROBOT DE INSPECCIÓN DE CAÑERÍA SUBMARINA

por

Alejandro Marcelo Fernández Da Costa

Disertación para la obtención del Título de
Maestría en Ingeniería

Porto Alegre, mayo 2017

PROYECTO DE ROBOT DE INSPECCIÓN DE CAÑERÍA SUBMARINA

por

Alejandro Marcelo Fernández Da Costa

Ingeniero Industrial Mecánico

Disertación sometida al Programa de Posgrado en Ingeniería Mecánica , de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Federal de Rio Grande del Sur, como parte de los requisitos necesarios para la obtención del Título de

Maestría en Ingeniería

Área de especialización: Procesos de Fabricación

Orientador: Prof. Dr. Eduardo André Perondi

Comisión de evaluación:

Agradecimientos

En primer lugar quisiera agradecer a la Facultad de Ingeniería de la Universidad de la República y a la Universidad Federal de Río Grande do Sul por haberme brindado la oportunidad de realizar esta Maestría binacional, promoviendo la ciencia, tecnología y la integración latinoamericana.

Asimismo a mis docentes de Maestría de Ingeniería Mecánica, en especial a mi tutor, el Profesor Dr. Eduardo Perondi que confió en mi persona para colaborar en la realización de un diseño de un robot que será implementado como parte de un convenio de la Universidad Federal de Río Grande do Sul con Petrobras, que ayudará a la mejor utilización de los activos para producción de petróleo en Brasil, petróleo que también es refinado en Uruguay.

Agradezco también a mis padres y abuela María, que desde niño me motivaron para desarrollar mi incipiente vocación por la mecánica y la electrónica, brindándome todos los elementos para experimentar de primera mano esas disciplinas desde temprana edad.

Por último un especial agradecimiento a mi señora Ventura por haberme alentado todos estos años durante esta búsqueda de la excelencia en la ingeniería que emprendí pasados los 35 años y también por haberme incentivado a seguir más allá del título de grado.

Resumen

La producción de petróleo offshore presenta grandes desafíos por las condiciones en que se lleva a cabo, actualmente es posible darle solución con la ayuda de la robótica, la mecánica de precisión y la automatización. El presente trabajo es parte de una solución al problema de la desobstrucción en una tubería de petróleo submarina de pequeño diámetro y largo tendido mediante el diseño y la construcción de un robot capaz de trasladarse por el interior de la misma.

En base al estudio previo de un grupo interdisciplinario se definió la implementación de un cable umbilical con el propósito de asegurar el suministro de potencia eléctrica para los requerimientos de energía de robot, el enlace de señales destinadas al control y un vínculo mecánico para proveer seguridad ante un eventual desperfecto. Similarmente se definió la estrategia de movimiento del robot en base a un mecanismo de alta confiabilidad, capaz de vencer una gran tensión producto de la interacción del largo cable umbilical con el interior de la tubería.

En este trabajo se realiza el diseño mecánico para implementar un robot capaz de realizar grandes esfuerzos con componentes de tamaño reducido, integrando componentes comerciales y otros hechos a medida.

Para ello, se implementó una solución para convertir la potencia eléctrica recibida a través del cable a la potencia mecánica en la forma requerida por el mecanismo que da lugar al movimiento. Para dicha solución se presenta un diseño detallado que integra un motor eléctrico de alto desempeño, una transmisión planetaria reductora de dos etapas, una transmisión inversora accionada por embragues de discos y una etapa de distribución de potencia mecánica requerida por el mecanismo responsable del movimiento.

Palabras Clave: robot de inspección de tuberías, mecánica de precisión, transmisión planetaria, transmisión inversora de potencia mecánica.

Abstract

Offshore oil production presents major challenges due to extreme environmental conditions. With present state of the art robotics, precision mechanics and automation it is now possible to provide solutions to those working conditions. The present work is part of a solution to the problem of the unblocking a subsea oil pipeline of small diameter and extensive length by designing and manufacturing a robot capable of moving inside the pipeline.

Based on the previous study of an interdisciplinary group, the implementation of an umbilical cable was defined with the purpose of assuring the supply of electrical power for the robot's energy requirements, control signals and a mechanical link to avoid the possibility of getting stuck. Similarly, the robot's movement strategy was defined based on a high reliability mechanism, capable of overcoming the great tension resulting from the interaction of the long umbilical cable with the inside of the pipe.

In this work, the mechanical design is performed to implement a robot capable of overcoming big cable tensions with small components, integrating commercial components and others custom made.

A solution was implemented to convert the electric power received through the cable to the mechanical power in the form required by the displacement mechanism. For this, a detailed engineering design is presented that integrates a high performance electric motor, a two-stage planetary gear transmission for high reduction ratio, a power split transmission driven by disc clutches and a mechanical power distribution stage required by the mechanism responsible for the displacement.

Key words: pipe inspection robot, precision mechanics, planetary gear transmission, power split transmission.

ÍNDICE

LISTA DE FIGURAS	viii
LISTA DE TABLAS	x
1 INTRODUCCIÓN	1
1.1 Descripción del problema	2
1.2 Objetivo general	2
1.3 Objetivo específico	3
1.4 Organización del trabajo	3
2 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA	4
2.1 Estado de la técnica	4
2.1.1 Introducción.....	4
2.1.2 Historia.....	4
2.1.3 Definición.....	5
2.1.4 Caracterización.....	5
2.1.4.1 Robots de inspección de desplazamiento interior PIG.....	6
2.1.4.2 Sewer <i>alcantarilla</i>	9
2.1.4.3 Girino <i>Renacuajo</i>	10
2.2 Fundamentación teórica	11
2.2.1 Tornillos de potencia.....	11
2.2.1.1 Análisis de fuerzas en el tornillo de potencia.....	11
2.2.1.2 Eficiencia del tornillo de potencia.....	15
2.2.1.3 Esfuerzos en tornillos de potencia.....	16
2.2.2 Análisis cinemático de una etapa de engranajes planetarios.....	18
2.2.3 Análisis de fuerzas en una etapa de engranajes planetarios.....	20
3 REQUERIMIENTOS DEL PROYECTO	23
4 PROYECTO CONCEPTUAL	23
4.1 Robot propuesto	23
4.1.1 Módulo de movimiento.....	24
4.1.2 Módulo Motor.....	25
4.1.3 Módulo de carga útil.....	26
5 PROYECTO MECÁNICO	28
5.1 Estudio de tamaño de los módulos del robot	28

5.2	Descripción del módulo de movimiento del robot.....	31
5.2.1	Estudio de la velocidad de traslación del robot	33
5.2.2	Análisis de fuerzas en el mecanismo de movimiento del robot	34
5.2.3	Transmisión de suministro de potencia	37
5.3	Módulo motor.....	39
5.3.1	Motor eléctrico	41
5.3.2	Primera etapa de transmisión reductora.....	46
5.3.3	Segunda etapa de transmisión reductora	47
5.3.4	Etapa de transmisión inversora.....	49
5.3.4.1	Embrague fijo de discos	51
5.3.4.2	Embrague giratorio de discos.....	52
5.3.4.3	Transmisión de reducción de la etapa inversora	53
5.3.4.4	Mecanismo actuador de los embragues.....	54
5.3.5	Actuador lineal de motor paso a paso.....	55
5.3.6	Transmisión de distribución de potencia.....	58
6	PROYECTO MECÁNICO DETALLADO	59
6.1	Mecanismo de las patas del robot.....	59
6.1.1	Dimensionamiento de los patines	59
6.1.2	Dimensionamiento de las patas	61
6.1.3	Dimensionamiento de los pernos.....	63
6.1.4	Soporte de patas.....	64
6.2	Tornillo de potencia	64
6.2.1	Dimensionamiento del tornillo de potencia.....	64
6.2.2	Dimensiones geométricas	65
6.2.3	Velocidad de giro y torque	66
6.2.4	Eficiencia	67
6.2.5	Otros factores.....	67
6.2.6	Selección del tornillo	68
6.2.6.1	Carga estática	69
6.2.6.2	Carga equivalente.....	69
6.2.6.3	Vida nominal	69
6.2.6.4	Eficiencia teórica y práctica directa	70
6.2.6.5	Torque requerido	70

6.2.6.6	Potencia requerida.....	71
6.2.7	Selección del rodamiento del tornillo de potencia.....	72
6.2.7.1	Carga estática	73
6.2.7.2	Carga equivalente.....	73
6.2.7.3	Vida básica nominal.....	73
6.2.7.4	Detalle de montaje del rodamiento de empuje axial	74
6.3	Transmisión de suministro de potencia del módulo de movimiento	74
6.3.1	Dimensionamiento de los engranajes	75
6.3.1.1	Velocidad tangencial de contacto entre los engranajes.....	76
6.3.1.2	Fuerza tangencial y fuerza de separación de los dientes.....	77
6.3.1.3	Fuerza dinámica en los dientes de los engranajes.....	77
6.3.1.4	Fuerza de diseño.....	78
6.3.1.5	Resistencia mecánica del diente.....	78
6.3.1.6	Resistencia al desgaste del diente	78
6.3.2	Análisis de esfuerzos y dimensionamiento de los ejes.....	79
6.3.2.1	Ejes de entrada de potencia	79
6.3.2.2	Eje intermedio	84
6.3.2.3	Eje del tornillo.....	85
6.3.3	Selección de rodamientos de la transmisión.....	87
6.4	Primera etapa de transmisión reductora planetaria	90
6.4.1	Cinemática	90
6.4.2	Estudio de fuerzas.....	93
6.4.3	Dimensionamiento de los engranajes	95
6.4.3.1	Velocidad media tangencial	96
6.4.3.2	Fuerza dinámica	96
6.4.3.3	Fuerza de diseño.....	97
6.4.3.4	Resistencia mecánica del diente.....	97
6.4.3.5	Resistencia al desgaste del diente	98
6.5	Segunda etapa de transmisión reductora planetaria.....	101
6.5.1	Dimensionamiento de los engranajes	101
6.6	Etapa de transmisión inversora planetaria	102
6.6.1	Dimensionamiento de los engranajes	102
6.6.2	Dimensionamiento del embrague fijo de discos.....	103

6.6.3	Dimensionamiento del embrague giratorio de discos	106
6.7	Transmisión de distribución de potencia del módulo motor	108
6.7.1	Dimensionamiento de los engranajes	108
6.7.2	Dimensionamiento de los ejes	110
6.7.2.1	Ejes de salida de potencia	110
6.7.2.2	Eje intermedio	111
6.7.2.3	Eje de entrada de potencia.....	112
6.8	Ejes y rodamientos del módulo motor	114
6.8.1	Dimensionamiento del eje del motor.....	114
7	CONCLUSIONES Y TRABAJOS A FUTURO.....	116
8	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	117
9	ANEXOS	117

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Pipeline inspection Gage (PIG).....	7
Figura 2.2 - PIG inteligente manufacturado por Rosen Group Alemania.....	8
Figura 2.3 - Lanzadera y distribuidor.....	8
Figura 2.4 - Robot Sewer con estrategia de desplazamiento Wheel Drive.....	9
Figura 2.5 - Robot Girino.....	10
Figura 2.6 - Perfil normalizado ACME.....	11
Figura 2.7 - Representación planar del hilo de un tornillo.....	12
Figura 2.8 - Comparación de los ángulos del hilo de una rosca en los planos axial y normal.....	13
Figura 2.9 - Fuerzas en la rosca del tornillo.....	14
Figura 2.10 - Esquema de velocidades relativas existentes en una etapa de engranajes planetarios.....	18
Figura 2.11 - Esquema de fuerzas tangenciales en una etapa de engranajes planetarios.....	20
Figura 4.1 - Robot de inspección de cañerías propuesto.....	24
Figura 4.2 - Módulo de movimiento propuesto.....	25
Figura 4.3 - Modulo motor del robot propuesto.....	26
Figura 5.1 - Estudio plano de un módulo cilíndrico dentro de una tubería curva.....	28
Figura 5.2 - Descripción de los componentes del módulo de movimiento.....	31
Figura 5.3 - Análisis de fuerzas en el conjunto de patas del módulo de movimiento.....	35
Figura 5.4 - Despiece de la transmisión de suministro de potencia del módulo de movimiento.....	37
Figura 5.5 - Detalle de los componentes del módulo motor.....	39
Figura 5.6 - Estator del motor BLDC.....	42
Figura 5.7 - Rotor del motor BLDC.....	42
Figura 5.8 - Detalle del conjunto del motor.....	44
Figura 5.9 - Corte trasversal del ensamble del motor.....	45
Figura 5.10 - Vista general de la primera etapa de transmisión reductora.....	46
Figura 5.11 - Despiece de la primera etapa de transmisión reductora.....	47
Figura 5.12 - Vista general de la segunda etapa de transmisión reductora.....	48
Figura 5.13 - Despiece de la segunda etapa de transmisión reductora.....	49
Figura 5.14 - Vista general de la transmisión inversora.....	51
Figura 5.15 - Detalle del corte longitudinal de la etapa de transmisión inversora.....	52

Figura 5.16 - Etapa de reducción planetaria de la transmisión inversora.....	54
Figura 5.17 - Detalle del mecanismo actuador de los embragues	54
Figura 5.18 - Vista detallada del anillo de empuje y componentes del mecanismo de accionamiento de embrague rotativo	55
Figura 5.19 - Actuador lineal Haydon Kerk.....	56
Figura 5.20 - Detalle constructivo del actuador lineal.....	57
Figura 6.1 - Análisis del esfuerzo producido por las patas a la pared de la tubería	60
Figura 6.2 - Detalle del tornillo de rodamiento SD 16x10R fabricado por SKF.....	68
Figura 6.3 - Rodamiento 52202 fabricado por SKF	72
Figura 6.4 - Detalle del montaje del rodamiento de empuje en el módulo de movimiento	74
Figura 6.5 - Detalle de los componentes de la transmisión de suministro de potencia.....	76
Figura 6.6 - Esquema de velocidades relativas de una etapa de engranajes planetarios	91
Figura 6.7 - Esquema de fuerzas tangenciales y momentos de una transmisión planetaria	93
Figura 6.8 - Modelo simplificado de fuerzas del mecanismo del palancas.....	105
Figura 6.9 - Diagrama de fuerzas del embrague rotativo	107
Figura 6.10 - Corte longitudinal del eje del motor	115

LISTA DE TABLAS

Tabla 5.1 - Dimensiones de posibles módulos capaces de trasladarse por el interior de una tubería curva de $D_i = 10$ cm y $R = 50$ cm.	30
Tabla 6.1 - Tabla de cálculo de esfuerzo máximo en tornillos de potencia candidatos	65
Tabla 6.2 - Resultados del cálculo de resistencia del eje de entrada de potencia.....	81
Tabla 6.3 - Resultados del cálculo de resistencia del eje intermedio	85
Tabla 6.4 - Resultado del cálculo de resistencia del eje de del tornillo de potencia	86
Tabla 6.5 - Resultado del cálculo de parámetros de funcionamiento de los rodamientos del tornillo de potencia	90
Tabla 6.6 - Tabla de resultados del cálculo de engranajes sol planeta de la primera etapa.....	99
Tabla 6.7 - Tabla de resultados del cálculo de engranajes aro planeta de la primera etapa ...	100
Tabla 6.8 - Tabla de resultados del cálculo de engranajes sol planeta de la segunda etapa ...	101
Tabla 6.9 - Tabla de resultados del cálculo de engranajes aro planeta de la primera etapa ...	101
Tabla 6.10 - Tabla de resultados del cálculo de engranajes sol planeta de la etapa inversora	102
Tabla 6.11 - Tabla de resultados del cálculo de engranajes aro planeta de la etapa inversora	103
Tabla 6.12 - Resultado del cálculo de engranajes de la transmisión de distribución	109
Tabla 6.13 - Resultado del cálculo de resistencia de los ejes de salida de potencia.....	110
Tabla 6.14 - Resultado del cálculo de resistencia del eje intermedio.....	111
Tabla 6.15 - Resultado del cálculo de resistencia del eje de potencia de entrada efectuado en el engranaje	113
Tabla 6.16 - Resultado del cálculo de resistencia del eje de potencia de entrada efectuado en el cambio de diámetro.....	114

1 INTRODUCCIÓN

La frontera mundial de la producción de petróleo off shore ha ido avanzando desde los años 70 cuando se perforaba a profundidades de 200 m hasta el presente donde se perfora en espejos de agua de más de 3000 m.

Brasil es uno de los líderes mundiales en la producción de petróleo “ultra deep offshore” debido al descubrimiento de importantes reservas en el denominado “pré sal”. El desarrollo de estas cuencas ha planteado un enorme desafío tecnológico y de recursos económicos para Petrobras y sus socios. Las condiciones extremas de exploración y producción se han alcanzado en base a la intensa automatización y robotización de la industria del upstream, ya que la frontera queda mucho más allá de las capacidades humanas.

Actualmente son robots submarinos, muchos manejados remotamente que inspeccionan las instalaciones y una vez en producción, realizan el mantenimiento. Las profundidades donde se encuentran los yacimientos, sus presiones y temperaturas implican grandes desafíos para la producción y el transporte ya que el petróleo crudo contiene parafinas y sedimentos que según las condiciones de flujo pueden producir depósitos en las tuberías y reducir o e interrumpir las operaciones.

Los enormes capitales invertidos en la producción de petróleo y los cuantiosos costos operativos hacen que la más mínima restricción al caudal de producción nominal sea muy costosa. Por lo tanto se ha desarrollado una industria mecánica y robotizada que permite mediante la innovación tecnológica dar respuesta a los problemas como los descritos anteriormente. Así como la frontera del offshore se expande, se debe acompañar este proceso con robots que permiten acceso, mantenimiento, inspección de todos los activos.

En el marco de este gran desafío tecnológico es que Petrobras ha firmado un convenio con la UFRGS para dar solución a uno de estos problemas, que es el acceso a tuberías de petróleo donde se requiere la desobstrucción. De esta forma la producción de este recurso tan valioso culmina en desarrollo tecnológico, de ingeniería que es una de las fuentes de verdadero desarrollo para el país.

La resolución de este problema complejo requiere la integración de distintas disciplinas de la ingeniería. Entre ellas, la electrónica, la informática y la mecánica. Dentro de esta última disciplina, el diseño mecánico de una configuración de alto desempeño es necesario para cumplir las restricciones planteadas para realizar el mantenimiento en el interior de las tuberías submarinas.

En este trabajo se presenta un diseño mecánico que apunta a dar solución al problema del transporte de una carga útil destinada al mantenimiento en el interior de una tubería de 10 cm de diámetro que presenta un trazado con curvas. Esto involucra definir la estrategia a utilizar para permitir el movimiento del robot desde el punto de vista mecánico y de gestión de la potencia motriz.

1.1 Descripción del problema

En la producción de petróleo offshore es necesario el transporte de hidrocarburos a través de costosas tuberías tendidas en el lecho marino. Las condiciones existentes en ese medio hacen que las tareas de mantenimiento sean difíciles y peligrosas para ser llevadas a cabo con métodos tradicionales. Actualmente con la ayuda de los robots manejados de forma remota es posible cumplir con tareas regulares de mantenimiento de forma eficiente y sin poner en riesgo la vida humana.

El petróleo crudo contiene parafinas y sedimentos que según las condiciones de flujo pueden producir depósitos en la superficie interior de las tuberías, trayendo como consecuencia la disminución o interrupción de las operaciones.

Para evitar esta situación, es posible implementar un plan de monitoreo y mantenimiento periódico que permita conocer el estado de la instalación y si es necesario efectuar la limpieza o desobstrucción requeridas.

Con la finalidad de efectuar estas tareas de forma segura y eficiente la empresa estatal de petróleo de Brasil Petrobras definió una serie de requisitos que deberá cumplir un robot cuyo objetivo será el de mantener una de sus instalaciones submarinas.

A grandes rasgos estos requisitos comprenden el diseño y la construcción de un robot capaz de trasladarse por el interior de una tubería de 10cm de diámetro cubriendo una distancia no mayor a 4000m. Esta tubería posee tramos curvos algunos de los cuales tendrían un radio de curvatura no menor de 50cm. Para asegurar la extracción del robot en caso de falla y para proveerle de un suministro de energía eléctrica, el robot estará conectado a través de un cable umbilical desde el extremo abierto de la instalación.

1.2 Objetivo general

Diseñar y efectuar la ingeniería de detalle para la construcción de un prototipo de robot capaz de trasladarse por el interior de una tubería de petróleo de pequeño diámetro y

largo trazado capaz de efectuar grandes esfuerzos para vencer la tensión ejercida por un cable umbilical que lo vincula con el extremo abierto de la tubería.

1.3 Objetivo específico

- Desarrollar diseño conceptual en base a una estrategia de movimiento establecida.
- Establecer los sistemas necesarios para la implementación del robot.
- Definir los componentes mecánicos necesarios de cada sistema.
- Implementar el diseño mecánico de cada componente.
- Simular la interacción cinemática de las componentes móviles del robot.
- Efectuar la ingeniería de detalle dimensionando los componentes en base a las solicitaciones mecánicas, los materiales utilizados y las restricciones geométricas.

1.4 Organización del trabajo

Este trabajo se organiza en 7 capítulos. En el Capítulo 2 se presenta la revisión bibliográfica, allí se da un panorama de los tipos de robot de inspección existentes exponiendo sus características y utilidad. También se encuentran los fundamentos teóricos de algunos temas centrales para la realización del trabajo. En el Capítulo 3 se presenta los requerimientos del proyecto, donde se especifican las condiciones en las cuales debe operar el robot. En el Capítulo 4 se presenta el proyecto conceptual, allí se fundamenta la arquitectura elegida para el robot propuesto. En el Capítulo 5 se presenta el proyecto mecánico donde se detalla la función de cada componente del robot. En el Capítulo 6 se presenta el proyecto detallado, desarrollando los cálculos y especificando los componentes más importantes del diseño. Por último, en el Capítulo 7 se presenta las conclusiones y los posibles trabajos a realizar en el futuro para construir un primer prototipo funcional.

2 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

2.1 Estado de la técnica

El objetivo de este capítulo es describir el estado de la técnica referente a las herramientas o dispositivos utilizados para la inspección de cañerías, poniendo particular énfasis en los robots de inspección de las mismas.

2.1.1 Introducción

Desde la antigüedad el transporte de fluidos ha tenido importancia en el desarrollo de los centros urbanos y la economía, su campo de aplicación actual abarca el suministro de agua potable, el saneamiento, el suministro de energía y la industria en general.

Para éste propósito se ha creado, a lo largo del tiempo, una gran infraestructura cuya vida útil está proyectada para operar por largos períodos.

La necesidad de mantener estas instalaciones en constante operación de forma eficiente ha llevado a utilizar las últimas tecnologías para desarrollar nuevos métodos para su inspección y reparación. Son muy diversos los tipos de instalaciones y para cada aplicación se han desarrollado distintas estrategias.

2.1.2 Historia

Las primeras experiencias utilizando dispositivos para el mantenimiento en el interior de cañerías se realizaron en la industria petrolera en Estados Unidos en los años 40. Cumplieron tareas de limpieza eliminando una capa de parafina que se deposita en las paredes internas de los oleoductos reduciendo el área de pasaje pudiendo llegar a obstruir totalmente el transporte de fluido. Años más tarde se implementaron tareas de inspección estructural mediante dispositivos dotados de instrumentos para la realización de ensayos no destructivos.

Los robots son especialmente idóneos para realizar tareas en ambientes peligrosos, de difícil acceso y sometidos a condiciones extremas de presión, temperatura, químicas o radiación nocivas para el ser humano. Por tal motivo con el desarrollo de la robótica en otras áreas de la ingeniería fue natural la integración de técnicas de robotización para desarrollar tareas de inspección y mantenimiento de forma eficiente en cañerías.

Actualmente los robots de inspección desarrollan tareas de inspección estructural a través de ensayos no destructivos como por ejemplo la inspección visual, ensayos magnéticos, de ultrasonido, etc. Esto se logra a través de la transmisión de video y de datos proveniente de sensores especialmente dispuestos en el robot para dicho propósito. También desarrollan tareas de mantenimiento tales como la desobstrucción del interior de tuberías. En otros casos desarrollan reparaciones tales como la restitución de la forma de tuberías dañadas por

aplastamiento. Para cumplir los objetivos mencionados podrían realizarse tareas de enderezado, mecanizado, soldadura, etc.

2.1.3 Definición

Los robots de inspección y mantenimiento de cañerías son dispositivos mecatrónicos programables capaces de desplazarse, recabar información y realizar tareas de mantenimiento de forma automática o semiautomática, siendo especialmente útiles para trabajar en ambientes peligrosos y de difícil o imposible acceso para el ser humano o ejecutando tareas repetitivas o pesadas.

En términos generales presentan una estructura mecánica dotada de mecanismos motores para el transporte que integran un sistema de propulsión, un sistema de control que controla la movilidad del robot, un procesador digital central que coordina todas las actividades, herramientas para mecanizado y sensores electrónicos que integran la carga útil y una fuente de alimentación que provee de energía a los componentes mencionados.

Su actividad puede monitorearse a distancia y en tiempo real para lo cual es necesario un sistema de transmisión de datos desde el robot al operador y un sistema informático que presente los datos recabados de forma unificada en una interfaz gráfica de fácil operación.

2.1.4 Caracterización

Para instalaciones atmosféricas de acceso fácil la forma natural de inspección estructural es la visual desde el exterior. Por el contrario, cuando la instalación se encuentra enterrada o se dispone en el lecho marino o de un río es más conveniente la inspección desde su interior. Lo mismo sucede cuando son necesarias tareas de mantenimiento de desobstrucción.

Podemos entonces caracterizar los dispositivos de inspección de cañerías por la superficie de la instalación a inspeccionar y por ende la región donde se desarrolla su desplazamiento, por el exterior de la tubería o por el interior de la misma.

Otra forma de caracterizarlos refiere al método de propulsión. Los propulsados por la misma presión de fluido en el interior de la tubería poseen diafragmas que dividen la zona frontal y la posterior de la tubería en regiones estancas, al igual que sucede en un pistón hidráulico, por lo que el dispositivo se ve restringido a moverse a una velocidad igual o menor a la del fluido dependiendo las fuerzas de fricción, la aceleración del dispositivo y de la compresibilidad del fluido. Por otra parte los autopropulsados se desplazan generalmente obteniendo energía eléctrica acumulada en baterías o través de un cable o cordón umbilical de potencia que se extiende desde la estación de operación hasta el robot.

También se caracterizan por su capacidad de adquirir procesar y transmitir datos. Los dispositivos llamados no inteligentes o pasivos fueron los primeros en utilizarse, son propulsados por el mismo fluido en el interior de la cañería y se usan para operaciones de limpieza o de maniobras aislamiento de secciones y de desagote de las mismas. Estos últimos no son robots propiamente dichos pero se mencionan por su importancia histórica y su papel en el desarrollo de los robots inteligentes actuales.

Por otra parte los dispositivos llamados inteligentes son capaces de inspeccionar la instalación adquiriendo datos a través de sensores especializados como cámaras de video para inspección visual, transductores de ultrasonido o magnéticos para inspeccionar la integridad de la tubería detectando fisuras o perforaciones. Además, esta información recabada puede ser almacenada en una memoria situada en el robot o transmitida inmediatamente al terminal del operador a través de cables de cobre o fibra óptica. Para evitar la transmisión de grandes cantidades de información ésta puede ser procesada en el robot de forma automática para transmitir o almacenar solamente un reducido conjunto de datos de interés.

Por último es posible caracterizar los robots de inspección de tuberías por su estrategia de desplazamiento en las mismas.

Los llamados Wheel Drive utilizan un conjunto de ruedas para desplazarse a través de las paredes interiores o exteriores de la tubería y fueron inspirados por vehículos todo terreno.

Los Screw se desplazan usando un cabezal rotativo de eje longitudinal a la tubería con ruedas, estas están apoyadas en la tubería formando un ángulo respecto al eje de misma; el movimiento resultante es asimilable al de un tornillo.

Los Bioinspirados son aquellos que para desplazarse utilizan las mismas estrategias que la naturaleza. Entre estos se encuentran los Snake (serpiente), Girino (renacuajo), Cuadrúpedo (cuadrúpedo), Hexápodo (hexápodo). Cada una de estas estrategias de movimiento fue desarrollada por la naturaleza y está optimizada para un medio ambiente específico.

2.1.4.1 Robots de inspección de desplazamiento interior PIG

Fueron los primeros dispositivos que se usaron para inspección de cañerías petroleras. Son del tipo no autopropulsados por lo que requieren la presión de fluido para desplazarse por el interior de la tubería. Están constituidos por un cuerpo metálico de forma cilíndrica de menor diámetro que el del interior de la tubería. De forma concéntrica tienen sujetos sellos elásticos fabricados con polímeros que cumplen la función de sellado y centrado dejando estanca la región delantera respecto de la trasera de la tubería permitiendo aprovechar la diferencia de presión del fluido existente entre estas dos regiones para propulsarse. Algunos

poseen cabezales dotados de alambres con forma de uña dispuestos de forma radial en fuerte contacto con superficie interior de la tubería con la finalidad de limpiarla y despojarla de depósitos de parafina. La parafina se acumula durante la operación normal del transporte de hidrocarburos. En general, los PIGs cumplen funciones de mantenimiento como separación, vaciado y limpieza de tuberías. En la Figura 2.1 se puede apreciar uno de estos dispositivos para cañerías de gran tamaño.



Figura 2.1 - Pipeline inspection Gage (PIG).

Posteriormente su diseño se fue refinando, se integraron varios de estos dispositivos vinculados por uniones flexibles para una mejor efectividad y adaptación a las curvas, algunos de estos se dotaron de sensores como odómetros e instrumentos para inspección de integridad de ultrasonido y magnéticos siendo capaces de detectar fisuras, perforaciones, espesores de tubería, etc. Los datos recabados son guardados en una memoria para luego ser recuperados y procesados por el operador. En la figura 2.2 se puede apreciar un PIG inteligente con instrumentos de medición y almacenamiento de información integrados.

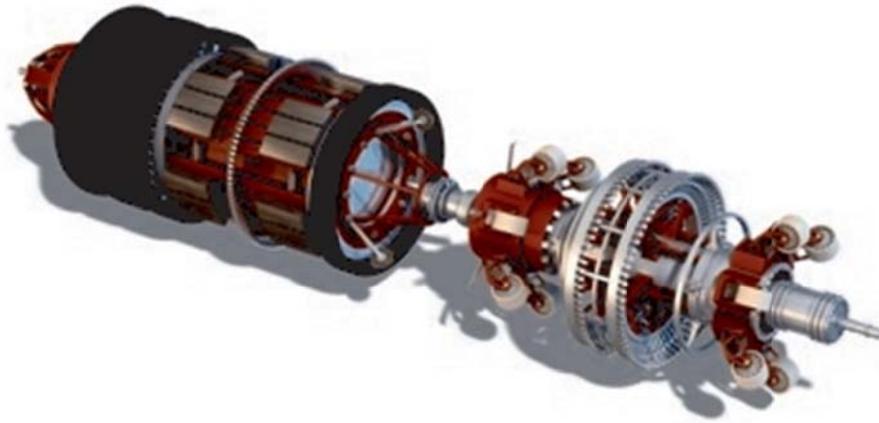


Figura 2.2 - PIG inteligente manufacturado por Rosen Group Alemania.

Con la finalidad de introducir o extraer estos dispositivos en la cañería y ejecutar la maniobra hidráulica para asegurar su movilidad, la instalación posee la llamada lanzadera y receptor. Consiste en el seccionamiento de la tubería y la disposición de escotillas en sus extremos para la inserción y extracción. También poseen una vinculación hidráulica entre ambas secciones además de válvulas de maniobra que permiten controlar la presencia del fluido en cada uno de los compartimientos llamados lanzadera y receptor así como también la velocidad del fluido a través de la instalación. En la figura 2.3 se muestra esta estructura.



Figura 2.3 - Lanzadera y distribuidor.

2.1.4.2 Sewer *alcantarilla*

Las instalaciones del sistema de saneamiento brindan un servicio esencial para el funcionamiento de las urbanizaciones. Se encargan de drenar los desechos líquidos y el agua de origen pluvial. Se extienden por grandes extensiones debajo de las ciudades y requieren constante mantenimiento. Poseen canalizaciones y tuberías de variado tamaño con leve pendiente y parcialmente inundadas. Para la inspección y el mantenimiento de esta configuración particular se utilizan robots especializados llamados Sewer Robots.

Su método de propulsión es autopulsado y son provistos de energía por acumuladores eléctricos o cables de potencia. Su estrategia de desplazamiento es Wheel Drive por lo que poseen ruedas u orugas dispuestas de forma de hacer contacto con la tubería con la ayuda de la gravedad. Para centrar el vehículo en dirección longitudinal de la tubería a veces se dispone un ángulo entre la rodadura de las ruedas de ambos laterales. Para canalizaciones de gran diámetro generalmente se utilizan robots de un sólo cuerpo o estructura en la que se sujetan todos los componentes necesarios para su funcionamiento. En cambio para canalizaciones de pequeño diámetro, por la falta de espacio para contener los distintos componentes del vehículo y para mejorar la movilidad, a veces es conveniente un cuerpo formado por varios módulos vinculados por uniones flexibles. En la figura 2.4 se puede apreciar un robot de inspección de alcantarilla con cámara integrada.



Figura 2.4 - Robot Sewer con estrategia de desplazamiento Wheel Drive.

Inicialmente se utilizaron para tareas de inspección, con tal motivo se disponen cámaras para transmitir video a través de un cable de cobre o fibra óptica hasta el operador. Actualmente también cumplen tareas de mantenimiento provistos de herramientas de corte para liberar de raíces y tareas de limpieza. Con menor frecuencia cumplen tareas de monitoreo y protección del medio ambiente empleando sensores especializados para hacer mediciones relativas a la calidad y propiedades del agua transportada.

Se ingresan a la instalación por accesos de inspección y luego de recorrer el tramo de interés se suele extraer por el acceso de inspección más cercano.

2.1.4.3 Girino *Renacuajo*

El robot Renacuajo es un robot bioinspirado e imita la estrategia de movimiento de la larva de anfibio anuro. Durante su desarrollo, éste pasa de vivir de un medio acuático a uno terrestre. Es entonces cuando para desplazarse utiliza sus patas traseras para afirmarse en la superficie sólida y elonga su cuerpo para avanzar. Luego utiliza sus patas delanteras para sujetarse y relajando las patas traseras contrae su cuerpo. Repitiendo este movimiento logra desplazarse en un medio parcialmente inundado.

Para desplazarse con esta filosofía el robot está dotado de un pistón neumático que vincula su sección trasera a la delantera con la finalidad de estirarse y contraerse. Las patas delanteras y traseras se fijan a las paredes de la tubería de forma selectiva para lograr el avance. Invertiendo la secuencia de movimiento se invierte el sentido del desplazamiento. Cabe destacar que es posible fijar las patas selectivamente controlando el nivel de fricción que ejercen sobre la cañería de forma individual. En la figura 2.5 se puede observar el robot Girino, que controla la fricción por medio del giro de patas provistas de ruedas de goma.



Figura 2.5 - Robot Girino.

2.2 Fundamentación teórica

2.2.1 Tornillos de potencia

Los tornillos de potencia o de desplazamiento o translación son dispositivos mecánicos que tienen la finalidad de convertir un giro en movimiento lineal relativamente lento pero con una ventaja mecánica para ejercer grandes fuerzas. Son utilizados en gatos, prensas, compactadores, actuadores, servos mecánicos etc.

Su construcción consiste en un tornillo, una tuerca y un collarín de empuje. Estos elementos se pueden vincular en distintas configuraciones, en general si el tornillo está restringido en movimientos de translación por el collarín, al girar, obliga a que la tuerca roscada cuyo giro está restringido se traslade.

Los perfiles de rosca para tornillos de potencia tienen una geometría específica y están normalizados. Algunas de estas son la rosca ACME, la rosca cuadrada, la rosca cuadrada modificada y la rosca trapezoidal. En la figura 2.6 se puede apreciar las características geométricas del perfil de rosca ACME.

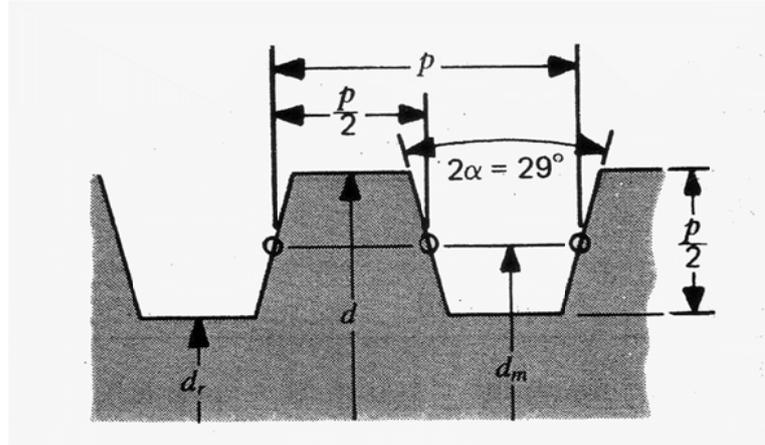


Figura 2.6 - Perfil normalizado ACME.

2.2.1.1 Análisis de fuerzas en el tornillo de potencia

Para el análisis de fuerzas consideramos el giro del tornillo y su efecto en el movimiento de la rosca. Cuando el tornillo gira obliga a la rosca a subir por el plano inclinado formado por el hilo de rosca. El mismo forma un ángulo λ con el eje longitudinal del tornillo.

Si se desenrolla una vuelta completa del hilo de rosca se formará un triángulo que relaciona el avance L con el diámetro medio d_m del tornillo como se muestra en la figura 2.7.

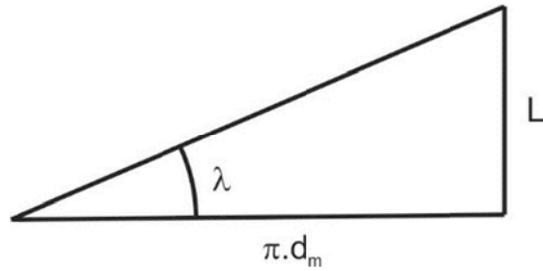


Figura 2.7 - Representación planar del hilo de un tornillo.

$$\tan \lambda = \frac{L}{\pi \cdot d_m} \quad (2.1)$$

El número de entradas de la rosca n y su paso p se relacionan por la siguiente expresión.

$$L = np \quad (2.2)$$

El ángulo de la cuerda o hilo según el plano axial α se relaciona con su proyección sobre el plano normal a la cuerda por la relación

$$\tan \alpha_n = \tan \alpha \cdot \cos \lambda \quad (2.3)$$

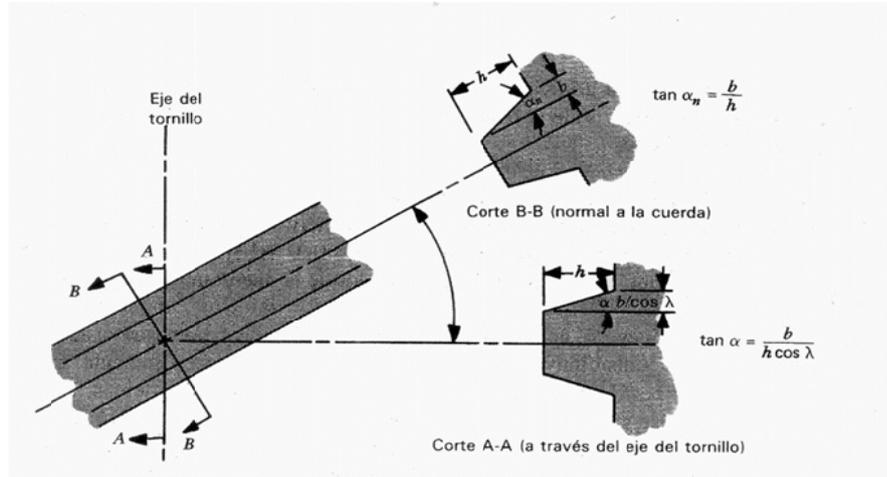


Figura 2.8 - Comparación de los ángulos del hilo de una rosca en los planos axial y normal

Las fuerzas actuantes en una sección infinitesimal en la superficie del filete de rosca del tornillo son:

La fuerza de empuje w con dirección longitudinal al eje del tornillo

La fuerza tangencial al diámetro medio del tornillo q

La fuerza de fricción con dirección tangencial a la rosca del tornillo f .

La reacción normal al hilo de la rosca n .

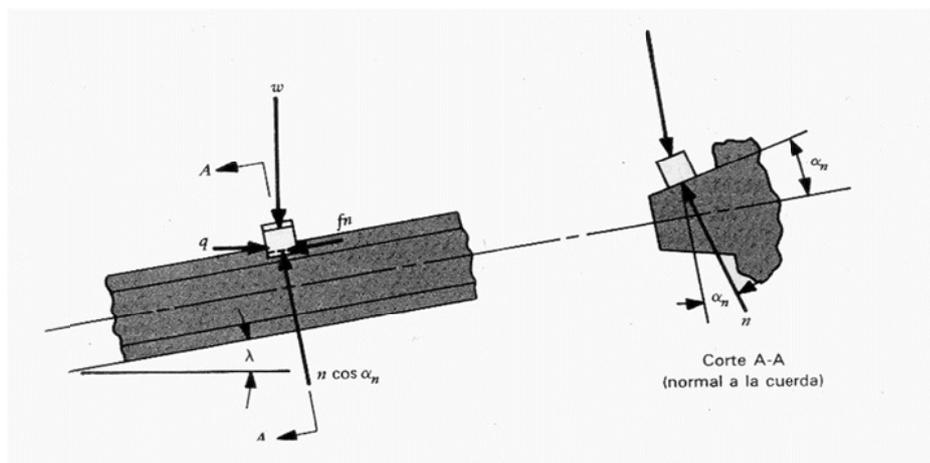


Figura 2.9 - Fuerzas en la rosca del tornillo

Planteando el equilibrio de fuerzas en la dirección tangencial al diámetro medio de la rosca obtenemos:

$$q = f \cdot n \cdot \cos \lambda + n \cdot \cos \alpha_n \cdot \text{sen } \lambda \quad (2.4)$$

Igualmente según la dirección longitudinal del tornillo:

$$w + f \cdot n \cdot \text{sen } \lambda = n \cdot \cos \alpha_n \cdot \cos \lambda \quad (2.5)$$

Combinando ambas ecuaciones y despejando la fuerza tangencial q obtenemos

$$q = w \cdot \left(\frac{f \cos \lambda + \cos \alpha_n \cdot \text{sen } \lambda}{\cos \alpha_n \cdot \cos \lambda - f \text{sen } \lambda} \right) \quad (2.6)$$

Integrando sobre el filete de la rosca obtenemos:

$$Q = W \left(\frac{f \cos \lambda + \cos \alpha_n \cdot \operatorname{sen} \lambda}{\cos \alpha_n \cdot \cos \lambda - f \operatorname{sen} \lambda} \right) \quad (2.7)$$

Donde \mathbf{Q} es la fuerza aplicada con dirección tangencial al diámetro medio del tornillo y \mathbf{W} es el empuje del tornillo.

Como nos interesa el torque \mathbf{T} aplicado al tornillo generado por la fuerza tangencial \mathbf{Q} según la dirección del eje longitudinal al tornillo.

$$T = \frac{d_m}{2} Q \quad (2.8)$$

Finalmente La ecuación del torque aplicado al tornillo resulta en:

$$T = \frac{d_m}{2} W \left(\frac{f \cos \lambda + \cos \alpha_n \cdot \operatorname{sen} \lambda}{\cos \alpha_n \cdot \cos \lambda - f \operatorname{sen} \lambda} \right) \quad (2.9)$$

Para expresar esta ecuación en términos del avance \mathbf{L} multiplicamos la expresión por $\cos \lambda / \cos \lambda$ sin alterarla y sustituimos por la expresión de λ obteniendo

$$T = \frac{d_m}{2} W \left(\frac{f \pi d_m + L \cos \alpha_n}{\pi d_m \cos \alpha_n - f L} \right) \quad (2.10)$$

2.2.1.2 Eficiencia del tornillo de potencia

La eficiencia e para una vuelta completa del tornillo se define como la relación entre el trabajo lineal efectuado por parte del tornillo a la carga y el trabajo torsional entregado al tornillo.

$$e = \frac{WL}{2\pi T} \quad (2.11)$$

Sustituyendo por la ecuación del torque se obtiene:

$$e = \frac{L}{\pi d_m} \left(\frac{\pi d_m \cos \alpha_n - fL}{f\pi d_m + L \cos \alpha_n} \right) \quad (2.12)$$

Analizando esta última ecuación se observa que para un tornillo dado la eficiencia aumenta con la disminución de la fricción f y con valores intermedios del ángulo λ formado entre la rosca y el eje longitudinal del tornillo.

2.2.1.3 Esfuerzos en tornillos de potencia

Analizaremos los esfuerzos que presenta la raíz del tornillo de diámetro de raíz d_r cuando está sometido a fuerzas de empuje W y torque T .

El empuje del tornillo provoca una tensión axial σ cuya expresión es:

$$\sigma = \frac{4W}{\pi d_r^2} \quad (2.13)$$

El torque aplicado al tornillo provoca un esfuerzo cortante τ de expresión:

$$\tau = \frac{16T}{\pi d_r^3} \quad (2.14)$$

Ambos esfuerzos están presentes en cada punto de la raíz del tornillo. Para determinar si el tornillo resiste las sollicitaciones aplicadas se aplica un criterio de falla adecuado al material del cual está construido el tornillo. Para el acero que es un material dúctil es razonable aplicar el criterio de Tresca. Dicho criterio compara el estado tensional del material objeto de estudio con el producido en un ensayo de fluencia de tensión axial. Como el material falla por fluencia en la dirección de máximo esfuerzo cortante dicha magnitud no debe superar el esfuerzo cortante producido durante la fluencia de un ensayo de esfuerzo

axial. Con la ayuda del círculo de Mohr se puede calcular la tensión rasante máxima para el estado tensional en estudio.

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad (2.15)$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{2W}{\pi d_r^2}\right)^2 + \left(\frac{16T}{\pi d_r^3}\right)^2} \quad (2.16)$$

De la misma forma se puede calcular la tensión rasante máxima en el caso de un ensayo de fluencia donde el material fluye a la tensión σ_y .

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_y}{2} \quad (2.17)$$

Por lo tanto no se producirá rotura en la raíz del tornillo si se cumple

$$\sqrt{\left(\frac{2W}{\pi d_r^2}\right)^2 + \left(\frac{16T}{\pi d_r^3}\right)^2} \leq \frac{\sigma_y}{2} \quad (2.18)$$

Por otra parte la rosca de tornillo está sujeta a esfuerzos de compresión y esfuerzo rasantes. Para evitar la falla se deberá dimensionar la tuerca de con suficiente número de hilos de rosca para disminuir el esfuerzo y evitar así la fluencia.

2.2.2 Análisis cinemático de una etapa de engranajes planetarios

Una etapa de engranajes planetarios está compuesta por los siguientes componentes: el sol que está localizado en el centro, el aro que se encuentra en la periferia, los planetas que se encargan de vincularlos mediante un engrane y el portador de los planetas que tiene la finalidad de contenerlos y a su vez permite el giro de todo el conjunto alrededor del sol.

Es conveniente realizar el análisis en el sistema relativo solidario al portador de los planetas, de esta forma el análisis se reduce a una transmisión de ejes es fijos. Dicho sistema gira con velocidad angular w_b . El diagrama de la figura 2.10 están representadas las velocidades relativas de una etapa de engranajes planetarios.

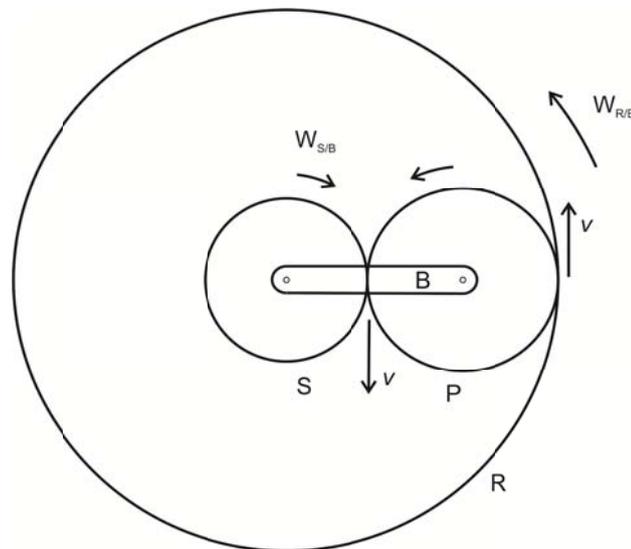


Figura 2.10 - Esquema de velocidades relativas existentes en una etapa de engranajes planetarios.

Sea $w_{s/b}$ la velocidad angular del sol en el sistema relativo. Si w_s es la velocidad angular absoluta del sol se cumple

$$w_{s/b} = w_s - w_b \quad (2.19)$$

Análogamente si $w_{r/b}$ es la velocidad angular del aro en el sistema relativo y w_r es la velocidad angular absoluta del aro se cumple

$$w_{r/b} = w_r - w_b \quad (2.20)$$

En el sistema relativo, si el sol gira en sentido horario los planetas lo hacen en sentido antihorario y el aro también gira en sentido anti horario.

Como los engranes cumplen la propiedad de mantener la velocidad tangencial de todos los engranajes que engranan directamente, siempre trabajando en el sistema relativo se cumple

$$v = w_{s/b} \cdot \frac{S}{2} = w_{r/b} \cdot \frac{R}{2} \quad (2.21)$$

Siendo S el diámetro primitivo de sol y R el del aro.

Reescribiendo la segunda ecuación obtenemos

$$\frac{w_{s/b}}{w_{r/b}} = -\frac{R}{S} \quad (2.22)$$

El signo negativo surge de tener en cuenta los sentidos de giro inversos del sol y el aro en el sistema relativo.

Sustituyendo por las velocidades angulares absolutas

$$\frac{w_s - w_b}{w_r - w_b} = -\frac{R}{S} \quad (2.23)$$

Reordenando la ecuación obtenemos la relación entre las velocidades angulares de los componentes de la etapa planetaria.

$$\left(\frac{R}{S} + 1\right) w_b = w_s + \frac{R}{S} w_r \quad (2.24)$$

Cualquiera de los tres componentes, tanto el portador de planetas como el sol o el aro pueden ser accionados por el eje de entrada de potencia o pueden accionar el eje de salida de potencia mecánica.

Para transmitir potencia en un sistema en el cual hay un eje de entrada y uno de salida es necesario destinar uno de los tres componentes como elemento reactivo. Para tal fin dicho elemento es fijado a la carcasa o fijado a otro de los componentes integrantes de la etapa de engranajes planetarios.

Por ejemplo si se requiere una reducción sin cambiar el sentido de giro del eje de salida respecto al de entrada, se logra conectando el eje de entrada al sol y el de salida al portador de planetas dejando al aro como elemento reactivo vinculándolo a la carcasa de la reducción. La velocidad angular del aro sería nula $w_r=0$ por lo que la relación entre las velocidades angulares de entrada y salida tendrían la siguiente expresión

$$\left(\frac{R}{S} + 1\right) = \frac{w_s}{w_b} \quad (2.25)$$

Siendo R y S los diámetros primitivos del aro y el sol respectivamente.

2.2.3 Análisis de fuerzas en una etapa de engranajes planetarios

En esta sección se estudia las fuerzas tangenciales y momentos producto del contacto entre los distintos componentes de una etapa de engranajes planetarios. En la figura 2.11 se presenta un esquema de dichas fuerzas y momentos.

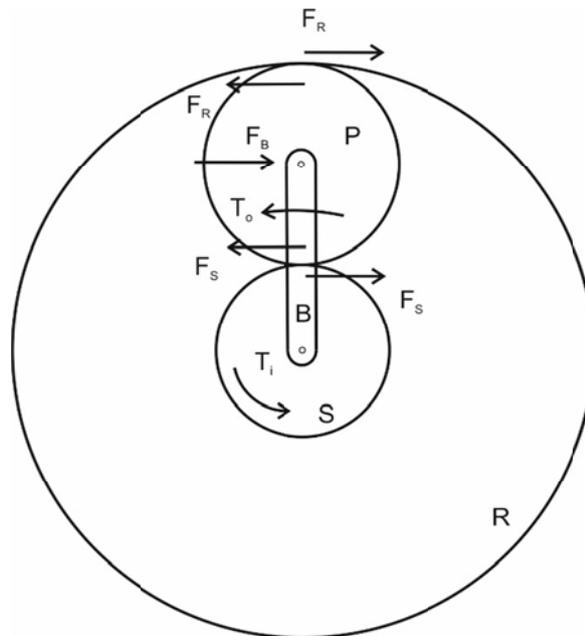


Figura 2.11 - Esquema de fuerzas tangenciales en una etapa de engranajes planetarios.

Planteando el equilibrio de momentos en el sol obtenemos

$$T_i = N \frac{S}{2} F_S \quad (2.26)$$

T_i	Torque de entrada
N	Número de planetas
S	Diámetro del sol
F_S	Fuerza tangente al contacto del sol

De la misma forma planteando el equilibrio de momentos en el soporte de los planetas obtenemos

$$T_o = N \left(\frac{S + P}{2} \right) F_B \quad (2.27)$$

T_o	Torque de salida
S	Diámetro del sol
P	Diámetro del planeta
F_B	Fuerza en el soporte de los planetas

Planteando el equilibrio de fuerzas en la dirección tangente a los contactos del planeta obtenemos

$$F_R + F_S = F_B \quad (2.28)$$

F_R	Fuerza tangente al contacto del aro
-------	-------------------------------------

De la misma forma planteando el equilibrio de momentos en el planeta obtenemos

$$F_R \frac{P}{2} = F_S \frac{P}{2} \quad (2.29)$$

Por lo tanto las fuerzas tangentes al contacto de los engranajes deben ser iguales

$$F_R = F_S \quad (2.30)$$

Sustituyendo en la expresión 2.28 obtenemos

$$F_B = 2F_S \quad (2.31)$$

Sustituyendo en la expresión 2.26 nos queda

$$T_i = N \frac{SF_B}{4} \quad (2.32)$$

Despejando la fuerza en el soporte de los planetas

$$F_B = \frac{4T_i}{NS} \quad (2.33)$$

Sustituyendo por la expresión 2.31 obtenemos

$$F_S = \frac{2T_i}{NS} \quad (2.34)$$

Planteando la relación entre el torque de entrada y el de salida calculados

$$\frac{T_o}{T_i} = \frac{N \left(\frac{S+P}{2} \right) F_B}{N \frac{S}{2} F_S} = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{P}{S} \right) \frac{F_B}{F_S} \quad (2.35)$$

Recordando la relación geométrica entre los engranajes

$$2P + S = R \quad (2.36)$$

Despejando y sustituyendo el diámetro del planeta P se demuestra que la relación entre los torque planteada está relacionada por la relación de transmisión de la etapa

$$\frac{T_o}{T_i} = 1 + \frac{R}{S} = \frac{w_s}{w_b} \quad (2.37)$$

3 REQUERIMIENTOS DEL PROYECTO

El robot deberá desplazarse por el interior de una tubería a una velocidad promedio nominal de 5 cm/s. El diámetro interior del tubo de acero sería de 10cm y presentaría trayectos rectos y también curvos cuyo radio de giro sería no menor a 5 diámetros del tubo, es decir un radio de giro no menor de 50cm. Su longitud total máxima sería de 4000 metros, el tramo inicial del tubo descendería con un pronunciado ángulo respecto del plano horizontal y el tramo final estaría dispuesto de forma horizontal.

La pared interior del tubo posee una forma corrugada para mejorar su comportamiento frente al pandeo debido a la presencia de presiones exteriores y también para maximizar su flexibilidad para poder sortear los obstáculos que se encuentren en el trayecto de su tendido.

En lo relativo a la resistencia del tubo debido a la presión máxima que soporta en su interior se estima en el orden de los 20MPa.

Un cable vincularía al robot desde el extremo abierto al interior del tubo con el propósito de suministrar energía eléctrica, establecer un enlace de señales de comunicación y control y extraer al robot en caso de desperfecto. El cable tendría un peso máximo de 1kg por metro de longitud.

Durante la incursión del robot, el tubo podría estar parcial o totalmente inundado de agua o hidrocarburos por lo que el robot deberá soportar presiones hidrostáticas moderadas y también deberá procurar la estanqueidad para proteger los dispositivos mecánicos o eléctricos en su interior.

En lo relativo a la temperatura del medio de trabajo sería de esperar que la misma disminuya desde la temperatura ambiente a medida que el robot se interna en el tubo hasta no menos de 0° Celsius.

4 PROYECTO CONCEPTUAL

4.1 Robot propuesto

El robot propuesto es un robot de inspección de interior de cañerías, autopropulsado, bioinspirado que está concebido para ser muy confiable ya que se basa en un mecanismo de

funcionamiento robusto y sencillo. Su estrategia de movimiento es la de un robot Girino, posee patas móviles que se sujetan fuertemente a las paredes de la tubería forma selectiva para lograr el avance. Sin embargo su forma es similar a un robot de tipo Snake ya que el cuerpo está integrado por varios módulos para adaptarse al trazado de la tubería. La energía necesaria para su funcionamiento la facilita un cable umbilical que se extiende desde la parte trasera del módulo de movimiento hasta el extremo abierto de la tubería.

Debido a que la cañería posee un trayecto con curvas cuyo radio de curvatura puede llegar a los 50cm, la longitud de un cuerpo rígido que se traslade libremente por su interior está restringida. Debido a esta restricción y a la necesidad de espacio para alojar todos los sistemas, el robot propuesto estaría compuesto por más de un cuerpo rígido vinculados por uniones flexibles de forma similar a un tren para permitir el giro relativo entre los mismos formando una cadena cinemática capaz de adaptarse al trayecto de la tubería. De esta forma cada cuerpo o módulo tendría una tarea específica necesaria para el funcionamiento del robot.

El robot propuesto está integrado al menos dos módulos, el módulo de movimiento responsable por el desplazamiento en el interior de la tubería y el módulo motor el cual se encarga de convertir la potencia eléctrica recibida desde el cable umbilical a la potencia mecánica requerida. En la figura 4.1 se muestra el robot propuesto con ambos módulos vinculados por una barra rígida con uniones universales.

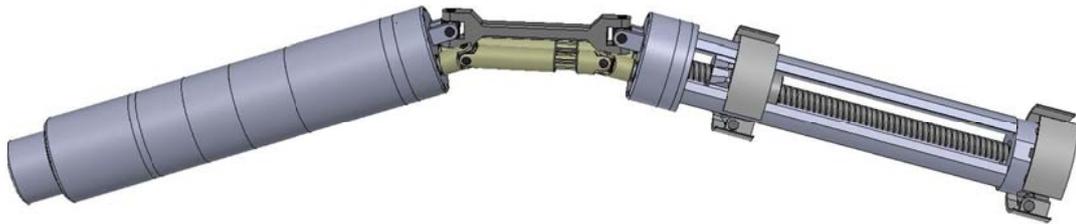


Figura 4.1 - Robot de inspección de cañerías propuesto

4.1.1 Módulo de movimiento

El módulo de movimiento es el encargado de trasladar el robot por el interior de la tubería. Está ubicado en el extremo trasero del robot, posee una estrategia de movimiento de tipo renacuajo con un conjunto de patas móviles delanteras y otro de patas móviles traseras en contacto con la pared interior del tubo. Cuando un conjunto de patas permanece fuertemente sujeto a la pared interior del tubo debido a la presencia de una fuerza de fricción elevada el

otro conjunto desliza debido a una fuerza de fricción baja o nula. Mediante un tornillo de potencia se varía la distancia entre las patas traseras y delanteras durante el movimiento de translación del robot provocando un distanciamiento y luego un acercamiento de las patas delanteras y traseras entre sí. Con este movimiento cíclico se logra la traslación de toda la cadena cinemática que conforma el robot en dirección hacia el interior de la tubería.

La potencia mecánica se recibe desde el módulo contiguo mediante dos cardanes girando en sentido opuesto, esto permite anular el momento reactivo que se produce cuando se transfiere potencia a través de un solo eje. Por tal motivo se utiliza una transmisión de suministro de potencia mecánica que unifica la potencia entregada por ambos cardanes.

Un accionamiento de retracción de patas permite desvincular las mismas de la pared interior del tubo para permitir la extracción del robot mediante el propio cable umbilical. Para ello es necesario tirar del mismo desde el extremo abierto de la tubería mediante un mecanismo de extracción y bobinado. En la figura 4.2 se presenta el módulo propuesto.

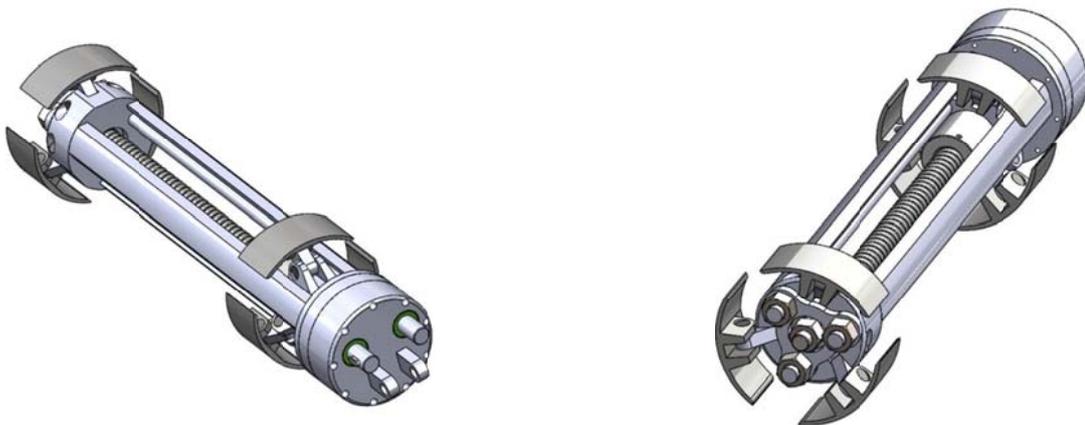


Figura 4.2 - Módulo de movimiento propuesto.

4.1.2 Módulo Motor

Otro módulo componente del robot es el módulo motor, dicho módulo está situado contiguo al módulo de movimiento. Su finalidad es de suministrar la potencia mecánica requerida para el movimiento del robot. Para tal fin dispone de un motor eléctrico de alto desempeño y gran potencia en relación a su tamaño.

Para transformar la relación entre la velocidad de giro y el torque entregado por el motor al requerido por el módulo de movimiento se alojó una transmisión de engranajes planetarios de dos etapas.

Como el mecanismo de movimiento requiere la inversión de giro del eje de potencia para permitir el movimiento cíclico del mecanismo de translación, se contó con una transmisión inversora de engranajes planetarios que es capaz de producir la inversión sin detener el giro del eje de entrada. Esta inversión la efectúa de forma rápida y eficiente siendo necesario para mantener la velocidad requerida del robot.

Finalmente la etapa de salida de potencia del módulo posee una transmisión de distribución de potencia que hace posible distribuir equilibradamente la potencia mecánica a través de dos ejes al igual que en el módulo de movimiento. Los ejes giran en sentido opuesto para anular el momento reactivo necesario para transmitir la potencia mecánica al módulo de movimiento. En la figura 4.3 se observan dichos ejes en la parte delantera del módulo motor.

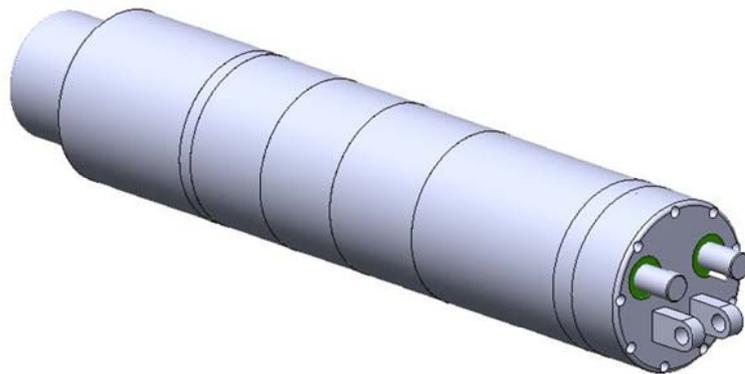


Figura 4.3 - Módulo motor del robot propuesto

4.1.3 Módulo de carga útil

Por último, cabe mencionar al módulo de carga útil. Dicho módulo contiene las herramientas necesarias para efectuar el trabajo objetivo del robot dentro de la tubería. Este módulo estaría dispuesto en el frente del robot y no está representado en las figuras, albergaría todos los dispositivos electrónicos para el suministro de potencia eléctrica al motor, el control de los actuadores y el sistema de comunicación y control del robot.

Desde el punto de vista mecánico estaría formado por una carcasa cilíndrica similar a la del módulo motor vinculada a éste a través de una barra rígida con uniones flexibles como

se observa en la figura 4.1. A su vez dispondría de espacio interior suficiente para alojar todos los dispositivos electrónicos antes mencionados.

5 PROYECTO MECÁNICO

5.1 Estudio de tamaño de los módulos del robot

Para posibilitar el movimiento del robot dentro de la tubería es necesario estudiar las relaciones geométricas que existen entre cada módulo y el interior de todo el trayecto de la tubería.

A efectos del estudio los módulos poseen forma cilíndrica y para permitir su desplazamiento por el interior del mismo los módulos deberán tener el diámetro D menor al diámetro interior del tubo D_i , sin embargo, si bien la longitud de los módulos h no estaría restringida en los tramos rectos de la tubería, efectivamente está restringida en los tramos curvos. El menor radio de curvatura R en el trayecto de la tubería es el determinante en el dimensionamiento del tamaño de los módulos del robot.

En la figura 5.1 se representa de forma plana el problema geométrico del módulo cilíndrico de mayor tamaño capaz de desplazarse dentro de una sección curva de la cañería.

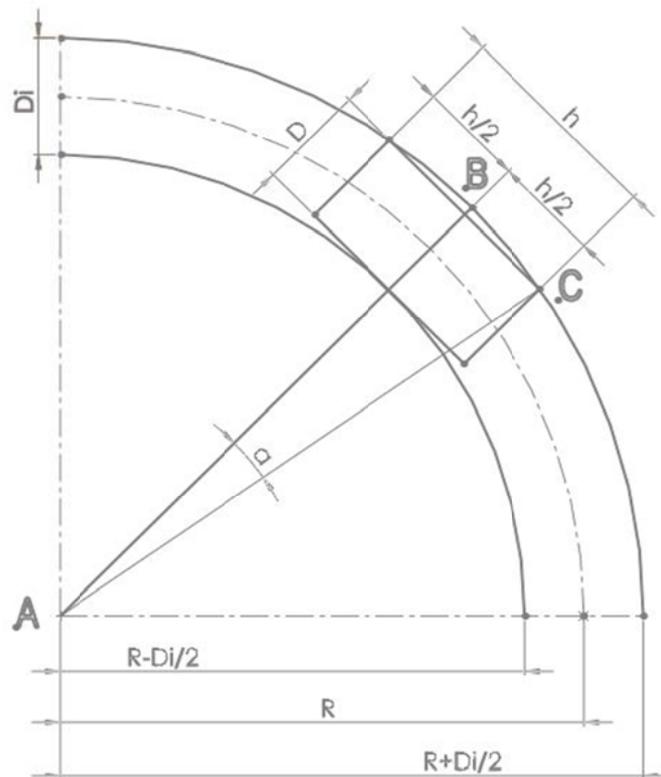


Figura 5.1 - Estudio plano de un módulo cilíndrico dentro de una tubería curva

Basado en el estudio presentado por M.M. Modhaddam y S. Jerban en el trabajo titulado “On The In-pipe Inspection Robots Traversing Through Elbows” se analizan las relaciones existentes entre las siguientes magnitudes geométricas.

D_i	Diámetro interior de la tubería
R	Radio de curvatura de la tubería
D	Diámetro del módulo
h	Largo del módulo

Las magnitudes dependientes D y h se evaluarán en función de las magnitudes D_i y α .
Calculando el seno del ángulo α en el triángulo ABC

$$\text{sen } \alpha = \frac{h/2}{R + D_i/2} \quad (5.1)$$

Despejando h se obtiene

$$h = 2(R + D_i/2) \text{ sen } \alpha \quad (5.2)$$

Teniendo en cuenta que $R = 5 D_i$ y sustituyendo

$$h = 11D_i \text{ sen } \alpha \quad (5.3)$$

Calculando el coseno del ángulo α en el triángulo ABC

$$\text{cos } \alpha = \frac{R - \frac{D_i}{2} + D}{R + D_i/2} \quad (5.4)$$

Despejando D se obtiene

$$D = (R + D_i/2) \cos \alpha + \frac{D_i}{2} - R \quad (5.5)$$

Teniendo en cuenta que $R = 5 D_i$ y sustituyendo

$$D = \frac{11}{2} D_i \cos \alpha - \frac{9}{2} D_i \quad (5.6)$$

Despejando α de la ecuación del diámetro D y sustituyendo en la ecuación del largo h se obtiene una ecuación analítica $h = h(D)$ que permite calcular la familia de módulos de distinto tamaño capaz de desplazarse dentro de la tubería.

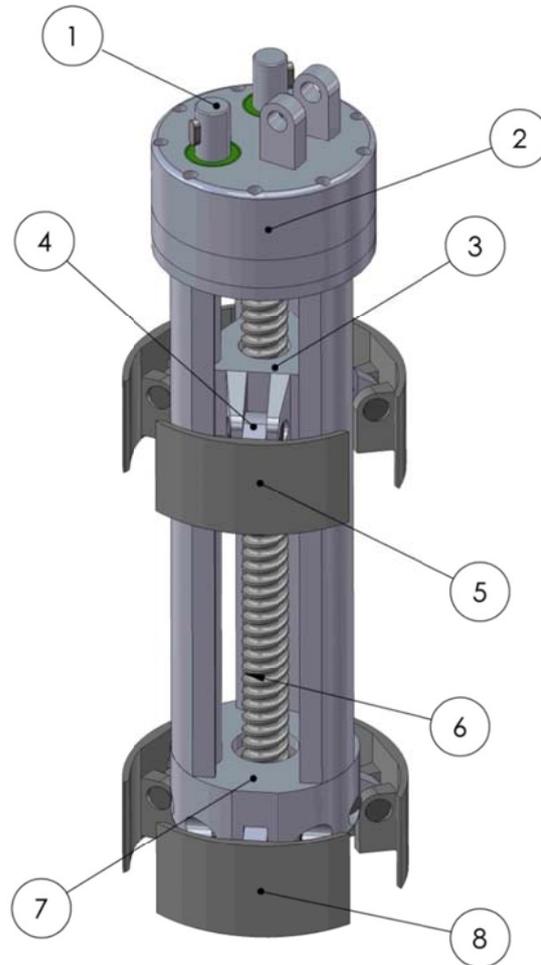
$$h = 11D_i \operatorname{sen} \left(\operatorname{acos} \left(\frac{D + \frac{9}{2} D_i}{\frac{11}{2} D_i} \right) \right) \quad (5.7)$$

En la tabla 5.1 se evalúa numéricamente mediante la ecuación presentada posibles tamaños de los módulos del robot de forma que sea posible su libre desplazamiento por el interior de la tubería.

D(mm)	h(mm)
30	537
40	500
50	458
60	412
65	386
70	358
75	328
80	294
85	255

Tabla 5.1 - Dimensiones de posibles módulos capaces de trasladarse por el interior de una tubería curva de $D_i = 10$ cm y $R = 50$ cm.

5.2 Descripción del módulo de movimiento del robot



1	Ejes de potencia mecánica
2	Caja de engranajes
3	Soporte de patas delanteras
4	Patatas delanteras
5	Patines delanteros
6	Tornillo de rodamiento de bolas
7	Soporte de patas traseras y alojamiento de rodamiento de empuje
8	Patines traseros

Figura 5.2 - Descripción de los componentes del módulo de movimiento.

El módulo de movimiento es que hace posible el movimiento de traslación en el interior de la tubería. Para dicho propósito posee un mecanismo sencillo que a los efectos de su estudio se puede separar en tres componentes, el mecanismo de patas traseras, el mecanismo de patas delanteras y el mecanismo de elongación.

El mecanismo de patas delanteras posee un cuerpo central que desliza a lo largo del cuerpo del módulo. A su vez, sujeta tres patas móviles dispuestas de forma radial y simétrica respecto del eje longitudinal del módulo. Cada pata está conformada por dos componentes, la pata propiamente dicha y el patín de apoyo. Las patas están sujetas mediante pernos de forma tal que pueden girar libremente de forma relativa al cuerpo. De la misma forma los patines están sujetos a las patas a través de pernos, de esta forma mediante el giro relativo respecto de cada pata se puede lograr un óptimo contacto con la superficie interior de la tubería. Las patas en su conjunto tienen una longitud mayor que el diámetro interior de la cañería de forma tal que cuando están firmemente apoyadas lo hacen de forma no perpendicular a la superficie interior de la misma. Dicha configuración permite que los patines hagan contacto con rozamiento selectivo dependiendo de la dirección de avance del mecanismo de patas en su conjunto.

Cuando las patas están completamente replegadas el perfil transversal del módulo tiene un diámetro máximo de 80mm motivo por el cual, según se presentó en el estudio del tamaño de los módulos, el largo total del módulo es de 295mm.

El mecanismo de patas traseras es similar al de patas delanteras presentando el mismo rozamiento selectivo dependiendo de la dirección de avance del conjunto.

El mecanismo de elongación está compuesto por un conjunto de tornillo potencia y tuerca. El tornillo de potencia está dispuesto según el eje longitudinal del módulo de movimiento y se sujeta a éste mediante rodamientos. En el extremo trasero del módulo se sujeta con un rodamiento de empuje axial y en el extremo delantero se sujeta por dos rodamientos radiales.

La tuerca del tornillo de potencia es solidaria al cuerpo del conjunto de patas delanteras permitiendo su deslizamiento a lo largo del módulo.

El tornillo posee una rosca derecha, por tal motivo, su accionamiento en el sentido antihorario acerca el conjunto de patas traseras hacia las delanteras. En esta situación el contacto de los patines de patas delanteras con la tubería presenta suficiente fricción para no permitir el deslizamiento del conjunto por lo que las patas delanteras quedan firmemente sujetas a la tubería. Simultáneamente los patines de las patas traseras en contacto con la

tubería presentan menor fricción motivo por el cual deslizan lo que provoca el avance del módulo.

Por el contrario el accionamiento del tornillo en sentido anti horario aleja las patas traseras de las delanteras sujetando fuertemente las patas traseras a la tubería y deslizando las delanteras situación en la cual el módulo no avanza.

Por lo tanto el avance del robot se logra acercando todo lo posible el conjunto de patas traseras a las delanteras y luego alejando las mismas la mayor distancia que permita el mecanismo de elongación. Dicho movimiento secuencial se logra mediante el accionamiento en sentido horario y luego en sentido anti horario del tornillo de potencia. Dos sensores de final de carrera ubicados en el cuerpo del módulo de movimiento detectan la posición en la cual es necesario el cambio de sentido del tornillo para posibilitar el movimiento cíclico.

5.2.1 Estudio de la velocidad de traslación del robot

Para el avance del robot es necesario primero acercar todo lo posible el conjunto de las patas delanteras a las traseras, durante este lapso de tiempo el sistema está en el estado de contracción. Luego es necesario alejar el conjunto de patas delanteras de las traseras a la mayor distancia que permita el mecanismo de elongación, durante este lapso de tiempo es sistema está en estado de elongación. Estos estados deben alternarse secuencialmente.

Un ciclo de avance del módulo se completa con la ejecución de un estado de contracción seguido inmediatamente por uno de elongación. Durante el ciclo de elongación el mecanismo funciona casi sin cargas y solamente es necesario vencer leves fricciones en el tornillo y los patines de las patas delanteras, sin embargo durante el ciclo de contracción el extremo del cabo en tensión se desplaza con el avance del módulo por lo que el mecanismo deberá vencer grandes cargas. Por este motivo a los efectos del diseño se asume que el tiempo durante el estado de elongación es la mitad al tiempo del estado de contracción, de esta forma se usa la máxima energía disponible en el eje del motor durante más tiempo en el ciclo de avance.

Para cumplir con la condición de velocidad de avance del robot la relación entre la distancia recorrida y el tiempo transcurrido a lo largo del ciclo de avance debe ser de 5 cm/s.

T tiempo total de ciclo de avance

t_1 tiempo durante el estado de contracción

t_2 tiempo durante el estado de elongación

d distancia recorrida por el robot durante el ciclo de avance

$$T = t_1 + t_2 \quad (5.8)$$

$$t_2 = t_1/2 \quad (5.9)$$

$$v_m = \frac{d}{T} = \frac{d}{t_1 + t_2} = \frac{d}{t_1 + t_1/2} = \frac{2d}{3t_1} = \frac{2}{3}v_1 = 5 \text{ cm/s} \quad (5.10)$$

Despejando la velocidad durante el estado de contracción

$$v_1 = \frac{3}{2}v_m = 7.5 \text{ cm/s} \quad (5.11)$$

Análogamente para el estado de elongación

$$v_m = \frac{d}{T} = \frac{d}{t_1 + t_2} = \frac{d}{2t_2 + t_2} = \frac{d}{3t_2} = \frac{1}{3}v_2 = 5 \text{ cm/s} \quad (5.12)$$

$$v_2 = 3v_m = 15 \text{ cm/s} \quad (5.13)$$

Concluyendo, para que el módulo de movimiento se traslade a una velocidad promedio de 5 cm/s es necesario que el mecanismo de elongación desplace las patas traseras a una velocidad de 7.5 cm/s durante el ciclo contracción e inmediatamente después, durante el ciclo de elongación, desplace las patas delanteras a una velocidad de 15cm/s.

5.2.2 Análisis de fuerzas en el mecanismo de movimiento del robot

Para analizar la dinámica primeramente se plantea el diagrama de cuerpo libre del mecanismo de patas traseras.

- F_c Fuerza del cable
- F_r Fuerza de rozamiento estático
- N Fuerza de reacción normal

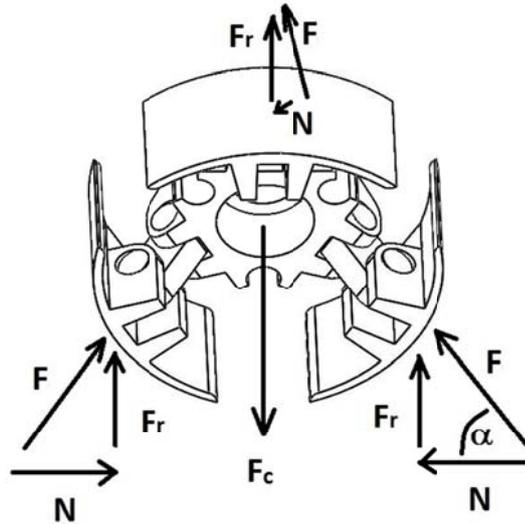


Figura 5.3 - Análisis de fuerzas en el conjunto de patas del módulo de movimiento

Haciendo equilibrio de fuerzas en la dirección vertical obtenemos:

$$F_c = 3F_r \quad (5.14)$$

Despejando F_r

$$F_r = \frac{F_c}{3} \quad (5.15)$$

Entonces la fuerza de rozamiento en todo momento dependerá de la tensión del cable.

Por otra parte la máxima fuerza de rozamiento admitida dependerá de del coeficiente de rozamiento patín - tubería K_e y la fuerza de reacción normal N .

$$F_r \leq N K_e \quad (5.16)$$

La fuerza de reacción normal también se relaciona con la fuerza de rozamiento por el triángulo de fuerzas cuya hipotenusa tiene la misma dirección que la recta que une los vínculos las patas. Esto es debido a que los vínculos de las patas no soportan momento de fuerzas y debido a esto solo pueden resistir fuerzas colineales aplicadas en los mismos.

Por lo tanto se cumple que

$$\frac{F_r}{N} = \tan \alpha \quad (5.17)$$

De las últimas dos ecuaciones sustituyendo se obtiene

$$\tan \alpha \leq K_e \quad (5.18)$$

Analizando esta expresión se deduce que el ángulo α que deberán formar las patas con la normal a la superficie de la tubería no debe superar cierto valor para asegurar la condición de no deslizamiento.

Suponiendo que la tubería y el pié están contruidos del acero y en contacto lubricado, el coeficiente de fricción estática es de aproximadamente 0.16 por lo que el ángulo α no deberá ser mayor a 9° .

$$\alpha \leq \arctan(0.16) = 9^\circ \quad (5.19)$$

Cabe destacar que un ángulo α menor tampoco es deseable pues debido al triángulo de fuerzas que relaciona la fuerza de fricción y la fuerza de reacción normal, daría como resultado un aumento de la fuerza de reacción normal solicitando cada vez más a la tubería.

Si se estima que la fuerza máxima de tensión del cable F_c alcance los 11 KN entonces en estas condiciones la fuerza de fricción F_r alcanzará los 3.7 KN

$$F_r = \frac{11000}{3} = 3667 \text{ N} \quad (5.20)$$

A su vez la fuerza de reacción normal en cada patín en esta condición llegará a 22.9KN.

$$N = \frac{F_r}{K_e} = \frac{3667}{0.16} = 22918 \text{ N} \quad (5.21)$$

Para calcular la fuerza de máxima que estará sometida cada pata del robot y sus respectivos pernos de sujeción se evalúa la hipotenusa del triángulo de fuerzas.

$$F = \sqrt{F_r^2 + N^2} = \sqrt{3667^2 + 22918^2} = 23209 \text{ N} \quad (5.22)$$

Por lo tanto dicha fuerza de compresión no superará los 23.2KN.

5.2.3 Transmisión de suministro de potencia

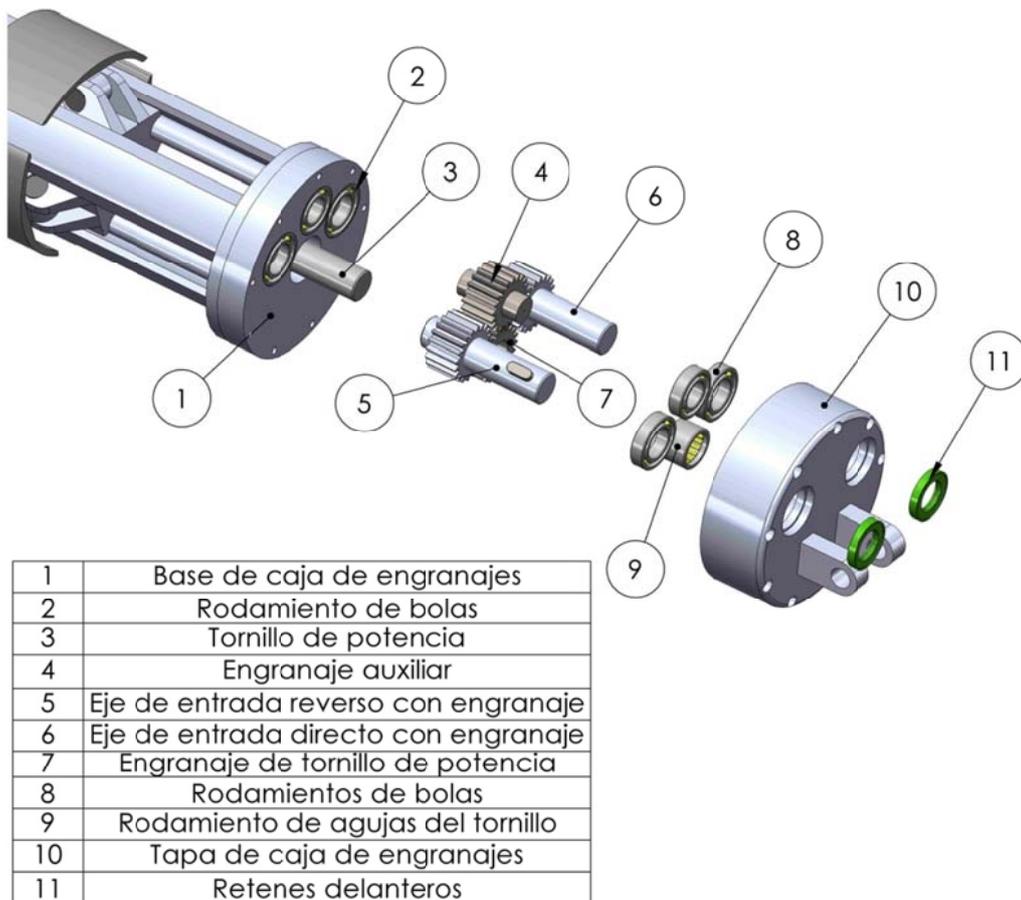


Figura 5.4 - Despiece de la transmisión de suministro de potencia del módulo de movimiento

Como ya se ha mencionado, la potencia mecánica se recibe desde el módulo motor contiguo mediante dos cardanes girando en sentido opuesto. Esta configuración posibilita anular el momento reactivo que es necesario aplicar para equilibrar cuando se recibe o transmite potencia mediante un eje. De esta forma el módulo queda libre de momentos de gran magnitud en la dirección de su eje longitudinal lo que hace posible vincular el módulo motor únicamente por una unión universal.

Para canalizar la potencia recibida por sendos ejes se dispuso una caja de engranajes rectos. Se conforma de dos ejes paralelos que reciben la potencia mecánica dispuestos de forma periférica al extremo accionado del tornillo de potencia. Uno de los ejes transmite la potencia al tornillo directamente a través de un par de engranajes. Esto implica que el sentido de giro del eje es opuesto al sentido de giro del tornillo de potencia. El otro eje entrega la potencia a través de tres engranajes, es decir, un engranaje intermedio que invierte el sentido de giro y posibilita que el eje de entrada gire en igual sentido que el tornillo de potencia.

Tanto los ejes de entrada como el tornillo de potencia deben girar a la misma velocidad angular, por lo tanto los engranajes se diseñaron con la misma cantidad de dientes.

Los ejes de entrada y el eje del engranaje intermedio poseen rodamientos de bolas en ambos extremos, sin embargo en el extremo del tornillo de potencia se alojaron dos rodamientos de agujas que se encargan de restringir el desplazamiento en la dirección radial únicamente.

Para una óptima lubricación el conjunto trabaja sumergido en aceite, motivo por el cual, el compartimiento que aloja los engranajes se mantiene estanco incluso en los orificios de salida de los ejes con la ayuda de tres retenes de goma.

5.3 Módulo motor

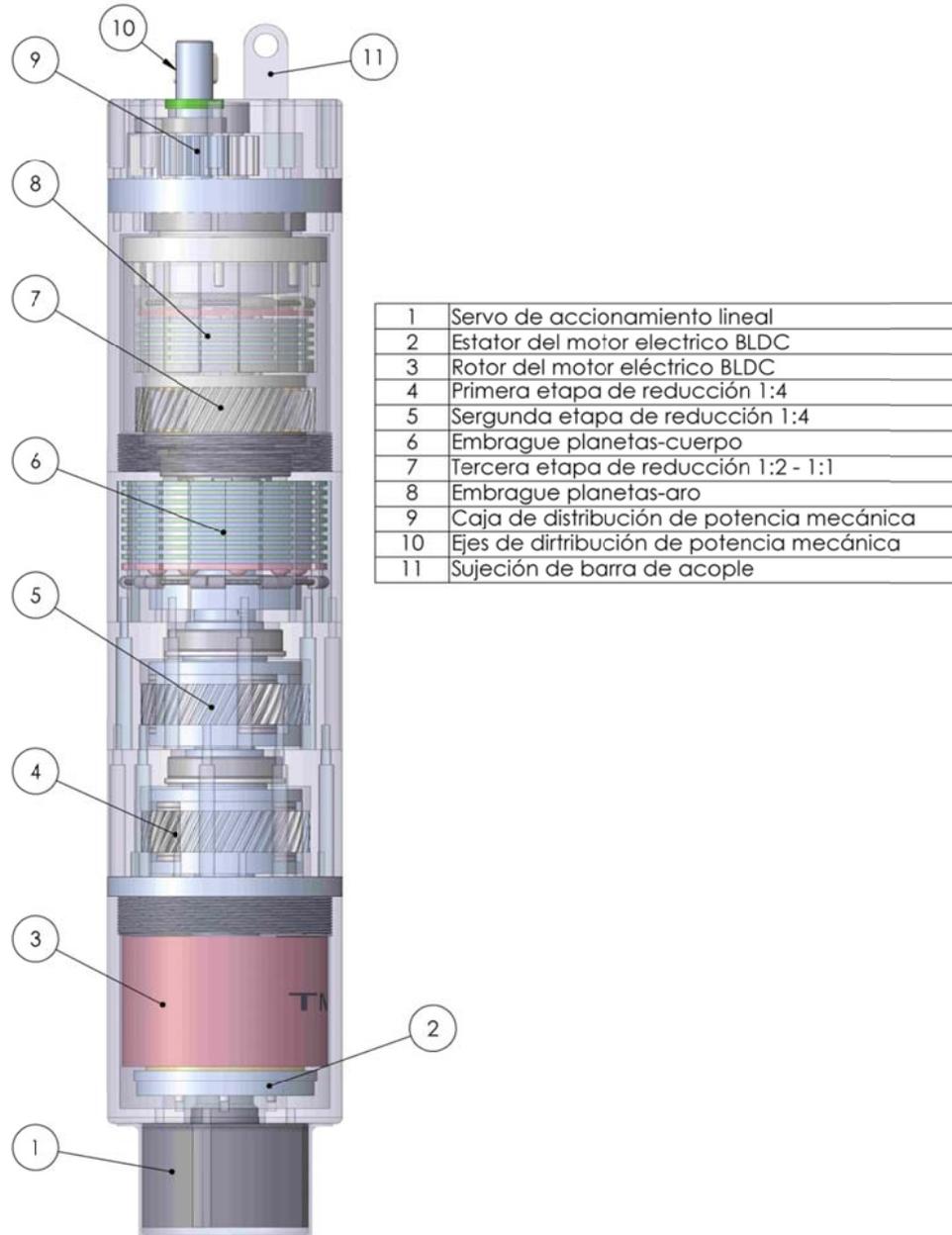


Figura 5.5 - Detalle de los componentes del módulo motor

Como ya se ha mencionado, el módulo motor es el módulo encargado de suministrar la potencia mecánica al módulo de movimiento para permitir el movimiento del robot dentro de la tubería.

Las dimensiones del módulo cumplen con las condiciones estudiadas en el estudio de tamaño de los módulos, siendo el largo de 333mm y el diámetro de 76mm.

En un extremo del módulo se aloja un motor eléctrico de corriente continua sin escobillas BLDC, es el encargado de transformar la energía eléctrica en energía mecánica. Dicha energía eléctrica es recibida a través de un cable desde el exterior de la tubería. Para que el motor sea de tamaño compacto es necesario que su eje gire a gran velocidad angular, por este motivo el motor gira a 15000 rpm entregando un torque modesto de 0.64Nm.

Como el módulo de movimiento requiere potencia mecánica entregada a dos ejes girando a 450 rpm y un torque máximo de 10Nm por eje, es necesario convertir la relación entre la velocidad angular y el torque entregados por el motor. Para tal fin se previó alojar una reducción de engranajes planetarios de dos etapas, cada una capaz de reducir por un factor de 4 la velocidad angular del eje del motor. Si bien ambas etapas de reducción reducen la velocidad angular del eje del motor por un factor de 16 obteniendo 938 rpm en el eje de salida fue necesario agregar una última etapa de transmisión reductora planetaria capaz de reducir por un factor de 2 la velocidad angular de eje de entrada para lograr aproximadamente los 450 rpm requeridos por el módulo de movimiento.

Teniendo en cuenta que el módulo de movimiento requiere potencia mecánica invirtiendo el sentido de giro de sus ejes de forma cíclica y eficiente, se previó que la última etapa de transmisión reductora también pudiera invertir el sentido de giro acoplado sus distintos componentes rotatorios mediante embragues mecánicos. De esta forma mediante el accionamiento de dos embragues se logra invertir el sentido de giro del eje de salida de una forma eficiente en un corto período. Para el accionamiento de los embragues se dispuso un servo motor eléctrico de movimiento lineal que está ubicado junto al motor en un extremo módulo.

Finalmente el módulo motor dispone de una última etapa de distribución de la potencia mecánica a dos ejes que giran a la misma velocidad angular pero en sentidos opuestos. Esta configuración posibilita entregar la potencia al módulo de movimiento de forma equilibrada y a su vez evitando el torque reactivo necesario para impedir el giro del módulo motor.

Como ya se ha mencionado, el módulo motor transmite la potencia mecánica al módulo de movimiento a través de dos cardanes. Estos cardanes son capaces de ejercer un torque de 10Nm a 450 rpm, además tienen la característica de ser telescópicos, de esta forma es posible el giro relativo entre los módulos.

No menos importante es el la barra de acople entre los módulos, la misma cumple la finalidad de mantener a los módulos a una distancia constante durante el movimiento dentro de la tubería, no permitiendo el giro relativo de los módulos según sus ejes longitudinales.

Sin embargo, la barra de acople permite el giro relativo entre los módulos en ambas direcciones perpendiculares a sus ejes longitudinales. Esta característica permite que los módulos se adapten a los tramos curvos de la tubería sin girar longitudinalmente entre ellos que de otra forma no permitiría el acople de potencia mecánica entre los módulos mediante dos cardanes.

5.3.1 Motor eléctrico

El motor seleccionado para el módulo motor es un motor eléctrico de corriente continua sin escobillas BLDC de 15000 rpm y 1KW de potencia en el rotor fabricado por Thin Gap.

Datos del motor brindados por el fabricante:

Voltaje	110 V
Potencia del eje	1000 Watt
Densidad de potencia	1.82 kW/kg
Velocidad angular nominal	15000 rpm
Torque nominal	0.64 Nm
Corriente nominal	13.3 A
Velocidad en vacío	15000 rpm
Corriente en vacío	1 A
Torque de resistencia viscosa	5.65 Nm-m/krpm
Torque de fricción	0.35 Nm-m
Inductancia del estator	10uH
Máxima eficiencia	90%
Peso total	550 g
Inercia del rotor	3.90×10^{-4} kg-m ²
Diámetro exterior del rotor	67 mm
Diámetro interior del rotor	41 mm
Longitud axial total	54 mm

A diferencia de los motores eléctricos tradicionales, el motor elegido posee un rotor de forma anular que abarca la cara exterior del mismo. Este tipo de configuración se denomina 'outrunner' y en general es utilizada predominantemente en servomecanismos y aplicaciones donde sea necesario girar a gran velocidad un objeto de mayor diámetro que el motor de forma directa con un montaje compacto, por ejemplo, la pala de ventilador, la hélice de propulsión etc.

El estator está construido de forma no tradicional y no posee un núcleo de material ferromagnético, únicamente posee los conductores de cobre que se disponen embebidos en un aro de resina construido con una tecnología similar a las placas de circuito impreso utilizadas en los dispositivos electrónicos.



Figura 5.6 - Estator del motor BLDC

El campo magnético es provisto por imanes permanentes de Neodimio, estos brindan un campo magnético intenso de forma muy eficiente y compacta. Ocho de estos imanes están dispuestos dentro de una cavidad anular en el cuerpo del rotor donde también se aloja el estator de forma tal que queda una delgada capa de aire entre ambos, de ahí proviene el termino Thin gap (brecha delgada). Esta delgada brecha es necesaria para reducir al máximo la reluctancia del circuito magnético lo que trae como consecuencia un mayor flujo magnético atravesando los conductores del estator y por lo tanto mayor torque ejercido en el rotor.



Figura 5.7 - Rotor del motor BLDC

Algunas características importantes a destacar a la hora de la selección en orden de importancia son las siguientes:

- Funcionamiento continuo con entrega de 1 kW de potencia nominal en el eje.
- Tamaño reducido, el diámetro del motor es de 67mm y esta característica es una de las más importantes ya que el perfil trasversal de robot debe tener un diámetro no mayor de 76mm. Por otra parte, la dimensión axial total es de solo 54mm.
- Disponible en versión desprovista de carcasa, esta característica permite integrarlo a la aplicación de forma más eficiente especialmente donde la falta de espacio o necesidad de reducir el peso son factores preponderantes.
- Gran densidad de potencia entregada, 1.8 kW/kg
- Torque constante en el eje casi independiente de la velocidad angular del motor.

Si bien es un motor denominado de corriente continua, la realidad es que debe ser alimentado con corriente conmutada a través de tres fases. Dicha corriente debe ser conmutada de forma secuencial para cada fase a una frecuencia para la cual queda determina la velocidad del motor. Además de la alimentación de potencia, el motor también posee sensores de efecto Hall para determinar el ángulo de posición relativo del rotor durante su funcionamiento.

Con el objetivo de suministrar la corriente conmutada necesaria para el funcionamiento del motor y controlar parámetros como la velocidad, el torque o proteger la integridad del mismo limitando la corriente, es necesario utilizar un dispositivo usualmente llamado 'Driver' que contiene las funciones integradas en un circuito electrónico de pequeño tamaño físico.

El driver contiene un sistema de control del motor cuyas entradas son señales provenientes de sensores que detectan los distintos parámetros del sistema como por ejemplo:

- La posición angular relativa del rotor e indirectamente su velocidad angular con la ayuda de los sensores de efecto hall anteriormente nombrados.
- La magnitud de la corriente consumida por cada fase del motor.
- Las entradas de control del 'set point' de distintas variables del sistema.

La etapa de control incorporada en el driver generalmente se implementa con un microcontrolador digital provisto de circuitos de acondicionamiento de señal para convertir las señales de entrada desde los sensores.

Por otra parte las salidas desde driver hacia el motor lo conforman el suministro de corriente eléctrica que fluye a través de cables de potencia. Para este propósito el driver contiene una etapa de salida implementada con electrónica de potencia la cual convierte la corriente de suministro a la corriente conmutada requerida por el motor a partir de la información paramétrica suministrada por la etapa de control.

En la práctica el driver permite controlar todos los aspectos relacionados con el funcionamiento del motor de forma flexible y eficiente.

El motor se dispuso en un extremo del módulo motor, su eje está alineado con el eje longitudinal del módulo. Para este propósito la parte posterior de la carcasa del módulo posee una saliente con la geometría necesaria para sujetarse a la cara exterior de la platina de sujeción del estator. Por otra parte el rotor se sujeta a través de su orificio interior por interferencia con un eje que se encuentra sujeto al módulo con la ayuda de rodamientos. Dicho eje cumple la función de suministrar la potencia al resto de las etapas del módulo motor y para esa finalidad está dotado de un engranaje helicoidal en su extremo. En la condición de máxima potencia el eje deberá entregar 1kW girando a 15000 rpm y ejerciendo un torque de 0.64Nm.



Figura 5.8 - Detalle del conjunto del motor

Como consecuencia de la elección de esta configuración de montaje en el módulo motor se logra eliminar el uso de una carcasa, un eje y rodamientos de uso exclusivo para el motor ahorrando espacio preciado dentro del módulo.

No menos importante es que dado que el rotor y el estator tienen forma anular y dejan un espacio libre en su interior, éste se aprovechará para incorporar parte del sistema del actuador de los embragues del módulo.

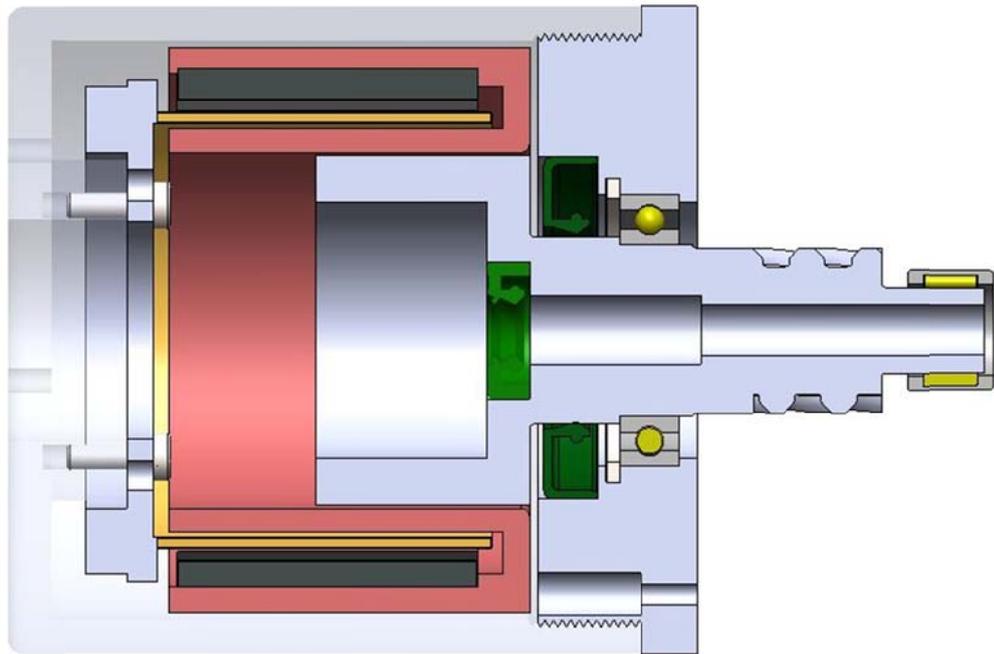


Figura 5.9 - Corte transversal del ensamblaje del motor

El eje está sujetado al módulo por dos rodamientos, un rodamiento de bolas de surco profundo en la zona central y un rodamiento de agujas en el extremo. Como el engranaje se encuentra entre ambos rodamientos, esta configuración brinda estabilidad al conjunto durante su operación pero deja el rotor dispuesto a un lado en voladizo.

Todos los rodamientos y engranajes se lubrican inundados en aceite, para evitar el ingreso de aceite lubricante al compartimiento del motor se dispuso de un sello o retén de goma ubicado entre el motor y los rodamientos.

5.3.2 Primera etapa de transmisión reductora



Figura 5.10 - Vista general de la primera etapa de transmisión reductora

La primera etapa de transmisión reductora se encarga de reducir la velocidad angular del eje del motor, su relación de transmisión es de 4:1 por lo cual si el eje de entrada gira a 15000rpm entonces el eje de salida lo hará a 3750rpm.

Para lograr integrar la etapa al espacio disponible en el módulo se optó por una reducción de tipo planetaria ya que es extremadamente compacta en relación a la potencia transmitida.

Uno de los motivos de su forma compacta es que las cargas se trasladan desde el eje de entrada al eje de salida a través de varios planetas, de esta forma el sol y el aro hacen contacto simultáneo en más de un engrane distribuyendo las cargas y posibilitando la reducción de tamaño no solo de los planetas, sino que también de toda la reducción. Además, la disposición simétrica de los engranajes permite anular fuerzas generadas en sus puntos de contactos por lo cual los ejes y rodamientos deben ejercer una menor carga reactiva. Un factor importante para la selección de la etapa planetaria fue la disposición concéntrica de los ejes de entrada y de salida ya que dicha característica es compatible con la filosofía de diseño del módulo motor.

La reducción posee el sol conectado al eje de entrada, el aro permanece fijo siendo parte de la carcasa del módulo y los planetas giran en su soporte que a su vez está conectado al eje de salida. El soporte de los planetas es el componente giratorio de mayor tamaño, se sujeta al módulo mediante dos rodamientos. En su centro posee un rodamiento de bolas que lo restringe en la dirección radial y también axial, mientras que en el otro extremo posee un

rodamiento de agujas de menor tamaño que solamente lo restringe el movimiento en la dirección radial.

El tipo de engranajes utilizado es de tipo helicoidal con diente de ángulo de presión de 20° .

Para altas velocidades, los engranajes helicoidales presentan menores fuerzas dinámicas que los engranajes rectos, esto es posible porque más de un diente permanece en contacto en todo momento en el contacto entre dos engranajes.

El material elegido es acero aleado de alta resistencia con tratamiento térmico de endurecimiento superficial. Las altas cargas dinámicas generadas en el contacto de los dientes del sol y los planetas hacen necesario endurecer su superficie para resistir el desgaste.

Debido a la alta velocidad de operación, para obtener una buena eficiencia, se previeron rodamientos de agujas tanto de empuje como radiales para cada planeta.

El conjunto permanece sumergido en aceite durante su operación para disminuir la exigencia de los rodamientos y disminuir el desgaste en los dientes de los engranajes.

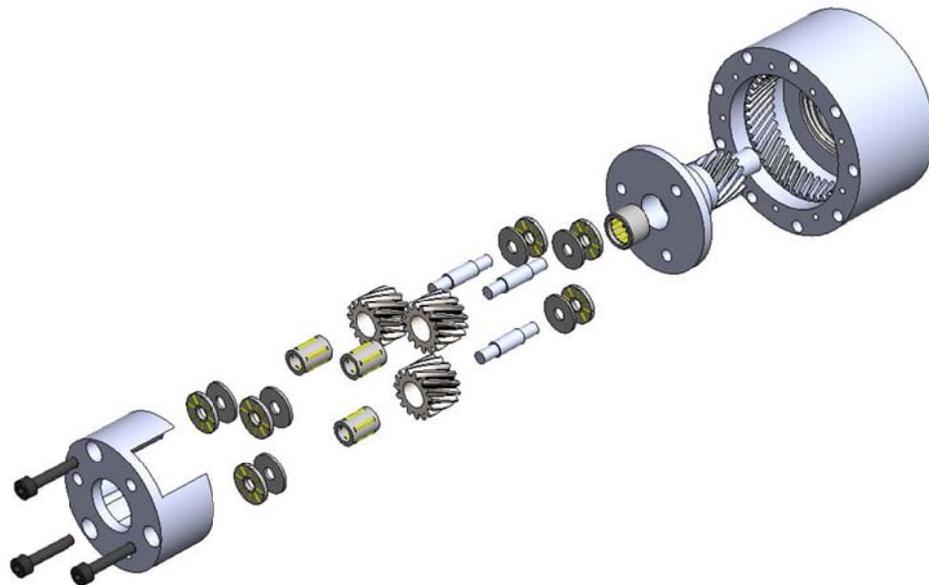


Figura 5.11 - Despiece de la primera etapa de transmisión reductora

5.3.3 Segunda etapa de transmisión reductora

La segunda etapa de transmisión reductora está conformada por una reducción planetaria cuyo eje de entrada se conecta con el eje de salida de la primera etapa de

transmisión reductora y el eje de salida se conecta a la etapa inversora. Desde el punto de vista geométrico es igual a la primera etapa de transmisión reductora del módulo, posee engranajes helicoidales de ángulo de presión de 20° , módulo normal al diente igual a 1mm, ángulo de la hélice igual a 30° y 13mm de ancho del diente. El sol y los planetas son de igual diámetro y poseen 15 dientes mientras que el aro posee 45 dientes.

Desde el punto de vista de su configuración, el sol está conectado al eje de entrada de la primera etapa, el aro permanece fijo a la carcasa, los planetas giran alrededor del sol y sobre sí mismos y el soporte de los planetas se conecta al eje de salida.

La segunda etapa de transmisión reductora planetaria toma 980W de potencia del eje de salida de la primera etapa girando a 3750 rpm, con un factor de reducción de 4:1 entrega potencia con una eficiencia del 98% al eje de salida a una velocidad angular de 938 rpm.

La velocidad relativa del sol y los planetas en un referencial solidario al soporte de los planetas es de 2813 rpm mientras que el aro tiene una velocidad relativa de 938 rpm.

El torque de entrada es de 2,51 Nm y asumiendo un 2% de pérdidas en la etapa el torque de salida será de 9.83 Nm.



Figura 5.12 - Vista general de la segunda etapa de transmisión reductora

Desde el punto de vista del material utilizado en los engranajes, es análogo al utilizado en la primera etapa de transmisión reductora, el sol y los planetas que son los engranajes más pequeños estarían fabricados de un acero aleado de nombre comercial Nitralloy M especialmente formulado para el tratamiento superficial de nitruración. Dicho tratamiento superficial permite obtener una dureza específica que fácilmente alcanza los 650 Brinell. Para el aro, el material utilizado sería el acero AISI 4140 en su estado templado y revenido que alcanza una dureza superficial de 450 Brinell análogo al aro de la primera etapa.

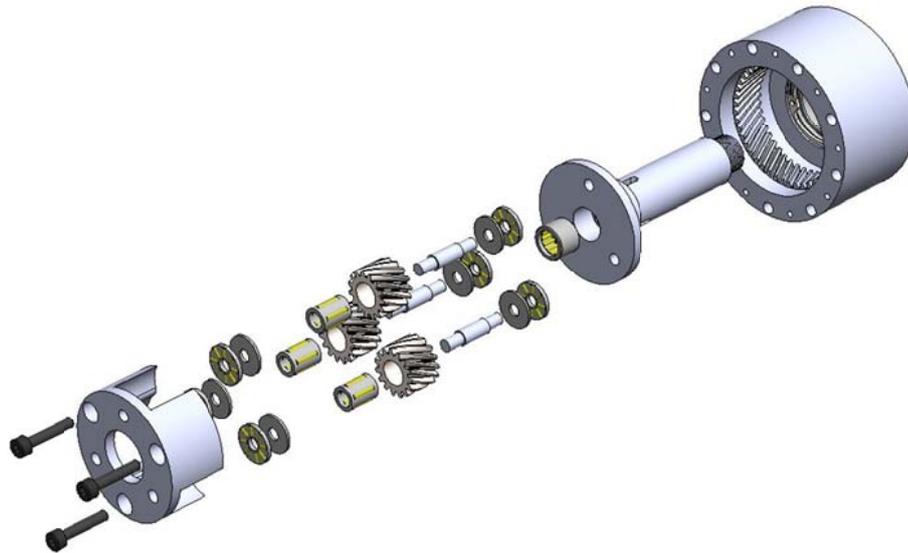


Figura 5.13 - Despiece de la segunda etapa de transmisión reductora

5.3.4 Etapa de transmisión inversora

A continuación de la segunda etapa de transmisión reductora se ubica la etapa inversora. Su eje de entrada está conectado al eje de salida de la segunda etapa de transmisión reductora mientras que su eje de salida está conectado al eje de entrada de la caja de distribución de potencia mecánica.

La etapa inversora tiene dos funciones, invertir el sentido de giro de la etapa anterior a demanda mediante un accionamiento mecánico y simultáneamente reducir la velocidad angular con una relación de transmisión de 2:1. Esta funcionalidad es necesaria durante el estado de contracción del módulo de movimiento ya que permite que el módulo motor le entregue potencia mecánica con mayor torque y menor velocidad de giro. Por otra parte, durante el estado de elongación del módulo de movimiento la transmisión de potencia mecánica es directa conectando el eje de entrada de la etapa inversora con el eje de salida. De esta forma el módulo motor es capaz entregar potencia mecánica con menor torque y mayor velocidad de giro. Es bueno recordar que durante el estado de contracción el módulo de movimiento requiere mayor potencia debido a que desplaza el cable en tensión, en cambio durante el ciclo de elongación se requiere mayor velocidad para el desplazamiento de conjunto de patas delanteras a la posición inicial.

Para ofrecer dicha funcionalidad la etapa inversora está diseñada en base a una etapa de transmisión reductora planetaria, el eje de entrada de la etapa inversora se conecta

directamente al sol mientras que el aro gira y se conecta al eje de salida hacia la siguiente etapa. El soporte de los planetas está diseñado de forma de poder sujetarlo a demanda a la carcasa del módulo motor sin detener el giro del eje de entrada. Esto se efectúa mediante un embrague de discos que es accionado únicamente durante el período de inversión mediante un actuador lineal. Por otra parte el soporte de los planetas también es capaz de sujetarse al aro sin detener el giro del eje de entrada de la etapa. Esto se efectúa mediante un embrague giratorio de discos que es accionado únicamente durante el período de acople directo por el mismo actuador lineal.

Con esta etapa inversora, se obtiene un cambio de sentido de giro del eje de salida de forma eficiente y de corta duración. Es precisamente esta última característica la razón por la cual se eligió esta arquitectura para el diseño del módulo motor. Otra propuesta contaba con la inversión de giro del motor eléctrico lo cual es una solución que parecía más simple y compacta, pero debido a la alta velocidad de giro y la inercia que tiene el rotor del motor y las dos primeras etapas de reducción se requeriría mucho tiempo en lograr vencer el momento de la cantidad de movimiento del conjunto con el pequeño torque disponible en el motor.

Durante la operación del inversor se presentan dos estados posibles:

Transmisión directa

Durante este período, el embrague fijo mantiene el soporte de los planetas desvinculado de la carcasa del módulo motor permitiéndole el giro mientras que el embrague giratorio mantiene al soporte de los planetas solidario al aro. Sujetar al soporte de los planetas firmemente al aro trae como resultado que los planetas no posean giro relativo respecto a su soporte y como consecuencia todo el conjunto incluyendo al sol giran como un conjunto rígido. Por lo tanto, el eje de entrada se conecta con el de salida efectuando una transmisión directa.

Inversión de giro

Durante este período, el embrague giratorio mantiene al soporte de los planetas desvinculado del aro mientras que el embrague fijo sujeta firmemente el soporte de los planetas a la carcasa del módulo. Con esta configuración, el giro del eje de entrada conectado al sol provoca el giro de los planetas sobre si mismos en sentido contrario y finalmente éstos a su vez provocan el giro aro conectado al eje de salida en igual sentido que los planetas. Como

la relación de transmisión depende de la relación de diámetros entre el aro y el sol entonces el resultado final es una transmisión de reducción con inversión de giro.

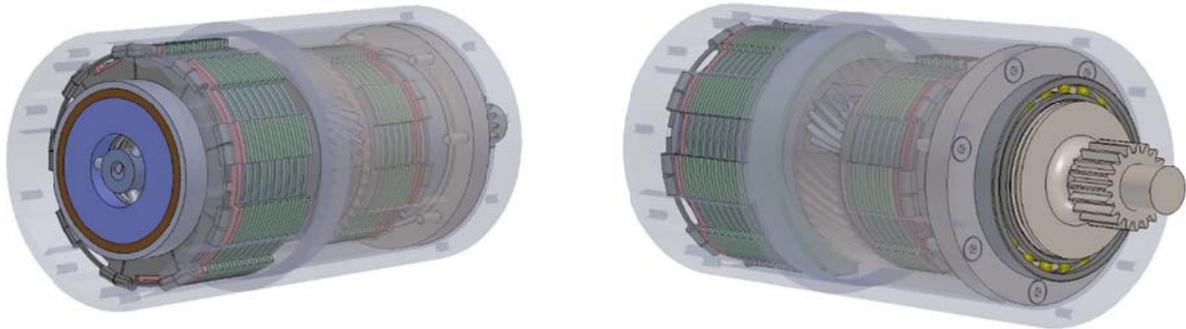


Figura 5.14 - Vista general de la transmisión inversora

5.3.4.1 Embrague fijo de discos

El embrague es un mecanismo que cumple la función de desvincular dos ejes giratorios previamente vinculados de forma directa. El tipo de embrague utilizado se conoce como embrague de discos, el mismo posee un conjunto de discos concéntricos vinculados al eje de entrada en contacto directo con otro conjunto de discos concéntricos vinculados al eje de salida. Cuando se aplica una fuerza de compresión al conjunto de discos, la fuerza de fricción generada en la superficie de contacto entre los mismos provoca la ausencia de deslizamiento relativo y por lo tanto el vínculo rígido entre el eje de entrada y de salida. Cuando se acciona el embrague se quita la fuerza aplicada a los discos permitiendo el deslizamiento relativo entre ellos y por lo tanto desvinculando los ejes de entrada y de salida.

Como ya se ha mencionado el embrague fijo vincula al soporte de los planetas con la carcasa del módulo, por lo tanto, cuando se acciona este embrague se libera el giro del soporte de los planetas y por el contrario el mismo queda fijo a la carcasa cuando no está accionado.

Para ejercer la fuerza de compresión al conjunto de discos, cuenta con un aro de empuje que ejerce la fuerza a través de un conjunto de palancas dispuestas de forma anular en contacto con el disco exterior. Las palancas cumplen la función de amplificar la fuerza de compresión ejercida por el aro de empuje. El aro de empuje por su parte, ejerce la fuerza a través de una arandela giratoria, esto es necesario ya que el cuerpo del mismo gira solidario al eje de entrada de la etapa inversora a diferencia el primer disco que no gira. Una varilla se encarga de transmitir la fuerza desde un actuador eléctrico situado al otro extremo del módulo

hasta el aro de empuje, la misma se dispone longitudinalmente dentro de un orificio practicado tanto en el eje del motor como en las etapas de reducción. Para vincular la varilla y el aro de empuje se practicaron tres ranuras en el eje de entrada de la etapa inversora. De esta forma es posible el pasaje de pernos dispuestos de forma radial sujetos al aro de empuje y a un casquillo de sujeción giratorio solidario a la varilla.

5.3.4.2 Embrague giratorio de discos

Este embrague es análogo al embrague fijo y solo se diferencia por estar contenido dentro del aro de la reducción planetaria siendo más compacto y es capaz de transmitir torques menores.

Como ya se ha mencionado el embrague giratorio vincula el aro de la etapa de transmisión reductora con el soporte de los planetas, cuando se acciona, se libera el vínculo entre ellos y se libera el giro relativo por lo que esos elementos pasan a quedar relacionados por otros vínculos.

Al igual que el embrague fijo se acciona por medio de la varilla ubicada en el eje central del módulo, para transmitir la fuerza al aro de empuje se perforaron tres ranuras en el eje posterior del soporte de los planetas por donde atraviesan los tres pernos vinculantes. Dichos pernos están sujetos al aro de empuje y a un casquillo que está vinculado a la varilla de forma que pueda girar, pero no pueda desplazarse axialmente sobre ella.

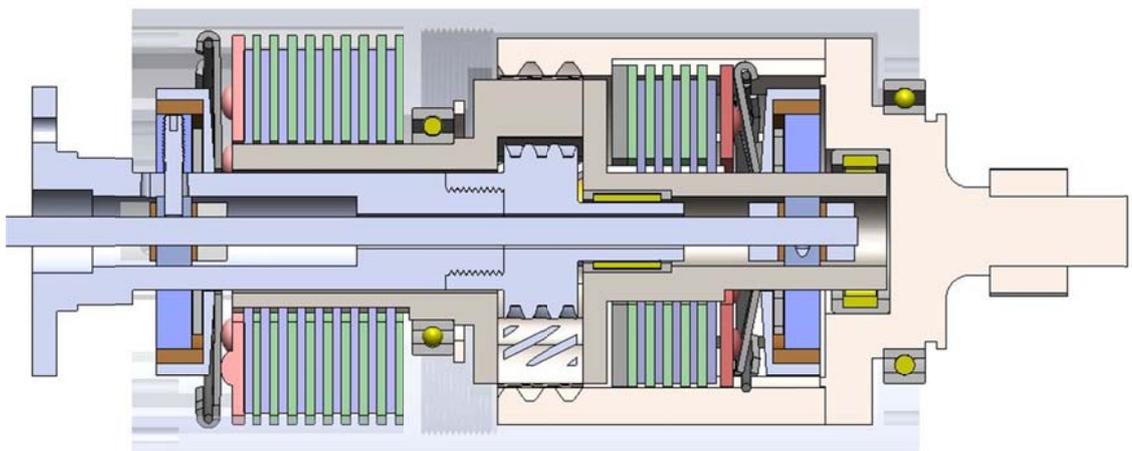


Figura 5.15 - Detalle del corte longitudinal de la etapa de transmisión inversora

Solo uno de los dos embragues permanece accionado a la vez, esto se logra ya que la fuerza de accionamiento de ambos embragues tiene dirección opuesta. Por lo tanto, el

desplazamiento de la varilla en la dirección del motor acciona el embrague fijo y libera el embrague giratorio mientras que el desplazamiento de la varilla en el sentido opuesto acciona el embrague giratorio y libera el embrague fijo.

5.3.4.3 Transmisión de reducción de la etapa inversora

La transmisión de reducción de la etapa inversora está conformada por una transmisión planetaria cuyo eje de entrada se conecta al eje de salida de la segunda etapa de transmisión reductora y el eje de salida se conecta al eje de entrada de la caja de distribución de potencia.

Desde el punto de vista geométrico, posee engranajes helicoidales de ángulo de presión de 20° , módulo normal al diente igual a 1mm, ángulo de la hélice igual a 30° y 13mm de ancho del diente. El sol posee 24 dientes, los planetas poseen 12 dientes y el aro posee 48 dientes.

Desde el punto de vista de su configuración, la reducción está compuesta por el sol que permanece conectado al eje de entrada, el aro que está conectado al eje de salida, los planetas que giran sobre sí mismos y el soporte de los planetas que se mantiene estático.

En el eje de entrada toma 960 watts girando a 938 rpm y con un factor de reducción de 2:1 entrega potencia con una eficiencia de 98% en el eje de salida a una velocidad de 469 rpm.

La velocidad relativa del sol en un referencial solidario al soporte de los planetas es de 938 rpm, la velocidad relativa de los planetas es de 1875 rpm mientras que el aro tiene una velocidad relativa de 469 rpm. Durante el funcionamiento de la etapa como transmisión reductora el soporte de los planetas permanece estático por lo que las velocidades relativas coinciden con las velocidades absolutas para los distintos engranajes de la transmisión.

El torque de entrada es de 9,8 Nm y se asume 2% de pérdidas en la etapa reductora por lo que el torque de salida será de 19,2 Nm.

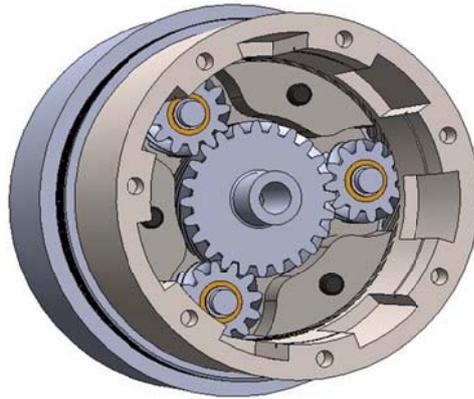


Figura 5.16 - Etapa de reducción planetaria de la transmisión inversora

Desde el punto de vista del material de los engranajes, es análogo al utilizado en las etapas anteriores del módulo, el sol y los planetas que son los engranajes más pequeños estarían fabricados de un acero aleado de nombre comercial Nitralloy M especialmente formulado para el tratamiento superficial de nitruración. Dicho tratamiento superficial permite obtener una dureza específica que fácilmente alcanza los 650 Brinell. Para el aro, el material utilizado sería el acero AISI 4140 en su estado templado y revenido que alcanza una dureza superficial de 450 Brinell análogo al resto de los aros del módulo.

5.3.4.4 Mecanismo actuador de los embragues

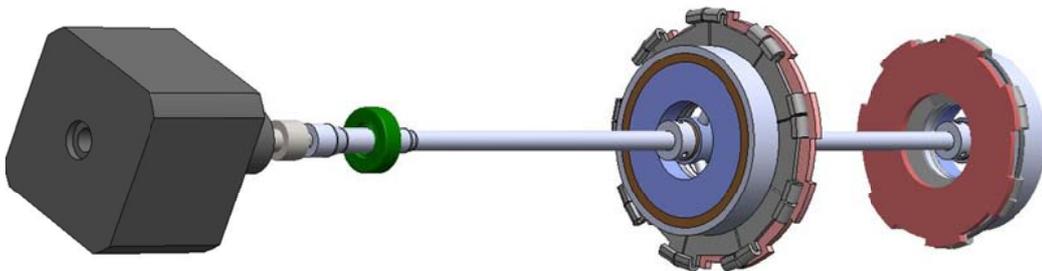


Figura 5.17 - Detalle del mecanismo actuador de los embragues

Para efectuar la fuerza de compresión necesaria para el accionamiento de ambos embragues se dispuso una barra o varilla que vincula un actuador eléctrico lineal situado en un extremo del módulo con ambos embragues. Dicha varilla se hace paso a través de perforaciones efectuadas en los ejes del módulo desplazándose en la dirección axial para transmitir el movimiento a dos aros de empuje. Cada aro de empuje está situado en el primer disco de cada

embrague y tiene la función de desplazar el conjunto de discos a través de las palancas multiplicadoras de fuerza hasta que dichos discos estén en contacto sin deslizamiento relativo.

Para sortear las paredes de los ejes se efectuaron ranuras por la cual pasadores se hacen paso vinculando los aros de empuje con la varilla actuadora. Como los ejes giran sobre su eje, los pasadores y los aros de empuje también son giratorios. Para vincularlos a la varilla de accionamiento se dispuso de un casquillo que gira sobre ésta y a su vez está restringido por dos seguros que lo obligan a trasladarse de forma solidaria, de esta forma la varilla transmite el desplazamiento sin necesidad de girar. En los aros de empuje sucede algo similar, los mismos deben transmitir el desplazamiento sin transmitir el giro. Por tal motivo, se vinculan con las palancas a través de un rodamiento axial y una arandela de empuje, de esta forma el accionamiento es eficiente y no se produce desgaste.

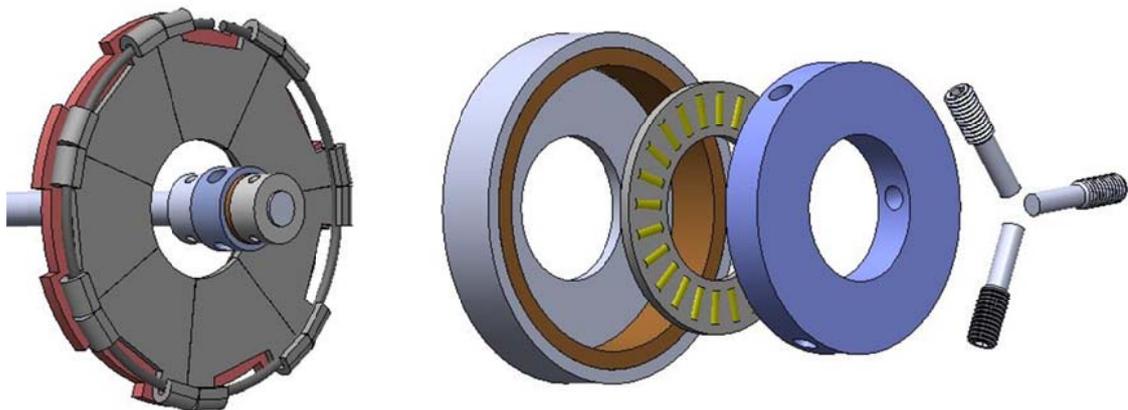


Figura 5.18 - Vista detallada del anillo de empuje y componentes del mecanismo de accionamiento de embrague rotativo

5.3.5 Actuador lineal de motor paso a paso

El actuador elegido para el accionamiento de los embragues de la etapa inversora es un actuador lineal eléctrico basado en un motor paso a paso de dimensión estándar Nema 17.

Es fabricado por la empresa Haydon Kerk y está especialmente diseñado para aplicaciones en el campo de la robótica.



Figura 5.19 - Actuador lineal Haydon Kerk

Datos del actuador lineal proporcionados por el fabricante

Denominación	43M4B-V
Tamaño	Nema 17
Tipo	Captivo
Fuerza máxima recomendada	337N
Desplazamiento por paso	15,8 μ m/paso
Desplazamiento máximo	12,7 mm
Velocidad máxima	13 mm/s
Voltaje	12V
Corriente máxima	550mA
Motor	Paso a paso bipolar doble apilamiento
Resistencia por paso	21,9 ohm
Inductancia por paso	45,1 mH
Potencia consumida	14W
Peso	325g

El actuador híbrido está compuesto por un motor eléctrico paso a paso de dimensiones estándar, su eje es hueco y se presenta roscado cumpliendo la función de una tuerca de un tornillo de potencia, dicho tornillo está ubicado de en el interior del eje del motor y se desplaza en la dirección axial cuando el rotor del motor gira. A su vez, el tornillo de potencia está vinculado a un vástago estriado en uno de sus extremos al que es capaz de desplazar linealmente en ambas direcciones. El eje del motor está montado mediante rodamiento de

bolas, éstos se aseguran con un cilindro anular roscado a la carcasa del motor. Además, dicho cilindro posee en su interior un casquillo plástico estriado que cumple la función de sujetar al vástago permitiendo su desplazamiento axial e impidiendo su rotación.

La fuerza máxima recomendada que deberá ejercer el vástago durante su operación es de 337N, lo cual significa un 80% en exceso a la calculada para el equilibrio de soporte de los planetas de la transmisión inversora durante el máximo torque entregado por el módulo motor. Este exceso es importante ya que durante la liberación del embrague se desarrollan fuerzas dinámicas producto de las aceleraciones de los componentes rotatorios de la transmisión que se deberán contrarrestar para producir un acople de corta duración.



Figura 5.20 - Detalle constructivo del actuador lineal

Desde el punto de vista eléctrico, el motor paso a paso posee dos bobinas, éstas requieren el cambio de dirección de la corriente que las atraviesa en una secuencia apropiada para producir un paso de rotación. Dicho paso corresponde a una fracción de un giro completo del rotor. Debido a la presencia del tornillo de potencia sujeto al vástago cuya tuerca está sujeta al rotor, cada paso del motor se corresponde con un pequeño desplazamiento del vástago.

El desplazamiento total del vástago es de 12,7 mm, más que suficiente para pasar del contacto a la separación de los discos en ambos embragues. Como el desplazamiento es de 15,8 μm /paso se necesitan 800 pasos del motor para desplazar al vástago por toda su carrera, esto se logra en aproximadamente 1 segundo ya que la velocidad máxima del vástago es de 13mm/s.

Como la variable controlada del actuador es la posición a través de los pasos del motor, se deberá intercalar un resorte entre el actuador y los discos de los embragues para

poder controlar indirectamente la fuerza de compresión ejercida sobre los mismos. En el actual diseño se tomó en cuenta la elasticidad de las palancas de los embragues que actúan como resortes cuando el vástago desplaza sus extremos móviles y no hay espacio entre los discos para permitir el desplazamiento. En esta situación, las palancas en contacto con el disco exterior del embrague se deforman levemente transformando un incremento de desplazamiento de su extremo móvil en un incremento de la fuerza aplicada a los discos.

Para alimentar el motor de corriente eléctrica, éste requiere un driver electrónico cuya salida hacia el motor entregue una corriente conmutada de 12 V de tensión con una potencia máxima de 14 W. Además debe ser capaz de generar la secuencia de conmutaciones requeridas para el correcto control de los embragues en función de las necesidades del robot.

Como no hay espacio disponible en el módulo motor este controlador podría estar alojado en el módulo de carga útil en el frente del robot.

5.3.6 Transmisión de distribución de potencia

En el frente del módulo motor se ubica la caja de distribución de potencia, es la última etapa antes de transmitir la potencia mecánica al módulo de movimiento. Su función es distribuir la potencia mecánica disponible en etapa anterior a dos ejes de salida de forma equilibrada. Dichos ejes giran en sentido opuesto con el fin de anular el momento reactivo producto de la transmisión de la potencia al módulo de movimiento, de esta forma, el módulo motor no necesita sujetarse a la superficie interior de la tubería para efectuar su función.

La etapa está conformada por un tren de engranajes rectos de ejes paralelos, el eje de entrada proviene de la salida de la etapa inversora. Dicho eje se vincula con uno de los ejes de salida mediante un par de engranajes en contacto motivo por el cual ambos ejes giran en sentido opuesto. Simultáneamente el eje de entrada se vincula con el eje de salida restante mediante un engranaje intermedio lo cual significa que la transmisión se realiza a través de tres engranajes en contacto por lo cual el eje de entrada y el de salida giran en el mismo sentido. Como todos los engranajes tienen el mismo diámetro los ejes de salida giran a la misma velocidad angular que el eje de entrada.

Todos los ejes están montados sobre rodamientos, como los ejes de salida se conectan a cardanes con el objetivo de transmitir la potencia, éstos están montados sobre rodamientos de bolas que permiten restringir el movimiento radial y axial. Sin embargo esto no es necesario para el eje de entrada por lo cual posee un rodamiento de agujas que tiene menor tamaño y es capaz de soportar mayores cargas.

El eje de entrada gira a la velocidad angular de aproximadamente 469 rpm, el máximo torque entregado es de aproximadamente 19.2 Nm transmitiendo una potencia total de 943 watts.

6 PROYECTO MECÁNICO DETALLADO

6.1 Mecanismo de las patas del robot

Los mecanismos de patas trasera y delantera del robot poseen cada uno tres patas iguales dispuestas de forma simétrica respecto del eje longitudinal del robot. Durante el ciclo de elongación las tres patas traseras se encargan de resistir la tensión del cable. Análogamente durante el ciclo de contracción son las patas delanteras las que resisten la tensión del cabo.

Cabe destacar también hay otras fuerzas actuando durante el movimiento del robot, fuerzas de rozamiento en las uniones y fuerzas dinámicas pero éstas son despreciables respecto de la fuerza máxima producto de la tensión del cable.

6.1.1 Dimensionamiento de los patines

Para resistir la tensión del cable las tres patas direccionan equilibradamente una fuerza reactiva normal N a la superficie interior de la tubería. La presencia de esta fuerza normal en el contacto del patín con la tubería provoca la aparición de la fuerza F_r rasante de fricción. Dentro de ciertos límites dicho contacto no desliza y la presencia de estas fuerzas equilibra la tensión del cable.

Para transferir esta carga sobre la superficie interior de la tubería sin que esta última falle es necesario distribuirla y para ello se pueden disponer patines cuya superficie de contacto tenga la misma forma cilíndrica que la superficie interior del tubo. Con esta estrategia cada patín debe poseer una superficie de apoyo cilíndrica con el ancho necesario para estar dentro de las sollicitaciones admisibles por la tubería.

Para efectuar el análisis se plantea el equilibrio de fuerzas a una porción de tubo de igual dimensión que el patín. Luego se plantea el equilibrio de fuerzas al conjunto porción de tubo y patín.

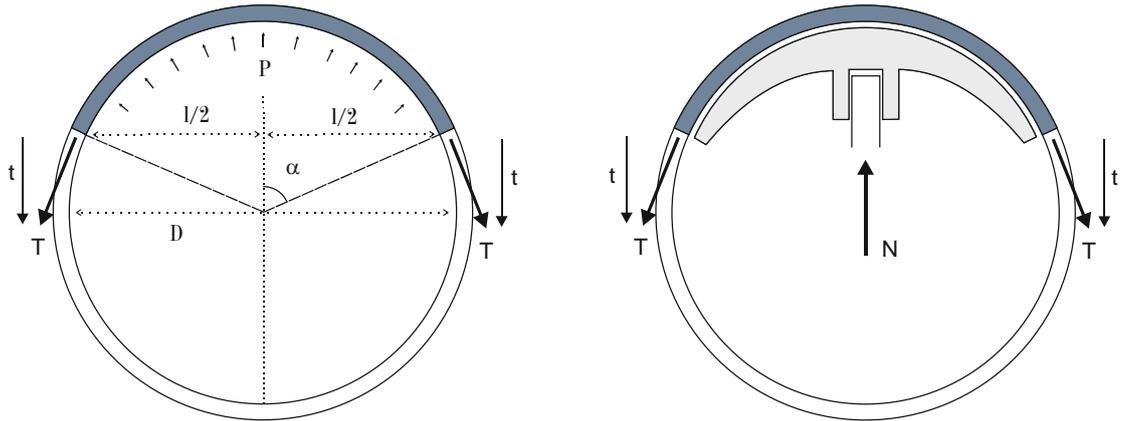


Figura 6.1 - Análisis del esfuerzo producido por las patas a la pared de la tubería

En la Figura 6.1, P representa la presión admisible en el interior del tubo, T es la tensión normal interna de la porción de pared de la tubería, t es la Proyección vertical de la tensión T, D es el diámetro del tubo, l es la proyección horizontal de la porción de pared de la tubería y L es el largo del tramo de tubería.

Calculando el seno de α en el triángulo

$$\text{sen } \alpha = \frac{l/2}{D/2} = \frac{l}{D} \quad (6.1)$$

La proyección vertical de la tensión T es

$$\text{sen } \alpha = \frac{t}{T} \quad (6.2)$$

Planteando el equilibrio de fuerzas en la porción de tubo

$$P \cdot l \cdot L = 2 \cdot t \quad (6.3)$$

Despejando y sustituyendo l y t se obtiene una expresión para la tensión interna en la pared del tubo de largo L

$$P \cdot D \cdot \text{sen } \alpha \cdot L = 2 \cdot \text{sen } \alpha \cdot T \quad (6.4)$$

$$P.D.L = 2.T \quad (6.5)$$

Por otra parte planteando el equilibrio de fuerzas en la dirección vertical considerando la porción de tubería y el patín

$$2.t = N \quad (6.6)$$

$$2.T \sin \alpha = N \quad (6.7)$$

$$P.D.L \sin \alpha = N \quad (6.8)$$

El ángulo α en el diseño de patines presentado es de 40° . Admitiendo un factor de seguridad razonable, se supone que la tubería admite 10Mpa de presión interior. Teniendo en cuenta que la tubería posee un diámetro interior de 10cm y la fuerza de reacción normal es de 22.9N, evaluando en la ecuación se obtiene el mínimo ancho que debe tener los patines para no dañar la tubería.

$$L = \frac{N}{P.D. \sin \alpha} = \frac{22900}{10^7 \cdot 0,1 \cdot \sin 40} = 0.036m \quad (6.9)$$

Por lo tanto el ancho de los patines deberán ser mayor o igual a 3.6cm para distribuir la carga a valores aceptables.

6.1.2 Dimensionamiento de las patas

Las patas deberán de soportar una fuerza de compresión en la dirección longitudinal cuyo valor máximo calculado es de 23.2KN.

El esfuerzo de compresión se calcula como el cociente entre la fuerza externa sobre el área de la sección transversal de la pata. La sección transversal es rectangular de dimensiones 13 x 8mm.

$$\sigma_c = \frac{F}{A} = \frac{23209}{0.013 \cdot 0.008} = 223MPa \quad (6.10)$$

El material utilizado es acero normalizado de mediano contenido de carbono AISI 1020 con una tensión de fluencia de 345MPa.

Utilizando el criterio de Tresca para materiales dúctiles obtenemos el factor de seguridad.

$$\frac{\sigma_c}{S_y} = \frac{1}{FS} = \frac{223}{345} = \frac{1}{1.55} \quad (6.11)$$

También es necesario verificar su comportamiento frente al pandeo, la carga crítica P_{cr} se calcula con la fórmula de Euler extendida para distintas condiciones de borde.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L_e^2} \quad (6.12)$$

- P_{cr} Carga crítica de pandeo
- E Módulo de Elasticidad
- I Inercia de la sección
- L_e Longitud efectiva de la columna

Teniendo en cuenta la inercia de la sección rectangular

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad (6.13)$$

- b base de la sección
- h altura de la sección

En la dirección de mayor longitud de la sección la condición de borde es articulada en ambos extremos por lo que el largo equivalente L_e es igual la longitud entre apoyos.

El coeficiente de elasticidad E para el acero es de 210GPa, el largo equivalente de 16mm y el ancho y alto de la sección transversal tienen una longitud de 8mm y 13mm respectivamente.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 210 \times 10^9 \frac{0,008 \cdot 0,013^3}{12}}{0,016^2} = 11.8MN \quad (6.14)$$

En la dirección de menor altura de la sección las condiciones de borde son empotradas en ambos extremos con el largo equivalente L_e igual a la mitad de la longitud entre apoyos.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 210 \times 10^9 \frac{0,013 \cdot 0,008^3}{12}}{(0,5 \cdot 0,016)^2} = 17,1 MN \quad (6.15)$$

Por lo tanto las patas sometidas a la carga máxima no se ven afectadas por el fenómeno de pandeo cuyo cálculo de la carga crítica en ambas direcciones de su sección superan ampliamente la fuerza de compresión aplicada de 23.2KN.

6.1.3 Dimensionamiento de los pernos

Los pernos que conforman las articulaciones en los extremos de las patas también se ven sometidos a la misma fuerza máxima de 23.2KN al que están sometidas las patas. Para equilibrar dicha fuerza exterior su sección transversal se ve sometida a un esfuerzo cortante y su cara lateral soporta un esfuerzo normal de aplastamiento.

El valor medio del esfuerzo rasante se calcula como el cociente de la fuerza externa aplicada sobre el doble del el área de la sección del perno.

$$\tau_p = \frac{F}{2S} = \frac{F}{2 \cdot \frac{D^2 \pi}{4}} = \frac{23209}{2 \cdot \frac{0,009^2 \pi}{4}} = 183 MPa \quad (6.16)$$

El esfuerzo medio normal de aplastamiento de calcula como el cociente entre la fuerza externa sobre el área del perno proyectada en la dirección de la fuerza.

$$\sigma_p = \frac{F}{A} = \frac{F}{Dt} = \frac{23209}{0,009 \cdot 0,008} = 322 MPa \quad (6.17)$$

Para el perno se puede utilizar un acero para ejes en de uso común como AISI 3150 que en la condición templado en aceite a 538°C tiene una tensión de fluencia S_y de 896MPa.

Utilizando Tresca como criterio de falla obtenemos el factor de seguridad.

$$\frac{\tau_p}{S_y/2} = \frac{1}{FS} = \frac{322}{896/2} = \frac{1}{2,4} \quad (6.18)$$

$$\frac{\sigma_p}{S_y} = \frac{1}{FS} = \frac{322}{896} = \frac{1}{2.8} \quad (6.19)$$

De esta forma en la condición más exigente el material elegido ofrece un factor de seguridad de 2.4.

6.1.4 Soporte de patas

El soporte de patas traseras cumple además otras funciones como ser el alojamiento del rodamiento axial del tornillo de potencia y la sujeción para el cable. Lo mismo sucede con el soporte de patas delanteras que aloja la tuerca de dicho tornillo. Ambas piezas tienen geometría compleja y no se pueden dimensionar con fórmulas analíticas para esfuerzos simples.

Durante el diseño se contempló además de las restricciones geométricas, las fuerzas ejercidas por las piezas sujetas procurando agregar material donde se estima se concentran los mayores esfuerzos. Para validar el diseño es posible emplear programas informáticos que resuelven el estado tensional del cuerpo sujeto a fuerzas externas utilizando la teoría de la elasticidad conjuntamente con el método de elementos finitos.

6.2 Tornillo de potencia

El tornillo de potencia es el componente responsable de acercar y alejar el conjunto de patas traseras de las delanteras en el módulo de movimiento. Convierte potencia mecánica giratoria en potencia mecánica de translación lineal. Para tal propósito se debe aplicar un torque en sentido antihorario durante el ciclo de contracción e inmediatamente después se debe aplicar un torque en sentido horario durante el ciclo de elongación.

6.2.1 Dimensionamiento del tornillo de potencia

Durante el ciclo de contracción el tornillo se ve sometido a la máxima carga llegando a ser la totalidad de la fuerza debido a la tensión del cabo cuyo máximo se estima en 11KN. A su vez, durante este ciclo la tuerca que es solidaria cuerpo central de mecanismo de patas delanteras se desplaza linealmente a una velocidad aproximada de 7.5cm/s relativa al collarín.

Para satisfacer estos requerimientos como punto de partida se consideró analizar los tornillos de perfil estándar Rosca Acme 14.5° y Rosca cuadrada modificada 5°.

Las características más importantes a tener en cuenta son las dimensiones geométricas, las solicitaciones mecánicas y el material seleccionado, la eficiencia, la velocidad de giro y el torque aplicados. Todas estas magnitudes están íntimamente relacionadas.

Para los distintos diámetros nominales de tornillos estándar en las condiciones de máxima carga anteriormente descrita se calcularon las magnitudes de interés y se presentan en la siguiente tabla.

W (N)	11000																
f	0,14																
Rosca Acme 14,5°																	
d (mm)	HPP	n	p (mm)	L (mm)	dm (mm)	λ	α_n	T (Nm)	e	dr (mm)	τ (Mpa)	σ (Mpa)	τ_{max} (Mpa)				
11,1	10,0	4	2,54	10,2	9,8	18,2	13,8	27	0,66	8,6	217	191	237				
12,7	10,0	4	2,54	10,2	11,4	15,8	14,0	28	0,64	10,2	136	136	152				
15,9	8,0	4	3,18	12,7	14,3	15,8	14,0	35	0,64	12,7	87	87	97				
19,1	6,0	4	4,23	16,9	16,9	17,7	13,8	45	0,66	14,8	71	64	78				
22,2	6,0	4	4,23	16,9	20,1	15,0	14,0	47	0,62	18,0	41	43	47				
Rosca cuadrada modificada 5°																	
d (mm)	HPP	n	p (mm)	L (mm)	dm (mm)	λ	α_n	T (Nm)	e	dr (mm)	τ (Mpa)	σ (Mpa)	τ_{max} (Mpa)				
12,7	6,5	3	3,91	11,7	10,7	19,1	4,7	30	0,68	8,8	227	181	244				
15,9	5,5	3	4,62	13,9	13,6	18,0	4,8	36	0,67	11,3	130	111	141				
19,1	5,0	3	5,08	15,2	16,5	16,4	4,8	41	0,65	14,0	77	72	85				
22,2	4,5	3	5,64	16,9	19,4	15,5	4,8	46	0,64	16,6	52	51	58				
25,4	4,0	3	6,35	19,1	22,2	15,3	4,8	53	0,63	19,1	39	39	43				

Tabla 6.1 - Tabla de cálculo de esfuerzo máximo en tornillos de potencia candidatos

6.2.2 Dimensiones geométricas

En el cálculo se incluyeron solamente tornillos estándar con un diámetro exterior no mayor a 25mm. De esta forma, el tornillo y la tuerca además del conjunto de las patas traseras y delanteras pueden albergarse en un módulo de 76mm de diámetro y 333mm de largo.

Solicitaciones mecánicas y material seleccionado

El material seleccionado tanto para el tornillo como para la tuerca es acero de alta resistencia.

La tensión de fluencia σ_Y que presenta el acero de alta resistencia en un ensayo de tracción es de 400MPa por lo que la tensión rasante máxima τ_Y que alcanzado previo a la fluencia en este estado tensional de flexión pura es de 200MPa.

Durante el ciclo de elongación, la raíz del tornillo presenta esfuerzos de compresión de magnitud despreciable y es durante el ciclo de contracción donde se presentan los esfuerzos máximos de tracción. Por tal motivo no se considera la falla por pandeo y solamente se aplica un criterio de falla para materiales dúctiles el cual considera el máximo esfuerzo rasante admisible en la raíz del tornillo. En base a este criterio se seleccionan dos posibles candidatos,

el tornillo de rosca Acme de diámetro medio 11.4mm y el tornillo de rosca cuadrada modificada de 13.6mm. Ambos presentan tensiones rasantes menores a 200Mpa en las condiciones de máxima carga en la superficie de la raíz del tornillo dejando lugar a un factor de seguridad razonable.

6.2.3 Velocidad de giro y torque

La velocidad angular de giro del tornillo es una característica importante si se tiene en cuenta que por la falta de espacio se debe albergar el motor y la transmisión del robot en un módulo contiguo. Para transmitir el giro entre ambos módulos, el eje motor y el tornillo se conectan a través de cardanes telescópicos. Por este motivo la velocidad angular no debe ser muy elevada para no generar vibraciones e inestabilidades mecánicas no deseadas pero tampoco debe ser demasiado baja ya que la potencia se transmitiría de forma ineficiente generándose un gran torque lo cual requeriría un cardán de mayor tamaño siendo imposible su ubicación entre los módulos por falta de espacio. Por este motivo es deseable que la velocidad angular de giro del tornillo sea del orden de las 450 rpm. Para cumplir este requerimiento y para que la velocidad de avance de la tuerca sea de 7.5 cm/s, el tornillo debe tener un avance L de aproximadamente 10 mm.

$$v_1 = \frac{L \cdot n_1}{60} \quad (6.20)$$

v_1	velocidad de avance de la tuerca
L	avance del tornillo
n_1	velocidad de giro

Despejando el avance del tornillo y evaluando

$$L = \frac{7,5 \cdot 60}{450} = 1 \text{ cm} \quad (6.21)$$

Para cumplir con este requisito se consideraron solamente tornillos Acme de 4 entradas y tornillos de rosca cuadrada modificada de 3 entradas para que el avance sea del orden de los 10mm.

Respecto del torque que se debe aplicar al tornillo el mismo se estima en 28Nm y 36Nm para los tornillos Acme y rosca cuadrada modificada previamente seleccionados respectivamente.

6.2.4 Eficiencia

La eficiencia del tornillo depende en gran medida del coeficiente de fricción entre el tornillo y la rosca. Para el tornillo en contacto con la rosca de acero, el coeficiente de fricción f es de 0.14, por lo que la elección del acero es una buena solución de compromiso considerando su resistencia y bajo coeficiente de fricción.

Otro factor importante que afecta en gran medida la eficiencia del tornillo es el ángulo de la hélice de la rosca λ , valores intermedios de este ángulo son indicados para obtener la mayor eficiencia. La misma se estima en 64% para la rosca Acme y 67% para la rosca cuadrada modificada. Como la eficiencia calculada para ambos candidatos es modesta y ésta es muy importante para el éxito del diseño ya que permite un motor y transmisión más compactos se debe considerar otro tipo de tornillo con similares características pero con mejor eficiencia, el tornillo con rodamiento de bolas.

En los tornillos con rodamientos de bolas no hay deslizamiento entre las superficies en contacto y por lo tanto no hay fricción originada como consecuencia de este fenómeno, la carga se transfiere desde el tornillo a la tuerca a través de un conjunto de bolas y solamente se presenta la rodadura. Esta tecnología está emparentada con la de los rodamientos de bolas y su comportamiento en lo relativo a la eficiencia y la vida útil es superior a los tornillos analizados anteriormente.

6.2.5 Otros factores

Otros factores a tener en cuenta al diseñar el montaje de los tornillos de potencia son los vínculos en los extremos del tornillo, prever que la raíz del tornillo no esté sometida a la flexión, la velocidad crítica de giro etc.

Para el módulo de movimiento se previó la instalación de un rodamiento de agujas en el extremo libre del tornillo de potencia, por lo tanto queda restringido el deslizamiento en la dirección radial lo que mejora el comportamiento frente al pandeo durante el ciclo de elongación y a su vez se incrementa la velocidad crítica de giro. Esto último no juega un papel preponderante ya que la velocidad de giro elegida para el tornillo es moderada y está muy por debajo de la velocidad crítica del tornillo para el montaje elegido.

En lo relativo a los esfuerzos en la raíz del tornillo, es importante diseñar el módulo de movimiento de forma tal que el montaje permita exclusivamente la presencia de un estado tensional combinado cuyos componentes son en esfuerzo de torsión y esfuerzo axial puro. De esta forma se asegura la vida del tornillo ya que no se invierte el sentido de los esfuerzos axiales durante un giro completo del tornillo y por lo tanto no se manifiesta el fenómeno de la fatiga en la raíz del tornillo.

6.2.6 Selección del tornillo

El tornillo con rodamiento de bolas seleccionado para el módulo de movimiento es fabricado por la empresa SKF, posee un desplazamiento P_h de 10mm/revolución y 12.6mm de diámetro de la raíz, similar al tornillo de potencia de rosca Acme considerado anteriormente.

Como no es necesaria una gran precisión en el desplazamiento de la tuerca, se seleccionó un tornillo que no presenta pretensión y por lo tanto no ofrece un torque de reacción residual. Dicho torque disminuiría la eficiencia del tornillo.

Otra característica importante es el pequeño tamaño de la tuerca, el diámetro y el largo deben permitir alojar la tuerca en el interior del soporte de las patas delanteras.

Tornillo de rodamiento de bolas con juego axial y tuerca con recirculación interna
Designación SD 16x10R



Figura 6.2 - Detalle del tornillo de rodamiento SD 16x10R fabricado por SKF

d_0	diámetro exterior 16mm
P_h	Desplazamiento 10 mm/revolución
C_a	Carga básica dinámica 10.7KN
C_{oa}	Carga básica estática 17.2KN
D_1	Diámetro de tuerca 32mm
L	Largo de tuerca 46mm
M_1	Rosca de sujeción de la tuerca M26x1.5

L_1 Largo de la rosca de sujeción 12mm

6.2.6.1 Carga estática

Para no provocar un daño permanente por aplastamiento en la superficie del tornillo es necesario que la máxima carga aplicada no supere el valor de la carga estática admisible. Para el tornillo elegido la carga estática admisible es de 17.2 KN y la máxima carga aplicada es de 11KN por lo cual se cumple la condición con un factor de seguridad de 1.6.

6.2.6.2 Carga equivalente

Para calcular la carga equivalente F_m aplicada al tornillo de rodamiento de bolas se tuvo en cuenta la evolución de la fuerza de tensión del cabo durante el trayecto del robot en el interior de la cañería. Para simplificar el estudio se considera que dicha fuerza de tensión solo es función del peso del segmento de cabo que se extiende desde el extremo abierto de la tubería hasta el extremo sujeto al robot. Suponiendo que el robot se introduce por el extremo abierto de la instalación y se desplaza de forma continua hasta el extremo opuesto, la tensión del cabo que es la carga más importante a la que está sometido el tornillo evoluciona desde cero cuando está en el extremo abierto de la tubería incrementándose linealmente hasta 11KN cuando el robot se encuentra en el extremo opuesto de la misma. Como durante el ciclo de elongación el tornillo presenta una carga casi nula solo se tomó en cuenta la carga durante el ciclo de contracción en el cual el tornillo debe de vencer la fuerza de tensión del cabo.

$$F_m = \frac{F_{\min} + 2 \cdot F_{\max}}{3} = \frac{2 \cdot 11}{3} = 7.33KN \quad (6.22)$$

6.2.6.3 Vida nominal

La vida nominal es el número de revoluciones estadístico en millones que un grupo grande de tornillos gira antes de que aparezcan signos de desgaste en la superficie por fatiga en iguales condiciones de carga, montaje y lubricación.

Para la carga básica dinámica del tornillo seleccionado y la carga equivalente calculada la vida nominal se calcula con la expresión cúbica

$$L_{10} = \left(\frac{C_a}{F_m} \right)^3 = \left(\frac{10.7}{7.33} \right)^3 = 3.11 \text{ millones de revoluciones} \quad (6.23)$$

En términos de la distancia recorrida en metros por el robot

$$D = L_{10} \cdot P_h = 3.11 \times 10^6 \cdot 0,01 = 31,1 \text{ km} \quad (6.24)$$

6.2.6.4 Eficiencia teórica y práctica directa

Es la relación entre el trabajo obtenido por la translación de la tuerca y el trabajo efectuado al girar el tornillo. Dependen del ángulo de la hélice del tornillo, del acabado superficial de las superficies de contacto y de otros factores como lubricación, alineación del montaje etc.

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{\pi d_0}{P_h} \mu} = \frac{1}{1 + \frac{\pi \cdot 12,6}{10} 0,006} = 0,98 \quad (6.25)$$

- η Eficiencia teórica directa
- d_0 diámetro exterior
- P_h Desplazamiento
- μ Coeficiente dependiente del acabado superficial

La eficiencia práctica es eficiencia promedio obtenida de un tornillo nuevo y uno al cual se le efectuado un rodaje adecuado durante su vida.

$$\eta_p = \eta \cdot 0,9 = 0,98 \cdot 0,9 = 0,88 \quad (6.26)$$

- η_p Eficiencia práctica directa

6.2.6.5 Torque requerido

El torque requerido por el tornillo en las condiciones de carga, se calcula para la máxima carga esperada.

$$T = \frac{F \cdot P_h}{2000 \cdot \pi \cdot \eta_p} = \frac{11000 \cdot 10}{2000 \cdot \pi \cdot 0,88} = 19,9 \text{ Nm} \quad (6.27)$$

- T torque

F	Carga
P _h	Desplazamiento
η _p	Eficiencia práctica directa

6.2.6.6 Potencia requerida

Es la potencia mecánica de giro requerida por el tornillo en las condiciones de carga y velocidad angular, se calcula para la máxima carga y la máxima velocidad esperada

$$P = \frac{F \cdot n \cdot P_h}{6000 \cdot \eta_p} = \frac{11000 \cdot 450 \cdot 10}{60000 \cdot 0,88} = 938 \text{ W} \quad (6.28)$$

P	potencia requerida
F	Carga
n	Velocidad angular en revoluciones por minuto
P _h	Desplazamiento
η _p	Eficiencia práctica directa

Velocidad angular crítica

Es la velocidad angular máxima admisible segura de trabajo en revoluciones por minuto sin falla mecánica por vibraciones.

$$n_{cr} = 49 \times 10^6 \frac{f_1 d_2}{l_2^2} = 49 \times 10^6 \frac{3,8 \cdot 12,6}{280^2} = 29925 \text{ rpm} \quad (6.29)$$

n _{cr}	Velocidad angular crítica
f ₁	factor de corrección de montaje
d ₂	Diámetro de la raíz del tornillo
l ₂	distancia entre apoyos o longitud libre

Para el factor de corrección del montaje se consideró el factor 3,8 correspondiente al montaje fijo-soporte radial. La distancia entre apoyos se estimó en 280 mm.

En la práctica debido a desalineamientos en el montaje la velocidad angular no debe superar el 80% de la velocidad crítica calculada.

$$n'_{cr} = 29925 \cdot 0.8 = 23940 \text{ rpm} \quad (6.30)$$

La velocidad angular de trabajo del tornillo es de 450rpm, muy inferior a la necesaria para producir la falla del tornillo.

6.2.7 Selección del rodamiento del tornillo de potencia

El tornillo de potencia se extiende por el eje longitudinal a lo largo de todo el cuerpo del módulo de movimiento. El mismo se sujeta en ambos extremos, en el extremo trasero del módulo se sujeta al soporte de patas traseras y en el extremo delantero se sujeta a la caja de transmisión de potencia. Como es necesario dejar libre el giro del tornillo y a su vez sujetarlo al módulo se emplean rodamientos en los extremos. La totalidad de la carga axial del tornillo de empuje es soportada por el rodamiento alojado en la parte trasera del módulo mientras que el rodamiento situado en la parte frontal solo soporta la carga radial debida a la fuerza de alejamiento entre el engranaje en su extremo y los engranajes que transmiten la potencia.

El rodamiento principal ubicado en la parte trasera del módulo el tornillo de potencia se ve sometido a cargas casi puramente axiales, por tal motivo se seleccionó un rodamiento de empuje axial doble que además de restringir el movimiento en la dirección radial, asegura que el extremo del tornillo esté restringido en la dirección axial tanto para fuerzas de compresión como para fuerzas de tracción.

Rodamiento de empuje doble axial de bolas fabricado por la empresa SKF
Denominación 52202



Figura 6.3 - Rodamiento 52202 fabricado por SKF

d	Diámetro interior 10mm
D	Diámetro exterior 32mm
H	Altura 22mm
C	Carga básica dinámica 15.9KN
C _o	Carga básica estática 25KN
P _u	Carga límite de fatiga 0.915KN

6.2.7.1 Carga estática

La carga la máxima carga axial no debe superar la carga básica estática para no dañar la superficie de rodadura del rodamiento. Si la carga estática máxima se estima en 11KN y la carga básica estática C_o es de 25KN entonces el factor de seguridad es de 2.3 estando ampliamente del lado seguro de funcionamiento. Cabe destacar que para un requerimiento normal de carga de impacto se recomienda un factor de seguridad de 1.5.

6.2.7.2 Carga equivalente

Para calcular la carga equivalente F_m aplicada se tuvo en cuenta la evolución de la fuerza de tensión del cable a lo largo del trayecto del robot en el interior de la cañería. El cálculo es similar al presentado para calcular la carga equivalente del tornillo de rodamiento de bolas.

$$F_m = \frac{F_{\min} + 2 \cdot F_{\max}}{3} = \frac{2 \cdot 11}{3} = 7.33KN \quad (6.31)$$

6.2.7.3 Vida básica nominal

La vida básica nominal se calcula como el cubo del cociente entre la vida básica nominal sobre la carga equivalente calculada dando como resultado la vida esperada en millones de revoluciones.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{F_m} \right)^3 = \left(\frac{15.9}{7.33} \right)^3 = 10.2 \text{ millones de revoluciones} \quad (6.32)$$

En términos de la distancia recorrida en metros por el robot

$$D = L_{10} \cdot P_h = 10.2 \times 10^6 \cdot 0,01 = 102 \text{Km} \quad (6.33)$$

Se asumen condiciones óptimas de lubricación, en el caso de este rodamiento cuyo funcionamiento se efectúa a velocidades moderadas bastaría lubricarlo con grasa para rodamientos.

6.2.7.4 Detalle de montaje del rodamiento de empuje axial

En el montaje de debe sujetar el tornillo de empuje a la arandela central del rodamiento. Para ello, se desbasta el extremo del tornillo a un diámetro de 10mm y se corta un filete de tornillo métrico estándar M10. Mediante la tuerca y un casquillo es posible efectuar la sujeción a la arandela central del rodamiento axial. Por otra parte el soporte de patas traseras posee un orificio capaz de albergar el rodamiento quedando totalmente sujeto sin posibilidad de movimiento con la ayuda de una tapa atornillada.

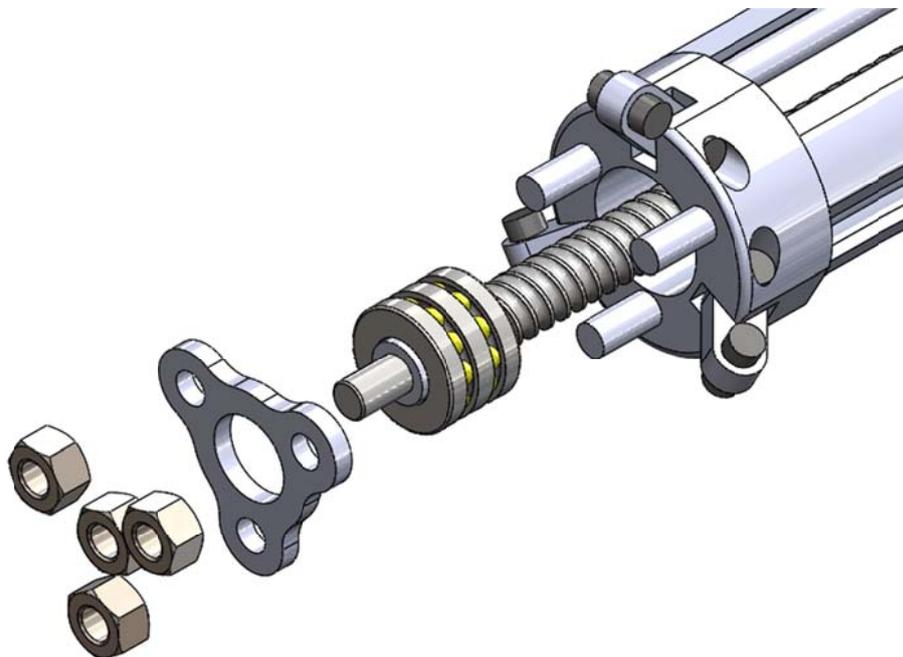


Figura 6.4 - Detalle del montaje del rodamiento de empuje en el módulo de movimiento

6.3 Transmisión de suministro de potencia del módulo de movimiento

6.3.1 Dimensionamiento de los engranajes

Para dimensionar los engranajes los factores más importantes que se tuvieron en cuenta fueron las restricciones geométricas, la resistencia de los dientes y el desgaste a lo largo de su vida.

Estos tres factores están acoplados ya que engranajes más pequeños aptos para resolver el problema del espacio restringido trae como consecuencia mayores fuerzas en los dientes y mayor desgaste. El criterio consistió en diseñar engranajes capaces de resistir las fuerzas, de larga durabilidad y con el mínimo tamaño posible usando materiales de gran calidad.

Para el dimensionamiento, se utilizó el Método de Buckingham que ofrece un método de cálculo basado en conceptos teórico prácticos para engranajes de materiales variados. En el caso de engranajes metálicos de pequeño tamaño ofrece un gran factor de seguridad.

Tanto la velocidad angular los ejes de entrada como del tornillo de potencia son de 450 rpm.

El torque a transmitir al tornillo de potencia es de 20Nm, sin embargo, como la potencia se transmite equilibradamente a través de dos ejes girando a igual velocidad angular, el torque aplicado al tornillo en cada uno de los ejes de entrada será de 10Nm. De esta forma en todo instante un conjunto de dientes del engranaje del tornillo de potencia deberán resistir las fuerzas resultantes provenientes de uno de los ejes de entrada mientras que otro conjunto de dientes del mismo engranaje deberán resistir las fuerzas del restante eje de entrada. Por tal motivo para el diseño de los engranajes el momento transmitido se fijó en 10Nm.

Luego de varias iteraciones se seleccionaron engranajes rectos con las siguientes características

ϕ	ángulo de presión 20°
M	módulo 1mm
Z	cantidad de dientes 20
D	diámetro primitivo 20mm
b	ancho 13mm

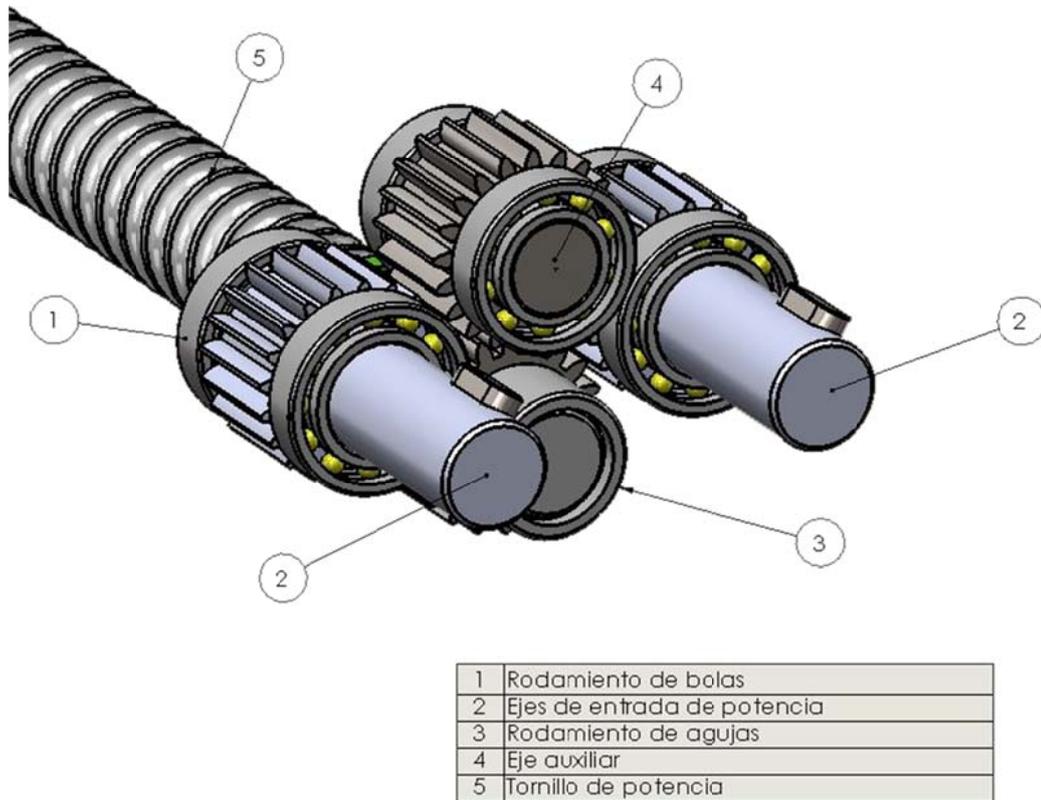


Figura 6.5 - Detalle de los componentes de la transmisión de suministro de potencia

Para bajas velocidades tangenciales los engranajes rectos son los más adecuados ya que no generan empujes axiales, son más económicos y de fácil manufactura.

El módulo define el tamaño del diente y éste deberá ser de las dimensiones adecuadas para resistir las fuerzas actuantes durante su funcionamiento.

Una vez elegido el módulo, la cantidad de dientes determina el diámetro del engranaje. Se deberá procurar un diámetro mínimo para asegurar la durabilidad de su superficie y evitar el desgaste prematuro.

El ancho del engranaje mejora tanto la resistencia mecánica como el comportamiento frente al desgaste pero no se deberá exceder de cierta proporción para no acentuar el golpeteo de los dientes y por lo tanto incrementar las fuerzas dinámicas.

6.3.1.1 Velocidad tangencial de contacto entre los engranajes

$$v_m = D_p \cdot \pi \cdot n = 0,02 \cdot \pi \cdot 450 = 28,3 \text{ m/min} \quad (6.34)$$

v_m	velocidad tangencial
D_p	Diámetro del piñón 20mm
n	Velocidad angular 450rpm

6.3.1.2 Fuerza tangencial y fuerza de separación de los dientes

$$F_t = \frac{2T}{D_p} = \frac{2 \cdot 10}{0.02} = 1000N = 102 Kg \quad (6.35)$$

$$S = F_t \cdot \tan(\phi) = 1000 \cdot \tan(20) = 364N = 37 Kg \quad (6.36)$$

T	Momento aplicado al piñón
F_t	Fuerza tangencial
S	Fuerza de separación
ϕ	Ángulo de presión del diente

6.3.1.3 Fuerza dinámica en los dientes de los engranajes

$$F_d = F_t + \frac{0,164 \cdot v_m(F_t + Cb)}{0,164 \cdot v_m + 1.484\sqrt{F_t + Cb}} \quad (6.37)$$

$$F_d = 102 + \frac{0,164 \cdot 28,3(102 + 233 \cdot 1,3)}{0,164 \cdot 28,3 + 1.484\sqrt{102 + 233 \cdot 1,3}} = 156 Kg \quad (6.38)$$

C	Factor dependiente del mecanizado y del material en Kg/cm^2
-----	---

El factor de mecanizado se calcula como

$$C = 0.111 \frac{e \cdot E_p \cdot E_g}{E_p + E_g} = 0.111 \frac{0,002 \cdot 2100000 \cdot 2100000}{2100000 + 2100000} = 233Kg/cm^2 \quad (6.39)$$

e	Error total en el mecanizado del diente en cm
E_p	Módulo de elasticidad del piñón en Kg/cm^2
E_g	Módulo de elasticidad del engranaje en Kg/cm^2

6.3.1.4 Fuerza de diseño

Contemplando el hecho de que durante la operación del robot se invierte bruscamente la dirección de giro de los engranajes se contempla un factor de servicio con impacto $N_{sf} = 1.5$

$$F_D = F_d \cdot N_{sf} = 156 \cdot 1.4 = 218Kg \quad (6.40)$$

F_D Fuerza de diseño
 N_{sf} Factor de servicio

6.3.1.5 Resistencia mecánica del diente

Es el esfuerzo máximo admisible para evitar la rotura por fatiga debido a la flexión en el diente, esta carga deberá ser mayor o igual a la fuerza de diseño $F_s \geq F_D$

$$F_s = S_n b Y \frac{M}{10} = 5481 \cdot 1,3 \cdot 0,320 \cdot \frac{1}{10} = 228 Kg \quad (6.41)$$

F_s Carga límite de Lewis
 S_n Esfuerzo límite de fatiga del material
 Y Factor de forma dependiente del número de dientes y del ángulo de presión

6.3.1.6 Resistencia al desgaste del diente

Para asegurar la durabilidad del diente se calcula la carga límite F_w que soporta el diente del engranaje sin desgaste, esta carga deberá ser mayor o igual a la fuerza de diseño $F_w \geq F_D$

$$F_w = D_g b Q K_g = 2 \cdot 1,3 \cdot 1 \cdot 83,7 = 218Kg \quad (6.42)$$

F_w Carga límite respecto al desgaste
 D_g Diámetro de engranaje
 b ancho del engranaje
 Q Coeficiente de desgaste
 K_g Factor del material

El coeficiente de desgaste tiene en cuenta la relación entre los diámetros de los engranajes, en el caso de que los mismos sean de igual diámetro el coeficiente es la unidad.

$$Q = \frac{2D_p}{D_p + D_g} = \frac{2 \cdot 2}{2 + 2} = 1 \quad (6.43)$$

Un material que satisface los requerimientos de resistencia y desgaste calculados es el acero aleado AISI 4140 ya que goza de alta resistencia y muy buena dureza superficial. Posee un contenido de carbono 0.40% , luego de templado en aceite a una temperatura de 845°C y revenido a 540°C se logra una resistencia última S_u de 1075MPa y una dureza 500 Brinell.

El factor K_g depende del valor de esfuerzo límite de fatiga superficial del material y éste a su vez está linealmente relacionado con la dureza de la superficie. De tablas empíricas se puede determinar que si se espera una vida del engranaje de 10^7 ciclos, un acero tratado térmicamente que alcance una dureza de 500 Brinell tiene un valor de K_g de 83.7 Kg/cm². Debido a que el engranaje intermedio y el engranaje del eje de entrada hacen contacto con dos engranes a la vez, su desgaste sería mayor, por lo tanto, se esperaría una vida de 5×10^6 ciclos que representarían 50 Km recorridos tirando del cable a la carga máxima de 11KN. Sin embargo, en las condiciones normales de trabajo del robot la carga se incrementaría linealmente desde un valor cercano a cero hasta la carga máxima al final del recorrido en la tubería por lo cual se esperaría que la vida de estos engranajes durante la operación normal de robot sea muy superior a la indicada para la carga máxima.

6.3.2 Análisis de esfuerzos y dimensionamiento de los ejes

El análisis de esfuerzos en los ejes se calculó con la ayuda de la teoría de vigas. Se tomaron en cuenta las cargas actuantes provenientes de las fuerzas originadas por el contacto de los engranajes y las reacciones en los rodamientos.

6.3.2.1 Ejes de entrada de potencia

Los ejes de entrada poseen un engranaje integrado el cual engrana a un solo engranaje de la siguiente etapa de la transmisión. Se sujetan al cuerpo de la caja por dos rodamientos ubicados de forma tal que además de restringir el desplazamiento radial también se restringe el desplazamiento axial. En el extremo de toma de potencia se acopla un cardán, motivo por el cual posee un chavetero para impedir el giro relativo y poder transmitir la potencia.

El material utilizado es el mismo utilizado en el engranaje con la diferencia que está en su condición normalizada, sin tratamiento térmico.

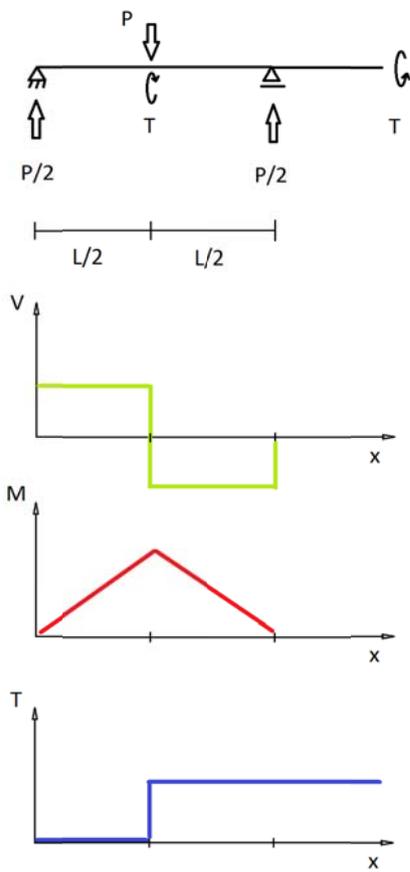
Para calcular los esfuerzos en el eje se plantea el modelo de una viga apoyada en dos puntos, a ésta se aplican fuerzas, reacciones y momentos torsión externos, luego se calcula la fuerza cortante y el momento flector debido a las fuerzas transversales y por último el momento de torsión a lo largo de parte de su trayecto. Como consecuencia se producen esfuerzos en el seno del eje y a los efectos del dimensionamiento solamente es necesario evaluarlos en el punto de máximo esfuerzo. Dicho punto se ubica en la superficie exterior del eje sobre la línea de acción de la fuerza transversal P que se encuentra ubicada a igual distancia de los extremos del eje. Dicha fuerza P es la fuerza resultante de la suma vectorial de dos fuerzas, la fuerza radial de separación S y la fuerza tangencial F_t producidas en el contacto del engranaje con el siguiente en el tren de transmisión. En la sección anterior se calcularon las magnitudes de estas fuerzas, la fuerza de separación radial S es de 37Kg y la fuerza tangencial es de 102Kg. Por lo tanto su suma vectorial es de 108,5 kg o 1063N.

$$P = \sqrt{S^2 + F_t^2} = \sqrt{363^2 + 1000^2} = 1063N \quad (6.44)$$

Los esfuerzos resultantes como resultado de la aplicación de las fuerzas transversales originan esfuerzos de flexión, éstos son esfuerzos normales de tracción en una región en el seno del eje y de compresión en la restante región. Estas regiones permanecen estáticas relativas a fuerza que las origina. Sin embargo un punto material del eje girando pasa por estas regiones tantas veces como giros efectúa el eje, por lo tanto cada grano del material está sometido a un esfuerzo alternante y por lo tanto se puede presentar el fenómeno de la fatiga.

Por otra parte los esfuerzos resultantes como consecuencia de un par torsor T son los esfuerzos de torsión, éstos son esfuerzos rasantes y debido a su distribución simétrica respecto del eje longitudinal de la pieza cada grano del eje está sometido a un esfuerzo constante, al menos en términos de la frecuencia de rotación del eje.

El criterio de falla utilizado es el criterio de Sodeberg ya que este criterio toma en cuenta la presencia de esfuerzos medios y alternantes para evaluar el comportamiento de la pieza incluyendo el fenómeno de la fatiga.



Eje de entrada de potencia			
Diámetro del eje	d	12	mm
Distancia entre apoyos	L	20	mm
Carga total	P	1063	N
Momento Torsor	T	10	Nm
<i>Esfuerzos</i>			
Esfuerzo de Flexión	σ	31,3	Mpa
Esfuerzo de Torsión	τ	29,5	Mpa
<i>Clasificación de esfuerzos</i>			
Esfuerzo medio	σ_m	29,5	Mpa
Esfuerzo alternante	σ_a	31,3	Mpa
<i>Material</i>			
Tensión de fluencia	σ_y	655	Mpa
Resistencia a la fatiga del material	$S_{n'}$	510	Mpa
Factor de carga	CL	1	
Factor de gradiente	CG	0,9	
Factor de superficial	CS	0,68	
Concentrador de esfuerzo	Kf	1	
Limite de resistencia de fatiga	S_n	312	Mpa
<i>Criterio de falla por fatiga Sodeberg</i>			
Factor de seguridad	FS	6,9	

Tabla 6.2 - Resultados del cálculo de resistencia del eje de entrada de potencia

Para evaluar el esfuerzo de flexión en el punto de aplicación de la fuerza \$P\$ primeramente se debe evaluar el momento flector \$M\$.

$$M = \frac{PL}{4} \quad (6.45)$$

- M Momento flector
- P Fuerza trasversal
- L Largo del eje

Luego se debe evaluar el momento de inercia \$I\$ de la sección circular del eje

$$I = \frac{\pi c^4}{4} \quad (6.46)$$

- I Momento de inercia
c Radio del eje.

Entonces el esfuerzo de flexión en dicho punto se calcula como

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{\frac{PL}{4}c}{\frac{\pi c^4}{4}} = \frac{8PL}{\pi d^3} \quad (6.47)$$

- σ Esfuerzo de flexión

Para evaluar el esfuerzo de torsión en el punto de aplicación de la fuerza P se debe evaluar primeramente el momento polar de inercia J de la sección del eje.

$$J = \frac{\pi c^4}{2} \quad (6.48)$$

- J Momento polar de inercia
El esfuerzo de torsión es

$$\tau = \frac{Tc}{J} = \frac{Tc}{\frac{\pi c^4}{2}} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad (6.49)$$

- τ Esfuerzo de torsión

El criterio de falla de Sodeberg calcula un factor de seguridad tomando en cuenta tanto el esfuerzo alternante de flexión como el esfuerzo medio de torsión.

$$\frac{\sigma_m}{S_y} + \frac{\sigma_a}{S_n} = \frac{1}{FS} \quad (6.50)$$

σ_m	esfuerzo medio
σ_a	esfuerzo alternante
S_y	Tensión de fluencia
S_n	Tensión límite de fatiga
FS	factor de seguridad

El esfuerzo medio es el esfuerzo principal debido a la superposición de los esfuerzos constantes, como solamente se presenta el esfuerzo rasante de torsión y los esfuerzos normales constantes son nulos, entonces con la ayuda del círculo de Mohr se deduce que el esfuerzo medio es de igual magnitud que el esfuerzo de torsión.

De igual forma el esfuerzo alternante es el esfuerzo principal debido a la superposición de los esfuerzos alternantes, por lo tanto se deduce que el esfuerzo alternante es el esfuerzo de flexión.

Para el cálculo de la tensión límite de resistencia a la fatiga S_n se debe tener en cuenta otros factores además del límite de resistencia de fatiga del material S'_n , la tensión límite de resistencia a la fatiga S_n se calcula con la siguiente expresión:

$$S_n = \frac{C_L C_G C_S}{K_f} S'_n \quad (6.51)$$

Los factores que afectan el límite de resistencia del material son:

- El factor de carga C_L , su valor depende del tipo de esfuerzo aplicado, esfuerzo axial, esfuerzo de flexión o esfuerzo de torsión.
- El factor de gradiente C_G , el gradiente del esfuerzo en el seno del material favorece su comportamiento frente a la fatiga. Por lo tanto para los esfuerzos de flexión en pequeños ejes este factor es la unidad, mientras que para esfuerzos axiales el factor es menor a la unidad.
- El factor superficial C_S , si se tiene en cuenta que los esfuerzos máximos se localizan generalmente en la superficie de la pieza, entonces el acabado superficial juega un importante papel en el fenómeno de la fatiga ya que es allí donde comienza la falla.
- El factor de concentrador de esfuerzo K_f Este factor toma en cuenta el aumento del esfuerzo en el seno de la pieza debido a cambios bruscos su geometría, estos pueden ser orificios, cambios de tamaño abruptos con pequeños radios de curvatura etc.

El factor de seguridad calculado para el eje de entrada de potencia es de 6.9, como consecuencia la pieza no presentara falla y se observa que hay un gran margen para evitarla. Uno de los criterios para decidir sobre la magnitud de diámetro del eje fue la disponibilidad de cardanes de diámetro estándar comerciales capaz de transmitir un torque de 10Nm, también la disponibilidad de rodamientos para eje de 12mm y por último se tuvo en cuenta el diámetro necesario para instalar una sujeción que mantenga solidario el extremo del cardan.

6.3.2.2 Eje intermedio

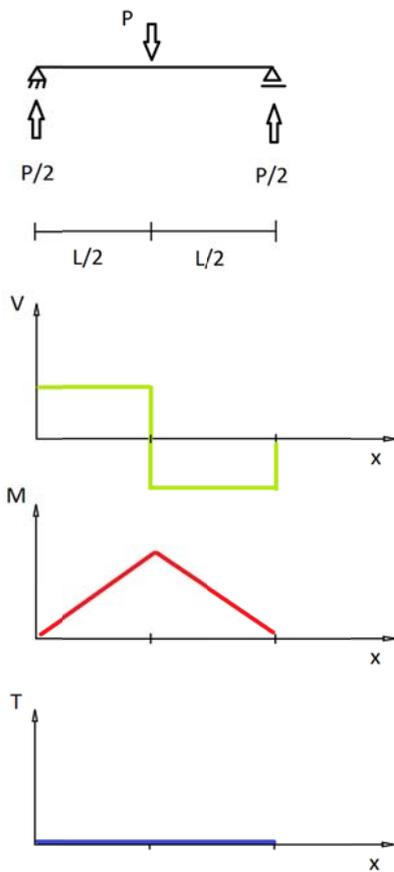
El eje intermedio contiene un solo engranaje que conecta uno de los ejes de potencia de entrada con el tornillo de potencia, como consecuencia este eje no tiene aplicado un par de torsión.

Su finalidad es cambiar el sentido de giro y permitir que ambos ejes de entrada entreguen la potencia al tornillo. Por lo tanto, a diferencia de los ejes de entrada analizados anteriormente, éste engrana con dos engranajes y soporta una fuerza que es la suma vectorial de la las fuerzas de separación S y tangencial F_t producida por ambos engranajes. Dichas fuerzas de separación S son ambas de 364N y sus líneas de acción tienen un ángulo β de 70° . Por otra parte las fuerzas tangenciales F_t son ambas de 1000N y sus líneas de acción tienen un ángulo δ de 110° .

La fuerza resultante se calcula como

$$P = 2 \cdot S \cos\left(\frac{\beta}{2}\right) - 2 \cdot F_t \cos\left(\frac{\delta}{2}\right) \quad (6.52)$$

$$P = 2 \cdot 364 \cos\left(\frac{70}{2}\right) - 2 \cdot 1000 \cos\left(\frac{110}{2}\right) = 553N \quad (6.53)$$



Eje intermedio			
Diámetro del eje	d	10	mm
Distancia entre apoyos	L	20	mm
Carga total	P	553	N
Momento Torsor	T	0	Nm
<i>Esfuerzos</i>			
Esfuerzo de Flexión	σ	28,2	Mpa
Esfuerzo de Torsión	τ	0,0	Mpa
<i>Clasificación de esfuerzos</i>			
Esfuerzo medio	σ_m	0,0	Mpa
Esfuerzo alternante	σ_a	28,2	Mpa
<i>Material</i>			
Tensión de fluencia	σ_y	655	Mpa
Resistencia a la fatiga del material	S_n'	510	Mpa
Factor de carga	CL	1	
Factor de gradiente	CG	0,9	
Factor de superficial	CS	0,68	
Concentrador de esfuerzo	Kf	1	
Limite de resistencia de fatiga	S_n	312	Mpa
<i>Criterio de falla por fatiga Sodeberg</i>			
Factor de seguridad	FS	11,1	

Tabla 6.3 - Resultados del cálculo de resistencia del eje intermedio

El factor de seguridad frente a la fatiga es de 11.3 por lo que al igual que en el caso anterior, el eje no fallará en las condiciones presentadas.

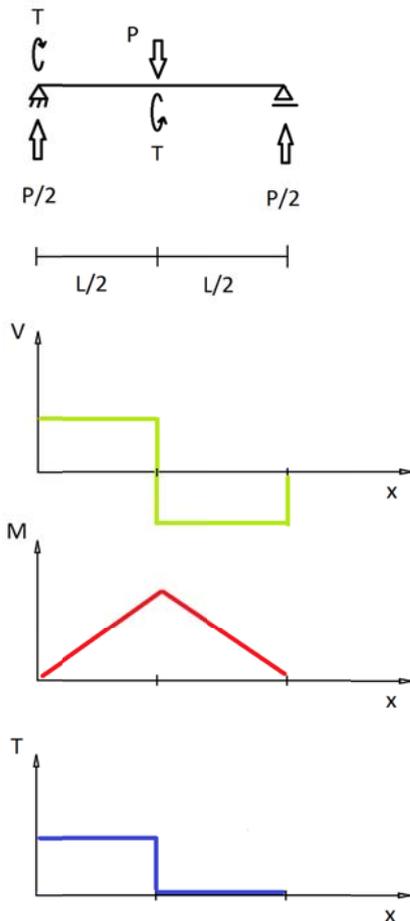
6.3.2.3 Eje del tornillo

Si bien no se conoce las características mecánicas del acero de fabricación del tornillo de potencia se puede utilizar el mismo cálculo y estimar las características del material para verificar que el extremo soportará las condiciones de trabajo.

En este caso al igual que en el eje intermedio, la fuerza transversal aplicada es la suma vectorial de fuerzas de separación S y las fuerzas tangenciales F_t presentes en el contacto de dos engranajes. Dichas fuerzas de separación S son ambas de 364N y sus líneas de acción tienen un ángulo β de 70° . Por otra parte las fuerzas tangenciales F_t son ambas de 1000N y sus líneas de acción tienen el mismo un ángulo β de 70° .

La fuerza resultante se calcula como

$$P = 2 \cdot \sqrt{S^2 + F_t^2} \cdot \cos\left(\frac{\beta}{2}\right) = 2 \cdot \sqrt{364^2 + 1000^2} \cdot \cos\left(\frac{70}{2}\right) = 1742\text{N} \quad (6.54)$$



Eje del tornillo			
Diámetro del eje	d	12	mm
Distancia entre apoyos	L	20	mm
Carga total	P	1742	N
Momento Torsor	T	20	Nm
Esfuerzos			
Esfuerzo de Flexión	σ	51,3	Mpa
Esfuerzo de Torsión	τ	58,9	Mpa
Clasificación de esfuerzos			
Esfuerzo medio	σ_m	58,9	Mpa
Esfuerzo alternante	σ_a	51,3	Mpa
Material			
Tensión de fluencia	σ_y	435	Mpa
Resistencia a la fatiga del material	S_n'	335	Mpa
Factor de carga	CL	1	
Factor de gradiente	CG	0,9	
Factor de superficial	CS	0,68	
Concentrador de esfuerzo	Kf	2	
Limite de resistencia de fatiga	S_n	103	Mpa
Criterio de falla por fatiga Sodeberg			
Factor de seguridad	FS	1,6	

Tabla 6.4 - Resultado del cálculo de resistencia del eje de del tornillo de potencia

Asumiendo que el tornillo está fabricado de acero menos resistente que el acero de los engranajes, con menor contenido de carbono como el AISI 4130 en condición normalizado con un valor de resistencia última S_u de 670MPa y una tensión de fluencia S_y de 435MPa, se espera estar del lado de la seguridad ya que normalmente los tornillos se templean para inferirles mayor durabilidad frente al desgaste superficial. Cabe recordar que en el caso del acero, la resistencia frente a la fatiga para infinitos ciclos se estima en la mitad de la resistencia última.

Por otra parte se estimó un factor de concentración de esfuerzo K_f igual a 2 por la presencia de un alojamiento de chaveta que permita evitar el giro relativo entre el tornillo y el engranaje.

Tomando todas estas consideraciones, el factor de seguridad calculado por el criterio de Sodeberg es de 1,6 lo que indica un funcionamiento continuo sin falla.

6.3.3 Selección de rodamientos de la transmisión

Algunos factores importantes a tener en cuenta a la hora de seleccionar los rodamientos son el diámetro del eje, el espacio disponible, la magnitud y el tipo de cargas, las condiciones de lubricación etc.

Para los ejes de entrada de potencia se seleccionaron rodamientos radiales de bolas de surco profundo 61801 de SKF para diámetro eje de 12mm, a pesar de que este rodamiento fue diseñado para soportar mayoritariamente cargas radiales es también capaz de recibir en menor proporción cargas axiales. Esto es beneficioso ya que en estos ejes se acoplan cardanes telescópicos que ejercen fuerzas axiales de baja intensidad de difícil estimación.

A los efectos del cálculo la carga equivalente P incidente en el rodamiento se toma como la carga de reacción calculada en los apoyos de los ejes, de esta forma, tomando la carga máxima y no la larga promedio siempre se está del lado de la seguridad.

Para para el eje intermedio se seleccionó un rodamiento 61800 de SKF para diámetro de eje de 10mm, este rodamiento no estará sometido a cargas axiales durante su operación.

Por último, los rodamientos seleccionados para el extremo del tornillo deben soportar únicamente cargas radiales ya que las cargas axiales son soportadas por el rodamiento de empuje axial en el extremo opuesto del tornillo. Por la necesidad de soportar una mayor carga y por la falta de espacio físico se contó con el rodamiento HK1210 de SKF que es un rodamiento de agujas para eje de 12mm. Los rodamientos de agujas tienen un menor perfil radial y una mayor capacidad de carga relativa a los rodamientos radiales de bolas pero con la desventaja de no soportar cargas axiales.

Para el cálculo de la vida nominal básica en horas de funcionamiento se utilizó la expresión exponencial ya conocida para rodamientos de bolas.

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \frac{10^6}{n \cdot 60} \quad (6.55)$$

L_{10h}	Vida nominal básica en horas
C	carga dinámica básica
P	carga equivalente
n	velocidad en rpm

Sin embargo para rodamientos de agujas o rodillos el exponente debe tener un valor de 10/3.

Para el rodamiento 61801 la vida nominal básica se evalúa en 1672 horas.

$$L_{10h} = \left(\frac{1.74}{0,532} \right)^3 \frac{10^6}{450 \cdot 60} = 1672 \text{ h} \quad (6.56)$$

Las condiciones de lubricación, la contaminación del lubricante y la fatiga en condiciones reales de lubricación pueden modificar la vida del rodamiento, para tener en cuenta estos factores es posible calcular el factor a_{skf} que afecta la vida nominal básica.

El factor a_{skf} es función de la relación de lubricación κ y del producto del factor de contaminación η_c por el cociente del límite de carga por fatiga P_u sobre la carga equivalente P .

$$a_{skf} = a_{skf} \left(\kappa, \eta_c \frac{P_u}{P} \right) \quad (6.57)$$

κ	Relación de lubricación
η_c	Factor de contaminación
P_u	Límite de carga por fatiga

La función a_{skf} se evalúa a través de un ábaco o también de forma digital en el sitio web del fabricante de los rodamientos SKF.

La relación de lubricación κ es el cociente entre la viscosidad actual ν del lubricante utilizado y la viscosidad necesaria ν_1 del lubricante para el rodamiento en las condiciones de operación.

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1} \quad (6.58)$$

A su vez la viscosidad necesaria ν_1 es función de del diámetro medio D_m de rodamiento y de la velocidad angular n de operación del mismo.

$$D_m = \frac{d + D}{2} \quad (6.59)$$

$$\nu_1 = \nu_1(D_m, n) \quad (6.60)$$

La viscosidad necesaria ν_1 se evalúa a través de un ábaco o digitalmente en el sitio web del fabricante.

Con el objetivo de efectuar una lubricación óptima se eligió un lubricante para rodamientos estándar que posea una viscosidad algo mayor a la viscosidad necesaria ν_1 relativo los rodamientos más exigidos, los rodamientos 61800 de los ejes de entrada de potencia.

$$\nu_1 = \nu_1 \left(\frac{10\text{mm} + 21\text{mm}}{2}, 450 \text{ rpm} \right) = 59.6 \text{ mm}^2/\text{s} \quad (6.61)$$

El lubricante ISO VG 68 posee una viscosidad cinemática de $68 \text{ mm}^2/\text{s}$ a la temperatura de 40°C por lo tanto corrigiendo la viscosidad para la temperatura de operación de 25°C , dicho lubricante tendrá una viscosidad cinemática de $155 \text{ mm}^2/\text{s}$ y la relación de lubricación κ deberá ser 2,6 para el rodamiento en las condiciones de operación. Esta corrección se realizó con un ábaco de corrección de la viscosidad en función de la temperatura brindado por SKF.

Si factor de contaminación η_c se asume de 0.62 que corresponde a la limpieza normal del lubricante, entonces calculando el factor a_{skf} su valor es de 2.06 para el rodamiento 61800.

$$a_{skf} = a_{skf} \left(2.6, 0.62 \frac{0.039}{0.532} \right) = 1.29 \quad (6.62)$$

La vida nominal básica corregida por este factor nos da una estimación más real teniendo en cuenta las condiciones benéficas de lubricación elegidas.

$$L_{10mh=a_{skf}} L_{10h} = 1,29 \cdot 1296 = 1972 \text{ h} \quad (6.63)$$

Por último se debe verificar que la carga máxima no sobrepase la carga estática básica C_o , su relación indica un factor de seguridad de la situación de daño permanente en la superficie de rodadura del rodamiento. En el caso del rodamiento 61801 estudiado su carga básica estática es de 0,915kN y la carga máxima es de 0,532kN por lo cual su relación que es el factor de seguridad es de 1,7 indicando que es segura su operación.

A continuación se presentan los valores calculados para lo rodamiento elegidos.

Rodamiento		61801	61800	Hk1210	
Diámetro del eje	d	12	10	12	mm
Diámetro exterior	D	21	19	16	mm
Ancho	B	5	5	10	mm
Velocidad	n	450	450	450	rpm
Carga radial	P_r	0,532	0,277	0,871	KN
Carga axial	P_a	0	0	0	KN
Carga equivalente	P	0,532	0,277	0,871	KN
Carga dinámica básica	C	1,74	1,72	4,84	KN
Carga estática básica	C_o	0,915	0,83	6,4	KN
Vida nominal básica	L_{10h}	1296	8867	11300	h
Limite de carga por fatiga	P_u	0,039	0,036	0,71	KN
Factor de contaminación	η_c	0,62	0,62	0,62	
Viscosidad actual	v	68	68	68	mm ² /s
Viscosidad necesaria	v_1	59,6	63,7	64,9	mm ² /s
Relación de lubricación	κ	2,6	2,43	2,39	
Factor modificador skf	a_{skf}	1,29	1,1	3,9	
Factor de seguridad estático	C_o/P	1,7	4,5	7,3	
Vida nominal skf	L_{10mh}	1672	39901	43900	h

Tabla 6.5 - Resultado del cálculo de parámetros de funcionamiento de los rodamientos del tornillo de potencia

Como se puede apreciar en la tabla los rodamientos más exigidos son los presentes en el extremo del tornillo de potencia, tienen una vida estimada de 1672 horas que en términos de la distancia recorrida por el robot significan aproximadamente 300Km.

6.4 Primera etapa de transmisión reductora planetaria

6.4.1 Cinemática

La primera etapa de transmisión reductora planetaria toma 1 kW de potencia el eje del motor girando a 15000 rpm, con un factor de reducción de 4:1 entrega potencia en el eje de salida a una velocidad angular de 3750 rpm.

Para efectuar esta tarea el eje de entrada del motor es solidario al sol, el aro permanece fijo a la carcasa del módulo y el soporte de los planetas entrega la potencia hacia el eje de salida. Como los planetas están restringidos en los puntos de contacto con el sol y el aro son obligados a girar sobre sí mismos y alrededor del sol. Como el soporte de los planetas gira en sincronía con los planetas, al conectarlo al eje de salida es capaz de efectuar la reducción.

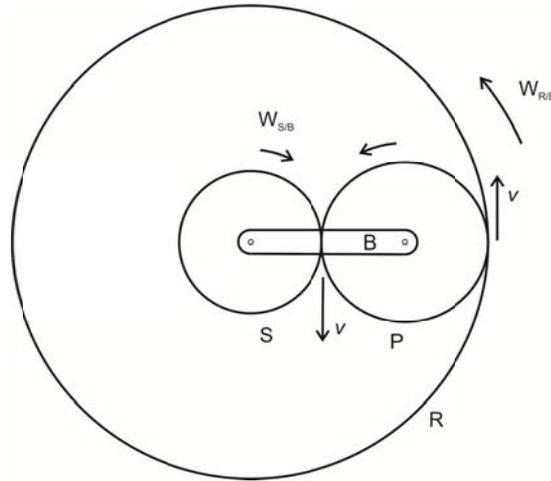


Figura 6.6 - Esquema de velocidades relativas de una etapa de engranajes planetarios

La relación entre las velocidades angulares de los distintos componentes de la reducción planetaria depende del diámetro de los engranajes y está relacionada por la siguiente ecuación:

$$\left(\frac{R}{S} + 1\right) w_b = w_s + \frac{R}{S} w_r \quad (6.64)$$

R Diámetro del aro exterior

S Diámetro del sol central

w_s Velocidad angular absoluta del sol

w_b Velocidad angular absoluta del soporte de los planetas

w_r Velocidad angular absoluta del aro

Si el aro permanece estático w_r es nulo. Siendo 4:1 la relación entre la velocidad angular del sol y la velocidad angular del soporte de los planetas se deduce que:

$$\left(\frac{R}{S} + 1\right) = \frac{w_s}{w_b} = \frac{4}{1} \quad (6.65)$$

Entonces la relación de diámetros entre el aro y el sol es 3.

$$\frac{R}{S} = 3 \quad (6.66)$$

La relación de diámetros en un tren de engranajes del mismo módulo es la igual a la relación de dientes de los mismos por lo tanto si el aro posee 45 dientes entonces el sol deberá tener 15 dientes para verificar relación indicada.

El diámetro y también la cantidad de dientes del planeta deben cumplir la siguiente relación que se deduce de relaciones geométricas de la disposición planetaria.

$$P = \frac{R - S}{2} = \frac{45 - 15}{2} = 15 \text{ dientes} \quad (6.67)$$

La cantidad de dientes de del aro y del sol deben ser divisibles entre el número de planetas N existente en la reducción, de esta forma se asegura que todos los planetas que son ubicados de forma simétrica engranen perfectamente. Por lo tanto, un número de planetas N igual a 3 cumple dicha condición y es compatible con los engranajes descriptos.

Para dimensionar los engranajes es necesario conocer la velocidad relativa del sol en un sistema de referencia solidario al soporte de los planetas.

Como se demostró en el en análisis cinemático de engranajes planetarios, la velocidad relativa del sol se calcula como

$$w_{s/b} = w_s - w_b = 15000 - 3750 = 11250 \text{ rpm} \quad (6.68)$$

Como los planetas tienen el mismo número de dientes que el sol y están en contacto sus velocidades relativas son iguales.

$$w_{p/b} = 11250 \text{ rpm} \quad (6.69)$$

En cambio, la velocidad relativa del aro es

$$w_{r/b} = \frac{S}{R} w_{s/b} = \frac{15}{45} 11250 = 3750 \text{rpm} \quad (6.70)$$

Resumiendo, la reducción con relación de transmisión 4:1 de engranajes planetarios tiene un sol de 15 dientes conectado al eje de entrada, el aro exterior fijo de 45 dientes y 3 planetas de 15 dientes con un soporte conectado al eje de salida de la etapa. El sol y los planetas giran a 11250 rpm en el sistema relativo solidario al soporte de los planetas mientras que el aro gira a una velocidad relativa de 3750 rpm.

6.4.2 Estudio de fuerzas

A partir de las variables cinemáticas calculadas en la sección anterior y el torque aplicado en el eje de entrada T_i se pueden calcular las fuerzas tangenciales que deberá soportar cada diente en el contacto entre los engranajes así como también el torque de salida.

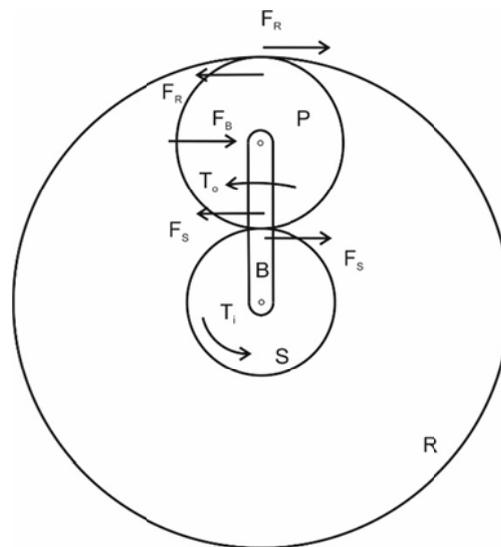


Figura 6.7 - Esquema de fuerzas tangenciales y momentos de una transmisión planetaria

El torque de salida se relaciona con el de entrada por la relación de transmisión

$$\frac{T_o}{T_i} = 1 + \frac{R}{S} = \frac{w_s}{w_b} = \frac{4}{1} \quad (6.71)$$

Si además se supone que la etapa de transmisión tiene una 97% de eficiencia o análogamente que posee 2% de pérdidas por rozamiento entonces

$$T_o = 0,98 \cdot 4 \cdot T_i = 0,98 \cdot 4 \cdot 0,64 = 2.50Nm \quad (6.72)$$

La fuerza tangencial de contacto es de igual magnitud en el sol, los planetas y el aro. Siendo el número de planetas N igual a 3 y el diámetro del sol de 17,3mm

$$F_t = F_S = F_R = \frac{2T_i}{NS} = \frac{2 \cdot 0,64}{3 \cdot 0,0173} = 25N \quad (6.73)$$

La fuerza F_B aplicada por cada planeta al soporte de los planetas es

$$F_B = 2F_S = 2 \cdot 25 = 50N \quad (6.74)$$

Como las fuerzas de separación radiales generadas en los contactos de los engranajes son proporcionales a las fuerzas tangenciales son todas de igual magnitud.

Si se dispone de planetas ubicados de forma simétrica entonces se pueden evitar que las fuerzas radiales de separación se trasladen a los ejes de los engranajes.

En los planetas, dichas fuerzas de separación son de igual magnitud, coloniales y opuestas, por lo tanto no se trasladan al eje del planeta ni al soporte.

En el sol, las fuerzas de separación radiales tampoco se trasladan a su eje ya que se anulan por ser coloniales y simétricas, además, la suma vectorial de las fuerzas tangenciales aplicadas al sol es nula ya que al trasladarlas a su eje también son coloniales y simétricas.

En el caso de los engranajes helicoidales utilizados cada engrane presenta fuerzas axiales que son proporcionales a las fuerzas tangenciales y dependen del ángulo de la hélice.

Teniendo en cuenta que los engranajes poseen una hélice ψ de 30° entonces la fuerza axial en cada engrane se calcula como

$$F_a = F_t \tan(\psi) = 25 \tan(30) = 14N \quad (6.75)$$

Como el sol posee 3 engranes la fuerza axial ejercida a su eje será de 42N mientras que en el caso de cada planeta, la fuerza axial ejercida a cada uno de sus ejes será de 28N.

6.4.3 Dimensionamiento de los engranajes

Para el dimensionado de los engranajes se utilizó el método de Buckingham, para engranes metálicos de pequeño tamaño brinda gran margen de seguridad.

Luego de varias iteraciones tomando en cuenta la resistencia mecánica del diente y el desgaste en las condiciones de operación además de las dimensiones geométricas, se optó por engranajes helicoidales de las siguientes características.

ϕ	ángulo de presión 20°
M_n	módulo normal al diente 1mm
d	ancho del diente 13mm
ψ	ángulo de la hélice 30°

En base al número de dientes para cada engranaje de la etapa se calculan sus diámetros medios.

$$M = \frac{M_n}{\cos \psi} = \frac{1}{\cos 30} = 1.15mm \quad (6.76)$$

$$D_m = M \cdot Z \quad (6.77)$$

M	Módulo aparente
Z	Número de dientes
D_m	Diámetro del engranaje

Para el sol

$$S = 1,15 \cdot 15 = 17,3mm \quad (6.78)$$

Para el planeta

$$P = 1,15 \cdot 15 = 17,3mm \quad (6.79)$$

Para el aro

$$R = 1,15 \cdot 45 = 52,0mm \quad (6.80)$$

Para el evaluar la resistencia de los engranajes, es necesario calcular las velocidades angulares de los mismos en el sistema relativo solidario al soporte de los planetas, de esta forma es posible evaluar la velocidad media relativa en los contactos entre los engranajes.

6.4.3.1 Velocidad media tangencial

La velocidad relativa media de los dientes es igual para todos los engranajes de la etapa y se calcula como

$$v_m = S \cdot \pi \cdot w_{s/b} = 17,3 \cdot \pi \cdot 11250 = 612 \text{ m/min} \quad (6.81)$$

6.4.3.2 Fuerza dinámica

Aplicando el método de Buckingham es necesario evaluar la fuerza dinámica debido a la interacción entre los dientes

$$F_d = F_t + \frac{0,164 \cdot v_m (F_t + C b \cos^2 \psi) \cos \psi}{0,164 \cdot v_m + 1,484 \sqrt{F_t + C b \cos^2 \psi}} \quad (6.82)$$

Evaluando con los valores calculados para la etapa planetaria en estudio

$$F_d = 2,5 + \frac{0,164 \cdot 612 (2,5 + 233 \cdot 1,3 \cdot \cos^2 30) \cdot \cos 30}{0,164 \cdot 612 + 1,484 \sqrt{2,5 + 233 \cdot 1,3 \cdot \cos^2 30}} = 159 \text{ Kg} \quad (6.83)$$

C Factor dependiente del mecanizado y del material en Kg/cm^2

El factor de mecanizado se calcula con la siguiente fórmula

$$C = 0,111 \frac{e \cdot E_p \cdot E_g}{E_p + E_g} = 0,111 \frac{0,002 \cdot 2100000 \cdot 2100000}{2100000 + 2100000} = 233 \text{ Kg/cm}^2 \quad (6.84)$$

e Error total en el mecanizado del diente en cm

E_p Módulo de elasticidad del piñón en Kg/cm^2

E_g Módulo de elasticidad del engranaje en Kg/cm^2

El valor de e que se tomó de 0.002 cm corresponde a un tallado esmerado de los dientes.

6.4.3.3 Fuerza de diseño

La fuerza de diseño es la fuerza afectada por un factor de servicio.

Para un funcionamiento estable del motor sin cambio de giro pero con cambio de carga se tomó un factor de servicio N_{sf} igual a 1.2

$$F_D = F_d \cdot N_{sf} = 159 \cdot 1.2 = 191 Kg \quad (6.85)$$

F_D Fuerza de diseño
 N_{sf} Factor de servicio

6.4.3.4 Resistencia mecánica del diente

La resistencia mecánica del diente es el esfuerzo máximo admisible para evitar la rotura por fatiga debido a la flexión en el diente, deberá ser mayor o igual a la fuerza de diseño $F_s \geq F_D$

Para el sol y los planetas de la etapa reductora la resistencia mecánica de los dientes se calcula como

$$F_s = S_n b Y \frac{M_n}{10} = 4740 \cdot 1,3 \cdot 0,333 \cdot \frac{1}{10} = 205 Kg \quad (6.86)$$

F_s Carga límite de Lewis
 S_n Esfuerzo límite de fatiga del material 4740 Kg/cm² equivalente a 465MPa
 Y Factor de forma dependiente del número de dientes y del ángulo de presión

El material seleccionado para el sol y los planetas es la aleación de nombre comercial Nitralloy 135M, es un acero aleado de 0,4 % de carbono, 0,6% de manganeso, 1,6% de cromo y 1,2% de aluminio especialmente apta para efectuar un endurecimiento superficial mediante nitrurado, posee una resistencia última de 930MPa y luego del proceso de nitrurado se puede obtener una dureza superficial de 650 Brinell. El esfuerzo límite de fatiga del material utilizado es la mitad del valor de su resistencia última.

El factor de forma Y depende del número de dientes aparente Z, éste se computa con la siguiente ecuación

$$Z = \frac{Z_n}{\cos^3\psi} = \frac{15}{\cos^3 30} = 23 \quad (6.87)$$

Para un engranaje de 23 dientes con carga en la punta y ángulo de presión de 20° el valor del factor de forma es 0,33.

6.4.3.5 Resistencia al desgaste del diente

Para asegurar la durabilidad del diente se calcula la carga límite F_w que soporta el diente del engranaje sin desgaste, esta carga deberá ser mayor o igual a la fuerza de diseño

$$F_w \geq F_D$$

La resistencia al desgaste se calcula como

$F_w = \frac{D_g b Q K_g}{\cos^2\psi} = \frac{1,73 \cdot 1,3 \cdot 1 \cdot 71,9}{\cos^2 30} = 207 Kg$	(6.88)
---	---------

F_w Carga límite respecto al desgaste

D_g Diámetro de engranaje

b Ancho del engranaje

Q Coeficiente de desgaste

K_g Factor del material

El coeficiente de desgaste tiene en cuenta la relación entre los diámetros de los engranajes en contacto, en el caso de que los mismos sean de igual diámetro el coeficiente es la unidad.

$$Q = \frac{2D_p}{D_p + D_g} = \frac{2 \cdot 1,73}{1,73 + 1,73} = 1 \quad (6.89)$$

El factor del material K_g se calcula con la siguiente ecuación

$$K_g = \frac{S_{n\ sup}^2}{1,4} \text{sen}(\phi) \left(\frac{1}{E_p} + \frac{1}{E_g} \right) \quad (6.90)$$

- $S_{n\ sup}$ Resistencia límite de fatiga superficial en Kg/cm^2
 ϕ Angulo de presión del diente
 E_p Módulo de elasticidad del piñón en Kg/cm^2
 E_g Módulo de elasticidad del engranaje en Kg/cm^2

Siendo la resistencia límite de fatiga $S_{n\ sup}$ directamente proporcional a la dureza Brinell de la superficie del material.

$$S_{n\ sup} = 28,12 \cdot BHN - 703 \quad (6.91)$$

Evaluando K_g para el acero Nitralloy en estado nitrurado a 650BHN

$$K_g = \frac{17575^2}{1,4} \text{sen}(20) \left(\frac{1}{2100000} + \frac{1}{2100000} \right) = 71,9 \text{ Kg/cm}^2 \quad (6.92)$$

$$S_{n\ sup} = 28,12 \cdot 650 - 703 = 17575 \text{ Kg/cm}^2 \quad (6.93)$$

Los datos calculados relativos a la resistencia de conjunto sol planetas se muestran en la tabla 6.3.

Conjunto sol planetas de la primera etapa			
Velocidad absoluta del sol	w_s	15000	rpm
Velocidad del sol relativa al brazo	$w_{s/b}$	11250	rpm
Torque de entrada	T_i	0,64	Nm
Número de dientes del sol	Z_s	15	
Diámetro del sol	S	17,3	mm
Número de dientes del planeta	Z_p	15	
Diámetro del planeta	P	17,3	mm
Velocidad media de los dientes	v_m	612	m/min
Error de mecanizado	e	0,002	cm
Resistencia a la fatiga del material	S_n	465	Mpa
Dureza superficial	BHN	650	BHN
Fuerza tangencial en los dientes	F_t	2,5	Kg
Fuerza dinámica de Buckingham	F_d	159	Kg
Fuerza de diseño	F_D	191	Kg
Resistencia a la rotura de Lewis del diente	F_s	197	Kg
Resistencia al desgaste del diente	F_w	207	Kg

Tabla 6.6 - Tabla de resultados del cálculo de engranajes sol planeta de la primera etapa

Resumiendo, la resistencia de rotura y la resistencia al desgaste son mayores que la fuerza de diseño del diente para el sol en contacto con el planeta, como el cálculo aplica para un funcionamiento indefinido del par de engranajes entonces el sol resistirá indefinidamente la presencia de tres planetas en contacto simultáneamente como es el caso de la etapa planetaria en estudio.

Para el contacto del aro con los planetas el cálculo es análogo. La fuerza de diseño es la misma mientras que la resistencia mecánica varía levemente por haber empleado un material de distinta resistencia a la fatiga para su construcción. Lo mismo sucede con la resistencia al desgaste, aunque la resistencia al desgaste es similar la superficie del aro es de menor dureza que la superficie del resto de los engranajes, esto es debido a que el aro posee mayor cantidad de dientes para el contacto.

El material seleccionado para el aro es el acero aleado AISI 4140 ya que goza de alta resistencia y muy buena dureza superficial. Posee un contenido de carbono 0.40 % , luego de templado en aceite a una temperatura de 845°C y recocido a 540°C, logra una resistencia última S_u de 1075MPa y una dureza que puede alcanzar un máximo de 500 Brinell. Los resultados del cálculos se presentan en la tabla 6.4.

Conjunto aro planetas de la primera etapa			
Velocidad absoluta del aro	w_r	0	rpm
Velocidad del aro relativa al brazo	$w_{r/b}$	3750	rpm
Torque de salida	T_o	2,50	Nm
Número de dientes del aro	Z_R	45	
Diámetro del aro	R	52,0	mm
Número de dientes del planeta	Z_P	15	
Diámetro del planeta	P	17,3	mm
Velocidad media de los dientes	v_m	612	m/min
Error de mecanizado	e	0,002	cm
Resistencia a la fatiga del material	S_n	538	Mpa
Dureza superficial	BHN	400	BHN
Fuerza tangencial en los dientes	F_t	2,5	Kg
Fuerza dinámica de Buckinham	F_d	159	Kg
Fuerza de diseño	F_D	191	Kg
Resistencia a la rotura de Lewis del diente	F_s	197	Kg
Resistencia al desgaste del diente	F_w	249	Kg

Tabla 6.7 - Tabla de resultados del cálculo de engranajes aro planeta de la primera etapa

6.5 Segunda etapa de transmisión reductora planetaria

6.5.1 Dimensionamiento de los engranajes

El cálculo de la resistencia mecánica de los dientes y su resistencia desgaste es análogo a la primera etapa por lo cual se presentan los resultados en las tablas 6.5 y 6.6.

Conjunto sol planetas de la segunda etapa			
Velocidad absoluta del sol	w_s	3750	rpm
Velocidad del sol relativa al brazo	$w_{s/b}$	2812	rpm
Torque de entrada	T_i	2,50	Nm
Número de dientes del sol	Z_s	15	
Diámetro del sol	S	17,3	mm
Número de dientes del planeta	Z_p	15	
Diámetro del planeta	P	17,3	mm
Velocidad media de los dientes	v_m	153	m/min
Error de mecanizado	e	0,002	cm
Resistencia a la fatiga del material	S_n	465	Mpa
Dureza superficial	BHN	650	BHN
Fuerza tangencial en los dientes	F_t	10	Kg
Fuerza dinámica de Buckingham	F_d	154	Kg
Fuerza de diseño	F_D	185	Kg
Resistencia a la rotura de Lewis del diente	F_s	205	Kg
Resistencia al desgaste del diente	F_w	216	Kg

Tabla 6.8 - Tabla de resultados del cálculo de engranajes sol planeta de la segunda etapa

Conjunto aro planetas de la segunda etapa			
Velocidad absoluta del aro	w_r	0	rpm
Velocidad del aro relativa al brazo	$w_{r/b}$	938	rpm
Torque de salida	T_o	9,78	Nm
Número de dientes del aro	Z_R	45	
Diámetro del aro	R	52,0	mm
Número de dientes del planeta	Z_p	15	
Diámetro del planeta	P	17,3	mm
Velocidad media de los dientes	v_m	612	m/min
Error de mecanizado	e	0,003	cm
Resistencia a la fatiga del material	S_n	538	Mpa
Dureza superficial	BHN	400	BHN
Fuerza tangencial en los dientes	F_t	10	Kg
Fuerza dinámica de Buckingham	F_d	154	Kg
Fuerza de diseño	F_D	185	Kg
Resistencia a la rotura de Lewis del diente	F_s	205	Kg
Resistencia al desgaste del diente	F_w	259	Kg

Tabla 6.9 - Tabla de resultados del cálculo de engranajes aro planeta de la primera etapa

En este caso la fuerza de diseño del contacto sol planeta es distinta del contacto planeta aro ya que no es necesario fabricar el aro con tanto esmero como en la primera etapa. Debido a esto, el error de mecanizado puede ser mayor lo que produce un aumento de las fuerzas dinámicas de contacto.

6.6 Etapa de transmisión inversora planetaria

6.6.1 Dimensionamiento de los engranajes

El cálculo de la resistencia mecánica de los dientes y su resistencia al desgaste es similar al resto de las etapas del módulo por lo cual se presentan los resultados en las tablas 6.7 y 6.8.

Conjunto sol planetas de la etapa inversora			
Velocidad absoluta del sol	w_s	938	rpm
Velocidad del sol relativa al brazo	$w_{s/b}$	938	rpm
Torque de entrada	T_i	9,78	Nm
Número de dientes del sol	Z_s	24	
Diámetro del sol	S	27,7	mm
Número de dientes del planeta	Z_p	12	
Diámetro del planeta	P	13,9	mm
Velocidad media de los dientes	v_m	81,6	m/min
Error de mecanizado	e	0,002	cm
Resistencia a la fatiga del material	S_n	465	Mpa
Dureza superficial	BHN	650	BHN
Fuerza tangencial en los dientes	F_t	24	Kg
Fuerza dinámica de Buckinham	F_d	123	Kg
Fuerza de diseño	F_D	148	Kg
Resistencia a la rotura de Lewis del diente	F_s	183	Kg
Resistencia al desgaste del diente	F_w	221	Kg

Tabla 6.10 - Tabla de resultados del cálculo de engranajes sol planeta de la etapa inversora

Conjunto aro planetas de la etapa inversora			
Velocidad absoluta del aro	w_r	469	rpm
Velocidad del aro relativa al brazo	$w_{r/b}$	469	rpm
Torque de salida	T_o	19,17	Nm
Número de dientes del aro	Z_R	48	
Diámetro del aro	R	55,4	mm
Número de dientes del planeta	Z_P	12	
Diámetro del planeta	P	13,9	mm
Velocidad media de los dientes	v_m	81,6	m/min
Error de mecanizado	e	0,003	cm
Resistencia a la fatiga del material	S_n	538	Mpa
Dureza superficial	BHN	400	BHN
Fuerza tangencial en los dientes	F_t	24	Kg
Fuerza dinámica de Buckinham	F_d	123	Kg
Fuerza de diseño	F_D	148	Kg
Resistencia a la rotura de Lewis del diente	F_s	183	Kg
Resistencia al desgaste del diente	F_w	177	Kg

Tabla 6.11 - Tabla de resultados del cálculo de engranajes aro planeta de la etapa inversora

La fuerza de diseño alcanza los 148Kg, por tal motivo la resistencia mecánica del diente y la resistencia al desgaste deben superar este valor para asegurar un funcionamiento continuo. Tanto para el contacto del sol con los planetas como para el contacto de los planetas con el sol la resistencia mecánica y la resistencia al desgaste son mayores que la fuerza de diseño y además mantienen un moderado factor de seguridad.

6.6.2 Dimensionamiento del embrague fijo de discos

Para calcular el torque reactivo necesario para que el soporte de los planetas se mantenga en equilibrio en la situación de máxima tensión del cable, se deben conocer las fuerzas que actúan sobre el mismo. En la sección dedicada al estudio de fuerzas de una transmisión planetaria se dedujo que las fuerzas aplicadas al soporte de los planetas F_b que generan momento en la dirección colineal a su eje central tienen el punto de aplicación en el eje de los planetas y tienen dirección paralela y dos veces la magnitud de la fuerza tangencial en los dientes correspondiente.

$$F_B = 2F_t \quad (6.94)$$

El momento generado por las fuerzas aplicadas en los ejes del soporte de los planetas respecto de su eje central se calcula como:

$$T_B = 3 \left(\frac{S + P}{2} \right) F_B \quad (6.95)$$

Evaluando con los datos calculados en las tablas de la sección dedicada al dimensionamiento de la transmisión de reducción de la etapa inversora se deduce el momento T_B que deberá soportar el embrague fijo para mantener estático al soporte de los planetas.

$$T_B = 3 \cdot \left(\frac{0,027 + 0,0139}{2} \right) \cdot 2 \cdot 24 \cdot 9,8 = 28.9 \text{ Nm} \quad (6.96)$$

En base a la ecuación del embrague de discos es posible calcular la fuerza de compresión necesaria que se deberá aplicar al embrague para que éste no deslice cuando está sometido a un momento T_B .

$$T_e = \frac{2}{3} F_e f \left(\frac{r_{ext}^3 - r_{int}^3}{r_{ext}^2 - r_{int}^2} \right) N \quad (6.97)$$

T_e	Momento máximo del embrague
F_e	Fuerza de compresión de los discos
f	Coefficiente de fricción de los discos
r_{ext}	Radio exterior del contacto de los discos
r_{int}	Radio interior del contacto de los discos
N	Número de discos

El embrague posee 18 de discos de fricción que hacen contacto en una superficie anular, el radio exterior de dicha superficie se maximizó aprovechado todo el espacio radial disponible en el módulo y alcanza una distancia total de 31 mm.

Cabe destacar que para un contacto de un radio exterior dado la ecuación del embrague presenta el máximo torque cuando el radio interior representa el 58% del radio exterior, por tal motivo el radio interior de contacto se fijó en 18 mm.

El coeficiente de fricción para el material utilizado en la superficie de contacto de los discos se puede estimar en 0.13 ya que los mismos permanecen inundados en aceite como el resto de la transmisión del módulo.

Despejando la fuerza de compresión F_e de los discos de embrague y evaluando

$$F_e = \frac{3}{2} T_e \frac{1}{f} \left(\frac{r_{ext}^2 - r_{int}^2}{r_{ext}^3 - r_{int}^3} \right) \frac{1}{N} = \frac{3}{2} 28,9 \frac{1}{0,13} \left(\frac{0,031^2 - 0,018^2}{0,031^3 - 0,018^3} \right) \frac{1}{18} = 493 \text{ N} \quad (6.98)$$

Por lo tanto, el conjunto de palancas encargadas de comprimir los discos debe ejercer una fuerza de 493 N para que el embrague no deslice cuando el módulo entrega la máxima potencia.

Finalmente, es posible evaluar la fuerza necesaria que deberá ejercer el actuador lineal para que el embrague no deslice en las condiciones de máximo torque entregado por el módulo motor.

Con este propósito se plantea un modelo simplificado del mecanismo multiplicador de fuerza conformado por palancas dispuestas de forma anular haciendo contacto sobre el disco exterior del embrague.

Suponiendo cada palanca se desplaza un pequeño ángulo durante el accionamiento y tomando en cuenta la simetría circular el mecanismo se puede representar en su conjunto con un modelo sencillo como el representado en la siguiente figura

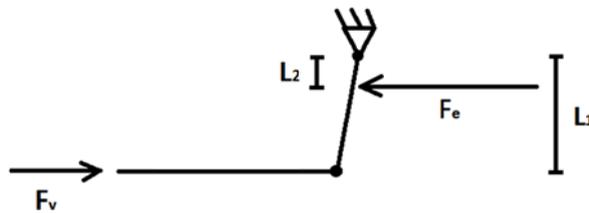


Figura 6.8 - Modelo simplificado de fuerzas del mecanismo del palancas

Evaluando el equilibrio de momentos respecto del punto de apoyo se obtiene

$$F_v l_1 = F_e l_2 \quad (6.99)$$

- F_v Fuerza de equilibrio ejercida por el actuador
- F_e Fuerza de compresión ejercida en el embrague
- L_1 Distancia del apoyo la fuerza de compresión ejercida en el embrague
- L_2 Distancia del apoyo la fuerza del actuador

Despejando y evaluando la fuerza del actuador

$$F_v = F_e \frac{l_2}{l_1} = 493 \frac{8}{21} = 188 \text{ N} \quad (6.100)$$

Por lo tanto el actuador ubicado en el extremo del módulo deberá ejercer un mínimo de 188N para mantener al embrague fijo de discos sin deslizar permitiendo que el soporte de los planetas permanezca estático durante la entrega de máximo torque por parte del módulo motor.

6.6.3 Dimensionamiento del embrague giratorio de discos

Para el embrague giratorio se aplica la misma metodología de cálculo que en caso del embrague fijo, sin embargo como éste debe ejercer un pequeño torque de difícil estimación durante el ciclo de elongación del módulo de movimiento es conveniente calcular el torque máximo capaz de ser entregado por el módulo motor sin que el embrague deslice.

Los discos del embrague giratorio son un total de 10 y tienen un menor tamaño ya que deben operar dentro de la cavidad del aro. El radio exterior de la superficie anular en contacto de los discos es de 26 mm y el radio interior es de 15 mm. Como los discos están contruidos con el mismo material que los del embrague fijo ya descripto el coeficiente de fricción es de 0.13.

Se calcula el máximo torque que el embrague puede ejercer sin deslizamiento tomando como referencia la fuerza máxima ejercida por el actuador para lograr el equilibrio del soporte de los planetas calculada en la sección anterior para el embrague fijo.

$$F_e = F_v \frac{l_1}{l_2} = 188 \frac{15,6}{6,2} = 473 \text{ N} \quad (6.101)$$

$$T_e = \frac{2}{3} \cdot 473 \cdot 0,13 \left(\frac{0,026^3 - 0,015^3}{0,026^2 - 0,015^2} \right) 10 = 13 \text{ Nm} \quad (6.102)$$

Para entender la relación entre el torque de salida del módulo y el torque máximo del embrague es necesario plantear el diagrama del cuerpo libre para cada uno de los componentes de la etapa inversora.

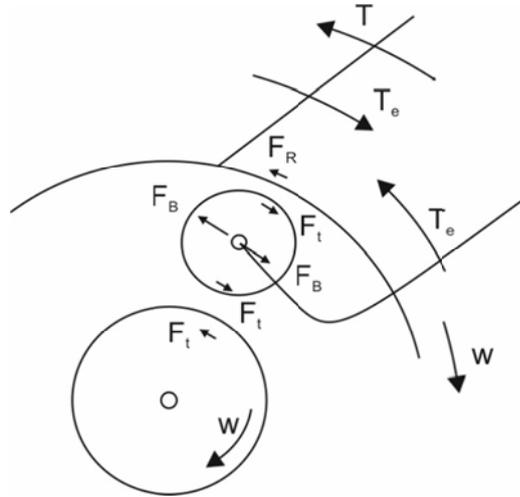


Figura 6.9 - Diagrama de fuerzas del embrague rotativo

Planteando el equilibrio de momentos en el soporte de los planetas según la dirección de su eje obtenemos

$$3 \left(\frac{S+P}{2} \right) F_B - T_e = 0 \quad (6.103)$$

Análogamente para el aro obtenemos

$$-T - 3 \left(\frac{S}{2} + P \right) F_R + T_e = 0 \quad (6.104)$$

Recordando la relación entre las fuerzas tangenciales

$$F_B = 2F_t \quad (6.105)$$

$$F_R = F_t \quad (6.106)$$

Sumando ambas ecuaciones de equilibrio de momentos se puede obtener el torque de salida que es igual al torque de entrada ya que la relación de vueltas en la configuración actual es igual a la unidad.

$$T = \frac{3}{2}SF_t \quad (6.107)$$

Sustituyendo en la primera ecuación de equilibrio de momentos y despejando el torque máximo del embrague

$$T_e = \left(1 + \frac{P}{S}\right) 2T \quad (6.108)$$

Evaluando con los datos geométricos obtenemos

$$T_e = \left(1 + \frac{13,9}{27,7}\right) 2T = 3T \quad (6.109)$$

Por lo tanto el torque máximo capaz de ser entregado por el módulo es un tercio del torque máximo entregado por el embrague sin deslizar

$$T = \frac{T_e}{3} = \frac{13}{3} = 4,3 Nm \quad (6.110)$$

Este valor representa aproximadamente el 22% del torque máximo que puede entregar el módulo motor durante el estado de contracción del módulo de movimiento.

6.7 Transmisión de distribución de potencia del módulo motor

6.7.1 Dimensionamiento de los engranajes

La caja de distribución de potencia es análoga a la caja de suministro de potencia del módulo de movimiento. Los ejes de salida, los engranajes y demás componentes giran a la misma velocidad angular, y están sometidos a fuerzas de igual magnitud. Además, la carcasa es simétrica a su par en el módulo de movimiento, por tal motivo no se desarrolla nuevamente el cálculo de los engranajes sino que solamente se presenta el resultado de los mismos.

Los engranajes seleccionados tienen las siguientes características.

ϕ	Ángulo de presión 20°
M	Módulo 1mm
Z	Cantidad de dientes 20
D	Diámetro primitivo 20 mm
b	Ancho 13mm

A continuación se presenta el resultado de los cálculos efectuados por el método de Buckingham para el dimensionamiento de los engranajes de la caja de distribución de potencia.

Cálculo de engranajes de la etapa de distribución			
Velocidad del piñon	w_p	469	rpm
Torque de entrada	T_i	19,20	Nm
Número de dientes del piñon	Z_p	20	
Diámetro del piñon	D_p	20,0	mm
Número de dientes de engranaje	Z_g	20	
Diámetro del engranaje	D_g	20	mm
Velocidad media de los dientes	v_m	29,5	m/min
Error de mecanizado	e	0,002	cm
Resistencia a la fatiga del material	S_n	538	Mpa
Dureza superficial	BHN	400	BHN
Fuerza tangencial en los dientes	F_t	94	Kg
Fuerza dinámica de Buckinham	F_d	150	Kg
Fuerza de diseño	F_D	210	Kg
Resistencia a la rotura de Lewis del diente	F_s	228	Kg
Resistencia al desgaste del diente	F_w	218	Kg

Tabla 6.12 - Resultado del cálculo de engranajes de la transmisión de distribución

El material que satisface los requerimientos de resistencia y desgaste calculados es el acero aleado AISI 4140 ya que goza de alta resistencia y muy buena dureza superficial. Posee un contenido de carbono 0.40% , luego de templado en aceite a una temperatura de 845°C y revenido a 540°C se logra una resistencia última S_u de 1075 MPa y una dureza máxima de 500 Brinell. La resistencia mecánica del diente y la resistencia al desgaste calculadas son levemente mayores a la fuerza de diseño por lo que el factor de seguridad es próximo a la unidad.

El cálculo de la resistencia al desgaste fue obtenido tomando un valor de la constante del material K_g igual a 83.7 que corresponde a una duración de 10^7 ciclos.

Debido a que el engranaje intermedio y el engranaje del eje de entrada hacen contacto con dos engranes a la vez, su desgaste sería mayor, por lo tanto, se esperaría una vida de 5×10^6 ciclos que representarían 50 Km recorridos tirando del cable a la carga máxima de 11KN. Sin embargo, en las condiciones normales de trabajo del robot la carga se incrementaría linealmente desde un valor cercano a cero hasta la carga máxima al final del recorrido en la tubería por lo cual se esperaría que la vida de estos engranajes durante la operación normal de robot sea muy superior a la indicada para la carga máxima.

6.7.2 Dimensionamiento de los ejes

6.7.2.1 Ejes de salida de potencia

Los ejes de salida de potencia son de iguales dimensiones y están sometidos a las mismas sollicitaciones y estarían fabricados del mismo material que los ejes de entrada de potencia del módulo de movimiento. El cálculo se presentó en la sección dedicada a dichos ejes por lo cual solamente se presentan los resultados.

Eje de salida de potencia			
Diámetro del eje	d	12	mm
Distancia entre apoyos	L	20	mm
Carga total	P	1063	N
Momento Torsor	T	10	Nm
<i>Esfuerzos</i>			
Esfuerzo de Flexión	σ	31,3	Mpa
Esfuerzo de Torsión	τ	29,5	Mpa
<i>Clasificación de esfuerzos</i>			
Esfuerzo medio	σ_m	29,5	Mpa
Esfuerzo alternante	σ_a	31,3	Mpa
<i>Material</i>			
Tensión de fluencia	σ_y	655	Mpa
Resistencia a la fatiga del material	S_n'	510	Mpa
Factor de carga	CL	1	
Factor de gradiente	CG	0,9	
Factor de superficial	CS	0,68	
Concentrador de esfuerzo	Kf	1	
Límite de resistencia de fatiga	S_n	312	Mpa
<i>Criterio de falla por fatiga Sodeberg</i>			
Factor de seguridad	FS	6,9	

Tabla 6.13 - Resultado del cálculo de resistencia de los ejes de salida de potencia

6.7.2.2 Eje intermedio

Este eje y su engranaje cumplen la función de invertir el sentido de giro de uno de los ejes de salida de potencia de esta etapa. A diferencia de su par en el eje de movimiento, este eje está sometido a una mayor fuerza transversal ya que las fuerzas tangenciales aplicadas en el engranaje tienen igual magnitud pero distinto sentido por lo que su resultante se suma a la resultante de las fuerzas de separación. Su cálculo se presenta a continuación.

$$P = 2 \cdot S \cos\left(\frac{\beta}{2}\right) + 2 \cdot F_t \cos\left(\frac{\delta}{2}\right) = 2 \cdot 364 \cos\left(\frac{70}{2}\right) + 2 \cdot 1000 \cos\left(\frac{110}{2}\right) \quad (6.111)$$

$$= 1742N$$

En la siguiente tabla se presentan los resultados del estudio de esfuerzos en el eje intermedio.

Eje intermedio			
Diámetro del eje	d	10	mm
Distancia entre apoyos	L	20	mm
Carga total	P	1742	N
Momento Torsor	T	0	Nm
<i>Esfuerzos</i>			
Esfuerzo de Flexión	σ	88,7	Mpa
Esfuerzo de Torsión	τ	0,0	Mpa
<i>Clasificación de esfuerzos</i>			
Esfuerzo medio	σ_m	0,0	Mpa
Esfuerzo alternante	σ_a	88,7	Mpa
<i>Material</i>			
Tensión de fluencia	σ_y	655	Mpa
Resistencia a la fatiga del material	S_n'	510	Mpa
Factor de carga	CL	1	
Factor de gradiente	CG	0,9	
Factor de superficial	CS	0,68	
Concentrador de esfuerzo	Kf	1	
Limite de resistencia de fatiga	S_n	312	Mpa
<i>Criterio de falla por fatiga Sodeberg</i>			
Factor de seguridad	FS	3,5	

Tabla 6.14 - Resultado del cálculo de resistencia del eje intermedio

El material utilizado es el mismo que su par en el módulo de movimiento, debido a que está sometido a mayores cargas su factor de seguridad es de 3.5, algo menor al de su par en el módulo de movimiento.

6.7.2.3 Eje de entrada de potencia

En este caso el sentido de las fuerzas tangenciales es el mismo que el en el eje del tornillo de potencia del módulo de movimiento por lo cual la también lo es el módulo de la fuerza trasversal. La fuerza resultante se calcula como

$$P = 2 \cdot \sqrt{S^2 + F_t^2} \cdot \cos\left(\frac{\beta}{2}\right) = 2 \cdot \sqrt{364^2 + 1000^2} \cdot \cos\left(\frac{70}{2}\right) = 1742\text{N} \quad (6.112)$$

Este eje está apoyado en los extremos sobre rodamientos, presenta al engranaje montado próximo a un apoyo y un fuerte cambio de diámetro ubicado próximo al apoyo opuesto.

Además de las cargas transversales y de torsión, no presenta otro tipo de cargas que afecten los esfuerzos o deformaciones del eje en el tramo comprendido entre ambos apoyos. Solo se presenta una fuerza axial que descarga en el apoyo del rodamiento de mayor tamaño y los esfuerzos y deformaciones producidos serían despreciables y no estarían ubicadas el tramo en estudio.

El cálculo del momento de flexión se efectuó mediante la siguiente ecuación

$$M = \frac{Pab}{a + b} \quad (6.113)$$

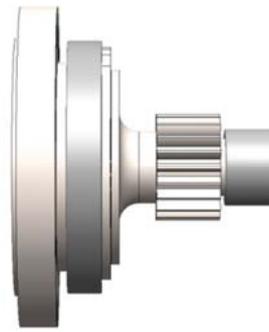
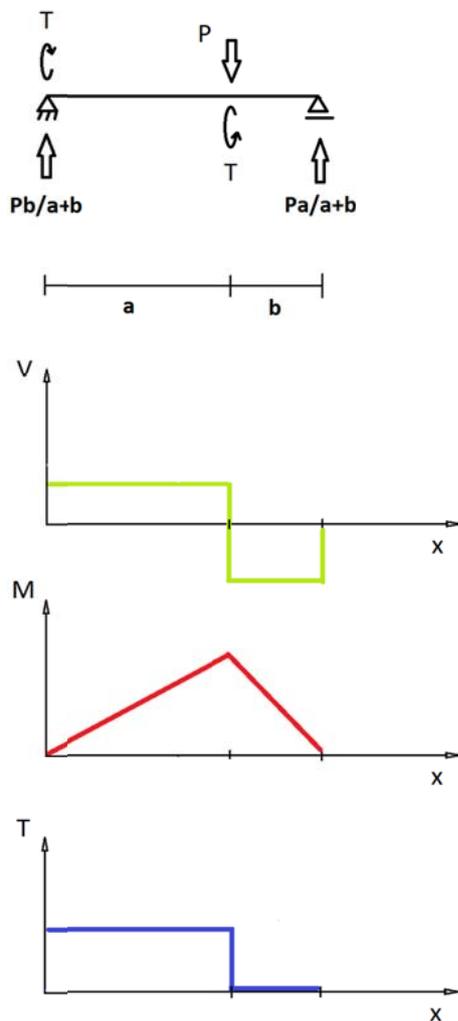
Siendo a y b las distancias de la carga transversal a cada uno de los dos apoyos del eje.

El material utilizado en el eje es el acero AISI 4140, luego de templado en aceite a una temperatura de 845°C y revenido a 540°C se logra una resistencia última S_u de 1075MPa y una tensión de fluencia de S_y de 800MPa.

A los efectos del cálculo se consideró un factor de concentrador de esfuerzo K_f igual a 2 por la presencia de un alojamiento de chaveta necesaria para que el engranaje no gire respecto del eje.

El factor de seguridad calculado es de 1.8 lo cual es aceptable para un funcionamiento seguro y continuo del módulo motor.

También se analizaron los esfuerzos en la sección del eje que posee un cambio de diámetro, el diámetro mayor es de 40mm y el menor de 15mm, el cambio se efectúa con un radio de curvatura de 4mm para mantener bajo el concentrador de esfuerzo en esta sección del eje.



Eje de entrada a la caja de distribución de potencia cálculo en el engranaje			
Diámetro del eje	d	12	mm
Distancia entre apoyos	L	33	mm
Distancia al apoyo izquierdo	a	21	mm
Distancia al apoyo derecho	b	12	mm
Distancia a la entalla	e	9	mm
Carga total	P	1742	N
Momento Torsor	T	20	Nm
Esfuerzos			
Esfuerzo de Flexión	σ	78,4	Mpa
Esfuerzo de Torsión	τ	58,9	Mpa
Clasificación de esfuerzos			
Esfuerzo medio	σ_m	58,9	Mpa
Esfuerzo alternante	σ_a	78,4	Mpa
Material			
Tensión de fluencia	σ_y	800	Mpa
Resistencia a la fatiga del material	S_n'	538	Mpa
Factor de carga	CL	1	
Factor de gradiente	CG	0,9	
Factor de superficial	CS	0,68	
Concentrador de esfuerzo	K_f	2	
Limite de resistencia de fatiga	S_n	165	Mpa
Criterio de falla por fatiga Sodeberg			
Factor de seguridad	FS	1,8	

Tabla 6.15 - Resultado del cálculo de resistencia del eje de potencia de entrada efectuado en el engranaje

En la tabla 6.16 se presentan los resultados de los cálculos correspondientes a la sección de cambio de diámetro del eje.

Eje de entrada a la caja de distribución de potencia			
cálculo en el cambio de diámetro			
Diámetro del eje	d	12	mm
Distancia entre apoyos	L	33	mm
Distancia al apoyo izquierdo	a	21	mm
Distancia al apoyo derecho	b	12	mm
Distancia a la entalla	e	9	mm
Carga total	P	1742	N
Momento Torsor	T	20	Nm
<i>Esfuerzos</i>			
Esfuerzo de Flexión	σ	33,6	Mpa
Esfuerzo de Torsión	τ	58,9	Mpa
<i>Clasificación de esfuerzos</i>			
Esfuerzo medio	σ_m	58,9	Mpa
Esfuerzo alternante	σ_a	33,6	Mpa
<i>Material</i>			
Tensión de fluencia	σ_y	800	Mpa
Resistencia a la fatiga del material	S_n'	538	Mpa
Factor de carga	CL	1	
Factor de gradiente	CG	0,9	
Factor de superficial	CS	0,68	
Concentrador de esfuerzo	K_f	1,35	
Limite de resistencia de fatiga	S_n	244	Mpa
<i>Criterio de falla por fatiga Sodeberg</i>			
Factor de seguridad	FS	4,7	

Tabla 6.16 - Resultado del cálculo de resistencia del eje de potencia de entrada efectuado en el cambio de diámetro

El factor de concentración de esfuerzo K_f se estimó en 1.35 para el esfuerzo de flexión en la sección en estudio tomando en cuenta los datos geométricos ya presentados. El factor de seguridad es de 4.7 por lo que no es un punto de posible falla durante la operación.

6.8 Ejes y rodamientos del módulo motor

6.8.1 Dimensionamiento del eje del motor

Para el dimensionamiento del eje se estudiaron las fuerzas y momentos aplicados, las reacciones en los apoyos y las restricciones geométricas impuestas por los componentes asociados. No se tomó en cuenta los esfuerzos dinámicos producidos por el exceso de vibraciones ni tampoco se consideró el peso del rotor.

El eje del motor posee un engranaje integrado que cumple la función de ser el sol de la primera etapa de transmisión planetaria. Las fuerzas aplicadas en los tres puntos de contacto del sol tienen componente tangencial, radial y axial. Las componentes tangenciales se anulan debido a la simetría, pero dan lugar a un momento T que se opone al momento efectuado por

el motor en el otro extremo del eje. Las fuerzas de separación radiales también tienen como resultado el vector nulo debido a la simetría. Sin embargo, las componentes axiales tienen como resultante una fuerza F_A de dirección axial y sentido orientado hacia la etapa siguiente del módulo.

$$F_A = 3F_a = 3F_t \tan \psi \quad (6.114)$$

$$F_A = 3 \cdot 25 \tan(30) = 43N \quad (6.115)$$

Por otra parte, el eje está sometido al torque ejercido por el motor, por lo tanto $T = 0.64Nm$. Este torque tiene como resultado un esfuerzo de torsión a lo largo del eje, desde el engranaje en un extremo hasta el cilindro de acople en el otro extremo.

En la figura 6.10 se indica la sección del eje en estudio. Su diámetro exterior es de 22mm y el diámetro interior es de 16mm. La tensión normal calculada debido a la fuerza axial es de 240KPa y la tensión rasante debido al torque es de 425KPa en la superficie indicada.

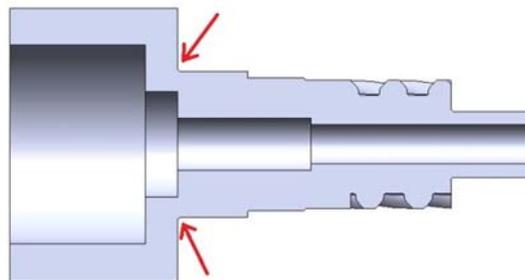


Figura 6.10 - Corte longitudinal del eje del motor

Como ambos esfuerzos son constantes el criterio de falla a utilizar será el criterio de Tresca. Combinando ambos esfuerzos, la tensión rasante principal en la superficie del eje es de 442KPa. Por tal motivo, siendo tan bajo el esfuerzo máximo, la aleación Nitralloy del que está compuesto el eje soporta el esfuerzo con gran facilidad.

7 CONCLUSIONES Y TRABAJOS A FUTURO

Teniendo en cuenta los resultados obtenidos, primeramente relativos al diseño conceptual definiendo la forma física y la implementación de la estrategia de movimiento, luego la síntesis de los sistemas que integran cada módulo de robot y finalmente el dimensionamiento detallado de los distintos componentes, es posible afirmar que los objetivos principales de este trabajo fueron alcanzados.

El mayor desafío del diseño consistió en vencer la gran fuerza resultado de la tensión del cable umbilical que vincula al robot con el extremo abierto de la tubería. Para lograrlo, se diseñó el mecanismo de movimiento con componentes de geometría sencilla pero a su vez robustos y de alta confiabilidad. Sin embargo desde el punto de vista de la cantidad y calidad de la potencia mecánica requerida por el módulo responsable del movimiento, fue necesario incluir componentes mecánicos de precisión, de mediana complejidad y de moderada a difícil fabricación. Nuevamente, el pequeño espacio físico disponible en cada módulo llevó a la necesidad de incorporar al sistema encargado de proveer la potencia en un módulo separado incrementando la complejidad del diseño.

En relación a trabajos a realizar en el futuro, cabe destacar la necesidad de incorporar los dispositivos electrónicos necesarios para el funcionamiento del robot. Como se mencionó en el trabajo realizado, la incorporación se podría realizar disponiendo de espacio físico en un módulo separado en el frente del robot. Otra opción podría requerir un estudio que tenga la finalidad de optimizar aún más el tamaño de los componentes pertenecientes al módulo motor y así lograr la incorporación tanto de los componentes mecánicos como los componentes eléctricos en el mismo módulo. Para este propósito, primeramente es necesario efectuar un prototipo de laboratorio para validar físicamente los resultados teóricos obtenidos en este trabajo y luego es posible incorporar la experiencia obtenida en un prototipo final.

Por otra parte surge la necesidad de estudiar distintas técnicas de control del módulo de movimiento. Mediante el correcto control del actuador lineal de la etapa inversora conjuntamente con el motor, sería posible sortear los tramos curvos de la tubería de forma más robusta y segura que solamente apoyándose en la dinámica de los mecanismos del robot.

8 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Juvinal Robert C., **Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica**, Limusa, México, 2002.

Moghaddam M.M. y Jerban S., **On The IN-Pipe Inspection Robots Traversing Through Elbows**, International Journal of Robotics, v. 4,p. 19-27,2015.

Ferdinand P. Beer y E. Russell Johnston, **Mecánica de Materiales**, McGraw-Hill, 1993.

Virgin Moring Faires, **Diseño de elementos de Máquinas**, Montaner y Simon, Barcelona,1999.

SKF, **Rolling Bearings**, SKF Group, 2016.

SKF, **Needle Roller Bearings**, SKF Group, 2015.

SKF, **Husillos Laminados de Presición**, SKF Group, 2013.

SKF, **Maximizing Bearings performance**, SKF Group, 2006.

Wouter Ost and Patrick Baets, **Experimental Study of Friction and Wear of Paper Based Wet Friction Clutches**, Austria, 2001.

Rikard Maki, **Wet Clutch Tribology**, Lulea University of Technolog, 2016

9 ANEXOS