



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE
CHIMBORAZO**

FACULTAD DE MECÁNICA

ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

**“REDISEÑO DE LOS SISTEMAS DE VOLTEO INSTALADOS
EN LOS VOLQUETES DEL GOBIERNO PROVINCIAL
AUTÓNOMO DE EL ORO”**

OCHOA ZAMBRANO ROBERTH MAURICIO

LIZALDES VALAREZO DIEGO VINICIO

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

RIOBAMBA - ECUADOR

2013

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

Abril, 04 de 2013

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

ROBERTH MAURICIO OCHOA ZAMBRANO

Titulada:

**“REDISEÑO DE LOS SISTEMAS DE VOLTEO INSTALADOS EN LOS VOLQUETES DEL
GOBIERNO PROVINCIAL AUTÓNOMO DE EL ORO”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

Ing. Geovanny Novillo A.
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Miguel Aquino
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Jorge Vallejo
ASESOR DE TESIS

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: ROBERTH MAURICIO OCHOA ZAMBRANO

TÍTULO DE LA TESIS: “REDISEÑO DE LOS SISTEMAS DE VOLTEO INSTALADOS EN LOS VOLQUETES DEL GOBIERNO PROVINCIAL AUTÓNOMO DE EL ORO”

Fecha de Examinación: 04/04/2013.

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Marco Santillán (PRESIDENTE TRIB. DEFENSA)			
Ing. Miguel Aquino (DIRECTOR DE TESIS)			
Ing. Jorge Vallejo (ASESOR)			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

f) Presidente del Tribunal

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

Abril, 04 de 2013

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

DIEGO VINICIO LIZALDES VALAREZO

Titulada:

**“REDISEÑO DE LOS SISTEMAS DE VOLTEO INSTALADOS EN LOS VOLQUETES DEL
GOBIERNO PROVINCIAL AUTÓNOMO DE EL ORO”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

Ing. Geovanny Novillo A.
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Miguel Aquino
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Jorge Vallejo
ASESOR DE TESIS

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: DIEGO VINICIO LIZALDES VALAREZO

TÍTULO DE LA TESIS: “REDISEÑO DE LOS SISTEMAS DE VOLTEO INSTALADOS EN LOS VOLQUETES DEL GOBIERNO PROVINCIAL AUTÓNOMO DE EL ORO”

Fecha de Examinación: 04/04/2013.

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Marco Santillán (PRESIDENTE TRIB. DEFENSA)			
Ing. Miguel Aquino (DIRECTOR DE TESIS)			
Ing. Jorge Vallejo (ASESOR)			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

f) Presidente del Tribunal

DERECHOS DE AUDITORÍA

El trabajo de grado que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos - científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

f) Roberth Mauricio Ochoa Zambrano

f) Diego Vinicio Lizaldes Valarezo

DEDICATORIA

Dedico este trabajo en primer lugar a Dios, que durante mi vida estudiantil siempre me ilumino y me mantuvo con salud, así mismo a mis padres Hernán y Elsa, que me apoyaron siempre, y que acompañaron en los momentos difíciles de esta carrera, además y mi hermana Anabel, y en especial a mi hermana Mónica, quien está atravesando un momento muy difícil.

Roberth Ochoa Zambrano

Este proyecto lo dedico A mi DIOS Todopoderoso por iluminarme el camino a seguir y que siempre está conmigo en los buenos y sobre todo en los malos momentos.

De manera especial a mi papi Ángel y a mi mami Lucy por haberme dado la vida, el apoyo, esfuerzo, comprensión y una carrera para mi futuro y poder ser alguien en la vida.

A mis hermanos Danny y Alexandra y a mi abuelita Diocelina gracias por confiar en mí, los quiero mucho, este triunfo lo comparto con ustedes y con toda mi familia.

También dedico este proyecto muy especialmente a mi mujer Mayra por haber permanecido siempre a mi lado durante los momentos más difíciles de mi carrera, apoyándome incondicional y brindándome su cariño.

Diego Lizaldes Valarezo

AGRADECIMIENTO

Agradezco principalmente a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, por haberme dado la oportunidad de obtener una profesión, y ser útil a la sociedad.

Además agradecer a mis y padres y familiares por todo su amor y paciencia y por entregarnos lo mejor de ellos para culminar este proyecto, y así también a mi director de tesis Ing. Miguel Aquino y asesor Ing. Jorge Vallejo, por haber brindado su ayuda que ha sido fundamental para culminar este proyecto.

A mis amigos y profesores, agradecer por brindar su apoyo y su sincera amistad, y que de alguna forma contribuyeron a la culminación de mis estudios.

Quiero expresar mi sincero agradecimiento al Gobierno Provincial Autónomo de EL Oro, y al Ing. Luis Ríos, por dar la oportunidad de desarrollar este proyecto.

Roberth Ochoa Zambrano

Agradezco a dios por haberme dado la vida y la sabiduría para seguir adelante en mi carrera a nuestra ESPOCH, y a los ingenieros de la facultad de mecánica de la escuela de ingeniería automotriz, por guiarme con sus sabias enseñanzas y al GPAO por permitirnos realizar la tesis.

De manera especial quiero agradecer a nuestro director de tesis Ingeniero Miguel Aquino y al asesor Ingeniero Jorge Vallejo por su importante contribución en el desarrollo de este proyecto.

Diego Lizaldes Valarezo

CONTENIDO

Pág.

1.	INTRODUCCIÓN	
1.1	Antecedentes	1
1.2	Justificación	1
1.3	Objetivos	2
1.3.1	<i>Objetivo general</i>	2
1.3.2	<i>Objetivos específicos</i>	2
2.	MARCO TEÓRICO	
2.1	Volquetes	3
2.1.1	<i>Introducción</i>	3
2.2	Construcción	3
2.2.1	<i>Chasis</i>	4
2.2.1.1	<i>El bastidor</i>	4
2.2.1.2	<i>Los muelles y ejes</i>	4
2.2.1.3	<i>Los frenos</i>	5
2.3	Tren de potencia.....	5
2.3.1	<i>El motor</i>	5
2.3.2	<i>Embrague</i>	6
2.3.3	<i>La transmisión</i>	6
2.3.4	<i>Eje impulsor</i>	6
2.3.5	<i>El diferencial</i>	7
2.3.6	<i>Los ejes</i>	7
2.3.7	<i>Cubos y ruedas</i>	7
2.3.8	<i>Los neumáticos</i>	8
2.3.9	<i>Neumáticos dobles</i>	8
2.3.10	<i>Ejes posteriores dobles</i>	8
2.4	Cabina.....	9

2.5	Volteo	9
2.5.1	<i>Caja de volteo</i>	9
2.5.2	<i>La caja</i>	10
2.5.3	<i>Puerta posterior de la caja</i>	10
2.5.4	<i>El sistema elevador</i>	11
2.6	Tipos de camiones volquetes	12
2.6.1	<i>Según la capacidad</i>	12
2.6.2	<i>Según el sistema</i>	13
2.6.3	<i>Según el número de cilindros izadores</i>	14
2.6.4	<i>Según el sistema hidráulico</i>	14
2.6.5	<i>Según la forma de la caja</i>	14
2.7	Toma de fuerza	15
2.7.1	<i>Tomas de fuerza accionada por la caja de cambios</i>	15
2.7.2	<i>Otros tipos de toma fuerza</i>	16
2.7.3	<i>Tomas de fuerza – superestructura</i>	16
2.7.4	<i>Variables técnicas</i>	17
2.7.5	<i>Calor procedente del sistema de gases de escape</i>	17
2.8	Sistemas oleohidráulicos	17
2.8.1	<i>Sistema oleohidráulico</i>	17
2.8.2	<i>Principios y leyes fundamentales de la hidráulica</i>	18
2.8.2.1	<i>Principios</i>	18
2.8.2.2	<i>Fuerza hidráulica</i>	18
2.8.2.3	<i>Caudal</i>	19
2.8.2.4	<i>Caída de presión o pérdida de carga</i>	19
2.8.2.5	<i>Golpe de ariete</i>	19
2.8.2.6	<i>Torque o torsión</i>	20
2.8.2.7	<i>Potencia</i>	20
2.8.2.8	<i>Número de Reynolds</i>	20
2.8.2.9	<i>Viscosidad cinemática</i>	20
2.8.2.10	<i>Ventajas de un sistema hidráulico</i>	20

2.8.3	<i>Componentes de un sistema hidráulico</i>	21
2.8.4	<i>Tanque</i>	21
2.8.5	<i>Bomba hidráulica</i>	22
2.8.5.1	<i>Bomba de engranajes</i>	22
2.8.5.2	<i>Bomba de paletas</i>	23
2.8.5.3	<i>Bombas de pistones</i>	23
2.8.6	<i>Filtro de aceite</i>	23
2.8.7	<i>Válvula de alivio</i>	24
2.8.8	<i>Válvula de control o direccional</i>	24
2.8.9	<i>Cilindro hidráulico</i>	24
2.8.9.1	<i>Descripción y elementos que componen los cilindros hidráulicos</i>	24
2.8.9.2	<i>Características técnicas de los cilindros hidráulicos</i>	25
2.8.10	<i>Velocidad de un cilindro hidráulico</i>	25
2.8.11	<i>Tiempo en efectuar una carrera</i>	25
2.8.12	<i>Consumo de aceite</i>	25
2.8.13	<i>Amortiguación en la parada de un cilindro hidráulico</i>	26
2.8.14	<i>Tipos de cilindros hidráulicos</i>	26
2.8.15	<i>Cilindros de simple acción o simple efecto</i>	26
2.8.16	<i>Cilindros telescópicos</i>	27
2.8.17	<i>Cilindros de doble efecto</i>	28
2.8.18	<i>Tubería</i>	28
2.8.19	<i>Elección de las tuberías flexibles</i>	28
2.8.20	<i>Velocidades del aceite recomendadas en función de la presión</i>	29
2.8.21	<i>Montaje de tuberías flexibles</i>	29
2.8.22	<i>Racores</i>	29
2.8.23	<i>Juntas o sellos</i>	30
2.8.24	<i>Factores que determinan la elección</i>	30
2.9	<i>Características del fluido hidráulico</i>	30
2.9.1	<i>Densidad</i>	31
2.9.2	<i>Punto de inflamación</i>	31
2.9.3	<i>Identificación para aceites hidráulico</i>	31

2.9.4	<i>Selección</i>	32
2.9.5	<i>Viscosidad</i>	32
2.9.6	<i>Otras propiedades de los aceites</i>	33
2.9.6.1	<i>Punto de fluencia</i>	33
2.9.6.2	<i>Compresibilidad</i>	33
2.9.6.3	<i>Capacidad de eliminación de aire</i>	34
2.9.6.4	<i>Formación de espuma</i>	34
2.9.6.5	<i>Capacidad desemulsionante</i>	34
2.9.6.6	<i>Resistencia a la oxidación</i>	35
2.9.6.7	<i>Protección contra corrosión</i>	35
2.10	Simbología según norma ISO 1219.....	35
3.	DIAGNÓSTICO DEL ESTADO TÉCNICO DE LOS SISTEMAS DE VOLTEO DE LOS VOLQUETES DEL GPAO	
3.1	Antecedentes generales del GPAO.....	36
3.1.1	<i>Ubicación del Gobierno Provincial Autónomo de El Oro</i>	36
3.1.2	<i>Clase de servicio que presta el parque automotor de transporte pesado del GPAO</i>	36
3.2	Listado de equipo caminero “volquetes”.....	38
3.3	Síntesis de la problemática en los sistemas de volteo.....	40
3.4	Recursos.....	43
3.4.1	<i>Personal</i>	43
3.4.2	<i>Instalaciones y herramientas</i>	43
3.4.3	<i>Procedimientos de trabajo</i>	43
3.4.4	<i>Modelo de registros y órdenes de trabajo</i>	43
3.4.5	<i>Tiempos de espera</i>	43
3.4.6	<i>Seguridad y protección ambiental</i>	44
3.4.7	<i>Tipos de volquetes existentes</i>	44
3.4.8	<i>Características del vehículo Nissan Diesel CWB459'S</i>	44
3.5	Tipos de propulsión a las ruedas.....	45

3.6	Sistemas de volteo presentes en los volquetes	46
3.7	Tomas de fuerzas empleadas en volquetes del GPAO.....	47
3.8	Tipos de bombas presentes.....	48
3.9	Resultados de análisis de aceite	49
3.9.1	<i>Valores permisibles.</i>	49
3.9.2	<i>Análisis de resultados unidad 1.</i>	50
3.9.3	<i>Análisis de resultados unidad 2.</i>	52
3.9.4	<i>Análisis de resultados unidad 3.</i>	53
3.9.5	<i>Análisis de resultados, unidad 4.</i>	54
3.10	Observaciones en análisis de ferrografía.....	56
3.10.1	<i>Desgaste ferroso.</i>	56
3.10.2	<i>Desgaste corrosivo</i>	56
3.10.3	<i>Partículas por fatiga</i>	56
3.10.4	Contaminantes externos.....	57
3.11	Conclusión general de las unidades	57

4. CÁLCULOS MECÁNICOS E HIDRÁULICOS DE LOS SISTEMAS DE VOLTEO. SITUACIÓN ACTUAL

4.1	Teoría del cálculo de volquetes basculantes	58
4.1.1	<i>Consideraciones previas.</i>	59
4.1.2	<i>Carga máxima a transportar.</i>	60
4.1.3	<i>Seguridad en la conducción y vuelco</i>	60
4.1.4	<i>Ángulo máximo de inclinación de la caja carga</i>	61
4.1.5	<i>Reparto de carga en posición de marcha.</i>	62
4.1.6	<i>Reparto de la carga en posición de vuelco.</i>	63
4.1.7	<i>Esfuerzo sobre el punto de articulación de la caja basculante (R1)</i>	66
4.1.8	<i>Esfuerzo sobre el punto de articulación del cilindro hidráulico (R2 para inicio de basculación a 0° y R3 para ángulos distintos de 0°).</i>	67
4.2	Cálculos de reacciones.....	71
4.2.1	<i>Distancia entre los centros geométricos de los ejes que conforman el tándem y el tridem</i>	72

4.3	Cálculos de volquete actual sistema acción directa	72
4.3.1	<i>Carga máxima a transportar.</i>	72
4.3.2	<i>Reparto de carga en posición de marcha. Reemplazando en las ecuaciones</i>	73
4.3.3	<i>Reparto de la carga en posición de vuelco</i>	73
4.3.4	<i>Esfuerzo sobre el punto de articulación de la caja basculante (R1)</i>	74
4.3.5	<i>Esfuerzo sobre el punto de articulación del cilindro hidráulico (R2 para inicio de basculación a 0° y R3 para ángulos distintos de 0°).</i>	74
4.3.6	<i>Comprobación de longitud de la caja.</i>	77
4.4	Cálculo estructural	77
4.4.1	<i>En posición de marcha $\alpha=0^\circ$.</i>	77
4.4.2	<i>En posición de vuelco.</i>	81
4.4.3	<i>En posición de vuelco $\alpha=45^\circ$.</i>	85
4.5	Bastidor	89
4.5.1	<i>Análisis del bastidor.</i>	90
4.5.2	<i>Carrocería no resistente a la torsión</i>	90
4.5.3	<i>Cálculo de momentos resistentes W</i>	91
4.5.4	<i>Momento de inercia.</i>	91
4.5.5	<i>Momento resistente del perfil compuesto por bastidor y falso bastidor.</i>	92
4.6	Falso bastidor	95
4.6.1	<i>Perfiles longitudinales.</i>	96
4.6.2	<i>Travesaños.</i>	96
4.6.3	<i>Refuerzo del falso bastidor.</i>	97
4.6.4	<i>Fijación del falso bastidor.</i>	97
4.6.5	<i>Montaje del cilindro elevador y punto de articulación del volquete</i>	99
4.6.6	<i>Fijación de la chapa de guía.</i>	99
4.6.7	<i>Estabilidad durante el basculamiento.</i>	100
4.6.8	<i>Prueba de estabilidad para camiones volquetes.</i>	100
4.6.9	<i>Mejora de la estabilidad del vehículo al bascular</i>	101
4.6.10	<i>Recomendaciones para la carrocería.</i>	101
4.6.11	<i>Rigidez torsional de la caja basculante.</i>	102
4.6.12	<i>Estabilizador de descarga.</i>	102
4.7	Comprobación de elementos mecánicos	102

4.7.1	<i>Comprobación del eje basculante actual.</i>	102
4.7.2	<i>Comprobación del eje de articulación del cilindro hidráulico.</i>	104
4.8	Comprobación del sistema hidráulico	105
4.8.1	<i>Revoluciones de la bomba hidráulica.</i>	106
4.8.2	<i>Potencia hidráulica en toma de fuerza (kw).</i>	107
4.8.3	<i>Cilindro hidráulico telescópico</i>	107
4.8.3.1	<i>Velocidad del cilindro actual.</i>	109
4.8.3.2	<i>Tiempo en efectuar una carrera, sistema actual.</i>	109
4.8.4	<i>Caída de presión o pérdida de carga.</i>	110
4.8.5	<i>Pérdidas por fricción en sistema actual.</i>	110
4.8.6	<i>Cálculo de número de Reynolds.</i>	110
4.8.7	<i>Aire en los cilindros hidráulicos telescópicos.</i>	111
4.9	Conclusión del sistema actual	112

5. REDISEÑO MECÁNICO E HIDRÁULICO Y PROPUESTA DE SOLUCIÓN PARA EL SISTEMA DE VOLTEO

5.1	Rediseño	114
5.1.1	<i>Detalle de las opciones según su sistema.</i>	114
5.1.1.1	<i>Opción 1: Tipo de cilindro izador /varillaje.</i>	114
5.1.1.2	<i>Opción 2: Tipo de acción directa.</i>	116
5.2	Tabla de ponderaciones	116
5.3	Rediseño mediante el sistema, cilindro izador /varillaje	118
5.4	Metodología del diseño	119
5.4.1	<i>Diseño tentativo del componente.</i>	119
5.4.1.1	<i>Parámetros del sistema</i>	119
5.4.1.2	<i>Movilidad</i>	120
5.4.2	<i>Análisis de Posición.</i>	120
5.4.3	<i>Diagrama cinemático.</i>	121
5.4.4	<i>Dimensionamiento de la carrera del vástago del pistón.</i>	121

5.4.5	<i>Posiciones límite: método analítico</i>	122
5.5	Cálculo de los esfuerzos en los pasadores.....	122
5.5.1	<i>Cálculo en punto C</i>	132
5.5.1.1	<i>Diseño a carga estática del eje</i>	133
5.5.1.2	<i>Diseño a carga dinámica del eje</i>	133
5.5.2	<i>Cálculo en punto B</i>	135
5.5.2.1	<i>Diseño a carga estática del eje</i>	139
5.5.2.2	<i>Diseño a carga dinámica del eje</i>	140
5.5.3	<i>Cálculo en punto A</i>	143
5.5.3.1	<i>Diseño a carga estática del eje</i>	143
5.5.3.2	<i>Diseño a carga dinámica del eje</i>	144
5.5.3.3	<i>Diseño a carga estática barra de enlace</i>	145
5.5.3.4	<i>Diseño a carga dinámica barra de enlace</i>	146
5.5.4	<i>Selección de pernos para muñón de soporte de cilindro hidráulico</i>	148
5.5.4.1	<i>Diseño a carga estática de pernos en muñón</i>	148
5.5.4.2	<i>Cargas solo por peso de cilindro hidráulico</i>	157
5.5.4.3	<i>Diseño a carga dinámica de pernos en muñón</i>	158
5.6	Análisis de esfuerzos mediante software.....	161
5.6.1	<i>Brazo de elevación</i>	161
5.6.1.1	<i>Tensiones en brazo de elevación</i>	161
5.6.1.2	<i>Desplazamientos brazo de elevación</i>	162
5.6.1.3	<i>Deformaciones unitarias brazo de elevación</i>	162
5.6.1.4	<i>Factor de seguridad brazo de elevación</i>	163
5.6.2	<i>Cruceta</i>	163
5.6.2.1	<i>Tensiones en cruceta</i>	164
5.6.2.2	<i>Desplazamientos en cruceta</i>	164
5.6.2.3	<i>Deformaciones unitarias en cruceta</i>	164
5.6.2.4	<i>Factor de seguridad en cruceta</i>	165

5.7	Soldadura.....	165
5.7.1	<i>Especificaciones para los procedimientos de soldadura (WPS).</i>	170
5.7.2	<i>Inspección de soldadura</i>	170
5.8	Sistema hidráulico	170
5.8.1	<i>Tomas de fuerzas adecuada.</i>	170
5.8.2	<i>Bomba adecuada al sistema.</i>	171
5.8.3	<i>Cilindro específico para el sistema</i>	171
5.8.4	<i>Mangueras adecuadas según normas.</i>	175
5.8.5	<i>Aceite adecuado para el sistema</i>	175
5.8.6	<i>Circuito hidráulico del sistema rediseñado.</i>	175
5.9	Estudio de la dinámica de un vehículo.....	176
5.9.1	<i>Resistencias que se oponen al avance de un vehículo.</i>	176
5.9.1.1	<i>Resistencia por rodadura, R_c.</i>	176
5.9.1.2	<i>Resistencia por pendiente, R_p.</i>	177
5.9.1.3	<i>Resistencia por inercia, R_j.</i>	178
5.9.1.4	<i>Resistencia por el aire, R_a.</i>	178
5.9.2	<i>Cálculo dinámico para nuestro vehículo.</i>	180
5.9.3	<i>Influencia de la situación del centro de gravedad del vehículo en su capacidad de subida.</i>	182
5.9.3.1	<i>Vehículo con doble tracción.</i>	182
5.9.4	<i>Estabilidad</i>	183
5.9.4.1	<i>Estabilidad longitudinal</i>	183
5.9.4.2	<i>Estabilidad transversal.</i>	186
6.	MANTENIMIENTO DEL SISTEMA MECÁNICO E HIDRÁULICO	
6.1	Mantenimiento	190
6.2	Inspección	190
6.3	Reparación	192
6.4	Mantenimiento de los equipos del sistema hidráulico	192

6.4.1	<i>Mantenimiento de la bomba hidráulica</i>	192
6.4.1.1	<i>Reglas y recomendaciones para el mantenimiento de bombas hidráulicas</i>	192
6.4.1.2	<i>Mantenimiento y reparación</i>	193
6.4.2	<i>Mantenimiento de la toma de fuerza</i>	193
6.4.3	<i>Mantenimiento de los cilindros hidráulicos</i>	194
6.4.3.1	<i>Pasos para purgar el cilindro hidráulico</i>	194
6.5	<i>Instrucciones de operación del sistema tipo izador/varillaje</i>	195
6.5.1	<i>Para subir y bajar un sistema de volteo con control de cable</i>	195
6.6	<i>Diagrama de problemas y sus respectivas soluciones</i>	197
6.7	<i>Factores para prevenir el volcar un camión de volteo</i>	201
6.7.1	<i>Viento</i>	201
6.7.2	<i>Terreno</i>	201
6.7.3	<i>Estabilidad con caja levantada</i>	202
6.7.4	<i>Cargas colgadas</i>	202
6.7.5	<i>Sobrecarga</i>	202
6.7.6	<i>Llantas</i>	203
6.7.7	<i>Manténgase junto a sus controles</i>	203
6.8	<i>Instrucciones de seguridad</i>	203
6.9	<i>Manejo de los aceites usados acorde a las normas ambientales ISO 14001</i>	206
6.9.1	<i>Áreas de almacenamiento de aceites hidráulicos</i>	206
6.9.2	<i>Áreas de acumulación temporal de desechos de aceite</i>	207
6.9.3	<i>Áreas de almacenamiento temporal</i>	207
6.9.4	<i>Reciclaje y reutilización</i>	207
6.9.5	<i>Aceite usado</i>	207
6.9.6	<i>Desecho de los filtros de aceite</i>	207
6.9.7	<i>Trapos contaminados</i>	208
6.9.8	<i>Llenado y cambio de aceite</i>	208
7.	COSTOS	
7.1	<i>Costos directos</i>	209

7.2	Costos indirectos	213
7.3	Costo total del proyecto	214
7.4	Planificación del proyecto	214
7.4.1	<i>Proceso de desmontar todo el sistema de volteo.....</i>	215
7.4.2	<i>Construcción de la bisagra de la caja.</i>	218
7.4.3	<i>Construcción del soporte del sistema hidráulico y base principal.....</i>	220
7.4.4	<i>Construcción de la ménsula del muñón del cilindro hidráulico.</i>	222
7.4.5	<i>Construcción del brazo de elevación y barras de enlace.</i>	224
7.4.6	<i>Construcción de la ménsula de bisagra de la caja.</i>	226
7.4.7	<i>Montaje del sistema hidráulico.....</i>	228
8.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	
8.1	Conclusiones.....	230
8.2	Recomendaciones.....	231

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BIBLIOGRAFÍA

LINKOGRAFÍA

ANEXOS

PLANOS

LISTA DE TABLAS

	Pág.
1	Viscosidad según norma ISO 31
2	Viscosidad según norma SAE 32
3	Listado de volquetes del GPAO..... 38
4	Modelo de registros y órdenes de trabajo..... 43
5	Volquete Nissan Diesel CWB459'S 44
6	Características típicas del aceite Texaco 10W 49
7	Valores permisibles 50
8	Resultados unidad 1 50
9	Elementos de desgaste en (ppm), unidad 1 51
10	Condición de aceite/conteo de partículas, unidad 1 51
11	Resultados unidad 2..... 52
12	Condición de aceite, unidad 2 52
13	Resultados unidad 3..... 53
14	Elementos de desgaste en (ppm), unidad 3 53
15	Condición de aceite/conteo de partículas, unidad 3..... 53
16	Resultados unidad 4..... 54
17	Elementos de desgaste en (ppm), unidad 4 55
18	Condición de aceite/conteo de partículas, unidad 4..... 55
19	Reparto de cargas sobre ejes..... 63
20	Reparto total de cargas 73
21	Reparto de carga inicio de vuelco $\alpha=45^\circ$ 76
22	Densidades de materiales transportados..... 107
23	Características técnicas de los aceites según Grado ISO..... 111
24	Tabla de ponderaciones de opciones a diseñar..... 117
25	Datos constantes del sistema 123
26	Variación de ángulos obtenidos en diferentes posiciones..... 126
27	Datos variables de longitudes..... 126
28	Variación de las reacciones al bascular la caja..... 131
29	Resultado de fuerzas con variación de la caja al bascular..... 136
30	Momentos máximos obtenidos 138

31	Constantes usadas en la fórmula de la rigidez de la junta	156
32	Factores de concentración de esfuerzos por fatiga para roscas, válidos para elementos de acero sometidos a tracción o flexión	159
33	Tamaños de soldadura para filete con sus respectivos espesores	168
34	Limitaciones para la junta con bisel acampanado en V	168
35	Limitaciones para la junta con bisel acampanado.....	169
36	Diámetros mínimos de la barra, en pulgadas.....	172
37	Coeficientes de rodadura.....	177
38	Período de inspección para el sistema tipo izador/varillaje	191
39	Presupuesto de los costos indirectos	213

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
1	Volquete 3
2	Bastidor 4
3	Muelles y ejes posteriores 4
4	Muelles y ejes delanteros 5
5	Sistema de frenos ABS para camiones WABCO 5
6	Motor Hino E13C 5
7	Embrague doble disco Volvo 6
8	Transmisión de un camión de volteo Volvo 6
9	Eje propulsor Volvo 6
10	Diferencial camión Volvo 7
11	Eje completamente flotante 7
12	Rueda..... 8
13	Neumático 8
14	Camión con ejes posteriores dobles 9
15	Cabina-bastidor de un camión 9
16	Caja de volteo 10
17	Camión volquete pequeño..... 12
18	Camión volquete mediano 12
19	Camión volquete de gran capacidad 13
20	Tipo garwood y tipo marell..... 13
21	Tipo elevación directa..... 13
22	Cilindro individual 14
23	Cilindros múltiples 14
24	PTO accionada por la caja de cambios con bomba hidráulica en montaje directo 15
25	PTO accionada por la caja de cambios con bomba hidráulica accionada por árbol de transmisión..... 16
26	Potencia vs tiempo de operación..... 16
27	Sistema básico oleohidráulico 18
28	Caída de presión 19
29	Componentes hidráulicos 21

30	Depósitos de aceite	22
31	Bomba de engranajes	22
32	Bomba de paletas	23
33	Bomba de pistones.....	23
34	Válvula de alivio	24
35	Válvula de carrete	24
36	Amortiguación de un cilindro hidráulico	26
37	Tipos de cilindros hidráulicos.....	26
38	Cilindro telescópico	28
39	Representación de tubería	28
40	Formas correctas e incorrectas de montaje de tuberías flexibles.....	29
41	Racores.....	29
42	Diagrama viscosidad-temperatura	33
43	Tiempo de ascenso de burbujas de aire en aceite mineral (según Hayward)	34
44	Vaciado del material de forma intermitente.....	40
45	Desgaste en placa lateral	41
46	Vástago de la válvula de carrete.....	41
47	Eje de entrada, bomba	41
48	Deformaciones de la caja	42
49	Desgaste de neumáticos posteriores.....	42
50	Volquete circulando con caja levantada.....	42
51	Volquete 6 x 4 Nissan Diesel CWB459'S.....	45
52	Volquete 4 x 2 Hino KB	45
53	Sistema telescópico.....	46
54	Sistema de izador/varillaje.....	46
55	Sistema tortuga	46
56	Toma de fuerza en Eaton Fuller	47
57	Toma de fuerza en Eaton	47
58	Toma de fuerza en Hino KB	47
59	Bomba New Star C101	48
60	Bomba KPA 1302.....	48
61	Bomba Metaris MH101-25.....	48
62	Bomba Permco 400-00462.....	48
63	Gráfica de elementos de desgaste (ppm), unidad 1.....	51

64	Gráfica de elementos de desgaste (ppm), unidad 3.....	54
65	Gráfica de elementos de desgaste (ppm), unidad 4.....	55
66	Resultados de análisis de ferrografía	56
67	Camión volquete con caja basculando	58
68	Centro de gravedad antes del último eje	61
69	Centro de gravedad después del último eje.....	61
70	Reparto de carga en posición de marcha	62
71	Cuadro demostrativo de pesos y dimensiones máximas permitidas	72
72	Vehículo con el volquete a 0°	75
73	Vehículo con el volquete a 45°	75
74	Cálculo de longitud de la caja de carga	77
75	Vehículo en régimen de marcha.Sección1	78
76	Vehículo en régimen de marcha.Sección 2	78
77	Vehículo en régimen de marcha. Sección 3	79
78	Vehículo en régimen de marcha. Sección 4	80
79	Diagramas de esfuerzos cortantes en régimen de marcha	81
80	Diagrama de esfuerzos flectores en régimen de marcha.....	81
81	Vehículo en instante inicial de vuelco a 0°. Sección 1	82
82	Vehículo en instante inicial de vuelco a 0°. Sección 2	83
83	Vehículo en instante inicial de vuelco a 0°. Sección 3	83
84	Vehículo en instante inicial de vuelco a 0°. Sección 4	84
85	Diagrama de esfuerzos cortantes, vehículo parado y volquete a 0°.....	85
86	Diagrama de esfuerzos flectores, vehículo parado y volquete a 0°.....	85
87	Vehículo en final de vuelco 45°. Sección 1°.....	86
88	Vehículo en final de vuelco (45°). Sección 2°	86
89	Vehículo en final de vuelco 45°. Sección 3°.....	87
90	Vehículo en final de vuelco (45°). Sección 4°	88
91	Diagrama de esfuerzos cortantes, vehículo parado y volquete a 45°.....	89
92	Diagrama de esfuerzos flectores, vehículo parado y volquete a 45°.....	89
93	Superestructura poco resistente a la torsión.....	90
94	Dimensiones de bastidor	91
95	Cálculo del bastidor acoplado rígidamente	94
96	Corte del extremo de falso bastidor	96
97	Distancia entre eje delantero y falso bastidor	96

98	Falso bastidor.....	97
99	Tipos de fijaciones del falso bastidor	98
100	Taladros en bastidor.....	98
101	Soporte de adaptación al chasis con dimensiones	99
102	Volquete con cilindro elevador frontal.....	99
103	Volquete con cilindro elevador central	99
104	Prueba de estabilidad en volquete.....	100
105	Distancia entre eje posterior portador del volquete y punto de basculamiento.....	101
106	Estabilizador de descarga	102
107	Caja actual de volquete Nissan Diesel.....	108
108	Aire en los cilindros hidráulicos telescópicos	112
109	Volco lateral de caja basculante	113
110	Tipo de cilindro izador /varillaje.....	114
111	Estructura basculante.....	115
112	Cilindro frontal-campana.....	116
113	Perspectiva del sistema cilindro izador/varillaje	118
114	Esquema del mecanismo	119
115	Mecanismo de 4 barras.....	119
116	Diagrama cinemático.....	121
117	Desplazamiento del mecanismo.....	121
118	Dimensiones constantes del mecanismo.....	122
119	Centro de gravedad de la caja.....	127
120	Reacciones en C1 y C2.....	128
121	Distancias respecto a punto O2.....	129
122	Resultados de las reacciones en los puntos A1, B1 y C1	132
123	Reacción en punto C1	132
124	Sección en punto C1	134
125	Punto C1 sometido a corte	135
126	Diagrama de fuerzas	135
127	Diagramas de fuerzas en los planos YX y ZX.....	136
128	Momentos flectores y esfuerzos cortantes X-Y.....	137
129	Momentos flectores y esfuerzos cortantes X-Z.....	138
130	Esquema del vástago, eje B1B2 y brazo elevador.....	139
131	Repeticiones de los esfuerzos.....	140

132	Corte de brazo elevador en punto B1	142
133	Espesor en punto B1	142
134	Reacciones en punto A1	143
135	Reacciones en barra de enlace	145
136	Sección en punto A1	146
137	Repeticiones de esfuerzos en barra tensora	146
138	Esfuerzos en punto O2.....	148
139	Cargas sobre ménsulas de muñón	148
140	Peso de cilindro hidráulico más carga de reacción en B.....	150
141	Ménsulas de muñón fijados a base de cilindro hidráulico	151
142	Diagrama de fuerzas para plano X-Y.....	151
143	Diagrama de fuerzas para plano X-Z.....	153
144	Esfuerzo fluctuante senoidal.....	159
145	Brazo elevador mallado, con restricciones y cargas	161
146	Distribución de esfuerzos en el brazo de elevación	162
147	Desplazamientos en brazo de elevación	162
148	Deformaciones unitarias en brazo de elevación	162
149	Factor de seguridad en brazo de elevación	163
150	Cruceta mallada, con restricciones y cargas.....	163
151	Distribución de esfuerzos en cruceta.....	164
152	Desplazamientos en cruceta	164
153	Deformaciones unitarias en cruceta	164
154	Factor de seguridad en cruceta	165
155	Posiciones en soldadura, de acuerdo con ANSI/AWS A 3.0-85.....	166
156	Esquemas básicos de soldadura 1	167
157	Esquemas de soldadura 2.....	167
158	Cotas soldadura de filete.....	167
159	Soldadura con bisel acampanado en V	168
160	Soldadura con bisel acampanado.....	168
161	Sistema hidráulico para sistema tipo izador/varillaje.....	170
162	Cilindro hidráulico de barra.....	172
163	Longitud de pandeo según el tipo de carga aplicada.....	174
164	Funcionamiento del circuito hidráulico.....	176
165	Plano inclinado	177

166	Sección transversal	180
167	Potencia necesaria en camión Nissan Diesel CWB 459´S.....	181
168	Vehículo en su capacidad de subida	182
169	Estabilidad longitudinal.....	183
170	Estabilidad transversal	186
171	Localización del centro de gravedad	188
172	Centro de gravedad en función del ángulo	189
173	Freno de estacionamiento	195
174	Luz testigo de activación de PTO	195
175	Activación de la bomba hidráulica	195
176	Posición neutral.....	196
177	Posición de descenso.....	196
178	Estabilidad en el basculamiento	202
179	Sobrecarga en volquete	203
180	Revisión de llantas	203
181	Peligros con cableado eléctrico	203
182	Peligro al colocarse debajo de caja basculante	204
183	Situación de la carga.....	204
184	Situación de carga con varios tipos de mercaderías.....	205
185	Falta de adherencia en ejes delanteros.....	205
186	Capacidad de carga en función de la densidad	205
187	Equipo de trasiego.....	208
188	Introducción a programa.....	209
189	Selección del tipo de soldadura.....	210
190	Introducción de valores	210
191	Obtención de resultados.....	211
192	Costos de materiales.....	211
193	Costos de equipos.....	212
194	Costos de mano de obra	212
195	Costos de transporte del material	213
196	Costo total del proyecto.....	214
197	Esquema de la representación de las tareas y sucesos en un gráfico Pert	215
198	Representación de cada actividad.....	215
199	Actividades para desmontar todo el sistema de volteo	216

200	Tiempo de desmontaje del sistema	216
201	Diagrama PERT para desmontaje del sistema	217
202	Porcentaje de avance de desmontaje del proyecto	217
203	Actividades para la construcción de la bisagra de la caja	218
204	Tiempo de construcción de la bisagra de la caja	218
205	Diagrama PERT para construcción de la bisagra de la caja	219
206	Porcentaje de avance de construcción de la bisagra de la caja.....	219
207	Actividades para la construcción del soporte del sistema hidráulico y base principal	220
208	Tiempo de construcción del soporte del sistema hidráulico y base principal.....	220
209	Diagrama de PERT para construcción del soporte del sistema hidráulico y base principal.....	221
210	Porcentaje de avance del soporte del sistema hidráulico y base principal	221
211	Actividades para la construcción de la ménsula del muñón del cilindro hidráulico	222
212	Tiempo de construcción de la ménsula del muñón del cilindro hidráulico	222
213	Diagrama de PERT para construcción de la ménsula del muñón del cilindro hidráulico.....	223
214	Porcentaje de avance de construcción de la ménsula del muñón del cilindro hidráulico.....	223
215	Actividades para la construcción del brazo de elevación y barras de enlace	224
216	Tiempo de construcción del brazo de elevación y barras de enlace	224
217	Diagrama PERT para construcción del brazo de elevación y barras de enlace	225
218	Porcentaje de avance de construcción del brazo de elevación y barras de enlace...	225
219	Actividades para la construcción de la ménsula de bisagra de la caja	226
220	Tiempo de construcción de la ménsula de bisagra de la caja	226
221	Diagrama PERT para la construcción de la ménsula de bisagra de la caja	227
222	Porcentaje de avance de construcción de la ménsula de bisagra de la caja.....	227
223	Actividades para el montaje del sistema hidráulico.....	228
224	Tiempo de montaje del sistema hidráulico.....	228
225	Diagrama PERT para montaje del sistema hidráulico.....	229
226	Porcentaje de avance para el montaje del sistema hidráulico.....	229

LISTA DE ABREVIACIONES

GPAO	Gobierno Provincial Autónomo de El Oro
ABS	Sistemas de frenos anti-bloqueo
PTO	Toma de fuerza
Rpm	Revoluciones por minuto
F	Fuerza
P	Presión
S	Superficie
Q	Caudal
\vec{v}	Velocidad
Ap	Caída de presión
d	Diámetro de la tubería
Vk	Viscosidad cinemática
γ	Peso específico
KW	kilo watt
Re	Reynolds
μ	Viscosidad dinámica
ρ	Densidad
T	Tiempo
h	Carrera
Qe	Caudal efectivo
D	Diámetro de la camisa
SAE	Society of Automotive Engineers
NTP	Rosca métrica cónica o normal
BSP	Rosca gas cónica o normal
m	Masa

V	Volumen
DIN	Deutches Institut für Normung
ISO	International Standars Organization
VG	Grado de viscosidad
ASTM	American Society for Testing and Materials
IIASA	Importadora Agrícola S. A.
ppm	Partes por millón
SOS	El análisis de fluidos
c.d.g.	Centro de gravedad
PBV	Peso bruto vehicular
TARA	Peso propio del vehículo sin carrozar
UPN	Perfil normalizado con sección transversal en forma de "U"
n	Coefficiente de seguridad
HRC	Dureza rockwell
ka	Factor de modificación de la condición de superficie
kb	Factor de modificación de tamaño
kc	Factor de modificación de carga
kd	Factor de modificación de la temperatura
ke	Factor de confiabilidad
kf	Factor de modificación de efectos varios
S_{Se}	Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina
S' _{se}	Límite de fatiga experimental en condiciones ideales.
τ_{xy}	Esfuerzo cortante
HB	Dureza brinell
E	Módulo de elasticidad

σ	Tensión normal
MEF	Método de elementos finitos
SMAW	Soldadura por arco eléctrico con electrodo revestido
AWS	American Welding Society
ASME	American Society of Mechanical Engineers
ANSI	American National Standards Institute
JPP	Junta de penetración permanente
EPS	Especificación de procedimiento de soldadura
GMAW	Soldadura por arco eléctrico con gas protegido
FCAW	Soldadura por arco con núcleo de fundente
WPS	Especificación para procedimiento de soldadura
Rc	Resistencia por rodadura
Rp	Resistencia por pendiente
Rj	Resistencia por inercia
Ra	Resistencia por aire
f	Coefficiente de resistencia
Wr	Potencia por resistencia a rodadura
Wp	Potencia por resistencia a pendiente
Wm	Potencia dada por el motor
a	Aceleración
NTE	Norma Técnica Ecuatoriana
INEN	Instituto Nacional Ecuatoriano de Normas
RTE	Reglamento Técnico Ecuatoriano

LISTA DE ANEXOS

- A** Equipos y accesorios para sistemas hidráulicos
- B** Tabla de especificaciones de volquete de 8 m³ (eje de volteo)
- C** Productos de acero comerciales
- D** Formato WPS para soldadura

RESUMEN

En la presente investigación se Rediseñó el Sistema de Volteo para los Volquetes de Marca Nissan Perteneciente al Gobierno Provincial Autónomo de El Oro, justificado por la necesidad de fomentar el desarrollo rural de los cantones en la construcción de vías, alcantarillado y asfaltado, ya que con el nuevo sistema de volteo instalado en los volquetes optimizará costos de operación, minimizando los inconvenientes de paralización, mayor seguridad a los conductores y dará un mejor servicio a la comunidad.

La cuantificación de varios modelos de sistemas de volteo, cualificados en variables ambientales, de servicio, de resistencia de materiales, de seguridad, de estabilidad y otros, permitió la selección de la alternativa de sistema de volteo más adecuada para soportar las diferentes cargas de impacto, pandeo o fuerzas laterales y deformaciones que estará sometido en el caso de descarga de los materiales en zonas irregulares y empinadas, también se realizó un plan de mantenimiento de todo el sistema previniendo fallas mecánicas e hidráulicas.

Se procede a las comprobaciones de tensiones, desplazamientos, deformaciones unitarias y factor de seguridad, utilizando un programa de elementos finitos, donde se aplicará la fuerza a las que están sometidas los diferentes componentes del sistema mecánico de volteo; a partir de tales resultados se seleccionó los materiales óptimos para el rediseño del sistema de volteo.

Destacamos las diferentes comprobaciones, se demostró que el modelo seleccionado es idóneo por cuanto todos los elementos se encuentran trabajando a esfuerzos cortantes y a cargas por fatiga, y tomando el elemento más crítico el cual tiene un factor de seguridad de 1,4 que es adecuado, en conclusión el sistema mecánico trabaja en condiciones admisibles.

Las conclusiones y recomendaciones obtenidas dan cumplimiento y garantizará el funcionamiento correcto del sistema de volteo.

ABSTRACT

In the present investigation was Redesigned the System of Rolling for the Trucks Brand Nissan belonging to the Autonomous Provincial Government of El Oro, justified by the need to promote rural development of the cantons in the construction of roads, sewers and paved, with the system of rolling installed in the trucks will optimize operating costs, minimizing the drawbacks of cessation, better safety for drivers and will provide better service for the community.

The quantification of several models of systems of rolling, qualified in environmental variables of service, strength of materials of security, stability and others, allowed the selection of the alternative of the system more suitable to support different loads of impact, buckling or lateral forces and deformations to be submitted in the case of unloading of the materials in irregular areas, it was done a maintenance plan of the entire system avoiding mechanical and hydraulic failures.

It was proceed to the tension finding, displacements, unitary deformations and safety factor by using a program of finite elements. It will apply the different components of the mechanical system from such results were selected the optimal materials for the redesign of the system.

Different tests are highlight. It was shown that the selected model is ideal because all the elements are working mainly shear and to loads for fatigue and taking into account the most critical element which has a safety factor of 1.4 which is appropriate, in conclusion the mechanical system works under permissible conditions.

The obtained conclusions and recommendations give rise and ensure compliance the proper functioning of the system.

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

La provincia de El Oro es un eje principal de desarrollo económico para el país, en ella se encuentra una importante red de comunicación vial tanto terrestre, marítima y aérea. Dentro de esta red, el GPAO (Gobierno Provincial Autónomo de El Oro), debe velar con responsabilidad y calidad, para que sus vías de primer y segundo orden de la red provincial se encuentren en excelente estado y condiciones a fin de facilitar la transportación de bienes y personas que se transporten a través de la provincia.

Para cumplir con esta necesidad se dispone de un equipo de mantenimiento vial, entre ellas volquetes, tractores, motoniveladoras, excavadoras, rodillos, palas frontales, tanqueros, cabezales, dragalinas, retroexcavadoras, camionetas, etc. Mismos que necesitan de adecuados y efectivos sistemas de mantenimiento por su arduo y constante trabajo que desarrollan en la provincia.

Siendo así que el Ilustre Gobierno Provincial Autónomo de El Oro cuenta con un parque automotor, aproximadamente 57 volquetes de diferente marcas como son: 39 Nissan Diesel, 8 Hino, 10 Dimex, de las cuales todas se encuentran en funcionamiento continuo, siendo su principal problema el sistema de volteo, ya que realizan trabajos de obra civil (industria de la construcción), en los que se movilizan grandes cantidades de áridos desde y hacia el área de construcción.

1.2 Justificación

La atención prioritaria del GPAO en lo que tiene que ver a mantenimiento de vías y obras públicas requiere de especial atención así como también a los equipos, herramientas y materiales; por lo que al asignar un presupuesto de mantenimiento para la flota de volquetes por un monto de USD 845.341,63, este debe ser optimizado para lo cual se debe, organizar los procedimientos y planes de mantenimiento.

Se ha detectado que el problema principal que tienen los volquetes es su sistema de volteo, y para mantenerlo en perfectas condiciones de operación, se debe mejorar el servicio de

operación, en sus ciclos de trabajo de carga y descarga, ante lo cual urge establecer un rediseño con su respectivo plan de mantenimiento del levantamiento del sistema.

Los volquetes del GPAO poseen cilindros hidráulicos y bombas diferentes en cada camión. Hecho que obliga a mejorar el rendimiento con una adecuada programación de mantenimiento.

Un rediseño adecuado del sistema de volteo optimizará costos de operación, minimizando los inconvenientes de paralización y de servicio a la comunidad.

Las prácticas sanas dentro del mantenimiento automotriz adoptadas para el mejoramiento de la calidad del servicio a la comunidad siempre se verán revertidas en crecimiento y desarrollo de la población, dinamizando el ámbito comercial e industrial de la provincia de EL ORO.

1.3 Objetivos

1.3.1 *Objetivo general.* Rediseñar los sistemas de volteo instalados en los volquetes del GOBIERNO PROVINCIAL AUTÓNOMO DE EL ORO.

1.3.2 *Objetivos específicos.*

Conocer el estado de los sistemas de volteo de los volquetes.

Investigar los parámetros que se debe tomar en cuenta para la selección de un sistema de volteo.

Presentar la mejor solución en cuanto al sistema de volteo, previniendo daños hidráulicos, mecánicos.

Plantear un sistema adecuado de manejo de los aceites hidráulicos usados, acorde a las normas medio ambientales.

Elaborar un instructivo de operación y mantenimiento del sistema.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Volquetes

Figura 1. Volquete



Fuente: <http://www.lima.nexolocal.com.pe>

2.1.1 Introducción. El camión volquete o basculante es normalmente utilizado para el transporte de material excavado, agregados y materiales de construcción así como la movilización a obra de equipos, los volquetes tienen un propósito: Son unidades de transporte ya que minimizan, los tiempos, costos operativos y manteniendo los volúmenes de áridos en la transportación.

Actualmente, constituyen un factor importante en todas las áreas de aplicación en obras civiles, dando mayor flexibilidad al uso del camión volquete, siempre trabaja con excavadoras, cargadoras de rueda-orugas, y sistemas transportadores. Así mismo el número de unidades en servicio puede incrementarse o disminuir fácilmente para permitir modificaciones en la capacidad total de acarreo.

Además, se usan como criterios el número de llantas y ejes, el tipo de material transportado y la capacidad gravimétrica o volumétrica.

Constituido de un sistema hidráulico y mecánico para volcar la carga que transporta en una caja que reposa sobre el chasis del vehículo.

2.2 Construcción [1]

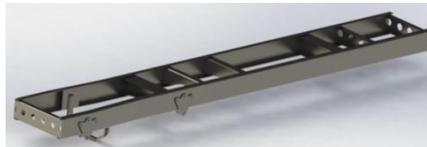
Se compone de cuatro partes principales, el chasis, conformado por el bastidor, la defensa, los muelles, los ejes muertos, ruedas y llantas neumáticas. El tren de potencia, que está soportado por el chasis, consta del motor, el embrague, la transmisión, el eje de propulsión, el diferencial y los ejes vivos. La cabina es el compartimiento para el operador.

El volteo que incluye la caja, puerta trasera, protector de la cabina, y el sistema hidráulico y controles, es una unidad completamente separada, generalmente construida por un fabricante diferente y que puede adaptar a varios modelos de camiones.

2.2.1 Chasis.

2.2.1.1 El bastidor [2]. Todos los elementos de un automóvil, como el motor y todo su sistema de transmisión han de ir montados sobre un armazón rígido. La estructura que va a conseguir esa robustez se llama bastidor y está formado por dos fuertes largueros y varios travesaños, que aseguran su rigidez, figura 2.

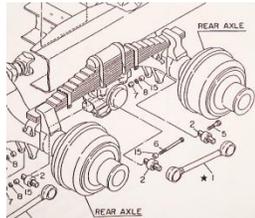
Figura 2. Bastidor



Fuente: Autores

2.2.1.2 Los muelles y ejes [3]. Se sujetan al bastidor con dos grilletes, uno de los cuales es una articulación sencilla de pasador. La otra es una articulación en U para prever el aumento de longitud de los muelles cuando se comprimen, ver figura 3.

Figura 3. Muelles y ejes posteriores



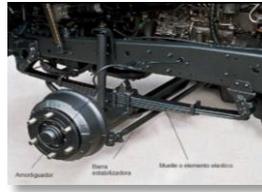
Fuente: Gobierno Provincial Autónomo de El Oro

Cada muelle se sujeta al eje por medio de un par de columpios y con el tornillo central, cuya cabeza se adapta a una caja en la parte superior del eje. La potencia para frenar en las cuatro ruedas y tracción en las posteriores, se transmiten al bastidor a través de los muelles, de manera que es muy importante que todas las conexiones estén bien ajustadas, si los columpios están sueltos, se puede cortar el perno central y desalinearse el eje.

Los muelles posteriores tienen cuatro funciones: soportar el peso del camión, absorber los choques del camino, dar estabilidad a la cubierta del eje contra la torsión producida como reacción a la rotación de las ruedas, y evitar que la cubierta gire hacia adelante o hacia atrás, como respuesta a las fuerzas de propulsión y de frenado.

El eje delantero está formado por viga I de centro bajo, y el posterior es hueco y lleva el diferencial y las flechas, se muestran en la figura 4.

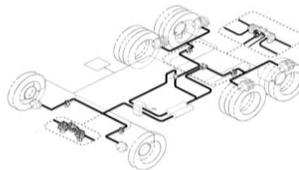
Figura 4. Muelles y ejes delanteros



Fuente: <http://www.hino-mavesa.com.ec/index.php>

2.2.1.3 Los frenos. Los frenos de servicio de las cuatro ruedas o de pedal, son generalmente hidráulicos con un reforzador de aire enrarecido en los modelos pequeños, y de aire comprimido en los grandes. Es muy importante, tanto para la seguridad como para el mantenimiento económico, que los frenos sean lo suficientemente poderosos para las cargas que el camión va a soportar, el cual se muestra en la figura 5.

Figura 5. Sistema de frenos ABS para camiones WABCO



Fuente: www.meritorwabco.com/MeritorWABCO_document/mm30sp.pdf

2.3 Tren de potencia

2.3.1 El motor. Un motor Diesel funciona mediante la ignición (encendido) del combustible al ser inyectado muy pulverizado y con alta presión en una cámara (o precámara, en el caso de inyección indirecta) de combustión que contiene aire a una temperatura superior a la temperatura de auto combustión. A veces se ofrece la opción de un motor con seis cilindros o uno mayor con ocho. Ver figura 6.

Figura 6. Motor Hino E13C



Fuente: <http://www.truckmas.com>

2.3.2 Embrague. El embrague normal es del tipo seco, de uno o de dos discos, colocado en el volante del motor, embraga por el empuje de resortes y se suelta empujando el pedal. Ver figura 7.

Figura 7. Embrague doble disco Volvo.

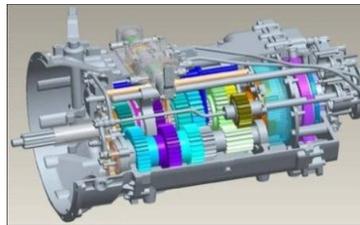


Fuente: [es.scribd.com/doc/118918599/ Transmisi3n-Camiones-Volvo](https://es.scribd.com/doc/118918599/Transmisi3n-Camiones-Volvo)

2.3.3 La transmisi3n. Los camiones ligeros tienen transmisiones de cuatro o cinco velocidades, los grandes de cinco a veinte. Cuando son m1s velocidades, generalmente llevan una palanca de bot3n o de gancho junto a la palanca de cambio, que mueve una transmisi3n auxiliar el3ctricamente o por medio de aire, ver figura 8.

La toma de fuerza generalmente queda al lado de la transmisi3n, y para el volteo impulsa una flecha que va a la bomba del sistema elevador.

Figura 8. Transmisi3n de un camión de volteo Volvo



Fuente: [es.scribd.com/doc/118918599/ Transmisi3n-Camiones-Volvo](https://es.scribd.com/doc/118918599/Transmisi3n-Camiones-Volvo)

2.3.4 Eje impulsor. El eje impulsor transmite la potencia de la parte posterior de la transmisi3n al piñ3n del diferencial. Puede estar construido de una pieza o de dos, figura 9. Si est1 construido de dos, es probable que la pieza delantera lleve el tambor del freno de estacionamiento, y que est1 apoyado en el extremo posterior en un cojinete en un travesaño del bastidor.

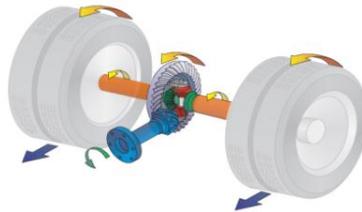
Figura 9. Eje propulsor Volvo



Fuente: [es.scribd.com/doc/118918599/ Transmisi3n-Camiones-Volvo](https://es.scribd.com/doc/118918599/Transmisi3n-Camiones-Volvo)

2.3.5 El diferencial. Los diferenciales, que, con frecuencia, se llaman ejes impulsores. Las unidades menores, con frecuencia, usan un sistema impulsor hipoidal, como el de la figura 10. Aumenta el número de modelos que ofrecen diferenciales de acoplamiento directo.

Figura 10. Diferencial camión Volvo

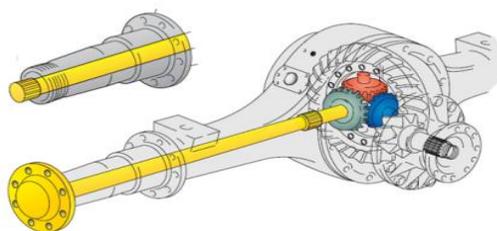


Fuente: [es.scribd.com/doc/118918599/ Transmisi3n-Camiones-Volvo](https://es.scribd.com/doc/118918599/Transmisi3n-Camiones-Volvo)

Los diferenciales reciben una cantidad de golpes y es importante que reciban el cuidado adecuado, a los cambios regulares, y a los tapones magn3ticos para recoger limaduras. Conforme se va gastando el pi3n3n y la corona va aumentando su juego, hasta ser excesivo.

2.3.6 Los ejes. Los ejes vivos, tambi3n llamados flechas del eje, est3n acoplados por estr3as en los engranes correspondientes. Transmiten la potencia a los cubos de las ruedas o a las transmisiones finales. Los del tipo completamente flotante, no soportan ning3n peso, y est3n apoyados en los cojinetes en el diferencial y en los cubos de las ruedas, ver figura 11. El extremo exterior de las flechas del eje se ampl3a para formar una platina, que se atornilla a la parte exterior del cubo de las ruedas. Estos tornillos deben resistir todo el par de propulsi3n del cam3n, y deben mantenerse muy apretados para evitar que se corten.

Figura 11. Eje completamente flotante



Fuente: [es.scribd.com/doc/118918599/ Transmisi3n-Camiones-Volvo](https://es.scribd.com/doc/118918599/Transmisi3n-Camiones-Volvo)

2.3.7 Cubos y ruedas. Los cubos de las ruedas posteriores llevan la potencia de las platinas de las flechas a las ruedas propulsoras a trav3s de los birlos y el rozamiento del contacto; llevan tambi3n los tambores del freno, y transmiten el empuje de los neum3ticos sobre el camino y el arrastre de los frenos a trav3s de los cojinetes del cubo a la cubierta de los ejes, de donde va a trav3s de los muelles posteriores y de los columpios delanteros al bastidor.

Figura 12. Rueda



Fuente: Autores

2.3.8 *Los neumáticos.* Los neumáticos construidos para la carretera se gastan más conforme aumenta la velocidad, pero la rapidez del desgaste aumenta tanto como en los caminos construidos para trabajar fuera del camino.

Figura 13. Neumático



Fuente: Autores

La velocidad es especialmente perjudicial cuando se combina con curvas, el frenado excesivo, o caminos irregulares y polvosos. La falta de inflado y la sobre carga pueden causar daños severos.

2.3.9 *Neumáticos dobles.* Los neumáticos dobles son dos neumáticos montados en dos ruedas que están atornilladas al mismo cubo. Todos los camiones de volteo y la mayor parte de los fabricados para circular fuera del camino usan neumáticos propulsores dobles.

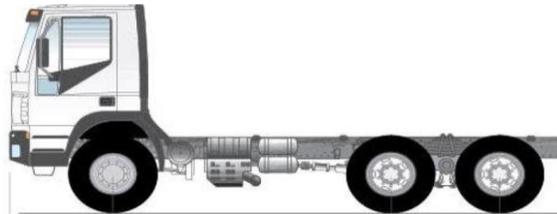
Los dos neumáticos de un grupo funcionan como una unidad debe ser del mismo tamaño y la misma clasificación por capas, tener aproximadamente pisos iguales, y estar infladas a la misma presión.

2.3.10 *Ejes posteriores dobles.* Los sistemas de propulsión doble tienen dos ejes, uno en frente del otro, cada uno equipado con llantas dobles.

La capacidad de transporte de un camión de cualquier tamaño se puede aumentar instalando atrás un eje adicional. Cuando es para un camión de volteo debe ser eje de propulsión. Un camión equipado así se puede llamar de seis ruedas o tándem la unidad de eje doble se puede llamar un tándem o carretilla.

La propulsión tándem permite transportar cargas mucho más pesadas en proporción al tamaño de las llantas y a la resistencia del eje, por distribuir tanto el peso como los esfuerzos de propulsión sobre el doble de unidades. Mejora la tracción, pero no tanto como los ejes propulsores delanteros.

Figura 14. Camión con ejes posteriores dobles

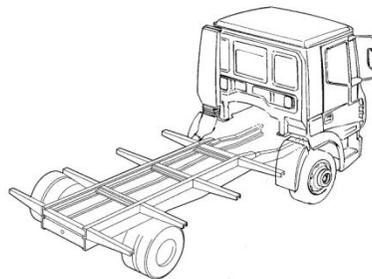


Fuente: www.daf.eu/SiteCollectionDocuments/Bodybuilders.../BBG200919ES.pdf

2.4 Cabina [4]

La cabina se asienta así mismo sobre el bastidor y en los camiones equivale a la carrocería de los turismo, pues en la misma van situados los asientos, cuadro de instrumentos, etc. Ver figura 15.

Figura 15. Cabina-bastidor de un camión



Fuente: Pdf, Euro Cargo, Instrucciones para transformar y equipar vehículos

2.5 Volteo [5]

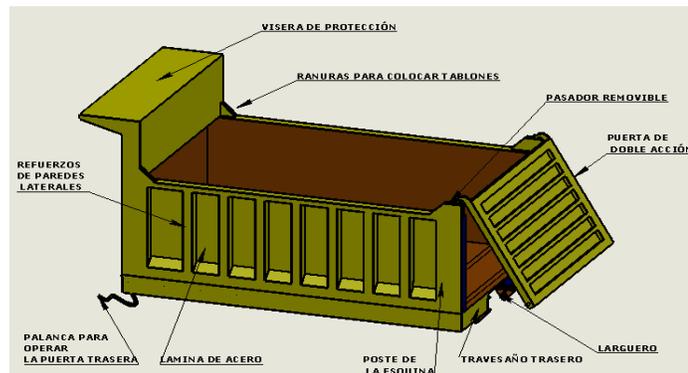
2.5.1 Caja de volteo. La unidad de la caja de volteo consta de la caja, de la puerta, accesorios como cadenas, pasadores y equipos opcionales como los protectores de la

cabina. El sistema elevador, que a menudo se vende como unidad separada, que incluye un falso bastidor, una bomba hidráulica, válvulas, cilindro hidráulico y los controles. Existen numerosos modelos de cajas y de sistemas elevadores para cada camión. Generalmente estas unidades no las fabrica el constructor del camión.

2.5.2 La caja. Consta de un falso bastidor, del sistema se extiende hacia atrás de la cabina y esta atornillado al bastidor del camión. Está unida a su parte posterior por fuertes articulaciones al bastidor de la caja, que consiste de dos vigas que descansan en el falso bastidor, y de travesaños para soportar el piso y los lados.

Los costados son de láminas de acero, reforzadas por un borde arriba y abajo, y refuerzos de sección en V o piramidales a los lados, que están soldados a la pared delantera que también esta reforzada con rebordes. En la parte posterior, postes gruesos que parten del bastidor se combinan para formar una estructura suficiente mente rígida para desistir la fricción hacia afuera. Las esquinas delanteras y traseras tienen ranuras acarteladas en las que pueden colocarse tablonces generalmente son de 1 ½ plg. de grueso, y pueden ser tan altos como se quiera. Se puede aumentar la capacidad de la caja o para evitar escurrimientos laterales, además de una visera de protección para la cabina, como se muestra en la siguiente figura 16.

Figura 16. Caja de volteo



Fuente: Autores

La capacidad de la caja se calcula cuando está enrasada, y la lleva estampada en una placa, en una de las esquinas delanteras. Deben calcularse su capacidad con los tablonces y cuando está colmada.

2.5.3 Puerta posterior de la caja. La puerta posterior de doble acción es algo más alta que los costados, y, generalmente, lleva bisagras acodadas en la parte superior para aumentar la

abertura de descarga para los objetos voluminosos y para hacer un cierre más efectivo. Está hecha de láminas de acero con refuerzos.

Las bisagras superiores están equipadas con pernos que se pueden quitar y poner. Los pasadores inferiores forman parte de la puerta, pero la bisagra se puede abrir por medio de una palanca que va en la esquina delantera izquierda de la caja, al alcance del conductor, también por sistemas automáticos o por aire comprimido controlados desde la cabina.

El protector de la cabina, que es un aditamento opcional, es una hoja de acero reforzada, curvada o doblada hacia arriba y hacia adelante sobre la cabina. Es casi una necesidad para los camiones que se cargan por arriba. Una caja para servicio pesado de tamaño semejante usa refuerzos y lamina más grueso. El gancho de la puerta se articula arriba de los pasadores de ésta, en vez de abajo. Excepto para trabajo muy ligero, las cajas para servicio pesado economizan gastos de mantenimiento suficiente para pagar con exceso el costo adicional.

2.5.4 *El sistema elevador.* Consta de una bomba hidráulica, una válvula y un cilindro. La bomba se mueve por medio de una toma de fuerza de la transmisión flechas y juntas universales, y trabaja solamente cuando están conectadas al embrague del motor y el engrane de la toma de fuerza. En muchos elevadores, la válvula está construida dentro de la bomba y tiene las posiciones, UP, HOLD y DOWN (para subir, sostener y bajar). Se controla de la cabina, ya sea por medio de unas palancas en el piso o de un botón y cable en tablero. La palanca es más resistente, pero ocupa lugar en el piso, interfiere con el aislamiento de la cabina, y puede impedir al operador vigilar la carga cuidadosamente. El cilindro, de un solo efecto está atornillado a un travesaño que ésta articulado al bastidor auxiliar de la caja y el vástago del pistón está articulado a un travesaño de la caja. Un resorte de acero en forma de hélice está colocado entre el pistón y la culata del cilindro, para amortiguar el golpe, del pistón cuando se le obliga a llegar hasta el límite de su recorrido, y para ayudar a empezar a moverse a la caja hacia abajo cuando se suprime la presión.

Cuando la caja está abajo, el cilindro, queda un poco elevado con respecto a la horizontal. Cuando se empuja el pistón empuja hacia atrás y hacia arriba. Los pernos de conexión se hacen de suficiente resistencia para soportar la presión hacia atrás, para poder levantar la caja. El brazo de palanca es menor y la carga mayor al empezar a levantar el volteo. Al elevarse la caja, gran parte del peso se transfiere del cilindro a las bisagras traseras.

Varios mecanismos elevadores tienen la característica de que el brazo de palanca es mayor al principio de la maniobra de volteo, de manera que la caja se mueve lentamente al principio y con mayor rapidez al llegar a su posición más alta.

Generalmente, se pueden conseguir varios tamaños diferentes de sistemas elevadores para una caja. Si se usa el mayor, probablemente tenga suficiente resistencia para no sufrir con las cargas de cualquier tamaño que tenga que levantar y no se verá apurado con las cargas normales, lo que reducirá los esfuerzos de todas sus partes y tendrá una vida más larga.

2.6 Tipos de camiones volquetes [6]

Hay varios tipos camiones volquetes, los cuales se clasifican a grandes rasgos de la siguiente manera:

2.6.1 Según la capacidad.

➤ **Camiones volquetes pequeños.** Camiones de 1 a 2 toneladas de capacidad, equipados con un mecanismo volcador.

Figura 17. Camión volquete pequeño



Fuente: <http://www.hino.cl>

➤ **Camiones volquete de tamaño mediano.** Camiones de 3.5 a 6 toneladas de capacidad, equipados con mecanismo volcador.

Figura 18. Camión volquete mediano



Fuente: <http://www.shinmaywa.co.jp/thai/products/list.htm>

- **Camiones volquetes grandes.** Camiones de 7 toneladas o más de capacidad, equipados con un mecanismo volcador.

Figura 19. Camión volquete de gran capacidad

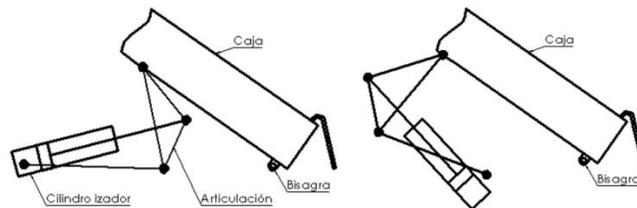


Fuente: MEILLER, kipper. Volquete tipo "Classic" para DAF

2.6.2 Según el sistema.

- **Tipo de cilindro izador /varillaje.** La unidad de volcado emplea los dos sistemas, de cilindro izador y de varillaje. Los sistemas de varillaje difieren según los distintos fabricantes (tipo Garwood y Marell).

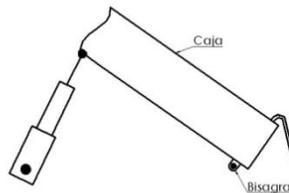
Figura 20. Tipo garwood y tipo marell



Fuente: SHINMAYWA. Industries, Ltd. Manual del taller

- **Tipo de elevación directa.** Una unidad de volcado donde el cilindro izador levanta directamente la caja hacia arriba.

Figura 21. Tipo elevación directa



Fuente: SHINMAYWA. Industries, Ltd. Manual del taller

2.6.3 Según el número de cilindros izadores.

- **Cilindro individual.** Una unidad de volcado que utiliza un solo cilindro izador.

Figura 22. Cilindro individual



Fuente: MEILLER, kipper. Volquete Iveco

- **Cilindros múltiples.** Una unidad de volcado que utiliza más de dos cilindros izadores.

Figura 23. Cilindros múltiples



Fuente: <http://Flimacallao.olx.com.pe>

2.6.4 Según el sistema hidráulico.

- **Sistema de simple efecto.** La bomba de aceite se utiliza sólo para levantar la caja.
- **Sistema de doble efecto.** La bomba de aceite para levantar y bajar la caja.

Según la dirección de volcado de la caja

- **Volcado trasero.** La caja bascula sólo hacia atrás.
- **Volcado lateral.** La caja bascula hacia los costados derechos e izquierdos.
- **Volcado de tres vías.** La caja bascula hacia atrás y ambos costados derecho/izquierdo.

2.6.5 Según la forma de la caja.

- **Apertura unidireccional.** Ambas portones laterales derecho e izquierdo se encuentran fijos y solo es posible abrir/cerrar el portón trasero.
- **Apertura de tres vías.** Se pueden abrir/cerrar ambos portones laterales derecho e izquierdo así como el portón trasero.

➤ **Extremo vertedor.** Una estructura con las compuertas laterales fijas en los costados derecho e izquierdo y sin portón trasero. La parte trasera de la caja es más alta que la parte delantera.

2.7 Toma de fuerza [7]

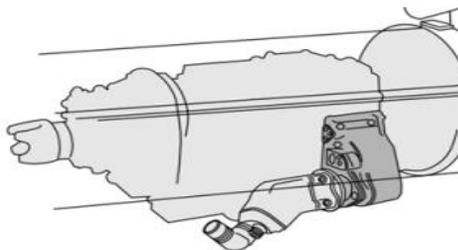
Para que un camión pueda realizar transportes eficaces y rentables, es preciso que su equipamiento de gestión de carga se adapte perfectamente a la tarea específica de transporte. Y, para operar dicho equipamiento, se necesita emplear un sistema adicional de suministro de energía. Éste consta de una o más tomas de fuerza, encargadas de transmitir la potencia del motor a la operación de los instrumentos de trabajo o del equipamiento de gestión de carga. Así pues, la toma de fuerza es el eslabón entre la fuente de energía y la función operativa.

Las tomas de fuerza se dividen en toma accionada por la caja de cambios y tomas accionada por el motor.

2.7.1 Tomas de fuerza accionada por la caja de cambios [8]. Las tomas de fuerzas accionadas por la caja de cambios son siempre dependientes del embrague, es decir, que el accionamiento de la toma de fuerza se interrumpe pisando el embrague. Por ello, estas tomas de fuerza sólo pueden usarse cuando el vehículo está parado, por ejemplo, para volquete y superestructura de grúa.

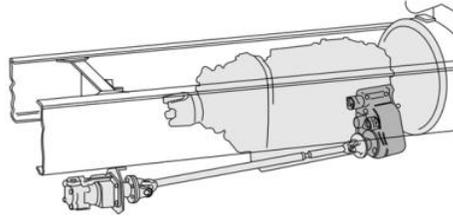
Las tomas de fuerza accionada por la caja de cambios pueden adaptarse para accionamiento por árbol de transmisión o para montaje directo de una bomba hidráulica. Ver figura 24 y 25.

Figura 24. PTO accionada por la caja de cambios con bomba hidráulica en montaje directo



Fuente: til.scania.com/groups/bwd/documents/bwm/bwm.pdf

Figura 25. PTO accionada por la caja de cambios con bomba hidráulica accionada por árbol de transmisión



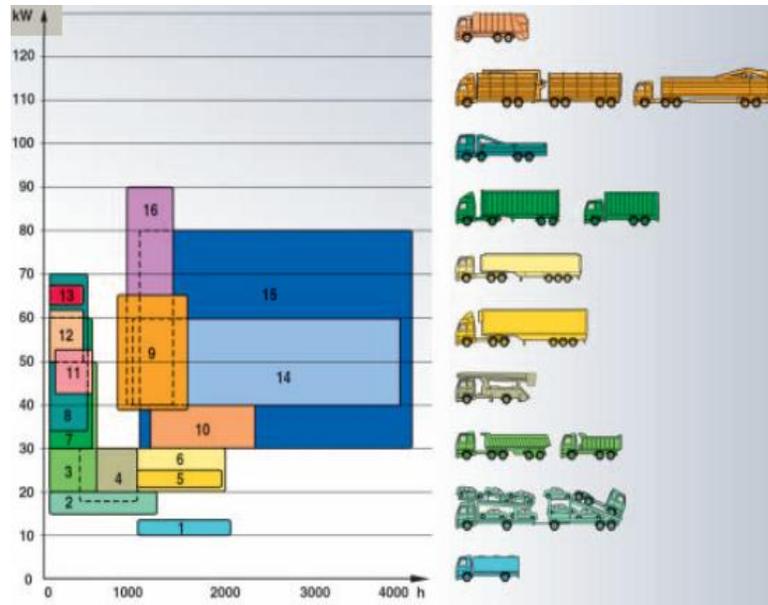
Fuente: til.scania.com/groups/bwd/documents/bwm/bwm.pdf

2.7.2 Otros tipos de toma fuerza.

- Tomas de fuerza desembragadas.
- Tomas de fuerza accionada por el motor.
- Tomas de fuerza en caja de cambios automática.

2.7.3 Tomas de fuerza – superestructura. Según el equipo de superestructura y las unidades elegidas, se usan distintos tipos de toma de fuerza y distintas posibilidades. Además la figura 26, muestra la necesidad de potencia y el tiempo de operación efectivo de las tomas de fuerza en distintas aplicaciones. Esto da una idea de los requerimientos para la toma de fuerza y el equipo accionado por la misma.

Figura 26. Potencia vs tiempo de operación



Fuente: [productinfo.vtc.volvo.se/.../pdf/.../Power%20Take-off%20\(PTO\)_Spa_0](http://productinfo.vtc.volvo.se/.../pdf/.../Power%20Take-off%20(PTO)_Spa_0)

2.7.4 Variables técnicas. En el proceso de especificación de las tomas de fuerza, es importante optimizar la combinación de motor, caja de cambios, toma de fuerza y bomba hidráulica.

Un sistema correctamente optimizado ofrecerá excelentes prestaciones de rendimiento, nivel de ruidos, peso y coste. Si se desconocen las variables técnicas del sistema hidráulico, resultará imposible especificar la toma de fuerza.

Ejemplos de variables importantes:

- Caudal hidráulico necesario.
- Presión máxima del sistema hidráulico en los diferentes circuitos.
- Empleo necesario de tomas de fuerzas embragadas.
- Ubicación de la toma de fuerza.
- Régimen operativo del motor.
- Dirección de giro.
- Factores de impacto.
- Vida útil.
- Refrigeración (no producir acumulación térmica en la toma de fuerza).
- Montaje y accesibilidad.

Para determinar algunas de estas variables, es preciso conocer las características de la superestructura. No basta con saber para qué áreas de aplicación ha sido diseñada, puesto que hay diferentes fabricantes que disponen de modelos de superestructuras destinadas a un mismo empleo. Por consiguiente, es fundamental obtener información de los fabricantes respectivos a la hora de especificar la toma de fuerza.

2.7.5 Calor procedente del sistema de gases de escape. El calor procedente de los gases de escape aumentará cuando el motor trabaje con cargas pesadas. Las operaciones con el camión parado y la toma de fuerza engranada calentarán el vehículo y el suelo situado debajo de él.

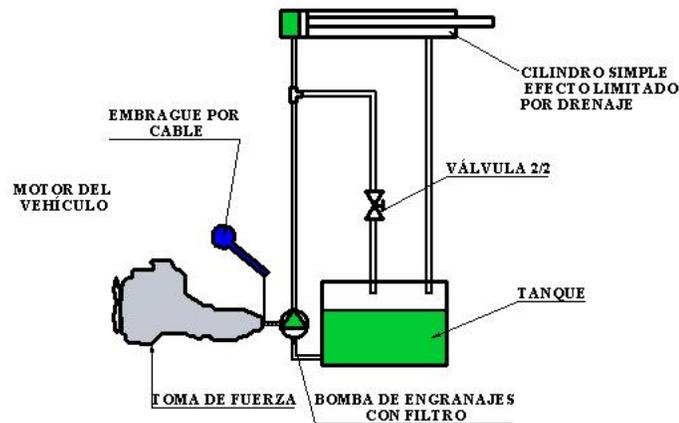
Con el camión al ralentí a 600 rpm, el aumento de temperatura no es crítico, independientemente de la potencia de la toma de fuerza y la altura del chasis. Con el camión al ralentí a 1.000 rpm, la temperatura puede ser demasiado alta si la instalación de la toma de fuerza no es la correcta.

2.8 Sistemas oleohidráulicos [9]

2.8.1 Sistema oleohidráulico. Es un medio de transmitir energía empujando un líquido (aceite) confinado. El componente de entrada se llama bomba; el de salida se denomina

actuador. El actuador puede ser lineal (cilindro), o rotativo (motor), pero estos sistemas presentan diferencias que muestran muchas ventajas pero también ciertas debilidades.

Figura 27. Sistema básico oleohidráulico



Fuente: www2.uca.es/dept/ing_industrial/mecanica/.../camion_volquete.pdf

2.8.2 Principios y leyes fundamentales de la hidráulica.

2.8.2.1 Principios.

- Los aceites no son comprensibles (pero si elásticos).
- Los aceites toman la forma de la tubería o aparato, por lo que circulan en cualquier dirección.
- Los aceites transmiten en todas las direcciones la presión que se les aplica (Principio de pascal).
- Los aceites permiten multiplicar la fuerza aplicada “**prensa hidráulica**”. Las fuerzas aplicadas y transmitidas son directamente proporcionales a sus superficies.

2.8.2.2 Fuerza hidráulica. Es igual al producto de la presión por la superficie sobre la que actúa.

$$F = P \times S \quad (1)$$

Siendo,

F=Fuerza.

P= Presión.

S= Superficie.

La fuerza se expresa en kg y Newton ($1kg = 10\text{ Newton}$). La presión se expresa en kg/cm^2 , bar, atmósferas o psi ($1kg/cm^2 = 1bar = 1atmósfera = 14,2\text{ psi}$).

2.8.2.3 Caudal. Es la cantidad de aceite que se desplaza por una tubería o aparato en un tiempo determinado.

$$Q = S \times \vec{v} \quad (2)$$

Siendo,

Q= Caudal.

S= Superficie tubería.

\vec{v} = Velocidad.

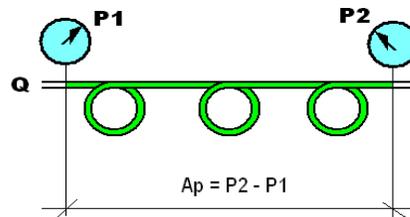
En hidráulica el caudal se da en litros por minuto (*lt/min*), la superficie en centímetros cuadrados (*cm²*) y la velocidad en metros por segundo (*m/s*).

2.8.2.4 Caída de presión o pérdida de carga. Es la pérdida de presión que sufre un aceite al pasar por una tubería, válvula o aparato.

La caída de presión se determina por:

$$p = 4,15 \times V k \times L \times Y \times Q / d^4 \quad (3)$$

Figura 28. Caída de presión



Fuente: Arguello, Elvis. Apuntes

Dónde:

Ap = Caída de presión en bar.

d = Diámetro de la tubería en cm.

4,15 = Constante (diámetro en cm., se cambia a 0,1 si el diámetro está en pulgadas).

Vk = Viscosidad del aceite en Stokes.

L = Longitud de la tubería en metros.

Y = Peso específico del aceite = 1

Q = Caudal en este caso en litros / segundo.

2.8.2.5 Golpe de ariete. El fenómeno de golpe de ariete se produce cuando aceite hidráulico sufre una parada o cambio brusco como por ejemplo cuando se cierra de golpe una válvula, grifo o se para una bomba.

El frenado del aceite provoca una onda de choque que se propaga aguas arriba (del aparato o tubería cerrada hacia la bomba).

2.8.2.6 Torque o torsión. Es un esfuerzo de torcimiento o de giro, la torsión no tiene su resultado en movimiento rectilíneo. La torsión se mide multiplicando la fuerza aplicada a una palanca, en otras palabras multiplicamos la fuerza por la longitud de la palanca, o sea la longitud comprendida entre el extremo donde actúa la fuerza y el extremo donde se apoya la palanca.

2.8.2.7 Potencia. Es la cantidad de trabajo realizada en un periodo de tiempo o la velocidad a que una cantidad dada de trabajo se realiza.

En un sistema hidráulico la velocidad queda indicada por el caudal, en litros por minuto, y la fuerza, por la presión. De esta forma podemos expresar la potencia hidráulica como sigue:

$$Potencia\ hidráulica\ (KW) = \frac{Presión\ (Bar) * caudal\ (\frac{l}{min})}{600} \quad (4)$$

Estas fórmulas corresponden a la potencia hidráulica a la salida de la bomba. La potencia requerida para accionarla debe ser algo mayor puesto que el rendimiento del sistema no es del 100 %.

2.8.2.8 Número de Reynolds [10]. Es para determinar si la circulación de un fluido en el interior de una tubería es laminar o turbulento:

Circulación laminar: $Re < 2500$

Circulación turbulenta: $Re > 3000$

$$Re = \frac{v_m \cdot \phi \cdot \rho}{\mu} \quad (5)$$

2.8.2.9 Viscosidad cinemática.

$$vk = \mu / \rho \quad (6)$$

vk= Viscosidad cinemática.

μ = Viscosidad dinámica.

ρ = Densidad.

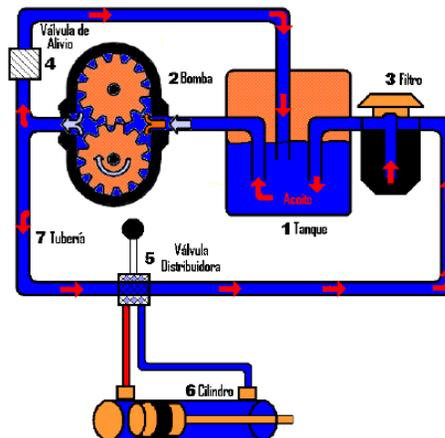
2.8.2.10 Ventajas de un sistema hidráulico.

➤ **Menos complicados.** Eliminan la necesidad de sistemas complicados de engranajes y palancas.

- **Menos fallas.** Los líquidos no están sometidos a fallas y los componentes del sistema no tienen gran desgaste.
- **Controlan fuerzas grandes.** Controlan fácilmente.
- **Componentes pueden colocarse en forma remota.** Pueden transmitirse a distancias considerables con pequeñas pérdidas.

2.8.3 Componentes de un sistema hidráulico [11].

Figura 29. Componentes hidráulicos



Fuente: Arguello, Elvis. Apuntes

2.8.4 Tanque. Se trata de un depósito de aceite, figura 30, que ha de satisfacer diversas tareas como son:

- Depósito de reserva.
- Separador del líquido a presión y aire.
- Evacuador del calor.
- Conexión con una bomba.
- Placa base para diversas piezas de mando.

Un depósito estándar consta de las siguientes partes:

- Filtro de aire.
- Todo depósito debe disponer de un sistema suficiente de aireación y desaireación, provisto de un filtro de aire. Es necesario para que la presión atmosférica pueda actuar sobre el nivel del líquido con objeto de que la bomba pueda aspirar y el aceite se mantenga libre de burbujas. Al regresar el aceite tiene lugar una compensación de nivel y, con ello, una salida sin presión.
- Tapa desmontable.
- Tornillo de apertura de llenado, con varilla indicadora de nivel y cesta tamiz.

- El tamiz se encarga de filtrar sustancias ajenas al llenar el depósito.
- Tubo de aspiración.
- Tornillo de purga de líquido.
- Deberá hallarse en el lugar más bajo del depósito. En caso de sustituir el líquido, limpiar el depósito y el filtro.
- Mirilla de control nivel máximo y nivel mínimo.
- Tubo de retorno.
- Chapa tranquilizadora.
- Divide al depósito en una cámara de aspiración y otra de retorno. En esta última, el líquido puede tranquilizarse y los cuerpos ajenos a él depositarse.

Figura 30. Depósitos de aceite



Fuente: www.bezares.com/es/00/es/20/pdf/Cat_equipos_es.pdf

2.8.5 Bomba hidráulica. Es el corazón del sistema hidráulico. Su trabajo, es crear flujo y no presión. La bomba puede ser de engranajes, de paletas o de pistones.

2.8.5.1 Bomba de engranajes. Es de desplazamiento positivo, es decir una bomba en el cual el desplazamiento (caudal) por revolución no puede variarse.

Figura 31. Bomba de engranajes



Fuente: www.finning.cl/bombadeengranajes

Ventajas

- **De desplazamiento positivo.** El caudal es constante dentro de una manera razonable sin importar la resistencia al flujo.
- **Filtraciones pequeñas.** La disminución en la cantidad de descarga debida a filtraciones que vuelve a la admisión es pequeña.
- **Compacta.** La unidad es compacta.

Desventajas

- Limitada a aplicaciones de baja presión, debido al desequilibrio hidráulica.
- (Cualquier presión excesiva que exista en la salida aplica una fuerza en los engranajes, produciendo la deflexión del eje).

2.8.5.2 Bomba de paletas.

Características

- Estas bombas son de baja contaminación acústica. Se auto ajustan por desgaste no aceptan grandes presiones, desplazamiento fijo y positivo.

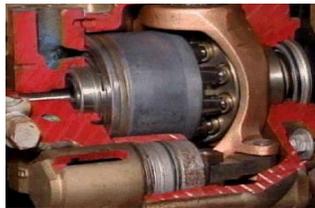
Figura 32. Bomba de paletas



Fuente: www.finning.cl/bombadepaletas

2.8.5.3 Bombas de pistones. Estas bombas no aceptan impurezas, son de altas, presiones, son desplazamiento positivo, de caudal fijo o variable.

Figura 33. Bomba de pistones

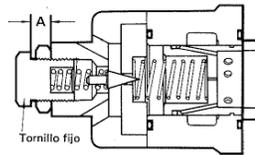


Fuente: www.finning.cl/bombadepistones

2.8.6 Filtro de aceite. Dispositivos para separar las partículas o sólidos que se haya en suspensión en el aceite. El aceite puede filtrarse en cualquier punto del sistema. En muchos sistemas hidráulicos, el aceite es filtrado antes de que entre a la válvula de control. Para hacer esto se requiere un filtro más o menos grande que pueda soportar la presión total de la línea. Colocado el filtro en la línea de retorno tiene también sus ventajas. Unas de las mayores es su habilidad de atrapar materiales que entran al sistema desde los cilindros. El sistema impedirá que entre suciedad a la bomba. Esto es verdad siempre que no se agreguen materias extrañas al tanque, cualquiera de los dos tipos de filtro en las tuberías debe equiparse con una válvula de derivación.

2.8.7 *Válvula de alivio* [12]. Tienen como misión limitar la presión en el circuito hidráulico y se diferencian de las válvulas de seguridad en que permanecen abiertas durante el funcionamiento del sistema hidráulico, manteniendo la presión constante en el circuito y evacuando el exceso de aceite a depósito. Son de tres vías N/A.

Figura 34. Válvula de alivio

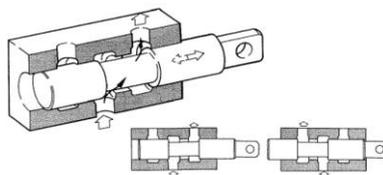


Fuente: www.finning.cl/valvuladealivio

2.8.8 *Válvula de control o direccional*. Consiste en un carrete con dos o más bandas maquinadas que puede moverse dentro de una perforación o cuerpo de válvula. El juego entre las bandas de la válvula de carrete y la perforación en el cuerpo de la válvula es sumamente pequeño el ajuste de alta precisión de la válvula al cuerpo, necesario para impedir filtraciones a presión alta requiere limpieza absoluta para evitar desgastes prematuros. A fin de impedir distorsión del cuerpo de la válvula y atascamientos es necesario dar el torque correcto a todos los pernos al armar.

Las válvulas de control del tipo de carrete son válvulas deslizantes como se muestra en la figura 35. Puesto que el carrete se mueve hacia adelante y hacia atrás permite que el aceite fluya a través de la válvula o impida su flujo.

Figura 35. Válvula de carrete



Fuente: www.finning.cl/valvuladecarrete

2.8.9 *Cilindro hidráulico* [13]. Es el elemento de trabajo, conocido también como actuador, estos pueden ser de simple o doble efecto.

2.8.9.1 *Descripción y elementos que componen los cilindros hidráulicos*. Los cilindros constan de un cuerpo, un cabezal posterior y otro anterior que presenta un agujero para permitir que el vástago se deslice a través del cabezal anterior. La parte móvil del cilindro consta del embolo y el vástago que transmite la posición del émbolo y el vástago que transmite la posición del émbolo al exterior. La cámara posterior no presenta problemas, pero en la anterior existe el agujero de salida de vástago, por lo que ésta debe equipararse

con las correspondientes juntas. Se basan: «En que toda presión aplicada sobre un aceite contenido en un recipiente rígido y cerrado se transmite uniformemente en todas direcciones», ósea los cilindros hidráulicos son los brazos del sistema hidráulico.

2.8.9.2 Características técnicas de los cilindros hidráulicos.

- *Diámetro de la camisa en mm*
- Carrera del vástago en mm.
- Presión de trabajo en bar-kg/cm²-atmosferas.
- *Diámetro de vástago en mm.*
- Tipo de cilindro.
- Sistema de fijación.
- Rosca de conexión.

2.8.10 Velocidad de un cilindro hidráulico. Es el movimiento que se le da al vástago en avance o retroceso en una unidad de tiempo.

$$\vec{v} = \frac{10*Q}{S} \quad (7)$$

Donde,

\vec{v} =Velocidad en m/s.

Q= Caudal lt/min.

S= sección cilindro en (cm²).

2.8.11 Tiempo en efectuar una carrera.

$$T (s) = \frac{S*h}{Q_e} \quad (8)$$

Donde,

S= Superficie camisa cm².

h= Carrera en cm.

Q_e=Caudal efectivo que le llega en (cm³/s).

2.8.12 Consumo de aceite.

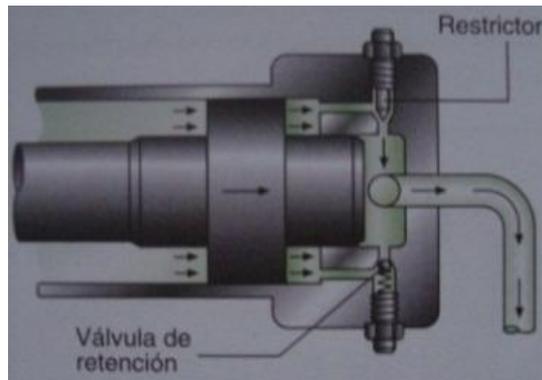
$$\text{Consumo de aceite (dm}^3) = \frac{\pi*D^2*h}{4*1000} \quad (9)$$

Donde,

D²=Diámetro camisa en cm.

2.8.13 Amortiguación en la parada de un cilindro hidráulico. Se debe tomar algunas consideraciones mecánicas, como que un cilindro hidráulico al final de su recorrido no puede parar en seco, como no es posible detener un vehículo de golpe. La amortiguación se utiliza cuando el cilindro mueve grandes masas o cuando su velocidad sea mayor de 1dm/s. Para que la distancia de frenado sea menor debe aumentarse la presión antagonista al final de la carrera, por lo que debe crearse artificialmente una cámara de alta presión al final de la carrera del cilindro. En la figura 36 vemos esta amortiguación.

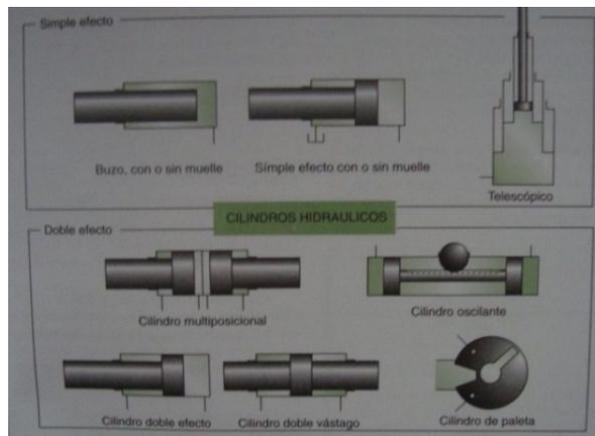
Figura 36. Amortiguación de un cilindro hidráulico



Fuente: CARROBLES M., Marcial. RODRÍGUEZ G., Félix. Manual de Mecánica Industrial Tomo II Neumática e Hidráulica. Editorial Cultural S.A., Madrid, España, 2002

2.8.14 Tipos de cilindros hidráulicos. En la figura 37 podemos ver diferentes tipos de cilindros hidráulicos.

Figura 37. Tipos de cilindros hidráulicos



Fuente: CARROBLES M., Marcial. RODRÍGUEZ G., Félix. Manual de Mecánica Industrial Tomo II Neumática e Hidráulica. Editorial Cultural S.A., Madrid, España, 2002

2.8.15 Cilindros de simple acción o simple efecto. Empleados preferentemente en equipos móviles, cuya misión es levantar la carga, bajando bien por su propio peso o con ayuda de muelles.

El aceite a presión actúa sólo por una cara, haciendo que el pistón y su vástago salgan por la acción del aceite. Por el otro lado del pistón no hay aceite, sólo aire que sale y entra por un orificio de respiración, tapado por un filtro poroso. Una variante muy empleada de éste sistema es el llamado *cilindro de émbolo buzo* o *cilindro ariete*. Se caracteriza porque su vástago es mayor que el de simple acción, teniendo un resalte para que no se salga.

Tiene como ventajas:

- No necesita orificios de respiración.
- La parte interior del cilindro no tiene por qué ser pulida.
- El vástago es más resistente.
- Las juntas son exteriores y fáciles de cambiar.
- En los cilindros con muelle deben llevar un espaciador con el fin de que sea comprimida espira con espira.
- Los cilindros tipo buzo es necesario purgarlos.

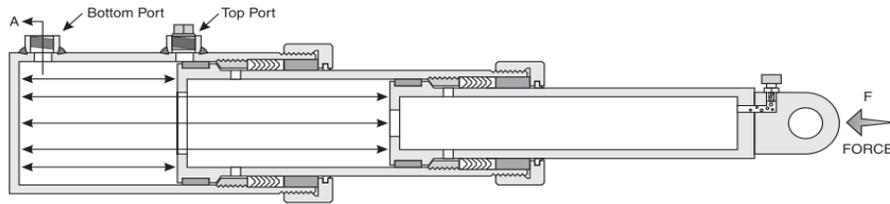
2.8.16 Cilindros telescópicos. En general, la longitud total del cilindro hidráulico con vástago completamente retraído es siempre superior a la mitad de la longitud desde el cabezal posterior al extremo del vástago, cuando éste está completamente extendido. Cuando la longitud de reposo de un cilindro debe ser menor que la normal en igualdad de carrera, deben recurrirse a la utilización de cilindros telescópicos en los que los vástagos actúan también como cuerpos cuando el cilindro está en posición « extendido».

En general, los cilindros telescópicos se utilizan para levantar cargas a modo de gato hidráulico, por lo que son de simple efecto. Existen también cilindros de doble efecto. No deben ir montados en horizontal o muy inclinados si no van guiados.

El vástago tiene dos o más tubos concéntricos. En su forma de salir se admiten varias variantes: subir todos, subir primero el exterior o subir el más interior (bloqueo hidráulico). La velocidad de cada pistón depende de su diámetro.

Los pistones de los cilindros tienen válvulas que se van abriendo una a continuación de otra. En la figura 38 vemos este cilindro.

Figura 38. Cilindro telescópico



Fuente: PARKER. Hydraulics Mobile Cylinders /Product information, Quick reference data &application guide

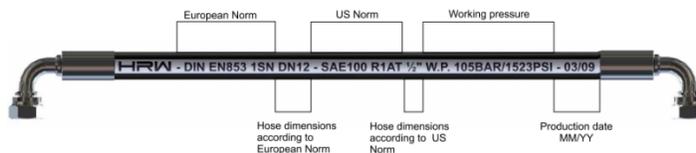
2.8.17 Cilindros de doble efecto. Se caracterizan porque el aceite actúa sobre las dos caras del pistón: por una actúa y por otra vuelve al depósito. Debe hacer casi hermeticidad completa entre el vástago pistón y la tapa.

Hay dos tipos de estos cilindros: El diferencial (corriente) en la extensión el movimiento es más lento, pero actúa con más fuerza. El otro tipo es el equilibrado o de doble vástago, muy apropiado para direcciones, rectificadoras, etc.

En velocidades de pistón $\vec{v}=0,1$ m/s, o bien si hay grandes masas a mover, es casi imprescindible que el cilindro lleve amortiguación al final de la carrera.

2.8.18 Tubería [14]. Es el término general que abarca las varias clases de líneas conductoras que llevan el fluido hidráulico entre los componentes; los sistemas hidráulicos de hoy usan principalmente tres tipos de líneas conductoras: tubería de acero y tubing de acero y manguera flexible. Ver figura 39.

Figura 39. Representación de tubería



Fuente: HRM. Hydraulic hoses

2.8.19 Elección de las tuberías flexibles. Las especificaciones SAE (Society of Automotive Engineers), para las mangueras hidráulicas proporcionan requisitos específicos de tamaño, tolerancias y características de rendimiento mínimo de cada tipo principal de manguera.

La SAE J517 identifica la serie de mangueras 100R, que van desde la 100R1 hasta la 100R17. La designación numérica después de la letra "R" no identifica el número de capas de refuerzos sino que estipula los requisitos específicos de un cierto tipo de manguera, ver anexo A, Esta norma SAE proporciona especificaciones generales, dimensionales y de rendimiento para las mangueras más comunes utilizadas en sistemas hidráulicos de equipos móviles y estacionarios.

2.8.20 Velocidades del aceite recomendadas en función de la presión.

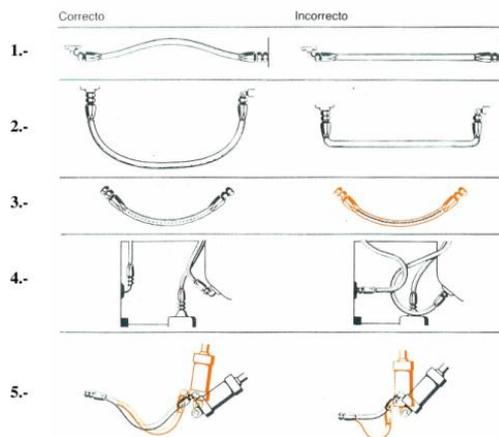
$$P \left(\frac{kg}{cm^2} \right) = 25, 50, 100 \text{ hasta } 200 \text{ ó más de } 200.$$

$$\vec{v} \left(\frac{m}{s} \right) = (2,5), (3,5), (4,5), (5,5), (6).$$

En el anexo A se muestra una tabla que relaciona el caudal, el diámetro el caudal, el diámetro interior del tubo en centímetros y pulgadas y la velocidad aconsejable del aceite en m/s.

2.8.21 Montaje de tuberías flexibles. Al montar tuberías flexibles deben seguirse más normas elementales, pero importantes, para la duración de la tubería. En la figura 40 vemos lo correcto e incorrecto en el montaje.

Figura 40. Formas correctas e incorrectas de montaje de tuberías flexibles



Fuente: Soc. Covarrubias e hijo Ltda., Catalogo general, mangueras hidráulicas

2.8.22 Racores. Las tuberías hidráulicas no pueden unirse directamente a los aparatos hidráulicos, se necesitan racores o bridas.

Figura 41. Racores



Fuente: www.parkerstorevc.com/.../185-Parker-Store-Soluciones-y-servicios-hidraulica

En los tubos roscados la conicidad normalizada es de 6,25 %; el corte y el roscado de los tubos deben efectuarse con herramientas y terrajas en buen estado.

Las roscas utilizadas son rosca métrica cónica, o normal NTP, y la rosca gas cónica, o normal BSP. En la unión de las tuberías con racores hay principalmente dos tipos: uno en el que la tubería está abocardada 37° y otro, denominado de anillo cortante o de compresión. Esta unión está compuesta por una tuerca, una férula a autocentrante y un cuerpo. La tuerca arrastra a la férula y ésta, a su vez, comprime y sella el tubo abocardado con el cuerpo que se ajusta.

Con este tipo de unión se consigue no torsionar la tubería, fácil montaje y desmontaje, poder volver a utilizarla y un centrado.

2.8.23 Juntas o sellos. Las juntas o sellos se utilizan para mantener las presiones, estanqueizando los dos elementos de que se trate, como por ejemplo el pistón y la camisa de un cilindro.

Tipos de juntas o sellos:

- Positivos.
- Negativos.
- Estáticos.
- Dinámicos.

Las juntas positivas no permiten las fugas de fluido; mientras las juntas negativas permiten una pequeña fuga (para lubricación). Las juntas estáticas estanqueizan sin movimiento, entre las más usuales tenemos (O-Ring) y las dinámicas estanqueizan con movimiento, que puede ser deslizante o rotativo, las más empleadas pueden ser las labiales.

2.8.24 Factores que determinan la elección. La presión de trabajo, el tipo de máquina, la velocidad de deslizamiento en la superficie de roce, el acabado superficial, las condiciones ambientales y la temperatura media y máxima de trabajo.

2.9 Características del fluido hidráulico

Los fluidos hidráulicos son aceites minerales refinados; se calcula que un 70% de las averías se derivan del empleo de aceites inadecuados o sucios. Otras misiones de los aceites hidráulicos son: protección contra la oxidación y corrosión, no hacer espuma, separar el agua del aceite y conservar su viscosidad dentro de un margen de temperaturas.

- La elección de un aceite hidráulico se hace en función de:
- Tipo de circuito.
- Temperatura ambiente.
- Presión de trabajo.
- Temperatura de trabajo.
- Tipo de bomba.

2.9.1 Densidad. La densidad es la cantidad de masa por unidad de volumen de una sustancia Por consiguiente utilizando la letra griega ρ (rho):

$$\rho = m / V \quad (10)$$

2.9.2 Punto de inflamación. Los aceites hidráulicos deben tener un punto de inflamación elevado con objeto de reducir al mínimo los posibles riesgos de incendio. El punto de inflamación de los aceites hidráulicos suele estar alrededor de los 170 °C.

2.9.3 Identificación para aceites hidráulico. Las clases de viscosidad para aceites hidráulicos están reunidas en la Norma DIN 51 519 originada como apoyo de la ISO 3448. Lo mismo ocurre en DIN 51 524 con las clases de viscosidad ISO VG 10, 22, 32, 46, 68 y 100. En la selección de las clases de viscosidad se deben tener en cuenta las indicaciones del fabricante del aparato hidráulico.

Tabla 1. Viscosidad según norma ISO

Clase de viscosidad ISO	Viscosidad cinemática (mm ² /s) a 40°C	
	Máxima	Mínima
ISO VG 10	9	11
ISO VG 22	19.8	24.2
ISO VG 32	28.8	35.2
ISO VG46	41.4	50.6
ISO VG 68	61.2	74.8
ISO VG 100	90	110

Fuente: Escuela Universitaria Politécnica de Donostia-San Sebastián. Sistemas neumáticos y oleohidráulicos

También para medir la viscosidad de los aceites se utilizan con frecuencia los números SAE, que marcan intervalos de viscosidad. Una equivalencia entre clases SAE e ISO-VG se puede ver en la tabla siguiente.

Tabla 2. Viscosidad según norma SAE

Clase SAE	ISO-VG	Área de aplicación
30		Instalaciones estacionarias en lugares cerrados y altas temperaturas
	100	
20 W	68	A temperaturas normales
10W	46	
5 W	32	Para instalaciones al aire libre. Hidráulica móvil
	22	En lugares fríos
	(15)	
	10	

Fuente: Escuela Universitaria Politécnica de Donostia-San Sebastián. Sistemas neumáticos y oleohidráulicos

2.9.4 Selección. Para un funcionamiento seguro de los sistemas hidráulicos la correcta selección del fluido es tan importante como la selección de las partes componentes.

2.9.5 Viscosidad. Con la viscosidad de los aceites hidráulicos se determina su resistencia a la fluidez. Es decir, es la medida de la resistencia a un movimiento relativo entre partículas del fluido.

Se ha impuesto el dato de la viscosidad cinemática que se determina según DIN 51 562. Se indica en la unida SI (sistema internacional) mm^2/s donde $1 mm^2/s = 1 cSt$.

Una viscosidad muy elevada conduce a grandes pérdidas por rozamiento y flujo, medible como caída de presión y sobre calentamiento del aceite. El arranque en frío del equipo empeora, aparecen retardos de conmutación, se dificulta la eliminación del aire.

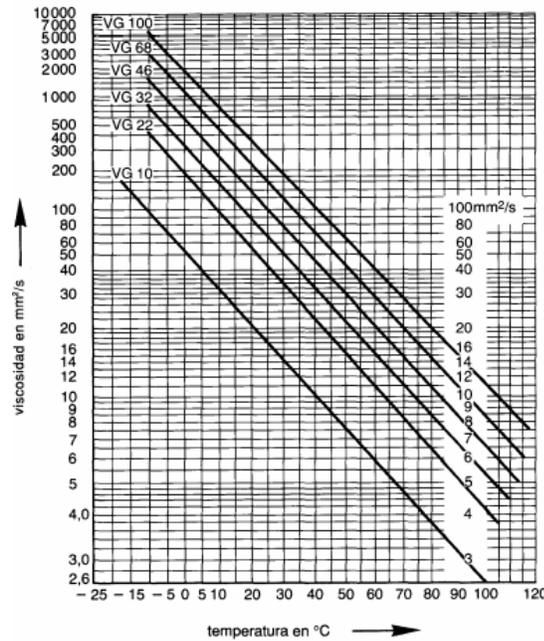
Una viscosidad demasiado baja origina fugas, un mayor desgaste y con ello también un sobrecalentamiento de aceite.

La viscosidad disminuye con el aumento de la temperatura. La medida para la variación de viscosidad es el índice de viscosidad que se determina según DIN ISO 2909.

Cuanto mayor es el índice de viscosidad menor es la dependencia de ésta con la temperatura.

La relación viscosidad-presión de aceites hidráulicos gana en significado cuanto mayor es la presión de servicio. Si el incremento de la viscosidad hasta una presión de 200 bar es reducido, se duplica sin embargo para una presión de aproximadamente 400 bar.

Figura 42. Diagrama viscosidad-temperatura



Fuente: Escuela Universitaria Politécnica de Donostia-San Sebastián. Sistemas neumáticos y oleohidráulicos

2.9.6 Otras propiedades de los aceites.

2.9.6.1 Punto de fluencia. Se denomina punto de fluencia a la menor temperatura admisible para la cual el aceite aún fluye. El método para su determinación se describe en DIN ISO 3016.

En la selección de aceites hidráulicos tener en cuenta que la temperatura mínima admisible en el equipo se encuentre como mínimo 8 °C por encima del punto de fluencia.

2.9.6.2 Compresibilidad. Se denomina compresibilidad del aceite al cambio de volumen bajo presión. En aceites sin burbujas de aire, el volumen se reduce en un 0,7 % para un aumento de presión de 100 bar.

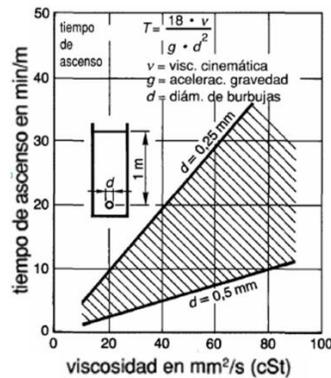
Hasta 150 bar suele no tenerse en cuenta la compresibilidad por lo que puede producirse un perjuicio en el funcionamiento, sobre todo en vinculación con grandes caudales.

El aceite se comprime debido al aire que contiene y puede ya en bajas presiones, hasta 50 bar, provocar perturbaciones como movimientos ruidosos, vibratorios, bruscos.

2.9.6.3 Capacidad de eliminación de aire. Los aceites hidráulicos contienen aire en forma disuelta, si por una caída de presión, por ejemplo detrás de un estrangulador, se excede el límite de saturación se desprenden burbujas de aire.

Las burbujas de aire pueden ingresar al aceite desde exterior, por ejemplo por falta de hermeticidad en las tuberías de aspiración. Este aire disuelto modifica la compresibilidad, reduce una protección contra desgaste y disminuye la conductibilidad térmica. Las consecuencias son perturbaciones en el servicio debido a movimientos bruscos, ruidos, vibraciones y daños en el material, como se muestra en la figura 43, por esta razón, las burbujas de aire deben separarse rápidamente del aceite.

Figura 43. Tiempo de ascenso de burbujas de aire en aceite mineral (según Hayward)



Fuente: Pdf, Camión volquete, proyecto de modificación de importancia en vehículos

La capacidad de eliminación de aire de un aceite se establece según DIN 51 381 “Determinación de la capacidad de eliminación de aire, método Impinger”. Según este método se mide el tiempo en el cual el aire disperso en el aceite se separa hasta un volumen de 0,2 %.

2.9.6.4 Formación de espuma. La formación de espuma debido a las burbujas de aire que desde el seno del aceite suben a la superficie, debe mantenerse reducida mediante un cuidadoso diseño del depósito.

La superficie de aceite debe ser en lo posible grande, con lo que las burbujas pueden desprenderse rápidamente. Con el montaje de rompeolas en el depósito, la eliminación del aire puede mejorarse tanto como con tamices separadores de aire.

Los aceites contienen aditivos antiespumantes, la contaminación mediante agua, suciedad y productos que provocan envejecimiento incrementan sin embargo la predisposición a la formación de espuma.

2.9.6.5 Capacidad desmenuzante. El agua incorporada al aceite debe eliminarse rápidamente ya que perjudica la viscosidad y la protección contra corrosión y provoca

sedimentación. Por eso es importante, en lo posible, un prolongado tiempo de permanencia del aceite en el depósito, ya que el agua se separa más rápidamente cuando el aceite está en reposo que cuando está circulando.

La capacidad desemulsionante de un aceite es el tiempo que requiere una mezcla de aceite-agua para su separación. Se determina mediante el método según DIN 51599.

2.9.6.6 Resistencia a la oxidación. El envejecimiento del aceite depende de la composición química del mismo y puede ser distinto para aceites de la misma norma. Se acelera por el aire disuelto en el aceite debido a elevadas presiones, la temperatura y los metales con los que entra en contacto así como por las contaminaciones debido a suciedad, óxido y agua.

Los productos que provocan envejecimiento pueden pegar válvulas, taponar filtros o ensuciar intercambiadores de calor. Con ello empeora la capacidad desemulsionante así como la protección contra corrosión y desgaste.

Puede contrarrestarse con un prolongado tiempo de permanencia del aceite en el depósito, un buen filtrado y enfriamiento y una comprobación regular de la calidad del aceite.

2.9.6.7 Protección contra corrosión. Los aceites hidráulicos no sólo deben evitar la formación de óxidos en partes metálicas, también deben tolerar metales no ferrosos y aleaciones.

Las características de protección contra corrosión respecto del acero pueden determinarse según DIN 51 585, los efectos de la corrosión sobre el cobre según DIN51 587.

Los aceites que atacan el plomo o materiales que lo contienen no deben utilizarse aun cuando cumplan con las exigencias mínimas según DIN 51 524.

2.10 Simbología según norma ISO 1219

Ver anexo A

CAPÍTULO III

3. DIAGNÓSTICO DEL ESTADO TÉCNICO DE LOS SISTEMAS DE VOLTEO DE LOS VOLQUETES DEL GPAO

3.1 Antecedentes generales del GPAO

3.1.1 *Ubicación del Gobierno Provincial Autónomo de El Oro.* Su campamento ubicado en el sitio Bella India en el kilómetro 8 ½ vía Machala – Pasaje, en la provincia de El Oro.

Presta la ayuda a los diferentes cantones como Machala - Piñas – Portovelo – Zaruma – Pasaje – Atahualpa – Arenillas – Huaquillas – El Guabo – Marcabelí – Santa Rosa – Balsas – Chilla – Las Lajas, que pertenecen a la provincia y a las instituciones que requieran de su colaboración.

El Oro es una provincia del suroeste del Ecuador. Forma parte de la Región Litoral. Limita al norte con las provincias del Guayas y Azuay, al noroeste con el Golfo de Guayaquil, al sur y al este con la provincia de Loja, y al oeste con la Región Tumbes (Perú). Tiene una extensión de 5.988 km² y una población de 559.846 habitantes, el clima es cálido y húmedo. Bella India se encuentra a 518 Km de distancia de Quito y esta comunicada por las vías a Santa Rosa – Pasaje – Piñas – Guayaquil.

3.1.2 *Clase de servicio que presta el parque automotor de transporte pesado del GPAO.* El crecimiento de la provincia y de sus alrededores demanda de la construcción de calles, alcantarillado y asfaltado de primer orden en sus diferentes cantones entre otros.

La Constitución de la República establece que los Gobiernos Provinciales son los encargados de fomentar el desarrollo rural de los cantones, siempre buscando el buen vivir de sus habitantes.

Para esto el Gobierno Provincial Autónomo de El Oro, dispone de un importante equipo caminero, como volquetes, cargadoras, tractores, rodillos, excavadoras, camiones entre otros, a fin de satisfacer las múltiples necesidades y pedidos de los barrios y comunidades, este equipo caminero que debe disponer de un mantenimiento periódico, basado en parámetros de calidad a fin de posibilitar su buen funcionamiento y de esta manera poder realizar trabajos de adecentamiento y mejoramiento rural como la ciudadanía se lo merece y como determina las leyes respectivas.

Este gobierno cuenta con una misión, visión y objetivos para el mejor desempeño de la institución.

MISIÓN

El Gobierno Provincial Autónomo de El Oro se orienta a desarrollar las capacidades locales para generar conocimientos de la realidad provincial y sus recursos, así como una cultura administrativa, empresarial y societaria. Enfatiza en la adecuación del marco legal necesario, la coordinación y responsabilidad en el manejo y preservación de los recursos naturales, potencia los recursos humanos en su gestión a nivel local provincial nacional e internacional, para alcanzar el desarrollo armónico de la provincia en la perspectiva de dar bienestar y calidad de vida a sus habitantes.

VISIÓN

Ser una institución líder en el ámbito nacional e internacional, generando acciones creativas e innovadoras y desarrollando procesos que estén acordes con los cambios de la ciencia y la tecnología, para lograr que la Provincia de El Oro sea una de las provincias ecuatorianas de mayor desarrollo económico y social, pionera en la descentralización del estado. Sea un territorio ordenado, con recursos humanos altamente calificados, que basa sus iniciativas en estrategias económico territoriales, promoviendo una producción diversificada con altos niveles de productividad y competitividad, insertada en el escenario nacional e internacional, garantizando un medio ambiente sustentable, y asegurando a la población niveles adecuados de bienestar, equidad, seguridad ciudadana y alta identidad cultural.

OBJETIVOS

El Gobierno Provincial Autónomo de El Oro, es una institución de carácter pública encargada de propender a la consecución de los siguientes objetivos:

- Lograr una provincia sana, recuperando la calidad ambiental de la misma.
- Establecer el manejo sustentable y sostenible de sus recursos naturales con la participación de la ciudadanía.
- Concertar la organización de una provincia ordenada territorialmente.
- Alcanzar la mayor cobertura de los servicios básicos de infraestructura, transporte y comunicaciones.
- Convertir a la provincia en potencia agropecuaria, agroforestal, minera y agroindustrial, con sustento ecológico y alta productividad.
- Proyectar a la provincia de El Oro como uno de los principales centros turísticos del país.
- Organizar un sólido sistema empresarial con recursos humanos altamente calificados. Alcanzar sistemas de vida saludable con una cobertura integrada de las instituciones de salud pública y con participación comunitaria.

- Fomentar el desarrollo de la investigación científica y tecnológica, mejorando la cobertura y calidad de la educación en todos los niveles.
- Favorecer la preservación y conocimiento del patrimonio cultural de la provincia.
- Alcanzar un mayor desarrollo deportivo.
- Brindar atención efectiva a los grupos vulnerables para que mejoren sus condiciones de vida.
- Propiciar la coordinación e integración de competencias en las instituciones públicas, en la vía de organizar un solo gobierno provincial.
- Lograr una mayor presencia en el desarrollo regional. Garantizar la seguridad ciudadana y el respeto a los derechos humanos. Generar una democracia participativa.

3.2 Listado de equipo caminero “volquetes”

Tabla 3. Listado de volquetes del GPAO

VEHICULO	MARCA	MODELO	VEHICULO
VOLQUETE	CV-001	NISSAN DIESEL	CWB459HDLB
VOLQUETE	CV-002	NISSAN DIESEL	CWB459HDLB
VOLQUETE	CV-003	NISSAN DIESEL	CWB459HDLB
VOLQUETE	CV-004	NISSAN DIESEL	CWB459HDLB
VOLQUETE	CV-005	NISSAN DIESEL	CWB459HDLB
VOLQUETE	CV-006	NISSAN DIESEL	CWB459HDLB
VOLQUETE	CV-007	NISSAN DIESEL	CWB459HDLB
VOLQUETE	CV-008	NISSAN DIESEL	CWB459HDLB
VOLQUETE	CV-009	NISSAN DIESEL	CWB459HDLB
VOLQUETE	CV-010	NISSAN DIESEL	CWB459HDLB
VOLQUETE	CV-011	NISSAN DIESEL	CWB459HDLB
VOLQUETE	CV-012	NISSAN DIESEL	CWB459HDLB
VOLQUETE	CV-013	NISSAN DIESEL	CWB459HDLB
VOLQUETE	CV-014	NISSAN DIESEL	CWB459HDLB
VOLQUETE	CV-015	NISSAN DIESEL	CWB459HDLB
VOLQUETE	CV-016	NISSAN DIESEL	CWB459HDLB
VOLQUETE	CV-017	NISSAN DIESEL	CWB459HDLB
VOLQUETE	CV-018	NISSAN DIESEL	CWB459HDLB
VOLQUETE	CV-019	NISSAN DIESEL	CWB459HDLB
VOLQUETE	CV-020	NISSAN DIESEL	CWB459HDLB
VOLQUETE	CV-021	NISSAN DIESEL	CWB459HDLB
VOLQUETE	CV-022	NISSAN DIESEL	CWB459HDLB
VOLQUETE	CV-023	NISSAN DIESEL	CWB459HDLB
VOLQUETE	CV-024	NISSAN DIESEL	CWB459HDLB
VOLQUETE	CV-025	NISSAN DIESEL	CWB459HDLB

VOLQUETE	CV-026	NISSAN DIESEL	CWB459HDLB
VOLQUETE	CV-027	NISSAN DIESEL	CWB459HDLB'S
VOLQUETE	CV-028	NISSAN DIESEL	CWB459HDLB'S
VOLQUETE	CV-029	NISSAN DIESEL	CWB459HDLB'S
VOLQUETE	CV-030	NISSAN DIESEL	CWB459HDLB'S
VOLQUETE	CV-031	NISSAN DIESEL	CWB459HDLB'S
VOLQUETE	CV-032	NISSAN DIESEL	CWB459HDLB'S
VOLQUETE	CV-033	NISSAN DIESEL	CWB459HDLB'S
VOLQUETE	CV-034	NISSAN DIESEL	CWB459HDLB'S
VOLQUETE	CV-035	NISSAN DIESEL	CWB459HDLB'S
VOLQUETE	CV-036	NISSAN DIESEL	CWB459HDLB'S
VOLQUETE	CV-037	NISSAN DIESEL	CWB459HDLB'S
VOLQUETE	CV-038	NISSAN DIESEL	CWB459HDLB'S
VOLQUETE	CV-039	NISSAN DIESEL	CWB459HDLB'S
VOLQUETE	01	HINO	KB
VOLQUETE	04	HINO	KB
VOLQUETE	06	HINO	KB
VOLQUETE	04-010	HINO	KB
VOLQUETE	04-013	HINO	KB-2112
VOLQUETE	14	HINO	KB
VOLQUETE	04-033	HINO	KB-2112
VOLQUETE	04-045	HINO	KB-2112
VOLQUETE	14 01	DIMEX	551-210HP
VOLQUETE	14 02	DIMEX	551-210HP
VOLQUETE	14 03	DIMEX	551-210HP
VOLQUETE	14 04	DIMEX	551-210HP
VOLQUETE	14 05	DIMEX	551-210HP
VOLQUETE	14 06	DIMEX	551-210HP
VOLQUETE	14 07	DIMEX	551-210HP
VOLQUETE	14 08	DIMEX	551-210HP
VOLQUETE	14 09	DIMEX	551-210HP
VOLQUETE	14 10	DIMEX	551-210HP

Fuente: Gobierno Provincial Autónomo de EL Oro

El número de volquetes que no poseen sistema tipo de cilindro izador/varillaje, en lo referente a camiones Nissan Diesel del tipo CWB459'S, son 13, además de ser los más modernos, en el cual principalmente nos centraremos a lo largo del proyecto, mientras entre los otros modelos como son Dimex e Hino, no se analizara a fondo, por ser vehículos antiguos.

3.3 Síntesis de la problemática en los sistemas de volteo.

Como su principal problema el sistema de volteo, en el que realizan trabajos diarios de obra civil (industria de la construcción), en los cuales se movilizan grandes cantidades de arena, grava, tierra y asfalto, los cuales sirven para la construcción y mantenimiento de vías en toda la provincia de El Oro.

Así mismo el manejo incorrecto de los volquetes, y el pasar del tiempo aumentan las fallas, disminuyendo el rendimiento y aumentado el tiempo de reparación, hecho que obliga a mejorar, con adecuado sistema de volteo y una adecuada programación de mantenimiento para aumentar al máximo la eficiencia, la productividad y la disponibilidad del camión.

A continuación veremos las problemáticas del sistema.

- No se realiza en un tiempo predeterminado el cambio de aceite ni la lubricación en sus componentes hidráulicos y mecánicos.
- El vástago del cilindro hidráulico telescópico sin estabilizadores, sufre deformaciones, por las siguientes causas; cuando los volquetes trabajan en caminos empinados o irregulares con la caja levantada con carga, lo cual generan fuerzas laterales en el vástago de los cilindros telescópicos y por olvido del chofer de no abrir la compuerta al instante de levantar la caja, así mismo por aceleraciones y frenadas bruscas con la caja levantada para que el material se desprenda por ejemplo, asfalto y materiales fangosos.
- Así mismo, no es común vaciar el material en un solo punto si no forma intermitente, el vehículo se desplaza produciendo aceleraciones y frenadas bruscas para que el material se desplace como es, material de relleno, asfalto, etc.

Figura 44. Vaciado del material de forma intermitente



Fuente: Gobierno Provincial Autónomo de El Oro

- Para poder extraer el aire del cilindro hidráulico genera pérdidas de aceite y riesgos para el trabajador.

- En las bombas hidráulicas, se desgastan continuamente las placas laterales, las cuales están en contacto con los piñones, las cuales mantienen la estanqueidad del aceite y la presión dentro del sistema.

Figura 45. Desgaste en placa lateral



Fuente: Gobierno Provincial Autónomo de El Oro

- El vástago de la válvula de carrete incorporado en la bomba que sobresale para su accionamiento mediante cable, suele rayarse por materiales como barro o arena ya trabajan en ríos y lugares fangosos, por cual se traba impidiendo el levantamiento de la caja.

Figura 46. Vástago de la válvula de carrete



Fuente: Gobierno Provincial Autónomo de El Oro

- Existen fugas de aceite en los sellos del eje de entrada, causando contaminación ambiental cuando trabajan en los ríos, así mismo, permite en el ingreso de agua al sistema como se pudo comprobar en el análisis realizado, el cual se muestra más adelante.

Figura 47. Eje de entrada, bomba



Fuente: Gobierno Provincial Autónomo de El Oro

- Mala operación de los operarios debido a que suelen acelerar demasiado la bomba al momento de alzar el balde por lo que la sobre revolucionan, causando calentamiento del aceite.

- Por falta de experiencia del operador, sobrecarga la caja con materiales que tienen alta densidad, causando sobrepresión en el sistema.
- Los bastidores de las volquetas han sufrido fisuras por lo que se han soldado y empernado refuerzos en modelos como Hino KB.
- Las deformaciones en las cajas son constantes de todos los volquetes debido a que reciben grandes golpes de los materiales que se transporta.

Figura 48. Deformaciones de la caja



Fuente: Gobierno Provincial Autónomo de El Oro

- Por excesos niveles de carga en el balde aumenta el desgaste de los neumáticos y componentes del muñón posterior o por giros en carreteras muy estrechas con la carga.

Figura 49. Desgaste de neumáticos posteriores



Fuente: Gobierno Provincial Autónomo de El Oro

- También se observó que los operadores de los volquetes, circulan con la caja alzada, con lo que provocarían la deformación del cilindro telescópico ya que no tienen un estabilizador.

Figura 50. Volquete circulando con caja levantada



Fuente: Gobierno Provincial Autónomo de El Oro

3.4 Recursos.

3.4.1 Personal. La mayoría del personal que labora en la institución en especial el taller, son bachilleres y otros están en proceso de sacar la tecnología pero debido a su experiencia laboral en maquinaria pesada, realizan sus trabajos de mantenimiento correctivo simples ya que los complejos son fuera del GPAO.

3.4.2 Instalaciones y herramientas. La mayoría de las instalaciones de esta institución están diseñadas para realizar los diferentes trabajos que se requieran efectuar a toda la maquinaria existente en el GPAO, además se pudo observar un poco control de los aceites usados.

3.4.3 Procedimientos de trabajo. En esta entidad se realizan todos los procedimientos necesarios para realizar los trabajos de mantenimiento a todo el equipo caminero.

- Primero se comunica al jefe de taller del daño de la maquinaria.
- Luego la secretaria hace una orden para que arreglen la maquinaria correspondiente.
- Luego pasa la maquinaria al taller para ver cuál es el daño y poder ver si se la envía a otro taller particular.
- El conductor debe esperar el tiempo necesario para que se le entregue la máquina para que pueda seguir con su trabajo.

3.4.4 Modelo de registros y órdenes de trabajo.

Tabla 4. Modelo de registros y órdenes de trabajo

GOBIERNO PROVINCIAL AUTÓNOMO DE EL ORO			NOTA DE PEDIDO			
MACHALA -ECUADOR			FECHA:			
TRANSPORTE Y MANTENIMIENTO - CAMPAMENTO BELLA INDIA						
CANTIDAD	UNIDAD	DESCRIPCIÓN	SELLO N°	TAMAÑO	MODELO	MARCA
		Cambio de aceite				
		Engrasado				
		Limpia filtro de aire				

Fuente: Gobierno Provincial Autónomo de El Oro

3.4.5 Tiempos de espera. En la institución el tiempo de espera es el necesario para poder solucionar los problemas que tengan las máquinas, o solo en el caso de que no hubiera repuesto o por garantía el tiempo es indefinido, también cuando se envíe alguna máquina a

otro taller se debe esperar hasta que llegue para poder darle el mantenimiento correspondiente.

3.4.6 Seguridad y protección ambiental. La seguridad en esta entidad pública no es bien manipulada debido a que no cumplen con todas las reglas necesarias para protección de todo el personal que trabaja en el mantenimiento de toda la maquinaria.

En lo que se refiere a protección ambiental también están mal organizados debido a que todo el aceite es llevado a recipientes donde se derrama aceite alrededor de los tanques y también por todas las zonas de donde realizan los diferentes trabajos.

3.4.7 Tipos de volquetes existentes. Existen 57 volquetes de diferente marcas como son: 39 Nissan Diesel, 8 Hino, 10 Dimex.

3.4.8 Características del vehículo Nissan Diesel CWB459'S.

Tabla 5. Volquete Nissan Diesel CWB459'S

MOTOR	
Modelo	Nissan PF6TB-22
Tipo	Turbo cargado INTERCOOLER EURO II
N° de cilindros	6 EN línea
Cilindraje	12503 cc.
Potencia Máxima	345 Hp a 2100 rpm
Torque Máxima	1471 Nm a 1200 rpm
CHASIS	
Cabina	Abatible, metálica, 3 asientos, litera, A/C, vidrios eléctricos.
Chasis	Doble escalera reforzada, fabricado en acero resistente, con largueros tipo canal.
Frenos	100% full aire en todas las ruedas, de parqueo: Controlados neumáticamente con válvula de control gradual, sobre ruedas posteriores de máquina: electro neumático y semiautomático
Dirección	Tipo tornillo de bolas recirculantes, con asistencia hidráulica
Neumáticos	11.00 x22.5x16PR
Sistema eléctrico	24 voltios
Suspensión delantera	Ballestas semi elípticas, amortiguadores telescópicos
Suspensión posterior	Ballestas semi elípticas, montadas sobre una unión triple con pernos de sujeción Ultra Heavy Duty.
Capacidad de combustible	75 Galones
PESOS	
Capacidad bruto vehicular	26000 kg
Capacidad de carga	12 m ³

Capacidad neta de carga	20000 kg
Capacidad eje delantero.	6500 kg
Capacidad eje posterior	26000 kg
TRANSMISIÓN	
Tipo	Nissan, de 7 velocidades adelante, 1 reversa. Opcional: caja Eaton Fuller de 10 velocidades y 2 reversa.
Embrague	Tipo doble disco seco con accionamiento hidráulico, con asistencia al vacío.

Fuente: Catálogo de Automekano.

3.5 Tipos de propulsión a las ruedas

Existen dos tipos de propulsión a las ruedas como son:

- (6 x 4): Seis ruedas y cuatro tienen tracción, ver figura 51.

Figura 51. Volquete 6 x 4 Nissan Diesel CWB459'S



Fuente: Gobierno Provincial Autónomo de El Oro

- (4 x 2): Cuatro ruedas y dos tienen tracción, ver figura 52.

Figura 52. Volquete 4 x 2 Hino KB



Fuente: Gobierno Provincial Autónomo de El Oro

3.6 Sistemas de volteo presentes en los volquetes

Los tipos presentes en esta institución son:

- El sistema telescópico ver figura 53.

Figura 53. Sistema telescópico



Fuente: Gobierno Provincial Autónomo de El Oro

- Tipo de cilindro izador/varillaje, ver figura 54.

Figura 54. Sistema de izador/varillaje



Fuente: Gobierno Provincial Autónomo de El Oro

- Tipo tortuga, ver figura 55.

Figura 55. Sistema tortuga



Fuente: Gobierno Provincial Autónomo de El Oro

3.7 Tomas de fuerzas empleadas en volquetes del GPAO

Los volquetes tienen tres tipos de toma de fuerza dependiendo de la caja de cambios que posean.

- El accionamiento de la toma fuerza es neumático para caja de cambios Eaton Fuller (Modelo RTX17710B).

Figura 56. Toma de fuerza en Eaton Fuller



Fuente: Gobierno Provincial Autónomo de El Oro

- El accionamiento de esta toma de fuerza es neumático para caja de cambios Eaton sencilla.

Figura 57. Toma de fuerza en Eaton



Fuente: Gobierno Provincial Autónomo de El Oro

- El accionamiento de esta toma de fuerza es mecánico para caja de cambios camión Hino KB.

Figura 58. Toma de fuerza en Hino KB



Fuente: Gobierno Provincial Autónomo de El Oro

3.8 Tipos de bombas presentes

Los volquetes del GPAO: las bombas que poseen cada una de los volquetes son de engranajes, de diferente marca y modelo. El accionamiento de las bombas es mecánico y neumático para todos los volquetes.

- Bomba en volquete Nissan Diesel CWB459 HLDP

Figura 59. Bomba New Star C101



Fuente: Gobierno Provincial Autónomo de El Oro

- Bomba en volquete Nissan Diesel CWB459'S

Figura 60. Bomba KPA 1302



Fuente: Gobierno Provincial Autónomo de El Oro

- Bomba volquete Hino KB.

Figura 61. Bomba Metaris MH101-25



Fuente: Gobierno Provincial Autónomo de El Oro

- Bomba volquete Dimex

Figura 62. Bomba Permco 400-00462



Fuente: Gobierno Provincial Autónomo de El Oro

3.9 Resultados de análisis de aceite

Muchos problemas de los sistemas hidráulicos pueden prevenirse prestando atención al enemigo número uno del sistema: la contaminación de fluidos. Al aprender a controlar la contaminación, se puede contribuir a mantener la eficiencia del sistema, prolongar la duración de los componentes y corregir problemas antes de que ocasionen reparaciones costosas u un tiempo de inactividad no programado.

Como sabemos los sistemas hidráulicos son sistemas cerrados, lo que significa que mucho de lo que necesita saber ocurre internamente. Para detectar el desgaste y otros problemas que pueden producirse dentro del sistema, se realizó el análisis de aceite, para identificar niveles de contaminación excesivos que pueden controlarse mediante una filtración de alta eficiencia, una filtración mediante trasiego u otros medios.

La bomba es el componente más crítico en todo sistema hidráulico. Por una parte, determina la viscosidad óptima del fluido para que la transmisión de potencia se realice de forma eficaz y por otra, al producirse en su interior las mayores presiones locales, es donde resultan más necesarias las propiedades lubricantes.

Tabla 6. Características típicas del aceite Texaco 10W

TEXACO URSA SUPER LA	MÉTODO	RESULTADO
Grado SAE		10W
Densidad a 15 °C, kg/l	ASTM D4052	0,88
Viscosidad a 40 °C, mm ² /s	ISO 3104	40,6
Viscosidad a 100 °C, mm ² /s	ISO 3104	6,6
Índice de viscosidad	ISO 2909	117
Punto de fluidez, °C	ISO 3016	-30
Punto de inflamación, COC, °C	ISO 2592	218
TBN, mg KOH/g	ISO 3771	9,5
Color	ISO 2049	4,5

Fuente: www.texaco.com

3.9.1 Valores permisibles.

La siguiente tabla permite contar con parámetros de comparación para tener una idea de cuál debe ser más o menos la presencia normal de un metal en el aceite.

Tabla 7. Valores permisibles

ELEMENTOS DE DESGASTE (ppm)	VALOR PERMISIBLE
Cobre (Cu)	5 a 25 ppm
Hierro (Fe)	50 a 250 ppm
Cromo (Cr)	5 a 25 ppm
Aluminio (Al)	5 a 25 ppm
Plomo (Pb)	100 ppm
Estaño (Sn)	0 a 1 ppm
Silicio (Si)	5 a 25 ppm
Molibdeno (Mo)	80 a 100 ppm
Níquel (Ni)	5 ppm
Calcio (Ca)	3000 a 3300 ppm
Magnesio (Mg)	3000 a 3300 ppm
Zinc (Zn)	350 a 900 ppm
Fósforo (P)	350 a 900 ppm

Fuente: <http://www.aceitehidráulicoppm/default.asp.htm>

3.9.2 Análisis de resultados unidad 1.

Los resultados para cada unidad de prueba se analizan en base a los valores permisibles de la tabla 8.

Tabla 8. Resultados unidad 1

MUESTRA NÚMERO N°	1
# CONTROL LABORATORIO	R440-42228-0055
NOMBRE DEL CLIENTE	GPAO
REALIZADO POR	IIASA CATERPILLAR
MARCA/GRADO ACEITE	TEXACO 10W
MUESTRA - FECHA DE RECEPCIÓN	02 de Agosto de 2012
MUESTRA - FECHA DE PROCESO	15 de Agosto de 2012
TIPO DE MUESTRA	Aceite
COMPONENTE	Sistema Hidráulico
NÚMERO DE SERIE	KB-2112
MARCA	Hino
MODELO	Volquete
HORÓMETRO	250 HR
HORAS ACEITE	250 HR
LUGAR DE TRABAJO	Provincia de El Oro
NIVEL DE LIMPIEZA ISO	Debris
AGUA EN EL ACEITE (W)	Negativo (N)
VISCOSIDAD A 100° C CTS, ASTM 445 (V100)	7,4
HOLLÍN (ST)	0
OXIDACIÓN (OXI)	2
NITRACIÓN (NIT)	3
SULFATACIÓN (SUL)	15
ANTICONGELANTE (A)	Negativo (N)

Fuente: IIASA Caterpillar

Tabla 9. Elementos de desgaste en (ppm), unidad 1

Elementos de desgaste (ppm)	Cu	Fe	Cr	Al	Pb	Sn	Si	Na	K	Mo	Ni	V	Ca	Mg	Zn	P
R440-42228-0055	4	37	0	2	0	0	18	0	4	48	0	0	792	818	914	761

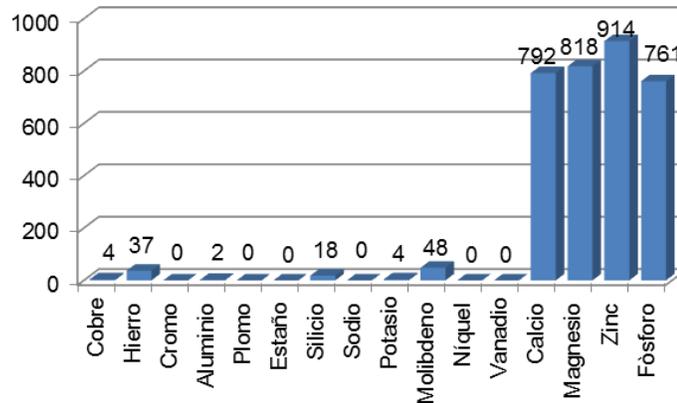
Fuente: IIASA Caterpillar

Tabla 10. Condición de aceite/conteo de partículas, unidad 1

Condición de aceite/conteo de partículas	ST	OXI	NIT	SUL	W	A	V100	ISO
R440-42228-0055	0	2	3	15	N	N	7,4	DEBRIS

Fuente: IIASA Caterpillar

Figura 63. Gráfica de elementos de desgaste (ppm), unidad 1



Fuente: Autores

Con las pruebas de laboratorio que se realizó al aceite hidráulico se determinó, la presencia de partículas extrañas no magnéticas visibles en la muestra. Donde se recomienda cambiar el aceite y los filtros del aceite, también revisar fugas de aceite posiblemente sea la fuente de contaminación y el estado de los sellos.

Observación. Tomar otra muestra lo antes posible después del cambio para verificación.

3.9.3 Análisis de resultados unidad 2.

Tabla 11. Resultados unidad 2

MUESTRA NÚMERO N°	2
# CONTROL LABORATORIO	R440-42228-0053
NOMBRE DEL CLIENTE	GPAO
REALIZADO POR	IIASA CATERPILLAR
MARCA/GRADO ACEITE	TEXACO 10W
MUESTRA - FECHA DE RECEPCIÓN	04 de Agosto de 2012
MUESTRA - FECHA DE PROCESO	15 de Agosto de 2012
TIPO DE MUESTRA	Aceite
COMPONENTE	Sistema Hidráulico
NÚMERO DE SERIE	551-210HP
MARCA	Dimex
MODELO	Volquete Dimex
HORÓMETRO	250 HR
HORAS ACEITE	250 HR
LUGAR DE TRABAJO	Provincia de El Oro
NIVEL DE LIMPIEZA ISO	Karl Fisher (H2O)
AGUA EN EL ACEITE (W)	Excesivo (E)
ANTICONGELANTE (A)	Negativo (N)

Fuente: IIASA Caterpillar

Tabla 12. Condición de aceite, unidad 2

Condición de aceite/conteo de partículas	W	A	ISO
R440-42228-0053	E	N	H2O

Fuente: IIASA Caterpillar

En la prueba realizada se determinó que tiene excesiva presencia de agua en la muestra de aceite, lo que no se permite realizar el análisis de desgaste.

El exceso de agua en los fluidos hidráulicos produce lo siguiente:

- Reduce las propiedades de la película lubricante, provocando que superficies especialmente expuestas queden vulnerables al desgaste y a la corrosión.
- Descompone algunos de sus aditivos y reacciona con algunos otros formando residuos corrosivos que penetran y atacan a algunos metales.
- Reduce la capacidad de su filtración, satura y daña los filtros.

Observación. Cambie el aceite de inmediato y localice la fuente de contaminación. Revise por fugas de aceite, estado de los sellos y el estado del respiradero del sistema. Corte e

inspeccione los filtros de aceite en busca de partículas visibles. Tome otra muestra lo antes posible después del cambio para verificación.

3.9.4 Análisis de resultados unidad 3.

Tabla 13. Resultados unidad 3

MUESTRA NÚMERO N°	3
# CONTROL LABORATORIO	R440-42228-0056
NOMBRE DEL CLIENTE	GPAO
REALIZADO POR	IIASA CATERPILLAR
MARCA/GRADO ACEITE	TEXACO 10W
MUESTRA - FECHA DE RECEPCIÓN	02 de Agosto de 2012
MUESTRA - FECHA DE PROCESO	15 de Agosto de 2012
TIPO DE MUESTRA	Aceite
COMPONENTE	Sistema Hidráulico
NÚMERO DE SERIE	16350CWB459HDLP
MARCA	Nissan
MODELO	Volquete
HORÓMETRO	180HR
HORAS ACEITE	180HR
LUGAR DE TRABAJO	Provincia de EL Oro
NIVEL DE LIMPIEZA ISO	22/18
AGUA EN EL ACEITE (W)	Negativo (N)
VISCOSIDAD A 100° C CTS, ASTM 445 (V100)	5,9
HOLLÍN (ST)	0
OXIDACIÓN (OXI)	1
NITRACIÓN (NIT)	3
SULFATACIÓN (SUL)	14
ANTICONGELANTE (A)	Negativo (N)

Fuente: IIASA Caterpillar

Tabla 14. Elementos de desgaste en (ppm), unidad 3

Elementos de desgaste (ppm)	Cu	Fe	Cr	Al	Pb	Sn	Si	Na	K	Mo	Ni	V	Ca	Mg	Zn	P
R440-42228-0056	3	17	0	0	4	0	7	0	3	0	0	0	209	1605	1011	890

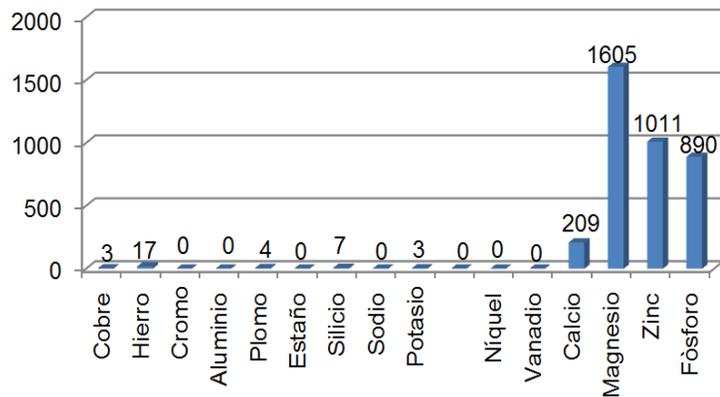
Fuente: IIASA Caterpillar

Tabla 15. Condición de aceite/conteo de partículas, unidad 3

Condición de aceite/conteo de partículas	ST	OXI	NIT	SUL	W	A	V100	ISO	4μ	6μ	10μ	14μ	18μ	21μ	38μ	50μ
R440-42228-0056	0	1	3	14	N	N	5,9	22/18	54239	32039	7075	1504	418	182	11	4

Fuente: IIASA Caterpillar

Figura 64. Gráfica de elementos de desgaste (ppm), unidad 3



Fuente: Autores

Con el análisis realizado se determinó los valores, que indican que el desgaste interno del sistema se encuentra dentro de los parámetros normales.

El aceite esta fuera de los parámetros normales de contaminación, por lo que se recomienda cambiar el aceite y los filtros. Revise por fugas de aceite ya que es la principal fuente de contaminación.

Observación. Tome otra muestra después de 100 horas del cambio del aceite para verificación.

3.9.5 Análisis de resultados, unidad 4.

Tabla 16. Resultados unidad 4

MUESTRA NÚMERO N°	4
# CONTROL LABORATORIO	R440-42228-0054
NOMBRE DEL CLIENTE	GPAO
REQUERIDO POR	IIASA CATERPILLAR
MARCA/GRADO ACEITE	TEXACO 10W
MUESTRA - FECHA DE RECEPCIÓN	02 de Agosto de 2012
MUESTRA - FECHA DE PROCESO	15 de Agosto de 2012
TIPO DE MUESTRA	Aceite
COMPONENTE	Sistema Hidráulico
NÚMERO DE SERIE	CWB459HDLB
MARCA	Nissan
MODELO	Volquete
HORÓMETRO	180HR
HORAS ACEITE	180HR
LUGAR DE TRABAJO	Provincia de El Oro
NIVEL DE LIMPIEZA ISO	DEBRIS

AGUA EN EL ACEITE (W)	Negativo (N)
VISCOSIDAD A 100° C CTS, ASTM 445 (V100)	8,2
HOLLÍN (ST)	0
OXIDACIÓN (OXI)	1
NITRACIÓN (NIT)	2
SULFATACIÓN (SUL)	16
ANTICONGELANTE (A)	Negativo (N)

Fuente: IIASA Caterpillar

Tabla 17. Elementos de desgaste en (ppm), unidad 4

Elementos de desgaste (ppm)	Cu	Fe	Cr	Al	Pb	Sn	Si	Na	K	Mo	Ni	V	Ca	Mg	Zn	P
R440-42228-0054	3	83	0	11	0	0	32	3	3	0	0	0	49	109	424	333

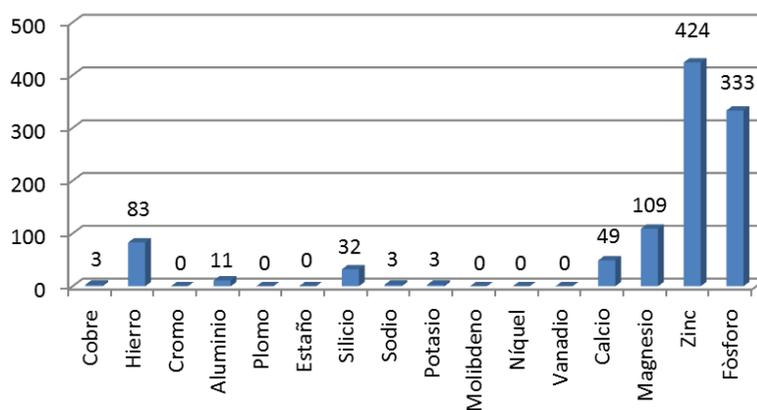
Fuente: IIASA Caterpillar

Tabla 18. Condición de aceite/conteo de partículas, unidad 4

Condición de aceite/conteo de partículas	ST	OXI	NIT	SUL	W	A	V100	ISO
R440-42228-0054	0	1	2	16	N	N	8,2	DEBRIS

Fuente: IIASA Caterpillar

Figura 65. Gráfica de elementos de desgaste (ppm), unidad 4



Fuente: Autores

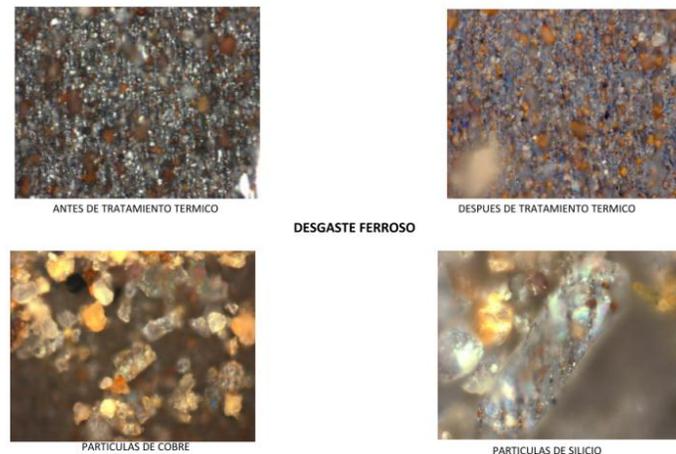
Con el análisis se logró determinar la presencia de partículas extrañas no magnéticas visibles en la muestra.

Se recomienda cambiar el aceite y los filtros de aceite. Revisar fugas de aceite, ya que es la principal fuente de contaminación y estado de los sellos.

Observaciones. Tome otra muestra lo antes posible después del cambio para verificación.

Además se realizó un tipo de análisis especial para una de las unidades denominado ferrografía donde el propósito de este análisis es determinar problemas potenciales en los componentes, en el cual se determinará el desgaste ferroso, corrosivo, partículas por fatiga y contaminantes externos; como se ve en la figura 66, mediante un tratamiento térmico.

Figura 66. Resultados de análisis de ferrografía



Fuente: IIASA Caterpillar

3.10 Observaciones en análisis de ferrografía

3.10.1 Desgaste ferroso. Partículas ferrosas menores de 5 micras y difíciles de medir individualmente, cuya presencia fue comprobada con el tratamiento térmico al cambiar de blanco brillante a color azul.

Estas partículas puede ser el resultado de un desgaste anormal causado por una alta contaminación de polvo en el aceite lubricante. Referencia: Análisis de elementos de desgaste en reporte SOS R440-42228-0054 con 32 ppm de silicio (Si).

Como recomendación revisar partículas en tapón magnético.

3.10.2 Desgaste corrosivo. Se observan óxidos rojos, característicos del desgaste corrosivo general, que se origina por altas temperaturas.

3.10.3 Partículas por fatiga. Partículas en poca cantidad de 15 a 20 micrones de cobre, cuya presencia en el aceite, puede indicar problemas de sobrecarga e incluso una pobre

lubricación en el compartimento. Estas partículas nos indica la presencia de contaminantes externos.

3.10.4 Contaminantes externos. Se hallaron partículas de silicio, las cuales indican, entrada de tierra al sistema. Revisar si existen fugas de aceite, así como el estado de los sellos. Corrija el problema, cambie el aceite y tome otra muestra para verificación.

3.11 Conclusión general de las unidades

Con los análisis de desgaste y ferrografía que se realizó a las diferentes unidades se determinó que existen contaminantes en forma de partículas se incluyen suciedad, polvo, tierra y partículas de desgaste de metal o goma) además de contaminantes químicos como el agua, aire y calor que puede desintegrar la composición química del aceite y producir óxido y ácidos.

Ante lo cual se debe tener cuidado en los diferentes procesos como:

- Al cambio de aceite o completación del nivel de aceite en el tanque.
- Limpieza del lugar donde se realiza el mantenimiento del volquete (cambios de accesorios).
- Determinar tipo de ambiente donde opera el volquete.

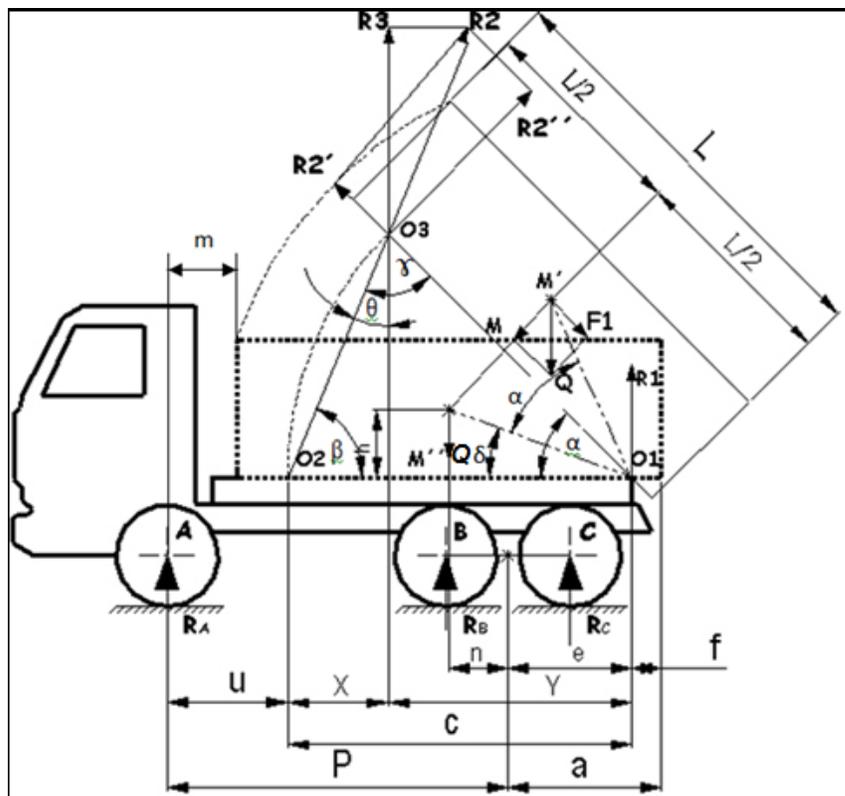
CAPÍTULO IV

4. CÁLCULOS MECÁNICOS E HIDRÁULICOS DE LOS SISTEMAS DE VOLTEO. SITUACIÓN ACTUAL

4.1 Teoría del cálculo de volquetes basculantes [15]

Mediante este cálculo se procederá a comprobar si el sistema mecánico, está dimensionado correctamente, como es principalmente su falso bastidor y ejes, como también saber si están bien seleccionados los componentes para el sistema hidráulico.

Figura 67. Camión volquete con caja basculando



Fuente: Pdf, Camión volquete, proyecto de modificación de importancia en vehículos

Basculamiento hacia atrás

Designando por:

O_1 = Punto de articulación de la caja de carga.

O_2 = Punto soporte del cilindro elevador.

O_3 = Punto de empuje del cilindro elevador sobre la caja de carga.

α = Ángulo de inclinación de la caja de carga con respecto al bastidor.

δ = Ángulo que forma la unión de O_1 con el c.d.g. (centro de gravedad), de la carga (punto M).

β = Ángulo de inclinación del cilindro elevador con respecto al bastidor.

γ = Ángulo de inclinación del cilindro elevador con respecto a la caja de carga.

h = Altura del c.d.g. y de la carga con respecto al eje de articulación de la caja.

L = Longitud de la caja de carga.

P = Distancia entre ejes del vehículo.

C = Distancia entre los puntos O_1 y O_2 .

f = Distancia entre el eje de articulación de la caja de carga y el extremo de ésta.

e = Distancia del eje posterior del vehículo al punto de articulación O_1 de la caja de carga.

$a = e + f$ = Voladizo posterior del vehículo.

m = Distancia entre el eje delantero del vehículo y el comienzo de la caja de carga.

Q = Peso total de la carga (mercancía más caja de carga).

R_A = Reparto de carga sobre el eje delantero del vehículo debido a la carga (mercancía más caja de carga) en posición de marcha ($\alpha = 0$).

R_B = Reparto de carga sobre el eje trasero debido a la carga (mercancía más caja de carga) en posición de marcha ($\alpha = 0$).

R_1 = Esfuerzo sobre la articulación de la caja de carga.

R_2 = Esfuerzo sobre la caja de carga debido al empuje del cilindro elevador.

R_3 = Componente perpendicular al bastidor del esfuerzo de empuje del cilindro elevador.

4.1.1 Consideraciones previas. Como se sabe estos vehículos están sometidos a grandes esfuerzos, debido a su caja y carga principalmente, además soportan esfuerzos los elementos mecánicos, como consecuencia de cargas puntuales al momento de descargar y circular por caminos irregulares, cuyas pendientes y peraltes son elevados.

Para nuestro rediseño se comprobará de forma general los esfuerzos en el bastidor, tomando en cuenta un factor de seguridad de 3, para saber si es el adecuado el falso bastidor o se tendrá que reforzarlo.

Algunos fabricantes de camiones recomiendan que el factor seguridad para el falso bastidor puede ser de 2.5 durante la marcha o de 1.5 con carga parado, además cada fabricante recomienda el tipo de material para construir el falso bastidor.

Para el cálculo de los esfuerzos del bastidor (reacciones), se podrá asumir que el tándem es un solo apoyo ya que la distancia entre los ejes posteriores es menor a 1.4 m.

$$R_B \approx R_C \approx \frac{R_M}{2}$$

4.1.2 Carga máxima a transportar. El camión volquete viene determinado por su peso bruto vehicular el cual corresponde a la masa del vehículo tarado, es decir sin volquete, más la masa del volquete cargado.

Para calcular esta carga útil (masa, de volquete cargado) se ha de hacer la diferencia entre peso bruto vehicular y la tara del vehículo.

La carga útil máxima que puede transportar el vehículo es:

$$Q = PBV - TARA \quad (11)$$

4.1.3 Seguridad en la conducción y vuelco. Con objeto de asegurar un funcionamiento correcto en la conducción, la carga sobre el eje delantero ha de ser, en todos los casos de carga, por lo menos del 25 % del peso total del vehículo Q.

Se debe cumplir lo siguiente:

$$R_A + R'_A \geq \frac{25}{100} Q \quad (\text{Vehículo en conducción de marcha, } \alpha=0).$$

También es buena norma para evitar el vuelco, que el reparto de carga sobre el eje delantero en cualquier inclinación de la caja de carga, no sea nunca inferior al peso propio sobre este mismo eje del auto bastidor en posición horizontal ($\alpha = 0$), es decir:

$$R_{A\alpha} + R'_{A\alpha} \geq R'_A$$

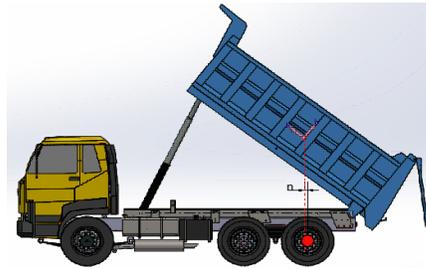
En la que $R'_{A\alpha}$ y $R_{A\alpha}$ son, respectivamente, las cargas sobre el eje delantero debidas al peso propio del auto bastidor y carga de la mercancía más caja de carga cuando ésta se encuentra en una posición $\alpha \neq 0$.

Para que esto ocurra es necesario que la resultante Q del peso de la carga esté entre los dos ejes del vehículo, ósea:

$$n \geq 0$$

A continuación observamos en la figura 68 que el $n \geq 0$, en el volquete actual por lo cual este no ha volcado hacia atrás, claro que se considera la caja vacía, pero si está estuviera con su compuerta cerrada y con carga se producirá el vuelco como se en la figura 69.

Figura 68. Centro de gravedad antes del último eje



Fuente: Autores

Figura 69. Centro de gravedad después del último eje



Fuente: <http://www.youtube.com/watch?v=up2uX8ZHz4>

4.1.4 *Ángulo máximo de inclinación de la caja carga.* La carga total que va montada sobre el bastidor del vehículo Q , se compone del peso de la mercancía cargado y del peso de la caja de carga P_C . Por lo tanto el peso de la carga propiamente dicha (mercancía que lleva el vehículo) será:

$$(Q - P_C)$$

La fuerza de adherencia entre la mercancía y caja de carga, siendo μ_a el coeficiente de adherencia, es:

$$F_a = \mu_a(Q - P_C)\cos\alpha$$

Para un determinado valor (φ) del ángulo de inclinación de la caja de carga (α), la fuerza F_1 que tiende a desplazar la mercancía hacia atrás tomará un valor F'_1 igual a la fuerza de adherencia F_a correspondiente a esa inclinación φ .

$$F_a = F'_1$$

Como $F'_1 = \mu_a(Q - P_C)\sen\varphi$

$$F_a = \mu_a(Q - P_C)\cos\varphi = (Q - P_C) \cdot \sen\varphi$$

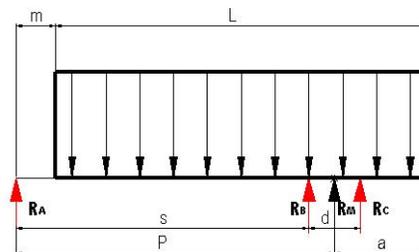
$$tg\varphi = \mu_a$$

Si $\mu_a = 1$; $\varphi = 45^\circ$

Por lo tanto la inclinación de la caja de carga hasta 45° marcaría el límite en que empezaría a desplazarse la carga, siendo el coeficiente de adherencia igual a 1. Como normalmente este coeficiente de adherencia es menor que 1, el límite de desplazamiento correspondería a un ángulo menor de 45° , y la mercancía se descargará con una inclinación de la caja de carga menor de 45° .

4.1.5 Reparto de carga en posición de marcha. Es cuando el vehículo está en circulación por carretera, para su análisis estructural se esquematiza el reparto de cargas en la siguiente figura 70.

Figura 70. Reparto de carga en posición de marcha



Fuente: ROLDÁN DÍAZ, Guillermo. Instalación de un volquete de obras públicas en un vehículo de 3 ejes

Aplicando equilibrio de fuerzas verticales a la estructura representada en la figura 70:

$$R_A + R_B + R_C = Q$$

Tomando momentos respecto del primer eje R_A y de la resultante de los dos ejes posteriores R_M , verificándose la siguiente relación: $R_B \approx R_C \approx \frac{R_M}{2}$, se tiene:

$$\sum M_A = 0 = R_B \cdot s + R_C \cdot (s + d) - Q \cdot \left(m + \frac{L}{2}\right)$$

$$0 = \frac{R_M}{2} \cdot (2s + d) - Q \cdot \left(m + \frac{L}{2}\right)$$

$$R_M = \frac{Q}{P} \cdot \left(m + \frac{L}{2}\right)$$

$$R_A = Q - R_B - R_C \Rightarrow Q - R_M$$

$$R_A = Q \cdot \left(1 - \frac{1}{P} \cdot \left(m + \frac{L}{2}\right)\right)$$

$$R_A = \frac{Q}{P} \cdot \left(\frac{L}{2} - (e + f) \right) \quad (12)$$

$$R_B = \frac{R_M}{2} = \frac{Q}{2 \cdot P} \cdot \left(m + \frac{L}{2} \right) \quad (13)$$

$$R_C = \frac{R_M}{2} = \frac{Q}{2 \cdot P} \cdot \left(m + \frac{L}{2} \right) \quad (14)$$

Las cargas totales son el resultado de la suma de las reacciones por eje debidas a la tara y las debidas a la carga:

$$R_{A\ Total} = R_{A(tara)} + R_A \quad (15)$$

$$R_{B\ Total} = R_{B(tara)} + R_B \quad (16)$$

$$R_{C\ Total} = R_{C(tara)} + R_C \quad (17)$$

Por consiguiente el reparto total de cargas sobre los ejes será:

Tabla 19. Reparto de cargas sobre ejes

DEBIDO A:	PRIMER EJE	SEGUNDO EJE	TERCER EJE	TOTAL
AUTOBASTIDOR	R' _A	R' _B	R' _C	R' _A + R' _B + R' _C
CARGA+CAJA	R _A	R _B	R _C	R _A + R _B + R _C
TOTAL	R' _A + R _A	R' _B + R _B	R' _C + R _C	R' _A + R _A + R' _B + R _B + R' _C + R _C

Fuente: ROLDÁN DÍAZ, Guillermo. Instalación de un volquete de obras públicas en un vehículo de 3 ejes

4.1.6 Reparto de la carga en posición de vuelco.

Cálculo de la distancia x e y.

Partiendo de la figura 67, llamamos distancias x e y, a la proyección sobre el bastidor de las distancias O₂ O₃ y O₁ O₃ respectivamente. La distancia z corresponde a la altura del punto O₃ con respecto al chasis del vehículo.

Observando la figura 67 del camión, se verifica:

$$z = y \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

$$z = x \cdot \operatorname{tg} \beta$$

$$y \cdot \operatorname{tg} \alpha = x \cdot \operatorname{tg} \beta \frac{x}{y} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \beta}$$

$$\frac{x+y}{y} = \frac{\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\beta}{\operatorname{tg}\alpha} \frac{c}{y} = \frac{\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\beta}{\operatorname{tg}\beta} y = \frac{c \cdot \operatorname{tg}\beta}{\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\beta}$$

Pero en el basculamiento de la caja de carga, para cualquier valor de α , la distancia O_1, O_2 es igual a la O_1, O_3 con lo cual el triángulo O_1, O_2, O_3 es siempre isósceles, verificándose:

$$\beta = \gamma = \frac{180 - \alpha}{2} = 90 - \alpha/2$$

$$y = \frac{c \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)}{\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)} = \frac{c \cdot \operatorname{cotg}\alpha/2}{\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{cotg}(90 - \alpha/2)} = \frac{c}{1 + \operatorname{tg}\alpha \cdot \operatorname{tg}\alpha/2}$$

$$\begin{aligned} x &= y \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}\beta} = \frac{c}{1 + \operatorname{tg}\alpha \cdot \operatorname{tg}\alpha/2} \cdot \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}(90 - \alpha/2)} = \frac{c \cdot \operatorname{tg}\alpha}{(1 + \operatorname{tg}\alpha \cdot \operatorname{tg}\alpha/2) \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)} \\ &= \frac{c \cdot \operatorname{tg}\alpha}{(1 + \operatorname{tg}\alpha \cdot \operatorname{tg}\alpha/2) \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2) \cdot \operatorname{cotg}\alpha/2} = \\ &= \frac{c \cdot \operatorname{tg}\alpha \cdot \operatorname{tg}\alpha/2}{1 + \operatorname{tg}\alpha \cdot \operatorname{tg}\alpha/2} \end{aligned}$$

Si $\alpha = 45^\circ \operatorname{tg}45^\circ = 1 \operatorname{tg}\frac{45^\circ}{2} = 0,4142$

$$y = \frac{c}{1 + 1 \cdot 0,4142} = 0,70 \cdot c = \frac{70}{100} \cdot c$$

$$y = \frac{70}{100} c \quad (18)$$

$$x = \frac{30}{100} c \quad (19)$$

Para calcular las reacciones producidas en los ejes, para cualquier ángulo de basculación, de la figura 70 se deduce:

$$R_A \cdot p = Q \cdot n$$

$$R_A = \frac{Q \cdot n_\alpha}{p}$$

$$\cos\delta = \frac{n+e}{O_1M}$$

$$O_1M = \frac{n+e}{\cos\delta}$$

$$\cos(\alpha + \delta) = \frac{O_1M''}{O_1M'} = \frac{n_\alpha + e}{O_1M} = \frac{n_\alpha + e}{\frac{n+e}{\cos\delta}} = \frac{\cos\delta \cdot (n_\alpha + e)}{n+e}$$

$$(n+e) \cdot \cos(\alpha + \delta) = n_\alpha \cdot \cos\delta + e \cdot \cos\delta$$

$$n_\alpha = \frac{(n+e) \cdot \cos(\alpha + \delta) - e \cdot \cos\delta}{\cos\delta}$$

$$R_A = \frac{Q \cdot [(n+e) \cdot \cos(\alpha + \delta) - e \cdot \cos \delta]}{p \cdot \cos \delta} \quad (20)$$

$$R_M = Q - R_A = Q - \frac{Q \cdot [(n+e) \cdot \cos(\alpha + \delta) - e \cdot \cos \delta]}{p \cdot \cos \delta}$$

$$R_M = \frac{Q \cdot p \cdot \cos \delta - Q \cdot [(n+e) \cdot \cos(\alpha + \delta) - e \cdot \cos \delta]}{p \cdot \cos \delta}$$

$$R_M = \frac{Q \cdot [p \cdot \cos \delta - (n+e) \cdot \cos(\alpha + \delta) + e \cdot \cos \delta]}{p \cdot \cos \delta}$$

$$R_M = \frac{Q \cdot [\cos \delta \cdot (p+e) - (n+e) \cdot \cos(\alpha + \delta)]}{p \cdot \cos \delta}$$

Como $R_B = \frac{R_M}{2} \Rightarrow$

$$R_B = \frac{Q \cdot [\cos \delta \cdot (p+e) - (n+e) \cdot \cos(\alpha + \delta)]}{2 \cdot p \cdot \cos \delta} \quad (21)$$

$$R_C = \frac{Q \cdot [\cos \delta \cdot (p+e) - (n+e) \cdot \cos(\alpha + \delta)]}{2 \cdot p \cdot \cos \delta} \quad (22)$$

Si la caja basculante estuviera en el momento de inicio de vuelco, es decir, para un ángulo de basculación $\alpha = 0$, sustituyendo en las ecuaciones (20), (21) y (22) de las reacciones por eje, tenemos:

$$R_A = \frac{Q \cdot [(n+e) \cdot \cos(\alpha + \delta) - e \cdot \cos \delta]}{p \cdot \cos \delta}$$

$$R_A = \frac{Q \cdot [(n+e) - e]}{p}$$

$$R_A = \frac{Q \cdot \left[\frac{L}{2} - (a+450) \right]}{p} \quad (23)$$

$$R_M = \frac{Q \cdot [\cos \delta \cdot (p+e) - (n+e) \cdot \cos(\alpha + \delta)]}{p \cdot \cos \delta}$$

$$R_M = \frac{Q \cdot [p \cdot \cos \delta - (n+e) \cdot \cos(\delta) + e \cdot \cos \delta]}{p \cdot \cos \delta}$$

Como $\cos 0 = 1$

$$R_M = \frac{Q \cdot [p - n]}{p}$$

$$R_M = \frac{Q \cdot \left[m + \frac{L}{2}\right]}{p}$$

$$R_B = \frac{R_M}{2} = \frac{Q \cdot \left[m + \frac{L}{2}\right]}{2p} \quad (24)$$

$$R_C = \frac{R_M}{2} = \frac{Q \cdot \left[m + \frac{L}{2}\right]}{2p} \quad (25)$$

Luego presentamos los esfuerzos que se presentan sobre las articulaciones del basculante, es decir, los puntos de articulación con el cilindro hidráulico de elevación del volquete y sobre el bulón que permite el giro del mismo.

Ante lo cual R_1 es el esfuerzo que actúa sobre el eje de articulación de la caja de carga (punto O_1), y por R_2 el que ejerce el vástago del cilindro elevador de la caja (punto O_3), de la figura 70 se deduce, teniendo en cuenta que el esfuerzo R_1 es función de la carga Q y de la posición de ésta con respecto a dicha articulación, mientras que el esfuerzo R_2 es función del empuje que ejerce el vástago del cilindro elevador.

4.1.7 Esfuerzo sobre el punto de articulación de la caja basculante (R_1)

Punto inicial, $\alpha = 0^\circ$

Tomando momentos respecto del punto O_2 de la figura 67.

$$\sum M_{O_2} = 0$$

$$0 = Q \cdot \left[c - \left(\frac{L}{2} - f \right) \right] - R_1 \cdot c$$

$$R_1 = Q \cdot \left[1 - \frac{1}{c} \left(\frac{L}{2} - f \right) \right] \quad (26)$$

Con inclinación $\alpha=45^\circ$

Para los momentos es necesario calcular las distancias proyectadas sobre la horizontal desde los puntos de articulación O_1 y O_2 al centro de gravedad de la caja basculante cargada (punto medio de la misma).

$$O_1 M = \frac{\frac{L}{2} - f}{\cos \delta}$$

Este valor ($O_1 M$) es fijo, y depende de las dimensiones de la caja, altura de la carga, etc.

$$O_1 M = O_1 M'$$

$$n_\alpha + e = O_1 M' \cdot \cos(\alpha + \delta) = \frac{\frac{L}{2} - f}{\cos \delta} \cdot \cos(\alpha + \delta)$$

$$O_2 M'' = O_1 O_2 - (n_\alpha + e) = c - \left(\frac{L}{2} - f\right) \cdot \frac{\cos(\alpha + \delta)}{\cos \delta}$$

Tomando momentos respecto del punto O_2 , se tiene:

$$R_1 \cdot c = Q \cdot O_2 M''$$

$$R_1 \cdot c = Q \cdot \left[c - \left(\frac{L}{2} - f\right) \cdot \frac{\cos(\alpha + \delta)}{\cos \delta} \right]$$

Lógicamente el c.d.g. de la carga no debe nunca alcanzar los 90° con respecto al bastidor, pues esto daría lugar a que la proyección n_α fuese menor que cero ($n_\alpha < 0$) disminuiría mucho la carga sobre el eje delantero, pudiendo incluso llegar a un valor menor que cero ($R'_A + R_A < 0$), produciéndose el vuelco del vehículo.

$$R_1 = Q \cdot \left[1 - \frac{\left(\frac{L}{2} - f\right)}{c} \cdot \frac{\cos(\alpha + \delta)}{\cos \delta} \right] \quad (27)$$

4.1.8 Esfuerzo sobre el punto de articulación del cilindro hidráulico (R_2 para inicio de basculación a 0° y R_3 para ángulos distintos de 0°). Partiendo del esquema de la figura 67.

La componente del esfuerzo sobre el cilindro R_2 viene dado de la siguiente forma:

$$R_2 = \frac{R_2''}{\text{sen } \gamma}$$

Tomando momentos respecto del eje de articulación de la caja de carga (punto O_1), se tiene:

$$R_2'' \cdot c - F \cdot \left(\frac{L}{2} - f\right) + F_1 \cdot h = 0$$

Pero: $F = Q \cdot \cos \alpha; F_1 = Q \cdot \text{sen } \alpha; h = \left(\frac{L}{2} - f\right) \cdot \text{tg } \delta$

$$R_2'' = \frac{Q \cdot \cos\alpha \cdot \left(\frac{L}{2} - f\right) - Q \cdot \sin\alpha \cdot Q \cdot \left(\frac{L}{2} - f\right) \cdot \operatorname{tg}\delta}{c} =$$

$$R_2'' = \frac{Q \cdot \left(\frac{L}{2} - f\right) \cdot [\cos\alpha - \sin\alpha \cdot \operatorname{tg}\delta]}{c}$$

$$R_2 = \frac{R_2''}{\operatorname{sen}\gamma}$$

$$R_2 = \frac{Q \cdot \left(\frac{L}{2} - f\right) \cdot [\cos\alpha - \sin\alpha \cdot \operatorname{tg}\delta]}{c \cdot \operatorname{sen}\gamma}$$

Pero: $\gamma = \beta = 90 - \frac{\alpha}{2}; \operatorname{sen}\gamma = \operatorname{sen}\beta = \operatorname{sen}\left(90 - \frac{\alpha}{2}\right) = \cos\frac{\alpha}{2}$

$$R_2 = \frac{Q \cdot \left(\frac{L}{2} - f\right) \cdot \left[\cos\alpha - \sin\alpha \cdot \frac{\operatorname{sen}\delta}{\cos\delta}\right]}{c \cdot \cos\frac{\alpha}{2}}$$

$$R_2 = \frac{Q \cdot \left(\frac{L}{2} - f\right) \cdot [\cos\alpha \cdot \cos\delta - \sin\alpha \cdot \operatorname{sen}\delta]}{c \cdot \cos\frac{\alpha}{2} \cdot \cos\delta}$$

$$R_2 = \frac{Q \cdot \left(\frac{L}{2} - f\right)}{c} \cdot \frac{\cos(\alpha + \delta)}{\cos\delta \cdot \cos\frac{\alpha}{2}}$$

El valor mínimo de R_2 se obtendrá cuando:

$$\frac{\cos(\alpha + \delta)}{\cos\delta \cdot \cos\frac{\alpha}{2}} = 0$$

Para que se cumpla, es preciso que $\cos(\alpha + \delta) = 0$, es decir $(\alpha + \delta) = 90^\circ$

$$R_2(\text{mínimo}) = 0$$

El valor máximo de R_2 se obtendrá cuando la siguiente expresión:

$$\frac{\cos(\alpha + \delta)}{\cos\delta \cdot \cos\frac{\alpha}{2}}$$

Tome su valor máximo, y esto se verifica cuando $\alpha = 0$.

En efecto:

$$\frac{\cos(\alpha + \delta)}{\cos\delta \cdot \cos\frac{\alpha}{2}} = \frac{\cos\alpha \cdot \cos\delta - \operatorname{sen}\alpha \cdot \operatorname{sen}\delta}{\cos\delta \cdot \cos\frac{\alpha}{2}} = \frac{\cos\alpha}{\cos\frac{\alpha}{2}} - \frac{\operatorname{sen}\alpha}{\cos\frac{\alpha}{2}} \cdot \operatorname{tg}\delta$$

Pero:

$$\frac{\operatorname{sen}\alpha}{\cos\frac{\alpha}{2}} = \frac{2 \cdot \operatorname{sen}\frac{\alpha}{2} \cdot \operatorname{co}\frac{\alpha}{2}}{\cos\frac{\alpha}{2}} = 2 \cdot \operatorname{sen}\frac{\alpha}{2}$$

Por consiguiente:

$$\frac{\cos(\alpha + \delta)}{\cos\delta \cdot \cos\frac{\alpha}{2}} = \frac{\cos\alpha}{\cos\frac{\alpha}{2}} - 2 \cdot \operatorname{sen}\frac{\alpha}{2} \cdot \operatorname{tg}\delta$$

La relación:

$$\frac{\cos\alpha}{\cos\frac{\alpha}{2}}$$

Va aumentando a medida que disminuye α , tomando el valor de 1 cuando $\alpha = 0$.

La expresión:

$$2 \cdot \operatorname{sen}\frac{\alpha}{2}$$

Va disminuyendo a la vez que α , va tomando el valor de cero cuando $\alpha = 0$. Por lo tanto al disminuir α aumenta al minuendo y disminuye el sustraendo, no influyendo $\operatorname{tg}\delta$ por ser un valor fijo independiente de α . Por consiguiente la diferencia va aumentando a medida que disminuye α , tomando su valor máximo de 1, para $\alpha = 0$.

Por lo tanto:

$$\frac{\cos(\alpha + \delta)}{\cos\delta \cdot \cos\frac{\alpha}{2}} = 1$$

Es su valor máximo cuando $\alpha = 0$.

$$R_2(\text{máximo}) = \frac{Q \cdot \left(\frac{L}{2} - f\right)}{c}$$

Lógicamente para $\alpha = 0$, la caja de carga se encuentra en posición horizontal y apoyada sobre el bastidor del vehículo o sobre un falso bastidor, por lo que en esta posición los esfuerzos R_1 y R_2 son nulos, pero tan pronto como comienza la elevación toman los valores que se han obtenido analíticamente.

De todo ello se deduce que los cálculos de resistencia del cilindro de elevación han de hacerse para $\alpha = 0$. De igual forma los cálculos del bastidor han de hacerse conjuntamente con R_1 y R_2 máximo.

Para los esfuerzos cortantes y momentos flectores, que sirven de base para la comprobación mediante los cálculos del bastidor (de sus largueros principales), en cualquier punto que no sea el instante inicial o comienzo de basculación, es decir, para valores $\alpha \neq 0$ se realizarán con las fuerzas perpendiculares a éstos, por lo que en lugar de R_2 hay que tomar su componente R_3 perpendicular al bastidor y aplicada sobre el punto de articulación O_2 .

$$R_3 = R_2 \cdot \cos \theta$$

$$\beta = \gamma = 90 - \frac{\alpha}{2}$$

$$\theta = 90 - \gamma = 90 - \left(90 - \frac{\alpha}{2}\right) = \frac{\alpha}{2}$$

$$R_3 = \frac{Q \cdot \left(\frac{L}{2} - f\right)}{c} \cdot \frac{\cos(\alpha + \delta)}{\cos \delta \cdot \cos \frac{\alpha}{2}}$$

Esta componente se puede calcular sencillamente también mediante la expresión de suma de fuerzas verticales, en las cuales intervienen la carga total del volquete cargado, la reacción sobre el punto de giro de la caja y la reacción sobre el punto de articulación del cilindro hidráulico, llegando a la misma conclusión de cálculo:

$$R_1 + R_3 = Q$$

$$R_3 = Q - R_1$$

$$R_3 = Q - Q \cdot \left[1 - \frac{\left(\frac{L}{2} - f\right)}{c} \cdot \frac{\cos(\alpha + \delta)}{\cos \delta}\right]$$

$$R_3 = Q \left[1 - \left[1 - \frac{\left(\frac{L}{2} - f\right) \cdot \cos(\alpha + \delta)}{c} \right] \right]$$

$$R_3 = Q \left[\frac{\left(\frac{L}{2} - f\right) \cdot \cos(\alpha + \delta)}{c} \right]$$

En el límite máximo de inclinación del c.d.g. de la carga, $\alpha + \delta = 90^\circ$; $\cos(\alpha + \delta) = 0$, se verifica:

$$R_3(\text{mínimo}) = 0$$

En el límite mínimo de inclinación de la caja de carga, $\alpha = 0$, se verifica:

$$R_3(\text{máximo}) = \frac{Q \cdot \left(\frac{L}{2} - f\right)}{c} = R_2$$

Los valores de los esfuerzos en el punto de articulación del cilindro hidráulico se resumen a continuación para los dos casos críticos del momento de basculación del volquete:

a.) Inicio de vuelco, $\alpha = 0^\circ$

$$R_2 = \frac{Q \cdot \left(\frac{L}{2} - f\right)}{c} \quad (28)$$

b.) Final de vuelco, $\alpha = 45^\circ$

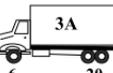
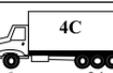
$$R_3 = Q \left[\frac{\left(\frac{L}{2} - f\right) \cdot \cos(\alpha + \delta)}{c} \right] \quad (29)$$

4.2 Cálculos de reacciones

Para los cálculos del rediseño correspondiente al sistema de volteo, se tomará en cuenta las disposiciones y reglamentaciones impuestas por la autoridad ecuatoriana, y en cumplimiento a la ley de caminos y su reglamento aplicativo, al Transporte Andino sobre Límites de Pesos y Dimensiones de los vehículos destinados al transporte Internacional de Pasajeros y Mercancías por Carretera” publicado en el Registro Oficial 310, de 20 de abril de 2001 - DECISIÓN 491, que se encuentra efectuando el control de pesos y dimensiones a los

vehículos que transportan carga y hacen uso de las carreteras de la red principal del País. Para lo cual se va a comprobar si el vehículo actual cumple con los requisitos.

Figura 71. Cuadro demostrativo de pesos y dimensiones máximas permitidas

TIPO	Distribución máxima de carga por eje	DESCRIPCIÓN	Peso Bruto Vehicular PBV (Toneladas)	Peso Vehículo Vacio (Promedio)	LONGITUDES MÁXIMAS PERMITIDAS (METROS)		
					Largo	Ancho	Alto
2DA		CAMIÓN DE 2 EJES MEDIANOS	10,00	4,00	7,50	2,60	3,50
2DB		CAMIÓN DE 2 EJES GRANDES	18,00	7,00	12,00	2,60	4,10
3-A		CAMIÓN DE 3 EJES (TANDEM POSTERIOR)	26,00	11,00	12,20	2,60	4,10
4-C		CAMIÓN DE 4 EJES (TRIDEM POSTERIOR)	30,00	12,00	12,20	2,60	4,10

Fuente: Ministerio de Transporte y Obras Públicas subsecretaría de transporte terrestre y ferroviario coordinación de pesos y dimensiones

4.2.1 Distancia entre los centros geométricos de los ejes que conforman el tándem y el tridem. La distancia entre los centros geométricos de los ejes que conforman el tándem y el tridem no podrá ser menor de 1,20 metros ni mayor de 1,60 metros.

Para nuestro vehículo el cual se va analizar a lo largo de este proyecto, se logró comprobar que el vehículo si cumple con las normativas ecuatorianas, por lo que se procede a los cálculos de la situación actual.

4.3 Cálculos de volquete actual sistema acción directa

4.3.1 Carga máxima a transportar. Este valor da el fabricante, el cual es de 20000 Kg, pero como no tenemos la tara del vehículo, pesos por ejes nos basamos en un vehículo similar como es el camión Nissan Diesel UD2300DH por lo cual comprobando en la ecuación (11) tenemos lo siguiente.

$$Q = PBV - TARA$$

$$Q = 26000 - (2270 + 1865 + 1865)$$

$$Q = 20000 \text{ kg}$$

4.3.2 Reparto de carga en posición de marcha. Reemplazando en las ecuaciones (12), (13) y (14) tenemos que:

$$R_A = \frac{20000}{3850} \cdot \left(\frac{4900}{2} - 1900 \right) \quad R_B = \frac{20000}{2 \cdot 3850} \cdot \left(850 + \frac{4900}{2} \right)$$

$$R_A = 2857 \text{ kg} \quad R_B = 8571 \text{ kg}$$

$$R_C = \frac{20000}{2 \cdot 3850} \cdot \left(850 + \frac{4900}{2} \right)$$

$$R_C = 8571 \text{ kg}$$

Para saber las cargas totales por ejes reemplazamos en las ecuaciones (15), (16) y (17).

$$R_{A \text{ Total}} = 2270 + 2857 = 5127.14 \text{ kg}$$

$$R_{B \text{ Total}} = 1865 + 8571 = 10436.43 \text{ kg}$$

$$R_{C \text{ Total}} = 1865 + 8571 = 10436.43 \text{ kg}$$

Tabla 20. Reparto total de cargas

	Ra (kg)	Rb (kg)	Rc (kg)	TOTAL (kg)
TARA	2270	1865	1865	6000
CAJA+CARGA	2857	8571	8571	20000
TOTAL	5127	10436	10436	26000

Fuente: Autores

Ahora comprobando lo siguiente tenemos que, $R_A + R'_A \geq \frac{25}{100} Q$

$$2270 + 2857.14 \geq \frac{25}{100} 20000$$

$$5127.14 \geq 5000$$

La condición de marcha si se cumple por lo cual se ha comprobado que el vehículo en condición de marcha es estable, como es en la actualidad.

4.3.3 Reparto de la carga en posición de vuelco. Reemplazamos las ecuaciones (18) y (19), obteniendo lo siguiente.

$$y = \frac{70}{100} c \Rightarrow \frac{70}{100} \times 4305 \Rightarrow 3013.5 \text{ mm}$$

$$x = \frac{30}{100} c \Rightarrow \frac{30}{100} \times 4305 \Rightarrow 1291.5 \text{ mm}$$

4.3.4 Esfuerzo sobre el punto de articulación de la caja basculante (R_1). Reemplazando las ecuaciones (26) y (27) tenemos lo siguiente.

Punto inicial, $\alpha = 0^\circ$

$$R_1 = 20000 \cdot \left[1 - \frac{1}{4305} \left(\frac{4900}{2} - 510 \right) \right]$$

$$R_1 = 10987.2 \text{ kg}$$

Con inclinación $\alpha = 45^\circ$

$$R_1 = 20000 \cdot \left[1 - \frac{\left(\frac{4900}{2} - 510 \right) \cdot \cos(45^\circ + 16.18^\circ)}{4305 \cdot \cos 45^\circ} \right]$$

$$R_1 = 15466.6 \text{ kg}$$

4.3.5 Esfuerzo sobre el punto de articulación del cilindro hidráulico (R_2 para inicio de basculación a 0° y R_3 para ángulos distintos de 0°). Reemplazamos en las ecuaciones (28) y (29), obteniendo así los siguientes resultados.

Inicio de vuelco, $\alpha = 0^\circ$

$$R_2 = \frac{20000 \cdot \left(\frac{4900}{2} - 510 \right)}{4305}$$

$$R_2 = 9012.8 \text{ kg}$$

Final de vuelco

$\alpha = 45^\circ$

$$R_3 = 20000 \left[\frac{\left(\frac{4900}{2} - 510 \right) \cdot \cos(45^\circ + 16.18^\circ)}{4305 \cdot \cos 45^\circ} \right]$$

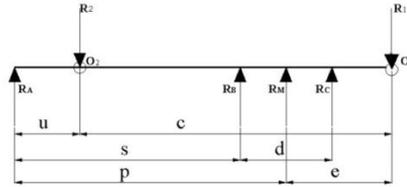
$$R_3 = 4533.4 \text{ kg}$$

Las reacciones por eje debidas a dichos esfuerzos, para cada caso, son:

Inicio de vuelco, $\alpha = 0^\circ$

La figura 72 representa el esquema de cargas para el caso del vehículo con en volquete a 0° .

Figura 72. Vehículo con el volquete a 0°



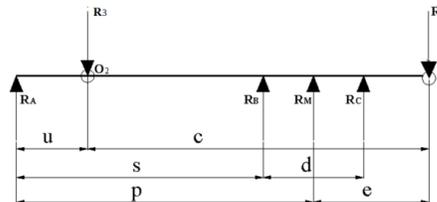
Fuente: ROLDÁN DÍAZ, Guillermo. Instalación de un volquete de obras públicas en un vehículo de 3 ejes

En el cálculo de las reacciones por eje coinciden con el caso de vehículo en régimen de circulación o de marcha, ya calculado.

Final de vuelco, $\alpha=45^\circ$

La figura 73, que se muestra a continuación representa el esquema de cargas para el caso del vehículo con el volquete a 45° .

Figura 73. Vehículo con el volquete a 45°



Fuente: ROLDÁN DÍAZ, Guillermo. Instalación de un volquete de obras públicas en un vehículo de 3 ejes

Tomando momentos en el primer eje según la figura 73.

$$\sum M_A = 0 = -R_3 \cdot u + R_B \cdot s + R_C \cdot (s + d) - R_1 \cdot (u + c)$$

Considerando:

$$R_B = R_C = \frac{R_M}{2}$$

Se obtiene:

$$R_M = \frac{R_3 \cdot u + R_1 \cdot (u + c)}{P}$$

$$R_M = \frac{(4533.4 \cdot 402) + (15466.6 \cdot (1150 + 4305))}{3850}$$

$$R_M = 22151.7 \text{ kg}$$

$$R_B = R_C = \frac{22151.7}{2} = 11075.8 \text{ kg}$$

Tomando momentos respecto del segundo eje:

$$\sum M_B = 0 = -R_A \cdot s + R_3 \cdot (s - u) + R_C \cdot d - R_1 \cdot \left(e + \frac{d}{2}\right)$$

$$R_A = \frac{1}{s} \cdot \left[R_3 \cdot (s - u) + R_C \cdot d - R_1 \cdot \left(e + \frac{d}{2}\right) \right]$$

$$R_A = \frac{1}{3200} \cdot \left[4533.4 \cdot (3200 - 935) + 11075.8 \cdot 1300 - 15466.6 \cdot \left(1390 + \frac{1300}{2}\right) \right]$$

$$R_A = -2151.7 \text{ kg}$$

$$R_{A_{TOTAL}} = R_{A(tara)} + R_A \Rightarrow 2270 - 2151.7 = 118.3 \text{ kg}$$

$$R_{B_{TOTAL}} = R_{B(tara)} + R_B \Rightarrow 1865 + 11075.8 = 12940.8 \text{ kg}$$

$$R_{C_{TOTAL}} = R_{C(tara)} + R_C \Rightarrow 1865 + 11075.8 = 12940.8 \text{ kg}$$

Tabla 21. Reparto de carga inicio de vuelco $\alpha=45^\circ$

	Ra (kg)	Rb (kg)	Rc (kg)	TOTAL (kg)
TARA	2270	1865	1865	6000
CAJA+CARGA	-2151.7	11075.8	11075.8	20000
CAJA+CARGA	118.3	12940.8	12940.8	26000

Fuente: Autores

Con los datos anteriores procedemos a realizar un análisis de forma general, respecto al bastidor, calculando los esfuerzos cortantes y momentos flectores, para las diferentes posiciones de vuelco, para poder, mediante de los diagramas de esfuerzos cortantes y

momentos flectores que se presentan, a lo largo de todo el bastidor del vehículo, con objeto de analizar los puntos de máxima tensión.

4.3.6 Comprobación de longitud de la caja.

Figura 74. Cálculo de longitud de la caja de carga

Capítulo 2: Pesos y dimensiones

Vehículos de tres ejes, dos traseros

DATOS DEL VEHÍCULO

Dimensiones

Distancia entre punto medio de ejes traseros y delantero (d) m

Distancia del eje delantero a la caja de carga (a) m

Distancia entre los dos ejes traseros (2b) m

Nota: Con balancín $2b = l_1 / 2 + m + n + l_2 / 2$ (ver libro) $m/n = P_3'' / P_2''$

Pesos por ejes

Peso propio : P_1' t P_2' t P_3' t

Peso caja+carga : P_1'' t P_2'' t P_3'' t

Peso cond+acom : P kg

Peso total (legal o técnico) : P_1 t P_2 t P_3 t

RESULTADOS

Longitud de la caja de carga (L) m

Fuente: Programa Autocalc v2.0

Se comprobó la longitud de la caja actual en función de los datos anteriores en el programa Autocalc v2.0, en el cual la longitud es la correcta.

4.4 Cálculo estructural

4.4.1 *En posición de marcha* $\alpha=0^\circ$. En esta posición se considera que la carga se encuentra uniforme repartida a lo largo y ancho de la caja de carga como indica la figura 70.

El reparto de cargas se muestra del anterior cálculo.

$$R_A = 2857 \text{ kg}$$

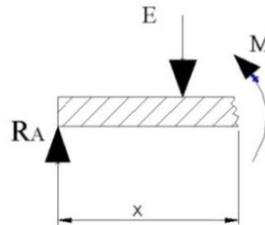
$$R_B = 8571 \text{ kg}$$

$$R_C = 8571 \text{ kg}$$

A continuación se realizará el estudio de los esfuerzos cortantes y momentos flectores por secciones:

$$0 < x < m$$

Figura 75. Vehículo en régimen de marcha. Sección 1



Fuente: ROLDÁN DÍAZ, Guillermo. Instalación de un volquete de obras públicas en un vehículo de 3 ejes

$$E = R_A$$

$$M_{flector} = R_A \cdot m$$

Para $x=0$

$$E = 2857 \text{ kg}$$

$$M_{flector} = 2857 \cdot 0$$

$$M_{flector} = 0$$

Para $x=850$

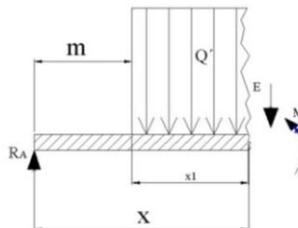
$$E = 2857 \text{ kg}$$

$$M_{flector} = 2.43 \times 10^6 \text{ kg mm}$$

$$M_{flector} = 2857 \text{ kg} \cdot 850 \text{ mm}$$

$$850 < x < 3200$$

Figura 76. Vehículo en régimen de marcha. Sección 2



Fuente: ROLDÁN DÍAZ, Guillermo. Instalación de un volquete de obras públicas en un vehículo de 3 ejes

$$E = R_A - Q' \Rightarrow R_A - q \cdot x1 \Rightarrow R_A - q \cdot (x - m)$$

$$M_{flector} = R_A \cdot x - Q' \cdot \frac{x1}{2} \Rightarrow R_A \cdot x - q \cdot (x - m)^2$$

Para x=850

$$E = 2857 - \frac{20000}{4900} \cdot (850 - 850)$$

$$M_{flector} = 2857 \cdot 850 - \frac{20000}{4900} \cdot (850 - 850)^2$$

$$E = 2857 \text{ kg}$$

$$M_{flector} = 2.43 \times 10^6 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

Para x=3200

$$E = 2857 - \frac{20000}{4900} \cdot (3200 - 850)$$

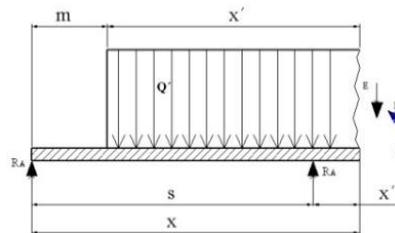
$$M_{flector} = 2857 \cdot 3200 - \frac{20000}{4900} \cdot (3200 - 850)^2$$

$$E = -6735 \text{ kg}$$

$$M_{flector} = -3.19 \times 10^6 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

3200 < x < 4500

Figura 77. Vehículo en régimen de marcha. Sección 3



Fuente: ROLDÁN DÍAZ, Guillermo. Instalación de un volquete de obras públicas en un vehículo de 3 ejes

$$E = R_A + R_B - Q' \Rightarrow R_A + R_B - q \cdot x' \Rightarrow R_A + R_B - q \cdot (x - m)$$

$$M_{flector} = R_A \cdot x + R_B \cdot x'' - ((q \cdot x') \cdot \frac{x'}{2})$$

$$M_{flector} = R_A \cdot x + R_B \cdot (x - s) - \frac{Q}{2L} \cdot (x - m)^2$$

Para x=3200

$$E = 2857 + 8571 - \frac{20000}{4900} \cdot (3200 - 850)$$

$$E = 1837 \text{ kg}$$

$$M_{flector} = 2857 \cdot 3200 + 8571 \cdot (3200 - 3200) - \frac{20000}{4900} \cdot (3200 - 850)^2$$

$$M_{flector} = -2.13 \times 10^6 \text{ kgmm}$$

Para $x=4500$

$$E = 2857 + 8571 - \frac{20000}{4900} \cdot (4500 - 850)$$

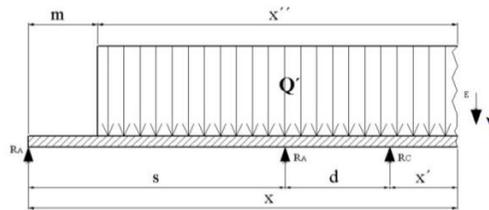
$$E = -3469 \text{ kg}$$

$$M_{flector} = 2857 \cdot 4500 + 8571 \cdot (4500 - 3200) - \frac{20000}{4900} \cdot (4500 - 850)^2$$

$$M_{flector} = -3.19 \times 10^6 \text{ kgmm}$$

4500 < x < 5750

Figura 78. Vehículo en régimen de marcha. Sección 4



Fuente: ROLDÁN DÍAZ, Guillermo. Instalación de un volquete de obras públicas en un vehículo de 3 ejes

$$E = R_A + R_B + R_C - Q' \Leftrightarrow R_A + R_B + R_C - q \cdot x'' \Leftrightarrow R_A + R_B + R_C - q \cdot (x - m)$$

$$M_{flector} = R_A \cdot x + R_B \cdot (x - s) + R_C \cdot (x - (s + d)) - Q' \cdot \frac{x''}{2}$$

$$M_{flector} = R_A \cdot x + R_B \cdot (x - s) - \left(\frac{Q}{2L} \cdot x'' \right) \cdot \frac{x''}{2}$$

$$M_{flector} = R_A \cdot x + R_B \cdot (x - s) - \frac{Q}{2L} \cdot (x - m)^2$$

Para $x=4500$

$$E = 2857 + 8571 + 8571 - \frac{20000}{4900} \cdot (4500 - 850)$$

$E = 5102 \text{ kg}$

Para $x=5750$

$$M_{flector} = 2857 \cdot 4500 + 8571 \cdot (4500 - 3200) - \frac{20000}{4900} \cdot (4500 - 850)^2$$

$$M_{flector} = 3.19 \times 10^6 \text{ kgmm}$$

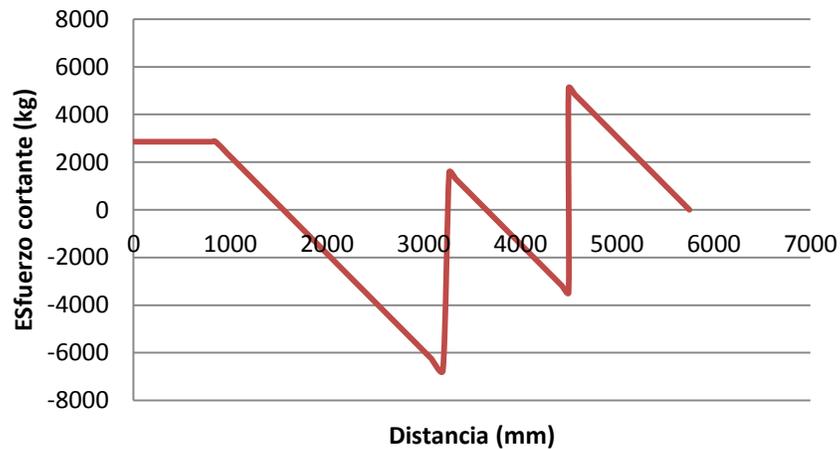
$$E = 2857 + 8571 + 8571 - \frac{20000}{4900} \cdot (5750 - 850)$$

$$E = 0 \text{ kg}$$

$$M_{flector} = 2857 \cdot 5750 + 8571 \cdot (5750 - 3200) - \frac{20000}{4900} \cdot (5750 - 850)^2$$

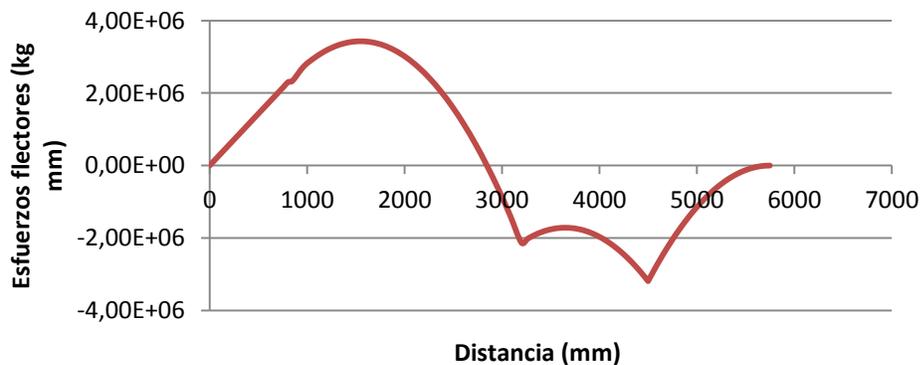
$$M_{flector} = 0 \text{ kgmm}$$

Figura 79. Diagramas de esfuerzos cortantes en régimen de marcha



Fuente: Autores

Figura 80. Diagrama de esfuerzos flectores en régimen de marcha



Fuente: Autores

4.4.2 En posición de vuelco. En esta posición se precisa el estudio para los casos $\alpha=0^\circ$ y $\alpha_{\text{máximo}}=45^\circ$ ya que según hemos visto, para $\alpha=0^\circ$ el esfuerzo R2 del vástago de elevación de la caja es máximo, mientras que el esfuerzo R1 de articulación de la caja es mínimo, y para $\alpha=\alpha_{\text{máximo}}$, R1 es máximo y R2 mínimo.

Para $\alpha=0^\circ$

En esta posición se considera que la carga se encuentra repartida según lo indica figura 73.

Reacción en articulaciones:

$$R_1 = 10987.2 \text{ kg}$$

$$R_A = 2857 \text{ kg}$$

$$R_2 = 9012.8 \text{ kg}$$

$$R_B = 8571 \text{ kg}$$

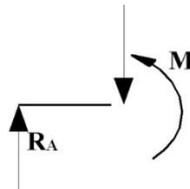
$$R_C = 8571 \text{ kg}$$

Reacción en ejes:

A continuación se realizará el estudio de los esfuerzos cortantes y momentos flectores por secciones:

$$0 < x < u$$

Figura 81. Vehículo en instante inicial de vuelco a 0°. Sección 1



Fuente: ROLDÁN DÍAZ, Guillermo. Instalación de un volquete de obras públicas en un vehículo de 3 ejes

$$E = R_A$$

$$M_{flector} = R_A \cdot x$$

Para $x=0$

$$E = 2857 \text{ kg}$$

$$M_{flector} = 2857 \cdot 0$$

$$M_{flector} = 0 \text{ kg}$$

Para $x=935$

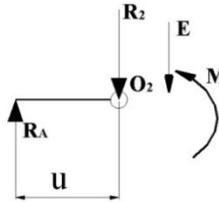
$$E = 2857 \text{ kg}$$

$$M_{flector} = 2857 \text{ kg} \cdot 935 \text{ mm}$$

$$M_{flector} = 2.67 \times 10^6 \text{ kg mm}$$

$$935 < x < 3200$$

Figura 82. Vehículo en instante inicial de vuelco a 0°. Sección 2



Fuente: ROLDÁN DÍAZ, Guillermo. Instalación de un volquete de obras públicas en un vehículo de 3 ejes

$$E = R_A - R_2$$

$$M_{flector} = R_A \cdot x - R_2(x - u)$$

Para $x=935$

$$E = 2857 - 9012.8$$

$$M_{flector} = 2857 \cdot 935 - 9012.8 \cdot (935 - 935)$$

$$E = -6156 \text{ kg}$$

$$M_{flector} = 2.67 \times 10^6 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

Para $x=3200$

$$E = 2857 - 9012.8$$

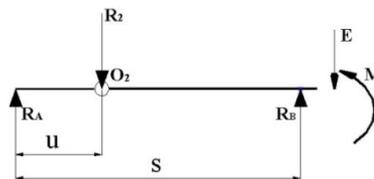
$$M_{flector} = 2857 \cdot 3200 - 9012.8 \cdot (3200 - 935)$$

$$E = -6156 \text{ kg}$$

$$M_{flector} = -1.13 \times 10^7 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$3200 < x < 4500$$

Figura 83. Vehículo en instante inicial de vuelco a 0°. Sección 3



Fuente: ROLDÁN DÍAZ, Guillermo. Instalación de un volquete de obras públicas en un vehículo de 3 ejes

$$E = R_A - R_2 + R_B$$

$$M_{flector} = R_A \cdot x + R_2 \cdot x' - R_B \cdot x''$$

$$M_{flector} = R_A \cdot x - R_2 \cdot (x - u) - R_B \cdot (x - s)$$

Para $x=3200$

$$E = 2857 - 9012.8 + 8571$$

$$E = 2415.8 \text{ kg}$$

$$M_{flector} = 2857 \cdot 3200 - (9012.8 \cdot (3200 - 935)) - (8571 \cdot (3200 - 3200))$$

$$M_{flector} = -1.13 \times 10^7 \text{ kgmm}$$

Para $x=4500$

$$E = 2857 - 9012.8 + 8571$$

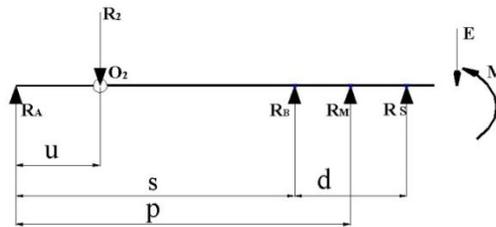
$$E = 2415.8 \text{ kg}$$

$$M_{flector} = 2857 \cdot 4500 - (9012.8 \cdot (4500 - 935)) - (8571 \cdot (4500 - 3200))$$

$$M_{flector} = -8.13 \times 10^6 \text{ kgmm}$$

4500 < x < 5240

Figura 84. Vehículo en instante inicial de vuelco a 0°. Sección 4



Fuente: ROLDÁN DÍAZ, Guillermo. Instalación de un volquete de obras públicas en un vehículo de 3 ejes

$$E = R_A - R_2 + R_B + R_C$$

$$M_{flector} = R_2 \cdot u - R_B \cdot s + R_C \cdot (s + d) + R_1 \cdot x$$

Para $x=4500$

$$E = 2857 - 9012.8 + 8571 + 8571$$

$$E = 10987.2 \text{ kg}$$

$$M_{flector} = 9012.8 \cdot 935 - 8571 \cdot 3200 - 8571 \cdot (3200 + 1300) + 10987.2 \cdot 4500$$

$$M_{flector} = -8.13 \times 10^6 \text{ kgmm}$$

Para $x=5455$

$$E = 2857 - 9012.8 + 8571 + 8571$$

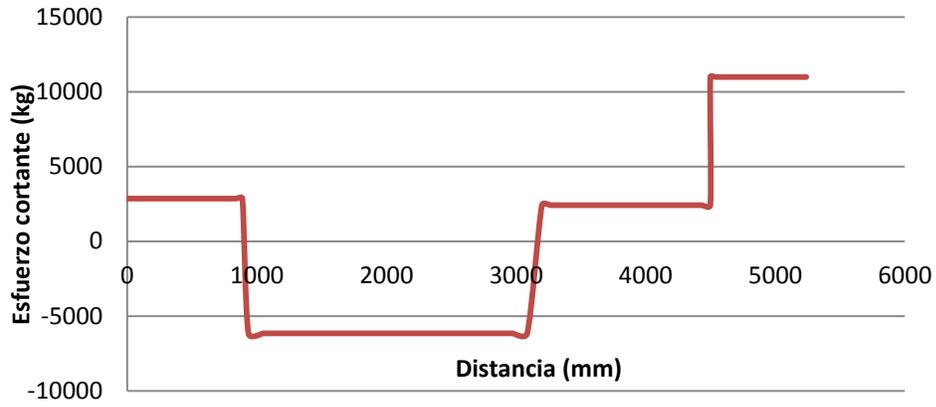
$$E = 10987.2 \text{ kg}$$

$$M_{flector} = 9012.8 \cdot 935 - 8571 \cdot 3200 - 8571 \cdot 4500$$

$$\cdot (3200 + 1300) + 10987.2$$

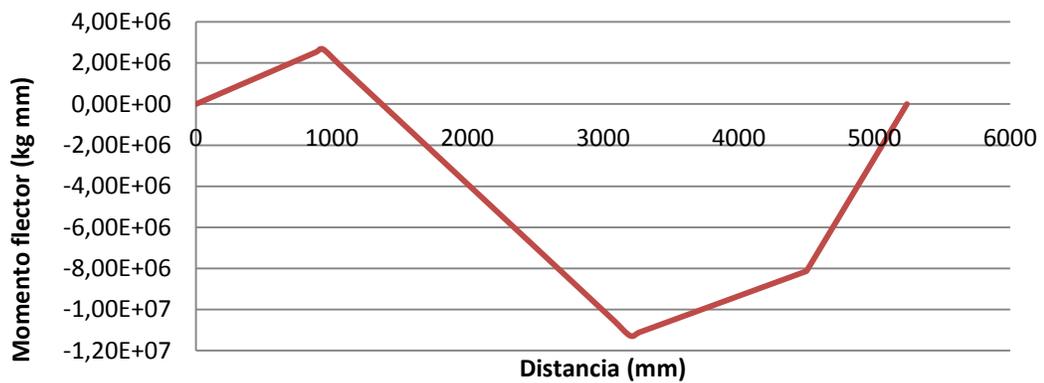
$$M_{flector} = 0 \text{ kgmm}$$

Figura 85. Diagrama de esfuerzos cortantes, vehículo parado y volquete a 0°



Fuente: Autores

Figura 86. Diagrama de esfuerzos flectores, vehículo parado y volquete a 0°



Fuente: Autores

4.4.3 En posición de vuelco $\alpha=45^\circ$. En esta posición se considera que la carga se encuentra repartida según lo indica la figura 73.

Reacción en articulaciones:

$$R_1 = 15467 \text{ kg}$$

$$R_3 = 4533 \text{ kg}$$

Reacción en ejes:

$$R_A = -2151.7 \text{ kg}$$

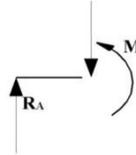
$$R_B = 11075.8 \text{ kg}$$

$$R_C = 11075.8 \text{ kg}$$

A continuación se realizará el estudio de los esfuerzos cortantes y momentos flectores por secciones:

$$0 < x < u$$

Figura 87. Vehículo en final de vuelco 45°. Sección 1°



Fuente: ROLDÁN DÍAZ, Guillermo. Instalación de un volquete de obras públicas en un vehículo de 3 ejes

$$E = R_A$$

$$M_{flector} = R_A \cdot x$$

Para $x=0$

$$E = -2151.7 \text{ kg}$$

$$M_{flector} = -2151.7 \text{ kg} \cdot 0$$

$$M_{flector} = 0 \text{ kg mm}$$

Para $x=935$

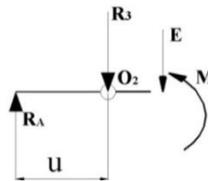
$$E = -2151.7 \text{ kg}$$

$$M_{flector} = -2151.7 \text{ kg} \cdot 935 \text{ mm}$$

$$M_{flector} = -2.01 \times 10^6 \text{ kg mm}$$

$$u < x < s$$

Figura 88. Vehículo en final de vuelco (45°). Sección 2°



Fuente: ROLDÁN DÍAZ, Guillermo. Instalación de un volquete de obras públicas en un vehículo de 3 ejes

$$E = R_A - R_3$$

$$M_{flector} = R_A \cdot x - R_3(x - u)$$

Para $x=935$

$$E = -2151.7 - 4533$$

$$M_{flector} = -2151.7 \cdot 935 - 4533 \cdot (935 - 935)$$

$$E = -6685 \text{ kg}$$

$$M_{flector} = -2.01 \times 10^6 \text{ kg mm}$$

Para $x=3200$

$$E = -2151.7 - 4533$$

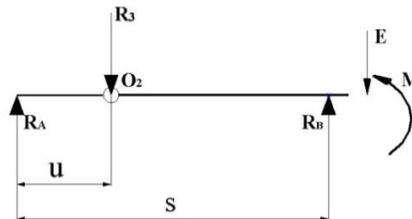
$$M_{flector} = -2151.7 \cdot 935 - 4533 \cdot (3200 - 935)$$

$$E = -6685 \text{ kg}$$

$$M_{flector} = -1.27 \times 10^7 \text{ kg mm}$$

B < x < s + d

Figura 89. Vehículo en final de vuelco 45°. Sección 3°



Fuente: ROLDÁN DÍAZ, Guillermo. Instalación de un volquete de obras públicas en un vehículo de 3 ejes

$$E = R_A - R_3 + R_B$$

$$M_{flector} = R_A \cdot x - R_3 \cdot (x - u) + R_B \cdot (x - s)$$

Para $x=3200$

$$E = -2151.7 - 4533 + 11075.8$$

$$M_{flector} = -2151.7 \cdot 3200 - 4533 \cdot (3200 - 935) + 11075.8 \cdot (3200 - 3200)$$

$$E = 4390.8 \text{ kg}$$

$$M_{lector} = -1.72 \times 10^7 \text{ kg mm}$$

Para $x=4500$

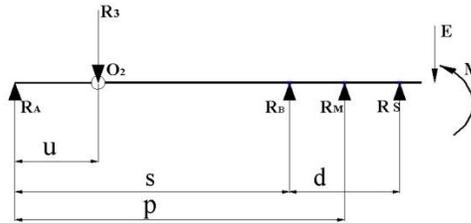
$$E = -2151.7 - 4533 + 11075.8$$

$$E = 4390.8 \text{ kg}$$

$$M_{flector} = -2151.7 \cdot 4500 - 4533 \cdot (4500 - 935) + 11075.8 \cdot (4500 - 3200)$$

$$M_{flector} = -1.14 \times 10^7 \text{ kgmm}$$

Figura 90. Vehículo en final de vuelco (45°). Sección 4°



Fuente: ROLDÁN DÍAZ, Guillermo. Instalación de un volquete de obras públicas en un vehículo de 3 ejes

$$E = R_A + R_B + R_C - R_3$$

$$M_{flector} = R_3 \cdot u - R_B \cdot s + R_C \cdot (s + d) + R_1 \cdot x$$

Para $x=4500$

$$E = -2151.7 + 11075.8 + 11075.8 - 4533$$

$$E = 15467 \text{ kg}$$

$$M_f = 4533 \cdot 935 - 11075.8 \cdot 3200 + 11075.8(3200 + 1300) + 15467 \cdot 4500$$

$$M_{flector} = -1.1 \times 10^7 \text{ kgmm}$$

Para $x=5455$

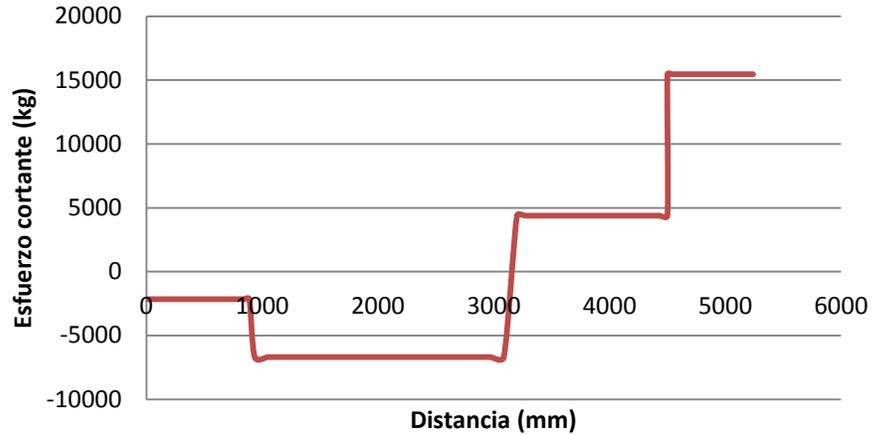
$$E = -2151.7 + 11075.8 + 11075.8 - 4533$$

$$E = 15467 \text{ kg}$$

$$M_f = 4533 \cdot 935 - 11075.8 \cdot 3200 + 11075.8(3200 + 1300) + 15467 \cdot 5455$$

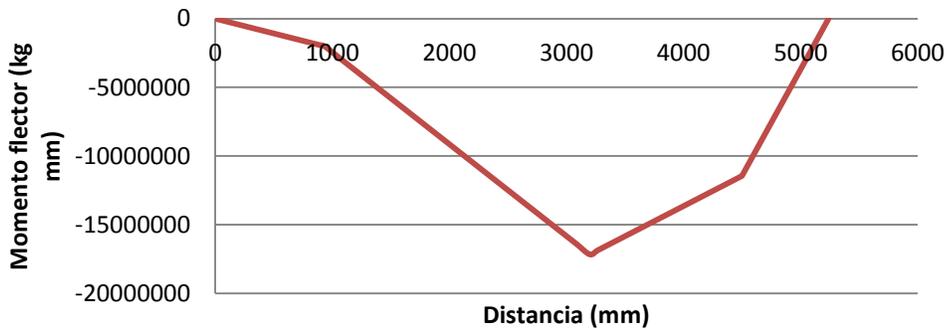
$$M_{flector} = 0 \text{ kgmm}$$

Figura 91. Diagrama de esfuerzos cortantes, vehículo parado y volquete a 45°



Fuente: Autores

Figura 92. Diagrama de esfuerzos flectores, vehículo parado y volquete a 45°



Fuente: Autores

4.5 Bastidor

Para el estudio del bastidor se analizara de forma general, ya que el estudio completo del mismo es muy complejo; para lo cual estudiaremos las zonas donde posiblemente pueda sufrir alguna fisura o deformación.

En el cual se tomara en cuenta los momentos flectores máximos en los puntos donde los esfuerzos cortantes se anulan, para definir las dimensiones mínimas del bastidor. Como coeficiente de seguridad se recomienda un valor no inferior a 2.5 ya que los volquetes están sometidos a grandes esfuerzos y cargas dinámicas en caminos irregulares, por lo cual es necesario un falso bastidor el cual proporcionara rigidez y reducir la carga sobre el voladizo posterior.

4.5.1 Análisis del bastidor. El bastidor en los volquetes está sometido a los siguientes estados de carga:

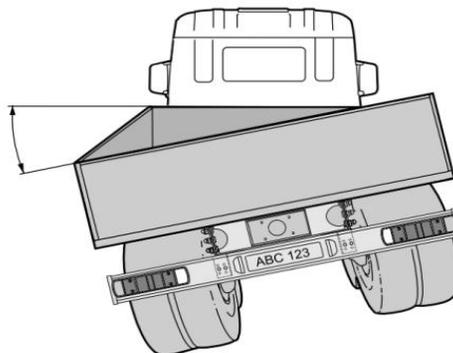
Vehículo cargado: En este caso el vehículo lleva su caja de carga al máximo de su capacidad. En función del número de ejes, de la colocación de la caja de carga y de la existencia o no de fuerzas puntuales, así se determinará el punto crítico de este estado.

Vehículo en fase de descarga del volquete: En esta situación el volquete estará apoyado sobre el eje de basculación y sobre el apoyo del cilindro, transmitiéndose así las cargas de forma localizada y no uniformemente como en los casos anteriores. Se distinguen ahora dos situaciones:

- *Inicio del vuelco:* Se entiende como tal el momento en que la caja pasa de estar apoyada uniforme a puntualmente ($\alpha = 0^\circ$).
- *Final del vuelco:* Este es el punto en el que el volquete llega a su máxima inclinación ($\alpha = 45^\circ$).

4.5.2 Carrocería no resistente a la torsión [16]. Este tipo de carrocería tiene poca resistencia al retorcimiento. Una carrocería no resistente a la torsión asegura una buena elasticidad entre el chasis y la carrocería al conducir en calzadas irregulares, donde el chasis es sometido a grandes movimientos torsionales. Entre los tipos de carrocerías que se conocen como no resistentes a la torsión están los de plataforma permanente, volquete, plataforma intercambiable y quinta rueda

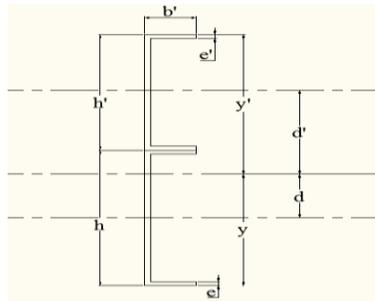
Figura 93. Superestructura poco resistente a la torsión



Fuente: til.scania.com/groups/bwd/documents/bwm/bwm.pdf

4.5.3 Cálculo de momentos resistentes W.

Figura 94. Dimensiones de bastidor



Fuente: CASCAJOSA, Manuel. Ingeniería de vehículos, Sistemas y Cálculos, 2da. Edición. Alfa omega, 2005

4.5.4 Momento de inercia. Es igual a la suma de los momentos de inercia ($I_e + I'_e$) de cada perfil respecto al eje neutro.

$$y' = \frac{eb(h+2h') + e'h'(b'-e' + \frac{h'}{2}) + \frac{e(h'+h-e)^2}{2} - \frac{e(h'+e)^2}{2}}{2(b'e' + be) + h'e' + he - (2e')^2 - (2e)^2} \quad (30)$$

$$y = h + h' - y' \quad (31)$$

Aplicando el teorema de Steiner

$$I_e = (e. neutro) = I + Sd_e^2$$

d_e = Distancia del eje que pasa por el c.d.g al eje neutro.

$$I_e = I + Sd^2 \quad (32)$$

$$I = \frac{1}{12}bh^3 - \frac{1}{12}(b-e)(h-2e)^3 \quad (33)$$

$$S = 2be + e(h-2e) \quad (34)$$

$$d = d_e = y - \frac{h}{2} = h' + \frac{h}{2} - y' \quad (35)$$

Para el perfil de alma h':

$$I'_e = I' + S'(d')^2$$

$$d' = d_e = y - \frac{h}{2} = h' + \frac{h}{2} - y'$$

Momento resistente respecto al eje x-x:

$$W = \frac{I_e + I'e}{d_y} \quad (36)$$

Donde d_y , distancia del eje neutro a la fibra más alejada, la mayor de y o y' .

4.5.5 Momento resistente del perfil compuesto por bastidor y falso bastidor. Conforme a los parámetros dimensionales definidos para un falso bastidor, se calculará el momento resistente del conjunto, y la tensión debida al momento flector máximo.

El momento máximo al que se somete el bastidor, el cual se produce para el vehículo volcado con el volquete a 45° .

A continuación se realizan los cálculos pertinentes con los datos del bastidor del camión volquete Nissan Diesel CWB459'S.

Dimensiones del bastidor

$$h_1 = 300 \text{ mm}$$

$$b_1 = 80 \text{ mm}$$

$$e_1 = 9 \text{ mm}$$

Dimensiones del falso bastidor (se considera un solo sólido con el bastidor de la caja), el actual posee dos perfiles UPN 200.

$$h_2 = 400 \text{ mm}$$

$$b_2 = 80 \text{ mm}$$

$$e_2 = 7.50 \text{ mm}$$

$$M_{f_{max}} = 1.72 \times 10^7 \text{ kgmm Nissan Diesel CWB459'S.}$$

$$\sigma_e = 36 \text{ kg/mm}^2.$$

Reemplazando en la ecuación (30) y (31) tenemos lo siguiente.

$$y' = \frac{9 \cdot 80(300 + 400) + 7.50 \cdot 400 \left(80 - 7.50 + \frac{400}{2}\right) + \frac{9(400+300-9)^2}{2} - \frac{9 \cdot (400+9)^2}{2}}{2(80 \cdot 7.50 + 80 \cdot 9) + 400 \cdot 7.50 + 300 \cdot 9 - (2 \cdot 7.50)^2 - (2 \cdot 9)^2}$$

$$y' = 372.6mm$$

$$y = 300 + 400 - 372.6$$

$$y = 327.4mm$$

Ahora para el bastidor reemplazamos en las ecuaciones (32), (33), (34) y (35), obteniendo lo siguiente.

$$I_e = I + Sd^2$$

$$d = 266.5 - \frac{300}{2}$$

$$I = \frac{1}{12} \cdot 80 \cdot 300^3 - \frac{1}{12} (80 - 9)(300 - 2 \cdot 9)^3$$

$$d = 177.4$$

$$I_e = 3.33 \times 10^7 + 3618 \cdot 177.4^2$$

$$I = 4.73 \times 10^7 mm^4$$

$$I_e = 1.72 \times 10^8 mm^4$$

$$S = 2 \cdot 80 \cdot 9 + 9(300 - 2 \cdot 9)$$

$$S = 3978 mm^2$$

Así mismo para el falso bastidor reemplazamos en las ecuaciones (32), (33), (34) y (35), con sus dimensiones correspondientes, obteniendo lo siguiente.

$$I_e' = I' + Sd^2$$

$$S = 4087.5 mm^2$$

$$I' = \frac{1}{12} \cdot 80 \cdot 400^3 - \frac{1}{12} (80 - 7.5)(400 - 2 \cdot 7.5)^3$$

$$d = 372.6 - \frac{400}{2}$$

$$d = 172.6$$

$$I' = 8.19 \times 10^7 mm^4$$

$$I_e' = 8.19 \times 10^7 + 4087.5 \cdot 172.6^2$$

$$S = 2 \cdot 80 \cdot 7.5 + 7.5(400 - 2 \cdot 7.5)$$

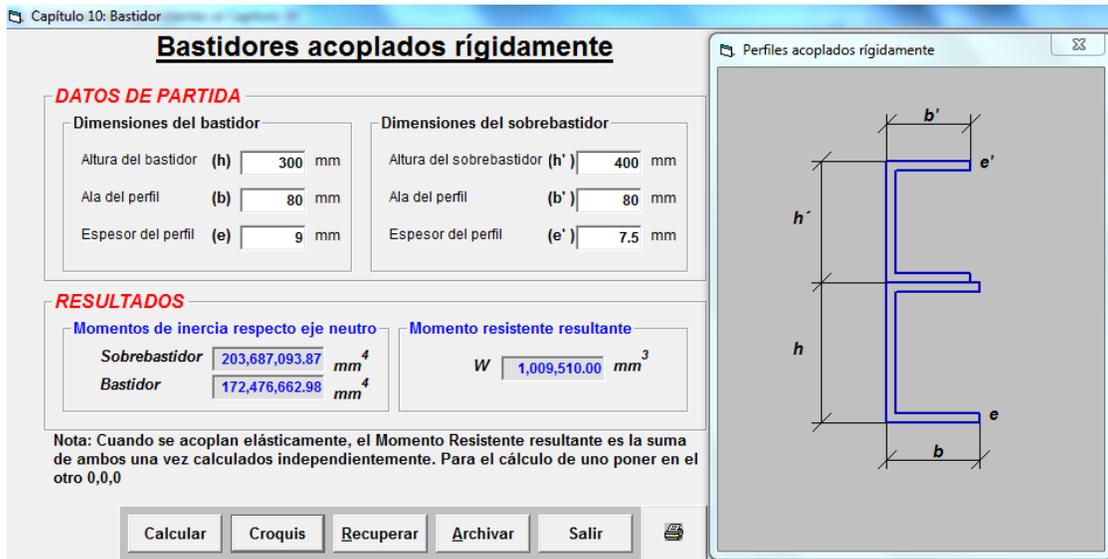
$$I_e' = 2.04 \times 10^8 mm^4$$

Reemplazando en la ecuación (36), tenemos lo siguiente:

$$W = \frac{1.72 \times 10^8 + 2.04 \times 10^8}{372.4} = 1.01 \times 10^6 mm^3$$

Comprobación mediante el programa Autocalc v2.0, del bastidor y falso bastidor del momento de inercia respecto al eje neutro y momento resistente resultante.

Figura 95. Cálculo del bastidor acoplado rígidamente



Fuente: Programa Autocalc v2.0

Cálculo de la tensión máxima del bastidor por cada larguero:

$$\sigma_{max} = \frac{Mf_{max}}{2 \cdot W_1} \quad (37)$$

$$\sigma_{max} = \frac{1.72 \times 10^7}{2 \cdot 1.01 \times 10^6} = 8.5 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{Acero Fe52} \sigma_e = 29.5 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Coefficiente de seguridad (C.S.), ha de ser mayor o igual a 3:

$$n \geq \frac{\sigma_e}{\sigma_{max}} \quad (38)$$

$$n \geq \frac{29.5 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}}{8.5 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}} = 3.5$$

Como el coeficiente de seguridad del conjunto, bastidor y falso bastidor es igual a 3, se podrá mantener el falso bastidor actual, o solo modificando las zonas donde posiblemente vaya a instalarse el cilindro hidráulico, dependiendo de las alternativas de diseño que se vaya a instalar, siempre y cuando se mantenga la rigidez del mismo.

4.6 Falso bastidor [17]

El diseño y tamaño del falso bastidor, de la fijación y del refuerzo están determinados por un número de factores como tipo de chasis, tipo de carrocería y condiciones de conducción.

El bastidor del chasis, el falso bastidor y el refuerzo en el vehículo acabado interactúan para absorber todos los tipos de tensiones que pueden surgir durante la utilización del vehículo. Al mismo tiempo, el peso del chasis debe mantenerse lo más bajo posible y no se deben menoscabar ni el confort ni las características de conducción del vehículo.

Para seleccionar se debe comenzar por la clase de servicio correspondiente, el tipo de carrocería y los componentes con los que se equipará el vehículo, a continuación se muestra el procedimiento para camiones SCANIA.

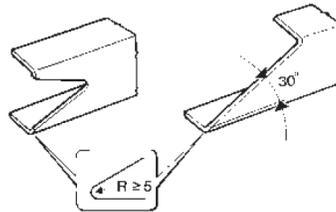
1. Determine la clase de servicio del vehículo.
2. Determine el tipo de carrocería apropiado e identifique las recomendaciones para el carrozado del vehículo.
3. Identifique las recomendaciones para los componentes con los que se va a equipar el vehículo.
4. Revisar cada categoría de recomendaciones. Normalmente se debe seguir la recomendación que proporciona la resistencia mecánica mayor. Las categorías son:
 - Falso bastidor.
 - Fijación en la parte delantera del falso bastidor.
 - Fijación en la parte posterior del falso bastidor.
 - Refuerzo.
5. Comprobar otros factores que pueden tener un efecto sobre el diseño del carrozado del falso bastidor. Ejemplos de estos factores son:
 - Requisitos de espacio libre de las ruedas.
 - Requisitos especiales de altura para la superficie de carga.
 - Accesibilidad y servicio.

➤ Fijación de cilindros hidráulicos en el chasis.

4.6.1 Perfiles longitudinales. Los largueros del falso bastidor serán continuos, extendidos lo más posible hacia la parte anterior del vehículo y si es posible llegar a la zona del soporte posterior de la ballesta anterior y apoyarse en el bastidor del camión.

Con el fin de realizar una reducción gradual de la sección resistente, los extremos anteriores del perfil se cortarán diagonalmente hacia arriba con un ángulo no superior a 30°, o con otra forma de corte que tenga una función equivalente figura 96, cuidado que el extremo anterior, en contacto con el chasis, esté adecuadamente rebajado; radio mín. 5 mm.

Figura 96. Corte del extremo de falso bastidor

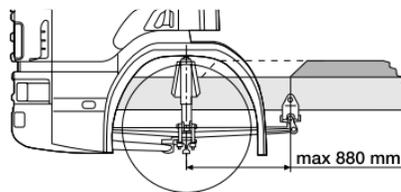


Fuente: Pdf, Euro Cargo, Instrucciones para transformar y equipar vehículos

Nota: Los volquetes actuales Nissan Diesel CWB459 'S no poseen los cortes en los extremos del falso bastidor, por lo cual sería importante realizarlos, por lo anteriormente escrito.

Para los camiones con eje delantero de suspensión de ballestas, la distancia entre el canto delantero del bastidor y el eje delantero no deberá ser mayor de 800 mm, lo cual corresponde a la posición de la fijación de la ballesta trasera.

Figura 97. Distancia entre eje delantero y falso bastidor



Fuente: SCANIA. Diseño de falso bastidor

4.6.2 Travesaños. Un número suficiente de travesaños colocados preferentemente a la altura de los elementos de fijación, deberán arriostrar los dos perfiles del falso bastidor.

Los travesaños serán de sección abierta (ejemplo de C) o en barras rectangulares donde se quiera dar una mayor rigidez.

4.6.3 Refuerzo del falso bastidor. Para algunas superestructuras (volquetes, hormigoneras, grúas en voladizo posterior con el centro de gravedad alto), el falso bastidor se reforzará aún más en la parte posterior.

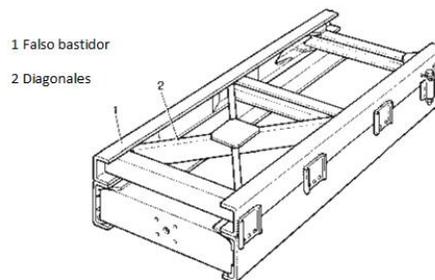
Ello puede ser realizado, en función de la entidad de refuerzo que se desee obtener, como se indica a continuación:

- Encajando los perfiles longitudinales en la zona posterior.
- Adoptando travesaños con sección cuadrangular.
- Aplicando travesaños cruzados.
- Aplicando un elemento longitudinal resistente a la torsión.

En líneas generales la utilización de barras cuadrangulares longitudinales no debe ser adoptada en la parte anterior del falso bastidor.

Según este apartado y analizando en nuestro volquete el falso bastidor, éste si cumple con el refuerzo por lo tanto no necesita ninguna modificación.

Figura 98. Falso bastidor



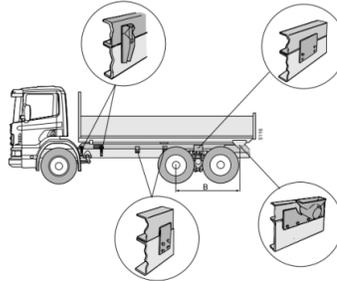
Fuente: SCANIA. Diseño de falso bastidor

4.6.4 Fijación del falso bastidor. El falso bastidor se monta con fijaciones flexibles en la sección delantera y con fijaciones rígidas en el eje y el voladizo posterior.

La sección delantera del falso bastidor tiene que poder moverse en sentido longitudinal cuando se someta el chasis a movimiento de torsión. Es importante que el falso bastidor esté en contacto con el bastidor del chasis, ya que la fricción amortigua las vibraciones producidas en el bastidor.

El soporte oscilante flexible situado más adelante debe montarse en los camiones de suspensión neumática 600 mm por detrás del eje delantero, mientras que en los vehículos de suspensión por ballestas deberá estar 875 mm más atrás del eje delantero.

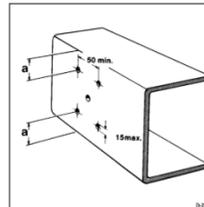
Figura 99. Tipos de fijaciones del falso bastidor



Fuente: SCANIA. Diseño de falso bastidor

Según el tipo de superestructura que se va a instalar sobre el chasis-cabina, cada fabricante tiene una serie de recomendaciones respecto al tipo de unión que se debe emplear entre sobre bastidor y el chasis o bastidor del vehículo, de tal modo que es imprescindible consultar las normas de carrozado del fabricante del chasis-cabina que se esté transformando.

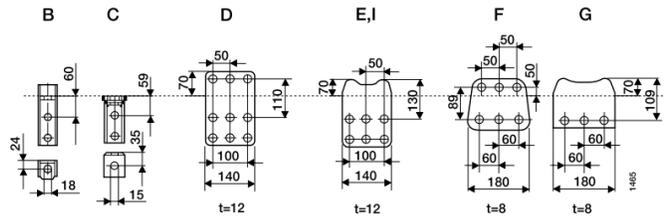
Figura 100. Taladros en bastidor



Fuente: www.mercedes-benz.com.ar/.../101004_Manual+del+carrozado_camion

La sollicitación principal a la que van a estar sometidos los tornillos de las uniones va a acontecer cuando en sentido longitudinal se produzcan aceleraciones del vehículo por fuerzas inerciales al frenar o acelerar el mismo, a las máximas condiciones que nos permita la adherencia μ_a entre el neumático y el suelo, en la siguiente grafica se muestra las cotas de las distancias de los taladros y dimensiones de la uniones que recomienda el fabricante carrocerero.

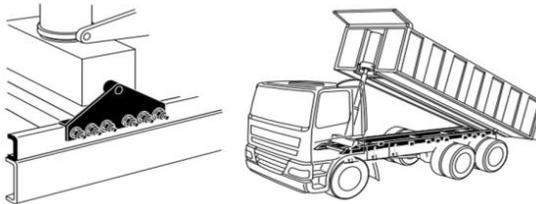
Figura 101. Soporte de adaptación al chasis con dimensiones



Fuente: www.daf.eu/SiteCollectionDocuments/Bodybuilders.../.pdf

4.6.5 Montaje del cilindro elevador y punto de articulación del volquete [18]. Tanto el cilindro elevador frontal como el central se deben fijar al falso bastidor ver figura 102. Al hacer esto hay que tener en cuenta el espacio necesario para el movimiento de la transmisión. La bisagra de basculamiento de la parte trasera de la caja basculante se debe fijar al falso bastidor.

Figura 102. Volquete con cilindro elevador frontal

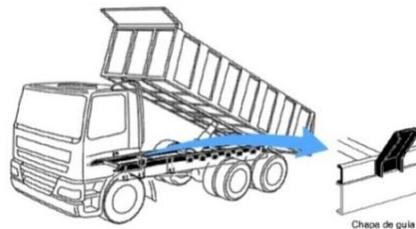


Fuente: www.daf.eu/SiteCollectionDocuments/Bodybuilders.../.pdf

4.6.6 Fijación de la chapa de guía. En la parte delantera de la caja basculante, el falso bastidor debe ir provisto de chapas guía para impedir el desplazamiento lateral de la caja.

Para evitar la torsión del falso bastidor, se recomienda montar también en este punto un travesaño en el bastidor auxiliar, figura 103.

Figura 103. Volquete con cilindro elevador central



Fuente: www.daf.eu/SiteCollectionDocuments/Bodybuilders.../.pdf

4.6.7 Estabilidad durante el basculamiento. Un camión volquete no debe sufrir el riesgo de volcar durante el uso normal. Asegure la estabilidad del camión volquete calculándolo y comprobándolo en el entorno en que se utilizará.

La estabilidad durante el basculamiento depende de los siguientes factores interrelacionados:

- Capacidad del suelo para soportar la carga.
- Posición del centro de gravedad.
- Rigidez del chasis frente al vuelco.
- Rigidez torsional de la carrocería.
- Equipo estabilizador.
- Manipulación práctica durante el basculamiento.

4.6.8 Prueba de estabilidad para camiones volquetes [19].

Figura 104. Prueba de estabilidad en volquete



Fuente: til.scania.com/groups/bwd/documents/bwm/bwm.pdf

En algunos mercados requieren que los camiones volquetes se sometan a una prueba de estabilidad antes de su puesta en servicio.

A continuación se indica la prueba de estabilidad del camión volquete:

1. Coloque una excavadora u otro equipo en una posición adecuada para soportar el camión volquete si empieza a volcar durante la prueba.
2. Cargue el camión volquete hasta alcanzar su peso máximo autorizado.

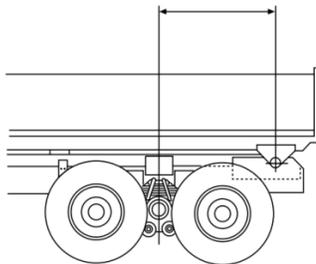
3. Sitúelo con las ruedas de un lateral sobre una rampa de 200 mm de altura (ver figura 104) o en una superficie que se incline unos 5° en sentido lateral.
4. Abra la compuerta trasera, incline la carrocería a los distintos ángulos de basculamiento predeterminados y registre lo que se indica a continuación:
 - Desviación de la caja.
 - Compresión de las ballestas.
 - Torsión y desplazamiento paralelo del bastidor del chasis.
5. Documente la prueba y los resultados.

4.6.9 Mejora de la estabilidad del vehículo al bascular. Las condiciones para el basculamiento varían mucho puesto que dependen de la pendiente del suelo y de la capacidad de soportar la carga, así como del diseño de la carrocería.

El requisito básico para una buena estabilidad al bascular es que la rigidez esté bien equilibrada entre la parte delantera y la parte trasera del chasis. La parte trasera requiere una gran rigidez torsional en la articulación de basculamiento, pero es importante que la parte delantera del chasis no presente una rigidez torsional insuficiente con respecto a la parte posterior.

4.6.10 Recomendaciones para la carrocería. Asegúrese de que la distancia entre el eje de soporte posterior del volquete y el punto de apoyo más retrasado del bastidor del chasis (soporte de ballesta trasera, soporte de eje portador o soporte de bogie equilibrador) sea lo más corta posible.

Figura 105. Distancia entre eje posterior portador del volquete y punto de basculamiento



Fuente: til.scania.com/groups/bwd/documents/bwm/bwm.pdf

Una distancia corta combinada con un falso bastidor reforzado en sentido transversal produce un voladizo que es resistente a la flexión y la torsión que impide que la caja sufra un desplazamiento lateral durante el basculamiento.

- Utilice un estabilizador de volquete.
- Aumente la rigidez torsional del voladizo trasero.

4.6.11 Rigidez torsional de la caja basculante. Una caja basculante debe ser lo suficientemente rígida para que no presente torsión ni flexión apreciable en sentido lateral, si por casualidad se quedara la carga atascada en la parte delantera de la caja al efectuar la descarga.

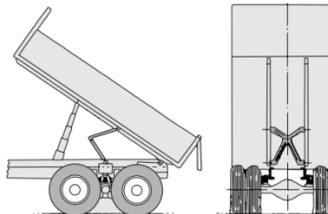
4.6.12 Estabilizador de descarga. Para mejorar la estabilidad de descarga consiste en un par de tirantes, unidos entre sí, a la caja y al chasis.

El estabilizador impide la flexión lateral del chasis al bastidor. Para que tenga máximo efecto, el estabilizador ha de tener su fijación encima del centro del eje trasero o del tándem.

El volquete de articulación de rotula, usando en ciertos tipos de camiones volquete, brinda una buena estabilidad y juego reducido de los cojinetes.

Se recomienda el estabilizador de descarga en condiciones difíciles de conducción, por ejemplo, en camiones volquete para roca o en otros casos en los que se efectúa la descarga en terreno muy difícil. En condiciones menos difíciles, se puede obtener la estabilidad de descarga con un cilindro basculante estabilizador.

Figura 106. Estabilizador de descarga



Fuente: til.scania.com/groups/bwd/documents/bwm/bwm.pdf

4.7 Comprobación de elementos mecánicos

4.7.1 Comprobación del eje basculante actual. Para el cálculo de comprobación el eje basculante actual se investigó sobre el material el cual utilizan para los ejes basculantes de

las cajas de volteo, el cual es un acero AISI 1018, ver anexo B, por lo cual, se tomara en cuenta las características mecánicas del eje como son.

Material: AISI 1018

Dureza HRC: 60

Límite de influencia: 225 N/mm²

Además $R_1 = 15466.6 \text{ kg} = 154666 \text{ N}$, se tomó del literal 4.3.4, al inicio del vuelco a 45°, por lo cual para la comprobación del coeficiente de seguridad se tomó el diámetro actual 50 mm (aproximadamente).

$$\tau_{xy} = \frac{F}{S} \quad (39)$$

$$\tau_{xy} = \frac{F/2}{\frac{\pi}{4} \cdot d^2} = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \rightarrow \sigma' = \sqrt{3 \cdot \tau_{xy}^2} = \frac{2 \cdot \sqrt{3} \cdot F}{\pi \cdot d^2}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} \quad (40)$$

$$n = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot S_y}{2 \cdot \sqrt{3} \cdot F} = \frac{\pi \cdot 50^2 \cdot 225}{2 \cdot \sqrt{3} \cdot 154666} = 3$$

Donde, con el coeficiente de seguridad encontrado se puede considerar que el eje de basculamiento actual es el aceptable.

Además se comprobara a carga dinámica el eje actual. Y reemplazando en la siguiente ecuación tenemos.

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S'_{Se} \quad (41)$$

$$S'_{Se} = 0.577 \cdot S_{e'} \rightarrow \text{Corte puro} \quad (42)$$

$$S_{e'} = (0.5 \cdot S_{ut}) \rightarrow \text{Flexión (régimen de vida infinita)} \quad (43)$$

$$S'_{Se} = 0.577 \cdot (0.5 \cdot 825) = 238.01 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Para comprobar el coeficiente de seguridad con el diámetro impuesto se tiene que:

$K_a = 0.74$ Acabado mecanizado

$$K_b = 1.24 \cdot d^{-0.107} = 1.24 \cdot 50^{-0.107} = 0.82$$

$$K_c = 0.897 \text{ Para una confiabilidad de } 90\%$$

$$K_d = 1$$

$$K_e = 1$$

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S'_{Se}$$

$$S_e = 0.74 \cdot 0.82 \cdot 0.897 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 238.01 \frac{N}{mm^2}$$

$$S_e = 129.5 \frac{N}{mm^2}$$

Donde,

$$\tau_{xy} = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot d^2} = \frac{2 \cdot 154666}{\pi \cdot 50^2} = 39.4 \frac{N}{mm^2}$$

Además reemplazando en la siguiente ecuación tenemos que:

$$\tau_a = \frac{S_{Se}}{n} \tag{44}$$

$$n = \frac{S_{Se}}{\tau_{xy}} = \frac{129.5}{39.4} = 3 \text{ Que es suficiente para nuestro caso}$$

4.7.2 Comprobación del eje de articulación del cilindro hidráulico. Para la comprobación de este eje tomaremos el esfuerzo en el punto $R_2 = 9012.8 \text{ kg} = 90128 \text{ N}$, al inicio del vuelco a 0° , del literal 4.3.5, para este cálculo tomaremos el límite de elasticidad del eje anterior, por lo cual para la comprobación del coeficiente de seguridad se tomó el diámetro actual 44.45 mm, obteniendo lo siguiente.

$$n = \frac{\pi \cdot 44.45^2 \cdot 225}{2 \cdot \sqrt{3} \cdot 90128} = 5$$

Con el coeficiente de seguridad encontrado se puede considerar que el eje del cilindro hidráulico actual es el aceptable.

Reemplazando en la ecuación (41), (42) y (43), tenemos lo siguiente.

$$S'_{Se} = 0.577 \cdot Se' = 0.577 \cdot (0.5 \cdot S_{ut}) \Rightarrow 0.577 \cdot (0.5 \cdot 825) = 238.01 \frac{N}{mm^2}$$

Para comprobar el coeficiente de seguridad con el diámetro impuesto se tiene que:

$$K_a = 0.74 \text{ Acabado mecanizado}$$

$$K_b = 1.24 \cdot d^{-0.107} = 1.24 \cdot 44.45^{-0.107} = 0.82$$

$$K_c = 0.897 \text{ Para una confiabilidad de 90\%}$$

$$K_d = 1$$

$$K_e = 1$$

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S'_{Se}$$

$$S_e = 0.74 \cdot 0.82 \cdot 0.897 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 238.01 \frac{N}{mm^2}$$

$$S_e = 129.5 \frac{N}{mm^2}$$

Donde,

$$\tau_{xy} = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot d^2} = \frac{2 \cdot 90128}{\pi \cdot 50^2} = 22.9 \frac{N}{m^2}$$

$$n = \frac{S_{Se}}{\tau_{xy}} = \frac{129.5}{22.9} = 6 \text{ Que es suficiente para nuestro caso}$$

4.8 Comprobación del sistema hidráulico

Para analizar el sistema hidráulico en lo referente al volteo, del volquete Nissan Diesel CWB459'S, se va a estudiar sus componentes, ósea sus características técnicas para saber sí, se los reemplaza o mantiene, como son: bomba hidráulica, toma de fuerza, accionamientos, cilindro hidráulico, filtros y cañerías.

Como sabemos en el mercado automotriz e industrial existe una vasta gama de tomas de fuerza con enganche mecánico, neumático, de vacío y de embrague para la mayor parte de los vehículos disponible en el mercado, pero se diferencia por su relación transmisión, la cual hay que considerar, la toma de fuerza debe ser adecuada para montar una bomba hidráulica,

según algunos fabricantes de camiones recomiendan, las tomas de fuerza de alta multiplicación (más de 1:1) proporcionan más caudal con una bomba pequeña.

La base para seleccionar una toma de fuerza idónea, es considerar el caudal hidráulico, presión máxima del sistema hidráulico, el régimen más adecuado (rpm del motor), saber si, se emplea siempre con el vehículo inmovilizado.

Comprobación de toma de fuerza y bomba hidráulica actual del volquete Nissan Diesel CWB450'S, ver anexo A.

Datos de toma de fuerza Chelsea 680.

Relación de engranajes: 19/24

Torque intermitente (libras pie): (N.m):
375, 508

Potencia para servicio intermitente: 71 HP-
52,94 kW

Datos de bomba hidráulica New Star C101.

Presión Max: 2000 PSI

*Desplazamiento(cc/pug;cc):*6.38/104.5

$n_{rpm}=1800$ rpm

4.8.1 *Revoluciones de la bomba hidráulica.* Número de rpm del motor en ralentí es $n_1=1000$ rpm.

$$n_1 \cdot z_1 = n_2 \cdot z_2$$

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = i = \frac{19}{24} \Rightarrow n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{1000 \text{ rpm}}{\frac{19}{24}} = 1263,15 \text{ rpm}$$

Con esto vemos que el régimen es inferior al máximo permitido para esa bomba, $n = 1800$ rpm. Ello significa que no sobrepasa el régimen de la bomba hidráulica.

Comprobar que no se sobrepase el par de torsión máximo permitido de la toma de fuerza, M_{perm} (Nm).

$$M = \frac{D \cdot p}{6.3}$$

D=Desplazamiento (cc/rev).

P=Presión de trabajo (MPa).

$$M = \frac{104.5 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}} \cdot 13.78 \text{ MPa}}{6.3} = 228.57 \text{ Nm}$$

M = 228.57 Nm es inferior al par máximo permitido de la toma de fuerza, $M_{\text{perm}} = 508 \text{ Nm}$, lo cual quiere decir que la toma analizada cumple con los requisitos de par de la aplicación.

Comprobar que no se sobrepase la potencia hidráulica máxima permitida P_{perm} , (kw) de la toma de fuerza.

4.8.2 Potencia hidráulica en toma de fuerza (kw). Reemplazando en la ecuación (4), tenemos lo siguiente, y donde el caudal viene dado por la ecuación.

$$Q_c = \frac{D \cdot n_b}{1000} = \frac{104.5 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}} \cdot 1263,15 \text{ rpm}}{1000} = 131.99 \text{ lt/min}$$

$$P = \frac{137.8951 \text{ Bar} \times 131.99 \text{ lt/min}}{600} = 30.54 \text{ kW}$$

La potencia máxima permitida para la (PTO Chelsea 680) es de 52.94 kw. Ello significa que la toma de fuerza cumple con los requisitos de potencia de la aplicación.

Conclusión: Los cálculos anteriores demuestran que la PTO Chelsea 680, en combinación con la bomba variable C101, es una toma de fuerza apropiada para esta aplicación

4.8.3 Cilindro hidráulico telescópico. Para comprobar, si el cilindro hidráulico es el adecuado se procederá a calcular la sección del pistón ya que este multiplicado por la presión de la bomba debe ser mayor a la máxima carga (R_2), para poder levantar la caja: para lo cual hemos tomado, como referencia la densidad de uno de los materiales transportados, como es la arena cuyo valor es de $1393 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$ de la tabla 22.

Tabla 22. Densidades de materiales transportados

Densidades	Valor	Unidad
Arena	1393	Kg/m ³
Polvo de roca	2558	Kg/m ³
Grava triturada 3/4 "	2691	Kg/m ³
Grava triturada 3/8 "	2686	Kg/m ³
Material Arcilloso (arcilla)	1868	Kg/m ³
Material no seleccionado de río	2400	Kg/m ³
Material seleccionado 2"	2359	Kg/m ³

Fuente: Laboratorio de Geotecnia-Control de Calidad del GPAO

Para comprobar la carga máxima actual que transportan los volquetes, la cual es igual a peso de la caja más el peso del material transportado, se considera la caja completamente llena o al ras, se procede con el cálculo del volumen de caja.

Como ya sabemos el valor de la capacidad de nuestro volquete la cual es dada por el fabricante que es de 20000 kg y donde la condición sería que valores calculados deben ser menores a 20000 kg, por lo cual es importante considerar las densidades de los materiales al transportar para no superar este valor y no generar una sobrecarga en los ejes.

Figura 107. Caja actual de volquete Nissan Diesel



Fuente: Autores

Volumen de la caja actual $V = 12 m^3$

Peso de la caja: 2240.13 kg

Peso del material está en función de la densidad así que reemplazando en la ecuación (10), de la cual despejamos m.

$$m = \rho \cdot V = 1393 \frac{Kg}{m^3} \cdot 12m^3 = 16716 kg \text{ (Peso del material).}$$

El peso total a ser levantado por el cilindro es $P_{Total} = P_{caja} + P_{material}$

Entonces,

$$Q = 2240.13 kg + 16716 kg = 18956.13 kg$$

Este sería el valor del peso de la caja a ser levantado por el cilindro hidráulico, pero para nuestro calculo consideramos la capacidad máxima que es de 20000 kg, ya que este valor se lo considero en los anteriores cálculos.

En base al literal 4.3.5, tomamos en cuenta R_2 (máximo) que es de 9012.8 kg = 90128 N, de lo cual procedemos al cálculo, donde:

Presión máxima de bomba hidráulica=2000PSI=13789510 N/m²

Y reemplazando en la ecuación (1), tenemos lo siguiente.

Donde, $F = R_2$

$$S = \frac{R_2}{P} = \frac{90128 \text{ N}}{13789510 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} = 6.5359 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$S = 6535.98 \text{ mm}^2$$

El diámetro del cilindro ha de ser como mínimo de:

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (45)$$

$$D \geq \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6535.98 \text{ mm}^2}{\pi}} = 91.22 \text{ mm}$$

En base a los resultados obtenidos, podemos decir que el cilindro hidráulico es el adecuado, ya que el valor encontrado es menor al diámetro actual, el cual es de 146.05 mm como se ve en el anexo A.

4.8.3.1 Velocidad del cilindro actual. Reemplazando la ecuación (45), en la ecuación (7), obtenemos la velocidad del cilindro.

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot (146.05)^2}{4} = 16753.01 \text{ mm}^2 \Rightarrow 167.5 \text{ cm}^2$$

$$\vec{v} = \frac{10 \times 132 \frac{\text{lt}}{\text{min}}}{167.5 \text{ cm}^2} = 7.8 \text{ m/min}$$

4.8.3.2 Tiempo en efectuar una carrera, sistema actual. Reemplazamos en la ecuación (8) y (9), obtenemos lo siguiente.

Donde,

S=Superficie de camisa cm².

h= Carrera en cm. → 126.63 plg. ≈ 321.7 cm ver anexo A.

$$Q_e = \text{Caudal efectivo cm}^3/\text{s} \rightarrow Q_e = \mu_V \cdot Q_T = 0.9 \cdot \frac{2200 \text{ cm}^3}{\text{s}} = 1980 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}}$$

$$T(\text{seg}) = \frac{167.5 \cdot 321.7}{1980} = 27 \text{ s}$$

Donde, para el consumo de aceite tenemos lo siguiente.

D= Diámetro de camisa en cm.

$$\text{Consumo de aceite (dm}^3\text{)} = \frac{\pi \cdot 14.605^2 \cdot 321.7}{4 \cdot 1000} = 54 \text{ dm}^3$$

4.8.4 *Caída de presión o pérdida de carga.* Reemplazando en la ecuación (3), tenemos lo siguiente.

$$A_p = \frac{4,15 \times 0.46 \frac{\text{cm}^2}{\text{s}} \times 1\text{m} \times 1 \times 132 \frac{\text{lt}}{\text{s}}}{3.2\text{cm}} = 1.31 \text{ bar}$$

4.8.5 *Pérdidas por fricción en sistema actual.* Velocidad media del fluido viene dado por la siguiente ecuación.

$$v_m = \frac{Q}{S_{\text{interna}}}$$

Datos:

$$\text{Caudal } Q = 132 \frac{\text{lt}}{\text{min}} = 0.0022 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$D_{\text{interno}} = 25.4 \text{ mm}$$

$$S_{\text{interna}} = 0.506 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$v_m = \frac{0.0022 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0.506 \times 10^{-3} \text{ m}^2} = 4.34 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

4.8.6 *Cálculo de número de Reynolds.* Para el cálculo reemplazamos la ecuación (5).

Características del aceite hidráulico utilizado en el GPAO: Texaco 10W o ISO VG 46, ver 23.

Tabla 23. Características técnicas de los aceites según Grado ISO

HIDRÁULICO HL		GRADO ISO		
CARACTERÍSTICAS	NORMA ASTM	32	46	68
Densidad 15 °C, g/cm ³	D-4052	0.872	0.878	0.882
Inflamación V/A, °C	D-92	210	215	220
P. Congelación, °C	D-97	-24	-21	-18

Fuente: Escuela Universitaria Politécnica de Donostia-San Sebastián. Sistemas neumáticos y oleohidráulicos

$$\text{Densidad a } 15^{\circ}\text{C } (\rho) = 878 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$\text{Viscosidad, a } 40^{\circ}\text{C } (v) = 46 \text{ cSt} = 4.6 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

Donde, la viscosidad cinemática viene dada por la ecuación (6), de la cual despejamos la viscosidad dinámica.

$$\mu = v \cdot \rho = 4.6 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \cdot 878 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} = 0.040 \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$$

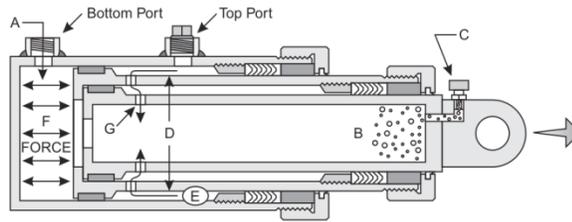
Diámetro de interno de la tubería (ϕ) = 3/4" \approx 19.05 mm

$$Re = \frac{4.34 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0.01905 \text{ m} \cdot 878 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{0.040 \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}} = 1814.76 \approx 1815$$

Para comprobar por qué el sistema se llena de aire se procedió al cálculo del número de Reynolds, para saber si es flujo laminar o turbulento, en el cual comparando con la relación que dice $Re < 2500$, nos dio un valor de $1815 < 2500$, descartando así la posibilidad de ser turbulento, ya que hubo la hipótesis de qué, el sistema era turbulento por motivo de que se llenaba de aire, por lo cual se tendrá que buscar otras causas las cuales veremos más adelante.

4.8.7 Aire en los cilindros hidráulicos telescópicos. Unos de los motivos también por que se llenan de aire los cilindros hidráulicos es porque al llenarse estos mediante la presión de la bomba punto (A) de la figura 108, el aire del sistema es atrapado en el fin del cilindro punto (B), por lo cual este puede ser purgado completamente a través de la válvula tipo (C).

Figura 108. Aire en los cilindros hidráulicos telescópicos



Fuente: www.parker.com/.../Mobile%20Cylinder/hy

4.9 Conclusión del sistema actual

Se logró comprobar que el sistema mecánico entre ellos el falso bastidor actual cumple con algunas especificaciones como son perfil adecuado, refuerzo en la parte posterior como indican algunos fabricantes de camiones, figura 98, y distancia entre ejes delanteros y falso bastidor como en la figura 97.

Pero en lo referente a perfiles longitudinales, los largueros del falso bastidor se tendrá que realizar una reducción gradual en los extremos anteriores del perfil cómo se indica en la figura 96. También en la fijación del falso bastidor se debe modificar una de las fijaciones delanteras fijas por flexibles mientras las posteriores se podrán mantener.

Además se pudo comprobar que la fijación del cilindro hidráulico al falso bastidor cumple con lo descrito en literal 4.6.4, así mismo con lo descrito en literal 4.6.6 referente a fijación de chapa guía, así mismo se verificó que la distancia entre el eje de soporte del volquete

Se consideró también que sería necesario que el volquete actual como el rediseñado se compruebe la estabilidad durante el basculamiento como se indicó en el literal 4.6.8, para garantizar su operación.

Como sabemos los cilindros telescópicos comúnmente instalados en vehículos son dispositivos requeridos para proveer sólo una fuerza ascensional. El cilindro no es un miembro estructural, y no es diseñado para, ni está dirigido a proveerle la estabilidad al vehículo volquete. Por lo cual la inclinación lateral le puede causar al cilindro que se doble o se separe de la carrocería del camión volquete por volcarse repentinamente y dar como resultado muerte o lesión y/o daño para la unidad y el cilindro, si las siguientes advertencias no son observadas, ver figura 109.

En lo referente a los ejes (de basculamiento y de articulación del cilindro hidráulico), se comprobó que mediante el coeficiente de seguridad encontrado, son aceptables al diseño actual, por lo cual se pueden mantener.

Figura 109. Volco lateral de caja basculante



Fuente. http://www.customhoists.com/normal_service.html

Se comprobó que los componentes del sistema hidráulico actual, cumplen los requerimientos para un funcionamiento ideal.

Entre las desventajas de este sistema es que el cilindro opera sin un estabilizador, además de ser telescópico y por tener varias etapas, su tiempo de ascenso y consumo de aceite de es alto, además purgar cilindros es un trabajo sucio, peligroso y el trabajo ambiental arriesgado, ya que el mecánico debe trepar en el extremo superior del cilindro ubicado en la caja basculante en el cual debe ajustar el tornillo de purga.

CAPÍTULO V

5. REDISEÑO MECÁNICO E HIDRÁULICO Y PROPUESTA DE SOLUCIÓN PARA EL SISTEMA DE VOLTEO

Para realizar el rediseño del sistema mecánico e hidráulico, se tendrá en cuenta que este cumpla con los requisitos de operación, mantenimiento, seguridad actuales y futuros, eliminando las falencias del diseño anterior.

5.1 Rediseño

El rediseño será verificado mediante un modelado numérico por el Método de Elementos finitos u otra herramienta computacional.

Principales parámetros a tomar en cuenta para el rediseño.

- La factibilidad y facilidad de adaptación al resto del proceso.
- La factibilidad y facilidad de fabricación.
- La confiabilidad y funcionalidad en el futuro del sistema.
- La conformidad con los códigos vigente.

Para el rediseño del sistema de volteo se analizó las mejores opciones técnicas que utilizan los principales fabricantes de sistemas mecánicos e hidráulicos, según su sistema, tanto en camiones de pequeña capacidad como de gran capacidad, para poder desarrollar a partir de esas opciones el respectivo rediseño del sistema.

Las opciones que se analizó, están principalmente, determinadas en función del parámetro antes descrito, además de la facilidad para la obtención de materiales, y sobre todo adaptado a nuestro medio.

5.1.1 *Detalle de las opciones según su sistema.*

5.1.1.1 *Opción 1: Tipo de cilindro izador /varillaje.*

Figura 110. Tipo de cilindro izador /varillaje



Fuente: <http://www.shinmaywa.co.jp/thai/products/list.htm>

Como podemos observar en la figura 110 se presenta el sistema tipo cilindro izador /varillaje, el cual se basa en un mecanismo basculante, accionado por un cilindro hidráulico, permite transportar todo tipo de material.

Ventajas

- Posee una estructura de tres puntos que soporta y garantiza una mayor resistencia a la torsión anti-vuelco, además utiliza dos brazos elevadores y dos barras de enlace principales los cuales están unidos a tres puntos.
- Este sistema tiene seguridad, por su estabilidad al voltear en terrenos inclinados, y además no necesita gran cantidad de aceite por el uso de una sola sección del cilindro hidráulico.
- El sistema está accionado por toma fuerza a la caja de velocidades y con un largo cardán que deja la bomba hidráulica muy cerca al brazo, eliminando las largas distancias de las mangueras, lo que significa menor esfuerzo hidráulico y menor temperatura del líquido. El brazo tiene ubicada su base muy cerca al centro del tándem posterior para una mejor distribución del peso al voltear.
- El sistema se encuentra montado sobre su propio chasis, aumentando una mejor distribución del esfuerzo sobre el chasis del vehículo.
- Buena acogida por operadores del GPAO, al trabajar con este sistema.

Figura 111. Estructura basculante



Fuente: <http://www.shinmaywa.co.jp/thai/products/list.htm>

Desventajas

- Cilindro debe ejercer mayor fuerza para el levantamiento, por estar su punto de levantamiento más cerca a la bisagra de giro.
- Por ser un sistema nuevo se dificulta algunos repuestos.

5.1.1.2 Opción 2: Tipo de acción directa.

Figura 112. Cilindro frontal-campana



Fuente: <http://www.hino-mavesa.com.ec/index.php>

En el sistema de acción directa hay varios tipos de cilindros, como el de la figura 112 del tipo cilindros frontales con campana, los cuales son modelos que se están empleando en la mayoría de camiones europeos.

Ventajas

- En caso de levantar el mismo peso, tiene más fuerza de torsión y baja presión, además tienen mayor estabilidad, aunque tienen que tener estabilizadores para garantizarla.
- Estructura sencilla y facilidad de acoplamiento al falso bastidor.
- El cilindro frontal de campana está fijado, en el falso bastidor por un soporte que es el depósito de aceite.

Desventajas

- Su alto costo de adquisición, mantenimiento y reparación.
- Por ser un sistema nuevo se dificulta algunos repuestos.
- Mayor consumo de aceite.

5.2 Tabla de ponderaciones [20]

Para realizar la calificación de las diferentes alternativas, se ha empleado un sistema de ponderación que otorga un valor de importancia sobre diez puntos a cada uno de los factores que van a ser considerados en los diseños para su posterior evaluación como se observa en la tabla 24. Los factores tendrán su respectiva calificación basada en las opciones descritas anteriormente, para las cuales se considera como los factores más determinantes de evaluación a: Costo, facilidad de diseño, facilidad de montaje, facilidad de operación, mantenimiento, fabricación y seguridad.

Finalmente, para determinar el puntaje máximo se suma todos los valores que corresponde a la primera columna dando como resultado 60 puntos, siendo este el valor la máxima calificación que puede obtener cualquiera de las opciones.

Los factores de comparación se detallan de la siguiente manera.

Costos. Factor evaluado sobre 9 puntos puesto que se trata del ítem más importante a considerar en el diseño, ya que de este depende para el rediseño del sistema de volteo y es directa incidencia sobre una posterior comercialización del mismo.

Facilidad de diseño. Ítem que es evaluado sobre 8 puntos, puesto que este factor indica la facilidad que ofrece el diseño seleccionado para ser construido en el mercado nacional.

Facilidad de montaje. Es evaluado sobre 8 puntos, el mismo que evalúa la facilidad de acople a los diferentes elementos de los diseños estudiados anteriormente.

Facilidad de operación. Este ítem es evaluado sobre 8 puntos puesto que permite establecer como los operarios operan con facilidad el sistema.

Mantenimiento. Ítem evaluado sobre 8 puntos, este factor evalúa la facilidad con la que el operador pueda realizar el mantenimiento.

Seguridad. Factor evaluado sobre 9 puntos, el mismo que es considerado como primordial ya que de este depende de que no se ponga en riesgo la vida del operador y sus ayudante en el basculamiento y en el mantenimiento.

Fabricación. Factor sobre 10 puntos, evalúa la posibilidad de fabricar el sistema de volteo.

Tabla 24. Tabla de ponderaciones de opciones a diseñar

CARACTERÍSTICAS	IMPORTANCIA SOBRE 10	Ocp. 1	Ocp. 2
Costo	9	7	5
Facilidad de diseño	8	7	7
Facilidad de montaje	8	6	8
Facilidad de operación	8	8	8
Mantenimiento	8	7	5
Seguridad	9	7	6
Fabricación	10	7	6
Total		49	45

Fuente: Autores

Conclusión.

Analizando la tabla de ponderaciones a cada una de las opciones para el rediseño de nuestro sistema, en la cual la que más importancia se le da es a la opción 1, ya que cumple con la mayoría de características y por ser un sistema que presenta mejor estabilidad al bascular.

5.3 Rediseño mediante el sistema, cilindro izador /varillaje

En la figura 113 se muestra el esquema del sistema de cilindro izador/varillaje a calcular. Para el rediseño nos basaremos en un modelo comercial de cilindro izador/varillaje, ya existente. Los cálculos y estudios realizados para el rediseño del sistema mecánico e hidráulico son detallados más adelante.

Figura 113. Perspectiva del sistema cilindro izador/varillaje



Fuente: Autores

Tanto la unión de las piezas principales entre sí como la unión de los cilindros con dichas piezas, se realiza mediante ejes. La fuerza de elevación esta impuesta por los objetivos del proyecto.

Las características de los materiales utilizados en cada elemento del sistema, así como los coeficientes de seguridad exigidos según la teoría de cortante máximo, se ha de determinar los siguientes puntos:

- Fuerza que deben realizar el cilindro hidráulico.
- Dimensión del cilindro (carrera).
- Diámetro de los ejes.
- Anchura de las orejetas.

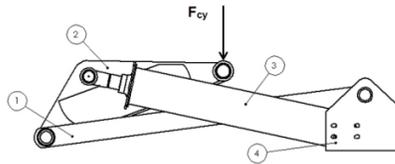
5.4 Metodología del diseño

A continuación se explica el procedimiento de trabajo llevado a cabo para el rediseño del sistema volcador, mediante el sistema de cilindro izador/varillaje.

Inicialmente, se realizó un diseño previo del mecanismo instalado en el camión volquete, inspirado en un modelo comercial ya existente. A partir de este modelo se extrajeron, las dimensiones de ubicación del mecanismo en el chasis de forma aproximada de acuerdo a la capacidad de carga del vehículo, así como la sección aproximada de los diferentes componentes que forman este mecanismo y las dimensiones actuales de la caja como del chasis del camión.

Descrito estos datos iniciales, se consideró una posición como la más desfavorable y se llevó a cabo un pre dimensionamiento a partir de cálculos analíticos tanto de los cilindros hidráulicos como de los pasadores, donde 1 es barra de enlace, 2 brazo levantador, 3 cilindro hidráulico, 4 base principal.

Figura 114. Esquema del mecanismo



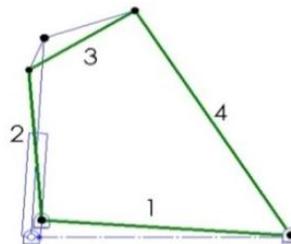
Fuente: Autores

5.4.1 Diseño tentativo del componente.

5.4.1.1 Parámetros del sistema. Identificación del mecanismo:

El sistema cilindro izador/varillaje, es un mecanismo de 4 barras como se puede ver en la figura 115.

Figura 115. Mecanismo de 4 barras



Fuente: Autores

5.4.1.2 Movilidad. Una propiedad importante en el análisis de mecanismos es el número de grados de libertad del eslabonamiento. El grado de libertad es el número de entradas independientes requeridas para posicionar con exactitud todos los eslabones de un mecanismo con respecto al suelo. También se puede definir como el número de actuadores necesarios para operar el mecanismo. Un mecanismo actuador podría ser el movimiento manual de un eslabón hacia otra posición, la conexión de un motor al eje de un eslabón o el empuje del pistón de un cilindro hidráulico. El número de grados de libertad de un mecanismo también se conoce como movilidad, el cual se identifica con el símbolo M.

Ecuación de Gruebler

Los grados de libertad para eslabonamientos planos conectados con uniones comunes se calculan con la ecuación de Gruebler.

$$M = \text{grados de libertad} = 3 \cdot (n - 1) - 2j_p - j_h \quad (46)$$

Dónde:

n=número total de eslabones en él, mecanismo.

j_p =número total de uniones principales (uniones de pernos o de correderas)

j_h =número total de uniones de orden superior (uniones de levas o engranajes).

Datos:

$$n = 4. \quad M = 3 \cdot (4 - 1) - 2 \cdot (4)$$

$$j_p = 4 \quad M = 1$$

Podemos observar que nuestro sistema tiene un grado de libertad.

5.4.2 Análisis de Posición. El propósito fundamental del análisis de un mecanismo es estudiar su movimiento. El movimiento ocurre cuando se modifican la posición de los eslabones y los puntos de referencia del mecanismo. Conforme se altera la posición de los eslabones, el mecanismo se fuerza a tomar una configuración diferente, en tanto que el movimiento avanza.

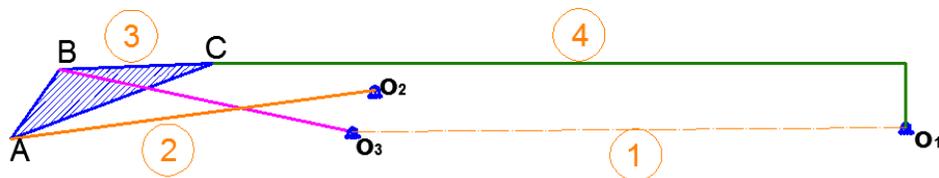
Para eslabonamientos con un grado de libertad, la posición de un eslabón o un punto puede determinar con precisión la posición de todos los demás eslabones o puntos. Del mismo

modo, en los eslabonamientos con dos grados de libertad la posición de dos eslabones determina con exactitud la posición de los demás eslabones.

Por lo tanto, la posición de todos los puntos y eslabones de un mecanismo no es arbitraria ni independiente. Los parámetros independientes son las posiciones de ciertos eslabones o puntos “impulsores”. El objetivo principal del análisis de posición es determinar las posiciones resultantes de los puntos de un mecanismo, en función de la posición de esos eslabones o puntos “impulsores”.

5.4.3 Diagrama cinemático. El diagrama cinemático del mecanismo sistema tipo cilindro izador/varillaje se observa en la figura 116. El extremo del vástago del cilindro está definido como el punto de interés B.

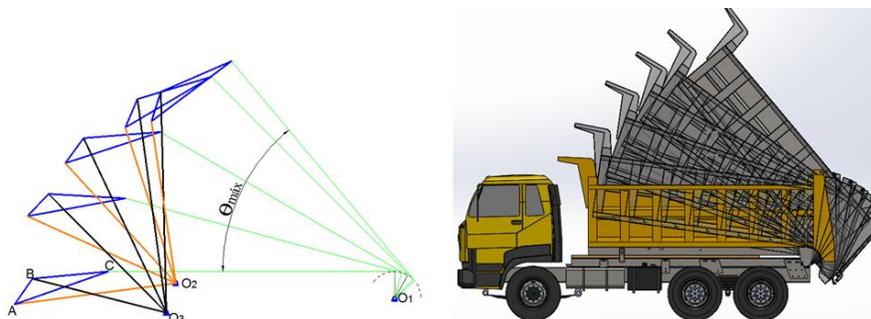
Figura 116. Diagrama cinemático



Fuente: Autores

5.4.4 Dimensionamiento de la carrera del vástago del pistón. Ahora determinamos las posiciones límites para el ángulo máximo de nuestro sistema en función de la carrera del vástago del cilindro, método gráfico logrando así observar como sería el movimiento del mecanismo, determinando así que el ángulo máximo será de 50° .

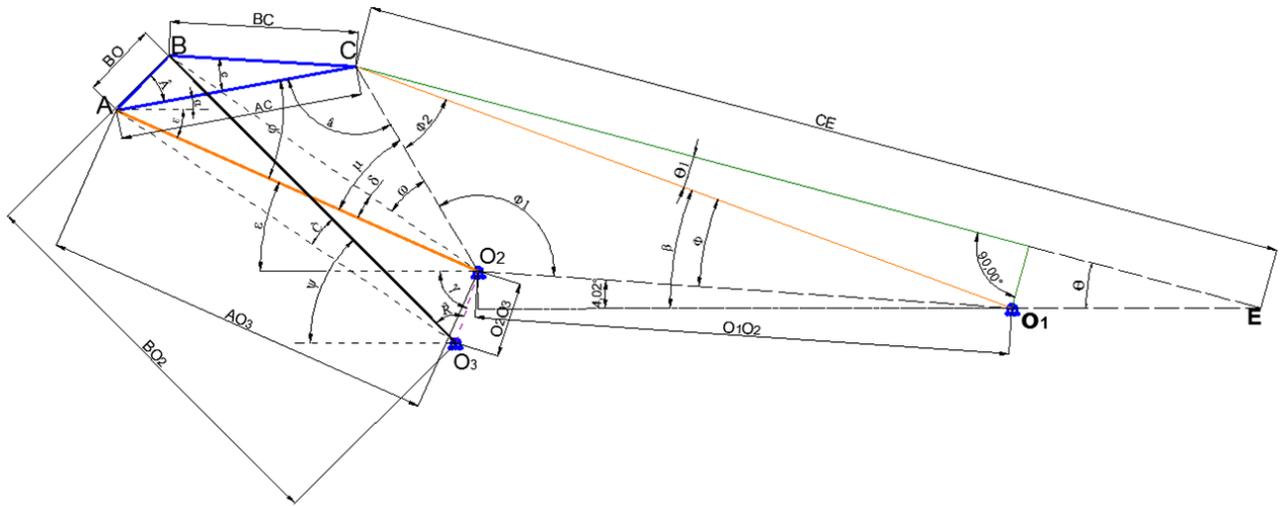
Figura 117. Desplazamiento del mecanismo



Fuente: Autores

5.4.5 Posiciones límite: método analítico.

Figura 118. Dimensiones constantes del mecanismo



Fuente: Autores

5.5 Cálculo de los esfuerzos en los pasadores

El sistema volcador es simétrico por ello se realizan los cálculos de los esfuerzos que soportan los pasadores de uno de los brazos de elevación. Para la comprobación del diseño, se considera la carga máxima, caja enrasada considerando el material de la tabla 22 la cual se vio anteriormente.

Conocidas las reacciones que actúan sobre los pasadores, es necesario determinar qué tipo de esfuerzos van a producir y a partir de allí calcular las máximas tensiones en las posibles secciones de fallos. Los elementos se dimensionaran para que en cualquier punto de la sección más desfavorable, las tensiones que aparezcan sean siempre inferiores a las tensiones máximas admisibles. Debido a la acción del cilindro y al apoyo de los pasadores en las orejetas, los pasadores están sometidos a un esfuerzo cortante que puede suponer rotura por dos planos (doble cortadura) y otros a flexión.

Primeramente para proceder al cálculo del mecanismo se tiene que saber cuáles son los valores fijos y variables, para poder así encontrar la longitud de recorrido del vástago del cilindro hidráulico en función del ángulo de basculamiento Θ de forma analítica.

Tabla 25. Datos constantes del sistema

Longitudes en mm												
CO ₁	EO ₁	CE	AO ₂	AB	BC	AC	O ₁ O ₂	O ₂ O ₃	Θ ₁	Â	Ĉ	γ
3118.21	1107.82	4175.07	1764.85	336.45	835.28	1084.55	2385.71	335.22	5.3	35.82	13.64	72.64

Fuente: Autores

Se procede el cálculo de β el cual va ir variando en función del ángulo de basculamiento Θ.

Es así que:

$$\beta = \theta + \theta_1 \quad (47)$$

Realizaremos el cálculo correspondiente para un ángulo a 0°, teniendo así que:

$$\beta = 0 + 5.3^\circ = 5.3^\circ$$

Seguidamente se calcula Φ

$$\phi = 5.3^\circ - 4^\circ = 1.3^\circ \quad (48)$$

Para calcular la distancia CO₂, tomamos en cuenta los valores fijos y el ángulo Φ siendo así que:

$$\overline{CO_2} = \sqrt{\overline{O_1O_2}^2 + \overline{CO_1}^2 - 2 \cdot \overline{O_1O_2} \cdot \overline{CO_1} \cdot \cos \Phi} \quad (49)$$

$$\overline{CO_2} = \sqrt{2385.71^2 + 3118.22^2 - 2 \cdot 2385.71 \cdot 3118.22 \cdot \cos 1.3} = 735.12 \text{ mm}$$

Otro ángulo influyente será el de Φ₂ el cual se obtendrá de la siguiente manera:

$$\phi_2 = \sin^{-1} \left(\frac{\overline{O_1O_2} \cdot \sin \Phi}{\overline{CO_2}} \right) \quad (50)$$

$$\phi_2 = \sin^{-1} \left(\frac{2385.71 \cdot \sin 1.3^\circ}{735.12} \right) = 4.22^\circ$$

Así mismo calculamos los siguientes ángulos μ, ε, φ, a continuación presentamos las ecuaciones correspondientes:

$$\mu = \cos^{-1} \left(\frac{\overline{CO_2}^2 + \overline{AO_2}^2 - \overline{AC}^2}{2 \cdot \overline{AO_2} \cdot \overline{CO_2}} \right) \quad (51)$$

$$\mu = \cos^{-1} \left(\frac{735.12^2 + 1764.85^2 - 1084.55^2}{2 \cdot 1764.85 \cdot 735.12} \right) = 17.19^\circ$$

$$\phi_1 = 180^\circ - \phi - \phi_2 \quad (52)$$

$$\phi_1 = 180^\circ - 1.3^\circ - 4.22^\circ = 174.48^\circ$$

$$\varepsilon = 360^\circ - \mu - \phi_1 - 86^\circ - 90^\circ \quad (53)$$

$$\varepsilon = 360^\circ - 17.19^\circ - 174.48^\circ - 86^\circ - 90^\circ = -7.66^\circ$$

$$\varphi = \cos^{-1} \left(\frac{\overline{AC}^2 + \overline{AO_2}^2 - \overline{CO_2}^2}{2 \cdot \overline{AC} \cdot \overline{AO_2}} \right) \quad (54)$$

$$\varphi = \cos^{-1} \left(\frac{1084.55^2 + 1764.85^2 - 735.12^2}{2 \cdot 1084.55 \cdot 1764.85} \right) = 11.55^\circ$$

El ángulo α se obtendrá a continuación el cual es el que se forma entre los puntos del brazo AC con respecto a la horizontal.

$$\alpha = \varphi - \varepsilon \quad (55)$$

$$\alpha = 11.55^\circ - (-7.56^\circ) = 19.22^\circ$$

Para encontrar la distancia $\overline{BO_2}$, se tendrá que obtener el ángulo \hat{a} , el cual es parte del triángulo $\overline{ACO_2}$, obteniéndose así que:

$$\hat{a} = \cos^{-1} \left(\frac{\overline{AC}^2 + \overline{CO_2}^2 - \overline{AO_2}^2}{2 \cdot \overline{AC} \cdot \overline{CO_2}} \right) \quad (56)$$

$$\hat{a} = \cos^{-1} \left(\frac{1084.55^2 + 735.12^2 - 1764.85^2}{2 \cdot 1084.55 \cdot 735.12} \right) = 151.25^\circ$$

$$\overline{BO_2} = \sqrt{\overline{BC}^2 + \overline{CO_2}^2 - 2 \cdot \overline{BC} \cdot \overline{CO_2} \cdot \cos(\hat{C} + \hat{a})} \quad (57)$$

$$\overline{BO_2} = \sqrt{835.28^2 + 735.12^2 - 2 \cdot 835.28 \cdot 735.12 \cdot \cos(13.64 + 151.25)} = 1556.84 \text{ mm}$$

Seguidamente se otros ángulos influyente como son ω , δ .

$$\omega = \sin^{-1} \left(\frac{\overline{BC} \cdot \sin(\hat{C} + \hat{a})}{\overline{BO_2}} \right) \quad (58)$$

$$\omega = \sin^{-1}\left(\frac{835.28 \cdot \sin(13.64 + 151.25)}{1556.84}\right) = 8.04^\circ$$

$$\delta = \mu - \omega \quad (59)$$

$$\delta = 17.19 - 8.04 = 9.15^\circ$$

$$\hat{4} = \delta + \varepsilon + \gamma \quad (60)$$

$$\hat{4} = 9.15 + (-7.66) + 72.64^\circ = 74.13^\circ$$

Finalmente se obtiene la longitud \overline{BO}_3 a cual corresponde a la longitud del cilindro hidráulico, y los ángulos \hat{R} y ψ , esté último es el que forma el cilindro hidráulico con la horizontal.

$$\overline{BO}_3 = \sqrt{\overline{BO}_2^2 + \overline{O}_2\overline{O}_3^2 - 2 \cdot \overline{O}_2\overline{O}_3 \cdot \overline{BO}_2 \cdot \cos \hat{4}} \quad (61)$$

$$\overline{BO}_3 = \sqrt{1556.84^2 + 335.22^2 - 2 \cdot 335.22 \cdot 1556.84 \cdot \cos 74.13^\circ} = 1500.25 \text{ mm}$$

Ésta longitud será la posición inicial del vástago del cilindro hidráulico, la cual ira ascendiendo hasta llegar a un ángulo de 50° . En la tabla 28 se muestra la variación de la longitud \overline{BO}_3 .

$$\hat{R} = \cos^{-1}\left(\frac{\overline{BO}_3^2 + \overline{O}_2\overline{O}_3^2 - \overline{BO}_2^2}{2 \cdot \overline{BO}_3 \cdot \overline{O}_2\overline{O}_3}\right) \quad (62)$$

$$\hat{R} = \cos^{-1}\left(\frac{1500.25^2 + 335.22^2 - 1556.84^2}{2 \cdot 1500.25 \cdot 335.22}\right) = 93.46^\circ \text{ mm}$$

$$\Psi = 180^\circ - \hat{R} - \gamma^\circ \quad (63)$$

$$\Psi = 180^\circ - 93.46^\circ - 72.64^\circ = 13.9^\circ$$

Tabla 26. Variación de ángulos obtenidos en diferentes posiciones

Ángulos en grados														
θ	β	ϕ	ϕ_2	ϕ_1	μ	ϵ	φ	α	a	ω	δ	\bar{R}	Ψ	\hat{c}
0	5.3	1.3	4.3	174.4	17.2	-7.7	11.6	19.2	151.2	8.0	9.2	93.5	13.9	11.0
5	10.3	6.3	19.3	154.3	23.4	6.3	16.8	10.6	139.8	13.6	9.7	79.4	28.0	10.8
10	15.3	11.3	31.0	137.7	30.5	15.8	25.1	9.3	124.4	20.1	10.4	70.0	37.4	10.8
15	20.3	16.3	39.0	124.7	35.2	24.1	34.5	10.4	110.3	24.3	10.9	62.3	45.1	10.6
20	25.3	21.3	44.1	114.6	37.5	31.9	44.4	12.5	98.2	26.5	11.0	55.4	52.0	10.2
25	30.3	26.3	47.2	106.5	37.9	39.6	54.7	15.1	87.4	27.1	10.8	48.9	58.4	9.5
30	35.3	31.3	48.9	99.7	36.9	47.3	65.5	18.2	77.6	26.7	10.2	42.8	64.6	8.7
35	40.3	36.3	49.8	93.9	34.8	55.2	76.9	21.7	68.3	25.5	9.3	36.8	70.5	7.7
40	45.3	41.3	49.9	88.8	31.8	63.4	89.2	25.8	59.0	23.8	8.0	31.0	76.4	6.4
45	50.3	46.3	49.6	84.1	27.8	72.0	102.8	30.8	49.4	21.5	6.3	25.0	82.3	4.9
50	55.3	51.3	48.9	79.8	22.7	81.4	118.4	37.0	38.9	18.6	4.0	18.9	88.5	3.0

Fuente: Autores

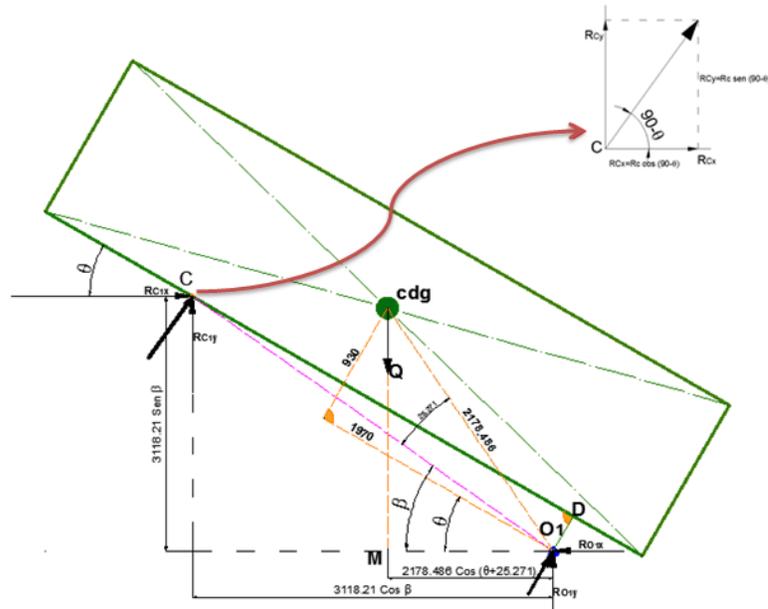
Tabla 27. Datos variables de longitudes

Longitudes en mm			
θ	CO ₂	BO ₂	BO ₃
0	735.1	1556.8	1500.2
5	791.6	1583.5	1610.7
10	908.6	1628.4	1712.3
15	1065.5	1681.6	1811.1
20	1246.5	1739.4	1907.9
25	1441.5	1799.6	2002.0
30	1644.2	1860.4	2092.5
35	1850.8	1920.3	2178.1
40	2058.9	1977.4	2257.3
45	2266.6	2029.5	2328.3
50	2472.7	2073.2	2387.5

Fuente: Autores

Ahora calculamos la reacción en el punto C en función del centro de gravedad al ir basculando la caja.

Figura 119. Centro de gravedad de la caja



Fuente: Autores

De figura 123 calculamos el momento con respecto al punto O_1 , del cual despejamos R_C :

$$\sum MO_1 = 0$$

$$-R_C \cdot 3105 + Q \cdot (2178.486 \cdot \cos(\theta + 25.72^\circ)) = 0$$

$$R_C = \frac{Q \cdot 2178.486 \cdot \cos(\theta + 25.72^\circ)}{3105}$$

Para el valor de Q , consideramos el peso de la caja y el material enrazado, para un ángulo de 0° con una carga de 20 toneladas la cual es la capacidad neta de carga de nuestro vehículo ósea 20000 kg.

$$R_C = \frac{20000 \text{ kg} \cdot 2178.486 \cdot \cos(0 + 25.72^\circ)}{3105} = 12641.89 \text{ kg}$$

$$R_C = 126418.9 \text{ N}$$

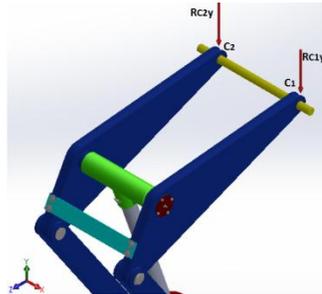
Esta reacción R_C se divide para dos ya que son simétricos los dos puntos de apoyo R_{C1} y R_{C2} respectivamente como se ve observa en la siguiente figura 120.

Siendo así que:

$$R_C = 2 \cdot R_{C1C2}$$

$$R_{C1y} = \frac{126418.9}{2} = 63209.5 \text{ N}$$

Figura 120. Reacciones en C_1 y C_2



Fuente: Autores

Luego calculamos las reacciones en el punto C_1 que a continuación se muestran.

$$R_{C1x} = R_{C1} \cdot \cos(90^\circ - \theta)$$

$$R_{C1x} = 63209.5 \cdot \cos(90^\circ - 0)$$

$$R_{C1x} = 0 = R_{O1x}$$

$$R_{C1y} = R_{C1} \cdot \sin(90^\circ - \theta)$$

$$R_{C1y} = 63209.5 \cdot \sin(90^\circ - 0) = 63209.5 \text{ N}$$

Realizando la suma de fuerzas en las abscisas y ordenadas obtenemos lo siguiente.

$$\sum f_x = 0$$

$$R_{C1x} - R_{O1x} = 0$$

$$\sum f_y = 0$$

$$R_{C1y} - Q + R_{O1y} = 0$$

$$R_{O1y} = Q - R_{C1y} = 0$$

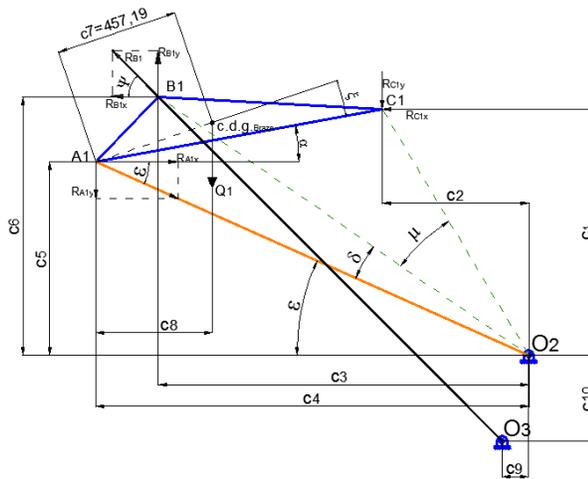
$$R_{O1y} = Q - R_{C1} \cdot \sin(90^\circ - \theta)$$

$$R_{O1y} = 200000 - 63209.5 \cdot \sin(90^\circ - 0)$$

$$R_{O1y} = 136790.5 \text{ N}$$

A continuación se muestran las ecuaciones para determinar las distancias que se ve en la figura 120, las cuales servirán para los momentos con respecto a los puntos O_2 y O_3 , para así determinar la fuerza en los puntos B_1 y A_1 , estas irán variando al bascular la caja, donde la distancia C_7 es desde A hasta el centro de gravedad del brazo levantador cuyo valor es de 457.18 mm, formando un ángulo entre C_7 y AC siendo de $\xi=8.25^\circ$, además el peso del brazo será de 320.2 N.

Figura 121. Distancias respecto a punto O_2



Fuente: Autores

Calculando las distancias tenemos las siguientes ecuaciones:

$$c_1 = CO_2 \cdot \sin(\varepsilon + \mu) \quad (64)$$

$$c_1 = 735.1 \cdot \cos(-7.7^\circ + 17.2^\circ) = 122 \text{ mm}$$

$$c_2 = CO_2 \cdot \cos(\varepsilon + \mu) \quad (65)$$

$$c_2 = 735.1 \cdot \sin(-7.7^\circ + 17.2^\circ) = 725 \text{ mm}$$

$$c_3 = BO_2 \cdot \cos(\varepsilon + \delta) \quad (66)$$

$$c_3 = 1556.8 \cdot \cos(-7.7^\circ + 9.2^\circ) = 1556.3 \text{ mm}$$

$$c_4 = AO_2 \cdot \cos \varepsilon \quad (67)$$

$$c_4 = 1764.85 \cdot \cos -7.7^\circ = 1749.1 \text{ mm}$$

$$c_5 = AO_2 \cdot \sin \varepsilon \quad (68)$$

$$c_5 = 1764.85 \cdot \sin -7.7^\circ = -235.3 \text{ mm}$$

$$c_6 = BO_2 \cdot \sin(\varepsilon + \delta) \quad (69)$$

$$c_6 = 1556.8 \cdot \sin(-7.7^\circ + 9.2^\circ) = 40.5 \text{ mm}$$

$$c_7 = 457.19 \text{ mm}$$

$$c_8 = c_7 \cdot \cos(\alpha + \xi) \quad (70)$$

$$c_8 = 457.19 \cdot \cos(19.2^\circ + 8.26^\circ) = 405.4 \text{ mm}$$

$$c_9 = 100 \text{ mm}$$

$$c_{10} = 319.95 \text{ mm}$$

Descomponiendo las reacciones A_1 y B_1 , tenemos que:

$$R_{A1x} = R_{A1} \cdot \cos \varepsilon$$

$$R_{A1y} = R_{A1} \cdot \sin \varepsilon$$

$$R_{B1x} = R_{B1} \cdot \cos \Psi$$

$$R_{B1y} = R_{B1} \cdot \sin \Psi$$

$$\sum MO_2 = 0$$

$$R_{A1y} \cdot c_4 - R_{A1x} \cdot c_5 + R_{B1x} \cdot c_6 - R_{B1y} \cdot c_3 + R_{C1y} \cdot c_2 + R_{C1x} \cdot c_1 + Q_1(c_4 - c_8) = 0$$

$$R_{A1}(c_4 \cdot \sin \varepsilon - c_5 \cdot \cos \varepsilon) + R_{B1}(c_6 \cdot \cos \Psi - c_3 \cdot \sin \Psi) = -Q_1(c_4 - c_8) - R_{C1y} \cdot c_2 - R_{C1x} \cdot c_1$$

$$\sum MO_3 = 0$$

$$R_{A1y}(c_4 - c_9) - R_{A1x}(c_5 + c_{10}) + R_{B1x}(c_6 + c_{10}) - R_{B1y}(c_3 - c_9) + R_{C1y}(c_2 - c_9) \\ + R_{C1x}(c_1 + c_{10}) + Q_1((c_4 - c_9) - c_8) = 0$$

$$R_{A1}[(c_4 - c_9) \sin \varepsilon - (c_5 + c_{10}) \cos \varepsilon] + R_{B1}[(c_6 - c_9) \sin \varepsilon - (c_3 + c_{10}) \cos \varepsilon] = -R_{C1y}(c_2 - c_9) - \\ R_{C1x}(c_1 + c_{10}) - Q_1((c_4 - c_9) - c_8)$$

Resolviendo mediante matrices de las ecuaciones anteriores tenemos lo siguiente:

$$\begin{bmatrix} (c_4 \cdot \sin \varepsilon - c_5 \cdot \cos \varepsilon) & (c_6 \cdot \cos \Psi - c_3 \cdot \sin \Psi) \\ [(c_4 - c_9) \sin \varepsilon - (c_5 + c_{10}) \cos \varepsilon] & [(c_4 - c_9) \sin \varepsilon - (c_5 + c_{10}) \cos \varepsilon] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} R_{A1} \\ R_{B1} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -Q_1(c_4 - c_8) - R_{C1y} \cdot c_2 - R_{C1x} \cdot c_1 \\ -R_{C1y}(c_2 - c_9) - R_{C1x}(c_1 + c_{10}) - Q_1((c_4 - c_9) - c_8) \end{bmatrix}$$

Reemplazando los valores tenemos la matriz nos queda de la siguiente manera

$$\begin{bmatrix} 0 & -334.6 \\ -304 & -0.01 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} R_{A1} \\ R_{B1} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -32509033 \\ -28052351 \end{bmatrix}$$

Obteniendo así las reacciones R_{A1} y R_{B1} , en este caso para $\Theta=0^\circ$, se consideró este punto por ser el más crítico:

$$R_{A1}=131365.5 \text{ N}$$

$$R_{B1}=138634.6 \text{ N}$$

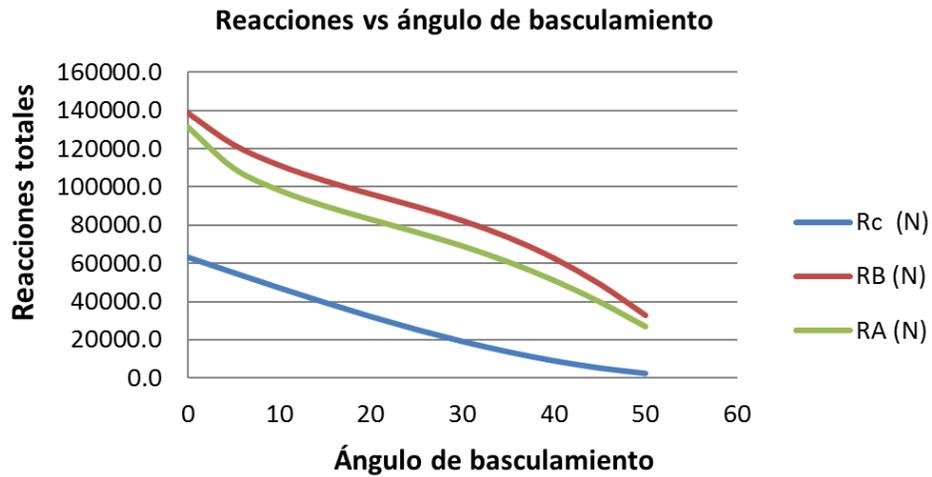
A continuación se muestra las reacciones R_{A1} , R_{B1} y R_{C1} , para diferentes ángulos de basculamiento.

Tabla 28. Variación de las reacciones al bascular la caja

Θ	R_{C1} (N)	R_{B1} (N)	R_{A1} (N)
0	63209.5	138634.6	131365.5
5	55138.2	122060.0	109795.7
10	47183.5	111315.8	98206.1
15	39482.6	103141.5	89930.5
20	32166.0	96251.9	82984.9
25	25356.2	89620.7	76274.1
30	19165.9	82332.6	69048.0
35	13697.1	73581.0	60776.7
40	9039.7	62698.3	51109.6
45	5270.3	49203.3	39855.5
50	2451.7	32831.0	26925.9

Fuente: Autores

Figura 122. Resultados de las reacciones en los puntos A₁, B₁ y C₁



Fuente: Autores

5.5.1 Cálculo en punto C. En el punto C, calculamos el coeficiente de seguridad imponiendo un diámetro de 38 mm, éste eje está sometido a esfuerzo cortante por cual trabajamos con un acero comercial ver anexo C.

Material: AISI 1018

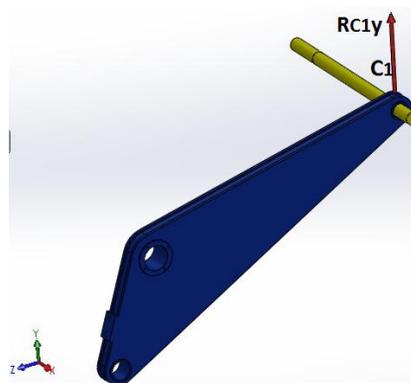
Dureza HRC: 60

Límite de influencia (S_y): 225 N/mm²

Límite de cortadura (S_{ut}): 825 N/mm²

Diseño del eje (C₁) a cortante:

Figura 123. Reacción en punto C₁



Fuente: Autores

5.5.1.1 Diseño a carga estática del eje. Reemplazamos en la ecuación (39), donde aplicación de nuestro caso tenemos lo siguiente.

$$R_{C1y} = 63209.5 \text{ N} = F$$

$$\tau_{xy} = \frac{F}{S}$$

$$\tau_{xy} = \frac{F}{\frac{\pi}{4} \cdot d^2} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \rightarrow \sigma' = \sqrt{3 \cdot \tau_{xy}^2} = \frac{4 \cdot \sqrt{3} \cdot F}{\pi \cdot d^2}$$

Seguidamente reemplazamos en la ecuación (40), de donde despejamos n.

$$n = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot S_y}{4 \cdot \sqrt{3} \cdot F}$$

Donde,

$$n = \frac{\pi \cdot 38^2 \cdot 235}{4 \cdot \sqrt{3} \cdot 63209.5} = 2.5$$

Este valor es suficiente, ya que con un coeficiente de seguridad de 2.5 nos garantiza que nuestro eje no va fallar.

El espesor de bronce vendrá dado por la siguiente ecuación:

$$e = \frac{1}{16} \cdot d + 0.5 \text{ cm} \quad (71)$$

$$e = \frac{1}{16} \cdot 3.8 \text{ cm} + 0.5 \text{ cm} = 0.74 \text{ cm} = 7.4 \text{ mm}$$

Y la longitud del cojinete vendrá dado por lo siguiente:

$$l = 1.8 \cdot d \Rightarrow 1.8 \cdot 3.8 = 6 \text{ cm} \quad (72)$$

5.5.1.2 Diseño a carga dinámica del eje. Se considera que el eje en C1, está a un esfuerzo por corte y sometido a carga por fatiga, ya que los esfuerzos que actúan sobre el eje varían, por lo cual reemplazamos en la ecuación (41), (42) y (43).

$$S'_{Se} = 0.577 \cdot Se' = 0.577 \cdot (0.5 \cdot S_{ut}) \Rightarrow 0.577 \cdot (0.5 \cdot 825) = 238.01 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Para comprobar el coeficiente de seguridad con el diámetro impuesto se tiene que:

$$K_a = 0.74 \text{ Acabado mecanizado}$$

$$K_b = 1.24 \cdot d^{-0.107} = 1.24 \cdot 38^{-0.107} = 0.84$$

$$K_c = 0.897 \text{ Para una confiabilidad de 90\%}$$

$$K_d = 1$$

$$K_e = 1$$

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S'_{Se}$$

$$S_e = 0.74 \cdot 0.84 \cdot 0.897 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 238.01 \frac{N}{mm^2}$$

$$S_e = 132.7 \frac{N}{mm^2}$$

Reemplazando la ecuación (39) y (40), tenemos que:

$$\tau_a = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 63209.5}{\pi \cdot 38^2} = 55.7 \frac{N}{mm^2}$$

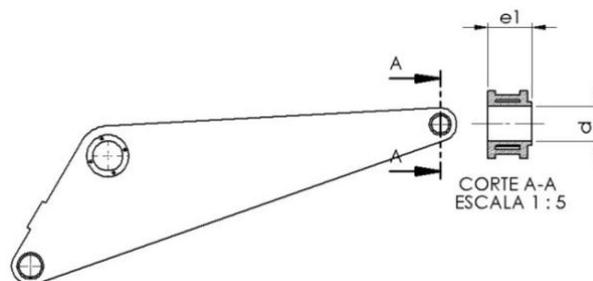
$$n = \frac{S_e}{\tau_a} = \frac{132.7}{55.7} = 2 \text{ Que es suficiente para nuestro caso.}$$

Ahora calculamos el espesor del brazo levantador imponiendo un coeficiente de seguridad de 2. Se emplea plancha A36, con un S_y de 250 N/mm^2 , ver anexo C.

$$e_1 \geq \frac{F \cdot n}{d \cdot S_y} \quad (73)$$

$$e_1 \geq \frac{63209.5 \cdot 2}{38 \cdot 250} = 13 \text{ mm}$$

Figura 124. Sección en punto C₁



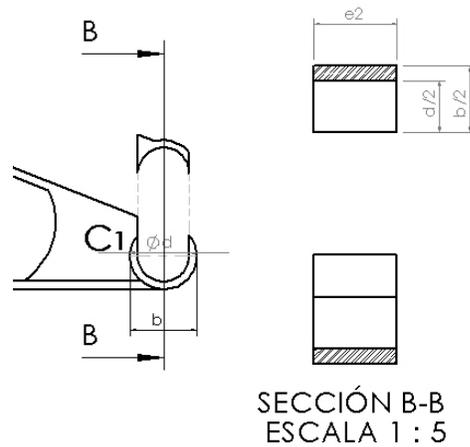
Fuente: Autores

Luego el espesor de la orejeta del brazo levantador.

$$b \geq d + \frac{\sqrt{3} \cdot F \cdot n}{2 \cdot e_1 \cdot S_y} \quad (74)$$

$$b \geq 38 + \frac{\sqrt{3} \cdot 63209.5 \cdot 3}{2 \cdot 14.8 \cdot 250} = 82 \text{ mm}$$

Figura 125. Punto C₁ sometido a corte

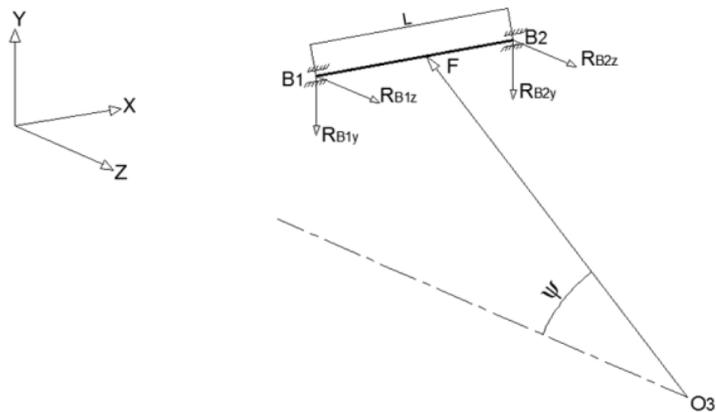


Fuente: Autores

5.5.2 Cálculo en punto B. De los resultados obtenidos, se procede al cálculo de las reacciones para los diferentes planos como XZ e YX, calculando en el punto B, en función del ángulo ψ .

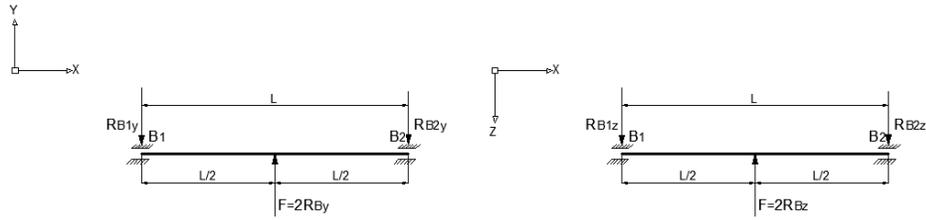
De la figura 125, se tiene las siguientes ecuaciones:

Figura 126. Diagrama de fuerzas



Fuente: Autores

Figura 127. Diagramas de fuerzas en los planos YX y ZX



Fuente: Autores

$$R_{B1} = 138634.6 \text{ N}$$

$$F = 2 \cdot R_1$$

$$F = 138634.6 \cdot 2 = 277269.3 \text{ N} \text{ Fuerza ejercida por el cilindro hidráulico.}$$

$$F_y = F_{cilindro} \cdot \sin \Psi$$

$$F_y = 277269.3 \cdot \sin 13.9^\circ = 66614.3 \text{ N}$$

$$F_z = F_{cilindro} \cdot \cos \Psi$$

$$F_z = 277269.3 \cdot \cos 13.9^\circ = 269148.3 \text{ N}$$

$$R_{B1y} = \frac{F_y}{2} = \frac{66614.3 \text{ N}}{2} = 33307.2 \text{ N}$$

$$R_{B1z} = \frac{F_z}{2} = \frac{269148.3}{2} = 134574.1 \text{ N}$$

Tabla 29. Resultado de fuerzas con variación de la caja al bascular

θ	F	Fy	Fz	R _{B1y}	R _{B1z}
0	277269.3	66614.3	269148.3	33307.2	134574.1
5	244120.1	114573.1	215563.5	57286.5	107781.8
10	222631.7	135100.4	176954.1	67550.2	88477.0
15	206282.9	146057.3	145670.5	73028.6	72835.3
20	192503.9	151683.3	118532.3	75841.7	59266.2
25	179241.4	152726.9	93818.8	76363.4	46909.4
30	164665.2	148719.3	70691.0	74359.6	35345.5
35	147162.1	138746.3	49052.3	69373.2	24526.2
40	125396.7	121882.1	29480.2	60941.0	14740.1
45	98406.7	97524.4	13148.0	48762.2	6574.0
50	65661.9	65639.1	1733.4	32819.5	866.7

Fuente: Autores

De la tabla 29 se toma el valor de F es el que nos servirá para encontrar el diámetro del cilindro hidráulico del cual tomaremos la mayor ósea al inicio del basculamiento.

Se calcula los esfuerzos cortantes y los esfuerzos flectores para cada plano y para luego resolver el momento máximo causado por la fuerza del cilindro hidráulico, a continuación se presenta la resolución del sistema.

Donde,

$$L = 475 \text{ mm.}$$

Plano X-Y

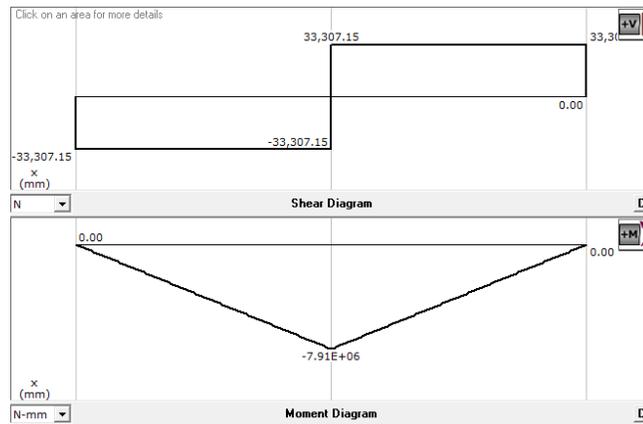
$$Mf_{X-Y} = \frac{L}{2} \cdot R_{B1y}$$

$$E = F_y - R_{B2y}$$

$$Mf_{X-Y} = \frac{475}{2} \cdot 33307.2 = 7.91 \times 10^6 \text{ Nmm}$$

$$E = 66614.3 - 33307.2 = 33307.2 \text{ N}$$

Figura 128. Momentos flectores y esfuerzos cortantes X-Y



Fuente: Autores

Plano X-Z

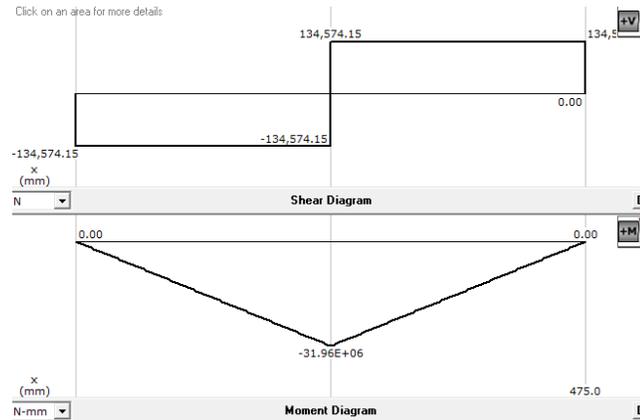
$$E = F_z - R_{Bz}$$

$$E = 269148.3 - 134574.1 = 134574.1 \text{ N}$$

$$Mf_{X-Z} = \frac{L}{2} \cdot R_{Bz}$$

$$Mf_{X-Z} = \frac{475}{2} \cdot 134574.1 = 3.29 \times 10^7 \text{ Nmm}$$

Figura 129. Momentos flectores y esfuerzos cortantes X-Z



Fuente: Autores

El momento máximo vendrá dado por la siguiente ecuación:

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{(Mf_{X-Y})^2 + (Mf_{X-Z})^2}$$

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{(7.91 \times 10^6)^2 + (3.29 \times 10^7)^2} = 3.29 \times 10^7 \text{ Nmm}$$

Tabla 30. Momentos máximos obtenidos

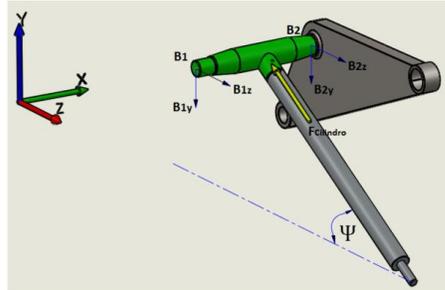
Θ	L eje (mm)	M Fy-x (kg-mm)	M Fz-x (kg-mm)	(M Total) máx.
0	475	7.91E+06	3.20E+07	3.29E+07
5	475	1.36E+07	2.56E+07	2.90E+07
10	475	1.60E+07	2.10E+07	2.64E+07
15	475	1.73E+07	1.73E+07	2.45E+07
20	475	1.80E+07	1.41E+07	2.29E+07
25	475	1.81E+07	1.11E+07	2.13E+07
30	475	1.77E+07	8.39E+06	1.96E+07
35	475	1.65E+07	5.82E+06	1.75E+07
40	475	1.45E+07	3.50E+06	1.49E+07
45	475	1.16E+07	1.56E+06	1.17E+07
50	475	7.79E+06	2.06E+05	7.80E+06

Fuente: Autores

Debido a la acción del cilindro hidráulico y al apoyo de los pasadores en las orejetas, los pasadores están sometidos a un esfuerzo cortante que puede suponer rotura por dos planos (doble cortadura) y otros a flexión.

Para el eje de la cruceta B₁B₂ utilizaremos un acero AISI 4340, el cual es comercial y por tener aplicaciones para cargas mecánicas muy severas, ya que soportara altos esfuerzos, además tiene grados de tenacidad importantes, ver anexo C.

Figura 130. Esquema del vástago, eje B₁B₂ y brazo elevador



Fuente: Autores

5.5.2.1 Diseño a carga estática del eje. Según criterio de Von Mises.

Dónde:

D=diámetro del eje impuesto, será de 88.9 mm.

M= momento flector máximo = 3.29×10^7 Nmm

Material: AISI 4340-TR, (Acero revenido, con tratamiento térmico de 550-675 °C)

Dureza HB: 240-380

Límite de influencia (S_y): 1590 N/ mm²

Límite de cortadura (S_{ut}): 1720 N/ mm²

$$\sigma = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_x^2} \quad (75)$$

$$\sigma_x = \frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot d^3} \quad (76)$$

$$\sigma_x = \frac{32 \cdot 3.29 \times 10^7}{\pi \cdot 88.9^3} = 477 \frac{N}{mm^2}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma_x}$$

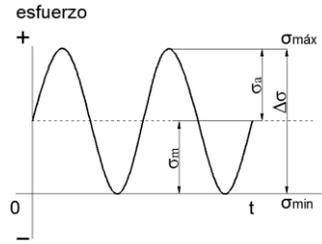
$$n = \frac{1590}{477} = 3$$

5.5.2.2 Diseño a carga dinámica del eje. Se considera que el eje B₁B₂, está sometido a carga por fatiga, ya que los esfuerzos que actúan sobre el eje varían.

Así que la tensión máxima es de:

$$\sigma_x = 477 \frac{N}{mm^2}$$

Figura 131. Repeticiones de los esfuerzos



Fuente: Autores

$$\sigma_{fa} = \frac{\sigma_{máx} - \sigma_{min}}{2} = \frac{477 - 0}{2} = 238.5 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{fm} = \frac{\sigma_{máx} + \sigma_{min}}{2} = \frac{477 + 0}{2} = 238.5 \frac{N}{mm^2}$$

Ecuación de esfuerzos combinados

Esfuerzo equivalente de Von Mises:

$$\sigma_{(eq-VM)a} = \sqrt{(\sigma_x)_a^2 + 3(\tau_x)_a^2} \quad (77)$$

$$\sigma_{(eq-VM)m} = \sqrt{(\sigma_{xy})_m^2 + 3(\tau_{xy})_m^2} \quad (78)$$

Donde, para los dos tipos de esfuerzos equivalentes:

$$(\sigma_x)_a = (\pm\sigma_{flexión} \pm \sigma_{axial})_a \quad (79)$$

$$(\sigma_x)_m = (\pm\sigma_{flexión} \pm \sigma_{axial})_m \quad (80)$$

Como solo existe esfuerzo por flexión los demás esfuerzos no consideramos, remplazando en la ecuación (77) en (78) y la (79) en (80), tenemos que:

$$\sigma_{(eq-VM)a} = \sqrt{238.5^2 + 3(\tau_x)_a^2} = 238.5 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{(eq-VM)m} = \sqrt{519.57^2 + 3(\tau_x)_a^2} = 238.5 \frac{N}{mm^2}$$

Calculamos el coeficiente de seguridad, imponiendo un diámetro de 88.9 mm para el eje B₁B₂ el cual se une al brazo levantador con la cruceta del cilindro hidráulico, como se dijo anteriormente. Reemplazando en la ecuación (41) y (43).

$$S_e' = 0.50 \cdot S_{ut} = 0.50 \cdot 1720 = 860 \text{ MPa}$$

$$K_a = 0.74 \text{ Acabado mecanizado}$$

$$K_b = 1.51 \cdot d^{-0.157} = 1.51 \cdot 88.9^{-0.157} = 0.75$$

$$K_c = 0.897 \text{ Para una confiabilidad de 90\%}$$

$$K_d = 1$$

$$K_e = 1$$

$$S_e = 0.74 \cdot 0.75 \cdot 0.897 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 860 \text{ MPa}$$

$$S_e = 461 \text{ MPa}$$

De la aplicación del criterio lineal de Soderberg se tiene:

$$\frac{\sigma_{eqa}}{S_e} + \frac{\sigma_{eqm}}{S_y} = \frac{1}{n} \quad (81)$$

Despejando y reemplazando la ecuación, (41), (77) y (78) y en (81), se tiene:

$$n = \frac{1}{\frac{\sigma_{eqa}}{S_e} + \frac{\sigma_{eqm}}{S_{ut}}} = \frac{1}{\frac{230.5}{461} + \frac{238.5}{1720}} = 2$$

Este coeficiente de seguridad es de 2 lo cual es aceptable pero como el cilindro hidráulico va ir variando de forma rápida este este valor subirá súbitamente dando un coeficiente de seguridad de 7, para el ángulo máximo, por lo cual es aceptable.

El espesor de bronce vendrá dado por la ecuación (71).

$$e = \frac{1}{16} \cdot 8.89 \text{ cm} + 0.5 \text{ cm} = 1 \text{ cm} = 10 \text{ mm}$$

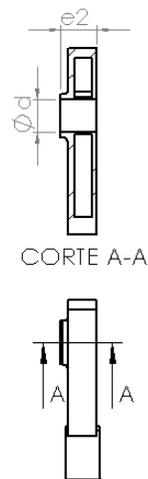
Y la longitud del cojinete vendrá dado por lo siguiente (72).

$$l = 1.8 \cdot 8.89 = 16 \text{ cm}$$

Ahora calculamos el espesor del brazo levantador dado por la ecuación (73), en el punto B₁ imponiendo un coeficiente de seguridad de 3. Se emplea una plancha de material A36, ver anexo C, con un S_y de 250 N/mm². En el punto B₁ se produce una fuerza resultante de R_{B1} resultante de 138634 N.

$$e_2 \geq \frac{134574.1 \cdot 3}{68.58 \cdot 250} = 24 \text{ mm}$$

Figura 132. Corte de brazo elevador en punto B₁



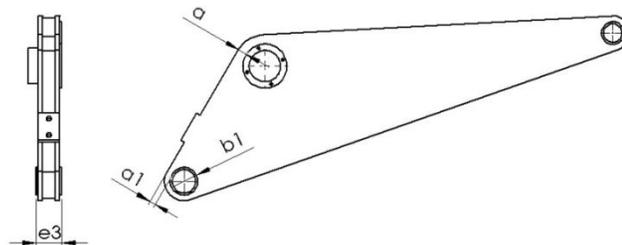
Fuente: Autores

El espesor del de la orejeta del brazo levantador vendrá dado por la ecuación (74).

$$b \geq 68.58 + \frac{\sqrt{3} \cdot 134574.1 \cdot 3}{2 \cdot 24 \cdot 250} = 126 \text{ mm}$$

$$a = \frac{b}{2} - \frac{d}{2} \Rightarrow \frac{126}{2} - \frac{68.58}{2} = 29 \text{ mm}$$

Figura 133. Espesor en punto B₁



Fuente: Autores

$$e_3 \geq \frac{R_{A1} \cdot n}{d \cdot S_y}$$

$$e_3 \geq \frac{131365.5 \cdot 3}{50 \cdot 250} = 32 \text{ mm}$$

$$b1 \geq 50 + \frac{\sqrt{3} \cdot 131365.5 \cdot 3}{2 \cdot 32 \cdot 250} = 93 \text{ mm}$$

$$a1 = \frac{b}{2} - \frac{d}{2} \Rightarrow \frac{93}{2} - \frac{50}{2} = 22 \text{ mm}$$

5.5.3 Cálculo en punto A. En el punto A, calculamos el coeficiente de seguridad imponiendo un diámetro de 50 mm, este eje está sometido a esfuerzo cortante por cual trabajamos con un acero comercial el cual es para aplicaciones como uniones, bujes, pines, pivotes siendo así sus valores de:

Material: AISI 1018

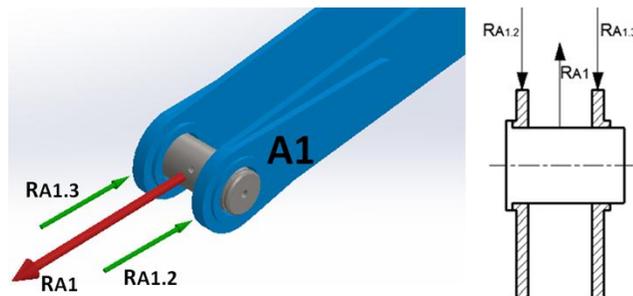
Dureza HRC: 60

Límite de influencia (S_y): 225 N/mm²

Límite de cortadura (S_{ut}): 825 N/mm²

Diseño del bulón (A1) a cortante:

Figura 134. Reacciones en punto A₁



Fuente: Autores

5.5.3.1 Diseño a carga estática del eje. $R_{A1} = 131365.5 \text{ N} = F$ Se tomó de la tabla 29.

Para τ_{xy} se tomó de la ecuación (39) y para n se utiliza la ecuación (40).

$$\tau_{xy} = \frac{F/2}{\frac{\pi}{4} \cdot d^2} = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \rightarrow \sigma' = \sqrt{3 \cdot \tau_{xy}^2} = \frac{2 \cdot \sqrt{3} \cdot F}{\pi \cdot d^2}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot S_y}{2 \cdot \sqrt{3} \cdot F}$$

Donde,

$$n = \frac{\pi \cdot 50^2 \cdot 225}{2 \cdot \sqrt{3} \cdot 131365.5} = 4$$

Este valor es suficiente, ya que con un coeficiente de seguridad de 4 nos garantiza que nuestro eje no va a fallar.

El espesor de bronce vendrá dado por la ecuación (71).

$$e = \frac{1}{16} \cdot 5 \text{ cm} + 0.5 \text{ cm} = 0.8 \text{ cm} = 8 \text{ mm}$$

Y la longitud del cojinete vendrá dado por la ecuación (72).

$$l = 1.8 \cdot 5 = 9 \text{ cm}$$

5.5.3.2 Diseño a carga dinámica del eje. Se considera que el eje en A1, está a un esfuerzo por corte y sometido a carga por fatiga, ya que los esfuerzos que actúan sobre el eje varían.

Y reemplazando en la ecuación (41), (42) y (43), tenemos o siguiente.

$$S'_{Se} = 0.577 \cdot (0.5 \cdot S_{ut}) \Rightarrow 0.577 \cdot (0.5 \cdot 825) = 238.01 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Para comprobar el coeficiente de seguridad con el diámetro impuesto se tiene que:

$$K_a = 0.74 \text{ Acabado mecanizado}$$

$$K_b = 1.24 \cdot d^{-0.107} = 1.24 \cdot 50^{-0.107} = 0.82$$

$$K_c = 0.897 \text{ Para una confiabilidad de 90\%}$$

$$K_d = 1$$

$$K_e = (k_f)^{-1} \Rightarrow k_f = (1 + q(k_t - 1)) \text{ Donde } q=0.8 \text{ para } r=5 \text{ mm y } k_t=2.2 \text{ para } d=50 \text{ mm.}$$

$$K_e = (1.96)^{-1} = 0.51$$

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S'_e$$

$$S_e = 0.74 \cdot 0.82 \cdot 0.897 \cdot 1 \cdot 0.51 \cdot 238.01 \frac{N}{mm^2}$$

$$S_e = 66.1 \frac{N}{mm^2}$$

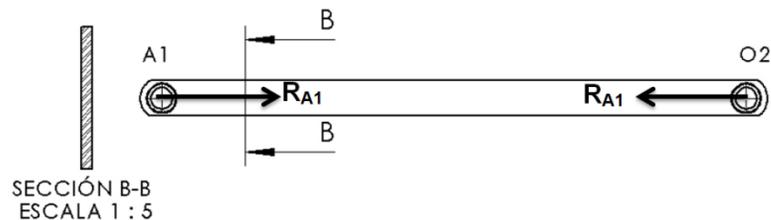
Donde el,

$$\tau_{xy} = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot d^2} = \frac{2 \cdot 131365.5}{\pi \cdot 50^2} = 33.5 \frac{N}{mm^2}$$

$$n = \frac{S_{Se}}{\tau_a} = \frac{95.1}{33.5} = 3 \text{ Que es suficiente para nuestro caso}$$

Para el cálculo de la barra de enlace utilizaremos un perfil laminado como es una platina de equivalencia A36 – SAE 1008, con un S_y de 250 N/mm^2 y un $S_{ut}=410 \text{ N/mm}^2$, ver anexo C, la cual está sometida a cargas axiales, en el cual encontraremos el coeficiente de seguridad imponiendo las dimensiones de $100 \times 8 \text{ mm}$

Figura 135. Reacciones en barra de enlace



Fuente: Autores

5.5.3.3 Diseño a carga estática barra de enlace.

$$R_{A1} = 131365.5 \text{ N}$$

$$F = \frac{R_{A1}}{2} = \frac{131365.5}{2} = 65682.8 \text{ N}$$

$$\sigma_{xy} = \frac{F}{S_{B-B}} \tag{82}$$

$$\sigma_{xy} = \frac{65682.8}{8 \cdot 100} = 82.1 \frac{N}{mm^2}$$

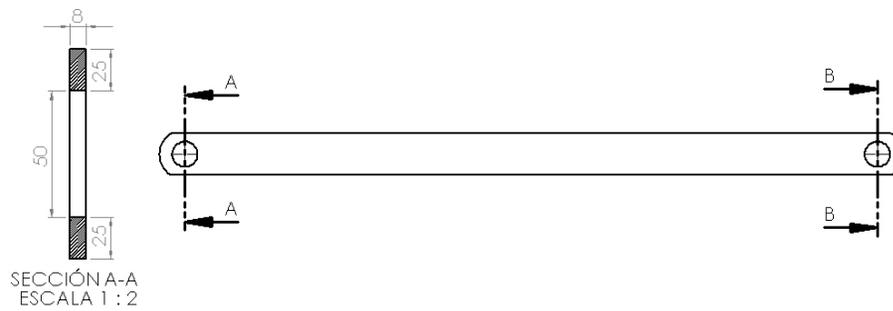
El coeficiente de seguridad es igual a:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{xy}}$$

$$n = \frac{250}{82.1} = 3$$

5.5.3.4 Diseño a carga dinámica barra de enlace. Las zonas más críticas de la barra de enlace son las secciones A-A y B-B.

Figura 136. Sección en punto A₁



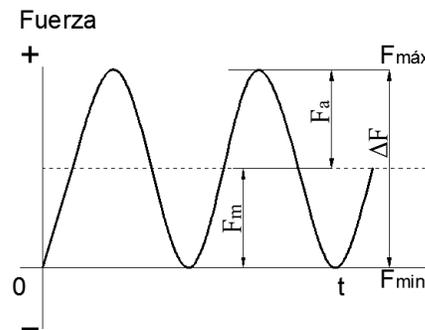
Fuente: Autores

$$F_{m\acute{a}x} = 65682.8N$$

$$F_a = F_m = \frac{F_{m\acute{a}x} + F_{min}}{2}$$

$$F_a = \frac{65682.8 + 0}{2} = 32841.4 N$$

Figura 137. Repeticiones de esfuerzos en barra tensora



Fuente: Autores

$$\sigma_a = \frac{F_a}{S_{A-A}} = \frac{32841.4}{(8 \cdot 25) \cdot 2} = 82.1 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_a = \sigma_m = 82.1 \frac{N}{mm^2}$$

De la aplicación del criterio lineal de Soderberg se tiene:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n}$$

Donde el límite de fatiga a esfuerzo axial es de:

$$S'_e = 0.45 \cdot S_{ut} \Rightarrow 0.45 \cdot 410 = 184.5 \frac{N}{mm^2}$$

Para comprobar el coeficiente de seguridad con el diámetro impuesto se tiene que:

$$K_a = 0.8 \text{ Acabado mecanizado}$$

$$K_b = 1$$

$$K_c = 0.897 \text{ Para una confiabilidad de 90\%}$$

$$K_d = 1$$

$$K_e = 1$$

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S'_e$$

$$S_e = 8 \cdot 1 \cdot 0.897 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 184.5 \frac{N}{mm^2}$$

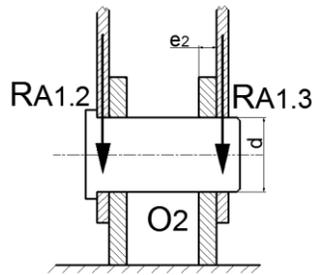
$$S_e = 129.5 \frac{N}{mm^2}$$

Reemplazando este valor tenemos que.

$$n = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_t}} = \frac{1}{\frac{82.1}{129.5} + \frac{82.1}{410}} = 2$$

Para el cálculo del coeficiente de seguridad de las orejetas tenemos lo siguiente.

Figura 138. Esfuerzos en punto O₂



Fuente. Autores

$$R_{A1.2} = 65682.8N$$

$$\sigma_{xy} = \frac{R_{A1.2}}{S} = \sigma' = \frac{R_{A1.2}}{e_2 \cdot d}$$

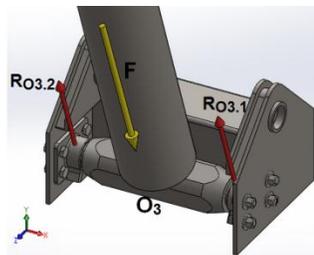
$$n = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{e_2 \cdot d \cdot S_y}{R_{A1.2}}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{12 \cdot 50 \cdot 250}{65682.8} = 2$$

5.5.4 Selección de pernos para muñón de soporte de cilindro hidráulico.

5.5.4.1 Diseño a carga estática de pernos en muñón.

Figura 139. Cargas sobre ménsulas de muñón



Fuente: Autores

$$F = 277269.3N$$

El cilindro hidráulico estará soportado por dos ménsulas de muñón, los cuales serán empernados al soporte principal del cilindro hidráulico, mediante pernos M20 de grado 8.8, a continuación se comprueba si soportara la carga aplicada y calcularemos también el par de torsión de apriete. Se utiliza la tabla 8-5 de Joseph Shigley donde se obtuvo los siguientes datos:

Grado SAE 8.8

$S_p = 600$ MPa (Resistencia límite mínima a la tracción)

$S_y = 660$ MPa (Resistencia de fluencia mínima a la tracción)

$S_{ut} = 830$ MPa (Resistencia última mínima a la tracción)

Características del acero = Medio o bajo carbono, templado o revenido

$A_t = 271.5$ mm² (Área de esfuerzo a tracción)

$A_c = 259$ mm² (Área de esfuerzo a corte)

$d_r = 18.16$ mm (Diámetro menor)

La selección de los pernos y su cantidad se la hace en base al área de sujeción, y a los esfuerzos a los que está sometido por acción de las cargas, y al apriete requerido ya que este elemento debe ser desmontable.

Debido a la ubicación de la carga se define que los pernos se encuentran sometidos a corte primario y tracción secundaria.

Corte primario

Se considera el área y facilidad que debe tener para montar y desmontar los muñones se decide colocar el menor número de pernos.

$$V = \frac{F}{N} \quad (83)$$

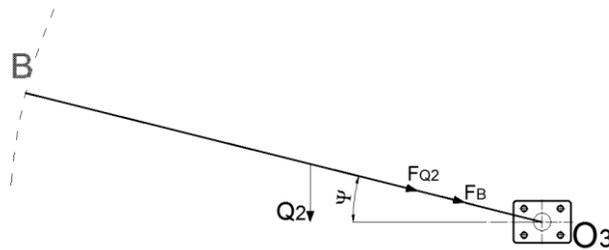
Dónde:

F= Carga que debe soportar, es igual $F_B/2$

N= Número de pernos

Reemplazando en la ecuación (83) y asumiendo que son cuatro pernos tenemos que, para encontrar el valor de V se debe encontrar la fuerza resultante ejercida por el cilindro hidráulico y el peso del mismo ya que la ménsula del muñón soportara estas cargas.

Figura 140. Peso de cilindro hidráulico más carga de reacción en B



Fuente: Autores

Donde $\psi=13.9^\circ$ y el peso del cilindro hidráulico es $Q_2=1587.5$ N, para un ángulo de basculamiento de $\Theta=0^\circ$.

$$\sin \Psi = \frac{\frac{Q_2}{2}}{F_{Q2}} \Rightarrow F_{Q2} = \frac{793.75}{\sin 13.9^\circ} = 3304.2 \text{ N}$$

La carga total que soportan las ménsulas de los muñones será la suma de la fuerza del cilindro hidráulico más la resultante F_{Q2} , resultando así que:

$$F_B = F_{cilindro} + F_{Q2} \Rightarrow 277269.3 + 3304.2 = 280573.5 \text{ N}$$

Éste valor se divide para dos ya que es simétrico y reemplazando en la ecuación (83), obteniendo así que:

$$V = \frac{F_B}{4} \Rightarrow \frac{280573.5}{4} = 35071.7 \text{ N}$$

Esta sería la fuerza cortante a la que estarán sometidos cada uno de los pernos. Para el esfuerzo cortante dejaremos en función del coeficiente de seguridad n , en el cual aplicaremos el área de corte descrita anteriormente para un perno M20, rosca fina.

$$\tau = \frac{V \cdot n}{A_c} \quad (84)$$

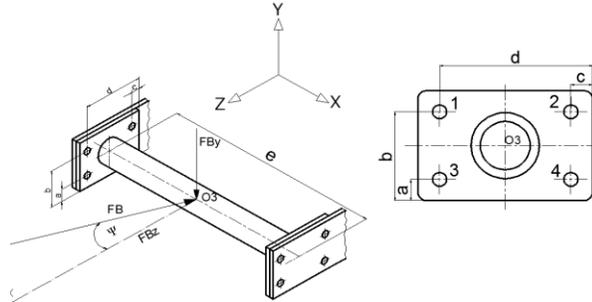
$$\tau = \frac{35071.7 \cdot n}{271.5} = 129 \text{ n}$$

Tracción secundaria:

Aplicando las características de los pernos descritas anteriormente tenemos que, el punto crítico será el mayor de las fuerzas presentes en la ménsula del muñón, el cual estará en

unos de los pernos, que en base al cálculo que se presentara más adelante, se tomara el mayor valor siendo así la fuerza de tracción.

Figura 141. Ménsulas de muñón fijados a base de cilindro hidráulico

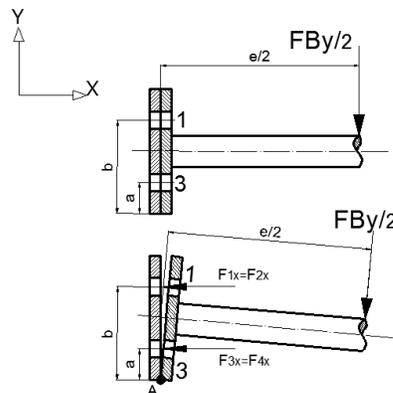


Fuente: Autores

En la figura 141 se muestra las dos ménsulas de muñón bajo a la acción de una carga que es la fuerza del cilindro hidráulico F_B , que tiende a hacerles girar alrededor de su borde inferior, y donde los elementos roscados no se encuentran sometidos a estados de cargas iguales, donde la carga F_B origina una separación de las superficies.:

Para el plano X-Y se calculara la mayor fuerza de tracción en los pernos, obteniendo las siguientes ecuaciones, tomando momentos alrededor del borde inferior, alrededor del cual en el instante considerando que el muñón tiende a girar, se tienen:

Figura 142. Diagrama de fuerzas para plano X-Y



Fuente. Autores

$$\frac{F_{1x}}{b} = \frac{F_{3x}}{a} \Rightarrow F_{3x} = \frac{a}{b} F_{1x} \quad (85)$$

$$F_{1x} = F_{2x}$$

$$F_{3x} = F_{4x}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$(F_{1x} + F_{2x}) \cdot b + (F_{3x} + F_{4x}) \cdot a - \frac{F_{By}}{2} \cdot \frac{e}{2} = 0$$

$$2F_{1x} \cdot b + 2F_{3x} \cdot a = \frac{F_{By} \cdot e}{4}$$

$$F_{1x} \cdot b + F_{3x} \cdot a = \frac{F_{By} \cdot e}{4 \cdot (2)} \quad (86)$$

Reemplazando [5.40] en [5.41], tenemos que:

$$F_{1x} \cdot b + \frac{a}{b} F_{1x} \cdot a = \frac{F_{By} \cdot e}{8} \Rightarrow F_{1x} \cdot b + \frac{a^2}{b} F_{1x} = \frac{F_{By} \cdot e}{8}$$

$$F_{1x} \cdot \frac{(b^2 + a^2)}{b} = \frac{F_{By} \cdot e}{8}$$

$$F_{1x} = \frac{F_{By} \cdot e \cdot b}{8 \cdot (b^2 + a^2)} \quad (87)$$

$$F_{3x} = \frac{F_{By} \cdot e \cdot a}{8 \cdot (b^2 + a^2)} \quad (88)$$

Donde F_{By} y F_{Bx} viene dado por:

$$F_{By} = F_B \cdot \sin \Psi \text{ y } F_{Bx} = F_B \cdot \cos \Psi$$

Teniendo así que,

$$F_{By} = 280573.5 \cdot \sin 13.9 = 67401.6 \text{ N}$$

$$F_{Bx} = 280573.5 \cdot \cos 13.9 = 272357.3 \text{ N}$$

Donde se tiene que,

$$a = 25 \text{ mm}$$

$$d = 175 \text{ mm}$$

$$b = 105 \text{ mm}$$

$$e = 500 \text{ mm}$$

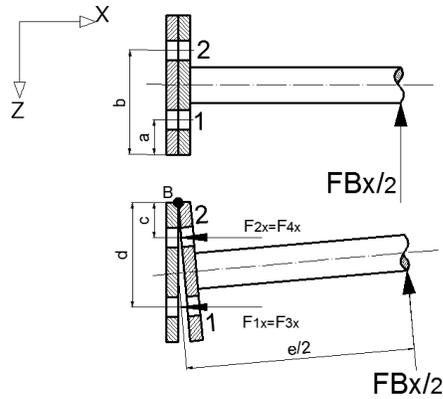
$$c = 25 \text{ mm}$$

Reemplazando en la ecuación (87) y (88), tenemos que:

$$F_{1x} = \frac{67401.6 \cdot 500 \cdot 105}{8 \cdot (105^2 + 25^2)} = \underline{37967.6 \text{ N}}$$

$$F_{3x} = \frac{67401.6 \cdot 500 \cdot 25}{8 \cdot (105^2 + 25^2)} = 9040 \text{ N}$$

Figura 143. Diagrama de fuerzas para plano X-Z



Fuente: Autores

$$\frac{F_{1x}}{d} = \frac{F_{2x}}{c} \Rightarrow F_{2x} = \frac{c}{d} F_{1x} \quad (89)$$

$$F_{2x} = F_{4x}$$

$$F_{1x} = F_{3x}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$(F_{2x} + F_{4x}) \cdot c + (F_{1x} + F_{3x}) \cdot d - \frac{F_{Bx}}{2} \cdot \frac{e}{2} = 0$$

$$2F_{2x} \cdot c + 2F_{1x} \cdot d = \frac{F_{Bx} \cdot e}{4}$$

$$F_{2x} \cdot c + F_{1x} \cdot d = \frac{F_{Bx} \cdot e}{4 \cdot (2)} \quad (90)$$

Reemplazando (89) en (90), tenemos que:

$$F_{1x} \cdot c + \frac{c}{d} F_{1x} \cdot c = \frac{F_{Bx} \cdot e}{8} \Rightarrow F_{1x} \cdot c + \frac{c^2}{d} F_{1x} = \frac{F_{Bx} \cdot e}{8}$$

$$F_{1x} \cdot \frac{(c^2 + d^2)}{d} = \frac{F_{Bx} \cdot e}{8}$$

$$F_{1x} = \frac{F_{Bx} \cdot e \cdot d}{8 \cdot (c^2 + d^2)} \quad (91)$$

$$F_{2x} = \frac{F_{Bx} \cdot e \cdot c}{8 \cdot (c^2 + d^2)} \quad (92)$$

Reemplazando en (91) y (92), tenemos que:

$$F_{1x} = \frac{272357.3 \cdot 500 \cdot 175}{8 \cdot (25^2 + 175^2)} = \underline{95325.1 \text{ N}}$$

$$F_{2x} = \frac{272357.3 \cdot 500 \cdot 25}{8 \cdot (25^2 + 175^2)} = 13617.9 \text{ N}$$

Elegimos el mayor valor de los dos planos, siendo el valor de F_{1x} , del cual la fuerza de tracción total será la resultante de las dos fuerzas teniendo que:

$$F_{1x(TOTAL)} = \sqrt{(F_{1x(X-Y)})^2 + (F_{1x(X-Z)})^2}$$

$$F_{1x(TOTAL)} = \sqrt{(37967.6)^2 + (95325.1)^2} = 102608.1 \text{ N}$$

Procediendo con los cálculos de esfuerzos tenemos que:

$$\sigma = \frac{F_i}{A_t} + \frac{n \cdot c \cdot P}{N \cdot A_t} \quad (93)$$

Dónde:

F_i =Pretensión inicial de los pernos

A_t =Área de tracción

P =Fuerza de tracción= F_{1x} (total)

n =Coeficiente de seguridad

c =Constantes elásticas de las juntas

N =Número de pernos

Para (F_i) la ecuación para conexión desmontable viene dado por:

$$F_i = 0.6 \cdot F_p \quad (94)$$

Donde la fuerza de prueba F_p viene dada por la siguiente ecuación:

$$F_p = S_p \cdot A_t \quad (95)$$

Reemplazando en la ecuación (94) en (95) tenemos que:

$$F_i = 0.6 \cdot S_p \cdot A_t$$

$$F_i = 0.6 \cdot 600 \cdot 271.5 = 97740 \text{ N}$$

Para la constante elástica de la junta tenemos la siguiente fórmula:

$$c = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad (96)$$

$$k_b = \frac{E_b \cdot A_t}{L_b} \quad (97)$$

Dónde:

E_b = Módulo de elasticidad del perno

$A_c=A_t$ = Área de corte

L_b = Longitud de agarre del perno

Reemplazando los siguientes valores en la ecuación (97) y dando valores como $E_b= 207000$ N/mm² y $L_b=26$ mm obtenemos:

$$k_b = \frac{207000 \cdot 271.5}{26} = 2.162 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Así mismo calculando la constante de rigidez de la junta K_m tenemos que:

$$k_m = E \cdot d \cdot a \cdot e^{b \cdot \left(\frac{d}{L}\right)} \quad (98)$$

Dónde:

E = Módulo de elasticidad de la junta

d = Diámetro del perno

a y b = Constantes adimensionales depende del material.

L = Espesor del material

Reemplazando los valores como E= 200000 MPa acero A36, diámetro del perno es 20 mm, las constantes a y b para acero es 0.7872-0.6287 tomadas de la tabla 31 y la longitud del material es 26 mm.

Tabla 31. Constantes usadas en la fórmula de la rigidez de la junta

Material	Razón de Poisson (V)	Módulo Elástico E, GPa	Constantes Numéricas	
			a	b
Acero	0.291	206.8	0.7872	0.6287
Aluminio	0.334	71.0	0.7967	0.6382
Cobre	0.326	118.6	0.79597	0.6355
Hierro fundido gris	0.211	100.0	0.7787	0.6162

Fuente: Bernard, J. Hamrock, Steven R. Schmid, Bo Jacobson. Elementos de máquinas

$$k_m = 200000 \cdot 20 \cdot 0.7872 \cdot e^{0.6287 \cdot \left(\frac{20}{26}\right)} = 5.1110 \times 10^6 \frac{N}{mm}$$

Procedemos el cálculo de c reemplazando en la ecuación (96) obteniendo así que:

$$c = \frac{2.162 \times 10^6}{2.162 \times 10^6 + 5.1110 \times 10^6} = 0.3$$

Ahora dejando la tensión en función del coeficiente de seguridad de la ecuación (93) tenemos que:

$$\sigma = \frac{97740}{271.5} + \frac{n \cdot 0.3 \cdot 102608.1}{1 \cdot 271.5} = 360 + 113.4 \cdot n$$

Se asume que At=Ac, como se puede ver existe una combinación de esfuerzos para un diseño estático entonces según Von Mises tenemos:

$$\sqrt{(\sigma)^2 + 3 \cdot (\tau)^2} = S_y \quad (99)$$

$$\sqrt{(360 + 113.4 \cdot n)^2 + 3 \cdot (129 \cdot n)^2} = 660 \frac{N}{mm^2}$$

$$n = 2$$

El factor de seguridad es suficiente para este diseño.

5.5.4.2 Cargas solo por peso de cilindro hidráulico. Ahora calcularemos el factor de seguridad y el esfuerzo que se produce solo por el propio peso del cilindro hidráulico, tomando en cuenta la figura 140, ósea cuando está en reposo.

Donde $\psi=13.9^\circ$ y el peso del cilindro hidráulico es $Q_2=1587.5$ N, para un ángulo de basculamiento de $\Theta=0^\circ$.

$$\sin \Psi = \frac{Q_2}{F_{Q2}} \Rightarrow F_{Q2} = \frac{793.75}{\sin 13.9} = 3304.2 \text{ N}$$

La carga total que soportan las ménsulas de los muñones será la fuerza $F_{Q2}=F_B$

$$F_B = 3304.2 \text{ N}$$

Reemplazando en la ecuación (83), se obtiene que:

$$V = \frac{F_B}{4} \Rightarrow \frac{3304.2}{4} = 413 \text{ N}$$

El esfuerzo cortante en función del coeficiente de seguridad n , quedaría igual a la ecuación (84).

$$\tau = \frac{413 \cdot n}{271.5} = 1.5 n$$

Tracción secundaria:

Nos basamos en la figura 142 del plano X-Y de lo cual procedemos a los cálculos, donde primeramente calculamos R_{By} y R_{Bx} de la siguiente manera:

$$F_{By} = 3304.2 \cdot \sin 13.9 = 793.76 \text{ N}$$

$$F_{Bx} = 3304.2 \cdot \cos 13.9 = 3207.4 \text{ N}$$

Seguidamente reemplazamos en las ecuaciones (87) y (88), en función de los datos anteriores:

$$F_{1x} = \frac{793.76 \cdot 500 \cdot 105}{8 \cdot (105^2 + 25^2)} = \underline{447.1 \text{ N}}$$

$$F_{3x} = \frac{793.76 \cdot 500 \cdot 25}{8 \cdot (105^2 + 25^2)} = 106.5 \text{ N}$$

Para el plano X-Z nos basamos en la figura 143 y reemplazamos los datos anteriores en las ecuaciones (91) y (92), obteniendo lo siguiente:

$$F_{1x} = \frac{3207.4 \cdot 500 \cdot 175}{8 \cdot (25^2 + 175^2)} = \underline{1122.6 \text{ N}}$$

$$F_{2x} = \frac{3207.4 \cdot 500 \cdot 25}{8 \cdot (25^2 + 175^2)} = 160.4 \text{ N}$$

Eligiendo el mayor valor de los dos planos, como se realizó anteriormente se tiene que:

$$F_{1x(TOTAL)} = \sqrt{(F_{1x(X-Y)})^2 + (F_{1x(X-Z)})^2}$$

$$F_{1x(TOTAL)} = \sqrt{(447.1)^2 + (1122.6)^2} = 1208.4 \text{ N}$$

Reemplazando en la ecuación (93), los valores anteriores y dejando la tensión en función del coeficiente de seguridad tenemos que:

$$\sigma = \frac{97740}{271.5} + \frac{n \cdot 0.3 \cdot 1208.4}{1 \cdot 271.5} = 360 + 1.4 \cdot n$$

Seguidamente reemplazando la ecuación (99), tenemos que:

$$\sqrt{(360 + 1.4n)^2 + 3 \cdot (1.5n)^2} = 660 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$n = 142.1$$

5.5.4.3 Diseño a carga dinámica de pernos en muñón. Los pernos más críticos serán escogidos para nuestro diseño como es el perno 1, por las razones siguientes: Tienen mayor carga a tracción y tienen mayor carga esfuerzo cortante.

$$F_{m\acute{a}x} = 102608.1 \text{ N}$$

$$V_{m\acute{a}x} = 35071.7 \text{ N}$$

$$F_{m\acute{i}n} = 1208.4 \text{ N}$$

$$V_{m\acute{i}n} = 413 \text{ N}$$

Como ya vimos anteriormente las características del perno de grado 8.8, y como es para una junta desmontable, continuamos con el cálculo de la siguiente manera.

Límite a la fatiga:

$$S_e = k_c \cdot \left(\frac{1}{k_f}\right) \cdot 0.45 \cdot S_{ut} \quad (100)$$

$k_c = 0.897$ Confiabilidad del 90%

$k_f = 2.2$ Para rosca laminada, ver tabla 32.

Tabla 32. Factores de concentración de esfuerzos por fatiga para roscas, válidos para elementos de acero sometidos a tracción o flexión

Clase de rosca	K_f (tracción o flexión)			
	Recocida, dureza menor que 200 HB		Endurecida, dureza mayor que 200 HB	
	Laminada	Tallada	Laminada	Tallada
Unified National Standard (UNS) con raíces planas	2.2	2.8	3.0	3.8
Cuadrada				
Unified Nacional Standard (UNS) con raíces redondeadas	1.4	1.8	2.6	3.3

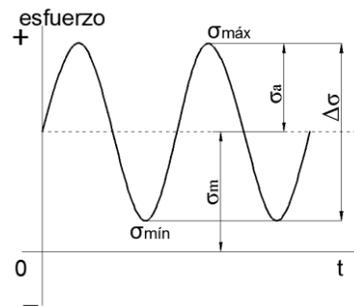
Fuente: Faired y Norton

Reemplazando en la ecuación (100), tenemos que:

$$S_e = 0.897 \cdot \left(\frac{1}{2.2}\right) \cdot 0.45 \cdot 830 = 152.3 \text{ N}$$

La constante de rigidez es de $c=0.3$, calculada anteriormente, y como $F_{\text{máx}}$ es igual a $P_{\text{máx}}$, tenemos lo siguiente.

Figura 144. Esfuerzo fluctuante senoidal



Fuente: Autores

Esfuerzos

$$\sigma_a = \frac{c \cdot n \cdot (P_{\text{máx}} - P_{\text{min}})}{2 \cdot A_t \cdot N_1} \quad (101)$$

$$\sigma_m = \frac{F_i}{A_t} + \frac{c \cdot n \cdot (P_{\text{máx}} + P_{\text{min}})}{2 \cdot A_t \cdot N_1} \quad (102)$$

$$\tau_a = \frac{n \cdot (V_{m\acute{a}x} - V_{min})}{2 \cdot A_n} \quad (103)$$

$$\tau_a = \frac{n \cdot (V_{m\acute{a}x} + V_{min})}{2 \cdot A_n} \quad (104)$$

Remplazando en (101) y (102), tenemos lo siguiente:

$$\sigma_a = \frac{0.3 \cdot n \cdot (102608.1 - 1208.4)}{2 \cdot 271.5 \cdot 1} = 91 n$$

$$\sigma_m = \frac{97740}{271.5} + \frac{0.3 \cdot n \cdot (102608.1 + 1208.4)}{2 \cdot 271.5 \cdot 1} = 360 + 57.4 n$$

$$\tau_a = \frac{n \cdot (35071.7 - 413)}{2 \cdot 259} = 66.9 n$$

$$\tau_m = \frac{n \cdot (35071.7 + 413)}{2 \cdot 259} = 68.5 n$$

Calculamos esfuerzos equivalentes de la siguiente manera.

$$\frac{\sigma_{e_a}}{S_e} + \frac{\sigma_{e_m}}{S_{ut}} = 1 \quad (105)$$

$$\sigma_{e_a} = \sqrt{(91 n)^2 + 3 \cdot (66.9 n)^2} = 113.1 n$$

$$\sigma_{e_m} = \sqrt{(360 + 57.4 n)^2 + 3 \cdot (68.5 n)^2}$$

Reemplazando en la ecuación (105), los valores anteriores tenemos que:

$$\frac{113.1 n}{152.3} + \frac{\sqrt{(360 + 57.4 n)^2 + 3 \cdot (68.5 n)^2}}{830} = 1$$

Para resolver esta ecuación y poder encontrar un valor de un coeficiente de seguridad n, se resolverá de la siguiente manera.

Dando valores a n hasta que se cumpla la igualdad tenemos:

Para:

$$n=2$$

$$2.1 \approx 1$$

Este valor se lo considera como satisfactorio para nuestro diseño.

Con el fin de lograr que el perno adquiriera determinada fuerza inicial, vamos a calcular el par de apriete que viene dado por la siguiente ecuación.

$$T_i = K_i \cdot d \cdot F_i \quad (106)$$

Donde F_i ya se calculó anteriormente, d es el diámetro nominal (mayor) y donde $K_i \approx 0.18$, para pernos lubricados, y $K_i \approx 0.21$ para pernos no lubricados, se tomara el K_i para pernos lubricado ya que éste debe estar lubricado para reducir el par de torsión y reemplazando en la ecuación (106) tenemos que:

$$T_i = 0.18 \cdot 20 \cdot 97740 = 351864 \text{ Nmm}$$

Siendo así que este será el torque necesario para asegurar los pernos a la ménsula del muñón

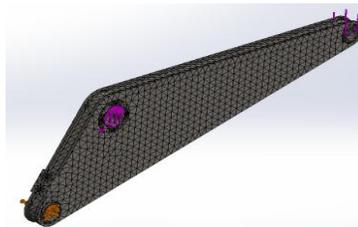
5.6 Análisis de esfuerzos mediante software

Para esto emplearemos el método de elementos finitos (MEF), es un método numérico empleado en la resolución de ecuaciones diferenciales muy utilizado en diversos problemas de ingeniera como análisis de tensiones o análisis estáticos.

Analizaremos los componentes más críticos como son el brazo de elevación, cruceta, ménsula de muñón de cilindro y ménsula de muñón de la caja.

5.6.1 Brazo de elevación.

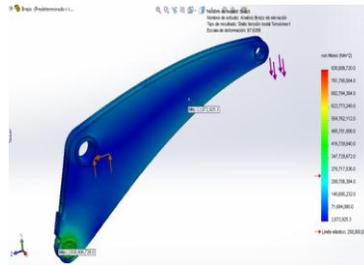
Figura 145. Brazo elevador mallado, con restricciones y cargas



Fuente: Autores

5.6.1.1 Tensiones en brazo de elevación. El análisis de esfuerzos esta realizado bajo cargas extremas que soportara el brazo de elevación, para lo cual se analizó al inició del basculamiento, entregándonos el software la siguiente graficas de distribución de esfuerzos.

Figura 146. Distribución de esfuerzos en el brazo de elevación

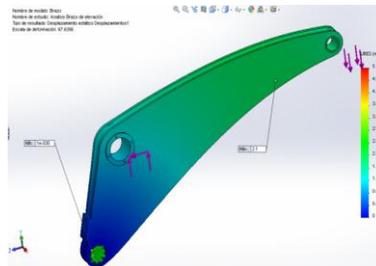


Fuente: Autores

En el análisis de tensiones se puede observar los valores máximos y mínimos de tensiones, en lo cual las tensiones máximas encontradas no superan el límite de fluencia por lo que el diseño es aceptable.

5.6.1.2 Desplazamientos brazo de elevación.

Figura 147. Desplazamientos en brazo de elevación

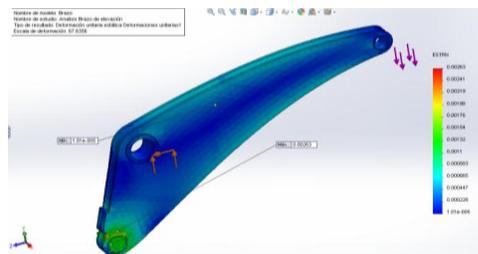


Fuente. Autores

Los mayores desplazamientos del brazo se localizan en el punto C, donde va el eje que se une a la caja ósea donde transmite la fuerza para que pueda bascular. Estos desplazamientos son aceptables pues en su valor máximo son de 2.1 mm.

5.6.1.3 Deformaciones unitarias brazo de elevación.

Figura 148. Deformaciones unitarias en brazo de elevación

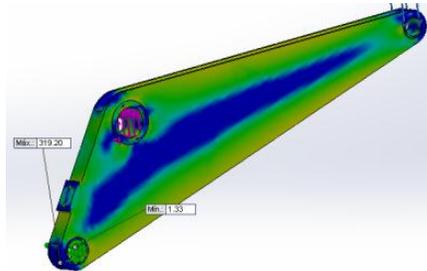


Fuente: Autores

En este análisis podemos observar las deformaciones unitarias ocurridas en el modelo ocurren en la zona media del brazo y zona del punto A, siendo así que estos valores de deformaciones son bajos

5.6.1.4 Factor de seguridad brazo de elevación.

Figura 149. Factor de seguridad en brazo de elevación



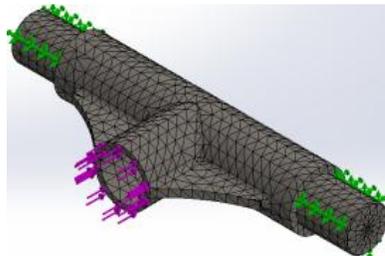
Fuente: Autores

Se obtuvo un factor de seguridad mínimo 1.4, siendo aceptable para el diseño.

5.6.2 Cruceta. La cruceta será construida con eje de acero AISI 4340 templado, el cual se soldara un bocín para lograr unir el vástago del cilindro hidráulico, además de ser reforzado con unas nervaduras fabricadas de plancha. La carga aplicada para el análisis será la fuerza máxima ejercida por el cilindro hidráulico que es de 277269.8 N.

Antes de obtener los resultados se procedió a mallar la cruceta y aplicar restricciones en los extremos y aplicar una fuerza en el bocín.

Figura 150. Cruceta mallada, con restricciones y cargas

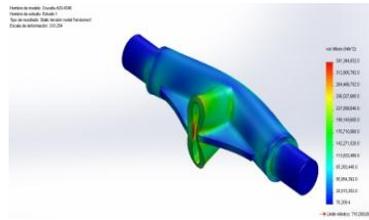


Fuente: Autores

Obteniendo así los siguientes resultados.

5.6.2.1 Tensiones en cruceta.

Figura 151. Distribución de esfuerzos en cruceta

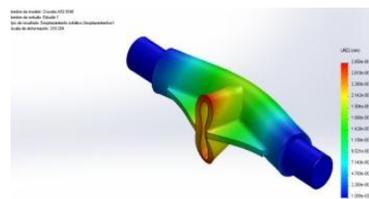


Fuente: Autores

En el análisis de tensiones se puede observar los valores máximos y mínimos de tensiones, en lo cual las tensiones máximas encontradas no superan el límite de fluencia por lo que el diseño es aceptable.

5.6.2.2 Desplazamientos en cruceta.

Figura 152. Desplazamientos en cruceta

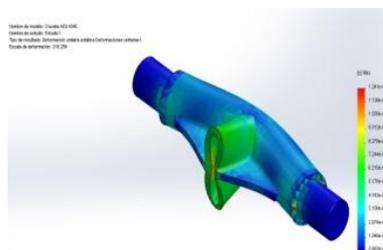


Fuente: Autores

Los mayores desplazamientos de la cruceta se localizan en el bocín, donde se acopla el vástago, ya que ahí se concentran el esfuerzo que produce el cilindro hidráulico, se consideró al inicio del basculamiento, ya que en ese instante es crítico. Estos desplazamientos son aceptables pues en su valor máximo son de 0.227 mm.

5.6.2.3 Deformaciones unitarias en cruceta.

Figura 153. Deformaciones unitarias en cruceta

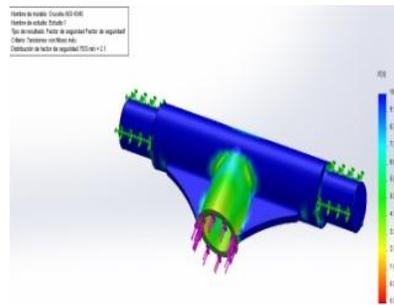


Fuente: Autores

En este análisis podemos observar las deformaciones unitarias ocurridas en la cruceta, donde apreciamos que las mayores deformaciones unitarias ocurren en zona del bocín con el eje, siendo así que estos valores de deformaciones son bajos.

5.6.2.4 Factor de seguridad en cruceta.

Figura 154. Factor de seguridad en cruceta



Fuente: Autores

En este análisis podemos observar el factor de seguridad mínimo que es de 2.1 el cual es aceptable al diseño.

5.7 Soldadura

Es la unión de dos piezas metálicas de igual o parecida composición, de forma que la unión que de rígida y estanca.

Esto se consigue bien por el efecto de fusión que proporciona la aportación de calor, bien por la portación de otro metal de enlace o por la combinación de ambos efectos.

Existen cerca de cuarenta sistemas de soldar, pero el más importante para las estructuras metálicas es el sistema de soldadura por fusión.

En nuestro sistema se ocupara soldadura autógena y soldadura por arco eléctrico con electrodo revestido (SMAW), ya que son los métodos más utilizados en nuestro medio, ya que facilitara los procesos de fabricación, mantenimiento y los elementos del sistema.

Para nuestro sistema de volteo utilizaremos el código de diseño AWS D 1.1, y ASME, el cual es aplicable a estructuras de acero al carbono y de baja aleación, entre los principales elementos los cuales implica soldadura serán.

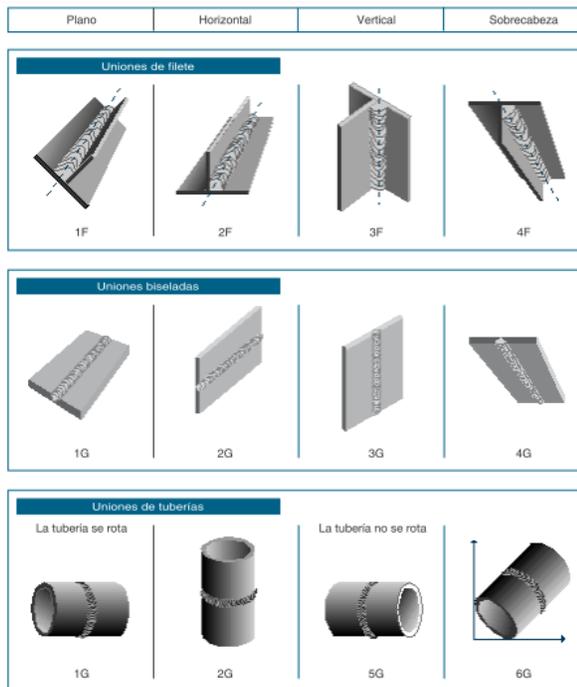
➤ Brazo levantador.

- Base principal.
- Barra de enlace.
- Soporte del sistema hidráulico.
- Ménsulas

El material principal que se utilizara para la fabricación del sistema volcador será acero ASTM A 36, para lo cual se seleccionó un electrodo E6011 este se seleccionó de acuerdo a los requisitos del metal base y metal de aporte, según la tabla 3.1 de la AWS 1.1

En lo referente a las posiciones de soldadura éstas se distinguen de acuerdo a las posiciones cuando se trata de soldar chapas o tuberías, además estas depende de la habilidad del operador y trabajo a la que van estar sujetas, a continuación se muestra las designaciones de acuerdo con ANSI/AWS A3.0:2001

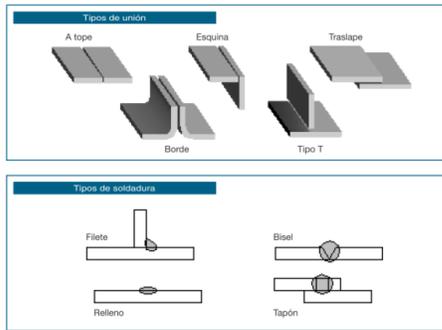
Figura 155. Posiciones en soldadura, de acuerdo con ANSI/AWS A 3.0-85



Fuente: www.indura.com.ec/_.../file_2182_manual%20de%20soldadura%20indura

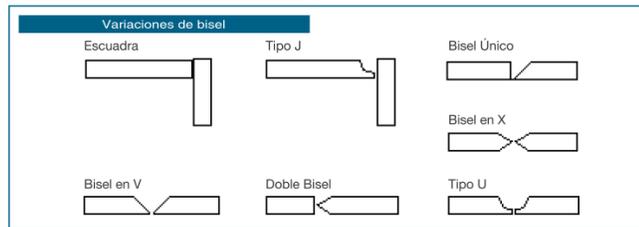
A continuación se muestran los esquemas básicos de soldadura.

Figura 156. Esquemas básicos de soldadura 1



Fuente: www.indura.com.ec/_.../file_2182_manual%20de%20soldadura%20indura

Figura 157. Esquemas de soldadura 2



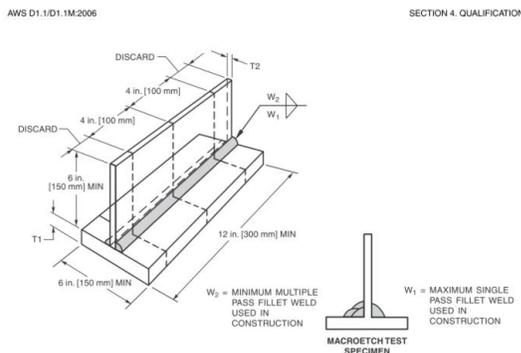
Fuente: www.indura.com.ec/_.../file_2182_manual%20de%20soldadura%20indura

Además para el diseño se debe considerar el tipo de junta, para nuestro caso utilizaremos bisel, traslape, borde y T.

En estas juntas se aplicara los requerimientos según la AWS, según los requerimientos de diseño que a continuación se muestra.

Como el mayor tipo de soldadura que emplearemos será el de filete nos guiaremos en base la norma AWS D1.1, ver figura 158 y tabla 33.

Figura 158. Cotas soldadura de filete



Fuente: www.aws.org/mexico/mx_standards.html

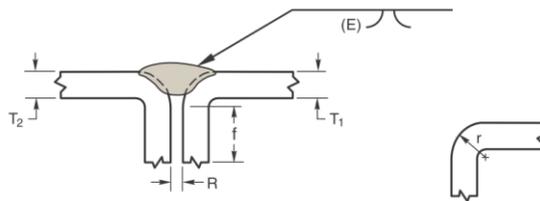
Tabla 33. Tamaños de soldadura para filete con sus respectivos espesores

Milímetros		
Tamaño de soldadura	T1 min	T2 min
5	12	5
6	20	6
8	25	8
10	25	10
12	25	12
16	25	16
20	25	20
>20	25	25

Fuente: www.aws.org/mexico/mx_standards.html

La AWS para requerimientos para juntas de penetración completa (JPP), correspondiente a una junta EPS precalificada, detalla los siguientes datos según el tipo de bisel.

Figura 159. Soldadura con bisel acampanado en V



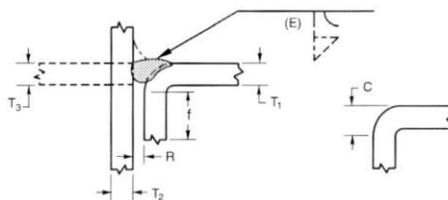
Fuente: www.aws.org/mexico/mx_standards.html

Tabla 34. Limitaciones para la junta con bisel acampanado en V

Proceso de soldadura	Designación de la junta	Espesor del metal base (l=ilimitado)		Preparación del bisel			Posiciones de soldadura permitidas	Tamaño de la Soldadura (E)	Notas
		T1	T2	Abertura de raíz ángulo de bisel	Discrepancias				
					Según Detalle (ver 3.12.3)	Según Presentación (ver 3.12.3)			
SMAW	B-P11	5	T1 min	R=0 f=5 min $r = \frac{3T1}{2}$ min	+2,-0 +U,-0 +U,0°	+3,-2 +U,-2 +U,-0°	Todas	5/8 r	5,7,10,12

Fuente: www.aws.org/mexico/mx_standards.html

Figura 160. Soldadura con bisel acampanado



Fuente: www.aws.org/mexico/mx_standards.html

Tabla 35. Limitaciones para la junta con bisel acampanado

Proceso de soldadura	Designación de la junta	Espesor del metal base (l=limitado)			Preparación del bisel			Posiciones de soldadura permitidas	Tamaño de la Soldadura (E)	Notas
		T1	T2	T3	Abertura de raíz ángulo de bisel	Discrepancias				
						Según Detalle (ver 3.12.3)	Según Presentación (ver 3.12.3)			
SMAW	B-P10	5	I	T1 min	R=0 f=5 min C= $\frac{3T1}{2}$ min	+2,-0 +1,-0 +1,0°	+3,-2 +1,-2 +1,-0°	Todas	5/8 T1	5,7,10,12

Fuente: www.aws.org/mexico/mx_standards.html

Las siguientes notas de las tablas 35 y 36 indican:

5. Las juntas detalladas para SMAW podrán ser usadas para GMAW precalificadas, excepto GMAW-S (transferencia en cortocircuito) y FCAW.

6. El tamaño mínimo de la soldadura (E) como se indica en la tabla (3.4) de la AWS 1.1, tal como se especifica en los planos.

7. Si las soldaduras de filete son usadas para reforzar soldaduras con bisel en estructuras cargadas estáticamente en juntas en L o de esquina y en T, estos deberán ser igual a $\frac{1}{4}$ T1, pero no es necesario que exceda 10 mm. Las soldaduras con bisel en esquina y juntas en T cargadas cíclicamente, deberán estar reforzadas con soldaduras de filete iguales a $\frac{1}{4}$ T1, pero \leq que 10 mm.

10. La orientación de los dos elementos estructurales en las juntas podrán variar desde 135° a 180° para juntas a tope, 45° a 135° para juntas en L y 45° a 90° para juntas T.

11. Para juntas en L o esquina, la preparación del bisel exterior podrá ser en ambos o en uno solo de los elementos estructurales, con tal que la configuración básica del bisel no sea cambiada, y se mantenga una distancia adecuada al borde para soportar las operaciones de soldadura sin una fusión excesiva de los mismos.

12. El tamaño de soldadura (E) está basado en la junta soldada a ras.

En base a los datos de las tablas 33, 34 y 35 se realizara los cálculos de costos para cada uno de los diferentes tamaños de cordones de soldadura, de los elementos principales descritos anteriormente, por lo cual se utilizara un tamaño de soldadura de 5 mm, para esto utilizaremos electrodos E 6011, del catálogo de AGA bajo las normas AWS.

5.7.1 Especificaciones para los procedimientos de soldadura (WPS). Al realizar la construcción del siguiente proyecto, se tomara en cuenta que estén bajo los procedimientos (WPS), en donde se detallarán todas las variables indispensables y suficientes para realizar la soldadura. Los datos registrados en el WPS deben permitir al soldador, ajustar todos los parámetros de soldadura de forma clara, ver anexo D.

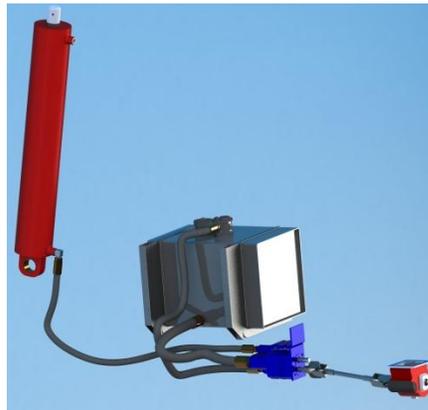
5.7.2 Inspección de soldadura. Según la norma AWS D1.1, capítulo 6 nos recomienda que el inspector deba examinar el equipo antes del trabajo, asegurar que los electrodos estén utilizados en las posiciones correctas y con el tipo de corriente y de polaridad adecuado.

La inspección visual se basara en la medición del tamaño y el contorno de las soldaduras mediante calibradores adecuados, además la inspección visual para las grietas en las soldaduras y metal base y otras discontinuidades, se deben ser realizadas con ayuda de luz fuerte, lupas u otros dispositivos que puedan ser encontrados como provechosos.

La soldadura será examinada visualmente y será aceptable si los criterios de la tabla 6.1, de la norma AWS D1.1.

5.8 Sistema hidráulico

Figura 161. Sistema hidráulico para sistema tipo izador/varillaje



Fuente: Autores

5.8.1 Tomas de fuerzas adecuada. Como se vio anteriormente en el análisis de estado de componentes se pudo observar que la toma de fuerza presente cumple con los requisitos del fabricante de acuerdo al trabajo requerido actual; por lo tanto está se podría mantener adicionándole un mantenimiento el cual será descrito más adelante.

5.8.2 Bomba adecuada al sistema. Como sabemos para seleccionar la bomba hidráulica necesitamos dos datos fundamentales, la presión de trabajo y el caudal, los cuales ya revisamos anteriormente, además se pudo comprobar que trabaja correctamente con la toma de fuerza PTO Chelsea 680.

5.8.3 Cilindro específico para el sistema. La fuerza a vencer por el cilindro hidráulico ya fue calculada en la tabla 29, la cual como se dijo anteriormente se tomó el mayor dato el cual es de 277269.3 N.

Para la selección del cilindro hidráulico se utiliza la presión de trabajo del sistema que es de 2000 psi o 13789510 N/m², la cual es la presión máxima de la bomba hidráulica.

Reemplazando en la ecuación (1), tenemos lo siguiente:

$$S = \frac{F}{P} = \frac{277269.3 \text{ N}}{13789510 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} = 0.020 \text{ m}^2 \approx 20107.3 \text{ mm}^2$$

El diámetro mínimo del cilindro viene dado por la ecuación (45).

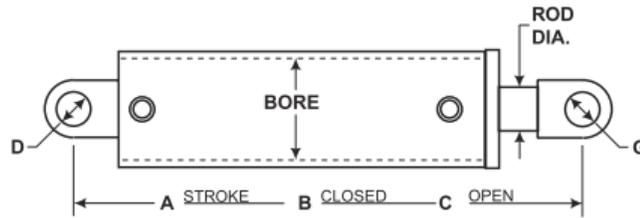
$$D \geq \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 20107.3 \text{ mm}^2}{\pi}} = 160 \text{ mm}$$

En base a los resultados obtenidos, se buscara un cilindro hidráulico que cumpla con las dimensiones de carrera requeridas para poder tener un ángulo de basculamiento suficiente para desalojar el material. Además tomando en cuenta el espacio que va ocupar el cilindro hidráulico dentro del camión, al bajar la caja.

Para lo cual un cilindro válido seria el representado y dimensionado en la figura 161, cuyas características son:

Fabricante: Parker/Mcneilus (Mtm)	Cilindro cerrado: 56 in \approx 1422.4 mm
Número de diseño: C3686	Cilindro abierto: 86 in \approx 2235.2 mm
Diámetro interno: 7 in \approx 177.8 mm	Peso: 350 lbs.
Carrera: 32 in \approx 812.8 mm	

Figura 162. Cilindro hidráulico de barra



Fuente: www.parker.com/.../Mobile%20Cylinder/hy

A continuación se muestra el diámetro mínimo del vástago de la barra a tomar en cuenta, para la selección del cilindro, ver tabla 36, además se comprobó analíticamente.

Tabla 36. Diámetros mínimos de la barra, en pulgadas

Carga en libras	Longitud expuesta de diámetro del vástago de barra (in), diámetro de barra (in)							
	10"	20"	40"	60"	70"	80"	100"	120"
1000			3/4	1				
1500			13/16	1-1/16				
2000		5/8	7/8	1-1/8	1-1/4	1-3/8		
3000		11/16	15/16	1-3/16	1-3/8	1-1/2		
4000		3/4	1	1-1/4	1-7/16	1-9/16	1-7/8	
6000	13/16	7/8	1-1/8	1-3/8	1-9/16	1-5/8	1-7/8	
8000	15/16	1	1-3/16	1-1/2	1-5/8	1-3/4	2	2-1/4
10000	1	1-1/8	1-5/16	1-9/16	1-3/4	1-7/8	2-1/8	2-3/8
15000	1-3/16	1-1/4	1-7/16	1-3/4	1-3/4	2	2-1/4	2-1/2
20000	1-3/8	1-7/16	1-5/8	1-7/8	2	2-1/8	2-7/16	2-3/4
30000	1-11/16	1-3/4	1-7/8	2-1/8	2-1/4	2-3/8	2-11/16	3
40000	2	2	2-1/8	2-3/8	2-1/2	2-5/8	2-7/8	3-1/4
60000	2-3/8	2-7/16	2-1/2	2-3/4	2-3/4	2-7/8	3-1/4	3-1/2
80000	2-3/4	2-3/4	2-7/8	3	3	3-1/4	3-1/2	3-3/4
100000	3-1/8	3-1/8	3-1/4	3-3/8	3-1/2	3-1/2	3-3/4	4
150000	3-3/4	3-3/4	3-7/8	4	4	4-1/8	4-3/8	4-1/2
200000	4-3/8	4-3/8	4-3/8	4-1/2	4-3/4	4-3/4	4-7/8	5
300000	5-3/8	5-3/8	5-3/8	5-1/2	5-1/2	5-1/2	5-3/4	6

Fuente: www.parker.com/.../Mobile%20Cylinder/hy

Elaboración: Propia

De la tabla 38 seleccionamos el diámetro del vástago en base a la carga a la que va a estar sometido que es de 277269.3 N o 62332.6 lbs y donde la carrera es de 32 in y aproximadamente de 40 in, dándonos así que el diámetro del vástago debe ser de 2-1/2 in.

Cálculo del espesor de pared de una camisa y del vástago del cilindro hidráulico

Determinado el diámetro interior y la presión de trabajo se calcula el espesor de pared de la camisa necesario para soportar la presión, para lo cual utilizaremos un acero F-1250/34CrMo4 con una tensión de fluencia de $\sigma_f=700\text{MPa}$.

Donde,

$$D_{\text{interior}}=177.8 \approx 178 \text{ mm}$$

$$P= 138 \text{ bar}$$

$$e = \frac{P \cdot d}{2 \cdot \sigma} = \frac{138 \cdot 17.8}{2 \cdot 700} = 1.7 \text{ cm} \quad (107)$$

El vástago de un cilindro trabaja siempre a tracción, a compresión o a pandeo; por tal motivo sus vástagos tienen un diámetro relativamente importante con relación al de su émbolo, siendo muy frecuente que sus respectivas áreas estén en la relación 1 a 2.

De una forma general, y teniendo en cuenta solamente el vástago, se considera que puede existir pandeo o flexión lateral, cuando se cumpla la relación:

$$\frac{L}{i} \geq 40$$

Donde,

L= Longitud del vástago en cm

i= Radio de giro de la sección en cm^4

$$i = \sqrt{\frac{I}{S}} \quad (108)$$

I= Momento de inercia de la sección en cm^4

S= Área de la sección recta en cm^2

Reemplazando valores en la ecuación siguiente tenemos que:

$$I = \frac{\pi \cdot D^4}{64} = \frac{\pi \cdot 6.35^4}{64} = 79.8 \text{ cm}^4$$

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 6.35^2}{4} = 63.33 \text{ cm}^2$$

$$i = \sqrt{\frac{79.8}{63.33}} = 1.12 \text{ cm}$$

$$\frac{81.28}{1.12} \geq 40$$

El cálculo del pandeo se realiza mediante la expresión de Euler:

$$F_p = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_p^2 \cdot n} \quad (109)$$

Donde,

F_p = Fuerza a la que se produce pandeo en N

E = Módulo de elasticidad del material con el que esté construido el vástago, en el caso del acero $E=2.1 \cdot 10^{11}$ N/mm², es decir, en Pa.

I = Momento de inercia de la sección en m⁴ → $7.93 \cdot 10^{-7}$ m⁴

L_p = Longitud libre al pandeo en m. Depende del tipo de fijación que lleve el cilindro. Su valor se muestra en la figura 162.

$$L_p = 2 \cdot L = 2 \cdot 81.28 = 162.56 \text{ cm} = 1.6256 \text{ m}$$

n = Coeficiente de seguridad, en vástago suele ser de 3.5.

Figura 163. Longitud de pandeo según el tipo de carga aplicada

Caso de carga según Euler	Un extremo libre, un extremo empotrado	Dos extremos articulados	Un extremo articulado y otro empotrado	Dos extremos empotrados
Representación gráfica				
L_p	$L_p = 2 \cdot L$	$L_p = L$	$L_p = \frac{L}{\sqrt{2}}$	$L_p = \frac{L}{2}$

Fuente: Escuela Universitaria Politécnica de Donostia-San Sebastián. Sistemas neumáticos y oleohidráulicos

$$F_p = \frac{\pi^2 \cdot (2.1 \times 10^{11}) \cdot (7.93 \times 10^{-7})}{1.6256^2 \cdot 3.5} = 56564.9 \text{ N}$$

$$F_p = 56564 \text{ N} > 227269.3 \text{ N}$$

Un diámetro de 3" ≈ 76.2 mm es apto para la fuerza realizada por el cilindro hidráulico.

Velocidad del cilindro, reemplazamos en la ecuación (7) y (41).

$$S = \text{Sección cilindro } \text{cm}^2 \rightarrow S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot (177.8)^2}{4} = 24828.66 \text{ mm}^2 \Rightarrow 248.28 \text{ cm}^2$$

$$\vec{v} = \frac{10 \times 132 \frac{\text{lt}}{\text{min}}}{248.28 \text{ cm}^2} = 5.3 \text{ m/min}$$

Tiempo en efectuar una carrera, reemplazamos en la ecuación (8).

$$Q_e = \text{Caudal efectivo } \text{cm}^3/\text{s} \rightarrow Q_e = \mu_V \cdot Q_T = 0.9 \cdot \frac{2200 \text{ cm}^3}{\text{s}} = 1980 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}}$$

$$T(\text{s}) = \frac{248.28 \cdot L}{1980} = 10.19 \text{ s}$$

Consumo de aceite, reemplazamos en la ecuación (9).

$$\text{Consumo de aceite } (\text{dm}^3) = \frac{\pi \cdot 17.78^2 \cdot 81.28}{4 \cdot 1000} = 20 \text{ dm}^3$$

5.8.4 Mangueras adecuadas según normas. Para nuestro sistema ocuparemos manguera flexible, como ve en el anexo A, en el cual serán utilizadas tres secciones de manguera con su respectiva longitud y diámetro, en el cual se utilizara para retorno y succión, manguera SAE 100 R4 y para la salida de presión manguera SAE 100 R16, además se tendrá en cuenta los concejos de instalación como ve en la figura 41.

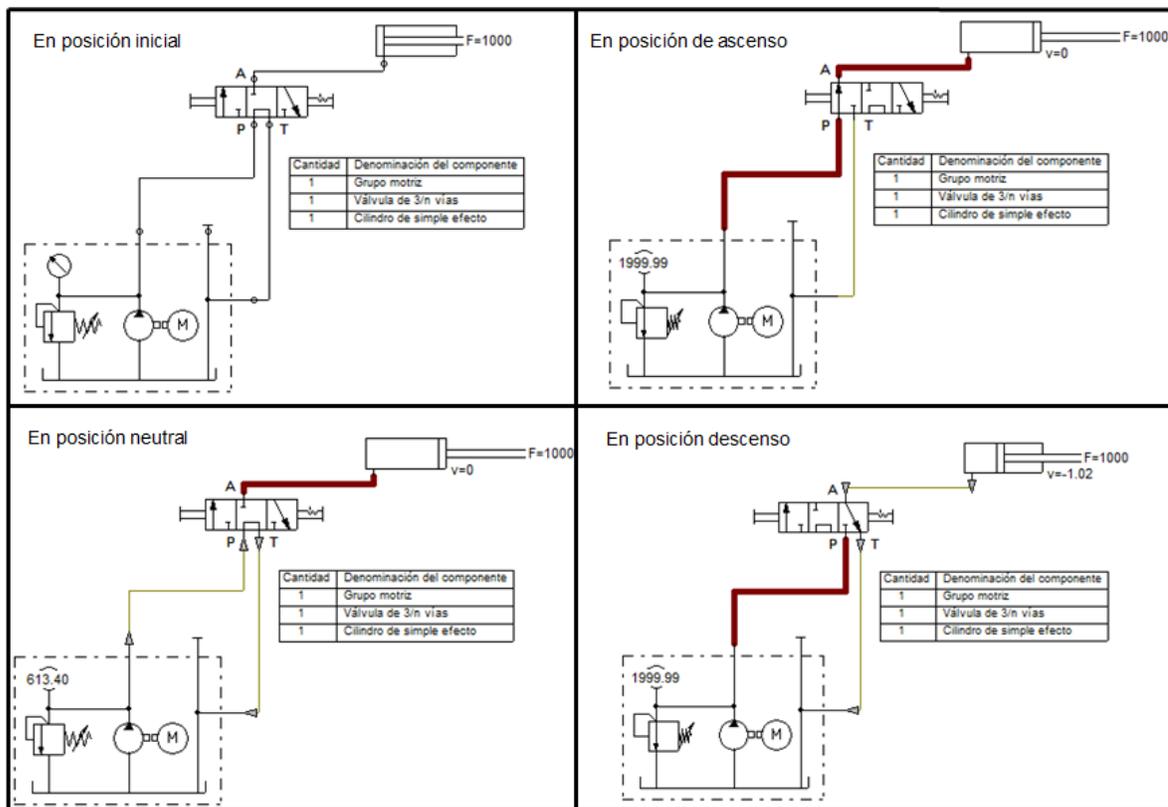
5.8.5 Aceite adecuado para el sistema. En nuestro sistema mantendremos el aceite utilizado como es el Texaco 10W, además, el ya que como vio en el análisis realizado esta en parámetros normales de funcionamiento, excepto por la contaminación que hay en el sistema, además es recomendado como se ve en la tabla 2.

5.8.6 Circuito hidráulico del sistema rediseñado. En la siguiente figura 164 se muestra el funcionamiento del circuito hidráulico, el cual consta de un filtro, bomba hidráulica y válvula

limitadora de presión, la cual se resume en el grupo motriz, válvula de carrete de 3 vías y 3 posiciones como así también el cilindro hidráulico de simple efecto.

En la figura se muestra también las tres posiciones en la cual va actuar el sistema hidráulico, además de su posición inicial, este circuito se realzo en programa Festo hidraulic 3.5.

Figura 164. Funcionamiento del circuito hidráulico



Fuente: Autores

5.9 Estudio de la dinámica de un vehículo

5.9.1 Resistencias que se oponen al avance de un vehículo. Las resistencias son cuatro, que pueden o no coexistir al mismo tiempo.

- Resistencia por rodadura R_c .
- Resistencia por inercia R_j .
- Resistencia por pendiente R_p .
- Resistencia por aire R_a .

5.9.1.1 Resistencia por rodadura, R_c . Tiene su origen en la deformación del neumático y suelo.

$$R_r = f \cdot P \quad (110)$$

Donde f es el coeficiente de resistencia a la rodadura y P es el peso del vehículo.

El valor de f no es constante ni independiente de la velocidad, pues influye ésta, la temperatura, estado del suelo, tipo de neumático (radial, etc.), radio del mismo y presión de inflado, pudiéndose de forma empírica obtener f en función de aquellos. Valores típicos de este coeficiente aparecen en la tabla 37, aunque como valor de cálculo se suele tomar 15 kg por tonelada de forma general. Para ciertos firmes de asfalto y neumático, los valores pueden llegar a ser inferiores a incluso a los 12 kg/t señalados en la tabla.

$$R_r(kg) = 15 P(t)$$

Tabla 37. Coeficientes de rodadura

Tipo de suelo	Coeficiente de rodadura kg/t
Asfalto	12/17
Hormigón	15
Adoquinado	55
Tierra compacta	50
Tierra suelta	100

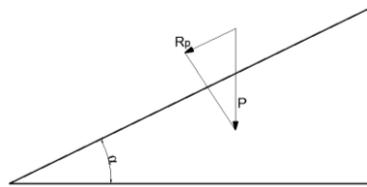
Fuente: CASCAJOSA, Manuel. Ingeniería de vehículos, Sistemas y Cálculos, 2da. Edición. Alfa omega, 2005

En vencer esta resistencia se absorbe una potencia cuyo valor es (siendo V la velocidad del vehículo en km/h):

$$W_r = \frac{R_r \cdot V}{75 \cdot 3.6} (C.V.) \quad (111)$$

5.9.1.2 Resistencia por pendiente, R_p . Es la que se opone al avance del vehículo cuando éste sube una pendiente. De forma habitual, la pendiente se expresa; x metros de subida vertical por cada 100 metros recorridos horizontalmente.

Figura 165. Plano inclinado



Fuente: CASCAJOSA, Manuel. Ingeniería de vehículos, Sistemas y Cálculos, 2da. Edición. Alfa omega, 2005

Cuando P se expresa en toneladas y R_p en kg:

$$R_p = 1000 \cdot P \cdot \frac{x}{100} \qquad R_p = 10 \cdot P \cdot x \qquad (112)$$

En vencer esta resistencia se absorbe una potencia cuyo valor es (siendo V la velocidad del vehículo en km/h):

$$W_p = \frac{R_p \cdot V}{75 \cdot 3.6} (C.V.) \qquad (113)$$

5.9.1.3 Resistencia por inercia, R_j . Está originada por un incremento de velocidad.

$$R_j = Q \cdot a = \frac{P \cdot j}{g}$$

Q es el peso del vehículo y a_a la aceleración que ha de adquirir, por ejemplo, para adelantar a otro:

$$a = \frac{(V_2 - V_1)}{t}$$

V_1 =Velocidad inicial

V_2 = Velocidad final

t = tiempo invertido para pasar de V_1 a V_2

Con P en toneladas y tomando para g el valor de 10 m/s² en kg

$$R_j = \frac{1000 \cdot P \cdot a}{10} \qquad R_j = 100 \cdot P \cdot a \text{ (kg)} \qquad (114)$$

5.9.1.4 Resistencia por el aire, R_a . De todas las resistencias, ésta es sin duda la más estudiada, no sólo por su importancia en cuanto al consumo del vehículo sino por lo relacionada que está con la estética del mismo.

Para el cálculo del R_a se emplean fórmulas empíricas obtenidas con la ayuda de ensayos en túneles. Intervienen: carrocería, presión, temperatura, sección transversal máxima del vehículo y fundamentalmente la velocidad.

El valor de R_a viene dado por:

$$R_a = K \cdot S \cdot V^2 \qquad (115)$$

En la cual,

5.9.2 Cálculo dinámico para nuestro vehículo. $Q= 26000 \text{ kg}=26 \text{ t}$. Se considera el peso bruto vehicular ya que sería el máximo, el cual el motor debe mover, además se considera el tipo de suelo hormigón, el cual circula a 50 km/h.

La sección maestra viene dada por la ecuación (117).

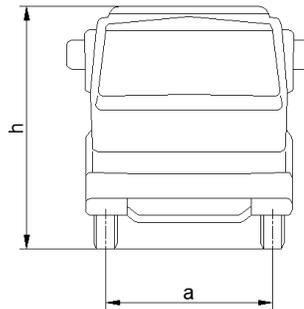
Siendo así que para nuestro vehículo será que:

$$h = 2910 \text{ mm}$$

$$a = 2045 \text{ mm}$$

$$S = 0.8 \cdot 2910 \cdot 2045 = 4760760 \text{ mm}^2 \Rightarrow 4.76 \text{ m}^2$$

Figura 166. Sección transversal



Fuente: Autores

$$f = 15 \text{ kg/t}$$

$$C=1$$

$$V=50 \text{ km/h} = 13.88 \text{ m/s}$$

Así reemplazando en las ecuaciones (110), (111), (115), (118).

$$K = \delta \frac{C}{2g} = 1.24 \frac{1}{2 \cdot 9.81} = 0.06$$

$$W_a = \frac{58.04 \cdot 50}{75 \cdot 3.6} = 10.7 \text{ (C.V.)}$$

$$R_r = 15 \cdot 26 = 390 \text{ kg}$$

$$W_r = \frac{390 \cdot 50}{75 \cdot 3.6} = 72.22 \text{ (C.V.)}$$

$$R_a = 0.06 \cdot 4.76 \cdot 13.88^2 = 58.04 \text{ kg}$$

Consideramos una pérdida en la transmisión del 10 % y 15 % a su potencia máxima.

La potencia dada por el motor viene de la ecuación (119).

$$W_m = \frac{82.4}{0.9} = 91.5 \text{ (C.V.)}$$

Y la máxima potencia

$$W_m = \frac{91.5}{0.85} = 107.64 \text{ (C.V.)}$$

Figura 167. Potencia necesaria en camión Nissan Diesel CWB 459'S

The screenshot shows a software interface for calculating required power. It is divided into three main sections: 'DATOS DE PARTIDA', 'PRESTACIONES REQUERIDAS AL MOTOR', and 'RESULTADOS'.
DATOS DE PARTIDA:
 - Coeficientes: Resistencia a la rodadura (f) = 15, Resistencia al aire (K) = 0.06.
 - Datos del vehiculo: Superficie maestra (S) = 4.76 m², Peso (P) = 26 t.
PRESTACIONES REQUERIDAS AL MOTOR:
 - Para llanear con: Velocidad de cruceo (V) = 50 km/h, Nivel de régimen motor = 85 %, Pérdidas en transmisión = 10 %.
 - Pendiente superable con la potencia calculada: Velocidad (V) = 30 km/h, Pérdidas en transmisión = 10 %.
RESULTADOS:
 - Potencia máx. motor (W) = 107.74 CV.
 - Pendiente superable (x) = 1.78 %.
 - Aceleración de arranque en pendiente superable (j) = 0.01 m/s².

Fuente: Programa Autocalc v2.0

Ahora calcularemos cual es la pendiente (x%) máxima que puede superar a 30 km/h, aportando el motor su máxima potencia.

$$V=30 \text{ km/h}=8.33 \text{ m/s}$$

$$W = W_r + W_a + W_p$$

$$W_r = \frac{390 \cdot 30}{75 \cdot 3.6} = 43.33 \text{ (C.V.)}$$

$$W_a = \frac{100 \cdot 30}{75 \cdot 3.6} = 11.11 \text{ (C.V.)}$$

$$W_p = \frac{10 \cdot 20 \cdot x \cdot 30}{75 \cdot 3.6} = 22.22 \cdot x \text{ (C.V.)}$$

De la potencia dada en este caso por el motor, que es la máxima, se estima que llega a las ruedas, por pérdida, sólo el 85%, por marchar el vehículo a una velocidad intermedia y no en directa

$$W_m = \frac{43.33+11.11+22.22 \cdot x}{0.85} = 107.64 \text{ C.V.} \quad \Rightarrow \quad x = 1.66 \%$$

Ahora calculamos la aceleración con la que podría arrancar en la pendiente del 1.66%. Aplicaremos las ecuaciones (110) y (112).

$$R_r = 26 \cdot 15 = 390 \text{ kg}$$

$$R_p = 10 \cdot 26 = 260 \text{ kg}$$

Como se calculó anteriormente, la fuerza restante hasta la máxima de empuje, era para vencer la resistencia por inercia. Se está tratando un caso extremo, y sin considerar otros problemas que pudieran ocasionarse, como de embrague, si es de disco.

La fuerza empleada en vencer el aire es:

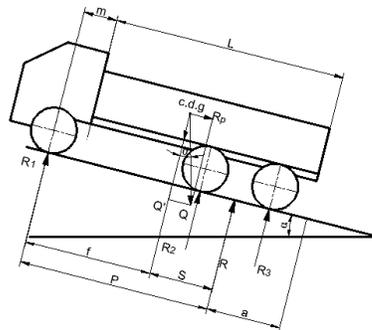
$$R_a = 0.06 \cdot 4.76 \cdot 8.33^2 = 19.83 \text{ kg}$$

Luego 19.33 kg es la disponible para vencer la inercia, aplicando en la ecuación (114).

$$a = \frac{19.33}{\frac{26 \cdot 10^3}{9.81}} = 0.01 \frac{m}{s^2}$$

5.9.3 Influencia de la situación del centro de gravedad del vehículo en su capacidad de subida. No basta que el motor de un vehículo tenga la potencia suficiente para que supere una determinada pendiente, pues existen otros factores que la limitan, en especial la posición de su centro de gravedad.

Figura 168. Vehículo en su capacidad de subida



Fuente: MUÑOZ GRACIA, Francisco. "El vehículo industrial y automóvil. Cálculo teórico práctico de los elementos y grupos del vehículo industrial y automóvil".

5.9.3.1 Vehículo con doble tracción. Nuestro vehículo Nissan Diesel es doble tracción por lo tanto, la adherencia de las ruedas motrices vendrá dada por

$$(R_2 + R_3) \cdot \mu_a = R \cdot \mu_a$$

Para que el vehículo pueda subir la pendiente se ha de verificar que:

$$R \cdot \mu_a > R_p + R_r$$

Tomando momentos respecto al eje delantero (punto de apoyo de la rueda), obtenemos la siguiente relación .Ver figura 168.

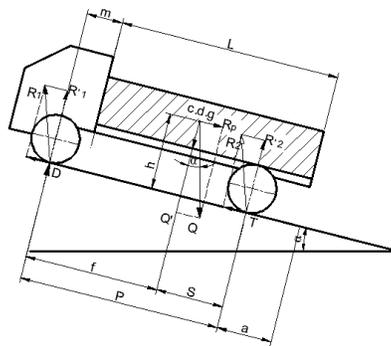
$$i < \frac{f \cdot \mu_a - p \cdot \mu_r}{p - h \cdot \mu_a} \quad (120)$$

5.9.4 Estabilidad

5.9.4.1 *Estabilidad longitudinal.* Se considera al vehículo con todas las ruedas frenadas.

$$Q = \text{carga} + \text{tara}$$

Figura 169. Estabilidad longitudinal



Fuente: MUÑOZ GRACIA, Francisco. “El vehículo industrial y automóvil. Cálculo teórico práctico de los elementos y grupos del vehículo industrial y automóvil”

R_1 y R_2 , reacciones de la carga total sobre los ejes delanteros y punto medio entre los dos posteriores en un plano horizontal.

R'_1 y R'_2 , reparto de carga total sobre los ejes delantero y punto medio entre los dos posteriores en un plano inclinado, el cual se reparte a mitad su valor entre los ejes 2º y 3º por aproximación de cálculos.

$f-s-h$: situación del centro de gravedad del vehículo.

R_p : resistencia al movimiento del vehículo debido a la pendiente.

Para que el vehículo se encuentre en posición estable es necesario que se verifique:

$$R'_1 > 0$$

Tomando momentos respecto a la línea de unión de los puntos de apoyo T de las ruedas posteriores.

$$R'_1 \cdot p + R_p \cdot h - Q' \cdot s = 0$$

$$R'_1 = Q' \cdot \frac{s}{p} - R_p \cdot \frac{h}{p}$$

$$Q' = Q \cdot \cos \alpha$$

$$R_p = Q \cdot \sin \alpha$$

$$R'_1 = Q \cdot \cos \alpha \cdot \frac{s}{p} - Q \cdot \sin \alpha \cdot \frac{h}{p} = \frac{Q \cdot \cos \alpha}{p} \cdot (s - h \cdot \tan \alpha)$$

Para que R'_1 sea mayor de cero, se ha de cumplir:

$$s - h \cdot \tan \alpha > 0; \quad \tan \alpha < \frac{s}{h}; \quad h < \frac{s}{\tan \alpha},$$

En cuanto a la adherencia, se sabe que para que un vehículo no deslice es preciso que la pendiente sea menor que el coeficiente de adherencia, o sea:

$$\tan \alpha < \mu_a$$

Por tanto para que un vehículo no bascule ni deslice es preciso que se verifique:

$$\mu_a > \tan \alpha < \frac{s}{h}$$

En la práctica se suele tomar como coeficiente de adherencia $\mu_a = 0,6$, y como pendiente máxima de utilización, $\tan \alpha = 0.3$, o sea que en los casos normales no se producen deslizamientos, ya que μ_a es mayor que $\tan \alpha$.

En cuanto a la estabilidad, se ha de cumplir la condición:

$$h < \frac{s}{0.3}$$

Para determinar los valores límites de h en función de p , basta saber que el reparto de cargas ideal de un vehículo normal es el siguiente:

$$R_2 = (0,65 \div 0,75) \cdot Q \dots \dots \dots \text{Camiones con tracción posterior}$$

$$R_2 = (0,55 \div 0,6) \cdot Q \dots \dots \dots \text{Turismo con tracción posterior}$$

$$R_2 = 0,50 \cdot Q \dots \dots \dots \text{Turismo con tracción posterior}$$

En los camiones de tracción posterior, si se admite $R_2 = 0,65 \cdot Q$, y por lo tanto $R_{12} = 0,35 \cdot Q$ resulta:

$$s = 0,35 \cdot p \tag{121}$$

$$f = 0,65 \cdot p \tag{122}$$

Por lo tanto, el valor máximo de h en casos normales es el siguiente:

$$h < \frac{s}{0,3} = \frac{0,35}{0,3} \cdot p = 1,16 \cdot p$$

En nuestro caso será $p = 3850 \text{ mm}$

$$h < 4466 \text{ mm}$$

Como sabemos que en la práctica en los volquetes, salvo algún caso especial, el centro de gravedad no queda tan alto, este valor sería la altura máxima del centro de gravedad para que el vehículo no vuelque por lo cual cumple la condición de estabilidad longitudinal ya que el valor de h del volquete no sobrepasa los 2910 mm.

De las ecuaciones (121) y (122) obteniendo los valores de s y f .

$$s = 0,35 \cdot 3850 = 1347,5 \text{ mm}$$

$$f = 0,65 \cdot 3850 = 2502,5 \text{ mm}$$

Para que nuestro volquete se encuentre en posición estable es necesario que la pendiente sea menor que el coeficiente de adherencia.

$$\tan \alpha < \frac{s}{h} = \frac{1347,5}{4466} = 0,30 = 16,69^\circ$$

Como podemos observar $\mu_a > \tan \alpha$ se cumple ya que:

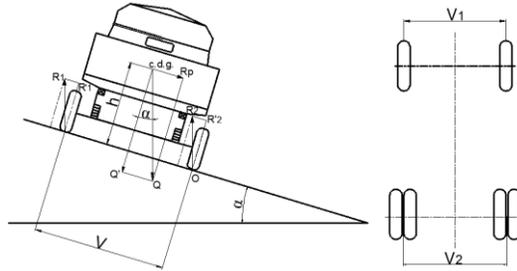
$$0,6 > \tan 16,69 \Rightarrow 0,6 > 0,3$$

Ahora la pendiente que podrá subir nuestro vehículo será por la ecuación (120):

$$i < \frac{f \cdot \mu_a - p \cdot \mu_r}{p - h \cdot \mu_a} = \frac{2502.5 \cdot 0.6 - 3850 \cdot 0.02}{3850 - 981 \cdot 0.6} = 0.44 \%$$

5.9.4.2 Estabilidad transversal. Se considera el vehículo con todas las ruedas frenadas.

Figura 170. Estabilidad transversal



Fuente: MUÑOZ GRACIA, Francisco. "El vehículo industrial y automóvil. Cálculo teórico práctico de los elementos y grupos del vehículo industrial y automóvil"

R_1 y R'_1 : carga total en las ruedas del lateral izquierdo, sobre un plano horizontal inclinado respectivamente.

R_2 y R'_2 : carga total en las ruedas del lateral derecho del vehículo, sobre un plano horizontal e inclinado respectivamente.

V_1 = vía anterior.

V_2 = vía posterior.

V = vía para el cálculo.

$$Q = R_1 + R_2$$

$$Q' = R'_1 + R'_2$$

$$V = \frac{V_1 + V_2}{2} \quad (123)$$

Tomando momentos respecto a la línea O de apoyo en el terreno de las ruedas más bajas según figura 170.

$$R'_1 \cdot V - Q' \cdot \frac{V}{2} + R_p \cdot h = 0$$

$$R'_1 = \frac{Q' \cdot V - 2 \cdot R_p \cdot h}{2 \cdot V}$$

Pero:

$$Q' = Q \cdot \cos \alpha$$

$$R_p = Q \cdot \sin \alpha$$

$$R'_1 = \frac{Q \cdot \cos \alpha \cdot V - 2 \cdot Q \cdot \sin \alpha \cdot h}{2 \cdot V} = \frac{Q \cdot \cos \alpha}{2 \cdot V} \cdot (V - 2 \cdot h \cdot \tan \alpha)$$

Para que el vehículo no vuelque es preciso que se verifique:

$$R'_1 > 0$$

$$V - 2 \cdot h \cdot \tan \alpha > 0 \quad ; \quad \tan \alpha < \frac{V}{2 \cdot h} \quad ; \quad h < \frac{V}{2 \cdot \tan \alpha}$$

Teniendo en cuenta que el coeficiente de adherencia transversal μ_t se puede considerar aproximadamente igual al coeficiente de adherencia longitudinal μ_a (generalmente $\mu_t > \mu_a$), para que un vehículo colocado transversalmente no bascule ni deslice es necesario que se verifique:

$$\mu_a > \tan \alpha < \frac{V}{2 \cdot h}$$

El peralte máximo de una carretera se le debe ser de un 10 por ciento, pero en los cálculos se toma 30 por ciento con objeto de tener un margen de seguridad. Si por otra parte se toma como coeficiente de adherencia transversal $\mu_t = 0,6$ no se producirá deslizamiento en los casos normales, ya que:

$$\mu_a(0,6) > \tan \alpha (0,3)$$

En cuanto al basculamiento lateral es muy difícil que se produzca pues la condición:

$$h < \frac{V}{0,6} = 1,66 \cdot V \quad (124)$$

Reemplazamos la ecuación (123) en (124).

$$V = \frac{2045 + 1860}{2} = 1952.5 \text{ mm}$$

$$h < 1,66 \cdot 1952.5 = 3241.15 \text{ mm}$$

$$h < 3241.15 \text{ mm}$$

Entonces para que nuestro vehículo colocado transversalmente no bascule ni deslice es necesario que se verifique:

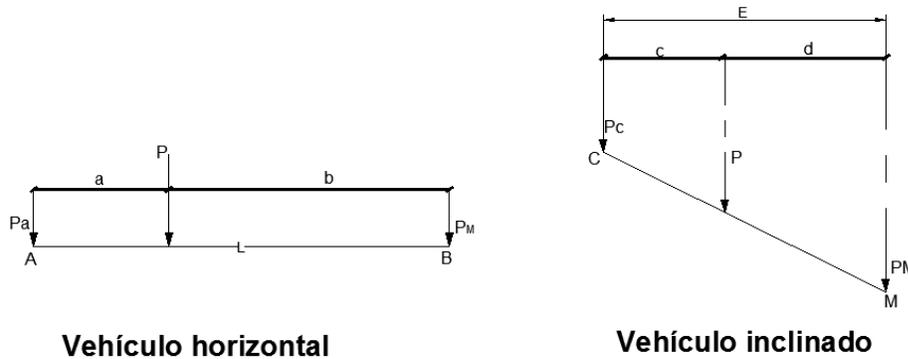
$$\mu_a > \tan \alpha < \frac{1952.5}{2 \cdot 3241.15} = 0.30 \text{ (pendiente del 30 \%)}$$

Como $\mu_a = 0.6$

$$0.6 > 0.30$$

En resumen, no se producirá vuelco, pues prácticamente en la práctica no se presentan pendientes tan elevadas, ni tampoco se producirá deslizamiento, pues el coeficiente de adherencia es mayor que la pendiente.

Figura 171. Localización del centro de gravedad



Vehículo horizontal

Vehículo inclinado

Fuente: CASCAJOSA, Manuel. Ingeniería de vehículos, Sistemas y Cálculos, 2da. Edición. Alfa omega, 2005

$$P = P_a + P_b$$

$$b = \frac{P_a}{P} \cdot L$$

Momento resp. B:

$$P_a \cdot L = P \cdot b$$

$$a = L - b$$

$$P = P_c + P_d$$

$$d = \frac{P_c}{P} \cdot E$$

Momento resp. D:

$$c = E - d$$

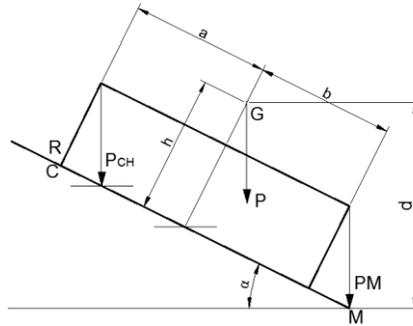
$$P_c \cdot E = P \cdot d$$

El valor de h, altura del centro gravedad, además de gráficamente, se puede calcular conociendo a, b, α (ángulo de inclinación), radio de neumático R y P_c , del siguiente modo:

Tomando momento respecto al punto D;

$$P_c(a + b) \cos \alpha = P(R \sin \alpha + b \cos \alpha - h \sin \alpha)$$

Figura 172. Centro de gravedad en función del ángulo



Fuente: CASCAJOSA, Manuel. Ingeniería de vehículos, Sistemas y Cálculos, 2da. Edición. Alfa omega, 2005

$$h = \frac{P(R \tan \alpha + b) - P_c(a + b)}{P \tan \alpha} \quad (125)$$

Siendo así que, para nuestro vehículo el centro de gravedad vendrá dado por los siguientes datos:

Distancia entre ejes: 3.850 m

Peso chasis cabina: 6 t

Pesos por ejes:

Horizontal $P_A=2.270$ t $P_B=1.865$ t $P_C=1.865$ t

Inclinado $P_D=1.9$ t $P_E=1.6$ t $P_F=1.6$ t

$$b = \frac{2.270}{6} \cdot 3.850 = 1.45 \text{ m}$$

$$\alpha = 30^\circ$$

$$R = 0.5 \text{ m}$$

Reemplazando en la ecuación [5.71], tenemos el centro de gravedad del vehículo.

$$h = \frac{6 \cdot (0.5 \tan 30 + 1.45) - 1.9 \cdot 3.85}{6 \cdot \tan 30} = 0.91 \text{ m}$$

CAPÍTULO VI

6. MANTENIMIENTO DEL SISTEMA MECÁNICO E HIDRÁULICO

El mantenimiento incluye según DIN 31051 todas las "medidas para la preservación y restauración del estado de destino y para determinar y evaluar el estado real de los recursos técnicos de un sistema". Estas medidas se dividen por la DIN 31051 en cuatro medidas básicas de:

- Mantenimiento.
- Inspección.
- Reparación.
- Remediación o mejora.

6.1 Mantenimiento

Medidas para conservar el estado nominal, es decir previsiones para hacer tan pequeña como sea posible, a través de medidas adecuadas, la reducción de la denominada reserva de desgaste durante la vida útil.

6.2 Inspección

Medidas para el reconocimiento del correspondiente estado real, es decir, reconocer cómo y porqué avanza la reducción de la reserva de desgaste.

Con las inspecciones y mantenimientos frecuentes prolongará la duración del sistema de volteo.

En la tabla 38, se muestra los puntos importantes de inspección para el sistema rediseñado, sistema tipo izador/varillaje.

También realizar la inspección del volquete de forma general antes de su operación, como son niveles de aceite, combustible, sistema de frenos, neumáticos y sistema eléctrico.

Tabla 38. Período de inspección para el sistema tipo izador/varillaje

Componentes		Camión volquete posterior							
Puntos de inspección/servicio		Períodos de inspección/servicio					Solución		
		Antes de iniciar la tarea	Una vez al mes	Cada tres meses	Cada seis meses	Una vez al año		Una vez cada año	
Unidad de mando	Cardán	Cardán de PTO-Bomba hidráulica.			■		Reparación o reemplazo del eje de mando		
		Dirección de rotación incorrecta del chavetero			■		Reemplazar el eje de mando		
		Perno flojo de la fijación de la brida			■		Reapretar el perno		
Sistema hidráulico	Cilindros y bomba	Eje flojo de la salida de la bomba y la brida			■		Reapretar las tuercas		
		Perno flojo de la fijación de la bomba			■		Reapretar el perno		
		Fugas de aceite de la bomba	■		■		Reemplazar el sello de aceite		
		Ruido en bomba				■	Reemplazar/corregir		
		Fugas del cilindro	■				■	Revisar la manguera hidráulica, punto de conexión.	
		Tiempo de subida		■					
	Tubería	Grietas e interferencia de la manguera hidráulica.					■	Reemplazar la manguera. Corregir la interferencia	
		Fugas de aceite del acoplamiento de la tubería	■				■	Reemplazar la junta tórica o reapretar las tuercas	
	Fluido hidráulico	Sellos de bomba y cilindro		■			■	Inspeccionar/reemplazar	
		Análisis de aceite						■	Analizar en laboratorio
Fluido hidráulico					■	■	Reemplazar/suministrar fluido hidráulico		
Otros		Fundas de goma del cable de control							
		Pernos flojos del falso bastidor		■				Reapretar las tuercas	
		Ajustar la ménsula del cilindro hidráulico		■					
		Abrasión en el estabilizador de carga					■		
Cojinete		Flojedad y abrasión	Ménsula de bisagra de caja		■				
			Cruceta		■				
			Barras de enlace		■				
			Muñón		■				
			Ménsula de la caja		■				
Engrase			Dispositivo de apertura/cierre del portón trasero, lugares a la derecha e izquierda)						
			Alambre de control					■	
			Bisagra		■				
			Cardán		■				

Fuente: Autores

Donde R: Reemplazar, E: Engrase, I: Inspección.

6.3 Reparación

Medidas para reponer el estado nominal, es decir, compensar la reducción de potencia, reponer la reserva de desgaste.

6.4 Mantenimiento de los equipos del sistema hidráulico

6.4.1 *Mantenimiento de la bomba hidráulica.* La frecuencia de mantenimiento no es la misma para todas las bombas, sino que varía con las condiciones del servicio. Una bomba que maneje líquidos limpios, no corrosivos, requiere mucho menos mantenimiento que una bomba del mismo tamaño y tipo que tenga que manejar líquidos corrosivos o arenisca. Una inspección periódica resulta económica en comparación con las apagadas forzosas debidas a daños o fallas de las diferentes partes de la bomba. Las inspecciones de la bomba deben hacerse bimestral o anualmente, según la clase de servicio; mientras más pesado sea el servicio más frecuentemente debe ser la inspección. La inspección debe ser completa y debe incluir un chequeo cuidadoso de las tolerancias entre las partes giratorias y las estacionarias, así como el estado en que se encuentran todas las partes expuestas a roce o a daños causados por arenisca y/o corrosión.

6.4.1.1 *Reglas y recomendaciones para el mantenimiento de bombas hidráulicas.* Las siguientes reglas, evidentemente fundamentales, ayudarán a obtener el servicio más seguro, el mantenimiento más económico, y la mayor vida posible para las bombas hidráulicas. El mantenimiento adecuado no comienza con la reparación o la reposición de las piezas dañadas, sino con una buena selección e instalación, es decir, evitando que haya que reponer o reparar.

Estas reglas estarán basadas en tres temas diferentes: Instalación, operación y mantenimiento.

Operación. La bomba no debe trabajar en seco.

- No debe trabajarse una bomba con caudales excesivamente pequeños.
- Efectuar observaciones frecuentes.
- No debe pretenderse impedir totalmente el goteo de las cajas de empaque.
- No debe utilizarse demasiado lubricante en los rodamientos.
- Inspeccionar el sistema (según su uso).

6.4.1.2 *Mantenimiento y reparación.*

- No debe desmontar totalmente la bomba para su reparación.
- Tener mucho cuidado en el desmontaje.
- Es necesario un cuidado especial al examinar y reacondicionar los ajustes.
- Al iniciar una revisión total deben tenerse disponibles juntas nuevas.
- Revisar todas las partes montadas en el rotor.
- Llevar un registro completo de las inspecciones y reparaciones.

6.4.2 *Mantenimiento de la toma de fuerza.* La toma de fuerza, como parte constitutiva de la transmisión, deberá ser sometida a servicios de mantenimiento. Los cambios de los líquidos de la transmisión deberán realizarse con la periodicidad recomendada por el fabricante del vehículo para casos de servicio extremo.

El nivel de aceite de la transmisión reviste particular importancia. La revisión del nivel de aceite de la transmisión y la detección de posibles filtraciones deberían efectuarse de manera regular.

Verifique la existencia de filtraciones al momento de entrega del vehículo y luego de la primera operación de su equipo.

La pérdida de aceite puede afectar gravemente o dañar las transmisiones o tomas de fuerza. El sistema de la toma de fuerza requiere revisiones y servicios de mantenimiento periódicos. Generalmente, los intervalos para efectuar este tipo de tareas dependen de la aplicación del sistema. Cada vez que se lubrique el chasis o un mecánico se coloque debajo del vehículo, debería revisarse y efectuarse el mantenimiento de la toma de fuerza. Para aplicaciones severas de la toma de fuerza, se recomienda que el sistema sea revisado cada 100 horas de uso.

El servicio de mantenimiento debería incluir la verificación y lubricación de las conexiones del eje de la bomba de montaje directo. Los engranajes de la toma de fuerza pueden ser revisados para verificar su desgaste, quitando la tapa de inspección o activación. Si se detectan picaduras, raspaduras, quiebres o deformaciones de los engranajes o las lengüetas, la toma de fuerza deberá ser reemplazada o reconstruida.

Dentro de la primera semana de uso, vuelva a revisar la instalación de la toma de fuerza. Verifique a fin de identificar posibles filtraciones y piezas sueltas de ferretería (pernos, tornillos de cabeza, tuercas). Revise nuevamente las conexiones de cable o palanca a fin de verificar su adecuada colocación y ajustar cualquier conexión floja. De manera periódica,

examine los ajustes y lubrique las piezas móviles, ajuste y repare las conexiones, la ferretería, las uniones de cable o palanca.

Se recomienda que el operador/propietario realice una inspección visual para detectar filtraciones debajo y alrededor del vehículo y el equipo, como mínimo semanalmente. Cualquier filtración que se encuentre deberá corregirse de inmediato.

El propósito de dicho lubricante consiste en contribuir al servicio de la toma de fuerza y a minimizar los efectos de la corrosión sobre la toma de fuerza y los ejes de la bomba. Las aplicaciones de la toma de fuerza sometidas a ciclos de servicio severos y/o altas exigencias de torsión pueden exigir un mantenimiento de estas conexiones mediante la lubricación periódica de los ejes. Los vehículos con motores Diesel de baja velocidad también se consideran aplicaciones severas debido a las vibraciones inherentes a este tipo de vehículos. La corrosión no puede impedirse por la aplicación del lubricante, éste sólo desempeña una función disuasoria.

6.4.3 *Mantenimiento de los cilindros hidráulicos.*

- Lubricar con aceite hidráulico limpio las juntas, conectores y racores antes de usarlos.
- Comprobar la presión de funcionamiento del circuito hidráulico para evitar sobrepresiones.
- Comprobar el apriete de los conectores hidráulicos del cilindro para evitar fugas.
- Comprobar los soportes de los cilindros, tanto en holgura como en alineación.
- Limpiar la suciedad del vástago, usando fuelles en instalaciones en zonas de polvo o suciedad alta.
- Mantener el aceite hidráulico en perfectas condiciones ayuda en gran medida a la conservación de todos los elementos de una instalación hidráulica.

6.4.3.1 *Pasos para purgar el cilindro hidráulico.*

- Elimine todo material extraño que haya en el cuerpo del cilindro.
- Extienda el cilindro completamente levantando la caja vacía.
- Baje el cuerpo del cilindro hasta dejarlo a unos 30 cm. de la estructura.
- Gire la válvula de drenado en sentido contrario a las manecillas del reloj, esto abre la válvula y permite que el aire escape del cilindro.
- Cuando salga un flujo constante de aceite (sin burbujas de aire), gire la válvula en sentido de las manecillas del reloj hasta cerrarla.
- Baje completamente el cuerpo del cilindro hasta la estructura
- Esta operación podría hacerse 2 o 3 veces más, hasta que salga el aire completamente.
- Antes de operar el sistema, engrase regularmente las monturas del pasador (perno).

6.5 Instrucciones de operación del sistema tipo izador/varillaje

6.5.1 Para subir y bajar un sistema de volteo con control de cable.

A. Ponga el freno de emergencia / estacionado.

Figura 173. Freno de estacionamiento



Fuente: Gobierno Provincial Autónomo de El Oro

B. Ponga la palanca de velocidades en estacionar o en neutral. Verifique que no hay obstáculos alrededor del vehículo.

C. Desembrague la flecha de la toma de fuerza mientras el motor está en neutral.

D. Cuando una luz indicativa se enciende en el tablero, es debido a que la toma de fuerza ya se conectó con la caja y está listo para ser levantada la caja.

Figura 174. Luz testigo de activación de PTO



Fuente: Gobierno Provincial Autónomo de El Oro

E. Presione el botón de centrado en el control y active la válvula hasta su máxima posición para elevar la caja.

Figura 175. Activación de la bomba hidráulica



Fuente: Gobierno Provincial Autónomo de El Oro

F. Precaución: No exceda las RPM especificadas para la flecha.

G. Para detener el sistema de volteo en cualquier posición mientras se está subiendo, coloque el control en la posición central.

Figura 176. Posición neutral



Fuente: Gobierno Provincial Autónomo de El Oro

H. Detener el sistema de volteo justo antes de que los cilindros estén completamente extendidos ayudará a aumentar la duración del cilindro hidráulico y de la bomba.

I. Para bajar la caja, mantenga la bomba encendida, presione el botón de centrado y ponga el control en su posición de bajar. La bomba debe estar trabajando y la válvula debe estar completamente activada cuando esté bajando un volteo con cilindro de doble acción. Esto permite que la bomba envíe el aceite a la parte superior del cilindro. Si no sigue este procedimiento el aceite se derramará del depósito y permitirá que entren aire e impurezas en el sistema.

Figura 177. Posición de descenso

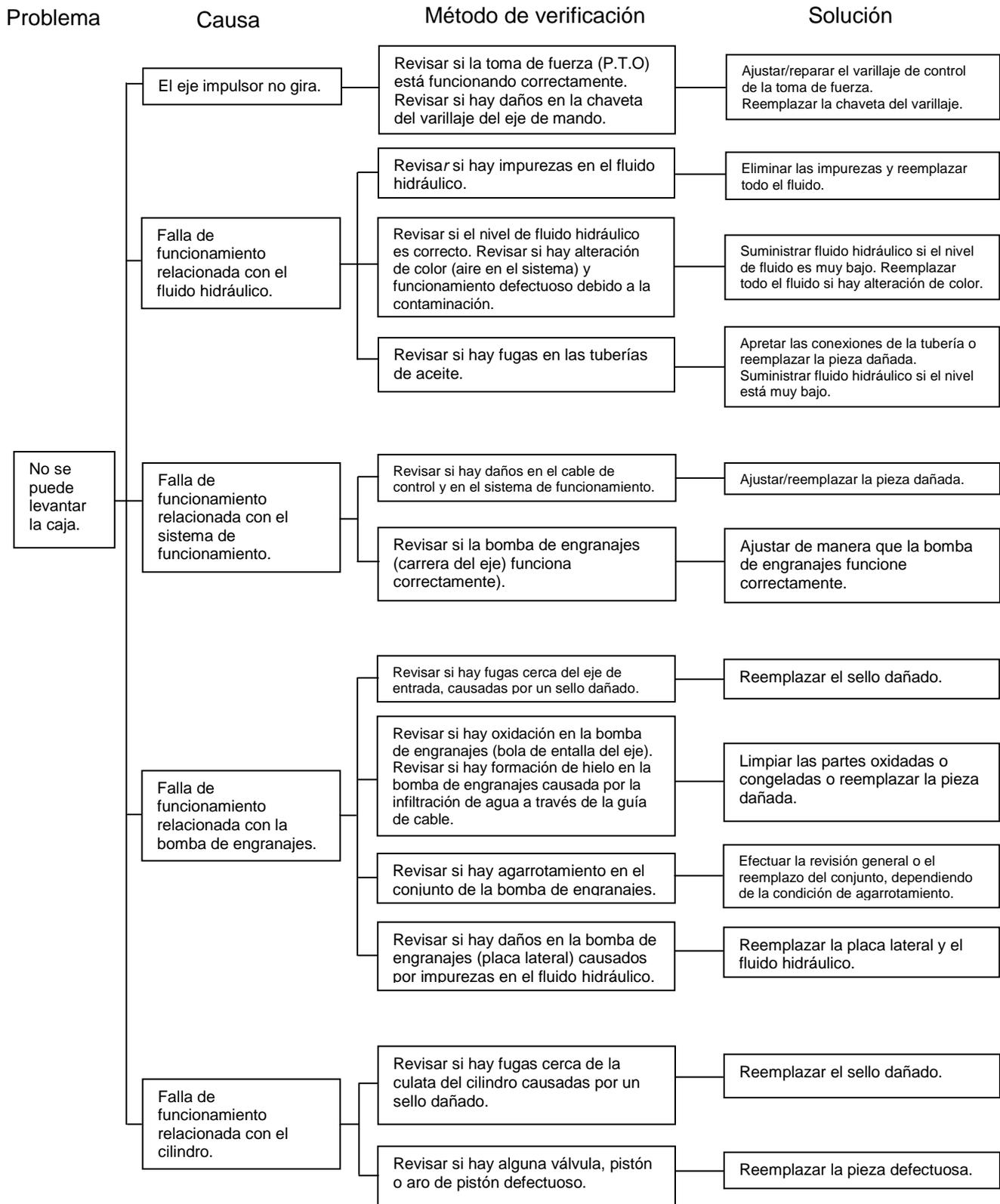


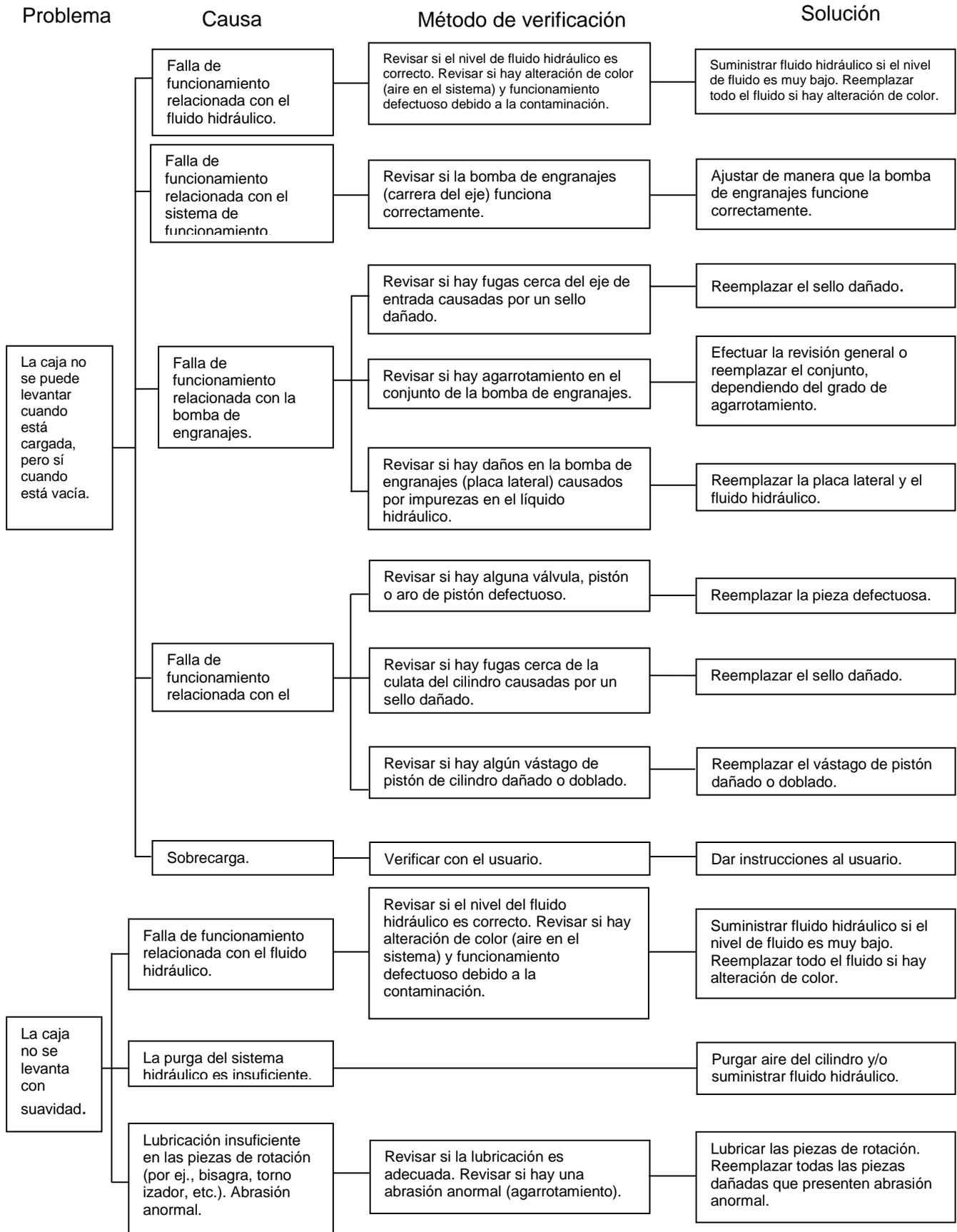
Fuente: Gobierno Provincial Autónomo de El Oro

J. Para detener el descenso del volteo, regrese el control lentamente a la posición central. Siempre asegúrese de que la palanca está centrada cuando la caja se ha bajado completamente.

K. Nunca permita que el sistema de volteo bote o vibre cuando esté deteniendo su movimiento. Esto puede provocar daños importantes al chasis y al cilindro hidráulico.

6.6 Diagrama de problemas y sus respectivas soluciones



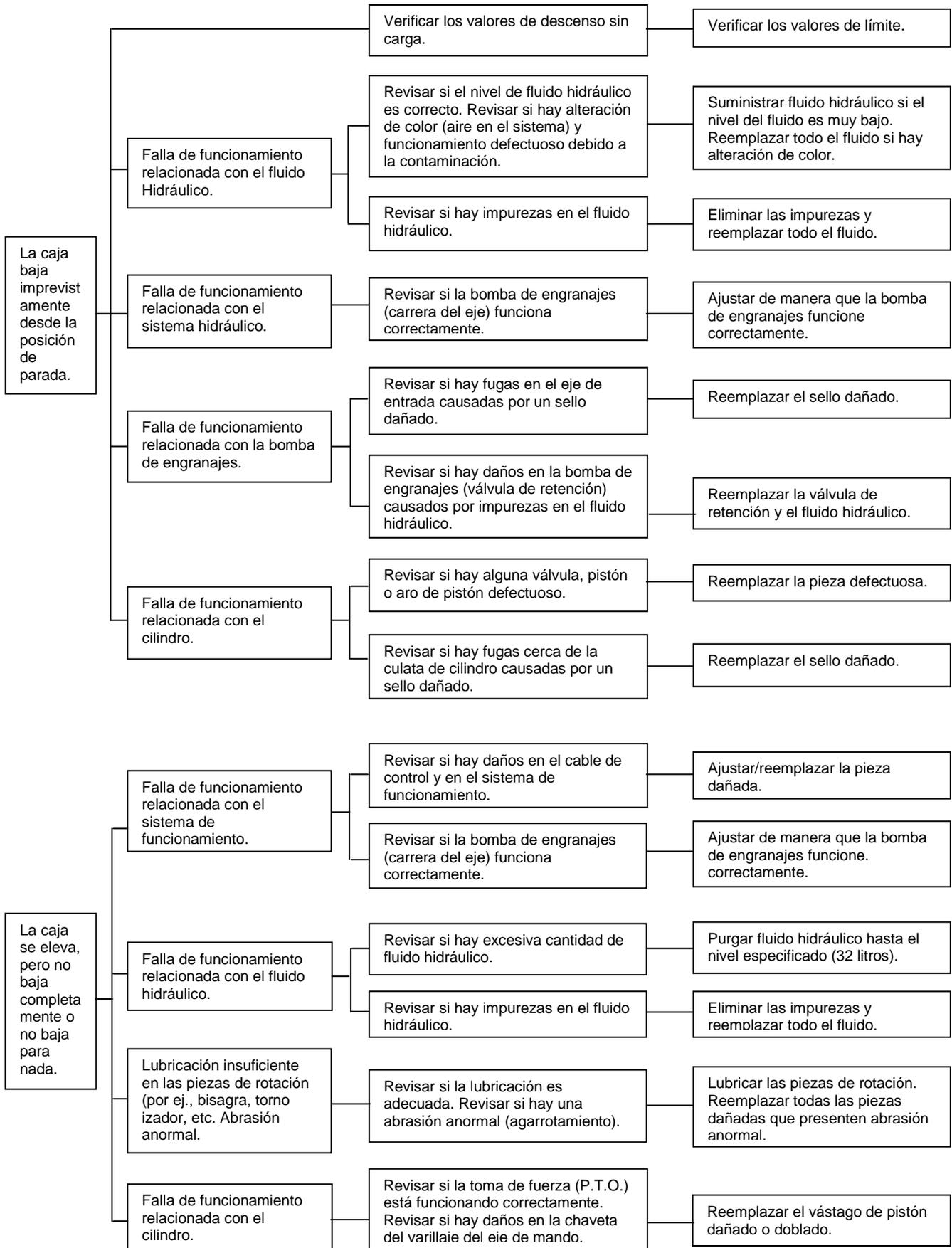


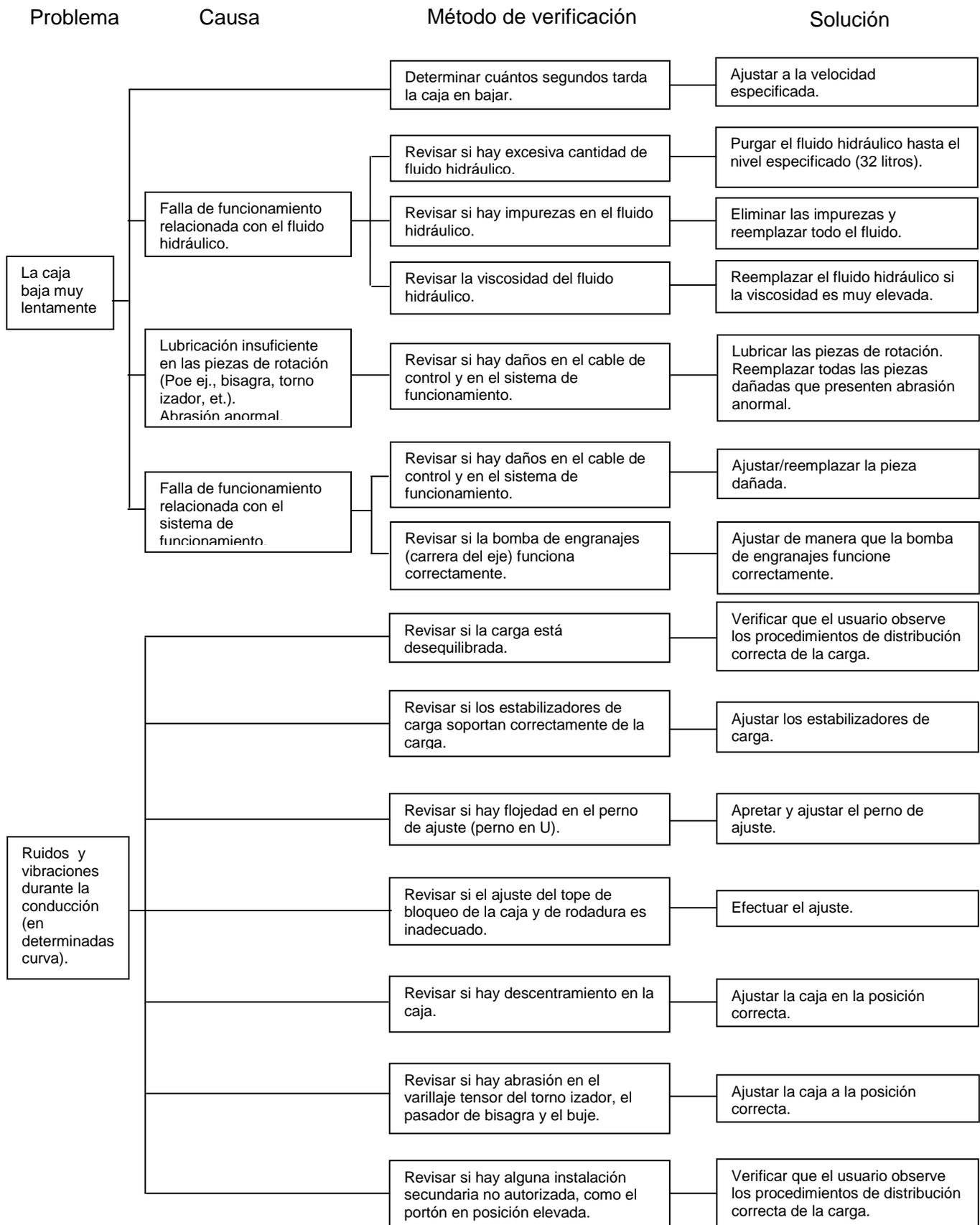
Problema

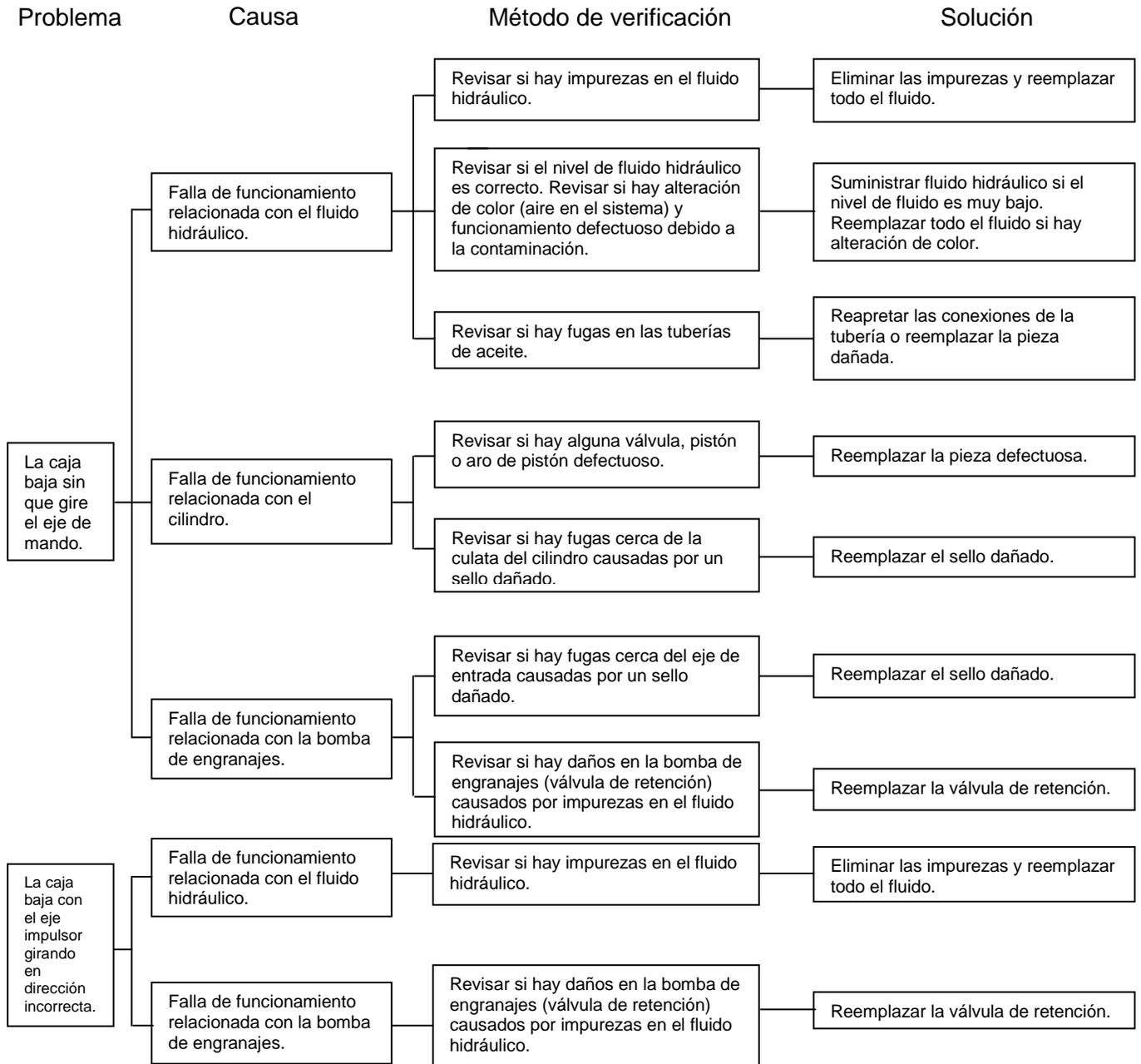
Causa

Método de verificación

Solución







6.7 Factores para prevenir el volcar un camión de volteo

6.7.1 Viento. No intente operar un volteo en condiciones de fuertes vientos cruzados. De ser posible levante la caja directo en la dirección del viento.

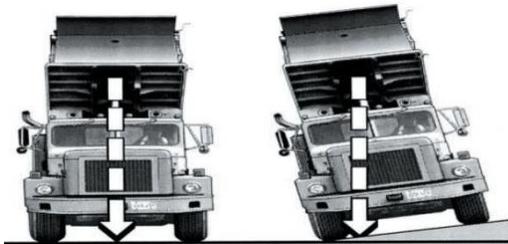
6.7.2 Terreno. En terrenos disparejos que hacen que las ruedas tengan de 3 ½ a 4 pulgadas más altas en uno de los lados, coloque la parte alta de la caja entre 12 a 14

pulgadas fuera de centro con el cilindro extendido. En construcción de carreteras, la corona en el desparrame es crítico, descargando sobre laderas con más de 4 pulgadas de diferencia en altura de ruedas de un eje de 8 pies es crítico.

6.7.3 Estabilidad con caja levantada. El riesgo principal está relacionado con la estabilidad de la final de volcada unidad cuando la caja está en la posición elevada.

Cuando el centro de gravedad de la caja y la carga no es aproximadamente entre los largueros del bastidor de la unidad, existe una riesgo de vuelco (ver diagrama).

Figura 178. Estabilidad en el basculamiento



Fuente: Pdf, Dump Truck Tip-Over Prevention Fact Sheet

La estabilidad también puede verse afectada por condiciones mecánicas de la unidad:

- Sistemas pobres de suspensión posterior en un lado del vehículo;
- Las presiones de los neumáticos desiguales en las ruedas traseras;
- Los componentes desgastados o inadecuado del sistema de elevación, tales como pines, o desgastados o inadecuados cilindros de elevación.

6.7.4 Cargas colgadas. Una carga colgada es el material que no se cae cuando la caja es elevada a su más alta posición. Esta condición existe cuando material dentro de la caja se adhiere a las paredes interiores de la caja. Para evitar un posible vuelco por cargar colgada, el operador debe cuidar y se prevenido del contenido de humedad del material, si esta condición de carga colgada existe le debe bajar inmediatamente de la caja.

6.7.5 Sobrecarga. La sobrecarga es un evento muy común que agrava todas las condiciones arriba mencionadas que causan vuelcos en los camiones.

Figura 179. Sobrecarga en volquete



Fuente: Pdf, Procedimiento seguridad maquinaria pesada. B3-421 ACT:0

6.7.6 Llantas. Una llanta pochada o inflada muy debajo de su rango causa inestabilidad al descargar. Siempre cheque sus llantas visualmente por cortaduras clavos o partes de metal. Asegúrese de que sus llantas estén correctamente infladas, esto le ayudara a menos desgaste y a una ahorro de combustible.

Figura 180. Revisión de llantas



Fuente: Pdf, Procedimiento seguridad maquinaria pesada. B3-421 ACT:0

6.7.7 Manténgase junto a sus controles. Un operador que no se mantiene junto a sus controles nunca controlara su camión cuando se incline hacia un lado, si hay un problema, la caja puede ser bajada y el operador podrá checar y corregir cualquier problema potencial y reasumir la descarga de su camión.

6.8 Instrucciones de seguridad

- Siempre verifique que no hay cableado aéreo, obstáculos o personas antes de inclinar la caja.

Figura 181. Peligros con cableado eléctrico



Fuente: Pdf, Procedimiento seguridad maquinaria pesada. B3-421 ACT: 0

- Descargue con el vehículo detenido, en piso sin declive y con una carga balanceada. Además tener cuidado por acercamiento excesivo a zanjas, terraplenes.
- No transporte personal en la caja o balde

- Si hay personas cerca del área de descarga el operador debe apoyarse en una persona auxiliar para asegurarse de que la gente se mantenga a una distancia segura.
- Nunca permita que nadie se coloque debajo de una caja que se esté descargando.

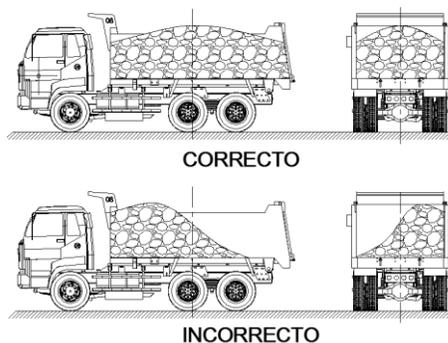
Figura 182. Peligro al colocarse debajo de caja basculante



Fuente: [http://www. National Ag Safety Database - Motor Vehicle Safety](http://www.NationalAgSafetyDatabase-MotorVehicleSafety)

- Siempre ponga el poste de seguridad para detener arriba la caja antes de realizar cualquier operación de inspección o mantenimiento bajo la caja vacía. El poste de seguridad no se ha diseñado con la intención de soportar el peso de una caja con carga. Si se requiere reparación o mantenimiento, debe descargar la caja antes de intentar cualquier reparación.
- Siga todas las instrucciones de seguridad de la toma de fuerza que el fabricante proporcione así como todas las enlistadas en la información del sistema de volteo.
- No se ponga debajo del vehículo cuando el motor esté funcionando.
- No trabaje en la toma de fuerza o en la flecha cuando el motor esté funcionando.
- No embrague ni desembrague manualmente la toma de fuerza o la bomba del sistema de volteo desde debajo del vehículo cuando el motor esté funcionando.
- En operaciones de carga de volquetes, verificar el material quede uniformemente distribuido.
- Situación de la carga con un mismo tipo de mercancía. Se debe intentar que el centro de gravedad de la mercancía se encuentre sobre el centro de gravedad de la caja de carga, tal y como se indican en las figura 185.

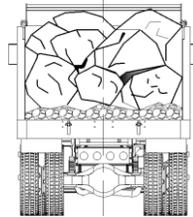
Figura 183. Situación de la carga



Fuente: Autores

- Situación de la carga con varios tipos de mercancías. Es aconsejable cargar primero la mercancía de pequeña granulación y después el otro tipo de mercancía, pero siempre de menor a mayor volumen, con objeto de que las más pequeñas hagan de cuñas sobre las más grandes.

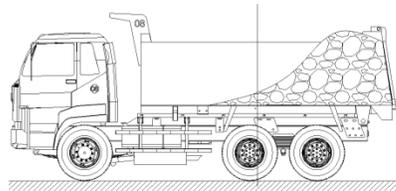
Figura 184. Situación de carga con varios tipos de mercaderías



Fuente: Autores

- Está totalmente prohibido que la mercancía se vaya cayendo sobre la calzada de las carreteras o vías públicas. Por consiguiente la mercancía no se debe situar como se indica en las figuras. Además debe evitarse que la trampilla de descarga tenga mucha holgura con los laterales de la caja de carga.

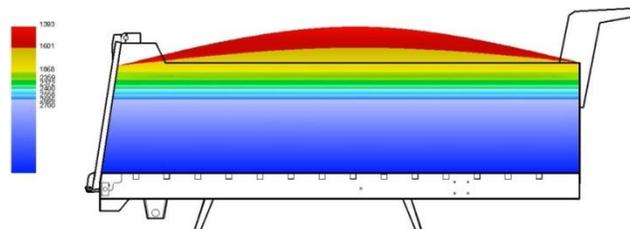
Figura 185. Falta de adherencia en ejes delanteros



Fuente: Autores

- Al momento de llenar la caja tener en cuenta la densidad del material, de acuerdo a la tabla 22 y figura 186. No se puede cargar el camión basculante por encima de la carga máxima marcada por el fabricante, para prevenir riesgos de sobrecarga

Figura 186. Capacidad de carga en función de la densidad



Fuente: Autores

- Tener cuidado al subir o bajar del camión volquete.
- Tener cuidado por caída de objetos sobre el conductor en las operaciones de vuelco o limpieza.
- Respetar las normas establecidas en la obra respecto a la circulación, la señalización y el estacionamiento; respetar la velocidad y los viales de circulación de vehículos.
- Respetar las normas de seguridad como RTE INEN 034:2009, en lo referente a elementos de seguridad en vehículos automotores.
- Debe comprobar el buen funcionamiento del portalón y no circular con la caja levantada.
- No dejará el vehículo en rampas pronunciadas o en las proximidades de las zanjas.
- Evitará circular por zonas que superen una pendiente aproximada del 20%.
- Cuando circule en pendiente, debe ir con una marcha puesta y nunca en punto muerto. El camión basculante debe disponer de señalización acústica dé marcha atrás.
- Después de circular por lugares con agua, comprobará el buen funcionamiento de los frenos.
- El mantenimiento y las intervenciones en el motor se llevarán a cabo por personal especialista, que tendrán en cuenta las proyecciones de líquidos a altas temperaturas, posibles incendios por líquidos inflamables o quedar atrapados en la manipulación de motores en marcha o partes en movimiento.
- No deben haber trapos impregnados con grasa u otros materiales inflamables dentro de la cabina, debe limpiar los restos de aceite o de combustible y debe controlar que no haya acumulación de materiales inflamables.

6.9 Manejo de los aceites usados acorde a las normas ambientales ISO 14001

6.9.1 *Áreas de almacenamiento de aceites hidráulicos.* Son áreas definidas para almacenar los aceites, que cumplen con las condiciones de ubicación, acondicionamiento, contención, seguridad y control establecidas en normas propias para esta actividad.

Las áreas de almacenamiento para aceites hidráulicos deben:

Estar diseñadas para contener derrames de, por lo menos, la capacidad del mayor tanque almacenado en el área.

Reunir todos los requisitos de seguridad y tener todas las señales de seguridad requeridas que indican los peligros específicos y las precauciones que se deben seguir.

- Limitar el acceso a personal autorizado solamente.

- Tener todos los tanques etiquetados de manera correcta y con la identificación del contenido.

6.9.2 *Áreas de acumulación temporal de desechos de aceite.* Todas las unidades que generan desechos deben establecer e identificar lugares para la acumulación temporal en estos sitios, antes de ser enviados para su eliminación o a las áreas de almacenamiento.

6.9.3 *Áreas de almacenamiento temporal.*

- Ser operados y estar diseñados para segregar los diferentes tipos de desechos.
- Estar bajo techo y cercados, con control de acceso o aislados de otras operaciones.
- Estar protegidos de los elementos del clima.
- Estar construido sobre concreto, asfalto o cualquier material impermeable.
- Tener una contención secundaria capaz de retener por lo menos el 10% de todo el contenido almacenado, o el volumen del mayor tanque en el área.
- Tener las salidas claramente señaladas, sin obstrucciones y diseñadas de tal forma que permitan el acceso y maniobrabilidad del equipo para el manejo de los materiales almacenados, equipos de respuesta a emergencia e inspectores.
- Tener letreros que indiquen los riesgos específicos y las precauciones, y equipos de protección personal requeridos.
- Tener equipo de respuesta a emergencias, personal y extintores en el exterior del área de almacenamiento.

6.9.4 *Reciclaje y reutilización.* Los fluidos hidráulicos y aceites lubricantes con fechas de vencimiento expiradas, que no hayan sido utilizados, pueden ser utilizados para labores diferentes a los propósitos por los cuales fueron adquiridos.

6.9.5 *Aceite usado.* Los aceites y otros fluidos con base de hidrocarburos se pueden reciclar o incinerar para la producción de energía si se manejan apropiadamente. Un aceite que está contaminado con una ligera cantidad de agua o tierra, producto del uso que se le ha dado, no es considerado como un desecho peligroso. El tanque de este tipo de desecho lleva una etiqueta que dice "aceite usado".

Si el aceite se encuentra contaminado con otros materiales, especialmente sustancias peligrosas, éstas deben estar listadas en la etiqueta del recipiente, para que asista en la eliminación del material.

6.9.6 *Desecho de los filtros de aceite.* Todos los filtros están exentos de las regulaciones para la eliminación de desechos peligrosos, siempre y cuando se drenen completamente y

se trituren. Bajo estas condiciones, los filtros de aceite son considerados desechos metálicos y pueden ser depositados en los contenedores colocados en las unidades para este fin.

Para la eliminación de filtros de aceite, las unidades generadoras deberán:

- Perforar los filtros y drenarlos en caliente por un período mínimo de 24 horas. Cuando un filtro cuente con una válvula contra drenaje hay que removerla.
- Asegurarse que el aceite contenido en los filtros sea depositado en un recipiente etiquetado como “ACEITE USADO” y se sigan los procedimientos de eliminación para este material.
- Colocar los filtros drenados en un tanque de metal sin perforar y deben estar completamente secos.
- Sellar la tapa del tanque una vez que esté completamente lleno y enviarlo al área de reciclaje de metales.

6.9.7 *Trapos contaminados.* Los trapos contaminados con aceites o con otro tipo hidrocarburos deben ser colocados en doble bolsa plástica y etiquetados como trapos contaminados con aceite.

6.9.8 *Llenado y cambio de aceite.* Los bidones de aceite hidráulico sin usar contienen muchas impurezas. Por tanto, al llenar el depósito es preciso hacer pasar el aceite por una unidad filtrante o por el filtro de retorno del depósito

No mezclar aceites de distinta calidad, viscosidad o marca. Las propiedades técnicas del aceite se verían afectadas

Si se produce una avería en la bomba, cambie o filtre el aceite con ayuda de un equipo de filtración y cambie el cartucho del filtro antes de empezar a trabajar con el sistema.

Figura 187. Equipo de trasiego



Fuente. IIASA Caterpillar

CAPÍTULO VII

7. COSTOS

Es importante tener una estructura de costos porque de esta manera se contara con una buena organización de los costos en que se va a incurrir en todo el proyecto y así coordinar adecuadamente la parte administrativa, técnica y la forma de elaborar el presupuesto, por ello vamos a utilizar el software APU (Análisis de Costos Unitarios), para determinar si es posible la construcción del proyecto.

7.1 Costos directos

Los costos directos son aquellos proporcionales al tamaño de la obra, ya sea que tengan una relación directa con las cantidades de recursos utilizados en la producción, o que se deriven de la ejecución de una labor de construcción claramente asignable a una actividad constructiva.

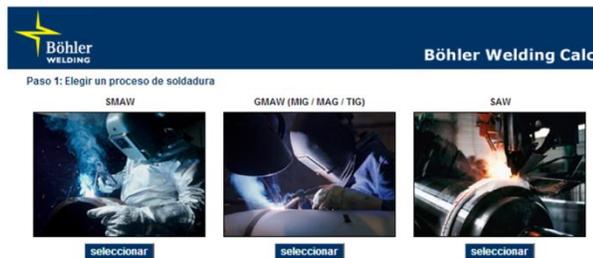
También los costos que se han considerado como materiales, equipos, mano de obra, herramientas, transportes.

Se calculó el costo de la soldadura mediante el programa on line denominado “Calculadora Böhler Welding”, el cual servirá para calcular el consumo de soldadura para el proceso de soldadura.

El cual tiene la siguiente apariencia y forma de uso para un cálculo en particular efectuado aquí.

a) Ingresado en el programa elegimos el tipo de proceso de soldadura, que para nuestro caso es proceso SMAW.

Figura 188. Introducción a programa



Fuente: <http://www.boehler-welding.com/spanish/BoehlerWeldingCalc.htm>

b) Luego seleccionamos un tipo de junta o preparación de la soldadura como se muestra en el gráfico.

Figura 189. Selección del tipo de soldadura

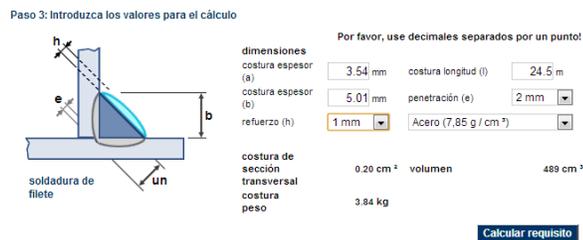


Fuente: <http://www.boehler-welding.com/spanish/BoehlerWeldingCalc.htm>

c) Para nuestro caso seleccionamos una preparación de la soldadura de filete ya que es la que más se va a utilizar.

d) Aquí se agregan las variables de soldadura para el cálculo en base al código AWS D1.1, las cuales se muestra en el anexo D, además de la longitud de la costura (l), a la que se va a soldar para todo el sistema dando un valor de 24,5 m de soldadura.

Figura 190. Introducción de valores



Fuente: <http://www.boehler-welding.com/spanish/BoehlerWeldingCalc.htm>

- e) Luego de esto damos un “click” en el botón calcular requisito, para proceder al cálculo.
- f) Además nos pide ingresar los datos para el cálculo de electrodo revestido de varilla, los cuales tomaremos del catálogo de AGA, para un electrodo E6011.
- g) En base a los datos ingresados nos calcula el peso de la soldadura, y el número de electrodo revestidos.
- h) Como sabemos el número de electrodos revestidos que vienen en un kilo, y su precio, se podrá sacar el costo de soldadura.

Figura 191. Obtención de resultados

Paso 4: Cálculo de electrodo de varilla requiere

electrodo de diámetro
 longitud del electrodo
 electrodo eficiencia
 stub longitud final

En base a sus datos, los valores se calcularon los siguientes:

peso de la soldadura: 3.84 kg
 relleno requisito metal: 308 electrodos revestidos

Fuente: <http://www.boehler-welding.com/spanish/BoehlerWeldingCalc.htm>

Por lo tanto:

El kilo de soldadura en la marca AGA es \$ 3.83, y vienen 34 electrodo de 1/8" E6011, y como se gastara 308 electrodos tendremos que.

Dividimos los 308 electrodos para 34 y optemos el número de kilos que necesitaremos para nuestro sistema que es de 9 kilos.

Figura 192. Costos de materiales

LISTA DE MATERIALES

DESCRIPCION	UNID.	PRECIO UNIT	CANTIDAD	PRECIO TOTAL
ANILLO DE SEGURIDAD EXTERIOR	U	1.20	4.00	4.80
CILINDRO HIDRAULICO PARKER	U	1,500.00	1.00	1,500.00
EJE 4340 3plg	U	783.62	0.08	62.69
EJE FOSFOROSO	U	320.00	1.00	320.00
EJE TRANSMISION AISI 1018 3plg	U	530.00	0.25	132.50
EJE TRANSMISION AISI 1018 4plg	U	462.20	0.20	92.44
ELECTRODOS 6011 1/8plg	kg	3.83	9.00	34.47
GRASEROS D.8mm	U	0.50	10.00	5.00
LIJA	U	0.50	4.00	2.00
MADERA	U	20.00	1.00	20.00
MANGUERA SAE 100R4 1 1/4plg	U	108.50	2.00	217.00
MANGUERAS SAE 100R17 1plg	U	100.00	1.00	100.00
PASADORES 4plg	U	0.40	1.00	0.40
PASADORES ENDIDOS 1plg	U	0.40	2.00	0.80
PERNOS ARANDELAS TUERCAS	U	0.97	30.00	29.10
PINTURA	U	10.35	1.00	10.35
PLANCHA 1220 X 2440mm esp.10mm	U	278.00	1.50	417.00
PLANCHA 1220 X 2440mm esp.6mm	U	166.57	0.69	114.93
PLATINA 100mm esp.8mm	U	41.21	1.27	52.34
PLATINA 30mm esp.6mm	U	10.18	2.00	20.36
PLATINA 50mm esp.3mm	U	9.75	0.20	1.95
PLATINA 75mm esp.6mm	U	50.94	0.10	5.09
PRFIL G 200 X 75 X 25 X 4mm	U	96.80	0.17	16.46
TOTAL =				3,159.68

Fuente: Autores

Figura 193. Costos de equipos

LISTA DE EQUIPO			
DESCRIPCION	COSTO x HORA	HORAS-EQUIPO	TOTAL
AMOLADORA	2.66	20.00	53.20
BROCAS	0.50	8.00	4.00
CADENAS	1.00	5.00	5.00
COMPRESOR Y PISTOLA DE PINTAR	2.66	6.00	15.96
DOBLADORA	2.66	5.00	13.30
FLEXOMETRO, ESCUADRA, RAYADOR	2.66	10.00	26.60
GONIOMETRO	1.00	5.00	5.00
JUEGO DE COPAS	2.66	10.00	26.60
LIJADORA	2.66	5.00	13.30
LLAVES	2.66	10.00	26.60
MARTILLO	2.66	10.00	26.60
OXI/CORTE	2.71	60.00	162.60
PLAYOS DE PRESION	2.66	5.00	13.30
SIERRA ELECTRICA	2.66	10.00	26.60
SOLDADORA ELECTRICA	2.71	80.00	216.80
TALADRO PEDESTAL	2.66	15.00	39.90
TECLE	2.71	10.00	27.10
TORNO	2.71	40.00	108.40
TROCEADORA	2.66	5.00	13.30
TOTAL =			824.16

Fuente: Autores

Figura 194. Costos de mano de obra

LISTA DE MANO DE OBRA				
DESCRIPCION	CAT.	SAL.REALxHORA	HOR-HOMBRE	TOTAL
MAESTRO SOLDADOR ESPECIALIZADO	C1	2.58	80.00	206.40
TORNERO	C3	2.58	40.00	103.20
CARPINTERO	D2	2.58	1.00	2.58
FIERRERO	D2	2.58	120.00	309.60
PINTOR	D2	2.58	6.00	15.48
AYUDANTE FIERRERO	E2	2.56	75.00	192.00
AYUDANTE DE SOLDADOR	E2	2.56	40.00	102.40
TOTAL =			931.66	

Fuente: Autores

Figura 195. Costos de transporte del material

TRANSPORTE DE MATERIALES				
DESCRIPCION	UNID.	PRECIO TRANSP	CANTIDAD	PRECIO TOTAL
ANILLO DE SEGURIDAD EXTERIOR	U	0.07	4.00	0.28
CILINDRO HIDRAULICO PARKER	U	2.00	1.00	2.00
EJE 4340 3plg	U	0.30	0.08	0.02
EJE FOSFOROSO	U	0.50	1.00	0.50
EJE TRANSMISION AISI 1018 3plg	U	0.30	0.25	0.08
EJE TRANSMISION AISI 1018 4plg	U	0.30	0.20	0.06
ELECTRODOS 6011 1/8plg	kg	0.15	9.00	1.35
GRASEROS D.8mm	U	0.10	10.00	1.00
LIJA	U	0.05	4.00	0.20
MADERA	U	0.50	1.00	0.50
MANGUERA SAE 100R4 1 1/4plg	U	0.00	2.00	0.00
MANGUERAS SAE 100R17 1plg	U	0.00	1.00	0.00
PASADORES 4plg	U	0.10	1.00	0.10
PASADORES ENDIDOS 1plg	U	0.10	2.00	0.20
PERNOS ARANDELAS TUERCAS	U	0.15	30.00	4.50
PINTURA	U	0.20	1.00	0.20
PLANCHA 1220 X 2440mm esp.10mm	U	0.30	1.50	0.45
PLANCHA 1220 X 2440mm esp.6mm	U	0.30	0.69	0.21
PLATINA 100mm esp.8mm	U	0.15	1.27	0.19
PLATINA 30mm esp.6mm	U	0.10	2.00	0.20
PLATINA 50mm esp.3mm	U	0.15	0.20	0.03
PLATINA 75mm esp.6mm	U	0.07	0.10	0.01
PRFIL G 200 X 75 X 25 X 4mm	U	0.15	0.17	0.03
			TOTAL =	12.10

Fuente: Autores

7.2 Costos indirectos

Los costos indirectos son aquellos que son proporcionales al tiempo de ejecución del proyecto, que no son claramente asignables a una actividad constructiva o cuya influencia en el costo total de la actividad constructiva es tediosa y difícilmente evaluable, pero contribuyen y forman parte de los costos de producción: mano de obra indirecta y materiales indirectos, servicios básicos, arrendamiento de la infraestructura, depreciación del edificio y de equipo de fábrica. Se calculan como un porcentaje establecido de los costos directos como es 15%.

Tabla 39. Presupuesto de los costos indirectos

COSTOS INDIRECTOS	PORCENTAJE
Costo ingenieril	10%
Imprevistos	5%
Utilidad	0%
Total	15%

Fuente: Autores

7.3 Costo total del proyecto

Figura 196. Costo total del proyecto

P R E S U P U E S T O					
ITEM	D E S C R I P C I O N	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNIT	PRECIO TOTAL
01	SISTEMA MECANICO	1	1	3272.05	3,272.05
02	SISTEMA HIDRAULICO	1	1	2397.95	2,397.95
				TOTAL =	5,670.00

Fuente: Autores

7.4 Planificación del proyecto

Para realizar el proceso de construcción de todo el sistema de volteo recurrimos al software PERT_CMP, el cual permitirá determinar y controlar el diagrama Pert _CMP y también nos definirá en cuantos días se lo realiza el proyecto.

PERT_CPM. Los fundamentos de los sistemas PERT y CPM son las representaciones gráficas del proyecto mediante diagramas de flechas, o también lo podemos llamar RED DE FLECHAS. La red se crea según el orden de realización de las tareas u operaciones, paso a paso, hasta el final del proyecto, originalmente estas tareas u operaciones se llaman actividades. Un trabajo encargado a una persona responsable, bien lo realice personalmente o bien lo hagan operarios a sus órdenes, es lo que podemos definir como ACTIVIDAD.

Gráficamente una actividad está compuesta de dos partes: la primera que es la de ejecución del trabajo y está representada por una flecha con orientación de izquierda a derecha y la segunda se llama SUCESO que generalmente se dibuja con dos círculos en los dos extremos de la flecha.

El SUCESO es un instante de la ACTIVIDAD que sirve como el punto de control, describiendo el momento de comienzo o terminación de una actividad.

Este software resuelve los problemas de planeación de proyectos permitiendo calcular la ruta crítica y la técnica de evaluación y revisión. Así mismo realiza análisis de choque, análisis de costos, análisis de probabilidad y simulación.

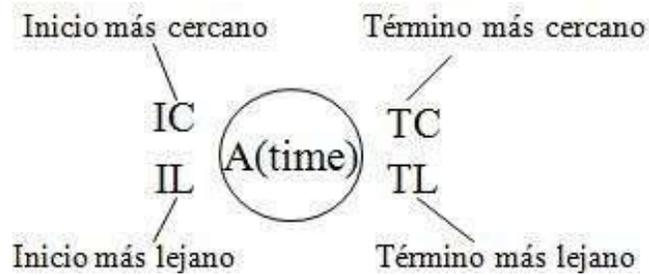
Las tareas o las actividades y los sucesos así como la relación entre ellos, se representan tal como se observa en la Figura 197, teniendo en cuenta que cada tarea está compuesta por un suceso final y un suceso inicial.

Figura 197. Esquema de la representación de las tareas y sucesos en un gráfico Pert



Fuente: Manual de Herramientas de Planificación y Gestión de Recursos

Figura 198. Representación de cada actividad



Fuente: [http:// www.clubdigital.com.mx](http://www.clubdigital.com.mx)

7.4.1 *Proceso de desmontar todo el sistema de volteo.*

Los datos a ingresar en el software son 11 actividades:

A todos los datos se les hizo la siguiente relación:

$$\begin{array}{lcl}
 1 \text{ día} & \longrightarrow & 24\text{h} \\
 x & \longrightarrow & 24\text{h}
 \end{array}$$

$$x = \frac{1 \text{ día} * 24\text{h}}{24\text{h}}$$

$$x = 1 \text{ día}$$

Figura 199. Actividades para desmontar todo el sistema de volteo

DESMONTAR TODO EL SISTEMA DE VOLTEO				Activity Number	Activity Name	Immediate Predecessor (list number/name, separated by ',')	Normal Time
Nro.	Actividad	Predecesora	Duración (Días)				
1	Llevar volqueta al taller		1	1	A		1
2	Elevar la caja y colocarle los soportes de seguridad	1	0.21	2	B	A	0.21
3	Desconectar cañerías	2	0.21	3	C	B	0.21
4	Desmontar el cilindro hidráulico (Telescópico)	2,3	0.33	4	D	B,C	0.33
5	Desmontar la caja	4	0.33	5	E	D	0.33
6	Corte de cuatro travesaños centrales del bastidor de la caja (oxi-corte)	5	0.25	6	F	E	0.25
7	Desmontar falso bastidor para su modificación	5	0.21	7	G	E	0.21
8	Corte de ménsula de bisagras (oxi-corte)	5,6	0.21	8	H	E,F	0.21
9	Corte del extremo del falso bastidor (oxi-corte)	7	0.21	9	I	G	0.21
10	Corte de los travesaños del falso bastidor (oxi-corte)	7	0.5	10	J	G	0.5
11	pulido de todas las actividades	6,8,9,10	0.5	11	K	E,H,I,J	0.5

Fuente: Autores

La siguiente tabla nos muestra los siguientes datos:

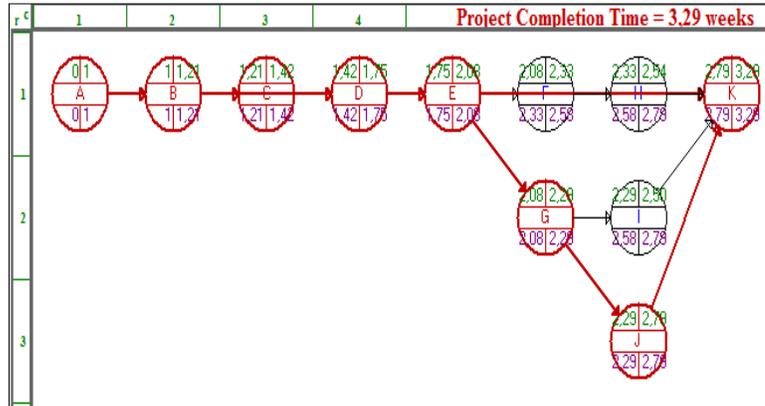
Figura 200. Tiempo de desmontaje del sistema

02-10-2013 11:52:06	Activity Name	On Critical Path	Activity Time	Earliest Start	Earliest Finish	Latest Start	Latest Finish	Slack (LS-ES)
1	A	Yes	1	0	1	0	1	0
2	B	Yes	0.21	1	1.21	1	1.21	0
3	C	Yes	0.21	1.21	1.42	1.21	1.42	0
4	D	Yes	0.33	1.42	1.75	1.42	1.75	0
5	E	Yes	0.33	1.75	2.08	1.75	2.08	0
6	F	no	0.25	2.08	2.33	2.33	2.58	0.25
7	G	Yes	0.21	2.08	2.29	2.08	2.29	0
8	H	no	0.21	2.33	2.54	2.58	2.79	0.25
9	I	no	0.21	2.29	2.5	2.58	2.79	0.29
10	J	Yes	0.5	2.29	2.79	2.29	2.79	0
11	K	Yes	0.5	2.79	3.29	2.79	3.29	0
	Project	Completion	Time	=	3.29	weeks		
	Number of	Critical	Path(s)	=	4			

Fuente: Autores

Los datos que se obtuvieron nos dan a conocer que el desmontaje del sistema de volteo se lo hará en 3,29 días y tendrá 4 rutas críticas. Por lo cual se analizara el diagrama de PERT.

Figura 201. Diagrama PERT para desmontaje del sistema



Fuente: Autores

También se lograra ver cuál es el porcentaje de avance del desmontaje del sistema de volteo que es en dos días.

Figura 202. Porcentaje de avance de desmontaje del proyecto

02-10-2013 12:00:45	Activity Name	On Critical Path	Activity Time	Latest Start	Latest Finish	Planned % Completion
1	A	Yes	1	0	1	100
2	B	Yes	0,21	1	1,21	100
3	C	Yes	0,21	1,21	1,42	100
4	D	Yes	0,33	1,42	1,75	100
5	E	Yes	0,33	1,75	2,08	100
6	F	no	0,25	2,33	2,58	67,9999
7	G	Yes	0,21	2,08	2,29	100
8	H	no	0,21	2,58	2,79	0
9	I	no	0,21	2,58	2,79	0
10	J	Yes	0,5	2,29	2,79	42,0000
11	K	Yes	0,5	2,79	3,29	0
	Overall Project:			0	3,29	75,9878

Fuente: Autores

Por los datos que nos da la tabla se puede decir que en dos días el trabajo va a estar concluido en un 76 %.

7.4.2 Construcción de la bisagra de la caja.

Los datos a ingresar en el software son 16 actividades:

Figura 203. Actividades para la construcción de la bisagra de la caja

CONSTRUCCIÓN DE LA BISAGRA DE LA CAJA				Activity Number	Activity Name	Immediate Predecessor (list number/name, separated by ',')	Normal Time
Nro.	Actividad	Predecesora	Duración (Dias)				
1	Compra de plancha de tool y ejes		1	1	A		1
2	Compra de pernos, arandelas		0.5	2	B		0,5
3	Compra de madera y preparación		5	3	C		5
4	Medir y trazar las planchas y ejes	1	0.5	4	D	A	0,5
5	Corte de material (oxi-corte)	4	0.13	5	E	D	0,13
6	Pulido de las planchas	5	0.13	6	F	E	0,13
7	Doblado de plancha	6	0.5	7	G	F	0,5
8	Taladramos plancha	6,7	0.08	8	H	F,G	0,08
9	Corte de eje (sierra eléctrica)	4	0.13	9	I	D	0,13
10	Torneado de ejes (bujes)	9	0.13	10	J	I	0,13
11	Soldar la plancha y el eje para formar la bisagra	8,1	0.13	11	K	H,J	0,13
12	Montamos el falso bastidor al bastidor y empernamos	2	0.21	12	L	B	0,21
13	Montamos y soldamos la bisagra al falso bastidor	11,12	0.5	13	M	K,L	0,5
14	Soldamos pedazo de plancha al falso bastidor	12	0.21	14	N	L	0,21
15	Montamos la madera al falso bastidor y empernamos	3,12	0.21	15	O	C,L	0,21
16	Pulido de las actividades	12,13	0.5	16	P	L,M	0,5

Fuente: Autores

La siguiente tabla nos muestra los siguientes datos:

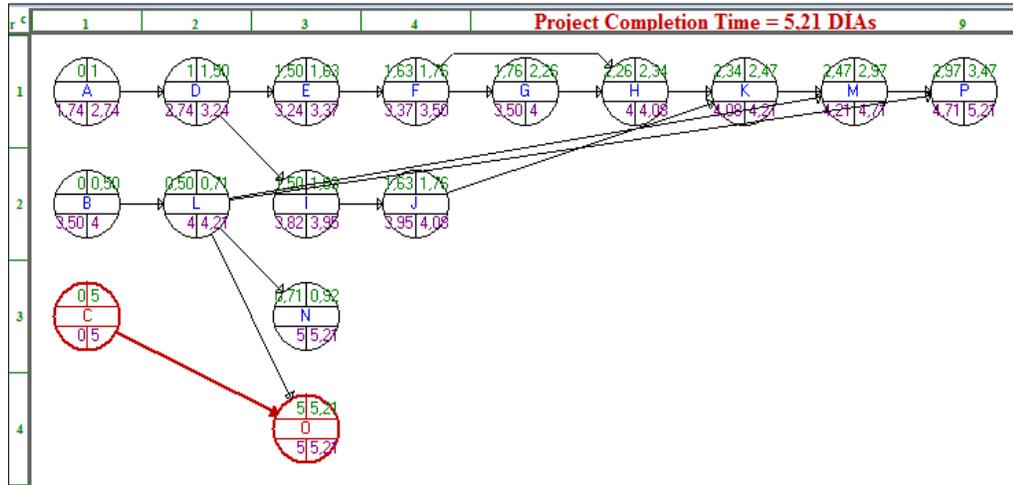
Figura 204. Tiempo de construcción de la bisagra de la caja

02-23-2013 11:19:56	Activity Name	On Critical Path	Activity Time	Earliest Start	Earliest Finish	Latest Start	Latest Finish	Slack (LS-ES)
1	A	no	1	0	1	1,74	2,74	1,74
2	B	no	0,5	0	0,5	3,5	4	3,5
3	C	Yes	5	0	5	0	5	0
4	D	no	0,5	1	1,5	2,74	3,24	1,74
5	E	no	0,13	1,5	1,63	3,24	3,37	1,74
6	F	no	0,13	1,63	1,76	3,37	3,5	1,74
7	G	no	0,5	1,76	2,26	3,5	4	1,74
8	H	no	0,08	2,26	2,34	4	4,08	1,74
9	I	no	0,13	1,5	1,63	3,82	3,95	2,32
10	J	no	0,13	1,63	1,76	3,95	4,08	2,32
11	K	no	0,13	2,34	2,47	4,08	4,21	1,74
12	L	no	0,21	0,5	0,71	4	4,21	3,5
13	M	no	0,5	2,47	2,97	4,21	4,71	1,74
14	N	no	0,21	0,71	0,92	5	5,21	4,29
15	O	Yes	0,21	5	5,21	5	5,21	0
16	P	no	0,5	2,97	3,47	4,71	5,21	1,74
	Project Completion Time		=		5,21	DiAs		
	Number of Critical Path(s)		=		1			

Fuente: Autores

Los datos que se obtuvieron nos dan a conocer que la construcción de la bisagra de la caja se lo hará en 5,21 días y tendrá 1 ruta crítica. Por lo cual se analizara el diagrama de PERT.

Figura 205. Diagrama PERT para construcción de la bisagra de la caja



Fuente: Autores

También se lograra ver cuál es el porcentaje del avance de la construcción de la bisagra en cuatro días.

Figura 206. Porcentaje de avance de construcción de la bisagra de la caja

02-23-2013 11:23:58	Activity Name	On Critical Path	Activity Time	Latest Start	Latest Finish	Planned % Completion
1	A	no	1	1.74	2.74	100
2	B	no	0.5	3.5	4	100
3	C	Yes	5	0	5	80
4	D	no	0.5	2.74	3.24	100
5	E	no	0.13	3.24	3.37	100
6	F	no	0.13	3.37	3.5	100
7	G	no	0.5	3.5	4	100
8	H	no	0.08	4	4.08	0
9	I	no	0.13	3.82	3.95	100
10	J	no	0.13	3.95	4.08	38.4617
11	K	no	0.13	4.08	4.21	0
12	L	no	0.21	4	4.21	0
13	M	no	0.5	4.21	4.71	0
14	N	no	0.21	5	5.21	0
15	O	Yes	0.21	5	5.21	0
16	P	no	0.5	4.71	5.21	0
	Overall Project:			0	5.21	76.7754

Fuente: Autores

Por los datos que nos da la tabla se puede decir que en dos días el trabajo va a estar concluido en un 77 %.

7.4.3 Construcción del soporte del sistema hidráulico y base principal.

Los datos a ingresar en el software son 17 actividades:

Figura 207. Actividades para la construcción del soporte del sistema hidráulico y base principal

CONSTRUCCION DEL SOPORTE DEL SISTEMA HIDRAULICO Y BASE PRINCIPAL				Activity Number	Activity Name	Immediate Predecessor (list number/name, separated by ',')	Normal Time
Nro.	Actividad	Predecesora	Duración (Días)				
1	Compra de plancha de tool, platina, perfil, ejes acero y bronce		1	1	A		1
2	Compra de graseros y machuelos		0.5	2	B		0.5
3	Medir y trazar en las planchas	1	0.13	3	C	A	0.13
4	Cortar las planchas (oxi-corte)	3	0.13	4	D	C	0.13
5	Cortar platinas (troceadora)	1	0.25	5	E	A	0.25
6	Pulido de la plancha	4	0.25	6	F	D	0.25
7	Doblado de plancha	6	0.5	7	G	F	0.5
8	Rectificado del dobles de la plancha	7	0.13	8	H	G	0.13
9	Montamos y soldamos la plancha doblada que va hacer el soporte del sistema hidráulico en el falso bastidor	8	0.5	9	I	H	0.5
10	Doblamos platinas	5	0.13	10	J	E	0.13
11	Corte de perfil	1	0.08	11	K	A	0.13
12	Corte de ejes acero y bronce	1	0.5	12	L	A	0.5
13	Tornear bujes de acero y bronce	12	0.5	13	M	L	0.5
14	Machuelar bujes de acero para montar los graseros	2,13	0.13	14	N	L	0.5
15	Soldar las planchas, platinas, perfil y bujes para formar la base principal	5,6,12,14	0.25	15	O	B,M	0.13
16	Montamos y soldamos la base principal en el soporte del sistema hidráulico.	9,15	0.5	16	P	E,F,L,N	0.25
17	Pulido de todas las actividades	9,16	0.5	17	Q	I,O	0.5

Fuente: Autores

La siguiente tabla nos muestra los siguientes datos:

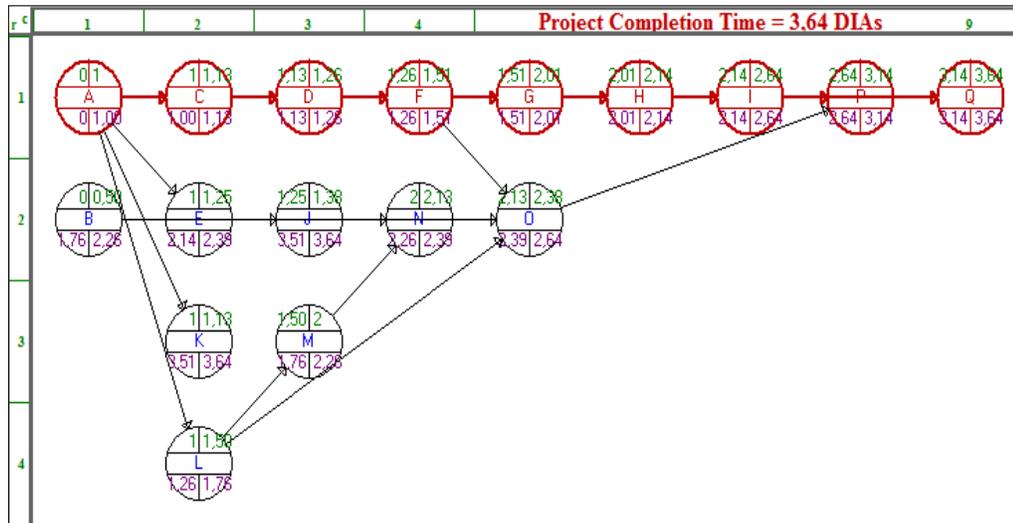
Figura 208. Tiempo de construcción del soporte del sistema hidráulico y base principal

02-10-2013 12:37:45	Activity Name	On Critical Path	Activity Time	Earliest Start	Earliest Finish	Latest Start	Latest Finish	Slack (LS-ES)
1	A	Yes	1	0	1	0	1	0
2	B	no	0.5	0	0.5	1.76	2.26	1.76
3	C	Yes	0.13	1	1.13	1	1.13	0
4	D	Yes	0.13	1.13	1.26	1.13	1.26	0
5	E	no	0.25	1	1.25	2.14	2.39	1.14
6	F	Yes	0.25	1.26	1.51	1.26	1.51	0
7	G	Yes	0.5	1.51	2.01	1.51	2.01	0
8	H	Yes	0.13	2.01	2.14	2.01	2.14	0
9	I	Yes	0.5	2.14	2.64	2.14	2.64	0
10	J	no	0.13	1.25	1.38	3.51	3.64	2.26
11	K	no	0.13	1	1.13	3.51	3.64	2.51
12	L	no	0.5	1	1.5	1.26	1.76	0.26
13	M	no	0.5	1.5	2	1.76	2.26	0.26
14	N	no	0.13	2	2.13	2.26	2.39	0.26
15	O	no	0.25	2.13	2.38	2.39	2.64	0.26
16	P	Yes	0.5	2.64	3.14	2.64	3.14	0
17	Q	Yes	0.5	3.14	3.64	3.14	3.64	0
	Project	Completion	Time	=	3.64	DÍAs		
	Number of	Critical	Path(s)	=	2			

Fuente: Autores

Los datos que se obtuvieron nos dan a conocer que la construcción del soporte del sistema hidráulico y base principal se lo hará en 3,64 días y tendrá 2 rutas críticas. Por lo cual se analizara el diagrama de PERT.

Figura 209. Diagrama de PERT para construcción del soporte del sistema hidráulico y base principal



Fuente: Autores

También se lograra ver cuál es el porcentaje de avance de la construcción del soporte del sistema hidráulico y base principal de volteo en tres días.

Figura 210. Porcentaje de avance del soporte del sistema hidráulico y base principal

02-10-2013 12:39:29	Activity Name	On Critical Path	Activity Time	Latest Start	Latest Finish	Planned % Completion
1	A	Yes	1	0	1	100
2	B	no	0,5	1,76	2,26	100
3	C	Yes	0,13	1	1,13	100
4	D	Yes	0,13	1,13	1,26	100
5	E	no	0,25	2,14	2,39	100
6	F	Yes	0,25	1,26	1,51	100
7	G	Yes	0,5	1,51	2,01	100
8	H	Yes	0,13	2,01	2,14	100
9	I	Yes	0,5	2,14	2,64	100
10	J	no	0,13	3,51	3,64	0
11	K	no	0,13	3,51	3,64	0
12	L	no	0,5	1,26	1,76	100
13	M	no	0,5	1,76	2,26	100
14	N	no	0,13	2,26	2,39	100
15	O	no	0,25	2,39	2,64	100
16	P	Yes	0,5	2,64	3,14	72,0000
17	Q	Yes	0,5	3,14	3,64	0
	Overall Project:			0	3,64	82,4176

Fuente: Autores

Por los datos que nos da la tabla se puede decir que en dos días el trabajo va a estar concluido en un 82 %.

7.4.4 Construcción de la ménsula del muñón del cilindro hidráulico.

Los datos a ingresar en el software son 15 actividades:

Figura 211. Actividades para la construcción de la ménsula del muñón del cilindro hidráulico

CONSTRUCCION DE LA MENSULA DEL MUNON DEL CILINDRO HIDRAULICO				Activity Number	Activity Name	Immediate Predecessor (list number/name, separated by ',')	Normal Time
Nro.	Actividad	Predecesora	Duración (Días)				
1	Compra de plancha de tool, perfil, ejes acero y bronce		1	1	A		1
2	Compra de graseros y machuelos		0,5	2	B		0,5
3	Compra de pernos, arandelas, pasadores		0,5	3	C		0,5
4	Compra del cilindro hidráulico		4	4	D		4
5	Medir y trazar en la plancha y los ejes	1	0,25	5	E	A	0,25
6	Cortamos la plancha (oxi-corte)	5	0,21	6	F	E	0,21
7	Cortamos los ejes (sierra eléctrica)	1	0,22	7	G	A	0,22
8	Taladramos la plancha	6	0,13	8	H	F	0,13
9	Tornear los ejes de acero y bronce (bujes) y el de la base del cilindro y el que va montado en el vástago	1	1	9	I	A	1
10	Machuelar bujes de acero para montar los graseros	2,9	0,13	10	J	B,I	0,13
11	Soldamos la plancha con el eje de acero	6,9	0,08	11	K	F,I	0,08
12	Montamos el eje en la base del cilindro hidráulico	9	0,21	12	L	I	0,21
13	Montamos el cilindro hidráulico en la ménsula del muñón- cilindro	3,4,12	0,5	13	M	C,D,J,L	0,5
14	Montamos y empemamos las ménsulas del muñón-cilindro en la base principal	3,13	0,5	14	N	C,M	0,5
15	Pulido de todas las actividades	5,9,11,14	0,5	15	O	E,I,K,N	0,5

Fuente: Autores

La siguiente tabla nos muestra los siguientes datos:

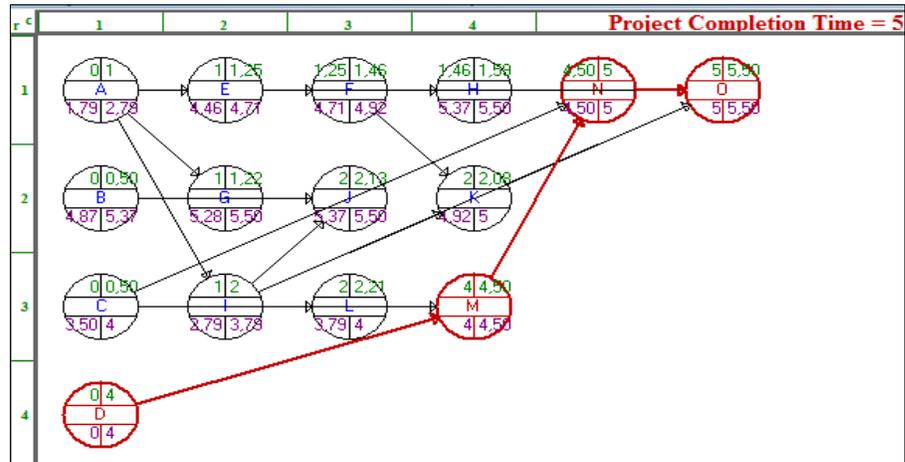
Figura 212. Tiempo de construcción de la ménsula del muñón del cilindro hidráulico

02-10-2013 15:31:32	Activity Name	On Critical Path	Activity Time	Earliest Start	Earliest Finish	Latest Start	Latest Finish	Slack (LS-ES)	
	1	A	no	1	0	1	1,79	2,79	1,79
	2	B	no	0,5	0	0,5	4,87	5,37	4,87
	3	C	no	0,5	0	0,5	3,5	4	3,5
	4	D	Yes	4	0	4	0	4	0
	5	E	no	0,25	1	1,25	4,46	4,71	3,46
	6	F	no	0,21	1,25	1,46	4,71	4,92	3,46
	7	G	no	0,22	1	1,22	5,28	5,5	4,28
	8	H	no	0,13	1,46	1,59	5,37	5,5	3,91
	9	I	no	1	1	2	2,79	3,79	1,79
	10	J	no	0,13	2	2,13	5,37	5,5	3,37
	11	K	no	0,08	2	2,08	4,92	5	2,92
	12	L	no	0,21	2	2,21	3,79	4	1,79
	13	M	Yes	0,5	4	4,5	4	4,5	0
	14	N	Yes	0,5	4,5	5	4,5	5	0
	15	O	Yes	0,5	5	5,5	5	5,5	0
	Project	Completion	Time	=	5,50	DIAs			
	Number of	Critical	Path(s)	=	1				

Fuente: Autores

Los datos que se obtuvieron nos dan a conocer que la construcción de la ménsula del muñón del cilindro hidráulico se lo hará en 5,50 días y tendrá 1 ruta crítica. Por lo cual se analizara el diagrama de PERT.

Figura 213. Diagrama de PERT para construcción de la ménsula del muñón del cilindro hidráulico



Fuente: Autores

También se lograra ver cuál es el porcentaje del avance de la construcción de la ménsula del muñón del cilindro hidráulico en cinco días.

Figura 214. Porcentaje de avance de construcción de la ménsula del muñón del cilindro hidráulico

02-10-2013 15:32:34	Activity Name	On Critical Path	Activity Time	Latest Start	Latest Finish	Planned % Completion
1	A	no	1	1,79	2,79	100
2	B	no	0,5	4,87	5,37	26,0000
3	C	no	0,5	3,5	4	100
4	D	Yes	4	0	4	100
5	E	no	0,25	4,46	4,71	100
6	F	no	0,21	4,71	4,92	100
7	G	no	0,22	5,28	5,5	0
8	H	no	0,13	5,37	5,5	0
9	I	no	1	2,79	3,79	100
10	J	no	0,13	5,37	5,5	0
11	K	no	0,08	4,92	5	99,9999
12	L	no	0,21	3,79	4	100
13	M	Yes	0,5	4	4,5	100
14	N	Yes	0,5	4,5	5	100
15	O	Yes	0,5	5	5,5	0
	Overall	Project:		0	5,5	90,9091

Fuente: Autores

Por los datos que nos da la tabla se puede decir que en dos días el trabajo va a estar concluido en un 91 %.

7.4.5 Construcción del brazo de elevación y barras de enlace.

Los datos a ingresar en el software son 17 actividades:

Figura 215. Actividades para la construcción del brazo de elevación y barras de enlace

Nro.	Actividad	Predecesora	Duración (Días)	Activity Number	Activity Name	Immediate Predecessor (list number/name, separated by ',')	Normal Time
1	Compra de plancha de tool, platina, perfil, ejes acero y bronce		1	1	A		1
2	Compra de graseros y machuelos		0.5	2	B		0.5
3	Medir y trazar en la plancha, platinas y los ejes	1	1	3	C	A	1
4	Cortamos la plancha (oxi-corte)	3	0.5	4	D	C	0.5
5	Pulimos las planchas	4	0.13	5	E	D	0.13
6	Taladrado de planchas	5	0.13	6	F	E	0.13
7	Cortamos platinas (troceadora)	3	0.08	7	G	C	0.08
8	Cortamos los ejes acero y bronce (sierra eléctrica)	3	0.5	8	H	C	0.5
9	Tornear los diferentes ejes	8	0.5	9	I	H	0.5
10	Soldamos las planchas con las platinas y los nervios para formar el brazo de elevación	6,7	1	10	J	F,G	1
11	Soldamos platinas con la plancha para formar las barras de enlace	6,7	0.5	11	K	F,G	0.5
12	Soldamos los bujes de acero en brazo de elevación y barras de enlace	10,11	0.25	12	L	J,K	0.25
13	Montamos los bujes de bronce en los brazos de elevación y en la barras de enlace	10,11	0.5	13	M	J,K	0.5
14	Montamos el brazo de elevación en el eje del vástago del cilindro hidráulico	10	0.5	14	N	J	0.5
15	Montamos la barras de enlace en el brazo de elevación y en la base principal	10,11	1.5	15	O	J,K	1.5
16	Montamos los graseros en diferentes partes	2,1	0.21	16	P	B,J	0.21
17	Pulido de todas las actividades	12	0.5	17	Q	L	0.5

Fuente: Autores

La siguiente tabla nos muestra los siguientes datos:

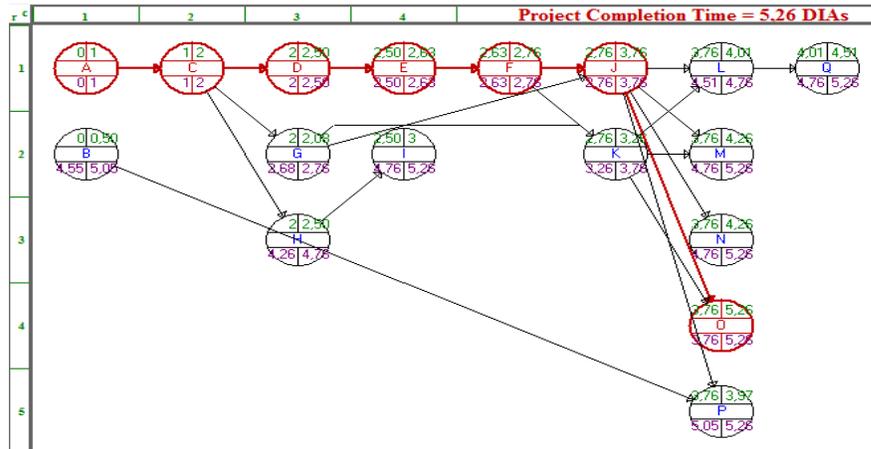
Figura 216. Tiempo de construcción del brazo de elevación y barras de enlace

02-24-2013 13:56:06	Activity Name	On Critical Path	Activity Time	Earliest Start	Earliest Finish	Latest Start	Latest Finish	Slack (LS-ES)
1	A	Yes	1	0	1	0	1	0
2	B	no	0.5	0	0.5	4.55	5.05	4.55
3	C	Yes	1	1	2	1	2	0
4	D	Yes	0.5	2	2.5	2	2.5	0
5	E	Yes	0.13	2.5	2.63	2.5	2.63	0
6	F	Yes	0.13	2.63	2.76	2.63	2.76	0
7	G	no	0.08	2	2.08	2.68	2.76	0.68
8	H	no	0.5	2	2.5	4.26	4.76	2.26
9	I	no	0.5	2.5	3	4.76	5.26	2.26
10	J	Yes	1	2.76	3.76	2.76	3.76	0
11	K	no	0.5	2.76	3.26	3.26	3.76	0.5
12	L	no	0.25	3.76	4.01	4.51	4.76	0.75
13	M	no	0.5	3.76	4.26	4.76	5.26	1
14	N	no	0.5	3.76	4.26	4.76	5.26	1
15	O	Yes	1.5	3.76	5.26	3.76	5.26	0
16	P	no	0.21	3.76	3.97	5.05	5.26	1.29
17	Q	no	0.5	4.01	4.51	4.76	5.26	0.75
	Project	Completion	Time	=	5.26	DIA		
	Number of	Critical	Path(s)	=	1			

Fuente: Autores

Los datos que se obtuvieron nos dan a conocer que la construcción del brazo de elevación y de la barra de enlace se lo hará en 5.26 días y tendrá 1 ruta crítica. Por lo cual se analizara el diagrama de PERT.

Figura 217. Diagrama PERT para construcción del brazo de elevación y barras de enlace



Fuente: Autores

También se lograra ver cuál es el porcentaje del avance de la construcción del brazo de elevación y las barras de enlace en cuatro días y medio.

Figura 218. Porcentaje de avance de construcción del brazo de elevación y barras de enlace

02-24-2013 13:59:13	Activity Name	On Critical Path	Activity Time	Latest Start	Latest Finish	Planned % Completion
1	A	Yes	1	0	1	100
2	B	no	0,5	4,55	5,05	0
3	C	Yes	1	1	2	100
4	D	Yes	0,5	2	2,5	100
5	E	Yes	0,13	2,5	2,63	100
6	F	Yes	0,13	2,63	2,76	100
7	G	no	0,08	2,68	2,76	100
8	H	no	0,5	4,26	4,76	48,0000
9	I	no	0,5	4,76	5,26	0
10	J	Yes	1	2,76	3,76	100
11	K	no	0,5	3,26	3,76	100
12	L	no	0,25	4,51	4,76	0
13	M	no	0,5	4,76	5,26	0
14	N	no	0,5	4,76	5,26	0
15	O	Yes	1,5	3,76	5,26	49,3333
16	P	no	0,21	5,05	5,26	0
17	Q	no	0,5	4,76	5,26	0
	Overall	Project:		0	5,26	85,5513

Fuente. Autores

Por los datos que nos da la tabla se puede decir que en dos días el trabajo va a estar concluido en un 86 %.

7.4.6 Construcción de la ménsula de bisagra de la caja.

Los datos a ingresar en el software son 13 actividades:

Figura 219. Actividades para la construcción de la ménsula de bisagra de la caja

CONSTRUCCION DE LA MENSULA DE BISAGRA DEL BALDE				Activity Number	Activity Name	Immediate Predecessor (list number/name, separated by ',')	Normal Time
Nro.	Actividad	Predecesora	Duración (Días)				
1	Compra de plancha de tool y ejes de acero y bronce		1	1	A		1
2	Compra de pernos, arandelas y pasadores		0,5	2	B		0,5
3	Medir y trazar en la plancha y ejes	1	0,5	3	C	A	0,5
4	Cortar la plancha (oxi-corte)	3	0,13	4	D	C	0,13
5	Cortar los diferentes ejes (sierra eléctrica)	3	0,5	5	E	C	0,5
6	Doblado de plancha	4	1	6	F	D	1
7	Taladramos la plancha	6	0,08	7	G	F	0,08
8	Soldar los bujes en la plancha para formar las ménsulas de bisagras	7	0,13	8	H	F	0,13
9	Montamos y empernamos en el bastidor de la caja la ménsula de la bisagra.	2,8	0,25	9	I	E,G	0,25
10	Montamos la caja en la ménsula de la bisagra del falso bastidor		0,5	10	J	B,H	0,25
11	Elevamos la caja y le colocamos los soportes de seguridad	10	0,25	11	K	J	0,25
12	Montamos el brazo de elevación con las ménsulas de bisagras de la caja	8	0,5	12	L	H	0,5
13	Pulido de todas las actividades	4,8,9,10,12	0,5	13	M	D,H,I,J,L	0,5

Fuente: Autores

La siguiente tabla nos muestra los siguientes datos:

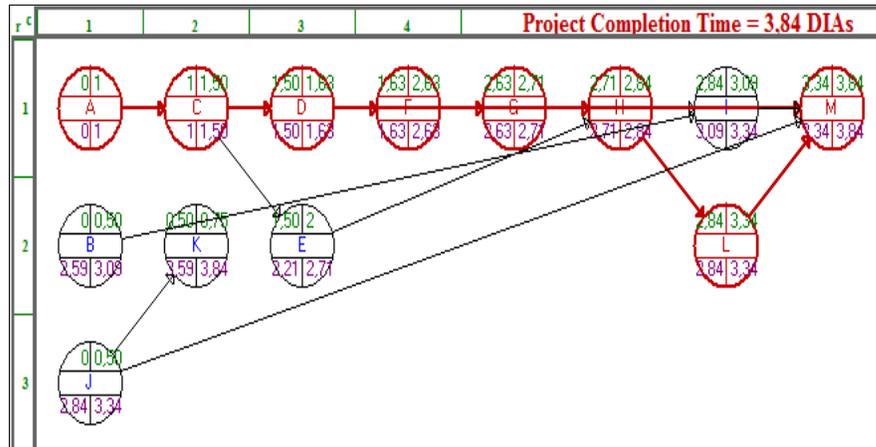
Figura 220. Tiempo de construcción de la ménsula de bisagra de la caja

02-10-2013 15:14:45	Activity Name	On Critical Path	Activity Time	Earliest Start	Earliest Finish	Latest Start	Latest Finish	Slack (LS-ES)
1	A	Yes	1	0	1	0	1	0
2	B	no	0,5	0	0,5	2,59	3,09	2,59
3	C	Yes	0,5	1	1,5	1	1,5	0
4	D	Yes	0,13	1,5	1,63	1,5	1,63	0
5	E	no	0,5	1,5	2	2,21	2,71	0,71
6	F	Yes	1	1,63	2,63	1,63	2,63	0
7	G	Yes	0,08	2,63	2,71	2,63	2,71	0
8	H	Yes	0,13	2,71	2,84	2,71	2,84	0
9	I	no	0,25	2,84	3,09	3,09	3,34	0,25
10	J	no	0,5	0	0,5	2,84	3,34	2,84
11	K	no	0,25	0,5	0,75	3,59	3,84	3,09
12	L	Yes	0,5	2,84	3,34	2,84	3,34	0
13	M	Yes	0,5	3,34	3,84	3,34	3,84	0
	Project Completion Time		=	3,84		DIAs		
	Number of Critical Path(s)		=	3				

Fuente: Autores

Los datos que se obtuvieron nos dan a conocer que la construcción de la ménsula de bisagra del balde se lo hará en 3,84 días y tendrá 3 rutas críticas. Por lo cual se analizará el diagrama de PERT.

Figura 221. Diagrama PERT para la construcción de la ménsula de bisagra de la caja



Fuente: Autores

También se logrará ver cuál es el porcentaje del avance de la construcción de la ménsula de bisagra del balde en tres días.

Figura 222. Porcentaje de avance de construcción de la ménsula de bisagra de la caja

02-10-2013 15:15:53	Activity Name	On Critical Path	Activity Time	Latest Start	Latest Finish	Planned % Completion
1	A	Yes	1	0	1	100
2	B	no	0,5	2,59	3,09	82,0000
3	C	Yes	0,5	1	1,5	100
4	D	Yes	0,13	1,5	1,63	100
5	E	no	0,5	2,21	2,71	100
6	F	Yes	1	1,63	2,63	100
7	G	Yes	0,08	2,63	2,71	100
8	H	Yes	0,13	2,71	2,84	100
9	I	no	0,25	3,09	3,34	0
10	J	no	0,5	2,84	3,34	32,0000
11	K	no	0,25	3,59	3,84	0
12	L	Yes	0,5	2,84	3,34	32,0000
13	M	Yes	0,5	3,34	3,84	0
	Overall	Project:		0	3,84	78,125

Fuente: Autores

Por los datos que nos da la tabla se puede decir que en dos días el trabajo va a estar concluido en un 78 %.

7.4.7 Montaje del sistema hidráulico.

Los datos a ingresar en el software son 4 actividades:

Figura 223. Actividades para el montaje del sistema hidráulico

MONTAJE DEL SISTEMA HIDRÁULICO				Activity Number	Activity Name	Immediate Predecessor (list number/name, separated by ',')	Normal Time
Nro.	Actividad	Predecesora	Duración (Días)				
1	Compra de mangueras hidráulicas y uniones		0.5	1	A		0,5
2	Adaptamos las diferentes mangueras en los puntos del sistema hidráulico	1	0.5	2	B	A	0,5
3	Lubricamos todo el sistema hidráulico	2	0.5	3	C	B	0,5
4	Inspeccionamos todo el sistema hidráulico	2,3	1	4	D	B,C	1

Fuente: Autores

La siguiente tabla nos muestra los siguientes datos:

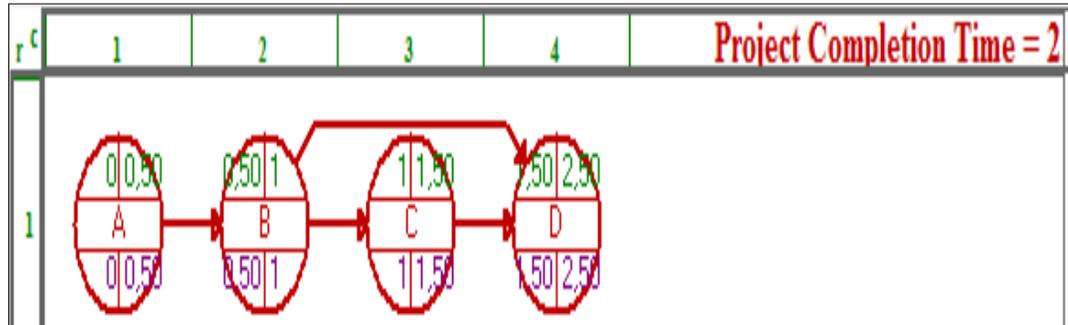
Figura 224. Tiempo de montaje del sistema hidráulico

02-10-2013 15:18:10	Activity Name	On Critical Path	Activity Time	Earliest Start	Earliest Finish	Latest Start	Latest Finish	Slack (LS-ES)	
	1	A	Yes	0,5	0	0,5	0	0,5	0
	2	B	Yes	0,5	0,5	1	0,5	1	0
	3	C	Yes	0,5	1	1,5	1	1,5	0
	4	D	Yes	1	1,5	2,5	1,5	2,5	0
		Project Completion Time	=	2,50	DIAs				
		Number of Critical Path(s)	=	2					

Fuente: Autores

Los datos que se obtuvieron nos dan a conocer que el montaje del sistema hidráulico se lo hará en 2,50 días y tendrá 2 rutas críticas. Por lo cual se analizara el diagrama de PERT.

Figura 225. Diagrama PERT para montaje del sistema hidráulico



Fuente: Autores

También se lograra ver cuál es el porcentaje del avance de la construcción montaje del sistema hidráulico en un día.

Figura 226. Porcentaje de avance para el montaje del sistema hidráulico

02-09-2013 15:44:08	Activity Name	On Critical Path	Activity Time	Latest Start	Latest Finish	Planned % Completion
1	A	Yes	0,5	0	0,5	100
2	B	Yes	0,5	0,5	1	100
3	C	Yes	0,5	1	1,5	0
4	D	Yes	1	1,5	2,5	0
	Overall	Project:		0	2,5	40

Fuente: Autores

Por los datos que nos da la tabla se puede decir que en dos días el trabajo va a estar concluido en un 40 %.

La utilización del software PERT_CMP nos define que la construcción total del proyecto se lo hará en 29,24 días.

CAPÍTULO VIII

8. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

8.1 Conclusiones

Se cumplió con los objetivos específicos, planteados al inicio del proyecto, el cual ira en beneficio del Gobierno Provincial Autónomo de El Oro (GPAO), ya que una obra sin volquetes es imposible.

Con el análisis de desgaste y ferrografía que se realizó a las diferentes unidades se determinó que existen contaminantes en forma partículas físicas y químicas.

Se comprobó que el vehículo actual cumple con las normativas ecuatorianas en lo referente a pesos y dimensiones máximas permitidas.

Se logró conocer a fondo el funcionamiento de un camión volquete, en especial saber a qué esfuerzos está sometido su chasis, de forma específica su bastidor.

El sistema actual cumple con algunos requisitos, como son bomba hidráulica, toma de fuerza y cilindro hidráulico, pero éste último tiene unas desventajas ya que debe trabajar con un estabilizador y además su tiempo de ascensión es muy lento.

El rediseño actual cumple con los parámetros de rediseño descritos anteriormente, por lo cual se puede adaptarse fácilmente al vehículo actual, además de ser fácil su operación y mantenimiento.

Con el rediseño mecánico que se propuso, se pretende eliminar las falencias del sistema actual, ya que el sistema tendrá un estabilizador el cual evitara el pandeo del vástago del cilindro y asegura una mayor resistencia a la torsión anti-vuelco.

Los coeficientes de seguridad de los elementos que conforman el sistema para la construcción son aceptables, además se comprobó mediante un software de MEF.

Los planos para la construcción del sistema, están bajo las normas establecidas para poder fabricar y ensamblar de forma correcta.

Con el plan de mantenimiento que se estableció, se logra cumplir el correcto período de inspección y lubricación, del camión volquete.

En el estudio económico se determinó el costo total del proyecto, para poder determinar si es factible o no su construcción, el cual se lo realizó en el software APU.

Para determinar el proceso de construcción del sistema se empleó el programa PERT CMP, para determinar la duración total del proyecto y las rutas críticas, las cuales nos indican las actividades que se deben cumplir.

8.2 Recomendaciones

Tener en cuenta la densidad del material, antes de ser transportarla, y no sobrepasar las indicaciones descritas en la figura 187.

Tener la seguridad adecuada al instante de desmontar y montar los equipos mecánicos e hidráulicos.

Realizar las modificaciones en el falso bastidor descritas anteriormente, para evitar daños a posteriori.

Si se realiza alguna modificación en los elementos del sistema rediseñado, revisar que no interfiera con otros elementos, así mismo respetar las cotas principales del sistema para su correcto funcionamiento.

Al reemplazar o completar el aceite hidráulico tomar en cuenta el correcto, así también cumplir con los horarios o fechas establecidas para su cambio, además cerciorarse que alrededor del depósito no existan polvo, ni elementos extraños.

Respetar todas las normas de seguridad al operar, descritas anteriormente ya que de no cumplir se puede causar un daño grave al vehículo como así también al operario y ayudantes, así mismo indicar a los operarios de la inspección diaria del camión volquete.

Si es posible modificar el tubo de escape, tomar en cuenta las recomendaciones del fabricante, y de no ser posible; instalar un material aislante.

Se recomienda también que en los camiones actuales se instalen los dispositivos de seguridad, como son las barras de antiempotramiento y barras laterales ya que son elementos obligatorios según RTE INEN 034:2009, "Elementos de seguridad en vehículos automotores".

REFERENCIAS BIBLOGRAFICAS

- [1] HERBERT, L. NICHOLS Jr. Reparación de la Maquinaria Pesada. Editorial Continental. México. Pág. 435.
- [2] ALONSO J, M. Técnicas del Automóvil. Chasis. Pág. 25.
- [3] HERBERT, L. NICHOLS Jr. Reparación de la Maquinaria Pesada. Editorial Continental. México. Pág. 435-449.
- [4] PONS. Editorial, S.A. Mecánica Vehículos Pesados. Pág. 13.
- [5] HERBERT, L. NICHOLS Jr. Reparación de la Maquinaria Pesada. Editorial Continental. México. Pág. 449-455.
- [6] SHINMAYWA, Industries LTD. Manual de Taller- Sistema Volcador. Pág. 1-2.
- [7] VOLVO. Tomas de Fuerza y Bombas Hidráulicas; Áreas de aplicación Guía de cálculo. Pág. 3.
- [8] SCANIA. Tomas de Fuerza. Pág. 3-6.
- [9] CARROBLES M., Marcial. RODRÍGUEZ G., Félix. Manual de Mecánica Industrial Tomo II Neumática e Hidráulica. Editorial Cultural S.A., Madrid, España, 2002
- [10] ROCA, R. Felip. Oleohidráulica Básica; Diseño de Circuitos; Alfa omega Edición UPC. Pág. 187-189.
- [11] ARGUELLO, Elvis. Neumática y Oleohidráulica; documentación del docente.
- [12] CARROBLES M., Marcial. RODRÍGUEZ G., Félix. Manual de Mecánica Industrial Tomo II Neumática e Hidráulica. Editorial Cultural S.A., Madrid, España, 2002
- [13] CARROBLES M., Marcial. RODRÍGUEZ G., Félix. Manual de Mecánica Industrial Tomo II Neumática e Hidráulica. Editorial Cultural S.A., Madrid, España, 2002
- [14] CARROBLES M., Marcial. RODRÍGUEZ G., Félix. Manual de Mecánica Industrial Tomo II Neumática e Hidráulica. Editorial Cultural S.A., Madrid, España, 2002
- [15] ROLDÁN DÍAZ, Guillermo. Instalación de un Volquete de Obras Públicas en un Vehículo de 3 ejes, 2011.
- [16] SCANIA. Superestructuras Poco Resistentes a la Torsión 5. Pág. 2.
- [17] SCANIA. Selección de Bastidor Auxiliar y Fijación. Pág. 1-2

[18] Instrucciones para el Carrozado, Camiones DAF Trucks N.V, versiones LF, CF y XF105;
Actualización 2008-13. Pág. 122-128.

[19] SCANIA. Estabilidad Durante el Basculamiento. Pág. 1-4.

BIBLIOGRAFÍA

AGA. Catálogo de Selección de Electrodo.

BOHMAN, I. Catálogo de Aceros. 2000

CASCAJOSA SORIANO, Manuel. Ingeniería de Vehículos, Sistemas y Cálculos, 2da. Edición, Alfa omega, 2005

DIPAC. Catálogo Productos de Acero.

HERBERT, L. NICHOLS, JR. Reparación de la Maquinaria Pesada, Editorial Continental. México.

INSTITUTO ECUATORIANO DE NORMALIZACIÓN (INEN). Código de Dibujo Técnico

INSTITUTO ECUATORIANO DE NORMALIZACIÓN (INEN). RTE INEN 034:2009. Elementos de Seguridad en Vehículos Automotores.

IPAC. Catálogo de Selección de Perfiles.

Mecánico. Normalización Número 009. Ecuador, 1981.

CARROBLES M., Marcial. RODRÍGUEZ G., Félix. Manual de Mecánica Industrial Tomo II Neumática e Hidráulica. Editorial Cultural S.A., Madrid, España, 2002

MARÍN, Juan M. Apuntes de Diseño de Máquinas.

MUÑOZ GRACIA, Francisco. Cálculo Teórico-Práctico de los Elementos y Grupos del Vehículo Industrial y Automóvil.

MYSZKA, David H. Máquinas y Mecanismos, Cuarta edición. 2012.

SHIGLEY, E. Diseño en Ingeniería Mecánica. McGraw Hill. Quinta edición. 1990.

SHINMAYWA. Industries, LTD; Manual de Taller- Sistema Volcador.

LINKOGRAFÍA

CILINDRO HIDRÁULICO, BOMBAS

<http://www.parker.com>

2012-07-18

TOMA DE FUERZA

<http://manted.mn.man.>

2012-010-18

<http://www.mantruckandbus.es>

2013-01-04

<http://www.hydraulic.com/index.php/toma-fuerzas>

2013-01-04

CILINDRO HIDRÁULICO, BOMBA Y TOMA DE FUERZA

<http://www.b-ite.de>

2012-09-18

MANUAL DE TALLER- SISTEMA VOLCADOR

<http://www.shinmaywa.co.jp>

2012-08-20

REPRESENTACIÓN DE LAS ACTIVIDADES DE CONSTRUCCIÓN.

[http:// www.clubdigital.com.mx](http://www.clubdigital.com.mx)

2012-07-18