

Trabajo de Diploma

*TÍTULO: REDISEÑO DEL BASCULANTE DEL CAI
"CIUDAD CARACAS" PARA LOGRAR MAYORES
CAPACIDADES DE DESCARGA.*

Autor: Henry Rodríguez Viera.

*Tutores: Ing. Mario Javier Cabello Ulloa.
Dr. Rafael Goitisoló Espinosa.
Ing. Javier Rodríguez García*

*"Año del 50 aniversario del triunfo de la Revolución"
Cienfuegos, Cuba
2008 - 2009*

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 de Vicedecano

Firma de Tutor

Pensamiento



Pensamientos

"Hace falta una mente muy poco corriente para acometer el análisis de lo obvio".

Alfred North Whitehead (1861-1947) Filósofo y matemático inglés.

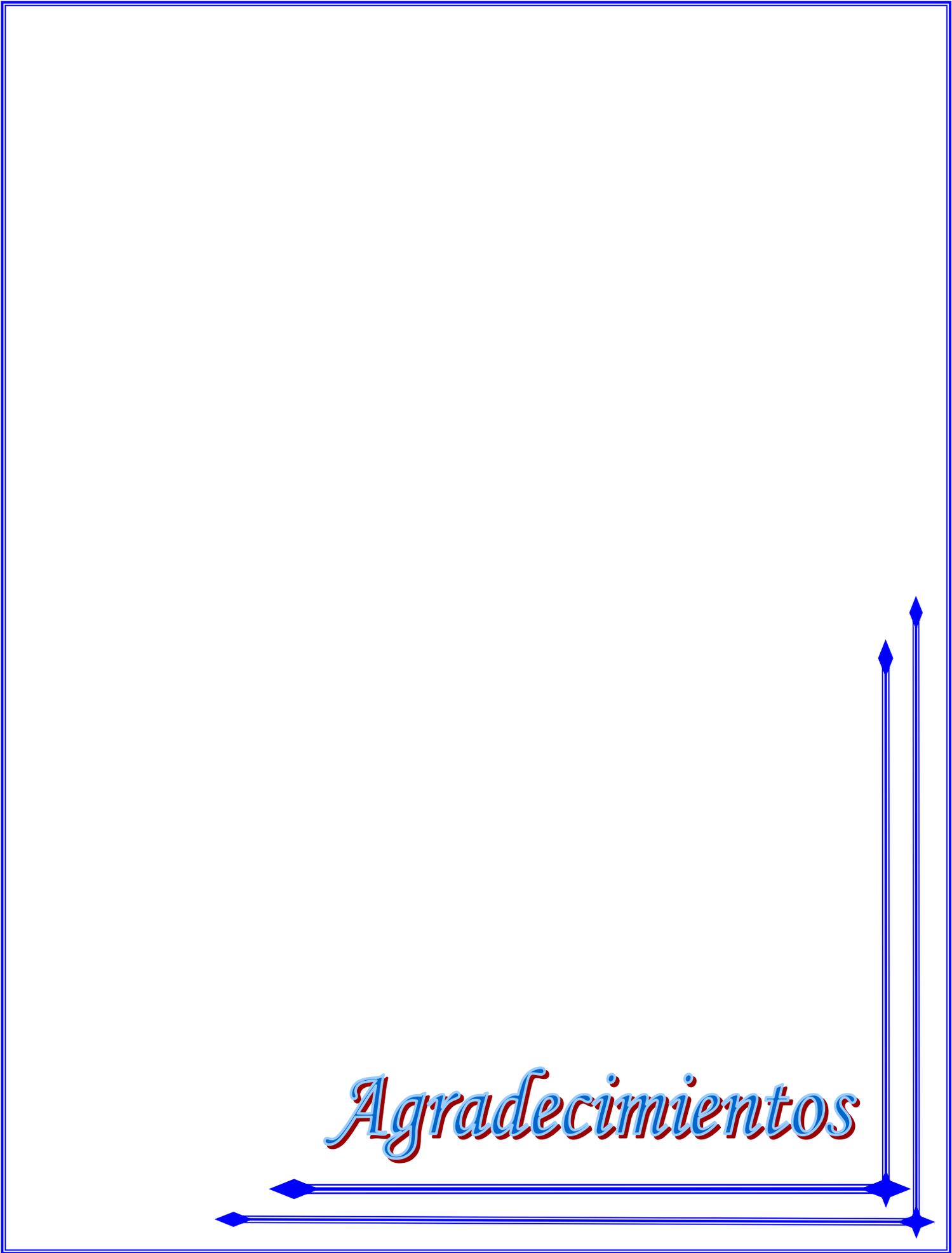
"Investigar es ver lo que todo el mundo ha visto, y pensar lo que nadie más ha pensado".

Albert Szent-Györgi (1893-1986) Bioquímico húngaro-estadounidense.

La mayor parte de las ideas fundamentales de la ciencia son esencialmente sencillas y, por regla general, pueden ser expresadas en un lenguaje comprensible para todos.

Albert Einstein (1879-1955) Científico alemán.

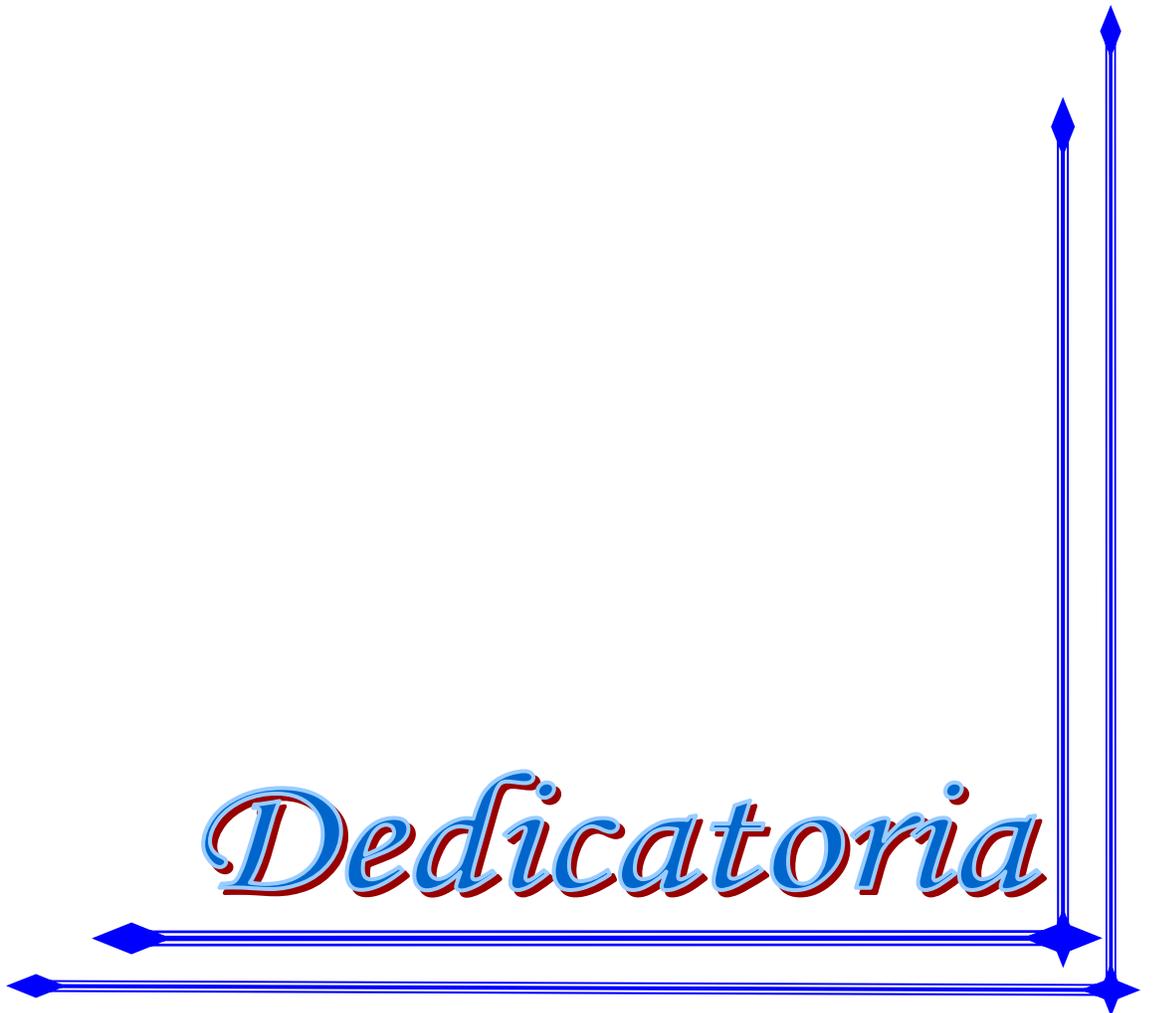
Agradecimientos



Agradecimientos

- ✚ A mis tutores el Ing. Mario Javier Cabello Ulloa y el Dr. Rafael Goytisoló Espinosa que me ayudaron en la realización de mi Trabajo de Diploma.
- ✚ A mis amigos y compañeros del aula que me han ayudado en todo momento.
- ✚ A todos aquellas personas que de una forma u otra han tenido que ver y se han preocupado por mi Trabajo de Diploma.
- ✚ A todos muchas gracias.

Dedicatoria



Dedicatoria

- ✚ A mi madre Nancy Viera Pozo y mi padre Digno Rodríguez que han sido mis primeros profesores y mis guías desde que nací y que han contribuido, tanto en mi formación vocacional como profesional.
- ✚ A mi hermano Harry Rodríguez Viera que sin su gran preocupación no hubiese terminado a tiempo.
- ✚ A mi novia Ivet Martínez Sabina que con amor y cariño me ha apoyado en todo momento.
- ✚ De forma especial a todos mis amigos y compañeros de grado que han tenido que ver conmigo en todo momento.

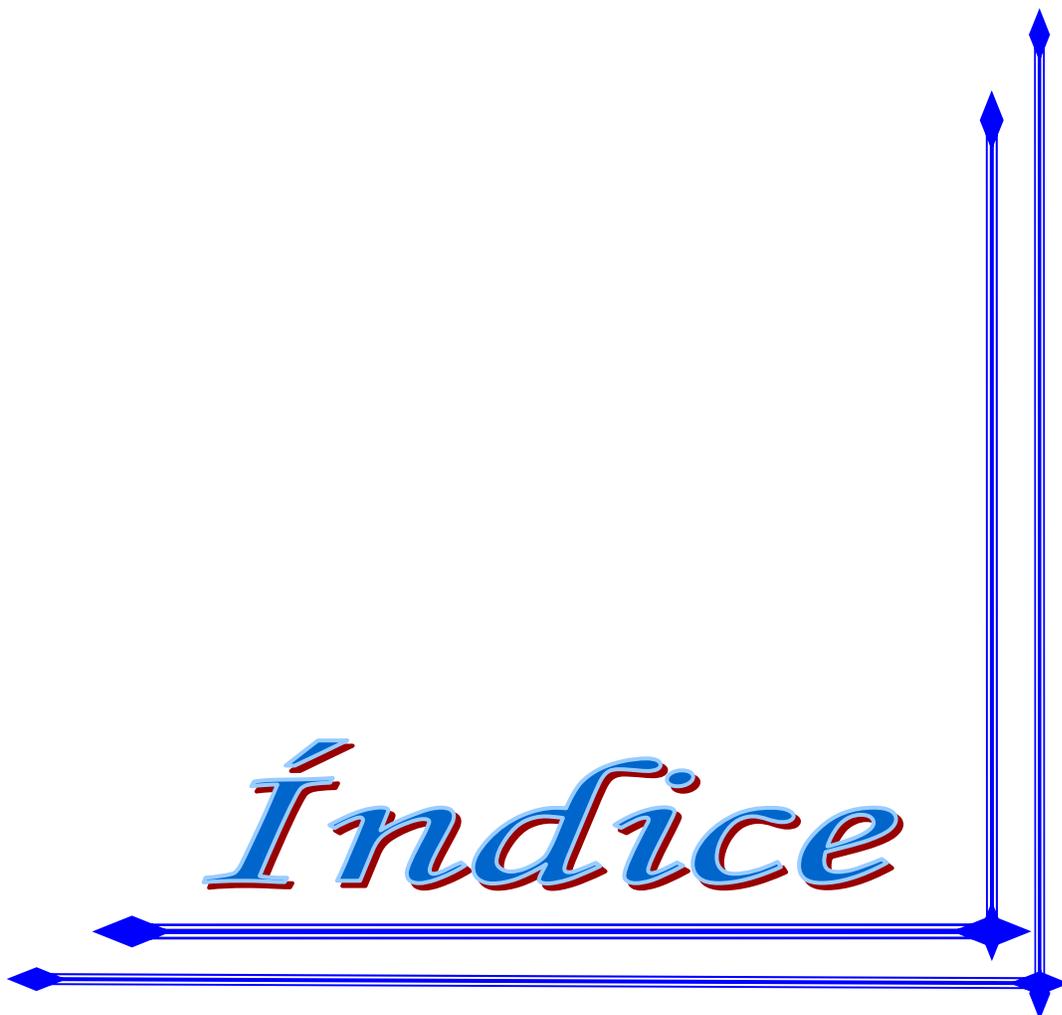
Resumen



Resumen:

En este Trabajo se describe en primer lugar las particularidades y características de los basculantes o viradores de caña, así como se realiza una revisión bibliográfica en la que se buscan metodologías de diseño o estudios realizados que contengan cálculos para lo mismo. Además se caracterizan el basculante y los camiones empleados en el CAI Caracas del municipio de Lajas en la Provincia de Cienfuegos incluyendo los nuevos de marca BEIBEN, determinando todas sus dimensiones y magnitudes características, como son los centros de masas. También se realiza un estudio detallado del funcionamiento de este equipo encontrándose todas las ecuaciones que responden a los parámetros que lo caracterizan, permitiendo valorar algunos criterios que dieron solución a los problemas planteados de la necesidad de aumentar capacidades con camiones hasta 20 toneladas. Se comprueba la resistencia de toda la estructura y se garantiza mediante una modificación propuesta el correcto funcionamiento del mismo.

Índice



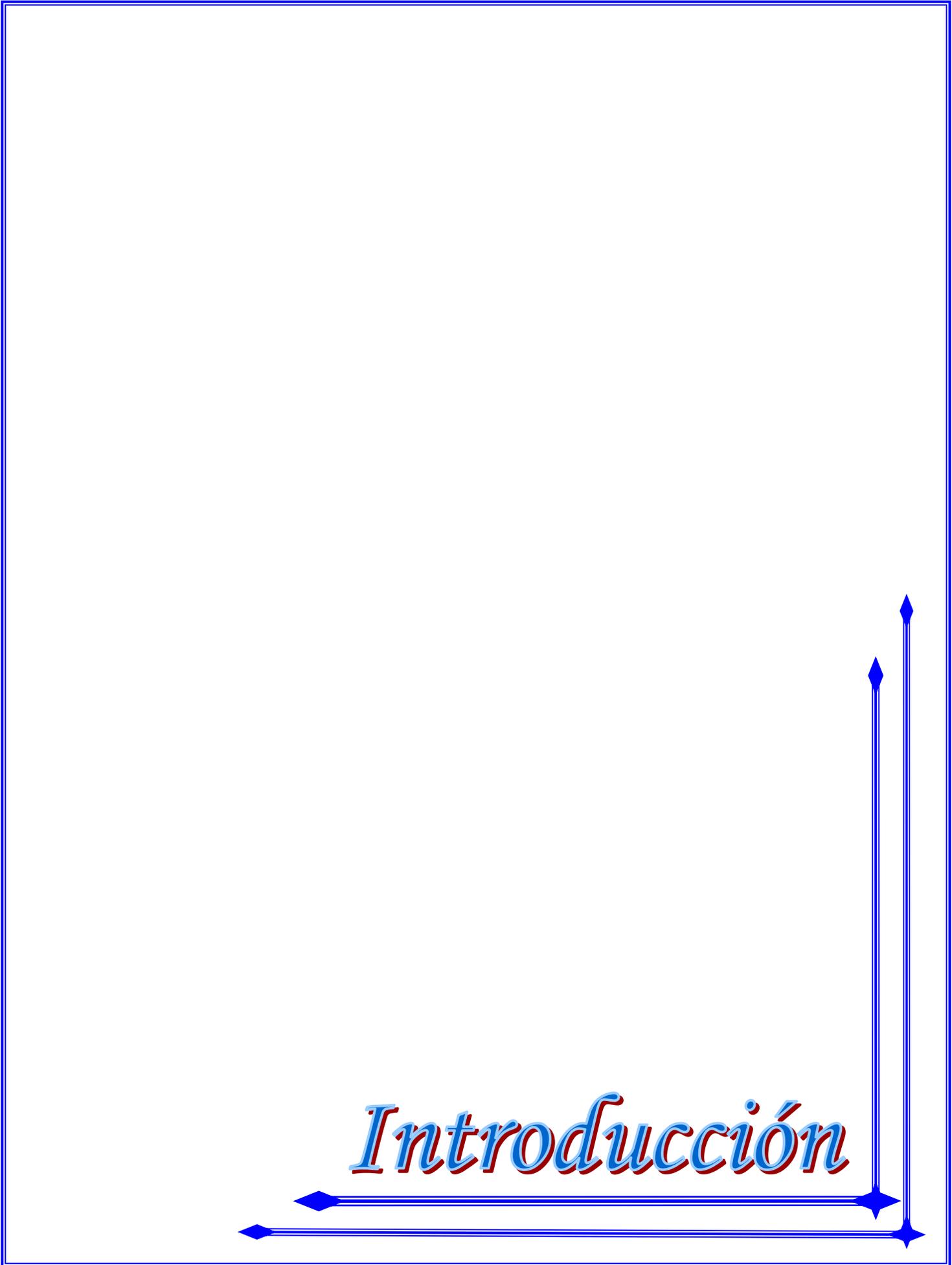
ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	1
Justificación del estudio.....	2
Problema de Investigación	2
Hipótesis de la Investigación	3
Objetivo General	3
Objetivos específicos.....	3
CAPÍTULO I CARACTERÍSTICAS OPERATIVAS Y DE DISEÑO DE LOS DISTINTOS TIPOS DE BASCULANTE.....	4
1.1. Descripción del área del Basculador de la industria azucarera.	4
1.1.1. Área de recepción y preparación de la caña.....	4
1.1.2. Basculante o Viradores.....	6
1.2. Tipos de basculante instalados en cuba	8
1.3. Características del basculante empleado en el CAI Caracas	10
1.4. Fallas en el basculante de Caracas.....	12
1.5. Búsqueda en la literatura especializada de una metodología de cálculo para el diseño de basculante	13
1.6. Conclusiones del Capítulo.....	19
CAPÍTULO II DETERMINACIÓN DE LAS CARACTERÍSTICAS DE LA INSTALACIÓN BASCULANTE Y DE LOS CAMIONES A EMPLEAR.....	20

2.1. Características estructurales actuales del basculante del CAI "Ciudad Caracas"	20
2.2. Descripción del funcionamiento actual del basculante	22
2.3. Descripción del transporte utilizado en el CAI "Central Caracas"	23
2.3.1. Características de los Camiones que se emplean actualmente por la industria azucarera (KAMAZ)	24
2.3.2. Características de los Camiones nuevos a emplear por la industria azucarera (Camiones de procedencia China y Marca BEIBEN)	26
2.4. Cálculos del centro de masa para los camiones chinos de marca BEIBEN y los KAMAZ	33
2.5. Distribución del peso total de los camiones KAMAZ y BEIBEN en las ruedas delanteras y traseras (Fd y Ft)	40
2.6. Conclusiones del Capítulo	49
CAPÍTULO III CÁLCULOS DE LA RESISTENCIA Y FUNCIONALIDAD DEL BASCULANTE.	50
3.1. Planteamiento del esquema de análisis a emplear	50
3.2. Planteamiento del modelo a utilizar.	55
3.3. Comportamiento de las cargas en el basculante para KAMAZ y BEIBEN	62
3.4. Calculo de la resistencia de los elementos de la plataforma	74
3.4.1. Resistencia de la plataforma:	74
3.4.2. Determinación de la resistencia del pasador	81
3.5 Comprobación de la resistencia con el software Mechanical Desktop 2002.	84

3.6. Análisis del funcionamiento del basculante y Comprobación del cilindro de accionamiento.....	91
3.7. Análisis de las posibles modificaciones del basculante para aumentar capacidad.	92
3.7.1. Cálculo del mecanismo de accionamiento con las modificaciones propuestas.	95
3.7.2. Recálculo de la resistencia	99
3.7.3. Propuesta definitiva de modificación al basculante para mejorar la capacidad de descarga.....	105
3.8. Valoración económica de la variante propuesta.	107
3.9. Conclusiones del Capítulo	108
CONCLUSIONES	109
RECOMENDACIONES	110
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	111
ANEXOS	

Introducción



Introducción

La Industria Azucarera es una de las más antiguas, por lo que su estudio data de muchos años atrás. En nuestro país fue introducida por la colonia y ha transcurrido por varias etapas hasta la actualidad.

La elaboración de azúcar en Cuba ha tenido un gran significado e importancia para su economía ya que ha llegado a depender de esta en algunas etapas, en los últimos años las cotizaciones comenzaron a mejorar, tanto así, que a fines del 2005, remontaron a 17 centavos de dólar la libra y se mantienen en la actualidad sobre los 10 centavos de dólar la libra. Ante el repunte, el gobierno cubano decidió dedicar recursos a la reactivación del sector y aumentar la siembra de caña.

Como parte de esta reactivación para la actual zafra se han hecho varias inversiones por el MINAZ desde el año 2008, con el objetivo de mejorar la eficiencia de esta, como parte de esto se comenzaron a recibir nuevos equipamientos para el corte y transportación de la caña en el central de la provincia de Cienfuegos CAI “Ciudad Caracas”, entre estas se encuentran la adquisición de varios camiones chinos de marca (BEIBEN) destinados a la transportación de la caña hacia los centrales que pueden elevar a 31,5 toneladas su posibilidad real de carga, que gracias a sus características técnicas y económicas, estos presentan ventajas respecto al tradicional parque de carros automotores empleados por Cuba en la zafra azucarera, los camiones procedentes de China se destinan, prioritariamente, a trasladar la caña cortada por las más modernas máquinas cosechadoras, en especial las compradas a Brasil siendo otra de las inversiones realizadas por Cuba para la industria azucarera, estas nuevas combinadas realizan una mayor limpieza en la caña y elimina el convencional paso por los centros de acopio y los camiones chinos descargarán entonces directamente en el basculante del central.

Introducción

Dentro del área de recepción de la caña, ver figura 1.1 se encuentra el basculante o virador de camiones, el cual tiene como objeto el viraje de los camiones para depositar o introducir la caña en el central.



Fig. 1 Vista del Área del Basculante del CAI Caracas.

Justificación del estudio

Con la entrada de los nuevos camiones Chinos la capacidad de descarga de caña a la instalación por camión aumenta, ya que anteriormente se empleaba el camión KAMAZ cuya capacidad de carga es de 10 T mientras que los nuevos camiones la elevarían hasta 20 T. Esto trae consigo la posible incapacidad de viraje o el mal funcionamiento para el basculante existente.

Problema de Investigación

La incapacidad técnica del viraje mediante el basculante de camiones con mayores capacidades de caña.

Hipótesis de la Investigación

Es posible realizar un rediseño en el basculante del Central CAI “Caracas” para lograr mayores capacidades de viraje, considerando la menor afectación en la economía de la entidad.

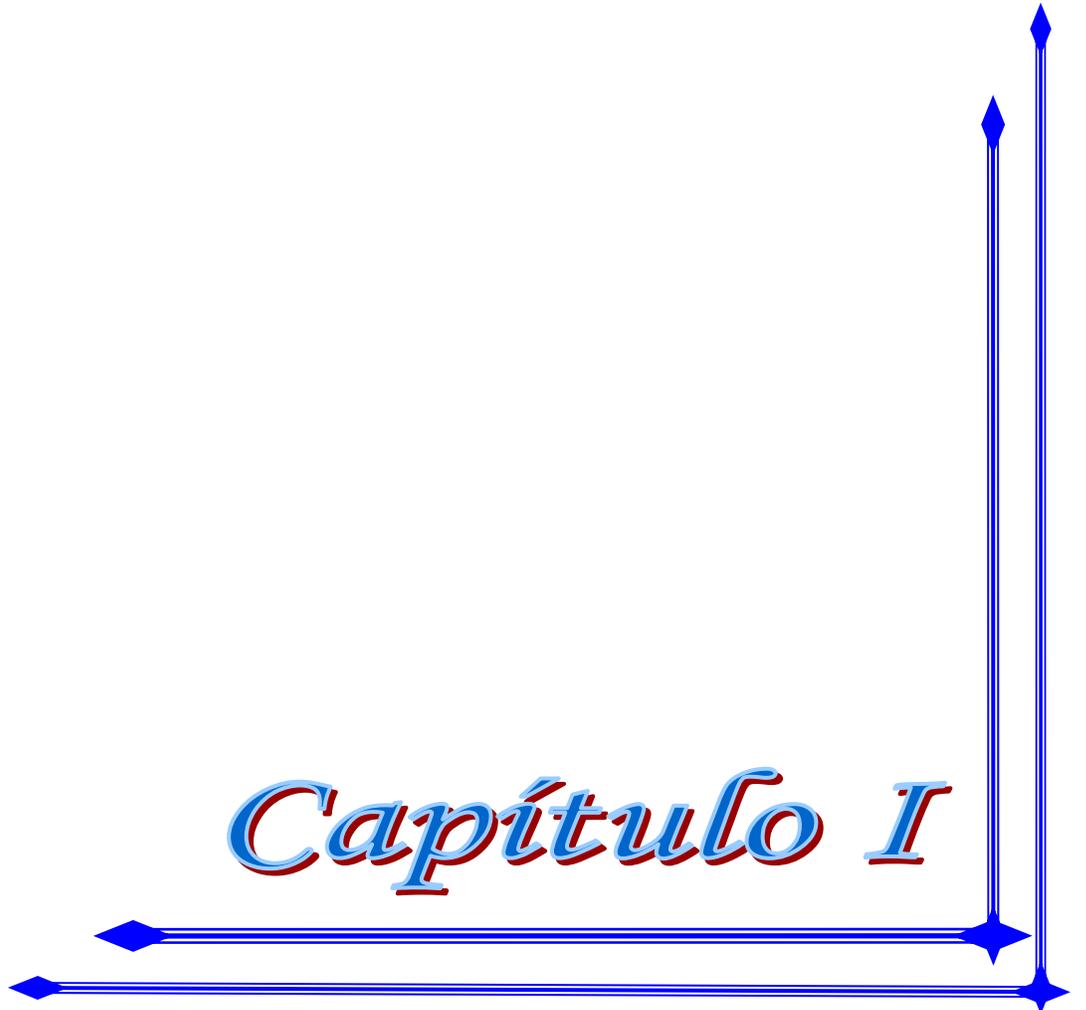
Objetivo General

Rediseñar el basculante de la instalación de descarga del CAI “Caracas” para lograr mayores capacidades.

Objetivos específicos

- 1) Realizar una búsqueda de información sobre los tipos, capacidades y metodologías de diseño de los basculantes utilizados en la industria azucarera para el tiro de caña en Cuba y el mundo.
- 2) Calcular el basculante existente sin modificación al descargar camiones chinos de marca (BEIBEN) a máxima capacidad. Determinar las posibles fallas e incapacidades del mismo.
- 3) Realizar un estudio de variantes con factibilidad técnica para el rediseño del basculante.
- 4) Mediante un sencillo análisis técnico – económico, definir la mejor variante para el rediseño del basculante.

Capítulo I



Capítulo I Características operativas y de diseño de los distintos tipos de basculante.



Capítulo I Características operativas y de diseño de los distintos tipos de basculante.

1.1. Descripción del área del Basculador de la industria azucarera.

1.1.1. Área de recepción y preparación de la caña.

Esta es el área por donde se recibe la materia prima por lo que debe estructurarse con el equipamiento más idóneo según los medios de transporte con que cuenta el ingenio.

Los medios de transporte más adecuados son:

Tabla 1.1 Medios de transportación y capacidades típicas de los vehículos utilizados por la industria azucarera en Cuba y en el CAI “Central Caracas”.

MEDIO DE TRANSPORTE	CAPACIDAD TÍPICA
Carro de ferrocarril	28 toneladas (2464 @s)
Camiones B8	8 toneladas (704 @s)
Carretas	6 toneladas (528 @s)
Camiones KAMAZ	10 toneladas
Camiones BEIBEN	20 toneladas

Capítulo I Características operativas y de diseño de los distintos tipos de basculante.

Al área de descarga o recepción se le denomina comúnmente basculador.

En esta área se pueden instalar los siguientes equipos:

- Viradores de ferrocarril.
- Viradores de camiones (basculante).
- Percheros.

Los viradores de camiones y de ferrocarril serán explicados más adelante.

El perchero es un aditamento que, con el auxilio de una grúa y de dispositivos adecuados, sirve para descargar la carreta.

Las funciones del área son:

- Recibir la caña.
- Prepararla para su molienda posterior.
- Alimentar al tándem.

Por eso al área integralmente se le dota con el siguiente equipamiento básico (además de los viradores y los percheros):

- Winches.
- Esteras alimentadoras.
- Esteras elevadoras.
- Rompe bultos y niveladores.
- Cuchillas picadoras y/o desfibradoras.
- Separadores magnéticos.

Capítulo I Características operativas y de diseño de los distintos tipos de basculante.



1.1.2. Basculante o Viradores.

Basculante: En los basculante hay que distinguir dos tipos característicos, (HUGOT, E. 1980) uno que se vira de cabeza y otro que se vira de costado, para virar camiones y carros de ferrocarril accionados por medio de presión hidráulica. Consisten en una plataforma paralela y al costado, o en la cabeza del conductor, cuando es para virar o descargar por la cabeza, cuya plataforma esta provista de carriles para dar entrada y salida a los carros. Como es natural, cuando se usa el basculante para virar o descargar la caña de cabeza, no hay posibilidad de dar salida al carro por otro lado que no sea por el mismo lado de la entrada, por lo cual este inconveniente de los basculante de virar de cabeza ha sido motivo de que su uso vaya declinando y al mismo tiempo se vayan empleando con frecuencia los de virar por un costado, además el basculante de virar de cabeza tiene el inconveniente de que los carros tienen que ser cerrados por lados con tablones de madera, cosa esta que encarece la manipulación y el equipo, lo que no sucede con los carros para basculante de un costado porque los carros llevan las paredes normales, ya sean de jaula, de hierro o de madera, y cuando entran al basculante pueden salir continuamente empujado por el siguiente carro a descargar, y tiene la ventaja, además de que pueden entrar el basculante de cualquier lado porque ambos están preparados en la misma forma para la descarga.

Estos basculante son accionados por medio de presión hidráulica, debajo de la plataforma que vira el carro hay dos o tres cilindros de hierro con pistones salientes acoplados a dos o tres palancas articulados a la plataforma, distribuidos simétricamente. Estos cilindros son accionados por presión hidráulica que hace que el pistón de los mismos ascienda o descienda inclinando la plataforma ya sea para virar el carro o para volverlo a su lugar inicial. El equipo hidráulico consta de un tanque de conveniente capacidad para depósito de emulsión una bomba centrífuga accionada por electromotor, y las tuberías de ida y de retorno del líquido que están debajo de la plataforma.

Capítulo I Características operativas y de diseño de los distintos tipos de basculante.

También hay basculante para camiones los cuales descansan en los mismos principios estudiados para carros de ferrocarril y que no se diferencian nada más en que estos no llevan, como es natural, los raíles, constando de una plataforma para virar el camión por la parte trasera del mismo.

En la literatura(1986; G H Jenkins 1984; Ing Fernando Veras Rojas 1984; Diseño: Hnos Alpizar s.d.; Guilford L Spencer D.Sc. 1932; VI Anuriev. ; Fernando Veras Rojas s.d.) se describen varios tipos, pero el más usual es el accionado hidráulicamente mediante una plataforma basculante y un cilindro hidráulico accionado por bombas centrífugas o reciprocantes con tanques auxiliares de almacenamiento de agua.

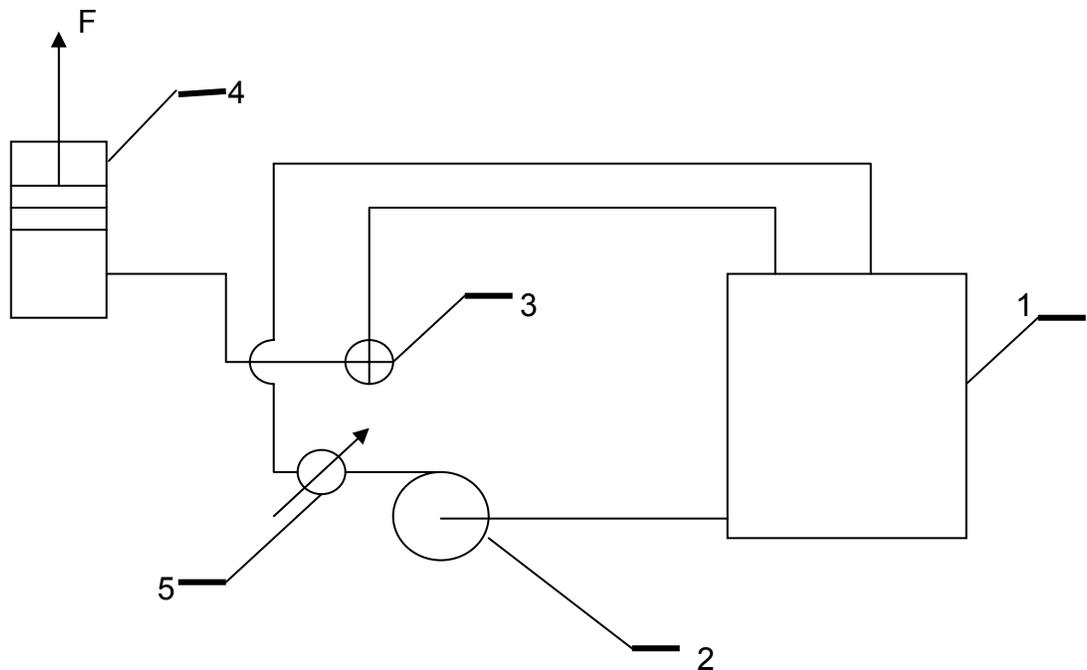


Figura 1.1 Esquema típico de la instalación hidráulica.

1.- Tanque de almacenamiento.

Capítulo I Características operativas y de diseño de los distintos tipos de basculante.



- 2.- Bomba.
- 3.- Válvula de cierre.
- 4.- Cilindro Hidráulico.
- 5.- Válvula de sobre presión.

1.2. Tipos de basculante instalados en cuba

Los tipos de basculante o viradores instalados en Cuba por la industria azucarera presentan comunes características físicas y técnicas, solo cambian en el tipo de accionamiento empleado para efectuar la elevación del vehículo y junto a esto la descarga de la materia (caña). En cuanto a sus dimensiones y estructura son similares debido al tipo de vehículo que se utiliza por la industria que generalmente son camiones KAMAZ y los B8 sin dejar de mencionar los trailers de los mismos, esto provoca que las plataformas de los viradores en la mayoría de los centrales cubanos presenten un dimensionamiento semejante donde lo que puede variar en ellos es el tipo de material que lo constituye y no en gran medida, estas plataformas son sostenidas por vigas de tipo I en todos los casos de basculas utilizadas y presentan un punto de pivote situado a determinada distancia del límite de la plataforma para facilitar el volteo de los camiones.

Los accionamientos que varían las características de los viradores se pueden caracterizar en dos tipos fundamentales:

- Mecanismos de tijera con cilindros hidráulicos.
- Cilindros hidráulicos de emulsión.

Capítulo I Características operativas y de diseño de los distintos tipos de basculante.



La aplicación principal del cilindro hidráulico de emulsión utilizado por la instalación del virador o basculante es empujar y levantar, ya que la posición en que se encuentra instalado es en el suelo, verticalmente para que el recorrido del vástago sea hacia arriba y así pueda lograrse lo que se desea. El vástago está unido a la plataforma de forma horizontal para cuando sea accionado el inicio de la operación (elevar el vehículo cargado), el vástago del cilindro haga su recorrido hasta dejar al vehículo a determinado ángulo que pueda descargar la materia es decir caña. El ángulo de trabajo límite de la misma es de 35°.

Existen además otros tipos de basculante utilizados por la industria azucarera cubana, que son los empleados para vagones de caña o carros de ferrocarriles transportados por locomotoras (vía férrea) que pueden cargar una mayor cantidad de caña, estimada por una media de 28 toneladas, estos mantienen el principio de los viradores de camiones, lo que la plataforma presenta sus dos raíles para sostener el carro y por supuesto lograr el movimiento de este sin que exista un descarrilamiento, siendo así, sus dimensiones son completamente distintas a los de los camiones adaptándose a las características de los carros de ferrocarril, en cuanto al tipo de accionamiento varía en diferentes centrales pero son parecidos a los de camiones, lo que se le añade otro accionamiento mas, es decir usan dos accionamientos iguales o semejantes con el objetivo de equilibrar las fuerzas que se deben aplicar para el descargue de la caña de azúcar. Para voltear el carro, debido a que estos tienen que realizar una mayor fuerza por su gran capacidad de carga que pueden contener. Estos basculante de carros de ferrocarril descargan a los viradores de forma lateral para no interrumpir la salida del que descarga y la entrada del próximo carro.

Capítulo I Características operativas y de diseño de los distintos tipos de basculante.



1.3. Características del basculante empleado en el CAI Caracas

El basculante empleado en el CAI “Central Caracas” para descargar la caña mediante camiones tanto KAMAZ, como B8, consta de un virador de tipo pivote hidráulico, con un ángulo de inclinación de la plataforma en trabajo de 35° y un accionamiento hidráulico de emulsión cuya instalación data del año 1948, el cual presenta un solo pistón, de diámetro 345 mm o 0.345 m, con un tipo de acoplamiento a la bomba de Toma Hidráulica. Esta instalación cuenta con una bomba hidráulica de tipo 100-6ST, siendo su año de fabricación el 1985 y tiene como marca Centrifugal Pump con una capacidad de $72m^3 / h$, además consta de un motor de 45 KW de potencia y 1170 revoluciones por minutos, este trabaja con 440 Volt.

El basculante está compuesto por una plataforma con diferentes planchas soldadas entre si y que están sostenidas por varias vigas horizontales en direcciones perpendiculares, el material de esta es CT – 3, las dimensiones se definirán con precisión mas adelante. El virador tiene dos bandas a los laterales de 30 cm como altura y al límite un tope para soportar el camión mediante los neumáticos a la hora del volteo o parqueo del mismo, evitando que el vehículo no se salga del área de la plataforma y así evitar algún tipo de accidente. Esta instalación cuenta con un punto pivote constituidos por dos pasadores que soportan a la plataforma por ese punto y estos tienen gran importancia para el volteo del vehículo, ellos unen a la plataforma con la base mediante ejes o pasadores de determinado diámetro que se especificaran sus características más adelante en el subtítulo de cálculo de los apoyos. La plataforma en su posición de descanso esta apoyada en el suelo por sus bordes a una distancia de apoyo de 40 cm por tres de sus caras y por la última cara esta sujeta a los dos puntos pivotes.

Capítulo I Características operativas y de diseño de los distintos tipos de basculante.

En las Tablas 1.2 y 1.3 se describen las características técnicas de la bomba y el virador respectivamente.

Tabla 1.2 Especificaciones técnicas la bomba hidráulica instalada en el Virador o Basculante.

BOMBA HIDRAULICA NRO 1	
Tipo:	100-6ST
Año de fabricación:	1985
Marca:	Centrifugal Pump
HEAT:	140,2 m
Capacidad:	72 m³/h
Motor:	
Potencia:	45 KW
rpm:	1170
Volt:	440

Tabla 1.3 Especificaciones técnicas del virador de camiones instalado en el CAI “Central Caracas”.

VIRADOR DE CAMIONES	
Tipo:	PIVOTE HIDRAULICO
Cantidad de pistones:	1
Diámetro de los pistones:	14 3/8"
Tipo de acoplamiento:	TOMA HIDRAULICA
Grado de la plataforma en trabajo	35 grados
Año de instalación:	1948

Capítulo I Características operativas y de diseño de los distintos tipos de basculante.

Tabla 1.4 Datos significativos del cilindro de emulsión utilizado en la instalación “Basculante” del CAI “Central Caracas”.

CILINDRO DE EMULSION	
Diámetro del pistón	345 mm o 0,345 m
Largo del cilindro	3 m o 3000 mm
Presión	10 Kgf/cm²
Largo del brazo del pistón	1,2 m o 1200 mm

1.4. Fallas en el basculante de Caracas

Para encontrar las características y tipos de fallas en el basculante instalado en el CAI “Central Caracas” se realizó una búsqueda en los registros de equipos de la empresa, los cuales no ofrecieron información alguna, respecto a lo que se pretendía encontrar. Por esta razón se decidió consultar con los especialistas y compañeros de más antigüedad en esta industria, por lo cual se concluye que este equipo a pesar de no ser tan crítico en la afectación a la producción, si ha presentado fallas técnicas, como son:

- Deterioro de la Plataforma
- Fallas Hidráulicas en la bomba
- Fallas de algunos elementos mecánicos (pasadores, vigas, cojinetes).

Con la entrada de los nuevos camiones chinos de marca BEIBEN con capacidad máxima de carga de 20 toneladas y tara del camión de 11,5 toneladas con una suma en

Capítulo I Características operativas y de diseño de los distintos tipos de basculante.

total de 31,5 toneladas, superior a las capacidades de los camiones utilizados ya por la industria azucarera, para estas condiciones surge la interrogante de que el basculante pueda evitar el vuelco de estos o el accionamiento utilizado para elevarlo no presente problemas al hacerlo, ya que esto pudiera provocar una parada o detención momentánea de la instalación, incidiendo en la producción del azúcar del central o ingenio. Para ello se hará un análisis y estudio del caso en el presente trabajo.

1.5. Búsqueda en la literatura especializada de una metodología de cálculo para el diseño de basculante

Se hizo una búsqueda en la literatura especializada y diferentes vías que nos pudieran dar información de una metodología de cálculo para el diseño de basculante o viradores, pero no se encontró ningún tipo de dato e información sobre esta metodología, por lo que estos mecanismos se diferencian por tipo de accionamiento que presentan para efectuar la acción de bascular y mayormente en los centrales de Cuba no hay una clasificación o descripción de los mismos, siendo mas bien algo empírico en la industria azucarera. La búsqueda esta basada en una amplia gama de libros, tesis de grado, entre otros tipos de documentos, esta documentación especializada se podrá apreciar a continuación:

(Guilford L Spencer D.Sc. 1932) Esta literatura contiene los siguientes temas: Fabricación del azúcar de caña, ofrece una síntesis de las fases económicas de la industria azucarera, los procedimientos y equipos de elaboración del azúcar, las características físicas químicas y propiedades de la misma entre otros temas dentro del ámbito de la azúcar de caña. Este libro hace referencia sobre la forma en que se basculaba la caña en tiempos remotos pero no aborda sobre el tema que se quiere encontrar es decir no hay una metodología de cálculo para realizar el diseño del basculante o virador.

Capítulo I Características operativas y de diseño de los distintos tipos de basculante.



(Diseño: Hnos Alpizar s.d.) Este libro hace una caracterización de todas las empresas azucareras de Cuba, dando a conocer de ellas diferentes tipos de aspectos que la identifican como son: el tipo de comunicaciones que presenta, como es la manipulación de caña, caracteriza las áreas de la misma como son la planta de moler, planta eléctrica, de vapor, clarificación evaporadores entre otros equipos e instalaciones, ofrece el por ciento y las arrobos de cosechas de cana del central, identifica a grosso modo el rendimiento agrícola de la misma junto a algunos datos de producción. Este libro no contiene información alguna de una metodología de cálculo que nos ayude a rediseñar el virador.

(VI Anuriev.) y (VI Anuriev. 1989) Los manuales del constructor de maquinarias Tomo II y III son libros que ofrecen una síntesis de características, métodos de cálculos y tipos de uniones inseparables, muelles, tuberías y uniones, dispositivos de empaquetaduras, reductores, aparatos encajados en los equipos, ejes y árboles, acoplamientos, cojinetes, transmisiones por engranaje por correa, cadenas y uniones desmontables, entre otros. Por ultimo se aborda sobre los cilindros hidráulicos y neumático donde se realiza una descripción sobre los cilindros y aparatos hidráulicos según algunas normas, dándose en ella los parámetros principales de estos y pasos convencionales de la mayoría de los tipos de cilindros que existen. Estos libros nos podría ayudar para la selección de determinado cilindro hidráulico en caso de tener que tomar una decisión de estas, pero la metodología de cálculo para realizar el diseño de la instalación no aparece.

(FA López. Ferrer Ing Mec. 1948) El siguiente documento especializado consiste o se basa en introducir al lector las características, composición y propiedades del azúcar y de algunas maquinarias de la industria azucarera. Se hace referencia sobre los basculante pero muy breve, dando información de la función que realiza y las características de la misma, pero no nos facilitan una metodología de calculo para la realización del rediseño del virador.

Capítulo I Características operativas y de diseño de los distintos tipos de basculante.



(Ernest Durst Ing Mec. 1971) Esta quinta versión editada en Alemania del Manual del Mecánico aborda sobre el perfeccionamiento de las herramientas y maquinarias que debe aplicarse en la industria y se ejemplifican algunas operaciones de maquinado como: taladrado, forja, torneado, esmerilado etc.... Este libro no oferta al lector una metodología de cálculo para la realización del rediseño del basculante.

(Robert M. Drake, Jr., and Stephen J. Kline. 1958) El Mechanical Engineering se identifica por los tipos y características de mecanismos que existen. Se ejemplifican muchos tipos de mecanismos y se hacen análisis de los mismos al igual que los libros anteriores no encontramos información de lo buscado.

(Ing Vladimir List D.Sc.,Dr.h.C y Ing Karel Pochop, State Prize Winner. 1963) El Mechanical Design of Overhead representa las construcciones e instalaciones de torres eléctricas y da una abarcadora información de cables utilizados para la conducción de electricidad junta a los cálculos de los mismos y sus características y propiedades, este libro no contiene la metodología de cálculo para el rediseño de la instalación.

(Donald J. Myatt. 1959) Esta literatura ofrece ejercicios y ejemplos de engranajes, rodamientos, roscas, muelles, chavetas, ejes y agujeros y hace referencia a algunos casos de estudios de los mismos. Este libro no contiene una metodología para el rediseño de la instalación.

(Hugot, E. 1980) Este libro aborda sobre todo el procedimiento de elaboración de la azúcar de caña y aporta muchas características y propiedades de muchas instalaciones en la industria, dentro de ella se habla sobre el basculante de forma general pero sin referenciar una metodología de calculo para diseñar el virador. También habla de las propiedades físicas, químicas.

Capítulo I Características operativas y de diseño de los distintos tipos de basculante.



(F Sokolov, P. Usov, 1976) Esta literatura es bastante abarcadora ya que retoma varias ramas de diferentes especialidades ella aborda los siguientes temas como son: Estática, Cinemática, Dinámica, Teoría de los Mecanismos y de las Maquinas, Cinemática y Dinámica de los Mecanismos, Resistencia de los Materiales, Tracción y Compresión, Cizallamiento y Torsión, Flexión, Elementos de Maquinas y por ultimo Transmisiones. Al igual que las literaturas anteriores no nos oferta información alguna.

(R, Sansoucy, G, Aarts and T, R, Preston 1988) Este documento trata de la utilización de la cana de azúcar en diferentes países, para diferentes especies y resume la importancia económica de la misma. Hace un estudio monográfico de la cana de azúcar en varios países del Caribe. Como los demás libros este no nos facilita información alguna de lo que se pretende encontrar.

(Emilio E. García. s.d.) Todos los Tomos del libro “Información Azucarera” tratan de una base de datos de publicaciones sobre información azucarera y se trata de enseñar al lector como realizar una búsqueda de publicaciones hechas entre otras operaciones que debe realizar el técnico en información. No presenta una metodología para cálculos de basculantes.

(John D. Streeter 1984) John D Streeter en su libro “Curso sobre recuperación de partes y piezas” tiene como principal objetivo mostrar al lector como recuperar partes y piezas de la industria azucarera, en este documento no aparece una metodología de diseño del basculante.

(G H Jenkins 1984) En “Introducción a la tecnología de azúcar de caña” Tomo I, se hace una introducción a la tecnología de azúcar de caña en lo más amplio de la industria azucarera, pero no aborda el tema buscado, es decir no aparece en este documento una metodología de cálculo para efectuar el diseño del basculante.

Capítulo I Características operativas y de diseño de los distintos tipos de basculante.



(R Fauconnier y D Bassereau s.d.) “La caña de azúcar” trata de las propiedades, características, producción, elaboración del azúcar de caña, entre otros temas. Este libro no aporta una metodología de diseño de basculante para la elaboración del trabajo.

(Ing. Fernando Veras Rojas 1984) El libro “Mantenimiento en la Industria Azucarera de América Latina y el Caribe” aborda varios temas importantes sobre la industria azucarera, entre ellos el mantenimiento que se puede ofrecer en las diferentes áreas de cada ingenio y el mantenimiento que se debe realizaren diferentes equipos utilizados por la empresa. Este documento no contiene una metodología de cálculo para realizar el rediseño del basculante, simplemente expone algunas técnicas para recuperación del mismo.

(Fernando Veras Rojas s.d.) Fernando Veras Rojas en este libro no facilita una metodología de cálculo para diseñar el basculante, pero en el habla de las diversas técnicas que se pudieran tomar o realizar en las diferentes áreas y equipos de la industria azucarera.

(M.Sc. Ing. José Alberto Knudsen González. 2005) Esta tesis de doctorado aborda los siguientes temas: Aplicación del enfoque logístico al caso de los residuos de la agroindustria de la caña de azúcar. Implicaciones ambientales. Significación ambiental y experiencias nacionales e internacionales en las cadenas de suministro para el reciclaje de la biomasa cañera con fines energéticos. Particularidades de las cadenas de suministro actuales para el reciclaje del bagazo y las mieles hacia la industria. Como se puede apreciar la metodología de cálculo para la realización del rediseño del basculante no se encuentra en esta literatura.

(Jorge Luís Tovar y Vera 1988) Esta literatura especializada hecha por Jorge Luis Tovar Vera ofrece y aporta al lector una metodología para la determinación de capacidades de molienda equivalentes en Ingenios Azucareros y en el hace una

Capítulo I Características operativas y de diseño de los distintos tipos de basculante.



caracterización de las mismas. Este no contiene lo que se pretende encontrar para calcular y diseñar un basculante.

(Rodríguez Roger Hyacinth. 2005) Esta Tesis de grado ofrece en su contenido algo de información sobre los tipos de basculadores y el área de recepción y elaboración de la caña pero su principal objetivo es evaluar la fractura por fatiga de las cuchillas picadoras de caña del CAI “Central Caracas”. Este documento no tiene una metodología de cálculo para el diseño del basculante.

(F. Honing s.d.) El libro realizado por el autor F. Honing trata de los principios que presenta la tecnología azucarera en su más amplia gama, pero no presenta una metodología de cálculo que se pueda emplear para efectuar el rediseño del basculante del CAI “Central Caracas”.

(Spencer – Meade s.d.) Este documento no aporta una metodología de cálculo para la realización del rediseño del basculante, ya que es un manual del azúcar de caña y se identifica en todo su contenido por especificar las características, propiedades, elaboración y procedimiento de la caña de azúcar.

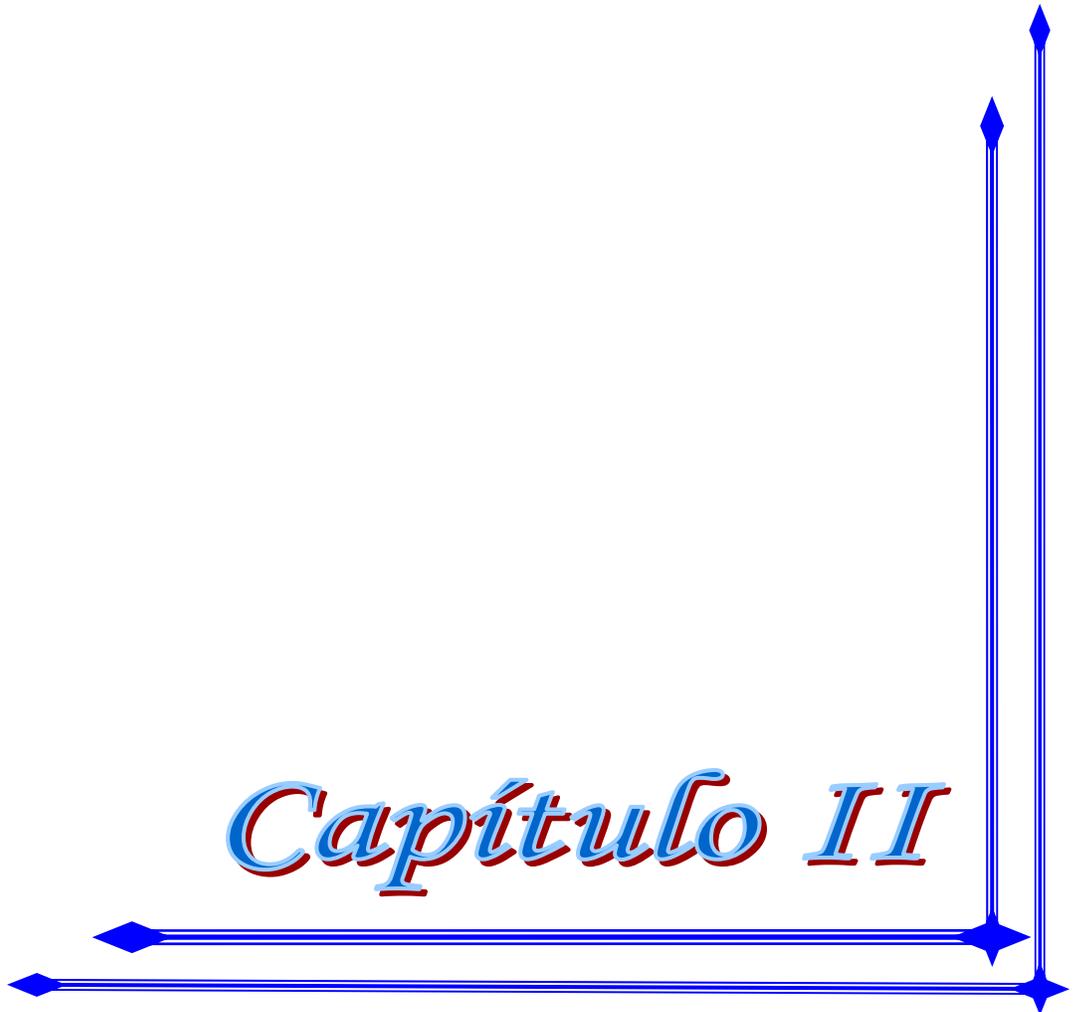
Capítulo I Características operativas y de diseño de los distintos tipos de basculante.



1.6. Conclusiones del Capítulo

1. La industria azucarera siendo una de las más antiguas no está del todo estudiada, pues como se demuestra en este capítulo mediante una amplia búsqueda bibliográfica, no aparece referenciado en la literatura científica-técnica algún estudio acerca del cálculo para el diseño de Basculantes en la Industria Azucarera. Todo parece indicar que estos equipos se han instalado por los fabricantes y simplemente se han operado sin dedicarles algún cálculo que los justifiquen. Es importante decir que a pesar de que realmente esta instalación no es de las más fundamentales en la producción de azúcar, si bien que podría detenerla o al menos afectarla momentáneamente.
2. En este capítulo se realiza una descripción general del área del basculador, así como un estudio de los tipos de basculantes existente y sus principales fallas, haciéndose hincapiés en el instalado en el CAI Caracas.

Capítulo II



Capítulo II Determinación de las características de la instalación basculante y de los camiones a emplear.

2.1. Características estructurales actuales del basculante del CAI “Ciudad Caracas”

El basculante existente para camiones empleado en el CAI “Ciudad Caracas” consta de una plataforma constituida por vigas y planchas que forman una estructura que se puede ver en el plano mostrado en el anexo 1. Esta es elevada por un accionamiento hidráulico de emulsión dejándola apoyada solamente por el punto pivote que se compone de dos puntos de la misma donde se encuentran situados los pasadores o ejes de 75 mm de diámetro y longitud de 550 mm con un material de AISI 1030, estos están encargados de facilitar la rotación de la plataforma para lograr el ángulo de inclinación requerido y con ello el descargue de la materia, otra de sus funciones es ofrecer el sostén de la misma cuando esta este inclinada y con determinado peso.

Las dimensiones de este virador se pueden ver también en el plano del anexo 1 antes mencionado y algunas de las más significativas se mencionan a continuación:

El largo del basculante es de 7.4 m por un ancho de 2,8 m, el punto pivote se encuentra a unos 2,8 m del límite del virador donde se apoya la goma trasera del camión, el pistón que impulsa o eleva el vehículo se encuentra a unos 3,25 m del punto pivote. Este basculante es sostenido por varias vigas en su base dos a los laterales y dos de manera simétrica por dentro de las de los laterales, junto a estas hay otras de forma perpendicular a las ya nombradas, para una mejor visualización del caso ver figura 2.1. Estas vigas están compuestas por material CT – 3 y presentan una altura de 32 cm y ancho de 8 cm. La plataforma esta constituida por diferentes planchas soldadas formando la misma, en los bordes laterales de ella se encuentran topes de 30 cm de altura para evitar que los camiones se salgan de la misma, esta presenta una altura del depósito de la materia prima de 3.55m (ver anexo1 y figura 2.2).



Figura 2.1 Representación de la estructura de soporte de la plataforma del virador o basculante.



Figura 2.2 Representación del basculante y la altura del conductor de caña a la plataforma del virador.

Como se puede ver esta instalación basculante tiene una constitución estructural relativamente sencilla y como se vio en el capítulo anterior la misma a presentado algunas fallas por deterioro, pero fundamentalmente en el accionamiento hidráulico de

emulsión. No consta de forma general de un maquinado complejo para su construcción o alguna posible reparación, por lo que los costos de la misma, no van mucho más allá del de los materiales de fabricación. También en el anexo 1 quedan bien acotadas todas las dimensiones de la plataforma y de su ensamble con todos los elementos que forman parte de la instalación.

2.2. Descripción del funcionamiento actual del basculante

El funcionamiento del basculante o virador de camiones consiste en:

El vehículo cuando llega cargado de caña al central deberá ser pesado por la romana de camiones, es decir una pesa destinada para determinar la carga con que entra el vehículo al central, después de esta operación podrá descargar en el ingenio. El camión con su carga debe hacer entrada a la plataforma del virador, haciendo chocar sus ruedas traseras al tope de la misma, para luego ser enganchado con la plataforma por una cadena a la parte delantera del vehículo y así evitar un posible vuelco del mismo. Ya situado y listo para descargar la caña, se procede con el accionamiento del equipo de volteo, en este caso la bomba hidráulica que es capaz de facilitarle al cilindro hidráulico determinada fuerza para elevar la plataforma mediante un pistón o vástago hasta tomar una pendiente de 35° con respecto al suelo (ángulo límite de trabajo de la plataforma), ángulo necesario para descargar la caña en el conductor alimentador, en caso de que no se pueda depositar toda la materia se utilizan otros equipos que integran el área del basculante, luego de soltar la materia prima al conductor alimentador vuelve a intervenir el accionamiento hidráulico para volver a situar el vehículo a su estado inicial para su retiro del área y proceder de nuevo con la búsqueda de mas materia prima. Luego de depositada la cana en el conductor alimentador es transportada por este hacia el inicio del procedimiento de fabricación del azúcar. Véase la figura 2.3.

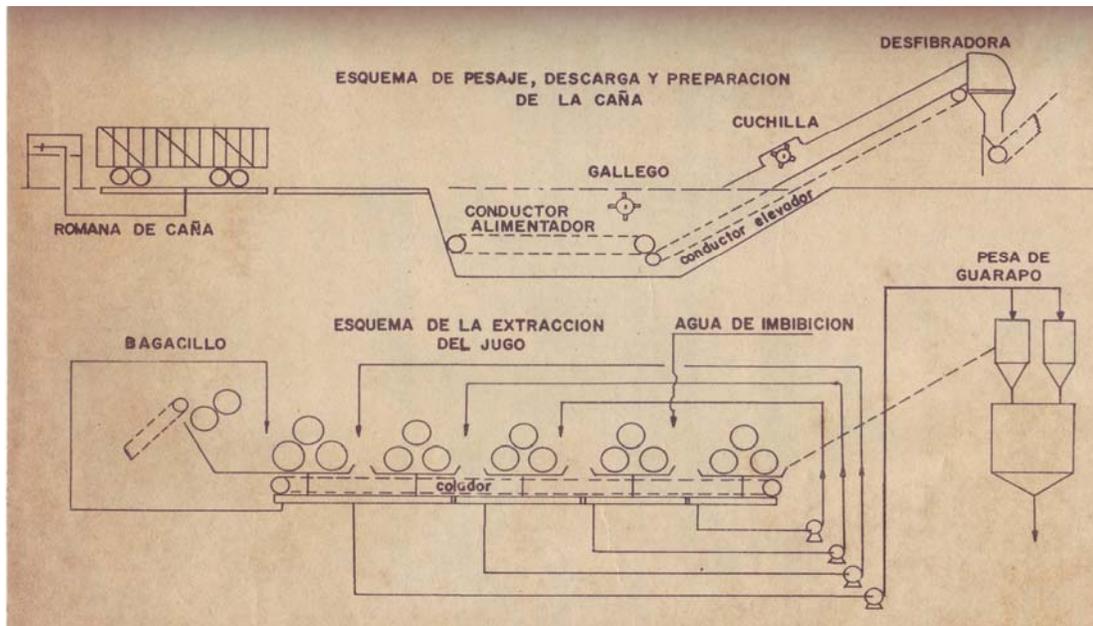


Figura 2.3 Esquema de pesaje, descarga y preparación de la caña.

2.3. Descripción del transporte utilizado en el CAI “Central Caracas”.

La industria azucarera en Cuba desde hace unos años atrás ha utilizado un tradicional parque de carros automotores empleados para el transporte de caña, de los campos de esta a sus respectivos ingenios. Dentro de estos vehículos se encuentran los camiones B8 y los camiones de marca KAMAZ de diferentes modelos y características muy similares, a esto se unen los trailers de los mismos. Aunque han existido otros tipos de vehículos para el transporte de caña como los tractores con sus carretas entre otros. Esta gama de vehículos siguen siendo utilizados por la industria azucarera y a ella se une las nuevas inversiones realizadas por el MINAZ desde el año 2008, con el objetivo de mejorar la eficiencia. Entre estas se encuentran la adquisición de varios camiones chinos de marca (BEIBEN) destinados a la transportación de la caña hacia los centrales que pueden elevar a 31.5 toneladas/camiones su posibilidad real de carga, que gracias

a sus características técnicas y económicas, estos presentan ventajas respecto al tradicional parque de carros automotores empleados por Cuba en la zafra azucarera.

2.3.1. Características de los Camiones que se emplean actualmente por la industria azucarera (KAMAZ).

Estos vehículos son utilizados por la industria azucarera de Cuba desde hace ya unos cuantos años atrás, en el CAI “Central Caracas” se utilizan varios camiones de este tipo aunque algunos de diferentes modelos. Estos carros tienen como capacidad de carga 10 toneladas de caña y presentan un peso de nueve toneladas. Este tipo de vehículo se puede ver en las figuras 2.4 y la tabla 2.1.

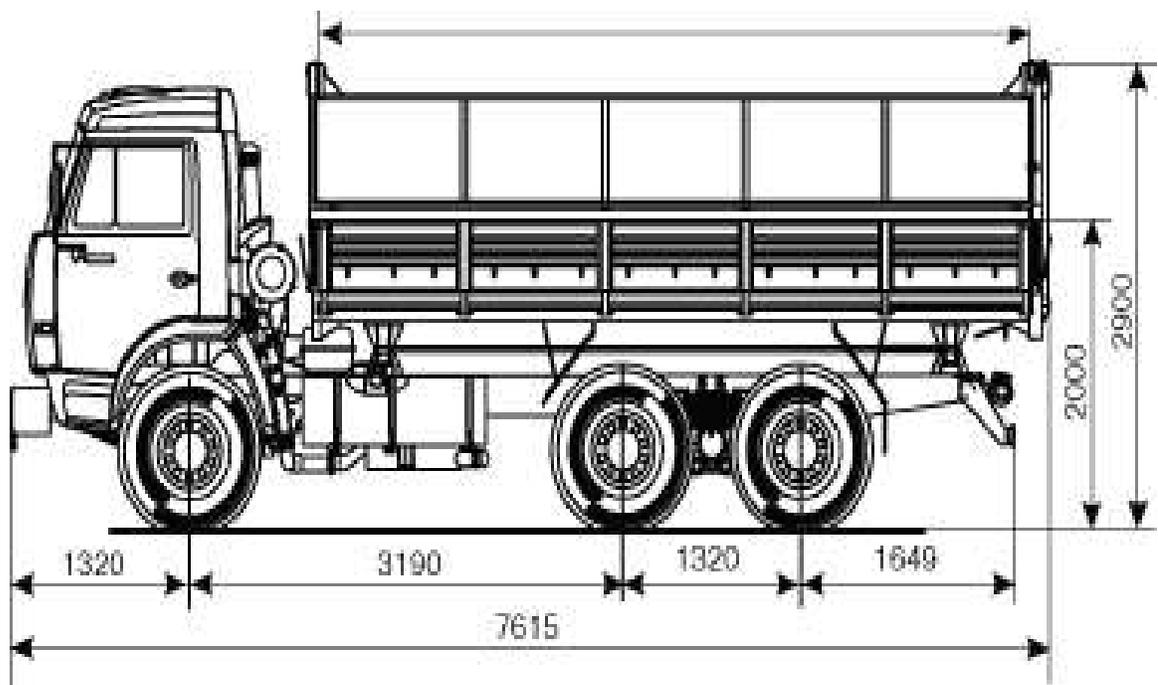


Figura 2.4 Croquis de los vehículos de marca KAMAZ. Dimensiones. Descripción.

Tabla 2.1 Dimensiones de los camiones KAMAZ

DIMENSIONES INTERIORES DE LAS CAMAS KAMAZ 53212 Y EL REMOLQUE GKB 10 TON					
	Ancho	Longitud	Altura	Volumen m ³	Ton / m ³
Camión	2350	6100	1800	25	0,388
Remolque	2350	6100	1800	25	0,388

Estos camiones KAMAZ Modelo 45143, 6X4, para el transporte de caña, con capacidad 10 T y motor KAMAZ 740,31-240, de potencia 240 HP. Se encuentran dimensionadas en la figura 2.5.

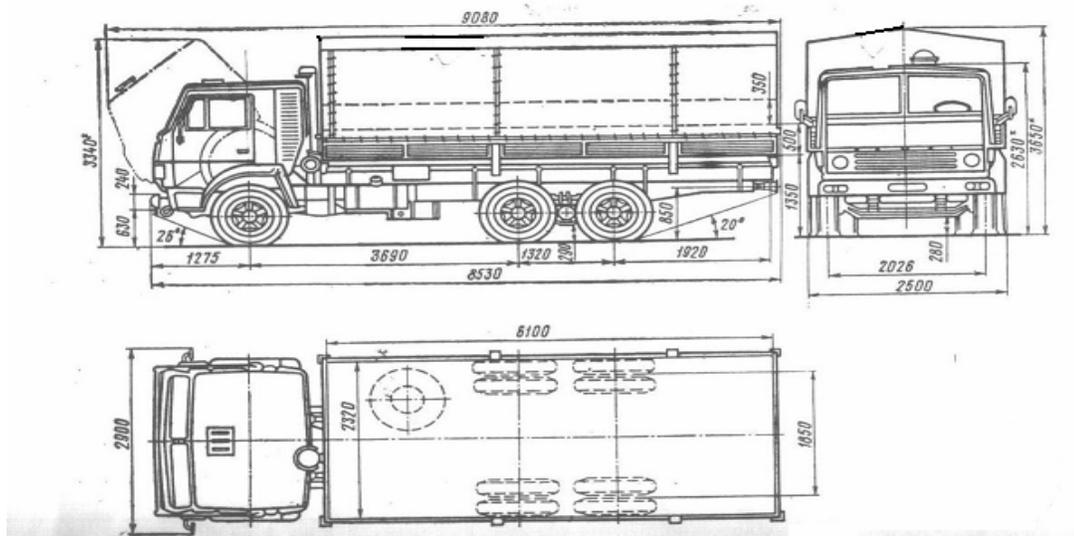


Figura 2.5 Dimensiones exteriores de los camiones KAMA3 modelos 53212 y 53222.

Otros parámetros de que caractericen a los mismos se pueden ver a continuación en la tabla 2.2.

Tabla 2.2 Parámetros de las características de los KAMAZ

	Parámetro	Especificación
1	Dimensiones externas del compartimiento	6100×2350×1800mm
2	Altura del vehículo	≤ 2900mm
3	Capacidad de carga	10000kg
4	Peso del compartimiento	≤ 2500kg

2.3.2. Características de los Camiones nuevos a emplear por la industria azucarera (Camiones de procedencia China y Marca BEIBEN).

Para realizar un análisis del basculante o virador es necesario obtener una descripción de los camiones nuevos para el transporte de caña de azúcar en el CAI “Central Caracas” con el objetivo de determinar los posibles fallos de esta instalación al empleo de los mismos. Para ello se muestra la siguiente caracterización de los camiones de marca BEIBEN mediante las tablas 2.3, 2.4 y figuras 2.6, 2.7, 2.8, 2.9 y 2.10.

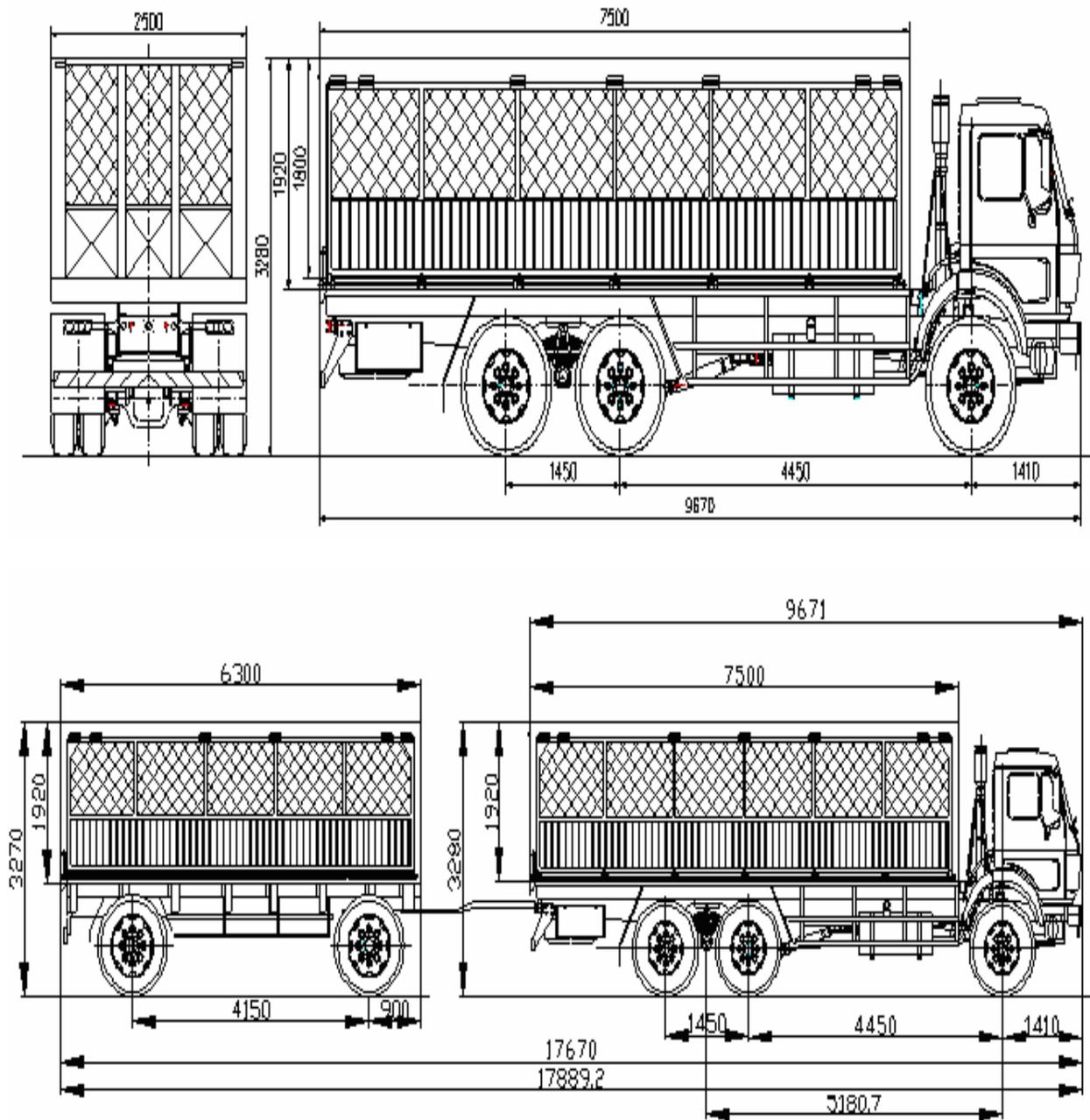


Figura 2.6 Croquis de los camiones Chinos de marca BEIBEN junto a sus respectivos Trailer. Dimensiones.

Tabla 2.3 Parámetros de los camiones chinos de marca BEIBEN.

	Artículo	Especificación	Material / Marca
1	Dimensiones externas del compartimiento	7500×2500×1920mm	
2	Altura del vehículo	< 3280mm	
3	Capacidad de carga	20000kg	
4	Peso del compartimiento	< 2500kg	
5	Volumen	29m³	
6	Inferior o suelo de la placa	4mm placa antideslizante	Material Q235
7	Protección	Instalado con rejillas de protección en ambos lados y el parachoques trasero	
8	Sistema eléctrico	24V delantera / trasera amplia marcadores estándar de cola trasera, luz de licencia	Piezas estándar de fabricación china

Nota:

- La estructura de arriba de la puerta y la pared de placa son de acero ϕ 5 netas red y por el lado el material de la hoja es corrugada y la placa de acero.
- Con el fin de abrir la plataforma de descarga, esta equipado con un conjunto basculante en la puerta del lado derecho.
- Equipado con caja de herramientas.

- Equipadas con dispositivo de alta resistencia, que está conectada con la plataforma de descarga. Para garantizar la suficiente capacidad de carga, el compartimiento es de alto nivel, rectángulo de acero y la cañería de chapa de acero con soldadura de la estructura.

Trailer de los camiones Chinos utilizados para la transportación de caña de azúcar. Descripción.

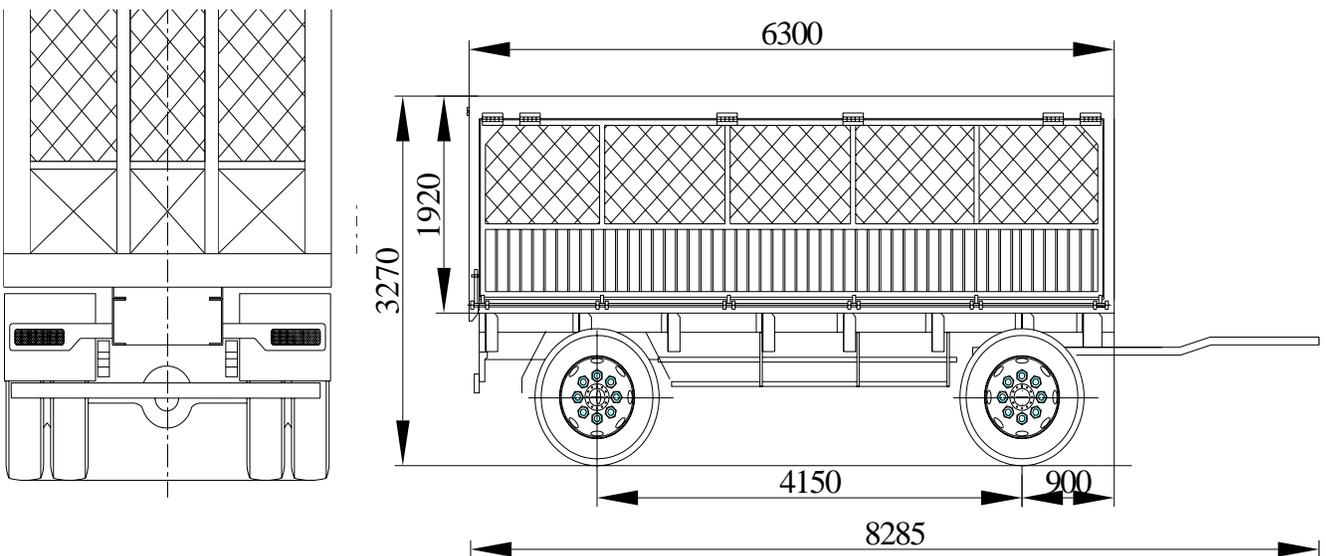


Figura 2.7 Croquis del tipo de trailer que utilizan los camiones Chinos de marca BEIBEN.

Tabla 2.4 Parámetros de los trailers utilizados por estos camiones Chinos.

	Artículo	Especificación	Material/Marc
1	Trailer	HCHQG15C	HEBEI/CHAN GHUA
2	Dimensión global	8300x2500x3270 mm	
3	Dimensiones externas del compartimiento	6300x2500x1920 mm	
4	Marco	Carling: H-acero de 300 x 150 Manga: 12 # U-acero	Q235
5	Inferior o suelo de la placa	4mm placa antideslizante	Q235
6	Rejilla de protección	2mm hoja ondulada llanura de placa	Q235
7	Capacidad de carga	10000Kg	
8	Bordillo masa	5800Kg	
9	Peso bruto	15800Kg	
10	Eje	F2423/13t sección: 150 * 150 * 12 (mm)	GUANGDON G/FUWA
11	Cambio de neumáticos	12,00-20-18PR / 8 +1 conjuntos	SHANGHAI/D OUBLECOIN
12	Llanta	8.5-20 / 8 +1 conjuntos	HEBEI/ZHEN
13	Sistema de suspensión	Resorte de acero 11X90mm (principal), 10X90mm (auxiliares)	HEBEI DINGZHOU/T IANLI

14	Sistema de frenado	Sistema de frenos de doble circuito, freno de tambor, rama bomba T30EY2 Relé SH382-3527	ZHUJI/EAST ERN STAR
15	Protección	Instalado con rejillas de protección en ambos lados y el parachoques trasero	
16	Sistema eléctrico	24V, enchufe: GB siete núcleos, 114/26	HEBEI/CANG ZHOU
17	Soporte de la rueda de repuesto	<22m	
18	Volumen de depósito de aire	50L	
19	Remolque plataforma giratoria	10t	HEBEI/CHAN GHUA
20	Diámetro del anillo de remolque	75mm	

Nota:

- La estructura de arriba de la puerta y la pared de placa son de acero ϕ 5 netas red, por el lado el material de la hoja es corrugada y la placa de acero.
- Con el fin de abrir la plataforma de descarga, esta equipado con un conjunto basculante en la puerta del lado derecho.
- Equipadas con caja de herramientas.
- Equipado con dispositivo de alta resistencia, que está λ conectada con la plataforma de descarga. Para garantizar la suficiente capacidad de carga, el compartimiento es de alto nivel y es un rectángulo de acero y la cañería de chapa de acero con soldadura de la estructura.

Descripción de la puerta de Trabajo. Principios.

El mecanismo de inclinación esta hacia arriba de la puerta lateral normalmente y la puerta de la lengua se encuentra prensada a la placa de la puerta, entonces la puerta está cerrada. La puerta de la lengua y la inclinación se abre automáticamente cuando la carga lateral es abierta por la palanca de bloqueo. Entonces las mercancías se pueden descargar.

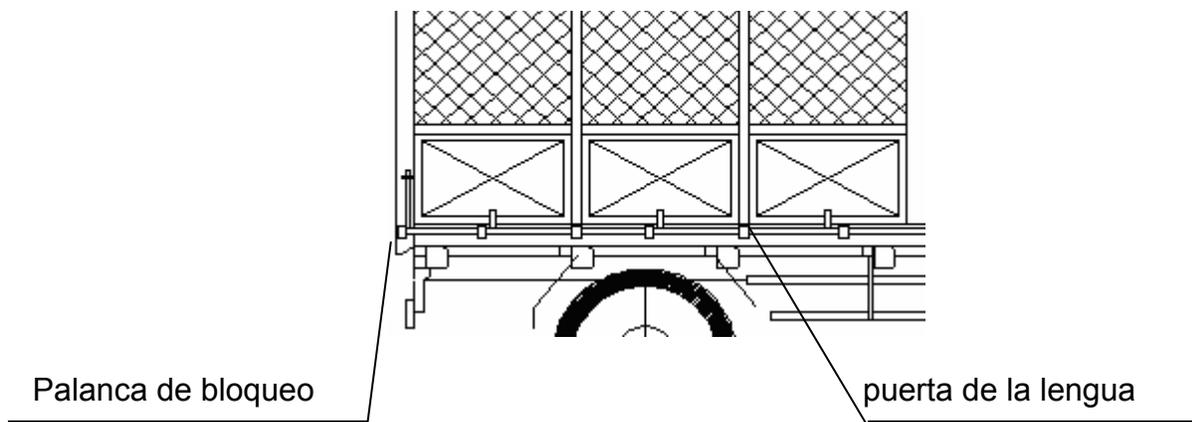


Figura 2.8 Esquema estructural de la puerta de trabajo.

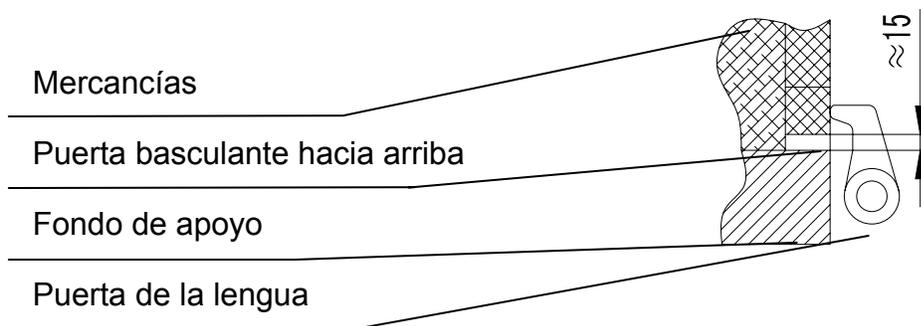


Figura 2.9 Esquema estructural de la puerta de trabajo.

2.4. Cálculos del centro de masa para los camiones chinos de marca BEIBEN y los KAMAZ

Para determinar el centro de masa de los camiones chinos de marca BEIBEN y los KAMAZ se usará un método experimental que se describe a continuación permitiendo encontrar las coordenadas del mismo.

Método experimental para la medición del peso y el centro de masa de los camiones utilizados para el tiro de caña en el CAI “Central Caracas”.

Para efectuar un análisis del centro de masa de los vehículos a utilizar por la industria azucarera específicamente en el CAI “Central Caracas”, se debe conocer en primer lugar el pesos de los camiones de marca BEIBEN y KAMAZ, se conoce por las especificaciones técnicas o parámetros del mismo que presenta un peso de 11 y 9 toneladas respectivamente, pero para mayor exactitud se hizo un pesaje de estos camiones en la romana o bascula de la entidad donde el promedio de peso de estos fue de 11,5 y 9 toneladas aproximadamente. Luego de determinar el peso de los camiones chinos y los vehículos KAMAZ, se le pesaron las ruedas delanteras del mismo para tener un valor aproximado del peso del tren delantero del vehículo y así poder realizar el cálculo del centro de masa de estos vehículos. El valor aproximado de los camiones BEIBEN fue de 4,6 Toneladas y el peso de los KAMAZ fue de 5.3 toneladas. El esquema utilizado para la medición se puede ver en la figura 2.10 y los valores en la tabla 2.5

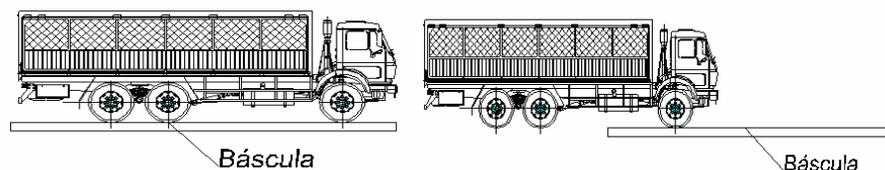


Figura 2.10 Representación del pesaje del camión Chino y KAMAZ en la báscula.

a) Completo

b) tren delantero

Tabla 2.5: Tabla de pesos de los vehículos utilizados por la industria y pesos de tren delanteros de los mismos.

VEHÍCULOS	KAMAZ	BEIBEN
Masa de los camiones sin carga. (Mc). [Toneladas]	9	11.5
Masa del tren delantero de los vehículos. (Mb). [Toneladas]	5.3	4.6

De esta manera quedaron determinadas las masas de los vehículos y la del tren delantero de los mismos dando como resultado los valores presentados ya en la tabla 2.5. Con estos valores de las masas de los diferentes vehículos (KAMAZ, BEIBEN) y la masa del tren delantero de los mismos, se aplica el equilibrio para estos, respecto al centro del tren trasero del siguiente esquema: representado en la figura 2.11 (se asume el origen de coordenadas para el análisis en ese punto).

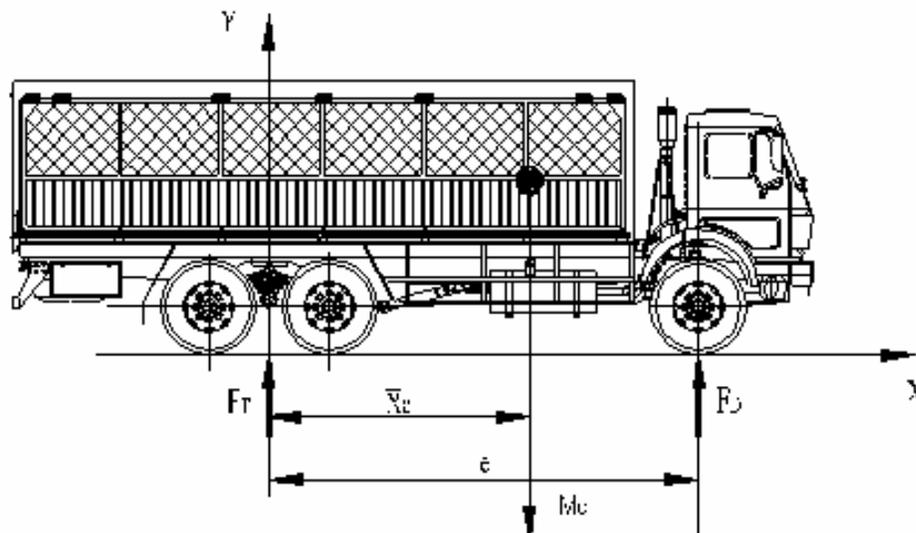


Figura 2.11 Esquema de análisis para el equilibrio del camión.

De aplicar el equilibrio en el origen de coordenadas se puede plantear:

$$\begin{aligned}\sum \vec{M}_o &= 0 \\ F_d \cdot e - W_c \cdot \bar{X}_c &= 0 \\ \bar{X}_c &= \frac{F_d}{W_c} \cdot e\end{aligned}\tag{2.1}$$

Donde:

$\bar{X}_c \rightarrow$ Es la coordenada en la dirección horizontal del centro masa del vehículo vacío (m)

$e \rightarrow$ Distancia entre el tren trasero y el delantero en (m)

$W_c \rightarrow$ Es la peso del vehículo (kN)

$F_d \rightarrow$ Es la peso del tren delantero del vehículo (kN)

Como lo que se determina con la báscula es las masas, resulta muy fácil determinar los pesos:

$$\begin{aligned}W_c &= M_c \cdot g \\ F_d &= M_d \cdot g\end{aligned}\tag{2.2}$$

Donde:

$M_c \rightarrow$ Es la masa del camión vacío (kg)

$M_d \rightarrow$ Es la masa des tren delantero para el camión vacío (kg)

$g \rightarrow$ Es la aceleración de la gravedad (m/s²)

Sustituyendo en la ecuación (2.1) reobtiene:

$$\begin{aligned}\bar{X}_c &= \frac{M_d \cdot g}{W_c \cdot g} \cdot e \\ \bar{X}_c &= \frac{M_d}{W_c} \cdot e\end{aligned}\tag{2.3}$$

Como M_c y M_d están dadas en toneladas se convierten a kg y calculando se obtiene:

Para el camión KAMAZ

$$M_c = 9T = 9\ 000\ kg$$

$$M_d = 5.3T = 5\ 300\ kg$$

$$e = 3.85m$$

$$\bar{X}_c = 2.27m$$

Para el camión Chino

$$M_c = 11.5T = 11\ 500\ kg$$

$$M_d = 4.6T = 4\ 600\ kg$$

$$e = 5.175m$$

$$\bar{X}_c = 2.07m$$

De esta manera queda determinado el centro de masa en la coordenada horizontal.

Para determinar el centro de masa en la otra coordenada (eje Y) se hace uso de un procedimiento semejante al anterior, pero con la peculiaridad de que se pesara el vehículo con determinada inclinación mediante una cuna como se ve representado en la figura 2.12.

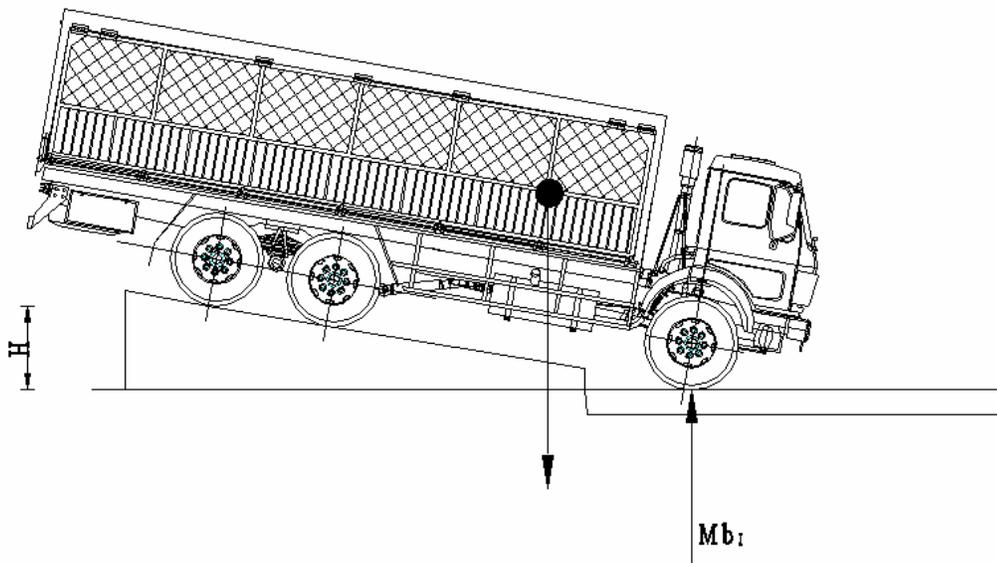


Figura 2.12 Forma de pesaje para determinar Y del centro de masa

Planteando el equilibrio del diagrama de cuerpo libre del esquema de análisis representado en la figura 2.13 se obtiene:

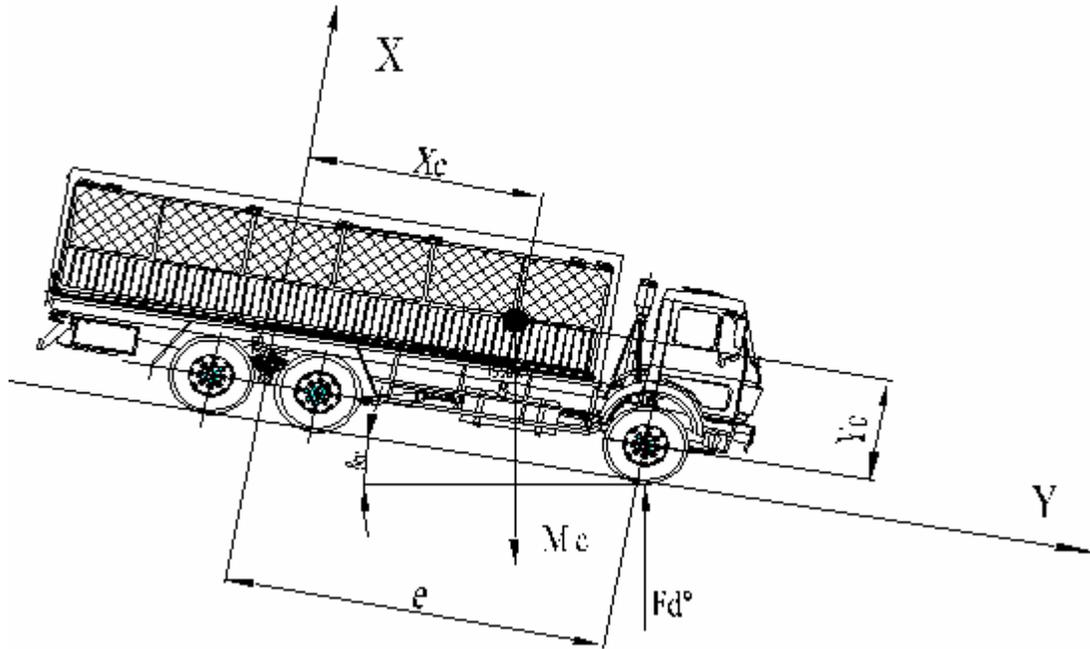


Figura 2.13 Esquema de análisis para determinar la coordenada Y.

$$\sum \vec{M}_o = 0$$

$$F_d^* \cdot e \cdot \cos(\alpha_0) - W_c \cdot \bar{X}_c \cdot \cos(\alpha_0) - W_c \cdot \bar{Y}_c \cdot \sin(\alpha_0) = 0$$

Despejando :

$$\bar{Y}_c = \left(\frac{F_d^*}{W_c} \cdot e - \bar{X}_c \right) \cdot \frac{1}{\tan(\alpha_0)}$$

$$\bar{Y}_c = \left(\frac{M_d^*}{M_c} \cdot e - \bar{X}_c \right) \cdot \frac{1}{\tan(\alpha_0)}$$

(2.4)

Donde:

$\bar{Y}_c \rightarrow$ Es la Coordenada del centro de masa en la dirección de la altura del camión (m).

$F_d^* \rightarrow$ Es el peso del tren delantero del vehículo inclinado en (kN).

$\alpha_o \rightarrow$ Ángulo de inclinación con que se pesaron los vehículos en (grados).

De esta manera para los camiones KAMAZ:

$$M_d^* = 6.46T = 6\,460\text{ kg}$$

$$\alpha_o = 20^0$$

$$\bar{Y}_c = 1.35m$$

Y para los vehículos de marca BEIBEN son los siguientes:

$$M_d^* = 5.85T = 5\,850\text{ kg}$$

$$\alpha_o = 20^0$$

$$\bar{Y}_c = 1.55m$$

De esta forma queda determinado las coordenadas el centro de masa del camión vacío, pero también hace falta conocer la del camión lleno.

Para determinar las coordenadas del centro de masa de los camiones cargados se asume una distribución homogénea de la carga en todo el volumen de la misma. De esta manera el centro de masa se encuentra en el centro geométrico de la carga.

Asumiendo esto se puede determinar la coordenada del centro de masa de la carga y así también la coordenada del camión totalmente cargado.

Midiendo la distancia la que se encuentra el centro geométrico de la carga del camión respecto al origen de coordenadas antes acordado se obtiene:

Para el KAMAZ

$$\bar{X}_g = 1.263m$$

$$\bar{Y}_g = 1.92m$$

Para el BEIBEN

$$\bar{X}_g = 0.95m$$

$$\bar{Y}_g = 1.87m$$

Para determinar la coordenada total del camión cargado de la figura 2.14 se puede plantear

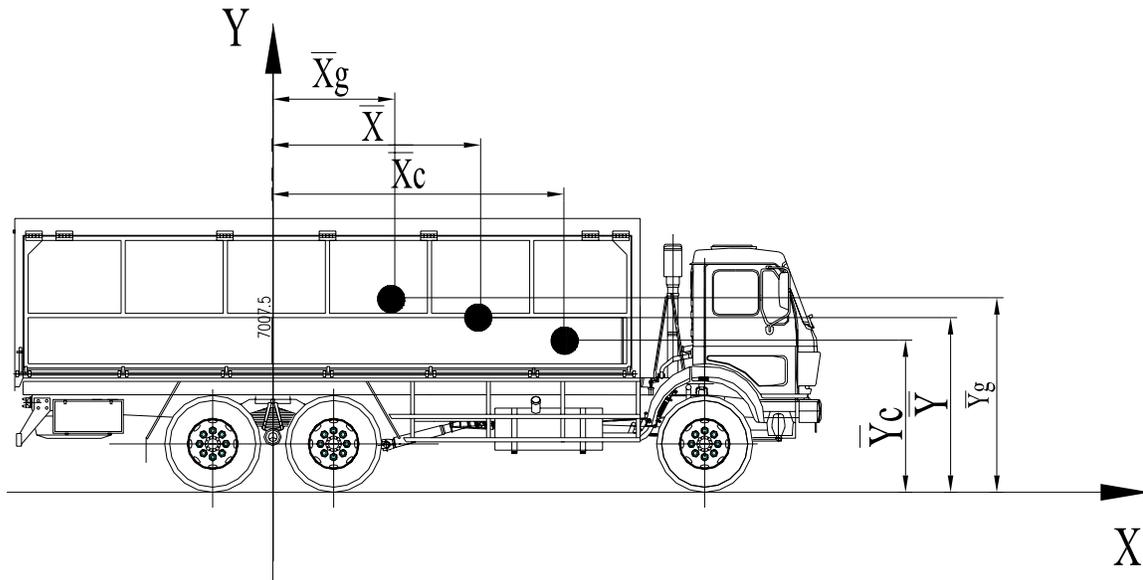


Figura 2.14 Esquema para determinar el centro de masa total de camión cargado.

$$\begin{aligned}\bar{X}(M_C + M_g) &= \bar{X}_C \cdot M_C + \bar{X}_g \cdot M_g \\ \bar{Y}(M_C + M_g) &= \bar{Y}_C \cdot M_C + \bar{Y}_g \cdot M_g\end{aligned}\tag{2.5}$$

Despejando queda:

$$\bar{X} = \frac{\bar{X}_C \cdot M_C + \bar{X}_g \cdot M_g}{(M_C + M_g)}\tag{2.6}$$

$$\bar{Y} = \frac{\bar{Y}_C \cdot M_C + \bar{Y}_g \cdot M_g}{(M_C + M_g)}\tag{2.7}$$

Sustituyendo y calculando queda:

Para los camiones tipo KAMAZ las coordenadas son las siguientes:

$\bar{X} = 1.74m$ Coordenada global del eje X.

$\bar{Y} = 1.65m$ → Coordenada global del eje Y.

Y para los camiones tipo BEIBEN las coordenadas son las siguientes

$\bar{X} = 1.36m$ → Coordenada global del eje X.

$\bar{Y} = 1.75m$ → Coordenada global del eje Y.

2.5. Distribución del peso total de los camiones KAMAZ y BEIBEN en las ruedas delanteras y traseras (F_d y F_t).

Las fuerzas F_d (kN) y F_t (kN) para los diferentes casos (Vehículos KAMAZ y BEIBEN) se determinan mediante el esquema de análisis de la figura 2.15, donde se plantea el equilibrio para el modelo del camión obteniéndose:

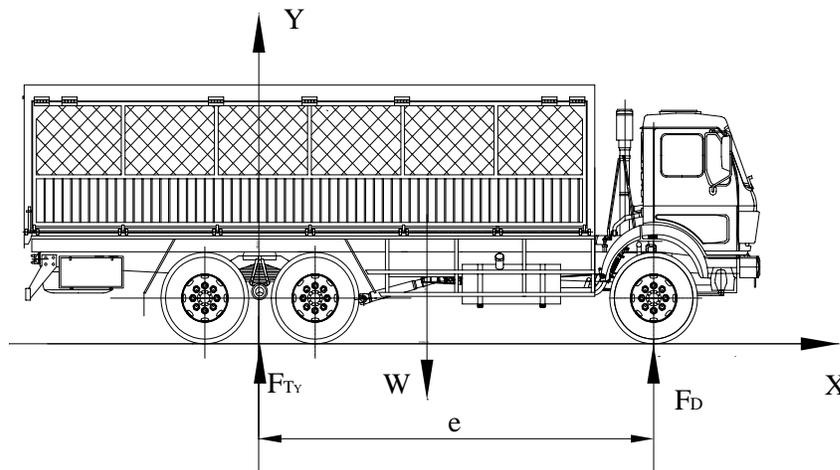


Figura 2.15 Esquema del camión horizontal

$$\sum M_t = 0$$

$$F_d = W * \frac{\bar{X}_T}{e}, \quad [\text{kN}] \quad (2.8)$$

$$F_T = W - F_d, \quad [\text{kN}] \quad (2.9)$$

Donde:

F_d (kN) \Rightarrow Fuerza delantera del vehículo sobre la plataforma.

F_t (kN) \Rightarrow Fuerza trasera del vehículo sobre la plataforma.

W (kN) \Rightarrow Peso total del vehículo a máxima capacidad de carga.

\bar{X}_T (m) \Rightarrow Coordenada del centro de masa de los diferentes vehículos completamente cargados con respecto al tren trasero de los mismos.

Dando como resultado para los distintos vehículos los siguientes valores de fuerzas traseras y delanteras:

Para los camiones KAMAZ:

Para los camiones BEIBEN:

$$F_D = 84.2386 \text{ KN}$$

$$F_D = 81.1381 \text{ KN}$$

$$F_T = 102.1514 \text{ KN}$$

$$F_T = 227.8769 \text{ KN}$$

Como el camión no estará siempre horizontal, sino que variará su ángulo de inclinación durante el vuelco se realizará otro análisis para lograr más generalidad.

Este se basa en aplicar el equilibrio pero en este caso para el modelo en una posición inclinada cualquiera (α es variable). Ver figura 2.16.

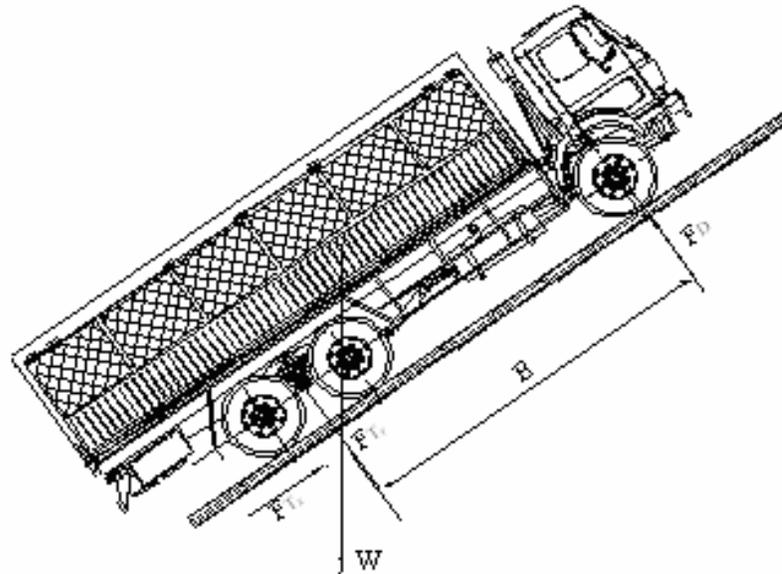


Figura 2.16 Esquema de análisis para determinar los parámetros del camión inclinado.

$$\sum M_i = 0$$

$$F_d \cdot e + W \cdot \bar{Y} \cdot \text{sen} \alpha - W \cdot \bar{X}_T \cdot \text{cos} \alpha = 0 \quad (2.10)$$

$$F_d = \frac{W(\bar{X}_T \cdot \text{cos} \alpha - \bar{Y} \cdot \text{sen} \alpha)}{e}$$

Cuando $\alpha = 0$

$$F_D = \frac{W \cdot \bar{X}_T}{e} \quad (2.11)$$

Como se puede ver la ecuación (2.10) describe instantáneamente el valor de la fuerza que ejerce el tren delantero del vehículo en cualquier ángulo de inclinación que este tome. Como caso particular se tiene que cuando el ángulo es cero la ecuación adopta la forma de de la ecuación (2.11) que es idéntica a la (2.8), lo que demuestra que esta contempla el caso particular del camión horizontal y cualquier otro ángulo que pueda tomar.

Para ver el comportamiento de dicha fuerza en el ángulo de giro del basculante se grafica para todo el rango de ángulo en el que trabaja ($0 \leq \alpha \leq 35^\circ \approx 0.6109 \text{ rad}$). Obteniéndose la figura 2.17. a y b respectivamente para KAMAZ y BEIBEN.

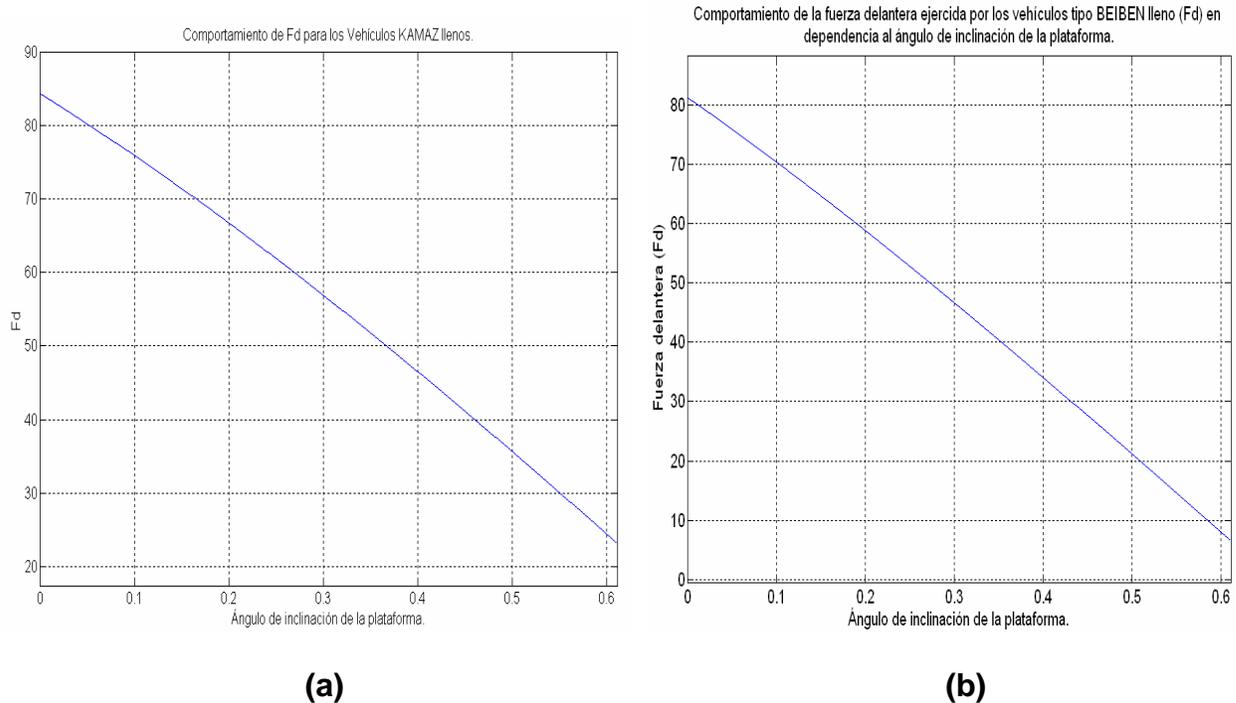


Figura 2.17 (a) y (b) Curva del comportamiento de la fuerza que ejerce el apoyo delantero sobre la plataforma en cualquier ángulo de la misma ($F_d = f(\alpha)$).

Como se puede ver la fuerza delantera que ejerce el camión sobre la plataforma, disminuirá a medida que el ángulo de volteo aumenta para ambos camiones y se encuentran en el rango entre:

Para KAMAZ ($F_{d0} = 84.2386 \text{ kN} > F_d > 23.1861 \text{ kN} = F_{d35}$)

Para Chino ($F_{d0} = 81.1381 \text{ kN} > F_d > 6.5269 \text{ kN} = F_{d35}$)

Debe notarse que el rango de fuerzas del KAMAZ a pesar de pesar menos es mayor para el tren delantero, pues al ser camiones más largos se caracterizan por tener su peso más cercano al tren trasero. No obstante la diferencia no es muy significativa.

Para determinar las fuerzas que ejerce el tren trasero sobre la plataforma se plantea para las mismas condiciones anteriores el equilibrio de las fuerzas.

$$\begin{aligned}\sum F_Y &= 0 \\ F_d + F_{T_y} - W \cdot \cos \alpha &= 0 \\ F_{T_y} &= W \cdot \cos \alpha - F_d\end{aligned}\tag{2.12}$$

Sustituyendo la ecuación (2.10) en (2.12) se obtiene:

$$F_{T_y} = W \left(\cos \alpha - \frac{X_T \cdot \cos \alpha - Y_T \cdot \sin \alpha}{e} \right)\tag{2.13}$$

Cuando $\alpha = 0$ $F_D = W_T - F_D$

Lo que también valida el modelo por lo mismo que el caso anterior.

Para ver el comportamiento de dicha fuerza se obtienen graficas en todo el rango de la ecuación (2.13). Las mismas pueden verse en la figura 2.18 a y b respectivamente para KAMAZ y chino.

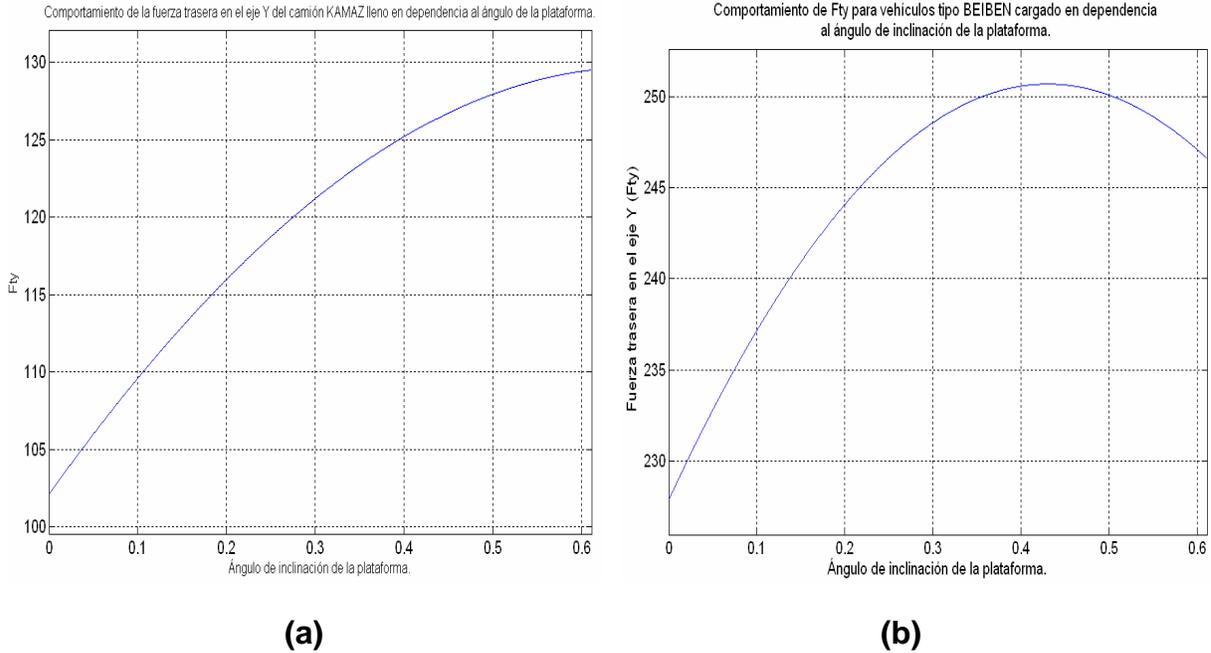


Figura 2.18 (a) y (b) Curva del comportamiento de la fuerza que ejerce el apoyo trasero sobre la plataforma perpendicularmente en cualquier ángulo de la misma

$$(F_{T_y} = f(\alpha)).$$

De la figura 2.18 se puede observar que para el KAMAZ la fuerza trasera perpendicular a la plataforma aumentará a medida que aumenta el ángulo, mientras que para el BEIBEN comienza con este comportamiento, pero en un determinado punto comenzará a disminuir. Esto se debe a que el centro de masa de estos camiones es más cercano al apoyo trasero que el de los usados anteriormente. El rango en que oscilan estos valores y para el caso del camión chino el valor máximo de esta fuerza está dado por:

Para KAMAZ ($F_{ty_0} = 102.1514\text{kN} < F_{ty} < 129.4956\text{kN} = F_{ty_{35}}$)

Para Chino ($F_{ty_0} = 227.8769\text{kN} > F_{ty} > 246.6033\text{kN} = F_{ty_{35}}$)

Para determinar el valor máximo de F_{ty} se deriva la función de la ecuación (2.13) respecto al ángulo y se iguala a cero para obtener la condición de extremo.

$$\frac{d(F_{ty})}{d\alpha} = f'(\alpha) = 0$$

Resolviendo esta ecuación despejando el valor de α se obtiene:

$$\alpha_{\max} = 0.42996$$

Sustituyendo:

$$F_{ty_{\max}} = 250.69441 \text{ kN}$$

Para determinar la otra componente se plantea el equilibrio en la otra dirección obteniéndose:

$$\begin{aligned} \sum F_X &= 0 \\ F_{T_x} - W \cdot \text{sen} \alpha &= 0 \\ F_{T_x} &= W \cdot \text{sen} \alpha \end{aligned} \tag{2.14}$$

$$\text{Cuando } \alpha = 0 \quad F_{T_x} = 0$$

Como se puede ver también incluye el caso particular cuando el camión no está inclinado.

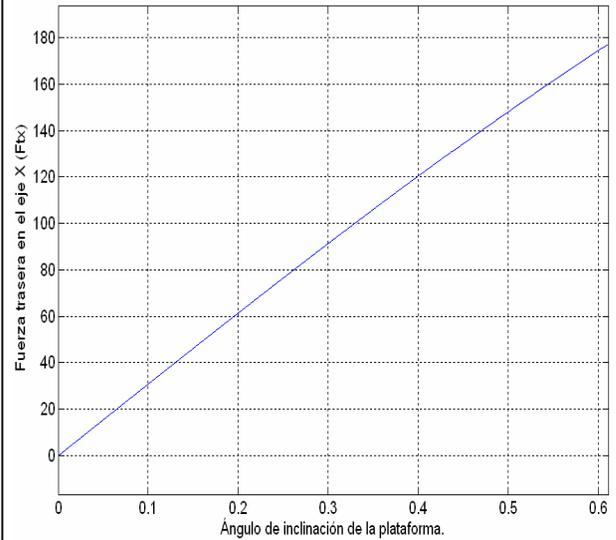
Para ver el comportamiento se grafica la ecuación (2.13) obteniéndose la figura 2.19.

De la gráfica mostrada en la figura 2.19 se puede ver que las fuerzas en la dirección paralela a la plataforma también aumenta pero siempre con un comportamiento ascendente.



(a)

Comportamiento de F_{Tx} para camiones tipo BEIBEN cargado en dependencia al ángulo de inclinación de la plataforma.



(b)

Figura 2.19 (a) y (b) Curva del comportamiento de la fuerza que ejerce el apoyo trasero sobre la plataforma paralelamente en cualquier ángulo de la misma

$$(F_{Tx} = f(\alpha)).$$

Los valores oscilan entre:

Para KAMAZ ($F_{Tx_0} = 0\text{kN} < F_{Tx} < 106.9089\text{kN} = F_{Tx_{35}}$)

Para BEIBEN ($F_{Tx_0} = 0\text{kN} > F_{Tx} > 177.2437\text{kN} = F_{Tx_{35}}$)

Con el objetivo de ver la fuerza trasera total ejercida por los camiones se determinará

por la suma de los vectores que representan las fuerzas F_{Tx} y F_{Ty} expresada por:

$$F_T = \sqrt{F_{Tx}^2 + F_{Ty}^2}$$

Obteniéndose:

$$F_T = W \sqrt{\left(\cos \alpha - \frac{X_T \cdot \cos \alpha - Y_T \cdot \sin \alpha}{e} \right)^2 + (\sin \alpha)^2} \quad (2.15)$$

También se puede obtener las graficas de la fuerza trasera total para cada uno de los camiones. Esto se ve en la figura 2.20 (a) y (b).

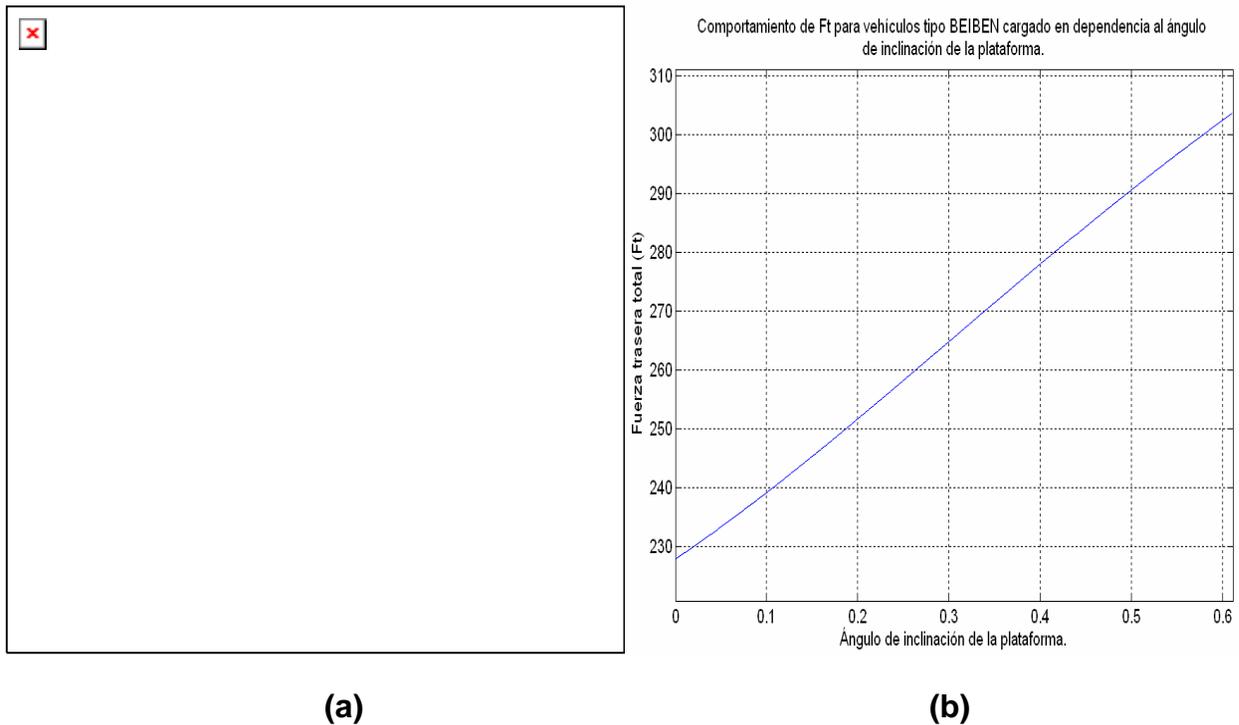


Figura 2.20 (a) y (b) Curva del comportamiento de la fuerza total que ejerce el apoyo trasero sobre la plataforma en cualquier ángulo de la misma ($F_T = f(\alpha)$).

Como es de espera la figura 2.20 que muestra la curva del comportamiento de la fuerza total que ejerce el apoyo trasero sobre la plataforma se puede observar como esta fuerza resultante en la dirección paralela a la plataforma aumentan con un comportamiento ascendente.

Los valores de las fuerzas resultantes para los vehículos utilizados por el CAI “Central Caracas” oscilan entre:

Para KAMAZ ($F_{t_0} = 102.1514\text{kN} < F_t < 167.9245\text{kN} = F_{t_{35}}$)

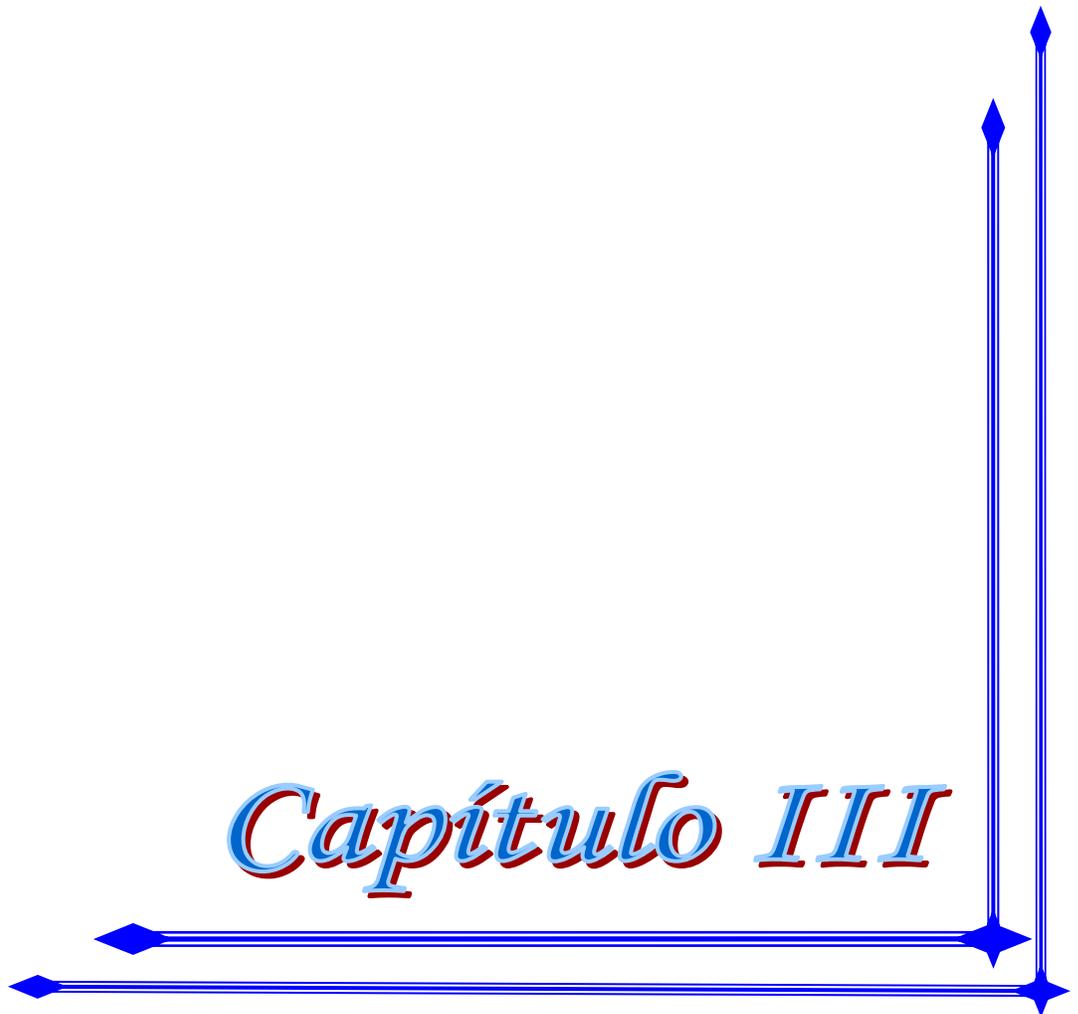
Para BEIBEN ($F_{t_0} = 227.8769\text{kN} > F_t > 303.6915\text{kN} = F_{t_{35}}$)

Como se puede ver estas se diferencian bastante para ambos vehículos, en el orden de alrededor de dos veces y además las fuerzas para el chino representarían las máximas que existirán en ese apoyo.

2.6. Conclusiones del Capítulo

1. Se determinaron todas las dimensiones de la instalación basculante tanto a través de mediciones de terreno como mediante el uso de algunos planos existentes y se describió el funcionamiento del accionamiento que presenta la instalación así como sus características técnicas.
2. Mediante una metodología de cálculo teórico-experimental se determinó las coordenadas del centro de masa para los camiones KAMAZ y BEIBEN. Esto permitió redistribuir las fuerzas del peso total del mismo en las partes correspondientes al tren delantero y trasero.
3. A través del uso del programa computacional MATLAB se pudieron plantear las ecuaciones generales que describen las fuerzas aplicadas por el vehículo sobre la plataforma y obtener las curvas del comportamiento de las mismas.

Capítulo III



Capítulo III Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

3.1. Planteamiento del esquema de análisis a emplear.

Planteamiento del esquema de análisis para el basculante con camiones KAMAZ y BEIBEN.

En la figura 3.1 se refleja la situación real del virador con el vehículo preparado para la operación de volteo del mismo, en esta, están representadas las fuerzas del vehículo BEIBEN sobre la plataforma, que fueron estudiadas y calculadas en el capítulo anterior y se ve claramente los puntos de apoyo (pivote y accionamiento hidráulico).

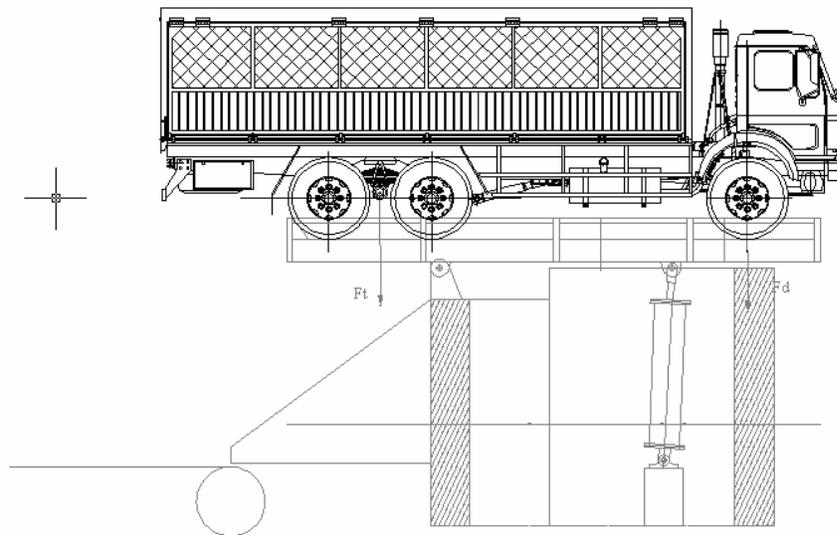


Fig. 3.1 Plano del basculante en su posición horizontal para los vehículos BEIBEN (situación real).

De este esquema real se plantea un esquema de análisis representados en la figura 3.2 y de la comparación con el esquema real de la figura 3.1 se puede notar que existe una aceptada correspondencia. Es decir, el esquema de análisis del basculante corresponde con bastante exactitud a la situación real del mismo.

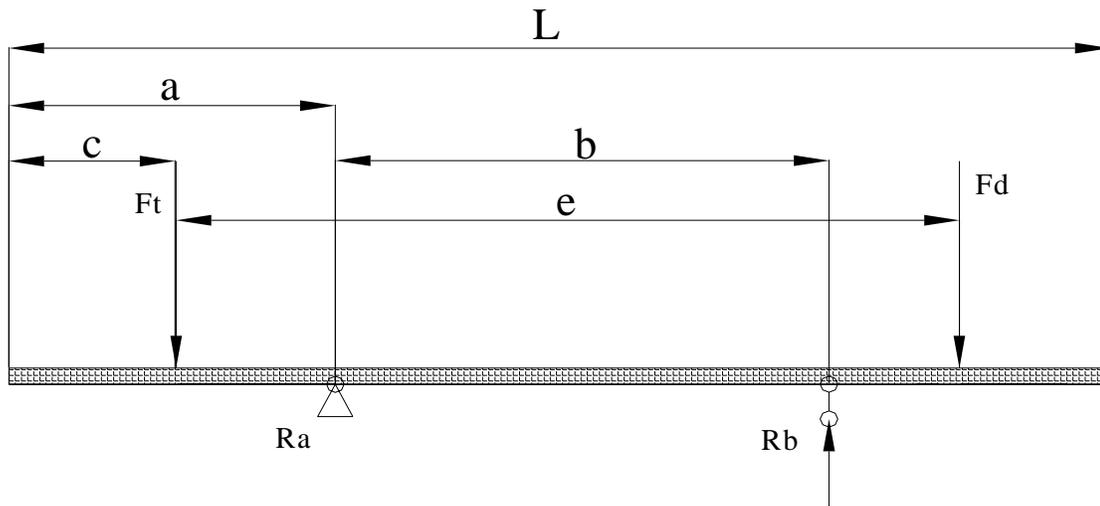


Fig. 3.2 Esquema de análisis del basculante en su posición horizontal para los camiones BEIBEN.

Este esquema de análisis del virador o basculante, realizado por las condiciones reales del mismo, contiene las fuerzas que provoca el vehículo sobre la plataforma (F_t y F_d), que son las fuerzas realizadas por las ruedas traseras y delanteras del camión sobre el virador. También muestra los puntos de apoyo R_a y R_b , siendo R_a el punto pivote del basculante y R_b el punto que representa al equipo encargado de elevar la plataforma a su ángulo de trabajo con el objetivo de descargar la caña, en este caso es un accionamiento hidráulico dado a conocer anteriormente en el capítulo 1.

Las siguientes figuras 3.3 y 3.4 representan la situación real del basculante en su posición horizontal con el vehículo KAMAZ encima, listo para su volteo y el esquema de análisis para la misma situación.

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

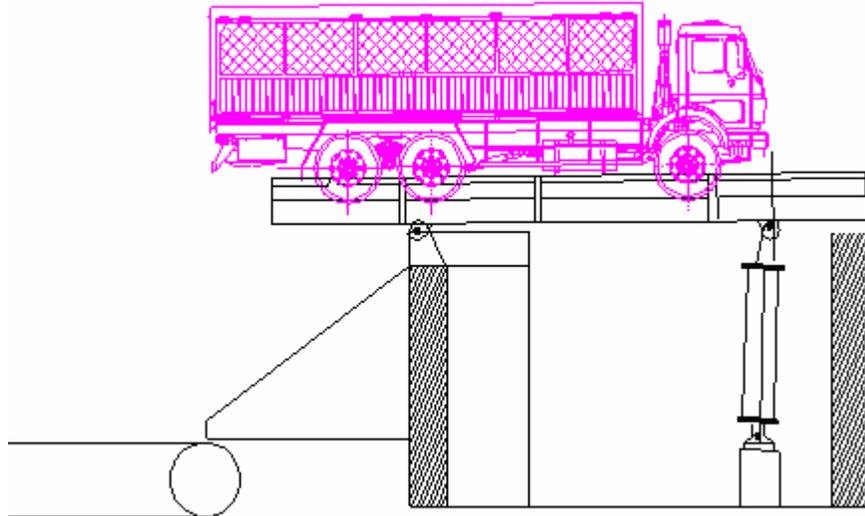


Fig. 3.3 Plano del basculante en su posición horizontal con el camión KAMAZ encima (situación real).

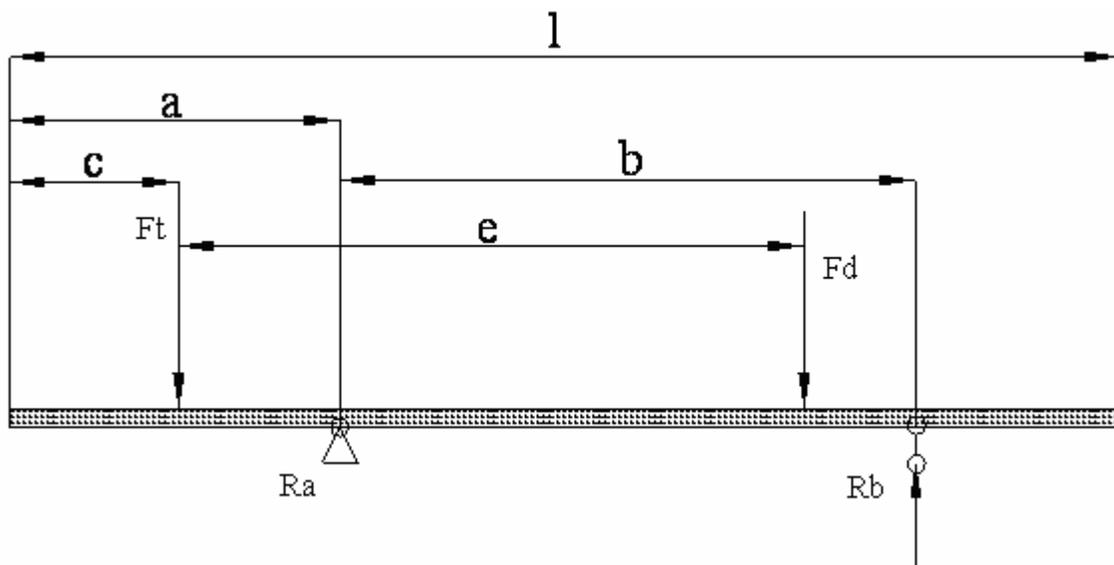


Fig. 3.4. Esquema representativo de fuerzas, reacciones y dimensiones de los camiones KAMAZ en su posición horizontal sobre la plataforma.

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

Como se puede ver también tiene una correspondencia adecuada. La diferencia entre los esquemas de análisis es simplemente la posición de la fuerza delantera, que esto está asociado al hecho de que los camiones chinos son más largos que los KAMAZ.

En las figuras 3.5 y 3.6 se puede ver un esquema teórico del virador en trabajo, hasta un ángulo de 35 grados de inclinación con los vehículos de marca KAMAZ y BEIBEN encima, cuando se está descargando la caña y la representación real del mismo, logrando visualizar en estos, la correspondencia del análisis teórico al real.

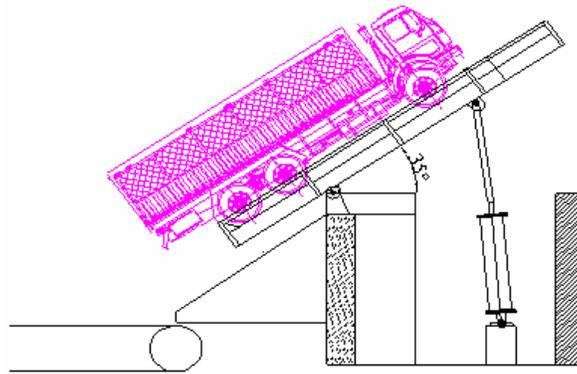


Fig. 3.5 Plano del basculante en trabajo a un ángulo de 35° con un camión KAMAZ encima. (Situación real).

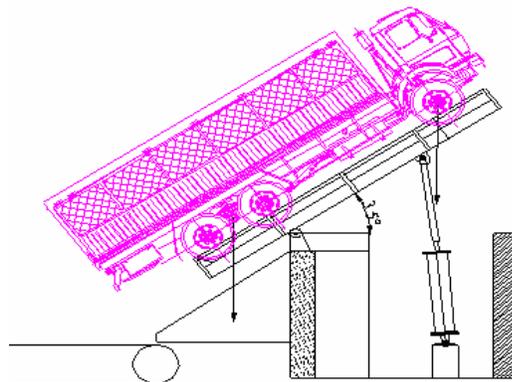


Fig. 3.6. Plano del basculante en trabajo a un ángulo de 35° con un camión BEIBEN encima. (Situación real).

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

En estos casos se pueden plantear los mismos esquema de análisis pero inclinados mostrándose en las figuras 3.7, cuyas diferencias para los distintos camiones serán las mismas que en el caso anteriormente analizado cuando están horizontal.

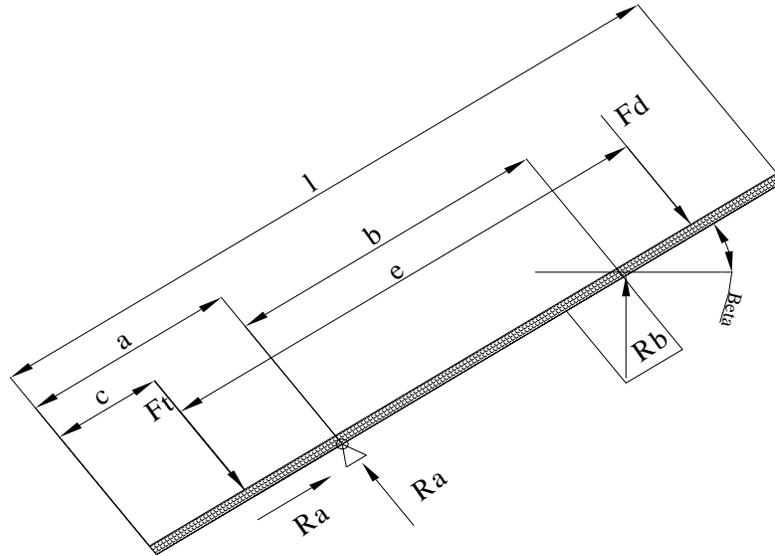


Fig. 3.7. Esquema de análisis del basculante en trabajo a 35°, posición de descarga de la materia y límite de trabajo.

De estos esquemas planteados se puede plantear solamente uno de forma general que responda a los parámetros de ambos camiones y en cualquier posición del ángulo de inclinación que pueda adoptar.

Con este nuevo esquema se trabajará de forma paramétrica logrando una mayor generalidad en el análisis, de tal manera que la sustitución de los valores particulares para cada caso en las expresiones obtenidas, permitan determinar los parámetros que se desean.

El esquema de mayor generalidad se muestra en la figura 3.8.

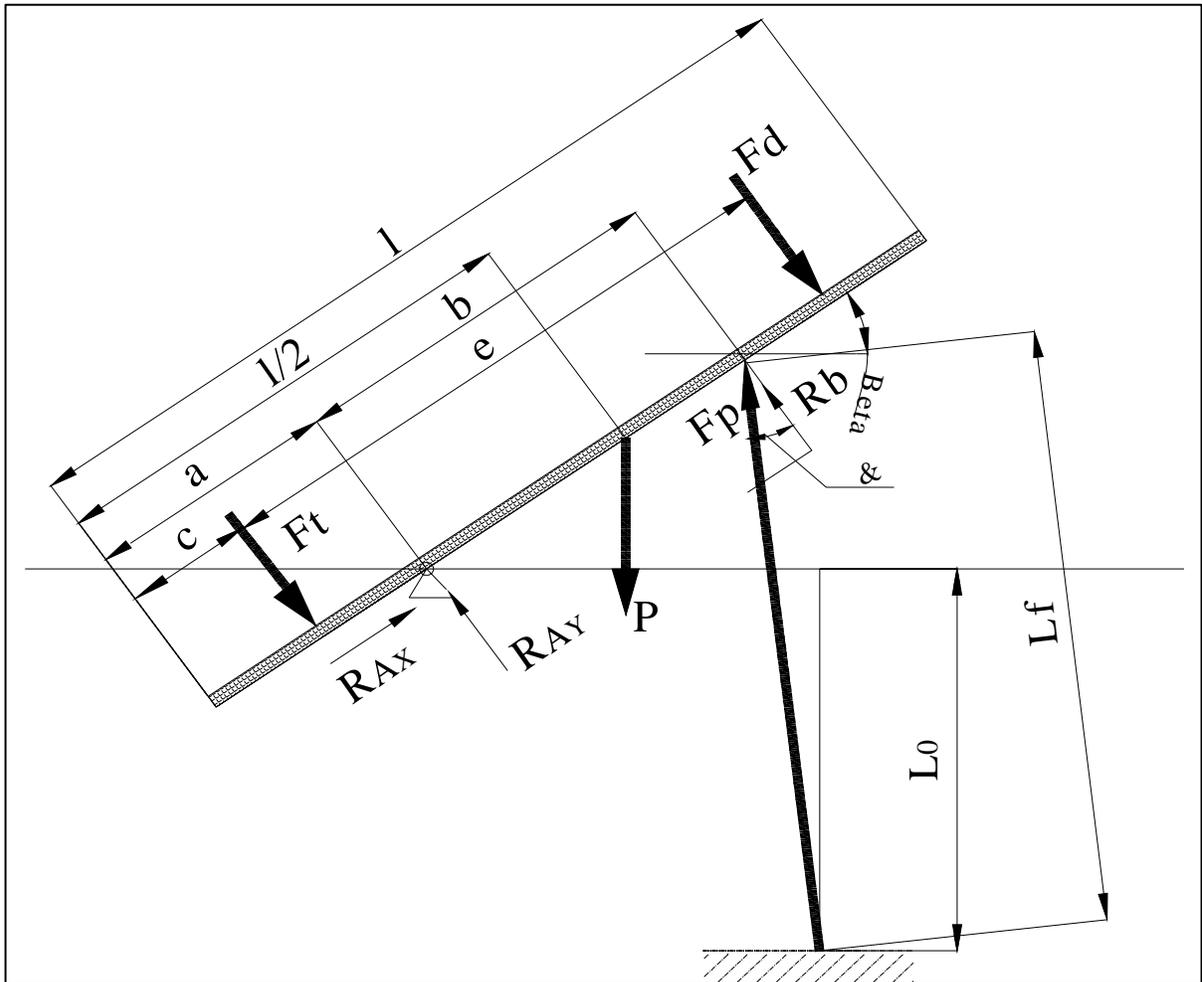


Fig. 3.8. Esquema general a emplear para el análisis.

Esta figura se empleará para el cálculo de cualquiera de los análisis en los casos a estudiar ya que el planteamiento de las ecuaciones de equilibrio tomarán un carácter general y para determinar cada caso simplemente se debe sustituir los valores correspondientes.

3.2. Planteamiento del modelo a utilizar.

A partir de la figura 3.8 que representa el modelo del cuerpo libre a emplear se plantean las condiciones de equilibrio con el objetivo de encontrar las incógnitas desconocidas.

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

Incógnitas:

R_b (kN) \Rightarrow Reacción perpendicular a la plataforma en la unión con el pistón.

R_{ay} (kN) \Rightarrow Reacción perpendicular provocada por el punto pivote a la plataforma.

R_{ax} (kN) \Rightarrow Reacción axial provocada por el punto pivote a la plataforma.

F_p (kN) \Rightarrow Fuerza requerida por el pistón para mover la plataforma.

Se conocen:

Longitudes:

L (m) \Rightarrow Longitud total de la plataforma que constituye el basculante.

b (m) \Rightarrow Distancia entre los apoyos traseros y delanteros del basculante.

e (m) \Rightarrow Distancia del centro de las gomas delanteras al centro de las gomas traseras.

a (m) \Rightarrow Longitud del extremo derecho de la plataforma al apoyo trasero del basculante.

c (m) \Rightarrow Longitud del extremo derecho de la plataforma al apoyo trasero del camión.

Cargas:

P (kN) \Rightarrow Peso de la plataforma basculante.

F_d , F_{ty} y F_{tx} \Rightarrow Se determinaron también como función del ángulo de inclinación de la plataforma de forma general en el capítulo anterior.

δ \Rightarrow Ángulo que toma el cilindro respecto a la perpendicular con la plataforma. Puede ser encontrado como función del ángulo de inclinación de la plataforma mediante relaciones geométricas existentes.

Definidas las incógnitas se procede a plantear las ecuaciones de equilibrio cuyas soluciones responden a las mismas. Con el objetivo de facilitar el cálculo y poder hacer

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

algunos análisis específicos se programan y procesan las ecuaciones obtenidas con el MATLAB. Esto se puede ver en el anexo 2.

De la sumatoria de los momentos respecto al punto A del apoyo queda:

$$\sum M_A = 0$$

$$R_B \cdot b - F_D \cdot (e - (a - c)) - P \cdot \cos \alpha \left(\frac{L}{2} - a \right) + F_{Ty} \cdot (a - c) = 0$$

$$R_B = \frac{F_D \cdot (e - (a - c)) + P \cdot \cos \alpha \left(\frac{L}{2} - a \right) - F_{Ty} \cdot (a - c)}{b} \quad (3.1)$$

Sustituyendo F_D y F_{Ty} queda:

$$R_B = \frac{F_D \cdot e - F_D (a - c) + P \cdot \cos \alpha \left(\frac{L}{2} - a \right) - (W \cdot \cos \alpha - F_D) \cdot (a - c)}{b}$$

$$R_B = \frac{F_D \cdot e - F_D (a - c) + P \cdot \cos \alpha \left(\frac{L}{2} - a \right) - W \cdot (a - c) \cdot \cos \alpha + F_D (a - c)}{b}$$

$$R_B = \frac{F_D \cdot e + P \cdot \left(\frac{L}{2} - a \right) \cdot \cos \alpha - W \cdot (a - c) \cdot \cos \alpha}{b}$$

$$R_B = \frac{W \cdot \bar{X}_T \cdot \cos \alpha - W \cdot \bar{Y} \cdot \sin \alpha + P \cdot \cos \alpha \cdot \left(\frac{L}{2} - a \right) - W \cdot \cos \alpha \cdot (a - c)}{b}$$

$$R_B = \frac{W (\bar{X}_T \cdot \cos \alpha - \bar{Y} \cdot \sin \alpha - (a - c) \cdot \cos \alpha) + P \cdot \left(\frac{L}{2} - a \right) \cdot \cos \alpha}{b}$$

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

$$R_B = \frac{W \left([\bar{X}_T - (a - c)] \cdot \cos \alpha - \bar{Y} \cdot \sin \alpha \right) + P \cdot \left(\frac{L}{2} - a \right) \cdot \cos \alpha}{b} \quad (3.2)$$

Como se puede ver la ecuación (3.2) describe para cada ángulo el valor de dicha fuerza y la misma podrá ser aplicada a cada tipo de camión, con tan solo sustituir los valores correspondientes a estos.

Para determinar el valor de la reacción en el punto pivote en el eje y (R_{AY}) se plantea la siguiente sumatoria de fuerzas que inciden sobre la plataforma.

$$\begin{aligned} \sum F_Y &= 0 \\ R_{AY} &= F_{T_Y} + F_D + P \cdot \cos \alpha - R_B \\ R_{AY} &= W \cdot \cos \alpha - F_D + F_D + P \cdot \cos \alpha - R_B \\ R_{AY} &= W \cdot \cos \alpha + P \cdot \cos \alpha - R_B \end{aligned}$$

Quedando:

$$R_{AY} = (W + P) \cdot \cos \alpha - R_B \quad (3.3)$$

Sustituyendo la ecuación (3.2) en (3.3) se obtiene:

$$R_{AY} = (W + P) \cdot \cos \alpha - \frac{W \left([\bar{X}_T - (a - c)] \cdot \cos \alpha - \bar{Y} \cdot \sin \alpha \right) + P \cdot \left(\frac{L}{2} - a \right) \cdot \cos \alpha}{b} \quad (3.4)$$

Como se puede ver la ecuación (3.4) también cumple las mismas características de la (3.2).

Para determinar la otra componente de esta reacción en el punto de pivote R_{AX} , se plantea el equilibrio en este sentido obteniéndose:

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{Ax} - F_{Tx} - P \cdot \text{Sen}\alpha + F_p \cdot \text{Sen}\delta = 0$$

$$R_{Ax} = F_{Tx} + P \cdot \text{Sen}\alpha - F_p \cdot \text{Sen}\delta$$

$$R_{Ax} = W_T \cdot \text{Sen}\alpha + P \cdot \text{Sen}\alpha - F_p \cdot \text{Sen}\delta$$

$$R_{Ax} = (W_T + P) \text{Sen}\alpha - F_p \cdot \text{Sen}\delta \quad (3.5)$$

Para determinar F_p se realiza un análisis geométrico donde se establece que:

$$F_p \cdot \text{Cos}\delta = R_B$$

Despejando:

$$F_p = \frac{R_B}{\text{Cos}\delta} \quad (3.6)$$

Para encontrar el ángulo δ se realiza otro análisis geométrico basado en la figura 3.9.

De la misma se puede plantear:

$$(\overline{OC}) = (\overline{OB}) = b$$

Del Δ OAC se plantea:

$$(\overline{OA}) = h_0^2 + b^2$$

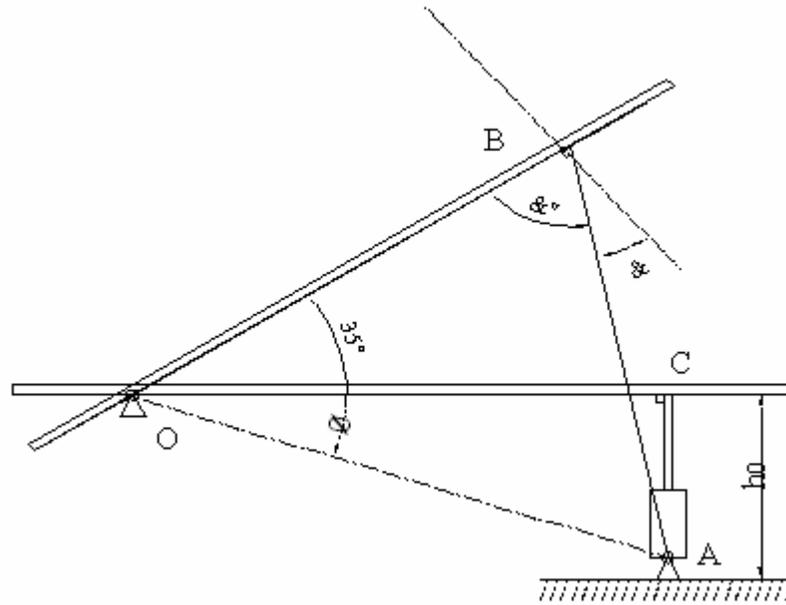


Fig. 3.9 Esquema para el análisis geométrico del funcionamiento del basculante.

$$\tan \vartheta = \frac{h_0}{b} \quad \vartheta = \arctan \frac{h_0}{b}$$

$$L_F = b^2 + (\overline{OA})^2 - 2b(\overline{OA}) \cdot \cos(\vartheta + \alpha) \quad (3.7)$$

Sustituyendo:

$$L_F = \sqrt{2 \cdot b^2 + h_0^2 - 2 \cdot b \cdot \cos \left(\alpha + \arctan \left(\frac{h_0}{b} \right) \right)} \cdot \sqrt{b^2 + h_0^2} \quad (3.8)$$

Debe notarse que esta expresión define la longitud del cilindro en cualquier posición del ángulo de inclinación de la plataforma.

$$\frac{L_F}{\text{Sen}(\vartheta + \alpha)} = \frac{(\overline{OA})}{\text{Sen} \delta^1}$$

$$\text{Sen} \delta^1 = \frac{(\overline{OA})}{L_F} \cdot \text{Sen}(\alpha + \vartheta) \quad \delta^1 = \arcsen \left[\frac{(\overline{OA})}{L_F} \cdot \text{Sen}(\alpha + \vartheta) \right]$$

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

$$\delta = \Pi - \delta^1 \quad (3.9)$$

Con δ queda totalmente definida la ecuación (3.6) que determina la fuerza necesaria del cilindro. Sustuyendo (3.9) en (3.6) queda:

$$F_p = \frac{W \left(\left[\bar{X}_T - (a-c) \right] \cdot \text{Cos} \alpha - \bar{Y} \cdot \text{Sen} \alpha \right) + P \cdot \left(\frac{L}{2} - a \right) \cdot \text{Cos} \alpha}{b \cdot \text{Cos} \left[\frac{\pi}{2} - \arcsin \left(\frac{\sin \left(\alpha + \arctan \left(\frac{h_0}{b} \right) \right) \cdot \sqrt{b^2 + h_0^2}}{\sqrt{2 \cdot b^2 + h_0^2} - 2 \cdot b \cdot \cos \left(\alpha + \arctan \left(\frac{h_0}{b} \right) \right) \cdot \sqrt{b^2 + h_0^2}} \right) \right]} \quad (3.10)$$

Como se puede ver la ecuación (3.10) resulta un poco compleja para usarse en axial cálculos manuales, pero es muy fácil de manejar con el uso del MATLAB.

También se puede sustituir la ecuación (3.10) en (3.5) quedando definitivamente para la reacción axial en el punto pivote R_{ax} :

$$R_{AX} = (P+W) \cdot \sin \alpha - \frac{\sin \left[\frac{\pi}{2} - \arcsin \left(\frac{\sin \left(\alpha + \arctan \left(\frac{h_0}{b} \right) \right) \cdot \sqrt{b^2 + h_0^2}}{\sqrt{2 \cdot b^2 + h_0^2} - 2 \cdot b \cdot \cos \left(\alpha + \arctan \left(\frac{h_0}{b} \right) \right) \cdot \sqrt{b^2 + h_0^2}} \right) \right] \cdot \left(W \left(\left[\bar{X}_T - (a-c) \right] \cdot \text{Cos} \alpha - \bar{Y} \cdot \text{Sen} \alpha \right) + P \cdot \left(\frac{L}{2} - a \right) \cdot \text{Cos} \alpha \right)}{b \cdot \text{Cos} \left[\frac{\pi}{2} - \arcsin \left(\frac{\sin \left(\alpha + \arctan \left(\frac{h_0}{b} \right) \right) \cdot \sqrt{b^2 + h_0^2}}{\sqrt{2 \cdot b^2 + h_0^2} - 2 \cdot b \cdot \cos \left(\alpha + \arctan \left(\frac{h_0}{b} \right) \right) \cdot \sqrt{b^2 + h_0^2}} \right) \right]} \quad (3.11)$$

De esta manera fueron encontradas todas las reacciones que aparecen en el basculante (Ec: (3.2), (3.4), (3.10) y (3.11)) y a demás de una manera muy peculiar que permitirá realizar varios análisis, pues todas las cargas y reacciones son función de los parámetros específicos que toman las variables definidas paramétricamente para cada tipo de camión y del ángulo de inclinación en que se encuentre el basculante.

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

3.3. Comportamiento de las cargas en el basculante para KAMAZ y BEIBEN.

Con el objetivo de ver el comportamiento de las reacciones se realizaran algunas graficas y análisis basadas en las ecuaciones obtenidas que responden a dichos parámetros.

Para esto hay que evaluar en cada caso (KAMAZ y BEIBEN) los parámetros determinados en el capítulo anterior y que se resumen en las tablas 3.1 y 3.2.

Tabla 3.1 Parámetros del KAMAZ.

		a(m)	b(m)	c(m)	e(m)	L(m)	P(kN)	W(kN)	X	Y
Vehículos KAMAZ	Vacío							88.29	2.26	1.35
	Lleno	2,8	3,25	1.236	3.85	7.4	58.86	186.39	1.74	1.65

Tabla 3.2 Parámetros del BEIBEN.

		a(m)	b(m)	c(m)	e(m)	L(m)	P(kN)	W(kN)	X	Y
Vehículos BEIBEN	Vacío							112.815	2.07	1.55
	Lleno	2,8	3,25	1.236	3.85	7.4	58.86	309.015	1.3588	1.75

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

Para analizar la reacción en el pivote del cilindro de la instalación (R_b) para los diferentes vehículos utilizados por el CAI “Central Caracas” y en diferentes condiciones (vacíos y cargados), se elaborarán varias gráficas mediante el software MATLAB con la ecuación (3.2) anteriormente mostradas, donde se apreciará como la reacción varia para las diferentes condiciones en dependencia al ángulo de inclinación que tome la plataforma.

La figura 3.10 (a) y (b) representa las gráficas de reacciones en el pivote del cilindro de la instalación para camiones tipo KAMAZ (R_b) cuando estos se encuentran vacíos y llenos respectivamente.

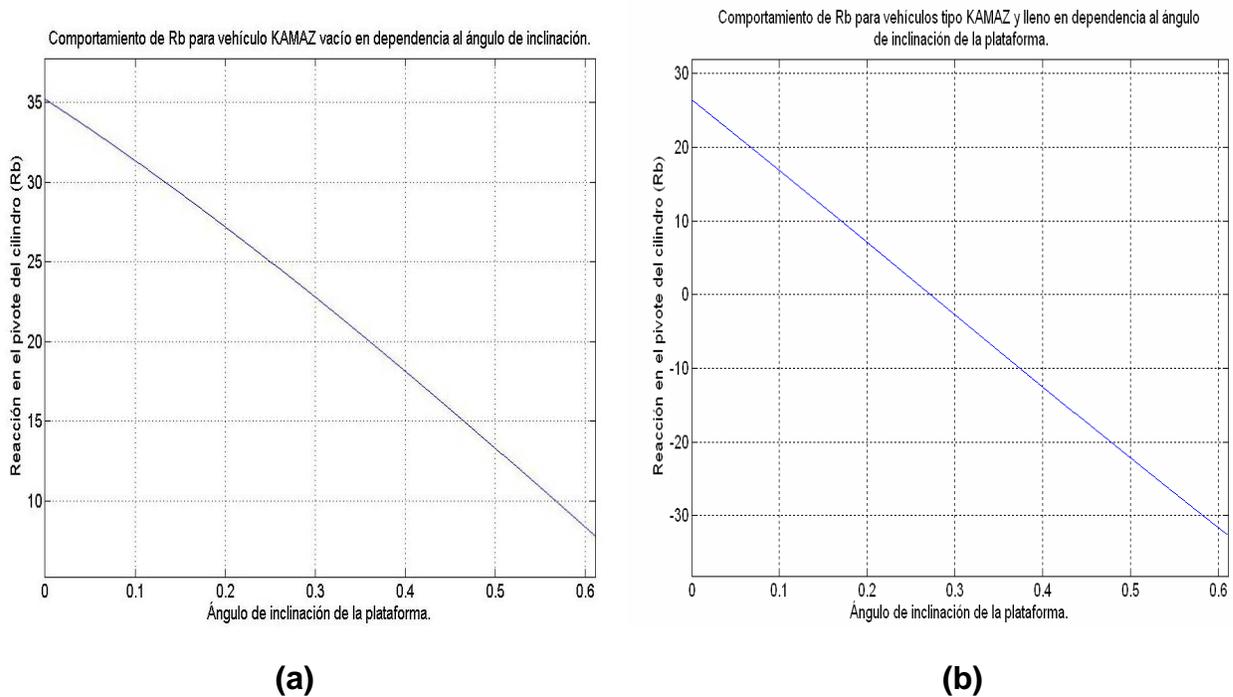


Figura 3.10 (a) y (b) Curva del comportamiento de las reacciones en el pivote del cilindro para vehículos tipo KAMAZ vacío y cargado.

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

Como se puede apreciar las reacciones para este tipo de vehículo cargado y vacío disminuye a medida que el ángulo de inclinación de la plataforma aumenta y los valores de estas se encuentran dentro de un rango para los dos casos de la siguiente forma:

Para KAMAZ vacío: $R_{bo} = 35.2073\text{kN} > R_b > 7.8046\text{kN} = R_{b_{35}}$

Para KAMAZ cargado: $R_{bo} = 26.3934\text{kN} > R_b > -32.6566\text{kN} = R_{b_{35}}$

Con el objetivo de obtener una mejor visualización del comportamiento de la reacción en el pivote del cilindro para el vehículo tipo KAMAZ, se realiza la siguiente gráfica de comparación entre las curvas del vehículo KAMAZ vacío y la del vehículo lleno, logrando una curva resultante entre estas que puede representar el valor aproximado de la misma a medida que el vehículo descarga la materia (caña).

Este ajuste se realizará escribiendo en este caso una ecuación para R_b definida como:

$$R_{b_{ajus}} = R_{b_{lleno}} \cdot \left(1 - \frac{\alpha}{\alpha_{\max}}\right) + R_{b_{vacio}} \cdot \frac{\alpha}{\alpha_{\max}} \quad (3.12)$$

Como se puede ver este es un modelo en el que se asume una descarga de la caña linealmente y uniformemente distribuida en el tiempo de volteo.

Este ajuste dado por la ecuación (3.12) se puede ver en la grafica de la figura 3.11.

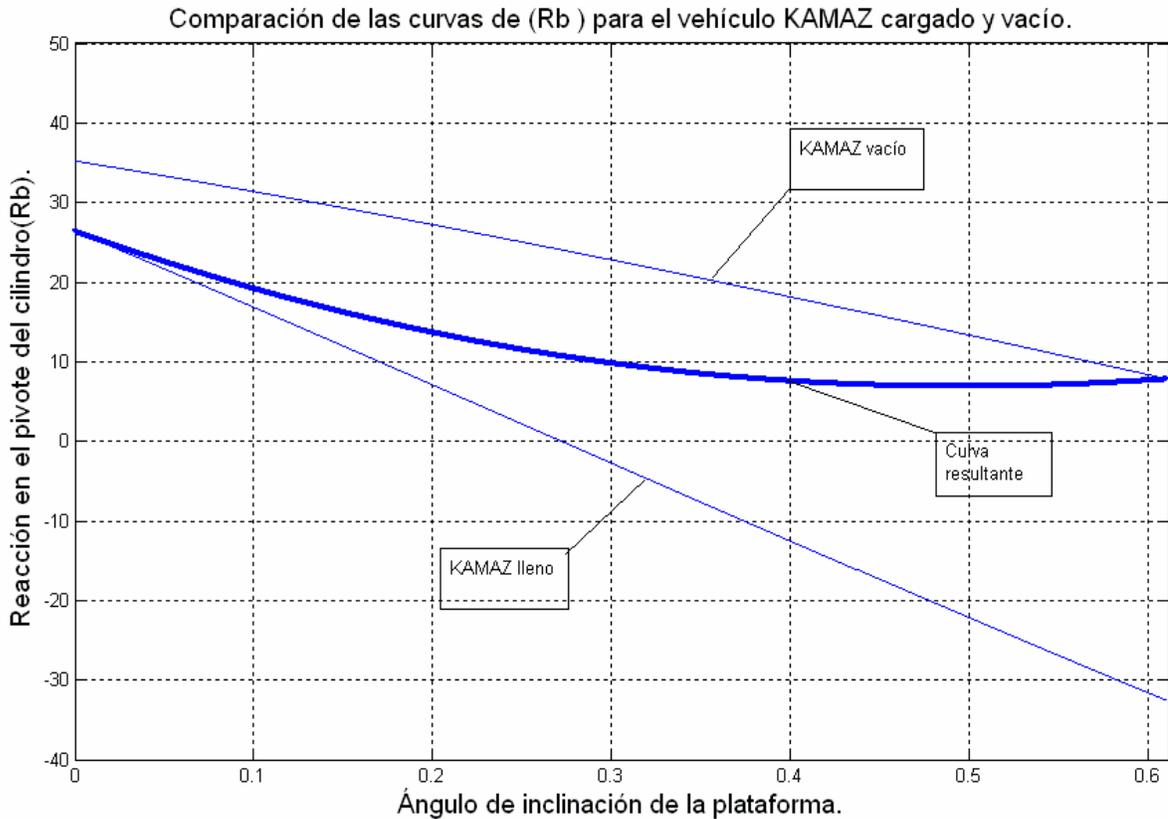


Fig. 3.11 Comparación entre las curvas del comportamiento de R_b para vehículos tipo KAMAZ vacío y cargado y representación de la curva resultante de las mismas.

En la gráfica representada anteriormente se refleja como la curva resultante se mueve dentro de un rango totalmente positivo y entre las curvas para el vehículo vacío y lleno. Esto implica que no ocurra lo que ellos llaman el vuelco, pues al ser siempre la reacción positiva el cilindro tendrá que hacer una fuerza en un solo sentido.

Después de conocer el comportamiento de las reacciones en el pivote del cilindro para vehículos KAMAZ vacío, lleno y ajustando una curva a los mismos casos, se procederá a la elaboración y obtención de las mismas gráficas vistos anteriormente, pero ahora para los vehículos de marca BEIBEN. La figura 3.12 (a) y (b) muestra mediante gráficas el comportamiento de las reacciones en el pivote del cilindro de la instalación

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

para vehículos tipo BEIBEN (R_b) y cuando estos se encuentran vacíos y llenos respectivamente.

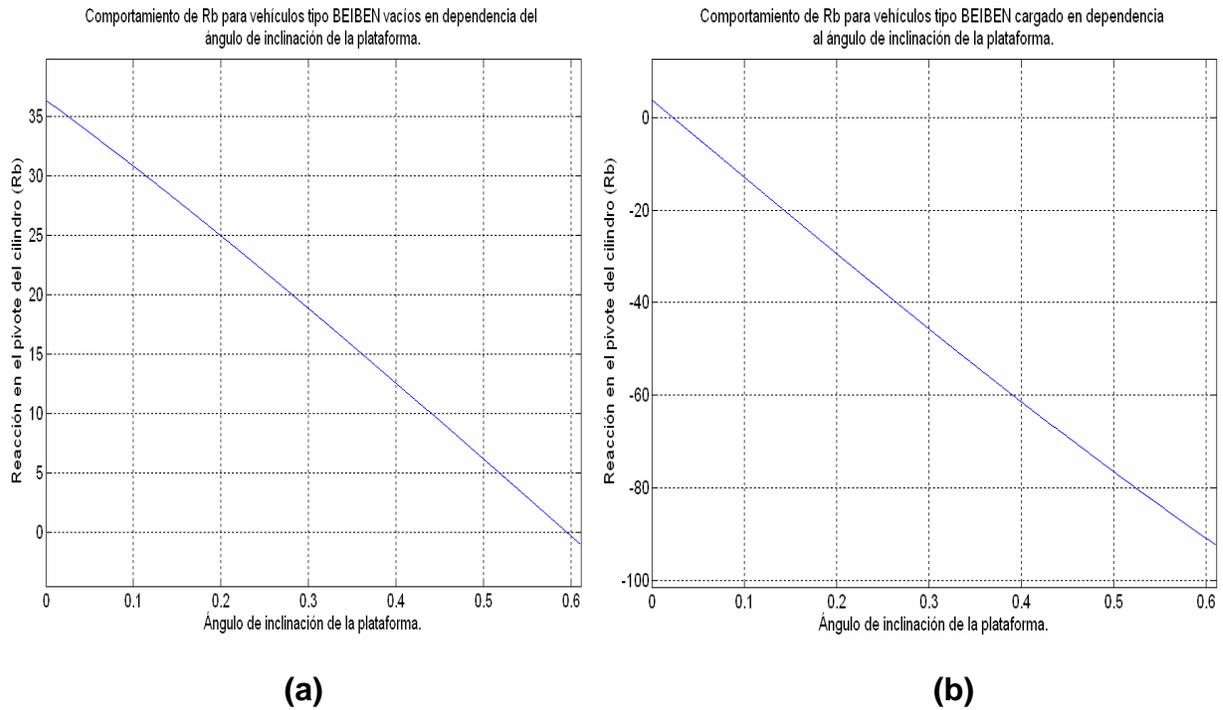


Figura 3.12 (a) y (b) Curva del comportamiento de las reacciones en el pivote del cilindro para vehículos tipo BEIBEN vacío y cargado.

En estas graficas representadas por la figura 3.12 (a) y (b) se puede observar claramente que la reacción en el pivote del cilindro tanto para el vehículo BEIBEN vacío o lleno disminuye a medida que la plataforma crece en pendiente, es decir el ángulo de inclinación aumenta. Los valores de la reacción para los diferentes casos se reflejan a continuación en determinado rango, estoas son los siguientes:

Para BEIBEN vacío: $R_{b0} = 36.3634\text{kN} > R_b > -1.0736\text{kN} = R_{b35}$

Para BEIBEN cargado: $R_{b0} = 3.6348\text{kN} > R_b > -92.4614\text{kN} = R_{b35}$

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

Para lograr una mejor visualización del comportamiento de la reacción en el pivote del cilindro para el vehículo tipo BEIBEN, se realiza la siguiente gráfica de comparación entre las curvas del vehículo vacío y la del vehículo lleno, logrando una curva ajustada entre estas que puede representar el valor aproximado de la misma a medida que el vehículo descarga la materia (caña), esto se logra con un ajuste. Ver grafico de la figura 3.13.

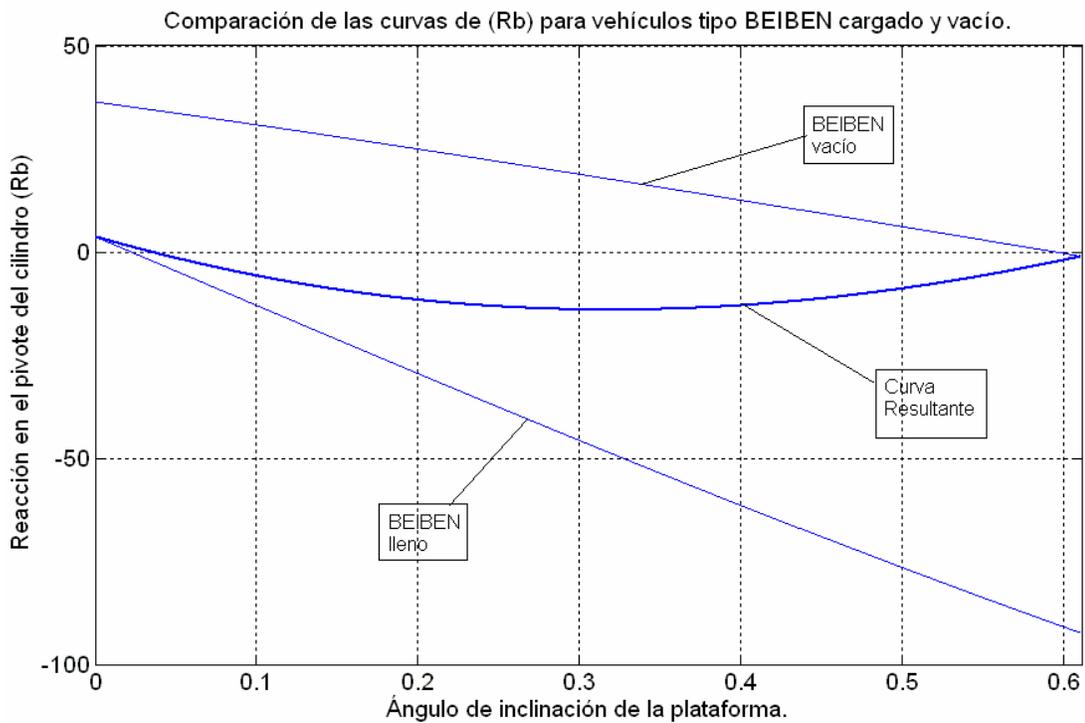


Fig. 3.13 Comparación entre las curvas del comportamiento de R_b para vehículos tipo BEIBEN vacío y cargado y representación de la curva resultante de las mismas.

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.



En la gráfica representada en la figura 3.13 se refleja como la curva resultante para el vehículo BEIBEN se mueve dentro de un rango de valores positivos muy pequeños hasta tomar valores negativos en mayor parte de la curva y entre las curvas para el vehículo vacío y lleno. Esto significa que el accionamiento sólo tiene que aplicar para este caso una mínima fuerza para que la plataforma sola se vaya, entrando en vuelco la instalación, o que simplemente el cilindro no puede realizar esta doble función de empujar y tirar, por el hecho de ser de emulsión.

A continuación se podrá ver mediante la figura 3.14 (a) y (b), las gráficas de comparación entre las curvas de comportamiento de la fuerza del pistón en dependencia al ángulo de inclinación de la plataforma para los diferentes tipos de vehículos KAMAZ y BEIBEN respectivamente utilizados por la industria CAI “Central Caracas” y en diferentes casos, cuando se encuentran totalmente cargados y vacíos, dando en estas figuras una mayor visualización de cómo se comportaría la fuerza del pistón realmente y aproximado, viéndose así en la curva de ajuste representadas en las mismas para los diferentes casos. Es decir cuando la instalación se encuentra descargando la materia el comportamiento de la fuerza del pistón esta reflejado en la curva de ajuste y en el descenso de la plataforma la representaría la curva para el vehículo vacío.

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

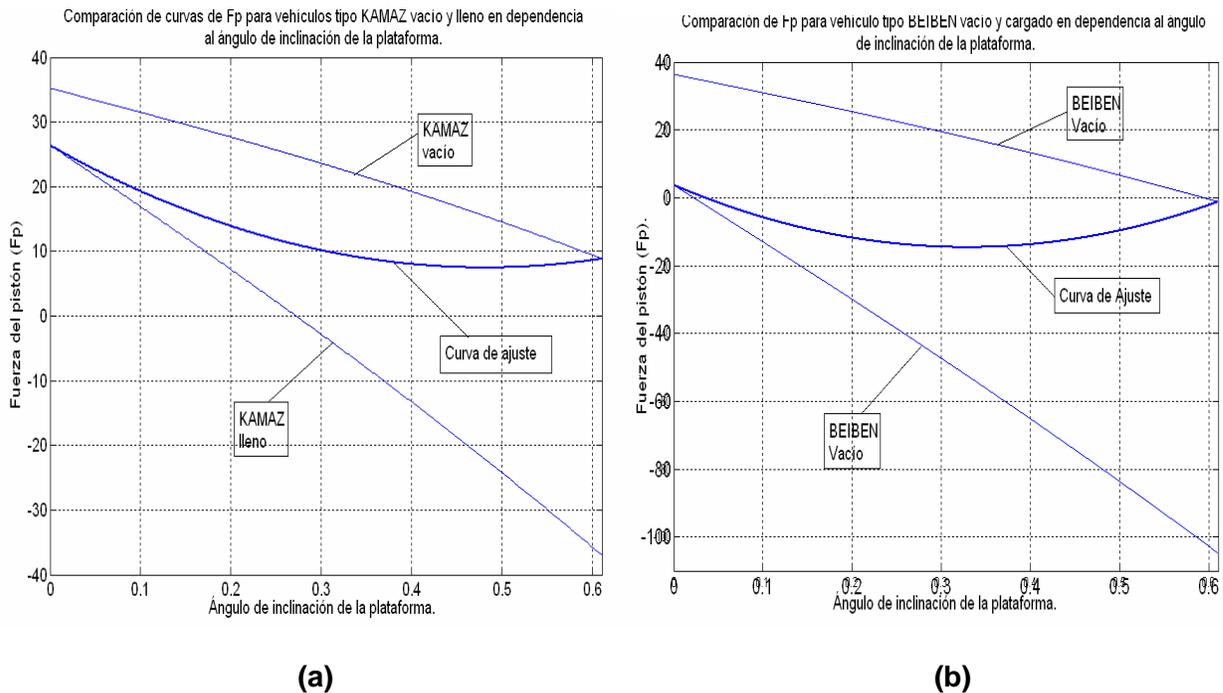


Figura 3.14 (a) y (b) Comparación de curvas de comportamiento de la fuerza del pistón que ejerce el accionamiento para los vehículos KAMAZ y BEIBEN cargados y vacíos, representación de la curva de ajuste para los dos casos.

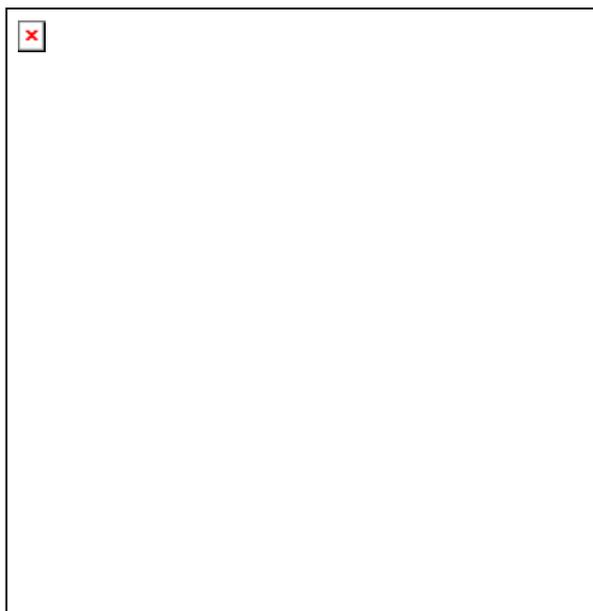
En estas gráficas se puede ver el comportamiento de cada curva de fuerza del pistón en dependencia al ángulo de inclinación para camiones vacíos y llenos tanto para KAMAZ y BEIBEN y en los dos casos la fuerza del pistón disminuye a medida que aumenta la pendiente de la plataforma pero en diferentes rangos de valores. Estas figuras se representan las curvas de ajustes de la fuerza del pistón para los diferentes casos y se podrá saber con precisión que valor de Fp hace falta en cada instante.

Es preocupante el hecho de la necesidad de invertirse el sentido de la fuerza al emplearse camiones BEIBEN a máxima capacidad; esto es imposible para este tipo de cilindros.

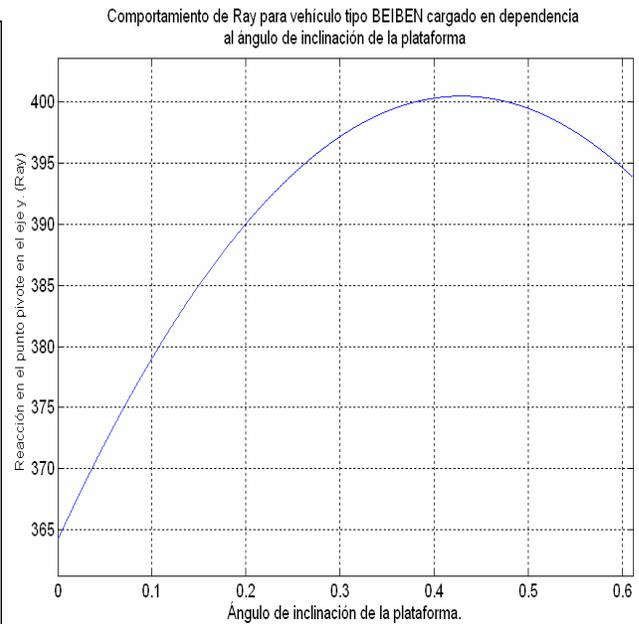
Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

Para ver el comportamiento de la reacción en el punto pivote de la plataforma en su eje Y (Ray) para los diferentes camiones, se elaborarán las gráficas correspondientes a la misma mediante la ecuación anteriormente mostrada, donde se apreciará de forma generalizada, como la reacción varía para las diferentes condiciones en dependencia al ángulo de inclinación que tome la plataforma.

La figura 3.15 (a) y (b) representa la gráfica de reacciones en el punto pivote de la plataforma con respecto al eje Y para camiones tipo KAMAZ y BEIBEN (Ray) cuando estos se encuentran a capacidad máxima de carga.



(a)



(b)

Figura 3.15 (a) y (b) Comparación entre las curvas del comportamiento de (Ray) para vehículos tipo KAMAZ y BEIBEN cargados en dependencia al ángulo de inclinación de la plataforma.

De la figura 3.15 se puede observar que para los dos vehículos la reacción en el eje Y para el punto pivote aumentará a medida que aumenta el ángulo hasta determinado

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

valor y después disminuye hasta el valor máximo de inclinación de la plataforma, esto se debe a que en ese instante la línea de acción del peso del camión pasa por el punto pivote. El rango en que oscilan estos valores para los dos casos, el valor máximo de esta reacción está dado por:

Para KAMAZ ($Ray_0 = 218.8566 \text{ kN} < Ray < 233.5536 \text{ kN} = Ray_{35}$)

Para BEIBEN ($Ray_0 = 364.2402 \text{ kN} > Ray > 393.8070 \text{ kN} = Ray_{35}$)

Para más generalidad se obtendrá una grafica semejante a las obtenidas anteriormente con el ajuste.

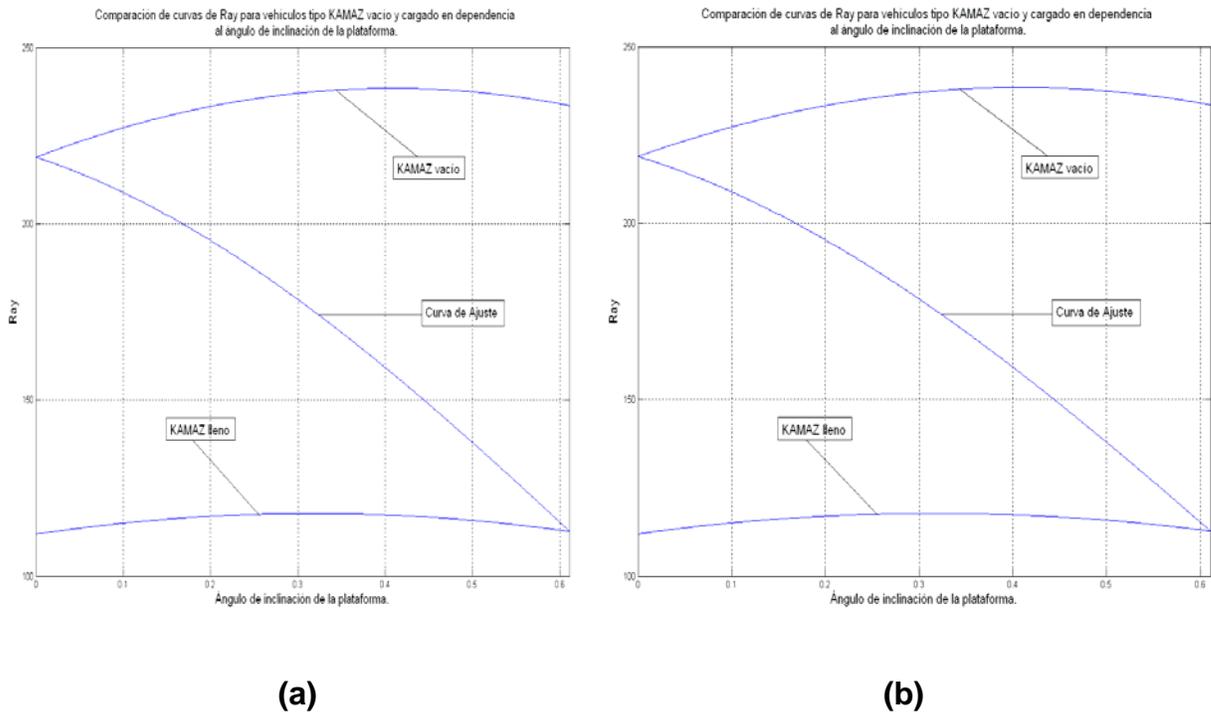


Figura 3.16 (a) y (b) Comparación de curvas de comportamiento de la fuerza de la reacción perpendicular a la plataforma en el punto pivote para los vehículos KAMAZ y BEIBEN cargados y vacíos, representación de la curva de ajuste para los dos casos.

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

Para ver el comportamiento de la reacción en el punto pivote de la plataforma en su eje X (R_{ax}) para los diferentes vehículos, se elaborarán las gráficas correspondientes a la misma mediante la ecuación anteriormente mostrada, donde se apreciará de forma generalizada como la reacción varía para las diferentes condiciones en dependencia al ángulo de inclinación que tome la plataforma.

La figura 3.17 (a) y (b) representa la gráfica de reacciones en el punto pivote de la plataforma con respecto al eje x para camiones tipo KAMAZ y BEIBEN (R_{ax}) cuando estos se encuentran a capacidad máxima de carga.

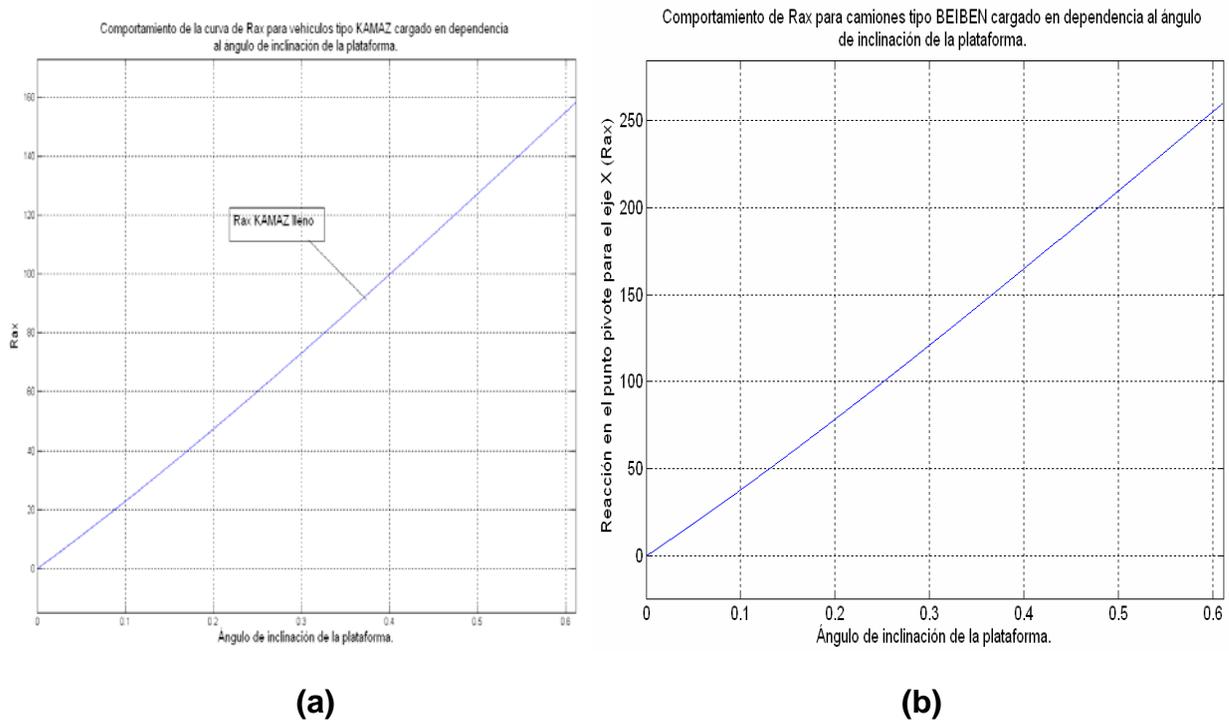


Figura 3.17 Comportamiento de la reacción axial en el punto pivote de la instalación para vehículos tipo KAMAZ y BEIBEN completamente cargados en dependencia al ángulo de inclinación.

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

Como se puede apreciar en estas figuras la reacción axial en el punto pivote para los diferentes tipos de vehículos parten desde cero y aumentan a medida que el ángulo de inclinación de la plataforma crece, es decir son directamente proporcionales.

En la siguiente figura 3.18 (a) y (b) se puede apreciar la curva de ajuste de la reacción total en el punto pivote para los dos tipos de vehículos cargados y vacíos estudiados por este trabajo.

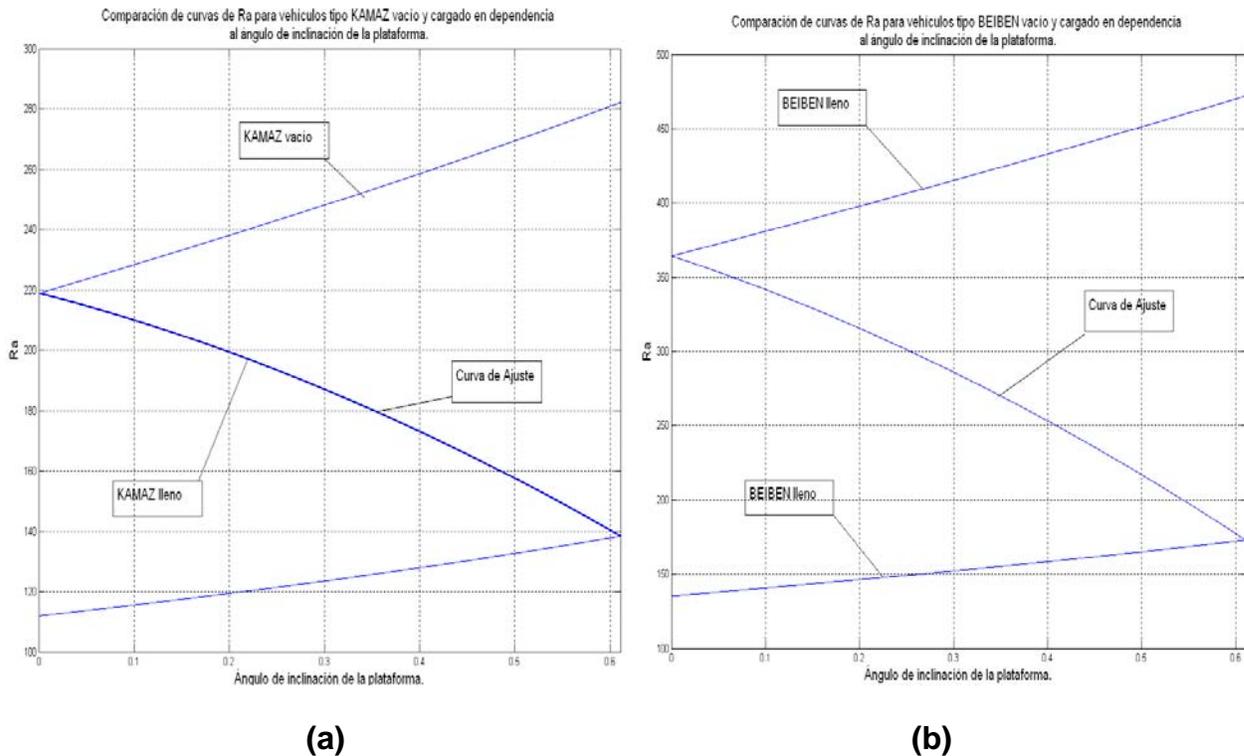


Figura 3.18 Comparación de la reacción total en el punto pivote de la instalación para vehículos tipo KAMAZ y BEIBEN completamente cargados y vacíos en dependencia al ángulo de inclinación.

3.4. Calculo de la resistencia de los elementos de la plataforma

3.4.1. Resistencia de la plataforma:

Para calcular la resistencia de la plataforma se construyen los diagramas de fuerza cortante y momento flector para los casos más críticos con diferentes tipos de vehículos comprobando así la resistencia de la misma. Donde:

- 1) Diagrama de momento flector y de fuerzas cortantes para el caso de camiones KAMAZ sobre la plataforma en su posición horizontal. Ver figura 3.19.
- 2) Diagrama de momento flector y de fuerzas cortantes para el caso de camiones BEIBEN sobre la plataforma en su posición horizontal. Ver figura 3.20

Los dos casos representados son los más críticos, ya que los vehículos están totalmente cargados y en la posición horizontal. Estos diagramas elaborados por los valores obtenidos al evaluar en las formulas ya representadas anteriormente, para los casos propuestos, que nos facilitaran con una buena exactitud los valores de momentos flectores máximos y mínimos para cada caso y junto a estos de igual forma los valores de fuerzas cortantes.

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

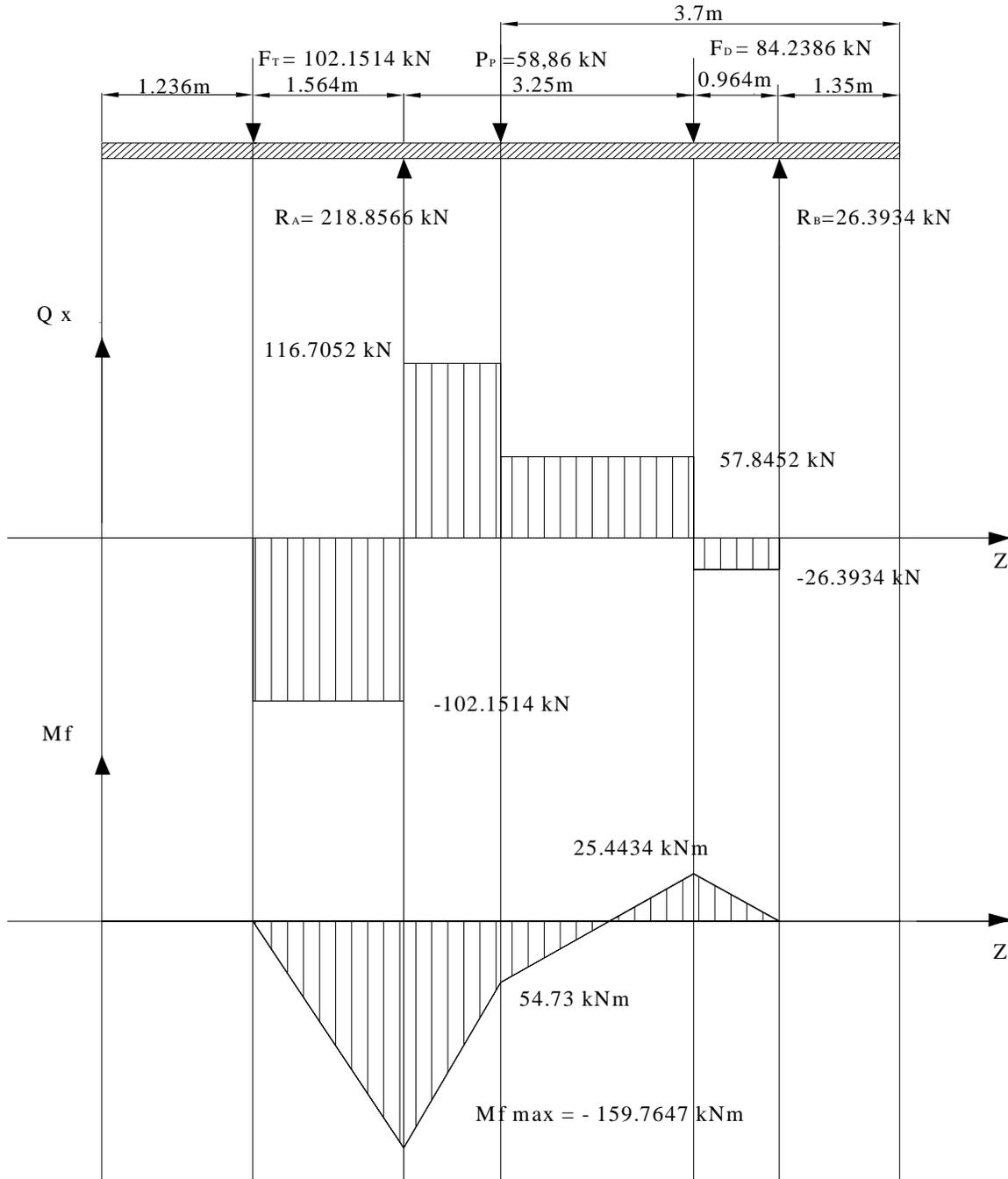


Fig. 3.19 Diagrama de momento flector para los vehículos KAMAZ sobre la plataforma en su posición horizontal.

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

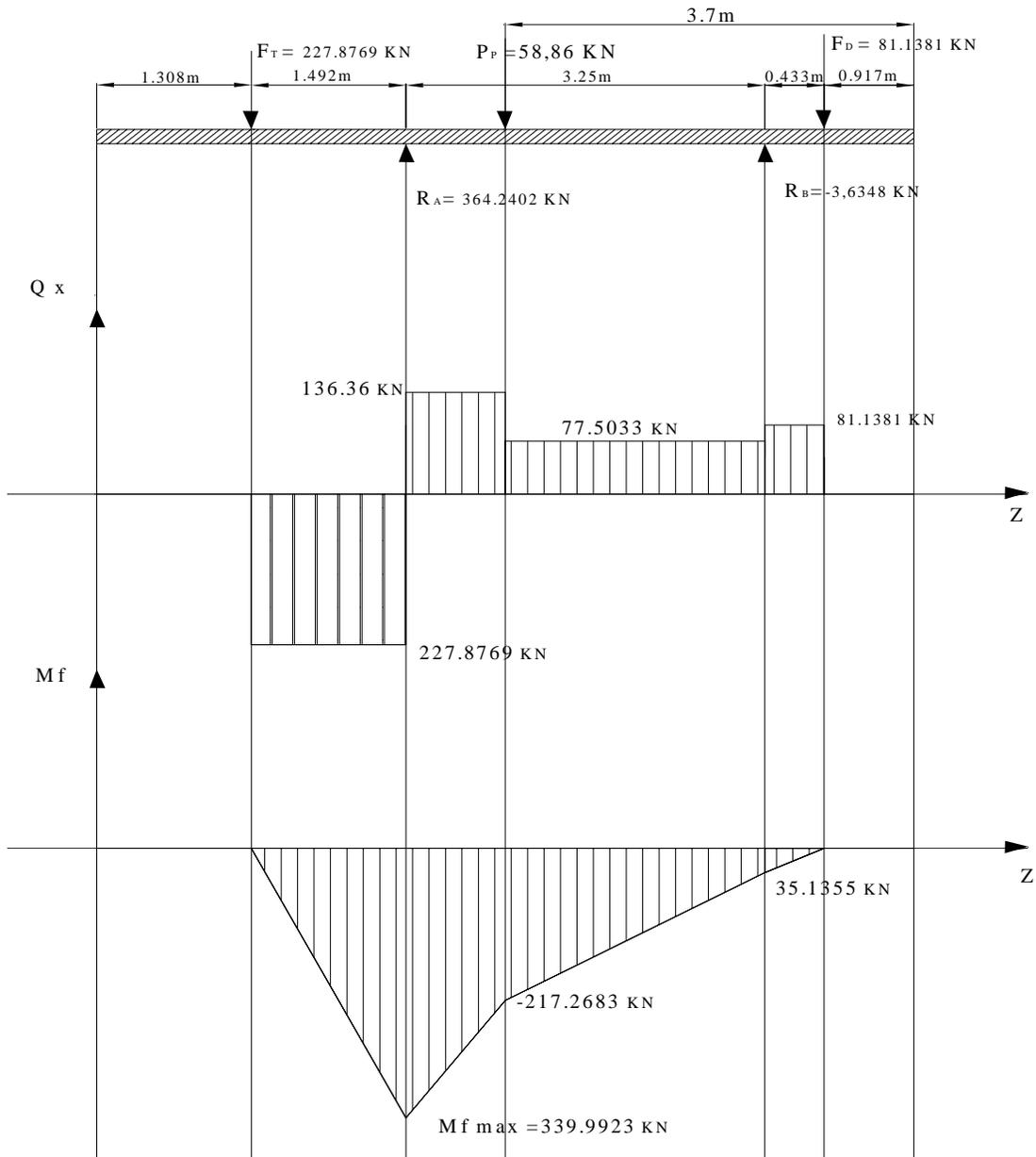


Figura 3.20 Diagrama de momento flector para los vehículos de marca BEIBEN sobre la plataforma en su posición horizontal.

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

Mediante las figuras 3.19 y 3.20 de diagramas de momento flector se puede apreciar el comportamiento de la plataforma en cuanto a fuerzas internas, viéndose en ellos los valores máximos y mínimos de momentos y fuerzas cortantes. Para los vehículos tipo KAMAZ el valor del momento flector máximo es de 159.7649 kN-m y para el BEIBEN 339.9923 kN-m. Como el valor del camión chino es mayor, todos los cálculos se efectuarán con ellos, si esto garantiza la resistencia, entonces para cualquier otro caso estará garantizada.

Con estos valores aplicando la ecuación de Navier (V.I Fedosiev 1985; D. Reshetov 1985) para las tensiones normales de la resistencia de materiales se puede plantear:

$$\sigma = \frac{M_{f \max}}{W_x} \quad (3.13)$$

Donde:

W_x : módulo a flexión de la sección y se determina de las tablas: para una viga I con 33 cm altura queda: (los valores están representados en la figura 2.21)

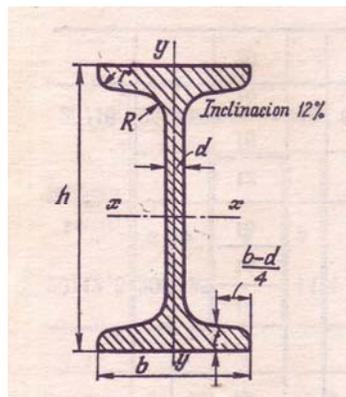


Fig. 3.21 Dimensiones del tipo de viga que soporta la plataforma.

$$W_x = 597 \text{ cm}^3$$

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

Como realmente la plataforma está constituida por cuatro vigas el momento estático de la sección será 4 veces el de una sola.

Sustituyendo en la ecuación (3.13) y calculando se obtiene:

$$\sigma = 14.24 \frac{kN}{cm^2} = 142.4 MPa$$

Este valor de tensión que es el valor máximo de las tensiones tangenciales ocurre en el extremo superior de la viga.

Para comprobar la resistencia en ese punto se plantea la condición de resistencia:

$$\sigma \leq [\sigma] \quad (3.14)$$

Donde:

$[\sigma]$: Es la tensión permisible para este material.

Del Manual de resistencia de materiales (G.S. Pisarenko, A.P., Yakovlev, V:V Matvéev 1979) se puede encontrar para el acero CT-3 el valor del límite de fluencia

$$\sigma_f = 21 - 24 \frac{kgf}{mm^2} \quad (3.15)$$

Tomando el valor medio queda:

$$\sigma_f = 225 MPa \quad (3.16)$$

Como:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_f}{n} \quad \text{Para aceros dúctiles.} \quad (3.17)$$

Donde:

n: es el factor de seguridad

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

Despejamos el factor de seguridad de la ecuación (3.17) al sustituirla en la (3.14) se obtiene el valor al que estará trabajando las vigas en ese punto superior al emplearse camiones chinos.

$$n \leq \frac{\sigma_f}{\sigma} = \frac{225MPa}{142.4MPa} = 1.58$$

Como se puede ver para esta sección en el punto superior de la viga donde se producen las tensiones normales máximas no hay falla de fluencia con un factor de seguridad de 1.58. Este no es un valor ideal, pero si es bien aceptable.

Hay que señalar que estas condiciones de carga que se asumieron son las máximas posibles para camiones chinos, pero como se está trabajando en la actualidad con camiones KAMAZ y chinos de marca BEIBEN a media capacidad de carga este factor será aún mayor.

Como los perfiles de viga I que son los que en este caso forman parte de la plataforma generalmente se comprueban en la transición ala-alma, se calcularán las tensiones normales y tangenciales para esta sección y se aplicará una hipótesis de resistencia.

La tensión normal en este caso se determinará por la ecuación.

$$\sigma = \frac{M_f}{I_x} \cdot y \tag{3.18}$$

Donde:

$$I_x = 9840cm^4 = 98400000mm^4$$

$$y = 153.8mm$$

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

Calculando:

$$\sigma = 132.85MPa$$

Para calcular las tensiones tangenciales se emplea la ecuación de Zhuravski

$$\tau = \frac{Q \cdot S_x^*}{I_x \cdot b} \quad (3.19)$$

Donde:

$$Q = 364.2402kN$$

$$b = 7mm$$

S_x^* se determinará asumiendo que el ala de la viga es un rectángulo.

$$S_x^* = \frac{b \cdot t \cdot (h-t)}{2} = 249939.2mm^3 \quad (3.20)$$

$$: \tau = 33.04MPa$$

Aplicando la Tercera Hipótesis de Resistencia se puede plantear:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \quad (3.21)$$

Sustituyendo y calculando:

$$\sigma_{eq} = 144.65MPa$$

Aplicando la condición de resistencia y despejando el factor de seguridad queda:

$$n \leq \frac{\sigma_f}{\sigma_{eq}} = \frac{225MPa}{144.65MPa} = 1.56 \quad (3.22)$$

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

Como se puede ver en la sección de momento flector máximo tanto para el punto superior como para la transición ala-alma la resistencia de las vigas que conforman el basculante esta garantizada para un factor de seguridad de al menos 1.5, en los casos más críticos de carga.

3.4.2. Determinación de la resistencia del pasador

Los apoyos son elementos de suma importancia para el cálculo de la resistencia y funcionalidad del basculante, para ello se hace un estudio de los mismos con el objetivo de conocer la seguridad que pueden ofrecer a la instalación y junto a esto se realiza una caracterización y determinación de parámetros necesarios. La plataforma esta apoyada por los laterales al suelo y por los puntos pivotes encargados de facilitar el volteo de los vehículos estos son unidos a esta mediante sus pasadores, los cuales son ejes de 75 mm de diámetro y largo de 550 mm, el material por el que esta compuesto es acero 30, 1030, para mas información sobre estos elementos y las fuerzas que inciden en el mismo, ver figura 3.22.

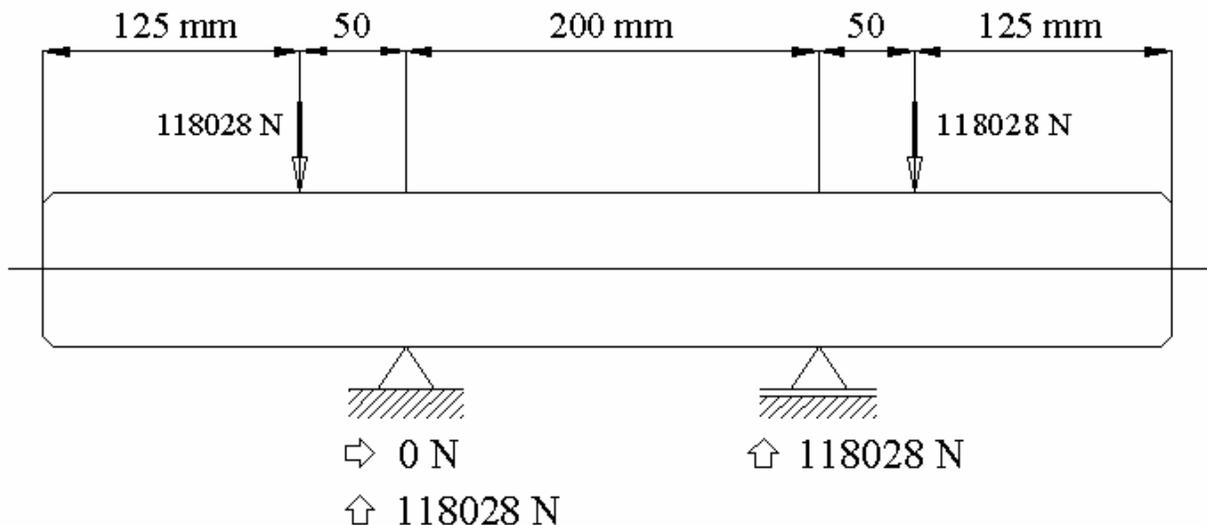


Fig. 3.22. Esquema de características y fuerzas incidentes de los pasadores.

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

Para la determinación de fuerzas y reacciones en los pasadores, elementos más significativos en cuanto a apoyos de la plataforma, se hicieron las siguientes operaciones con el objetivo de lograr exactitud en el estudio dado. Se calcularon las fuerzas que inciden en estos elementos y se determinaron los valores de las reacciones en los mismos, luego se elaboraron los diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores con el objetivo de saber sus valores máximos y mínimos y como se comportarían estos diagramas, todas estas operaciones fueron comprobadas por el programa Mechanical Desktop 2002 viéndose así en las gráficas 3.26 y tablas de resultado 3.5. Para determinar los valores de las reacciones en los pasadores se hizo mediante el esquema de características y fuerzas incidentes de los pasadores (figura 3.21), sumatoria de momento en determinado punto y sumatoria de fuerzas ya que existen dos reacciones a determinar es decir dos incógnitas que se resuelven con dos ecuaciones ya mencionadas y expuestas a continuación.

$$\begin{aligned}\sum M_A &= 0 \\ R_2 \cdot B - F_1 \cdot (A) + F_2 \cdot (C) &= 0 \\ R_2 &= \frac{F_1 \cdot (A) - F_2 \cdot (C)}{B}\end{aligned}\tag{3.23}$$

$$\begin{aligned}\sum F &= 0 \\ R_1 + R_2 - F_2 - F_1 &= 0 \\ R_1 &= F_2 + F_1 - R_2\end{aligned}\tag{3.24}$$

Las fuerzas F_1 y F_2 fueron determinadas por las siguientes formulas:

$$F_1 = \frac{W_T \cdot \frac{X_T}{E}}{4}, \quad [\text{KN}]\tag{3.25}$$

$$F_2 = \frac{W_T \cdot \frac{X_T}{E}}{4}, \quad [\text{KN}]\tag{3.26}$$

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

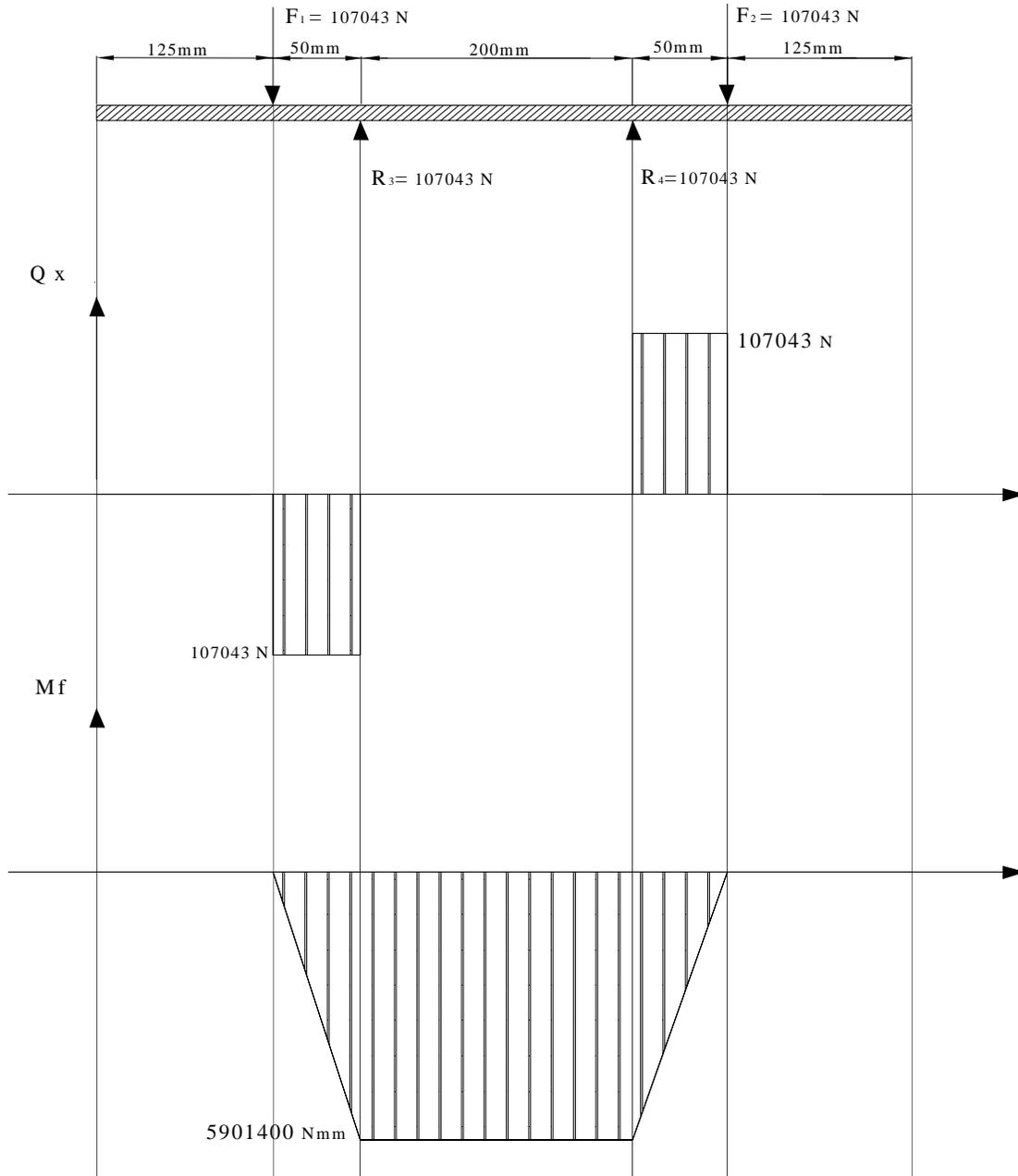


Figura 3.23 Diagrama de momento flector y de fuerzas cortantes para los pasadores.

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

El diagrama de momento flector y fuerzas cortantes nos ofrece los momentos flectores máximos y mínimos que pueden existir en los diferentes puntos de la plataforma, al igual con las fuerzas cortantes, para ello la importancia de ejecución de estos, mediante este se conoce que el momento flector máximo es de $M_{Flector_{max}} = 5901400 \text{ Nmm}$ y aplicando la ecuación de Navier

$$W_x = 0.1 \cdot d^3 = 42187.5 \text{ mm}^3 \quad (3.27)$$

$$\sigma_{max} = 139.89 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{fluencia} = 25 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} = 250 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad \text{Por (G.S. Pisarenko, A.P., Yakovlev, V.V Matvéev 1979)}$$

Aplicando la condición de resistencia equivalente al análisis anterior y despejando el factor de seguridad queda:

$$n \leq \frac{\sigma_f}{\sigma_{max}} = \frac{250 \text{ MPa}}{139.89 \text{ MPa}} = 1.79 \quad (3.28)$$

Como se puede ver el factor de seguridad al que está trabajando los pasadores es aceptable, esto quiere decir que los pasadores están bien diseñados.

3.5 Comprobación de la resistencia con el software Mechanical Desktop 2002.

Comprobación de la plataforma por el software Mechanical Desktop 2002.

La figura 3.24 y 3.25 muestra los diagramas de momento flector y desviación para la plataforma mediante el software Mechanical Desktop 2002 en ella se ve con más

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

exactitud el comportamiento del mismo en dependencia al las cargas ejercidas sobre ella y en sus condiciones reales tanto para vehículos tipo KAMAZ y BEIBEN cuando están a capacidad máxima siendo esta la situación más crítica de la plataforma.

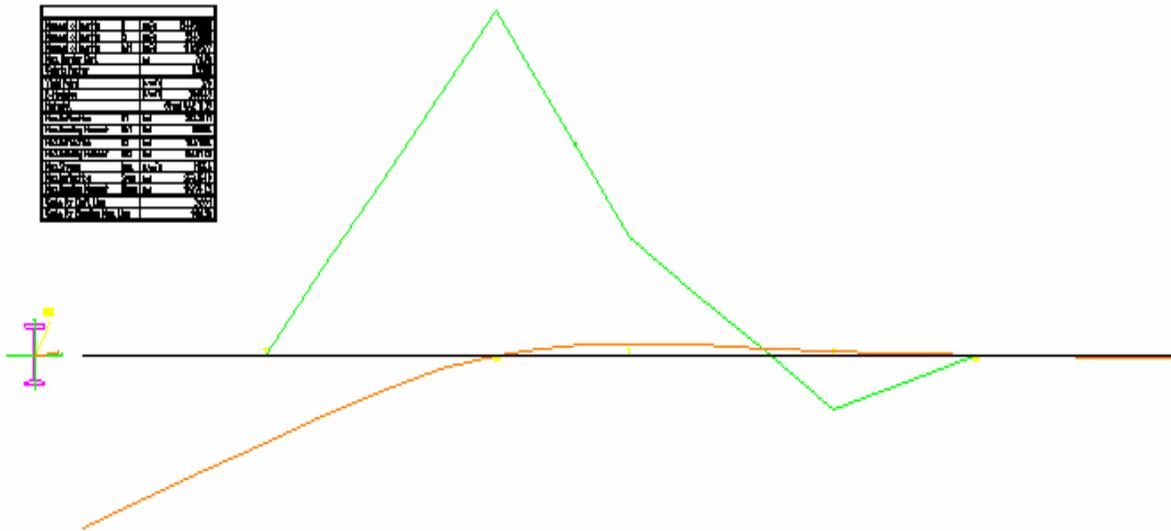


Fig. 3.24 Diagramas de momento flector y desviación para la plataforma cuando tiene un vehículo tipo KAMAZ a capacidad máxima sobre ella, mediante el software Mechanical Desktop 2002.

En esta figura se puede ver el comportamiento real de la plataforma con las cargas que inciden sobre las mismas y sus dimensiones actuales. El diagrama en color verde muestra el comportamiento del momento flector para cada una de las partes de la plataforma y el representado en rojo refleja la desviación que toma la plataforma en las condiciones creadas para la misma.

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

Tabla 3.3 Resultados de los diagramas de momentos, de desviación para la plataforma con camiones tipo KAMAZ encima.

Moment of Inertia	I1	[mm ⁴]	124930000
Moment of Inertia	I2	[mm ⁴]	5542000
Moment of Inertia	Ieff	[mm ⁴]	10639277
Max. Border Dist.		mm	76.96
Safety Factor			0.2388
Yield Point		[N/mm ²]	276
E-Modulus		[N/mm ²]	206843
Material			Steel SAE 1025
Max.Deflection	S1	[mm]	252.3801
Max.Bending Moment	Mb1	[Nm]	83000.
Max.Deflection	S2	[mm]	18.41384
Max.Bending Moment	Mb2	[Nm]	136.51 E3
Max.Stress	Res.	[N/mm ²]	1155.6
Max.Deflection	Sres	[mm]	253.0509
Max.Bending Moment	Mbres	[Nm]	159.76 E3
Scale for Defl. Line			3.66:1
Scale for Bending Mom. Line			1:86.36

A continuación se verá la gráfica de momento flector y de desviación para el tipo de vehículo de marca BEIBEN reflejándose en ella el comportamiento de la plataforma con las condiciones reales actuales para la misma. También aparece el tipo de viga que presenta la plataforma como soporte ya que sin esta no se puede elaborar este tipo de grafica por el programa.

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

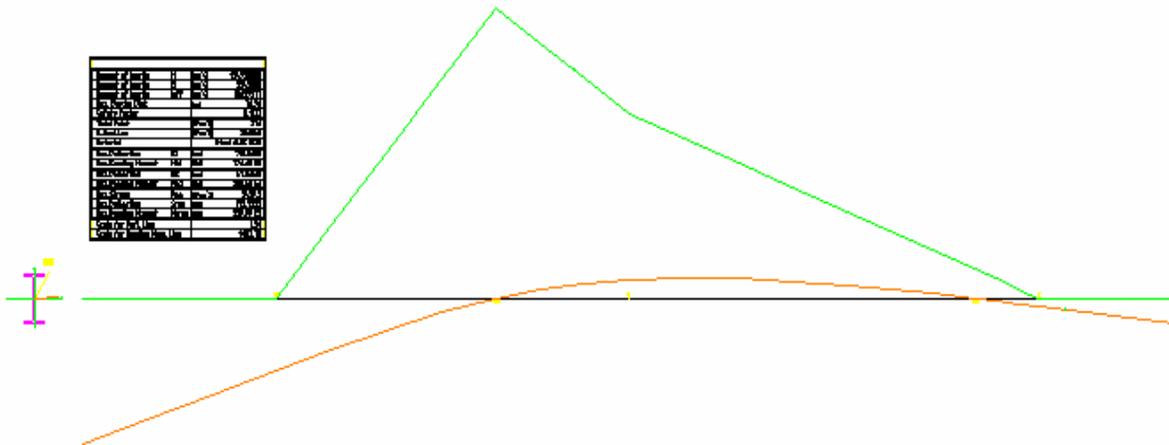


Fig. 3.25 Diagramas de momento flector y desviación para la plataforma cuando tiene un vehículo tipo BEIBEN a capacidad máxima sobre ella, mediante el software Mechanical Desktop 2002.

Tabla 3.4 Resultados de los diagramas de momentos, de desviación para la plataforma con camiones tipo KAMAZ encima.

Moment of Inertia	I1	[mm ⁴]	124930000
Moment of Inertia	I2	[mm ⁴]	5542000
Moment of Inertia	Ieff	[mm ⁴]	10639277
Max. Border Dist.		[mm]	76.96
Safety Factor			0.1122
Yield Point		[N/mm ²]	276
E-Modulus		[N/mm ²]	206843
Material			Steel SAE 1025
Max.Deflection	S1	[mm]	710.8639
Max.Bending Moment	Mb1	[Nm]	176.63 E3
Max.Deflection	S2	[mm]	51.86518
Max.Bending Moment	Mb2	[Nm]	290.50 E3
Max.Stress	Res.	[N/mm ²]	2459.3
Max.Deflection	Sres	[mm]	712.7535
Max.Bending Moment	Mbres	[Nm]	339.99 E3
Scale for Defl. Line			1.3:1
Scale for Bending Mom. Line			1:183.78

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

Como se puede ver de la tabla 3.5 el valor del momento flector máximo encontrado por el programa coincide con bastante exactitud con el calculado en el epígrafe anterior. Esto valida los resultados obtenidos.

Comprobación de la resistencia para el Pasador.

La siguiente comprobación mediante el software Mechanical Desktop 2002 tiene como principal objetivo lograr una mayor exactitud de los resultados de momentos flectores y desviaciones en diferentes unidades de medida tanto como: (mm, Nm, N/mm²) para la plataforma y los pasadores. En esta comprobación se ve el comportamiento de los elementos estudiados en diferentes puntos de los mismos. Estos diagramas ofrecen los valores máximos y mínimos de momento flectores y de desviación. Este software también nos facilita una tabla de resultados donde se reflejan los valores de desviaciones y momentos necesarios. En esta comprobación se pueden apreciar mediante su elaboración, las dimensiones de los pasadores y los puntos donde se encuentra las fuerzas ejercidas sobre los mismos y sus apoyos.

La figura 3.23 muestra los diagramas de momento flector, desviación y la gráfica de Von Mises para los pasadores de la instalación mediante el software Mechanical Desktop 2002 en ella se ve con más exactitud el comportamiento del pasador en dependencia al las cargas ejercidas sobre los mismos y a sus condiciones reales.

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

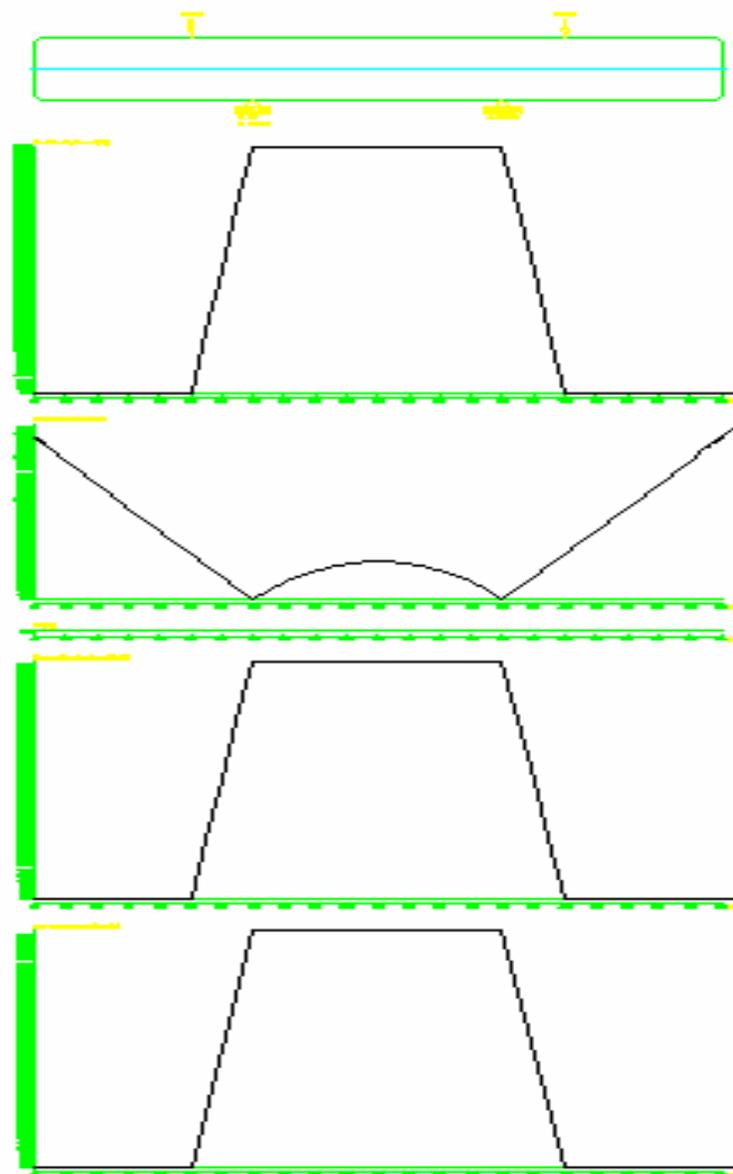


Fig. 3.26 Diagramas de momento flector, desviación y gráfica de Von Miseson para los pasadores de la instalación mediante el software Mechanical Desktop 2002.

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

En la fig. 3.26 se reflejan los diagramas de momentos flectores, de desviación y la gráfica de Von Miseson, estos diagramas representan la forma en que se comportan los pasadores de la instalación. El primer diagrama es el de momento flector y el valor máximo en el es de 5 901.4 N-mm. Luego aparece la gráfica de desviación o flecha donde se aprecia la desviación máxima que puede tomar el pasador y en que punto del mismo, siendo la misma de un valor de 0.4199 mm. La última gráfica consiste en el diagrama de Von Miseson esta gráfica oferta los valores de momento flector en la unidad de medida (N/mm²).

Tabla 3.5 Resultados de los diagramas de momento flector y de desviación para los pasadores de la instalación

Calculated Values		
Yield Point	[N/mm ²]	235
E-Modulus	[N/mm ²]	210 000
Material		S235JR
Max. Res. Deflection	[mm]	4.19.9183 E-03
at Position	[mm]	564.0
Max. Res. Bending Moment	[Nm]	5.9014 E+03
at Position	[mm]	175.0
Max. Torsion Moment	[Nm]	0
at Position	[mm]	0
Max. Torque Rotation Angle	[deg]	0
at Position	[mm]	0
Max. torsion stress	[N/mm ²]	0
at Position	[mm]	0
Max. axial stress	[N/mm ²]	0
at Position	[mm]	0
Max. result bending stress	[N/mm ²]	142.4857
at Position	[mm]	175.0
Max. Von Mises stress	[N/mm ²]	142.4857
at Position	[mm]	175.0
Maximal values of stresses are calculated without reflection of notches.		

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.



La tabla anterior 3.5 ofrece los valores de momento flector máximo, de desviación entre otros, esta tabla de resultados es fabricada por el programa y muestra los puntos extremos de los diagramas de los pasadores realizados.

Como se puede notar el valor de tensión máxima es de 142.4857 MPa y se corresponde con bastante exactitud al calculado que es de 139.89 MPa.

3.6. Análisis del funcionamiento del basculante y Comprobación del cilindro de accionamiento.

Después de haber calculado las reacciones en el punto pivote y en el pivote del cilindro para sus respectivos ejes se puede decir que la instalación no presenta problemas al voltear los vehículos ya utilizados por la industria pero con la entrada de los nuevos camiones de marca BEIBEN que elevan la capacidad de carga surge la nueva problemática.

De los vehículos utilizados anteriormente por la industria azucarera para el tiro de caña, los camiones B8 no presentan problemas para la descarga de la materia ya que solo pueden llevar consigo hasta 8 toneladas de carga y su peso es inferior a las cargas críticas que puede presentar sobre la plataforma para que exista algún incidente en la instalación. Para los camiones KAMAZ como se pudo apreciar anteriormente en el desarrollo del trabajo estos vehículos elevan su capacidad máxima de carga hasta 10 toneladas y tienen un peso de 9 toneladas pero para el accionamiento que presenta la instalación no provoca ningún tipo de problemas ya comprobado por el cálculo de reacciones en diferentes puntos de importancia, aunque la reacción en el punto pivote (R_b) se hace negativa para cuando el vehículo se encuentra cargado y a un ángulo de 35° es decir para estas condiciones se produce el vuelco, pero queda claro que esto pasa ya que el vehículo nunca llega lleno a esta pendiente por el ángulo de inclinación

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.



que va tomando la plataforma con la acción de cilindro de emulsión de la instalación. Después que el camión descarga la materia este vuelve a su posición de llegada con el mismo peso del vehículo y la plataforma. Estos camiones provocan en el accionamiento una presión muy inferior a la del mismo, dejando muy claro que no hay problemas para la descarga mediante estos.

Los nuevos camiones de marca BEIBEN elevan la capacidad de carga a un valor de 20 toneladas de caña es decir el doble de los camiones tipo KAMAZ y el peso de este es de 11.5 toneladas, llevando el peso total de estos a 31.5 toneladas por lo que, después de ver los resultados de reacciones en los dos puntos donde apoya y se empuja la plataforma (punto pivote y pivote del cilindro) podemos decir que para el caso más crítico, cuando esta a carga máxima (31.5 toneladas) incluyendo el vehículo, la reacción queda negativa provocando el vuelco de estos camiones en la plataforma, solo el accionamiento necesita un breve empuje para que la plataforma se vaya sola y entonces hale el pistón del accionamiento, el cilindro hidráulico de emulsión aguantará la plataforma con el vehículo encima pero para regresar a su posición inicial el accionamiento no podrá halarlo ya que es de emulsión y tiene una sola acción en estas condiciones que es empujar o elevar. Surgiendo así el problema en esta instalación.

Hay que decir que estos vehículos ya fueron utilizados por la industria y en el CAI “Ciudad Caracas” pero sin las barandas a su verdadera medida hecha por el fabricante, es decir, no estaban cargando las 20 toneladas que tienes como capacidad máxima.

3.7. Análisis de las posibles modificaciones del basculante para aumentar capacidad.

Logrando visualizar el problema por los cálculos realizados en el trabajo y analizando la instalación se puede pensar en posibles variantes para solucionar la situación en el basculante que a continuación se podrán apreciar y al final se tomara la mas efectiva y económica para el caso dado.

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

- Cambiar la posición del accionamiento (cilindro hidráulico de emulsión).
- Invertir el sentido del flujo hidráulico.
- Desplazar la posición del punto pivote en el sentido favorable a la situación.
- Correr la plataforma.
- Sustituir el cilindro hidráulico de emulsión por un cilindro hidráulico convencional.
- Mover el tope que soporta al vehículo, recortando la plataforma por esta parte.

La primera posible variante expuesta lleva consigo tener que cambiar el punto de unión a la plataforma es decir hay que modificar la misma y para solucionar el problema hay que mover el accionamiento hacia atrás y entonces habría que romper pared hacia atrás y no existiría entonces soporte para el mismo ya que hay escombro después de la pared. En caso de subir el accionamiento, habría que hacer una gran base que soporte al accionamiento y la fuerza que necesita para elevar los vehículos a parte de que se tendría que disminuir el largo del cilindro, habría que modificarlo.

La segunda variante consiste en invertir el sentido de la fuerza que podría aplicar el cilindro pero se hace inoperable, ya que podría funcionar para camiones de marca BEIBEN, pero no sería de la misma forma para los KAMAZ, y como el central va a necesitar operar con todos los tipos de camiones existentes pierde sentido aplicarla.

En tercera a la cuarta proposición se tendría que romper la estructura de la instalación para llevar el punto pivote hacia atrás y habría que hacer la misma base, muy bien constituida para el soporte de toda la carga que se le pudiera añadir al punto pivote.

Para la cuarta variante de correr la plataforma, hay que romper el suelo en la parte de entrada del vehículo a la misma para que esta pueda estar a la misma altura del

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

suelo y se tendría que cargar toda la estructura de la plataforma con grúa para correrlo con bastante precisión, también había que mover el punto de unión de la misma para ensamblarla al punto pivote de la instalación.

Respecto a la quinta opción sería muy costosa ya que este tipo de equipo tiene precios muy elevados y se tendría que sustituir el accionamiento actual y colocar otro costando así una buena pérdida de tiempo.

La última variante, de correr el tope, solamente se tendría que sustituir el mismo y correrlo hacia atrás recortando el largo de la plataforma, en esta operación solo habría que soldar después de sustituido o creado el tope al lugar que haga efectiva la instalación y con esto eliminar la problemática.

Con estas seis variantes presentadas se realizarían los cálculos pero con el objetivo de evitar esfuerzos se efectuarían en el orden de menor complejidad o costo económico para ejecutarlas, hasta encontrarse una solución técnica y entonces será también la más factible. Ese orden es:

1. Invertir el sentido del flujo hidráulico
2. Mover el tope que soporta al vehículo, recortando la plataforma por esta parte.
3. Cambiar la posición del accionamiento (cilindro hidráulico de emulsión).
4. Desplazar la posición del punto pivote en el sentido favorable a la situación.
5. Correr la plataforma.
6. Sustituir el cilindro hidráulico de emulsión por un cilindro hidráulico convencional.

3.7.1. Cálculo del mecanismo de accionamiento con las modificaciones propuestas.

Variante 1

Esta variante que como se explica anteriormente consiste en invertir el sentido de la fuerza que podría aplicar el cilindro, se hace inoperante, ya que podría funcionar para camiones chinos, pero no lo podrá realizar para los KAMAZ, y como el central va a necesitar operar con todos los tipos de camiones existentes pierde sentido aplicarla.

Variante 2

Esta si podrá ser una solución factible, para determinarlo se realizará un análisis de la fuerza requerida por el cilindro (F_p) en todo el ángulo de inclinación y para los dos tipos de camiones.

Como se tienen las ecuaciones que responden a esta magnitud programadas en el MATLAB y anexo # 2 resulta muy cómodo variar este parámetro y encontrar las nuevas curvas de la fuerza que requiere el accionamiento (cilindro hidráulico de emulsión) (F_p).

Esta modificación equivale a variar la dimensión del tope final de la plataforma acotado respecto al final de la misma. Para encontrar la dimensión necesaria para la solución del problema se realizó un muestreo de las variaciones lógicas del parámetro y se encontró algunos valores óptimos para un aumento de la misma, siendo la escogida de 500 mm. Para ello ver las figuras 3.32 y 3.33.

A continuación se podrá apreciar los valores de la dimensión del límite de la plataforma al apoyo del tren trasero del vehículo, tanto para su estado actual y para su modificación.

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

Tabla 3.6 Representación de modificaciones de dimensiones en la plataforma

	VEHÍCULOS KAMAZ	CAMIONES BEIBEN
Dimensión de (c) en la actualidad.	1.236 m	1.308 m
Dimensión de (c) con la modificación.	1.736 m	1808 m

Con estos nuevos valores se obtuvieron las curvas de F_p para camiones vacíos llenos y el ajuste del mismo, viéndose con mayor claridad el resultado de la modificación realizada.

En las siguientes figuras 3.27 y 3.28 se puede ver la representación de curvas de comportamiento de la fuerza del pistón (F_p) para vehículos tipo KAMAZ y BEIBEN cargados y vacíos con las modificaciones ya realizadas y su curva de ajuste viéndose en esta el comportamiento real de la fuerza que tiene que ejercer el accionamiento en dependencia al ángulo de inclinación de la plataforma.

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

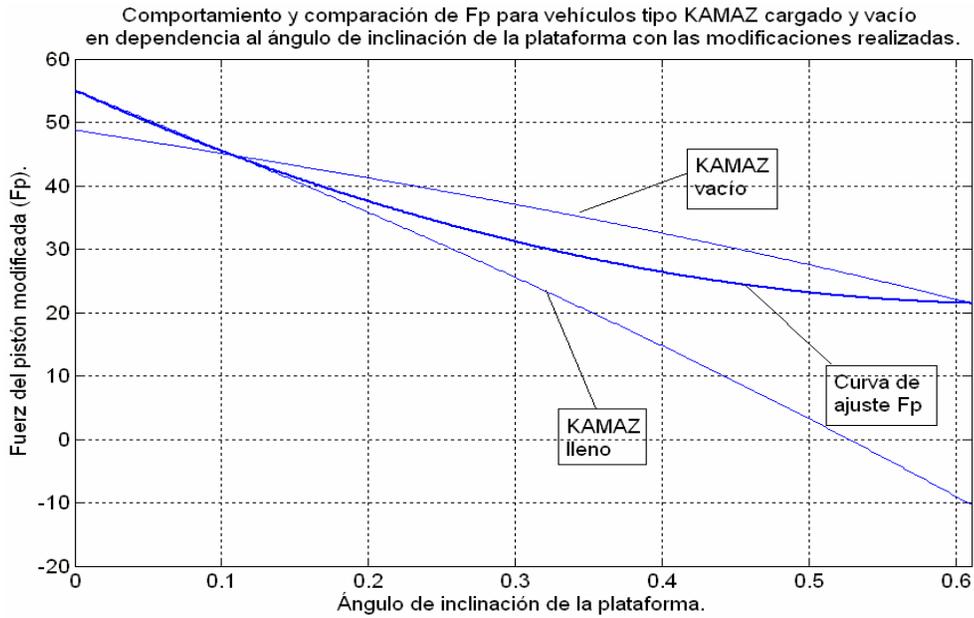


Figura 3.27 Comparación de curvas de comportamiento de F_p para KAMAZ vacío y lleno y su curva de ajuste para los mismos.

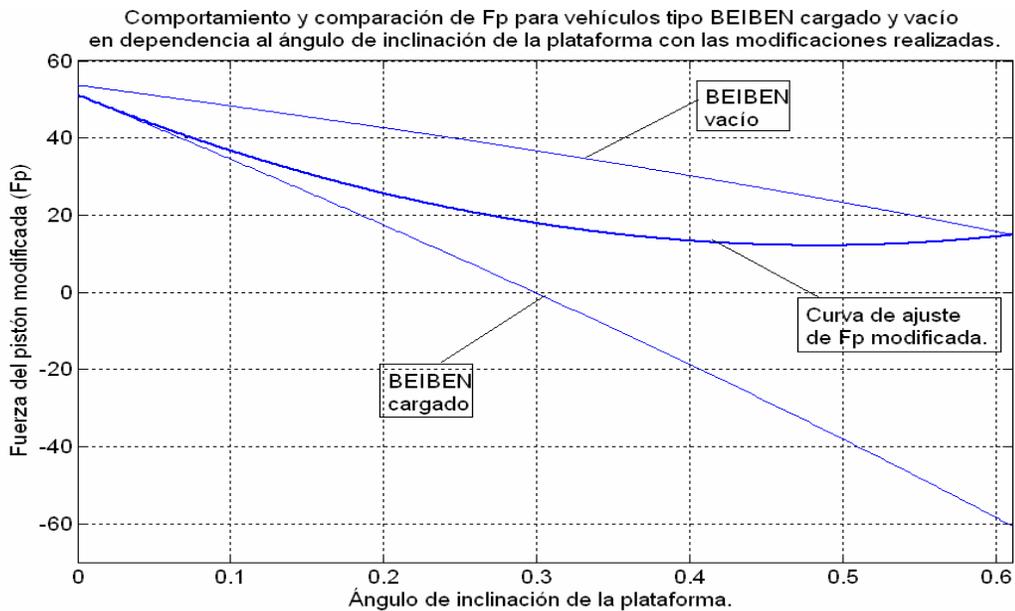


Figura 3.28 Comparación de curvas de comportamiento de F_p para vehículos tipo BEIBEN vacío y lleno y su curva de ajuste para los mismos.

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

En la gráfica para vehículos tipo KAMAZ el comportamiento para la curva de ajuste es completamente positivo es decir no hay posibilidad de vuelco, siendo la curva de ajuste, el comportamiento real del descargue de la caña. En esta figura se puede apreciar que la curva de ajuste siempre se encuentra por dentro de las curvas para camión KAMAZ vacío y lleno. En este caso ocurre que el vehículo cargado en su posición horizontal cuando su ángulo es cero la fuerza del pistón es mayor que la del vacío ya que al correr el tope de la plataforma las coordenadas del centro de masa se alejan del punto pivote obligando al accionamiento ejercer una mayor fuerza sobre la plataforma para elevarla pero esta no aumenta tanto como para acercarse a la presión que tiene el cilindro hidráulico de emulsión como característica técnica de diseño.

En cuanto a la gráfica de vehículos tipo BEIBEN los valores de F_p se encuentran también en un rango positivo ratificando que no hay vuelco para este caso y como es claro el camión cuando está vacío, la fuerza del pistón tiene que ser mayor ya que cuando el camión se encuentra lleno la coordenada del centro de masa se mueve hacia atrás motivo a que la coordenada de la carga mueve la coordenada total del vehículo.

Tabla 3.7 Datos del accionamiento (cilindro hidráulico de emulsión) utilizado y determinación de la fuerza del pistón.

	Fuerza del pistón (F_p).				
	Diámetro del pistón (cm)	Área del pistón (cm^2)	Presión (kgf/cm^2)	Fuerza (kgf)	Fuerza (kN)
Accionamiento actual	39	1194,59	10	11945,90	117,189

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

En esta tabla se pueden apreciar algunos parámetros del accionamiento utilizado en la instalación del basculante en el CAI “Ciudad Caracas”, para comparar la fuerza del pistón que podría exigir los vehículos utilizados por la industria a la instalación con el de su fabricación y el requerido.

Como se puede ver con estos nuevos valores el comportamiento de la fuerza requerida por el accionamiento va a ser siempre satisfactorio con las capacidades máximas del BEIBEN y seguirá siéndolo para el KAMAZ.

La fuerza del pistón máxima para los camiones de **marca BEIBEN es de 53,7196 kN** y la de los vehículos tipo **KAMAZ es de 55,0688 kN** como se puede observar en las graficas elaboradas por el programa MATLAB, estos valores se pueden comparar con la fuerza del pistón calculada por los parámetros reales del accionamiento y con estos nos podemos dar cuenta de que nunca se acercan máximo del cilindro hidráulico de emulsión.

3.7.2. Recálculo de la resistencia

Para comprobar la resistencia de la plataforma y los pasadores se calcularan los momentos flectores y las tensiones con el Mechanical Desktop, ya que como se validó este cálculo anteriormente, se puede afirmar que la garantía por esta vía es segura y muy exacta.

Calculando la resistencia para la plataforma con sus modificaciones realizadas.

Las siguientes figuras 3.28 y 3.29 muestran los diagramas de momento flector y de desviación para los vehículos tipo KAMAZ y BEIBEN respectivamente para el tipo de viga utilizado por la instalación representada en subtítulos anteriores.

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

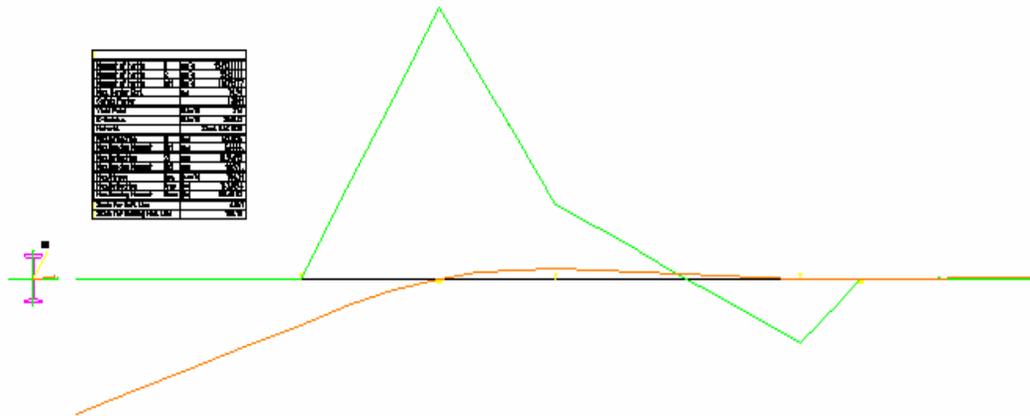


Figura 3.29 Diagramas de momento flector y de desviación para vehículos tipo KAMAZ.

Tabla 3.8 Resultados de momentos y desviación para las modificaciones realizadas y mediante el software Mechanical Desktop para vehículos tipo KAMAZ.

Moment of Inertia	I1	[mm ⁴]	124930000
Moment of Inertia	I2	[mm ⁴]	55420000
Moment of Inertia	Ieff	[mm ⁴]	10639277
Max. Border Dist.		[mm]	76.96
Safety Factor			0.3511
Yield Point		[N/mm ²]	276
E-Modulus		[N/mm ²]	206843
Material			Steel SAE 1025
Max.Deflection	S1	[mm]	14.18125
Max.Bending Moment	Mb1	[Nm]	56466.
Max.Deflection	S2	[mm]	10.34675
Max.Bending Moment	Mb2	[Nm]	92870.
Max.Stress	Res.	[N/mm ²]	786.21
Max.Deflection	Sres	[mm]	14.21894
Max.Bending Moment	Mbres	[Nm]	108.68 E3
Scale for Defl. Line			6.51:1
Scale for Bending Mom. Line			1:58.75

En la figura 3.29 y en la tabla 3.8 se ven el comportamiento de la resistencia de la plataforma y se dan los resultados máximos de momentos flectores, tensiones y valores de desviación máxima para los camiones tipo KAMAZ.

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

A continuación se efectuara el cálculo de resistencia de la plataforma pero para los vehículos tipo BEIBEN que soportan mas carga sobre la misma, para ver el comportamiento de los momentos flectores, tensiones y desviación de los mismos observar la figura 3.29 y para saber los resultados de estos parámetros ver la tabla 3.9.

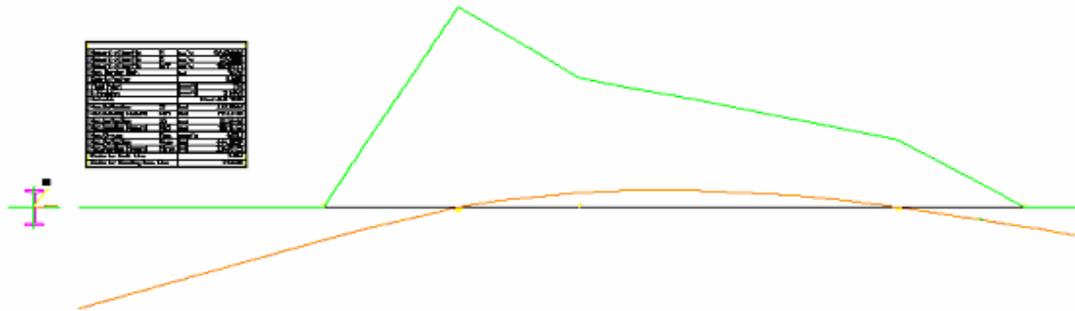


Figura 3.30 Diagramas de momento flector y de desviación para vehículos tipo BEIBEN.

Tabla 3.9 Resultados de momentos y desviación para las modificaciones realizadas y mediante el software Mechanical Desktop para vehículos tipo BEIBEN.

Moment of Inertia	I1	[mm ⁴]	124930000
Moment of Inertia	I2	[mm ⁴]	5542000
Moment of Inertia	Ieff	[mm ⁴]	10639277
Max. Border Dist.		[mm]	76.96
Safety Factor			0.1688
Yield Point		[N/mm ²]	276
E-Modulus		[N/mm ²]	206843
Material			Steel SAE 1025
Max.Deflection	S1	[mm]	442.9066
Max.Bending Moment	Mb1	[Nm]	117.43 E3
Max.Deflection	S2	[mm]	32.31481
Max.Bending Moment	Mb2	[Nm]	193.15 E3
Max.Stress	Res.	[N/mm ²]	1635.1
Max.Deflection	Sres	[mm]	444.0839
Max.Bending Moment	Mbres	[Nm]	226.05 E3
Scale for Defl. Line			2.08:1
Scale for Bending Mom. Line			1:122.19

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

En la figura 3.30 y en la tabla 3.9 se ven el comportamiento de la resistencia de la plataforma y se dan los resultados máximos de momentos flectores, tensiones y valores de desviación máxima para los camiones tipo KAMAZ

Recalculo de los pasadores para las condiciones nuevas, hechas por las modificaciones.

Este cálculo se realizó con el valor máximo y más crítico para estos elementos tan importantes en la instalación, cuando el camión tipo BEIBEN se encuentra completamente cargado e inclinado a 35° sobre la plataforma. Este valor es de 428,1741 kN pero hay que dividirlo entre 4 ya que son dos y la fuerza cae sobre cada uno en dos puntos del mismo todo simétricamente, por lo que el valor de la fuerza que actúa sobre este elemento es de 107,043 kN.

Como el cálculo mediante el programa Mechanical Desktop se validó anteriormente en el trabajo, entonces se determinarán los momentos flectores, tensiones y desviaciones por medio de este programa junto a su tabla de resultado, para ello ver la figura 3.31 y la tabla 3.10.

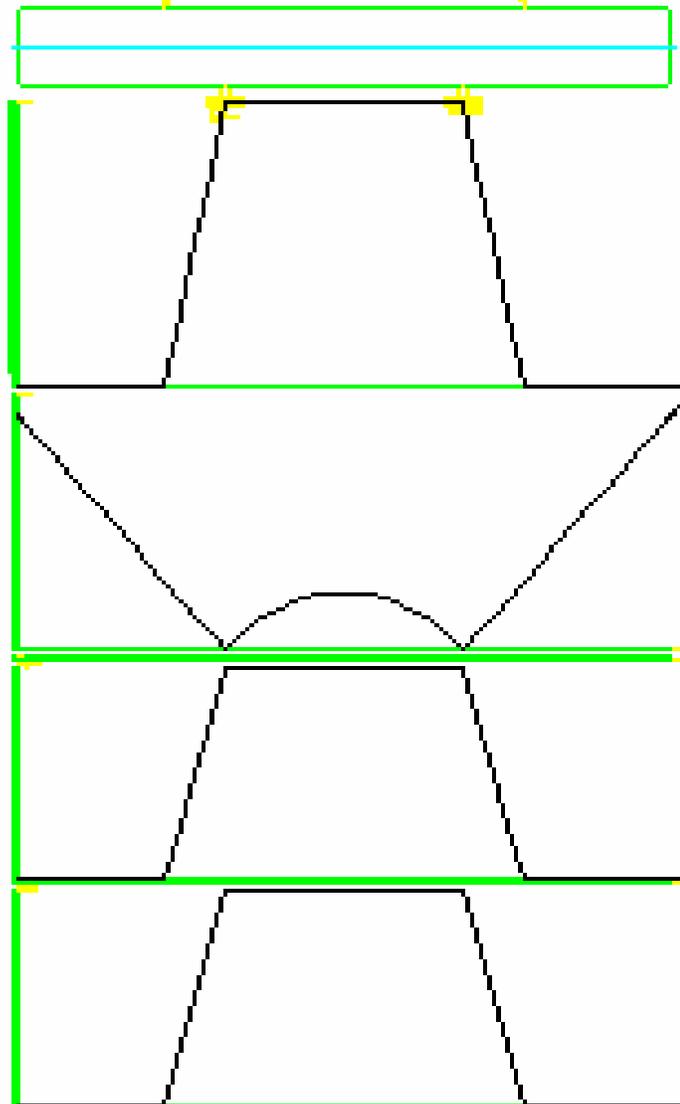


Fig. 3.31 Diagramas de momento flector, desviación y gráfica de Von Mises para los pasadores de la instalación mediante el software Mechanical Desktop 2002 con las modificaciones realizadas.

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

Tabla 3.10 Resultados de los diagramas de momento flector y de desviación para los pasadores de la instalación con las modificaciones realizadas.

Calculated Values		
Yield Point	[N/mm ²]	235
E-Modulus	[N/mm ²]	210010
Material		S235JR
Max. Res. Deflection	[mm]	95.2099 E-03
at Position	[mm]	2.256 E+03
Max. Res. Bending Moment	[Nm]	21.4088 E+03
at Position	[mm]	700.0
Max. Torsion Moment	[Nm]	0
at Position	[mm]	0
Max. Torque Rotation Angle	[deg]	0
at Position	[mm]	0
Max. torsion stress	[N/mm ²]	0
at Position	[mm]	0
Max. axial stress	[N/mm ²]	0
at Position	[mm]	0
Max. result bending stress	[N/mm ²]	8.0766
at Position	[mm]	700.0
Max. Von Mises stress	[N/mm ²]	8.0766
at Position	[mm]	700.0
Maximal values of stresses are calculated without reflection of notches.		

Como se puede ver de las figuras 3.29, 3.30 y 3.31 la resistencia tanto de la plataforma como del pasador están garantizadas. Además hay que señalar que en el caso del pasador con las modificaciones disminuyen las tensiones, algo que es favorable y además como se vio en la sección anterior las fuerzas requeridas por el pistón aumentan ligeramente pero no sobrepasan las posible a aplicar por los mismos.

De forma general lo que ocurre es que el diagrama de momento flector como se puede ver de las figuras 3.27 y 3.28 se redistribuye de una mejor manera en la plataforma evitando el gran pico existente en el caso sin modificación.

Se puede observar que esta medida aplicada soluciona el problema con un buen resultado, y siendo la más factible, ya que aumentar este parámetro es muy sencillo desde el punto de vista tecnológico, solo implica un trabajo de soldadura simple. Por lo tanto no tiene sentido seguir evaluando alguna otra variante.

3.7.3. Propuesta definitiva de modificación al basculante para mejorar la capacidad de descarga.

Después de ver las posibles variantes se puede decir que la más efectiva y económica es la última variante, de mover el tope que soporta al vehículo, recortando la plataforma por esta parte, ya que es una operación muy fácil de realizar y es un cambio muy factible y económico para la empresa.

En la siguiente figura se podrá apreciar una comparación entre los cambios efectuados por la variante en la plataforma, para lograr que no exista el vuelco en la instalación y que el accionamiento (cilindro hidráulico de emulsión) no presente problemas para elevar los camiones completamente cargados.

Este cilindro estaba sobredimensionado para las condiciones anteriores por lo que el cambio no afecta en nada al accionamiento, solo le pide un poco mas de presión en el accionamiento y este tiene mas de lo necesario para elevar el vehículo de mas carga y peso. El cilindro hidráulico de emulsión presenta una **fuerza del pistón calculada de 117,189339 kN**. En esta instalación se cambió el accionamiento por una de mayor presión y de mayor diámetro del pistón, viéndose en la siguiente tabla 3.11 el cambio realizado por La empresa para solucionar algunos problemas que estaban surgiendo en el basculante con la entrada de los nuevos camiones chino de marca BEIBEN.

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.

Tabla 3.11 Parámetros de los accionamientos utilizados por la industria en la instalación

Accionamientos utilizados	Fuerza del pistón				
	Diámetro del pistón (dp cm)	Área del pistón (cm ²)	Presión (kgf/cm ²)	Fuerza (kgf)	Fuerza (kN)
Antes de la actual.	34,5	934,82	10	9348,20	91,705
Actual	39	1194,59	10	11945,90	117,189

Es decir, esta tabla nos dice la sobredimensión que existía en esta instalación.

El valor máximo que piden los vehículos utilizados por el central es de 55,0688 kN que es para los vehículos tipo KAMAZ.

En las siguientes figuras 3.31 y 3.32 se muestran las dimensiones de la plataforma actualmente y con las modificaciones efectuadas, viéndose en estas la sencillez con que se puede resolver un problema no estudiado.

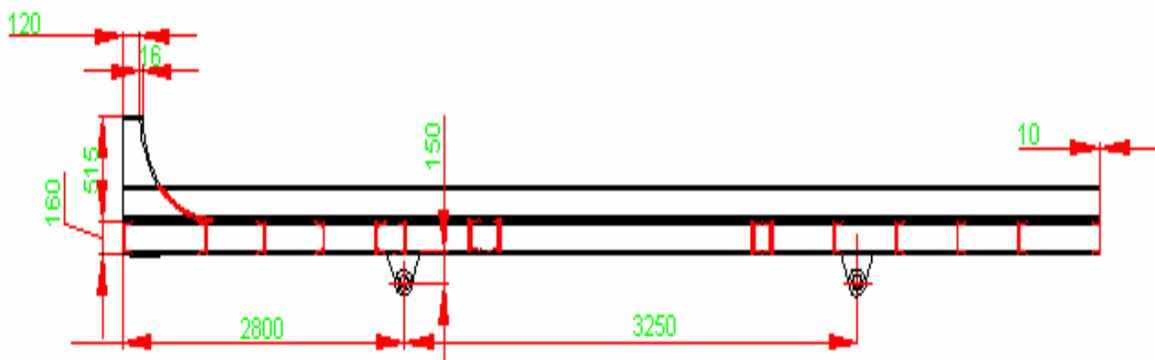


Figura 3.32 Estructura de la plataforma para su estado actual.

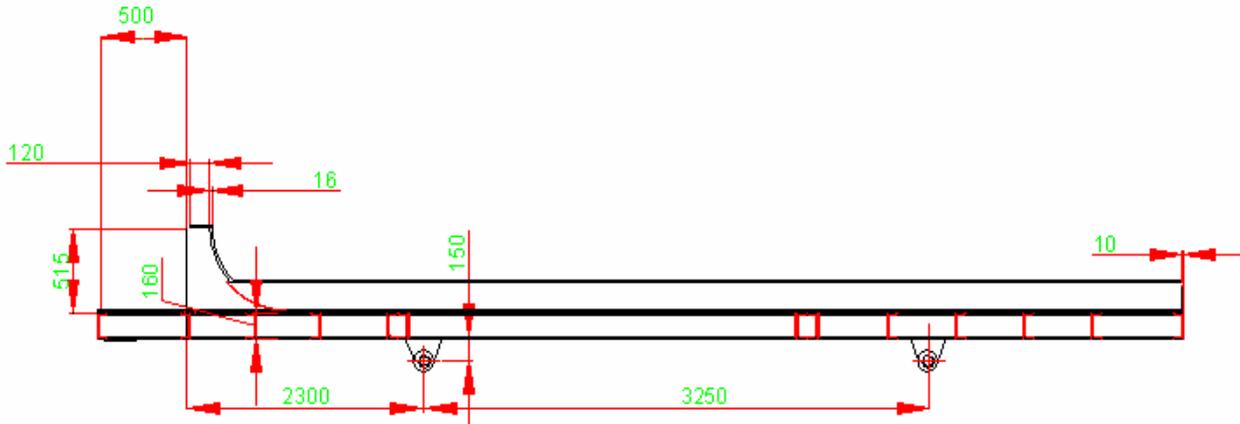


Figura 3.33 Estructura de la plataforma para su modificación realizada.

Este insignificante cambio como parece, evita que los vehículos no produzcan el vuelco de la plataforma y sin que el cilindro hidráulico de emulsión no presente problemas al elevar a estos y elimina la problemática que surge con la entrada de los nuevos camiones de marca BEIBEN.

Una solución sencilla como parece pero el hecho no haberse estudiado estas instalaciones anteriormente no había permitido darse cuenta de lo mismo.

3.8. Valoración económica de la variante propuesta.

La variante propuesta se basa como se pudo ver en desplazar ligeramente una pieza de una posición a otra. Esta pieza solo se encuentra soldada a la plataforma, por lo que el gasto de la modificación consistirá únicamente en el empleo del corte, la soldadura y el salario de los trabajadores. Sin embargo poder emplear camiones como los que se compraron, que aumentan su capacidad hasta el doble da la de los anteriormente utilizados resulta muy beneficioso, desde dos puntos de vistas:

- Se aumenta la cantidad de caña que entra al central por unidad de tiempo
- Se disminuyen la cantidad de combustible consumido por tonelada de caña

Capítulo III: Cálculos de la resistencia y funcionalidad del Basculante.



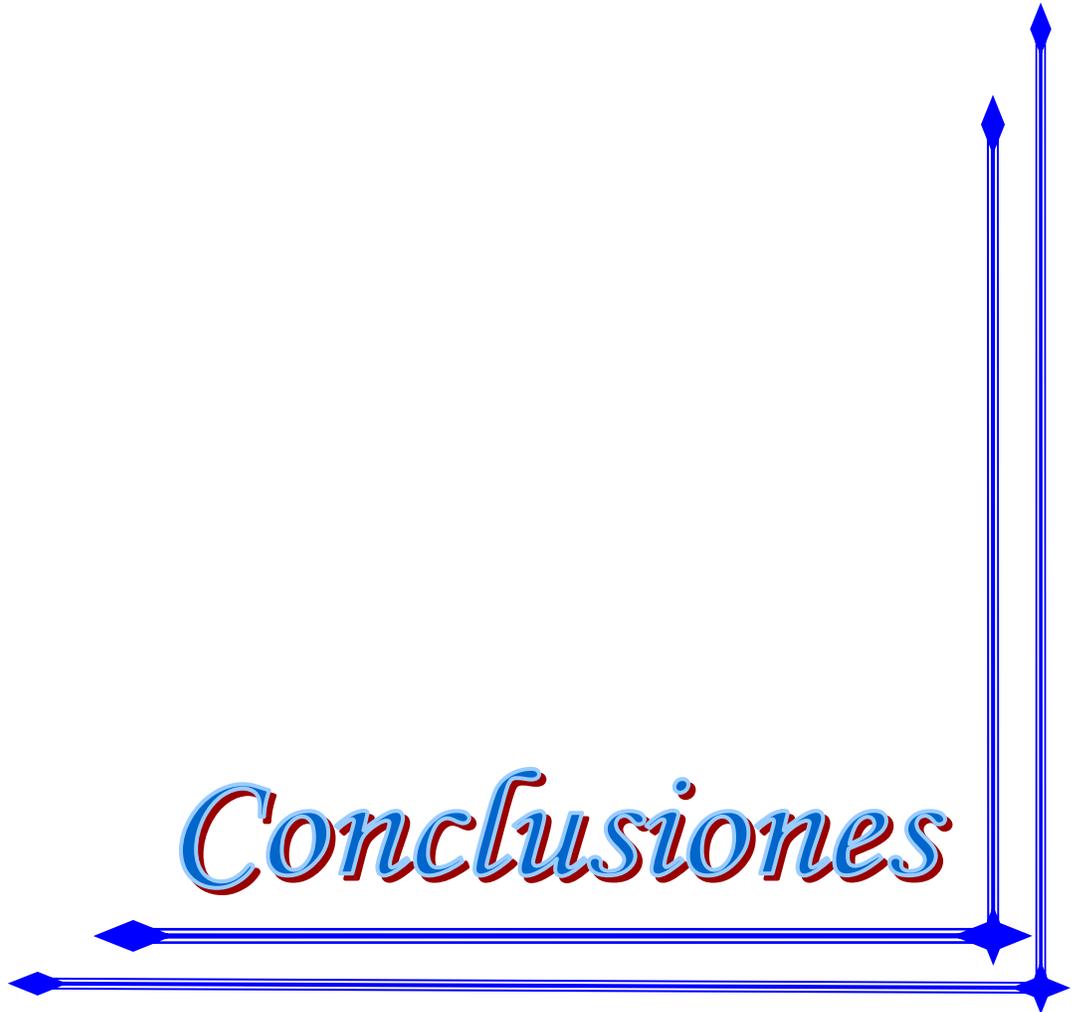
Esto último ocurre, ya que al ser un camión con el doble de capacidad, es difícilmente probable que consuma el doble de combustible.

Por tanto se justifica una pequeña inversión como la propuesta en este estudio.

3.9. Conclusiones del Capítulo

1. La instalación basculante existente actualmente en el CAI Caracas no podrá funcionar adecuadamente con la carga que podría tener los nuevos camiones BEBEN comprados por Cuba, ya que el accionamiento de la misma no está diseñado, y se podría decir que ni siquiera estudiado par un rango de capacidad de cargas tan amplio. Mientras que la resistencia de la estructura del basculante si garantiza el trabajo del mismo. Además el accionamiento instalado está sobre dimensionado, ya que el mismo tiene una posibilidad de casi el doble de la fuerza requerida y esto si representa costo directo pues es consumo innecesario para la instalación.
2. La solución propuesta a pesar de su aparente sencillez, requería de un estudio como el desarrollado en este trabajo para poder encontrarla. Ella aumenta sencilla y definitivamente la capacidad de descarga de la instalación.

Conclusiones



Conclusiones

1. No se ha encontrado estudios específicos que aborden la problemática del cálculo y diseño de los basculantes empleados por la industria azucarera. Estos equipos realmente no son de gran responsabilidad para la producción de azúcar, quizás esta sea una de las causas por las que se les han dedicado tan pocos estudios pero si cumplen una función que bien podría afectar este proceso, por lo que se considera que es importante dedicarles algún análisis como el de este trabajo para lograr su mayor fiabilidad.
2. Con la compra de nuevos camiones chinos de marca BEIBEN con capacidades de carga de hasta 20 toneladas se pretende mejorar la eficiencia de la industria azucarera. Para esto es necesario que la instalación basculante soporte estas nuevas capacidades y mantenga su funcionalidad. En el CAI Caracas se operan estos camiones pero a mitad de capacidad por falta de un estudio que respalde la seguridad y el funcionamiento de la instalación.
3. La metodología propuesta para calcular la funcionalidad del basculante permitió mediante el empleo de programa computacional MATLAB encontrar las curvas del comportamiento de los parámetros que influyen en la resistencia y el funcionamiento del mismo, en especial la fuerza requerida por el cilindro del accionamiento. Esto permitió realizar un estudio y dar claridad acerca de su comportamiento para poder proponer medidas efectivas que aumentaran la capacidad de carga.
4. La modificación propuesta que resulta muy sencilla pero ingeniosa solucionará el problema, ya que aumentará la capacidad de volteo para el basculante garantizando todos los parámetros del funcionamiento y la factibilidad económica.

Recomendaciones



RECOMENDACIONES

1. Aplicar la solución propuesta de este trabajo y comprobar prácticamente la eficacia de la misma.
2. Generalizar este estudio a otros centrales existentes en el país.

Referencia Bibliográfica



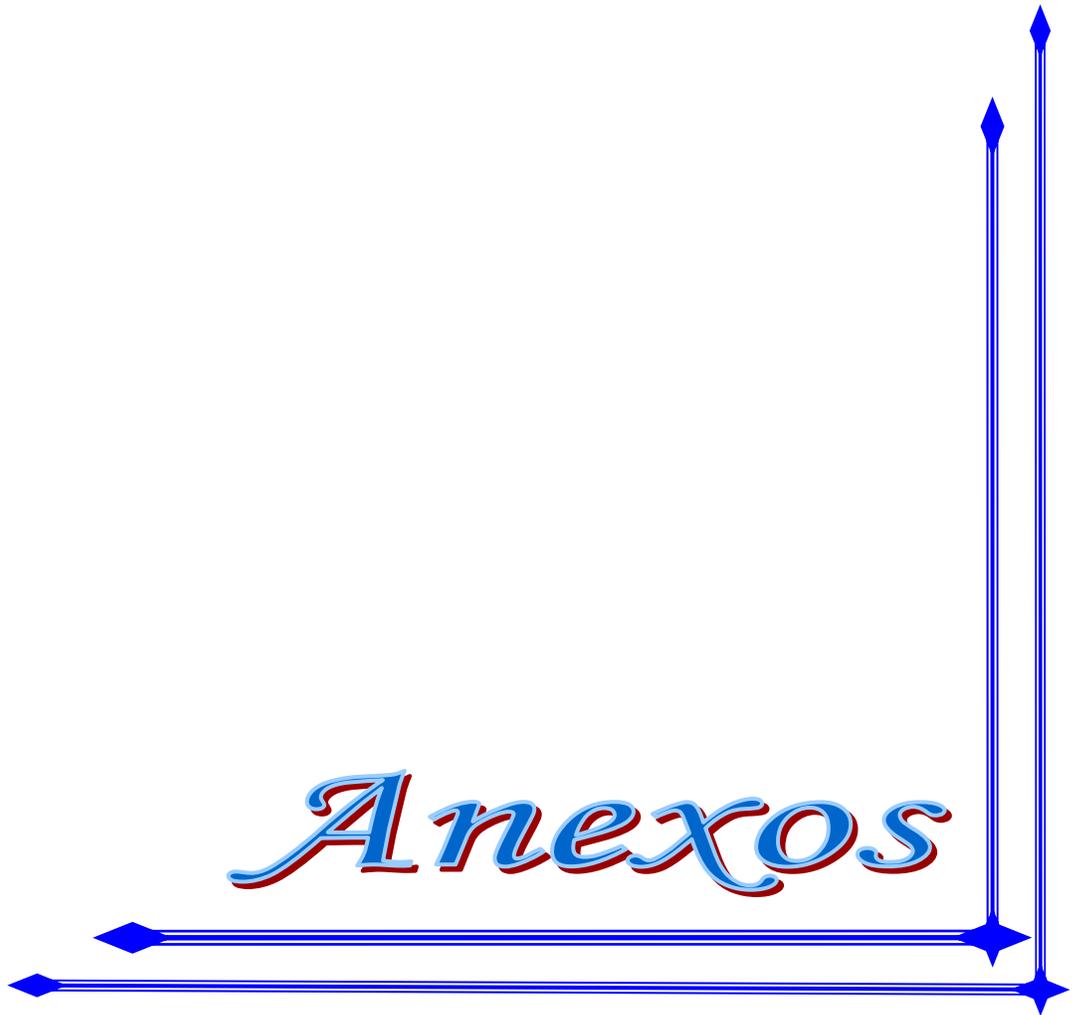
Referencias bibliográficas

1. 1986. La industria de la Caña de Azúcar en América Latina y el Caribe. , México: Geplacea.
2. Donald J. Myatt. , 1959. *Machine Design Problems*. Edición McGRAW – Hill Book Company, INE. New York Toronto London., Edición McGRAW – Hill Book Company, INE. New York Toronto London.
3. Ernest Durst Ing Mec. , 1971. *Manual del mecánico*. Quinta Edición Alemana. ., La Habana, 1971.: Ciencia y Técnica Instituto Cubano del Libro.
4. F Sokolov, P. USOV, , 1976. *Mecánica Industrial*. , Impreso en la URSS.: Editorial MIR Moscu .
5. FA López. Ferrer Ing Mec., 1948. *Fabricación de Azúcar de caña, Mieles y Siropes. Invertido con su control Técnico Químico*. 1948º ed., Habana, Cuba: Segunda Edición 1948 Cultura, S.A Habana.
6. Ing Vladimir List D.Sc.,Dr.h.C y Ing Karel Pochop, State Prize Winner. , 1963. *Mechanical Design of Overhead Transmission Lines*. , Prague: Publishers of Technical Literature.
7. M.Sc. Ing. José Alberto Knudsen González. , 2005. Diseño y gestión de la cadena de suministro de los residuos agroindustriales de la caña de azúcar. Aplicación a los residuos agrícolas cañeros, el bagazo y las mieles. .
8. Robert M. Drake, Jr., and Stephen J. Kline. , 1958. *Mechanical Engineering*. Cuarta Edición McGRAW – Hill ., New York Toronto London.
9. Rodríguez Roger Hyacinth. , 2005. Evaluación de la fractura por fatiga de las cuchillas picadoras de caña del CAI “Ciudad Caracas”. .
10. Spencer – Meade, *Manual del Azúcar de Caña*. Novena Edición.,

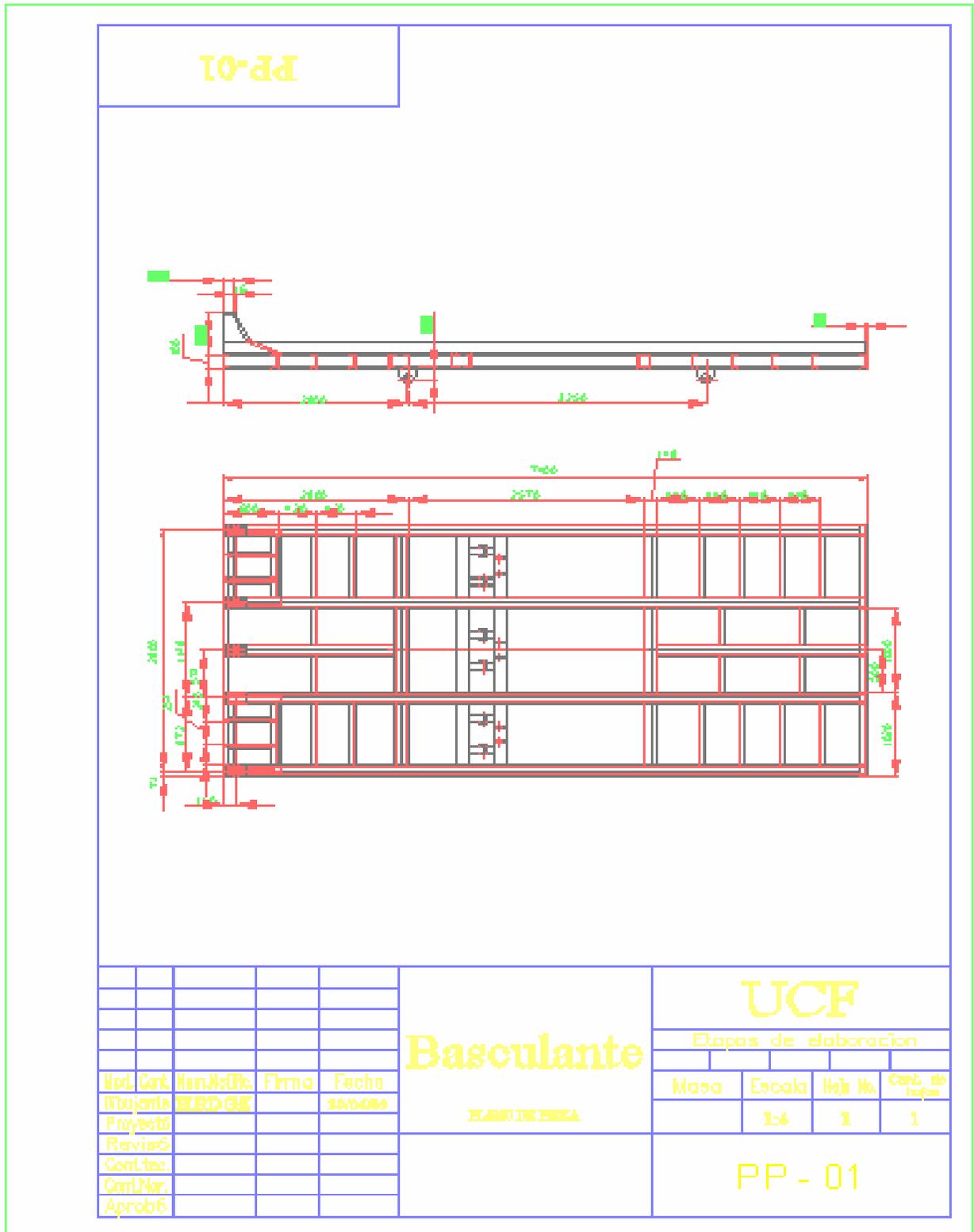
-
- 11.D. Reshetov, 1985. *Reshetov, D. Elementos de Máquinas.* , La Habana: La Habana: Editorial Pueblo y Educación.
 - 12.Diseño: Hnos Alpizar, *Manual Azucarero de Cuba.* Edición a cargo de: Gonzalo Gonzáles Medina., Impreso en Cuba: Ediciones de Ciencia y Técnica. Instituto cubano del libro.
 - 13.Emilio E. Garcia., *Información azucarera*, No, 903 Vedado: La Habana impreso en Cuba.: Editorial Organismos 17 .
 - 14.F. Honing, *Principios de Tecnología Azucarera.* Primera edición.,
 - 15.Fernando Veras Rojas, *Técnicas de mantenimiento en ingenios azucareros.*, Geplacea.
 - 16.G H Jenkins, 1984. *Introducción a la tecnología de azúcar de caña.* , Pueblo y Educación.
 - 17.G.S. Pisarenko, A.P., Yakovlev, V:V Matvéev, 1979. *Manual de Resistencia de Materiales.* Pisarenko, G.S., Moscú: Moscú: Editorial MIR.
 - 18.Guilford L Spencer D.Sc., 1932. *Manual de fabricantes de azúcar de caña y químicos azucareros.* 1932° ed., USA.
 - 19.HUGOT, E., 1980. *Manual Para Ingenieros Azucareros.* Editorial Revolucionaria., La Habana:: Editorial Revolucionaria.
 - 20.Ing Fernando Veras Rojas, 1984. *Mantenimiento en la Industria Azucarera de América Latina y el Caribe.*, Geplacea.
 - 21.John D Streeter, 1984. *Curso sobre recuperación de partes y piezas.*, Geplacea.
 - 22.Jorge Luís Tovar y Vera, 1988. *Metodología para la Determinación de Capacidades de Molienda Equivalentes en Ingenios Azucareros.* , México: Geplacea / Pnud.

23. R Fauconnier y D Bassereau, La caña de azúcar. Ricardo Barnett Freixas., La Habana, Impreso en Cuba: Científico - Técnica.
24. R, Sansoucy, G, Aarts and T, R, Preston, 1988. *La caña de Azúcar como pienso*. R Sansoucy, G. Aarts y T. R. Preston.,
25. V. I Fedosiev, 1985. Fedosiev V. I. Resistencia de Materiales., Moscú: Moscú: Editorial MIR.
26. VI Anuriev. , *Manual del constructor de maquinarias*, Impreso en la URSS.
27. VI Anuriev. , 1989. *Manual del constructor de maquinarias*. , Impreso en la URSS. 1989.

Anexos



Anexo 1



Anexo 2

```
Editor - T:\CARPETAS PERSONALES\micabello\TRABAJO\Tesis Tutorio\Basculador Caracas\Calculos finales.m
File Edit Text Go Cell Tools Debug Desktop Window Help
Stack: Base fx
- 1.0 + 1.1 x
1 %Analisi de las reacciones del Basculador caracas
2 syms Wt P L Xt Yt e a c b h0 alf
3 %para determinar las fuerzas de las gomas del camion
4 Fd=Wt*(Xt*cos(alf)-Yt*sin(alf))/e;
5 Fty=Wt*cos(alf)-Fd;
6 Ftx=Wt*sin(alf);
7 Ft=(Ftx^2+Fty^2)^(1/2)
8 %para determinar la reacion Rb
9 Rb=(Wt*((Xt-(a-c))*cos(alf)-Yt*sin(alf))+P*(L/2-a)*cos(alf))/b;
10 %Ray
11 Ray=(Wt+P)*cos(alf)-Rb;
12 %Para determinar Rax se realiza primero un analisis geometrico
13 OA=(h0^2+b^2)^(1/2);
14 si=atan(h0/b);
15 lf=(b^2+OA^2-2*b*OA*cos(si+alf))^(1/2); %la longitud en cada instante del cilindro
16 ga=(pi()/2)-asin(OA/lf*sin(si+alf));
17 Fp=Rb/cos(ga); %esta es la fuerza requerida por el piston en cada intante para el equilibrio
18 Rax=(Wt+P)*sin(alf)-Fp*sin(ga);
19 Ra=(Rax^2+Ray^2)^(1/2)
20
21
22
23 %Evaluacion de las reacciones
24 %Para el Kamas
25 Rbeva=subs(Rb,[Wt P L Xt Yt e a c b h0],[88.29 58.86 7.4 2.26 1.35 3.85 2.8 1.236 3.25 3])
26 Rbeva0=subs(Rbeva,[alf],[0])
27 ezplot(Rbeva,[0,35*pi()/180])
28 Fpeva=subs(Fp,[Wt P L Xt Yt e a c b h0],[88.29 58.86 7.4 2.26 1.35 3.85 2.8 1.236 3.25 3])
29 Fpeva0=subs(Fpeva,[alf],[0])
30 ezplot(Fpeva,[0,35*pi()/180])
31 %Lleno
32 Rbeva=subs(Rb,[Wt P L Xt Yt e a c b h0],[186.39 58.86 7.4 1.74 1.65 3.85 2.8 1.236 3.25 3])
33 Rbeva0=subs(Rbeva,[alf],[0])
Calculos finales.m Ajuste de descarga.m script Ln 4 Col 35 OVR 17:53
```

```
Editor - T:\CARPETAS PERSONALES\micabello\TRABAJO\Tesis Tutorio\Basculador Caracas\Calculos finales.m
File Edit Text Go Cell Tools Debug Desktop Window Help
Stack: Base fx
- 1.0 + 1.1 x
22
23 %Evaluacion de las reacciones
24 %Para el Kamas
25 Rbeva=subs(Rb,[Wt P L Xt Yt e a c b h0],[88.29 58.86 7.4 2.26 1.35 3.85 2.8 1.236 3.25 3])
26 Rbeva0=subs(Rbeva,[alf],[0])
27 ezplot(Rbeva,[0,35*pi()/180])
28 Fpeva=subs(Fp,[Wt P L Xt Yt e a c b h0],[88.29 58.86 7.4 2.26 1.35 3.85 2.8 1.236 3.25 3])
29 Fpeva0=subs(Fpeva,[alf],[0])
30 ezplot(Fpeva,[0,35*pi()/180])
31 %Lleno
32 Rbeva=subs(Rb,[Wt P L Xt Yt e a c b h0],[186.39 58.86 7.4 1.74 1.65 3.85 2.8 1.236 3.25 3])
33 Rbeva0=subs(Rbeva,[alf],[0])
34 ezplot(Rbeva,[0,35*pi()/180])
35 Rayeva=subs(Ray,[Wt P L Xt Yt e a c b h0],[186.39 58.86 7.4 1.74 1.65 3.85 2.8 1.236 3.25 3])
36 Rayeva0=subs(Rayeva,[alf],[0])
37 ezplot(Rayeva,[0,35*pi()/180])
38 Raxevea=subs(Rax,[Wt P L Xt Yt e a c b h0],[186.39 58.86 7.4 1.74 1.65 3.85 2.8 1.236 3.25 3])
39 Raxevea0=subs(Raxevea,[alf],[0])
40 ezplot(Raxevea,[0,35*pi()/180])
41 Fdevea=subs(Fd,[Wt P L Xt Yt e a c b h0],[186.39 58.86 7.4 1.74 1.65 3.85 2.8 1.236 3.25 3])
42 Fdevea0=subs(Fdevea,[alf],[0])
43 ezplot(Fdevea,[0,35*pi()/180])
44 Ftyeva=subs(Fty,[Wt P L Xt Yt e a c b h0],[186.39 58.86 7.4 1.74 1.65 3.85 2.8 1.236 3.25 3])
45 Ftyeva0=subs(Ftyeva,[alf],[0])
46 ezplot(Ftyeva,[0,35*pi()/180])
47 Ftxeva=subs(Ftx,[Wt P L Xt Yt e a c b h0],[186.39 58.86 7.4 1.74 1.65 3.85 2.8 1.236 3.25 3])
48 Ftxeva0=subs(Ftxeva,[alf],[0])
49 ezplot(Ftxeva,[0,35*pi()/180])
50 Fteva=subs(Ft,[Wt P L Xt Yt e a c b h0],[186.39 58.86 7.4 1.74 1.65 3.85 2.8 1.236 3.25 3])
51 Fteva0=subs(Fteva,[alf],[0])
52 ezplot(Fteva,[0,35*pi()/180])
53 Fpeva=subs(Fp,[Wt P L Xt Yt e a c b h0],[186.39 58.86 7.4 1.74 1.65 3.85 2.8 1.236 3.25 3])
54 Fpeva0=subs(Fpeva,[alf],[0])
Calculos finales.m Ajuste de descarga.m script Ln 4 Col 35 OVR 17:53
```

```

Editor - T:\CARPETAS PERSONALES\mjcabello\TRABAJOS\Tutor\Basculador Caracas\Ajuste de descarga.m*
File Edit Text Go Cell Tools Debug Desktop Window Help
Stack: Base
1
2 %Kamaz
3 Rb1eva=subs(Rb,[Wt P L Xt Yt e a c b h0],[88.29 58.86 7.4 2.26 1.35 3.85 2.8 1.236 3.25 3])
4 %Llano
5 Rb2eva=subs(Rb,[Wt P L Xt Yt e a c b h0],[186.39 58.86 7.4 1.74 1.65 3.85 2.8 1.236 3.25 3])
6
7 ajus=Rb2eva*(1-alf/(35*pi()/180))+Rb1eva*(alf/(35*pi()/180))
8 ezplot(ajus,[0,35*pi()/180])
9
10 %Chino
11 Rb3eva=subs(Rb,[Wt P L Xt Yt e a c b h0],[112.815 58.86 7.4 2.07 1.55 5.175 2.8 1.308 3.25 3])
12 %Llano
13 Rb4eva=subs(Rb,[Wt P L Xt Yt e a c b h0],[309.015 58.86 7.4 1.3588 1.75 5.175 2.8 1.308 3.25 3])
14
15 ajus=Rb4eva*(1-alf/(35*pi()/180))+Rb3eva*(alf/(35*pi()/180))
16 ezplot(ajus,[0,35*pi()/180])
17 set(gca,'XLim',[0 35*pi()/180],'YLim', [-100 50])
18
19
20 %Fp ajustado
21 %Kamaz
22 Fp1eva=subs(Fp,[Wt P L Xt Yt e a c b h0],[88.29 58.86 7.4 2.26 1.35 3.85 2.8 1.736 3.25 3])
23 ezplot(Fp1eva,[0,35*pi()/180])
24 hold on
25 %Llano
26 Fp2eva=subs(Fp,[Wt P L Xt Yt e a c b h0],[186.39 58.86 7.4 1.74 1.65 3.85 2.8 1.736 3.25 3])
27 ezplot(Fp2eva,[0,35*pi()/180])
28 ajus=Fp2eva*(1-alf/(35*pi()/180))+Fp1eva*(alf/(35*pi()/180))
29 ezplot(ajus,[0,35*pi()/180])
30 set(gca,'XLim',[0 35*pi()/180],'YLim', [-20 60])
31
32 %Chino
33 Fp3eva=subs(Fp,[Wt P L Xt Yt e a c b h0],[112.815 58.86 7.4 2.07 1.55 5.175 2.8 1.808 3.25 3])
Calculos finales.m x Ajuste de descarga... x
script Ln 20 Col 1 OVR
Inicio Exp... 2 Mic... Mecha... Microso... Fp mod... 5 MA... mjcabello ES 17:53

```

```

Editor - T:\CARPETAS PERSONALES\mjcabello\TRABAJOS\Tutor\Basculador Caracas\Ajuste de descarga.m*
File Edit Text Go Cell Tools Debug Desktop Window Help
Stack: Base
52 ezplot(ajus,[0,35*pi()/180])
53
54 %Chino
55 Ray3eva=subs(Ray,[Wt P L Xt Yt e a c b h0],[112.815 58.86 7.4 2.07 1.55 5.175 2.8 1.308 3.25 3])
56 ezplot(Ray3eva,[0,35*pi()/180])
57 hold on
58 %Llano
59 Ray4eva=subs(Ray,[Wt P L Xt Yt e a c b h0],[309.015 58.86 7.4 1.3588 1.75 5.175 2.8 1.308 3.25 3])
60 ezplot(Ray4eva,[0,35*pi()/180])
61 ajus=Ray4eva*(1-alf/(35*pi()/180))+Ray3eva*(alf/(35*pi()/180))
62 ezplot(ajus,[0,35*pi()/180])
63 set(gca,'XLim',[0 35*pi()/180],'YLim', [100 450])
64
65 %Ra ajustado
66 %Kamaz
67 Ra1eva=subs(Ra,[Wt P L Xt Yt e a c b h0],[88.29 58.86 7.4 2.26 1.35 3.85 2.8 1.736 3.25 3])
68 ezplot(Ra1eva,[0,35*pi()/180])
69 hold on
70 %Llano
71 Ra2eva=subs(Ra,[Wt P L Xt Yt e a c b h0],[186.39 58.86 7.4 1.74 1.65 3.85 2.8 1.736 3.25 3])
72 ezplot(Ra2eva,[0,35*pi()/180])
73 ajus=Ra2eva*(1-alf/(35*pi()/180))+Ra1eva*(alf/(35*pi()/180))
74 ezplot(ajus,[0,35*pi()/180])
75 set(gca,'XLim',[0 35*pi()/180],'YLim', [80 270])
76
77 %Chino
78 Ra3eva=subs(Ra,[Wt P L Xt Yt e a c b h0],[112.815 58.86 7.4 2.07 1.55 5.175 2.8 1.808 3.25 3])
79 ezplot(Ra3eva,[0,35*pi()/180])
80 hold on
81 %Llano
82 Ra4eva=subs(Ra,[Wt P L Xt Yt e a c b h0],[309.015 58.86 7.4 1.3588 1.75 5.175 2.8 1.808 3.25 3])
83 ezplot(Ra4eva,[0,35*pi()/180])
84 ajus=Ra4eva*(1-alf/(35*pi()/180))+Ra3eva*(alf/(35*pi()/180))
Calculos finales.m x Ajuste de descarga... x
script Ln 20 Col 1 OVR
Inicio Exp... 2 Mic... Mecha... Microso... Fp mod... 5 MA... mjcabello ES 17:55

```