



UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS
INGENIERÍA

*Facultad de Ingeniería Mecánica
Colectivo de Mecánica Aplicada*

TRABAJO DE DIPLOMA

Título: Análisis y Solución de la avería en zona de amortiguación de la grúa todoterreno Terex A300 de la Refinería “Camilo Cienfuegos”.

Autor: Duniel Espinosa Bermúdez

*Tutores: Ing. Jesús E. del Junco García
Ing. Alejandro Elías Suárez
MSc. Juan Gabriel Noa Águila*

*Diciembre, 2022
“Año 64 de la Revolución”*

Agradecimiento

A mis tutores Jesús Ernesto del Junco, Alejandro Elías y Juan Gabriel Noa, por todo ese tiempo dedicado sin importar día ni hora para ayudarme a lograr mi meta como profesional, por tanto, apoyo brindado, por sus conocimientos transmitidos, por compartir juntos este trabajo desarrollado en la disciplina de mecánica aplicada, y por hacerme sentir honrado de haberlos tenidos como máximos guías en este trabajo de Diploma.

A mis padres por su apoyo incondicional, por sus atenciones en todo momento, por ser fieles veladores de mis necesidades y estado de ánimo durante todo mi trayecto en los estudios, por asumir parte de mis responsabilidades para que pudiera dedicarme a mi superación profesional, por darme mucha paz interior, ayudarme a tomar decisiones y a guiarme por el camino correcto, pero sobre todas las cosas, por tanta educación y amor.

Muy especial a mi amigo Armando Pacios Puig, por ser la mayor influencia y motor impulsor a mis estudios en la educación superior, por haber formado parte durante casi todo el trayecto de mi superación profesional, por tanta preocupación y ayuda, por sus conocimientos transmitidos y sobre todo por su tiempo y dedicación.

A mis amigos Mercedes Puig y Eduardo Gómez por todas las atenciones prestadas, por su ayuda incondicional, por hacer todo lo que ha estado en sus manos para facilitar mis estudios y mi paso por la universidad, por seguir bien de cerca mi progreso y no dejar nunca que decayeran mis ánimos. Por todo eso y tantas cosas más ¡GRACIAS!

A mis amigos Carlos Jesús y Jorge Carlos por estar pendiente todo el tiempo de mis inquietudes y necesidades de estudio, por tanta preocupación y ayuda, por esos consejos y apoyo tanto profesionales como emocionales y sobre todo... por estar siempre para mí.

A mis compañeros de estudio, por ser siempre un grupo unido, por compartir tantas alegrías y disgustos juntos, por hacerme sentir como en una gran familia durante 6 años, y de sentirme orgulloso de haber llegado juntos hasta el final.

Pensamiento

“Hay una fuerza motriz más poderosa que el vapor, la electricidad y la energía atómica: El valor.”

Albert Einstein

Resumen

RESUMEN

El presente trabajo de diploma constituye el análisis de las propuestas y la solución final a la falla detectada en la grúa telescópica móvil Terex A300 de 30 T perteneciente a la dirección de mantenimiento de la Refinería de Petróleo "Camilo Cienfuegos" S.A., una grieta de grandes dimensiones en la zona de amortiguación fue detectada en un mantenimiento de rutina. Basado en la zona donde ocurre la falla en el capítulo uno se realiza un estudio de los tipos de grúas y se caracterizan los sistemas de suspensión. Se realizó el análisis de dicha falla, arrojando como resultado que fue producto de la fatiga de la zona, debido a las cargas dinámicas provocadas por desnivel del terreno. Se realiza la validación del estudio de la falla y de la solución dada por el método de los elementos finitos. Se efectúa el análisis económico de la solución dada a la falla.

Palabras claves: Grúa, fatiga de metales, falla, tensión.

Summary

SUMMARY

The present diploma work constitutes the analysis of the proposals and the final solution to the failure detected in the 30 T Terex A300 mobile telescopic crane belonging to the maintenance department of the Cienfuegos Refinery "Camilo Cienfuegos" S.A., a large crack in the damping zone was detected during routine maintenance. Based on the area where the failure occurred in chapter one, a study of the types of cranes and characterization of the suspension systems was carried out. An analysis of this failure was carried out, with the result that it was the result of fatigue in the area, due to the dynamic loads caused by the unevenness of the terrain. The study of the failure and the solution given for the finite elements method were validated. The economic analysis of the solution given to the failure is carried out.

Key words: Crane, metal fatigue, failure, stress

Índice

INTRODUCCIÓN	14
CAPÍTULO I. ESTUDIO DEL ARTE	17
1.1 Equipos de Izaje y su Importancia en la Industria Actual	17
1.1.1 Clasificación, tipo y uso de las grúas.....	17
1.2 Especificaciones de las grúas telescópicas	23
1.2.1 Descripción física o partes de una Grúa Telescópica	23
1.3 Descripción y datos técnicos de la grúa Terex A300	24
1.3.1 Dimensiones de la grúa Terex A300 de 30 T	27
1.4 Suspensión y amortiguadores	28
1.4.1 Sistema de Suspensión.....	28
1.4.2 Amortiguadores.....	29
1.5 Descripción de la falla ocurrida en la zona de amortiguación trasera.	32
1.5.1 Descripción del trabajo realizado para solucionar la avería en las zonas de amortiguación	33
1.6 Conclusiones parciales.	34
CAPÍTULO II CÁLCULO DE RESISTENCIA DE LOS ELEMENTOS DE LA GRÚA	36
2.1 Determinación de fuerzas que actúan en la grúa	36
2.2 Determinación de las reacciones de las ruedas traseras en condición estática	39
2.3 Análisis del de la Carga Dinámica en Diferentes Situaciones que Pudieran Darse.	40
2.3.1 Caso 1: Cálculo del coeficiente y carga dinámica por impacto vertical de la rueda trasera.	41
2.3.2 Situación 2. Cálculo de las Reacciones Actuantes por el Impulso Cuando la Grúa Parte del Reposo.....	48
2.3.3 Situación 3. Cálculo de las reacciones actuantes por la desaceleración o frenado repentino.	56
2.4 Cálculo de las uniones soldadas en las nuevas placas fabricadas.	58
2.4.1 Calculo de las tensiones tangenciales admisibles en las placas soporte del amortiguador.	58
2.4.2 Cálculo de las tensiones tangenciales admisibles en la placa base original de fábrica.61	
2.4.3 Cálculo de las tensiones tangenciales admisibles en el material base (fabricado nuevo) de las placas de sujeción del amortiguador.....	64
2.5 Conclusiones parciales	67
CAPÍTULO III ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS MEDIANTE EL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS Y VALORACIÓN ECONÓMICA.	69
3.1 Análisis de la modificación en la placa mediante el software inventor.	69
3.1.1 Modificación de la placa del chasis:	69

3.2 Posibles Soluciones a la salida de servicio de una grúa en la Refinería.	72
3.3 Costo en materiales y mano de obra para la inversión realizada en recuperar la grúa de 30 ton.	73
3.4 Conclusiones parciales	75
CONCLUSIONES	77
RECOMENDACIONES	79
BIBLIOGRAFÍA	81
ANEXOS	85

Introducción

INTRODUCCIÓN

En la refinería “Camilo Cienfuegos” ubicada en la zona industrial de la provincia, cuyo objeto social es la refinación de petróleos, se cuenta con diversos equipos pesados como son bombas, ventiladores, tuberías de grandes diámetros, intercambiadores de calor, entre otros, lo cual, a la hora de reparar estos equipos deben ser movido hacia los talleres, los componentes de estos equipos son muy pesados y por tal motivo no se pudiera efectuar el traslado por una persona, además de las diferentes características geométricas de las mismas. Para realizar estos trabajos la refinería de Cienfuegos cuenta con varios equipos de Izaje como son: montacargas, grúas pórticos, grúas viajeras, grúas autopropulsadas de 45, 12.5 y 30T respectivamente. Estos equipos de Izaje son de vital importancia en el desarrollo de cualquier industria en este caso la refinería de Cienfuegos, por su capacidad de realizar trabajos que el hombre no podría con sus propios esfuerzos, son muy variados estos equipos y desempeñan diferentes tareas según sus características y diseños. La grúa telescópica móvil Terex A300 de 30 toneladas con que cuenta la refinería tiene ya varios años en explotación y en un mantenimiento de rutina realizado a la misma, se detectó una grieta de grandes dimensiones en su zona de amortiguación trasera. Esta ponía en gran peligro toda la estructura del equipo ya que de los cuatro puntos de apoyo dos se encontraban en condición de falla. En este momento de las tres grúas con que se cuenta en la planta solo se encontraba operativa la grúa de 45 T ya que la grúa de 12.5 T presentó al mismo tiempo fallas en el sistema del cilindro de Izaje.

Problema

Debido a la importancia de este equipo para la refinería se da una solución inmediata a la falla para que la grúa telescópica Terex A300 de treinta toneladas volviera a estar en funcionamiento, lo que provoca esta inmediatez es que la dirección de mantenimiento no cuenta con análisis concreto y una validación de lo sucedido en la zona de amortiguación, que le permitan visualizar y analizar que la propuesta de solución dada haya sido la más idónea.

Hipótesis

Es posible realizar el análisis de la falla ocurrida y la validación de la modificación en zona de amortiguación en la grúa telescópica móvil Terex A300 de treinta toneladas.

Objetivo General

Realizar el análisis de la avería ocurrida en la zona de amortiguación en la grúa telescópica móvil Terex A300 de treinta toneladas.

Objetivos Específicos

1. Realizar una búsqueda bibliográfica sobre el estado del arte.
2. Analizar la zona afectada y las posibles causas que dieron lugar a la avería ocurrida.
3. Evaluar y validar la solución de la avería empleando los métodos de mecánica clásica.
4. Evaluar y validar la solución de la avería empleando los métodos de Elementos Finitos.
5. Realizar el análisis económico de la recuperación de la grúa telescópica móvil Terex A300.

Capítulo I

CAPÍTULO I. ESTUDIO DEL ARTE

1.1 Equipos de Izaje y su Importancia en la Industria Actual

Los equipos de Izaje son utilizados en la gran mayoría de las industrias con el propósito de izar, halar o sostener cargas, en esta se encuentra una gran variedad de estos, tales como: puentes grúas, grúa móvil, grúas sobre oruga, grúas telescópicas, auto grúas, grúa celosía, plumas articuladas, aparejos electrónicos sobre monorraíles, brazos articulados, hidro grúa articulada, plataformas de elevación, elevadores eléctricos, Polipastos, Manipuladora telescópica, montacargas, Telehandlers, equipos de gateo, Equipo Gantry, sistema strand Jack, entre otros.

Dichos equipos de Izaje operan con accesorios, que son aquellos considerados como partes que hacen la conexión del equipo de levantamiento y la carga, tales como: Eslingas, estrobos, cadenas, cabos de fibra, cuerdas sintéticas, cintas y lazos. Grilletes, clips y anillos, Ganchos y argollas.

Los equipos de Izaje son esenciales para agilizar e incrementar la producción en una industria, permiten mover cargas muy pesadas y moverlas desde un punto a otro pudiendo recorrer cientos de metros, mejora los procesos y disminuyen el riesgo para el operario.

1.1.1 Clasificación, tipo y uso de las grúas

Las grúas son maquinaria equipada con poleas y cables las cuales se basan en la aplicación de principios mecánicos que les permiten levantar y bajar cargas que ninguna capacidad trabajadora humana podría. En la actualidad, las grúas han evolucionado para poder cumplir con una amplia variedad de necesidades industriales.

Para mantener su eficiencia y estabilidad vital, absolutamente todas las grúas deben cumplir las leyes de la física, entre ellas, las dos más importantes son que la grúa no mueva pesos que excedan su capacidad, y que cualquier movimiento fuerte que sobrepase el soporte de la máquina se debe eliminar inmediatamente.

Las grúas como todo, cuentan con su propia clasificación

Según el tamaño de las grúas se pueden clasificar en:

Grúas de horca: usadas en el interior de los talleres

Grúas torre: usadas para construir edificios altos

Grúas flotantes: usadas para construir aparejos de aceite y para rescatar barcos encallados.

Grúas móviles: usadas para el movimiento de grandes piezas.

A continuación, vamos a ver los principales tipos de grúas que se utilizan hoy y sus aplicaciones de trabajo:

Grúas fijas

Este tipo de grúas tienen en común que son estáticas y tienen un punto de sujeción a partir del cual realizan todo el trabajo, dentro de esta clasificación podemos encontrar:

✓ **Grúas puente o grúas pórtico.**

Cuenta con un fuerte pórtico para maniobrar y levantar cargas industriales extremadamente pesadas.

Aplicación: Este tipo de grúas se emplea más que todo en fábricas y naves industriales para la construcción naval y movimiento de contenedores, donde son esenciales sus características robustas, son utilizadas para el transporte de materiales y cargas en desplazamientos verticales y horizontales.



Figura 1.1 Grúa pórtico. Fuente. (Columbus McKinnon Corporation, 2021)

✓ **Grúas torre.**

Este tipo de grúa fija está compuesta por una estructura metálica anclada al piso, desmontable y espigada que ofrece la oportunidad de adaptar su altura al edificio en construcción. Cuenta con dos brazos horizontales que emergen de una torre central, uno es utilizado para suspender las

cargas pesadas que van a levantarse y el otro funciona como contrapeso. Está alimentada por corriente eléctrica y su control se suele realizar por control remoto desde el suelo.

Aplicación: las grúas torre se utilizan principalmente en la construcción urbana, generalmente para la construcción de edificios.



Figura 1.2 Grúa torre. Fuente. (Grúas y Equipos García, 2020)

✓ **Grúa auto – desplegable**

Este modelo de grúas es muy similar a las grúas torre, con la diferencia de que no necesitan otras grúas para poder ser montadas. Con un sistema eléctrico son capaces de plegarse y desplegarse y quedar perfectamente montadas y preparadas para trabajar. Las grúas auto desplegadas se transportan como una sola pieza.

Aplicaciones: trabajos de construcción principalmente.



Figura 1.3 Grúa auto desplegable. Fuente. (Sky Cranes, 2021)

Grúas móviles

Esta clase de grúas se encuentran sobre vehículos y tienen la ventaja de poder moverse por sí mismos gracias a su modelo de propulsión por motor de gasoil. Gracias a ello son utilizadas como grúas de alquiler para el desarrollo de proyectos, movimiento de grandes piezas y como elementos de apoyo para la construcción de edificios o monumentos en cualquier parte, sin embargo, las grúas móviles empleadas para trabajos en ferrocarriles se adaptan para desplazarse por los rieles. Varias de estas grúas se pueden acoplar a barcasas de ser empleadas para trabajos de construcción en puentes vías fluviales. Su brazo de levantamiento es normalmente articulado para permitir su izamiento y reducción según sea el caso.

✓ **Grúa Sidelifter**

Este modelo de grúa se caracteriza por ser una grúa de carga lateral o tener un elevador lateral (Sidelifter) en la parte trasera.

Aplicación: Esta grúa móvil se utiliza principalmente para la carga y descarga de contenedores donde otros modelos de grúas no pueden instalarse. El modelo Sidelifter ofrece una mayor agilidad para el movimiento de contenedores de las empresas. Otra aplicación que podemos encontrar para este tipo de grúa, es la de colocación de placas de hormigón en la construcción de naves industriales. La manipulación de esta grúa se realiza a través de un mando eléctrico, siendo más cómodo para el operador realizar la maniobra con la carga.



Figura 1.4 Grúa Sidelifter. Fuente. (Cranes and Machines, 2022)

✓ **Camiones grúa auto cargantes**

Este modelo de camión grúa se caracteriza por su rápida eficacia para moverse y facilitar el transporte de pequeñas mercancías de un lugar a otro con mucha facilidad dentro del sector de la construcción.

Aplicaciones: Estos camiones grúa se utilizan mucho en todo tipo de construcciones como, para labores de encofrado, desencofrado, hormigonado, transporte de material, instalación de tuberías, etc.



Figura 1.5 Camión grúa auto cargante. Fuente. (Grúas Eugenio, 2022)

✓ **Grúa Luffing o Transtainers**

Este modelo son **grúas marítimas** empleadas en el transporte, almacenamiento y estiba de contenedores marítimos. Es una grúa muy segura y de fácil manejo por el operador. Es conocida como “grúa de puerto” o grúa portacontenedores STS (Shipto shore) Muchos de los modelos incorporan una cabina interna donde se encuentra el operador de la máquina. Es alimentada eléctricamente.

Aplicaciones: movimiento de cargas en puertos marítimos, traslado de bultos y contenedores, carga de contenedores en camiones grúa.



Figura 1.6 Grúa Transtainers. Fuente. (Paceco and Mitsui Company, 2022)

✓ **Grúa sobre orugas o cadenas**

Es una especie de grúa móvil acoplada en vehículos caterpillar, se emplea generalmente sobre suelos donde los vehículos convencionales no se pueden desplazar. Es considerada una grúa estable gracias a su gran base que funciona perfectamente como contrapeso. Estos tipos de grúas son empleadas en la industria cuando las cargas a elevar son demasiado pesadas. Precisamente este es su mayor punto a favor, no obstante, su escasa movilidad es su principal debilidad. Esto se debe a que necesitan de una auténtica flota de camiones para ser desplazadas pieza a pieza por módulos. Por ello, su uso se restringe a unas pocas tareas, como por ejemplo, al posicionado de las torres de destilado de petróleo auxiliadas por otra grúa (normalmente una grúa sobre camión).

Debido Su capacidad de carga es muy alta (40 toneladas a 3.500 toneladas) que suelen elevar, estas grúas disponen de más elementos de ayuda (contrapesos, plumines arriestrados, etc) que sus hermanas las grúas sobre camión. Por ejemplo, en los modelos destinados a elevar cargas muy pesadas (700 – 1000 toneladas, o más), se emplea un carro unido al cuerpo de la grúa por una viga y lastrado con una serie de contrapesos. Su sistema le permite movilizarse a cualquier sitio, incluso en suelos blandos. Es capaz de viajar con la carga también es así, que se utiliza para el transporte de carga pesada en el sitio de construcción.



Figura 1.7 Grúa sobre orugas o cadenas. Fuente. (Vema Crane, 2022)

1.2 Especificaciones de las grúas telescópicas

Una grúa telescópica utiliza un sistema de tubos hidráulicos para la extensión o retraimiento del brazo y así poder mover la carga de un punto a otro. Este sistema hace que la grúa se adapte fácilmente a las características del lugar.

Los modelos de estas grúas se diferencian principalmente por las toneladas y la longitud de la pluma, pudiendo encontrar grúas telescópicas con plumas que alcanzan hasta los 30 metros como la grúa Liebherr LTM 1055 hasta modelos de grúas telescópicas que tienen una longitud de pluma que puede llegar hasta los 100 metros.

Aplicaciones: Se utilizan en ambientes de la construcción, y para subir o bajar cargas pesadas a gran altura o donde el acceso con otro tipo de maquinaria no es posible acceder, la manipulación es a través de mando electrónico dirigido por el operador, llegando actualmente a ser muy precisas en sus trabajos.

1.2.1 Descripción física o partes de una Grúa Telescópica

Una grúa telescópica, como cualquier otra tiene sus propias características y particularidades, que como su nombre lo indica, la principal de estas características es que consta de una pluma telescópica con varias secciones las cuales se extienden y se retraen mediante acción hidráulica. En la figura 1.8 se muestra una imagen de este tipo de grúas refiriendo cada parte de esta.



Figura 1.8 Partes de una grúa telescópica autopropulsada. (Cranes and Machines, 2022)

1.3 Descripción y datos técnicos de la grúa Terex A300

La grúa Terex A300 perteneciente al área de mantenimiento de la refinería de petróleo es un equipo autopropulsado con peso propio de 24.1 T y con pluma telescópica de 4 elementos con altura de extensión máxima de 24 m, con una capacidad de carga máxima de 30T y una velocidad de traslación de 36 a 38 km/h dependiendo del tipo de llantas. A continuación, se muestra imágenes de la grúa y posteriormente detalle los datos técnicos del equipo.



Figura 1.9 Grúa todoterreno Terex A300 de 30T. Fuente. (Crane Market, 2022)

Tabla 1. Especificaciones técnicas grúa Terex A300. Fuente. (Crane Market, 2022)

Datos de Rendimiento de la Grúa	
Capacidad a 3 m del eje de la corona giratoria	30 T
Longitud de la pluma (retraída / extendida)	8.0 / 24.0
Velocidad máxima de desplazamiento con neumáticos 14.00R24	36 km/h
Velocidad máxima de desplazamiento con neumáticos 16.00R25	38 km/h
Peso útil	24.1 T
Vehículo	
Tracción	4x4x4
Marco	Doble barra lateral de la carrocería. Pto de remolque delantero y trasero
Estabilizadores	4 estabilizadores Hidráulicos independientes sobre vigas hidráulicas. Estas pueden estar parcial o totalmente extendidas. Sus controles en cabina de mando
Motor	IVECO F4GE9684D*J601 Potencia máxima 107 kW a 2300 rpm. Torque máximo 620 Nm a 1300 rpm
Tanque	240 l
Transmisión	DANA serie 20000 Transmisión de tipo Powershift con convertidor de par .3 + 3 velocidades de avance y 3 + 3 de retroceso. Modo de velocidad lenta y rápida

Continuación de la tabla 1	
Frenos	Frenos de tambor hidroneumáticos de doble circuito en todas las ruedas
Ejes	2 ejes motrices de dirección equipados con reductores planetarios en los cubos
Suspensión	Suspensión rígida para el eje delantero y oscilante para el trasero. Bloqueo automático de la suspensión trasera mediante gatos hidráulicos si el brazo de elevación no está alineado con la línea central del área delantera de la grúa.
Dirección	Dirección hidrostática controlada por el volante en la cabina de mando. Dirección del eje delantero solo o de ambos ejes en modo concéntrico o de cangrejo
Neumáticos	4 neumáticos 14.00R24 y a petición 4 neumáticos sin cámaras 16.00R25
Estructura superior	
Pluma	4 elementos rectangulares
Elevación	1 elemento hidráulico de doble acción con capacidad de inclinación de la pluma de -2° a 78°
Extensión	Extensión continua y proporcional de los elementos 2 y 3 con sistema de accionamiento por cadena interior. Extensión del elemento 4 mediante la deriva manual exterior.

Continuación de la Tabla 1	
Cabestrante	Controlado por motor hidráulico de cilindrada fija equipado con pistones axiales y caja de cambios planetaria. Freno negativo automático para el descenso del cabestrante. Tensor de cables. Cables 15 mm. Longitud 140m. Capacidad máx. de elevación 3800 daN.
Giratorio	Rotación de 360° sin interrupción, controlada por un motor hidráulico equipado con engranaje planetario sobre una corona giratoria con doble anillo de bolas y dentado exterior.

1.3.1 Dimensiones de la grúa Terex A300 de 30 T

En la figura 1.2 se muestran las dos vistas principales de la grúa en las cuales se representan sus dimensiones en "m".

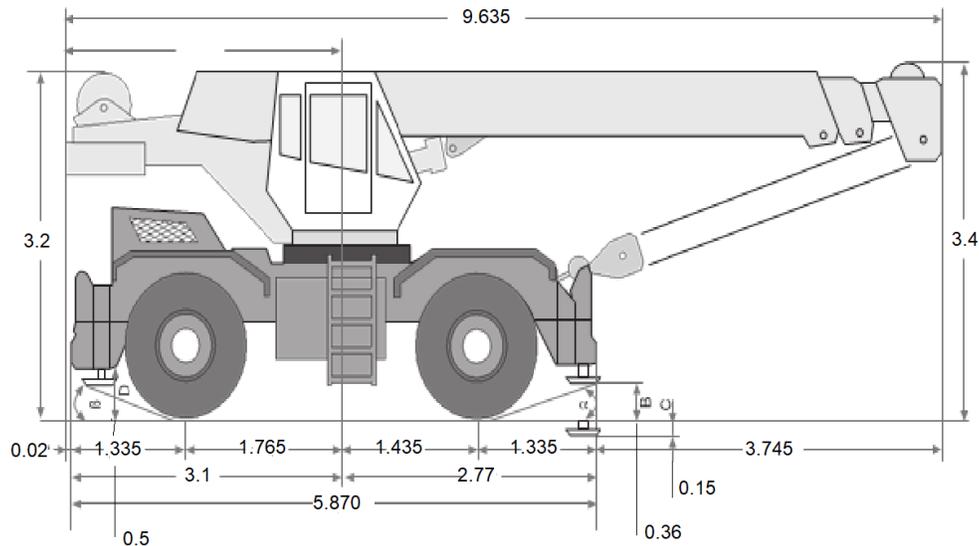


Figura 1.10 a) Vista frontal. Fuente. (Crane Market, 2022)

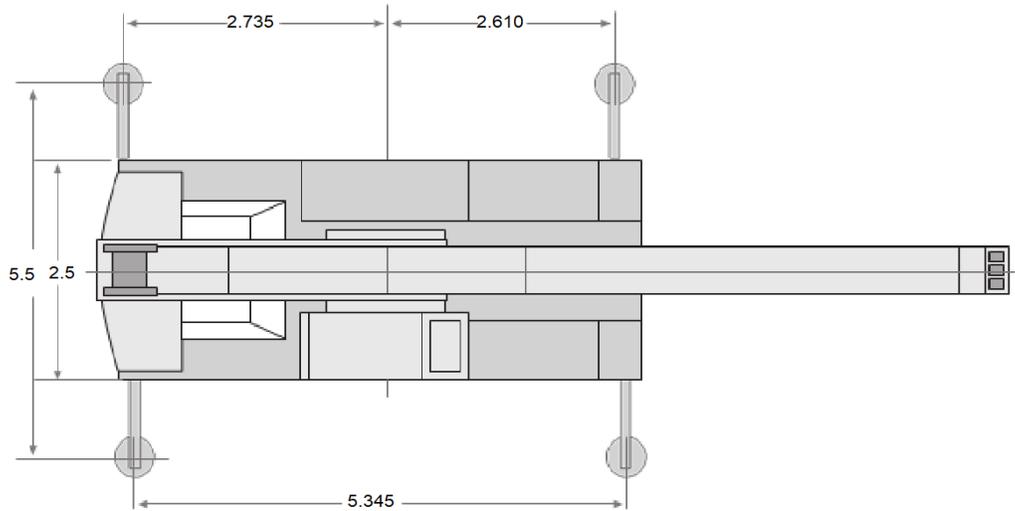


Figura 1.10 b) Vista superior. Fuente. (Crane Market, 2022)

1.4 Suspensión y amortiguadores

1.4.1 Sistema de Suspensión

Las suspensiones tienen como objetivo absorber las irregularidades del terreno por el cual se desplaza el vehículo, a la vez que mantiene las ruedas en contacto con el pavimento proporcionando a los pasajeros un alto nivel de confort, seguridad de marcha y protegiendo la carga y piezas del vehículo.

El sistema está compuesto por un elemento flexible (muelle o ballesta helicoidal, barra de torsión, muelle de goma, gas o aire) y un elemento de amortiguación (amortiguador) cuya misión es neutralizar las oscilaciones de la masa suspendida originada por el elemento flexible al adaptarse a las irregularidades del terreno.

Los sistemas de suspensión en la actualidad tanto para las ruedas delanteras como para las traseras suelen tener un sistema independiente de amortiguación para cada una, suprimiendo el eje rígido, ofreciendo la principal ventaja de disminuir el peso no suspendido, o sea el peso cuyos movimientos no son amortiguados por los muelles. Por otra parte, en las ruedas no se comunican las vibraciones y choques que sufren, permanecen más en contacto con el terreno, no siendo así en los sistemas con eje rígido, cualesquiera que sean las oscilaciones del bastidor y como puede aumentarse la flexibilidad de los resortes delanteros sin temor al cabeceo, la marcha es más confortable y la dirección segura.

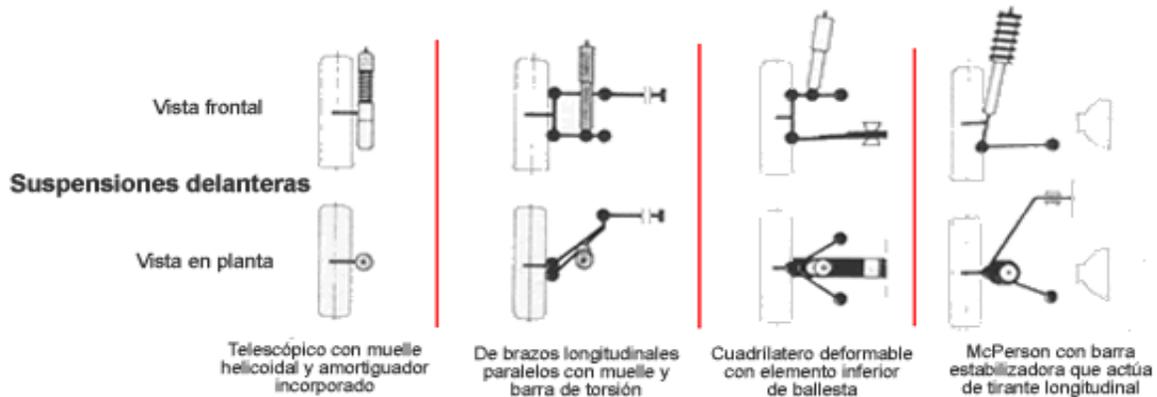


Figura 1.11 Algunos sistemas de suspensión delanteras. Fuente. (Roadster Sport Club, 2020)

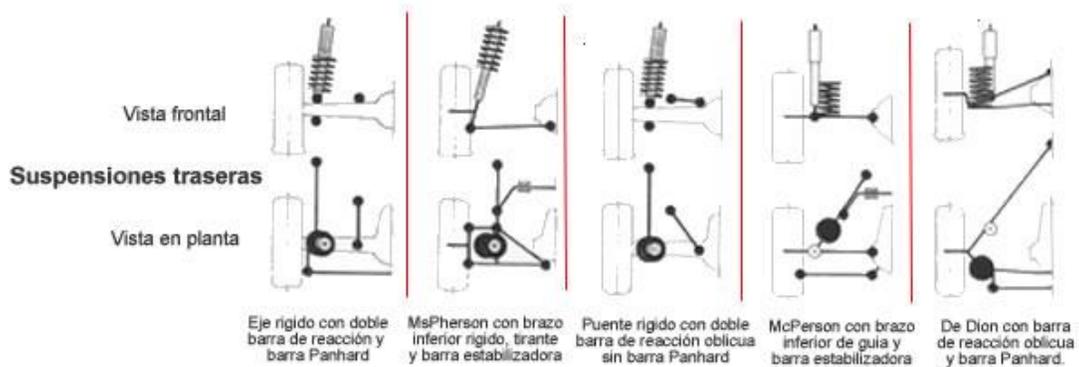


Figura 1.12 Algunos sistemas de suspensión traseras. Fuente. (Roadster Sport Club, 2020)

1.4.2 Amortiguadores

El principio del amortiguador se le adjudicó al ingeniero James Watt, quien creó un dispositivo que regulaba las vibraciones de la máquina de vapor. Al principio se le conoció como “regulador de bolas” e introdujo los requerimientos básicos de operación que son usados actualmente en el amortiguador. El amortiguador tiene por finalidad reducir las oscilaciones del elemento flexible, reduciendo de esta manera tanto el número de oscilaciones como la amplitud de las mismas. Evitando la transmisión de las oscilaciones a la carrocería que se produzcan el efecto de resonancia en el elemento elástico. En la figura 1.13 se muestran alguna de las variedades de amortiguadores.

Funciones que cumplen los amortiguadores

Como ya se ha visto el sistema de suspensión debe diseñarse alcanzando un compromiso entre la comodidad de los ocupantes y la propia estabilidad del vehículo. Con estas condiciones las funciones principales que debe acometer un amortiguador son las siguientes:

- Controlar el movimiento del muelle y de la suspensión, incluyendo los rebotes, oscilaciones (inclinación y balanceo), cabeceo en la frenada y hundimientos (en la aceleración).
- Ofrecer una conducción y frenada consistentes.
- Ayudar a mantener las ruedas en contacto con la carretera.
- Mantener la alineación dinámica de las ruedas.
- Hacer que el desgaste de los neumáticos y los frenos esté equilibrado.
- Reducir el cansancio del conductor.



Figura 1.13 Algunos tipos de amortiguadores. Fuente. (RO-DES, 2021)

Amortiguador hidráulico convencional

En los amortiguadores hidráulicos convencionales, el efecto de amortiguamiento se consigue forzando el paso de un fluido (aceite hidráulico) a través de unos pasos calibrados de apertura diferenciada, de manera que permite dotar al amortiguador del grado de flexibilidad o rigidez necesaria, según las diferentes situaciones. Así, la fuerza amortiguadora que se consigue con los amortiguadores hidráulicos es variable y función creciente con la velocidad. Entre los distintos tipos existentes de amortiguadores hidráulicos, los más ampliamente usados en automoción son los de tipo telescópico.

Los amortiguadores hidráulicos convencionales son de doble efecto, y, sin embargo, su comportamiento va a ser diferente, según trabajen en expansión o en compresión. Normalmente, las válvulas de extensión y compresión son diferentes, lo que va a posibilitar que el esfuerzo en compresión pueda ser menor para una misma velocidad. Esto es así porque en los vehículos interesa utilizar una característica de amortiguamiento más blanda en compresión, con objeto de evitar que la transmisión reciba la acción de grandes fuerzas compresivas que se generarían cuando la rueda se encuentra con un obstáculo. De esta manera, cuando la rueda sube, el efecto del amortiguador es pequeño, casi todo el trabajo lo realiza el elemento elástico de la suspensión, mientras que cuando la rueda baja, el efecto de amortiguamiento es muy superior, consiguiéndose así disminuir las oscilaciones

Tipos de amortiguadores hidráulicos

1. Amortiguadores de doble tubo:

Son los más comunes. Los hay de dos tipos: no presurizados (aceite) y presurizados (aceite y gas). Los amortiguadores de doble tubo constan de dos cámaras: una llamada interior y otra de reserva, como se aprecia en la figura 1.14 disponen de válvulas en el pistón y en la base del amortiguador, llamada válvula de pie.

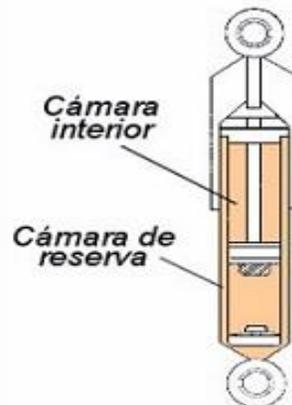


Figura 1.14 Amortiguador de doble tubo. Fuente. (Galbarro, 2022)

2. Amortiguadores mono tubo.

Los amortiguadores mono tubo constan de dos cámaras principales, una contiene el aceite y el otro gas a presión, estando separadas ambas cámaras por un pistón flotante. Por tanto, este tipo se considera también como amortiguadores hidráulicos presurizados,

con la salvedad que tienen sólo válvulas en el pistón. Al empujar el vástago, la presión que ejerce el aceite sobre dicho pistón flotante hace que la zona del gas se comprima, aumentando la presión a ambos lados (gas y aceite). A su vez, el aceite se ve obligado a pasar a través de las válvulas del pistón principal.

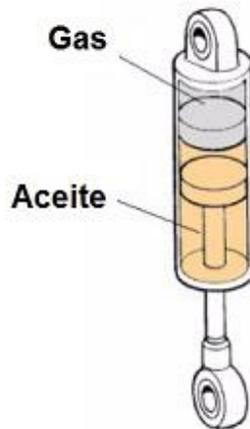


Figura 1.15 Amortiguador mono tubo. Fuente. (Galbarro, 2022)

En resumen, los amortiguadores son primordiales en la seguridad activa del vehículo, ya que protegen de golpes, impactos y vibraciones tanto a los pasajeros como al resto de elementos del automóvil. Entre los principales cometidos que cumplen los amortiguadores se encuentran el control de las oscilaciones de la suspensión para ganar adherencia a la vía, la mejora de la estabilidad en las curvas, la reducción de la distancia de frenado y el hecho de volver la marcha más confortable al absorber las irregularidades del terreno.

Cuando el amortiguador está demasiado rígido, aunque haya un aumento de la estabilidad, se reduce el confort, mientras que si está demasiado blando podemos perder el control del vehículo. Por eso es tan importante mantener los amortiguadores en buen estado.

1.5 Descripción de la falla ocurrida en la zona de amortiguación trasera.

A partir de un mantenimiento planificado a la grúa Terex A300 de 30 toneladas, se detecta una falla en la zona de amortiguación trasera donde se pudo apreciar una grieta (figura 1.15 a la izquierda) en la zona de las placas de sujeción del amortiguador. Según la evaluación realizada se puede apreciar que la grieta comenzaba a separar los soportes superiores de la plancha; en la imagen de la figura 1.15 a la derecha se muestra una vista desde dentro de lo que estaba sucediendo en esa zona, pudiéndose apreciar que su magnitud es mucho mayor de lo que se podía apreciar por fuera, pues ya abarcaba toda la zona de sujeción del amortiguador, ambas

zonas estaban en condiciones similares. Esta situación ponía en gran peligro toda la estructura, ya que de los cuatro puntos de apoyo de la grúa dos se encontraban en condición de falla.

En la imagen mostrada en la figura 1.16 a la derecha se puede visualizar que la grieta ocurrida parte de un punto donde existe concentración de tensiones, en el borde inferior de la unión de las dos placas de sujeción con la placa del Chasis, y se va propagando paulatinamente el tamaño de la grieta. Se puede suponer que la falla ocurre en periodo de tiempo, que da el motivo de pensar que pudo haber ocurrido por cargas cíclicas, provocando la falla por fatiga de la placa del chasis.



Figura 1.16 Vistas exterior e interior de la falla respectivamente. Fuente. (Proyecto Refinería de Petróleo)

1.5.1 Descripción del trabajo realizado para solucionar la avería en las zonas de amortiguación

Teniendo en consideración lo analizado anteriormente de la falla ocurrida, se hacía evidente la necesidad de una modificación de la zona de amortiguación (figura 1.17). Por lo que se procedió primeramente a cortar la zona afectada para posteriormente poner una nueva base (ver anexo 1). Esta nueva base se fabricó con un acero S-275 JR de 25 mm de espesor con dimensiones mayores que la zona afectada en aras de lograr una mayor resistencia a las tensiones y a la fatiga. (ver anexo 2). Luego se fabricaron las placas de sujeción del amortiguador con una longitud mas larga que las del modelo original (ver anexo3) y en cuanto al pasador se dejó el mismo que tenía de fábrica. Por último, se lleva a cabo el proceso de soldadura del material base y las placas de sujeción del amortiguador mediante el método de soldadura manual usando electrodos 7018. Ver (anexo 4), (anexo 5) y (anexo 6).



Figura 1.17 Vistas exterior de la zona recuperada. Fuente. (Proyecto Refinería de Petróleo)

1.6 Conclusiones parciales.

1. Se realiza el estudio del arte donde se caracteriza los diferentes tipos de grúas en el mundo, mencionado particularmente las existentes en la refinería de petróleo.
2. Se caracteriza la grúa Terex A300 de 30T con sus datos técnicos y se analiza la avería presentada en la zona de amortiguación trasera.
3. Se aborda de forma general algunas consideraciones de las suspensiones de vehículos y amortiguadores en particular.

Capítulo II

CAPÍTULO II CÁLCULO DE RESISTENCIA DE LOS ELEMENTOS DE LA GRÚA

2.1 Determinación de fuerzas que actúan en la grúa

Partiendo del análisis de que la falla fue ocurrida en la zona de amortiguación de la grúa, puede considerarse que dicha falla debió haber sido producida en condiciones dinámicas, presentando un estado cíclico de fatiga en la zona de amortiguación cuando la grúa se desplaza, no siendo así cuando está levantando cargas, pues se entiende que la grúa debe estar apoyada sobre los estabilizadores y por tanto todo el peso se repartiría sobre ellos, quedando libre de tensiones el sistema de suspensión.

En la figura 2.1 se muestra el esquema de análisis empleado para determinar las reacciones con apoyo sobre neumáticos de la grúa.

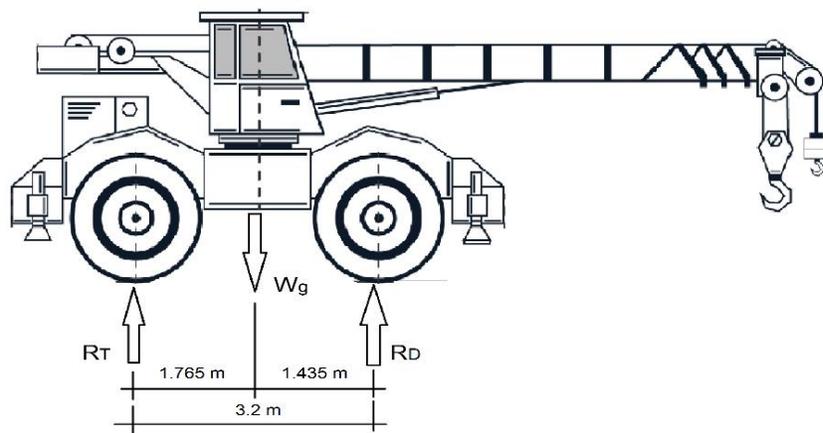


Figura 2.1 Representación de las fuerzas en el plano horizontal. Fuente. (Symbiotic Technologies Limited, 2020)

Para el cálculo se considera el peso propio del vehículo en situación estática sin carga en la pluma telescópica, así como también las reacciones que dicho peso produce durante su apoyo sobre los neumáticos.

Donde:

W_g – Es el peso propio de la grúa

R_T y R_D – Reacciones en la coordenada "y" de las ruedas traseras y delanteras respectivamente.

Cuyos valores de:

Capítulo II. Cálculo de resistencia de los elementos de la grúa

W_g, R_T y R_D se representarán en (N) respectivamente mientras las distancias representadas se harán en (m)

Entonces:

$$W_g = 24100 \text{ kg} = 236340 \text{ N}$$

Se procede a realizar sumatoria en la coordenada "y" para determinar las reacciones causadas por el peso de la grúa en cada uno de los ejes.

Donde:

$$\uparrow \sum F_y = 0$$

$$R_T + R_D - 236340 = 0$$

$$R_T = 236340 - R_D$$

Ahora se realiza sumatoria de momento flector en R_T para determinar el valor la reacción en las ruedas delanteras R_D .

$$\curvearrowright \sum M_{R_T} = 0$$

$$(W_g * 1.765) - (R_D * 3.2) = 0$$

$$(236340 * 1.765) - (R_D * 3.2) = 0$$

$$R_D = \frac{417140.1}{3.2}$$

$$R_D = 130356.28 \text{ N}$$

Por sumatoria de momento se determinó que en las ruedas delanteras R_D ocurre una reacción de 130356.28 N, por lo que teniendo este valor se puede sustituir en la expresión de R_T para hallar su valor.

$$R_T = 236340 - 130356.28$$

$$R_T = 105983.72 \text{ N}$$

Se obtuvieron los valores de R_T y R_D y puede notarse que sobre las ruedas delanteras se ejerce una mayor fuerza que en las ruedas traseras, y de este análisis se desea conocer que reacción ocurre en cada una de las ruedas traseras, que son las que se desean analizar particularmente.

Capítulo II. Cálculo de resistencia de los elementos de la grúa

En la Figura (2.2) se muestra un esquema de análisis de una vista trasera, resaltando que las reacciones en los neumáticos se encuentran simétricas respecto a la coordenada del peso. Donde se toma el valor obtenido previamente de R_T para representar la fuerza ejercida sobre las ruedas traseras, entonces (R_{TI}) y (R_{TD}), son las reacciones en las ruedas izquierda y derecha respectivamente.

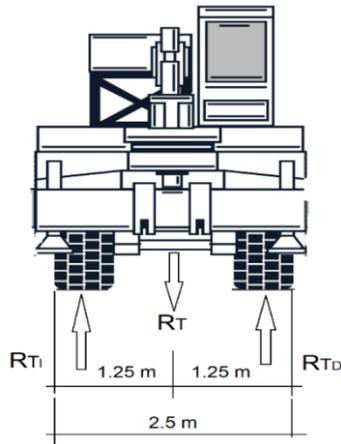


Figura 2.2 Representación de las fuerzas en el plano posterior. Fuente. (Symbiotic Technologies Limited , 2020)

Como en el caso anterior se realiza sumatoria de fuerzas en (y), pero esta vez para determinar las reacciones que actúan en cada una de las ruedas traseras.

Donde:

R_T – Reacción producida en el eje trasero de la grúa

$$\uparrow \sum F_y = 0$$

$$R_{TI} + R_{TD} - R_T = 0$$

$$R_{TI} = 105983.72 - R_{TD}$$

Para determinar el valor de R_{TI} es necesario hallar el valor de R_{TD} por sumatoria de momento cuyas dimensiones se representan en la figura (2.2)

$$\curvearrowright \sum M_{R_{TI}} = 0$$

$$(R_T * 1.25) - (R_{TD} * 2.5) = 0$$

$$(105983.72 * 1.25) - (R_{TD} * 2.5) = 0$$

$$132479.65 - (R_{T_D} * 2.5) = 0$$

$$R_{T_D} = \frac{132479.65}{2.5}$$

$$R_{T_D} = 52991.86 \text{ N}$$

Por sumatoria de momento se determinó que en la rueda trasera derecha R_{T_D} ocurre una reacción de 52991.86 N, por lo que teniendo este valor se puede sustituir en la expresión de R_{T_I} para hallar su valor, aunque de antemano puede decirse que será el mismo que R_{T_D} , pues la fuerza ejercida en el eje trasero se concentra en el medio de ambas ruedas.

Entonces,

$$R_{T_I} = 105983.72 - 52991.86$$

$$R_{T_I} = 52991.86 \text{ N}$$

Como se había previsto anteriormente la fuerza que se ejerce en el eje trasero produce una reacción en cada una de las ruedas traseras de 52991.86 N respectivamente.

2.2 Determinación de las reacciones de las ruedas traseras en condición estática

Con los valores de las reacciones que ocurren tanto en la rueda izquierda como en la derecha del eje trasero, se procede a analizar la zona de amortiguación trasera particularmente por ser la zona afectada, por lo cual se representa en la figura 2.3 las reacciones actuantes en dicho conjunto para posteriormente determinar los valores correspondientes.

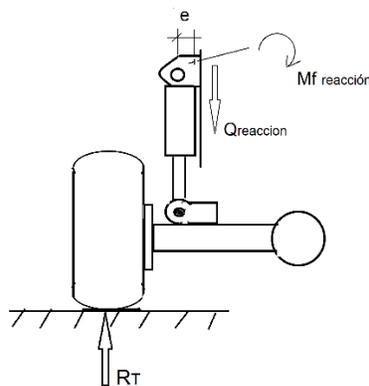


Figura 2.3 Reacciones estáticas en rueda trasera. Fuente. Elaboración propia.

Debido a la reacción producida por las ruedas traseras en sentido contrario al peso de la grúa se produce una fuerza cortante "Q", y un momento flector originado por la distancia que existe del

centro del agujero de las placas de sujeción del amortiguador al material base. Por lo que se desea conocer dichos valores.

Donde:

e – Distancia en (m) del centro del agujero de las placas de sujeción del amortiguador al material base de sujeción.

R_T – Reacción en (N) de las ruedas traseras previamente calculada.

Q – Reacción de cortante

Se tiene que sus valores son,

$$e = 0.06$$

$$R_T = 52991.86$$

Se procede a continuación, determinar las reacciones cuyos valores se desean conocer mediante la sumatoria de las fuerzas en (y) y el cálculo del momento flector originado por la distancia que existe del centro del agujero de las placas al material base.

$$\sum F_y = 0$$

$$Q_{Reaccion} - R_T = 0$$

$$Q_{Reaccion} = R_T$$

$$Q_{Reaccion} = 52991.86 \text{ N}$$

$$M_{f_{Reaccion}} = R_T * 0.06$$

$$M_{f_{Reaccion}} = 52991.86 * 0.06$$

$$M_{f_{Reaccion}} = 3179.51 \text{ N} - m$$

Analizando las fuerzas y reacciones ocurridas en el conjunto de rueda y amortiguador, se tiene que a causa de la reacción de las ruedas traseras de 52991.86 N, produce una fuerza cortante con el mismo valor, y un momento flector de 3179.51 N-m.

2.3 Análisis del de la Carga Dinámica en Diferentes Situaciones que Pudieran Darse.

En este epígrafe se abordan comprobaciones fundamentales para la ocurrencia de la falla en la zona de la suspensión trasera, para ello se toman cuatro casos críticos que se consideran pudieron haber sido las causantes a largo plazo de dicha falla, caso 1: Cuando la grúa se

Capítulo II. Cálculo de resistencia de los elementos de la grúa

desplaza a una velocidad dada y una de las ruedas trasera cae en un desnivel con una determinada profundidad; caso 2: Cuando la grúa parte del reposo con una aceleración determinada y produce el impulso en toda la grúa y la masa de esta a su vez tendería a ir hacia atrás debido a la fuerza de inercia; caso 3: Cuando la grúa se desplaza con su velocidad máxima y se produce un frenado brusco de la misma, ocasionando que la masa en su totalidad tienda a seguir adelante; caso 4: cuando el neumático choca con un obstáculo de una altura determinada, lo cual provoca cargas dinámicas en el sistema.

En caso de vehículos pesados como las grúas, cuyas velocidades de desplazamiento no superan los 36 km/h, no es considerable tomar la situación 4 para su análisis, o sea, cuando el neumático impacta con un obstáculo, ya que prácticamente ese impacto es casi estático, considerándose así ya que la carga dinámica depende de la velocidad, y en este caso la velocidad máxima de la grúa es muy baja por lo que no es tan representativo tomar en consideración el caso de impacto contra un obstáculo. Sin embargo, cuando la rueda sube una acera o cualquier otro obstáculo de altura lo hace despacio, pero luego al bajar de este si produce un impacto de caída libre sobre el suelo en la bajada, y es como si estuviera cayendo en un orificio.

Por las razones antes expuesta se desprecia para los cálculos posteriores la condición de cuando el neumático choca con un obstáculo.

2.3.1 Caso 1: Cálculo del coeficiente y carga dinámica por impacto vertical de la rueda trasera.

Se considera que la grúa se desplaza a una velocidad "V" y cae en una zanja o desnivel con altura H, lo que provoca un impacto vertical ocasionando una cierta deformación en la sección del neumático que hace contacto con el terreno, en el amortiguador ocurre también una deformación de su longitud debido al impacto por caída libre. Para determinar las cargas o reacciones dinámicas surgidas por dicha situación, es necesario analizar primeramente las deformaciones estáticas δ de forma independiente tanto en el neumático como en el amortiguador, para luego hallar el coeficiente dinámico K_{din} y con este obtener las reacciones dinámicas.

Cálculo de la deformación del neumático en rueda trasera.

Se determinará la deformación estática del neumático " δ_{Neum} " bajo la acción de una caída libre en un orificio o desnivel. En el esquema de la figura 2.4 se muestran las dimensiones a tener en cuenta para realizar los cálculos correspondientes.

Capítulo II. Cálculo de resistencia de los elementos de la grúa

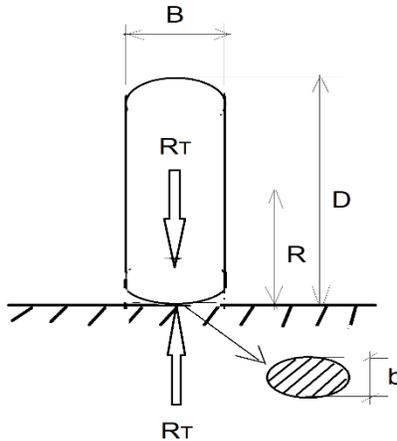


Figura 2.4 Esquema de análisis del contacto neumático – terreno. Fuente. Elaboración propia

Para analizar la figura (2.4) se toma como la deformación que sufre un cilindro sobre una superficie plana, como es el caso del neumático sobre el pavimento según (Pisarenko, 1979) la deformación radial del cilindro bajo la acción de la carga R_T , que será igual a la deformación estática del neumático y se puede calcular por la expresión siguiente.

$$\delta_{Neum} = \Delta T = 1.159 * \frac{R_T}{B * E} * (0.41 + l_n * \frac{4 * R}{b}) \quad (2.1)$$

Donde:

δ_{Neum} – Deformación estática del neumático

R_T – Carga y reacción estática respectivamente sobre neumático trasero.

B - Ancho de neumático trasero

E - Módulo de elasticidad reducido de los cuerpos en contacto.

Lo cual E, puede ser determinada por la siguiente expresión.

$$E = \frac{2 * E_{goma} * E_{Terreno}}{E_{goma} + E_{Terreno}}, \text{ en kgf/cm}^2 \quad (2.2)$$

l_n – Logaritmo natural

R – Radio de la rueda

Cuyo valor de los anteriores datos son:

$$R_T = 52991.86 \text{ N} = 5404 \text{ kgf}$$

$$B = 37.1 \text{ cm}$$

Capítulo II. Cálculo de resistencia de los elementos de la grúa

$$R = 68 \text{ cm}$$

Para la goma según (Hernández, 2010) se puede tomar $E=200 \text{ kgf/cm}^2$ que es el valor más bajo del caucho, teniendo en cuenta que el neumático tiene aire en su interior.

Para el terreno el módulo de elasticidad varía en dependencia de este para arena según Rodríguez Hernández $E=0.18 \cdot 10^6 \text{ kgf/cm}^2$ y para tierra caliza $E=0.42 \cdot 10^6 \text{ kgf/cm}^2$. Se tomará un valor medio $E=0.3 \cdot 10^6 \text{ kgf/cm}^2$.

Entonces, sustituyendo en (1.2) se obtiene:

$$E = \frac{2 \cdot 200 \cdot 300000}{200 + 300000} = 399.73 \text{ kgf/cm}^2$$

Para determinar el semi ancho de la banda de contacto (b) de un cilindro sobre una superficie plana según (Pisarenko, 1979) se puede determinar mediante la siguiente expresión:

$$b = 1.526 \cdot \sqrt{\frac{R_T \cdot R}{B \cdot E}} \quad (2.3)$$

Cuyo valor de sus elementos se encuentran determinados anteriormente.

Entonces, sustituyendo en (2.3) se obtiene:

$$b = 1.526 \cdot \sqrt{\frac{5404 \cdot 68}{37.1 \cdot 399.73}}$$

$$b = 7.59 \text{ cm}$$

Ahora se puede sustituir en (2.1):

$$\delta_{Neum} = \Delta D = 1.159 \cdot \frac{5404}{37.1 \cdot 399.73} \cdot \left(0.41 + l_n \cdot \frac{4 \cdot 68}{7.59}\right)$$

$$\delta_{Neum} = 1.68 \text{ cm}$$

Cálculo de la deformación del elemento de amortiguación trasera.

A continuación se determinará la deformación longitudinal del elemento de amortiguación, ($\delta_{cilindro}$), pues al caer en el desnivel sus dimensiones varían a causa del impacto. En el esquema de la figura 2.5 se muestra el amortiguador con sus respectivas dimensiones en condiciones normales.

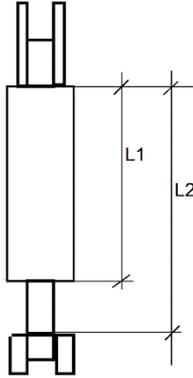


Figura 2.5 Elemento de amortiguación. Fuente. Elaboración propia.

Para determinar la deformación del elemento de amortiguación se asume que es la mayor longitud de carrera que el vástago pueda recorrer, para ello se realizaron las mediciones correspondientes:

Donde:

L1 - longitud (cm) del cilindro sin considerar el vástago.

L2 - longitud (cm) del elemento completo de amortiguación.

Y sus valores son:

$$L1 = 18$$

$$L2 = 33$$

Para determinar la deformación del elemento de amortiguación ($\delta_{cilindro}$), se le resta a la máxima longitud del elemento de amortiguación (L_2) la longitud del cilindro (L_1), y este dará como resultado la carrera máxima o lo máximo que podrá contraerse dicho elemento.

$$\delta_{cilindro} = L_2 - L_1 \tag{2.4}$$

$$\delta_{cilindro} = 33 - 18$$

$$\delta_{cilindro} = 15 \text{ cm}$$

Del anterior análisis se tiene que la deformación del elemento de amortiguación $\delta_{cilindro}$ será de 15 cm.

Teniendo los valores de las deformaciones estáticas del cilindro y neumático respectivamente, podemos determinar la deformación estática del sistema de suspensión (δ_{est}) bajo la acción de

Capítulo II. Cálculo de resistencia de los elementos de la grúa

la carga vertical (R_T) sobre los neumáticos traseros, lo cual podrá determinarse por la expresión siguiente.

$$\delta_{est} = \delta_{neum} + \delta_{cilindro} \quad (2.5)$$

Donde

δ_{neum} y $\delta_{cilindro}$ en (cm) respectivamente.

Entonces,

$$\delta_{est} = 1.68 + 15$$

$$\delta_{est} = 16.68 \approx 17\text{cm}$$

Se obtiene como resultado que al haber una reacción de 52991.86 N actuando en las ruedas traseras, la deformación del sistema de suspensión en condición estática es de 17 cm aproximadamente.

Como se mencionaba anteriormente, resultaba necesario calcular primeramente la deformación del sistema de suspensión trasera de forma estática, para posteriormente llevar este análisis a las condiciones dinámicas que de un principio es lo que se busca en este epígrafe.

En la siguiente figura (2.6) se muestra el esquema de cuerpo libre de la caída del neumático en el orificio o desnivel, para el cuál se determinará las reacciones en condiciones dinámicas.

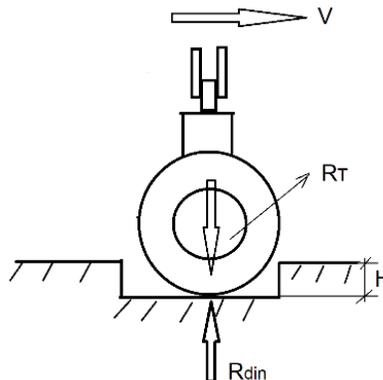


Figura 2.6 Caída de la rueda trasera en un desnivel. Fuente. Elaboración propia.

Para el caso de impacto vertical con caída libre es necesario hallar primeramente el valor del coeficiente de carga dinámica, y este, según (Pisarenko, 1979), se puede calcular por la siguiente expresión:

$$K_{din} = 1 + \sqrt{1 + \frac{2 \cdot H}{\delta_{est}}} \quad (2.6)$$

Donde:

H - Altura en (cm) de la caída del neumático en el desnivel)

δ_{est} – Deformación estática del puente trasero bajo la acción de la carga vertical R_T

H = 40

Como $H \gg \delta_{est}$, entonces de la ecuación (2.6) podemos plantear que:

$$K_{din} = \sqrt{\frac{2 * H}{\delta_{est}}} \quad (2.7)$$

$$K_{din} = \sqrt{\frac{2 * 40}{17}}$$

$$K_{din} = 2.17$$

Obtenido el valor de $K_{din} = 2.17$ por la altura de la caída y las deformaciones de los elementos de amortiguación y neumático respectivamente, se puede determinar entonces el valor de la carga dinámica cuando la rueda trasera cae en el desnivel con altura H (**Figura 2.6**), afectando el valor de R_T con el valor de dicho coeficiente K_{din} .

Donde:

R_{din} – Es el valor (N) de la reacción de las ruedas traseras en condiciones dinámicas.

$$R_{din} = K_{din} * R_t \quad (2.8)$$

$$R_{din} = 2.17 * 52991.86$$

$$R_{din} = 114992.33 \text{ N}$$

Entonces, a consecuencia de la caída de la rueda en el desnivel se obtiene una reacción dinámica sobre esta cuyo valor es de 114992.33 N.

También se tiene que, al caer la rueda trasera en dicho desnivel, ocurren otras reacciones en el conjunto de amortiguación tal y como se muestra en la figura 2.7, produciéndose una fuerza cortante "Q" y un momento flector ejercido por las placas soporte del eje Figura 2.8 sobre la base de sujeción de estas.

Capítulo II. Cálculo de resistencia de los elementos de la grúa

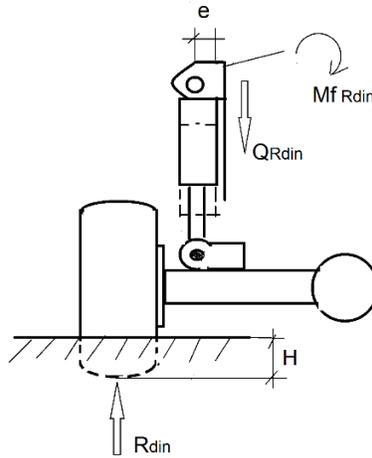


Figura 2.7. Esquema de reacciones en el conjunto. Fuente. Elaboración propia.



Figura 2.8 Placas soporte del pasador sobre la base de sujeción. Fuente. Proyecto Refinería de Petróleo.

A continuación, se determinan las reacciones antes mencionadas en dicho conjunto.

Donde:

e - Distancia en (m) del centro del agujero de las placas de sujeción al material base.

R_{din} – Reacción de la carga dinámica.

Q_{Rdin} – Cortante de la reacción dinámica producida en las ruedas

Sus valores son:

$$e = 0.06$$

$$R_{din} = 114992.33 \text{ N}$$

El cortante de la reacción dinámica (Q_{Rdin}) será en cuestión el valor de la reacción dinámica R_{din} en dirección opuesta, por lo que se puede comprobar mediante la sumatoria de las fuerzas actuantes.

$$\sum F_y = 0$$

$$Q_{Reaccion} - R_{din} = 0$$

$$Q_{Reaccion} = R_{din}$$

$$Q_{Reaccion} = 114992.33 \text{ N}$$

Como resultado se tiene que la fuerza cortante de la reacción dinámica (Q_{Rdin}) tiene un valor de 114992.33 N.

Ahora bien, a consecuencia de estas fuerzas y la existencia de una distancia del centro del agujero de las placas al metal base, se produce un momento flector el cual se determina su valor a continuación.

$$M_{f_{reaccion}} = Q_{Reaccion} * e$$

$$M_{f_{reaccion}} = 114992.33 * 0.06$$

$$M_{f_{reaccion}} = 6899.54 \text{ N} - \text{m}$$

Entonces se tiene como resultado que a consecuencia de una reacción dinámica de 114992.33 N y una fuerza cortante de igual valor, produce un momento flector de 6899.54 N-m en esa zona.

2.3.2 Situación 2. Cálculo de las Reacciones Actuantes por el Impulso Cuando la Grúa Parte del Reposo.

En este caso se considera que la grúa parte del reposo y mediante el impulso crea una fuerza de inercia, la cual viene dada por diferentes factores que se deben analizar como son la fuerza tractiva máxima P_{tmax} de la grúa y la fuerza de resistencia al camino P_r .

Para determinar la fuerza tractiva máxima, según (Wong, 2001) se utilizará la siguiente expresión:

$$P_{tmax} = \frac{Me_{max} * n_0}{r_d * i_c} \quad (2.9)$$

Donde:

Me_{Max} – Torque máximo dado por el fabricante

Capítulo II. Cálculo de resistencia de los elementos de la grúa

n_0 - Eficiencia del motor

i_c - Relación de transmisión

r_d - Radio dinámico de la rueda

Y sus valores son:

$Me_{Max} = 620$ N-m. Este valor se afecta por el coeficiente K_c según (Wong, 2001).

Tabla 2.1 Valores normados de K_c . Fuente. (Wong, 2001)

Tipo de norma:	K_c
GOST (Rusia y Europa del Este)	0.93-0.95
DIN (Alemania)	0.95-0.96
SAE (Estados Unidos) (vieja)	0.86-0.88
SAE (Estados Unidos) (nueva)	0.95-0.96
ISO (Japón)	0.95-0.96

Por tanto, para la norma GOST se toma el coeficiente $K_c = 0.93$, y con este valor se afecta el valor de torque máximo dado por el fabricante.

$$Me_{Max} = 620 \text{ Nm} * 0.93 = 576.6 \text{ N-m.}$$

$n_0 = 0.89$ Eficiencia del motor

El valor del radio dinámico (r_d), se determina según (Wong, 2001) a partir de la siguiente expresión.

$$r_d = \left[\frac{D_o}{2} + b_o(1 - \lambda) \right] * 0.0254 \quad (2.10)$$

Donde:

D_o y b_o son correspondientemente, el diámetro de la llanta y el ancho del neumático, ambos en pulgadas en estas expresiones. También se tiene que λ es el coeficiente de deformación radial del neumático.

Cuyos valores son los siguientes:

$\lambda = (0.09 - 0.11)$ para vehículos pesados según (Wong, 2001), por lo que se toma el valor:

Capítulo II. Cálculo de resistencia de los elementos de la grúa

$$\lambda = 0.09$$

$$D_0 = 24 \text{ plg}$$

$$b_0 = 14.6 \text{ plg}$$

Entonces, sustituyendo en (2.9)

$$r_d = \left[\frac{24}{2} + 14.6(1 - 0.09) \right] * 0.0254$$

$$r_d = 0.64 \text{ m}$$

Ahora, el valor de la relación de transmisión total i_c se puede determinar mediante el despeje de la siguiente expresión:

$$V = \omega_M * r_d * i_c \quad (2.11)$$

Donde:

$$V = 36 \text{ km/h} = 10 \text{ m/s} \text{ Velocidad de la grúa}$$

$$r_d = 0.64 \text{ m}$$

ω_M – Es la frecuencia de rotación a torque máximo ofrecido por el fabricante, y su valor es:

$$\omega_M = 136.13 \frac{1}{s}$$

Entonces despejando i_c en (2.10) se obtiene:

$$i_c = \frac{V}{\omega_M * r_d} \quad (2.12)$$

$$i_c = \frac{10}{136.13 * 0.64}$$

$$i_c = 0.1147$$

Teniendo ya los valores y datos anteriores se pueden sustituir en (2.9) para obtener la fuerza tractiva máxima.

$$Pt_{max} = \frac{Me_{max} * n_0}{r_d * i_c}$$

$$Pt_{max} = \frac{576.6 * 0.89}{0.64 * 0.1147}$$

$$Pt_{max} = 6990.71 \text{ N}$$

Capítulo II. Cálculo de resistencia de los elementos de la grúa

A continuación, se determina el valor de la resistencia al camino " P_r " teniendo en consideración que la grúa debe emplear toda su energía en vencer las pérdidas mecánicas y la resistencia al rodamiento e impulsar el vehículo y en tal caso, de (Wong, 2001) se obtiene la siguiente expresión:

$$P_r = G * f \quad (2.13)$$

Donde:

G – Peso total en (N) de la grúa.

f – Coeficiente de resistencia al rodamiento

Y los valores de estos datos son:

$$G = 236340 \text{ N}$$

Para hallar el valor de f, y consultando a (Wong, 2001) se obtienen los valores y se anexa a continuación.

Tabla 2.2 Valores de f para diferentes condiciones viales. Fuente. (Wong, 2001)

Tipo de vía	f
Vías de asfalto y cemento: en buen estado	0.007-0.015
en regular estado	0.015-0.020
Suelo de grava en buen estado	0.020-0.025
Carretera de cantos rodados	0.025-0.030
Terraplén: en estado seco	0.025-0.030
mojado (después de la lluvia)	0.050-0.150
en estado de lodazal	0.100-0.250
arena o terreno arenoso: seco	0.100-0.300
húmedo	0.060-0.150

Capítulo II. Cálculo de resistencia de los elementos de la grúa

Continuación de la tabla 2.2	
tierra virgen arcillosa: seca	0.040-0.060
en estado plástico	0.100-0.200

Para vías de asfalto y cemento, en regular estado se toma el siguiente valor para f .

$$f = 0.015$$

Entonces, sustituyendo en (2.12).

$$P_r = G * f$$

$$P_r = 236340 * 0.015$$

$$P_r = 3545.1 \text{ N}$$

Se procede ahora a determinar la fuerza de inercia P_i , que según (Wong, 2001) se puede determinar por la siguiente expresión:

Donde

$P_{t_{max}}$ y P_r previamente determinados.

$$P_i = P_{t_{max}} - P_r \tag{2.14}$$

$$P_i = 6990.71 - 3545.1$$

$$P_i = 3445.61 \text{ N}$$

Con la determinación del valor de la fuerza de inercia P_i producida por el impulso en el movimiento de la grúa, se procede a continuación a determinar las demás reacciones y fuerzas actuantes en condiciones dinámicas, cuando la grúa se desplaza a una velocidad dada.

Capítulo II. Cálculo de resistencia de los elementos de la grúa

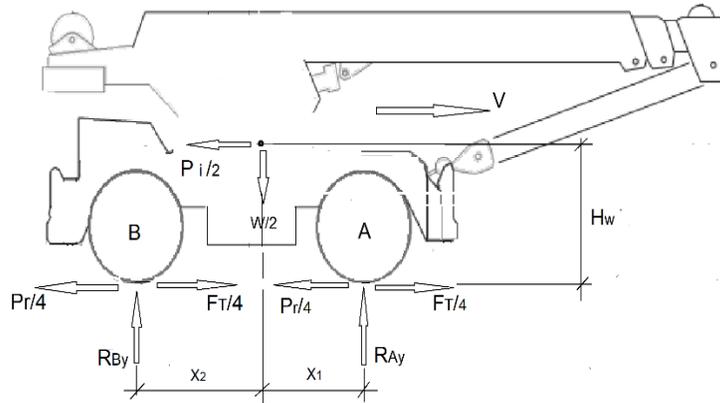


Figura 2.9. Esquema de fuerzas con situación 2 en el movimiento. Fuente. Elaboración propia

En el esquema de la figura 2.9 se muestran las dimensiones y reacciones actuantes en la condición de impulso.

Donde.

$W/2$ - Es el peso total de la grúa dividido en ambos ejes

R_{By} y R_{Ay} – Son las reacciones de los neumáticos en los ejes delantero y trasero.

P_r – Fuerza de resistencia al camino.

P_T – Fuerza tractiva.

P_i – Fuerza de inercia.

H_w – Distancia en (m) del centro de masa al terreno.

X_1 y X_2 – son las longitudes en (m) del centro de las ruedas al centro de masa de la grúa respectivamente.

Valores de los datos anteriores:

$$W/2 = 118170 \text{ N}$$

$$P_i/2 = 1722.80 \text{ N}$$

$$H_w = 1.7$$

$$X_1 = 1.435$$

$$X_2 = 1.765 \text{ m}$$

Capítulo II. Cálculo de resistencia de los elementos de la grúa

A continuación, se realizan sumatorias de fuerzas para determinar las reacciones que se producen durante el impulso de la grúa, la sumatoria de las fuerzas en la coordenada "x", se ponen de forma representativa sin tomar en consideración sus valores.

$$\rightarrow \sum F_x = 0$$

$$\frac{P_T}{4} - \frac{P_r}{4} - \frac{P_i}{4} = 0$$

$$\frac{6990.71}{4} - \frac{3545.1}{4} - \frac{3445.61}{4} = 0$$

$$\uparrow \sum F_y = 0$$

$$R_{A_y} + R_{B_y} - \frac{W}{2} = 0$$

$$R_{A_y} + R_{B_y} - 118170 = 0$$

$$R_{A_y} = 118170 - R_{B_y}$$

Se realiza sumatoria de M_{f_A} para determinar el valor de la reacción en las ruedas traseras R_{B_y} .

$$\curvearrow \sum M_{f_A} = 0$$

$$R_{B_y} * (x_1 + x_2) - \left(\frac{W}{2} * x_1\right) - \left(\frac{P_i}{2} * H_w\right) = 0$$

$$R_{B_y} * (3.2) - (118170 * 1.435) - (1722.80 * 1.7) = 0$$

$$R_{B_y} * 3.2 - 169573.95 - 2928.76 = 0$$

$$R_{B_y} = \frac{172502.71}{3.2}$$

$$R_{B_y} = 53907.10 \text{ N}$$

Ahora se sustituye en la anterior ecuación de R_{A_y} para obtener dicho valor,

$$R_{A_y} = 118170 - 53907.10$$

$$R_{A_y} = 64262.9 \text{ N}$$

Como resultado de la condición inicialmente expuesta para este análisis, cuando la grúa parte del reposo a una velocidad dada, se origina una carga dinámica en las ruedas traseras de 53907.10 N, siendo menor que el de las ruedas delanteras cuyo valor es de 64262.9 N.

Capítulo II. Cálculo de resistencia de los elementos de la grúa

Analizando particularmente la zona de sujeción del amortiguador, en la figura 2.10 se muestra que debido a la reacción (R_{din}) hacia el eje, ocurren fuerzas a cortante Q , sobre las placas de sujeción, así como también un momento flector producido debido a la distancia que existe del centro del eje de sujeción al material base.

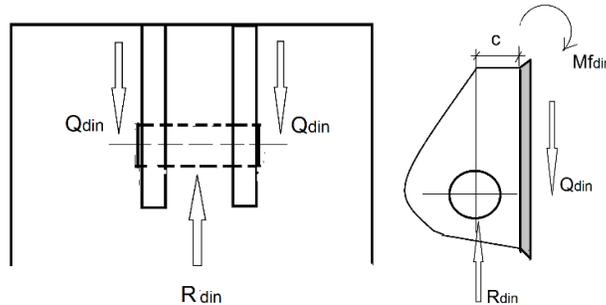


Figura 2.10 Reacciones en placas con situación 2. Fuente. Elaboración propia

A continuación se determinará el valor de las reacciones actuantes en las placas de sujeción y el momento producido en estas.

Donde:

$R_{din} = 53907.10$ N previamente calculada

$$\downarrow \sum F_y = 0$$

$$Q_{din} + Q_{din} - R_{din} = 0$$

$$2Q_{din} = R_{din}$$

$$Q_{din} = \frac{53907.10}{2}$$

$$Q_{din} = 26953.55 \text{ N}$$

$$M_{f_{din}} = Q_{din} * c$$

Donde: $M_{f_{din}}$ Momento flector en (N-m) generado sobre la placa

C – distancia en (m) del centro del agujero a la unión con la placa

$$M_{f_{din}} = 26953.55 * 0.06$$

$$M_{f_{din}} = 1617.21 \text{ N} - \text{m}$$

2.3.3 Situación 3. Cálculo de las reacciones actuantes por la desaceleración o frenado repentino.

En este caso se analizan las reacciones causadas por una acción de frenado repentino cuando la grúa se desplaza a su velocidad máxima de 36 km/h. En la figura 2.11 se muestra como la fuerza de inercia P_i en este caso es en dirección al movimiento de la grúa, o sea que en el momento de frenado todo el peso del equipo tenderá a ir hacia delante.

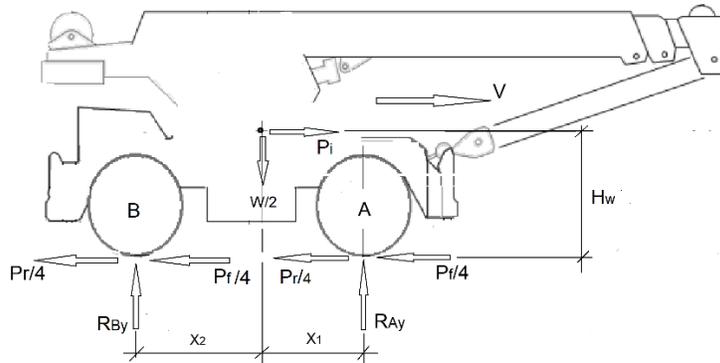


Figura 2.11 Esquema de fuerzas con situación 3. Fuente. Elaboración propia.

Se determinará el valor de las reacciones en las condiciones dinámicas antes expuestas, mostrando el esquema de la figura 2.11 las reacciones y longitudes correspondientes. Se realizará sumatorias de fuerzas para determinar dichos valores y como en la situación 2, la sumatoria en la coordenada "x" será de forma representativa pero no se tendrá en cuenta sus valores.

Valores previamente calculados.

$$W/2 = 118170 \text{ N}$$

$$P_i/2 = 1722.80 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$\frac{P_f}{4} + \frac{P_r}{4} - \frac{P_i}{4} = 0$$

$$\uparrow \sum F_y = 0$$

$$R_{By} + R_{Ay} - \frac{W}{2} = 0$$

$$R_{Ay} = 118170 - R_{By} = 0$$

$$\sum M_{f_A} = 0$$

$$R_{By} * (x_1 + x_2) - \left(\frac{W}{2} * x_1\right) + \left(\frac{P_i}{2} * H_w\right) = 0$$

$$R_{By} * (3.2) - (118170 * 1.435) + (1722.80 * 1.7) = 0$$

$$R_{By} * 3.2 - 169573.95 + 2928.76 = 0$$

$$R_{By} = \frac{166645.19}{3.2}$$

$$R_{By} = 52076.62 \text{ N}$$

Obtenido el valor de R_{By} se sustituye en la ecuación restante de R_{Ay} para obtener su valor

$$R_{Ay} = 118170 - 52076.62$$

$$R_{Ay} = 66093.38 \text{ N}$$

Entonces, habiendo analizado este caso puede saberse que cuando la grúa se desplaza a su velocidad máxima y ocurre un frenado repentino, se ejerce una reacción de las ruedas delanteras de 66093.38 N mayor que el de las traseras 52076.62 N.

Ahora, tanto en las situaciones anteriores como en esta se analiza de forma particular la zona de las placas de sujeción del amortiguador cuyas reacciones y fuerzas se encuentran representadas en la figura 2.10.

$$\sum F_y = 0$$

$$Q_{din} + Q_{din} - R_{din} = 0$$

$$2Q_{din} = R_{din}$$

$$Q = \frac{R_{din}}{2}$$

$$Q = \frac{52076.62}{2}$$

$$Q = 26038.31 \text{ N}$$

$$M_{f_{din}} = Q_{din} * c$$

$$M_{f_{din}} = 26038.31 * 0.06$$

$$Mf_{din} = 1562.30 \text{ N} - m$$

Se tiene como resultado que debido a las reacciones Q_{din} , R_{din} y la distancia que existe del centro del agujero de las placas al metal base, se produce un momento flector de 1562.30 N-m

2.4 Cálculo de las uniones soldadas en las nuevas placas fabricadas.

Para la reparación de la zona de amortiguación se construyeron las placas de sujeción del amortiguador y el material base, ambos con planchas de acero S-275-JR de 25 mm, a los cuales se realizarán los cálculos pertinentes de resistencia en las uniones soldadas para la situación cuyo valor sea más crítico, para comprobar si dicha reparación soportará todas las cargas satisfactoriamente o si por el contrario mostrará bajos coeficientes los cuales serán un indicador que volverá a ocurrir la falla por el mismo motivo. Para llevar a cabo dichos cálculos, se toma en consideración el valor de la reacción más crítica obtenido de las tres situaciones analizadas en condiciones dinámica anteriormente.

2.4.1 Cálculo de las tensiones tangenciales admisibles en las placas soporte del amortiguador.

En la **figura 2.12** se ilustra un esquema de las uniones soldadas de las nuevas placas de sujeción del amortiguador.

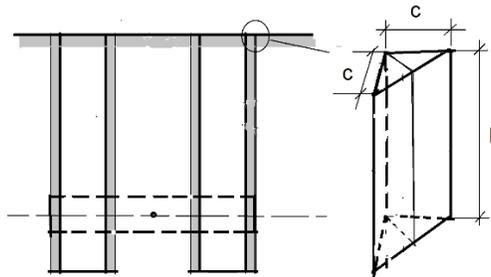


Figura 2.12 Esquema del cordón de soldadura. Fuente. Elaboración propia.

Donde:

c – son los catetos (m) del cordón de soldadura.

L - Longitud (m) del cordón de soldadura de la sección vertical.

Y se tiene que sus valores son:

$$c = 0.008$$

$$L = 0.216$$

Capítulo II. Cálculo de resistencia de los elementos de la grúa

En el caso del esquema anterior Figura 2.12 actúan tensiones tangenciales τ que tienen como resultado una fuerza cortante Q y un momento flector Mf, por lo que a continuación se comienza determinando las tensiones tangenciales admisibles a cortante " τ_Q ".

$$\tau_Q = \frac{Q}{A_c}, \quad (2.15)$$

De (2.12), se tiene que

Q – Es la reacción a cortante en (N).

A_c – Es el área de la sección de dicho cortante (m^2), que dicha área se plantea como:

$$A_c = 2 * 0.7 * c * l \quad (2.16)$$

Y sustituyendo en (2.12) se obtiene:

$$\tau_Q = \frac{Q}{A_c} * \frac{1}{2 * 0.7 * c * l}$$

$$\tau_Q = \frac{114992.33}{2} * \frac{1}{2 * 0.7 * 0.008 * 0.216}$$

$$\tau_Q = 23766602.60 \text{ N/m}^2$$

$$\tau_Q = 23.76 \text{ MPa}$$

Se tiene como resultado que en los cordones de soldadura de las placas de sujeción del amortiguador se ejerce una tensión tangencial a cortante de 23.75 MPa.

Se determinan las tensiones tangenciales admisibles del momento flector " τ_{Mf} ", por la siguiente expresión según (Cabello, 2016)

Donde

$$Mf = 6899.54 \text{ N} - m$$

$$\tau_{Mf} = \frac{Mf}{\frac{1}{6} * 2 * 0.7 * c * l^2} \quad (2.17)$$

$$\tau_{Mf} = \frac{6899.54}{\frac{1}{6} * 2 * 0.7 * 0.008 * 0.216^2}$$

$$\tau_{Mf} = 79222010.95 \text{ N/m}^2$$

$$\tau_{Mf} = 79.22 \text{ MPa}$$

Capítulo II. Cálculo de resistencia de los elementos de la grúa

Se procede a determinar las tensiones tangenciales máximas τ_{Max} para la soldadura en las placas de sujeción del amortiguador, por lo cual se utilizará la siguiente expresión de (Cabello, 2016).

$$\tau_{Max} = \sqrt{\tau_Q^2 + \tau_{Mf}^2} \leq [\tau]' \quad (2.18)$$

$$\tau_{Max} = \sqrt{23.75^2 + 79.22^2} \leq [\tau]'$$

$$\tau_{Max} = 82.70 \text{ MPa}$$

Para comparar la tensión máxima obtenida 82.70 MPa, se ha de hallar la tensión a cortante de la soldadura $[\tau]'$ por la siguiente expresión:

$$[\tau]' = \varphi * [\sigma]_t \quad (2.19)$$

De esta expresión se tiene que

φ – Es un coeficiente que depende del método de soldadura (manual, semiautomática, automática) y del tipo de electrodo. Para este caso, de soldadura manual con electrodo 7018 el valor de $\varphi = (0.5 - 0.6)$, por lo que se toma el valor de $\varphi = 0.5$

$[\sigma]_t$ – Es la tensión admisible a tracción del material base cuyo valor se determina por:

$$[\sigma]_t = \frac{\sigma_f}{\eta} \quad (2.20)$$

Donde:

σ_f – Límite de fluencia (MPa) del material base. Para el acero utilizado en la fabricación de las placas de sujeción S-275 JR norma americana, y su equivalente en la norma rusa CT-3, se tiene que $\sigma_f = (410 - 560)$

η – Coeficiente de seguridad cuyo valor es $\eta = (2 - 3)$.

De lo anterior se toman los valores siguientes:

$$\sigma_f = 456 \text{ MPa}$$

$$\eta = 2$$

Entonces sustituyendo (2.17) se tiene que:

$$[\sigma]_t = \frac{456}{2}$$

$$[\sigma]_t = 228 \text{ MPa}$$

Entonces obtuvimos que la tensión admisible a tracción del material base $[\sigma]_t$ es de 228 MPa, entonces, obtenido este valor se puede sustituir en (2.16) para determinar el valor de la tensión admisible a cortante del material de la soldadura.

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

$$[\tau]' = 0.5 * 228$$

$$[\tau]' = 114 \text{ MPa}$$

Determinada la tensión máxima que se produce sobre la soldadura de las placas de sujeción del amortiguador, con valor de 82.70 MPa, se compara con la tensión a cortante $[\tau]'$ teniendo en cuenta que debe cumplirse que ($\tau_{Max} \leq [\tau]'$) para que los resultados sean satisfactorios. Entonces $\tau_{Max} = 82.70 \text{ MPa}$ y $[\tau]' = 114 \text{ MPa}$ cumpliéndose dicha condición, pues $\tau_{Max} = 82.70 \text{ MPa} \leq [\tau]' = 114 \text{ MPa}$ demuestra que la soldadura no va a fallar con esta carga dinámica.

2.4.2 Cálculo de las tensiones tangenciales admisibles en la placa base original de fábrica.

Se determinará las tensiones tangenciales admisibles a cortante τ_Q y el momento torsor M_{Tor} que se origina, mostrando en la figura 2.13 un esquema de la versión original de fabrica del material base con las placas de sujeción del amortiguador, a la derecha se señala el área que ocupa estas placas de sujeción la cual se considera la zona crítica y como tal recibe las mayores tensiones. También en dicho esquema se representan las longitudes correspondientes para la realización de los cálculos posteriores.

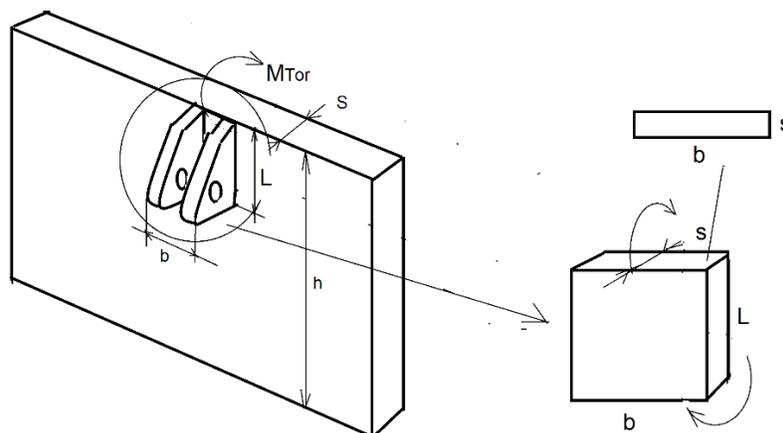


Figura 2.13 Base original de la sujeción de amortiguador y área que se analiza. Fuente. Elaboración propia.

Donde:

Capítulo II. Cálculo de resistencia de los elementos de la grúa

L – Es la altura (m) de la sección tomada

b – Es el ancho (m) de la sección

s – Es el espesor (m) de la placa.

h – Altura (m) del material base de sujeción de las placas

El valor de dichas longitudes es:

L – 0.216

b – 0.095

s – 0.010

h – 0.63

Para realizar el análisis de las tensiones tangenciales a cortante τ_Q se utilizará la siguiente expresión.

$$\tau_Q = \frac{Q}{h*s} \quad (2.21)$$

$$\tau_Q = \frac{114992.33}{0.63 * 0.010}$$

$$\tau_Q = 18252750.79 \text{ N/m}^2$$

$$\tau_Q = 18.25 \text{ MPa}$$

Cálculo de las tensiones tangenciales en el momento torsor " M_{Tor} " causado en el material base de sujeción de las placas

$$M_{Tor} = M_f$$

Donde:

$M_f = 6899.54 \text{ N.m}$ Calculado anteriormente.

$$\tau_{Mf} = \frac{6899.54}{\frac{1}{6} * 4 * 0.7 * 0.01 * 0.63^2}$$

$$\tau_{Mf} = 3725051.29 \text{ N/m}^2$$

$$\tau_{Mf} = 3.72 \text{ MPa}$$

Determinación de las tensiones tangenciales máximas " τ_{Max} " en el nuevo material base.

$$\tau_{max} = \frac{T}{a*b^2*s} \quad (2.22)$$

$$\tau_{max} = \frac{6899.54}{0.3115 * 0.095^2 * 0.010}$$

$$\tau_{max} = 245422782.266 \text{ N/m}^2$$

$$\tau_{max} = 245.42 \text{ MPa}$$

A continuación, se determinará el factor de seguridad a la fatiga η_τ para tensiones tangenciales, lo cual podrá realizarse a partir de la siguiente expresión:

$$\eta_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau * \tau_a}{\varepsilon * \beta} + \left(\frac{2 * \tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}\right) * \tau_m} \quad (2.23)$$

De la expresión anterior, se puede excluir el término $\left(\frac{2 * \tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}\right) * \tau_m$, puesto que el valor de la tensión media $\tau_m = 0$, por ser un ciclo simétrico, entonces (2.20) quedaría en la siguiente expresión:

$$\eta_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau * \tau_a}{\varepsilon * \beta}} \quad (2.24)$$

Donde:

β – Factor de superficie

ε – Factor de tamaño

k_τ – Factor de concentración de tensiones

τ_{-1} – Límite de fatiga a tensiones tangenciales para razón de asimetría $r=-1$

τ_a – Tensión de amplitud

Sus valores son:

$$\beta = 0.75$$

$$\varepsilon = 0.93$$

$$k_\tau = 1.4$$

$$\tau_{-1} = 10 - 13 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} = 10 \text{kgf/mm}^2 = 98.06 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = \tau_{max} = 245.42 \text{ MPa}$$

$$\sigma_p = 38 - 47 \text{ kgf/mm}^2$$

$$\sigma_p = 40 \text{ kgf/mm}^2 = 392.26 \text{ MPa}$$

Sustituyendo en (2.21) se obtiene:

$$\eta_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau * \tau_a}{\varepsilon * \beta}}$$

$$\eta_\tau = \frac{98.06}{\frac{1.4 * 245.42}{0.93 * 0.75}}$$

$$\eta_\tau = 0.41$$

Como resultado del cálculo se obtiene un coeficiente de seguridad a la fatiga de $\eta_\tau = 0.41$, representando un valor muy bajo para el rango permisibles. Queda demostrado que la avería producida en la placa original del chasis es causa de la variabilidad de cargas dinámicas en el tiempo.

2.4.3 Cálculo de las tensiones tangenciales admisibles en el material base (fabricado nuevo) de las placas de sujeción del amortiguador.

El espesor de la placa original es 10 mm, basados en los resultados anteriores se propone aumentarlo para evaluar resistencia mecánica en la modificación. La base de las placas de sujeción del amortiguador es fabricada con el acero de grado S-275-JR, el cual es un acero estructural no aleado que cumple con la norma EN 10025-2. Según su espesor nominal 25 mm dentro del rango ($> 16 \leq 40$) lo cual tiene un límite de resistencia de 410 – 560) MPa. En la figura 2.14 se muestra la base la cual se realiza el análisis posteriormente.



Figura 2.14. Material base de las placas de sujeción del amortiguador. Fuente. Proyecto Refinería de Petróleo.

Capítulo II. Cálculo de resistencia de los elementos de la grúa

Como parte de un análisis previo se tiene que la relación entre la tensión mínima del ciclo de fatiga y la máxima se denomina razón de asimetría del ciclo y se designa por la letra r , cuya relación se representa como

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad (2.25)$$

Ahora, como el ciclo de la fatiga del caso que se analiza en cuestión es simétrico, entonces la expresión anterior quedaría en:

$$\sigma_{\min} = -\sigma_{\max}$$

$$r = -1$$

En la figura 2.15 se muestra un esquema del material base de las placas de sujeción del amortiguador, se representa las longitudes, así como el cordón de soldadura y sus catetos.

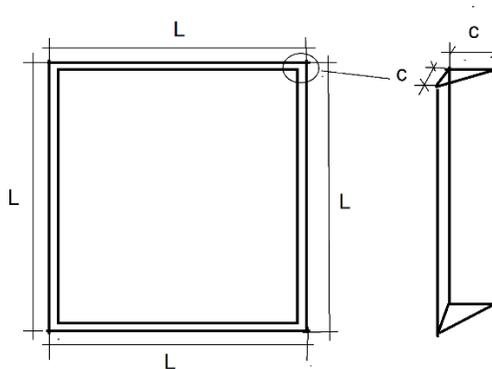


Figura 2.15. Dimensiones de la placa base. Fuente. Elaboración propia.

Cálculo de las tensiones tangenciales a cortante " τ_Q " de la soldadura en el material base representado en la figura 2.15

Donde:

L– Es la altura y ancho del material base.

C – Son los catetos del cordón de soldadura

El valor de dichas longitudes es:

L– 0.63 m

C – 0.010 m

Para los cordones de soldaduras L1 se tiene que:

$$\tau_Q = \frac{Q}{A_c}$$

$$\tau_Q = \frac{Q}{A_c} * \frac{1}{2 * 0.7 * c * l}$$

$$\tau_Q = \frac{114992.33}{4} * \frac{1}{0.7 * 0.01 * 0.63}$$

$$\tau_Q = 6518839.57 \text{ N/m}^2$$

$$\tau_Q = 6.52 \text{ MPa}$$

Cálculo de las tensiones tangenciales en el momento flector " τ_{Mf} " de la soldadura en el material base representado en la figura 2.14.

$$\tau_{Mf} = \frac{Mf}{\frac{1}{6} * 4 * 0.7 * c * l^2}$$

$$\tau_{Mf} = \frac{6899.54}{\frac{1}{6} * 4 * 0.7 * 0.01 * 0.63^2}$$

$$\tau_{Mf} = 3725051.29 \text{ N/m}^2$$

$$\tau_{Mf} = 3.72 \text{ MPa}$$

Determinación de las tensiones tangenciales máximas " τ_{Max} " en el nuevo material base.

Donde:

Los valores de τ_Q y τ_{Mf} se expresan en MPa respectivamente, previamente calculados, y entonces, sustituyendo en (2.16)

$$\tau_{Max} = \sqrt{\tau_Q^2 + \tau_{Mf}^2} \leq [\tau]'$$

$$\tau_{Max} = \sqrt{6.52^2 + 3.72^2} \leq [\tau]'$$

$$\tau_{Max} = 7.51 \text{ MPa}$$

A continuación, se determinará el factor de seguridad a la fatiga η_τ para tensiones tangenciales y para ello se utilizará la expresión simplificada de (2.24).

$$\eta_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau * \tau_a}{\varepsilon * \beta}}$$

Capítulo II. Cálculo de resistencia de los elementos de la grúa

Se toman los mismos valores que se utilizaron para el calculo de la placa original excepto τ_a , pues esta es igual a τ_{Max} que para este caso se calculó previamente obteniendo el valor de 7.51 MPa.

Entonces:

$$\beta = 0.75$$

$$\varepsilon = 0.93$$

$$k_\tau = 1.4$$

$$\tau_{-1} = 10 - 13 \frac{kgf}{mm^2} = 10 kgf/mm^2 = 98.06 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = \tau_{max} = 7.51 \text{ MPa}$$

$$\sigma_p = 38 - 47 \text{ kgf/mm}^2$$

$$\sigma_p = 40 \text{ kgf/mm}^2 = 392.26 \text{ MPa}$$

Sustituyendo en (2.21) se obtiene:

$$\eta_\tau = \frac{98.06}{\frac{1.4 * 7.51}{0.93 * 0.75}}$$

$$\eta_\tau = 13.37$$

2.5 Conclusiones parciales

1. Se plantearon 4 posibles casos que pudieran dar lugar a la ocurrencia de la falla, donde se determinó que el más crítico de ellos es cuando la rueda de la grúa cae en un desnivel u orificio con altura determinada, obteniéndose los valores de un momento flector de 6899.54 N.m, y una carga dinámica a cortante de 114992.33 N.
2. Se realizaron los cálculos a la fatiga para la base original de las pacas obteniéndose un coeficiente de seguridad de $\eta = 0.41$, que como se puede apreciar esto representa un valor muy bajo, por lo que estaría validando la causa principal de la ocurrencia de la falla por fatiga.
3. Se realizaron los cálculos a la fatiga a la modificación planteada, de donde se obtiene un resultado para el coeficiente de seguridad de $\eta = 13.37$, lo que evidencia que al cambiar el espesor del material base de las placas de 10 a 25 mm mejora considerablemente la resistencia a la fatiga de dicha unión.

Capítulo III

CAPÍTULO III ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS MEDIANTE EL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS Y VALORACIÓN ECONÓMICA.

3.1 Análisis de la modificación en la placa mediante el software inventor.

En la figura 3.1 a la izquierda se aprecia como están distribuidas las tensiones a lo largo de la soldadura y también la placa del chasis, en la zona de soldadura aparecen grietas lo que indica una posible falla en la zona de influencia térmica. Al comenzar esta grieta comienza a afectar al mismo tiempo los parámetros de diseño, por lo que sería impredecible determinar la continuación de la falla. Para el análisis de los parámetros se realizó el estudio utilizando el método de los elementos finitos, donde se toma primeramente la distribución del todo el peso de la grúa en cuatro partes sin considerar las cargas dinámicas generadas por el movimiento de la misma, partiendo de este análisis, se puede ver que en la zona de la soldadura será la más afectada.

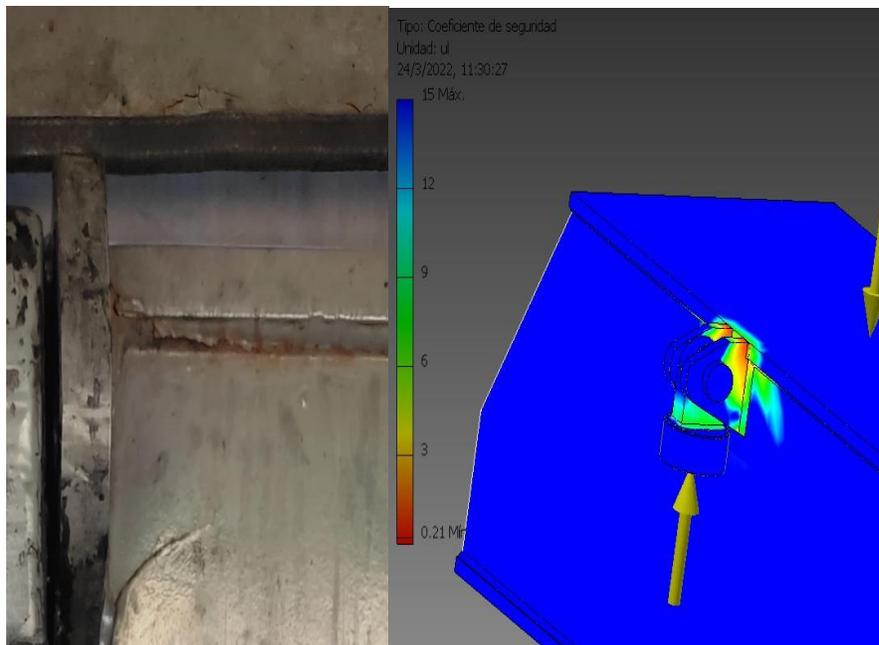


Figura 3.1 Análisis en INVENTOR 2011 vs falla real.

Se llega a la conclusión que es necesario un cambio en el diseño del soporte del amortiguador o mejorar las propiedades de la placa del chasis.

3.1.1 Modificación de la placa del chasis:

Se decide utilizar una plancha de 25 mm que sobresalga sobre la zona del guardafangos de la grúa, pues en teoría la rigidez de la plancha hace que el coeficiente de seguridad

mínimo se traslade a otras zonas, al mismo tiempo alargar las placas de sujeción para que ayuden a una mejor distribución de las cargas. La figura 3.2 se muestra los resultados del análisis realizado por el software Inventor 2011, pero ahora con las cargas dinámicas calculadas en el capítulo II, tomando el caso 1 como el más crítico, siendo este la caída del neumático en un hueco con una altura determinada.

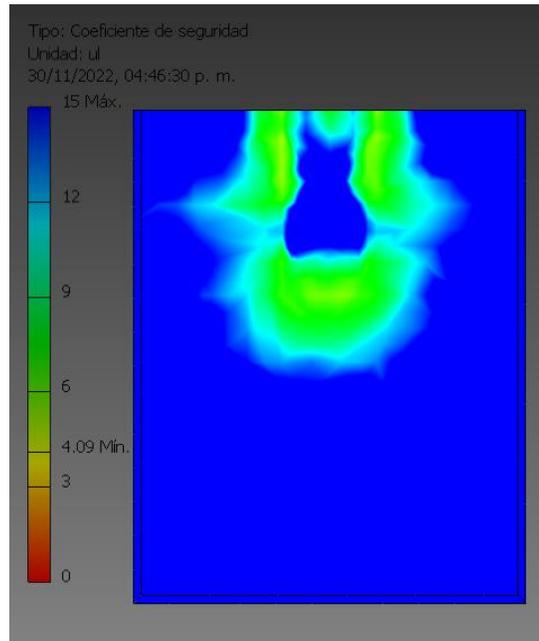


Figura 3.2 Modelo actual con cargas dinámicas, vista interior. Fuente. Elaboración Propia.

Se puede visualizar una mejor distribución de las tensiones en la zona de soldadura, con un coeficiente que esta entre 4 a 9 según se muestra en la barra de colores. Esto evidencia que la placa nueva mejora considerablemente las condiciones de la zona de amortiguación aumentando la resistencia.

En la siguiente figura 3.3 se muestra una vista lateral de las placas de sujeción donde se puede apreciar que la concentración de tensiones se extiende a lo largo de la soldadura, donde la zona más crítica es en las uniones de las esquinas inferiores de las placas con la soldadura, pues existe un biselado el cual es un concentrador de tensiones, según refleja la barra de colores, la zona mas arriba de las placas posee un coeficiente entre 5 y 9 y para las esquinas inferiores valores entre 2 y 4 que son valores aceptables para la resistencia del mismo.

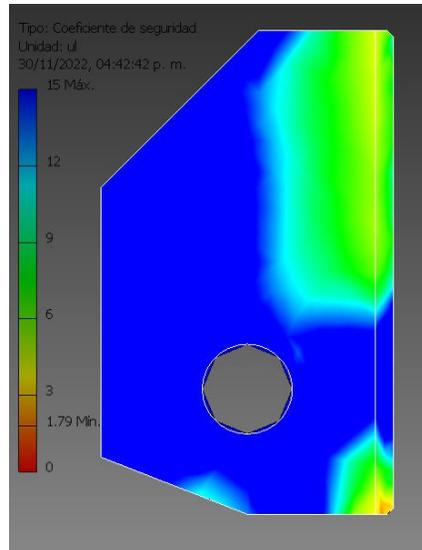


Figura 3.3 Modelo actual con cargas dinámicas, vista lateral. Fuente. Elaboración Propia.

En la imagen de la figura 3.4 se muestra una vista inferior de las placas sujetando la base superior del amortiguador, donde se puede apreciar la amplia zona en la que se encuentran distribuidas las tensiones sobre el nuevo material soldado en el chasis. También se puede observar como las tensiones se dividen en la zona inferior y la superior de las placas, pues la zona de la soldadura donde está el pasador no se concentran tantas tensiones como en el resto de la soldadura pues este mismo las absorbe, según la barra de colores el coeficiente para esta zona está entre 10 y el máximo representado que es 15.

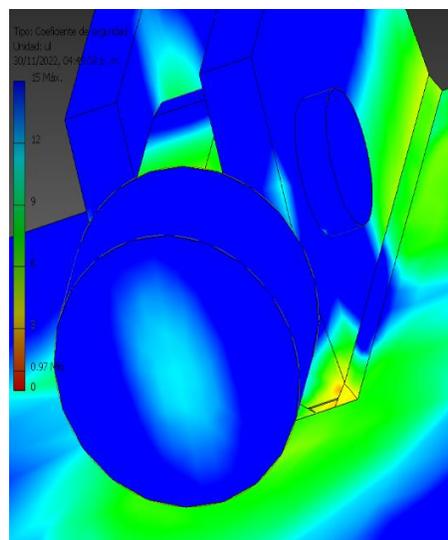


Figura 3.4 Modelo actual con cargas dinámicas, vista inferior. Fuente. Elaboración Propia.

3.2 Posibles Soluciones a la salida de servicio de una grúa en la Refinería.

En una industria como la Refinería de petróleo se hace imprescindible contar con los servicios de una grúa, por su capacidad de realizar trabajos y operaciones de grandes magnitudes, los cuales no pueden llevarse a cabo solamente con el esfuerzo humano.

Por tal razón, a la salida de servicio de la grúa por la falla ocurrida, se pensó en soluciones para continuar llevando a cabo los trabajos que esta realizaba. Una opción era contratar el servicio de un tercero con una grúa con características similares, y la otra opción era la compra en el extranjero de un equipo ya sea nuevo o de uso.

Para la primera opción se realizó una búsqueda de información en cuanto a empresas con servicio disponibles y costo del mismo. Con apoyo en el sistema de Base de costo para la construcción se obtuvo algunos resultados para grúas que podrían sustituir a la nuestra:

Según la Lista de costos horarios de Uso de equipos

Tabla 3.1. Posibles equipos a contratar. (Fuente. Base de costo para la construcción)

Código	Descripción	Costo Horario (MN)
0059104003	Grúa sobre neumáticos de 15-20 TON	\$ 273.63
0059104004	Grúa sobre neumáticos de 21-25 TON	\$ 321.18
0059104005	Grúa sobre neumáticos de 25.1-35 TON	\$ 410.24
0059104000	Grúa sobre neumáticos de 35-40 TON	\$ 342.37

Así con esta información se puede llegar a una valoración económica estimada de lo que podría costar el alquiler de una grúa por una jornada de trabajo, una semana o mes.

Para un ejemplo se toma como muestra la Grúa de 15-20 TON cuyo costo horario es el más bajo de los cuatro antes expuestos, \$ 273.63 MN.

8 hrs (1 Jornada) x 273.63 = \$ 2189.04 MN.

40 hrs (5 jornadas) x 273.63 = \$ 10945.20 MN.

160 hrs (20 jornadas) x 273.63 = \$ 43780.80 MN.

Análogamente para las horas máximas calculada:

Grúa de 21-25 TON = \$ 51388.80 MN.

Grúa de 25.1-35 TON = \$ 65638.40 MN.

Grúa de 35-40 TON = \$ 54779.20 MN.

Como se puede apreciar, la contratación de un servicio de grúa a un tercero le costaría a la empresa como mínimo \$ 43780.80 MN para un mes de trabajo con un equipo de tarifa mínima, y si analizamos el equipo que más se acerca a las características que se necesita para sustituir la nuestra (25.1-35 TON) el gasto ascendería a \$ 65638.40 MN

3.3 Costo en materiales y mano de obra para la inversión realizada en recuperar la grúa de 30 ton.

La grúa Terex A300 de 30T fue adquirida por la refinería de petróleo el 17 de octubre del 2007 y sus datos económicos según registro contable de la empresa son los siguientes:

Valor inicial de adquisición: \$ 296 659.37 USD

Tasa de depreciación mensual: 6%

Valor de la depreciación acumulada: \$ 258 313.81 USD

Porcentaje de depreciación actual: 87%

Valor por depreciar: \$ 38 345.56 USD

La valoración económica de las labores de recuperación se realizó a partir de los gastos totales del MP 2 y el SIGI por trabajo de pailería

Tabla 3.2. Materiales y costos

OT / 127777				
N°	Descripción	Cant	Precio (MN)	Importe (MN)
1	Oxigeno	1 cilindro	118.06	118.06
2	Acetileno	1 cilindro	1002.08	1002.08
4	Disco de Corte	5 uds	2.80	14.00

5	Plancha de acero al carbono S275JR 25 mm	0.65 m ²	1115.06	724.79
6	Electrodos E-7018 3.2mm	5 kg	2.5654	12.83
7	Electrodos E-7018 4.0 mm	5 kg	7.3665	36.83
8	Mano de Obra (Soldador con salario 3760.00)	8 Hrs		470.00
Total de Gastos en materiales y Mano de Obra (MN)				\$ 2378.59

Total general del costo de fabricación= \$ **2378.59 MN**

En una búsqueda por el mercado internacional se pudo encontrar que las grúas de segunda mano TEREX de 30T están entre 50 000 – 55 000 usd, y los precios de las nuevas están entre 200 000.00 a 250 000.00 usd.

Teniendo en cuenta lo anterior mencionado si se comprara una grúa de segunda mano para aprovechar el componente afectado la empresa y el país tendrían que desembolsar 55 000 usd o su equivalente de 1 375 000 pesos si se valora 1 usd = 25 pesos.

Entonces el total ahorrado a la empresa es de:

Beneficios = Ahorrado – invertido

Beneficios = 1 375 000 – 2378.59

Beneficios = 1 372 621.41 MN

Partiendo del uso de software de diseño para el análisis de las cargas que provocaron las fallas se realizaron transformaciones al mismo para mejorar la distribución de cargas en la zona donde existe la mayor concentración de tensiones. La ejecución del proyecto se realizó bajo los parámetros requeridos en la tecnología de soldadura y precisión en los cortes con un uso mínimo de recursos por lo que la inversión concluye con un gasto total de 2378.59 pesos. Si se tiene en cuenta que una grúa de este modelo nuevo posee un valor de 250 000 usd y una de segunda mano que contenga este componente (cuerpo de la grúa) en buen estado 55 000 usd el equivalente a \$1375000.00 MN, el beneficio total es de \$1372621.41 MN; ya que esta grúa hubiese salido de operaciones por esta falla. Desde otra lógica el valor de la grúa sin amortiguadores sería prácticamente 0 ya que no tiene

capacidad de traslación para el emplazamiento, mientras que la operatividad de su sistema de amortiguación reforzado, devuelve la vida útil al equipo que alcanzaría en el mercado internacional su valor entre los \$ 50000.00 y \$ 55000.00 por ser de segunda mano.

3.4 Conclusiones parciales

1. En el análisis realizado por el método de los elementos finitos se demuestra que la modificación propuesta y elaborada mejora la resistencia de la placa del chasis, subiendo de un factor de seguridad de casi 1 a un rango 4 a 9 y en varias zonas nos da una variación de 10 a 15.
2. En el análisis económico realizado se demuestra que la empresa por concepto de importación obtuvo un ahorro de \$ 1373621.41 MN, esto sin tener en cuenta los gastos de traslado del equipo, los aranceles, ni tampoco el servicio de flete del barco, dado que la recuperación realizada contó con un gasto mínimo de materiales y mano de obra por valor de \$ 2378.59 MN.

Conclusiones

CONCLUSIONES

1. Para el análisis de la avería se consideraron 4 casos de estudio, determinándose que el más crítico ocurre cuando la rueda de la grúa cae en un desnivel u orificio con altura $H=40$ cm, obteniéndose valores de momento flector máximo de 6899.54 N.m, carga dinámica a cortante de 114992.33 N.
2. Se realizaron los cálculos a la fatiga para la base original de las pacas obteniéndose un coeficiente de seguridad de $\eta = 0.41$.
3. Se realizaron los cálculos a la fatiga a la modificación planteada, obteniéndose un coeficiente de seguridad de $\eta = 13.37$.
4. En el análisis realizado por el método de los elementos finitos valida los resultados obtenidos por el método de mecánica clásica.
5. En el análisis económico realizado se demuestra que la empresa por concepto de importación obtuvo un ahorro de \$ 1373621.41 MN, esto sin tener en cuenta los gastos de traslado del equipo, los aranceles, ni el servicio de flete del barco.
6. La recuperación realizada contó con gasto mínimo de materiales y mano de obra de un valor de \$ 2378.59 MN,

Recomendaciones

RECOMENDACIONES

1. Utilizar este estudio a otras grúas que tengan similar sistema de amortiguación.
2. Profundizar el estudio en la zona de la soldadura entre el soporte del amortiguador y la placa base de este.

Bibliografía

BIBLIOGRAFÍA

- Alberdi Urbietta, J. N. (1990). *Amortiguadores y suspensión. En Manuales de automoción.*
<http://www.macanicavirtual.es.com>
- Arias-Paz, M. (2004). *Manual de Automóviles.* Dossat 2000.
- Bruzos, T. (2009). *Suspensión del automóvil.*
- Cabello Eras, J. J. (2016). *Calculo de Elementos de Maquina.* Universidad de Cienfuegos.
- Columbus McKinnon Corporation. (s. f.). *Stahlcranes.* Stahlcranes. <https://www.stahlcranes.com/>
- Crane Market.* (2022). cranemarket.com. <https://cranemarket.com/search/rough-terrain-cranes/terex-bendini/a300>
- Cranes and Machines. (2022). *Cranes and Machines.* gruasyaparejos.com.
<https://gruasyaparejos.com/gruas-portuarias/grua-sidelifter-usados/>
- Dobrovolski, V. (1970). *Elementos de Máquinas.* MIR.
- Fernández leyva, G., (1983). *Resistencia de Materiales.* Pueblo y Educación.
- Feodosiev, V. I. (1985). *Resistencia de Materiales.* MIR.
- Galbarro, H. R. (2022). *Ingemecanica.com.* ingemecanica.com.
<https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn73.html>
- Goytisoló, R., (2005). *Análisis y solución de la Avería del molino de Planta de Plástico Mixto de Cienfuegos,* Cienfuegos.
- Grúas Eugenio. (2022). *Www.gruaseugenio.com.* www.gruaseugenio.com.
<https://www.gruaseugenio.com/alquiler-de-gruas/camiones-pluma/>
- Grúas telescópicas TEREX - Todos los productos en Direct Industry.* (2020).
- García. (2022). *Grúas y Equipos.* www.gruasyequiposgarcia.com. www.gruasyequiposgarcia.com.
<https://www.gruasyequiposgarcia.com/>

Hernández Rodríguez, K. (2010). *Evaluación de la resistencia y recuperación de los chasis de los camiones KRAZ-256 reparados en SOMEK*. Cienfuegos.

Iusilievich, G., (1988). *Elementos de Máquinas*. Mashinostroenie.

Ivanov, M., (1991). *Elementos de Máquinas*. Vischaya Schkola.

Medina Gómez., R. (2016). *Análisis y Validación de Elemento Suplementario a la Suspensión Trasera del Ómnibus Girón VI en ETEP Cienfuegos*.

Paceco and Mitsui Company. (2022). *Paceco-momentum.com*. paceco-momentum.com.

<https://paceco-momentum.com/es/container-cranes>

Pichardo, J. M. (2010). *Tipos de suspensión independiente*. Barcelona.

Pareto, (1980). *Formulario de Mecánica*. CEAC S.A.

Pisarenko, G. S., & Yakolev, V. K. (1979). *Manual de Resistencia de Materiales*. MIR.

Reshetov, D., (1985). *Elementos de Máquinas*. Pueblo y Educación.

Rodríguez Hernández, K. (2010). *EVALUACIÓN DE LA RESISTENCIA Y RECUPERACIÓN DE LOS CHASIS DE LOS CAMIONES “KRAZ-25 IM” REPARADOS EN SOMEK*.

Roadster Sport Club. (2020). *Www.roadstersportclub.com*. www.roadstersportclub.com.

<https://www.roadstersportclub.com/foro/index.php?topic=100.0>

RO-DES. (2021). *RO-DES*. www.ro-des.com. [https://www.ro-des.com/wp-](https://www.ro-des.com/wp-content/uploads/2014/06/amortiguadores.jpg)

[content/uploads/2014/06/amortiguadores.jpg](https://www.ro-des.com/wp-content/uploads/2014/06/amortiguadores.jpg)

Rodríguez Hernández, K. (2010). *EVALUACIÓN DE LA RESISTENCIA Y RECUPERACIÓN DE LOS CHASIS DE LOS CAMIONES “KRAZ-25 IM” REPARADOS EN SOMEK*.

Rodríguez Hiyacinth, R. (2005). *Evaluación de la fractura por fatiga de las cuchillas picadoras de caña CAI Ciudad Caracas*. (Tesis de Grado). Universidad de Cienfuegos.

Shingley, J. E., & Ra Mischke, C. (1990). *Diseño de Elemento de Máquina*.

Sky Cranes. (2021). *Www.grudalbe.com*. [www.grudalbe.com. https://www.grudalbe.com/esp-grua-automontanti.php](https://www.grudalbe.com/esp-grua-automontanti.php)

Stiopin, P., (1985). *Resistencia de Materiales*, Moscú: MIR

Symbiotic Technologies Limited. (2020, noviembre). *Guía de maquinarias*. Guía de maquinarias. <http://maquqam.com/tecnicas/elevacion-11169/terex/a300.html>

Troshenko, V., (1987). *Resistencia a la fatiga de los metales y aleaciones*, Moscú: Kiev: Naukova Dumka.

Vema Crane. (2022). *Vema Crane*. [es.vemacrane.com. https://es.vemacrane.com/stock/gruas-de-cadenas/](https://es.vemacrane.com/stock/gruas-de-cadenas/)

Wong, J. Y. (2001). *Theory of Ground Vehicles*. John Wiley And Sons, Inc.

Anexo

ANEXOS



Anexo 1. Proceso de corte del metal para la fabricación de los elementos. Fuente. (Proyecto Refinería de Petróleo)



Anexo 2. Base de las placas de sujeción del amortiguador. Fuente. (Proyecto Refinería de Petróleo)



Anexo 3. Placa original y placa nueva fabricada. Fuente (Proyecto Refinería de Petróleo)



Anexo 4. Proceso de soldadura. Fuente. (Proyecto Refinería de Petróleo)



Anexo 5. Placa base y placas de sujeción soldadas. Fuente. (Proyecto Refinería de Petróleo)



Anexo 6. Vista del cordón de soldadura. Fuente. (Proyecto Refinería de Petróleo)



Anexo 8. Elementos fijados para su soldadura final. Fuente, (Proyecto Refinería de Petróleo)



Anexo 9. Trabajo terminado. Fuente. (Proyecto Refinería de Petróleo)