



## Especialidad en Gestión de la Innovación y la Vinculación Tecnológica

### Trabajo Final Integrador

Intervención profesional

# Diseño conceptual de un actuador electromecánico lineal de potencia media para aplicaciones aeronáuticas y aeroespaciales.

Ing. Santiago Lagier

DNI: 28.272.958

Abril, 2026

## Índice

1) Agradecimientos .....	3
2) Introducción .....	4
3) Justificación .....	5
4) Relevamiento de antecedentes .....	6
5) Planteo del problema .....	6
6) Objetivos .....	7
6.1) Objetivo general.....	7
6.2) Objetivos específicos en el desarrollo del actuador .....	7
7) Diseño conceptual.....	7
7.1) Arquitectura del Sistema Electromecánico.....	8
7.2) Teoría de Control de Movimiento.....	8
7.3) Análisis Estructural y de Fatiga .....	9
7.4) Gestión Térmica .....	9
7.5) Resultados del diseño conceptual .....	9
8) Diseño Preliminar .....	10
8.1) Determinación de la potencia máxima .....	11
8.2) Pre selección del motor .....	13
8.3) Determinación de la relación de transmisión total óptima .....	13
8.4) Determinación de la máxima corriente consumida.....	15
8.5) Selección del tornillo de bolas recirculantes .....	15
8.6) Determinación de la relación de transmisión del tren de engranajes.....	16
8.7) Descomposición de fuerzas en el tren de engranajes .....	18
8.8) Dimensionamiento de las ruedas dentadas del tren de engranajes .....	19
8.9) Determinación de las fuerzas actuantes sobre el engranaje intermediario.....	21
8.10) Verificación de la resistencia de los engranajes .....	22
8.11) Selección y Verificación de los resortes Belleville para fin de carrera.....	23
8.12) Selección de la rótula y cabeza de articulación .....	31
8.13) Resultados del diseño preliminar.....	33
9) Conclusiones.....	36
10) Bibliografía .....	38

## 1) Agradecimientos

Deseo expresar mi agradecimiento a la Secretaría de Investigación, Política Industrial y Producción para la Defensa, al Ministerio de Defensa de la Nación, al Instituto Nacional de la Administración Pública (INAP), al Centro de Investigaciones Aplicadas (CIA) de la Fuerza Aérea Argentina, a la Universidad Nacional de Rosario (UNR) y al Centro de Estudio Interdisciplinarios de la UNR por la oportunidad de cursar la Especialidad en Gestión de la Innovación y la Vinculación Tecnológica (GTEC). Esta formación me ha brindado herramientas esenciales para intervenir como articulador entre los actores clave de la investigación, el desarrollo y la producción para la defensa, permitiéndome abordar un proyecto de relevancia estratégica para la Fuerza Aérea Argentina y para el país.

Agradezco especialmente el apoyo y la visión de estas instituciones al promover la formación de profesionales capaces de fortalecer la articulación entre lo académico, el Estado y el sector productivo.

Finalmente, extendiendo mi gratitud a todos quienes, con su conocimiento y apoyo, me acompañaron en la realización de este trabajo, una muestra del potencial que tiene la sinergia entre el sistema de I+D de las fuerzas armadas y el sector académico para el avance tecnológico y la defensa nacional.

## 2) Introducción

La industria aeroespacial se encuentra inmersa en un proceso de transformación, cuyo eje estructural es la transición hacia sistemas completamente eléctricos, una tendencia global conocida como *More Electric Aircraft* (MEA). Este enfoque implica el reemplazo progresivo de subsistemas hidráulicos, neumáticos y mecánicos por sistemas eléctricos más eficientes, confiables, ligeros y de menor mantenimiento. Las aeronaves de nueva generación —incluidas las comerciales, militares y experimentales— están siendo diseñadas bajo esta lógica, lo cual impacta directamente en el desarrollo de componentes críticos como los actuadores.

En este contexto, los **actuadores electromecánicos (EMAs)** surgen como elementos clave para materializar esta transformación. A diferencia de sus contrapartes hidráulicas, los EMAs ofrecen ventajas sustanciales: no requieren complejos sistemas de tuberías ni mantenimiento intensivo, permiten un control más preciso mediante electrónica digital, y presentan una mejor relación peso/potencia, lo que los convierte en la elección natural para sistemas de control de vuelo, control vectorial de empuje (TVC) y mecanismos de despliegue en satélites y vehículos aéreos no tripulados (VANTS).

Desde fines del siglo XX, organismos como la NASA y la Agencia Espacial Europea han promovido el desarrollo de tecnologías MEA, con avances notables en plataformas como el Boeing 787 Dreamliner o el F-35 Lightning II. En el ámbito espacial, proyectos de miniaturización y eficiencia energética en satélites de órbita baja (LEO) han favorecido también la adopción de actuadores electromecánicos, como lo evidencian los trabajos de Mary Ellen Roth (Electromechanical Actuation for Thrust Vector Control Applications - 1990), Rae Ann Weir & John R. Cowan (Development And Test Of Electromechanical Actuators For Thrust Vector Control - 1993) y Francis D. Rodríguez (Electromechanical Motion Control Systems in Spacecraft Applications - 2006).

En el caso argentino, el contexto es desafiante. Las restricciones presupuestarias, las barreras arancelarias, la dependencia de insumos importados y la fragmentación del sistema de innovación obstaculizan el desarrollo autónomo de tecnologías de defensa y aeroespaciales. Sin embargo, el país cuenta con recursos humanos calificados, capacidades científicas e industriales específicas y una tradición en proyectos estratégicos de la Comisión Nacional de Actividades Espaciales (CONAE) como ARSAT, SAOCOM, los desarrollos del INVAP y los distintos desarrollos de las Fuerzas Armadas. En ese marco, el presente trabajo se propone como una contribución concreta para la construcción de una capacidad crítica nacional: el diseño conceptual y preliminar de un actuador electromecánico de potencia media de uso aeronáutico y aeroespacial.

### 3) Justificación

El desarrollo de este tipo de tecnología responde a una necesidad multidimensional: técnica, estratégica, económica y geopolítica. Desde el punto de vista técnico, la adopción de actuadores electromecánicos en lugar de actuadores hidráulicos o neumáticos implica una mejora significativa en términos de precisión, eficiencia y mantenimiento, como se mencionó en la introducción. Desde una perspectiva estratégica, disponer de esta capacidad a nivel nacional reduce la dependencia de proveedores externos en un campo sensible como el aeroespacial y el de la defensa.

Siguiendo la propuesta epistemológica de Jorge A. Sábato (El pensamiento latinoamericano en la problemática ciencia-tecnología-desarrollo-dependencia - 2011), esta necesidad debe ser abordada desde una lógica sistémica, mediante la articulación de un **Triángulo de Sábato virtuoso**, compuesto por:

- **Estado/Gobierno (Polo I):** La Fuerza Aérea Argentina (FAA), como actor que define necesidades concretas de defensa, vigilancia y control del espacio aéreo nacional.
- **Infraestructura científico-tecnológica (Polo II):** Universidades públicas como la Universidad Nacional de Córdoba (UNC), Universidad Tecnológica Nacional (UTN), la Universidad Nacional de Rosario (UNR), la Universidad Nacional de La Plata (UNLP) y organismos como Instituto de Investigaciones Científicas y Técnicas para la Defensa (CITEDEF), Comisión Nacional de Energía Atómica (CNEA) o Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Técnicas (CONICET), que aportan capacidades de Investigación y Desarrollo (I+D) e ingeniería de sistemas.
- **Sistema productivo (Polo III):** PYME's con experiencia en electrónica, fabricación de precisión y ensamblado, que podrían integrarse al proceso productivo.

La articulación de estos polos no solo permite generar una solución tecnológica puntual, sino que sienta las bases para la conformación de una capacidad industrial nacional, orientada a la autonomía tecnológica en sectores estratégicos. Como señala el Instituto Español de Estudios Estratégicos, *“los países que no desarrollan sus propias capacidades tecnológicas se ven forzados a depender de cadenas de suministro externas, que pueden volverse inaccesibles ante escenarios de conflicto o restricciones comerciales”*.

Además, el diseño de un actuador electromecánico nacional puede extender su impacto más allá del ámbito militar: su aplicación en drones agrícolas, satélites de observación civil, dispositivos médicos automatizados o sistemas industriales avanzados lo convierten en un producto transversal, con potencial de diversificación tecnológica y exportación.

#### 4) Relevamiento de antecedentes

En el plano internacional, el desarrollo de actuadores electromecánicos comenzó a consolidarse en la década de 1980, impulsado por la necesidad de reducir el peso y la complejidad de las aeronaves militares. Mary Ellen Roth (1990) describió las primeras implementaciones exitosas en misiles tácticos y en sistemas de Control del Vector Empuje (Thrust Vector Control - TVC), donde se requería un control rápido, preciso y confiable sin los riesgos asociados a sistemas hidráulicos. Posteriormente, Rae Ann Weir & John R. Cowan (1993) profundizaron en el desarrollo de actuadores electromecánicos para vehículos lanzadores, evidenciando mejoras en términos de eficiencia energética, redundancia funcional y capacidad de integración con sistemas de control digital.

Francis D. Rodríguez (2006), en su análisis de actuadores electromecánicos para satélites, destaca la importancia de este tipo de actuadores en entornos espaciales donde la confiabilidad y la autonomía son críticas, y donde la masa y el volumen deben reducirse al mínimo. En todos estos casos, los actuadores electromecánicos se muestran como soluciones tecnológicas maduras, con tecnologías probadas en entornos extremos.

A nivel nacional, los antecedentes son más fragmentarios. INVAP ha desarrollado sistemas de control complejos para satélites y radares, que implican conocimiento en electrónica de potencia y actuadores de precisión. La UTN ha trabajado en mecatrónica aplicada y robótica móvil, generando conocimiento en dinámica de sistemas y control de movimiento. Algunas PYMEs argentinas tienen capacidades en manufactura de precisión, aunque con limitada experiencia en entornos de exigencia aeroespacial.

Pese a estos logros parciales, no existe aún en el país un proyecto integral que articule las capacidades técnicas y productivas en torno al diseño y fabricación de un actuador electromecánico de potencia media para usos estratégicos. Este vacío tecnológico representa, a la vez, una amenaza (por la dependencia externa) y una oportunidad para el desarrollo nacional.

#### 5) Planteo del problema

Desde un enfoque epistemológico, como señala Juan Samaja, el objeto de estudio debe ser claramente definido y contextualizado. En este caso, el problema se sintetiza en la ausencia de un actuador electromecánico nacional, de potencia media, adaptable a plataformas aeroespaciales y aeronáuticas ligeras.

Este déficit revela un problema estructural más amplio, que puede analizarse en tres dimensiones:

1. **Dependencia tecnológica:** La necesidad de importar sistemas críticos expone a la Fuerza Aérea Argentina y a otros actores del sistema aeroespacial nacional a interrupciones de suministro, sobreprecios, embargos o discontinuidades en el

soporte técnico. Además, muchas de estas tecnologías están sujetas a licencias o controles de exportación por parte de países desarrollados.

2. **Falta de integración industrial:** Existen capacidades aisladas en ingeniería, electrónica y manufactura, pero no hay un ecosistema consolidado que permita abordar el desarrollo completo de un sistema complejo como un actuador electromecánico. Esta fragmentación dificulta la innovación y obstaculiza el aprendizaje organizacional.
3. **Obsolescencia programada:** Los sistemas comerciales (COTS), aunque accesibles inicialmente, impiden el mantenimiento autónomo y la actualización tecnológica en el tiempo. Esto afecta la operatividad de las plataformas y genera mayores costos de ciclo de vida.

## 6) Objetivos

### 6.1) Objetivo general

Diseñar conceptualmente un actuador electromecánico de potencia media para aplicaciones aeroespaciales y aeronáuticas, con foco en su adaptabilidad a plataformas ligeras y con prioridad en el uso de componentes nacionales o de fácil acceso, integrando una estrategia de innovación basada en el modelo de vinculación tecnológica del Triángulo de Sábato.

### 6.2) Objetivos específicos en el desarrollo del actuador

1. **Establecer los requerimientos funcionales y estructurales del sistema,** incluyendo parámetros de torque, velocidad, peso, eficiencia, ciclos de vida y entornos operativos extremos (vibraciones, temperatura, vacío parcial).
2. **Seleccionar la arquitectura más adecuada,** justificando la elección de cada subsistema: tipo de motor (BLDC, PMSM), mecanismo de conversión de movimiento (tornillo de bolas, actuador lineal directo), sensor de posición (resolver, encoder óptico) y electrónica de control (driver, microcontrolador, control FOC).
3. **Proponer una red de colaboración interinstitucional,** identificando roles concretos para universidades, centros de I+D y empresas del sector industrial.
4. **Desarrollar un modelo virtual del sistema,** incluyendo diseño CAD 3D, simulaciones estructurales (FEM), térmicas y dinámicas (MATLAB/Simulink), validando así su comportamiento antes del prototipado físico.
5. **Diseñar un plan de prototipado y validación.**

## 7) Diseño conceptual

El diseño conceptual de un actuador electromecánico de potencia media implica la integración de múltiples disciplinas de la ingeniería. Los fundamentos teóricos que lo sustentan permiten abordar el diseño con una mirada sistémica, asegurando que el

dispositivo cumpla con los requerimientos funcionales, estructurales, térmicos y de control que exige su uso en entornos aeroespaciales.

### 7.1) Arquitectura del Sistema Electromecánico

La arquitectura propuesta se basa en un conjunto de componentes que trabajan en sinergia para convertir señales eléctricas en movimiento mecánico útil. Estos componentes son:

- **Motor eléctrico BLDC (Brushless Direct Current):** Seleccionado por su alta densidad de potencia, eficiencia energética, vida útil extendida y reducido mantenimiento. En aplicaciones aeroespaciales es preferido por su capacidad de operar en condiciones extremas y su bajo peso específico. Los BLDC permiten control vectorial preciso y de gran confiabilidad.
- **Reductor de velocidad a engranajes:** Este tipo de transmisión es ideal por su tamaño reducido, alta relación de reducción y capacidad para soportar altas cargas. Su arquitectura permite repartir el esfuerzo de manera equilibrada, lo cual es crítico para aplicaciones de ciclo repetitivo como el control de superficies móviles.
- **Mecanismo de conversión de movimiento de rotación a lineal:** Se propone un tornillo de bolas recirculantes (Ball Screw) por su alta eficiencia mecánica (>90%), mínima fricción y muy bajo juego, lo cual es indispensable para lograr posicionamientos precisos y estables.
- **Sensor de posición:** El uso de encoders ópticos de alta resolución se justifica por su confiabilidad en entornos con vibraciones, interferencia electromagnética o cambios de temperatura, comunes en vehículos aeroespaciales.
- **Carcasa estructural:** Debe estar diseñada considerando la resistencia a vibraciones, fatiga, cargas térmicas y posibles impactos. Se opta por aleaciones de aluminio (por su relación peso/resistencia), disponibles en la industria local.

### 7.2) Teoría de Control de Movimiento

El control de actuadores BLDC requiere una estrategia robusta que garantice estabilidad, precisión y eficiencia energética. Se propone aplicar:

- **Control por lazo cerrado:** Permite el control de posición con gran precisión mediante la utilización de encoder óptico de un número adecuado de líneas por revolución el cual retroalimenta el lazo interno de rotaciones.
- **Driver electrónico:** para la alimentación del motor BLDC se opta por un driver que emplee la técnica PWM (Modulación por Ancho de Pulso) para excitar las tres fases del motor, lo cual brinda un control preciso de la cantidad de energía entregada al motor con una alta eficiencia energética permitiendo aplicar un control digital del actuador.
- **Técnicas de compensación de carga variable y fricción:** En ciertas aplicaciones aeroespaciales, la carga del actuador puede cambiar drásticamente. Será necesario diseñar controladores adaptativos o modelos feedforward para compensar no linealidades.

### 7.3) Análisis Estructural y de Fatiga

Los actuadores electromecánicos operan en condiciones mecánicas exigentes. Por eso, para el diseño definitivo se deben aplicar herramientas de análisis como:

- **Elementos Finitos (FEM):** Para simular el comportamiento estructural del conjunto ante cargas axiales, momentos flectores y vibraciones. Esto permitirá optimizar el espesor de paredes, formas geométricas y selección de materiales.
- **Análisis modal y resonancia:** Será fundamental estudiar las frecuencias naturales del sistema para evitar que coincidan con las excitaciones operativas. En entornos aeronáuticos, la integridad estructural también depende del diseño.
- **Cálculo de ciclos de vida y fatiga:** Se evaluarán los esfuerzos repetitivos y cíclicos que puede soportar el tornillo de bolas y el tren de engranajes, considerando perfiles de carga representativos de una misión típica.

### 7.4) Gestión Térmica

La eficiencia de los actuadores electromecánicos está condicionada por su capacidad de disipar el calor generado por el motor y la electrónica de potencia. Por lo que se deben analizar:

- **Soluciones pasivas:** Como aletas de disipación integradas al cuerpo del actuador, materiales de alta conductividad térmica (como el aluminio 6061-T6) y contacto térmico optimizado entre el motor y la carcasa.
- **Soluciones activas** (si fuera necesario): Como ventilación forzada o sistemas de intercambio de calor, en caso de operar en compartimentos cerrados o sin convección natural (dependiendo de la aplicación).

Este conjunto de fundamentos asegura que el diseño conceptual no solo sea funcional, sino también viable, robusto y escalable.

### 7.5) Resultados del diseño conceptual

Respecto de la configuración mecánica, dado que generalmente los actuadores electromecánicos lineales están compuestos por una cadena cinemática básica conformada por un motor acoplado a un elemento que convierte el movimiento de rotación del eje motriz en un desplazamiento lineal (en este caso un tornillo de bolas recirculantes), se procede al análisis de configuraciones. De todas las posibles configuraciones geométricas existentes para materializar esta cadena cinemática, solamente se analizarán dos de ellas (las más utilizadas en este tipo de componente):

- La disposición serie, que posee la ventaja de no requerir de una interfaz extra entre el motor y el tornillo de bolas recirculantes, pero demanda una construcción robusta ya que las cargas actuantes se transmiten a la estructura del vehículo a través del estator del motor. Además el conjunto presenta un incremento

considerable en una de sus dimensiones, impidiendo que el actuador sea geométricamente “compacto”, careciendo entonces de una característica muy apreciada en este tipo de sistemas.

- La disposición paralelo, que brinda la posibilidad de un diseño modular, en el cual se pueden reemplazar con facilidad distintos componentes del conjunto, sin producir mayores cambios en el arreglo. El arreglo resulta de dimensiones pequeñas y de menor peso, permitiendo una mejor ubicación en los reducidos espacios disponibles en las aplicaciones aeroespaciales. La principal desventaja es que la interfaz motor-tornillo de bolas recirculantes debe ser de elevada precisión a fin de minimizar los juegos (en este caso un tren de engranajes).

En base al análisis anterior se puede sintetizar en siguiente diagrama de bloques.

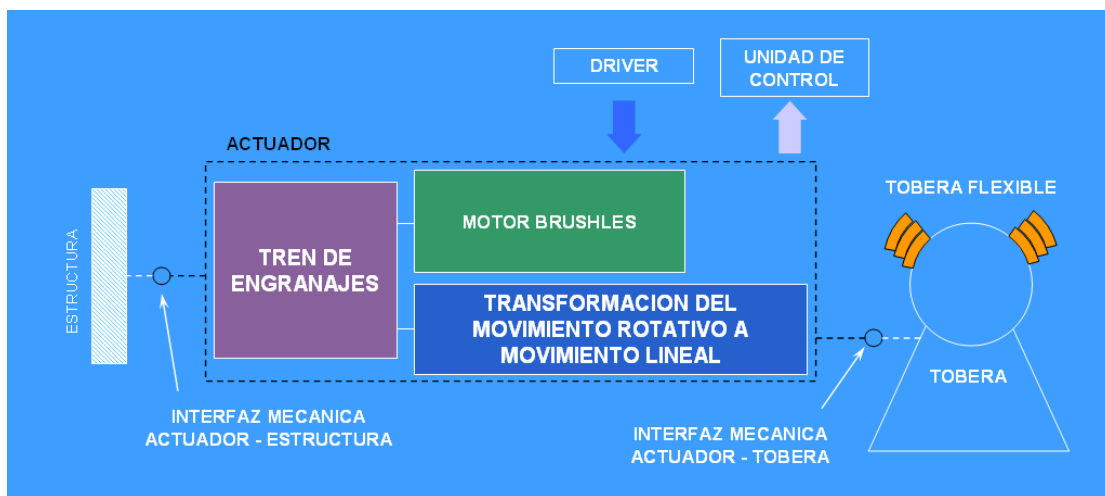


Figura 1 – Diagrama de bloque de la configuración definida

## 8) Diseño Preliminar

Para continuar avanzando con el diseño preliminar del Actuador Electromecánico Lineal, se debe especificar una aplicación particular que defina los requerimientos del mismo.

La aplicación elegida es la del control de dirección del vector de empuje (TVC) de un vehículo aeroespacial, que permita desarrollar un vuelo a lo largo de una trayectoria programada, así como también compensar las perturbaciones que se presenten durante la fase propulsiva.

Existen distintos mecanismos para lograr este objetivo, siendo uno de los más utilizados el basado en modificar la dirección de la tobera de empuje. En el caso de combustibles sólidos, la tobera incluye una junta flexible conformada mediante la unión de un elastómero con aros de acero que posibilita ajustar la orientación del eje de empuje, mediante un actuador lineal montado de manera conveniente entre la

tobera y la estructura del vehículo, el que provoca la deformación elástica de la junta (como se ve en las siguientes figuras).

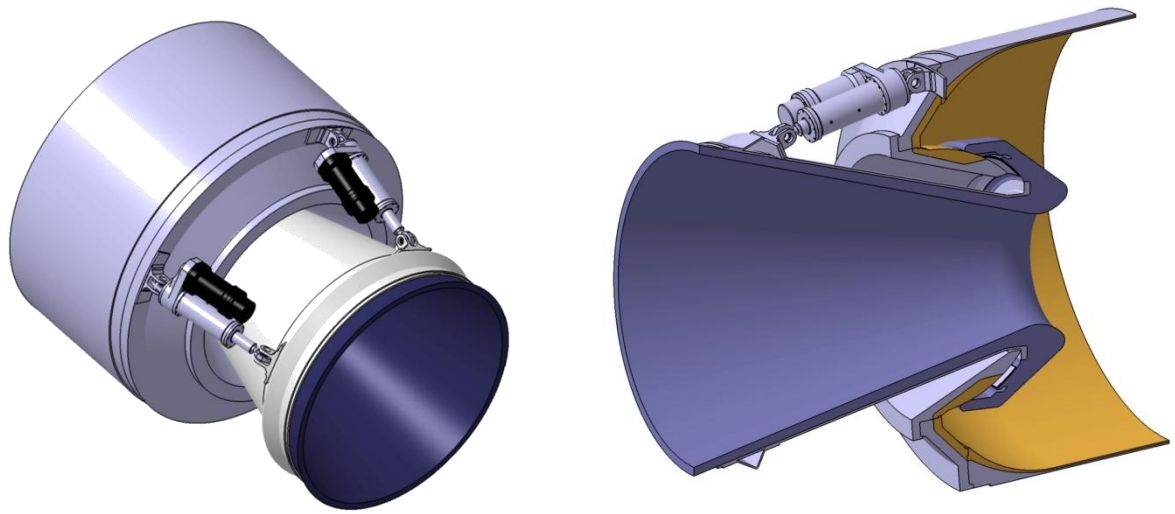


Figura 2 – Disposición de los actuadores

### 8.1) Determinación de la potencia máxima

Para determinar la potencia máxima previamente se debe determinar la cupla máxima ( $C_{max}$ ) que el motor debe proporcionar, se lleva a cabo un análisis de la ecuación de movimiento de la tobera en el plano, basado en las hipótesis que la aceleración angular del vehículo resulta despreciable frente a la de la tobera y que, además, el punto de anclaje del actuador a la estructura del vehículo presenta una muy elevada rigidez. En esas condiciones y, sobre la base de experiencias con vehículos similares, se ha concebido una maniobra de 250 ms de duración que permita alcanzar simultáneamente los máximos valores de desplazamiento ( $5^\circ$ ), velocidad ( $30^\circ/s$ ) y aceleración ( $300^\circ/s^2$ ), mostrándose en la Tabla 1 y en la Figura 3 la evolución temporal de las variables.

Requerimiento	Valor adoptado Máx.
Ángulo de basculamiento	$\theta = 5 \text{ deg}$
Velocidad angular	$\dot{\theta} = 30 \text{ deg/s}$
Aceleración angular	$\ddot{\theta} = 300 \text{ deg/s}^2$

Tabla 1 – Requerimientos cinemáticos máximos

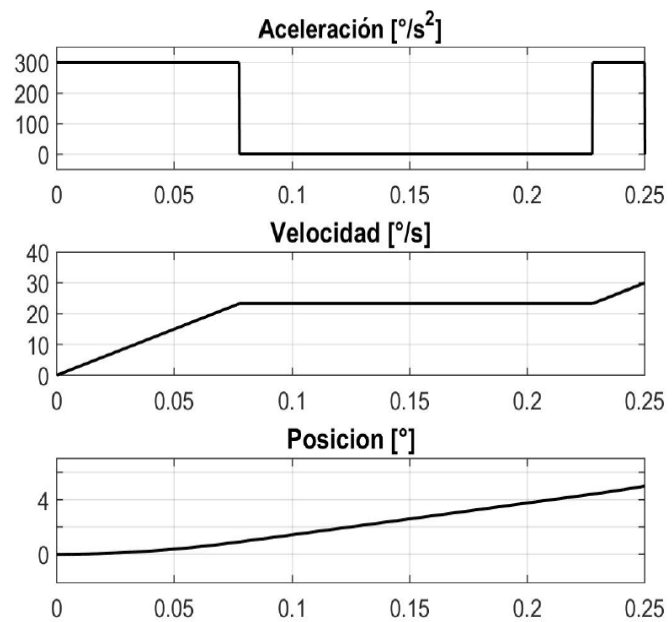


Figura 3 – Evolución temporal de variables cinemáticas

En la Tabla 2 se resumen los valores adoptados de los requerimientos necesarios para el cálculo de la cupla máxima.

Requerimiento	Valor adoptado
Momento de inercia de la tobera	$J_T = 5,75 \text{ Kg m}^2$
Rigidez de la junta	$K_J = 24250 \text{ Nm/rad}$
Amortiguamiento de la junta	$B_J = 1325 \text{ Nm s}$
Fricción de la junta	$C_{FS} = 795 \text{ Nm}$
Desalineación del empuje	$C_{DVE} = 450 \text{ Nm}$
Cupla específica debido a la aceleración axial	$C_{AA} = 430 \text{ Nm/rad}$
Cupla debido a la aceleración lateral	$C_{AL} = 60 \text{ Nm}$

Tabla 2- Características de tobera flexible a controlar y cuplas que operan durante el vuelo del vehículo aeroespacial.

Del análisis de la cinemática de este caso resulta:

$$C_{\max} = J_{\max} J_T + J_{\max} B_J + J_{\max} K_c + C_{\text{est}}$$

En donde:

$$K_c = K_J + C_{AA} = 24680[\text{Nm/rad}]$$

Estando  $C_{\text{est}}$  formada por la suma de las cuplas de fricción seca, de aceleración lateral y de desalineación de empuje que, se considera que operan conjuntamente como una cupla estacionaria durante la maniobra:

$$C_{\text{est}} = C_{FS} + C_{AL} + C_{DVE} = 1305 [\text{Nm}]$$

Reemplazando valores, obtenemos la cupla máxima y la potencia máxima:

$$C_{\text{max}} = 4182,6[\text{Nm}], \quad P_{W,\text{max}} = C_{\text{max}} J_{\text{max}} = 2190 [\text{W}]$$

## 8.2) Pre selección del motor

En base a la precedente estimación de potencia pico se selecciona el motor brushless (ITT, 2011).

Parámetro	Valor
Potencia nominal	2059 W
Potencia Pico	2265W
Cupla nominal	6 Nm
Cupla pico	20,4 Nm
Corriente instantánea máx.	106 A
Momento de inercia del rotor $J_M$	$2,712 \times 10^{-6}$ Kg m <sup>2</sup>
Coef. de fricción viscosa $B_M$	$7 \times 10^{-4}$ Nms

Tabla 3 - Características del motor seleccionado (ITT MDM-5000 T0854).

Considerando que la potencia máxima determinada corresponde a un caso extremo poco probable y teniendo en cuenta además las limitaciones de tamaño y peso en este tipo de aplicaciones, es que se ha seleccionado un motor que satisface ajustadamente los requerimientos.

## 8.3) Determinación de la relación de transmisión total óptima

Para la selección de la relación de transmisión total óptima se analizaron dos maniobras en forma conjunta:

- Maniobra “Escalón”
- Maniobra “Bang-Bang”

La primera maniobra consta de imponer la cupla nominal del motor de manera constante generada por un escalón de corriente.

La maniobra “Bang-Bang” fue diseñada con el fin de evaluar una situación de máximas cuplas posibles actuando simultáneamente. Se utilizaron los perfiles de posición, velocidad y aceleración de la Figura 3 con el fin de evaluar la cupla, corriente y potencia obrante.

Para capturar la respuesta exacta del sistema de actuación es necesario obtener las inercias ( $J$ ), rigideces ( $K$ ) y fricciones viscosas ( $B$ ) equivalentes que aportan tanto la carga como el actuador preseleccionado. Esto es posible mediante la siguiente relación:

$$\begin{aligned} J_{eq} &= J_T + a^2 J_M \\ B_{eq} &= B_T + a^2 B_M \\ K_{eq} &= K_T \end{aligned}$$

Donde  $a = \frac{q_m}{q_{ob}}$  es la relación de transmisión total.

Estas dos maniobras fueron simuladas iterativamente cambiando los valores de relación de transmisión  $a$ , con el objetivo de determinar el tiempo insumido en una deflexión de tobera de  $2.5^\circ$  mediante la maniobra escalón y la potencia y corriente consumidas en la maniobra “Bang-Bang”. Los resultados son graficados en la Figura 4 y Figura 5.

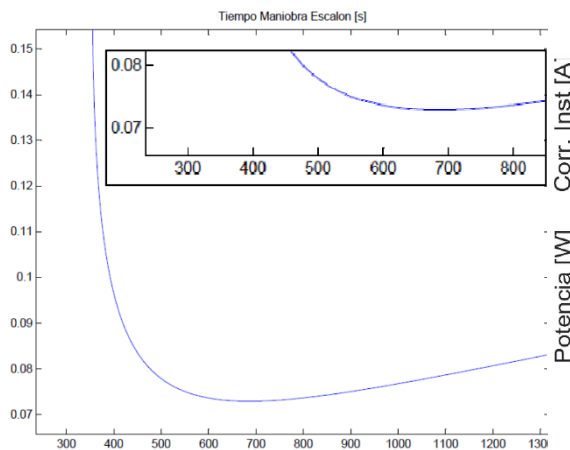


Figura 4 - Tiempo de deflexión de tobera de  $2.5^\circ$  en maniobra escalón para diversos valores de relación de transmisión

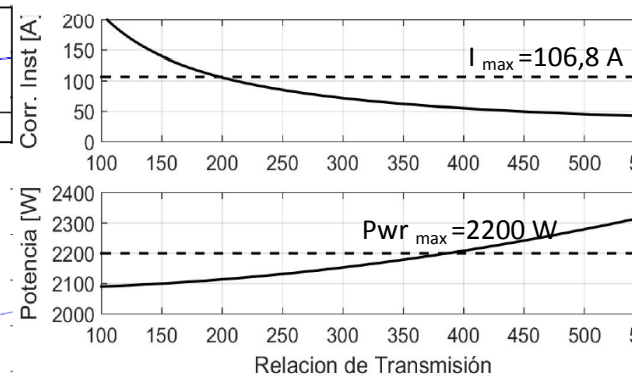


Figura 5 - Requerimientos de corriente y potencia máximas en función de  $a$

En la Figura 4 se puede apreciar que para valores de  $\alpha$  cercanos a 690 se puede observar un mínimo de 0,073 segundos aproximadamente.

La Figura 5 muestra, por un lado, que la corriente consumida supera a la corriente máxima del motor para valores de  $\alpha$  menores a 200. Y por otro lado que para valores de  $\alpha$  mayores a 390 la potencia necesaria supera al valor de potencia pico admisible del motor. Por lo tanto, el rango de relación de transmisión total factible de utilizar con el motor seleccionado es de 200 a 390. Pero como se puede observar en la Figura 4, es conveniente utilizar un elevado valor de este rango debido que éste minimiza el tiempo (aproximadamente 385).

#### 8.4) Determinación de la máxima corriente consumida

Utilizando los resultados de la sección anterior, es posible obtener la máxima corriente consumida en la maniobra BANG-BANG para la relación de transmisión adoptada.

$$I_{\max} = 106,8[A]$$

Tal como se muestra en la Figura 5.

#### 8.5) Selección del tornillo de bolas recirculantes

Analizando la Figura 6, la fuerza máxima de actuación puede ser calculada de la siguiente manera:

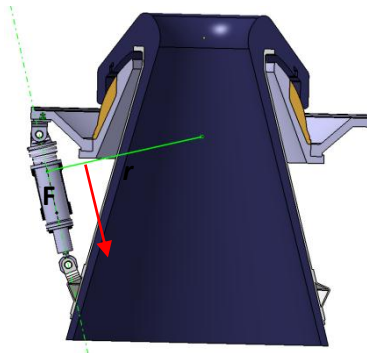


Figura 6 – Sistema Tobera Flexible – Actuador

$$Fr = C_m i_{tot}$$

Donde  $F$  es la máxima fuerza que puede realizar el actuador,  $r$  es la distancia mínima desde el punto de pivot de la tobera hacia la recta de acción de la fuerza de actuación e  $i_{tot}$  es la relación de transmisión total.

En base a suponer que el actuador ejerciera la máxima cupla posible y utilizando los resultados de los análisis anteriores se obtiene:

$$F = \frac{C_m i_{tot}}{r} = \frac{20,4[Nm] 385}{0.362[m]} = 21696[N] = 2211[kgf]$$

El tornillo fue seleccionado en base a su capacidad de carga dinámica. Es un tornillo rectificadado sin precarga de material SAE 8620, diámetro nominal 32 mm y paso

10 mm/rev, cuya capacidad de carga dinámica es de 32000 N superior a la máxima carga realizable por el actuador de 21696 N.

Model No.	Screw shaft outer diameter d	Lead l	Ball center-to-center diameter dp	Thread minor diameter de	No. of loaded circuits Rows x turns	Basic load rating		Rigidity K N/μm
						Ca*	Csa	
						kN	kN	
EBB 1605-4	16	5	16.75	13.1	4×1	11.9	17.4	210
EBB 2005-3	20	5	20.75	17.1	3×1	10.6	17.3	200
EBB 2505-3	25	5	25.75	22.1	3×1	12.1	22.6	250
EBB 2510-3	25	10	26	21.6	3×1	15.9	27	250
EBB 2510-4	25	10	26	21.6	4×1	20.9	37.6	330
EBB 3205-3	32	5	32.75	29.2	3×1	13.9	30.2	300
EBB 3205-4	32	5	32.75	29.2	4×1	17.8	40.3	400
EBB 3205-6	32	5	32.75	29.2	6×1	25.1	60.4	600
EBB 3210-3	32	10	33.75	26.4	3×1	32.1	52.2	300
EBB 3210-4	32	10	33.75	26.4	4×1	41.3	69.7	390
EBB 4005-6	40	5	40.75	37.1	6×1	26.6	77.5	716
EBB 4010-3	40	10	41.75	34.4	3×1	37.3	69.3	380
EBB 4010-4	40	10	41.75	34.4	4×1	47.6	92.4	500
EBB 4020-3	40	20	41.75	34.7	3×1	36.8	69.3	750
EBB 5010-4	50	10	51.75	44.4	4×1	54.3	120.5	610
EBB 5020-3	50	20	52.25	43.6	3×1	55.3	108.8	470
EBB 6310-6	63	10	64.75	57.7	6×1	87.9	242.1	1140
EBB 6320-3	63	20	65.7	56.0	3×1	104.4	229.3	1470

Tabla 4 - Tabla de dimensiones de tornillos de bolas recirculantes según norma DIN 69051.

## 8.6) Determinación de la relación de transmisión del tren de engranajes

En cuanto al tren de engranajes para vincular el eje del motor con el tornillo de bolas recirculantes se adoptó una solución con tres engranajes. El engranaje intermedio se encuentra precargado mediante un resorte logrando así la eliminación del juego libre de dicho tren de engranajes.

La relación de transmisión total ( $\alpha$ ) está determinada por el paso del tornillo de bolas recirculantes, la relación de transmisión del tren de engranajes y de la disposición geométrica de los puntos de anclaje del actuador respecto del centro de giro de la tobera.

Se define ( $\alpha$ ) como la relación entre el ángulo girado por el eje del motor respecto del ángulo de basculamiento de la tobera, por lo tanto:

$$\alpha = \frac{q_m}{q_{lob}} = 385$$

A su vez, el ángulo girado por el eje del motor está definido por la relación de transmisión del tren de engranajes y el ángulo girado por el tornillo de bolas recirculantes:

$$q_m = \frac{Z_2}{Z_1} q_{tor}$$

El ángulo girado por la tobera está definido por el desplazamiento axial del tornillo y por la disposición geométrica de los puntos de anclaje del actuador y el punto de basculamiento de la tobera:

$$q_{tob} = \frac{X_{tor}}{r}$$

El ángulo girado por el tornillo de bolas recirculantes está definido por el desplazamiento axial del tornillo y el paso del mismo:

$$q_{tor} = X_{tor} \frac{2p}{P}$$

Dónde:

$J_m$  = ángulo girado por el motor [rad]

$J_{tob}$  = ángulo girado por la tobera [rad]

$J_{tor}$  = ángulo girado por el tornillo [rad]

$\frac{Z_2}{Z_1}$  = relación de transm. del tren de engranajes

$r = 362,11 \text{ mm/rad}$  (cte. debido a la geometría)

$X_{tor}$  = desplazamiento del tornillo [mm]

$P$  = paso del tornillo [mm]

En la Figura se puede observar la longitud ( $L$ ) que debe adoptar el actuador en las posiciones extremas, en función de la geometría de los puntos de anclaje y del punto de basculamiento de la tobera. Del análisis cinemático de esta configuración se obtiene la cte.  $A$  para el cálculo de la relación de transmisión.

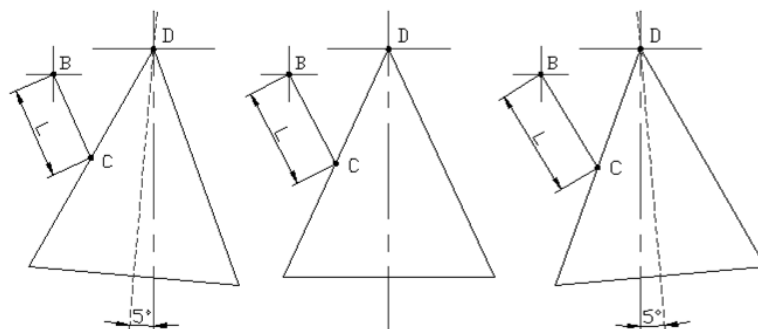


Figura 7 - Esquema de la geometría de los puntos de anclaje y basculamiento.

Dónde:

C = pto. de anclaje del actuador en tobera

B = pto. de anclaje del actuador en estructura

D = pto. de basculamiento de la tobera

L = longitud del actuador

Reemplazando y operando con las ecuaciones anteriores, obtenemos:

$$\frac{Z_2}{Z_1} = \frac{a}{r \frac{2p}{P}} = \frac{385}{362,11 \text{ mm/rad} \frac{2p}{10 \text{ mm/rev}}}$$

Por lo tanto:

$$\frac{Z_2}{Z_1} = 1,69$$

Finalmente, por cuestiones constructivas se adopta un valor de

$$\frac{Z_2}{Z_1} = 1,599$$

### 8.7) Descomposición de fuerzas en el tren de engranajes

Para determinar la carga sobre apoyos y dimensionar o verificar el tamaño de los dientes del tren de engranajes es necesario poder determinar las cargas actuantes.

Se puede determinar las componentes de las fuerzas en direcciones tangenciales, axiales y radiales a la rueda dentada. Dichos valores de fuerzas valen para todos los pares de ruedas dentadas en contacto.

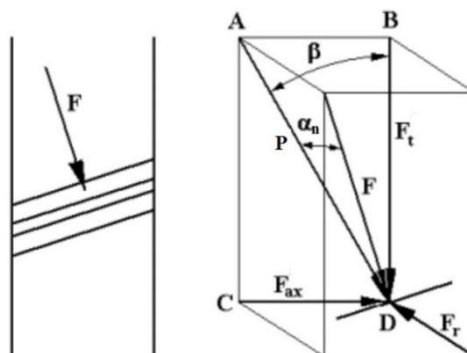


Figura 1 - Descomposición de fuerzas en un diente de engranaje.

$$P = F \cos(a_n), \quad F_t = P \cos(b) = F \cos(a_n) \cos(b)$$

$$F_r = F \sin(a_n), \quad F_a = P \sin(b) = F \cos(a_n) \sin(b)$$

Siendo  $\mathbf{F}$  la fuerza total que se transite en el par de ruedas dentadas. Sabemos que es posible obtener  $\mathbf{Ft}$  a partir del momento torsor del motor aplicada a la rueda dentada acoplada directamente a él de la siguiente manera

$$M_t = F_t R_{p1}$$

Siendo  $R_{p1}$  el radio primitivo de la rueda dentada acoplada directamente al motor llamada rueda 1. A partir de la anterior expresión es posible calcular las restantes componentes de la fuerza total.

En el diseño se plantearon los siguientes valores de ángulos:

$$a_n = 20^\circ \quad b = 19.6^\circ$$

Y tomando para el momento torsor  $\mathbf{Mt}$  el máximo que puede erogarse el motor se puede obtener:

$$M_t = 20.4Nm$$

$$F = 1406.8N \quad F_t = 1201.1N$$

$$F_r = 594.55N \quad F_a = 427.7N$$

## 8.8) Dimensionamiento de las ruedas dentadas del tren de engranajes

La determinación del tamaño correcto de los engranajes fue orientada bajo la premisa de maximizar la aceleración del sistema bajo una cupla motriz constante.

Si se analiza el tren de engranajes como un sistema separado, para cumplir con el objetivo anterior es necesario encontrar

$$\min(\dot{a} J_{eq_i})$$

donde  $J_{eq_i}$  es el momento de inercia másico equivalente de cada rueda dentada referida a una cupla motriz entrante dada, que para nuestro sistema tomando como cupla de referencia la cupla motriz del motor

$$\dot{a} J_{eq_i} = J_{eq_1} + J_{eq_2} + J_{eq_3} = J_1 + J_2 i^2_{21} + J_3 i^2_{31}$$

donde  $J_i$  es el momento de inercia másico de la rueda dentada con respecto a su centro de masa e  $i_{ij}$  es la relación de transmisión de la rueda dentada  $i$  a la rueda dentada  $j$ .

Por lo que se puede expresar:

$$J_i = m_i \frac{pd_i^4}{32}, \quad i_{ij} = \frac{R_{pj}}{R_{pi}}$$

Además, se pueden plantear las siguientes ecuaciones de restricción tales como la mínima cantidad de dientes para no tener interferencia geométrica

$$z_{p\min} = \frac{2k}{\sin^2(a_n)} \cos(b)$$

Anteriormente se determinó la potencia necesaria del motor que mueve este tren de engranajes, y habiendo seleccionado el modelo ITT MDM 5000-0854 cuya sección frontal es de 85mm\*85mm, se decidió que el tren de engranajes debe estar contenido en una caja de no mayor ancho que el ancho de la toma del motor. Eso se puede parametrizar de la siguiente manera

$$(R_{p1} + R_{p2}) \sin(q_1) < Ancho_{motor} = 85[mm]$$

La distancia entre centros también es fija y de valor

$$I = 81.4[mm]$$

Estas últimas dos restricciones fueron impuestas bajo el criterio de que el actuador sea lo más compacto posible.

El valor de la última restricción, resulto luego de un estudio en el cual se determinó el tamaño del tornillo necesario para transmitir la potencia y fuerza requeridas, con dicho tornillo se pueden determinar las dimensiones tecnológicamente posibles de la tuerca y tomando un espesor de pared apropiado del cilindro conductor de la tuerca, se puede estimar una distancia entre centros adecuada.

Por último, en el punto 8.6 se determinó la relación de transmisión  $i_{31}$  debe ser 1,69, pero para hacer el diseño más flexible se prevee que no supere este valor y que no esté por debajo del valor 1,5. Por último nuestro problema de optimización queda formalizado de la siguiente manera.

Encuéntrese:

$$[R_{p1}, R_{p2}, R_{p3}] \text{ mediante } \min(J_1 + J_{2i^2_{21}} + J_{3i^2_{31}})$$

Tal que:

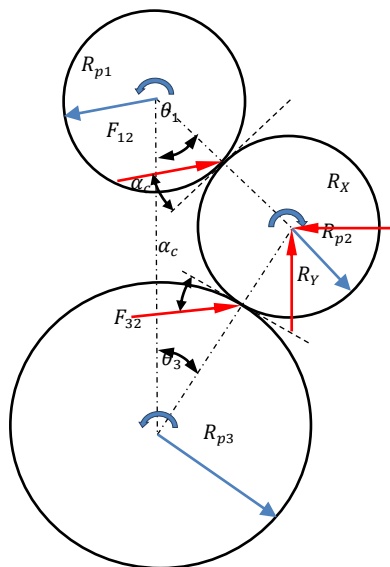
$$\begin{aligned}
 z_{p \min} - z_p &\leq 0 \\
 (r_{p1} + R_{p2}) \sin(q_1) - Ancho_{motor} &\leq 0 \\
 I - 81.4 &= 0 \\
 i_{31} - 1.69 &\leq 0 \\
 1.5 - i_{31} &\leq 0
 \end{aligned}$$

La minimización ha conllevado a utilizar los radios primitivos de los engranajes lo más pequeños posibles. Entonces los radios primitivos de los engranajes obtenidos son:

$$R_{p1} = 16.984[mm] \quad R_{p2} = 20.169[mm] \quad R_{p3} = 26.538[mm]$$

### 8.9) Determinación de las fuerzas actuantes sobre el engranaje intermedio

Se procederá a determinar las fuerzas actuantes en la rueda dentada intermedia.



$$\begin{aligned}
 F_{12} \cos(a_c - q_1) + F_{32} \cos(a_c - q_3) - R_x &= 0 \\
 F_{32} \sin(a_c - q_3) + F_{12} \sin(a_c - q_1) - R_y &= 0 \\
 (R_{p3} + R_{p2}) \sin(q_3) &= (R_{p1} + R_{p2}) \sin(q_1) \\
 I &= (R_{p1} + R_{p2}) \cos(q_1) + (R_{p3} + R_{p2}) \cos(q_3)
 \end{aligned}$$

Figura 2 - Diagrama de montaje del tren de engranajes

En base al esquema de la Figura 2 se elaboró el sistema de ecuaciones, en donde  $F_{12}$  y  $F_{32}$  son las componentes de las fuerzas en el plano perpendicular al eje de rotación de las ruedas dentadas, que realizan los engranajes **1** y **3** al engranaje intermedio respectivamente.  $R_x$  y  $R_y$  son las reacciones que debe generar el apoyo del engranaje intermedio.  $I$  es la distancia entre ejes del engranaje **1** hasta el engranaje **2**.  $\alpha_c$  es el ángulo de presión circunferencial.

Se puede calcular  $\alpha_c$  de la siguiente manera:

$$\tan(\alpha_c) = \frac{\tan(a_n)}{\cos(b_n)}$$

También vemos que  $\mathbf{F}_{12} = \mathbf{F}_{32}$  ya que

$$F_{12} = \frac{F_t}{\cos(a_n) \cos(b)}, \quad F_{32} = \frac{F_t}{\cos(a_n) \cos(b)},$$

La distancia entre centros esta impuesta por condición de diseño a  $\mathbf{I} = 80.4 \text{ mm}$ .

Los siguientes son los radios primitivos de cada engranaje:

$$R_{p1} = 16.984[\text{mm}] \quad R_{p2} = 20.169[\text{mm}] \quad R_{p3} = 26.538[\text{mm}]$$

Con estos datos podemos resolver el sistema de 4 ecuaciones no lineales y obtener los siguientes resultados:

$$q_1 = 15.63^\circ \quad q_3 = 12.38^\circ \quad R_x = 2747.6[\text{N}] \quad R_y = 78[\text{N}]$$

El sentido  $\mathbf{R}_x$  es hacia la izquierda y el de  $\mathbf{R}_y$  hacia arriba.

### 8.10) Verificación de la resistencia de los engranajes

Se utilizará el criterio de Barth para la verificación de los dientes de los engranajes el cual contempla efectos dinámicos debido a defectos en la fabricación del engranaje.

El método propone

$$s = \frac{K_v F_t}{B m Y}$$

Tal que  $F_t$  es la fuerza tangencial que incide sobre el diente,  $\mathbf{B}$  el ancho de la rueda dentada,  $\mathbf{m}$  el módulo normal,  $\mathbf{Y}$  el factor de Lewis y  $\mathbf{K}_v$  el factor dinámico que se escribe como:

$$K_v = \frac{3.56 + \sqrt{v}}{3.56}$$

el cual está formulado para un perfil generado con fresa madre o cepillado, si el método de elaboración fuera otro el factor cambia, y en donde  $\mathbf{v}$  es la velocidad periférica en [m/s] dada por la velocidad angular y el radio primitivo de la rueda dentada

$$v = \omega R_p$$

Si se introducen las cargas en [N], las medidas geométricas en [mm] y las velocidades en [m/s] la norma AGMA asegura el resultado de tensiones en [MPa].

Solo se verificará el engranaje de menor tamaño.

$$F_t = 1201[N], \quad B = 11[mm] \quad m = 2[mm]$$
$$w_{1\max} = 209.43[rad / s] \quad Y = 0.296 \quad v = 3.56[m / s]$$

Por ende:

$$K_v = 1.529, \quad s = 282.1[MPa]$$

que para una tensión de fluencia del aluminio 7075-T6 de 441 [MPa] nos da un coeficiente de seguridad de:

$$n = \frac{441[MPa]}{282.1[MPa]} = 1.567$$

### 8.11) Selección y Verificación de los resortes Belleville para fin de carrera

Como medida de seguridad se decidió adoptar un sistema de absorción de impactos en los extremos de carrera del émbolo de actuación dentro del cilindro del actuador, tal como se muestra en la Figura 3. La finalidad de este sistema es atenuar las cargas de impacto que podría sufrir el mecanismo de actuación ante una eventual pérdida de control del mismo, llevando el émbolo de actuación y la tuerca del tornillo de bolas recirculantes fuera de los límites de trabajo nominal. La solución elegida fue un arreglo de resortes Belleville o platillo. Estos elementos son de origen comercial y estándar, pero deben ser modificados en sus diámetros externos e internos para ajustarse a las medidas del cilindro y del émbolo.

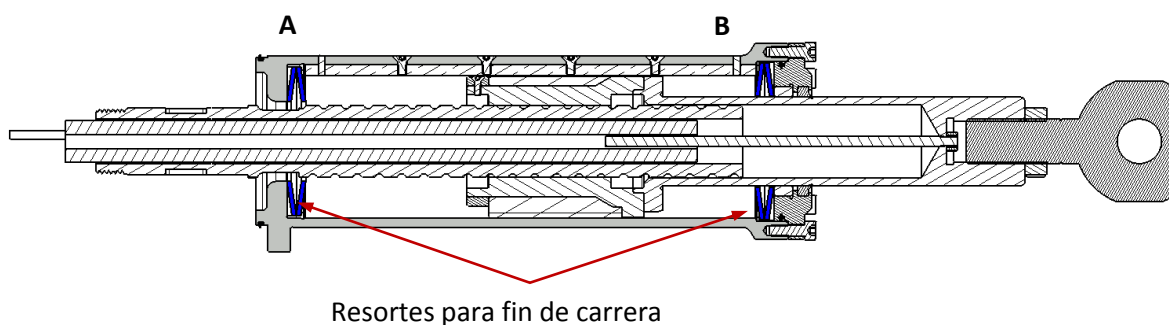


Figura 3 - Corte longitudinal del mecanismo de actuación donde se pueden observar los resortes utilizados para el fin de carrera.

Los resortes Belleville se seleccionaron en base a la cercanía de diámetros comerciales con los diámetros interior del cilindro y exterior del émbolo. Según norma DIN 2093 los diámetros de platillos más cercanos a los necesarios son  $f_{ext} = 71$  [mm] y  $f_{int} = 36$  [mm], y es posible elegir entre una serie de 3 espesores, 2 [mm], 2.5 [mm] y 4 [mm].

Para determinar el resorte platillo adecuado se planteó la siguiente situación:

El actuador se encuentra trabajando acoplado a la carga para el cual fue diseñado, luego pierde control y se mueve hacia el fin de carrera con máxima velocidad y cupla posible para por último impactar.

La Figura 4 esquematiza la situación crítica de impacto anteriormente descrita.

Se desea modelar el fenómeno de impacto para el cual la tuerca del actuador se encuentra en la máxima carrera posible. Para ello es posible plantear la siguiente ecuación de movimiento.

$$M_{eq} \ddot{x} + C_{eq} \dot{x} + F_p x = F_{eq}$$

cuyas condiciones iniciales son:

$$\dot{x}(0) = v_0, \quad x(0) = L_{carrera}$$

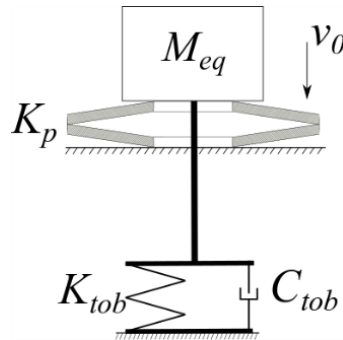


Figura 4 - Esquema simplificado del sistema de absorción de impactos en la situación crítica.

La longitud de carrera a partir de la posición media es  $L_{carrera} = 50[mm]$ . La velocidad inicial de impacto es la máxima de traslación de la tuerca que se puede obtener del análisis de la relación de transmisión del tren de engranajes antes visto.

$$\dot{x}_{tor} = \dot{q}_m \frac{Z_1}{Z_3} \frac{P}{2p}$$

La velocidad máxima de giro del motor  $\max(\dot{q}_m)$  se obtiene de su curva característica mostrada en la Figura 5, así como también la cupla a dicha velocidad.

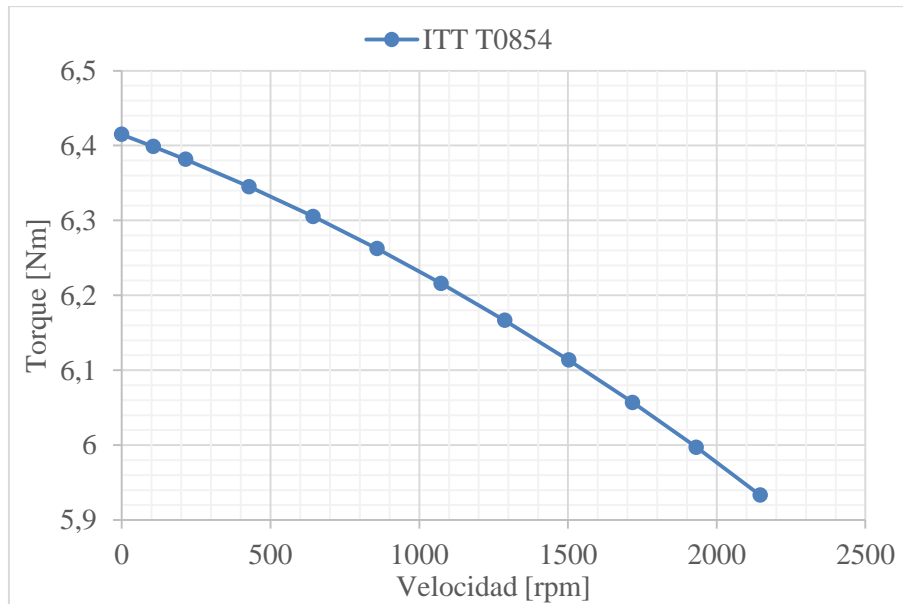


Figura 5 - Curva Torque-Velocidad Motor ITT T0854.

Donde  $F_{eq}$  es la fuerza equivalente en la tuerca originada por la cupla motriz, la cual se puede determinar como

$$F_{eq} = C_m \frac{Z_3}{Z_1} \frac{2p}{P}$$

$M_{eq}$ ,  $K_{eq}$  y  $C_{eq}$  es la masa, rigidez y coeficiente de fricción equivalentes en la tuerca. Se pueden determinar mediante

$$M_{eq} = \frac{(I_m + I_1)i_{13}^2 + I_2i_{23}^2 + I_3 + I_{tor}}{P^2} + \frac{I_{tob}}{r^2} + m_{tuerca}$$

$$C_{eq} = \frac{C_{tob}}{r^2}$$

$$K_{eq} = \frac{K_{tob}}{r^2}$$

donde  $i_{ij}$  es la relación de transmisión entre el engranaje "i" y el "j",  $I_i$  el momento de inercia del engranaje "i",  $P$  e  $I_{tor}$  el paso y momento de inercia del tornillo de bolas recirculantes respectivamente,  $I_{tob}$  el momento de inercia de la tobera y  $r$  la distancia mínima al punto de pivot de la tobera.

Se condensan todos los datos y las constantes que intervienen en la Tabla 5.

$I_1[kgm^2]$	$I_2[kgm^2]$	$I_3[kgm^2]$	$I_m[kgm^2]$	$I_{tor}[kgm^2]$	$I_{tob}[kgm^2]$	$m_{tuerca}[kg]$
4.91x10-6	4.91x10-6	1.97x10-5	2.71x10-4	2.76x10-4	5.75	2.18
$i_{13}$	$i_{23}$	$r[m]$	$P[m]$	$L_{carrera}[m]$	$v_0[m/s]$	$C_m[Nm]$
1.599	1.2	0.362	0.01	0.05	0.2083	6
$M_{eq}[kg]$		$C_{eq}[N/m/s]$		$K_{eq}[N / m]$		$F_{eq}[N]$
447.93		1.01x104		1.883x105		6032

Tabla 5 – Parámetros intervinientes

El término  $F_p(x)$  representa la fuerza elástica del resorte platillo. Los resortes platillo gozan de rigideces no lineales. Afortunadamente existen expresiones analíticas para determinar rigidez y tensión en resortes Belleville, las cuales pueden encontrarse en los manuales del fabricante o en literatura especializada como (Young & Budynas, 2002).

En este trabajo se prefirió determinar la fuerza elástica del resorte platillo a partir de un análisis de elementos finitos. Para ello se utilizó un software comercial y se modeló una sección del resorte platillo de forma axisimétrica. La geometría modelada se esquematiza en la Figura 6, la malla utilizada se muestra en la Figura 7 y sus características se enuncian en la Tabla 7.

Se necesitan evaluar 3 geometrías distintas ya que el actuador posee 2 diseños de resorte, uno frontal y otro posterior, y a modo comparativo el resorte comercial del cual se parte para generar los dos anteriores. Las características de estos platillos se encuentran en la Tabla 6.

Denominación	DIN 2093 C71	DIN 2093 C71 Mod	DIN 2093 C71 Mod2
Espesor [mm]	2	2	2
Diámetro Externo [mm]	71	71	67
Diámetro Interno [mm]	36	41	36

Tabla 6 - Serie de resortes platillos evaluados.



Figura 6- Esquema del modelado axisimétrico del resorte Belleville.

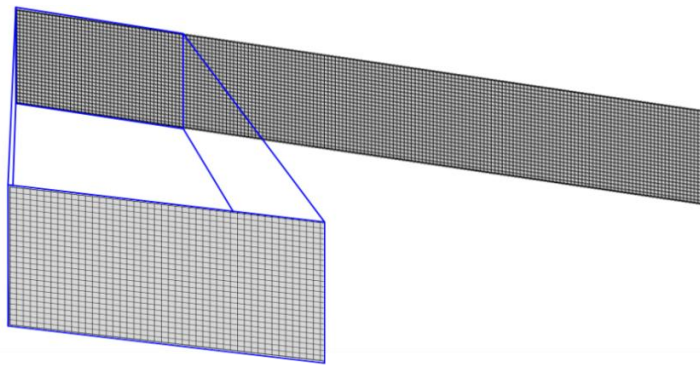


Figura 7 - Malla de elementos finitos cuadriláteros utilizada para la discretización de la geometría.

Descripción	Valor
Calidad mínima de elemento	0.8449
Calidad media de elemento	0.8449
Elementos cuadriláteros	4940
Grados de Libertad	40386

Tabla 7 - Características de la malla utilizada para la simulación.

Las evaluaciones numéricas constan de resolver el modelo planteado en la Figura 6, imponiendo un desplazamiento prescrito en la punta libre y obteniendo la reacción vertical en el apoyo deslizante. Este modelo se resolvió evaluando una serie desplazamientos en el intervalo desde 0 hasta el desplazamiento de colapso que varía según la geometría de cada platillo y con lo cual se construyó el gráfico de la Figura 8.

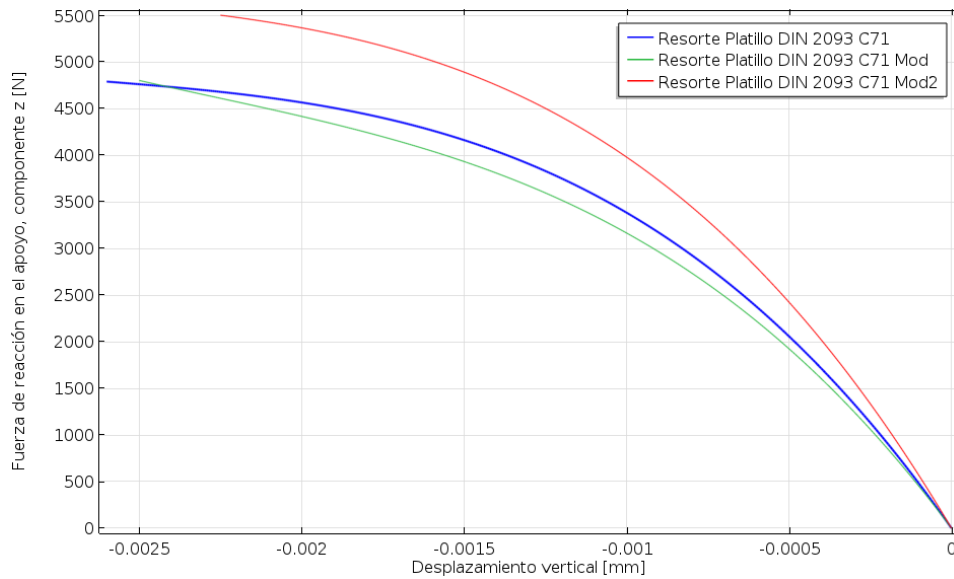


Figura 8 - Curvas Carga-Deflexión de resortes platillos correspondientes a Tabla 6.

En la Figura 11 se observa la simulación de las tensiones del modelo de resorte Belleville cuando se somete a las condiciones de máxima sollicitación. Donde se observa que dichas sollicitaciones se encuentran lejos de los límites de fluencia del material.

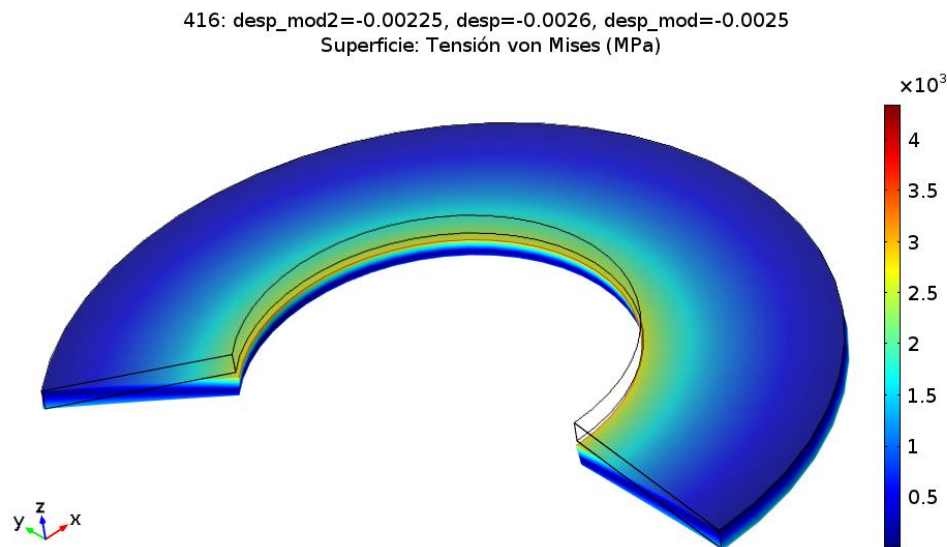


Figura 9 - Vista en perspectiva corte de resorte Belleville.

Ya que los resortes platillo se agrupan en paquetes de a pares en posición espalda con espalda, se debe modificar las curvas obtenidas duplicando los desplazamientos para los mismos valores de fuerzas, tal como se muestra en la Figura 10 y Figura 11. Cabe destacar que los desplazamientos medidos en dichas graficas son a partir del punto de impacto, es decir es necesario desfasar las curvas en una medida igual a  $L_{carrera}$  para poder utilizarlas en la resolución.

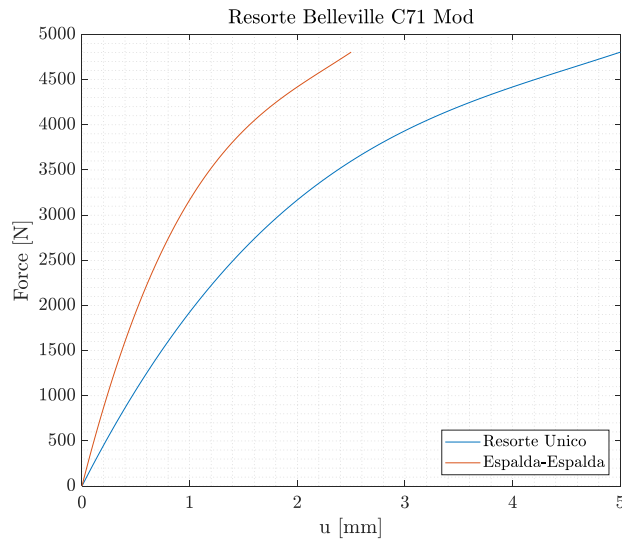


Figura 10 - Fuerza elástica resorte único vs paquete.

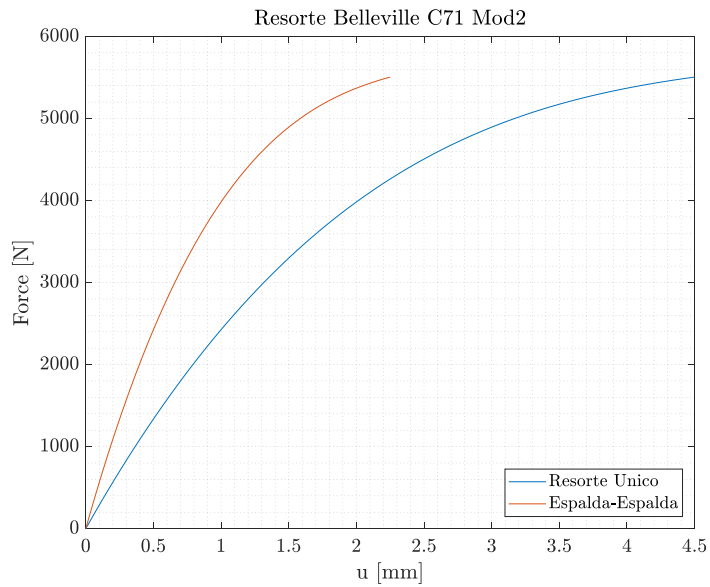


Figura 11 - Fuerza elástica resorte único vs paquete.

Una vez obtenidos los perfiles de fuerza elástica deseados se prosiguió a resolver las ecuaciones de movimiento de los resortes C71Mod y C71Mod2, obteniéndose los desplazamientos que se grafican en la Figura 12 y Figura 13.

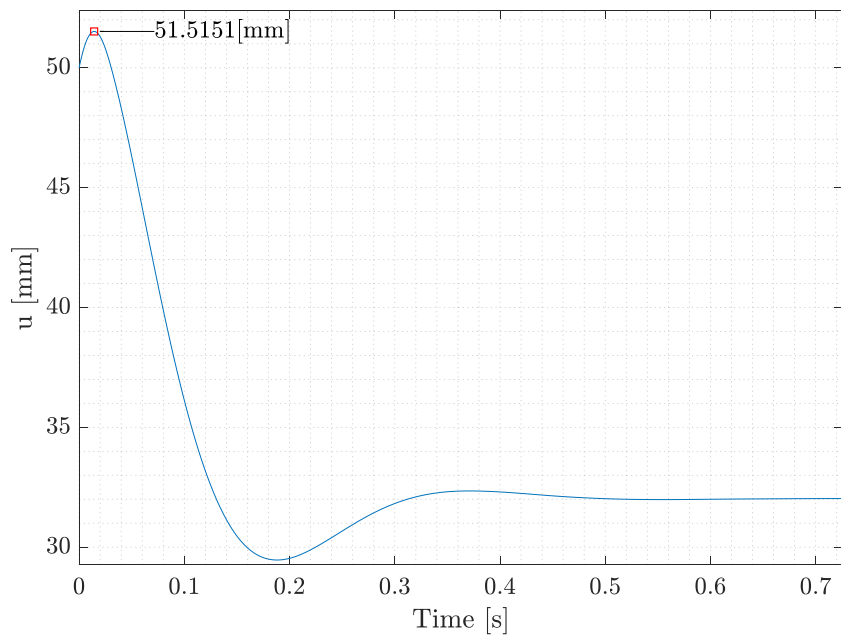


Figura 12- Respuesta dinámica de impacto utilizando platillo C71 Mod.

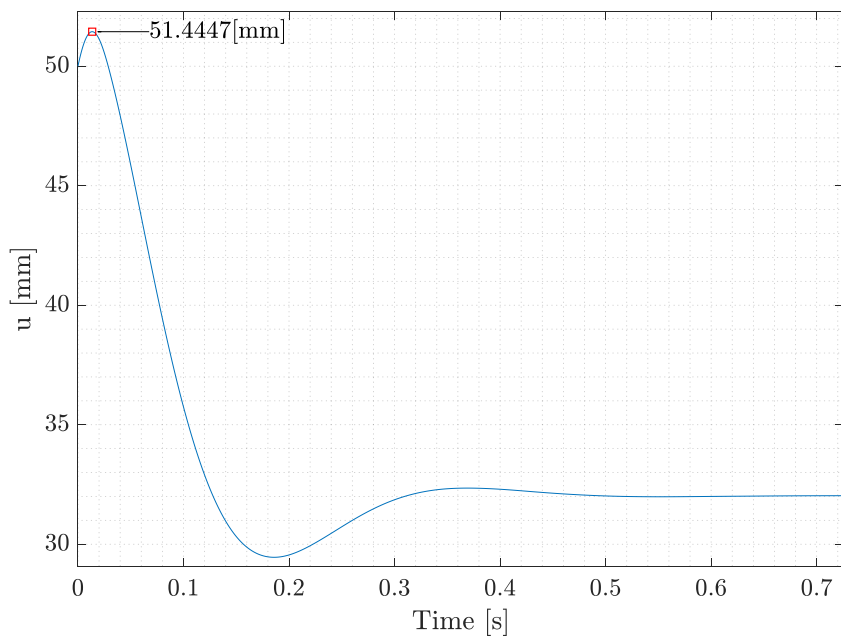


Figura 13 - Respuesta dinámica de impacto utilizando platillo C71 Mod2.

Como puede observarse en ninguno de los dos casos se logra el desplazamiento de colapso, equivalente a la suma de la longitud de carrera y el desplazamiento máximo del paquete, por lo que ambos paquetes de resortes son aptos para utilizarlos como absorbedores de impacto.

### 8.12) Selección de la rótula y cabeza de articulación

Se seleccionarán rótulas y cabezas de articulación SKF del manual (SKF) partiendo de los lineamientos propuestos por dicho documento.

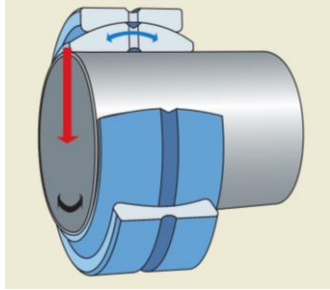


Figura 14- Representación de carga dinámica en rótulas.

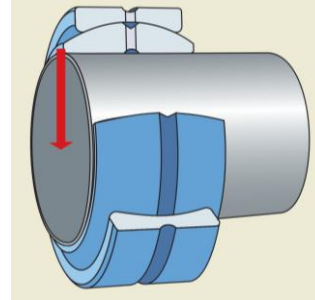


Figura 15 - Representación de carga estática en rótulas.

Si bien el caso de carga que se aplica a la situación es el de carga dinámica, representado en la Figura 16, se utilizará un modelo de carga estática mostrado en la Figura 15, ya que los giros relativos tanto en la cabeza de articulación como en la rótula son solo de posicionamiento, con bajas velocidades relativas y pequeñas amplitudes.

#### Selección de la Rótula

La carga dinámica equivalente se obtiene de un coeficiente “ $y$ ” que compara fuerza axial y fuerza radial en la rótula y el valor absoluto de la fuerza radial.

El coeficiente “ $y$ ” se obtiene de la Figura 18, en donde consideramos carga axial nula y el valor de la fuerza radial, entonces:

$$P = yF_r = 21696[N]$$

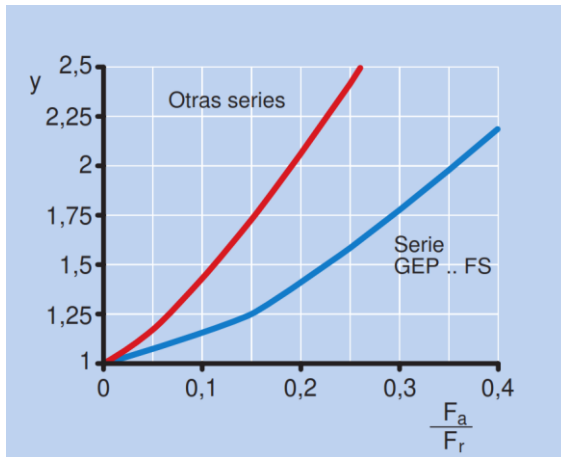


Figura 16- Coeficiente "y" en función de la relación de fuerzas.

Tipo de carga (magnitud y dirección)	Factor $b_6$
Constante + $F_r$	1
Cíclica (dirección única) + $F_r$	0,5 (0,35)
Dirección alternativa + $F_r$ - $F_r$	0,5 (0,35)

Los valores entre paréntesis se aplican a cabezas de articulación con engrasador u agujero de engrase.

Tabla 8- Valores de  $b_6$  para distintos tipos de carga.

Con una rótula libre de mantenimiento SKF GE 20 C se obtiene una capacidad de carga dinámica de 31500 [N].

### Selección de la cabeza de articulación

Para la selección de la cabeza de articulación es necesario encontrar una tal que su capacidad de carga estática genere una carga equivalente permitida menor a la carga radial de trabajo

$$P \leq P_{perm} = C_0 b_2 b_6$$

Se considera carga alternativa y los valores de  $b_2$  y  $b_6$  se obtienen de la Tabla 9 y Tabla 8 respectivamente.

Temperatura de funcionamiento desde	incl.	Factor de temperatura $b_2$
°C		–
–	120	1,0
120	160	0,9
160	180	0,8
180	–	Contactar con SKF

Los siguientes límites de temperatura, deben ser respetados:  
 80 °C Para las rótulas de la serie GEZ .. ES-2RS (obturaciones de poliuretano)  
 130 °C Para el resto de rótulas obturadas (obturaciones de polieastómero)  
 120 °C Límite superior de temperatura para grasa estándar

Tabla 9 - Tabla de coeficientes  $b_2$ .

Entonces utilizando una cabeza de articulación libre de mantenimiento SKF SA 20 C

cuya capacidad de carga estática es  $C_0 = 51000[N]$  se obtiene:

$$21696[N] = P \leq P_{perm} = 51000[N] \cdot 1 \cdot 0.5 = 25500[N]$$

### 8.13) Resultados del diseño preliminar

En base a todo lo anterior, en las siguientes figuras se presenta el diseño preliminar del Actuador Electromecánico Lineal para la aplicación en el control del vector de empuje (TVC) para un vehículo aeroespacial.

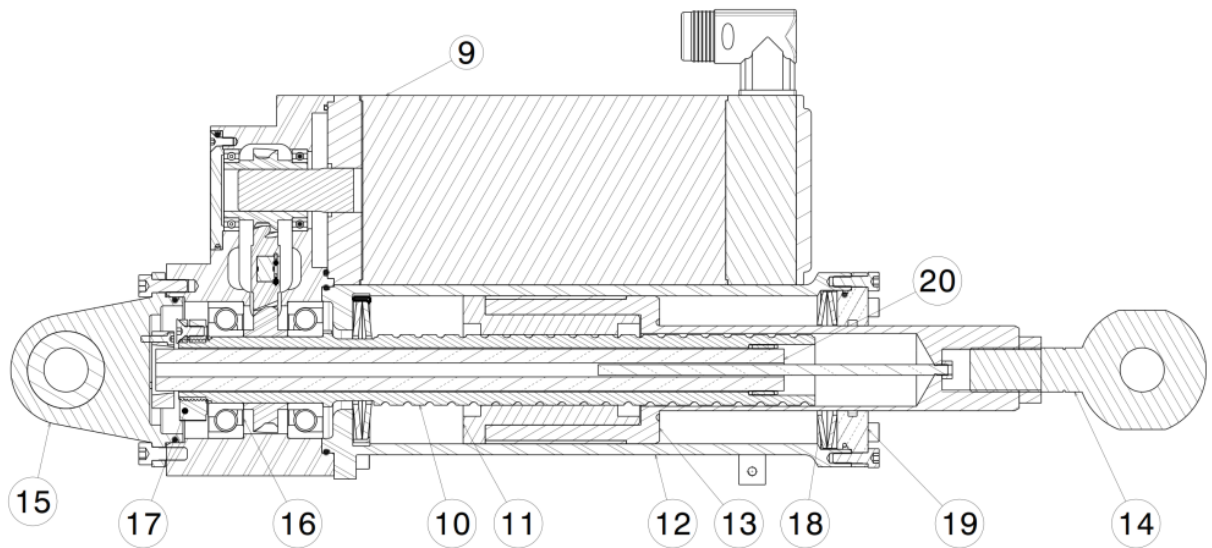


Figura 24 - Corte Longitudinal del Actuador

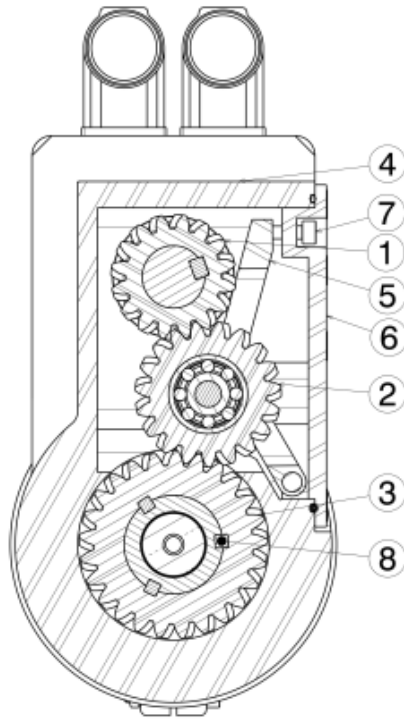


Figura 25 - Corte Caja Reductora.

ITEM	Nombre	ITEM	Nombre
1	Engranaje Conductor	11	Tuerca Tornillo de Bolas recirculantes
2	Engranaje Intermediario	12	Cilindro
3	Engranaje Conducido	13	Embolo
4	Carcaza	14	Extremo Articulado
5	Ballesta	15	Toma articulada
6	Tapa Carcaza	16	Rodamientos
7	Tornillo de Ajuste	17	Tuerca de Precarga
8	Chaveta	18	Resorte Platillo
9	Motor Brushless DC	19	Tapa antirotativa
10	Tornillo de Bolas recirculantes		

Tabla 10 – Principales componentes del actuador.

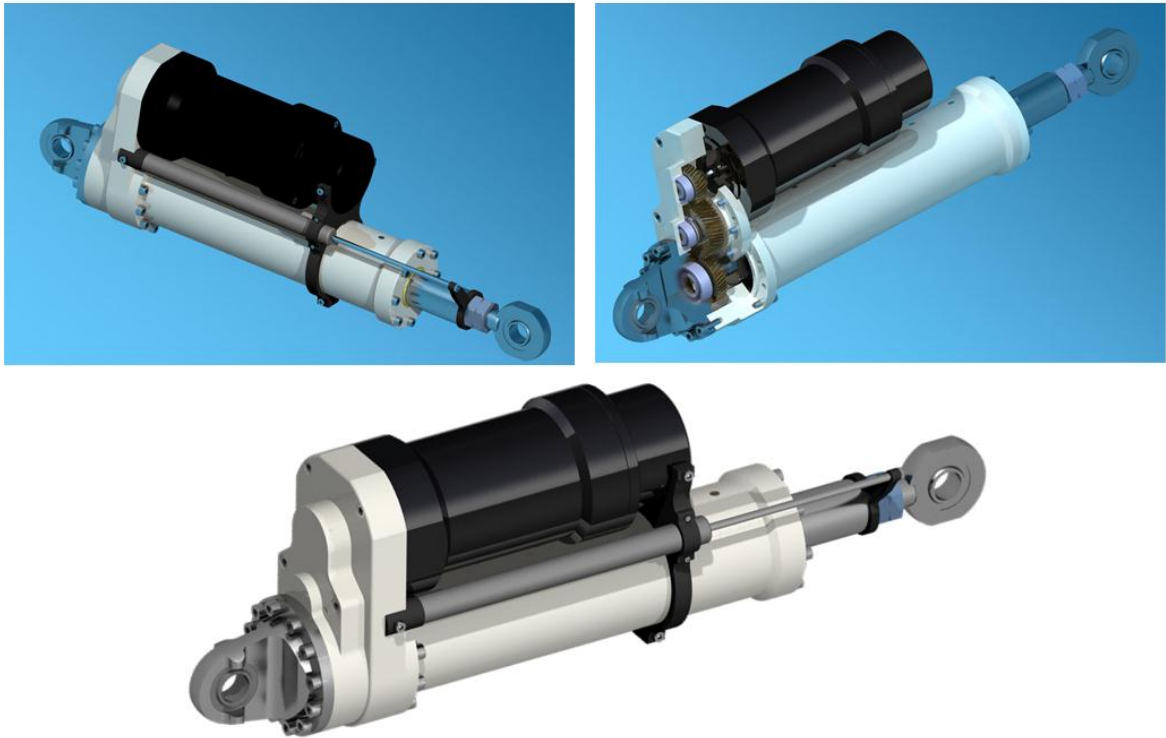


Figura 26 – Modelo virtual preliminar del actuador electromecánico lineal

## 9) Conclusiones

El presente trabajo ha buscado abordar de forma integral el diseño conceptual y preliminar de un actuador electromecánico de potencia media, adaptable a plataformas aeronáuticas y aeroespaciales ligeras, a partir de un enfoque que combina fundamentos técnicos sólidos, contexto estratégico nacional y una metodología orientada a la gestión tecnológica.

En términos técnicos, se ha demostrado que la arquitectura basada en motores BLDC, reductores a engranajes y sistemas de control, resulta adecuada para lograr una solución eficiente, precisa y confiable. Esta configuración, ampliamente validada en el ámbito internacional, puede adaptarse a los requerimientos específicos de plataformas desarrolladas o mantenidas por la Fuerza Aérea Argentina u otras instituciones científicas del país (como CONAE o universidades con proyectos satelitales y de coherencia experimental).

Desde la perspectiva de la innovación, se ha identificado que la ausencia de este tipo de desarrollos en el país no responde a una carencia de capacidades tecnológicas aisladas, sino a la fragmentación del ecosistema de innovación. Por lo tanto, el diseño de un actuador electromecánico no debe limitarse al desarrollo de un prototipo, sino constituirse como un proyecto estratégico articulador.

La situación geopolítica actual —marcada por la inestabilidad de las cadenas de suministro, las tensiones comerciales y la aceleración de los procesos de sustitución tecnológica en defensa— refuerza la urgencia de desarrollar tecnologías duales (de uso civil y militar) con fuerte componente nacional, en las que los actuadores electromecánicos se presentan como una oportunidad concreta.

Asimismo, el enfoque metodológico adoptado, basado en fases iterativas de modelado virtual, validación parcial y construcción modular, permite reducir costos, minimizar riesgos y acelerar los ciclos de aprendizaje, factores esenciales en contextos con restricciones presupuestarias.

El desarrollo de un actuador electromecánico de potencia media no es solamente una necesidad técnica o un desafío ingenieril. Es, ante todo, una apuesta por la autonomía tecnológica nacional, la consolidación de capacidades nacionales en un sector crítico.

Por lo tanto, para garantizar la continuidad, implementación y sostenibilidad del proyecto se podría seguir la siguiente línea de trabajo:

- Formalizar el proyecto como iniciativa de innovación estratégica nacional
- Promover un consorcio público-privado basado en capacidades complementarias
- Escalar el desarrollo mediante un enfoque por niveles de madurez tecnológica
- Explorar aplicaciones duales y civiles para aumentar la sostenibilidad

A partir de este trabajo, se abren distintas líneas posibles de desarrollo futuros para la profundización técnica y estratégica:

- a. Prototipo de laboratorio
  - Construcción de una primera unidad de ensayo para validación en banco de pruebas. Esto permitiría comenzar con caracterizaciones empíricas (torque, velocidad, ruido, eficiencia, disipación térmica).
- b. Versión calificada para entorno espacial o de alta exigencia
  - Desarrollo de variantes para aplicaciones en cohetes experimentales o satélites pequeños, con materiales y lubricantes especiales y blindaje electromagnético.
- c. Desarrollo de subsistemas en paralelo
  - Desarrollo de un banco de ensayos para actuadores lineales.
  - Proyecto de driver nacional para el control de motor brushless DC.
  - Desarrollo de sensores de posición resistentes a ambientes extremos.
  - Estudio sobre materiales estructurales disponibles en el país (aleaciones o materiales compuestos) para aligerar la masa total del actuador.

Es decir existen un sin número de proyectos para el desarrollo nacional de componentes, subsistemas y sistemas, tanto para el área de defensa como para el uso civil que podrían realizarse realizando las gestiones necesarias y optimizando los recursos existentes.

## 10) Bibliografía

- Sábato, J. A. (2011). *El pensamiento latinoamericano en la problemática ciencia-tecnología-desarrollo-dependencia*. Ediciones Biblioteca Nacional.
- Samaja, J. (2000). *Epistemología y Metodología. Elementos para una teoría de la investigación científica. Parte I: El proceso de la investigación y sus dimensiones*. EUDEBA.
- Instituto Español de Estudios Estratégicos. (2011). *La defensa del futuro: Innovación, Tecnología e Industria*. Ministerio de Defensa.
- Rodríguez, Francis D. (2006). *Electromechanical Motion Control Systems in Spacecraft Applications*. Space 2006 Conference, 19-21 September 2006, San José, California. AIAA 2006-7291.
- Weir, R. A., & Cowan, J. R. (1993). *Development and Test Of Electromechanical Actuators For Thrust Vector Control*. AIAA, SAE, ASME, and ASEE, Joint Propulsion Conference and Exhibit, 29th, Monterey, CA, June 28-30, 1993.
- Roth, M. E. (1990). *Electromechanical Actuation for Thrust Vector Control Applications*. Prepared for the National Aerospace and Electronics Conference (NAECON), Dayton, Ohio, May 21-25, 1990.