



**UNS**  
UNIVERSIDAD  
NACIONAL DEL SANTA

---

## **ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“Diseño de un sistema de entrenamiento de potencia mecánica para la escuela profesional de ingeniería mecánica – UNS”**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO  
MECÁNICO**

---

### **AUTOR**

- ❖ Bach. VELASQUEZ ARAUJO, Yako Lenon
- ❖ Bach. VEGA VILLAFANA, Ashley Stewart

### **ASESOR**

- ❖ Ms. ESCALANTE ESPINOZA, Nelver Javier

---

**NUEVO CHIMBOTE - PERÚ**

**2020**



**UNS**  
UNIVERSIDAD  
NACIONAL DEL SANTA

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA**  
**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**HOJA DE CONFORMIDAD DE ASESOR**

El presente informe de Tesis titulado “**DISEÑO DE UN SISTEMA DE ENTRENAMIENTO DE POTENCIA MECÁNICA PARA LA ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA – UNS**”, elaborado por los bachilleres **VELASQUEZ ARAUJO YAKO LENON** y **VEGA VILLAFANA ASHLEY STEWART** para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico. Ha contado con el asesoramiento de quien deja constancia de su aprobación. Por tal motivo, firma el presente trabajo en calidad de asesor.

  
\_\_\_\_\_  
**Ms. NELVER JAVIER ESCALANTE ESPINOZA**  
**ASESOR**



**UNS**  
UNIVERSIDAD  
NACIONAL DEL SANTA

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA**  
**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**HOJA DE CONFORMIDAD DEL JURADO EVALUADOR**

El presente informe de Tesis titulado “**DISEÑO DE UN SISTEMA DE ENTRENAMIENTO DE POTENCIA MECÁNICA PARA LA ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA – UNS**”, elaborado por los bachilleres **VELASQUEZ ARAUJO YAKO LENON** y **VEGA VILLAFANA ASHLEY STEWART** para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico.

Fue Revisado y Aprobado por el siguiente Jurado Evaluador

**Dr. SERAPIO AGAPITO QUILLOS RUIZ**  
**PRESIDENTE**

**Ing. RUSBER ALBERTO RISCO OJEDA**  
**SECRETARIO**

**Ms. NELVER J. ESCALANTE ESPINOZA**  
**INTEGRANTE**

**ACTA DE SUSTENTACIÓN INFORME FINAL DE TESIS**

Siendo las 17:00 horas del 12 de octubre del año dos mil veinte, el Jurado Evaluador integrado por los docentes: **Dr. Serapio Agapito Quillos Ruiz (Presidente)**, **Ing. Rusber Alberto Risco Ojeda (Secretario)**, **Ms. Nelver Javier Escalante Espinoza (Integrante)**, en cumplimiento a la Resolución N° 095-2020-UNS-CFI, mediante la plataforma virtual ZOOM, en concordancia con la Directiva N° 003-2020-UNSVRAC, aprobada con Resolución N° 306-2020-CU-R-UNS de fecha 12.06.2020, se da inicio a la sustentación de la Tesis titulada: **“DISEÑO DE UN SISTEMA DE ENTRENAMIENTO DE POTENCIA MECÁNICA PARA LA ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA-UNS”**, presentado por los Bachilleres: **VEGA VILLAFANA ASHLEY STEWART**, con código N° **0201216015** y **VELASQUEZ ARAUJO YAKO LENON**, con código N° **0201216045**, quienes fueron asesorados por el Ing. **NELVER JAVIER ESCALANTE ESPINOZA** según T/R.D N° 987-2016-UNS-FI, de fecha 21.12.2016.

El Jurado Evaluador, después de deliberar sobre aspectos relacionados con el trabajo, contenido y sustentación del mismo y con las sugerencias pertinentes en concordancia con el Reglamento General para Obtener el Grado Académico de Bachiller y el Título Profesional en la Universidad Nacional del Santa, declaran aprobar:

BACHILLER	PROMEDIO VIGESIMAL	PONDERACIÓN
VELASQUEZ ARAUJO YAKO LENON	15	BUENO

Siendo las 19:00 horas del mismo día, se dio por terminado el Acto de Sustentación, firmando la presente acta en señal de conformidad.

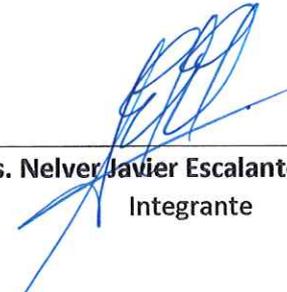
Nuevo Chimbote, 12 de Octubre del 2020.



Dr. Serapio Agapito Quillos Ruiz  
Presidente



Ing. Rusber Alberto Risco Ojeda  
Secretario



Ms. Nelver Javier Escalante Espinoza  
Integrante

### **ACTA DE SUSTENTACIÓN INFORME FINAL DE TESIS**

Siendo las 17:00 horas del 12 de octubre del año dos mil veinte, el Jurado Evaluador integrado por los docentes: **Dr. Serapio Agapito Quillos Ruiz (Presidente)**, **Ing. Rusber Alberto Risco Ojeda (Secretario)**, **Ms. Nelver Javier Escalante Espinoza (Integrante)**, en cumplimiento a la Resolución N° 095-2020-UNS-CFI, mediante la plataforma virtual ZOOM, en concordancia con la Directiva N° 003-2020-UNSVRAC, aprobada con Resolución N° 306-2020-CU-R-UNS de fecha 12.06.2020, se da inicio a la sustentación de la Tesis titulada: **“DISEÑO DE UN SISTEMA DE ENTRENAMIENTO DE POTENCIA MECÁNICA PARA LA ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA-UNS”**, presentado por los Bachilleres: **VEGA VILLAFANA ASHLEY STEWART**, con código N° **0201216015** y **VELASQUEZ ARAUJO YAKO LENON**, con código N° **0201216045**, quienes fueron asesorados por el Ing. **NELVER JAVIER ESCALANTE ESPINOZA** según T/R.D N° 987-2016-UNS-FI, de fecha 21.12.2016.

El Jurado Evaluador, después de deliberar sobre aspectos relacionados con el trabajo, contenido y sustentación del mismo y con las sugerencias pertinentes en concordancia con el Reglamento General para Obtener el Grado Académico de Bachiller y el Título Profesional en la Universidad Nacional del Santa, declaran aprobar:

BACHILLER	PROMEDIO VIGESIMAL	PONDERACIÓN
VEGA VILLAFANA ASHLEY STEWART	15	BUENO

Siendo las 19:00 horas del mismo día, se dio por terminado el Acto de Sustentación, firmando la presente acta en señal de conformidad.

Nuevo Chimbote, 12 de Octubre del 2020.

  
\_\_\_\_\_  
**Dr. Serapio Agapito Quillos Ruiz**  
Presidente

  
\_\_\_\_\_  
**Ing. Rusber Alberto Risco Ojeda**  
Secretario

  
\_\_\_\_\_  
**Ms. Nelver Javier Escalante Espinoza**  
Integrante



## Recibo digital

Este recibo confirma que su trabajo ha sido recibido por Turnitin. A continuación podrá ver la información del recibo con respecto a su entrega.

La primera página de tus entregas se muestra abajo.

Autor de la entrega: Yako Ashley Velasquez Vega  
Título del ejercicio: TESIS  
Título de la entrega: Diseño de un sistema de entrenami...  
Nombre del archivo: TESIS\_POTENCIA\_MECANCA.pdf  
Tamaño del archivo: 7.99M  
Total páginas: 195  
Total de palabras: 31,966  
Total de caracteres: 134,742  
Fecha de entrega: 10-ene-2020 06:38a.m. (UTC-0500)  
Identificador de la entrega: 1240618502



**ESCUELA PROFESIONAL  
DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**"Diseño de un sistema de entrenamiento de potencia mecánica para la escuela profesional de ingeniería mecánica - UNS"**

TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO

**AUTOR**

- ❖ Bach. VELASQUEZ ARAUJO, Yako Lenon
- ❖ Bach. VEGA VILLAFANA, Ashley Stewart

**ASESOR**

- ❖ Ing. ESCALANTE ESPINOZA, Nelver Javier

NUEVO CHIMBOTE - PERÚ

2020

## DEDICATORIA

A Dios en quien he puesto mi fe y esperanza.

A mis Padres que dieron la oportunidad de estudiar mi carrera.

A mi esposa Delcy por su apoyo incondicional en la elaboración de esta tesis

Yako Lenon Velasquez Araujo

A Dios, quien me dió la fortaleza para seguir adelante día a día. A mis padres quienes me dieron la vida, me apoyaron en la educación y brindaron su apoyo incondicional. A la Universidad Nacional del Santa, profesores y compañeros con los cuales pude compartir cinco hermosos años donde logré obtener muchos conocimientos que fortalecieron a mi crecimiento profesional. A todos ellos les dedico el presente proyecto de tesis.

Ashley Stewart Vega Villafana

## AGRADECIMIENTO

A Dios por haberme permitido llegar hasta este punto y haberme dado salud para lograr mis objetivos, además de su infinita bondad y amor.

A mis Padres por haberme apoyado en todo momento, por sus consejos, sus valores, por la motivación constante que me ha permitido ser una persona de bien, pero más que nada, por su amor.

Agradezco a mi asesor, Ing. Nelver Escalante, por su apoyo en la elaboración de esta tesis.

Un agradecimiento especial a mí amada Alma Mater la Universidad Nacional del Santa (UNS), por haberme acogido durante estos años de estudio y haberme formado como profesional útil a la sociedad.

Yako lenon Velasquez Araujo

Agradezco a Dios, quien fue mi guía y fortaleza para poder seguir adelante sin mirar hacia atrás. Agradezco a mis padres, quienes son mi inspiración y motivo a seguir creciendo profesionalmente y nunca dejarlos solos. Agradezco a mi asesor, Ing. Nelver Escalante, quien con sus aportes y consejos nos ayudó a culminar el presente proyecto de tesis. A todos ellos, agradezco por su apoyo incondicional, prometo no decepcionarlos y luchar día a día para lograr ser un gran profesional.

Ashley Stewart Vega Villafana

## ÍNDICE GENERAL

<b>RESUMEN</b>	<b>xiv</b>
<b>ABSTRACT</b>	<b>xv</b>
<b>CAPÍTULO I</b>	
<b>INTRODUCCIÓN</b>	
1.1 ANTECEDENTES	16
1.2 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	18
1.3 OBJETIVO GENERAL	18
1.4 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	18
1.5 FORMULACIÓN DE LA HIPÓTESIS	18
1.6 JUSTIFICACIÓN	18
<b>CAPITULO II</b>	
<b>MARCO TEÓRICO</b>	
2.1 TRANSMISIÓN POR FAJAS	20
2.1.1 Relaciones básicas	20
2.1.2 Calculo y selección de fajas en “V”	21
2.1.3 Fajas calibradas y hermanadas	21
2.2 TRANSMISIÓN POR CADENA DE RODILLOS	22
2.2.1 Relaciones básicas	22
2.2.2 Calculo de cadenas de rodillos	23
2.3 TRANSMISIÓN POR ENGRANAJE	23
2.3.1 Relaciones básicas	23
2.3.2 Cálculo por resistencia	24
2.3.3 Cálculo por fatiga superficial	25

2.4 FRENO PRONY	26
-----------------	----

## **CAPÍTULO III**

### **MATERIALES Y MÉTODO**

3.1 MÉTODOS DE INVESTIGACIÓN	27
3.1.1 Seleccionamiento de datos de partida	27
3.1.2 Diseño del sistema de entrenamiento de potencia mecánica	27
3.1.3 Diseño de la investigación	27
3.1.4 Medios y materiales	28

## **CAPÍTULO IV**

### **DISEÑO DETALLADO**

4.1 CONSIDERACIONES INICIALES	29
4.2 PRIMERA ETAPA - CÁLCULO DE POLEAS Y FAJAS EN “V”	29
4.2.1 Velocidad de salida polea mayor	29
4.2.2 Potencia de diseño	29
4.2.3 Selección de tipo de faja	30
4.2.4 Selección de poleas	31
4.2.5 Velocidad real de polea mayor	32
4.2.6 Distancia entre centros	32
4.2.7 Longitud aproximada de faja	32
4.2.8 Selección de faja	33
4.2.9 Potencia adicional	34
4.2.10 Potencia tabulada	35
4.2.11 Potencia por faja	36
4.2.12 Número de fajas	36

4.3 SEGUNDA ETAPA - CÁLCULO DE CADENA DE RODILLOS	37
4.3.1 Relación de transmisión segunda etapa	37
4.3.2 Selección de piñón y catalina	37
4.3.3 Velocidad de catalina	37
4.3.4 Potencia de diseño	37
4.3.5 Selección de cadena	39
4.3.6 Diámetro de paso piñón y catalina	41
4.3.7 Distancia entre centros	41
4.3.8 Dimensiones del piñón	42
4.3.9 Dimensiones de la catalina	42
4.4 TERCERA ETAPA - CÁLCULO DE ENGRANAJES RECTOS	43
4.4.1 Relación de transmisión tercera etapa	43
4.4.2 Selección de piñón y engranaje	44
4.4.3 Velocidad del engranaje	44
4.4.4 Diámetro de paso piñón y engranaje	44
4.4.5 Distancia entre centros	44
4.4.6 Ancho del diente	45
4.4.7 Velocidad tangencial	45
4.4.8 Cálculo del engranaje por fatiga superficial	45
4.4.9 Cálculo del engranaje por resistencia	51
4.5 ANÁLISIS ESTÁTICO DE LOS EJES	56
4.5.1 Análisis estático del eje N°1	60
4.5.2 Selección de rodamientos eje N°1	65
4.5.3 Análisis estático del eje N°2	68

4.5.4 Selección de rodamientos eje N°2	73
4.5.5 Análisis estático del eje N°3	76
4.5.6 Selección de rodamientos eje N°3	81
4.6 PÉRDIDAS DE POTENCIA Y EFICIENCIA	84
4.7 CÁLCULO ESTRUCTURAL DEL MÓDULO CON SAP 2000 V17	90
4.7.1 Memoria descriptiva	90
4.7.2 Análisis estructural	91
4.7.3 Diagramas de envolventes	95
4.7.4 Diseño estructural	97
<b>CAPÍTULO V</b>	
<b>RESULTADOS Y DISCUSIONES</b>	
5.1 RESULTADOS	99
5.2 DISCUSIONES	107
<b>CAPÍTULO VI</b>	
<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</b>	
6.1 CONCLUSIONES	109
6.2 RECOMENDACIONES	109
<b>CAPÍTULO VII</b>	
<b>REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b>	
7.1 PARA ANTECEDENTES	110
7.2 PARA MARCO CONCEPTUAL	111
7.3 PARA MARCO TEÓRICO	111

**CAPÍTULO VIII****ANEXOS**

8.1 ANEXO 1 - COMBINACIONES DE ACCESORIOS	112
8.2 ANEXO 2 - COTIZACIÓN DEL MÓDULO	173
8.3 ANEXO 3 - PLANOS	173
8.4 ANEXO 4 - GUÍA PRÁCTICA	173
8.5 ANEXO 5 - EXPERIMENTACIÓN	285

## ÍNDICE DE TABLAS

### Contenidos

<b>Tabla 1.</b> Factores de Servicios para transmisiones por fajas en “V”	30
<b>Tabla 2.</b> Poleas Estándares para Fajas en “V”	32
<b>Tabla 3.</b> Longitud de Faja y Factor por longitud de Faja	33
<b>Tabla 4.</b> Factor por Angulo de Contacto	34
<b>Tabla 5.</b> Potencia Adicional por Relación de Transmisión	35
<b>Tabla 6.</b> Potencia que puede Transmitir las Fajas Sección “A”	36
<b>Tabla 7.</b> Factores de Servicio	38
<b>Tabla 8.</b> Factor Corrector del Número de Dientes	38
<b>Tabla 9.</b> Potencias que pueden transmitir las ASA simples	40
<b>Tabla 10.</b> Dimensionamiento del Piñon	42
<b>Tabla 11.</b> Dimensionamiento de la Catalina.	43
<b>Tabla 12.</b> Factores de Sobrecarga	46
<b>Tabla 13.</b> Factores de Distribución de Carga	47
<b>Tabla 14.</b> Coeficiente Elástico	48
<b>Tabla 15.</b> Factor de Seguridad	49
<b>Tabla 16.</b> Esfuerzo Permisible de Contacto	50
<b>Tabla 17.</b> Esfuerzos Permisibles para Engranajes Rectos	51
<b>Tabla 18.</b> Factor de Distribución de Carga, $K_R$	53
<b>Tabla 19.</b> Factor de Seguridad respecto a la Resistencia a la Fatiga	54
<b>Tabla 20.</b> Factor de Sobrecarga	54
<b>Tabla 21.</b> Combinaciones de Elementos Mecánicos más críticos en los análisis estáticos de ejes	56

<b>Tabla 22.</b> Cuadro de Resumen de las fuerzas actuantes sobre los ejes	59
<b>Tabla 23.</b> Fuerza en los Ejes	84
<b>Tabla 24.</b> Torque en los Ejes	84
<b>Tabla 25.</b> Velocidades de los Ejes	85
<b>Tabla 26.</b> Potencia de los Ejes	85
<b>Tabla 27.</b> Pérdidas de Potencia y Eficiencia	85
<b>Tabla 28.</b> Amperaje en la Transmisión por Faja	86
<b>Tabla 29.</b> Amperaje en la Transmisión por Cadena	86
<b>Tabla 30.</b> Amperaje en el Frenado del Motor	87
<b>Tabla 31.</b> Peso Propio Estructura	92
<b>Tabla 32.</b> Carga Muerta (D)	92
<b>Tabla 33.</b> Combinación de carga muerta y viva	94
<b>Tabla 34.</b> Primera Etapa: Poleas y Fajas Normales	99
<b>Tabla 35.</b> Primera Etapa: Poleas y Fajas Especiales	99
<b>Tabla 36.</b> Segunda Etapa: Cadena de Rodillos	101
<b>Tabla 37.</b> Tercera Etapa: Engranajes Rectos y Helicoidales	102
<b>Tabla 38.</b> Ejes, soportes de pie, tolerancias y chavetas	104
<b>Tabla 39.</b> Cuadro resumen: pérdidas de potencia y eficiencia	105
<b>Tabla 40.</b> Cotización de accesorios y módulo	107

## ÍNDICE DE FIGURAS

### Contenidos

<b>Figura 1.</b> Esquema de freno prony	26
<b>Figura 2.</b> Selección de la Faja en “V”	31
<b>Figura 3.</b> Capacidades de las Cadenas de Rodillos	39
<b>Figura 4.</b> Factor Dinámico, $C_v$	46
<b>Figura 5.</b> Factores Geométricos	48
<b>Figura 6.</b> Factor Dinámico, $K_v$	52
<b>Figura 7.</b> Factor Geométrico, $K_v$	52
<b>Figura 8.</b> Diagrama de Cuerpo Libre del Eje 1	60
<b>Figura 9.</b> Deflexión del Eje 1	64
<b>Figura 10.</b> Esfuerzos de tensión del Eje 1	64
<b>Figura 11.</b> Diagrama de Cuerpo Libre del Eje 2	68
<b>Figura 12.</b> Deflexión del Eje 2	72
<b>Figura 13.</b> Esfuerzos de tensión del Eje 2	72
<b>Figura 14.</b> Diagrama de Cuerpo Libre del Eje 3	76
<b>Figura 15.</b> Deflexión del Eje 3	80
<b>Figura 16.</b> Esfuerzos de tensión del Eje 3	80
<b>Figura 17.</b> Torque vs RPM (Motor)	87
<b>Figura 18.</b> Torque vs RPM (Faja)	88
<b>Figura 19.</b> Torque vs RPM (Cadena)	88
<b>Figura 20.</b> Amperaje vs Fuerza (Faja)	89
<b>Figura 21.</b> Amperaje vs Fuerza (Cadena)	89
<b>Figura 22.</b> Amperaje vs Fuerza (Motor)	90

<b>Figura 23.</b> Estructura Módulo Académico	91
<b>Figura 24.</b> Módulo de Entrenamiento de Potencia Mecánica	93
<b>Figura 25.</b> Carga muerta sobre estructura	93
<b>Figura 26.</b> Carga viva sobre estructura en Kg	94
<b>Figura 27.</b> Diagrama de Fuerza Axial	95
<b>Figura 28.</b> Diagrama de Esfuerzos Cortantes	95
<b>Figura 29.</b> Diagrama de Momentos	96
<b>Figura 30.</b> Fuerzas de reacción en apoyos	96
<b>Figura 31.</b> Verificación de Perfiles, vista en 3D	97
<b>Figura 32.</b> Punto de deformación máxima, vista en 3D	98
<b>Figura 33.</b> Distribución de elementos, vista en 3D	98
<b>Figura 34.</b> Elementos mecánicos para montaje del módulo	285
<b>Figura 35.</b> Fabricación de Frenoprony	286
<b>Figura 36.</b> Frenoprony	286
<b>Figura 37.</b> Módulo montado con Frenoprony	286
<b>Figura 38.</b> Medición de fuerza, RPM y Amperaje en transmisión por faja	287
<b>Figura 39.</b> Medición de fuerza, RPM y Amperaje en transmisión por cadena	288
<b>Figura 40.</b> Medición de fuerza, RPM y Amperaje en el motor	289

## RESUMEN

En el presente proyecto se muestra el procedimiento de cálculo para realizar el Diseño de un Sistema de Entrenamiento de Potencia Mecánica para la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica -UNS. En el diseño se muestra cómo se realiza los diversos cálculos para la selección adecuada de elementos de transmisión a utilizar como poleas, fajas, engranajes rectos, engranajes helicoidales, cadena de rodillos, rodamientos y chavetas.

Se toma como variable independiente la distancia entre centros y a partir de ella se construye las experiencias vivenciales logrando con ellos todo un conjunto de accesorios diferentes con los cuales se puede ir armando diferencias módulos, todo ello con el fin de tener diversidad a la hora de las prácticas de laboratorio,

Además de la metodología, cálculos y formulas empleadas, se utilizará como programa de apoyos como Microsoft Excel y SolidWorks para poder corroborar su dimensionamiento del proyecto y hacer la simulación. Con ello podemos constatar los cálculos realizados tanto de forma manual y a computadora.

**Palabras clave:** Sistema de Transmisión, distancia entre centros, Freno Prony.

## ABSTRACT

This project shows the calculation procedure for the Design of a Mechanical Power Training System for the Professional School of Mechanical Engineering -UNS. The design shows how the various calculations are performed for the proper selection of transmission elements to be used as pulleys, belts, straight gears, helical gears, roller chain, bearings and cotter pins.

The distance between centers is taken as an independent variable and from it the experiential experiences are built, achieving with them a whole set of different accessories with which you can assemble module differences, all in order to have diversity at the time of the Laboratory practices,

In addition to the methodology, methods and formulas used, it will be used as a support program such as Microsoft Excel and SolidWorks to be able to corroborate your project sizing and do the simulation. With this we can verify the calculations made both manually and by computer.

**Keywords:** Transmission system, distance between centers, Prony brake.

## Capítulo I. Introducción

La Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica de la Universidad Nacional del Santa, en la actualidad, está en proceso de implementación de equipos de entrenamiento para los cursos de Cálculo de Elemento de Máquinas I y II. Toda esta carencia de laboratorios impide que los alumnos logren competencias al no realizar las respectivas prácticas vivenciales correspondientes a cada tema de los cursos mencionados.

La formación del ingeniero mecánico tiene que verse complementado con la parte práctica, lo cual pueda ayudar a lograr una fácil identificación y estudio de los elementos de máquinas y materiales a utilizar.

Los sistemas de entrenamiento de potencia mecánica son parte fundamental en la formación del ingeniero mecánico. la falta de dichas herramientas en nuestra escuela impide que se logre conocimientos complementarios de los cursos dictados, así también impiden que los propios alumnos logren comprobar sus resultados de cálculos teóricos al compararlos con la realidad. En toda empresa industrial, los sistemas de transmisión son utilizados con mucha frecuencia y un estudio adecuado y profundizado del estudiante hará que puedan salir al campo de una forma mucho más competitiva y con mayores conocimientos adquiridos de la universidad.

### 1.1 Antecedentes

Carbajal A y Rojas G. (2010). Establece que en el sistema de transmisión por engranajes la situación para la cual se presenta un mejor desempeño dentro del sistema de acuerdo a los datos obtenidos ocurre cuando hay una relación de transmisión sencilla es decir un solo paso. Siendo para una etapa de transmisión en promedio 8.42% más eficiente que para dos etapas de transmisión.

Cruz Victor, (2009). Menciona que Las transmisiones de potencia por correas, fajas o bandas resultan ser una buena opción de transmisión de potencia cuando se trata de medianas potencias de transmisión como en este caso de cerca de 900 HP que hay que transmitir de un

motor de combustión interna a una bomba. Se debe de tener especial cuidado al momento del alineamiento de las poleas y correas para evitar la posibilidad de accidentes y sobre esfuerzos en los componentes del sistema.

Festo Didáctica, (2014). Concluye que el sistema se divide en cinco niveles con temas específicos que se ocupan de los componentes encontrados en la industria. Dichos componentes pueden satisfacer las necesidades educativas y velar por el aprendizaje en forma práctica a base de forma de trabajo y ordenes de trabajo que se encuentran en el manual del estudiante.

Según Negrin Iván, (2016). Menciona que la interface SAP2000 y el Matlab (OAPI) es una herramienta útil para solucionar problemas de ingeniería ya que permite la optimización de los proyectos y al mismo se obtiene resultados más concretos.

Venegas Verónica, (2012). Establece que los tópicos planteados por el Docente se verán respaldos por los experimentos realizados en los laboratorios con sus respectivos equipos.

Laura G. Benitez y Carlos A. Corrales (2008). Concluye que es de suma importancia el diseño y fabricación de un freno prony debido a que permite a las diversas empresas conocer la potencia entregada por los diversos motores con los que se suele trabajar a diario. Se establece que los componentes que comprenden la fabricación son de fácil alcance y bajo costo.

Según Calderón Julio (2014) establece que la elaboración de guías de práctica didácticas fue diseñadas acorde al banco de ensayos desde un punto de vista pedagógico para el mejoramiento del aprendizaje teórico – práctico e investigativo de sistemas de transmisiones flexibles.

Araque, O. (2012). Caracterización de materiales alternativos para frenos de fricción. *Scientia et Technica* Año XVII, No 52, 26 – 31.

## **1.2 Formulación del Problema**

¿Es factible el diseño del sistema de entrenamiento de potencia mecánica para la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica?

## **1.3 Objetivo General**

Diseñar un sistema de entrenamiento de potencia mecánica para la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica.

## **1.4 Objetivos Específicos**

- ✓ Diseñar los sistemas de transmisión de potencia mecánica por fajas, cadena de rodillos y engranajes.
- ✓ Calcular las pérdidas de potencia en las transmisiones por fajas y cadena de rodillos.
- ✓ Realizar el análisis estructural lineal elástico utilizando el programa SAP 2000 vs 17.
- ✓ Elaborar una Guía Práctica del Sistema de Entrenamiento de Potencia Mecánica.
- ✓ Realizar los planos del Sistema de Entrenamiento de Potencia Mecánica en un software de Ingeniería.

## **1.5 Formulación de la Hipótesis**

Si logramos el diseño del sistema de entrenamiento de potencia mecánica para la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica permitirá el desarrollo de las prácticas vivenciales en el curso de Cálculo de Elementos de Maquinas.

Variable Independiente: Distancia entre centros por etapa y velocidad de salida.

Variable Dependiente: Elementos mecánicos del sistema de entrenamiento de potencia mecánica.

## **1.6 Justificación**

Lo ex alumnos de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica buscamos realizar aportes que ayuden al crecimiento de la escuela y a la mejora académica de los estudiantes.

Por ello, realizaremos este proyecto que podrá contribuir a la comunidad estudiantil a expandir sus conocimientos en el área de elementos de máquinas y sistemas de transmisión de potencia mecánica.

La presente tesis aportará al alumno y al profesor a obtener un mejor alcance de los elementos de transmisión mecánica, que en la actualidad son de uso frecuente en el sector Industrial, por lo que permitirá tener un concepto claro teórico y práctico del funcionamiento, diseño y selección de los mismos ante cualquier problemática que se pueda presentar en el futuro ámbito laboral del estudiante.

Sabemos que, al realizar este proyecto, podemos buscar en un futuro cercano a elaborarlo físicamente con un financiamiento de la universidad. Este logro, beneficiara a las prácticas de laboratorio en la formación de los futuros ingenieros mecánicos. Logrará que el estudiante tenga contacto directo con los elementos más utilizados en las industrias y así cuando este pueda ir a realizar sus prácticas pre – profesionales, este se encuentre mucho más preparado.

Esperamos que los futuros egresados logren aportar al crecimiento de nuestra escuela y además puedan obtener mejores competencias en su mundo laboral, para que así la carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Nacional del Santa sea reconocida a nivel de todo el Perú.

## Capítulo II. Marco teórico

### 2.1 Transmisión por fajas:

#### 2.1.1 Relaciones básicas

La distancia entre centros “cd” puede fijarse, si no hay restricciones dentro del rango:

$$D_2 < D_d < 3(D_2 + D_1) \quad (1)$$

$D_2$  = Diámetro de paso de la polea mayor.

$D_1$  = Diámetro de paso de la polea menor.

#### Longitud de faja (L)

$$L = 2cd + 1.57(D_2 - D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4cd} \quad (2)$$

L : Pulgadas.

#### Velocidad Tangencial (V)

$$v = \frac{\pi \times D_2 \times N}{12} = \frac{\pi \times D_1 \times N}{12} \quad (3)$$

V : Pies/min.

#### Relación de velocidades (m)

$$m = \frac{N}{n} = \frac{D_2}{D_1} \quad (4)$$

N, n : RPM

$D_2, D_1$  : Pulgadas.

### 2.1.2 Cálculo y selección de fajas en “v”

Los fabricantes de estas fajas proveen procedimientos de cálculos a base de potencias tabuladas que luego se acondicionan por factores conectores según las características de utilización.

Estos factores son principalmente:

**Factor de servicio:** Parámetro que lo define el tipo de máquina accionada y al tipo de unidad motriz, permite evaluar la potencia de diseño, en la forma:

$$H_{P,diseño} = F_s \times HP \quad (5)$$

Ahora, en base a estos factores la potencia que puede conducir cada faja, viene a ser:

$$H_p/FAJA = [Potencia_{Tabulada} + Potencia_{Adicional}] \times K_L \times K_\theta \quad (6)$$

El número de fajas es entonces:

$$N^{\circ}FAJAS = \frac{HP_{diseño}}{HP/Faja} \quad (7)$$

### 2.1.3 Fajas calibradas y hermanadas:

Cuando una transmisión incluye 2 o más fajas operando en paralelo es importante que tengan la mayor aproximación de sus longitudes. Hay que especificar entonces que sean hermanadas.

De este modo, del lote de fajas, el proveedor selecciona con una GAGE las que tengan idéntica medida, entregándolas como calibradas.

Si entre un grupo de fajas, hay una que es más corta, durante el montaje quedará más tensada que las otras, y durante la operación más sobrecargada que las restantes corriendo el riesgo de falla.

Igualmente, cuando en una transmisión de multifajas alguna se ha deteriorado, debe ejecutarse el recambio de todas ellas.

## 2.2 Transmisión por cadena de rodillos:

### 2.2.1 Relaciones básicas

Características y simbología:

Paso de la cadena : P

Diámetro de paso del piñón: d

Nº de dientes del piñón: Z<sub>p</sub>

#### Diámetro de paso (d)

$$d = \frac{P}{\sin(180/Z_p)} \quad (8)$$

#### Velocidad Tangencial (V)

$$V = \frac{\pi \times d \times n}{12} \quad (9)$$

V: Velocidad Tangencial (pies/min )

D: Diámetro de Paso del piñón (pulg)

N: RPM del piñón.

#### Relación de Transmisión (m)

$$m = \frac{n}{N} = \frac{Z_c}{Z_p} \quad (10)$$

m: Relación de Transmisión.

Z<sub>c</sub>: Nº de dientes de la catalina.

Z<sub>p</sub>: Nº de dientes del piñón.

Se considera una buena práctica usar piñones con unos 17 dientes y con mejores expectativas de 19 y 21 dientes.

La distancia entre ambos C<sub>p</sub> puede expresarse en pasos de cadena y tomarse como:

$$C_p \leq 80 \text{ pasos}$$

$$C_{P,usual} = 30 \text{ a } 50 \text{ pasos}$$

La longitud  $L_p$  de la cadena debe determinarse en pasos siendo preferible obtener un número par de pasos para facilitar la conexión de los extremos con el uso de un candado simple.

$$L_p = 2C_p + \frac{Z_p + Z_c}{2} + \frac{(Z_c - Z_p)^2}{4\pi^2 C_p} \quad (11)$$

### 2.2.2 Cálculo de las cadenas de rodillo

La transmisión debe capacitarse para una potencia de diseño

$$H_{P,diseño} = F_S \times H_P \quad (12)$$

$$H_P/\text{fila} = (\text{Potencia Tabulada}) \times K_T \quad (13)$$

Donde:

$K_T$  : Factor corrector por número de dientes del piñón

$H_P/\text{fila}$  : Potencia que puede conducir 1 fila de cadena

Entonces el número de filas requerido por la transmisión viene a ser:

$$N^\circ \text{Filas} = \frac{H_{P,diseño}}{H_P/\text{fila}} \quad (14)$$

## 2.3 Transmisión por engranaje

### 2.3.1 Relaciones básicas

Distancia entre centros:

$$C = \frac{D_p + d_p}{2} \quad (15)$$

Ecuación general de transmisión:

$$N \times Z = n \times z \quad (16)$$

Ancho del flanco del diente (F)

Se recomienda:  $8 \times M \leq F \leq 12.5 \times M$

Valores Límites:  $6.3 \times M \leq F \leq 19 \times M$

### 2.3.2 Cálculo por Resistencia

Potencia máxima que podrán transmitir los dientes de los engranajes:

$$P = 6.98 \times 10^{-7} \times \left( \frac{D_P \times N_P \times S_{at} \times m \times F \times J \times K_L \times K_V}{K_S \times K_m \times K_t \times K_R \times K_O} \right) \quad (17)$$

Siendo:

$S_t$  = Esfuerzo calculado en la raíz del diente, kgs/mm<sup>2</sup>

$W_t$  = Carga tangencial a transmitir en el diámetro de paso, kgs

$K_o$  = Factor de sobrecarga

$K_v$  = Factor dinámico

$m$  = Modulo en el plano transversal, mm/diente

$F$  = Ancho del diente, mm

$K_s$  = Factor de tamaño

$K_m$  = Factor de distribución de carga

$J$  = Factor geométrico

$S_{at}$  = Esfuerzo admisible del material, kgs/mm<sup>2</sup>

$K_L$  = Factor de vida

$K_T$  = Factor de temperatura

$K_R$  = Factor de seguridad

$P$  = Potencia que podrá transmitir, CV

### 2.3.3 Cálculo por fatiga superficial

Potencia máxima que podrán transmitir los dientes de los engranajes:

$$P = 6.98 \times 10^{-7} \times \left( \frac{n_p \times F \times C_V \times I}{C_o \times C_s \times C_m \times C_f} \right) \times \left( \frac{S_{ac} \times D_p \times C_L \times C_H}{C_T \times C_R \times C_P} \right)^2 \quad (18)$$

Siendo:

$S_{ac}$  = Esfuerzo admisible de contacto, kgs/mm<sup>2</sup>

$C_P$  = Coeficiente que depende de las propiedades elásticas del material

$W_t$  = Carga tangencial transmitida, aplicado en el diámetro de paso, kgs

$C_o$  = Factor de sobrecarga

$C_v$  = Factor dinámico

$C_s$  = Factor de tamaño

$D_p$  = Diámetro de paso del piñón, mm.

$m$  = Modulo en el plano transversal, mm/diente

$F$  = Ancho del diente, mm

$C_m$  = Factor de distribución de carga

$C_f$  = Factor de condición superficial

$I$  = Factor geométrico

$S_{at}$  = Esfuerzo admisible del material, kgs/mm<sup>2</sup>

$C_L$  = Factor de vida

$C_H$  = Factor de relación de dureza

$C_T$  = Factor de temperatura

$C_R$  = Factor de seguridad

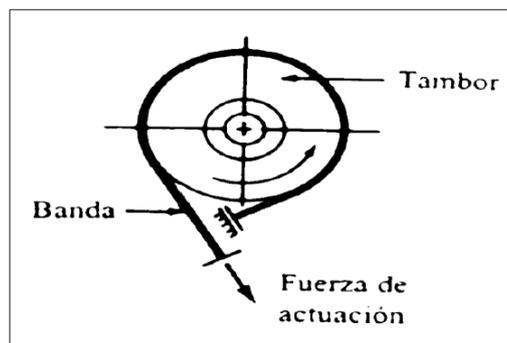
$n_p$  = Número de RPM del piñón

$P$  = Potencia que podrá transmitir, CV

## 2.4 Freno Prony

Es dispositivo mecánico que frena a base de la fricción del eje con una faja, a demás nos permite medir la potencia real de los motores.

Sobre el extremo del eje del motor (cigüeñal si es motor alternativo) se fijaba un tambor que giraba solidario al eje. Sobre la periferia de este tambor, se aplicaban dos zapatas, unidas entre si por muelles que según se comprimían con un husillo, aplicaban un esfuerzo frenante sobre la periferia del tambor. El material que se fricciona, el cual sólo se utiliza como freno, se ubica en una banda flexible que casi rodea a un tambor cilíndrico, el cual se conecta a la máquina que se desea controlar. Cuando se desea frenar la banda se aprieta contra el tambor y ejerce una fuerza tangencial para detener la carga. (Sánchez, 2007)



**Figura 1.** Esquema de freno prony.

**Fuente.** Diseño y construcción de un medidor Hidráulico de Torque.

### 2.4.1 Cálculo de potencia con Freno Prony

$$P = \frac{F \times R \times \omega}{28590} \quad (19)$$

Donde:

F = Fuerza Tangencial (Kg)

R = Radio de la masa acoplada al eje (pulg)

W = RPM del eje

## Capítulo III. Materiales y método

### 3.1 Métodos de investigación

- ✓ El presente proyecto seguirá la siguiente metodología.

#### 3.1.1 Seleccionamiento de datos de partida:

- ✓ Recopilación de Normas
- ✓ Determinación de la potencia de entrada y la velocidad de salida.
- ✓ Condiciones de operación y lugar de operación del equipo

#### 3.1.2 Diseño del Sistema de Entrenamiento de Potencia Mecánica:

- ✓ Diseño de la transmisión por fajas y poleas
- ✓ Diseño de la transmisión por cadena de rodillos
- ✓ Diseño de la transmisión por engranajes rectos y helicoidales
- ✓ Selección de rodamientos y chumaceras
- ✓ Dimensionamiento de chavetas

#### 3.1.3 Diseño de la investigación

- ✓ La investigación a realizar es del tipo Investigación Cuantitativa:
- ✓ Descriptivo – Aplicativo
- ✓ Diseño Descriptivo de una sola casilla (Transversal)
- ✓ El investigador solamente observa y describe el fenómeno tal y conforme se presenta



- ✓ M = Muestra (Motor, poleas, engranajes, ejes, rodamientos, chavetas)
- ✓ O = Observador (Investigador)

### 3.1.4 Medios y materiales

- ✓ Computadora
- ✓ Libros
- ✓ Revistas
- ✓ Tesis
- ✓ Catálogos de proveedores de materiales y equipos.
- ✓ Simuladores - Solidworks
- ✓ Normas internacionales AGMA, ASME, ANSI
- ✓ Tesis y bibliografía relacionadas al proyecto

## Capítulo IV. Diseño Detallado

### 4.1 Consideraciones iniciales

El módulo tendrá tres etapas de transmisión de potencia; la primera será por fajas, la segunda por cadena de rodillos y la tercera por engranajes. En donde la velocidad de salida de todo el sistema será de 200 RPM.

Motorreductor Marca: SUMITOMO

HP = 2 HP

RPM de entrada = 1750 RPM

RPM de salida = 292 RPM

### 4.2 Primera etapa: Cálculo de poleas y fajas en “V”

$$R_{\text{total}} = 292/200$$

$$R_{\text{total}} = 1.46$$

$$R_{\text{primera etapa}} = \sqrt[3]{292/200}$$

$$R_{\text{primera etapa}} = \mathbf{1.1344}$$

#### 4.2.1 Velocidad de salida polea mayor

$$RPM_{\text{polea mayor}} = \frac{RPM_{\text{motorreductor}}}{R_{\text{transmisión}}} = \frac{292}{1.1344} = 257.4047$$

#### 4.2.2 Potencia de diseño

$$HP_{\text{diseño}} = HP_{\text{consumo}} \times F_s - 0.1$$

$$HP_{\text{diseño}} = 2 \times 1.1 - 0.1$$

$$HP_{\text{diseño}} = 2.1$$

El valor de  $F_s$  se obtiene de la tabla 1 en donde la máquina movida será un agitador de líquidos y la máquina motriz es de clase 1. Servicio Ocasional.

**Tabla 1***Factores de Servicios para transmisiones por fajas en "V"*

<b>MAQUINAS MOVIDAS</b>	<b>CLASE 1</b>	<b>CLASE 2</b>
Agitadores de líquidos	1.1	1.2
Agitadores desemi-líquidos	1.2	1.3
Batidora en la industria papelera	1.3	1.5
Bombas centrífugas	1.1	1.2
Bombas reciprocantes	1.3	1.5
Bombas rotativas de desplazamiento positivo	1.2	1.3
Chancadoras de mandíbula, de rodillos, giratorias	1.4	1.6
Comprensoras centrífugas	1.1	1.2
Comprensoras reciprocantes	1.3	1.5
Cribas giratorias	1.3	1.5

**Nota.** Referente a equipos industriales (**Fuente.** Diseño de Elementos de Máquinas I)

#### **4.2.3 Selección de tipo de faja**

Tenemos:

Potencia de diseño: 2.1 HP

Velocidad mayor (motor): 292 RPM

Entonces de acuerdo a nuestros datos de potencia y velocidad entramos en la Figura 2 y seleccionamos la faja de Sección A.

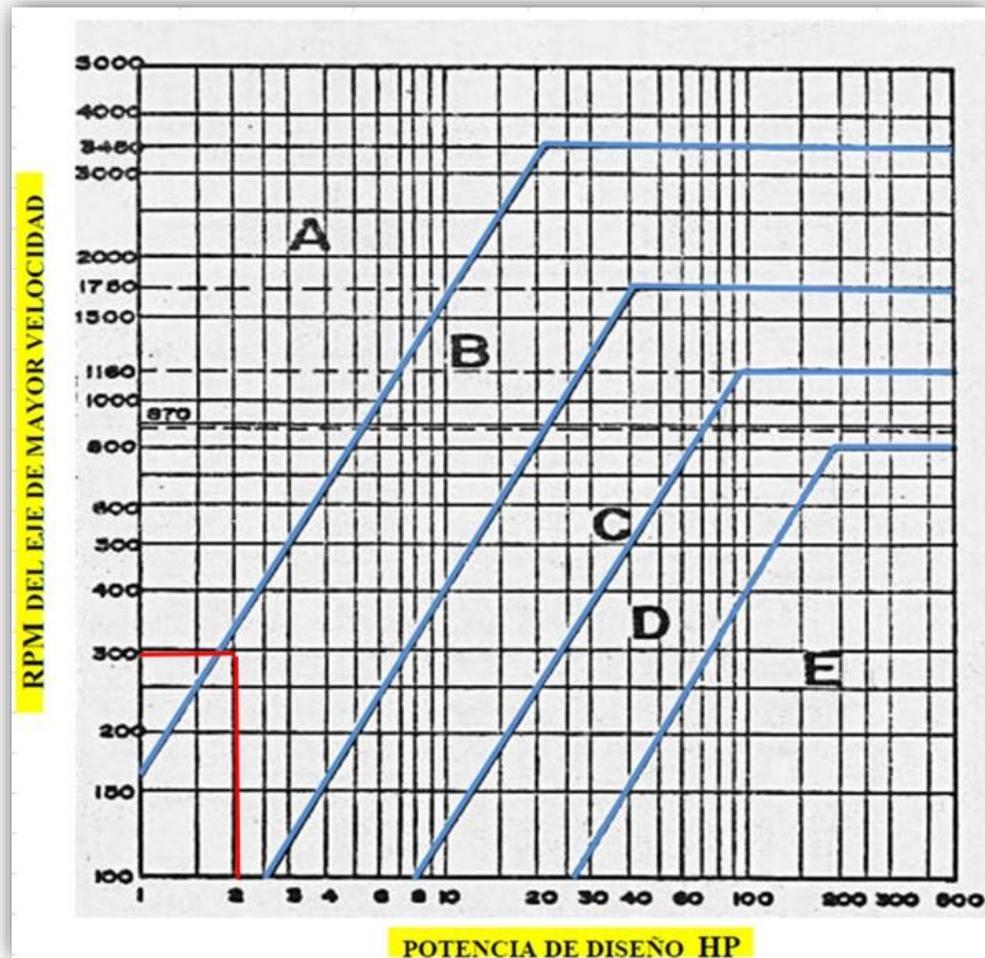


Figura 2. Selección de la Faja en "V".

Fuente. Diseño de Elementos de Máquinas I.

#### 4.2.4 Selección de poleas

Se tiene la relación de transmisión:

$$R_{\text{transmisión}} = 1.1344$$

Luego de una serie de iteraciones basadas en la Tabla 2 se tiene que las poleas adecuadas que satisfacen la relación de transmisión son:

$$\phi_{\text{menor}} = 6'' \text{ (Se escoge el mínimo diámetro de la Sección A)}$$

$$\phi_{\text{mayor}} = 7''$$

**Tabla 2***Poleas Estándares para Fajas en “V”*

SEC. A		SEC B		SEC C		SEC D		SEC E	
3.0	5.0	4.6	6.6	7.0	10.2	12.0	15.5	21.0	46.0
3.2	5.2	4.8	6.8	7.5	10.5	13.0	16.0	21.6	52.0
3.4	5.4	5.0	7.0	8.0	10.6	13.4	18.0	22.0	58.0
3.6	5.6	5.2	7.4	8.5	11.0	13.5	18.4	22.8	66.0
3.8	5.8	5.4	8.0	9.0	12.0	14.0	20.0	23.2	74.0
4.0	6.0	5.6	8.6	9.4	13.0	14.2	22.0	24.0	84.0
4.2	6.4	5.8	9.4	9.5	14.0	14.5	27.0	27.0	
4.4	7.0	6.0	11.0	9.6	16.0	14.6	33.0	31.0	
4.6	7.6	6.2	12.4	9.8	18.0	15.0	40.0	35.0	
4.8	8.2	6.4	13.6	10.0	20.0	15.4	48.0	40.0	

Fuente. Diseño de Elementos de Máquinas I.

**4.2.5 Velocidad real de polea mayor**

$$m = \frac{\emptyset_{\text{mayor}}}{\emptyset_{\text{menor}}} = \frac{7}{6} = 1.1667 = \frac{\text{RPM}_{\text{motorreductor}}}{\text{RPM}_{\text{polea mayor}}} = \frac{292}{\text{RPM}_{\text{polea mayor}}}$$

$$\text{RPM}_{\text{polea mayor}} = \frac{292}{1.1667} = 250.29 \text{ RPM}$$

**4.2.6 Distancia entre centros**

$$D < C < 3(D + d)$$

$$7 < C < 39$$

$$\text{Asumiendo: } c = 12.5''$$

**4.2.7 Longitud aproximada de faja**

$$L = 2C + 1.65 \times (D + d)$$

$$L = 2 \times (12.5) + 1.65 \times (7 + 6)$$

$$L = 46.45''$$

#### 4.2.8 Selección de faja

Longitud aproximada: 46.45''

Sección "A"

Se escogió una faja A46 basados en Tabla 3; con una longitud de paso de 47.30'' y con un factor de longitud de faja  $K_L = 0.92$ .

**Tabla 3**

*Longitud de Faja y Factor por longitud de Faja*

SECCIÓN A			SECCIÓN B			SECCIÓN C		
FAJA N°	LONG. PASO PULG.	KL	FAJA N°	LONG. PASO PULG.	KL	FAJA N°	LONG. PASO PULG.	KL
A26	27.3	0.81	B35	36.8	0.81	C51	53.9	0.80
A31	32.3	0.84	B38	39.8	0.83	C60	62.7	0.82
A33	34.3	0.85	B42	43.8	0.85	C68	70.9	0.85
A35	36.3	0.87	B46	47.8	0.87	C75	77.9	0.87
A36	37.3	0.87	B51	52.8	0.89	C81	83.9	0.89
A38	39.3	0.88	B53	54.8	0.89	C83	87.9	0.90
A40	41.3	0.89	B55	56.8	0.90	C90	92.9	0.91
A42	43.3	0.90	B58	59.8	0.91	C96	98.9	0.92
A43	44.3	0.90	B60	61.8	0.92	C100	102.9	0.92
A46	47.3	0.92	B62	63.8	0.92	C105	107.9	0.94

**Fuente.** Diseño de Elementos de Máquinas I.

Recalculamos la distancia entre centros:

$$L = 2C + 1.57 \times (D + d) + \frac{(D - d)^2}{4C}$$

$$47.30 = 2C + 1.57 \times (7 + 6) + \frac{(7 - 6)^2}{4C}$$

$$44.3 = 2C + 20.41 + \frac{1}{C}$$

$$0 = 2C^2 - 23.89C + 1$$

$$\text{Entonces: } C = 13.4357''$$

Hallamos el factor de ángulo de contacto:

$$\frac{D - d}{C} = \frac{7 - 6}{13.4357} = 0.0744$$

Luego en base a la Tabla 4, tabulamos y obtenemos:  $K_\theta = 0.9926$

**Tabla 4**

*Factor por Angulo de Contacto.*

$\frac{D-d}{C}$	$\theta$	$K_\theta$
0.00	180°	1.00
0.10	174°	0.99
0.20	169°	0.97
0.30	163°	0.96
0.40	157°	0.94
0.50	151°	0.93
0.60	145°	0.91
0.70	139°	0.89

**Fuente.** Diseño de Elementos de Máquinas I.

#### 4.2.9 Potencia adicional

$$m = 1.1667$$

Sección "A"

En base a la relación de transmisión, el tipo de sección y la Tabla 5 seleccionamos el valor de la tabla que nos ayudará a calcular la potencia adicional.

$$\text{Luego tenemos: } \text{HP}_{\text{adicional}} = \frac{0.00719 \times 292}{100} = 0.0210$$

**Tabla 5***Potencia Adicional por Relación de Transmisión.*

RELACIÓN DE TRANSMISIÓN	SECCIÓN FAJA		
	A	B	C
1.00 a 1.01	0.000	0.000	0.000
1.02 a 1.04	0.00180	0.00472	0.0131
1.05 a 1.08	0.00360	0.00944	0.0263
1.09 a 1.12	0.00539	0.01415	0.0394
1.13 a 1.18	0.00719	0.01887	0.0525
1.19 a 1.24	0.00899	0.02359	0.0656
1.25 a 1.34	0.01079	0.02831	0.0788
1.35 a 1.51	0.01259	0.03303	0.0919
1.52 a 1.99	0.01439	0.03774	0.1050
2.00 a más	0.01618	0.04246	0.1182

Fuente. Diseño de Elementos de Máquinas I.

**4.2.10 Potencia tabulada**

$$\emptyset_{\text{menor}} = 6''$$

$$\text{RPM}_{\text{eje rápido}} = 292$$

En base al diámetro menor de las poleas, a los RPM del eje más rápido y a la Tabla 6, se interpola para obtener la Potencia Tabulada, se tiene lo siguiente:

$$\text{HP}_{\text{tabulada}} = 1.006$$

**Tabla 6**

*Potencia que puede Transmitir las Fajas Sección "A".*

RPM DEL EJE RÁPIDO	HP POR FAJA REFERIDO A LA POLEA DE DIÁMETRO MENOR DE		
	6.0"	6.4"	7.0"
1160	3.30	3.58	3.99
1750	4.55	4.92	5.46
3450	6.52	6.86	7.25
200	0.73	0.79	0.88
400	1.33	1.45	1.61
600	1.89	2.06	2.30
800	2.42	2.63	2.94
1000	2.92	3.17	3.54
1200	3.39	3.68	4.11
1400	3.84	4.16	4.63

**Fuente.** Diseño de Elementos de Máquinas I.

#### 4.2.11 Potencia por faja

$$HP/Faja = (HP_{\text{tabulada}} + HP_{\text{adicional}}) \times K_L \times K_{\theta}$$

$$HP/Faja = (1.006 + 0.0210) \times 0.92 \times 0.9962$$

$$HP/Faja = 0.9378$$

#### 4.2.12 Número de fajas

$$\#Fajas = \frac{HP_{\text{diseño}}}{HP/Faja} = \frac{2.1}{0.9378} = 2.2393$$

$$\#Fajas = 2$$

Se redondea el valor obtenido a 2 fajas, basados en distintas teorías del cálculo de fajas se opta en esta tesis por redondar hacia el límite inferior a todos valores que no sobrepasen el 25% en el valor de la faja.

### 4.3 Segunda etapa: Cálculo de cadena de rodillos

$$HP_{\text{Motorreductor}} = 2\text{HP}$$

$$RPM_{\text{piñon}} = 250.29 \text{ RPM}$$

#### 4.3.1 Relación de transmisión segunda etapa

$$R_{\text{primera etapa}} = 1.1667$$

$$R_{\text{segunda etapa}} = \sqrt[2]{1.46/1.1667}$$

$$R_{\text{segunda etapa}} = 1.1186$$

#### 4.3.2 Selección de piñón y catalina

$$Z_p = 19$$

$$Z_c = 21$$

Podemos recalcular la relación de transmisión

$$R_{\text{segunda etapa}} = \frac{21}{19} = 1.1053$$

#### 4.3.3 Velocidad de catalina

$$R_{\text{segunda etapa}} = \frac{RPM_{\text{piñon}}}{RPM_{\text{catalina}}} = 1.1053$$

$$RPM_{\text{catalina}} = \frac{RPM_{\text{piñon}}}{R_{\text{segunda etapa}}} = \frac{250.29 \text{ RPM}}{1.1053}$$

$$RPM_{\text{catalina}} = 226.45$$

#### 4.3.4 Potencia de diseño

$$HP_{\text{diseño}} = HP_{\text{consumo}} \times F_s$$

$$HP_{\text{diseño}} = 2 \times 1$$

$$HP_{\text{diseño}} = 2$$

El valor de  $F_s$  se obtiene de la Tabla 7 en donde la máquina movida será un agitador de líquidos y la máquina motriz es de clase 1.

**Tabla 7**

*Factores de Servicio.*

TIPO DE CARGA	10 HRS/DIA	24 HRS/DIA
UNIFORME	1.0	1.2
CHOQUE MODERADO	1.2	1.4
CHOQUES FUERTES	1.4	1.7
REVERSIBLE	1.5	1.9

**Fuente.** Diseño de Elementos de Máquinas I.

Seleccionamos el adecuado factor corrector del número de dientes.

$$Z_p = 19$$

De la Tabla 8 tenemos lo siguiente:

$$K_T = 1.11$$

**Tabla 8**

*Factor Corrector del Número de Dientes.*

NÚMERO DE DIENTES DEL PIÑÓN	$K_T$
11	0.53
12	0.62
13	0.70
14	0.78
15	0.85
16	0.92
17	1.00
18	1.05
19	1.11
20	1.18

**Fuente.** Diseño de Elementos de Máquinas I.

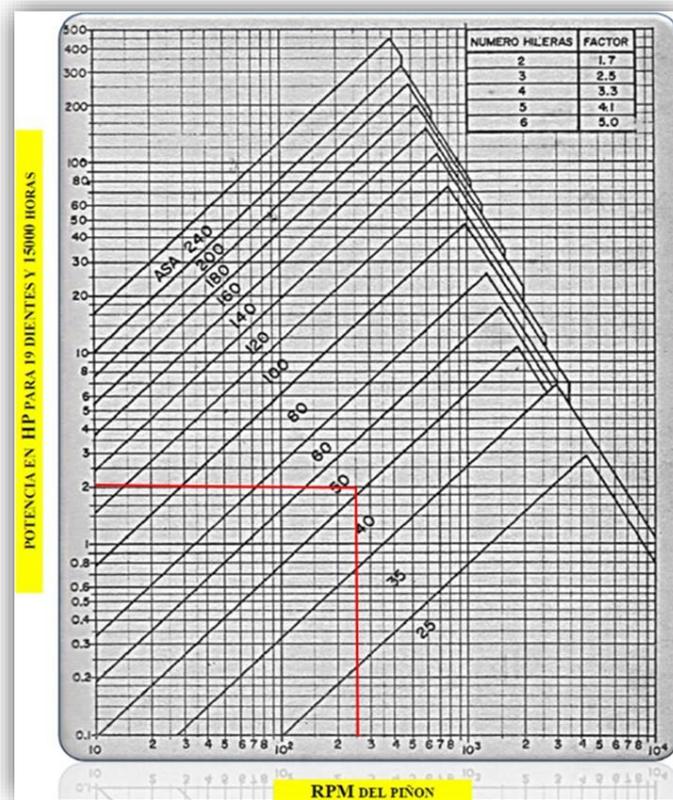
### 4.3.5 Selección de cadena

Tenemos:

Potencia de diseño: 2HP

Velocidad mayor (piñón): 250.29 RPM

Entonces de acuerdo a nuestros datos de potencia y velocidad entramos en la Figura 3, entonces seleccionamos la cadena ASA50.



**Figura 3.** Capacidades de las cadenas de Rodillos.

**Fuente.** Diseño de Elementos de Máquinas I.

Para las cadenas ASA50 según especificaciones técnicas un paso de 5/8".

Calculamos la potencia transmitida. De la Tabla 9 tenemos lo siguiente:

$$HP_{transmitida} = 2.57$$

**Tabla 9***Potencias que pueden transmitir las ASA simples.*

PIÑÓN RPM	ASA N°		
	40	50	60
50	0.32	0.62	1.05
100	0.61	1.16	1.97
150	0.87	1.65	2.82
200	1.13	2.14	3.59
300	1.59	2.99	4.98
400	2.02	3.77	6.22
500	2.41	4.46	7.32
600	2.77	5.09	8.29
800	3.41	6.17	9.91
1000	3.95	7.05	11.10

**Fuente.** Diseño de Elementos de Máquinas I.

Con los datos obtenidos, podemos calcular el número de filas.

$$HP/FILA = HP_{\text{transmitida}} \times K_T$$

$$HP/FILA = 2.57 \times 1.11$$

$$HP/FILA = 2.85 \text{ HP}$$

$$N_{\text{FILA}} = HP_{\text{diseño}} / (HP/FILA)$$

$$N_{\text{FILA}} = 2 / 2.85$$

$$N_{\text{FILA}} = 0.70$$

Entonces:

$$N_{\text{FILA}} = 1$$

### 4.3.6 Diámetro de paso piñón y catalina

Calculas el diámetro de paso del piñón.

$$d = \frac{\text{paso}}{\sin\left(\frac{180}{Z_p}\right)}$$

$$d = \frac{(5/8)}{\sin\left(\frac{180}{19}\right)}$$

$$d = 3.7972" = 96.4489 \text{ mm}$$

De la misma manera para la catalina.

$$d = \frac{\text{paso}}{\sin\left(\frac{180}{Z_C}\right)}$$

$$d = \frac{(5/8)}{\sin\left(\frac{180}{21}\right)}$$

$$d = 4.1934" = 106.5134 \text{ mm}$$

### 4.3.7 Distancia entre centros

Asumiendo:  $C_p = 20$  pasos

$$L_p = 2C_p + \frac{Z_p + Z_C}{2} + \frac{(Z_C - Z_p)^2}{4\pi^2 C_p}$$

$$L_p = 2 \times 20 + \frac{19 + 21}{2} + \frac{(21 - 19)^2}{4\pi^2 \times 20}$$

$$L_p = 60.01 \text{ pasos}$$

$$L_p = 62 \text{ pasos}$$

$$L_p = 62 \times (5/8) = 38.75" = 984.25 \text{ mm}$$

Calculamos la variación de la longitud de cadena, con dicho valor podemos obtener la distancia entre centro real.

$$\Delta L_p = (62 - 60.01) \text{ pasos}$$

$$\Delta L_P = 1.99 \text{ pasos}$$

$$\Delta C_P = \frac{\Delta L_P}{2} = \frac{1.99}{2} \text{ pasos}$$

$$\Delta C_P = 0.9975 \text{ pasos}$$

$$C_P = C_P + \Delta C_P$$

$$C_P = (20 + 0.9975) \text{ pasos}$$

$$C_P = 20.9975 \times (5/8) = 13.1235" = 333.3348 \text{ mm}$$

#### 4.3.8 Dimensiones del piñón

Se tiene la siguiente tabla donde se calculan las dimensiones del piñón.

**Tabla 10**

*Dimensionamiento del Piñón.*

Características del Piñón	Fórmula	Dimensión
Diámetro Exterior (De)	$D_e = D_p + 0.85 \times d$	105.0849 mm
Diámetro Interior (Df)	$D_f = D_p - d$	86.2889 mm
Diámetro de Garganta (Dg)	$D_g = D_f - 2S$ $S = 0.3 \times d$	80.1929 mm
Ancho de diente (L)	$L = 0.91 \times b$	8.6723 mm
Ancho exterior del diente (I)	$I = 0.65 \times b$	6.1945 mm

Fuente. Propia

#### 4.3.9 Dimensiones de la catalina

Se tiene el siguiente cuadro donde se calculan las dimensiones de la catalina.

**Tabla 11***Dimensionamiento de la Catalina.*

<b>Características de Catalina</b>	<b>Fórmula</b>	<b>Dimensión</b>
Diámetro Exterior (De)	$D_e = D_p + 0.85 \times d$	114.6414 mm
Diámetro Interior (Df)	$D_f = D_p - d$	96.3534 mm
Diámetro de Garganta (Dg)	$D_g = D_f - 2S$ $S = 0.3 \times d$	90.2574 mm
Ancho de diente (L)	$L = 0.91 \times b$	8.6723 mm
Ancho exterior del diente (I)	$I = 0.65 \times b$	6.1945 mm

Fuente. Propia

**4.4 Tercera etapa: Cálculo de engranajes rectos**

Se cuenta con los siguientes datos de entrada:

$$HP_{\text{Motorreductor}} = 2 \text{ HP}$$

$$RPM_{\text{piñon}} = 226.45$$

Para engranajes acabados con fresa madre

20° de ángulo de presión

Material: Piñón (Fierro Fundido AGMA Grado 40)

Engranaje (Fierro Fundido AGMA Grado 30)

**4.4.1 Relación de transmisión tercera etapa**

Se tiene:

$$R_{\text{primera etapa}} = 1.1667$$

$$R_{\text{segunda etapa}} = 1.1053$$

$$R_{\text{tercera etapa}} = 1.46 / (1.1667 \times 1.1053)$$

$$R_{\text{tercera etapa}} = 1.1321$$

#### 4.4.2 Selección de piñón y engranaje

$$Z_p = 30$$

$$Z_g = 34$$

Volvemos a calcular la relación de transmisión:

$$R_{\text{tercera etapa}} = \frac{34}{30} = 1.1333$$

#### 4.4.3 Velocidad del engranaje

$$R_{\text{tercera etapa}} = \frac{\text{RPM}_{\text{piñón}}}{\text{RPM}_{\text{engranaje}}} = 1.1333$$

$$\text{RPM}_{\text{engranaje}} = \frac{\text{RPM}_{\text{piñón}}}{R_{\text{tercera etapa}}} = \frac{226.45}{1.1333}$$

$$\text{RPM}_{\text{engranaje}} = 199.8088 \approx 200$$

#### 4.4.4 Diámetro de paso piñón y engranaje

Calculamos el diámetro de paso del piñón.

$$D_p = M \times Z_p$$

$$D_p = 4 \times 30$$

$$D_p = 120 \text{ mm} = 4.724''$$

De la misma manera para el engranaje.

$$D_g = M \times Z_g$$

$$D_g = 4 \times 34$$

$$D_g = 136 \text{ mm} = 5.354''$$

#### 4.4.5 Distancia entre centros

$$c = (D_p + D_g) / 2$$

$$c = (4.724" + 5.354")/2$$

$$c = 5.0393"$$

#### 4.4.6 Ancho del diente

$$8M \leq F \leq 12.5M$$

Asumimos 10M

#### 4.4.7 Velocidad tangencial

$$V = \frac{\pi \times D_P \times N}{60000}$$

$$V = \frac{\pi \times 120 \times 226.45}{60000}$$

$$V = 1.42 \text{ m/s}$$

#### 4.4.8 Calculo del engranaje por fatiga superficial

A continuación, determinaremos todos los factores para el cálculo de Engranaje.

##### 4.4.8.1 Factor de sobrecarga

Choque Uniforme - Motor uniforme

De la Tabla 12 tenemos lo siguiente:

$$C_o = 1$$

**Tabla 12***Factores de Sobrecarga.*

FUENTE DE PODER	CARGA EN LA MÁQUINA MOVIDA		
	UNIFORME	CHOQUE MODERADO	CHOQUE FUERTE
UNIFORMES	1.00	1.25	$\geq 1.75$
CHOQUES PEQUEÑOS	1.25	1.50	$\geq 2.00$
CHOQUES MEDIANOS	1.50	1.75	$\geq 2.25$

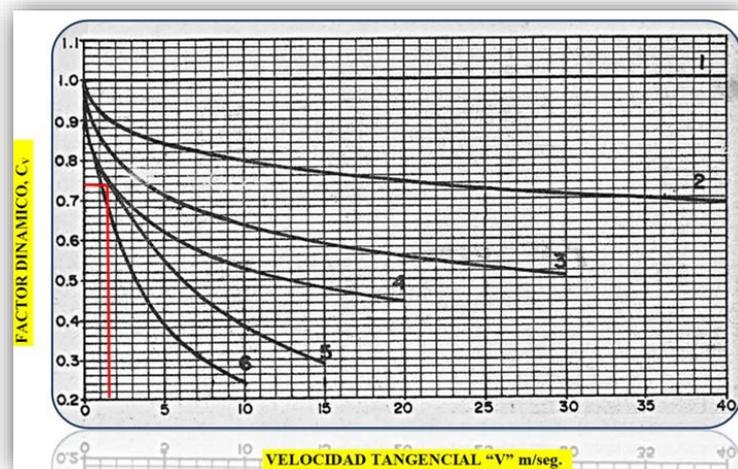
**Fuente.** Diseño de Elementos de Máquinas I.**4.4.8.1 Factor dinámico**

$$V = 1.42 \text{ m/s}$$

Engranaje fresa madre (curva 4)

De la Figura 4 tenemos lo siguiente:

$$C_v = 0.74$$

**Figura 4.** Factores Dinámico,  $C_v$ **Fuente.** Diseño de Elementos de Máquinas I.**4.4.8.1 Factor de tamaño**

Para engranajes cilíndricos (Rectos, helicoidales y bi-helicoidales) se tiene lo siguiente:

$$C_s = 1$$

#### 4.4.8.1 Factor de distribución de carga

Ancho del diente  $F = 40 \text{ mm}$

Engranaje menos preciso 100% contacto

De la Tabla 13 tenemos lo siguiente:

$$C_m = 1.6$$

**Tabla 13**

*Factores de Distribución de Carga.*

CONDICIÓN DEL SOPORTE	ANCHO DEL DIENTE					
	$\leq 50\text{mm}$		150mm		230mm	
	REC	HEL	REC	HEL	REC	HEL
-MONTAJE CUIDADOSO, ENGRANAJE DE PRECISIÓN	1.3	1.2	1.4	1.3	1.5	1.4
-MONTAJE MENOS RÍGIDO, ENGRANEJES MENOS PRECISOS, 100% DE CONTACTO	1.6	1.5	1.7	1.6	1.8	1.7
-MONTAJE Y PRECISIÓN TAL QUE NO PRODUZCA CONTACTO COMPLETO DEL DIENTE	MAS DE 2.0					

**Fuente.** Diseño de Elementos de Máquinas I.

#### 4.4.8.1 Factor de condición superficial

Para engranajes con buen grado de Acabado superficial, se tiene lo siguiente:

$$C_f = 1$$

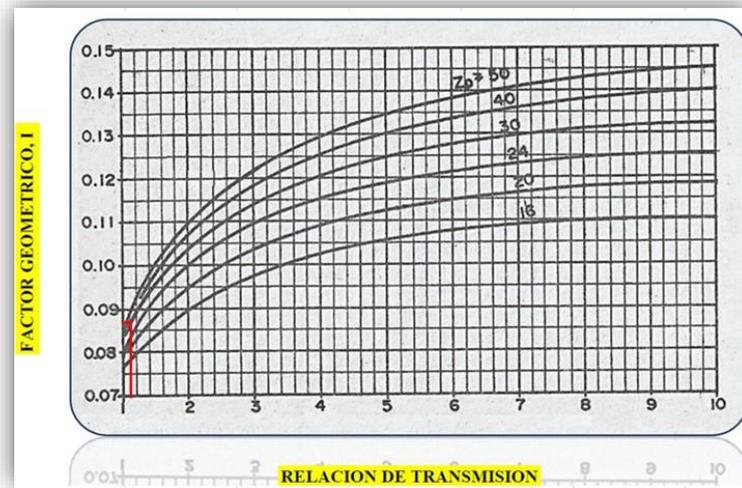
#### 4.4.8.1 Factor geométrico

$$Z_p = 30$$

$$R_{\text{tercera etapa}} = 1.1333$$

De la Figura 5 tenemos lo siguiente:

$$I = 0.086$$



**Figura 5.** Factor Geométrico.

**Fuente.** Diseño de Elementos de Máquinas I.

#### 4.4.8.1 Coeficiente elástico del material

De la Tabla 14 tenemos lo siguiente:

$$C_p = 48$$

**Tabla 14**

*Coeficiente Elástico*

MATERIAL DEL PIÑÓN	MÓDULO DE ELASTICIDAD (Kgs/mm <sup>2</sup> )	MATERIAL DEL ENGRANAJE		
		ACERO	FE FDO	BRONCE ALUMINIO
ACERO	$2.10 \times 10^4$	61	53	52
FE FDO.	$1.34 \times 10^4$	53	48	48
BRONCE	$1.23 \times 10^4$	52	48	46
ALUMINIO	$1.14 \times 10^4$	50	46	45

**Fuente.** Diseño de Elementos de Máquinas I.

#### 4.4.8.2 Factor de vida

Para  $10^7$  entonces  $K_L = 1$

#### 4.4.8.3 Factor de relación de dureza

Para Engranajes Cilíndricos Rectos

$$C_H = 1$$

#### 4.4.8.4 Factor de temperatura

Temperatura de operación  $T \leq 121^\circ\text{C}$ , entonces  $K_T = 1$

#### 4.4.8.5 Factor de seguridad

De la Tabla 15 tenemos lo siguiente:

Confiabilidad 99% entonces  $C_R = 1$

#### Tabla 15

*Factor de Seguridad.*

REQUERIMIENTO	$C_R$
ALTA CONFIABILIDAD	1.25
DE 100 FALLA UNO	1.00
DE 3 FALLA UNO	0.80

**Fuente.** Diseño de Elementos de Máquinas I.

#### 4.4.8.6 Selección de dureza de dientes

De la Tabla 16 tenemos lo siguiente:

Piñón (Fierro Fundido AGMA Grado 40) = 200 BHN

Engranaje (Fierro Fundido AGMA Grado 30) = 175 BHN

**Tabla 16***Esfuerzo Permissible de Contacto.*

MATERIAL	DUREZA SUPERFICIAL MÍNIMA	$S_{ac}$ Kgs/mm <sup>2</sup>
<u>FIERRO FUNDIDO:</u>		
-AGMA GRADO 20		35 - 42
-AGMA GRADO 30	175 BHN	46 - 53
-AGMA GRADO 40	200 BHN	53 - 60

**Fuente.** Diseño de Elementos de Máquinas I.**4.4.8.7 Esfuerzo permisible de contacto ( $S_{ac}$ )**

De la Tabla 16 tenemos lo siguiente:

$$S_{ac} = 46 \text{ kgs/mm}^2$$

Calculamos la potencia a transmitir en los dientes del engranaje.

$$P = 6.98 \times 10^{-7} \times \left( \frac{n_P \times F \times C_V \times I}{C_o \times C_s \times C_m \times C_f} \right) \times \left( \frac{S_{ac} \times D_P \times C_L \times C_H}{C_T \times C_R \times C_P} \right)^2$$

$$P = 6.98 \times 10^{-7} \times \left( \frac{226.45 \times 40 \times 0.74 \times 0.086}{1 \times 1 \times 1.6 \times 1} \right) \times \left( \frac{46 \times 120 \times 1 \times 1}{1 \times 1 \times 48} \right)^2$$

$$P = 3.33 \text{ CV}$$

$$P = 3.2798 > 2\text{HP (Cumple)}$$

Luego, recalculamos el ancho para obtener un valor óptimo:

$$6.3M \leq F \leq 19M$$

$$25.2 \leq F \leq 76$$

$$\frac{P \times C_m}{F} = \frac{P_1 \times C_{m1}}{F_1}$$

$$\frac{3.33 \times 1.6}{40} = \frac{2.028 \times 1.6}{F_1}$$

$$F_1 = 24.36\text{mm}$$

Al ser un valor menor de 25.2, seleccionaremos un ancho del diente (F) próximo al rango:

$$F_1 = 26\text{mm}$$

#### 4.4.9 Calculo del engranaje por resistencia

A continuación, determinaremos todos los factores para el cálculo por resistencia.

##### 4.4.9.1 Esfuerzo permisible del material ( $S_{at}$ )

De la Tabla 17 tenemos lo siguiente:

$$S_{atp}(200 \text{ BHN}) = 9.2 \text{ kgs/mm}^2$$

$$S_{atg}(175 \text{ BHN}) = 6 \text{ kgs/mm}^2$$

**Tabla 17**

*Esfuerzos Permisibles para Engranajes Rectos.*

MATERIAL	DUREZA MÍNIMA O ESFUERZO DE ROTURA MIN.	$S_{at}$ (Kgs/mm <sup>2</sup> ) RECTO, HELICOIDAL Y BIHELICOIDAL
<u>FIERRO FUNDIDO:</u>		
-AGMA GRADO 20		3.5
-AGMA GRADO 30	175 BHN	6.0
-AGMA GRADO 40	200 BHN	9.2

**Fuente.** Diseño de Elementos de Máquinas I.

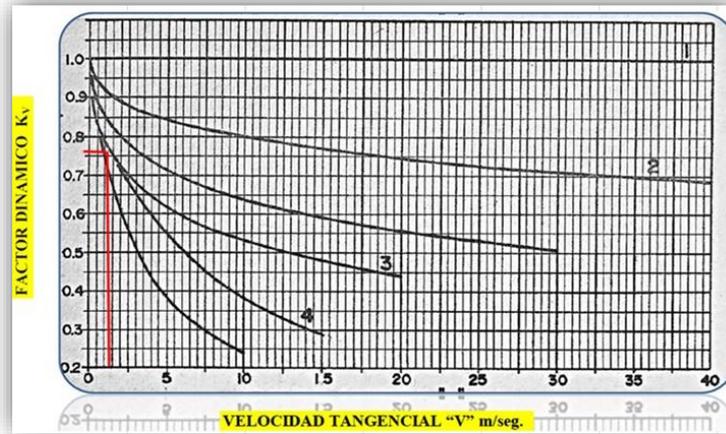
##### 4.4.9.2 Factor dinámico

$$V = 1.42 \text{ m/s}$$

Engranaje fresa madre (curva 3)

De la Figura 6 tenemos lo siguiente:

$$K_v = 0.77$$



**Figura 6:** Factor Dinámico,  $K_v$

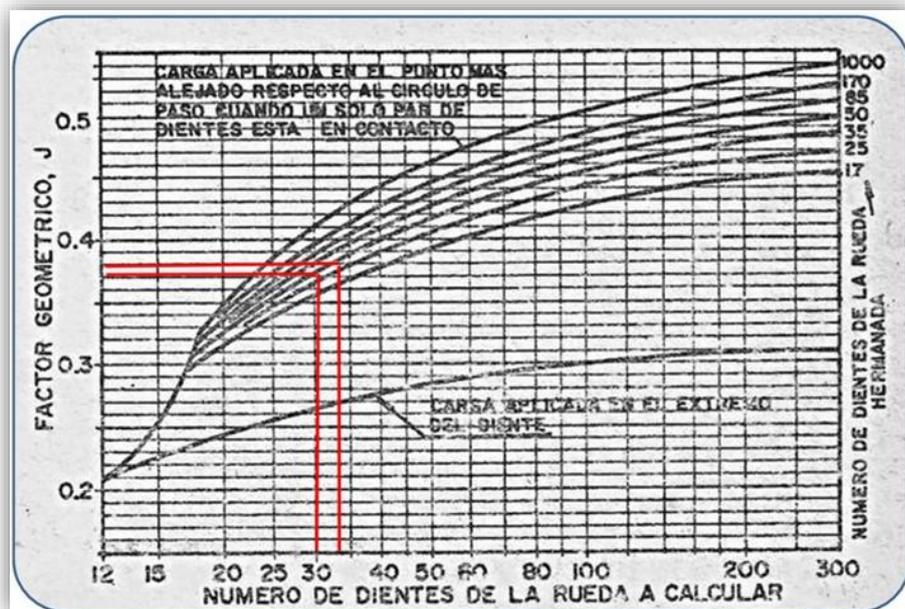
**Fuente.** Diseño de Elementos de Máquinas I.

#### 4.4.9.3 Factor geométrico

De la Figura 7 tenemos lo siguiente

$$J_p(Z_p = 30) = 0.37$$

$$J_g(Z_g = 34) = 0.38$$



**Figura 7.** Factor Geométrico,  $K_v$

**Fuente.** Diseño de Elementos de Máquinas I.

#### 4.4.9.4 Factor de tamaño

Engranajes cilíndricos (Rectos, helicoidales y bi-helicoidales) tenemos lo siguiente:

$$K_s = 1$$

#### 4.4.9.5 Factor de distribución de carga

Ancho del diente  $F = 26 \text{ mm}$

Engranaje menos preciso 100% contacto

De la Tabla 18 tenemos lo siguiente:

$$C_m = 1.6$$

**Tabla 18**

*Factor de Distribución de Carga,  $K_v$*

CONDICIÓN DEL SOPORTE	ANCHO DEL DIENTE					
	$\leq 50\text{mm}$		150mm		230mm	
	REC	HEL	REC	HEL	REC	HEL
-MONTAJE CUIDADOSO, ENGRANAJE DE PRECISIÓN	1.3	1.2	1.4	1.3	1.5	1.4
-MONTAJE MENOS RÍGIDO, ENGRANEJES MENOS PRECISOS, 100% DE CONTACTO	1.6	1.5	1.7	1.6	1.8	1.7
-MONTAJE Y PRECISIÓN TAL QUE NO PRODUZCA CONTACTO COMPLETO DEL DIENTE	MAS DE 2.0					

**Fuente.** Diseño de Elementos de Máquinas I.

#### 4.4.9.6 Factor de vida

Para  $10^7$  entonces  $K_L = 1$

#### 4.4.9.7 Factor de temperatura

Temperatura de operación  $\leq 71^\circ\text{C}$ , entonces  $K_T = 1$

#### 4.4.9.8 Factor de seguridad

De la Tabla 19

Confiabilidad 99% entonces  $K_R = 1$

**Tabla 19**

*Factor de Seguridad respecto a la Resistencia a la Fatiga*

<b>REQUERIMIENTO</b>	<b><math>K_R</math></b>
ALTA CONFIABILIDAD	$\geq 1.5$
DE 100 FALLA UNO	1.0
DE 3 FALLA UNO	0.7

**Fuente.** Diseño de Elementos de Máquinas I

#### 4.4.9.9 Factor de sobrecarga

Choque Uniforme - Motor uniforme

De la Tabla 20 tenemos lo siguiente:

$$K_o = 1$$

**Tabla 20**

*Factor de Sobrecarga.*

<b>FUENTE DE PODER</b>	<b>CARGA EN LA MÁQUINA MOVIDA</b>		
	<b>UNIFORME</b>	<b>CHOQUE MODERADO</b>	<b>CHOQUE FUERTE</b>
UNIFORMES	1.00	1.25	$\geq 1.75$
CHOQUES PEQUEÑOS	1.25	1.50	$\geq 2.00$
CHOQUES MEDIANOS	1.50	1.75	$\geq 2.25$

**Fuente.** Diseño de Elementos de Máquinas I

Calculamos la potencia a transmitir en los dientes del piñón.

$$P = 6.98 \times 10^{-7} \times \left( \frac{D_P \times N_P \times S_{at} \times m \times F \times J \times K_L \times K_V}{K_S \times K_m \times K_t \times K_R \times K_O} \right)$$

$$P_{(\text{piñon})} = 6.98 \times 10^{-7} \times \left( \frac{120 \times 226.45 \times 9.2 \times 4 \times 26 \times 0.37 \times 1 \times 0.77}{1 \times 1.6 \times 1 \times 1 \times 1} \right)$$

$$P = 3.11 \text{ CV}$$

$$P_{(\text{piñon})} = 3.0643 \text{ HP} > 2 \text{ HP (Si cumple)}$$

Por lo tanto, calculamos la potencia a transmitir en los dientes del engranaje.

$$\frac{P_p}{S_{atp} \times J_p} = \frac{P_g}{S_{atg} \times J_g}$$

$$\frac{3.11}{9.2 \times 0.37} = \frac{P_g}{6 \times 0.38}$$

$$P_g = 2.08 \text{ CV}$$

$$P_g = 2.0524 \text{ HP} > 2 \text{ HP (Si cumple)}$$

De la misma manera, se realiza los cálculos con las diversas condiciones planteados (diez combinaciones). El resumen se encuentra en el ANEXO 1: Combinaciones de Accesorios.

#### 4.5 Análisis estático de los ejes

Seleccionamos los elementos mecánicos más críticos para el análisis estático de los ejes:

**Tabla 21**

*Combinación de elementos mecánicos más críticos en el análisis estático de ejes.*

DISEÑO DE EJES	EJE 1	EJE 2	EJE 3
Combinaciones seleccionadas	Novena combinación	Octava combinación	Octava combinación
Elemento mecánico 1	Polea – Faja: Sección 3V $\phi_{p.c} = 3.65''$ $W_1 = 1.47 \text{ Kg}$	Cadena de rodillos: ASA 35 – 3 $Z_p = 26$ $\phi_c = 79.02 \text{ mm}$ $W_1 = 0.74 \text{ Kg}$	Engranaje helicoidal, engranaje: $\phi_n = 20^\circ$ $\Psi = 25^\circ$ $Z_g = 23$ $\phi_g = 92 \text{ mm}$ $W_1 = 3.1870 \text{ Kg}$
Elemento mecánico 2	Cadena de rodillos: ASA 35 – 2 $Z_p = 24$ $\phi_p = 72.97 \text{ mm}$ $W_2 = 0.366 \text{ Kg}$	Engranaje helicoidal, piñón: $\phi_n = 20^\circ$ $\Psi = 25^\circ$ $Z_p = 20$ $\phi_p = 88.27 \text{ mm}$ $W_2 = 2.35 \text{ Kg}$	
RPM	267.67	228.48	198.677
Potencia		2 HP	

Fuente. Propia

Fuerzas que se ejercen sobre los ejes

para una potencia de 2 HP:

### **EJES N°1**

#### **Torque:**

$$T_1 = \frac{71620 \times \text{HP}}{N \text{ (RPM)}} \text{ (Kg - Cm)}$$

$$T_1 = \frac{71620 \times 2}{267.67} \text{ (Kg - Cm)}$$

$$T_1 = 535.137 \text{ Kg - Cm}$$

#### **Elemento mecánico (1):**

#### **Polea - Faja.**

$$T = F_N \times R$$

$$F_N = \frac{535.137 \text{ Kg - Cm}}{\left(\frac{3.65 \times 2.54}{2}\right) \text{ Cm}}$$

$$F_N = 115.443 \text{ Kg}$$

$$F_B = 1.5 \times F_N$$

$$F_B = 1.5 \times (115.443 \text{ Kg})$$

$$F_B = 173.165 \text{ Kg}$$

#### **Dirección**

$$\phi = \text{Arcsen} \left( \frac{63.49}{336.657} \right)$$

$$\phi = 10.87^\circ$$

#### **Fuerzas en "X" y "Y"**

$$F_{Bx} = 170.058 \text{ Kg}$$

$$F_{By} = 32.656 \text{ Kg}$$

#### **Elemento mecánico (2):**

### **Piñón y cadena de Rodillo.**

$$T = F_T \times \left( \frac{D_P}{2} \right)$$

$$F_T = \frac{535.137 \text{ Kg - Cm}}{\left( \frac{7.297}{2} \right) \text{ Cm}}$$

$$F_T = 146.673 \text{ Kg}$$

### **EJES N°2**

#### **Torque:**

$$T_2 = \frac{71620 \times \text{HP}}{N \text{ (RPM)}} \text{ (Kg - Cm)}$$

$$T_2 = \frac{71620 \times 2}{228.48} \text{ (Kg - Cm)}$$

$$T_2 = 626.926 \text{ Kg - Cm}$$

#### **Elemento mecánico (1):**

#### **Catalina y cadena de Rodillo.**

$$T = F_T \times R$$

$$F_T = \frac{626.926 \text{ Kg - Cm}}{\left( \frac{7.902}{2} \right) \text{ Cm}}$$

$$F_T = 158.675 \text{ Kg}$$

#### **Elemento mecánico (2):**

#### **Engranaje helicoidal - piñón.**

$$T = F_T \times \left( \frac{D_P}{2} \right)$$

$$F_T = \frac{626.926 \text{ Kg - Cm}}{\left( \frac{8.827}{2} \right) \text{ Cm}}$$

$$F_T = 142.047 \text{ Kg}$$

$$F_R = F_T \times \text{Tang}(\phi_P)$$

$$F_R = 142.047 \text{ Kg} \times \text{Tang}(21.88^\circ)$$

$$F_R = 57.045 \text{ Kg}$$

$$F_A = F_T \times \text{Tang}(\omega)$$

$$F_A = 142.047 \text{ Kg} \times \text{Tang}(25^\circ)$$

$$F_A = 66.238 \text{ Kg}$$

$$M_A = 66.238 \text{ Kg} \times \left(\frac{8.827}{2}\right) \text{ Cm}$$

$$M_A = 292.341 \text{ Kg} - \text{Cm}$$

$$F_A = 142.047 \text{ Kg} \times \text{Tang}(25^\circ)$$

$$F_A = 66.238 \text{ Kg}$$

$$M_A = 66.238 \text{ Kg} \times \left(\frac{8.827}{2}\right) \text{ Cm}$$

$$M_A = 292.341 \text{ Kg} - \text{Cm}$$

### **EJES N°3**

#### **Torque:**

$$T_3 = \frac{71620 \times \text{HP}}{N \text{ (RPM)}} \text{ (Kg} - \text{Cm)}$$

$$T_3 = \frac{71620 \times 2}{198.677} \text{ (Kg} - \text{Cm)}$$

$$T_3 = 720.969 \text{ Kg} - \text{Cm}$$

#### **Elemento mecánico (1):**

##### **E.H - engranaje.**

$$T = F_T \times \left(\frac{D_P}{2}\right)$$

$$F_T = \frac{720.969 \text{ Kg} - \text{Cm}}{\left(\frac{10.151}{2}\right) \text{ Cm}}$$

$$F_T = 142.049 \text{ Kg}$$

$$F_R = F_T \times \text{Tang}(\phi_P)$$

$$F_R = 142.049 \text{ Kg} \times \text{Tang}(21.88^\circ)$$

$$F_R = 57.045 \text{ Kg}$$

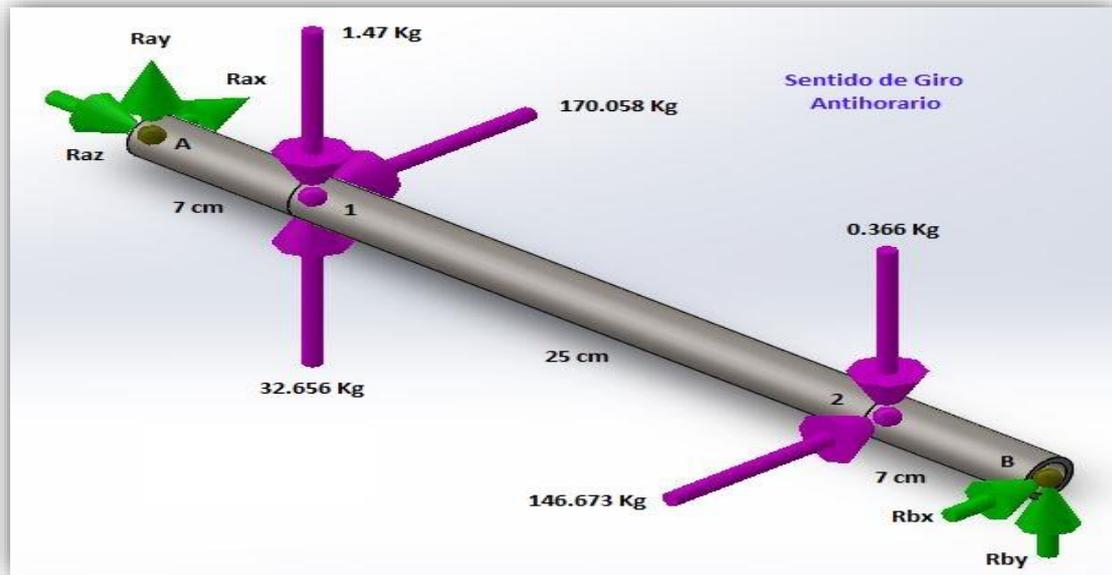
$$F_A = F_T \times \text{Tang}(\omega)$$

Tabla 22

Cuadro de resumen de las fuerzas actuantes sobre los ejes.

DISEÑO DE EJES	EJE 1	EJE 2	EJE 3
Combinaciones seleccionadas	Novena combinación	Octava combinación	Octava combinación
Elemento mecánico 1: fuerzas Y momentos	Polea – Faja: $F_{Bx} = 170.058 \text{ Kg}$ $F_{By} = 32.656 \text{ Kg}$	Cadena de rodillos: $F_T = 158.675 \text{ Kg}$	Engranaje helicoidal, engranaje: $F_T = 142.049 \text{ Kg}$ $F_R = 57.045 \text{ Kg}$ $F_A = 66.238 \text{ Kg}$ $M_A = 292.341 \text{ Kg} - \text{Cm}$
Elemento mecánico 2: fuerzas Y momentos	Cadena de rodillos: $F_T = 146.673 \text{ Kg}$	Engranaje helicoidal, piñón: $F_T = 142.047 \text{ Kg}$ $F_R = 57.045 \text{ Kg}$ $F_A = 66.238 \text{ Kg}$ $M_A = 292.341 \text{ Kg} - \text{Cm}$	
RPM	267.67	228.48	198.677
Torque	$T_1 = 535.137 \text{ Kg} - \text{Cm}$	$T_2 = 626.926 \text{ Kg} - \text{Cm}$	$T_3 = 720.969 \text{ Kg} - \text{Cm}$
Potencia		2 HP	

Fuente: Propia



**Figura 8.** Diagrama de Cuerpo Libre del Eje 1.  
**Fuente.** Solidwork 2017

#### 4.5.1 Análisis estático del eje N°1

##### Plano XZ:

$$\sum M_A = 0$$

$$170.058 \text{ Kg} \times 7 \text{ cm} - 146.673 \text{ Kg} \times 32 \text{ cm} - R_{Bx} \times 39 \text{ cm} = 0$$

$$R_{Bx} = -89.824 \text{ Kg}$$

$$\sum F_H = 0$$

$$170.058 \text{ Kg} - 146.673 \text{ Kg} - R_{Bx} - R_{Ax} = 0$$

$$R_{Ax} = 113.209 \text{ Kg}$$

##### Plano YZ:

$$\sum M_A = 0$$

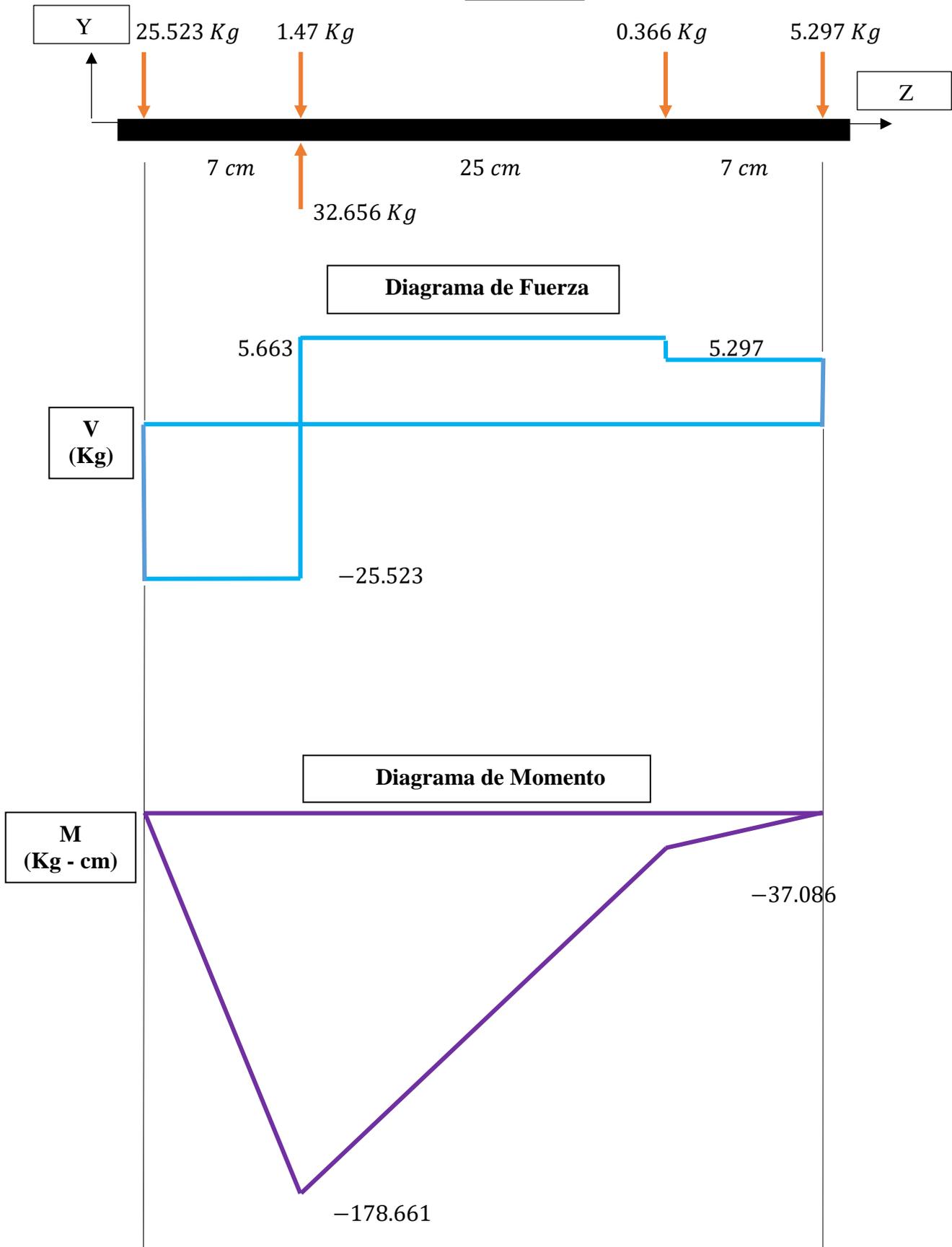
$$31.186 \text{ Kg} \times 7 \text{ cm} - 0.366 \text{ Kg} \times 32 \text{ cm} + R_{By} \times 39 \text{ cm} = 0$$

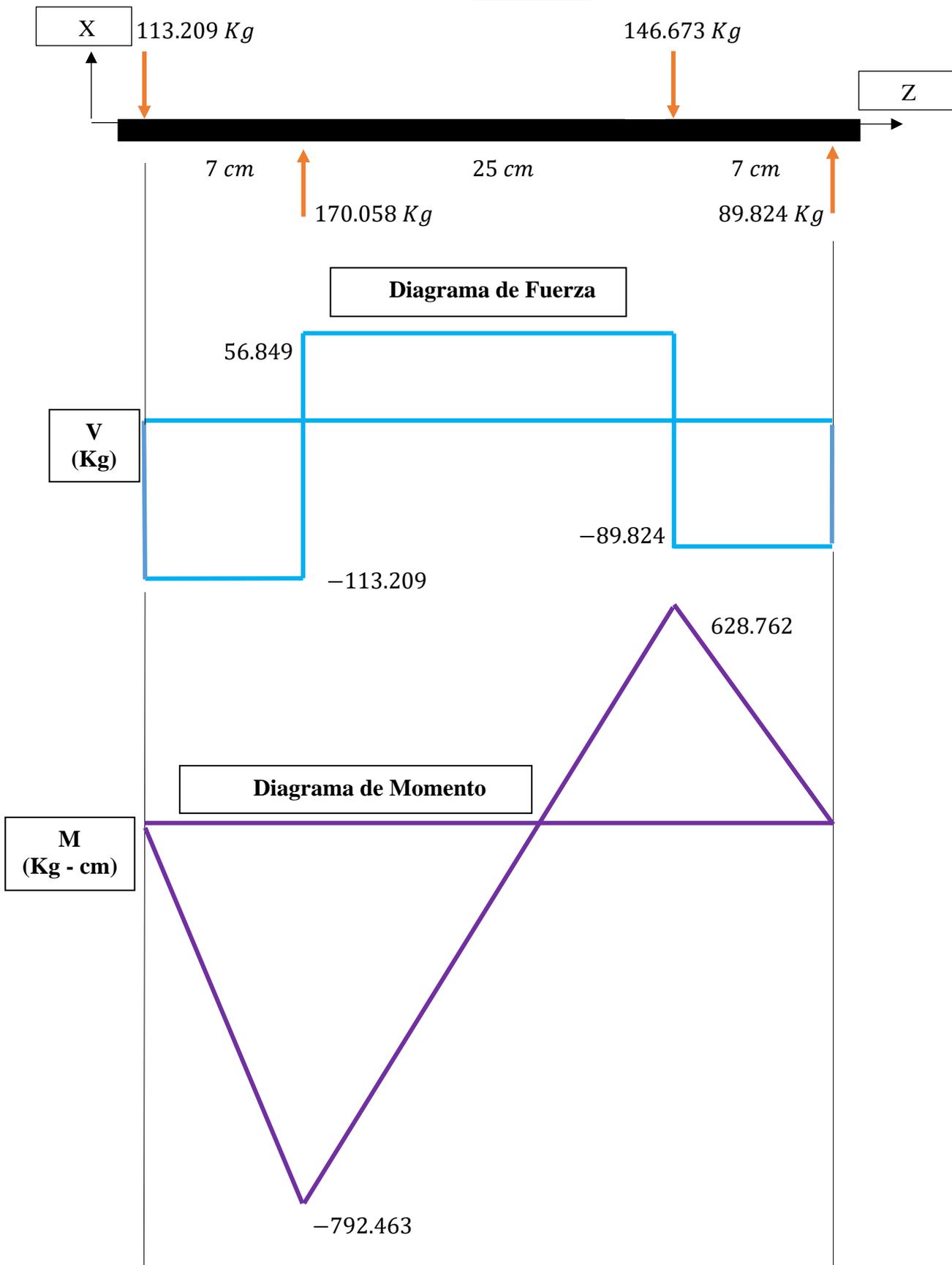
$$R_{By} = -5.297 \text{ Kg}$$

$$\sum F_V = 0$$

$$R_{Ay} + R_{By} - 0.366 \text{ Kg} + 31.186 \text{ Kg} = 0$$

$$R_{Ay} = -25.523 \text{ Kg}$$

**PLANO YZ**

**PLANO XZ**

**Momento Flectores Resultantes:**

$$M_1 = \sqrt{(178.661)^2 + (792.463)^2}$$

$$M_1 = 812.353 \text{ Kg} - \text{cm}$$

$$M_2 = \sqrt{(37.086)^2 + (628.762)^2}$$

$$M_2 = 629.855 \text{ Kg} - \text{cm}$$

**Para Acero Comercial:**

$$S_{ad} = 6000 \text{ PSI}$$

$$K_m = 1.5$$

$$K_T = 1$$

Luego:

$$d_o = \sqrt[3]{\left(\frac{16}{\pi * S_{ad}}\right) \times \sqrt{(K_m \times M)^2 + (K_T \times T)^2}}$$

$$d_o = \sqrt[3]{\left(\frac{16}{\pi \times 6000}\right) \times \sqrt{(1.5 \times 812.353)^2 + (1 \times 535.137)^2}}$$

$$d_o = 1.04''$$

**Para VCN**

$$S_y = 885 \text{ N/mm}^2$$

$$S_y = 128325 \text{ PSI}$$

Luego:

$$S_{ad} = 0.75 \times (0.3 \times S_y) = 28873.125 \text{ PSI}$$

Entonces:

$$d_o = 0.617''$$

**Para AISI 4340**

$$S_y = 65 \text{ Kg/mm}^2$$

$$S_y = 92452.1 \text{ PSI}$$

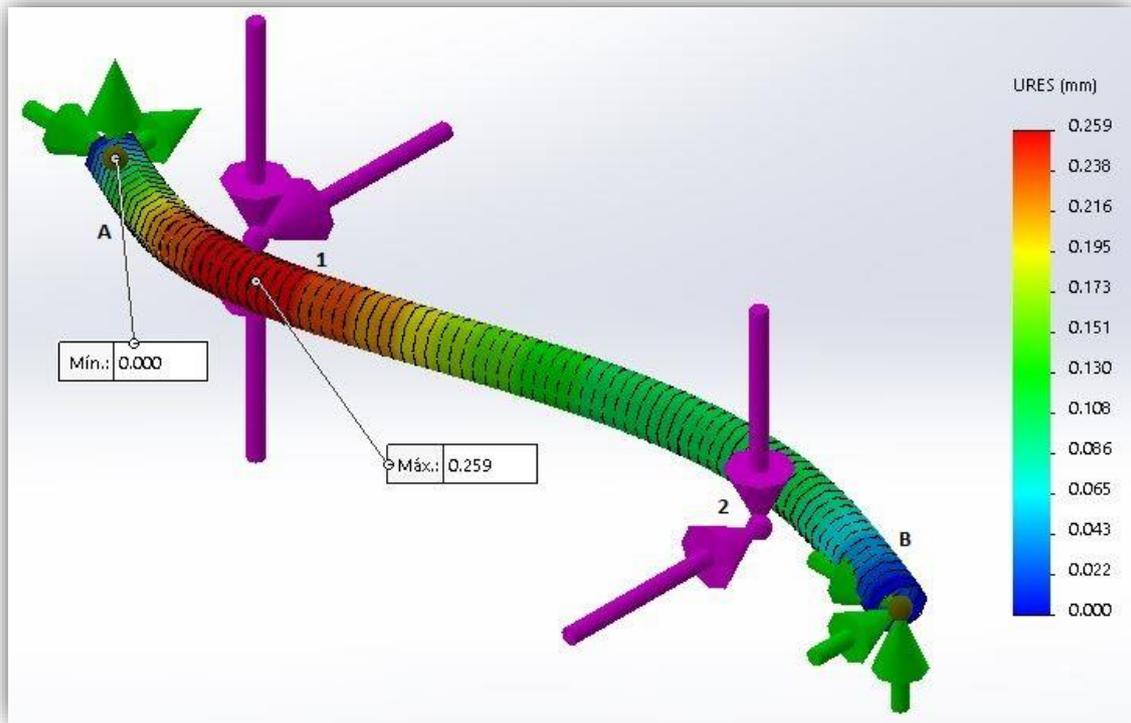
Luego:

$$S_{ad} = 0.75 \times (0.3 \times S_y) = 20801.7 \text{ PSI}$$

Entonces:

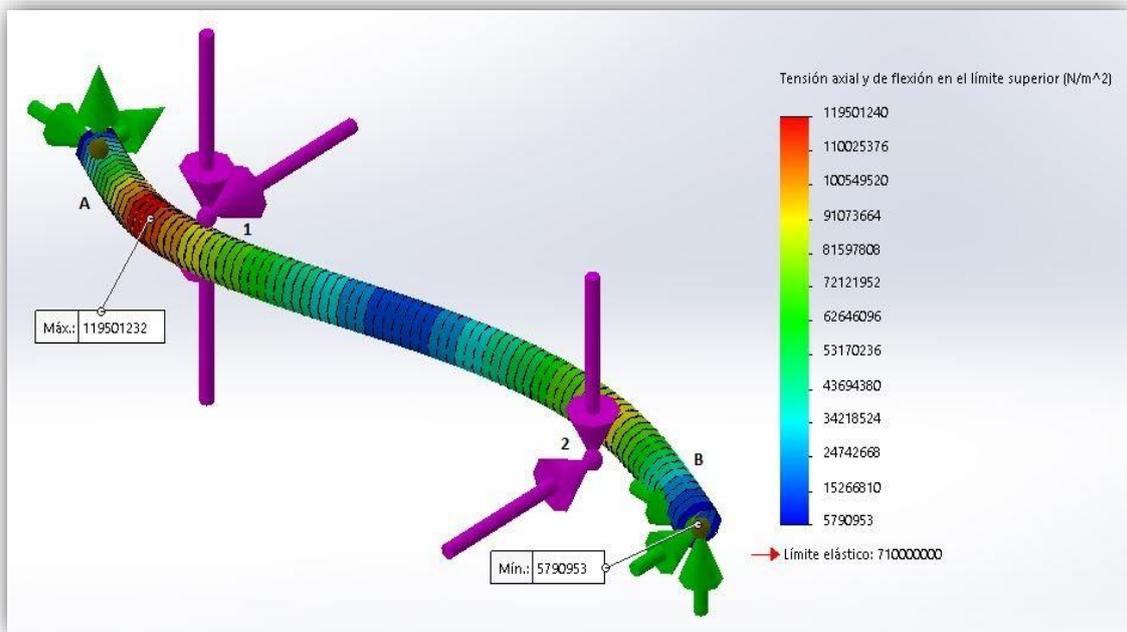
$$d_o = 0.688''$$

## SIMULACIÓN DEL EJE 1 EN SOLIDWORKS



**Figura 9.** Deflexión del Eje 1.

**Fuente.** SolidWork 2017



**Figura 10.** Esfuerzos de Tensión del eje 1.

**Fuente.** Solidwork 2017

#### 4.5.2 Selección de rodamientos eje N°1

##### Datos:

Apoyo "A"

$$F_{r1} = 116.05 \text{ Kg}$$

$$F_a = 0 \text{ Kg}$$

$$n = 267.67 \text{ RPM}$$

$$L_n = 3000 \text{ hrs}$$

##### Duración expresa en millones de revoluciones

$$L = \frac{60 \times n \times L_n}{10^6}$$

$$L = \frac{60 \times 267.67 \times 3000}{10^6}$$

$$L = 48.1806$$

##### Seguridad de carga requerida

$$\frac{C}{P} = L^{1/P}$$

$$\frac{C}{P} = (48.1806)^{1/3}$$

$$\frac{C}{P} = 3.639$$

##### Relación de carga axial y radial

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0}{116.05}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = 0$$

Entonces:

$$e > 0$$

Se tiene:

$$X = 1 \wedge Y = 0$$

Carga Equivalente:

$$P = X \times F_r + Y \times F_a$$

$$P = 116.05 \text{ Kg}$$

Capacidad de Carga Dinámica requerida:

$$C = 116.05 \times (3.639)$$

$$C = 422.306 \text{ Kg}$$

$$C = 4.143 \text{ KN}$$

Seleccionamos un Rodamiento "Y" que cumpla con el requerimiento de Capacidad de Carga Dinámica, entonces se tiene:

Unidad: SY 20 SD

Soporte: SY 504

Rodamiento Y: 479204 D

$$C = 9.80 \text{ KN}$$

$$C_o = 6.20 \text{ KN}$$

**Datos:**

Apoyo "B"

$$F_{r1} = 89.98 \text{ Kg}$$

$$F_a = 0 \text{ Kg}$$

$$n = 267.67 \text{ RPM}$$

$$L_n = 3000 \text{ hrs}$$

**Duración expresa en millones de revoluciones**

$$L = \frac{60 \times n \times L_n}{10^6}$$

$$L = \frac{60 \times 267.67 \times 3000}{10^6}$$

$$L = 48.1806$$

**Seguridad de carga requerida**

$$\frac{C}{P} = L^{1/P}$$

$$\frac{C}{P} = (48.1806)^{1/3}$$

$$\frac{C}{P} = 3.639$$

**Relación de carga axial y radial**

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0}{89.98}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = 0$$

Entonces:

$$e > 0$$

Se tiene:

$$X = 1 \wedge Y = 0$$

Carga Equivalente:

$$P = X \times F_r + Y \times F_a$$

$$P = 89.98 \text{ Kg}$$

Capacidad de Carga Dinámica  
requerida:

$$C = 89.98 \times (3.639)$$

$$C = 327.437 \text{ Kg}$$

$$C = 3.212 \text{ KN}$$

Seleccionamos un Rodamiento "Y" que cumpla con el requerimiento de Capacidad de Carga Dinámica, entonces se tiene:

Unidad: SY 20 SD

Soporte: SY 504

Rodamiento Y: 479204 D

$$C = 9.80 \text{ KN}$$

$$C_o = 6.20 \text{ KN}$$

**TOLERANCIA AGUJERO – EJE****Datos:**

$\emptyset$  Agujero (Rodamiento) = 20 mm

$\emptyset$  Eje = 20 mm

C. N = 20 mm

Entonces se tiene el siguiente Sistema de Ajuste:

20 H7/g6

Agujero: H7

$D_s = +21u$

$D_i = 0$

Eje: g6

$d_s = -7u$

$d_i = -20u$

$J_{\text{máx}} = D_s - d_i$

$J_{\text{máx}} = +21u - (-20u)$

$J_{\text{máx}} = 41u$

$J_{\text{mín}} = D_i - d_s$

$J_{\text{mín}} = 0 - (-7u)$

$J_{\text{mín}} = 7u$

$T = T_a + T_e$

$T = D_s - D_i + d_s - d_i$

$T = J_{\text{máx}} - J_{\text{mín}}$

$T = 34u$  (Tolerancia de Ajuste)

**CUÑA PARA EL EJE 1****Datos:**

Material de la Cuña:

AISI 1020

$S_y = 51000$  PSI

Dimensiones de la Sección Transversal según ANSI B17.1:

Cuña Cuadrada:

Ancho (W) =  $3/16$  " = 0.1875"

Altura (H) =  $3/16$  " = 0.1875"

**Torque:**

$$T_1 = \frac{63000 \times \text{HP}}{N \text{ (RPM)}}$$

$$T_1 = \frac{63000 \times 2}{267.67}$$

$$T_1 = 470.729 \text{ Lb} - \text{pulg}$$

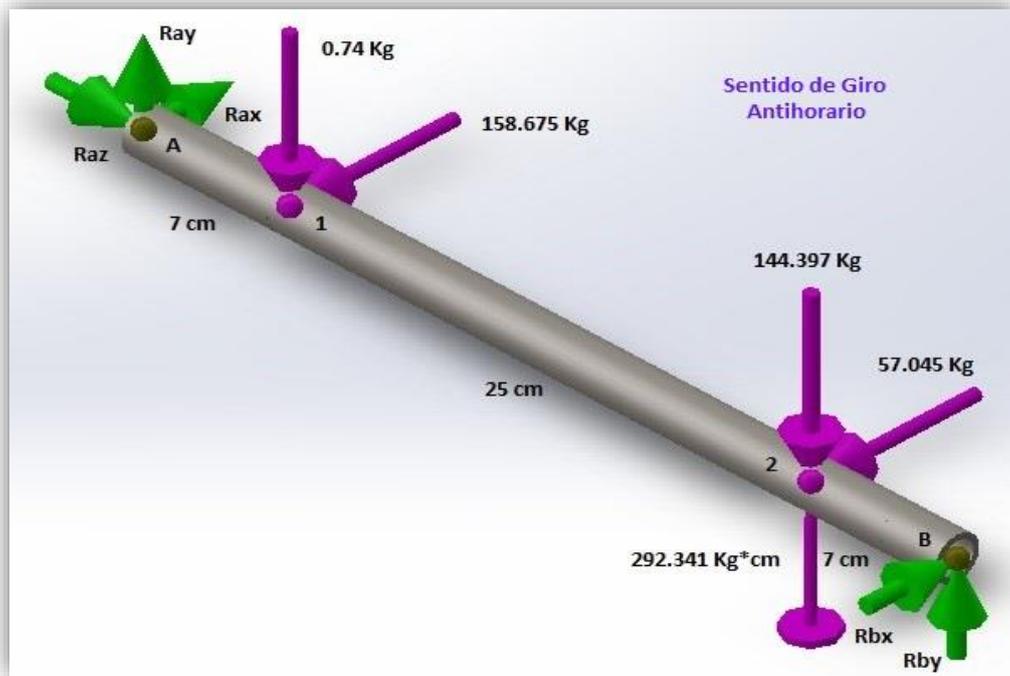
**Longitud mínima de la cuña:**

$$L = \frac{4 \times T \times N}{D \times W \times S_y}$$

$$L = \frac{4 \times 470.729 \times 3}{0.7874" \times 0.1875 \times 51000}$$

$$L = 0.7502"$$

### 4.5.3 Análisis estático del eje N°2



**Figura 11.** Diagrama de Cuerpo Libre del Eje 2.  
Fuente. Solidwork 2017

#### Plano XZ:

$$\sum M_A = 0$$

$$158.675 \text{ Kg} \times 7 \text{ cm} + 57.045 \text{ Kg} \times 32 \text{ cm} - R_{Bx} \times 39 \text{ cm} - 292.341 \text{ Kg} \times \text{cm} = 0$$

$$R_{Bx} = 67.790 \text{ Kg}$$

$$\sum F_H = 0$$

$$158.675 \text{ Kg} + 57.045 \text{ Kg} - R_{Bx} - R_{Ax} = 0$$

$$R_{Ax} = 147.93 \text{ Kg}$$

#### Plano YZ:

$$\sum M_A = 0$$

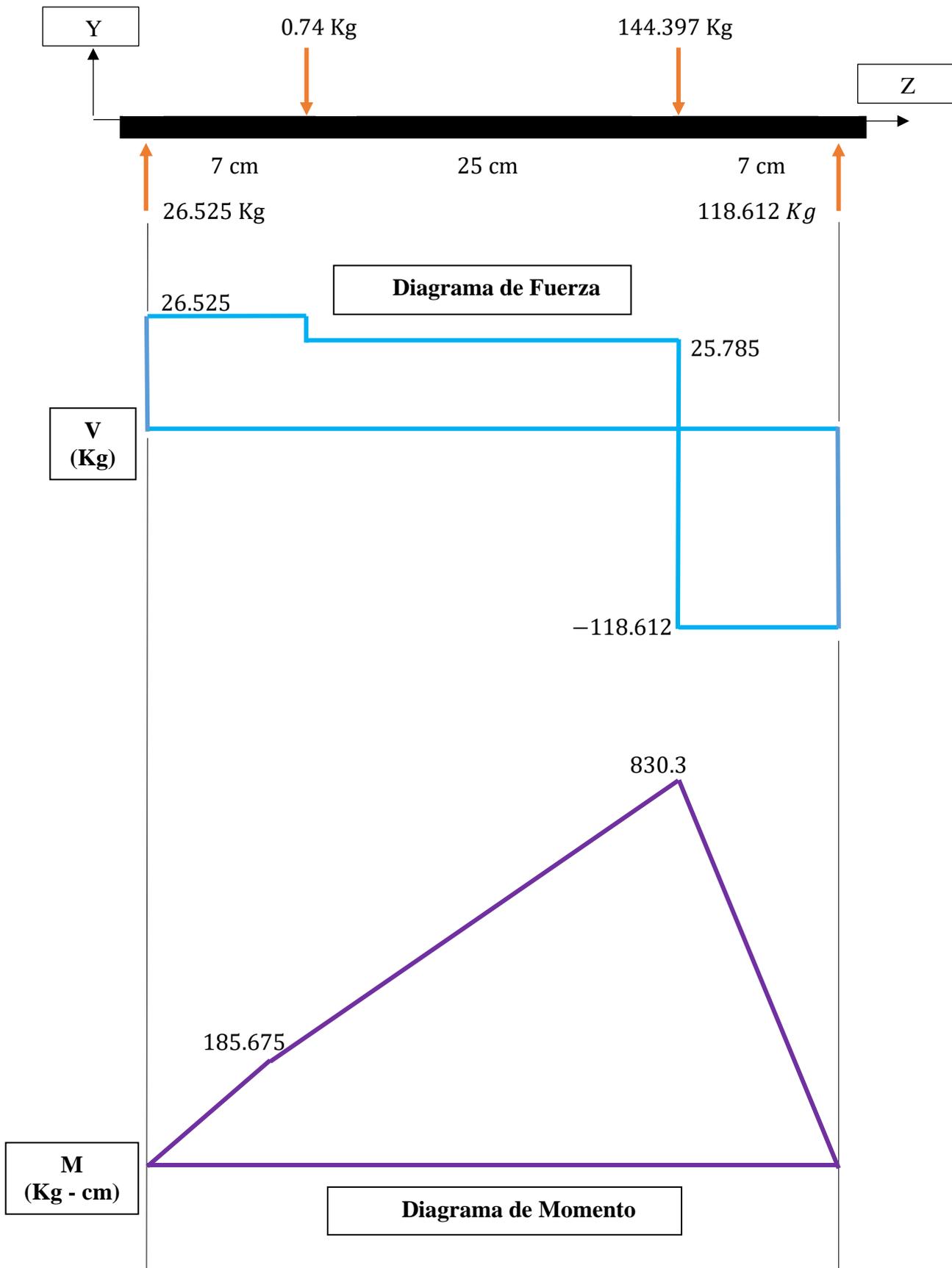
$$-0.74 \text{ Kg} \times 7 \text{ cm} - 144.397 \text{ Kg} \times 32 \text{ cm} + R_{By} \times 39 \text{ cm} = 0$$

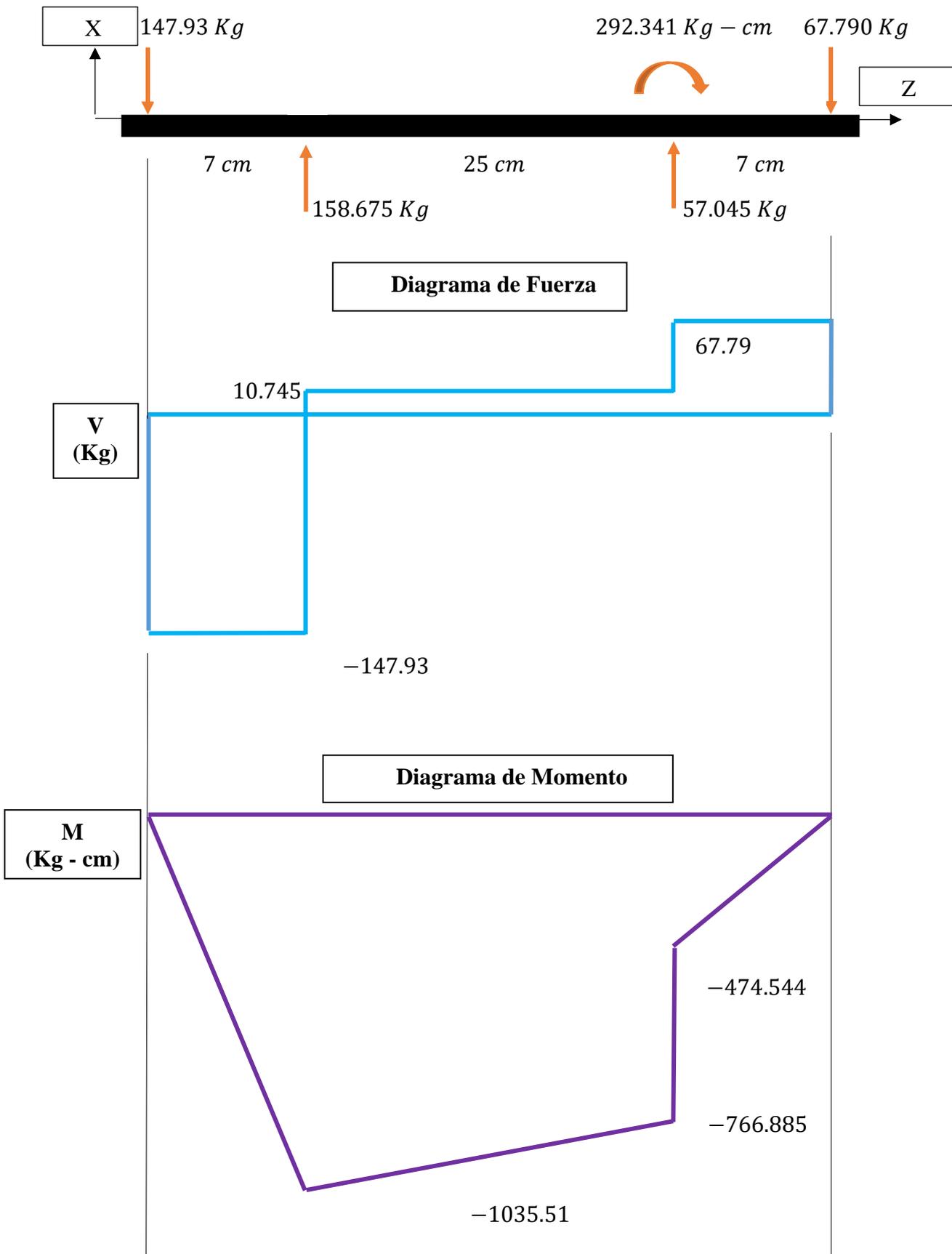
$$R_{By} = 118.612 \text{ Kg}$$

$$\sum F_V = 0$$

$$R_{Ay} + R_{By} - 0.74 \text{ Kg} - 144.397 \text{ Kg} = 0$$

$$R_{Ay} = 26.525 \text{ Kg}$$

**PLANO YZ**

**PLANO XZ**

**Momento Flectores Resultantes:**

$$M_1 = \sqrt{(1035.51)^2 + (185.675)^2}$$

$$M_1 = 1052.025 \text{ Kg} - \text{cm}$$

$$M_2 = \sqrt{(766.885)^2 + (830.3)^2}$$

$$M_2 = 1130.270 \text{ Kg} - \text{cm}$$

**Para Acero Comercial:**

$$S_{ad} = 6000 \text{ PSI}$$

$$K_m = 1.5$$

$$K_T = 1$$

Luego:

$$d_o = \sqrt[3]{\left(\frac{16}{\pi \times S_{ad}}\right) \times \sqrt{(K_m \times M)^2 + (K_T \times T)^2}}$$

$$d_o = \sqrt[3]{\left(\frac{16}{\pi \times 6000}\right) \times \sqrt{(1.5 \times 1130.270)^2 + (1 \times 626.926)^2}}$$

$$d_o = 1.153''$$

**Para VCN**

$$S_y = 885 \text{ N/mm}^2$$

$$S_y = 128325 \text{ PSI}$$

Luego:

$$S_{ad} = 0.75 \times (0.3 \times S_y) = 28873.125 \text{ PSI}$$

Entonces:

$$d_o = 0.683''$$

**Para AISI 4340**

$$S_y = 65 \text{ Kg/mm}^2$$

$$S_y = 92452.1 \text{ PSI}$$

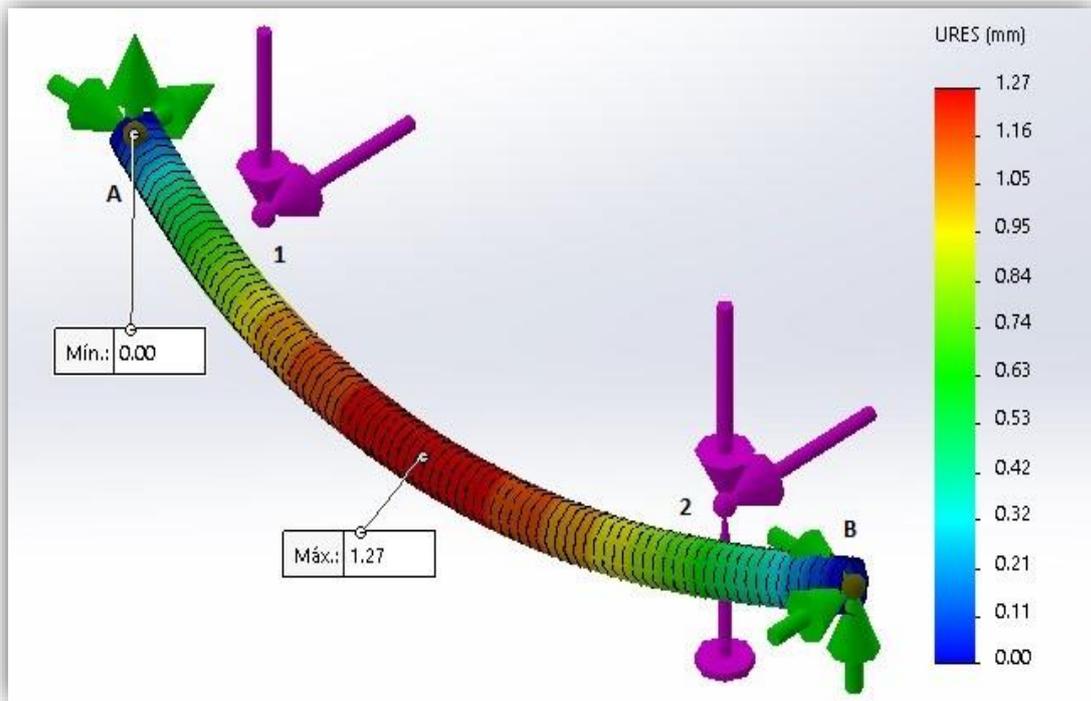
Luego:

$$S_{ad} = 0.75 \times (0.3 \times S_y) = 20801.7 \text{ PSI}$$

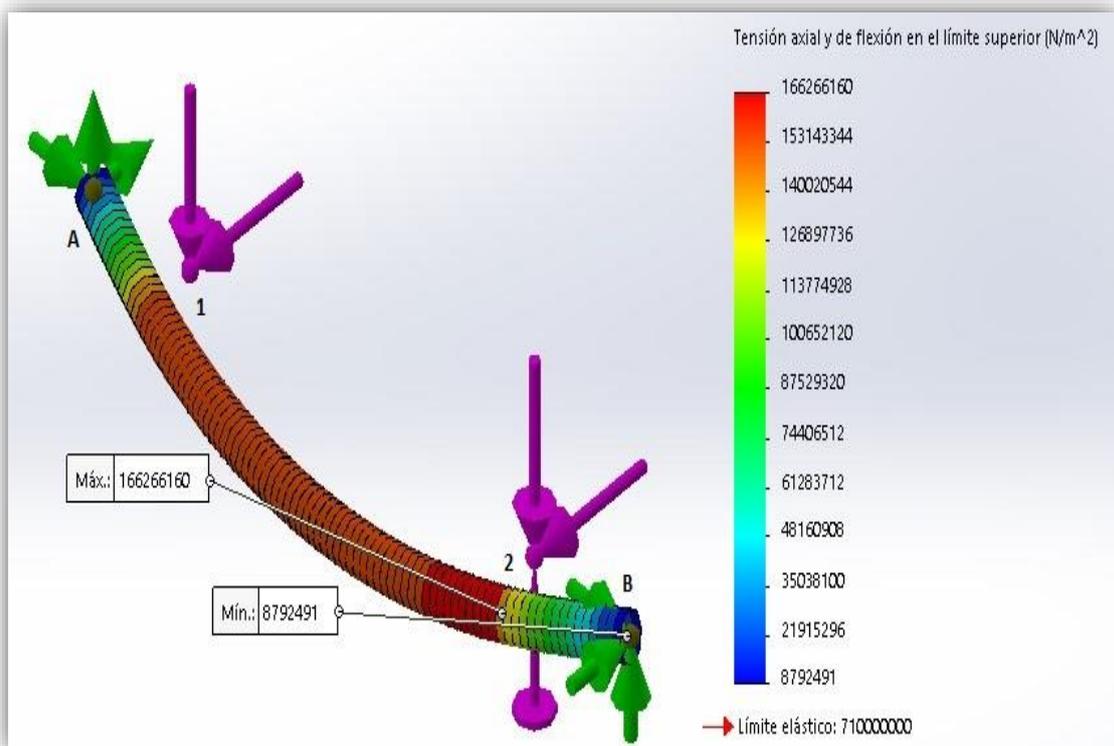
Entonces:

$$d_o = 0.762''$$

## SIMULACIÓN DEL EJE 2 EN SOLIDWORKS



**Figura 12.** Deflexión del Eje 2.  
Fuente. SolidWork 2017



**Figura 13.** Esfuerzo de Tensión del eje 2.  
Fuente. SolidWork 2017

#### 4.5.4 Selección de rodamientos eje N°2

##### Datos:

Apoyo "A"

$$F_{r1} = 150.289 \text{ Kg}$$

$$F_a = 66.238 \text{ Kg}$$

$$n = 228.48 \text{ RPM}$$

$$L_n = 3000 \text{ hrs}$$

##### Duración expresa en millones de revoluciones

$$L = \frac{60 \times n \times L_n}{10^6}$$

$$L = \frac{60 \times 228.48 \times 3000}{10^6}$$

$$L = 41.1264$$

##### Seguridad de carga requerida

$$\frac{C}{P} = L^{1/P}$$

$$\frac{C}{P} = (41.1264)^{1/3}$$

$$\frac{C}{P} = 3.452$$

##### Relación de carga axial y radial

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{66.238}{150.289}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = 0.44$$

Si asumimos que:

$$\frac{F_a}{F_r} = 0.44 \leq e$$

Se tendría:

$$X = 1 \wedge Y = 0$$

La Carga Equivalente sería:

$$P = X \times F_r + Y \times F_a$$

$$P = 150.289 \text{ Kg}$$

La Capacidad de Carga Dinámica requerida sería:

$$C = 150.289 \times (3.452)$$

$$C = 518.798 \text{ Kg}$$

$$C = 5.089 \text{ KN}$$

Seleccionamos un Rodamiento "Y" que cumpla con el requerimiento de Capacidad de Carga Dinámica, entonces se tiene:

Unidad: SY 20 SD

Soporte: SY 504

Rodamiento Y: 479204 D

$$C = 9.80 \text{ KN}$$

$$C_o = 6.20 \text{ KN}$$

Comprobando el valor de "e":

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{66.238 \times 9.81 \text{ N}}{6.20 \text{ KN}}$$

$$\frac{F_a}{C_o} = 0.105$$

$$e = 0.295$$

Luego:

$$e = 0.295 < F_a/F_r = 0.44$$

Se tiene:

$$X = 0.56 \wedge Y = 1.475$$

$$P = X \times F_r + Y \times F_a$$

$$P = 0.56 \times (150.289) + 1.475 \times (66.238)$$

$$P = 181.863 \text{ Kg}$$

$$C = 181.863 \text{ Kg} \times (3.452)$$

$$C = 627.791 \text{ Kg}$$

$$C = 6.159 \text{ KN}$$

**Datos:**

Apoyo "B"

$$F_{r2} = 136.617 \text{ Kg}$$

$$F_a = 66.238 \text{ Kg}$$

$$n = 228.48 \text{ RPM}$$

$$L_n = 3000 \text{ hrs}$$

**Duración expresa en millones de revoluciones**

$$L = \frac{60 \times n \times L_n}{10^6}$$

$$L = \frac{60 \times 228.48 \times 3000}{10^6}$$

$$L = 41.1264$$

**Seguridad de carga requerida**

$$\frac{C}{P} = L^{1/P}$$

$$\frac{C}{P} = (41.1264)^{1/3}$$

$$\frac{C}{P} = 3.452$$

**Relación de carga axial y radial**

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{66.238}{136.617}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = 0.485$$

Si asumimos que:

$$\frac{F_a}{F_r} = 0.485 \leq e$$

Se tendría:

$$X = 1 \wedge Y = 0$$

La Carga Equivalente sería:

$$P = X \times F_r + Y \times F_a$$

$$P = 136.617 \text{ Kg}$$

La Capacidad de Carga Dinámica requerida sería:

$$C = 136.617 \times (3.452)$$

$$C = 471.602 \text{ Kg}$$

$$C = 4.626 \text{ KN}$$

Seleccionamos un Rodamiento "Y" que cumpla con el requerimiento de Capacidad de Carga Dinámica, entonces se tiene:

Unidad: SY 20 SD

Soporte: SY 504

Rodamiento Y: 479204 D

$$C = 9.80 \text{ KN}$$

$$C_o = 6.20 \text{ KN}$$

Comprobando el valor de "e":

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{66.238 \times 9.81 \text{ N}}{6.20 \text{ KN}}$$

$$\frac{F_a}{C_o} = 0.105$$

$$e = 0.295$$

Luego:

$$e = 0.295 < F_a/F_r = 0.485$$

Se tiene:

$$X = 0.56 \wedge Y = 1.475$$

$$P = X \times F_r + Y \times F_a$$

$$P = 0.56 \times (136.617) + 1.475 \times (66.238)$$

$$P = 174.207 \text{ Kg}$$

$$C = 174.207 \text{ Kg} \times (3.452)$$

$$C = 601.363 \text{ Kg}$$

$$C = 5.899 \text{ KN}$$

**TOLERANCIA AGUJERO – EJE****Datos:**

$\emptyset$  Agujero (Rodamiento) = 20 mm

$\emptyset$  Eje = 20 mm

C. N = 20 mm

Entonces se tiene el siguiente Sistema de Ajuste:

20 H7/g6

Agujero: H7

$D_s = +21u$

$D_i = 0$

Eje: g6

$d_s = -7u$

$d_i = -20u$

$J_{\text{máx}} = D_s - d_i$

$J_{\text{máx}} = +21u - (-20u)$

$J_{\text{máx}} = 41u$

$J_{\text{mín}} = D_i - d_s$

$J_{\text{mín}} = 0 - (-7u)$

$J_{\text{mín}} = 7u$

$T = T_a + T_e$

$T = D_s - D_i + d_s - d_i$

$T = J_{\text{máx}} - J_{\text{mín}}$

$T = 34u$  (Tolerancia de Ajuste)

**CUÑA PARA EL EJE 2****Datos:**

Material de la Cuña:

AISI 1020

$S_y = 51000$  PSI

Dimensiones de la Sección Transversal según ANSI B17.1:

Cuña Cuadrada:

Ancho (W) =  $3/16'' = 0.1875''$

Altura (H) =  $3/16'' = 0.1875''$

**Torque:**

$$T_2 = \frac{63000 \times \text{HP}}{N}$$

$$T_2 = \frac{63000 \times 2}{228.48}$$

$$T_2 = 551.471 \text{ Lb} - \text{pulg}$$

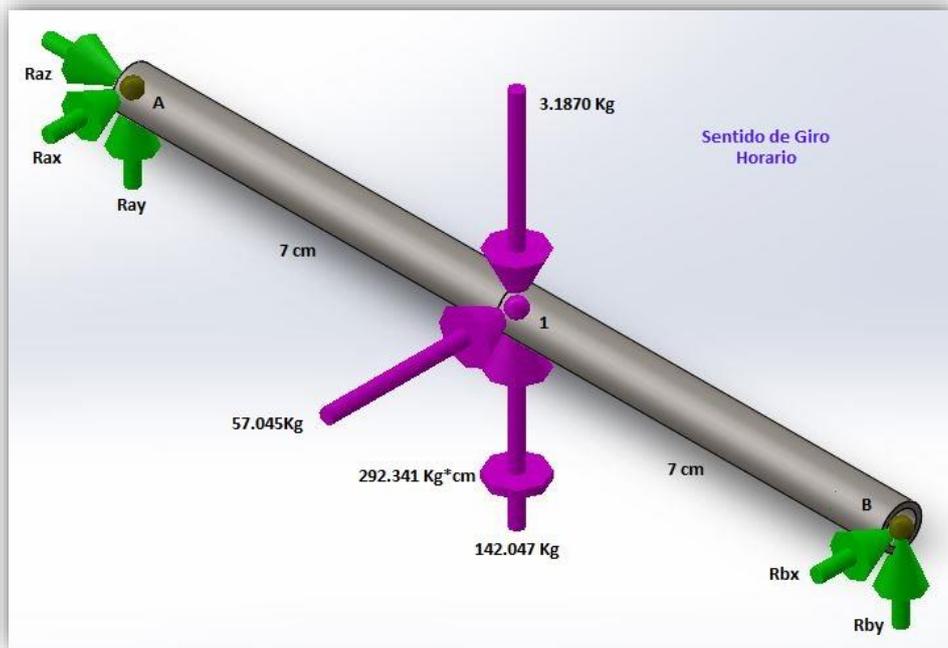
**Longitud mínima de la cuña:**

$$L = \frac{4 \times T \times N}{D \times W \times S_y}$$

$$L = \frac{4 \times 551.471 \times 3}{0.7874'' \times 0.1875 \times 51000}$$

$$L = 0.8789''$$

#### 4.5.5 Análisis estático del eje N°3



**Figura 14.** Diagrama de Cuerpo Libre del Eje 3.  
Fuente. Solidwork 2017

##### Plano XZ:

$$\sum M_A = 0$$

$$-R_{Bx} \times 14cm - 57.045 \text{ Kg} \times 7cm - 292.341 \text{ Kg} \times cm = 0$$

$$R_{Bx} = -49.404 \text{ Kg}$$

$$\sum F_H = 0$$

$$-R_{Bx} - R_{Ax} - 57.045 \text{ Kg} = 0$$

$$R_{Ax} = -7.641 \text{ Kg}$$

##### Plano YZ:

$$\sum M_A = 0$$

$$-R_{By} \times 14cm - 138.86 \text{ Kg} \times 7cm = 0$$

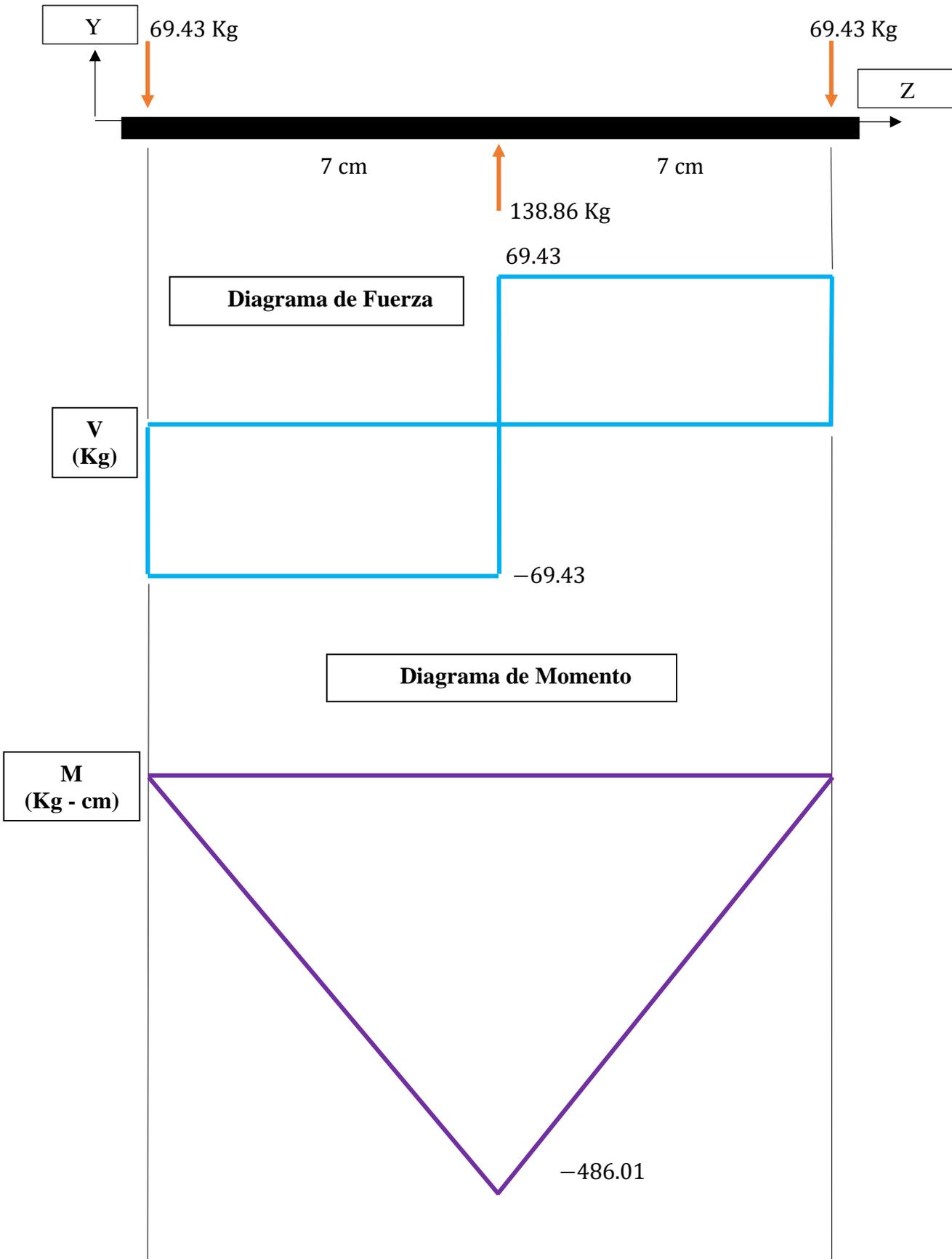
$$R_{By} = -69.43 \text{ Kg}$$

$$\sum F_V = 0$$

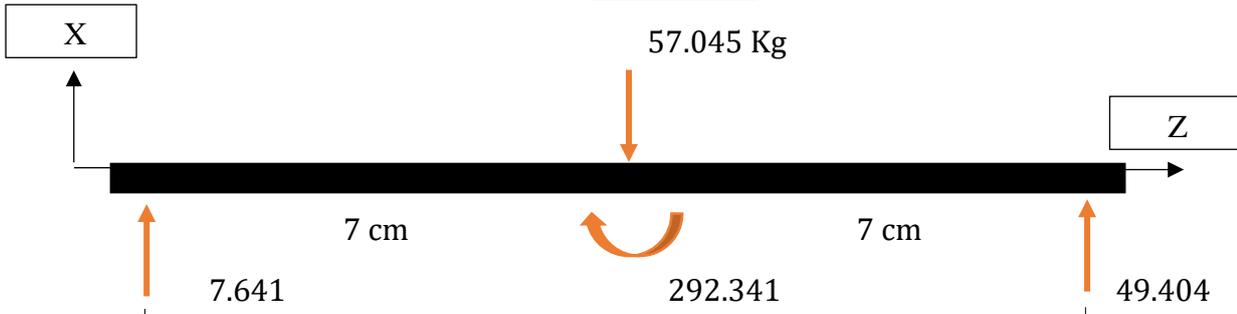
$$R_{Ay} + R_{By} + 142.047 \text{ Kg} - 3.1870 \text{ Kg} = 0$$

$$R_{Ay} = -69.43 \text{ Kg}$$

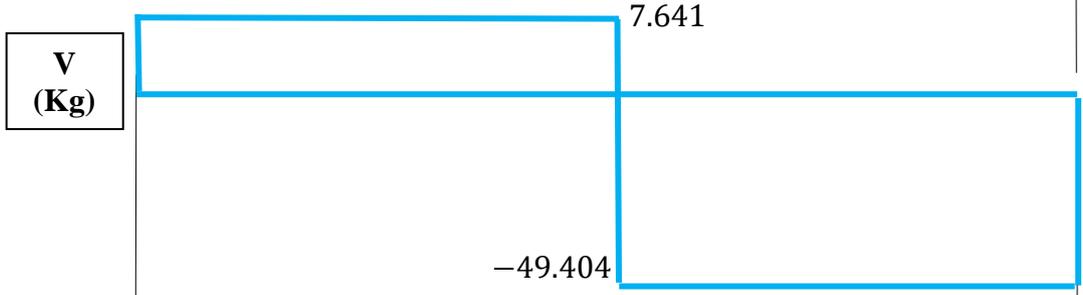
PLANO YZ



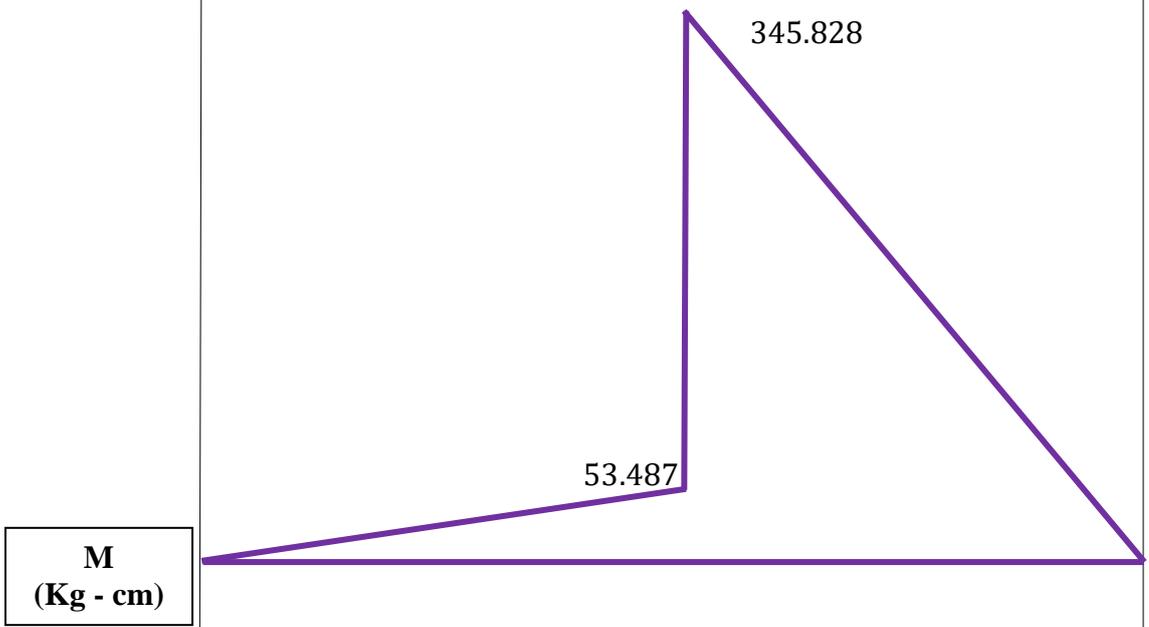
**PLANO XZ**



**Diagrama de Fuerza**



**Diagrama de Momento**



**Momento Flector Resultante:**

$$M_1 = \sqrt{(486.01)^2 + (345.828)^2}$$

$$M_1 = 596.492 \text{ Kg} - \text{cm}$$

**Para Acero Comercial:**

$$S_{ad} = 6000 \text{ PSI}$$

$$K_m = 1.5$$

$$K_T = 1$$

Luego:

$$d_o = \sqrt[3]{\left(\frac{16}{\pi \times S_{ad}}\right) \times \sqrt{(K_m \times M)^2 + (K_T \times T)^2}}$$

$$d_o = \sqrt[3]{\left(\frac{16}{\pi \times 6000}\right) \times \sqrt{(1.5 \times 596.492)^2 + (1 \times 720.969)^2}}$$

$$d_o = 0.992''$$

**Para VCN**

$$S_y = 885 \text{ N/mm}^2$$

$$S_y = 128325 \text{ PSI}$$

Luego:

$$S_{ad} = 0.75 \times (0.3 \times S_y) = 28873.125 \text{ PSI}$$

Entonces:

$$d_o = 0.587''$$

**Para AISI 4340**

$$S_y = 65 \text{ Kg/mm}^2$$

$$S_y = 92452.1 \text{ PSI}$$

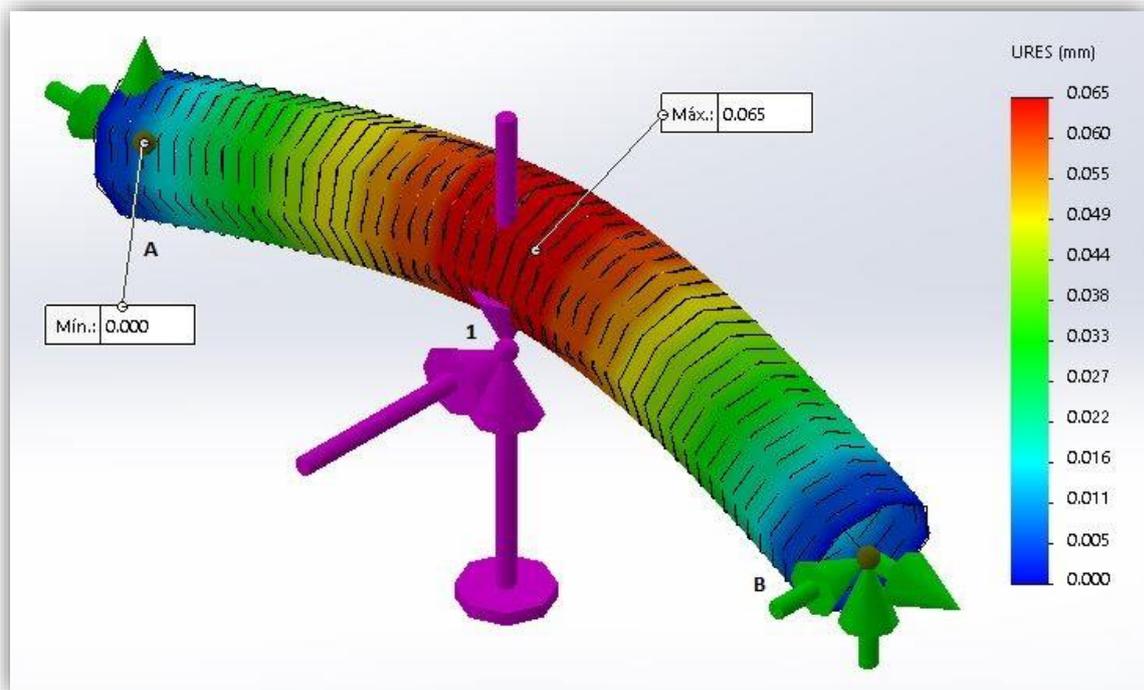
Luego:

$$S_{ad} = 0.75 \times (0.3 \times S_y) = 20801.7 \text{ PSI}$$

Entonces:

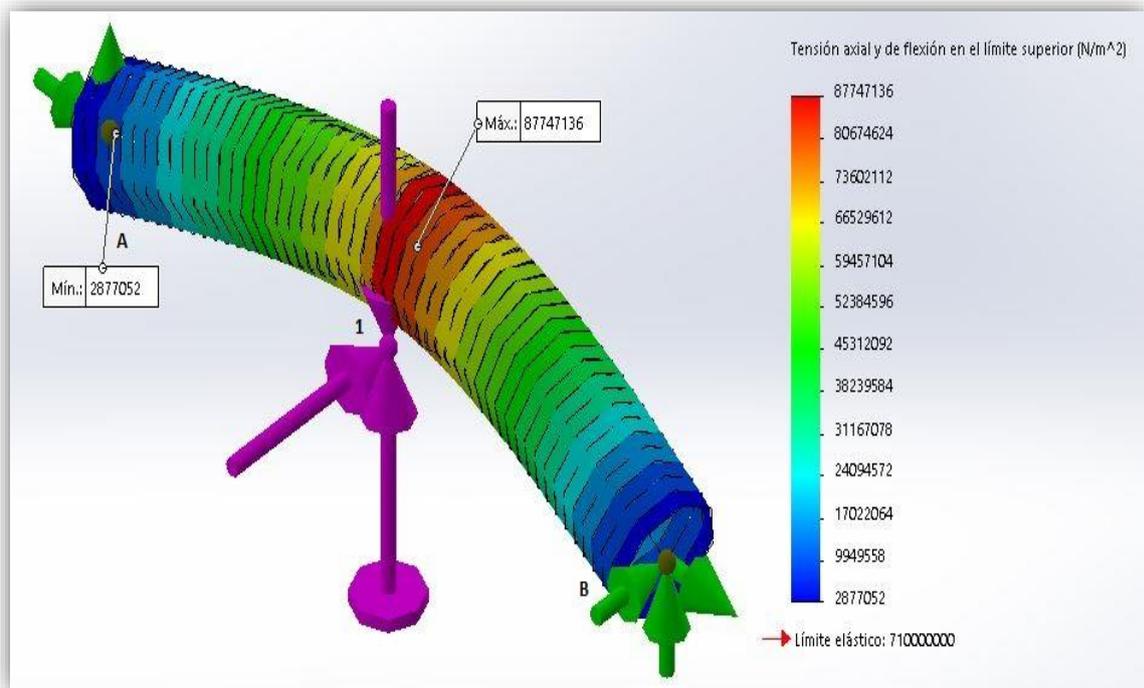
$$d_o = 0.655''$$

## SIMULACIÓN DEL EJE 3 EN SOLIDWORKS



**Figura 15.** Deflexión del Eje 3.

**Fuente.** Solidwork 2017



**Figura 16.** Esfuerzo de Tensión del eje 3.

**Fuente.** Solidwork 2017

#### 4.5.6 Selección de rodamientos eje N°3

##### Datos:

Apoyo "A"

$$F_{r1} = 69.849 \text{ Kg}$$

$$F_a = 66.238 \text{ Kg}$$

$$n = 198.677 \text{ RPM}$$

$$L_n = 3000 \text{ hrs}$$

##### Duración expresa en millones de revoluciones

$$L = \frac{60 \times n \times L_n}{10^6}$$

$$L = \frac{60 \times 198.677 \times 3000}{10^6}$$

$$L = 35.762$$

##### Seguridad de carga requerida

$$\frac{C}{P} = L^{1/P}$$

$$\frac{C}{P} = (35.762)^{1/3}$$

$$\frac{C}{P} = 3.295$$

##### Relación de carga axial y radial

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{66.238}{69.849}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = 0.948$$

Si asumimos que:

$$\frac{F_a}{F_r} = 0.948 \leq e$$

Se tendría:

$$X = 1 \wedge Y = 0$$

La Carga Equivalente sería:

$$P = X \times F_r + Y \times F_a$$

$$P = 69.849 \text{ Kg}$$

La Capacidad de Carga Dinámica requerida sería:

$$C = 69.849 \times (3.295)$$

$$C = 230.152 \text{ Kg}$$

$$C = 2.258 \text{ KN}$$

Seleccionamos un Rodamiento "Y" que cumpla con el requerimiento de Capacidad de Carga Dinámica, entonces se tiene:

Unidad: SY 20 SD

Soporte: SY 504

Rodamiento Y: 479204 D

$$C = 9.80 \text{ KN}$$

$$C_o = 6.20 \text{ KN}$$

Comprobando el valor de "e":

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{66.238 \times 9.81 \text{ N}}{6.20 \text{ KN}}$$

$$\frac{F_a}{C_o} = 0.105$$

$$e = 0.295$$

Luego:

$$e = 0.295 < F_a/F_r = 0.948$$

Se tiene:

$$X = 0.56 \wedge Y = 1.475$$

$$P = X \times F_r + Y \times F_a$$

$$P = 0.56 \times (69.849) + 1.475 \times (66.238)$$

$$P = 136.816 \text{ Kg}$$

$$C = 136.816 \text{ Kg} \times (3.295)$$

$$C = 450.809 \text{ Kg}$$

$$C = 4.422 \text{ KN}$$

**Datos:**

Apoyo "B"

$$F_{r1} = 85.213 \text{ Kg}$$

$$F_a = 66.238 \text{ Kg}$$

$$n = 198.677 \text{ RPM}$$

$$L_n = 3000 \text{ hrs}$$

**Duración expresa en millones de revoluciones**

$$L = \frac{60 \times n \times L_n}{10^6}$$

$$L = \frac{60 \times 198.677 \times 3000}{10^6}$$

$$L = 35.762$$

**Seguridad de carga requerida**

$$\frac{C}{P} = L^{1/P}$$

$$\frac{C}{P} = (35.762)^{1/3}$$

$$\frac{C}{P} = 3.295$$

**Relación de carga axial y radial**

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{66.238}{85.213}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = 0.777$$

Si asumimos que:

$$\frac{F_a}{F_r} = 0.777 \leq e$$

Se tendría:

$$X = 1 \wedge Y = 0$$

La Carga Equivalente sería:

$$P = X \times F_r + Y \times F_a$$

$$P = 85.213 \text{ Kg}$$

La Capacidad de Carga Dinámica requerida sería:

$$C = 85.213 \times (3.295)$$

$$C = 280.777 \text{ Kg}$$

$$C = 2.7544 \text{ KN}$$

Seleccionamos un Rodamiento "Y" que cumpla con el requerimiento de Capacidad de Carga Dinámica, entonces se tiene:

Unidad: SY 20 SD

Soporte: SY 504

Rodamiento Y: 479204 D

$$C = 9.80 \text{ KN}$$

$$C_o = 6.20 \text{ KN}$$

Comprobando el valor de "e":

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{66.238 \times 9.81 \text{ N}}{6.20 \text{ KN}}$$

$$\frac{F_a}{C_o} = 0.105$$

$$e = 0.295$$

Luego:

$$e = 0.295 < F_a/F_r = 0.777$$

Se tiene:

$$X = 0.56 \wedge Y = 1.475$$

$$P = X \times F_r + Y \times F_a$$

$$P = 0.56 \times (85.213) + 1.475 \times (66.238)$$

$$P = 145.42 \text{ Kg}$$

$$C = 145.42 \text{ Kg} \times (3.295)$$

$$C = 479.159 \text{ Kg}$$

$$C = 4.701 \text{ KN}$$

**TOLERANCIA AGUJERO – EJE****Datos:**

$\emptyset$  Agujero (Rodamiento) = 20 mm

$\emptyset$  Eje = 20 mm

C. N = 20 mm

Entonces se tiene el siguiente Sistema de Ajuste:

20 H7/g6

Agujero: H7

$D_s = +21u$

$D_i = 0$

Eje: g6

$d_s = -7u$

$d_i = -20u$

$J_{\text{máx}} = D_s - d_i$

$J_{\text{máx}} = +21u - (-20u)$

$J_{\text{máx}} = 41u$

$J_{\text{mín}} = D_i - d_s$

$J_{\text{mín}} = 0 - (-7u)$

$J_{\text{mín}} = 7u$

$T = T_a + T_e$

$T = D_s - D_i + d_s - d_i$

$T = J_{\text{máx}} - J_{\text{mín}}$

$T = 34u$  (Tolerancia de Ajuste)

**CUÑA PARA EL EJE 3****Datos:**

Material de la Cuña:

AISI 1020

$S_y = 51000$  PSI

Dimensiones de la Sección Transversal según ANSI B17.1:

Cuña Cuadrada:

Ancho (W) =  $3/16'' = 0.1875''$

Altura (H) =  $3/16'' = 0.1875''$

**Torque:**

$$T_3 = \frac{63000 \times \text{HP}}{N}$$

$$T_3 = \frac{63000 \times 2}{198.677}$$

$$T_3 = 634.195 \text{ lb} - \text{pulg}$$

**Longitud mínima de la cuña:**

$$L = \frac{4 \times T \times N}{D \times W \times S_y}$$

$$L = \frac{4 \times 634.195 \times 3}{0.7874'' \times 0.1875 \times 51000}$$

$$L = 1.0107''$$

#### 4.6 Pérdidas de Potencia y Eficiencia

En base a la experimentación (Ver ANEXO 6) se Obtuvieron los siguientes valores:

**Tabla 23**

*Fuerza en los ejes*

<b>Fuerza Motor (Kg)</b>	<b>Fuerza Polea (Kg)</b>	<b>Fuerza Cadena (Kg)</b>
2.20	3.92	4.01
2.21	3.93	4.02
2.22	3.95	4.06
2.23	3.96	4.08
2.24	3.97	4.09
2.25	3.98	4.1
2.26	3.99	4.1
2.26	3.99	4.11
2.27	3.99	4.12
2.29	3.99	4.13

Fuente: Propia

**Tabla 24**

*Torque en los ejes*

<b>Torque Motor (N*m)</b>	<b>Torque Salida Polea (N*m)</b>	<b>Torque Salida Cadena (N*m)</b>
0.82	1.47	1.50
0.83	1.47	1.50
0.83	1.48	1.52
0.83	1.48	1.52
0.84	1.48	1.53
0.84	1.49	1.53
0.84	1.49	1.53
0.84	1.49	1.54
0.85	1.49	1.54
0.86	1.49	1.54

Fuente: Propia

**Tabla 25***Velocidades de los ejes*

<b>RPM (motor)</b>	<b>RPM (salida-Faja)</b>	<b>RPM (salida-Cadena)</b>
3580	1930	1940
3581	1931	1941
3582	1932	1942
3583	1932	1943
3584	1933	1944
3586	1935	1945
3587	1936	1946
3587	1937	1948
3588	1938	1949
3589	1939	1950

Fuente: Propia

**Tabla 26***Potencia de los ejes*

<b>Potencia Motor (HP)</b>	<b>Potencia Salida Polea (HP)</b>	<b>Potencia Salida Cadena (HP)</b>
0.41	0.40	0.41
0.42	0.40	0.41
0.42	0.40	0.41
0.42	0.40	0.42
0.42	0.40	0.42
0.42	0.40	0.42
0.42	0.41	0.42
0.43	0.41	0.42
0.43	0.41	0.42
0.43	0.41	0.42

Fuente: Propia

**Tabla 27***Pérdidas de Potencia y eficiencia.*

	<b>Etapa: Faja</b>	<b>Etapa: Cadena</b>
<b>Pérdidas de Potencia</b>	0.019	0.005
<b>Eficiencia</b>	95.46%	98.76%

Fuente: Propia

**Tabla 28***Amperaje en la Transmisión por Fajas.*

<b>AMPERAJE ARRANQUE (A)</b>	<b>AMPERAJE INTERMEDIO (A)</b>	<b>AMPERAJE FRENADO (A)</b>
6.3	1.3	6.15
6.32	1.3	6.15
6.35	1.3	6.15
6.35	1.35	6.2
6.4	1.35	6.2
6.4	1.35	6.2
6.4	1.35	6.2
6.4	1.4	6.3
6.42	1.4	6.3
6.42	1.4	6.4

Fuente: Propia

**Tabla 29***Amperaje en la Transmisión por Cadena.*

<b>AMPERAJE ARRANQUE (A)</b>	<b>AMPERAJE INTERMEDIO (A)</b>	<b>AMPERAJE FRENADO (A)</b>
6.3	1.2	6.1
6.3	1.3	6.15
6.3	1.3	6.2
6.4	1.35	6.2
6.4	1.35	6.2
6.4	1.35	6.2
6.4	1.4	6.2
6.42	1.4	6.2
6.45	1.4	6.25
6.45	1.4	6.3

Fuente: Propia

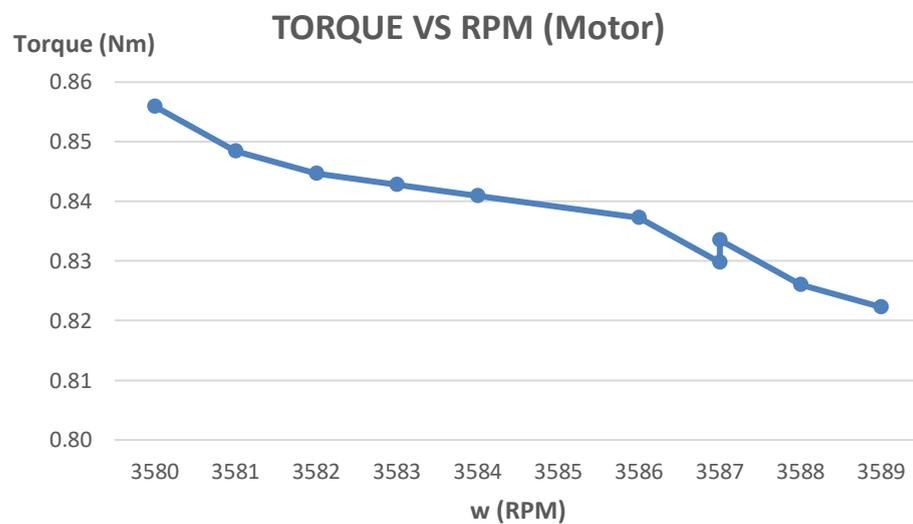
**Tabla 30**

*Amperaje en el Frenado de Motor.*

AMPERAJE ARRANQUE	AMPERAJE INTERMEDIO	AMPERAJE FRENADO
6.5	1.1	6.45
6.6	1.15	6.5
6.6	1.15	6.5
6.61	1.2	6.55
6.61	1.2	6.55
6.62	1.2	6.55
6.62	1.2	6.55
6.63	1.2	6.55
6.65	1.2	6.6
6.7	1.25	6.6

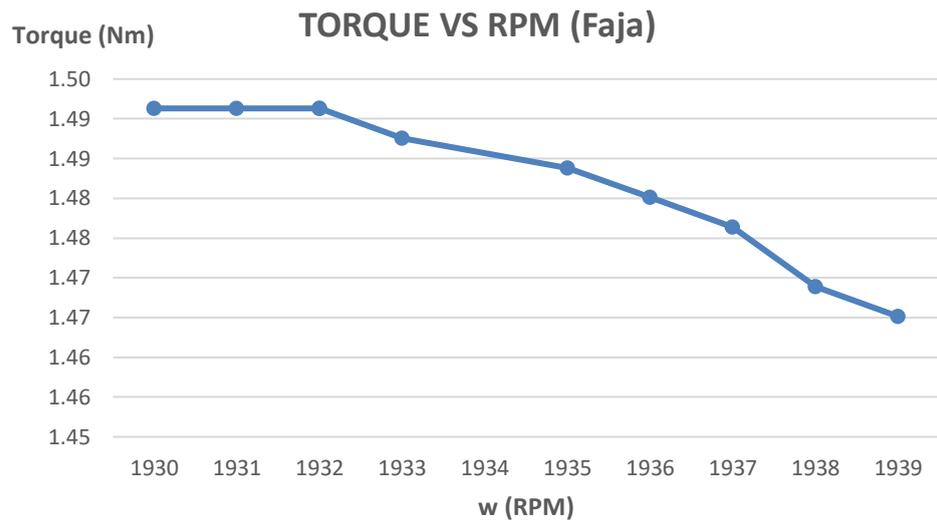
Fuente: Propia

A continuación, se detalla las gráficas Torque vs RPM y Amperaje vs Fuerza:

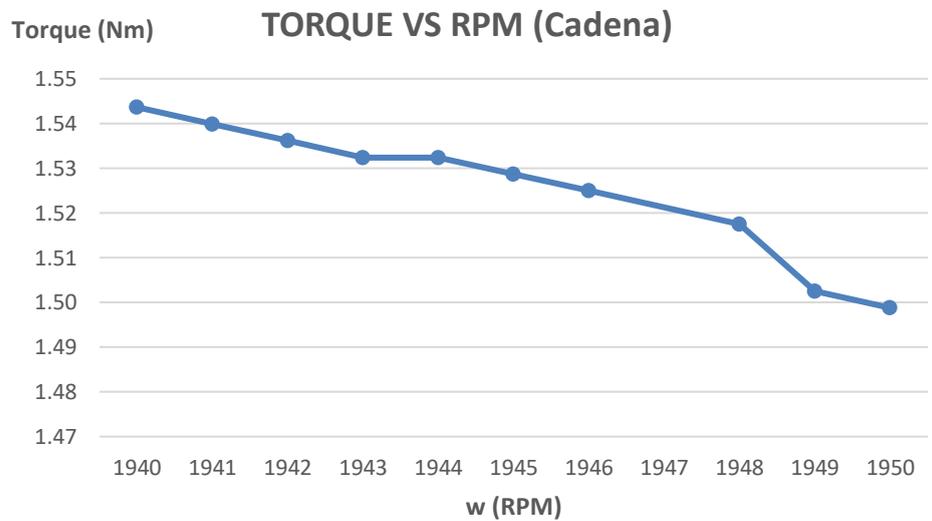


**Figura 17.** Torque vs RPM (Motor)

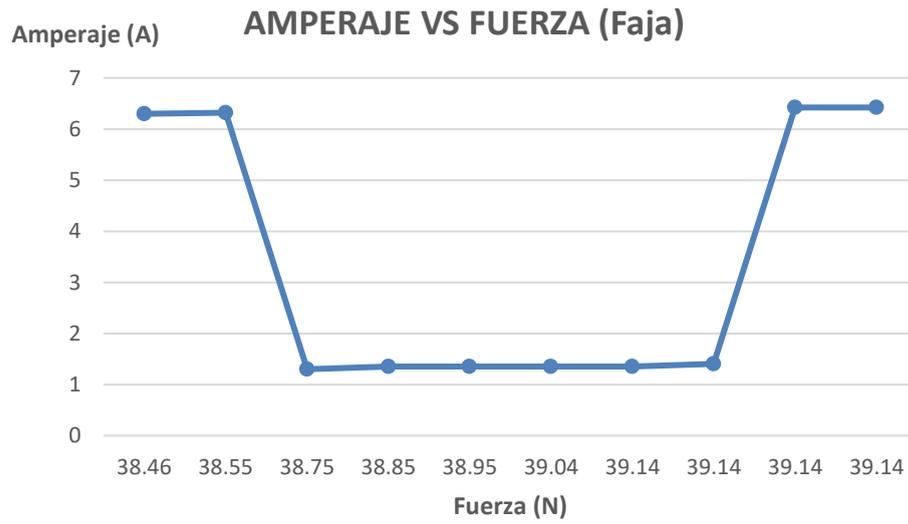
Fuente. Propia



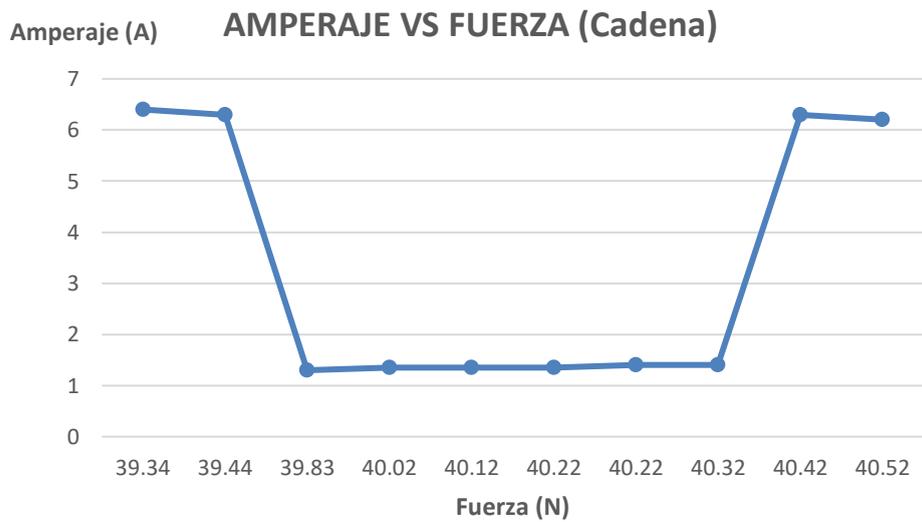
**Figura 18.** Torque vs RPM (Faja)  
Fuente Propia



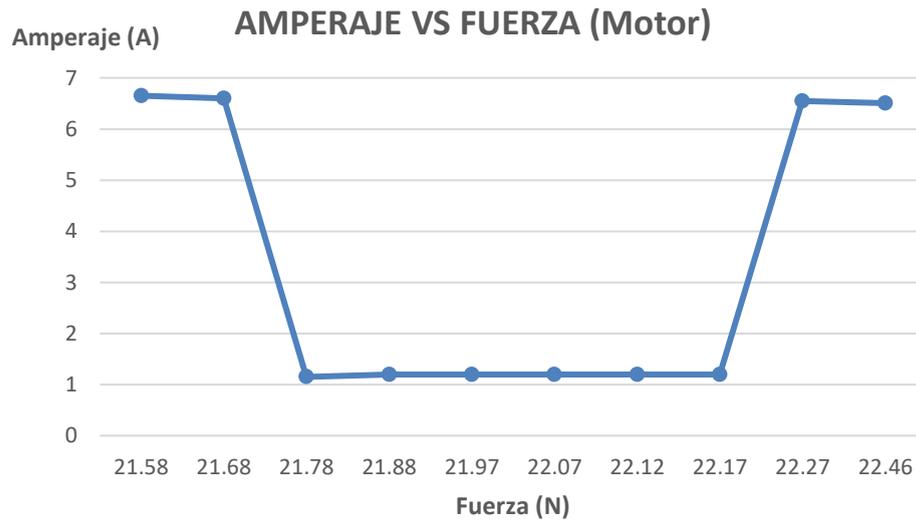
**Figura 19.** Torque vs RPM (Cadena)  
Fuente. Propia



**Figura 20.** Amperaje vs Fuerza (Faja)  
Fuente. Propia



**Figura 21.** Amperaje vs Fuerza (Cadena)  
Fuente. Propia



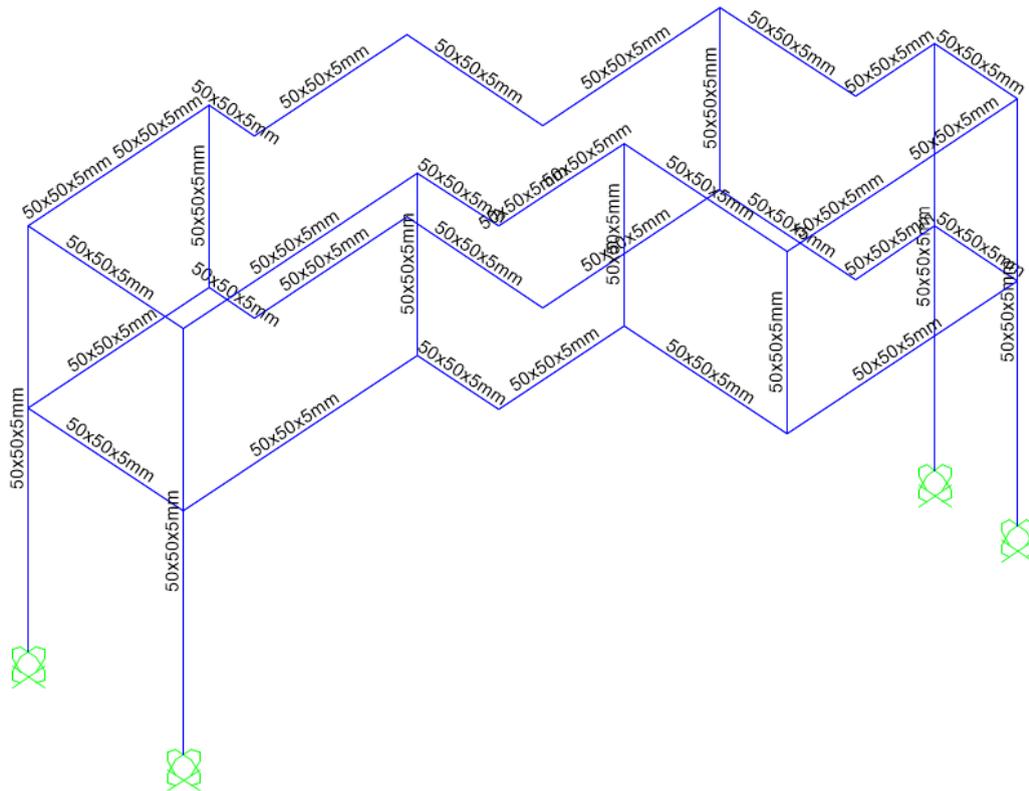
**Figura 22.** Amperaje vs Fuerza (Motor)  
Fuente. Propia

#### 4.7 Calculo estructural del módulo con SAP 2000 V17

##### 4.7.1 Memoria descriptiva

La presente memoria de cálculo contempla el análisis y diseño estructural de la estructura metálica para el módulo del sistema de transmisión de potencia mecánica.

La estructura está constituida por una armadura de acero estructural que le dan rigidez. Los modulos tiene una altura de 760mm, sus apoyos serán ubicados sobre ruedas a nivel del piso. La posición de estos apoyos les permite tomar las cargas verticales y horizontales y transmitir las a sus cimentaciones.



**Figura 23.** Estructura modulo académico  
**Fuente.** Solidwork 2017

#### 4.7.2 Análisis estructural

Se realizó un análisis estructural lineal elástico con elementos tipo frame por el método de elementos finitos utilizando el programa SAP 2000 vs 17.

Se determinaron los esfuerzos y deformaciones de los elementos estructurales debido a las cargas impuestas.

Se verificó que los elementos estructurales no excedan su capacidad de resistencia admisible y que las deflexiones y desplazamientos estén dentro de los límites aceptables de acuerdo a Criterios de Diseño y norma E.090.

Las cargas aplicadas en la estructura son las siguientes:

**Tabla 31***Peso Propio Estructura.*

<b>ACCESORIO</b>	<b>CANT:</b>	<b>P.U</b>	<b>P.T</b>
Motor electrico	1	6.96	6.96
Polea motriz	1	2.54	2.54
Polea conducida	1	3.38	3.38
Eje	2	2.11	2.11
Faja	1	1.76	1.76
Piñon	1	0.43	0.43
Catalina	1	0.54	0.54
Cadena	1	0.14	0.14
Engranage motriz	1	5.7	5.7
Engranage conducido	1	7.36	7.36
Chumaceras	6	3.18	19.08
Tablero de mando	1	3	3
Cristales de proteccion	1	10	10
<b>CARGAS IMPUESTAS</b>			<b>63 Kg</b>

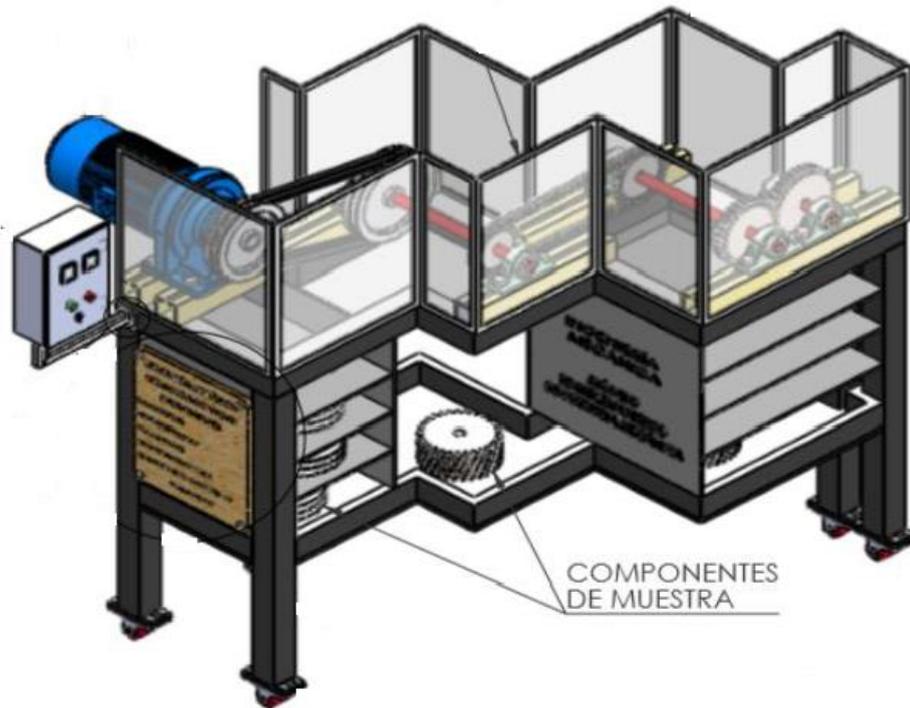
Fuente: Propia

**Tabla 32***Carga Muerta (D).*

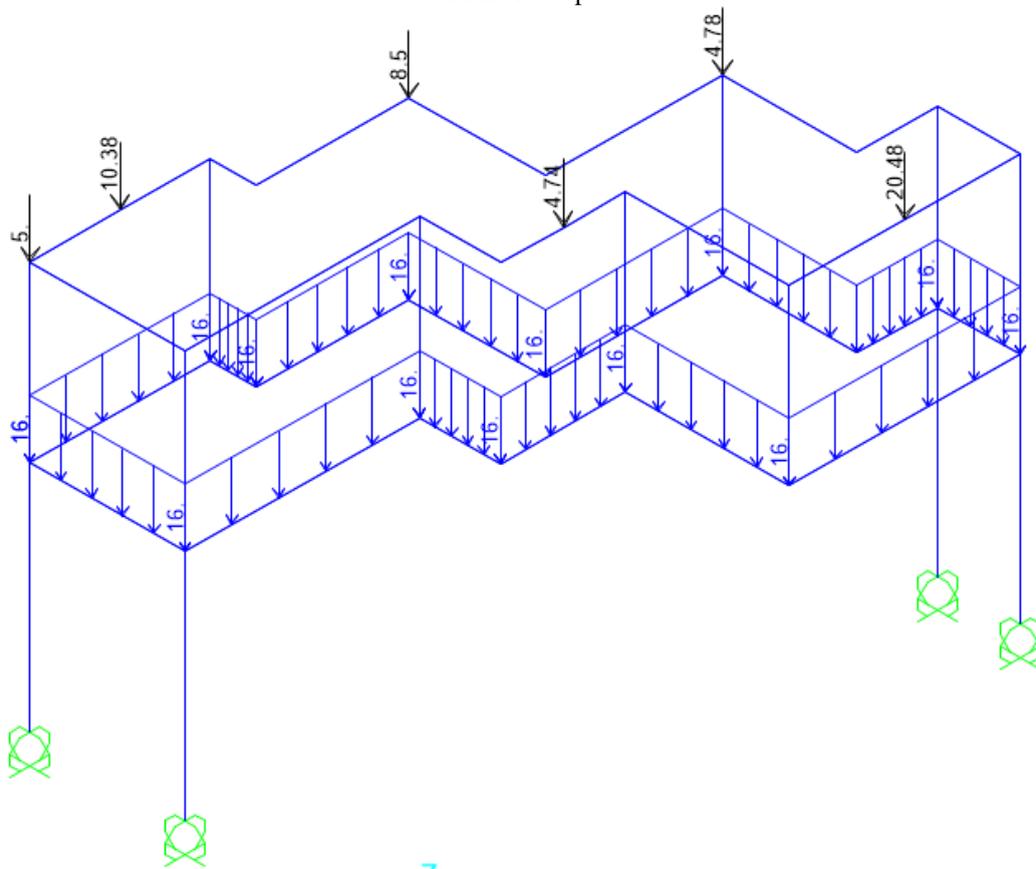
<b>PERFILES</b>	<b>CANT:</b>	<b>P.U</b>	<b>P.T</b>
Tubo 50x50x5mm	11 mts	6.3	69.3
<b>PESO DE LA ESTRUCTURA</b>			<b>69.3 Kg</b>

Fuente: Propia

Las fuerzas serán distribuidas en la estructura metálica.



**Figura 24.** Módulo de Entrenamiento de Potencia Mecánica.  
Fuente. Propia.



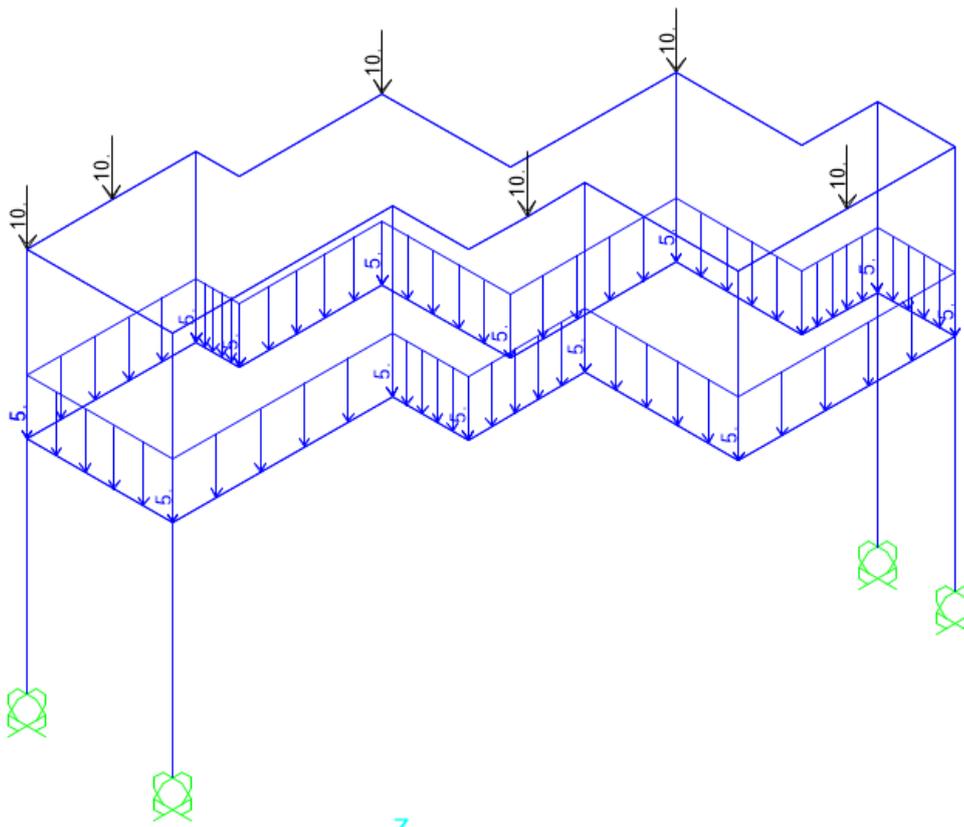
**Figura 25.** Carga muerta sobre estructura  
Fuente. SAP 2000

### Carga Viva (L)

Las cargas vivas sobre la estructura se consideran por estimaciones según norma E.020.

Se considera como carga viva puntual en cada apoyo de chumacera: 10 kg.

En el tablero de los componentes de muestra de considera una carga viva de 5 kg/m.



**Figura 26.** Carga viva sobre estructura en Kg

Fuente. SAP 2000

### Cargas de viento (W) y Sísmica (S):

No se está considerando por ser una estructura pequeña en altura y está dentro de una edificación

Por lo que la combinación de carga será la siguiente:

**Tabla 33**

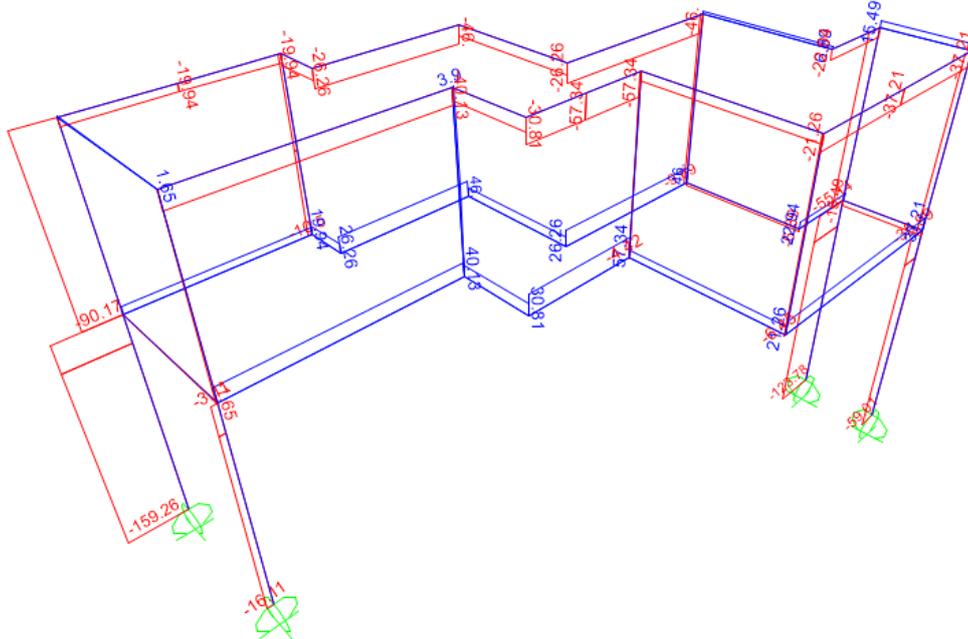
*Combinación de carga muerta y viva*

COMBINACION	DEAD	LIVE
1.2D+1.6CV	1.2	1.6

Fuente: Propia

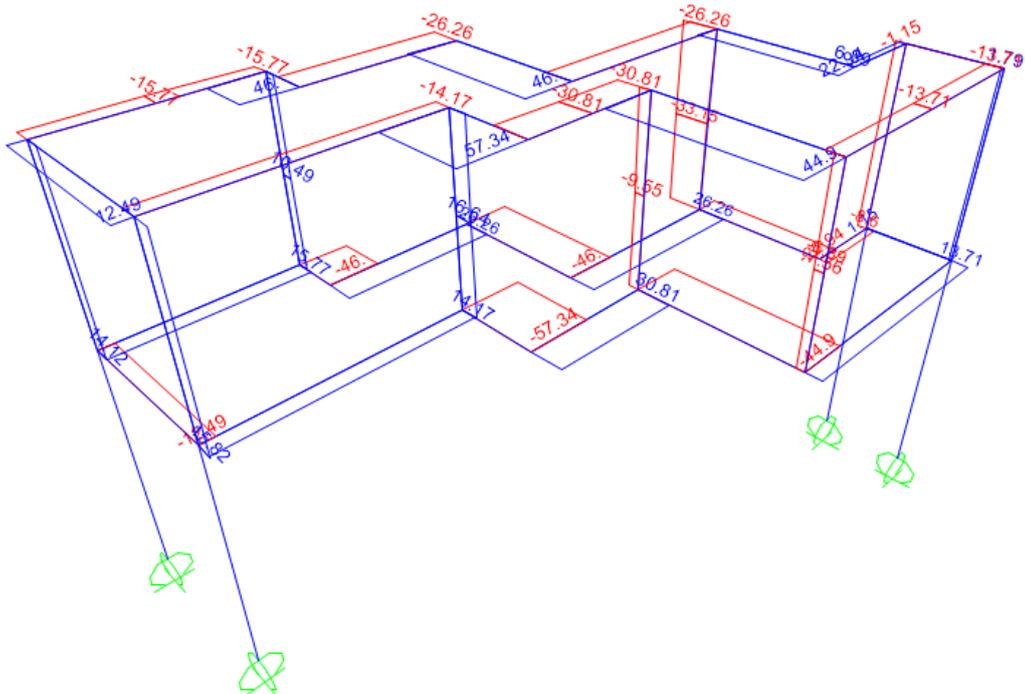
### 4.7.3 Diagramas de envolventes

Envolvente las combinaciones de carga  $1.2CM+1.6CV$  de para el estado límite ultimo.



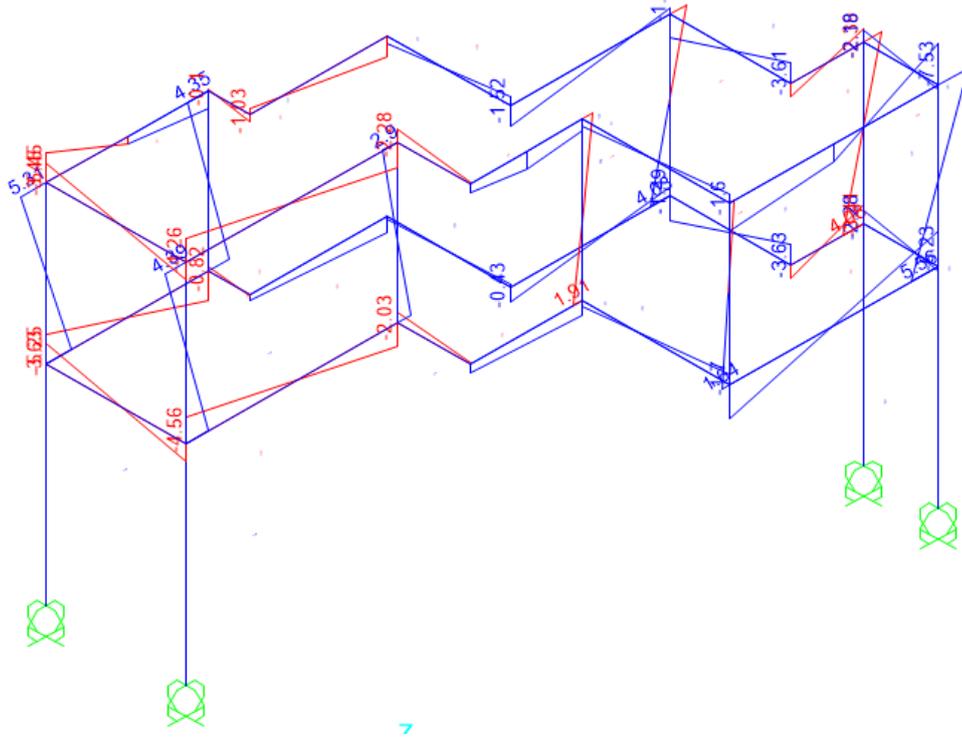
**Figura 27.** Diagrama de Fuerza Axial

Fuente. SAP 2000



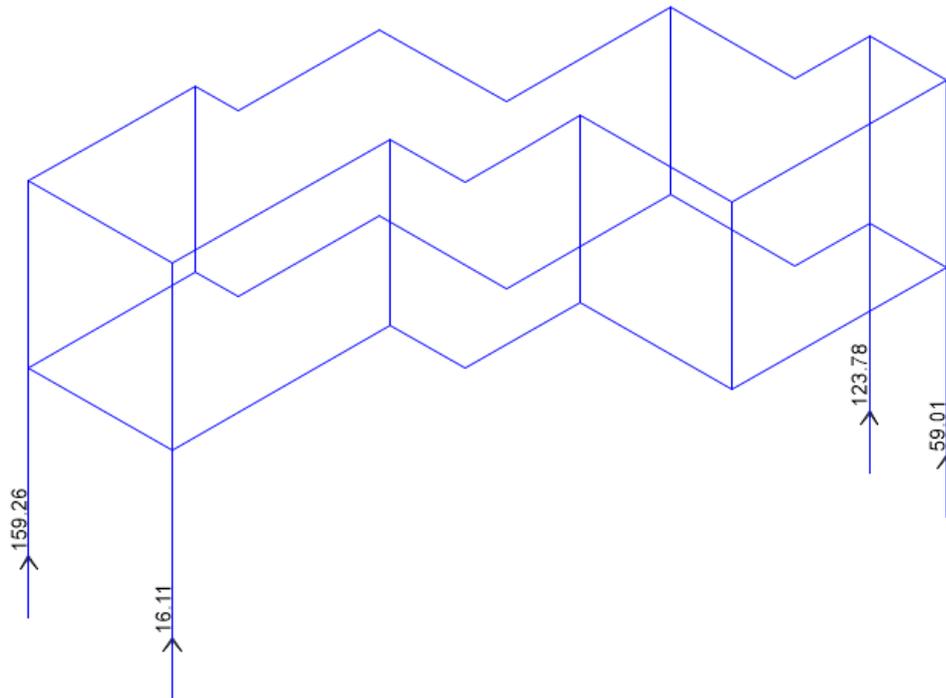
**Figura 28.** Diagrama de esfuerzos cortantes

Fuente. SAP 2000



**Figura 29.** Diagrama de momentos.

Fuente. SAP 2000



**Figura 30.** Fuerzas de reacción en apoyos.

Fuente. SAP 2000

#### 4.7.4 Diseño estructural

Los materiales a utilizar en la estructura son:

##### Acero Estructural:

Tubo LAC 50x50x5mm : ASTM A500

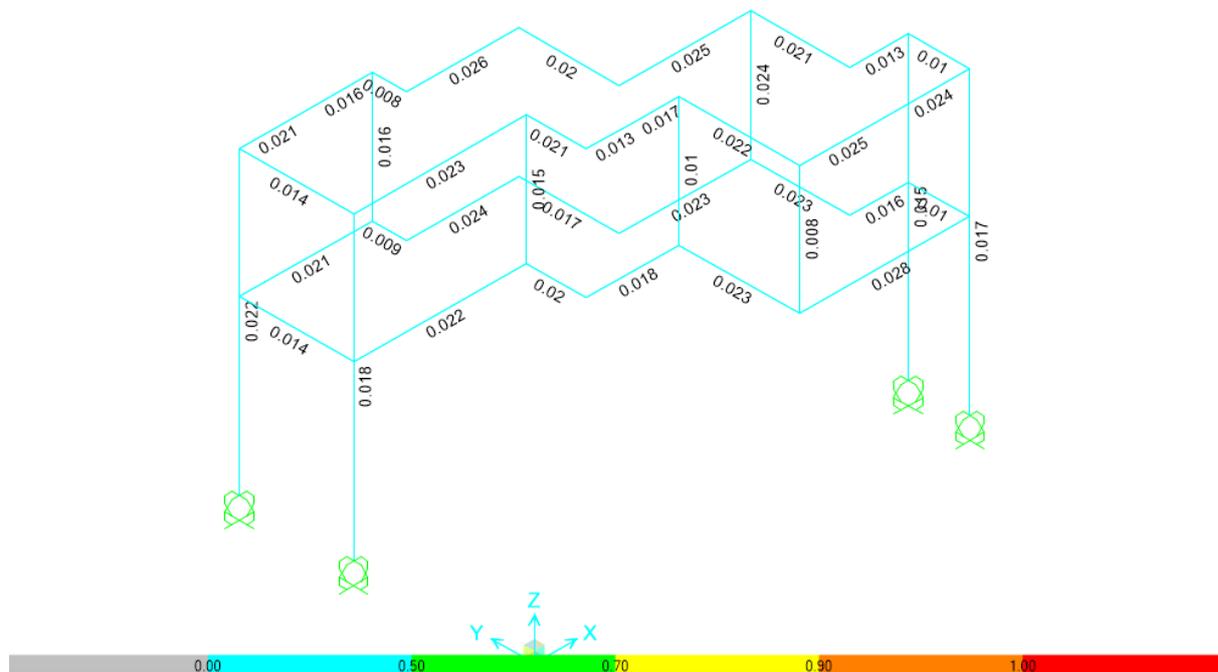
Plancha 3/16" : ASTM A36

##### Conexiones:

Pernos : ASTM A325

Soldaduras : AWS D1.1

A continuación, se muestran las ratios de diseño (razón de la fuerza actuante entre la capacidad resistente del perfil).

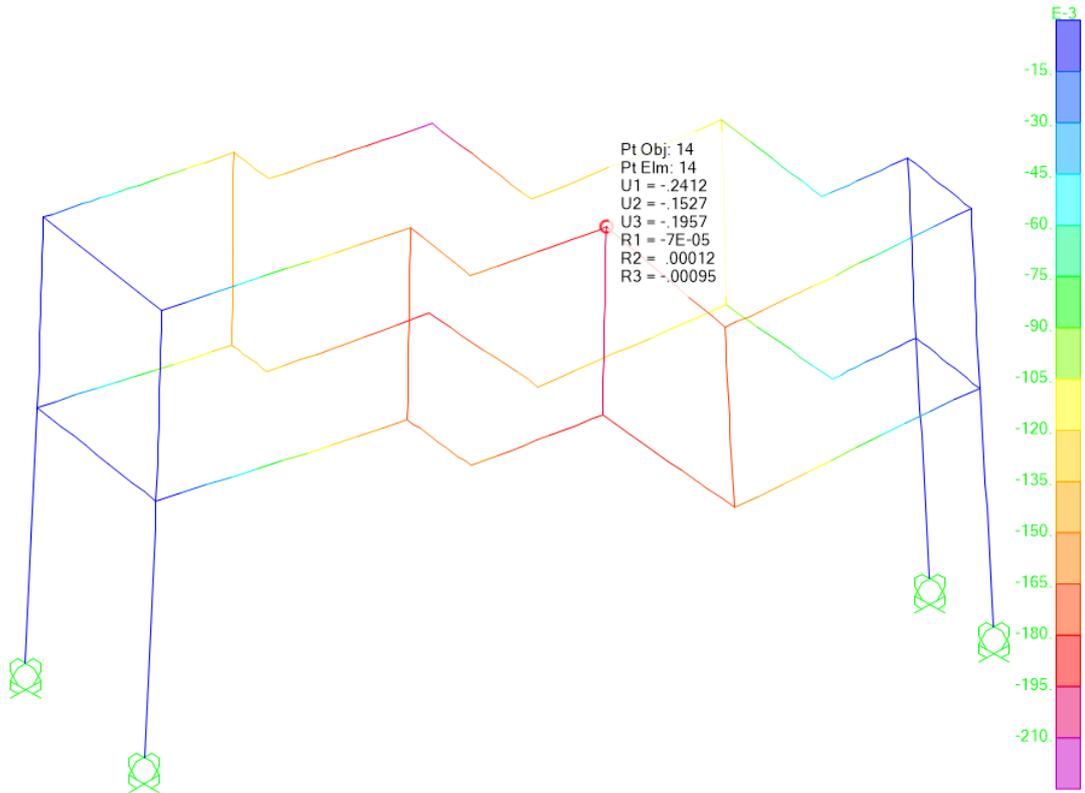


**Figura 31.** Verificación de perfiles, vista en 3D

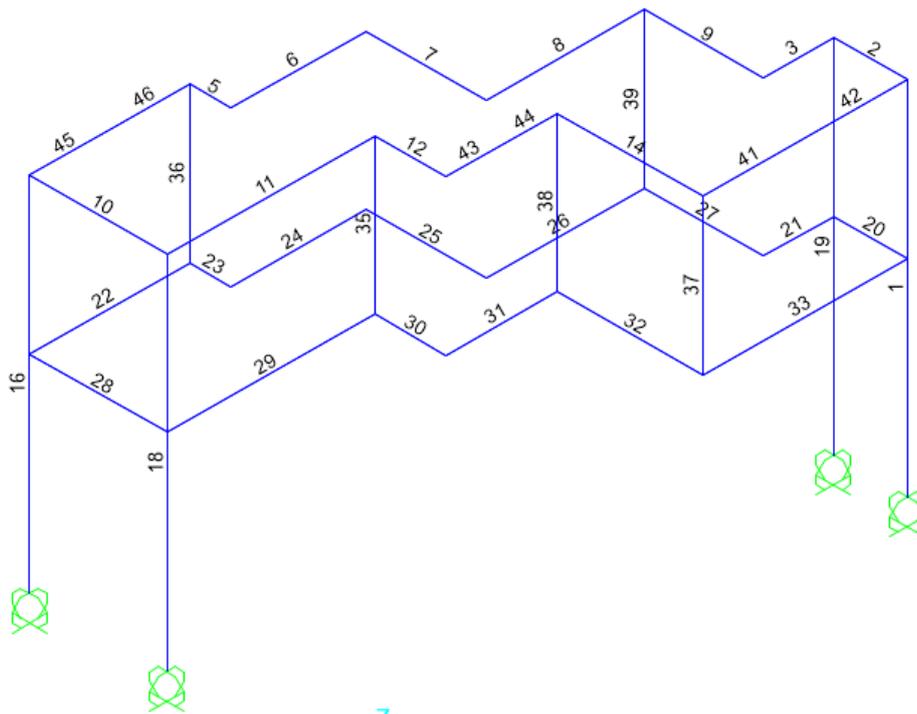
Fuente. SAP 2000

Todas las ratios son menores a 1.0, cumpliendo con las solicitaciones de diseño.

Se presenta los diagramas de análisis de elementos y deformaciones.



**Figura 32.** Punto de deformación máxima, vista en 3D  
 Fuente. SAP 2000



**Figura 33.** Distribución de elementos, vista en 3D  
 Fuente. SAP 2000

## Capítulo V. Resultados y discusiones

### 5.1 Resultados

Diseño de transmisión de potencia mecánica por fajas, cadena de rodillos y engranajes.

**Tabla 34**

*Primera Etapa: Poleas y Fajas Normales.*

PRIMERA ETAPA					
	SECCION "A"		SECCION "B"		SECCION "C"
	DOS CANALES	TRES CANALES	UN CANAL	DOS CANALES	UN CANAL
POLEA MOTRIZ	6"	4.6"	7"	6"	7"
POLEA CONDUCCIDA	7"	5.2"	8"	6.8"	8"
N° DE FAJA	A46	A40	B51	B46	C51

Fuente: Propia

**Tabla 35**

*Primera Etapa: Poleas y Fajas Especiales.*

PRIMERA ETAPA					
	3V			CUATRO CANALES	5V
	UN CANAL	DOS CANALES	TRES CANALES		UN CANAL
POLEA MOTRIZ	6.9"	5"	3.65"	3.35"	7.1"
POLEA CONDUCCIDA	8"	5.6"	4.12"	3.65"	8"
N° DE FAJA	3V500	3V425	3V400	3V375	5V500

Fuente: Propia

#### Interpretación:

Luego de diseñar las transmisiones de potencia mecánica por fajas, cadena de rodillos y engranajes; se obtuvieron 10 combinaciones posibles (experiencias). En lo que respecta a la primera etapa (Poleas y Fajas) se tiene una relación de transmisión promedio aproximada (entre las 10 combinaciones) de "1.14", la cual varía entre 1 o 2 centésimas entre combinaciones. La primera etapa consta de 5 secciones de fajas distintas (normales y especiales) las cuales resultan de una serie de iteraciones realizadas en Excel en base a los cálculos de diseño ya establecidos;

cabe resaltar que para lo que respecta a las fajas en V normales la sección “B” es la elección adecuada teniendo en cuenta la velocidad de salida (292 RPM) y la potencia (2 HP) del motorreductor; sin embargo, las secciones “A” y “C” también pueden ser usadas como alternativas de transmisión de potencia teniendo en cuenta que la sección “A” transmite menos cantidad de potencia ya que es una faja menos ancha (por ésta razón se usa mayor cantidad de éstas fajas para transmitir la misma potencia, además éste tipo de fajas suele trabajar con poleas de menor diámetro) y la sección “C” al contrario de los anteriores transmite mayor cantidad de potencia por ser una faja más ancha (por ésta razón se usa menor cantidad de éstas fajas para transmitir la misma potencia, además éste tipo de faja suele trabajar con poleas de mayor diámetro ya que principalmente se usan para transmitir potencias mayores en éste caso en particular se escogió una polea motriz de 7” que es la menor del rango de poleas disponibles para la sección “C”). Con lo que respecta a las fajas en V especiales la sección “3V” es la elección adecuada teniendo en cuenta la velocidad de salida (292 RPM) y la potencia (2 HP) del motorreductor; sin embargo, la sección “5V” también puede ser usada como alternativa de transmisión de potencia teniendo en cuenta que la sección “5V” transmite mayor cantidad de potencia ya que es una faja más ancha (por ésta razón se usa menor cantidad de éstas fajas para transmitir la misma potencia, además éste tipo de faja suele trabajar con poleas de mayor diámetro ya que principalmente se usan para transmitir potencias mayores en éste caso en particular se escogió una polea motriz de 7.1” que es una de las menores del rango de poleas disponibles para la sección “5V”).

Como complemento al diseño de la primera etapa también se diseñó ésta de tal manera que los ejes apoyados en las chumaceras puedan desplazarse a través de guías ranuradas con la finalidad de poder obtener diferentes longitudes de faja, con lo cual se recomienda un rango de desplazamientos a ambos lados (izquierda, derecha) de (2 a 2.5) pulgadas.

\*El resumen de todas estas combinaciones posibles de armar la primera etapa del módulo se detalla en la guía práctica de Combinaciones adjuntada a esta tesis.

**Tabla 36**

*Segunda Etapa: Cadena de Rodillos.*

SEGUNDA ETAPA					
NUMERO DE DIENTES DE LAS RUEDAS DENTADAS PASO	ASA35		ASA40		ASA50
	DOS HILERAS	TRES HILERAS	UNA HILERA	DOS HILERAS	UNA HILERA
	24,25,28,29,30,	23,24,25,26,	21,22,23,24,25,	17,18,19,20,	16,17,18,19,20,21,
	34,35,40,45,51	27,28	26,27,28,30,34	21,22	22,23,24,25,26,27
	3/8"		1/2"		5/8"

Fuente: Propia

**Interpretación:**

En lo respecta a la segunda etapa (cadena de rodillos) se han escogido las siguientes especificaciones de cadena ASA 35, ASA 40, ASA 50; con pasos de 3/8", 1/2" y 5/8" respectivamente. La elección adecuada del tipo de cadena según las gráficas de diseño serían ASA 40 o ASA 50, de manera análoga a las fajas el tipo de cadena ASA 50 transmite mayor cantidad de potencia por ser una cadena más ancha y de mayor paso lo cual le permite transmitir la potencia dada con una sola hilera de cadena en la cual se ha hecho una serie de iteraciones con la finalidad de poder hacer trabajar este tipo de cadena con diferentes números de dientes de piñones y catalinas. Con lo que respecta al ASA 35 y ASA 40 se usó el mismo razonamiento descrito para la ASA 50 con la salvedad que estos tipos de cadena transmiten menor potencia por ser menos anchos y tener menor paso con relación al ASA 50. Se obtuvieron ASA 40 de una hilera y dos hileras, ASA 35 de dos hileras y tres hileras para diferentes números de dientes de piñones y catalinas para lo cual las diferentes iteraciones se hicieron en Excel para facilitar los cálculos de diseño.

Como complemento al diseño de la segunda etapa también se diseñó ésta de tal manera que los ejes apoyados en las chumaceras puedan desplazarse a través de guías ranuradas (al igual que en la primera etapa) con la finalidad de poder obtener diferentes longitudes de cadena, con lo cual se recomienda un rango de desplazamientos a ambos lados (izquierda, derecha) de (2 a 2.5) pulgadas.

\*El resumen de todas estas combinaciones posibles de armar la segunda etapa del módulo se detalla en la guía práctica de Combinaciones adjuntada a esta tesis.

**Tabla 37**

*Tercera Etapa: Engranajes Rectos y Helicoidales.*

<b>TERCERA ETAPA</b>				
<b>E.R (NUMERO DE DIENTES DE LA RUEDA DENTADA)</b>	<b>ANCHO DE DIENTE COMO PIÑON (mm)</b>	<b>ANCHO DE DIENTE COMO ENGRANAJE (mm)</b>	<b>E.H (NUMERO DE DIENTES DE LA RUEDA DENTADA)</b>	<b>ANCHO DE DIENTE (mm)</b>
20	57;58;59	-	20	60
21	49; 50	-	21	60
22	45	59	22	60
23	41;42	57;58	23	60
24	37;38	49;50	24	60
25	34;35	45	25	60
26	31;32;33	41;42	26	60
27	29;30;31	38	27	60
28	27;28	35;37	28	60
29	26	32;33;34	29	60
30	26	30;31;32	30	60
31	-	29;30	31	60
32	-	27;28	32	60
33	-	26	33	60
34	-	26	34	60
35	-	26	35	60

Fuente: Propia

### **Interpretación:**

En lo que respecta a la tercera etapa (engranajes rectos y helicoidales) se ha diseñado de tal manera que ésta etapa pueda trabajar tanto con engranajes rectos de diferentes números de dientes y anchos como también con engranajes helicoidales de diferentes números de dientes

pero de igual ancho ya que para éste caso se ha tomado el menor ancho posible basándonos en la ecuación de ancho mínimo de flanco del diente según la norma AGMA para lo cual se obtuvo el valor redondeado de 60 mm con lo cual se consideró que éste ancho era lo suficientemente grande para las aspiraciones del diseño y por ello no se diseñó engranajes helicoidales de anchos mayores a 60 mm con respecto al rango de los números de dientes para éste tipo de engranajes se tiene valores desde 20 dientes hasta 35 dientes. Por el contrario, el diseño de los engranajes rectos abarca diferentes anchos que van desde 26 mm hasta 59 mm y un rango de números de dientes igual al de los engranajes helicoidales que van desde 20 dientes hasta 35 dientes. Cabe resaltar que los engranajes helicoidales fueron diseñados para un ángulo de presión de  $20^\circ$ , un ángulo de hélice de  $25^\circ$  y un módulo de 4. Por su parte los engranajes rectos fueron diseñados para un ángulo de presión de  $20^\circ$  y un módulo de 4.

Como complemento al diseño de la tercera etapa también se diseñó ésta de tal manera que los ejes apoyados en las chumaceras puedan desplazarse a través de guías ranuradas (al igual que en la primera etapa) con la finalidad de poder obtener diferentes posiciones de la transmisión a lo largo de la guía, con lo cual se recomienda un rango de desplazamientos a ambos lados (izquierda, derecha) de (2 a 2.5) pulgadas.

\*El resumen de todas estas combinaciones posibles de armar la tercera etapa del módulo se detalla en la guía práctica de Combinaciones adjuntada a esta tesis.

**Tabla 38***Ejes, soportes de pie, tolerancias y chavetas.*

	<b>EJE 1</b>	<b>EJE 2</b>	<b>EJE 3</b>
<b>MATERIAL</b>	VCN	VCN	VCN
<b>Sad</b>	28873,125 PSI	28873,125 PSI	28873,125 PSI
<b>TORQUE</b>	535,137 Kg – Cm	626, 926 Kg – Cm	720.969 Kg – Cm
<b>RPM</b>	267. 67	228.48	198.677
<b>DIAMETRO DE EJE ELEGIDO</b>	20 mm	20 mm	20 mm
	<b>SOPORTES DE PIE</b>	<b>SOPORTES DE PIE</b>	<b>SOPORTES DE PIE</b>
<b>UNIDAD SOPORTE</b>	SY 20 SD	SY 20 SD	SY 20 SD
<b>RODAMIENTO “Y”</b>	SY 504	SY 504	SY 504
<b>DIAMETRO DE RODAMIENTO</b>	479204 D	479204 D	479204 D
<b>CAPACIDAD DINÁMICA</b>	20 mm	20 mm	20 mm
	9.80 KN	9.80 KN	9.80 KN
	<b>TOLERANCIA</b>	<b>TOLERANCIA</b>	<b>TOLERANCIA</b>
<b>AGUJERO EJE</b>	H7	H7	H7
<b>AJUSTE CON JUEGO</b>	g6	g6	g6
	20 H7/g6	20 H7/g6	20 H7/g6
	<b>CHAVETAS</b>	<b>CHAVETAS</b>	<b>CHAVETAS</b>
<b>MATERIAL Sy</b>	AISI 1020	AISI 1020	AISI 1020
<b>TIPO</b>	51000 PSI	51000 PSI	51000 PSI
<b>ANCHO</b>	CUADRADA	CUADRADA	CUADRADA
<b>ALTURA</b>	3/16”	3/16”	3/16”
<b>LONGITUD MÍNIMA</b>	3/16”	3/16”	3/16”
	0.7502”	0.8789”	1.0107”

Fuente: Propia

**Interpretación:**

Una vez diseñada todas las transmisiones de potencia (poleas y fajas, cadenas de rodillos, engranajes rectos y helicoidales) sólo hacía falta el diseño de los ejes, la selección de los soportes de pie con sus rodamientos, especificar el sistema de ajuste con juego entre el eje y el rodamiento; y por último diseñar las chavetas o cuñas que fijan las poleas, piñones, catalinas, engranajes rectos y helicoidales a los ejes. Para el diseño del primer eje se escogieron los elementos mecánicos más críticos (la polea conducida y el piñón que originen las mayores fuerzas sobre el eje) de entre 10 combinaciones posibles, lo cual arrojó un eje de  $\varnothing 20$  mm en el material de VCN. El mismo criterio de selección de los elementos mecánicos se usó para

diseñar el segundo y el tercer eje, los cuales también tienen un  $\phi 20$  mm en el material de VCN (se buscó unificar el diámetro y el material de los 3 ejes). Con lo que respecta a los soportes de pie y sus rodamientos una vez hechos los diagramas de cuerpo libre de los ejes e identificadas las fuerzas actuantes en los apoyos se procede a la selección de los rodamientos “Y” (la cual se detalla su número de serie en tabla 38). Teniendo definidos tanto los ejes como los rodamientos “Y” se procede a seleccionar el sistema de ajuste que mejor le favorezca al conjunto eje – rodamiento; con lo cual se seleccionó el sistema de ajuste con juego 20 H7/g6 para los 3 ejes (con una tolerancia de ajuste de  $34u$ ). Por último, se diseñó las chavetas o cuñas que enganchan todos los elementos mecánicos a los ejes en donde sólo varían las longitudes mínimas de éstas ( $0.7502''$  para el primer eje,  $0.8789''$  para el segundo eje y  $1.0107''$  para el tercer eje) pero las secciones transversales se mantienen constantes  $3/16'' \times 3/16''$  (Dimensiones de la Sección Transversal según ANSI B17.1 – cuña cuadrada).

### **Pérdidas de Potencia y Eficiencia en la transmisión por fajas y cadena de rodillos**

Se realizó la experimentación en un módulo de transmisión de potencia fabricado por los tesisistas (Ver Anexo 6). En donde se obtuvieron los siguientes valores:

**Tabla 39**

*Cuadro resumen: pérdidas de potencia y eficiencia*

	<b>RPM Promedio</b>	<b>Fuerza Promedio (Kg)</b>	<b>Torque Promedio (N*m)</b>	<b>Potencia Promedio (HP)</b>	<b>Pérdidas de Potencia (HP)</b>	<b>Eficiencia Promedio (%)</b>
<b>Motor</b>	3584.7	2.24	0.84	0.422	-	-
<b>Fajas</b>	1934.3	3.97	1.48	0.402	0.019	95.46%
<b>Cadena</b>	1944.8	4.08	1.53	0.416	0.005	98.76%

**Fuente:** Propia

### **Analisis Estructural usando SAP 2000**

De acuerdo a un análisis lineal elástico mediante el método de elementos finitos se ha comprobado que los elementos estructurales tienen la capacidad resistente para soportar las cargas impuestas.

Las deflexiones de los elementos están dentro de los límites permisibles de acuerdo a criterios de diseño dados en los estándares internacionales.

Deflexión Máxima: 0.24 mm

Fuerza Máxima: 159.26 Kgf

### **Elaboración de Guía Práctica:**

Posterior al diseño del Modulo de Entrenamiento de potencia mecánica, se procedió a elaborar una guía práctica (Ver Anexo N°5) en donde se evidencia un total de diez experiencias que permitirá analizar y comprobar las velocidades de salida, potencia al freno y eficiencia de los elementos de transmisión. El detalle de cada experiencia se muestra a continuación.

#### **Experiencia N°1**

Fajas en V tipo “A” Doble – Piñón/Catalina ASA 35 (Simple y Doble) ASA 40 (Simple y Doble) ASA 50 (Simple) – Engranajes Rectos/Helicoidales

#### **Experiencia N°2**

Fajas en V tipo “A” Triple – Piñón/Catalina ASA 35 (Triple y Doble) ASA 40 (Simple y Doble) ASA 50 (Simple) – Engranajes Rectos/Helicoidales

#### **Experiencia N°3**

Fajas en V tipo “B” Simple – Piñón/Catalina ASA 35 (Triple y Doble) ASA 40 (Simple y Doble) ASA 50 (Simple) – Engranajes Rectos/Helicoidales

#### **Experiencia N°4**

Fajas en V tipo “B” Doble – Piñón/Catalina ASA 35 (Triple y Doble) ASA 40 (Simple y Doble) ASA 50 (Simple) – Engranajes Rectos/Helicoidales

**Experiencia N°5**

Fajas en V tipo “C” Simple – Piñón/Catalina ASA 35 (Triple y Doble) ASA 40 (Simple y Doble) ASA 50 (Simple) – Engranajes Rectos/Helicoidales

**Experiencia N°6**

Fajas en V tipo “3V” Simple – Piñón/Catalina ASA 35 (Triple y Doble) ASA 40 (Simple y Doble) ASA 50 (Simple) – Engranajes Rectos/Helicoidales

**Experiencia N°7**

Fajas en V tipo “3V” Doble – Piñón/Catalina ASA 35 (Triple y Doble) ASA 40 (Simple y Doble) ASA 50 (Simple) – Engranajes Rectos/Helicoidales

**Experiencia N°8**

Fajas en V tipo “3V” Triple – Piñón/Catalina ASA 35 (Triple y Doble) ASA 40 (Simple y Doble) ASA 50 (Simple) – Engranajes Rectos/Helicoidales

**Experiencia N°9**

Fajas en V tipo “3V” Cuadruple – Piñón/Catalina ASA 35 (Doble) ASA 40 (Simple y Doble) ASA 50 (Simple) – Engranajes Rectos/Helicoidales

**Experiencia N°10**

Fajas en V tipo “5V” Simple – Piñón/Catalina ASA 35 (Triple y Doble) ASA 40 (Simple y Doble) ASA 50 (Simple) – Engranajes Rectos/Helicoidales

**5.2 Discusiones**

1. Festo didactic. (2014). Establece la posibilidad de tener dentro de la Institución Educativa un Centro de entrenamiento en tecnologías específicas (Mecatrónica, Neumática, Hidráulica, Procesos, etc.). Es la base comparativa para la realización del proyecto de tesis, éste no está muy distante del módulo propuesto en la tesis. La innovación del módulo propuesto en esta tesis radica en el hecho de que este funciona con una potencia de 2HP mientras que el módulo de Festo Didactic trabaja con una potencia menor o iguales a 1.5HP. Además, las tres etapas

de transmisión son móviles a ambos lados en un rango de 2 a 2.5 pulgadas y por último puede ser montado y ensamblado por los mismos alumnos de la escuela de ingeniería mecánica con el apoyo de servís y proveedores que faciliten todos los elementos mecánicos.

**2.** Luego de realizar la experimentación con un prototipo se obtuvieron las siguientes eficiencias para fajas 95.46% que está dentro del rango teóricos de la eficiencia y para cadenas 98.76% que también concuerda con el dato teórico. De esta manera se corrobora que las pérdidas de potencia son mínimas en transmisiones simple de una sola etapa, faja 0.019HP y cadena 0.005HP.

**3.** Según Negrin, I. (2016). Menciona que se pueden obtener resultados concretos y óptimos con la interface entre el SAP2000 y el MatLab (OAPI). Al mismo tiempo en el análisis de la estructura - base se usó el SAP2000 para determinar los puntos críticos de deformación (0.24 mm) y esfuerzo (159.26 Kgf) en nuestros resultados obtenidos del proyecto.

**4.** Venegas, V. (2012). Establece que los temas planteados por el Docente se encuentran respaldados por las prácticas con guías de laboratorio. Por ende, nuestros resultados obtenidos en las diferentes experiencias vivenciales sirven como base para el desarrollo de la Guía Práctica del Sistema de Entrenamiento de Potencia Mecánica afianzando en forma experimental los temas teóricos impartidos por el Docente para que los alumnos de la Escuela de Ingeniería Mecánica tengan un mejor desarrollo de sus conocimientos, en lo cual coincidimos con el autor.

**5.** Según Calderón, J. (2014). Establece que las transmisiones por cadena tienen un rango de eficiencia de 97 – 98%. Los resultados obtenidos durante la experimentación nos dan una eficiencia promedio del 98.76%, cuyo valor se encuentra dentro de los valores teóricos para una transmisión por cadena de rodillos

**6.** Según Shigley, J. (1985). Menciona que para las correas trapeciales tienen un rango de eficiencias de 0.94 a 0.96. Los resultados obtenidos durante la experimentación nos dan una

eficiencia promedio del 95.46%, cuyo valor se encuentra dentro de los valores teóricos para una transmisión por fajas.

## **Capítulo VI. Conclusiones y recomendaciones**

### **6.1 Conclusiones**

1. El diseño de la transmisión de potencia mecánica consta de lo siguiente: transmisión por fajas, cadena de rodillos y engranajes. Lo cual permite el desarrollo de las prácticas vivenciales.

2. La experimentación a través del frenoprony nos permitió medir las pérdidas de potencias, 0.019 HP para faja y 0.005 HP para cadena de rodillo. Además, se determinó las eficiencias, 95.46% para faja y 98.76% para cadena de rodillo.

3. El análisis estructural a través del SAP2000 vs 17 de la estructura base me permitió obtener los valores críticos de la deformación y esfuerzos máximos para poder identificar si la estructura soportará lo arranques del motor y las vibraciones.

4. La elaboración de la Guía Práctica del Sistema de Entrenamiento de Potencia Mecánica permitirá el desarrollo esquematizado de las prácticas vivenciales del módulo para poder complementar la parte teórica dictado por el Docente.

5. La proyección de los planos del módulo de transmisión de potencia mecánica se realizó en solidwork 2018, el cual consta de los siguientes: Ensamblaje General (P – 1), Subensamblaje Sistema de Transmisión (P – 2) y Piezas del Sistema de Transmisión (P – 3)

### **6.2 Recomendaciones**

1. La realización de charlas de seguridad para el manejo correcto del módulo lo cual es importante para evitar y prevenir accidente en los alumnos de la Escuela de Ingeniería Mecánica.

2. Para trabajar la transmisión por cadena de rodillos se debe usar motores de baja velocidad para evitar pandeos de la cadena y prevenir posibles accidentes.

## Capítulo VII. Referencias bibliográficas

### 7.1 Para Antecedentes:

Carbajal, A y Rojas, G. (2010). Bancos de pruebas de Sistemas de Transmisión de Potencia. Universidad Pontificia Bolivariana. Colombia.

Cruz, V. (2009). Diseño de una transmisión de potencia entre Bomba y motor para bomba de lodo. Universidad de Piura. Perú.

Festo Didáctica (2014). Sistema de Entrenamiento en Mantenimiento Mecánico, Lima. Perú.

Guajardo, O. (2013). Optimización de la Transmisión de Potencia en Sistemas de Transmisión mediante Correas Trapezoidales. Universidad de Bio-Bio. Chile.

López, A. (2015). Sistema de Transmisión para Vehículo de Tracción Trasera y Motor Delantero. Escuela Universitaria de Ingeniería Técnica Industrial de Bilbao. España.

Negrin, I. (2016). Optimización de conjuntos estructurales considerando los factores usualmente ignorados en la modelación usando la OAPI SAP2000-MatLab. Universidad Central “Marta Abreu” de Las Villas. Cuba.

Ramírez, J. (2000). Diseño de elementos flexibles para la transmisión de potencia mecánica mediante el uso de la computadora. Universidad Autónoma de Nuevo León. México.

Venegas, V. (2012). Elaboración e implementación de las guías de prácticas para los laboratorios de mecánica de fluidos, máquinas térmicas, máquinas hidráulicas, termodinámica, transferencia de calor, automatismos, metrología, fundición, tratamientos térmicos, y CNC. Universidad Politécnica Salesiana. Ecuador.

Gutierrez, L y Corrales, C. (2018). Diseño de un freno pronoy para la medición de potencia. Universidad EAFIT. Medellín - Colombia.

Calderón, J. (2014). “Diseño y construcción de un banco de ensayos para transmisiones de potencia (2HP) con correa trapeciales para el AEIRNNR de la UNL”. Universidad Nacional de Loja. Ecuador.

Araque, O. (2012). Caracterización de materiales alternativos para frenos de fricción. *Scientia et Technica* Año XVII, No 52, 26 – 31.

### **7.2 Para Marco Conceptual:**

Budynas, R. y Nisbett, J. (2012). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. 9na Ed. New York. Estados Unidos.

Universo Arancelario. (2010). Universo Arancelario. Recuperado de: <http://www.universoarancelario.com>.

Weebly. (2010). Ejes y Arboles. Recuperado de: <http://tecnos-trenesmirobriga.weebly.com/ejes-y-aacuterboles.html>.

### **7.3 Para Marco Teórico:**

Alva, F. (2011). *Diseño de Elementos de Máquinas I*. 1ra Ed. Pool Producciones SRL. San Borja – Lima. Perú.

Alva, F. (2011). *Diseño de Elementos de Máquinas II*. 1ra Ed. Pool Producciones SRL. San Borja – Lima. Perú.

Ramírez, L. (2000). *Diseño de Elementos Flexibles para la Trasmisión de Potencia Mecánica Mediante el uso de la Computadora*. Universidad Autónoma de Nuevo León. Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica. México.

Sanchez, M. (2007). *Diseño y construcción de un medidor hidráulico de torque*. Escuela Politécnica del Ejército Sede – Latacunga. Carrera de Ingeniería Electromecánica. Ecuador.

Shigley, J. (1985). *Diseño en Ingeniería Mecánica*. McGraw Hill, México.

Shigley, J. (1985). *Diseño de máquinas*. McGraw-Hill, México.

## **Capítulo VIII. Anexos**

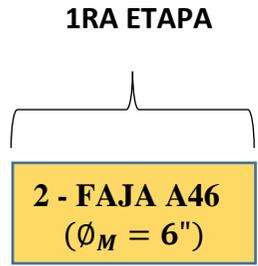
### **8.1 ANEXO 1. Combinaciones de accesorios**

**PRIMERA COMBINACIÓN**

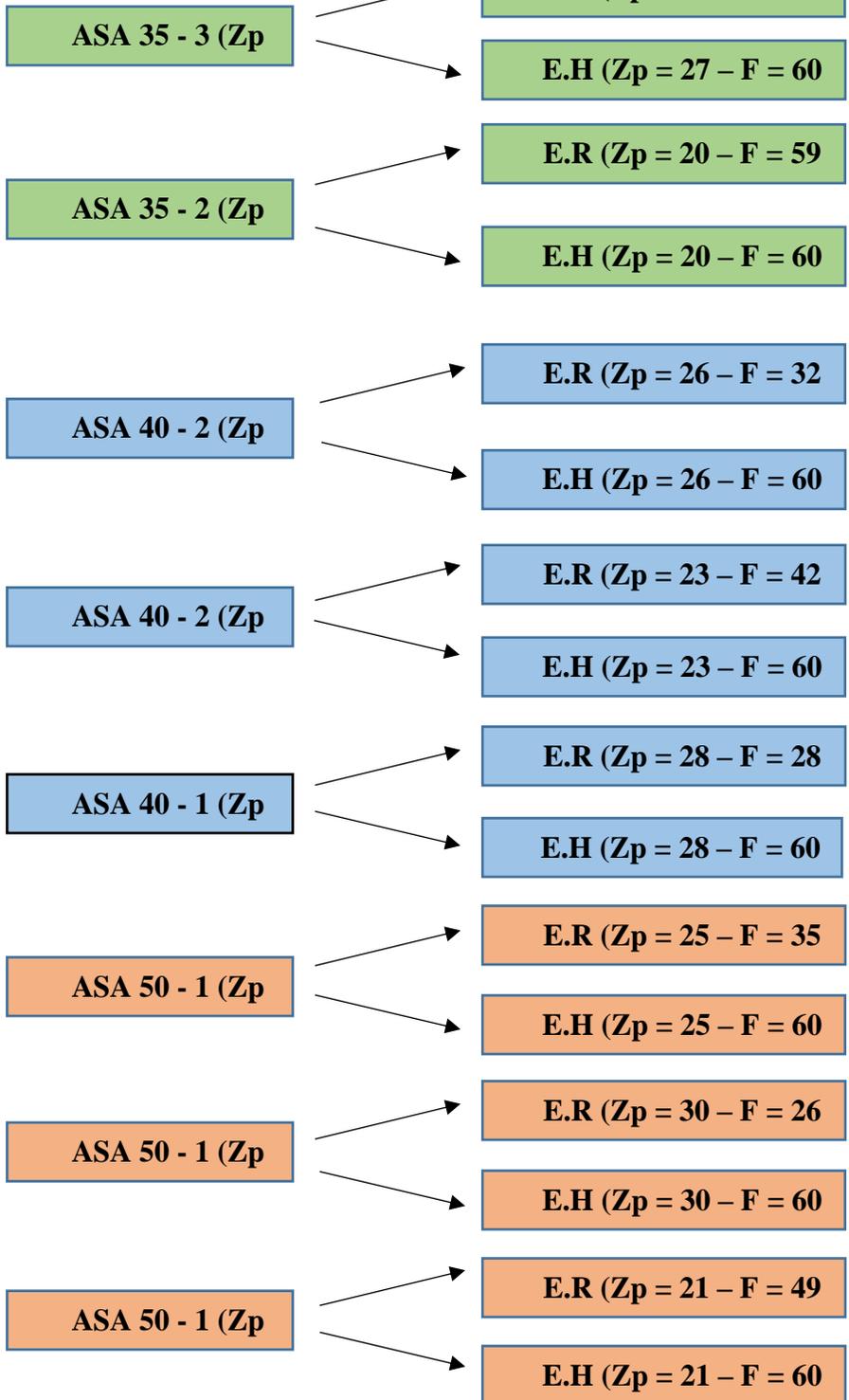
HP motorreductor = 2

RPM entrada = 292

RPM salida = 200



**2DA ETAPA**



**3RA ETAPA**

## MODULO DE TRANSMISION DE POTENCIA MECANIA

Consiste en el estudio de las Transmisiones por fajas normales y especiales; cadenas de rodillos, engranajes rectos y helicoidales junto con el cálculo de chavetas, ejes y rodamientos respectivos. Éste nivel incluye Fajas “A”, “B”, “C”, “3V” y “5V” de diferentes canales; también incluye cadenas de rodillos ASA 35, ASA 40 y ASA 50 simples, doble y triples. Por último, se incluye Engranajes Rectos y Helicoidales de diferentes números de dientes y diferentes anchos.

### PRIMERA COMBINACIÓN

#### DATOS

$$HP_{\text{Motorreductor}} = 2$$

$$RPM_{\text{Entrada}} = 292$$

$$RPM_{\text{Salida}} = 200$$

Tres etapas:

- 1) Transmisión por Faja Normal
- 2) Transmisión por Cadenas de Rodillos
- 3) Transmisión por Engranajes Rectos y Helicoidales.

#### ➤ PRIMERA ETAPA SECCIÓN A

#### **DOS CANALES**

$$\text{Poleas motriz} = 6''$$

$$\text{Polea conducida} = 7''$$

Faja A46

$$RPM_{\text{salida}} = 250.29$$

$$\text{Distancia entre centros real} = 13.436''$$

$$\text{Ancho polea} = 1.375'' = 34.925\text{mm}$$

<b>N° fajas = 2</b>
---------------------

#### ➤ SEGUNDA ETAPA CADENA ASA 50

#### **17 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 17 \text{ dientes}$$

$$\text{Catalina} = 19 \text{ dientes}$$

$$RPM_{\text{salida}} = 223.94$$

$$\text{Dpaso piñon} = 3.4014'' = 86.39\text{mm}$$

$$\text{Dpaso catalina} = 3.797'' = 96.45\text{mm}$$

$$Cp = 20.9976\text{pasos} = 13.1235''$$

$$\text{Longitud cadena} = 60\text{pasos} = 37.50''$$

<b>N° de filas = 1</b>
------------------------

#### **19 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 19 \text{ dientes}$$

$$\text{Catalina} = 21 \text{ dientes}$$

$$RPM_{\text{salida}} = 226.45$$

$$\text{Dpaso piñon} = 3.7972'' = 96.45\text{mm}$$

$$\text{Dpaso catalina} = 4.193'' = 106.51\text{mm}$$

$$Cp = 20.9976\text{pasos} = 13.1235''$$

$$\text{Longitud cadena} = 62\text{pasos} = 38.75''$$

<b>N° de filas = 1</b>
------------------------

#### **21 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 21 \text{ dientes}$$

$$\text{Catalina} = 23 \text{ dientes}$$

$$RPM_{\text{salida}} = 228.52$$

$$\text{Dpaso piñon} = 4.1934'' = 106.51\text{mm}$$

$$\text{Dpaso catalina} = 4.590'' = 116.59\text{mm}$$

$$Cp = 20.9976\text{pasos} = 13.1235''$$

$$\text{Longitud cadena} = 64\text{pasos} = 40''$$

<b>N° de filas = 1</b>
------------------------

**CADENA ASA 40****17 DIENTES**

Piñon = 17 dientes

Catalina = 19 dientes

RPM salida = 223.94

Dpaso piñon =  $2.7211'' = 69.12\text{mm}$ Dpaso catalina =  $3.038'' = 77.16\text{mm}$ 

Cp = 25.9981pasos = 12.9990''

Longitud cadena = 70pasos = 35''

**N° de filas = 2****19 DIENTES**

Piñon = 19 dientes

Catalina = 21 dientes

RPM salida = 226.45

Dpaso piñon =  $3.0378'' = 77.16\text{mm}$ Dpaso catalina =  $3.355'' = 85.21\text{mm}$ 

Cp = 25.9981pasos = 12.9990''

Longitud cadena = 72pasos = 36''

**N° de filas = 2****21 DIENTES**

Piñon = 21 dientes

Catalina = 23 dientes

RPM salida = 228.52

Dpaso piñon =  $3.3548'' = 85.21\text{mm}$ Dpaso catalina =  $3.672'' = 93.27\text{mm}$ 

Cp = 25.9981pasos = 12.9990''

Longitud cadena = 74pasos = 37''

**N° de filas = 1****CADENA ASA 35****24 DIENTES**

Piñon = 24 dientes

Catalina = 27 dientes

RPM salida = 222.48

Dpaso piñon =  $2.8730'' = 72.97\text{mm}$ Dpaso catalina =  $3.230'' = 82.05\text{mm}$ 

Cp = 35.2467pasos = 13.2175''

Longitud cadena = 96pasos = 36''

**N° de filas = 3****30 DIENTES**

Piñon = 30 dientes

Catalina = 34 dientes

RPM salida = 170.65

Dpaso piñon =  $3.5875'' = 91.12\text{mm}$ Dpaso catalina =  $4.064'' = 103.23\text{mm}$ 

Cp = 34.9942pasos = 13.1228''

Longitud cadena = 102pasos = 38.25''

**N° de filas = 2****➤ TERCERA ETAPA****E. RECTO****21 DIENTES**

Piñon = 21 dientes

Engranaje = 24 dientes

RPM salida = 199.957

Dp piñon =  $3.307'' = 84\text{mm}$ Dp engranaje =  $3.779'' = 96\text{mm}$ Cp =  $3.543'' = 90\text{mm}$ 

F = 49 mm

**E. HELICOIDAL****21 DIENTES**

Piñon = 21 dientes

Engranaje = 24 dientes  
 RPM salida = 199.957  
 $D_p \text{ piñon} = 3.649'' = 92.68 \text{ mm}$   
 $D_p \text{ engranaje} = 4.170'' = 105.92 \text{ mm}$   
 $C_p = 3.909'' = 99.3 \text{ mm}$   
 $F = 60 \text{ mm}$

**Se combinan con ASA 50 – 1 ( $Z_p = 21$ )**

**E. RECTO**

**25 DIENTES**

Piñon = 25 dientes  
 Engranaje = 28 dientes  
 RPM salida = 199.946  
 $D_p \text{ piñon} = 3.937'' = 100 \text{ mm}$   
 $D_p \text{ engranaje} = 4.409'' = 112 \text{ mm}$   
 $C_p = 4.173'' = 106 \text{ mm}$   
 $F = 35 \text{ mm}$

**E. HELICOIDAL**

**25 DIENTES**

Piñon = 25 dientes  
 Engranaje = 28 dientes  
 RPM salida = 199.946  
 $D_p \text{ piñon} = 4.344'' = 110.34 \text{ mm}$   
 $D_p \text{ engranaje} = 4.865'' = 123.58 \text{ mm}$   
 $C_p = 4.605'' = 117 \text{ mm}$   
 $F = 60 \text{ mm}$

**Se combinan con ASA 50 – 1 ( $Z_p = 17$ )**

**E. RECTO**

**30 DIENTES**

Piñon = 30 dientes  
 Engranaje = 34 dientes

RPM salida = 199.808  
 $D_p \text{ piñon} = 4.724'' = 120 \text{ mm}$   
 $D_p \text{ engranaje} = 5.354'' = 136 \text{ mm}$   
 $C_p = 5.039'' = 128 \text{ mm}$   
 $F = 26 \text{ mm}$

**E. HELICOIDAL**

**30 DIENTES**

Piñon = 30 dientes  
 Engranaje = 34 dientes  
 RPM salida = 199.808  
 $D_p \text{ piñon} = 5.213'' = 132.41 \text{ mm}$   
 $D_p \text{ engranaje} = 5.908'' = 150.06 \text{ mm}$   
 $C_p = 5.560'' = 141.2 \text{ mm}$   
 $F = 60 \text{ mm}$

**Se combinan con ASA 50 – 1 ( $Z_p = 19$ )**

**E. RECTO**

**23 DIENTES**

Piñon = 23 dientes  
 Engranaje = 26 dientes  
 RPM salida = 198.101  
 $D_p \text{ piñon} = 3.622'' = 92 \text{ mm}$   
 $D_p \text{ engranaje} = 4.094'' = 104 \text{ mm}$   
 $C_p = 3.858'' = 98 \text{ mm}$   
 $F = 42 \text{ mm}$

**E. HELICOIDAL**

**23 DIENTES**

Piñon = 23 dientes  
 Engranaje = 26 dientes  
 RPM salida = 198.101  
 $D_p \text{ piñon} = 3.996'' = 101.51 \text{ mm}$

$$D_p \text{ engranaje} = 4.518'' = 114.75 \text{ mm}$$

$$C_p = 4.257'' = 108.1 \text{ mm}$$

$$F = 60 \text{ mm}$$

**Se combinan con ASA 40 – 2 (Z<sub>p</sub> = 19)**

### **E. RECTO**

#### **26 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 26 \text{ dientes}$$

$$\text{Engranaje} = 29 \text{ dientes}$$

$$\text{RPM salida} = 200.774$$

$$D_p \text{ piñon} = 4.094'' = 104 \text{ mm}$$

$$D_p \text{ engranaje} = 4.567'' = 116 \text{ mm}$$

$$C_p = 4.331'' = 110 \text{ mm}$$

$$F = 32 \text{ mm}$$

### **E. HELICOIDAL**

#### **26 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 26 \text{ dientes}$$

$$\text{Engranaje} = 29 \text{ dientes}$$

$$\text{RPM salida} = 200.774$$

$$D_p \text{ piñon} = 4.518'' = 114 \text{ mm}$$

$$D_p \text{ engranaje} = 5.039'' = 127.99 \text{ mm}$$

$$C_p = 4.778'' = 121.4 \text{ mm}$$

$$F = 60 \text{ mm}$$

**Se combinan con ASA 40 – 2 (Z<sub>p</sub> = 17)**

### **E. RECTO**

#### **28 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 28 \text{ dientes}$$

$$\text{Engranaje} = 32 \text{ dientes}$$

$$\text{RPM salida} = 199.957$$

$$D_p \text{ piñon} = 4.409'' = 112 \text{ mm}$$

$$D_p \text{ engranaje} = 5.039'' = 128 \text{ mm}$$

$$C_p = 4.724'' = 120 \text{ mm}$$

$$F = 28 \text{ mm}$$

### **E. HELICOIDAL**

#### **28 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 28 \text{ dientes}$$

$$\text{Engranaje} = 32 \text{ dientes}$$

$$\text{RPM salida} = 199.957$$

$$D_p \text{ piñon} = 4.865'' = 123.58 \text{ mm}$$

$$D_p \text{ engranaje} = 5.560'' = 141.23 \text{ mm}$$

$$C_p = 5.2128'' = 132.4 \text{ mm}$$

$$F = 60 \text{ mm}$$

**Se combinan con ASA 40 – 1 (Z<sub>p</sub> = 21)**

### **E. RECTO**

#### **20 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 20 \text{ dientes}$$

$$\text{Engranaje} = 22 \text{ dientes}$$

$$\text{RPM salida} = 200.764$$

$$D_p \text{ piñon} = 3.149'' = 80 \text{ mm}$$

$$D_p \text{ engranaje} = 3.465'' = 88 \text{ mm}$$

$$C_p = 3.307'' = 84 \text{ mm}$$

$$F = 59 \text{ mm}$$

### **E. HELICOIDAL**

#### **20 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 20 \text{ dientes}$$

$$\text{Engranaje} = 22 \text{ dientes}$$

$$\text{RPM salida} = 200.764$$

$$D_p \text{ piñon} = 3.475'' = 88.27 \text{ mm}$$

$$D_p \text{ engranaje} = 3.823'' = 97.10 \text{ mm}$$

$$C_p = 3.649'' = 92.7 \text{ mm}$$

$$F = 60 \text{ mm}$$

**Se combinan con ASA 35 – 2 ( $Z_p = 30$ )**

**E. RECTO**

**27 DIENTES**

Piñon = 27 dientes

Engranaje = 30 dientes

RPM salida = 200.229

Dp piñon = 4.252" = 108 mm

Dp engranaje = 4.724" = 120 mm

Cp = 4.488" = 114 mm

F = 31 mm

**E. HELICOIDAL**

**27 DIENTES**

Piñon = 27 dientes

Engranaje = 30 dientes

RPM salida = 200.229

Dp piñon = 4.692" = 119.16 mm

Dp engranaje = 5.213" = 132.41 mm

Cp = 4.952" = 125.8 mm

F = 60 mm

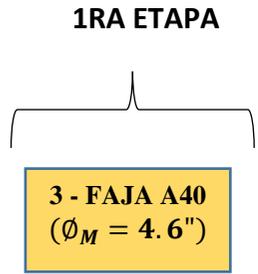
**Se combinan con ASA 35 – 3 ( $Z_p = 24$ )**

**SEGUNDA COMBINACIÓN**

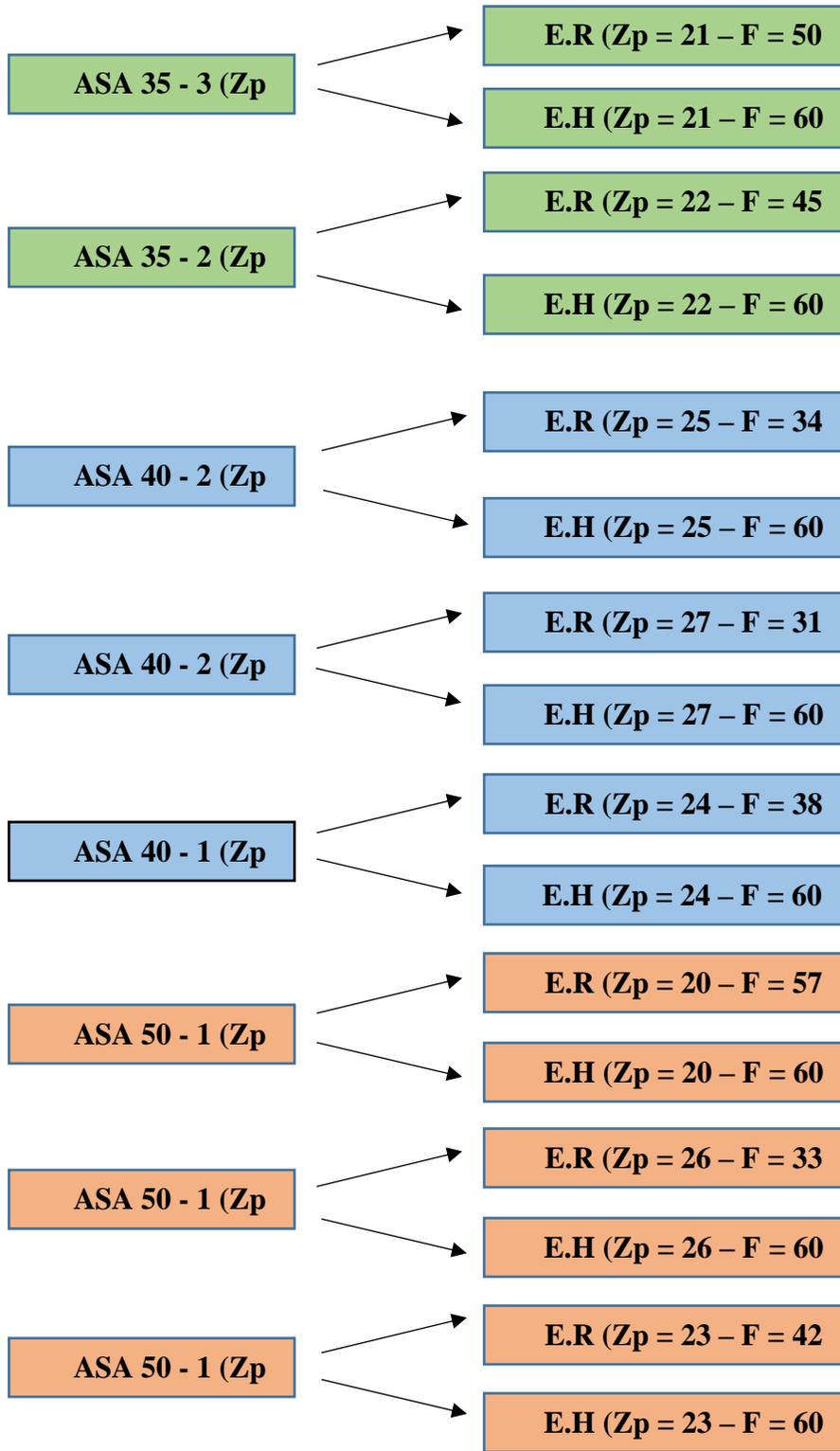
HP motorreductor = 2

RPM entrada = 292

RPM salida = 200



**2DA ETAPA**



**3RA ETAPA**

**SEGUNDA COMBINACIÓN****DATOS**

$$HP_{\text{Motorreductor}} = 2$$

$$RPM_{\text{Entrada}} = 292$$

$$RPM_{\text{Salida}} = 200$$

Tres etapas:

- 1) Transmisión por Faja Normal
- 2) Transmisión por Cadenas de Rodillos
- 3) Transmisión por Engranajes Rectos y Helicoidales.

➤ **PRIMERA ETAPA**  
**SECCIÓN A**

**TRES CANALES**

$$\text{Polea Motriz} = 4.6''$$

$$\text{Polea Conducida} = 5.2''$$

Faja A40

$$RPM_{\text{salida}} = 258.31$$

$$\text{Distancia entre centros real} = 12.9535''$$

$$\text{Ancho polea} = 2'' = 50.8\text{mm}$$

$$\text{N}^\circ \text{ fajas} = 3$$

➤ **SEGUNDA ETAPA**  
**CADENA ASA 50**

**17 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 17 \text{ dientes}$$

$$\text{Catalina} = 19 \text{ dientes}$$

$$RPM_{\text{salida}} = 231.12$$

$$\text{Dpaso piñon} = 3.4014'' = 86.39\text{mm}$$

$$\text{Dpaso catalina} = 3.797'' = 96.45\text{mm}$$

$$Cp = 20.9976\text{pasos} = 13.1235''$$

$$\text{Longitud cadena} = 60\text{pasos} = 37.50''$$

$$\text{N}^\circ \text{ de filas} = 1$$

**19 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 19 \text{ dientes}$$

$$\text{Catalina} = 22 \text{ dientes}$$

$$RPM_{\text{salida}} = 223.08$$

$$\text{Dpaso piñon} = 3.7972'' = 96.45\text{mm}$$

$$\text{Dpaso catalina} = 4.392'' = 111.55\text{mm}$$

$$Cp = 21.7448\text{pasos} = 13.5905''$$

$$\text{Longitud cadena} = 64\text{pasos} = 40''$$

$$\text{N}^\circ \text{ de filas} = 1$$

**21 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 21 \text{ dientes}$$

$$\text{Catalina} = 24 \text{ dientes}$$

$$RPM_{\text{salida}} = 226.02$$

$$\text{Dpaso piñon} = 4.1934'' = 106.51\text{mm}$$

$$\text{Dpaso catalina} = 4.788'' = 121.62\text{mm}$$

$$Cp = 21.7448\text{pasos} = 13.5905''$$

$$\text{Longitud cadena} = 66\text{pasos} = 41.25''$$

$$\text{N}^\circ \text{ de filas} = 1$$

**CADENA ASA 40****17 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 17 \text{ dientes}$$

$$\text{Catalina} = 19 \text{ dientes}$$

$$RPM_{\text{salida}} = 231.12$$

$$\text{Dpaso piñon} = 2.7211'' = 69.12\text{mm}$$

$$\text{Dpaso catalina} = 3.038'' = 77.16\text{mm}$$

$$Cp = 25.9981\text{pasos} = 12.9990''$$

$$\text{Longitud cadena} = 70\text{pasos} = 35''$$

$$\text{N}^\circ \text{ de filas} = 2$$

**19 DIENTES**

Piñon = 19 dientes  
 Catalina = 22 dientes  
 RPM salida = 226.45  
 Dpaso piñon =  $3.0378'' = 77.16\text{mm}$   
 Dpaso catalina =  $3.513'' = 89.24\text{mm}$   
 $C_p = 26.7458\text{pasos} = 13.3729''$   
 Longitud cadena =  $74\text{pasos} = 37''$

<b>N° de filas = 2</b>
------------------------

**21 DIENTES**

Piñon = 21 dientes  
 Catalina = 24 dientes  
 RPM salida = 226.02  
 Dpaso piñon =  $3.3548'' = 85.21\text{mm}$   
 Dpaso catalina =  $3.831'' = 97.30\text{mm}$   
 $C_p = 26.7458\text{pasos} = 13.3729''$   
 Longitud cadena =  $76\text{pasos} = 38''$

<b>N° de filas = 1</b>
------------------------

**CADENA ASA 35****23 DIENTES**

Piñon = 23 dientes  
 Catalina = 26 dientes  
 RPM salida = 228.50  
 Dpaso piñon =  $2.7540'' = 69.95\text{mm}$   
 Dpaso catalina =  $3.111'' = 79.02\text{mm}$   
 $C_p = 34.7467\text{pasos} = 13.03''$   
 Longitud cadena =  $94\text{pasos} = 35.25''$

<b>N° de filas = 3</b>
------------------------

**30 DIENTES**

Piñon = 30 dientes

Catalina = 34 dientes

RPM salida = 227.92

Dpaso piñon =  $3.5875'' = 91.12\text{mm}$

Dpaso catalina =  $4.064'' = 103.23\text{mm}$

$C_p = 34.9942\text{pasos} = 13.1228''$

Longitud cadena =  $102\text{pasos} = 38.25''$

<b>N° de filas = 2</b>
------------------------

➤ **TERCERA ETAPA****E. RECTO****23 DIENTES**

Piñon = 23 dientes  
 Engranaje = 26 dientes  
 RPM salida = 199.940  
 Dp piñon =  $3.622'' = 92\text{ mm}$   
 Dp engranaje =  $4.094'' = 104\text{ mm}$   
 $C_p = 3.858'' = 98\text{ mm}$   
 F = 42 mm

**E. HELICOIDAL****23 DIENTES**

Piñon = 23 dientes  
 Engranaje = 26 dientes  
 RPM salida = 199.940  
 Dp piñon =  $3.996'' = 101.51\text{ mm}$   
 Dp engranaje =  $4.518'' = 114.75\text{ mm}$   
 $C_p = 4.257'' = 108.1\text{ mm}$   
 F = 60 mm

<b>Se combinan con ASA 50 – 1 (Zp = 21)</b>
---

**E. RECTO****26 DIENTES**

Piñon = 26 dientes

Engranaje = 29 dientes  
 RPM salida = 200.006  
 Dp piñon = 4.094" = 104 mm  
 Dp engranaje = 4.567" = 116 mm  
 Cp = 4.331" = 110 mm  
 F = 33 mm

### **E. HELICOIDAL**

#### **26 DIENTES**

Piñon = 26 dientes  
 Engranaje = 29 dientes  
 RPM salida = 200.006  
 Dp piñon = 4.518" = 114.75 mm  
 Dp engranaje = 5.039" = 127.99 mm  
 Cp = 4.778" = 121.4 mm  
 F = 60 mm

**Se combinan con ASA 50 – 1 (Zp = 19)**

### **E. RECTO**

#### **20 DIENTES**

Piñon = 20 dientes  
 Engranaje = 23 dientes  
 RPM salida = 200.972  
 Dp piñon = 3.149" = 80 mm  
 Dp engranaje = 3.622" = 92 mm  
 Cp = 3.386" = 86 mm  
 F = 57 mm

### **E. HELICOIDAL**

#### **20 DIENTES**

Piñon = 20 dientes  
 Engranaje = 23 dientes  
 RPM salida = 200.972

Dp piñon = 3.475" = 88.27 mm  
 Dp engranaje = 3.996" = 101.51 mm  
 Cp = 3.736" = 94.9 mm  
 F = 60 mm

**Se combinan con ASA 50 – 1 (Zp = 17)**

### **E. RECTO**

#### **24 DIENTES**

Piñon = 24 dientes  
 Engranaje = 27 dientes  
 RPM salida = 200.906  
 Dp piñon = 3.779" = 96 mm  
 Dp engranaje = 4.252" = 108 mm  
 Cp = 4.016" = 102 mm  
 F = 38 mm

### **E. HELICOIDAL**

#### **24 DIENTES**

Piñon = 24 dientes  
 Engranaje = 27 dientes  
 RPM salida = 200.906  
 Dp piñon = 4.170" = 105.92 mm  
 Dp engranaje = 4.692" = 119.16 mm  
 Cp = 4.431" = 112.5 mm  
 F = 60 mm

**Se combinan con ASA 40 – 1 (Zp = 21)**

### **E. RECTO**

#### **27 DIENTES**

Piñon = 27 dientes  
 Engranaje = 30 dientes  
 RPM salida = 200.776  
 Dp piñon = 4.252" = 108 mm

$D_p \text{ engranaje} = 4.724'' = 120 \text{ mm}$

$C_p = 4.488'' = 114 \text{ mm}$

$F = 31 \text{ mm}$

**E. HELICOIDAL**

**27 DIENTES**

Piñon = 27 dientes

Engranaje = 30 dientes

RPM salida = 200.776

$D_p \text{ piñon} = 4.692'' = 119.16 \text{ mm}$

$D_p \text{ engranaje} = 5.213'' = 132.41 \text{ mm}$

$C_p = 4.952'' = 125.8 \text{ mm}$

$F = 60 \text{ mm}$

**Se combinan con ASA 40 – 2 ( $Z_p = 19$ )**

**E. RECTO**

**25 DIENTES**

Piñon = 25 dientes

Engranaje = 29 dientes

RPM salida = 199.239

$D_p \text{ piñon} = 3.937'' = 100 \text{ mm}$

$D_p \text{ engranaje} = 4.567'' = 116 \text{ mm}$

$C_p = 4.252'' = 108 \text{ mm}$

$F = 34 \text{ mm}$

**E. HELICOIDAL**

**25 DIENTES**

Piñon = 25 dientes

Engranaje = 29 dientes

RPM salida = 199.239

$D_p \text{ piñon} = 4.344'' = 110.34 \text{ mm}$

$D_p \text{ engranaje} = 5.039'' = 127.99 \text{ mm}$

$C_p = 4.692'' = 119.2 \text{ mm}$

$F = 60 \text{ mm}$

**Se combinan con ASA 40 – 2 ( $Z_p = 17$ )**

**E. RECTO**

**22 DIENTES**

Piñon = 22 dientes

Engranaje = 25 dientes

RPM salida = 200.568

$D_p \text{ piñon} = 3.465'' = 88 \text{ mm}$

$D_p \text{ engranaje} = 3.937'' = 100 \text{ mm}$

$C_p = 3.701'' = 94 \text{ mm}$

$F = 45 \text{ mm}$

**E. HELICOIDAL**

**22 DIENTES**

Piñon = 22 dientes

Engranaje = 25 dientes

RPM salida = 200.568

$D_p \text{ piñon} = 3.823'' = 97.10 \text{ mm}$

$D_p \text{ engranaje} = 4.344'' = 110.34 \text{ mm}$

$C_p = 4.083'' = 103.7 \text{ mm}$

$F = 60 \text{ mm}$

**Se combinan con ASA 35 – 2 ( $Z_p = 30$ )**

**E. RECTO**

**21 DIENTES**

Piñon = 21 dientes

Engranaje = 24 dientes

RPM salida = 199.940

$D_p \text{ piñon} = 3.307'' = 84 \text{ mm}$

$D_p \text{ engranaje} = 3.779'' = 96 \text{ mm}$

$C_p = 3.543'' = 90 \text{ mm}$

$F = 50 \text{ mm}$

**E. HELICOIDAL****21 DIENTES**

Piñon = 21 dientes

Engranaje = 24 dientes

RPM salida = 199.940

$D_p$  piñon = 3.649" = 92.68 mm

$D_p$  engranaje = 4.170" = 105.92 mm

$C_p$  = 3.909" = 99.3 mm

F = 60 mm

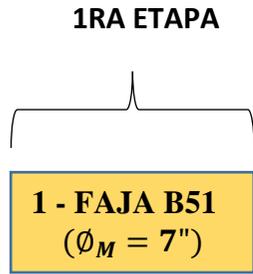
<b>Se combinan con ASA 35 – 3 (<math>Z_p = 24</math>)</b>
---

**TERCERA COMBINACIÓN**

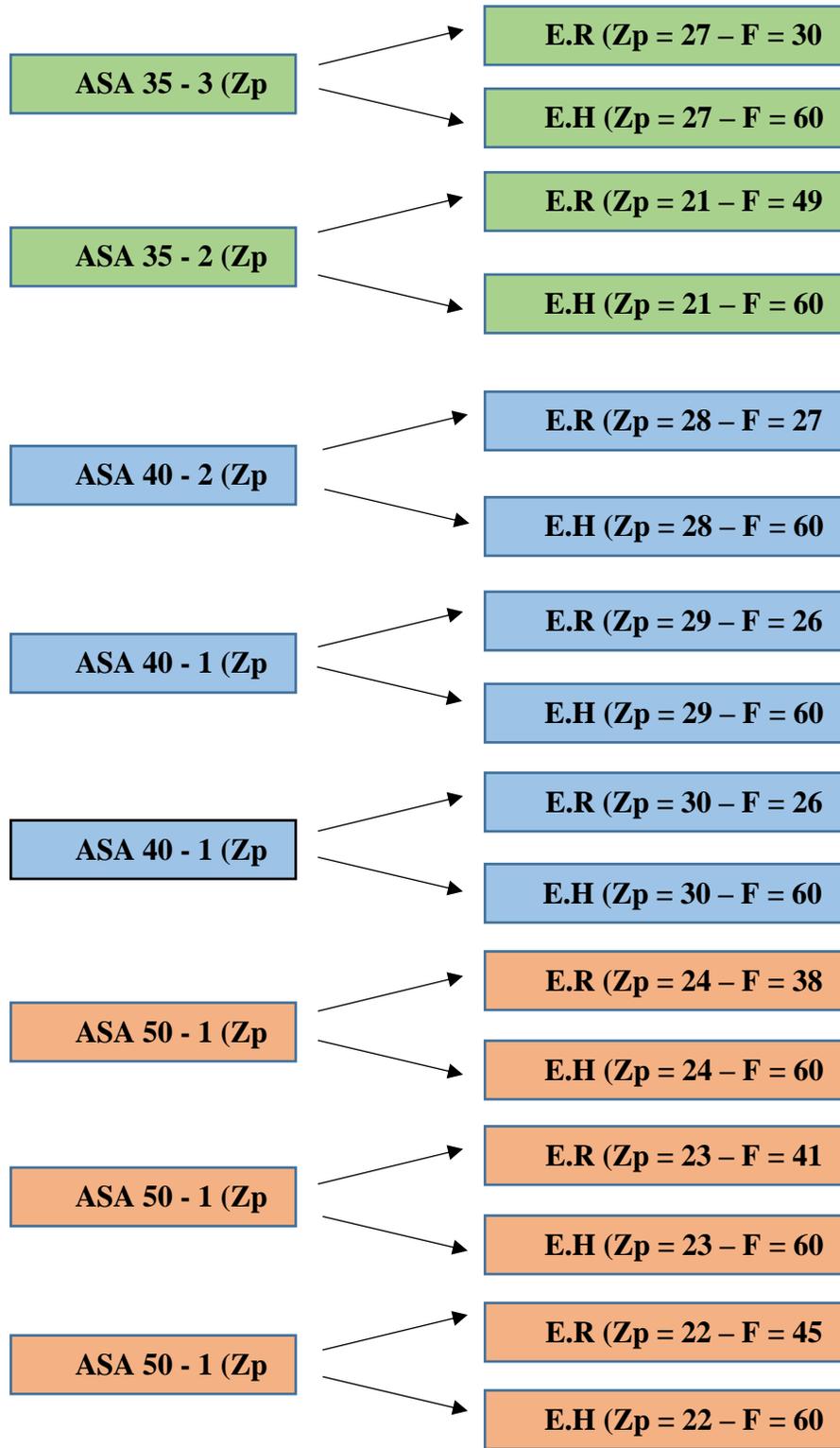
HP motorreductor = 2

RPM entrada = 292

RPM salida = 200



**2DA ETAPA**



**3RA ETAPA**

**TERCERA COMBINACIÓN****DATOS**

$$HP_{\text{Motorreductor}} = 2$$

$$RPM_{\text{Entrada}} = 292$$

$$RPM_{\text{Salida}} = 200$$

Tres etapas:

- 1) Transmisión por Faja Normal
- 2) Transmisión por Cadenas de Rodillos
- 3) Transmisión por Engranajes Rectos y Helicoidales.

➤ **PRIMERA ETAPA**  
**SECCIÓN B**

**UN CANAL**

$$\text{Polea Motriz} = 7''$$

$$\text{Polea Conducida} = 8''$$

Faja B51

$$RPM_{\text{salida}} = 255.50$$

$$\text{Distancia entre centros real} = 14.6165''$$

$$\text{Ancho polea} = 1'' = 25.4 \text{ mm}$$

$$\text{N}^\circ \text{ fajas} = 1$$

➤ **SEGUNDA ETAPA**  
**CADENA ASA 50**

**16 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 16 \text{ dientes}$$

$$\text{Catalina} = 18 \text{ dientes}$$

$$RPM_{\text{salida}} = 227.11$$

$$\text{Dpaso piñon} = 3.2036'' = 81.37\text{mm}$$

$$\text{Dpaso catalina} = 3.599'' = 91.42\text{mm}$$

$$C_p = 21.4976\text{pasos} = 13.4360''$$

$$\text{Longitud cadena} = 60\text{pasos} = 37.50''$$

$$\text{N}^\circ \text{ de filas} = 1$$

**23 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 23 \text{ dientes}$$

$$\text{Catalina} = 26 \text{ dientes}$$

$$RPM_{\text{salida}} = 226.02$$

$$\text{Dpaso piñon} = 4.59'' = 116.59\text{mm}$$

$$\text{Dpaso catalina} = 5.185'' = 131.70\text{mm}$$

$$C_p = 21.7448\text{pasos} = 13.5905''$$

$$\text{Longitud cadena} = 68\text{pasos} = 42.50''$$

$$\text{N}^\circ \text{ de filas} = 1$$

**24 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 24 \text{ dientes}$$

$$\text{Catalina} = 27 \text{ dientes}$$

$$RPM_{\text{salida}} = 227.11$$

$$\text{Dpaso piñon} = 4.7883'' = 121.62\text{mm}$$

$$\text{Dpaso catalina} = 5.384'' = 136.74\text{mm}$$

$$C_p = 21.2446\text{pasos} = 13.2779''$$

$$\text{Longitud cadena} = 68\text{pasos} = 42.50''$$

$$\text{N}^\circ \text{ de filas} = 1$$

**CADENA ASA 40****17 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 17 \text{ dientes}$$

$$\text{Catalina} = 19 \text{ dientes}$$

$$RPM_{\text{salida}} = 228.61$$

$$\text{Dpaso piñon} = 2.7211'' = 69.12\text{mm}$$

$$\text{Dpaso catalina} = 3.038'' = 77.16\text{mm}$$

$$C_p = 26.9981\text{pasos} = 13.4991''$$

$$\text{Longitud cadena} = 72\text{pasos} = 36''$$

$$\text{N}^\circ \text{ de filas} = 2$$

**23 DIENTES**

Piñon = 23 dientes  
 Catalina = 26 dientes  
 RPM salida = 226.02  
 $D_{\text{paso piñon}} = 3.6720'' = 93.27\text{mm}$   
 $D_{\text{paso catalina}} = 4.148'' = 105.36\text{mm}$   
 $C_p = 26.7458\text{pasos} = 13.3729''$   
 Longitud cadena = 78pasos = 39''

**N° de filas = 1**

### **24 DIENTES**

Piñon = 24 dientes  
 Catalina = 27 dientes  
 RPM salida = 227.11  
 $D_{\text{paso piñon}} = 3.8306'' = 97.30\text{mm}$   
 $D_{\text{paso catalina}} = 4.307'' = 109.40\text{mm}$   
 $C_p = 26.2456\text{pasos} = 13.1228''$   
 Longitud cadena = 78pasos = 39''

**N° de filas = 1**

### **CADENA ASA 35**

#### **24 DIENTES**

Piñon = 24 dientes  
 Catalina = 27 dientes  
 RPM salida = 227.11  
 $D_{\text{paso piñon}} = 2.8730'' = 72.97\text{mm}$   
 $D_{\text{paso catalina}} = 3.230'' = 82.05\text{mm}$   
 $C_p = 35.2467\text{pasos} = 13.2175''$   
 Longitud cadena = 96pasos = 36''

**N° de filas = 3**

#### **40 DIENTES**

Piñon = 40 dientes  
 Catalina = 45 dientes

RPM salida = 227.11  
 $D_{\text{paso piñon}} = 4.7796'' = 121.40\text{mm}$   
 $D_{\text{paso catalina}} = 5.376'' = 136.55\text{mm}$   
 $C_p = 34.7410\text{pasos} = 13.0279''$   
 Longitud cadena = 112pasos = 42''

**N° de filas = 2**

### ➤ **TERCERA ETAPA** **E. RECTO**

#### **22 DIENTES**

Piñon = 22 dientes  
 Engranaje = 25 dientes  
 RPM salida = 199.858  
 $D_p \text{ piñon} = 3.465'' = 88 \text{ mm}$   
 $D_p \text{ engranaje} = 3.937'' = 100 \text{ mm}$   
 $C_p = 3.701'' = 94 \text{ mm}$   
 $F = 45 \text{ mm}$

#### **E. HELICOIDAL**

#### **22 DIENTES**

Piñon = 22 dientes  
 Engranaje = 25 dientes  
 RPM salida = 199.858  
 $D_p \text{ piñon} = 3.823'' = 97.10 \text{ mm}$   
 $D_p \text{ engranaje} = 4.344'' = 110.34 \text{ mm}$   
 $C_p = 4.083'' = 103.7 \text{ mm}$   
 $F = 60 \text{ mm}$

**Se combinan con ASA 50 – 1 (Zp = 24)**

#### **E. RECTO**

#### **23 DIENTES**

Piñon = 23 dientes  
 Engranaje = 26 dientes

RPM salida = 199.940  
 Dp piñon = 3.622" = 92 mm  
 Dp engranaje = 4.094" = 104 mm  
 Cp = 3.858" = 98 mm  
 F = 41 mm

### **E. HELICOIDAL**

#### **23 DIENTES**

Piñon = 23 dientes  
 Engranaje = 26 dientes  
 RPM salida = 199.940  
 Dp piñon = 3.996" = 101.51 mm  
 Dp engranaje = 4.518" = 114.75 mm  
 Cp = 4.257" = 108.1 mm  
 F = 60 mm

**Se combinan con ASA 50 – 1 (Zp = 23)**

### **E. RECTO**

#### **24 DIENTES**

Piñon = 24 dientes  
 Engranaje = 27 dientes  
 RPM salida = 201.877  
 Dp piñon = 3.779" = 96 mm  
 Dp engranaje = 4.252" = 108 mm  
 Cp = 4.016" = 102 mm  
 F = 38 mm

### **E. HELICOIDAL**

#### **24 DIENTES**

Piñon = 24 dientes  
 Engranaje = 27 dientes  
 RPM salida = 201.877  
 Dp piñon = 4.170" = 105.92 mm

Dp engranaje = 4.692" = 119.16 mm  
 Cp = 4.431" = 112.5 mm  
 F = 60 mm

**Se combinan con ASA 50 – 1 (Zp = 16)**

### **E. RECTO**

#### **30 DIENTES**

Piñon = 30 dientes  
 Engranaje = 34 dientes  
 RPM salida = 200.392  
 Dp piñon = 4.724" = 120 mm  
 Dp engranaje = 5.354" = 136 mm  
 Cp = 5.039" = 128 mm  
 F = 26 mm

### **E. HELICOIDAL**

#### **30 DIENTES**

Piñon = 30 dientes  
 Engranaje = 34 dientes  
 RPM salida = 200.392  
 Dp piñon = 5.213" = 132.41 mm  
 Dp engranaje = 5.908" = 150.06 mm  
 Cp = 5.560" = 141.2 mm  
 F = 60 mm

**Se combinan con ASA 40 – 1 (Zp = 24)**

### **E. RECTO**

#### **29 DIENTES**

Piñon = 29 dientes  
 Engranaje = 33 dientes  
 RPM salida = 198.623  
 Dp piñon = 4.567" = 116 mm  
 Dp engranaje = 5.197" = 132 mm

$$C_p = 4.882'' = 124 \text{ mm}$$

$$F = 26 \text{ mm}$$

### **E. HELICOIDAL**

#### **29 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 29 \text{ dientes}$$

$$\text{Engranaje} = 33 \text{ dientes}$$

$$\text{RPM salida} = 198.623$$

$$D_p \text{ piñon} = 5.039'' = 127.99 \text{ mm}$$

$$D_p \text{ engranaje} = 5.734'' = 145.65 \text{ mm}$$

$$C_p = 5.387'' = 136.8 \text{ mm}$$

$$F = 60 \text{ mm}$$

### **Se combinan con ASA 40 – 1 ( $Z_p = 23$ )**

### **E. RECTO**

#### **28 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 28 \text{ dientes}$$

$$\text{Engranaje} = 32 \text{ dientes}$$

$$\text{RPM salida} = 200.030$$

$$D_p \text{ piñon} = 4.409'' = 112 \text{ mm}$$

$$D_p \text{ engranaje} = 5.039'' = 128 \text{ mm}$$

$$C_p = 4.724'' = 120 \text{ mm}$$

$$F = 27 \text{ mm}$$

### **E. HELICOIDAL**

#### **28 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 28 \text{ dientes}$$

$$\text{Engranaje} = 32 \text{ dientes}$$

$$\text{RPM salida} = 200.030$$

$$D_p \text{ piñon} = 4.865'' = 123.58 \text{ mm}$$

$$D_p \text{ engranaje} = 5.560'' = 141.23 \text{ mm}$$

$$C_p = 5.213'' = 132.4 \text{ mm}$$

$$F = 60 \text{ mm}$$

### **Se combinan con ASA 40 – 2 ( $Z_p = 17$ )**

### **E. RECTO**

#### **21 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 21 \text{ dientes}$$

$$\text{Engranaje} = 24 \text{ dientes}$$

$$\text{RPM salida} = 198.722$$

$$D_p \text{ piñon} = 3.307'' = 84 \text{ mm}$$

$$D_p \text{ engranaje} = 3.779'' = 96 \text{ mm}$$

$$C_p = 3.543'' = 90 \text{ mm}$$

$$F = 49 \text{ mm}$$

### **E. HELICOIDAL**

#### **21 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 21 \text{ dientes}$$

$$\text{Engranaje} = 24 \text{ dientes}$$

$$\text{RPM salida} = 198.722$$

$$D_p \text{ piñon} = 3.649'' = 92.68 \text{ mm}$$

$$D_p \text{ engranaje} = 4.170'' = 105.92 \text{ mm}$$

$$C_p = 3.909'' = 99.3 \text{ mm}$$

$$F = 60 \text{ mm}$$

### **Se combinan con ASA 35 – 2 ( $Z_p = 40$ )**

### **E. RECTO**

#### **27 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 27 \text{ dientes}$$

$$\text{Engranaje} = 31 \text{ dientes}$$

$$\text{RPM salida} = 197.806$$

$$D_p \text{ piñon} = 4.252'' = 108 \text{ mm}$$

$$D_p \text{ engranaje} = 4.882'' = 124 \text{ mm}$$

$$C_p = 4.567'' = 116 \text{ mm}$$

$$F = 30 \text{ mm}$$

**E. HELICOIDAL****27 DIENTES**

Piñon = 27 dientes

Engranaje = 31 dientes

RPM salida = 197.806

$D_p$  piñon = 4.692" = 119.16 mm

$D_p$  engranaje = 5.387" = 136.82 mm

$C_p$  = 5.039" = 128 mm

F = 60 mm

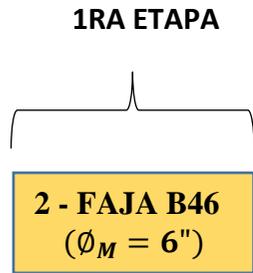
<b>Se combinan con ASA 35 – 3 (<math>Z_p = 24</math>)</b>
---

**CUARTA COMBINACIÓN**

HP motorreductor = 2

RPM entrada = 292

RPM salida = 200



**2DA ETAPA**

ASA 35 - 3 (Zp)

E.R (Zp = 28 - F = 27)

E.H (Zp = 28 - F = 60)

ASA 35 - 2 (Zp)

E.R (Zp = 23 - F = 41)

E.H (Zp = 23 - F = 60)

ASA 40 - 2 (Zp)

E.R (Zp = 26 - F = 32)

E.H (Zp = 26 - F = 60)

ASA 40 - 1 (Zp)

E.R (Zp = 24 - F = 38)

E.H (Zp = 24 - F = 60)

ASA 40 - 1 (Zp)

E.R (Zp = 22 - F = 45)

E.H (Zp = 22 - F = 60)

ASA 50 - 1 (Zp)

E.R (Zp = 21 - F = 49)

E.H (Zp = 21 - F = 60)

ASA 50 - 1 (Zp)

E.R (Zp = 30 - F = 26)

E.H (Zp = 30 - F = 60)

ASA 50 - 1 (Zp)

E.R (Zp = 29 - F = 26)

E.H (Zp = 29 - F = 60)

**3RA ETAPA**

**CUARTA COMBINACIÓN****DATOS**

$$HP_{\text{Motorreductor}} = 2$$

$$RPM_{\text{Entrada}} = 292$$

$$RPM_{\text{Salida}} = 200$$

Tres etapas:

- 1) Transmisión por Faja Normal
- 2) Transmisión por Cadenas de Rodillos
- 3) Transmisión por Engranajes Rectos y Helicoidales.

➤ **PRIMERA ETAPA**  
**SECCIÓN B**

**DOS CANALES**

$$\text{Polea Motriz} = 6''$$

$$\text{Polea conducida} = 6.8''$$

Faja B46

$$RPM_{\text{salida}} = 257.65$$

$$\text{Distancia entre centros real} = 13.8462''$$

$$\text{Ancho polea} = 1.75'' = 44.45 \text{ mm}$$

<b>N° fajas = 2</b>
---------------------

➤ **SEGUNDA ETAPA**  
**CADENA ASA 50**

**16 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 16 \text{ dientes}$$

$$\text{Catalina} = 18 \text{ dientes}$$

$$RPM_{\text{salida}} = 229.02$$

$$\text{Dpaso piñon} = 3.2036'' = 81.37 \text{ mm}$$

$$\text{Dpaso catalina} = 3.599'' = 91.42 \text{ mm}$$

$$Cp = 21.4976 \text{ pasos} = 13.4360''$$

$$\text{Longitud cadena} = 60 \text{ pasos} = 37.50''$$

<b>N° de filas = 1</b>
------------------------

**22 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 22 \text{ dientes}$$

$$\text{Catalina} = 25 \text{ dientes}$$

$$RPM_{\text{salida}} = 226.73$$

$$\text{Dpaso piñon} = 4.3917'' = 111.55 \text{ mm}$$

$$\text{Dpaso catalina} = 4.987'' = 126.66 \text{ mm}$$

$$Cp = 21.2446 \text{ pasos} = 13.2779''$$

$$\text{Longitud cadena} = 66 \text{ pasos} = 41.25''$$

<b>N° de filas = 1</b>
------------------------

**23 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 23 \text{ dientes}$$

$$\text{Catalina} = 26 \text{ dientes}$$

$$RPM_{\text{salida}} = 227.92$$

$$\text{Dpaso piñon} = 4.59'' = 116.59 \text{ mm}$$

$$\text{Dpaso catalina} = 5.185'' = 131.70 \text{ mm}$$

$$Cp = 21.7448 \text{ pasos} = 13.5905''$$

$$\text{Longitud cadena} = 68 \text{ pasos} = 42.50''$$

<b>N° de filas = 1</b>
------------------------

**CADENA ASA 40****17 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 17 \text{ dientes}$$

$$\text{Catalina} = 19 \text{ dientes}$$

$$RPM_{\text{salida}} = 230.53$$

$$\text{Dpaso piñon} = 2.7211'' = 69.12 \text{ mm}$$

$$\text{Dpaso catalina} = 3.038'' = 77.16 \text{ mm}$$

$$Cp = 26.9981 \text{ pasos} = 13.4991''$$

$$\text{Longitud cadena} = 72 \text{ pasos} = 36''$$

<b>N° de filas = 2</b>
------------------------

**21 DIENTES**

Piñon = 21 dientes  
 Catalina = 24 dientes  
 RPM salida = 225.44  
 Dpaso piñon =  $3.3548'' = 85.21\text{mm}$   
 Dpaso catalina =  $3.831'' = 97.30\text{mm}$   
 $C_p = 26.7458\text{pasos} = 13.3729''$   
 Longitud cadena =  $76\text{pasos} = 38''$

**N° de filas = 1**

### **22 DIENTES**

Piñon = 22 dientes  
 Catalina = 25 dientes  
 RPM salida = 226.73  
 Dpaso piñon =  $3.5133'' = 89.24\text{mm}$   
 Dpaso catalina =  $3.989'' = 101.33\text{mm}$   
 $C_p = 26.2456\text{pasos} = 13.1228''$   
 Longitud cadena =  $76\text{pasos} = 38''$

**N° de filas = 1**

### **CADENA ASA 35**

#### **23 DIENTES**

Piñon = 23 dientes  
 Catalina = 26 dientes  
 RPM salida = 227.92  
 Dpaso piñon =  $2.7540'' = 69.95\text{mm}$   
 Dpaso catalina =  $3.111'' = 79.02\text{mm}$   
 $C_p = 34.7467\text{pasos} = 13.03''$   
 Longitud cadena =  $94\text{pasos} = 35.25''$

**N° de filas = 3**

#### **45 DIENTES**

Piñon = 45 dientes  
 Catalina = 51 dientes

RPM salida = 227.34  
 Dpaso piñon =  $5.3758'' = 136.55\text{mm}$   
 Dpaso catalina =  $6.092'' = 154.72\text{mm}$   
 $C_p = 34.9870\text{pasos} = 13.1201''$   
 Longitud cadena =  $118\text{pasos} = 44.25''$

**N° de filas = 2**

### ➤ **TERCERA ETAPA** **E. RECTO**

#### **30 DIENTES**

Piñon = 30 dientes  
 Engranaje = 34 dientes  
 RPM salida = 200.055  
 Dp piñon =  $4.724'' = 120\text{mm}$   
 Dp engranaje =  $5.354'' = 136\text{mm}$   
 $C_p = 5.039'' = 128\text{mm}$   
 $F = 26\text{mm}$

#### **E. HELICOIDAL**

#### **30 DIENTES**

Piñon = 30 dientes  
 Engranaje = 34 dientes  
 RPM salida = 200.055  
 Dp piñon =  $5.213'' = 132.41\text{mm}$   
 Dp engranaje =  $5.908'' = 150.06\text{mm}$   
 $C_p = 5.560'' = 141.2\text{mm}$   
 $F = 60\text{mm}$

**Se combinan con ASA 50 – 1 (Zp = 22)**

#### **E. RECTO**

#### **29 DIENTES**

Piñon = 29 dientes  
 Engranaje = 33 dientes

RPM salida = 200.292  
 Dp piñon = 4.567" = 116 mm  
 Dp engranaje = 5.197" = 132 mm  
 Cp = 4.882" = 124 mm  
 F = 26 mm

### **E. HELICOIDAL**

#### **29 DIENTES**

Piñon = 29 dientes  
 Engranaje = 33 dientes  
 RPM salida = 200.292  
 Dp piñon = 5.039" = 127.99 mm  
 Dp engranaje = 5.734" = 145.65 mm  
 Cp = 5.387" = 136.8 mm  
 F = 60 mm

**Se combinan con ASA 50 – 1 (Zp = 23)**

### **E. RECTO**

#### **21 DIENTES**

Piñon = 21 dientes  
 Engranaje = 24 dientes  
 RPM salida = 200.392  
 Dp piñon = 3.307" = 84 mm  
 Dp engranaje = 3.779" = 96 mm  
 Cp = 3.543" = 90 mm  
 F = 49 mm

### **E. HELICOIDAL**

#### **21 DIENTES**

Piñon = 21 dientes  
 Engranaje = 24 dientes  
 RPM salida = 200.392  
 Dp piñon = 3.649" = 92.68 mm

Dp engranaje = 4.170" = 105.92 mm  
 Cp = 3.909" = 99.3 mm  
 F = 60 mm

**Se combinan con ASA 50 – 1 (Zp = 16)**

### **E. RECTO**

#### **26 DIENTES**

Piñon = 26 dientes  
 Engranaje = 30 dientes  
 RPM salida = 199.789  
 Dp piñon = 4.094" = 104 mm  
 Dp engranaje = 4.724" = 120 mm  
 Cp = 4.409" = 112 mm  
 F = 32 mm

### **E. HELICOIDAL**

#### **26 DIENTES**

Piñon = 26 dientes  
 Engranaje = 30 dientes  
 RPM salida = 199.789  
 Dp piñon = 4.518" = 114.75 mm  
 Dp engranaje = 5.213" = 132.41 mm  
 Cp = 4.865" = 123.6 mm  
 F = 60 mm

**Se combinan con ASA 40 – 2 (Zp = 17)**

### **E. RECTO**

#### **24 DIENTES**

Piñon = 24 dientes  
 Engranaje = 27 dientes  
 RPM salida = 200.392  
 Dp piñon = 3.779" = 96 mm  
 Dp engranaje = 4.252" = 108 mm

$$C_p = 4.016'' = 102 \text{ mm}$$

$$F = 38 \text{ mm}$$

### **E. HELICOIDAL**

#### **24 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 24 \text{ dientes}$$

$$\text{Engranaje} = 27 \text{ dientes}$$

$$\text{RPM salida} = 200.392$$

$$D_p \text{ piñon} = 4.170'' = 105.92 \text{ mm}$$

$$D_p \text{ engranaje} = 4.692'' = 119.16 \text{ mm}$$

$$C_p = 4.431'' = 112.5 \text{ mm}$$

$$F = 60 \text{ mm}$$

**Se combinan con ASA 40 – 1 ( $Z_p = 21$ )**

### **E. RECTO**

#### **22 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 22 \text{ dientes}$$

$$\text{Engranaje} = 25 \text{ dientes}$$

$$\text{RPM salida} = 199.522$$

$$D_p \text{ piñon} = 3.465'' = 88 \text{ mm}$$

$$D_p \text{ engranaje} = 3.937'' = 100 \text{ mm}$$

$$C_p = 3.701'' = 94 \text{ mm}$$

$$F = 45 \text{ mm}$$

### **E. HELICOIDAL**

#### **22 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 22 \text{ dientes}$$

$$\text{Engranaje} = 25 \text{ dientes}$$

$$\text{RPM salida} = 199.522$$

$$D_p \text{ piñon} = 3.823'' = 97.10 \text{ mm}$$

$$D_p \text{ engranaje} = 4.344'' = 110.34 \text{ mm}$$

$$C_p = 4.083'' = 103.7 \text{ mm}$$

$$F = 60 \text{ mm}$$

**Se combinan con ASA 40 – 1 ( $Z_p = 22$ )**

### **E. RECTO**

#### **23 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 23 \text{ dientes}$$

$$\text{Engranaje} = 26 \text{ dientes}$$

$$\text{RPM salida} = 201.105$$

$$D_p \text{ piñon} = 3.622'' = 92 \text{ mm}$$

$$D_p \text{ engranaje} = 4.094'' = 104 \text{ mm}$$

$$C_p = 3.858'' = 98 \text{ mm}$$

$$F = 41 \text{ mm}$$

### **E. HELICOIDAL**

#### **23 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 23 \text{ dientes}$$

$$\text{Engranaje} = 26 \text{ dientes}$$

$$\text{RPM salida} = 201.105$$

$$D_p \text{ piñon} = 3.996'' = 101.51 \text{ mm}$$

$$D_p \text{ engranaje} = 4.518'' = 114.75 \text{ mm}$$

$$C_p = 4.257'' = 108.1 \text{ mm}$$

$$F = 60 \text{ mm}$$

**Se combinan con ASA 35 – 2 ( $Z_p = 45$ )**

### **E. RECTO**

#### **28 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 28 \text{ dientes}$$

$$\text{Engranaje} = 32 \text{ dientes}$$

$$\text{RPM salida} = 199.429$$

$$D_p \text{ piñon} = 4.409'' = 112 \text{ mm}$$

$$D_p \text{ engranaje} = 5.039'' = 128 \text{ mm}$$

$$C_p = 4.724'' = 120 \text{ mm}$$

$$F = 27 \text{ mm}$$

**E. HELICOIDAL****28 DIENTES**

Piñon = 28 dientes

Engranaje = 32 dientes

RPM salida = 199.429

$D_p$  piñon = 4.865" = 123.58 mm

$D_p$  engranaje = 5.560" = 141.23 mm

$C_p$  = 5.213" = 132.4 mm

F = 60 mm

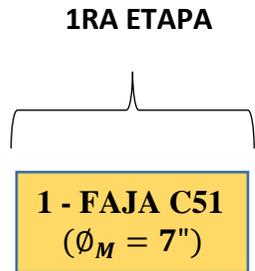
<b>Se combinan con ASA 35 – 3 (<math>Z_p = 23</math>)</b>
---

**QUINTA COMBINACIÓN**

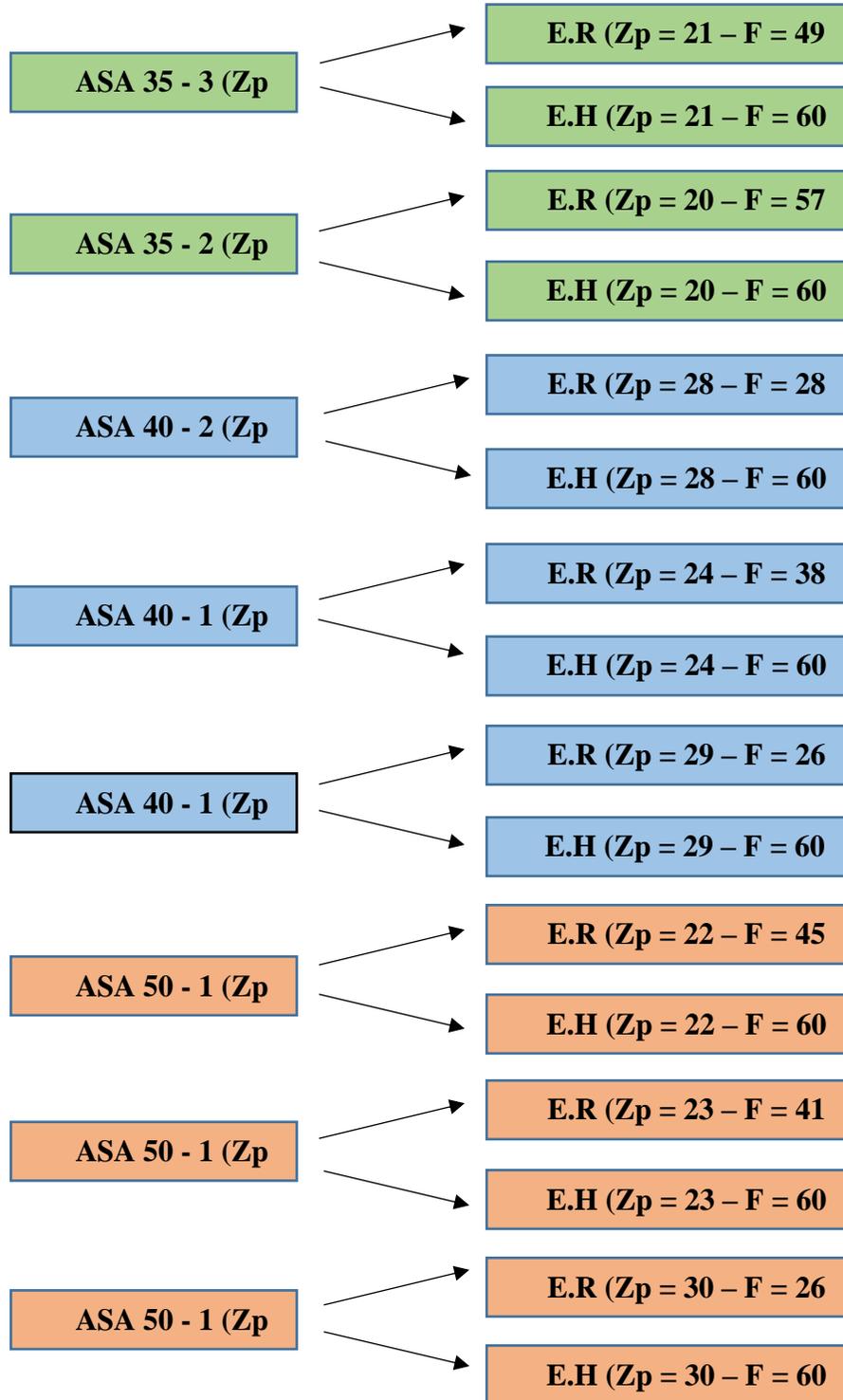
HP motorreductor = 2

RPM entrada = 292

RPM salida = 200



**2DA ETAPA**



**3RA ETAPA**

**QUINTA COMBINACIÓN****DATOS**

$$HP_{\text{Motorreductor}} = 2$$

$$RPM_{\text{Entrada}} = 292$$

$$RPM_{\text{Salida}} = 200$$

Tres etapas:

- 1) Transmisión por Faja Normal
- 2) Transmisión por Cadenas de Rodillos
- 3) Transmisión por Engranajes Rectos y Helicoidales.

➤ **PRIMERA ETAPA**  
**SECCIÓN C**

**UN CANAL**

$$\text{Polea motriz} = 7''$$

$$\text{Polea conducida} = 8''$$

Faja C51

$$RPM_{\text{salida}} = 255.50$$

$$\text{Distancia entre centros real} = 15.1668''$$

$$\text{Ancho polea} = 1.375'' = 34.925\text{mm}$$

$$\text{N}^\circ \text{ fajas} = 1$$

➤ **SEGUNDA ETAPA**  
**CADENA ASA 50**

**16 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 16 \text{ dientes}$$

$$\text{Catalina} = 18 \text{ dientes}$$

$$RPM_{\text{salida}} = 227.11$$

$$\text{Dpaso piñon} = 3.2036'' = 81.37\text{mm}$$

$$\text{Dpaso catalina} = 3.599'' = 91.42\text{mm}$$

$$Cp = 21.4976\text{pasos} = 13.4360''$$

$$\text{Longitud cadena} = 60\text{pasos} = 37.50''$$

$$\text{N}^\circ \text{ de filas} = 1$$

**23 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 23 \text{ dientes}$$

$$\text{Catalina} = 26 \text{ dientes}$$

$$RPM_{\text{salida}} = 226.02$$

$$\text{Dpaso piñon} = 4.59'' = 116.59\text{mm}$$

$$\text{Dpaso catalina} = 5.185'' = 131.70\text{mm}$$

$$Cp = 21.7448\text{pasos} = 13.5905''$$

$$\text{Longitud cadena} = 68\text{pasos} = 42.50''$$

$$\text{N}^\circ \text{ de filas} = 1$$

**24 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 24 \text{ dientes}$$

$$\text{Catalina} = 27 \text{ dientes}$$

$$RPM_{\text{salida}} = 227.11$$

$$\text{Dpaso piñon} = 4.7883'' = 121.62\text{mm}$$

$$\text{Dpaso catalina} = 5.384'' = 136.74\text{mm}$$

$$Cp = 21.2446\text{pasos} = 13.2779''$$

$$\text{Longitud cadena} = 68\text{pasos} = 42.50''$$

$$\text{N}^\circ \text{ de filas} = 1$$

**CADENA ASA 40****17 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 17 \text{ dientes}$$

$$\text{Catalina} = 19 \text{ dientes}$$

$$RPM_{\text{salida}} = 228.61$$

$$\text{Dpaso piñon} = 2.7211'' = 69.12\text{mm}$$

$$\text{Dpaso catalina} = 3.038'' = 77.16\text{mm}$$

$$Cp = 26.9981\text{pasos} = 13.4991''$$

$$\text{Longitud cadena} = 72\text{pasos} = 36''$$

$$\text{N}^\circ \text{ de filas} = 2$$

**22 DIENTES**

Piñon = 22 dientes

Catalina = 25 dientes

RPM salida = 224.84

Dpaso piñon =  $3.5133'' = 89.24\text{mm}$ Dpaso catalina =  $3.989'' = 101.33\text{mm}$ Cp =  $26.2456\text{pasos} = 13.1228''$ Longitud cadena =  $76\text{pasos} = 38''$ 

N° de filas = 1

**24 DIENTES**

Piñon = 24 dientes

Catalina = 27 dientes

RPM salida = 227.11

Dpaso piñon =  $3.8306'' = 97.30\text{mm}$ Dpaso catalina =  $4.307'' = 109.40\text{mm}$ Cp =  $26.2456\text{pasos} = 13.1228''$ Longitud cadena =  $78\text{pasos} = 39''$ 

N° de filas = 1

**CADENA ASA 35****24 DIENTES**

Piñon = 24 dientes

Catalina = 27 dientes

RPM salida = 227.11

Dpaso piñon =  $2.8730'' = 72.97\text{mm}$ Dpaso catalina =  $3.230'' = 82.05\text{mm}$ Cp =  $35.2467\text{pasos} = 13.2175''$ Longitud cadena =  $96\text{pasos} = 36''$ 

N° de filas = 3

**25 DIENTES**

Piñon = 25 dientes

Catalina = 28 dientes

RPM salida = 228.13

Dpaso piñon =  $2.9920'' = 76\text{mm}$ Dpaso catalina =  $3.349'' = 85.07\text{mm}$ Cp =  $34.7467\text{pasos} = 13.03''$ Longitud cadena =  $96\text{pasos} = 36''$ 

N° de filas = 2

➤ **TERCERA ETAPA****E. RECTO****30 DIENTES**

Piñon = 30 dientes

Engranaje = 34 dientes

RPM salida = 200.392

Dp piñon =  $4.724'' = 120\text{mm}$ Dp engranaje =  $5.354'' = 136\text{mm}$ Cp =  $5.039'' = 128\text{mm}$ 

F = 26 mm

**E. HELICOIDAL****30 DIENTES**

Piñon = 30 dientes

Engranaje = 34 dientes

RPM salida = 200.392

Dp piñon =  $5.213'' = 132.41\text{mm}$ Dp engranaje =  $5.908'' = 150.06\text{mm}$ Cp =  $5.560'' = 141.2\text{mm}$ 

F = 60 mm

Se combinan con ASA 50 – 1 (Zp = 24)

**E. RECTO****23 DIENTES**

Piñon = 23 dientes

Engranaje = 26 dientes  
 RPM salida = 199.940  
 Dp piñon = 3.622" = 92 mm  
 Dp engranaje = 4.094" = 104 mm  
 Cp = 3.858" = 98 mm  
 F = 41 mm

### **E. HELICOIDAL**

#### **23 DIENTES**

Piñon = 23 dientes  
 Engranaje = 26 dientes  
 RPM salida = 199.940  
 Dp piñon = 3.996" = 101.51 mm  
 Dp engranaje = 4.518" = 114.75 mm  
 Cp = 4.257" = 108.1 mm  
 F = 60 mm

**Se combinan con ASA 50 – 1 (Zp = 23)**

### **E. RECTO**

#### **22 DIENTES**

Piñon = 22 dientes  
 Engranaje = 25 dientes  
 RPM salida = 199.858  
 Dp piñon = 3.465" = 88 mm  
 Dp engranaje = 3.937" = 100 mm  
 Cp = 3.701" = 94 mm  
 F = 45 mm

### **E. HELICOIDAL**

#### **22 DIENTES**

Piñon = 22 dientes  
 Engranaje = 25 dientes  
 RPM salida = 199.858

Dp piñon = 3.823" = 97.10 mm  
 Dp engranaje = 4.344" = 110.34 mm  
 Cp = 4.083" = 103.7 mm  
 F = 60 mm

**Se combinan con ASA 50 – 1 (Zp = 16)**

### **E. RECTO**

#### **29 DIENTES**

Piñon = 29 dientes  
 Engranaje = 33 dientes  
 RPM salida = 199.582  
 Dp piñon = 4.567" = 116 mm  
 Dp engranaje = 5.197" = 132 mm  
 Cp = 4.882" = 124 mm  
 F = 26 mm

### **E. HELICOIDAL**

#### **29 DIENTES**

Piñon = 29 dientes  
 Engranaje = 33 dientes  
 RPM salida = 199.582  
 Dp piñon = 5.039" = 127.99 mm  
 Dp engranaje = 5.734" = 145.65 mm  
 Cp = 5.387" = 136.5 mm  
 F = 60 mm

**Se combinan con ASA 40 – 1 (Zp = 24)**

### **E. RECTO**

#### **24 DIENTES**

Piñon = 24 dientes  
 Engranaje = 27 dientes  
 RPM salida = 199.858  
 Dp piñon = 3.779" = 96 mm

$D_p \text{ engranaje} = 4.252'' = 108 \text{ mm}$

$C_p = 4.016'' = 102 \text{ mm}$

$F = 38 \text{ mm}$

**E. HELICOIDAL**

**24 DIENTES**

Piñon = 24 dientes

Engranaje = 27 dientes

RPM salida = 199.858

$D_p \text{ piñon} = 4.170'' = 105.92 \text{ mm}$

$D_p \text{ engranaje} = 4.692'' = 119.16 \text{ mm}$

$C_p = 4.431'' = 112.5 \text{ mm}$

$F = 60 \text{ mm}$

**Se combinan con ASA 40 – 1 ( $Z_p = 22$ )**

**E. RECTO**

**28 DIENTES**

Piñon = 28 dientes

Engranaje = 32 dientes

RPM salida = 200.030

$D_p \text{ piñon} = 4.409'' = 112 \text{ mm}$

$D_p \text{ engranaje} = 5.039'' = 128 \text{ mm}$

$C_p = 4.724'' = 120 \text{ mm}$

$F = 28 \text{ mm}$

**E. HELICOIDAL**

**28 DIENTES**

Piñon = 28 dientes

Engranaje = 32 dientes

RPM salida = 200.030

$D_p \text{ piñon} = 4.865'' = 123.58 \text{ mm}$

$D_p \text{ engranaje} = 5.560'' = 141.23 \text{ mm}$

$C_p = 5.213'' = 132.4 \text{ mm}$

$F = 60 \text{ mm}$

**Se combinan con ASA 40 – 2 ( $Z_p = 17$ )**

**E. RECTO**

**20 DIENTES**

Piñon = 20 dientes

Engranaje = 23 dientes

RPM salida = 198.370

$D_p \text{ piñon} = 3.149'' = 80 \text{ mm}$

$D_p \text{ engranaje} = 3.622'' = 92 \text{ mm}$

$C_p = 3.386'' = 86 \text{ mm}$

$F = 57 \text{ mm}$

**E. HELICOIDAL**

**20 DIENTES**

Piñon = 20 dientes

Engranaje = 23 dientes

RPM salida = 198.370

$D_p \text{ piñon} = 3.475'' = 88.27 \text{ mm}$

$D_p \text{ engranaje} = 3.996'' = 101.51 \text{ mm}$

$C_p = 3.736'' = 94.9 \text{ mm}$

$F = 60 \text{ mm}$

**Se combinan con ASA 35 – 2 ( $Z_p = 25$ )**

**E. RECTO**

**21 DIENTES**

Piñon = 21 dientes

Engranaje = 24 dientes

RPM salida = 198.722

$D_p \text{ piñon} = 3.307'' = 84 \text{ mm}$

$D_p \text{ engranaje} = 3.779'' = 96 \text{ mm}$

$C_p = 3.543'' = 90 \text{ mm}$

$$F = 49 \text{ mm}$$

### **E. HELICOIDAL**

#### **21 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 21 \text{ dientes}$$

$$\text{Engranaje} = 24 \text{ dientes}$$

$$\text{RPM salida} = 198.722$$

$$D_p \text{ piñon} = 3.649'' = 92.68 \text{ mm}$$

$$D_p \text{ engranaje} = 4.170'' = 105.92 \text{ mm}$$

$$C_p = 3.909'' = 99.3 \text{ mm}$$

$$F = 60 \text{ mm}$$

<b>Se combinan con ASA 35 – 3 (<math>Z_p = 24</math>)</b>
---

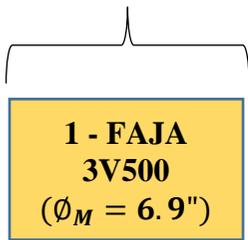
**SEXTA COMBINACIÓN**

HP motorreductor = 2

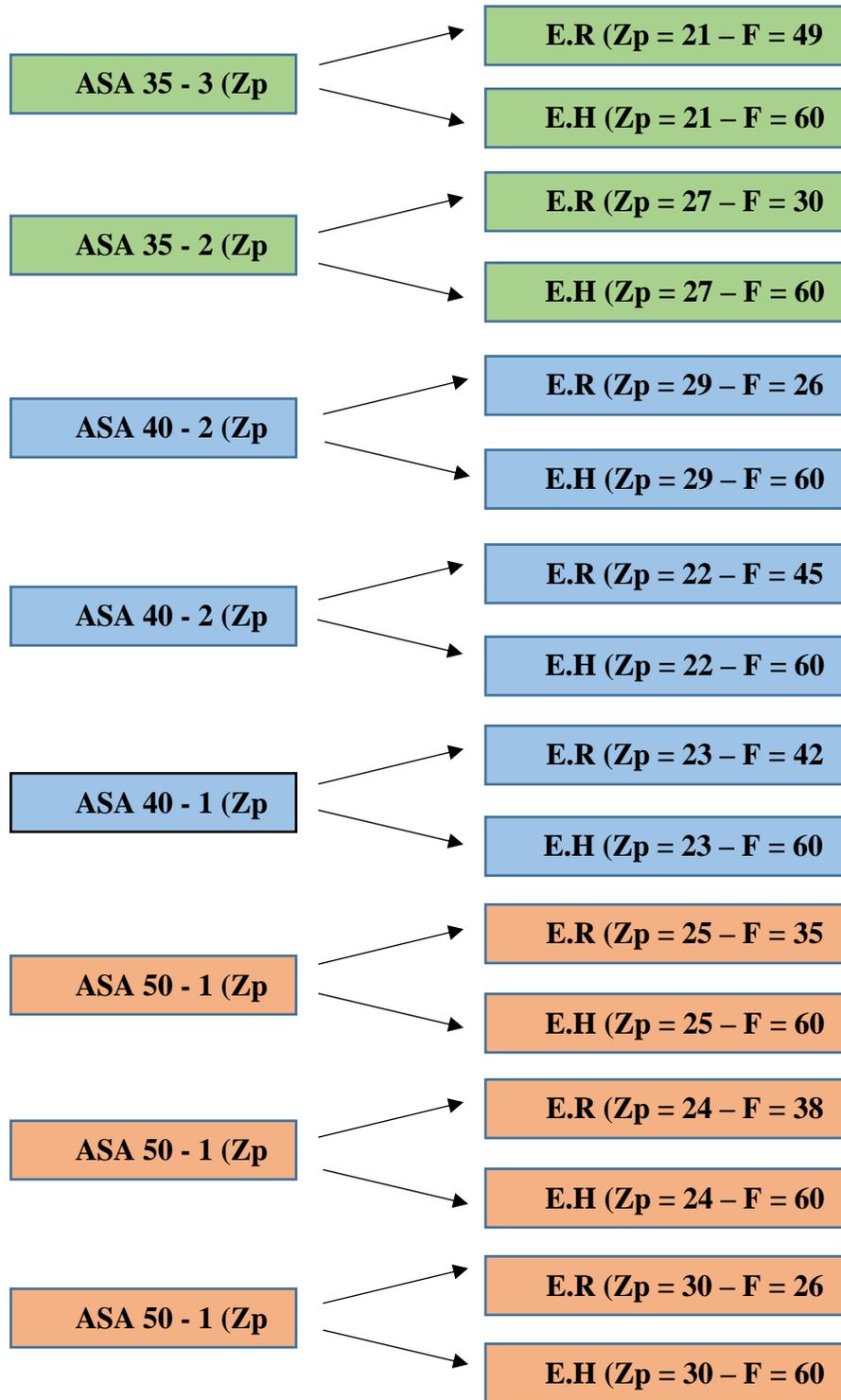
RPM entrada = 292

RPM salida = 200

**1RA ETAPA**



**2DA ETAPA**



**3RA ETAPA**

**SEXTA COMBINACIÓN****DATOS**

$$HP_{\text{Motorreductor}} = 2$$

$$RPM_{\text{Entrada}} = 292$$

$$RPM_{\text{Salida}} = 200$$

Tres etapas:

- 1) Transmisión por Faja Normal
- 2) Transmisión por Cadenas de Rodillos
- 3) Transmisión por Engranajes Rectos y Helicoidales.

➤ **PRIMERA ETAPA**  
**SECCIÓN 3V**

**UN CANAL**

$$\text{Polea motriz} = 6.9''$$

$$\text{Polea conducida} = 8''$$

Faja 3V500

$$RPM_{\text{salida}} = 251.60$$

$$\text{Distancia entre centros real} = 13.292''$$

$$\text{Ancho polea} = 0.688'' = 17.463\text{mm}$$

$$\text{N}^{\circ} \text{ fajas} = 1$$

➤ **SEGUNDA ETAPA**  
**CADENA ASA 50**

**16 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 16 \text{ dientes}$$

$$\text{Catalina} = 18 \text{ dientes}$$

$$RPM_{\text{salida}} = 223.64$$

$$\text{Dpaso piñon} = 3.2036'' = 81.37\text{mm}$$

$$\text{Dpaso catalina} = 3.599'' = 91.42\text{mm}$$

$$C_p = 21.4976\text{pasos} = 13.4360''$$

$$\text{Longitud cadena} = 60\text{pasos} = 37.50''$$

$$\text{N}^{\circ} \text{ de filas} = 1$$

**17 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 17 \text{ dientes}$$

$$\text{Catalina} = 19 \text{ dientes}$$

$$RPM_{\text{salida}} = 225.11$$

$$\text{Dpaso piñon} = 3.4014'' = 86.39\text{mm}$$

$$\text{Dpaso catalina} = 3.797'' = 96.45\text{mm}$$

$$C_p = 20.9976\text{pasos} = 13.1235''$$

$$\text{Longitud cadena} = 60\text{pasos} = 37.50''$$

$$\text{N}^{\circ} \text{ de filas} = 1$$

**18 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 18 \text{ dientes}$$

$$\text{Catalina} = 20 \text{ dientes}$$

$$RPM_{\text{salida}} = 226.44$$

$$\text{Dpaso piñon} = 3.5992'' = 91.42\text{mm}$$

$$\text{Dpaso catalina} = 3.995'' = 101.48\text{mm}$$

$$C_p = 21.4976\text{pasos} = 13.4360''$$

$$\text{Longitud cadena} = 62\text{pasos} = 38.75''$$

$$\text{N}^{\circ} \text{ de filas} = 1$$

**CADENA ASA 40****17 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 17 \text{ dientes}$$

$$\text{Catalina} = 19 \text{ dientes}$$

$$RPM_{\text{salida}} = 225.11$$

$$\text{Dpaso piñon} = 2.7211'' = 69.12\text{mm}$$

$$\text{Dpaso catalina} = 3.038'' = 77.16\text{mm}$$

$$C_p = 26.9981\text{pasos} = 13.4991''$$

$$\text{Longitud cadena} = 72\text{pasos} = 36''$$

$$\text{N}^{\circ} \text{ de filas} = 2$$

**18 DIENTES**

Piñon = 18 dientes

Catalina = 20 dientes

RPM salida = = 226.44

Dpaso piñon =  $2.8794'' = 73.14\text{mm}$ Dpaso catalina =  $3.196'' = 81.18\text{mm}$ Cp =  $26.4981\text{pasos} = 13.2490''$ Longitud cadena =  $72\text{pasos} = 36''$ **N° de filas = 2****25 DIENTES**

Piñon = 25 dientes

Catalina = 28 dientes

RPM salida = 224.64

Dpaso piñon =  $3.9894'' = 101.33\text{mm}$ Dpaso catalina =  $4.466'' = 113.43\text{mm}$ Cp =  $26.2456\text{pasos} = 13.1228''$ Longitud cadena =  $79\text{pasos} = 39.50''$ **N° de filas = 1****CADENA ASA 35****25 DIENTES**

Piñon = 25 dientes

Catalina = 28 dientes

RPM salida = 224.64

Dpaso piñon =  $2.9920'' = 76\text{mm}$ Dpaso catalina =  $3.349'' = 85.07\text{mm}$ Cp =  $34.7467\text{pasos} = 13.03''$ Longitud cadena =  $96\text{pasos} = 36''$ **N° de filas = 3****40 DIENTES**

Piñon = 40 dientes

Catalina = 45 dientes

RPM salida = 223.64

Dpaso piñon =  $4.7796'' = 121.40\text{mm}$ Dpaso catalina =  $5.376'' = 136.55\text{mm}$ Cp =  $34.7410\text{pasos} = 13.0279''$ Longitud cadena =  $112\text{pasos} = 42''$ **N° de filas = 2****➤ TERCERA ETAPA****E. RECTO****30 DIENTES**

Piñon = 30 dientes

Engranaje = 34 dientes

RPM salida = 199.798

Dp piñon =  $4.724'' = 120\text{ mm}$ Dp engranaje =  $5.354'' = 136\text{ mm}$ Cp =  $5.039'' = 128\text{ mm}$ 

F = 26 mm

**E. HELICOIDAL****30 DIENTES**

Piñon = 30 dientes

Engranaje = 34 dientes

RPM salida = 199.798

Dp piñon =  $5.213'' = 132.41\text{ mm}$ Dp engranaje =  $5.908'' = 150.06\text{ mm}$ Cp =  $5.560'' = 141.2\text{ mm}$ 

F = 60 mm

**Se combinan con ASA 50 – 1 (Zp = 18)****E. RECTO****24 DIENTES**

Piñon = 24 dientes

Engranaje = 27 dientes  
 RPM salida = 199.946  
 Dp piñon = 3.779" = 96 mm  
 Dp engranaje = 4.252" = 108 mm  
 Cp = 4.016" = 102 mm  
 F = 38 mm

### **E. HELICOIDAL**

#### **24 DIENTES**

Piñon = 24 dientes  
 Engranaje = 27 dientes  
 RPM salida = 199.946  
 Dp piñon = 4.170 = 105.92 mm  
 Dp engranaje = 4.692" = 119.16 mm  
 Cp = 4.431" = 112.5 mm  
 F = 60 mm

**Se combinan con ASA 50 – 1 (Zp = 17)**

### **E. RECTO**

#### **25 DIENTES**

Piñon = 25 dientes  
 Engranaje = 28 dientes  
 RPM salida = 199.681  
 Dp piñon = 3.937" = 100 mm  
 Dp engranaje = 4.409" = 112 mm  
 Cp = 4.173" = 106 mm  
 F = 35 mm

### **E. HELICOIDAL**

#### **25 DIENTES**

Piñon = 25 dientes  
 Engranaje = 28 dientes  
 RPM salida = 199.681

Dp piñon = 4.344" = 110.34 mm  
 Dp engranaje = 4.865" = 123.58 mm  
 Cp = 4.605" = 117 mm  
 F = 60 mm

**Se combinan con ASA 50 – 1 (Zp = 16)**

### **E. RECTO**

#### **23 DIENTES**

Piñon = 23 dientes  
 Engranaje = 26 dientes  
 RPM salida = 198.721  
 Dp piñon = 3.622" = 92 mm  
 Dp engranaje = 4.094" = 104 mm  
 Cp = 3.858" = 98 mm  
 F = 42 mm

### **E. HELICOIDAL**

#### **23 DIENTES**

Piñon = 23 dientes  
 Engranaje = 26 dientes  
 RPM salida = 198.721  
 Dp piñon = 3.996" = 101.51 mm  
 Dp engranaje = 4.518" = 114.75 mm  
 Cp = 4.257" = 108.1 mm  
 F = 60 mm

**Se combinan con ASA 40 – 1 (Zp = 25)**

### **E. RECTO**

#### **22 DIENTES**

Piñon = 22 dientes  
 Engranaje = 25 dientes  
 RPM salida = 199.265  
 Dp piñon = 3.465" = 88 mm

$D_p \text{ engranaje} = 3.937'' = 100 \text{ mm}$

$C_p = 3.701'' = 94 \text{ mm}$

$F = 45 \text{ mm}$

**E. HELICOIDAL**

**22 DIENTES**

Piñon = 22 dientes

Engranaje = 25 dientes

RPM salida = 199.265

$D_p \text{ piñon} = 3.823'' = 97.10 \text{ mm}$

$D_p \text{ engranaje} = 4.344'' = 110.34 \text{ mm}$

$C_p = 4.083'' = 103.7 \text{ mm}$

$F = 60 \text{ mm}$

**Se combinan con ASA 40 – 2 ( $Z_p = 18$ )**

**E. RECTO**

**29 DIENTES**

Piñon = 29 dientes

Engranaje = 33 dientes

RPM salida = 197.827

$D_p \text{ piñon} = 4.567'' = 116 \text{ mm}$

$D_p \text{ engranaje} = 5.197'' = 132 \text{ mm}$

$C_p = 4.882'' = 124 \text{ mm}$

$F = 26 \text{ mm}$

**E. HELICOIDAL**

**29 DIENTES**

Piñon = 29 dientes

Engranaje = 33 dientes

RPM salida = 197.827

$D_p \text{ piñon} = 5.039'' = 127.99 \text{ mm}$

$D_p \text{ engranaje} = 5.734'' = 145.65 \text{ mm}$

$C_p = 5.387'' = 136.8 \text{ mm}$

$F = 60 \text{ mm}$

**Se combinan con ASA 40 – 2 ( $Z_p = 17$ )**

**E. RECTO**

**27 DIENTES**

Piñon = 27 dientes

Engranaje = 30 dientes

RPM salida = 201.278

$D_p \text{ piñon} = 4.252'' = 108 \text{ mm}$

$D_p \text{ engranaje} = 4.724'' = 120 \text{ mm}$

$C_p = 4.488'' = 114 \text{ mm}$

$F = 30 \text{ mm}$

**E. HELICOIDAL**

**27 DIENTES**

Piñon = 27 dientes

Engranaje = 30 dientes

RPM salida = 201.278

$D_p \text{ piñon} = 4.692'' = 119.16 \text{ mm}$

$D_p \text{ engranaje} = 5.213'' = 132.41 \text{ mm}$

$C_p = 4.952'' = 125.8 \text{ mm}$

$F = 60 \text{ mm}$

**Se combinan con ASA 35 – 2 ( $Z_p = 40$ )**

**E. RECTO**

**21 DIENTES**

Piñon = 21 dientes

Engranaje = 24 dientes

RPM salida = 196.561

$D_p \text{ piñon} = 3.307'' = 84 \text{ mm}$

$D_p \text{ engranaje} = 3.779'' = 96 \text{ mm}$

$C_p = 3.543'' = 90 \text{ mm}$

$F = 49 \text{ mm}$

**E. HELICOIDAL****21 DIENTES**

Piñon = 21 dientes

Engranaje = 24 dientes

RPM salida = 196.561

$D_p$  piñon = 3.649" = 92.68 mm

$D_p$  engranaje = 4.170" = 105.92 mm

$C_p$  = 3.909" = 99.3 mm

F = 60 mm

<b>Se combinan con ASA 35 – 3 (<math>Z_p = 25</math>)</b>
---

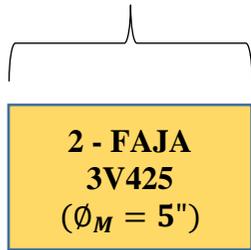
**SEPTIMA COMBINACIÓN**

HP motorreductor = 2

RPM entrada = 292

RPM salida = 200

**1RA ETAPA**



**2DA ETAPA**

ASA 35 - 3 (Zp)

ASA 35 - 2 (Zp)

ASA 40 - 2 (Zp)

ASA 40 - 1 (Zp)

ASA 40 - 1 (Zp)

ASA 50 - 1 (Zp)

ASA 50 - 1 (Zp)

ASA 50 - 1 (Zp)

E.R (Zp = 26 - F = 32)

E.H (Zp = 26 - F = 60)

E.R (Zp = 28 - F = 28)

E.H (Zp = 28 - F = 60)

E.R (Zp = 24 - F = 38)

E.H (Zp = 24 - F = 60)

E.R (Zp = 22 - F = 45)

E.H (Zp = 22 - F = 60)

E.R (Zp = 21 - F = 49)

E.H (Zp = 21 - F = 60)

E.R (Zp = 30 - F = 26)

E.H (Zp = 30 - F = 60)

E.R (Zp = 29 - F = 26)

E.H (Zp = 29 - F = 60)

E.R (Zp = 27 - F = 30)

E.H (Zp = 27 - F = 60)

**3RA ETAPA**

**SEPTIMA COMBINACIÓN****DATOS**

$$HP_{\text{Motorreductor}} = 2$$

$$RPM_{\text{Entrada}} = 292$$

$$RPM_{\text{Salida}} = 200$$

Tres etapas:

- 1) Transmisión por Faja Normal
- 2) Transmisión por Cadenas de Rodillos
- 3) Transmisión por Engranajes Rectos y Helicoidales.

➤ **PRIMERA ETAPA**  
**SECCIÓN 3V**

**DOS CANALES**

$$\text{Polea motriz} = 5''$$

$$\text{Polea conducida} = 5.6''$$

Faja 3V425

$$RPM_{\text{salida}} = 260.43$$

$$\text{Distancia entre centros real} = 12.9255''$$

$$\text{Ancho polea} = 1.094'' = 27.781\text{mm}$$

<b>N° fajas = 2</b>
---------------------

➤ **SEGUNDA ETAPA**  
**CADENA ASA 50**

**20 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 20 \text{ dientes}$$

$$\text{Catalina} = 23 \text{ dientes}$$

$$RPM_{\text{salida}} = 226.46$$

$$\text{Dpaso piñon} = 3.9953'' = 101.48\text{mm}$$

$$\text{Dpaso catalina} = 4.590'' = 116.59\text{mm}$$

$$Cp = 21.2446\text{pasos} = 13.2779''$$

$$\text{Longitud cadena} = 64\text{pasos} = 40''$$

<b>N° de filas = 1</b>
------------------------

**21 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 21 \text{ dientes}$$

$$\text{Catalina} = 24 \text{ dientes}$$

$$RPM_{\text{salida}} = 227.88$$

$$\text{Dpaso piñon} = 4.1934'' = 106.51\text{mm}$$

$$\text{Dpaso catalina} = 4.788'' = 121.62\text{mm}$$

$$Cp = 21.7448\text{pasos} = 13.5905''$$

$$\text{Longitud cadena} = 66\text{pasos} = 41.25''$$

<b>N° de filas = 1</b>
------------------------

**22 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 22 \text{ dientes}$$

$$\text{Catalina} = 25 \text{ dientes}$$

$$RPM_{\text{salida}} = 229.18$$

$$\text{Dpaso piñon} = 4.3917'' = 111.55\text{mm}$$

$$\text{Dpaso catalina} = 4.987'' = 126.66\text{mm}$$

$$Cp = 21.2446\text{pasos} = 13.2779''$$

$$\text{Longitud cadena} = 66\text{pasos} = 41.25''$$

<b>N° de filas = 1</b>
------------------------

**CADENA ASA 40****19 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 19 \text{ dientes}$$

$$\text{Catalina} = 22 \text{ dientes}$$

$$RPM_{\text{salida}} = 224.92$$

$$\text{Dpaso piñon} = 3.0378'' = 77.16\text{mm}$$

$$\text{Dpaso catalina} = 3.513'' = 89.24\text{mm}$$

$$Cp = 26.7458\text{pasos} = 13.3729''$$

$$\text{Longitud cadena} = 74\text{pasos} = 37''$$

<b>N° de filas = 2</b>
------------------------

**21 DIENTES**

Piñon = 21 dientes  
 Catalina = 24 dientes  
 RPM salida = 227.88  
 $D_{\text{paso piñon}} = 3.3548'' = 85.21\text{mm}$   
 $D_{\text{paso catalina}} = 3.831'' = 97.30\text{mm}$   
 $C_p = 26.7458\text{pasos} = 13.3729''$   
 Longitud cadena = 76pasos = 38''

**N° de filas = 1**

### **22 DIENTES**

Piñon = 22 dientes  
 Catalina = 25 dientes  
 RPM salida = 229.18  
 $D_{\text{paso piñon}} = 3.5133'' = 89.24\text{mm}$   
 $D_{\text{paso catalina}} = 3.989'' = 101.33\text{mm}$   
 $C_p = 26.2456\text{pasos} = 13.1228''$   
 Longitud cadena = 76pasos

**N° de filas = 1**

### **CADENA ASA 35**

#### **23 DIENTES**

Piñon = 23 dientes  
 Catalina = 26 dientes  
 RPM salida = 230.38  
 $D_{\text{paso piñon}} = 2.7540'' = 69.95\text{mm}$   
 $D_{\text{paso catalina}} = 3.111'' = 79.02\text{mm}$   
 $C_p = 34.7467\text{pasos} = 13.03''$   
 Longitud cadena = 94pasos = 35.25''

**N° de filas = 3**

#### **35 DIENTES**

Piñon = 35 dientes  
 Catalina = 40 dientes

RPM salida = 227.88  
 $D_{\text{paso piñon}} = 4.1834'' = 106.26\text{mm}$   
 $D_{\text{paso catalina}} = 4.780'' = 121.40\text{mm}$   
 $C_p = 35.2410\text{pasos} = 13.2154''$   
 Longitud cadena = 108pasos = 40.50''

**N° de filas = 2**

### ➤ **TERCERA ETAPA** **E. RECTO**

#### **27 DIENTES**

Piñon = 27 dientes  
 Engranaje = 31 dientes  
 RPM salida = 199.609  
 $D_p \text{ piñon} = 4.252'' = 108 \text{ mm}$   
 $D_p \text{ engranaje} = 4.882'' = 124 \text{ mm}$   
 $C_p = 4.567'' = 116 \text{ mm}$   
 $F = 30 \text{ mm}$

#### **E. HELICOIDAL**

#### **27 DIENTES**

Piñon = 27 dientes  
 Engranaje = 31 dientes  
 RPM salida = 199.609  
 $D_p \text{ piñon} = 4.692'' = 119.16 \text{ mm}$   
 $D_p \text{ engranaje} = 5.387'' = 136.82 \text{ mm}$   
 $C_p = 5.039'' = 128 \text{ mm}$   
 $F = 60 \text{ mm}$

**Se combinan con ASA 50 – 1 (Zp = 22)**

#### **E. RECTO**

#### **29 DIENTES**

Piñon = 29 dientes  
 Engranaje = 33 dientes

RPM salida = 200.257

Dp piñon = 4.567" = 116 mm

Dp engranaje = 5.197" = 132 mm

Cp = 4.882" = 124 mm

F = 26 mm

### **E. HELICOIDAL**

#### **29 DIENTES**

Piñon = 29 dientes

Engranaje = 33 dientes

RPM salida = 200.257

Dp piñon = 5.039" = 127.99 mm

Dp engranaje = 5.734" = 145.65 mm

Cp = 5.387" = 136.8 mm

F = 60 mm

**Se combinan con ASA 50 – 1 (Zp = 21)**

### **E. RECTO**

#### **30 DIENTES**

Piñon = 30 dientes

Engranaje = 34 dientes

RPM salida = 199.820

Dp piñon = 4.724" = 120 mm

Dp engranaje = 5.354" = 136 mm

Cp = 5.039" = 128 mm

F = 26 mm

### **E. HELICOIDAL**

#### **30 DIENTES**

Piñon = 30 dientes

Engranaje = 34 dientes

RPM salida = 199.820

Dp piñon = 5.213" = 132.41 mm

Dp engranaje = 5.908" = 150.06 mm

Cp = 5.560" = 141.2 mm

F = 60 mm

**Se combinan con ASA 50 – 1 (Zp = 20)**

### **E. RECTO**

#### **21 DIENTES**

Piñon = 21 dientes

Engranaje = 24 dientes

RPM salida = 200.533

Dp piñon = 3.307" = 84 mm

Dp engranaje = 3.779" = 96 mm

Cp = 3.543" = 90 mm

F = 49 mm

### **E. HELICOIDAL**

#### **21 DIENTES**

Piñon = 21 dientes

Engranaje = 24 dientes

RPM salida = 200.533

Dp piñon = 3.649" = 92.68 mm

Dp engranaje = 4.170" = 105.92 mm

Cp = 3.909" = 99.3 mm

F = 60 mm

**Se combinan con ASA 40 – 1 (Zp = 22)**

### **E. RECTO**

#### **22 DIENTES**

Piñon = 22 dientes

Engranaje = 25 dientes

RPM salida = 200.533

Dp piñon = 3.465" = 88 mm

Dp engranaje = 3.937" = 100 mm

$$C_p = 3.701'' = 94 \text{ mm}$$

$$F = 45 \text{ mm}$$

### **E. HELICOIDAL**

#### **22 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 22 \text{ dientes}$$

$$\text{Engranaje} = 25 \text{ dientes}$$

$$\text{RPM salida} = 200.533$$

$$D_p \text{ piñon} = 3.823'' = 97.10 \text{ mm}$$

$$D_p \text{ engranaje} = 4.344'' = 110.34 \text{ mm}$$

$$C_p = 4.083'' = 103.7 \text{ mm}$$

$$F = 60 \text{ mm}$$

### **Se combinan con ASA 40 – 1 ( $Z_p = 21$ )**

### **E. RECTO**

#### **24 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 24 \text{ dientes}$$

$$\text{Engranaje} = 27 \text{ dientes}$$

$$\text{RPM salida} = 199.928$$

$$D_p \text{ piñon} = 3.779'' = 96 \text{ mm}$$

$$D_p \text{ engranaje} = 4.252'' = 108 \text{ mm}$$

$$C_p = 4.016'' = 102 \text{ mm}$$

$$F = 38 \text{ mm}$$

### **E. HELICOIDAL**

#### **24 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 24 \text{ dientes}$$

$$\text{Engranaje} = 27 \text{ dientes}$$

$$\text{RPM salida} = 199.928$$

$$D_p \text{ piñon} = 4.170'' = 105.92 \text{ mm}$$

$$D_p \text{ engranaje} = 4.692'' = 119.16 \text{ mm}$$

$$C_p = 4.431'' = 112.5 \text{ mm}$$

$$F = 60 \text{ mm}$$

### **Se combinan con ASA 40 – 2 ( $Z_p = 19$ )**

### **E. RECTO**

#### **28 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 28 \text{ dientes}$$

$$\text{Engranaje} = 32 \text{ dientes}$$

$$\text{RPM salida} = 199.394$$

$$D_p \text{ piñon} = 4.409'' = 112 \text{ mm}$$

$$D_p \text{ engranaje} = 5.039'' = 128 \text{ mm}$$

$$C_p = 4.724'' = 120 \text{ mm}$$

$$F = 28 \text{ mm}$$

### **E. HELICOIDAL**

#### **28 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 28 \text{ dientes}$$

$$\text{Engranaje} = 32 \text{ dientes}$$

$$\text{RPM salida} = 199.394$$

$$D_p \text{ piñon} = 4.865'' = 123.58 \text{ mm}$$

$$D_p \text{ engranaje} = 5.560'' = 141.23 \text{ mm}$$

$$C_p = 5.213'' = 132.4 \text{ mm}$$

$$F = 60 \text{ mm}$$

### **Se combinan con ASA 35 – 2 ( $Z_p = 35$ )**

### **E. RECTO**

#### **26 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 26 \text{ dientes}$$

$$\text{Engranaje} = 30 \text{ dientes}$$

$$\text{RPM salida} = 199.665$$

$$D_p \text{ piñon} = 4.094'' = 104 \text{ mm}$$

$$D_p \text{ engranaje} = 4.724'' = 120 \text{ mm}$$

$$C_p = 4.409'' = 112 \text{ mm}$$

$$F = 32 \text{ mm}$$

**E. HELICOIDAL****26 DIENTES**

Piñon = 26 dientes

Engranaje = 30 dientes

RPM salida = 199.665

$D_p$  piñon = 4.518" = 114.75 mm

$D_p$  engranaje = 5.213" = 132.41 mm

$C_p$  = 4.865" = 123.6 mm

F = 60 mm

<b>Se combinan con ASA 35 – 3 (<math>Z_p = 23</math>)</b>
---

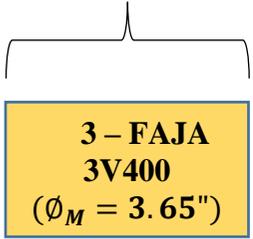
**OCTAVA COMBINACIÓN**

HP motorreductor = 2

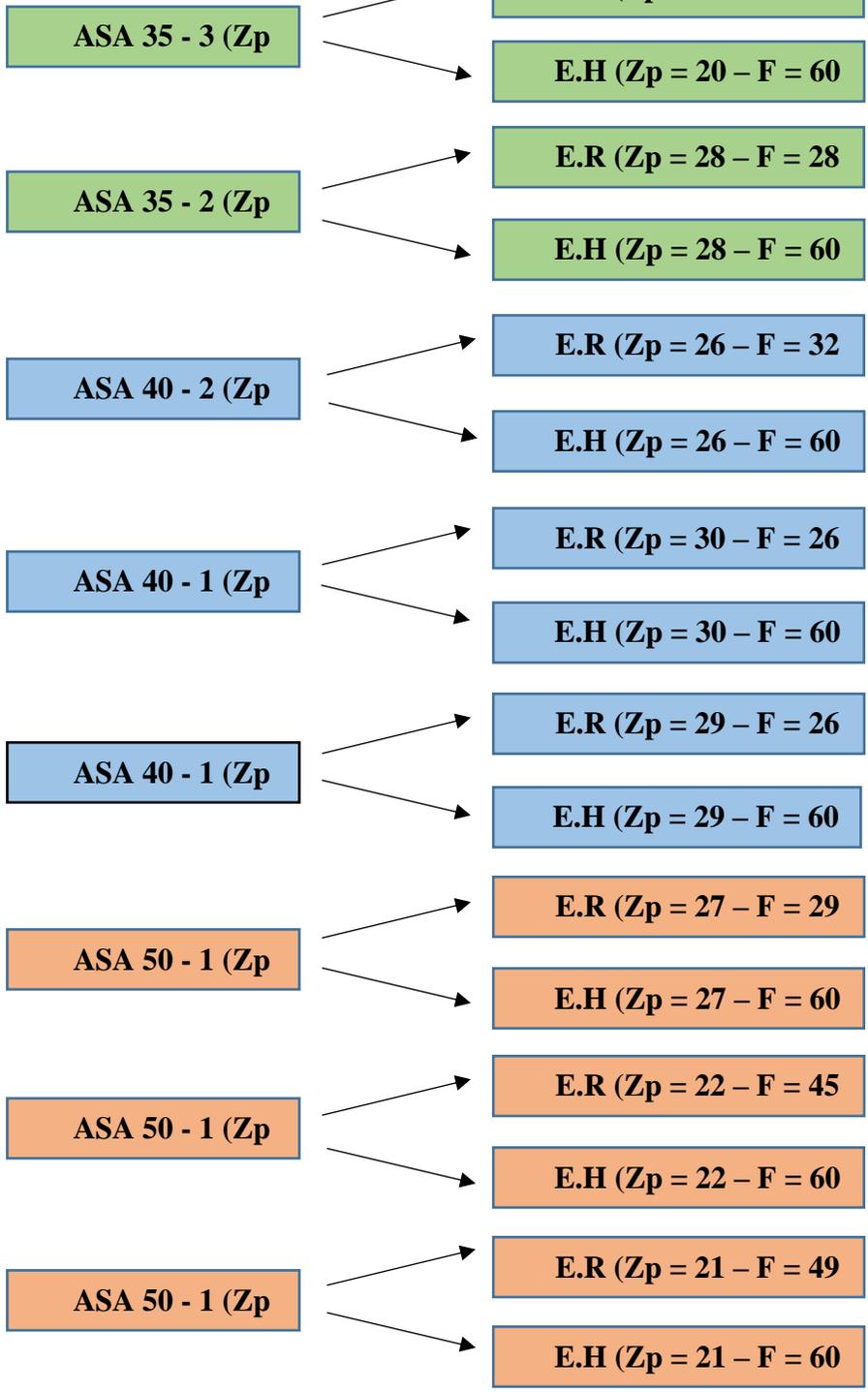
RPM entrada = 292

RPM salida = 200

**1RA ETAPA**



**2DA ETAPA**



**3RA ETAPA**

**OCTAVA COMBINACIÓN****DATOS**

$$HP_{\text{Motorreductor}} = 2$$

$$RPM_{\text{Entrada}} = 292$$

$$RPM_{\text{Salida}} = 200$$

Tres etapas:

- 1) Transmisión por Faja Normal
- 2) Transmisión por Cadenas de Rodillos
- 3) Transmisión por Engranajes Rectos y Helicoidales.

➤ **PRIMERA ETAPA**  
**SECCIÓN 3V**

**TRES CANALES**

$$\text{Poleas motriz} = 3.65''$$

$$\text{Polea conducida} = 4.12''$$

Faja 3V400

$$RPM \text{ salida} = 258.28$$

$$\text{Distancia entre centros real} = 13.8986''$$

$$\text{Ancho polea} = 1.5'' = 38.1\text{mm}$$

<b>N° fajas = 3</b>
---------------------

➤ **SEGUNDA ETAPA**  
**CADENA ASA 50**

**16 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 16 \text{ dientes}$$

$$\text{Catalina} = 18 \text{ dientes}$$

$$RPM \text{ salida} = 229.58$$

$$\text{Dpaso piñon} = 3.2036'' = 81.37\text{mm}$$

$$\text{Dpaso catalina} = 3.599'' = 91.42\text{mm}$$

$$Cp = 21.4976\text{pasos} = 13.4360''$$

$$\text{Longitud cadena} = 60\text{pasos} = 37.50''$$

<b>N° de filas = 1</b>
------------------------

**22 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 22 \text{ dientes}$$

$$\text{Catalina} = 25 \text{ dientes}$$

$$RPM \text{ salida} = 227.29$$

$$\text{Dpaso piñon} = 4.3917'' = 111.55\text{mm}$$

$$\text{Dpaso catalina} = 4.987'' = 126.66\text{mm}$$

$$Cp = 21.2446\text{pasos} = 13.2779''$$

$$\text{Longitud cadena} = 66\text{pasos} = 41.25''$$

<b>N° de filas = 1</b>
------------------------

**23 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 23 \text{ dientes}$$

$$\text{Catalina} = 26 \text{ dientes}$$

$$RPM \text{ salida} = 228.48$$

$$\text{Dpaso piñon} = 4.59'' = 116.59\text{mm}$$

$$\text{Dpaso catalina} = 5.185'' = 131.70\text{mm}$$

$$Cp = 21.7448\text{pasos} = 13.5905''$$

$$\text{Longitud cadena} = 68\text{pasos} = 42.50''$$

<b>N° de filas = 1</b>
------------------------

**CADENA ASA 40****17 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 17 \text{ dientes}$$

$$\text{Catalina} = 19 \text{ dientes}$$

$$RPM \text{ salida} = 231.09$$

$$\text{Dpaso piñon} = 2.7211'' = 69.12\text{mm}$$

$$\text{Dpaso catalina} = 3.038'' = 77.16\text{mm}$$

$$Cp = 26.9981\text{pasos} = 13.4991''$$

$$\text{Longitud cadena} = 72\text{pasos} = 36''$$

<b>N° de filas = 2</b>
------------------------

**22 DIENTES**

Piñon = 22 dientes  
 Catalina = 25 dientes  
 RPM salida = 227.29  
 Dpaso piñon =  $3.5133'' = 89.24\text{mm}$   
 Dpaso catalina =  $3.989'' = 101.33\text{mm}$   
 $C_p = 26.2456\text{pasos} = 13.1228''$   
 Longitud cadena =  $76\text{pasos} = 38''$

**N° de filas = 1**

### **30 DIENTES**

Piñon = 30 dientes  
 Catalina = 34 dientes  
 RPM salida = 227.89  
 Dpaso piñon =  $4.7834'' = 121.50\text{mm}$   
 Dpaso catalina =  $5.419'' = 137.64\text{mm}$   
 $C_p = 26.9925\text{pasos} = 13.4962''$   
 Longitud cadena =  $86\text{pasos} = 43''$

**N° de filas = 1**

### **CADENA ASA 35**

#### **23 DIENTES**

Piñon = 23 dientes  
 Catalina = 26 dientes  
 RPM salida = 228.48  
 Dpaso piñon =  $2.7540'' = 69.95\text{mm}$   
 Dpaso catalina =  $3.111'' = 79.02\text{mm}$   
 $C_p = 34.7467\text{pasos} = 13.03''$   
 Longitud cadena =  $94\text{pasos} = 35.25''$

**N° de filas = 3**

#### **30 DIENTES**

Piñon = 30 dientes  
 Catalina = 34 dientes

RPM salida = 227.89  
 Dpaso piñon =  $3.5875'' = 91.12\text{mm}$   
 Dpaso catalina =  $4.064'' = 103.23\text{mm}$   
 $C_p = 34.9942\text{pasos} = 13.1228''$   
 Longitud cadena =  $102\text{pasos} = 38.25''$

**N° de filas = 2**

### ➤ **TERCERA ETAPA** **E. RECTO**

#### **21 DIENTES**

Piñon = 21 dientes  
 Engranaje = 24 dientes  
 RPM salida = 199.919  
 Dp piñon =  $3.307'' = 84\text{ mm}$   
 Dp engranaje =  $3.779'' = 96\text{ mm}$   
 $C_p = 3.543'' = 90\text{ mm}$   
 F = 49 mm

#### **E. HELICOIDAL**

#### **21 DIENTES**

Piñon = 21 dientes  
 Engranaje = 24 dientes  
 RPM salida = 199.919  
 Dp piñon =  $3.649'' = 92.68\text{ mm}$   
 Dp engranaje =  $4.170'' = 105.92\text{ mm}$   
 $C_p = 3.909'' = 99.3\text{ mm}$   
 F = 60 mm

**Se combinan con ASA 50 – 1 (Zp = 23)**

#### **E. RECTO**

#### **22 DIENTES**

Piñon = 22 dientes  
 Engranaje = 25 dientes

RPM salida = 200.012  
 Dp piñon = 3.465" = 88 mm  
 Dp engranaje = 3.937" = 100 mm  
 Cp = 3.701" = 94 mm  
 F = 45 mm

**E. HELICOIDAL**

**22 DIENTES**

Piñon = 22 dientes  
 Engranaje = 25 dientes  
 RPM salida = 200.012  
 Dp piñon = 3.823" = 97.10 mm  
 Dp engranaje = 4.344" = 110.34 mm  
 Cp = 4.083" = 103.7 mm  
 F = 60 mm

**Se combinan con ASA 50 – 1 (Zp = 22)**

**E. RECTO**

**27 DIENTES**

Piñon = 27 dientes  
 Engranaje = 31 dientes  
 RPM salida = 199.959  
 Dp piñon = 4.252" = 108 mm  
 Dp engranaje = 4.882" = 124 mm  
 Cp = 4.567" = 116 mm  
 F = 29 mm

**E. HELICOIDAL**

**27 DIENTES**

Piñon = 27 dientes  
 Engranaje = 31 dientes  
 RPM salida = 199.959  
 Dp piñon = 4.692" = 119.16 mm

Dp engranaje = 5.387" = 136.82 mm  
 Cp = 5.039" = 128 mm  
 F = 60 mm

**Se combinan con ASA 50 – 1 (Zp = 16)**

**E. RECTO**

**29 DIENTES**

Piñon = 29 dientes  
 Engranaje = 33 dientes  
 RPM salida = 200.271  
 Dp piñon = 4.567" = 116 mm  
 Dp engranaje = 5.197" = 132 mm  
 Cp = 4.882" = 124 mm  
 F = 26 mm

**E. HELICOIDAL**

**29 DIENTES**

Piñon = 29 dientes  
 Engranaje = 33 dientes  
 RPM salida = 200.271  
 Dp piñon = 5.039" = 127.99 mm  
 Dp engranaje = 5.734" = 145.65 mm  
 Cp = 5.387" = 136.8 mm  
 F = 60 mm

**Se combinan con ASA 40 – 1 (Zp = 30)**

**E. RECTO**

**30 DIENTES**

Piñon = 30 dientes  
 Engranaje = 34 dientes  
 RPM salida = 200.547  
 Dp piñon = 4.724" = 120 mm  
 Dp engranaje = 5.354" = 136 mm

$$C_p = 5.039'' = 128 \text{ mm}$$

$$F = 26 \text{ mm}$$

### **E. HELICOIDAL**

#### **30 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 30 \text{ dientes}$$

$$\text{Engranaje} = 34 \text{ dientes}$$

$$\text{RPM salida} = 200.547$$

$$D_p \text{ piñon} = 5.213'' = 132.41 \text{ mm}$$

$$D_p \text{ engranaje} = 5.908'' = 150.06 \text{ mm}$$

$$C_p = 5.560'' = 141.2 \text{ mm}$$

$$F = 60 \text{ mm}$$

### **Se combinan con ASA 40 – 1 ( $Z_p = 22$ )**

### **E. RECTO**

#### **26 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 26 \text{ dientes}$$

$$\text{Engranaje} = 30 \text{ dientes}$$

$$\text{RPM salida} = 200.280$$

$$D_p \text{ piñon} = 4.094'' = 104 \text{ mm}$$

$$D_p \text{ engranaje} = 4.724'' = 120 \text{ mm}$$

$$C_p = 4.409'' = 112 \text{ mm}$$

$$F = 32 \text{ mm}$$

### **E. HELICOIDAL**

#### **26 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 26 \text{ dientes}$$

$$\text{Engranaje} = 30 \text{ dientes}$$

$$\text{RPM salida} = 200.280$$

$$D_p \text{ piñon} = 4.518'' = 114.75 \text{ mm}$$

$$D_p \text{ engranaje} = 5.213'' = 132.41 \text{ mm}$$

$$C_p = 4.865'' = 123.6 \text{ mm}$$

$$F = 60 \text{ mm}$$

### **Se combinan con ASA 40 – 2 ( $Z_p = 17$ )**

### **E. RECTO**

#### **28 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 28 \text{ dientes}$$

$$\text{Engranaje} = 32 \text{ dientes}$$

$$\text{RPM salida} = 199.407$$

$$D_p \text{ piñon} = 4.409'' = 112 \text{ mm}$$

$$D_p \text{ engranaje} = 5.039'' = 128 \text{ mm}$$

$$C_p = 4.724'' = 120 \text{ mm}$$

$$F = 28 \text{ mm}$$

### **E. HELICOIDAL**

#### **28 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 28 \text{ dientes}$$

$$\text{Engranaje} = 32 \text{ dientes}$$

$$\text{RPM salida} = 199.407$$

$$D_p \text{ piñon} = 4.865'' = 123.58 \text{ mm}$$

$$D_p \text{ engranaje} = 5.560'' = 141.23 \text{ mm}$$

$$C_p = 5.213'' = 132.4 \text{ mm}$$

$$F = 60 \text{ mm}$$

### **Se combinan con ASA 35 – 2 ( $Z_p = 30$ )**

### **E. RECTO**

#### **20 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 20 \text{ dientes}$$

$$\text{Engranaje} = 23 \text{ dientes}$$

$$\text{RPM salida} = 198.677$$

$$D_p \text{ piñon} = 3.149'' = 80 \text{ mm}$$

$$D_p \text{ engranaje} = 3.622'' = 92 \text{ mm}$$

$$C_p = 3.386'' = 86 \text{ mm}$$

$$F = 57 \text{ mm}$$

**E. HELICOIDAL****20 DIENTES**

Piñon = 20 dientes

Engranaje = 23 dientes

RPM salida = 198.677

$D_p$  piñon = 3.475" = 88.27 mm

$D_p$  engranaje = 3.996" = 101.51 mm

$C_p$  = 3.736" = 94.9 mm

F = 60 mm

<b>Se combinan con ASA 35 – 3 (<math>Z_p = 23</math>)</b>
---

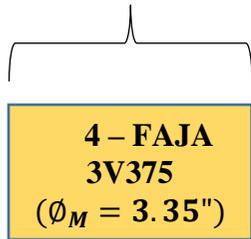
**NOVENA COMBINACIÓN**

HP motorreductor = 2

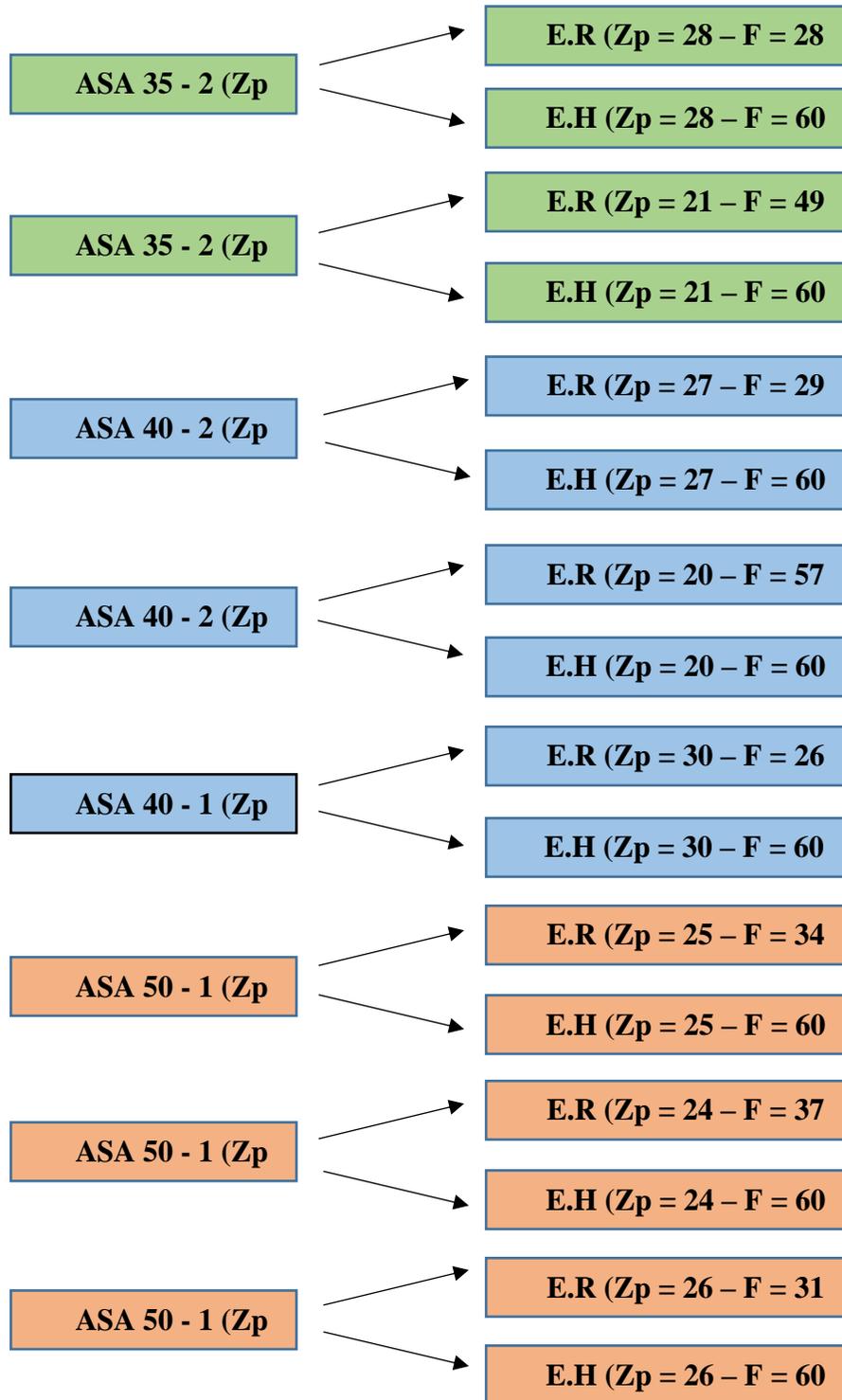
RPM entrada = 292

RPM salida = 200

**1RA ETAPA**



**2DA ETAPA**



**3RA ETAPA**

**NOVENA COMBINACIÓN****DATOS**

$$HP_{\text{Motorreductor}} = 2$$

$$RPM_{\text{Entrada}} = 292$$

$$RPM_{\text{Salida}} = 200$$

Tres etapas:

- 1) Transmisión por Faja Normal
- 2) Transmisión por Cadenas de Rodillos
- 3) Transmisión por Engranajes Rectos y Helicoidales.

➤ **PRIMERA ETAPA****SECCIÓN 3V****CUATRO CANALES**

$$\text{Poleas motriz} = 3.35''$$

$$\text{Polea conducida} = 3.65''$$

Faja 3V375

$$RPM_{\text{salida}} = 267.67$$

$$\text{Distancia entre centros real} = 13.2542''$$

$$\text{Ancho polea} = 1.906'' = 48.419\text{mm}$$

$$\text{N}^{\circ} \text{ fajas} = 4$$

➤ **SEGUNDA ETAPA****CADENA ASA 50****19 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 19 \text{ dientes}$$

$$\text{Catalina} = 22 \text{ dientes}$$

$$RPM_{\text{salida}} = 231.17$$

$$\text{Dpaso piñon} = 3.7972'' = 96.45\text{mm}$$

$$\text{Dpaso catalina} = 4.392'' = 111.55\text{mm}$$

$$Cp = 21.7448\text{pasos} = 13.5905''$$

$$\text{Longitud cadena} = 64\text{pasos} = 40''$$

$$\text{N}^{\circ} \text{ de filas} = 1$$

**20 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 20 \text{ dientes}$$

$$\text{Catalina} = 23 \text{ dientes}$$

$$RPM_{\text{salida}} = 232.75$$

$$\text{Dpaso piñon} = 3.9953'' = 101.48\text{mm}$$

$$\text{Dpaso catalina} = 4.590'' = 116.59\text{mm}$$

$$Cp = 21.2446\text{pasos} = 13.2779''$$

$$\text{Longitud cadena} = 64\text{pasos} = 40''$$

$$\text{N}^{\circ} \text{ de filas} = 1$$

**25 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 25 \text{ dientes}$$

$$\text{Catalina} = 29 \text{ dientes}$$

$$RPM_{\text{salida}} = 230.75$$

$$\text{Dpaso piñon} = 4.9867'' = 126.66\text{mm}$$

$$\text{Dpaso catalina} = 5.781'' = 146.83\text{mm}$$

$$Cp = 21.4904\text{pasos} = 13.4315''$$

$$\text{Longitud cadena} = 70\text{pasos} = 43.75''$$

$$\text{N}^{\circ} \text{ de filas} = 1$$

**CADENA ASA 40****18 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 18 \text{ dientes}$$

$$\text{Catalina} = 21 \text{ dientes}$$

$$RPM_{\text{salida}} = 229.43$$

$$\text{Dpaso piñon} = 2.8794'' = 73.14\text{mm}$$

$$\text{Dpaso catalina} = 3.355'' = 85.21\text{mm}$$

$$Cp = 26.2456\text{pasos} = 13.1228''$$

$$\text{Longitud cadena} = 72\text{pasos} = 36''$$

$$\text{N}^{\circ} \text{ de filas} = 2$$

**19 DIENTES**

Piñon = 19 dientes  
 Catalina = 22 dientes  
 RPM salida = = 231.17  
 Dpaso piñon =  $3.0378'' = 77.16\text{mm}$   
 Dpaso catalina =  $3.513'' = 89.24\text{mm}$   
 $C_p = 26.7458\text{pasos} = 13.3729''$   
 Longitud cadena =  $74\text{pasos} = 37''$

**N° de filas = 2**

### **20 DIENTES**

Piñon = 20 dientes  
 Catalina = 23 dientes  
 RPM salida = 232.75  
 Dpaso piñon =  $3.1962'' = 81.18\text{mm}$   
 Dpaso catalina =  $3.672'' = 93.27\text{mm}$   
 $C_p = 26.2458\text{pasos} = 13.1229''$   
 Longitud cadena =  $74\text{pasos} = 37''$

**N° de filas = 1**

### **CADENA ASA 35**

#### **24 DIENTES**

Piñon = 24 dientes  
 Catalina = 28 dientes  
 RPM salida = 229.43  
 Dpaso piñon =  $2.8730'' = 72.97\text{mm}$   
 Dpaso catalina =  $3.349'' = 85.07\text{mm}$   
 $C_p = 34.9942\text{pasos} = 13.1228''$   
 Longitud cadena =  $96\text{pasos} = 36''$

**N° de filas = 3**

#### **25 DIENTES**

Piñon = 25 dientes  
 Catalina = 29 dientes

RPM salida = 230.75  
 Dpaso piñon =  $2.9920'' = 76\text{mm}$   
 Dpaso catalina =  $3.468'' = 88.10\text{mm}$   
 $C_p = 35.4942\text{pasos} = 13.3103''$   
 Longitud cadena =  $98\text{pasos} = 36.75''$

**N° de filas = 2**

### ➤ **TERCERA ETAPA** **E. RECTO**

#### **26 DIENTES**

Piñon = 26 dientes  
 Engranaje = 30 dientes  
 RPM salida = 199.981  
 Dp piñon =  $4.094'' = 104\text{ mm}$   
 Dp engranaje =  $4.724'' = 120\text{ mm}$   
 $C_p = 4.409'' = 112\text{ mm}$   
 F = 31 mm

#### **E. HELICOIDAL**

#### **26 DIENTES**

Piñon = 26 dientes  
 Engranaje = 30 dientes  
 RPM salida = 199.981  
 Dp piñon =  $4.518'' = 114.75\text{ mm}$   
 Dp engranaje =  $5.213'' = 132.41\text{ mm}$   
 $C_p = 4.865'' = 123.6\text{ mm}$   
 F = 60 mm

**Se combinan con ASA 50 – 1 (Zp = 25)**

#### **E. RECTO**

#### **24 DIENTES**

Piñon = 24 dientes  
 Engranaje = 28 dientes

RPM salida = 199.503  
 Dp piñon = 3.779" = 96 mm  
 Dp engranaje = 4.409" = 112 mm  
 Cp = 4.094" = 104 mm  
 F = 37 mm

### **E. HELICOIDAL**

#### **24 DIENTES**

Piñon = 24 dientes  
 Engranaje = 28 dientes  
 RPM salida = 199.503  
 Dp piñon = 4.170" = 105.92 mm  
 Dp engranaje = 4.865" = 123.58 mm  
 Cp = 4.518" = 114.8 mm  
 F = 60 mm

**Se combinan con ASA 50 – 1 (Zp = 20)**

### **E. RECTO**

#### **25 DIENTES**

Piñon = 25 dientes  
 Engrajae = 29 dientes  
 RPM salida = 199.282  
 Dp piñon = 3.937" = 100 mm  
 Dp engranaje = 4.567" = 116 mm  
 Cp = 4.252" = 108 mm  
 F = 34 mm

### **E. HELICOIDAL**

#### **25 DIENTES**

Piñon = 25 dientes  
 Engranaje = 29 dientes  
 RPM salida = 199.282  
 Dp piñon = 4.344" = 110.34 mm

Dp engranaje = 5.039" = 127.99 mm  
 Cp = 4.692" = 119.2 mm  
 F = 60 mm

**Se combinan con ASA 50 – 1 (Zp = 19)**

### **E. RECTO**

#### **30 DIENTES**

Piñon = 30 dientes  
 Engranaje = 35 dientes  
 RPM salida = 199.503  
 Dp piñon = 4.724" = 120 mm  
 Dp engranaje = 5.512" = 140 mm  
 Cp = 5.118" = 130 mm  
 F = 26 mm

### **E. HELICOIDAL**

#### **30 DIENTES**

Piñon = 30 dientes  
 Engranaje = 35 dientes  
 RPM salida = 199.503  
 Dp piñon = 5.213" = 132.41 mm  
 Dp engranaje = 6.082" = 154.47 mm  
 Cp = 5.647" = 143.4 mm  
 F = 60 mm

**Se combinan con ASA 40 – 1 (Zp = 20)**

### **E. RECTO**

#### **20 DIENTES**

Piñon = 20 dientes  
 Engranaje = 23 dientes  
 RPM salida = 201.014  
 Dp piñon = 3.149" = 80 mm  
 Dp engranaje = 3.622" = 92 mm

$$C_p = 3.386'' = 86 \text{ mm}$$

$$F = 57 \text{ mm}$$

### **E. HELICOIDAL**

#### **20 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 20 \text{ dientes}$$

$$\text{Engranaje} = 23 \text{ dientes}$$

$$\text{RPM salida} = 201.014$$

$$D_p \text{ piñon} = 3.475'' = 88.27 \text{ mm}$$

$$D_p \text{ engranaje} = 3.996'' = 101.51 \text{ mm}$$

$$C_p = 3.736'' = 94.9 \text{ mm}$$

$$F = 60 \text{ mm}$$

### **Se combinan con ASA 40 – 2 (Zp = 19)**

### **E. RECTO**

#### **27 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 27 \text{ dientes}$$

$$\text{Engranaje} = 31 \text{ dientes}$$

$$\text{RPM salida} = 199.825$$

$$D_p \text{ piñon} = 4.252'' = 108 \text{ mm}$$

$$D_p \text{ engranaje} = 4.882'' = 124 \text{ mm}$$

$$C_p = 4.567'' = 116 \text{ mm}$$

$$F = 29 \text{ mm}$$

### **E. HELICOIDAL**

#### **27 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 27 \text{ dientes}$$

$$\text{Engranaje} = 31 \text{ dientes}$$

$$\text{RPM salida} = 199.825$$

$$D_p \text{ piñon} = 4.692'' = 119.16 \text{ mm}$$

$$D_p \text{ engranaje} = 5.387'' = 136.82 \text{ mm}$$

$$C_p = 5.039'' = 128 \text{ mm}$$

$$F = 60 \text{ mm}$$

### **Se combinan con ASA 40 – 2 (Zp = 18)**

### **E. RECTO**

#### **21 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 21 \text{ dientes}$$

$$\text{Engranaje} = 24 \text{ dientes}$$

$$\text{RPM salida} = 201.904$$

$$D_p \text{ piñon} = 3.307'' = 84 \text{ mm}$$

$$D_p \text{ engranaje} = 3.779'' = 96 \text{ mm}$$

$$C_p = 3.543'' = 90 \text{ mm}$$

$$F = 49 \text{ mm}$$

### **E. HELICOIDAL**

#### **21 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 21 \text{ dientes}$$

$$\text{Engranaje} = 24 \text{ dientes}$$

$$\text{RPM salida} = 201.904$$

$$D_p \text{ piñon} = 3.649'' = 92.68 \text{ mm}$$

$$D_p \text{ engranaje} = 4.170'' = 105.92 \text{ mm}$$

$$C_p = 3.909'' = 99.3 \text{ mm}$$

$$F = 60 \text{ mm}$$

### **Se combinan con ASA 35 – 2 (Zp = 25)**

### **E. RECTO**

#### **28 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 28 \text{ dientes}$$

$$\text{Engranaje} = 32 \text{ dientes}$$

$$\text{RPM salida} = 200.750$$

$$D_p \text{ piñon} = 4.409'' = 112 \text{ mm}$$

$$D_p \text{ engranaje} = 5.039'' = 128 \text{ mm}$$

$$C_p = 4.724'' = 120 \text{ mm}$$

$$F = 28 \text{ mm}$$

**E. HELICOIDAL****28 DIENTES**

Piñon = 28 dientes

Engranaje = 32 dientes

RPM salida = 200.750

$D_p$  piñon = 4.865" = 123.58 mm

$D_p$  engranaje = 5.560" = 141.23 mm

$C_p$  = 5.213" = 132.4 mm

F = 60 mm

<b>Se combinan con ASA 35 – 2 (<math>Z_p = 24</math>)</b>
---

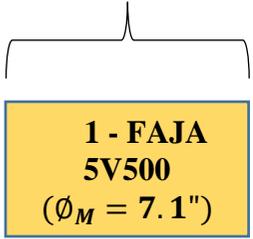
**DÉCIMA COMBINACIÓN**

HP motorreductor = 2

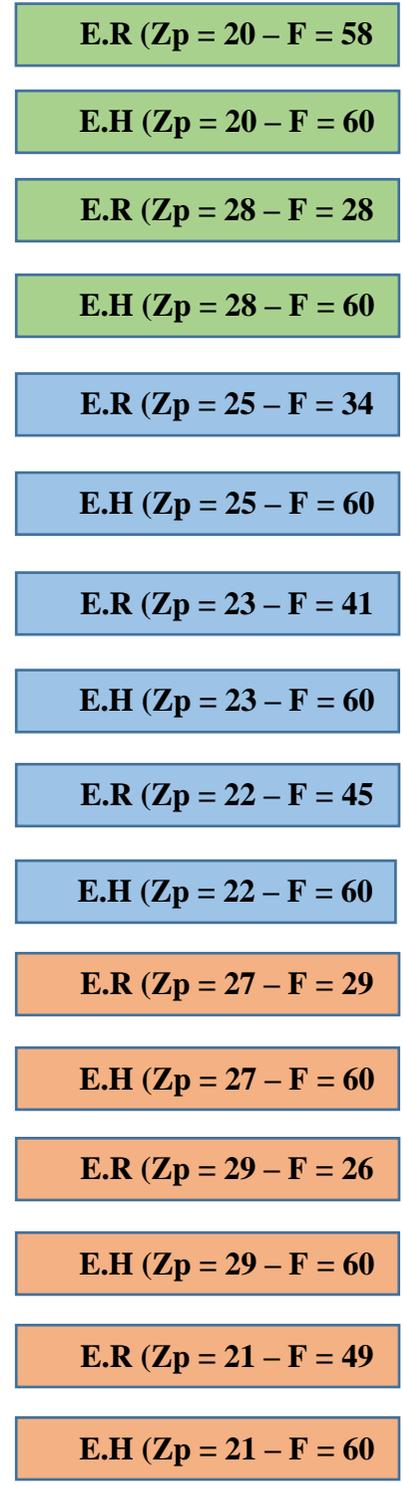
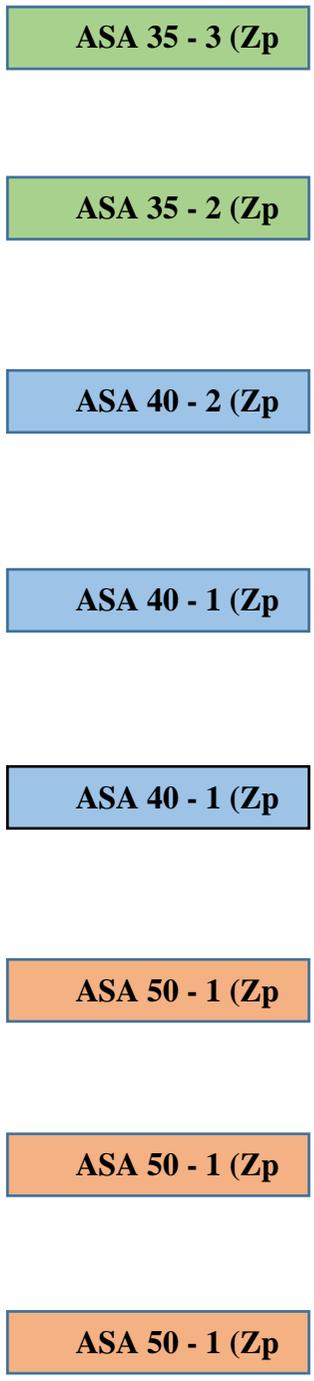
RPM entrada = 292

RPM salida = 200

**1RA ETAPA**



**2DA ETAPA**



**3RA ETAPA**

**DÉCIMA COMBINACIÓN****DATOS**

$$HP_{\text{Motorreductor}} = 2$$

$$RPM_{\text{Entrada}} = 292$$

$$RPM_{\text{Salida}} = 200$$

Tres etapas:

- 1) Transmisión por Faja Normal
- 2) Transmisión por Cadenas de Rodillos
- 3) Transmisión por Engranajes Rectos y Helicoidales.

➤ **PRIMERA ETAPA****SECCIÓN 5V****UN CANAL**

$$\text{Polea motriz} = 7.1''$$

$$\text{Polea conducida} = 8''$$

Faja 5V500

$$RPM_{\text{salida}} = 258.73$$

$$\text{Distancia entre centros real} = 13.1388''$$

$$\text{Ancho polea} = 1'' = 25.4\text{mm}$$

$$\text{N}^\circ \text{ fajas} = 1$$

➤ **SEGUNDA ETAPA****CADENA ASA 50****16 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 16 \text{ dientes}$$

$$\text{Catalina} = 18 \text{ dientes}$$

$$RPM_{\text{salida}} = 229.99$$

$$\text{Dpaso piñon} = 3.2036'' = 81.37\text{mm}$$

$$\text{Dpaso catalina} = 3.599'' = 91.42\text{mm}$$

$$C_p = 21.4976\text{pasos} = 13.4360''$$

$$\text{Longitud cadena} = 60\text{pasos} = 37.50''$$

$$\text{N}^\circ \text{ de filas} = 1$$

**22 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 22 \text{ dientes}$$

$$\text{Catalina} = 25 \text{ dientes}$$

$$RPM_{\text{salida}} = 227.69$$

$$\text{Dpaso piñon} = 4.3917'' = 111.55\text{mm}$$

$$\text{Dpaso catalina} = 4.987'' = 126.66\text{mm}$$

$$C_p = 21.2446\text{pasos} = 13.2779''$$

$$\text{Longitud cadena} = 66\text{pasos} = 41.25''$$

$$\text{N}^\circ \text{ de filas} = 1$$

**23 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 23 \text{ dientes}$$

$$\text{Catalina} = 26 \text{ dientes}$$

$$RPM_{\text{salida}} = 228.88$$

$$\text{Dpaso piñon} = 4.59'' = 116.59\text{mm}$$

$$\text{Dpaso catalina} = 5.185'' = 131.70\text{mm}$$

$$C_p = 21.7448\text{pasos} = 13.5905''$$

$$\text{Longitud cadena} = 68\text{pasos} = 42.50''$$

$$\text{N}^\circ \text{ de filas} = 1$$

**CADENA ASA 40****17 DIENTES**

$$\text{Piñon} = 17 \text{ dientes}$$

$$\text{Catalina} = 19 \text{ dientes}$$

$$RPM_{\text{salida}} = 231.50$$

$$\text{Dpaso piñon} = 2.7211'' = 69.12\text{mm}$$

$$\text{Dpaso catalina} = 3.038'' = 77.16\text{mm}$$

$$C_p = 26.9981\text{pasos} = 13.4991''$$

$$\text{Longitud cadena} = 72\text{pasos} = 36''$$

$$\text{N}^\circ \text{ de filas} = 2$$

**21 DIENTES**

Piñon = 21 dientes

Catalina = 24 dientes

RPM salida = 226.39

Dpaso piñon =  $3.3548'' = 85.21\text{mm}$ Dpaso catalina =  $3.831'' = 97.30\text{mm}$ Cp =  $26.7458\text{pasos} = 13.3729''$ Longitud cadena =  $76\text{pasos} = 38''$ 

N° de filas = 1

**22 DIENTES**

Piñon = 22 dientes

Catalina = 25 dientes

RPM salida = 227.69

Dpaso piñon =  $3.5133'' = 89.24\text{mm}$ Dpaso catalina =  $3.989'' = 101.33\text{mm}$ Cp =  $26.2456\text{pasos} = 13.1228''$ Longitud cadena =  $76\text{pasos} = 38''$ 

N° de filas = 1

**CADENA ASA 35****23 DIENTES**

Piñon = 23 dientes

Catalina = 26 dientes

RPM salida = 228.88

Dpaso piñon =  $2.7540'' = 69.95\text{mm}$ Dpaso catalina =  $3.111'' = 79.02\text{mm}$ Cp =  $34.7467\text{pasos} = 13.03''$ Longitud cadena =  $94\text{pasos} = 35.25''$ 

N° de filas = 3

**30 DIENTES**

Piñon = 30 dientes

Catalina = 34 dientes

RPM salida = 228.29

Dpaso piñon =  $3.5875'' = 91.12\text{mm}$ Dpaso catalina =  $4.064'' = 103.23\text{mm}$ Cp =  $34.9942\text{pasos} = 13.1228''$ Longitud cadena =  $102\text{pasos} = 38.25''$ 

N° de filas = 2

**➤ TERCERA ETAPA**  
**E. RECTO****21 DIENTES**

Piñon = 21 dientes

Engranaje = 24 dientes

RPM salida = 200.270

Dp piñon =  $3.307'' = 84\text{ mm}$ Dp engranaje =  $3.779'' = 96\text{ mm}$ Cp =  $3.543'' = 90\text{ mm}$ 

F = 49 mm

**E. HELICOIDAL****21 DIENTES**

Piñon = 21 dientes

Engranaje = 24 dientes

RPM salida = 200.270

Dp piñon =  $3.649'' = 92.68\text{ mm}$ Dp engranaje =  $4.170'' = 105.92\text{ mm}$ Cp =  $3.909'' = 99.3\text{ mm}$ 

F = 60 mm

Se combinan con ASA 50 – 1 (Zp = 23)

**E. RECTO****29 DIENTES**

Piñon = 29 dientes

Engranaje = 33 dientes  
 RPM salida = 200.088  
 Dp piñon = 4.567" = 116 mm  
 Dp engranaje = 5.197" = 132 mm  
 Cp = 4.882" = 124 mm  
 F = 26 mm

### **E. HELICOIDAL**

#### **29 DIENTES**

Piñon = 29 dientes  
 Engranaje = 33 dientes  
 RPM salida = 200.088  
 Dp piñon = 5.039" = 127.99 mm  
 Dp engranaje = 5.734" = 145.65 mm  
 Cp = 5.387" = 136.8 mm  
 F = 60 mm

**Se combinan con ASA 50 – 1 (Zp = 22)**

### **E. RECTO**

#### **27 DIENTES**

Piñon = 27 dientes  
 Engranaje = 31 dientes  
 RPM salida = 200.310  
 Dp piñon = 4.252" = 108 mm  
 Dp engranaje = 4.882" = 124 mm  
 Cp = 4.567" = 116 mm  
 F = 29 mm

### **E. HELICOIDAL**

#### **27 DIENTES**

Piñon = 27 dientes  
 Engranaje = 31 dientes  
 RPM salida = 200.310

Dp piñon = 4.692" = 119.16 mm  
 Dp engranaje = 5.387" = 136.82 mm  
 Cp = 5.039" = 128 mm  
 F = 60 mm

**Se combinan con ASA 50 – 1 (Zp = 16)**

### **E. RECTO**

#### **22 DIENTES**

Piñon = 22 dientes  
 Engranaje = 25 dientes  
 RPM salida = 200.364  
 Dp piñon = 3.465" = 88 mm  
 Dp engranaje = 3.937" = 100 mm  
 Cp = 3.701" = 94 mm  
 F = 45 mm

### **E. HELICOIDAL**

#### **22 DIENTES**

Piñon = 22 dientes  
 Engranaje = 25 dientes  
 RPM salida = 200.364  
 Dp piñon = 3.823" = 97.10 mm  
 Dp engranaje = 4.344" = 110.34 mm  
 Cp = 4.083" = 103.7 mm  
 F = 60 mm

**Se combinan con ASA 40 – 1 (Zp = 22)**

### **E. RECTO**

#### **23 DIENTES**

Piñon = 23 dientes  
 Engranaje = 26 dientes  
 RPM salida = 200.270  
 Dp piñon = 3.622" = 92 mm

$D_p \text{ engranaje} = 4.094'' = 104 \text{ mm}$

$C_p = 3.858'' = 98 \text{ mm}$

$F = 41 \text{ mm}$

**E. HELICOIDAL**

**23 DIENTES**

Piñon = 23 dientes

Engranaje = 26 dientes

RPM salida = 200.270

$D_p \text{ piñon} = 3.996'' = 101.51 \text{ mm}$

$D_p \text{ engranaje} = 4.518'' = 114.75 \text{ mm}$

$C_p = 4.257'' = 108.1 \text{ mm}$

$F = 60 \text{ mm}$

**Se combinan con ASA 40 – 1 ( $Z_p = 21$ )**

**E. RECTO**

**25 DIENTES**

Piñon = 25 dientes

Engranaje = 29 dientes

RPM salida = 199.568

$D_p \text{ piñon} = 3.937'' = 100 \text{ mm}$

$D_p \text{ engranaje} = 4.567'' = 116 \text{ mm}$

$C_p = 4.252'' = 108 \text{ mm}$

$F = 34 \text{ mm}$

**E. HELICOIDAL**

**25 DIENTES**

Piñon = 25 dientes

Engranaje = 29 dientes

RPM salida = 199.568

$D_p \text{ piñon} = 4.344'' = 110.34 \text{ mm}$

$D_p \text{ engranaje} = 5.039'' = 127.99 \text{ mm}$

$C_p = 4.692'' = 119.2 \text{ mm}$

$F = 60 \text{ mm}$

**Se combinan con ASA 40 – 2 ( $Z_p = 17$ )**

**E. RECTO**

**28 DIENTES**

Piñon = 28 dientes

Engranaje = 32 dientes

RPM salida = 199.758

$D_p \text{ piñon} = 4.409'' = 112 \text{ mm}$

$D_p \text{ engranaje} = 5.039'' = 128 \text{ mm}$

$C_p = 4.724'' = 120 \text{ mm}$

$F = 28 \text{ mm}$

**E. HELICOIDAL**

**28 DIENTES**

Piñon = 28 dientes

Engranaje = 32 dientes

RPM salida = 199.758

$D_p \text{ piñon} = 4.865'' = 123.58 \text{ mm}$

$D_p \text{ engranaje} = 5.560'' = 141.23 \text{ mm}$

$C_p = 5.213'' = 132.4 \text{ mm}$

$F = 60 \text{ mm}$

**Se combinan con ASA 35 – 2 ( $Z_p = 30$ )**

**E. RECTO**

**20 DIENTES**

Piñon = 20 dientes

Engranaje = 23 dientes

RPM salida = 199.026

$D_p \text{ piñon} = 3.149'' = 80 \text{ mm}$

$D_p \text{ engranaje} = 3.622'' = 92 \text{ mm}$

$C_p = 3.386'' = 86 \text{ mm}$

$F = 58 \text{ mm}$

**E. HELICOIDAL****20 DIENTES**

Piñon = 20 dientes

Engranaje = 23 dientes

RPM salida = 199.026

 $D_p \text{ piñon} = 3.475'' = 88.27 \text{ mm}$  $D_p \text{ engranaje} = 3.996'' = 101.51 \text{ mm}$  $C_p = 3.736'' = 94.9 \text{ mm}$  $F = 60 \text{ mm}$ **Se combinan con ASA 35 – 3 ( $Z_p = 23$ )**

## 8.2 ANEXO 2. Cotización del módulo

**Tabla 40**

*Cotización de Accesorios y Módulo*

<b>POLEAS</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>UNIDAD</b>	<b>TOTAL DOLARES</b>
POLEAS	20	UN	960.60
FAJAS	20	UN	87.03
PIÑONES	44	UN	1656.78
CADENA DE RODILLOS	895.25	M	321.91
ENGRANAJES RECTOS	46	UN	2250.15
ENGRANAJES HELICOIDALES	16	UN	1116.51
RODAMIENTOS	6	UN	53.57
CHUMACERAS	6	UN	83.85
MOTORREDUCTOR	1	UN	1200.00
OTROS	78	UN	232.72
<b>TOTAL</b>			<b>7963.12</b>

**Fuente:** Rermir Servicios Generales y Fundiciones Pisfil

## 8.3 ANEXO 3. Planos

- Ensamblaje General (P – 1)
- Subensamblaje Sistema de Transmisión (P – 2)
- Piezas del Sistema de Transmisión (P – 3)

## 8.4 ANEXO 4. Guía Practica



**UNS**  
UNIVERSIDAD  
NACIONAL DEL SANTA



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA  
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

**“GUIA PRÁCTICA  
SISTEMA DE ENTRENAMIENTO DE  
POTENCIA MECÁNICA”**

**Autores**

- Velasquez Araujo Yako Lenon
- Vega Villafana Ashley Stewart

**Nuevo Chimbote, Perú**

**2020**

## PRÁCTICA 1: MONTAJE DEL SISTEMA DE ENTRENAMIENTO DE POTENCIA MECÁNICA, PRUEBAS DE POTENCIA AL FRENO PARA LA EXPERIENCIA 1

### I. Introducción

En esta práctica guiada se introduce el montaje de sistemas de entrenamiento de potencia mecánica, así como las mediciones de la potencia al freno de los motores eléctricos y ejes basados en las especificaciones de las distintas combinaciones que presenta el módulo.

### II. Fundamento Teórico

#### 2.1 Transmisión por fajas:

##### 2.1.1 Relaciones básicas

La distancia entre centros “cd” puede fijarse, si no hay restricciones dentro del rango:

$$D_2 < D_d < 3(D_2 + D_1) \quad (1)$$

$D_2$  = Diámetro de paso de la polea mayor.

$D_1$  = Diámetro de paso de la polea menor.

#### Longitud de faja (L)

$$L = 2cd + 1.57(D_2 - D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4cd} \quad (2)$$

L : Pulgadas.

#### Velocidad Tangencial (V)

$$V = \frac{\pi \times D_2 \times N}{12} = \frac{\pi \times D_1 \times n}{12} \quad (3)$$

V : Pies/min.

#### Relación de velocidades (m)

$$m = \frac{N}{n} = \frac{D_2}{D_1} \quad (4)$$

N, n : RPM

$D_2, D_1$  : Pulgadas.

### 2.1.2 Cálculo y selección de fajas en “v”

Los fabricantes de estas fajas proveen procedimientos de cálculos a base de potencias tabuladas que luego se acondicionan por factores conectores según las características de utilización.

Estos factores son principalmente:

**Factor de servicio:** Parámetro que lo define el tipo de máquina accionada y al tipo de unidad motriz, permite evaluar la potencia de diseño, en la forma:

$$H_{P,diseño} = F_s \times HP \quad (5)$$

Ahora, en base a estos factores la potencia que puede conducir cada faja, viene a ser:

$$H_{P/FAJA} = [Potencia_{Tabulada} + Potencia_{Adicional}] \times K_L \times K_\theta \quad (6)$$

El número de fajas es entonces:

$$N^\circ Fajas = \frac{HP_{diseño}}{HP/Faja} \quad (7)$$

### 2.1.3 Fajas calibradas y hermanadas:

Cuando una transmisión incluye 2 o más fajas operando en paralelo es importante que tengan la mayor aproximación de sus longitudes. Hay que especificar entonces que sean hermanadas.

De este modo, del lote de fajas, el proveedor selecciona con una GAGE las que tengan idéntica medida, entregándolas como calibradas.

Si entre un grupo de fajas, hay una que es más corta, durante el montaje quedará más tensada que las otras, y durante la operación más sobrecargada que las restantes corriendo el riesgo de falla.

Igualmente, cuando en una transmisión de multifajas alguna se ha deteriorado, debe ejecutarse el recambio de todas ellas.

## 2.2 Transmisión por cadena de rodillos

### 2.2.1 Relaciones básicas

Características y simbología:

Paso de la cadena : P

Diámetro de paso del piñón: d

N° de dientes del piñón: Z<sub>p</sub>

**Diámetro de paso (d)**

$$d = \frac{P}{\text{sen}(180/Z_p)} \quad (8)$$

**Velocidad Tangencial (V)**

$$V = \frac{\pi dxn}{12} \quad (9)$$

V: Velocidad Tangencial (pies/min )

D: Diámetro de Paso del piñón (pulg)

N: RPM del piñón.

**Relación de Transmisión (m)**

$$m = \frac{n}{N} = \frac{Z_c}{Z_p} \quad (10)$$

m: Relación de Transmisión.

Z<sub>c</sub>: N° de dientes de la catalina.

Z<sub>p</sub>: N° de dientes del piñón.

Se considera una buena práctica usar piñones con unos 17 dientes y con mejores expectativas de 19 y 21 dientes.

La distancia entre ambos Cp puede expresarse en pasos de cadena y tomarse como:

$$C_p \leq 80 \text{ pasos}$$

$$C_{p,\text{usual}} = 30 \text{ a } 50 \text{ pasos}$$

La longitud  $L_p$  de la cadena debe determinarse en pasos siendo preferible obtener un número par de pasos para facilitar la conexión de los extremos con el uso de un candado simple.

$$L_p = 2C_p + \frac{Z_p + Z_c}{2} + \frac{(Z_c - Z_p)^2}{4\pi^2 C_p} \quad (11)$$

### 2.2.2 Cálculo de las cadenas de rodillo

La transmisión debe capacitarse para una potencia de diseño

$$H_{p,diseño} = F_S \times H_p \quad (12)$$

$$H_p/\text{fila} = (\text{Potencia Tabulada}) \times K_T \quad (13)$$

Donde:

$K_T$  : Factor corrector por número de dientes del piñón

$H_p/\text{fila}$  : Potencia que puede conducir 1 fila de cadena

Entonces el número de filas requerido por la transmisión viene a ser:

$$N^\circ \text{Filas} = \frac{HP_{diseño}}{HP/\text{Fila}} \quad (14)$$

## 2.3 Transmisión por engranaje

### 2.3.1 Relaciones básicas

Distancia entre centros:

$$C = \frac{D_p + d_p}{2} \quad (15)$$

Ecuación general de transmisión:

$$N \times Z = n \times z \quad (16)$$

Ancho del flanco del diente (F)

Se recomienda:  $8 \times M \leq F \leq 12.5 \times M$

Valores Límites:  $6.3 \times M \leq F \leq 19 \times M$

### 2.3.2 Cálculo por Resistencia

Potencia máxima que podrán transmitir los dientes de los engranajes:

$$P = 6.98 \times 10^{-7} \times \left( \frac{D_P \times N_P \times S_{at} \times m \times F \times J \times K_L \times K_V}{K_S \times K_m \times K_t \times K_R \times K_O} \right) \quad (17)$$

Siendo:

$S_t$  = Esfuerzo calculado en la raíz del diente, kgs/mm<sup>2</sup>

$W_t$  = Carga tangencial a transmitir en el diámetro de paso, kgs

$K_o$  = Factor de sobrecarga

$K_v$  = Factor dinámico

$m$  = Modulo en el plano transversal, mm/diente

$F$  = Ancho del diente, mm

$K_s$  = Factor de tamaño

$K_m$  = Factor de distribución de carga

$J$  = Factor geométrico

$S_{at}$  = Esfuerzo admisible del material, kgs/mm<sup>2</sup>

$K_L$  = Factor de vida

$K_T$  = Factor de temperatura

$K_R$  = Factor de seguridad

$P$  = Potencia que podrá transmitir, CV

### 2.3.3 Cálculo por fatiga superficial

Potencia máxima que podrán transmitir los dientes de los engranajes:

$$P = 6.98 \times 10^{-7} \times \left( \frac{n_P \times F \times C_V \times I}{C_o \times C_s \times C_m \times C_f} \right) \times \left( \frac{S_{ac} \times D_P \times C_L \times C_H}{C_T \times C_R \times C_P} \right)^2 \quad (18)$$

Siendo:

$S_{ac}$  = Esfuerzo admisible de contacto, kgs/mm<sup>2</sup>

$C_p$  = Coeficiente que depende de las propiedades elásticas del material

$W_t$  = Carga tangencial transmitida, aplicado en el diámetro de paso, kgs

$C_o$  = Factor de sobrecarga

$C_v$  = Factor dinámico

$C_s$  = Factor de tamaño

$D_p$  = Diámetro de paso del piñón, mm.

$m$  = Modulo en el plano transversal, mm/diente

$F$  = Ancho del diente, mm

$C_m$  = Factor de distribución de carga

$C_f$  = Factor de condición superficial

$I$  = Factor geométrico

$S_{at}$  = Esfuerzo admisible del material, kgs/mm<sup>2</sup>

$C_L$  = Factor de vida

$C_H$  = Factor de relación de dureza

$C_T$  = Factor de temperatura

$C_R$  = Factor de seguridad

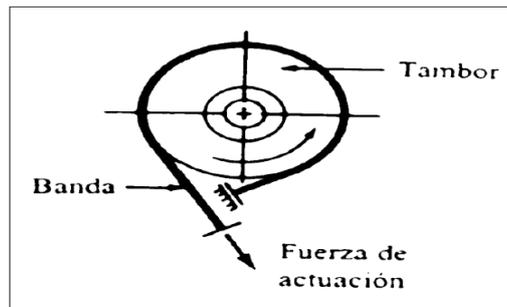
$n_p$  = Número de RPM del piñón

$P$  = Potencia que podrá transmitir, CV

## 2.4 Freno Prony

Es dispositivo mecánico que frena a base de la fricción del eje con una faja, a demás nos permite medir la potencia real de los motores.

Sobre el extremo del eje del motor (cigüeñal si es motor alternativo) se fijaba un tambor que giraba solidario al eje. Sobre la periferia de este tambor, se aplicaban dos zapatas, unidas entre si por muelles que según se comprimían con un husillo, aplicaban un esfuerzo frenante sobre la periferia del tambor. El material que se fricciona, el cual sólo se utiliza como freno, se ubica en una banda flexible que casi rodea a un tambor cilíndrico, el cual se conecta a la máquina que se desea controlar. Cuando se desea frenar la banda se aprieta contra el tambor y ejerce una fuerza tangencial para detener la carga. (Sánchez, 2007)



**Figura 1.** Esquema de freno prony.

**Fuente.** Diseño y construcción de un medidor Hidráulico de Torque.

#### 2.4.1 Cálculo de potencia con Freno Prony

$$P = \frac{F \times R \times \omega}{28590} \quad (19)$$

Donde:

F = Fuerza Tangencial (Kg)

R = Radio de la masa acoplada al eje (pulg)

W = RPM del eje

### III. Objetivos

- Diseñar y montar un adecuado sistema de transmisión por fajas, cadena de rodillos y engranajes.
- Realizar las mediciones de velocidades en cada uno de los ejes.
- Medir la potencia al freno utilizado el Frenoprony.
- Comparar los resultados finales (velocidades, eficiencia, etc) obtenidos en la parte experimental con los cálculos teóricos.

### IV. Equipos y Materiales:

a) Para realizar el montaje de nuestro sistema de transmisión de dispondrá con los siguientes componentes.

- Motorreductor de 2HP, 4 polos, 1750/292 RPM.
- Estructura base con correderas.

- Poleas de diversas dimensiones y canales.
- Fajas.
- Piñones de diversos números de dientes.
- Cadena de rodillos.
- Engranajes rectos y helicoidales.
- Ejes (03) de 20mm en material VCN.
- Chumaceras de pie (04) para eje de 20mm.
- Chavetas.

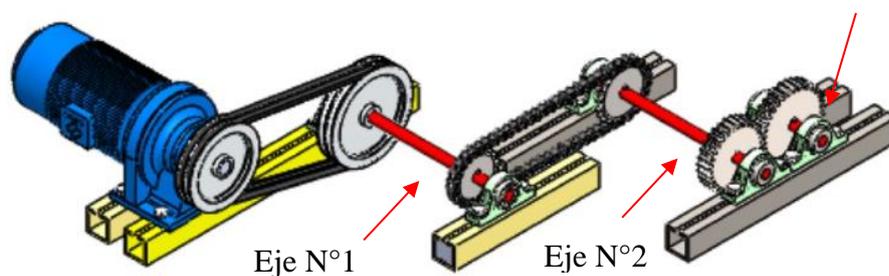
**b) Para la medición de los parámetros a analizar en las debidas experiencias se dispondrá de los siguientes instrumentos.**

- Tacómetro Digital.
- Pinza Amperimétrica
- Frenoprony.

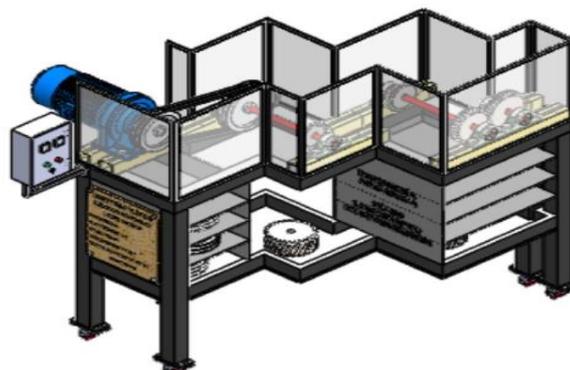
## **V. Procedimiento**

1. Seleccionar la combinación correcta de poleas – faja, piñones – cadena de rodillos y engranajes (rectos y/o helicoidales) según las 10 experiencias planteadas.
2. Realizar el montaje de la polea motriz y chaveta en el eje del Motorreductor.
3. Realizar el montaje de la polea conducida y chaveta en el primer eje.
4. Realizar el montaje de piñón motriz y chaveta en el primer eje.
5. Realizar el montaje de piñón conducido y chaveta en segundo eje.
6. Realizar el montaje de engranaje (recto o helicoidal) motriz y chaveta en segundo eje.
7. Realizar el montaje de engranaje (recto o helicoidal) conducido y chaveta tercer eje.

8. Colocar correctamente las fajas en la transmisión por poleas.
9. Colocar correctamente la cadena de rodillos en la transmisión por piñones.
10. Montar las chumaceras de pie en los 3 ejes correctamente, asegurarse de fijarlas en las guías con sus respectivos pernos.
11. Realizar el debido templado de cadena y faja.
12. Realizar el debido alineamiento de los elementos de transmisión.
13. Asegurarse que todos los componentes estén debidamente fijos y seguros antes de accionar el motorreductor. (Ver imagen referencial) Eje N°3

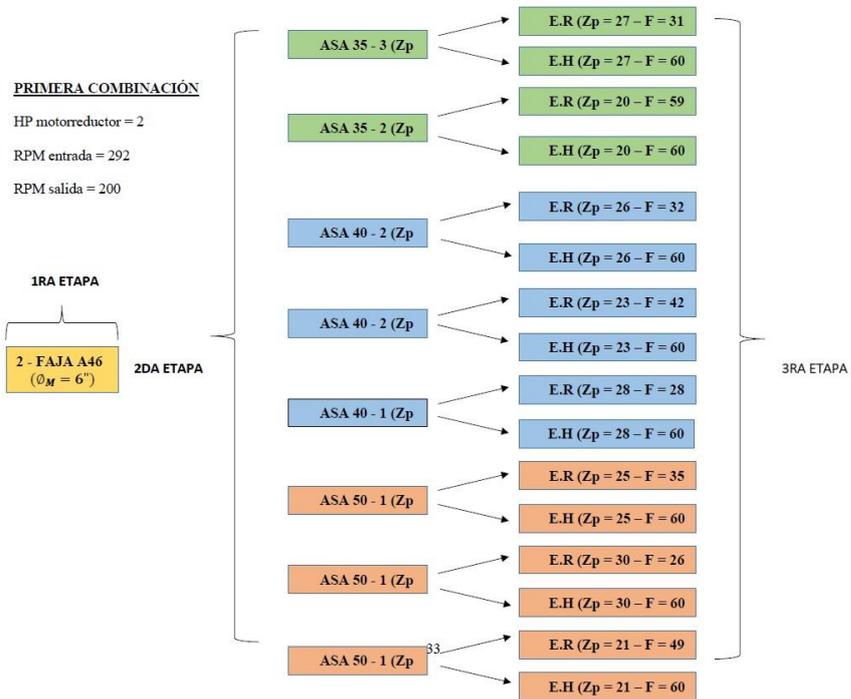


14. Girar manualmente los ejes, comprobando que ellos giren correctamente.
15. Colocar el Frenoprony en el eje donde se desea analizar.
16. Accionar el Motorreductor.
17. Realizar la medición de potencia al freno utilizando el Frenoprony.
18. Comprobar las velocidades de salida en los ejes utilizando el Tacómetro Digital.
19. Comrpobar los amperajes de arranque, intermedio y frenado del motor utilizando Pinza Amperimétrica.



**VI. Actividad a Ejecutar: Experiencia N°1**

Se muestra en el siguiente cuadro las combinaciones a realizar considerando fajas A, cadena de rodillos ASA 35, 40 y 50.



Después de realizar las mediciones de velocidades en los 3 ejes y la potencia al freno en el eje N°3, llenar el siguiente cuadro comparativo con los datos obtenidos de forma teórica y experimental.

Ejes	Velocidad de Salida (RPM)	Fuerza Frenado (Kg)	Torque (N - m)	Potencia al Freno (HP)	Eficiencia	Amperaje Arranque (A)	Amperaje Intermedio (A)	Amperaje Frenado (A)
Eje N°1								
Eje N°2								
Eje N°3								

Se realizará diez repeticiones en pruebas por cada eje. Posterior a ello se elaborarán los gráficos de Torque vs RPM y Amperaje vs Fuerza, se procederá a discutir los resultados obtenidos con la parte teórica – Diseño de Elementos de Máquinas I.

## VII. Referencias Bibliográficas

Alva, F. (2011). Diseño de Elementos de Máquinas I. 1ra Ed. Pool Producciones SRL. San Borja – Lima. Perú.

Alva, F. (2011). Diseño de Elementos de Máquinas II. 1ra Ed. Pool Producciones SRL. San Borja – Lima. Perú.

Ramírez, L. (2000). Diseño de Elementos Flexibles para la Trasmisión de Potencia Mecánica Mediante el uso de la Computadora. Universidad Autónoma de Nuevo León. Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica. México.

Sanchez, M. (2007). Diseño y construcción de un medidor hidráulico de torque. Escuela Politécnica del Ejercito Sede – Latacunga. Carrera de Ingeniería Electromecánica. Ecuador.

Shigley, J. (1985). Diseño en Ingeniería Mecánica. McGraw Hill, México.

Shigley, J. (1985). Diseño de máquinas. McGraw-Hill, México.

## PRÁCTICA 2: MONTAJE DEL SISTEMA DE ENTRENAMIENTO DE POTENCIA MECÁNICA, PRUEBAS DE POTENCIA AL FRENO PARA LA EXPERIENCIA 2

### I. Introducción

En esta práctica guiada se introduce el montaje de sistemas de entrenamiento de potencia mecánica, así como las mediciones de la potencia al freno de los motores eléctricos y ejes basados en las especificaciones de las distintas combinaciones que presenta el módulo.

### II. Fundamento Teórico

#### 2.1 Transmisión por fajas:

##### 2.1.1 Relaciones básicas

La distancia entre centros “cd” puede fijarse, si no hay restricciones dentro del rango:

$$D_2 < D_d < 3(D_2 + D_1) \quad (1)$$

$D_2$  = Diámetro de paso de la polea mayor.

$D_1$  = Diámetro de paso de la polea menor.

#### Longitud de faja (L)

$$L = 2cd + 1.57(D_2 - D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4cd} \quad (2)$$

L : Pulgadas.

#### Velocidad Tangencial (V)

$$V = \frac{\pi \times D_2 \times N}{12} = \frac{\pi \times D_1 \times n}{12} \quad (3)$$

V : Pies/min.

#### Relación de velocidades (m)

$$m = \frac{N}{n} = \frac{D_2}{D_1} \quad (4)$$

N, n : RPM

$D_2, D_1$  : Pulgadas.

### 2.1.2 Cálculo y selección de fajas en “v”

Los fabricantes de estas fajas proveen procedimientos de cálculos a base de potencias tabuladas que luego se acondicionan por factores conectores según las características de utilización.

Estos factores son principalmente:

**Factor de servicio:** Parámetro que lo define el tipo de máquina accionada y al tipo de unidad motriz, permite evaluar la potencia de diseño, en la forma:

$$H_{P,diseño} = F_s \times HP \quad (5)$$

Ahora, en base a estos factores la potencia que puede conducir cada faja, viene a ser:

$$H_{P/FAJA} = [Potencia_{Tabulada} + Potencia_{Adicional}] \times K_L \times K_\theta \quad (6)$$

El número de fajas es entonces:

$$N^\circ Fajas = \frac{HP_{diseño}}{HP/Faja} \quad (7)$$

### 2.1.3 Fajas calibradas y hermanadas:

Cuando una transmisión incluye 2 o más fajas operando en paralelo es importante que tengan la mayor aproximación de sus longitudes. Hay que especificar entonces que sean hermanadas.

De este modo, del lote de fajas, el proveedor selecciona con una GAGE las que tengan idéntica medida, entregándolas como calibradas.

Si entre un grupo de fajas, hay una que es más corta, durante el montaje quedará más tensada que las otras, y durante la operación más sobrecargada que las restantes corriendo el riesgo de falla.

Igualmente, cuando en una transmisión de multifajas alguna se ha deteriorado, debe ejecutarse el recambio de todas ellas.

## 2.2 Transmisión por cadena de rodillos

### 2.2.1 Relaciones básicas

Características y simbología:

Paso de la cadena : P

Diámetro de paso del piñón: d

Nº de dientes del piñón: Z<sub>p</sub>

**Diámetro de paso (d)**

$$d = \frac{P}{\text{sen}(180/Z_p)} \quad (8)$$

**Velocidad Tangencial (V)**

$$V = \frac{\pi d n}{12} \quad (9)$$

V: Velocidad Tangencial (pies/min )

D: Diámetro de Paso del piñón (pulg)

N: RPM del piñón.

**Relación de Transmisión (m)**

$$m = \frac{n}{N} = \frac{Z_c}{Z_p} \quad (10)$$

m: Relación de Transmisión.

Z<sub>c</sub>: Nº de dientes de la catalina.

Z<sub>p</sub>: Nº de dientes del piñón.

Se considera una buena práctica usar piñones con unos 17 dientes y con mejores expectativas de 19 y 21 dientes.

La distancia entre ambos Cp puede expresarse en pasos de cadena y tomarse como:

$$C_p \leq 80 \text{ pasos}$$

$$C_{p,\text{usual}} = 30 \text{ a } 50 \text{ pasos}$$

La longitud  $L_p$  de la cadena debe determinarse en pasos siendo preferible obtener un número par de pasos para facilitar la conexión de los extremos con el uso de un candado simple.

$$L_p = 2C_p + \frac{Z_p + Z_c}{2} + \frac{(Z_c - Z_p)^2}{4\pi^2 C_p} \quad (11)$$

### 2.2.2 Cálculo de las cadenas de rodillo

La transmisión debe capacitarse para una potencia de diseño

$$H_{p,diseño} = F_S \times H_p \quad (12)$$

$$H_p/\text{fila} = (\text{Potencia Tabulada}) \times K_T \quad (13)$$

Donde:

$K_T$  : Factor corrector por número de dientes del piñón

$H_p/\text{fila}$  : Potencia que puede conducir 1 fila de cadena

Entonces el número de filas requerido por la transmisión viene a ser:

$$N^\circ \text{Filas} = \frac{HP_{diseño}}{HP/\text{Fila}} \quad (14)$$

## 2.3 Transmisión por engranaje

### 2.3.1 Relaciones básicas

Distancia entre centros:

$$C = \frac{D_p + d_p}{2} \quad (15)$$

Ecuación general de transmisión:

$$N \times Z = n \times z \quad (16)$$

Ancho del flanco del diente (F)

Se recomienda:  $8 \times M \leq F \leq 12.5 \times M$

Valores Límites:  $6.3 \times M \leq F \leq 19 \times M$

### 2.3.2 Cálculo por Resistencia

Potencia máxima que podrán transmitir los dientes de los engranajes:

$$P = 6.98 \times 10^{-7} \times \left( \frac{D_P \times N_P \times S_{at} \times m \times F \times J \times K_L \times K_V}{K_S \times K_m \times K_t \times K_R \times K_O} \right) \quad (17)$$

Siendo:

$S_t$  = Esfuerzo calculado en la raíz del diente, kgs/mm<sup>2</sup>

$W_t$  = Carga tangencial a transmitir en el diámetro de paso, kgs

$K_o$  = Factor de sobrecarga

$K_v$  = Factor dinámico

$m$  = Modulo en el plano transversal, mm/diente

$F$  = Ancho del diente, mm

$K_s$  = Factor de tamaño

$K_m$  = Factor de distribución de carga

$J$  = Factor geométrico

$S_{at}$  = Esfuerzo admisible del material, kgs/mm<sup>2</sup>

$K_L$  = Factor de vida

$K_T$  = Factor de temperatura

$K_R$  = Factor de seguridad

$P$  = Potencia que podrá transmitir, CV

### 2.3.3 Cálculo por fatiga superficial

Potencia máxima que podrán transmitir los dientes de los engranajes:

$$P = 6.98 \times 10^{-7} \times \left( \frac{n_P \times F \times C_V \times I}{C_o \times C_s \times C_m \times C_f} \right) \times \left( \frac{S_{ac} \times D_P \times C_L \times C_H}{C_T \times C_R \times C_P} \right)^2 \quad (18)$$

Siendo:

$S_{ac}$  = Esfuerzo admisible de contacto, kgs/mm<sup>2</sup>

$C_p$  = Coeficiente que depende de las propiedades elásticas del material

$W_t$  = Carga tangencial transmitida, aplicado en el diámetro de paso, kgs

$C_o$  = Factor de sobrecarga

$C_v$  = Factor dinámico

$C_s$  = Factor de tamaño

$D_p$  = Diámetro de paso del piñón, mm.

$m$  = Modulo en el plano transversal, mm/diente

$F$  = Ancho del diente, mm

$C_m$  = Factor de distribución de carga

$C_f$  = Factor de condición superficial

$I$  = Factor geométrico

$S_{at}$  = Esfuerzo admisible del material, kgs/mm<sup>2</sup>

$C_L$  = Factor de vida

$C_H$  = Factor de relación de dureza

$C_T$  = Factor de temperatura

$C_R$  = Factor de seguridad

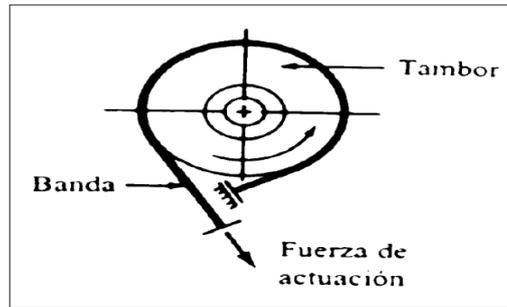
$n_p$  = Número de RPM del piñón

$P$  = Potencia que podrá transmitir, CV

## 2.4 Freno Prony

Es dispositivo mecánico que frena a base de la fricción del eje con una faja, a demás nos permite medir la potencia real de los motores.

Sobre el extremo del eje del motor (cigüeñal si es motor alternativo) se fijaba un tambor que giraba solidario al eje. Sobre la periferia de este tambor, se aplicaban dos zapatas, unidas entre si por muelles que según se comprimían con un husillo, aplicaban un esfuerzo frenante sobre la periferia del tambor. El material que se fricciona, el cual sólo se utiliza como freno, se ubica en una banda flexible que casi rodea a un tambor cilíndrico, el cual se conecta a la máquina que se desea controlar. Cuando se desea frenar la banda se aprieta contra el tambor y ejerce una fuerza tangencial para detener la carga. (Sánchez, 2007)



**Figura 1.** Esquema de freno prony.

**Fuente.** Diseño y construcción de un medidor Hidráulico de Torque.

#### 2.4.1 Cálculo de potencia con Freno Prony

$$P = \frac{F \times R \times \omega}{28590} \quad (19)$$

Donde:

F = Fuerza Tangencial (Kg)

R = Radio de la masa acoplada al eje (pulg)

W = RPM del eje

### III. Objetivos

- Diseñar y montar un adecuado sistema de transmisión por fajas, cadena de rodillos y engranajes.
- Realizar las mediciones de velocidades en cada uno de los ejes.
- Medir la potencia al freno utilizado el Frenoprony.
- Comparar los resultados finales (velocidades, eficiencia, etc) obtenidos en la parte experimental con los cálculos teóricos.

### IV. Equipos y Materiales:

a) **Para realizar el montaje de nuestro sistema de transmisión de dispondrá con los siguientes componentes.**

- Motorreductor de 2HP, 4 polos, 1750/292 RPM.
- Estructura base con correderas.

- Poleas de diversas dimensiones y canales.
- Fajas.
- Piñones de diversos números de dientes.
- Cadena de rodillos.
- Engranajes rectos y helicoidales.
- Ejes (03) de 20mm en material VCN.
- Chumaceras de pie (04) para eje de 20mm.
- Chavetas.

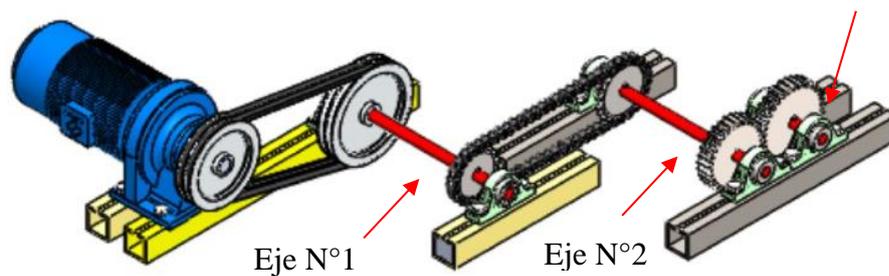
**b) Para la medición de los parámetros a analizar en las debidas experiencias se dispondrá de los siguientes instrumentos.**

- Tacómetro Digital.
- Pinza Amperimétrica
- Frenoprony.

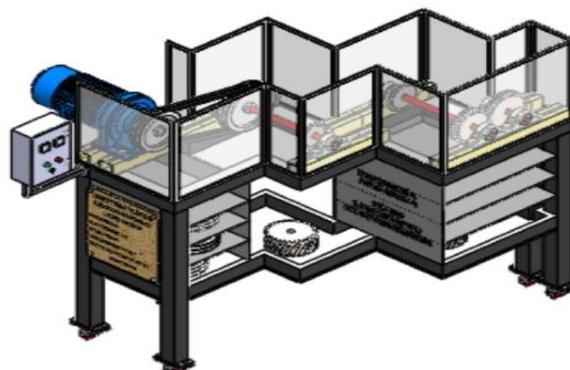
## **V. Procedimiento**

1. Seleccionar la combinación correcta de poleas – faja, piñones – cadena de rodillos y engranajes (rectos y/o helicoidales) según las 10 experiencias planteadas.
2. Realizar el montaje de la polea motriz y chaveta en el eje del Motorreductor.
3. Realizar el montaje de la polea conducida y chaveta en el primer eje.
4. Realizar el montaje de piñón motriz y chaveta en el primer eje.
5. Realizar el montaje de piñón conducido y chaveta en segundo eje.
6. Realizar el montaje de engranaje (recto o helicoidal) motriz y chaveta en segundo eje.
7. Realizar el montaje de engranaje (recto o helicoidal) conducido y chaveta tercer eje.

8. Colocar correctamente las fajas en la transmisión por poleas.
9. Colocar correctamente la cadena de rodillos en la transmisión por piñones.
10. Montar las chumaceras de pie en los 3 ejes correctamente, asegurarse de fijarlas en las guías con sus respectivos pernos.
11. Realizar el debido templado de cadena y faja.
12. Realizar el debido alineamiento de los elementos de transmisión.
13. Asegurarse que todos los componentes estén debidamente fijos y seguros antes de accionar el motorreductor. (Ver imagen referencial) Eje N°3

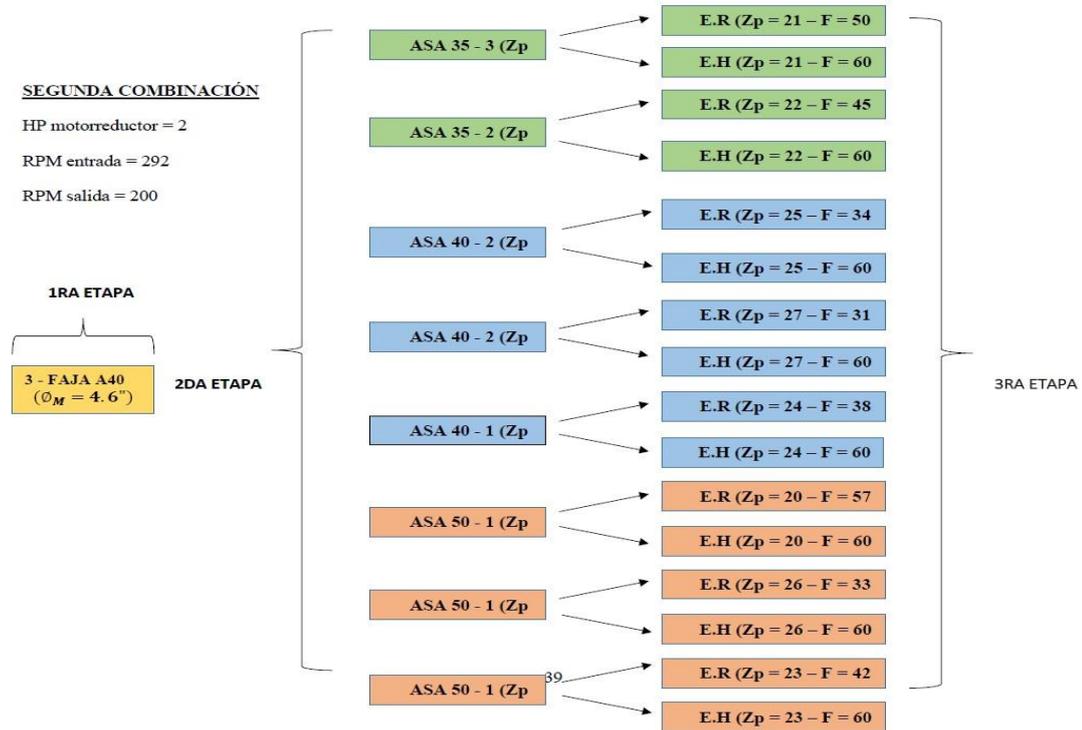


14. Girar manualmente los ejes, comprobando que ellos giren correctamente.
15. Colocar el Frenoprony en el eje donde se desea analizar.
16. Accionar el Motorreductor.
17. Realizar la medición de potencia al freno utilizando el Frenoprony.
18. Comprobar las velocidades de salida en los ejes utilizando el Tacómetro Digital.
19. Comrpobar los amperajes de arranque, intermedio y frenado del motor utilizando Pinza Amperimétrica.



### VI. Actividad a Ejecutar: Experiencia N°2

Se muestra en el siguiente cuadro las combinaciones a realizar considerando fajas B, cadena de rodillos ASA 35, 40 y 50.



Después de realizar las mediciones de velocidades en los 3 ejes y la potencia al freno en el eje N°3, llenar el siguiente cuadro comparativo con los datos obtenidos de forma teórica y experimental.

Ejes	Velocidad de Salida (RPM)	Fuerza Frenado (Kg)	Torque (N - m)	Potencia al Freno (HP)	Eficiencia	Amperaje Arranque (A)	Amperaje Intermedio (A)	Amperaje Frenado (A)
Eje N°1								
Eje N°2								
Eje N°3								

Se realizará diez repeticiones en pruebas por cada eje. Posterior a ello se elaborarán los gráficos de Torque vs RPM y Amperaje vs Fuerza, se procederá a discutir los resultados obtenidos con la parte teórica – Diseño de Elementos de Máquinas I.

## **VII. Referencias Bibliográficas**

Alva, F. (2011). Diseño de Elementos de Máquinas I. 1ra Ed. Pool Producciones SRL. San Borja – Lima. Perú.

Alva, F. (2011). Diseño de Elementos de Máquinas II. 1ra Ed. Pool Producciones SRL. San Borja – Lima. Perú.

Ramírez, L. (2000). Diseño de Elementos Flexibles para la Trasmisión de Potencia Mecánica Mediante el uso de la Computadora. Universidad Autónoma de Nuevo León. Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica. México.

Sanchez, M. (2007). Diseño y construcción de un medidor hidráulico de torque. Escuela Politécnica del Ejército Sede – Latacunga. Carrera de Ingeniería Electromecánica. Ecuador.

Shigley, J. (1985). Diseño en Ingeniería Mecánica. McGraw Hill, México.

Shigley, J. (1985). Diseño de máquinas. McGraw-Hill, México.

## PRÁCTICA 3: MONTAJE DEL SISTEMA DE ENTRENAMIENTO DE POTENCIA MECÁNICA, PRUEBAS DE POTENCIA AL FRENO PARA LA EXPERIENCIA 3

### I. Introducción

En esta práctica guiada se introduce el montaje de sistemas de entrenamiento de potencia mecánica, así como las mediciones de la potencia al freno de los motores eléctricos y ejes basados en las especificaciones de las distintas combinaciones que presenta el módulo.

### II. Fundamento Teórico

#### 2.1 Transmisión por fajas:

##### 2.1.1 Relaciones básicas

La distancia entre centros “cd” puede fijarse, si no hay restricciones dentro del rango:

$$D_2 < D_d < 3(D_2 + D_1) \quad (1)$$

$D_2$  = Diámetro de paso de la polea mayor.

$D_1$  = Diámetro de paso de la polea menor.

#### Longitud de faja (L)

$$L = 2cd + 1.57(D_2 - D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4cd} \quad (2)$$

L : Pulgadas.

#### Velocidad Tangencial (V)

$$V = \frac{\pi \times D_2 \times N}{12} = \frac{\pi \times D_1 \times n}{12} \quad (3)$$

V : Pies/min.

#### Relación de velocidades (m)

$$m = \frac{N}{n} = \frac{D_2}{D_1} \quad (4)$$

N, n : RPM

$D_2, D_1$  : Pulgadas.

### 2.1.2 Cálculo y selección de fajas en “v”

Los fabricantes de estas fajas proveen procedimientos de cálculos a base de potencias tabuladas que luego se acondicionan por factores conectores según las características de utilización.

Estos factores son principalmente:

**Factor de servicio:** Parámetro que lo define el tipo de máquina accionada y al tipo de unidad motriz, permite evaluar la potencia de diseño, en la forma:

$$H_{P,diseño} = F_s \times HP \quad (5)$$

Ahora, en base a estos factores la potencia que puede conducir cada faja, viene a ser:

$$H_{P/FAJA} = [Potencia_{Tabulada} + Potencia_{Adicional}] \times K_L \times K_\theta \quad (6)$$

El número de fajas es entonces:

$$N^\circ Fajas = \frac{HP_{diseño}}{HP/Faja} \quad (7)$$

### 2.1.3 Fajas calibradas y hermanadas:

Cuando una transmisión incluye 2 o más fajas operando en paralelo es importante que tengan la mayor aproximación de sus longitudes. Hay que especificar entonces que sean hermanadas.

De este modo, del lote de fajas, el proveedor selecciona con una GAGE las que tengan idéntica medida, entregándolas como calibradas.

Si entre un grupo de fajas, hay una que es más corta, durante el montaje quedará más tensada que las otras, y durante la operación más sobrecargada que las restantes corriendo el riesgo de falla.

Igualmente, cuando en una transmisión de multifajas alguna se ha deteriorado, debe ejecutarse el recambio de todas ellas.

## 2.2 Transmisión por cadena de rodillos

### 2.2.1 Relaciones básicas

Características y simbología:

Paso de la cadena : P

Diámetro de paso del piñón: d

N° de dientes del piñón: Z<sub>p</sub>

**Diámetro de paso (d)**

$$d = \frac{P}{\text{sen}(180/Z_p)} \quad (8)$$

**Velocidad Tangencial (V)**

$$V = \frac{\pi d n}{12} \quad (9)$$

V: Velocidad Tangencial (pies/min )

D: Diámetro de Paso del piñón (pulg)

N: RPM del piñón.

**Relación de Transmisión (m)**

$$m = \frac{n}{N} = \frac{Z_c}{Z_p} \quad (10)$$

m: Relación de Transmisión.

Z<sub>c</sub>: N° de dientes de la catalina.

Z<sub>p</sub>: N° de dientes del piñón.

Se considera una buena práctica usar piñones con unos 17 dientes y con mejores expectativas de 19 y 21 dientes.

La distancia entre ambos Cp puede expresarse en pasos de cadena y tomarse como:

$$C_p \leq 80 \text{ pasos}$$

$$C_{p,\text{usual}} = 30 \text{ a } 50 \text{ pasos}$$

La longitud  $L_p$  de la cadena debe determinarse en pasos siendo preferible obtener un número par de pasos para facilitar la conexión de los extremos con el uso de un candado simple.

$$L_p = 2C_p + \frac{Z_p + Z_c}{2} + \frac{(Z_c - Z_p)^2}{4\pi^2 C_p} \quad (11)$$

### 2.2.2 Cálculo de las cadenas de rodillo

La transmisión debe capacitarse para una potencia de diseño

$$H_{p,diseño} = F_S \times H_p \quad (12)$$

$$H_p/\text{fila} = (\text{Potencia Tabulada}) \times K_T \quad (13)$$

Donde:

$K_T$  : Factor corrector por número de dientes del piñón

$H_p/\text{fila}$  : Potencia que puede conducir 1 fila de cadena

Entonces el número de filas requerido por la transmisión viene a ser:

$$N^\circ \text{Filas} = \frac{H_{p,diseño}}{H_p/\text{Fila}} \quad (14)$$

## 2.3 Transmisión por engranaje

### 2.3.1 Relaciones básicas

Distancia entre centros:

$$C = \frac{D_p + d_p}{2} \quad (15)$$

Ecuación general de transmisión:

$$N \times Z = n \times z \quad (16)$$

Ancho del flanco del diente (F)

Se recomienda:  $8 \times M \leq F \leq 12.5 \times M$

Valores Límites:  $6.3 \times M \leq F \leq 19 \times M$

### 2.3.2 Cálculo por Resistencia

Potencia máxima que podrán transmitir los dientes de los engranajes:

$$P = 6.98 \times 10^{-7} \times \left( \frac{D_P \times N_P \times S_{at} \times m \times F \times J \times K_L \times K_V}{K_S \times K_m \times K_t \times K_R \times K_O} \right) \quad (17)$$

Siendo:

$S_t$  = Esfuerzo calculado en la raíz del diente, kgs/mm<sup>2</sup>

$W_t$  = Carga tangencial a transmitir en el diámetro de paso, kgs

$K_o$  = Factor de sobrecarga

$K_v$  = Factor dinámico

$m$  = Modulo en el plano transversal, mm/diente

$F$  = Ancho del diente, mm

$K_s$  = Factor de tamaño

$K_m$  = Factor de distribución de carga

$J$  = Factor geométrico

$S_{at}$  = Esfuerzo admisible del material, kgs/mm<sup>2</sup>

$K_L$  = Factor de vida

$K_T$  = Factor de temperatura

$K_R$  = Factor de seguridad

$P$  = Potencia que podrá transmitir, CV

### 2.3.3 Cálculo por fatiga superficial

Potencia máxima que podrán transmitir los dientes de los engranajes:

$$P = 6.98 \times 10^{-7} \times \left( \frac{n_P \times F \times C_V \times I}{C_o \times C_s \times C_m \times C_f} \right) \times \left( \frac{S_{ac} \times D_P \times C_L \times C_H}{C_T \times C_R \times C_P} \right)^2 \quad (18)$$

Siendo:

$S_{ac}$  = Esfuerzo admisible de contacto, kgs/mm<sup>2</sup>

$C_p$  = Coeficiente que depende de las propiedades elásticas del material

$W_t$  = Carga tangencial transmitida, aplicado en el diámetro de paso, kgs

$C_o$  = Factor de sobrecarga

$C_v$  = Factor dinámico

$C_s$  = Factor de tamaño

$D_p$  = Diámetro de paso del piñón, mm.

$m$  = Modulo en el plano transversal, mm/diente

$F$  = Ancho del diente, mm

$C_m$  = Factor de distribución de carga

$C_f$  = Factor de condición superficial

$I$  = Factor geométrico

$S_{at}$  = Esfuerzo admisible del material, kgs/mm<sup>2</sup>

$C_L$  = Factor de vida

$C_H$  = Factor de relación de dureza

$C_T$  = Factor de temperatura

$C_R$  = Factor de seguridad

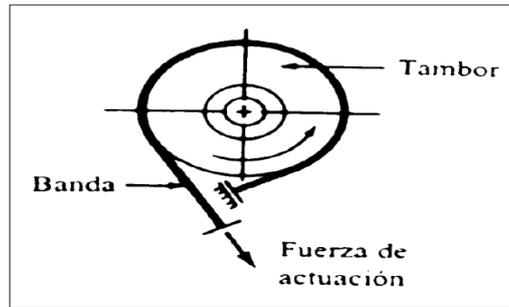
$n_p$  = Número de RPM del piñón

$P$  = Potencia que podrá transmitir, CV

## **2.4 Freno Prony**

Es dispositivo mecánico que frena a base de la fricción del eje con una faja, a demás nos permite medir la potencia real de los motores.

Sobre el extremo del eje del motor (cigüeñal si es motor alternativo) se fijaba un tambor que giraba solidario al eje. Sobre la periferia de este tambor, se aplicaban dos zapatas, unidas entre si por muelles que según se comprimían con un husillo, aplicaban un esfuerzo frenante sobre la periferia del tambor. El material que se fricciona, el cual sólo se utiliza como freno, se ubica en una banda flexible que casi rodea a un tambor cilíndrico, el cual se conecta a la máquina que se desea controlar. Cuando se desea frenar la banda se aprieta contra el tambor y ejerce una fuerza tangencial para detener la carga. (Sánchez, 2007)



**Figura 1.** Esquema de freno prony.

**Fuente.** Diseño y construcción de un medidor Hidráulico de Torque.

#### 2.4.1 Cálculo de potencia con Freno Prony

$$P = \frac{F \times R \times \omega}{28590} \quad (19)$$

Donde:

F = Fuerza Tangencial (Kg)

R = Radio de la masa acoplada al eje (pulg)

W = RPM del eje

### III. Objetivos

- Diseñar y montar un adecuado sistema de transmisión por fajas, cadena de rodillos y engranajes.
- Realizar las mediciones de velocidades en cada uno de los ejes.
- Medir la potencia al freno utilizado el Frenoprony.
- Comparar los resultados finales (velocidades, eficiencia, etc) obtenidos en la parte experimental con los cálculos teóricos.

### IV. Equipos y Materiales:

a) **Para realizar el montaje de nuestro sistema de transmisión de dispondrá con los siguientes componentes.**

- Motorreductor de 2HP, 4 polos, 1750/292 RPM.
- Estructura base con correderas.

- Poleas de diversas dimensiones y canales.
- Fajas.
- Piñones de diversos números de dientes.
- Cadena de rodillos.
- Engranajes rectos y helicoidales.
- Ejes (03) de 20mm en material VCN.
- Chumaceras de pie (04) para eje de 20mm.
- Chavetas.

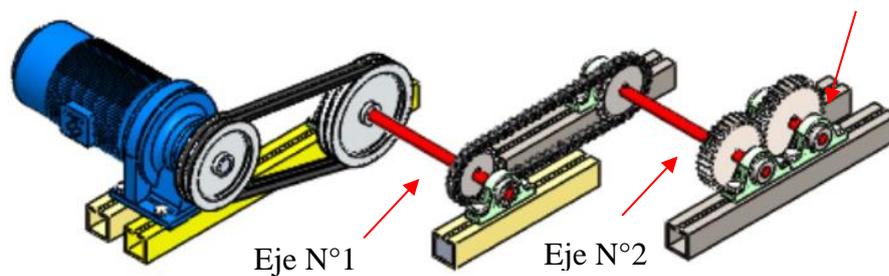
**b) Para la medición de los parámetros a analizar en las debidas experiencias se dispondrá de los siguientes instrumentos.**

- Tacómetro Digital.
- Pinza Amperimétrica
- Frenoprony.

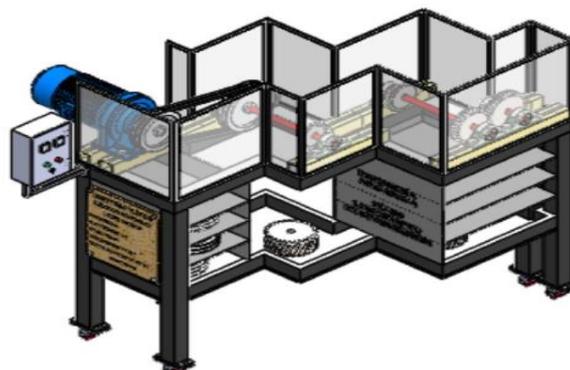
## **V. Procedimiento**

1. Seleccionar la combinación correcta de poleas – faja, piñones – cadena de rodillos y engranajes (rectos y/o helicoidales) según las 10 experiencias planteadas.
2. Realizar el montaje de la polea motriz y chaveta en el eje del Motorreductor.
3. Realizar el montaje de la polea conducida y chaveta en el primer eje.
4. Realizar el montaje de piñón motriz y chaveta en el primer eje.
5. Realizar el montaje de piñón conducido y chaveta en segundo eje.
6. Realizar el montaje de engranaje (recto o helicoidal) motriz y chaveta en segundo eje.
7. Realizar el montaje de engranaje (recto o helicoidal) conducido y chaveta tercer eje.

8. Colocar correctamente las fajas en la transmisión por poleas.
9. Colocar correctamente la cadena de rodillos en la transmisión por piñones.
10. Montar las chumaceras de pie en los 3 ejes correctamente, asegurarse de fijarlas en las guías con sus respectivos pernos.
11. Realizar el debido templado de cadena y faja.
12. Realizar el debido alineamiento de los elementos de transmisión.
13. Asegurarse que todos los componentes estén debidamente fijos y seguros antes de accionar el motorreductor. (Ver imagen referencial) Eje N°3

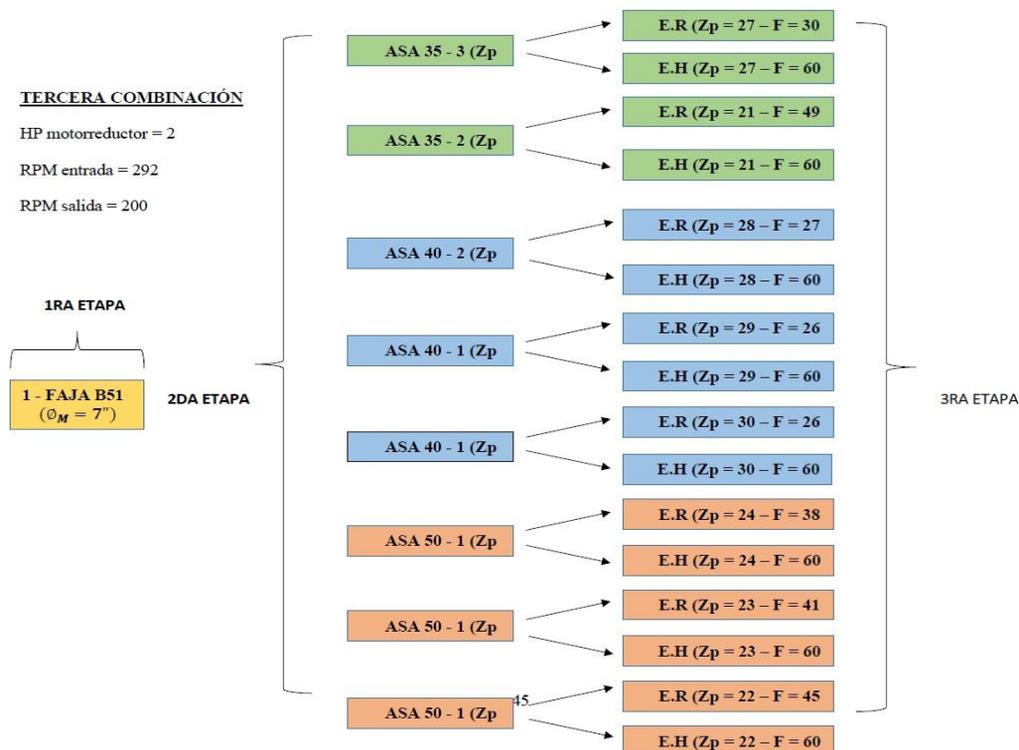


14. Girar manualmente los ejes, comprobando que ellos giren correctamente.
15. Colocar el Frenoprony en el eje donde se desea analizar.
16. Accionar el Motorreductor.
17. Realizar la medición de potencia al freno utilizando el Frenoprony.
18. Comprobar las velocidades de salida en los ejes utilizando el Tacómetro Digital.
19. Comrpobar los amperajes de arranque, intermedio y frenado del motor utilizando Pinza Amperimétrica.



## VI. Actividad a Ejecutar: Experiencia N°3

Se muestra en el siguiente cuadro las combinaciones a realizar considerando fajas B, cadena de rodillos ASA 35, 40 y 50.



Después de realizar las mediciones de velocidades en los 3 ejes y la potencia al freno en el eje N°3, llenar el siguiente cuadro comparativo con los datos obtenidos de forma teórica y experimental.

Ejes	Velocidad de Salida (RPM)	Fuerza Frenado (Kg)	Torque (N - m)	Potencia al Freno (HP)	Eficiencia	Amperaje Arranque (A)	Amperaje Intermedio (A)	Amperaje Frenado (A)
Eje N°1								
Eje N°2								
Eje N°3								

Se realizará diez repeticiones en pruebas por cada eje. Posterior a ello se elaborarán los gráficos de Torque vs RPM y Amperaje vs Fuerza, se procederá a discutir los resultados obtenidos con la parte teórica – Diseño de Elementos de Máquinas I.

## **VII. Referencias Bibliográficas**

Alva, F. (2011). Diseño de Elementos de Máquinas I. 1ra Ed. Pool Producciones SRL. San Borja – Lima. Perú.

Alva, F. (2011). Diseño de Elementos de Máquinas II. 1ra Ed. Pool Producciones SRL. San Borja – Lima. Perú.

Ramírez, L. (2000). Diseño de Elementos Flexibles para la Trasmisión de Potencia Mecánica Mediante el uso de la Computadora. Universidad Autónoma de Nuevo León. Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica. México.

Sanchez, M. (2007). Diseño y construcción de un medidor hidráulico de torque. Escuela Politécnica del Ejercito Sede – Latacunga. Carrera de Ingeniería Electromecánica. Ecuador.

Shigley, J. (1985). Diseño en Ingeniería Mecánica. McGraw Hill, México.

Shigley, J. (1985). Diseño de máquinas. McGraw-Hill, México.

## PRÁCTICA 4: MONTAJE DEL SISTEMA DE ENTRENAMIENTO DE POTENCIA MECÁNICA, PRUEBAS DE POTENCIA AL FRENO PARA LA EXPERIENCIA 4

### I. Introducción

En esta práctica guiada se introduce el montaje de sistemas de entrenamiento de potencia mecánica, así como las mediciones de la potencia al freno de los motores eléctricos y ejes basados en las especificaciones de las distintas combinaciones que presenta el módulo.

### II. Fundamento Teórico

#### 2.1 Transmisión por fajas:

##### 2.1.1 Relaciones básicas

La distancia entre centros “cd” puede fijarse, si no hay restricciones dentro del rango:

$$D_2 < D_d < 3(D_2 + D_1) \quad (1)$$

$D_2$  = Diámetro de paso de la polea mayor.

$D_1$  = Diámetro de paso de la polea menor.

#### Longitud de faja (L)

$$L = 2cd + 1.57(D_2 - D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4cd} \quad (2)$$

L : Pulgadas.

#### Velocidad Tangencial (V)

$$V = \frac{\pi \times D_2 \times N}{12} = \frac{\pi \times D_1 \times n}{12} \quad (3)$$

V : Pies/min.

#### Relación de velocidades (m)

$$m = \frac{N}{n} = \frac{D_2}{D_1} \quad (4)$$

N, n : RPM

$D_2, D_1$  : Pulgadas.

### 2.1.2 Cálculo y selección de fajas en “v”

Los fabricantes de estas fajas proveen procedimientos de cálculos a base de potencias tabuladas que luego se acondicionan por factores conectores según las características de utilización.

Estos factores son principalmente:

**Factor de servicio:** Parámetro que lo define el tipo de máquina accionada y al tipo de unidad motriz, permite evaluar la potencia de diseño, en la forma:

$$H_{P,diseño} = F_s \times HP \quad (5)$$

Ahora, en base a estos factores la potencia que puede conducir cada faja, viene a ser:

$$H_{P/FAJA} = [Potencia_{Tabulada} + Potencia_{Adicional}] \times K_L \times K_{\theta} \quad (6)$$

El número de fajas es entonces:

$$N^{\circ}Fajas = \frac{HP_{diseño}}{HP/Faja} \quad (7)$$

### 2.1.3 Fajas calibradas y hermanadas:

Cuando una transmisión incluye 2 o más fajas operando en paralelo es importante que tengan la mayor aproximación de sus longitudes. Hay que especificar entonces que sean hermanadas.

De este modo, del lote de fajas, el proveedor selecciona con una GAGE las que tengan idéntica medida, entregándolas como calibradas.

Si entre un grupo de fajas, hay una que es más corta, durante el montaje quedará más tensada que las otras, y durante la operación más sobrecargada que las restantes corriendo el riesgo de falla.

Igualmente, cuando en una transmisión de multifajas alguna se ha deteriorado, debe ejecutarse el recambio de todas ellas.

## 2.2 Transmisión por cadena de rodillos

### 2.2.1 Relaciones básicas

Características y simbología:

Paso de la cadena : P

Diámetro de paso del piñón: d

N° de dientes del piñón: Z<sub>p</sub>

**Diámetro de paso (d)**

$$d = \frac{P}{\text{sen}(180/Z_p)} \quad (8)$$

**Velocidad Tangencial (V)**

$$V = \frac{\pi d n}{12} \quad (9)$$

V: Velocidad Tangencial (pies/min )

D: Diámetro de Paso del piñón (pulg)

N: RPM del piñón.

**Relación de Transmisión (m)**

$$m = \frac{n}{N} = \frac{Z_c}{Z_p} \quad (10)$$

m: Relación de Transmisión.

Z<sub>c</sub>: N° de dientes de la catalina.

Z<sub>p</sub>: N° de dientes del piñón.

Se considera una buena práctica usar piñones con unos 17 dientes y con mejores expectativas de 19 y 21 dientes.

La distancia entre ambos Cp puede expresarse en pasos de cadena y tomarse como:

$$C_p \leq 80 \text{ pasos}$$

$$C_{p,\text{usual}} = 30 \text{ a } 50 \text{ pasos}$$

La longitud  $L_p$  de la cadena debe determinarse en pasos siendo preferible obtener un número par de pasos para facilitar la conexión de los extremos con el uso de un candado simple.

$$L_p = 2C_p + \frac{Z_p + Z_c}{2} + \frac{(Z_c - Z_p)^2}{4\pi^2 C_p} \quad (11)$$

### 2.2.2 Cálculo de las cadenas de rodillo

La transmisión debe capacitarse para una potencia de diseño

$$H_{p,diseño} = F_S \times H_p \quad (12)$$

$$H_p/\text{fila} = (\text{Potencia Tabulada}) \times K_T \quad (13)$$

Donde:

$K_T$  : Factor corrector por número de dientes del piñón

$H_p/\text{fila}$  : Potencia que puede conducir 1 fila de cadena

Entonces el número de filas requerido por la transmisión viene a ser:

$$N^\circ \text{Filas} = \frac{HP_{diseño}}{HP/\text{Fila}} \quad (14)$$

## 2.3 Transmisión por engranaje

### 2.3.1 Relaciones básicas

Distancia entre centros:

$$C = \frac{D_p + d_p}{2} \quad (15)$$

Ecuación general de transmisión:

$$N \times Z = n \times z \quad (16)$$

Ancho del flanco del diente (F)

Se recomienda:  $8 \times M \leq F \leq 12.5 \times M$

Valores Límites:  $6.3 \times M \leq F \leq 19 \times M$

### 2.3.2 Cálculo por Resistencia

Potencia máxima que podrán transmitir los dientes de los engranajes:

$$P = 6.98 \times 10^{-7} \times \left( \frac{D_P \times N_P \times S_{at} \times m \times F \times J \times K_L \times K_V}{K_S \times K_m \times K_t \times K_R \times K_O} \right) \quad (17)$$

Siendo:

$S_t$  = Esfuerzo calculado en la raíz del diente, kgs/mm<sup>2</sup>

$W_t$  = Carga tangencial a transmitir en el diámetro de paso, kgs

$K_o$  = Factor de sobrecarga

$K_v$  = Factor dinámico

$m$  = Modulo en el plano transversal, mm/diente

$F$  = Ancho del diente, mm

$K_s$  = Factor de tamaño

$K_m$  = Factor de distribución de carga

$J$  = Factor geométrico

$S_{at}$  = Esfuerzo admisible del material, kgs/mm<sup>2</sup>

$K_L$  = Factor de vida

$K_T$  = Factor de temperatura

$K_R$  = Factor de seguridad

$P$  = Potencia que podrá transmitir, CV

### 2.3.3 Cálculo por fatiga superficial

Potencia máxima que podrán transmitir los dientes de los engranajes:

$$P = 6.98 \times 10^{-7} \times \left( \frac{n_P \times F \times C_V \times I}{C_o \times C_s \times C_m \times C_f} \right) \times \left( \frac{S_{ac} \times D_P \times C_L \times C_H}{C_T \times C_R \times C_P} \right)^2 \quad (18)$$

Siendo:

$S_{ac}$  = Esfuerzo admisible de contacto, kgs/mm<sup>2</sup>

$C_p$  = Coeficiente que depende de las propiedades elásticas del material

$W_t$  = Carga tangencial transmitida, aplicado en el diámetro de paso, kgs

$C_o$  = Factor de sobrecarga

$C_v$  = Factor dinámico

$C_s$  = Factor de tamaño

$D_p$  = Diámetro de paso del piñón, mm.

$m$  = Modulo en el plano transversal, mm/diente

$F$  = Ancho del diente, mm

$C_m$  = Factor de distribución de carga

$C_f$  = Factor de condición superficial

$I$  = Factor geométrico

$S_{at}$  = Esfuerzo admisible del material, kgs/mm<sup>2</sup>

$C_L$  = Factor de vida

$C_H$  = Factor de relación de dureza

$C_T$  = Factor de temperatura

$C_R$  = Factor de seguridad

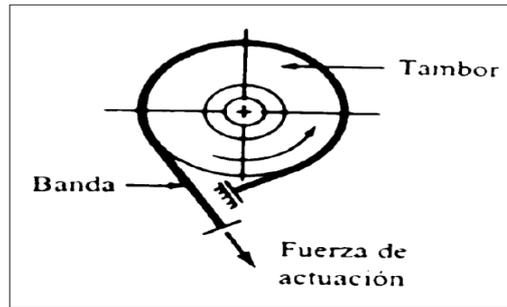
$n_p$  = Número de RPM del piñón

$P$  = Potencia que podrá transmitir, CV

## 2.4 Freno Prony

Es dispositivo mecánico que frena a base de la fricción del eje con una faja, a demás nos permite medir la potencia real de los motores.

Sobre el extremo del eje del motor (cigüeñal si es motor alternativo) se fijaba un tambor que giraba solidario al eje. Sobre la periferia de este tambor, se aplicaban dos zapatas, unidas entre si por muelles que según se comprimían con un husillo, aplicaban un esfuerzo frenante sobre la periferia del tambor. El material que se fricciona, el cual sólo se utiliza como freno, se ubica en una banda flexible que casi rodea a un tambor cilíndrico, el cual se conecta a la máquina que se desea controlar. Cuando se desea frenar la banda se aprieta contra el tambor y ejerce una fuerza tangencial para detener la carga. (Sánchez, 2007)



**Figura 1.** Esquema de freno prony.

**Fuente.** Diseño y construcción de un medidor Hidráulico de Torque.

#### 2.4.1 Cálculo de potencia con Freno Prony

$$P = \frac{F \times R \times \omega}{28590} \quad (19)$$

Donde:

F = Fuerza Tangencial (Kg)

R = Radio de la masa acoplada al eje (pulg)

W = RPM del eje

### III. Objetivos

- Diseñar y montar un adecuado sistema de transmisión por fajas, cadena de rodillos y engranajes.
- Realizar las mediciones de velocidades en cada uno de los ejes.
- Medir la potencia al freno utilizado el Frenoprony.
- Comparar los resultados finales (velocidades, eficiencia, etc) obtenidos en la parte experimental con los cálculos teóricos.

### IV. Equipos y Materiales:

a) **Para realizar el montaje de nuestro sistema de transmisión de dispondrá con los siguientes componentes.**

- Motorreductor de 2HP, 4 polos, 1750/292 RPM.
- Estructura base con correderas.

- Poleas de diversas dimensiones y canales.
- Fajas.
- Piñones de diversos números de dientes.
- Cadena de rodillos.
- Engranajes rectos y helicoidales.
- Ejes (03) de 20mm en material VCN.
- Chumaceras de pie (04) para eje de 20mm.
- Chavetas.

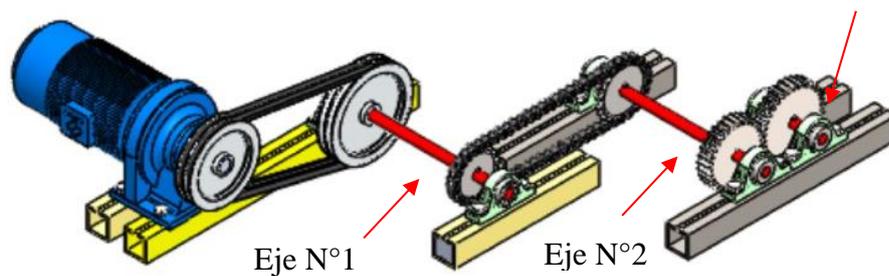
**b) Para la medición de los parámetros a analizar en las debidas experiencias se dispondrá de los siguientes instrumentos.**

- Tacómetro Digital.
- Pinza Amperimétrica
- Frenoprony.

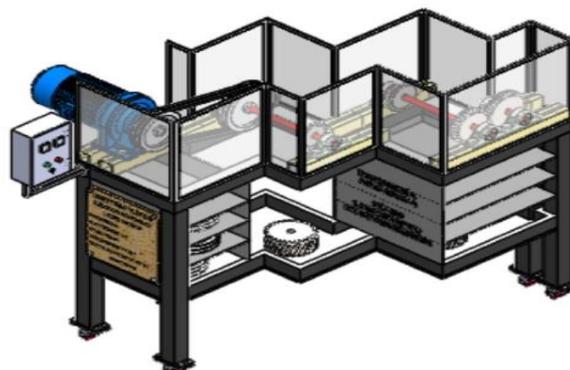
## **V. Procedimiento**

1. Seleccionar la combinación correcta de poleas – faja, piñones – cadena de rodillos y engranajes (rectos y/o helicoidales) según las 10 experiencias planteadas.
2. Realizar el montaje de la polea motriz y chaveta en el eje del Motorreductor.
3. Realizar el montaje de la polea conducida y chaveta en el primer eje.
4. Realizar el montaje de piñón motriz y chaveta en el primer eje.
5. Realizar el montaje de piñón conducido y chaveta en segundo eje.
6. Realizar el montaje de engranaje (recto o helicoidal) motriz y chaveta en segundo eje.
7. Realizar el montaje de engranaje (recto o helicoidal) conducido y chaveta tercer eje.

8. Colocar correctamente las fajas en la transmisión por poleas.
9. Colocar correctamente la cadena de rodillos en la transmisión por piñones.
10. Montar las chumaceras de pie en los 3 ejes correctamente, asegurarse de fijarlas en las guías con sus respectivos pernos.
11. Realizar el debido templado de cadena y faja.
12. Realizar el debido alineamiento de los elementos de transmisión.
13. Asegurarse que todos los componentes estén debidamente fijos y seguros antes de accionar el motorreductor. (Ver imagen referencial) Eje N°3

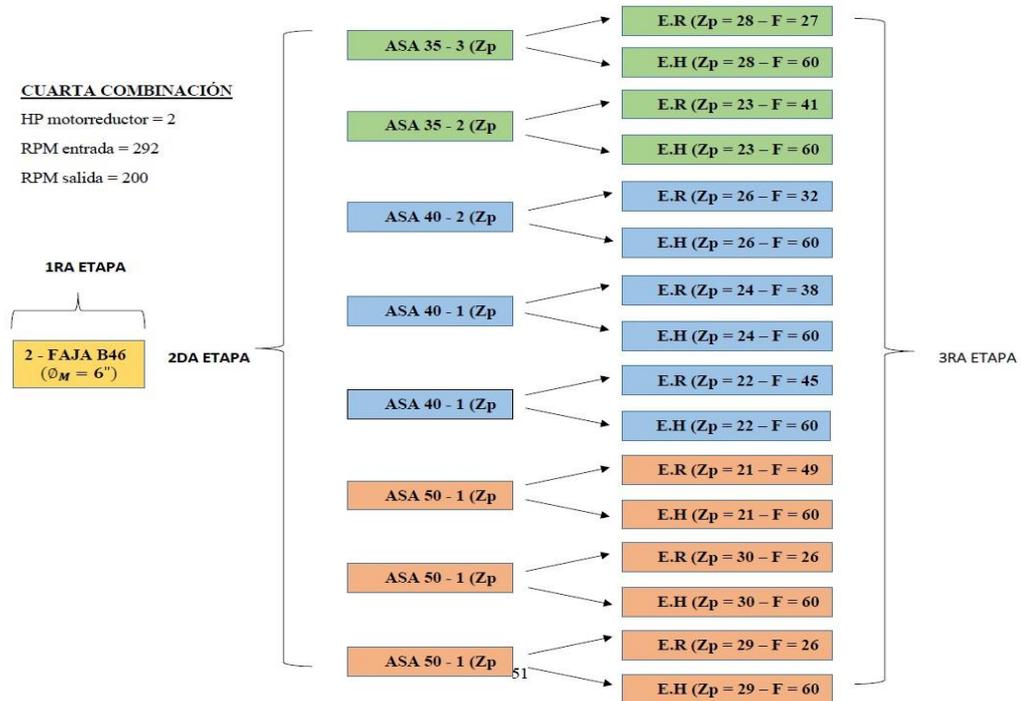


14. Girar manualmente los ejes, comprobando que ellos giren correctamente.
15. Colocar el Frenoprony en el eje donde se desea analizar.
16. Accionar el Motorreductor.
17. Realizar la medición de potencia al freno utilizando el Frenoprony.
18. Comprobar las velocidades de salida en los ejes utilizando el Tacómetro Digital.
19. Comrpobar los amperajes de arranque, intermedio y frenado del motor utilizando Pinza Amperimétrica.



### VI. Actividad a Ejecutar: Experiencia N°4

Se muestra en el siguiente cuadro las combinaciones a realizar considerando fajas B, cadena de rodillos ASA 35, 40 y 50.



Después de realizar las mediciones de velocidades en los 3 ejes y la potencia al freno en el eje N°3, llenar el siguiente cuadro comparativo con los datos obtenidos de forma teórica y experimental.

Ejes	Velocidad de Salida (RPM)	Fuerza Frenado (Kg)	Torque (N - m)	Potencia al Freno (HP)	Eficiencia	Amperaje Arranque (A)	Amperaje Intermedio (A)	Amperaje Frenado (A)
Eje N°1								
Eje N°2								
Eje N°3								

Se realizará diez repeticiones en pruebas por cada eje. Posterior a ello se elaborarán los gráficos de Torque vs RPM y Amperaje vs Fuerza, se procederá a discutir los resultados obtenidos con la parte teórica – Diseño de Elementos de Máquinas I.

## **VII. Referencias Bibliográficas**

Alva, F. (2011). Diseño de Elementos de Máquinas I. 1ra Ed. Pool Producciones SRL. San Borja – Lima. Perú.

Alva, F. (2011). Diseño de Elementos de Máquinas II. 1ra Ed. Pool Producciones SRL. San Borja – Lima. Perú.

Ramírez, L. (2000). Diseño de Elementos Flexibles para la Trasmisión de Potencia Mecánica Mediante el uso de la Computadora. Universidad Autónoma de Nuevo León. Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica. México.

Sanchez, M. (2007). Diseño y construcción de un medidor hidráulico de torque. Escuela Politécnica del Ejercito Sede – Latacunga. Carrera de Ingeniería Electromecánica. Ecuador.

Shigley, J. (1985). Diseño en Ingeniería Mecánica. McGraw Hill, México.

Shigley, J. (1985). Diseño de máquinas. McGraw-Hill, México.

## PRÁCTICA 5: MONTAJE DEL SISTEMA DE ENTRENAMIENTO DE POTENCIA MECÁNICA, PRUEBAS DE POTENCIA AL FRENO PARA LA EXPERIENCIA 5

### I. Introducción

En esta práctica guiada se introduce el montaje de sistemas de entrenamiento de potencia mecánica, así como las mediciones de la potencia al freno de los motores eléctricos y ejes basados en las especificaciones de las distintas combinaciones que presenta el módulo.

### II. Fundamento Teórico

#### 2.1 Transmisión por fajas:

##### 2.1.1 Relaciones básicas

La distancia entre centros “cd” puede fijarse, si no hay restricciones dentro del rango:

$$D_2 < D_d < 3(D_2 + D_1) \quad (1)$$

$D_2$  = Diámetro de paso de la polea mayor.

$D_1$  = Diámetro de paso de la polea menor.

#### Longitud de faja (L)

$$L = 2cd + 1.57(D_2 - D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4cd} \quad (2)$$

L : Pulgadas.

#### Velocidad Tangencial (V)

$$V = \frac{\pi \times D_2 \times N}{12} = \frac{\pi \times D_1 \times n}{12} \quad (3)$$

V : Pies/min.

#### Relación de velocidades (m)

$$m = \frac{N}{n} = \frac{D_2}{D_1} \quad (4)$$

N, n : RPM

$D_2, D_1$  : Pulgadas.

### 2.1.2 Cálculo y selección de fajas en “v”

Los fabricantes de estas fajas proveen procedimientos de cálculos a base de potencias tabuladas que luego se acondicionan por factores conectores según las características de utilización.

Estos factores son principalmente:

**Factor de servicio:** Parámetro que lo define el tipo de máquina accionada y al tipo de unidad motriz, permite evaluar la potencia de diseño, en la forma:

$$H_{P,diseño} = F_s \times HP \quad (5)$$

Ahora, en base a estos factores la potencia que puede conducir cada faja, viene a ser:

$$H_{P/FAJA} = [Potencia_{Tabulada} + Potencia_{Adicional}] \times K_L \times K_\theta \quad (6)$$

El número de fajas es entonces:

$$N^\circ Fajas = \frac{HP_{diseño}}{HP/Faja} \quad (7)$$

### 2.1.3 Fajas calibradas y hermanadas:

Cuando una transmisión incluye 2 o más fajas operando en paralelo es importante que tengan la mayor aproximación de sus longitudes. Hay que especificar entonces que sean hermanadas.

De este modo, del lote de fajas, el proveedor selecciona con una GAGE las que tengan idéntica medida, entregándolas como calibradas.

Si entre un grupo de fajas, hay una que es más corta, durante el montaje quedará más tensada que las otras, y durante la operación más sobrecargada que las restantes corriendo el riesgo de falla.

Igualmente, cuando en una transmisión de multifajas alguna se ha deteriorado, debe ejecutarse el recambio de todas ellas.

## 2.2 Transmisión por cadena de rodillos

### 2.2.1 Relaciones básicas

Características y simbología:

Paso de la cadena : P

Diámetro de paso del piñón: d

Nº de dientes del piñón: Z<sub>p</sub>

**Diámetro de paso (d)**

$$d = \frac{P}{\text{sen}(180/Z_p)} \quad (8)$$

**Velocidad Tangencial (V)**

$$V = \frac{\pi d n}{12} \quad (9)$$

V: Velocidad Tangencial (pies/min )

D: Diámetro de Paso del piñón (pulg)

N: RPM del piñón.

**Relación de Transmisión (m)**

$$m = \frac{n}{N} = \frac{Z_c}{Z_p} \quad (10)$$

m: Relación de Transmisión.

Z<sub>c</sub>: Nº de dientes de la catalina.

Z<sub>p</sub>: Nº de dientes del piñón.

Se considera una buena práctica usar piñones con unos 17 dientes y con mejores expectativas de 19 y 21 dientes.

La distancia entre ambos Cp puede expresarse en pasos de cadena y tomarse como:

$$C_p \leq 80 \text{ pasos}$$

$$C_{p,\text{usual}} = 30 \text{ a } 50 \text{ pasos}$$

La longitud  $L_p$  de la cadena debe determinarse en pasos siendo preferible obtener un número par de pasos para facilitar la conexión de los extremos con el uso de un candado simple.

$$L_p = 2C_p + \frac{Z_p + Z_c}{2} + \frac{(Z_c - Z_p)^2}{4\pi^2 C_p} \quad (11)$$

### 2.2.2 Cálculo de las cadenas de rodillo

La transmisión debe capacitarse para una potencia de diseño

$$H_{p,diseño} = F_S \times H_p \quad (12)$$

$$H_p/\text{fila} = (\text{Potencia Tabulada}) \times K_T \quad (13)$$

Donde:

$K_T$  : Factor corrector por número de dientes del piñón

$H_p/\text{fila}$  : Potencia que puede conducir 1 fila de cadena

Entonces el número de filas requerido por la transmisión viene a ser:

$$N^\circ \text{Filas} = \frac{HP_{diseño}}{HP/\text{Fila}} \quad (14)$$

## 2.3 Transmisión por engranaje

### 2.3.1 Relaciones básicas

Distancia entre centros:

$$C = \frac{D_p + d_p}{2} \quad (15)$$

Ecuación general de transmisión:

$$N \times Z = n \times z \quad (16)$$

Ancho del flanco del diente (F)

Se recomienda:  $8 \times M \leq F \leq 12.5 \times M$

Valores Límites:  $6.3 \times M \leq F \leq 19 \times M$

### 2.3.2 Cálculo por Resistencia

Potencia máxima que podrán transmitir los dientes de los engranajes:

$$P = 6.98 \times 10^{-7} \times \left( \frac{D_P \times N_P \times S_{at} \times m \times F \times J \times K_L \times K_V}{K_S \times K_m \times K_t \times K_R \times K_O} \right) \quad (17)$$

Siendo:

$S_t$  = Esfuerzo calculado en la raíz del diente, kgs/mm<sup>2</sup>

$W_t$  = Carga tangencial a transmitir en el diámetro de paso, kgs

$K_o$  = Factor de sobrecarga

$K_v$  = Factor dinámico

$m$  = Modulo en el plano transversal, mm/diente

$F$  = Ancho del diente, mm

$K_s$  = Factor de tamaño

$K_m$  = Factor de distribución de carga

$J$  = Factor geométrico

$S_{at}$  = Esfuerzo admisible del material, kgs/mm<sup>2</sup>

$K_L$  = Factor de vida

$K_T$  = Factor de temperatura

$K_R$  = Factor de seguridad

$P$  = Potencia que podrá transmitir, CV

### 2.3.3 Cálculo por fatiga superficial

Potencia máxima que podrán transmitir los dientes de los engranajes:

$$P = 6.98 \times 10^{-7} \times \left( \frac{n_P \times F \times C_V \times I}{C_o \times C_s \times C_m \times C_f} \right) \times \left( \frac{S_{ac} \times D_P \times C_L \times C_H}{C_T \times C_R \times C_P} \right)^2 \quad (18)$$

Siendo:

$S_{ac}$  = Esfuerzo admisible de contacto, kgs/mm<sup>2</sup>

$C_p$  = Coeficiente que depende de las propiedades elásticas del material

$W_t$  = Carga tangencial transmitida, aplicado en el diámetro de paso, kgs

$C_o$  = Factor de sobrecarga

$C_v$  = Factor dinámico

$C_s$  = Factor de tamaño

$D_p$  = Diámetro de paso del piñón, mm.

$m$  = Modulo en el plano transversal, mm/diente

$F$  = Ancho del diente, mm

$C_m$  = Factor de distribución de carga

$C_f$  = Factor de condición superficial

$I$  = Factor geométrico

$S_{at}$  = Esfuerzo admisible del material, kgs/mm<sup>2</sup>

$C_L$  = Factor de vida

$C_H$  = Factor de relación de dureza

$C_T$  = Factor de temperatura

$C_R$  = Factor de seguridad

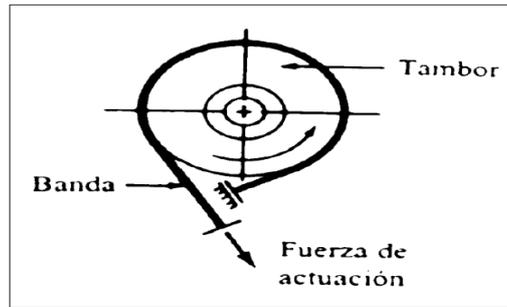
$n_p$  = Número de RPM del piñón

$P$  = Potencia que podrá transmitir, CV

## **2.4 Freno Prony**

Es dispositivo mecánico que frena a base de la fricción del eje con una faja, a demás nos permite medir la potencia real de los motores.

Sobre el extremo del eje del motor (cigüeñal si es motor alternativo) se fijaba un tambor que giraba solidario al eje. Sobre la periferia de este tambor, se aplicaban dos zapatas, unidas entre si por muelles que según se comprimían con un husillo, aplicaban un esfuerzo frenante sobre la periferia del tambor. El material que se fricciona, el cual sólo se utiliza como freno, se ubica en una banda flexible que casi rodea a un tambor cilíndrico, el cual se conecta a la máquina que se desea controlar. Cuando se desea frenar la banda se aprieta contra el tambor y ejerce una fuerza tangencial para detener la carga. (Sánchez, 2007)



**Figura 1.** Esquema de freno prony.

**Fuente.** Diseño y construcción de un medidor Hidráulico de Torque.

#### 2.4.1 Cálculo de potencia con Freno Prony

$$P = \frac{F \times R \times \omega}{28590} \quad (19)$$

Donde:

F = Fuerza Tangencial (Kg)

R = Radio de la masa acoplada al eje (pulg)

W = RPM del eje

### III. Objetivos

- Diseñar y montar un adecuado sistema de transmisión por fajas, cadena de rodillos y engranajes.
- Realizar las mediciones de velocidades en cada uno de los ejes.
- Medir la potencia al freno utilizado el Frenoprony.
- Comparar los resultados finales (velocidades, eficiencia, etc) obtenidos en la parte experimental con los cálculos teóricos.

### IV. Equipos y Materiales:

a) **Para realizar el montaje de nuestro sistema de transmisión de dispondrá con los siguientes componentes.**

- Motorreductor de 2HP, 4 polos, 1750/292 RPM.
- Estructura base con correderas.

- Poleas de diversas dimensiones y canales.
- Fajas.
- Piñones de diversos números de dientes.
- Cadena de rodillos.
- Engranajes rectos y helicoidales.
- Ejes (03) de 20mm en material VCN.
- Chumaceras de pie (04) para eje de 20mm.
- Chavetas.

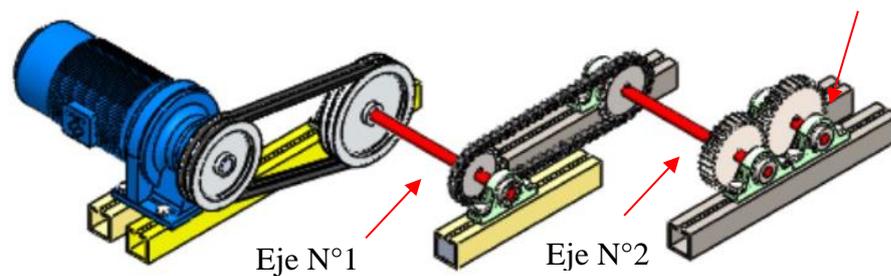
**b) Para la medición de los parámetros a analizar en las debidas experiencias se dispondrá de los siguientes instrumentos.**

- Tacómetro Digital.
- Pinza Amperimétrica
- Frenoprony.

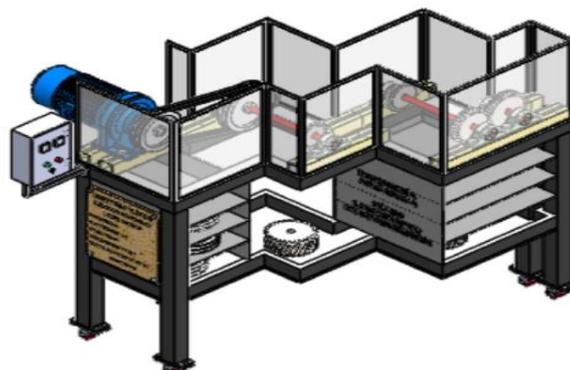
## **V. Procedimiento**

1. Seleccionar la combinación correcta de poleas – faja, piñones – cadena de rodillos y engranajes (rectos y/o helicoidales) según las 10 experiencias planteadas.
2. Realizar el montaje de la polea motriz y chaveta en el eje del Motorreductor.
3. Realizar el montaje de la polea conducida y chaveta en el primer eje.
4. Realizar el montaje de piñón motriz y chaveta en el primer eje.
5. Realizar el montaje de piñón conducido y chaveta en segundo eje.
6. Realizar el montaje de engranaje (recto o helicoidal) motriz y chaveta en segundo eje.
7. Realizar el montaje de engranaje (recto o helicoidal) conducido y chaveta tercer eje.

8. Colocar correctamente las fajas en la transmisión por poleas.
9. Colocar correctamente la cadena de rodillos en la transmisión por piñones.
10. Montar las chumaceras de pie en los 3 ejes correctamente, asegurarse de fijarlas en las guías con sus respectivos pernos.
11. Realizar el debido templado de cadena y faja.
12. Realizar el debido alineamiento de los elementos de transmisión.
13. Asegurarse que todos los componentes estén debidamente fijos y seguros antes de accionar el motorreductor. (Ver imagen referencial) Eje N°3

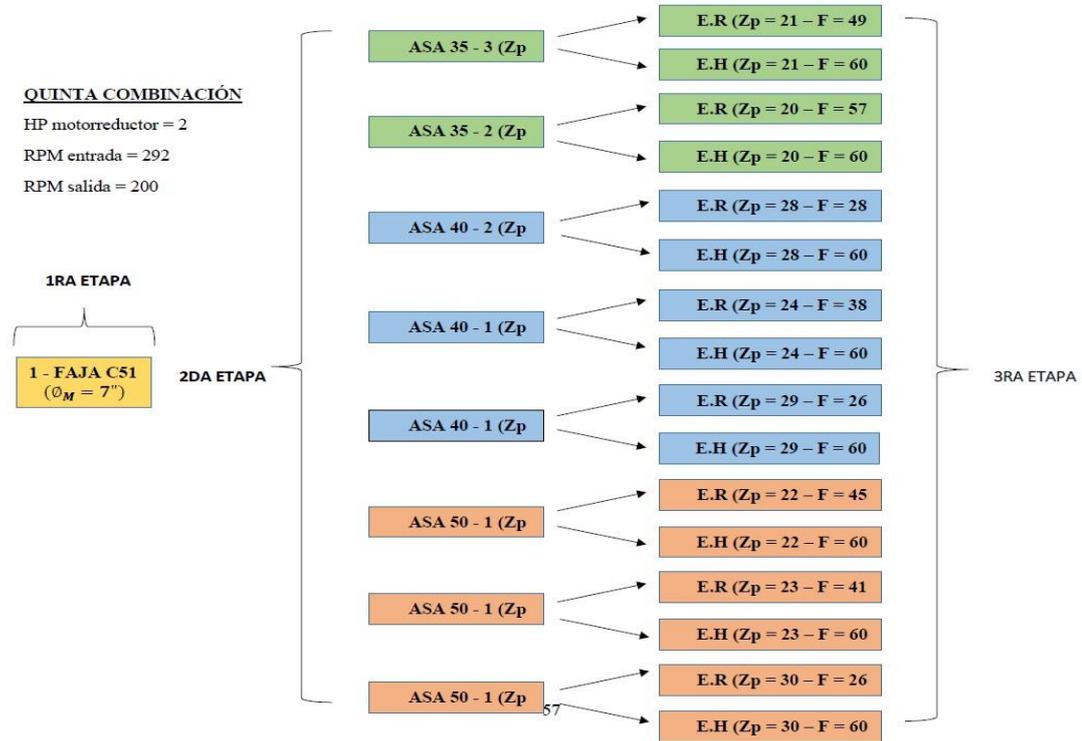


14. Girar manualmente los ejes, comprobando que ellos giren correctamente.
15. Colocar el Frenoprony en el eje donde se desea analizar.
16. Accionar el Motorreductor.
17. Realizar la medición de potencia al freno utilizando el Frenoprony.
18. Comprobar las velocidades de salida en los ejes utilizando el Tacómetro Digital.
19. Comrpobar los amperajes de arranque, intermedio y frenado del motor utilizando Pinza Amperimétrica.



### VI. Actividad a Ejecutar: Experiencia N°5

Se muestra en el siguiente cuadro las combinaciones a realizar considerando fajas B, cadena de rodillos ASA 35, 40 y 50.



Después de realizar las mediciones de velocidades en los 3 ejes y la potencia al freno en el eje N°3, llenar el siguiente cuadro comparativo con los datos obtenidos de forma teórica y experimental.

Ejes	Velocidad de Salida (RPM)	Fuerza Frenado (Kg)	Torque (N - m)	Potencia al Freno (HP)	Eficiencia	Amperaje Arranque (A)	Amperaje Intermedio (A)	Amperaje Frenado (A)
Eje N°1								
Eje N°2								
Eje N°3								

Se realizará diez repeticiones en pruebas por cada eje. Posterior a ello se elaborarán los gráficos de Torque vs RPM y Amperaje vs Fuerza, se procederá a discutir los resultados obtenidos con la parte teórica – Diseño de Elementos de Máquinas I.

## **VII. Referencias Bibliográficas**

Alva, F. (2011). Diseño de Elementos de Máquinas I. 1ra Ed. Pool Producciones SRL. San Borja – Lima. Perú.

Alva, F. (2011). Diseño de Elementos de Máquinas II. 1ra Ed. Pool Producciones SRL. San Borja – Lima. Perú.

Ramírez, L. (2000). Diseño de Elementos Flexibles para la Trasmisión de Potencia Mecánica Mediante el uso de la Computadora. Universidad Autónoma de Nuevo León. Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica. México.

Sanchez, M. (2007). Diseño y construcción de un medidor hidráulico de torque. Escuela Politécnica del Ejercito Sede – Latacunga. Carrera de Ingeniería Electromecánica. Ecuador.

Shigley, J. (1985). Diseño en Ingeniería Mecánica. McGraw Hill, México.

Shigley, J. (1985). Diseño de máquinas. McGraw-Hill, México.

## PRÁCTICA 6: MONTAJE DEL SISTEMA DE ENTRENAMIENTO DE POTENCIA MECÁNICA, PRUEBAS DE POTENCIA AL FRENO PARA LA EXPERIENCIA 6

### I. Introducción

En esta práctica guiada se introduce el montaje de sistemas de entrenamiento de potencia mecánica, así como las mediciones de la potencia al freno de los motores eléctricos y ejes basados en las especificaciones de las distintas combinaciones que presenta el módulo.

### II. Fundamento Teórico

#### 2.1 Transmisión por fajas:

##### 2.1.1 Relaciones básicas

La distancia entre centros “cd” puede fijarse, si no hay restricciones dentro del rango:

$$D_2 < D_d < 3(D_2 + D_1) \quad (1)$$

$D_2$  = Diámetro de paso de la polea mayor.

$D_1$  = Diámetro de paso de la polea menor.

#### Longitud de faja (L)

$$L = 2cd + 1.57(D_2 - D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4cd} \quad (2)$$

L : Pulgadas.

#### Velocidad Tangencial (V)

$$V = \frac{\pi \times D_2 \times N}{12} = \frac{\pi \times D_1 \times n}{12} \quad (3)$$

V : Pies/min.

#### Relación de velocidades (m)

$$m = \frac{N}{n} = \frac{D_2}{D_1} \quad (4)$$

N, n : RPM

$D_2, D_1$  : Pulgadas.

### 2.1.2 Cálculo y selección de fajas en “v”

Los fabricantes de estas fajas proveen procedimientos de cálculos a base de potencias tabuladas que luego se acondicionan por factores conectores según las características de utilización.

Estos factores son principalmente:

**Factor de servicio:** Parámetro que lo define el tipo de máquina accionada y al tipo de unidad motriz, permite evaluar la potencia de diseño, en la forma:

$$H_{P,diseño} = F_s \times HP \quad (5)$$

Ahora, en base a estos factores la potencia que puede conducir cada faja, viene a ser:

$$H_{P/FAJA} = [Potencia_{Tabulada} + Potencia_{Adicional}] \times K_L \times K_{\theta} \quad (6)$$

El número de fajas es entonces:

$$N^{\circ}Fajas = \frac{HP_{diseño}}{HP/Faja} \quad (7)$$

### 2.1.3 Fajas calibradas y hermanadas:

Cuando una transmisión incluye 2 o más fajas operando en paralelo es importante que tengan la mayor aproximación de sus longitudes. Hay que especificar entonces que sean hermanadas.

De este modo, del lote de fajas, el proveedor selecciona con una GAGE las que tengan idéntica medida, entregándolas como calibradas.

Si entre un grupo de fajas, hay una que es más corta, durante el montaje quedará más tensada que las otras, y durante la operación más sobrecargada que las restantes corriendo el riesgo de falla.

Igualmente, cuando en una transmisión de multifajas alguna se ha deteriorado, debe ejecutarse el recambio de todas ellas.

## 2.2 Transmisión por cadena de rodillos

### 2.2.1 Relaciones básicas

Características y simbología:

Paso de la cadena : P

Diámetro de paso del piñón: d

Nº de dientes del piñón: Z<sub>p</sub>

**Diámetro de paso (d)**

$$d = \frac{P}{\text{sen}(180/Z_p)} \quad (8)$$

**Velocidad Tangencial (V)**

$$V = \frac{\pi d n}{12} \quad (9)$$

V: Velocidad Tangencial (pies/min )

D: Diámetro de Paso del piñón (pulg)

N: RPM del piñón.

**Relación de Transmisión (m)**

$$m = \frac{n}{N} = \frac{Z_c}{Z_p} \quad (10)$$

m: Relación de Transmisión.

Z<sub>c</sub>: Nº de dientes de la catalina.

Z<sub>p</sub>: Nº de dientes del piñón.

Se considera una buena práctica usar piñones con unos 17 dientes y con mejores expectativas de 19 y 21 dientes.

La distancia entre ambos Cp puede expresarse en pasos de cadena y tomarse como:

$$C_p \leq 80 \text{ pasos}$$

$$C_{p,\text{usual}} = 30 \text{ a } 50 \text{ pasos}$$

La longitud  $L_p$  de la cadena debe determinarse en pasos siendo preferible obtener un número par de pasos para facilitar la conexión de los extremos con el uso de un candado simple.

$$L_p = 2C_p + \frac{Z_p + Z_c}{2} + \frac{(Z_c - Z_p)^2}{4\pi^2 C_p} \quad (11)$$

### 2.2.2 Cálculo de las cadenas de rodillo

La transmisión debe capacitarse para una potencia de diseño

$$H_{p,diseño} = F_S \times H_p \quad (12)$$

$$H_p/\text{fila} = (\text{Potencia Tabulada}) \times K_T \quad (13)$$

Donde:

$K_T$  : Factor corrector por número de dientes del piñón

$H_p/\text{fila}$  : Potencia que puede conducir 1 fila de cadena

Entonces el número de filas requerido por la transmisión viene a ser:

$$N^\circ \text{Filas} = \frac{H_{p,diseño}}{H_p/\text{Fila}} \quad (14)$$

## 2.3 Transmisión por engranaje

### 2.3.1 Relaciones básicas

Distancia entre centros:

$$C = \frac{D_p + d_p}{2} \quad (15)$$

Ecuación general de transmisión:

$$N \times Z = n \times z \quad (16)$$

Ancho del flanco del diente (F)

Se recomienda:  $8 \times M \leq F \leq 12.5 \times M$

Valores Límites:  $6.3 \times M \leq F \leq 19 \times M$

### 2.3.2 Cálculo por Resistencia

Potencia máxima que podrán transmitir los dientes de los engranajes:

$$P = 6.98 \times 10^{-7} \times \left( \frac{D_P \times N_P \times S_{at} \times m \times F \times J \times K_L \times K_V}{K_S \times K_m \times K_t \times K_R \times K_O} \right) \quad (17)$$

Siendo:

$S_t$  = Esfuerzo calculado en la raíz del diente, kgs/mm<sup>2</sup>

$W_t$  = Carga tangencial a transmitir en el diámetro de paso, kgs

$K_o$  = Factor de sobrecarga

$K_v$  = Factor dinámico

$m$  = Modulo en el plano transversal, mm/diente

$F$  = Ancho del diente, mm

$K_s$  = Factor de tamaño

$K_m$  = Factor de distribución de carga

$J$  = Factor geométrico

$S_{at}$  = Esfuerzo admisible del material, kgs/mm<sup>2</sup>

$K_L$  = Factor de vida

$K_T$  = Factor de temperatura

$K_R$  = Factor de seguridad

$P$  = Potencia que podrá transmitir, CV

### 2.3.3 Cálculo por fatiga superficial

Potencia máxima que podrán transmitir los dientes de los engranajes:

$$P = 6.98 \times 10^{-7} \times \left( \frac{n_P \times F \times C_V \times I}{C_o \times C_s \times C_m \times C_f} \right) \times \left( \frac{S_{ac} \times D_P \times C_L \times C_H}{C_T \times C_R \times C_P} \right)^2 \quad (18)$$

Siendo:

$S_{ac}$  = Esfuerzo admisible de contacto, kgs/mm<sup>2</sup>

$C_p$  = Coeficiente que depende de las propiedades elásticas del material

$W_t$  = Carga tangencial transmitida, aplicado en el diámetro de paso, kgs

$C_o$  = Factor de sobrecarga

$C_v$  = Factor dinámico

$C_s$  = Factor de tamaño

$D_p$  = Diámetro de paso del piñón, mm.

$m$  = Modulo en el plano transversal, mm/diente

$F$  = Ancho del diente, mm

$C_m$  = Factor de distribución de carga

$C_f$  = Factor de condición superficial

$I$  = Factor geométrico

$S_{at}$  = Esfuerzo admisible del material, kgs/mm<sup>2</sup>

$C_L$  = Factor de vida

$C_H$  = Factor de relación de dureza

$C_T$  = Factor de temperatura

$C_R$  = Factor de seguridad

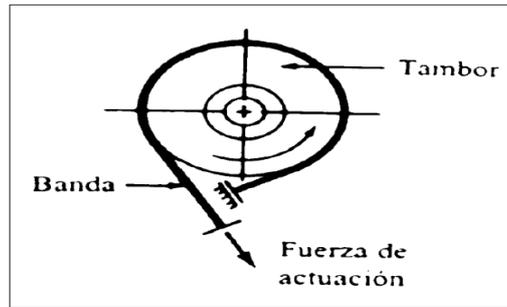
$n_p$  = Número de RPM del piñón

$P$  = Potencia que podrá transmitir, CV

## 2.4 Freno Prony

Es dispositivo mecánico que frena a base de la fricción del eje con una faja, a demás nos permite medir la potencia real de los motores.

Sobre el extremo del eje del motor (cigüeñal si es motor alternativo) se fijaba un tambor que giraba solidario al eje. Sobre la periferia de este tambor, se aplicaban dos zapatas, unidas entre si por muelles que según se comprimían con un husillo, aplicaban un esfuerzo frenante sobre la periferia del tambor. El material que se fricciona, el cual sólo se utiliza como freno, se ubica en una banda flexible que casi rodea a un tambor cilíndrico, el cual se conecta a la máquina que se desea controlar. Cuando se desea frenar la banda se aprieta contra el tambor y ejerce una fuerza tangencial para detener la carga. (Sánchez, 2007)



**Figura 1.** Esquema de freno prony.

**Fuente.** Diseño y construcción de un medidor Hidráulico de Torque.

#### 2.4.1 Cálculo de potencia con Freno Prony

$$P = \frac{F \times R \times \omega}{28590} \quad (19)$$

Donde:

F = Fuerza Tangencial (Kg)

R = Radio de la masa acoplada al eje (pulg)

W = RPM del eje

### III. Objetivos

- Diseñar y montar un adecuado sistema de transmisión por fajas, cadena de rodillos y engranajes.
- Realizar las mediciones de velocidades en cada uno de los ejes.
- Medir la potencia al freno utilizado el Frenoprony.
- Comparar los resultados finales (velocidades, eficiencia, etc) obtenidos en la parte experimental con los cálculos teóricos.

### IV. Equipos y Materiales:

a) **Para realizar el montaje de nuestro sistema de transmisión de dispondrá con los siguientes componentes.**

- Motorreductor de 2HP, 4 polos, 1750/292 RPM.
- Estructura base con correderas.

- Poleas de diversas dimensiones y canales.
- Fajas.
- Piñones de diversos números de dientes.
- Cadena de rodillos.
- Engranajes rectos y helicoidales.
- Ejes (03) de 20mm en material VCN.
- Chumaceras de pie (04) para eje de 20mm.
- Chavetas.

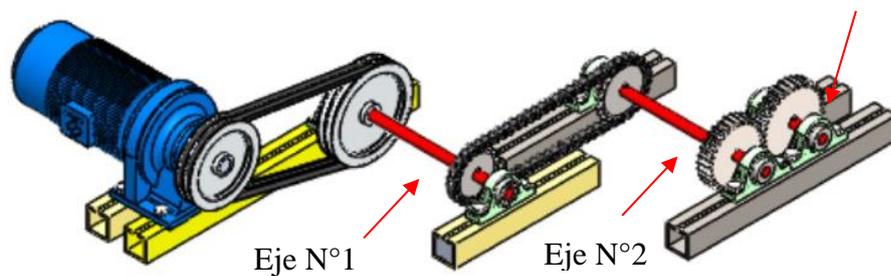
**b) Para la medición de los parámetros a analizar en las debidas experiencias se dispondrá de los siguientes instrumentos.**

- Tacómetro Digital.
- Pinza Amperimétrica
- Frenoprony.

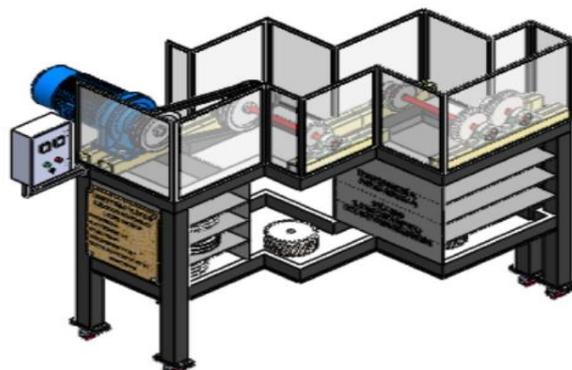
## **V. Procedimiento**

1. Seleccionar la combinación correcta de poleas – faja, piñones – cadena de rodillos y engranajes (rectos y/o helicoidales) según las 10 experiencias planteadas.
2. Realizar el montaje de la polea motriz y chaveta en el eje del Motorreductor.
3. Realizar el montaje de la polea conducida y chaveta en el primer eje.
4. Realizar el montaje de piñón motriz y chaveta en el primer eje.
5. Realizar el montaje de piñón conducido y chaveta en segundo eje.
6. Realizar el montaje de engranaje (recto o helicoidal) motriz y chaveta en segundo eje.
7. Realizar el montaje de engranaje (recto o helicoidal) conducido y chaveta tercer eje.

8. Colocar correctamente las fajas en la transmisión por poleas.
9. Colocar correctamente la cadena de rodillos en la transmisión por piñones.
10. Montar las chumaceras de pie en los 3 ejes correctamente, asegurarse de fijarlas en las guías con sus respectivos pernos.
11. Realizar el debido templado de cadena y faja.
12. Realizar el debido alineamiento de los elementos de transmisión.
13. Asegurarse que todos los componentes estén debidamente fijos y seguros antes de accionar el motorreductor. (Ver imagen referencial) Eje N°3

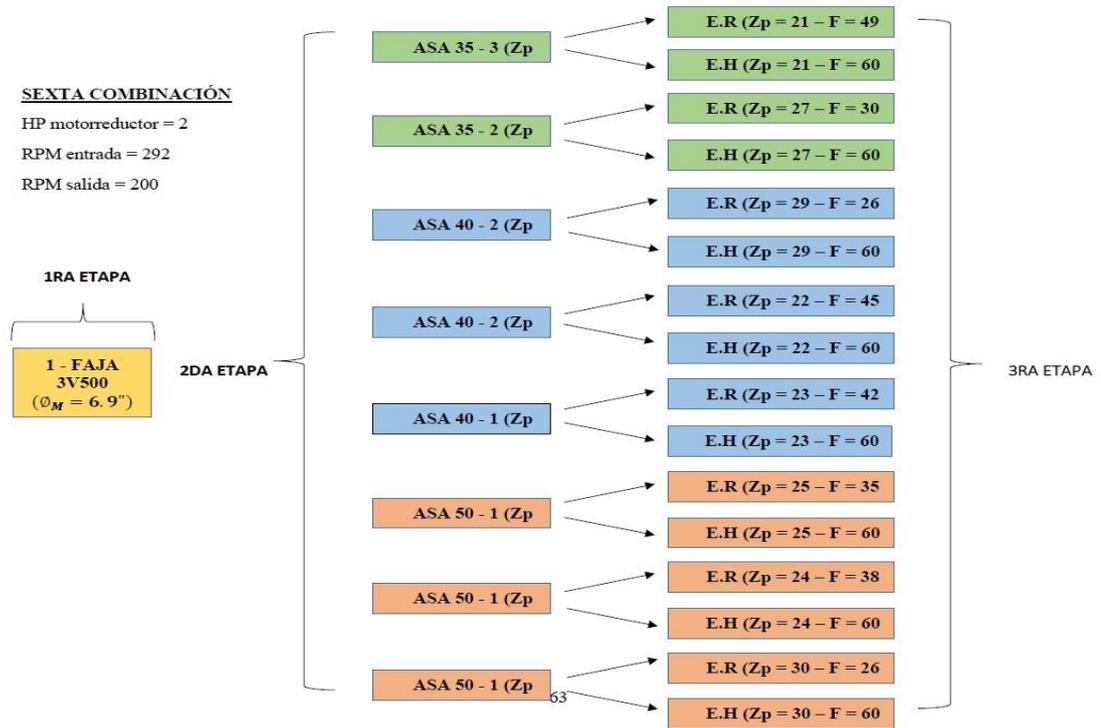


14. Girar manualmente los ejes, comprobando que ellos giren correctamente.
15. Colocar el Frenoprony en el eje donde se desea analizar.
16. Accionar el Motorreductor.
17. Realizar la medición de potencia al freno utilizando el Frenoprony.
18. Comprobar las velocidades de salida en los ejes utilizando el Tacómetro Digital.
19. Comrpobar los amperajes de arranque, intermedio y frenado del motor utilizando Pinza Amperimétrica.



### VI. Actividad a Ejecutar: Experiencia N°6

Se muestra en el siguiente cuadro las combinaciones a realizar considerando fajas B, cadena de rodillos ASA 35, 40 y 50.



Después de realizar las mediciones de velocidades en los 3 ejes y la potencia al freno en el eje N°3, llenar el siguiente cuadro comparativo con los datos obtenidos de forma teórica y experimental.

Ejes	Velocidad de Salida (RPM)	Fuerza Frenado (Kg)	Torque (N - m)	Potencia al Freno (HP)	Eficiencia	Amperaje Arranque (A)	Amperaje Intermedio (A)	Amperaje Frenado (A)
Eje N°1								
Eje N°2								
Eje N°3								

Se realizará diez repeticiones en pruebas por cada eje. Posterior a ello se elaborarán los gráficos de Torque vs RPM y Amperaje vs Fuerza, se procederá a discutir los resultados obtenidos con la parte teórica – Diseño de Elementos de Máquinas I.

## **VII. Referencias Bibliográficas**

Alva, F. (2011). Diseño de Elementos de Máquinas I. 1ra Ed. Pool Producciones SRL. San Borja – Lima. Perú.

Alva, F. (2011). Diseño de Elementos de Máquinas II. 1ra Ed. Pool Producciones SRL. San Borja – Lima. Perú.

Ramírez, L. (2000). Diseño de Elementos Flexibles para la Trasmisión de Potencia Mecánica Mediante el uso de la Computadora. Universidad Autónoma de Nuevo León. Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica. México.

Sanchez, M. (2007). Diseño y construcción de un medidor hidráulico de torque. Escuela Politécnica del Ejercito Sede – Latacunga. Carrera de Ingeniería Electromecánica. Ecuador.

Shigley, J. (1985). Diseño en Ingeniería Mecánica. McGraw Hill, México.

Shigley, J. (1985). Diseño de máquinas. McGraw-Hill, México.

## PRÁCTICA 7: MONTAJE DEL SISTEMA DE ENTRENAMIENTO DE POTENCIA MECÁNICA, PRUEBAS DE POTENCIA AL FRENO PARA LA EXPERIENCIA 7

### I. Introducción

En esta práctica guiada se introduce el montaje de sistemas de entrenamiento de potencia mecánica, así como las mediciones de la potencia al freno de los motores eléctricos y ejes basados en las especificaciones de las distintas combinaciones que presenta el módulo.

### II. Fundamento Teórico

#### 2.1 Transmisión por fajas:

##### 2.1.1 Relaciones básicas

La distancia entre centros “cd” puede fijarse, si no hay restricciones dentro del rango:

$$D_2 < D_d < 3(D_2 + D_1) \quad (1)$$

$D_2$  = Diámetro de paso de la polea mayor.

$D_1$  = Diámetro de paso de la polea menor.

#### Longitud de faja (L)

$$L = 2cd + 1.57(D_2 - D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4cd} \quad (2)$$

L : Pulgadas.

#### Velocidad Tangencial (V)

$$V = \frac{\pi \times D_2 \times N}{12} = \frac{\pi \times D_1 \times n}{12} \quad (3)$$

V : Pies/min.

#### Relación de velocidades (m)

$$m = \frac{N}{n} = \frac{D_2}{D_1} \quad (4)$$

N, n : RPM

$D_2, D_1$  : Pulgadas.

### 2.1.2 Cálculo y selección de fajas en “v”

Los fabricantes de estas fajas proveen procedimientos de cálculos a base de potencias tabuladas que luego se acondicionan por factores conectores según las características de utilización.

Estos factores son principalmente:

**Factor de servicio:** Parámetro que lo define el tipo de máquina accionada y al tipo de unidad motriz, permite evaluar la potencia de diseño, en la forma:

$$H_{P,diseño} = F_s \times HP \quad (5)$$

Ahora, en base a estos factores la potencia que puede conducir cada faja, viene a ser:

$$H_{P/FAJA} = [Potencia_{Tabulada} + Potencia_{Adicional}] \times K_L \times K_{\theta} \quad (6)$$

El número de fajas es entonces:

$$N^{\circ}Fajas = \frac{HP_{diseño}}{HP/Faja} \quad (7)$$

### 2.1.3 Fajas calibradas y hermanadas:

Cuando una transmisión incluye 2 o más fajas operando en paralelo es importante que tengan la mayor aproximación de sus longitudes. Hay que especificar entonces que sean hermanadas.

De este modo, del lote de fajas, el proveedor selecciona con una GAGE las que tengan idéntica medida, entregándolas como calibradas.

Si entre un grupo de fajas, hay una que es más corta, durante el montaje quedará más tensada que las otras, y durante la operación más sobrecargada que las restantes corriendo el riesgo de falla.

Igualmente, cuando en una transmisión de multifajas alguna se ha deteriorado, debe ejecutarse el recambio de todas ellas.

## 2.2 Transmisión por cadena de rodillos

### 2.2.1 Relaciones básicas

Características y simbología:

Paso de la cadena : P

Diámetro de paso del piñón: d

N° de dientes del piñón: Z<sub>p</sub>

**Diámetro de paso (d)**

$$d = \frac{P}{\text{sen}(180/Z_p)} \quad (8)$$

**Velocidad Tangencial (V)**

$$V = \frac{\pi d n}{12} \quad (9)$$

V: Velocidad Tangencial (pies/min )

D: Diámetro de Paso del piñón (pulg)

N: RPM del piñón.

**Relación de Transmisión (m)**

$$m = \frac{n}{N} = \frac{Z_c}{Z_p} \quad (10)$$

m: Relación de Transmisión.

Z<sub>c</sub>: N° de dientes de la catalina.

Z<sub>p</sub>: N° de dientes del piñón.

Se considera una buena práctica usar piñones con unos 17 dientes y con mejores expectativas de 19 y 21 dientes.

La distancia entre ambos Cp puede expresarse en pasos de cadena y tomarse como:

$$C_p \leq 80 \text{ pasos}$$

$$C_{p,\text{usual}} = 30 \text{ a } 50 \text{ pasos}$$

La longitud  $L_p$  de la cadena debe determinarse en pasos siendo preferible obtener un número par de pasos para facilitar la conexión de los extremos con el uso de un candado simple.

$$L_p = 2C_p + \frac{Z_p + Z_c}{2} + \frac{(Z_c - Z_p)^2}{4\pi^2 C_p} \quad (11)$$

### 2.2.2 Cálculo de las cadenas de rodillo

La transmisión debe capacitarse para una potencia de diseño

$$H_{p,diseño} = F_S \times H_p \quad (12)$$

$$H_p/\text{fila} = (\text{Potencia Tabulada}) \times K_T \quad (13)$$

Donde:

$K_T$  : Factor corrector por número de dientes del piñón

$H_p/\text{fila}$  : Potencia que puede conducir 1 fila de cadena

Entonces el número de filas requerido por la transmisión viene a ser:

$$N^\circ \text{Filas} = \frac{HP_{diseño}}{HP/\text{Fila}} \quad (14)$$

## 2.3 Transmisión por engranaje

### 2.3.1 Relaciones básicas

Distancia entre centros:

$$C = \frac{D_p + d_p}{2} \quad (15)$$

Ecuación general de transmisión:

$$N \times Z = n \times z \quad (16)$$

Ancho del flanco del diente (F)

Se recomienda:  $8 \times M \leq F \leq 12.5 \times M$

Valores Límites:  $6.3 \times M \leq F \leq 19 \times M$

### 2.3.2 Cálculo por Resistencia

Potencia máxima que podrán transmitir los dientes de los engranajes:

$$P = 6.98 \times 10^{-7} \times \left( \frac{D_P \times N_P \times S_{at} \times m \times F \times J \times K_L \times K_V}{K_S \times K_m \times K_t \times K_R \times K_O} \right) \quad (17)$$

Siendo:

$S_t$  = Esfuerzo calculado en la raíz del diente, kgs/mm<sup>2</sup>

$W_t$  = Carga tangencial a transmitir en el diámetro de paso, kgs

$K_o$  = Factor de sobrecarga

$K_v$  = Factor dinámico

$m$  = Modulo en el plano transversal, mm/diente

$F$  = Ancho del diente, mm

$K_s$  = Factor de tamaño

$K_m$  = Factor de distribución de carga

$J$  = Factor geométrico

$S_{at}$  = Esfuerzo admisible del material, kgs/mm<sup>2</sup>

$K_L$  = Factor de vida

$K_T$  = Factor de temperatura

$K_R$  = Factor de seguridad

$P$  = Potencia que podrá transmitir, CV

### 2.3.3 Cálculo por fatiga superficial

Potencia máxima que podrán transmitir los dientes de los engranajes:

$$P = 6.98 \times 10^{-7} \times \left( \frac{n_P \times F \times C_V \times I}{C_o \times C_s \times C_m \times C_f} \right) \times \left( \frac{S_{ac} \times D_P \times C_L \times C_H}{C_T \times C_R \times C_P} \right)^2 \quad (18)$$

Siendo:

$S_{ac}$  = Esfuerzo admisible de contacto, kgs/mm<sup>2</sup>

$C_p$  = Coeficiente que depende de las propiedades elásticas del material

$W_t$  = Carga tangencial transmitida, aplicado en el diámetro de paso, kgs

$C_o$  = Factor de sobrecarga

$C_v$  = Factor dinámico

$C_s$  = Factor de tamaño

$D_p$  = Diámetro de paso del piñón, mm.

$m$  = Modulo en el plano transversal, mm/diente

$F$  = Ancho del diente, mm

$C_m$  = Factor de distribución de carga

$C_f$  = Factor de condición superficial

$I$  = Factor geométrico

$S_{at}$  = Esfuerzo admisible del material, kgs/mm<sup>2</sup>

$C_L$  = Factor de vida

$C_H$  = Factor de relación de dureza

$C_T$  = Factor de temperatura

$C_R$  = Factor de seguridad

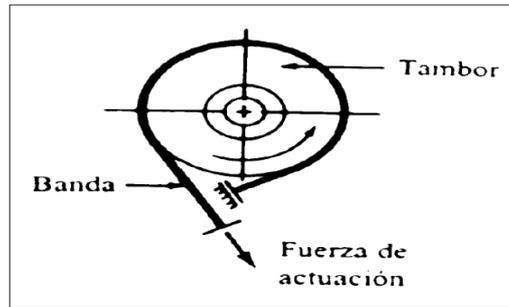
$n_p$  = Número de RPM del piñón

$P$  = Potencia que podrá transmitir, CV

## **2.4 Freno Prony**

Es dispositivo mecánico que frena a base de la fricción del eje con una faja, a demás nos permite medir la potencia real de los motores.

Sobre el extremo del eje del motor (cigüeñal si es motor alternativo) se fijaba un tambor que giraba solidario al eje. Sobre la periferia de este tambor, se aplicaban dos zapatas, unidas entre si por muelles que según se comprimían con un husillo, aplicaban un esfuerzo frenante sobre la periferia del tambor. El material que se fricciona, el cual sólo se utiliza como freno, se ubica en una banda flexible que casi rodea a un tambor cilíndrico, el cual se conecta a la máquina que se desea controlar. Cuando se desea frenar la banda se aprieta contra el tambor y ejerce una fuerza tangencial para detener la carga. (Sánchez, 2007)



**Figura 1.** Esquema de freno prony.

**Fuente.** Diseño y construcción de un medidor Hidráulico de Torque.

#### 2.4.1 Cálculo de potencia con Freno Prony

$$P = \frac{F \times R \times \omega}{28590} \quad (19)$$

Donde:

F = Fuerza Tangencial (Kg)

R = Radio de la masa acoplada al eje (pulg)

W = RPM del eje

### III. Objetivos

- Diseñar y montar un adecuado sistema de transmisión por fajas, cadena de rodillos y engranajes.
- Realizar las mediciones de velocidades en cada uno de los ejes.
- Medir la potencia al freno utilizado el Frenoprony.
- Comparar los resultados finales (velocidades, eficiencia, etc) obtenidos en la parte experimental con los cálculos teóricos.

### IV. Equipos y Materiales:

a) **Para realizar el montaje de nuestro sistema de transmisión de dispondrá con los siguientes componentes.**

- Motorreductor de 2HP, 4 polos, 1750/292 RPM.
- Estructura base con correderas.

- Poleas de diversas dimensiones y canales.
- Fajas.
- Piñones de diversos números de dientes.
- Cadena de rodillos.
- Engranajes rectos y helicoidales.
- Ejes (03) de 20mm en material VCN.
- Chumaceras de pie (04) para eje de 20mm.
- Chavetas.

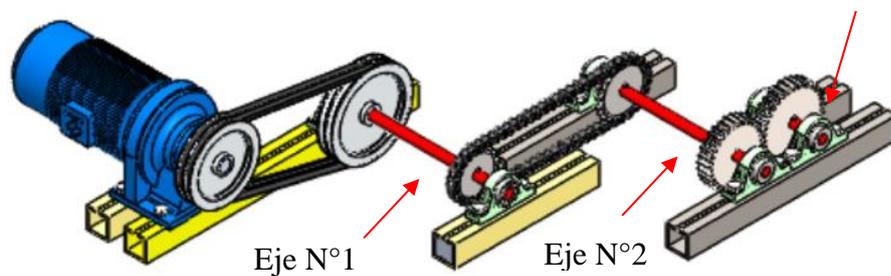
**b) Para la medición de los parámetros a analizar en las debidas experiencias se dispondrá de los siguientes instrumentos.**

- Tacómetro Digital.
- Pinza Amperimétrica
- Frenoprony.

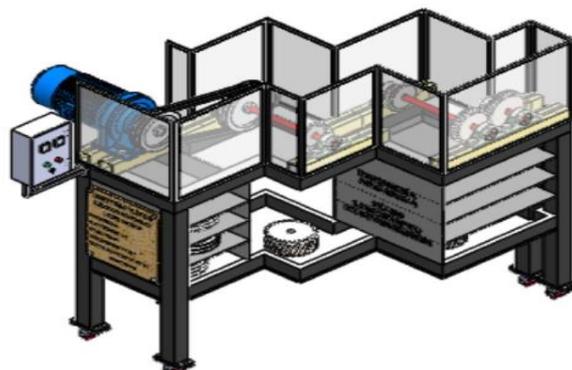
## **V. Procedimiento**

1. Seleccionar la combinación correcta de poleas – faja, piñones – cadena de rodillos y engranajes (rectos y/o helicoidales) según las 10 experiencias planteadas.
2. Realizar el montaje de la polea motriz y chaveta en el eje del Motorreductor.
3. Realizar el montaje de la polea conducida y chaveta en el primer eje.
4. Realizar el montaje de piñón motriz y chaveta en el primer eje.
5. Realizar el montaje de piñón conducido y chaveta en segundo eje.
6. Realizar el montaje de engranaje (recto o helicoidal) motriz y chaveta en segundo eje.
7. Realizar el montaje de engranaje (recto o helicoidal) conducido y chaveta tercer eje.

8. Colocar correctamente las fajas en la transmisión por poleas.
9. Colocar correctamente la cadena de rodillos en la transmisión por piñones.
10. Montar las chumaceras de pie en los 3 ejes correctamente, asegurarse de fijarlas en las guías con sus respectivos pernos.
11. Realizar el debido templado de cadena y faja.
12. Realizar el debido alineamiento de los elementos de transmisión.
13. Asegurarse que todos los componentes estén debidamente fijos y seguros antes de accionar el motorreductor. (Ver imagen referencial) Eje N°3

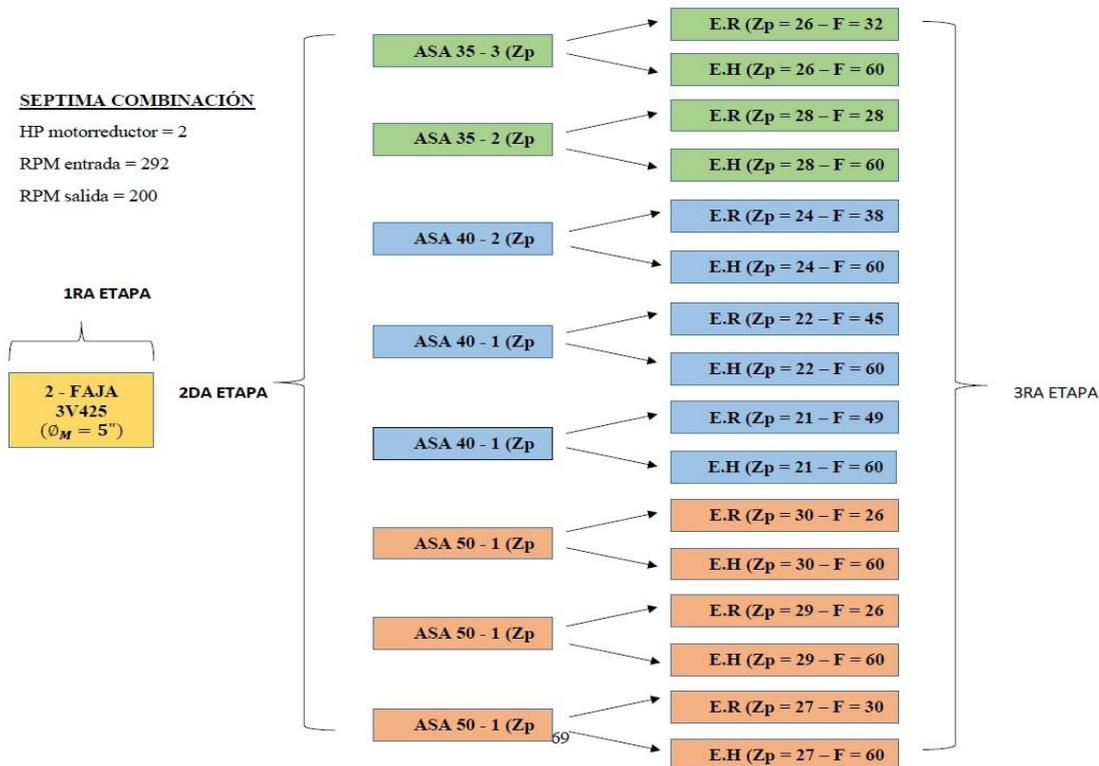


14. Girar manualmente los ejes, comprobando que ellos giren correctamente.
15. Colocar el Frenoprony en el eje donde se desea analizar.
16. Accionar el Motorreductor.
17. Realizar la medición de potencia al freno utilizando el Frenoprony.
18. Comprobar las velocidades de salida en los ejes utilizando el Tacómetro Digital.
19. Comrpobar los amperajes de arranque, intermedio y frenado del motor utilizando Pinza Amperimétrica.



### VI. Actividad a Ejecutar: Experiencia N°7

Se muestra en el siguiente cuadro las combinaciones a realizar considerando fajas B, cadena de rodillos ASA 35, 40 y 50.



Después de realizar las mediciones de velocidades en los 3 ejes y la potencia al freno en el eje N°3, llenar el siguiente cuadro comparativo con los datos obtenidos de forma teórica y experimental.

Ejes	Velocidad de Salida (RPM)	Fuerza Frenado (Kg)	Torque (N - m)	Potencia al Freno (HP)	Eficiencia	Amperaje Arranque (A)	Amperaje Intermedio (A)	Amperaje Frenado (A)
Eje N°1								
Eje N°2								
Eje N°3								

Se realizará diez repeticiones en pruebas por cada eje. Posterior a ello se elaborarán los gráficos de Torque vs RPM y Amperaje vs Fuerza, se procederá a discutir los resultados obtenidos con la parte teórica – Diseño de Elementos de Máquinas I.

## **VII. Referencias Bibliográficas**

Alva, F. (2011). Diseño de Elementos de Máquinas I. 1ra Ed. Pool Producciones SRL. San Borja – Lima. Perú.

Alva, F. (2011). Diseño de Elementos de Máquinas II. 1ra Ed. Pool Producciones SRL. San Borja – Lima. Perú.

Ramírez, L. (2000). Diseño de Elementos Flexibles para la Trasmisión de Potencia Mecánica Mediante el uso de la Computadora. Universidad Autónoma de Nuevo León. Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica. México.

Sanchez, M. (2007). Diseño y construcción de un medidor hidráulico de torque. Escuela Politécnica del Ejercito Sede – Latacunga. Carrera de Ingeniería Electromecánica. Ecuador.

Shigley, J. (1985). Diseño en Ingeniería Mecánica. McGraw Hill, México.

Shigley, J. (1985). Diseño de máquinas. McGraw-Hill, México.

## PRÁCTICA 8: MONTAJE DEL SISTEMA DE ENTRENAMIENTO DE POTENCIA MECÁNICA, PRUEBAS DE POTENCIA AL FRENO PARA LA EXPERIENCIA 8

### I. Introducción

En esta práctica guiada se introduce el montaje de sistemas de entrenamiento de potencia mecánica, así como las mediciones de la potencia al freno de los motores eléctricos y ejes basados en las especificaciones de las distintas combinaciones que presenta el módulo.

### II. Fundamento Teórico

#### 2.1 Transmisión por fajas:

##### 2.1.1 Relaciones básicas

La distancia entre centros “cd” puede fijarse, si no hay restricciones dentro del rango:

$$D_2 < D_d < 3(D_2 + D_1) \quad (1)$$

$D_2$  = Diámetro de paso de la polea mayor.

$D_1$  = Diámetro de paso de la polea menor.

#### Longitud de faja (L)

$$L = 2cd + 1.57(D_2 - D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4cd} \quad (2)$$

L : Pulgadas.

#### Velocidad Tangencial (V)

$$V = \frac{\pi \times D_2 \times N}{12} = \frac{\pi \times D_1 \times n}{12} \quad (3)$$

V : Pies/min.

#### Relación de velocidades (m)

$$m = \frac{N}{n} = \frac{D_2}{D_1} \quad (4)$$

N, n : RPM

$D_2, D_1$  : Pulgadas.

### 2.1.2 Cálculo y selección de fajas en “v”

Los fabricantes de estas fajas proveen procedimientos de cálculos a base de potencias tabuladas que luego se acondicionan por factores conectores según las características de utilización.

Estos factores son principalmente:

**Factor de servicio:** Parámetro que lo define el tipo de máquina accionada y al tipo de unidad motriz, permite evaluar la potencia de diseño, en la forma:

$$H_{P,diseño} = F_s \times HP \quad (5)$$

Ahora, en base a estos factores la potencia que puede conducir cada faja, viene a ser:

$$H_{P/FAJA} = [Potencia_{Tabulada} + Potencia_{Adicional}] \times K_L \times K_{\theta} \quad (6)$$

El número de fajas es entonces:

$$N^{\circ}Fajas = \frac{HP_{diseño}}{HP/Faja} \quad (7)$$

### 2.1.3 Fajas calibradas y hermanadas:

Cuando una transmisión incluye 2 o más fajas operando en paralelo es importante que tengan la mayor aproximación de sus longitudes. Hay que especificar entonces que sean hermanadas.

De este modo, del lote de fajas, el proveedor selecciona con una GAGE las que tengan idéntica medida, entregándolas como calibradas.

Si entre un grupo de fajas, hay una que es más corta, durante el montaje quedará más tensada que las otras, y durante la operación más sobrecargada que las restantes corriendo el riesgo de falla.

Igualmente, cuando en una transmisión de multifajas alguna se ha deteriorado, debe ejecutarse el recambio de todas ellas.

## 2.2 Transmisión por cadena de rodillos

### 2.2.1 Relaciones básicas

Características y simbología:

Paso de la cadena : P

Diámetro de paso del piñón: d

Nº de dientes del piñón: Z<sub>p</sub>

**Diámetro de paso (d)**

$$d = \frac{P}{\text{sen}(180/Z_p)} \quad (8)$$

**Velocidad Tangencial (V)**

$$V = \frac{\pi d n}{12} \quad (9)$$

V: Velocidad Tangencial (pies/min )

D: Diámetro de Paso del piñón (pulg)

N: RPM del piñón.

**Relación de Transmisión (m)**

$$m = \frac{n}{N} = \frac{Z_c}{Z_p} \quad (10)$$

m: Relación de Transmisión.

Z<sub>c</sub>: Nº de dientes de la catalina.

Z<sub>p</sub>: Nº de dientes del piñón.

Se considera una buena práctica usar piñones con unos 17 dientes y con mejores expectativas de 19 y 21 dientes.

La distancia entre ambos Cp puede expresarse en pasos de cadena y tomarse como:

$$C_p \leq 80 \text{ pasos}$$

$$C_{p,\text{usual}} = 30 \text{ a } 50 \text{ pasos}$$

La longitud  $L_p$  de la cadena debe determinarse en pasos siendo preferible obtener un número par de pasos para facilitar la conexión de los extremos con el uso de un candado simple.

$$L_p = 2C_p + \frac{Z_p + Z_c}{2} + \frac{(Z_c - Z_p)^2}{4\pi^2 C_p} \quad (11)$$

### 2.2.2 Cálculo de las cadenas de rodillo

La transmisión debe capacitarse para una potencia de diseño

$$H_{p,diseño} = F_S \times H_p \quad (12)$$

$$H_p/\text{fila} = (\text{Potencia Tabulada}) \times K_T \quad (13)$$

Donde:

$K_T$  : Factor corrector por número de dientes del piñón

$H_p/\text{fila}$  : Potencia que puede conducir 1 fila de cadena

Entonces el número de filas requerido por la transmisión viene a ser:

$$N^\circ \text{Filas} = \frac{H_{p,diseño}}{H_p/\text{Fila}} \quad (14)$$

## 2.3 Transmisión por engranaje

### 2.3.1 Relaciones básicas

Distancia entre centros:

$$C = \frac{D_p + d_p}{2} \quad (15)$$

Ecuación general de transmisión:

$$N \times Z = n \times z \quad (16)$$

Ancho del flanco del diente (F)

Se recomienda:  $8 \times M \leq F \leq 12.5 \times M$

Valores Límites:  $6.3 \times M \leq F \leq 19 \times M$

### 2.3.2 Cálculo por Resistencia

Potencia máxima que podrán transmitir los dientes de los engranajes:

$$P = 6.98 \times 10^{-7} \times \left( \frac{D_P \times N_P \times S_{at} \times m \times F \times J \times K_L \times K_V}{K_S \times K_m \times K_t \times K_R \times K_O} \right) \quad (17)$$

Siendo:

$S_t$  = Esfuerzo calculado en la raíz del diente, kgs/mm<sup>2</sup>

$W_t$  = Carga tangencial a transmitir en el diámetro de paso, kgs

$K_o$  = Factor de sobrecarga

$K_v$  = Factor dinámico

$m$  = Modulo en el plano transversal, mm/diente

$F$  = Ancho del diente, mm

$K_s$  = Factor de tamaño

$K_m$  = Factor de distribución de carga

$J$  = Factor geométrico

$S_{at}$  = Esfuerzo admisible del material, kgs/mm<sup>2</sup>

$K_L$  = Factor de vida

$K_T$  = Factor de temperatura

$K_R$  = Factor de seguridad

$P$  = Potencia que podrá transmitir, CV

### 2.3.3 Cálculo por fatiga superficial

Potencia máxima que podrán transmitir los dientes de los engranajes:

$$P = 6.98 \times 10^{-7} \times \left( \frac{n_P \times F \times C_V \times I}{C_o \times C_s \times C_m \times C_f} \right) \times \left( \frac{S_{ac} \times D_P \times C_L \times C_H}{C_T \times C_R \times C_P} \right)^2 \quad (18)$$

Siendo:

$S_{ac}$  = Esfuerzo admisible de contacto, kgs/mm<sup>2</sup>

$C_p$  = Coeficiente que depende de las propiedades elásticas del material

$W_t$  = Carga tangencial transmitida, aplicado en el diámetro de paso, kgs

$C_o$  = Factor de sobrecarga

$C_v$  = Factor dinámico

$C_s$  = Factor de tamaño

$D_p$  = Diámetro de paso del piñón, mm.

$m$  = Modulo en el plano transversal, mm/diente

$F$  = Ancho del diente, mm

$C_m$  = Factor de distribución de carga

$C_f$  = Factor de condición superficial

$I$  = Factor geométrico

$S_{at}$  = Esfuerzo admisible del material, kgs/mm<sup>2</sup>

$C_L$  = Factor de vida

$C_H$  = Factor de relación de dureza

$C_T$  = Factor de temperatura

$C_R$  = Factor de seguridad

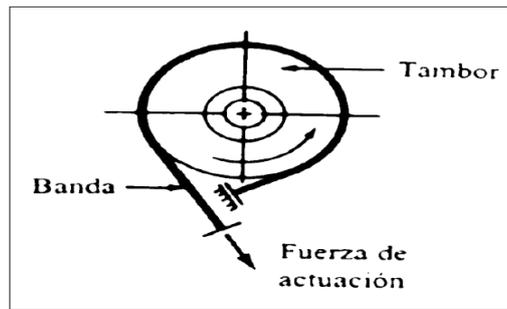
$n_p$  = Número de RPM del piñón

$P$  = Potencia que podrá transmitir, CV

## **2.4 Freno Prony**

Es dispositivo mecánico que frena a base de la fricción del eje con una faja, a demás nos permite medir la potencia real de los motores.

Sobre el extremo del eje del motor (cigüeñal si es motor alternativo) se fijaba un tambor que giraba solidario al eje. Sobre la periferia de este tambor, se aplicaban dos zapatas, unidas entre si por muelles que según se comprimían con un husillo, aplicaban un esfuerzo frenante sobre la periferia del tambor. El material que se fricciona, el cual sólo se utiliza como freno, se ubica en una banda flexible que casi rodea a un tambor cilíndrico, el cual se conecta a la máquina que se desea controlar. Cuando se desea frenar la banda se aprieta contra el tambor y ejerce una fuerza tangencial para detener la carga. (Sánchez, 2007)



**Figura 1.** Esquema de freno prony.

**Fuente.** Diseño y construcción de un medidor Hidráulico de Torque.

#### 2.4.1 Cálculo de potencia con Freno Prony

$$P = \frac{F \times R \times \omega}{28590} \quad (19)$$

Donde:

F = Fuerza Tangencial (Kg)

R = Radio de la masa acoplada al eje (pulg)

W = RPM del eje

### III. Objetivos

- Diseñar y montar un adecuado sistema de transmisión por fajas, cadena de rodillos y engranajes.
- Realizar las mediciones de velocidades en cada uno de los ejes.
- Medir la potencia al freno utilizado el Frenoprony.
- Comparar los resultados finales (velocidades, eficiencia, etc) obtenidos en la parte experimental con los cálculos teóricos.

### IV. Equipos y Materiales:

a) **Para realizar el montaje de nuestro sistema de transmisión de dispondrá con los siguientes componentes.**

- Motorreductor de 2HP, 4 polos, 1750/292 RPM.
- Estructura base con correderas.

- Poleas de diversas dimensiones y canales.
- Fajas.
- Piñones de diversos números de dientes.
- Cadena de rodillos.
- Engranajes rectos y helicoidales.
- Ejes (03) de 20mm en material VCN.
- Chumaceras de pie (04) para eje de 20mm.
- Chavetas.

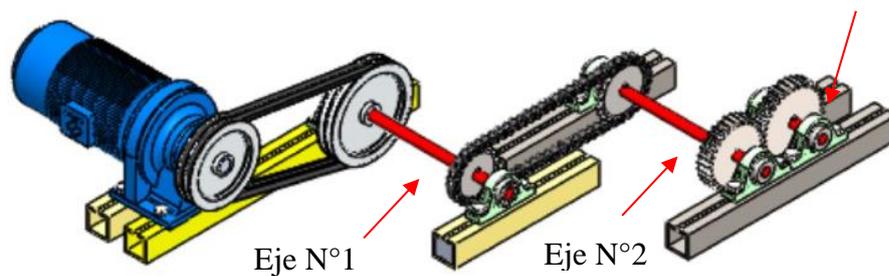
**b) Para la medición de los parámetros a analizar en las debidas experiencias se dispondrá de los siguientes instrumentos.**

- Tacómetro Digital.
- Pinza Amperimétrica
- Frenoprony.

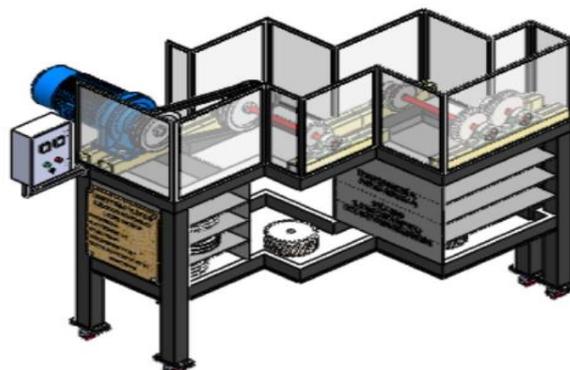
## **V. Procedimiento**

1. Seleccionar la combinación correcta de poleas – faja, piñones – cadena de rodillos y engranajes (rectos y/o helicoidales) según las 10 experiencias planteadas.
2. Realizar el montaje de la polea motriz y chaveta en el eje del Motorreductor.
3. Realizar el montaje de la polea conducida y chaveta en el primer eje.
4. Realizar el montaje de piñón motriz y chaveta en el primer eje.
5. Realizar el montaje de piñón conducido y chaveta en segundo eje.
6. Realizar el montaje de engranaje (recto o helicoidal) motriz y chaveta en segundo eje.
7. Realizar el montaje de engranaje (recto o helicoidal) conducido y chaveta tercer eje.

8. Colocar correctamente las fajas en la transmisión por poleas.
9. Colocar correctamente la cadena de rodillos en la transmisión por piñones.
10. Montar las chumaceras de pie en los 3 ejes correctamente, asegurarse de fijarlas en las guías con sus respectivos pernos.
11. Realizar el debido templado de cadena y faja.
12. Realizar el debido alineamiento de los elementos de transmisión.
13. Asegurarse que todos los componentes estén debidamente fijos y seguros antes de accionar el motorreductor. (Ver imagen referencial) Eje N°3

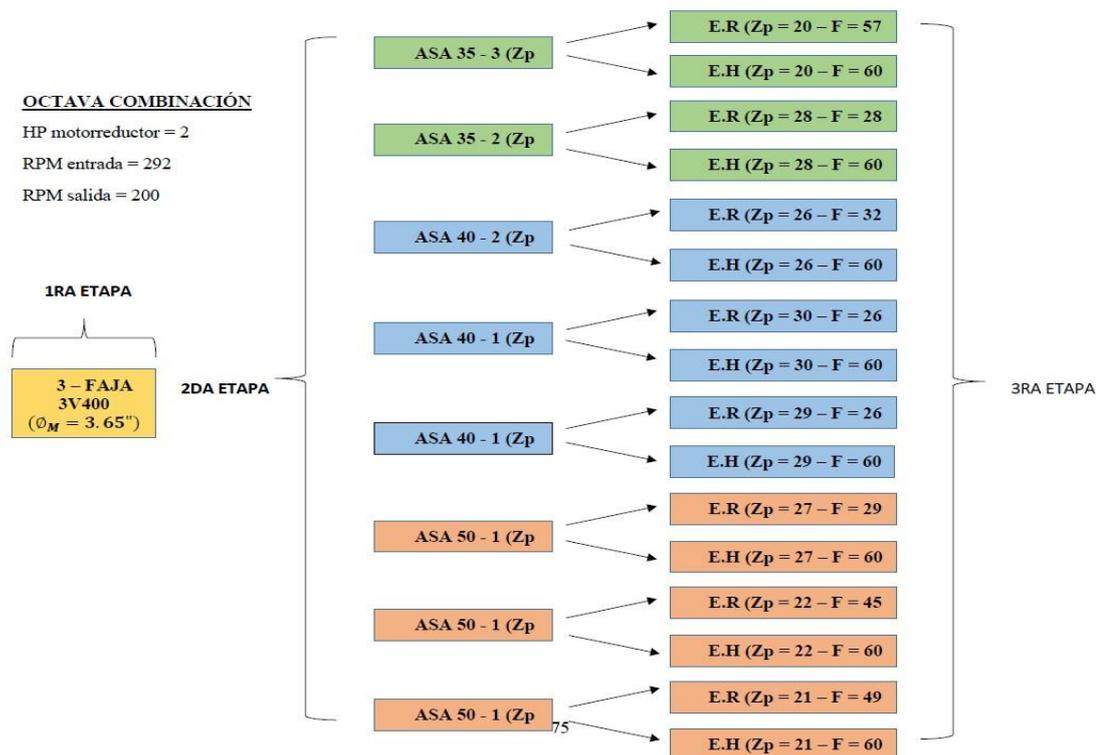


14. Girar manualmente los ejes, comprobando que ellos giren correctamente.
15. Colocar el Frenoprony en el eje donde se desea analizar.
16. Accionar el Motorreductor.
17. Realizar la medición de potencia al freno utilizando el Frenoprony.
18. Comprobar las velocidades de salida en los ejes utilizando el Tacómetro Digital.
19. Comrpobar los amperajes de arranque, intermedio y frenado del motor utilizando Pinza Amperimétrica.



## VI. Actividad a Ejecutar: Experiencia N°8

Se muestra en el siguiente cuadro las combinaciones a realizar considerando fajas B, cadena de rodillos ASA 35, 40 y 50.



Después de realizar las mediciones de velocidades en los 3 ejes y la potencia al freno en el eje N°3, llenar el siguiente cuadro comparativo con los datos obtenidos de forma teórica y experimental.

Ejes	Velocidad de Salida (RPM)	Fuerza Frenado (Kg)	Torque (N - m)	Potencia al Freno (HP)	Eficiencia	Amperaje Arranque (A)	Amperaje Intermedio (A)	Amperaje Frenado (A)
Eje N°1								
Eje N°2								
Eje N°3								

Se realizará diez repeticiones en pruebas por cada eje. Posterior a ello se elaborarán los gráficos de Torque vs RPM y Amperaje vs Fuerza, se procederá a discutir los resultados obtenidos con la parte teórica – Diseño de Elementos de Máquinas I.

## **VII. Referencias Bibliográficas**

Alva, F. (2011). Diseño de Elementos de Máquinas I. 1ra Ed. Pool Producciones SRL. San Borja – Lima. Perú.

Alva, F. (2011). Diseño de Elementos de Máquinas II. 1ra Ed. Pool Producciones SRL. San Borja – Lima. Perú.

Ramírez, L. (2000). Diseño de Elementos Flexibles para la Trasmisión de Potencia Mecánica Mediante el uso de la Computadora. Universidad Autónoma de Nuevo León. Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica. México.

Sanchez, M. (2007). Diseño y construcción de un medidor hidráulico de torque. Escuela Politécnica del Ejercito Sede – Latacunga. Carrera de Ingeniería Electromecánica. Ecuador.

Shigley, J. (1985). Diseño en Ingeniería Mecánica. McGraw Hill, México.

Shigley, J. (1985). Diseño de máquinas. McGraw-Hill, México.

## PRÁCTICA 9: MONTAJE DEL SISTEMA DE ENTRENAMIENTO DE POTENCIA MECÁNICA, PRUEBAS DE POTENCIA AL FRENO PARA LA EXPERIENCIA 9

### I. Introducción

En esta práctica guiada se introduce el montaje de sistemas de entrenamiento de potencia mecánica, así como las mediciones de la potencia al freno de los motores eléctricos y ejes basados en las especificaciones de las distintas combinaciones que presenta el módulo.

### II. Fundamento Teórico

#### 2.1 Transmisión por fajas:

##### 2.1.1 Relaciones básicas

La distancia entre centros “cd” puede fijarse, si no hay restricciones dentro del rango:

$$D_2 < D_d < 3(D_2 + D_1) \quad (1)$$

$D_2$  = Diámetro de paso de la polea mayor.

$D_1$  = Diámetro de paso de la polea menor.

#### Longitud de faja (L)

$$L = 2cd + 1.57(D_2 - D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4cd} \quad (2)$$

L : Pulgadas.

#### Velocidad Tangencial (V)

$$V = \frac{\pi \times D_2 \times N}{12} = \frac{\pi \times D_1 \times n}{12} \quad (3)$$

V : Pies/min.

#### Relación de velocidades (m)

$$m = \frac{N}{n} = \frac{D_2}{D_1} \quad (4)$$

N, n : RPM

$D_2, D_1$  : Pulgadas.

### 2.1.2 Cálculo y selección de fajas en “v”

Los fabricantes de estas fajas proveen procedimientos de cálculos a base de potencias tabuladas que luego se acondicionan por factores conectores según las características de utilización.

Estos factores son principalmente:

**Factor de servicio:** Parámetro que lo define el tipo de máquina accionada y al tipo de unidad motriz, permite evaluar la potencia de diseño, en la forma:

$$H_{P,diseño} = F_s \times HP \quad (5)$$

Ahora, en base a estos factores la potencia que puede conducir cada faja, viene a ser:

$$H_{P/FAJA} = [Potencia_{Tabulada} + Potencia_{Adicional}] \times K_L \times K_{\theta} \quad (6)$$

El número de fajas es entonces:

$$N^{\circ}Fajas = \frac{HP_{diseño}}{HP/Faja} \quad (7)$$

### 2.1.3 Fajas calibradas y hermanadas:

Cuando una transmisión incluye 2 o más fajas operando en paralelo es importante que tengan la mayor aproximación de sus longitudes. Hay que especificar entonces que sean hermanadas.

De este modo, del lote de fajas, el proveedor selecciona con una GAGE las que tengan idéntica medida, entregándolas como calibradas.

Si entre un grupo de fajas, hay una que es más corta, durante el montaje quedará más tensada que las otras, y durante la operación más sobrecargada que las restantes corriendo el riesgo de falla.

Igualmente, cuando en una transmisión de multifajas alguna se ha deteriorado, debe ejecutarse el recambio de todas ellas.

## 2.2 Transmisión por cadena de rodillos

### 2.2.1 Relaciones básicas

Características y simbología:

Paso de la cadena : P

Diámetro de paso del piñón: d

N° de dientes del piñón: Z<sub>p</sub>

**Diámetro de paso (d)**

$$d = \frac{P}{\text{sen}(180/Z_p)} \quad (8)$$

**Velocidad Tangencial (V)**

$$V = \frac{\pi d n}{12} \quad (9)$$

V: Velocidad Tangencial (pies/min )

D: Diámetro de Paso del piñón (pulg)

N: RPM del piñón.

**Relación de Transmisión (m)**

$$m = \frac{n}{N} = \frac{Z_c}{Z_p} \quad (10)$$

m: Relación de Transmisión.

Z<sub>c</sub>: N° de dientes de la catalina.

Z<sub>p</sub>: N° de dientes del piñón.

Se considera una buena práctica usar piñones con unos 17 dientes y con mejores expectativas de 19 y 21 dientes.

La distancia entre ambos Cp puede expresarse en pasos de cadena y tomarse como:

$$C_p \leq 80 \text{ pasos}$$

$$C_{p,\text{usual}} = 30 \text{ a } 50 \text{ pasos}$$

La longitud  $L_p$  de la cadena debe determinarse en pasos siendo preferible obtener un número par de pasos para facilitar la conexión de los extremos con el uso de un candado simple.

$$L_p = 2C_p + \frac{Z_p + Z_c}{2} + \frac{(Z_c - Z_p)^2}{4\pi^2 C_p} \quad (11)$$

### 2.2.2 Cálculo de las cadenas de rodillo

La transmisión debe capacitarse para una potencia de diseño

$$H_{p,diseño} = F_S \times H_p \quad (12)$$

$$H_p/\text{fila} = (\text{Potencia Tabulada}) \times K_T \quad (13)$$

Donde:

$K_T$  : Factor corrector por número de dientes del piñón

$H_p/\text{fila}$  : Potencia que puede conducir 1 fila de cadena

Entonces el número de filas requerido por la transmisión viene a ser:

$$N^\circ \text{Filas} = \frac{H_{p,diseño}}{H_p/\text{Fila}} \quad (14)$$

## 2.3 Transmisión por engranaje

### 2.3.1 Relaciones básicas

Distancia entre centros:

$$C = \frac{D_p + d_p}{2} \quad (15)$$

Ecuación general de transmisión:

$$N \times Z = n \times z \quad (16)$$

Ancho del flanco del diente (F)

Se recomienda:  $8 \times M \leq F \leq 12.5 \times M$

Valores Límites:  $6.3 \times M \leq F \leq 19 \times M$

### 2.3.2 Cálculo por Resistencia

Potencia máxima que podrán transmitir los dientes de los engranajes:

$$P = 6.98 \times 10^{-7} \times \left( \frac{D_P \times N_P \times S_{at} \times m \times F \times J \times K_L \times K_V}{K_S \times K_m \times K_t \times K_R \times K_O} \right) \quad (17)$$

Siendo:

$S_t$  = Esfuerzo calculado en la raíz del diente, kgs/mm<sup>2</sup>

$W_t$  = Carga tangencial a transmitir en el diámetro de paso, kgs

$K_o$  = Factor de sobrecarga

$K_v$  = Factor dinámico

$m$  = Modulo en el plano transversal, mm/diente

$F$  = Ancho del diente, mm

$K_s$  = Factor de tamaño

$K_m$  = Factor de distribución de carga

$J$  = Factor geométrico

$S_{at}$  = Esfuerzo admisible del material, kgs/mm<sup>2</sup>

$K_L$  = Factor de vida

$K_T$  = Factor de temperatura

$K_R$  = Factor de seguridad

$P$  = Potencia que podrá transmitir, CV

### 2.3.3 Cálculo por fatiga superficial

Potencia máxima que podrán transmitir los dientes de los engranajes:

$$P = 6.98 \times 10^{-7} \times \left( \frac{n_P \times F \times C_V \times I}{C_o \times C_s \times C_m \times C_f} \right) \times \left( \frac{S_{ac} \times D_P \times C_L \times C_H}{C_T \times C_R \times C_P} \right)^2 \quad (18)$$

Siendo:

$S_{ac}$  = Esfuerzo admisible de contacto, kgs/mm<sup>2</sup>

$C_p$  = Coeficiente que depende de las propiedades elásticas del material

$W_t$  = Carga tangencial transmitida, aplicado en el diámetro de paso, kgs

$C_o$  = Factor de sobrecarga

$C_v$  = Factor dinámico

$C_s$  = Factor de tamaño

$D_p$  = Diámetro de paso del piñón, mm.

$m$  = Modulo en el plano transversal, mm/diente

$F$  = Ancho del diente, mm

$C_m$  = Factor de distribución de carga

$C_f$  = Factor de condición superficial

$I$  = Factor geométrico

$S_{at}$  = Esfuerzo admisible del material, kgs/mm<sup>2</sup>

$C_L$  = Factor de vida

$C_H$  = Factor de relación de dureza

$C_T$  = Factor de temperatura

$C_R$  = Factor de seguridad

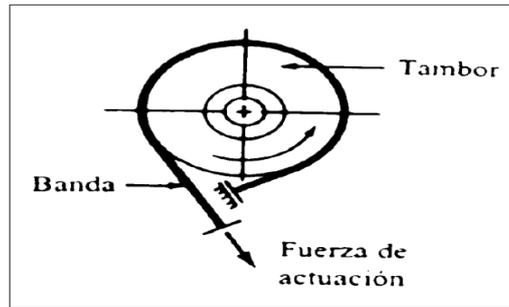
$n_p$  = Número de RPM del piñón

$P$  = Potencia que podrá transmitir, CV

## **2.4 Freno Prony**

Es dispositivo mecánico que frena a base de la fricción del eje con una faja, a demás nos permite medir la potencia real de los motores.

Sobre el extremo del eje del motor (cigüeñal si es motor alternativo) se fijaba un tambor que giraba solidario al eje. Sobre la periferia de este tambor, se aplicaban dos zapatas, unidas entre si por muelles que según se comprimían con un husillo, aplicaban un esfuerzo frenante sobre la periferia del tambor. El material que se fricciona, el cual sólo se utiliza como freno, se ubica en una banda flexible que casi rodea a un tambor cilíndrico, el cual se conecta a la máquina que se desea controlar. Cuando se desea frenar la banda se aprieta contra el tambor y ejerce una fuerza tangencial para detener la carga. (Sánchez, 2007)



**Figura 1.** Esquema de freno prony.

**Fuente.** Diseño y construcción de un medidor Hidráulico de Torque.

#### 2.4.1 Cálculo de potencia con Freno Prony

$$P = \frac{F \times R \times \omega}{28590} \quad (19)$$

Donde:

F = Fuerza Tangencial (Kg)

R = Radio de la masa acoplada al eje (pulg)

W = RPM del eje

### III. Objetivos

- Diseñar y montar un adecuado sistema de transmisión por fajas, cadena de rodillos y engranajes.
- Realizar las mediciones de velocidades en cada uno de los ejes.
- Medir la potencia al freno utilizado el Frenoprony.
- Comparar los resultados finales (velocidades, eficiencia, etc) obtenidos en la parte experimental con los cálculos teóricos.

### IV. Equipos y Materiales:

a) **Para realizar el montaje de nuestro sistema de transmisión de dispondrá con los siguientes componentes.**

- Motorreductor de 2HP, 4 polos, 1750/292 RPM.
- Estructura base con correderas.

- Poleas de diversas dimensiones y canales.
- Fajas.
- Piñones de diversos números de dientes.
- Cadena de rodillos.
- Engranajes rectos y helicoidales.
- Ejes (03) de 20mm en material VCN.
- Chumaceras de pie (04) para eje de 20mm.
- Chavetas.

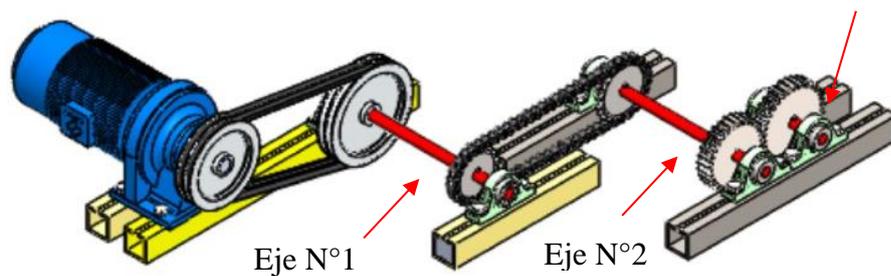
**b) Para la medición de los parámetros a analizar en las debidas experiencias se dispondrá de los siguientes instrumentos.**

- Tacómetro Digital.
- Pinza Amperimétrica
- Frenoprony.

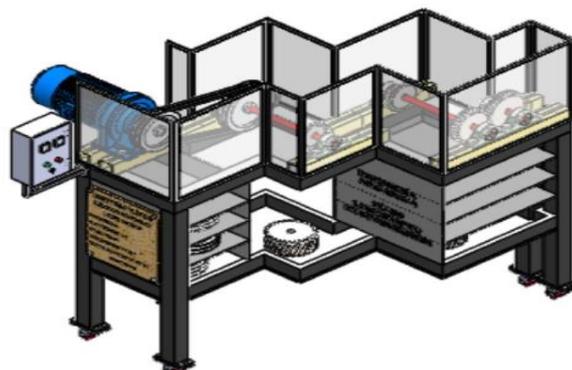
## **V. Procedimiento**

1. Seleccionar la combinación correcta de poleas – faja, piñones – cadena de rodillos y engranajes (rectos y/o helicoidales) según las 10 experiencias planteadas.
2. Realizar el montaje de la polea motriz y chaveta en el eje del Motorreductor.
3. Realizar el montaje de la polea conducida y chaveta en el primer eje.
4. Realizar el montaje de piñón motriz y chaveta en el primer eje.
5. Realizar el montaje de piñón conducido y chaveta en segundo eje.
6. Realizar el montaje de engranaje (recto o helicoidal) motriz y chaveta en segundo eje.
7. Realizar el montaje de engranaje (recto o helicoidal) conducido y chaveta tercer eje.

8. Colocar correctamente las fajas en la transmisión por poleas.
9. Colocar correctamente la cadena de rodillos en la transmisión por piñones.
10. Montar las chumaceras de pie en los 3 ejes correctamente, asegurarse de fijarlas en las guías con sus respectivos pernos.
11. Realizar el debido templado de cadena y faja.
12. Realizar el debido alineamiento de los elementos de transmisión.
13. Asegurarse que todos los componentes estén debidamente fijos y seguros antes de accionar el motorreductor. (Ver imagen referencial) Eje N°3

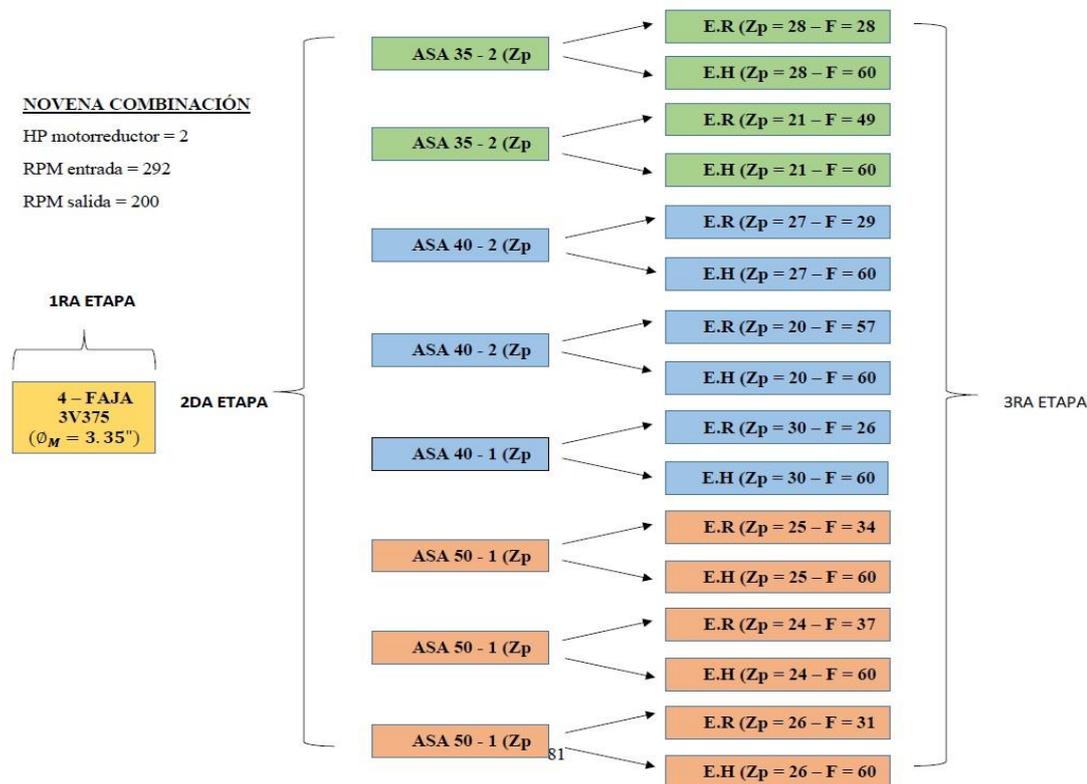


14. Girar manualmente los ejes, comprobando que ellos giren correctamente.
15. Colocar el Frenoprony en el eje donde se desea analizar.
16. Accionar el Motorreductor.
17. Realizar la medición de potencia al freno utilizando el Frenoprony.
18. Comprobar las velocidades de salida en los ejes utilizando el Tacómetro Digital.
19. Comrpobar los amperajes de arranque, intermedio y frenado del motor utilizando Pinza Amperimétrica.



## VI. Actividad a Ejecutar: Experiencia N°9

Se muestra en el siguiente cuadro las combinaciones a realizar considerando fajas B, cadena de rodillos ASA 35, 40 y 50.



Después de realizar las mediciones de velocidades en los 3 ejes y la potencia al freno en el eje N°3, llenar el siguiente cuadro comparativo con los datos obtenidos de forma teórica y experimental.

Ejes	Velocidad de Salida (RPM)	Fuerza Frenado (Kg)	Torque (N - m)	Potencia al Freno (HP)	Eficiencia	Amperaje Arranque (A)	Amperaje Intermedio (A)	Amperaje Frenado (A)
Eje N°1								
Eje N°2								
Eje N°3								

Se realizará diez repeticiones en pruebas por cada eje. Posterior a ello se elaborarán los gráficos de Torque vs RPM y Amperaje vs Fuerza, se procederá a discutir los resultados obtenidos con la parte teórica – Diseño de Elementos de Máquinas I.

## **VII. Referencias Bibliográficas**

Alva, F. (2011). Diseño de Elementos de Máquinas I. 1ra Ed. Pool Producciones SRL. San Borja – Lima. Perú.

Alva, F. (2011). Diseño de Elementos de Máquinas II. 1ra Ed. Pool Producciones SRL. San Borja – Lima. Perú.

Ramírez, L. (2000). Diseño de Elementos Flexibles para la Trasmisión de Potencia Mecánica Mediante el uso de la Computadora. Universidad Autónoma de Nuevo León. Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica. México.

Sanchez, M. (2007). Diseño y construcción de un medidor hidráulico de torque. Escuela Politécnica del Ejercito Sede – Latacunga. Carrera de Ingeniería Electromecánica. Ecuador.

Shigley, J. (1985). Diseño en Ingeniería Mecánica. McGraw Hill, México.

Shigley, J. (1985). Diseño de máquinas. McGraw-Hill, México.

## PRÁCTICA 10: MONTAJE DEL SISTEMA DE ENTRENAMIENTO DE POTENCIA MECÁNICA, PRUEBAS DE POTENCIA AL FRENO PARA LA EXPERIENCIA 10

### I. Introducción

En esta práctica guiada se introduce el montaje de sistemas de entrenamiento de potencia mecánica, así como las mediciones de la potencia al freno de los motores eléctricos y ejes basados en las especificaciones de las distintas combinaciones que presenta el módulo.

### II. Fundamento Teórico

#### 2.1 Transmisión por fajas:

##### 2.1.1 Relaciones básicas

La distancia entre centros “cd” puede fijarse, si no hay restricciones dentro del rango:

$$D_2 < D_d < 3(D_2 + D_1) \quad (1)$$

$D_2$  = Diámetro de paso de la polea mayor.

$D_1$  = Diámetro de paso de la polea menor.

#### Longitud de faja (L)

$$L = 2cd + 1.57(D_2 - D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4cd} \quad (2)$$

L : Pulgadas.

#### Velocidad Tangencial (V)

$$V = \frac{\pi \times D_2 \times N}{12} = \frac{\pi \times D_1 \times n}{12} \quad (3)$$

V : Pies/min.

#### Relación de velocidades (m)

$$m = \frac{N}{n} = \frac{D_2}{D_1} \quad (4)$$

N, n : RPM

$D_2, D_1$  : Pulgadas.

### 2.1.2 Cálculo y selección de fajas en “v”

Los fabricantes de estas fajas proveen procedimientos de cálculos a base de potencias tabuladas que luego se acondicionan por factores conectores según las características de utilización.

Estos factores son principalmente:

**Factor de servicio:** Parámetro que lo define el tipo de máquina accionada y al tipo de unidad motriz, permite evaluar la potencia de diseño, en la forma:

$$H_{P,diseño} = F_s \times HP \quad (5)$$

Ahora, en base a estos factores la potencia que puede conducir cada faja, viene a ser:

$$H_p/FAJA = [Potencia_{Tabulada} + Potencia_{Adicional}] \times K_L \times K_\theta \quad (6)$$

El número de fajas es entonces:

$$N^\circ Fajas = \frac{HP_{diseño}}{HP/Faja} \quad (7)$$

### 2.1.3 Fajas calibradas y hermanadas:

Cuando una transmisión incluye 2 o más fajas operando en paralelo es importante que tengan la mayor aproximación de sus longitudes. Hay que especificar entonces que sean hermanadas.

De este modo, del lote de fajas, el proveedor selecciona con una GAGE las que tengan idéntica medida, entregándolas como calibradas.

Si entre un grupo de fajas, hay una que es más corta, durante el montaje quedará más tensada que las otras, y durante la operación más sobrecargada que las restantes corriendo el riesgo de falla.

Igualmente, cuando en una transmisión de multifajas alguna se ha deteriorado, debe ejecutarse el recambio de todas ellas.

## 2.2 Transmisión por cadena de rodillos

### 2.2.1 Relaciones básicas

Características y simbología:

Paso de la cadena : P

Diámetro de paso del piñón: d

Nº de dientes del piñón: Z<sub>p</sub>

#### Diámetro de paso (d)

$$d = \frac{P}{\sin(180/Z_p)} \quad (8)$$

#### Velocidad Tangencial (V)

$$V = \frac{\pi dxn}{12} \quad (9)$$

V: Velocidad Tangencial (pies/min )

D: Diámetro de Paso del piñón (pulg)

N: RPM del piñón.

#### Relación de Transmisión (m)

$$m = \frac{n}{N} = \frac{Z_c}{Z_p} \quad (10)$$

m: Relación de Transmisión.

Z<sub>c</sub>: Nº de dientes de la catalina.

Z<sub>p</sub>: Nº de dientes del piñón.

Se considera una buena práctica usar piñones con unos 17 dientes y con mejores expectativas de 19 y 21 dientes.

La distancia entre ambos C<sub>p</sub> puede expresarse en pasos de cadena y tomarse como:

$$C_p \leq 80 \text{ pasos}$$

$$C_{p,\text{usual}} = 30 \text{ a } 50 \text{ pasos}$$

La longitud  $L_p$  de la cadena debe determinarse en pasos siendo preferible obtener un número par de pasos para facilitar la conexión de los extremos con el uso de un candado simple.

$$L_p = 2C_p + \frac{Z_p + Z_c}{2} + \frac{(Z_c - Z_p)^2}{4\pi^2 C_p} \quad (11)$$

### 2.2.2 Cálculo de las cadenas de rodillo

La transmisión debe capacitarse para una potencia de diseño

$$H_{p,diseño} = F_S \times H_p \quad (12)$$

$$H_p/\text{fila} = (\text{Potencia Tabulada}) \times K_T \quad (13)$$

Donde:

$K_T$  : Factor corrector por número de dientes del piñón

$H_p/\text{fila}$  : Potencia que puede conducir 1 fila de cadena

Entonces el número de filas requerido por la transmisión viene a ser:

$$N^\circ \text{Filas} = \frac{H_{p,diseño}}{H_p/\text{Fila}} \quad (14)$$

## 2.3 Transmisión por engranaje

### 2.3.1 Relaciones básicas

Distancia entre centros:

$$C = \frac{D_p + d_p}{2} \quad (15)$$

Ecuación general de transmisión:

$$N \times Z = n \times z \quad (16)$$

Ancho del flanco del diente (F)

Se recomienda:  $8 \times M \leq F \leq 12.5 \times M$

Valores Límites:  $6.3 \times M \leq F \leq 19 \times M$

### 2.3.2 Cálculo por Resistencia

Potencia máxima que podrán transmitir los dientes de los engranajes:

$$P = 6.98 \times 10^{-7} \times \left( \frac{D_P \times N_P \times S_{at} \times m \times F \times J \times K_L \times K_V}{K_S \times K_m \times K_t \times K_R \times K_O} \right) \quad (17)$$

Siendo:

$S_t$  = Esfuerzo calculado en la raíz del diente, kgs/mm<sup>2</sup>

$W_t$  = Carga tangencial a transmitir en el diámetro de paso, kgs

$K_o$  = Factor de sobrecarga

$K_v$  = Factor dinámico

$m$  = Modulo en el plano transversal, mm/diente

$F$  = Ancho del diente, mm

$K_s$  = Factor de tamaño

$K_m$  = Factor de distribución de carga

$J$  = Factor geométrico

$S_{at}$  = Esfuerzo admisible del material, kgs/mm<sup>2</sup>

$K_L$  = Factor de vida

$K_T$  = Factor de temperatura

$K_R$  = Factor de seguridad

$P$  = Potencia que podrá transmitir, CV

### 2.3.3 Cálculo por fatiga superficial

Potencia máxima que podrán transmitir los dientes de los engranajes:

$$P = 6.98 \times 10^{-7} \times \left( \frac{n_P \times F \times C_V \times I}{C_o \times C_s \times C_m \times C_f} \right) \times \left( \frac{S_{ac} \times D_P \times C_L \times C_H}{C_T \times C_R \times C_P} \right)^2 \quad (18)$$

Siendo:

$S_{ac}$  = Esfuerzo admisible de contacto, kgs/mm<sup>2</sup>

$C_p$  = Coeficiente que depende de las propiedades elásticas del material

$W_t$  = Carga tangencial transmitida, aplicado en el diámetro de paso, kgs

$C_o$  = Factor de sobrecarga

$C_v$  = Factor dinámico

$C_s$  = Factor de tamaño

$D_p$  = Diámetro de paso del piñón, mm.

$m$  = Modulo en el plano transversal, mm/diente

$F$  = Ancho del diente, mm

$C_m$  = Factor de distribución de carga

$C_f$  = Factor de condición superficial

$I$  = Factor geométrico

$S_{at}$  = Esfuerzo admisible del material, kgs/mm<sup>2</sup>

$C_L$  = Factor de vida

$C_H$  = Factor de relación de dureza

$C_T$  = Factor de temperatura

$C_R$  = Factor de seguridad

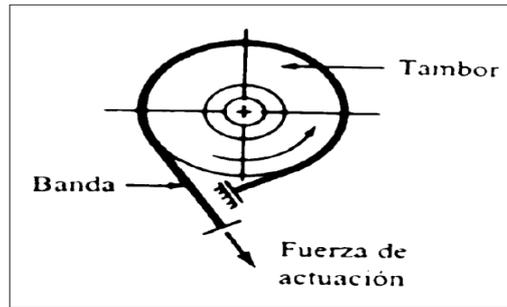
$n_p$  = Número de RPM del piñón

$P$  = Potencia que podrá transmitir, CV

## 2.4 Freno Prony

Es dispositivo mecánico que frena a base de la fricción del eje con una faja, a demás nos permite medir la potencia real de los motores.

Sobre el extremo del eje del motor (cigüeñal si es motor alternativo) se fijaba un tambor que giraba solidario al eje. Sobre la periferia de este tambor, se aplicaban dos zapatas, unidas entre si por muelles que según se comprimían con un husillo, aplicaban un esfuerzo frenante sobre la periferia del tambor. El material que se fricciona, el cual sólo se utiliza como freno, se ubica en una banda flexible que casi rodea a un tambor cilíndrico, el cual se conecta a la máquina que se desea controlar. Cuando se desea frenar la banda se aprieta contra el tambor y ejerce una fuerza tangencial para detener la carga. (Sánchez, 2007)



**Figura 1.** Esquema de freno prony.

**Fuente.** Diseño y construcción de un medidor Hidráulico de Torque.

#### 2.4.1 Cálculo de potencia con Freno Prony

$$P = \frac{F \times R \times \omega}{28590} \quad (19)$$

Donde:

F = Fuerza Tangencial (Kg)

R = Radio de la masa acoplada al eje (pulg)

W = RPM del eje

### III. Objetivos

- Diseñar y montar un adecuado sistema de transmisión por fajas, cadena de rodillos y engranajes.
- Realizar las mediciones de velocidades en cada uno de los ejes.
- Medir la potencia al freno utilizado el Frenoprony.
- Comparar los resultados finales (velocidades, eficiencia, etc) obtenidos en la parte experimental con los cálculos teóricos.

### IV. Equipos y Materiales:

a) **Para realizar el montaje de nuestro sistema de transmisión de dispondrá con los siguientes componentes.**

- Motorreductor de 2HP, 4 polos, 1750/292 RPM.
- Estructura base con correderas.

- Poleas de diversas dimensiones y canales.
- Fajas.
- Piñones de diversos números de dientes.
- Cadena de rodillos.
- Engranajes rectos y helicoidales.
- Ejes (03) de 20mm en material VCN.
- Chumaceras de pie (04) para eje de 20mm.
- Chavetas.

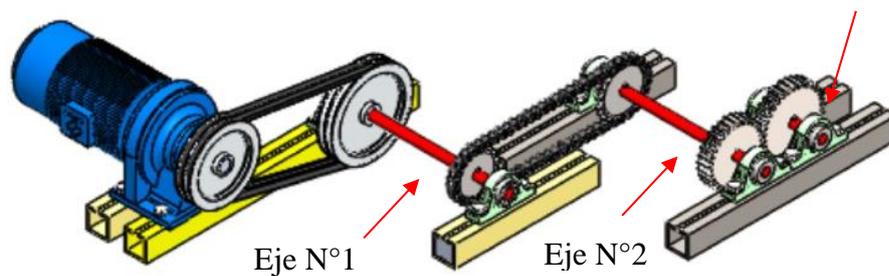
**b) Para la medición de los parámetros a analizar en las debidas experiencias se dispondrá de los siguientes instrumentos.**

- Tacómetro Digital.
- Pinza Amperimétrica
- Frenoprony.

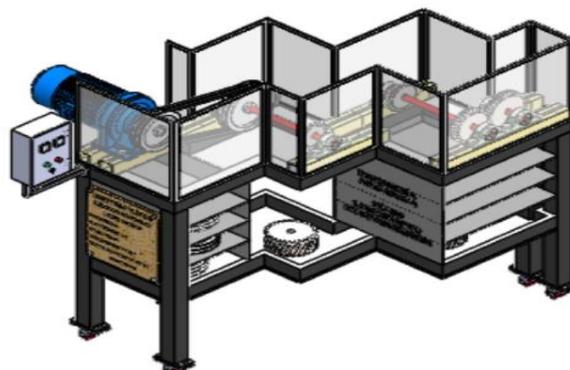
## **V. Procedimiento**

1. Seleccionar la combinación correcta de poleas – faja, piñones – cadena de rodillos y engranajes (rectos y/o helicoidales) según las 10 experiencias planteadas.
2. Realizar el montaje de la polea motriz y chaveta en el eje del Motorreductor.
3. Realizar el montaje de la polea conducida y chaveta en el primer eje.
4. Realizar el montaje de piñón motriz y chaveta en el primer eje.
5. Realizar el montaje de piñón conducido y chaveta en segundo eje.
6. Realizar el montaje de engranaje (recto o helicoidal) motriz y chaveta en segundo eje.
7. Realizar el montaje de engranaje (recto o helicoidal) conducido y chaveta tercer eje.

8. Colocar correctamente las fajas en la transmisión por poleas.
9. Colocar correctamente la cadena de rodillos en la transmisión por piñones.
10. Montar las chumaceras de pie en los 3 ejes correctamente, asegurarse de fijarlas en las guías con sus respectivos pernos.
11. Realizar el debido templado de cadena y faja.
12. Realizar el debido alineamiento de los elementos de transmisión.
13. Asegurarse que todos los componentes estén debidamente fijos y seguros antes de accionar el motorreductor. (Ver imagen referencial) Eje N°3

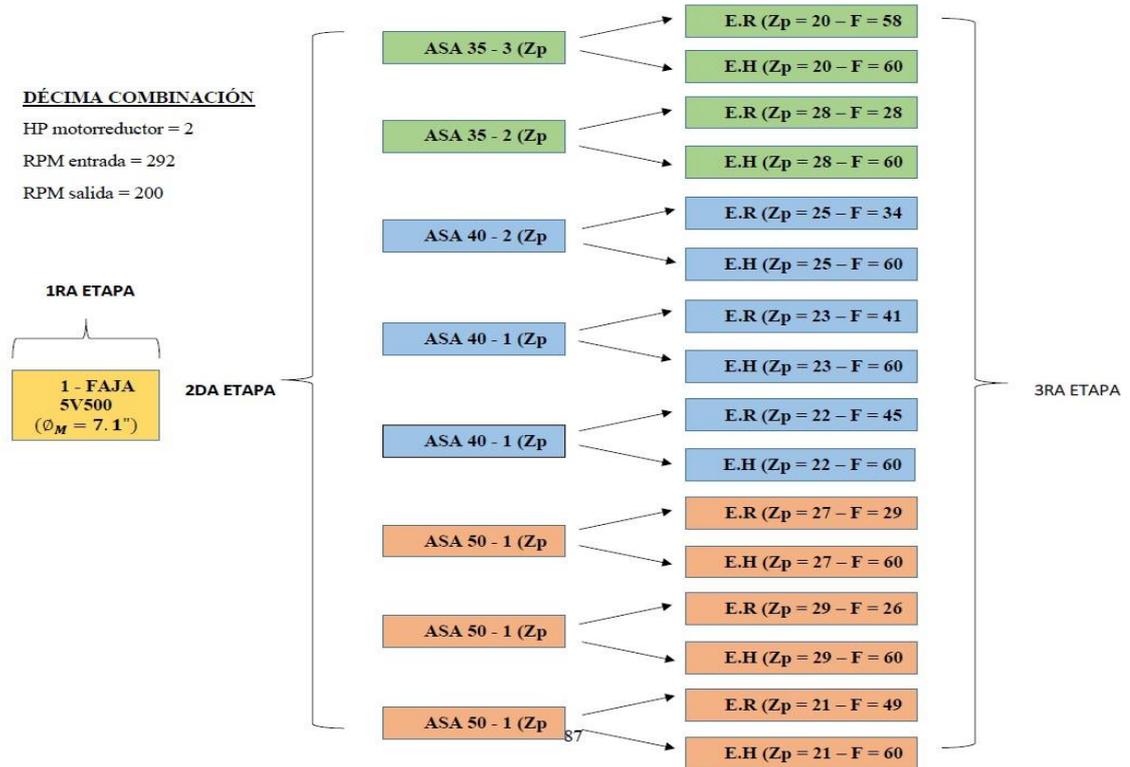


14. Girar manualmente los ejes, comprobando que ellos giren correctamente.
15. Colocar el Frenoprony en el eje donde se desea analizar.
16. Accionar el Motorreductor.
17. Realizar la medición de potencia al freno utilizando el Frenoprony.
18. Comprobar las velocidades de salida en los ejes utilizando el Tacómetro Digital.
19. Comrpobar los amperajes de arranque, intermedio y frenado del motor utilizando Pinza Amperimétrica.



### VI. Actividad a Ejecutar: Experiencia N°10

Se muestra en el siguiente cuadro las combinaciones a realizar considerando fajas B, cadena de rodillos ASA 35, 40 y 50.



Después de realizar las mediciones de velocidades en los 3 ejes y la potencia al freno en el eje N°3, llenar el siguiente cuadro comparativo con los datos obtenidos de forma teórica y experimental.

Ejes	Velocidad de Salida (RPM)	Fuerza Frenado (Kg)	Torque (N - m)	Potencia al Freno (HP)	Eficiencia	Amperaje Arranque (A)	Amperaje Intermedio (A)	Amperaje Frenado (A)
Eje N°1								
Eje N°2								
Eje N°3								

Se realizará diez repeticiones en pruebas por cada eje. Posterior a ello se elaborarán los gráficos de Torque vs RPM y Amperaje vs Fuerza, se procederá a discutir los resultados obtenidos con la parte teórica – Diseño de Elementos de Máquinas I.

## **VII. Referencias Bibliográficas**

Alva, F. (2011). Diseño de Elementos de Máquinas I. 1ra Ed. Pool Producciones SRL. San Borja – Lima. Perú.

Alva, F. (2011). Diseño de Elementos de Máquinas II. 1ra Ed. Pool Producciones SRL. San Borja – Lima. Perú.

Ramírez, L. (2000). Diseño de Elementos Flexibles para la Trasmisión de Potencia Mecánica Mediante el uso de la Computadora. Universidad Autónoma de Nuevo León. Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica. México.

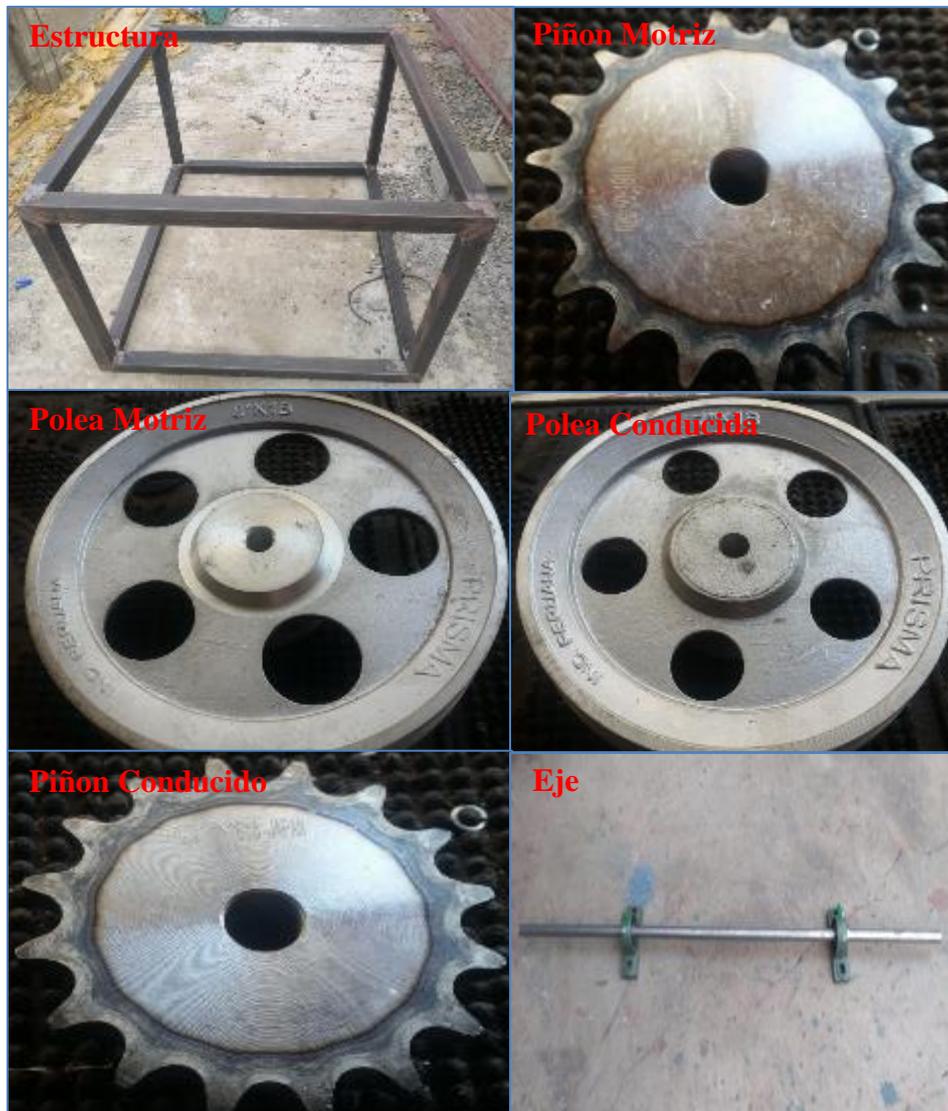
Sanchez, M. (2007). Diseño y construcción de un medidor hidráulico de torque. Escuela Politécnica del Ejercito Sede – Latacunga. Carrera de Ingeniería Electromecánica. Ecuador.

Shigley, J. (1985). Diseño en Ingeniería Mecánica. McGraw Hill, México.

Shigley, J. (1985). Diseño de máquinas. McGraw-Hill, México.

### 8.5 ANEXO 5. Experimentación

A continuación, se muestra las tomas fotograficas de la elaboración de un pequeño módulo por transmisión de fajas y cadena de rodillos, cuyo fin fue la experimentación de los tesistas permitiéndonos hallar pérdidas de potencia y eficiencias de transmisiones reales.



**Figura 34.** Elementos mecánicos para montaje del Módulo  
Fuente: Propia.



**Figura 35.** Fabricación de Freoprony.  
Fuente: Propia



**Figura 36.** Frenoprony  
Fuente. Propia



**Figura 37.** Módulo montado con Frenoprony  
Fuente. Propia



**Figura 38.** Medición de Fuerza, RPM y Amperaje en transmisión por Faja  
Fuente: Propia

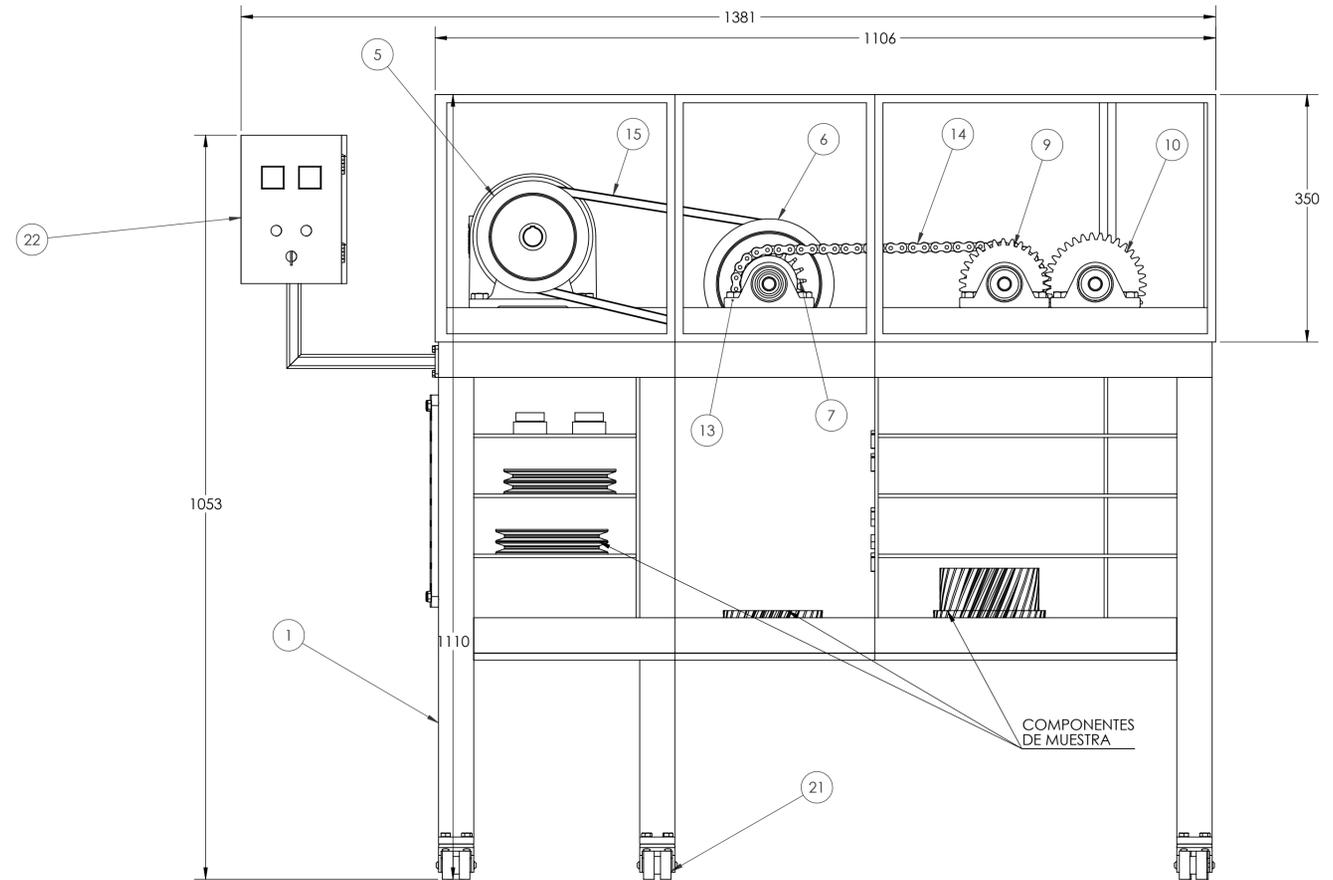
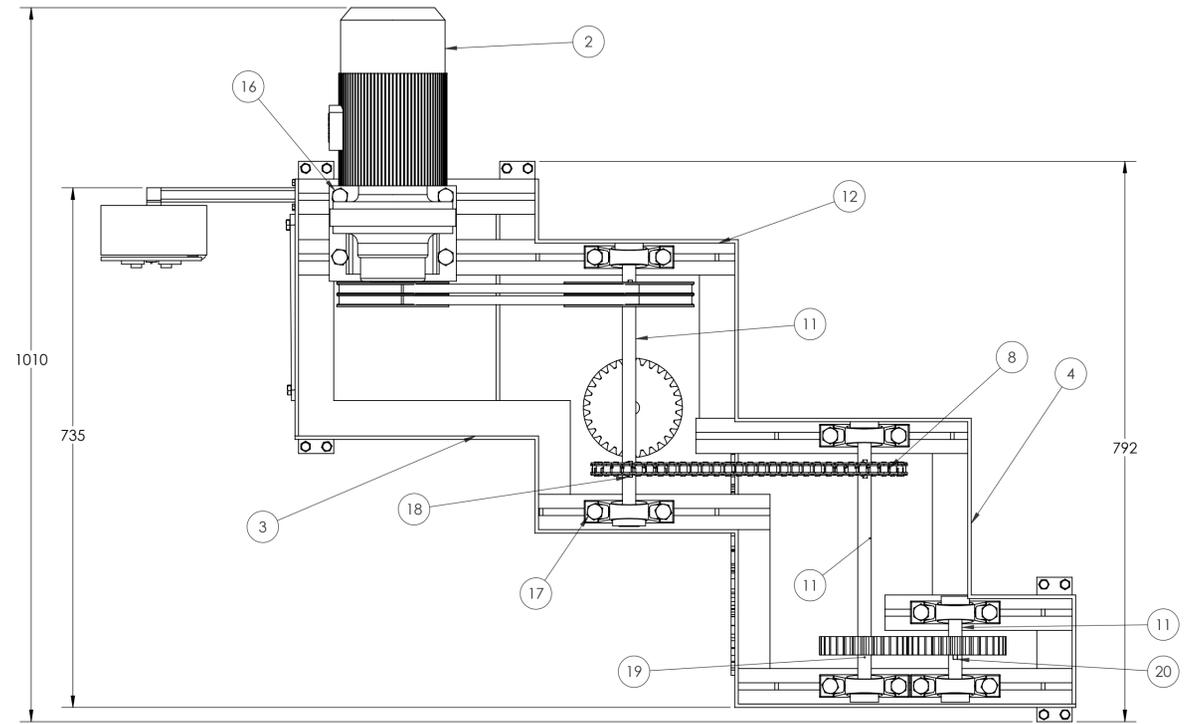
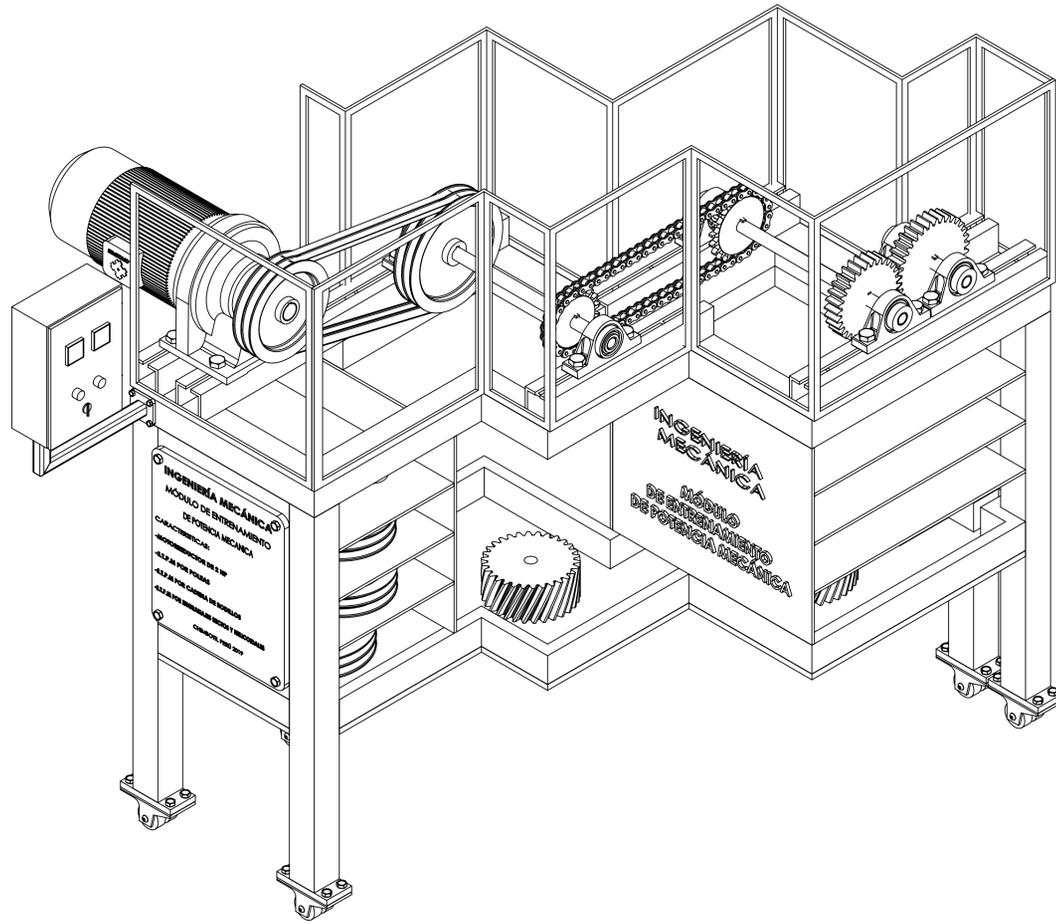


**Figura 39.** Medición de Fuerza, RPM y Amperaje en transmisión por Cadena  
Fuente: Propia



**Figura 40.** Medición de Fuerza, RPM y Amperaje en el Motor  
Fuente: Propia

# STPM ENSAMBLAJE GENERAL VISTA ISOMÉTRICA

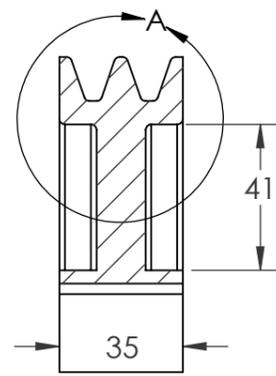
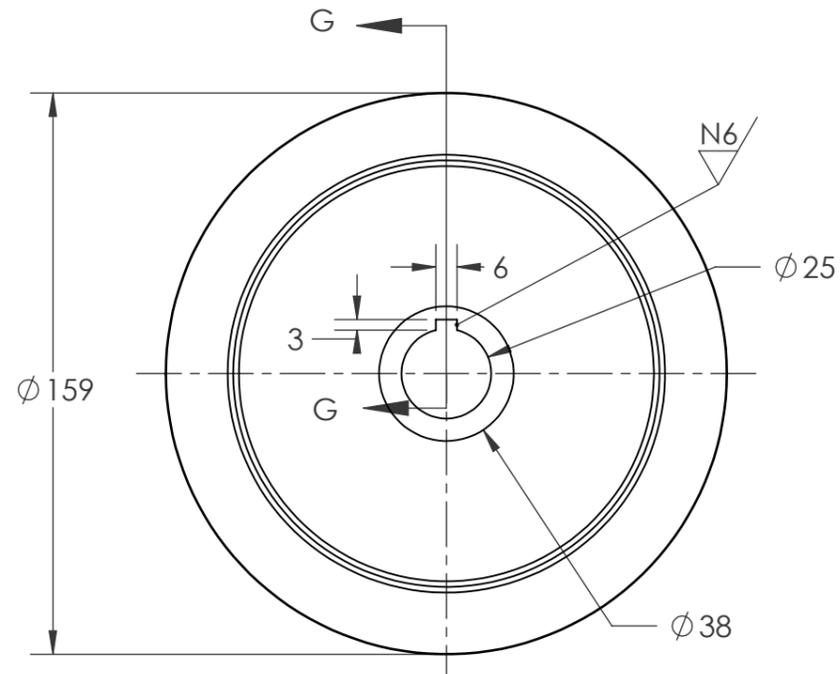


ITEM	CANT.	DESCRIPCIÓN	NORMA	MATERIAL	UNIDAD	PESO UNI.
22	01	TABLERO DE CONTROL Y MANDO	-	POLIESTER		15.24 KG
21	04	GARRUCHA GIRATORIA CON FRENO 4" CARGA 250 KG	-	POLIAMIDA		0.50 KG
20	01	CHAVETA CUADRADA 3/16"x1/8"	AISI / SAE	1020		0.10 KG
19	02	CHAVETA CUADRADA 3/16"x7/8"	AISI / SAE	1020		0.10 KG
18	02	CHAVETA CUADRADA 3/16"x3/4"	AISI / SAE	1020		0.10 KG
17	12	PERNOS HEX M10X25 C/T - CIA PARA CHUMACERAS	AISI / SAE	C304		0.20 KG
16	04	PERNOS HEX M10X25 C/T - CIA BASE MOTORREDUCTOR	AISI / SAE	C304		0.20 KG
15	02	FAJA EN V A48	-	CHIERO		0.50 KG
14	01	CADENA TRANSMISIÓN ASASO SIMPLE PASO 5/8"x3/8 75"	AISI 1020	AISI 1020		2.50 KG
13	06	CHUMACERA DE PIE SY205D C/RODAJE 479204 D	AISI 1020	AISI 1020		4.00 KG
12	06	GUIA RANURADA	ASTM	A-500		3.00 KG
11	03	EJE VCN DIAM. 26 MM	DIN	VCN		1.00 KG
10	01	ENGRANAJE RECTO Z=34 - F=26	ASTM	A-48		3.50 KG
09	01	ENGRANAJE RECTO Z=30 - F=26	ASTM	A-48		3.00 KG
08	01	CATALINA ASASO SIMPLE Z=21	ASTM	A-48		4.00 KG
07	01	FINÓN MOTRIZ ASASO SIMPLE Z=19	ASTM	A-48		3.00 KG
06	01	POLEA CONDUCTIDA DIAM. 1"	ANSI H35.1	ALUMINIO		3.00 KG
05	01	POLEA MOTRIZ DIAM. 6"	ANSI H35.1	ALUMINIO		2.00 KG
04	01	SET DE VENTANAS 2	-	VIDRIO		12.00 KG
03	01	SET DE VENTANAS 1	-	VIDRIO		13.00 KG
02	01	MOTORREDUCTOR 2HP 1750/292 RPM	ASTM	40A-48		40.00 KG
01	01	MESA SOPORTE	ASTM	A-36		70.00 KG

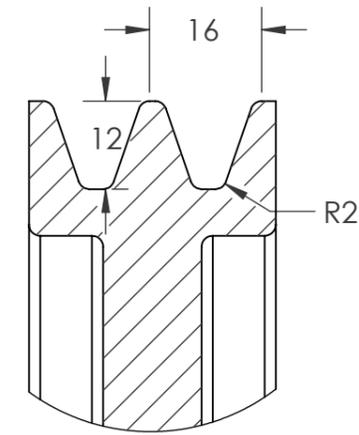
ITEM	CANT.	DESCRIPCIÓN	NORMA	MATERIAL	UNIDAD	PESO UNI.
22	01	TABLERO DE CONTROL Y MANDO	-	POLIESTER		15.24 KG
21	04	GARRUCHA GIRATORIA CON FRENO 4" CARGA 250 KG	-	POLIAMIDA		0.50 KG
20	01	CHAVETA CUADRADA 3/16"x1/8"	AISI / SAE	1020		0.10 KG
19	02	CHAVETA CUADRADA 3/16"x7/8"	AISI / SAE	1020		0.10 KG
18	02	CHAVETA CUADRADA 3/16"x3/4"	AISI / SAE	1020		0.10 KG
17	12	PERNOS HEX M10X25 C/T - CIA PARA CHUMACERAS	AISI / SAE	C304		0.20 KG
16	04	PERNOS HEX M10X25 C/T - CIA BASE MOTORREDUCTOR	AISI / SAE	C304		0.20 KG
15	02	FAJA EN V A48	-	CHIERO		0.50 KG
14	01	CADENA TRANSMISIÓN ASASO SIMPLE PASO 5/8"x3/8 75"	AISI 1020	AISI 1020		2.50 KG
13	06	CHUMACERA DE PIE SY205D C/RODAJE 479204 D	AISI 1020	AISI 1020		4.00 KG
12	06	GUIA RANURADA	ASTM	A-500		3.00 KG
11	03	EJE VCN DIAM. 26 MM	DIN	VCN		1.00 KG
10	01	ENGRANAJE RECTO Z=34 - F=26	ASTM	A-48		3.50 KG
09	01	ENGRANAJE RECTO Z=30 - F=26	ASTM	A-48		3.00 KG
08	01	CATALINA ASASO SIMPLE Z=21	ASTM	A-48		4.00 KG
07	01	FINÓN MOTRIZ ASASO SIMPLE Z=19	ASTM	A-48		3.00 KG
06	01	POLEA CONDUCTIDA DIAM. 1"	ANSI H35.1	ALUMINIO		3.00 KG
05	01	POLEA MOTRIZ DIAM. 6"	ANSI H35.1	ALUMINIO		2.00 KG
04	01	SET DE VENTANAS 2	-	VIDRIO		12.00 KG
03	01	SET DE VENTANAS 1	-	VIDRIO		13.00 KG
02	01	MOTORREDUCTOR 2HP 1750/292 RPM	ASTM	40A-48		40.00 KG
01	01	MESA SOPORTE	ASTM	A-36		70.00 KG

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA  
INGENIERIA MECANICA  
SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA MECANICA - ENSAMBLAJE GENERAL  
ESCALA: 1:5

### POLEA MOTRIZ

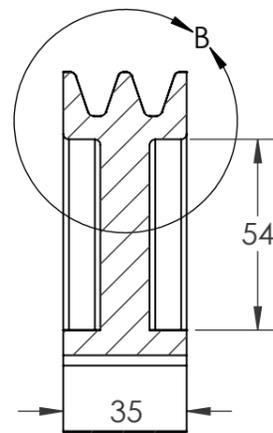
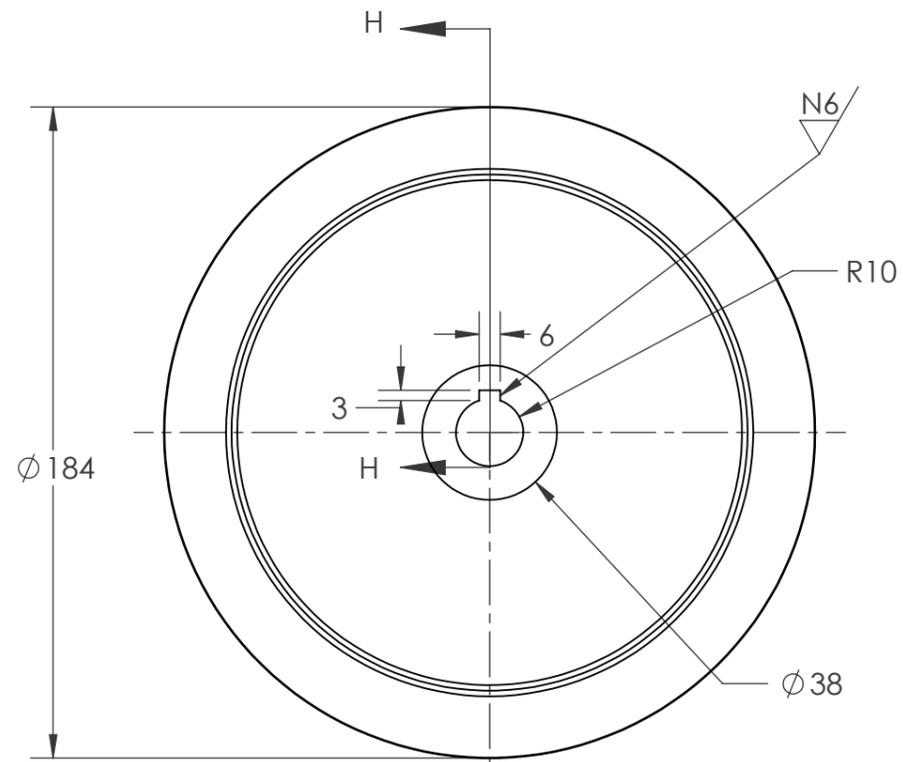


SECCIÓN G-G

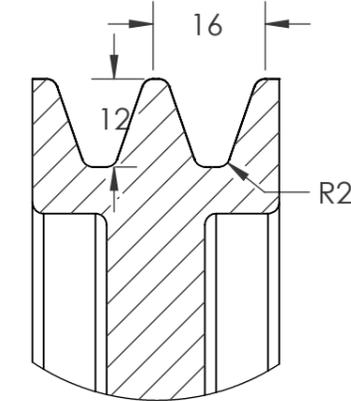


DETALLE A (1 : 1)

### POLEA CONDUCTIDA



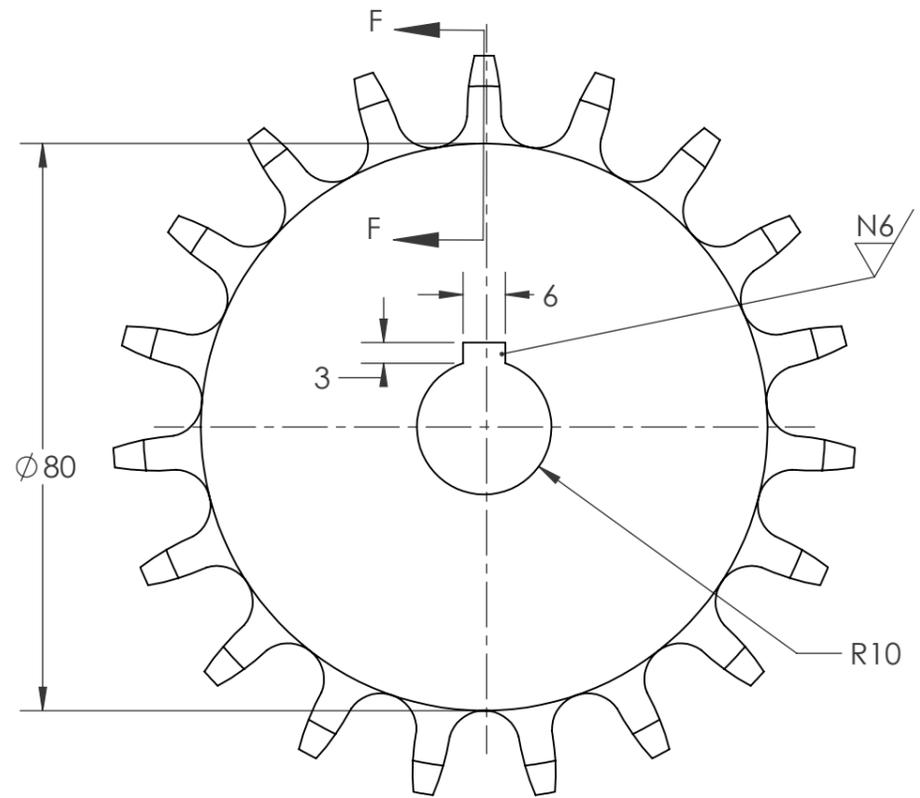
SECCIÓN H-H



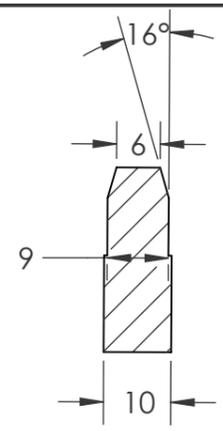
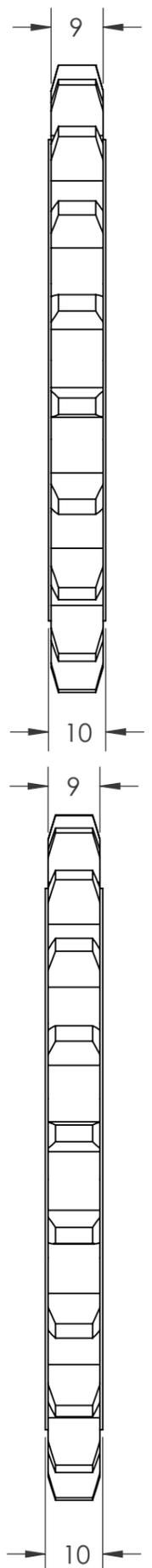
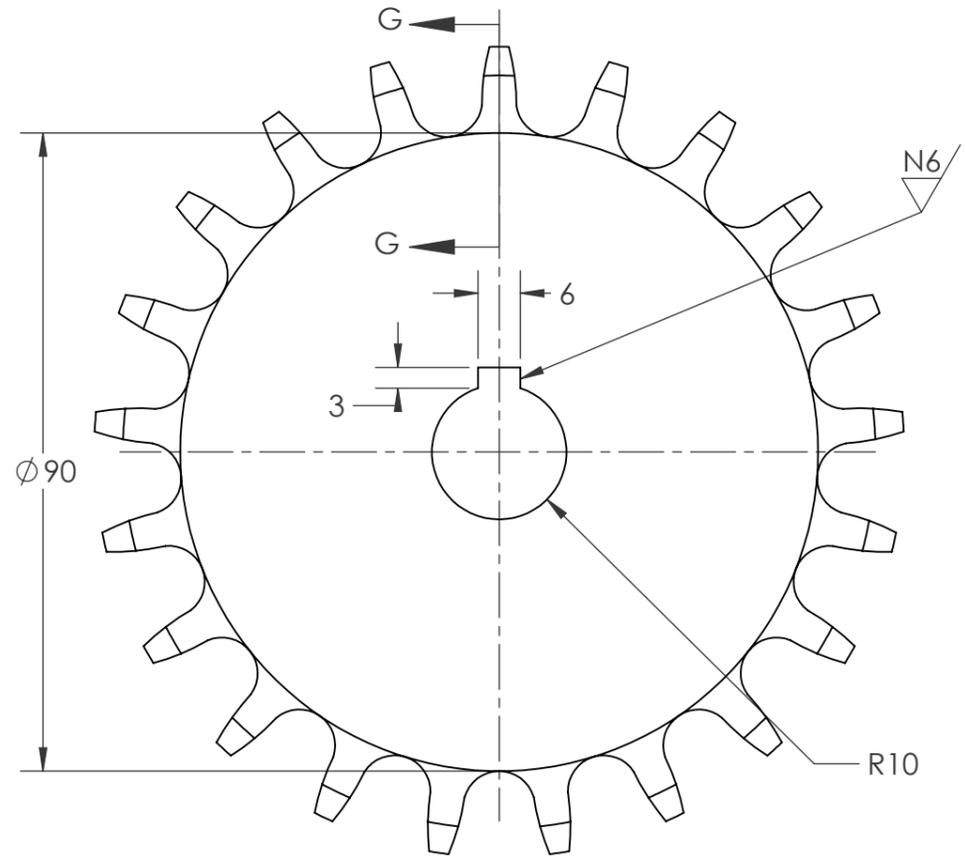
DETALLE B (1 : 1)

06	01	POLEA CONDUCTIDA DIAM. 7"	ANSI H35.1	ALUMINIO	3.00 KG
05	01	POLEA MOTRIZ DIAM. 6"	ANSI H35.1	ALUMINIO	2.00 KG
ITEM	CANT.	DESCRIPCIÓN	NORMA	MATERIAL	PESO UNI.
UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA			LONGITUD min máx	0 6	30 120
			TOLERANCIA (mm)	±0.1	±0.2
			CLASE DE RUGOSIDAD	N12	N11
			VALOR DE LA RUGOSIDAD (MICRAS)	50	25
DIBUJADO: Bach. YAKO VELASQUEZ ARAUJO Bach. ASHLEY VEGA VILLAFANA			REVISADO: Ing. NELVER ESCALANTE ESPINOZA	TÍTULO: COMPONENTES DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA MECÁNICA POLEAS 6" Y 7" (ITEMS 05 Y 06)	
			FECHA DE REALIZACIÓN: 15/10/2020		TAMAÑO DE FORMATO: A2
			NÚMERO DE PLANO: 1/5		UNIDAD: mm
			ESCALA: 1:2		

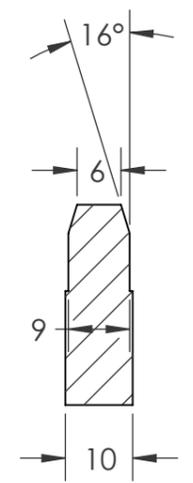
**PIÑÓN ESTÁNDAR ASA-5 Z=19**



**CATALINA ESTÁNDAR ASA-50 Z=21**



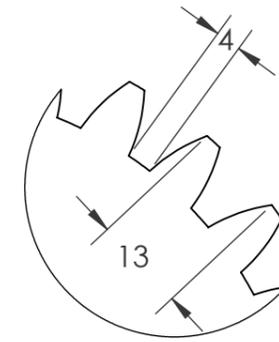
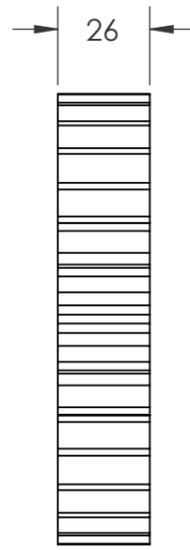
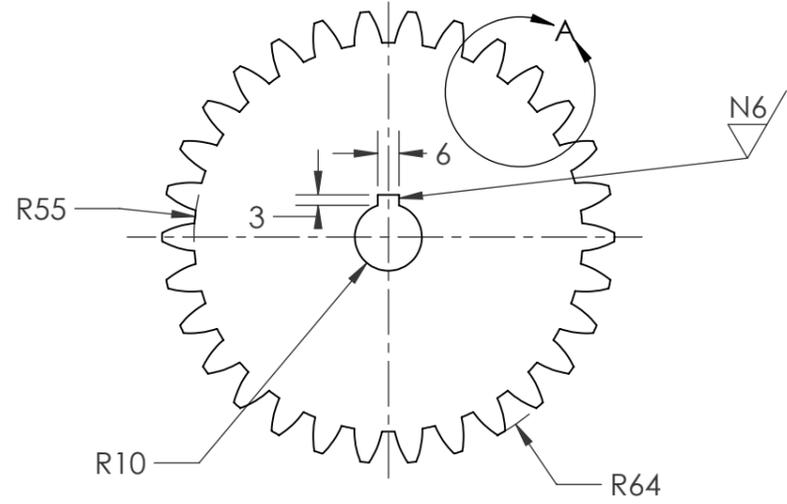
SECCIÓN F-F(1 : 1)



SECCIÓN G-G (1 : 1)

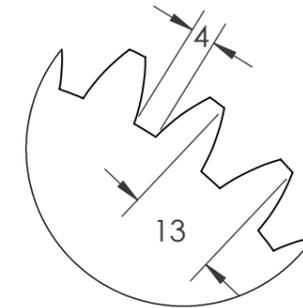
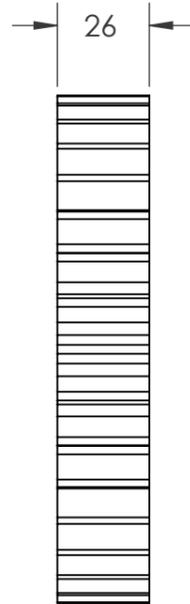
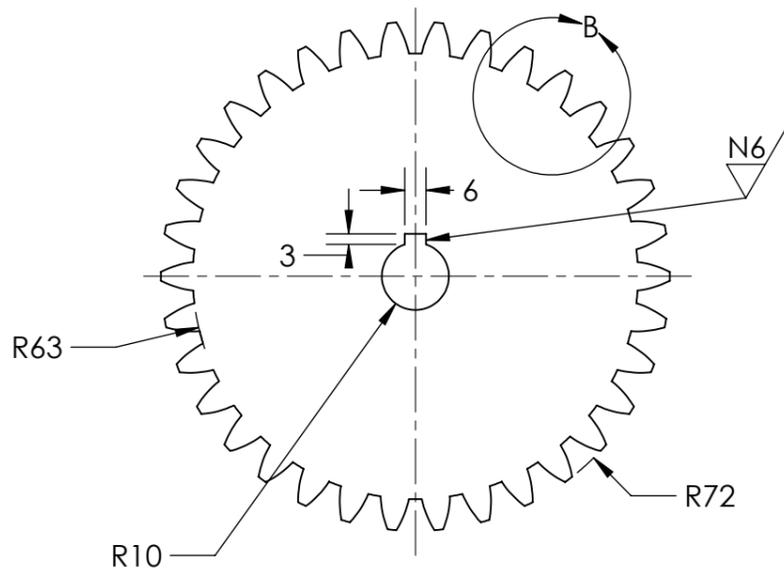
08	01	CATALINA ASA50 SIMPLE Z=21	ASTM	A-48	4.00 KG
07	01	PIÑÓN MOTRIZ ASA50 SIMPLE Z=19	ASTM	A-48	3.00 KG
ITEM	CANT.	DESCRIPCIÓN	NORMA	MATERIAL	PESO UNI.
		UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA	LONGITUD min máx	0 6 30 120 315 1000 2000 4000 8000 12000 15000	TAMAÑO DE FORMATO:
			TOLERANCIA (mm)	±0.1 ±0.2 ±0.3 ±0.5 ±0.8 ±1.2 ±2 ±3 ±4 ±5	A2
		ESCUELA PROFESIONAL: <b>INGENIERÍA MECÁNICA</b>	CLASE DE RUGOSIDAD	N12 N11 N10 N9 N8 N7 N6 N5 N4 N3 N2 N1	FECHA DE REALIZACIÓN: 15/10/2020
		DIBUJADO: Bach. YAKO VELASQUEZ ARAÚJO Bach. ASHLEY VEGA VILLAFANA	REVISADO: Ing. NELVER ESCALANTE ESPIÑOZA	VALOR DE LA RUGOSIDAD (MICRAS)	50 25 12.5 6.3 3.2 1.6 0.8 0.4 0.2 0.1 .05 .025
		TÍTULO: <b>COMPONENTES DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA MECÁNICA PIÑÓN MOTRIZ Y CATALINA (ITEMS 07 Y 08)</b>			NÚMERO DE PLANO: 2/5
		ESCALA: 1:1			UNIDAD: mm

### ENGRANAJE RECTO Z=30 F=26



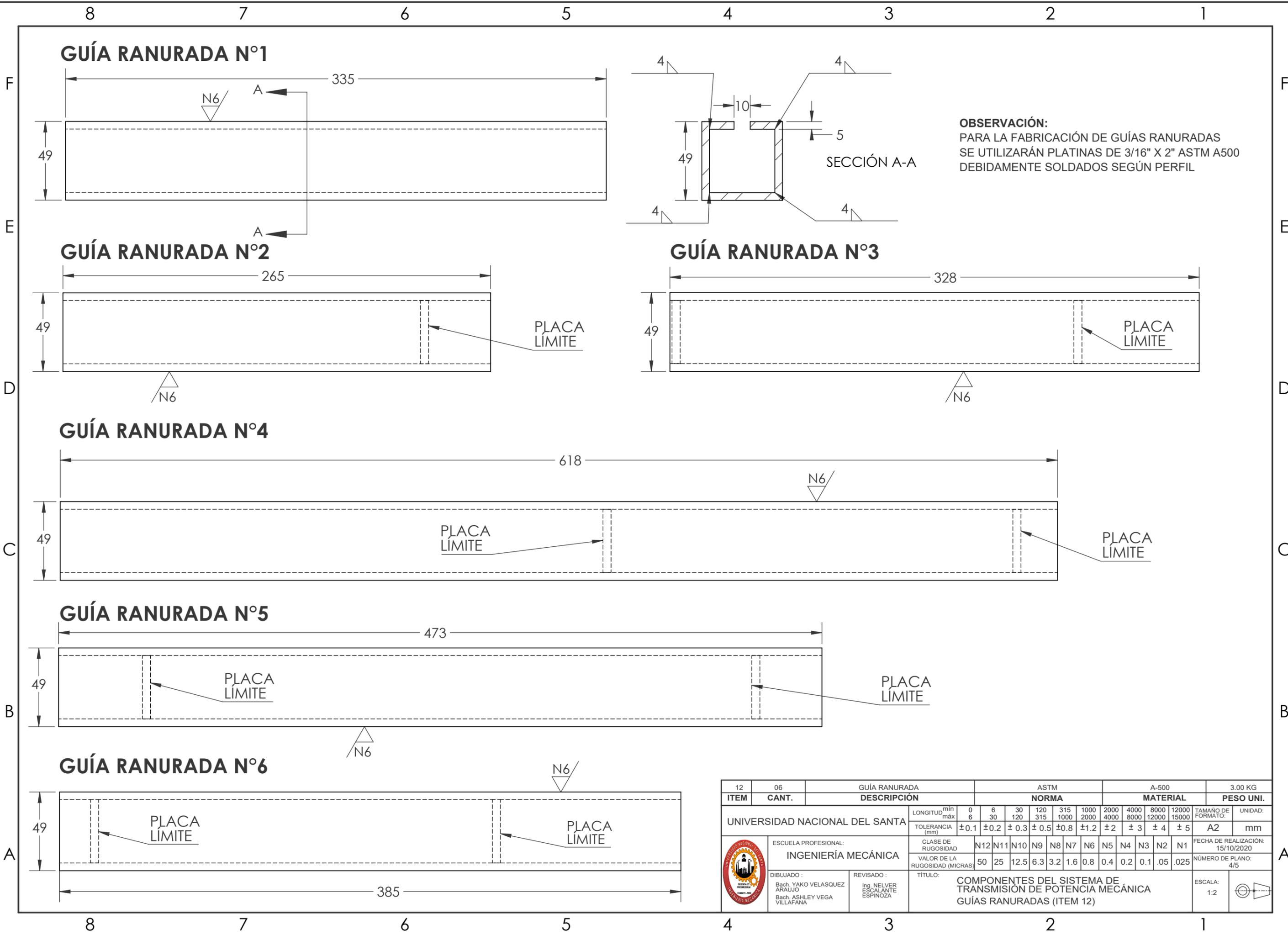
DETALLE A (1 : 1)

### ENGRANAJE RECTO Z=34 F=26



DETALLE B (1 : 1)

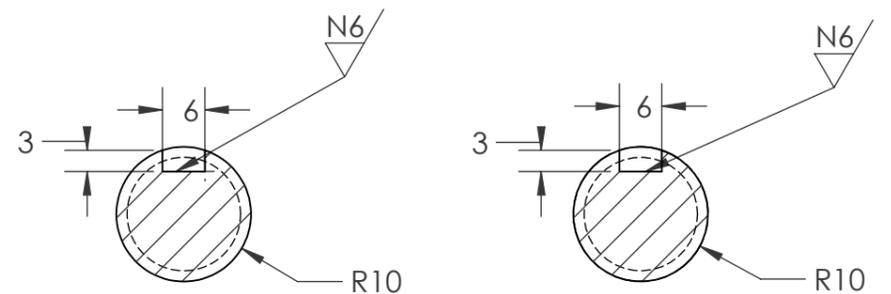
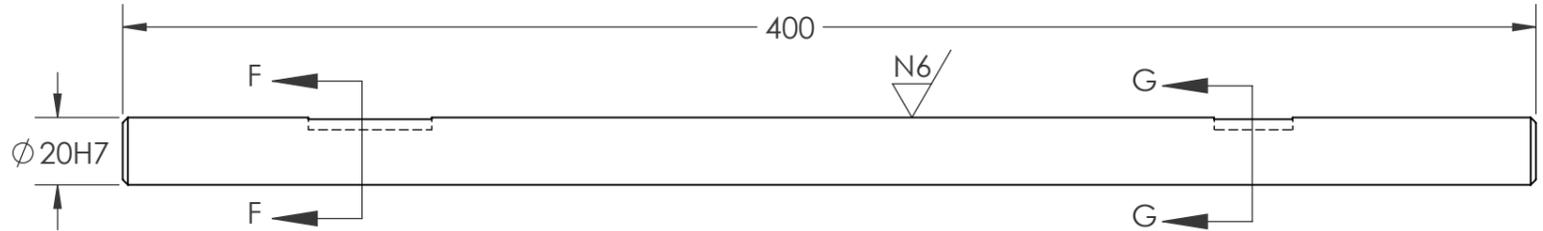
10	01	ENGRANAJE RECTO Z=34 - F=26	ASTM	A-48	3.50 KG
09	01	ENGRANAJE RECTO Z=30 - F=26	ASTM	A-48	3.00 KG
ITEM	CANT.	DESCRIPCIÓN	NORMA	MATERIAL	PESO UNI.
		UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA	LONGITUD min máx	0 6	UNIDAD:
			TOLERANCIA (mm)	±0.1 ±0.2 ±0.3 ±0.5 ±0.8 ±1.2 ±2 ±3 ±4 ±5	A2 mm
		ESCUELA PROFESIONAL: <b>INGENIERÍA MECÁNICA</b>	CLASE DE RUGOSIDAD	N12 N11 N10 N9 N8 N7 N6 N5 N4 N3 N2 N1	FECHA DE REALIZACIÓN: 15/10/2020
		DIBUJADO: Bach. YAKO VELASQUEZ ARAUJO Bach. ASHLEY VEGA VILLAFANA	VALOR DE LA RUGOSIDAD (MICRAS)	50 25 12.5 6.3 3.2 1.6 0.8 0.4 0.2 0.1 .05 .025	NÚMERO DE PLANO: 3/5
		REVISADO: Ing. NELVER ESCALANTE ESPINOZA	TÍTULO:	COMPONENTES DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA MECÁNICA ENGRANAJES RECTOS (ITEMS 09 Y 10)	
				ESCALA: 1:2	



**OBSERVACIÓN:**  
 PARA LA FABRICACIÓN DE GUÍAS RANURADAS  
 SE UTILIZARÁN PLATINAS DE 3/16" X 2" ASTM A500  
 DEBIDAMENTE SOLDADOS SEGÚN PERFIL

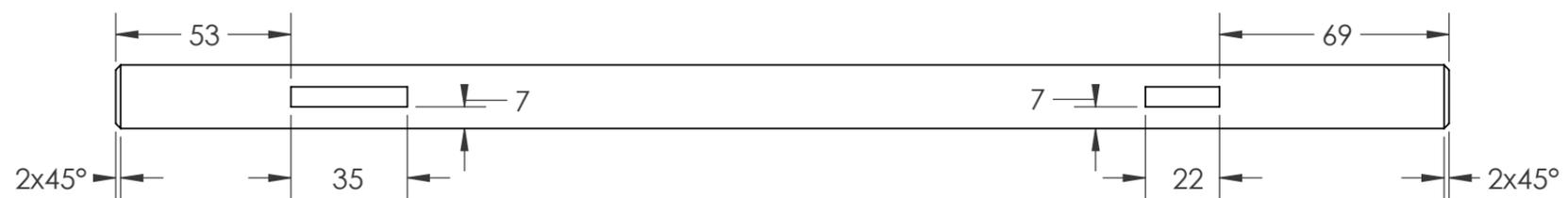
12	06	GUÍA RANURADA	ASTM										A-500					3.00 KG
ITEM	CANT.	DESCRIPCIÓN	NORMA										MATERIAL					PESO UNI.
UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA			LONGITUD	min	0	6	30	120	315	1000	2000	4000	8000	12000	15000	TAMAÑO DE	UNIDAD:	
			TOLERANCIA	(mm)	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8	±1.2	±2	±3	±4	±5	A2	mm		
ESCUELA PROFESIONAL: INGENIERÍA MECÁNICA			CLASE DE		N12	N11	N10	N9	N8	N7	N6	N5	N4	N3	N2	N1	FECHA DE REALIZACIÓN:	
DIBUJADO: Bach. YAKO VELASQUEZ ARAÚJO Bach. ASHLEY VEGA VILLAFANA			VALOR DE LA		50	25	12.5	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	.05	.025	15/10/2020	
REVISADO: Ing. NELVER ESCALANTE ESPINOZA			TÍTULO:	COMPONENTES DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA MECÁNICA GUÍAS RANURADAS (ITEM 12)												NÚMERO DE PLANO: 4/5	ESCALA: 1:2	

### EJE N°1 LONGITUDINAL

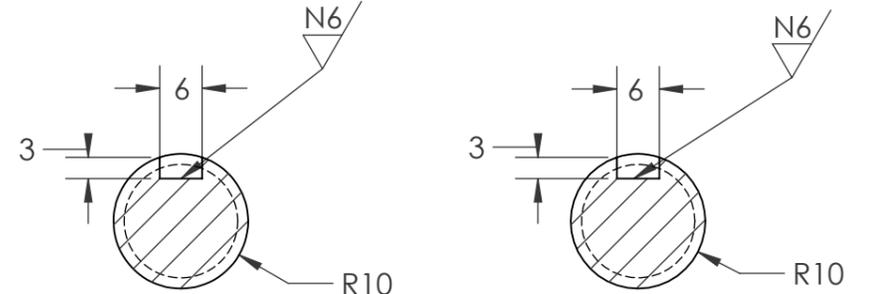
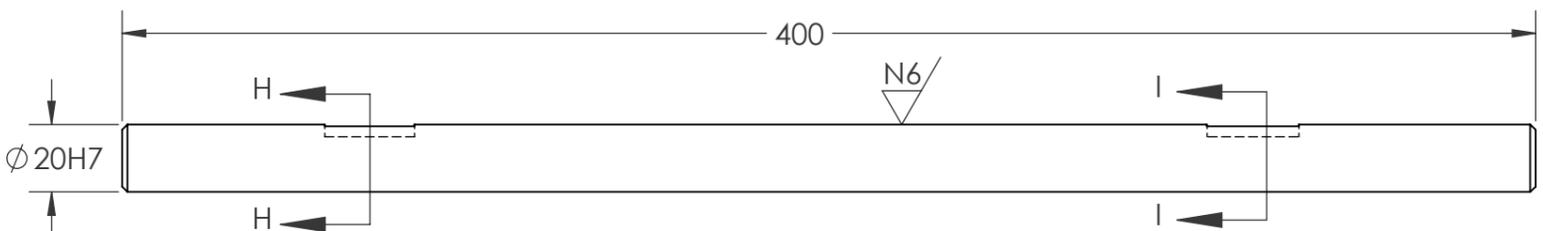


SECCIÓN F-F (1 : 1)

SECCIÓN G-G (1 : 1)

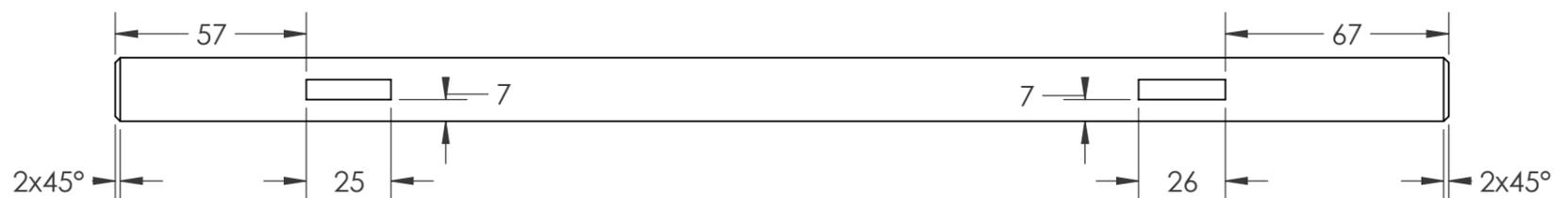


### EJE N°2 LONGITUDINAL

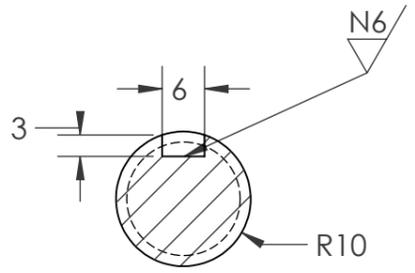
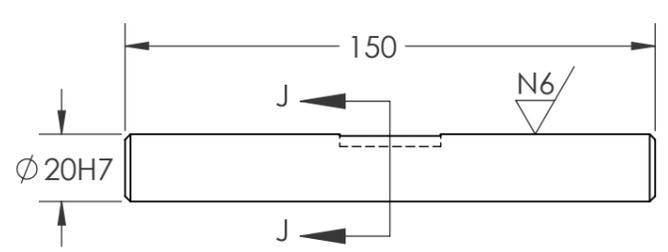


SECCIÓN H-H (1 : 1)

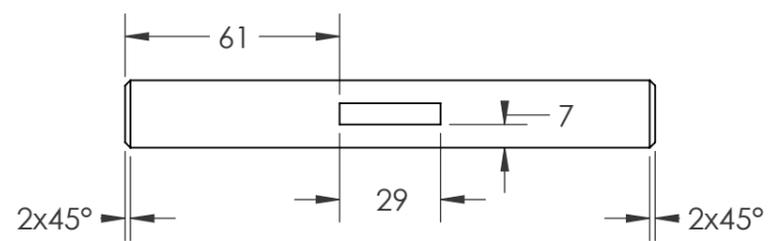
SECCIÓN I-I (1 : 1)



### EJE N°3 LONGITUDINAL



SECCIÓN J-J (1 : 1)



11	03	EJE VCN DIAM. 20 MM	DIN											VCN	1.00 KG	
ITEM	CANT.	DESCRIPCIÓN	NORMA											MATERIAL	PESO UNI.	
		UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA	LONGITUD min	0	6	30	120	315	1000	2000	4000	8000	12000	15000	TAMAÑO DE FORMATO:	UNIDAD:
			TOLERANCIA (mm)	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8	±1.2	±2	±3	±4	±5	A2	mm	
		ESCUELA PROFESIONAL:	CLASE DE RUGOSIDAD	N12	N11	N10	N9	N8	N7	N6	N5	N4	N3	N2	N1	FECHA DE REALIZACIÓN:
		<b>INGENIERÍA MECÁNICA</b>	VALOR DE LA RUGOSIDAD (MICRAS)	50	25	12.5	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	.05	.025	15/10/2020
		DIBUJADO: Bach. YAKO VELASQUEZ ARAUJO Bach. ASHLEY VEGA VILLAFANA	TÍTULO:	COMPONENTES DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA MECÁNICA EJES LONGITUDINALES (ITEM 12)											NÚMERO DE PLANO: 5/5	ESCALA: 1:2
		REVISADO: Ing. NELVER ESCALANTE ESPINOZA														

# “Diseño de un sistema de entrenamiento de potencia mecánica para la escuela profesional de ingeniería mecánica – UNS

## INFORME DE ORIGINALIDAD

5%

INDICE DE SIMILITUD

5%

FUENTES DE INTERNET

0%

PUBLICACIONES

3%

TRABAJOS DEL ESTUDIANTE

## FUENTES PRIMARIAS

1

[es.scribd.com](https://es.scribd.com)

Fuente de Internet

1%

2

[www.scribd.com](https://www.scribd.com)

Fuente de Internet

1%

3

[repositorio.espe.edu.ec](https://repositorio.espe.edu.ec)

Fuente de Internet

<1%

4

[repositorio.uns.edu.pe](https://repositorio.uns.edu.pe)

Fuente de Internet

<1%

5

[docplayer.es](https://docplayer.es)

Fuente de Internet

<1%

6

[www.cam.educaciondigital.net](https://www.cam.educaciondigital.net)

Fuente de Internet

<1%

7

[www.slideshare.net](https://www.slideshare.net)

Fuente de Internet

<1%

8

[pirhua.udep.edu.pe](https://pirhua.udep.edu.pe)

Fuente de Internet

<1%

9	Submitted to Universidad Tecnologica del Peru Trabajo del estudiante	<1%
10	repository.upb.edu.co:8080 Fuente de Internet	<1%
11	Submitted to Universidad San Francisco de Quito Trabajo del estudiante	<1%
12	Submitted to Universidad Católica de Santa María Trabajo del estudiante	<1%
13	dspace.ups.edu.ec Fuente de Internet	<1%
14	zh.scribd.com Fuente de Internet	<1%
15	www.ricuc.cl Fuente de Internet	<1%
16	edoc.pub Fuente de Internet	<1%
17	Luis Miguel Casas, Jessica Garzon, Juan Salamanca, Jenny Alfonso. "Modeling and control of a flexible mechanical transmission: (Comparison of performance controllers for an educational prototype of a flexible mechanical transmission)", 2017 IEEE 3rd Colombian Conference on Automatic Control (CCAC), 2017	<1%

---

18	<b>mailweb.udlap.mx</b> Fuente de Internet	<1 %
19	<b>Submitted to Tecsup</b> Trabajo del estudiante	<1 %
20	<b>Submitted to Universidad Continental</b> Trabajo del estudiante	<1 %
21	<b>hdl.handle.net</b> Fuente de Internet	<1 %
22	<b>cybertesis.uni.edu.pe</b> Fuente de Internet	<1 %
23	<b>biblioteca.uns.edu.pe</b> Fuente de Internet	<1 %
24	<b>Submitted to Universidad Internacional de la Rioja</b> Trabajo del estudiante	<1 %
25	<b>www.buenastareas.com</b> Fuente de Internet	<1 %
26	<b>Submitted to Universidad Cesar Vallejo</b> Trabajo del estudiante	<1 %

---