PROYECTO FIN DE CARRERA

CÁLCULO DE REFORMAS DE IMPORTANCIA DE VEHÍCULOS CON HERRAMIENTAS INFORMÁTICAS ADAPTADAS

Presentado por

Pedro José Fernández Concellón

Dirigido por

Santiago Baselga Ariño

Dr. Ingeniero Industrial

Ingeniería Industrial. Departamento de Ingeniería Mecánica.
Centro Politécnico Superior de la Universidad de Zaragoza

Zaragoza, Junio 2010

En primer lugar me gustaría expresar mi agradecimiento al director de este proyecto, y a la vez mi jefe, Santiago Baselga Ariño, porque gracias a él este proyecto puedo presentarlo hoy como proyecto fin de carrera. Agradecerle especialmente la oportunidad que me brindó en su día para trabajar con él en el Laboratorio de Automóviles de Zaragoza porque para mí ha sido, es y será una de las mejores experiencias de mi vida. Él me ha aconsejado a la hora de tomar decisiones sobre mi futuro, me ha animado en todo lo que he hecho y sobre todo ha sido para mí un referente en cuanto a profesionalidad se refiere, y lo seguirá siendo.

Sin lugar a dudas, este proyecto, que no es sino el inicio de un proyecto que pretende desarrollar y ampliar sus capacidades resolutivas en el futuro, no lo habría realizado de no haber estado en el momento, en el lugar y con la persona adecuados.

Gracias de todo corazón Santiago.

CÁLCULO DE REFORMAS DE IMPORTANCIA DE VEHÍCULOS CON HERRAMIENTAS INFORMÁTICAS ADAPTADAS

RESUMEN

El objeto de este proyecto final de carrera es desarrollar una metodología de cálculo de vehículos de carretera en los que se han realizado reformas de importancia. Mediante esta metodología de cálculo se pretende justificar los requisitos mínimos de cálculo exigidos a un proyecto de reformas de importancia de vehículos por la legislación existente. En el Real Decreto 736/1988 se recogen los tipos de reformas de importancia que la legislación reconoce y los requisitos y documentación que en cada una de ellas se debe aportar para su justificación. Estos cálculos tienen la finalidad de garantizar que un vehículo reformado cumple con los requisitos legales para su puesta en circulación y garantiza la seguridad estructural del vehículo, de sus ocupantes y de los demás usuarios de las vías.

Entre las condiciones que se pueden justificar mediante cálculo se encuentran las reacciones sobre los ejes del vehículo en los diferentes estados de carga, las propiedades mecánicas de los elementos estructurales que conforman el vehículo, las tensiones y los esfuerzos a que se ve sometido el bastidor del vehículo y el bastidor de alguno de los componentes del vehículo (por ejemplo, una caja basculante), etc. Asimismo se podrán realizar comprobaciones del cumplimiento por parte del vehículo reformado de alguna de las limitaciones establecidas en el Reglamento General de Vehículos.

Como consecuencia de las necesidades específicas de cálculo, se ha creado una herramienta informática que permite resolver de forma inmediata aquellos aspectos mínimos que la reglamentación sobre vehículos requiere, permitiendo al mismo tiempo al usuario navegar a través de los formularios del programa con gran flexibilidad, claridad y sencillez, partiendo de una concepción modular independiente en cada una de sus partes. Además permite al usuario trabajar con una base de datos que facilita y hace más eficiente su trabajo ahorrándole tiempo y dotándole de mayor grado de maniobra. Esta herramienta permite crear diferentes componentes de vehículos independientemente unos de otros para luego ensamblarlos y realizar las configuraciones que más se ajusten a los requisitos de la reforma. Así se reducen las operaciones de introducción de datos por parte del usuario cada vez que realiza el estudio de una reforma, permite visualizar mediante croquis el proceso de carrozado del vehículo, permite guardar y exportar los datos y croquis de los cálculos del vehículo carrozado y así permitir al usuario que los incorpore en sus proyectos.

Índice general

Índice general 1

Índice de figuras 3

Índice de cuadros 6

1. Introducción 9
1.1. Justificación 9
1.2. Objetivos del proyecto 9
1.3. Descripción del proyecto 10

2. Reformas de importancia de vehículos 11
2.1. Normativa básica para reformas 11
2.1.1. Introducción 11
2.1.2. Reglamentación básica aplicada a vehículos y sus transformaciones 11
2.1.3. Real decreto 736/1988 y Órdenes Ministeriales 11
2.1.4. Consideraciones generales sobre masas y dimensiones 14

3. Conceptos base en reformas 17
3.1. Introducción 17
3.2. Cálculo de las distancias técnicas 17
3.3. Reparto de cargas por ejes 23
3.4. Posicionamiento del centro resultante de cargas 25
3.5. Tipos de unión de superestructuras 27
3.6. Distribución de esfuerzos entre bastidor y sobrebastidor 29

4. PROCEDIMIENTOS de cálculo 31
4.1. Introducción 31
4.2. Configuración del vehículo a reformar 31
4.3. Carrocerías basculantes 32
4.3.1. Esfuerzos actuantes en una carrocería basculante 32
4.3.2. Cálculo de bulones en caja basculante 37
4.3.3. Cálculo de la unión bastidor-sobrebastidor 39
4.3.4. Cálculo del cilindro actuador 40
4.4. Grúas autocarga 42
4.4.1. Momentos de elevación de la grúa 42
4.4.2. Estabilidad a vuelco 43
4.4.3. Grúa de autocarga delantera 44
4.4.4. Grúa de autocarga trasera 46
4.4.5. Solicitaciones del chasis del vehículo 47
4.4.6. Cálculo de uniones atornilladas de la grúa 53
4.5. Cálculo genérico de uniones atornilladas 58
4.6. Caso general de circulación 61
4.6.1. Reparto de cargas en la carga tipo portavehículos 61
4.6.2. Optimizaciones 64
4.7. Cálculo de esfuerzos y del estado tensional 65
4.7.1. Cálculo de esfuerzos 65
4.7.2. Cálculo de tensiones 67

5. Caso práctico 69
5.1. Introducción 69
5.2. Caso de aplicación 69
5.2.1. Características del Chasis Cabina 69
5.2.2. Características de la grúa autocarga 70
5.2.3. Carrozado del chasis cabina 72
5.2.4. Cálculo de esfuerzos sobre el bastidor del vehículo 77

5.2.5. Cálculo del perfil mínimo exigible 85
5.2.6. Cálculo de tensiones 87
5.2.7. Estudio de la estabilidad del vehículo cuando la grúa se encuentra en funcionamiento 92
5.2.8. Cálculo del cilindro elevador de la caja basculante 93
5.2.9. Otros cálculos 94

6. Conclusiones 95

7. Anexos 96
7.1. Anexo 1. Listado de reformas de importancia de vehículos según el Real Decreto 736/1988. 96
7.2. Anexo 2. Documentación exigible a los diferentes tipos de reformas de importancia de vehículos, según el Real Decreto 736/1988. 99
7.3. Anexo 3. Masas por eje máximas permitidas 101
7.4. Anexo 4. Masas máximas autorizadas de los vehículos 102
7.5. Anexo 5. Dimensiones máximas autorizadas de los vehículos 104
7.6. Anexo 6. Ficha reducida del vehículo a carrozar 106
7.7. Anexo 7. Datos proporcionados por el fabricante del vehículo 108
7.8. Anexo 8. Datos proporcionados por el fabricante de la grúa 109

8. Bibliografía 111

Índice de figuras

FIGURA 3.1 Condiciones de apoyo de vehículo de tres ejes con tándem trasero _____ 18
FIGURA 3.2 Distancia técnica en el grupo tándem formado por los ejes 2 y 3 _____ 18
FIGURA 3.3 Distancia técnica en vehículo con dos grupos de ejes tándem _____ 19
FIGURA 3.4 Reparto de cargas en un grupo tándem _____ 21
FIGURA 3.5 Equivalente matemático en situación de saturación _____ 22
FIGURA 3.6 Esquema de masas _____ 23
FIGURA 3.7 Pesaje de vehículo en terreno horizontal _____ 26
FIGURA 3.8 Pesaje de vehículo en pendiente _____ 26
FIGURA 3.9 Esquema de masas _____ 27
FIGURA 3.10 Esquemas de uniones articuladas _____ 28
FIGURA 3.11 Esquema de unión elástica de acción simple _____ 28
FIGURA 3.12 Esquema de unión elástica de acción doble (muelle-taco de goma) _____ 28
FIGURA 3.13 Esquema de unión rígida _____ 28
FIGURA 3.14 Unión no apropiada por abrazadera _____ 29
FIGURA 4.1 Carrocería basculante con cilindro central _____ 32
FIGURA 4.2 Esquema del conjunto bastidor-basculante. _____ 33
FIGURA 4.3 Esquema del cálculo del ángulo α _____ 34
FIGURA 4.4 Esquema del bastidor de la caja _____ 35
FIGURA 4.5 Esquema del bastidor del vehículo _____ 37
FIGURA 4.6 Esquema de bulón _____ 38
FIGURA 4.7 Esquema de unión superestructura basculante _____ 39
FIGURA 4.8 Esquema del conjunto bastidor-basculante. _____ 41
FIGURA 4.9 Esquema del actuador hidráulico _____ 41
FIGURA 4.10 Grúas de autocarga _____ 42
FIGURA 4.11 Grúa operando a 90º _____ 42
FIGURA 4.12 Polígono de sustentación de grúa con sólo estabilizadores delanteros ____ 44
FIGURA 4.13 Polígono de sustentación de grúa con estabilizadores delanteros y traseros 45
FIGURA 4.14 Polígono de sustentación de grúa con sólo estabilizadores traseros _____ 46
FIGURA 4.15 Polígono de sustentación de grúa con doble estabilizador _____ 46
FIGURA 4.16 Grúa de autocarga delantera _____ 47
FIGURA 4.17 Grúa de autocarga delantera _____ 48
FIGURA 4.18 Grúa de autocarga trasera _____ 49

FIGURA 4.19 Grúa de autocarga trasera 50
FIGURA 4.20 Grúa de autocarga delantera 51
FIGURA 4.21 Grúa de autocarga delantera 52
FIGURA 4.22 Grúas autocarga delantera y trasera 53
FIGURA 4.23 Vista lateral de unión directa por tornillos 54
FIGURA 4.24 Vista longitudinal de unión directa por tornillos 54
FIGURA 4.25 Vista de la disposición de tornillos en la unión grúa-bastidor 55
FIGURA 4.26 Vista de las fuerzas actuantes en la grúa en la situación de circulación 57
FIGURA 4.27 Caso genérico de unión atornillada entre bastidor y sobrebastidor 59
FIGURA 4.28 Esquema de cargas al que aplicar la EC. de los tres momentos 62
FIGURA 4.29 Esquema de cargas al que aplicar la EC. de los tres momentos. Paso 1 62
FIGURA 4.30 Esquema de cargas al que aplicar la EC. de los tres momentos. Paso 2 63
FIGURA 4.31 Esquema de cargas al que aplicar la EC. de los tres momentos. Paso 3 64
FIGURA 4.32 Convenio de signos esfuerzos axiles 67
FIGURA 4.33 Convenio de signos esfuerzos cortantes 67
FIGURA 4.34 Convenio de signos momentos flectores 67
FIGURA 5.1 Croquis de grúa autocarga 71
FIGURA 5.2 Croquis del vehículo con la grúa posicionada 72
FIGURA 5.3 Croquis del vehículo carrozado 75
FIGURA 5.4 Diagrama de momentos flectores (Caso general) 78
FIGURA 5.5 Diagrama de cortantes (Caso general) 78
FIGURA 5.6 Cotas de los bulones del cilindro 78
FIGURA 5.7 Reacciones en bulones del bastidor del vehículo 79
FIGURA 5.8 Reacciones en bulones del bastidor de la caja basculante 79
FIGURA 5.9 Diagrama de m. flectores sobre bastidor de vehículo (Caja subiendo) 79
FIGURA 5.10 Diagrama de cortantes sobre bastidor de vehículo (Caja subiendo) 80
FIGURA 5.11 Diagrama de axiles sobre bastidor de vehículo (Caja subiendo) 80
FIGURA 5.12 Diagrama de m. flectores sobre bastidor de vehículo (Caja arriba) 80
FIGURA 5.13 Diagrama de cortantes sobre bastidor de vehículo (Caja arriba) 81
FIGURA 5.14 Diagrama de axiles sobre bastidor de vehículo (Caja arriba) 81
FIGURA 5.15 Diagrama de m. flectores sobre bastidor de caja (Caja subiendo) 81
FIGURA 5.16 Diagrama de cortantes sobre bastidor de caja (Caja subiendo) 82
FIGURA 5.17 Diagrama de axiles sobre bastidor de caja (Caja subiendo) 82

FIGURA 5.18 Diagrama de m. flectores sobre bastidor de caja (Caja arriba) _____ 82
FIGURA 5.19 Diagrama de cortantes sobre bastidor de caja (Caja arriba) _____ 83
FIGURA 5.20 Diagrama de axiles sobre bastidor de caja (Caja arriba) _____ 83
FIGURA 5.21 Diagrama de momentos flectores (Grúa atrás) _____ 83
FIGURA 5.22 Diagrama de cortantes (Grúa atrás) _____ 84
FIGURA 5.23 Diagrama de momentos flectores (Grúa delante) _____ 84
FIGURA 5.24 Diagrama de cortantes (Grúa delante) _____ 84
FIGURA 5.25 Tensiones de Von Misses (Caso general) _____ 88
FIGURA 5.26 Coeficientes de seguridad (Caso general) _____ 88
FIGURA 5.27 Tensión Von Misses sobre bastidor de vehículo (Caja subiendo) _____ 88
FIGURA 5.28 Coeficientes de seguridad bastidor de vehículo (Caja subiendo) _____ 89
FIGURA 5.29 Tensión Von Misses sobre bastidor de vehículo (Caja arriba) _____ 89
FIGURA 5.30 Coeficientes de seguridad bastidor de vehículo (Caja arriba) _____ 89
FIGURA 5.31 Tensiones de Von Misses (Grúa atrás) _____ 89
FIGURA 5.32 Coeficientes de seguridad (Grúa atrás) _____ 90
FIGURA 5.33 Tensiones de Von Misses (Grúa delante) _____ 90
FIGURA 5.34 Coeficientes de seguridad (Grúa delante) _____ 90
FIGURA 5.35 Tensión Von Misses sobre bastidor de caja (Caja subiendo) _____ 91
FIGURA 5.36 Coeficientes de seguridad bastidor de caja (Caja subiendo) _____ 91
FIGURA 5.37 Tensión Von Misses sobre bastidor de caja (Caja arriba) _____ 91
FIGURA 5.38 Coeficientes de seguridad bastidor de caja (Caja arriba) _____ 92
FIGURA 5.39 Factores de estabilidad (Grúa trabajando) _____ 92
FIGURA A.1 Ficha reducida del vehículo a carrozar. Hoja 1/2. _____ 106
FIGURA A.2 Ficha reducida del vehículo a carrozar. Hoja 2/2. _____ 107
FIGURA A.3 Datos proporcionados por el fabricante del vehículo. _____ 108
FIGURA A.4 Datos proporcionados por el fabricante de la grúa. 1 _____ 109
FIGURA A.5 Datos proporcionados por el fabricante de la grúa. 2. _____ 110

Índice de cuadros

TABLA 5.1 Características principales Chasis Cabina 69
TABLA 5.2 Masas y taras del vehículo 70
TABLA 5.3 Dimensiones del vehículo 70
TABLA 5.4 Características de la grúa autocarga 71
TABLA 5.5 Descripción de las cargas aplicadas sobre el vehículo. 1. 72
TABLA 5.6 Reacciones en el grupo delantero debidas a la grúa autocarga 73
TABLA 5.7 Reacciones en el grupo trasero debidas a la grúa autocarga 73
TABLA 5.8 Longitudes propuestas para la caja basculante 74
TABLA 5.9 Descripción de las cargas aplicadas sobre el vehículo. 2. 75
TABLA 5.10 Reacciones en el grupo delantero con el vehículo carrozado 76
TABLA 5.11 Reacciones en el grupo trasero con el vehículo carrozado 76
TABLA 5.12 Dimensiones de los perfiles estructurales 77
TABLA 5.13 Propiedades de los materiales empleados 77
TABLA 5.14 Material de los perfiles estructurales 77
TABLA 5.15 Momentos flectores extremos (Caso general) 78
TABLA 5.16 Cortantes extremos (Caso general) 78
TABLA 5.17 Momentos flectores extremos sobre bastidor de vehículo (Caja subiendo) 79
TABLA 5.18 Cortantes extremos sobre bastidor de vehículo (Caja subiendo) 80
TABLA 5.19 Axiles extremos sobre bastidor de vehículo (Caja subiendo) 80
TABLA 5.20 Momentos flectores extremos sobre bastidor de vehículo (Caja arriba) 80
TABLA 5.21 Cortantes extremos sobre bastidor de vehículo (Caja arriba) 81
TABLA 5.22 Axiles extremos sobre bastidor de vehículo (Caja arriba) 81
TABLA 5.23 Momentos flectores extremos sobre bastidor de caja (Caja subiendo) 81
TABLA 5.24 Cortantes extremos sobre bastidor de caja (Caja subiendo) 82
TABLA 5.25 Axiles extremos sobre bastidor de caja (Caja subiendo) 82
TABLA 5.26 Momentos flectores extremos sobre bastidor de caja (Caja arriba) 82
TABLA 5.27 Cortantes extremos sobre bastidor de caja (Caja arriba) 83
TABLA 5.28 Axiles extremos sobre bastidor de caja (Caja arriba) 83
TABLA 5.29 Momentos flectores extremos (Grúa atrás) 84
TABLA 5.30 Cortantes extremos (Grúa atrás) 84
TABLA 5.31 Momentos flectores extremos (Grúa delante) 84
TABLA 5.32 Cortantes extremos (Grúa delante) 85

TABLA 5.33 Resumen de esfuerzos sobre bastidor del vehículo 85
TABLA 5.34 Datos del cálculo del momento resistente (vehículo) 85
TABLA 5.35 Momentos resistentes del conjunto bastidor-sobrebastidor mínimos 86
TABLA 5.36 Momentos resistentes del conjunto bastidor-sobrebastidor previos 86
TABLA 5.37 Dimensiones finales de los perfiles del conjunto bastidor-sobrebastidor 86
TABLA 5.38 Momentos resistentes del conjunto bastidor-sobrebastidor finales 86
TABLA 5.39 Resumen de esfuerzos sobre bastidor del vehículo 86
TABLA 5.40 Datos del cálculo del momento resistente (caja basculante) 87
TABLA 5.41 Momentos resistentes del bastidor de la caja mínimos 87
TABLA 5.42 Momentos resistentes del bastidor de la caja previos 87
TABLA 5.43 Dimensiones finales de los perfiles del bastidor de la caja 87
TABLA 5.44 Momentos resistentes del bastidor de la caja finales 87
TABLA 5.45 Tensiones de Von Misses extremas (Caso general) 88
TABLA 5.46 Coeficientes de seguridad (Caso general) 88
TABLA 5.47 Tensiones Von Misses sobre bastidor de vehículo (Caja subiendo) 88
TABLA 5.48 Coeficientes de seguridad bastidor de vehículo (Caja subiendo) 89
TABLA 5.49 Tensión Von Misses sobre bastidor de vehículo (Caja arriba) 89
TABLA 5.50 Coeficientes de seguridad bastidor de vehículo (Caja arriba) 89
TABLA 5.51 Tensiones de Von Misses extremas (Grúa atrás) 90
TABLA 5.52 Coeficientes de seguridad (Grúa atrás) 90
TABLA 5.53 Tensiones de Von Misses extremas (Grúa delante) 90
TABLA 5.54 Coeficientes de seguridad (Grúa delante) 90
TABLA 5.55 Tensiones Von Misses sobre bastidor de caja (Caja subiendo) 91
TABLA 5.56 Coeficientes de seguridad bastidor de caja (Caja subiendo) 91
TABLA 5.57 Tensión Von Misses sobre bastidor de caja (Caja arriba) 91
TABLA 5.58 Coeficientes de seguridad bastidor de caja (Caja arriba) 92
TABLA 5.59 Factores de estabilidad máx./mín. (Grúa trabajando) 93
TABLA 5.60 Reacciones máx./mín. en apoyos delanteros (Grúa trabajando) 93
TABLA 5.61 Reacciones máx./mín. en apoyos traseros (Grúa trabajando) 93
TABLA 5.62 Diámetros de las etapas del cilindro 94
TABLA A.1 Documentación mínima requerida 100
TABLA A.2 Masas por eje máximas permitidas 101
TABLA A.3 Masas máximas autorizadas 103

TABLA A.4 Dimensiones máximas autorizadas_____ 105

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Justificación

El objeto de este proyecto final de carrera es desarrollar una metodología de cálculo de vehículos de carretera en los que se han realizado reformas de importancia. Esta metodología se aplica mediante una herramienta informática que permite determinar aquellas condiciones mínimas requeridas por la legislación actual que puedan justificarse mediante cálculo.

La idea de realizar un proyecto de tales características surgió en el Laboratorio de Automóviles de la Universidad de Zaragoza debido a la necesidad de mejorar una herramienta informática previa llamada Praxis. Esta herramienta se creó para aplicar la misma metodología de cálculo de vehículos de carretera en los que se realizaban reformas de importancia y así emplearla a la hora de realizar comprobaciones de los proyectos de reformas de importancia de vehículos que llegaban al Laboratorio y también en la creación de los mismos.

Este proyecto ha venido desarrollándose desde el momento en que entré a formar parte del equipo del Laboratorio de Automóviles de la Universidad de Zaragoza como becario en Marzo de 2007 hasta la actualidad. La labor de implementar una metodología de cálculo en una herramienta informática mientras he estado en este Laboratorio no ha sido exclusiva, sino que ha estado compaginada con el trabajo en otros proyectos mecánicos y con mis estudios del segundo ciclo de Ingeniería Industrial en el Centro Politécnico Superior, entre otras cosas.

1.2. Objetivos del proyecto

Según la reglamentación en vigor referida a los vehículos de carretera, para que un vehículo pueda circular por las carreteras del territorio español cumpliendo todos los requisitos que en ellas quedan determinados, el vehículo debe cumplir una serie de requisitos que en ocasiones pueden justificarse mediante cálculos. En otras ocasiones, las modificaciones realizadas en algunos elementos del vehículo requieren la realización de ensayos no destructivos o de inspecciones pormenorizadas para justificar el correcto funcionamiento del vehículo tras la reforma.

Mediante esta metodología de cálculo se pretende justificar los requisitos mínimos de cálculo exigidos a un proyecto de reformas de importancia de vehículos por la legislación existente. En el Real Decreto 736/1988 se recogen los tipos de reformas de importancia que la legislación reconoce y los requisitos y documentación que en cada una de ellas se debe aportar para su justificación. Estos cálculos tienen la finalidad de garantizar que un vehículo reformado cumple con los requisitos legales para su puesta en circulación y garantiza la seguridad estructural del vehículo, de sus ocupantes y de los demás usuarios de las vías.

Aunque existen herramientas de cálculo más sofisticadas para calcular los elementos estructurales que componen el vehículo más detalladamente, éstas presentan el inconveniente de que para cada vehículo en particular hay que modelizar el comportamiento de estos elementos fielmente si se quieren obtener unos resultados coherentes, por lo que el tiempo empleado en un cálculo de estas características se demora en exceso.

Por ello, se ha desarrollado una metodología de cálculo en la que se ha tenido en cuenta el comportamiento de los elementos del vehículo y mediante la simplificación de algunos aspectos se pueden realizar los cálculos justificativos correctamente y sin limitación en cuanto a las características particulares que cada vehículo pueda poseer.

1.3. Descripción del proyecto

La metodología de cálculo contemplada sirve, entre otros, para determinar las reacciones que recaen sobre los ejes del vehículo una vez que éste ha sido reformado, el estado tensional del bastidor del mismo y el estado tensional de alguno de los componentes que actúan como cargas en el vehículo para diferentes situaciones de trabajo del vehículo (vehículo en circulación, vehículo realizando el basculamiento de una caja abierta, vehículo grúa en situación de trabajo de la grúa…). También se ha incorporado a la metodología de cálculo la comprobación de uniones atornilladas para el caso de trabajo de la grúa y para un caso genérico definido por el proyectista.

El desarrollo de en una herramienta informática facilita el trabajo del proyectista y no tener que realizar las operaciones matemáticas a mano. Paralelamente se ha introducido en la herramienta informática una pequeña parte de los condicionantes que la ley establece en cuanto a las masas y dimensiones de un vehículo de forma que a la vez que se calcula mecánicamente el vehículo se pueden detectar irregularidades legales en cuanto a su disposición.

En cuanto a la herramienta informática se refiere, ésta se ha creado mediante el lenguaje de programación Visual Basic 2005/2008. La forma de trabajar con la herramienta citada consiste en la introducción de los datos necesarios para llevar el cálculo a cabo, a partir de la cual el usuario puede realizar los cálculos necesarios, acceder a los diferentes resultados de cálculo y extraer sus propias conclusiones basándose en la información que le proporciona la aplicación. Esta herramienta informática se compone de diferentes formularios a través de los que el usuario va introduciendo los datos requeridos y a través de los que el usuario puede ir realizando las comprobaciones oportunas en función de la parte de la reforma en que se encuentra.

2. REFORMAS DE IMPORTANCIA DE VEHÍCULOS

2.1. Normativa básica para reformas

2.1.1. Introducción

A continuación voy a describir la reglamentación básica mínima de aplicación directa para que un vehículo pueda ser reformado. Esta reglamentación está sujeta a actualizaciones y/o modificaciones por lo que en el momento de realizar la reforma del vehículo el proyectista deberá comprobar cuál debe cumplir en ese momento.

2.1.2. Reglamentación básica aplicada a vehículos y sus transformaciones

Remontándonos al pasado, la Orden de Presidencia del Gobierno de 5 de noviembre de 1975 contemplaba que en un vehículo se podían realizar 15 modificaciones de importancia distintas, porque cambian las condiciones técnicas iniciales de los vehículos. Esta ley que ha venido rigiendo la tramitación de estas reformas fue puesta al día, a propuesta de los Ministerios de Interior y de Industria y Energía mediante el Real Decreto 736/1988 (BOE nº 170 de 16 de julio), que amplió el número de modificaciones de importancia hasta un total de 32 y que además puntualiza todos los extremos de la tramitación de las mismas. Por lo tanto se puede afirmar que el texto legal más importante en lo referente a reformas de vehículos es el Real Decreto 736/1988. En él y en sus posteriores correcciones y actualizaciones se tipifican las que se considerarán como reformas de importancia, y se establece un procedimiento de tramitación y unos requisitos diferentes según la importancia de la reforma de que se trate.

2.1.3. Real decreto 736/1988 y Órdenes Ministeriales

El 16 de julio de 1988 se publica en el Boletín Oficial del Estado el Real Decreto 736/1988, de 8 de julio, por el que se regula la tramitación de reformas de importancia de vehículos de carretera y se modifica el artículo 252 del Código de la Circulación.

Este Real Decreto contempla dos tipos de reformas de importancia y las define de la siguiente manera:

- Reforma de importancia individualizada. *Es toda modificación o sustitución efectuada en un vehículo, previa o no a su matriculación, y que, no estando incluida en su homologación de tipo, o bien cambia alguna de las características indicadas en la tarjeta ITV del mismo, o es susceptible de alterar las características fundamentales y/o las condiciones de seguridad reglamentariamente definidas*.

- Reforma de importancia generalizada. *Reforma de importancia que ha de realizarse en más de un vehículo de un mismo tipo*.

En el artículo 2 del Real Decreto se tipifican las reformas de la siguiente manera:

Como reformas de importancia se considerarán las "mencionadas en el Real decreto 736/1988 y Órdenes posteriores que actualizan sus anexos", efectuadas antes o después de la matriculación del vehículo:

El resto de las reformas no tendrán consideración de tales, salvo que afecten de forma importante a la seguridad vial o medio ambiente, en cuyo caso, el Órgano de la Administración competente en materia de industria lo pondrá en conocimiento del Centro Directivo del Ministerio de Industria y Energía competente en materia de normalización y reglamentación, a efectos de su posible tipificación como nuevas reformas.

El artículo 4 del Real Decreto establece los trámites, documentación y requisitos generales para los dos tipos de reformas mencionados anteriormente:

- Reformas de importancia individualizadas.

1. Las reformas de importancia individualizadas, según su caso, podrán requerir todos o alguno de los siguientes requisitos:

1.1 Proyecto técnico detallado de la reforma a efectuar, y certificación de obra en el que se indique que la misma se ha realizado según lo establecido en dicho proyecto, suscritos ambos por técnico titulado competente. En la certificación de obra se hará constar de forma expresa el taller y la fecha en la que se efectuó la misma.

1.2 Informe de conformidad de la Empresa fabricante del vehículo o, alternativamente, dictamen de un laboratorio de automóviles acreditado, en el que se indique que la reforma no disminuye las condiciones de seguridad del vehículo.

1.3 Certificación del taller en el que se efectuó la reforma de la correcta realización de la misma, según la correspondiente norma, si la hubiere, indicando el lugar y fecha donde se efectuó.

2. En todos los casos en los que se requiera la presentación del proyecto técnico, se requerirá también la certificación de obra que se menciona en el punto 1.1 anterior.

3. Los informes de conformidad a que hace referencia el punto 1.2 anterior serán únicamente extendidos por personas expresamente autorizadas por las Empresas fabricantes para este cometido, según el modelo que figura en el anexo II.

4. Para cada tipo de reforma de importancia individualizada, la documentación que habrá de presentarse ante los órganos de la Administración competentes en materia de industria, la tramitación y los requisitos específicos exigibles, serán los indicados en el anexo I.

5. En el caso de que la reforma que se pretende efectuar esté cubierta por una homologación, se acompañará a la documentación un certificado de homologación que ampare esa opción. En tal caso, se podrá hacer la reforma sin aportar el estudio técnico y se inspeccionará el vehículo de acuerdo con lo señalado en el artículo 5.º de esta disposición.

- Reformas de importancia generalizadas.

1. En el caso de que se desee recurrir al procedimiento de reforma generalizada, el fabricante, concesionario o taller presentará, por cualquiera de los procedimientos indicados en el artículo 66 de la Ley de Procedimiento Administrativo, instancia dirigida al órgano de la Administración competente en materia de industria, acompañada del proyecto técnico y del informe del fabricante o de un laboratorio de automóviles acreditado y una ficha técnica en la que consten las características del vehículo afectadas por la reforma, antes y después de efectuada.

Asimismo presentará certificación del órgano de la Administración competente en materia de industria de que el taller cuenta con los medios adecuados para la reforma solicitada.

El expediente será resuelto por el citado órgano competente y la autorización, en su caso, podrá extenderse explícitamente a otros talleres, si así se solicita en la petición, o con posterioridad a la misma. La autorización será comunicada a todas las Comunidades Autónomas en donde vaya a realizarse la reforma, acompañando un ejemplar de la ficha técnica correspondiente.

2. Una vez obtenida por el fabricante, concesionario o taller, la autorización de la reforma generalizada, el titular que haya efectuado la transformación de su vehículo amparándose en dicha autorización deberá presentarlo a inspección individualmente, ante el órgano de la Administración competente en materia de industria donde se haya efectuado la citada reforma.

En el apartado DISPOSICIONES ADICIONALES del Real Decreto se hace mención, entre otras cosas de lo siguiente:

Primera

I. El titular de un automóvil, remolque o semirremolque sometido a régimen de matriculación ordinaria, o el titular de un ciclomotor que haya efectuado en el mismo una reforma de importancia, deberá regularizar la misma en el órgano de la Administración competente en materia de industria, correspondiente al lugar donde se haya efectuado la reforma, en la que presentará la documentación que para cada caso reglamentariamente se determine. No están sometidos a esa obligación los vehículos especiales agrícolas ni los vehículos especiales de obras. Las reformas podrán ser también solicitadas por el fabricante del vehículo o por talleres de reparación, antes de su matriculación.

II. A los efectos señalados en el párrafo I anterior, se considerarán reformas de importancia toda modificación o sustitución efectuada en un vehículo previa o no a su matriculación, y que no estando incluida en su homologación de tipo, o bien cambia alguno de los datos indicados en la tarjeta ITV del mismo, o es susceptible de alterar las características fundamentales y/o las condiciones de seguridad reglamentariamente definidas.

Segunda.

El carrozado inicial de vehículos a que se hace referencia en el anexo II del Real Decreto 2140/1985, de 9 de octubre, no tiene el carácter de reforma de importancia. No obstante, cuando el carrozado da lugar a una transformación de la misma naturaleza que la descrita para las reformas números 20 y 25 de las enumeradas en el artículo 2.º, del citado anexo, deberá ir acompañado de un proyecto de la carrocería (salvo en el caso de montaje de una caja ordinaria), de forma análoga a como se exige para las citadas reformas. Este requisito no será de aplicación cuando la reforma realizada vaya acompañada de un certificado del fabricante del chasis, acreditativo de que el carrozado ha sido efectuado de acuerdo con sus normas y la reglamentación vigente.

En el apartado DISPOSICIONES TRANSITORIAS del Real Decreto se hace mención, entre otras cosas de lo siguiente:

Segunda.

En tanto no exista un reglamento específico sobre homologación de techos solares practicables, la instalación de éstos no será considerada como reforma de importancia, siempre y cuando ella no afecte esencialmente en la estructura del vehículo.

Lo visto hasta aquí en letra cursiva coincide con partes del texto original del RD 736/1988. Prosigamos con otras matizaciones.

Las reformas podrán ser llevadas a cabo en un taller, siempre que éste cumpla con lo dispuesto en el Real Decreto 1457/1986.

En caso de que una modificación entrañase simultáneamente varias de las reformas consideradas, su tramitación exigiría el cumplimiento de los requisitos fijados para cada una de ellas.

El texto obliga a presentar el vehículo reformado a una inspección técnica en un plazo limitado de tiempo una vez efectuada la reforma, como requisito indispensable para la circulación del vehículo. Las inspecciones deberán llevarse a cabo en laboratorios oficiales autorizados para ello, que deberán cumplir las condiciones que aparecen en el Real Decreto 2584/1981 para ser considerados como tales.

El Real Decreto 736/1988 prohíbe la realización de reformas que contravengan lo dispuesto en él, y deroga todas aquellas órdenes y disposiciones que pudieran oponérsele.

En el año 1989 se modificó ligeramente el Real Decreto 736/1988 mediante la Orden del Ministerio de Industria y Energía del 22 de mayo. Esta orden modificaba el anexo I con la tabla en la que se especifica para cada reforma los casos en que hay que aportar el certificado de taller que efectúe la reforma, el certificado de ejecución de obra expedido por técnico competente y el informe del fabricante del vehículo o del laboratorio, y el anexo II donde se encuentra un modelo con el contenido mínimo de la redacción del informe del fabricante del vehículo o del laboratorio.

La última actualización realizada sobre el Real Decreto 736/1988 corresponde a la orden CTE/3191/2002 del 5 de diciembre de 2002. En ella se reenumera la reforma número 32 y se agregan nuevas reformas de importancia al artículo 2, “tipificación de las reformas”. En el subapartado de este proyecto 7.1, dentro del apartado 7 Anexos se encuentran listadas las reformas de importancia que el Real Decreto 736/1988 considera en su actualización.

En la tabla 1 del Anexo 1 de la última actualización, a fecha de la redacción de este proyecto, Real Decreto 736/1988 se muestra la documentación exigible a los diferentes tipos de reformas contempladas en el mismo Real Decreto (ver apartado 7.2 de este proyecto).

2.1.4. Consideraciones generales sobre masas y dimensiones

Como especial mención, por ser fundamental su cumplimiento, se deberá tener siempre en mente que cuando se instale la superestructura para obtener un vehículo completado, o para su transformación, se deberán asegurar unas adecuadas dimensiones y un reparto correcto de las masas.

La distribución de la masa sobre los ejes puede variar dentro de los valores máximos admisibles por cada país. En España estos valores se encuentran detallados en:

RD 2140/1985, de 9 de octubre, sobre la homologación de tipos de vehículos automóviles, remolques y semirremolques, así como de partes y piezas de dichos vehículos, en la Orden de 31 de marzo de 1998 por la que se actualizan los anexos del RD 2140/1985, en el Reglamento General de Vehículos (RD 2822/1998).

RD 2822/1998, y órdenes posteriores dónde se desarrolla el Reglamento General de Vehículos.

Real Decreto 2028/1986, que amplía la normativa sobre homologación recogida en el Real Decreto 2140/1985, ya que la incorporación a la Comunidad Económica Europea determina que se consideren las disposiciones técnicas armonizadoras que establecen las Directivas de la citada Comunidad, por lo que este Real Decreto 2028/1986 es de inmediata aplicación y sus anexos se modifican periódicamente mediante Órdenes Ministeriales, para adaptarlos a la aparición de nuevas Directivas y Decisiones de especial importancia sobre seguridad vial.

Como consecuencia, la directiva 92/21/CE y sus actualizaciones sobre masas y dimensiones de vehículos de categoría M1, y en la directiva 97/27/CE y sus actualizaciones sobre masas y dimensiones de vehículos de categorías M2, M3 y N son de obligatorio cumplimiento.

Norma UNE 26-192-87 sobre dimensiones de los vehículos.

Norma UNE 26-086-092 sobre pesos de los vehículos.

De entre todos los aspectos desarrollados en esta reglamentación, destaco los siguientes.

De forma general, Las dimensiones de los vehículos, las masas máximas soportadas por los ejes y la masa máxima del vehículo o de los conjunto de vehículos no puede ser superior a los indicados en las tablas del anexo IX del Reglamento General de Vehículos y sus actualizaciones. Estas tablas se adjuntan en los subapartados 7.3, 7.4 y 0 de los anexos de este proyecto.

Los límites establecidos en cuanto a la carga máxima por eje serán aplicables durante la circulación del vehículo, no así durante las maniobras propias de su utilización, tales como el funcionamiento de la grúa o el basculamiento de la caja.

2.1.4.1. Terminología técnica

Por *masa del vehículo en orden de marcha*, según las directivas 92/21/CE y 97/27/CE, se entenderá la masa del vehículo sin carga con carrocería y con un dispositivo de acoplamiento en el caso de un vehículo tractor, o la masa del bastidor con cabina cuando el fabricante no suministre la carrocería o el dispositivo de acoplamiento, incluidos el líquido refrigerante, los lubricantes, un (90%) del combustible, el (100%) de los demás líquidos con excepción de las aguas usadas, las herramientas, la rueda de repuesto y el conductor (75 kg) y, para los autobuses y autocares, la masa del acompañante (75 kg) si el vehículo cuenta con un asiento para acompañante.

NOTA: la Norma UNE 26-086-092, denomina *peso en seco* a lo que el resto de normativa llama masa en vacío, con la diferencia adicional de que UNE no considera el líquido refrigerante dentro del peso en seco.

NOTA: según la Orden de 31 de marzo de 1998 por la que se actualizan los anexos del RD 2140/1985, y la Norma UNE 26-086-092, no es obligatorio contabilizar la masa de ningún pasajero (ni tan siquiera del conductor) dentro de la masa en orden de marcha, sino que en caso de que el conductor esté incluido será preciso mencionarlo.

A la masa en vacío, por supuesto sin ningún pasajero, la denominaremos *tara*.

Por *longitud de la zona de carga* de un vehículo que no sea un tractocamión para semirremolques o un semirremolque se entenderá la distancia desde el punto exterior más delantero de la zona de carga al punto exterior más trasero del vehículo, medida horizontalmente en el plano longitudinal del vehículo.

Por *masa máxima técnicamente admisible* (MMTA) se entenderá la masa máxima del vehículo basada en su fabricación y en sus prestaciones, especificada por el fabricante. *Esta definición es extrapolable a cada uno de los ejes. La masa máxima técnicamente admisible se utilizará para determinar la categoría del vehículo*.

Por *carga útil máxima declarada por el constructor* entendemos por la carga obtenida mediante el cálculo de la diferencia entre la masa en orden de marcha con conductor y la masa máxima técnicamente admisible (MMTA).

Por *masa máxima admisible* (MMA) se entenderá la masa fijada por la autoridad competente en las condiciones de explotación que determine. *Esta definición es extrapolable a cada uno de los ejes*.

Para los vehículos tractores enganchados a un remolque o semirremolque, ejerciendo éstos una fuerza vertical no despreciable sobre el dispositivo de enganche, procederá incluir en el peso total máximo de aquellos la fuerza ejercida sobre dicho dispositivo de enganche.

Por *carga útil máxima autorizada* entendemos por la carga obtenida mediante el cálculo de la diferencia entre la masa en orden de marcha con conductor y la masa máxima en carga admisible (MMA).

La masa soportada por el eje o los ejes delanteros deberá ser en todos los casos como mínimo el (20%) de la masa total en carga del vehículo. Para categoría M1 sobre el eje delantero deberá caer un (30%) de la masa total en carga del vehículo.

Por operatividad en el guiado, es aconsejable que en el eje o los ejes delanteros del vehículo con un remolque acoplado de eje central, recaiga un mínimo del (30%) de la masa total del vehículo.

La masa soportada por el eje o los ejes motores deberá ser como mínimo un (25%) de la masa máxima total del vehículo o de la combinación de vehículos.

La masa máxima autorizada en un vehículo motor de 4 ejes no puede ser en toneladas superior a (5 veces) la distancia entre ejes extremos en metros.

En un vehículo de categoría O1, su MMA debe ser inferior a (750 kg), y además no debe ser superior al (67%) de la MMTA de sus ejes.

Por masa remolcada se entiende la masa máxima de los remolques y/o de los semirremolques que se pueden enganchar a un vehículo tractor.

La masa máxima técnicamente admisible (MMTR) es la masa remolcada determinada por el constructor según las características del vehículo.

La masa máxima remolcada autorizada (MMR) es la masa determinada por la autoridad competente. En un vehículo de categorías M o N no podrá superar:

La masa máxima remolcable técnicamente admisible basada en la construcción del vehículo y/o de la resistencia del dispositivo de enganche en su caso.

Por masa máxima del conjunto de un vehículo tractor con remolque (MMC) se entiende como la suma de la masa máxima admisible (MMA) del vehículo tractor más la masa máxima remolcada autorizada (MMR) es masa remolcada determinada por el constructor según las características del vehículo

Este valor podrá estar limitado por los siguientes valores.

Masa máxima del conjunto técnicamente admisible declarado por el fabricante, basada en su construcción.

Masa máxima del conjunto legalmente admisible, cuando proceda.

Las MMA total y por ejes del vehículo tractor y del remolque no deben sobrepasar los respectivos valores límites, que vendrán condicionados por la configuración de los vehículos y posición de los acoplamientos.

3. CONCEPTOS BASE EN REFORMAS

3.1. Introducción

En este apartado voy a definir una serie de conceptos bases que se utilizan en la metodología de cálculo que describiré en el apartado 4 de este proyecto. En particular se van a definir aquellos aspectos relacionados con el reparto de cargas y con la transmisión de esfuerzos a los elementos estructurales. Debido a la importancia que tiene en toda reforma el acoplamiento de superestructuras u otros elementos, también se analizan diferentes sistemas de unión que deben tenerse en consideración cuando se ejecuta la reforma.

Mientras no se especifique lo contrario, en las ecuaciones de este apartado se usan las unidades del sistema internacional.

3.2. Cálculo de las distancias técnicas

Por ser un parámetro crítico a la hora de calcular el reparto de cargas en los vehículos, se considera necesario aclarar el concepto de las *distancias técnicas* de los vehículos; para ello se precisa definir unos procedimientos para el cálculo de la posición de la carga resultante sobre un grupo de ejes, de las distancias técnicas entre ejes, y de la interpretación de estos parámetros en el comportamiento del sistema de suspensión.

Cuando un vehículo tiene más de dos ejes, como el mostrado en la figura 3.1 por ejemplo, y tiene una masa suspendida (Q) aparte de la propia tara del chasis-cabina, si se desean obtener las solicitaciones que actúan sobre ese vehículo, nos encontramos de partida con un sistema hiperestático con tres reacciones (R_1), (R_2) y (R_3) y sólo dos ecuaciones de equilibrio. Por tal motivo se deben incorporar las condiciones impuestas por el sistema de suspensión para obtener la ecuación que nos falta. A partir de esta condición se determina la *distancia técnica entre ejes*, siendo por tanto ésta una magnitud auxiliar deducida que nos va a permitir determinar la posición de la carga resultante sobre un grupo de ejes.

* NOTA: la distancia técnica en un grupo de ejes tándem, tándem triaxial (trídem)…, viene definida en función de las cargas que se transmiten a sus ejes constitutivos. Se considera que por estandarización de los procesos de ensamblaje del vehículo, el fabricante del chasis-cabina debe tener contemplado este valor en función de las Masas Máximas Técnicas Admisibles (MMTA), del peso de cada eje y del propio tarado de los ejes que forman el grupo cuando el vehículo está sin carrozar. Debido a que en ocasiones los datos más asequibles son las Masas Máximas Admisibles (MMA), puesto que dependen de la Reglamentación nacional, se desarrolla un método *simplificado* para calcular la *distancia técnica* en función de estos valores admisibles, sin considerar los datos técnicos aportados por el fabricante ni el peso de cada eje ni el tarado por ejes individuales del vehículo sin carrozar (chasis-cabina).

El reparto de la carga resultante sobre un grupo de ejes, entre sus ejes constitutivos, dependerá de la configuración propia de la suspensión y es un asunto que trataremos con mayor detalle.

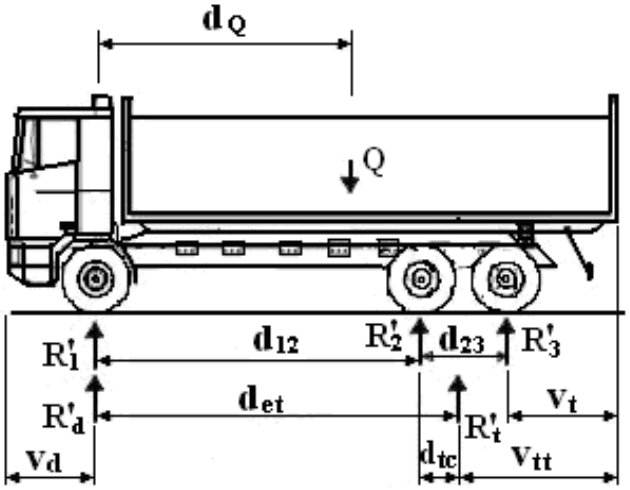

FIGURA 3.1 Condiciones de apoyo de vehículo de tres ejes con tándem trasero

d_{lm} Distancia entre dos ejes consecutivos (l = nº de ejes del vehículo – 1; m=l + 1). En la figura superior ($d_{lm} = d_{12}$; $d_{lm} = d_{23}$)

En un grupo de ejes tándem, tándem triaxial (trídem)…, según se define en reglamentación, la masa máxima admisible de cada grupo será la suma de la de los ejes que lo componen.

$$(MMA)_c = \sum_i (MMA_i)_c \qquad \text{EC. 3.1}$$

MMA Masa Máxima admisible

i Índice del eje del grupo (en un grupo con r ejes: i=1, 2,…, r)

c Índice del grupo de ejes (en un vehículo con dos grupos de ejes; c = d: delantero; c = t: trasero)

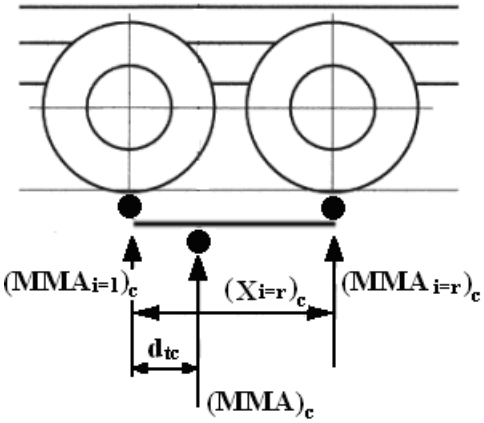

FIGURA 3.2 Distancia técnica en el grupo tándem formado por los ejes 2 y 3

$(X_i)_c$ Distancia del eje (i) del grupo (c) respecto al primer eje del grupo (c) (en un grupo c con r ejes: i=1,2, …,r)

Conocidas las masas admisibles en cada eje del grupo, el sistema equivalente mecánico, será aquel en el que la fuerza resultante actúa a una distancia (d_{tc}) respecto al primer eje del grupo (ver por ejemplo figura 3.2).

$$d_{tc} = \frac{\sum (X_i)_c \cdot (MMA_i)_c}{(MMA)_c} \qquad \text{EC. 3.2}$$

Al valor (d_{tc}) lo definimos como distancia técnica del grupo de ejes.

A partir de este dato, para cualquier vehículo, la distancia técnica entre ejes, que la vamos a definir como (d_{et}) se calcula de forma genérica como (ver figura 3.3).

$$d_{et} = (d^*_{tc})_d + d_{dt} + (d_{tc})_t \qquad \text{EC. 3.3}$$

En donde.

$(d^*_{tc})_d$ Valor de la distancia entre ejes extremos del grupo delantero de ejes del vehículo menos la distancia técnica del grupo de ejes delantero.

d_{dt} Valor de la distancia entre el eje posterior del grupo delantero y el eje anterior del grupo trasero.

$(d_{tc})_t$ Valor de la distancia técnica del grupo de ejes trasero

* Recordar que este procedimiento da un valor aproximado que puede tener ligeras variaciones según las consideraciones del fabricante del chasis-cabina, de cualquier modo y dado que este valor así calculado no va a presentar grandes errores, este es el procedimiento que se va a utilizar para su cálculo a lo largo de la presente publicación.

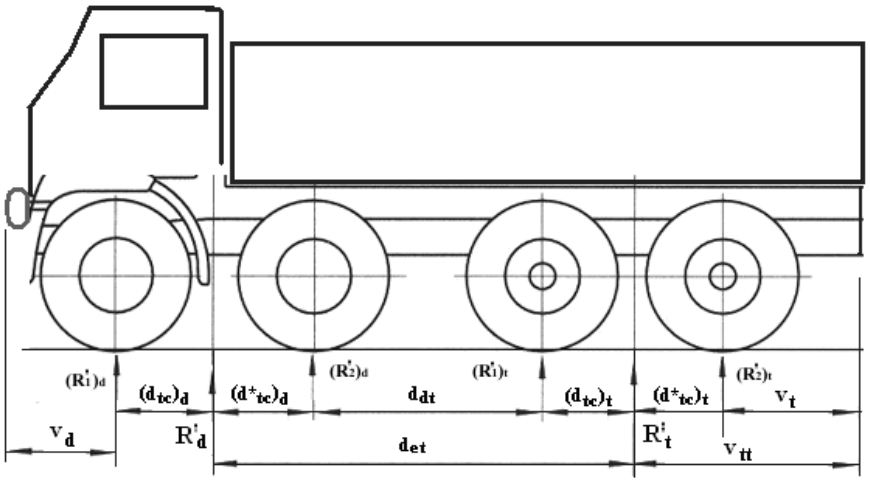

FIGURA 3.3 Distancia técnica en vehículo con dos grupos de ejes tándem

Del mismo modo, se define *voladizo técnico trasero* (V_{tt}), como la distancia desde la parte posterior del vehículo al centro técnico de aplicación de la carga resultante del grupo trasero de ejes.

$$v_{tt} = v_t + (d^*_{tc})_t \qquad \text{EC. 3.4}$$

En donde (figura 3.3),

$(d^*_{tc})_t$ Valor de la distancia entre ejes extremos del grupo delantero de ejes del vehículo menos la distancia técnica del grupo de ejes trasero.

v_t Voladizo trasero del vehículo.

Volviendo al planteamiento inicial, el objetivo de trabajar con esta distancia técnica es conseguir un sistema equivalente al de un vehículo con dos ejes, de modo que el planteamiento global dinámico sea sobre un sistema isostático; y por tanto de fácil solución. Llegado a este punto, el reparto de la carga para el grupo de ejes delantero y para el grupo de ejes trasero se obtendrá directamente del planteamiento de las condiciones de equilibrio del vehículo (por. ej. ver figura 3.1).

$$\left.\begin{array}{r} R'_d + R'_t = Q \\ R'_t \cdot d_{et} = Q \cdot d_Q \end{array}\right\} \Rightarrow \begin{array}{l} R'_t = Q \cdot \dfrac{d_Q}{d_{et}} \\ R'_d = Q - R'_t \end{array} \qquad \text{EC. 3.5}$$

* En este desarrollo no se ha realizado ninguna simplificación, simplemente se ha resuelto la hiperestaticidad del sistema con más de dos puntos en contacto exteriores mediante la utilización de las condiciones que impone el sistema de suspensión del vehículo, ya que bien por sistema de balancín entre apoyos de ballestas en suspensión mecánica, o mediante la presión en los colchones neumáticos en suspensión neumática el fabricante del chasis-cabina debe conseguir un reparto de cargas en el grupo de ejes equivalente. Este aspecto lo analizare con mayor detalle posteriormente.

A continuación se aplican las condiciones de equilibrio, en cada uno de los grupos de ejes, para calcular como se distribuye en cada eje la carga resultante sobre cada uno de los grupos.

Voy a analizar dos situaciones diferentes: la que considera un reparto proporcional a la $(MMA_i)_c$ de cada eje y la que considera un reparto de saturación de la $(MMA_i)_c$ de cada eje teniendo en cuenta la tara inicial $(T_i)_c$ que recae sobre cada uno de ellos. Mencionar que en este segundo caso, la posición de los ejes respecto a la posición de su carga resultante puede tener variaciones respecto a su posición física inicial debido al propio comportamiento de los elementos de la suspensión. Analizare este comportamiento en función del criterio buscado para el reparto de la carga entre los ejes constitutivos del grupo.

a) Reparto de la carga proporcional a la MMA de cada eje.

Una vez que se han calculado las reacciones (R'_d) y (R'_t) sobre el sistema equivalente isostático obtenido cuando se trabaja con distancias técnicas, la reacción sobre cada eje de un grupo dependerá de sus masas máximas admisibles relativas, y corresponderá según el reparto dado por la distancia técnica del grupo de ejes calculada. Así, el valor de la reacción sobre cada eje del grupo de ejes $(R_i)_c$, cuando la reacción total del grupo analizado es (R'_c) se calculará de acuerdo a la siguiente expresión (ver como ejemplo las figuras 3.2 y 3.4).

$$(R'_i)_c = R'_c \left(\frac{(MMA_i)_c}{(MMA)_c} \right) \qquad \text{EC. 3.6}$$

i Índice del eje del grupo (en un grupo con r ejes: i=1, 2,…, r)

c Índice del grupo de ejes (en un vehículo con dos grupos de ejes; c = d delantero; c = t trasero)

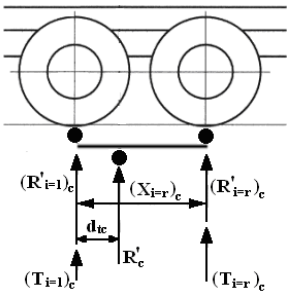

FIGURA 3.4 Reparto de cargas en un grupo tándem

b) Reparto de la carga para saturación de la MMA de cada eje considerando las taras.

Al igual que en el caso anterior, una vez que se han calculado las reacciones (R'_d) y (R'_t) sobre el sistema equivalente isostático obtenido cuando se trabaja con distancias técnicas, la reacción sobre cada eje de un grupo deberá ser tal que todos los ejes que forman el grupo alcancen su $(MMA_i)_c$ simultáneamente teniendo en cuenta que sobre cada eje recae una tara inicial $(T_i)_c$ del chasis-cabina.

El valor de la reacción sobre cada eje del grupo de ejes $(R'_i)_c$, cuando la reacción total del grupo analizado es (R'_c) se calculará de acuerdo a la siguiente expresión (ver como ejemplo las figuras 3.2 y 3.4).

$$(R'_i)_c = R'_c \left(\frac{(MMA_i)_c - (T_i)_c}{(MMA)_c - (T)_c} \right) \qquad \text{EC. 3.7}$$

Siendo $(T)_c$ la tara total del chasis-cabina que soporta el grupo de ejes (c) y (T) la tara total del chasis-cabina.

$$(T)_c = \sum_i (T_i)_c \qquad \text{EC. 3.8}$$

$$T = \sum_c (T)_c \qquad \text{EC. 3.9}$$

Tal como se explica gráficamente en la figura 3.5, manteniendo la distancia técnica entre ejes del vehículo (d_{et}) y por tanto también el voladizo trasero técnico, esta situación de saturación es equivalente a una reubicación del grupo de ejes en lo referente a una nueva *distancia técnica reposicionada del grupo* (d'_{tc}), manteniendo la distancia $(d_{lm})_c$ entre los propios ejes del grupo. De este modo, el vehículo es matemáticamente equivalente y conserva las condiciones de equilibrio de fuerzas y de momentos.

La nueva *distancia técnica reposicionada del grupo*, es decir, desde el primer eje del grupo al centro técnico de la resultante del grupo analizado (R'_c), es.

$$d'_{tc} = \frac{\sum \left[(R'_i)_c \cdot (X_i)_c \right]}{R'_c} \qquad \text{EC. 3.10}$$

Sustituyendo valores.

$$d'_{tc} = \sum \left[(X_i)_c \cdot \left(\frac{(MMA_i)_c - (T_i)_c}{(MMA)_c - (T)_c} \right) \right] \qquad \text{EC. 3.11}$$

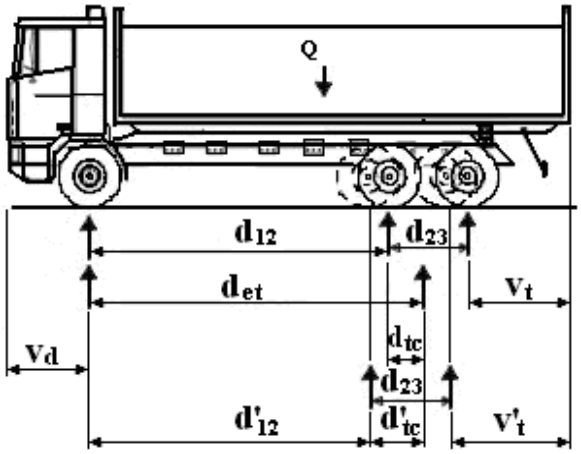

FIGURA 3.5 Equivalente matemático en situación de saturación

Ello también implica la variación de la distancia entre el eje posterior del grupo delantero y el eje anterior del grupo trasero (d'_{dt}); ($d'_{dt}=d'_{12}$ en la figura 3.5). Este nuevo valor es (ver figuras 3.3 y 3.5).

$$d'_{dt} = d_{dt} + \left(d_{tc} - d'_{tc}\right)_t + \left(d'_{tc} - d_{tc}\right)_d$$

EC. 3.12

Los subíndices (d) y (t) hacen referencia a los grupos de ejes delantero y trasero respectivamente.

Para mantener la longitud real total del vehículo, la corrección equivalente debe realizarse a los voladizos del vehículo, es decir, los voladizos trasero (v_t) y delantero (v_d) se deberán corregir como.

$$v'_t = v_t - \left(d_{tc} - d'_{tc}\right)_t$$

EC. 3.13

$$v'_d = v_d - \left(d'_{tc} - d_{tc}\right)_d$$

EC. 3.14

NOTA: el comportamiento adecuado de la suspensión es responsabilidad del fabricante del chasis-cabina, y ese dato técnico debe ser tenido en cuenta para saber la exactitud del modelo desarrollado. Los modelos matemáticos de comportamiento son siempre aproximados y por tanto como proceso a seguir aconsejado es que si se conoce la tara de todo el grupo y no por ejes se use la situación a) como modelo aproximado, realizando un reparto de las taras en cada eje de forma proporcional a su $(MMA_i)_c$; mientras que si se conoce la tara de cada uno de los ejes se utilice la situación b) ya que este modelo corresponde con una situación más real.

Los pesos propios de las *taras* $(T_i)_c$ deberán sumarse de forma independiente a cada eje tanto en el apartado a) como en el b), puesto que lo desarrollado hasta aquí concierne exclusivamente a las solicitaciones originadas por las cargas suspendidas añadidas (Q), que son completamente independientes de las taras transmitidas por el chasis-cabina.

3.3. Reparto de cargas por ejes

Los vehículos tipo camión, requieren que el chasis-cabina se complemente con algún tipo de carrocería. La finalidad de los cálculos de la carga sobre el eje es conseguir la mejor ubicación posible de la carrocería y otros accesorios de modo que se pueda obtener la máxima carga útil sin superar los pesos máximos autorizados de un eje individual o del grupo de ejes, teniendo en cuenta las limitaciones legales y técnicas.

Para determinar la posición del centro de gravedad de la superestructura, de los accesorios y de la carga útil, se podrá proceder según las siguientes pautas.

Sea el esquema representado en la figura 3.6 a nivel de ejemplo genérico. En esta figura (T) correspondería a la tara del chasis-cabina, (M_1) correspondería a la masa de una carga puntual de un accesorio y (M_2) correspondería a la masa de la carga útil concentrada en su centro de gravedad.

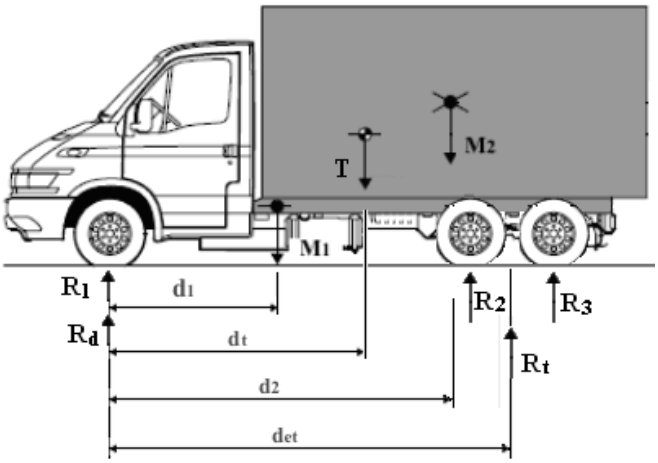

FIGURA 3.6 Esquema de masas

En general, el valor de las taras por ejes del vehículo (peso en chasis-cabina) se indica en la documentación técnica específica que tiene el fabricante del vehículo para cada modelo. En cualquier otro caso un simple pesado del chasis-cabina en báscula por grupos de ejes sería suficiente para obtener el valor de la distancia (d_t) representada en la figura y que corresponde con la posición de la resultante de la tara del chasis-cabina.

$$\left.\begin{array}{r}(T)_d + (T)_t = T \\ T \cdot d_t = (T)_t \cdot d_{et}\end{array}\right\} \Rightarrow d_t = d_{et} \cdot \frac{(T)_t}{T} \qquad \text{EC. 3.15}$$

$(T)_d$ Suma de las taras sobre los ejes de grupo delantero de ejes

$(T)_t$ Suma de las taras sobre los ejes de grupo trasero de ejes

Si a medida que se va carrozando, se establece la posición (d_j) de diversas masas (M_j) (j=1, …, n_j) de cargas o de equipamientos, el cálculo de la posición (d_R) de la masa total resultante $\left(\sum_j M_j\right)$ se obtendrá de su sistema equivalente.

$$d_R = \frac{\sum_j M_j \cdot d_j}{\sum_j M_j} \qquad \text{EC. 3.16}$$

Para los equipamientos se considera el centro de gravedad en su posición efectiva.

(d_{et}) será siempre la distancia técnica entre ejes explicada en el apartado anterior, por lo que las distancias (d_j) estarán siempre referidas al centro de masas técnico del grupo de ejes delantero, el cual a su vez estará a una distancia técnica del grupo $(d_{tc})_d$, respecto al primer eje del vehículo.

Una vez posicionado el centro resultante de todas cargas del vehículo (chasis-cabina, equipamiento, carga útil, …), el cálculo del reparto de cargas por ejes es inmediato mediante la aplicación de las ecuaciones de equilibrio de fuerzas y de momentos en el vehículo, ya que al trabajar con distancias técnicas entre ejes, el sistema siempre será isostático y por tanto con solución directa.

Sobre el grupo de ejes delantero la reacción total debido a las cargas adicionadas al chasis-cabina (R'_d), será.

$$R'_d = \frac{(d_{et} - d_R)}{d_{et}} \cdot \left(\sum_j M_j \right) \qquad \text{EC. 3.17}$$

Sobre el grupo de ejes trasero la reacción total debido a las cargas adicionadas al chasis-cabina (R'_t), será.

$$R'_t = \frac{d_R}{d_{et}} \cdot \left(\sum_j M_j \right) = \left(\sum_j M_j \right) - R'_d \qquad \text{EC. 3.18}$$

Una vez determinadas (R'_d) y (R'_t), para obtener la carga que recaerá sobre cada eje de un grupo se aplicarán las ecuaciones 3.6 o 3.7 explicadas en el apartado anterior, según se conozcan las taras del chasis-cabina por eje o por grupos de ejes, y se utilice el reparto de cargas proporcional a las $(MMA_i)_c$ o el reparto de saturación de los $(MMA_i)_c$.

a) Reparto de la carga proporcional a la MMA de cada eje.

En este caso, en el que se realiza el tarado por grupo de ejes, la tara que se deberá distribuir a cada eje se realizará según la propuesta de reparto proporcional a las MMA de cada eje.

$$(T_i)_c = (T)_c \left(\frac{(MMA_i)_c}{(MMA)_c} \right) \qquad \text{EC. 3.19}$$

Y por tanto.

$$(R'_i)_c = R'_c \left(\frac{(MMA_i)_c}{(MMA)_c} \right) \qquad \text{EC. 3.20}$$

b) Reparto de la carga para saturación de la MMA de cada eje considerando las taras.

En este caso se conoce el tarado del chasis-cabina por eje de forma individual, y según lo desarrollado, la carga que recaerá sobre cada eje de un grupo será.

$$(R'_i)_c = R'_c \left(\frac{(MMA_i)_c - (T_i)_c}{(MMA)_c - (T)_c} \right)$$ EC. 3.21

Finalmente, en ambos casos la reacción total sobre cada eje será la suma de la acción producida por la tara más la producida por las cargas adicionadas.

$$(R_i)_c = (R'_i)_c + (T_i)_c$$ EC. 3.22

*** El resultado es el mismo si se aplica el principio de superposición de las solicitaciones originadas por cada una de las masas (M_j) (j=1, …, n_j) de cargas o de equipamientos, de forma independiente.

$$\left.\begin{array}{l} (R'_d)_j + (R'_t)_j = M_j \\ M_j \cdot d_j = (R'_d)_j \cdot d_{et} \end{array}\right\} \Rightarrow$$ EC. 3.23

$$(R'_d)_j = M_j \frac{d_j}{d_{et}} \; ; \; (R'_t)_j = M_j - (R'_d)_j$$ EC. 3.24

$(R'_c)_j$ Carga sobre el grupo de ejes como consecuencia de la masa suspendida (M_j; j=1, …, n_j). (En un vehículo con dos grupos de ejes; c=d: delantero; c=t: trasero)

Siendo la carga total que recae sobre cada grupo de ejes (c) como consecuencia de las masas suspendidas la suma de los efectos producidos por cada una de ellas de forma independiente.

$$R'_c = \sum_j (R'_c)_j$$ EC. 3.25

A partir de aquí el proceso coincide con el anteriormente descrito, es decir, la carga que recae sobre cada eje del grupo se obtendrá dependiendo en igual modo del tipo de datos que se hayan tomado en el tarado del chasis-cabina y de si se aplica el reparto de cargas proporcional a las $(MMA_i)_c$ o el reparto de saturación de los $(MMA_i)_c$. La reacción total sobre cada eje será igualmente la suma de la acción producida por la tara más la producida por las cargas adicionadas.

$$(R_i)_c = \sum_j (R'_i)_c + (T_i)_c$$ EC. 3.26

El reparto de cargas entre los ejes constitutivos de un grupo de ejes (tándem, tándem triaxial, etc.) y los esfuerzos que transmiten al bastidor se realiza de diferentes modos según sean de naturaleza mecánica o neumática. Veámoslo de forma esquemática en los siguientes apartados.

3.4. Posicionamiento del centro resultante de cargas

Para el cálculo de algunos sistemas y de su comportamiento es necesario conocer la posición de las masas de los elementos que forman parte del vehículo tanto longitudinalmente como en altura respecto al plano del suelo. A pesar de ser un procedimiento sencillo, en este apartado se van a indicar los pasos a seguir para su cálculo.

En general, el valor de la posición del centro de gravedad en chasis-cabina de su masa (T) debe venir en la documentación técnica específica que tiene el fabricante del vehículo para cada modelo. En caso de no ser así se puede calcular de forma sencilla experimental mediante una operación de pesaje.

Pesando por ejes el vehículo en terreno horizontal y planteando las ecuaciones de equilibrio en fuerzas y momentos se obtiene la tara total del chasis-cabina y la posición longitudinal de su resultante (T).

$$T = R_{dt} + R_{tt}$$

EC. 3.27

$$d_t = d_{et} \frac{R_t}{T}$$

EC. 3.28

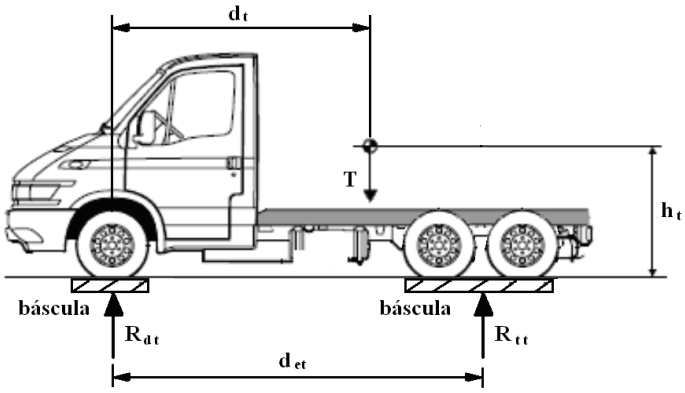

FIGURA 3.7 Pesaje de vehículo en terreno horizontal

Si el vehículo se levanta en su parte delantera por una cuña de tal modo que el ángulo que forma con el terreno horizontal es (α), mediante el pesaje del conjunto de ejes posterior y la aplicación de las ecuaciones de equilibrio de fuerzas y momentos obtendremos la posición en altura de la resultante (T):

$$R_{t\alpha} = \frac{T}{d_{et}}\left(d_t + h_t \, tg\alpha\right)$$

$$\Rightarrow$$

$$h_t = \frac{d_{et} \cdot R_{t\alpha} - T \cdot d_t}{T \cdot tg\alpha}$$

EC. 3.29

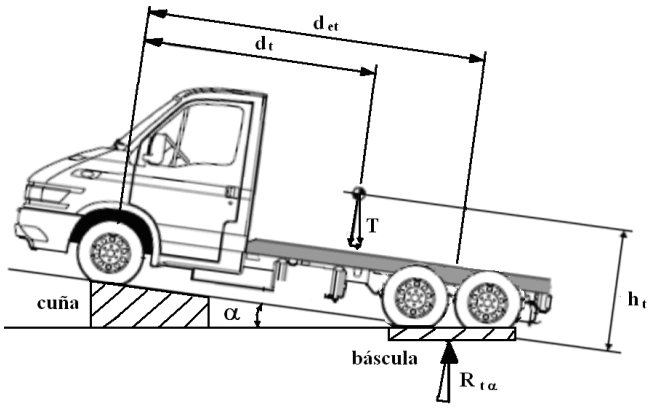

FIGURA 3.8 Pesaje de vehículo en pendiente

NOTA: Este proceso de pesaje es de aplicación completamente genérico siempre que se desee determinar experimentalmente la posición en altura y en longitud de la carga resultante

como consecuencia de todas las masas que componen el vehículo. Para este caso será suficiente con sustituir (T) por la suma de todas las masas constituyentes.

Al carrozar el vehículo con una superestructuras (caja, cisterna,…), se deberá comprobar que la altura del centro de gravedad resultante, tanto en tara, como a plena carga, respete los valores máximos admitidos para respetar las normativas nacionales o internacionales (por ej. directivas CE relativas al frenado), y para garantizar un buen comportamiento del vehículo (por ej. estabilidad transversal en marcha).

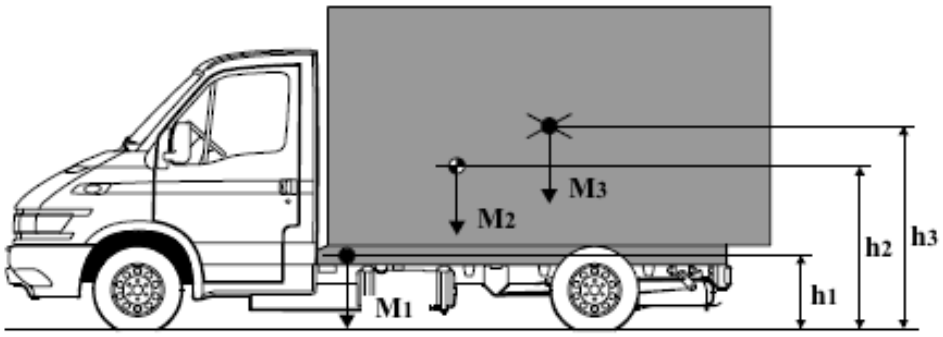

FIGURA 3.9 Esquema de masas

El proceso descrito a continuación es *analítico*, y se debe utilizar durante el cálculo y diseño de un vehículo todavía no terminado, de tal modo que podamos predecir numéricamente su comportamiento. En caso de tener un vehículo ya terminado el proceso experimental en báscula en báscula nos permite certificar su estado real.

Sea el esquema representado en la figura 3.9. Conocidas la disposición en altura (h_i) de diversas masas (M_i) (i=1,…, n), el cálculo de la altura (h_t) de la masa resultante se realizará mediante el sistema equivalente siguiente.

$$h_t = \frac{\sum_i M_i \cdot h_i}{\sum_i M_i} \qquad \text{EC. 3.30}$$

* Para el cálculo analítico de la posición longitudinal de la masa resultante emplearemos los conceptos explicado en el apartado anterior relativo al cálculo de las distancias técnicas.

3.5. Tipos de unión de superestructuras

Para que la carrocería no influya excesivamente en los movimientos del chasis, es necesario que su fijación sea ejecutada adecuadamente. Cuanta mayor rigidez torsional tenga la superestructura, mayores serán las exigencias sobre la elasticidad de las uniones, es decir, una superestructura con poca rigidez torsional tal como una caja abierta puede unirse mediante uniones rígidas, mientras que carrocerías muy rígidas como es el caso de una cisterna deberán presentar uniones elásticas.

De forma simplificada podemos llegar a definir cuatro tipos de fijaciones:

Articulada

Elástica de acción simple

Elástica de acción doble

Rígida

En las siguientes figuras se representa esquemáticamente la configuración de cada una de ellas, si bien debemos tener en cuenta que existen múltiples variantes según el fabricante de las mismas y del vehículo. En cualquier caso, el comportamiento de la unión empleada será el correspondiente al grupo en el que se encuentre más aproximadamente encuadrada según la propuesta del fabricante del chasis cabina.

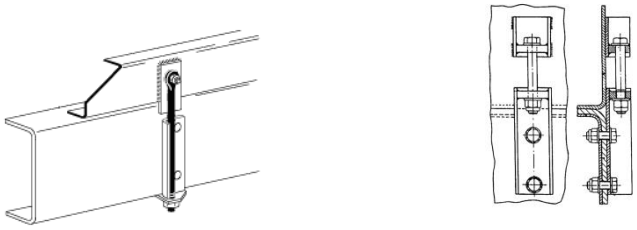

FIGURA 3.10 Esquemas de uniones articuladas

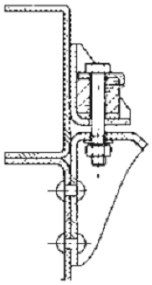

FIGURA 3.11 Esquema de unión elástica de acción simple

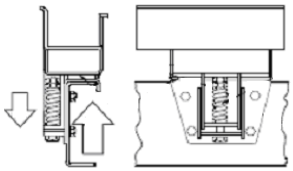

FIGURA 3.12 Esquema de unión elástica de acción doble (muelle-taco de goma)

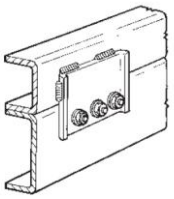

FIGURA 3.13 Esquema de unión rígida

La disposición exacta del tipo de unión para cada tipo de carrozado deberá consultarse en las normativas de carrozado del fabricante del vehículo.

La fijación con abrazaderas/abarcones no se recomienda para fijar el bastidor auxiliar o componentes en el bastidor del chasis. Siendo excepción el caso de uso para uniones de grúa

autocarga, sin ser este el tipo de unión más apropiado. Con este tipo de fijación el riesgo de que las alas de la viga del bastidor sufran daños por desgaste o corrosión es alto.

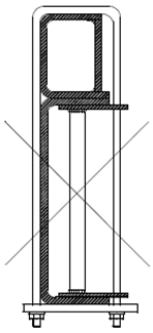

FIGURA 3.14 Unión no apropiada por abrazadera

* Los elementos elásticos de conexión consienten movimientos limitados entre el chasis y el falso chasis e inducen a considerar para el larguero del chasis y para el de la estructura suplementaria, dos secciones resistentes que trabajan paralelamente; cada una asume una cota del momento de flexión proporcional a su rigidez a flexión.

* En los elementos de conexión rígidos se podrá considerar una sección única resistente formada por los dos perfiles, a condición de que el número y la distribución de los elementos de conexión sean capaces de soportar los consiguientes esfuerzos de corte, es decir, cuanto más rígida la fijación del sobrebastidor, o bastidor de la superestructura, se consigue que el comportamiento de bastidor y sobrebastidor sea más análogo a una situación de perfil único combinado por ambos.

3.6. Distribución de esfuerzos entre bastidor y sobrebastidor

Basándome en las descripciones del apartado anterior, y según el tipo de unión entre bastidor y sobrebastidor (subbastidor de superestructura), voy a considerar en la metodología de cálculo dos situaciones límites: *Unión rígida y unión elástica*.

Unión rígida

El sobrebastidor se deforma como si fuera completamente solidario al bastidor. El conjunto bastidor-sobrebastidor es un perfil combinado, de modo que el esfuerzo hará trabajar toda la sección formada por ambos elementos de forma única.

Para el cálculo de tensiones deberemos calcular, si trabajamos a flexión por ejemplo, los momentos resistentes de la sección única obtenida como combinación de las secciones del bastidor y del sobrebastidor aplicando de forma directa el teorema de Steiner.

Unión elástica

El sobrebastidor presenta cierto deslizamiento respecto al bastidor y por tanto las deformaciones en ambos perfiles son independientes. El bastidor y el sobrebastidor no son un perfil combinado, sino que pasan a ser dos elementos elásticos montados en paralelo, por lo que cada uno de ellos absorberá la parte proporcional de esfuerzo equivalente a su rigidez.

Si por ejemplo el conjunto está sometido a un momento flector (M_F), la parte proporcional de este momento flector que absorberán ambos perfiles será.

$$M_B = M_F \cdot \frac{E_B \cdot I_B}{E_B \cdot I_B + E_{SB} \cdot I_{SB}} \quad , \quad M_{SB} = M_F \cdot \frac{E_{SB} \cdot I_{SB}}{E_B \cdot I_B + E_{SB} \cdot I_{SB}} \qquad \text{EC. 3.31}$$

E_i Módulo de Young del material empleado en la sección i (i=B bastidor, i=SB sobrebastidor)

I_i Inercia a flexión de la sección i (i=B bastidor, i=SB sobrebastidor)

Los subíndices (B) hacen referencia al bastidor y los subíndices (SB) hacen referencia al sobrebastidor.

Una vez determinados los esfuerzos actuantes, para el cálculo de tensiones se calcula de forma independiente el bastidor y el sobrebastidor.

4. PROCEDIMIENTOS DE CÁLCULO

4.1. Introducción

La metodología de cálculo que se ha incorporado en la herramienta informática ha consistido en calcular las diferentes situaciones críticas a que está sometido el vehículo reformado para la situación de circulación del vehículo y para la situación en que el vehículo se encuentra trabajando con alguno de los componentes que lleva incorporado. A continuación voy a detallar estas situaciones y los cálculos realizados en cada una de ellas. En el apartado 3 de este proyecto se han descrito los cálculos de unos parámetros que están directamente relacionados con las situaciones de carga que describiré a continuación.

4.2. Configuración del vehículo a reformar

Antes de poder realizar cualquier tipo de cálculo es necesario que quede totalmente definido el vehículo que se va a reformar. Éste vehículo está compuesto por una parte por el chasis cabina y por otra parte por las cargas que irán colocadas sobre el chasis cabina.

Para definir el chasis cabina del vehículo será necesario disponer de los datos técnicos del mismo, que pueden ser proporcionados por el fabricante del vehículo o bien pueden ser consultados en la ficha técnica del vehículo. Una vez que se conocen las dimensiones básicas que definen el chasis cabina (longitud total, voladizos delantero y trasero, distancias entre ejes, longitud de la cabina…), las MMA y TARA de cada eje y la MMA del vehículo éste ya queda listo para poder ser objeto de cálculo en la reforma.

Con estos datos citados anteriormente y con otros adicionales que no son imprescindibles para poder acceder al cálculo de una reforma con este chasis cabina, se han incluido en la herramienta informática una serie de comprobaciones que nos indican si los datos referidos a las MMA y distancias entre ejes de este vehículo son correctos o si por el contrario existe alguna incoherencia entre ellos.

En cuanto a las cargas que pueden ir colocadas encima del chasis cabina se ha realizado una división entre ellas de la siguiente manera:

Caja Basculante

Caja Fija

Cisterna

Hormigonera

Grúa

Portavehículos

Carga Puntual

Carga Distribuida

De éstas, tendrán consideraciones de cálculo particulares la Caja Basculante y la Grúa que podrán ser calculadas en sus condiciones de trabajo, además de en las condiciones de circulación del vehículo como sucederá con el resto de cargas mencionadas.

A continuación voy a describir la metodología de cálculo empleada en las situaciones de trabajo particulares de las cargas citadas anteriormente y en la situación de circulación general.

4.3. Carrocerías basculantes

En este apartado se va a plantear un procedimiento para calcular las fuerzas y momentos que debe soportar el bastidor de un basculante y el bastidor del propio vehículo cuando el volquete está en funcionamiento. Para ello, primero se resolverá el caso particular con el volquete inclinado un ángulo conocido, y posteriormente se calculará el caso general con el volquete totalmente horizontal.

Como resultados se obtienen en todos los casos las fuerzas y momentos resultantes, de esta manera también tendremos todos los datos necesarios para calcular el actuador, los bulones y los bastidores y sus refuerzos del vehículo y de la caja basculante.

4.3.1. Esfuerzos actuantes en una carrocería basculante

4.3.1.1. Mecanismo basculante de acción directa

El mecanismo de acción directa se caracteriza porque el actuador hidráulico transmite directamente su empuje al chasis del vehículo y la caja basculante ya que está acoplado de forma directa a estos componentes.

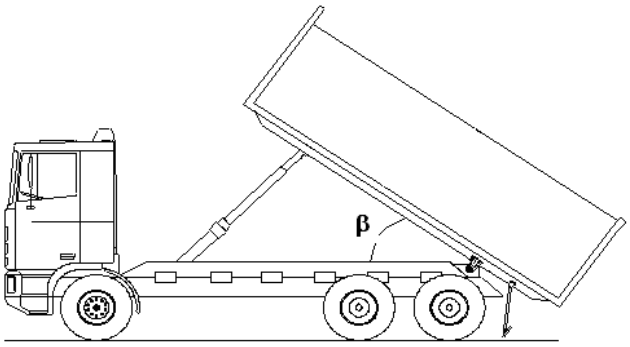

FIGURA 4.1 Carrocería basculante con cilindro central

Sea un vehículo chasis-cabina al cual se le ha carrozado con una caja basculante tal como se representa en la figura 4.1. De forma genérica se va a resolver el caso en el que el volquete está levantado un ángulo (β), mediante la acción directa de un actuador hidráulico.

Las fuerzas entre el volquete y el bastidor del vehículo se transmiten por dos puntos: el punto de apoyo del cilindro actuador y el bulón sobre el que apoya la parte de atrás de la caja basculante. Sobre estos puntos de apoyo se generaran fuerzas y momentos.

En la figura 4.2, podemos ver el esquema del basculante levantado. Se han utilizado dos sistemas de referencia diferentes para simplificar los cálculos. Para el bastidor se utilizan los ejes de referencia (H,V) y para el volquete los ejes (X,Y). También se ha considerado que el vehículo presenta simetría de sus lados derecho e izquierdo respecto a su plano longitudinal medio.

Para hacer el esquema completamente genérico, (d_{et}) será siempre la *distancia técnica entre ejes* explicada en apartados anteriores, y (v_{bt}) estará siempre referida al *centro de masas técnico del conjunto de ejes trasero*.

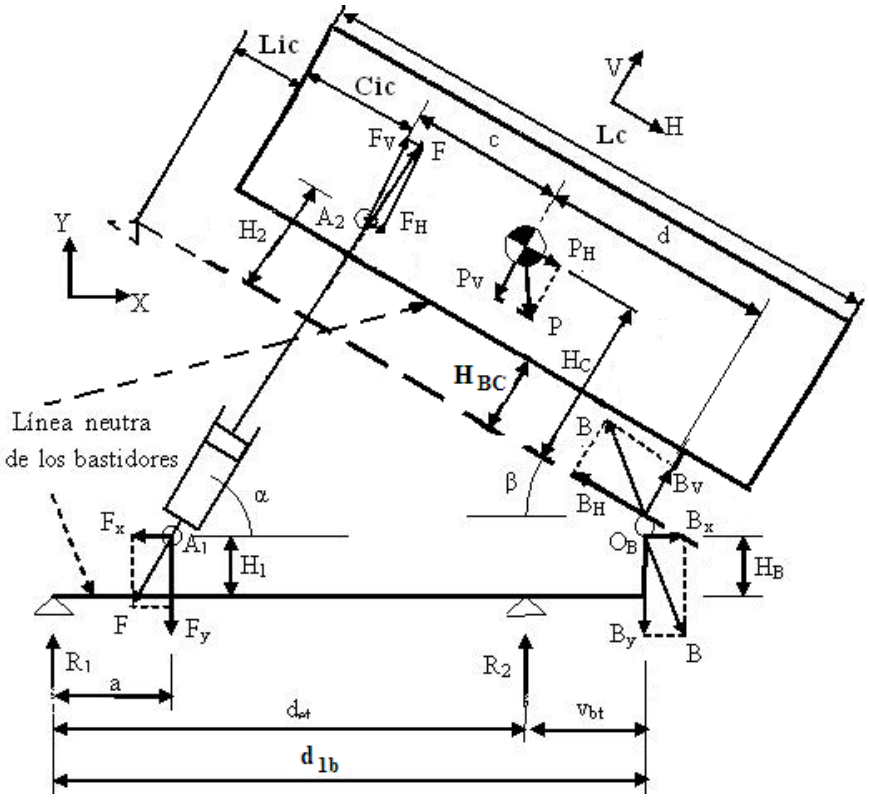

FIGURA 4.2 Esquema del conjunto bastidor-basculante.

H_1 Distancia mínima del bulón de giro del actuador ubicado en el conjunto bastidor-sobrebastidor del vehículo a la línea neutra del conjunto bastidor-sobrebastidor del vehículo.

H_2 Distancia mínima del bulón de giro del actuador ubicado en el bastidor del basculante a la línea paralela al bastidor del basculante que pasa por su bulón de giro.

H_B Distancia mínima del bulón de giro de la caja basculante a la línea neutra del conjunto bastidor-sobrebastidor del vehículo.

H_C Distancia mínima del bulón de giro de la caja basculante al c.d.g. de la caja basculante.

** El convenio de signos para fuerzas y momentos es positivo cuando coinciden en sentido con las representadas en las figuras.

Determinaremos las ecuaciones que relacionan las fuerzas (F) *fuerza del cilindro actuador* y (B) *fuerza sobre el bulón de giro* que actúan entre la caja y el bastidor.

Dado que el cilindro actuador está articulado en sus extremos, la fuerza (F) está alineada con el eje de este cilindro. A partir de los parámetros geométricos representado en la figura 4.2, se deduce que.

$$F_x = F \cdot \cos\alpha \qquad \text{EC. 4.1}$$

$$F_y = F \cdot \operatorname{sen}\alpha \qquad \text{EC. 4.2}$$

$$F_H = F \cdot \cos(\alpha + \beta)$$ EC. 4.3

$$F_V = F \cdot \mathrm{sen}(\alpha + \beta)$$ EC. 4.4

De forma análoga se pueden relacionar los componentes de la fuerza (B).

$$B_x = B_H \cdot \cos\beta - B_V \cdot \mathrm{sen}\beta$$ EC. 4.5

$$B_y = B_H \cdot \mathrm{sen}\beta + B_V \cdot \cos\beta$$ EC. 4.6

El peso (P) de la *(caja + carga)* se puede descomponer en sus componentes referidas a los ejes (H,V).

$$P_H = P \cdot sen\beta$$ EC. 4.7

$$P_V = P \cdot \cos\beta$$ EC. 4.8

Por trigonometría podemos calcular el ángulo (α) a partir de la geometría del basculante y del ángulo de elevación (β). Una vez conocido el ángulo (α) ya podemos calcular la longitud (K) del cilindro.

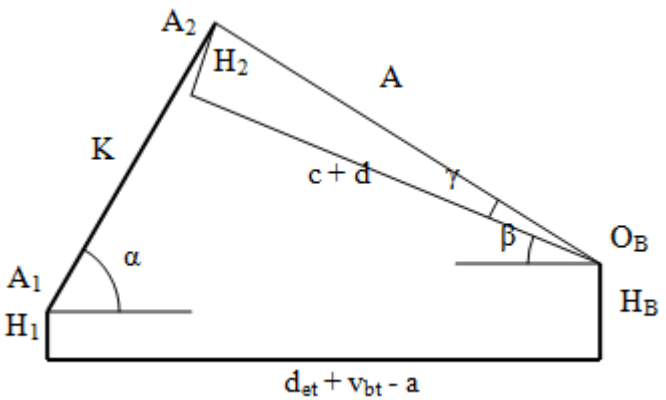

FIGURA 4.3 Esquema del cálculo del ángulo α

Siguiendo la geometría dada en la figura 4.3, primero se calcula el ángulo (γ) y la longitud (A).

$$\gamma = a\tan\left(\frac{H_2}{c+d}\right)$$ EC. 4.9

$$A = \sqrt{(c+d)^2 + H_2^2}$$ EC. 4.10

Con estos valores determinados, ya se puede calcular el ángulo (α).

$$\alpha = a\tan\left(\frac{A \cdot \mathrm{sen}(\beta+\gamma) + (H_B - H_1)}{d_{et} + v_{bt} - a - A \cdot \cos(\beta+\gamma)}\right)$$ EC. 4.11

Una vez conocido este ángulo, se despeja la longitud del cilindro.

$$K = \frac{d_{et} + v_{bt} - a - A \cdot \cos(\beta + \gamma)}{\cos \alpha} \qquad \text{EC. 4.12}$$

Seguidamente, mediante el desarrollo de las ecuaciones de equilibrio de fuerzas y momentos en la caja, en el sistema de referencia de ejes (H,V), se puede obtener el reparto de fuerzas.

$$F_H + P_H = B_H \qquad \text{EC. 4.13}$$

$$F_V + B_V = P_V \qquad \text{EC. 4.14}$$

$$\sum M_{Bulon} = 0 \Rightarrow F_H \cdot H_2 + F_V \cdot (c + d) + P_H \cdot H_C - P_V \cdot d = 0 \qquad \text{EC. 4.15}$$

Sustituyendo las fuerzas (F_H) y (F_V) obtenidas anteriormente, se puede despejar la fuerza (F).

$$F \cdot \cos(\alpha + \beta) \cdot H_2 + F \cdot sen(\alpha + \beta) \cdot (c + d) + P_H \cdot H_C - P_V \cdot d = 0 \Rightarrow$$

$$F = \frac{P_V \cdot d - P_H \cdot H_C}{\cos(\alpha + \beta) \cdot H_2 + sen(\alpha + \beta) \cdot (c + d)} \qquad \text{EC. 4.16}$$

Sustituyendo este valor, los componentes de la fuerza (B) son.

$$B_H = F \cdot \cos(\alpha + \beta) + P_H \qquad \text{EC. 4.17}$$

$$B_V = -F \cdot sen(\alpha + \beta) + P_V \qquad \text{EC. 4.18}$$

Y por tanto la reacción total (B) es.

$$B = \sqrt{(B_H)^2 + (B_V)^2} \Rightarrow$$

$$B = \sqrt{F^2 + P^2 + 2 \cdot F \cdot P \cdot (\cos(\alpha + \beta) \cdot \cos \beta - sen(\alpha + \beta) \cdot sen\beta)} \qquad \text{EC. 4.19}$$

Con estos valores (F_V), (F_H), (B_V) y (B_H) calculados, el sistema equivalente de fuerzas y momentos aplicados en el bastidor de la caja basculante están indicados en la figura 4..

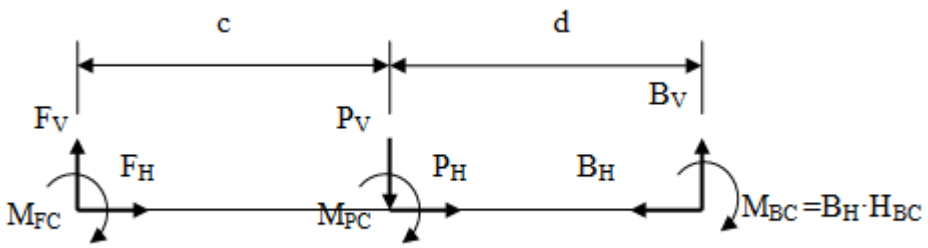

FIGURA 4.4 Esquema del bastidor de la caja

Tal como se detalla en las figuras 4.2 a 4., el punto de referencia del bastidor de la caja no tiene porqué coincidir con el bulón de giro del volquete (O_B).

Los pares transmitidos por la fuerza (F) de actuación del cilindro y por el peso de (caja basculante + carga) (P) en la referencia teórica del volquete que pasa por el bulón (O_B), son respectivamente.

$$M_{FC} = F_H \cdot (H_2 - H_{BC}) \quad ; \quad M_{PC} = P_H \cdot (H_C - H_{BC}) \qquad \text{EC. 4.20}$$

Siendo H_{BC} la distancia entre el bulón de giro del basculante y la línea neutra del conjunto bastidor-sobrebastidor.

De igual manera al establecer el equilibrio de fuerzas y momentos en el bastidor, tomando como referencia el sistema de coordenadas de ejes (X,Y), se tiene que.

$$F_x = B_x \qquad \text{EC. 4.21}$$

$$F_y + B_y = R_1 + R_2 \qquad \text{EC. 4.22}$$

O lo que es lo mismo.

$$P = R_1 + R_2 = F_y + B_y \qquad \text{EC. 4.23}$$

$$\sum M_{Eje2} = 0 \quad \Rightarrow$$

$$R_1 \cdot d_{et} - F_y \cdot (L - a) - F_x \cdot H_1 + B_y \cdot v_{bt} + B_x \cdot H_B = 0 \qquad \text{EC. 4.24}$$

* Lo definido como subíndice (Eje 2) hace referencia al punto técnico equivalente de reparto de cargas del conjunto de ejes traseros, y las distancias entre ejes referidas en cualquier parte del desarrollo siempre coincidirán con *distancias técnicas entre ejes*, tenga o no el vehículo más de dos ejes.

A partir de estas ecuaciones, sustituyendo los valores anteriormente calculados, se pueden despejar los valores de (F_x), (F_y), (B_x) y (B_y).

$$F_x = (F \cdot \cos(\alpha + \beta) + P_H) \cdot \cos\beta + (F \cdot \operatorname{sen}(\alpha + \beta) - P_V) \cdot \operatorname{sen}\beta \qquad \text{EC. 4.25}$$

$$F_y = P - ((F \cdot \cos(\alpha + \beta) + P_H) \cdot \operatorname{sen}\beta - (F \cdot \operatorname{sen}(\alpha + \beta) - P_V) \cdot \cos\beta) \qquad \text{EC. 4.26}$$

$$B_x = (F \cdot \cos(\alpha + \beta) + P_H) \cdot \cos\beta + (F \cdot \operatorname{sen}(\alpha + \beta) - P_V) \cdot \operatorname{sen}\beta \qquad \text{EC. 4.27}$$

$$B_y = (F \cdot \cos(\alpha + \beta) + P_H) \cdot \operatorname{sen}\beta - (F \cdot \operatorname{sen}(\alpha + \beta) - P_V) \cdot \cos\beta \qquad \text{EC. 4.28}$$

Y finalmente, se despeja en función de estos valores la reacción en el grupo de ejes delanteros (R_1) y en el grupo de ejes traseros (R_2).

$$R_1 = \frac{F_y \cdot (d_{et} - a) + F_x \cdot H_1 - B_y \cdot v_{bt} - B_x \cdot H_B}{d_{et}} \qquad \text{EC. 4.29}$$

$$R_2 = P - \frac{F_y \cdot (d_{et} - a) + F_x \cdot H_1 - B_y \cdot v_{bt} - B_x \cdot H_B}{d_{et}} \qquad \text{EC. 4.30}$$

El esquema de fuerzas y momentos aplicados sobre el bastidor del vehículo corresponde con el representado en la figura siguiente.

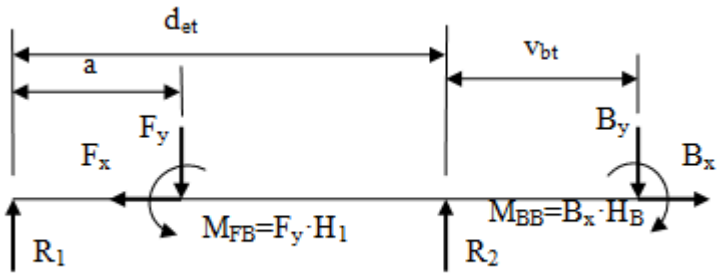

FIGURA 4.5 Esquema del bastidor del vehículo

Los pares transmitidos por la fuerza (F) de actuación del cilindro y por la reacción del bulón del volquete (B) a la línea neutra teórica del bastidor del vehículo están representados en la figura anterior, y son respectivamente.

$$M_{FB} = F_y \cdot H_1 \quad ; \quad M_{BB} = B_x \cdot H_B \qquad \text{EC. 4.31}$$

* Como casos particulares se van a resolver como mínimo los casos extremos de actuación del mecanismo, es decir, el inicio de basculamiento ($\beta = 0$), y el volquete elevado al máximo con toda su carga ($\beta = \beta_{max}$).

Una vez calculadas las solicitaciones a que se encuentran sometidos los bastidores del volquete y del propio vehículo se puede proceder al cálculo de su estado tensional según los conceptos clásicos de resistencia de materiales, como indicaré en el apartado 4.7.

Como consideración adicional, comentar que dado que el basculamiento de la carga es una situación puntual, que en general no se va a realizar millones de veces, sería suficiente aplicar un *coeficiente de seguridad* con respecto al límite elástico del material de dos (2) para tener un número suficiente de ciclos sin que se produzcan daños catastróficos en el material de los elementos estructurales en un uso normal del basculante. En esta situación es necesario realizar el debido mantenimiento e inspecciones periódicas para comprobar la posible aparición de fisuras (aproximadamente cada 20000 ciclos de uso).

4.3.2. Cálculo de bulones en caja basculante

4.3.2.1. Mecanismo basculante de acción directa

Los bulones, tanto del cilindro actuador como de giro de la caja basculante, pueden romper principalmente por dos efectos principales: por *cortadura de la sección*, o por *aplastamiento del material*.

El número de apoyos del bulón o bulones del cilindro actuador suelen ser (2), los correspondientes con los extremos en contacto con el bastidor, y tienen su máxima solicitación ($F=F_{max}$) en el inicio de basculamiento, para ($\beta = 0$), cuyo valor se ha calculado según la ecuación 4.16.

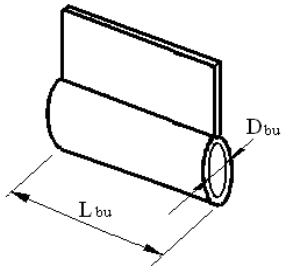

FIGURA 4.6 Esquema de bulón

El número de apoyos del bulón o bulones de giro de la caja basculante también suele ser (2), los extremos en contacto con el bastidor, y tienen su máxima solicitación ($B=B_{max}$) cuando la caja está levantado al máximo, para ($\beta=\beta_{max}$), cuyo valor se ha calculado según la ecuación 4.32.

Las tensiones de cortadura se calculan por las siguientes ecuaciones, para el caso de un número "n" de tornillos.

$$\tau_{cilindro} = \frac{F_{max}}{S_{cilindro}} \cdot \frac{1{,}25}{n} \quad , \quad \tau_{caja} = \frac{B_{max}}{S_{caja}} \cdot \frac{1{,}25}{n} \qquad \text{EC. 4.32}$$

$S_{cilindro}$ Sección circular de un bulón de giro del cilindro actuador. Se suponen todos idénticos con una longitud $(L_{bu})_{cilindro}$ y de sección circular de diámetro $(D_{bu})_{cilindro}$.

S_{caja} Sección circular de un bulón de giro de la caja basculante. Se suponen todos idénticos con una longitud $(L_{bu})_{caja}$ y de sección circular de diámetro $(D_{bu})_{caja}$

$$S_{cilindro} = \pi \cdot \frac{(D_{bu}^2)_{cilindro}}{4} \quad , \quad S_{caja} = \pi \cdot \frac{(D_{bu}^2)_{caja}}{4} \qquad \text{EC. 4.33}$$

Los límites para estas cortaduras se aplican según los postulados establecidos para resistencia de materiales. Los límites elásticos del material del bulón del actuador y del material del bulón de la caja son respectivamente $(\sigma_e)_{cilindro}$ y $(\sigma_e)_{caja}$. No se plantea vida infinita, pero cada estimación aproximada de (20000) maniobras realizadas se deberá realizar un mantenimiento adecuado y se revisarán los elementos para detectar la existencia de posibles fisuras o inicio de las mismas.

$$(C.S.)_{cilindro} = \frac{0{,}577 \cdot (\sigma_e)_{cilindro}}{\tau_{cilindro}} \geq 2 \quad ; \quad (C.S.)_{caja} = \frac{0{,}577 \cdot (\sigma_e)_{caja}}{\tau_{caja}} \geq 2 \qquad \text{EC. 4.34}$$

Las presiones de aplastamiento se calculan por las siguientes ecuaciones, para el caso de un número "n" de tornillos..

$$P_{cilindro} = \frac{F_{max}}{S_{cilindroP}} \cdot \frac{1}{n} \quad , \quad P_{caja} = \frac{B_{max}}{S_{cajaP}} \cdot \frac{1}{n} \qquad \text{EC. 4.35}$$

$S_{cilindroP}$ Sección rectangular entre generatrices opuestas de un bulón de giro del cilindro actuador. Se suponen todos idénticos con una longitud $(L_{bu})_{cilindro}$ y de sección circular de diámetro $(D_{bu})_{cilindro}$.

S_{cajaP} Sección rectangular entre generatrices opuestas de un bulón de giro de la caja basculante. Se suponen todos idénticos con una longitud $(L_{bu})_{caja}$ y de sección circular de diámetro $(D_{bu})_{caja}$.

$$S_{cilindroP} = (D_{bu})_{cilindro} \cdot (L_{bu})_{cilindro} \quad , \quad S_{cajaP} = (D_{bu})_{caja} \cdot (L_{bu})_{caja} \qquad \text{EC. 4.36}$$

Los límites para estas presiones se aplican según las características de los materiales empleados, aunque en general es *aconsejable no superar los (200 kgf/cm^2).*

* En función de la disposición que se establezca de partida; en muchos casos el número y longitud de los bulones, mediante las expresiones anteriores se calcularán los variables de diseño tales que verifiquen los límites de seguridad establecidos; que en este caso serían sus secciones mínimas.

4.3.3. Cálculo de la unión bastidor-sobrebastidor

Una caja basculante abierta es una carrocería flexible a la torsión. Algunos fabricantes aconsejan utilizar uniones articuladas en la zona delantera del conjunto bastidor-sobrebastidor y uniones rígidas en la zona trasera. En estos casos, como el sobrebastidor deber ser continuo desde la parte más adelantada que permita la cabina del vehículo hasta el final del bastidor, las fijaciones articuladas pueden distribuirse uniformemente desde el final de cabina hasta una distancia (A) a partir del inicio de la caja basculante. Este valor (A) es conveniente que sea definido por el fabricante de la carrocería y el del chasis-cabina. En el resto de la unión bastidor-sobrebastidor se distribuirán uniformemente las uniones rígidas.

La cantidad de las fijaciones deberá establecerse de modo que entre los centros de los puntos de fijación no exista una distancia mayor de 800 a 1200 mm, según fabricante (véase la figura 4.7).

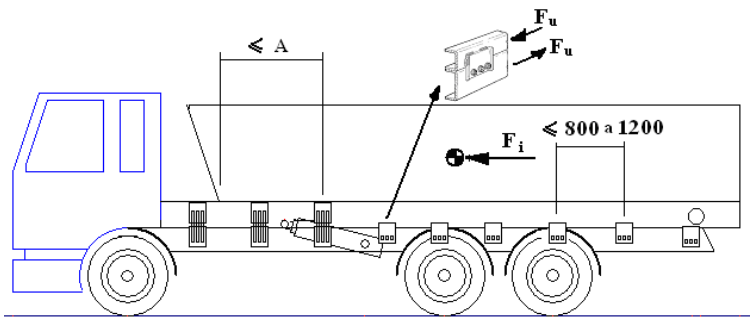

FIGURA 4.7 Esquema de unión superestructura basculante

La solicitación principal a que van a estar sometidos los tornillos de las uniones va a acontecer cuando en sentido longitudinal se produzcan aceleraciones del vehículo por frenar o acelerar el mismo a las máximas condiciones que nos permita la adherencia (μ_a) entre el neumático y el suelo. Las fuerzas inerciales tendrán un valor de:

$$F_i = (Q_{útil} + P_{caja}) \cdot 9{,}81 \cdot \mu_a \qquad \text{EC. 4.37}$$

F_i Fuerza inercial actuante sobre la caja+carga (N)

$Q_{útil}$ Carga útil sobre la caja basculante (kg)

P_{caja} Masa de la caja basculante (kg)

En un suelo asfaltado pueden lograrse picos con una adherencia de (μ_a = 0,8).

Suponiendo un reparto uniforme de esta fuerza inercial entre todas las uniones, tendremos que la fuerza actuante sobre cada una de ellas es:

$$F_u = \frac{F_i}{n_u} \qquad \text{EC. 4.38}$$

n_u Número total de uniones entre bastidor y sobrebastidor

A partir de estos datos podemos continuar mediante la teoría general de cálculo de uniones. Es aplicable la *teoría elemental de cortadura*. La tensión de trabajo de los elementos de unión es.

$$\tau_{tor} = \frac{F_u}{S_{tor} \cdot n_{toru}} \qquad \text{EC. 4.39}$$

n_{toru} Número de tornillos efectivos por unión. Se considera que todas las uniones tienen el mismo número de tornillos efectivos.

S_{tor} Área efectiva mínima de cada tornillo. Por simplificar se han considerado idénticos todos los tornillos de la unión.

El límite elástico del material de los tornillos se define como $(\sigma_e)_{tor}$. Se plantea vida infinita, por este motivo.

$$C.S. = \frac{(\tau_e)_{tor}}{\tau_{tor}} = \frac{0{,}577 \cdot (\sigma_e)_{tor}}{\tau_{tor}} \geq 3 \qquad \text{EC. 4.40}$$

NOTA: Por simplificar, se han considerado que todos los tornillos empleados son idénticos, en sección y material, tanto los de las uniones articuladas como los de las uniones rígidas.

Cualquier otra situación no coincidente con estas deberá analizarse con sus consideraciones particulares.

4.3.4. Cálculo del cilindro actuador

El cálculo de los *cilindros hidráulicos* se hará de acuerdo a lo establecido en la *norma (DIN 2413)*, teniendo en cuenta la presión de aceite que suministra la bomba hidráulica, el diámetro exterior del tubo utilizado, el límite de fluencia del material que empleamos y el *factor de seguridad* que deseamos utilizar, que normalmente estará entre (1,7) y (2).

En este apartado no se va a desarrollar el contenido de la norma (DIN 2413), sino que se van a definir las dimensiones mínimas que deben tener los cilindros para que sean operativos en su función.

Sea el esquema de un basculante genérico tal como el representado en la siguiente figura, y un actuador tipo como el representado en la figura 4.8.

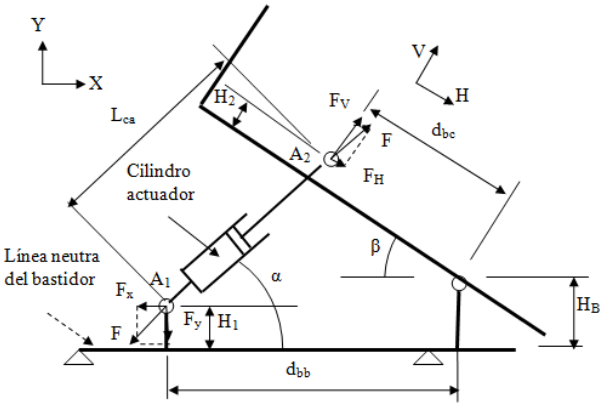

FIGURA 4.8 Esquema del conjunto bastidor-basculante.

Una vez posicionados los extremos el actuador y del bulón por decisión del diseñador, se consideran conocidos (H_1), (H_2), (H_B) y (d_{bb}). Los parámetros restantes críticos para diseñar el actuador del basculante van a ser la *longitud máxima de extensión* $(L_{ca})_{max}$ cuando el volquete está en su *máxima inclinación* (β_{max}), y la *sección o área mínima de la primera extensión del actuador o actuadores considerados todos idénticos* $(S_{ca})_{min}$, o su *diámetro* $(\Phi_{ca})_{min}=\Phi_{ca0}$ y el *número de actuadores* (N_{act}), suponiendo conocida la *presión hidráulica máxima* (Ph_{max}), con que va a trabajar.

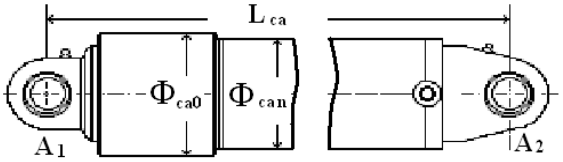

FIGURA 4.9 Esquema del actuador hidráulico

La longitud máxima de extensión $(L_{ca})_{max}$ coincide con la variable (K) calculada en el apartado anterior en la ecuación 4.32. De este modo, si conocemos la *longitud de la primera extensión del cilindro* (L_{ca0}), o bien el *número de extensiones del cilindro* (N_{ca}), la expresión que nos relacionará todas estas variables es.

$$L_{ca} = L_{ca0} \cdot N_{ca}$$

EC. 4.32

La fuerza máxima ($F=F_{max}$) con que debe actuar el cilindro acontece en el inicio de basculamiento, y su valor ha sido previamente calculado en la ecuación 4.33, para ($\beta = 0$). Finalmente, la expresión que relaciona la presión con la fuerza de actuación y la sección es.

$$(S_{ca})_{min} = \frac{F_{max}}{N_{act} \cdot Ph_{max}}$$

EC. 4.33

Que si se expresa en función del diámetro de la primera extensión del actuador hidráulico cilíndrico tendremos que.

$$\Phi_{ca0} = \sqrt{\frac{4 \cdot (S_{ca})_{min}}{\pi}}$$

EC. 4.34

4.4. Grúas autocarga

Las grúas autocarga (ver figura 4.10) son componentes adicionales, unidos en general al chasis del vehículo, con el fin de permitir el alzado de cargas hasta la caja de carga del vehículo

FIGURA 4.10 Grúas de autocarga

Estas grúas someten a los bastidores a momentos de flexión y de torsión, y a fuerzas de cortadura. La necesidad de reforzar el chasis se debe evaluar para cada caso particular, según la capacidad de elevación de la grúa, de su propio peso y de la construcción del carrozado. Generalmente, las grúas autocarga requieren refuerzos del bastidor del chasis aparte del refuerzo proporcionado por el carrozado. Para determinar los refuerzos que se deberán incorporar será básico determinar cuáles son los esfuerzos que transmiten estos componentes mientras están operando, y cuando el vehículo se encuentra en circulación.

También es sumamente importante determinar la operatividad de la grúa actuando, siendo la estabilidad a vuelco del vehículo uno de los parámetros críticos que determinan esta función.

4.4.1. Momentos de elevación de la grúa

El momento de elevación de una grúa deberá estar determinado por el fabricante de la misma, y de forma sencilla se expresará como.

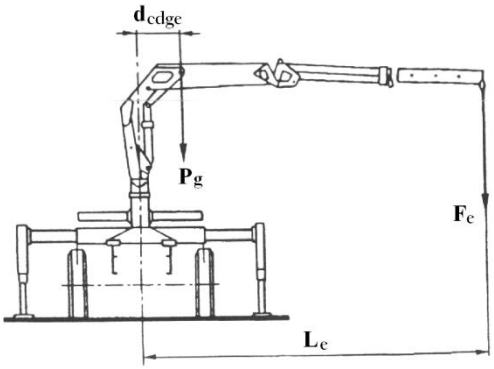

FIGURA 4.11 Grúa operando a 90º

$$M_{e'} = F_e \cdot L_e$$

EC. 4.41

L_e Distancia extendida por el brazo de la grúa. Distancia del punto de elevación de la carga al eje de giro de la grúa.

F_e Carga que puede levantar la grúa cuando el brazo está extendido una longitud (L_e).

Las dimensiones de las grúas se definen entre otros por el momento de elevación máximo. El *momento de elevación máximo* (M_e) de una grúa como la representada en la figura 4.11 viene dado por la siguiente expresión.

$$M_e = (P_g \cdot d_{cdge}) + (F_e \cdot L_e)$$

EC. 4.42

P_g Peso de la grúa con todos sus accesorios.

d_{cdge} Distancia del centro de gravedad de la grúa a su eje de giro cuando el brazo está extendido una longitud (L_e).

En ocasiones aparecen dudas en los datos comerciales dados por los fabricantes en lo relativo al valor de (d_{cdge}) ya que en este valor corresponde a la distancia a la cual se encuentra la masa de la grúa que pertenece a elementos extendidos (P_{ge}). En esta situación, el momento total máximo (M_e) de la grúa es.

$$M_e = (P_{ge} \cdot d_{ge}) + (F_e \cdot L_e)$$

EC. 4.43

P_{ge} Masa de los elementos extendidos de la grúa, es decir, masa de aquellos elementos cuya resultante no cae en el eje de giro de la grúa.

d_{ge} Distancia del eje de giro de la grúa al punto de aplicación de (P_{ge}).

4.4.2. Estabilidad a vuelco

Para cálculos de estabilidad, se tendrán en cuenta las siguientes consideraciones.

Cuando la grúa está en funcionamiento, la carga del o sobre el vehículo, las patas, el firme y la dirección de funcionamiento de la grúa en relación con el vehículo determinan la estabilidad.

Durante el funcionamiento de la grúa, para que la estabilidad sea buena, las patas deben estar bien extendidas y en contacto con el suelo. Se reajustarán correspondientemente tanto para la carga como para la descarga. Si existe una compensación hidráulica entre los apoyos, tiene que estar bloqueada. Además de las patas, las ruedas también actúan como puntos de apoyo en algunas de las configuraciones de instalación de la grúa.

Al montar y al manejar la grúa de carga se atenderá a la libertad de movimiento técnica necesaria para todas las piezas móviles. Los elementos de mando tienen que disponer del espacio libre mínimo prescrito en cualquier estado de servicio.

Si al hacer las comprobaciones, las cargas sobre ejes admisibles o bien la estabilidad lo requieren, las condiciones de trabajo de la grúa de carga deben limitarse. Se deberá examinar la forma en que esto puede llevarse a cabo (p. ej. con una limitación de la carga elevable en función del radio de giro, o limitándose la zona de funcionamiento de la grúa a un área abarcada por unos determinados grados alrededor suyo, etc.).

Para cuantificar el valor de la estabilidad se va a trabajar con el *factor de estabilidad*, y se define como.

$$n_{eg} = \frac{\sum M_{est}}{\sum M_{inest}}$$

EC. 4.44

M_{est} Momentos estabilizadores respecto a línea de vuelco.

M_{inest} Momentos de vuelco respecto a línea de vuelco.

Las líneas de vuelco se van a definir a continuación en el llamado *polígono de sustentación*, lo cual nos va a marcar las mínimas condiciones a verificar en la estabilidad de la grúa.

Los cálculos se harán siempre con el vehículo en tara y para el brazo de la grúa en su máxima extensión horizontal izando (1,1 x la carga máxima que el fabricante de la grúa tiene previsto en esta situación). Bajo estas condiciones el factor de estabilidad calculado (n_{eg}) debe ser de al menos (1,25) para que la grúa presente una buena estabilidad.

4.4.3. Grúa de autocarga delantera

El *polígono de sustentación tipo* en un vehículo con los estabilizadores desplegados para grúa de autocarga delantera con sólo estabilizadores delanteros es el representado en la figura 4.12. Este polígono está formado por los lados que unen los siguientes puntos:

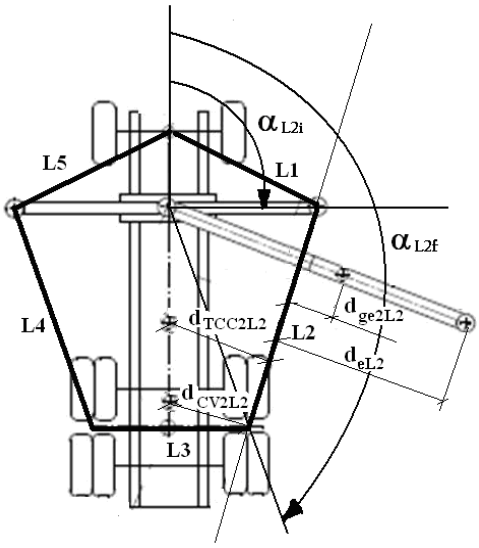

FIGURA 4.12 Polígono de sustentación de grúa con sólo estabilizadores delanteros

Línea 1: Centro del eje técnico delantero a Pata derecha de los estabilizadores.

Línea 2: Pata derecha de los estabilizadores a centro técnico de ruedas derechas traseras.

Línea 3: Centro técnico de ruedas derechas traseras a centro técnico de ruedas izquierdas traseras.

Línea 4: Centro técnico de ruedas izquierdas traseras a pata izquierda de los estabilizadores.

Línea 5: Pata izquierda de los estabilizadores a centro del eje técnico delantero.

Para el caso representado en la figura 4.12, en la línea de vuelco (L2), para la situación en la cual el brazo de la grúa está en la situación de mayor inestabilidad y que corresponde a una orientación a (90º) respecto a la línea de vuelco, tendremos:

$$M_{inest} = \left(P_{ge} \cdot d_{ge2L2}\right) + \left(F_e \cdot d_{eL2}\right) \qquad \text{EC. 4.45}$$

$$M_{est} = \left(Tara_{CC} \cdot d_{TCC2L2}\right) + \left(P_{Cvacio} \cdot d_{CV2L2}\right) \qquad \text{EC. 4.46}$$

Importante recordar que las distancias tomadas en las ecuaciones anteriores son la mínimas entre la carga tomada y la línea de vuelco que se está tomando como referencia (en este caso la L2). Para este caso en particular a nivel de ejemplo, sólo se han tomado como cargas: (F_e), (P_{ge}, que en el ejemplo está como inestabilizadora pero puede llegar a ser estabilizadora), ($Tara_{CC}$; tara del chasis cabina) y ($P_{Cvacío}$; peso de la caja de carga en vacío), en el caso completo deberán considerarse todas cargas excepto la carga útil.

Las comprobaciones se pueden repetir de forma análoga para una orientación del brazo de la grúa de (0º) a (360º), teniendo siempre en cuenta la línea de vuelco que contempla la posición del brazo. Por ejemplo, en la figura 4.12, las posiciones de trabajo de la grúa en las cuales se deberá comprobar su estabilidad a vuelco respecto la línea (L2) están limitadas por los ángulos comprendidos entre (α_{L2i}) y (α_{L2f}).

El *polígono de sustentación tipo* en un vehículo con los estabilizadores desplegados para grúa de autocarga delantera con estabilizadores delanteros y traseros es el representado en la figura 4.13. Este polígono está formado por los lados que unen los siguientes puntos:

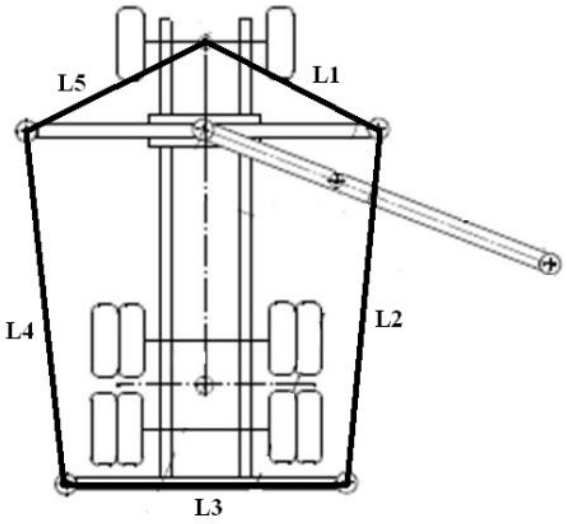

FIGURA 4.13 Polígono de sustentación de grúa con estabilizadores delanteros y traseros

Línea 1: Centro del eje técnico delantero a pata derecha de los estabilizadores delanteros.

Línea 2: Pata derecha de los estabilizadores delanteros a pata derecha de los estabilizadores traseros.

Línea 3: Pata derecha de los estabilizadores traseros a pata izquierda de los estabilizadores traseros.

Línea 4: Pata izquierda de los estabilizadores traseros a pata izquierda de los estabilizadores delanteros.

Línea 5: Pata izquierda de los estabilizadores delanteros a centro del eje técnico delantero.

4.4.4. Grúa de autocarga trasera

El *polígono de sustentación tipo* en un vehículo con los estabilizadores desplegados para grúa de autocarga trasera con sólo estabilizadores traseros es el representado en la figura 4.14. Este polígono está formado por los lados que unen los siguientes puntos:

Línea 1: Centro del eje técnico delantero a pata derecha de los estabilizadores.

Línea 2: Pata derecha de los estabilizadores a pata izquierda de los estabilizadores.

Línea 3: Pata izquierda de los estabilizadores a centro del eje técnico delantero.

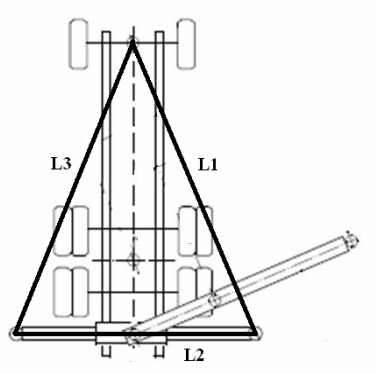

FIGURA 4.14 Polígono de sustentación de grúa con sólo estabilizadores traseros

El *polígono de sustentación tipo* en un vehículo con los estabilizadores desplegados para grúa de autocarga trasera con estabilizadores delanteros y traseros es el representado en la figura 4.15. Este polígono está formado por los lados que unen los siguientes puntos:

Línea 1: Pata izquierda de los estabilizadores delanteros a pata derecha de los estabilizadores delanteros.

Línea 2: Pata derecha de los estabilizadores delanteros a pata derecha de los estabilizadores traseros.

Línea 3: Pata derecha de los estabilizadores traseros a pata izquierda de los estabilizadores traseros.

Línea 4: Pata izquierda de los estabilizadores traseros a pata izquierda de los estabilizadores delanteros.

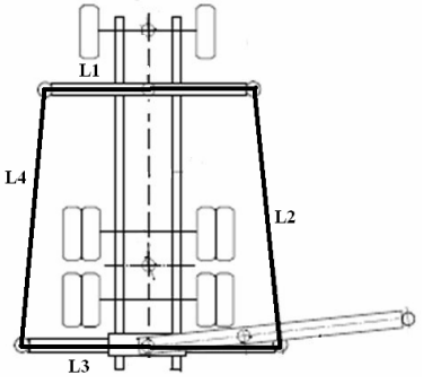

FIGURA 4.15 Polígono de sustentación de grúa con doble estabilizador

4.4.5. Solicitaciones del chasis del vehículo

Las mayores solicitaciones a las que se va a someter el bastidor y elementos de refuerzo, y las mayores cargas que van a recaer sobre los elementos de apoyo (ruedas y estabilizadores) van a ocurrir cuando el vehículo se encuentre a plena carga, debiéndose analizar tanto el caso del vehículo en circulación como cuando está en operaciones de manipulación de la grúa.

Como norma general, debemos tener en cuenta que durante la circulación del vehículo no deben superarse las cargas máximas técnicamente admisibles de los ejes.

También como norma se debe contemplar que durante el funcionamiento de la grúa no deben producirse cargas inadmisiblemente altas para los ejes; tomándose como condición límite que las cargas máximas soportadas por los ejes no deben superar el doble de las cargas máximas técnicamente admisibles de los ejes, ni la carga admisible en parado soportada por los neumáticos en función de su índice de carga.

4.4.5.1. Circulación

El diagrama de carga en esta situación se representa en las figuras 4.16 y 4.17 dependiendo las diferentes situaciones que pueden darse de forma habitual: Grúa de autocarga delantera tras cabina recogida o extendida, o grúa de autocarga trasera tras caja de carga recogida o extendida.

- Grúa de autocarga delantera recogida.

Una situación típica de las solicitaciones a que se encuentra sometido se representa en la figura 4.16.

P_g Peso de la grúa con todos sus accesorios (excepto estabilizadores traseros).

P_{et} Peso de los estabilizadores traseros de la grúa.

P_{cc} Peso de la caja de carga en vacío

Q_u Carga útil máxima.

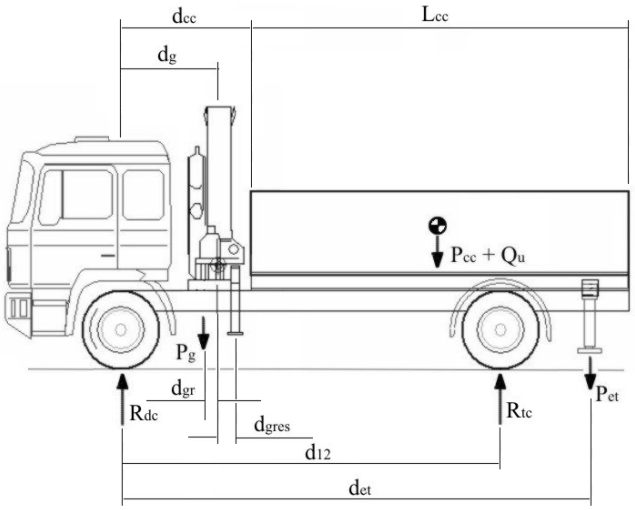

FIGURA 4.16 Grúa de autocarga delantera

En general el punto de actuación de (P_g) con la grúa recogida no tiene porqué coincidir con el eje de giro de la misma, sino que puede estar separado una distancia (d_{gr}). Su valor y punto de actuación está establecido por el fabricante de la grúa.

Las reacciones sobre los ejes debido a las cargas (R_{dc}) y (R_{tc}) se obtienen directamente de aplicar las condiciones de equilibrio estático en fuerzas y en momentos en el vehículo.

$$\sum \text{Momentos} = 0 \quad \text{Y} \quad \sum \text{Fuerzas} = 0$$

Para el ejemplo planteado se obtiene.

$$R_{tc} = \frac{P_{et} \cdot d_{et} + (P_{cc} + Q_u)\left(d_{cc} + L_{cc}/2\right) + P_g \cdot (d_g - d_{gr})}{d_{12}} \qquad \text{EC. 4.47}$$

$$R_{dc} = P_g + P_{cc} + Q_u + P_{et} - R_{tc} \qquad \text{EC. 4.48}$$

Las *reacciones totales sobre los ejes* (R_d) y (R_t), se deberán calcular añadiendo a las reacciones sobre los ejes debido a las cargas (R_{dc}) y (R_{tc}), el valor debido al propio peso del chasis cabina del vehículo, es decir, la tara del chasis-cabina. Su valor vendrá dado por las expresiones siguientes.

$$R_d = T_d + R_{dc} \qquad \text{EC. 4.49}$$

$$R_t = T_t + R_{tc} \qquad \text{EC. 4.50}$$

T_d Tara del chasis-cabina que recae sobre el eje delantero.

T_t Tara del chasis-cabina que recae sobre el eje trasero.

- Grúa de autocarga delantera extendida.

Una situación típica de las solicitaciones a que se encuentra sometido se representa en la figura 4.17.

P_{ge} Peso de los elementos extendidos de la grúa en posición de transporte, es decir, masa de aquellos elementos cuya resultante no cae en el eje de giro de la grúa.

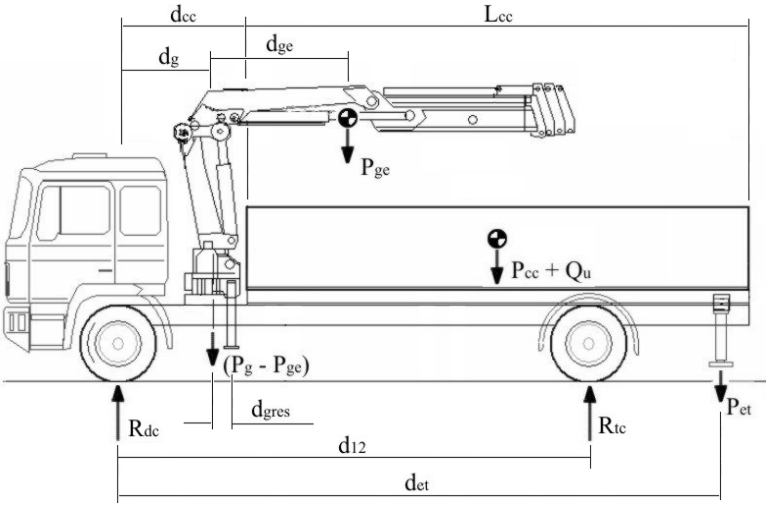

FIGURA 4.17 Grúa de autocarga delantera

Se ha considerado que la resultante de todas las masas de la grúa que no han sido incluidas en (P_{ge}) coincide con el eje de giro de la grúa.

Al aplicar las condiciones de equilibrio estático en fuerzas y en momentos en el vehículo se obtienen las reacciones (R_{dc}) y (R_{tc}) sobre los ejes debido a las cargas.

$$R_{tc} = \frac{P_{et} \cdot d_{et} + (P_{cc} + Q_u)\left(d_{cc} + L_{cc}/2\right) + P_{ge} \cdot d_{ge} + P_g \cdot d_g}{d_{12}} \qquad \text{EC. 4.51}$$

$$R_{dc} = P_g + P_{cc} + Q_u + P_{et} - R_{tc} \qquad \text{EC. 4.52}$$

Las reacciones totales sobre los ejes (R_d) y (R_t) serán.

$$R_d = T_d + R_{dc} \qquad \text{EC. 4.53}$$

$$R_t = T_t + R_{tc} \qquad \text{EC. 4.54}$$

- Grúa de autocarga trasera recogida.

Una situación típica de las solicitaciones a que se encuentra sometido se representa en la figura 4.18.

P_g Peso de la grúa con todos sus accesorios (excepto estabilizadores delanteros).

P_{ed} Peso de los estabilizadores delanteros de la grúa.

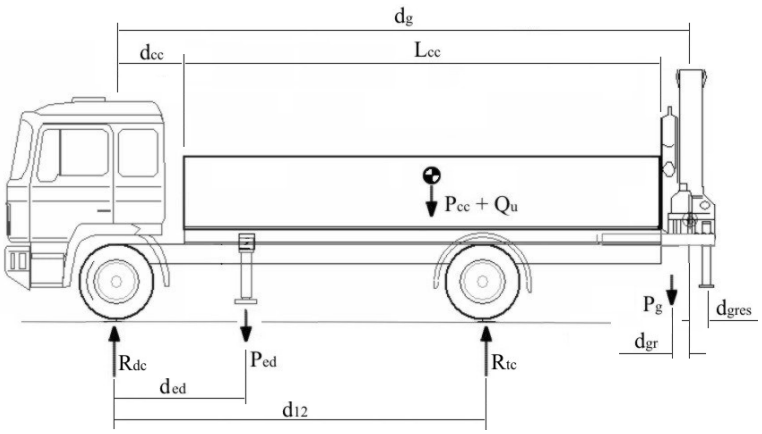

FIGURA 4.18 Grúa de autocarga trasera

Como en el caso anterior, y de forma general, el punto de actuación de (P_g) con la grúa recogida no tiene porqué coincidir con el eje de giro de la misma, y esta distancia (d_{gr}) deberá ser un dato dado por el fabricante de la grúa.

Operando con las ecuaciones de equilibrio, las reacciones sobre los ejes debido a las cargas (R_{dc}) y (R_{tc}) son.

$$R_{tc} = \frac{P_{ed} \cdot d_{ed} + (P_{cc} + Q_u)\left(d_{cc} + L_{cc}/2\right) + P_g \cdot (d_g - d_{gr})}{d_{12}} \qquad \text{EC. 4.55}$$

$$R_{dc} = P_g + P_{cc} + Q_u + P_{ed} - R_{tc}$$

EC. 4.56

Y por tanto, las reacciones totales sobre los ejes (R_d) y (R_t) son.

$$R_d = T_d + R_{dc}$$

EC. 4.57

$$R_t = T_t + R_{tc}$$

EC. 4.58

- Grúa de autocarga trasera extendida.

Una situación típica de las solicitaciones a que se encuentra sometido se representa en la figura 4.19.

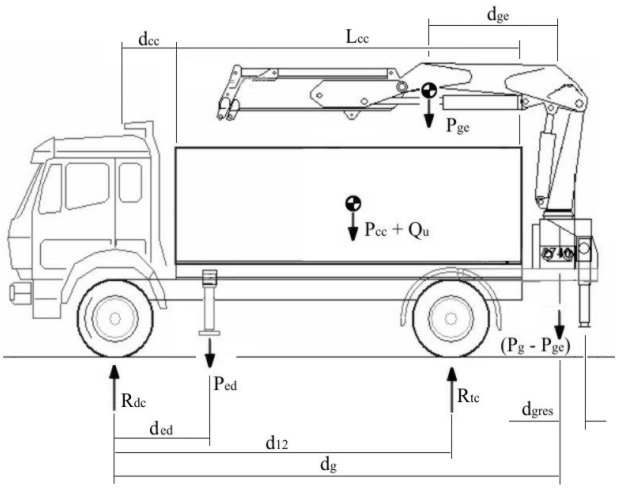

FIGURA 4.19 Grúa de autocarga trasera

Como en el caso anterior, (P_{ge}) coincide con el eje de giro de la grúa.

Por ecuaciones de equilibrio, las reacciones sobre los ejes debido a las cargas (R_{dc}) y (R_{tc}) obtenidas son.

$$R_{tc} = \frac{P_{ed} \cdot d_{ed} + (P_{cc} + Q_u)\left(d_{cc} + L_{cc}/2\right) - P_{ge} \cdot d_{ge} + P_g \cdot d_g}{d_{12}}$$

EC. 4.59

$$R_{dc} = P_g + P_{cc} + Q_u + P_{ed} - R_{tc}$$

EC. 4.60

Y las reacciones totales sobre los ejes (R_d) y (R_t) serán de este modo.

$$R_d = T_d + R_{dc}$$

EC. 4.61

$$R_t = T_t + R_{tc}$$

EC. 4.62

Una vez conocidas las solicitaciones seguiremos el proceso clásico dado por las teorías de resistencia de materiales. Como consideración adicional indicar que en esta situación de trabajo se plantea un diseño a vida infinita, por lo que será necesario obtener coeficientes de seguridad superior a tres (3) con respecto al límite elástico del material.

4.4.5.2. Actuación de la grúa

El diagrama de carga en esta situación se representa en las figuras 4.20 y 4.21 dependiendo las diferentes situaciones que pueden darse de forma habitual: Grúa de autocarga delantera tras cabina con dos o con cuatro estabilizadores, o grúa de autocarga trasera tras caja de carga con dos o con cuatro estabilizadores.

Como aproximación se considera que cuando se utilizan los estabilizadores, el eje técnico más próximo al estabilizador se queda completamente levantado, sin apoyar en el suelo, por lo que la propia carga que recaía sobre este eje con el vehículo en tara deberá también tenerse en cuenta en la nueva configuración de apoyos del vehículo.

- Grúa de autocarga delantera

Una situación típica de las solicitaciones a que se encuentra sometido se representa en la figura 4.20.

Conocida la configuración de trabajo, las reacciones totales sobre los elementos de apoyo (R_{dg}) y (R_{tg}), sean ruedas o estabilizadores según corresponda, se obtienen directamente de aplicar las condiciones de equilibrio estático en fuerzas y en momentos sobre él.

$$R_{tg} = \frac{F_e \cdot (L_e - d_{gres}) + (P_{cc} + Q_u)\left(d_{cc} + L_{cc}/2 - d_{ed}\right)}{(d_{et} - d_{ed})} + \frac{P_{ge} \cdot d_{ge} - P_g \cdot d_{gres} + T_t \cdot d_{12} + T \cdot d_{ed}}{(d_{et} - d_{ed})} + P_{et} \qquad \text{EC. 4.63}$$

$$R_{dg} = P_g + P_{cc} + Q_u + P_{et} + F_e + T - R_{tg} \qquad \text{EC. 4.64}$$

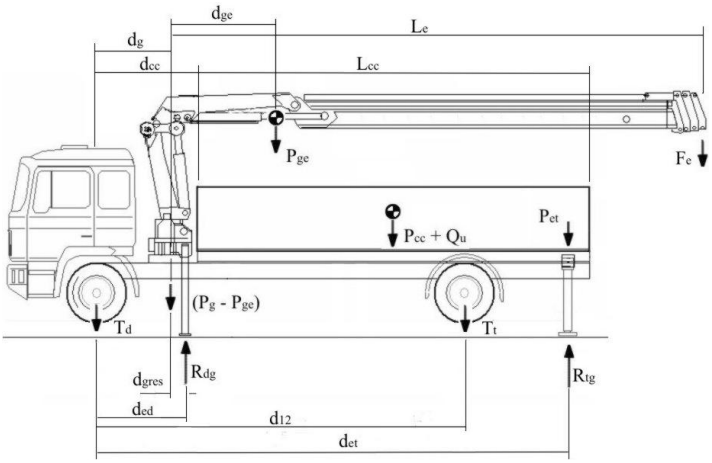

FIGURA 4.20 Grúa de autocarga delantera

Para la situación en la que no existan estabilizadores traseros el planteamiento es idéntico al de cuatro estabilizadores pero con las consideraciones de que (P_{et}=0) y que el eje técnico trasero actúa como estabilizador trasero, es decir, es como si tuviera un estabilizador trasero justo en la posición del eje técnico trasero.

$$R_{tc} = \frac{F_e \cdot (L_e - d_{gres}) + (P_{cc} + Q_u)\left(d_{cc} + L_{cc}/2 - d_{ed}\right)}{(d_{12} - d_{ed})} + \frac{P_{ge} \cdot d_{ge} - P_g \cdot d_{gres} - T_d \cdot d_{ed}}{(d_{12} - d_{ed})} + T_t \qquad \text{EC. 4.65}$$

$$R_{dg} = P_g + P_{cc} + Q_u + F_e + T - R_{tc} \qquad \text{EC. 4.66}$$

- Grúa de autocarga trasera

Una situación típica de las solicitaciones a que se encuentra sometido se representa en la figura 4.21.

Las reacciones totales sobre los elementos de apoyo (R_{dg}) y (R_{tg}), sean ruedas o estabilizadores según corresponda, se obtienen de aplicar las condiciones de equilibrio en fuerzas y en momentos sobre él vehículo. Para el ejemplo planteado se obtiene.

$$R_{tg} = \frac{F_e \cdot (L_e + d_g - d_{ed}) + (P_{cc} + Q_u)\left(d_{cc} + L_{cc}/2 - d_{ed}\right)}{(d_g + d_{gres} - d_{ed})} + \frac{P_{ge} \cdot d_{ge} + P_g \cdot (d_g - d_{ed}) + T_t \cdot d_{12} - T \cdot d_{ed}}{(d_g + d_{gres} - d_{ed})} \qquad \text{EC. 4.67}$$

$$R_{dg} = P_g + P_{cc} + Q_u + P_{ed} + F_e + T - R_{tg} \qquad \text{EC. 4.68}$$

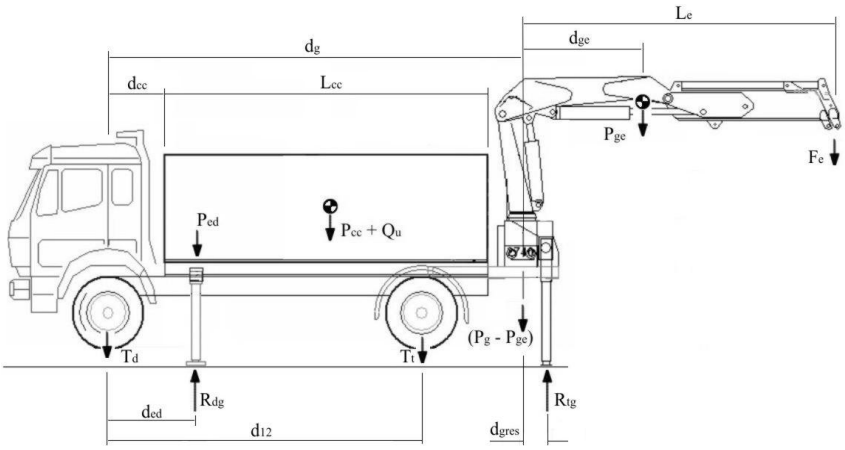

FIGURA 4.21 Grúa de autocarga delantera

Para la situación en la que no existan estabilizadores delanteros el planteamiento es idéntico al de cuatro estabilizadores pero con la consideración de que (P_{ed}=0) y el eje técnico delantero actúa como estabilizador delantero, es decir, es como si tuviera un estabilizador delantero justo en la posición del eje técnico delantero.

$$R_{tg} = \frac{F_e \cdot (L_e + d_g) + (P_{cc} + Q_u)\left(d_{cc} + L_{cc}/2\right)}{(d_g + d_{gres})} +$$

$$+\frac{P_{ge}\cdot d_{ge}+P_g\cdot d_g+T_t\cdot d_{12}}{\left(d_g+d_{gres}\right)} \qquad \text{EC. 4.69}$$

$$R_{dc}=P_g+P_{cc}+Q_u+F_e+T-R_{tg} \qquad \text{EC. 4.70}$$

Una vez determinadas las solicitaciones se determinará por los procedimientos explicados en el apartado 4.7 el estado tensional del bastidor y sus refuerzos. No se plantea como necesaria un diseño a vida infinita, considerándose adecuado la obtención de coeficientes de seguridad superiores a dos (2) con respecto al límite elástico del material para tener un número suficiente de ciclos sin que se produzcan daños en el material de los elementos estructurales en un uso normal de la grúa. En esta situación es necesario realizar el debido mantenimiento para comprobar la posible aparición de fisuras.

* La sección mínima de bastidor y sus refuerzos vendrán dados por el máximo requerido por todas las situaciones planteadas en este apartado.

4.4.6. Cálculo de uniones atornilladas de la grúa

En grúas amovibles tanto delanteras como traseras, la unión del chasis al vehículo deberá ser realizada con los elementos de fijación aconsejados por el fabricante de la grúa y por el propio fabricante del chasis-cabina.

Para garantizar un buen funcionamiento, la grúa debe descansar sobre soportes de grúa especiales *atornillados* al alma del bastidor del chasis. De forma menos recomendada, algunos tipos de grúa pueden unirse al vehículo, por *bridas o abrazaderas* que envuelven el chasis y el falso chasis. En la figura 4.22 se representan casos de grúas amovibles delantera y trasera.

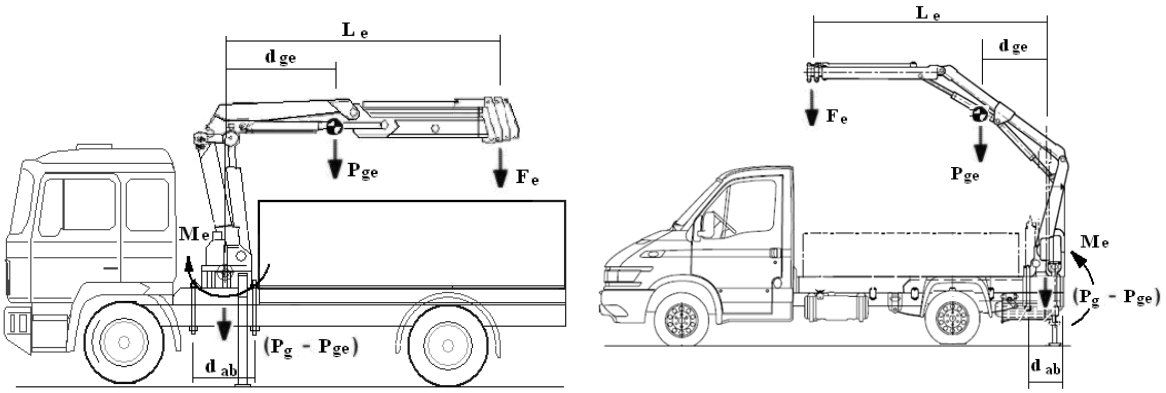

FIGURA 4.22 Grúas autocarga delantera y trasera

Para esta situación sencilla de unión directa de la grúa al vehículo por medio de dos tornillos por larguero del bastidor, las solicitaciones que se originan como consecuencia de la actuación de la grúa se muestran en la figura 4.22. Los tornillos se encuentran solicitados a una fuerza axial y a un momento flector tal como se representa en la figura 4.23.

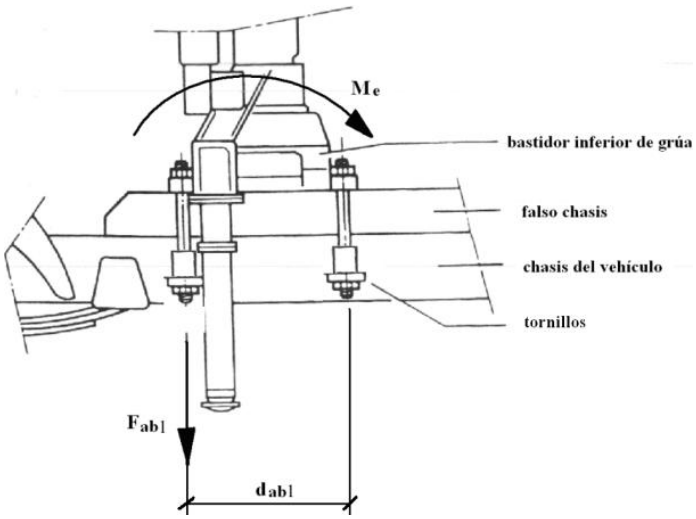

FIGURA 4.23 Vista lateral de unión directa por tornillos

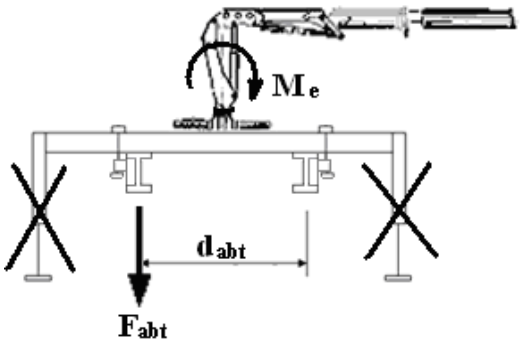

FIGURA 4.24 Vista longitudinal de unión directa por tornillos

En la figura 4.25 se muestra la disposición de los tornillos en la unión de la grúa con el bastidor del vehículo que se ha considerado en el cálculo. Los cálculos se van a realizar teniendo en cuenta las siguientes consideraciones:

Existe un número (t) de filas de tornillos paralelas al eje transversal del vehículo, siendo $t \neq 0$.

Existe un número (s) de filas de tornillos paralelas al eje longitudinal del vehículo, siendo $s \neq 0$.

Las filas de tornillos transversales y longitudinales serán simétricas respecto de los planos transversal y longitudinal del vehículo que pasan por el eje de giro de la grúa, respectivamente.

Todos los tornillos poseen las mismas propiedades mecánicas y dimensiones.

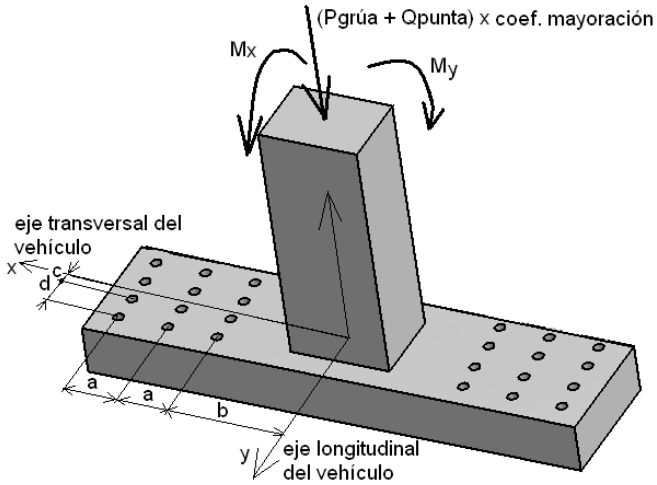

FIGURA 4.25 Vista de la disposición de tornillos en la unión grúa-bastidor

Siendo,

a distancia mínima entre líneas de tornillos longitudinales consecutivas.

b distancia mínima entre el plano longitudinal y la línea de tornillos longitudinal más cercana a éste.

c distancia mínima entre el plano transversal y la línea de tornillos transversal más cercana a éste.

d distancia mínima entre líneas de tornillos transversales consecutivas.

Mx Momento flector debido a la carga en punta y al peso de la grúa cuando ésta trabaja alineada con el plano longitudinal.

My Momento flector debido a la carga en punta y al peso de la grúa cuando ésta trabaja alineada con el plano transversal.

En la dirección transversal de trabajo de la grúa se considera que los tornillos trabajan en una situación más favorable puesto que son los propios estabilizadores básicamente los que compensan mediante su compresión los momentos y cargas originados por la grúa. Sin embargo, se va a calcular esta situación teniendo en cuenta que se trabajase indebidamente con la grúa y no se extendieran los gatos estabilizadores.

La metodología de cálculo empleada para calcular esta unión se describe a continuación.

En primer lugar hay que determinar el c.d.g. de los tornillos. Dadas las consideraciones anteriores en cuanto a la disposición de éstos, el c.d.g. de los tornillos coincidirá con el eje de giro de la grúa.

Una vez determinado la posición del c.d.g. de los tornillos se analiza qué tipo de esfuerzos actúan sobre ese punto.

Para esta situación de cálculo los esfuerzos que aparecen sobre el c.d.g. son un momento flector (M_x) debido a que la carga en punta de la grúa Q_{punta} y su peso $P_{grúa}$ no están alineados con el eje de giro de la grúa y un esfuerzo axil (A) debido a la carga en punta y al peso de la grúa.

$$M_x = M_y = (P_{grúa} \cdot d_cdg + Q_{punta} \cdot Alc_máx) \cdot Coef_may$$ EC. 4.71

$$A = (P_{grúa} + Q_{punta}) \cdot Coef_may$$ EC. 4.72

Siendo:

d_cdg distancia desde el c.d.g. de la grúa cuando está extendida hasta su eje de giro

Alc_máx distancia desde el eje de giro de la grúa hasta la posición del gancho de la grúa cuando ésta está completamente extendida.

Coef_may Coeficiente de mayoración de la carga (ver subapartado 4.4.2)

A continuación se determina el esfuerzo que actúa sobre cada tornillo de esta forma:

$$N_{i,longitudinal} = \frac{A}{n} + \frac{Mx}{\sum y_i^2} y_i$$ EC. 4.73

$$N_{i,transversal} = \frac{A}{n} + \frac{My}{\sum x_i^2} x_i$$ EC. 4.74

Siendo:

$N_{i,longitudinal}$ Esfuerzo axil resultante sobre el tornillo i cuando la grúa está alineada con el plano longitudinal.

$N_{i,transversal}$ Esfuerzo axil resultante sobre el tornillo i cuando la grúa está alineada con el plano transversal.

y_i coordenada y del tornillo i considerando como origen del sistema de coordenadas al c.d.g. de los tornillos.

x_i coordenada x del tornillo i considerando como origen del sistema de coordenadas al c.d.g. de los tornillos.

n número total de tornillos.

Para determinar el coeficiente de seguridad de la unión se escoge, de entre los Ni calculados, el máximo de ellos y se introduce en la siguiente expresión:

$$C.S._{transversal} = \frac{k \cdot R \cdot A}{N_{máx,transversal}}$$ EC. 4.75

$$C.S._{longitudinal} = \frac{k \cdot R \cdot A}{N_{máx,longitudinal}}$$ EC. 4.76

Siendo:

k 0.9 para tornillos sin cabeza avellanada. En otro caso consultar al fabricante o en normativa.

R Resistencia a tracción del tornillo

A Área resistente del vástago del tornillo

$C.S._{transversal}$ Coeficiente de seguridad de la unión, cuando la grúa está alineada con el plano transversal. Éste debe ser mayor que 1,25.

$C.S._{longitudinal}$ Coeficiente de seguridad de la unión, cuando la grúa está alineada con el plano longitudinal. Éste debe ser mayor que 1,25.

En general, la cortadura y la tracción generada en los elementos de unión en situación de transporte o circulación del vehículo es menos exigente que los condicionantes indicados en las situaciones de trabajo calculadas. Las solicitaciones principales a que van a estar sometidos los tornillos en esta situación va a acontecer cuando en sentido longitudinal se produzcan aceleraciones del vehículo por frenar o acelerar el mismo a las máximas condiciones que nos permita la adherencia (μ_a) entre el neumático y el suelo. Las fuerzas inerciales tendrán un valor:

$$F_{in.} = P_g \cdot 9{,}81 \cdot \mu_a$$

EC. 4.77

$F_{in.}$ Fuerza inercial actuante sobre la grúa (N)

En un suelo asfaltado pueden lograrse picos con una adherencia de (μ_a = 0,8).

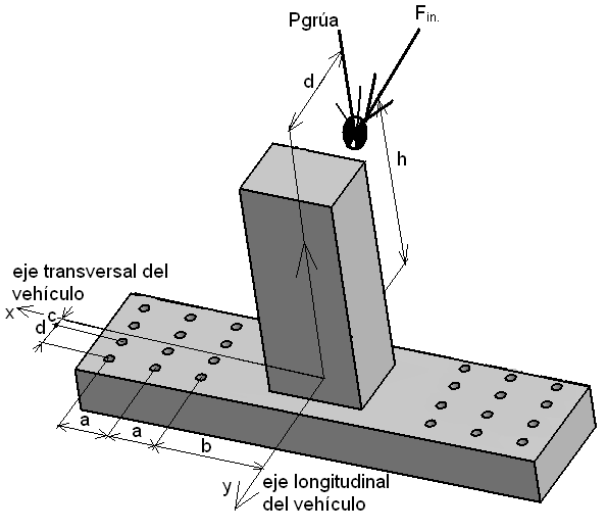

FIGURA 4.26 Vista de las fuerzas actuantes en la grúa en la situación de circulación

Para determinar si la unión aguantará los esfuerzos a que va a estar sometida, al solicitar a la unión a la vez el esfuerzo cortante y el esfuerzo axil, se sigue el siguiente criterio:

$$\frac{V}{V_{máxadm}} + \frac{N}{1.4 \cdot N_{máxadm}} \leq 1$$

EC. 4.78

Siendo:

V Esfuerzo cortante real que soportará el tornillo más crítico

$V_{máx\ adm.}$ Esfuerzo cortante que es capaz de resistir el tornillo, con un CS = 1,25

N Esfuerzo axil real máximo que soportará el tornillo más crítico

$N_{máx\ adm.}$ Esfuerzo axil que es capaz de resistir el tornillo, con un CS = 1,25

En este caso,

$$V_i = \frac{F_{in.}}{n}$$

EC. 4.79

$$N_i = \frac{P_g}{n} + \frac{F_{in.} \cdot h - P_g \cdot d}{\sum y_i^{\,2}} \sum y_i \qquad \text{EC. 4.80}$$

Siendo,

V_i Esfuerzo cortante sobre el tornillo i.

y_i coordenada y del tornillo i considerando como origen del sistema de coordenadas al c.d.g. de los tornillos.

n número total de tornillos.

P_g Peso de la grúa

d Distancia entre el c.d.g. de la grúa cuando está recogida y su eje de giro

h Altura desde el c.d.g. de la grúa respecto la base donde se encuentran los tornillos

N_i Esfuerzo axil sobre el tornillo i

Los valores máximos que puede soportar cada tornillo para que el coeficiente de seguridad sea igual que 1,25 son:

$$N_{\text{máx adm.}} = \frac{k \cdot R \cdot A}{1{,}25} \qquad \text{EC. 4.81}$$

$$V_{\text{máx adm.}} = \frac{0.5 \cdot p \cdot R \cdot A}{1{,}25} \qquad \text{EC. 4.82}$$

Siendo:

k 0.9 para tornillos sin cabeza avellanada. En otro caso consultar al fabricante o en normativa.

R Resistencia a tracción del tornillo

A Área resistente del vástago del tornillo

p número de planos de corte que atraviesan al tornillo

4.5. Cálculo genérico de uniones atornilladas

Al igual que se ha procedido al cálculo de las uniones atornilladas en la grúa autocarga, se ha contemplado la posibilidad de realizar el cálculo de las uniones atornilladas que pudieran existir entre el bastidor y sobrebastidor del vehículo considerando que sobre los tornillos pudiesen actuar esfuerzos axiles, cortantes, momentos flectores y momentos torsores. Este cálculo no se ajusta al comportamiento real de la unión.

La geometría que simulará la situación real de la unión se muestra a continuación.

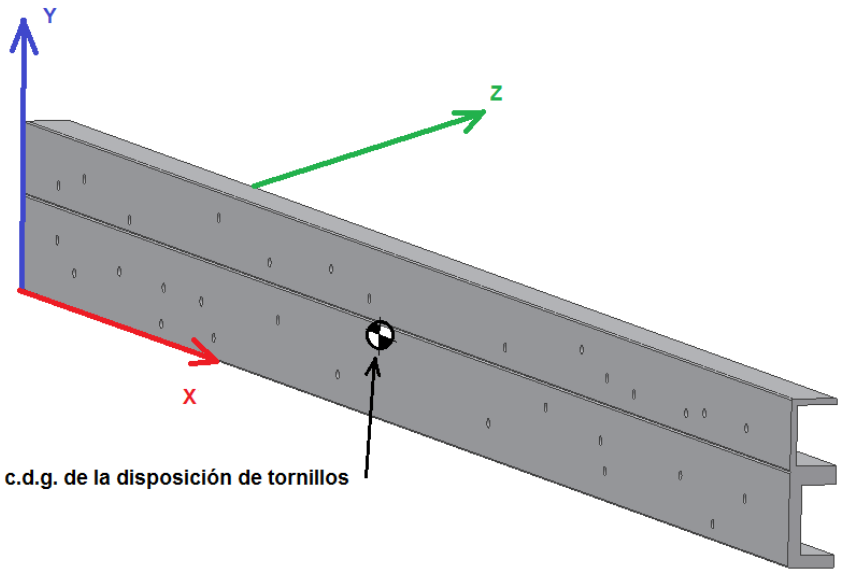

FIGURA 4.27 Caso genérico de unión atornillada entre bastidor y sobrebastidor

A continuación se va hacer referencia al sistema de coordenadas mostrado en la figura 4.27.

Sea cual fuere la disposición de los tornillos en el plano XY, podrá realizarse un cálculo basándose en la situación de carga actual de uno de los vehículos que se esté reformando o bien podrán introducirse cargas, siempre referenciadas al sistema de coordenadas de la figura 4.27.

La disposición de los tornillos vendrá determinada por el usuario de la herramienta de cálculo y únicamente podrán disponerse en el plano XY. Todos los tornillos se consideran de iguales características mecánicas y dimensiones.

Una vez conocida la disposición de los tornillos se procederá a calcular el c.d.g. geométrico de éstos(ver EC. 4.83), y en ese punto se situará un sistema de coordenadas orientado exactamente igual que el sistema de coordenadas de la figura 4.27, sobre el que a partir de ahora se referenciarán los tornillos, las cargas y los esfuerzos.

$$c.d.g.(x) = \frac{\sum(x_i)}{n} \quad ; \quad c.d.g.(y) = \frac{\sum(y_i)}{n} \quad ; \qquad \text{EC. 4.83}$$

Tras analizar los esfuerzos resultantes respecto del nuevo sistema de coordenadas, producidos por todas las cargas actuantes sobre la unión, se procederá a calcular los coeficientes de seguridad de los tornillos cuando se ven sometidos a esfuerzos de tracción, cortadura e interacción de ambas.

Como he indicado anteriormente, en estos cálculos se supone que absolutamente todos los esfuerzos generados por las cargas colocadas en el vehículo o por las cargas referenciadas manualmente en el sistema de coordenadas descrito anteriormente, van a ser absorbidos en su totalidad por los tornillos. Esta situación de cálculo no se corresponde con una situación real, ya que en la realidad existen más tornillos dispuestos de forma diferente y otros tipos de uniones que también van a absorber los esfuerzos generados por las cargas que haya en el vehículo.

Los esfuerzos que van a solicitar a los tornillos pueden ser momentos torsores, axiles cortantes y momentos flectores. Por ello hay que considerar tres situaciones de cálculo, en la que el tornillo trabaja a tracción, en la que el tornillo trabaja a cortadura y una tercera que será una combinación de ambas.

Para analizar el coeficiente de seguridad que poseen los tornillos frente a estas solicitaciones se aplicarán las siguientes ecuaciones.

Tornillo sometido a tracción:

$$N_i = \frac{A}{n} + \frac{Mx}{\sum y_i^2} y_i + \frac{My}{\sum x_i^2} x_i \qquad \text{EC. 4.84}$$

Siendo:

N_i Esfuerzo axil resultante sobre el tornillo i.

y_i coordenada y del tornillo i considerando como origen del sistema de coordenadas al c.d.g. de los tornillos, calculado mediante la EC. 4.83.

x_i coordenada x del tornillo i considerando como origen del sistema de coordenadas al c.d.g. de los tornillos, calculado mediante la EC. 4.83.

n número total de tornillos.

Mx momento flector sobre el eje x.

My momento flector sobre el eje y.

Tornillo sometido a cortadura:

$$V_{x,i} = \frac{Q_x}{n} + \frac{Mz}{\sum r^2} x_i \qquad \text{EC. 4.85}$$

$$V_{y,i} = \frac{Q_y}{n} + \frac{Mz}{\sum r^2} y_i \qquad \text{EC. 4.86}$$

$$V_i = \sqrt{V_{x,i}^2 + V_{y,i}^2} \qquad \text{EC. 4.87}$$

Siendo:

$V_{x,i}$ Esfuerzo cortante resultante sobre el tornillo i, en el eje x.

$V_{y,i}$ Esfuerzo cortante resultante sobre el tornillo i, en el eje y.

V_i Esfuerzo cortante resultante sobre el tornillo i.

y_i coordenada y del tornillo i considerando como origen del sistema de coordenadas al c.d.g. de los tornillos, calculado mediante la EC. 4.83.

x_i coordenada x del tornillo i considerando como origen del sistema de coordenadas al c.d.g. de los tornillos, calculado mediante la EC. 4.83.

n número total de tornillos.

Mz Momento torsor sobre el eje z.

Qx esfuerzo cortante total sobre el conjunto de tornillos respecto al eje x

Qy esfuerzo cortante total sobre el conjunto de tornillos respecto al eje y

Coeficientes de seguridad:

$$C.S._{\text{tracción,i}} = \frac{k \cdot R \cdot A}{N_i} \qquad \text{EC. 4.88}$$

Siendo:

k 0.9 para tornillos sin cabeza avellanada. En otro caso consultar al fabricante o en normativa.

R Resistencia a tracción del tornillo

A Área resistente del vástago del tornillo

$C.S._{\text{tracción,i}}$ Coeficiente de seguridad del tornillo i, referido a tracción. Éste debe ser mayor que 1,25.

$$C.S._{\text{cortadura,i}} = \frac{0.5 \cdot p \cdot R \cdot A}{V_i} \qquad \text{EC. 4.89}$$

Siendo:

p número de planos de corte que atraviesan al tornillo

$C.S._{\text{cortadura,i}}$ Coeficiente de seguridad del tornillo i, referido a cortadura. Éste debe ser mayor que 1,25.

En la situación combinada, se debe cumplir esta condición para que el tornillo resista los esfuerzos:

$$\frac{V_i}{V_{máxadm}} + \frac{N_i}{1.4 \cdot N_{máxadm}} \leq 1 \qquad \text{EC. 4.90}$$

Siendo,

$V_{\text{máx adm.}}$ Esfuerzo cortante que es capaz de resistir el tornillo, con un CS = 1,25

$N_{\text{máx adm.}}$ Esfuerzo axil que es capaz de resistir el tornillo, con un CS = 1,25

4.6. Caso general de circulación

Al igual que se ha procedido hacer en el apartado 4.4.5.1, para calcular las reacciones sobre los ejes del vehículo cuando éste tiene unas cargas encima de su bastidor, solamente es necesario que estén posicionadas respecto a una referencia y que sus valores sean conocidos. Con las cargas perfectamente ubicadas se determinan las reacciones sobre el eje técnico delantero y sobre el eje técnico trasero y posteriormente éstas se distribuyen a cada uno de los ejes de su grupo respectivamente teniendo en cuenta los criterios sobre repartos de cargas en ejes indicados en el apartado 0 de este proyecto. En el subapartado siguiente se describe como se considera un caso especial de carga.

4.6.1. Reparto de cargas en la carga tipo portavehículos

Una carga tipo portavehículos estará formada por una plataforma inferior y en algunas ocasiones por otra plataforma superior. En el caso de que exista plataforma superior la carga de ésta se transmite a la plataforma inferior a través de los apoyos que la plataforma superior tiene.

Las cargas que se han considerado que pueda llevar una carga del tipo portavehículos varían en función del número de apoyos que tiene la plataforma superior, si es que ésta existe. En el caso de que sólo exista plataforma inferior o de que existiendo plataforma superior ésta esté apoyada por dos apoyos, se podrán cargar ambas plataformas o bien mediante una carga distribuida o bien mediante cargas puntuales que simularán las cargas transmitidas a ellas por los ejes de los vehículos que tienen cargados. Si existe plataforma superior con más de dos apoyos únicamente se ha contemplado en este proyecto que las plataformas puedan llevar cargas distribuidas.

A la hora de transmitir la carga de la plataforma superior a través de los apoyos sus apoyos sobre la plataforma inferior, mención especial tienen los casos de distribución de la carga cuando la plataforma superior tiene más de 2 apoyos ya que se trata de un caso hiperestático.

Para resolver estas situaciones se emplea la ecuación 4.91, conocida como ecuación de los tres momentos, desarrollada por Clapeyron.

$$M_{n-1}\frac{L_n}{I_n \cdot E_n} + 2M_n\left(\frac{L_n}{I_n \cdot E_n} + \frac{L_{n+1}}{I_{n+1} \cdot E_{n+1}}\right) + M_{n+1}\frac{L_{n+1}}{I_{n+1} \cdot E_{n+1}} = \text{valor en tablas} \qquad \text{EC. 4.91}$$

Aplicando la ecuación 4.91 al caso que se detalla en la figura 4.28, que simula a una plataforma superior del portavehículos apoyada sobre 3 apoyos y cargada con una carga distribuida q, se obtendrán las reacciones sobre los apoyos que serán transmitidas a la plataforma inferior del portavehículos.

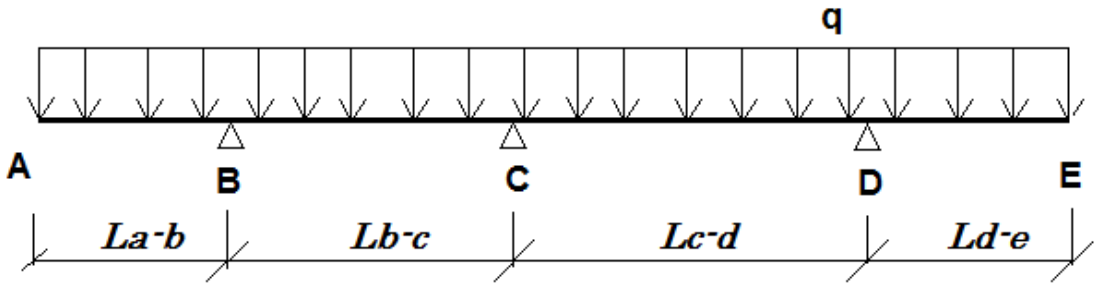

FIGURA 4.28 Esquema de cargas al que aplicar la EC. de los tres momentos

Para la situación con tres apoyos, correspondiente al caso de la figura 4.28, la resolución sería la siguiente:

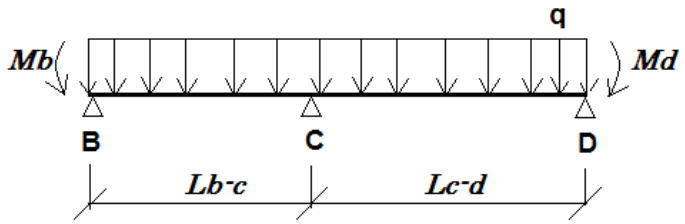

FIGURA 4.29 Esquema de cargas al que aplicar la EC. de los tres momentos. Paso 1

Los momentos debidos a las cargas en voladizo son:

$$M_B = -q\frac{(L_{a-b})^2}{2} \qquad \text{EC. 4.92}$$

$$M_D = -q\frac{(L_{d-e})^2}{2} \qquad \text{EC. 4.93}$$

A continuación se calculan los momentos en los apoyos internos mediante la ecuación 4.91

$$M_B\frac{L_{B-C}}{I\cdot E} + 2M_C\left(\frac{L_{B-C}}{I\cdot E} + \frac{L_{C-D}}{I\cdot E}\right) + M_D\frac{L_{C-D}}{I\cdot E} = -q\left(\frac{(L_{C-D})^3 + (L_{B-C})^3}{4}\right) \qquad \text{EC. 4.94}$$

Sustituyendo las ecuaciones 4.92 y 4.93 en la ecuación 4.94, se obtiene el valor de Mc:

$$M_B = \frac{-q}{2(L_{BC} + L_{CD})}\left[\frac{1}{4}\left((L_{CD})^3 + (L_{BC})^3\right) + \frac{1}{2}\left(L_{CD}\cdot(L_{DE})^2 + L_{BC}(L_{AB})^2\right)\right] \qquad \text{EC. 4.95}$$

$$M_C = \frac{-q\cdot 0{,}25\left((L_{C-D})^3 + (L_{B-C})^3\right) - M_D\cdot L_{C-D} - M_B\cdot L_{B-C}}{2\left(L_{B-C} + L_{C-D}\right)} \qquad \text{EC. 4.96}$$

Una vez obtenidos los valores de M_B, M_C y M_D, se calculan las reacciones en los apoyos:

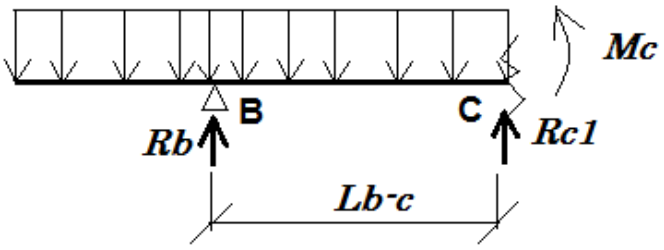

FIGURA 4.30 Esquema de cargas al que aplicar la EC. de los tres momentos. Paso 2

Aplicando las condiciones de equilibrio para la situación representada en la figura 4.30, se obtiene R_B.

$$\sum Fy = 0; R_B + R_{C1} = q(L_{a-b} + L_{b-c}) \qquad \text{EC. 4.97}$$

$$\sum M_c = 0; R_B\cdot L_{b-c} = q\left(\frac{L_{a-b} + L_{b-c}}{2}\right) + M_C \qquad \text{EC. 4.98}$$

$$R_B = \frac{1}{L_{b-c}}\cdot\left(\frac{q(L_{a-b} + L_{b-c})^2}{2} + M_C\right) \qquad \text{EC. 4.99}$$

$$R_{C1} = q\left(L_{a-b} + L_{b-c}\right) - R_B \qquad \text{EC. 4.100}$$

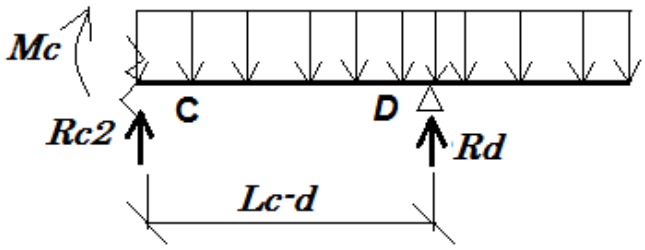

FIGURA 4.31 Esquema de cargas al que aplicar la EC. de los tres momentos. Paso 3

Aplicando las condiciones de equilibrio para la situación representada en la figura 4.31, se obtiene R_D y R_C.

$$\sum Fy = 0; R_D + R_{C2} = q(L_{c-d} + L_{d-e})$$

EC. 4.101

$$\sum M_c = 0; R_D \cdot L_{c-d} = q\left(\frac{L_{c-d} + L_{d-e}}{2}\right) + M_C$$

EC. 4.102

$$R_D = \frac{1}{L_{c-d}} \cdot \left(\frac{q(L_{d-e} + L_{c-d})^2}{2} + M_C\right)$$

EC. 4.103

$$R_{C2} = q(L_{d-e} + L_{c-d}) - R_D$$

EC. 4.104

$$R_C = R_{C1} + R_{C2}$$

EC. 4.105

Así se obtendrían las reacciones sobre los apoyos de la plataforma superior del portavehículos, que serían transmitidas a la plataforma inferior y con éstas cargas más las de la plataforma inferior se procederían a calcular las reacciones y esfuerzos que todas estas producen sobre el bastidor del vehículo. Para el caso de 4 apoyos se seguiría el mismo procedimiento que el detallado anteriormente.

4.6.2. Optimizaciones

Para determinados tipos de cargas se ha contemplado la posibilidad de optimizar su posición, masa o longitud con el fin de alcanzar los valores máximos de MMA en cada uno de los ejes de uno de los grupos de ejes del vehículo, llegando a alcanzar los valores máximos de MMA en cada uno de los ejes de ambos grupos a la vez ocasionalmente.

Para realizar la optimización de cualquiera de estos tres parámetros indicados se ha resuelto un sistema de ecuaciones basado en el equilibrio de las fuerzas y momentos que actúan sobre el bastidor, teniendo en cuenta para cada caso lo siguiente:

- Optimización de la carga de una de las cargas del vehículo

Para determinar la masa que se puede añadir a una carga del tipo (basculante, caja fija, cisterna, hormigonera, distribuida o portavehículos) que ya tiene una posición fijada respecto a la referencia se procede igual que en un caso genérico de circulación salvo que en este caso

la reacción que va a recaer sobre el eje técnico del grupo de ejes en el que queremos alcanzar la MMA en cada uno de los ejes, es conocida y por lo tanto la única incógnita es la masa a colocar en ese tipo de carga.

Este cálculo se realiza tanto para alcanzar la MMA de cada eje del grupo de ejes delantero como del grupo de ejes trasero. El usuario es quien decide, en función de los resultados qué grupo de ejes va a alcanzar en cada uno de sus ejes su MMA y por lo tanto que masa colocará en la posición previamente fijada por él.

- Optimización de la posición de una de las cargas del vehículo

Para determinar la posición en donde debe colocarse una carga del tipo (basculante, caja fija, cisterna, hormigonera, distribuida, grúa o puntual) que ya tiene una masa determinada se procede igual que en un caso genérico de circulación salvo que en este caso la reacción que va a recaer sobre el eje técnico del grupo de ejes en el que queremos alcanzar la MMA en cada uno de los ejes, es conocida y por lo tanto la única incógnita es la posición a la que colocar la masa total de ese tipo de carga.

Este cálculo se realiza tanto para alcanzar la MMA de cada eje del grupo de ejes delantero como del grupo de ejes trasero. El usuario es quien decide, en función de los resultados qué grupo de ejes va a alcanzar en cada uno de sus ejes su MMA y por lo tanto la posición a la que colocará la masa total previamente fijada por él.

- Optimización de la longitud de una de las cargas del vehículo

Para determinar la longitud de una carga del tipo (basculante, caja fija, cisterna o distribuida) que va a albergar en su interior toda la carga posible para que no quede nada de carga útil en el vehículo se procede igual que en un caso genérico de circulación salvo que en este caso la reacción que va a recaer sobre el eje técnico del grupo de ejes en el que queremos alcanzar la MMA en cada uno de los ejes, es conocida y por lo tanto la única incógnita es la longitud de ese tipo de carga.

Este cálculo se realiza tanto para alcanzar la MMA de cada eje del grupo de ejes delantero como del grupo de ejes trasero. El usuario es quien decide, en función de los resultados qué grupo de ejes va a alcanzar en cada uno de sus ejes su MMA y por lo tanto la longitud de la carga previamente posicionada y cargada por él.

En este caso concreto de optimización de la longitud de una de las cargas, la posición que se mantiene es la posición respecto del punto de referencia considerado hasta el comienzo de la carga, variando entonces el punto de aplicación de la resultante de la masa total de la carga. Para el caso de una caja basculante, como estaba posicionada en un primer momento respecto de su bulón de giro y no respecto del inicio de caja, habrá que reposicionar el bulón de giro respecto a la parte final de la caja basculante una vez se haya optimizado la longitud de la misma.

4.7. Cálculo de esfuerzos y del estado tensional

4.7.1. Cálculo de esfuerzos

Una vez que se conocen las reacciones sobre los ejes del vehículo y la posición de las cargas actuantes, se puede proceder al cálculo de los esfuerzos que solicitan al bastidor o al conjunto bastidor-sobrebastidor del vehículo y/o al bastidor de uno de los componentes (a partir de ahora me referiré a éstos con el término genérico *bastidor*).

Los esfuerzos que se van a calcular son los esfuerzos axiles (N), los esfuerzos cortantes (V) y los momentos flectores que actúan sobre el bastidor.

Se irá recorriendo el bastidor de izquierda a derecha, por ejemplo, obteniendo los valores de los esfuerzos mencionados aproximadamente cada 15 mm. Se ha escogido esta periodo para que los cálculos sean ágiles y porque como aproximadamente un vehículo de estas características tiene una longitud de más de 3000 m este periodo supondría en el peor de los casos aproximadamente 0,5 % de la longitud del bastidor. Por ello considero que la información perdida en este cálculo es mínima.

La longitud del bastidor considerada es, para el bastidor de un chasis cabina la longitud total del mismo excepto el voladizo delantero del vehículo. Para el caso del bastidor de una caja basculante, la longitud del bastidor será coincidente con la longitud de la caja basculante.

Las situaciones de cálculo de esfuerzos posibles son 7 y las detallaré a continuación. Estas situaciones se corresponden con la metodología de cálculo explicada anteriormente.

- Caso general, en el que el vehículo se encuentra en circulación.

- Basculante arriba, en la que el vehículo, que posee una caja basculante, se encuentra en la situación de volteo con su cilindro elevador totalmente extendido. Aquí se estudia el bastidor del vehículo.

- Basculante empezando a subir, en la que el vehículo, que posee una caja basculante, se encuentra en la situación inicial de volteo con su cilindro elevador ejerciendo la máxima presión. Aquí se estudia el bastidor del vehículo.

- Bastidor arriba, misma situación que Basculante arriba, pero aquí se estudia el bastidor de la caja basculante.

- Bastidor empezando a subir, misma situación que Basculante empezando a subir, pero aquí se estudia el bastidor de la caja basculante.

- Grúa atrás, en la que el vehículo, que posee una grúa autocarga, se encuentra en la situación de trabajo con la grúa totalmente extendida hacia la parte trasera del vehículo.

- Grúa hacia delante, en la que el vehículo, que posee una grúa autocarga, se encuentra en la situación de trabajo con la grúa totalmente extendida hacia la parte delantera del vehículo.

Una vez calculados los esfuerzos, se dispone de unas gráficas para ver sus diagramas y de unas tablas para poder utilizar los valores calculados en función de la posición respecto al inicio del bastidor.

4.7.1.1. Convenio de signos utilizado

En el caso de los esfuerzos axiles, se consideran positivos los esfuerzos que provocan tracción y negativos los que provocan compresión. Se representarán de la siguiente manera:

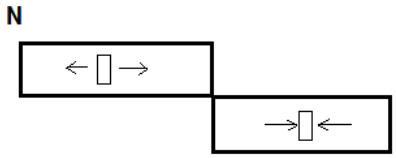

FIGURA 4.32 Convenio de signos esfuerzos axiles

En el caso de esfuerzos cortantes, se representarán de la siguiente manera:

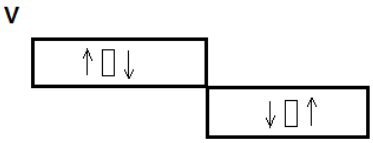

FIGURA 4.33 Convenio de signos esfuerzos cortantes

En el caso de los momentos flectores, se representarán de la siguiente manera:

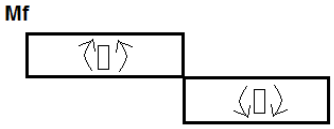

FIGURA 4.34 Convenio de signos momentos flectores

4.7.2. Cálculo de tensiones

Para el cálculo de tensiones no sólo es necesario conocer lo indicado en el apartado 4.7.1, sino que es necesario que el bastidor quede perfectamente definido.

El bastidor del vehículo quedará totalmente definido cuando se hayan fijado las longitudes y posiciones de sus tramos, los materiales y sus propiedades de los perfiles que conformarán cada tramo y las secciones de los perfiles que conformarán cada tramo, así como, en el caso de existir sobrebastidor, el tipo de unión entre éste y el bastidor del vehículo (ver apartado 3.5 de este proyecto).

Una vez que el bastidor esté totalmente definido se procederá al cálculo tensional del mismo de la siguiente manera:

$$\sigma_{trabajo} = \frac{N}{S} + \frac{Mf_z}{I_z} y \qquad \text{EC. 4.106}$$

Siendo

N	esfuerzo axil
Mf_z	momento flector
I_z	momento de inercia del perfil del bastidor
S	área del perfil del bastidor

y distancia desde la línea neutra del perfil del bastidor hasta la línea superior o inferior de éste(dependiendo de si calculamos la línea que trabajará a flexión o a tracción).

Cada uno de los términos que componen la ecuación 4.106 son referidos a un punto en concreto del bastidor, de forma que evaluando la expresión a lo largo de la longitud del bastidor se obtendrá el estado tensional en función de la posición para el mismo.

En el caso de que el vehículo únicamente posea bastidor y en el caso de analizar el bastidor de una caja basculante, se calculará la tensión en la línea superior del bastidor y en la línea inferior de forma que se obtengan resultados de las líneas del bastidor que trabajen a tracción y a compresión.

En el caso de que el bastidor del vehículo posea bastidor y sobrebastidor, se calculará la tensión en las líneas inferior y superior de cada uno de los perfiles en caso de que la unión entre ellos sea flexible; y la tensión en la línea superior del sobrebastidor y en la línea inferior del bastidor en el caso de que la unión entre ellos sea rígida.

$$CS = \frac{\sigma_{material}}{\sigma_{trabajo}} \qquad \text{EC. 4.107}$$

En función de lo comentado en los dos últimos párrafos, se calcularán los coeficientes de seguridad del bastidor y sobrebastidor teniendo en cuenta el material del perfil sobre el que se va a calcular, como se indica en la EC. 4.107. Así pues, en el caso de uniones rígidas se obtendrá un único coeficiente para la línea del perfil superior y otro para la línea del perfil inferior, siendo el más desfavorable al que se deberá hacer caso. En el caso de uniones flexibles, se obtendrá para cada perfil sus dos coeficientes de seguridad.

5. CASO PRÁCTICO

5.1. Introducción

La metodología de cálculo descrita en el apartado 4 se aplica a través de una herramienta informática que permite agilizar los cálculos, realizar modificaciones en la disposición de las cargas, en las cargas o en el vehículo reformado y a su vez comprobar que los resultados de cálculo están dentro de los límites exigidos por la reglamentación relacionada.

Esta herramienta se compone de diversos formularios a través de los cuales el proyectista irá introduciendo las características técnicas y mecánicas del vehículo y de sus componentes y también verificar los resultados de los cálculos realizados. Existen unos formularios dedicados a las cargas que pueden incorporarse en el vehículo; al cálculo específico de alguno de los componentes del vehículo; dedicados al chasis cabina que conforma el vehículo; a los materiales de los componentes estructurales del vehículo; a los bastidores del vehículo y de sus componentes; a comprobaciones reglamentarias; a visualización gráfica en 2D del vehículo en proceso de reforma y a los distintos tipos de cálculos realizados para justificar los requerimientos mínimos establecidos por la legislación actual.

A continuación se procederá a justificar mediante cálculo a través de esta herramienta y de la metodología de cálculo descrita en el apartado 4, un caso habitual de reforma de importancia sobre un vehículo industrial.

5.2. Caso de aplicación

La reforma que se va a realizar consiste en la incorporación a un vehículo en Chasis Cabina de una grúa autocarga y de una caja basculante. El cliente que nos demanda este proyecto de reforma desea carrozar un vehículo nuevo, empleando una grúa autocarga que poseía con anterioridad y que llevaba instalada en un vehículo que había sufrido un accidente, quedando el mismo inservible pero no así la grúa que se encontraba en perfectas condiciones. La caja basculante tiene que comprarla todavía, pero la decisión la tomará en función de los resultados del proyecto que describiré a continuación.

Las características de cada uno de estos tres componentes se detallan a continuación.

5.2.1. Características del Chasis Cabina

Se va a proceder a carrozar un vehículo de la marca Mercedes Benz, tipo 950.203, variante 2531 L/48 cuya denominación comercial es 2531 L.

El Chasis Cabina que se ha considerado presenta la configuración de sus ejes 1+2, es decir, posee 1 eje delantero y 2 ejes traseros.

Las características técnicas del chasis cabina se resumen en la siguiente tabla, pero en los apartados 7.6 y 7.7 de este proyecto se adjuntan la ficha reducida y algunas de las características del citado vehículo en las que se encuentran éstas más detalladas.

Nombre	Nº ejes Grupo del.	Nº ejes Grupo tras.	Tipo ejes
Mercedes Benz 2531 L	1	2	Separados

TABLA 5.1 Características principales Chasis Cabina

Grupo delantero		
EJE	**MMA [kg]**	**TARA [kg]**
1	7500	4515
Grupo trasero		
EJE	**MMA [kg]**	**TARA [kg]**
1	11500	2315
2	7500	860
MMA Máx. vehículo [Kg]		26000
TARA TOTAL vehículo [Kg]		7690

TABLA 5.2 Masas y taras del vehículo

Long. total [mm]	**Voladizo posterior [mm]**	**Voladizo delantero [mm]**	**Dist. técnica [mm]**	**Voladizo técnico [mm]**	**Posición 5ª rueda [mm]**	**Distancia entre ejes 1y 2 [mm]**	**Distancia entre ejes 2y 3 [mm]**
9190	1900	1440	5033	3020	-----	4500	1350

TABLA 5.3 Dimensiones del vehículo

Una vez que se han introducido las características del vehículo, se pueden realizar comprobaciones acerca de si la disposición de los ejes del vehículo es correcta y de si en función de las características de cada eje, la MMA por eje introducida está dentro de los límites que establece la reglamentación.

5.2.2. Características de la grúa autocarga

A la hora de carrozar este vehículo lo que se va a colocar en primer lugar va a ser la grúa autocarga, porque al quedar sus características fijadas de antemano por el motivo citado anteriormente va a ser ésta quien limitará las características de la caja basculante a colocar en el vehículo posteriormente.

La grúa que debemos incorporar al Chasis Cabina es de la marca HIAB y el modelo es el 095-1, su posición será delantera. Las características técnicas que debemos introducir en la aplicación, necesarias para los cálculos se muestran en la tabla 5.4.

La acotación a que se hace referencia en la tabla 5.4, puede entenderse mejor viendo la siguiente figura. En el apartado Anexo 8 de este proyecto se adjuntan las características técnicas de la grúa facilitadas por el fabricante.

Datos de la grúa en orden de marcha	
Peso de la grúa [kg]	1080
Distancia desde el eje de la grúa hasta su c.d.g. [mm] (>0, si el c.d.g. está más próximo a la parte trasera del vehículo que el eje)	100
Anchura de la grúa recogida [mm]	650
Altura del c.d.g. de la carga respecto del bastidor donde descansa la grúa [mm]	850
Datos de la grúa trabajando	
Alcance máximo [mm]	5280
Carga en punta [kg] -P-	1860
Coeficiente de mayoración de carga	1.1
Distancia desde el eje de la grúa hasta su c.d.g. [mm] -b- (>0, si el c.d.g. está más próximo a la parte trasera del vehículo que el eje)	1100
Momento máximo [T·m]	9.6
Número de estabilizadores	2
Distancia desde el eje de la grúa hasta sus estabilizadores delanteros (en la dirección longitudinal del vehículo) [mm] -y-	450
Distancia entre estabilizadores [mm] -k- (SIEMPRE >0)	---
Peso de los estabilizadores [kg]:	120
Ancho de los estabilizadores [mm] -s- :	4830
Desvío del eje de la grúa respecto del centro de los estabilizadores. Los ejes que se ven en la imagen son los delanteros. [mm] -h-	0

TABLA 5.4 Características de la grúa autocarga

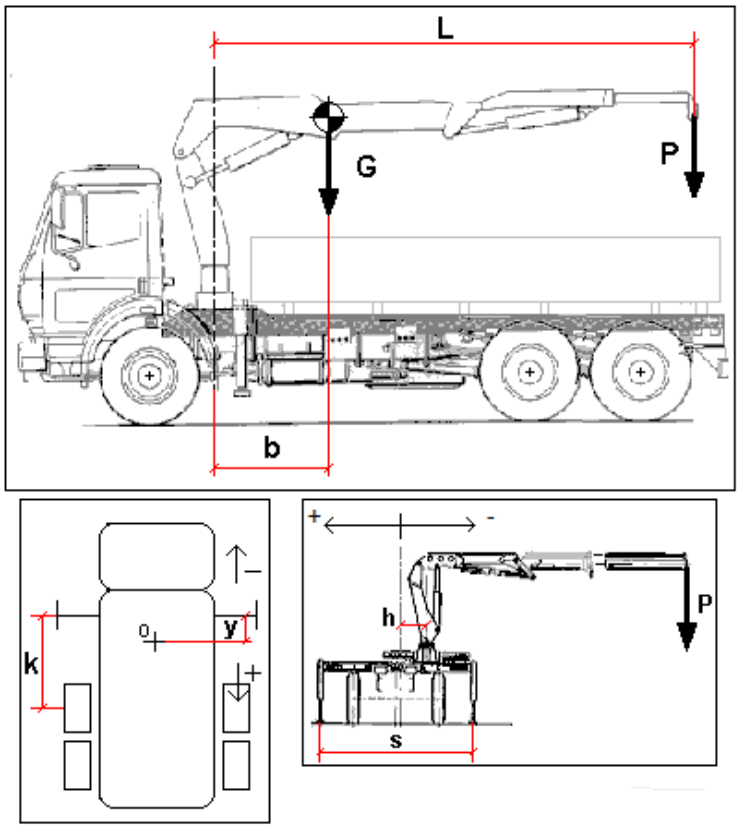

FIGURA 5.1 Croquis de grúa autocarga

5.2.3. Carrozado del chasis cabina

5.2.3.1. Colocación de la grúa

Una vez que se tiene definido el chasis cabina y la grúa autocarga se procede a ubicar ésta en el mismo.

La posición de la grúa estará limitada respecto a la parte delantera del vehículo por la distancia que se debe dejar entre ésta y la cabina del vehículo.

El radio de giro de la grúa es de 308 mm y la distancia de seguridad se considera de 100 mm, luego la distancia desde la parte posterior de la cabina hasta el eje de giro de la grúa será como mínimo de 408 mm.

Una vez colocada la grúa en esa posición, se procede a calcular las reacciones en los ejes del vehículo para comprobar si alguno de los mismos presenta sobrecargas. En este caso, el eje que podría sobrecargarse más sería el delantero ya que la grúa está más cerca de éste que de los ejes traseros.

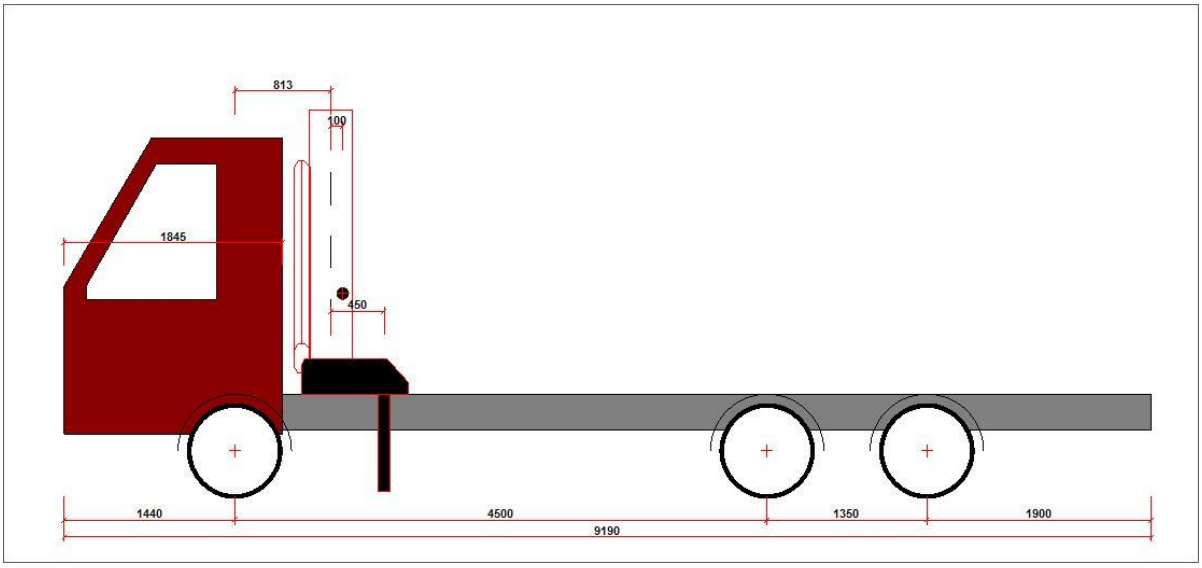

FIGURA 5.2 Croquis del vehículo con la grúa posicionada

Las cargas que actúan sobre el vehículo son estas:

Nombre	**Punto de aplicación respecto 1er eje [mm]**	**Valor [kg]**
HIAB 095-1		
grúa	913	1080
estabilizadores	1263	120
	TOTAL CARGADO [kg]	1200

TABLA 5.5 Descripción de las cargas aplicadas sobre el vehículo. 1.

Las reacciones se van a calcular de manera que se alcance la máxima MMA por eje, así que se seguirá el procedimiento de cálculo indicado en el apartado 3.3 para redistribuir las taras del vehículo y las reacciones en los ejes.

Las reacciones sobre el grupo de ejes delantero, debidas a las cargas anteriormente indicadas son:

	EJE 1	**Total grupo**
GRUPO	DELANTERO	
TARAS del Chasis Cabina [kg]	4515	4515
MMAS del Chasis Cabina [kg]	7500	7500
Carga nº 1	HIAB 095-1	
Reacciones debidas a grúa [kg]	884,09	884
Reacciones debidas a estabilizadores [kg]	89,89	90
Total por eje [kg]	974	974
CARGA RESULTANTE por ejes [kg]	974	974
TARA CHASIS + CARGA RESULTANTE por ejes [kg]	5489	5489
Sobrecargas en % sobre MMA	0	
Sobrecargas en % sobre TARA	0	

TABLA 5.6 Reacciones en el grupo delantero debidas a la grúa autocarga

Las reacciones sobre el grupo de ejes trasero, debidas a las cargas anteriormente indicadas son:

	EJE 1	**EJE 2**	**Total grupo**
GRUPO	TRASERO		
TARAS del Chasis Cabina [kg]	1921,71	1253,29	3175
MMAS del Chasis Cabina [kg]	11500	7500	19000
Carga nº 1	HIAB 095-1		
Reacciones debidas a grúa [kg]	118,58	77,33	196
Reacciones debidas a estabilizadores [kg]	18,22	11,89	30
Total por eje [kg]	137	89	226
CARGA RESULTANTE por ejes [kg]	137	89	226
TARA CHASIS + CARGA RESULTANTE por ejes [kg]	2059	1342	3401
Sobrecargas en % sobre MMA	0	0	
Sobrecargas en % sobre TARA	0	0	

TABLA 5.7 Reacciones en el grupo trasero debidas a la grúa autocarga

Como se puede apreciar la carga de la grúa se ha distribuido en la misma proporción que guardan las MMA de los ejes del grupo trasero con la MMA total del grupo trasero.

Como no se produce ninguna sobrecarga, a continuación se procederá a colocar una basculante encima del vehículo.

5.2.3.2. Colocación de la caja basculante

Según una comprobación realizada, la distancia máxima que podrá existir entre el primer eje del vehículo y la parte trasera del vehículo carrozado será de 8053 mm. Así garantizaremos no exceder el voladizo trasero máximo permitido para el vehículo carrozado,

que según reglamentación no debe sobrepasar el 60 % del valor de la distancia técnica, calculada según se indicó en el apartado 3.2 de este proyecto.

Si lo que se desea es, partiendo de una caja basculante de dimensiones y posición conocidas de antemano, *optimizar la carga* que va a poder llevar para saturar uno de los grupos de ejes del vehículo, se procederá a optimizar la carga que en esa posición podrá llevar en su interior para que se alcance en uno de los dos grupos de ejes la MMA máxima del grupo.

Si por el contrario, partiendo también de una caja de dimensiones conocidas, se busca *optimizar su posición* teniendo en cuenta las cargas que ya tenía el vehículo definidas, se procederá a optimizar la posición de ésta respecto del eje delantero del vehículo para que se alcance en uno de los dos grupos de ejes la MMA máxima del grupo.

En el caso de que, en vez de optar por las alternativas anteriores, se desee determinar la máxima longitud de caja basculante que puede colocarse en el vehículo de forma que las dimensiones del mismo queden dentro de los límites indicados por la reglamentación, se procederá a optimizar su longitud teniendo en cuenta que la carga que albergará en su interior la caja basculante será la necesaria para que no quede nada de carga útil sin utilizar en el vehículo.

Para el caso práctico que estamos realizando vamos a optar por diseñar una caja basculante que ocupe la mayor longitud posible del vehículo, procederemos pues de la siguiente manera.

Como ya tenemos la grúa colocada, vamos a dejar una distancia de seguridad de 100 mm desde los estabilizadores de la grúa hasta el comienzo de la caja basculante. En función de cuanto medía la caja que hemos seleccionado antes de realizar ninguna optimización de su longitud, posicionamos ésta (a través de su bulón de giro) respecto del primer eje del vehículo y así tendremos el inicio de caja perfectamente ubicado para calcular la longitud de la caja basculante. Una vez se haya calculado la longitud, puede que haya que reposicionar el bulón de giro de la caja basculante, respecto del final de ésta, en caso de que una vez ubicada y dimensionada la caja el bulón no quede correctamente posicionado.

En este caso, la carga útil que queda después de haber colocado la grúa en el vehículo es de 16960 kg. Esta carga es la carga total que pesará la caja basculante, una vez llena (carga + tara de caja), para optimizar su longitud.

Las longitudes máximas de caja basculante propuestas para saturar el grupo de ejes delantero y trasero respectivamente, son:

	Longitud máxima [mm]
Saturación de grupo delantero	6198
Saturación de grupo trasero	6496

TABLA 5.8 Longitudes propuestas para la caja basculante

A la hora de escoger una dimensión u otra hay que fijarse si por el hecho de ajustar la MMA de los ejes de un grupo se van a sobrecargar los ejes del otro grupo o no. En este caso, ambas dimensiones serían válidas por lo que se opta por escoger la más grande ya que así se le permitirá al cliente poder aprovechar mayor longitud de carga de su vehículo.

El resumen de cargas y reacciones por ejes una vez que el vehículo está carrozado se muestra en las tablas 5.9, 5.10 y 5.11:

Nombre	Punto de aplicación respecto 1er eje [mm]	Valor [kg]
Ba_Ref_14		
caja basculante	4611	2598
carga	4611	14362
Cil_Ba_Ref_14		
Peso del cilindro	2081,5	150
HIAB 095-1		
grúa	913	1080
estabilizadores	1263	120
	TOTAL CARGADO [kg]	18310

TABLA 5.9 Descripción de las cargas aplicadas sobre el vehículo. 2.

La disposición final de las cargas en el vehículo carrozado queda de la siguiente manera:

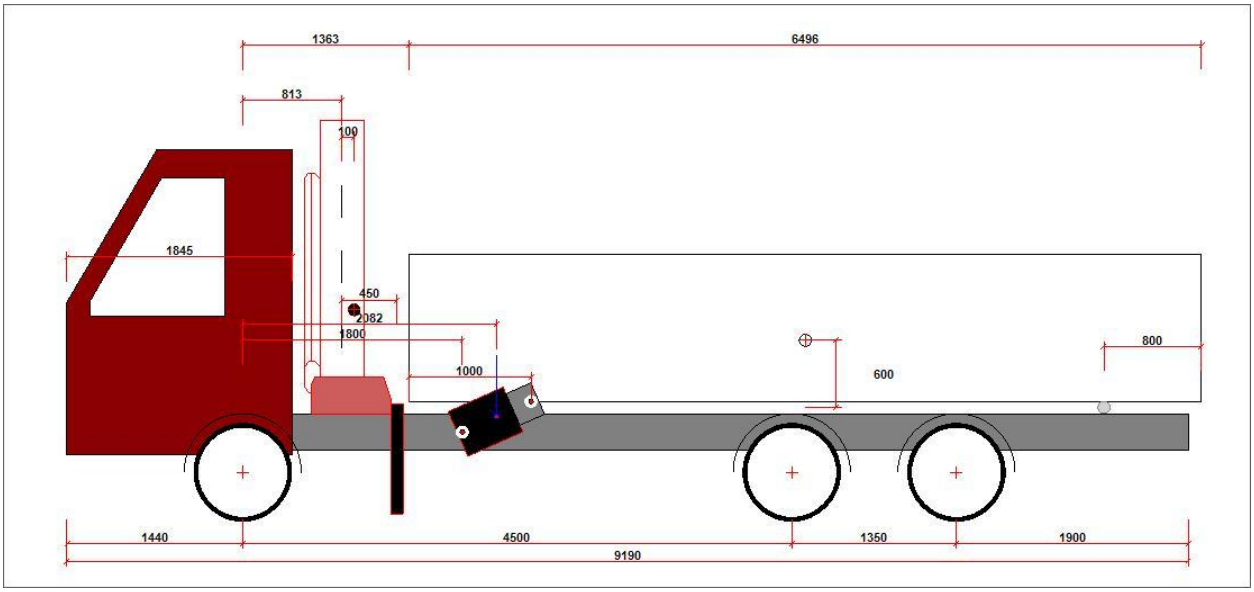

FIGURA 5.3 Croquis del vehículo carrozado

Como se puede ver en las tablas 5.10 y 5.11se ha conseguido alcanzar la MMA de cada uno de los ejes del grupo trasero y en el grupo delantero no existen sobrecargas, así que el vehículo es apto para circular.

A continuación habrá que analizar el comportamiento del bastidor del vehículo para los casos en que el basculante y la grúa se encuentre trabajando respectivamente y para el caso general de circulación del vehículo, la estabilidad del vehículo mientras la grúa se encuentre trabajando y el bastidor de la caja basculante para el caso de trabajo del basculante.

	EJE 1	Total grupo
GRUPO	DELANTERO	
TARAS del Chasis Cabina [kg]	4515	4515
MMAS del Chasis Cabina [kg]	7500	7500
Carga nº 1	Ba_Ref_14	
Reacciones debidas a caja basculante [kg]	217,87	218
Reacciones debidas a carga [kg]	1204,17	1204
Total por eje [kg]	1422	1422
Carga nº 2	Cil_Ba_Ref_14	
Reacciones debidas a Peso del cilindro [kg]	87,96	88
Total por eje [kg]	88	88
Carga nº 3	HIAB 095-1	
Reacciones debidas a grúa [kg]	884,09	884
Reacciones debidas a estabilizadores [kg]	89,89	90
Total por eje [kg]	974	974
CARGA RESULTANTE por ejes [kg]	2484	2484
TARA CHASIS + CARGA RESULTANTE por ejes [kg]	6999	6999
Sobrecargas en % sobre MMA	0	
Sobrecargas en % sobre TARA	0	

TABLA 5.10 Reacciones en el grupo delantero con el vehículo carrozado

	EJE 1	EJE 2	Total grupo
GRUPO	TRASERO		
TARAS del Chasis Cabina [kg]	1921,71	1253,29	3175
MMAS del Chasis Cabina [kg]	11500	7500	19000
Carga nº 1	Ba_Ref_14		
Reacciones debidas a caja basculante [kg]	1440,85	939,68	2381
Reacciones debidas a carga [kg]	7963,71	5193,72	13158
Total por eje [kg]	9405	6134	15539
Carga nº 2	Cil_Ba_Ref_14		
Reacciones debidas a Peso del cilindro [kg]	37,55	24,49	62
Total por eje [kg]	38	24	62
Carga nº 3	HIAB 095-1		
Reacciones debidas a grúa [kg]	118,58	77,33	196
Reacciones debidas a estabilizadores [kg]	18,22	11,89	30
Total por eje [kg]	137	89	226
CARGA RESULTANTE por ejes [kg]	9580	6247	15827
TARA CHASIS + CARGA RESULTANTE por ejes [kg]	11502	7500	19002
Sobrecargas en % sobre MMA [kg]	0,01	0	
Sobrecargas en % sobre TARA [kg]	0,09	0,02	

TABLA 5.11 Reacciones en el grupo trasero con el vehículo carrozado

5.2.4. Cálculo de esfuerzos sobre el bastidor del vehículo

Antes de dimensionar los perfiles que compondrán el conjunto bastidor-sobrebastidor del vehículo, es necesario conocer los esfuerzos generados en las diferentes situaciones de trabajo para analizar cuál de ellas es la más desfavorable, y así dimensionar el conjunto bastidor-sobrebastidor para que resista a esa situación. Según los datos del fabricante, el bastidor del vehículo se compone de dos largueros en U de dimensiones 283x70x8 mm.

Sin embargo, para poder conocer los esfuerzos en la situación en que el basculante se encuentra trabajando, es necesario que el conjunto bastidor-sobrebastidor quede definido de antemano, así como el bastidor de la caja basculante para poder posicionar en ellos los bulones del cilindro y el bulón de giro de la caja basculante.

Por ello se va a realizar un dimensionamiento previo de los perfiles que todavía no se conocen, que será corregido posteriormente en función de los resultados obtenidos.

Perfil del bastidor	U de 283x70x8 mm
Perfil del sobrebastidor	U de 220x80x12.5x8.5 mm
Perfil del bastidor de la caja basculante	U de 220x80x12.5x8.5 mm

TABLA 5.12 Dimensiones de los perfiles estructurales

Las propiedades de los materiales de estos perfiles son:

	Modulo elástico [kp/cm^2]	**Límite elástico [kp/cm^2]**	**Coeficiente de Poisson**
Acero ST-52	2100000	3600	0.3
Acero ST-42	2100000	2600	0.3

TABLA 5.13 Propiedades de los materiales empleados

Perfil del bastidor	Acero ST-52
Perfil del sobrebastidor	Acero ST-42
Perfil del bastidor de la caja basculante	Acero ST-42

TABLA 5.14 Material de los perfiles estructurales

Primero se van a conocer los esfuerzos a los que se verán sometidos los perfiles anteriores y una vez identificada la situación más desfavorable de carga se realizará un cálculo aproximado del momento resistente necesario que deberá tener el perfil para que ante esa situación más desfavorable el coeficiente de seguridad sea mayor que 3. Con esto se colocará el perfil adecuado, en caso de que el que se ha estimado en un principio no garantice ese coeficiente o por el contrario sea excesivamente grande.

5.2.4.1. Caso general, vehículo en circulación

5.2.4.1.1. Esfuerzos sobre el bastidor del vehículo

A continuación se muestran los diagramas de esfuerzos para el caso en que el vehículo se encuentra con sus cargas dispuestas de la forma en que las transportaría por carretera.

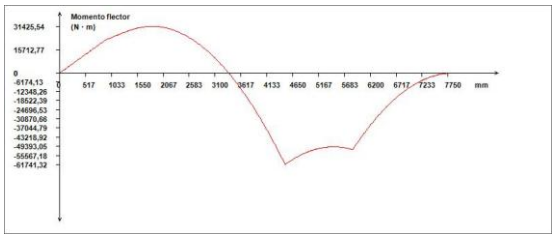

FIGURA 5.4 Diagrama de momentos flectores (Caso general)

Los valores extremos son:

Valor máximo [N·m]	Valor mínimo [N·m]
31425,54	-61741,32

TABLA 5.15 Momentos flectores extremos (Caso general)

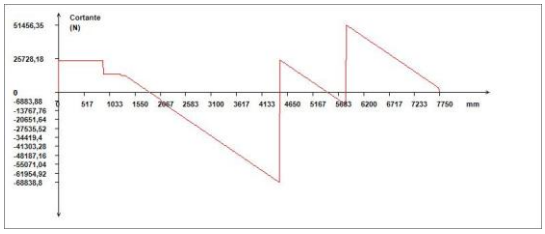

FIGURA 5.5 Diagrama de cortantes (Caso general)

Los valores extremos son:

Valor máximo [N]	Valor mínimo [N]
51456,35	-68838,8

TABLA 5.16 Cortantes extremos (Caso general)

5.2.4.2. Caso del basculante trabajando

A continuación se muestran los diagramas de esfuerzos para el caso en que el vehículo se encuentra con su caja basculante trabajando. Se ha fijado el ángulo máximo de basculación en 45º. Las situaciones de trabajo analizadas son las de comienzo de basculación y caja completamente arriba. Las cotas a las que se situarán los bulones del cilindro son:

FIGURA 5.6 Cotas de los bulones del cilindro

La metodología de cálculo empleada para determinar las reacciones sobre los bulones del cilindro y sobre el bulón de la caja basculante, para ambas situaciones de trabajo se ha detallado en el apartado 4.3.2 de este proyecto.

La nomenclatura empleada hace referencia a los esquemas empleados en el apartado 4.3.2 de este proyecto:

Comprobación volquete empezando a subir

Fy + By = R1 + R2	F cilindro [kg]	12547,69	F x [kg]	9217,58	F y [kg]	8513,57
P = Fy + By	F bulón [kg]	12502,51	B x [kg]	9217,58	B y [kg]	8446,83
	Carga total [kg]	16960,4	R1 [kg]	1422,07	R2 [kg]	15538,3

Comprobación volquete arriba

Fy + By = R1 + R2	F cilindro [kg]	4975,33	F x [kg]	2372,07	F y [kg]	4373,47
P = Fy + By	F bulón [kg]	12808,5	B x [kg]	2372,07	B y [kg]	12586,9
	Carga total [kg]	16960,4	R1 [kg]	-2423,81	R2 [kg]	19384,2

FIGURA 5.7 Reacciones en bulones del bastidor del vehículo

Comprobación volquete empezando a subir

Pv = Fv + Bv	F cilindro [kg]	12547,69	F h [kg]	9217,58	F v [kg]	8513,57
Bh = Fh + Ph	F bulón [kg]	12502,51	B h [kg]	9217,58	B v [kg]	8446,83
	Carga total [kg]	16960,4	P h [kg]	0	P v [kg]	16960,4

Comprobación volquete arriba

Pv = Fv + Bv	F cilindro [kg]	4975,33	F h [kg]	-1415,2	F v [kg]	4769,82
Bh = Fh + Ph	F bulón [kg]	12808,5	B h [kg]	10577,61	B v [kg]	7223
	Carga total [kg]	16960,4	P h [kg]	11992,81	P v [kg]	11992,81

FIGURA 5.8 Reacciones en bulones del bastidor de la caja basculante

5.2.4.2.1. Esfuerzos sobre el bastidor del vehículo:

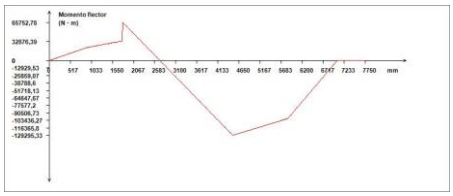

FIGURA 5.9 Diagrama de m. flectores sobre bastidor de vehículo (Caja subiendo)

Los valores extremos son:

Valor máximo [N·m]	Valor mínimo [N·m]
65752,78	-129295,33

TABLA 5.17 Momentos flectores extremos sobre bastidor de vehículo (Caja subiendo)

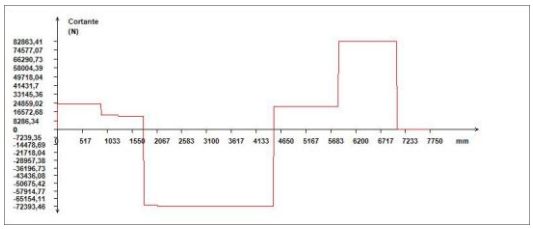

FIGURA 5.10 Diagrama de cortantes sobre bastidor de vehículo (Caja subiendo)

Los valores extremos son:

Valor máximo [N]	Valor mínimo [N]
82863,41	-72393,46

TABLA 5.18 Cortantes extremos sobre bastidor de vehículo (Caja subiendo)

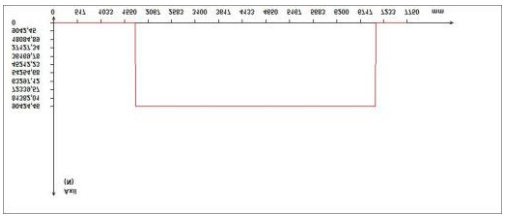

FIGURA 5.11 Diagrama de axiles sobre bastidor de vehículo (Caja subiendo)

Los valores extremos son:

Valor máximo [N]	Valor mínimo [N]
90424.46	0

TABLA 5.19 Axiles extremos sobre bastidor de vehículo (Caja subiendo)

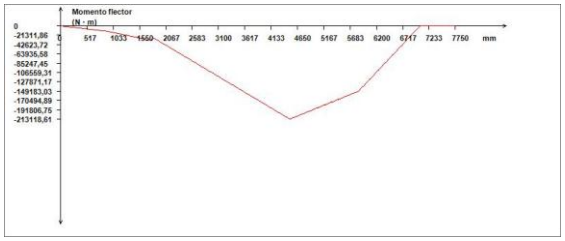

FIGURA 5.12 Diagrama de m. flectores sobre bastidor de vehículo (Caja arriba)

Los valores extremos son:

Valor máximo [N·m]	Valor mínimo [N·m]
20,31	-213118,61

TABLA 5.20 Momentos flectores extremos sobre bastidor de vehículo (Caja arriba)

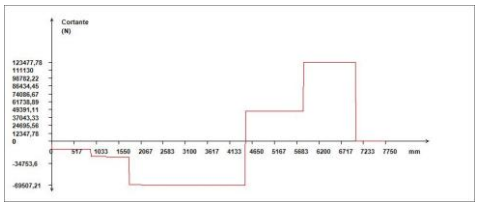

FIGURA 5.13 Diagrama de cortantes sobre bastidor de vehículo (Caja arriba)

Los valores extremos son:

Valor máximo [N]	Valor mínimo [N]
123477,78	-69507,21

TABLA 5.21 Cortantes extremos sobre bastidor de vehículo (Caja arriba)

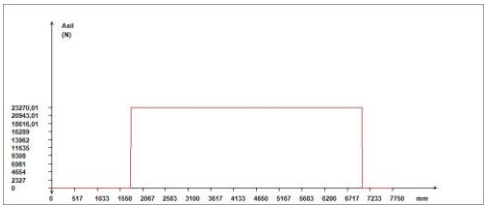

FIGURA 5.14 Diagrama de axiles sobre bastidor de vehículo (Caja arriba)

Los valores extremos son:

Valor máximo [N]	Valor mínimo [N]
23270.01	0

TABLA 5.22 Axiles extremos sobre bastidor de vehículo (Caja arriba)

5.2.4.2.2. *<u>Esfuerzos sobre el bastidor de la caja basculante:</u>*

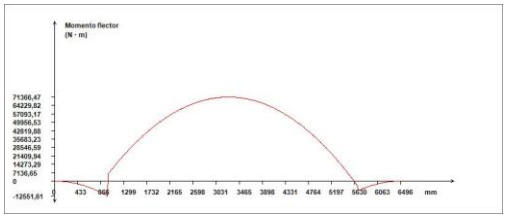

FIGURA 5.15 Diagrama de m. flectores sobre bastidor de caja (Caja subiendo)

Los valores extremos son:

Valor máximo [N·m]	Valor mínimo [N·m]
71366,47	-12551,61

TABLA 5.23 Momentos flectores extremos sobre bastidor de caja (Caja subiendo)

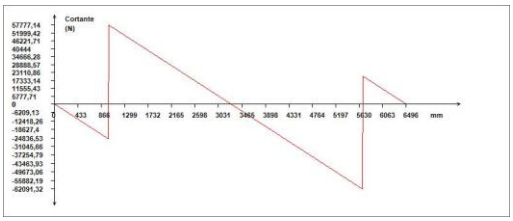

FIGURA 5.16 Diagrama de cortantes sobre bastidor de caja (Caja subiendo)

Los valores extremos son:

Valor máximo [N]	Valor mínimo [N]
57777.14	-62091.32

TABLA 5.24 Cortantes extremos sobre bastidor de caja (Caja subiendo)

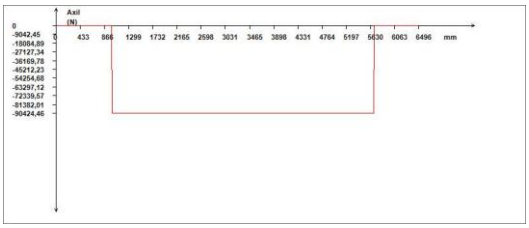

FIGURA 5.17 Diagrama de axiles sobre bastidor de caja (Caja subiendo)

Los valores extremos son:

Valor máximo [N]	Valor mínimo [N]
0	-90424.46

TABLA 5.25 Axiles extremos sobre bastidor de caja (Caja subiendo)

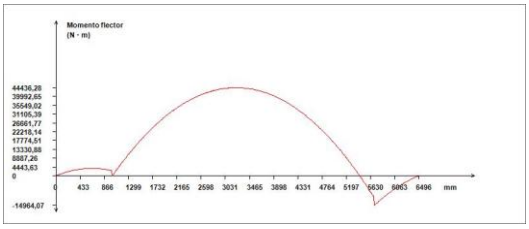

FIGURA 5.18 Diagrama de m. flectores sobre bastidor de caja (Caja arriba)

Los valores extremos son:

Valor máximo [N·m]	Valor mínimo [N·m]
44436,28	-14964,07

TABLA 5.26 Momentos flectores extremos sobre bastidor de caja (Caja arriba)

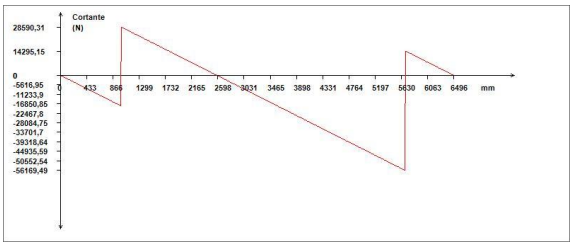

FIGURA 5.19 Diagrama de cortantes sobre bastidor de caja (Caja arriba)

Los valores extremos son:

Valor máximo [N]	Valor mínimo [N]
28590.31	-56169.49

TABLA 5.27 Cortantes extremos sobre bastidor de caja (Caja arriba)

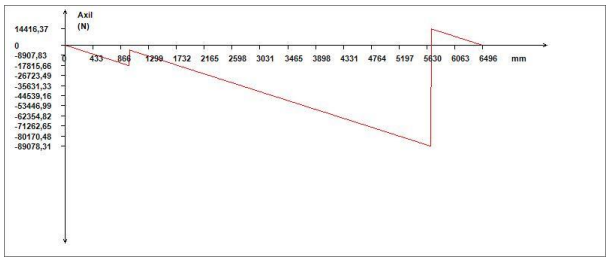

FIGURA 5.20 Diagrama de axiles sobre bastidor de caja (Caja arriba)

Los valores extremos son:

Valor máximo [N]	Valor mínimo [N]
14416.37	-89078.31

TABLA 5.28 Axiles extremos sobre bastidor de caja (Caja arriba)

5.2.4.3. Cálculo de la grúa trabajando

A continuación se muestran los diagramas de esfuerzos para el caso en que el vehículo se encuentra con la grúa extendida al máximo tanto para el caso de extensión hacia delante del vehículo, como para el caso de extensión hacia detrás.

5.2.4.3.1. <u>Esfuerzos sobre el bastidor del vehículo con la grúa extendida hacia atrás</u>

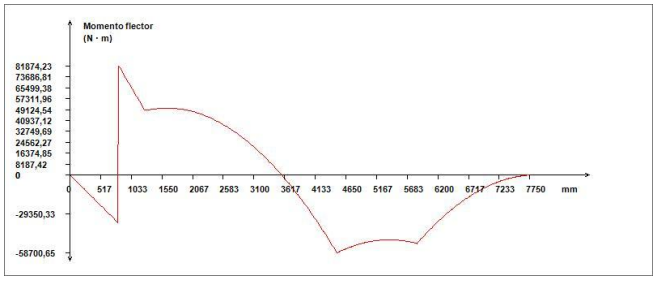

FIGURA 5.21 Diagrama de momentos flectores (Grúa atrás)

Los valores extremos son:

Valor máximo [N·m]	Valor mínimo [N·m]
81874,23	-58700,65

TABLA 5.29 Momentos flectores extremos (Grúa atrás)

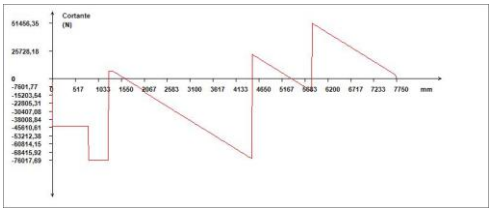

FIGURA 5.22 Diagrama de cortantes (Grúa atrás)

Los valores extremos son:

Valor máximo [N]	Valor mínimo [N]
51456,35	-76017.69

TABLA 5.30 Cortantes extremos (Grúa atrás)

5.2.4.3.2. *<u>Esfuerzos sobre el bastidor del vehículo con la grúa extendida hacia delante</u>*

Aunque una grúa autocarga tiene restringido su uso por encima de la cabina del vehículo por cuestiones de seguridad, se ha realizado también esta situación

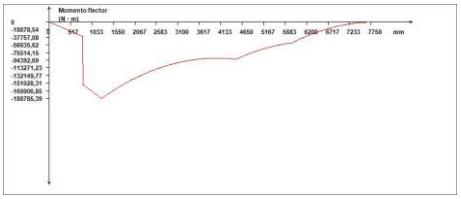

FIGURA 5.23 Diagrama de momentos flectores (Grúa delante)

Los valores extremos son:

Valor máximo [N·m]	Valor mínimo [N·m]
0	-188785,39

TABLA 5.31 Momentos flectores extremos (Grúa delante)

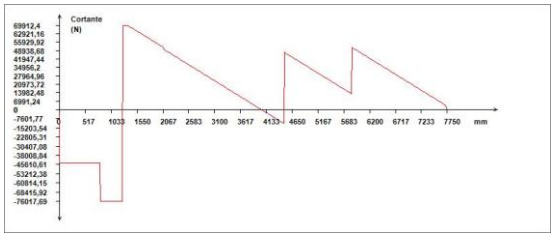

FIGURA 5.24 Diagrama de cortantes (Grúa delante)

Los valores extremos son:

Valor máximo [N]	Valor mínimo [N]
69912,4	-76017,69

TABLA 5.32 Cortantes extremos (Grúa delante)

5.2.5. Cálculo del perfil mínimo exigible

5.2.5.1. Conjunto bastidor-sobrebastidor del vehículo

De entre todas las situaciones de cálculo estudiadas en el apartado 5.2.4 hay que determinar qué situación es más desfavorable, para el conjunto bastidor-sobrebastidor del vehículo.

Situación de cálculo	Momento más desfavorable [N ·m]	Axil más desfavorable [N]
Caso general	-61741.32	---
Basculante trabajando		
Subiendo	-129295.33	90424.46
Arriba	-213118.61	23270.01
Grúa atrás	81874.23	---
Grúa delante	-188785.39	---

TABLA 5.33 Resumen de esfuerzos sobre bastidor del vehículo

De entre éstas la más desfavorable es la del basculante trabajando con la caja basculante arriba.

Por lo tanto, realizando el siguiente cálculo se obtiene los valores del momento resistente superior e inferior que debe poseer el conjunto bastidor-sobrebastidor del vehículo para que el CS sea ≥ 3 tanto para el perfil del bastidor como para el perfil del sobrebastidor. Este cálculo no tiene en cuenta el efecto del esfuerzo axil, ya que se trata únicamente de un cálculo aproximado.

$$W = \frac{Mf_z}{\sigma_{máx.deseable}} \qquad \text{EC. 5.1}$$

$$\sigma_{máx.deseable} = \frac{\sigma_{material}}{CS} \qquad \text{EC. 5.2}$$

Siendo

Mf_z momento flector más desfavorable. (La mitad de él, puesto que calculamos con la mitad del bastidor)

W momento resistente del conjunto bastidor-sobrebastidor

$\sigma_{máx.deseable}$ tensión máxima a la que se desea que trabaje el perfil

A continuación se detalla cada parámetro.

Perfil	Límite elástico Material [kg/cm^2]	CS	$\sigma_{máx.deseable}$ [kg/cm^2]	Mf [N · m]
Bastidor	3600	3	1200	-106559.305
Sobrebastidor	2600	3	866,67	-106559.305

TABLA 5.34 Datos del cálculo del momento resistente (vehículo)

Con estos datos se calcula el momento resistente tanto superior como inferior del conjunto bastidor-sobrebastidor para que los CS del bastidor y sobrebastidor sean ≥ 3.

$W_{superior}$ [cm^3]	1253.34
$W_{inferior}$ [cm^3]	905.19

TABLA 5.35 Momentos resistentes del conjunto bastidor-sobrebastidor mínimos

Los momentos resistentes del conjunto bastidor-sobrebastidor, teniendo en cuenta los perfiles escogidos al principio de estos cálculos, son de:

$W_{superior}$ [cm^3]	835.56
$W_{inferior}$ [cm^3]	603.46

TABLA 5.36 Momentos resistentes del conjunto bastidor-sobrebastidor previos

Por lo tanto es necesario modificar el sobrebastidor del vehículo, el bastidor no se modifica porque viene fijado por el fabricante del vehículo, para que el coeficiente de seguridad alcanzado sea ≥ 3 en ambos perfiles.

A continuación se muestra los perfiles escogidos para alcanzar el objetivo.

Perfil del bastidor	U de 283x70x8 mm
Perfil del sobrebastidor	U de 320x100x17.5 mm

TABLA 5.37 Dimensiones finales de los perfiles del conjunto bastidor-sobrebastidor

$W_{superior}$ [cm^3]	1484.86
$W_{inferior}$ [cm^3]	1006.40

TABLA 5.38 Momentos resistentes del conjunto bastidor-sobrebastidor finales

5.2.5.2. Bastidor de la caja basculante

De entre todas las situaciones de cálculo estudiadas en el apartado 5.2.4 hay que determinar qué situación es más desfavorable, para el bastidor de la caja basculante.

Situación de cálculo	**Momento más desfavorable [N ·m]**	**Axil más desfavorable [N]**
Basculante trabajando		
Subiendo	71366.47	-90424.46
Arriba	44436.28	-89078.31

TABLA 5.39 Resumen de esfuerzos sobre bastidor del vehículo

De entre éstas la más desfavorable es la del basculante trabajando con la caja basculante comenzando a elevarse.

Por lo tanto, realizando el mismo cálculo que en el apartado 5.2.5.1 se obtiene los valores del momento resistente superior e inferior que debe poseer el bastidor de la caja basculante

para que el CS sea ≥ 3. Este cálculo no tiene en cuenta el efecto del esfuerzo axil, ya que se trata únicamente de un cálculo aproximado.

Perfil	**Límite elástico Material [kg/cm^2]**	**CS**	**$\sigma_{máx.deseable}$ [kg/cm^2]**	**Mf [N · m]**
Bastidor	2600	3	866,67	35683.24

TABLA 5.40 Datos del cálculo del momento resistente (caja basculante)

Con estos datos se calcula el momento resistente tanto superior como inferior del bastidor para que el CS del bastidor sea ≥ 3. En este caso, al tratarse de un único perfil, el momento resistente calculado es el mínimo que deberá existir en cualquiera de las partes, superior o inferior, del perfil.

$W_{superior}$ [cm^3]	419.70
$W_{inferior}$ [cm^3]	419.70

TABLA 5.41 Momentos resistentes del bastidor de la caja mínimos

Los momentos resistentes del bastidor, teniendo en cuenta el perfil escogido al principio de estos cálculos, son de:

$W_{superior}$ [cm^3]	223.847
$W_{inferior}$ [cm^3]	223.847

TABLA 5.42 Momentos resistentes del bastidor de la caja previos

Por lo tanto es necesario modificar el bastidor de la caja para que el coeficiente de seguridad alcanzado sea ≥ 3.

A continuación se muestra el perfil de bastidor escogido para alcanzar el objetivo.

Perfil del bastidor	U de 300x85x12 mm

TABLA 5.43 Dimensiones finales de los perfiles del bastidor de la caja

$W_{superior}$ [cm^3]	422.34
$W_{inferior}$ [cm^3]	422.34

TABLA 5.44 Momentos resistentes del bastidor de la caja finales

5.2.6. Cálculo de tensiones

Una vez que se tienen completamente definidos los perfiles del bastidor, ya se puede proceder al cálculo de tensiones y de los coeficientes de seguridad.

Al haber modificado la geometría de los perfiles, el cálculo de esfuerzos para el caso de trabajo del basculante se ha modificado ligeramente.

A continuación voy a mostrar los resultados del estado tensional para cada una de las situaciones de trabajo consideradas.

5.2.6.1. Estado tensional sobre el bastidor del vehículo

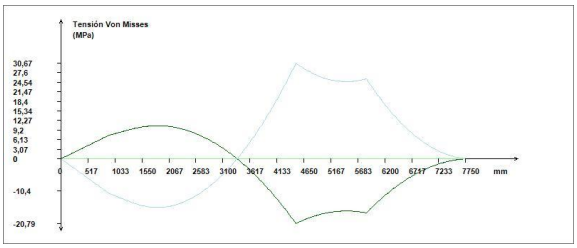

FIGURA 5.25 Tensiones de Von Misses (Caso general)

Los valores extremos son:

Máx. línea superior [MPa]	Mín. línea superior [MPa]	Máx. línea inferior [MPa]	Máx. línea inferior [MPa]
10.58	-20.79	30.67	-15.61

TABLA 5.45 Tensiones de Von Misses extremas (Caso general)

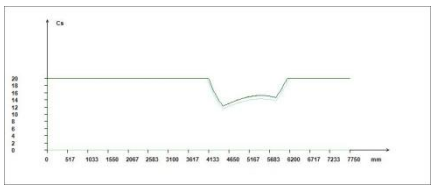

FIGURA 5.26 Coeficientes de seguridad (Caso general)

Los valores extremos son:

Máx. línea superior	Mín. línea superior	Máx. línea inferior	Máx. línea inferior
20	12.27	20	11.51

TABLA 5.46 Coeficientes de seguridad (Caso general)

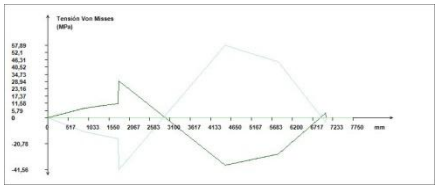

FIGURA 5.27 Tensión Von Misses sobre bastidor de vehículo (Caja subiendo)

Los valores extremos son:

Máx. línea superior [MPa]	Mín. línea superior [MPa]	Máx. línea inferior [MPa]	Máx. línea inferior [MPa]
29.44	-37.97	57.89	-41.56

TABLA 5.47 Tensiones Von Misses sobre bastidor de vehículo (Caja subiendo)

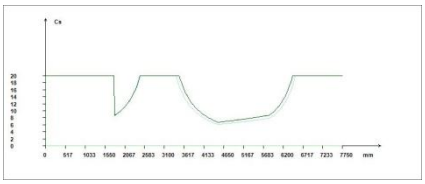

FIGURA 5.28 Coeficientes de seguridad bastidor de vehículo (Caja subiendo)

Los valores extremos son:

Máx. línea superior	Mín. línea superior	Máx. línea inferior	Máx. línea inferior
20	6.72	20	6.1

TABLA 5.48 Coeficientes de seguridad bastidor de vehículo (Caja subiendo)

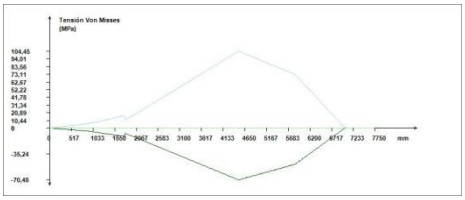

FIGURA 5.29 Tensión Von Misses sobre bastidor de vehículo (Caja arriba)

Los valores extremos son:

Máx. línea superior [MPa]	Mín. línea superior [MPa]	Máx. línea inferior [MPa]	Máx. línea inferior [MPa]
0,59	-70.48	104.45	-0,42

TABLA 5.49 Tensión Von Misses sobre bastidor de vehículo (Caja arriba)

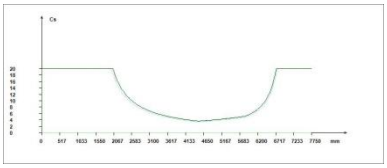

FIGURA 5.30 Coeficientes de seguridad bastidor de vehículo (Caja arriba)

Los valores extremos son:

Máx. línea superior	Mín. línea superior	Máx. línea inferior	Máx. línea inferior
20	3.62	20	3.38

TABLA 5.50 Coeficientes de seguridad bastidor de vehículo (Caja arriba)

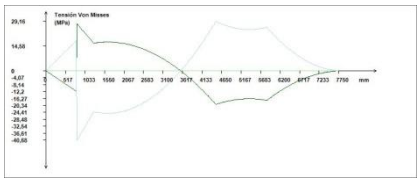

FIGURA 5.31 Tensiones de Von Misses (Grúa atrás)

Los valores extremos son:

Máx. línea superior [MPa]	Mín. línea superior [MPa]	Máx. línea inferior [MPa]	Máx. línea inferior [MPa]
27.57	-19.77	29.16	-40.68

TABLA 5.51 Tensiones de Von Misses extremas (Grúa atrás)

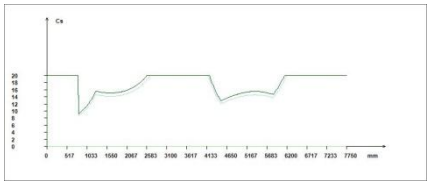

FIGURA 5.32 Coeficientes de seguridad (Grúa atrás)

Los valores extremos son:

Máx. línea superior	Mín. línea superior	Máx. línea inferior	Máx. línea inferior
20	9.25	20	8.68

TABLA 5.52 Coeficientes de seguridad (Grúa atrás)

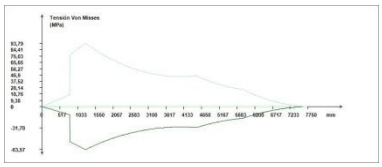

FIGURA 5.33 Tensiones de Von Misses (Grúa delante)

Los valores extremos son:

Máx. línea superior [MPa]	Mín. línea superior [MPa]	Máx. línea inferior [MPa]	Máx. línea inferior [MPa]
0	-63.57	93.79	0

TABLA 5.53 Tensiones de Von Misses extremas (Grúa delante)

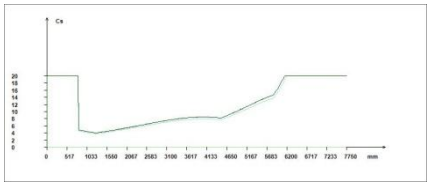

FIGURA 5.34 Coeficientes de seguridad (Grúa delante)

Los valores extremos son:

Máx. línea superior	Mín. línea superior	Máx. línea inferior	Máx. línea inferior
20	4.01	20	3.77

TABLA 5.54 Coeficientes de seguridad (Grúa delante)

5.2.6.2. Estado tensional sobre bastidor de caja basculante

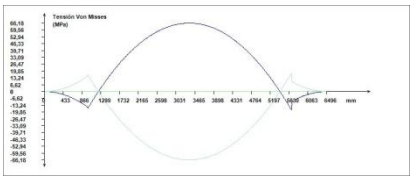

FIGURA 5.35 Tensión Von Misses sobre bastidor de caja (Caja subiendo)

Los valores extremos son:

Máx. línea superior [MPa]	Mín. línea superior [MPa]	Máx. línea inferior [MPa]	Máx. línea inferior [MPa]
66.18	-17.56	17.56	-66.18

TABLA 5.55 Tensiones Von Misses sobre bastidor de caja (Caja subiendo)

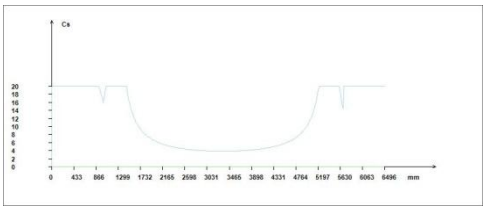

FIGURA 5.36 Coeficientes de seguridad bastidor de caja (Caja subiendo)

Los valores extremos son:

Máx. línea superior	Mín. línea superior	Máx. línea inferior	Máx. línea inferior
20	3.85	20	3.85

TABLA 5.56 Coeficientes de seguridad bastidor de caja (Caja subiendo)

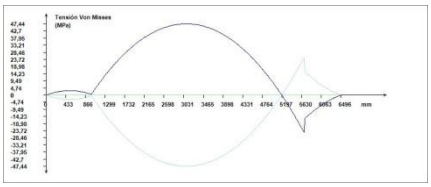

FIGURA 5.37 Tensión Von Misses sobre bastidor de caja (Caja arriba)

Los valores extremos son:

Máx. línea superior [MPa]	Mín. línea superior [MPa]	Máx. línea inferior [MPa]	Máx. línea inferior [MPa]
47.44	-24.8	24.8	-47.44

TABLA 5.57 Tensión Von Misses sobre bastidor de caja (Caja arriba)

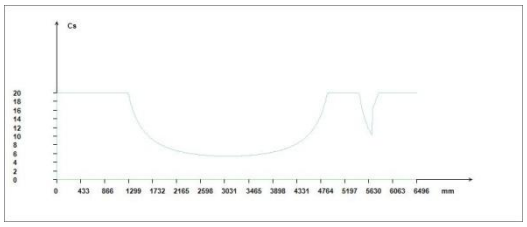

FIGURA 5.38 Coeficientes de seguridad bastidor de caja (Caja arriba)

Los valores extremos son:

Máx. línea superior	Mín. línea superior	Máx. línea inferior	Máx. línea inferior
20	5.38	20	5,38

TABLA 5.58 Coeficientes de seguridad bastidor de caja (Caja arriba)

Como se ha podido observar, el cálculo estimativo para determinar los perfiles que debía llevar el vehículo es correcto porque en todas las situaciones los coeficientes de seguridad alcanzados son mayores que 3.

5.2.7. Estudio de la estabilidad del vehículo cuando la grúa se encuentra en funcionamiento

En este caso se va a analizar la estabilidad del vehículo evaluando el factor de estabilidad frente a vuelco del vehículo cuando la grúa, completamente extendida y con su máxima carga en punta, comienza a girar en torno a su eje de giro.

El procedimiento de cálculo se ha descrito en el apartado 4.4.2 de este proyecto. A continuación se muestran los resultados obtenidos.

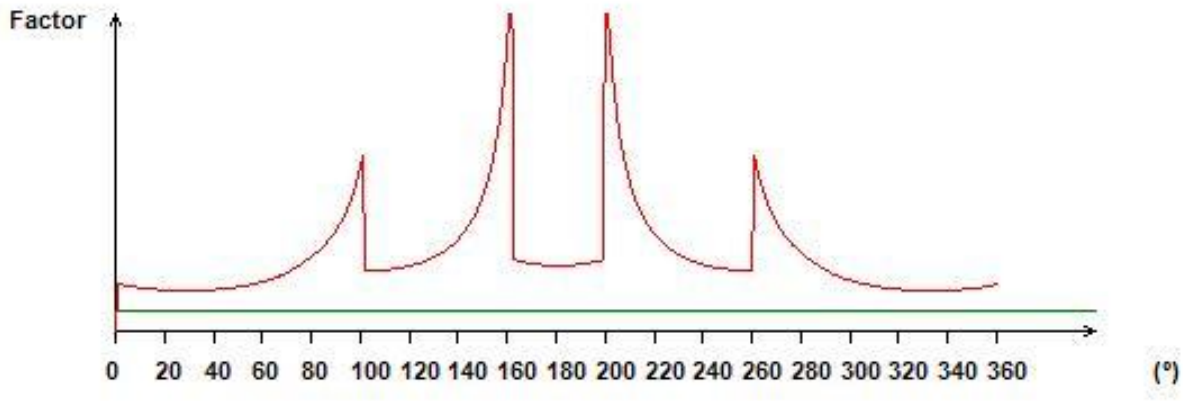

FIGURA 5.39 Factores de estabilidad (Grúa trabajando)

La línea verde de la gráfica indica el factor de estabilidad mínimo requerido (1,25) para garantizar que el vehículo no volcará.

Los valores del factor de estabilidad para todos los ángulos de giro de la grúa son superiores a éste, por lo que no existe peligro de vuelco.

Línea	Ángulo [º]	Factor mínimo
1	28	2,5473
2	104	3,8436
3	180	4,1313
4	256	3,8436
5	332	2,5473

TABLA 5.59 Factores de estabilidad máx./mín. (Grúa trabajando)

Ángulo [º]	Reacción mín [kg]	Reacción máx [kg]
180	8451,412817	---
0	---	14875,64624

TABLA 5.60 Reacciones máx./mín. en apoyos delanteros (Grúa trabajando)

Ángulo [º]	Reacción mín [kg]	Reacción máx [kg]
0	9983,753761	---
180	---	16407,98718

TABLA 5.61 Reacciones máx./mín. en apoyos traseros (Grúa trabajando)

Tal y como se indica en el apartado 4.4.5 de este proyecto se debe comprobar que las cargas que recaen sobre los ejes del vehículo, cuando estos actúan como apoyos durante la situación de trabajo de la grúa, no superan el doble de las MMTA. En este caso, para los ejes traseros del vehículo como la reacción máxima es de 16407,98 kg y la MMTA del conjunto de ejes trasero es de 19000 kg, la reacción está muy por debajo del máximo permitido.

5.2.8. Cálculo del cilindro elevador de la caja basculante

Por último se va calcular las dimensiones de las etapas que tendrá el cilindro hidráulico encargado de elevar la caja basculante. No se va a calcular si el cilindro una vez extendido completamente puede fallar a pandeo.

Conocida la fuerza del cilindro, tras el cálculo realizado en el apartado 5.2.4.2, cuyo valor es 12547.69 kg, para la situación más desfavorable que es cuando se comienza a elevar a la caja basculante, se procede como se indica en el apartado 4.3.4 para determinar la sección del cilindro en la primera extensión.

Si empleamos únicamente 1 cilindro,

$$(S_{ca})_{\min} = \frac{12547.69\,kg}{Ph_{\max}}$$

Si la presión del equipo hidráulico a emplear es de 250 bares, la sección mínima necesaria para comenzar a elevar el cilindro será de 50,19 cm^2, lo que se corresponde con un diámetro de 80 mm.

El número de etapas que tendrá el cilindro son 3, por ejemplo. La longitud de cada etapa estará relacionada con la longitud de extensión máxima del cilindro, que será de 4306 mm.

$$L_{etapa} = \frac{4306\,mm}{3} = 1435{,}33\,mm$$

Como la longitud mínima entre los bulones del cilindro es de 766,4 mm, el cilindro tendrá un extremo que no estará situado entre los dos bulones. Habrá que comprobar que las cotas a las que se encuentra el bulón del cilindro anclado en el bastidor del vehículo permiten que éste se ubique ahí.

Las secciones de las dos etapas restantes son la mitad de la sección de la etapa que le precede, así pues los diámetros de cada etapa quedarán así:

Etapa	Diámetro [mm]
1	80
2	56,53
3	40

TABLA 5.62 Diámetros de las etapas del cilindro

5.2.9. Otros cálculos

Además de los cálculos presentados anteriormente quedaría por comprobar las dimensiones de los bulones del cilindro y del bulón de giro del basculante, las uniones atornilladas de la grúa, etc. Éstos no se han realizado porque es mejor verlos utilizando la herramienta de cálculo que se ha creado.

6. CONCLUSIONES

Con la metodología de cálculo descrita en este proyecto se han podido realizar una serie de cálculos que permiten al proyectista justificar que el vehículo reformado cumple con los requisitos mínimos establecidos por la reglamentación.

Los cálculos realizados, aunque tienen en cuenta algunas simplificaciones, se ajustan correctamente al comportamiento que los componentes del vehículo tienen en la realidad. Además, el hecho de incorporar la metodología de cálculo, permite como se ha ido viendo a lo largo del caso práctico, realizar modificaciones en la reforma de forma rápida y acceder a los resultados detalladamente y con una presentación cuidada.

No sólo los cálculos presentados en el caso práctico son los que se han incorporado en la herramienta informática. También se han incorporado cálculos resistentes para los bulones del cilindro y del basculante, para los tornillos de la grúa y también para el cilindro de la caja basculante, pero por no extenderme más en este proyecto, no he hecho alusión a ellos en el caso práctico. Asimismo se puede analizar el cálculo de interferencias entre los componentes que forman parte de la configuración del vehículo carrozado y comprobaciones reglamentarias relativas a las masas y dimensiones del vehículo.

Por último comentar que gracias a la versatilidad de la herramienta, a través de la que se realizan esta serie de cálculos y comprobaciones, ya se tiene previsto que en el futuro se incorporen a la misma más cálculos y comprobaciones relacionados con la materia que se ha tratado en este proyecto.

8. BIBLIOGRAFÍA

[1] Baselga Ariño, Santiago. Bases *teóricas sobre reformas de importancia de vehículos*. KRONOS, 2007.

[2] Bill Evjen, Rockford Lhotka, Billy del Palacio Martín, Bill Sheldon, Kent Sharkey, Tim McCarthy y Rama Ramachandran. *Visual Basic 2005.* Ed. Anaya Multimedia

[3] Willis Thearon. *Bases de datos con visual basic 2005*. Ed. Anaya Multimedia

[4] *Real Decreto 736/88. Reformas de importancia.*