

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SOPORTE CENTRAL PARA
MOTOCICLETAS MARCA ATECO KYMCO FLY Y AGILITY.

JOHN SEBASTIAN JARAMILLO ISAZA

INSTITUCIÓN UNIVERSITARIA PASCUAL BRAVO

FACULTAD DE INGENIERÍA

INGENIERÍA MECÁNICA

MEDELLIN

2017

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SOPORTE CENTRAL PARA KYMCO FLY
Y AGILITY.

JOHN SEBASTIAN JARAMILLO ISAZA

TRABAJO DE GRADO PARA OPTAR POR EL TITULO DE INGENIERO
MECÁNICO

ASESOR:

CHRISTIAN ANDRES GONZALEZ SALAZAR

INSTITUCIÓN UNIVERSITARIA PASCUAL BRAVO

FACULTAD DE INGENIERÍA

INGENIERÍA MECÁNICA

MEDELLIN

2017

Dedicado a mi madre, a mi familia, y a todos los profesores y compañeros de la institución universitaria pascual bravo (especialmente a Fredy Alejandro Pérez manzano, Carlos Andrés martelo Jiménez y Didier José Espinoza) que me ayudaron a hacer este trabajo y por ultimo a mí mismo.

CONTENIDO

1. INTRODUCCIÓN.....	5
2. Justificación	6
3. objetivos.....	7
4. estado del arte.....	8
5. marco teórico.....	11
6. metodología	13
7. Diseño.....	14
7.1 Parámetros de diseño:.....	14
7.2 Visualización:	15
7.3 Definición de la geometría.	16
7.4 Definición del mecanismo móvil que trasladará el vehículo.	18
7.5 Dibujo CAD de cómo queda el diseño planteado basado en las dimensiones analizadas.	18
7.6 Materiales.....	19
7.7 Cálculos de esfuerzos y resistencias.....	20
7.7.1 Análisis del esfuerzo permisible.....	20
7.7.2 Análisis estructural.....	22
7.7.3 Validación por el criterio de la máxima energía de distorsión	32
Análisis de estado de esfuerzos.	32
Validación por criterio de Von Mises.....	34
7.7.4 Resistencia de uniones soldadas.	36
7.7.5 Análisis estático.	40
7.7.6 Selección de ruedas	49
7.8 Etapa de construcción:.....	51
7.9 Evaluación y análisis de la información.....	56
Evaluación	56
8. conclusiones.....	57
9. Anexos.....	58

10. Bibliografía	59
10.1 Referencias virtuales.....	60

1. INTRODUCCIÓN

En este proyecto el lector encontrará la metodología de diseño y construcción de un soporte central para motocicletas de la marca colombiana Auteco, específicamente para los modelos Kymco Fly y Agility; Mediante la cual se espera mejorar la condición de movilidad de las motocicletas cuando se encuentren parqueadas en su soporte central, permitiendo así mayor confort a la hora de trasladar el vehículo de un lugar a otro.

El análisis de los resultados y pruebas muestran que este diseño es capaz de soportar el peso de una motocicleta scooter de alrededor de 200kg y que puede ser usado continuamente sin generar deterioro por un largo tiempo. Por otro lado, dados los beneficios ergonómicos del sistema, la industria podría homologarlo para diferentes modelos de motocicletas.

2. JUSTIFICACIÓN

Las actuales condiciones de los soportes centrales para motocicletas hacen que, para una población que cada vez adquiere más motocicletas, sea frecuente tener que cambiar la posición de su vehículo cuando se encuentra sobre su soporte central, eso sugiere una incomodidad para los usuarios dada la fricción que el soporte convencional genera, sobre todo en situaciones donde el movimiento es limitado, como en un estacionamiento saturado; bajo esta premisa se desarrolla una mejora, la cual se plantea en este trabajo y puede ser adoptada por las ensambladoras y fábricas de autopartes como un valor agregado opcional para los usuarios, el cual resulta positivo para la comodidad de quien lo considere pertinente.

3. OBJETIVOS.

Objetivo general.

- Diseñar y construir un prototipo de un soporte central móvil para motocicletas de marca Auteco Kymco Fly y Kymco Agility, que permita mejorar la movilidad de las motos cuando están parqueadas.

Objetivos específicos.

- Realizar un modelado CAD del soporte central con base en la geometría del chasis de las motocicletas
- Hacer un análisis de resistencia de materiales sobre el sistema para determinar los máximos esfuerzos.
- Diseñar el sistema, basado en las teorías de diseño mecánico y resistencia de materiales.
- Construir el prototipo de acuerdo a las condiciones espaciales y de operación que tiene el dispositivo.
- Realizar pruebas reales con una motocicleta para validar el funcionamiento del diseño.

4. ESTADO DEL ARTE.

Desde lo que se puede considerar como la invención de la primera motocicleta en 1867 por el estadounidense Sylvester Howard Roper, estas siempre han tenido una herramienta incorporada para su soporte, en ese entonces estos soportes eran robustos y aparatosos realmente no existe mucha información sobre las dimensiones, criterios o fabricación de lo que era el soporte como tal en esos tiempos, pero si se ha evidenciado que hay un avance y un desarrollo a medida que pasó el tiempo, ya que en modelos de motocicletas de los años 60 (como la Derbi de 49 cc de 1966) que cuentan con soportes centrales muy similares a los que tenemos comúnmente hoy en día.

Los avances y el desarrollo de nuevas propuestas y prototipos nos muestran hoy en día mecanismos que, aunque sencillos, son muy interesantes y de fácil aplicación para lo que sugiere un soporte central, además de añadir ventajas como la movilidad, como lo hace el soporte delantero de horquilla, por ejemplo. Aunque también se tienen mecanismos un poco más complejos, como gatos móviles e hidráulicos, los cuales permiten más movilidad con menos esfuerzos, pero ocupan mucho espacio y son relativamente costosos.



Ilustración 1 soporte delantero de horquilla [9]

Ahora centrándose en los soportes centrales estos soportes siempre han sido considerados a la hora de construir una motocicleta, dado que la estabilidad de estos soportes siempre fue necesaria, estos soportes centrales han cambiado de lugar con respecto al chasis de la motocicleta dependiendo del modelo, por ejemplo, algunas motocicletas tenían el soporte en la parte trasera de la motocicleta, unido al eje de la llanta trasera, pero el soporte que predominó fue el central, ya que se presentó desde muy temprano en la historia de las motocicletas y perdura hasta nuestros días, estos soportes se construyen para cada modelo dependiendo de la geometría del chasis y de la motocicleta, se puede apreciar (en la ilustración 2) que hay soportes en "V", también hay soportes rectangulares (ilustración 3), y dependiendo de las variables como el peso, largo, ancho, etc., las dimensiones de los tipos de soportes pueden cambiar.



Ilustración 2 Soporte en "V" de una derbi antorcha [10]



Ilustración 3 soporte rectangular de una Harley Davidson XG [11]



Ilustración 4 Harley Davidson X8E Big Twin de 1912 [13]



Ilustración 5 Derbi antorcha de 49 cc de 1966 [12]

5. MARCO TEÓRICO.

En todo elemento mecánico, y especialmente en uno de soporte se hace necesario conocer todas las variables que generan las fuerzas que se le aplican a dicho elemento, además de los casos hipotéticos de máxima carga, y como se relacionan estos con los diferentes tipos de materiales. En estos sistemas de soporte el análisis más importante es el del estado de los esfuerzos y los límites de resistencia del material con el que se está trabajando.

A la hora de hacer referencia a los tipos de materiales y cargas se habla del conocimiento del significado técnico de estos como la definición de una carga a compresión la cual dice que, cuando una barra corta por ejemplo está sometida a compresión con una carga P que actúa a lo largo del eje, la longitud se reduce de acuerdo a la ley de Hooke hasta que el esfuerzo alcanza el límite elástico del

material. Si la carga se aumenta se produce una deformación permanente, si la carga aumenta aún más el material adopta una forma de barril y/o se fractura. Cuando hay excentricidad en la carga el límite elástico se alcanza con cargas pequeñas. [4]

El esfuerzo por compresión viene dado por la fórmula:

$$\sigma_c = \frac{P}{A} + \frac{M_c}{I} = \frac{P}{A} \left(1 + \frac{ec}{k^2} \right) \quad (1.21)$$

Aunque para usar esta fórmula debe validarse primero que la barra es lo suficientemente corta como para no presentar esfuerzos importantes por flexión, para esta validación se utiliza el criterio de la relación de esbeltez límite, dado por la fórmula:

$$\left(\frac{l}{k} \right)_2 = 0.282 \left(\frac{AE}{P} \right)^{\frac{1}{2}} \quad 1.22$$

De lo anterior parte el análisis del mecanismo como una estructura, para lo cual primero se le aplica la teoría de los métodos de energía, mediante este análisis se obtiene la distribución de las fuerzas (y esfuerzos) a que están sometidas las secciones del mecanismo, para luego calcular los esfuerzos en los puntos de interés y verificar que no sobrepasan la resistencia del material.

También se hace importante observar, a la hora de hablar de las uniones permanentes que van a tener los componentes, el análisis de materiales del que se habló anteriormente, ya que hay bases teóricas estandarizadas que nos ayudan entender convenciones sobre operación como por ejemplo la resistencia brindada a una unión con cada tipo de electrodo a diferentes longitudes, además de

conceptos empíricos como que, con frecuencia el material del electrodo es el material presente más fuerte, si una barra de acero AISI 1010 se suela a una de acero 1018, el metal de aporte el material de aporte en realidad es una mezcla del material del electrodo y de los aceros 1010 y 1018. [4]

Para el análisis de las resistencias en las uniones soldadas se usan las formulas:

Para hallar la fuerza total que resiste la soldadura (a tensión o compresión):

$$F = Thl \quad 1.4$$

Para hallar la fuerza total cortante en las secciones adyacentes a la soldadura:

$$\tau = \frac{F}{2hl} \quad 1.43$$

También se ha evidenciado que, otras personas han tratado de dar solución al problema planteado, y lo han hecho mucho más complejo y, aunque esto no es malo, nadie ha planteado una solución accesible y sencilla.

6. METODOLOGÍA

A partir de un vistazo al soporte central original de las motocicletas a las cuales va orientado el proyecto, se procede a hacer las mediciones de la geometría en donde va ensamblado el mecanismo, para determinar el espacio del que se dispone. Luego se construye una réplica aproximada del gato original para que no haya obstrucciones, teniendo la pieza, se le hacen las modificaciones pertinentes para que cumpla con el objetivo de solucionar la movilidad en estado de parqueo, y que

sea opcional para el usuario (movilidad o estabilidad), finalmente se realiza la validación teórica (cálculos necesarios de resistencia) y las pruebas reales en una motocicleta.

7. DISEÑO

A continuación, se describen los pasos para diseñar un soporte central para motocicletas marca Auteco Kymco Fly y Agility.

7.1 PARÁMETROS DE DISEÑO:

- Peso a soportar, 140 kg de la motocicleta.
- Tipo de chasis sobre el cual se va a anclar el sistema, chasis tubular para scooter.
- Tiene que mover la moto en todas las direcciones, ruedas de 360°.
- Tiene que ser solidario con el chasis de la motocicleta.
- Tiene que ser cómodo de usar.
- La altura al suelo tiene que ser mayor a 150 mm
- El usuario debe accionar el mecanismo con el pie.
- El mecanismo debe poderse usar como soporte fijo o móvil.
- El mecanismo debe permanecer retraído cuando no se use.
- El material debe ser igual al de los soportes convencionales

7.2 VISUALIZACIÓN:

A partir de un vistazo al soporte central original de las motocicletas a las cuales va orientado el proyecto. Se analiza cómo está ensamblado, el método de unión, y el espacio disponible del que se dispone de modo que cumpla con todos los parámetros de diseño, si incumple un parámetro se replantea el diseño.



Ilustración 6 Soporte central original de las motocicletas Auteco Kymco Fly y Agility



Ilustración 7 Vista de un soporte central normalmente ensamblado.

7.3 DEFINICIÓN DE LA GEOMETRÍA.

Para definir la geometría se hizo uso del relativamente poco espacio libre con que se contaba, ya que estos vehículos tienden a muy compactos, se tuvo en cuenta la altura del dispositivo cuando se encuentra en uso y el espesor se encuentra retraído, se tuvo en cuenta el ancho, de modo que no estorbe al usuario y se vea estético, el soporte central original de la motocicleta cuenta con unas dimensiones como se muestran en las ilustraciones 8 y 9.

También se conservó, aproximadamente la altura del soporte original.

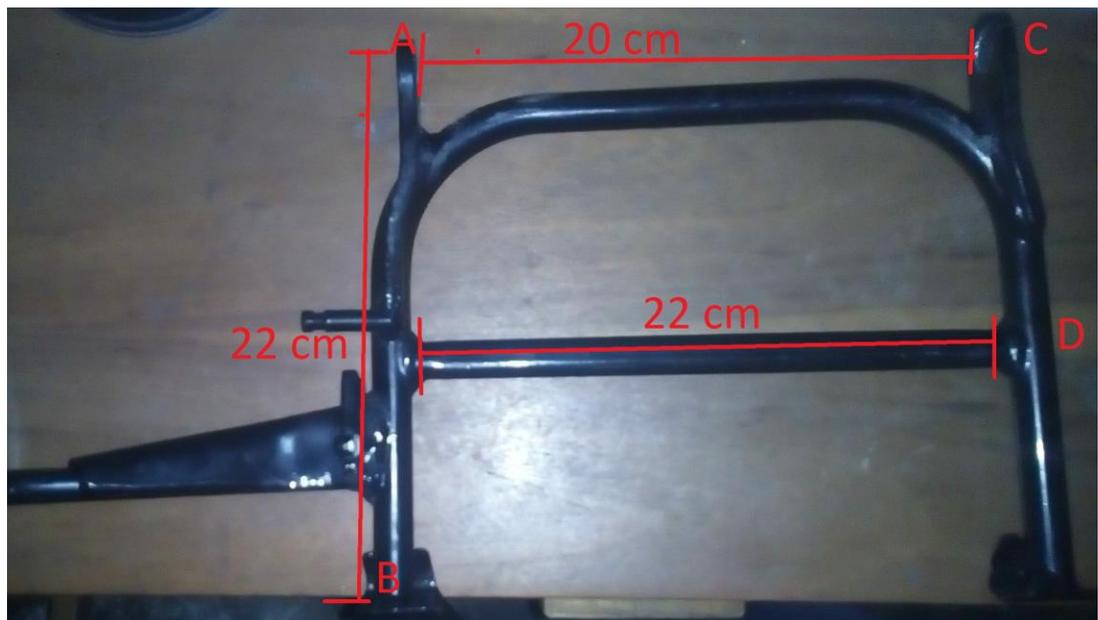


Ilustración 8 Dimensiones del soporte original de las motocicletas Kymco Fly y Agility



Ilustración 9 Dimensiones del soporte original de las motocicletas Kymco Fly y Agility

De la ilustración 8 se puede apreciar que la distancia entre los puntos de anclaje (A y C) es de 20 cm, así que, si un scooter cualquiera cumple con las dimensiones adecuadas (de altura, puntos de anclaje y espesor, etc.) le podría ser aplicado este sistema. También se analizó la altura de la motocicleta con el soporte retraído, de la ilustración 7 se tiene



Ilustración 10 Altura del chasis con el soporte doble retraído.

7.4 DEFINICIÓN DEL MECANISMO MÓVIL QUE TRASLADARÁ EL VEHÍCULO.

Luego de una lluvia de ideas, se determinó que lo mejor para cumplir con todos los parámetros de diseño es que el sistema sea compacto y lo más aproximado que se pueda al gato original de la motocicleta, al cual se le ensambla, primero que nada, un par de ruedas para la movilidad, también, a este último se le sueldan dos anillos por los cuales pasa el elemento dos del anexo 2, el cual es simplemente un tubo sólido doblado, y este elemento 2 va a servir para la estabilidad del mecanismo (para más información véase “7.8” la etapa de construcción en la pág. 51, en este documento).

7.5 DIBUJO CAD DE CÓMO QUEDA EL DISEÑO PLANTEADO BASADO EN LAS DIMENSIONES ANALIZADAS.

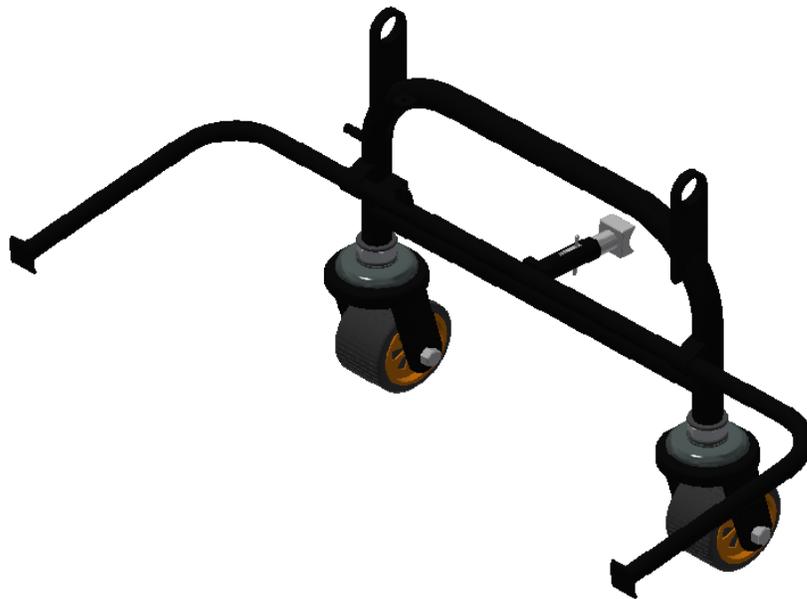


Ilustración 11 Dibujo CAD del diseño planteado



Ilustración 12 Dibujo CAD del diseño planteado

7.6 MATERIALES.

- El material seleccionado para construir el soporte fue el acero 1020, dadas sus propiedades mecánicas y su accesibilidad en el mercado. En este acero, el cual se usará para el soporte se escoge un tubo de diámetro comercial de 9/16", este tubo debe tener un roscado interno ordinario de 3/8" UNC y de más o menos 70 cm de largo.
- Se necesitan dos ruedas de tornillo ordinario de 3/8" UNC, aptas para pavimento y una carga mínima de 140 Kg.
- También se necesita un tubo sólido de 1020 de 7/16" de diámetro y unos 70 cm de largo.
- En caso de no adquirir el tubo por cualquier motivo se recomienda conseguir un tubo hueco de 9/16" de 70 cm de diámetro, ya que se

conseguiría el resultado esperado si se le sueldan tuercas de roscado interno ordinario de 3/8" UNC en los extremos.

- Dos anillos de dos cm de largo y máximo 1/2" de diámetro interno.

7.7 CÁLCULOS DE ESFUERZOS Y RESISTENCIAS.

Dado que se ha optado por realizar un sistema muy similar al soporte central convencional que se está modificando se analiza este sistema y dichas modificaciones, seleccionando las variables pertinentes para realizar los análisis, como lo son diámetros, peso, largo, ancho y demás variables de interés, se va a validar la resistencia del sistema que se plantea.

7.7.1 Análisis del esfuerzo permisible

$$\sigma_{(perm)} = \frac{\sigma_y}{1.67} \quad (1.1)$$

Donde $\sigma_{(perm)}$ = Esfuerzo permisible del material.

σ_y = Esfuerzo de fluencia del material.

Y 1.67 es un factor de seguridad recomendado para columnas de acero. Según estándar estadounidense ANSI/AISC 360-10. [2]

Desarrollando la ecuación 1.1 tenemos entonces que:

$$\sigma_{(perm)} = \frac{210 \text{ Mpa}}{1.67} = 125.75 \text{ Mpa} \quad (1.12)$$

El área mínima que debe tener la sección de la barra es:

$$A = \frac{P}{\sigma_{(perm)}} \quad (1.13)$$

$$A = \frac{1227 \text{ N}}{12.75 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} = 9.74 \times 10^{-6} \text{ m}^2 = 9.76 \text{ mm}^2 \quad (1.14)$$

Dada la cantidad de configuraciones que podrían ser aproximadamente verdaderas para la expresión a:

$$\frac{9.76 \text{ mm}^2}{\frac{\pi}{4}} = 12.42 = (D^2 - d^2) \quad (a)$$

Se elige entonces un tubo con diámetros interno y externo que sean comerciales y que satisfaga $\sigma_{M\acute{a}x.} < 125.75$, para una compresión.

Se calcula entonces para un área pequeña (caso extremo), dada por un tubo de diámetro externo de 9/16" y con un diámetro interno de 7/16".

7.7.2 Análisis estructural

Además del peso de la motocicleta se podrían presentar cargas extra que en algún momento le sean aplicadas (como el peso de un conductor) por lo cual debe verificarse que el material soporte dichas cargas, las cuales no pueden sobrepasar el esfuerzo permisible y mucho menos el límite elástico. Dado que la ecuación 1.2 no tiene en cuenta otros factores que podrían generar esfuerzos adicionales o de naturaleza diferente a la compresión (como una flexión) se hace necesario analizar de manera estructural el dispositivo.

Análisis como una armadura.

Si la masa de la motocicleta es de unos 140 kg aprox. Hay que diseñar por encima de esa masa, asumiendo que se sube una persona de máximo 110 kg, el gato debería soportar unos 250 kg o una fuerza de 2453 Newton.

Como el lugar donde va ensamblado el gato y este mismo son simétricos se asume que la carga es igualmente distribuida en cada uno de los soportes como se muestra en la figura 1.

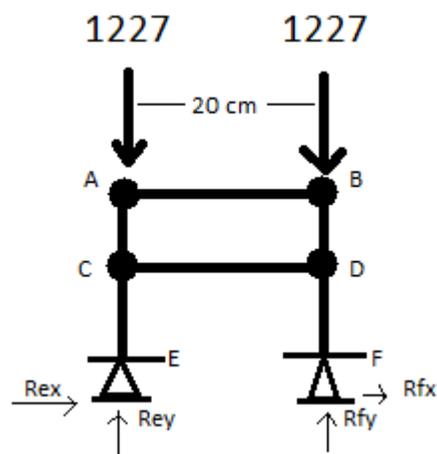


Ilustración 13 Diagrama de cuerpo libre como una armadura.

Se comienza entonces a analizar cada nudo la distribución de cargas.

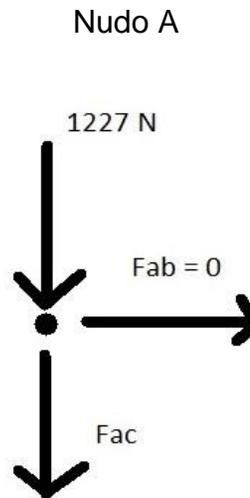


Ilustración 14 Distribución de cargas para el nudo A.

Desarrollando la sumatoria de fuerzas.

$$\sum Fy = 0$$

$$1227 + Fac = 0$$

$$Fac = -1227 N$$

La sección *Fac* se cargará con máximo 1227 N a compresión para estas condiciones.

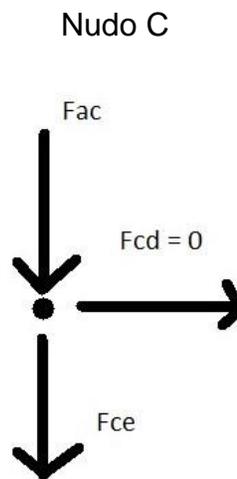


Ilustración 15 Distribución de cargas para el nudo C.

Desarrollando la sumatoria de fuerzas.

$$\sum Fy = 0$$

$$Fac + Fce = 0$$

$$-1227 + Fce = 0$$

$$Fce = 1227 \text{ N}$$

La sección *Fce* se cargará con máximo 1227 N a compresión para estas condiciones.

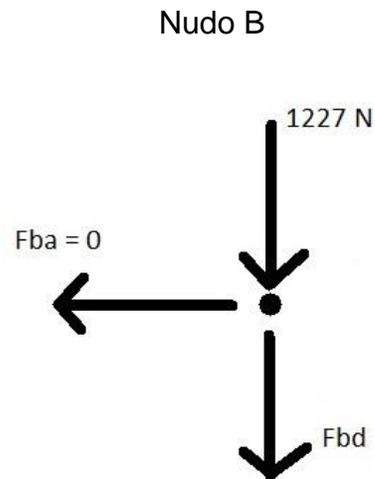


Ilustración 16 Distribución de cargas para el nudo B.

Desarrollando la sumatoria de fuerzas.

$$\sum Fy = 0$$

$$1227 + Fbd = 0$$

$$Fbd = -1227 \text{ N}$$

La sección *Fbd* se cargará con máximo 1227 N a compresión para estas condiciones.

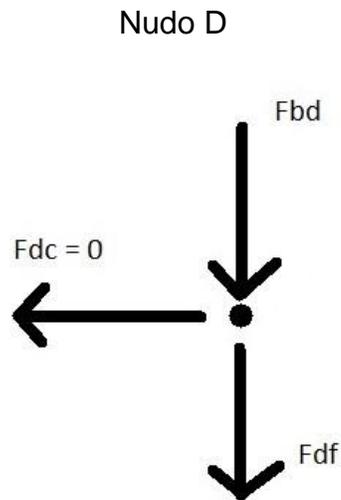


Ilustración 17 Distribución de cargas para el nudo C.

Desarrollando la sumatoria de fuerzas.

$$\sum Fy = 0$$

$$Fbd + Fdf = 0$$

$$-1227 + Fdf = 0$$

$$Fdf = 1227 \text{ N}$$

La sección *Fdf* se cargará con máximo 1227 N a compresión para estas condiciones.

Se puede deducir entonces que las reacciones en los soportes son de máximo 1227 N para las condiciones que se plantean, además que el dispositivo no tendrá que soportar cargas mayores para compresión.

Análisis como una columna a compresión.

Cuando una barra corta está sometida a compresión con una carga P que actúa a lo largo del eje, la longitud se reduce de acuerdo a la ley de Hooke hasta que el esfuerzo alcanza el límite elástico del material. Si la carga se aumenta se produce una deformación permanente, si la carga aumenta aún más el material adopta una forma de barril y/o se fractura. Cuando hay excentricidad en la carga el límite elástico se alcanza con cargas pequeñas. [4]

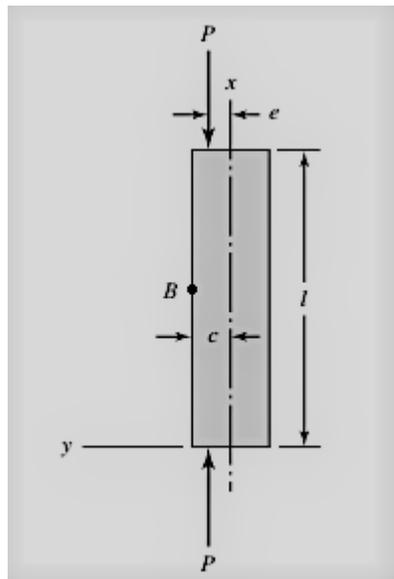


Ilustración 18 Diagrama de una columna sometida a carga excéntrica. [4]

El esfuerzo de compresión al que estará sometida la barra en el punto B de la ilustración 18 (punto teórico de máxima compresión) viene dado por la fórmula:

$$\sigma_c = \frac{P}{A} + \frac{M_c}{I} = \frac{P}{A} \left(1 + \frac{ec}{k^2} \right) \quad (1.21)$$

Donde:

σ_c = Esfuerzo de compresión.

P = Carga aplicada.

A = Área de aplicación de la carga.

M_c = Momento generado por la excentricidad.

e = Distancia de excentricidad definida por medición como 3 mm.

c = Coordenada del punto B.

I = Momento de inercia.

$k = \left(\frac{I}{A}\right)^{\frac{1}{2}}$ = Radio de giro.

Primero se hace necesario aplicar un criterio dado que la ecuación 1.21 solo puede aplicarse a ciertos intervalos de longitudes para diseño o análisis. Entonces se aplica el criterio (llamado relación de esbeltez límite, [Ec. 1.22]) para la validación del uso de la ecuación de esfuerzo.

$$\left(\frac{l}{k}\right)_2 = 0.282 \left(\frac{AE}{P}\right)^{\frac{1}{2}} \quad 1.22$$

l = largo de la pieza.

E = Módulo de elasticidad del material.

La ecuación 1.22 proporciona la relación de esbeltez límite para usar la ecuación de esfuerzo. Si la ecuación de esbeltez real es mayor que $\left(\frac{l}{k}\right)_2$ entonces se emplea otro método (método de la secante), de lo contrario se usa la ecuación de esfuerzo.

[4]

Se determina entonces si la ecuación de esfuerzo puede usarse en este caso.

Primero se hallan:

$$A = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = 63.44 \text{ mm} = 63.4 \times 10^{-6}$$

$$I = \frac{\pi}{64} (D^2 - d^2) = 1299 \text{ mm}^4$$

$$k^2 = \frac{I}{A} = \frac{1299 \text{ mm}^4}{63.44 \text{ mm}^2} = 20.47 \text{ mm}^2 = 20.47 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$\frac{l}{k} = \frac{200 \text{ mm}}{\sqrt{20.47 \text{ mm}^2}} = \frac{200 \text{ mm}}{4.52 \text{ mm}} = 44.25$$

Reemplazando en la ecuación 1.22

$$\left(\frac{l}{k}\right)_2 = 0.282 \left(\frac{(63.44 \times 10^{-6} \text{ m}^2) \times (205 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2})}{1227 \text{ N}} \right)^{\frac{1}{2}} = 29.03$$

Dado que $\frac{l}{k} > 0.282 \left(\frac{AE}{P}\right)^{\frac{1}{2}}$ es válido aplicar la fórmula 1.21 dado que el material es corto con respecto a su longitud como para presentar esfuerzos altos por flexión.

Se aplica entonces la fórmula para hallar el esfuerzo por compresión.

$$\sigma_c = \frac{1227 \text{ N}}{63.44 \text{ m}^2 \times 10^{-6} \text{ m}^2} \left(1 + \frac{((3 \times 10^{-3}) \times (7.14 \times 10^{-3})) \text{ m}^2}{20.47 \times 10^{-6} \text{ m}^2} \right)$$

$$\sigma_c = (19.34 \times 10^6) \times [1 + 1.05] = 40 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{normal} = \frac{P}{A} = 19.33 \text{ Mpa}$$

Se comprueba que ni la carga por compresión ni la carga normal sobrepasan el límite elástico (260 Mpa) ni el esfuerzo de fluencia del acero 1020 (210 Mpa).

También se hace necesario analizar la sección 3 del anexo 1, ya que esta también estará a compresión, con un Diámetro exterior de 11.11 mm, interior de 7.9 mm y un largo de 140 mm.

Tenemos entonces que:

$$A = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = 63.44 \text{ mm}^2 = 63.44 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$I = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) = 556.67 \text{ mm}^4$$

$$k^2 = \frac{I}{A} = \frac{556.67 \text{ mm}^4}{63.44 \text{ mm}^2} = 8.77 \text{ mm}^2 = 8.77 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$\frac{l}{k} = \frac{140 \text{ mm}}{\sqrt{8.77 \text{ mm}^2}} = \frac{140 \text{ mm}}{2.96 \text{ mm}} = 47.3$$

Reemplazando en la ecuación 1.22

$$\left(\frac{l}{k}\right)_2 = 0.282 \left(\frac{(54.51 \times 10^{-6} m^2) \times (205 \times 10^9 \frac{N}{m^2})}{1227 N} \right)^{\frac{1}{2}} = 26.91$$

Dado que $\frac{l}{k} > 0.282 \left(\frac{AE}{P}\right)^{\frac{1}{2}}$ es válido aplicar la fórmula 1.21 dado que el material es corto con respecto a su longitud como para presentar esfuerzos altos por flexión.

Se aplica entonces la fórmula para hallar el esfuerzo por compresión.

$$\sigma_c = \frac{P}{A} \left(1 + \frac{ec}{k^2} \right)$$

$$\sigma_c = \frac{1227 N}{54.51 m^2 \times 10^{-6} m^2} \left(1 + \frac{((1) \times (5.55 \times 10^{-3})) m^2}{10.21 \times 10^{-6} m^2} \right)$$

$$\sigma_c = (22.51 \times 10^6) \times [1 + 0.54] = 34 Mpa$$

$$\sigma_{normal} = \frac{P}{A} = 22.51 Mpa$$

Se comprueba que ni la carga por compresión ni la carga normal sobrepasan el límite elástico (260 Mpa) ni el esfuerzo de fluencia del acero 1020 (210 Mpa).

7.7.3 Validación por el criterio de la máxima energía de distorsión

Ahora se verificará tanto el análisis de estado de esfuerzo, como si cumple el estudio realizado hasta ahora con el criterio de Von mises, para tener certeza de un diseño resistente.

Análisis de estado de esfuerzos.

Suponiendo una deflexión mínima y un esfuerzo de compresión céntrico de 40 Mpa tal como muestra la ilustración 19.

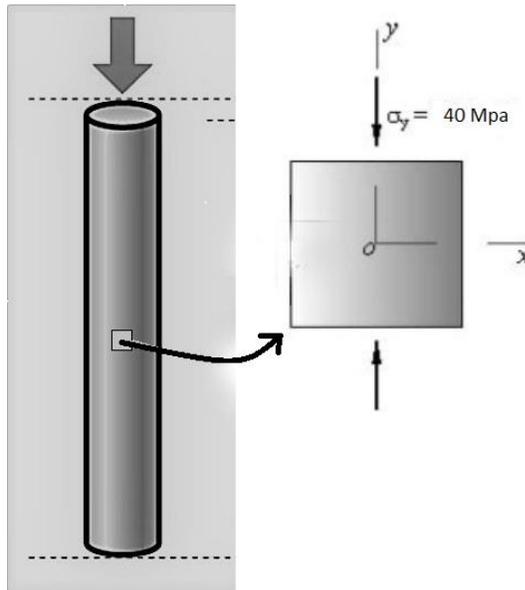


Ilustración 19 Diagrama de esfuerzo de una barra a compresión simple

Se hallan esfuerzos en x y en y.

$$\sigma_x = (-20 + 20) = 0 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_y = (-20 - 20) = -40 \text{ Mpa}$$

Se hallan las variables necesarias para determinar los esfuerzos principales mediante las fórmulas del círculo de Mohr.

$$\theta = \frac{1}{2} \tan^{-1} \left(\frac{2 \times \tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y} \right) \quad 1.3$$

$$\theta = \frac{1}{2} \tan^{-1} \left(\frac{2 \times 0}{0 - (-40)} \right)$$

$$\theta = 0^\circ$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad 1.31$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{0 - (-40)}{2} \right)^2 + 0^2}$$

$$\tau_{max} = 20 \text{ Mpa} = R$$

Donde:

τ_{max} = esfuerzo cortante máximo.

R = Radio.

$$\sigma_{prom} = \left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right) \quad 1.32$$

$$\sigma_{prom} = \frac{0 - (-40)}{2} = -20$$

Dado que se está analizando el sistema a compresión simple, el ángulo $\theta = 0^\circ$ lo cual significa que los planos no presentan rotación, tenemos entonces.

$$\sigma_{max} = \sigma_{prom} + R = 0$$

$$\sigma_{min} = \sigma_{prom} - R = -40$$

Esto significa que el esfuerzo máximo a tensión (tomado en cuenta por convención como +) no se presenta en este caso, pero el máximo esfuerzo que se presenta realmente nos 40 Mpa que comprimen la barra.

Validación por criterio de Von Mises.

El criterio de la máxima energía de distorsión indica que el componente estructural es seguro siempre se cumpla la expresión:

$$\sigma_a^2 - \sigma_a \sigma_b + \sigma_b^2 < \sigma_y \quad 1.33$$

Es decir, siempre que el punto de coordenadas σ_a y σ_b caiga dentro del área mostrada en la Ilustración 8. Esta área está limitada por una elipse cuya ecuación es:

$$\sigma_a^2 - \sigma_a \sigma_b + \sigma_b^2 = \sigma_y \quad 1.34$$

Donde σ_a y σ_b son los esfuerzos principales, G el módulo de rigidez y σ_y es la resistencia a la fluencia del elemento de prueba. [2]

Se tiene entonces:

$$\sigma_a = 0$$

$$\sigma_b = -40 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_y = 210 \text{ Mpa}$$

$$0^2 - 0 \times -40 + (-40)^2 = 210^2$$

$$1600 < 44100$$

Se valida entonces por von mises que el sistema no falla en las condiciones actuales.

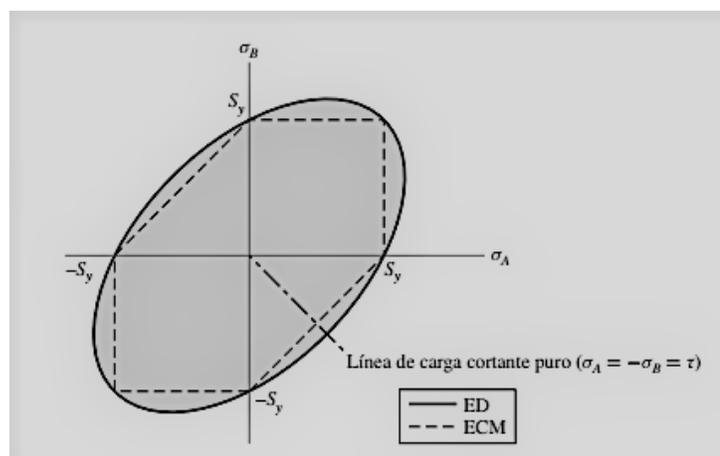


Ilustración 20 elipse descrita por la ecuación 1.33 [3]

7.7.4 Resistencia de uniones soldadas.

Es importante observar que, con frecuencia el material del electrodo es el material presente más fuerte, si una barra de acero AISI 1010 se suelda a una de acero 1018, el metal de aporte el material de aporte en realidad es una mezcla del material del electrodo y de los aceros 1010 y 1018. [4]

Se tiene entonces para las condiciones actuales.

Electrodo AWS E6013

Resistencia a la tensión = 427 Mpa

Resistencia a la fluencia = 345 Mpa

Porcentaje de elongación = (17-25) %

Tipo de carga = compresión simple.

Sabiendo esto se pueden hacer las preguntas pertinentes, ¿es satisfactoria la resistencia en las soldaduras? ¿Es satisfactoria la resistencia en la unión?

Número de electrodo AWS*	Resistencia a la tensión, kpsi (MPa)	Resistencia a la fluencia, kpsi (MPa)	Elongación porcentual
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

*Sistema de numeración del código de especificaciones de la American Welding Society (AWS) para electrodos. En este sistema se usa como prefijo la letra E, en un sistema de numeración de cuatro o cinco dígitos en el cual los primeros dos o tres números designan la resistencia aproximada a la tensión. El último dígito incluye variables en la técnica de soldadura, como la fuente de corriente. El penúltimo dígito indica la posición de la soldadura, por ejemplo, plana, vertical o sobre la cabeza. El conjunto completo de especificaciones se puede obtener solicitándolo a la AWS.

Ilustración 21 Propiedades mínimas del material de aporte. [4]

Tipo de carga	Tipo de soldadura	Esfuerzo permisible	n^*
Tensión	A tope	$0.60S_y$	1.67
Aplastamiento	A tope	$0.90S_y$	1.11
Flexión	A tope	$0.60-0.66S_y$	1.52-1.67
Compresión simple	A tope	$0.60S_y$	1.67
Cortante	A tope o de filete	$0.30S_{ur}^†$	

*El factor de seguridad n se ha calculado mediante la teoría de la energía de distorsión.
†El esfuerzo cortante en el metal base no debe exceder de $0.40S_y$ del metal base.

Ilustración 22 esfuerzos permisibles del código AISC para metal de aporte [4]

Programa A: carga permisible para varios tamaños de soldadura de filete							
Nivel de resistencia del metal de aporte (EXX)							
	60*	70*	80	90*	100	110*	120
Esfuerzo cortante permisible en la garganta, ksi (1 000 psi) de soldadura de filete o soldadura de muesca con penetración parcial							
$\tau =$	18.0	21.0	24.0	27.0	30.0	33.0	36.0
Fuerza unitaria permisible en soldadura de filete, kip/pulg lineal							
$^{\dagger}f =$	12.73h	14.85h	16.97h	19.09h	21.21h	23.33h	25.45h
Tamaño del cateto h, pulg	Fuerza unitaria permisible para varios tamaños de soldaduras de filete kip/pulg lineal						
1	12.73	14.85	16.97	19.09	21.21	23.33	25.45
7/8	11.14	12.99	14.85	16.70	18.57	20.41	22.27
3/4	9.55	11.14	12.73	14.32	15.92	17.50	19.09
5/8	7.96	9.28	10.61	11.93	13.27	14.58	15.91
1/2	6.37	7.42	8.48	9.54	10.61	11.67	12.73
7/16	5.57	6.50	7.42	8.35	9.28	10.21	11.14
3/8	4.77	5.57	6.36	7.16	7.95	8.75	9.54
5/16	3.98	4.64	5.30	5.97	6.63	7.29	7.95
1/4	3.18	3.71	4.24	4.77	5.30	5.83	6.36
3/16	2.39	2.78	3.18	3.58	3.98	4.38	4.77
1/8	1.59	1.86	2.12	2.39	2.65	2.92	3.18
1/16	0.795	0.930	1.06	1.19	1.33	1.46	1.59

*En realidad, las soldaduras de filete fueron ensayadas por el AISC-AWS Task Committee.
 $^{\dagger}f = 0.707h\tau_{pm}$.

Fuente: Adaptada de Omer W. Blodgett [ed.], *Stress Allowables Affect Weldment Design*, D412, The Ja
 Reproducido con autorización de Lincoln Electric Company.

Ilustración 23 Cargas constantes permisibles y tamaños mínimos de soldadura de filete. [4]

Se procede entonces de la ilustración 23, la fuerza permisible por longitud unitaria de un electrodo de metal E60 de ¼ de pulgada es 3.18 kilo libras por pulgada, y dado que nuestro cordón tiene 6 cm de largo o 2.36 pulgadas viene dada por:

$$F = Thl \qquad 1.4$$

Donde Th = fuerza permisible por longitud unitaria

Y l = longitud del cordón

F = fuerza total.

Entonces

$$F = 3.18 \frac{\text{kips}}{\text{pulg}} \times 2.36 \text{ pulg} = 7.5 \text{ kips} = 33362 \text{ N}$$

Como el sistema que se analiza soporta una carga de 1227 N en cada lado (ver anexo 1) y una carga total de 2454 N totales y $1227 < 33362$, la resistencia del metal de aporte es satisfactoria.

Ahora se verifica el esfuerzo cortante en la unión adyacente a las soldaduras, de la ilustración 22 y de la resistencia a la fluencia del material tenemos que el esfuerzo cortante permisible de la unión es:

$$\tau_{perm} = 0.4 S_y \quad 1.42$$

$$\tau_{perm} = 0.4 (30) = 12 \text{ ksi} = 82.7 \text{ Mpa}$$

El esfuerzo cortante τ en el metal base adyacente a la soldadura es:

$$\tau = \frac{F}{2hl} \quad 1.43$$

$$\tau = \frac{0.28 \text{ kips}}{2 \times 0.25 \text{ pulg} \times 1.18 \text{ pulg}} = 0.47 \text{ kips} = 3.24 \text{ Mpa}$$

Como $\tau_{perm} > \tau$ la unión resulta satisfactoria.

Ahora analizamos los puntos A y B del anexo 1, cada uno tiene dos puntos de soldadura de 1 cm cada uno (aproximadamente) $2 \text{ cm} = 0.78 \text{ pulgadas}$ se analiza entonces la resistencia del metal de aporte con el mismo procedimiento.

Usando la ecuación 1.4.

$$F = 3.18 \frac{\text{kips}}{\text{pulg}} \times 0.78 \text{ pulg} = 2.48 \text{ kips} = 11031 \text{ N}$$

Como $1227 \text{ N} < 11031 \text{ N}$ la resistencia del material de aporte es satisfactoria.

7.7.5 Análisis estático.

Se analiza la sección 2 del anexo 1 como una viga circular ya que presentará este comportamiento, y estará cargada tal como se ve en la ilustración 24.



Ilustración 24 Representación, viga de sección circular cargada.

Se comienza entonces el análisis estático.

Calculando las fuerzas verticales de equilibrio se encuentra que:

$$\sum F_y = 0 \rightarrow F_1 + F_2 - R_1 - R_2 = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow F_1 + F_2 - R_1 - R_2 = 0$$

Dónde: R representa las reacciones; F representa cargas puntuales. Por lo tanto, mediante la sustitución de los valores numéricos, encontramos:

$$R_1 + R_2 = 2454\text{N}$$

Resolviendo el momento de equilibrio en el primer soporte, encontraremos:

$$\sum M = 0 \rightarrow R_2(x_{\text{soporte 2}} - x_{\text{soporte 1}}) - F_1(x_{\text{carga 1}} - x_{\text{carga 1}}) - F_2(x_{\text{carga 2}} - x_{\text{sop 1}}) = 0$$

Sustituyendo los valores numéricos encontramos que:

$$R_2(0.43 - 0) = +(1227)(0.1 - 0) + (1227)(0.33 - 0) \rightarrow 0.43R_2 = 527.61\text{N}$$

De ambas ecuaciones encontramos el siguiente sistema:

$$R_1 + R_2 = 2454\text{N}$$

$$0.43R_2 = 527.61\text{N}$$

Resolviendo el sistema, $R_1=1227\text{N}$ y $R_2=1227\text{N}$

Cálculo de la fuerza cortante.

Para encontrar la ecuación de la fuerza de corte, necesitamos resolver el equilibrio de las fuerzas verticales en cada sección, así que:

$$\sum F_y + V(x) = 0 \quad \sum F_y + V(x) = 0$$

Donde $V(x)$ es la fuerza cortante en la posición x .

Sección ($0 \leq x \leq 0.1 \text{ m}$)

Resolviendo el equilibrio de las fuerzas en la sección.

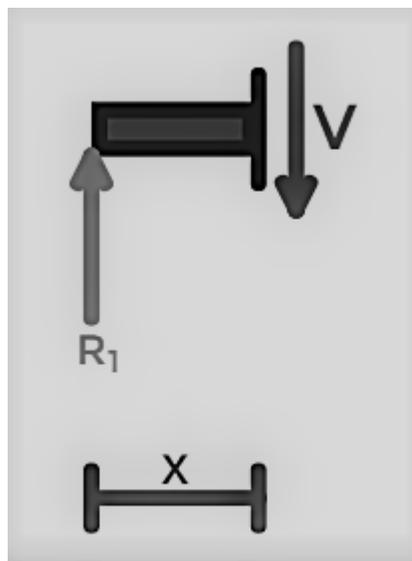


Ilustración 25 Diagrama del primer tramo de la viga para cortante.

$$-R_1 + V(x) = 0$$

Sustituyendo valores numéricos tenemos:

$$V(x) = 1227$$

Sección 2 ($0.1 \leq x \leq 0.33$ m).

Resolviendo el equilibrio de las fuerzas en la sección.

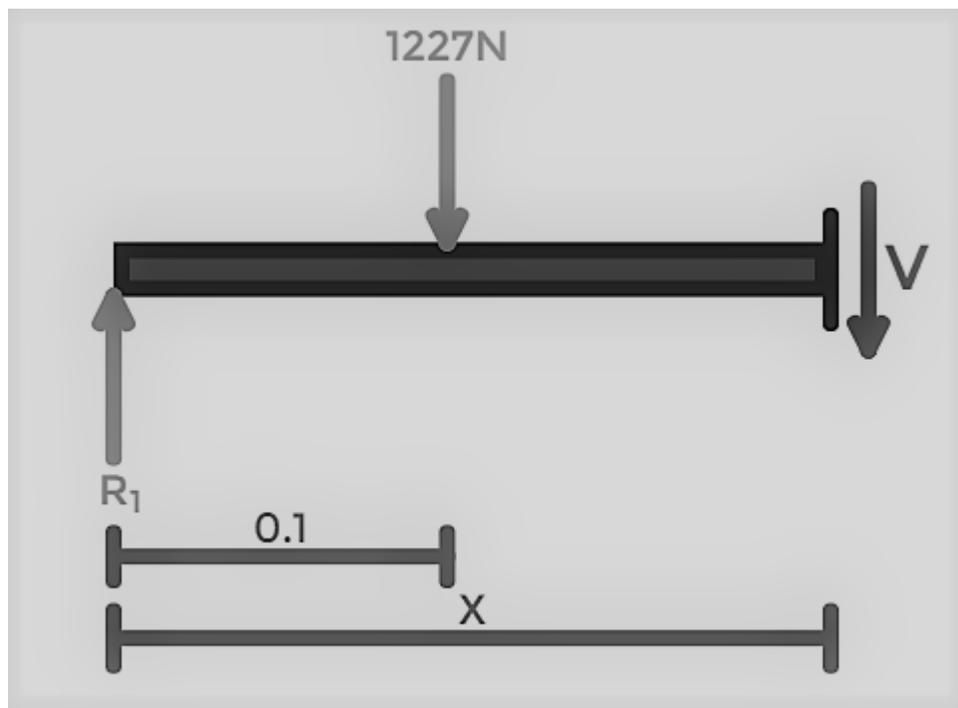


Ilustración 26 Diagrama del segundo tramo de la viga para cortante.

$$F_1 - R_1 + V(x) = 0$$

Sustituyendo valores numéricos tenemos:

$$V(x) = 0$$

Sección 3 ($0.1 \leq x \leq 0.33$ m).

Resolviendo el equilibrio de las fuerzas en la sección.

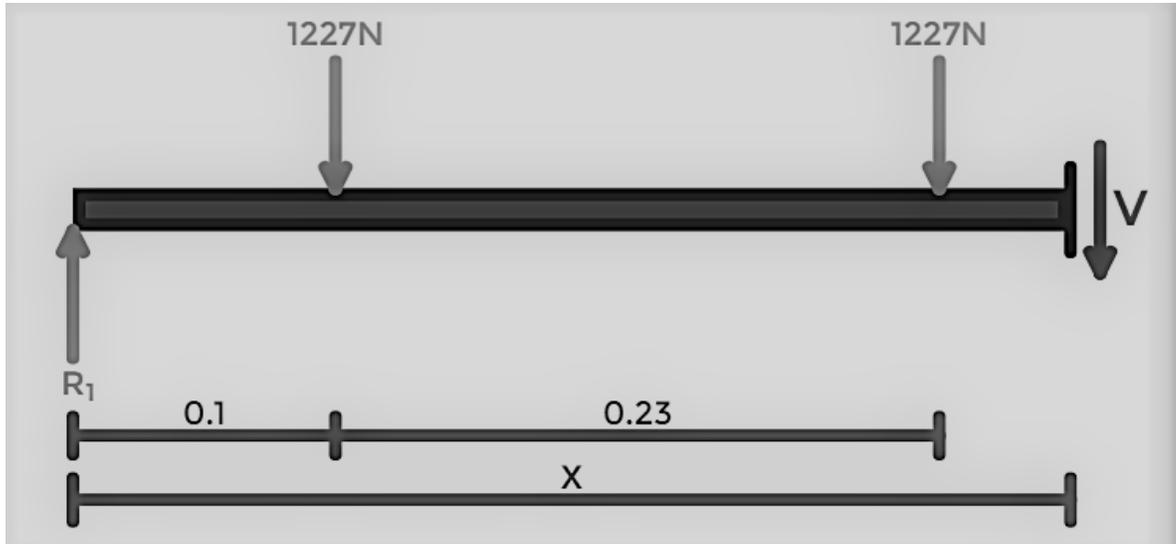


Ilustración 27. Diagrama del tercer tramo de la viga para cortante.

$$F_1 + F_2 - R_1 + V(x) = 0$$

Sustituyendo valores numéricos tenemos:

$$V(x) = -1227$$

Ahora se realiza el diagrama.

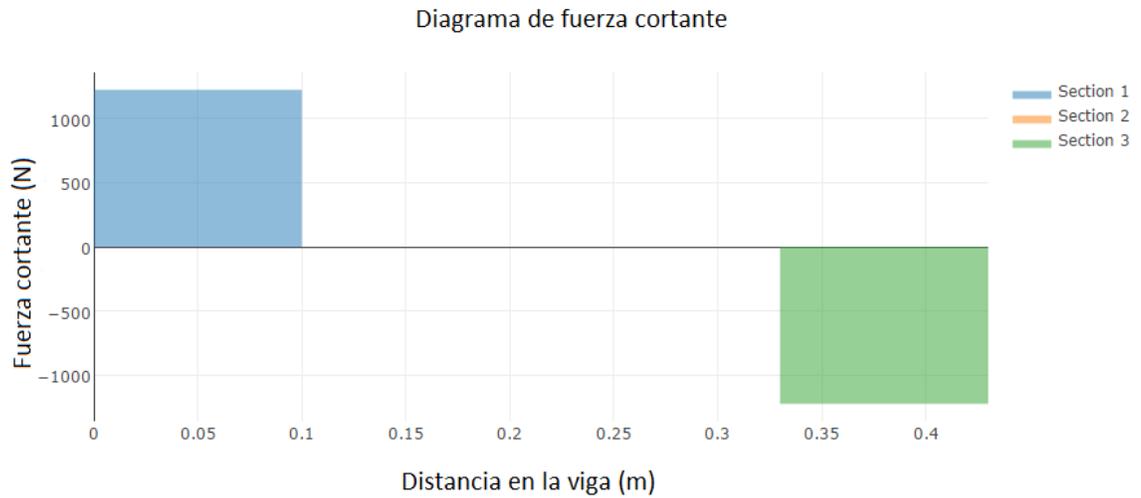


Ilustración 28 Diagrama de fuerza cortante.

Se inicia el cálculo del momento flector.

Para encontrar la ecuación para el momento flector, necesitamos resolver el equilibrio de momentos en cada sección.

$$\sum Fy(x - xcarga) + \sum M + M(x) = 0$$

Donde $M(x)$ es el momento flector en la posición x .

Sección ($0 \leq x \leq 0.1 \text{ m}$)

Resolviendo el equilibrio de los momentos en la sección.

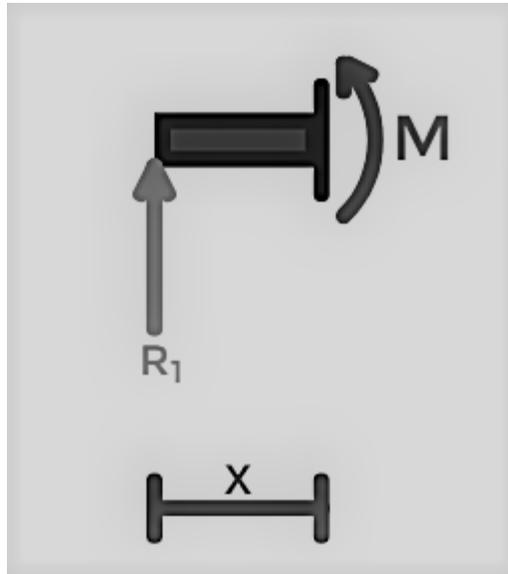


Ilustración 29 Diagrama del primer tramo de la viga para momento flector

$$-R_1(x - x_{\text{soporte 1}}) + M(x) = 0$$

$$-R_1(x - 0) + M(x) = 0$$

Sustituyendo valores numéricos tenemos:

$$M(x) = 1227x$$

Sección 2 ($0.1 \leq x \leq 0.33$ m).

Resolviendo el equilibrio de los momentos en la sección.

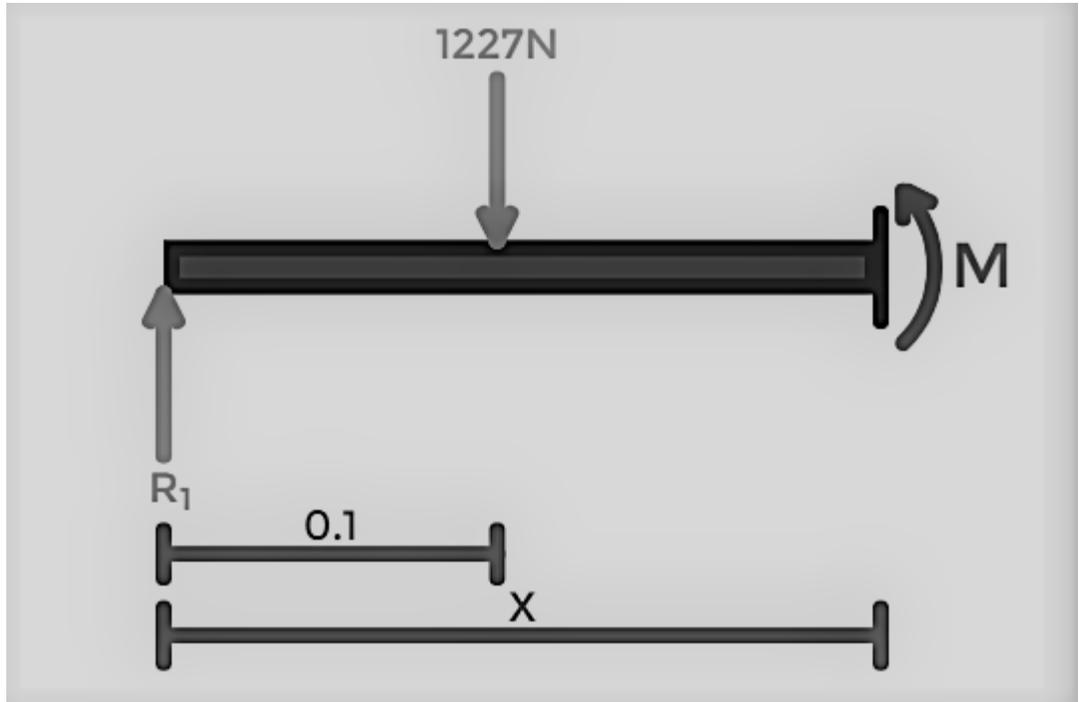


Ilustración 30 Diagrama del segundo tramo de la viga para momento flector

$$F_1(x - x_{\text{carga}}) - R_1(x - x_{\text{soporte}}) + M(x) = 0$$

$$1227(x - 0.1) - 1227(x - 0) + M(x) = 0$$

Sustituyendo valores numéricos tenemos:

$$M(x) = 0x + 122.7$$

Sección 3 ($0.1 \leq x \leq 0.33$ m).

Resolviendo el equilibrio de las fuerzas en la sección.

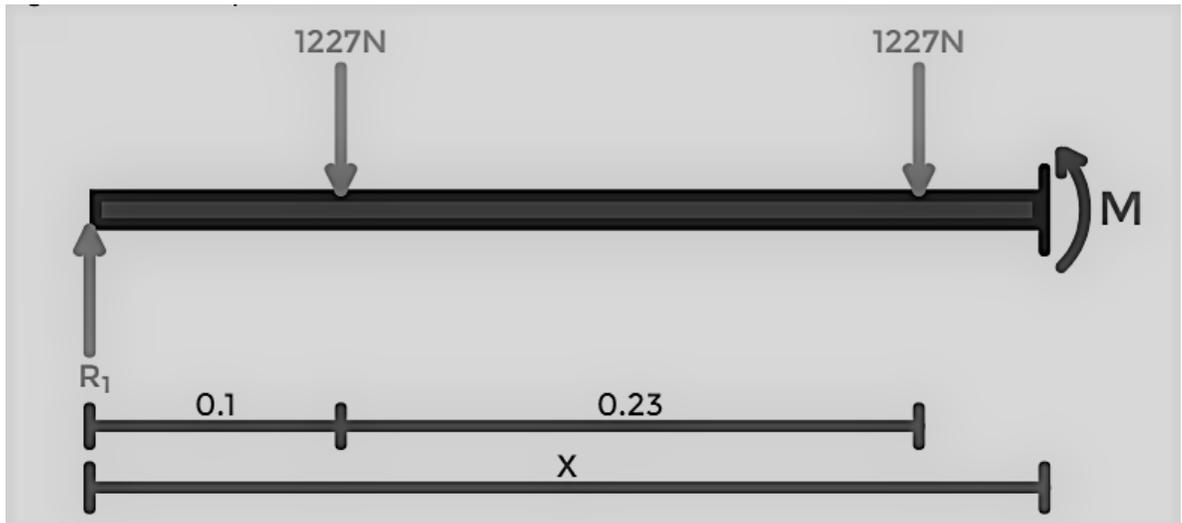


Ilustración 31 Diagrama del tercer tramo de la viga para momento flector

$$F_1(x - x_{\text{carga 1}}) + F_2(x - x_{\text{carga 2}}) - R_1(x - x_{\text{soporte 1}}) + M(x) = 0$$

Sustituyendo valores numéricos tenemos:

$$1227(x - 0.1) + 1227(x - 0.33) - 1227(x - 0) + M(x) = 0$$

$$M(x) = -1227x + 527.61$$

Ahora se realiza el diagrama:

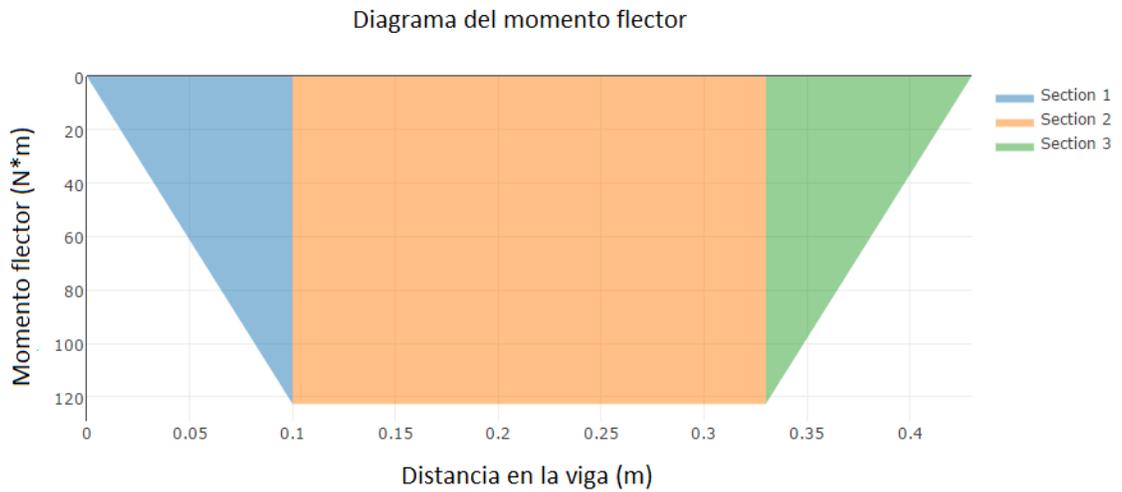


Ilustración 32 Diagrama de momento flector.

7.7.6 Selección de ruedas

Dado el tipo y las magnitudes de las cargas, se decide seleccionar un tipo de rueda resistente a la abrasión, al impacto, para cargas medias y óptimo para el asfalto.

Por catálogo se recomienda entonces:

- Rodachina 4PG23A De INDURRUEDAS LTDA.

Con características:

- a. Diámetro 4"
- b. Capacidad de carga 125 kg.

Y como segunda opción se recomienda:

- Rueda 4x1 1/2-PD / BP5/16PL-AZ → Código IMSA:6011021 de Imsa - Colson.

Con características:

- a. Diámetro 4"
- b. Capacidad de carga 125 kg.
- c. Ancho de banda 1 1/2"
- d. Protección de piso alta.

Para esta última, aunque tiene características como un material elástico que hace que éste sea un producto ergonómico. Disminuye las vibraciones, reduciendo considerablemente los niveles de ruido; disminuye hasta cinco veces la fuerza requerida para ir hacia adelante, comparándola con ruedas de materiales como caucho; igualmente reduce la fuerza requerida para realizar giros a 90°, disminuyendo el esfuerzo requerido para los usuarios. Permite superar fácilmente los obstáculos en los suelos irregulares; ideal para concreto, pavimento y trabajo pesado. [5] Muy resistente a la abrasión, a la rasgadura y a las grietas. Uso en exteriores y en interiores. También se hace necesario adquirir (por el mismo fabricante) un tenedor de soporte para poder hacer uso de la llanta.

7.8 ETAPA DE CONSTRUCCIÓN:

- a) El primer paso para la construcción es doblar los tubos de acuerdo a las dimensiones especificadas en los anexos 3, 4 y 5, tanto para el elemento uno como para el elemento 2, puede hacerse uso de una dobladora de tubos como se muestra en la ilustración 33. Aunque si se parte de un soporte original el cual puede adquirirse por compra se puede ahorrar el paso de doblar el elemento 1.



Ilustración 33 Dobladora de tubos [14].

- b) Luego se definen las roscas en los extremos el tubo del elemento 1, si se adquiere desde el mercado el tubo con la rosca interna necesaria, si se decide mecanizar desde un tubo sólido la rosca o si se opta por soldarle una tuerca en cada extremo para hacer el tubo compatible con el tornillo de las ruedas que se consiguen en el mercado. Como se muestra en las figuras 34 y 35.



Ilustración 34 Rosca soldada a un tubo.



Ilustración 35 soporte central con una rueda.

- c) Se posicionan los dos anillos a 10 cm de cada borde del elemento dos (el cual pasa a través de estos) y se sueldan al elemento 1 a una altura de más o menos 10 cm. Como se puede apreciar en las ilustraciones 36 y 37.



Ilustración 36 Anillo soldado a elemento mecánico



Ilustración 37 localización del anillo de unión

- d) También se hace necesaria la fabricación de dos platinas como se puede ver en el anexo 5, igual a como pueden verse en la ilustración 38. Para luego soldarlas de acuerdo a las dimensiones en los planos (anexo 5).



Ilustración 38 Platina para unión en el chasis

- e) Por último, se suelda una sección de tubo de $11/16$ " exterior y $5/8$ " de diámetro interior a la mitad de la barra larga correspondiente al elemento 2 según anexo 4 dentro del cual van una barra circular y un resorte, ambos de un diámetro de $9/16$ " aprox. Dado que este elemento no va a sufrir grandes cargas puede variarse el tamaño, el único propósito de este elemento es intercalar entre soporte fijo y soporte móvil, ya que el resorte empuja la barra hacia arriba y esta cuenta con una socavación que le hace fijarse al elemento 1 dependiendo de la necesidad. Como se puede observar en las ilustraciones 39 y 40.



Ilustración 39 Elemento dos paralelo a elemento 1



Ilustración 40 Socavación de la barra

7.9 EVALUACIÓN Y ANÁLISIS DE LA INFORMACIÓN.

Realizado todo esto se tiene entonces que el sistema, es para las motocicletas Kymco Fly y Kymco Agility, soporta 250 kg, con el peso como principal variable de interés, dado que este soporte se diseñó para velocidades mínimas cuando está sobre las ruedas ($v < 20$ km/h, para las ruedas seleccionadas, aunque depende de las especificaciones que da el fabricante) y finalmente de las dimensiones según el anexo 3

El material seleccionado para construir el soporte fue el acero 1020, dadas sus propiedades mecánicas y su accesibilidad en el mercado, se hace necesario entonces definir si es el mejor material para la construcción del soporte, para esto se le hace un análisis al máximo esfuerzo permisible que tiene este material, dado por la ecuación del esfuerzo permisible.

Evaluación

Se realizaron pruebas del funcionamiento del elemento sometiéndole a diferentes cargas y observando como reaccionaba el elemento, tanto en términos de sonido como de visibilidad, además de que se ve estético, el material no presenta los sonidos característicos que presentan los elementos sometidos a fatiga o a cargas superiores a su resistencia, se probó durante un tiempo y se concluyó que el diseño fue adecuado para este prototipo.

8. CONCLUSIONES.

- Se puede concluir que, aplicando el sistema, la fuerza necesaria para mover la motocicleta en estado de parqueo, usando el sistema es aproximado a la fuerza necesaria para levantar 35 onzas de arroz.
- Se determinó que, usando las ruedas ideales propuestas, la configuración de la armadura y el material planteado, el peso máximo que soporta el mecanismo es de 250 kg.
- El rango de movimiento con que cuenta la motocicleta en estado de parqueo al usar el dispositivo es de 360°
- La fuerza que se requiere para usar el mecanismo es muy aproximada a la fuerza requerida para accionar el soporte convencional estático, y la fuerza para accionar los frenos puede compararse a la fuerza requerida para accionar un pedal de un automóvil.
- Se comprobó que, con una buena distribución geométrica, los cordones de soldadura de 6 cm resisten hasta 33000 Newton.

9. ANEXOS.

Numero de anexo	Descripción
 Anexo 1.pdf	Asignación de secciones del dispositivo.
 Anexo 2.pdf	Asignación de elementos del dispositivo.
 Anexo 3.pdf	Plano de ensamble del dispositivo
 Anexo 4.pdf	Plano del elemento 2 del dispositivo.
 Anexo 5.pdf	Plano del elemento 1 del dispositivo.
 Anexo 6.pdf	Solido CAD del dispositivo
 Anexo 7.pdf	Solido CAD del dispositivo
 Anexo 8.pdf	Solido CAD del dispositivo
 Anexo 9.pdf	Solido CAD del dispositivo

10. BIBLIOGRAFÍA

- [1]ARQHYS. (2012). *Diseño de la resistencia de las soldaduras*. ARQHYS.com.
- [2]CONSTRUCTION, A. I. (2010). *Specification for Structural Steel Buildings*. Chicago, Illinois.
- [3]Ferdinand P. Beer, E. R. (2013). *Mecánica de materiales*.
- [4]Nisbett, R. G. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*.

10.1 REFERENCIAS VIRTUALES.

[5] <https://imsa.co/portafolio/ruedas-pd/>

[6] <http://www.indurruedas.com/ruedas-rodachinas.html>

[7]

http://www.corel.com.co/documentacion/DURAFLEX/Catalogo_RUEDAS_INDUSTRIALES_H.D..pdf

[8] <http://www.arqhys.com/contenidos/disenio-resistencia-soldaduras.html>

[9] <https://www.soymoto.net/caballote-para-moto-todo-lo-que-necesitas-saber-18550>

[10]

http://cienmotos.com/tienda/product_info.php/manufacturers_id/13/products_id/3853?osCsid=fcf617f2513e5c002ff43695bc62b779

[11] http://www.harley-davidson-capital.es/defensas-protecciones-y-caballetes/92900014-caballote-central_19588

[12] http://motos-mundo.blogspot.com.co/2011_02_01_archive.html

[13] <https://www.pasionbiker.com/harley-davidson-x8e-big-twin/>

[14] https://wn.com/dobladora_de_tubo_redondo_manual_hidraulica