



Facultad de Ingeniería Mecánica. Colectivo de Mecánica Aplicada. Empresa de Soluciones Mecánicas.

TRABAJO DE DIPLOMA

DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBA PARA CAJAS DE TRASPASO Y CAJAS DE CAMBIO DE VELOCIDADES DE LOS CAMIONES KRAZ 256B1M REPARADAS EN SOMEK.

Autor: Alex Castillo Tejeda.

Tutores: Ing. Jesús E. del Junco García (UCf).

Ms.C Juan G. Noa Águila (UCf).

Junio 2017

“Año 59 de la Revolución”

Declaración de autoridad.



Facultad de Ingeniería Mecánica.

Hago constar que el presente trabajo fue realizado en la Universidad de Cienfuegos, como parte de la culminación de los estudios en la especialidad de Ingeniería Mecánica; autorizando a que el mismo sea utilizado para los fines que estime conveniente, tanto de forma parcial como total, y además no podrá ser presentado en eventos ni publicado sin la aprobación de la Universidad de Cienfuegos.

Firma del Autor

Los abajo firmantes certificamos que el presente trabajo ha sido revisado según acuerdo de la dirección de nuestro centro y el mismo cumple los requisitos que debe tener un trabajo de esa envergadura, referido a la temática señalada.

Información Científico - Técnica, Firma

Firma del Vicedecano

Firma Del Tutor

Sistema de Documentación y Proyectos

Pensamiento.

...se lucha por los deseos de hacer bien, porque ese es el destino de los hombres, luchar por superarse, luchar por algo superior, no resignarse a vivir tal como venimos al mundo.

Fidel Castro Ruz.

Agradecimiento.

Agradezco a los profesores que me formaron y me convirtieron en un futuro profesional, en especial a los tutores de mi tesis.

A mi familia, que es parte importante en mi vida y a ella le debo mi entera gratitud.

A mis amigos y compañeros, que siempre están cuando los necesito.

Para mi novia, que me ayuda e impulsa en mis estudios y en mi vida.

A todos, gracias....

Dedicatoria.

Ofrezco mi modesta contribución:

A la Ciencia y la Técnica, a la empresa SOMECE, a la Facultad de Ingeniería y a la carrera: Ingeniería Mecánica; que me brindaron conocimientos y experiencias inolvidables.

Resumen.

En el presente trabajo se realiza el diseño de un Banco de Pruebas para cajas de transferencia y cajas de cambio de velocidades de los camiones KRAZ256B1M. Se exponen las diferentes características de las posibles fallas que pueden surgir en la puesta en marcha de las pruebas, así como, las características de los camiones KRAZ, de la caja de traspaso y de cambio de velocidades. También se realiza el análisis por el método de las fuerzas de la estructura del banco puesto que se considera como un sistema hiperestático. Por medio del software Inventor se realiza la comprobación de los resultados obtenidos por los métodos clásicos de la resistencia de materiales, donde nos permite observar que el comportamiento de la estructura, es similar a los resultados ya obtenidos anteriormente. También se realizó el análisis de todas las uniones existentes en el banco como son: las uniones soldadas y las uniones roscadas.

Índice

Introducción	1
Capítulo 1.	4
Los Bancos de Prueba. Características de las Cajas de Transferencia o Traspaso y las Cajas de Cambio de Velocidades de los camiones KRAZ256B1M.	4
1.1. Introducción al capítulo.....	4
1.2. Banco de Pruebas.....	4
1.2.1. Banco de Pruebas. Definición.....	4
1.2.2. Especificaciones básicas.....	4
1.2.2.1. Estructura fija.	5
1.2.2.2. Estructura móvil.	5
1.2.2.3. Generador de potencia.	5
1.2.3. Análisis metalográfico.	6
1.2.3.1. Análisis del material a utilizar para la fabricación de la estructura del banco de pruebas. 6	6
1.2.3.2. Composición del acero. Propiedades y cualidades del acero estructural.....	6
1.2.3.3. Tratamiento térmico para el acero CT3.	6
1.2.3.4. Composición química.	6
1.2.3.5. Propiedades mecánicas.....	7
1.2.3.6. Ensayo de dureza.	7
1.2.4. Características del Banco de Prueba de las cajas de traspaso y la caja de cambio de velocidades.....	7
1.3. Posibles fallas. Formas, métodos e instrumentos para su medición.	8
1.3.1. Vibraciones.....	8
1.3.1.1. Definición y características.....	8
1.3.1.2. Severidad de vibración.	9
1.3.1.3. Análisis.....	9
1.3.1.4. Pasos a seguir en la adquisición de datos.	10
1.3.1.5. Instrumentos de medición.	12
1.3.1.6. Vibrómetro PRE 5050. Características y funciones.	12
1.3.1.6.1. Características	13
1.3.1.6.2. Aplicaciones.....	13
1.3.1.7. Vibrómetro tipo pluma GV260 marca GALAXY. Características y funciones. .	14
1.3.1.7.1. Características generales:.....	14
1.3.1.7.2. Ruido.	15

1.3.1.7.2.1.	Ruido en la transmisión:.....	15
1.3.1.7.2.2.	Instrumentos.	16
1.3.1.7.3.	Pérdidas de Aceite.....	16
1.4.	Características Técnicas de los Camiones KRAZ.	17
1.4.1.	Las Características Técnicas Fundamentales del camión.	21
1.5.	Características técnicas del Motor Eléctrico a utilizar en el banco.....	22
1.6.	Cajas de Traspaso.	22
1.6.1.	Caja de traspaso. Función que realiza.....	22
1.6.1.1.	Características de las Cajas de Traspaso de los Camiones KRAZ256B1M....	23
1.8.1.1.2.	Parámetros de las ruedas:.....	25
1.9.	Caja de cambio de velocidades.	26
1.9.1.	Cajas de cambio de velocidades. Definición.	26
1.9.2.	Características de las Cajas de cambio de velocidades de los Camiones KRAZ256B1M.	26
1.10.	Conclusiones del capítulo.....	27
Capítulo 2.	29
	Desarrollo de los esquemas de análisis, evaluación de la resistencia y selección de los diferentes componentes estructurales que conforman el Banco de Prueba.	29
2.1.	Introducción al capítulo.....	29
2.1.1.	Determinación de la carga sobre los arboles de las poleadas (FR).	29
2.1.2.	Determinación de la vida de la correa seleccionada.....	31
2.2.	Solución de Sistemas Hiperestáticos por el Método de las Fuerzas.	32
2.2.1.	Ligaduras impuestas al sistema. Grado de hiperestaticidad.....	32
2.2.1.1.1.	Sistema isostático. (Pisarenko, 1979).....	33
2.2.1.1.2.	Sistema base y sistema equivalente. (Pisarenko, 1979)	35
2.2.1.1.3.	Ecuaciones canónicas del método de las fuerzas. (Pisarenko, 1979)	36
2.2.2.	Caja de transferencia.....	38
2.2.2.1.	Solución del sistema hiperestático en el plano (YZ).....	38
2.2.2.1.1.	Determinación de las reacciones en las vigas.	38
2.2.2.1.2.	Cálculo el sistema hiperestático.....	41
2.2.3.	Determinación de las reacciones de la viga lateral en el plano (XZ). Suma cuadrática de los dos planos.	45
2.2.3.1.	Solución del sistema hiperestático sometido a la torsión. Comprobación del perfil. (Pisarenko, 1979)	46
2.2.3.1.1.	Solución del sistema hiperestático sometido a la torsión.	47
2.2.3.1.2.	Comprobación del perfil canal a las tensiones normales y tangenciales.....	49
2.3.	Cálculo de la estructura para soportar la caja de cambios de velocidades.	50

2.3.1.1.	Solución del sistema hiperestático en el plano (YZ).....	50
2.3.1.1.1.	Determinación de las reacciones en las vigas.	50
2.3.1.1.2.	Solución del sistema hiperestático.....	52
2.3.2.	Determinación de las reacciones de la viga lateral en el plano (XZ). Suma cuadrática de los dos planos.	57
2.3.2.1.	Solución del sistema hiperestático sometido a la torsión.	58
2.3.2.2.	Comprobación del perfil canal a las tensiones normales y tangenciales.....	60
2.4.	<i>Cálculo de las uniones roscadas y soldadas.</i>	61
2.4.1.	<i>Uniones roscadas.</i>	61
2.4.1.1.	<i>Cálculo de la unión por tornillos de los apoyos de la caja de traspaso.</i>	64
2.4.1.2.	<i>Cálculo de la unión roscada del Apoyo Intermedio (cochinito).</i>	65
2.4.2.	<i>Cálculo de uniones soldadas.</i>	67
2.3.	Conclusiones parciales.	70
Capítulo 3.		71
<i>Simulación del Banco de Prueba en el software Autodesk Inventor 2015.</i>		71
3.1.	<i>Introducción del capítulo.</i>	71
3.2.	<i>Simulación del Banco de Pruebas para el caso de la caja de transferencia.</i>	71
3.2.1.	<i>Simulación de las vigas en las que se colocan las cargas concentradas.</i>	71
3.2.1.1.	<i>Viga F-E.</i>	71
3.2.1.2.	<i>Viga H-G</i>	73
3.2.2.	Simulación la viga lateral.....	76
3.2.3.	Simulación del Banco de Prueba.....	78
3.3.	<i>Simulación del Banco de Prueba para el caso de la caja de cambio de velocidades.</i> ... 81	
3.3.1.	<i>Simulación de las vigas en las que se colocan las cargas concentradas.</i>	81
3.3.1.1.	<i>Viga A'-B'.</i>	81
3.3.1.2.	<i>Viga F'-E'</i>	83
3.3.2.	Simulación de la viga lateral.....	86
3.3.3.	Simulación del banco de pruebas.	89
3.4.	Conclusiones parciales.	92
Conclusiones Generales		93
Recomendaciones		94
Bibliografía:		95
Anexos.....		97

Introducción

La Empresa de Soluciones Mecánicas de Cienfuegos (SOMEK) consta de una planta donde se modernizan los camiones KRAZ en convenio con la empresa productora ucraniana de esta marca de vehículos. La modernización consiste en retirar todas las partes obsoletas o deterioradas del camión y sustituirlas por modernas o nuevas. Además se enfrenta la reparación de todos los accesorios del camión, así como chasis, cama, motor, caja de velocidades y de transferencia, puentes traseros, y delanteros, paquetes de muelles, etc.

Los Bancos de Pruebas de Vehículos Automotrices son equipos excesivamente costosos, de alto consumo de energía, ya que las pruebas deben realizarse a las potencias nominales o cercanas a ellas y esto genera un elevado consumo de energía o de combustible. Con la reparación de la caja de transferencia y de la caja de cambio de velocidades, se hace necesaria la comprobación de su correcto funcionamiento. La Empresa no cuenta con las instalaciones para realizar diversas pruebas de funcionamiento de los accesorios del vehículo que son reparados, por lo que se tiene que realizar el diseño de un Banco de Prueba. Con el banco se ahorrará tiempo y gastos de materiales, ya que no habrá que instalar el cambio en el vehículo para comprobarlo, y en caso de que no funcione, tener que volver a sacarlo para revisar la avería. El diseño del banco hará que la instalación de la caja de cambios y de traspaso resulte fácil y rápida comparada a la instalación del cambio de marchas en el vehículo, por lo tanto cuando el cambio pase el test de comprobación se tendrá la certeza de si funciona correctamente o no, y así poder instalarlo definitivamente en el vehículo. La Empresa cuenta con todos los materiales, las máquinas herramientas y el personal capacitado para la ejecución del banco de pruebas después que sea diseñado.

Situación Problemática:

La empresa necesita realizar el montaje en el camión sin que estos accesorios tengan problemas como: ruidos extraños, salideros de aceite o vibraciones. La empresa no cuenta con un Banco de Prueba que permita comprobar el óptimo funcionamiento de las cajas de velocidades y traspaso para camiones KRAZ256B1M.

Con esta situación se formula la siguiente *Hipótesis*; es posible diseñar un Banco de Pruebas que permita comprobar el correcto funcionamiento de las Cajas de Traspaso y de las Cajas de Cambio de Velocidades de los camiones KRAZ256B1M reparados por SOMEK.

El *Objetivo General* del presente trabajo es por lo tanto:

Demostrar que con un diseño adecuado del Banco de Pruebas se pueden medir: los ruidos extraños, salideros de aceite o vibraciones en las Cajas de Traspaso y las Cajas de Cambio de Velocidades de los camiones KRAZ256B1M reparados por SOMEK.

Los *Objetivos Específicos* son:

- ✓ Caracterizar las posibles fallas.
- ✓ Caracterizar las cajas de transferencia o traspaso y las cajas de cambio de velocidades de los camiones KRAZ con vistas a poder concebir la estructura del banco a diseñar.
- ✓ Diseñar un Banco de Prueba y sus elementos componentes para comprobar el correcto funcionamiento de las Cajas de Traspaso y de las Cajas de Cambio de Velocidades de los camiones KRAZ256B1M reparadas por SOMEK.
- ✓ Diseñar un Banco de Prueba o Ensayo y sus elementos componentes en el software Inventor para comparar los resultados obtenidos por los métodos clásicos de resistencia de materiales.

Las *Tareas de Investigación* serán las siguientes:

- ✓ Profundizar en la literatura acerca del principio de trabajo, los aspectos constructivos y de funcionamiento de los bancos de pruebas o ensayo, así como, las posibles fallas que pueden surgir en el momento de la prueba.
- ✓ Profundizar en la empresa y en la literatura acerca de las características y datos técnicos de las cajas de transferencia o traspaso y las cajas de cambio de velocidades de los camiones KRAZ256B1M con vistas a poder concebir la estructura del banco a diseñar.
- ✓ Seleccionar el esquema a emplear en el banco a diseñar.
- ✓ Elegir el sistema de carga del banco y diseñar los elementos

componentes.

- ✓ Diseñar la estructura soporte del motor y la estructura soporte de los elementos del banco.
- ✓ Comprobar todos los resultados obtenidos por métodos clásicos de resistencia de materiales en el software Autodesk Inventor.

Capítulo 1.

Los Bancos de Prueba. Características de las Cajas de Transferencia o Traspaso y las Cajas de Cambio de Velocidades de los camiones KRAZ256B1M.

1.1. Introducción al capítulo.

En este capítulo se ve una definición de lo que es un Banco de Pruebas, de las cajas de traspaso y de las cajas de cambio de velocidades. Se caracterizarán las posibles fallas que pueden surgir en el momento en que estén probando las cajas. También las características técnicas de los camiones KRAZ256B1M.

1.2. Banco de Pruebas.

1.2.1. Banco de Pruebas. Definición.

Instalación que sirve para medir las prestaciones de la caja de cambio de velocidades y la caja de traspaso, se puede lograr observar las características de funcionamiento de las dos cajas. El Banco de Pruebas se emplea tanto para la obtención de datos importantes sobre la puesta a punto de prototipos como para la determinación de ciertos datos fundamentales necesarios.

Con el Banco de Pruebas se ahorrará tiempo ya que no habrá que instalar el cambio en el vehículo para comprobarlo, y en caso de que no funcione, tener que volver a sacarlo para revisar la avería.

Gracias al motor eléctrico correctamente dimensionado, se podrá hacer el test de comprobación a la velocidad y al par motor deseado. De esta manera se podrá probar el cambio de marchas a altas velocidades y en todos sus aspectos sin tener que salir de la sala de reparación.

Actualmente el mercado de los bancos de ensayo para cambios de marchas se centra en los propios fabricantes de las cajas de cambios, que disponen de bancos para poder realizar los test necesarios en el proceso de fabricación.

1.2.2. Especificaciones básicas.

El banco está compuesto por una serie de elementos que en conjunto aporten seguridad y funcionalidad. Se priorizan estas dos características frente a otras ya que una de las razones de ser de este proyecto es evitar riesgos de montaje

al instalar el cambio en el vehículo junto con la pérdida de tiempo que ello conlleva, por eso un banco que no aportara seguridad al elemento en pruebas no sería útil.

Para conseguir este objetivo se dividen los componentes del banco en 3 grupos según la función que desempeñan en el conjunto del banco:

1. Estructura fija.
2. Estructura móvil.
3. Generador de potencia.

1.2.2.1. Estructura fija.

Es la parte constructiva del proyecto que aguanta todo el conjunto y le hace de bancada. Estará compuesta por barras longitudinales y transversales que, una vez diseñadas en la segunda parte del trabajo, deberán aguantar sin problemas todos los esfuerzos a los que serán sometidas, por lo tanto deberán ser robustas y de fuerte consistencia ya que son la base del banco.

La estructura estará formada por algún tipo de metal, ya que ofrecen un gran abanico de posibilidades dentro de sus variedades, pero todos tienen una gran resistencia a los esfuerzos de compresión y axiales, así como de torsión. Además deben resistir bien los golpes sin fragilizar la estructura.

Las uniones entre las diferentes barras se harán mediante soldadura, si el material que se escoja es apropiado para este tipo de unión, o atornillado. La forma de unir la estructura es parte del diseño que se tendrá que calcular en la segunda parte de este trabajo, una vez que se haya escogido el material más idóneo que cumpla todos los requisitos.

1.2.2.2. Estructura móvil.

La estructura móvil es la parte de la estructura de soporte para el cambio, que puede moverse para poder ajustar los soportes de la caja de cambio de velocidad y a la caja de transferencia o traspaso.

1.2.2.3. Generador de potencia.

El generador de potencia será el encargado de generar en el par las revoluciones necesarias para lograr que el cambio de marchas pueda operar de manera normal.

1.2.3. Análisis metalográfico.

1.2.3.1. Análisis del material a utilizar para la fabricación de la estructura del banco de pruebas.

La estructura del Banco de Pruebas se quiere fabricar mediante un proceso de soldadura, para lo cual se hace necesario un material que presente bajo contenido de carbono, por eso el más adecuado para suplir esta necesidad es el acero para estructuras Ct-3, pues contiene un 0.22% C y una tensión de fluencia de 24 kgf/mm², ideal para estructuras soldadas.

1.2.3.2. Composición del acero. Propiedades y cualidades del acero estructural.

Se define como acero estructural al producto de la aleación de hierro, carbono y pequeñas cantidades de otros elementos tales como silicio, fósforo, azufre y oxígeno, que le aportan características específicas. El acero laminado en caliente, fabricado con fines estructurales, se denomina como acero estructural al carbono, con límite de fluencia de 250 MPa (2549 kg/cm²). Posee alta resistencia, homogeneidad en la calidad y fiabilidad, soldabilidad, ductilidad, y además buena resistencia a la corrosión en condiciones normales, pero a altas temperaturas sus propiedades mecánicas fundamentales se ven gravemente afectadas.

1.2.3.3. Tratamiento térmico para el acero CT3.

Estos aceros por su bajo contenido de carbono no tiene lógica someterlos a tratamiento térmico.

1.2.3.4. Composición química.

Tabla 1.1- Composición química.

Acero CT3	Composición química en %
Carbono	0.2
Silicio	0.2
Manganeso	0.5

1.2.3.5. Propiedades mecánicas.

Tabla 1.2- Propiedades mecánicas.

Propiedades	Magnitudes
Límite de rotura. σ_B	40 kgf/mm ²
Límite de fluencia de proporcionalidad. σ_f	25kgf/mm ²
Límite de fatiga a la tracción. σ_{-1t}	12-16kgf/mm ²
Límite de fatiga a la flexión. σ_{-1}	17-22kgf/mm ²
Límite de fatiga a la torsión. τ_{-1}	10-13kgf/mm ²
Resilencia	7-10kgf/cm ²
Elongación	30%
Propagación de la grieta a -400C	1kgf*m/cm ²
Umbral de fragilidad en frío. T50	T50=0

1.2.3.6. Ensayo de dureza.

Tabla 1.3- Ensayo de dureza.

Dureza Vickers	131 kgf/mm ²
Dureza Rockwell HRC	76 kgf/mm ²
Dureza Brinell HB	f/mm ²

1.2.4. Características del Banco de Prueba de las cajas de traspaso y la caja de cambio de velocidades.

En las (fig.1.1 y 1.2) se muestran las partes del Banco de Prueba y los equipos a probar, además de los acoples y los puntos de apoyo.

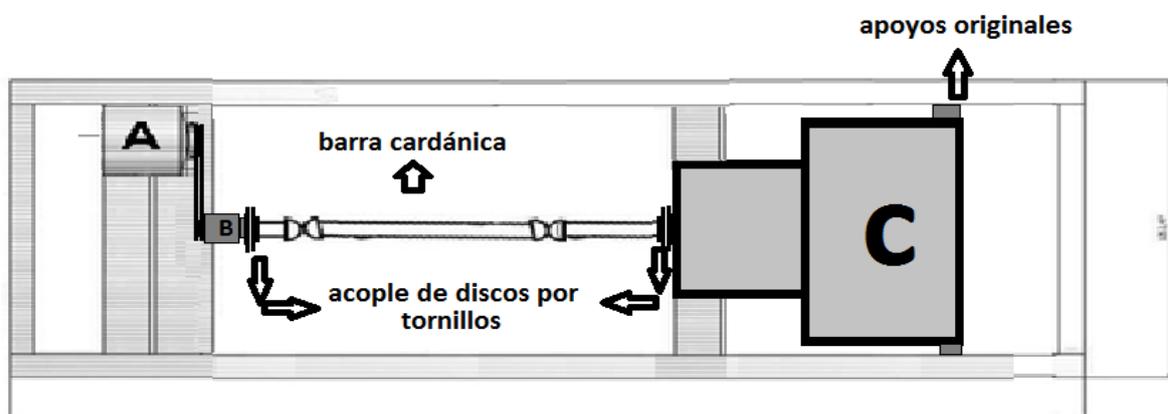


Fig. 1.1. Banco de Prueba con la Caja de Traspaso y sus demás elementos.

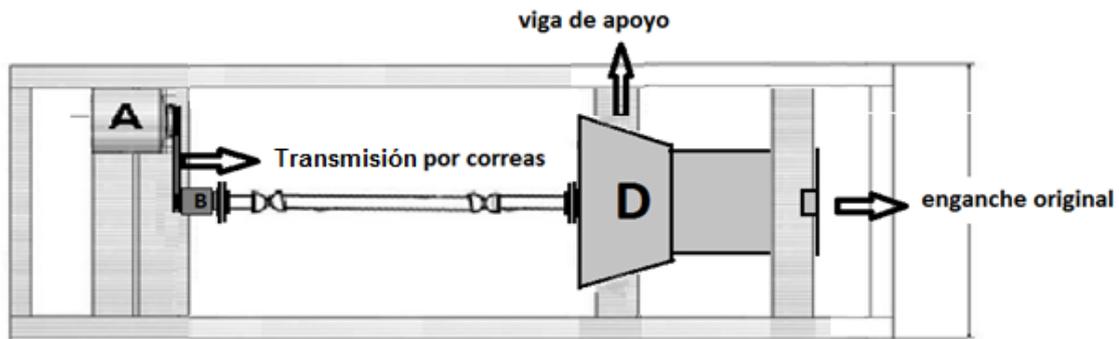


Fig. 1.2. Banco de Prueba con la Caja de Transferencia y sus demás elementos.

Leyenda:

A: Motor eléctrico.

B: Apoyo intermedio, (Cochinito).

C: Caja de traspaso.

D: Caja de velocidades.

Cada equipo después de la reparación será puesto en marcha, solo uno a la vez, en el banco entre 5 y 15 minutos tiempo suficiente para que el operario pueda determinar un posible problema. Según datos técnicos estas partes se experimentan en diferentes regímenes de rotación o sea 500 y 1400 rpm.

Medidas de seguridad:

- En el momento de la puesta en marcha el operario debe separarse por lo menos dos metros del banco.
- Durante el tiempo de prueba, la transmisión por correa y el cardán deben estar debidamente protegidos por la gualdera metálica.
- Para hacer cualquier tipo de manipulación en los elementos que se estén probando es necesario detener el motor eléctrico.

1.3. Posibles fallas. Formas, métodos e instrumentos para su medición.

1.3.1. Vibraciones.

1.3.1.1. Definición y características.

La vibración es el movimiento de vaivén de una máquina o elemento de ella en cualquier dirección del espacio desde su posición de equilibrio (Royo, 2010). Generalmente, la causa de la vibración reside en problemas mecánicos como son: desequilibrio de elementos rotativos; desalineación en acoplamientos;

engranajes desgastados o dañados; rodamientos deteriorados, y fuerzas aerodinámicas o hidráulicas, entre otras.

Estas causas como se puede suponer son fuerzas que cambian de dirección o de intensidad, estas fuerzas son debidas al movimiento rotativo de las piezas de la máquina, aunque cada uno de los problemas se detecta estudiando las características de vibración.

1.3.1.2. Severidad de vibración.

Un punto importante a la hora de hablar de vibraciones es conocer la severidad de la vibración, ella indica la gravedad que puede tener un defecto. La amplitud de la vibración expresa la gravedad del problema, pero es difícil establecer valores límites de la vibración que detecten un fallo.

La finalidad del análisis de vibraciones es encontrar un aviso con suficiente tiempo para poder analizar causas y forma de resolver el problema, ocasionando el paro mínimo posible en la máquina.

Una vez obtenido un histórico de datos para cada elemento de las máquinas que se estudian, el valor medio refleja la normalidad en su funcionamiento. Desviaciones continuas o excesivas indicarán un posible fallo que será identificado después, teniendo en cuenta la frecuencia a la que se producen las mayores vibraciones.

1.3.1.3. Análisis.

La esencia del estudio de vibraciones es realizar el análisis de las mismas. El análisis de datos consta de dos etapas: adquisición e interpretación de los datos obtenidos al medir la vibración de la máquina. El fin a alcanzar es determinar las condiciones mecánicas del equipo y detectar posibles fallos específicos, mecánicos o funcionales.

La adquisición de datos es el primer y principal paso a dar para hacer un análisis de vibraciones. Los datos a tomar, desplazamiento, velocidad o aceleración dependerán de la velocidad de la máquina, de acuerdo con su relación equivalente de frecuencia ($\text{rpm}=\text{cpm}$). Así, para bajas rpm, (bajos cpm), se tomarán datos de desplazamientos. Para velocidades que estén dentro del orden de 600 y 60.000 rpm, se medirán velocidades y para los que sean de orden superior, los datos a tomar serán aceleraciones.

1.3.1.4. Pasos a seguir en la adquisición de datos.

- a) Determinación de las características de diseño y funcionamiento de la máquina, como son: velocidad de rotación de la máquina, tipo de rodamiento, engranaje y condiciones del entorno en que esté situada como es el tipo de apoyo, acoplamientos, ruido, etc. También habrá que tener en cuenta las condiciones de funcionamiento como velocidad y cargas, entre otras que normalmente afectarán a las mediciones de vibración.
- b) Determinación de la finalidad de la vibración que podrá incluir:
 - Medidas para crear un histórico de datos y con él obtener un valor de base, sobre el que estará el valor de vibración que deba tener la máquina cuando sus condiciones de trabajo sean normales.
 - Toma de datos antes y después de una reparación. La medida de antes pondrá de manifiesto el problema, elemento defectuoso y será más eficaz así su reparación. Después de la reparación se tomarán medidas que indiquen la evolución del elemento sustituido o la corrección del defecto existente.
- c) Selección de los parámetros de medición: desplazamiento, velocidad, aceleración. Ellos determinarán el transductor a utilizar.
- d) Determinación de posición y dirección de las medidas con los transductores, la vibración se tomará generalmente en rodamientos de la máquina o puntos donde sea más probable un fallo por acoplamiento, equilibrio, puntos donde se transmitan las fuerzas vibratorias.

Los tres sentidos principales en una medición son horizontal, vertical y axial. Sentidos radiales son horizontal y vertical, y se toman con eje del transductor a 90° respecto al eje de rotación, como se observa en la (fig.1.3).

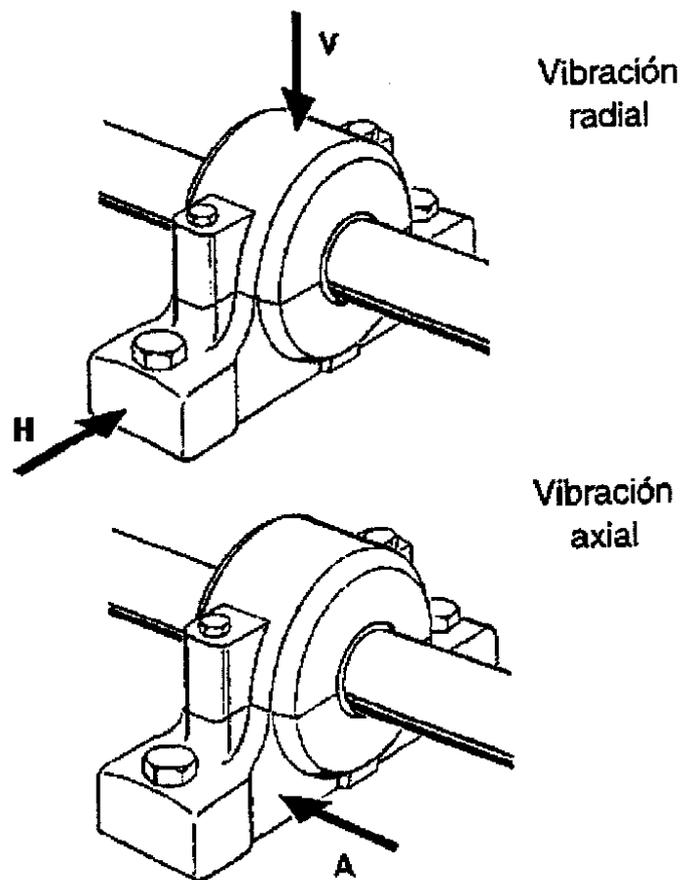


Fig. 1.3. Posiciones para las mediciones de las vibraciones.

- e) Selección del instrumento de medición y transductores.
- f) Determinación del tipo específico de datos requeridos para la interpretación de las medidas realizadas. Así se ahorrará tiempo a la hora de realizar las medidas y se obtendrá de estas, información más útil en el análisis.
- g) Toma de datos. Paso esencial en el análisis; precisa de atención y fiabilidad de las medidas tomadas.

A la hora de la adquisición de datos es importante tener en cuenta:

- Secuencias de medición, tomar datos correctos y lo más rápido posible, evitan tiempo perdido.
- Lugar de toma de datos siempre será el mismo, con el transductor unido de una forma firme, para la veracidad de los datos.
- Seguimiento de la máquina, es decir, mantener un contacto con los operarios que trabajan con ella y los de mantenimiento, ellos serán las personas que conocen de cerca la máquina.
- Controlar el entorno exterior de la máquina, aspecto, ruido, etc.

- Atender tendencias inesperadas. Estar preparado para tomar más datos y medidas cuando pueda haber signos de algún problema.
- Mantener sólo datos coherentes, tomados con precisión.
- Comparar con máquinas similares y en igual forma de trabajo.

Por tanto, se puede decir que la toma de datos es un paso esencial para un buen análisis de vibraciones. Para una buena interpretación de los datos es necesario tener unos datos fiables que hayan sido tomados de una forma metódica y precisa. Así podrá hacerse un diagnóstico de algún problema lo más exacto posible.

1.3.1.5. Instrumentos de medición.

Estos equipos son ideales para la supervisión de la maquinaria por técnicos de mantenimiento o producción, expertos o no en análisis de vibraciones.

La inmensa mayoría de técnicos de mantenimiento no cuentan con herramientas apropiadas para el desempeño de sus funciones. Al dotar al técnico de los medios necesarios para evaluar el estado de una máquina, aumentamos su capacidad de diagnóstico, al tiempo que lo motivamos para ejercer mejor su trabajo. Un diagnóstico preciso y certero al principio de una intervención permite una mejor planificación de la reparación, lo cual significa menor tiempo de parada.

1.3.1.6. Vibrómetro PRE 5050. Características y funciones.

En la (fig. 1.4) se muestra un Vibrómetro que se podrá utilizar en la adquisición de datos.



Fig. 1.4. Vibrómetro PRE 5050.

1.3.1.6.1. Características

- Espectro de la velocidad de la vibración, mm/s, 0---200Hz, detección automática de frecuencia y amplitud de los tres picos principales en este rango.
- Valor de la aceleración de la vibración en tres bandas de frecuencia, Baja 0.5--1.5kHz, Media: 1.5 ---5kHz, Alta: 5---16kHz.
- Medida del valor global de la vibración ISO 10816---3, mm/s rms (10 Hz--1kHz) y valor pico.
- Medida del valor global de la aceleración en valor rms y pico (500Hz---16kHz)
- Medida del valor global del desplazamiento en valor rms y pico (1Hz---1kHz).
- Escucha de ruidos internos de la máquina, función estetoscopio.
- Estroboscopio con rango 10 --- 18.000cpm.
- Medida del valor de Envolvente.
- Forma de onda de la envolvente, g---ENV, filtrada en la banda de 0.5 a 16kHz.

1.3.1.6.2. Aplicaciones.

- Desequilibrio de rotores.
- Poleas excéntricas.
- Desalineación de poleas.
- Desalineación de ejes acoplados.
- Ejes doblados.
- Holguras.
- Bancada suelta o agrietada.
- Estado de rodamientos.
- Fallos en cajas de engranajes.
- Estado de la lubricación.
- Fallos que provoquen un aumento de la temperatura.
- Detección de roces o piezas sueltas que provoquen ruidos dentro de la máquina.
- Inspección del estado de correas y cadenas de transmisión en

funcionamiento.

- Inspección de palas de ventiladores en rotación.

1.3.1.7. Vibrómetro tipo pluma GV260 marca GALAXY. Características y funciones.

En la (fig. 1.5) se muestra otro Vibrómetro que se podrá utilizar en la adquisición de datos.



Fig. 1.5. Vibrómetro tipo pluma GV260.

1.3.1.7.1. Características generales:

- Utilizado para la detección de fallo rápido del motor, ventilador eléctrico, bomba, compresor de aire, máquinas de herramientas y así sucesivamente.
- Tamaño compacto, ligero, fácil de manejar.
- Rápidas pruebas de vibración en las máquinas de taller.
- Para la revisión rápida en desalineación de desequilibrio, los rodamientos y engranajes.
- Protección contra falla mecánica.
- Tiene valor verificado durante 40 segundos.
- Apagado automático después de 40 segundos.
- Se utiliza en aceleraciones, velocidad y desplazamiento de pruebas.

Tabla 1.4 Especificaciones.

Modelo	GL-GV260
Parámetros	Aceleración, Velocidad, Desplazamiento
Rango de prueba	Aceleración: 0.1m/s ² -199.9m/s ² Velocidad: 0.1mm/s-199.9 mm/s Desplazamiento: 0.001mm-1.999 mm
Rango de Frecuencia	Aceleración: 10Hz ~ 1kHz(LO) 1kHz ~ 15kHz(HI) Velocidad: 10Hz ~ 1kHz Desplazamiento: 10Hz ~ 500Hz
Período de medición	1 segundo / tiempo
Pantalla	LCD de 3½ dígitos
Consumo de energía	2 pilas tipo botón (tipo LR44 o SR44)
Capacidad de la batería	Aproximadamente 5 horas de funcionamiento continuo
Temperatura de operación	0°C ~ 40°C
Humedad de operación	< 85% HR
Medidas	150 mm x 22 mm x 18 mm
Precisión	±5% ± 2 dígitos

1.3.1.7.2. Ruido.

Siempre habrá un cierto nivel de ruido debido al funcionamiento normal de la transmisión. Sin embargo, el ruido excesivo o inusual, como los gemidos, gruñidos o chirridos, indica que existe algún tipo de problema.

La transmisión en sí misma puede ser la causa del ruido excesivo o inusual. El ruido también se puede originar en cualquier otra parte del vehículo, pero puede ser captado y amplificado por la transmisión.

1.3.1.7.2.1. Ruido en la transmisión:

1. Golpeteo o ruido sordo:
 - Engranajes: abolladuras o inflamaciones en el diente de engrane. Estas abolladuras o inflamaciones se pueden eliminar con una piedra de afilar o una pequeña rectificadora manual; estas áreas se pueden identificar como puntos demasiado pulidos en la parte frontal del diente de engrane. Generalmente, este ruido es más prominente cuando el engrane está

cargado; por lo tanto el engrane que tiene el problema se puede encontrar porque el ruido se produce en una posición de marcha específica. Las abolladuras o inflamaciones se producen por la manipulación inadecuada de los engranes antes del montaje o durante el mismo.

- Rodamientos: el ruido aparece a velocidades de flecha bajas en cualquier posición. Se produce por los rodamientos con bolas o rodillos dañados, o con superficies resquebrajadas o astilladas.
 - Engrane fisurado: un engrane fisurado o roto por carga de choque o por presionar la flecha durante la instalación producirá este sonido a bajas velocidades. A altas velocidades, habrá un zumbido.
2. Chirrido o gemido muy agudo:
- Desgaste de engrane: se produce por el desgaste normal del engrane e incluso por el resquebrajamiento del diente de engrane por el uso excesivo. Cuando existe un deterioro alto, se producirá un zumbido.
 - Trenes de engranes no hermanados: este tipo de tren de engranes se identifica por un patrón de desgaste irregular en la parte frontal del diente de engrane.
 - Rodamientos: los rodamientos "estrangulados" que tienen una distancia radial o axial insuficiente.
3. Gruñidos
- Error de sincronización: la sincronización inadecuada de la transmisión durante el montaje, o la sincronización inadecuada debido al giro del engrane en la contra flecha. Ambas condiciones producen un error en el espaciado de los dientes.

1.3.1.7.2.2. Instrumentos.

Para el caso del ruido pudiéramos utilizar el mismo Vibrómetro PRE 5050 que dentro de sus funciones puede escuchar ruidos internos de la máquina, función estetoscopio con rango 10 ---18.000cpm.

1.3.1.7.3. Pérdidas de Aceite.

1. Síntomas: El siguiente síntoma se suele dar a pesar de que el funcionamiento sea correcto en todas las marchas. A pesar de esto, si persigue la fuga de modo que llegue a quedarse sin lubricante, el resultado

podría ser la ruina del todo el conjunto mecánico en pocas horas de funcionamiento.

2. Comprobación: Bastará con hacer una inspección visual de la misma, para la verificación y localización de la pérdida. Conviene controlar los siguientes puntos y por el mismo orden de importancia.
 - Excesivo nivel de aceite.
 - Bulones de las carcasas o tapas flojas.
 - Deterioro de juntas o retenes de estancamiento.

1.4. Características Técnicas de los Camiones KRAZ.

Las presentes condiciones técnicas (CT) se refieren a los camiones KRAZ-256B1M, destinados para la transportación de áridos por las carreteras previstas para los camiones con carga sobre ejes de 100 kN (10 ts). La explotación del camión en las carreteras con la carga axial permitida menor tiene que realizarse disminuyendo el peso de la carga transportable. En la (fig.1.6) se muestra una vista del camión (Manual de Explotación 256B1-3902010-00PE) y en la (fig.1.7) sus dimensiones.



Fig. 1.6. Camión de Volteo KRAZ-256B1M.

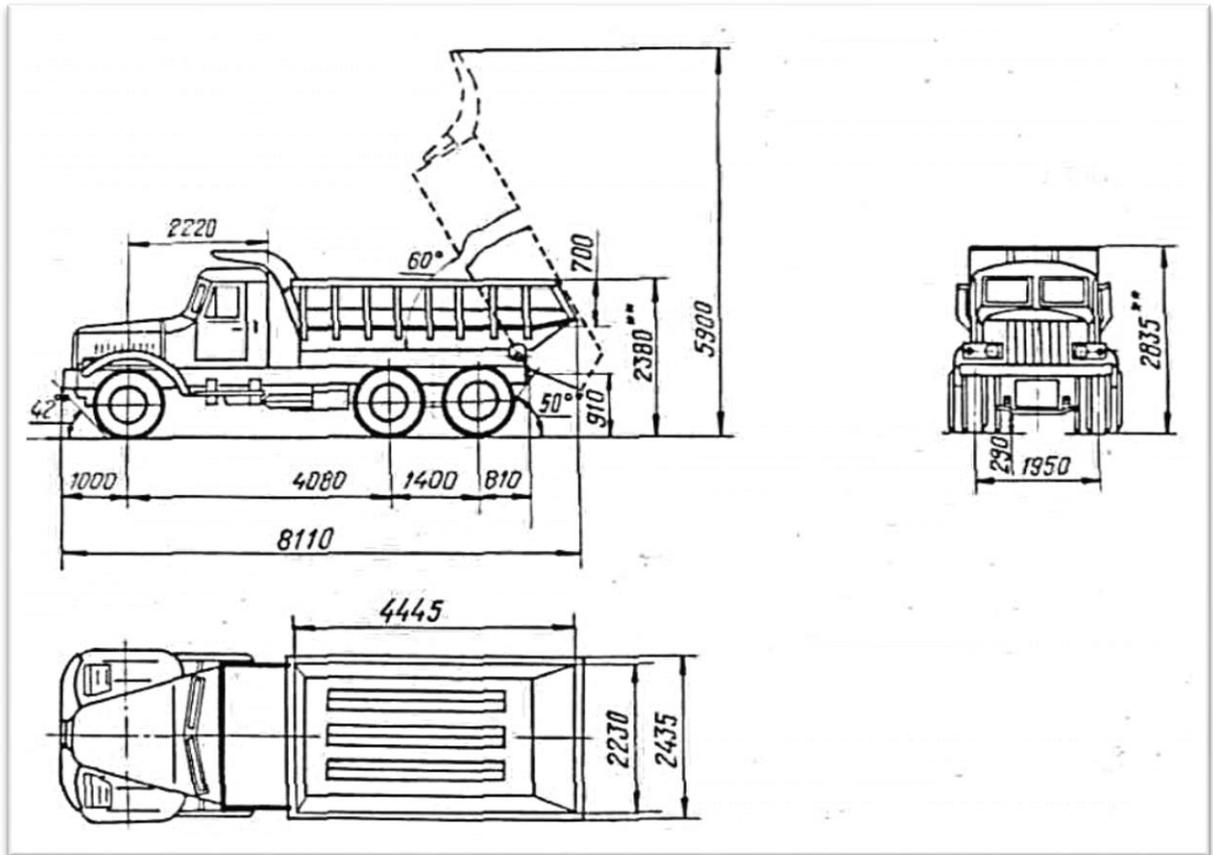


Fig. 1.7. Dimensiones del camión de Volteo KRAZ-256B1M.

El camión debe satisfacer las presentes condiciones técnicas y el conjunto de la documentación de los fabricantes 256E1M-0000010, aprobado según la orden establecida y las exigencias adicionales del contrato de suministro del camión.

Tabla 1.5 Índices de masa del camión en kilogramos.

Denominación de los Índices de masa	Camión KRAZ-256E1M
1. Masa de la carga transportable, no más de:	13 000
2. Masa del camión equipado.	11 300
3. Masa total del camión.	24 400
4. Masa axial del camión equipado:	
- masa en el eje delantero.	4 600
- masa en el carro trasero	6 700
5. Masa axial del camión con masa total:	
- masa en el eje delantero.	5 400
- masa en el carro trasero.	19 000

Tabla 1.6 Componentes del Camión KRAZ-256E1M.

<p>Motor</p>	<p>Modelo RM3-238M2. En V, de 8 cilindros, de 4 tiempos, de combustión interna con inflamación por compresión. El volumen de trabajo de los cilindros (para certificados), 14.86 (L) Potencia nominal bruta, kW (CV), por GOST 14846, no menor de 176 (240) Frecuencia nominal de rotación, min⁻¹: 2100_{-20}^{+50} Momento torsor nominal bruto: N·m (kgf·m) 883 (90) Frecuencia de rotación con el momento torsor máximo bruto, min⁻¹: 1250-1 450</p>
<p>Embrague</p>	<p>Embrague de doble disco, seco, con posición periférica de los muelles de presión, transmisión hidroneumática.</p>
<p>Caja de cambios</p>	<p>Mecánica, de triple paso, de cinco velocidades con sincronizadores en 2 - 3 y 4 - 5 velocidades. La caja de cambios posee escotilla para la toma de fuerza. La toma de fuerza permitida del piñón de la toma de fuerza de la caja de cambios (para certificados), kW (CV.), no más de 22 (30). Está prohibida la toma de fuerza con el camión en marcha. La toma de fuerza por el consumidor del camión tiene que estar en concordancia con la fábrica de motores de Yaroslavl.</p>
<p>Caja de transferencia</p>	<p>De dos velocidades con el diferencial interaxial bloqueable. Cambio de velocidades en la caja de cambios: mecánico. Conexión del bloque del diferencial: neumático.</p>

Transmisión cardánica	Del tipo abierto. Con cuatro cardanes y el soporte intermedio. Cardanes tubulares. Todas las articulaciones cardánicas están provistas de cojinetes de agujas.
Puentes motrices trasero e intermedio	Cambios principales centrales, de doble fase, de una velocidad, del tipo de no paso.
Bastidor	Largueros longitudinales de hierro acanalado conectados con barras transversales estampadas. En la parte delantera del bastidor está instalado el parachoques, ganchos de remolque y el apeador plegable, en la barra transversal trasera se instala la horquilla de remolque. El sobrebastidor es soldado, los largueros son del perfil doblado, barras transversales son estampadas. Anotación: en la barra transversal trasera se permite instalar el aparato de remolque.
Suspensión delantera	Dependiente, en dos ballestas semielípticas que funcionan junto con dos amortiguadores telescópicos e hidráulicos con el funcionamiento a dos lados.
Suspensión trasera	Del tipo balancín, con dos ballestas semielípticas longitudinales. Los esfuerzos del momento de reacción se transmiten por el sistema de barras de reacción.
Eje delantero	Barra de sección en doble T. El trapecio de dirección está instalado detrás de la barra. Los parámetros de instalación de las ruedas delanteras: Ángulo de inclinación lateral: 1 °. Ángulo de inclinación del bulón. Longitudinal: 2 °. Lateral: 8 °. Convergencia de las ruedas por la anilla: 3-5 mm El mayor ángulo de giro de la rueda interior: 40°.

transferencia, en el cárter de los puentes motrices, hasta 120 °C durante la marcha en velocidades altas, cuestas y la subida de la temperatura de los medios ambiente hasta los 40 °C.

1.5. Características técnicas del Motor Eléctrico a utilizar en el banco.

1. Motor eléctrico- Datos de Chapa.
2. Potencia---- 7.5 KW
3. Velocidad de rotación----- 1700 rpm
4. Voltaje----380 volt
5. Frecuencia-----60 Hz
6. Transmisión por correa---- $i = 1.42$
7. Cantidad de correas --- 2 B 33

1.6. Cajas de Traspaso.

1.6.1. Caja de traspaso. Función que realiza.

Muchos camiones suelen tener el eje trasero doble para que la carga, que incide principalmente sobre él, sea soportada por cuatro ruedas, que si son gemelas, resultan realmente ocho.

En el caso del camión KRAZ-256B1M la caja de traspaso es la encargada de enviar la energía que sale de la caja de velocidades a los dos puentes traseros, que en la literatura este fenómeno se conoce como propulsión doble.

A veces, la propulsión se hace por uno sólo de los ejes traseros, siendo el otro simplemente portador del peso; pero lo general es que los dos ejes traseros sean propulsores.

El esfuerzo giratorio del motor se puede transmitir por alguno de los procedimientos señalados en la (fig.1.8.). En el 1, el secundario de la caja de cambios termina en un piñón que engrana con otros dos, uno a cada lado de aquél (mecanismo A); los cuales se hallan montados en los extremos de dos árboles de transmisión B y C, que por apoyos intermedios con juntas cardán, atacan a los dos puentes traseros D y E, independientes uno del otro, ambos previstos de su respectivo diferencial.

Otro sistema (2), el más frecuente, es que desde la corona del primer diferencial D, otro piñón, como el de ataque, comunica el movimiento al segundo eje E,

también con su diferencial. Si la transmisión se hace por tornillo sin fin, el mismo árbol que mueve la corona de D se prolonga hasta alcanzar el E. El trozo intermedio N, en todos los casos, lleva una o dos juntas cardán.

Un tercer sistema (3) comunica el movimiento desde el único puente J a los mecanismos laterales K y L, que lo transmiten a cada rueda; pero este método requiere varios engranajes y es poco usado.

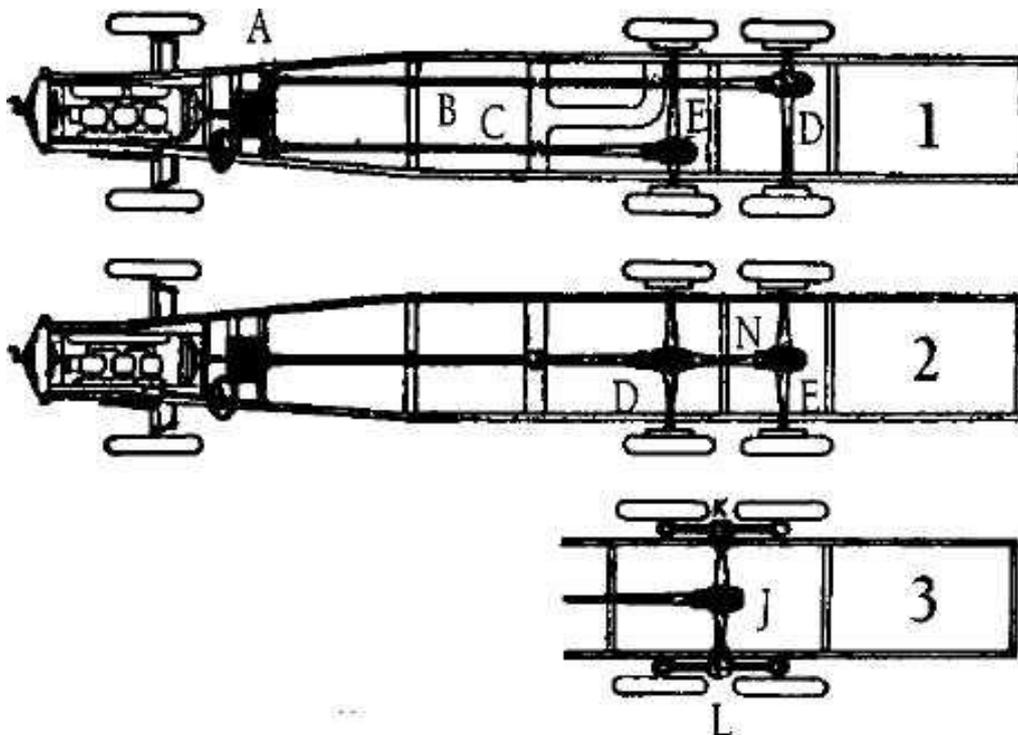


Fig. 1.8. Esquemas de diferentes tipos de propulsión.

1.6.1.1. Características de las Cajas de Traspaso de los Camiones KRAZ256B1M.

En la (fig.1.9.) se muestra el Esquema General de la Caja de Transferencia o de Traspaso y en (la fig.1.10) una Vista en Explosión de la Caja de Traspaso del Camión KRAZ-256B1M.

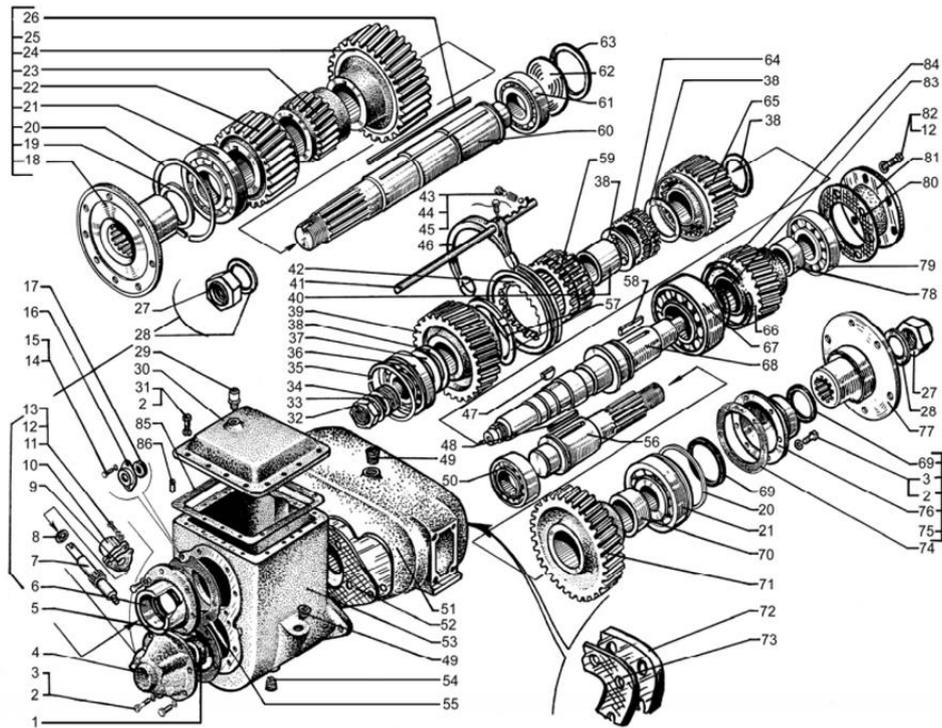


Fig. 1.9. Esquema de la Caja de Traspaso del KRAZ.

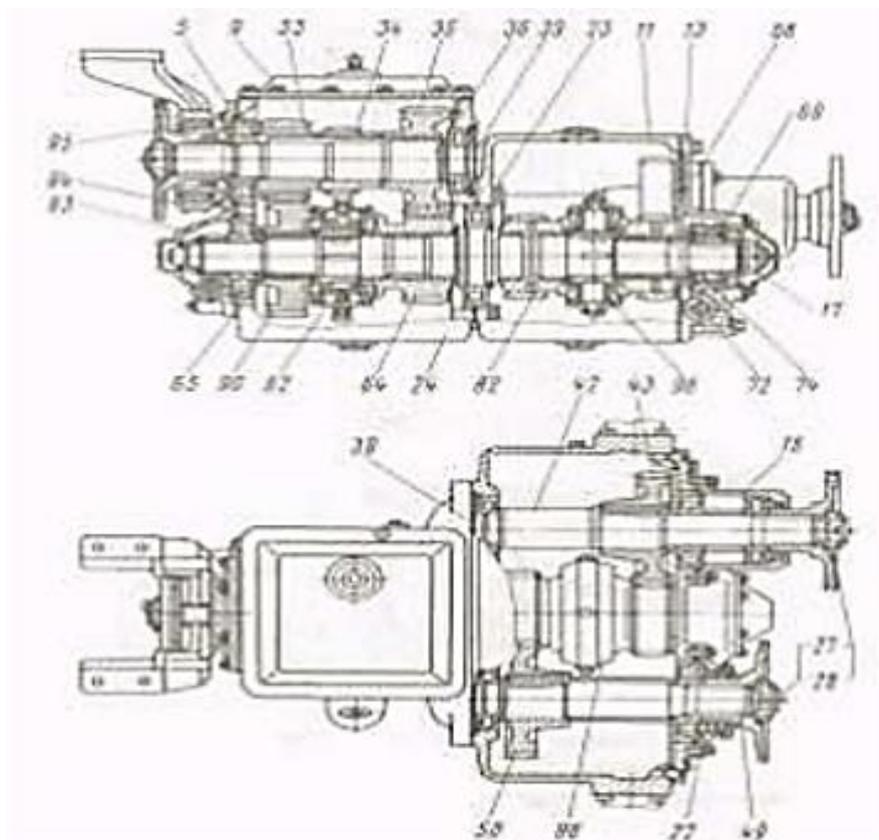


Fig. 1.10. Vista en Explosión de la Caja de Traspaso.

Tabla 1.7 Números de Dientes de las Ruedas dentadas de la Caja de Traspaso.

Rueda Número	33	35	42	50	64	68	82	90
Número de Dientes	23	32	35	35	27	24	24	36

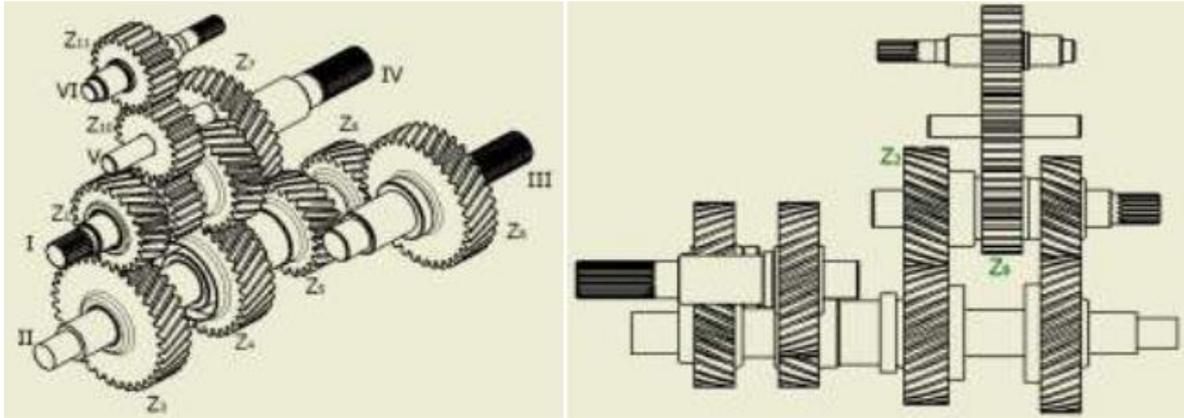


Fig. 1.11. Vistas en Isométrico y Lateral de la Caja de Traspaso.

1.8.1.1.2. Parámetros de las ruedas:

1. Módulo de las ruedas dentadas 5 Ángulo de la hélice $27^{\circ}18'19''$
2. Ángulo de presión frontal del diente

$$\alpha_f = \text{tg}^{-1} \left(\frac{\text{tg}(20)}{\cos(\beta)} \right)$$

$$\alpha_f = \text{tg}^{-1} \left(\frac{\text{tg}(20)}{\cos(27^{\circ}18'19'')} \right)$$

$$\alpha_f = 22^{\circ}16'28''$$

En la (fig.1.12) se puede visualizar los puntos de apoyo de la caja de traspaso.

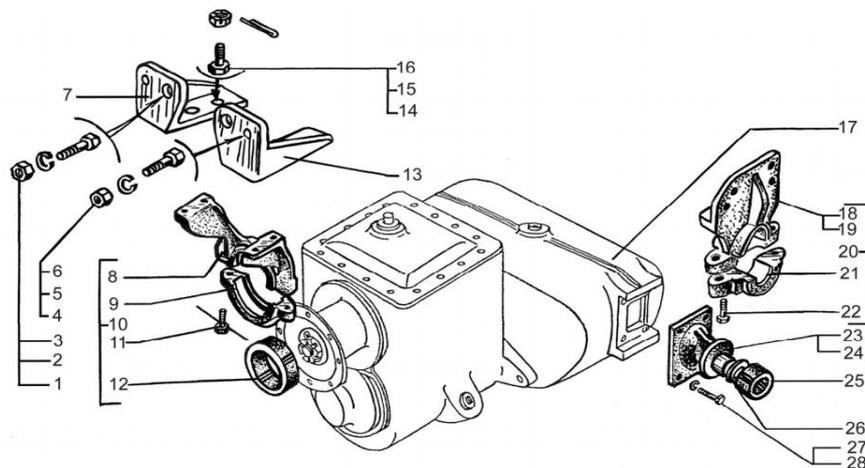


Fig. 1.12. Puntos de apoyo de la Caja de Traspaso.

1.9. Caja de cambio de velocidades.

1.9.1. Cajas de cambio de velocidades. Definición.

En los vehículos, la caja de cambios o caja de velocidades (también llamada simplemente caja) es el elemento encargado de obtener en las ruedas, el par motor suficiente para poner en movimiento el vehículo desde parado, y una vez en marcha, obtener un par suficiente en ellas para vencer las resistencias al avance, fundamentalmente las derivadas del perfil aerodinámico de rozamiento con la rodadura y de pendiente en ascenso.

Toda la potencia del motor puede acabar consumida por la presencia de resistencias para la marcha si desde el cigüeñal, se transmite directamente todo el movimiento a las ruedas motrices. Sin embargo, gracias a la caja de cambios, la rotación del cigüeñal se transmite a las ruedas propulsoras de tal manera que, cuando el vehículo va despacio porque la fuerza del motor se agota al subir una cuesta y éste podría calarse, se pueda alterar la transmisión y hacer que, aún en los casos en los que el vehículo vaya despacio, el motor gire deprisa, dando toda su potencia, sin posibilidad de pararse o que pueda subir una cuesta aún cuando circule a menor velocidad que en llano. Con cada nueva velocidad se debe pisar el pedal de embrague, por tanto el motor no transmite movimiento a la caja de cambios. Para que el vehículo pueda circular marcha atrás, se insertará un piñón intermedio entre los ejes que modificará el sentido de giro de los engranajes de tal marcha. Esta velocidad no tiene un sincronizador por lo que habrá que introducir esta marcha con el vehículo parado.

1.9.2. Características de las Cajas de cambio de velocidades de los Camiones KRAZ256B1M.

Es una caja mecánica, de triple paso, de cinco velocidades con sincronizadores en 2 - 3 y 4 - 5 velocidades.

La caja de cambios posee escotilla para la toma de fuerza. La toma de fuerza permitida del piñón de la toma de fuerza de la caja de cambios (para certificados), kW (CV.), no más de 22 (30), como se muestra en la (fig.1.13).



Fig. 1.13. Caja de cambio de camión de volteo KRAZ-256B1M.

En la (fig.1.14) se muestra uno de los puntos de apoyos de la caja de cambios de velocidades del camión KRAZ-256B1M.



Fig. 1.14. Punto de apoyo de la caja de velocidades del camión KRAZ-256B1M.

1.10. Conclusiones del capítulo.

1. Se profundizó en la literatura acerca del principio de trabajo, los aspectos constructivos y de funcionamiento de los Bancos de Pruebas, de las cajas de traspaso y de las cajas de cambio de velocidades.
2. Se caracterizaron las posibles fallas que pudieran surgir en la

prueba de las cajas, así como la forma en que pudieran medir las mismas.

3. Se caracterizó el camión KRAZ-256B1M, la caja de cambio de velocidades y las cajas de traspaso de los camiones KRAZ-256B1M con vistas a poder concebir conceptualmente la estructura del banco a diseñar.

Capítulo 2.

Desarrollo de los esquemas de análisis, evaluación de la resistencia y selección de los diferentes componentes estructurales que conforman el Banco de Prueba.

2.1. Introducción al capítulo.

Este capítulo contiene todo acerca del diseño del Banco de Prueba, así como los cálculos de resistencia que permitirán realizar una correcta selección de las vigas a utilizar, se calcularán las diferentes uniones ya sean por el método por soldadura o por tornillos. Además se propondrá una tecnología de fabricación para el banco en alusión.

2.1.1. Determinación de la carga sobre los arboles de las poleadas (F_R).

$$F_R = 2 \cdot F_o \cdot \sin(\alpha/2) \quad (2.1)$$

Donde.

F_o – fuerza de tensado previo.

α – ángulo de inclinación de la correa.

$$\alpha = 32^\circ$$

$$F_o = \frac{780 \cdot N}{V \cdot C_\theta \cdot Z} + q_m \cdot v^2 \quad (2.2)$$

Donde:

N – Potencia transmitida, kW.

V – Velocidad periférica, m/s.

C_θ - Coeficiente que toma en cuenta el ángulo abrazado.

Z – Número de correas.

q_m – Peso del metro de correa, kg.'

$$N=7.5 \text{ kW}$$

$Z=1$. Número de correas.

$$q_m = 0.1 \text{ kg}$$

$$V = (\pi * D_1 * n_1)/60000 \quad (2.3)$$

$$M_t = (9550 * N)/n_1 \quad (2.4)$$

Donde.

M_t - Memento torsor.

N- Potencia del motor.

D_1 - Diámetro mínimo de la polea menor.

n_1 - número de rpm deseado después de la transmisión.

$$n_1 = 1200 \text{ rpm}$$

$$N=7.5 \text{ kW}$$

$$D_1 = 6\sqrt[3]{M_t} \quad (2.5)$$

$$D_2 = D_1 * U \quad (2.6)$$

$$U = i = n_1/n_0 \quad (2.7)$$

$$n_0 = 1700 \text{ rpm}$$

$$C\theta = 1 - 0,003 \cdot (180 - \theta) \quad (2.9)$$

$$\theta = 180 - \left(\frac{D_2 - D_1}{A}\right) * 60 \quad (2.10)$$

Donde.

C_θ - Coeficiente que toma en cuenta el ángulo abrazado

n_0 - número de rpm en el motor.

$U = i$ – Relación de transmisión.

D_2 - diámetro mínimo de la polea mayor.

A- Distancia entre centros

Solución.

$$M_f = (9550 * 7.5)/1700$$

$$M_f = 42.14 \text{ Nm}$$

$$D_1 = 6\sqrt[3]{42.14} = 20.88 \text{ mm}$$

$$V = \frac{\pi * 20.88 * 1700}{60000} = 1.858 \text{ m/s}$$

$$U = i = \frac{1700}{1200} = 1.42$$

$$D_2 = 20.88 * 1.42 = 29.65 \text{ mm}$$

$$\theta = 180 - \left(\frac{29.65 - 20.88}{273}\right) * 60 = 178$$

$$C\theta = 1 - 0,003 \cdot (180 - 178) = 0.994$$

Por tanto podemos plantear según la ecuación (2.2)

$$F_0 = \left(\frac{780 * 7.5}{1.858 * 0.994 * 1}\right) + 0.1 + 1.858^2 = 2940 \text{ N}$$

Luego obtenemos en la ecuación (2.1).

$$F_R = 2 * 4940 * \text{sen}(16^\circ) = 1620.75 \text{ N}$$

2.1.2. Determinación de la vida de la correa seleccionada.

$$Tl = \left(\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{M\acute{a}x}} \right)^m * \frac{10^7 * V_u}{\left(3600 * \left(\frac{V}{L_p} \right) * Z_m \right)} \quad (2.11)$$

Donde.

TI – vida de la correa.

σ_{fat} – Límite de fatiga. Para correas trapezoidales 9 MPa.

$\sigma_{M\acute{a}x}$ – Tensión máxima.

m – Exponente de la curva de fatiga. Para correas trapezoidales entre 9 y 11.

V_u - Valores del coeficiente de corrección de flexión.

L_p - Largo teórico de la correa.

Luego normalizamos los diámetros y le largo teórico de la correa por la norma (ISO 22. -1990). (Dobrovolski, 1970)

$$D_1 = 125 \text{ mm}$$

$$D_2 = 180 \text{ mm}$$

$$L_p = 630 \text{ mm}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \sigma_0 + \sigma_v + \sigma_p + \sigma_f \quad (2.12)$$

$$(\sigma_0 + \sigma_p + \sigma_v) / \sigma_{fat} \quad (2.13)$$

Con el resultado de la ecuación determinamos según la tabla (7.8) V_u

Donde.

V_u = Valores del coeficiente de corrección de flexión V_u .

σ_0 - Tensión producto de la fuerza de tensado previo de la correa.

σ_v - Tensión producto de la fuerza centrífuga.

σ_v - Flexión de la correa sobre las poleas

σ_p - Tensión producto de la fuerza periférica que transmite la carga.

$$\sigma_v = 10^{-7} * \rho * V^2 \quad (2.14)$$

$$\sigma_p = \frac{1000 * N}{A_s * V * Z} \quad (2.15)$$

$$\sigma_f = E * \frac{h}{D_1} \quad (2.16)$$

$$\sigma_0 = 1.2 \text{ MPa}$$

Donde. (Dobrovolski, 1970)

A_s - Área transversal según el tipo de correa 145 mm².

ρ – Peso específico del material de la correa, entre 1250 y 1400 kg/m².

E – Módulo de elasticidad del material de la correa. Entre 80 y 100 MPa.

h – Altura de la correa según el tipo de correa 11 mm.

Solución.

$$\sigma_v = 10^{-7} * 1250 * 1.859^2 = 4.3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_p = \frac{1000 * 2}{145 * 1.859 * 1} = 7.4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_f = 80 * \frac{11}{125} = 7 \text{ MPa}$$

En este caso se toma N=2 kW porque los elementos a probar no demandan la totalidad de la potencia

$$\frac{1.2 + 7.4 + 4.3}{9} = 1.4$$

Por lo tanto Vu= 1.4

Con la ecuación (2.12)

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 1.2 + 7.4 + 4.3 + 1.4 = 14.3 \text{ MPa}$$

Entonces.

Por la ecuación (2.11).

$$Tl = \left(\frac{9}{14.3}\right)^9 * \frac{10^7 * 1.4}{\left(3600 * \left(\frac{1.859}{630}\right) * 1\right)} = 20419.5 \text{ horas}$$

Se toma que el régimen de trabajo máximo será:

(8 h de trabajo, 24 días del mes y 12 meses de año)

$$R_t = 8 * 24 * 12 = 2304 \text{ horas/año}$$

$$Tl_{\text{años}} = \frac{Tl}{R_t} = \frac{20419.5}{2304} \cong 9 \text{ años}$$

Por lo tanto la polea resistirá un tiempo considerable para esta prestación.

2.2. Solución de Sistemas Hiperestáticos por el Método de las Fuerzas.

2.2.1. Ligaduras impuestas al sistema. Grado de hiperestaticidad.

Ligadura: Una ligadura no es más que la limitación al movimiento. Se dividen en exteriores e interiores.

Ligadura exterior: Es una limitación al movimiento absoluto de algún punto del sistema.

Ligadura interior: Es una limitación impuesta a los desplazamientos relativos de los elementos del sistema.

En la (fig.2.1) se muestran los tipos de ligaduras en el plano y el espacio.

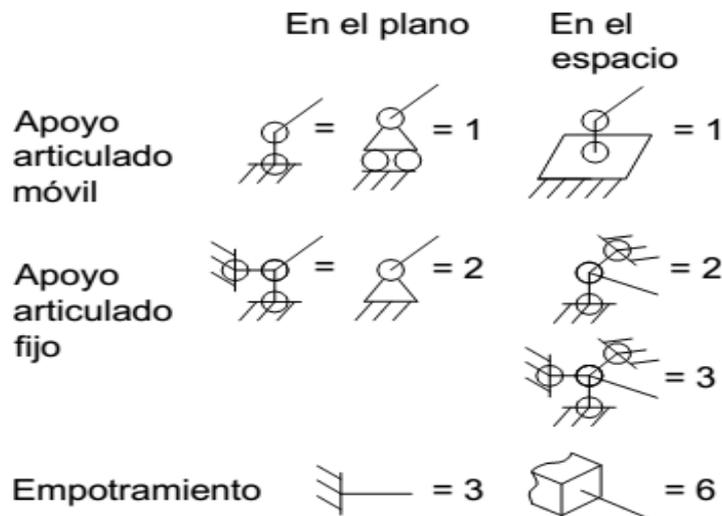


Fig. 2.1. Tipos de ligaduras exteriores.

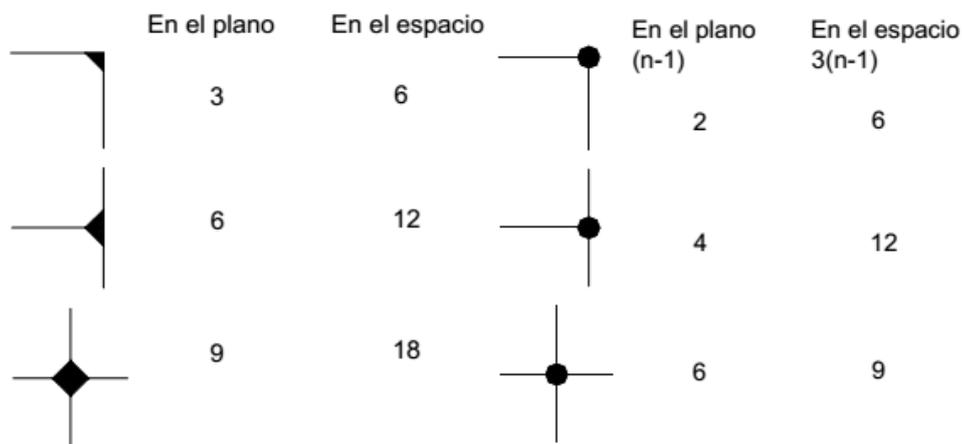


Fig. 2.2. Tipos de ligaduras interiores.

Una articulación en el plano elimina tantas ligaduras interiores como barras llegan a la articulación menos una (n-1) y en el espacio elimina 3(n-1) ligaduras interiores.

2.2.1.1.1. Sistema isostático. (Pisarenko, 1979)

Sistema isostático es aquel sistema reticulado que posee las ligaduras exteriores e interiores necesarias para garantizar el equilibrio y la invariabilidad cinemática del sistema.

En el plano, el número de ligaduras exteriores que garantiza el equilibrio y la

invariabilidad cinemática del sistema es de tres, sin embargo, tienen que estar dispuestas adecuadamente (Fig. 2.3.).

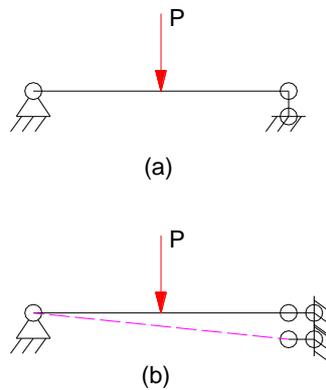


Fig. 2.3. Representación de un sistema isostático.

- a) Invariable cinemáticamente.
- b) No invariable cinemáticamente.

En el espacio este número de ligaduras es de seis. El sistema que posee un número de ligaduras superior a las necesarias es un sistema hiperestático y el número de ligaduras suplementarias es igual al grado de hiperestaticidad. La hiperestaticidad puede ser exterior o interior en dependencia de que las ligaduras suplementarias sean exteriores o interiores. En los sistemas hiperestáticos con ligaduras exteriores suplementarias, no es posible la determinación de las reacciones de apoyo mediante las ecuaciones de equilibrio y si la hiperestaticidad es interior, no es posible determinar las fuerzas internas en las barras por el método de las secciones.

A continuación algunos ejemplos de identificación de ligaduras exteriores e interiores suplementarias en la (fig. 2.4) o sea, de determinación del grado de hiperestaticidad.

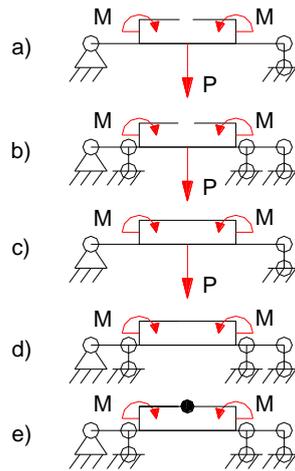


Fig. 2.4. Ejemplos de identificación de ligaduras exteriores e interiores suplementarias.

2.2.1.1.2. Sistema base y sistema equivalente. (Pisarenko, 1979)

Durante la solución de los sistemas hiperestáticos por el método de las fuerzas es necesario elegir un sistema base y conformar lo que se conoce como sistema equivalente.

- **Sistema base:** Es el sistema hiperestático, dado en el cual se han eliminado todas las ligaduras suplementarias tanto exteriores como interiores. Pueden existir diferentes posibles sistemas bases.
- **Sistema equivalente:** Es el sistema base en el cual las ligaduras suplementarias eliminadas han sido sustituidas por las fuerzas que las representan. En un sistema equivalente dado, las fuerzas se designan por $X_1, X_2, X_3, \dots, X_n$.

En la (fig.2.5) se muestran ejemplos de sistemas bases y sistemas equivalentes.

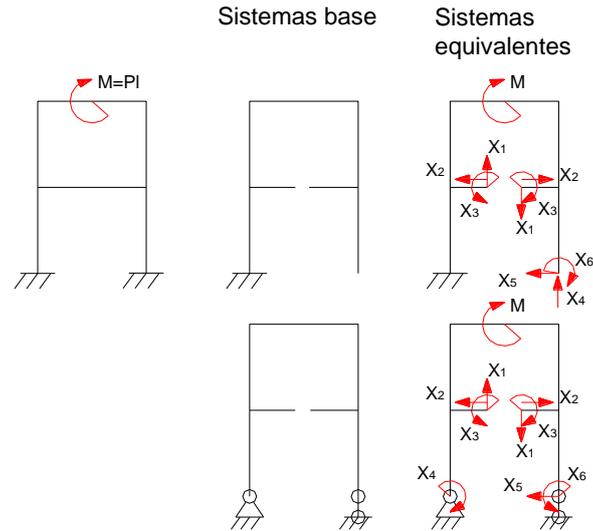


Fig. 2.5. Ejemplo de selección de los sistemas base y sistemas equivalente.

2.2.1.1.3. Ecuaciones canónicas del método de las fuerzas. (Pisarenko, 1979)

Los desplazamientos originados por el sistema de fuerzas aplicado al sistema equivalente, en la dirección de cada una de las ligaduras eliminadas, tienen que ser cero. O sea:

$$\begin{aligned}
 \delta_{1[X1, X2, X3, \dots, Xn, P, P1]} &= 0 \\
 \delta_{2[X1, X2, X3, \dots, Xn, P, P1]} &= 0 \\
 \vdots & \\
 \delta_{n[X1, X2, X3, \dots, Xn, P, P1]} &= 0
 \end{aligned}
 \tag{2.17}$$

Las expresiones (2.1) se pueden escribir como sigue:

$$\begin{aligned}
 \delta_{1X1} + \delta_{1X2} + \delta_{1X3} + \dots & \dots + \delta_{1Xn} + \delta_{1P} = 0 \\
 \delta_{2X1} + \delta_{2X2} + \delta_{2X3} + \dots & \dots + \delta_{2Xn} + \delta_{2P} = 0 \\
 \vdots & \\
 \delta_{nX1} + \delta_{nX2} + \delta_{nX3} + \dots & \dots + \delta_{nXn} + \delta_{nP} = 0
 \end{aligned}
 \tag{2.18}$$

Puesto que cada uno de los desplazamientos $\delta_{i Xk}$ es proporcional a la fuerza correspondiente, se puede escribir que:

$$\delta_{i Xk} = \delta_{ik} \cdot X_k
 \tag{2.19}$$

Donde δ_{ik} es el desplazamiento en la dirección i provocada por una fuerza unitaria, colocada en la posición de X_k . Las expresiones (2.18) quedarán entonces escritas como:

$$\begin{array}{rcl}
\delta_{11} \cdot X_1 + \delta_{12} \cdot X_2 + \delta_{13} \cdot X_3 + \dots & \dots + \delta_{1n} \cdot X_n + \delta_{1P} = 0 \\
\delta_{21} \cdot X_1 + \delta_{22} \cdot X_2 + \delta_{23} \cdot X_3 + \dots & \dots + \delta_{2n} \cdot X_n + \delta_{2P} = 0 \\
\vdots & \vdots & \vdots \\
\delta_{n1} \cdot X_1 + \delta_{n2} \cdot X_2 + \delta_{n3} \cdot X_3 + \dots & \dots + \delta_{nn} \cdot X_n + \delta_{nP} = 0
\end{array} \quad (2.20)$$

Estas ecuaciones se conocen como ecuaciones canónicas del método de las fuerzas, pues en las mismas las incógnitas son las fuerzas $X_1, X_2, X_3, \dots, X_n$ y existirán tantas ecuaciones como fuerzas X_k desconocidas existan.

Para resolver el sistema de ecuaciones (2.20) es necesario hallar los desplazamientos δ_{ik} que constituyen los coeficientes de las incógnitas X_k y además los términos independientes de las diferentes ecuaciones δ_{iP} .

Según el método de Mohr, para hallar el desplazamiento en una dirección i determinada, es necesario colocar una fuerza unitaria en esa dirección y obtener las acciones interiores provocadas por dicha fuerza unitaria y después, obtener la integral del producto de las acciones interiores provocadas por esta fuerza unitaria y las acciones originadas por las cargas que provocan el desplazamiento. Pero en este caso, como cada uno de los desplazamientos δ_{ik} es originado por una fuerza unitaria colocada en la posición X_k , el desplazamiento δ_{ik} es la integral del producto de dos funciones unitarias, una originada por una fuerza unitaria colocada en la dirección i , y la otra por una fuerza unitaria colocada en la dirección X_k . Los coeficientes δ_{iP} se hallan resolviendo las integrales correspondientes a los productos de la fuerza unitaria colocada en la dirección i , o sea, de las acciones interiores originadas por esta fuerza unitaria de las cargas externas P .

Elegimos un sistema base y conformamos el sistema equivalente. El sistema tiene tres ligaduras suplementarias exteriores. Como son tres fuerzas desconocidas, planteamos un sistema de ecuaciones canónicas compuesto por tres ecuaciones con tres incógnitas.

$$\begin{array}{l}
\delta_{11} \cdot X_1 + \delta_{12} \cdot X_2 + \delta_{13} \cdot X_3 + \delta_{1P} = 0 \\
\delta_{21} \cdot X_1 + \delta_{22} \cdot X_2 + \delta_{23} \cdot X_3 + \delta_{2P} = 0 \\
\delta_{31} \cdot X_1 + \delta_{32} \cdot X_2 + \delta_{33} \cdot X_3 + \delta_{3P} = 0
\end{array}$$

Construimos los diagramas de momentos flectores de las fuerzas unitarias $X_1=1$, $X_2=1$ y $X_3=1$ y el de la carga externa P .

Después de hallar los diagramas buscamos los coeficientes de las ecuaciones canónicas.

Luego sustituimos estos coeficientes en las ecuaciones canónicas y se resuelve el sistema de ecuaciones.

Para hallar el diagrama de momentos flectores resultante, hay que construir los diagramas de momentos de las cuatro fuerzas que intervienen en el sistema equivalente X_1 , X_2 , X_3 y P y sumarlos entre sí. El diagrama de P ya está construido y para construir los diagramas de X_1 , X_2 y X_3 basta con multiplicar los diagramas de las fuerzas unitarias correspondientes, por los valores de las fuerzas X_1 , X_2 y X_3 . En el caso de la fuerza X_1 , que su valor dio negativo, es necesario invertir el diagrama.

Sumando estos diagramas entre sí con el de la carga externa P , se obtiene el diagrama de momentos flectores resultante.

El punto más crítico del sistema es la sección correspondiente al empotramiento de la derecha, donde el momento flector es máximo. Como en cada barra o en cada porción de una barra, el diagrama aparecerá representado del lado de la fibra de compresión, es fácil imaginarse la curva elástica del pórtico.

2.2.2. Caja de transferencia.

2.2.2.1. Solución del sistema hiperestático en el plano (YZ).

2.2.2.1.1. Determinación de las reacciones en las vigas.

En la (fig. 2.6) se muestran las dimensiones necesarias para determinar las reacciones provocadas por el empotramiento. En este caso se ubicaron las fuerzas concentradas en la línea central de la caja de transferencia. (Anexo 1)

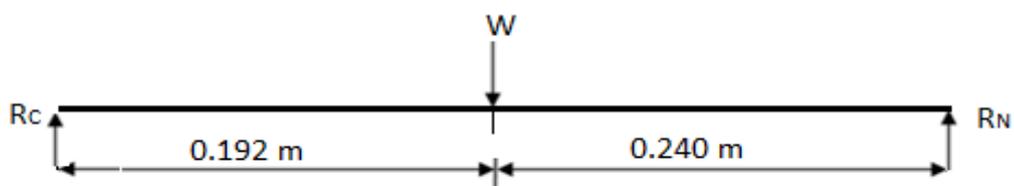


Fig. 2.6. Sistema equivalente de la caja de transferencia.

Teniendo el peso de la caja de transferencia, se multiplica por la gravedad y se coloca su acción en el centro de gravedad de la misma, lo que posibilita obtener los valores de las reacciones en los puntos de apoyo.

$$g = 9.81m/s^2$$

$$M = 327Kg$$

$$W = 3207,9N = 3,2KN$$

$$\sum Fy = Rc + Rn - W = 0 \quad (2.21)$$

$$\sum M_N = Rc * 0,43 - W * 0,240 = 0 \quad (2.22)$$

$$R_c = \frac{W * 0,240}{0,43} = 0,553 * 3,2 = 1,79KN$$

$$R_c + R_N = W$$

$$R_N = W - R_c = 1,41KN$$

$$N = 2A = 2B$$

$$B = \frac{N}{2} = \frac{1,41}{2} = 0,705$$

En la (fig. 2.7) se muestran diagramas de Q (cortante) y M_f (momento flector) para las reacciones provocadas por la soldadura de las vigas; en este caso se concentra la fuerza en el centro de la viga (Anexo 1) que apoya la parte delantera de la caja de transferencia:

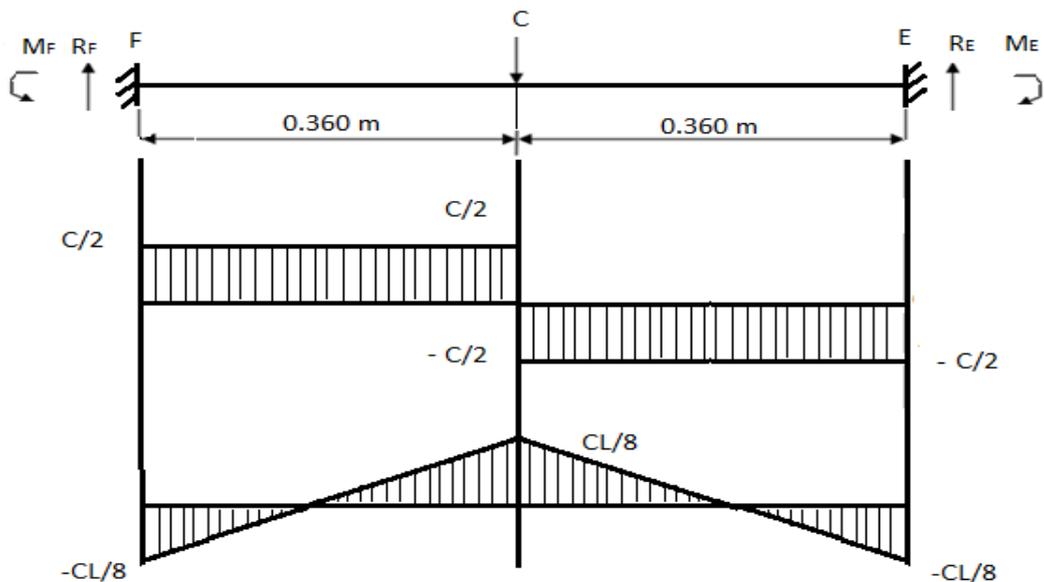


Fig. 2.7. Diagrama de la viga F-E.

Luego según (Pisarenko, 1979).

$$R_F = R_E = \frac{C}{2} = \frac{1,79}{2} = 0,895KN$$

$$M_F = M_E = \frac{CL}{8} = \frac{1,79 * 0,72}{8} = 0,1611 KN - m$$

En la (fig.2.8) se muestran diagramas de Q (cortante) y M_f (momento flector) para las reacciones provocadas por la soldadura de la viga H-G; en este caso se concentra la fuerza en el centro de la viga donde se ubica el apoyo intermedio

(Cochinito) y la componente F_{Ry} resultante del cálculo de la transmisión por correa.

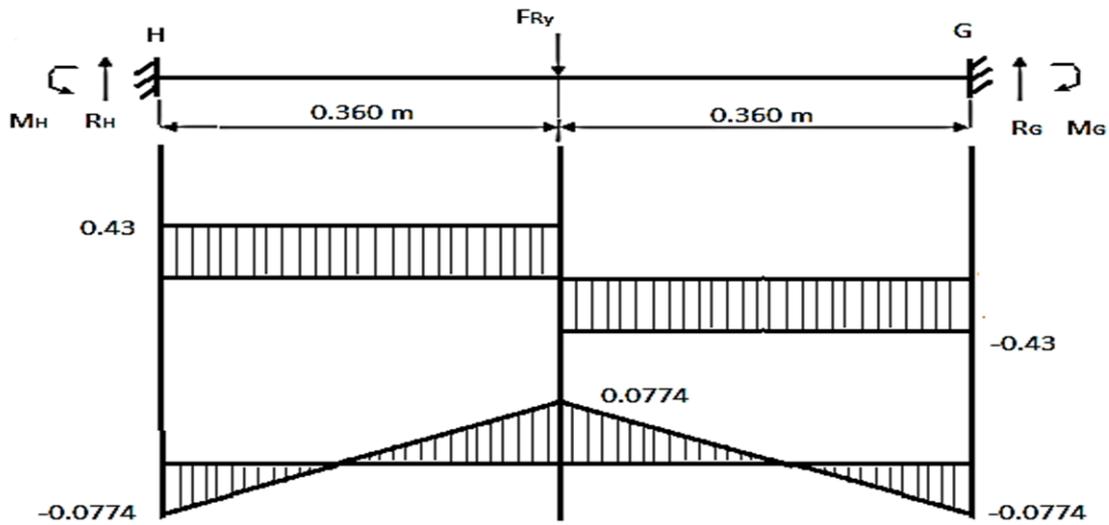


Fig. 2.8. Diagrama de la viga H-G.

En la (fig. 2.9) se muestra la descomposición de la fuerza F_R en los planos XZ y YZ.

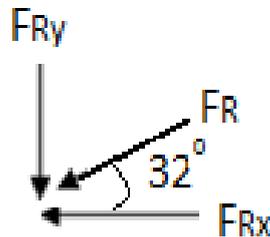


Fig. 2.9. Descomposición de la fuerza F_R .

$$F_R = 1620,75N = 1,62KN$$

$$\alpha = \text{sen}\left(\frac{0,145}{0,273}\right) = 32^\circ$$

$$F_{Rx} = \cos 32^\circ * F_R$$

$$\cos 32^\circ = \frac{F_{Rx}}{F_R} = 1,4KN$$

$$\text{sen} 32^\circ = \frac{F_{Ry}}{F_R}$$

$$F_{Ry} = \text{sen} 32^\circ * F_R = 0,86KN$$

$$R_{Hy} = R_{Cy} = \frac{F_{Ry}}{2}$$

$$R_{Gy} = F_{Hy} = \frac{0,86}{2} = 0,43KN$$

$$M_G = M_H = \frac{F_{Ry} * l}{8} = \frac{0,86 * 0,720}{8} = 0,0774KN - m$$

2.2.2.1.2. Cálculo el sistema hiperestático.

En la (fig. 2.10) se muestra el esquema de la viga lateral con las dimensiones de los apoyos. Se sustituye el empotramiento circulado por las fuerzas $x_1= 1$, $x_2= 1$ y momento $x_3=1$. Se realiza el cálculo para una sola viga por ser la más cargada.

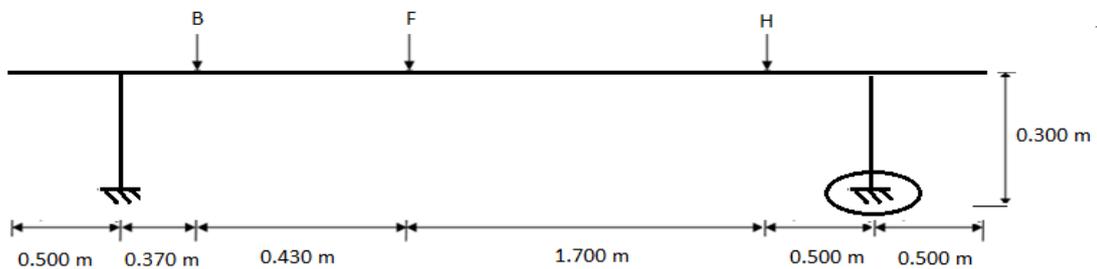


Fig.2.10.Sistema equivalente al Banco de Prueba.

En la (fig. 2.11) se muestra el diagrama M_{x_1} para la fuerza $x_1=1$.

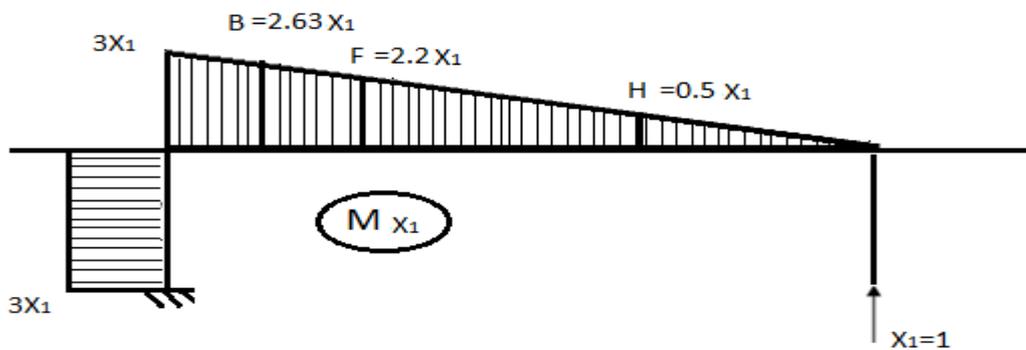


Fig. 2.11. Diagrama M_{x_1} .

En la Fig. 2.12 se muestra el diagrama M_{x_2} para la fuerza $x_2=1$.

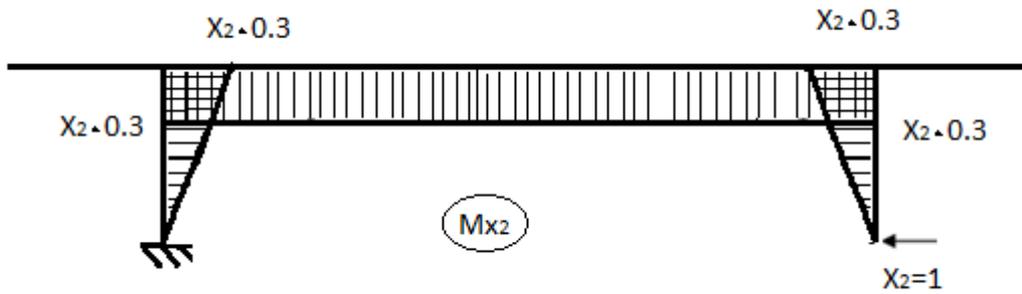


Fig. 2.12. Diagrama M_{x_2} .

En la (fig. 2.13) se muestra el diagrama M_{x_3} para la fuerza $x_3=1$.

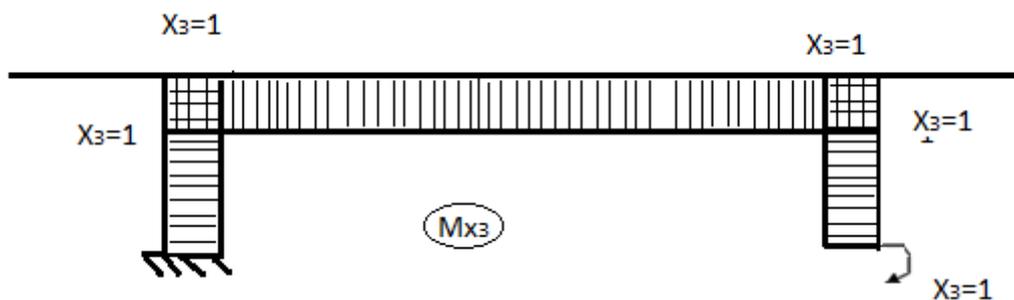


Fig. 2.13. Diagrama M_{x_3} .

En la (fig. 2.14) se muestra el diagrama del momento flector de las cargas externas.

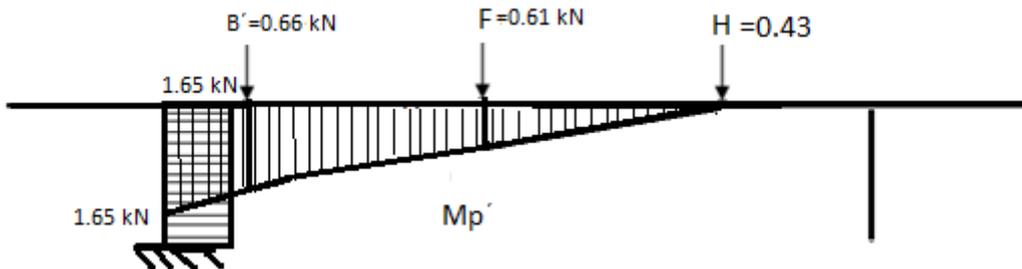


Fig.2.14. Diagrama M_p .

Para sustituir en el sistema de ecuaciones necesitamos los desplazamientos correspondientes ecuación (2.19). (Fernández Levy, 1983)

$$\delta_{11} = \frac{1}{EI_X} [\Delta * \Delta + \square * \square] = \frac{1}{EI_X} \left[\frac{3^3}{3} + 3 * 3 * 0,3 \right]$$

$$\frac{1}{EI_X} = \left[\frac{27 + 8,1}{3} \right] = \frac{35,1}{3EI_X} = \frac{11,7}{EI_X}$$

$$\delta_{22} = \frac{1}{EI_X} [2(\Delta * \Delta) + \square * \square] = \frac{1}{EI_X} \left[\left(\frac{2(0,3 * 0,3 * 0,3)}{3} \right) + 0,3 * 0,3 * 3 \right]$$

$$\frac{1}{EI_x} \left[\frac{0,054}{3} + 0,27 \right] = \frac{1}{EI_x} \left[\frac{0,054 + 0,27 * 3}{3} \right] = \frac{1}{EI_x} \left[\frac{0,864}{3} \right]$$

$$= \frac{0,288}{EI_x}$$

$$\delta_{33} = \frac{1}{EI_x} [2(\square * \square) + \square * \square] = \frac{1}{EI_x} [2(1 * 1 * 0,3) + (1 * 1 * 3)]$$

$$= \frac{1}{EI_x} (0,6 + 3) = \frac{3,6}{EI_x}$$

$$\delta_{12} = \delta_{21} = \frac{1}{EI_x} [-\square * \Delta - \square * \Delta]$$

$$= -\frac{1}{EI_x} \left[\frac{3 * 0,3 * 3}{2} + \frac{3 * 0,3 * 0,3}{2} \right] = -\frac{1}{EI_x} (1,35 + 0,135)$$

$$= -\frac{1,485}{EI_x}$$

$$\delta_{13} = \delta_{31} = \frac{1}{EI_x} (-\Delta * \square - \square * \square)$$

$$= -\frac{1}{EI_x} \left(\frac{1 * 3 * 3}{2} + 1 * 0,3 * 3 \right) = -\frac{5,4}{EI_x}$$

$$\delta_{23} = \delta_{32} = \frac{1}{EI_x} (2(\Delta * \square) + \square * \square)$$

$$= \frac{1}{EI_x} \left(2 \left(\frac{(1 * 0,3 * 0,3)}{2} \right) + 1 * 0,3 * 3 \right) = \frac{0,99}{EI_x}$$

$$\delta_{1p} = \frac{1}{EI_x} (-\Delta * \square - \square * \square - \square * \square - \square * \square)$$

$$= -\frac{1}{EI_x} \left(\frac{0,5 + 2 * 2,2 * 1,7 * 0,731}{6} + \frac{0,43 * 0,731 * 2 * 2,2 + 2,63 + 1,32 * 2,63 + 2,2}{6} \right.$$

$$\left. + \frac{2,63 * 2 * 1,3 + 2,1 + 3 * 2 * 2,1 + 1,3 * 0,370}{6} + 3 * 0,3 * 2,1 \right)$$

$$= -\left(\frac{1,01 + 1,06 + 1,78 + 1,89}{EI_x} \right)$$

$$\delta_{1p} = -\left(\frac{5,74}{EI_x} \right)$$

$$\delta_{2p} = \left(\frac{1}{EI_x} \right) (\Delta * \square + \square * \square + \square * \square + \Delta * \square)$$

$$= \frac{1}{EI_x} \left(\left(\frac{2,731 * 0,3 * 1,7}{2} \right) + \left(\frac{0,731 + 1,3 * 0,3 * 0,43}{2} \right) + \left(\frac{1,3 + 2,1 * 0,3 * 0,37}{2} \right) + (0,3 * 0,3 * 2,1) \right)$$

$$= \frac{0,186 + 0,131 + 0,189 + 0,095}{EI_x}$$

$$\delta_{2p} = \frac{0,601}{EI_x}$$

$$\delta_{3p} = \frac{1}{EI_x} (\Delta * \square + \square * \square + \square * \square + \square * \square)$$

$$= \frac{1}{EI_x} \left(\frac{0.731 * 1 * 1.7}{2} + \frac{0.731 + 1.3 * 0.43 * 1}{2} + \frac{1.3 + 2.1 * 0.37 * 1}{2} + 1 * 2.1 * 0.3 \right)$$

$$= \frac{0.62 + 0.44 + 0.63 + 0.63}{EI_x}$$

$$\delta_{3p} = \frac{2.32}{EI_x}$$

Según la ecuación (2.20) sustituimos en el sistema de ecuaciones:

$$\left. \begin{array}{l} \text{I.} \quad \left(\frac{11.7}{EI_x} \right) X_1 - \left(\frac{1.485}{EI_x} \right) X_2 - \left(\frac{5.4}{EI_x} \right) X_3 = \left(\frac{5.74}{EI_x} \right) \\ \text{II.} \quad - \left(\frac{1.485}{EI_x} \right) X_1 + \left(\frac{0.288}{EI_x} \right) X_2 + \left(\frac{0.99}{EI_x} \right) X_3 = - \left(\frac{0.601}{EI_x} \right) \\ \text{III.} \quad - \left(\frac{5.4}{EI_x} \right) X_1 + \left(\frac{0.99}{EI_x} \right) X_2 + \left(\frac{3.6}{EI_x} \right) X_3 = - \left(\frac{2.32}{EI_x} \right) \end{array} \right\}$$

Dando solución al sistema de ecuaciones obtenemos:

$$X_1 = 0.63 \text{ KN}$$

$$X_2 = 2.17 \text{ KN}$$

$$X_3 = -0.3 \text{ KN}$$

En las (figs. 2.15, 2.16, 2.17) se muestran los diagramas reales de M_{x1} , M_{x2} y M_{x3} . Después de haber sustituido el valor hallado de cada una de las incógnitas, para el caso de x_3 se invierte.

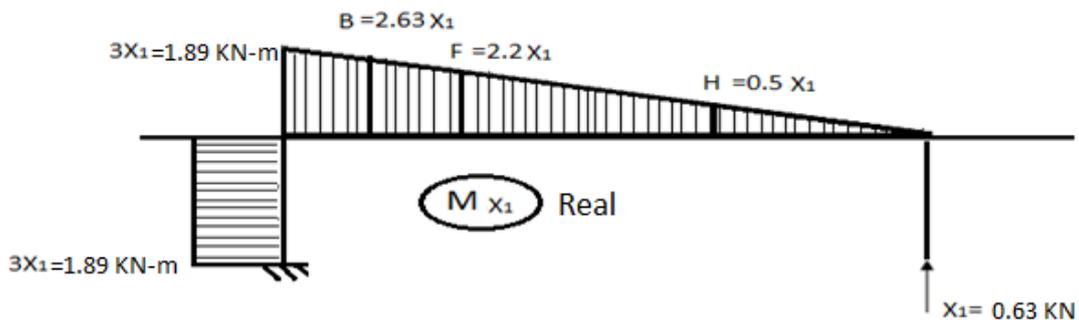


Fig. 2.15. Diagrama real de M_{x1} .

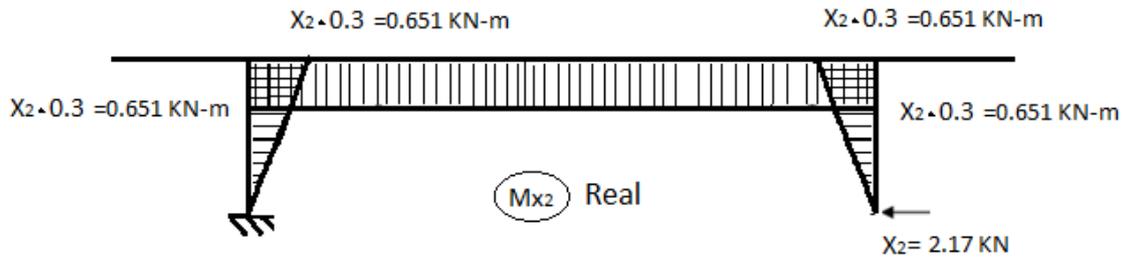


Fig. 2.16. Diagrama real de M_{x2} .

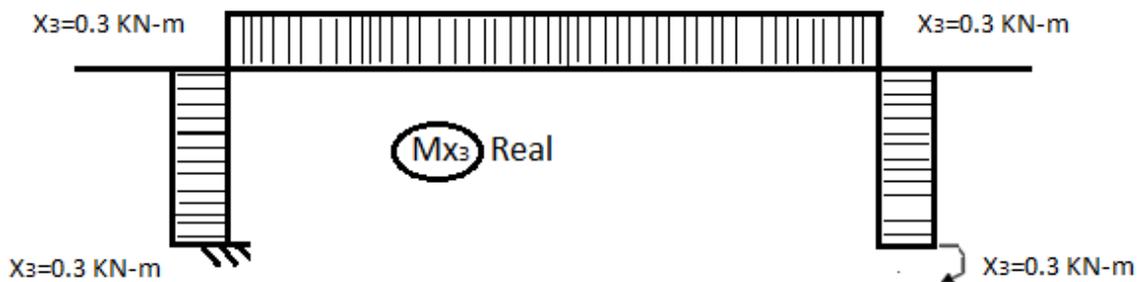


Fig. 2.17. Diagrama real de M_{x3} .

Luego de obtener los diagramas de momentos reales, realizamos el diagrama de momento resultante en el plano YZ como se muestra en la (fig. 2.18); haciendo la suma algebraica en cada uno de los puntos de apoyos y de acción de fuerzas.

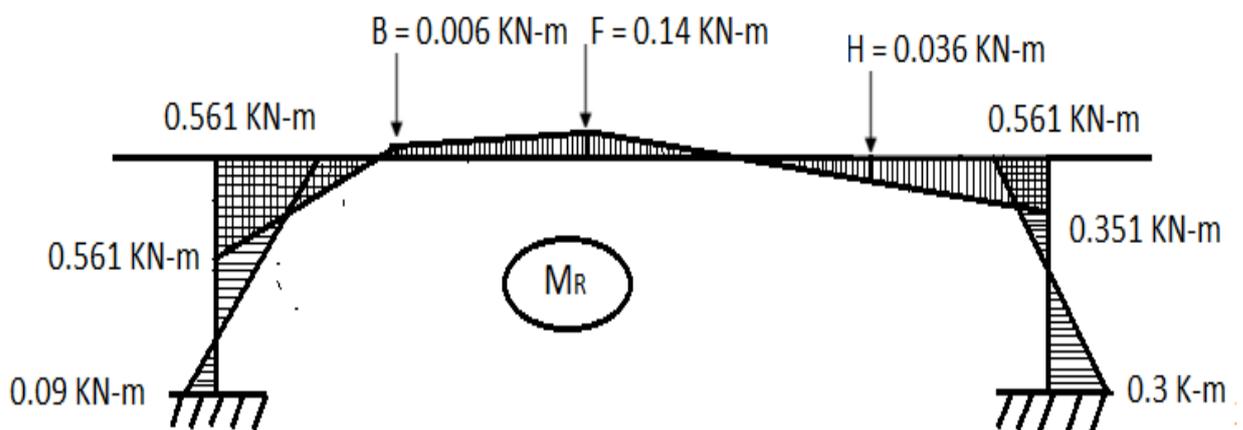


Fig. 2.18. Diagrama de momento resultante en el plano YZ.

2.2.3. Determinación de las reacciones de la viga lateral en el plano (XZ). Suma cuadrática de los dos planos.

En la (fig. 2.19) se muestran los diagramas de Q (cortante) y M_f (momento flector) para la viga lateral J-I en el plano XZ bajo la acción de las fuerzas F_{Rx} para

determinar las reacciones que provocan las soldaduras en los extremos.

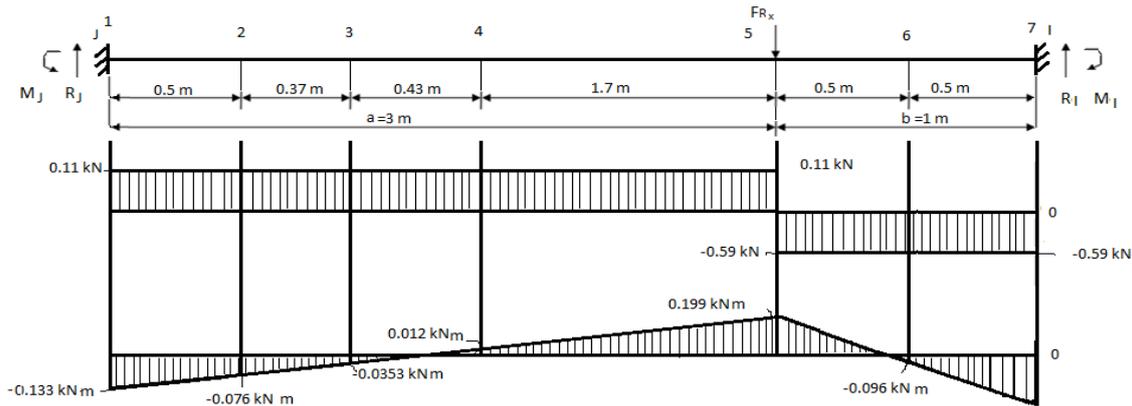


Fig. 2.19. Diagramas de Q (cortante) y Mr (momento flector) para la viga lateral J-I en el plano XZ.

$$R_J = \frac{F_{R_x} b^2 (3b + a)}{l^3} = \frac{0.7 * 1 * 3 * 3 + 1}{4^3} = 0.11 \text{ kN}$$

$$R_I = \frac{F_{R_x} a^2 (3b + a)}{l^3} = \frac{0.7 * 3^2 * 3 * 3}{4^3} = 0.59 \text{ kN}$$

$$M_J = \frac{F_{R_x} a b^2}{l^2} = 0.7 * \frac{3}{16} = 0.131 \text{ kN} - \text{m}$$

$$M_I = \frac{F_{R_x} b a^2}{l^2} = 0.7 * \frac{9}{16} = 0.394 \text{ kN} - \text{m}$$

En la siguiente (fig. 2.20) se muestra la suma cuadrática de los diagramas de Mr (momento flector) de los planos XZ y YZ obteniendo el resultante.

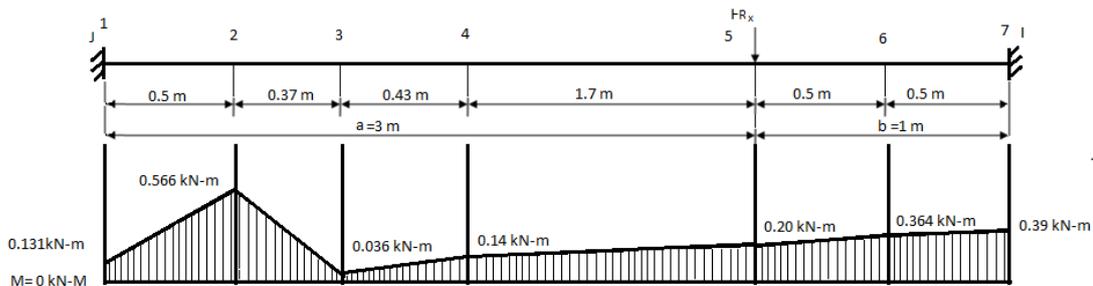


Fig. 2.20. Diagrama resultante de la viga lateral I-J.

$$M_R = \sqrt{(M_{F_y}^2 + M_{F_x}^2)} \quad (2.23)$$

2.2.3.1. Solución del sistema hiperestático sometido a la torsión. Comprobación del perfil. (Pisarenko, 1979)

Los problemas hiperestáticos en la torsión, al igual que en la tracción o compresión, incluyen sistemas en los cuales las reacciones de los apoyos y los esfuerzos interiores no se pueden obtener de las ecuaciones de la estática.

El cálculo de estos sistemas se realiza empleando las condiciones adecuadas de la estática y las condiciones de compatibilidad de los desplazamientos. Estas últimas se basan en la continuidad de los elementos que forman el sistema y representan relaciones geométricas entre los desplazamientos de los elementos que componen el sistema.

Las ecuaciones de la estática y las condiciones de compatibilidad de los desplazamientos son diferentes para cada tipo de sistema hiperestático. Sin embargo, para algunos de ellos, estas condiciones son de hecho idénticas y pueden ser representadas en forma de ecuaciones, en principio, iguales.

2.2.3.1.1. Solución del sistema hiperestático sometido a la torsión.

En la (fig. 2.21) se muestra el esquema de análisis de la viga del Banco de Prueba para el caso de la caja de traspaso; el mismo está compuesto por una viga de acero laminado de perfil canal, empotrados rígidamente en sus extremos y solicitados exclusivamente por pares de fuerzas exteriores torsionales. Estos pares de fuerzas son las reacciones de las dos vigas intermedias que sostienen al motor eléctrico y la caja de traspaso.

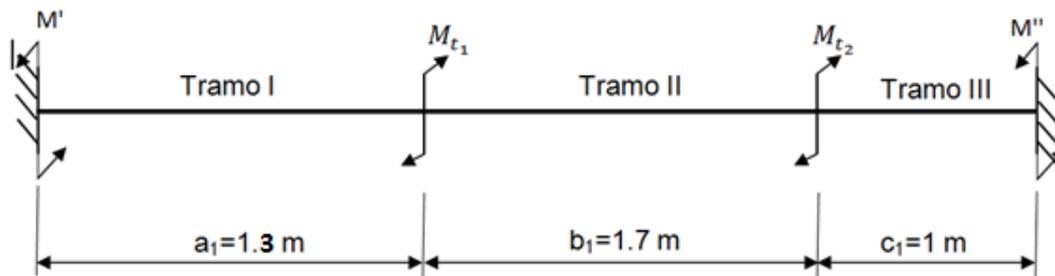


Fig. 2.21. Esquema de análisis de la viga sometida a torsión en el Banco de Prueba.

Donde:

$$M_{t_2} = M_H = 0,0774 \text{ kN} - \text{m}$$

$$M_{t_1} = M_F = 0,1611 \text{ kN} - \text{m}$$

Este sistema mostrado en la (fig. 2.21) es hiperestático, pues surgen reacciones en los dos apoyos y sólo se cuenta con una sola ecuación de equilibrio (2.22)

Esta ecuación de la estática constituye la suma algebraica de los momentos de todos los pares de fuerzas dados y reactivos respecto al eje geométrico de los elementos. Entonces al igual que en la tracción o compresión es necesario emplear las condiciones de compatibilidad de los desplazamientos para obtener

la ecuación suplementaria y poder resolver el sistema hiperestático.

La condición de compatibilidad de los desplazamientos estará representada por la suma algebraica de los ángulos de giro de todos los tramos, que en virtud de que las secciones extremas no giran, también será nula.

La ecuación suplementaria, que obtendremos para este caso es:

$$\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 = 0 \quad (2.24)$$

Los momentos que surgen en los apoyos se desinan por M' y M'', se pueden observar en la (fig. 2.21).

Los radios de giro los podemos hallar de la siguiente manera:

$$\varphi = \frac{M_{tor} l}{GI_p} \quad (2.25)$$

Donde

M_{tor} – Momento torsor.

l – Longitud de la barra o del tramo.

G – Módulo de la elasticidad de segundo orden.

I_p – Momento de Inercia polar.

La ecuación (2.7) evaluándola para cada tramo:

$$\varphi_1 = \frac{M' a_1}{GI_{p_1}} \quad (2.26)$$

$$\varphi_2 = \frac{(M' - M_{t_1}) b_1}{GI_{p_2}} \quad (2.27)$$

$$\varphi_3 = \frac{(M' - M_{t_1} - M_{t_2}) c_1}{GI_{p_3}} \quad (2.28)$$

Sustituyendo las ecuaciones (2.26; 2.27; 2.28), en la ecuación (2.24), para cada tramo y como la rigidez (el producto de GI_p) de la viga es constante podemos simplificarla, y como resultado podemos escribirla de la siguiente manera:

$$M' a_1 + (M' - M_{t_1}) b_1 + (M' - M_{t_1} - M_{t_2}) c_1 = 0$$

Solución:

$$M' a_1 + M' b_1 - M_{t_1} b_1 + M' c_1 - M_{t_1} c_1 - M_{t_2} c_1 = 0$$

$$M' (a_1 + b_1 + c_1) - M_{t_1} (b_1 + c_1) - M_{t_2} c_1 = 0$$

$$M' 4 - M_{t_1} 2,7 - M_{t_2} = 0$$

$$M' = \frac{M_{t_1} 2,7 + M_{t_2}}{4} = \frac{2,7 * 0,1611 + 0,0774}{4} = 0,128 \text{ kN} - m$$

Teniendo el valor de una de las incógnitas del sistema podemos sustituirla en la

ecuación de equilibrio (2.22).

$$\sum M = M' - M_{t_1} - M_{t_2} + M'' = 0$$

Solución:

$$0,128 - 0,1611 - 0,0774 + M'' = 0$$

$$M'' = 0,1611 - 0,128 + 0,0774 = 0,1105 \text{ kN} - \text{m}$$

Ahora podemos construir el diagrama a la torsión de sistema de la (fig. 2.22)

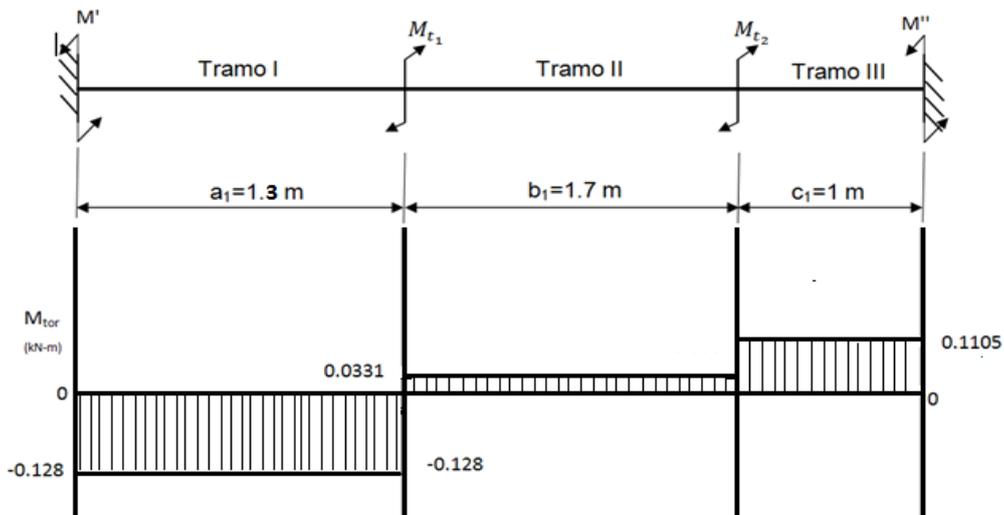


Fig. 2.22. Diagrama de momento torsor del banco de prueba para la caja de traspaso.

Datos:

$$M_{t_2} = M_H = 0,0774 \text{ kN} - \text{m}$$

$$M_{t_1} = M_F = 0,1611 \text{ kN} - \text{m}$$

$$M' = 0,128 \text{ kN} - \text{m}$$

$$M'' = 0,1105 \text{ kN} - \text{m}$$

2.2.3.1.2. Comprobación del perfil canal a las tensiones normales y tangenciales.

Viga canal Norma GOST 8240-56

Número del Perfil # 30

Datos:

$$W_x = 387 \text{ cm}^3$$

$$W_y = 43.6 \text{ cm}^3$$

$$M_{fmax} = 0.566 \text{ kN-m} = 0.566 * 100 = 56.6 \text{ kN-cm}$$

$$M_{tmax} = 0.128 \text{ kN-m} = 0.128 * 100 = 12.8 \text{ kN-cm}$$

La tensión normal a la flexión es igual:

$$\sigma = \frac{M_{fmax}}{W_x} \quad (2.29)$$

$$\sigma = \frac{M_{fmax}}{W_x} = \frac{56.6}{387} = 0.146 \text{ kN/cm}^2$$

Y la tensión tangencial provocada por los momentos torsores es igual:

$$\tau = \frac{M_{tmax}}{W_y} \quad (2.30)$$

$$\tau = \frac{12.8}{43.6} = 0.29 \text{ kN/cm}^2$$

Para comprobación de la resistencia de la viga se realizará el análisis por la tercera hipótesis de resistencia:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma]_t \quad (2.31)$$

Sustituyendo los valores de las tensiones en la ecuación (2.19)

$$\sigma_{eq} = \sqrt{0.146^2 + 4 * 0.29^2}$$

$$\sigma_{eq} = 0.598 \text{ kN/cm}^2$$

La tensión admisible a la tracción para el acero CT-3 es igual a:

$$[\sigma]_t = 16 \text{ kN/cm}^2$$

Por lo que se puede observar que la viga ya seleccionada soporta las cargas a la que estas sometida.

$$0.598 \text{ kN/cm}^2 < 16 \text{ kN/cm}^2$$

2.3. Cálculo de la estructura para soportar la caja de cambios de velocidades.

2.3.1.1. Solución del sistema hiperestático en el plano (YZ).

2.3.1.1.1. Determinación de las reacciones en las vigas.

En la (fig. 2.23) se muestran las dimensiones necesarias para determinar las reacciones provocadas por el empotramiento. En este caso se ubicaron las fuerzas concentradas en la línea central de la caja de cambios de velocidades.

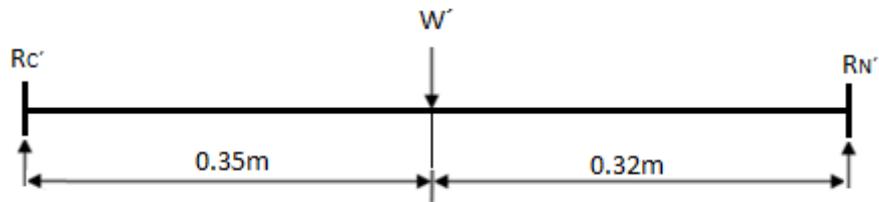


Fig. 2.23. Dimensiones la línea central de la caja de cambios de velocidades.

$$g = 9.81m/s^2$$

$$M' = 257kg$$

$$W' = M' * g = 2.53kN$$

$$\sum Fy = Rc' + Rn' - W' = 0$$

$$\sum M_{N'} = Rc' * 0.67 - W' * 0.32 = 0$$

$$Rc' = \frac{W * 0,32}{0.67} = 1.21kN$$

$$Rc' + Rn' = W'$$

$$Rn' = W' - Rc' = 1.32kN$$

En la (fig. 2.24) se muestran diagramas de Q (cortante) y Mf (momento flector) para las reacciones provocadas por la soldadura en las vigas, en este caso se concentra la fuerza en el centro en la viga que apoya la parte trasera, se apoya por la parte superior con el acople mostrado en la (fig.1.14) de la caja de cambio de velocidades. (Anexo 2)

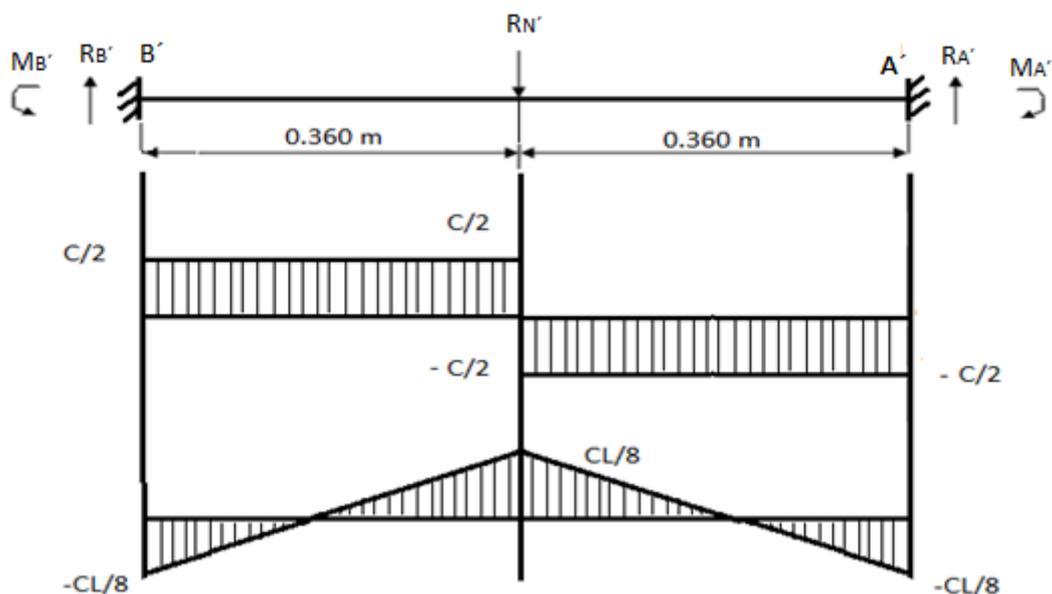


Fig. 2.24 diagramas de Q (cortante) y Mf (momento flector) en la viga A-B.

Luego según (Pisarenko, 1979).

$$R_{B'} = R_{A'} = \frac{R_{N'}}{2} = 0.66 \text{ kN}$$

$$M_{B'} = M_{A'} = \frac{R_{N'}L}{8} = \frac{1,79 * 0.72}{8} = 0.1611 \text{ kN} - m$$

En la (fig. 2.25) se muestran diagramas de Q (cortante) y Mf (momento flector) para las reacciones provocadas por la soldadura en la viga F'-E', en este caso se concentra la fuerza en el centro de la viga que apoya la parte delantera de la caja de cambio de velocidades.

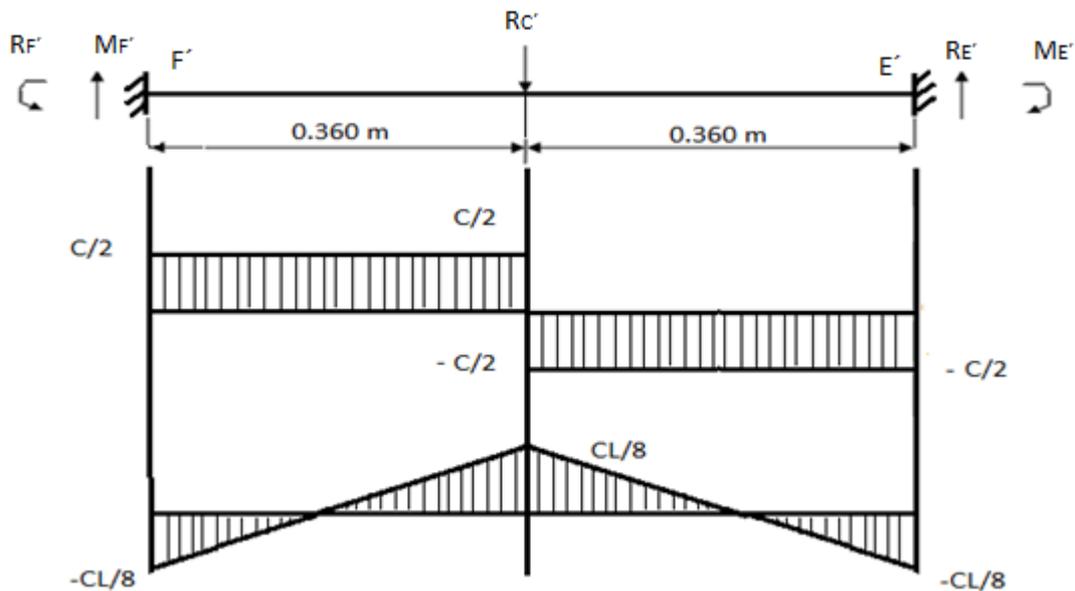


Fig.2.25. Diagramas de Q (cortante) y Mf (momento flector) en la viga F'-E'.

$$R_{F'} = R_{E'} = \frac{R_{C'}}{2} = 0.61 \text{ kN}$$

$$M_{F'} = M_{E'} = \frac{R_{C'}L}{8} = \frac{1.21 * 0.72}{8} = 0.11 \text{ kN} - m$$

Nota:

En el caso de la barra H-G se utilizarán el mismo valor de las reacciones calculado para el caso de la caja de transferencia.

2.3.1.1.2. Solución del sistema hiperestático.

En la (fig. 2.26) Se muestra el esquema de la viga lateral con las dimensiones de los apoyos. Se sustituye el empotramiento circulado por las fuerzas $x_1=1$, $x_2=1$ y momento $x_3=1$. Se realiza el cálculo para una sola viga por ser la más cargada.

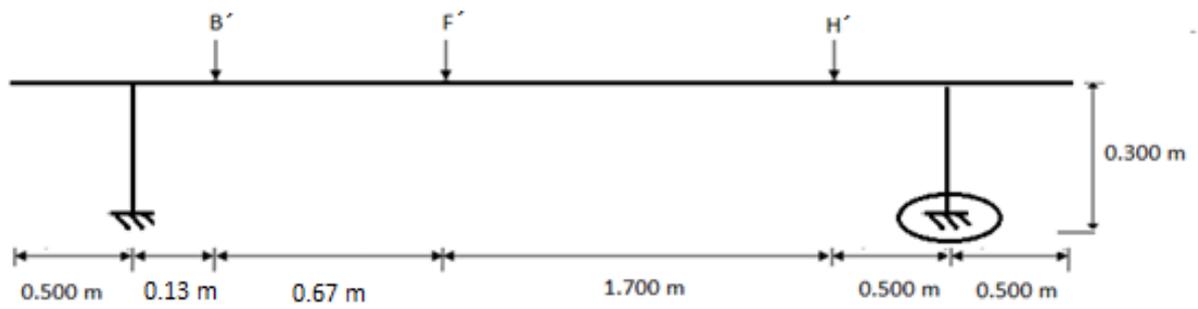


Fig. 2.26. Esquema de la viga lateral con las dimensiones de los apoyos.

En la Fig. 2.27 se muestra el diagrama $M'x_1$ para la fuerza $x_1=1$.

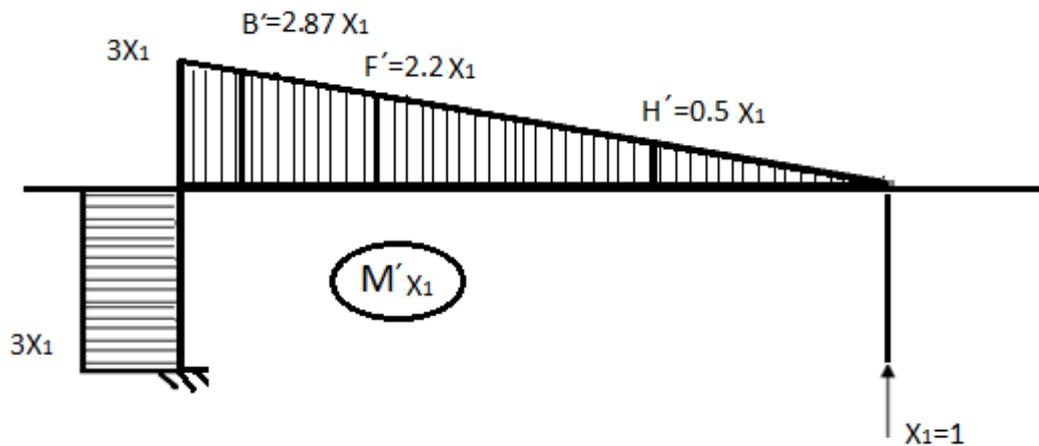


Fig. 2.27. Diagrama $M'x_1$.

En la (fig. 2.28) se muestra el diagrama $M'x_2$ para la fuerza $x_2=1$.

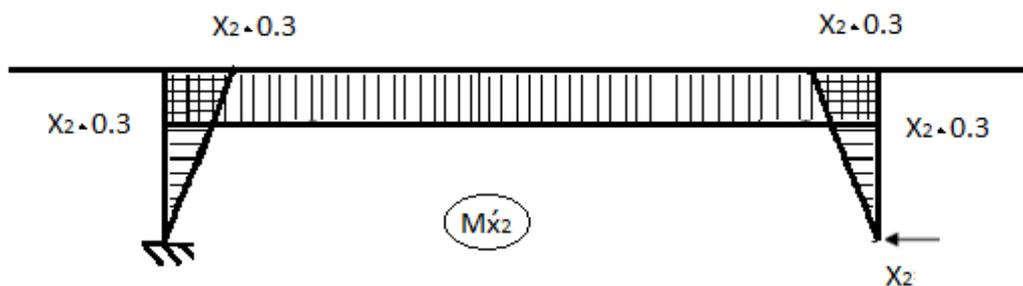


Fig. 2.28. Diagrama $M'x_2$.

En la (fig. 2.29) se muestra el diagrama $M'x_3$ para la fuerza $x_3=1$.

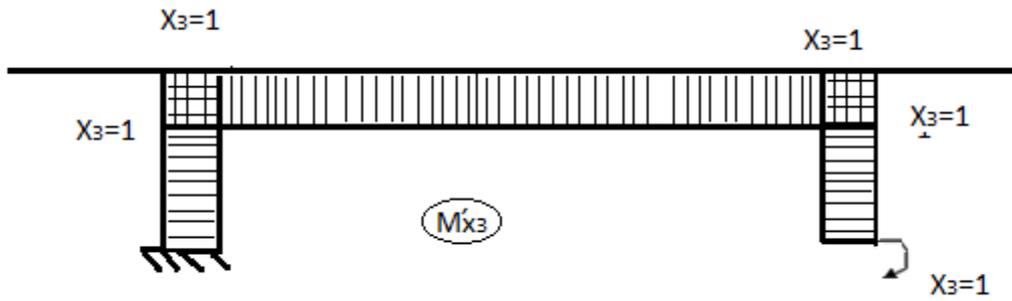


Fig. 2.29. Diagrama $M'x_3$.

En la (fig. 2.30) se muestra el diagrama Mp'

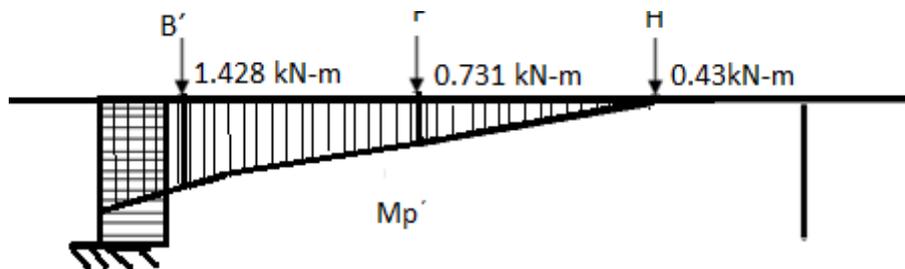


Fig. 2.30. Diagrama Mp' .

Para sustituir en las en el sistema necesitamos los desplazamientos correspondientes ecuación (2.19)

Nota.

Los desplazamientos $\delta_{11}; \delta_{22}; \delta_{33}; \delta_{12}; \delta_{21}; \delta_{13}; \delta_{31}; \delta_{23}; \delta_{32}$ resultarán iguales a los del caso de la caja de velocidades, puesto que solo cambian los resultados en los diagramas reales y en el Mp' .

$$\delta_{11} = \frac{11.7}{EI_X}$$

$$\delta_{22} = \frac{0.288}{EI_X}$$

$$\delta_{33} = \frac{3.6}{EI_X}$$

$$\delta_{12} = \delta_{21} = -\frac{1.485}{EI_X}$$

$$\delta_{13} = \delta_{31} = -\frac{5.4}{EI_X}$$

$$\delta_{23} = \delta_{32} = \frac{0.99}{EI_X}$$

$$\begin{aligned}\delta_{1p} &= \frac{1}{EI_x} (-\Delta * \square - \square * \square - \square * \square - \square * \square) \\ &= -\frac{1}{EI_x} \left(\frac{0.5 + 2 * 2.2 * 1.7 * 0.731}{6} + \frac{0.67 * 2.87 * 2 * 1.43 + 0.73 + 2.2 * 2 * 0.73 + 1.43}{6} \right. \\ &\quad \left. + \frac{0.13 * 3 * 2 * 1.65 + 1.43 + 2.87 * 2 * 1.43 + 1.65}{6} + 3 * 0.3 * 1.65 \right) \\ &= -\left(\frac{1.01 + 0.59 + 1.49 + 1.89}{EI_x} \right) \\ \delta_{1p} &= -\left(\frac{4.95}{EI_x} \right)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\delta_{2p} &= \left(\frac{1}{EI_x} \right) (\Delta * \square + \square * \square + \square * \square + \Delta * \square) \\ &= \frac{1}{EI_x} \left(\left(\frac{0.73 * 0.3 * 1.7}{2} \right) + \left(\frac{0.3 * 1.428 + 0.731 * 0.67}{2} \right) + \left(\frac{0.3 * 1.428 + 1.65 * 0.13}{2} \right) + \left(\frac{0.3 * 0.3 * 1.65}{2} \right) \right) \\ &= \frac{0.186 + 0.22 + 0.06 + 0.074}{EI_x}\end{aligned}$$

$$\delta_{2p} = \frac{0.54}{EI_x}$$

$$\begin{aligned}\delta_{3p} &= \frac{1}{EI_x} (\Delta * \square + \square * \square + \square * \square + \square * \square) \\ &= \frac{1}{EI_x} \left(\frac{0.731 * 1 * 1.7}{2} + \frac{0.67 * 0.731 + 1.4281}{2} + \frac{0.13 * 1.428 + 1.65}{2} + 1.65 * 0.3 \right) \\ &= \frac{0.62 + 0.72 + 0.20 + 0.495}{EI_x}\end{aligned}$$

$$\delta_{3p} = \frac{2.04}{EI_x}$$

Según la ecuación (2.20) sustituimos en el sistema de ecuaciones:

$$\left. \begin{array}{l} I. \left(\frac{11.7}{EI_x} X_1 - \left(\frac{1.485}{EI_x} \right) X_2 - \left(\frac{5.4}{EI_x} \right) X_3 = \left(\frac{4.95}{EI_x} \right) \right. \\ II. \left(-\left(\frac{1.485}{EI_x} \right) X_1 + \left(\frac{0.288}{EI_x} \right) X_2 + \left(\frac{0.99}{EI_x} \right) X_3 = -(0.54) \right. \\ III. \left(-\left(\frac{5.4}{EI_x} \right) X_1 + \left(\frac{0.99}{EI_x} \right) X_2 + \left(\frac{3.6}{EI_x} \right) X_3 = -\left(\frac{2.04}{EI_x} \right) \right. \end{array} \right\}$$

Dando solución al sistema de ecuaciones obtenemos:

$$X_1 = 0.52 KN$$

$$X_2 = 1.17 KN$$

$$X_3 = -0.12 KN$$

En las (figs. 2.31, 2.32, 2.33) se muestran los diagramas reales de $M'x_1$, $M'x_2$ y $M'x_3$.

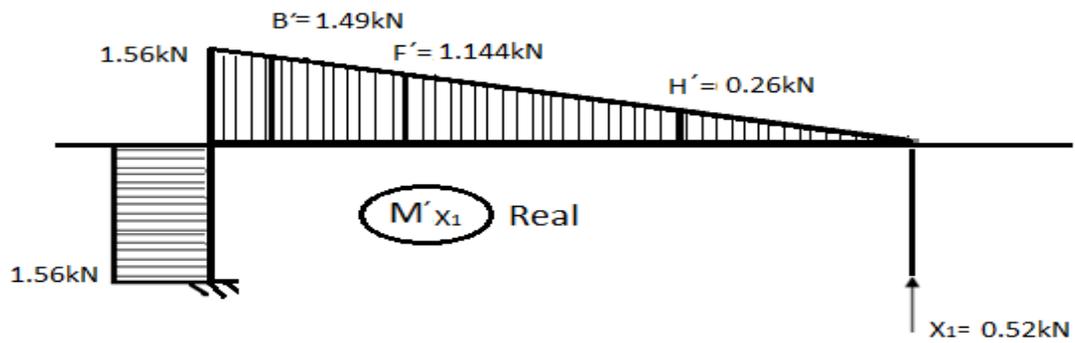


Fig. 2.31. Diagrama real de M'_{x1} .

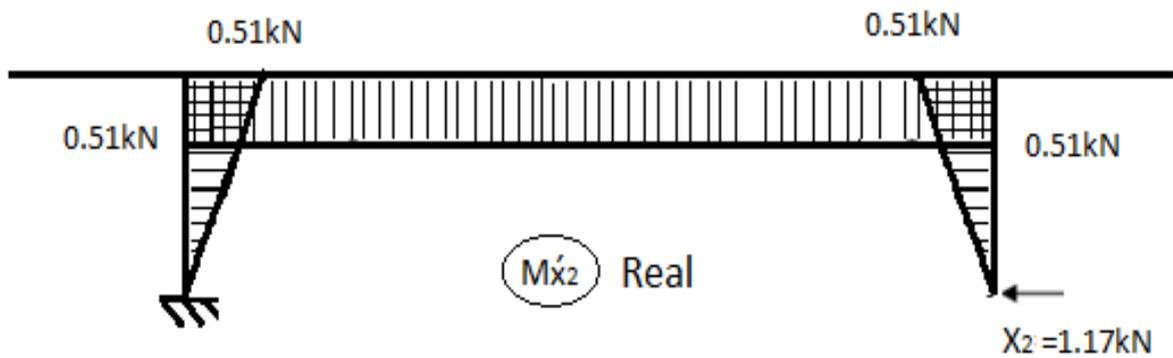


Fig. 2.32. Diagrama real de M'_{x2} .

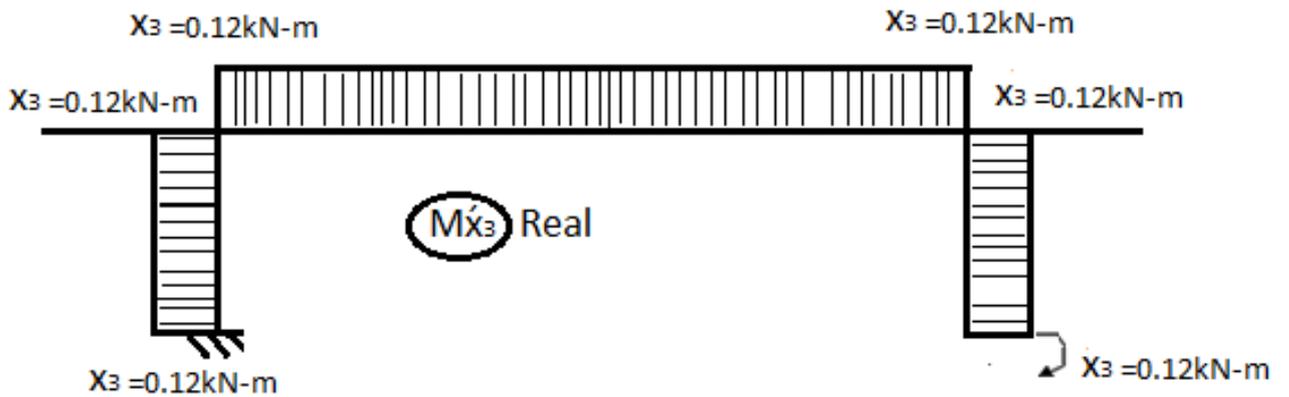


Fig. 2.33. Diagrama real de M'_{x3} .

Luego de obtener los diagramas de momentos reales realizamos el diagrama del momento resultante en el plano YZ como se muestra en la (fig. 2.34); haciendo la suma algebraica en cada uno de los puntos de apoyos y de acción de fuerzas.

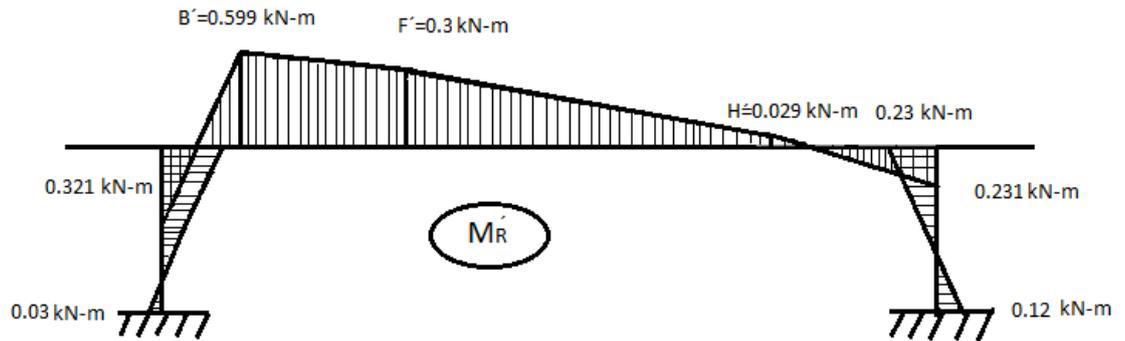


Fig. 2.34. Diagrama del momento resultante en el plano YZ.

2.3.2. Determinación de las reacciones de la viga lateral en el plano (XZ). Suma cuadrática de los dos planos.

En la (fig. 2.35) se muestran los diagramas de Q (cortante) y M_f (momento flector) para la viga lateral J'-I' en el plano XZ bajo la acción de las fuerzas F_{R_x} para determinar las reacciones que provocan las soldaduras en los extremos.

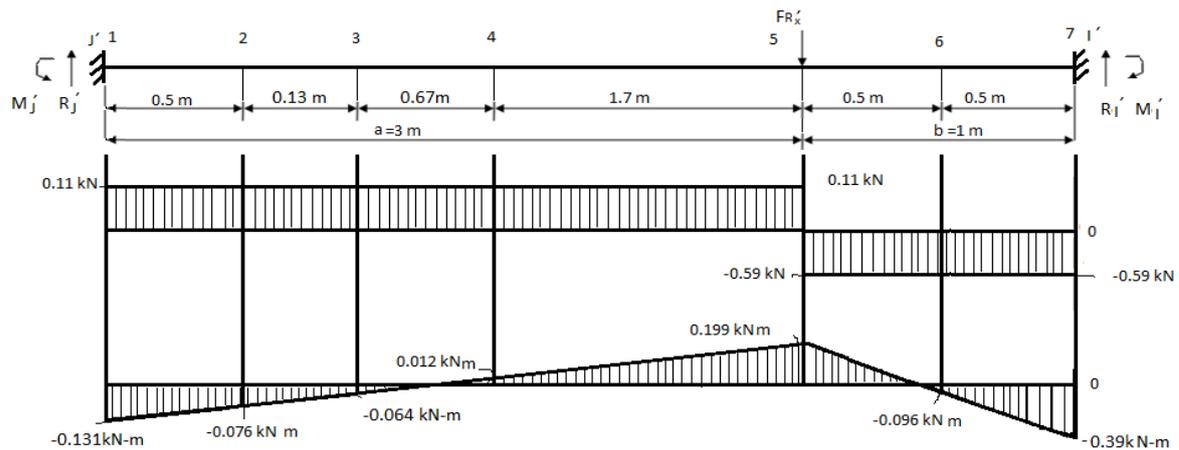


Fig. 2.35. Diagramas de Q (cortante) y M_f (momento flector) para la viga lateral J'-I' en el plano XZ.

$$R_{j'} = \frac{F_{R_x} \cdot b^2(3b + a)}{l^3} = \frac{0.7 \cdot 1 \cdot 3 \cdot 3 + 1}{4^3} = 0.11 \text{ kN}$$

$$R_{i'} = \frac{F_{R_x} \cdot a^2(3b + a)}{l^3} = \frac{0.7 \cdot 3^2 \cdot 3 \cdot 3}{4^3} = 0.59 \text{ kN}$$

$$M_{j'} = \frac{F_{R_x} \cdot a b^2}{l^2} = 0.7 \cdot \frac{3}{16} = 0.131 \text{ kN} - m$$

$$M_{i'} = \frac{F_{R_x} \cdot b a^2}{l^2} = 0.7 \cdot \frac{9}{16} = 0.394 \text{ kN} - m$$

En la siguiente (fig. 2.36) se muestra la suma cuadrática de los diagramas de M_f (momento flector) de los planos XZ y YZ obteniendo el resultante, empleando la

ecuación (2.23)

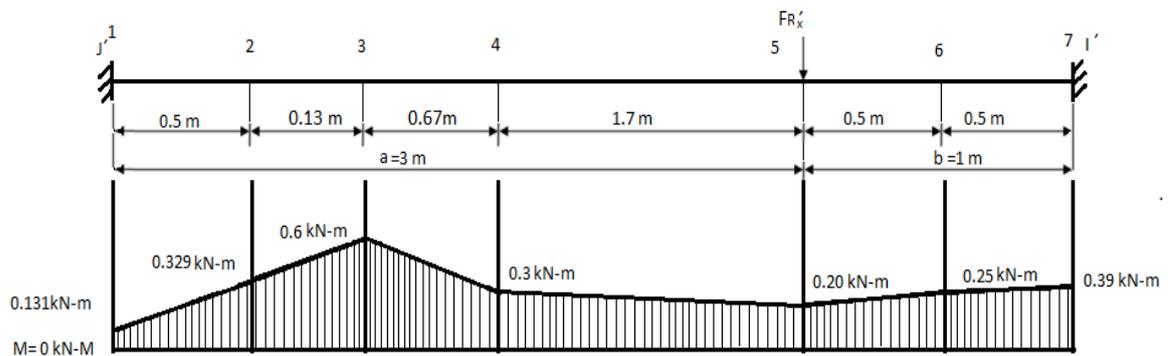


Fig. 2.36. Diagramas de M_r (momento flector) de los planos XZ y YZ.

2.3.2.1. Solución del sistema hiperestático sometido a la torsión.

En la (fig. 2.37) se muestra el esquema de análisis de la viga del Banco de Prueba para el caso de la caja de velocidades, el mismo está compuesto por una viga de acero laminado de perfil canal, empotrados rígidamente en sus extremos y solicitados exclusivamente por pares de fuerzas exteriores torsionales. Estos pares de fuerzas son las reacciones de las tres vigas intermedias que sostienen al motor eléctrico y la caja de velocidades por sus extremos.

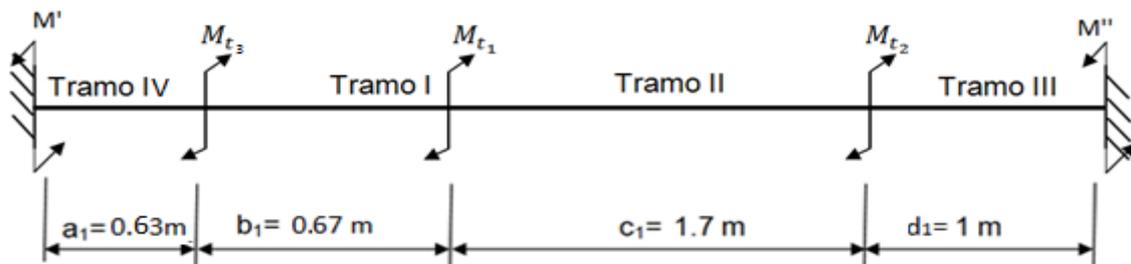


Fig. 2.37. Esquema de análisis de la viga sometida a torsión en el Banco de Prueba.

Donde:

$$M_{t_3} = M_B = 0,119 \text{ kN} - \text{m}$$

$$M_{t_2} = M_H = 0,0774 \text{ kN} - \text{m}$$

$$M_{t_1} = M_F = 0,1100 \text{ kN} - \text{m}$$

Este sistema mostrado en la (fig. 2.37) es hiperestático, pues surgen reacciones en los dos apoyos y sólo se cuenta con una ecuación de equilibrio (2.21).

Esta ecuación de la estática constituye la suma algebraica de los momentos de

todos los pares de fuerzas dados y reactivos respecto al eje geométrico de los elementos. Entonces al igual que en la tracción o compresión es necesario emplear las condiciones de compatibilidad de los desplazamientos para obtener la ecuación suplementaria y poder resolver el sistema hiperestático.

La condición de compatibilidad de los desplazamientos estará representada por la suma algebraica de los ángulos de giro de todos los tramos, que en virtud de que las secciones extremas no giran, también será nula.

La ecuación suplementaria, que obtendremos para este caso es:

$$\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 + \varphi_4 = 0 \quad (2.32)$$

Los momentos que surgen en los apoyos se desinan por M' y M'', se pueden observar en la (fig. 2.8).

Los radios de giro los podemos hallar de la ecuación (2.23).

La ecuación (2.7) evaluándola para cada tramo:

$$\varphi_1 = \frac{M' a_1}{GI_{p_1}} \quad (2.33)$$

$$\varphi_2 = \frac{(M' - M_{t_3}) b_1}{GI_{p_2}} \quad (2.34)$$

$$\varphi_3 = \frac{(M' - M_{t_3} - M_{t_1}) c_1}{GI_{p_3}} \quad (2.35)$$

$$\varphi_4 = \frac{(M' - M_{t_3} - M_{t_1} - M_{t_2}) d_1}{GI_{p_4}}$$

Sustituyendo las ecuaciones (2.33; 2.34; 2.35), en la ecuación (2.32) para cada tramo y como la rigidez (el producto de GI_p) de la viga es constante podemos simplificarla, y como resultado podemos escribirla de la siguiente manera:

$$M' a_1 + (M' - M_{t_1}) b_1 + (M' - M_{t_1} - M_{t_2}) c_1 = 0$$

Solución:

$$M' a_1 + (M' - M_{t_3}) b_1 + (M' - M_{t_3} - M_{t_1}) c_1 + (M' - M_{t_3} - M_{t_1} - M_{t_2}) d_1 = 0$$

$$M' (a_1 + b_1 + c_1 + d_1) - M_{t_1} (c_1 + d_1) - M_{t_3} (b_1 + c_1 + d_1) - M_{t_2} d_1 = 0$$

$$M' 4 - M_{t_1} 2,7 - M_{t_3} 3,37 - M_{t_2} = 0$$

$$M' = \frac{M_{t_1} 2,7 + M_{t_3} 3,37 + M_{t_2}}{4} = \frac{2,7 * 0,1100 + 3,37 * 0,1190 + 0,0774}{4}$$

$$M' = 0,194 \text{ kN} - \text{m}$$

Teniendo el valor de una de las incógnitas del sistema podemos sustituirla en la

ecuación de equilibrio (2.21)

$$\sum M = M' - M_{t_1} - M_{t_2} - M_{t_3} + M'' = 0$$

Solución:

$$0,194 - 0,110 - 0,077 - 0,119 + M'' = 0$$

$$M'' = -0,194 + 0,110 + 0,0774 + 0,119 = 0,1124 \text{ kN} - \text{m}$$

Ahora podemos construir el diagrama a la torsión de sistema de la (fig. 2.38)

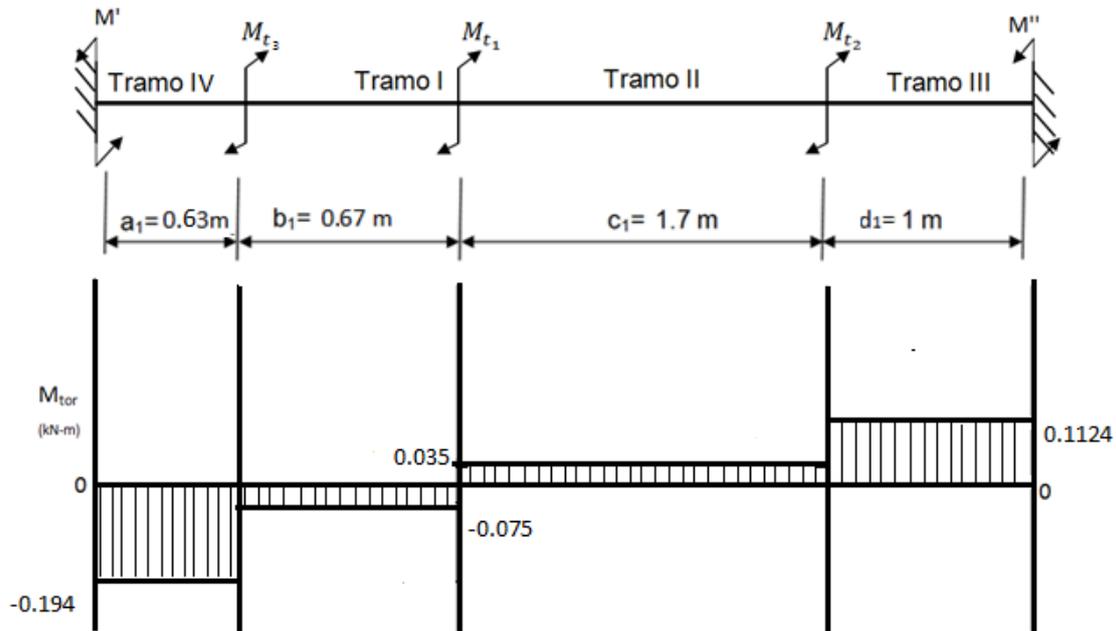


Fig. 2.38. Diagrama de momento torsor del Banco de Prueba para la caja de trasaso.

Datos:

$$M_{t_3} = M_B = 0,119 \text{ kN} - \text{m}$$

$$M_{t_2} = M_H = 0,0774 \text{ kN} - \text{m}$$

$$M_{t_1} = M_F = 0,1100 \text{ kN} - \text{m}$$

$$M' = 0,194 \text{ kN} - \text{m}$$

$$M'' = 0,1124 \text{ kN} - \text{m}$$

2.3.2.2. Comprobación del perfil canal a las tensiones normales y tangenciales.

Viga canal Norma GOST 8240-56

Número del Perfil # 30

Datos:

$$W_x = 387 \text{ cm}^3$$

$$W_y = 43.6 \text{ cm}^3$$

$$M_{fmax} = 0.600 \text{ kN-m} = 0.600 * 100 = 60 \text{ kN-cm}$$

$$M_{tmax} = 0.194 \text{ kN-m} = 0.194 * 100 = 19.4 \text{ kN-cm}$$

Según la ecuación (2.29) la tensión normal a la flexión es igual

$$\sigma = \frac{60}{387} = 0.155 \text{ kN/cm}^2$$

Según la ecuación (2.30) la tensión tangencial provocada por los momentos torsores es igual:

$$\tau = \frac{19.4}{43.6} = 0.44 \text{ kN/cm}^2$$

Para comprobación de la resistencia de la viga se realizará por la tercera hipótesis de resistencia:

Sustituyendo los valores de las tensiones en la ecuación (2.31)

$$\sigma_{eq} = \sqrt{0.155^2 + 4 * 0.44^2}$$

$$\sigma_{eq} = 0.8935 \text{ kN/cm}^2$$

La tensión admisible a la tracción para el acero CT-3 es igual a:

$$[\sigma]_t = 16 \text{ kN/cm}^2$$

Por lo que se puede observar que la viga ya seleccionada soporta las cargas a la que estas sometida.

$$0.8935 \text{ kN/cm}^2 < 16 \text{ kN/cm}^2$$

2.4. Cálculo de las uniones roscadas y soldadas.

2.4.1. Uniones roscadas.

Cálculo de empalmes empernados y remachados. En el cálculo al cizallamiento de los pernos, como se muestra en la (fig. 2.39, a), la distribución de las fuerzas exteriores que actúan sobre el perno y de las tensiones tangenciales en la sección del corte se toma convencionalmente correspondiente al esquema dado en la (fig.2.39, b). (Pisarenko, 1979)

La condición de resistencia del perno al cizallamiento puede escribirse en la siguiente forma:

$$\tau = \frac{Q}{A_{ciz}} \leq [\tau] \tag{2.36}$$

Donde

Q- Fuerza de cortante.

A_{ciz} – Área de cizallamiento.

$[\tau]$ - Tensión tangencial admisible.

La tensión tangencial admisible se determina experimentalmente y se toma

$$[\tau] = 0.6[\sigma]_t.$$

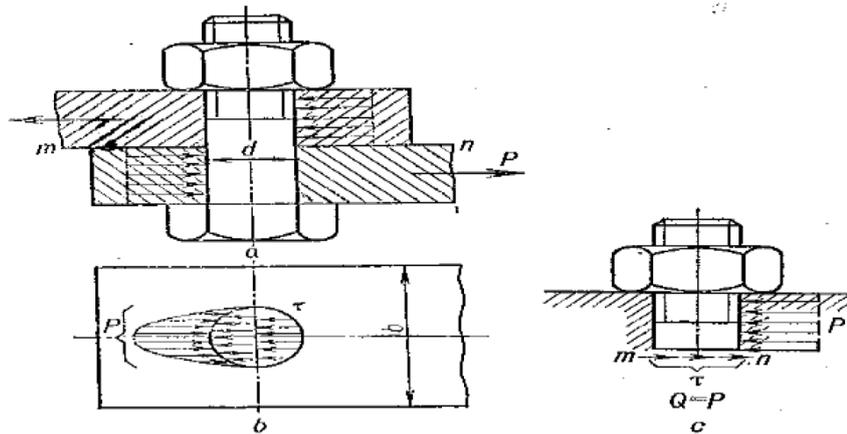


Fig. 2.39 Ejemplo de unión por perno.

O bien, tomando en consideración que $Q=P$ (fig. 2.40, c) y

$$A_{ciz} = \frac{\pi d^2}{4} \tag{2.37}$$

La ecuación (2.36) se pudiera escribir así:

$$\tau = \frac{4P}{\pi d^2} \leq [\tau]$$

Al calcular empalmes emperrados o remachados se debe tomar en consideración que la carga aplicada a los elementos del empalme provoca, además del cizallamiento, el aplastamiento de las superficies de contacto. Por el aplastamiento se entiende como la deformación plástica que surge en la superficie de contacto como se muestra en la (fig. 2.40).

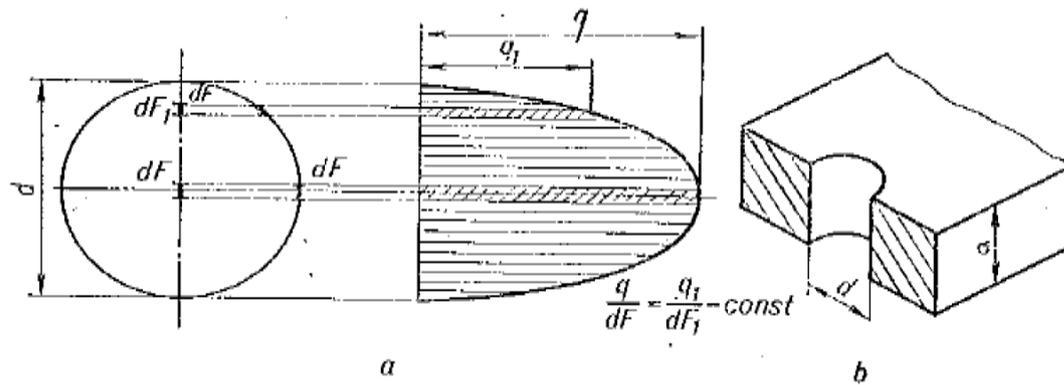


Fig. 2.40. Análisis del aplastamiento en los pernos.

Donde.

dF - La variación del área de aplastamiento, para el presente trabajo se designar el área con la letra A .

El cálculo al aplastamiento se efectúa en forma aproximativa, puesto que se ignora la ley exacta de distribución de la presión por la superficie de contacto. Se toma, por regla general, la ley no lineal de distribución de la presión (fig. 2.40, a), considerando que la presión es proporcional a la proyección dA_1 del plano dA de la superficie cilíndrica sobre el plano diametral.

$$\frac{q}{q_1} = \frac{dA}{dA_1}$$

La tensión máxima de aplastamiento para una superficie cilíndrica es igual a

$$\sigma_{ap} = \frac{P}{A_{ap}} = \frac{P}{\delta d}$$

Donde:

$$A_{ap} = \delta d$$

Área de la proyección de la superficie de contacto sobre el plano diametral (fig. 2.40, b).

La condición de resistencia al aplastamiento tiene el siguiente aspecto:

$$\sigma_{ap} = \frac{P}{\delta d} \leq [\sigma]_{ap} \tag{2.38}$$

Las tensiones admisibles al aplastamiento se determinan experimentalmente y se toma iguales a:

$$[\sigma]_{ap} = (2 - 2.5)[\sigma]_{comp}$$

Para el caso de los materiales dúctiles las tensiones admisibles a la tracción y a la compresión son iguales, por nos queda igual a:

$$[\sigma]_{ap} = (2 - 2.5)[\sigma]_t$$

2.4.1.1. Cálculo de la unión por tornillos de los apoyos de la caja de traspaso.

Cizallamiento.

En la (fig. 2.41) se muestra el esquema de análisis de uno de los dos apoyos de la caja de transferencia. Se emplean los que posee originalmente en el camión.

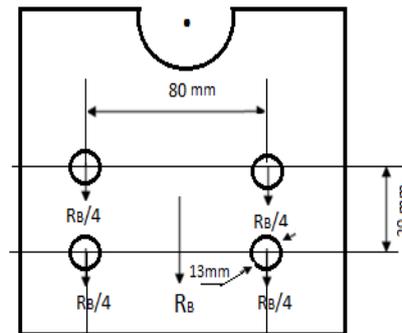


Fig. 2.41. Esquema del apoyo de la caja de traspaso.

$$R_B = 0.705 \text{ kN}$$

Utilizan la ecuación (2.36)

$$\tau = \frac{Q}{A_{ciz}} \leq [\tau]$$

Como son cuatro los tornillos la fuerza de cortante se divide entre cuatro:

$$Q = \frac{R_B}{4}$$

$$A_{ciz} = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$[\tau] = 0.6[\sigma]_t = 0.6 \times 16 = 9.6 \text{ kN/cm}^2$$

Despejando la ecuación (2.1) nos quedará:

$$\tau = \frac{R_B}{\pi d^2} = \frac{0.705}{\pi * 1.3^2} = 0.133 \text{ kN/cm}^2$$

$$0.133 \text{ kN/cm}^2 < 9.6 \text{ kN/cm}^2$$

Aplastamiento.

Utilizaremos la ecuación (2.38)

$$\sigma_{ap} = \frac{Q}{\delta d} \leq [\sigma]_{ap}$$

$$Q = \frac{R_B}{4}$$

$$A_{ap} = \delta d = 1.3 * 0.8 = 1.04 \text{ cm}^2$$

$$d = 1.3 \text{ cm}$$

$$\delta = 0.8 \text{ cm}$$

$$\sigma_{ap} = \frac{0.17625}{1.04} = 0.17 \text{ kN/cm}^2$$

$$[\sigma]_{ap} = 2[\sigma]_t = 2 * 16 = 32 \text{ kN/cm}^2$$

$$0.17 \text{ kN/cm}^2 < 32 \text{ kN/cm}^2$$

La unión roscada resiste las cargas a la que está sometida.

2.4.1.2. Cálculo de la unión roscada del Apoyo Intermedio (cochinito).

Cizallamiento.

En la (fig. 2.42) se muestra el esquema de análisis del apoyo intermedio con sus respectivas cotas.

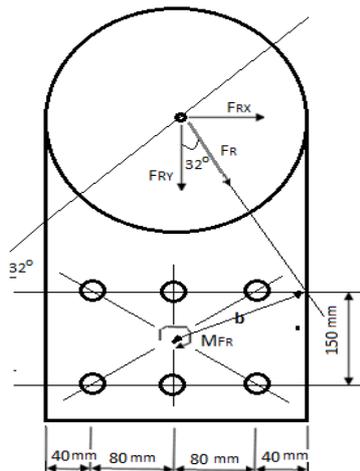


Fig. 2.42. Esquema del apoyo del cochinito.

En la (fig. 2.43) se muestra el esquema de análisis de los ángulos que corresponde a la (fig. 2.42).

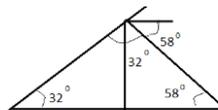


Fig. 2.43. Análisis de los ángulos.

La acción de la fuerza F_R se descompone, pero también provoca momento con respecto al punto 0, y va ser igual a:

$$M_{FR} = F_R * b = 1.62 * 11.92 = 19.31 \text{ kN} - \text{cm}$$

Distancia desde el punto de aplicación de la fuerza a centro de los tornillos.

$$a = 22.5 \text{ cm}$$

$$\text{sen } 32^\circ = \frac{b}{a} \rightarrow b = \text{sen } 32^\circ * a = 11.92 \text{ cm}$$

$$F_{Ry} = 0.86 \text{ kN}$$

$$F_{Rx} = 1.4 \text{ kN}$$

A una carga aplicada excéntrica como se muestra en la (fig.2.44, a) la acción de ésta se puede sustituir por la acción de la fuerza aplicada simétricamente (fig. 2.44, b) y del momento que provoca. La tensión tangencial la podemos hallar por la ecuación (2.36). (Dobrovolski, 1970)

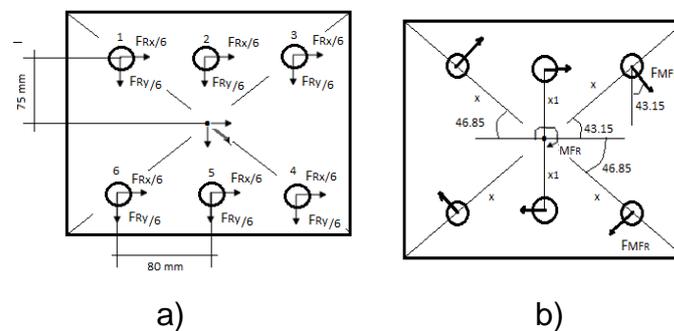


Fig. 2.44. Acción de las fuerzas a) y el momento flector b).

$$\tan \alpha_1 = \frac{80}{75} \rightarrow \alpha_1 = \tan^{-1} \left(\frac{80}{75} \right) = 46.85^\circ$$

$$\text{sen } \alpha_1 = \frac{75}{x} \rightarrow x = \frac{75}{\text{sen } 46.85^\circ} = 102.8 \text{ mm} = 10.28 \text{ cm}$$

$$x_1 = 7.5 \text{ mm}$$

La fuerza de cortante va a ser igual a la suma de las acciones de la fuerza y el momento que provoca en los tornillos y la podemos hallar por la ley de los cosenos.

$$F_{resultante}^2 = F_{Rxy}^2 + F_{MFR}^2 - 2F_{Rxy} * F_{MFR} * \cos \alpha \quad (2.39)$$

La mayor carga va estar en tornillo #3 (fig.2.44, a) y utilizando Pitágoras podemos hallar la resultante de las dos fuerzas que actúan en el tornillo.

$$F_{Rxy}^2 = \left(\frac{F_{Rx}}{6} \right)^2 + \left(\frac{F_{Ry}}{6} \right)^2 \quad (2.40)$$

Donde

$$F_{Rx} = 1.4 \text{ kN}$$

$$F_{Ry} = 0.86 \text{ kN}$$

$$F_{R_{xy}} = \sqrt{\left(\frac{F_{R_x}}{6}\right)^2 + \left(\frac{F_{R_y}}{6}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{1.4}{6}\right)^2 + \left(\frac{0.86}{6}\right)^2} = 0.27 \text{ kN}$$

$$F_{M_{F_r}} = \frac{M_{F_R}}{6x}$$

$$M_{F_R} = F_R * b$$

$$x = 102.8 \text{ mm} = 10.28 \text{ cm}$$

$$x_1 = 102.8 \text{ mm} = 10.28 \text{ cm}$$

$$F_{M_{F_r}} = \frac{M_{F_R}}{6x} = \frac{19.31}{6 * 10.28} = 0.313 \text{ kN}$$

En la (fig. 2.45) se muestra el esquema de ángulos.

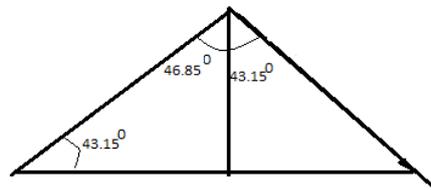


Fig. 2.45. Esquema de los ángulos.

En la siguiente figura se muestra la suma vectorial para hallar la resultante.

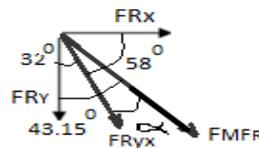


Fig. 2.46. Suma vectorial para hallar la resultante.

$$F_{res} = \sqrt{F_{R_{xy}}^2 + F_{M_{F_R}}^2 - 2F_{R_{xy}} * F_{M_{F_R}} * \cos \alpha}$$

$$= \sqrt{0.27^2 + 0.313^2 - 2 * 0.27 * 0.313 * \cos 14.85^\circ} = 0.09 \text{ kN}$$

$$Q = 0.09 \text{ kN}$$

$$A_{ciz} = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$\tau = \frac{4 * 0.09}{\pi * 1.3^2} = 0.07 \text{ kN/cm}^2$$

$$0.07 \text{ kN/cm}^2 < 9.6 \text{ kN/cm}^2$$

2.4.2. Cálculo de uniones soldadas.

Viga F-E. **(Anexo)**

Si las fuerzas actúan paralelamente al plano de disposición de las costuras con considerable excentricidad, el cálculo de las soldaduras se hace a la acción conjunta del momento flector y la fuerza de cortante por la ecuación de la sumatoria de tensión, como se muestra en la (fig. 2.47). (Dobrovolski, 1970).

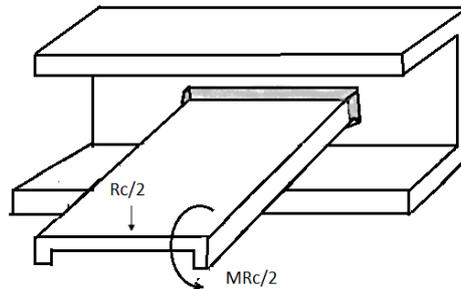


Fig. 2.47 Esquema de fuerza a la que está sometida la soldadura.

En la siguiente figura se muestra la vista lateral de la barra soldada sometida a la fuerza.

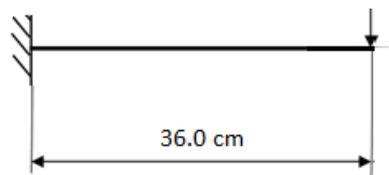


Fig. 2.48 Vista lateral.

La tensión en la costura por la fuerza de cortante, como se muestra en la (fig. 2.49).

$$\tau_1 = \frac{(R_c/2)}{2A_{\text{cordón}}} \tag{2.41}$$

$$A_{\text{cordón}} = 0.7C(2b + h) \tag{2.42}$$

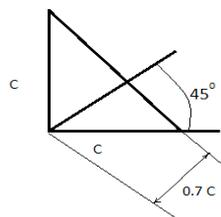


Fig. 2.49 Análisis de la costura.

Del perfil podemos obtener:

$$b=10\text{ cm}$$

$$h=30\text{ cm}$$

Y por la norma cubana (UNC 0061) podemos obtener el valor del cateto de la soldadura C.

$$C=0.4 \text{ cm}$$

$$A_{\text{cordón}} = 0.7C(2b + h) = 14 \text{ cm}$$

$$\tau_1 = \frac{(0.895)}{2 * 14} = 0.032 \text{ kN/cm}^2$$

La tensión en la costura provocada por la acción del momento.

$$\tau_2 = \frac{(R_c/2)*l}{0.7*I_y} * y \tag{2.43}$$

$$y= 2.52 \text{ cm}$$

$$I_y=327 \text{ cm}^4 - (\text{por el perfil})$$

$$\tau_2 = \frac{(0.895) * 0.36}{0.7 * 327} * y = 0.355 \text{ kN/cm}^2$$

$$\tau_{\text{resultante}} = \sqrt{(\tau_1)^2 + (\tau_2)^2} \leq [\tau]' \tag{2.44}$$

$$[\tau]' = \varphi[\sigma]_t$$

Donde:

$[\tau]'$ - tensión admisible a cortante del material de la soldadura.

φ - Coeficiente que depende del método de soldadura (manual, semiautomática, automática), para este trabajo se va tomar que es igual a 0.5, ya que el método utilizado es el manual.

$$[\tau]' = 0.5 * 16 = 8 \text{ kN/cm}^2$$

$$\tau_{\text{resultante}} = \sqrt{(0.032)^2 + (0.355)^2} = 0.356 \text{ kN/cm}^2$$

$$0.356 \text{ kN/cm}^2 < 8 \text{ kN/cm}^2$$

Demuestra que la soldadura en la viga resiste las cargas a las que está sometida.

Viga H-G. (Anexo)

Se muestra a continuación en la (fig. 2.50) el esquema de fuerza a la que está sometida la soldadura de la Viga HG.

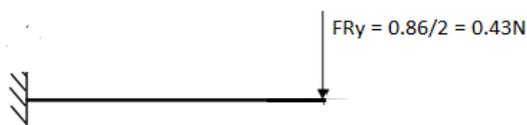


Fig. 2.50 Esquema de fuerza a la que está sometida la soldadura.

$$\tau_1 = \frac{\left(F_{Ry}/2\right)}{2A_{\text{cordón}}}$$

$$F_{Ry} = 0.86 \text{ kN}$$

$$A_{\text{cordón}} = 0.7C(2b + h)$$

Del perfil podemos obtener:

$$b=10 \text{ cm}$$

$$h=30 \text{ cm}$$

$$C=0.4 \text{ cm}$$

$$A_{\text{cordón}} = 0.7C(2b + h) = 14 \text{ cm}$$

$$\tau_1 = \frac{(0.43)}{2 * 14} = 0.015 \text{ kN/cm}^2$$

La tensión en la costura provocada por la acción del momento.

$$y= 2.52 \text{ cm}$$

$$I_y=327 \text{ cm}^4 - (\text{por el perfil})$$

$$\tau_2 = \frac{(0.43) * 0.36}{0.7 * 327} * 2.52 = 0.17 \text{ kN/cm}^2$$

$$\tau_{\text{resultante}} = \sqrt{(\tau_1)^2 + (\tau_2)^2} \leq [\tau]' \quad (2.45)$$

$$[\tau]' = 0.5 * 16 = 8 \text{ kN/cm}^2$$

$$\tau_{\text{resultante}} = \sqrt{(0.015)^2 + (0.17)^2} = 0.171 \text{ kN/cm}^2$$

$$0.171 \text{ kN/cm}^2 < 8 \text{ kN/cm}^2$$

Demuestra que la soldadura en la viga resiste las cargas a las que está sometida.

2.3. Conclusiones parciales.

1. En este capítulo se comprobó la resistencia del perfil de la viga seleccionada para los dos elementos a probar por separado. En el caso de la caja de transferencia se obtuvo que el valor de los momentos flector y torsor máximos, después de la suma de los dos planos, donde influyen las fuerzas, es $Mf_{\text{máx}} = 0.66 \text{ kNm}$ y $Mt_{\text{máx}} = 0.128 \text{ kNm}$ y en el caso de la caja de cambio de velocidades $Mf_{\text{máx}} = 0.60 \text{ kNm}$ y $Mt_{\text{máx}} = 0.194 \text{ kNm}$, comprobando que las vigas resisten por ser las tensiones equivalentes en ambos casos menores que la tensión admisible (16 kN/cm^2).
2. También se calculó la resistencia en las soldaduras y agujeros realizados en la estructura demostrando en cada caso que resistirá.

Capítulo 3.

Simulación del Banco de Prueba en el software Autodesk Inventor 2015.

3.1. Introducción del capítulo.

En este capítulo se simularos por partes separadas las estructuras del Banco de Prueba en dependencia del elemento a probar, la caja de transferencia o la caja de cambios de velocidades. En los resultados obtenidos se hace una salvedad, puesto que difieren mínimamente del cálculo realizado por los métodos manuales o tradicionales. Esto sucede por la poca exactitud de los cálculos manuales, toman la estructura como una viga continua y el software lo hace como elementos soldados pero con nodos separados; esto es lo más cercano a la realidad por lo que el resultado más aceptado lo adquirimos tecnológicamente en este capítulo.

3.2. Simulación del Banco de Pruebas para el caso de la caja de transferencia.

3.2.1. Simulación de las vigas en las que se colocan las cargas concentradas.

3.2.1.1. Viga F-E.

En el siguiente esquema (fig.3.1) se muestra el desplazamiento provocado por la fuerza C calculada en el capítulo anterior.

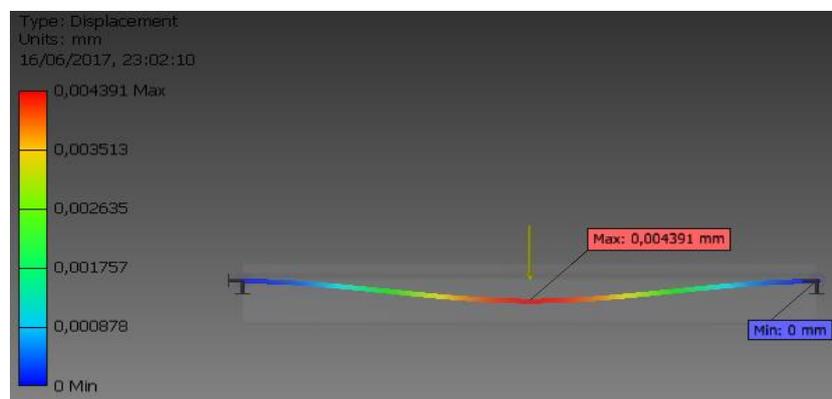


Fig. 3.1. Esquema de desplazamiento.

En el siguiente diagrama (fig.3.2) se muestra el cortante provocado por la fuerza C calculada en el capítulo anterior.

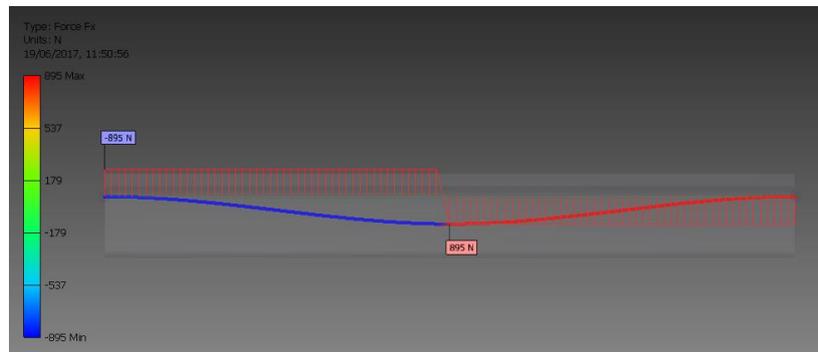


Fig. 3.2. Esquema de cortante.

En el siguiente diagrama (fig. 3.3) se muestra el momento flector provocado por la fuerza C calculada en el capítulo anterior.

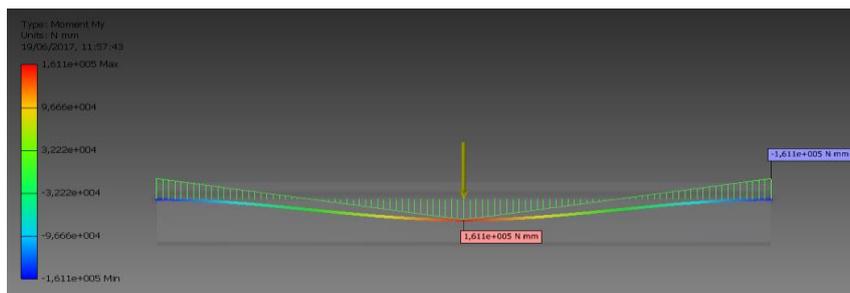


Fig. 3.3. Esquema del momento flector.

En el siguiente diagrama (fig.3.4) se muestran las tensiones normales máximas determinadas por la tercera hipótesis de resistencia provocada por la fuerza C calculada en el capítulo anterior.

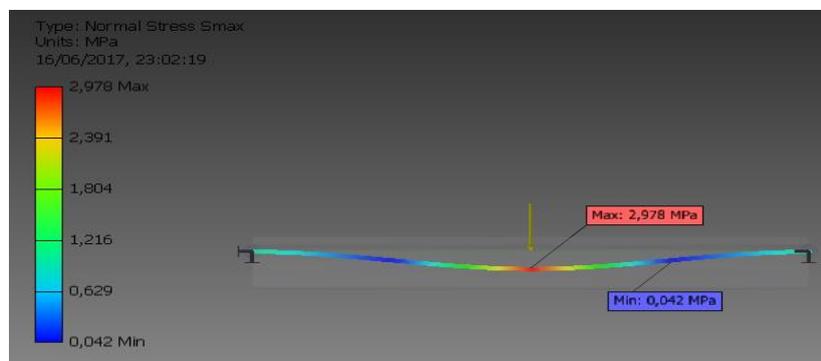


Fig.3.4. Esquema de las tensiones normales máximas.

El diagrama siguiente muestra las tensiones normales mínimas determinada por la tercera hipótesis de resistencia provocada por la fuerza C calculada en el capítulo anterior.

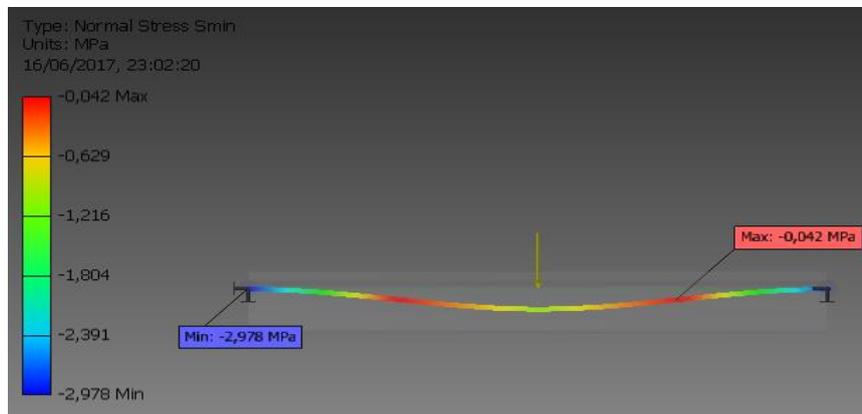


Fig.3.5. Esquema de las tensiones normales mínimas.

En el siguiente diagrama (fig. 3.6) se muestran las tensiones tangenciales provocadas por la fuerza de cortante.

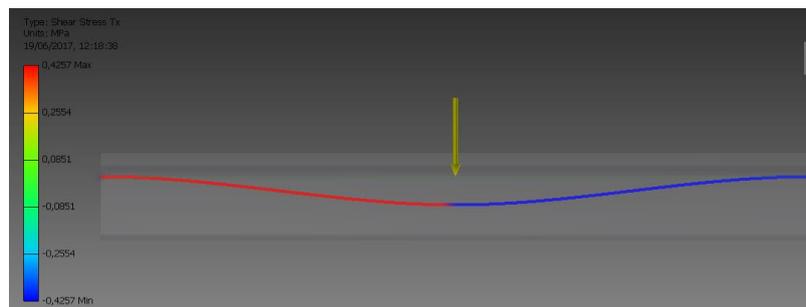


Fig. 3.6. Esquema de las tensiones tangenciales.

3.2.1.2. *Viga H-G*

En el siguiente esquema (fig. 3.7) se muestra el desplazamiento provocado por la fuerza F_{Ry} calculada en el capítulo anterior.

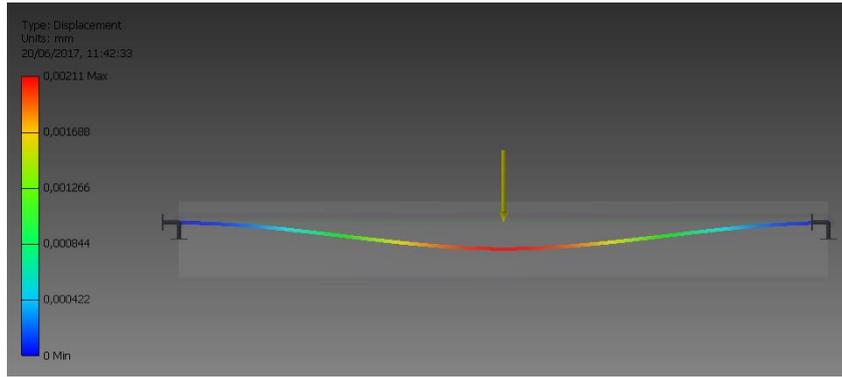


Fig. 3.7. Esquema de desplazamiento.

En el siguiente diagrama (fig. 3.8) se muestra el cortante provocado por la fuerza F_{Ry} calculada en el capítulo anterior.

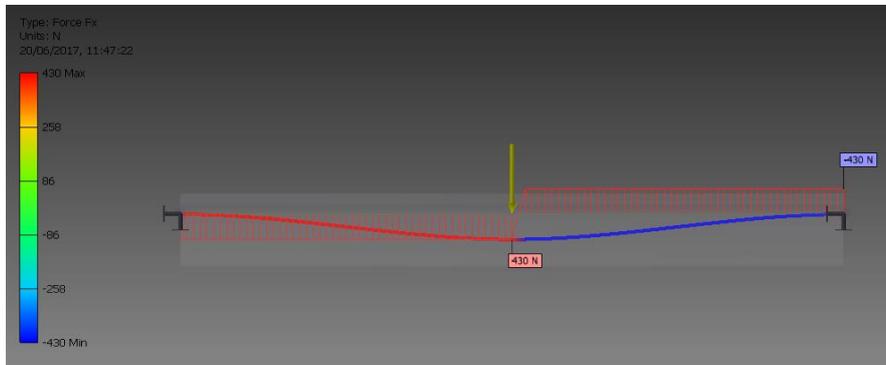


Fig. 3.8. Esquema de cortante.

A continuación el diagrama (fig. 3.9) muestra el momento flector provocado por la fuerza F_{Ry} calculada en el capítulo anterior.

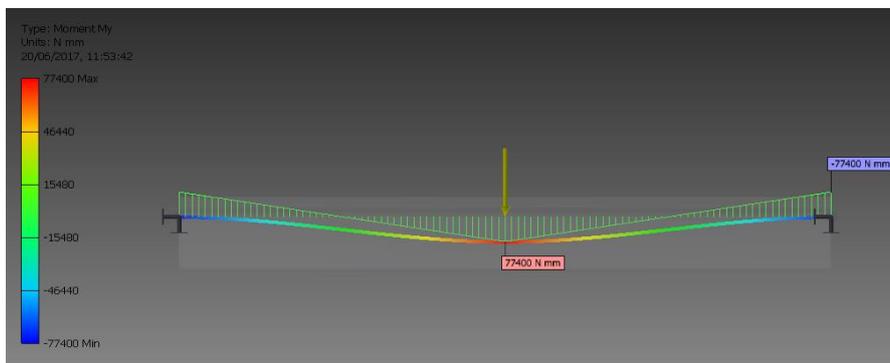


Fig. 3.9. Esquema del momento flector.

En el siguiente diagrama (fig.3.10) se muestran las tensiones normales máximas determinada por la tercera hipótesis de resistencia provocada por la fuerza F_{Ry}

calculada en el capítulo anterior.

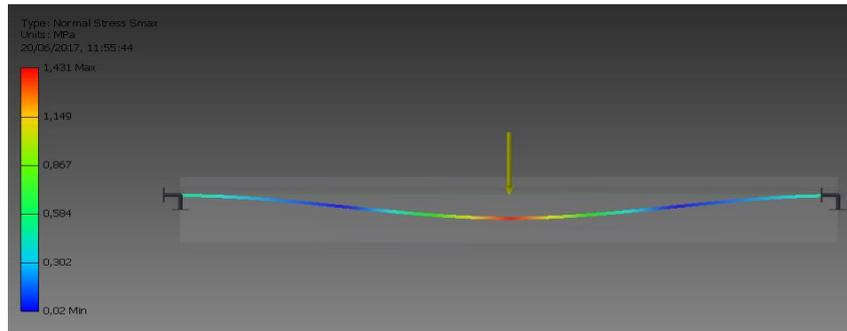


Fig.3.10. Esquema de las tensiones normales máximas.

En el siguiente diagrama (fig. 3.11) se muestran las tensiones normales mínimas determinada por la tercera hipótesis de resistencia provocada por la fuerza F_{Ry} calculada en el capítulo anterior.

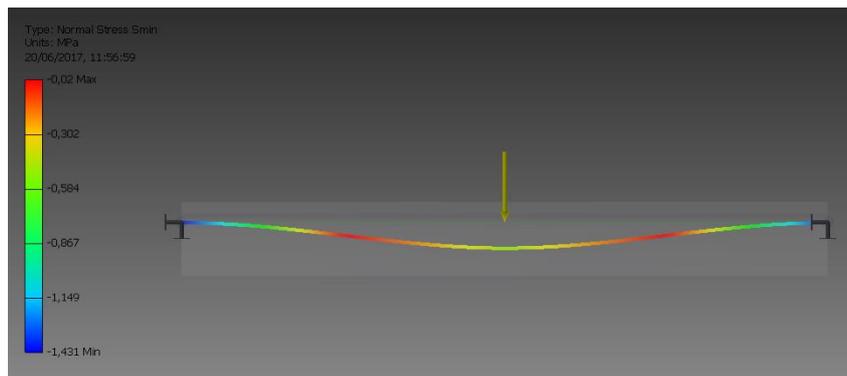


Fig.3.11. Esquema de las tensiones normales mínimas.

En el siguiente diagrama (fig. 3.12.) se muestran las tensiones tangenciales provocadas por la fuerza de cortante.

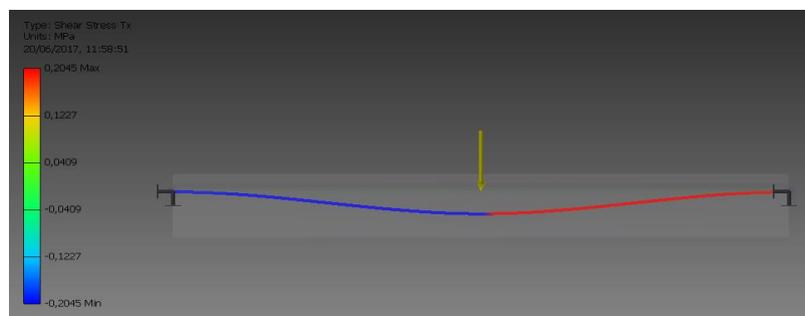


Fig. 3.12. Esquema de las tensiones tangenciales.

3.2.2. Simulación la viga lateral.

En la siguiente (fig. 3.13) se muestra el desplazamiento descrito por las vigas.

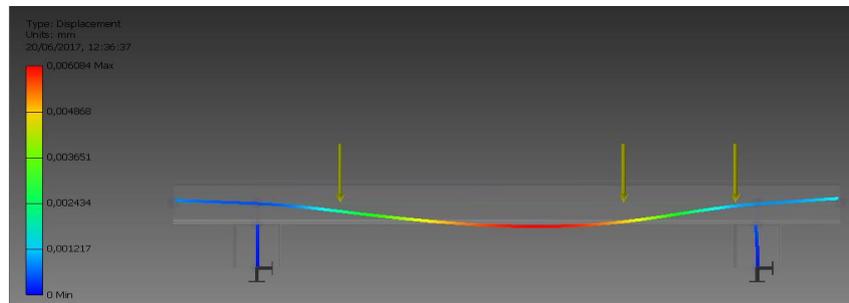


Fig. 3.13. Esquema de desplazamiento.

En la siguiente (fig.3.14) se muestra el diagrama de M_F (momento flector) y la deformación que muestra en las vigas producto de las fuerzas que transmiten las vigas donde van apoyados los elementos del banco. Este diagrama y sus valores difieren del calculado manualmente en el capítulo anterior porque el software toma las vigas como partes independientes ya que los centroides no coinciden el uno con el otro.

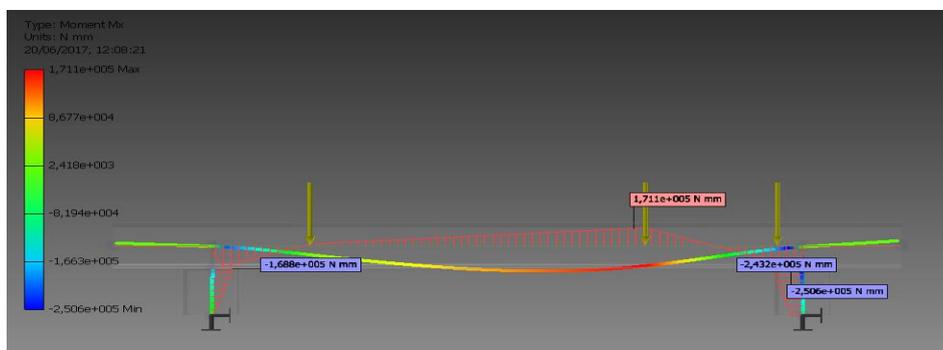


Fig. 3.14. Esquema de M_F (momento flector).

En el siguiente diagrama (fig. 3.15) se muestran las tensiones normales máximas determinada por la tercera hipótesis de resistencia provocada por las fuerzas transmitidas por las vigas que sostienen los elementos del banco calculadas en el capítulo anterior.

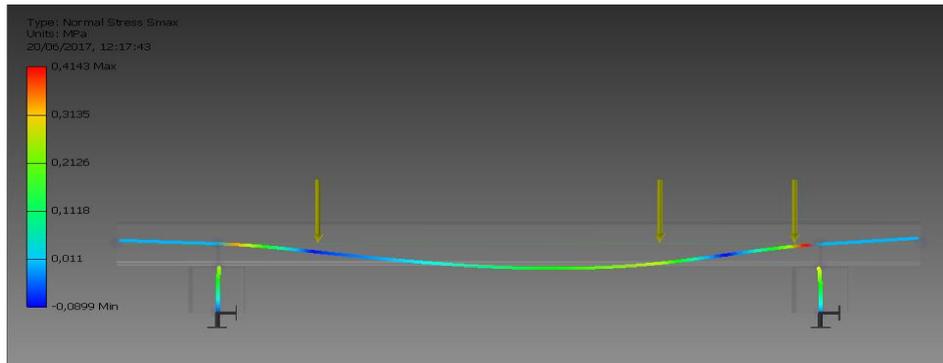


Fig.3.15. Esquema de las tensiones normales máximas.

En el siguiente diagrama (fig.3.16) se muestran las tensiones normales mínimas determinadas por la tercera hipótesis de resistencia provocada por las fuerzas transmitidas por las vigas que sostienen los elementos del banco calculadas en el capítulo anterior.

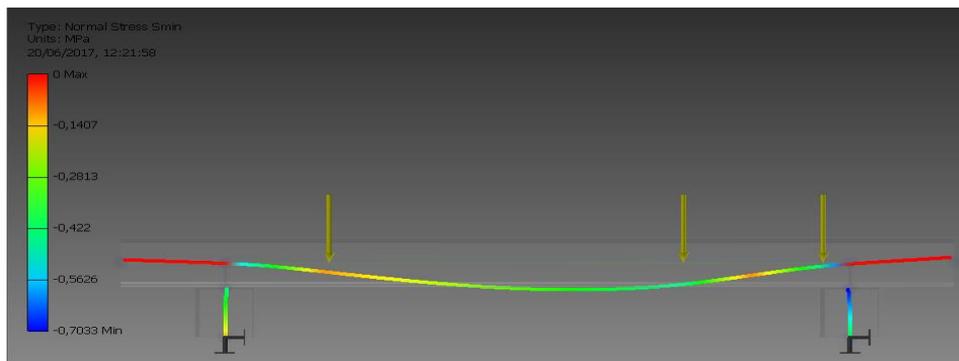


Fig.3.16. Esquema de las tensiones normales mínimas.

En el siguiente diagrama (fig. 3.17) se muestran las tensiones tangenciales provocadas por la fuerza de cortante.

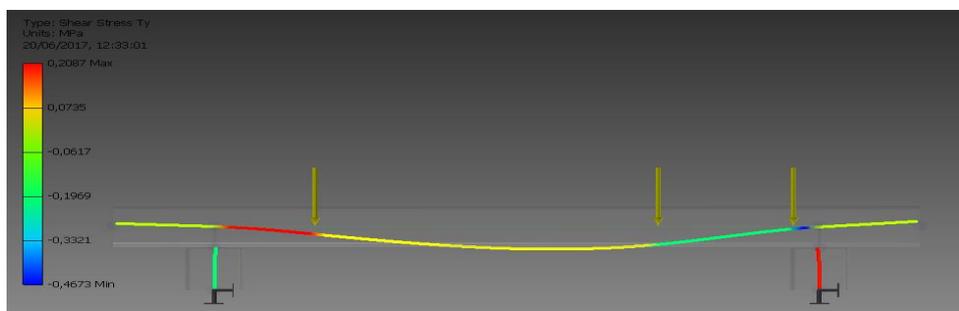


Fig. 3.17. Esquema de las tensiones tangenciales.

En el siguiente diagrama (fig. 3.18) se muestra el diagrama de momento flector provocado por las fuerzas que actúan en el plano XZ de la viga lateral.

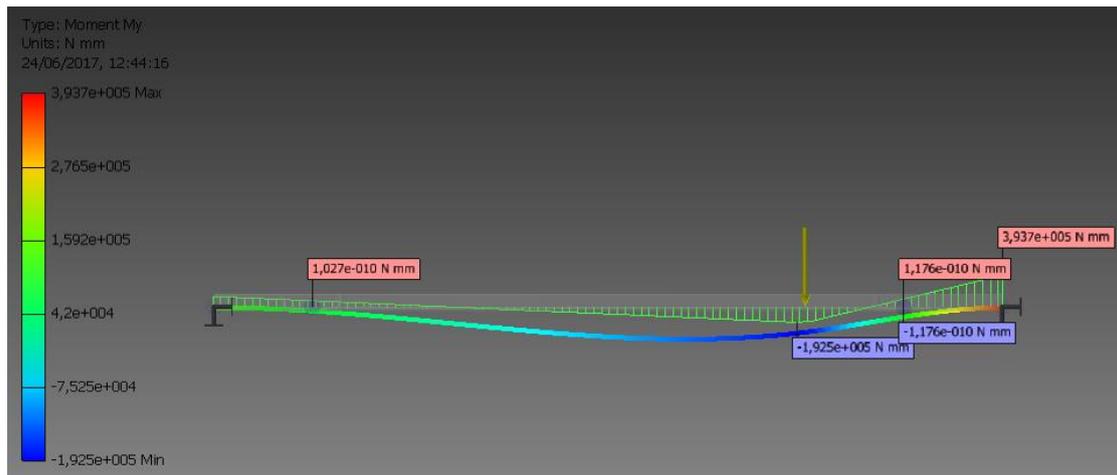


Fig. 3.18. Esquema del momento flector.

En el siguiente diagrama (fig. 3.19) se muestra el diagrama de momentos torsores que actúan en la viga lateral.

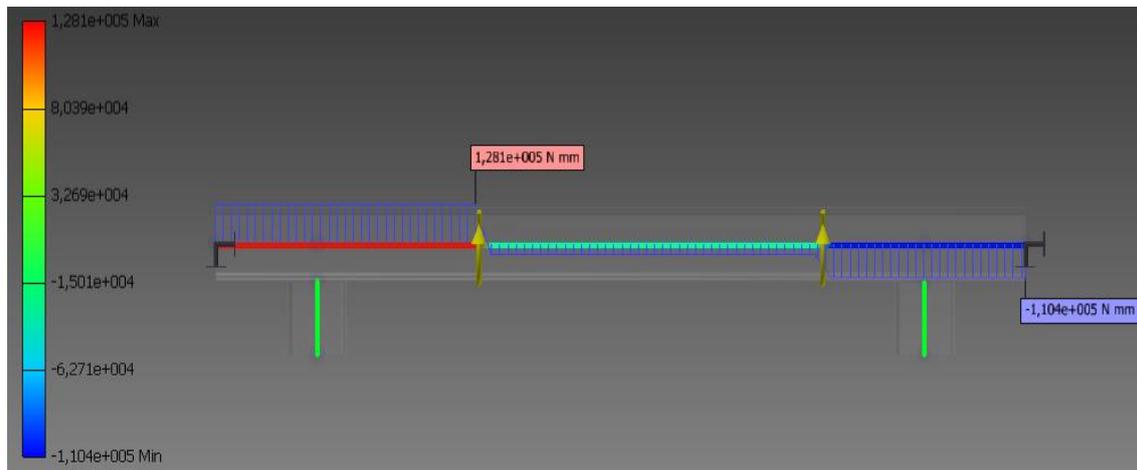


Fig. 3.19. Esquema de los momentos torsores.

3.2.3. Simulación del Banco de Prueba.

En la siguiente (fig.3.20) se muestra los desplazamientos que se generan en el Banco de Prueba en cada una de las vigas, generada por las reacciones de los elementos empleados.

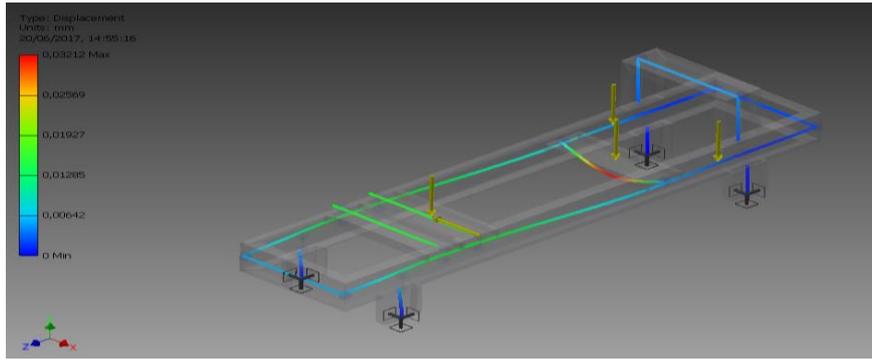


Fig. 3.20. Esquema de desplazamiento.

En la siguiente (fig. 3.21) se muestran las fuerzas de cortante que generan en el Banco de Prueba en cada una de las vigas para el plano que posee el máximo valor.

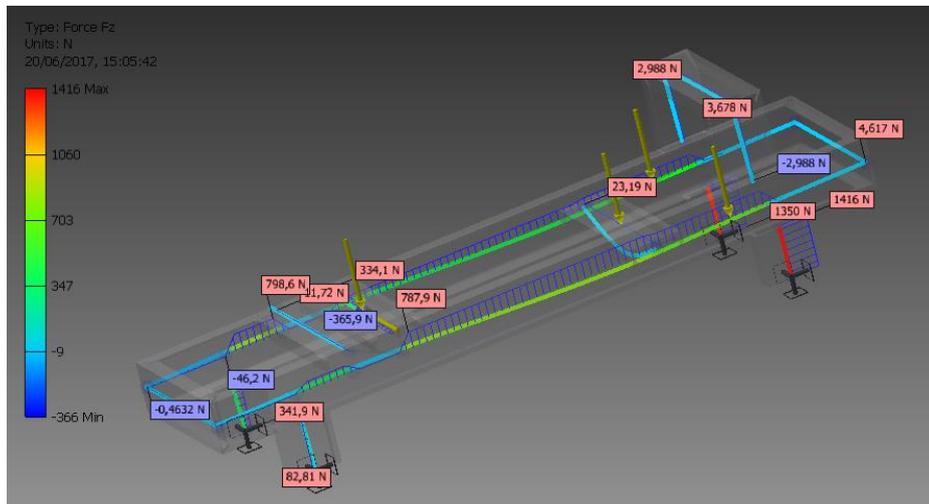


Fig. 3.21. Esquema de cortante.

En la siguiente (fig. 3.22) se muestran los momentos flectores que se generan en el Banco de Prueba en cada una de las vigas, para el plano que posee el máximo valor.

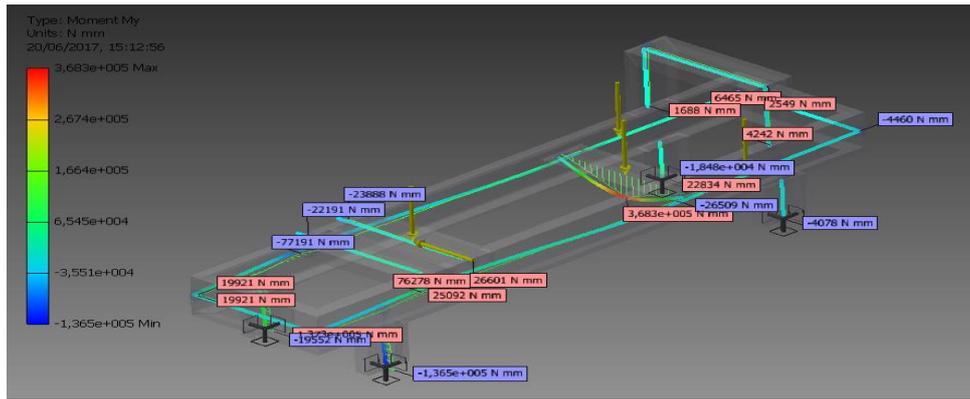


Fig. 3.23. Esquema de Mf (momento flector).

En el siguiente diagrama (fig.3.24) se muestran las tensiones normales máximas determinada por la tercera hipótesis de resistencia.

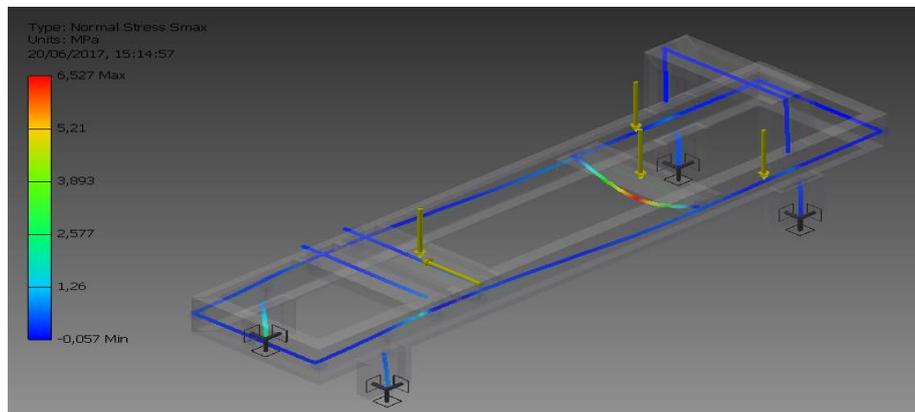


Fig.3.24. Esquema de las tensiones normales máximas.

En el siguiente diagrama (fig. 3.25) se muestran las tensiones normales mínimas determinadas por la tercera hipótesis de resistencia.

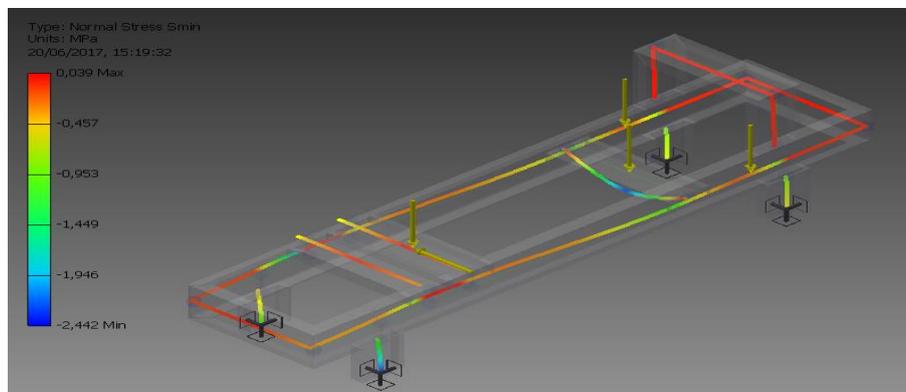


Fig.3.25. Esquema de las tensiones normales mínimas.

En el siguiente diagrama (fig. 3.26) se muestran las tensiones tangenciales

provocadas por la fuerza de cortante en el plano donde se produce el mayor valor.

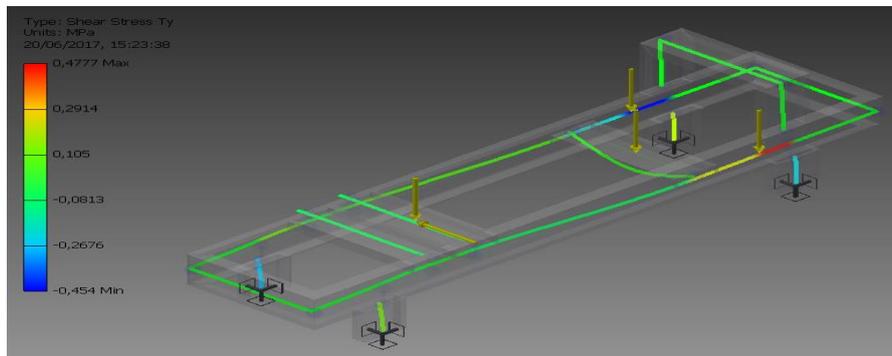


Fig. 3.26. Esquema de las tensiones tangenciales.

En el siguiente diagrama (fig.3.27) se muestran las tensiones torsionales en cada una de las vigas.

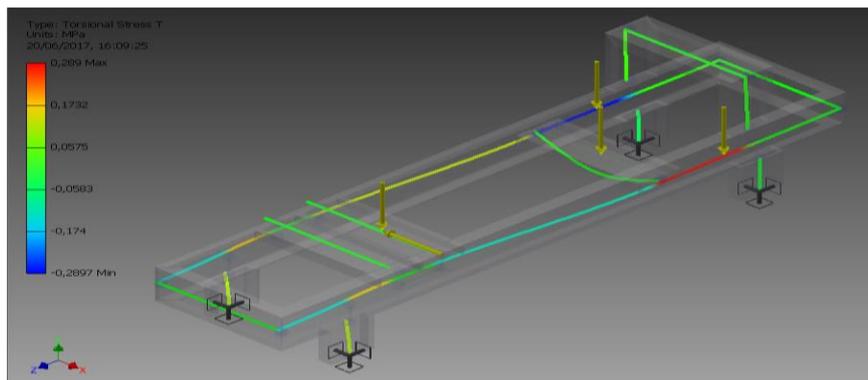


Fig.3.27 las tensiones torsionales.

3.3. Simulación del Banco de Prueba para el caso de la caja de cambio de velocidades.

3.3.1. Simulación de las vigas en las que se colocan las cargas concentradas.

3.3.1.1. Viga A'-B'.

En el siguiente esquema (fig. 3.28) se muestra el desplazamiento provocado por la fuerza N' calculada en el capítulo anterior.

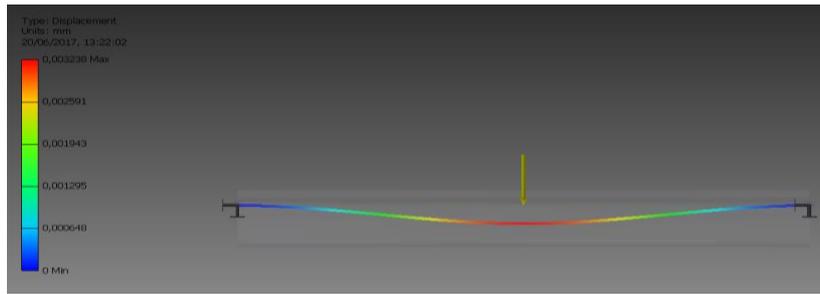


Fig. 3.28. Esquema de desplazamiento.

En el siguiente diagrama (fig. 3.29) se muestra el cortante provocado por la fuerza N' calculada en el capítulo anterior.

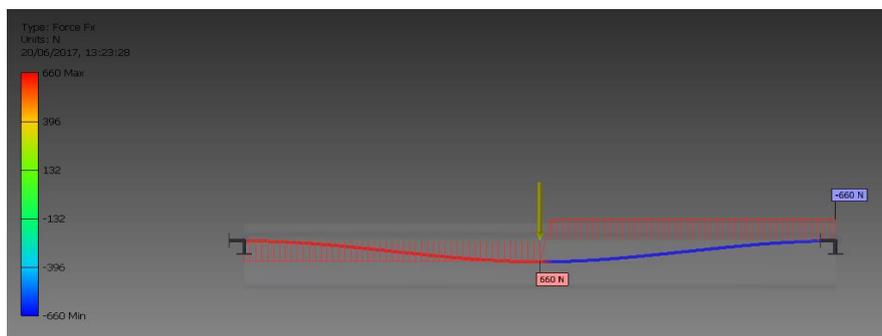


Fig. 3.29. Diagrama de cortante.

En el siguiente diagrama (fig. 3.30) se muestra el momento flector provocado por la fuerza N' calculada en el capítulo anterior.

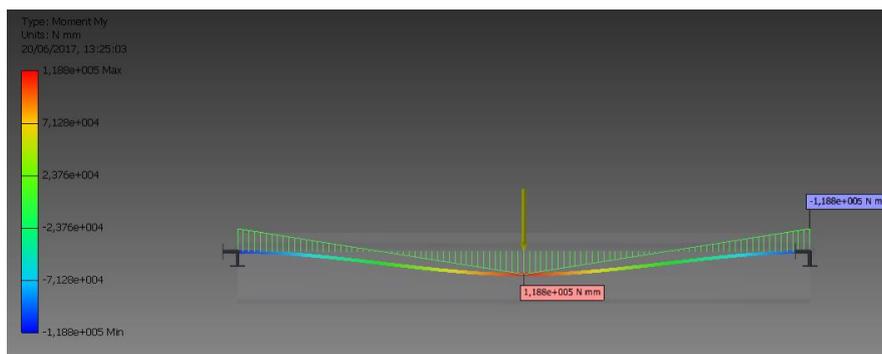


Fig. 3.30. Diagrama del momento flector.

En el siguiente diagrama (fig. 3.31) se muestran las tensiones normales máximas determinada por la tercera hipótesis de resistencia provocada por la fuerza N' calculada en el capítulo anterior.

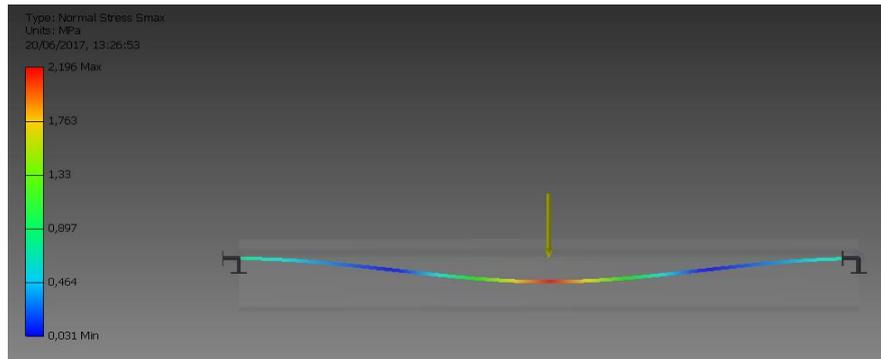


Fig. 3.31. Diagrama de las tensiones normales máximas.

En el siguiente diagrama (fig. 3.32) se muestran las tensiones normales mínimas determinadas por la tercera hipótesis de resistencia provocada por la fuerza N' calculada en el capítulo anterior.

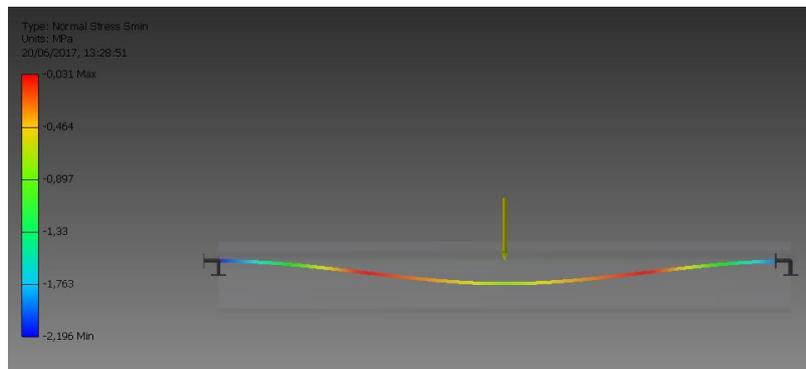


Fig. 3.33. Diagrama de las tensiones normales mínimas.

En el siguiente diagrama (fig. 3.34) se muestran las tensiones tangenciales provocadas por la fuerza de cortante.

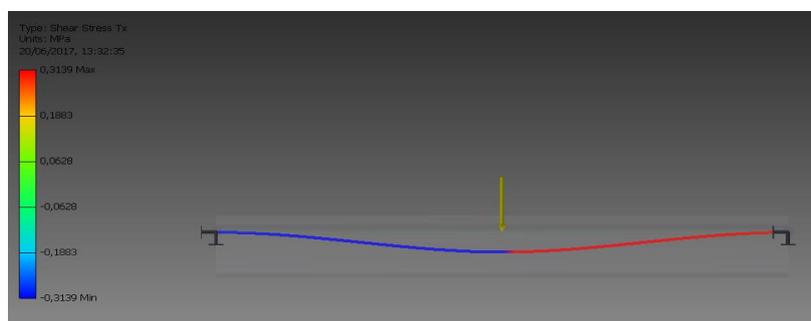


Fig. 3.34. Diagrama de las tensiones tangenciales.

3.3.1.2. Viga $F'-E'$

En el siguiente esquema (fig.3.35) se muestra el desplazamiento provocado por

la fuerza C' calculada en el capítulo anterior.

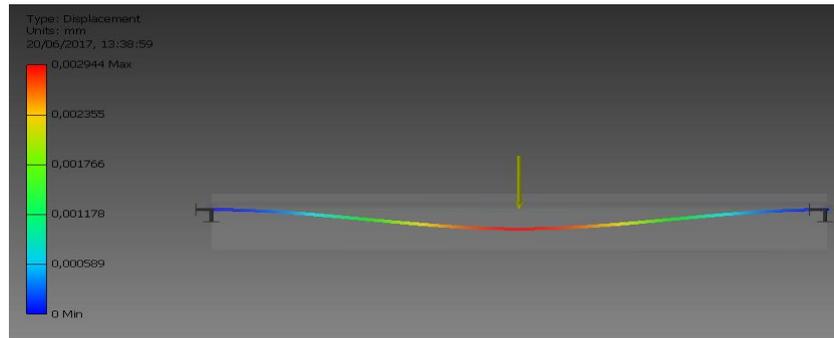


Fig.3.35. Esquema de desplazamiento.

En el siguiente diagrama (fig.3.36) se muestra el cortante provocado por la fuerza C' calculada en el capítulo anterior.

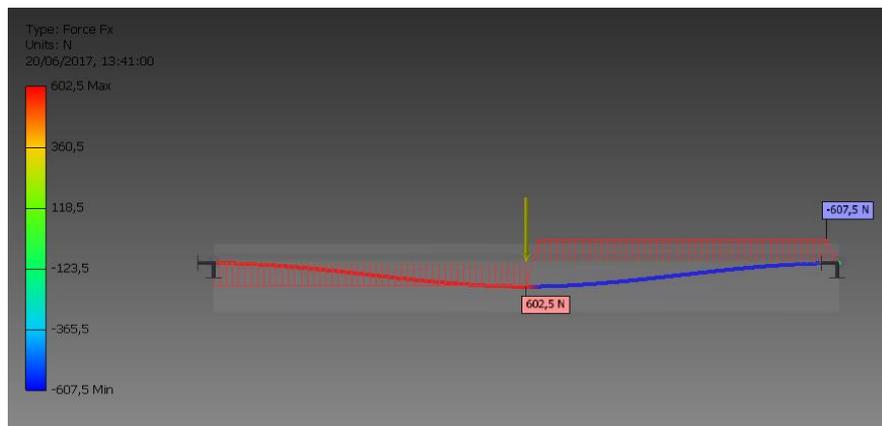


Fig.3.36. Esquema de cortante.

En el siguiente diagrama (fig. 3.37) se muestra el momento flector provocado por la fuerza C' calculada en el capítulo anterior.

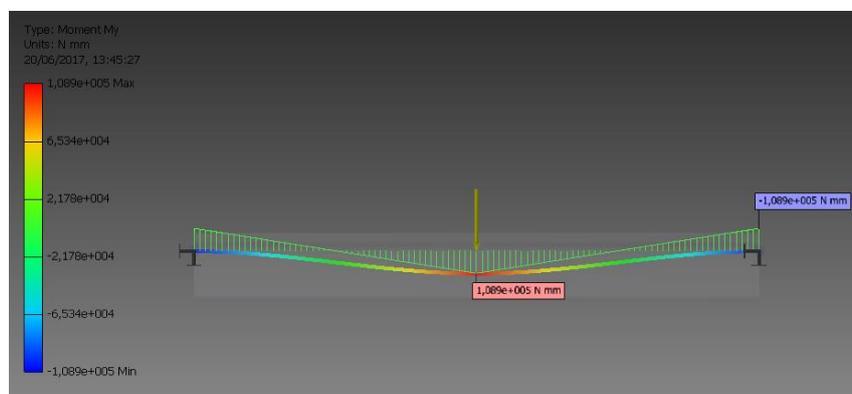


Fig.3.37. Esquema del momento flector.

En el siguiente diagrama (fig. 3.38) se muestran las tensiones normales máximas determinadas por la tercera hipótesis de resistencia provocada por la fuerza C' calculada en el capítulo anterior.

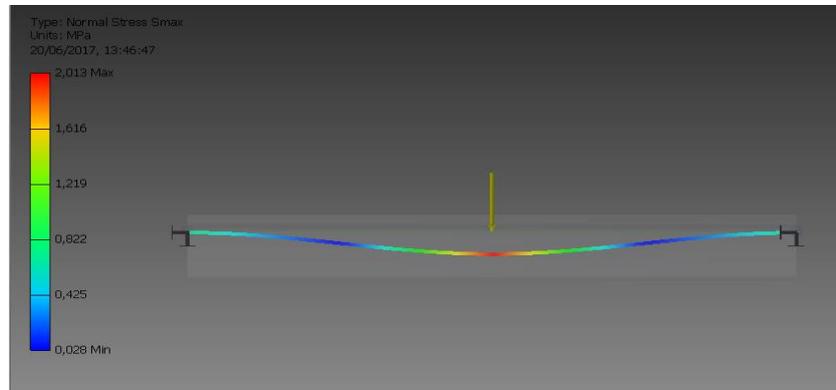


Fig. 3.38. Esquema de las tensiones normales.

En el siguiente diagrama (fig. 3.39) se muestran las tensiones normales mínimas determinadas por la tercera hipótesis de resistencia provocada por la fuerza C' calculada en el capítulo anterior.

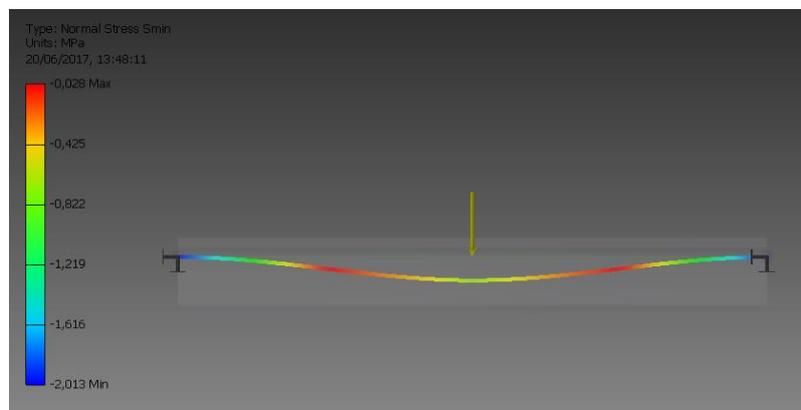


Fig. 3.39. Esquema de las tensiones normales mínimas.

En el siguiente diagrama (fig. 3.40) se muestran las tensiones tangenciales provocadas por la fuerza de cortante.

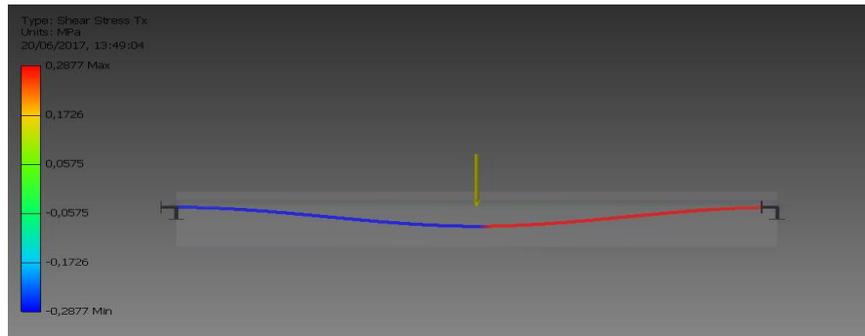


Fig. 3.40. Esquema de las tensiones tangenciales.

Nota.

Para el caso de la viga H-G no se realizó la simulación porque los resultados serán iguales que en el caso de la caja de transferencia, pues poseen la misma carga.

3.3.2. Simulación de la viga lateral.

En la siguiente (fig. 3.41) se muestra el desplazamiento descrito por las vigas.

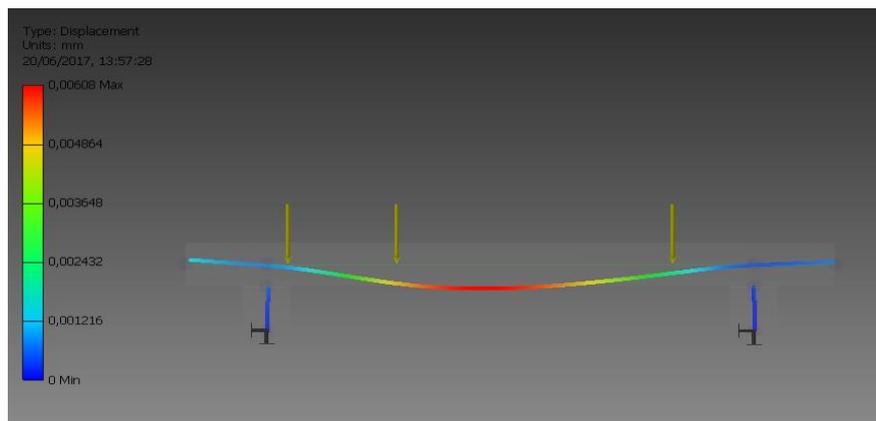


Fig. 3.41. Esquema de desplazamiento.

En la siguiente (fig. 3.42) se observa el diagrama del M_F (momento flector) y la deformación en las vigas, producto de las fuerzas que transmiten éstas, donde van apoyados los elementos del banco. Este diagrama y sus valores difieren del calculado manualmente en el capítulo anterior porque el software toma las vigas como partes independientes, ya que los centroides no coinciden el uno con el otro.

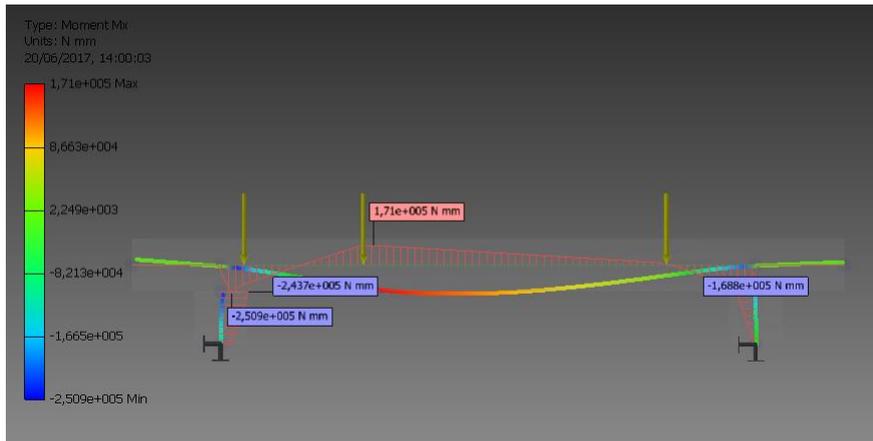


Fig. 3.42. Esquema del M_F (momento flector).

En el siguiente diagrama (fig. 3.43) se muestran las tensiones normales máximas determinada por la tercera hipótesis de resistencia provocada por las fuerzas transmitidas por las vigas que sostienen los elementos del banco calculadas en el capítulo anterior.

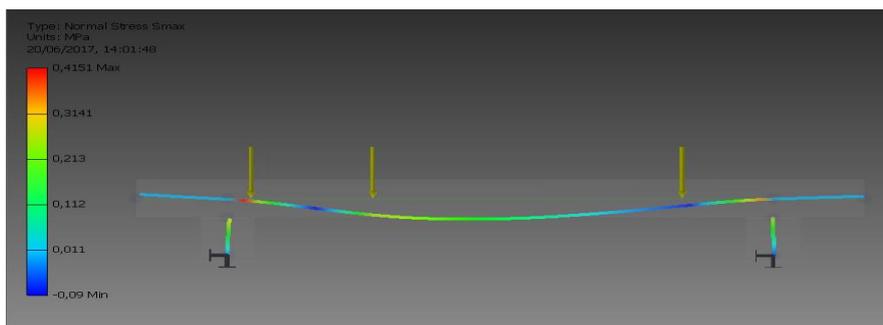


Fig. 3.43. Esquema de las tensiones normales máximas.

En el siguiente diagrama (fig. 3.44) se muestran las tensiones normales mínimas determinada por la tercera hipótesis de resistencia provocada por las fuerzas transmitidas por las vigas que sostienen los elementos del banco calculadas en el capítulo anterior.

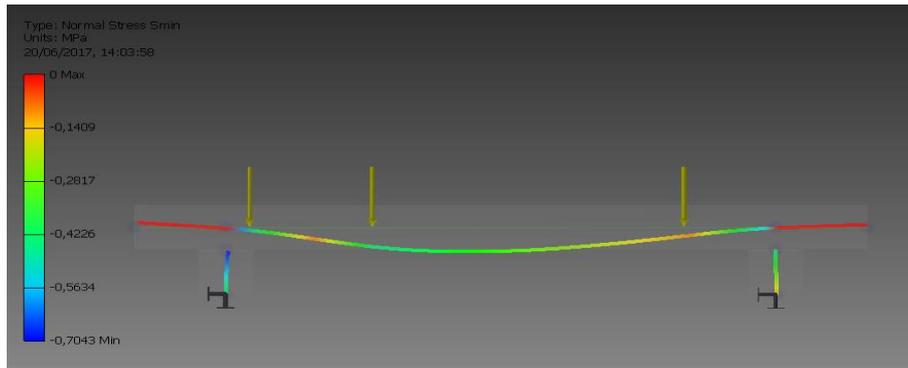


Fig. 3.44. Esquema de las tensiones normales mínimas.

En el siguiente diagrama (fig. 3.45) se muestran las tensiones tangenciales provocadas por la fuerza de cortante.

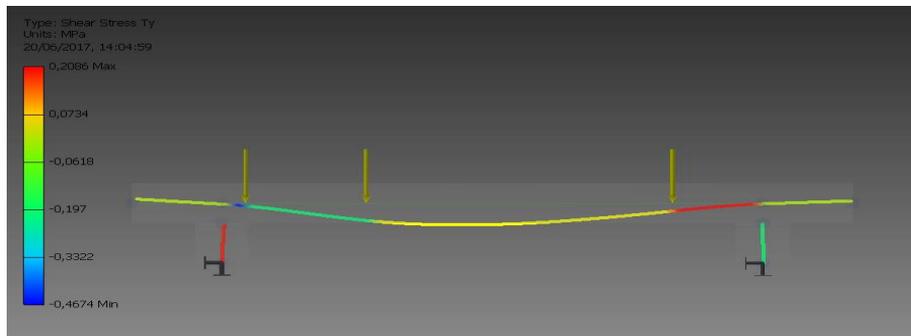


Fig. 3.45. Esquema de las tensiones tangenciales.

En el siguiente diagrama (fig. 3.46) se muestra el diagrama de momento flector provocado por las fuerzas que actúan en el plano XZ de la viga lateral.

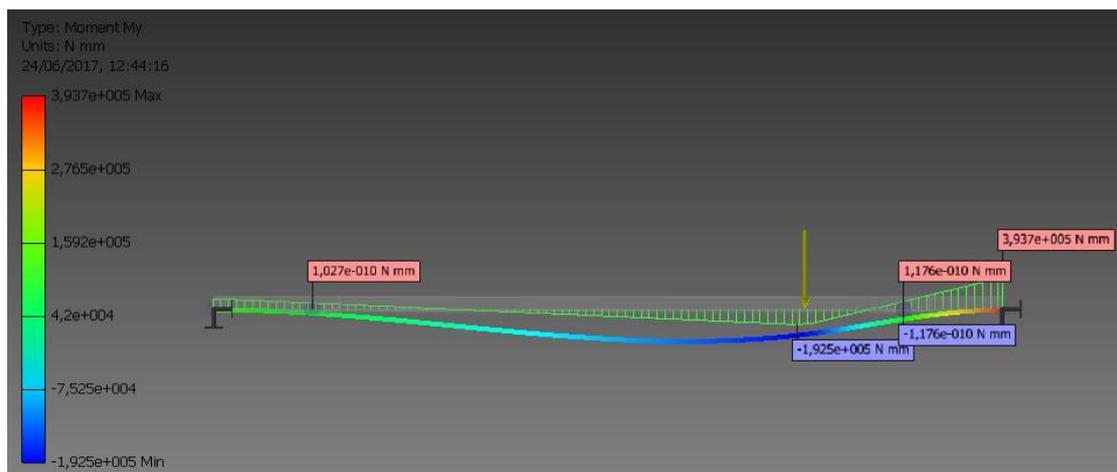


Fig. 3.46. Esquema del momento flector.

En el siguiente diagrama (fig. 3.47) se muestra el diagrama de momentos torsores que actúan en la viga lateral.

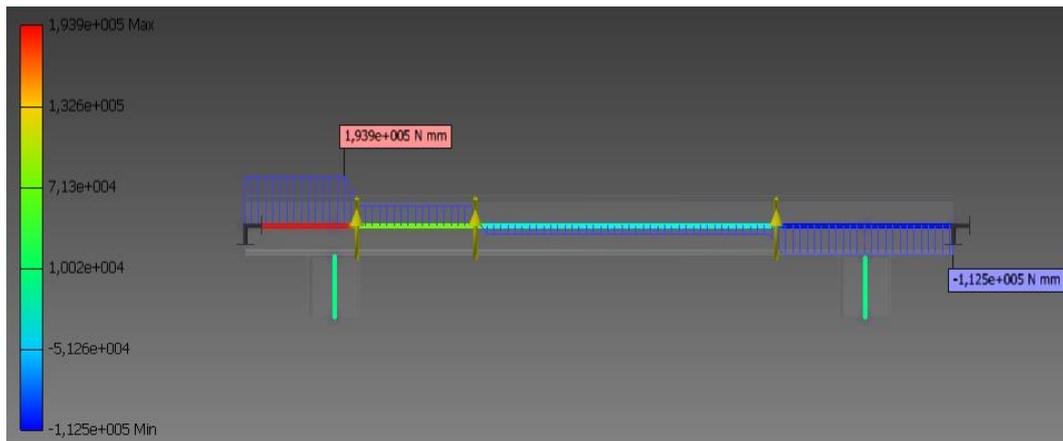


Fig. 3.47. Esquema de los momentos torsores.

3.3.3. Simulación del banco de pruebas.

En el siguiente diagrama (fig. 3.48) se muestra los desplazamientos que se generan en el banco de pruebas en cada una de las vigas, generada por las reacciones de los elementos empleados.

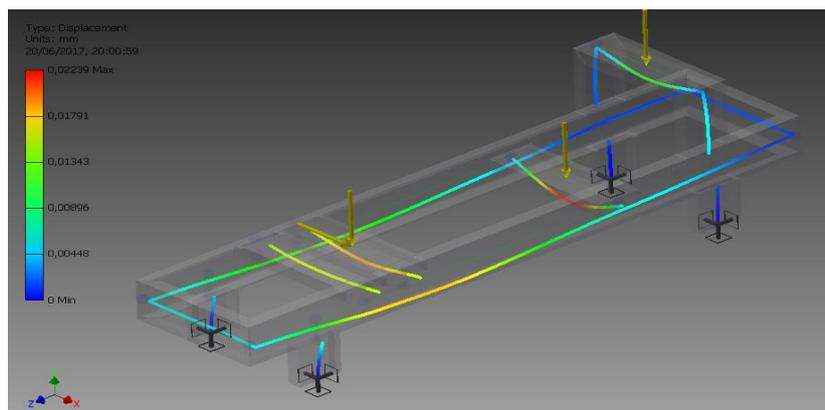


Fig. 3.48. Diagrama de desplazamiento

En el siguiente diagrama (fig. 3.49) se muestran las fuerzas de cortante que generan en el banco de pruebas en cada una de las vigas para el plano que posee el máximo valor.

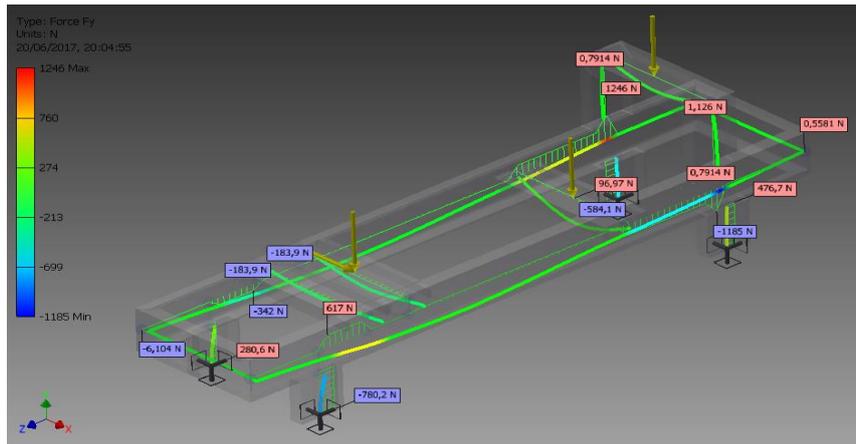


Fig. 3.49. Diagrama de cortante.

En el siguiente diagrama (fig. 3.50) se muestran los momentos flectores que generan en el banco de pruebas en cada una de las vigas para el plano que posee el máximo valor.

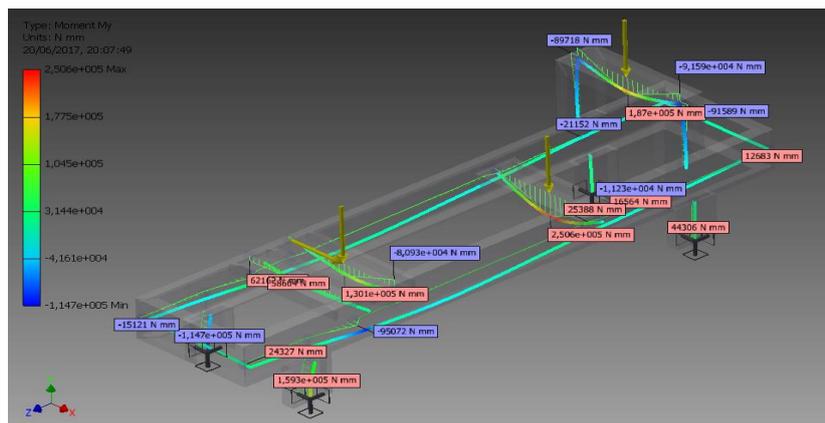


Fig. 3.50. Diagrama de momento flector.

En el siguiente diagrama (fig. 3.51) se muestran las tensiones normales máximas determinada por la tercera hipótesis de resistencia.

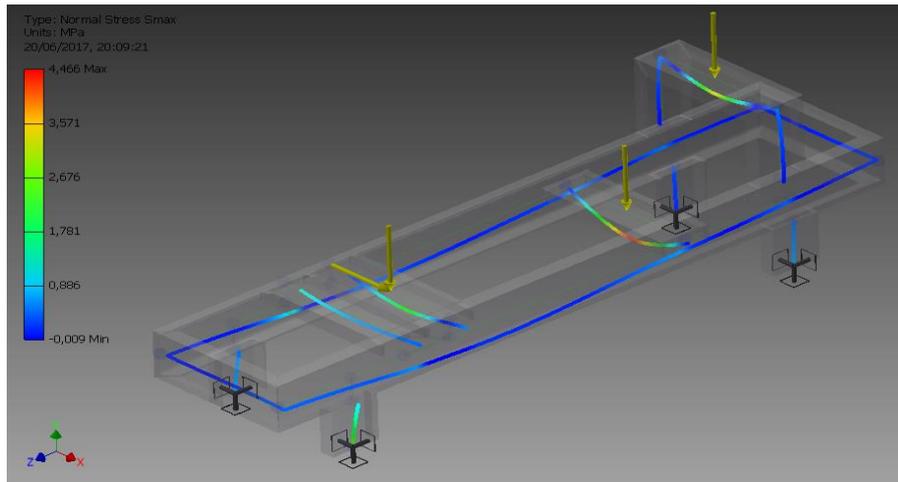


Fig. 3.51. Diagrama de tensiones normales máximas.

En el siguiente diagrama (fig. 3.52) se muestran las tensiones normales mínimas determinadas por la tercera hipótesis de resistencia.

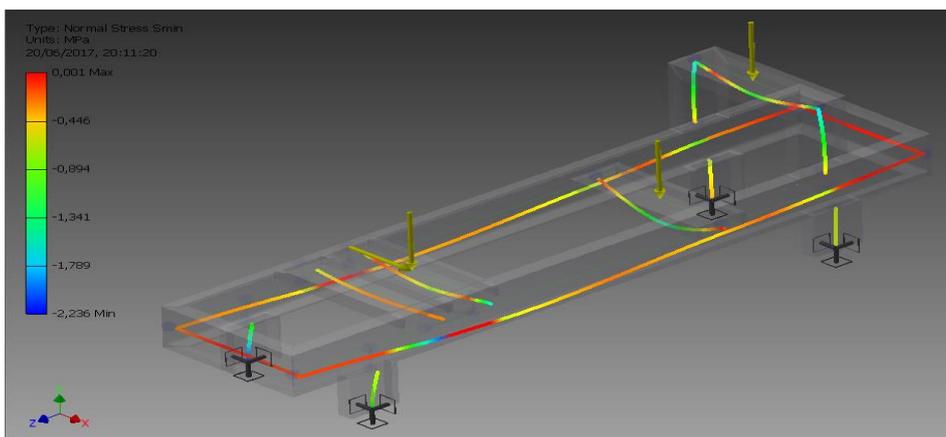


Fig. 3.52. Diagrama de tensiones normales mínimas.

En el siguiente diagrama (fig. 3.53) se muestran las tensiones tangenciales provocadas por la fuerza de cortante en el plano donde se produce el mayor valor.

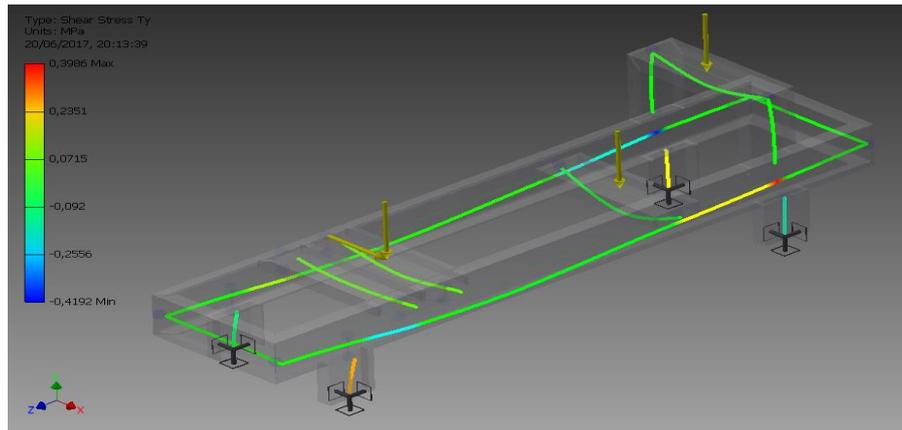


Fig. 3.53. Diagrama de tensiones tangenciales.

En el siguiente diagrama (fig. 3.54) se muestran las tensiones torsionales en cada una de las vigas.

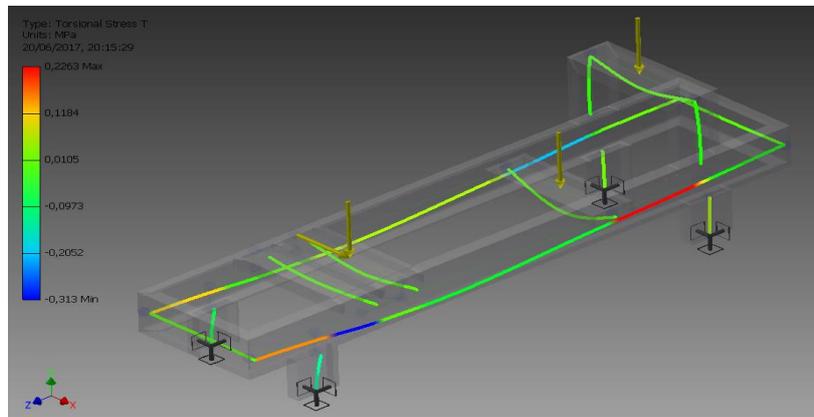


Fig. 3.54. Diagrama de tensiones torsionales.

3.4. Conclusiones parciales.

1. En este capítulo se simuló el Banco de Prueba en el software Autodesk Inventor 2015, para la caja de traspaso y la caja de cambio de velocidades.
2. En el caso de la caja de transferencia se obtuvo que el valor del momento flector en el plano YZ de la viga lateral fue de $Mf_y = 0.171 \text{ kN} - \text{m}$, en el plano XZ es igual $Mf_x = 0.394 \text{ kN} - \text{m}$ y el momento torsor $Mt_{m\acute{a}x} = 0.128 \text{ kN} - \text{m}$.
3. En el caso de la caja de cambio de velocidades se obtuvo que el valor del momento flector en el plano YZ de la viga lateral fue de $Mf_y = 0.171 \text{ kN} - \text{m}$, en el plano XZ es igual $Mf_x = 0.394 \text{ kN} - \text{m}$ y el momento torsor $Mt_{m\acute{a}x} = 0.194 \text{ kN} - \text{m}$.

Conclusiones Generales

1. Se caracterizaron las fallas que pueden ocurrir en las cajas de traspaso y en las cajas de cambio de velocidades, en el momento en que se realicen las pruebas, además, se mostraron los instrumentos y las vías para realizar la medición de las mismas.
2. Se conceptualizaron el camión KRAZ, las cajas de traspaso y las cajas de cambios de velocidades para el diseño del Banco de Prueba, el cual se adecuó a la forma en que están sujetadas las cajas en el camión.
3. Se realizaron los cálculos necesarios para la posterior selección de los diferentes elementos estructurales que conforman la estructura del Banco de Pruebas, evaluando la resistencia de cada uno de ellos.
4. Por medio del software Autodesk Inventor 2015 se realiza la comprobación de los resultados obtenidos por los métodos clásicos de la resistencia de materiales, donde nos permite observar que el comportamiento de la estructura es similar a los resultados ya obtenidos anteriormente.

Recomendaciones

1. Se recomienda realizar la tecnología de fabricación del banco de pruebas en trabajos posteriores.
2. Se recomienda la adquisición de los instrumentos propuestos en el trabajo para la obtención de los datos necesarios.

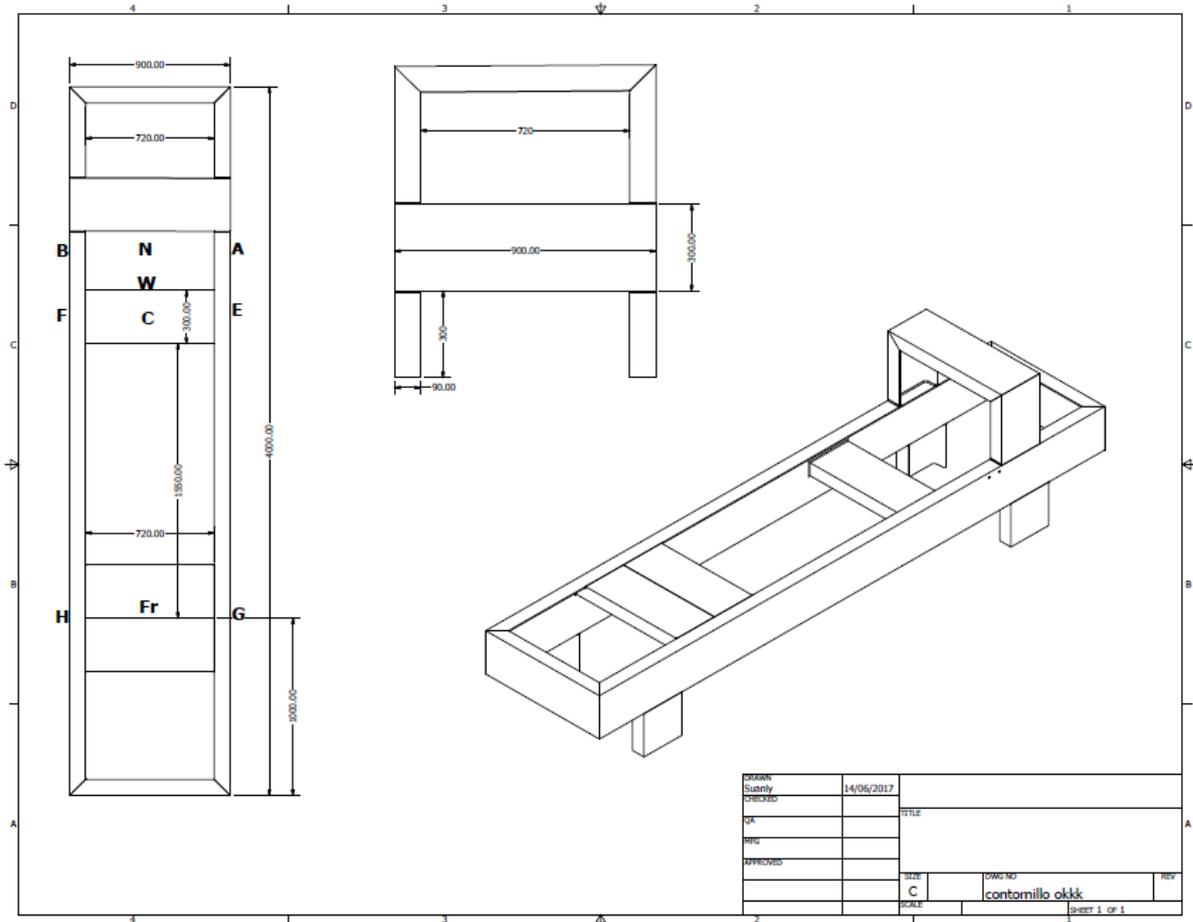
Bibliografía:

1. 57-39:84, N. (1984). *Aseros y sus laminados Selección (Vol. I)*.
Comite Estatal de Normalización.
2. A. Royo, J., Rabanaque, G., Torres, & Fernando. *Análisis de vibraciones e interpretación de datos*. Universidad de Zaragoza: DIDYF.
3. Alfonso Castro, L. F. (2014). *Diseño de la estructura de una Grúa Puente Tipo Pórtico de 5 toneladas para los Grupos Electrónicos de la Gerencia de ETECSA*. Cienfuegos.
4. American Welding Society. (2002). *Structural Welding Code-Steel*. AWS D 1.1/1.1M.
5. Arias-Paz. (2014). *Manual del automóviles (55 ed.)*. Madrid, España: CIE DOSSAT 2000.
6. Baránov, G. (1979). *Curso de Teoría de Mecanismos y Máquinas*. Moscú: MIR.
7. Cabello, J.J. (2005). *Cálculos de Elementos de Máquinas*, Cienfuegos: Editorial Universidad de Cienfuegos.
8. Castro Sánchez, J. (2010). *Diseño de un banco de pruebas para cajas de cambio de marchas*.
9. Corporación Motor Giga (1998). *Banco de Prueba-Definición-Significado*. Recuperado de <http://bancodepruebamotorgiga.com>.
10. Dobrovolski, V. (1970). *Elementos de máquinas*. Moscú: MIR.
11. Díaz-Ovalle, D.S., Espinoza Rodríguez, D.F., Garzon, Z. (2015). *Elaborar Banco Probador de Cajas Mecánicas para el Taller de Automecatrónica de la Universidad de los Libertadores*. Tesis e Grado. Fundación Universitaria Los Libertadores. Bogotá.
12. Expert Machinery Tester. (2017). *Catalogo del Vibrometro Pre5050*. Recuperado el 15 de Junio de 2017, de www.preditec.com

13. Faires, V.M. (2010). *Diseño de Elementos de Máquinas*. Barcelona: Montaner y Simon S.A.
14. F. Sarmiento, D. *Cajas de Velocidades*. IPPEM.
15. Fernández Levy, G. (1983). *Resistencia de Materiales (Vol. II)*. Ciudad de la Habana: Pueblo y Educación.
16. García Sánchez, A. (Junio 2010). *Diseño de banco de prueba de potencia circulante para el asentamiento de las cajas de traspaso de los camiones KRAZ después de reparadas en SOMEK*. Cienfuegos.
17. I. Feodosiev, V. (1988). *Resistencia de Materiales* (3 ed.). (P. G. Mora, Trad.) Moscú, Rusia: Mir.
18. *Manual de Explotación 256B1-3902010-00PE*. (2015). Ucrania.
19. Ndapewa-Knaparda, H. (2015). *Método de Cálculo de vigas asimétricas soldadas y su modelación por el Método de los Elementos Finitos*. Trabajo de Diploma. Facultad de Ingeniería Mecánica. Cienfuegos.
20. Pisarenko, A. P. (1979). *Manual de Resistencia de Materiales*. Moscú.: Mir.
21. *Twilight, Instrumentos de Medición Industrial*. (2000-2015). Recuperado el 15 de Junio de 2016, de www.twilight.mx.

Anexos

Anexo 1 Vistas del Banco de Pruebas para la caja de transferencia.



Anexo 2 Vistas del Banco de Pruebas para la caja de cambio de velocidades.

