

**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERU
ESCUELA DE POS GRADO**



**DISEÑO DE UN MÓDULO DE ENSEÑANZA DEL
SISTEMA MOTRIZ DE FAJAS TRANSPORTADORAS**

TESIS PARA OPTAR EL GRADO DE MAGÍSTER EN
INGENIERÍA MECÁNICA

AUTOR:

ING. GUSTAVO ALBERTO NEIRA ALATRISTA

ASESOR:

DR. ING. JORGE HERNÁN ALENCASTRE MIRANDA

JURADO:

DR. ING. JORGE ANTONIO RODRÍGUEZ HERNÁNDEZ

DIPL. ING. ELISEO BENJAMÍN BARRIGA GAMARRA

Noviembre - 2018



© 2017, Gustavo Alberto Neira Alatriza

Se autoriza la reproducción total o parcial,
con fines académicos, a través de cualquier
medio o procedimiento, incluyendo la cita
bibliográfica del documento.

DEDICATORIA



Al Dios Todopoderoso, por hacerme
vivir en este tiempo. A la memoria de mis
padres Esteban Antonio y María Catalina,
A mi esposa Kay y a mi hijo Paolo,
mis dos motivos.

AGRADECIMIENTOS

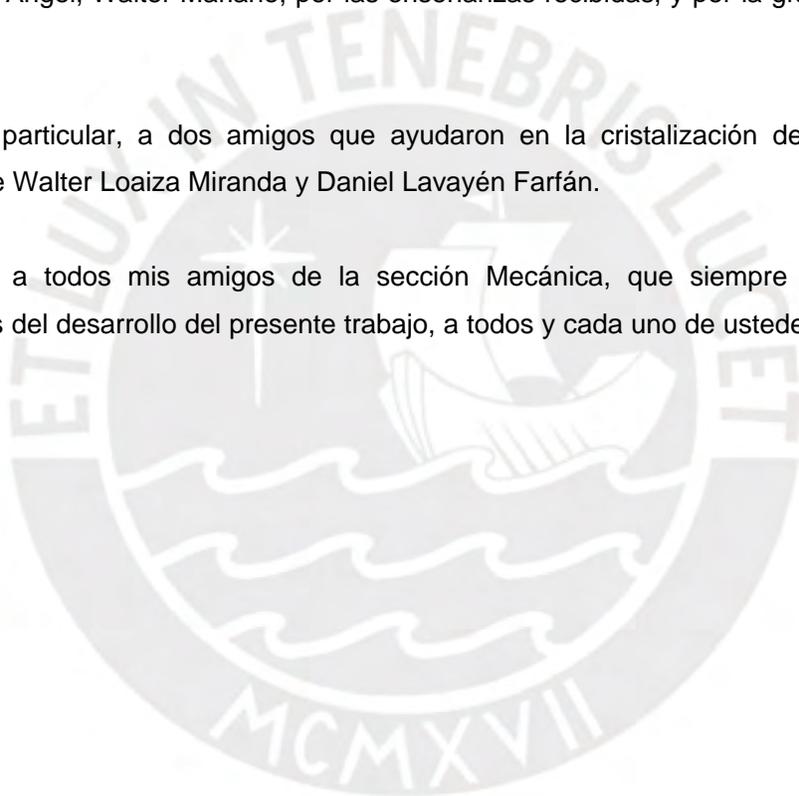
A mi esposa y a mi hijo; por sus constantes muestras de apoyo y comprensión.

A mi asesor Jorge Hernán Alencastre Miranda, por sus valiosos consejos y su acertada orientación en el desarrollo del presente trabajo, y por la exigencia hacia el presente documento.

A mis profesores de la Maestría en Ingeniería Mecánica; Luis Orlando, Kurt Fernando, Jorge Antonio, Jorge Hernán, Eliseo Benjamín, Juan José, Víctor Sergio, Rosendo, Roy Wil, Dante Angel, Walter Mariano; por las enseñanzas recibidas, y por la gran amistad mostrada.

En forma particular, a dos amigos que ayudaron en la cristalización del presente documento Walter Loaiza Miranda y Daniel Lavayén Farfán.

Asimismo, a todos mis amigos de la sección Mecánica, que siempre estuvieron pendientes del desarrollo del presente trabajo, a todos y cada uno de ustedes, muchas gracias.



RESUMEN

Este documento de tesis tiene el propósito de diseñar un módulo de enseñanza del sistema motriz de fajas transportadoras, con el objeto de analizar su comportamiento bajo la variación de algunos parámetros de trabajo. Se hace una descripción y análisis de su comportamiento, trabajando en condiciones de diseño, y variando dichas condiciones en rangos que el equipo pueda soportar. El desarrollo del presente estudio se hace en seis capítulos.

En el primer capítulo se muestra el estado del arte, iniciando en la descripción de una faja transportadora, sus usos y clasificación, así como mostrando sus partes principales, tanto del sistema motriz como del equipo.

El segundo capítulo se enfoca en el análisis de la posición del brazo de torque y como esto afecta a las reacciones que se generan en los apoyos del sistema motriz, de igual manera se analiza el sentido de giro que el sistema motriz debe entregar a la polea motriz de la faja transportadora.

En el tercer capítulo se desarrolla la influencia de la variación de la velocidad; esto es posible lograr a través de un variador de frecuencias; y su influencia en el funcionamiento del equipo, así como las fuerzas que estas generan en los apoyos.

En el cuarto capítulo se analiza las implicancias que tiene la variación de la carga transportada en el equipo y estructura de soporte, de igual manera se presenta en gráficos comparativos los valores de las reacciones para distintos valores de carga.

En el quinto capítulo se desarrolla la importancia de la teoría de escalamiento mecánico, como herramienta de diseño y de predicción de fallos y errores de diseño, y también se desarrollan las simulaciones con herramientas computacionales tanto del sistema real como del modelo a escala. Se verifica el resultado en el modelo computacional con el desarrollo analítico para la primera frecuencia del sistema real.

Finalmente, en el capítulo seis, se desarrolla un análisis de los costos que supone la fabricación del modelo a escala, detallándolo por partidas.

INDICE

Resumen	v
Índice	vi
Introducción	1
Capítulo 1: Estado del Arte	2
1.1 Definición.	3
1.2 Clases de faja transportadora.	4
1.2.1 Por su longitud	4
1.2.2 Por la forma de presentación del material a transportar	4
1.2.3 Por la naturaleza del material a transportar	5
1.2.4 Por el régimen de trabajo de la faja transportadora	5
1.3 Usos	6
1.3.1 Materiales empleados en la construcción	6
1.3.2 Combustibles	6
1.3.3 Fertilizantes	6
1.3.4 Minerales	6
1.3.5 Alimentos y productos de origen vegetal y animal	6
1.4 Empleos de la faja transportadora	7
1.4.1 La industria minera extractiva	7
1.4.2 La industria siderúrgica	7
1.4.3 Instalaciones portuarias	7
1.4.4 Agroindustrias	7
1.5 Ventajas y desventajas del uso de fajas transportadoras	7
1.5.1 Ventajas	8
1.5.2 Desventajas	8
1.6 Partes de la faja transportadora	8
1.7 El sistema motriz	10
1.7.1 Sistema motriz accionado por un motor – sistema mono	10
1.7.2 Sistema motriz accionado por un motor – sistema dual	11
1.7.3 Partes de un sistema motriz	11
1.7.4 Modelo conceptual del sistema motriz	13
Capítulo 2: Variación de la posición del brazo de torque	16
2.1 Fuerzas actuantes en el sistema motriz	16
2.2 Determinación del centro de reducción	17

2.3	Determinación de las reacciones en la situación estática	19
2.4	Determinación de las reacciones en el momento de arranque – sentido horario	21
2.5	Determinación de las reacciones en el momento de operación – sentido horario	24
2.6	Determinación de las reacciones en el momento de arranque – sentido anti horario	26
2.7	Determinación de las reacciones en el momento de operación – sentido anti horario	29
2.8	Análisis de resultados	31
2.9	Determinación de la ubicación del brazo de torque	32
2.10	Valores de las reacciones para la posición óptima del brazo de torque	33
Capítulo 3: Variación de la velocidad		34
3.1	Rango de variación de la velocidad	36
3.2	Consideraciones para la variación de la velocidad	36
3.3	Cálculo de las fuerzas en el sistema motriz al variar la velocidad	36
3.4	Análisis de resultados	40
Capítulo 4: Variación de la carga		41
4.1	Rango de variación de la carga	42
4.2	Consideraciones para la variación de carga sobre la faja	42
4.3	Cálculo de las fuerzas en el sistema motriz al variar la carga sobre la faja	42
4.4	Análisis de resultados	46
Capítulo 5: Escalamiento del sistema motriz		48
5.1	Escalas principales	49
5.1.1	Escala de longitudes	50
5.1.2	Escala de masas	50
5.1.3	Escala de tiempos	52
5.2	Otras escalas de importancia	52
5.2.1	Escala del módulo de elasticidad	52
5.2.2	Escala de velocidades	53
5.3	Simulación del sistema real	53
5.4	Determinación analítica de las frecuencias naturales del sistema real	55
5.4.1	Determinación de los posibles movimientos del sistema motriz	56

5.4.2	Movimientos alrededor del punto A	57
5.4.3	Movimientos alrededor del punto E	58
5.4.4	Modelo conceptual	58
5.5	Validación de resultados del sistema real	59
5.6	Simulación del modelo a escala	59
5.7	Comparación de las simulaciones del sistema real y del modelo	61
Capítulo 6: Análisis de costos		63
6.1	Elaboración del estudio	63
6.2	Fabricación del módulo	64
6.3	Pruebas, puesta a punto y otros costos	64
6.4	Costo total del módulo	65
Conclusiones		66
Recomendaciones		67
Bibliografía		68
Anexo A: Cálculo de las tensiones en la faja		71
A.1	Régimen de trabajo	71
A.2	Cálculo de cargas específicas	72
A.3	Cálculo de tensiones	77
A.4	Tensiones en el momento de arranque	82
A.5	Tensiones en el momento de operación	84
Anexo B: Cálculo de la potencia del motor y base del sistema motriz		86
B.1	Cálculo de la potencia del motor y características del reductor	86
B.2	Cálculo de las características de la plancha base del sistema motriz	89
Anexo C: Determinación de los parámetros de análisis		106
C.1	Rango de variación de la velocidad	106
C.2	Rango de variación de la carga a ser transportada	106
C.3	Cálculo de las tensiones en el sistema motriz	107
Anexo D: Determinación del peso de la plancha base del sistema motriz del Modelo		112

Anexo E: Datos de motores y reductores	113
E.1 Datos del motor del sistema real	114
E.2 Ficha de datos del reductor del sistema real	115
E.3 Ficha de datos del moto-reductor de modelo	116
Anexo F: Cálculo de la primera frecuencia natural del sistema	117
F.1 Modelo conceptual planteado en el capítulo 5.	117
F.2 Modelo conceptual alternativo, extremo derecho deslizante vertical	119
Anexo G: Informe de simulación del sistema real	120
Anexo H: Informe de simulación del modelo a escala	141



INDICE DE TABLAS

Tabla 1.1	Partes de una faja transportadora	10
Tabla 2.1	Valores de las reacciones en los puntos A y E – Estático	19
Tabla 2.2	Análisis de los valores de las reacciones – Estático	20
Tabla 2.3	Valores de las reacciones en los puntos A y E – Arranque horario	22
Tabla 2.4	Análisis de los valores de las reacciones – Arranque horario	23
Tabla 2.5	Valores de las reacciones en los puntos A y E – Operación horario	25
Tabla 2.6	Análisis de los valores de las reacciones – Operación horario	25
Tabla 2.7	Valores de las reacciones en los puntos A y E – Arranque anti horario	27
Tabla 2.8	Análisis de los valores de las reacciones – Arranque anti horario	28
Tabla 2.9	Valores de las reacciones en los puntos A y E – Operación anti horario	30
Tabla 2.10	Análisis de los valores de las reacciones – Operación anti horario	30
Tabla 2.11	Valores de las reacciones	33
Tabla 3.1	Valores de las reacciones – Arranque y operación	38
Tabla 3.2	Valor de las reacciones – Variación de la velocidad	38
Tabla 4.1	Rango de variación de la carga	42
Tabla 4.2	Valores de las reacciones – Arranque y operación	44
Tabla 4.3	Valor de las reacciones – Variación de la carga transportada	45
Tabla 5.1	Velocidad de rotación analizadas del motor y reductor	54
Tabla 5.2	Frecuencias naturales – Sistema simulado	55
Tabla 5.3	Velocidad de rotación analizadas del motor y reductor - Modelo	59
Tabla 5.4	Frecuencias naturales – Modelo simulado	60
Tabla 5.5	Frecuencias naturales, sistema real y modelo a escala	61
Tabla 5.6	Comparación de frecuencias – Escala de frecuencias	62
Tabla 6.1	Costos de fabricación del módulo	64
Tabla 6.2	Costo total del módulo	65
Tabla A.1	Parámetros de trabajo de la faja transportadora	71
Tabla A.2	Velocidad máxima de trabajo	72
Tabla A.3	Capacidad de transporte y áreas de sección transversal	72
Tabla A.4	Carga específica del material	73
Tabla A.5	Tamaño del material – serie 9000	73

Tabla A.6	Espaciamiento entre polines	73
Tabla A.7	Diámetro y peso de los polines	74
Tabla A.8	Peso específico de los polines	74
Tabla A.9	Número de pliegues	75
Tabla A.10	Tensión máxima	75
Tabla A.11	Diámetro de poleas	75
Tabla A.12	Peso del tejido	76
Tabla A.13	Peso de cubierta	76
Tabla A.14	Peso de la faja	77
Tabla A.15	Peso específico de la faja	77
Tabla A.16	Tensiones en la faja	78
Tabla A.17	Tensiones mayor y menor en la faja	79
Tabla A.18	Tensiones mayor y menor en la faja – incluye contrapeso	79
Tabla A.19	Tensiones mayor y menor en la faja – incluye contrapeso (T0) vs Tensión admisible	80
Tabla A.20	Verificación de resbalamiento	80
Tabla A.21	Potencia en el eje del reductor	81
Tabla A.22	Tensiones en el momento de arranque	81
Tabla A.23	Tensiones mayor y menor en la faja – incluye contrapeso	81
Tabla A.24	Verificación de resbalamiento en el arranque	82
Tabla B.1	Potencia en el eje del reductor en el momento de arranque	86
Tabla B.2	Potencia del motor	86
Tabla B.3	Potencia en cada motor	86
Tabla B.4	Velocidad del reductor	87
Tabla B.5	Relación de transmisión	87
Tabla B.6	Valores de la fuerza cortante y momento flector	96
Tabla B.7	Valores de la fuerza cortante y momento flector – diseño final	102
Tabla C.1	Rango de variación de la velocidad	106
Tabla C.2	Rango de variación de la carga	107

INDICE DE FIGURAS

Figura 1.1	Faja transportadora	2
Figura 1.2	Faja transportadora más larga del mundo	3
Figura 1.3	Partes de una faja transportadora	9
Figura 1.4	Sistema motriz de faja transportadora accionado por un motor	10
Figura 1.5	Sistema motriz de faja transportadora accionado por dos motores	11
Figura 1.6	Motor trifásico Siemens	12
Figura 1.7	Acoplamiento hidráulico tipo T	12
Figura 1.8	Caja reductora de velocidad	13
Figura 1.9	Brida	13
Figura 1.10	Sistema motriz, acople motor – reductor y reductor – polea	14
Figura 1.11	DCL del sistema motriz	15
Figura 2.1	Centro de gravedad del sistema motriz	17
Figura 2.2	DCL sistema motriz, posición óptima del brazo de torque	18
Figura 2.3	Sentido de giro del sistema motriz y acción sobre la carga	32
Figura 3.1	Variador de frecuencia de media tensión, refrigerado por aire	35
Figura 3.2	DCL sistema motriz	37
Figura 4.1	Chute de transferencia sobre una faja transportadora	41
Figura 4.2	DCL sistema motriz	43
Figura 5.1	Plancha base del modelo	51
Figura 5.2	Modelo del sistema motriz a ser analizado por simulación	54
Figura 5.3	Sistema motriz mostrando los puntos de apoyo, vista frontal	56
Figura 5.4	Sistema motriz mostrando los puntos de apoyo, vista de perfil	57
Figura 5.5	Modelo conceptual	58
Figura 5.6	Modelo a escala del sistema motriz	60
Figura A.1	Tensiones debido a las cargas en la polea motriz	78
Figura A.2	Tensiones en la faja en el momento de arranque	82
Figura A.3	Tensiones trasladadas al eje de la polea en el momento de arranque	83
Figura A.4	Tensiones trasladadas al eje del reductor en el momento de arranque	83
Figura A.5	Tensiones en la faja en el momento de operación	84
Figura A.6	Tensiones trasladadas al eje de la polea en el momento de operación	84
Figura A.7	Tensiones trasladadas al eje del reductor en el momento de operación	85
Figura B.1	Dimensiones del motor seleccionado	87

Figura B.2	Dimensiones del reductor con engranajes cónicos – vista frontal	88
Figura B.3	Dimensiones del reductor con engranajes cónicos – vista horizontal	89
Figura B.4	Diagrama del cuerpo libre del sistema motriz	89
Figura B.5	Sistema equivalente, momento de la faja	91
Figura B.6	Sistema equivalente, fuerza mínima en el apoyo E.	92
Figura B.7	Sistema equivalente, fuerzas en los apoyos del reductor	93
Figura B.8	DCL de la plancha base del sistema motriz	94
Figura B.9	Posición del motor y reductor, vista lateral	95
Figura B.10	Dimensiones de la plancha base	96
Figura B.11	Diagramas de fuerza cortante y momento flector sobre la plancha base	97
Figura B.12	Estructura de la base del sistema motriz	99
Figura B.13	DCL sistema motriz con base rigidizada	100
Figura B.14	DCL de la plancha base del sistema motriz base rigidizada	101
Figura B.15	Diagramas de fuerza cortante y momento flector sobre la plancha base, incluyendo el peso de la plancha base	103
Figura B.16	Sección transversal de la base del sistema motriz	104
Figura C.1	Tensiones en la faja en el momento de arranque	109
Figura C.2	Tensiones trasladadas al eje de la polea en el momento de arranque	109
Figura C.3	Tensiones trasladadas al eje del reductor en el momento de arranque	110
Figura C.4	Tensiones en la faja en el momento de operación	110
Figura C.5	Tensiones trasladadas al eje de la polea en el momento de operación	111
Figura C.6	Tensiones trasladadas al eje del reductor en el momento de operación	111
Figura F.1	Diagrama del cuerpo libre del modelo conceptual	117
Figura F.2	Diagrama del cuerpo libre del modelo conceptual alternativo	119
Figura F.3	Sistema de referencia para definir la elástica de la viga	120

INDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 2.1	Valores de las reacciones R_A y R_E – Estático	21
Gráfico 2.2	Valores de las reacciones R_A y R_E – Arranque anti horario	23
Gráfico 2.3	Valores de las reacciones R_A y R_E – Operación anti horario	26
Gráfico 2.4	Valores de las reacciones R_A y R_E – Arranque horario	28
Gráfico 2.5	Valores de las reacciones R_A y R_E – Operación horario	31
Gráfico 3.1	Variación de las reacciones R_A y R_E con la velocidad	39
Gráfico 3.2	Variación de la reacción horizontal en E	40
Gráfico 4.1	Variación de las reacciones R_A y R_E con la carga transportada	45
Gráfico 4.2	Variación de la reacción horizontal en E	46
Gráfico 5.1	Frecuencias naturales para cada modo, sistema	55
Gráfico 5.2	Frecuencias naturales para cada modo, modelo	61



INTRODUCCION

La faja transportadora es un equipo de transporte muy versátil y de bajo costo de operación, si es que es comparado con otras alternativas de transporte. El equipo analizado en el presente estudio es uno que se emplea en la industria minera extractiva, y como podemos pensar, este equipo no puede darse el lujo de parar, muy por el contrario, es exigido más allá de los parámetros de trabajo para los cuales fue diseñado. Esta razón fue la que motivo el desarrollo del presente estudio, describiendo el funcionamiento del equipo, analizando los parámetros de trabajo y su respectiva variación, para luego presentar un diseño de un módulo de enseñanza, con el objeto de estudiar el comportamiento del mismo frente a cambios en sus parámetros de diseño.

La industria minera, como toda empresa, trata siempre de ser altamente eficiente en todas sus actividades, más aún en las actividades productivas, por esa razón los equipos de producción muchas veces desarrollan su trabajo excediendo las características nominales para los cuales fueron diseñados. Esta acción trae consigo la reducción de la vida útil de todas las partes y componentes del equipo, obligando a incrementar la frecuencia en las actividades de mantenimiento, lo que conlleva a paradas de producción no deseadas.

Un adecuado manejo de los parámetros de funcionamiento, traerá consigo optimizar las prestaciones de la faja transportadora, así como del sistema motriz de la misma, prolongando el tiempo en la ocurrencia de mantenimientos; y siendo de esta manera, realmente eficientes.

El contar con un módulo de enseñanza facilitará el análisis del comportamiento del sistema, prediciendo las fallas que se pueden originar en el mismo, y de esta manera hacer los correctivos del caso, evitando tiempos de mantenimiento innecesarios.

CAPITULO 1

ESTADO DEL ARTE

En este capítulo se tratará el uso de la faja transportadora como medio de transporte de carga y materiales, así como la descripción de las principales partes de su estructura y el detalle del sistema motriz de la misma. Una faja transportadora utilizada en la industria minera se aprecia en la figura 1.1.



Figura 1.1
Faja transportadora ¹

¹ Fuente: <http://www.movitecnica.com.pe/fajas/las-fajas-transportadoras-mas-usadas-en-mineria/>, recuperado el 15.05.2017

1.1 Definición

La faja transportadora es un equipo de transporte que permite el acarreo de carga entre dos puntos. Tiene la particularidad de atravesar terrenos de difícil acceso con una geografía accidentada, que para otro medio de transporte resultaría inviable. La distancia de acarreo puede ser de algunos metros como de varios kilómetros, dependiendo el uso que se le confiera a la faja y la industria en la cual se aplique.

La aplicación más importante de este sistema de transporte se observa en la industria minera, en el traslado de mineral producto de la explotación minera hacia los depósitos cercanos, e incluso, hacia los puntos de despacho lejanos, pudiendo ser estos almacenes de puertos; consiguiendo de esta manera reducir sustancialmente los costos de transporte de material, y lo mejor aún, asegurando un flujo continuo del mismo. En la figura 1.2, se muestra la faja transportadora más larga del mundo, ubicada en el desierto del Sahara, África, su longitud alcanza 98 kilómetros.

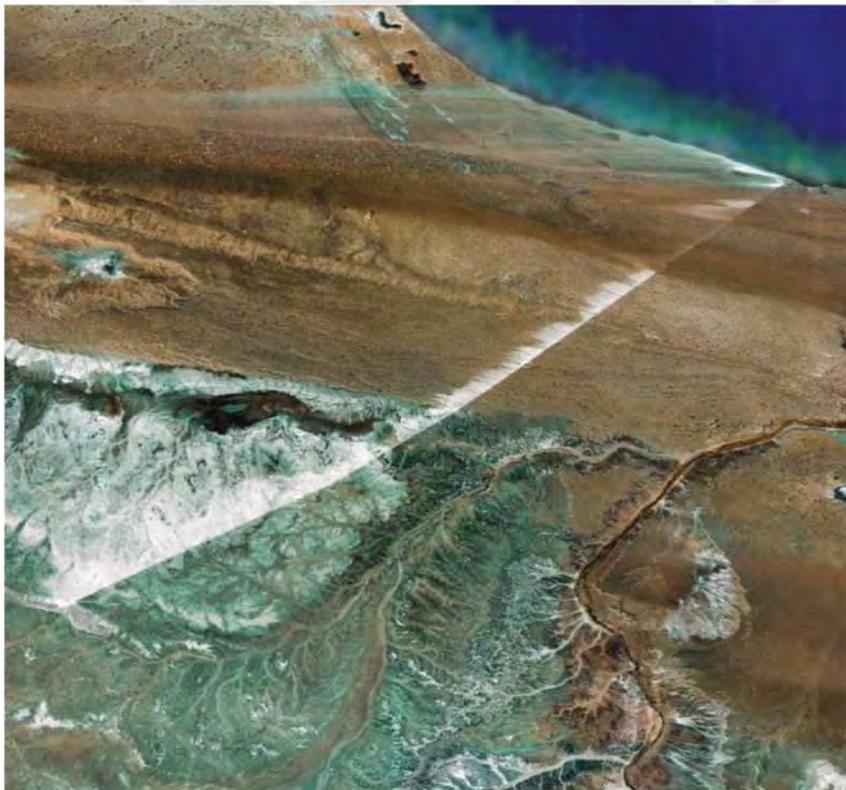


Figura 1.2

Faja transportadora más larga del mundo ²

² Fuente: <http://ruta-33.blogspot.com/2014/05/la-cinta-transportadora-mas-larga-del-mundo.htm>, recuperado el 15.05.2017.

La faja transportadora no es un equipo exclusivo de la actividad minera, este equipo también se utiliza en diversos sectores industriales y comerciales de nuestra economía; y dependiendo de su uso, estarán definidas sus características, alcances y limitaciones.

Es importante saber las características que presenta el material, como son: humedad, densidad, granulometría, presencia de filos cortantes, abrasividad, adherencia a superficies, comportamiento frente a la temperatura, ángulo de reposo, entre otras; pues son estas características que definirán el diseño de la faja transportadora.

1.2 Clases de faja transportadora

La faja transportadora se puede clasificar desde varios puntos de vistas, pudiendo ser estos: por su longitud, por el tipo de material a transportar, por la naturaleza del material a transportar, por la industria en la cual se instala la faja transportadora.

1.2.1 Por su longitud

Las fajas transportadoras se clasifican de acuerdo a su longitud en:

- a) Fajas, cuando la longitud es mayor a 10 metros.
- b) Alimentadores, cuando la longitud es menor a 10 metros, normalmente poseen estructuras móviles.
- c) Faja transportadora terrestre, denominadas también sobre terreno (overland) o bajo terreno o subterráneas (underland), aquella que sigue la geografía de terreno, su longitud puede alcanzar varios kilómetros, su uso es normal en la industria minera.

1.2.2 Por la forma de presentación del material a transportar.

De acuerdo a la forma como se presenta el material a transportar, las fajas transportadoras se pueden agrupar como:

- a) Empleadas para transporte de material a granel, usadas normalmente durante el proceso de producción, entre estaciones de trabajo. Pueden emplearse cuando el producto a ser despachado es a granel; es el caso cuando se carga un barco con

minerales. En este caso, la faja adopta, a través de los elementos denominados polines, una geometría capaz de optimizar la cantidad de material a ser transportado.

b) Empleadas para transporte de artículos empacados y/o envasados. El producto está contenido en un envase o caja.

1.2.3 Por la naturaleza del material a transportar.

De acuerdo a la naturaleza del material a transportar, las fajas transportadoras se pueden clasificar en:

a) Productos alimenticios, para este caso se emplean materiales no contaminantes en la fabricación de la faja o correa; en ciertas ocasiones el producto está en contacto directo con la faja, por lo que se precisa de un material inocuo y de alta calidad, en la construcción de la correa.

b) Productos que no son de consumo humano ni animal, no se precisa las consideraciones anteriormente descritas para la fabricación de la correa.

1.2.4 Por el régimen de trabajo de la faja transportadora

El régimen de trabajo de las fajas transportadoras define muchas características de la misma, bajo este criterio, éstas se pueden clasificar en:

a) Fajas de régimen liviano, son las fajas que presentan un régimen de trabajo muy ligero, esto debido al peso de los productos a ser transportados. En la industria farmacéutica se emplean fajas de este tipo. Las estructuras de estos equipos no presentan refuerzos.

b) Fajas de régimen medio, son fajas que presentan un régimen de trabajo medio, se diferencia de la anterior, pues en este caso la faja soporta tensiones que no son despreciables. Las estructuras de estos sistemas precisan refuerzos contra impactos.

c) Fajas de régimen pesado, son fajas que presentan un régimen de trabajo muy agresivo, desde la composición y naturaleza del material a transportar (corrosivos y abrasivos), hasta los volúmenes elevados de material a transportar y las fuerzas que estos generan al ser acarreados por la faja. En algunos casos de debe considerar la temperatura del material a transportar. Las estructuras que corresponden a este tipo de faja presentan refuerzos, sobre todo en los puntos en los cuales la faja es alimentada.

1.3 Usos

Las fajas o correas transportadoras, también denominadas cintas transportadoras, son empleadas para transportar diversos tipos de materiales, a saber:

1.3.1 Materiales empleados en la construcción.

Arcilla (fina, seca), arena (seca, húmeda), asfalto (para pavimentos), caliza (molida, triturada, hidratada, agrícola), cemento, agregados (granito, hormigón, grava, tierras), entre otros.

1.3.2 Combustibles.

De presentación sólido, como son: coke (de petróleo calcinado y metalúrgico salido del horno), carbón, hulla, antracita, lignito, entre otros.

1.3.3 Fertilizantes.

Los principales son: nitratos, sulfatos, fosfatos (pulverizado, granulado), sales, urea, guanos.

1.3.4 Minerales.

Entre los más importantes tenemos: hierro, grafito, aluminio, cobre, plomo, magnesio, manganeso, estaño, entre otros.

1.3.5 Alimentos y productos de origen vegetal y animal.

Entre ellos tenemos: azúcar, algodón, café, cacao, guisantes, harinas, tubérculos, carnes, entre otros.

1.4 Empleos de la faja transportadora

El empleo de la faja transportadora es diverso, entre los cuales podemos citar los siguientes:

1.4.1 La industria minera extractiva.

Compuesta por la minería subterránea, a cielo abierto, las canteras, para el transporte de mineral, productos concentrados, residuos de procesos.

1.4.2 La industria siderúrgica.

Para el transporte de minerales a los hornos de fundición, también se emplean para el acarreo de combustibles de ser el caso.

1.4.3 Instalaciones portuarias.

Para el acarreo de materiales y mercancías entre almacenes y las naves, carga y descarga de las mismas.

1.4.4 Agroindustrias.

Para el transporte de productos procesados (empacados y granel) y por procesar (granel); así como la disposición de los desechos.

1.5 Ventajas y desventajas del uso de fajas transportadoras

Las ventajas y desventajas del uso de fajas transportadoras se analizarán en la industria minera, toda vez que el presente estudio trata de un sistema motriz y el diseño de un módulo didáctico orientado a la mencionada industria. Se comparará la faja transportadora frente a otro medio de transporte convencional, pudiendo ser camiones o trenes, o ambos.

1.5.1 Ventajas.

Las ventajas del uso de fajas transportadoras son, principalmente:

- a) Las fajas transportadoras se montan sobre estructuras propias, y normalmente siguen la topografía del terreno, pudiendo presentar pendientes hasta 30%, desempeñándose con mejor eficiencia que camiones y trenes.
- b) Pueden ser instaladas en diferentes niveles, ser móviles y adecuarse a las necesidades de operación.
- c) Presentan mucha facilidad para cruzar carreteras, líneas de tren y diversas obstrucciones que pueden presentarse en su trayectoria, para ello se utilizan estructuras adecuadas para tal fin.
- d) La longitud de la faja es un factor no limitante.
- e) La demanda de energía eléctrica es uniforme.
- f) Su mantenimiento tiene un costo muy bajo, incluso ciertos componentes pueden presentar falla (polines) y aun seguir en funcionamiento.
- g) Mantiene los costos de operación casi constantes, frente a un aumento en los costos de combustible.

1.5.2 Desventajas.

Las desventajas del uso de fajas transportadoras son las siguientes:

- a) El diámetro del material está limitado por el ancho de la faja y por el ángulo de reposo del mismo material, se estima que este no debe tener un diámetro mayor a 12 pulgadas, caso contrario se hará necesario contar con una chancadora antes de acarrear el material a través de la faja.
- b) Los costos de mantenimiento se incrementan cuando el tamaño de los bloques es grande, debido a las fuerzas de impacto sobre los polines de carga y por ende a la estructura, y cuando el material contiene agua o presenta bastante humedad.

1.6 Partes de la faja transportadora

Las partes de una faja transportadora varían de acuerdo al tamaño, el terreno en el cual van a trabajar, el material a transportar, entre otros aspectos. Las partes principales son el sistema motriz, el cual es capaz de entregar la energía necesaria para mover la faja;

la estructura de soporte, sobre la cual descansa la faja y los elementos que facilitan la movilidad de la misma; los elementos de limpieza de la faja, los cuales se encargan de mantener la superficie de la faja libre de excedentes del material transportados, esto con el propósito de no mermar la capacidad de transporte de materiales de la misma; los elementos de contrapeso, parte fundamental que le confiere a la faja transportadora tensiones adicionales para evitar el resbalamiento, es decir mejorar la fricción entre faja y poleas. Considerando una faja transportadora del tipo overland o sobre terreno, las partes principales de la misma son las que se aparecen en la figura 1.3, mostrada a continuación.

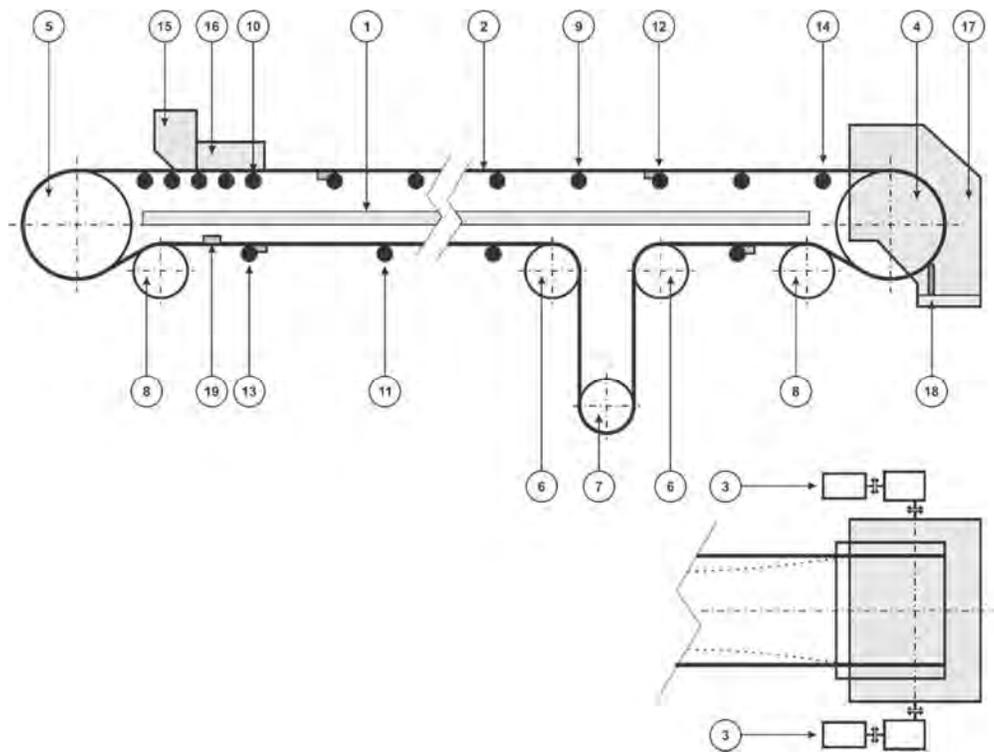


Figura 1.3

Partes de una faja transportadora

A continuación, se muestra, en la tabla 1.1, las partes de la faja que aparecen en la figura precedente.

Tabla 1.1 Partes de una faja transportadora

1	Estructura	11	Polines de retorno
2	Faja transportadora	12	Polín de carga auto alineante
3	Sistema motriz	13	Polín de retorno auto alineante
4	Polea motriz	14	Polín de transición
5	Polea conducida o polea de cola	15	Tolva de carga
6	Polea de desvío	16	Cargador
7	Contrapeso	17	Tolva de descarga
8	Polea de abrace	18	Rascador
9	Polines de carga	19	Rascador de retorno
10	Polines de impacto		

1.7 El sistema motriz

El sistema motriz de una faja transportadora es el encargado de brindar la energía necesaria para poner en marcha a la faja transportadora. El sistema motriz para una faja transportadora puede usar uno o dos motores que proporcionen el movimiento.

1.7.1 Sistema motriz accionado por un motor – Sistema Mono

En este tipo de sistemas, la polea motriz es accionada solo por un extremo de la misma. Bajo esta configuración del sistema motriz, la potencia brindada por el motor a través del reductor, puede generar cierto desbalance en la polea. Su uso se recomienda en régimen liviano y régimen medio.

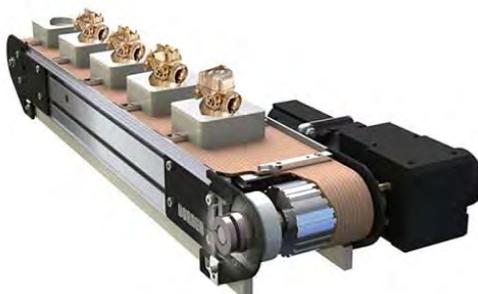


Figura 1.4

Sistema motriz de faja transportadora accionado por un motor ³

³ Fuente: <http://siscode.com/wp-content/uploads/2015/09/Precision-Move-3200.jpg>, recuperado el 15.05.2017.

1.7.2 Sistema motriz accionado por dos motores – Sistema Dual

A diferencia del caso anterior, la polea motriz es accionada por ambos extremos, a través de motores y reductores exactamente iguales, girando en sentido contrario. En este caso no se presenta el desbalance anotado en el punto anterior. Normalmente se emplea cuando se trata de una faja que trabaja en régimen pesado. Una muestra de un sistema dual de faja transportadora se muestra en la figura 1.5, presentada a continuación.



Figura 1.5

Sistema motriz de faja transportadora accionado por dos motores ⁴

1.7.3 Partes de un sistema motriz

En ambos casos, las partes de un sistema motriz son:

a) Motor

Es el encargado de entregar la energía mecánica para iniciar el movimiento, dependiendo de la longitud de la faja transportadora, de la topografía del terreno y otras consideraciones, se selecciona el motor apropiado para tal fin.

⁴ Fuente: <http://www.maqconveyors.com/conveyor-belt/driving-unit>, recuperado el 15.05.2017.

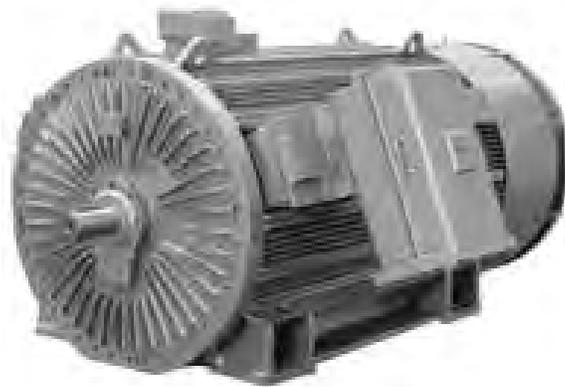


Figura 1.6
Motor trifásico Siemens ⁵

b) Acople hidráulico.

Al usar este sistema aseguramos que el acoplamiento, entre motor y reductor, se efectuará en forma progresiva cuando el motor alcance la velocidad nominal de trabajo, de esta manera se logra reducir la corriente en el momento de arranque y asegurar la vida útil del motor, asimismo se atenúa las vibraciones y la sobrecarga.



Figura 1.7
Acoplamiento hidráulico tipo T ⁶

c) Reductor – caja reductora

Es la unidad encargada, a través de un sistema de ruedas dentadas, de reducir la velocidad que entrega el motor, y a través de un acople suministrarla a la polea. Al disminuir la velocidad de giro, aumenta el torque que entrega a la polea motriz.

⁵ Fuente: <http://agp.com.co/wordpress/loher-vario-motores/>, recuperado el 15.05.2017.

⁶ Fuente: <http://voith.com/en/products-services/power-transmission/fluid-couplings/fluid-coupling-type-t-42185.html>, recuperado el 15.05.2017.



Figura 1.8
Caja reductora de velocidad ⁷

d) Acople a la polea

El acople del reductor hacia la polea, se realiza a través de una brida la cual debe ser dimensionada adecuadamente para transmitir el torque entregado por el reductor. La unión es a través de pernos.



Figura 1.9
Brida ⁸

1.7.4 Modelo conceptual del sistema motriz

El sistema motriz (motor y reductor) en un sistema isostático que tiene un punto de apoyo a través de un elemento vertical denominado brazo de torque, el cual se comporta como una rótula; y un acople tipo brida, directamente a la polea, y esta última apoyada

⁷ Fuente: <http://agp.com.co/wordpress/flender-estandar-fzg/>, recuperado el 15.05.2017

⁸ Fuente: <http://acerosonline.com/deslizable-slip-on/32-brida-s-o-150-t304-2.html/>, recuperado el 15.05.2017.

en dos chumaceras. Asimismo, el conjunto motor y reductor, se apoyan en una base, denominada plancha – base, la cual es calculada a flexión, como se detalla en el anexo B, utilizando pernos de anclaje en los puntos diseñados por el fabricante de dichos componentes, por lo tanto, se puede considerar que tanto el motor como el reductor forman un solo cuerpo con la base, denominándose sistema motriz, tal como se aprecia en la figura 1.10. De igual manera, la potencia del motor y las características del reductor se detallan y calculan en el anexo B.

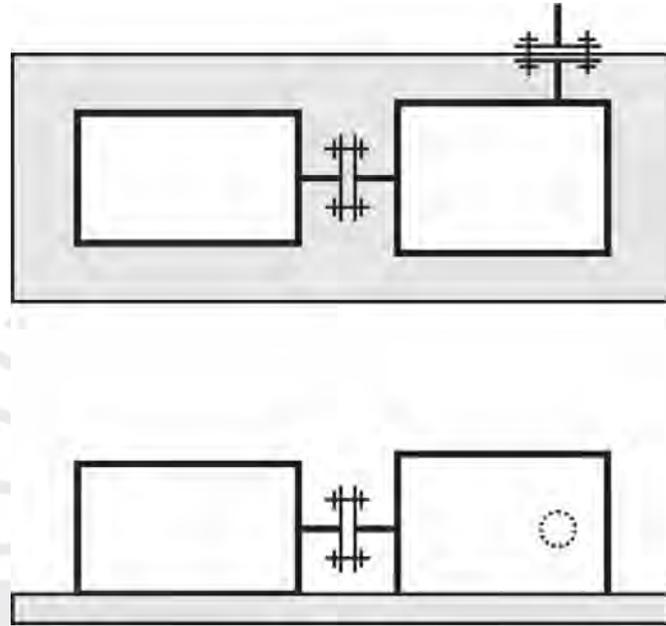


Figura 1.10

Sistema motriz, acople motor – reductor y reductor - polea

A continuación, en el diagrama del cuerpo libre DCL figura 1.11, mostrado a continuación, se muestra las fuerzas actuantes sobre el sistema motriz, en donde la distancia x define la posición del brazo de torque respecto del centro de gravedad del sistema motriz.

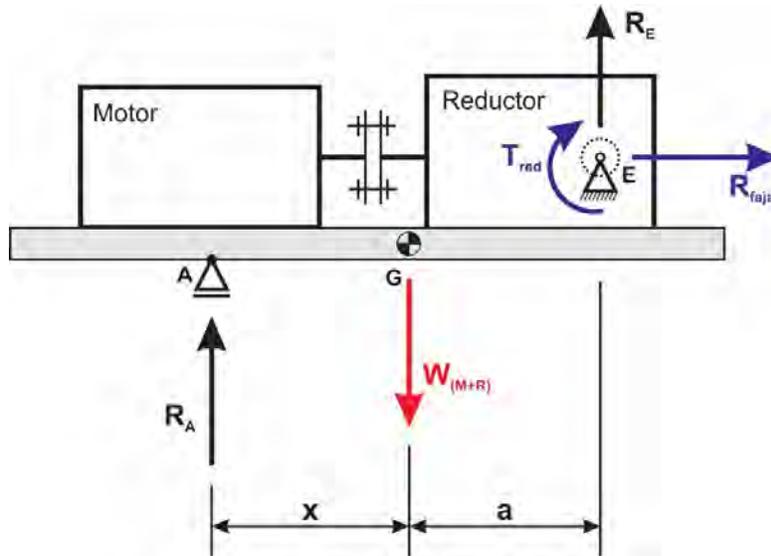


Figura 1.11
DCL del sistema motriz

Donde:

R_A : reacción en el brazo de torque, vertical.

R_E : reacción en el eje del reductor, vertical.

$W_{(M+R)}$: peso total del motor, reductor y plataforma que los contiene.

R_{faja} : reacción debido a la tensión de la faja.

T_{faj} : torque reacción debido al traslado de las tensiones al eje de la polea.

a : distancia horizontal entre el centro de gravedad del sistema motriz y el eje del reductor, distancia fija.

x : distancia horizontal entre el centro de gravedad del sistema motriz y el punto donde se ubica el brazo de torque, distancia variable.

En el anexo A se determinan las tensiones a las que está sometida la faja y que se transmiten a cada uno de los componentes del sistema motriz, y en el anexo B se determinará la potencia de cada uno de los motores y la relación de reducción de velocidad, así como las características de la plancha – base del sistema motriz.

CAPITULO 2

VARIACION DE LA POSICION DEL BRAZO DE TORQUE

Las características de la faja, en cuanto a las dimensiones de la misma, número de pliegues y la potencia de los motores del sistema motriz, calculados en los anexos A y B; corresponden al escenario extremo; pues el propósito del presente estudio es analizar el comportamiento del sistema frente a variaciones de la posición del brazo de torque, velocidad del sistema motriz y carga a ser transportada. Las condiciones nominales para el funcionamiento del sistema y el rango de variación se determinan en el anexo C.

La variación de la posición del brazo de torque y la posición óptima del mismo, que es materia de discusión del presente capítulo, se determinará a partir de las gráficas acerca del comportamiento de las reacciones en los puntos de apoyo del sistema motriz. Para lograr este propósito, se analizarán distintos escenarios; en primer término, se analizará el momento estático, luego el arranque y la operación del sistema motriz, cuando el sentido de rotación de la polea sea anti horario; y finalmente el arranque y operación del sistema motriz, cuando el sentido de rotación de la polea sea horario.

2.1 Fuerzas actuantes en el sistema motriz.

Las fuerzas actuantes en el sistema motriz son: el peso del motor, el peso del reductor, el peso de la plancha – base, el momento torsor proveniente del giro de la polea, tanto en el arranque como en la operación, la fuerza horizontal actuando en el eje del reductor producto de las tensiones actuantes en la faja, todos estos valores son conocidos y son determinados en el anexo B.

2.2 Determinación del centro de reducción.

Cuando el sistema no se encuentra en funcionamiento, las fuerzas actuantes en el sistema motriz son las generadas por los pesos del motor, reductor y la plancha base, determinados en el anexo B. Según las expresiones B.3, B.4 y B.21, podemos calcular, en el gráfico siguiente, la posición del centro de reducción (centro de gravedad) de las fuerzas actuantes.

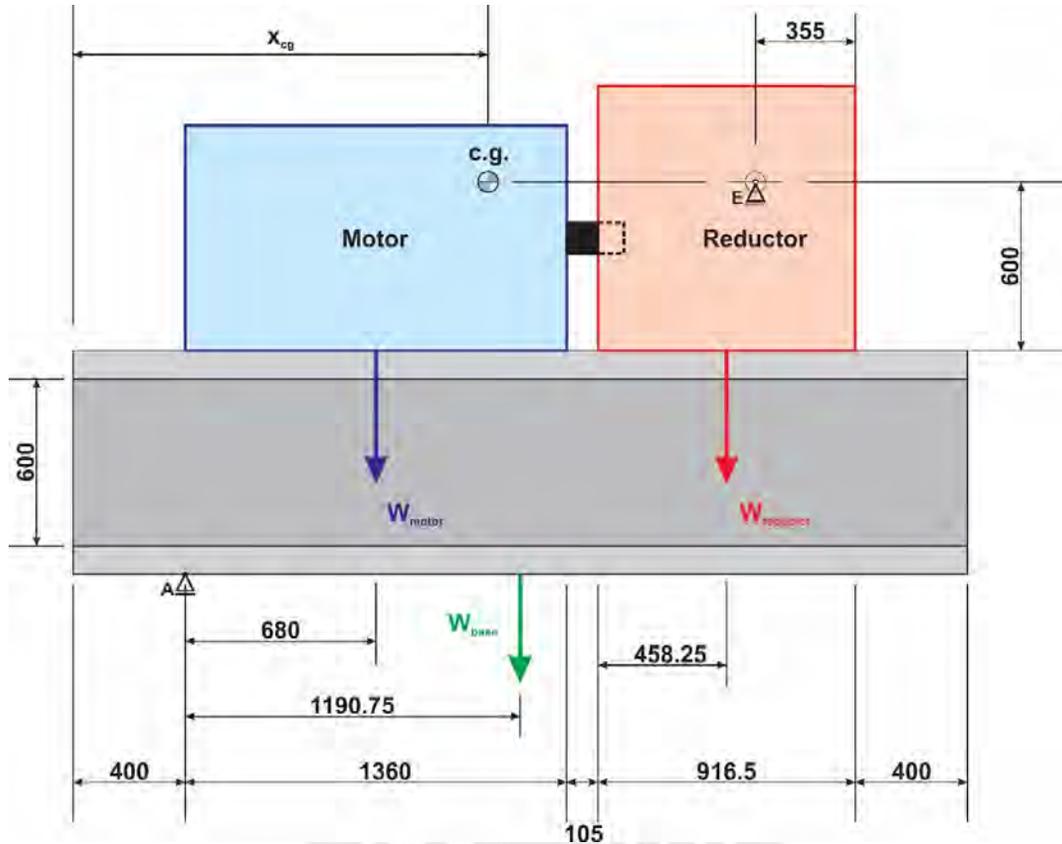


Figura 2.1

Centro de gravedad del sistema motriz – dimensiones en milímetros

$$x_{cg} = \frac{W_m \times 1080 + W_r \times 2323.25 + W_b \times 1590.75}{(W_m + W_r + W_b)} \rightarrow x_{cg} = 1572.9 \quad (2.1)$$

Las reacciones en los apoyos, puntos A y E, se determinarán para tres escenarios, a saber: momento estático o de reposo, momento de arranque y momento de operación. Asumiendo que la distancia del punto A al extremo izquierdo es una magnitud variable x ; se mostrará el cálculo de las reacciones en función de dicha variable para los tres

escenarios. En la figura 2.2 mostrada a continuación, se aprecia las fuerzas y torques se actúan sobre el sistema motriz, para cualquiera de los tres escenarios mencionados, destacando que el torque actúa cuando el sistema motriz está en funcionamiento, esto es en arranque y operación. Asimismo, se debe precisar que el momento transmitido al eje del reductor puede ser en sentido horario o sentido anti horario, esto depende del sentido de giro del reductor. Se analizarán ambos escenarios.

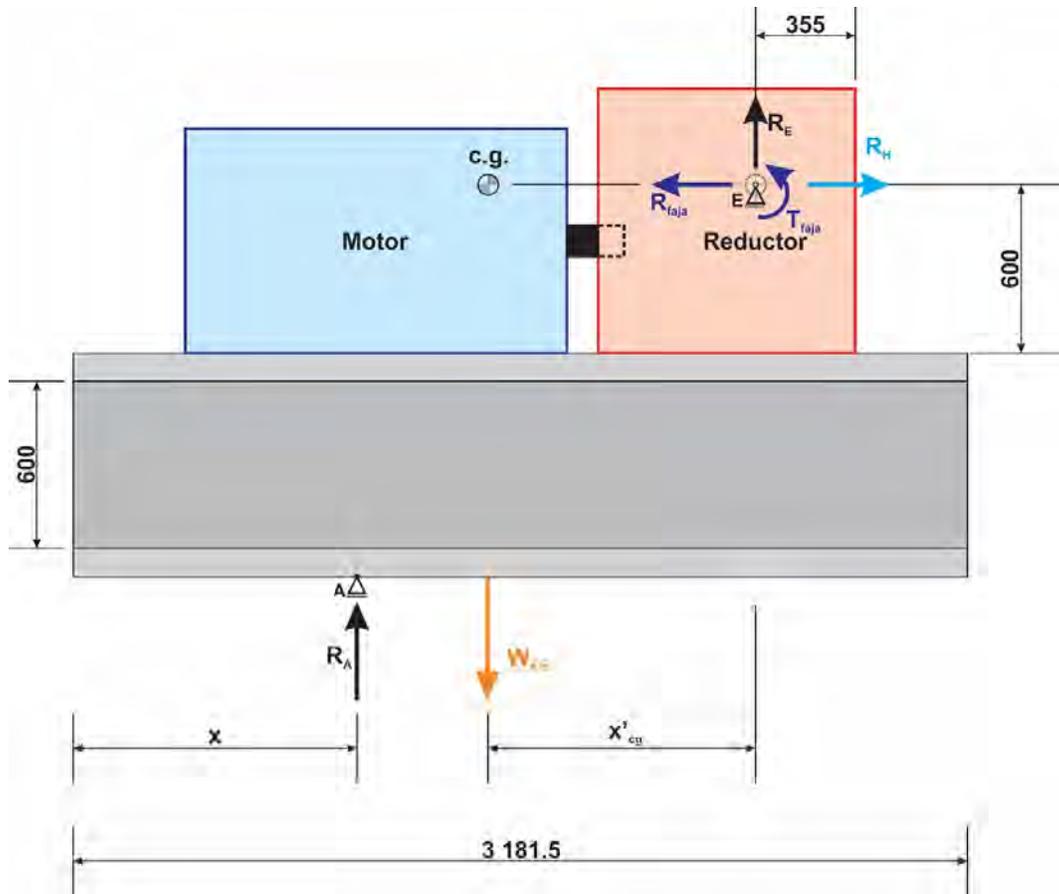


Figura 2.2

DCL sistema motriz, posición óptima del brazo de torque – dimensiones en milímetros

En la figura 2.2, el peso del sistema motriz (motor, reductor y base) se ha reemplazado por una sola fuerza, denominada $\mathbf{W}_{s.m.}$ peso del sistema motriz, actuando en el centro de gravedad, determinado según la expresión 2.1.

El valor de x'_{cg} es:

$$x'_{cg} = 853.6 \quad (2.2)$$

2.3 Determinación de las reacciones en la situación estática.

Al analizar el presente caso, no estaremos considerando el momento torsor que se ejerce en el eje del reductor. Este solo aparece, como se anotó previamente, en el arranque y operación del sistema con valores diferentes en ambos casos. Con esta consideración, plantearemos el equilibrio.

Sumatoria de fuerzas verticales:

$$R_A + R_E = 104.57 \text{ kN} \quad (2.3.)$$

Sumatoria de momentos respecto al punto E:

$$W_{sm} \cdot x'_{cg} - R_A \cdot (2.4265 - x) = 0 \rightarrow R_A = \frac{104.57 \cdot 0.8536}{(2.4265 - x)} \quad (2.4.)$$

Reemplazando el valor de R_A obtenido en 2.4, en la expresión 2.3, tenemos:

$$R_E = 104.57 - \frac{104.57 \cdot 0.8536}{(2.4265 - x)} \quad (2.5.)$$

Determinaremos el valor de las reacciones en el punto A, punto de apoyo del brazo de torque; y en el punto E, punto de apoyo del eje del reductor con la polea; para valores de x , desde 0 hasta 3 100 milímetros, medidos a partir del extremo izquierdo. Los resultados se muestran en la tabla 2.1.

Tabla 2.1 Valores de las reacciones en los puntos A y E - Estático

x (mm)	R _A (kN)	R _E (kN)	x (mm)	R _A (kN)	R _E (kN)
0	36.79	67.78	1 600	108.00	-3.43
100	38.37	66.20	1 700	122.86	-18.29
200	40.09	64.48	1 800	142.48	-37.91
300	41.98	62.59	1 900	169.54	-64.97
400	44.05	60.52	2 000	209.29	-104.72
500	46.33	58.24	2 100	273.39	-168.82
600	48.87	55.70	2 200	394.09	-289.52
700	51.70	52.87	2 300	705.62	-601.05
800	54.88	49.69	2 400	3,368.34	-3,263.77
900	58.47	46.10	2 500	-1,214.43	1,319.00
1 000	62.57	42.00	2 600	-514.47	619.04
1 100	67.29	37.28	2 700	-326.37	430.94
1 200	72.78	31.79	2 800	-238.99	343.56
1 300	79.24	25.33	2 900	-188.51	293.08
1 400	86.96	17.61	3 000	-155.64	260.21
1 500	96.34	8.23	3 100	-132.53	237.10

Los valores obtenidos cuando el valor de x varía de 0 a 1500 milímetros, son los valores esperados para las reacciones en los puntos de apoyo, por lo tanto, son los que se considerarán para analizar el comportamiento de las mismas.

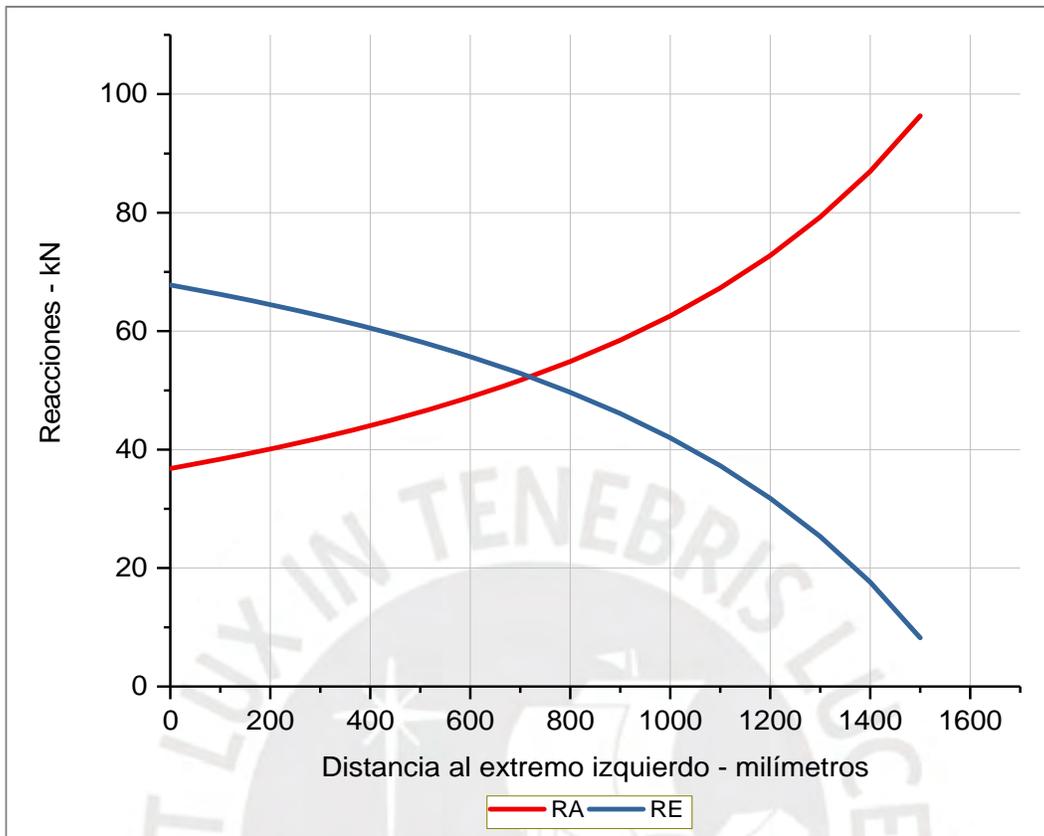
De los valores obtenidos; podemos, a partir del valor de x , realizar el análisis mostrado en la tabla 2.2.

Tabla 2.2 Análisis de los valores de las reacciones - Estático

Rango del valor de x	Observación
De 0 a 1500 mm	El valor de ambas reacciones es positivo, dirigidas hacia arriba, es el sentido esperado para el valor de las reacciones.
De 1600 a 2400 mm	El valor de la reacción en el punto E, unión del eje del reductor y la polea, se hace negativa, está dirigida hacia abajo. La reacción en el punto A, punto de apoyo del brazo de torque es positiva, dirigida hacia arriba.
De 2500 a 3100 mm	El valor de la reacción en el punto E, unión del eje del reductor y la polea, se hace positiva, está dirigida hacia arriba. La reacción en el punto A, punto de apoyo del brazo de torque es negativa, dirigida hacia abajo, valor no esperado.

De acuerdo al análisis mostrado en la tabla 2.2, se considerará los valores en el primer rango, es decir cuando ambas reacciones están dirigidas hacia arriba, el cual es el sentido adecuado cuando una estructura o en general, un cuerpo, es apoyado a la superficie de anclaje del mismo, por lo tanto, es el sentido esperado para las reacciones. La variación de las reacciones para el rango de valores de x de interés se muestra en el gráfico 2.1.

Gráfico 2.1 Valores de las reacciones R_A y R_E - Estático



2.4 Determinación de las reacciones en el momento de arranque – sentido horario.

En este caso, el giro del reductor es en sentido horario, la reacción de la polea sobre el eje del reductor es en sentido anti horario, tal como se aprecia en la figura 2.2, mostrada anteriormente.

En los casos que se analizará a continuación, interviene el momento torsor actuando en el eje del reductor, dependiendo del instante de análisis, se considerará el valor adecuado de dicho momento.

Planteando el equilibrio, tenemos:

Sumatoria de fuerzas verticales:

$$R_A + R_E = 104.57 \text{ kN} \quad (2.6.)$$

Sumatoria de momentos respecto al punto E:

$$W_{sm} \cdot x'_{cg} + T_{faja} - R_A \cdot (2.4265 - x) = 0$$

$$\rightarrow R_A = \frac{104.57 \cdot 0.8536 + 106.65}{(2.4265 - x)} \rightarrow R_A = \frac{195.91}{(2.4265 - x)} \quad (2.7.)$$

Reemplazando este resultado en 2.6 se tiene:

$$R_E = 104.57 - \frac{195.91}{(2.4265 - x)} \quad (2.8.)$$

Al igual que en el caso anterior, determinaremos el valor de las reacciones en el punto A, punto de apoyo del brazo de torque; y en el punto E, punto de apoyo del eje del reductor con la polea; para valores de x, desde 0 hasta 3 100 milímetros, medidos a partir del extremo izquierdo. Los resultados se muestran en la tabla 2.3.

Tabla 2.3 Valores de las reacciones en los puntos A y E – Arranque – horario

x (mm)	R _A (kN)	R _E (kN)	x (mm)	R _A (kN)	R _E (kN)
0	80.74	23.83	1 600	237.04	-132.47
100	84.21	20.36	1 700	269.66	-165.09
200	87.99	16.58	1 800	312.71	-208.14
300	92.13	12.44	1 900	372.10	-267.53
400	96.67	7.90	2 000	459.34	-354.77
500	101.69	2.88	2 100	600.03	-495.46
600	107.26	-2.69	2 200	864.94	-760.37
700	113.47	-8.90	2 300	1,548.70	-1,444.13
800	120.45	-15.88	2 400	7,392.83	-7,288.26
900	128.34	-23.77	2 500	-2,665.44	2,770.01
1 000	137.34	-32.77	2 600	-1,129.16	1,233.73
1 100	147.69	-43.12	2 700	-716.31	820.88
1 200	159.73	-55.16	2 800	-524.52	629.09
1 300	173.91	-69.34	2 900	-413.75	518.32
1 400	190.85	-86.28	3 000	-341.60	446.17
1 500	211.45	-106.88	3 100	-290.88	395.45

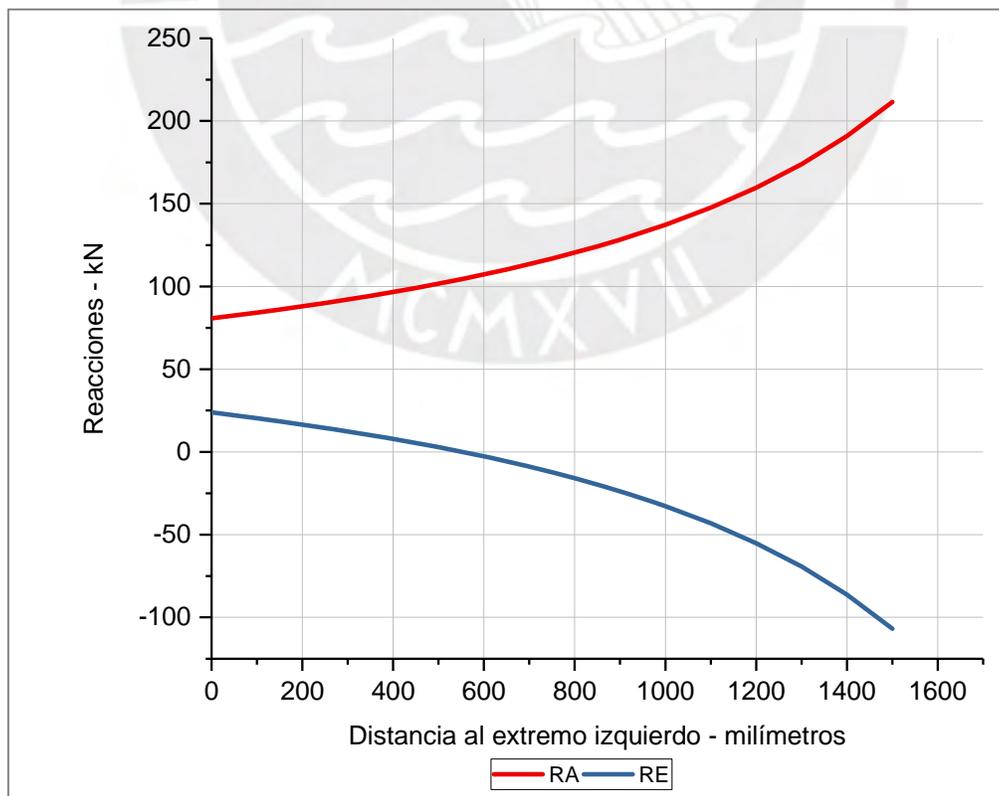
De los valores obtenidos; podemos, a partir del valor de x, realizar el análisis mostrado en la tabla 2.4.

Tabla 2.4 Análisis de los valores de las reacciones – Arranque – horario

Rango del valor de x	Observación
De 0 a 500 mm	El valor de ambas reacciones es positivo, dirigidas hacia arriba.
De 600 a 2400 mm	El valor de la reacción en el punto E, unión del eje del reductor y la polea, se hace negativa, está dirigida hacia abajo. La reacción en el punto A, punto de apoyo del brazo de torque es positiva, dirigida hacia arriba.
De 2500 a 3100 mm	El valor de la reacción en el punto E, unión del eje del reductor y la polea, se hace positiva, está dirigida hacia arriba. La reacción en el punto A, punto de apoyo del brazo de torque es negativa, dirigida hacia abajo.

De acuerdo al análisis mostrado en la tabla 2.4 se considerará los valores en el primer rango, para valores de x desde 0 hasta 1500; luego de ese valor, las reacciones alcanzan valores muy grandes, los cuales resultan inapropiados para el valor de las reacciones en los apoyos. Se muestra el comportamiento en el siguiente gráfico.

Gráfico 2.2 Valores de las reacciones R_A y R_E – Arranque – horario



2.5 Determinación de las reacciones en el momento de operación – sentido horario.

Una vez que el sistema motriz empieza a funcionar, los valores de las reacciones descienden paulatinamente hasta llegar a un valor estable, dicho valor es alcanzado cuando el sistema alcanza la velocidad de trabajo. Es en ese instante que se procede a calcular el valor de las reacciones.

Planteando el equilibrio, tenemos:

Sumatoria de fuerzas verticales:

$$R_A + R_E = 104.57 \text{ kN} \quad (2.9.)$$

Sumatoria de momentos respecto al punto E:

$$W_{sm} \cdot x'_{cg} + T_{faja} - R_A \cdot (2.4265 - x) = 0$$
$$\rightarrow R_A = \frac{104.57 \cdot 0.8536 + 82.04}{(2.4265 - x)} \rightarrow R_A = \frac{171.30}{(2.4265 - x)} \quad (2.10.)$$

Reemplazando este resultado en 2.9., tenemos:

$$R_E = 104.57 - \frac{171.30}{(2.4265 - x)} \quad (2.11.)$$

Determinaremos el valor de las reacciones en el punto A, punto de apoyo del brazo de torque; y en el punto E, punto de apoyo del eje del reductor con la polea; para valores de x , desde 0 hasta 3 100 milímetros, medidos a partir del extremo izquierdo, similar a los casos anteriores. Los resultados se muestran en la tabla 2.5.

Tabla 2.5 Valores de las reacciones en los puntos A y E – Operación – horario

x (mm)	R _A (kN)	R _E (kN)	x (mm)	R _A (kN)	R _E (kN)
0	70.60	33.97	1 600	207.26	-102.69
100	73.63	30.94	1 700	235.79	-131.22
200	76.94	27.63	1 800	273.42	-168.85
300	80.55	24.02	1 900	325.36	-220.79
400	84.53	20.04	2 000	401.64	-297.07
500	88.92	15.65	2 100	524.66	-420.09
600	93.79	10.78	2 200	756.29	-651.72
700	99.22	5.35	2 300	1,354.15	-1,249.58
800	105.32	-0.75	2 400	6,464.15	-6,359.58
900	112.22	-7.65	2 500	-2,330.61	2,435.18
1 000	120.08	-15.51	2 600	-987.32	1,091.89
1 100	129.14	-24.57	2 700	-626.33	730.90
1 200	139.67	-35.10	2 800	-458.63	563.20
1 300	152.06	-47.49	2 900	-361.77	466.34
1 400	166.88	-62.31	3 000	-298.69	403.26
1 500	184.89	-80.32	3 100	-254.34	358.91

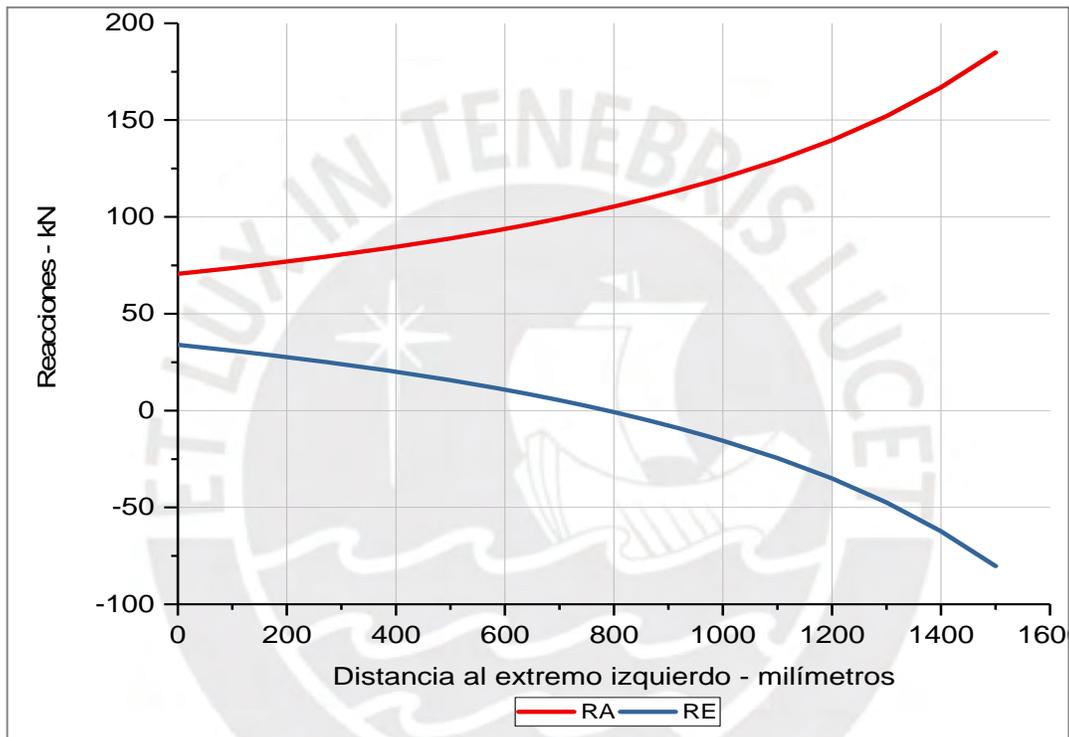
De los valores obtenidos; podemos, a partir del valor de x, realizar el análisis mostrado en la tabla 2.6.

Tabla 2.6 Análisis de los valores de las reacciones – Operación – horario

Rango del valor de x	Observación
De 0 a 700 mm	El valor de ambas reacciones es positivo, dirigidas hacia arriba.
De 800 a 2400 mm	El valor de la reacción en el punto E, unión del eje del reductor y la polea, se hace negativa, está dirigida hacia abajo. La reacción en el punto A, punto de apoyo del brazo de torque es positiva, dirigida hacia arriba.
De 2500 a 3100 mm	El valor de la reacción en el punto E, unión del eje del reductor y la polea, se hace positiva, está dirigida hacia arriba. La reacción en el punto A, punto de apoyo del brazo de torque es negativa, dirigida hacia abajo.

De acuerdo al análisis mostrado en la tabla 2.6, se considerará los valores en el primer rango, para valores de x desde 0 hasta 1500; luego de ese valor, las reacciones alcanzan valores muy grandes. Se muestra el siguiente gráfico. Cabe resaltar que el sentido de las reacciones en el primer rango de valores es el sentido esperado.

Gráfico 2.3 Valores de las reacciones R_A y R_E – Operación – horario



2.6 Determinación de las reacciones en el momento de arranque – sentido anti horario.

Para este caso y el siguiente, el giro del reductor es en sentido anti horario, la reacción sobre el eje del reductor debido al movimiento de la polea es sentido horario, se utilizará el mismo diagrama del cuerpo libre mostrado en la figura 2.2, teniendo en consideración que el sentido del momento en dicho gráfico anotado es opuesto al mostrado.

Planteando el equilibrio, tenemos:

Sumatoria de fuerzas verticales:

$$R_A + R_E = 104.57 \text{ kN} \quad (2.12.)$$

Sumatoria de momentos respecto al punto E:

$$W_{sm} \cdot x'_{cg} - T_{faja} - R_A \cdot (2.4265 - x) = 0$$

$$\rightarrow R_A = \frac{104.57 \cdot 0.8536 - 106.65}{(2.4265 - x)} \rightarrow R_A = \frac{-17.39}{(2.4265 - x)} \quad (2.13.)$$

Reemplazando este resultado en 2.12., tenemos:

$$R_E = 104.57 + \frac{17.39}{(2.4265 - x)} \quad (2.14.)$$

Como en los casos anteriores, determinaremos el valor de las reacciones en el punto A, punto de apoyo del brazo de torque; y en el punto E, punto de apoyo del eje del reductor con la polea; para valores de x, desde 0 hasta 3 100 milímetros, medidos a partir del extremo izquierdo. Los resultados se muestran en la tabla 2.7.

Tabla 2.7 Valores de las reacciones en los puntos A y E – Arranque – anti horario

x (mm)	R _A (kN)	R _E (kN)	x (mm)	R _A (kN)	R _E (kN)
0	-7.17	111.74	1 600	-21.04	125.61
100	-7.47	112.04	1 700	-23.94	128.51
200	-7.81	112.38	1 800	-27.76	132.33
300	-8.18	112.75	1 900	-33.03	137.60
400	-8.58	113.15	2 000	-40.77	145.34
500	-9.03	113.60	2 100	-53.26	157.83
600	-9.52	114.09	2 200	-76.78	181.35
700	-10.07	114.64	2 300	-137.47	242.04
800	-10.69	115.26	2 400	-656.23	760.80
900	-11.39	115.96	2 500	236.60	-132.03
1 000	-12.19	116.76	2 600	100.23	4.34
1 100	-13.11	117.68	2 700	63.58	40.99
1 200	-14.18	118.75	2 800	46.56	58.01
1 300	-15.44	120.01	2 900	36.73	67.84
1 400	-16.94	121.51	3 000	30.32	74.25
1 500	-18.77	123.34	3 100	25.82	78.75

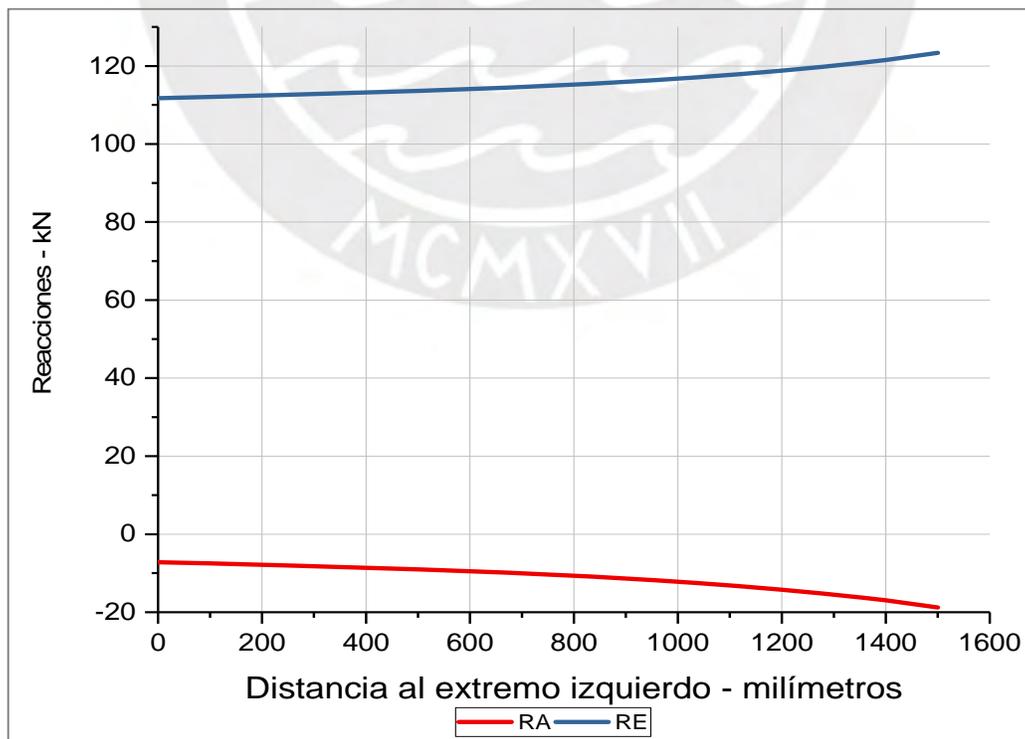
De los valores obtenidos; podemos, a partir del valor de x , realizar el análisis mostrado en la tabla 2.7 y gráfico 2.4, que los valores de las reacciones presentan valores muy alejados uno del otro.

Tabla 2.8 Análisis de los valores de las reacciones – Arranque – anti horario

Rango del valor de x	Observación
De 0 a 2400 mm	El valor de la reacción en el punto E, unión del eje del reductor y la polea, se hace positiva, está dirigida hacia arriba. La reacción en el punto A, punto de apoyo del brazo de torque es negativa, dirigida hacia abajo.
De 2500 a 3100 mm	El valor de la reacción en el punto E, unión del eje del reductor y la polea, se hace negativa, está dirigida hacia abajo. La reacción en el punto A, punto de apoyo del brazo de torque es positiva, dirigida hacia arriba.

De acuerdo al análisis mostrado en la tabla 2.8, se considerará los valores en el primer rango, para valores de x desde 0 hasta 1500; luego de ese valor, las reacciones alcanzan valores muy grandes. Se muestra el siguiente gráfico.

Gráfico 2.4 Valores de las reacciones R_A y R_E – Arranque – anti horario



2.7 Determinación de las reacciones en el momento de operación – sentido anti horario.

De manera similar al caso cuando el sistema motriz gira en sentido horario, es necesario determinar el valor de las reacciones cuando el sistema alcanza la velocidad de trabajo. Es en ese instante que se procede a calcular el valor de las reacciones.

Planteando el equilibrio, tenemos:

Sumatoria de fuerzas verticales:

$$R_A + R_E = 104.57 \text{ kN} \quad (2.15.)$$

Sumatoria de momentos respecto al punto E:

$$W_{sm} \cdot x'_{cg} - T_{faja} - R_A \cdot (2.4265 - x) = 0$$
$$\rightarrow R_A = \frac{104.57 \cdot 0.8536 - 82.04}{(2.4265 - x)} \rightarrow R_A = \frac{7.22}{(2.4265 - x)} \quad (2.16.)$$

Reemplazando este resultado en 2.15., se tiene:

$$R_E = 104.57 - \frac{7.22}{(2.4265 - x)} \quad (2.17.)$$

Determinaremos el valor de las reacciones en el punto A, punto de apoyo del brazo de torque; y en el punto E, punto de apoyo del eje del reductor con la polea; para valores de x, desde 0 hasta 3 100 milímetros, medidos a partir del extremo izquierdo. Los resultados se muestran en la tabla 2.9.

Tabla 2.9 Valores de las reacciones en los puntos A y E – Operación – anti horario

x (mm)	R _A (kN)	R _E (kN)	x (mm)	R _A (kN)	R _E (kN)
0	2.98	101.59	1600	8.74	95.83
100	3.10	101.47	1700	9.94	94.63
200	3.24	101.33	1800	11.52	93.05
300	3.40	101.17	1900	13.71	90.86
400	3.56	101.01	2000	16.93	87.64
500	3.75	100.82	2100	22.11	82.46
600	3.95	100.62	2200	31.88	72.69
700	4.18	100.39	2300	57.08	47.49
800	4.44	100.13	2400	272.45	-167.88
900	4.73	99.84	2500	-98.23	202.80
1000	5.06	99.51	2600	-41.61	146.18
1100	5.44	99.13	2700	-26.40	130.97
1200	5.89	98.68	2800	-19.33	123.90
1300	6.41	98.16	2900	-15.25	119.82
1400	7.03	97.54	3000	-12.59	117.16
1500	7.79	96.78	3100	-10.72	115.29

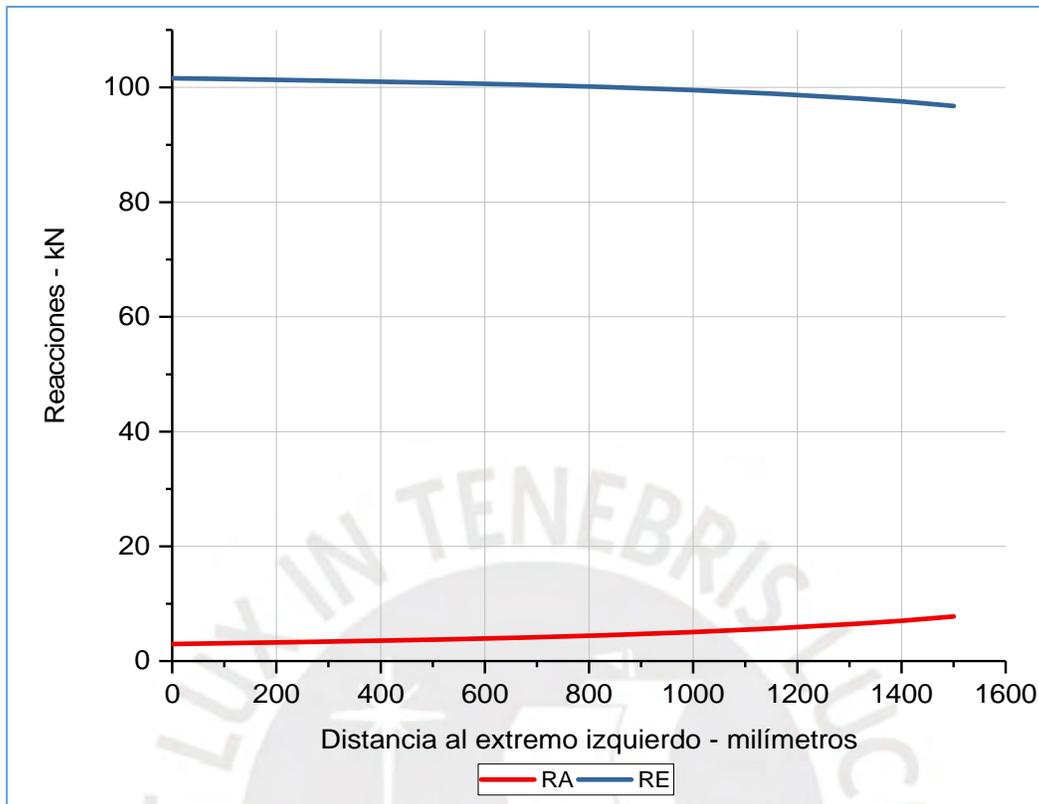
De los valores obtenidos; podemos, a partir del valor de x, realizar el análisis mostrado en la tabla 2.10.

Tabla 2.10 Análisis de los valores de las reacciones – Operación – anti horario

Rango del valor de x	Observación
De 0 a 2400 mm	El valor de la reacción en el punto E, unión del eje del reductor y la polea, se hace positiva, está dirigida hacia arriba. La reacción en el punto A, punto de apoyo del brazo de torque es negativa, dirigida hacia abajo.
De 2500 a 3100 mm	El valor de la reacción en el punto E, unión del eje del reductor y la polea, se hace negativa, está dirigida hacia abajo. La reacción en el punto A, punto de apoyo del brazo de torque es positiva, dirigida hacia arriba.

De acuerdo al análisis mostrado en la tabla 2.10, se considerará los valores en el primer rango, para valores de x desde 0 hasta 1500; luego de ese valor, las reacciones alcanzan valores muy grandes. Se muestra el siguiente gráfico.

Gráfico 2.5 Valores de las reacciones R_A y R_E – Operación – anti horario



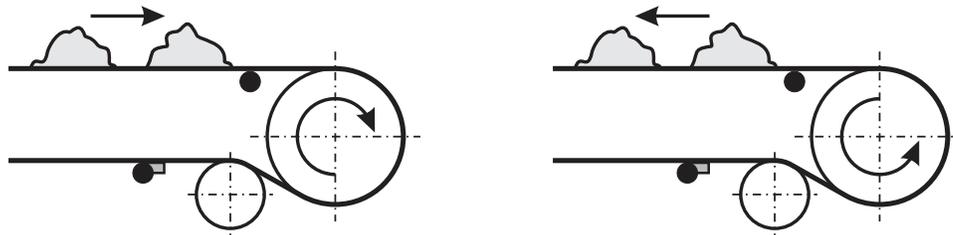
De manera similar al caso anterior, arranque sentido anti horario, los valores de las fuerzas en los apoyos alcanzan valores alejados uno del otro, e incluso de sentido contrario (arranque), dentro del rango de interés de x ; situación que convierte el sistema motriz en inestable.

2.8 Análisis de resultados.

De los gráficos mostrados podemos afirmar lo siguiente:

- El periodo de tiempo en el cual el sistema motriz no está en funcionamiento se deben de considerar solo las fuerzas actuantes, toda vez que el momento torsor en el eje del reductor aparece cuando el sistema motriz entra en funcionamiento.
- Analizando la operación del sistema motriz, observamos dos escenarios, los cuales difieren en el sentido de giro de la polea motriz del sistema faja transportadora, esto significa que el sistema “jala” la carga, sistema girando en sentido horario, la carga

se acerca al sistema motriz; o el sistema “empuja” la carga, sistema girando en sentido anti horario, la carga se aleja del sistema motriz; tal como se muestra en la figura presentada a continuación.



Giro horario, “jala” la carga

Giro anti horario, “empuja” la carga

Figura 2.3

Sentido de giro del sistema motriz y acción sobre la carga en la faja transportadora

Los valores de las reacciones para ambos casos, tanto en el instante de arranque como en el periodo de operación, muestran valores esperados cuando el sistema motriz desarrolla su trabajo en sentido horario; y valores no esperados cuando el sistema motriz lo hace en el sentido opuesto o sentido anti horario; estos valores no esperados ocasionarían desestabilidad en el conjunto de soporte del sistema motriz, acortando la vida útil de los componentes y de la propia estructura; por lo que no se recomienda que el sistema motriz desarrolle su trabajo funcionando la polea en sentido anti horario.

Es así que, se considerará la situación estática y, el arranque y la operación en sentido horario, para determinar la posición óptima del brazo de torque.

2.9 Determinación de la ubicación del brazo de torque

Del gráfico 2.1, observamos que la posición para x entre 0 y 700 milímetros es adecuada, para ese rango las magnitudes de las fuerzas se acercan y muy cercano al valor de $x=700$ milímetros ambas reacciones alcanzan el mismo valor. Hacia la derecha del valor de $x=700$ milímetros, la magnitud de la reacción en el punto E, que es el apoyo del reductor y la polea, se hace cada vez más pequeño acercándose a cero; significa que el brazo de torque absorberá toda la reacción del sistema motriz, lo cual no es el escenario recomendable; pues el brazo de torque podría mostrarse inestable y colapsar.

De los gráficos 2.2 y 2.3, arranque y operación en sentido horario del sistema motriz, podríamos quedarnos con el gráfico 2.2, tratándose del periodo de arranque del sistema motriz, es donde las reacciones alcanzan mayores valores que en el periodo de operación. Observando el gráfico 2.2, que muestra los valores de las reacciones, podemos notar que, al desplazarnos a la derecha del mismo, las magnitudes de las reacciones van en aumento, por lo tanto, lo ideal sería tener la menor magnitud en las mismas, para ello el valor de x debería de ser cero. Pero colocar el brazo de torque en el extremo, supone colocarlo en el voladizo, situación que no es recomendable, por esta razón se opta por señalar la posición óptima del brazo de torque para $x=500$ milímetros.

2.10 Valores de las reacciones para la posición óptima del brazo de torque.

A continuación, tabla 2.11, se presentan los valores de las reacciones, para la posición del brazo de torque seleccionado, $x=500$ milímetros.

Tabla 2.11 Valores de las reacciones – en kN

Reacción	Estático	Arranque	Operación
R_A	46.33	101.69	88.92
R_E	58.24	2.88	15.65

Los valores de las reacciones en las tablas precedentes son los que se usarán en primer término cuando se estudie la variación de la velocidad de trabajo y carga acarreada por la faja transportadora, capítulos siguientes del presente estudio.

CAPITULO 3

VARIACION DE LA VELOCIDAD

Las características de la faja, en cuanto a las dimensiones de la misma, número de pliegues y la potencia de los motores del sistema motriz, calculados en los anexos A y B; corresponden al escenario extremo; pues el propósito del presente estudio es analizar el comportamiento del sistema frente a variaciones de velocidad del sistema motriz, carga a ser transportada y posición del brazo de torque. Las condiciones nominales para el funcionamiento del sistema y el rango de variación se determinan en el anexo C.

La variación de la velocidad de la faja transportadora será posible si el sistema motriz altera su velocidad de funcionamiento, esto será posible solo si se cambia los motores, o se cambia la relación de transmisión de los reductores. En cualquiera de los dos casos, el cambio a que se refiere es costoso y sobre todo implica detener el funcionamiento del equipo, lo cual redundaría en productividad, sobrecostos, tiempos ociosos, facilidad para implementar el cambio, contar con el personal idóneo para dicha labor, entre otras particularidades que se pudieran presentar.

Una forma eficiente de variar la velocidad es usando un variador de frecuencia. Los motores del sistema motriz son asíncronos y su velocidad es directamente proporcional a la frecuencia suministrada a través de la línea de alimentación. El variador de frecuencia, al ser un control electrónico, se encarga de regular la corriente suministrada a los motores para evitar el recalentamiento y posterior deterioro de los mismos.

Para seleccionar el variador de frecuencia adecuado para nuestro sistema motriz se debe tener en cuenta los siguientes criterios: potencia del motor a ser controlado, tensión nominal de trabajo, velocidad nominal, frecuencia nominal, tipo de torque que

entrega el motor (de acuerdo a la carga, puede ser: constante, lineal, cuadrática, entre otros), altitud a la cual se desempeñará el motor, entre otros aspectos, que recomienda WEG, fabricante de motores y equipos de control de velocidad. En la figura siguiente se muestra un variador de velocidad marca ABB de media tensión.

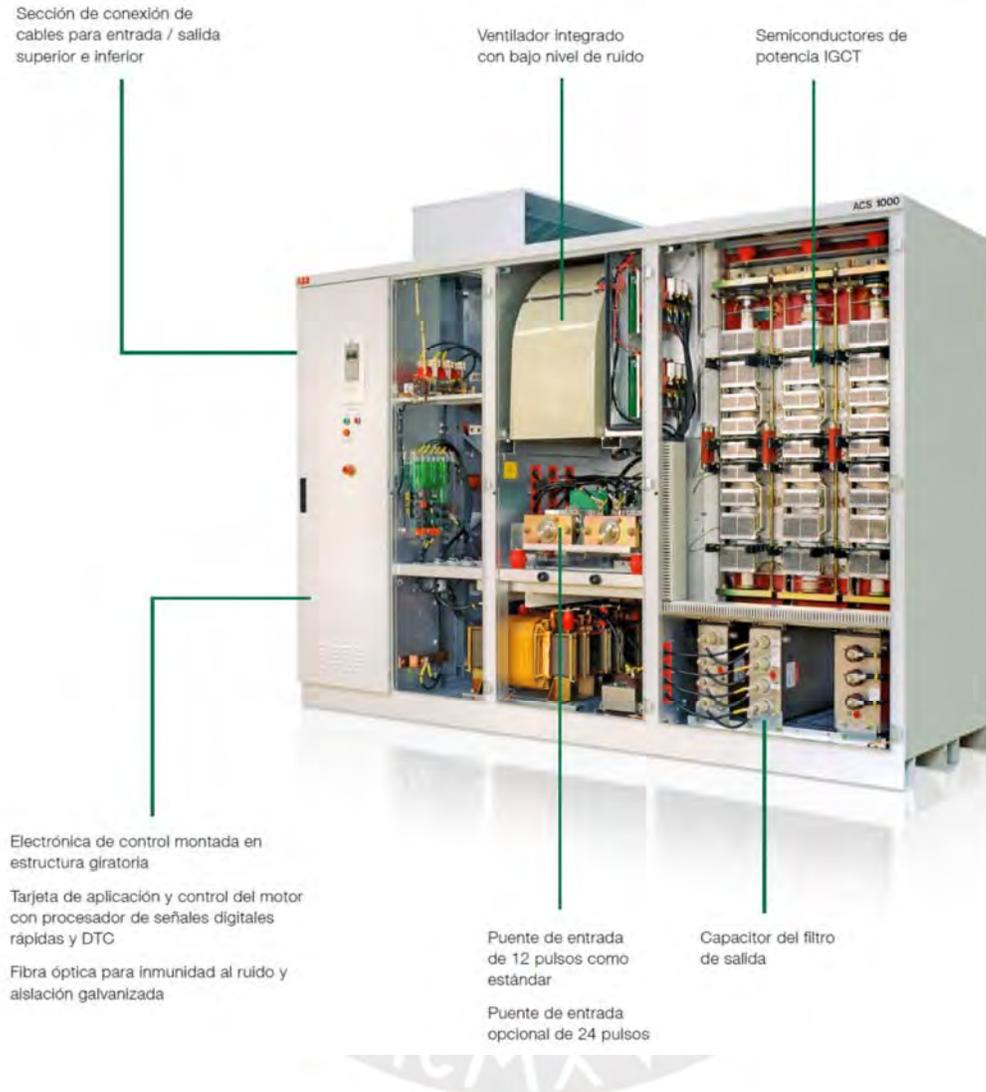


Figura 3.1

Variador de frecuencia de media tensión, refrigerado por aire ⁹

⁹ Catálogo de productos ACS 1000, ACS 1000i - ABB

3.1 Rango de variación de la velocidad

De acuerdo a lo analizado en el anexo C, tabla C.1, el rango en el cual la velocidad variará para propósito del presente estudio es de -20% a $+50\%$, esto significa que la velocidad del motor varía de 960 rpm a 1800 rpm. Con este rango de velocidades determinaremos las fuerzas que actúan en el soporte del sistema motriz.

3.2 Consideraciones para la variación de la velocidad

Las consideraciones a tener en cuenta cuando se estudie la variación de la velocidad serán:

- a) La posición del brazo de torque será la determinada en la sección 2.10. del capítulo precedente.
- b) La cantidad de material depositado en la faja transportadora será el mismo, es decir la faja transportadora transportará la misma cantidad de material por unidad de tiempo.

Bajo estas consideraciones, se procederá a calcular las fuerzas a las que estará sujeta la base de soporte del sistema motriz.

3.3 Cálculo de las fuerzas en el sistema motriz al variar la velocidad

Para el cálculo de las reacciones en el eje del reductor y en el brazo de torque, se tendrá en cuenta el siguiente diagrama del cuerpo libre, en el cual se muestran las fuerzas actuantes sobre el mismo.

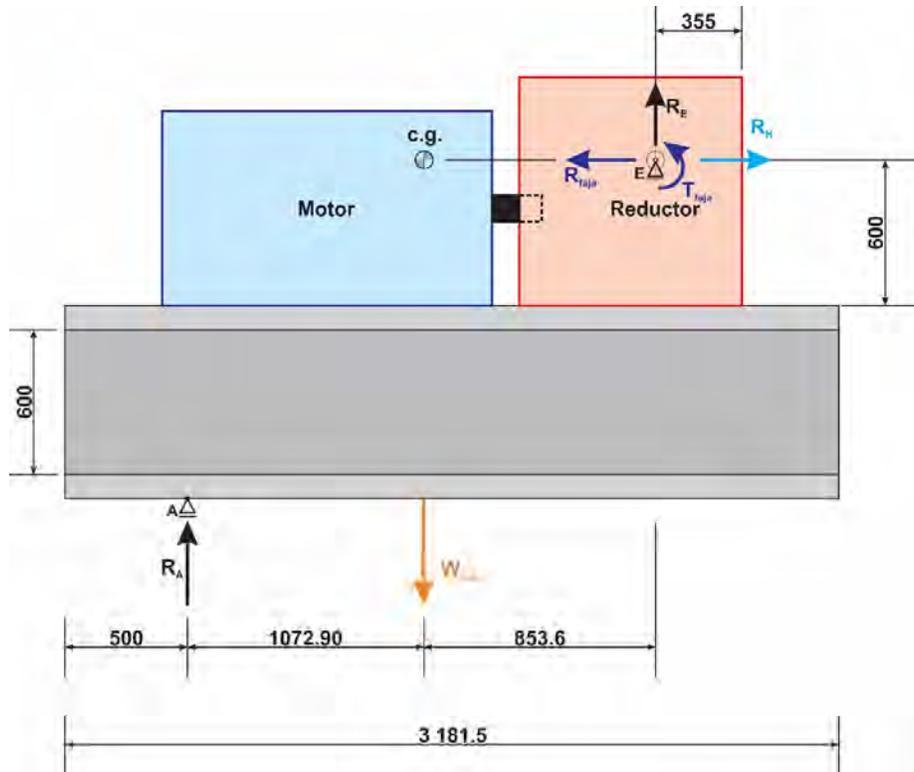


Figura 3.2
DCL sistema motriz – dimensiones en milímetros

De acuerdo a lo analizado en el capítulo 2, se considerará el giro en sentido horario. Para el instante de arranque y el periodo de operación, planteamos las siguientes ecuaciones. Para ambas situaciones, las ecuaciones serán las mismas, pues la única variación es el torque (de arranque o de operación) que se transmite al eje del reductor.

Planteando el equilibrio:

Sumatoria de fuerzas horizontales:

$$R_H - R_{faja} = 0 \rightarrow R_H = R_{faja} \quad (3.1)$$

Sumatoria de fuerzas verticales:

$$R_A + R_E = 104.57 \text{ kN} \quad (3.2)$$

Sumatoria de momentos respecto al punto E:

$$W_{sm} \cdot 0.8536 + T_{faja} - R_A \cdot 1.9265 = 0 \rightarrow R_A = \frac{89.26 + T_{faja}}{1.9265} \quad (3.3)$$

Reemplazando 3.3 en 3.2, se tiene:

$$R_E = 104.57 - \frac{89.26 + T_{faja}}{1.9265} \quad (3.4)$$

A continuación, se muestran los resultados para el instante de arranque, es decir cuando el sistema motriz gira a 1200 revoluciones por minuto.

Tabla 3.1 Valores de las reacciones – Brazo de torque R_A y eje reductor R_E – en kN

Reacción	Arranque	Operación
R_A	101.69	88.92
R_E	2.88	15.65

En la tabla 3.2, se muestra resultados para la variación de velocidad en incrementos de 20 rpm. Se muestra la reacción en el brazo de torque R_A ; en el eje de unión de la polea con el reductor R_E ; y la reacción horizontal en el mismo eje R_H .

Tabla 3.2 Valor de las reacciones – Variación de la velocidad – en kN

#	Velocidad (rpm)		Reacciones (kN)		
	motor	reductor	R_A	R_E	R_H
1	960	22.58	93.58	10.99	431.84
2	1020	23.99	92.21	12.36	424.92
3	1080	25.41	90.99	13.58	418.77
4	1140	26.82	89.90	14.67	413.27
5	1200	28.23	88.92	15.65	408.31
6	1260	29.64	88.03	16.54	403.83
7	1320	31.05	87.23	17.34	399.76
8	1380	32.46	86.49	18.08	396.03
9	1440	33.87	85.81	18.76	392.62
10	1500	35.29	85.19	19.38	389.49
11	1560	36.70	84.62	19.95	386.59
12	1620	38.11	84.09	20.48	383.91
13	1680	39.52	83.60	20.97	381.42
14	1740	40.93	83.14	21.43	379.10
15	1800	42.34	82.71	21.86	376.94

A continuación, en el gráfico 3.1, se aprecia la variación, respecto de la velocidad de rotación del motor, de las componentes verticales de las reacciones en los puntos A (apoyo del brazo de torque) y E (apoyo en el eje del reductor); y en el gráfico 3.2., se aprecia la variación de la componente horizontal de la reacción en el punto E.

Gráfico 3.1 Variación de las reacciones R_A y R_E con la velocidad – kN

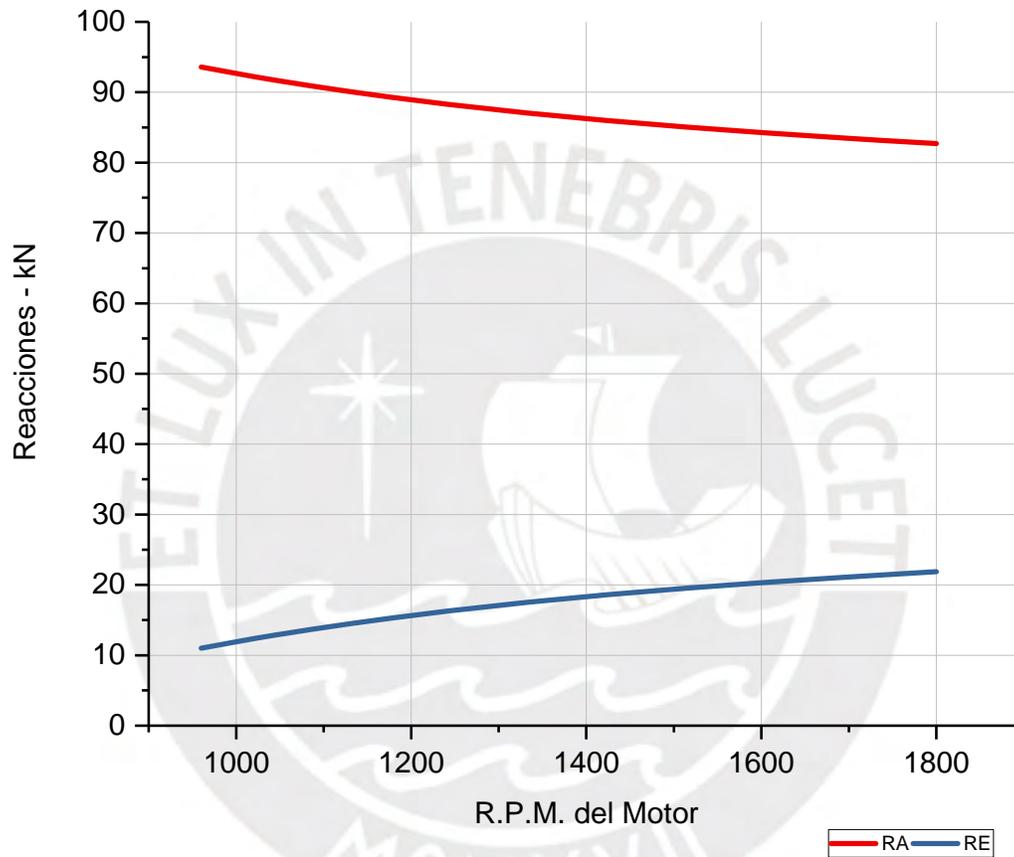
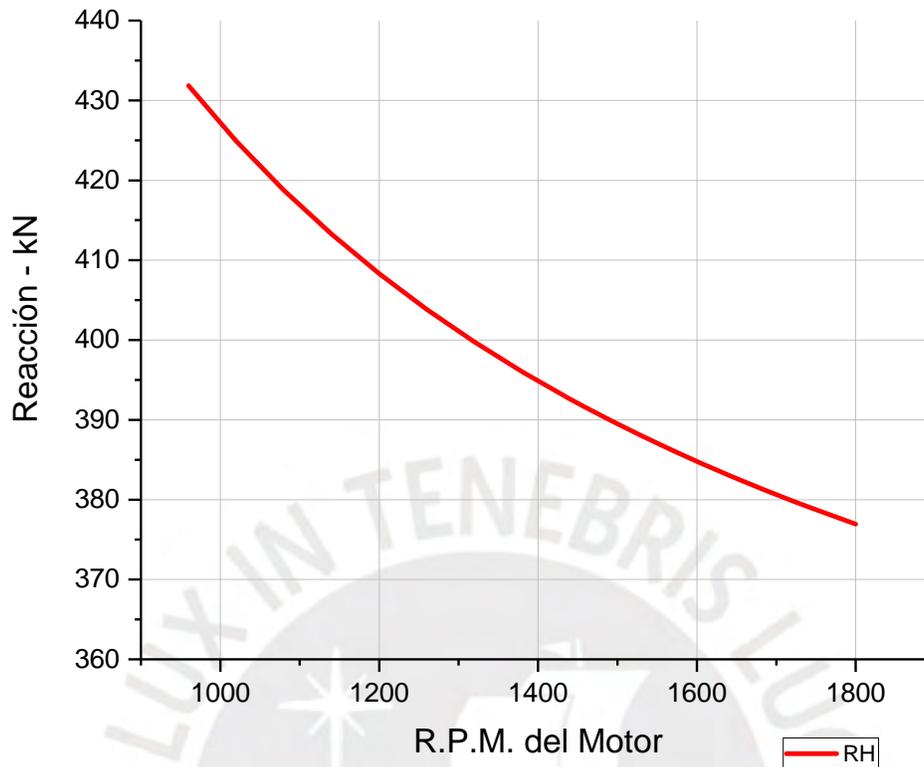


Gráfico 3.2 Variación de la reacción horizontal en E – kN



3.4 Análisis de resultados.

Se debe precisar que la cantidad de material transportado por unidad de tiempo es el mismo; luego, de los gráficos mostrados podemos afirmar lo siguiente:

- A medida que se incrementa la velocidad del motor del sistema motriz la fuerza que soporta el brazo de torque disminuye sensiblemente; por el contrario, la fuerza en el eje del reductor se incrementa.
- La componente horizontal de reacción en el punto E disminuye a partir del aumento de la velocidad del sistema motriz.

Podemos decir que a medida que se incrementa la velocidad, manteniendo constante la cantidad de material a transportar, los dispositivos de soporte del sistema motriz se vuelven estables, debido a que las componentes verticales de las fuerzas tienen a equipararse; y la componente horizontal desciende.

CAPITULO 4

VARIACION DE LA CARGA

La variación de la carga a ser transportada por la faja transportadora es posible, regulando por algún medio, el material depositado que se carga en la faja en el punto de inicio de la misma; esto es dosificando la salida del chute de transferencia sobre la faja.



Figura 4.1

Chute de transferencia sobre una faja transportadora ¹⁰

¹⁰ Recuperado de: <http://www.martin-eng-mx.com/success-story/redesigned-transfer-chutes-and-load-zones-reduce-dust-spillage-westar-energy>, el 15.05.2017.

4.1 Rango de variación de la carga.

La carga a ser transportada por la faja tendrá un rango de variación desde – 10% hasta + 30% de su valor nominal, tal como se especifica en el acápite C.2 del anexo C. Esto lo podemos apreciar en la siguiente tabla.

Tabla 4.1 Rango de variación de la carga

Régimen de trabajo	tn/h
Carga normal de trabajo	1333
- 10 %	1200
+ 30 %	1750

4.2 Consideraciones para la variación de la carga sobre la faja

Las consideraciones a tener en cuenta cuando se estudie la variación de la carga sobre la faja transportadora serán:

- La posición del brazo de torque será la determinada en la sección 2.10 del presente estudio.
- La velocidad a la cual se transportará el material será constante e igual a 1200 rpm, en lo que se refiere a la velocidad de los motores del sistema motriz.

Bajo estas consideraciones, se procederá a calcular las fuerzas a las que estará sujeta la base de soporte del sistema motriz.

4.3 Cálculo de las fuerzas en el sistema motriz al variar la carga sobre la faja

Al existir una variación en la carga a ser transportada, manteniendo constante la velocidad de trabajo, variaran las tensiones en la faja, y por lo tanto el momento resistente de la misma. Luego, esta variación también afectará al sistema motriz, variando las reacciones en los puntos de apoyo, punto A correspondiente al brazo de torque y punto E correspondiente al eje del reductor.

Para el cálculo de las reacciones en el eje del reductor y en el brazo de torque, se tendrá en cuenta el siguiente diagrama del cuerpo libre.

Considerando el diagrama del cuerpo libre del sistema motriz, tenemos lo mostrado en la figura 4.2.

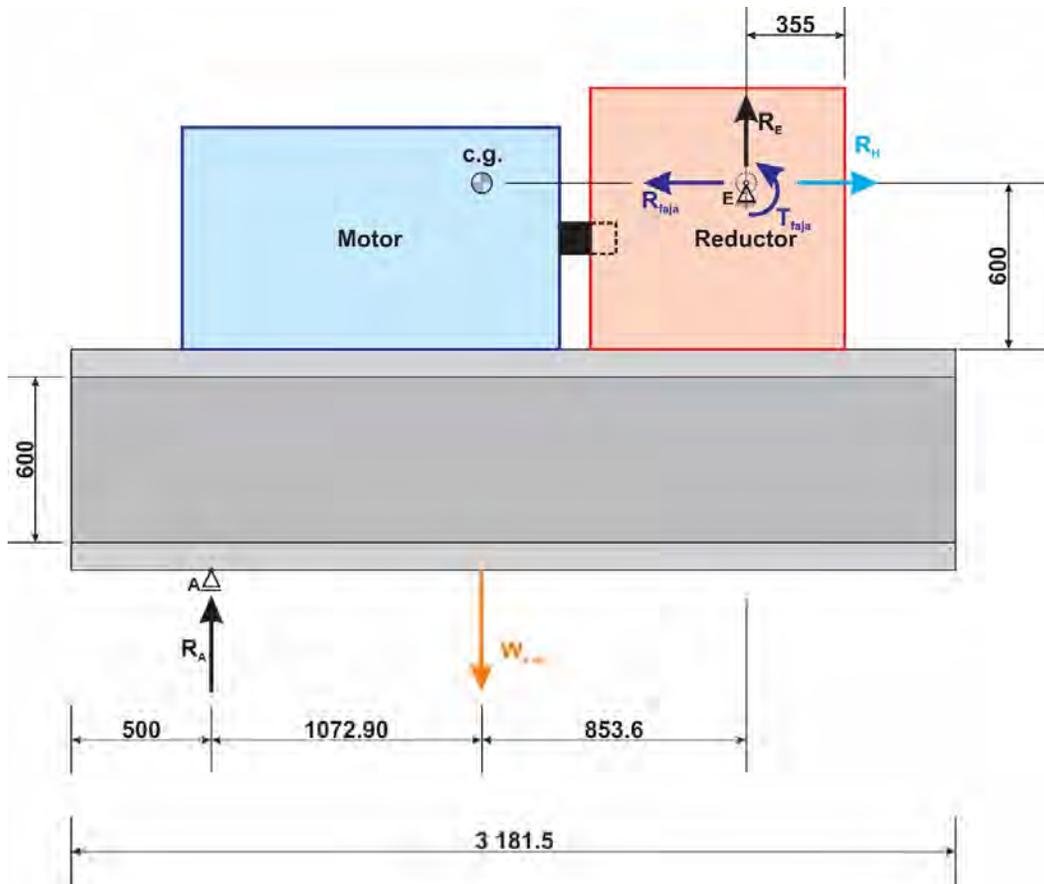


Figura 4.2
DCL sistema motriz – dimensiones en milímetros

Planteando las ecuaciones de equilibrio.

Sumatoria de fuerzas horizontales:

$$R_H - R_{faja} = 0 \rightarrow R_H = R_{faja} \quad (4.1)$$

Sumatoria de fuerzas verticales:

$$R_A + R_E = 104.57 \text{ kN} \quad (4.2)$$

Sumatoria de momentos respecto al punto E:

$$W_{sm} \cdot 0.8536 + T_{faja} - R_A \cdot 1.9265 = 0 \rightarrow R_A = \frac{89.26 + T_{faja}}{1.9265} \quad (4.3)$$

Reemplazando 4.3 en 4.2, se tiene:

$$R_E = 104.57 - \frac{89.26 + T_{faja}}{1.9265} \quad (4.4)$$

A continuación, se muestran los resultados para el instante de arranque en condiciones normales, es decir cuando el sistema motriz transporta material a razón de 1333 toneladas por hora.

Tabla 4.2 Valores de las reacciones – Brazo de torque R_A y eje reductor R_E – en kN

Reacción	Arranque	Operación
R_A	101.69	88.92
R_E	2.88	15.65

En la tabla 4.3, se muestra resultados para la variación de la carga sobre la faja transportadora en incrementos de 50 kilogramos. Se muestra la reacción en el brazo de torque R_A ; en el eje de unión de la polea con el reductor R_E ; y la reacción horizontal en el mismo eje R_H .

Asimismo, en la siguiente página, se muestra el gráfico 4.1, en el cual se aprecia la variación, respecto de la carga sobre la faja transportadora, del valor de las componentes verticales de las reacciones en los puntos A (apoyo del brazo de torque) y E (apoyo en el eje del reductor); y en el gráfico 4.2, se aprecia la variación del valor de la componente horizontal de la reacción en el punto E.

Tabla 4.3 Valor de las reacciones – Variación de la carga transportada – en kN

#	material	carga especi.	Reacciones (kN)		
	tn/hora	w c	R A	R E	R H
1	1200	128.87	87.06	17.51	398.92
2	1250	134.24	87.76	16.81	402.45
3	1300	139.61	88.46	16.11	405.98
4	1350	144.98	89.16	15.41	409.51
5	1400	150.35	89.86	14.71	413.04
6	1450	155.72	90.55	14.02	416.57
7	1500	161.09	91.25	13.32	420.11
8	1550	166.46	91.95	12.62	423.64
9	1600	171.83	92.65	11.92	427.17
10	1650	177.20	93.35	11.22	430.70
11	1700	182.57	94.05	10.52	434.23
12	1750	187.94	94.75	9.82	437.76

Gráfico 4.1 Variación de las reacciones R_A y R_E con la carga transportada – kN

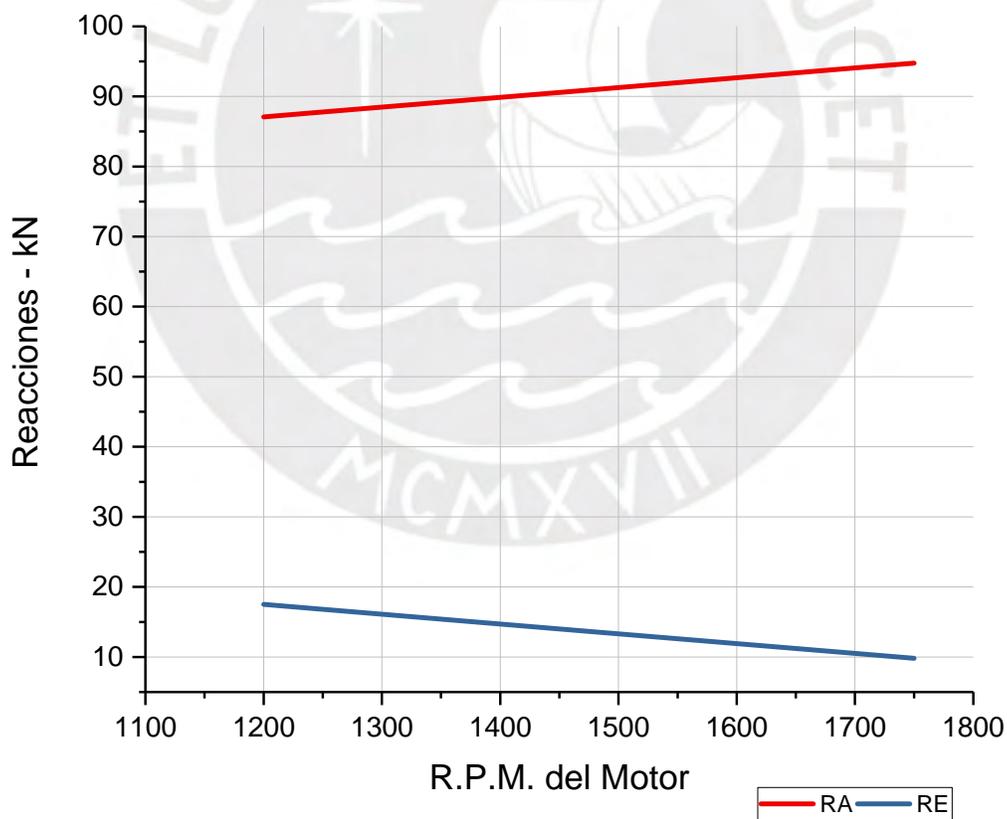
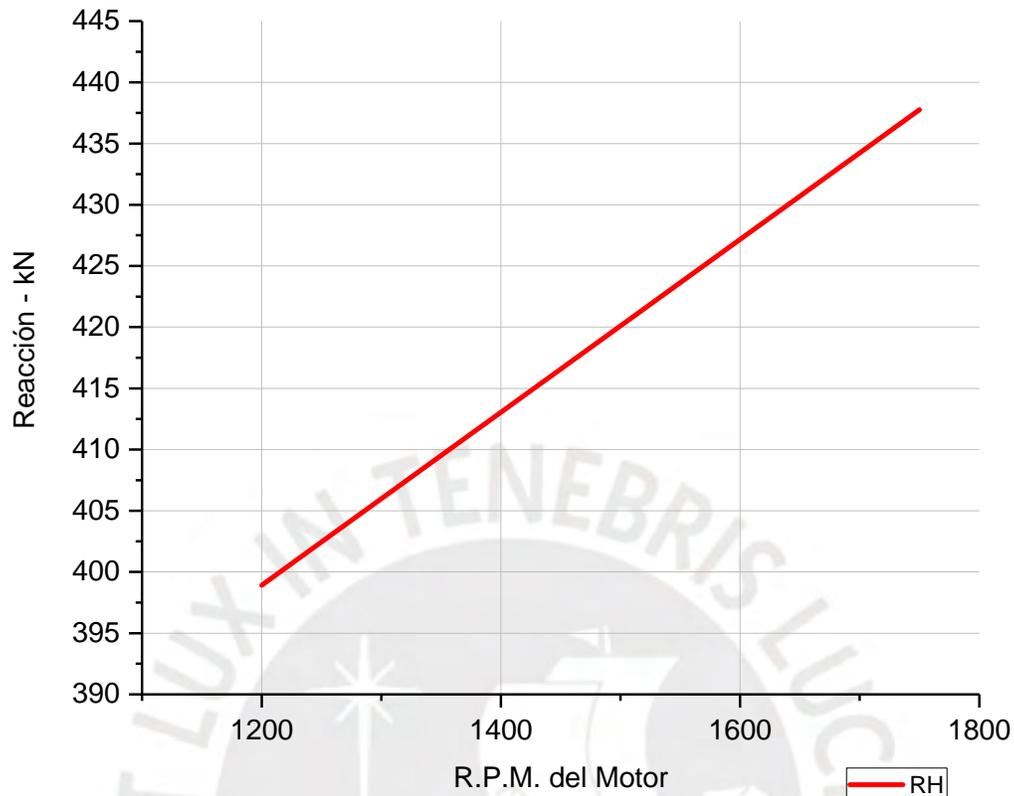


Gráfico 4.2 Variación de la reacción horizontal en E – kN



4.4 Análisis de resultados.

Se debe tener en cuenta que la velocidad del sistema motriz permanece constante durante la variación de la carga; luego, de los gráficos mostrados podemos afirmar lo siguiente:

- a) A medida que se incrementa la carga sobre la faja transportadora, la fuerza que soporta el brazo de torque aumenta sensiblemente; desde 87,06 kN hasta 94,47 kN, dados los valores, podemos afirmar que la variación es pequeña.
- b) Asimismo, en el punto E, punto de unión de la polea y el reductor; el valor de la componente de reacción vertical disminuye, variando su valor desde 17,51 kN hasta 10,10 kN, lo cual era previsible teniendo en cuenta el resultado de la reacción en el brazo de torque.

c) La componente horizontal de reacción en el punto E aumenta, desde un valor inicial de 398,92 kN hasta 436,35 kN.

Podemos decir que a medida que aumenta la carga sobre la faja transportadora, se presentan variaciones en las componentes verticales de reacción, en el brazo de torque la variación no alcanza siquiera el 10% del valor inicial, con lo cual afirmamos que trabaja sobre un régimen estable. Igual incremento ocurre en la componente horizontal en el punto E. Afirmamos que el sistema motriz presentará un comportamiento estable durante la variación de la carga sobre la faja transportadora.



CAPITULO 5

ESCALAMIENTO – DISEÑO DEL SISTEMA MOTRIZ

El escalamiento mecánico se refiere al diseño y construcción de un modelo pequeño, a escala, utilizando el criterio de semejanza mecánica, para poder predecir el funcionamiento de la estructura, máquina o mecanismo real a ser comparado. El escalamiento tiene por objetivo el de predecir detalladamente el comportamiento futuro, evitando de esta manera fallos en el diseño, minimizar el proceso de mejora, así como la reducción de costos y optimización de tiempo.

Es necesario, para llevar adelante la predicción, establecer un modelo de comportamiento que permita simular el funcionamiento del sistema real. Definitivamente, simular con la estructura real resultaría muy caro.

En el caso del presente trabajo de tesis, se ha diseñado el sistema motriz real de una faja transportadora, asimismo se ha estudiado el comportamiento de la misma al variar tres parámetros de funcionamiento, los cuales son: posición del brazo de torque, velocidad de trabajo y carga acarreada por la misma. El propósito del presente capítulo es, conociendo el comportamiento de un sistema real, establecer el diseño de un módulo didáctico de enseñanza de un sistema motriz, y con dicho modelo poder realizar ensayos que lleven a optimizar el uso de este equipo de transporte.

Es necesario para lograr el objetivo, estudiar y desarrollar semejanzas mecánicas en lo que refiere a moto-reductor, materiales, fuerzas y esfuerzos; estableciendo escalas correspondientes para cada uno de los criterios mencionados.

Las diversas condiciones de semejanza, para los criterios mencionados, deben cumplirse simultáneamente; pero las condiciones de semejanza, que en un elevado

número pueden resultar incompatibles, dificultan la semejanza completa, que de ser necesario esta última se deberá de practicar a escala real, es decir en el propio equipo.

Eliminando algunas condiciones de incompatibilidad, se practicará la semejanza incompleta, que no es errónea sino más bien aplicable a unos determinados efectos, siendo sus resultados limitados. De igual manera, si se selecciona adecuadamente los resultados deseados, es decir los que se pretende obtener exclusivamente o los más importantes para el funcionamiento, podemos establecer una semejanza aproximada, la cual resulta tan buena como la semejanza completa; pues solo estamos desarrollando la semejanza para ciertos criterios específicos.

Es necesario y ofrecen ventaja el uso de números adimensionales para la formulación de fenómenos, pues la fórmula es válida en cualquier sistema de unidades, la formula representa un fenómeno más amplio. El número adimensional no es solo un artilugio de cálculo, sino más bien un nuevo concepto. Así, por ejemplo, vibraciones de torsión o flexión esquematizadas en sistemas de un grado de libertad pueden expresarse por:

$$\frac{M_D}{K \cdot D_0} = \frac{F_0}{K \cdot X_0} = \frac{1}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + 4 \cdot \xi^2 \cdot r^2}} \quad (5.1)$$

$$[TR] = \sqrt{\frac{1 + 4 \cdot \xi^2 \cdot r^2}{(1 - r^2)^2 + 4 \cdot \xi^2 \cdot r^2}} \quad (5.2)$$

Es así que las vibraciones de una máquina de grandes dimensiones puede ensayarse (o simularse) en una maqueta (modelo a escala de pequeñas dimensiones, e incluso otras configuraciones, torsión en lugar de flexión), con la única condición que los indicadores r y ξ coincidan en ambas; esto sí y solo si interesa estudiar el fenómeno vibratorio. Este ejemplo indica, ilustrativamente, el camino a seguir para elaborar una semejanza aproximada.

5.1 Escalas principales

Las escalas principales a definirse, con las cuales se estudiará el modelo del sistema motriz, son tres a saber: escala de longitudes, escala de masas, escala de tiempos.

5.1.1 Escala de longitudes

La escala de longitudes permite establecer una relación geométrica entre las dimensiones del modelo y las del equipo real. En nuestro caso asignaremos una relación de 1 a 4 como escala de longitudes. Esto es:

$$E_L = \frac{L_m}{L_r} \rightarrow E_L = \frac{1}{4} \quad (5.3)$$

Con la escala de longitudes definida, podemos establecer la escala de áreas y la escala de volúmenes. Dichas escalas son:

Escala de áreas:

$$E_A = \left(\frac{L_m}{L_r}\right)^2 \rightarrow E_A = \frac{1}{16} \quad (5.4)$$

Escala de volúmenes:

$$E_V = \left(\frac{L_m}{L_r}\right)^3 \rightarrow E_V = \frac{1}{64} \quad (5.5)$$

En las tres expresiones anteriores, tenemos:

L_m : dimensión del modelo

L_r : dimensión del sistema real

E_L : escala de longitudes

E_A : escala de áreas

E_V : escala de volúmenes

5.1.2 Escala de masas

La determinación de la escala de masas está en función de la masa del sistema motor y reductor, así como la masa de la plancha base del sistema. En conjunto, la masa del sistema motriz real (motor, reductor y plancha base) es de 10 457 kg, de acuerdo a las expresiones B.4, B.5 y B.23, en las cuales se indican los pesos de cada componente.

En el modelo, se tiene que el peso del motor y reductor es de 15 kg, tal como se muestra en el anexo E, ficha de características. Equivalente a 150 N.

El peso del soporte del sistema motriz del modelo se determina, muy aproximadamente, del esquema que se presenta a continuación. Los cálculos se detallan en el anexo D.

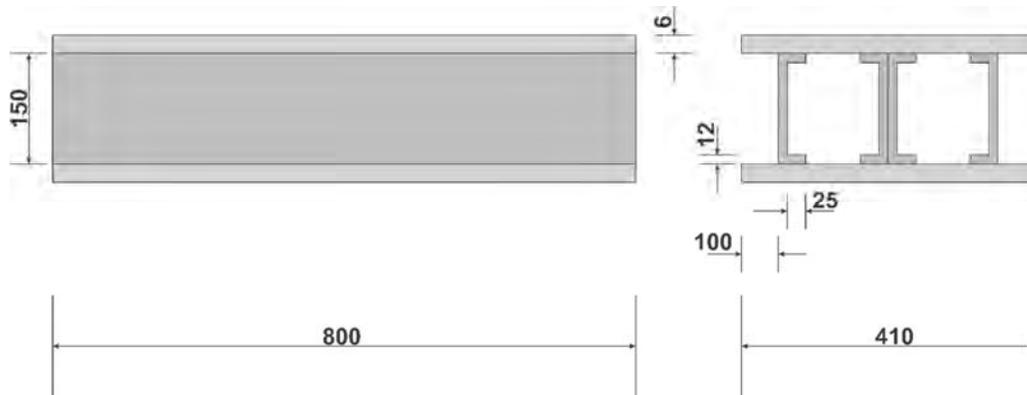


Figura 5.1
Plancha base del modelo

De acuerdo a la expresión D.5, el peso de la estructura de soporte del sistema motriz es de 881.87 N, que sumados al peso del motor y reductor, tenemos un peso total de 1031.87 N, que muy bien podríamos considerar como peso total 1030 N.

Luego la escala de masas es:

$$E_M = \frac{W_m}{W_{sm}} \rightarrow E_M = \frac{1.030}{104.57} \rightarrow E_M \cong \frac{1}{100} \quad (5.6)$$

Donde:

W_m : peso del sistema motriz y plancha base del modelo

W_{sm} : peso del sistema motriz y plancha base del sistema real

E_M : escala de masas

5.1.3 Escala de tiempos

La escala de tiempos será determinada a partir de las velocidades de salida de los motoredutores de los sistemas real y el modelo planteado, teniendo en cuenta la misma velocidad de entrada. Los datos para el cálculo se encuentran en la ficha de datos del reductor del sistema motriz y la ficha de datos del moto-reductor a emplearse en el modelo (anexo E).

$$E_T = \frac{v_{S_m}}{x \cdot v_{S_r}} \rightarrow E_T = \frac{313}{\frac{1690}{1400} \cdot 32.93} \rightarrow E_T = 7.87 \quad (5.7)$$

Donde:

v_{S_m} : velocidad de salida del reductor en el modelo

v_{S_r} : velocidad de salida del reductor en el sistema real

x : factor de conversión de la velocidad de salida del sistema al modelo, relación de velocidad de entrada

E_T : escala de tiempos

5.2 Otras escalas de importancia

Existen diversas escalas derivadas de las anteriores, se determinará las necesarias para el presente estudio.

5.2.1 Escala del módulo de elasticidad – módulo de Young

Desde el momento que se trabajará con acero en ambos sistema, sistema real y modelo, esta escala es la unidad, el módulo de elasticidad es el mismo por tratarse del mismo material.

$$E_E = \frac{material_m}{material_r} \rightarrow E_E = 1 \quad (5.8)$$

Donde:

$material_m$: módulo de elasticidad del material usado en el modelo

$material_r$: módulo de elasticidad del material usado en el sistema real

E_E : escala del módulo de elasticidad

5.2.2 Escala de velocidades

Es necesario establecer la escala de velocidades, debido a que la faja se está desplazando a una determinada velocidad, lo cual será necesario para realizar las comparaciones con el modelo. Para establecer la escala de velocidades, haremos uso de las ecuaciones dimensionales, esto es:

$$E_V = \frac{V_m}{V_r} \rightarrow E_V = \frac{\frac{L_m}{t_m}}{\frac{L_r}{t_r}} \rightarrow E_V = \frac{L_m}{L_r} \cdot \frac{t_r}{t_m} \rightarrow E_V = \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{1}{7.87}\right)^{-1} \rightarrow E_V = 1.97 \quad (5.9)$$

Donde:

V_m : velocidad del sistema motriz del modelo

V_r : velocidad del sistema motriz en el sistema real

E_V : escala de velocidades

5.3 Simulación del sistema real

Se procederá a simular el sistema real en Ansys®, determinando de esta manera las frecuencias naturales del sistema. Para ello se modela el sistema hecho totalmente de acero, asimismo se considera las revoluciones a las cuales girará el motor y el reductor, como se aprecia en la tabla 5.1.

Tabla 5.1 Velocidad de rotación analizadas del motor y reductor

Orden	Velocidad Motor		Velocidad Reductor	
	R.P.M.	rad / s	R.P.M.	rad / s
1	1200	125.66	28.23	2.96
2	1500	157.08	35.29	3.70
3	1800	188.50	42.34	4.43

El modelo del sistema a ser analizado se muestra en la figura 5.2, mostrada a continuación.

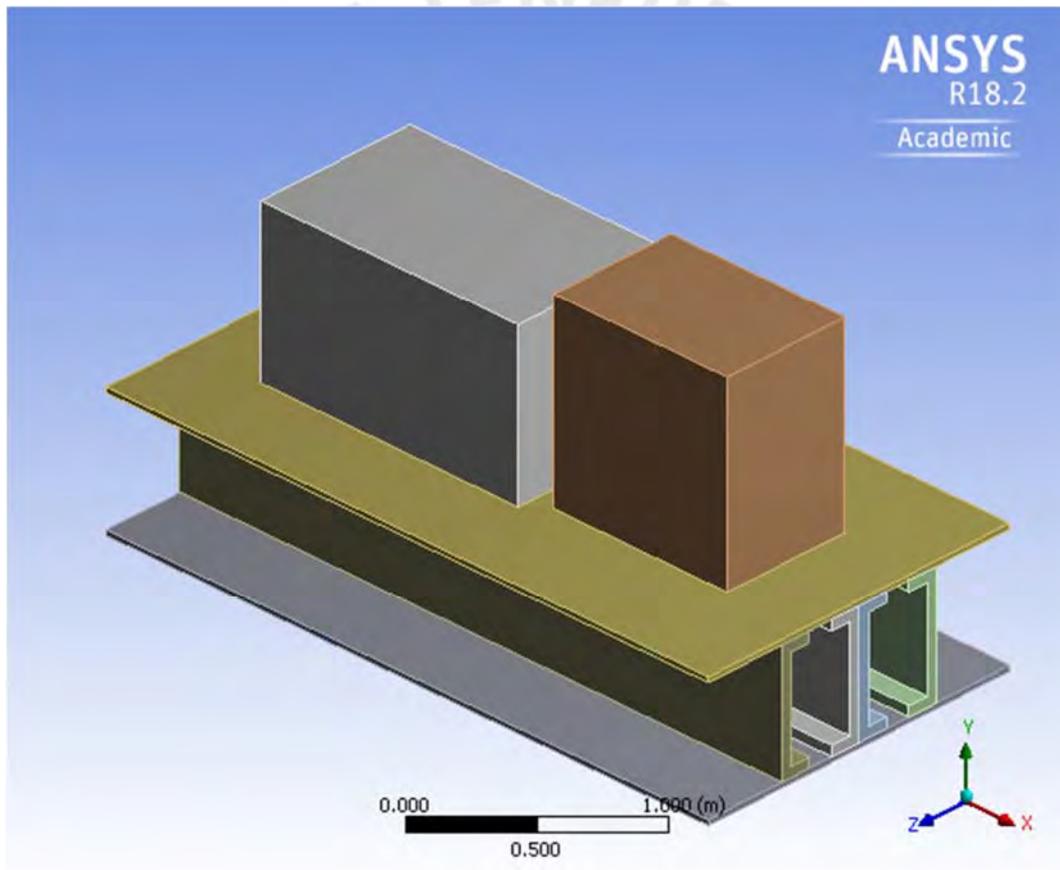


Figura 5.2

Modelo del sistema motriz a ser analizado por simulación

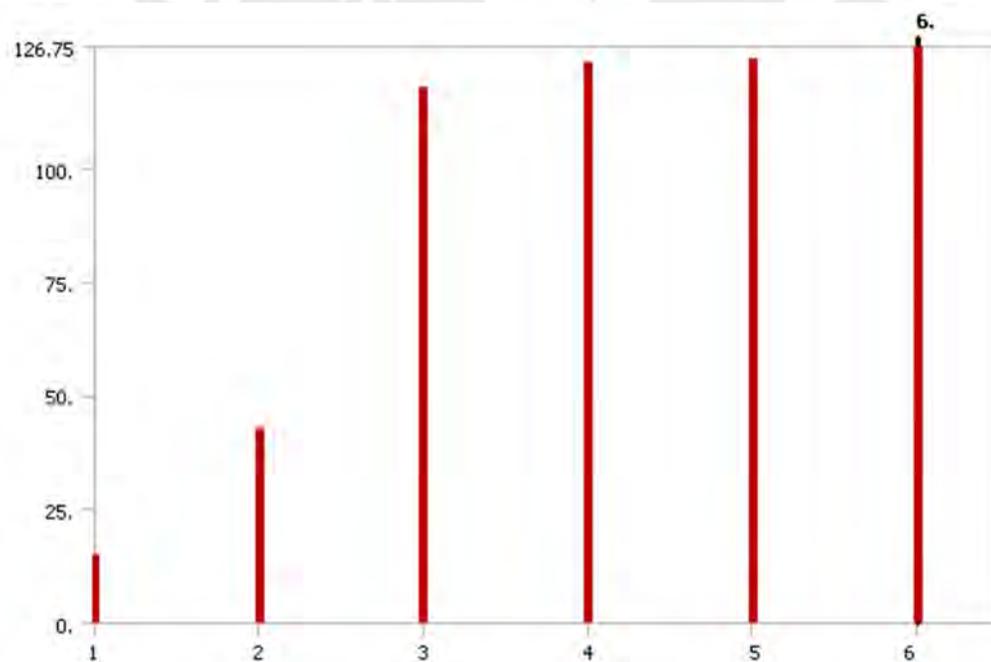
Luego de realizada la simulación, el software determinó las frecuencias naturales, se muestra el resultado de dichas simulaciones cuando el motor gira a 1800 R.P.M. y el reductor lo hace a 42.34 R.P.M.

Tabla 5.2 Frecuencia naturales, sistema simulado, $n_m = 1800$ rpm, $n_r = 42.34$ rpm

Modo	Frecuencia (Hz)
1	14.43
2	42.826
3	117.47
4	123.30
5	124.08
6	126.79

En el gráfico mostrado a continuación se aprecia la frecuencia para cada modo determinado.

Gráfico 5.1 Frecuencias naturales para cada modo - sistema



5.4 Determinación analítica de las frecuencias naturales del sistema real

La determinación analítica de las frecuencias naturales del sistema real se desarrollará previo a un análisis de los posibles movimientos que pudiera presentarse en el sistema real. Los posibles movimientos son analizados a continuación.

5.4.1 Determinación de los posibles movimientos del sistema motriz

Los resultados encontrados a través del software de simulación deben ser validados, para ello es necesario determinar las frecuencias naturales del sistema. En primer término, se debe determinar los posibles movimientos a los que puede estar sometido el sistema. El análisis se debe de plantear a partir de los puntos de apoyo A, brazo de torque; y E, punto de apoyo del reductor y el eje de la polea. Ambos puntos de apoyo se han modelado como articulaciones; por lo tanto, solo es posible el movimiento de rotación alrededor de ejes que pasan por dichos puntos.

En las figuras mostradas a continuación, se aprecian los ejes cartesianos que definirán los movimientos, así como la ubicación de los puntos A y E. En la primera figura se muestra la vista frontal del sistema.

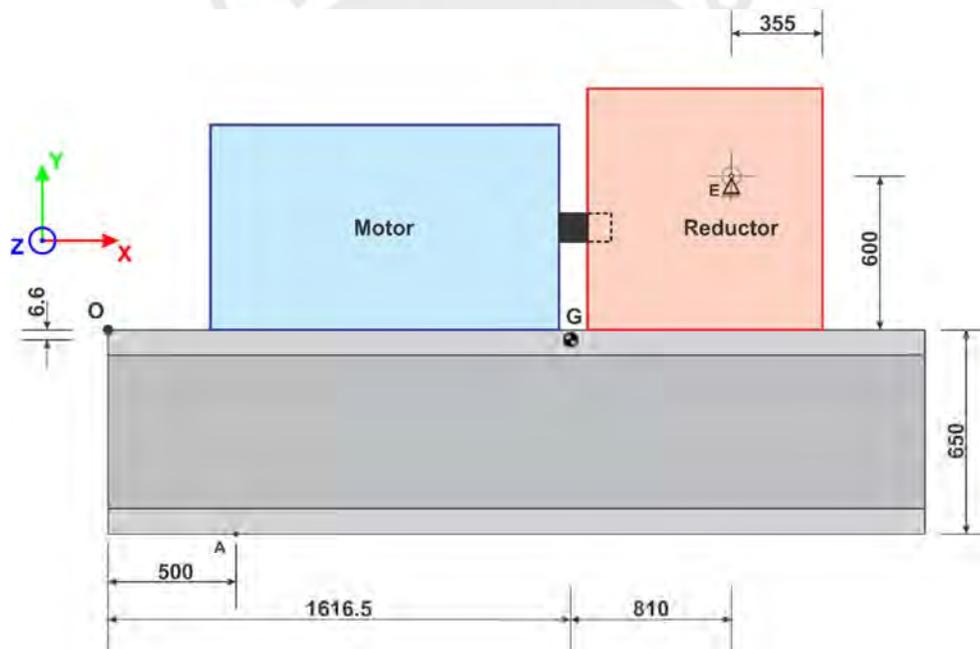


Figura 5.3

Sistema motriz mostrando los puntos de apoyo, vista frontal

En la siguiente figura se muestra la vista de perfil del sistema motriz y los puntos de apoyo.

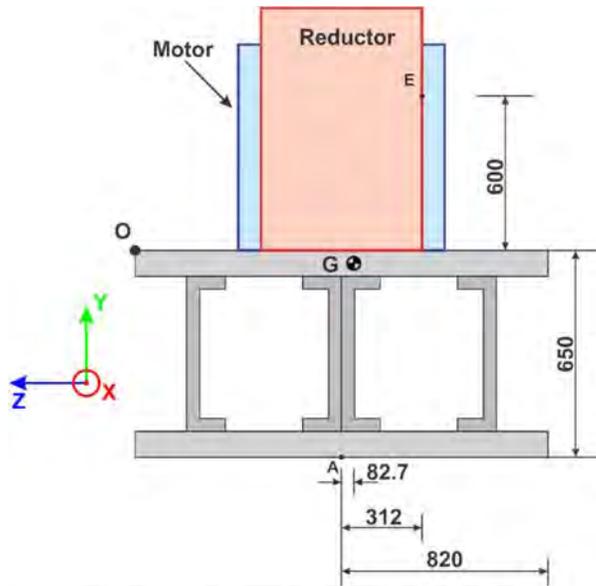


Figura 5.4

Sistema motriz mostrando los puntos de apoyo, vista de perfil

5.4.2 Movimientos alrededor del punto A

Los posibles movimientos alrededor del punto A, son los de rotación alrededor de ejes paralelos a los ejes cartesianos, definidos en las figuras anteriores, que pasan por dicho punto. Analizando cada uno de los posibles giros, tenemos:

- Rotación alrededor del eje X; este es un movimiento posible que puede realizar el sistema, toda vez que el rodamiento en el apoyo E puede soportar un desplazamiento radial.
- Rotación alrededor del eje Y; este movimiento generaría un desplazamiento a lo largo del eje Z en el punto E, lo cual no es posible por la condición del apoyo en dicho punto.
- Rotación alrededor del eje Z; este movimiento no es posible de realizar, pues la condición de los apoyos lo impiden.

Luego, solo se considerará el movimiento alrededor de un eje paralelo al eje X que pasa por el punto A.

5.4.3 Movimientos alrededor del punto E

Los posibles movimientos alrededor del punto E, al igual que los posibles movimientos alrededor de A, son los de rotación alrededor de ejes paralelos a los ejes cartesianos, definidos en las figuras anteriores, que pasan por dicho punto. Analizando cada uno de los posibles giros, tenemos:

- a) Rotación alrededor del eje X; este movimiento generaría un desplazamiento del punto A a lo largo de los tres ejes cartesianos definidos, lo cual no es posible por la condición del apoyo en dicho punto.
- b) Rotación alrededor del eje Y; este movimiento generaría un desplazamiento del punto E a lo largo del eje Z, lo cual no es posible por la condición del apoyo en dicho punto.
- c) Rotación alrededor del eje Z; este movimiento es posible, pues el rodamiento del apoyo en E puede soportar dicho movimiento.

Luego, solo se considerará el movimiento alrededor de un eje paralelo al eje Z que pasa por el punto E.

5.4.4 Modelo conceptual

La determinación de las frecuencias naturales se hará a partir del planteamiento de un modelo conceptual, el cual se aprecia en la siguiente figura.

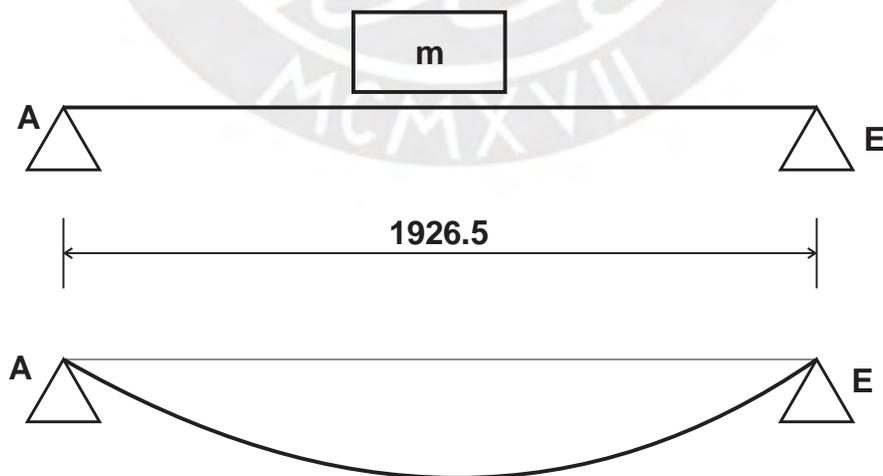


Figura 5.5
Modelo conceptual

En la primera parte de la figura precedente se muestra la viga AE sin deformar con aplicación de la carga correspondiente a la masa m participativa; y en la segunda se muestra la misma viga deformada por acción de la carga correspondiente a la masa mencionada. El desarrollo analítico que determina la primera frecuencia natural del sistema se muestra en el anexo F.

De la expresión F.12, tenemos que la primera frecuencia natural es 7.10 Hz.

5.5 Validación de resultados del sistema real

El resultado correspondiente al cálculo analítico y los obtenidos por métodos computacionales se encuentran dentro de los límites para este tipo de equipos, los cuales fluctúan entre 12 Hz y 18 Hz, para su primera frecuencia natural. Dicha información fue obtenida de diversos informes sobre medición de frecuencia elaborados por la oficina de ingeniería de la empresa MAKYL Engineering Consulting Services E.I.R.L.

5.6 Simulación del modelo a escala

Se procederá a simular el modelo en Ansys®, determinando de esta manera las frecuencias naturales del mismo. El modelo, aplicando la teoría expuesta a inicios del presente capítulo, se encuentra a escala respecto del sistema real.

Tabla 5.3 Velocidad de rotación analizadas del motor y reductor - modelo

Orden	Velocidad Motor		Velocidad Reductor	
	R.P.M.	rad / s	R.P.M.	rad / s
1	1200	125.66	246.91	25.85
2	1500	157.08	308.64	32.32
3	1800	188.50	370.37	38.79

El modelo del sistema a ser analizado se muestra en la figura 5.6, mostrada a continuación.

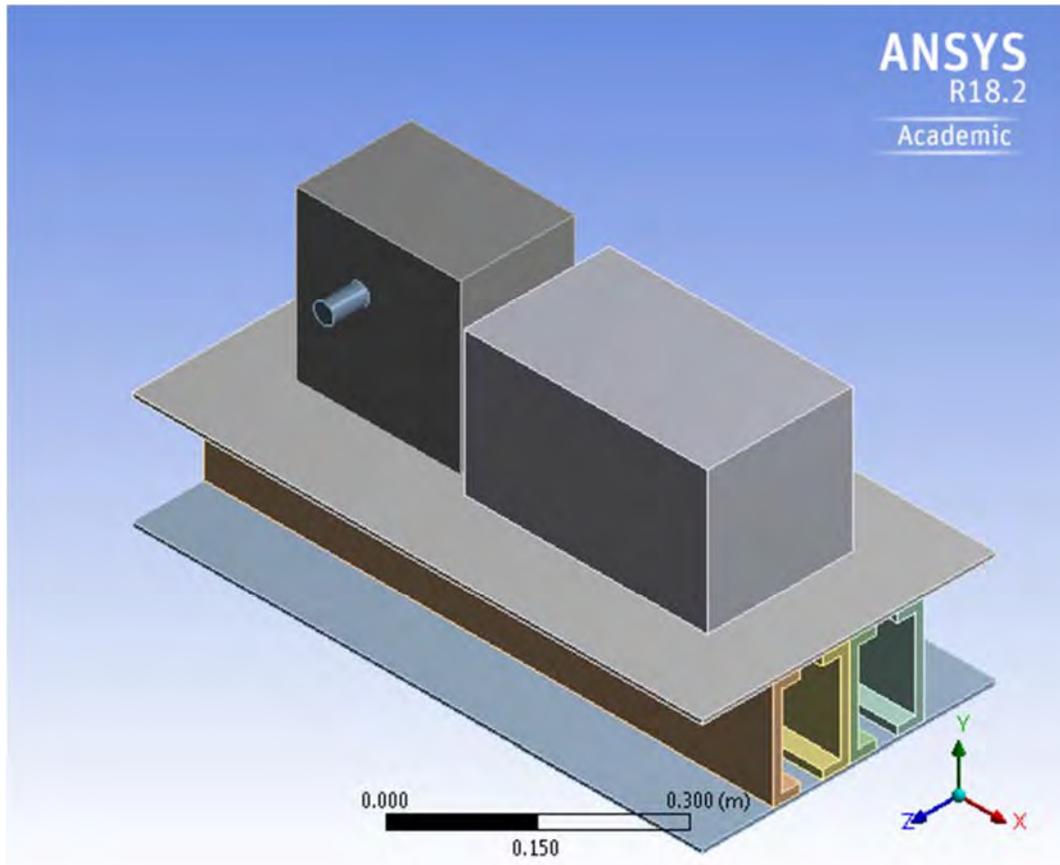


Figura 5.6

Modelo a escala del sistema motriz

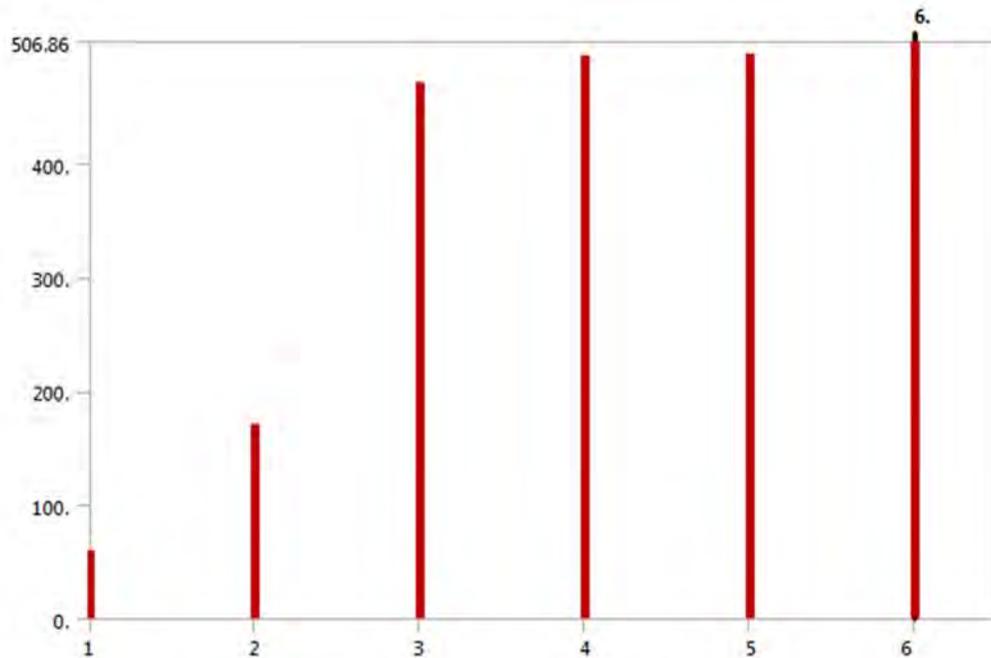
Luego de realizada la simulación, el software determinó las frecuencias naturales, se muestra el resultado de dichas simulaciones cuando el motor gira a 1800 R.P.M. y el reductor lo hace a 370.37 R.P.M.

Tabla 5.4 Frecuencia naturales, modelo simulado, $n_m = 1800$ rpm, $n_r = 370.37$ rpm

Modo	Frecuencia (Hz)
1	58.923
2	171.6
3	471.19
4	493.76
5	495.97
6	506.86

En el gráfico mostrado a continuación se aprecia la frecuencia para cada modo determinado.

Gráfico 5.2 Frecuencias naturales para cada modo - modelo



5.7 Comparación de las simulaciones del sistema real y del modelo

La comparación de los resultados obtenidos en las simulaciones del sistema real y del modelo a escala se puede apreciar en la siguiente tabla, la cual resulta de las frecuencias obtenidas mediante métodos computacionales.

Tabla 5.5 Frecuencia naturales, sistema real y modelo a escala

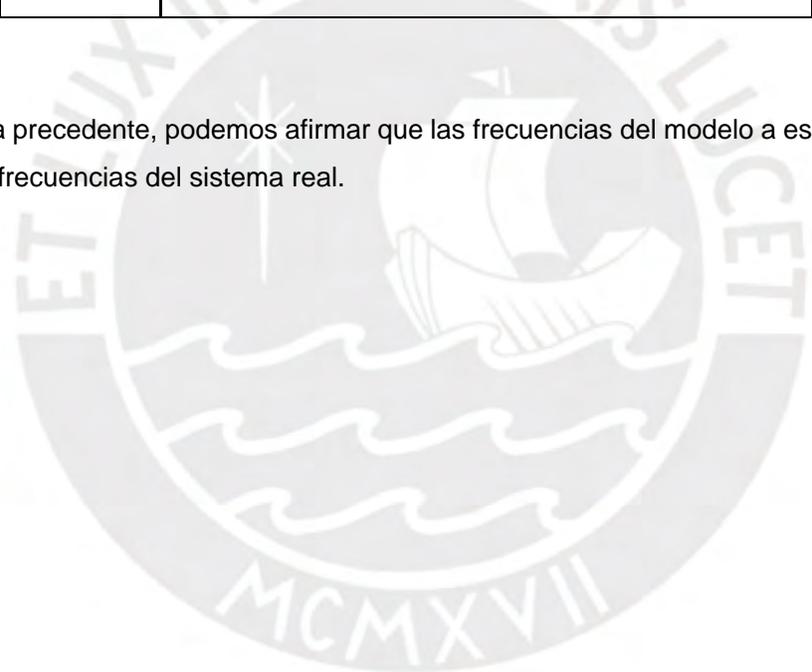
Modo	Sistema real	Modelo a escala
	Frecuencia (Hz)	Frecuencia (Hz)
1	14.43	58.923
2	42.826	171.6
3	117.47	471.19
4	123.30	493.76
5	124.08	495.97
6	126.79	506.86

Podemos establecer, para cada modo de vibración, una relación de frecuencias; la cual nos puede indicar una escala de frecuencias entre el sistema real y el modelo a escala. Dicha relación de frecuencias se establece mediante el cociente de frecuencia del modelo a escala entre la frecuencia del sistema real.

Tabla 5.6 Comparación de frecuencias – Primera frecuencia natural

Modo	Frecuencia modelo a escala/ frecuencia del sistema real
1	4.08
2	4.01
3	4.01
4	4.00
5	4.00
6	4.00

De la tabla precedente, podemos afirmar que las frecuencias del modelo a escala son 4 veces las frecuencias del sistema real.



CAPITULO 6

ANALISIS DE COSTOS

El presente estudio supone la inversión de tiempo en el desarrollo del mismo, así como estimar el valor monetario que sugiere la construcción del mismo. Los costos a que se refiere el presente estudio se dividen en: elaboración del estudio; fabricación del módulo; pruebas, puesta a punto y otros costos.

6.1. Elaboración del estudio

El costo que supone la elaboración del presente estudio, se calcula al tiempo efectivo de trabajo y al tiempo de asesoramiento del mismo. El tiempo efectivo de trabajo se estima en 60 días, con una jornada diaria de 4 horas, a un costo por hora de 25 dólares americanos por hora. Esto resulta en:

$$\text{Costo de elaboración} = 60 \times 4 \times 25 \rightarrow \text{Costo de elaboración} = \text{USD } 6\,000.00 \quad (6.1)$$

El costo por asesoría se estima en 20 horas, con un costo de 50 dólares americanos por hora. Esto resulta en:

$$\text{Costo de asesoría} = 20 \times 50 \rightarrow \text{Costo de asesoría} = \text{USD } 1\,000.00 \quad (6.2)$$

Luego, el costo total por la elaboración del estudio es:

$$\text{Total costo de elaboración} = \text{USD } 7\,000.00 \quad (6.3)$$

6.2. Fabricación del módulo

La fabricación del módulo consiste en el costo de los perfiles laminados de acuerdo a los planos de fabricación, los elementos de apoyo como chumaceras, ejes que cumplen la función de los polines de avance y de retorno, poleas motriz y conducida, así como las chumaceras de pared que servirán de apoyo para la polea conducida. El detalle de los costos se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 6.1 Costos de la fabricación del módulo

	USD
Motoreductores de 0.5 Kw	800.00
Estructura de soporte del sistema motriz	800.00
Estructura de soporte principal	1 500.00
Chumaceras	500.00
Poleas motriz y conducida	600.00
Tableo de mando eléctrico	200.00
Faja o correa transportadora	250.00
Ensamble y uniones soldadas	1 000.00
TOTAL USD	5 650.00

6.3. Pruebas, puesta a punto y otros costos

Una vez construido el modulo, es necesario la puesta a punto del equipo y realizar las pruebas del caso, los costos de estas actividades se estiman en:

$$\text{Costo pruebas y puesta a punto} = \text{USD } 1\,200.00 \quad (6.4)$$

De igual manera, se considera, un monto adicional que servirá para cubrir alguna contingencia que pueda presentarse, este monto se estima en un 10% del monto acumulado, esto es:

$$\text{Otros costos} = \text{USD } 1\,385.00 \quad (6.5)$$

6.4. Costo total del módulo

El costo total del presente estudio se muestra en la tabla siguiente:

Tabla 6.2 Costo total del módulo

	USD
Elaboración del estudio y asesoría	7 000.00
Fabricación del módulo	5 650.00
Pruebas	1 200.00
Otros costos	1 385.00
TOTAL USD	15 235.00



CONCLUSIONES

1. De acuerdo a los resultados mostrados en el acápite correspondiente a la variación del brazo de torque, se aprecia que el mismo influye notablemente en las reacciones que se desarrollan en los apoyos, siendo su posición fundamental para que el equipo no trabaje en un escenario desfavorable. Asimismo, se establece que el mismo debe ubicarse preferentemente en la zona donde se encuentra el motor del sistema motriz. Una incorrecta ubicación del mismo, traerá consigo inestabilidad en el sistema, aparición de fuerza de grandes magnitudes y por consiguiente esfuerzos que la estructura podría no soportar; y en todo caso, reduciendo considerablemente el tiempo de vida de las distintas partes del equipo, así como la prestación del mismo.
2. La velocidad de la faja transportadora también es un factor importante a tener en cuenta; muchos equipos son forzados a trabajar desarrollando velocidades por encima de sus valores de diseño, esto es posible siempre y cuando dicha variación se realice adecuadamente variando también los otros parámetros estudiados, con el propósito de mantener el sistema estable, y no desarrollando fuerzas de magnitud considerable. El no hacerlo supondría un deterioro del sistema motriz, incrementando las acciones relacionadas a mantenimientos del equipo, con las consiguientes paradas y pérdidas económicas.
3. Asimismo, la carga o peso de material a ser transportado por la faja transportadora influye en el comportamiento del sistema motriz, pues al transportar una masa mayor a la masa que debería hacerlo, generará fuerzas mayores que serán absorbidas por los apoyos, generándose mayores esfuerzos, desgastes no contemplados en el diseño del equipo, y nuevamente acortando la vida útil del mismo. El modificar la carga a ser transportada es posible siempre y cuando los otros parámetros analizados también experimenten variación de sus valores y posiciones.
4. Se verificó el comportamiento del sistema motriz de una faja transportadora usando ANSYS® como herramienta de simulación, obteniéndose valores dentro del intervalo esperado de frecuencias naturales.

RECOMENDACIONES

1. El diseño del módulo didáctico, mostrado en el presente estudio, tiene por fin fundamental es analizar su comportamiento bajo variaciones de carga, velocidad y posición del brazo de torque; es recomendable que el mismo sea instrumentado, con lo cual se lograría obtener datos de diversos parámetros de funcionamiento.
2. De igual manera, al estar instrumentado el módulo, es posible generar anomalías controladas en el mismo, con el objeto de analizar el comportamiento y validar las teorías de este tipo de fallas, documentadas en las denominadas Tablas de Charlotte.



BIBLIOGRAFIA

Libros

ALENCASTRE, Jorge

2017 Apuntes del curso de Vibraciones. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, Escuela de Posgrado.

BARENBLATT, Grigory Isaakovich

2009 Scaling, self-similarity and intermediate asymptotics. Cambridge: Cambridge University Press.

BARRIGA, Benjamín

2015 Apuntes del curso de Metodología del Diseño. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, Escuela de Posgrado.

BRIDGMAN, Percy Williams

1922 Dimensional Analysis. USA, New Haven, Yale University Press.

BAUTISTA, Emilio

2012 Apuntes del curso Semejanza Mecánica, Zaragoza: UNED Calatayud.

CONVEYOR EQUIPMENT MANUFACTURERS ASSOCIATION (CEMA)

2014 Belt Conveyors for Bulk Materials, 7th Edition 1st Printing, Florida

2007 Belt Conveyors for Bulk Materials, 6th Edition 2nd Printing, Florida

COTAQUISPE, Luis

2015 Apuntes del curso de Diseño de Equipos de Transporte y Almacenamiento. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, Facultad de Ciencias e Ingeniería.

HART, George W.

1995 Multidimensional Analysis: Algebras and Systems for Science and Engineering. New York: Springer – Verlag.

RODRIGUEZ, Jorge

2015 Resistencia de Materiales 2. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú.

Artículos

- [HE, 2016] Daijie He, Yusong Pang, Gabriel Lodewijks; “Speed control of belt conveyors during transient operation”, 2016.
- [HE, 2016] Daijie He, Yusong Pang, Gabriel Lodewijks; “Green operations of belt conveyors by means of speed control”, 2016.
- [ZHAO, 2011] Lihua Zhao, Yin Lin, “Typical failure analysis and processing of belt conveyor”, 2011
- [YOU FU, 2008] Hou You-fu, Meng Qing-rui, “Dynamic characteristics of conveyor belts”, 2008
- [KLIMENDA, 2016] Frantisek Klimenda, Jan Kampo, Petr Hejma, “Vibration measurement of conveyor rollers”, 2016
- [GRAMBLICKA, 2017] Stanislav Grambicka, Róbert Kohár, Marián Stopka, “Dynamic analysis of mechanical conveyor drive system”, 2017
- [TSALIDIS, 1997] S. S. Tsalidis, A. J. Dentsoras, “Application of Design Parameters Space Search for Belt Conveyor Design”, 1997

Normas Técnicas

ANSI / CEMA (American National Standards Institute / Conveyor Equipment Manufacturers Association)

2009 B105.1-2009. Specifications for Welded Steel Conveyor Pulley – With Compression Type Hubs. Naples, FL.

AS (Australian Standard)

2004 AS1403. Design of Rotating Steel Shafts. Sydney.

ASTM (American Society for Testing and Materials)

2012 A148/A148M-08. Standard Specification for Steel Castings, High Strength, for Structural Purposes. West Conshohocken, PA.

SANS (South African National Standard)

2005 SANS 1669-1:2005. Conveyor Belt Pulley, Part 1: Pulley Types, Construction and Dimensions. Pretoria.

Manuales y catálogos

MARELLI

2016 Motores asíncronos

MARELLI

2016 Industrial motors – Selection guide

SEW - EURODRIVE

2017 Catálogo en línea para la selección de motores y moto reductores;
<<https://portal.drivegate.biz/irj/portal/>>

Anexo A – Cálculo de las tensiones en la faja

En el presente anexo se determinará las tensiones que se generan en la faja transportadora, y como estas son transmitidas al eje del reductor y finalmente al sistema motriz. Para lograr este propósito, se hace necesario establecer el régimen de trabajo, condiciones que son definidas a continuación.

A.1 Régimen de trabajo

Las tensiones en la faja se determinarán a partir de cálculos suponiendo un determinado régimen de trabajo, dichas tensiones son transmitidas a la polea y por consiguiente al sistema motriz, asumiremos que la faja transportadora será instalada para desarrollar su trabajo según los siguientes parámetros, mostrados en la tabla A.1.

Tabla A.1 Parámetros de trabajo de la faja transportadora

Material a transportar	Mineral de cobre
Densidad	135 lb/pie ³
Ángulo de sobrecarga	20°
Inclinación de la faja	0° - faja horizontal
Flujo de material	2000 tn/h
Distancia a transportar	2000 m

Asimismo, se mostrará y determinará velocidades de trabajo de la faja transportadora, área de la sección transversal de la carga a ser transportada, consideraciones que serán necesarios para determinar las tensiones en la faja.

Se considerará, para la determinación de tensiones, anchos de faja desde 48 hasta 84 pulgadas, se usará para este fin anchos estandarizados según norma CEMA. La información y criterios de cálculo serán tomados del Catálogo 1050 de Link-Belt.

En la tabla A.2, mostrada en la siguiente página, se presenta los cinco anchos de faja a ser analizados, así también las velocidades máximas que pueden desarrollar durante su régimen de trabajo.

Tabla A.2. Velocidad máxima de trabajo

Ancho (B) pulgadas	Vel. Máx (pie/min)	Vel. Máx (m/s)
48	550	2.80
54	550	2.80
60	550	2.80
72	550	2.80
84	550	2.80

De acuerdo al material a transportar, mineral de cobre, se establece que la clase de carga es B, y se utilizara un abarquillado triple.

Se establece una velocidad común para los anchos de faja seleccionados, y con ese valor se verifica la velocidad máxima a la que puede trabajar la faja, así mismo se determina el área de la sección transversal de la carga sobre la faja, la cual será la misma para los cinco anchos de faja analizados, estos resultados se muestran en la tabla A.3. El área de la sección transversal se calculará de acuerdo a la siguiente expresión:

$$\text{Área} = \frac{\text{flujo de material por hora}}{\text{velocidad} \times \text{densidad}} \quad (\text{A.1})$$

Tabla A.3 Capacidad de transporte y área de la sección transversal

Ancho (B) pulgadas	Capacidad (tn/h)	Velocidad (pie/min)	Área (pie ²)
48	2640	500	0.99
54	3416	500	0.99
60	4320	500	0.99
72	6660	500	0.99
84	9300	500	0.99

A.2 Cálculo de cargas específicas

Con los valores mostrados, se determina la carga por unidad de longitud, denominada carga específica (w_c) del material. Se muestra en la tabla A.4 mostrada en la siguiente página. La carga específica se determina de acuerdo a la siguiente expresión.

$$w_c = \frac{\text{flujo de material por hora}}{\text{velocidad}} \quad (A.2)$$

Tabla A.4 Carga específica del material

Ancho (B) pulgadas	Carga específica del material – w_c (lb/pie)
48	133.33
54	133.33
60	133.33
72	133.33
84	133.33

Los polines o rodillos son los elementos sobre los cuales la faja se desliza, la buena selección de los mismos se reflejará en el buen funcionamiento del sistema de transporte. Se selecciona polines de la serie 9000, pues el material a ser transportado presenta tamaños variados, y pueden ser muy grandes. El tamaño máximo de los grumos (material a transportar) para cada uno de los anchos de faja analizados, y de acuerdo a los polines seleccionados para dichos anchos de faja, son los que se muestran en la tabla A.5.

Tabla A.5 Tamaño del material – serie 9000

Ancho (B) pulgadas	Tamaño del material (pulgadas)
48	22
54	24
60	26
72	27
84	32

El espaciamiento entre polines, para los polines de carga y retorno, se muestran en la tabla A.6.

Tabla A.6 Espaciamiento entre polines

Ancho (B) pulgadas	e_{carga} (pies)	e_{retorno} (pies)
48	4	10
54	4	10
60	4	10
72	3	10
84	3	10

El diámetro y el peso de los polines de carga y retorno, se muestran en la tabla A.7.

Tabla A.7 Diámetro y peso de los polines

Ancho (B) pulgadas	Diámetro de polines (pulgadas)	Peso – polines de carga (lb)	Peso – polines de retorno (lb)
48	7	156	124
54	7	171	138
60	7	186	152
72	7	216	178
84	7	246	204

Para una faja abarquillada de 20°, consideraremos los polines de carga y retorno para determinar el peso específico debido a los polines, no se tomará en cuenta los polines de retorno. Dicho cálculo se realiza de acuerdo a la expresión A.3. Los resultados se muestran en la tabla A.8.

$$\text{Peso específico de polines} = \frac{\text{peso de un polín}}{\text{espaciamiento entre polines}} \quad (A.3)$$

Tabla A.8 Peso específico de los polines

Ancho (B) pulgadas	w _R (lb/pie)	w _{R'} (lb/pie)
48	39.00	12.40
54	42.75	13.80
60	46.50	15.20
72	72.00	17.80
84	82.00	20.40

A continuación; se seleccionará la faja y se verificará. Para este propósito se utilizará el catálogo de fajas de Goodyear. Establecemos que la carga sobre la faja esta sobre los 2/3 de su capacidad. Escogemos la faja HRDN 70, la cual presenta una carga máxima de 240 libras por pulgada de ancho por número de pliegues.

El número de pliegues se seleccionará consultando el catálogo mencionado y siguiendo sus recomendaciones, y los resultados obtenidos son los que se muestran en la tabla A.9 de la siguiente página.

Tabla A.9 Número de pliegues

Ancho (B) pulgadas	Número de pliegues
48	7
54	7
60	8
72	8
84	8

Asimismo, de acuerdo al catálogo, se recomienda unión vulcanizada, ofrece mejor resistencia a la tensión. La tensión máxima que puede soportar la faja de acuerdo al ancho de la misma y el número de pliegues, se muestra en la tabla A.10.

$$Tensión\ máxima = ancho\ de\ faja \times número\ de\ pliegues \times \frac{Tensión\ de\ faja}{ancho \times pliegues} \quad (A.4)$$

Donde el tercer factor depende del tipo de faja seleccionado; y su valor, según el catálogo del fabricante es de 240 libras / (ancho x número de pliegues).

Tabla A.10 Tensión máxima

Ancho (B) pulgadas	Tensión máxima (lb)	Tensión máxima (kN)
48	80 640	365.78
54	90 720	411.50
60	115 200	522.54
72	138 240	627.05
84	161 280	731.55

El diámetro mínimo de las poleas, sobre el 80% de la tensión máxima, para cada uno de los anchos de faja y número de pliegues respectivo son los que se muestra en la tabla A.11.

Tabla A.11 Diámetro de poleas

Ancho (B) pulgadas	Diámetro (pulgadas)
48	36
54	36
60	42
72	42
84	42

El peso específico del tejido para la faja seleccionada es 0.0488 libras por pulgada de ancho por número de pliegues, para cada uno de los anchos, tenemos el peso del tejido, que se muestra en la tabla A.12, el cuál es calculado de acuerdo a la siguiente expresión.

$$w_{tejido} = \text{ancho de faja} \times \text{número de pliegues} \times \text{peso específico} \quad (A.5)$$

Tabla A.12 Peso del tejido

Ancho (B) pulgadas	w tejido (lb / pie)
48	16.40
54	18.45
60	23.42
72	28.11
84	32.79

El peso específico de la cubierta para la faja seleccionada es 0.016 libras por pulgada de ancho, para cada uno de los anchos, tenemos el peso de cubierta, mostrado en la tabla A.13, el cual se calcula de acuerdo a la siguiente expresión.

$$w_{cubierta} = \text{ancho de faja} \times k \times \text{peso específico} \quad (A.6)$$

Donde k es un coeficiente que depende del ciclo de trabajo, para nuestro caso, k alcanza el valor de 6.

Tabla A.13 Peso de cubierta

Ancho (B) pulgadas	w cubierta (lb / pie)
48	4.61
54	5.18
60	5.76
72	6.91
84	8.06

Sumando las dos tablas anteriores, A.12 y A.13; determinamos el peso total de la faja por unidad de longitud, el resultado se muestra en la siguiente tabla.

Tabla A.14 Peso de la faja

Ancho (B) pulgadas	w _{faja} (lb / pie)
48	21.01
54	23.63
60	29.18
72	35.02
84	40.85

Luego, tenemos todos los pesos por unidad de longitud, para la faja, el resumen se presenta en la tabla A.15.

Tabla A.15 Peso específico de la faja

Ancho (B) pulgadas	w _{faja} (lb / pie)	w _{carga} (lb / pie)	w _R (lb / pie)	w _{R'} (lb / pie)
48	21.01	133.33	39.00	12.40
54	23.63	133.33	42.75	13.80
60	29.18	133.33	46.50	15.20
72	35.02	133.33	72.00	17.80
84	40.85	133.33	82.00	20.40

A.3 Cálculo de tensiones

Una vez calculadas las cargas específicas, se procederá al cálculo de las tensiones en la faja, para ello se hace necesario determinar el valor de un coeficiente C, empleado en el cálculo de dichas tensiones.

Se considera un coeficiente de rozamiento igual a 0.03, y de acuerdo a las condiciones de trabajo y usando la gráfica de la norma DIN 22 101, se establece el valor de C igual a 1.05.

Con esta información, se procederá a determinar las tensiones actuando en la faja transportadora. Dichas tensiones son: tensión de avance, tensión de retorno, tensión de avance de catenaria y tensión de retorno de catenaria; cada una de ellas es calculada mediante las expresiones que se muestran a continuación:

a) Tensión de avance:

$$T_a = \mu \cdot (w_f + w_c + w_R) \cdot C \cdot L \quad (A.7)$$

b) Tensión de retorno:

$$T_r = \mu \cdot (w_f + w_{R'}) \cdot C \cdot L \quad (A.8)$$

c) Tensión de avance de catenaria:

$$T_{ca} = 6.25 \cdot (w_f + w_c) \cdot e_c \quad (A.9)$$

d) Tensión de retorno de catenaria:

$$T_{cr} = 6.25 \cdot w_f \cdot e_r \quad (A.10)$$

Donde e_c y e_r son los espaciamentos entre los polines de carga y retorno respectivamente, dicha información se muestra en la tabla A.6.

Las tensiones antes descritas, para cada uno de los anchos analizados son los que se muestran en la tabla A.16.

Tabla A.16 Tensiones en la faja

Ancho (B) pulgadas	T _a (lb)	T _r (lb)	T _{ca} (lb)	T _{cr} (lb)
48	40 067.86	6 923.78	3 858.58	1 313.13
54	41 387.96	7 756.88	3 924.08	1 476.88
60	43 315.26	9 197.17	4 062.83	1 823.75
72	49 810.07	10 946.25	3 156.63	2 188.75
84	53 090.63	12 693.26	3 265.94	2 553.13

Con los datos mostrados en la tabla anterior, determinaremos las tensiones T_1 y T_2 , que actúan en la polea, como se aprecia en la figura A.1.

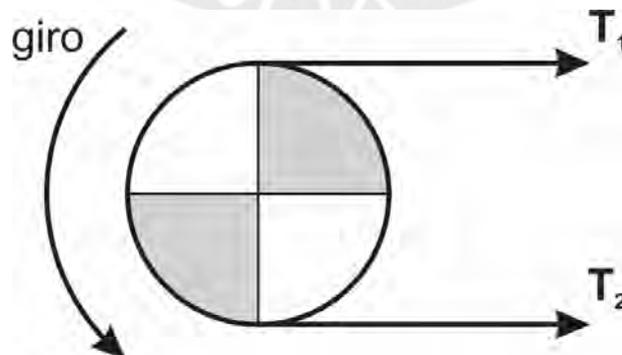


Figura A.1

Tensiones debido a las cargas en la polea motriz

Las tensiones T_1 y T_2 se determinan de acuerdo a las siguientes expresiones:

a) Tensión mayor

$$T_1 = T_a + T_r + \text{mayor}(T_R, T_{R'}) \quad (A.11)$$

b) Tensión menor

$$T_2 = \text{mayor}(T_R, T_{R'}) \quad (A.12)$$

Luego, las tensiones T_1 y T_2 alcanzan los valores mostrados en la tabla A.17, se expresan los resultados en libras y en kilonewton.

Tabla A.17 Tensiones mayor y menor en la faja

Ancho (B) pulgadas	T_1 (lb)	T_2 (lb)	T_1 (kN)	T_2 (kN)
48	50 850.22	3 858.58	230.65	17.50
54	53 068.92	3 924.08	240.72	17.80
60	56 575.26	4 062.83	256.62	18.43
72	63 912.95	3 156.63	289.90	14.32
84	69 049.83	3 265.94	313.21	14.81

Con el propósito de obtener un buen funcionamiento del equipo, se estima la colocación de un contrapeso de 220 kN de peso, fuerza o tensión T_0 , con el propósito de evitar el resbalamiento de la faja. Con este nuevo componente de tensión, las tensiones mayor y menor en la faja son las que se muestra en la tabla A.18.

Tabla A.18 Tensiones mayor y menor en la faja – incluye contrapeso

Ancho (B) pulgadas	T_1 (kN)	T_2 (kN)
48	450.65	237.50
54	460.72	237.80
60	476.62	238.43
72	509.90	234.32
84	533.21	234.81

Comparando los resultados de la tabla A.16 con los mostrados en la tabla A.10 Tensiones máximas para las fajas seleccionadas, observamos que las fajas de ancho

48 y 54 pulgadas exceden la tensión máxima admisible que pueden soportar, se muestra en la tabla A.19.

Tabla A.19 Tensiones mayor y menor en la faja – incluye contrapeso (T_0) vs Tensión admisible

Ancho (B) pulgadas	T_1 (kN)	T_2 (kN)	T máxima (kN)	Resultado
48	450.65	237.50	365.78	Rechazado
54	460.72	237.80	411.50	Rechazado
60	476.62	238.43	522.54	Aceptado
72	509.90	234.32	627.05	Aceptado
84	533.21	234.81	731.55	Aceptado

Se debe verificar el resbalamiento de la faja sobre la polea, para ello se utilizara la expresión A.13 en la cual se considera un ángulo $\theta = 180^\circ$ (π radianes) que es el ángulo de abarcado de la faja sobre la polea, y un coeficiente $\phi = 0.35$ valor que se emplea cuando se trata de una polea con revestimiento.

$$\frac{T_1 + T_0}{T_2 + T_0} < e^{\phi \cdot \theta} \quad (A.13)$$

Tabla A.20 Verificación de resbalamiento

Ancho (B) pulgadas	$\frac{T_1 + T_0}{T_2 + T_0}$	$e^{\phi \cdot \theta}$
60	2.00	3.03
72	2.47	3.03
84	2.59	3.03

Con los valores obtenidos, se procederá a calcular la potencia en el eje del reductor que estará conectado al eje de la polea a través de un acople hidrodinámico. La potencia se determinará utilizando la siguiente expresión.

$$P = \frac{(T_1 - T_2) \cdot v}{76} \quad (A.14)$$

Donde T_1 y T_2 son las tensiones actuando sobre la polea, expresadas en *kilogramos fuerza*, v es la velocidad de la faja en *m/s*, resultando la potencia en *H.P.* La potencia requerida, según el ancho de faja es la que se muestra en la tabla A.21.

Tabla A.21 Potencia en el eje del reductor

Ancho (B) pulgadas	diámetro (pulgadas)	Velocidad (pie/min)	v (m/s)	Potencia (H.P.)
60	42	500	2.53	793.98
72	42	500	2.53	918.62
84	42	500	2.53	994.64

Es importante verificar las condiciones de arranque, pues es en este instante donde la faja está sometida a una mayor tensión que durante el periodo de trabajo, y podría fallar en el arranque del equipo. Para ello es necesario calcular las tensiones de arranque de acuerdo a la siguiente expresión:

$$T_{1A} - T_{2A} = (T_1 - T_2) \cdot X \quad (A.15)$$

Donde T_{1A} es la tensión 1 en el arranque, T_{2A} es la tensión 2 en el arranque y X es un factor que depende del tipo de motor a ser utilizado. Para nuestro caso emplearemos un motor de rotor en corto circuito con acoplamiento de arranque, por lo que el valor de X será 1.60. Las tensiones en el momento de arranque son las que se muestran en la siguiente tabla.

Tabla A.22 Tensiones en el momento de arranque

Ancho (B) pulgadas	T_{1A} (kN)	T_{2A} (kN)	$T_{\text{máx}}$ (kN)
60	410.59	29.49	522.54
72	463.85	22.91	627.05
84	501.13	23.70	731.55

A las tensiones en el momento de arranque hay que añadir la tensión T_0 del contrapeso, el cual se mantiene constante e igual a 220kN. El resultado se muestra en la tabla A.23.

Tabla A.23 Tensiones mayor y menor en la faja – incluye contrapeso (T_0) en el momento de arranque vs Tensión admisible

Ancho (B) pulgadas	$T_{1A} + T_0$ (kN)	$T_{2A} + T_0$ (kN)	$T_{\text{máx}}$ (kN)	Resultado
60	630.59	249.49	522.54	Rechazado
72	683.85	242.91	627.05	Rechazado
84	721.13	243.70	731.556	Aceptado

De la tabla anterior, son rechazadas las fajas de ancho 60 y 72 pulgadas. A continuación, se verificará el resbalamiento en la faja en el momento de arranque, para ello se usará la expresión A.13 considerando las tensiones de arranque T_{1A} y T_{2A} . Se muestra los resultados en la tabla A.24, que es presentada en la página siguiente.

Tabla A.24 Verificación de resbalamiento en el arranque

Ancho (B) pulgadas	$\frac{T_{1A}+T_0}{T_{2A}+T_0}$	$e^{\varphi \cdot \theta}$
84	2.96	3.03

El resultado anterior verifica los valores de las tensiones, por lo tanto, los parámetros asumidos para la faja son los adecuados, y nos servirán para desarrollar la presente investigación.

Con las tensiones y características de la faja calculadas, se traza los diagramas de la polea en el momento de arranque y en el momento de operación, mostrando los valores obtenidos.

A.4 Tensiones en el momento de arranque.

Las tensiones generadas en el momento de arranque en la faja o cinta transportadora, se trasladan inicialmente al eje de la polea, y luego estas son trasladadas al eje de cada uno de los reductores del sistema motriz, tal como se aprecia en las siguientes figuras.

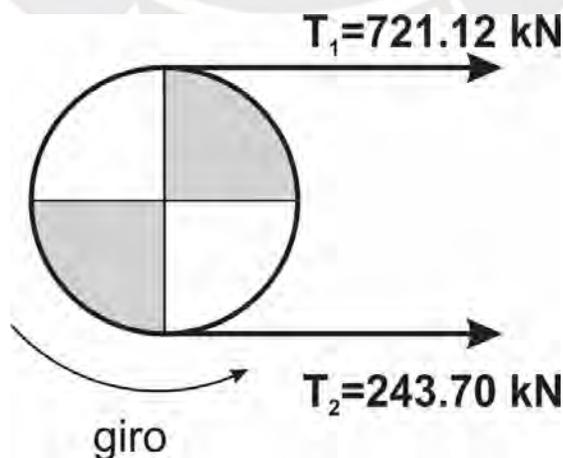


Figura A.2

Tensiones en la faja en el momento de arranque

Trasladando las tensiones al eje de la polea, en la figura A.3 se muestra las acciones en el eje de la polea.

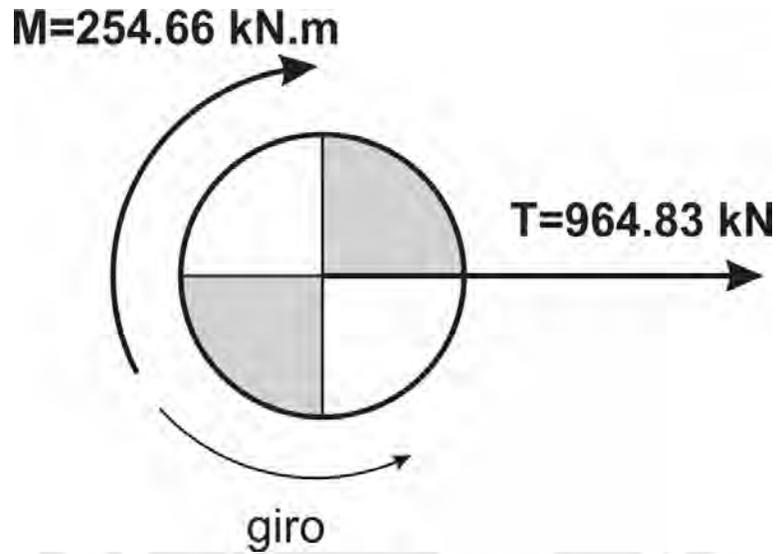


Figura A.3

Tensiones trasladadas al eje de la polea en el momento de arranque

Luego, trasladando la tensión y el momento al eje de cada reductor.

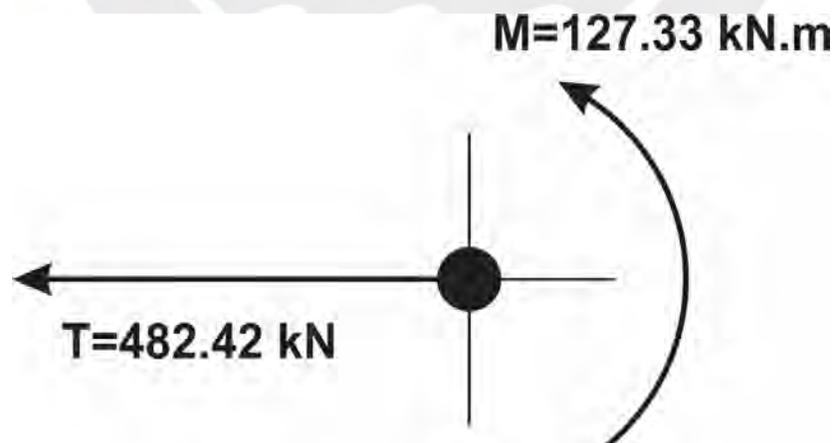


Figura A.4

Tensiones trasladadas al eje del reductor en el momento de arranque

A.5 Tensiones en el momento de operación.

De una manera similar al caso anterior, expuesto en el acápite A.4, las tensiones generadas en el momento de operación en la faja, se trasladan primero al eje de la polea, y luego al eje de cada uno de los reductores del sistema motriz, se aprecia en las siguientes figuras.

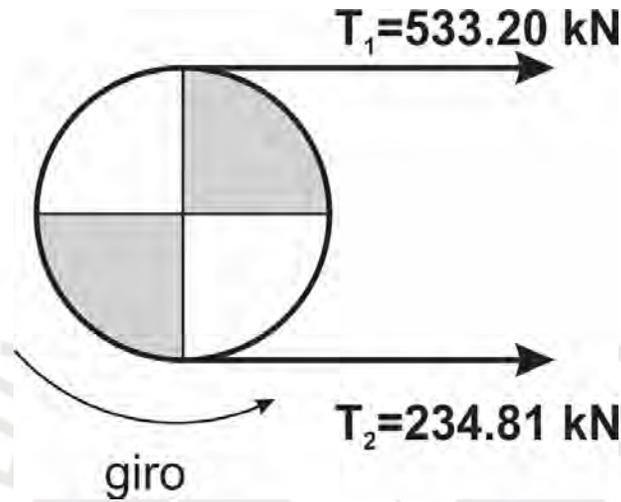


Figura A.5
Tensiones en la faja en el momento de operación

Trasladando las tensiones al eje de la polea.

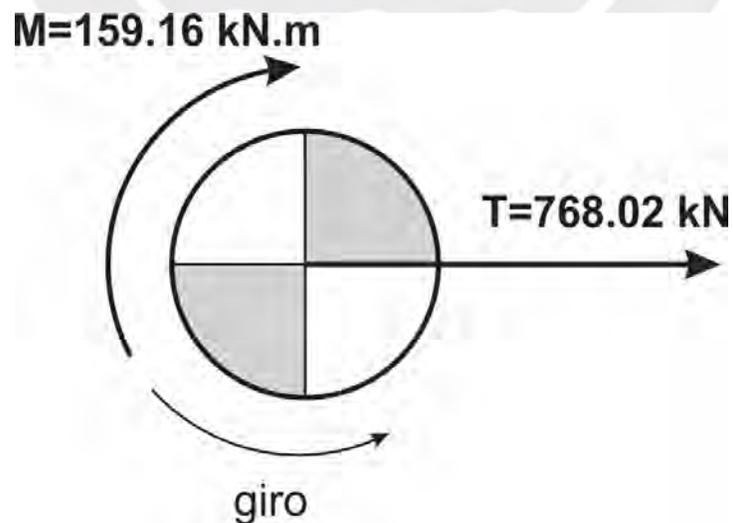


Figura A.6
Tensiones trasladadas al eje de la polea en el momento de operación

Trasladando la tensión y el momento al eje de cada reductor.

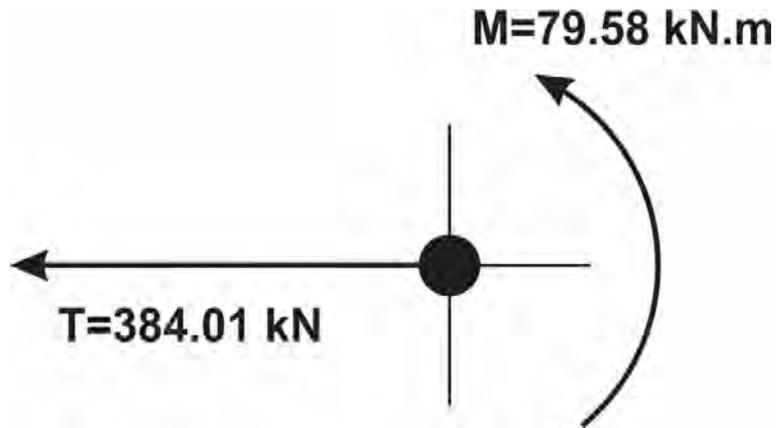
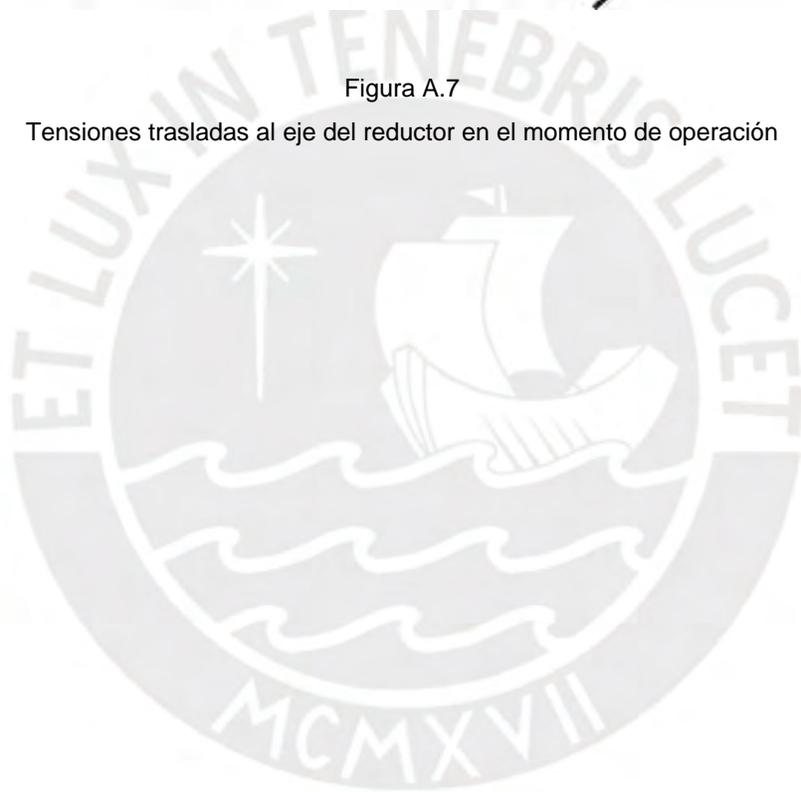


Figura A.7

Tensiones trasladadas al eje del reductor en el momento de operación



Anexo B – Cálculo de la potencia del motor y base del sistema motriz

Con la información determinada en el anexo anterior, se calculará la potencia en el eje del reductor en el momento de arranque, y las características geométricas de la base que soportará cada uno de los sistemas motriz.

B.1 Cálculo de la potencia del motor y características del reductor

La potencia en el eje del reductor en el momento de arranque es la que se muestra en la tabla B.1, y es calcula de acuerdo a la siguiente expresión.

$$P = \frac{(T_1 - T_2) \times 1.02 \times v}{76} \quad (B.1)$$

Tabla B.1 Potencia en el eje del reductor en el momento de arranque

Ancho (B) pulgadas	diámetro (pulgadas)	Velocidad (pie/min)	v (m/s)	Potencia (H.P.)
84	42	500	2.53	1 623.25

Se estima la eficiencia y el factor de protección en 30% de la potencia calculada. Por lo tanto la potencia entregada por el motor se muestra en la tabla B.2.

Tabla B.2 Potencia del motor

Ancho (B) pulgadas	Potencia (H.P.)
84	2 110.22

Desde el momento que se considera un sistema motriz dual, la potencia total calculada en la tabla B.2, debe ser asumida por dos motores de igual característica. Se determinará su potencia en H.P. y en Kw. Se muestra el resultado en la tabla B.3.

Tabla B.3 Potencia de cada motor

Ancho (B) pulgadas	Potencia (H.P.)	Potencia (Kw)
84	1 065.11	791.33

Asimismo, es necesario calcular la velocidad del reductor.

Tabla B.4 Velocidad del reductor

Ancho (B) pulgadas	Diámetro polea (pulgadas)	Velocidad (m/s)	R.P.M. reductor
84	42	1.69	30.21

Con el resultado obtenido, se establece la relación de transmisión entre el reductor y el motor para velocidades nominales.

Tabla B.5 Relación de transmisión

Velocidad nominal R.P.M.	Relación de transmisión
3600	119 : 1
1800	60 : 1
1200	40 : 1
900	30 : 1

Se selecciona un motor de cuatro polos del catálogo de la marca Marelli, se escoge el modelo ODP (Open Drip Proof – Tapas con ranuras para ventilación, autoventilados), asimismo se selecciona un motor de 4 polos, 1786 rpm, 440 voltios, 60Hz. Revisando el catálogo mencionado se encuentra que el motor adecuado es el que tiene una potencia de 850 Kw, con código de catálogo C3C 400 LX4, y cuyo peso es 2750 kg. Las dimensiones del mencionado motor se muestran en la figura B.1.

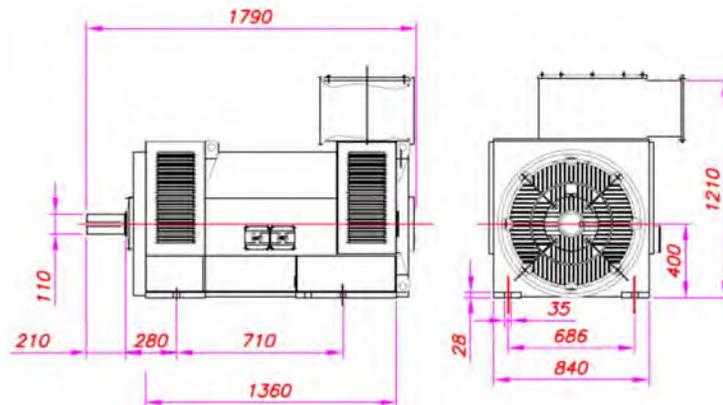


Figura B.1

Dimensiones del motor seleccionado – en milímetros ¹¹

¹¹ Información recuperada del catálogo de motores Marelli.

El reductor a ser acoplado en el motor es un equipo que presenta un sistema con engranajes cónicos. En la figura siguiente se muestran las dimensiones del equipo.

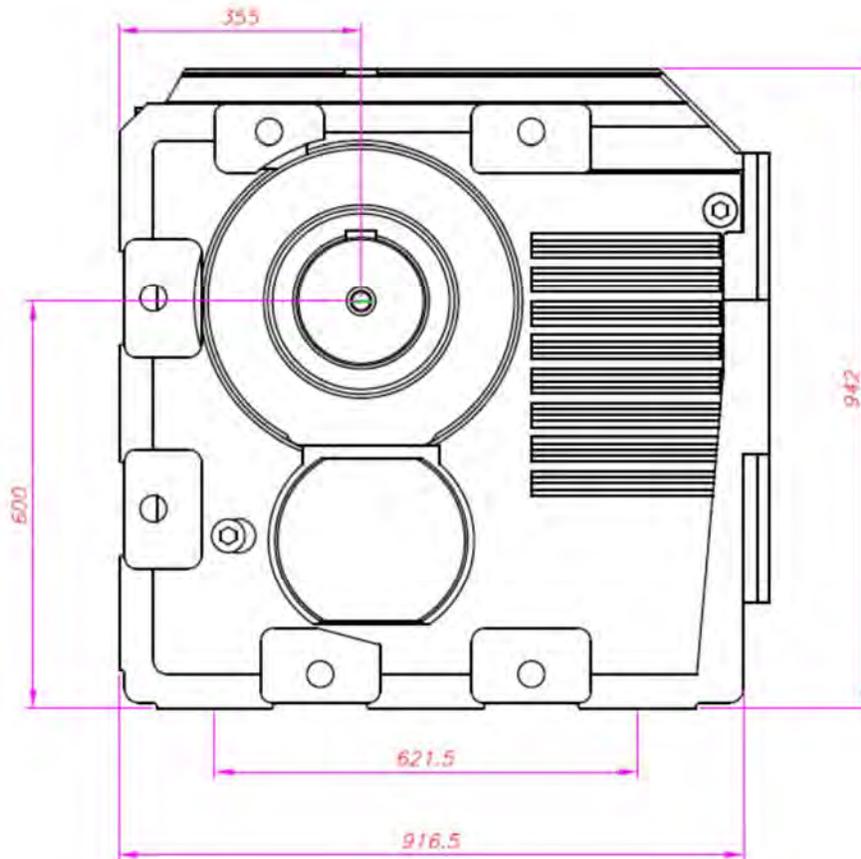


Figura B.2

Dimensiones del reductor con engranajes cónicos (vista frontal) – en milímetros ¹²

El reductor es de la marca SEW, cuyo peso es 1 663 kgf, y el índice de reducción total es 42.51. Otras características del mismo, se encuentran en la hoja de características respectiva que se adjuntan en el anexo correspondiente. Se muestra la vista horizontal en la figura B.3, esta vista se presentará para poder dimensionar la placa base de soporte del sistema motriz; y luego poder determinar el espesor mínimo de la misma. De la mencionada figura, el ancho del reductor es de 624 mm. La velocidad de trabajo será de 1200 rpm, a pesar de seleccionar un motor de 1800 rpm. En el anexo C se definen los parámetros de análisis.

¹² Información proporcionada por SEW Eurodrive.

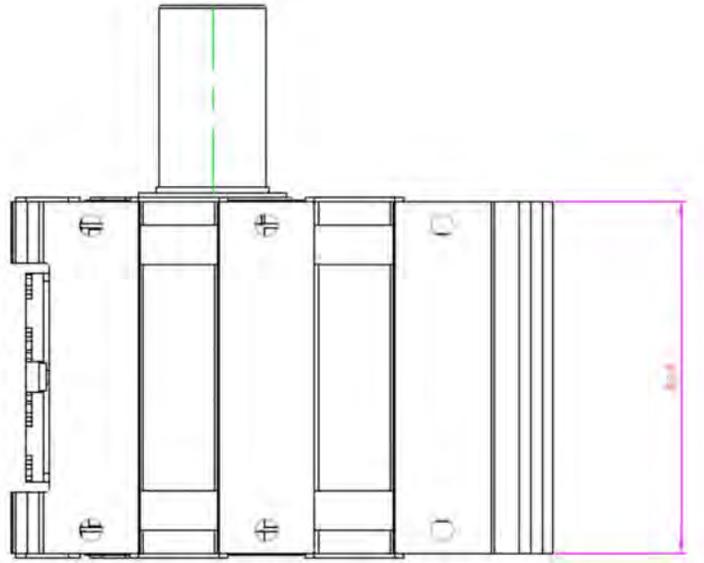


Figura B.3

Dimensiones del reductor con engranajes cónicos (vista horizontal) – en milímetros¹³

B.2 Cálculo de las características de la plancha base del sistema motriz

Con esta información se puede trazar el diagrama del cuerpo libre del sistema motriz y proceder a calcular las características geométricas de la estructura de soporte de dicho sistema motriz. Se considerará la posición del brazo de torque que genere mayor esfuerzo en la plancha de soporte, para lo cual posicionaremos el brazo de torque en el punto A, se muestra en la figura B.4.

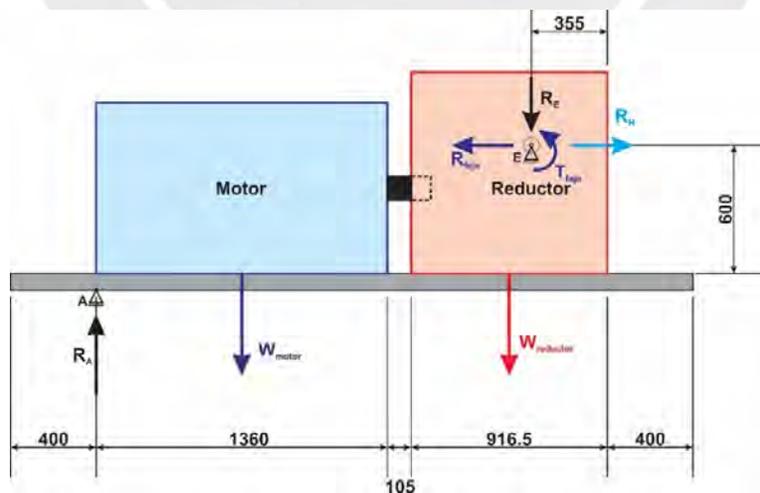


Figura B.4

Diagrama del cuerpo libre del sistema motriz – dimensiones en milímetros

¹³ Información proporcionada por SEW Eurodrive.

Se deja una longitud libre de 400 mm a ambos extremos de la plancha base, igual criterio se tendrá cuando se muestre la vista lateral del sistema.

Planteando el equilibrio de acuerdo al DCL mostrado en la figura A.4, en el cual se observa la fuerza y torque que transmite la faja al eje del reductor en el momento de arranque, que es el momento en el que se transmite las acciones mayores, tenemos que:

$$R_f = 384.01 \text{ kN} \quad (B.2)$$

$$T_f = 79.58 \text{ kN.m} \quad (B.3)$$

Los pesos del motor y reductor seleccionado son, respectivamente:

$$W_m = 27.50 \text{ kN} \quad (B.4)$$

$$W_r = 16.63 \text{ kN} \quad (B.5)$$

Sumatoria de fuerzas horizontales:

$$\Sigma F_H = 0 \rightarrow R_f = R_H \rightarrow R_H = 384.01 \text{ kN} \quad (B.6)$$

Sumatoria de momentos con respecto al punto R:

$$\begin{aligned} \Sigma M_R = 0 \rightarrow -R_A \cdot 2.0265 + W_m \cdot 1.3465 + W_r \cdot 0.10325 + 7958 = 0 \\ \rightarrow R_A = 58.39 \text{ kN} \end{aligned} \quad (B.7)$$

Sumatoria de fuerzas verticales:

$$\Sigma F_V = 0 \rightarrow R_A = R_E + W_m + W_r \rightarrow R_E = 14.26 \text{ kN} \quad (B.8)$$

Todas las fuerzas y momentos actuantes deben llevarse a la base del sistema motriz. Analizando el momento de la faja que transfiere al eje del reductor, y reduciéndolo a un par de fuerzas actuando en los puntos de anclaje del reductor sobre la base, tenemos el diagrama que se muestra en la figura B.5.

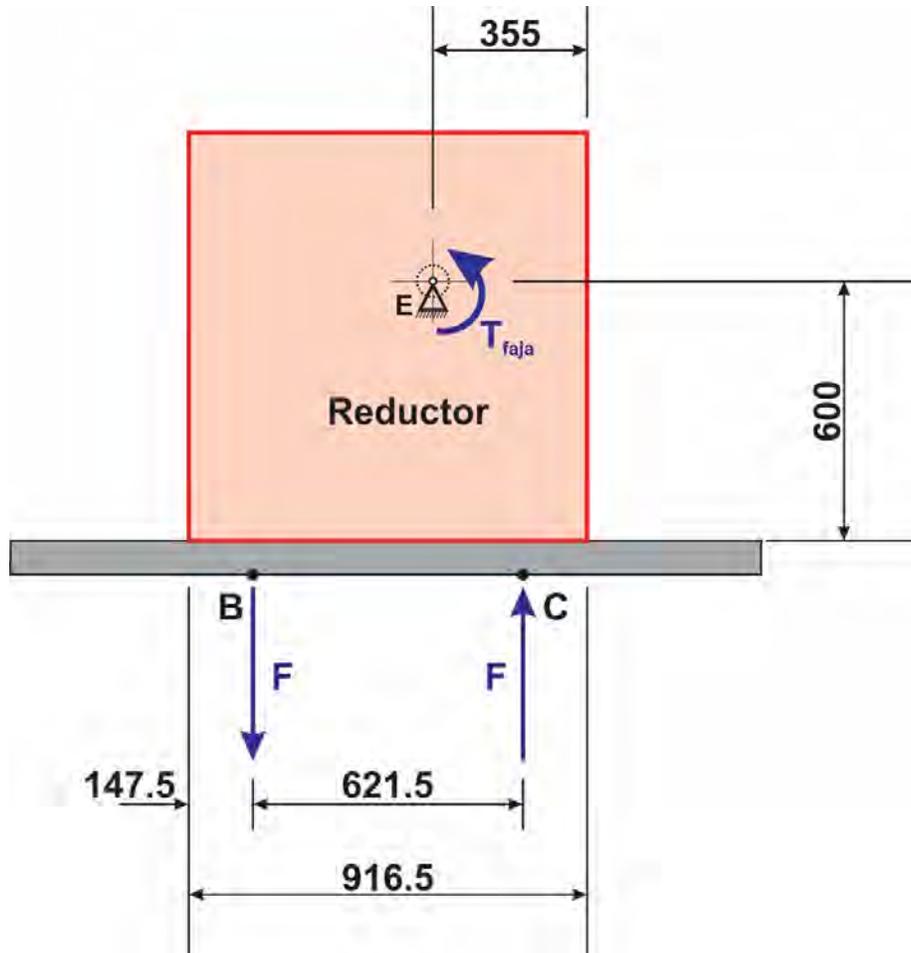


Figura B.5

Sistema equivalente: Momento de la faja – dimensiones en milímetros

Planteando la ecuación para el sistema equivalente, sumatoria de momentos del par de fuerzas igual al torque de la faja, tenemos:

$$F \cdot 0.6215 = 7958 \rightarrow F = 128.05 \text{ kN} \quad (B.9)$$

De igual manera se debe repartir la fuerza mínima determinada en el apoyo, en los puntos B y C, puntos de soporte del reductor sobre la plancha base del sistema motriz, tal como se muestra en la figura B.6.

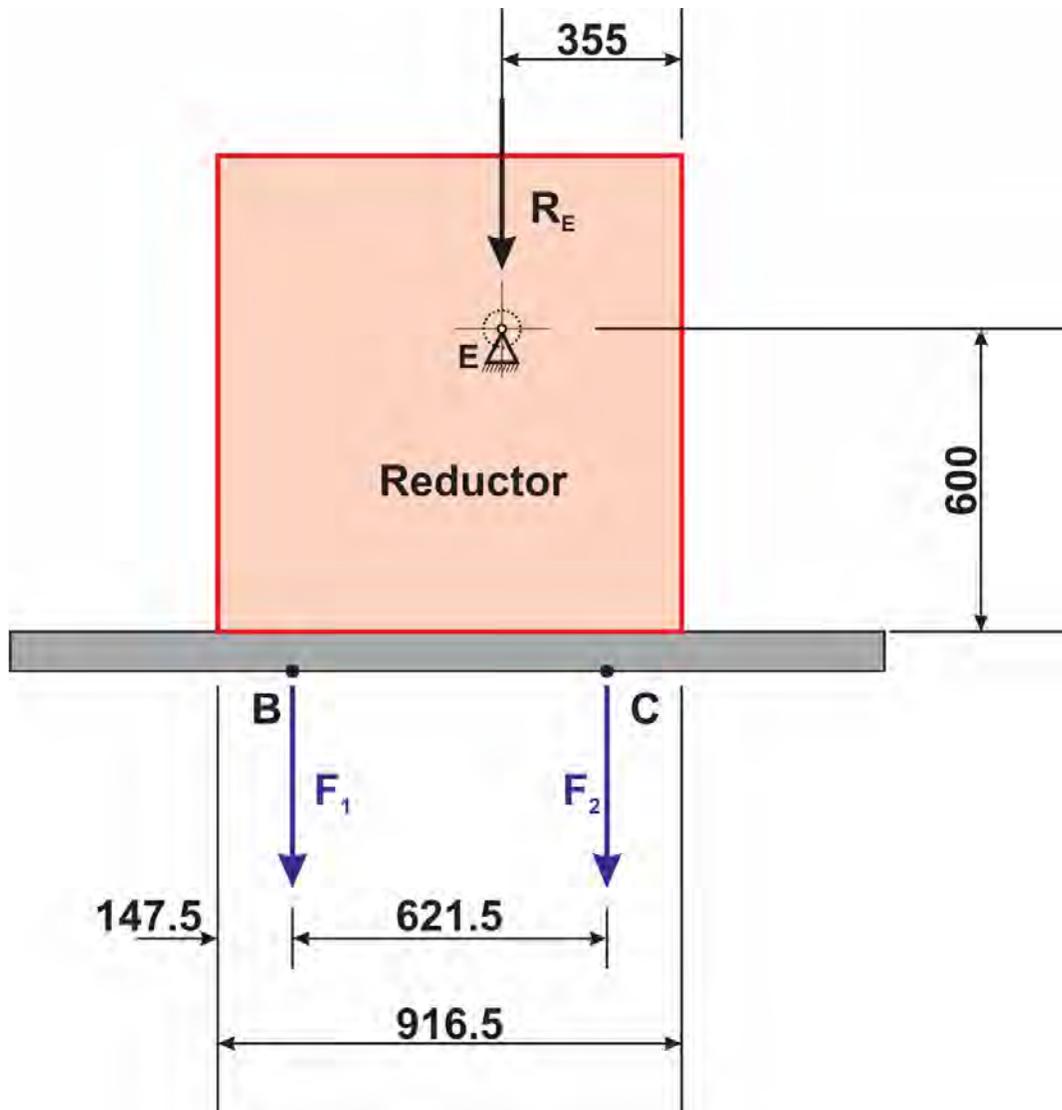


Figura B.6

Sistema equivalente: Fuerza mínima en el apoyo E – dimensiones en milímetros

Planteando las ecuaciones para determinar las fuerzas F_1 y F_2 , tenemos:

Sumatoria de fuerzas verticales:

$$\Sigma F_V = 0 \rightarrow F_1 + F_2 = 14.26 \text{ kN} \quad (B.10)$$

Sumatoria de momentos respecto al punto R:

$$\Sigma M_R = 0 \rightarrow F_1 \cdot 0.414 - F_2 \cdot 0.2075 = 0 \quad (B.11)$$

Resolviendo las ecuaciones B.10 y B.11, tenemos:

$$F_1 = 4.76 \text{ kN} \quad F_2 = 9.50 \text{ kN} \quad (B.12)$$

Luego las fuerzas actuando en los puntos B y C, F_B y F_C , son las que se muestran en la figura B.6 y sus valores son:

$$F_B = 132.81 \text{ kN} \quad (B.13)$$

$$F_C = 118.55 \text{ kN} \quad (B.14)$$

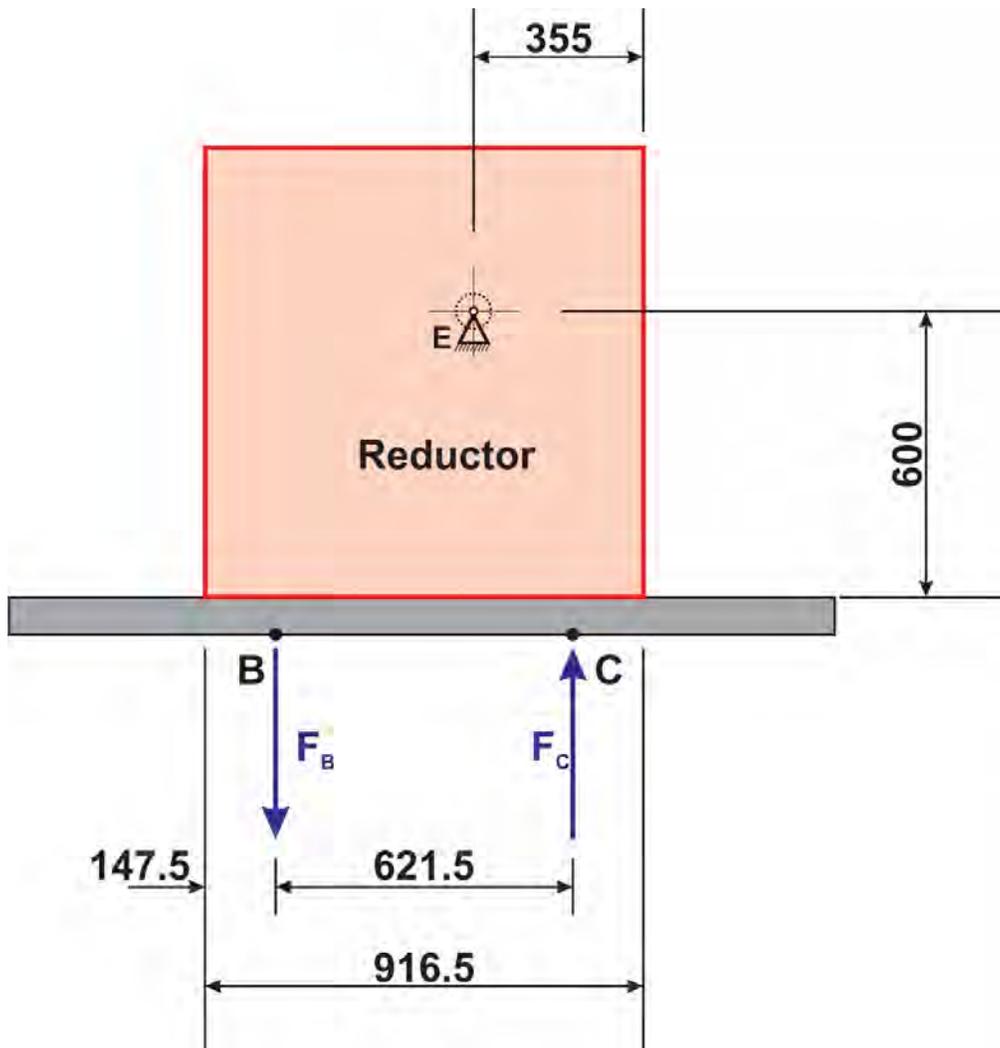


Figura B.7

Sistema equivalente: Fuerzas en los apoyos del reductor – dimensiones en milímetros

Trazando el diagrama del cuerpo libre de la base del sistema motriz: Se considerará que los pesos del motor y reductor se distribuyen uniformemente sobre la longitud de los mismos, para lo cual se determinará las respectivas fuerzas distribuidas.

Para el motor, tenemos:

$$w_m = \frac{W_m}{1.360} \rightarrow w_m = 20.22 \text{ kN/m} \quad (B.15)$$

Para el reductor, tenemos:

$$w_r = \frac{W_r}{0.9165} \rightarrow w_r = 18.15 \text{ kN/m} \quad (B.16)$$

Con esta información trazamos el diagrama del cuerpo libre de la plancha base del sistema motriz, que se muestra en la figura B.8.

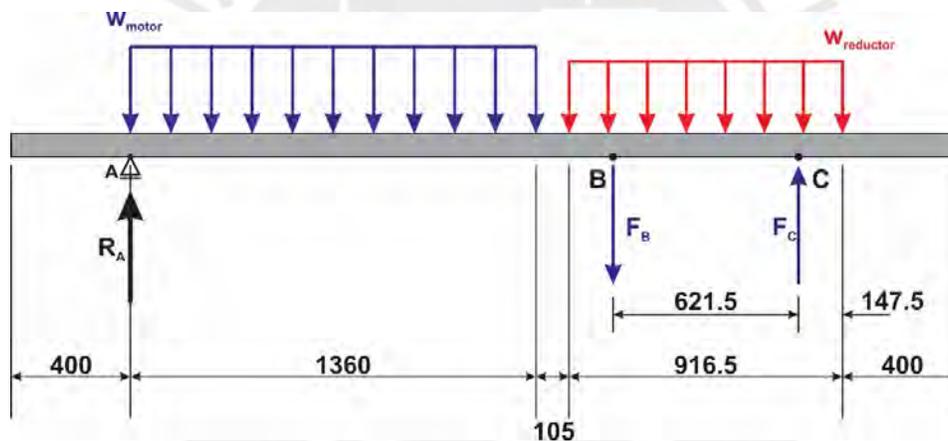


Figura B.8

DCL de la plancha base del sistema motriz – dimensiones en milímetros

En la figura B.9 se muestra la posición del motor y reductor sobre la plancha base, dejando a cada extremo de la misma 400mm como espacio libre.

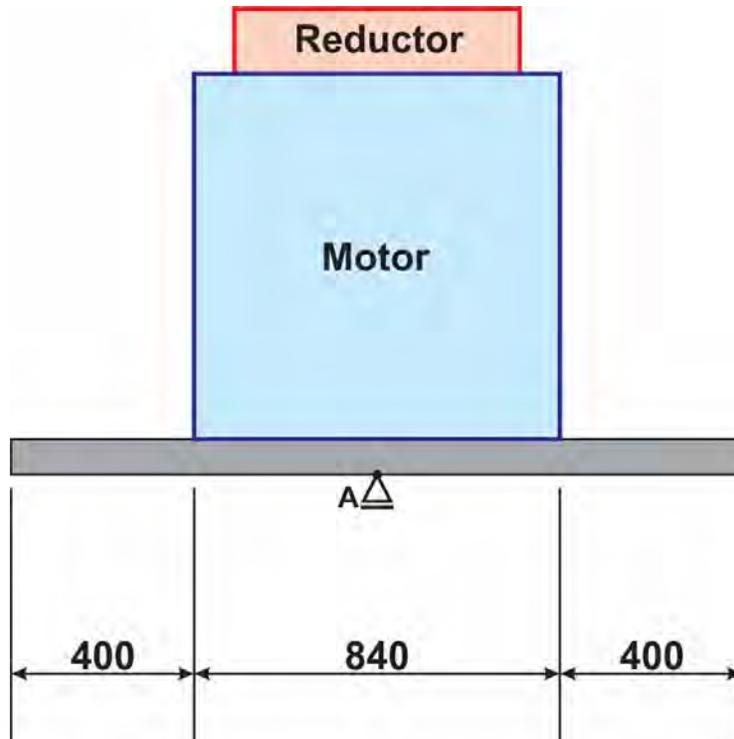


Figura B.9

Posición del motor y reductor, vista lateral – dimensiones en milímetros

Es necesario precisar que la carga distribuida correspondiente al peso del motor; la carga distribuida correspondiente al peso del reductor; la reacción que se genera en el punto A debido al apoyo denominado brazo de torque; el torque de la faja actuando en el punto R y la reacción mínima que se genera en dicho punto, los cuales son trasladados a los puntos en los cuales el reductor es fijado sobre la plancha base; son fuerzas que se puede simular como fuerzas actuando sobre una viga, el modelo se ha idealizado de esta manera, la viga tiene una longitud de 3,181.50 mm, y 1,640 mm de ancho, tal como se muestra en la figura B.10.

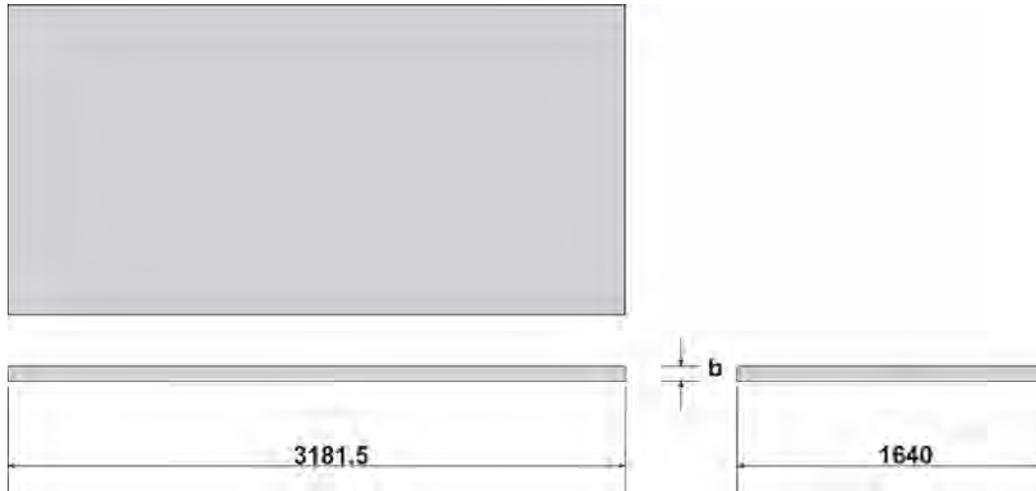


Figura B.10

Dimensiones de la plancha base – en milímetros

Se muestra en la figura B.11 el diagrama de fuerza cortante y el diagrama de momento flector, para la plancha base idealizada del sistema motriz. Los valores que se alcanza en los diagramas se muestran en la tabla B.6.

Tabla B.6 Valores de fuerza cortante y momento flector

Fuerza cortante (kN)		Momento flector (kN-m)	
A – ¹⁴	0	A	0
A + ¹⁵	58.39	B	60.71
B	30.89	C	63.95
C	30.89	D	68.31
D –	28.22	E	-0.20
D +	- 104.59	F	0
E –	- 115.87		
E +	2.68		
F	0		

¹⁴ El signo (–) indica el valor de la fuerza, o momento, en el punto, a la izquierda del mismo.

¹⁵ El signo (+) indica el valor de la fuerza, o momento, en el punto, a la derecha del mismo.

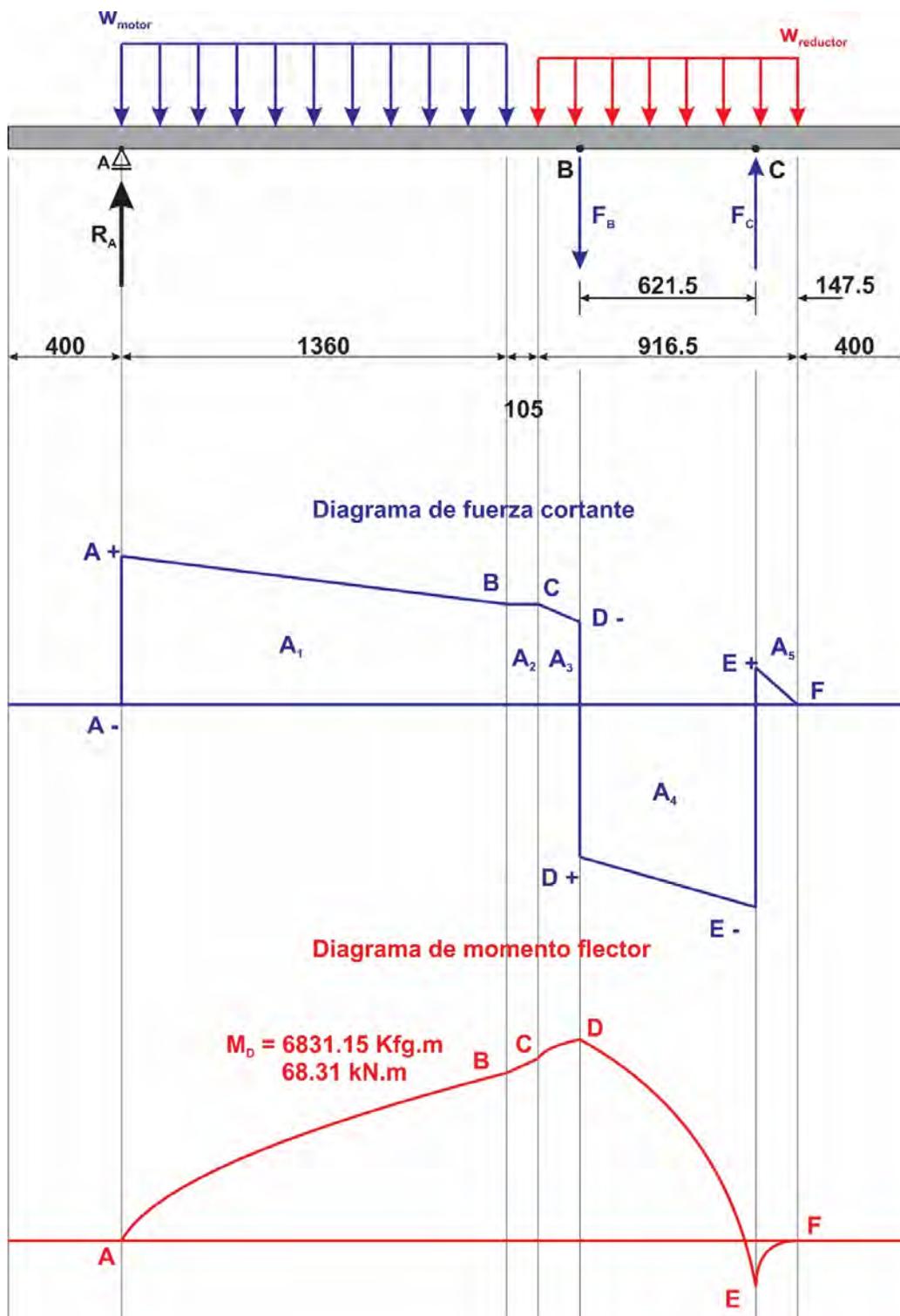


Figura B.11

Diagramas de fuerza cortante y momento flector sobre la plancha base – dimensiones en milímetros

Con el valor máximo del momento flector se determinará la dimensión b de la plancha base. Utilizaremos la siguiente expresión:

$$\sigma_{adm} = \frac{M \cdot c}{I} \quad (B.17)$$

Donde:

M : momento flector máximo

c : distancia del centroide de la sección transversal al punto más alejado

I : momento de inercia de la sección transversal

Para la determinación del σ_{adm} , utilizaremos un factor de seguridad igual a 2, con un valor de σ_y igual a 250 MPa. El material a usarse en la plancha base del sistema motriz es un acero estructural A36.

Luego:

$$\sigma_{adm} = \frac{250}{2} \rightarrow \sigma_{adm} = 125 \text{ MPa} \quad (B.18)$$

$$c = \frac{b}{2} \quad (B.19)$$

$$I = \frac{1640 \times b^3}{12} \quad (B.20)$$

Reemplazando las ecuaciones B.18, B.19 y B.20 en B.17, tenemos:

$$b = 44.71 \text{ mm} \quad (B.21)$$

En la figura siguiente, se propone la estructura de la base del sistema motriz, en el cual se selecciona plancha de espesor b' , de tal manera que:

$$b = 2b' \rightarrow b' = 22.36 \text{ mm} \quad (B.22)$$

Consultando catálogos de fabricantes locales de planchas estructurales de acero, se selecciona la plancha de acero de espesor comercial igual o mayor al determinado en la expresión B.22, y se determina que b' debe ser 25mm.

Asimismo, se propone que la base del sistema motriz debe contener los elementos verticales que se muestran en la figura B.12, para ello se fabricarán de plancha de acero estructural.

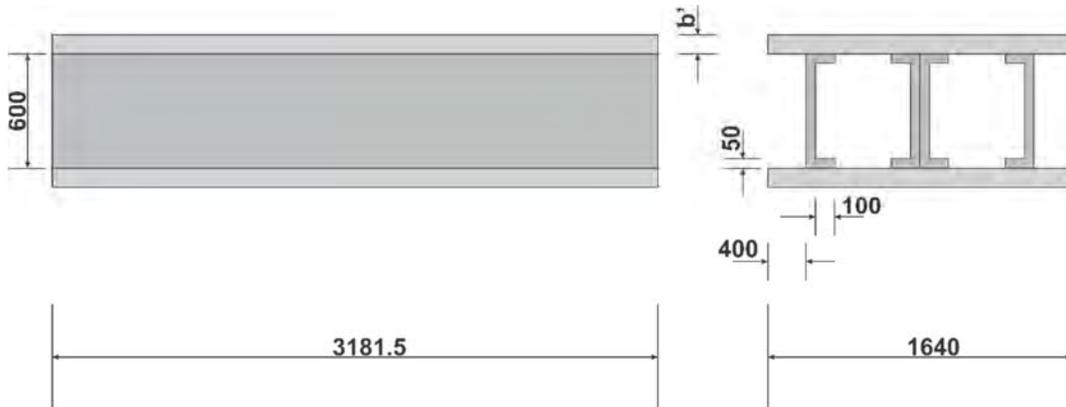


Figura B.12

Estructura de la base del sistema motriz – dimensiones en milímetros

El peso de la base del sistema motriz es 60.44 kN, esto es:

$$W_b = 60.44 \text{ kN} \quad (B.23)$$

Determinando nuevamente el diagrama de momento flector, considerando ahora el peso de la plancha base del sistema motriz, tenemos el DCL:

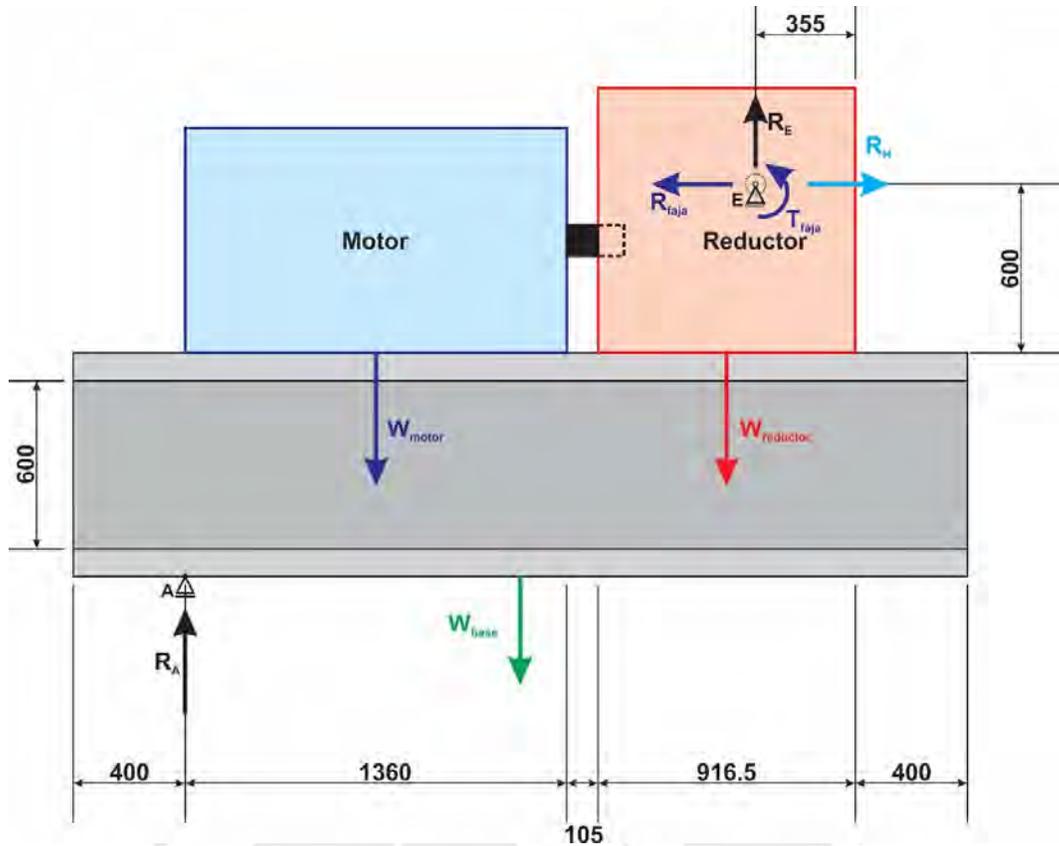


Figura B.13

DCL sistema motriz con base rigidizada – dimensiones en milímetros

Teniendo en cuenta las expresiones B.2, B.3, B.4 y B.5, planteamos el equilibrio para la estructura mostrada en la figura B.10.

Sumatoria de fuerzas horizontales:

$$\Sigma F_H = 0 \rightarrow R_f = R_H \rightarrow R_H = 384.01 \text{ kN} \quad (B.24)$$

Sumatoria de momentos con respecto al punto R:

$$\begin{aligned} \Sigma M_R = 0 \\ \rightarrow -R_A \cdot 2.0265 + W_m \cdot 1.3465 + W_r \cdot 0.10325 + W_b \cdot 0.83575 + 7958 = 0 \\ \rightarrow R_A = 83.31 \text{ kN} \end{aligned} \quad (B.25)$$

Sumatoria de fuerzas verticales:

$$\Sigma F_V = 0 \rightarrow R_A + R_E = W_m + W_r + W_b \rightarrow R_E = 21.25 \text{ kN} \quad (B.26)$$

Reduciendo el momento de la faja sobre el eje del reductor y la reacción denominada R_E a los puntos de sujeción del reductor sobre la base, siguiendo un procedimiento similar al caso anterior, tenemos que:

$$F_B = 138.54 \text{ kN} \quad (B.27)$$

$$F_C = 107.10 \text{ kN} \quad (B.28)$$

Determinando la carga distribuida de la plancha base en toda su longitud, asumiendo que se distribuye en forma uniforme, tenemos:

$$w_b = \frac{W_b}{3.1815} \rightarrow w_b = 189.97 \text{ kN/m} \quad (B.29)$$

Con esta información trazamos el diagrama del cuerpo libre de la plancha base del sistema motriz, que se muestra en la figura B.14.

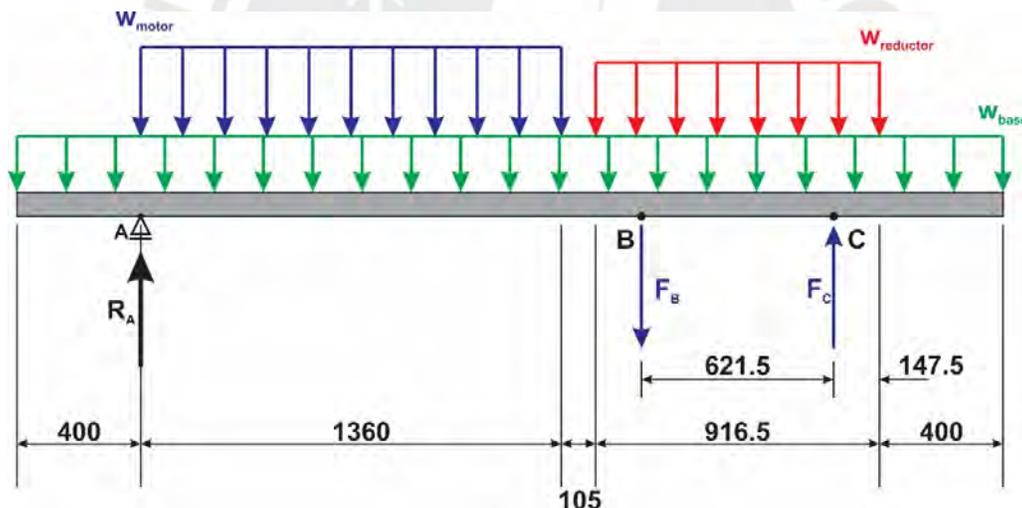


Figura B.14

DCL de la plancha base del sistema motriz – dimensiones en milímetros

Se muestra en la figura B.15 el diagrama de fuerza cortante y el diagrama de momento flector, para la plancha base idealizada del sistema motriz, considerando la base rigidizada. Los valores que se alcanza en los diagramas se muestran en la tabla B.7.

Tabla B.7 Valores de fuerza cortante y momento flector – diseño final

Fuerza cortante (kgf)		Momento flector (kgf . m)	
1	0	1	0
A –	- 7.60	A	- 1.52
A +	75.72	B	65.19
B	22.38	C	67.43
C	203.86	D	70.03
D –	149.07	E	- 3.04
D +	- 106.04	F	- 1.52
E –	- 129.13	2	0
E +	13.08		
F	7.60		
2	0		



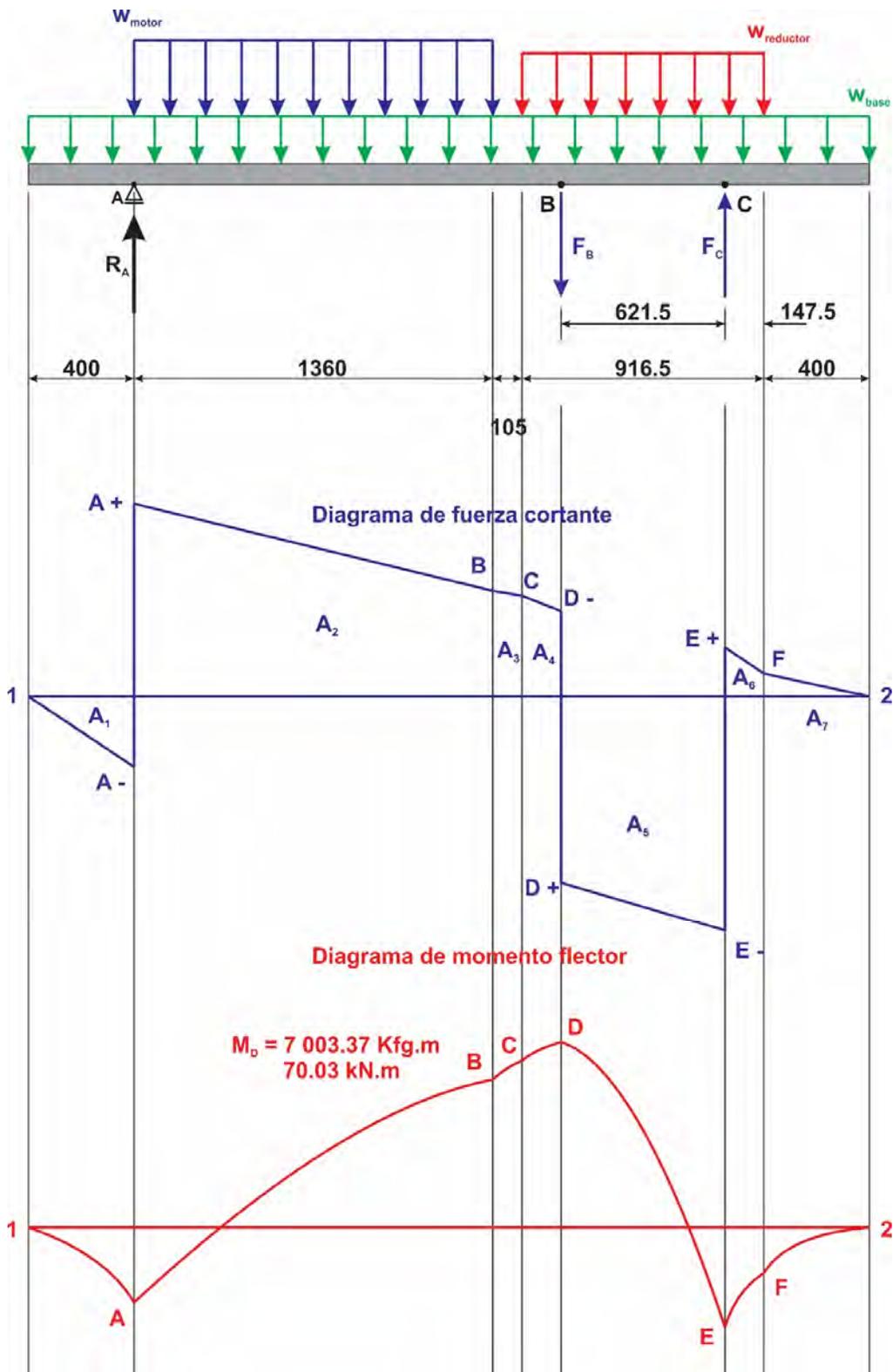


Figura B.15

Diagramas de fuerza cortante y momento flector sobre la plancha base, incluye el peso de la plancha base – dimensiones en milímetros

Se verificará el esfuerzo al que está sometida la base del sistema motriz, para ello se determinará el momento de inercia de la sección transversal, esto es:

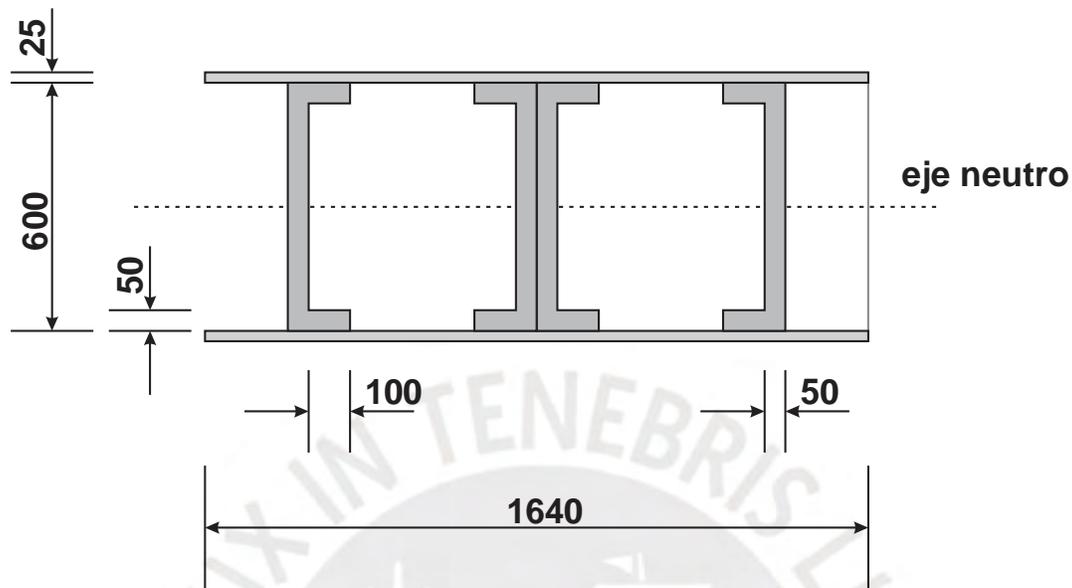


Figura B.16.

Sección transversal de la base del sistema motriz – dimensiones en milímetros

Definimos el momento de inercia del área mostrada en la figura B.16 como:

$$I = I_1 + I_2 + I_3 \quad (B.30)$$

Donde:

I_1 : momento de inercia de los rectángulos 1640 x 25.

I_2 : momento de inercia de los rectángulos 50 x 600.

I_3 : momento de inercia de los rectángulos 100 x 50.

$$I_1 = 2 \times \left(\frac{1640 \times 25^3}{12} + 1640 \times 25 \times 312.5^2 \right) \rightarrow I_1 = 8 \times 10^9 \text{ mm}^4 \quad (B.31)$$

$$I_2 = 4 \times \left(\frac{50 \times 600^3}{12} \right) \rightarrow I_2 = 3.6 \times 10^9 \text{ mm}^4 \quad (B.32)$$

$$I_3 = 8 \times \left(\frac{100 \times 50^3}{12} + 100 \times 50 \times 275^2 \right) \rightarrow I_3 = 3.03 \times 10^9 \text{ mm}^4 \quad (B.33)$$

Ahora, B.30, B.31 y B.32 en B.29, tenemos:

$$I = 1.46 \times 10^{10} \text{ mm}^4 \quad (B.34)$$

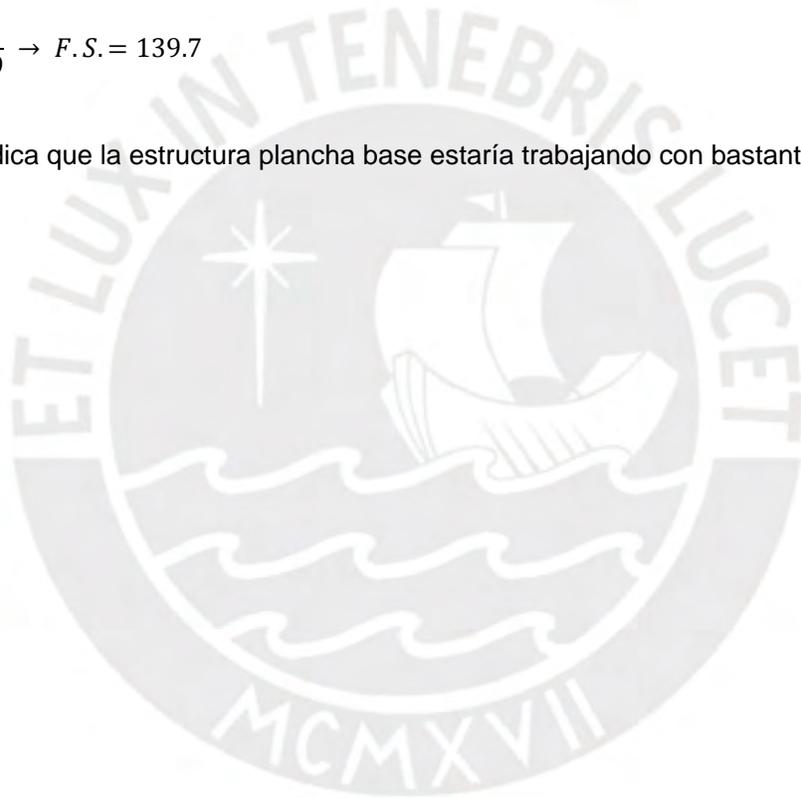
Luego, el esfuerzo, de acuerdo a la expresión B.17 será:

$$\sigma = \frac{70.03 \times 10^6 \cdot 375}{1.46 \times 10^{10}} \rightarrow \sigma = 1.79 \text{ MPa} \quad (B.35)$$

Y el factor de seguridad para este caso será:

$$F.S. = \frac{250}{1.79} \rightarrow F.S. = 139.7 \quad (B.36)$$

Lo cual indica que la estructura plancha base estaría trabajando con bastante holgura.



Anexo C – Determinación de los parámetros de análisis

La velocidad síncrona de los motores asíncronos del sistema motriz de 4 polos, trabajando a una frecuencia de 60 Hz, es de 1800 revoluciones por minuto. La variación de la velocidad se hará a través de un variador de frecuencia, esto supone que el régimen de trabajo de los motores del sistema motriz estará por debajo de sus valores nominales.

C.1 Rango de variación de la velocidad.

Se considerará que, a partir de las condiciones normales de trabajo, la velocidad variará entre **- 20% a + 50%**, siendo este último valor el determinado en el anexo A. Por lo expuesto, la velocidad normal de trabajo, y los valores entre los cuales dicho parámetro variará serán los que se muestran en la siguiente tabla.

Tabla C.1 Rango de variación de la velocidad

	r.p.m.
Velocidad normal de trabajo	1200
- 20 %	960
+ 50 %	1800

Siendo la velocidad normal de trabajo del sistema motriz de 1200 revoluciones por minuto, la velocidad que experimenta el reductor y por consiguiente la polea de la faja transportadora es 16.22 revoluciones por minuto. Con estos valores, se determinará las tensiones en el sistema motriz y las respectivas reacciones.

C.2 Rango de variación de la carga a ser transportada.

De igual manera, la carga también variará. Sabiendo que el valor máximo considerado en el anexo A es de 2000 tn/h, la carga normal de trabajo, de acuerdo a la velocidad obtenida en el acápite anterior será el 66.6% del valor máximo; luego la carga normal de trabajo será:

$$w_n = \frac{2}{3} \times 2000 \rightarrow w_n = 1333 \text{ tn/h} \quad (C.1)$$

Se considerará que, a partir de las condiciones normales de trabajo, la carga del material a transportar variará entre **- 10%** a **+ 30%**. Por lo expuesto, la carga normal de trabajo, y los valores entre los cuales dicho parámetro variará serán los que se muestran en la siguiente tabla.

Tabla C.2 Rango de variación de la carga

	tn/h
Carga normal de trabajo	1333
- 10 %	1200
+ 30 %	1750

C.3 Cálculo de las tensiones en el sistema motriz

Con el motor y el reductor seleccionado, sabiendo el índice de reducción total, y al cambiar la carga y velocidad de trabajo, se modificará la carga específica del material sobre la faja, esta alcanzará el valor de:

$$w_c = 143.15 \text{ lb/pie} \quad (C.2)$$

Con este nuevo valor de carga específica, se determinará las tensiones en el momento de trabajo del sistema motriz.

De acuerdo a las expresiones A.1., A.2., A.3. y A.4., se determina:

a) Tensión de avance:

$$T_a = 25\,004.31 \text{ kgf} \quad (C.3)$$

b) Tensión de retorno:

$$T_r = 5\,757.57 \text{ kgf} \quad (C.4)$$

c) Tensión de avance de catenaria:

$$T_{ca} = 3\,450.00 \text{ kgf} \quad (C.5)$$

d) Tensión de retorno de catenaria:

$$T_{cr} = 2\,553.13 \text{ kgf} \quad (C.6)$$

Con esta información, se determina las tensiones T_1 y T_2 , que actúan en la polea, tal como se muestra en la figura A.1, la misma que se muestra a continuación con los valores actuales determinados.

a) Tensión mayor

$$T_1 = 34\,211.88 \text{ kgf} \quad (C.7)$$

b) Tensión menor

$$T_2 = 3\,450.00 \text{ kgf} \quad (C.8)$$

Considerando el contrapeso definido en el anexo A, 22 000 kgf, tenemos que las tensiones mayor y menor en la faja, en el momento de operación o trabajo, son:

a) Tensión mayor

$$T_1 = 56\,211.88 \text{ kgf} \quad (C.9)$$

b) Tensión menor

$$T_2 = 25\,450.00 \text{ kgf} \quad (C.10)$$

Las tensiones en el momento de arranque son:

a) Tensión mayor

$$T_1 = 73\,075.44 \text{ kgf} \quad (C.11)$$

b) Tensión menor

$$T_2 = 33\,085.00 \text{ kgf} \quad (C.12)$$

Con los valores determinados, trazamos las fuerzas que actúan sobre la polea en el momento de arranque.

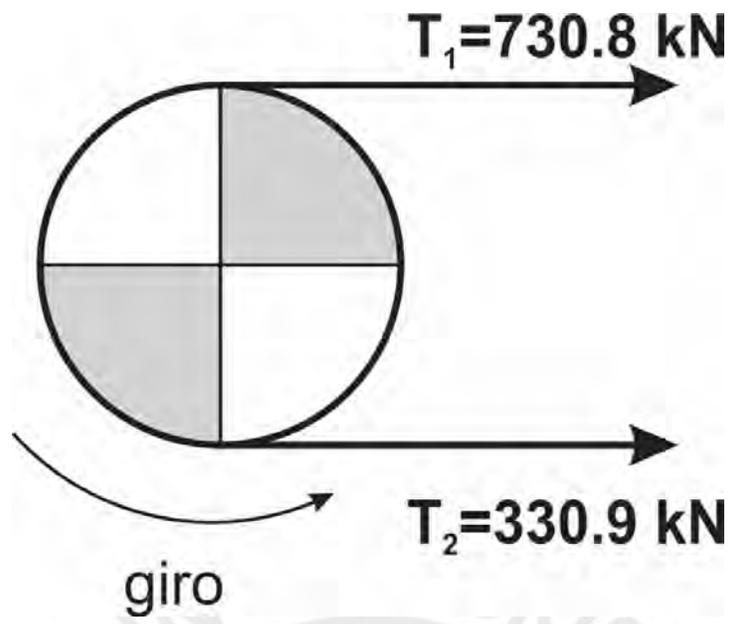


Figura C.1

Tensiones en la faja en el momento de arranque

Trasladando las tensiones al eje de la polea

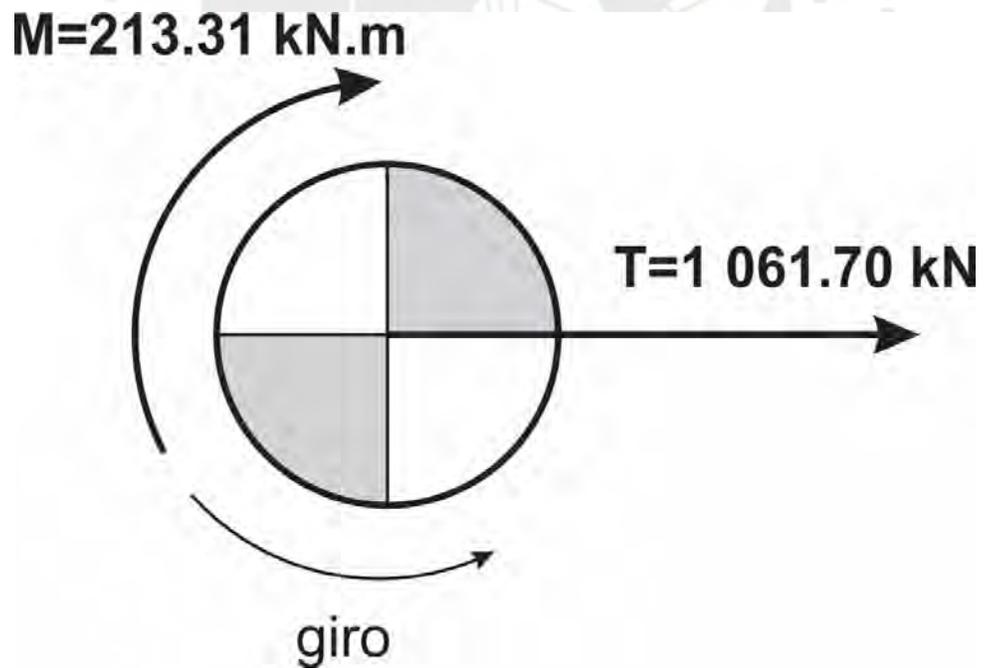


Figura C.2

Tensiones trasladadas al eje de la polea en el momento de arranque

Trasladando la tensión y el momento al eje de cada reductor.

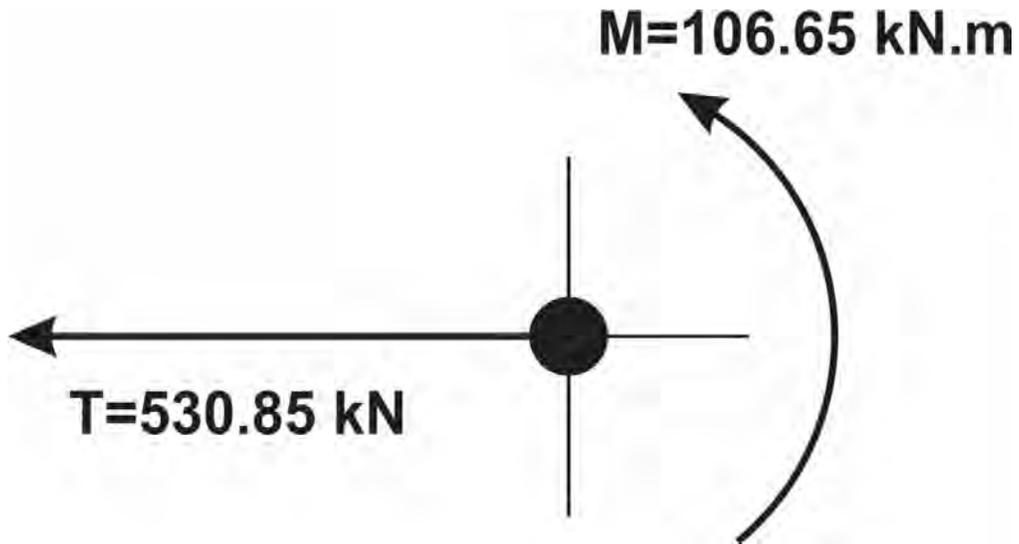


Figura C.3

Tensiones trasladadas al eje del reductor en el momento de arranque

Tensiones en el momento de operación.

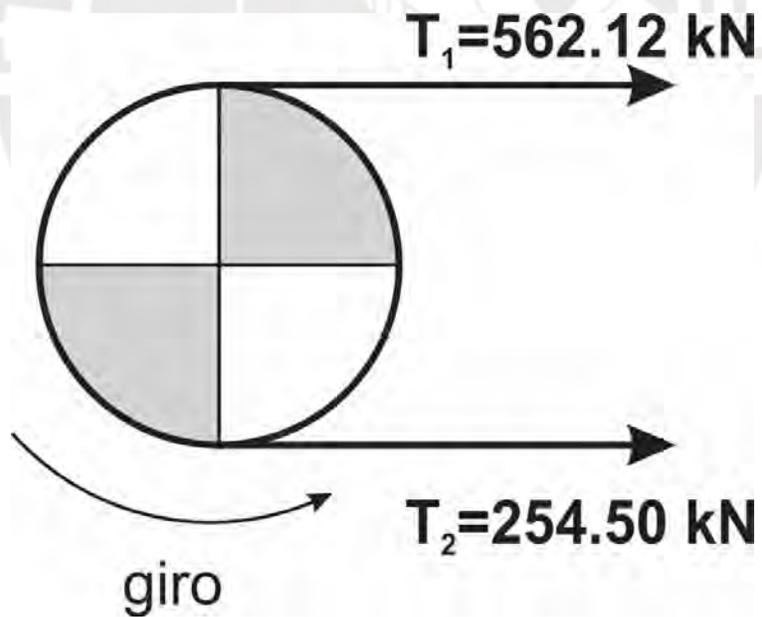


Figura C.4

Tensiones en la faja en el momento de operación

Trasladando las tensiones al eje de la polea.

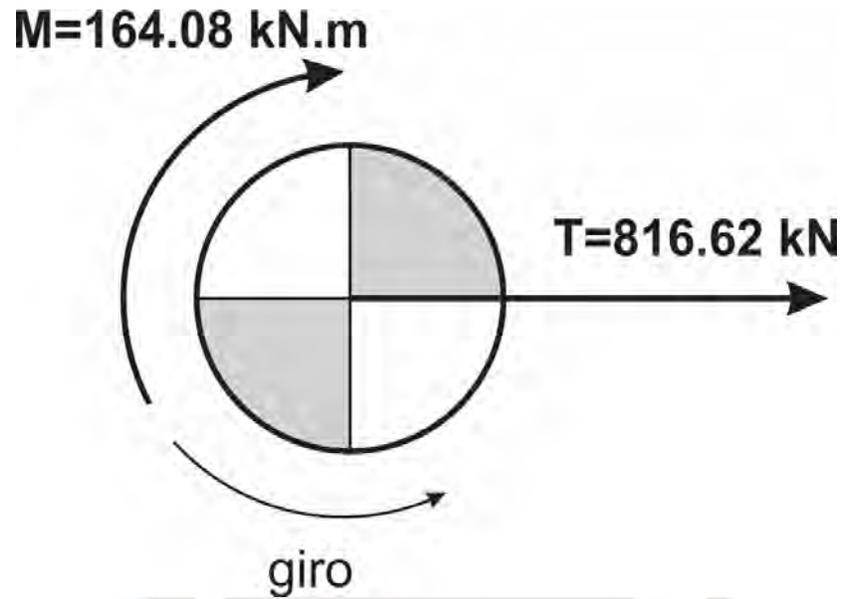


Figura C.5

Tensiones trasladadas al eje de la polea en el momento de operación

Trasladando la tensión y el momento al eje de cada reductor.

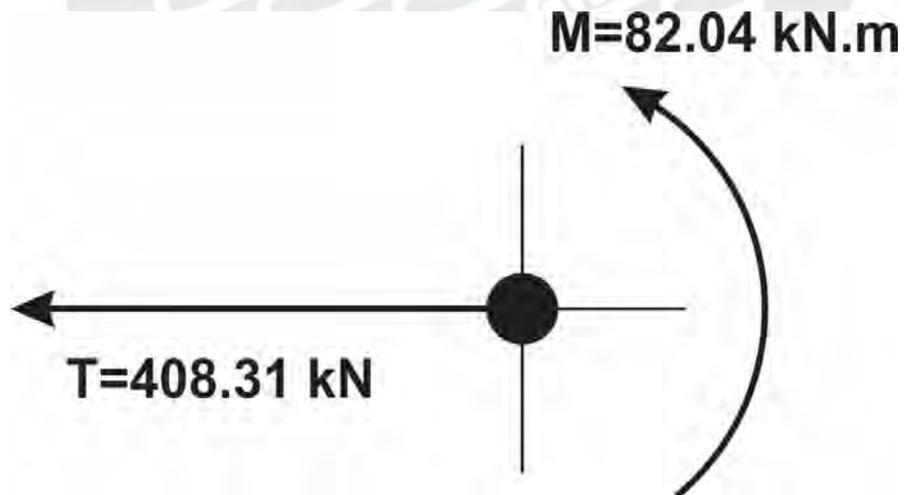


Figura C.6

Tensiones trasladadas al eje del reductor en el momento de operación

Anexo D – Determinación del peso de la plancha base del sistema motriz del modelo.

El peso de la plancha base del sistema motriz del modelo se divide en las siguientes partes:

a) Dos superficies planas de 800 mm por 410 mm de superficie, y espesor de 6.25 mm (equivalente a un cuarto de pulgada). Se determinará el volumen de dichas superficies y luego se multiplicará por el peso específico del acero.

Calculando el volumen:

$$V = 2 \times 0.800 \times 0.410 \times 0.00625 \rightarrow V = 0.0041 \text{ m}^3 \quad (D.1)$$

El peso de dichas superficies será:

$$W = 0.0041 \times 78\,500 \rightarrow W = 321.85 \text{ N} \quad (D.2)$$

b) Cuatro vigas, fabricadas de plancha de acero. Similar al caso anterior se determina en primer término el volumen de las mismas, esto es:

$$V = 4 \times 0.15 \times 0.025 \times 0.410 + 8 \times 0.025 \times 0.012 \times 0.410 \rightarrow V = 0.007134 \text{ m}^3 \quad (D.3)$$

El peso de dichas vigas será:

$$W = 0.007134 \times 78\,500 \rightarrow W = 560.02 \text{ N} \quad (D.4)$$

Luego, el peso total de la estructura de soporte es de

$$W_T = 321.85 + 560.02 \rightarrow W_T = 881.87 \text{ N} \quad (D.5)$$

Anexo E – Datos de motores y reductores

Los datos de los motores y reductores se muestran en la ficha de características de datos que se acompañan en las páginas siguientes.



E.1 Datos del motor del sistema real



C3C / C4C / C6C - 4 POLE

60 Hz			440 V*						IP 23					
Type	Power	Speed	Rated torque	Current	Efficiency			Power factor	Starting current	Starting torque	Breakdown torque	Sound pressure level	Moment of Inertia	Weight
			T_n	I_n	η			$\cos\phi$	I_s/I_n	T_s/T_n	T_{br}/T_n	L_{pA}	J	
	kW	rpm	Nm	A	100%	75%	50%					dB(A)	kgm ²	kg
C6C 315 LA4	115	1783	616	185	95,8%	95,9%	95,3%	0,85	6,5	2,2	2,1	78	2,5	820
C6C 315 LB4	138	1783	739	221	96,2%	96,3%	95,6%	0,85	6,0	1,9	1,9	78	3,1	950
C6C 315 LC4	168	1788	898	270	96,2%	96,3%	95,4%	0,85	6,6	2,3	2,1	78	3,4	1050
C6C 355 LA4	260	1788	1389	412	96,2%	96,1%	94,9%	0,86	6,6	1,8	2,4	79	6,1	1750
C6C 355 LB4	330	1788	1763	511	96,2%	96,1%	94,7%	0,88	6,3	1,5	2,3	79	7,4	1950
C6C 355 LC4	372	1788	1988	590	96,2%	96,1%	95,0%	0,86	6,7	1,9	2,4	79	8,3	2100
C3C 355 LX4	450	1783	2410	758	95,0%	94,0%	91,9%	0,82	5,6	1,6	1,9	90	6,6	1520
C3C 355 LW4	540	1783	2892	884	95,4%	94,4%	92,3%	0,84	6,0	1,6	1,9	90	8	1750
C3C 355 LY4	670	1784	3586	1104	95,9%	94,9%	92,8%	0,83	6,7	1,9	2,2	90	10,5	1970
C3C 355 LZ4	720	1784	3853	1172	96,0%	95,0%	92,9%	0,84	6,7	1,9	2,2	90	11,2	2150
C3C 400 LX4	850	1786	4546	1363	96,3%	95,3%	93,2%	0,85	6,1	1,7	2,1	92	12	2750
C3C 400 LW4	960	1787	5131	1556	96,4%	95,4%	93,3%	0,84	5,9	1,6	2,0	92	13,5	2870
C3C 400 LY4	1200	1786	6418	1926	96,2%	95,2%	93,1%	0,85	5,5	0,9	2,1	92	16	2980
C4C 450 LA4	1320	1790	7041	2057	96,8%	95,8%	93,7%	0,87	6,5	0,9	2,5	95	29	3670
C4C 450 LB4	1500	1790	8001	2335	96,9%	95,9%	93,8%	0,87	6,3	0,8	2,5	95	33	3890
C4C 450 LC4	1650	1792	8795	2568	96,9%	95,9%	93,8%	0,87	7,4	1,1	2,9	95	38	4270
C4C 500 LA4	1920	1794	10221	1904	97,0%	96,0%	93,9%	0,87	6,3	0,8	2,5	99	53	5350
C4C 500 LB4	2140	1793	11399	2096	97,1%	96,1%	94,0%	0,88	6,3	0,8	2,5	99	60	5730
C4C 500 LC4	2360	1794	12563	2338	97,1%	96,1%	94,0%	0,87	6,2	0,7	2,4	99	69	6000

C3C / C4C / C6C - 6 POLE

C6C 315 LA6	75	1188	603	120	95,0%	95,1%	93,1%	0,86	7,2	2,6	2,3	74	3,4	810
C6C 315 LB6	90	1188	724	146	95,0%	95,6%	95,1%	0,85	7,2	2,8	2,4	74	4,1	920
C6C 315 LC6	110	1188	885	175	95,8%	96,0%	95,4%	0,86	7,1	2,7	2,2	74	4,7	1040
C6C 355 LA6	200	1190	1606	326	95,8%	95,5%	94,3%	0,84	6,3	1,6	2,1	75	10,5	1800
C6C 355 LB6	250	1190	2007	403	95,8%	95,6%	94,5%	0,85	6,8	1,8	2,5	75	13,1	2050
C6C 355 LC6	315	1190	2529	508	95,8%	95,9%	95,2%	0,85	6,8	1,9	2,4	75	15,1	2250
C6C 355 LD6	355	1190	2850	565	95,8%	95,6%	94,6%	0,86	7,2	1,6	3,0	75	17,7	2350
C3C 355 LW6	380	1188	3055	642	94,7%	93,7%	91,6%	0,82	7,1	1,9	2,4	86	10,6	1850
C3C 355 LY6	450	1189	3614	757	95,1%	94,1%	92,0%	0,82	7,1	1,9	2,4	86	12,3	2070
C3C 400 LX6	590	1190	4733	964	95,6%	94,6%	92,5%	0,84	6,5	1,6	2,0	88	19	2850
C3C 400 LW6	670	1190	5375	1092	95,8%	94,8%	92,7%	0,84	5,8	0,9	2,1	88	22	2970
C3C 400 LY6	750	1190	6017	1178	96,0%	95,0%	92,9%	0,87	6,3	1,0	2,3	88	24	2080
C4C 450 LA6	960	1193	7686	1518	96,5%	95,5%	93,4%	0,86	6,2	1,0	2,4	92	38	4000
C4C 450 LB6	1070	1193	8567	1671	96,6%	95,6%	93,5%	0,87	6,1	1,0	2,4	92	44	4300
C4C 450 LC6	1180	1193	9448	1840	96,7%	95,7%	93,6%	0,87	6,2	1,0	2,4	92	49	4600
C4C 500 LA6	1450	1193	11609	1457	96,8%	95,8%	93,7%	0,86	5,7	0,7	2,1	94	66	5040
C4C 500 LB6	1670	1193	13371	1677	96,9%	95,9%	93,8%	0,86	5,7	0,7	2,1	94	77	5550
C4C 500 LC6	1890	1194	15117	1874	97,0%	96,0%	93,9%	0,87	5,7	0,7	2,1	94	89	6050
C4C 630 LA6	2600	1190	20866	2641	96,9%	95,9%	93,8%	0,85	5,9	1,0	2,6	96	183	8500
C4C 630 LB6	2900	1191	23254	2946	96,9%	95,9%	93,8%	0,85	5,9	1,0	2,6	96	213	9500
C4C 630 LC6	3300	1190	26483	3310	97,0%	96,0%	93,9%	0,86	5,9	1,0	2,6	96	252	10500
C4C 800 LC6	7000	1195	55941	6978	97,6%	96,6%	94,5%	0,86	6,1	0,6	2,4	102	998	19200

C6C motors are IE3 certified.

* From 500 frame size and above, current values are referred to 690V.

E.2 Ficha de datos del reductor del sistema real

Información del producto

SEW
EURODRIVE

Reductor suelto

K187/A



Velocidad	[1/min]: 1400 / 32,93
Índice de reducción total	: 42,51
Par de salida	[Nm]: 50000
Posición de montaje	: M1A
Pintura imprimación/CapaFinal	: 2004 Naranja puro (52620040)
Eje de salida	[mm]: 190x320
Salida permitida con carga radial n=1400	[N]: 112700
Cantidad de lubricante 1er reductor	[Litro]: 53
Agujero piñón	[mm]: 28 / 55
Peso neto	[Kg]: 1663

Características adicionales y Opciones:

Eje de salida: 190x320 mm

Color: 2004 Naranja puro (52620040)

Los datos técnicos están sujetos a una inspección técnica final.
Esta inspección se realiza con la oferta creada.
Puede existir el peso no exacto a la confirmación del pedido. Por razones técnicas, el peso real puede diferir de esta información.
Creado en: 2017-07-03 00:32:57 / Gestión Nueva / Postventa UA de Madrid Central del Peñ
DC Versión 2.23 HP1

E.3 Ficha de datos del moto reductor de modelo

Información del producto



Motorreductor AC

S37DRS71M4



Velocidad nominal del motor	[1/min] : 1690
Velocidad de salida	[1/min] : 313
Índice de reducción total	: 5,38
Par de salida	[Nm] : 15
Factor de servicio SEW-FB	: 2,20
Posición de montaje	: M1A
Pintura imprimación/CapaFinal	: 2004 Naranja puro (52620040)
Posición de conexión/caja de bornas	[°] : 0
Entrada de cable/ Posición del conector	: X
Eje de salida	[mm] : 20x40
Salida permitida con carga radial n=1400	[N] : 1750
Cantidad de lubricante 1er reductor	[Litro] : 0,25
Potencia del motor	[kW] : 0,55
Factor de duración	: S1-100%
Clase eficiente	: IE1
Eficiencia (50/75/100% Pn)	[%] : 73,5 / 76 / 75,4
Marcado CE	: SI
Tensión del motor	[V] : 220/380
Esquema de conexionado	: R13
Frecuencia	[Hz] : 60
Corriente nominal	[A] : 2,6 / 1,51
Cos Phi	: 0,71
Clase de aislamiento	: 155(F)
Tipo protección del motor	: IP55
Requisito del diseño	: IEC
Peso neto	[Kg] : 15

Características adicionales y Opciones:

Eje de salida: 20x40 mm
Aislamiento térmico 155(F)
Grado de protección IP 55
Tensión no estándar Tensión, frecuencia o bobinado especial
Color: 2004 Naranja puro (52620040)

Anexo F – Cálculo de la primera frecuencia natural del sistema

En el presente anexo se analizará el modelo conceptual planteado en el acápite 5.5, asimismo, se mostrará algunas variantes de dicho modelo conceptual.

F.1 Modelo conceptual planteado en el capítulo 5.

Teniendo en cuenta el modelo conceptual presentado en la figura 5.5, trazaremos el diagrama del cuerpo libre de la viga, así también se mostrará la deflexión que presenta la misma.

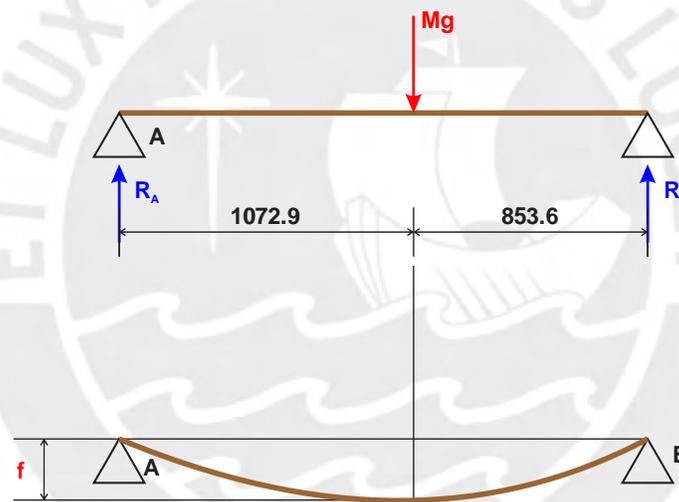


Figura F.1

Diagrama del cuerpo libre y esquema de deflexión del modelo conceptual

Siendo M la masa participativa en la viga, y su valor es $M = 10\,000\text{ kg}$

Desarrollando el equilibrio y determinando las reacciones en los puntos A y E, tenemos:

Sumatoria de momentos respecto a A

$$\Sigma M_A = 0 \rightarrow R_E \cdot 1926.5 = M \cdot g \cdot 1072.9 \rightarrow R_E = 0.557 \cdot M \cdot g \quad (F.1)$$

Sumatoria de fuerzas verticales:

$$R_A + R_E = M \cdot g \rightarrow R_A = 0.443 \cdot M \cdot g \quad (F.2)$$

Ahora se determinará la deflexión máxima de la viga, para ello se utilizará la siguiente expresión, donde **b** es la distancia del punto de aplicación de la fuerza que genera la masa participativa (carga **P**) hasta el extremo derecho y **L** es la longitud total de la viga.

$$y = - \frac{P \cdot b \cdot (L^2 - b^2)^{3/2}}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot E \cdot I \cdot L} \quad (F.3)$$

El signo negativo aparece, pues la deflexión es hacia abajo; en nuestro caso solo se considerará el valor absoluto de la deflexión.

$$y = 5.01 \times 10^{-3} \text{ mm} \quad (F.4)$$

Determinando ω para la primera frecuencia natural del sistema:

$$\omega = \sqrt{1994.21} \rightarrow 44.65 \text{ rad/s} \quad (F.5)$$

Determinando el valor de la primera frecuencia natural, tenemos:

$$f = \frac{\omega}{2 \cdot \pi} = 7.10 \text{ Hz} \quad (F.6)$$

Si bien es cierto, la primera frecuencia natural del modelo conceptual está por debajo de la primera frecuencia natural del sistema real determinada por métodos computacionales, guarda relación con la forma de vibración del mismo;

además se puede considerar algunos modelos conceptuales adicionales al planteado, tal como se muestra en la siguiente imagen; en el cual se muestra que el apoyo de la derecha presenta un resorte torsional. Para ese caso, la frecuencia está variando y acercándose a la primera frecuencia natural del sistema real.

F.2 Modelo conceptual alternativo, extremo derecho con resorte torsional

Este modelo supone que en el extremo derecho se instala un resorte torsional. Un gráfico correspondiente al modelo descrito se muestra en la siguiente figura.

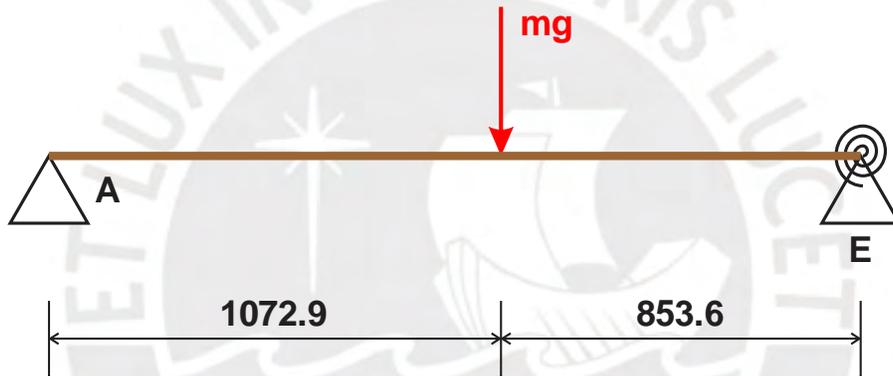


Figura F.2
Diagrama del modelo conceptual alternativo

En este modelo, la rigidez del sistema se incrementará debido al uso de resorte torsional, es decir la frecuencia natural de este sistema alternativo será mayor que la frecuencia natural determinada en el acápite precedente, y que se indica en la expresión F.6; con lo cual nos aproximamos a la frecuencia del sistema determinada mediante métodos computacionales.

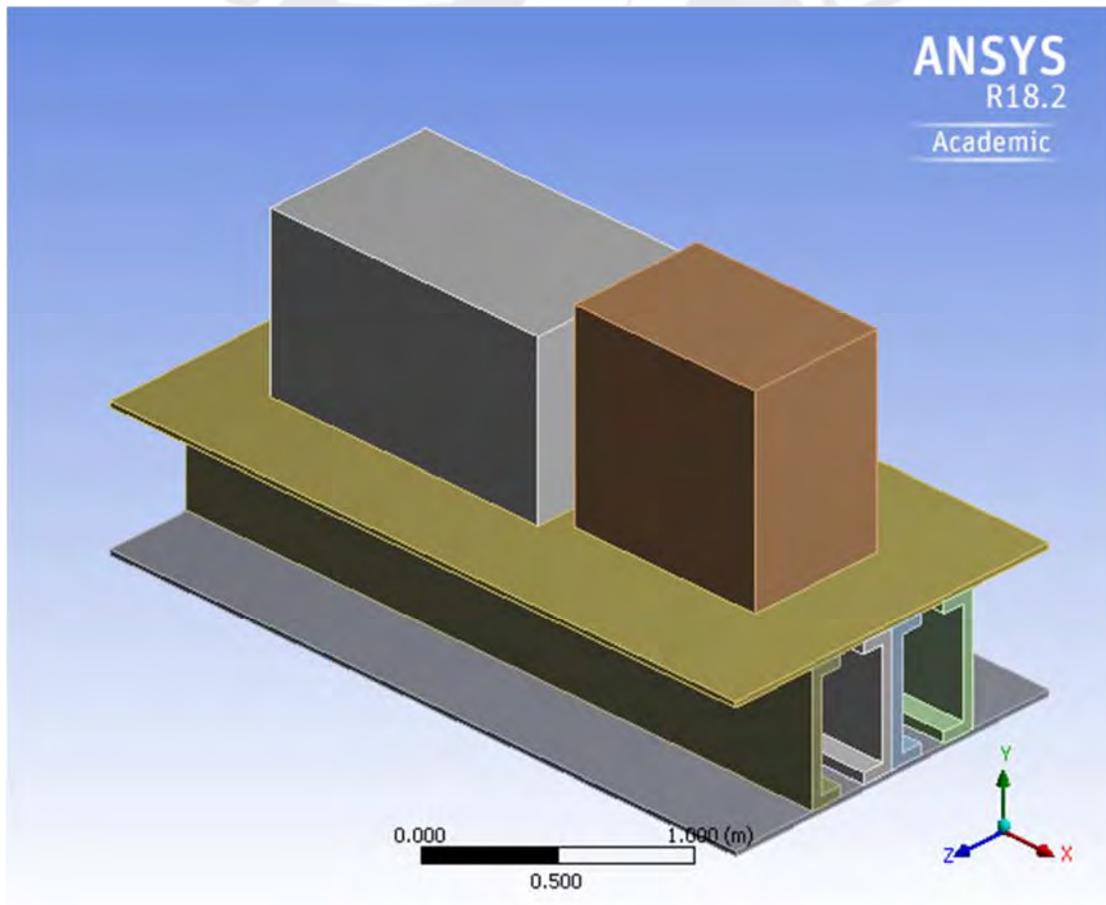
Anexo G – Informe de simulación del sistema real

A continuación, se presenta el informe de la simulación del sistema real, desarrollado en ANSYS®.



Project

First Saved	Saturday, September 16, 2017
Last Saved	Saturday, September 16, 2017
Product Version	18.2 Release
Save Project Before Solution	No
Save Project After Solution	No



Contents

- [Units](#)
- [Model \(C4\)](#)
 - [Geometry](#)
 - [Part](#)
 - [Parts](#)
 - [Coordinate Systems](#)
 - [Connections](#)
 - [Contacts](#)
 - [Mesh](#)
 - [Mesh Controls](#)
 - [Modal \(C5\)](#)
 - [Pre-Stress \(None\)](#)
 - [Analysis Settings](#)
 - [Rotations](#)
 - [Loads](#)
 - [Solution \(C6\)](#)
 - [Solution Information](#)
 - [Results](#)
- [Material Data](#)
 - [motor](#)
 - [Structural Steel](#)
 - [reductor](#)

Units

TABLE 1

Unit System	Metric (m, kg, N, s, V, A) Degrees rad/s Celsius
Angle	Degrees
Rotational Velocity	rad/s
Temperature	Celsius

Model (C4)

Geometry

TABLE 2
Model (C4) > Geometry

Object Name	Geometry
State	Fully Defined
Definition	
Source	D:\GN\moda.27.08.2017_files\dp0\SYS-2\DM\SYS-2.agdb
Type	DesignModeler
Length Unit	Meters
Element Control	Program Controlled
Display Style	Body Color
Bounding Box	
Length X	3.1815 m
Length Y	1.592 m
Length Z	1.64 m
Properties	
Volume	2.2066 m ³
Mass	10478 kg
Scale Factor Value	1.
Statistics	
Bodies	10
Active Bodies	10
Nodes	192972
Elements	40673
Mesh Metric	None
Basic Geometry Options	
Parameters	Independent
Parameter Key	
Attributes	Yes
Attribute Key	
Named Selections	Yes
Named Selection Key	
Material Properties	Yes
Advanced Geometry Options	
Use Associativity	Yes
Coordinate Systems	Yes
Coordinate System Key	
Reader Mode Saves Updated File	No
Use Instances	Yes
Smart CAD Update	Yes
Compare Parts On Update	No
Analysis Type	3-D
Decompose Disjoint Geometry	Yes
Enclosure and Symmetry Processing	Yes

TABLE 3
Model (C4) > Geometry > Body Groups

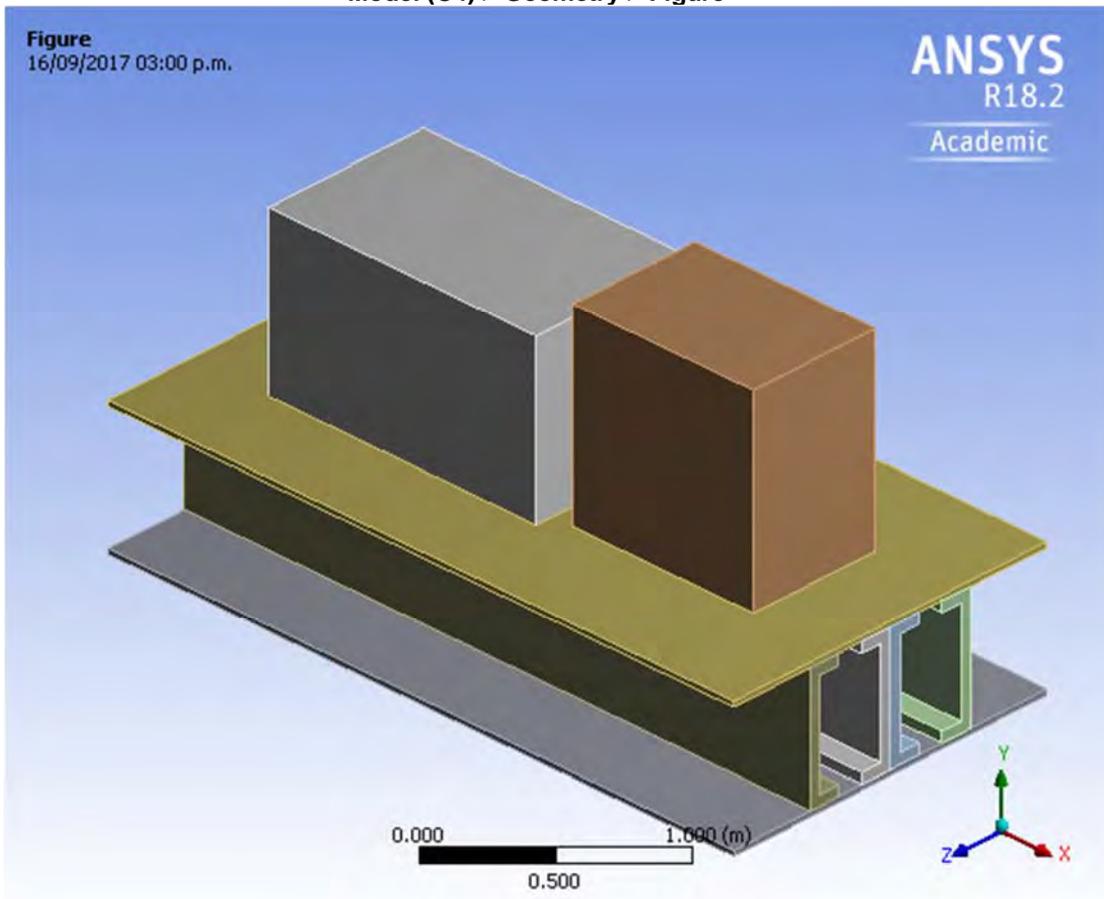
Object Name	Part
State	Meshed
Graphics Properties	
Visible	Yes
Definition	
Suppressed	No
Assignment	Multiple Materials
Coordinate System	Default Coordinate System
Bounding Box	
Length X	3.1815 m
Length Y	1.592 m
Length Z	1.64 m
Properties	
Volume	2.2066 m ³
Mass	10478 kg
Centroid X	1.5742 m
Centroid Y	-6.6456e-003 m
Centroid Z	-0.82695 m
Moment of Inertia Ip1	3050.2 kg·m ²
Moment of Inertia Ip2	8215.9 kg·m ²
Moment of Inertia Ip3	9344.3 kg·m ²
Statistics	
Nodes	192972
Elements	40673
Mesh Metric	None
CAD Attributes	
DMBodyGroup	1

TABLE 4
Model (C4) > Geometry > Part > Parts

Object Name	MOROR	Solid1	REDUCTOR	Solid1	Solid1	Solid1	Solid1	Solid1	Solid1	Solid1
State	Meshed									
Graphics Properties										
Visible	Yes									
Transparency	1									
Definition										
Suppressed	No									
Stiffness Behavior	Flexible									
Coordinate System	Default Coordinate System									
Reference Temperature	By Environment									
Behavior	None									
Material										
Assignment	motor	Structural Steel	reductor	Structural Steel						

Nonlinear Effects	Yes									
Thermal Strain Effects	Yes									
Bounding Box										
Length X	1.36 m	0.105 m	0.9165 m	0.11 m	3.1815 m					
Length Y	0.8 m	0.11 m	0.942 m	0.11 m	2.5e-002 m	0.6 m				
Length Z	0.81 m	0.11 m	0.64 m	0.2 m	1.64 m	0.15 m				
Properties										
Volume	0.88128 m ³	9.9785e-004 m ³	0.55254 m ³	1.9007e-003 m ³	0.13044 m ³	0.12726 m ³				
Mass	2750. kg	7.8331 kg	1661.4 kg	14.92 kg	1024. kg	998.99 kg				
Centroid X	1.08 m	1.8125 m	2.3232 m	2.4265 m	1.5907 m					
Centroid Y	0.4 m		0.471 m	0.6 m	-1.25e-002 m	-0.6375 m	-0.325 m			
Centroid Z	-0.835 m			-1.255 m	-0.82 m	-0.44375 m	-0.77625 m	-0.86375 m	-1.1962 m	
Moment of Inertia Ip1	297.03 kg·m ²	1.1728e-002 kg·m ²	179.57 kg·m ²	6.0651e-002 kg·m ²	229.56 kg·m ²	42.834 kg·m ²				
Moment of Inertia Ip2	574.23 kg·m ²	1.3024e-002 kg·m ²	173.01 kg·m ²	6.0651e-002 kg·m ²	1093.2 kg·m ²	844.06 kg·m ²				
Moment of Inertia Ip3	570.54 kg·m ²	1.3024e-002 kg·m ²	239.15 kg·m ²	2.2339e-002 kg·m ²	863.76 kg·m ²	884.06 kg·m ²				
Statistics										
Nodes	62905	307	41065	435	24264	24413	13987	14045	13979	13670
Elements	14430	73	9525	99	3527	3615	2331	2407	2392	2274
Mesh Metric	None									

FIGURE 1
Model (C4) > Geometry > Figure



Coordinate Systems

TABLE 5
Model (C4) > Coordinate Systems > Coordinate System

Object Name	<i>Global Coordinate System</i>
State	Fully Defined
Definition	
Type	Cartesian
Coordinate System ID	0.
Origin	
Origin X	0. m
Origin Y	0. m
Origin Z	0. m
Directional Vectors	
X Axis Data	[1. 0. 0.]
Y Axis Data	[0. 1. 0.]
Z Axis Data	[0. 0. 1.]

Connections

TABLE 6
Model (C4) > Connections

Object Name	<i>Connections</i>
State	Fully Defined
Auto Detection	
Generate Automatic Connection On Refresh	Yes
Transparency	
Enabled	Yes

TABLE 7
Model (C4) > Connections > Contacts

Object Name	<i>Contacts</i>
State	Fully Defined
Definition	
Connection Type	Contact
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	All Bodies
Auto Detection	
Tolerance Type	Slider
Tolerance Slider	0.
Tolerance Value	9.7935e-003 m
Use Range	No
Face/Face	Yes
Face Overlap Tolerance	Off
Cylindrical Faces	Include
Face/Edge	No
Edge/Edge	No
Priority	Include All
Group By	Bodies
Search Across	Bodies
Statistics	
Connections	0
Active Connections	0

Mesh

TABLE 8
Model (C4) > Mesh

Object Name	<i>Mesh</i>
State	Solved
Display	
Display Style	Body Color
Defaults	
Physics Preference	Mechanical
Relevance	0
Element Order	Program Controlled
Sizing	

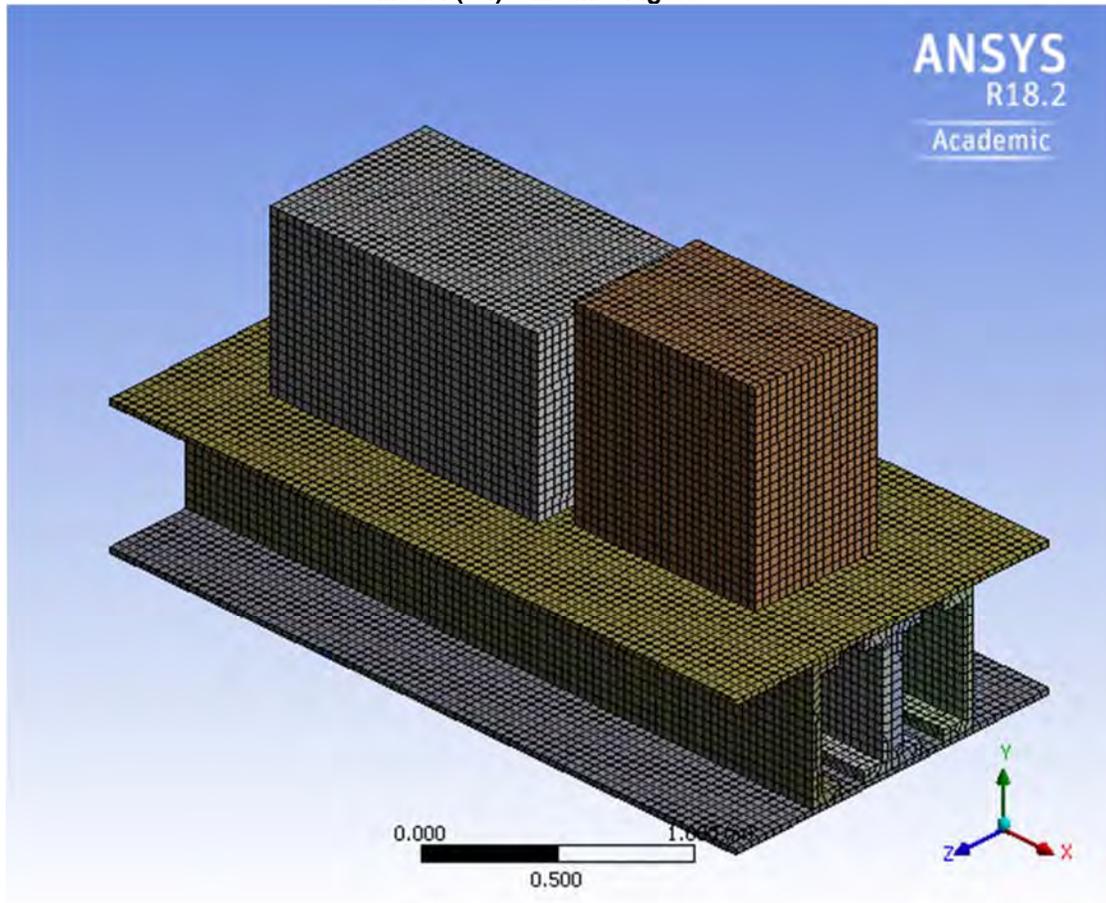
Size Function	Adaptive
Relevance Center	Coarse
Element Size	Default
Mesh Defeaturing	Yes
Defeature Size	Default
Transition	Fast
Initial Size Seed	Assembly
Span Angle Center	Coarse
Bounding Box Diagonal	3.91740 m
Minimum Edge Length	2.5e-002 m
Quality	
Check Mesh Quality	Yes, Errors
Error Limits	Standard Mechanical
Target Quality	Default (0.050000)
Smoothing	Medium
Mesh Metric	None
Inflation	
Use Automatic Inflation	None
Inflation Option	Smooth Transition
Transition Ratio	0.272
Maximum Layers	5
Growth Rate	1.2
Inflation Algorithm	Pre
View Advanced Options	No
Advanced	
Number of CPUs for Parallel Part Meshing	Program Controlled
Straight Sided Elements	No
Number of Retries	Default (4)
Rigid Body Behavior	Dimensionally Reduced
Mesh Morphing	Disabled
Triangle Surface Mesher	Program Controlled
Topology Checking	No
Pinch Tolerance	Please Define
Generate Pinch on Refresh	No
Statistics	
Nodes	192972
Elements	40673

TABLE 9
Model (C4) > Mesh > Mesh Controls

Object Name	<i>Body Sizing</i>	<i>Hex Dominant Method</i>
State	Fully Defined	
Scope		
Scoping Method	Geometry Selection	
Geometry	10 Bodies	
Definition		
Suppressed	No	
Type	Element Size	
Element Size	4.e-002 m	
Method	Hex Dominant	
Element Order	Use Global Setting	
Free Face Mesh Type	Quad/Tri	

Control Messages		Yes, Click To Display...
Advanced		
Defeature Size	Default	
Behavior	Soft	

FIGURE 2
Model (C4) > Mesh > Figure



Modal (C5)

TABLE 10
Model (C4) > Analysis

Object Name	<i>Modal (C5)</i>
State	Solved
Definition	
Physics Type	Structural
Analysis Type	Modal
Solver Target	Mechanical APDL
Options	
Environment Temperature	22. °C
Generate Input Only	No

TABLE 11
Model (C4) > Modal (C5) > Initial Condition

Object Name	<i>Pre-Stress (None)</i>
State	Fully Defined
Definition	
Pre-Stress Environment	None

TABLE 12
Model (C4) > Modal (C5) > Analysis Settings

Object Name	<i>Analysis Settings</i>
State	Fully Defined
Options	
Max Modes to Find	6
Limit Search to Range	No
Solver Controls	
Damped	No
Solver Type	Program Controlled
Rotordynamics Controls	
Coriolis Effect	Off
Campbell Diagram	Off
Output Controls	
Stress	No
Strain	No
Nodal Forces	No
Calculate Reactions	No
General Miscellaneous	No
Analysis Data Management	
Solver Files Directory	D:\GN\moda.27.08.2017_files\dp0\SYS-2\MECH\
Future Analysis	None
Scratch Solver Files Directory	
Save MAPDL db	No
Delete Unneeded Files	Yes
Solver Units	Active System
Solver Unit System	mks

TABLE 13
Model (C4) > Modal (C5) > Rotations

Object Name	<i>Rotational Velocity</i>	<i>Rotational Velocity 2</i>
State	Suppressed	
Scope		
Scoping Method	Geometry Selection	
Geometry	All Bodies	
Definition		
Define By	Vector	
Magnitude	188.5 rad/s (step applied)	4.43 rad/s (step applied)
Axis	Defined	
Suppressed	Yes	

TABLE 14
Model (C4) > Modal (C5) > Loads

Object Name	<i>Displacement</i>	<i>Displacement 2</i>
State	Fully Defined	
Scope		
Scoping Method	Geometry Selection	
Geometry	1 Face	16 Vertices
Definition		
Type	Displacement	
Define By	Components	
Coordinate System	Global Coordinate System	
X Component	0. m	Free
Y Component	0. m	Free
Z Component	0. m	
Suppressed	No	

Solution (C6)

TABLE 15
Model (C4) > Modal (C5) > Solution

Object Name	<i>Solution (C6)</i>
State	Solved
Adaptive Mesh Refinement	
Max Refinement Loops	1.
Refinement Depth	2.
Information	
Status	Done
MAPDL Elapsed Time	18 m 44 s
MAPDL Memory Used	4.3916 GB
MAPDL Result File Size	53.438 MB
Post Processing	
Beam Section Results	No

The following bar chart indicates the frequency at each calculated mode.

FIGURE 3
Model (C4) > Modal (C5) > Solution (C6)

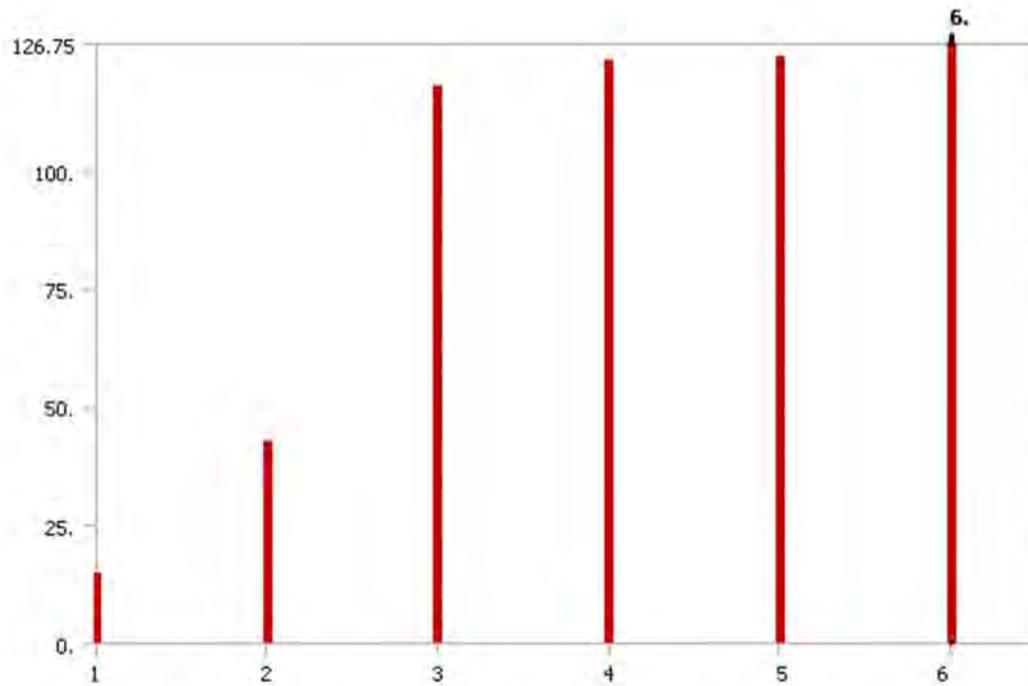


TABLE 16
Model (C4) > Modal (C5) > Solution (C6)

Mode	Frequency [Hz]
1.	14.77
2.	42.81
3.	117.9
4.	123.45
5.	124.
6.	126.75

TABLE 17
Model (C4) > Modal (C5) > Solution (C6) > Solution Information

Object Name	<i>Solution Information</i>
State	Solved
Solution Information	
Solution Output	Solver Output
Newton-Raphson Residuals	0
Identify Element Violations	0
Update Interval	2.5 s
Display Points	All
FE Connection Visibility	
Activate Visibility	Yes
Display	All FE Connectors
Draw Connections Attached To	All Nodes
Line Color	Connection Type
Visible on Results	No
Line Thickness	Single
Display Type	Lines

TABLE 18
Model (C4) > Modal (C5) > Solution (C6) > Results

Object Name	Total Deformation	Total Deformation 2	Total Deformation 3	Total Deformation 4	Total Deformation 5	Total Deformation 6
State	Solved					
Scope						
Scoping Method	Geometry Selection					
Geometry	All Bodies					
Definition						
Type	Total Deformation					
Mode	1.	2.	3.	4.	5.	6.
Identifier						
Suppressed	No					
Results						
Minimum	0. m					
Maximum	1.7577e-002 m	2.0417e-002 m	6.1797e-002 m	0.10964 m	0.10295 m	0.12634 m
Minimum Occurs On	Solid1					
Maximum Occurs On	Solid1	REDUCTOR	Solid1			
Information						
Frequency	14.77 Hz	42.81 Hz	117.9 Hz	123.45 Hz	124. Hz	126.75 Hz

TABLE 19
Model (C4) > Modal (C5) > Solution (C6) > Total Deformation

Mode	Frequency [Hz]
1.	14.77
2.	42.81
3.	117.9
4.	123.45
5.	124.
6.	126.75

FIGURE 4
Model (C4) > Modal (C5) > Solution (C6) > Total Deformation > Figure

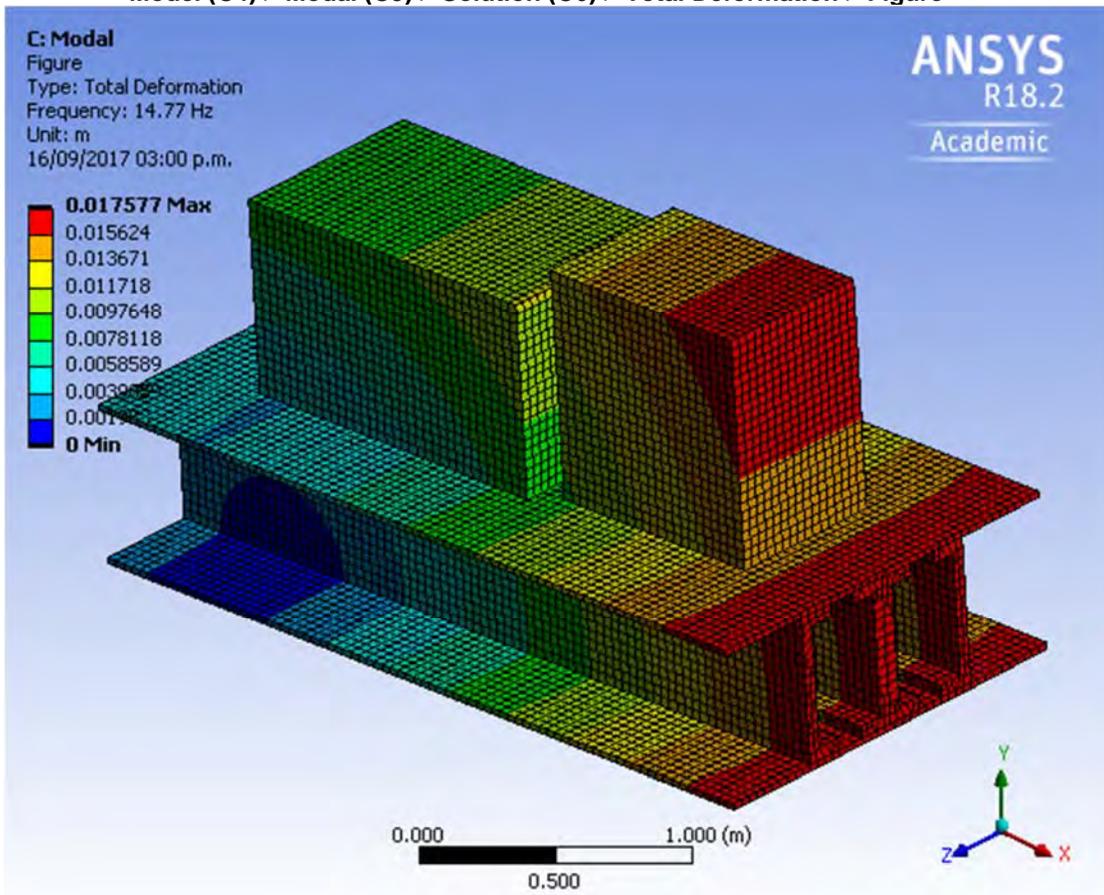


TABLE 20
Model (C4) > Modal (C5) > Solution (C6) > Total Deformation 2

Mode	Frequency [Hz]
1.	14.77
2.	42.81
3.	117.9
4.	123.45
5.	124.
6.	126.75

FIGURE 5
Model (C4) > Modal (C5) > Solution (C6) > Total Deformation 2 > Figure

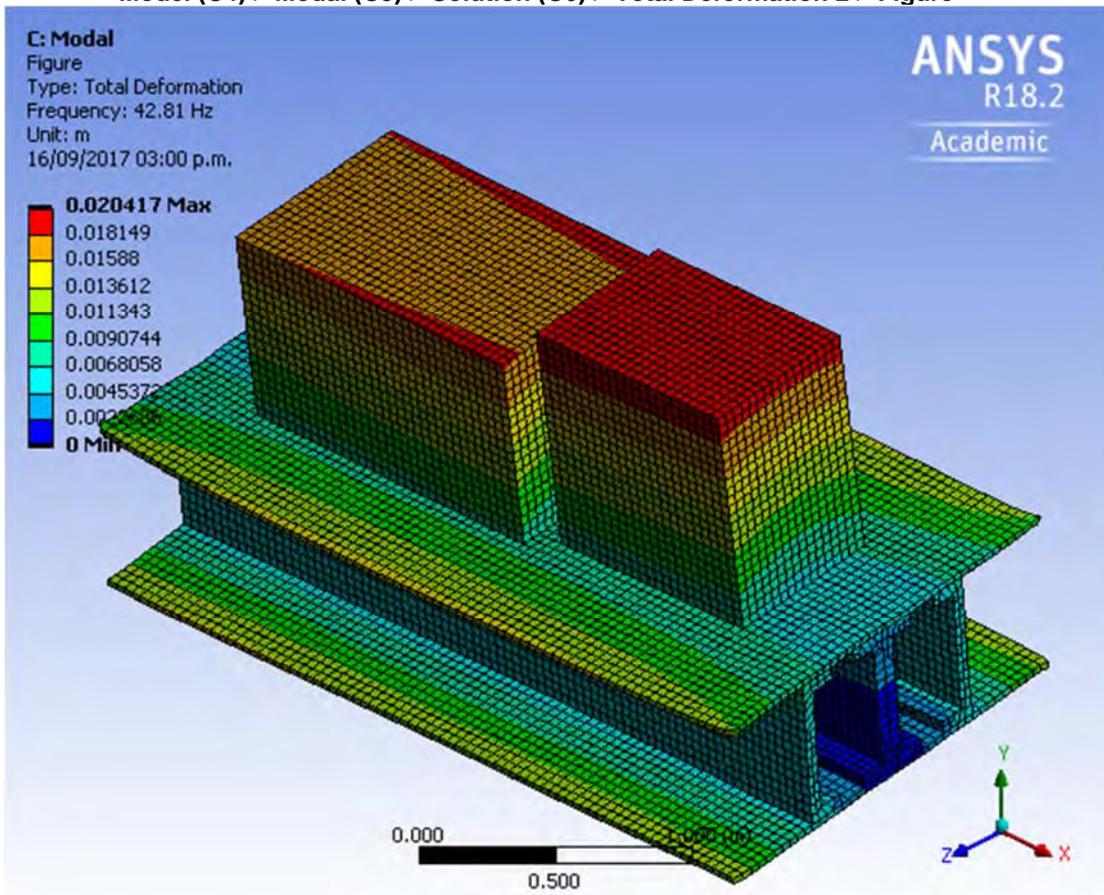


TABLE 21
Model (C4) > Modal (C5) > Solution (C6) > Total Deformation 3

Mode	Frequency [Hz]
1.	14.77
2.	42.81
3.	117.9
4.	123.45
5.	124.
6.	126.75

FIGURE 6
Model (C4) > Modal (C5) > Solution (C6) > Total Deformation 3 > Figure

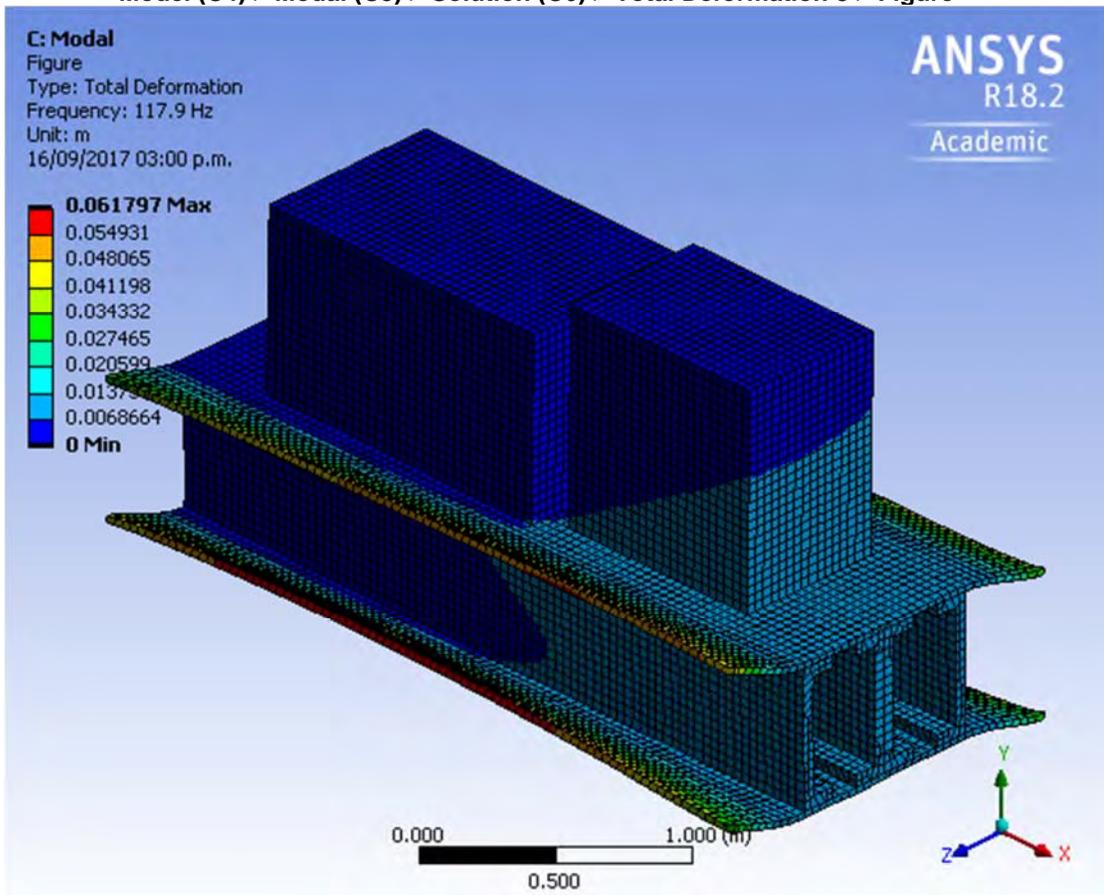


TABLE 22
Model (C4) > Modal (C5) > Solution (C6) > Total Deformation 4

Mode	Frequency [Hz]
1.	14.77
2.	42.81
3.	117.9
4.	123.45
5.	124.
6.	126.75

TABLE 23
Model (C4) > Modal (C5) > Solution (C6) > Total Deformation 5

Mode	Frequency [Hz]
1.	14.77
2.	42.81
3.	117.9
4.	123.45
5.	124.
6.	126.75

TABLE 24
Model (C4) > Modal (C5) > Solution (C6) > Total Deformation 6

Mode	Frequency [Hz]
1.	14.77
2.	42.81
3.	117.9
4.	123.45
5.	124.
6.	126.75

Material Data

motor

TABLE 25
motor > Constants

Density	3120.5 kg m ⁻³
Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion	1.2e-005 C ⁻¹
Specific Heat Constant Pressure	434 J kg ⁻¹ C ⁻¹
Isotropic Thermal Conductivity	60.5 W m ⁻¹ C ⁻¹
Isotropic Resistivity	1.7e-007 ohm m

TABLE 26
motor > Appearance

Red	Green	Blue
132	139	179

TABLE 27
motor > Compressive Ultimate Strength

Compressive Ultimate Strength Pa	0
----------------------------------	---

TABLE 28
motor > Compressive Yield Strength

Compressive Yield Strength Pa	2.5e+008
-------------------------------	----------

TABLE 29
motor > Tensile Yield Strength

Tensile Yield Strength Pa	2.5e+008
---------------------------	----------

TABLE 30
motor > Tensile Ultimate Strength

Tensile Ultimate Strength Pa	4.6e+008
------------------------------	----------

TABLE 31
motor > Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion

Zero-Thermal-Strain Reference Temperature C	22
---	----

TABLE 32
motor > Alternating Stress Mean Stress

Alternating Stress Pa	Cycles	Mean Stress Pa
3.999e+009	10	0
2.827e+009	20	0
1.896e+009	50	0
1.413e+009	100	0
1.069e+009	200	0
4.41e+008	2000	0
2.62e+008	10000	0
2.14e+008	20000	0
1.38e+008	1.e+005	0
1.14e+008	2.e+005	0
8.62e+007	1.e+006	0

TABLE 33
motor > Strain-Life Parameters

Strength Coefficient Pa	Strength Exponent	Ductility Coefficient	Ductility Exponent	Cyclic Strength Coefficient Pa	Cyclic Strain Hardening Exponent
9.2e+008	-0.106	0.213	-0.47	1.e+009	0.2

TABLE 34
motor > Isotropic Elasticity

Temperature C	Young's Modulus Pa	Poisson's Ratio	Bulk Modulus Pa	Shear Modulus Pa
	2.e+011	0.3	1.6667e+011	7.6923e+010

TABLE 35
motor > Isotropic Relative Permeability

Relative Permeability
10000

Structural Steel

TABLE 36
Structural Steel > Constants

Density	7850 kg m ⁻³
Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion	1.2e-005 C ⁻¹
Specific Heat Constant Pressure	434 J kg ⁻¹ C ⁻¹
Isotropic Thermal Conductivity	60.5 W m ⁻¹ C ⁻¹
Isotropic Resistivity	1.7e-007 ohm m

TABLE 37
Structural Steel > Appearance

Red	Green	Blue
132	139	179

TABLE 38
Structural Steel > Compressive Ultimate Strength

Compressive Ultimate Strength Pa
0

TABLE 39
Structural Steel > Compressive Yield Strength

Compressive Yield Strength Pa
2.5e+008

TABLE 40
Structural Steel > Tensile Yield Strength

Tensile Yield Strength Pa
2.5e+008

TABLE 41
Structural Steel > Tensile Ultimate Strength

Tensile Ultimate Strength Pa
4.6e+008

TABLE 42
Structural Steel > Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion

Zero-Thermal-Strain Reference Temperature C
22

TABLE 43
Structural Steel > Alternating Stress Mean Stress

Alternating Stress Pa	Cycles	Mean Stress Pa
3.999e+009	10	0
2.827e+009	20	0
1.896e+009	50	0
1.413e+009	100	0
1.069e+009	200	0
4.41e+008	2000	0
2.62e+008	10000	0
2.14e+008	20000	0
1.38e+008	1.e+005	0
1.14e+008	2.e+005	0
8.62e+007	1.e+006	0

TABLE 44
Structural Steel > Strain-Life Parameters

Strength Coefficient Pa	Strength Exponent	Ductility Coefficient	Ductility Exponent	Cyclic Strength Coefficient Pa	Cyclic Strain Hardening Exponent
9.2e+008	-0.106	0.213	-0.47	1.e+009	0.2

TABLE 45
Structural Steel > Isotropic Elasticity

Temperature C	Young's Modulus Pa	Poisson's Ratio	Bulk Modulus Pa	Shear Modulus Pa
	2.e+011	0.3	1.6667e+011	7.6923e+010

TABLE 46
Structural Steel > Isotropic Relative Permeability

Relative Permeability
10000

reductor

TABLE 47
reductor > Constants

Density	3006.9 kg m ⁻³
Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion	1.2e-005 C ⁻¹
Specific Heat Constant Pressure	434 J kg ⁻¹ C ⁻¹
Isotropic Thermal Conductivity	60.5 W m ⁻¹ C ⁻¹
Isotropic Resistivity	1.7e-007 ohm m

TABLE 48
reductor > Appearance

Red	Green	Blue
132	139	179

TABLE 49
reductor > Compressive Ultimate Strength

Compressive Ultimate Strength Pa
0

TABLE 50
reductor > Compressive Yield Strength

Compressive Yield Strength Pa
2.5e+008

TABLE 51
reductor > Tensile Yield Strength

Tensile Yield Strength Pa
2.5e+008

TABLE 52
reductor > Tensile Ultimate Strength

Tensile Ultimate Strength Pa
4.6e+008

TABLE 53
reductor > Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion

Zero-Thermal-Strain Reference Temperature C
22

TABLE 54
reductor > Alternating Stress Mean Stress

Alternating Stress Pa	Cycles	Mean Stress Pa
3.999e+009	10	0
2.827e+009	20	0
1.896e+009	50	0
1.413e+009	100	0
1.069e+009	200	0
4.41e+008	2000	0
2.62e+008	10000	0
2.14e+008	20000	0
1.38e+008	1.e+005	0
1.14e+008	2.e+005	0
8.62e+007	1.e+006	0

TABLE 55
reductor > Strain-Life Parameters

Strength Coefficient Pa	Strength Exponent	Ductility Coefficient	Ductility Exponent	Cyclic Strength Coefficient Pa	Cyclic Strain Hardening Exponent
9.2e+008	-0.106	0.213	-0.47	1.e+009	0.2

TABLE 56
reductor > Isotropic Elasticity

Temperature C	Young's Modulus Pa	Poisson's Ratio	Bulk Modulus Pa	Shear Modulus Pa
	2.e+011	0.3	1.6667e+011	7.6923e+010

TABLE 57
reductor > Isotropic Relative Permeability

Relative Permeability
10000

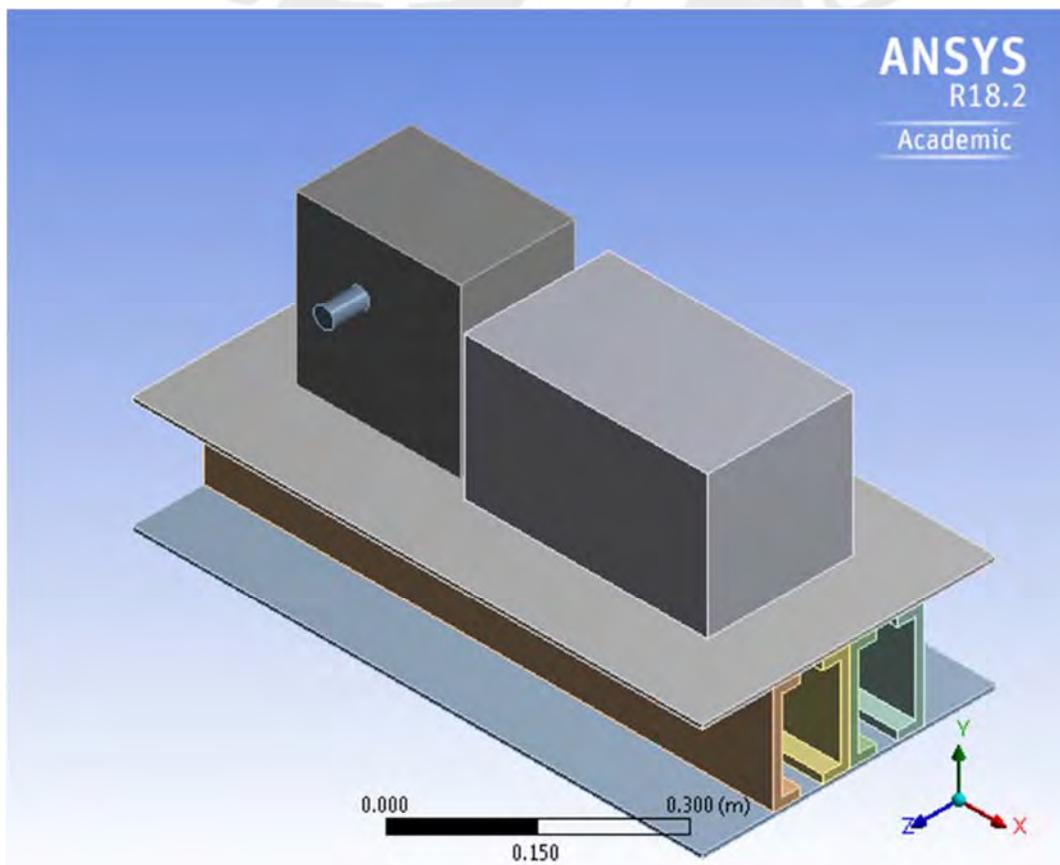
Anexo H – Informe de simulación del modelo a escala

A continuación, se presenta el informe de la simulación del modelo a escala, desarrollado en ANSYS®.



Project

First Saved	Saturday, September 16, 2017
Last Saved	Saturday, September 16, 2017
Product Version	18.2 Release
Save Project Before Solution	No
Save Project After Solution	No



Contents

- [Units](#)
- [Model \(D4\)](#)
 - [Geometry](#)
 - [Part](#)
 - [Parts](#)
 - [Coordinate Systems](#)
 - [Connections](#)
 - [Mesh](#)
 - [Mesh Controls](#)
 - [Modal \(D5\)](#)
 - [Pre-Stress \(None\)](#)
 - [Analysis Settings](#)
 - [Rotations](#)
 - [Loads](#)
 - [Solution \(D6\)](#)
 - [Solution Information](#)
 - [Results](#)
- [Material Data](#)
 - [Structural Steel](#)
 - [reductor](#)
 - [motor](#)

Units

TABLE 1

Unit System	Metric (m, kg, N, s, V, A) Degrees rad/s Celsius
Angle	Degrees
Rotational Velocity	rad/s
Temperature	Celsius

Model (D4)

Geometry

TABLE 2
Model (D4) > Geometry

Object Name	Geometry
State	Fully Defined
Definition	
Source	D:\gn\moda.27.08.2017_files\dp0\SYS-3\DM\SYS-3.agdb
Type	DesignModeler
Length Unit	Meters
Element Control	Program Controlled
Display Style	Body Color
Bounding Box	
Length X	0.79537 m
Length Y	0.398 m
Length Z	0.41 m
Properties	
Volume	3.4479e-002 m ³
Mass	163.14 kg
Scale Factor Value	1.
Statistics	
Bodies	10
Active Bodies	10
Nodes	193438
Elements	40873
Mesh Metric	None
Basic Geometry Options	
Parameters	Independent
Parameter Key	
Attributes	Yes
Attribute Key	
Named Selections	Yes
Named Selection Key	
Material Properties	Yes
Advanced Geometry Options	
Use Associativity	Yes
Coordinate Systems	Yes
Coordinate System Key	
Reader Mode Saves Updated File	No
Use Instances	Yes
Smart CAD Update	Yes
Compare Parts On Update	No
Analysis Type	3-D
Decompose Disjoint Geometry	Yes
Enclosure and Symmetry Processing	Yes

TABLE 3
Model (D4) > Geometry > Body Groups

Object Name	Part
State	Meshed
Graphics Properties	
Visible	Yes
Definition	
Suppressed	No
Assignment	Multiple Materials
Coordinate System	Default Coordinate System
Bounding Box	
Length X	0.79537 m
Length Y	0.398 m
Length Z	0.41 m
Properties	
Volume	3.4479e-002 m ³
Mass	163.14 kg
Centroid X	-0.39586 m
Centroid Y	-2.5032e-003 m
Centroid Z	0.20357 m
Moment of Inertia Ip1	2.9717 kg·m ²
Moment of Inertia Ip2	8.0197 kg·m ²
Moment of Inertia Ip3	9.121 kg·m ²
Statistics	
Nodes	193438
Elements	40873
Mesh Metric	None
CAD Attributes	
DMBodyGroup	1

TABLE 4
Model (D4) > Geometry > Part > Parts

Object Name	Solid1	Solid1	Solid1	Solid1	Solid1	Solid1	RECUCTOR	Solid1	MOOR	Solid1
State	Meshed									
Graphics Properties										
Visible	Yes									
Transparency	1									
Definition										
Suppressed	No									
Stiffness Behavior	Flexible									
Coordinate System	Default Coordinate System									
Reference Temperature	By Environment									
Behavior	None									
Material										

Assignment	Structural Steel						reductor	Structural Steel	motor	Structural Steel
Nonlinear Effects	Yes									
Thermal Strain Effects	Yes									
Bounding Box										
Length X	0.79537 m						0.34 m	2.625e-002 m	0.22913 m	2.75e-002 m
Length Y	6.25e-003 m	0.15 m					0.2 m	2.75e-002 m	0.2355 m	2.75e-002 m
Length Z	0.41 m	3.75e-002 m					0.2025 m	2.75e-002 m	0.16 m	5.e-002 m
Properties										
Volume	2.0381e-003 m ³	1.9884e-003 m ³					1.377e-002 m ³	1.5591e-005 m ³	8.6334e-003 m ³	2.9698e-005 m ³
Mass	15.999 kg	15.609 kg					41.405 kg	0.12239 kg	26.941 kg	0.23313 kg
Centroid X	-0.39769 m						-0.27 m	-	-	-
Centroid Y	-	-	-8.1835e-002 m				9.9415e-002 m	0.45312 m	0.58081 m	0.60662 m
Centroid Z	3.7099e-003 m	0.15996 m	-8.1835e-002 m				9.9415e-002 m	0.11717 m	0.14942 m	
Centroid Z	0.205 m	0.19406 m	0.29906 m	0.11094 m	0.21594 m	0.20125 m				0.30625 m
Moment of Inertia Ip1	0.22418 kg·m ²	4.183e-002 kg·m ²					0.27951 kg·m ²	1.1453e-005 kg·m ²	0.18198 kg·m ²	5.923e-005 kg·m ²
Moment of Inertia Ip2	1.0676 kg·m ²	0.82428 kg·m ²					0.54036 kg·m ²	1.2719e-005 kg·m ²	0.17533 kg·m ²	5.923e-005 kg·m ²
Moment of Inertia Ip3	0.84352 kg·m ²	0.86334 kg·m ²					0.53689 kg·m ²	1.2719e-005 kg·m ²	0.24237 kg·m ²	2.1815e-005 kg·m ²
Statistics										
Nodes	24250	24398	14396	13745	14134	14345	63050	319	40502	404
Elements	3519	3623	2467	2297	2342	2474	14582	69	9415	85
Mesh Metric	None									

Coordinate Systems

TABLE 5
Model (D4) > Coordinate Systems > Coordinate System

Object Name	<i>Global Coordinate System</i>
State	Fully Defined
Definition	
Type	Cartesian
Coordinate System ID	0.
Origin	
Origin X	0. m
Origin Y	0. m
Origin Z	0. m
Directional Vectors	
X Axis Data	[1. 0. 0.]
Y Axis Data	[0. 1. 0.]
Z Axis Data	[0. 0. 1.]

Connections

TABLE 6
Model (D4) > Connections

Object Name	<i>Connections</i>
State	Fully Defined
Auto Detection	
Generate Automatic Connection On Refresh	Yes
Transparency	
Enabled	Yes

Mesh

TABLE 7
Model (D4) > Mesh

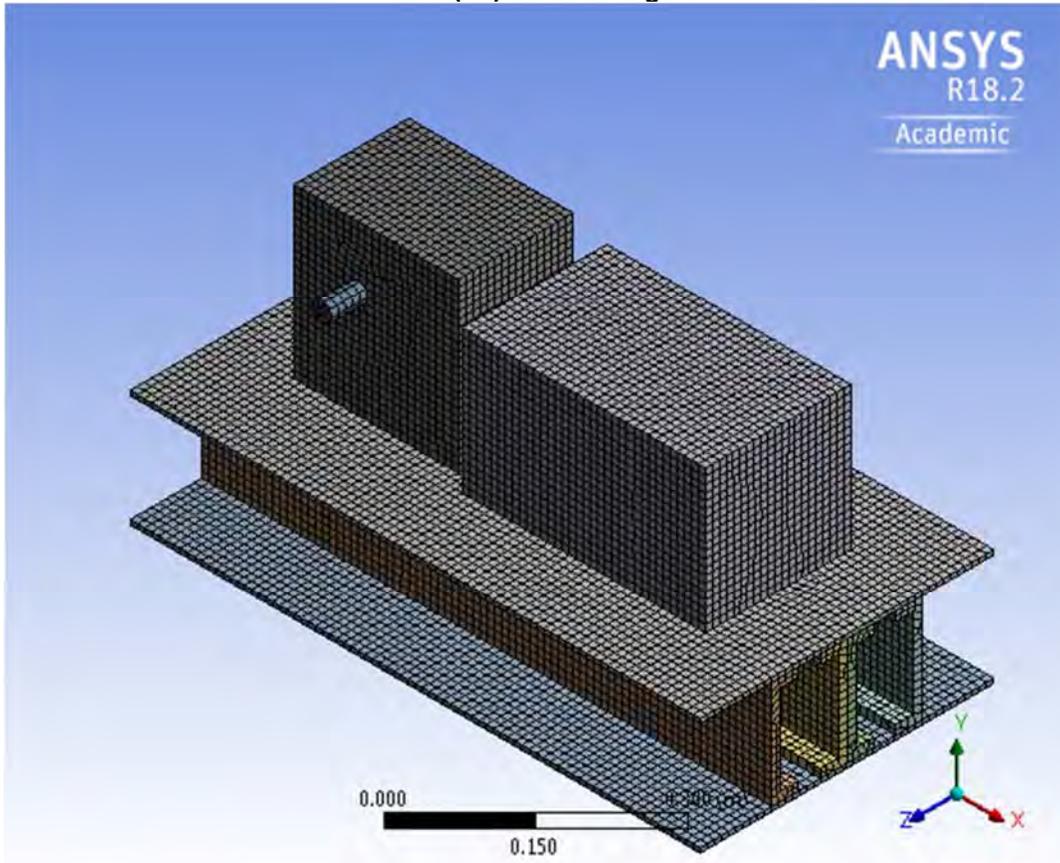
Object Name	<i>Mesh</i>
State	Solved
Display	
Display Style	Body Color
Defaults	
Physics Preference	Mechanical
Relevance	0
Element Order	Program Controlled
Sizing	
Size Function	Adaptive
Relevance Center	Coarse
Element Size	Default
Mesh Defeaturing	Yes
Defeature Size	Default
Transition	Fast

Initial Size Seed	Assembly
Span Angle Center	Coarse
Bounding Box Diagonal	0.979350 m
Minimum Edge Length	6.25e-003 m
Quality	
Check Mesh Quality	Yes, Errors
Error Limits	Standard Mechanical
Target Quality	Default (0.050000)
Smoothing	Medium
Mesh Metric	None
Inflation	
Use Automatic Inflation	None
Inflation Option	Smooth Transition
Transition Ratio	0.272
Maximum Layers	5
Growth Rate	1.2
Inflation Algorithm	Pre
View Advanced Options	No
Advanced	
Number of CPUs for Parallel Part Meshing	Program Controlled
Straight Sided Elements	No
Number of Retries	Default (4)
Rigid Body Behavior	Dimensionally Reduced
Mesh Morphing	Disabled
Triangle Surface Mesher	Program Controlled
Topology Checking	No
Pinch Tolerance	Please Define
Generate Pinch on Refresh	No
Statistics	
Nodes	193438
Elements	40873

TABLE 8
Model (D4) > Mesh > Mesh Controls

Object Name	<i>Body Sizing</i>	<i>Hex Dominant Method</i>
State	Fully Defined	
Scope		
Scoping Method	Geometry Selection	
Geometry	10 Bodies	
Definition		
Suppressed	No	
Type	Element Size	
Element Size	1.e-002 m	
Method	Hex Dominant	
Element Order	Use Global Setting	
Free Face Mesh Type	Quad/Tri	
Control Messages	Yes, Click To Display...	
Advanced		
Defeature Size	Default	
Behavior	Soft	

FIGURE 1
Model (D4) > Mesh > Figure



Modal (D5)

TABLE 9
Model (D4) > Analysis

Object Name	<i>Modal (D5)</i>
State	Solved
Definition	
Physics Type	Structural
Analysis Type	Modal
Solver Target	Mechanical APDL
Options	
Environment Temperature	22. °C
Generate Input Only	No

TABLE 10
Model (D4) > Modal (D5) > Initial Condition

Object Name	<i>Pre-Stress (None)</i>
State	Fully Defined
Definition	
Pre-Stress Environment	None

TABLE 11
Model (D4) > Modal (D5) > Analysis Settings

Object Name	<i>Analysis Settings</i>
State	Fully Defined
Options	
Max Modes to Find	6
Limit Search to Range	No
Solver Controls	
Damped	No
Solver Type	Program Controlled
Rotordynamics Controls	
Coriolis Effect	Off
Campbell Diagram	Off
Output Controls	
Stress	No
Strain	No
Nodal Forces	No
Calculate Reactions	No
General Miscellaneous	No
Analysis Data Management	
Solver Files Directory	D:\gn\moda.27.08.2017_files\dp0\SYS-3\MECH\
Future Analysis	None
Scratch Solver Files Directory	
Save MAPDL db	No
Delete Unneeded Files	Yes
Solver Units	Active System
Solver Unit System	mks

TABLE 12
Model (D4) > Modal (D5) > Rotations

Object Name	<i>Rotational Velocity</i>	<i>Rotational Velocity 2</i>
State	Suppressed	
Scope		
Scoping Method	Geometry Selection	
Geometry	All Bodies	
Definition		
Define By	Vector	
Magnitude	176.9 rad/s (step applied)	32.77 rad/s (step applied)
Axis	Defined	
Suppressed	Yes	

TABLE 13
Model (D4) > Modal (D5) > Loads

Object Name	<i>Displacement</i>	<i>Displacement 2</i>
State	Fully Defined	
Scope		
Scoping Method	Geometry Selection	
Geometry	1 Face	16 Vertices
Definition		
Type	Displacement	
Define By	Components	
Coordinate System	Global Coordinate System	
X Component	0. m	Free
Y Component	0. m	Free
Z Component	0. m	
Suppressed	No	

Solution (D6)

TABLE 14
Model (D4) > Modal (D5) > Solution

Object Name	<i>Solution (D6)</i>
State	Solved
Adaptive Mesh Refinement	
Max Refinement Loops	1.
Refinement Depth	2.
Information	
Status	Done
MAPDL Elapsed Time	4 m 6 s
MAPDL Memory Used	11.066 GB
MAPDL Result File Size	53.563 MB
Post Processing	
Beam Section Results	No

The following bar chart indicates the frequency at each calculated mode.

FIGURE 2
Model (D4) > Modal (D5) > Solution (D6)

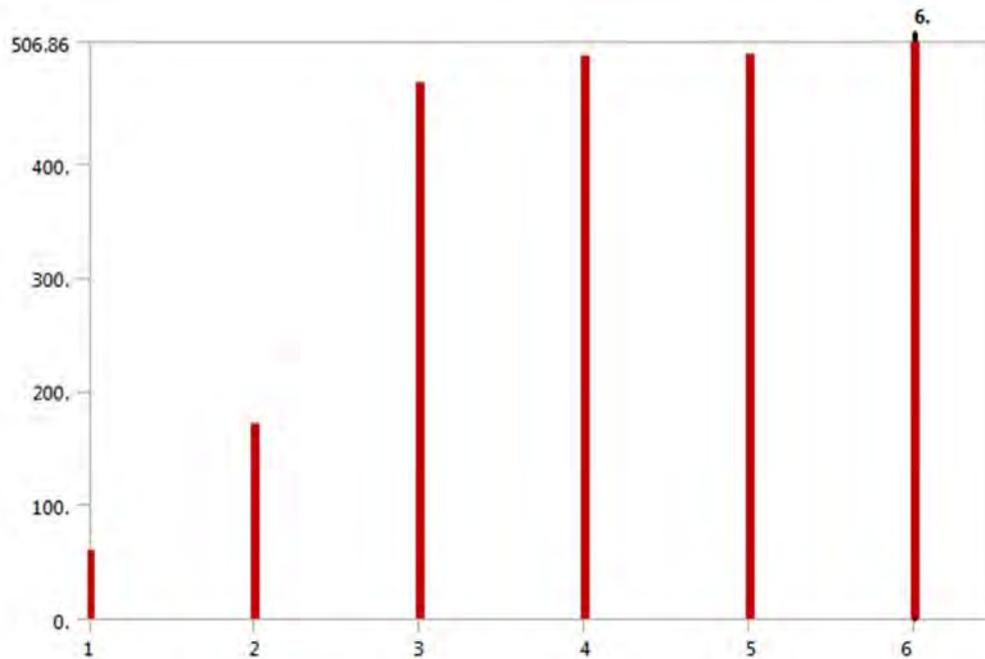


TABLE 15
Model (D4) > Modal (D5) > Solution (D6)

Mode	Frequency [Hz]
1.	58.923
2.	171.6
3.	471.19
4.	493.76
5.	495.97
6.	506.86

TABLE 16
Model (D4) > Modal (D5) > Solution (D6) > Solution Information

Object Name	<i>Solution Information</i>
State	Solved
Solution Information	
Solution Output	Solver Output
Newton-Raphson Residuals	0
Identify Element Violations	0
Update Interval	2.5 s
Display Points	All
FE Connection Visibility	
Activate Visibility	Yes
Display	All FE Connectors
Draw Connections Attached To	All Nodes
Line Color	Connection Type
Visible on Results	No
Line Thickness	Single
Display Type	Lines

TABLE 17
Model (D4) > Modal (D5) > Solution (D6) > Results

Object Name	Total Deformation	Total Deformation 2	Total Deformation 3	Total Deformation 4	Total Deformation 5	Total Deformation 6
State	Solved					
Scope						
Scoping Method	Geometry Selection					
Geometry	All Bodies					
Definition						
Type	Total Deformation					
Mode	1.	2.	3.	4.	5.	6.
Identifier						
Suppressed	No					
Results						
Minimum	0. m					
Maximum	0.14023 m	0.16394 m	0.49314 m	0.86159 m	0.82105 m	1.0154 m
Minimum Occurs On	Solid1					
Maximum Occurs On	Solid1	MOOR	Solid1			
Information						
Frequency	58.923 Hz	171.6 Hz	471.19 Hz	493.76 Hz	495.97 Hz	506.86 Hz

TABLE 18
Model (D4) > Modal (D5) > Solution (D6) > Total Deformation

Mode	Frequency [Hz]
1.	58.923
2.	171.6
3.	471.19
4.	493.76
5.	495.97
6.	506.86

Model (D4) > Modal (D5) > Solution (D6) > Total Deformation > Comment
 Put Comment Here.

FIGURE 3
Model (D4) > Modal (D5) > Solution (D6) > Total Deformation > Figure

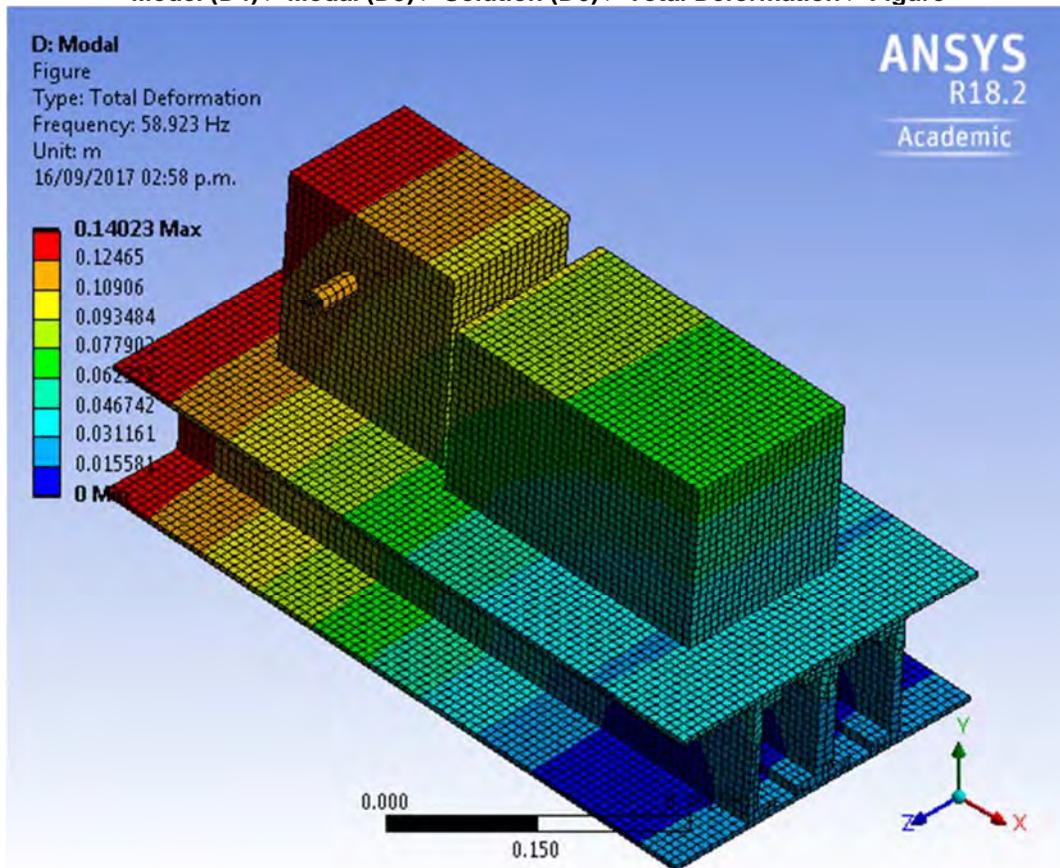


TABLE 19
Model (D4) > Modal (D5) > Solution (D6) > Total Deformation 2

Mode	Frequency [Hz]
1.	58.923
2.	171.6
3.	471.19
4.	493.76
5.	495.97
6.	506.86

FIGURE 4
Model (D4) > Modal (D5) > Solution (D6) > Total Deformation 2 > Figure

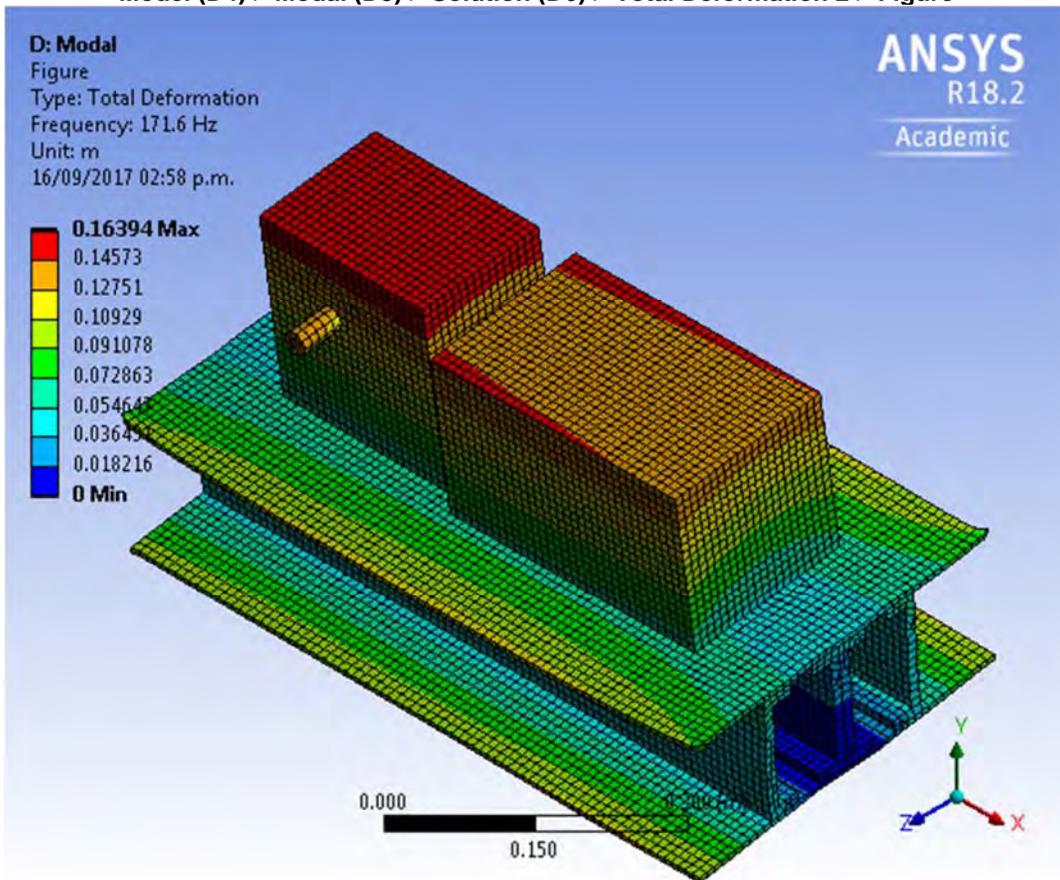


TABLE 20
Model (D4) > Modal (D5) > Solution (D6) > Total Deformation 3

Mode	Frequency [Hz]
1.	58.923
2.	171.6
3.	471.19
4.	493.76
5.	495.97
6.	506.86

FIGURE 5
Model (D4) > Modal (D5) > Solution (D6) > Total Deformation 3 > Figure

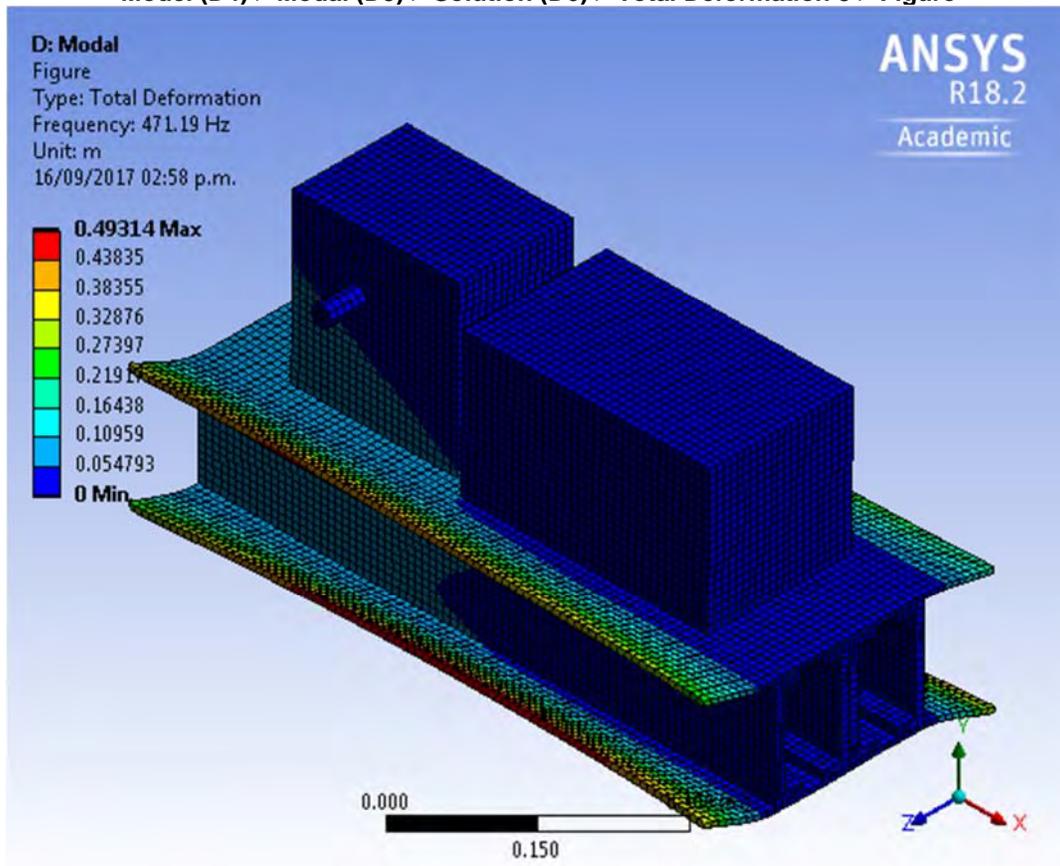


TABLE 21
Model (D4) > Modal (D5) > Solution (D6) > Total Deformation 4

Mode	Frequency [Hz]
1.	58.923
2.	171.6
3.	471.19
4.	493.76
5.	495.97
6.	506.86

TABLE 22
Model (D4) > Modal (D5) > Solution (D6) > Total Deformation 5

Mode	Frequency [Hz]
1.	58.923
2.	171.6
3.	471.19
4.	493.76
5.	495.97
6.	506.86

TABLE 23
Model (D4) > Modal (D5) > Solution (D6) > Total Deformation 6

Mode	Frequency [Hz]
1.	58.923
2.	171.6
3.	471.19
4.	493.76
5.	495.97
6.	506.86

Material Data

Structural Steel

TABLE 24
Structural Steel > Constants

Density	7850 kg m ⁻³
Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion	1.2e-005 C ⁻¹
Specific Heat Constant Pressure	434 J kg ⁻¹ C ⁻¹
Isotropic Thermal Conductivity	60.5 W m ⁻¹ C ⁻¹
Isotropic Resistivity	1.7e-007 ohm m

TABLE 25
Structural Steel > Appearance

Red	Green	Blue
132	139	179

TABLE 26
Structural Steel > Compressive Ultimate Strength

Compressive Ultimate Strength Pa	0
----------------------------------	---

TABLE 27
Structural Steel > Compressive Yield Strength

Compressive Yield Strength Pa	2.5e+008
-------------------------------	----------

TABLE 28
Structural Steel > Tensile Yield Strength

Tensile Yield Strength Pa	2.5e+008
---------------------------	----------

TABLE 29
Structural Steel > Tensile Ultimate Strength

Tensile Ultimate Strength Pa	4.6e+008
------------------------------	----------

TABLE 30
Structural Steel > Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion

Zero-Thermal-Strain Reference Temperature C	22
---	----

TABLE 31
Structural Steel > Alternating Stress Mean Stress

Alternating Stress Pa	Cycles	Mean Stress Pa
3.999e+009	10	0
2.827e+009	20	0
1.896e+009	50	0
1.413e+009	100	0
1.069e+009	200	0
4.41e+008	2000	0
2.62e+008	10000	0
2.14e+008	20000	0
1.38e+008	1.e+005	0
1.14e+008	2.e+005	0
8.62e+007	1.e+006	0

TABLE 32
Structural Steel > Strain-Life Parameters

Strength Coefficient Pa	Strength Exponent	Ductility Coefficient	Ductility Exponent	Cyclic Strength Coefficient Pa	Cyclic Strain Hardening Exponent
9.2e+008	-0.106	0.213	-0.47	1.e+009	0.2

TABLE 33
Structural Steel > Isotropic Elasticity

Temperature C	Young's Modulus Pa	Poisson's Ratio	Bulk Modulus Pa	Shear Modulus Pa
	2.e+011	0.3	1.6667e+011	7.6923e+010

TABLE 34
Structural Steel > Isotropic Relative Permeability

Relative Permeability
10000

reductor

TABLE 35
reductor > Constants

Density	3006.9 kg m ⁻³
Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion	1.2e-005 C ⁻¹
Specific Heat Constant Pressure	434 J kg ⁻¹ C ⁻¹
Isotropic Thermal Conductivity	60.5 W m ⁻¹ C ⁻¹
Isotropic Resistivity	1.7e-007 ohm m

TABLE 36
reductor > Appearance

Red	Green	Blue
132	139	179

TABLE 37
reductor > Compressive Ultimate Strength

Compressive Ultimate Strength Pa
0

TABLE 38
reductor > Compressive Yield Strength

Compressive Yield Strength Pa
2.5e+008

TABLE 39
reductor > Tensile Yield Strength

Tensile Yield Strength Pa
2.5e+008

TABLE 40
reductor > Tensile Ultimate Strength

Tensile Ultimate Strength Pa
4.6e+008

TABLE 41
reductor > Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion

Zero-Thermal-Strain Reference Temperature C
22

TABLE 42
reductor > Alternating Stress Mean Stress

Alternating Stress Pa	Cycles	Mean Stress Pa
3.999e+009	10	0
2.827e+009	20	0
1.896e+009	50	0
1.413e+009	100	0
1.069e+009	200	0
4.41e+008	2000	0
2.62e+008	10000	0
2.14e+008	20000	0
1.38e+008	1.e+005	0
1.14e+008	2.e+005	0
8.62e+007	1.e+006	0

TABLE 43
reductor > Strain-Life Parameters

Strength Coefficient Pa	Strength Exponent	Ductility Coefficient	Ductility Exponent	Cyclic Strength Coefficient Pa	Cyclic Strain Hardening Exponent
9.2e+008	-0.106	0.213	-0.47	1.e+009	0.2

TABLE 44
reductor > Isotropic Elasticity

Temperature C	Young's Modulus Pa	Poisson's Ratio	Bulk Modulus Pa	Shear Modulus Pa
	2.e+011	0.3	1.6667e+011	7.6923e+010

TABLE 45
reductor > Isotropic Relative Permeability

Relative Permeability
10000

motor

TABLE 46
motor > Constants

Density	3120.5 kg m ⁻³
Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion	1.2e-005 C ⁻¹
Specific Heat Constant Pressure	434 J kg ⁻¹ C ⁻¹
Isotropic Thermal Conductivity	60.5 W m ⁻¹ C ⁻¹
Isotropic Resistivity	1.7e-007 ohm m

TABLE 47
motor > Appearance

Red	Green	Blue
132	139	179

TABLE 48
motor > Compressive Ultimate Strength

Compressive Ultimate Strength Pa
0

TABLE 49
motor > Compressive Yield Strength

Compressive Yield Strength Pa
2.5e+008

TABLE 50
motor > Tensile Yield Strength

Tensile Yield Strength Pa
2.5e+008

TABLE 51
motor > Tensile Ultimate Strength

Tensile Ultimate Strength Pa
4.6e+008

TABLE 52
motor > Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion

Zero-Thermal-Strain Reference Temperature C
22

TABLE 53
motor > Alternating Stress Mean Stress

Alternating Stress Pa	Cycles	Mean Stress Pa
3.999e+009	10	0
2.827e+009	20	0
1.896e+009	50	0
1.413e+009	100	0
1.069e+009	200	0
4.41e+008	2000	0
2.62e+008	10000	0
2.14e+008	20000	0
1.38e+008	1.e+005	0
1.14e+008	2.e+005	0
8.62e+007	1.e+006	0

TABLE 54
motor > Strain-Life Parameters

Strength Coefficient Pa	Strength Exponent	Ductility Coefficient	Ductility Exponent	Cyclic Strength Coefficient Pa	Cyclic Strain Hardening Exponent
9.2e+008	-0.106	0.213	-0.47	1.e+009	0.2

TABLE 55
motor > Isotropic Elasticity

Temperature C	Young's Modulus Pa	Poisson's Ratio	Bulk Modulus Pa	Shear Modulus Pa
	2.e+011	0.3	1.6667e+011	7.6923e+010

TABLE 56
motor > Isotropic Relative Permeability

Relative Permeability
10000