

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA

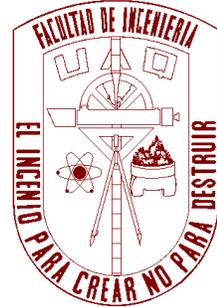
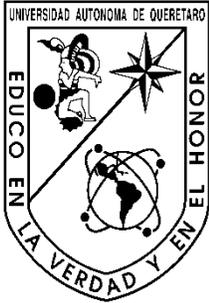
DE

QUERÉTARO

FACULTAD DE INGENIERÍA

CAMPUS SAN JUAN DEL RÍO

ÁREA DE ELECTROMECAÁNICA



T E S I S

**ANÁLISIS DE FATIGA EN BANDAS METÁLICAS
DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA**

Que para obtener el título de:

INGENIERO ELECTROMECAÁNICO

Presenta:

Edgar Ricardo Yañez Dávila

DIRECTOR: Dr. JOSE ANTONIO ROMERO NAVARRETE

San Juan del Río, Querétaro

a de de 2012



AGRADECIMIENTOS





PRESENTACIÓN

El desarrollo de la presente tesis se inscribe en el marco de investigación tendiente a la vinculación con el sector productivo regional.

En este caso, en el Estado de Querétaro se encuentra la “Secretaría de Comunicaciones y Transportes”, “Instituto Mexicano del Transporte”. En este caso para el análisis del transporte debido a que con el equipo experimental desarrollado se podrían desarrollar estudios tendientes a evaluar el comportamiento residual que tiene la carga así como las diversas formas de toneles, sobre los tramos carreteros.





ÍNDICE





Figuras.

Tablas.





Antecedentes

Durante su funcionamiento, la mayoría de los sistemas mecánicos están sometidos a cargas variables con el tiempo. La aplicación continuada de estas cargas puede llevar a la aparición de pequeñas grietas en el material, generalmente en la superficie, que progresan a través de él, reduciendo la capacidad portante del componente. Este efecto puede, con la repetición de las cargas, desembocar en su fractura. A este fenómeno se le conoce como fallo por fatiga y es el responsable de más del 50% de los fallos en componentes mecánicos. De esta forma, una de las consideraciones más importantes en el diseño mecánico de componentes es la vida esperada a fatiga (Diseño de Elementos de Máquinas. Cuarta edición Limusa, 1995).

La falla de un elemento trae consigo desde pérdidas económicas, hasta consecuencias fatales. Debido a la importancia del fenómeno “fatiga” los investigadores han mostrado gran interés por comprender los elementos que delimitan al propio fenómeno, así mismo, el desarrollo de métodos de análisis en la ayuda del diseño de piezas mecánicas. El principal inconveniente en la predicción de vida a la fatiga es el poder determinar el crecimiento de grietas que se originan en áreas discontinuas (orificios, transiciones de sección, etc.), una pequeña grieta provoca que disminuya el área cargada aumentando la magnitud del esfuerzo. Sin embargo las propiedades del material y así como el tipo de carga a la que se encuentre son las principales variables que afectan el crecimiento de las grietas el fenómeno de “fatiga”.

La naturaleza aleatoria de las propiedades del material hace que la vida de crecimiento de grieta, de distintos elementos de un mismo material y sometido a cargas idénticas, pueda dar valores significativamente diferentes. En cuanto a las cargas que van a producirse durante la vida de los componentes o estructuras reales, rara vez podrán ser consideradas de amplitud constante, muy al contrario serán normalmente de amplitud variable, en muchas ocasiones de carácter aleatorio o semialeatorio (Stress, Strain and Strength. McGraw-HILL, 1967). De igual forma, los registros de carga empleados tienen normalmente una longitud finita, de forma que para el análisis de la vida a fatiga de un elemento cualquiera, ya sea mediante simulación o ensayo, se aplica repetidamente hasta que se produce el fallo. Este hecho introduce un efecto de secuencia





artificial que puede producir que la vida estimada dependa de la longitud del registro empleado. Así pues, la variabilidad de la vida de crecimiento de grietas por fatiga bajo cargas de amplitud variable dependerá, entre otros factores, de las características del material, de las características estadísticas de la carga y de la longitud del registro empleado. Es por tanto de gran importancia determinar, acotar y cuantificar la magnitud de estos efectos. Dicho estudio puede abordarse mediante experimentación o haciendo uso de modelos de simulación.

En este sentido, uno de los dispositivos mecánicos más comúnmente empleados en la transmisión de potencia corresponde a aquellos que utilizan bandas, las cuales pueden estar expuestas a fallas por fatiga. Sin embargo, no existen estudios reportados en la literatura que aborden de forma directa el análisis de los esfuerzos en las bandas metálicas y su correspondiente consumo de vida a fatiga.

Objetivos

En esta tesis se plantea como objetivo principal el análisis de los esfuerzos desarrollados en un sistema de transmisión de potencia por medio de bandas metálicas, con el objeto de determinar el consumo de vida a fatiga de dicho componentes como resultado de la acción de diversos niveles de carga. Para esto, se desarrollará la ingeniería para crear un mecanismo que proveerá de un movimiento longitudinal bidireccional (ida y retorno) a un banco de pruebas existente, el cual tiene como función llevar a cabo experimentos sobre el efecto de la carga sólida o líquida de un auto-tanque durante maniobras específicas. Sin embargo, para alcanzar este objetivo fundamental de esta tesis, se deberán de alcanzar objetivos secundarios, de menor alcance, los cuales quedan definidos de forma estructural como:

- Desarrollar una polea motriz que proporcione una superficie de fricción, hule, la cual entre en contacto con la banda metálica requerida.





- Diseñar y construir un mecanismo que permita elevar la tensión inicial de la banda, de tal suerte que se minimice el deslizamiento de la banda en la polea, al efectuarse cambios bruscos de dirección.
- Diseñar y construir un sistema de soportes, acoplado a la plataforma existente, el cual proporcione la rigidez y resistencia adecuadas.
- Modelar mediante elemento finito, los esfuerzos en la banda metálica, como una función de las condiciones de operación.
- Modelar los efectos de fatiga causados en la banda metálica, como una función de las condiciones de operación.

Siendo la consideración básica de este proyecto el que la fuerza de fricción desarrollada en la interfaz banda metálica – polea, será suficiente para lograr los relativamente bruscos cambios de sentido de rotación del medio movido, se busca caracterizar los esfuerzos en la banda como una función de las condiciones de operación. Para ello se considera que los mecanismos existen para proveer esa fuerza incrementada de fricción, los cuales se basan en el empleo de poleas locas y mecanismos tensores.

Alcance

Se partirá del diseño y construcción de un sistema de transmisión de potencia por banda metálica, para llevar a cabo de forma experimental el análisis de los esfuerzos desarrollados en dicha banda metálica y, así, determinar el correspondiente consumo de vida a fatiga. El sistema será adaptado a un banco experimental de pruebas existente, al cual se le incorporarán los diferentes mecanismos para lograr su movimiento. De forma específica, dicho banco de pruebas corresponde a una mesa móvil existente, a la cual se le incorporarán los mecanismos de control de movimiento, la cual es utilizada para analizar las fuerzas ejercidas en auto-tanques con carga sólida o líquida sujeto a maniobras específicas. Una vez que el sistema de transmisión de potencia haya sido diseñado y construido, será acoplado a la mesa y se procederá a elaborar el diseño experimental e instrumentación para la medición de los esfuerzos desarrollados en la





banda metálica. De igual forma, se desarrollará una aproximación teórica de la banda por medio de elemento finito, la cual se desempeñará bajo diversas condiciones de operación. Los resultados experimentales serán contrastados con las salidas del modelo desarrollado en elemento finito para su análisis y calibración.

Metodología y contenido de la tesis

Para el desarrollo de este proyecto se aplicarán los conceptos de Diseño Metodológico Ingenieril, que comprende diferentes etapas desde la identificación de las necesidades hasta la construcción y prueba de un prototipo.

De esta forma, el contenido de esta tesis está definido por los siguientes capítulos. En el Capítulo 1, se define un conjunto de temas cuya intención es facilitar la lectura y comprensión de esta tesis, así como una introducción al software de adquisición y análisis de deformación (LABVIEW), así como el software para análisis de elementos finitos (ABAQUS). En el Capítulo 2 se presenta la revisión literaria del estudio y análisis tanto de esfuerzos y fatiga de elementos tipo banda metálica. El Capítulo 3 presenta la descripción del diseño conceptual así como la manufactura y construcción del banco de pruebas, asimismo una serie de pruebas preliminares al mismo. En el Capítulo 4 se presentan los resultados más significativos a las pruebas realizadas (modos de operación, esfuerzos, cálculos de fatiga). Finalmente, se incluyen las principales conclusiones y recomendaciones para trabajos futuros producto de la presente investigación.





1. GENERALIDADES



Capítulo I



En el presente capítulo se describen de forma general aquellos conceptos que tienen que ver con el trabajo aquí presentado. Esto con la finalidad de facilitar la comprensión de los distintos temas que conforman el presente trabajo de investigación. En este sentido, se incluyen definiciones concernientes con los esfuerzos desarrollados en elementos mecánicos de transmisión de potencia, específicamente, las bandas. De forma adicional se incluye una breve introducción al software a emplear en la modelación teórica de los esfuerzos desarrollados en una banda metálica.

1.1 Diseño en ingeniería

La justificación para emprender el presente estudio se relaciona con una necesidad de tener una estimación objetiva de la vida esperada de una banda metálica para el accionamiento de una mesa móvil sometida a desplazamientos alternantes. El diseño metodológico incluye de manera general las siguientes etapas: 1) definición de necesidades; 2) revisión de la literatura; 3) diseño conceptual; 4) construcción de prototipo; y 5) prueba y re-alimentación.

Es importante señalar el paralelismo que se tiene entre el diseño metodológico y el método científico, de tal manera que existen paralelismos, en donde el diseño conceptual corresponde al planteamiento de hipótesis, mientras que al final de ambos procesos se cuenta con nuevo conocimiento en el caso del método científico, y con nuevas tecnologías en el caso del diseño metodológico. Las características de ambos métodos incluyen el que son iterativos, esto es, no necesariamente los resultados o conocimientos perseguidos se logran a la primera, sino que es necesario la mayor parte de las veces, retornar a etapas anteriores del proceso para afinar hipótesis y diseños conceptuales. Por otro lado, también se requiere divergir al proponer las soluciones planteadas en los desarrollos, de tal manera que resulten soluciones creativas y originales.

Respecto al diseño en ingeniería, es importante destacar la posibilidad de desarrollar modelos experimentales, los cuales validen los principios de operación propuestos en la etapa de diseño conceptual.



1.2 Fatiga mecánica

En ingeniería y, en especial, en la ciencia de materiales, la fatiga de materiales se refiere a un fenómeno por el cual la rotura de los materiales bajo cargas dinámicas cíclicas se produce ante cargas inferiores a las cargas estáticas que producirían la rotura. La fatiga es una forma de rotura que ocurre en estructuras sometidas a tensiones dinámicas y fluctuantes (puentes, automóviles, aviones, etc.). Su principal peligro es que puede ocurrir a una tensión menor que la resistencia a tracción o el límite elástico para una carga estática, y aparecer sin previo aviso, causando roturas catastróficas. Es un fenómeno muy importante, ya que es la primera causa de rotura de los materiales metálicos (aproximadamente el 90%), aunque también está presente en polímeros, y en cerámicas (Robert C Juvinall (1967)).

La fractura por fatiga es repentina y total, las señales son microscópicas, a comparación de las fracturas estáticas las piezas sufren una deformación detectable a simple vista. El proceso consiste en un inicio en áreas discontinuas y posterior propagación de fisuras, que crecen desde un tamaño inicial microscópico hasta un tamaño macroscópico capaz de fracturar el material de manera repentina. La gran cantidad de repetición conduce a la fractura por fatiga del elemento, así el máximo esfuerzo calculado este dentro del límite permisible (Poncelet (1839), Mitchell, M. R. (2001)).

1.3 Tensiones cíclicas

Tomando como ejemplo una onda sinodal, Figura 1.1, la tensión representada corresponde a una tensión con ciclos de tracción (cuando es positiva) y de compresión (cuando es negativa). La tensión puede ser axial (tensión y compresión), de flexión o torsional (Robert C Juvinall (1967)).



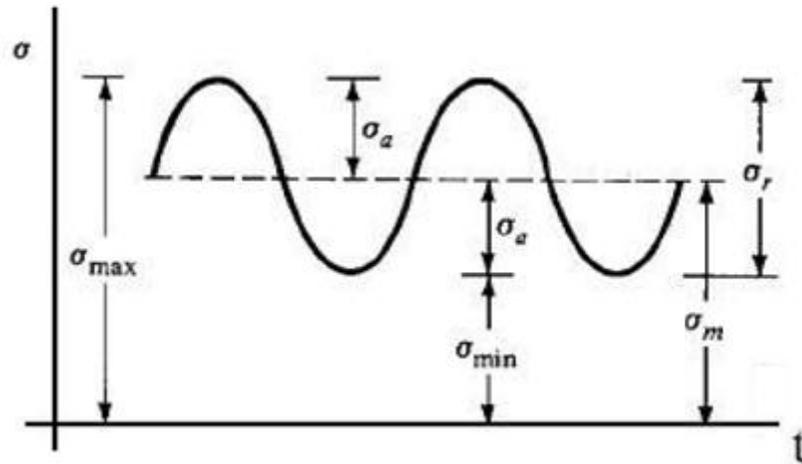


Figura 1-1: Forma de la carga cíclica periódica (Joseph Edward Shigley, Charles R. Mischke.(2002))

En general, existen tres tipos, de tensión fluctuantes:

- Representada por una onda sinodal en el tiempo, en la que la amplitud es simétrica y varía de un valor máximo a un mínimo igual a la tensión aplicada, se le denomina ciclo de carga invertida.
- Denominado ciclo de carga repetida, los esfuerzos máximos y mínimos son asimétricos con respecto al nivel cero de carga.
- Aleatorio: el nivel de tensión puede variar al aleatoriamente en amplitud y frecuencia.

La amplitud de la tensión varía alrededor de un valor medio, donde el promedio de las tensiones máximas y mínimas en cada ciclo corresponde a:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (1.1)$$



En el caso del intervalo de tensiones, éste corresponde a la diferencia entre la tensión máxima y la tensión mínima y está determinado por:

$$\sigma_r = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (1.2)$$

La amplitud de tensión es la mitad del intervalo de tensiones:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{\sigma_r}{2} \quad (1.3)$$

El cociente de tensiones R es el cociente entre las amplitudes mínima y máxima:

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (1.4)$$

Por convención, los esfuerzos a tracción son positivos y los de compresión son negativos. Para el caso de un ciclo con inversión completa de carga, el valor de R es igual a -1 (Robert C Juvinall (1967)).

1.4 Origen de la rotura por fatiga en los metales

Aunque no se ha encontrado una repuesta total al fenómeno de fractura por fatiga, que se puede denominar como “prematura”, cuando se somete a un metal a tensiones cíclicas o vibratorias, son varias las teorías que tienden a ello, se puede aceptar que la fractura por fatiga se debe a las deformaciones plásticas de la estructura, en forma análoga (iguales planos y direcciones cristalográficas), que en los casos vistos para deformaciones monodireccionales producidas por cargas estáticas, a diferencia que bajo tensiones repetidas se generan deformaciones residuales (Rankine (1843), Joseph Edward Shigley, Charles R. Mischke(2002)).





Estas bandas de deslizamiento, que aparecen aún bajo pequeñas cargas, se acrecientan con los ciclos, de manera que al llegar a la saturación de los granos afectados, la distorsión de la red provocará el inicio de la fisura.

Con más precisión se puede decir que las deformaciones de fatiga se inician en granos próximos a la superficie del metal, separados tan solo por algunos espacios atómicos, produciendo los efectos conocidos como extrusión e intrusión. En general y por el efecto de la intrusión la tracción acelera la propagación de la grieta, en cambio la compresión la retarda.

El inicio de la fractura por fatiga puede producirse, además que por los hechos explicados, por deficiencias en el material debidas a defectos estructurales (inclusiones, sopladuras, etc.) por discontinuidades de las superficies que provocan el efecto de forma (orificios, roscas, chaveteros, cambios de sección, maquinados incorrectos, etc.) y por el tratamiento o estado de las superficies (el endurecimiento mejora la resistencia en cambio la corrosión la disminuye considerablemente).

1.5 Método del elementó finito

El método de los elementos finitos (MEF) ha adquirido una gran importancia en la solución de problemas ingenieriles, físicos, etc., ya que permite resolver casos que hasta hace poco tiempo eran prácticamente imposibles de resolver por métodos matemáticos tradicionales.

Esta circunstancia obligaba a realizar prototipos, ensayarlos e ir realizando mejoras de forma iterativa, lo que traía consigo un elevado costo tanto económico como en tiempo de desarrollo. El MEF permite realizar un modelo matemático de cálculo del sistema real, más fácil y económico de modificar que un prototipo. Sin embargo no deja de ser un método aproximado de cálculo debido a las hipótesis básicas del método. Los prototipos, por lo tanto, siguen siendo



Capítulo I



necesarios, pero en menor número, ya que el primero puede acercarse bastante más al diseño óptimo. (Rao, 1992).

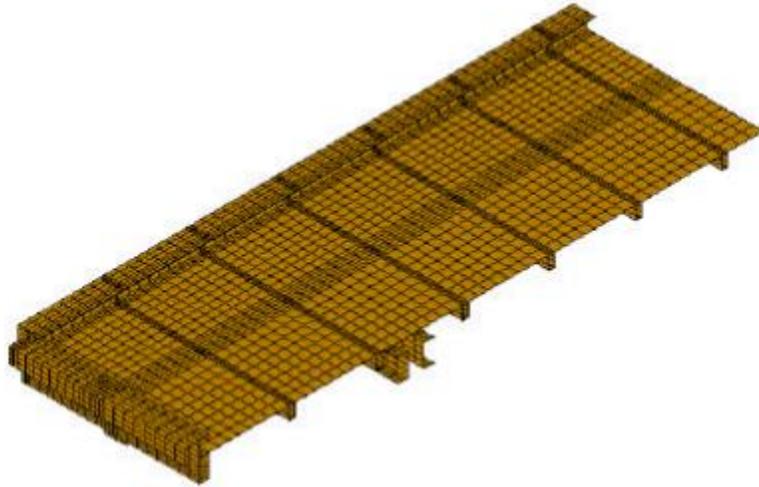


Figura 1-2: Discretización con elementos finitos.

En los últimos años ha sufrido un gran desarrollo debido a los avances informáticos. Han sido precisamente estos avances los que han puesto a disposición de los usuarios gran cantidad de programas que permiten realizar cálculos con elementos finitos. Pero no hay que llevarse a engaño, el manejo correcto de este tipo de programas exige un profundo conocimiento no solo del material con el que se trabaja, sino también de los principios del MEF. Sólo en este caso estaremos en condiciones de garantizar que los resultados obtenidos en los análisis se ajustan a la realidad.



1.6 Esfuerzo

Las fuerzas internas de un elemento están ubicadas dentro del material por lo que se distribuyen en toda el área; justamente se denomina *esfuerzo* a la fuerza por unidad de área, la cual se denota con la letra griega sigma (σ) y es un parámetro que permite comparar la resistencia de dos materiales, ya que establece una base común de referencia.

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (1.5)$$

Dónde:

P = Fuerza axial

A = Área de la sección transversal

Cabe destacar que la fuerza empleada en la ecuación (1.5) debe ser perpendicular al área analizada y aplicada en el centroide del área para así tener un valor de σ constante que se distribuye uniformemente en el área aplicada. La ecuación no es válida para los otros tipos de fuerzas internas¹; existe otro tipo de ecuación que determine el esfuerzo para las otras fuerzas, ya que los esfuerzos se distribuyen de otra forma.

1.7 Deformación

La resistencia del material no es el único parámetro que debe utilizarse al diseñar o analizar una estructura; controlar las deformaciones para que la estructura cumpla con el propósito para el cual se diseñó tiene la misma o mayor importancia. El análisis de las deformaciones se relaciona con los cambios en la forma de la estructura que generan las cargas aplicadas.

Una barra sometida a una fuerza axial de tracción aumentara su longitud inicial; se puede observar que bajo la misma carga pero con una longitud mayor este aumento o alargamiento se incrementará también. Por ello definir la *deformación* (ϵ) como el cociente entre el alargamiento



δ y la longitud inicial L , indica que sobre la barra la deformación es la misma porque si aumenta L también aumentaría δ . Matemáticamente la deformación sería:

$$\varepsilon = \frac{\delta}{L} \quad (1.6)$$

Donde:

ε : Deformación.

δ : Alargamiento.

L : Longitud inicial.

Al observar la ecuación 1.6 se obtiene que la deformación es un valor adimensional siendo el orden de magnitud en los casos del análisis estructural alrededor de 0,0012, lo cual es un valor pequeño (Beer y Johnston, Popov, Singer y Pytel, (2007)).

1.8 Ley de Hooke

En el diagrama esfuerzo – deformación, la línea recta indica que la deformación es directamente proporcional al esfuerzo en el tramo elástico, este principio conocido como la *ley de Hooke* (véase Ecuación (1.6)). Asimismo, la proporción representada por la pendiente de la recta, es constante para cada material y se llama *módulo de elasticidad* (E), valor que representa la rigidez de un material.

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} \quad (1.7)$$

Desarrollando la Ecuación 1.7, podemos inferir la expresión de alargamiento indicada en la Ecuación (Beer y Johnston, Singer y Pytel, Timoshenko y Young, (2000)).

$$E = \frac{P}{\frac{\delta}{L}} \rightarrow E = \frac{PL}{A\delta} \rightarrow \delta = \frac{PL}{AE} \quad (1.8)$$





1.9 Bandas

Los cuatro tipos principales de bandas se listan con algunas de sus características en la Tabla (1-1). Las poleas abombadas se emplean para bandas planas mientras que las poleas ranuradas o acanaladas para bandas en “V”. Las bandas de sincronización requieren poleas dentadas o catarinas. Para su adecuada operación en cualquier caso los ejes de las poleas deberán estar separados una cierta distancia mínima dependiendo del tipo y tamaño de la banda. Otras características de las bandas son:

- Se pueden emplear para distancias entre centros muy distantes.
- Excepción de las bandas de sincronización, existe un cierto deslizamiento y fluencia, por la cual la relación de velocidad angular entre los ejes impulsor e impulsado no es constante ni exactamente igual a la relación de los diámetros de las poleas.
- En algunos casos se requiere de una polea guía o tensora para evitar ajustes en la distancia entre centros, además de proporcionarle tensión para eliminar el deslizamiento.

En el caso de las bandas metálicas, no existe variedad y todas ellas consisten de flejes con resistencia y dureza elevadas. Sin embargo, ambos tipos de banda, metálica y no metálica, quedan sometidas a situaciones de esfuerzo variable semejantes, afectando la falla de ambos tipos de bandas los mismos factores tales como radio de la polea, la tensión inicial y el número de poleas por donde se haga pasar a la polea. Sin embargo, la rigidez de las bandas metálicas las hace apropiadas para usarse en accionamientos para controlar, de manera precisa, el movimiento de un cuerpo o mesa móvil. De esta forma, son ideales para dar movimiento, por ejemplo, a simuladores de manejo.



Tabla 1-1: Tipos de bandas (Agawam, 2002).

Tipo de banda	Figura	Unión	Intervalo de tamaño	Distancias entre centros
Plana		Si	$t = \left\{ \begin{array}{l} 0.03 \text{ a } 0.02 \text{ pulg} \\ 0.75 \text{ a } 5 \text{ mm} \end{array} \right\}$	No hay límite superior.
Redonda		Si	$d = \frac{1}{8} \text{ a } \frac{3}{4} \text{ pulg}$	No hay límite superior.
V		Ninguna	$b = \left\{ \begin{array}{l} 0.31 \text{ a } 0.91 \text{ pulg} \\ 8 \text{ a } 19 \text{ mm} \end{array} \right\}$	Limitada.
De sincronización		Ninguna	$p = 2\text{mm a mayor}$	Limitada.

1.10 Soporte Labview

LabVIEW constituye un revolucionario sistema de programación gráfica para aplicaciones que involucren adquisición, control, análisis y presentación de datos. Las ventajas que proporciona el empleo de LabVIEW se resumen en las siguientes:

- Se reduce el tiempo de desarrollo de las aplicaciones al menos de 4 a 10 veces, ya que es muy intuitivo y fácil de aprender.
- Dota de gran flexibilidad al sistema, permitiendo cambios y actualizaciones tanto del hardware como del software.
- Da la posibilidad a los usuarios de crear soluciones completas y complejas.
- Con un único sistema de desarrollo se integran las funciones de adquisición, análisis y presentación de datos.
- El sistema está dotado de un compilador gráfico para lograr la máxima velocidad de ejecución posible.





- Tiene la posibilidad de incorporar aplicaciones escritas en otros lenguajes.

El objetivo de la programación en LabVIEW es el desarrollo de aplicaciones, similar a los de lenguaje C o BASIC los cuales son más comerciales, sin embargo la diferencia entre LabVIEW y los comerciales lenguajes de programación se basan en líneas de texto para crear el código fuente del programa, mientras que LabVIEW emplea la programación gráfica o lenguaje G para crear programas basados en diagramas de bloques.

Este programa es utilizado en esta tesis para medir las deformaciones unitarias en la banda de transmisión de movimiento para el equipo de prueba. A continuación se describen los fundamentos del sistema de medición de deformaciones unitarias basado en el Puente de Wheatstone. Al respecto, se sabe que la forma para determinar las deformaciones y esfuerzos en un elemento estructural sometido a diferentes tipos de situaciones se efectúa a través de diversos métodos experimentales, tales como: galgas extensométricas, fotoelasticidad, y lacas frágiles.

Una galga extensométrica (strain gage), es una resistencia eléctrica sensible a la deformación mecánica, pueden tener una gran variedad de forma y tamaño como también de materiales con las cuales son construidas y de propiedades mecánicas o eléctricas. La medición eléctrica de magnitudes mecánicas es una de los métodos experimentales de mayor aplicación actual. Los fabricantes de galgas extensométricas ofrecen, normalmente, centenares de diseños diferentes, para así cubrir todas las posibles aplicaciones, ya sea en el campo de la mecánica, obras civiles, bioingeniería, de manera de poder seleccionar en forma adecuada la cinta apropiada para una situación particular. Elegir cuál es la mejor cinta para cada caso, es un problema que requiere para su solución conocer las características de cada una de las cintas extensométricas y su forma de aplicación. Lo que se mide con una cinta extensométrica es la variación de la resistencia eléctrica producida por un cambio de longitud, estos cambios están relacionados de la siguiente manera:



$$\Delta R = F \frac{R_0}{L_0} \Delta L$$

(1.9)

Dónde :

ΔR = Cambio de resistencia eléctrica de la C.E.

F = Factor de cinta (gage factor)

R_0 = Resistencia inicial de la C.E.

L_0 = Longitud inicial de la cinta

ΔL = Cambio de longitud de la Cinta

Generalmente, esta relación se expresa de la siguiente forma:

$$F = \frac{\frac{\Delta R}{R_0}}{\varepsilon}$$

(1.10)

Por lo tanto, el valor de la deformación ε es igual a:

$$\varepsilon = \frac{1}{F} \frac{\Delta R}{R_0}$$

(1.11)

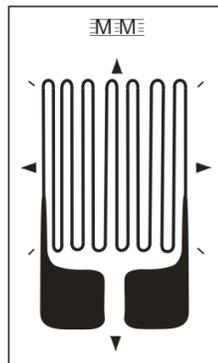


Figura 1-3: Galga extensométrica.

La ecuación 1.11 es el fundamento de la medición eléctrica de magnitudes mecánicas. Se recomienda emplear una galga extensométrica simple cuando se sepa de antemano que el estado de esfuerzos es uniaxial y se conoce con una precisión mejor al 5 % las direcciones principales. Las galgas extensométricas se colocan en uno de los ramales de un Puente de Wheatstone, de tal suerte que se cuenta con un medio extremadamente sensible de detectar cambios en la resistencia de las galgas. Se pueden configurar desde una galga como una resistencia del puente (cuarto de puente), hasta cuatro galgas, una en cada uno de los ramales del Puente. Normalmente, los instrumentos para medir deformaciones traen circuitos internos conformados por resistencias eléctricas de 250 ohm y de 350 ohm. La configuración que se muestra en la Figura 1-4 se conoce como conexión en cuarto puente de Wheatstone, puesto que sólo una rama de dicho puente es activa. La conexión se denomina medio puente de Wheatstone cuando dos de las ramas del puente son activas, ya sea dos cintas activas, o bien, una cinta activa y la otra compensadora, debido al efecto de la temperatura en la resistencia eléctrica de la cinta. La conexión se denomina puente completo de Wheatstone cuando las cuatro ramas del puente son activas. Este tipo de conexión se aplica, normalmente, a los transductores, debido a que aumenta la ganancia en la medición.

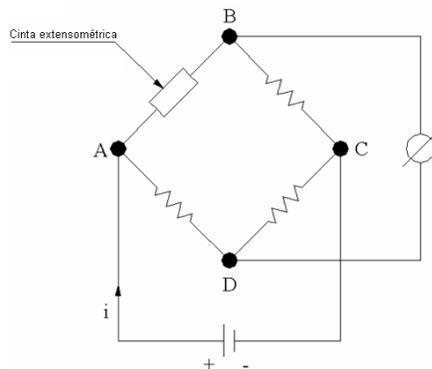


Figura 1-4: Puente de Wheatstone.

Las galgas extensométricas pueden ser pegadas en casi cualquier superficie sólida si esta es adecuadamente preparada. Aunque existen varias técnicas disponibles para la preparación de superficies, la técnica y procedimientos que se describen a continuación han sido cuidadosamente desarrolladas y probadas. El propósito de la preparación es desarrollar una superficie químicamente limpia, con una rugosidad superficial adecuada además de un PH



neutro. El sistema *Micro Measurements* de preparación de superficies se reduce a cinco operaciones básicas:

- Desengrasado.
Esta operación permite remover aceite, grasas, contaminantes orgánicos y residuos químicos solubles.
- Lijado de superficie.
La superficie debe ser lijada para eliminar óxido, pintura, rebaba o cualquier imperfección o materia extraña que se encuentre adherida de tal forma que se obtenga una superficie lisa y sin poros.
- Acondicionador.
Posteriormente se aplica abundante acondicionador a la superficie dejando este unos segundos.
- Neutralizador.
A fin de la alcalinidad de la superficie se adecuada neutra para la aplicación de los pegamentos, la superficie deberá ser neutralizada aplicando abundante líquido neutralizador como "*M-Prep Neutraliser 5A*" o *agua amoniacada al 6.5%* secando con esponjas o pañuelos.

Una vez que la superficie está preparada se procede al pegado de las galgas extensométricas. Para esto se siguen los siguientes pasos:

- Utilizando de 10 a 15 cm de cinta adhesiva fije un extremo de la cinta en el vidrio o caja alineándola con la galga y las terminales con un dedo deslice la cinta sobre ellos para luego despegar la cinta con la galga y las terminales.
- La galga esta lista para ser colocada en la superficie previamente preparada, fije un extremo de la cinta para poder presentar la galga en la superficie.
- Una vez colocado sobre la superficie despegar del extremo opuesto de las terminales para aplicar el pegamento sobre la galga y terminales colocando la galga sobre la superficie y ejerciendo una presión sobre estos durante 3min.





- Finalmente se retira la cinta y se solda mediante un par de cables y estaño la galga a las terminales y estas a los cables que se direccionan hacia el sistema de adquisición.

Debido a que la galga extensométrica es muy susceptible a las microdeformaciones y su implementación es por medio de un pegamento se seleccionó montarle en una sección de la banda la cual no sufriese un desgaste extremo, debido a que por el momento se cuenta solo con uno de estos sensores de precisión.

1.11 Abaqus

ABAQUS es un programa destinado a resolver problemas de ciencias e ingeniería y está basado en el método de los elementos finitos. El programa puede resolver casi todo tipo de problemas, desde un simple análisis lineal hasta simulaciones complejas no lineales. Abaqus posee una extensa librería de elementos finitos que permite modelar virtualmente cualquier geometría, así como su extensa lista de modelos que simulan el comportamiento de una gran mayoría de materiales, permitiendo su aplicabilidad en distintas áreas de ingeniería.



2. ESTUDIOS DE LA TENSION EN BANDAS METÁLICAS





2.1 Bandas planas metálicas

Las bandas planas metálicas delgadas, con su resistencia concurrente y estabilidad geométrica, no se pudieron fabricar hasta que la tecnología de soldadura laser y de laminado hizo posible la manufactura de bandas tan delgadas como 0.002 plg. y tan angostas como 0.026 plg. La introducción de perforaciones permite aplicaciones sin deslizamiento. Las bandas metálicas presentan.

- Alta resistencia al peso.
- Estabilidad dimensional.
- Sincronización exacta.
- Utilidad a temperaturas hasta 700°F.
- Buenas propiedades eléctricas y de conducción térmica.

Además, las aleaciones de acero inoxidable ofrecen bandas “inertes”, no obstante adecuadas para entornos hostiles (corrosivos), que esterilizan para aplicaciones en la industria alimenticia y farmacéutica.

Las bandas metálicas delgadas son clasificadas como una transmisión basada en fricción, para aplicaciones de transmisiones síncronas con alta precisión de posicionamiento. Entre las transmisiones por fricción, se tienen las bandas simples, con recubrimiento metálico y las perforadas. Al respecto, se pueden usar poleas abombadas para compensar los errores por deslizamiento (Shigley et al., 2002).

Como ya ha sido mencionado, las bandas metálicas quedan sometidas a esfuerzos variables derivados de la posición en que se encuentra en un momento dado, y respecto al tiempo. Por cuanto al tiempo, las variaciones se presentan por efecto de variaciones en las fuerzas que es necesario aplicar para los diferentes movimientos para los que se emplea este tipo de accionamiento. De esta manera, las variaciones en el tiempo son producto de manera

fundamental, de las aceleraciones y consecuentes fuerzas de inercia. La magnitud de los esfuerzos para una posición dada de esfuerzo constante, por ejemplo, en la parte tensa y floja de la banda, se ve afectada por variaciones en las fuerzas que es necesario vencer para efectuar el movimiento diseñado. La Fig. 2-1 lustra la variación en el espacio de las tensiones en la banda metálica, aunque este diagrama es aplicable a bandas hechas de neopreno. Los esfuerzos asociados a las distintas posiciones descritas en la figura 1 se derivan de la tensión en el lado tenso y flojo, F_1 y F_2 respectivamente, así como por el dobléz que experimenta la banda al pasar por los distintos diámetros de polea. De esta forma, (σ_1) y (σ_2) son los esfuerzos impuestos por los tensores de la banda que son igual a $\sigma_1 = \frac{F_1}{bt}$ y $\sigma_2 = \frac{F_2}{bt}$, donde b es igual al ancho de la banda y t es igual al espesor de la banda.

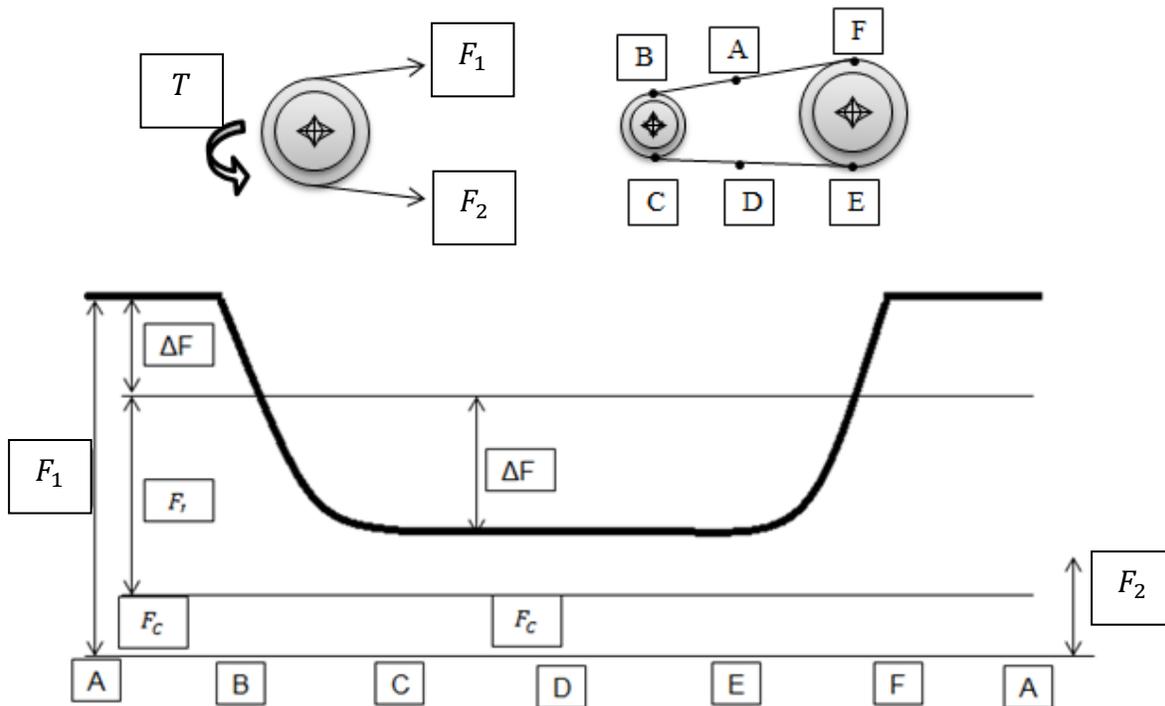


Figura 2-1: Tensiones en banda plana (Shigley et al.,2002).

En la figura 2.2 se muestra una banda metálica delgada con la tensión en el lado tirante F_1 y la tensión en el lado flojo F_2 . La relación entre F_1 y F_2 y el par de impulsión T es la misma que la ecuación 2.1.

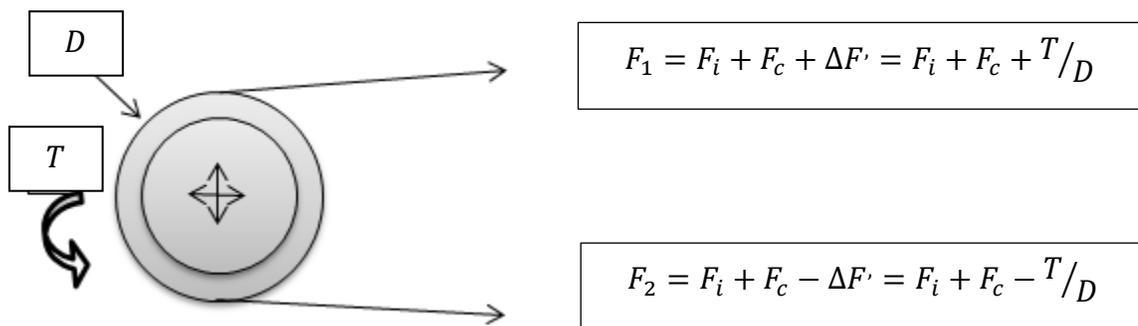


Figura 2-2 Diagrama de fuerzas y pares de torsión en una polea. (Joseph Edward Shigley, Charles R. Mischke, Rankine, (2002)).

$$F_1 = F_i + F_c + \Delta F' = F_i + F_c + T/D$$

$$F_2 = F_i + F_c - \Delta F' = F_i + F_c - T/D$$

Donde

F_i = tensión inicial.

F_c =tensión de arco debida a la fuerza centrífuga.

$\Delta F'$ =tensión debida al par de torsión transmitido T

D =diámetro de la polea

(2.1)

Capítulo II



Como en el caso de cualquier sistema o componente mecánico sometido a fatiga, su comportamiento es estudiado a través de experimentos, los cuales tienen como finalidad estudiar efecto que los diámetros, y la potencia transmitida, tienen sobre la resistencia a la fatiga de las bandas metálicas. Estos experimentos se realizan hasta hacer fallar al componente, por lo regular en transmisiones de igual diámetro de polea. La Tabla 2-1 enlista los resultados de estas pruebas de resistencia a la fatiga en el caso de bandas metálicas hechas de acero inoxidable. Por otro lado, en la Tabla 2-2 se enlistan los diámetros mínimos de polea que deberán ser empleados, en razón directa de que los esfuerzos a flexión son directamente proporcionales al radio de curvatura de la polea en donde se enrolla. La Tabla 2-3, finalmente, enlista las propiedades de los materiales comúnmente empleados para fabricar bandas metálicas.

Tabla 2-1: Vida de la banda para transmisiones de fricción de acero inoxidable (Agawam, 2002).

D/t	Pasadas de la Banda
625	$\geq 10^6$
400	$0.500 \cdot 10^6$
333	$0.165 \cdot 10^6$
200	$0.085 \cdot 10^6$

Tabla 2-2: Diámetro mínimo de polea (Agawam, 2002).

Espesor De La Banda. (pulg)	Diámetro Mínimo De Polea. (pulg)
0.002	1.2
0.003	1.8
0.005	3
0.008	5
0.01	6
0.015	10



0.02	12.5
0.04	25

Tabla 2-3 Propiedades comunes de materiales (Agawam, 2002).

Aleación	Esfuerzo de Cedencia (Kpsi)	Módulo de Young (Mpsi)	Relación de Poisson
Acero Inoxidable. 301 o 302	175	28	0.285
BeCu	170	17	0.22
Acero al Carbono. 1075 o 1095	230	30	0.287
Titanio	150	15	-
Inconel	160	30	0.284

Partiendo del cúmulo de datos presentado en estas tablas, la selección de una banda plana metálica consiste en los siguientes pasos (Agawam, 2002):

- I. Se determina $exp f \phi$ a partir de la geometría y la fricción.

- II. Se calcula la resistencia a la fatiga:

$$S_f = 14.17(10^6)N_p^{-0.407} \text{ Acero inoxidable 301, 302}$$

$$S_f = \frac{S_y}{3} \text{ Para otros materiales}$$

- III. Tensión permisible:

$$F_{1a} = \left[S_f - \frac{Et}{(1-v^2)D} \right] tb = ab$$

IV. $\Delta F = \frac{2T}{D}$

V. $F_2 = F_{1a} - \Delta F = ab - \Delta F$

VI. $F_i = \frac{F_{1a} + F_2}{2} = \frac{ab + ab - \Delta F}{2} = ab - \frac{\Delta F}{2}$

VII. $b_{min} = \frac{\Delta F \exp f \phi}{a \exp f \phi - 1}$

VIII. Se elige $b > b_{min}$, $F_1 = ab$, $F_2 = ab - \Delta F$, $F_i = ab - \frac{\Delta F}{2}$, $T = \frac{\Delta F D}{2}$

IX. Se verifica el desarrollo en la fricción f' :

$$f' = \frac{1}{\phi} \ln \frac{F_1}{F_2} \quad ; \quad f' < f$$

Si la transmisión se diseña para transmitir potencia no es despreciable, la capacidad de potencia permisible H_a debe ser:

$$H_a = H_{nom} K_s (n)_d \quad (2.2)$$

Donde la potencia H_{nom} se aumenta por un factor de servicio K_s y un factor de diseño $(n)_d$ según sea aplicable. El par de torsión que debe transmitirse, está dado por:

$$T = \frac{63025 H_d}{n} \quad (2.3)$$





Donde n es la velocidad de la polea en rpm. Los factores de servicio los proporcionan los fabricantes para ajustar la diferencia entre las condiciones de prueba en el laboratorio y las condiciones de servicio bajo las que deberá de trabajar la transmisión.

2.2 Esfuerzos en bandas planas de transmisión

Firbank (1972) explica de la siguiente manera la teoría de los esfuerzos desarrollados en las bandas planas: un cambio en la tensión de la banda, debido a las fuerzas de fricción entre la banda y la polea, causará que la banda se estire o se contraiga y que se mueva en relación con la superficie de la polea. Tal movimiento se llama arrastre elástico, y se atribuye a la fricción deslizante, que no a la fricción elástica. La acción de la polea impulsora, a través de la porción del ángulo de contacto que en realidad transmite potencia, resulta tal que la banda se mueve más lentamente que la velocidad superficial de la polea, como resultado del arrastre elástico. El ángulo de contacto está constituido por el arco efectivo, a través del que se transmite la potencia, así como por el arco inactivo. Para la polea impulsora, la banda hace contacto primero con la polea con una tensión en el lado del tirante F_1 y una velocidad V_1 , que es la misma que la velocidad superficial de la polea. Posteriormente, la banda pasa por el arco inactivo sin cambio en F_1 y V_1 . Después comienza el arrastre o contacto deslizante, y la tensión de la banda cambia de acuerdo con las fuerzas de fricción. Al final del arco efectivo, la banda sale de la polea con una tensión en el lado flojo F_2 y una velocidad reducida V_2 .

Firbank (1972) empleó esta teoría para expresar la mecánica de las transmisiones por banda en forma matemática y verifico los resultados mediante experimentos. Sus observaciones incluyen la conclusión de que se transmite más potencia por fricción estática que por fricción deslizante. Por otro lado, se tiene que las características más importantes de las bandas de transmisión de potencia se obtienen a partir de un balance de fuerzas en su paso por la poleas, ya que durante este paso son mayores los esfuerzos en la banda metálica. Las fuerzas que actúan sobre la correa en este paso son:



- Fuerzas de fricción: f
- Fuerzas centrífugas: f_c
- La tensión bajo la cual se encuentra la banda o cinta: F
- La fuerza normal de contacto que ejerce la polea sobre la banda o cinta: dN

La Fig. 2-3 ilustra las fuerzas que actúan sobre la polea a banda en el caso de este tipo de transmisión, siendo la derivación de la relación de las tensiones a ambos lados de la polea como sigue, en función del coeficiente de fricción μ (Attaway, 1999).

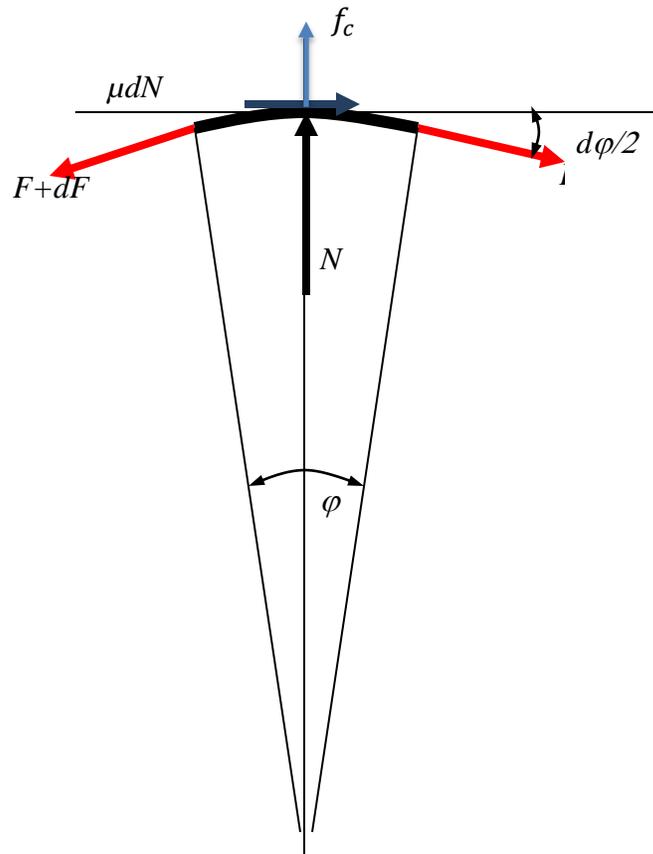


Diagrama de cuerpo libre de un elemento infinitesimal de una banda plana en contacto con una polea (Attaway, S.W. 1999).

Capítulo II



Se trata en esta sección de las fuerzas desarrolladas en la polea motriz y en los elementos de sujeción de las mismas. Un elemento rígido, tal cual una banda metálica, es necesario para asegurar los movimientos de vaivén en el soporte rodante del tanque.

La Fig. 1 ilustra las fuerzas que actúan sobre la polea a banda en el caso de este tipo de transmisión, siendo la derivación de la relación de las tensiones a ambos lados de la polea como sigue, en función del coeficiente de fricción μ . (Attaway, S.W. (1999))

Para la suma de las fuerzas en x:

$$T \cos\left(\frac{d\phi}{2}\right) + \mu dN = (F + dF) \cos\left(\frac{d\phi}{2}\right) \quad (2.4)$$

De donde:

$$\mu dN = dF \quad \mu dN \stackrel{(2.5)}{=} =$$

Para la suma de las fuerzas radiales:

$$dN + (F + dF) \sin\left(\frac{d\phi}{2}\right) + \sin\left(\frac{d\phi}{2}\right) = 0 \quad (2.6)$$

De donde:

$$dN = F d\phi \quad (2.7)$$

Combinando ecuaciones (2.5) y (2.7), se tiene lo siguiente:

$$\frac{dF}{F} = \mu d\phi \quad (2.8)$$

Realizando la integración hasta un ángulo de contacto β :





$$\int_{F_1}^{F_2} \frac{dF}{F} = \int_{\mu}^{\beta} \mu d\phi \quad (2.9)$$

$$\ln \frac{F_2}{F_1} = \mu\beta \quad (2.10)$$

Por lo que la tensión en la banda en el lado “flojo” queda expresada por la siguiente expresión:

$$F_2 = F_1 e^{\mu\beta} \quad (2.11)$$

De esta manera se han presentado los factores relevantes en el análisis de los esfuerzos en las bandas metálicas.





3. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE BASTIDOR DE PRUEBA

Capítulo III



En el presente capítulo se describe el desarrollo del diseño y construcción de un bastidor, el cual es utilizado para proporcionar movimiento a un banco de pruebas existente construido por Pastor (2011), el cual se muestra en la Figura 3-1. Para esto, se hace uso de los diversos pasos que conforman al diseño en ingeniería, y cuya adecuación al presente proyecto es presentado en los cinco puntos que comprenden este capítulo. Cada uno de éstos describe los diferentes módulos que componen el diseño conceptual del mecanismo y componentes auxiliares, que conforman la transmisión por banda metálica. Al respecto, el primero de ellos aborda el módulo mecánico, que básicamente consiste de las partes que restringen y direccionan la mesa móvil. El segundo módulo se encarga de la parte de soporte, con objeto de sujetar y servir como base para todo el sistema. En cuanto al tercer punto se trata la parte de potencia, refiriéndose a la fuente que suministra energía al sistema. Posteriormente se presenta el módulo de instrumentación, el cual se encarga de las mediciones obtenidas en el sistema y finalmente, el quinto punto destaca aquellos dispositivos que son utilizados para controlar la potencia aplicada al motor



Figura 3-1: Banco de pruebas (mesa móvil)

3.1 Definición de necesidades

Se cuenta con una plataforma rodante, sobre la cual se apoya un recipiente que representa un auto-tanque (Figura 3-1). Dicha plataforma requiere de un sistema de accionamiento versátil, que le permita perturbaciones de diferentes características por cuanto a amplitud del desplazamiento y frecuencias de excitación. Tal sistema de accionamiento se ha ideado como basado en un sistema de banda metálica – polea, esto en función de las diferentes ventajas que ello conlleva (ver Capítulo 1).

Sin embargo, se requiere proveer todos los elementos necesarios para lograr que dicho accionamiento proporcione la firmeza requerida, al tiempo de tener un estimado de la vida de la misma; ello con objeto de evitar posibles perjuicios en caso de que falle la banda durante la operación del sistema. La falla repentina de la banda podría representar el desplazamiento fuera de control de la plataforma móvil, con las consecuencias potenciales a los operadores de los equipos y a los equipamientos alrededor del mismo. Se trata entonces de una aproximación para medir los esfuerzos a que queda sometida la banda, y estimar su vida, expresada en términos de los ciclos de operación y carga desplazada.

3.2 Diseño conceptual

Al analizar algunos modelos de sistemas de transmisión de potencia se pueden distinguir algunas partes principales. En este caso se considera que son cinco estos componentes principales, debido a que cada parte se enfoca a una rama diferente de la ingeniería, necesitando algunos conocimientos básicos para tener criterio en las decisiones que se toman para elegir los materiales y diseños utilizados. Por ejemplo, al observar el funcionamiento de un sistema de transmisión, lo primero que se necesita es una fuente de energía que suministre el torque y velocidad necesarios, configurando así al módulo de potencia. La Figura 3-2 ilustra los módulos identificados para el desarrollo del equipo y sus interacciones. La definición de estos módulos conceptuales y físicos permite atender las necesidades del equipo de manera especializada pero

al mismo tiempo de manera integrada, contemplando las interacciones entre los distintos módulos definidos.

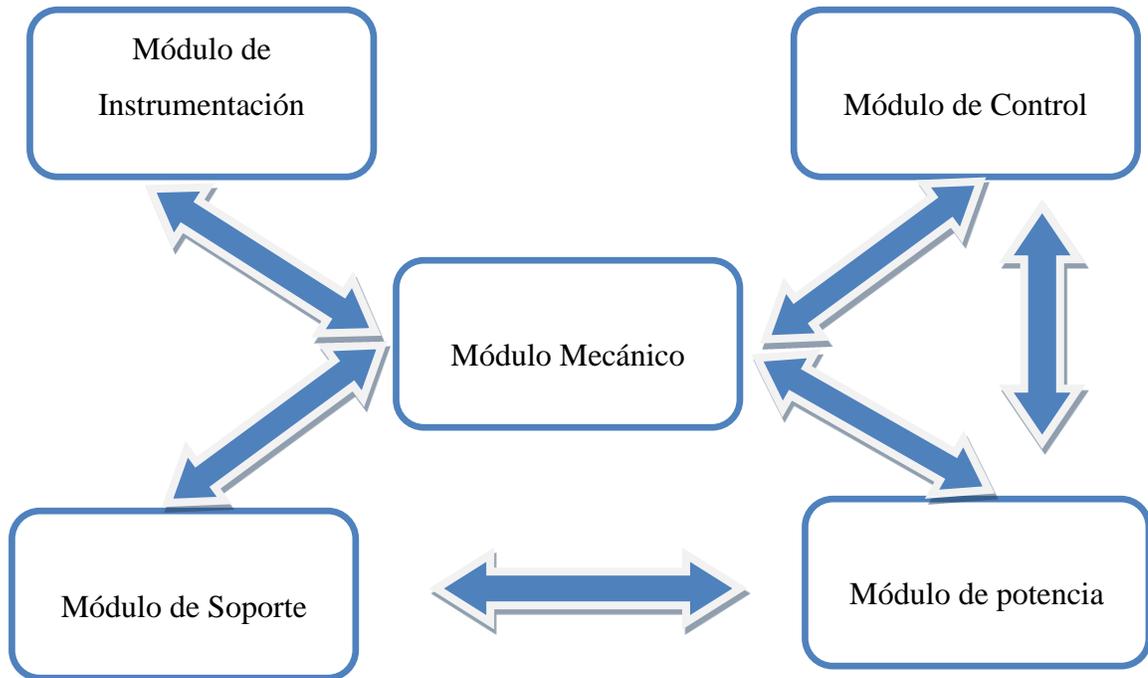


Figura 3-2: Diagrama a bloques del diseño conceptual.

En el diagrama a bloques anterior se puede ver de manera gráfica la conexión que existe entre ellos. Para la realización de un proyecto como éste y para cualquier tipo de trabajo, es necesario saber que dividir el trabajo en varias partes facilita la construcción de muchas cosas. Si se hacen varias trabajos pequeños y se juntan, es así como se logran grandes cosas por ejemplo para nuestro caso del diseño de la transmisión decidimos fragmentarlo en 5 partes, y que cada parte correspondiera a un módulo que juntos complementarían el sistema.

En lo que se refiere a la conexión del sistema se tienen que ir ensamblando las partes de la transmisión para poder operarlo de manera adecuada, por ejemplo el módulo mecánico y el módulo de potencia están conectados entre sí debido a que si la parte mecánica no es la adecuada, las mediciones que se obtengan no serán confiables. Por otra parte, tampoco se cumple el objetivo si la potencia del motor no es suficiente para ofrecer el torque y/o velocidad

Capítulo III



necesarios para que los resultados sean observables. De igual forma, el módulo de soporte tiene interacción con el módulo de potencia puesto que depende de la cantidad de fuerza que es demanda por el motor. Este requerimiento establece las características del soporte del riel, de tal forma que se elija un material resistente a tales fuerzas dinámicas.

Finalmente la conexión más importante entre los cinco bloques es aquella entre el módulo mecánico y los otros cuatro módulos. La parte mecánica del sistema podría considerarse como la de mayor importancia, debido a que en esta sección del proyecto es donde ocurre el fenómeno que se desea analizar, que en este caso se trata de la interacción entre la mesa móvil y los fenómenos que ocurren en la banda al movimiento que está presente, tomando al resto de módulos como auxiliares para realizar esta función.

A continuación se procede a describir el funcionamiento de cada uno de los módulos que componen el sistema de transmisión y los respectivos principios de operación.

Módulo mecánico

El movimiento de la mesa móvil se da mediante un mecanismo de cuatro barras impulsado por un motorreductor de 12 Volts, del tipo empleado para los limpiaparabrisas automotrices. La Figura 3-3 ilustra un diagrama esquemático del sistema de accionamiento y mesa móvil, en donde se muestran las poleas ahuladas, una de las cuales recibe la potencia directamente de la barra osciladora del mecanismo de cuatro barras. Una fuente de voltaje directo variable fue usada para accionar al motorreductor a diferentes velocidades, de tal manera que diferentes voltajes arrojaron diferentes velocidades de rotación del motorreductor. En esta figura se muestra asimismo el dispositivo empleado para el ensayo de recipientes a escala, el cual simula aquellos empleados en autotanques.

Como se puede apreciar en la Figura 3-3, la banda metálica puede ser empleada también para medir las fuerzas laterales derivadas de la oscilación del fluido contenido en el contenedor.



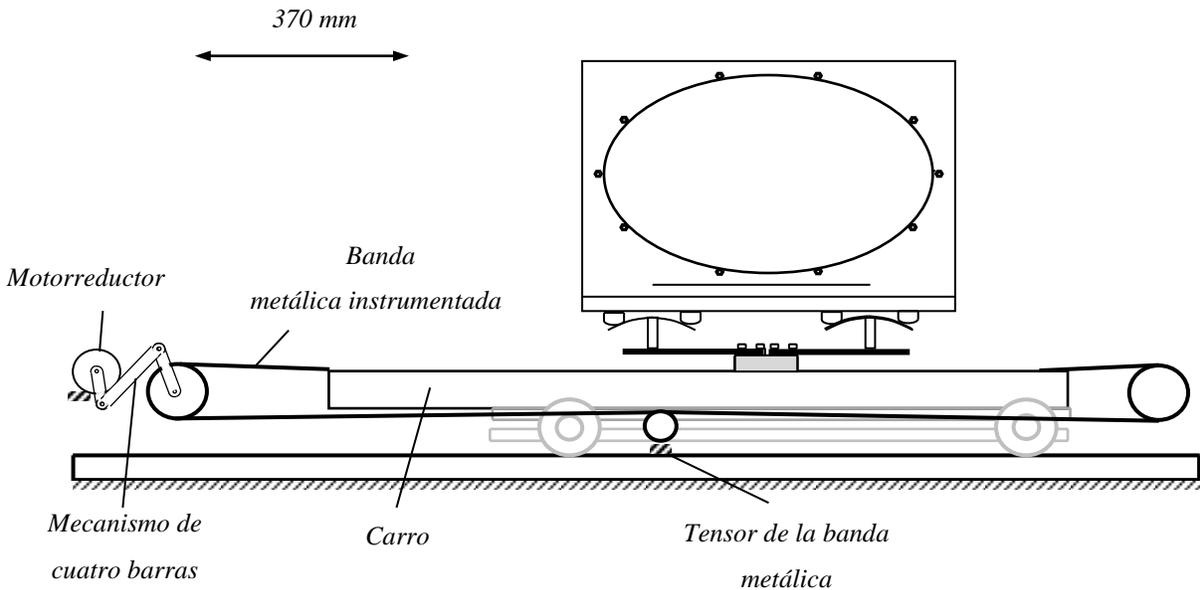


Figura 3-3 Diagrama Esquemático del equipo de prueba accionado por banda metálica.

Es importante mencionar que la barra osciladora del mecanismo de cuatro barras habría de contar con diferentes posiciones para la articulación con la barra de unión del mecanismo; ello con el objeto de proveer diferentes carreras de desplazamiento para la banda metálica.

Con objeto de contar con un fleje de la capacidad adecuada, se optó por adaptar una sierra cinta, de las empleadas en las máquinas para el corte de metal, madera o huesos. A esta sierra cinta, sin embargo, hubo que eliminarle los dientes, lo cual se realizó mediante el empleo del esmeril fijo, operación que fue llevada a cabo contemplando las medidas de seguridad apropiadas.

De esta manera, la banda metálica fue una cinta banda de acero al carbón de la marca Torrey modelo “CBT 322”, a la cual le fueron eliminados los dientes mediante el esmeril. Como se sabe, la dureza de estos elementos no permite el empleo de alguna otra máquina herramienta. Las dimensiones finales de la banda fueron 13 mm aproximadamente de ancho por 1 mm de espesor.

Capítulo III



Módulo de soporte

Esta parte del sistema se refiere a la base que sostiene a los diferentes componentes el cual debe proveer la rigidez necesaria ante las fuerzas dinámicas desarrolladas, tanto aquellas derivadas del mecanismo mismo de accionamiento, como de las fuerzas dinámicas desarrolladas en el contenedor de líquidos. Para el soporte del sistema se utilizó una base de madera sobre la cual descansa el marco del riel, de tal suerte que se proporcione la firmeza necesaria para resistir los cambios bruscos de dirección que se pretenden obtener, al tiempo que provee la fricción necesaria entre el bastidor de soporte de la mesa y el piso de la habitación en donde se encuentra este equipo.

Módulo de instrumentación

Este módulo se refiere a la instrumentación de la banda o cinta metálica, para poder obtener los esfuerzos que sufre ésta durante el movimiento bidireccional provisto por el mecanismo de cuatro barras. El análisis de estas fuerzas constituye justamente el principal objetivo de esta tesis, por cuanto a los esfuerzos desarrollados en la misma y su consecuente consumo de vida por fatiga. En este caso, no hubo alternativas para la instrumentación a ser empleada en la banda para medir los esfuerzos durante su accionamiento, ya que las características de ser un elemento metálico indujeron el empleo de galgas extensométricas (*strain gages*) para medir las deformaciones unitarias y de ahí derivar los esfuerzos. Como se presentó en el capítulo de Generalidades, las fuerzas desarrolladas se calculan al multiplicar la deformación de la banda tanto por el módulo de elasticidad como por el área de la sección transversal del elemento (Ley de Hooke). Para el manejo de la variación de la resistencia en las galgas, producto de su deformación, se empleó un módulo de adquisición de datos basado en LabView, de la empresa norteamericana *National Instruments*.

Módulo de control





Como se mencionó anteriormente, el control de la velocidad del motorreductor se realizó mediante la variación del voltaje de alimentación a este motor de corriente directa. Esta variación se efectuó a través de una fuente analógica de voltaje de corriente directa, el cual contó con un ajuste fino y otro grueso para ajustar el voltaje de aplicación, cuidando siempre el amperaje desarrollado. Cabe mencionar que el motorreductor empleado, de bajas revoluciones por minuto (RPM), implicó un alto par de operación y amperaje.

3.3 Diseño a detalle de fabricación

Se describe el procedimiento y secuencia para la manufactura del dispositivo de pruebas, que en realidad constituye un banco de pruebas. Al respecto y como se ha descrito en el diseño conceptual, el sistema de transmisión para el banco de pruebas móvil consta de varias partes que ensambladas entre sí conforman todo el sistema de accionamiento, soporte y control para el banco de pruebas. Los diferentes componentes y sub-sistemas presentaron requerimientos específicos, los cuales establecieron la selección de materiales a emplear. Por ejemplo, lo primero para el sistema de transmisión es definir la estructura de soporte para la realización de la transmisión de potencia. Al respecto, se identifican las siguientes restricciones:

- La primer limitante a esta sección es la altura que esta pueda tener y así no interfiera con el movimiento de la mesa y así poder obtener los 20cm de carrera que se requieren que la mesa tenga de lado a lado.
- La estructura debe de ser lo suficiente mente rígida para poder soportar los esfuerzos que generen sobre esta las bases tanto de la polea y servomotor.
- La sujeción a él riel y que esta no interfiera con la carrera de la mesa.

Para satisfacer estas necesidades y restricciones, para la elaboración de la estructura se decidió emplear un perfil PTR de 1 pulg. (25.4 mm) y 2.66 mm de espesor el cual proveería la rigidez necesaria. Para reforzar a este soporte se le soldó una placa de refuerzo en la unión de travesaños con largueros, hecho dicho refuerzo de placa de acero de 3/16 pulg de espesor (4.76



Capítulo III



mm). Las Figuras 3-4 a 3-10 ilustran los diferentes conjuntos de componentes y elementos que conforman la estructura.

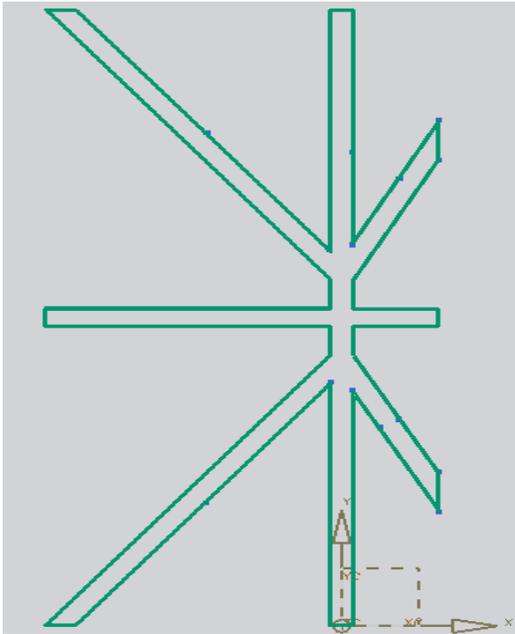
A la estructura se le añadió una placa de $\frac{1}{4}$ pulgada con sus respectivos barrenos, como soporte de las chumaceras de los ejes de las poleas, así como para la base del motorreductor (Figura 3-5).

Para la manufactura de las bases de las chumaceras se empleó PTR de 1 pulgada con barrenos de $\frac{1}{2}$ pulgada en cada una de las bases, correspondientes a los de las chumaceras (Figura 3-6).

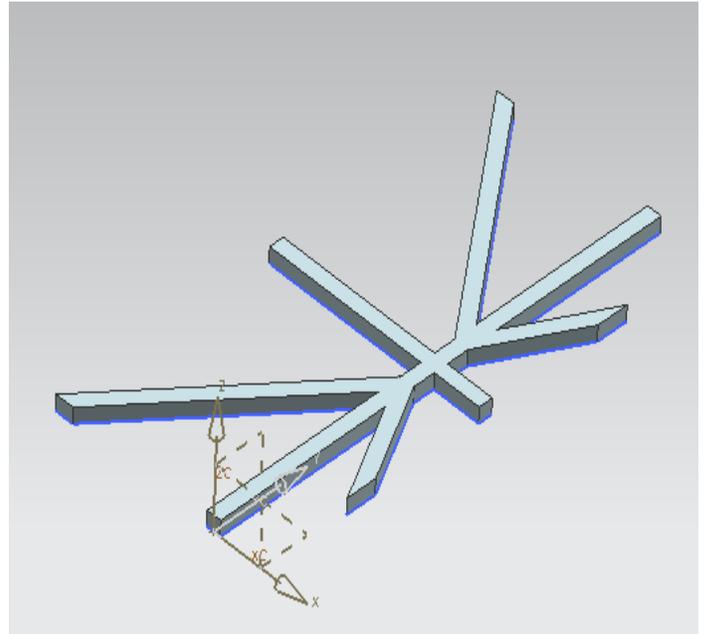
El diseño resultante satisfizo la principal restricción impuesta por cuanto a la no interferencia de los componentes de soporte, con el movimiento de la mesa de pruebas. El ensamble general de la estructura de soporte del banco de pruebas, se ilustra de manera esquemática en la Figura 3-7, a través del programa Inventor. Por cuanto al soporte de toda la estructura sobre el piso del cuarto de pruebas, la madera seleccionada consistió de una solera de madera de dos pulgadas de ancho por media pulgada de espesor (Figura 3-8).

Para la parte de transmisión se requirió de un dispositivo para proveer la tensión inicial en la banda metálica, y así evitar su deslizamiento en las bandas metálicas ahuladas. Este tensor consistió de una polea loca, del tipo empleadas en el mecanismo tensor de las bandas en serpentin de los motores automotrices modernos, a través de un soporte articulado. Este tensor se apoyó directamente en el piso del cuarto de pruebas, al cual se le habilitó una articulación a manera de poder incorporar calzas que modificaran su altura sobre el piso, y así aplicar diferentes niveles de tensión inicial a la banda (Figura 3-9).

Por cuanto a las poleas ahuladas, su diseño se basó en la adaptación de una polea estándar, a la cual se le pegó una banda estándar de hule, invertida, a manera de ajustarse a la sección en “V” de la polea, y permitir el manejo de la banda metálica. Este diseño conceptual resultó del costo elevado de las poleas comerciales, disponibles para la sierra cinta empleada (marca Torrey).



A)



B)



C)

Figura 3-4: Diseño de la estructura A)
Diseño en 2d, B) Vista del diseño 3d C)
Presentación del diseño físico.



Figura 3-5: Placa metálica.



Figura 3-6: Bases Para chumaceras.

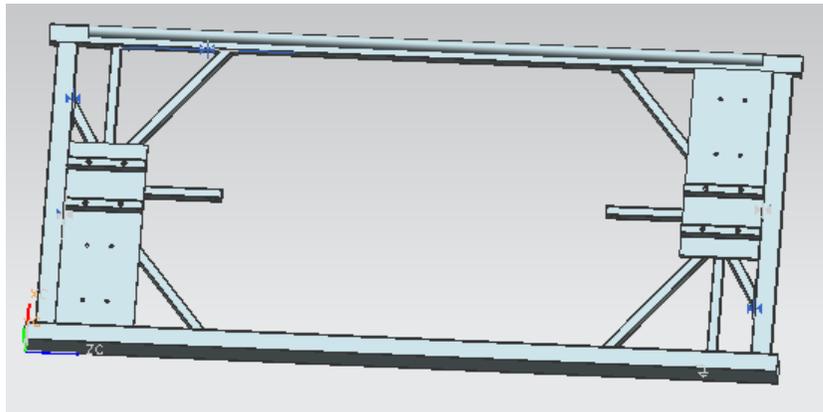


Figura 3-7: Forma final del diseño de la estructura junto a la base del banco de pruebas.



Figura 3-8: Soporte de madera para el banco de pruebas.



Figura 3-9: Mecanismo de tensión variable para banda o cinta metálica.

Por cuanto a las poleas ahuladas, el material seleccionado para el recubrimiento de la polea es una banda comercial AB la cual es fijada en la polea con un súper pegamento PX#49550, posteriormente se efectuó un rectificado en el torno, con objeto de eliminar la excentricidad resultante. La Figura 3-10 ilustra un ejemplo de polea ahulada.



Figura 3-10: Poleas de transmisión con recubrimiento.



3.4 Construcción y pruebas preliminares

En la manufactura de los componentes de los diferentes módulos que componen al banco de pruebas, se ven involucrados una variedad de procesos de manufactura, que van desde la fundición a presión de las poleas hasta el maquinado de algunas partes, pasando por la soldadura de los elementos de la estructura.

Los procesos de manufactura empleados para la obtención de los componentes como el ensamble de los mismos, incluyeron procesos de corte con arranque de viruta, al comprender el barrenado de las partes para su ensamble. Como se comentó y mostró en la sección anterior, los ensambles de la estructura se realizaron a través de soldadura eléctrica, empleando un electrodo de especificación 6013. Este electrodo se seleccionó con objeto de evitar una distorsión mayor en los componentes, al involucrar un gran número de cordones de soldadura.

La Tabla 3-1 lista los materiales empleados en la manufactura de los soportes varios para el motorreductor y del conjunto completo.

Tabla 3-1: Lista de materiales de las partes que componen el sistema de transmisión.

Material	Función
PTR 1 in	Soporte.
Solera de 3/16 in	Soporte.
Madera de 2 x 1/2 in	Soporte.
Barras de 5/16 diámetro.	Soporte.
Aluminio de 3/16 in	Soporte.
Perno roscado de 3/8 in.	Sujeción.
Poleas de aluminio de 3 in.	Soporte.



Capítulo III



Banda metálica.	Sujeción.
Banda AB.	Recubrimiento.

La Figura 3-11 ilustra el ensamble completo del banco de pruebas de tanques, en su versión final. Como se puede observar en esta figura, el equipo tiene como finalidad ensayar tanques total o parcialmente llenos de líquido, con objeto de efectuar pruebas de estabilidad de los mismos. Al respecto, contar con un sistema de accionamiento para provocar el movimiento alternante de la masas ensayadas, es crítico para el estudio de la estabilidad de los tanques. El sistema propuesto permite esta función, a través del mecanismo de cuatro barras y del empleo del motorreductor de velocidad variable. Como se puede observar en esta figura, el tanque ensayado puede orientarse en diferentes direcciones con objeto de simular una maniobra de frenado en curva.



Figura 3-11: Modelo terminado del sistema de transmisión.



3.5 Diseño y desarrollo de las pruebas preliminares

Se decidió efectuar un conjunto de pruebas preliminares para identificar cualesquiera problemas operaciones no previstos. Para ello la instrumentación se redujo a una galga extensométrica montada en una de las ramas de la banda (la superior).

Durante estas pruebas preliminares se descubrió otra posible aplicación del artefacto desarrollado, consistente en la medición de los coeficientes de fricción en rodadura tanto estáticos como dinámicos. Esto es, la instrumentación en la banda permitió observar cómo la fuerza para impartir movimiento a la mesa móvil, disminuía al iniciar el desplazamiento de ésta. Por otro lado, durante estas pruebas preliminares se estableció la metodología para tensar la banda en la parte inferior, a manera de eliminar el deslizamiento de la misma en las poleas ahuladas. Se midió una altura de tensión en el dispositivo para este fin, de 3 mm.

De esta manera, para estudiar el efecto potencial del nivel de carga sobre la variación de la fricción estática respecto a la dinámica, se consideraron cuatro niveles de carga en el desarrollo de las pruebas. Asimismo, para darle significancia a los experimentos, tres réplicas fueron realizadas para cada condición de prueba.

Es importante mencionar que los movimientos se realizaron mediante pinzas de presión, sujetas al eje de la polea motriz, accionadas de manera manual. La Tabla 3-2: Matriz de pruebas para ensayo de fricción estática y dinámica en rodadura. En esta tabla, M_0 representa la masa del soporte, consistiendo las masas adicionales de múltiplos de masas de 25 kg (bultos de material granular fino). La Figura 3-12 muestra una fotografía del esquema experimental. Al respecto, y para evitar ruido electrónico en las señales por efecto del movimiento de los alambres de conexión, el sistema de adquisición de datos se montó sobre la mesa movable.



Tabla 3-2: Matriz de pruebas para ensayo de fricción estática y dinámica en rodadura.

Número de prueba	Impulsos	Masa sobre la mesa
1	4	M0 + 25 kg
2	4	M0 + 50 kg
3	4	M0 + 75 kg
4	4	M0 + 100 kg

Considerando la sección transversal de la banda metálica, y asumiendo que las deformaciones unitarias medidas representaban la deformación promedio en la sección de la banda, se realizaron los cálculos para expresar los resultados en términos de fuerzas, y no de esfuerzos o de las deformaciones.



Figura 3-12: Arreglo experimental.

Capítulo III



La Figura 3-13 ilustra las historias en el tiempo de la fuerza en la banda metálica, para cuatro movimientos realizados en la polea motriz. En este caso se presentan las mediciones para la segunda prueba, con una masa igual a la masa en vacío (M_0) más un costal de 25 kg. En esta gráfica es posible observar diferentes escalones, resultantes de las fuerzas aplicadas, así como una variación al principio del desplazamiento, denotando la diferencia entre una fuerza de tracción estática y otra dinámica. A manera de ejemplo de las diferencias entre los valores de fuerza de rompimiento del movimiento y dinámica en la banda metálica, en la Figura 3-14 se incluyen los resultados para la masa de 25 kg, sobrepuesta a la masa original del dispositivo. Los resultados se muestran tanto en términos de deformaciones unitarias como en función de la fuerza resultante. Las diferentes masas fueron colocadas sobre la mesa móvil, en orden ascendente.

Los resultados de los escalones fueron promediados para cada prueba y masa consideradas, obteniendo así un valor significativo de la variación de fuerza de rompimiento / dinámica, para cada nivel de masa movida.



Figura 3-13: Variaciones de la deformación unitaria en la banda, prueba libre #1 a 25Kg



de masa sobrepuesta.

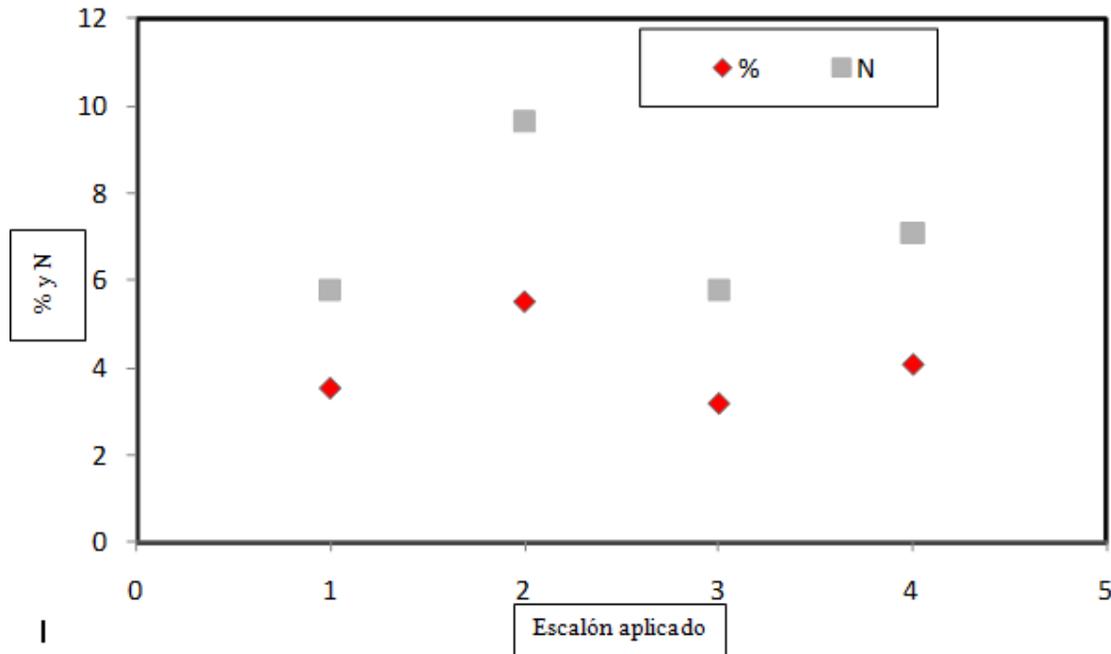


Figura 3-14: Variación de fuerza por inicio del movimiento; prueba con bulto de 25 kg sobre la mesa móvil (en % sobre el valor máximo, y en N).

La Figura 3-15 muestra el efecto del nivel de la carga sobre la variación de la fricción de rompimiento respecto a la dinámica, develando la clara no linealidad del fenómeno de fricción con la carga aplicada. Esto es, estos resultados muestran el efecto no lineal (casi exponencial), del nivel de masa sobre la variación de la tensión en la banda instrumentada. También sugieren estos resultados que los materiales de los elementos rodantes, tienen a trabarse entre sí durante su posicionamiento estático, siendo esta mayor en tanto se incrementa el peso de la carga desplazada. Otro factor que contribuye potencialmente a esta no-linealidad, es la deformación de los elementos de soporte y rodantes, los cuales sufren deformaciones mayores en la medida que se incrementa la carga.

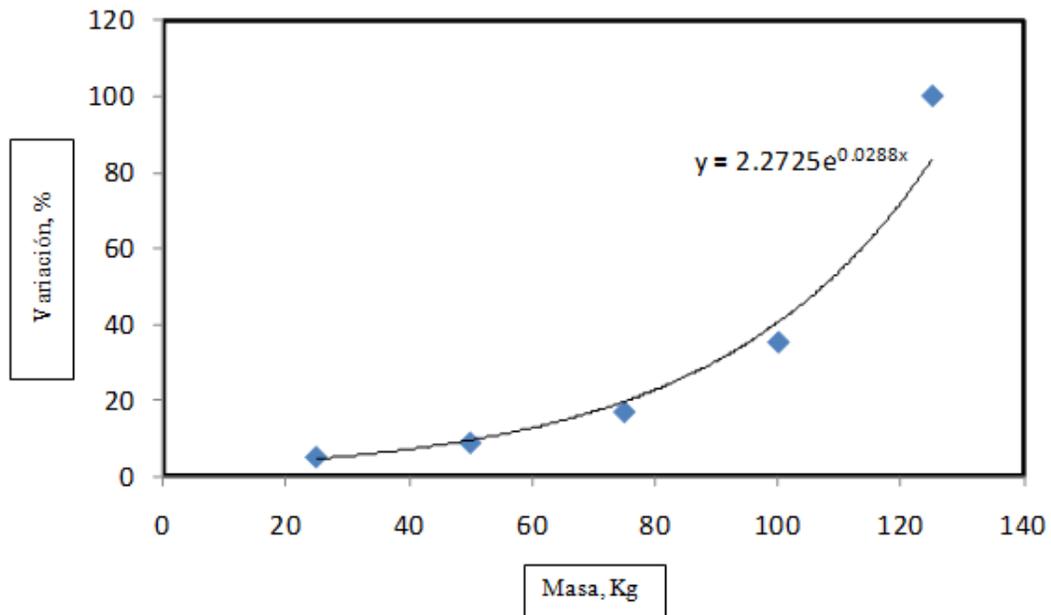


Figura 3-15: Variación promedio de todas las réplicas y ensayos, de la fuerza de rompimiento respecto a la dinámica, en función de la masa movida.



4. MODELADO EXPERIMENTAL

4.1 Instrumentación

Como ya ha sido señalado en los capítulos anteriores, la instrumentación para el equipo de pruebas consistió de un transductor de deformación que combina el empleo de galgas extensométricas y un Puente de Wheatstone. Por el lado de las galgas, se eligió una apropiada para el nivel de deformación esperada y materiales base. La galga seleccionada fue la de la marca *VISHAY MICRO MEASUREMENTS & SR-4* modelo *CEA-06-125UW-350* con una resistencia de $350\ \text{ohm} \pm 3\%$. Esta galga se consiguió de un proveedor en el Distrito Federal (Emilio Carvajal G., Proyectos, instrumentación, asesoría conferencias, apoyo técnico, 55 57324508). Esta especificación de resistencia daría una sensibilidad elevada para esta aplicación.

Las galga extensométrica transfiere una señal eléctrica hacia el Módulo de adquisición de datos NI SCX-1600 /SCXI-1520, una vez que sufren una micro-deformación $\mu\epsilon$ producto de la acción de una carga. Este sistema es manejado mediante el soporte lógico de *LabView*®, empleando una frecuencia de adquisición de datos de hasta 1000 Hz.

Se describe el desarrollo de dos series de pruebas. La primera serie de pruebas tuvo como fin medir las fuerzas desarrolladas en una sola rama de la banda, a través de una sola instrumentación. La segunda serie de pruebas comprendió el empleo de dos galgas extensométricas, montadas en las ramas superior e inferior de la banda. Esto es, a partir de los resultados de las primeras pruebas se detectó que una galga sola no era suficiente para estudiar los esfuerzos en la banda metálica, al obtenerse una señal que no reflejaba de hecho del mayor torque necesario para realizar el movimiento de la mesa con mayor carga. Al decidir instrumentar tanto el lado tenso como el flojo de la banda, se seleccionaron posiciones un tanto alejadas de las poleas, con objeto ello de que los esfuerzos no se elevasen demasiado por la curvatura de la polea. La Figura 4-1 ilustra una imagen de la instrumentación de los ramales tenso y flojo de la polea (superior e inferior en función del sentido de rotación del motorreductor de accionamiento). Al respecto, es importante señalar que el adhesivo empleado para realizar el pegado de las galgas y terminales a la banda metálica, no fue el que vende el fabricante de estas galgas. El pegamento empleado fue el conocido como “pega loca”, mismo que demostró alta confiabilidad y una durabilidad suficiente para la cantidad limitadas de pruebas a efectuar.

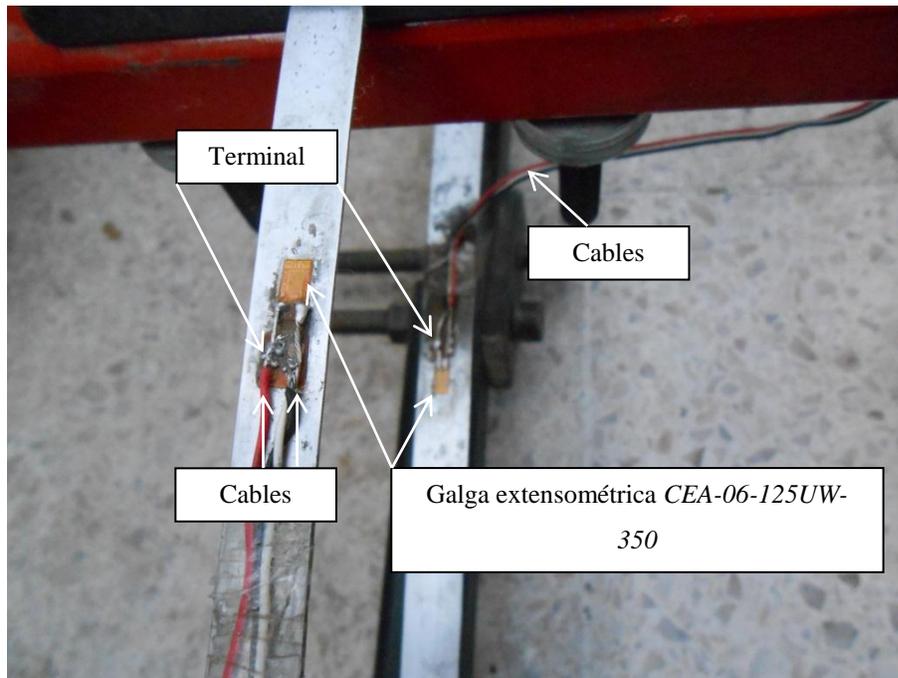


Figura 4-1: Implementación de la galga extensométrica.

Otra cuestión que surgió durante el desarrollo de las pruebas fue que no todas las galgas conseguidas fueron de 350 Ohms, ya que el proveedor contaba solo con galgas de 120 Ohms. Dado que el puente en su configuración interna en el equipo de adquisición de datos, contenía resistencias de 350 Ohms, se optó por configurar las resistencias en un cuarto de puente de Wheatstone tipo II.

4.2 Diseño de pruebas

Como ya se explicó, aunque la aplicación final del equipo desarrollado será la de proporcionar un movimiento firme a una mesa sobre la cual se montarán recipientes de distintas formas, llenados parcialmente de sustancias líquidas, se requiere estimar la vida a la fatiga que tendrá la banda metálica. La Figura 4-2 ilustra el diagrama del dispositivo ensayado, en el que la banda instrumentada servirá como transductor de fuerza, empleando inicialmente una instrumentación a una sola galga.

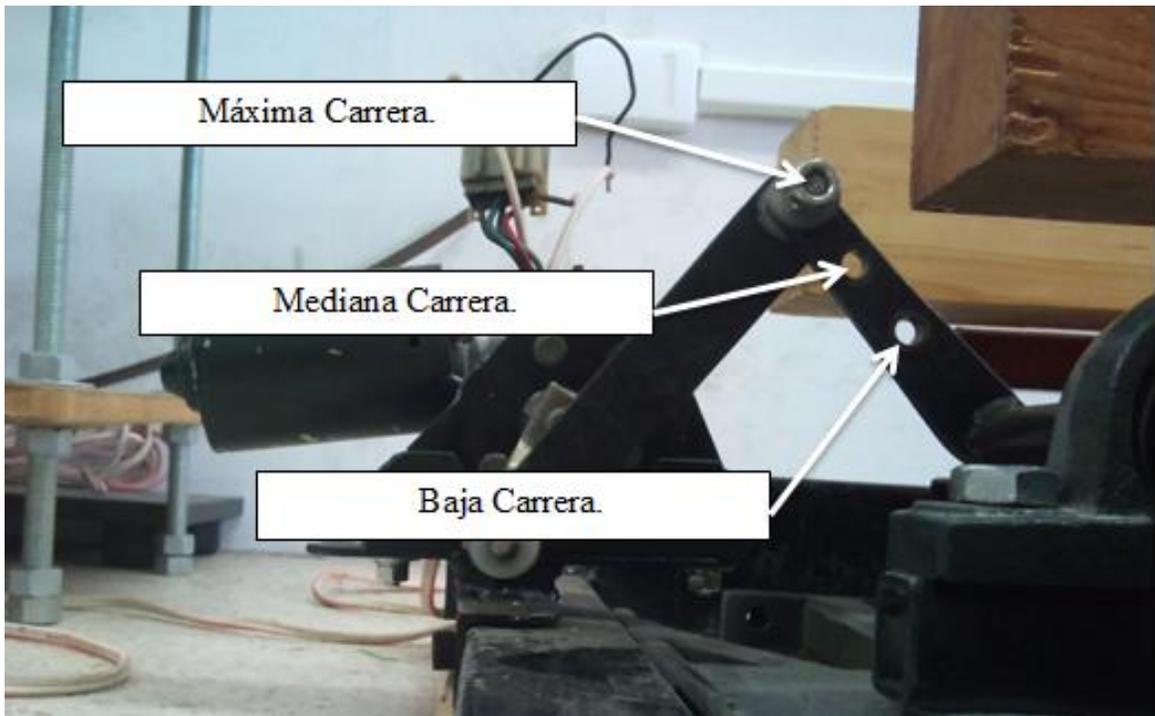


Figura 4-3: Mecanismo de excitación a máxima, mediana y baja carrera.

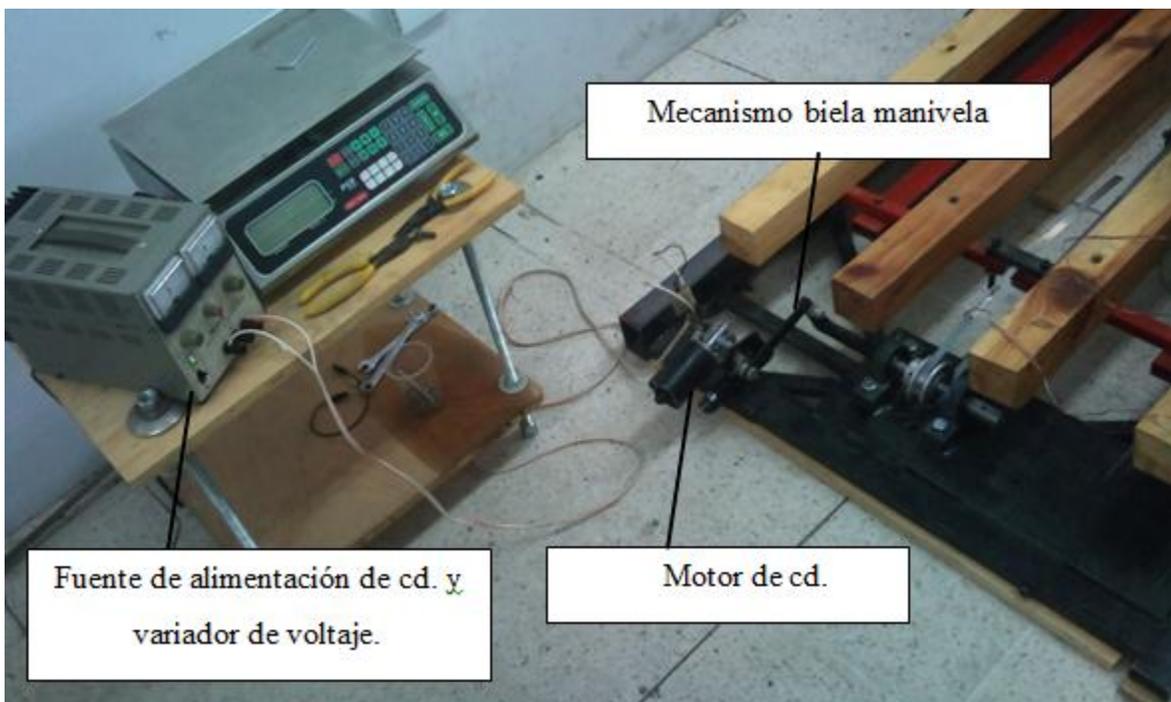


Figura 4-4: Mecanismo de excitación.

Tabla 4-1: Matriz de pruebas para ensayo a diversos niveles de operación.

Dispositivo biela manivela	Niveles de excitación	Masa sobre la mesa
1,2,3	3,6,9,12 v	M_0
1,2,3	3,6,9,12 v	$M_0 + 25$ kg
1,2,3	3,6,9,12 v	$M_0 + 50$ kg
1,2,3	3,6,9,12 v	$M_0 + 75$ kg

La Figura 4.5 ilustra el arreglo general para las pruebas, con un bulto de material granular (cal), de 25 kg de masa. En esta figura se puede apreciar asimismo, al sistema de adquisición de datos y a los elementos del soporte físico.

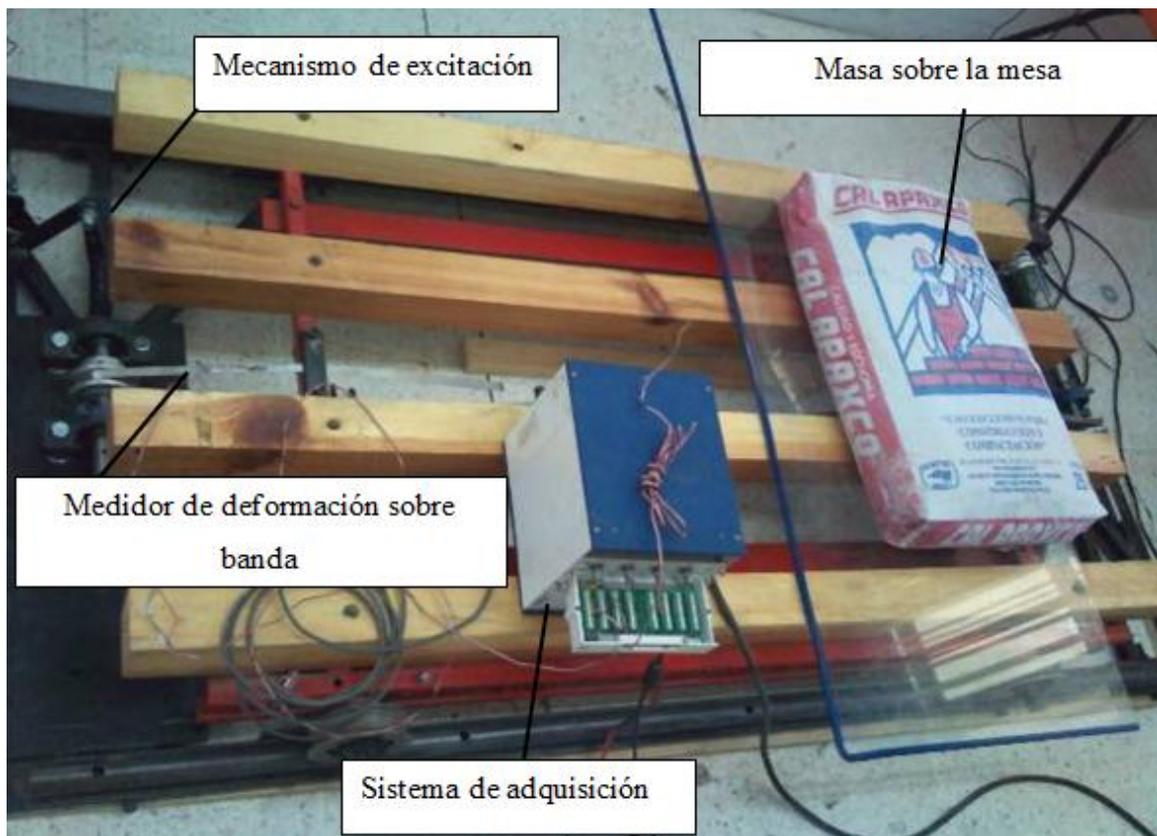


Figura 4-5: Arreglo para las pruebas.

4.3 Desarrollo de pruebas

La Figura 4-6 ilustra las historias en el tiempo de la fuerza en la banda metálica. En este caso se presentan las mediciones para la prueba de media carrera, con una masa igual a la masa en libre ($M_0 = 25$ kg) más una carga de 25 kg.

Considerando la sección transversal de la banda metálica, y asumiendo que las deformaciones unitarias medidas representaban la deformación promedio en la sección de la banda, se realizaron los cálculos para expresar los resultados en términos de microdeformaciones, que no de esfuerzos.

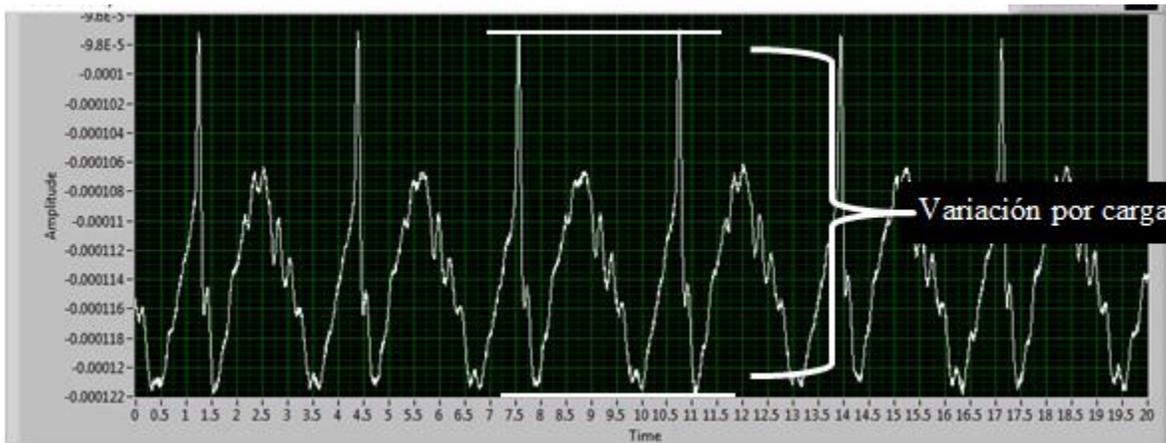


Figura 4-6: Variación de las micro deformaciones, prueba de media carrera 6v con una masa de $M_0 + 25\text{Kg}$.

La Figura 4-7 ilustra, por otro lado, la variación resultante de la deformación en la banda en función de la carga movida en la mesa, esto para una posición intermedia del mecanismo de cuatro barras. En este caso la deformación se incrementa considerablemente al incrementar la masa, lo cual se asocia a la variación no lineal de las fuerzas de fricción al incrementar el nivel de carga. A medida que se incrementa la carga el crecimiento de las deformaciones se vuelve más notable.

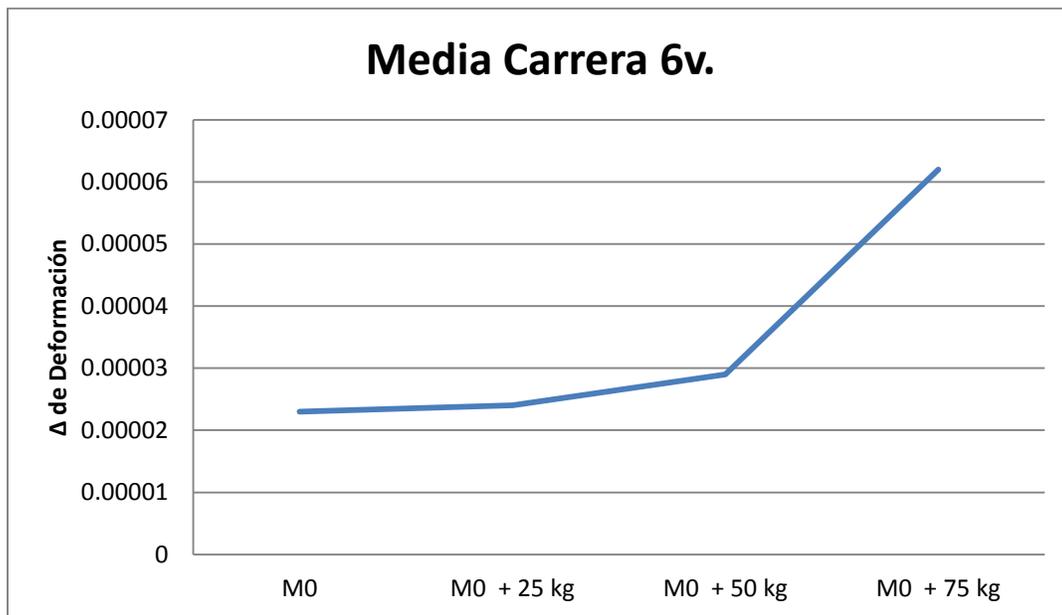


Figura 4-7: Variación de micro deformaciones en la banda, prueba de media carrera 6v con incremento de niveles a cargas periódicas.

En las pruebas a baja carrera a partir de los 9v el mecanismo de excitación no giro debido a que este comenzó a trabajar en el punto de inversión. En las dos corridas en las que se pudo trabajar (M0 a 3 y 6 v) el comportamiento de la banda es una línea recta ascendente. Por la cual se supone un comportamiento adecuado (Figura 4-8).

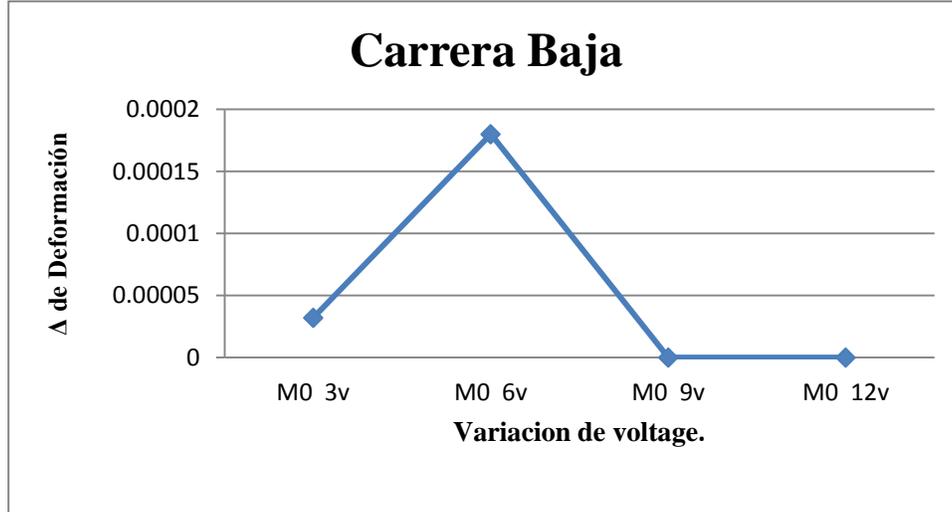


Figura 4-8: Variación de las micro deformaciones en la banda, prueba de baja carrera libre (M0).

Comparativo de los tres niveles de carrera a los diversos voltajes de alimentación

Las Figura 4-9 a 4-12 ilustran los resultados de las deformaciones medidas en función del voltaje aplicado y de la masa en la mesa móvil. Al respecto, el voltaje de alimentación correspondió a las diferentes velocidades de rotación del motorreductor, de tal manera que el mayor valor de rpms se produjo al aplicar el mayor voltaje de excitación en la fuente de CD.

En la Figura 4.9 se puede observar que la mayor deformación sufrida es en media y máxima carrera, ello a pesar de que para cargas elevadas la diferencia entre las dos carreras se hace despreciable.

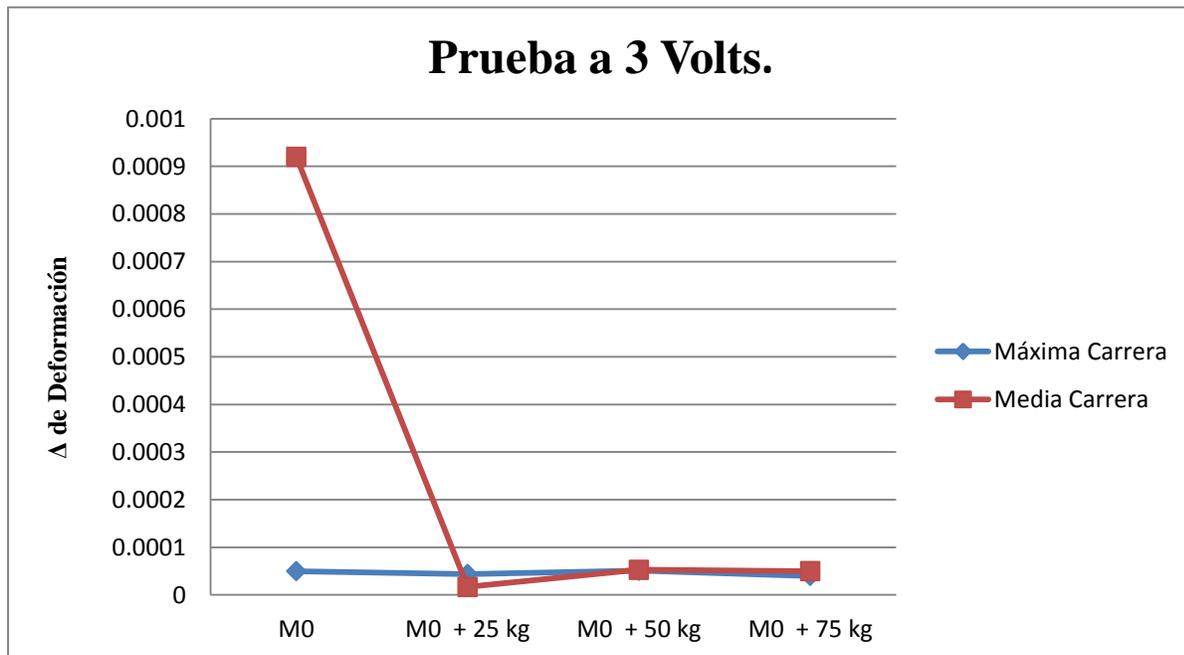


Figura 4-9: Prueba a 3v.

En la Figura 4.10 se puede observar que en este caso, el comportamiento a máxima y media carrera son muy semejantes, a excepción de la última carga en la cual en la de media carrera las micro deformaciones aumentaron considerablemente en comparación a la de máxima carrera, que igualmente aumento pero más tenuemente.

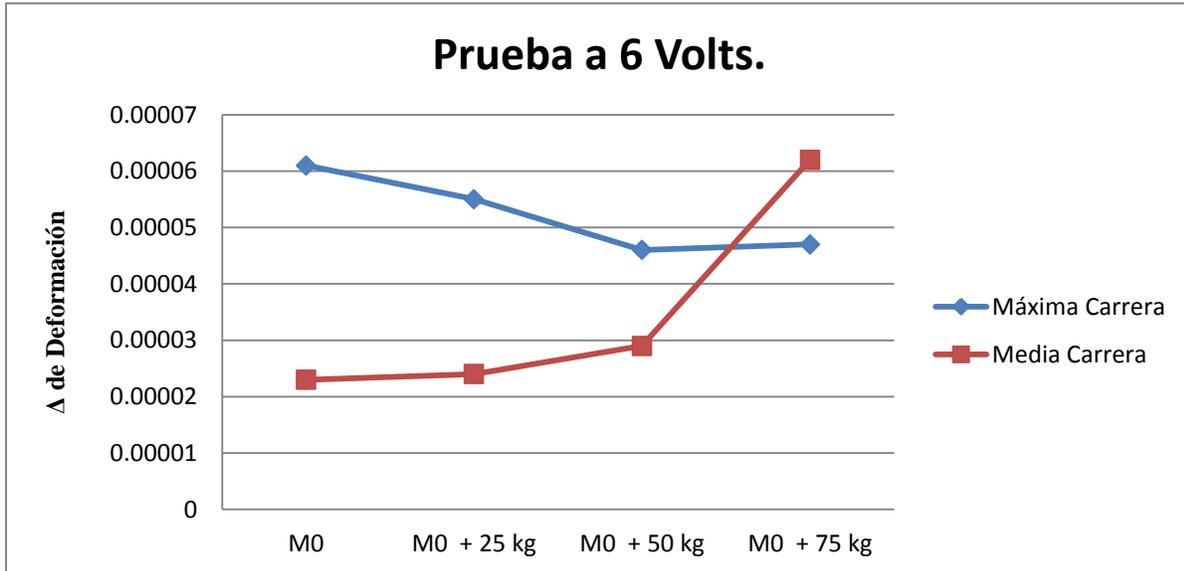


Figura 4-10: Prueba a 6v.

En la Figura 4.11 podemos observar que el comportamiento a máxima y media carrera tiene tendencias opuestas, ya que la señal obtenida a máxima carrera muestra un decremento de microdeformaciones a medida en que la carga aumenta, mientras que en la de media carrera es lo contrario y el incremento no es de manera lineal sino tiende a ser exponencial.

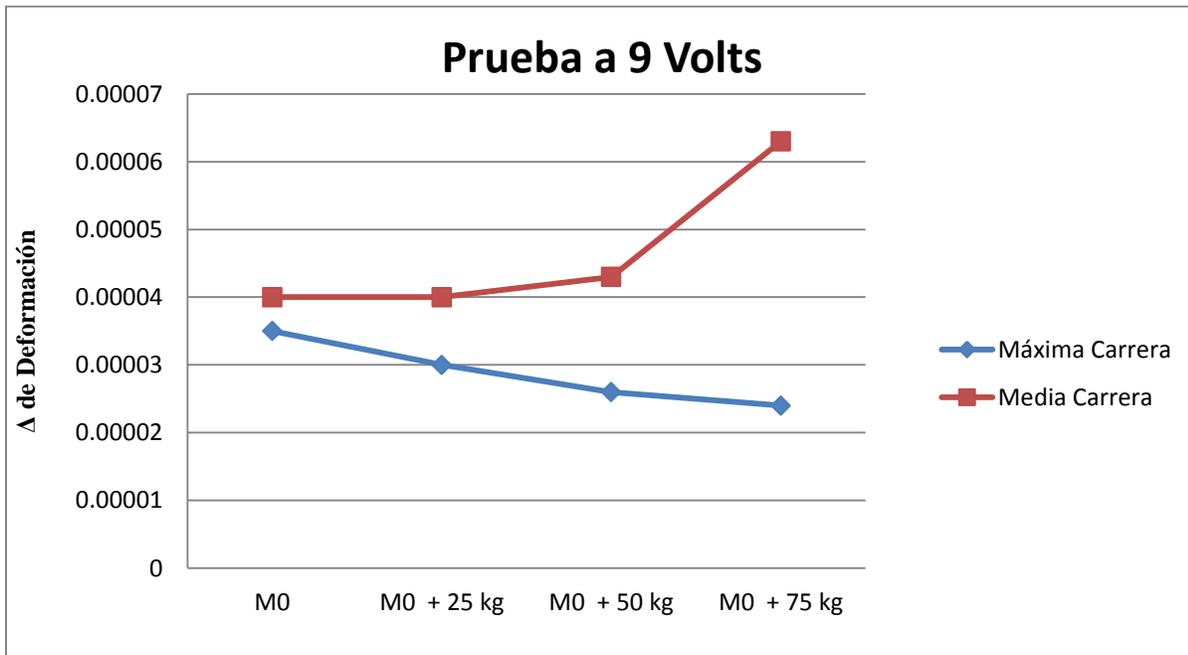


Figura 4-11: Prueba a 9v.

En la Figura 4.12, para una excitación a 12 v, se muestra que el comportamiento a máxima y media carrera son nuevamente diferentes: en la de media carrera las microdeformaciones aumentaron, lo cual es contrario a lo que ocurre con la máxima carrera, en la cual las deformaciones decayeron. Estas pruebas de operación realizadas permitieron conocer la forma más adecuada de operación del mecanismo biela manivela el cual es a “Media Carrera” en un rango de 6 a 12 volts.

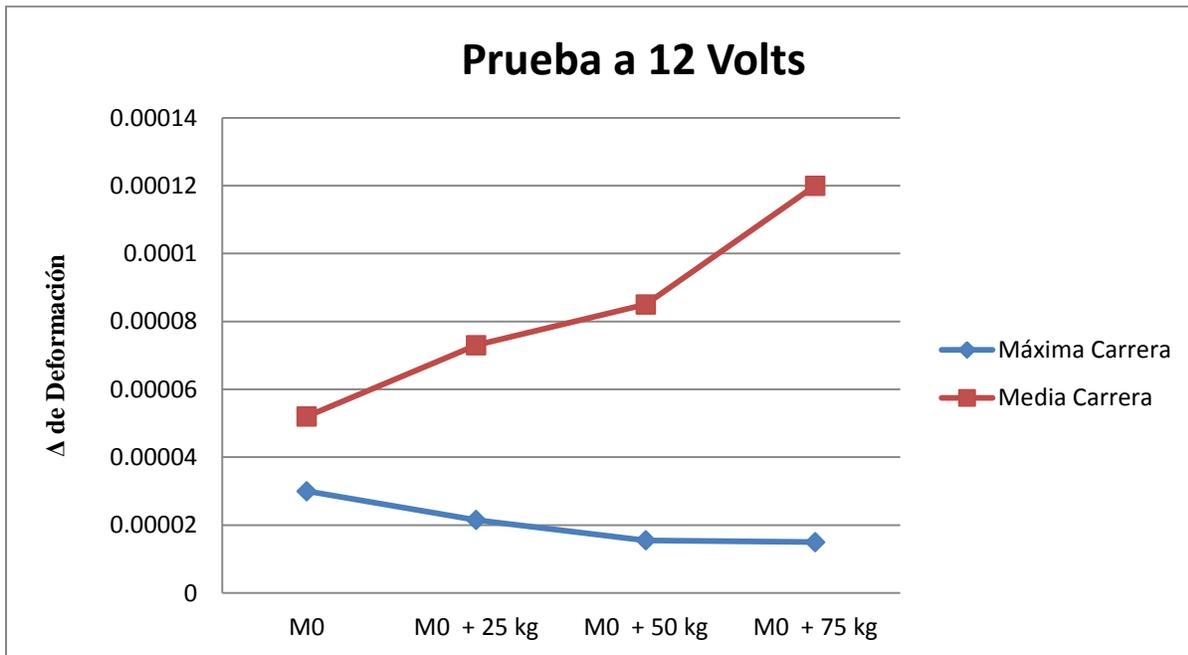


Figura 4-12: Prueba a 12v.

Prueba a carga obtención de fuerzas en la banda y torque

Se procedió a instrumentar la banda en sus ramales superior e inferior, con objeto de llegar a establecer en un momento dado, el par que estaría actuando en la banda, en función de las condiciones de operación, que incluyen tanto a la masa movida como al voltaje aplicado y carrera del movimiento. La Figura 4-13 ilustra las posiciones de instrumentación de la banda metálica. Se precede ahora al cálculo de las fuerzas en sendos ramales del accionamiento por banda metálica.

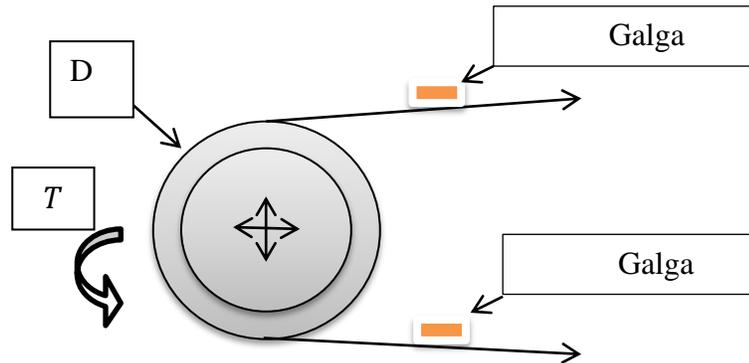


Figura 4-13: Instrumentación de la banda metálica.

Tomando el valor de microdeformaciones, el módulo de elasticidad del material de $2.1 \times 10^{11} \frac{N}{m^2}$ y el área de la sección transversal de $1.0795 \times 10^{-5} m^2$, se obtiene las fuerzas que rigen el espectro de la señal de la banda para una prueba determinada, asimismo obteniendo los resultados en valores de fuerza y no de microdeformacion.

$$F = \epsilon \epsilon A$$

Dónde:

F = Fuerza.

ϵ = Deformación unitaria

ϵ = Módulo de Young.

A = Área.

(4.1)

Las pruebas para determinar el consumo de la vida a fatiga del accionamiento, se efectuaron tomando un rango de operación del sistema de excitación mecánico de “Media carrera a 9V”, considerándolo como el más adecuado.

La Figura 4-14 ilustra los resultados de las fuerzas en sendas ramas de la banda metálicas, para una condición de prueba de 9 v de excitación, y una masa de $M_0+60\text{Kg}$. Estos resultados muestran una correlación entre las dos fuerzas desarrolladas, manteniendo una diferencia más o menos constante entre ellas. La correlación se asocia a que ambos lados quedan sometidos a mayores fuerzas al efectuar el movimiento.

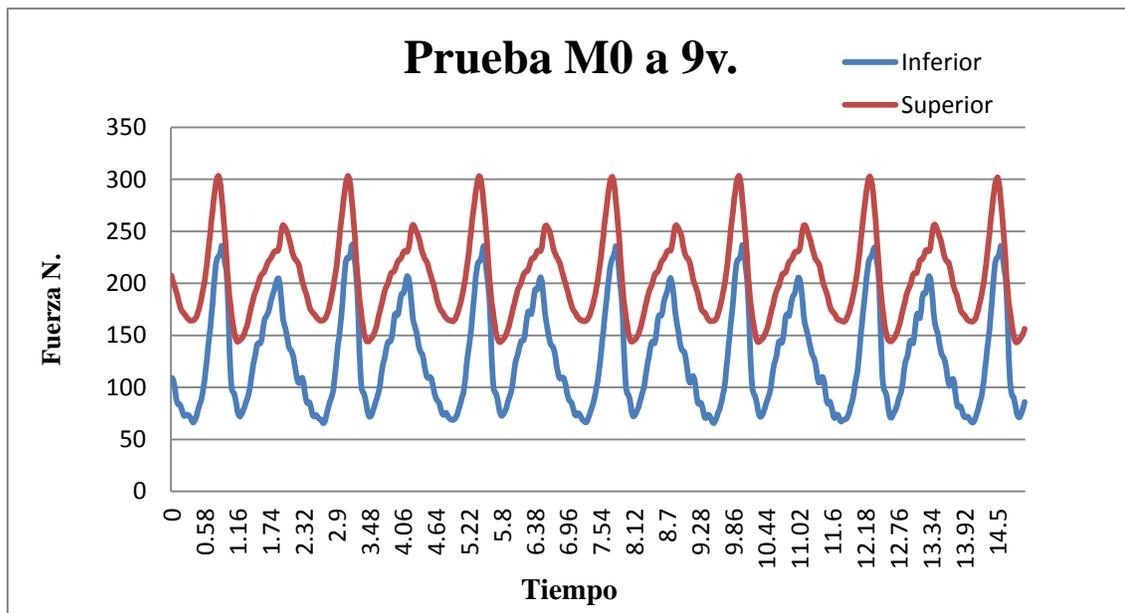


Figura 4-14: Valores de fuerza obtenidos de la prueba M_0 a 9v

A partir de estas mediciones fue posible calcular el par de torsión en función del nivel de carga en la mesa móvil. Estos resultados se muestran en la Figura 4-15, en donde se detectaron incrementos en los pares del orden de 2.7083Nm , o aproximadamente del 33.33% para cada uno de los incrementos periódicos. Los resultados obtenidos en las pruebas de momento apuntan a un comportamiento casi lineal de la banda a cargas periódicas, en donde a mayor peso de carga mayor es la fuerza necesaria para poder mover ésta.

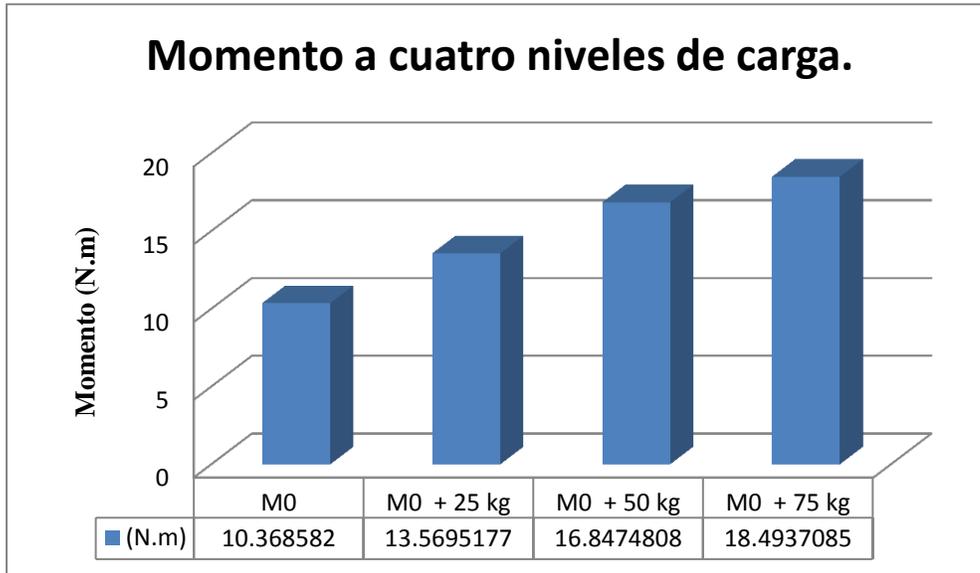


Figura 4-15: Incremento del momento para cada experimento

4.4 Análisis de fatiga

Los ensayos de amplitud constante evalúan el comportamiento a la fatiga mediante ciclos predeterminados de carga o deformación, generalmente sinusoidales o triangulares, de amplitud y frecuencia constantes. Son de ampliación en ensayos de bajo como de alto número de ciclos, y ponderan la capacidad de vida a la fatiga por el número de ciclos hasta la rotura (inicio y propagación de la falla), así como la resistencia a la fatiga por la amplitud de la tensión para un número de ciclos de rotura predeterminado. A este respecto la norma ASTM define como límite de fatiga a la tensión que corresponde a un número muy elevado de ciclos.



Obtención de curva $S-N$.

A lo largo de los años se han tratado de buscar, mediante la relación de numerosos ensayos, correlaciones entre los valores de la resistencia a rotura en tracción (S_{ut}) y del límite de fatiga de la probeta (s'_e). Dependiendo del material, se pueden admitir las siguientes aproximaciones, hierros y aceros forjados:

$$s'_e = 0.5S_{ut} \quad S_{ut} \leq 14000MPa$$

$$s'_e = 700MPa \quad S_{ut} \geq 14000MPa$$

Factores de límite de fatiga (Shigley et al., 2002)

Dadas las propiedades del material de la banda metálica, con un esfuerzo último a tracción de $650MPa$ y un esfuerzo de cedencia de $500MPa$, aproximadamente, se obtiene la curva $S-N$ mostrada en la Figura 4-16.

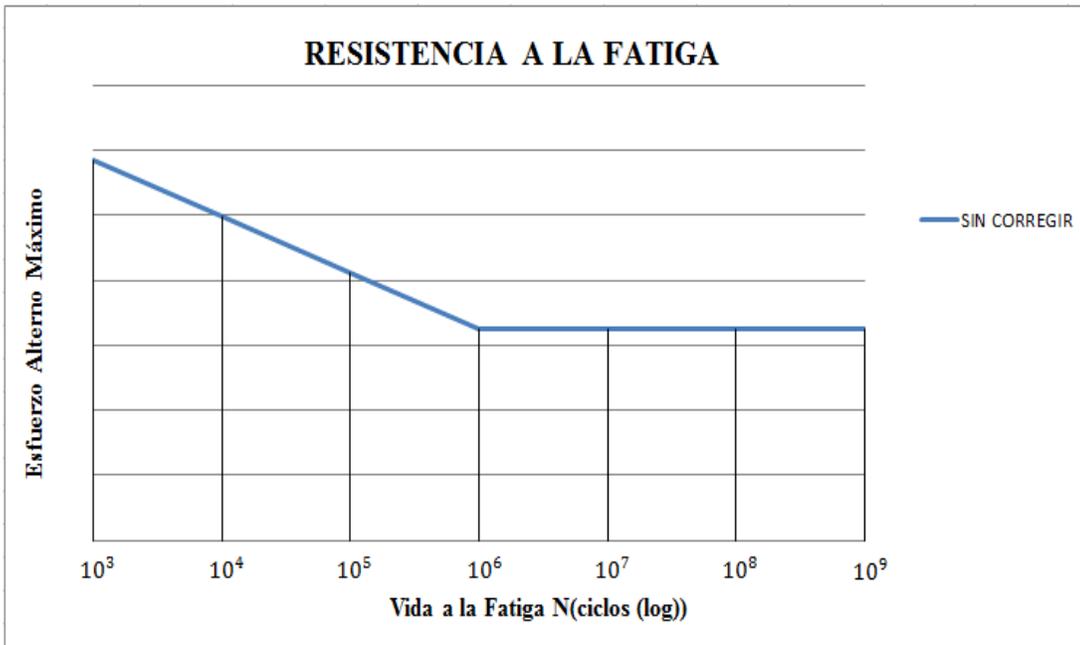


Figura 4-16: Gráfica de Resistencia a la fatiga Acero SAE 1075 sin corregir.

Factores de corrección a la fatiga:

Tabla 4-2: Factores generalizados de la resistencia a la fatiga (Agawam, 2002).

a. Límite de resistencia a la fatiga $S_n = S'_n C_L C_G C_S$			
	Flexión	Axial	Torsión
C_L Factor de carga.	1	1	0.58
C_G Factor de gradiente.	1	7 a .9	1
C_S Factor superficial.	Ver figura 4.		
b. Resistencia a ciclos	0.9	0.75	0.9

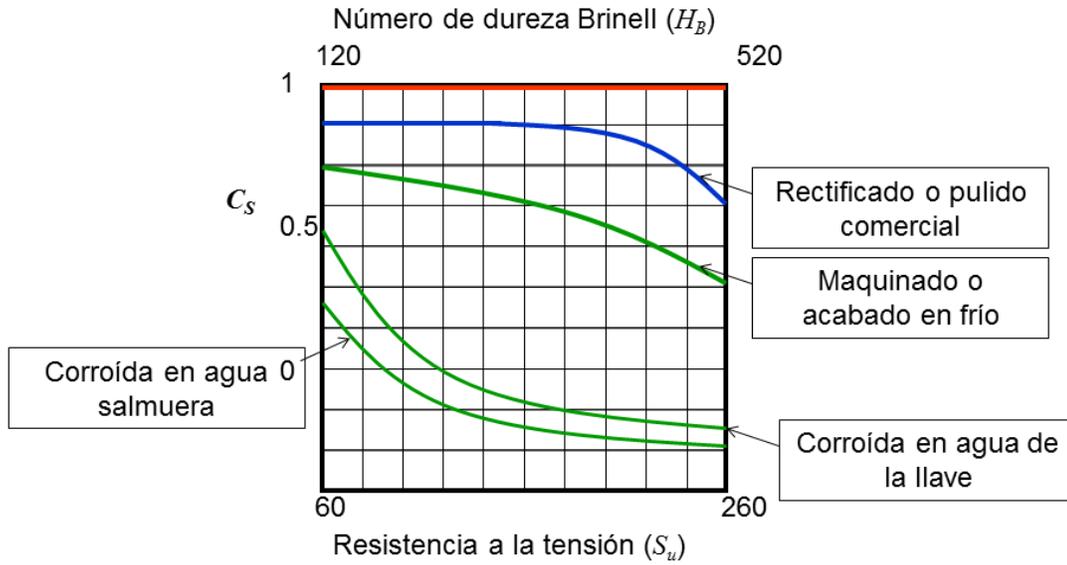


Figura 4-17: Factor de acabado superficial a la resistencia ultima a tracción (Agawam, 2002).

Tomando en cuenta los factores de corrección de la Tabla 4.2 Obtenemos la gráfica de resistencia a fatiga corregida.

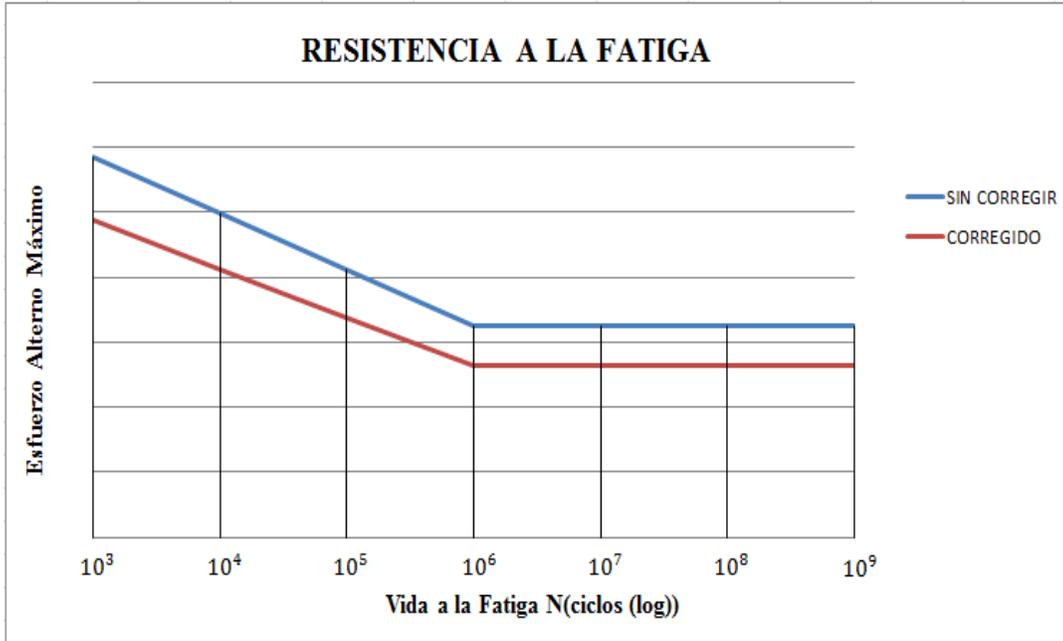


Figura 4-18: Gráfica de Resistencia a la fatiga Acero SAE 1075 sin corregir y corregido.

Existen distintos modelos propuestos para predecir la vida a fatiga de los componentes que se hallan sometidos a esfuerzos de amplitud variable. Entre los distintos modelos él es la ley de acumulación de daño lineal de Miner.

Este modelo se basa en dos supuestos:

- La aplicación de n_i ciclos consume una fracción de vida igual al cociente n_i/N_i donde N_i es el número de ciclos a rotura en un ensayo de amplitud constante, efectuado en las mismas condiciones de tensión media y amplitud de tensión.

$$d_i = \frac{n_i}{N_i}$$

(4.2)

- La falla del componente se producirá cuando la suma de todas estas fracciones de vida alcance la unidad.

$$D = \sum_i d_i = \sum_i \frac{n_i}{N_i} \geq 1$$

(4.3)

Obtención de esfuerzos en banda metálica.

Dada la necesidad de nuestros próximos análisis de obtener esfuerzos para así poder realizar los cálculos de fatiga, es necesario emplear las deformaciones obtenidas, o dividir las fuerzas calculadas entre el área de la sección transversal de la banda metálica, la cual se calculó en $1.0795 \times 10^{-5} m^2$. En la Figura 4-19 se muestra una historia en el tiempo típica, a través de la cual se establecieron los niveles de esfuerzo medio y alternante para el cálculo del consumo de vida de la banda, a través de la construcción del Diagrama de Goodman. En esta figura se puede observar que la parte inferior de la banda se encuentra a esfuerzos más elevados en comparación con la parte superior, como resultado del diferencial de fuerza asociada a la fricción desarrollada en la interfaz polea ahulada – banda metálica. Adicionalmente, esta fuerza mayor en el ramal inferior se atribuye a la existencia del tensor en esta sección del accionamiento. En teoría, sin embargo, el torque de accionamiento debería producirse en sentidos opuestos, por lo que la magnitud del torque debería cambiar de dirección, con lo que las fuerzas en los respectivos ramales deberían cambiar su posición relativa por cuanto al valor mayor. Sin embargo, para el análisis que sigue no se requieren analizar estos aspectos, que pueden ser incluso influidos por la pendiente de la banda metálica y su proximidad con la curvatura de la polea.

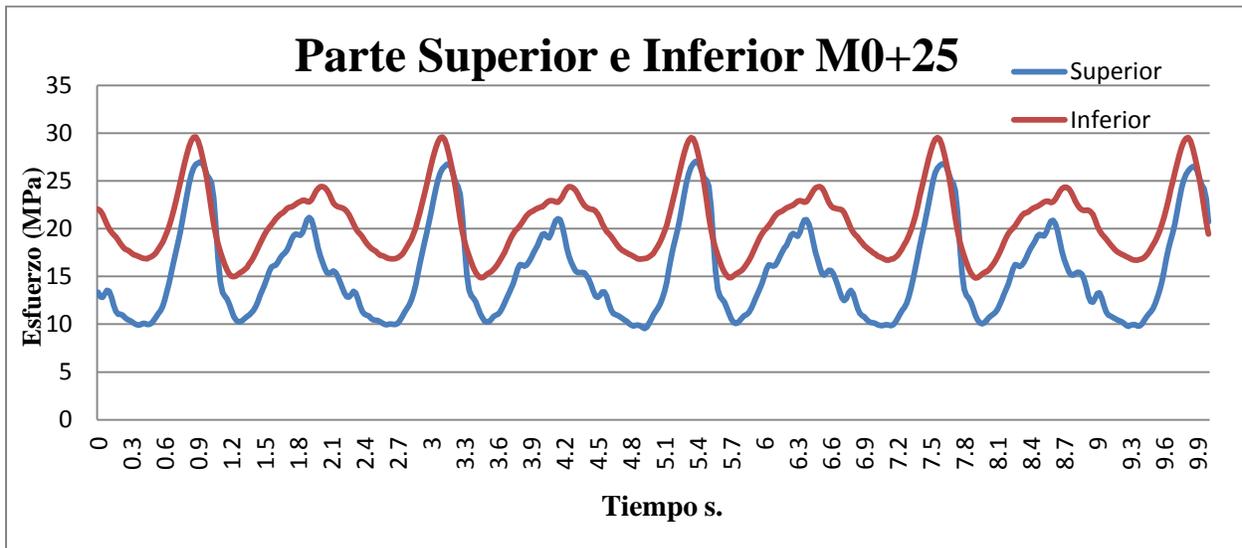


Figura 4-19: Graficas de esfuerzo a la parte superior e inferior de la prueba M0+20.

Obtención de cálculos de fatiga

Una vez obtenida la curva $S-N$, se procede a estimar el consumo de la vida de la banda durante su operación en el dispositivo de prueba, a partir de la aplicación de los principios de Miner y tomando en cuenta los esfuerzos medios existentes en la banda.

A partir de las ecuaciones 4.2 de predicción del daño acumulado propuesto por Miner, es necesario identificar los ciclos de esfuerzo en la banda, que sobrepasan el límite de resistencia a la fatiga, calculado para el material de la banda.

En el periodo de la prueba de Mo a 9v en 15 segundos de muestreo incluyen siete ciclos de fluctuación “A” y 6 ciclos de fluctuación para la parte “B”, cada una de estas fluctuaciones corresponden a una combinación de esfuerzo medio y alterno graficada como un punto en la Figura 4-21, en la figura 4.20 se muestra la identificación de los datos obtenidos por la *galga* inferior donde $\sigma_m = 20\text{MPa}$ (esfuerzo medio) y $\sigma_a = 40\text{MPa}$ (esfuerzo alterno) esto es para

los ciclos identificados en “A” para la muestra de la parte inferior, el mismo procedimiento es realizado para la parte superior de la prueba.

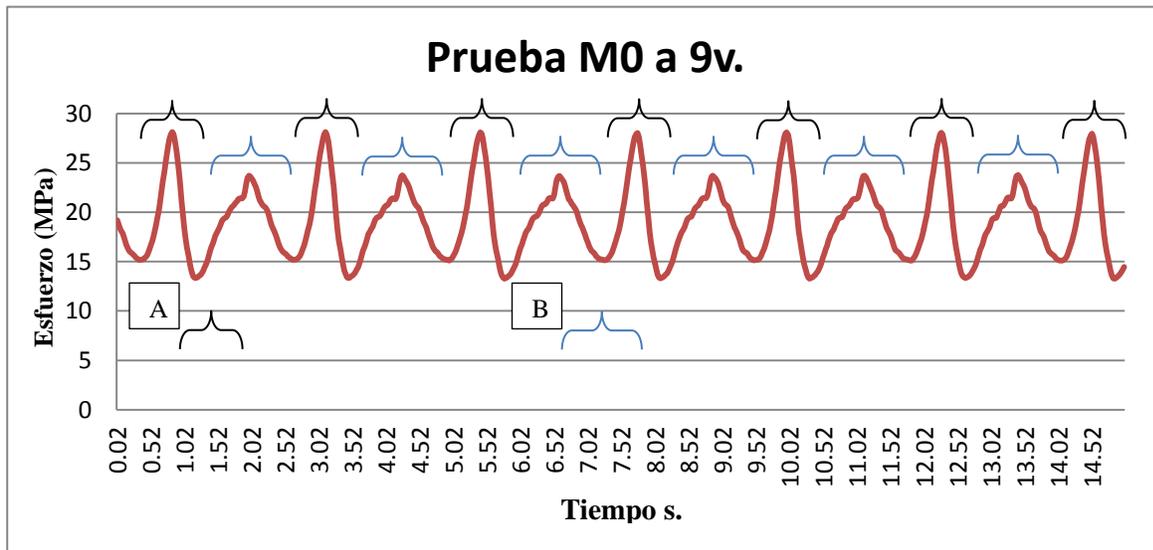


Figura 4-20: Identificación de ciclos de la parte inferior en los segmentos A y B.

Los puntos de “A” y “B” están unidas por el punto $\sigma_m = S_u$ (esfuerzo último) en el eje horizontal, para el eje vertical. Para la elaboración de la gráfica de esfuerzo medio-alterno y así poder obtener “Líneas de Goodman”, correspondiendo a cierta vida constante del material aun no conocida.

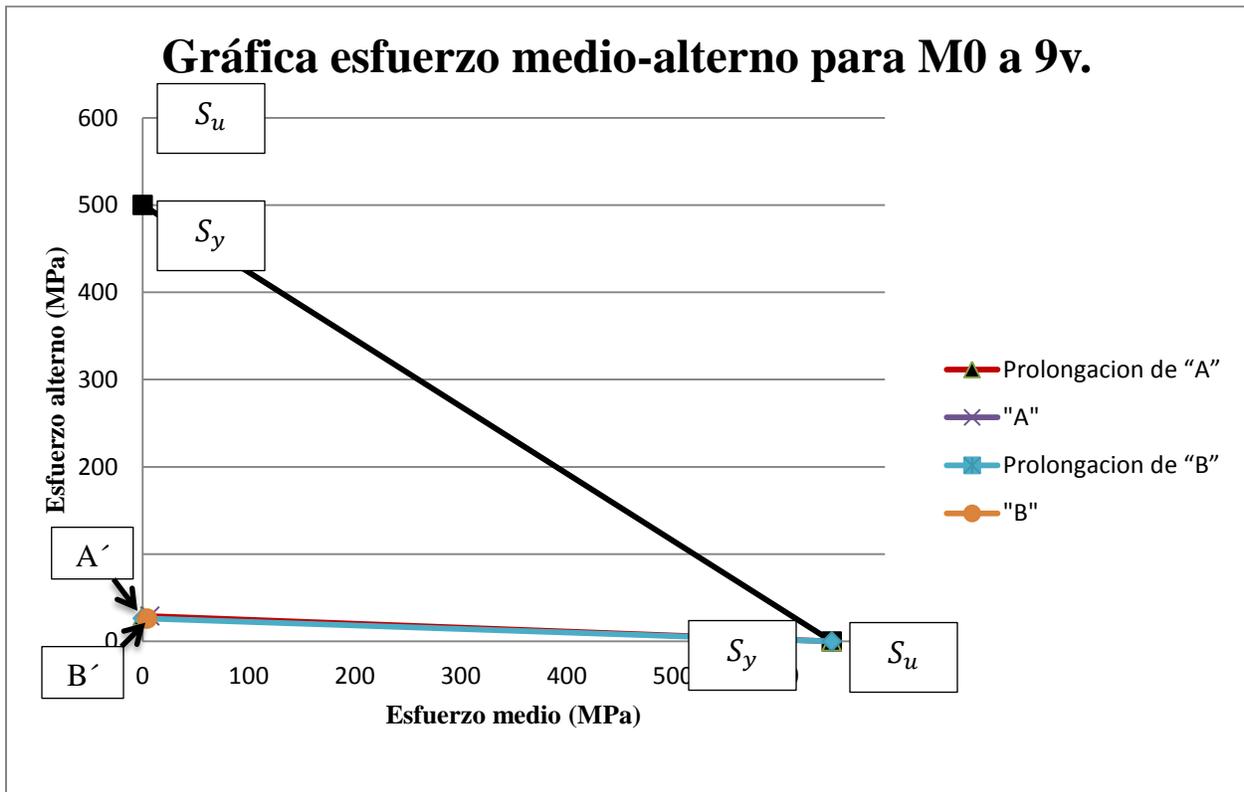


Figura 4-21: Grafica de esfuerzo medio-alterno para M0 a 9v.

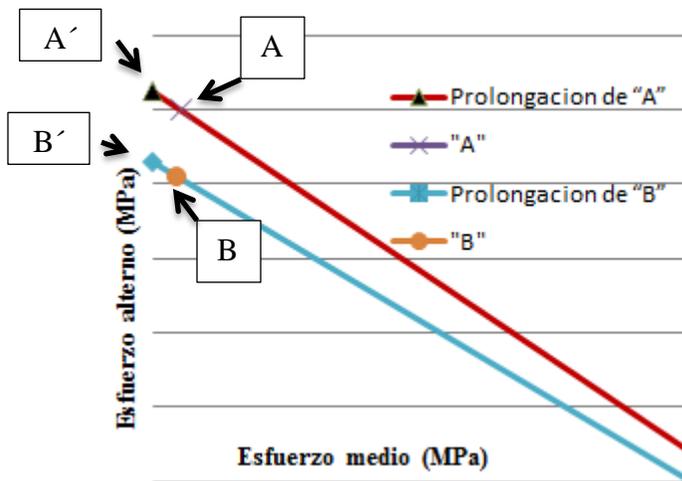


Figura 4-22: Zoom ala grafica de esfuerzo medio-alterno.



Donde S_u es el esfuerzo ultimo y S_y es el esfuerzo de cedencia características propias del material.

Las líneas de Goodman cruzan el eje vertical o de “esfuerzo alterno” en los puntos “A” y “B”. De acuerdo con la teoría de Goodman los puntos “A” y “B” corresponden a los puntos a las mismas vidas de fatiga q los puntos “A’ ” y “B’ ”. Estas vidas determinan la curva S-N.

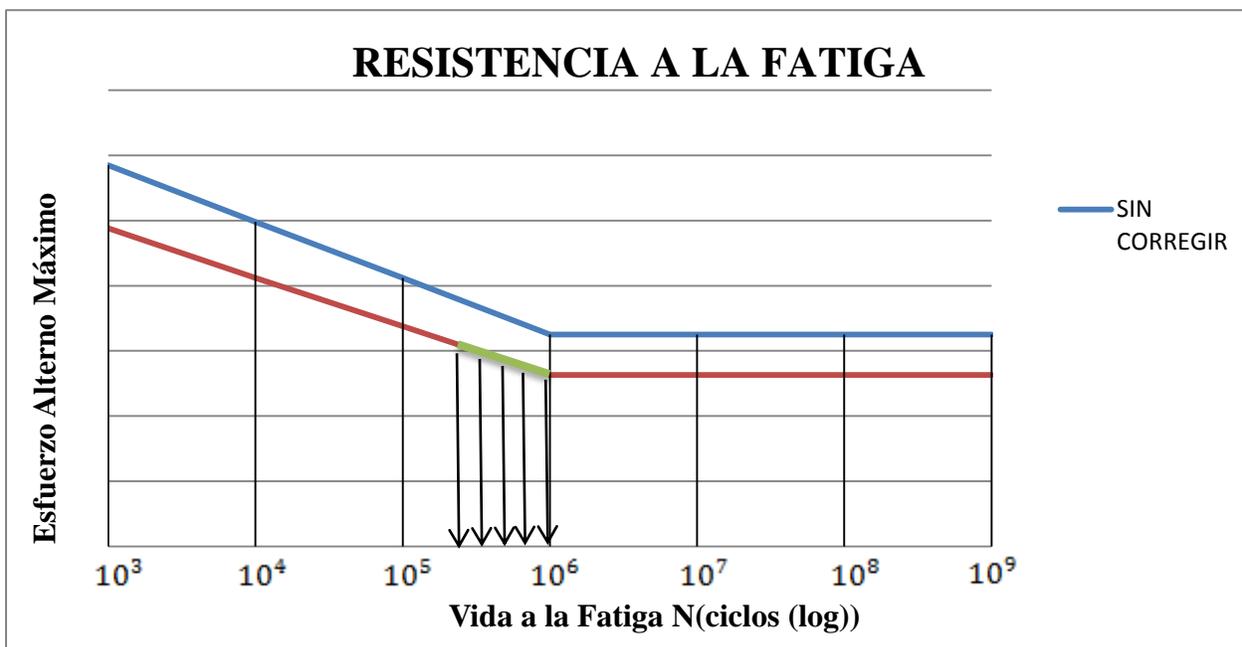


Figura 4-23: Área en la q se encuentras los valores de los ciclos de carga en la curva S-N.

Para cada valor de “A’ ” y “B’ ” corresponde una porción de vida consumida.

Debido al tipo de cargas seleccionadas para las pruebas los esfuerzos a los que se encuentran los ciclos son muy próximos a la instancia de vida Infinita y por lo tanto el daño acumulado por fatiga tiende a ser bajo.

Capítulo IV



En la Tabla 4.3 se muestran los valores de cada una de las pruebas así mismo la fracción de vida consumida para cada prueba realizada tanto para la parte superior como inferior de la sección de la banda metálica.

Tabla 4-3: Desgaste de vida de la banda metálica a diversas cargas periódicas.

	Prueba.	Ciclos que sobrepasan el límite elástico.	Parte en vida N (ciclos log).	Ley de Miner.	Fracción de vida Consumida
Inferior.	M0	7	8.5×10^5	$\frac{7}{8.5 \times 10^5}$	0.0000014973
Superior.		0	0	0	Vida Infinita.
Inferior.	M0+20Kg	0	0	0	Vida Infinita.
Superior.		7 6	6.6×10^5 1×10^6	$\frac{7}{6.6 \times 10^5} + \frac{6}{1 \times 10^6}$	0.0000030192
Inferior.	M0+40 Kg	6	9.8×10^5	$\frac{6}{9.8 \times 10^5}$	0.0000011131
Superior.		6 7	8.8×10^5 9.9×10^5	$\frac{6}{5.2 \times 10^5} + \frac{7}{9.9 \times 10^5}$	0.0000033834
Inferior.	M0+60 Kg	7	9.6×10^6	$\frac{7}{9.6 \times 10^6}$	0.0000010416
Superior.		7	5.4×10^6	$\frac{7}{5.4 \times 10^6}$	0.0000018518



Capítulo IV



Para hacer que la fracción de vida consumida sea la unidad, el tiempo de la prueba de 15 segundos debe multiplicarse por el inverso de la fracción de vida consumida y esto corresponderá a los minutos de vida de la banda metálica tanto para la parte superior e inferior para cada prueba correspondiente.

La tabla 4.4 Muestra el tiempo de vida de la banda a los diversos niveles de carga graduales.

Tabla 4-4: Tiempo de vida a diversas cargas para la banda metálica.

Prueba.		Tiempo.			
		Minutos.	Horas.	Días.	Meses.
Superior.	M0	*	*	*	*
Inferior.		166964.	2782	116	4
Superior.	M0+20	*	*	*	*
Inferior.		82801	1380	58	2
Superior.	M0+40	224583	3743	158	5
Inferior.		73888	1231	51	1.7
Superior.	M0+60	240000	4000	167	5.5
Inferior.		135000	2250	94	3



4.5 Comparación teoría – experimental

Como primer paso para poder realizar la simulación de la banda metálica su modelación geométrica, como se muestra en la Figura 4-XX. Para realizar este modelo se empleó el programa NX.

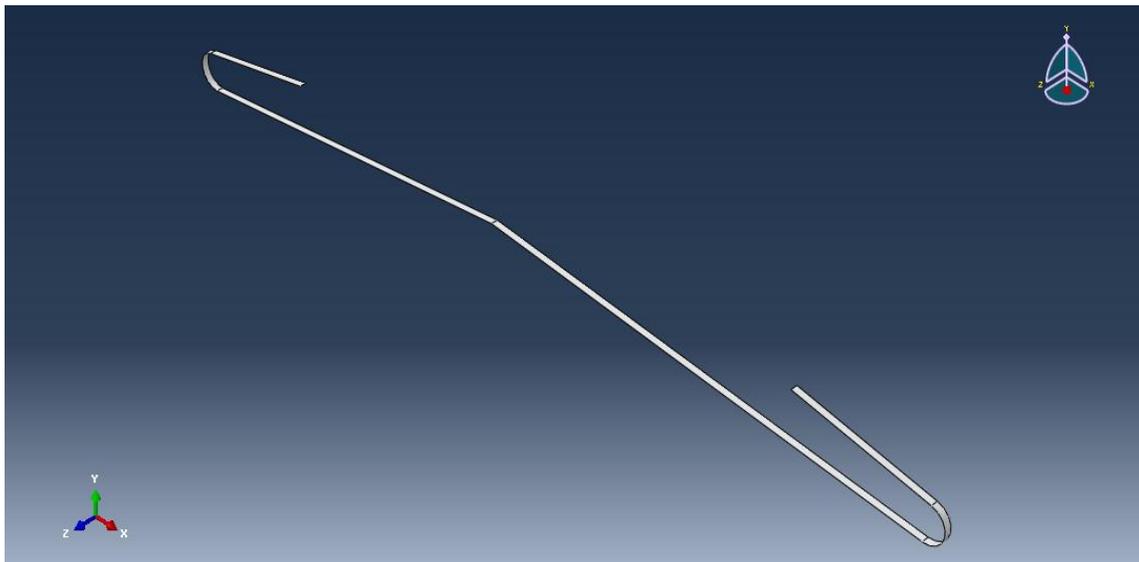


Figura 4-24: Modelado de Banda Metálica.

Como siguiente etapa para el análisis de esfuerzo se tiene la especificación de las condiciones frontera, en la perspectiva de la situación en la que se encuentra la banda. En la Figura 4-24 se ilustran las condiciones frontera en este caso, que incluye tanto de restricción de movimiento como de dirección posible del desplazamiento. Se eligieron de esta manera movimientos de rotación en el caso de los elementos montados en la polea, y en la dirección longitudinal para los elementos de la banda fuera de la polea.

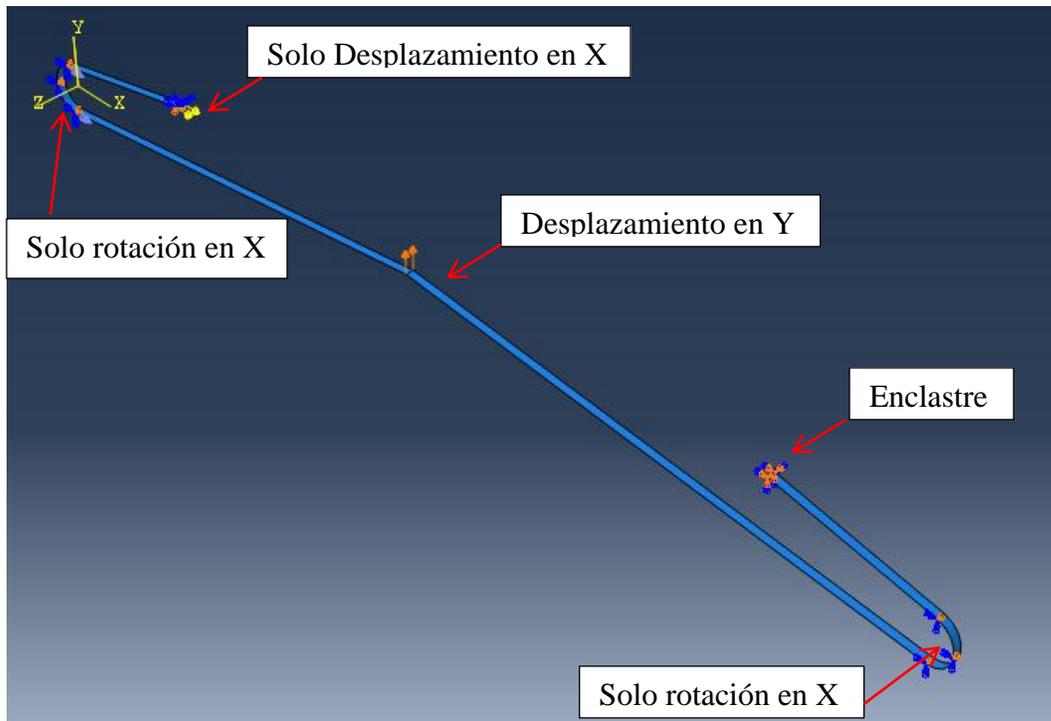


Figura 4-25: Condiciones Frontera para la simulación de la banda metálica.

Como siguiente etapa se tiene la definición de la magnitud y dirección de las cargas que serán aplicadas a la banda metálica. Las fuerzas aplicadas se establecieron de las fuerzas medidas durante las pruebas, dado que la intención del modelo en elementos finitos fue validar los esfuerzos en las partes cercanas a la polea de accionamiento, aparte como un ejercicio de aplicación de este programa de elementos finitos.

De esta forma, la Figura 4-25 ilustra las cargas aplicadas a la banda, que comprenden esencialmente las fuerzas de tracción derivadas del movimiento, y la tensión inicial.

La Figura 4-26 parte (b), por otro lado, muestra los niveles de esfuerzo en la banda metálica, para las condiciones simplificadas en las que se ha supuesto que la banda se esfuerza sólo en la parte donde se aplican las fuerzas. Consiguientemente, los esfuerzos reportados concuerdan con los esfuerzos medidos, como se muestra en la parte (a) de esta figura.

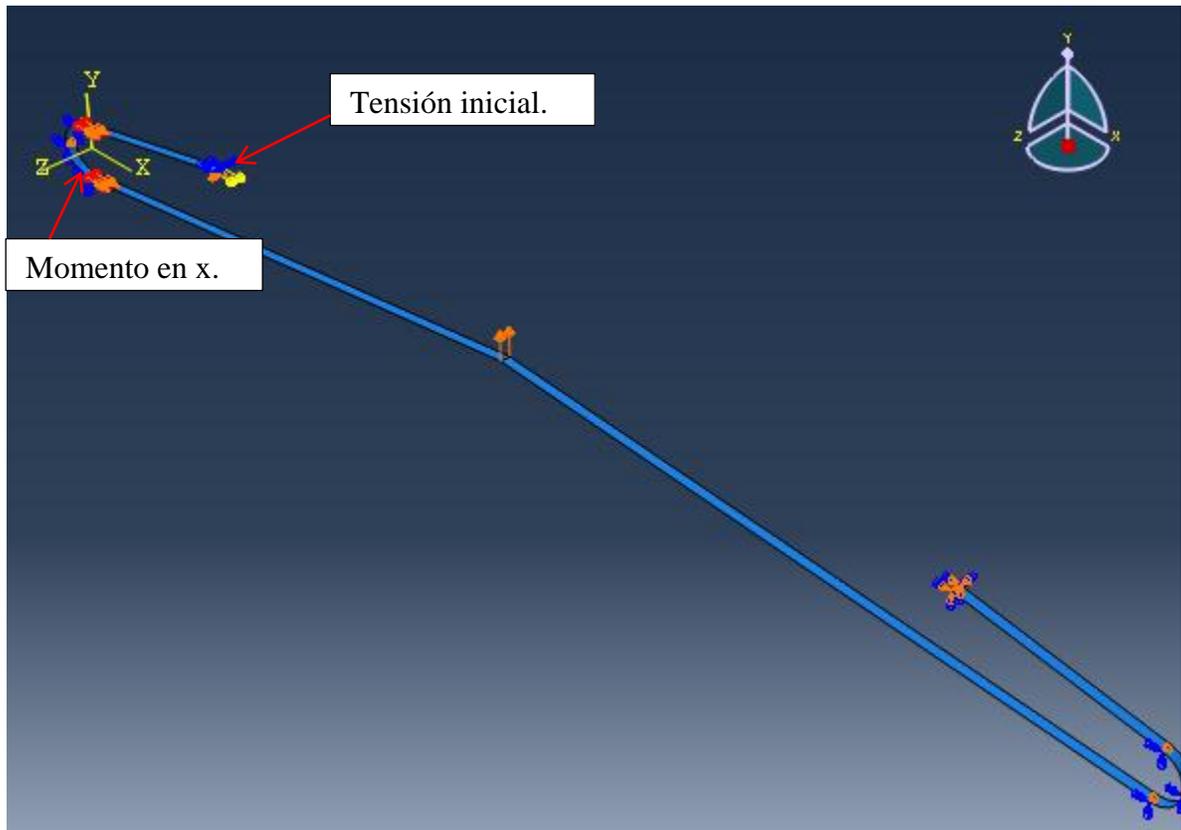


Figura 4-26: Condiciones de carga simulación de banda metálica.



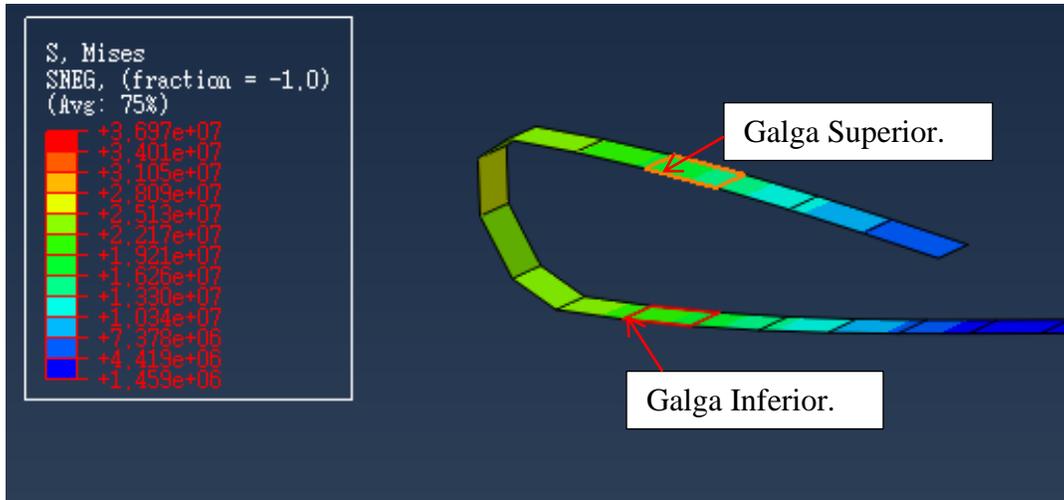
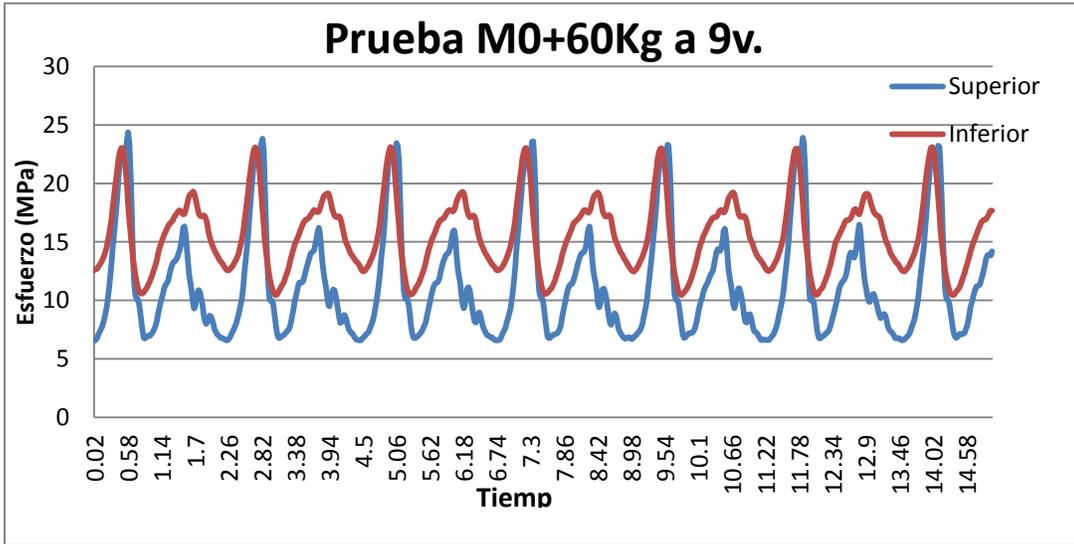


Figura 4-27: Comparación de prueba M0+60 y simulación.

Conclusiones y Recomendaciones

Se ha presentado una aproximación teórica- experimental para el análisis de la vida a la fatiga de un componente mecánico que por excelencia queda sometido a esfuerzos variables. Las bandas metálicas constituyen elementos críticos para diferentes aplicaciones en la ingeniería, que incluye el transporte y accionamiento de elementos de máquinas.

Como antecedente al análisis experimental se ha descrito la teoría que describe los fenómenos que ocurren en la interfaz polea de accionamiento – banda, que afectan en alguna medida la eficiencia de estos componentes e involucran fenómenos complejos de fricción entre las superficies de contacto. De manera notable, se presenta la fricción derivada a la elongación de la banda metálica.

El componente desarrollado forma parte del sistema de accionamiento de un equipo existente, empleado para el estudio de la interacción carga líquida – vehículo, al someter a este último a aceleraciones que pueden ser longitudinales tanto como transversales. La rigidez y firmeza de los movimientos resulta crítica en este caso, con objeto de caracterizar de manera objetiva tales fenómenos tan importantes para la seguridad vial.

El proceso de diseño conceptual estuvo relacionado con diversas disciplinas estudiadas a lo largo de la carrera, incluyendo mecanismos, instrumentación, procesos de manufactura y mecánica de materiales. La aplicación de la metodología del diseño, incorporando sus diferentes etapas desde el diseño conceptual hasta la construcción del prototipo, sirvió para identificar algunos problemas, que fueron resueltos en gran medida por una aproximación basada en la validación del diseño conceptual a través de desarrollo de modelos experimentales.

A lo largo del proceso de diseño y fabricación del equipo, se identificaron algunas otras aplicaciones del equipo, tal como en el caso del análisis de los coeficientes de fricción estáticos y dinámicos. Tales resultados revelaron datos interesantes que fueron publicados en un congreso internacional local, y que a futuro podría continuarse. Asimismo, se identificaron variaciones no esperadas por cuanto a las fuerzas en las bandas, lo que provocó una modificación en la instrumentación, pasando de una sola galga extensométrica a dos galgas. Mientras que las pruebas preliminares permitieron observar tendencias por cuanto al efecto de la masa desplazada

sobre las fuerzas generadas, indujeron una instrumentación más completa, tendiente a medir el par de torsión o accionamiento aplicado a la polea motriz.

Hubo resultados experimentales interesantes en las diferentes etapas de desarrollo. Por ejemplo, se observó de manera contundente la no-linealidad de los coeficientes de rodadura, en función de la carga desplazada. Ello se atribuyó a la flexibilidad inevitable de los componentes empleados, pero que por igual se puede asumir en otras aplicaciones con otros sistemas de rodadura. Por otro lado, se obtuvo una relación lineal entre el par de tracción y la masa desplazada, lo cual se atribuyó a la linealidad entre la fuerza y la masa, para una aceleración impuesta dada.

El objetivo principal del trabajo fue, sin embargo, estudiar el consumo de vida de la banda durante su accionamiento típico, lo cual se logró en tanto que se construyeron los diagramas S-N, así como de vida constante. De manera importante, se aplicó la teoría de Goodman y de Miner juntas, para deducir el consumo de vida. Tal combinación se dio al tener esfuerzos aproximadamente aleatorios, superpuestos a un esfuerzo medio.

De esta manera, se ha creado un procedimiento para el estudio del consumo de vida a fatiga de un componente básico para aplicaciones tales como simuladores de manejo y otros accionamientos que requieran de un movimiento con características firmes.

Sin embargo, se reconoce que si bien se cuenta con el procedimiento, es necesario continuar con otros ensayos, tendientes a observar el efecto de otros parámetros sobre el consumo de vida. Tal es el caso de la amplitud de oscilación y las dimensiones de la banda por cuanto a su grosor y ancho. Asimismo, instrumentar a la banda de tal suerte que sea posible medir los esfuerzos en la parte curva de su trayectoria, esto es, cuando se encuentra montada en la polea.



Referencias

- Attaway, S.W. (1999) “The mechanics of friction in rope rescue”, Memorias, International Technical Rescue Symposium.
- Beer y Johnston, Popov, Singer y Pytel, “Metal Forming Mechanics and Metallurgy”, 2007.
- Beer y Johnston, Singer y Pytel, Timoshenko y Young, “Elementos de Resistencia de Materiales”, Limusa Noriega Editores, Segunda edición, 2000.
- Belt Technologies, Agawam, Mass, “Diseño en ingeniería mecánica”, Sexta edición, Mc Graw Hill, México 2002.
- Dieter, R. “Engineering Design”. McGraw Hill 1986.
- Joseph Edward Shigley, Charles R. Mischke, Rankine (1843), Firkbank (1972), “Diseño en ingeniería mecánica”, Sexta edición, Mc Graw Hill, México 2002.
- Kagotani, M., Ueda, H., y Ue, S. “Transmission Error in Helical Synchronous Belt Drives in Bidirectional Operation (Influence of Error in Belt Side Face, Theoretical Analysis)”, 12th IFToMM World Congress, Besançon 2007.
- Lampert, I.R., Rother, F.J., y Loyd, D. (1973) Metal belt drive, Patente EEUU 3772930.
- Luo, S., Wu, Y., y Yu, Y. (2007) An introduction of a novel friction drive: metal belt drive with magnets, Transactions of ASME, Vol. 129.





Manin, L., Michon, G., Remond, D., y Dufour, R. (2007) “From transmission error measurement to Pulley-Belt slip determination in serpentine belt drives: influence of tensioner and belt characteristics” 12th IFToMM World Congress, Besançon.

Mitchell, M. R. (2001) “Fatigue analysis for design”.

Poncelet's (1839) Wöhler (1860), “The alternate stress was generated using rotative bending loads”.

Rao S. 1992. Finite elements. McGraw Hill.

Robert C Juvinall (1967) “Stress, Strain and Strength”. McGraw-HILL.

Romero, J. A., López-Cajún, C.S., Ortiz-vargas, W., y Betanzo, E. (2010) “Potencial de daño a pavimentos por el oleaje de la carga transportada”, Sexto Congreso Internacional de Ingeniería, UAQ.

Romero, J.A., Betanzo, E., y López, C.S. (2009) “Experimental considerations for studying road tankers dynamics”, International Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks (IAVSD'09).

Romero, J.A., Ramírez, O., Fortanell, J. M., Martínez, M., and Lozano, A., (2006) Analysis of lateral sloshing forces within road containers with high fill levels, Journal of Automobile Engineering, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D. Volume 220.



Apéndices

A. Planos de fabricación