



**UNIVERSIDAD MICHOACANA DE
SAN NICOLÁS DE HIDALGO**

Facultad de Ingeniería Mecánica

TESIS



**“DISEÑO DE ELEVADOR UTILIZANDO MECANISMOS DE
CHEBYSHEV”**

PARA OBTENER EL GRADO DE:

MAESTRO EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA

PRESENTADO POR:

LUIS ALBERTO VALENCIA GARAY

ASESORES:

DOCTOR EN INGENIERÍA IGNACIO JUÁREZ CAMPOS

MAESTRO EN INGENIERÍA JESÚS PEREA NÚÑEZ

MORELIA, MICH. FEBRERO 2014

ÍNDICE

RESUMEN.....	v
ABSTRACT	vi
RELACIÓN DE FIGURAS	vii
RELACIÓN DE TABLAS	xi
GLOSARIO.....	xiii
CAPÍTULO 1.....	1
1 INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 TIPOS DE ELEVADORES	1
1.1.1 ELEVADOR ELECTROMECAÁNICO	1
1.1.2 ELEVADORES HIDRÁULICOS	7
1.1.3 ELEVADORES SIN CUARTO DE MÁQUINAS	10
1.1.4 PARTES PRINCIPALES DE UN ELEVADOR	11
1.2 ANTECEDENTES	15
1.2.1 PERIODO ANTIGUO	15
1.2.2 PERIODO GRECO-ROMANO	16
1.2.3 EDAD MEDIA.....	17
1.2.4 EL VAPOR COMO SISTEMA DE TRACCIÓN	18
1.2.5 LA SEGURIDAD: ELISHA GRAVES OTIS.....	20
1.2.6 EL ASCENSOR HIDRÁULICO	21
1.2.7 LA TRACCIÓN ELÉCTRICA.....	22
1.2.8 LOS COMIENZOS DEL SIGLO XX: ELECTROMECAÁNICA Y SISTEMAS DE CONTROL DE FUNCIONAMIENTO.	23
1.2.8.1 SISTEMA OPERATIVO AUTOMÁTICO	23
1.2.9 LOS SETENTAS: LOS CIRCUITOS INTEGRADOS.....	25
1.2.10 LOS OCHENTA: EL MICROPROCESADOR.....	25
1.3 NORMATIVA.....	26
1.4 MECANISMOS.....	26
1.4.1 ESLABONAMIENTO DE CUATRO BARRAS.....	27
1.4.2 DIAGRAMA CINEMÁTICO	30
1.4.3 GRADOS DE LIBERTAD	30
1.4.4 LEY DE GRASHOF	32
1.4.5 INTERFERENCIA	34
1.4.6 TEOREMA DE ROBERTS-CHEBYSHEV	34

1.4.7	MECANISMOS DE TRAYECTORIAS ESPECÍFICAS.....	41
1.4.8	MECANISMOS DE LÍNEA RECTA.....	41
1.5	PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	51
1.6	OBJETIVOS.....	52
1.7	JUSTIFICACIÓN.....	52
1.8	HIPÓTESIS.....	53
1.9	METODOLOGÍA.....	54
CAPÍTULO 2.....		56
2	CINEMÁTICA DEL MECANISMO DE CHEBYSHEV.....	56
2.1	ANÁLISIS CINEMÁTICO.....	56
2.2	ANÁLISIS COMPUTACIONAL DEL MECANISMO DE CHEBYSHEV.....	66
CAPÍTULO 3.....		68
3	DISEÑO CONCEPTUAL.....	68
3.1	COLUMNAS DEL SISTEMA DE ELEVADOR.....	69
3.2	MECANISMO DE CHEBYSHEV.....	77
3.3	FLECHA MOTRIZ.....	82
3.3.1	SISTEMAS DE ENGANCHE.....	83
3.4	SISTEMA DE TRANSMISION ENTRE MECANISMOS DE CHEBYSHEV.....	88
3.5	PLATAFORMA.....	91
3.6	CONJUNTO MOTOR.....	94
3.7	GUÍAS Y CONTRAPESOS.....	98
CAPÍTULO 4.....		99
4	INGENIERÍA DE DETALLE.....	99
4.1	ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE LA PLATAFORMA.....	99
4.1.1	UBICACIÓN DE LAS CARGAS DENTRO DE LA PLATAFORMA.....	104
4.1.2	CARGAS DENTRO DE LA PLATAFORMA.....	107
4.1.3	ANÁLISIS DE LA PLATAFORMA.....	114
4.1.4	ANÁLISIS DE LAS FUERZAS REACTIVAS EN LOS APOYOS.....	129
4.2	ESTUDIO ESTÁTICO Y FLEXIBLE DEL MECANISMO DE CHEBYSHEV.....	133
4.2.1	POSICIÓN NO. 2 (45°).....	141
4.2.2	POSICIÓN NO.3 (90°).....	146
4.2.3	POSICIÓN NO.4 (135°).....	150
4.2.4	POSICIÓN NO. 5 (180°).....	154
4.3	ANÁLISIS DE LA FLECHA MOTRIZ.....	158
4.4	ESTUDIO EN LA CARCAZA DEL CONJUNTO MOTOR.....	164

4.5	ANÁLISIS DE LA FLECHA DE SUJECCIÓN DE LOS ESLABONES BALANCÍN.....	169
4.6	ESTUDIO DINÁMICO DEL MECANISMO	172
4.6.1	COMPORTAMIENTO DINÁMICO DEL MECANISMO DE ELEVACIÓN UTILIZANDO UN PERFIL EN EL TIEMPO DE LA TRAYECTORIA BASADO EN VELOCIDAD DEL TIPO TRAPEZOIDAL ISÓSCELES.....	172
4.6.2	COMPORTAMIENTO DINÁMICO DEL MECANISMO DE ELEVACIÓN IMPLEMENTANDO UN PERFIL EN EL TIEMPO DE LA TRAYECTORIA BASADO EN VELOCIDAD POR MEDIO DE UN POLINOMIO DE OCTAVO GRADO.	181
4.6.3	CARACTERÍSTICAS DEL MOTOR ELÉCTRICO	189
4.7	ANÁLISIS DE LOS COJINETES DE CONTACTO EN EL MECANISMO	191
4.8	ANÁLISIS DEL SISTEMA DE ENGANCHE.....	194
	CONCLUSIONES.....	200
	BIBLIOGRAFÍA.....	203
	APÉNDICE A.....	206
A.1	DINÁMICA DE MULTICUERPOS	207
A.2	ANÁLISIS CINEMÁTICO	208
A.3	CONCEPTO DE ENERGÍA DE DEFORMACIÓN CERO	211
A.4	SOLUCIÓN NUMÉRICA DEL PROBLEMA CINEMÁTICO	213
A.5	GENERALIZACIÓN ESTÁTICA.....	214
A.6	GENERALIZACIÓN DINÁMICA.....	215
	APÉNDICE B.....	218
B.1	NORMA OFICIAL MEXICANA NOM-53-SCFI-2000.....	219
	APÉNDICE C.....	243
C.1	ESPECIFICACIONES COJINETES DE CONTACTO GIRATORIO TIPO BOLA, RANURA PROFUNDA	244
C.2	ESPECIFICACIONES COJINETE DE CONTACTO GIRATORIO TIPO DE EMPUJE	246
C.3	ESPECIFICACIONES COJINETE DE CONTACTO GIRATORIO TIPO DE RODILLO CILÍNDRICO	247
C.4	ESPECIFICACIONES COJINETE DE CONTACTO LINEAL TIPO BOLA	248
	APÉNDICE D.....	249
D.1	MOTOR ELÉCTRICO TIPO SINCRÓNICO DE IMANES PERMANENTES	250
D.2	MOTOR ELÉCTRICO LINEAL	252

RESUMEN

En este trabajo de tesis se diseña un sistema de elevación, el cual pueda ser implementado como cualquier otro elevador comúnmente usado. El sistema de elevación propuesto se basa en el mecanismo de Chebyshev, el cual es un mecanismo que se clasifica dentro de los mecanismos de línea recta aproximada.

El elevador que se diseña no utiliza sistemas comunes de transmisión de potencia, solo implementa el mecanismo de Chebyshev, dando como resultado un sistema que no necesita el uso de sala de máquinas, por lo tanto permite que su diseño sea compacto, con ello se puede reducir el espacio vertical utilizado por el elevador, de la misma forma hace que el sistema de elevación basado en el mecanismo de Chebyshev pueda ser instalado en edificios, en los cuales no se tenía prevista la colocación de algún tipo de sistema de elevación.

Durante el proceso de diseño se utilizan herramientas computacionales que permiten hacer estudios dinámicos del sistema, con el fin de determinar el desempeño de cada uno de los componentes que forman el sistema de elevación.

En primer capítulo, se da un panorama de la evolución de los elevadores, así como una clasificación de los mecanismos de línea recta; también se presentan los objetivos, la justificación de este trabajo de tesis y la metodología que se usa.

En el capítulo dos se desarrolla un modelo matemático del comportamiento del mecanismo de Chebyshev, este modelo se obtiene mediante el uso de la síntesis dimensional del mecanismo, para verificar los resultados del modelo, se utilizan herramientas computacionales, las cuales permiten realizar análisis dinámicos de sistemas mecánicos.

En el capítulo tres, describe el funcionamiento del sistema de elevación y se da una visión generalizada de la evolución que se ha tenido durante el desarrollo de la versión final del sistema.

En el capítulo cuarto, se hacen todos los análisis pertinentes del sistema, los cuales permiten establecer el funcionamiento del elevador, así como la potencia que debe de suministrarse para que éste realice la tarea para la cual es diseñado.

En general, este elevador produce un sistema que puede ser utilizado a la par de cualquier elevador del tipo convencional.

Palabras claves:

Elevador, mecanismo de Chebyshev, dinámica multicuerpo.

ABSTRACT

In this thesis work is designed a system which can be implemented as any other commonly used elevator. The proposed lift system is based on the mechanism of Chebyshev which is a mechanism that is classified within the approximate straight line mechanisms.

The elevator which is designed does not use common systems of power transmission, only implements the mechanism of Chebyshev, resulting in a system that does not require the use of engine room, so it makes your design compact, with it you can reduce the vertical space used by the elevator, in the same way makes lifting system based on Chebyshev mechanism can be installed in buildings which were not provided for the placement of any type of lifting system.

Computational tools that allow dynamic studies of the system in order to determine the performance of each of the components that make up the lifting system are used during the design process.

The first chapter gives an overview of the evolution of the elevators, as well as a classification straight line mechanisms; it also presents the objectives, the justification of this thesis work and methodology used.

In chapter two, develops a mathematical model of the behavior of the mechanism of Chebyshev, this model is obtained through the use of dimensional synthesis mechanism, computational tools, which allow you to perform dynamic analysis of mechanical systems is used to verify the model results.

Chapter three described the operation of lifting system and gives a generalized view of evolution that is taken during the development of the final version of the system.

In the fourth chapter, is made all the relevant analysis of the system which allows you to set the operation of the elevator, as well as the power must be supplied for this to perform the task for which it is designed.

In general this elevator produces a system that can be used alongside any elevator of the conventional type.

Keywords: Elevator, Chebyshev's mechanism , multibody Dynamics.

RELACIÓN DE FIGURAS

Fig. 1.1 Máquina de ascensor accionado por un motor con tracción eléctrica correspondiente al primer ascensor eléctrico [1].	2
Fig. 1.2 Transmisión sinfín-corona [1].	4
Fig. 1.3 Conjunto motor de los elevadores electromecánicos [24].	6
Fig. 1.4 Conjunto de propulsión hidráulico [24].	7
Fig. 1.5 Elevador hidráulico de accionamiento directo e indirecto [25].	8
Fig. 1.6 Instalación típica de un elevador hidráulico cortesía de Otis Elevator Company [25],[26].	9
Fig. 1.7 Esquema de elevador sin cuarto de máquina cortesía de Kone, Inc. [27].	10
Fig. 1.8 Conjunto Motor de elevador sin cuarto de máquinas [28].	11
Fig. 1.9 Componentes de un ascensor de Otis Elevator Company [25].	13
Fig. 1.10 Propuesta del ascensor utilizando el mecanismo de Chebyshev	14
Fig. 1.11 Imagen de una simulación digital que reproduce la construcción de la pirámide de Keops en Egipto, según el arquitecto francés Jean-Pierre Houdin [29].	15
Fig. 1.12 La catedral de Santa Sofía de Novgorod [30].	17
Fig. 1.13 Ascensores Domingo, S.A. Soluciones de Altura [31].	19
Fig. 1.14 Demostración de Elisha Otis en el Crystal Palace [25].	20
Fig. 1.15 Edificio Haughwout, 1857 [32].	21
Fig. 1.16 Mecanismo de 4 barras [5].	27
Fig. 1.17 Diagramas de muestra del atlas de curvas acopladoras de cuatro barras por Hrones y Nelson [5].	28
Fig. 1.18 Tareas de mecanismos de cuatro barras [5].	28
Fig. 1.19 Un eslabón solo localizado en plano XY [5].	31
Fig. 1.20 Mecanismo manivela-balancín [6].	32
Fig. 1.21 Mecanismos de doble manivela [6].	33
Fig. 1.22 Mecanismo de doble balancín [6].	33
Fig. 1.23 Mecanismo de doble balancín (no cumple ley de Grashof) [6].	33
Fig. 1.24 Mecanismo plegable [6].	34
Fig. 1.25 Tres mecanismos de cuatro barras cognados y sus curvas acopladoras [9].	35
Fig. 1.26 Mecanismo cognado [9].	38
Fig. 1.27 Plataforma que determina la longitud de los eslabones de un mecanismo cognado [9].	39
Fig. 1.28 Mecanismo de cuatro barras cognado, M está dentro entre A y B [9].	40
Fig. 1.29 Colinealidad de los tres centros instantáneos de los eslabones acopladores, los puntos de referencias y el punto M [9].	40
Fig. 1.30 Mecanismo Scott Russel [11].	41
Fig. 1.31 Mecanismo de doble manivela [11].	42
Fig. 1.32 Mecanismo epicíclico [11].	42
Fig. 1.33 Mecanismo de pareja de engranes planetarios acoplados [11].	43
Fig. 1.34 Mecanismo de pareja acoplada de correa [11].	43
Fig. 1.35 Mecanismo de Peaucellier- Lipkin [10].	44
Fig. 1.36 Mecanismo de Watt [7].	44
Fig. 1.37 Mecanismo de Roberts [10].	45
Fig. 1.38 Mecanismo de Chebyshev [10], [34].	46
Fig. 1.39 Esta máquina fue un éxito de la Exposición Universal de París en 1878 [34].	47
Fig. 1.40 Mecanismo de Hoekens [11].	47
Fig. 1.41 Construcción del mecanismo cognado de Chebyshev [8].	48
Fig. 1.42 El cognado $ONQO_Q$ [8].	48
Fig. 1.43 Robot móvil de locomoción híbrida [13].	49
Fig. 1.44 Robot PASIBOT [14].	49
Fig. 1.45 Metodología	54
Fig. 2.1 Diagrama esquemático del mecanismo de Chebyshev	56
Fig. 2.2 Esquema de referencia del punto P_m .	59

Fig. 2.3 Posiciones inicial y fina del mecanismo de forma descendente, A) posición inicial B) posición final	61
Fig. 2.4 Gráfica de la componente $xm(\theta_E)$ del Pm	62
Fig. 2.5 Gráfica de la componente $ym(\theta_E)$ del Pm	62
Fig. 2.6 Gráfica de la componente $xm(\theta_E)$, cambiando el rango de la gráfica en el intervalo $[0 \leq xm(\theta_E) \leq 1.21]$	63
Fig. 2.7 Posiciones deseadas del mecanismo, A) Inicial, B) Intemedia, C) Final.....	64
Fig. 2.8 Posiciones del mecanismo modificado, A) inicial, B) Intermedia, C) Final	65
Fig. 2.9 Comportamiento de xm de Pm	66
Fig. 2.10 Componente ym de Pm	67
Fig. 3.1 Conjunto elevador.....	68
Fig. 3.2 Columna formada con múltiples mecanismo de Chebyshev.....	69
Fig. 3.3 Bloque formado por mecanismo de Chebyshev	70
Fig. 3.4 Localización de los mecanismos de Chebyshev en un bloque	71
Fig. 3.5 Plano construido a partir de la columna 1	72
Fig. 3.6 Ubicación de la columna 2.....	72
Fig. 3.7 Localización del plano 2.....	73
Fig. 3.8 Localización del segundo par de columnas.....	73
Fig. 3.9 Línea poligonal que se construye a partir de los puntos trazadores de trayectoria de los mecanismos de Chebyshev.....	74
Fig. 3.10 Visualización de la alineación de los mecanismos de Chebyshev, a) Par de columnas 1, b) Par de columnas 2.....	75
Fig. 3.11 Forma Final del mecanismo de Chebyshev	77
Fig. 3.12 Eslabón acoplador	78
Fig. 3.13 Rodamientos interiores del eslabón acoplador.....	78
Fig. 3.14 Delimitador de movimiento a) localización la ranura limitadora, b) detalle de la ranura limitadora, en el eslabón	79
Fig. 3.15 Eslabón balancín, a) Vista general, b) Detalle de la forma del acoplador.....	79
Fig. 3.16 Eslabón balancín con delimitación de movimiento a) Eslabón forma completa, b) Detalle del saliente delimitador	80
Fig. 3.17 Localización del delimitador de movimiento en el ensamblaje del mecanismo, a) Localización, b) Detalle del sistema de delimitación de movimiento	81
Fig. 3.18 Flecha motriz.....	82
Fig. 3.19 Enganche propuesta 1 en forma de pinza	83
Fig. 3.20 Ensamblaje de enganche propuesta 1	83
Fig. 3.21 Enganche propuesta 2, a) Visualización externa, b) Visualización interna del sistema.....	84
Fig. 3.22 Ensamblaje de propuesta 2 con dos mecanismos de Chebyshev	84
Fig. 3.23 Ensamblaje de propuesta 3	85
Fig. 3.24 Versión final flecha motriz, a) vista general, b) vista interior	86
Fig. 3.25 Ensamblaje de la flecha motriz, a) en el mecanismo de Chebyshev, b) Detalle de localización de los pernos móviles, c) detalle interior tanto del eslabón acoplador como la flecha motriz.....	87
Fig. 3.26 Arreglo entre mecanismos de Chebyshev.....	88
Fig. 3.27 Sistema de conexión entre mecanismos	89
Fig. 3.28 Conjunto de mecanismos de Chebyshev, a) vista frontal, b) vista en 3D	89
Fig. 3.29 Plataforma utilizando un solo motor.....	91
Fig. 3.30 Plataforma modificada	92
Fig. 3.31 Visualización de los conjuntos motores en la plataforma	93
Fig. 3.32 Reducción de dimensiones de plataforma.....	94
Fig. 3.33 Conjunto motor, a) Vista en 3D detalle la colocación de la flecha motriz y frente del conjunto, b) Vista de la parte posterior del conjunto motor	95
Fig. 3.34 Motor eléctrico, Flecha motriz, cople y rodamientos del tipo bola	95
Fig. 3.35 Modificación del conjunto motor, a) Vista 3D de la parte superior b) Vista 3D de la parte inferior, c) Vista frontal del conjunto motor	96
Fig. 3.36 Configuración final del conjunto motor, a) Vista en 3D, b) Vista de los componentes internos, c) Detalle de los componentes internos.....	97
Fig. 3.37 Vista explosionada del conjunto motor	98

Fig. 4.1 Modelo de estructural de la plataforma para análisis	100
Fig. 4.2 Referencia dimensional de la plataforma.....	101
Fig. 4.3 Referencia dimensional de la cabina	101
Fig. 4.4 Caso 1, a) Ubicación de carga y fuerza de contrapesos (flechas rojas), b) Ubicación de fuerza en guías y fuerzas reactivas en la localización de los conjuntos motores.	104
Fig. 4.5 Caso 2 de carga.....	105
Fig. 4.6 Caso 3 de carga.....	106
Fig. 4.7 Caso 4 de carga.....	106
Fig. 4.8 Caso 5 de carga.....	107
Fig. 4.9 Referencia de la ubicación de los diferentes perfiles estructurales utilizados en la plataforma..	109
Fig. 4.10 Representación en 3D de la plataforma	110
Fig. 4.11 Esfuerzo combinado máximo considerando el caso 1 de carga	115
Fig. 4.12 Esfuerzos combinados mínimos considerando el caso 1 de carga.....	115
Fig. 4.13 Deformaciones en la plataforma debido al caso 1 de carga	116
Fig. 4.14 Esfuerzos combinacional máximo caso 2 de carga.....	117
Fig. 4.15 Esfuerzo combinacional mínimo para el caso 2 de carga	118
Fig. 4.16 Deformaciones producidas por el caso 2 de carga	118
Fig. 4.17 Esfuerzo combinado máximo para el caso 3 de carga.....	119
Fig. 4.18 Esfuerzo de combinado mínimo para el caso 3 de carga	119
Fig. 4.19 Deformación de la plataforma debido a la aplicación del caso 3 de carga	120
Fig. 4.20 Esfuerzo combinacional máximo debido al caso 4 de carga.....	123
Fig. 4.21 Esfuerzo combinacional mínimo debido al caso 4 de carga	123
Fig. 4.22 Deformación presentada en la plataforma debido a la aplicación del caso 4 de carga	124
Fig. 4.23 Esfuerzo combinacional máximo debido a la aplicación del caso 5 de carga.....	125
Fig. 4.24 Esfuerzos combinacionales mínimos para el caso 5 de carga.....	126
Fig. 4.25 Deformación debida al caso 5 de carga	126
Fig. 4.26 Esquema del mecanismo de Chebyshev para análisis estático.....	134
Fig. 4.27 Modelo en 3D del mecanismo de Chebyshev	136
Fig. 4.28 Esfuerzos en el mecanismo de Chebyshev.....	138
Fig. 4.29 Factor de seguridad en el modelo	138
Fig. 4.30 Deformación unitaria, A) Eslabón acoplador, B) Vista del mecanismo 3D.....	140
Fig. 4.31 Deformación total del mecanismo de Chebyshev	140
Fig. 4.32 Posición No. 2.....	142
Fig. 4.33 Distribución de esfuerzos en la posición No. 2.....	143
Fig. 4.34 Deformación unitaria en el mecanismo posición No. 2.....	144
Fig. 4.35 Deformación total en mecanismo Posición No. 2	144
Fig. 4.36 Factor de seguridad del sistema posición No. 2.....	145
Fig. 4.37 Posición No. 3 del mecanismo de Chebyshev	146
Fig. 4.38 Esfuerzos en la posición No.3	147
Fig. 4.39 Deformación unitaria en la posición No. 3 del mecanismo.....	148
Fig. 4.40 Deformación total en el mecanismo para la posición No. 3	148
Fig. 4.41 Factor de seguridad en el mecanismo de Chebyshev para posición mostrada	149
Fig. 4.42 Mecanismo de Chebyshev en la posición No.4.....	150
Fig. 4.43 Esfuerzos que se presentan en mecanismo en la posición No. 4.....	151
Fig. 4.44 Deformación total del mecanismo posición No. 4.....	152
Fig. 4.45 Deformación unitaria presente en el mecanismo en la posición No. 4.....	152
Fig. 4.46 Factor de seguridad en el mecanismo en la posición No. 4.....	153
Fig. 4.47 Mecanismo de Chebyshev en la posición No. 5.....	154
Fig. 4.48 Esfuerzos en el mecanismo en la posición No 5.....	156
Fig. 4.49 Deformación unitaria en el mecanismo posición No. 5.....	156
Fig. 4.50 Deformación total del mecanismo posición No. 5.....	157
Fig. 4.51 Factor de seguridad en el mecanismo posición No.5.....	157
Fig. 4.52 Modelo de la flecha motriz, a) Posición No. 1, b) Posición No. 2, c) Posición No. 3, d) Posición No. 4, e) Posición No. 5	159
Fig. 4.53 Esfuerzos presentes en la flecha motriz, a) Posición No. 1, b) Posición No. 2, c) Posición No. 3, d) Posición No. 4, e) Posición No. 5	160

Fig. 4.54 Deformaciones totales presentes en la flecha motriz, a) Posición No. 1, b) Posición No. 2, c) Posición No. 3, d) Posición No. 4, e) Posición No. 5	161
Fig. 4.55 Factor de seguridad presente en la flecha motriz, a) Posición No. 1, b) Posición No. 2, c) Posición No. 3, d) Posición No. 4, e) Posición No. 5	162
Fig. 4.56 Entornos de carga, a) Condición No. 1, b) Condición No. 2, C) Condición No. 3	164
Fig. 4.57 Distribución de esfuerzos para la condición No.1	165
Fig. 4.58 Distribución de esfuerzos debido las condiciones No. de carga	166
Fig. 4.59 Esfuerzos presentes debido a la condición No. 3	166
Fig. 4.60 Deformación por la condición de carga No.1	167
Fig. 4.61 Deformación debida a la condición de carga No.2	167
Fig. 4.62 Deformación por la condición de carga No. 3	168
Fig. 4.63 Factor de seguridad presente en la carcasa del conjunto motor	168
Fig. 4.64 Configuración del modelo para analizar la flecha de sujeción de los eslabones balancín con el eslabón fijo	169
Fig. 4.65 Distribución de esfuerzos en la flecha de sujeción	170
Fig. 4.66 Deformación en la flecha de sujeción	170
Fig. 4.67 Distribución del factor de seguridad presente en la flecha de sujeción	171
Fig. 4.68 Modelo dinámico del sistema de elevación	174
Fig. 4.69 Perfil en el tiempo de trayectoria basado en velocidad tipo trapezoidal isósceles	175
Fig. 4.70 Gráfica de la posición del punto Pm a lo largo del eje X	175
Fig. 4.71 Gráfica de la posición del Pm en el eje Y	176
Fig. 4.72 Gráfica del perfil de trayectoria basado en velocidad manejado en la plataforma en dirección vertical	176
Fig. 4.73 Gráfica de la aceleración lineal de la plataforma en dirección vertical	177
Fig. 4.74 Gráfica de la velocidad angular del eslabón acoplador	177
Fig. 4.75 Gráfica de aceleración angula del eslabón acoplador	178
Fig. 4.76 Gráfica del torque suministrado por el motor eléctrico	178
Fig. 4.77 Gráfica de la fuerza en el punto D del mecanismo	179
Fig. 4.78 Gráfica de la fuerza en el punto A del mecanismo	180
Fig. 4.79 Gráfica de la fuerza que se aplica en los cojinetes de contacto lineal	180
Fig. 4.80 Gráficas típicas de un perfil de trayectoria mediante el uso de un polinomio de octavo grado, a) representación del comportamiento del recorrido del cuerpo rígido, b) comportamiento de la velocidad, c) comportamiento de la aceleración	182
Fig. 4.81 Familia de curvas generadas al variar el índice m en el perfil de trayectoria basado en un polinomio de octavo grado, a) representación del comportamiento del recorrido del cuerpo rígido, b) comportamiento de la velocidad, c) comportamiento de la aceleración	183
Fig. 4.82 Desplazamiento del Pm con respecto del eje X con un perfil en el tiempo de la trayectoria basado en velocidad mediante un polinomio de octavo grado	183
Fig. 4.83 Desplazamiento del Pm con respecto del eje Y con un perfil en el tiempo de la trayectoria basado en velocidad mediante un polinomio de octavo grado	184
Fig. 4.84 Velocidad lineal de la plataforma mediante un polinomio de octavo grado	184
Fig. 4.85 Aceleración lineal de la plataforma mediante el uso de un polinomio de octavo grado	185
Fig. 4.86 Velocidad angular del eslabón acoplador manejando un polinomio de octavo grado	185
Fig. 4.87 Aceleración angular del eslabón acoplador manipulando un polinomio de octavo grado	186
Fig. 4.88 Torque suministrado por el motor eléctrico usando un perfil de trayectoria basado en velocidad mediante el uso de un polinomio de octavo grado	186
Fig. 4.89 Evolución de la fuerza en el apoyo D del mecanismo	187
Fig. 4.90 Evolución de la fuerza transmitida al apoyo A	188
Fig. 4.91 Fuerza transmitida hacia los cojinetes de contacto linea	188
Fig. 4.92 Gráfica de la potencia que debe de suministrar el motor eléctrico	189
Fig. 4.93 Modelo del sistema de enganche	194
Fig. 4.94 Esfuerzos presentes en el sistema de enganche	195
Fig. 4.95 Deformación presente en el sistema	195
Fig. 4.96 Factor de seguridad del sistema	196
Fig. 4.97 Gráfica de la fuerza necesaria para poder mover el perno cuando esta enganchado la flecha motriz y el eslabón acoplador	197

Fig. 4.98 Gráfica de la fuerza aplicada en el sistema de enganche en el eje Y.....	197
Fig. 4.99 Gráfica de la velocidad lineal que experimenta el perno durante el desenganche	198
Fig. 4.100 Gráfica de aceleración lineal del perno durante el desenganche.....	198

RELACIÓN DE TABLAS

Tabla 1.1 Características de los elevadores electromecánicos [1].....	1
Tabla 1.2 Conjuntos motor utilizados por los aparatos elevadores según su velocidad, tráfico y aplicación [1]	2
Tabla 1.3 Características principales de los elevadores hidráulicos [24]	7
Tabla 1.4 Tipos de conexiones planas [5]	27
Tabla 1.5 Pares cinemáticos planos - juntas de eslabones [5].....	29
Tabla 2.1 Modelo matemático del mecanismo de Chebyshev	60
Tabla 2.2 Coordenadas límite de Pm con respecto del sistema de referencia	61
Tabla 3.1 Posiciones que puede llegar a presentar los mecanismos de Chebyshev durante un trayecto ascendente de la plataforma.....	75
Tabla 4.1 Dimensiones de la plataforma	100
Tabla 4.2 Clasificación de sistemas de elevación en base a su capacidad de carga [33]	102
Tabla 4.3 Parámetros de diseño	104
Tabla 4.4 Materiales utilizados [15]	108
Tabla 4.5 Tipos de perfiles estructurales utilizados	109
Tabla 4.6 Propiedades de la plataforma	110
Tabla 4.7 Conjunto motor.....	111
Tabla 4.8 Cabina	111
Tabla 4.9 Mecanismo de Chebyshev.....	111
Tabla 4.10 Flecha motriz.....	112
Tabla 4.11 Tipos de cargas en la plataforma.....	114
Tabla 4.12 Resumen de datos de análisis caso 1 de carga	116
Tabla 4.13 Resumen de datos de análisis caso 2 de carga	117
Tabla 4.14 Resumen de datos de análisis caso 3 de carga	120
Tabla 4.15 Resumen de datos de análisis caso 4 de carga	122
Tabla 4.16 Resumen de datos de análisis caso 4 de carga	127
Tabla 4.17 Fuerza reactiva en los soportes de la plataforma caso 1 de carga	129
Tabla 4.18 Fuerza reactiva en los soportes de la plataforma caso 2 de carga	130
Tabla 4.19 Fuerza reactiva en los soportes de la plataforma caso 3 de carga	131
Tabla 4.20 Fuerza reactiva en los soportes de la plataforma caso 4 de carga	131
Tabla 4.21 Fuerza reactiva en los soportes de la plataforma caso 5 de carga	132
Tabla 4.22 Reacciones en los apoyos	136
Tabla 4.23 Resumen las fuerzas reactivas en los apoyos resueltas por el método de elementos finitos	137
Tabla 4.24 Resumen del análisis del mecanismo	141
Tabla 4.25 Resumen de los datos obtenidos del análisis de la posición No. 2.....	142
Tabla 4.26 Resumen de las magnitudes de las fuerzas reactivas en la posición No. 2	143
Tabla 4.27 Resumen de la magnitud de las fuerzas reactivas en los apoyos.....	146
Tabla 4.28 Resultados del análisis de la posición No. 3	147
Tabla 4.29 Resumen de resultado del análisis de la posición No. 4 del mecanismo.....	150
Tabla 4.30 Magnitud de las fuerzas reactivas para la posición No. 4 del mecanismo	151
Tabla 4.31 Resumen de las fuerzas reactivas en los apoyos en el mecanismo para posición No. 5.....	154
Tabla 4.32 Esfuerzos y deformaciones presentados en el mecanismo en la posición No.5	155
Tabla 4.33 Resumen del análisis de la flecha motriz	158
Tabla 4.34 Resumen de los datos obtenidos en el análisis de la carcasa del conjunto motor	165
Tabla 4.35 Resumen de los resultados obtenidos en este estudio	170
Tabla 4.36 Condiciones de trabajo del mecanismo	172

<i>Tabla 4.37 Condiciones de trabajo del mecanismo bajo un perfil de trayectoria mediante un polinomio de octavo grado</i>	<i>182</i>
<i>Tabla 4.38 Características requeridas del motor eléctrico</i>	<i>190</i>
<i>Tabla 4.39 Tipos de cojinetes utilizados en el sistema de elevación</i>	<i>191</i>
<i>Tabla 4.40 Características de los cojinetes giratorios</i>	<i>193</i>
<i>Tabla 4.41 Consideraciones de carga en cojinetes de contacto giratorio</i>	<i>193</i>
<i>Tabla 4.42 Características del cojinete de contacto lineal.....</i>	<i>194</i>
<i>Tabla 4.43 Resumen del estudio estático del sistema de enganche</i>	<i>196</i>
<i>Tabla 4.44 Características del motor lineal.....</i>	<i>198</i>

GLOSARIO

- **Cicloide.** Es la curva generada por un punto perteneciente a una circunferencia generatriz al rodar sobre una línea recta directriz, sin deslizarse
- **Involuta.** Curva del plano, generada por un punto fijo de un hilo, mientras éste se desenrolla a partir de un segmento, polígono regular o circunferencia. La involuta de un círculo se utiliza en la construcción de los dientes de engranajes.
- **Montacoches.** Ascensor cuya cabina tiene las dimensiones adecuadas para el transporte de vehículos automotores.
- **Nivelación.** Operación que permite mejorar la precisión de parada de cabina a nivel de pisos
- **Paracaídas.** Dispositivos mecánico que se destina a parar o inmovilizar la cabina o el contrapeso sobre sus guías, en caso de exceso de velocidad, en el descenso o de rotura de los órganos de suspensión.
- **Placa de tope.** Placa que se fija en el bastidor, destinada a entrar en contacto con el amortiguador o con tope.
- **Superficie útil.** Es la superficie de la cabina que pueden ocupar los pasajeros y la carga durante el funcionamiento del ascensor, medida a un metro por encima del pavimento y sin considerar los pasamanos si existen.
- **Suspensión.** Conjunto de elementos (cables, cadenas y accesorios) que sostienen y mueven la cabina y el contrapeso cuando existe, accionados por el grupo motriz.
- **Velocidad nominal.** Velocidad de la cabina para la que ha sido construido el aparato y para la cual el suministro garantiza su funcionamiento normal.
- **Dinamo tacométrica.** Son máquinas eléctricas rotativas especiales que, en los últimos años, se han convertido en excelentes colaboradores en los procesos de regulación de velocidades de giro. La primitiva función de las dinamos tacométricas, denominadas también tacodinamos o tacómetros, fue simplemente como indicadores del número de r. p. m. en los ejes de giro. Actualmente sólo determinados tipos de tacodinamos, los más reducidos, simples y menos precisos, se utilizan como indicadores. En las instalaciones de regulación electrónica, las dinamos tacométricas son elementos aislados que por su disposición en el conjunto (van acopladas a los sistemas motrices) parecen ajenas al circuito electrónico; sin embargo, no es así, sino que participan activamente en el proceso de regulación, y de su exactitud depende la buena marcha de toda la operación.

CAPÍTULO 1

1 INTRODUCCIÓN

El elevador es un sistema de transporte vertical diseñado para movilizar personas u objetos entre diferentes niveles. Puede ser utilizado, ya sea para ascender o descender, en un edificio o una construcción subterránea. Se conforma con partes mecánicas, eléctricas y electrónicas, que funcionan conjuntamente para lograr un medio seguro de movilidad [1].

A los elevadores se los conoce con múltiples nombres, desde ascensor hasta montacargas. Su significado más general corresponde a su capacidad para realizar el traslado de personas o cosas (como el caso de los montacargas) de un piso a otro.

1.1 TIPOS DE ELEVADORES

Básicamente existen dos tipos: elevador electromecánico y elevador hidráulico, más propiamente llamado oleodinámico, aunque existe algunos otros sistemas que utilizan medios de propulsión diferentes. A continuación se hace una breve descripción de las características y funcionamiento de estos tipos de elevadores.

1.1.1 ELEVADOR ELECTROMECAÁNICO

Están formados por una cabina y contrapeso, a los que se les proporciona un movimiento vertical mediante un motor eléctrico, acoplado a un reductor de velocidad, cuyo eje de salida va montado a una polea acanalada que arrastra los cables por adherencia, o bien un tambor en el que se enrollan los cables, aunque éste último sistema ya prácticamente no se utiliza. Todo ello funciona con un sistema de guías verticales y consta de elementos de seguridad, como el amortiguador situado en el foso (parte inferior del hueco del ascensor) y los sistemas de paracaídas [1], [2], [3].

Tabla 1.1 Características de los elevadores electromecánicos [1]

Carga nominal	0 a 98066 N [0 a 10000 Kg] ¹
Recorrido nominal	10 m a 120 m y superior
Masa del contrapeso (sin cable de compensación)	Masa de la cabina+ (45 a 50% de la carga nominal)
Velocidad	0.25 m/s a 17 m/s
¹ Valores de carga nominal establecidos en la NOM-053-SCFI-2000 (ver apéndice B)	

Los motores eléctricos más utilizados son los de corriente alterna, de una o dos velocidades y con un variador de frecuencia, aunque también se utilizan los motores de corriente continua con convertidor de corriente alterna a continua [1].

El elevador eléctrico es el más común para transporte de personas a baja y alta velocidad (superior a 0.7 m/s), con alta exigencia de confort (hospitales, hoteles) o que sirven para más de 6 pisos.

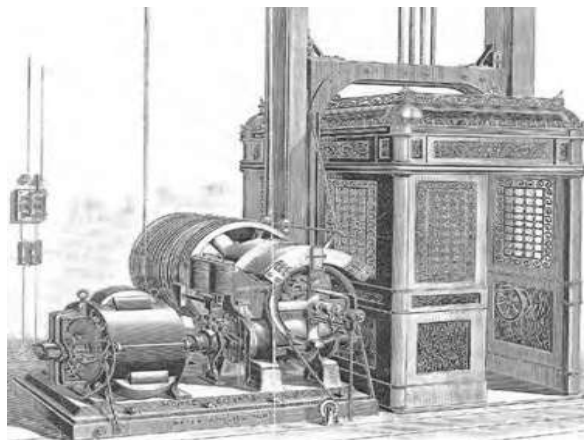


Fig. 1.1 Máquina de ascensor accionado por un motor con tracción eléctrica correspondiente al primer ascensor eléctrico [1].

La seguridad es fundamental dentro de este tipo de elevador, es común encontrar sistemas mecánicos y eléctricos que garantizan el viaje, entre estos se puede citar: limitadores de velocidad, circuitos de sobrecarga, amortiguadores, límites de recorrido, etc.

Tabla 1.2 Conjuntos motor utilizados por los aparatos elevadores según su velocidad, tráfico y aplicación [1]

Clase de instalación	Régimen de velocidad (m/s)	Conjunto motor
Edificios de viviendas bajos	Hasta 0.70	Con reductor y motor asincrónico de una velocidad
Edificios de viviendas altos y oficinas	Desde 0.7 a 1	Con reductor y motor asincrónico de dos velocidades
Edificios de oficinas y comerciales, hospitales (montacamillas)	Desde 1 a 2.5	Con reductor y con variador de frecuencia o motor de corriente continua con convertidor de a-c
Edificios de oficinas y comerciales con tráfico intenso	Mayor de 2.5	Tracción directa y con variador de frecuencia
Almacenes y Talleres montacargas o elevadores mixtos de grandes cargas, y a veces montacamillas de hospitales	Hasta 0.70	Con reductor y motor asincrónico de una o dos velocidades o con variador de frecuencia

El sistema de propulsión se realiza por medio de grupos formados por un motor eléctrico, un posible reductor de velocidad y polea, de la que cuelga el cable de conducción que es arrastrado por fricción en el giro de la polea. La cabina es gobernada en su trayecto por guías. En esta modalidad, existen dos tipos de configuraciones posibles: instalaciones de casa máquinas en alto o en bajo (en el

hueco del elevador). Lo más recomendable es ubicar el cuarto de máquinas en lo alto del hueco, ya que en bajo incrementa notablemente los costos de construcción y mantenimiento.

La existencia del contrapeso, representa una gran ventaja frente al ascensor hidráulico desde el punto de vista energético. El propósito del contrapeso es asegurar una tensión suficiente en el sistema a fin de garantizar una tensión adecuada entre las correas y la polea de transmisión.

El principio de funcionamiento se basa en el aprovechamiento de la energía potencial generada por la gravedad. El motor eléctrico es el encargado de mover la polea donde se encuentran suspendidos el contrapeso y la cabina del ascensor. Es decir, el motor eléctrico es el encargado de entregar la fuerza necesaria para romper el equilibrio entre la cabina y el contrapeso y generar el movimiento.

Cuando la cabina sube, se aprovecha la energía potencial del contrapeso haciendo que éste baje. Al mismo tiempo, esa energía potencial entregada por el contrapeso es acumulada por la cabina al llegar a su nueva posición en un nivel superior. Cuando la cabina realiza un viaje a niveles inferiores, la energía potencial que posee es transmitida al contrapeso haciendo que éste suba. Se puede resumir que el principio de funcionamiento es la transferencia de energía potencial entre la cabina y el contrapeso a través de los cables de conducción, con la ayuda de un motor eléctrico y un sistema de poleas. El motor consume energía mientras el desequilibrio entre cabina y contrapeso sea desfavorable, pero no la consume cuando es favorable.

El contrapeso podrá estar situado en el fondo del hueco del elevador o en uno de sus laterales dependiendo siempre del tamaño del hueco. La ubicación de la casa de máquinas puede ser en lo alto del hueco o en el segmento más bajo del hueco del elevador. Los equipos más modernos ubican la casa de máquinas dentro del propio hueco del ascensor.

El sistema reductor sirve para adaptar la velocidad del motor a la de la cabina, ya que es un elemento que produce considerables pérdidas de energía. De acuerdo con esta característica, este tipo de aparatos se clasifican en dos grupos: conjunto motor con reductor y sin reductor de velocidad.

1) Conjunto motor con reductor de velocidad.

La mayoría de los elevadores electromecánicos implementa en la cadena cinemática un reductor de velocidad entre el freno y la polea conductora. En la actualidad, prácticamente todos los reductores de velocidad son del tipo sinfín-corona (ver Fig. 1.2).

Ahora bien la eficiencia del sistema reductor es del orden del 60%, es decir, el 40% de la potencia generada por el motor se malgasta.

Con el objeto de disminuir las pérdidas, se está estudiando la implementación de engranajes planetarios, estimándose que se podría obtener un rendimiento de hasta el 90%.

Los elevadores con reductor incorporan un tipo de transmisión de corona y tornillo sinfín, como ya se ha establecido, la cual tiene las siguientes ventajas:

- Es una transmisión muy compacta y es la que ocupa menos espacio dimensiones en comparación con otros tipos de transmisiones de potencia.
- Es el tipo de transmisión que presenta el menor número de piezas móviles, minimizándose, por lo tanto, los gastos de mantenimiento y de recambio de piezas.
- Durante su funcionamiento, el nivel de ruido es mínimo (Sistema muy silencioso).
- Alta resistencia al impacto, algo de suma importancia en el caso de elevadores.

El tornillo sinfín se fabrica con un acero aleado de alta resistencia especialmente adaptado para ser endurecido superficialmente. El material suele ser Acero al Níquel y Cromo, aunque algunas empresas implantan un 0.4 – 0.55% de carbono para elevadores de carga. La periferia de la corona está compuesta por una aleación de bronce al Fósforo, Cobre o Níquel, con una composición de bajo coeficiente de rozamiento. El eje del tornillo sinfín está apoyado por medio de dos soportes. Normalmente este eje está colocado en la parte inferior de la corona. Sólo en algunos casos de carga media o bajas, está colocado en la parte superior. Las ventajas para su ubicación en la parte inferior son:

- El cerramiento de la carcasa se hace más simple.
- El control de la transmisión se lleva a cabo de forma más ventajosa.
- La lubricación se realiza de modo más favorable.
- En operaciones de frenado, la velocidad puede no ser suficientemente elevada como para lubricar un tornillo sinfín colocado en la parte superior.



Fig. 1.2 Transmisión sinfín-corona [1]

Se utiliza en aplicaciones de media altura (hasta 60 metros) en las que la velocidad de desplazamiento es relativamente baja (0,1 m/s a 2,5 m/s).

2) Conjunto motor sin reductor

En este tipo de aparatos, el motor acciona directamente la polea de tracción por lo que se eliminan las pérdidas en el reductor. El conjunto motor es muy simple y está formado únicamente por el motor eléctrico, la polea de tracción y el freno. La velocidad nominal de giro de los motores utilizados es muy baja para producir el desplazamiento de la cabina a velocidades razonables, lo que hace que sean adecuadas para el transporte de pasajeros en edificios altos con demandas importantes de tráfico.

En estos elevadores se están sustituyendo los tradicionales cables de conducción de acero por cintas planas de alta resistencia. Estas cintas son mucho más flexibles que los cables, lo que permite reducir drásticamente el tamaño de las poleas de tracción y eliminar, por lo tanto, el reductor, lo que implica la desaparición de los engranajes responsables de las pérdidas energéticas. De poleas de aproximadamente 650 cm, se ha pasado a poleas de 8 ó 10 cm. Esto permite reducir de forma considerable el tamaño y el peso de la máquina, obteniéndose reducciones de escala de hasta 10 veces.

El motor requiere menos potencia y, por lo tanto, consume menos que uno de conjunto motor con reductor de velocidad, además de ser más eficiente al no tener pérdidas en los engranajes. Este tipo se utiliza en aplicaciones de elevada altura, con velocidades de desplazamiento comprendidas entre 2.5 m/s y 10 m/s. El desarrollo de esta tecnología ha permitido su uso en edificios, con velocidades inferiores a 2.5 m/s. Este tipo de ascensores supone un importante cambio tecnológico en lo que se refiere a consumo y eficiencia energética. Generan hasta diez veces menos ruido y eliminan prácticamente las vibraciones percibidas en la cabina por los usuarios.

En los elevadores eléctricos hay cuatro maneras de controlar el movimiento de la cabina:

1) Mediante un motor de una velocidad

Los ascensores más antiguos, con motores eléctricos de una sola velocidad, accionan el motor conectándolo directamente a la tensión de la red y sin ningún control, deteniéndose posteriormente de forma brusca y por la acción de un freno mecánico desde la velocidad de viaje hasta la parada en una planta. Este control de movimiento supone la utilización de elevados picos de potencia en el arranque y cuenta con un confort de viaje relativamente bajo, puesto que el arranque y la frenada no son muy confortables. Su nivel de parada es muy impreciso y varía mucho con la carga, incluso es distinto en subida que en bajada. Sólo se utilizan para velocidades de hasta 0.70 m/s.

2) Mediante un motor de dos velocidades

Los grupos tractores de dos velocidades poseen motores trifásicos de polos conmutables, que funcionan a una velocidad rápida y otra lenta según la conexión de los polos. Los ascensores de dos velocidades realizan la maniobra de aproximación al piso de la parada pasando de la velocidad normal de viaje a una velocidad reducida, accionando posteriormente el freno. Se continúa con la conexión directa a la red y sin ningún control, pero los dos devanados que tiene el motor, en vez de sólo uno, permiten una parada más suave y precisa, manteniéndose el arranque más o menos brusco. El motor no se controla, y sus revoluciones dependen del desequilibrio y de la dirección de viaje. En la actualidad están en desuso ya que consumen demasiada energía y algunos son ruidosos.



Fig. 1.3 Conjunto motor de los elevadores electromecánicos [24]

3) Con frecuencia y tensión variables

Los ascensores con frecuencia y tensión variables realizan siempre el mismo diagrama velocidad-tiempo, independientemente del desequilibrio y de la dirección de viaje. De este modo, arrancan y frenan progresivamente, aumentando o disminuyendo suavemente la velocidad. Mediante la variación de la tensión se regula el par del motor, y con la de la frecuencia, la velocidad. De este modo, el confort es constante y está asegurado para todo tipo de viajes y cargas en cabina.

Actualmente, con el desarrollo de los variadores de frecuencia, se está extendiendo el uso de los mismos tanto para el accionamiento de motores síncronos como asíncronos.

En la Tabla 1.2 se presentan diferentes tipos de lugares de instalación, así como el régimen de velocidad y el tipo de conjunto motor recomendado para elevadores electromecánicos.

4) Motores de corriente continua con convertidor de alterna-continua.

Actualmente, aunque los motores eléctricos para ascensores tienden a ser del tipo corriente alterna por sus menores costos de mantenimiento, están también presentes en el mercado los de corriente continua. En este caso, la corriente rectificada se regula mediante un dispositivo electrónico. Se realiza por medio de un equipo formado por una dinamo tacométrica, un control programable, un comparador y un amplificador electrónico.

1.1.2 ELEVADORES HIDRÁULICOS

Pioneros en el transporte vertical en los edificios de viviendas y oficinas. Se utilizan como montacargas, montacoches y para inmuebles residenciales de 5 ó 6 pisos (15 a 18 m). Están compuestos por un cilindro, pistón, cabina y cuarto de máquinas (ver Fig. 1.4). A diferencia del elevador eléctrico, este tipo de elevador no incorpora contrapeso [1] [4].

Tabla 1.3 Características principales de los elevadores hidráulicos [24]

Carga nominal	Sin límite
Recorrido nominal	hasta 18 m
Masa del contrapeso	Sin contrapeso
Velocidad Habitual	0.63 m/s

Para su instalación en edificios, presenta una ventaja fundamental sobre los electromecánicos, y ésta consiste en que la disposición del cuarto de máquinas es en la parte inferior del elevador, al hacerlo, el empuje del cilindro y el pistón lo hace desde el foso, lo cual no sobrecarga la estructura del edificio.



Fig. 1.4 Conjunto de propulsión hidráulico [24]

El sistema de accionamiento de este tipo de aparatos está basado en un pistón que puede estar acoplado directamente (impulsión directa) o a través de cables (impulsión indirecta) a la cabina. El aceite a presión que se introduce en el pistón, es

producido mediante un motor eléctrico acoplado a una bomba, que se sitúa en el cuarto de máquinas, ubicada normalmente en el nivel inferior.

En los sistemas de impulsión directa, el émbolo mueve la cabina hacia arriba con un desplazamiento directamente proporcional al del émbolo. Es necesario que el hueco del ascensor tenga foso, ya que el pistón irá instalado ahí.

En los de impulsión diferencial o indirecta, el émbolo está conectado a la cabina mediante un cable, usando un deflector y una polea se impulsa a la cabina hacia arriba y abajo. Se instalan en recorridos de más de 4 metros. Este tipo de instalación no necesita tener foso, ya que el pistón se instala en un lateral del hueco.

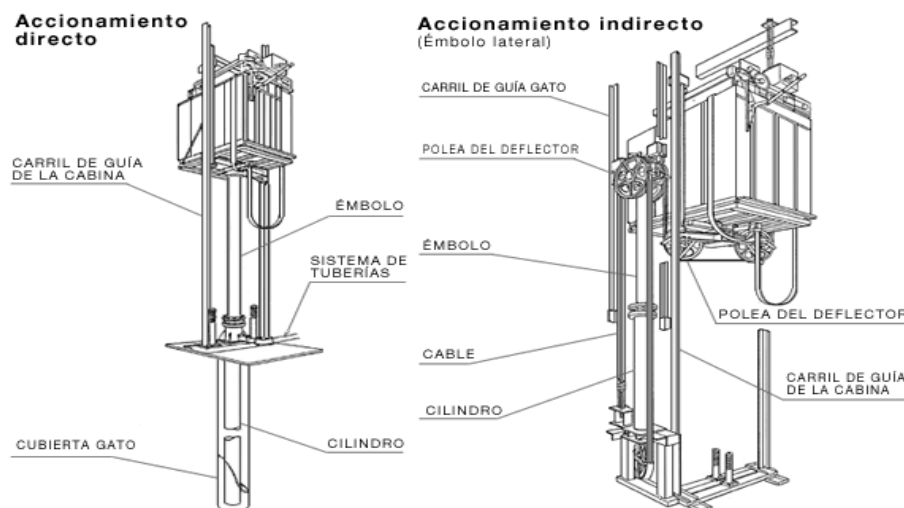


Fig. 1.5 Elevador hidráulico de accionamiento directo e indirecto [25]

Estas dos clases de elevadores funcionan a dos velocidades, por lo que las paradas son más suaves. Cuando se acerca al piso de destino, el control del ascensor da órdenes a las electroválvulas para cerrar progresivamente el flujo, disminuyendo así la velocidad y logrando una llegada más suave al nivel.

En el descenso, se deja vaciar el pistón mediante una válvula, que hace que el líquido salga del cilindro de forma controlada, permitiendo el descenso del émbolo. De este modo, el ascensor hidráulico solamente consume energía en el ascenso. Por el contrario, la energía consumida en el ascenso es muy superior a la que consume el ascensor electromecánico.

El grupo impulsor realiza las funciones del conjunto motor de los ascensores eléctricos. El fluido utilizado como transmisor del movimiento funciona en circuito abierto, por lo que la instalación necesita un depósito de aceite. La maquinaria y depósito de este tipo de ascensor pueden alojarse en cualquier lugar, situado a una distancia de hasta 12 m del hueco del mismo, lo que permite más posibilidades de

instalar este ascensor en emplazamientos con limitación de espacio. No necesita que el hueco del ascensor sea muy grande.

Las cargas generadas por la operación de este tipo de elevadores no se aplican sobre la estructura de la construcción y el desgaste de la maquinaria es menor, dado que todo el sistema funciona mediante aceite que es inyectado por una bomba a presión.

La velocidad de la cabina suele ser baja, del orden de 0,63 m/s. Otra desventaja del ascensor hidráulico es el consumo de energía eléctrica, lo que aumenta los costos fijos de operación del mismo.

El funcionamiento se hace más suave y silencioso. La aceleración y frenado de este tipo de ascensores se hace más suave y progresiva, son un poco más lentos pero garantiza confort y estabilidad. Son los más seguros, más lentos y los que más energía consumen, y son los más indicados para instalar en la rehabilitación de edificios que carecen de ascensor.

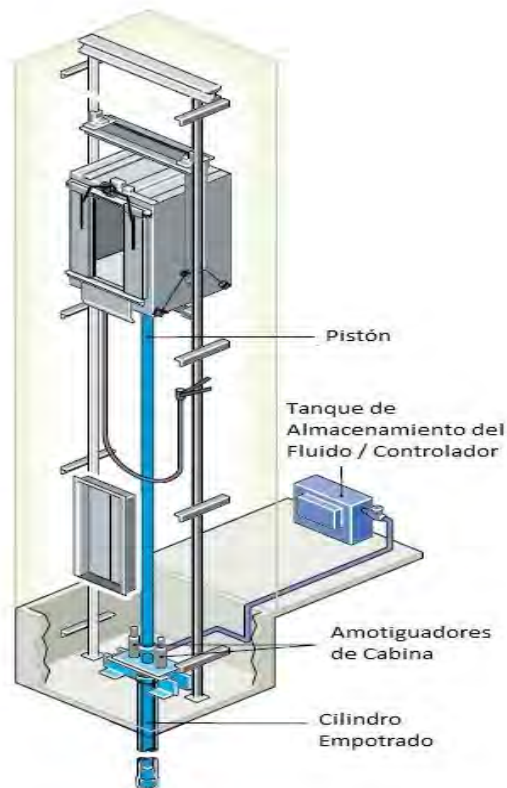


Fig. 1.6 Instalación típica de un elevador hidráulico cortesía de Otis Elevator Company [25],[26]

1.1.3 ELEVADORES SIN CUARTO DE MÁQUINAS

El desarrollo de los motores síncronos de imanes permanentes asociados a variadores de tensión y frecuencia, ha disminuido considerablemente el peso y las dimensiones de los motores eléctricos. Este hecho, unido al creciente costo del metro cuadrado construido, ha propiciado la aparición de elevadores sin cuarto de máquinas en los que el conjunto motor se sitúa en el propio hueco del ascensor.

El tamaño reducido de la polea, junto con un nuevo diseño del motor, permite eliminar la necesidad del cuarto de máquinas. La desaparición de este, sitúa al conjunto motor ensamblado dentro del propio hueco, en la parte superior con distintos puntos de apoyo. Se localiza junto a la puerta del último piso, reduciendo al mínimo la necesidad de espacio requerido hasta hoy [1].



Fig. 1.7 Esquema de elevador sin cuarto de máquina cortesía de Kone, Inc. [27]

El modelo consiste en un motor compacto de frecuencia variable y un gabinete de control también compacto para ser instalado en un espacio reducido. El control de frecuencia variable del sistema permite disminuir el consumo eléctrico.

El traslado del conjunto motor al hueco del elevador permite disminuir las cargas que se transmiten al edificio. En un sistema tradicional, todo el peso de la maquinaria recae en la losa de la sala de máquinas. En cambio, en este sistema el soporte se encuentra en los rieles por donde se desplaza la cabina.

La supresión del cuarto de máquinas simplifica los diseños, permitiendo el aprovechamiento de ese espacio para otro fin, con lo que se gana libertad en el diseño

del edificio, tanto en nuevas edificaciones como en huecos ya existentes, siendo las dimensiones de hueco idénticas a las del ascensor convencional.



Fig. 1.8 Conjunto Motor de elevador sin cuarto de máquinas [28]

Su suave funcionamiento y precisión de parada, aportan al usuario una gran comodidad y confort de marcha. Pero estos modelos también tienen limitaciones, especialmente en el número de paradas y la velocidad que pueden alcanzar. Hasta el momento, los elevadores sin sala de máquinas están concebidos para edificios de hasta veinte pisos, tienen velocidad de entre 1 y 2 m/s y una capacidad máxima de 12 pasajeros.

1.1.4 PARTES PRINCIPALES DE UN ELEVADOR

Las partes principales de un elevador son las siguientes [1], [4], [3]:

A. Hueco del ascensor, compuesto por:

- El espacio, cerrado para que circulen cabina y contrapeso.
- Puerta de acceso
- Amortiguadores, situados en el extremo inferior del recorrido de la cabina así como en el contrapeso. Son de tres tipos:
 - De disipación de energía, para cualquier velocidad
 - De acumulación de energía, hasta 1m/s
 - De acumulación de energía con retorno, hasta 1.6 m/s
- Guías metálicas de cabina y contrapeso:
 - Dos para guiado de cabina
 - Dos para guiado de contrapeso
 - De acero estirado, o superficies mecanizadas
 - Se prohíbe utilizar los mecanismos de paracaídas como apoyos de guía.

B. Conjunto motor, compuesto por:

- Motor eléctrico
- Freno electromecánico
- Transmisión tornillo sinfín-corona

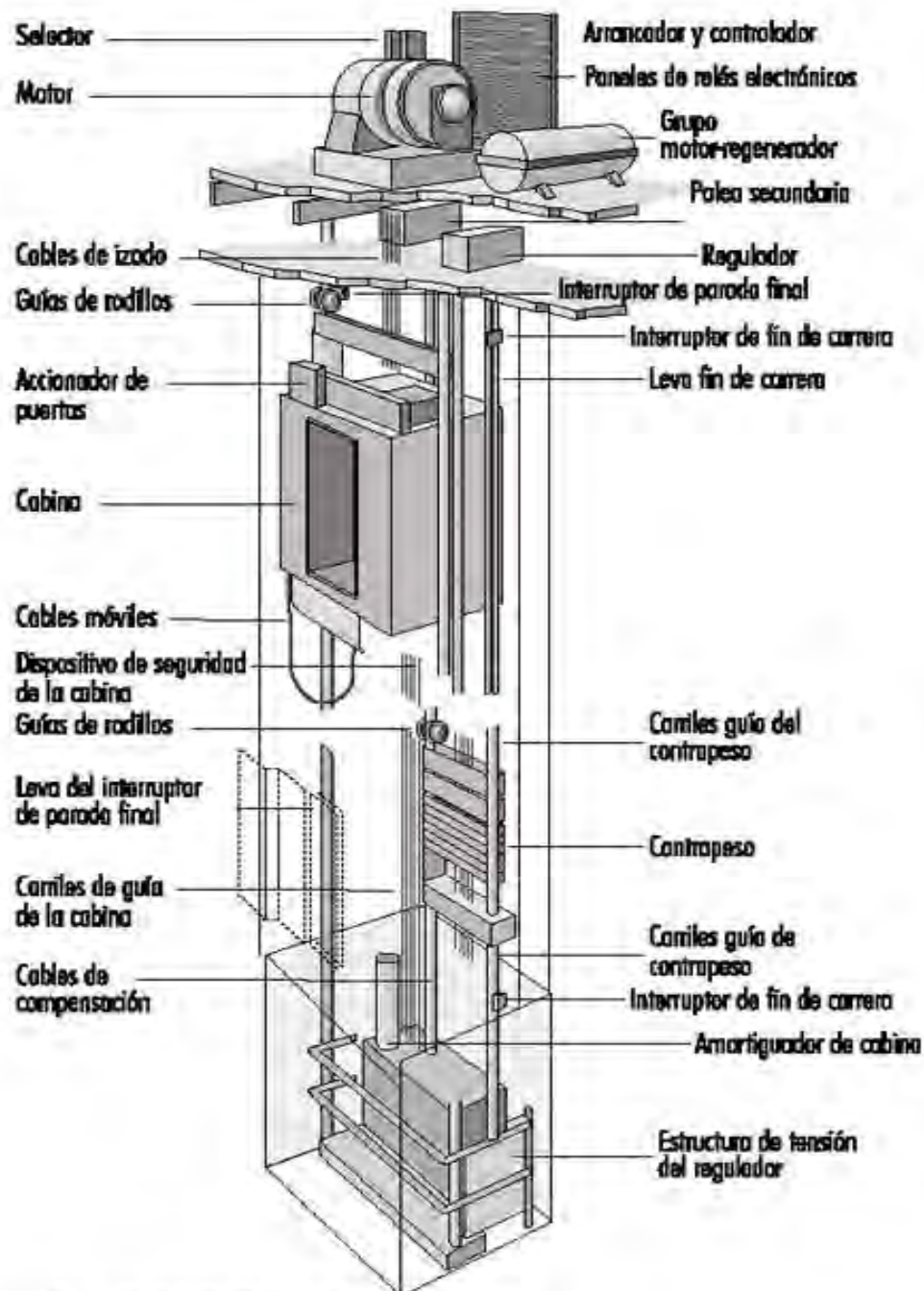
- Polea de conducción
 - Polea desviadora
 - Ejes, soportes de tornillo sinfín y corona y rodamientos
 - Carcasa metálica
- C. Circuito de elevación, compuesto por:
- Cabina, habitáculo donde se elevan personas o cargas en general. Está compuesto por:
 - Estructura metálica que forma el esqueleto de la cabina
 - Plataforma de suelo
 - Puerta y mecanismo de apertura de está
 - Elementos de suspensión de cabina y contrapeso que antiguamente eran cadenas y cables de acero, utilizándose en la actualidad únicamente éstos últimos.
 - El número mínimo de cables es 2
 - El diámetro nominal mínimo es de 8 mm
 - La relación diámetro polea/diámetro cable debe ser ≥ 40
 - El coeficiente de seguridad es 12 (3 cables) ó 16 (2 cables)
 - Deben existir un dispositivo automático de igualación de tensión
 - En caso de 2 cables debe implantarse un dispositivo contra alargamiento anormal.

En caso de que la altura del recorrido del ascensor sea mayor de 25 m, se suele implementar un cable de compensación que tiene por objeto compensar el peso del cable de conducción.

- D. Circuito de paracaídas, compuesto por:
- Limitador de velocidad
 - Cable de accionamiento de paracaídas
 - Polea tensora
- E. Circuitos auxiliares, tales como:
- Instalación eléctrica, incluyendo circuito de seguridad y alumbrado
 - Sistema de control

La visión del funcionamiento de los diferentes tipos de elevadores se han establecido desde hace tiempo, esto conlleva a que en la actualidad existan sistemas muy seguros y con grandes capacidades de carga, así con excelentes velocidades de transporte para las diferentes tareas en las que se emplean.

En este trabajo se presenta una visión diferente del mecanismo de funcionamiento de los elevadores, utilizando un mecanismo desarrollado por **Pafnuty Lvovich Chebyshev** (1821-1894), que será la columna vertebral del sistema, el cual se manipula de tal forma que se adapte al movimiento requerido.



Fuente: Adaptado de Otis Elevator Company.

Fig. 1.9 Componentes de un ascensor de Otis Elevator Company [25]

Cabe destacar que el propio mecanismo en cuanto a sus dimensiones y proporciones establecidas, no tendrá ninguna modificación, lo que se toma de él, es la generación de la trayectoria en un punto establecido como punto trazador de trayectoria, debido a que éste se clasifica dentro de los mecanismos de línea recta aproximada.

Por otro lado se tiene que establecer los diferentes sistemas que permitan el funcionamiento del elevador, realizando el trabajo de manera óptima.

Como parte del trabajo, se realizarán simulaciones que servirán de análisis del mismo. Parte de la propuesta se basa en poder manejar este sistema para cualquier tipo de elevador. Aquí se presenta una propuesta de la posible visualización del sistema.

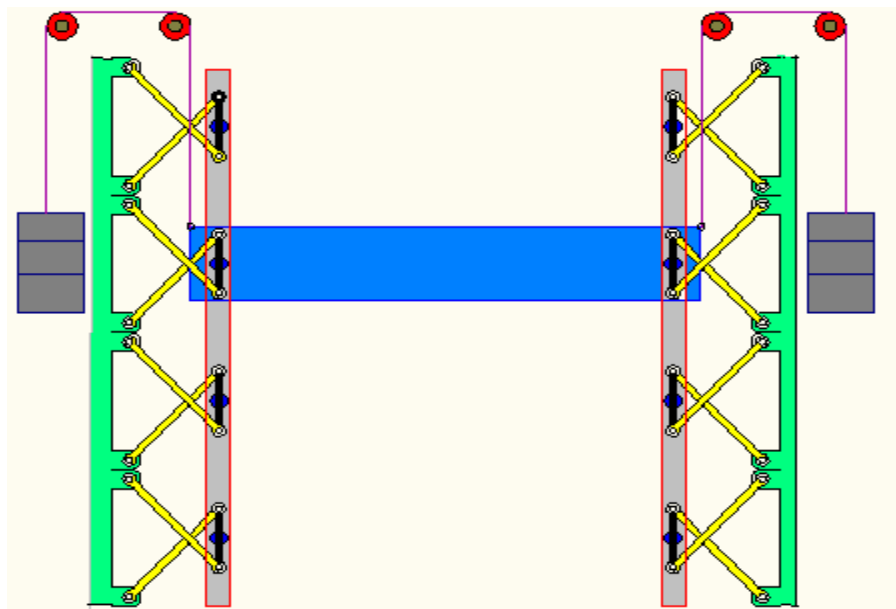


Fig. 1.10 Propuesta del ascensor utilizando el mecanismo de Chebyshev

1.2 ANTECEDENTES

Hasta que Elisha Graves Otis inventó el elevador seguro para las personas en 1853, la humanidad había recurrido a medios como grúas, poleas o aparejos para transportar cargas pesadas a lugares elevados [1], [4].

1.2.1 PERIODO ANTIGUO

Los primeros dispositivos de elevación y transporte fueron las palancas, las poleas, los rodillos y los planos inclinados. La realización de grandes trabajos de construcción con este tipo de equipamiento exigía enorme cantidad de gente. Un ejemplo se tiene en la construcción de las pirámides de Keops (siglo XXII a. C), de 147 metros de altura, compuesta de prismas de piedra cada uno de 9 m x 2 m x 2 m y 90 toneladas de peso aproximadamente. Su construcción duró alrededor de 20 años y en ella estuvieron ocupadas permanentemente cerca de cien mil personas [1].



Fig. 1.11 Imagen de una simulación digital que reproduce la construcción de la pirámide de Keops en Egipto, según el arquitecto francés Jean-Pierre Houdin [29]

En las épocas primitivas, los seres humanos utilizaban lianas para atar. Luego, hasta que se fabricaron cuerdas de cáñamo, se solían utilizar tiras y correas de cuero, en Egipto, aunque también se utilizaban fibras de papiro para estos fines. Las nuevas cuerdas chinas demostraron ser muy resistentes tanto a la tracción como a las inclemencias del tiempo. Se emplearon para las primeras instalaciones de elevación vertical, aunque su utilidad es mayor en el campo de la navegación, donde ocupa un lugar importante en las embarcaciones de vela [1], [4].

Los elevadores de palanca, prototipos primitivos de los aparatos elevadores actuales con una pluma en voladizo, se utilizaban en China e India para elevar agua en el siglo XXII a. C.

Hacia 1550 a. C. se generaliza en Egipto y Mesopotamia el empleo del Shadoof, un mecanismo de palanca utilizado para elevar el agua procedente de los ríos con el fin de regar los campos.

1.2.2 PERIODO GRECO-ROMANO

Hacia 700 a. C. los griegos desarrollan la técnica de la descomposición de las fuerzas con ayuda de los llamados polipastos. El polipasto se compone de una polea fija y una segunda sujeta al objeto a desplazar. Una cuerda discurre, partiendo de un punto fijo, primero alrededor de la polea móvil y después de la fija. Estirando del extremo libre, la carga se desplaza únicamente la mitad de la distancia que lo hace el extremo libre [1]. El período grecorromano (siglo X a. C. a siglo V d. C. constituye una etapa de gran impulso en la evolución de la tecnología de la elevación. Un elemento clave para la elevación es la polea compuesta. Su origen se remonta a la Grecia clásica.

Tres inventores griegos deben ser mencionados en la historia de la elevación: Ctesibio, padre de la hidráulica, Arquímedes, descubridor del tornillo sinfín y Herón de Alejandría, inventor de la polea compuesta.

Ctesibio vivió en Alejandría hacia 270 a. C. Montó en la barbería de su padre un espejo que colgaba de una cuerda provista de un contrapeso, de modo que su altura pudiera ajustarse a la del cliente. Ctesibio fabricó el primer cilindro provisto de un émbolo, al que cabe considerar como la primera bomba de pistón. Fue el primer en utilizar una rueda dentada. También sugirió el uso de muelles de bronce como medio de acumulación de energía.

Arquímedes (287 – 212 a. C.), descubrió el principio de funcionamiento de la palanca. Este griego, que vivía en Siracusa, creó un sistema teórico sobre la multiplicación de la fuerza que se consigue con la palanca, el efecto de la cuña, la utilización del plano inclinado y de la polea, fenómenos que desde hacía milenios venían aprovechándose como algo evidente. Descubridor del tornillo sinfín, principio en el que se basan elevadores y transportadores utilizados hoy en día, desarrolló un dispositivo elevador que funcionaba con cables de cáñamo y poleas movidas por el hombre. Desarrolló una extensa teoría acerca de los polipastos con las transmisiones de la fuerza 2:1, 3:1 (“tripastos”) y 5:1 (“pentapastos”) [1].

Herón de Alejandría (siglo I d. C.) dio un impulso importante a varias técnicas relacionadas con la elevación. En su obra *Mechanica*, además de la cuña, el tornillo y la rueda con un eje, describe la polea compuesta. Todos se basan en el mismo principio de la palanca: una pequeña fuerza que actúa desde una gran distancia se transforma en una gran fuerza que actúa desde una pequeña distancia. También Herón

describió los trenes de engranajes, aunque su utilidad fue muy limitada debido a las pérdidas de potencia que resultaban de los primitivos métodos de construcción.

En el siglo II a. C. se utilizaba en Egipto la llamada rueda persa o saqiya, que consistía esencialmente en recipientes dispuestos alrededor de la circunferencia de una rueda, la cual giraba mediante energía humana o animal, introduciéndolos en el agua, sin duda el primer prototipo del elevador de cangilones. Vitruvio, técnico romano en el siglo I d. C. diseñó un molino hidráulico que funcionaba como esta rueda persa pero en sentido contrario.

Más tarde, en la época del emperador Tito, en el año 80 d. C., se utilizaron también en el Coliseo romano, doce grandes montacargas para elevar a los gladiadores y a las fieras a la pista. Tras la caída del Imperio romano, los ascensores desaparecieron durante un largo período [1] [4].

1.2.3 EDAD MEDIA

Durante el periodo que va del siglo V d. C. al XVII d. C., se conocen instalaciones de elevación que apenas se diferencian de las antiguas. El desarrollo del comercio, la navegación y la industria en los siglos XI y XII contribuyó a perfeccionar las máquinas de elevación y ampliar los sectores de aplicación. La catedral de Santa Sofía de Novgorod (Rusia) en el siglo XI puede citarse como ejemplo de la aplicación de sistemas de aparejos complejos [1], [4].



Fig. 1.12 La catedral de Santa Sofía de Novgorod [30]

Leonardo da Vinci parte de problemas agudos, buscando para ellos soluciones de tipo técnico. De este modo, crea una grúa móvil para facilitar las labores de construcción para elevar cargas pesadas. Dicha grúa está montada sobre un vehículo y se gobierna desde arriba mediante un cable tensado. El cabestrante o winch (en inglés) del cable puede accionarse con una manivela dotada de transmisión por ruedas dentadas. Gracias a ello es posible elevar grandes cargas. El gancho que sujeta la carga dispone de un dispositivo automático accionado a distancia para soltarla [1].

También se encuentran otros tipos de malacates provistos de cubos y dispuestos a modo de elevador cíclico, que se modifican para la minería (hacia 1540). Georg Bauer (1490- 1565) trabajó como médico en los centros mineros de Sajonia y su obra *De re metallica*, del año 1556, constituye una guía exacta de los sistemas empleados durante la Edad Media en una industria altamente tradicional como es la minera. En *De re metallica*, aparece el esquema de un aparato de elevación que se utiliza en las minas, operando con ruedas dentadas y cadenas que eran movidas por caballos [1] [4].

Walter Blith el autor del libro titulado *The English Improver Improved* (1653) habla de sistemas de elevación y describe un elevador de cangilones entre otros sistemas tales como norias o molinos.

En 1687, el matemático Erhardt Weigel inventa una “Silla de Ascenso” que se mueve con rapidez y sin esfuerzos entre dos pisos. Este aparato, semejante a una silla sobre la que se sienta la persona, va montado en un nicho construido en la pared sobre guías de 3 pies de longitud (0.91 m) y accionado con un contrapeso. Es el propio usuario el que acciona manualmente el mecanismo, tirando de una palanca.

En 1764 se implantó un sistema elevador de agua de cangilones múltiples en una mina próxima a Nizhny Taguil (Rusia) reequipándose más tarde como un elevador de mineral y roca.

En 1770 se construyeron ascensores en la Ermita del Palacio de Catalina en la ciudad de Pushkin (Rusia, a 24 km al sur de San Petersburgo) y en la Ermita del Palacio de Kuskovo en la cercanía de Moscú.

En 1780, Oliver Evans inventa en los Estados Unidos de América, un elevador para el transporte continuo de carga en molinos o en minas, para la descarga de buques o para llenar los silos. El principio fundamental de dicho invento lo constituye una cadena sinfín, de la que prenden a intervalos regulares cangilones. En la parte inferior del dispositivo estos últimos pasan por la mercancía que hay que elevar, cargándola. En el punto superior, los cangilones se vacían a consecuencia de la acción de la gravedad.

1.2.4 EL VAPOR COMO SISTEMA DE TRACCIÓN

Sólo cuando James Watt inventó la máquina de vapor, comenzó a considerarse la posibilidad de utilizar esta forma de energía para los dispositivos de elevación, haciéndose uso de ella por primera vez para subir el mineral desde el fondo de la mina de carbón hacia el año 1800 [1] [4].

A principio del siglo XIX, hicieron su aparición grúas movidas por máquinas de vapor, que se usaban básicamente para el transporte vertical de carga, sólo ocasionalmente de personas.

En 1830, se pone en servicio un montacargas accionado por una máquina en Derby (Inglaterra). En el West Riding de Yorkshire, en 1840, se usaban tornos para elevar pesos a mano, utilizándose esta técnica para variadísimas operaciones de elevación y transporte, incluyendo la elevación de la tierra de las excavaciones de los túneles de ferrocarril. El tambor de cable horizontal de 3.5 a 5 metros de diámetro, alrededor del cual daban vueltas los caballos, fue sustituido sólo gradualmente por un torno movido, por lo general, por una máquina de vapor vertical, de baja presión y un solo cilindro [1], [4].



Fig. 1.13 Ascensores Domingo, S.A. Soluciones de Altura [31]

Es importante mencionar el ascensor “Teagle” desarrollado en Inglaterra en 1835. El accionamiento era llevado a cabo por los propios usuarios que desplazaban el cable manualmente desde la cabina [1].

En 1845, Sir William Thompson creó el primer ascensor hidráulico para elevar cargas.

En 1850, se utiliza por primera vez en Estados Unidos de América un montacargas movido por vapor, instalándose en ese mismo año el primer sistema de corona y tornillo sinfín para mover un gran tambor de enrollamiento. Sin embargo los industriales y el público en general seguían esperando el ascensor de aplicación universal, válida para el transporte de personas y sin problemas de seguridad.

1.2.5 LA SEGURIDAD: ELISHA GRAVES OTIS.

Elisha Graves Otis nació en 1811 en Halifax (Vermont, E.U.A.). Trabajando como mecánico especialista en una empresa de camas, en 1852 fue enviado a Yonkers (Nueva York, E.U.A.) para montar una nueva fábrica e instalar su maquinaria. Allí diseñó e instaló lo que él llamó el ascensor seguro, el primer elevador con un dispositivo automático de seguridad que evitaba la caída del elevador cuando el cable se rompía. Al año siguiente abandonó la empresa y fundó una pequeña fábrica en Yonkers, vendiendo el primer ascensor el 20 de Septiembre de 1853.

En el año 1854 hizo una demostración pública en el Palacio de Cristal de Nueva York, ubicando un elevador a cierta altura y cortando el cable de sustentación, mostrando la seguridad de su aparato (ver Fig. 1.14). Su ascensor hidráulico disponía de un sistema de seguridad consistente en una cabina con trinquetes, que unos resortes obligaban a engranar con muescas dispuestas a los lados del foso del ascensor en el momento que rompía el cable [1], [4].

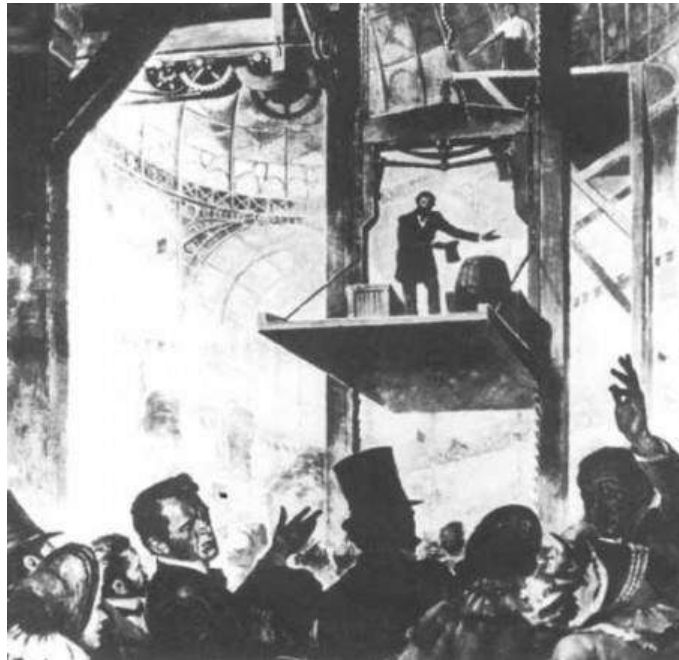


Fig. 1.14 Demostración de Elisha Otis en el Crystal Palace [25]

El 23 de marzo de 1857, instaló el primer ascensor para personas en los grandes almacenes E. V. Haughwout & Co. en la ciudad de Nueva York. Era movido por una máquina de vapor, el edificio tenía cinco plantas e iba dotado con un equipo de elevación apto para 450 Kg a 0.20 m/s [1].



Fig. 1.15 Edificio Haughwout, 1857 [32]

En 1861, Otis patentó un motor de vapor controlando independientemente especialmente adaptado para la elevación, instalándose en 1862.

En 1867, el francés León Edoux, presentó en la Exposición Universal de París, un aparato elevador que utilizaba la presión del agua, para elevar una cabina montada en el extremo de un pistón hidráulico. El ascensor Edoux tuvo una gran difusión por todo el mundo, sobre todo cuando se multiplicaron sus posibilidades de velocidad y recorrido, con un perfeccionamiento del sistema que se denominó de acción indirecta, en el que el émbolo no impulsaba la cabina directamente, sino un juego de poleas o una cremallera y un tambor que enrollaba y desenrollaba uno o varios cables de los que se suspendía la cabina [1].

Simultáneamente, Europa inicia su andadura en la industria de la elevación vertical, fundándose en 1874 la empresa Schindler, construyéndose el primer ascensor en 1876 para la Oficina de Correos de Londres [1].

1.2.6 EL ASCENSOR HIDRÁULICO

El ascensor hidráulico se utiliza por primera vez en 1878, utilizándose agua en lugar de vapor, para simplificar las instalaciones y conseguir mayores velocidades y recorridos. El ascensor hidráulico fue clave para concebir edificios elevados donde el acceso a los pisos superiores era simple y cómodo. Este tipo de ascensores permitió que las grandes ciudades comenzaran a crecer hasta un tamaño como el que se tiene hoy en día.

El siguiente paso fue la implantación de ascensores hidráulicos compuestos por un cilindro que accionaba un sistema de poleas. Este sistema permitía velocidades hasta 3.5 m/s (ver Fig. 1.5). El emplazamiento del cilindro y polea se realizaba en posición vertical para los pisos más elevados y se disponían sistemas de múltiples

poleas. Desde 1880 a 1900 estos ascensores se utilizaban en edificios de 10 a 12 pisos, ya que el rascacielos de 30 pisos no llegó hasta principio del siglo XX.

Los ascensores hidráulicos tenían un funcionamiento silencioso y bastante seguro, con arranques y paradas suaves y una precisión de parada relativamente alta. Sin embargo, pesaban en su contra su complicado y voluminoso equipo de bombeo, que utilizaba presiones de agua hasta de 7 MPa, su elevado costo de operación y gran consumo de agua que se necesitaba, cuyo precio empezó a resultar prohibitivo para esta aplicación.

Así a finales del siglo XIX, le hicieron perder rápidamente la popularidad en favor del ascensor eléctrico que, en pocos años, sustituyó al ascensor hidráulico en los edificios de viviendas.

Los ascensores hidráulicos se perfeccionan hasta lograr con ellos alturas y velocidades muy elevadas. En 1908, se instaló un ascensor en el City Investing Building de Nueva York de 1360 Kg de carga, 3 m/s de velocidad y un recorrido de 108 m [1] [4].

1.2.7 LA TRACCIÓN ELÉCTRICA.

Los ascensores cambiaron drásticamente a principios del siglo XX. Conforme la electricidad se iba extendiendo por todo el mundo, el ascensor hidráulico iba desapareciendo dando paso al ascensor eléctrico con poleas de tracción. El ascensor accionado por tambor (el pionero) estaba limitado por el tamaño del tambor y el hidráulico por la longitud del cilindro.

El primer ascensor eléctrico hizo su aparición en 1889 en el Demarest Building en Nueva York. Fue una modificación directa del primitivo ascensor de tambor accionado a vapor, pero sustituyendo esta fuente de energía por la eléctrica mediante un motor de corriente continua. Este ascensor continuó en servicio hasta 1920, año en que se demolió el edificio. El primer ascensor con pulsador automático de llamada se instaló en 1894.

La primera aplicación de gran altura de un ascensor eléctrico con polea de tracción fue el Beaver Building (Nueva York, 1903). Este sistema es del tipo Gearless (sin sistema reductor de velocidad). Después se instala en el Singer Building (185 m), en el Metropolitan Life Tower (212 m) y el Woolworth Building (236 m) todos ellos construidos en Nueva York en 1912.

El ascensor eléctrico, tuvo desde sus comienzos un gran éxito, por su menor costo de instalación y funcionamiento, pero tenía el inconveniente de la poca precisión de sus paradas. Este fue corregido totalmente con la instalación de los grupos de regulación de velocidad Ward Leonard, que todavía se utilizan en la actualidad.

El sistema Ward Leonard se introduce en el período entre 1910 y 1930, consiguiéndose velocidades que alcanzaban los 2 m/s y dando paso a los ascensores modernos [1], [2], [4].

1.2.8 LOS COMIENZOS DEL SIGLO XX: ELECTROMECAÁNICA Y SISTEMAS DE CONTROL DE FUNCIONAMIENTO.

En los ascensores primitivos, los accionados por máquinas de vapor o los hidráulicos, el dispositivo de operación era un cable que recorría todo el hueco del ascensor y que hacía actuar una válvula dispuesta en el fondo del hueco. Para subir, se tiraba del cable hacia abajo para introducir vapor o agua en el circuito y hacer elevar la plataforma. Para bajar, se tiraba del cable hacia arriba para expulsar vapor o el agua del circuito y hacer bajar la plataforma. Este sistema consiste en tirar del cable en sentido contrario al del movimiento, tenía una ventaja adicional: que en las posiciones más inferior y más superior se disponía en el propio cable de una “bola de parada”, de manera que al estar en la posición más inferior e intentar seguir bajando, se tiraba del cable hacia arriba haciendo presionar esta bola de parada en los agujeros dispuestos en la cabina a tal efecto, deteniendo inmediatamente la cabina. Este sistema de cable manual es llamado “cable Shipper”, siguió utilizándose de forma común incluso en los primeros ascensores eléctricos.

Con la introducción del elevador eléctrico, al paso natural era colocar un interruptor en cabina que hiciera accionar el ascensor en ambos sentidos y lo hiciera detener cuando el ascensor estaba ya en el piso deseado. Los impulsos eléctricos desde la cabina hasta el cuarto de máquinas, eran transmitidos a través de un cable eléctrico. Progresivamente se fueron introduciendo dispositivos de seguridad como el sistema de cierre de puertas, de manera que el ascensor no se ponía en funcionamiento hasta que la puerta del ascensor no estuviera perfectamente cerrada o la emisión de una señal acústica o visual para anunciar la llegada del ascensor a un piso determinado [1], [2], [4], [25].

1.2.8.1 SISTEMA OPERATIVO AUTOMÁTICO.

El accionamiento mediante interruptor en cabina se utilizó en edificios de oficinas desde principios de 1880 a 1920. En paralelo con el desarrollo de este tipo de accionamientos en edificios de oficinas, se ponía en marcha en edificios residenciales en Estados Unidos, en el período 1880 a 1920, el sistema operativo denominado “Sistema Automático Simple”. Dado que el tráfico era muy bajo, no se justificaba la presencia de un operador a tiempo completo y por lo tanto se requería un sistema automático. Este consistía en un sistema similar al que tenemos hoy día, es decir, una serie de botones en cabina y en cada piso, de forma que el ascensor es gobernado con prioridad desde cabina, y cuando la maniobra accionada desde cabina ha finalizado, desde cualquiera de los pisos a los que el ascensor tiene acceso. Este sistema es empleado hoy en día en ascensores poco utilizados, donde los usuarios prefieren esperar y tener uso exclusivo cuando están en la cabina [2], [25].

1.2.8.2 CONTROL DE SEÑAL.

Conforme aumentaba la altura de los edificios y la velocidad de los ascensores se incrementaba (hasta 3.5 m/s), se hizo necesario un sistema eficiente de operación para detener la cabina con precisión, introduciéndose a principios de 1920 el denominado control de señal. Este sistema requiere de un operador que, mediante pulsación de un botón, el sistema del ascensor registra la orden y el sistema determina automáticamente aceleraciones, respuestas a llamadas desde otros pisos, deceleraciones y ajustes exactos al nivel del piso. El operador no sabe a qué llamadas va a acudir el ascensor, hasta que éste no comienza el proceso de frenada [2], [25].

1.2.8.3 SISTEMAS OPERATIVOS COLECTIVOS.

Permiten guardar en memoria, llamadas de forma colectiva, tanto en la dirección del ascensor como en sentido contrario, de manera que cuando el ascensor ha terminado un recorrido, inicia automáticamente el movimiento en sentido contrario para atender las llamadas realizadas previamente. Este sistema no requiere de operador [1], [2], [25].

1.2.8.4 SISTEMA OPERATIVO AUTOMÁTICOS DE GRUPO.

A finales de la década de los cuarenta, se concibe por primera vez un sistema basado en dispositivos electrónicos, que mide la cantidad de llamadas, suma el tiempo en que se hacen y, automáticamente, combina estos datos con otros, para programar y hacer funcionar grupos de ascensores conjuntamente. Este sistema fue instalado en el edificio de las Naciones Unidas de Nueva York en 1949. Meses más tarde, se inventa el primer sistema electrónico, aplicado en las puertas, para la protección de los pasajeros. Analizando la historia de la elevación vertical se observa, que se desarrollan en paralelo dos tecnologías. Por un lado, la de Control de Señal que requiere de un operador y está indicada para edificios grandes y con gran tráfico, y la de Sistemas Operativos Colectivos, que no requiere operador pero que se utilizaba en edificios residenciales y en general de bajo tráfico. Su responsable técnico fue el Ingeniero Jefe de Desarrollos de la Otis Elevator Company, William Bruns. Mediante circuitos electrónicos y automáticos, era posible programar maniobras eficientes desde el punto de vista de tráfico vertical [1], [2], [25].

Desde principios de los 50 hasta nuestros días, todas las compañías de ascensores han desarrollado maniobras programadas. La Otis Elevator Company introdujo los programas Autotronic (4 y 6), el Basic Autotronic con Múltiple Zoning, VIP 260 y los programas Elevonic. Schindler desarrolló las familias Auto Signamatic, 1090, 1092IC, Aconic, Supermatic, Transitronic y Miconic. Westinghouse implantó las familias Selectomatic (4 y 6 Pattern y Mark IV y V). Los sistemas Dopver se denominaron Traflomatic y finalmente para los de Montgomery, se utilizó el nombre de Miprom.

1.2.9 LOS SETENTAS: LOS CIRCUITOS INTEGRADOS.

En la década de 1970 se desarrolla el primer sistema de control con microprocesador integrado, para grupos de ascensores, iniciando con ello la gestión de un nuevo sistema, que, basado en la electrónica y los sofisticados controles espaciales, alcanza en los años 80 un grado de eficiencia, rendimiento y disponibilidad jamás alcanzado [1], [2].

1.2.10 LOS OCHENTA: EL MICROPROCESADOR.

Los circuitos de maniobra fueron progresivamente evolucionando, desde los relevadores o la electrónica (lógica cableada), hasta una minúscula computadora que ejecutaba un programa donde se establece, en un lenguaje informático, la maniobra a realizar.

A la disminución del tamaño y del consumo, se unía la notable ventaja de la flexibilidad y capacidad funcional que un programa de computadora podía ejercer.

A mitad de la década de 1980, se introduce el Remote Elevator Monitoring (REM), consistente en un telesistema para la verificación del funcionamiento de diversos componentes del ascensor a distancia. Optativamente el sistema permite la comunicación oral de una persona en cabina (atrapada accidentalmente), con un centro de servicio, así como la corrección de un incipiente defecto que posteriormente pudiera dar lugar a un fallo en el sistema [1], [2].

En el año 1986, se introduce el sistema de frecuencia variable para el control de ascensores de alta velocidad, con una avanzada tecnología que permite un importante ahorro energético. Dos años más tarde, se implanta el motor lineal para ascensores que, al estar acoplado al contrapeso, elimina la necesidad del cuarto de máquinas, con el consiguiente ahorro económico y de espacio. A finales del siglo XX, se han conseguido grandes logros en la tecnología del ascensor. No obstante, aún quedan una serie de prestaciones que exigir en una instalación moderna, tales como [1], [2], [25]:

- Mayores velocidades de marcha (hasta 15 m/s).
- Mejor confort de funcionamiento; es decir, viajes suaves y sin sacudidas.
- Nivelaciones más exactas e independientes de la carga.
- Disminución de los tiempos de espera en planta, con el desarrollo de maniobra flexibles que optimicen el tráfico.
- Máxima seguridad de uso y funcionamiento.
- Máxima fiabilidad de respuesta en las demandas de servicio.

A lo largo del siglo XX, los tres continentes han representado un papel fundamental en la evolución del ascensor, contribuyendo con sustanciales avances:

- Ascensores sin reductor.
- Sistema de control con “memoria” para grupos de ascensores.
- Sistema de control con microprocesadores integrado para grupos de ascensores.
- Sistema de control de frecuencia variable y tensión variable.
- Tecnología de “motor lineal”, sin cuarto de máquinas.
- Sistema de control modular.
- El motor magneto- permanente.

1.3 NORMATIVA

Se pueden citar las siguientes Normas y Disposiciones Europeas de Seguridad y Normas para la Planificación e Instalación de Ascensores, Montacargas y Montaplatos [1] :

- Norma Internacional ISO 4190/2 Edición 1982. Montacargas.
- Norma Internacional ISO 4190/1 Edición 1982. Montaplatos.
- Norma Internacional ISO 4190/1 Edición 1984. Selección de ascensores de personas y montacargas para edificios residenciales.
- Norma Europea EN 81-1 Edición 1985. Normas de seguridad para la construcción e instalación de ascensores de personas, montacargas y montaplatos. Parte I. Ascensores Eléctricos.
- Norma Europea EN 81-1 Edición 1987. Normas de seguridad para la construcción e instalación de ascensores de personas, montacargas y montaplatos. Parte II. Ascensores Hidráulicos.
- Norma Internacional ISO 4190/1 Edición 1990. Ascensores de personas, montacamillas y montacargas.
- Directiva Europea 95/16/CE edición 1995. Aproximación de las legislaciones de

En México podemos encontrar la Norma Oficial Mexicana NOM-53-SCFI-2000, ELEVADORES ELÉCTRICOS DE TRACCIÓN PARA PASAJEROS Y CARGA-ESPECIFICACIONES DE SEGURIDAD Y MÉTODOS DE PRUEBA PARA EQUIPOS NUEVOS. Publicada el 24 de Noviembre del 2000, está cancela a la Norma Oficial Mexicana NOM-53-SCFI-1994, ELEVADORES ELÉCTRICOS DE TRACCIÓN PARA PASAJEROS Y CARGA-ESPECIFICACIONES DE SEGURIDAD Y MÉTODOS DE PRUEBA. Para una mayor referencia ver Apéndice B.

1.4 MECANISMOS

Un mecanismo es un dispositivo que tiene el propósito de transferir movimiento y/o fuerzas desde una fuente a una salida. Un eslabonamiento consiste en eslabones (o barras) (ver Tabla 1.4), generalmente considerados rígidos, conectados por juntas (ver Tabla 1.5), como pasadores (o revolutas) o juntas prismáticas, para formar cadenas (o lazos) abiertas o cerradas. Tales cadenas cinemáticas, con un eslabón fijo como mínimo, son mecanismos si por lo menos otros dos eslabones retienen

movilidad, o estructuras, si no hay movilidad alguna. En otras palabras, un mecanismo permite el movimiento relativo entre sus eslabones rígidos; una estructura en cambio, no lo permite. Nosotros nos enfocaremos en el análisis de mecanismos que producen una trayectoria específica [5], [6], [7].

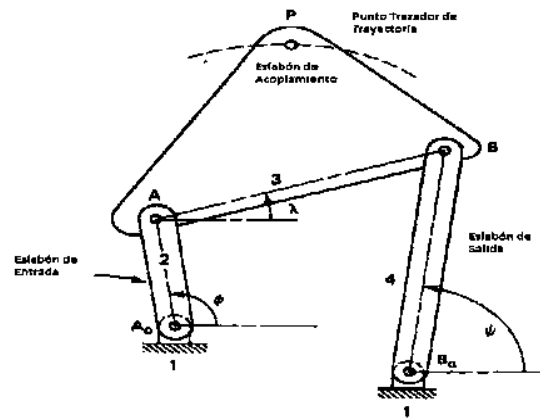


Fig. 1.16 Mecanismo de 4 barras [5]

Tabla 1.4 Tipos de conexiones planas [5]

Tipos de conexiones	Formas típicas	Diagrama(s) de esqueleto
Binario		
Ternario		
Cuaternario		

1.4.1 ESLABONAMIENTO DE CUATRO BARRAS

Los mecanismos se usan en una gran variedad de máquinas y dispositivos. El eslabonamiento de lazo cerrado más simple es el de cuatro barras, que tiene tres eslabones móviles (más un eslabón fijo, ver Fig. 1.16) y cuatro juntas llamadas “revolutas”, “de pivote” o “de pasador”. El eslabón conectado a la fuente de potencia se llama eslabón de entrada (A_0A , Fig. 1.16). El eslabón seguidor conecta el pivote móvil B al pivote B_0 de tierra (referencia fija o eslabón fijo). El eslabón acoplador o flotante conecta a los pivotes móviles, A y B , “acoplando” el eslabón de entrada con el de salida. El punto sobre el eslabón acoplador (llamados puntos trazadores de trayectoria) traza en general curvas acopladoras algebraicas. En la Fig. 1.17 se observan que las

curvas acopladoras (líneas rayadas) pueden ser generadas usando diferentes puntos trazadores de trayectorias (los círculos sólidos pequeños) [5], [6].

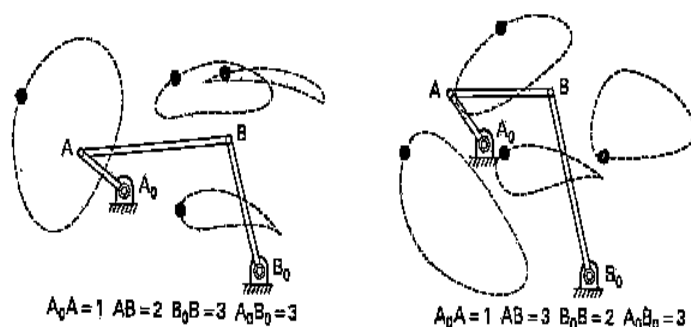


Fig. 1.17 Diagramas de muestra del atlas de curvas acopladoras de cuatro barras por Hrones y Nelson [5]

El eslabonamiento de cuatro barras es la cadena más básica de los eslabones conectados por pasadores que permite movimiento relativo entre ellos (tres eslabones articulados entre sí construyendo una cadena cinemática). No obstante que se trata de un mecanismo simple, las cuatro barras forman un mecanismo muy versátil usado en miles de aplicaciones. Los ejemplos mostrados en la Fig. 1.18 ilustran un amplio rango de usos para este mecanismo. Aunque estas aplicaciones son bastante distintas, los eslabonamientos mostrados en la Fig. 1.18 (así como todos los mecanismos) pueden ser clasificados en tres categorías dependiendo de las tareas que realizan: *generación de función*, *generación de trayectoria* y *generación de movimiento (o guía de cuerpo rígido)* [5], [6].

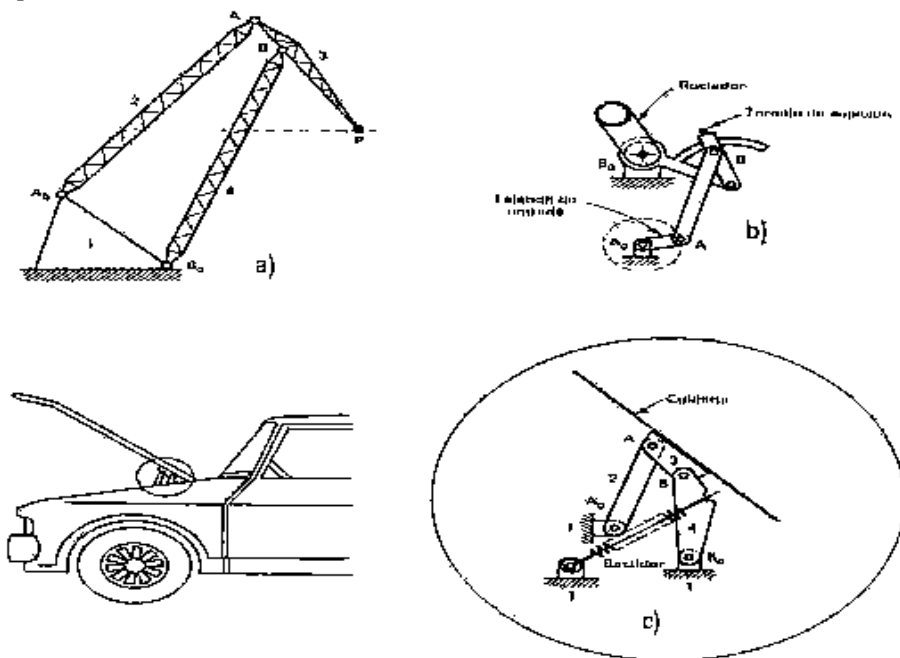


Fig. 1.18 Tareas de mecanismos de cuatro barras [5]

Tabla 1.5 Pares cinemáticos planos - juntas de eslabones [5]

Nombre de la Junta	Diagrama	Parte inferior con velocidad instantánea equivalente
Pasador (revoluta)	$n=2$ $f_1=1$ $F=+1$ F = grados de libertad	—
Corredera (prismática)	$n=2$ $f_1=1$ $F=+1$	$n=2$ $f_1=1$ $F=+1$
Contacto de rodamiento (sin rodamiento)	$n=2$ $f_1=1$ $F=+1$	$n=2$ $f_1=1$ $F=+1$
Contacto de rodamiento Con deslizamiento	$n=2$ $f_1=0$ $f_2=1$ $F=+2$	$n=3$ $f_1=2$ $f_2=0$ $F=+2$
Contacto de engranes (incluyendo contacto de rozamiento con deslizamiento entre dientes de engranes y contacto de rodamiento entre círculos primitivos)	$n=3$ $f_1=2$ $f_2=1$ $F=1$	$n=4$ $f_1=4$ $f_2=0$ $F=+1$ Paralela a la normal común de los flancos de los dientes en contacto; P, punto primitivo
Resorte	$n=2$ $f_1=0$ $f_2=0$ $F=+3$	$n=4$ $f_1=3$ $f_2=0$ $F=+3$
Banda y polea (sin deslizamiento) o cadena y rueda dentada	$n=2$ $f_1=0$ $f_2=0$ $F=+1$ P_1, P_2: puntos de tangencia de las guías de la banda (o cadena), acercándose o alejándose	$n=6$ $f_1=7$ $f_2=0$ $F=+1$

Ver Fig. 1.18 b), un *generador de función* es un eslabonamiento en el que el movimiento relativo (fuerzas) entre eslabones conectados a tierra es de interés, la tarea no requiere un punto trazador de trayectoria sobre el eslabón acoplador.

Ver Fig. 1.18 a), en la *generación de trayectoria* nos interesa sólo la trayectoria de un punto trazador y no la rotación del eslabón acoplador.

En la *generación de movimiento* es de interés el movimiento total del eslabón acoplador: las coordenadas XY del punto trazador de trayectoria y la orientación angular del eslabón acoplador, ver Fig. 1.18 c) [5], [6].

1.4.2 DIAGRAMA CINEMÁTICO

Tiene un propósito similar al de un diagrama o esquema de circuitos eléctricos; se trata de mostrar sólo los aspectos esenciales del mecanismo, entre los que se cuentan las dimensiones básicas, que afectan su movimiento. El diagrama cinemático asume una de dos formas: un croquis (proporcional, pero no exactamente a escala) y el diagrama cinemático a escala (usado generalmente para un análisis adicional de: posición, desplazamiento, velocidad, aceleración transmisión de fuerzas y pares, etc.).

Para una referencia conveniente, los eslabones se enumeran (comenzando con el eslabón a tierra como número 1), y a las juntas se les asigna letras. Los eslabones de entrada y salida también se rotulan. La Tabla 1.4, muestra diagramas cinemáticos típicos de eslabones planos.

Un propósito del diagrama cinemático, es proporcionar un esquema cinemático de los movimientos relativos en los mecanismos. Por ejemplo, una junta de revoluta describe una rotación relativa, una corredera describe una traslación relativa en línea recta, y así sucesivamente [5], [6], [7].

1.4.3 GRADOS DE LIBERTAD

El siguiente paso en el análisis cinemático de mecanismos, después de esbozar el diagrama esquemático, es determinar el número de grados de libertad del mecanismo. El número de grados de libertad de un cuerpo, es el número de coordenadas independientes necesarias para especificar únicamente la posición de los miembros de un sistema de cuerpos rígidos (eslabonamiento), relativo a un sistema de referencia.

Supongamos que se requiere la posición exacta del eslabón rígido K en el sistema coordenadas XY , como se muestra en la Fig. 1.19 ¿Cuántas variables independientes especificarán por completo la posición de este eslabón? La posición del punto A puede alcanzarse, digamos, desde el origen, moviéndonos primero a lo largo

del eje X una distancia x_A y luego una distancia y_A en la dirección del eje Y . Así, esas dos coordenadas, que representan dos translaciones, localizan al punto A . Sin embargo, se requiere más información para definir completamente la posición del eslabón K . Si se conoce el ángulo que forma la línea que une A con B con respecto al eje X , la posición del eslabón K está especificada en el plano XY . Se tiene entonces tres variables independientes x_A , y_A y θ (dos traslaciones y una rotación, o bien tres coordenadas independientes), asociadas con la posición de un eslabón en el plano. En otras palabras, un eslabón rígido no restringido en el plano tiene tres grados de libertad.

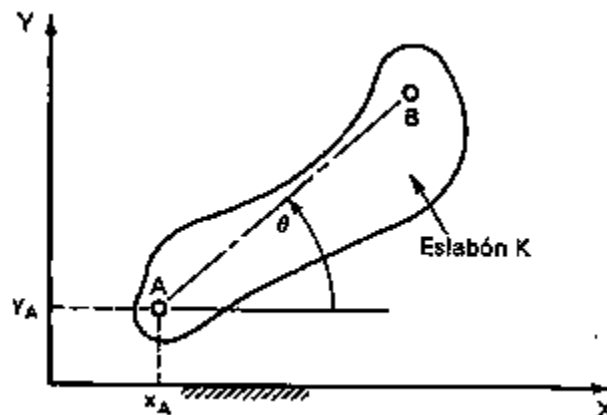


Fig. 1.19 Un eslabón solo localizado en plano XY [5]

Si se tiene un ensamblaje de n eslabones, ellos tendrán un total de $3n$ grados de libertad, antes de que se unan para formar un sistema eslabonado. Las conexiones entre eslabones tienen como consecuencia la pérdida de grados de libertad del sistema total de eslabones. Una junta de pasador (revoluta) o articulaciones, se llaman de par inferior; éste se define como un conector con contacto superficial entre sus elementos, tal como el que existe entre el pasador y el casquillo. ¿Cuántos grados de libertad elimina una junta de pasador de los eslabones previamente no restringidos al juntarse estos? Si el punto A sobre el eslabón en la Fig. 1.19 es una junta de revoluta entre el eslabón K y el origen del eje de referencia XY , entonces dos variables independientes, x_A y y_A , quedan fijas, dejando a θ como el grado de libertad restante en el eslabón K .

Esta observación sugiere una ecuación que determinará los grados de libertad de una cadena de n eslabones conectados por f_1 juntas de pasador, con la tierra (eslabón fijo) considerando como unos eslabones:

$$\text{Grados de libertad} = F = 3(n - 1) - 2f_1 \quad (1.1)$$

La Ecuación (1.1) se conoce como ecuación de Grüebler. El número de eslabones móviles es $(n - 1)$. La junta de pasador permite un grado de libertad relativo entre dos eslabones, de ahí la notación específica f_1 . Esta ecuación es una de las ecuaciones de movilidad más popular usada en la práctica [5], [7], [8].

1.4.4 LEY DE GRASHOF

La ley de Grashof, establece la condición necesaria para que al menos un eslabón dentro de un mecanismo de cuatro barras, pueda realizar giros completos con respecto del resto.

La ley se enuncia de la siguiente manera: *“Para que exista un movimiento relativo de rotación continuo entre los eslabones, la suma del eslabón más corto y el eslabón más largo no puede ser mayor que la suma de los eslabones restantes”*, otra forma de expresar este enunciado [5], [6]:

Si $s + l \leq p + q$, entonces al menos un eslabón del mecanismo puede realizar giros completos

Dónde:

s , es el eslabón más corto

l , es el eslabón más largo

p y q , son los eslabones intermedios

Existen cuatro tipos diferentes de mecanismos que se pueden clasificar a partir de la ley de Grashof, que se describen a continuación:

1. Mecanismo manivela-balancín

El mecanismo de cuatro barras que cumple con la condición $s + l < p + q$ y el eslabón más corto es el eslabón de entrada, esto es, el eslabón s realiza giros completos mientras que el otro eslabón articulado al eslabón fijo posee un movimiento de rotación alternativo (balancín), ver Fig. 1.20.

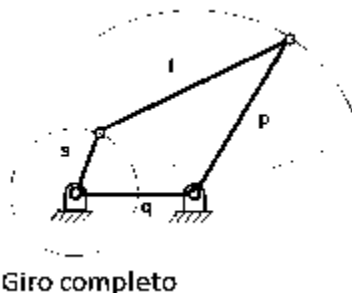


Fig. 1.20 Mecanismo manivela-balancín [6]

2. Mecanismo de doble manivela

Se obtiene cuando $s + l < p + q$ y el eslabón más corto (s) es el eslabón fijo. En este caso, los dos eslabones articulados al fijo pueden realizar giros completos (manivelas), ver Fig. 1.21.

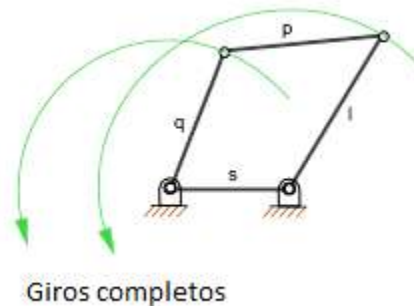


Fig. 1.21 Mecanismos de doble manivela [6]

3. Mecanismo de doble balancín Tipo 1

Esta configuración del mecanismo de cuatro barras se construye cuando se cumple $s + l < p + q$ y el eslabón más corto (s) es el acoplador. Está formado por dos balancines articulados al eslabón fijo y el acoplador puede dar vueltas completas, ver Fig. 1.22.

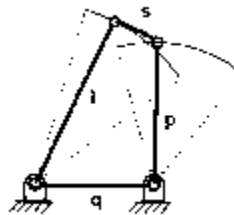


Fig. 1.22 Mecanismo de doble balancín [6]

4. Mecanismo de doble balancín (no cumple con la ley de Grashof) Tipo 2

Cuando se cumple que $s + l > p + q$, no existe movimiento giratorio completo en ninguno de sus eslabones, ver Fig. 1.23.

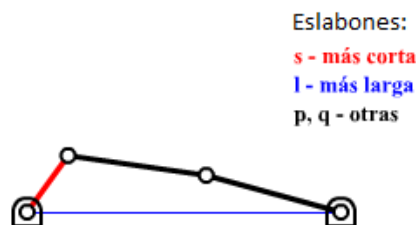


Fig. 1.23 Mecanismo de doble balancín (no cumple ley de Grashof) [6]

5. Mecanismo plegable

El límite de la condición de Grashof ocurre cuando $s + l = p + q$. Los mecanismos que cumplen esta igualdad son siempre mecanismos plegables (es decir, mecanismos en los que existe alguna posición en la que todos los eslabones están alineados). Cuando el mecanismo sale de la posición plegada, puede continuar el movimiento pero con una posición distinta de los eslabones (en la práctica, la configuración por la cual opera el mecanismo en su funcionamiento, depende de las fuerzas de inercia y no de la cinemática), ver Fig. 1.24 [5], [6], [7].

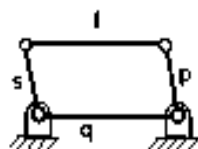


Fig. 1.24 Mecanismo plegable [6]

1.4.5 INTERFERENCIA

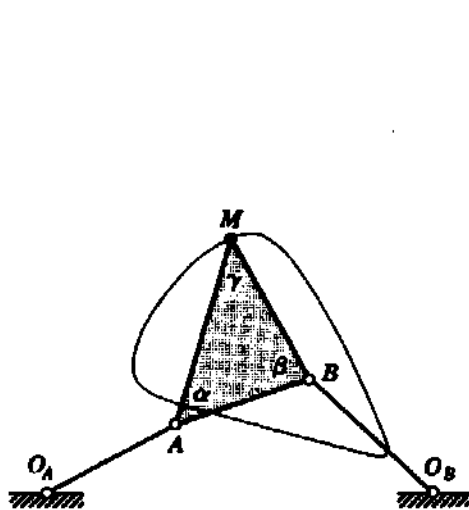
La incapacidad de poder lograr un ciclo de movimiento completo, puede ser prevista por la interferencia topológica, incluso cuando la ley de Grashof indique que es posible. Es una propiedad fundamental de la configuración de un eslabonamiento, de la misma forma que el tipo de mecanismo según Grashof. Esto no puede ser evitado simplemente rediseñando los eslabones. La interferencia topológica, realmente afecta solamente la capacidad de ejecución de un ciclo completo de movimiento usando una entrada rotatoria. Si el movimiento es oscilatorio solo se requiere un ciclo parcial, por lo que la interferencia puede usualmente ser eludida [8].

1.4.6 TEOREMA DE ROBERTS-CHEBYSHEV

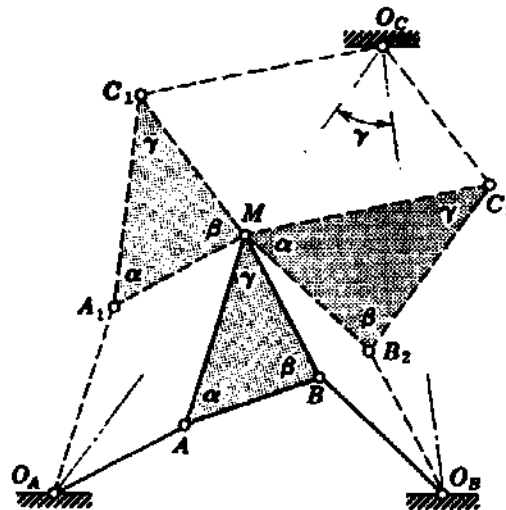
Fue propuesto independientemente por los investigadores Samuel Roberts (1875) y Pafnuty Lvovich Chebyshev (1878) [9]. El teorema dice: “Tres diferentes eslabonamientos planos de cuatro barras trazarán idénticas curvas acopladoras”.

Considérese un mecanismo de cuatro barras formado por $O_A A B O_B$, que se muestra en la Fig. 1.25 a) (Dibujado en líneas sólidas) y con punto trazador de trayectoria M, el cual traza una curva plana (no definida). En la izquierda (ver inciso b) se forma un paralelogramo con las líneas rayadas, $O_A A_1$ y $M A_1$, las cuales son agregadas, creando al punto A_1 , con su intersección. El triángulo $A_1 M C_1$, cuya base es la línea rayada $A_1 M$, es semejante al triángulo formado por ABM , es por ello que los ángulos interiores son iguales, produciendo la creación del punto C_1 . A la derecha del triángulo ABM , se construye un paralelogramo de forma similar al $O_A A M A_1$, mediante

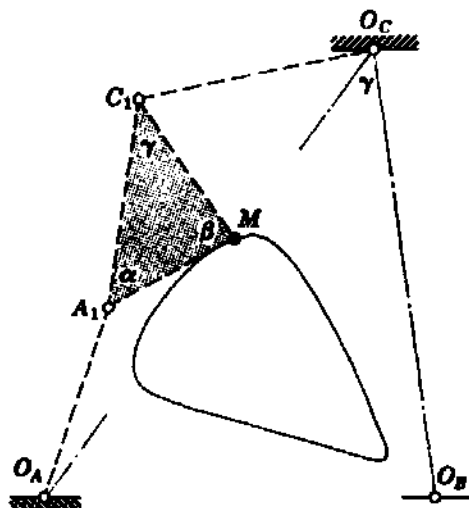
las líneas rayadas $O_B B_2$ y $M B_2$. El triángulo $B_2 M C_2$, cuya base es la línea rayada $B_2 M$, es semejante al triángulo ABM , creando al punto C_2 . El paralelogramo formado $O_C B_2 M C_1$, es construido con los lados $M C_1$ y $M C_2$ de los triángulos $A_1 M C_1$ y $B_2 M C_2$, respectivamente, y las líneas rayadas $C_2 O_C$ y $C_1 O_C$, creando el punto de referencia O_C .



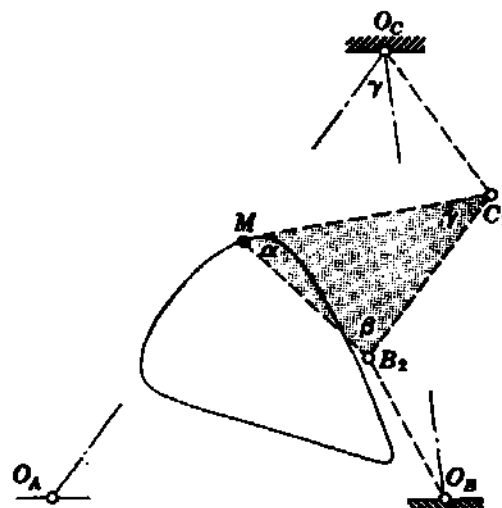
d) Mecanismo dado y curva trazada por punto M



c) Construcción del mecanismo cognado



b) Mecanismo cognado izquierdo y curva trazada por punto M



a) Mecanismo cognado derecho y curva trazada por punto M

Fig. 1.25 Tres mecanismos de cuatro barras cognados y sus curvas acopladoras [9]

Se puede distinguir (ver Fig. 1.25) un total de tres mecanismos de cuatro barras mutuamente conectados en el punto trazador de trayectoria M:

$O_A A B O_B$
 $O_A A_1 C_1 O_C$
 $O_B B_2 C_2 O_C$

El mecanismo dado
 El eslabón $O_A O_C$, el cual no se muestra
 El eslabón $O_B O_C$, el cual no se muestra

Se puede reconocer intuitivamente que los 10 eslabones son móviles. El mecanismo de 10 eslabones está sobre restringido (hay más de 2 eslabones de los necesarios; por lo que dos eslabones como $O_A A_1$ y $O_B B_2$, pueden ser removidos, dejando los 8 restantes como un mecanismo restringido).

Queda claro que cada uno de los tres mecanismos de cuatro barras trazan, a través del punto M, idénticas curvas acopladoras. Esto permite el remplazo del mecanismo inicial por cualquiera de los otros dos, quienes son diferentes en requerimientos de espacio, esto es por la longitud de los eslabones y la localización del punto de referencia O_C . Existen entonces mecanismos cognados, cuya relación se basa en la igualdad de la curva dibujada por su punto trazador de trayectoria.

Para que el teorema pueda ser cierto, es necesario que el punto de referencia O_C sea realmente fijo, como son los puntos O_A y O_B .

La explicación anterior se basa puramente en una construcción geométrica, pero esta hace que llame la atención de matemáticos como Cayley, Clifford y Kleiber, pero Ja. B. Schor (1941), logra una demostración simple mediante el uso de los números complejos.

En la Fig. 1.26 a) el punto O_C puede ser fijado si:

$$z = O_A O_C e^{i\delta} = \text{Constante} \quad (1.2)$$

Esto significa que $O_A O_C$ y el ángulo δ debe estar expresado en términos de las dimensiones invariantes del primer mecanismo $O_A A B O_B$ y deben ser independientes de los desplazamientos angulares ϕ_1 , ϕ_2 y ϕ_3 de sus eslabones. Estos ángulos son medidos en contra del movimiento de las manecillas del reloj desde el eje x , haciéndolo pasar por conveniencia a través de la línea $O_A O_B$; ϕ_1 y ϕ_3 también aparecen en el mecanismo cognado.

Empezando desde O_A , y tomando ventaja de los paralelogramos, se puede escribir lo siguiente:

$$z = O_A A_1 e^{i(\phi_2 + \alpha)} + A_1 C_1 e^{i(\phi_1 + \alpha)} + C_1 O_C e^{i(\phi_3 + \alpha)} \quad (1.3)$$

Desde los paralelogramos y los triángulos semejantes, el primer factor de la ecuación (1.3) se puede encontrar en términos de la longitud del eslabón del mecanismo dado,

$$O_A A_1 = AM \quad \frac{A_1 C_1}{A_1 M} = \frac{AM}{AB} \quad (1.4)$$

O desde $A_1 M = O_A A$,

$$A_1C_1 = \frac{AM}{AB} O_A A \quad (1.5)$$

$$\frac{MC_2}{MB_2} = \frac{AM}{AB}$$

O desde $MC_2 = C_1O_C$ y $MB_2 = BO_B$,

$$C_1O_C = \frac{AM}{AB} BO_B \quad (1.6)$$

Con ayuda de la ecuación (1.5) y la ecuación (1.6), la ecuación (1.4) puede ser puesta de una forma más conveniente,

$$O_A A_1 = \frac{AM}{AB} AB \quad (1.7)$$

Sustituyendo las ecuaciones (1.7), (1.5) y (1.6) en la ecuación (1.3), ordenando los terminos y factorizando, se puede tener:

$$z = \frac{AM}{AB} e^{i(\alpha)} (O_A A e^{i\phi_1} + AB e^{i\phi_2} + BO_B e^{i\phi_3}) \quad (1.8)$$

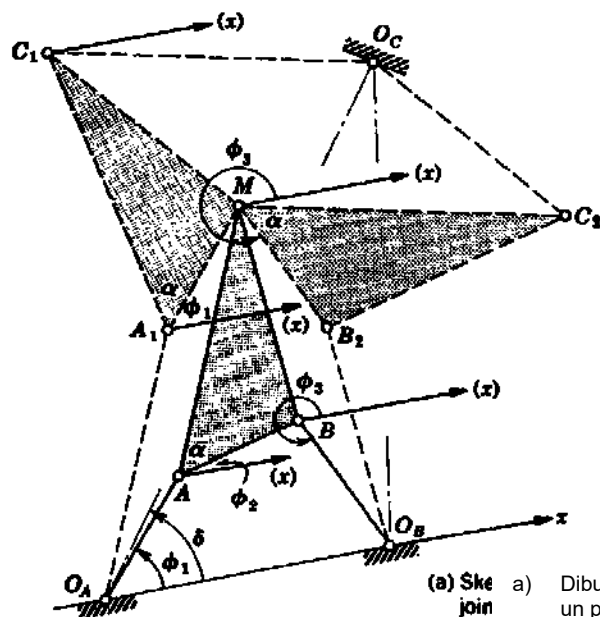
Los terminos en el parentesis se reconocen como una suma vectorial equivalente a el vector $O_A O_B$, por lo que la ecuación (1.8), se presenta de la siguiente manera:

$$z = \frac{AM}{AB} O_A O_B e^{i\alpha} \quad (1.9)$$

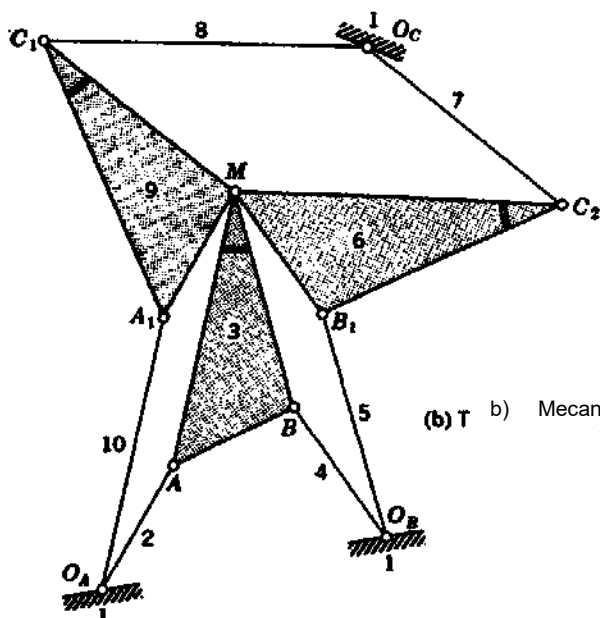
Comparando la ecuación (1.2) con la ecuación (1.9), se puede observar en primer lugar que $\frac{AM}{AB} O_A O_B = O_A O_C = \text{constante}$, y en segundo lugar que $\delta = \alpha = \text{constante}$.

Esto no solo muestra que O_C es un punto de referencia, sino que el triángulo $O_A O_C O_B$ es semejante al triángulo original del eslabón acoplador, AMB . Por medio de esta ultima información, se puede inmediatamente localizar el punto O_C ; simplemente cosntruyendo con base en el eslabón $O_A O_B$ un triangulo semajente a AMB ; el vertice superior es O_C .

La localización de O_C fue parte de la demostración de Roberts. Cayley sugiere el plan de la Fig. 1.27; que es una simple forma de determinar las longitudes de el mecanismo cognado. En esta construcción, el mecanismo dado es alineado, como se muestra, y se dibujan líneas paralelas para definir los mecanismo cognados.



a) Dibujo que demuestra que la unión O_C es un punto de referencia



b) Mecanismo sobre cerrado de 10 eslabones

Fig. 1.26 Mecanismo cognado [9]

El mecanismo de cuatro barras utilizado hasta este momento para los propósitos de esta demostración, tiene como punto trazador el punto M opuesto a la línea AB . El teorema todavía se aplica cuando el punto trazador se posiciona en la línea AB , entre los puntos A y B o más allá de los puntos A o B . La determinación del mecanismo cognado requiere un poco más de cuidado, para todos los eslabones de la Fig. 1.28 b), se colocarán uno encima del otro, los eslabones acopladores cognados se dibujan en líneas rayadas.

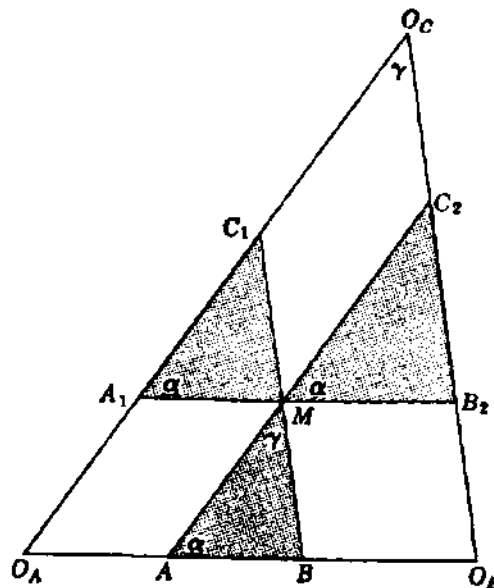


Fig. 1.27 Plataforma que determina la longitud de los eslabones de un mecanismo cognado [9]

Como M se encuentra dentro de la línea AB , da la apariencia de que la geometría está preservando una colinealidad de los eslabones fijos y la línea $O_A O_B$. C_1 y C_2 dividirán $A_1 M$ y $M B_2$, de forma semejante a la de M con AB (ver Fig. 1.28).

Considérese el mecanismo de la Fig. 1.28, el cual puede ser un mecanismo de Watt, si el punto M se situa en medio de AB . Observando la Fig. 1.28 b), se obtiene las siguientes notas:

- El punto de referencia O_C se coloca en la línea $O_A O_B$ y se divide de la misma forma que M divide la línea AB .
- $O_A A_1$ es paralelo a AM , y MA_1 es paralelo a $O_A A$, esto define A_1 .
- $O_B B_2$ es paralelo a MB , y MB_2 es paralelo a $O_B B$, esto define B_2 .
- C_1 divide la línea $A_1 M$ de la misma forma que M divide la línea AB , permitiendo que el eslabón $C_1 O_C$ pueda dibujar el mecanismo de la mano izquierda.
- C_2 divide la línea $M B_2$ de la misma forma que M divide la línea AB , permitiendo que el eslabón $C_2 O_C$ pueda dibujar el mecanismo de la mano derecha.

Para el caso en el cual M se posiciona en la extensión de AB , el método es el mismo de antes, excepto que la línea divisoria es externa ahora, siguiendo la posición de M .

Cayley muestra que el punto trazador M y el centro instantáneo del eslabón acoplador y la referencia de cada uno de los tres mecanismos son colineales en todo momento y que esta línea es normal a la curva acopladora (ver Fig. 1.29) [8] [9].

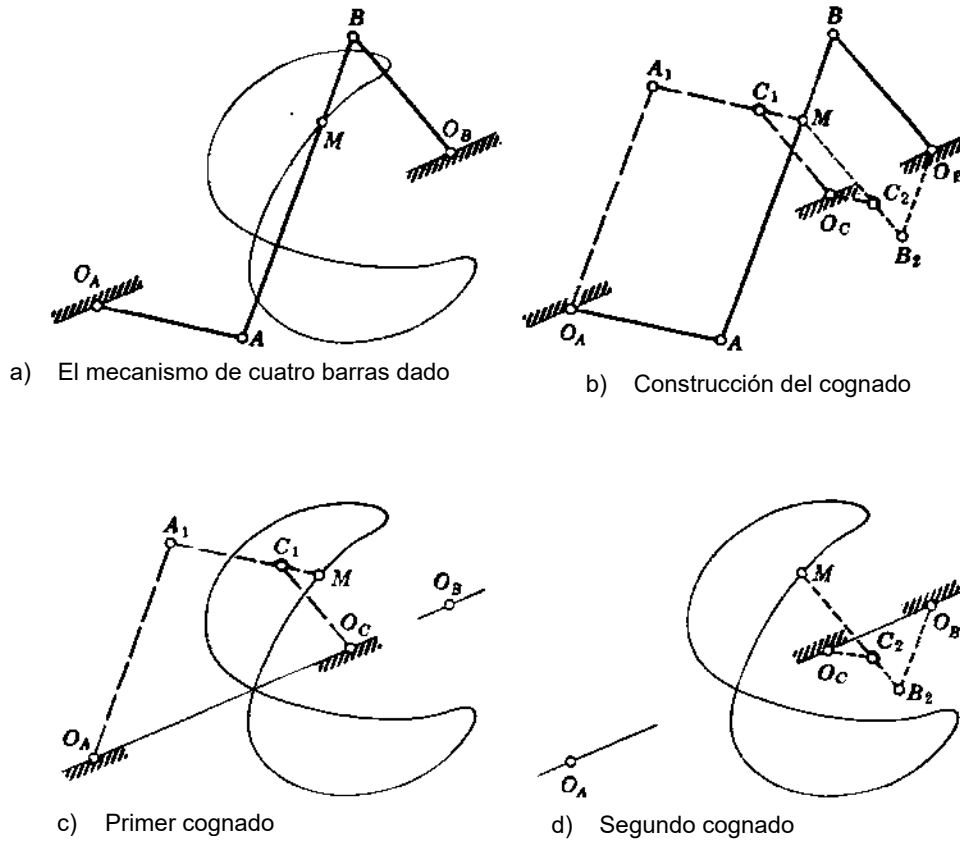


Fig. 1.28 Mecanismo de cuatro barras cognado, M está dentro entre A y B [9]

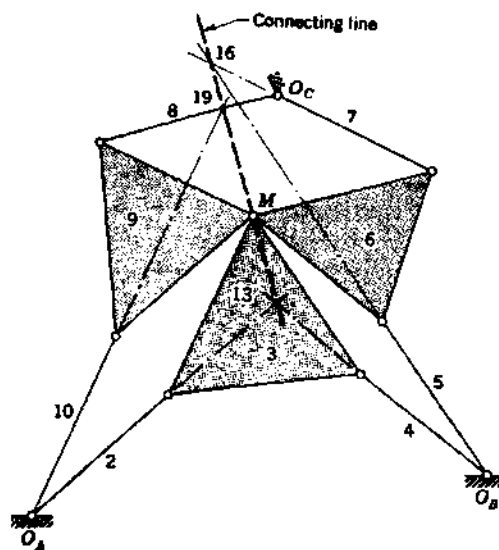


Fig. 1.29 Colinealidad de los tres centros instantáneos de los eslabones acopladores, los puntos de referencias y el punto M [9]

1.4.7 MECANISMOS DE TRAYECTORIAS ESPECÍFICAS

En el proyecto de máquinas, se necesita frecuentemente, guiar o conducir un punto a lo largo de una trayectoria dada. Se han ideado un gran número de mecanismos que producen el movimiento a lo largo de las curvas geométricas comunes, tales como un círculo, una elipse, una cicloide, una involuta y, desde luego, la línea recta. Esta última es de vital importancia, así que sólo hablaremos de aquellos mecanismos de generen una trayectoria en línea recta [5], [10].

1.4.8 MECANISMOS DE LÍNEA RECTA

En la industria, son muchas las ocasiones en las que se requiere que un mecanismo realice un movimiento rectilíneo cíclico. La necesidad de estos mecanismos a lo largo de la historia, ha propiciado el estudio y la invención de diferentes alternativas. Todas estas soluciones pueden clasificarse en dos grandes grupos: los mecanismos de línea recta exacta y los mecanismos de línea recta aproximada. Los primeros generan una trayectoria con al menos una porción perfectamente (y matemáticamente demostrable) rectilínea. Los segundos generan una trayectoria tal que una porción de la misma se aproxima a una línea recta [8], [10].

En la actualidad, existen numerosos mecanismos de línea recta. A continuación se exponen solamente algunos de los más antiguos y de los más simples.

1.4.8.1 MECANISMO DE LÍNEA RECTA EXACTA

1. *Mecanismo Scott Russel.*

También llamado Isósceles, en este mecanismo las longitudes de las barras 1, 2 y 3 son iguales [8] [10].

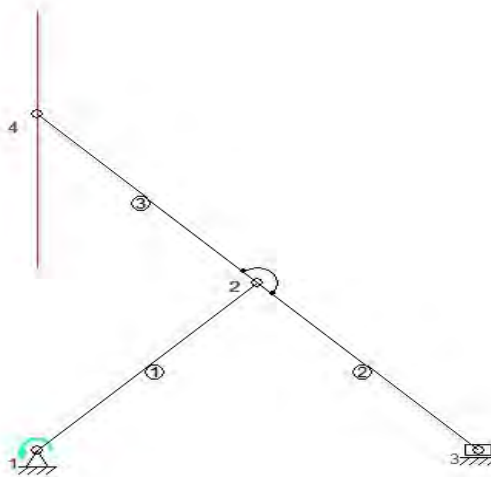


Fig. 1.30 Mecanismo Scott Russel [11]

2. Mecanismo engranado de doble manivela

Este mecanismo cuenta con dos ruedas dentadas y los eslabones o barras 2 y 3, 4 y 5, son iguales, el punto 5 es el punto trazador [10], [11].

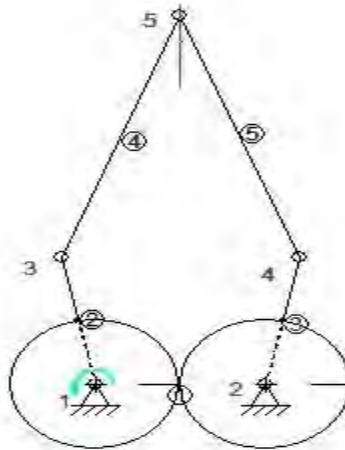


Fig. 1.31 Mecanismo de doble manivela [11]

3. Mecanismo epicíclico

El diámetro del disco 1 es exactamente igual al radio del anillo grande fijo 1. Si rueda 2 gira alrededor de la superficie de la rueda 1, sin deslizar, el punto 3 sobre la rueda 2 sigue una línea exactamente recta siguiendo el diámetro de la rueda 1 [10], [11].

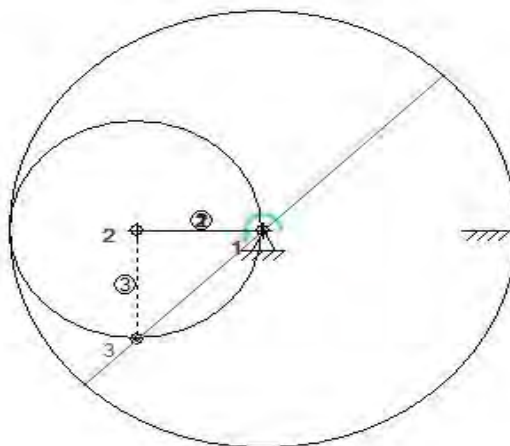


Fig. 1.32 Mecanismo epicíclico [11]

6. Mecanismo de Peaucellier- Lipkin

Utiliza la simetría de dos mecanismos de 4 barras para corregir un trazo exactamente rectilíneo. En este mecanismo coexisten dos mecanismos de 4 barras. Ambos poseen las mismas longitudes de barras y solamente se diferencian en que están montados en distinta configuración, este mecanismo es de los más precisos en la generación de la línea recta [5], [8].

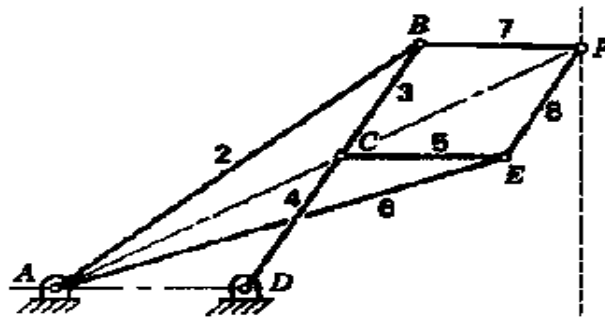


Fig. 1.35 Mecanismo de Peaucellier- Lipkin [10]

1.4.8.2 MECANISMO DE LÍNEA RECTA APROXIMADA

1. Mecanismo de Watt

James Watt (1736-1819) inventó este mecanismo en 1769. Es un mecanismo de línea recta aproximada, pero suficiente para los requisitos de la época en los que no existían mecanismos capaces de producir con cierta exactitud una línea recta. El mecanismo cuenta con dos balancines articulados a la barra fija de igual longitud (AB es igual a CD). El punto trazador está en el centro del acoplador (barra BC) [5], [8], [10].

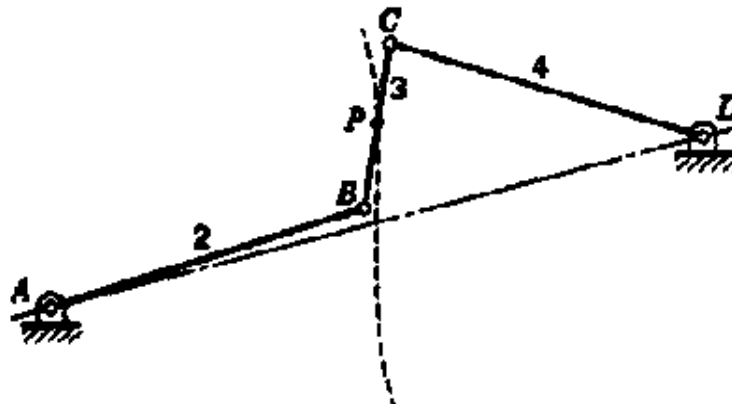


Fig. 1.36 Mecanismo de Watt [7]

2. Mecanismo de Roberts

En este mecanismo, las manivelas AB y CD son de igual longitud. La biela BC tiene un puntal saliente, unido rígidamente a 90° en su punto medio para formar un miembro en T. La trayectoria del punto P es aproximadamente una línea recta en una parte de su recorrido [8], [10].

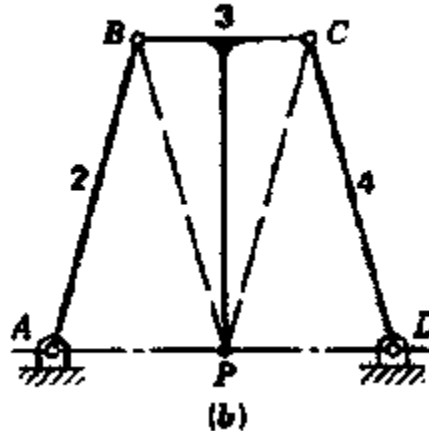


Fig. 1.37 Mecanismo de Roberts [10]

3. Mecanismo de Chebyshev

Su creador es:

Pafnuty Lvovich Chebyshev (1821-1894) [11], [12], [13].

Fue un prominente matemático, nacido el 16 de Mayo de 1821 en una finca de su padre en Okatovo, región de Kaluga, al oeste de Rusia. Entre sus principales méritos podemos encontrar:

- Fue miembro honorífico de todas las universidades rusas, así como de la Academia de Artillería.
- Fue elegido miembro de la Real Sociedad de las Ciencias de Lieja y de la Sociedad Philomathique en 1856.
- Miembro de la Academia de Ciencias de París en 1860.
- 1871 miembro correspondiente de la Academia de Ciencias de Berlín y de la Academia de Bolonia en 1873.
- Miembro de la Real Sociedad de Londres en 1877.
- De la Academia Real de Ciencias en Italia en 1880 y de la Academia de Ciencias de Suecia en 1893.

- En el año 1890, a petición del Presidente de la Academia de Ciencias de París, el conocido matemático francés Ch. Hermite, le concede a Pafnuty Lvovich Chebyshev la orden de la Legión de Honor.

A efectos de un resumen podemos clasificar los trabajos matemáticos de Chebyshev en las cuatro ramas siguientes: Mecanismos y Teoría de la Aproximación de Funciones, Teoría de los Números, Teoría de Probabilidades y Teoría de Integración. Sin embargo escribió acerca de muchos otros temas: formas cuadráticas, construcción de mapas, cálculo geométrico de volúmenes, etc.

En total construyó más de 40 mecanismos distintos y cerca de 80 modificaciones más de los mismos. En 1893, con motivo del 400 aniversario del descubrimiento de América por Cristóbal Colón, se realizó una exposición mundial en Chicago, exhibiéndose siete de sus inventos mecánicos, incluyendo su invento de una bicicleta especial para mujeres.

Este mecanismo inventado por Chebyshev, es un mecanismo de cuatro barras del tipo 1 de doble balancín, el cual posee las siguientes proporciones en sus eslabones, ver Fig. 1.34: $[AD] = 2 \cdot BC$; $[AB] = [CD] = 2.5 \cdot BC$ y P es el punto medio del segmento BC. Traza una trayectoria con un tramo aproximadamente rectilíneo.

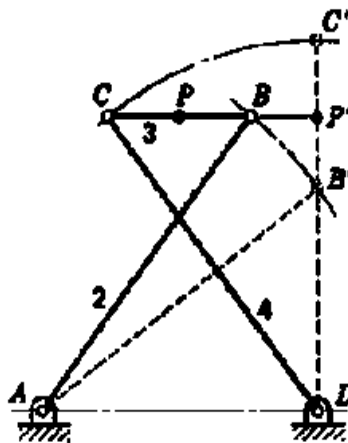


Fig. 1.38 Mecanismo de Chebyshev [10], [34]

En este tipo de eslabonamiento es difícil transferir el movimiento desde el punto trazador debido a la interferencia con los eslabones balancín, ya que el eslabón acoplador gira entre estos (ver Secc.1.4.4). Una de las soluciones para esto, es realizar un mecanismo cognado, con lo que se construye un eslabonamiento manivela-balancín el cual tiene el mismo segmento de curva aproximadamente rectilíneo como el eslabonamiento de Chebyshev.

La importancia del mecanismo de Chebyshev, es la aplicación que tiene en robótica, pues los primeros robots caminantes tuvieron su origen en los primeros artilugios caminantes que se desarrollaron hacia 1870 y se basaban en el mecanismo cognado de Chebyshev. Estos dispositivos eran juguetes, que intentaban emular de una forma muy primitiva los modos de locomoción observados en la naturaleza.

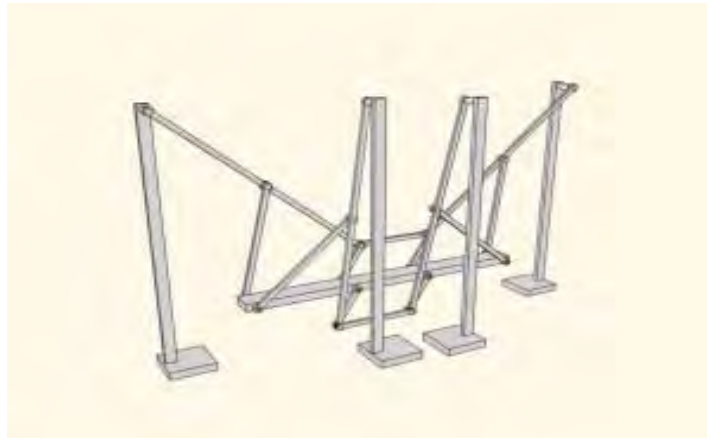


Fig. 1.39 Esta máquina fue un éxito de la Exposición Universal de París en 1878 [34]

4. Mecanismo de Hoekens

Es otro mecanismo que genera una trayectoria con un tramo aproximadamente rectilíneo (ver Fig. 1.40). Este mecanismo es un cognado del eslabonamiento de Chebyshev, el cual se construye mediante los paralelogramos $OLMN$ y O_PPMR como se muestra en la Fig. 1.41 [8], [10].

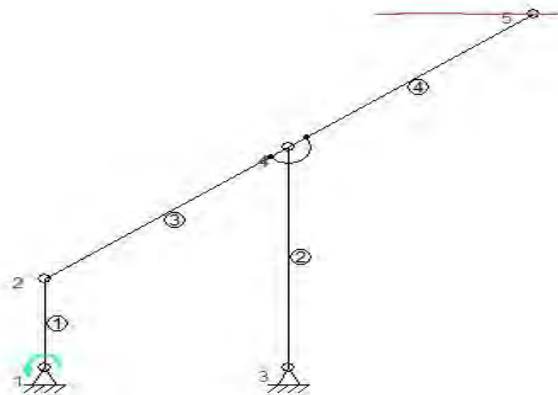


Fig. 1.40 Mecanismo de Hoekens [11]

Para su concepción se usa el teorema de Roberts-Chebyshev; primero se localizan los puntos N y R (ver Fig. 1.41). Se dibuja la línea MQN . Nótese que en la Fig.

1.26, N corresponde a A , M corresponde a B y Q corresponde a M en los dos triángulo semejantes ABM y NMQ . Donde Q es el punto medio de NM en la Fig. 1.41. Similarmente, la línea RSM representa el eslabón acoplador del segundo cognado. Las manivelas O_QQ y O_QS son dibujadas por completo en los dos mecanismos cognados por las líneas rayadas en la Fig. 1.41.

El cognado $ONQO_Q$ es dibujado en la Fig. 1.42 con el recorrido trazado por el punto M . No solo este mecanismo es más sencillo de transferir movimiento desde sus eslabones que el mostrado por el mecanismo original de Chebyshev, pero este eslabonamiento puede ser manejado por una rotación continua de la manivela ON , si se desea [8].

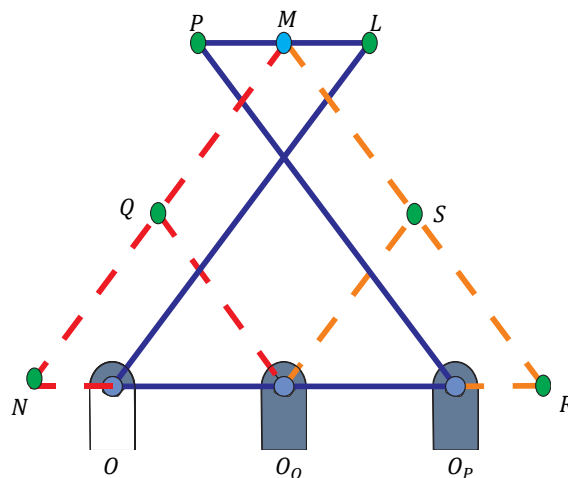


Fig. 1.41 Construcción del mecanismo cognado de Chebyshev [8].

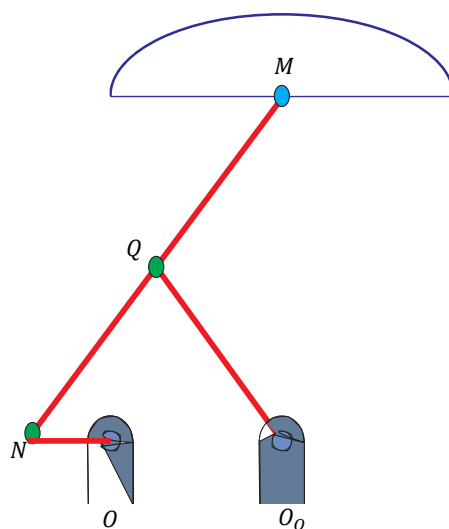


Fig. 1.42 El cognado $ONQO_Q$ [8]

1.4.8.3 ALGUNAS APLICACIONES DEL MECANISMO DE CHEBYSHEV.

En el 2007, en el 8º Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica, en Cusco, Perú, se presenta el siguiente trabajo titulado Sistema de Locomoción Híbrida con Capacidad de Giro para Un Robot Móvil, realizado por Erika Ottaviano, Antonio González, Marco Ceccarelli [13].

En este trabajo se propuso un sistema de dirección para un vehículo híbrido de dos patas y dos ruedas. Para dotar de giro al vehículo se han propuesto dos métodos: el primero consiste en el giro del eje de ambas ruedas, permaneciendo estas paralelas; el otro sistema consiste en el giro de la barra que alberga los ejes de giro de ambas patas, que también permanecerán paralelas.

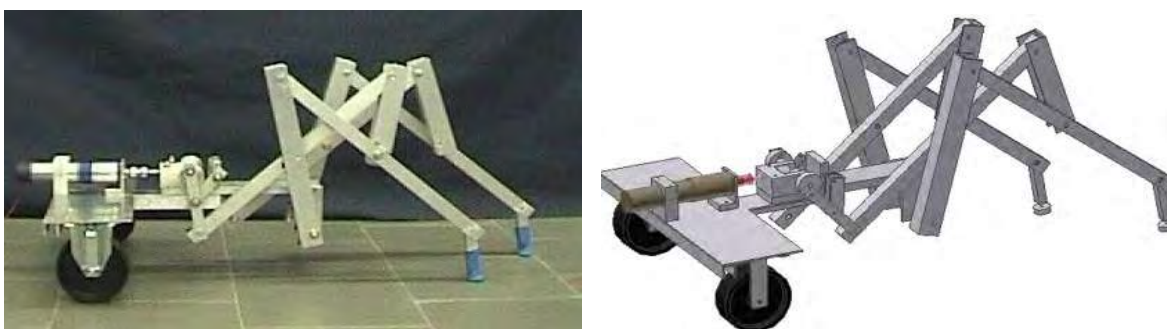


Fig. 1.43 Robot móvil de locomoción híbrida [13]

Este es otro trabajo presentado en XVII Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, de la Asociación Española de Ingeniería Mecánica, en el 2010, cuyo título es Sistema de Estabilización del Robot PASIBOT [14].

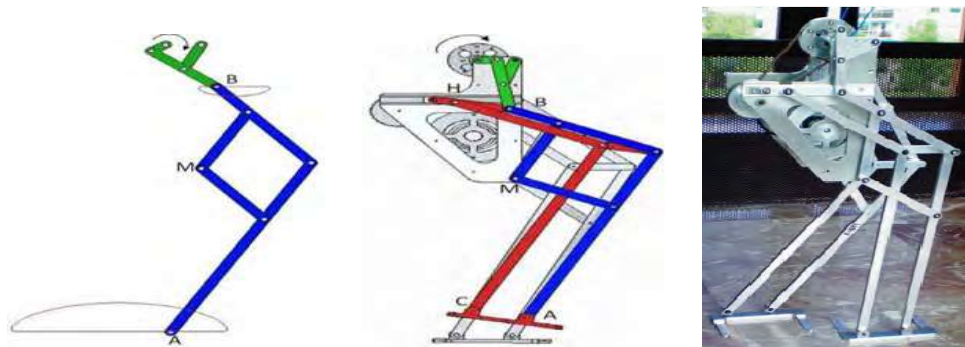


Fig. 1.44 Robot PASIBOT [14]

En resumen los elevadores tienen muchos años de desarrollo, pues se ha estado hablando que se utilizaban de forma primitiva en la civilización Egipcia y continúo evolucionando hasta la actualidad. Se ha visto como es que han cambiado la forma de su funcionamiento, desde su forma de propulsión, hasta las medida de seguridad que se utilizan en la actualidad, y los importantes desarrollos que tienen en

el control del mismo debido a la introducción de los sistemas electrónicos y los microcontroladores.

En realidad, se puede ver que en el mecanismo de funcionamiento del elevador, no se han tenido grandes cambios en cuanto la utilización de cables, poleas y tornillos sinfín. Por lo que se proponemos un cambio sustancial del mecanismo de propulsión que utilizan, por uno que tiene la posibilidad de reducir en gran medida la complejidad del sistema actual.

Por otra parte, tenemos frente a nosotros un mecanismo, cuya principal aplicación en la actualidad es en los robots caminantes, entonces tenemos todo un camino por explorar, en las posibilidades que se tiene con este mecanismo, al emplearlo en una función diferente a la que se ha utilizado.

1.5 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Se proponemos la utilización del mecanismo desarrollado por Chebyshev para sustituir el mecanismo de funcionamiento de los elevadores, desde un punto de vista general, esto es, que nuestra solución pueda ser aplicable para los diferentes tipos de elevadores (desde ascensores hasta montacargas). Entonces el problema se centra en el transporte vertical de personas y objetos, ya que esta es la principal función de un elevador.

Para esto se trabaja con la propuesta presentada con anterioridad (ver Fig. 1.10). Se pretende la formación de una conexión segura entre los mecanismos Chebyshev, pues lo que se requiere es tener una trayectoria en línea recta en forma vertical continua. Que esta sea muy sencilla y permita que la plataforma de transporte o cabina, se mueva con una velocidad que esté dentro de los requerimientos de funcionamiento de un elevador actual.

Con esto se trata de responder a las preguntas siguientes:

- ¿Qué ventajas tendrá implementar el mecanismo de Chebyshev, en comparación con los mecanismos actuales de los elevadores?
- ¿Existirá una reducción de los costos de producción y comercialización en comparación con los actuales?
- ¿Qué posibilidades existe el poder instalarlo en sitios donde no se haya previsto la instalación de un elevador, como en escuelas rurales o pequeños hospitales, en escaleras de edificios gubernamentales y casas, donde existen personas con algún tipo discapacidades para poder caminar?
- Si existe una reducción en el consumo de energía ¿Cómo impactaría este sistema al cuidado del medio ambiente y a la economía?

Resumiendo, el problema es el transporte vertical de una cabina que pueda trasladar tanto personas como objetos, que sea de manera continua a lo largo de una trayectoria en línea recta vertical, mediante la utilización del mecanismo de Chebyshev, como parte básica del sistema, que pueda eliminar el cuarto de máquinas (en los sistemas convencionales) y que permita ser una opción viable para poder ser materializada.

1.6 OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL.

Desarrollar un elevador basado en un mecanismo de línea recta aproximada, desarrollado por Pafnuty Lvovich Chebyshev.

OBJETIVOS ESPECIFICOS.

- Efectuar una investigación documental, sobre mecanismos para elevadores.
- Efectuar una investigación documental de mecanismos de línea recta.
- Diseñar un prototipo de elevador pequeño basado en el mecanismo de línea recta aproximada de Chebyshev.
- Estimar las ventajas y desventajas del elevador basado en el mecanismo de Chebyshev, respecto a otros elevadores de carga.

1.7 JUSTIFICACIÓN

Como parte del desarrollo tecnológico en nuestros días, la contaminación y la escasez de energía, así como el calentamiento global, son temas de vital importancia para la preservación de la raza humana y de nuestro planeta, en todos los desarrollos se tratará de enfatizar más sobre la optimización de recursos, tanto tecnológicos como naturales que contribuyan a evitar dañar más a el planeta.

Esto no sólo es posible creando nuevas tecnologías, sino que también se puede realizar tratando de buscar nuevos enfoques de funcionamiento para la tecnología existente, haciendo que los diferentes sistemas tecnológicos (tales como centros de generación de energía eléctrica, sistemas de transporte de personas u objetos, dispositivos que ayudan diariamente en los procesos de producción de bienes en la industria en general, utensilios domésticos, etc.) trabajen con mayor eficiencia, reduciendo su tamaño, el consumo de energía, los costos de producción y operación, etc.

Es por ello que se lleva a la implementación de un enfoque diferente dirigido al funcionamiento de los elevadores, pues son uno de los medios de transporte humano más utilizado en la actualidad, cuya tendencia se centra en la reducción del espacio vertical del dispositivo, la versatilidad de poder ser instalados en edificaciones nuevas o ya construidas, y en como poder solucionar la creciente demanda del trafico vertical en edificios de gran altura, lo cual nos lleva a experimentar con sistemas de propulsión que difieren de los actuales, los cuales ayuden a lograr que los sistemas de elevación

cumplan con los retos vigentes que se tienen. Tratando de emplear sistemas que ayuden a reducir costos de operación e instalación y que se han simplificado en su construcción.

La propuesta que se plantea es reducir los costos de operación y producción de los elevadores y permite poder implementar elevadores para personas discapacitadas en lugares donde no se cuenta con este servicio, como son escuelas, pequeños hospitales, hogares, etc., para con esto poder contribuir a una labor social muy importante, debido no sólo al costo sino el poder instalarlos en lugares donde no se tenía contemplado la instalación de algún sistema de elevación (ver Fig. 1.10).

1.8 HIPÓTESIS

Es posible la implementación del mecanismo de Chebyshev de línea recta aproximada, en sustitución de los mecanismos tradicionales de los elevadores actuales, eliminando el cuarto de máquinas con lo cual reducirá el costo de instalación. El sistema de elevación será más compacto que los tradicionales, reduciendo el tamaño del o los motores eléctricos empleados.

1.9 METODOLOGÍA

Para poder describir la metodología de trabajo se utiliza un diagrama de flujo, es por eso que tenemos:

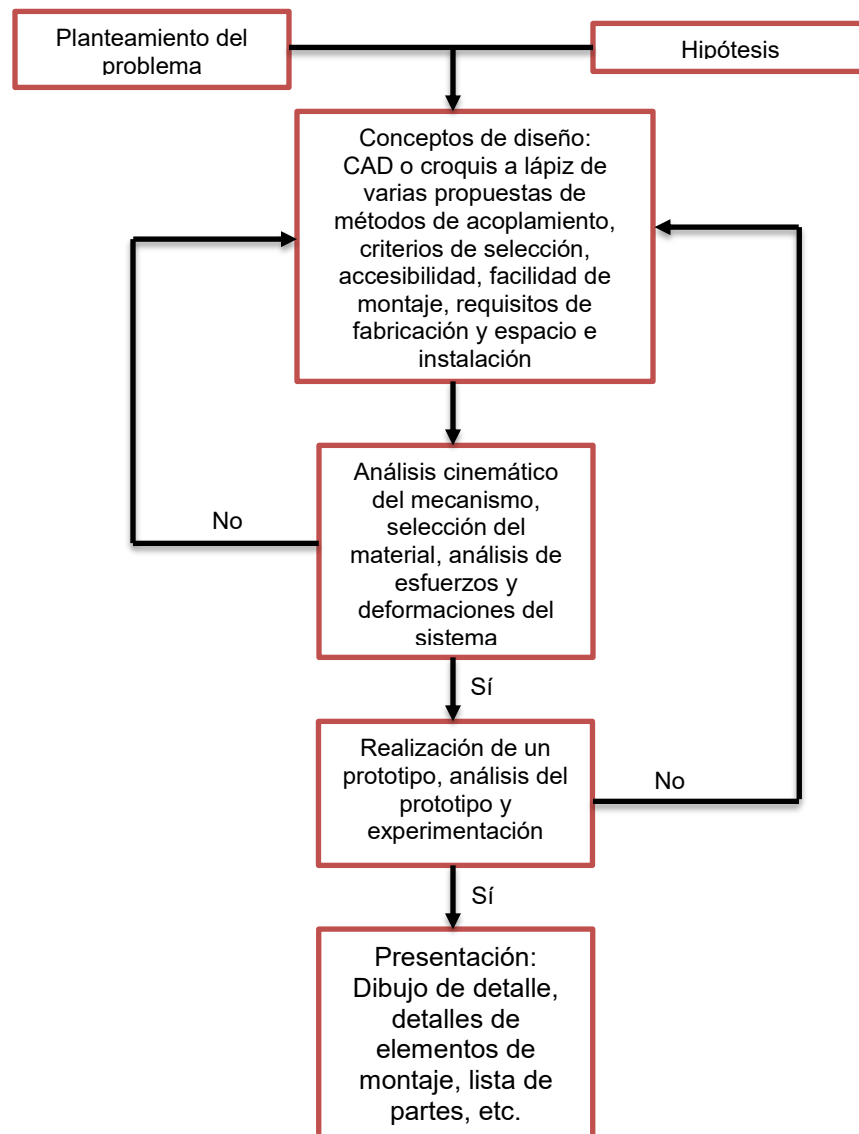


Fig. 1.45 Metodología

1. Planteamiento del problema e hipótesis. En esta etapa se define nuestro problema, el cual se clarifica y delimita. Se plantea una hipótesis que sirva de base para iniciar con nuestro trabajo de investigación, que ayuda a mostrar la posibilidad de realización del trabajo de investigación, la cual se comprobará durante el desarrollo de la misma.
2. Conceptos de diseño. Se proponen ideas que podrían dar solución al problema que se plantea. En esta etapa se realizan los diseños o bocetos de los acoplamientos o mecanismos, cumpliendo con los criterios de seguridad, accesibilidad, facilidad de montaje, de fabricación y espacio.
3. Análisis cinemático del mecanismo, selección del material y análisis de esfuerzos y deformaciones del sistema. Esta etapa tiene una retroalimentación con la anterior, ya que en este momento se tendría una propuesta de diseño factible, que se analizará utilizando herramientas matemáticas que sirvan para precisar el comportamiento del sistema y poder decidir si la propuesta es viable, para pasar a la siguiente etapa; en caso de que no sea viable, vuelve a la etapa anterior para poder mejorar o proponer otra solución.
4. Realización de un prototipo, análisis del prototipo y experimentación. Se realiza un modelo físico del sistema, el cual servirá para poder realizar pruebas y experimentos del sistema de control y del funcionamiento del prototipo. También esta etapa nos lleva de regreso a la etapa de diseño, si se encuentra algún problema en el funcionamiento del sistema.
5. Presentación. De toda la información obtenida de las etapas anteriores, se realizan todos los dibujos de detalle del sistema, lista de materiales, especificaciones, etc.

Con lo anterior, se conducirá al término de ésta investigación, que dará pie a la validación o rechazo de nuestra hipótesis.

l_{AD} es el eslabón que está restringido totalmente, también conocido como el eslabón de conexión a tierra, el punto P_m es el punto trazador de trayectoria; las juntas o uniones de los eslabones son del tipo revoluta (los puntos A, B, C y D). El sistema forma parte de los mecanismos de cuatro barras o eslabones, como se ha descrito en el capítulo anterior es un sistema de doble balancín tipo 1 (valiéndose de la ley de Grashof) y aplicando la Ecuación (1.1) de Grüebler, donde n es el número de eslabones y f_1 es el número de juntas con un grado de libertad, se obtiene lo siguiente:

$$\text{Grados de libertad} = F = 3(n - 1) - 2f_1 = 3(4 - 1) - 2(4) = 9 - 8 = 1 \text{ Grado de libertad}$$

Por lo que el mecanismo es de un sólo grado de libertad. Como se puede observar en la Fig. 2.1, el sistema de referencia está localizado en la unión D y sólo se toma en cuenta dos dimensiones, las cuales son suficientes para poder analizar el sistema. Se considera θ_E como ángulo de entrada y a θ_A como ángulo de salida, ahora se procede a describir la posición de las juntas o revolutas con respecto del eje de referencia, por lo que se obtiene lo siguiente:

$$D = (0,0) \quad (2.1)$$

$$A = (0, -l_{AD}) \quad (2.2)$$

Se considera a los eslabones l_{BC} y l_{AD} paralelos. Si se trazara un vector de posición desde el origen de referencia hasta la junta C tendría la misma magnitud, dirección y sentido que el eslabón l_{CD} , por lo que la junta C se puede definir de la siguiente manera:

$$C = (l_{CD} \cos \theta_E, -l_{CD} \sin \theta_E) \quad (2.3)$$

Sumando el valor numérico de los ángulos α y β se obtiene el valor del ángulo θ_A que se forma por medio del eslabón l_{AB} y una línea imaginaria que es paralela al eje $\hat{x}_0$, esta línea parte de la junta A hasta el infinito.

Se define a y_C como la distancia vertical de la junta C con respecto del eje de referencia, a x_C como la distancia de la revoluta C con respecto del eje $\hat{x}_0$ del sistema fijo. La longitud del eslabón l_{AD} es igual a la posición vertical de la junta A con respecto del sistema de referencia y tomará el nombre de y_A , también se traza un vector de posición que va desde la junta A hasta la junta C cuya longitud será h_{AC} .

La diferencia entre y_A y y_C , será perpendicular a x_C , esto en conjunto con h_{AC} se forma un triángulo rectángulo, por lo que el ángulo α se forma con ayuda h_{AC} y x_C , de tal suerte que su valor puede ser calculado mediante la función tangente, por lo que se tiene:

$$\theta_A = \alpha + \beta \quad (2.4)$$

$$\alpha = \text{Arc Tan} \left(\frac{y_A - y_C}{x_C} \right) = \text{Arc Tan} \left(\frac{-l_{AD} + l_{CD} \text{Sen } \theta_E}{l_{CD} \text{Cos } \theta_E} \right) \quad (2.5)$$

Considere el triángulo formado por l_{AB} , h_{AC} y l_{BC} , por lo que el ángulo β queda formado por l_{AB} y h_{AC} , por medio de la ley de los cosenos se puede determinar su valor:

$$l_{BC}^2 = l_{AB}^2 + h_{AC}^2 - 2l_{AB}h_{AC}\text{Cos } \beta \quad (2.6)$$

$$\beta = \text{Arc Cos} \left(\frac{l_{AB}^2 + h_{AC}^2 - l_{BC}^2}{2l_{AB}h_{AC}} \right) \quad (2.7)$$

Para determinar el valor de h_{AC} se utiliza el teorema de Pitágoras, que se escribe a continuación:

$$h_{AC}^2 = x_C^2 + (y_A - y_C)^2 \quad (2.8)$$

$$h_{AC} = \sqrt{x_C^2 + (y_A - y_C)^2} \quad (2.9)$$

$$h_{AC} = \sqrt{l_{CD}^2 \text{Cos } \theta_E^2 + (-l_{AD} + l_{CD} \text{Sen } \theta_E)^2} \quad (2.10)$$

El siguiente paso es determinar la posición de la revoluta B con respecto del eje de referencia, en este momento se tiene los valores del ángulo θ_A y la longitud l_{AB} , para y_B y x_B que son respectivamente la posición de B con referencia al sistema fijo, se tiene:

$$x_B = l_{AB} \text{Cos } \theta_A \quad (2.11)$$

$$y_B = l_{AB} \text{Sen } \theta_A - l_{AD} \quad (2.12)$$

$$B = (l_{AB} \text{Cos } \theta_A, l_{AB} \text{Sen } \theta_A - l_{AD}) \quad (2.13)$$

Para poder continuar se considera ahora sólo al eslabón l_{BC} y se usa la Fig. 2.2 como referencia, se trazan vectores de posición desde la unión D hasta la junta B, C y el punto trazador de trayectoria P_m , para poder identificarlos se utiliza $\vec{P_B}$, $\vec{P_C}$ y $\vec{P_m}$ respectivamente. Se toma en consideración que la dirección y posición del vector $\vec{P_{CB}}$ es igual a la del eslabón l_{BC} , este vector se traza desde la junta C hasta B, por lo que se puede emplear la siguiente relación:

Donde $\overrightarrow{P_{CB}}$ es la diferencia de los vectores $\overrightarrow{P_B}$ y $\overrightarrow{P_C}$

$$\overrightarrow{P_{CB}} = \overrightarrow{P_B} - \overrightarrow{P_C} \quad (2.14)$$

$$\overrightarrow{P_B} = \overrightarrow{P_C} + \overrightarrow{P_{CB}} \quad (2.15)$$

$$\overrightarrow{P_m} = \overrightarrow{P_C} + \frac{1}{2} \overrightarrow{P_{CB}} \quad (2.16)$$

$$\overrightarrow{P_m} = \begin{pmatrix} x_C \\ y_C \\ 0 \end{pmatrix} + \frac{1}{2} \left[\begin{pmatrix} x_B \\ y_B \\ 0 \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} x_C \\ y_C \\ 0 \end{pmatrix} \right] \quad (2.17)$$

$$\overrightarrow{P_m} = \begin{pmatrix} x_C + \frac{1}{2}(x_B - x_C) \\ y_C + \frac{1}{2}(y_B - y_C) \\ 0 \end{pmatrix} \quad (2.18)$$

$$\overrightarrow{P_m} = \begin{pmatrix} \frac{1}{2}(x_C + x_B) \\ \frac{1}{2}(y_C + y_B) \\ 0 \end{pmatrix} \quad (2.19)$$

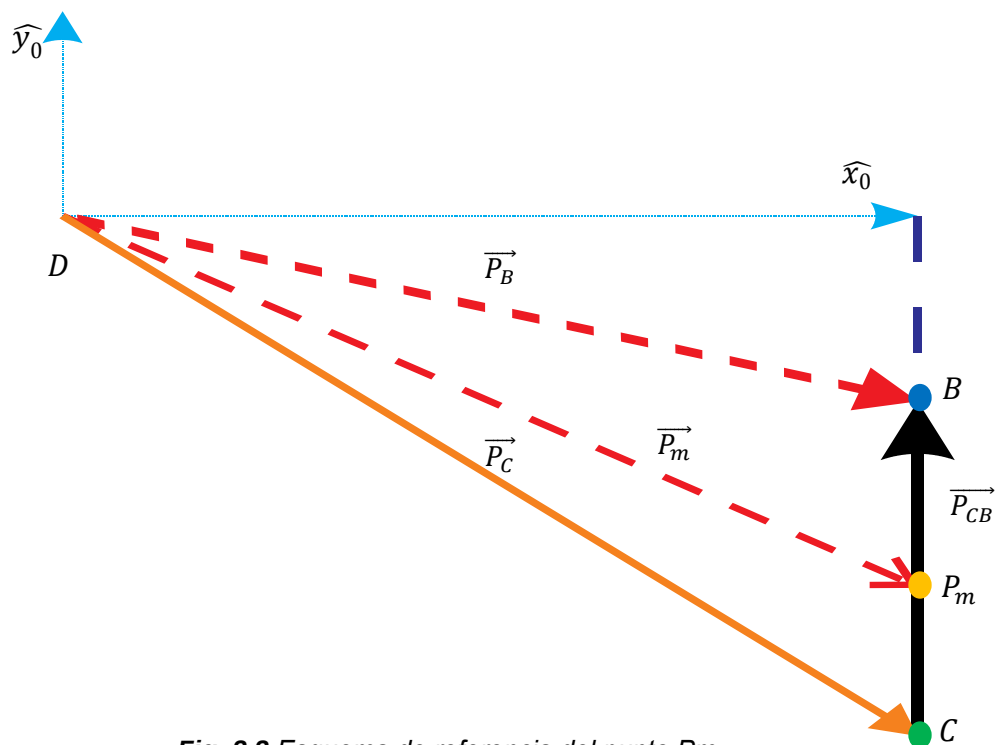


Fig. 2.2 Esquema de referencia del punto Pm

Después de establecer las relaciones matemáticas de cada una de las uniones, podemos realizar las sustituciones pertinentes para que nuestro modelo matemático quede en función solamente del ángulo de entrada; en la tabla 2.1 se muestra un resumen de las uniones del sistema.

Tabla 2.1 Modelo matemático del mecanismo de Chebyshev

Nombre de la junta o unión	Expresión matemática (con respecto al eje $\hat{x}_0$ de referencia)	Expresión matemática (con respecto al eje $\hat{y}_0$ de referencia)
A	0	$-l_{AD}$
B	$l_{AB} \cos \left[\text{Arc Tan} \left(\frac{-l_{AD} + l_{CD} \text{Sen } \theta_E}{l_{CD} \text{Cos } \theta_E} \right) \right. \\ \left. + \text{Arc Cos} \left(\frac{l_{AB}^2 + l_{CD} \text{Cos } \theta_E^2 + (l_{CD} \text{Sen } \theta_E - l_{AD})^2 - l_{BC}^2}{2l_{AB} \left(\sqrt{l_{CD}^2 \text{Cos } \theta_E^2 + (l_{CD} \text{Sen } \theta_E - l_{AD})^2} \right)} \right) \right]$	$l_{AB} \text{Sen} \left[\text{Arc Tan} \left(\frac{-l_{AD} + l_{CD} \text{Sen } \theta_E}{l_{CD} \text{Cos } \theta_E} \right) \right. \\ \left. + \text{Arc Cos} \left(\frac{l_{AB}^2 + l_{CD} \text{Cos } \theta_E^2 + (l_{CD} \text{Sen } \theta_E - l_{AD})^2 - l_{BC}^2}{2l_{AB} \left(\sqrt{l_{CD}^2 \text{Cos } \theta_E^2 + (l_{CD} \text{Sen } \theta_E - l_{AD})^2} \right)} \right) \right]$ $-l_{AD}$
C	$l_{CD} \text{Cos } \theta_E$	$-l_{CD} \text{Sen } \theta_E$
D	0	0

Una de las partes de mayor interés es el punto trazador de trayectoria, debido a que este punto dentro del sistema recorre una trayectoria específica como ya se ha establecido en el Capítulo 1, recordando la ecuación (2.19) y sustituyendo las expresiones de las uniones B y C (ver tabla 2.1), podemos establecer lo siguiente:

$$x_m = \frac{1}{2} \left(l_{CD} \text{Cos } \theta_E + l_{AB} \cos \left[\text{Arc Cos} \left\{ \frac{l_{AB}^2 - l_{BC}^2 + l_{CD}^2 \text{Cos}^2(\theta_E) + (l_{CD} \text{Sen } \theta_E - l_{AD})^2}{2l_{AB} \sqrt{l_{CD}^2 \text{Cos}^2(\theta_E) + (l_{CD} \text{Sen } \theta_E - l_{AD})^2}} \right\} - \text{Arc Tan} \left(\frac{\text{Sec } \theta_E [l_{CD} \text{Sen } \theta_E - l_{AD}]}{l_{CD}} \right) \right] \right) \quad (2.20)$$

$$y_m = \frac{1}{2} \left(-l_{AD} - l_{CD} \text{Sen } \theta_E + l_{AB} \text{Sen} \left[\text{Arc Cos} \left(\frac{l_{AB}^2 - l_{BC}^2 + l_{CD}^2 \text{Cos}^2(\theta_E) + (l_{CD} \text{Sen } \theta_E - l_{AD})^2}{2l_{AB} \sqrt{l_{CD}^2 \text{Cos}^2(\theta_E) + (-l_{AD} + l_{CD} \text{Sen } \theta_E)^2}} \right) - \text{Arc Tan} \left(\frac{\text{Sec } \theta_E [l_{CD} \text{Sen } \theta_E - l_{AD}]}{l_{CD}} \right) \right] \right) \quad (2.21)$$

Como se puede observar, todas las uniones y el punto trazador de trayectoria se expresan de manera matemática y este modelo sólo está en función de una sola variable que es θ_E , las longitudes de los eslabones son conocidas, debido a las relaciones dimensionales establecidas por Chebyshev para este sistema (ver Fig. 2.1).

Para resolver el problema de transporte vertical que se plantea, es necesario que el punto trazador de trayectoria recorra solamente el segmento de línea casi recta, para poder lograrlo se debe de restringir el movimiento del mecanismo, tomando en cuenta que debe de realizar movimiento ascendentes y descendentes, en la tabla 2.2 se muestra las coordenadas mínimas y máximas, que actúan como límite de movimiento del sistema, tanto en ascenso como descenso del punto trazador de trayectoria.

Tabla 2.2 Coordenadas límite de P_m con respecto del sistema de referencia

Cuando el mecanismo tiene movimiento ascendente	
$x_m inicial = l_{AD} - \frac{l_{BC}}{2}$	$y_m inicial = \frac{l_{BC}}{2} - l_{AD}$
$x_m final = l_{AD} - \frac{l_{BC}}{2}$	$y_m final = 0$
Cuando el mecanismo tiene movimiento descendente	
$x_m inicial = l_{AD} - \frac{l_{BC}}{2}$	$y_m inicial = 0$
$x_m final = l_{AD} - \frac{l_{BC}}{2}$	$y_m final = \frac{l_{BC}}{2} - l_{AD}$

En la Fig. 2.3, se muestra las posiciones que puede llegar a tener el mecanismo cuando inicia su movimiento descendente, el centro del círculo naranja es una referencia del punto P_m , la línea azul, es el eslabón acoplador (l_{BC}), las líneas roja y verde, son los eslabones balancín (l_{AB} y l_{BD} , respectivamente).

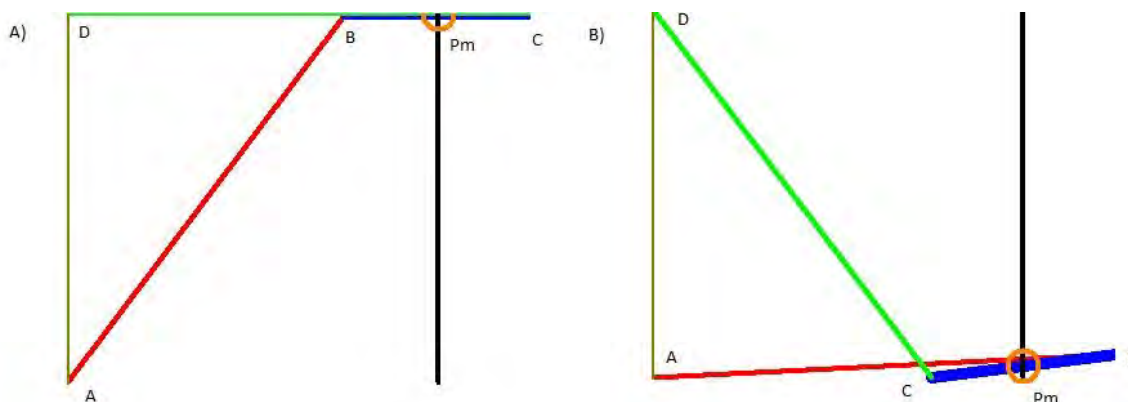


Fig. 2.3 Posiciones inicial y fina del mecanismo de forma descendente, A) posición inicial B) posición final

Para que el sistema logre las posiciones mostradas (ver Fig. 2.3) se resuelve el modelo matemático y se establece que el ángulo de entrada (θ_E) tome valores desde 0° hasta 53.13° . En las Figs. 2.4 y 2.5, se muestran las coordenadas $x_m(\theta_E)$ y $y_m(\theta_E)$, las dimensiones del eslabón es de $l_{BC} = 0.6 \text{ m}$ o 600 mm . Las longitudes de los eslabones l_{AB} y l_{BD} son de 1.5 m o 1500 mm , finalmente, la longitud del eslabón l_{AD} es de 1.2 m o 1200 mm . Revisando los puntos inicial y final de cada gráfica, se comprueba lo antes establecido con respecto de las coordenadas del P_m (ver Tabla 2.2).

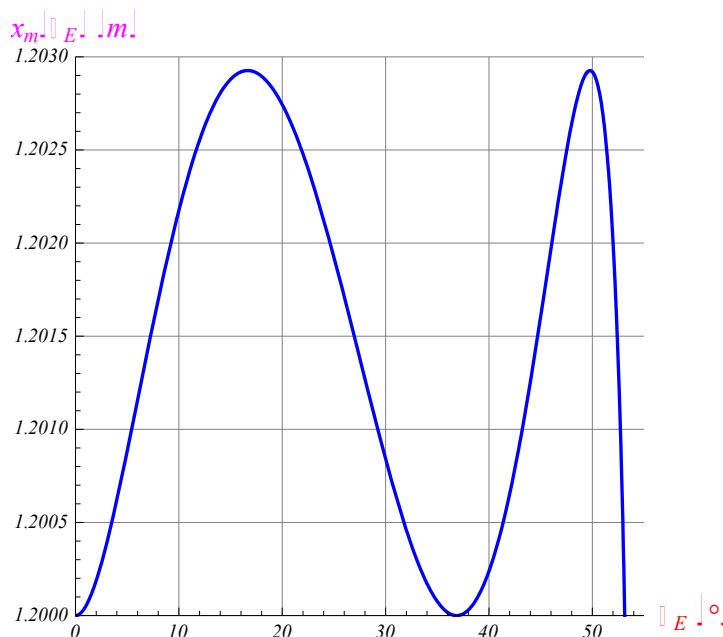


Fig. 2.4 Gráfica de la componente $x_m(\theta_E)$ del P_m

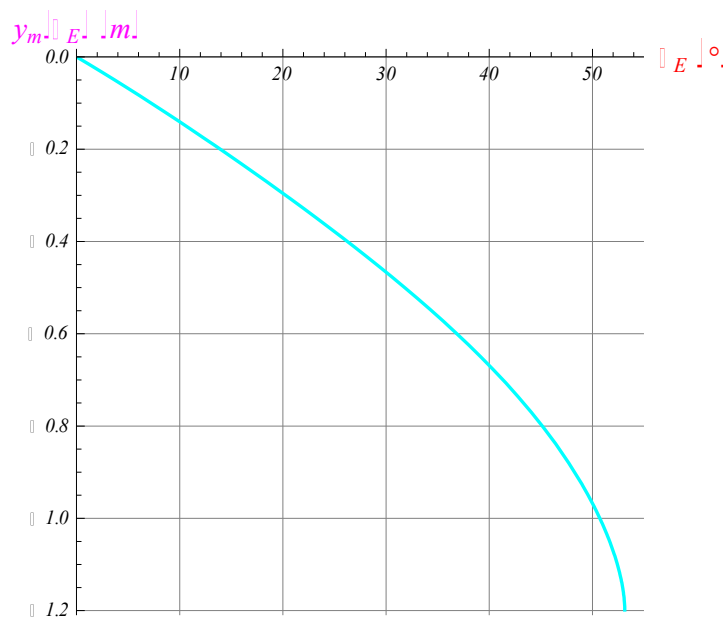


Fig. 2.5 Gráfica de la componente $y_m(\theta_E)$ del P_m

Se puede observar en la Fig. 2.4, que existe un movimiento oscilatorio de la componente x_m de P_m , esto es debido a que el mecanismo se clasifica dentro de los de línea recta aproximada, este movimiento nunca rebasa el límite inferior que es la longitud de l_{AD} , pero si se extiende alrededor de 3 mm. Al cambiar el rango en el que se muestra la gráfica por un intervalo $[0 \leq x_m(\theta_E) \leq 1.21]$, ese pequeño movimiento oscilatorio de esta componente es casi imperceptible (ver Fig. 2.6).

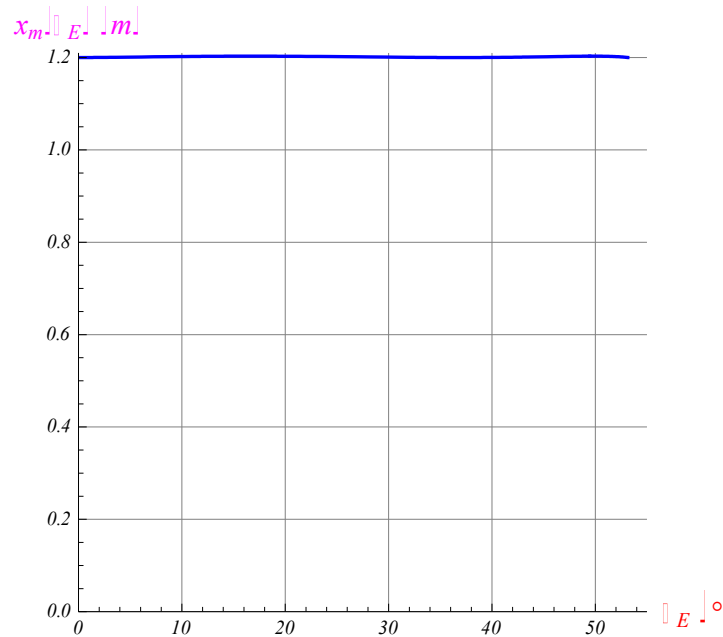


Fig. 2.6 Gráfica de la componente $x_m(\theta_E)$, cambiando el rango de la gráfica en el intervalo $[0 \leq x_m(\theta_E) \leq 1.21]$

La componente y_m de P_m , nos permite tener un movimiento descendente y ascendente que sirve de base para la construcción de todo el sistema de elevación bajo los límites convenientes. Es necesario cuidar el comportamiento de esta componente, ya que permite controlar la velocidad de ascenso-descenso, el confort del movimiento, etc., que se ve reflejado directamente en la manera en que se entrega el torque del motor. En cambio las oscilaciones que se tienen en la componente x_m de P_m son perjudiciales, debido a que se desearía no tener ninguna variación y que este permaneciera de forma constante, esto es imposible debido a la naturaleza del mecanismo, pero se puede manejar, dando al final un sistema de elevación.

Hasta este momento se ubica θ_E en la unión D y está formado por el eslabón l_{CD} y una línea imaginaria que es coincidente con el eje $\hat{x}_0$ del sistema de referencia, que se traza desde la unión D hasta el infinito. Al ubicar a θ_E en la unión D, se presenta un problema en la posición del eslabón l_{AB} , imagínese que el mecanismo se presenta de forma inicial como se muestra en la Fig. 2.3 A), se hace variar a θ_E desde 0 hasta 53.13° , con lo que el mecanismo realiza un trayectoria descendente, al final el punto trazador de trayectoria toma la posición deseada, pero el eslabón l_{AB} no toma una posición paralela al eje $\hat{x}_0$, por lo que el eslabón l_{BC} tampoco lo hace, como consecuencia de esto el sistema pierde similitud de la posición inicial a la final, no

importa si el mecanismo describe una trayectoria ascendente o descendente, lo cual es perjudicial para la continuidad sistemática del movimiento de elevación.

Para que el sistema tenga una continuidad del movimiento, la posición al final del mecanismo debe ser un reflejo de la posición inicial, es decir que los eslabones balancín tomen posiciones semejantes, no en el mismo tiempo, pero que puedan llegar a tomar posiciones totalmente horizontales, para esto se realiza un cambio en la localización de θ_E , la nueva ubicación es en el punto trazador de trayectoria, con este cambio se pretende que el sistema tome las posiciones mostradas en la Fig. 2.7.

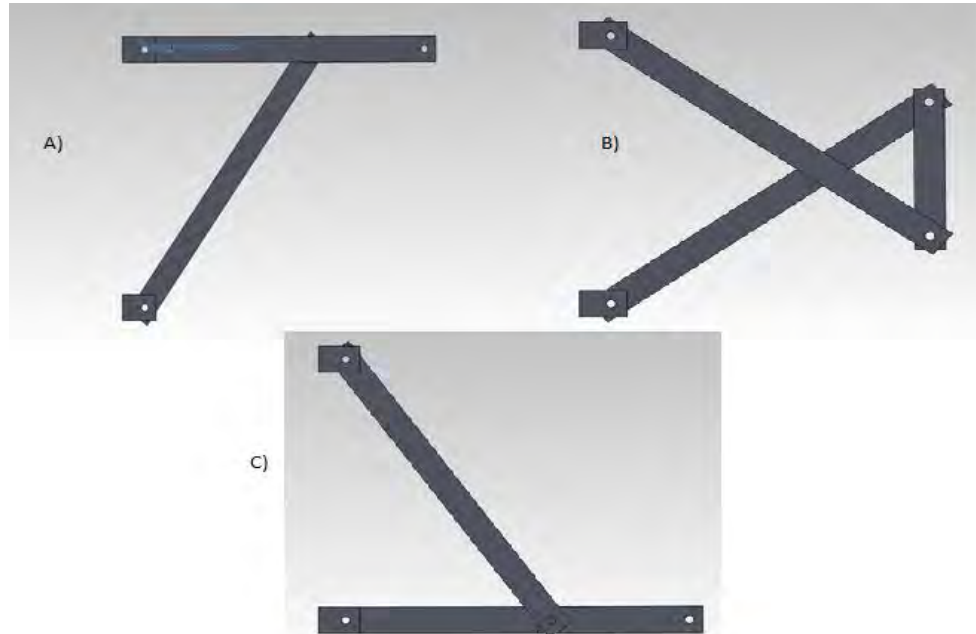


Fig. 2.7 Posiciones deseadas del mecanismo, A) Inicial, B) Intemedia, C) Final.

Este cambio conlleva dos problemas, el primero es la interferencia de los eslabones, es decir, la entrega del torque será ahora en el punto trazador de trayectoria que forma parte del eslabón acoplador; en las posiciones iniciales y finales del sistema, el eslabón acoplador está obstruido por los eslabones balancín. El segundo problema se presenta al tratar de establecer una variación del modelo matemático que describe el movimiento, debido al movimiento oscilatorio que se tiene en la componente x_m del punto trazador de trayectoria.

Para poder resolver el primer problema que se presenta, se realiza un cambio en la forma de los eslabones balancín, sin alterar la longitud real del eslabón (Hartenberg y Denavit, 1964), este cambio se presenta en la Fig. 2.8, permite evitar la obstrucción de los eslabones y por lo tanto colocar una flecha motriz que transfiera el movimiento rotativo del motor al mecanismo, permitiendo que el punto trazador de trayectoria, no sólo realice un movimiento casi en línea recta, sino que sirva como punto de entrada del movimiento.

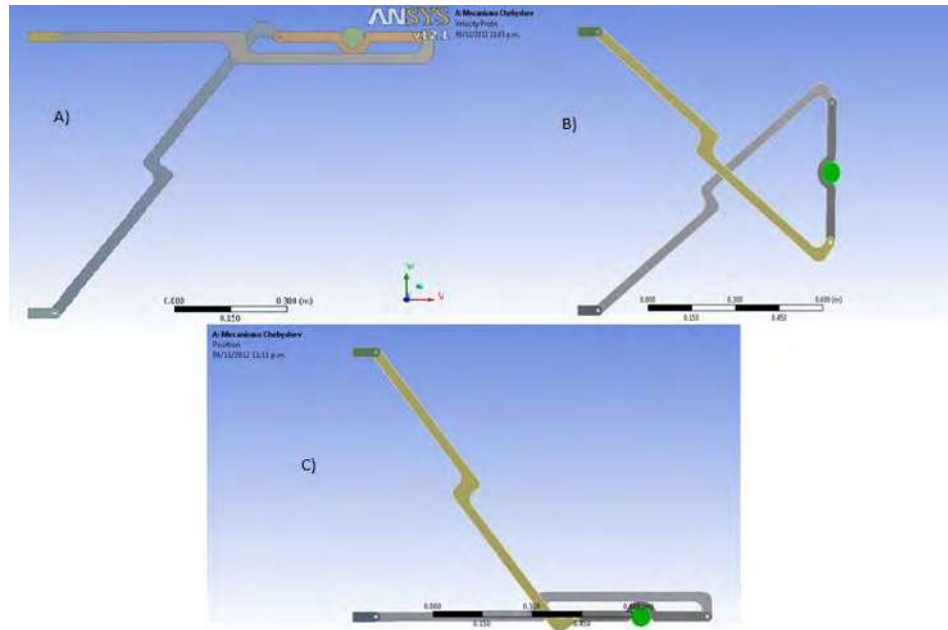


Fig. 2.8 Posiciones del mecanismo modificado, A) inicial, B) Intermedia, C) Final

El segundo problema se resuelve implementando la teoría de la dinámica de multicuerpo (Multibody Dynamics, ver apéndice A), la cual permite analizar el punto trazador de trayectoria como punto de entrada, a la vez que éste tiene un movimiento oscilatorio con respecto del eje $\hat{x}_0$ del sistema de referencia. Para hacer este análisis, se utiliza el software conocido como ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems). Al resolver el modelo generado, se puede obtener el análisis cinemático y el cinético del mecanismo. En primera instancia, se obtiene el comportamiento del punto trazador de trayectoria (P_m) desde el punto de vista cinemático (ver Fig. 2.8 a la 2.10), con el objeto de realizar un comparativo con los datos obtenidos por el modelo matemático que se expuso antes.

2.2 ANÁLISIS COMPUTACIONAL DEL MECANISMO DE CHEBYSHEV

Las modificaciones del mecanismo han resuelto problemas que se tenían al tratar de implementar éste dentro de un sistema de elevador. Ahora el análisis cinemático se resuelve por medio de un software computacional, se obtiene el comportamiento de cada una de los eslabones que integra el sistema, así como el recorrido del punto trazador de trayectoria en una línea casi recta. La Fig. 2.9 muestra la componente x_m de P_m y el comportamiento es muy similar al predicho por el modelo matemático de la sección 2.1, sin olvidar que ahora existe un cambio en el punto de entrada del movimiento, esto hace que los eslabones balancín lleguen a las posiciones deseadas, como consecuencia de esto, se puede escalonar varios mecanismos para poder formar una columna de ellos y garantizar el paso uniforme de otros sistemas que se describen más adelante.

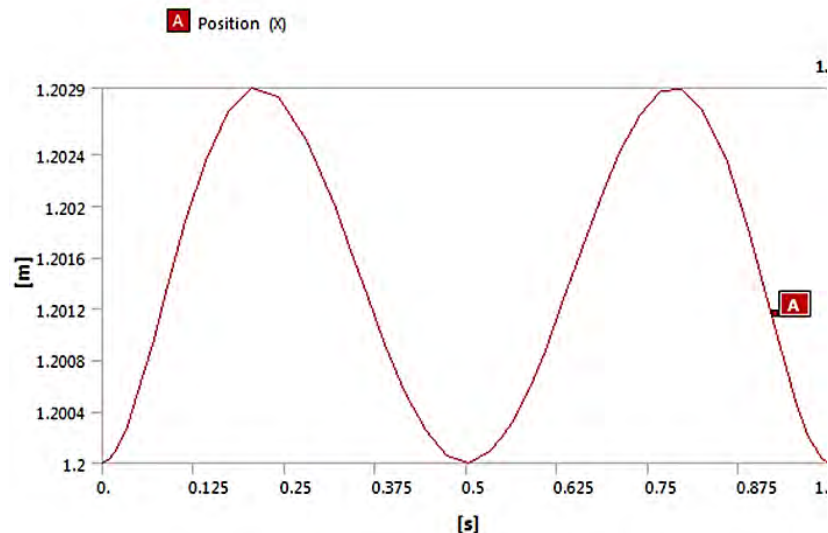


Fig. 2.9 Comportamiento de x_m de P_m

Las oscilaciones del movimiento en la componente x_m de P_m , no sobrepasan los 3 mm, como ya se había predicho en la sección 2.1, en cuanto al comportamiento de la componente y_m de P_m , se muestra en la Fig. 2.10, y se observa que tiene un comportamiento lineal, que es muy parecido al del modelo en la sección 2.1, aunque en la parte final tiene una diferencia, es debido al perfil de velocidad, es decir, el sistema se resuelve en dominio del tiempo, ya que todo el sistema es dependiente del tiempo, en otras palabras, el comportamiento de P_m depende de θ_E , pero θ_E está en función del tiempo, por lo que se puede determinar la velocidad y aceleración angular de cada eslabón del sistema, y por tanto controlar la velocidad con la que el mecanismo toma las posiciones durante el desarrollo de un ciclo de elevación.

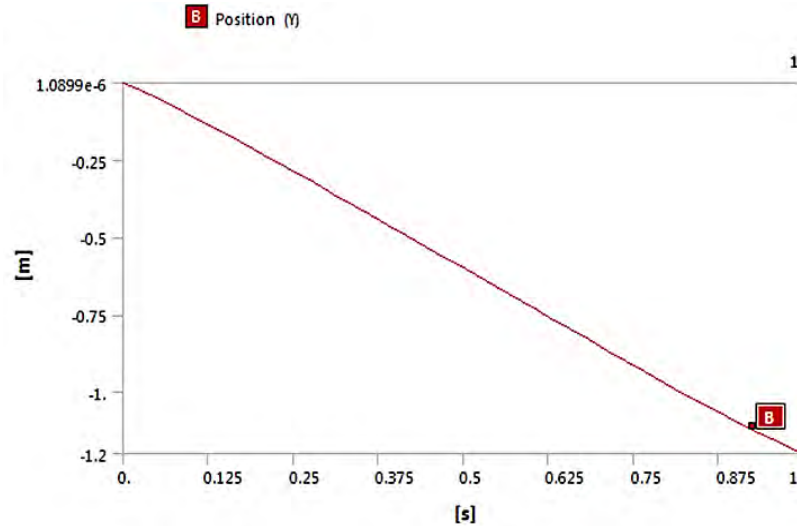


Fig. 2.10 Componente y_m de P_m

Otro punto importante es el rango de valores de θ_E , que puede ser de 0 hasta 180° , esto representa que para que el sistema llegue a las posiciones deseadas, sólo lo hace rotando $1/2$ vuelta el eslabón acoplador, por lo que al colocar un motor eléctrico para suministrar el movimiento necesario, se necesitarán dos mecanismos de Chebyshev por cada 360° de rotación del motor.

CAPÍTULO 3

Se ha hablado de la síntesis cinemática y se han hecho modificaciones en el mecanismo de Chebyshev, que nos permite adecuarlo a un medio de elevación, ahora se muestra el concepto integral del sistema de elevación.

3 DISEÑO CONCEPTUAL

En la Fig. 3.1, se presenta el diseño final del modelo de elevador propuesto, la cual consta de las siguientes partes:

1. Columnas formadas por mecanismo de Chebyshev
2. Plataforma y cabina
3. Guías
4. Contrapesos
5. Conjunto motor
6. Sistema de enganche del mecanismo de Chebyshev

Todo esto en su conjunto trabaja como una unidad de elevación, a continuación se describe el funcionamiento de cada una de las partes.

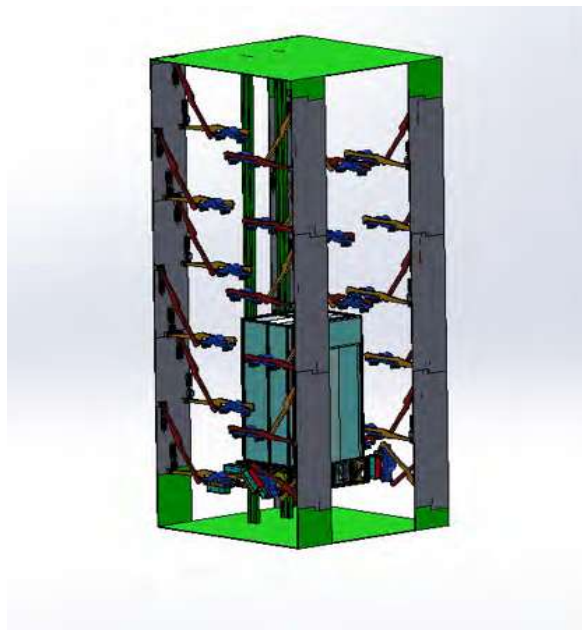


Fig. 3.1 Conjunto elevador

3.1 COLUMNAS DEL SISTEMA DE ELEVADOR

El sistema de elevación consta de cuatro columnas, que se encuentran dispuestas en cada esquina de un rectángulo. Este rectángulo se traza paralelamente a la plataforma. Cada columna se construye con múltiples mecanismos de Chebyshev, los cuales se encuentran posicionados de tal forma que permiten un movimiento continuo ascendente o descendente.

Los mecanismos que forman cada columna se agrupan en bloques, cada bloque está formado por dos mecanismos de Chebyshev (ver Fig. 3.3). Estos mecanismos son independientes entre sí, por lo que no existe ningún elemento que sirva de conexión entre cada mecanismo que forma el bloque. En cada bloque los mecanismos de Chebyshev se colocan uno detrás de otro, alineando uno de los eslabones balancín de cada mecanismo (ver Fig. 3.4). Los bloques tienen un área de ensamblaje inicial y final, esto se tiene para poder facilitar la construcción de cada una de las columnas, el área de ensamblaje inicial se puede conectar en otro bloque, pero solamente en el área de ensamblaje final (ver Fig. 3.3), por lo tanto, cada columna está formada por múltiples bloques, los cuales, a su vez están formados por dos mecanismos de Chebyshev, ver Fig. 3.2. El dispositivo que permite la conexión entre los mecanismos que forman cada bloque es la flecha motriz junto con el eslabón acoplador; esta parte del sistema se describe más adelante en este capítulo.

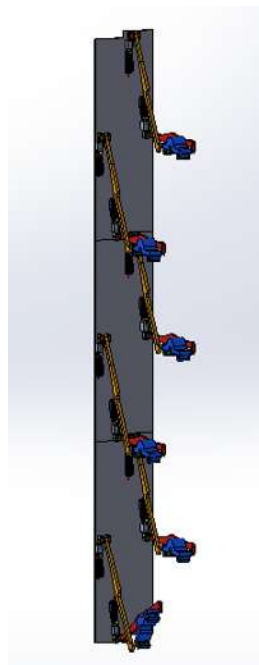


Fig. 3.2 Columna formada con múltiples mecanismo de Chebyshev

Dentro de los bloques se colocan motores lineales (ver Fig. 3.3) que sirven para fijar las posiciones finales de los mecanismos en cada ciclo (ya sea ascendente o descendente); suponga que la plataforma viaja a través de las columnas del elevador,

esto lo hace por medio del conjunto motor y la flecha motriz que está enganchada a un mecanismo de Chebyshev en cada columna (por lo tanto existen cuatro flechas motrices y cuatro conjuntos motores), pero cada mecanismo que forma la columna es independiente, para que la plataforma pueda tener un movimiento continuo vertical. Los mecanismos que siguen la secuencia vertical ascendente de la columna se encuentran en una posición fija, en el momento que la plataforma se acerca al mecanismo que se encuentra fijo, se inicia la secuencia de desenganche de mecanismo al que está conectado y también se inicia el proceso que permite al mecanismo fijo cambiar a un eslabonamiento móvil. Cuando la flecha motriz llega a estar en contacto con el mecanismo que estaba fijo, se inicia el proceso de enganche a este mecanismo y se termina con el proceso de desenganche del mecanismo al cual estaba conectado, al hacer esto, el mecanismo que estaba conectado a la flecha motriz, inicia su proceso de fijación, por lo que el movimiento de la flecha motriz se transmite al otro mecanismo, esto se repite de manera continua a lo largo de las columnas; si la plataforma cambia su dirección de movimiento, y se requiere que regrese a su posición inicial, sólo basta con repetir el proceso antes descrito, por lo tanto al fijar las posiciones finales de cada mecanismo, permite a la plataforma realizar movimientos tanto ascendentes como descendentes, y a su vez ayuda a mantener la independencia de movilidad de los mecanismos a lo largo de la columna.

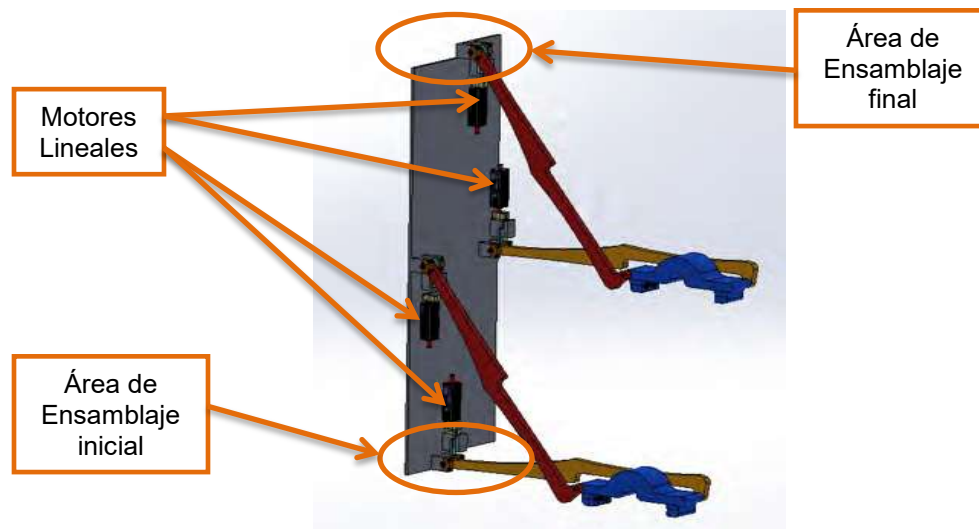


Fig. 3.3 Bloque formado por mecanismo de Chebyshev

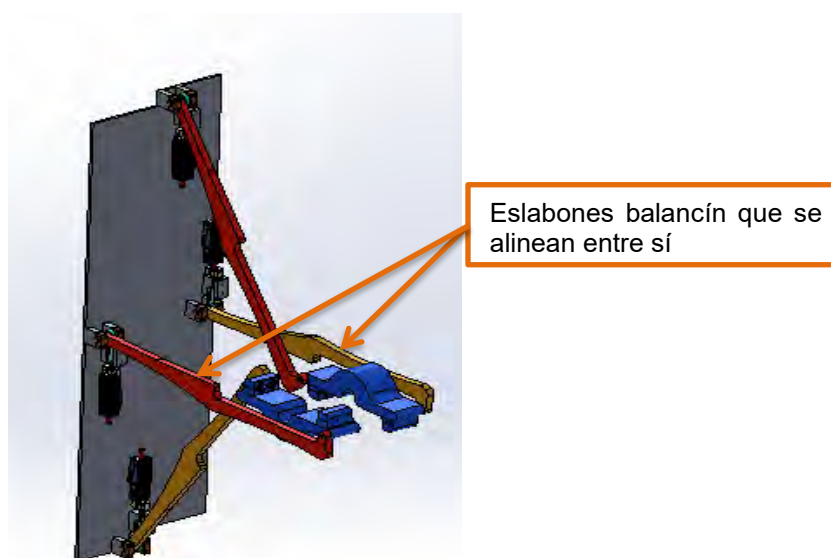


Fig. 3.4 Localización de los mecanismos de Chebyshev en un bloque

Las columnas que forman el sistema de elevación son iguales entre sí, es decir, que tienen la misma secuencia de ensamblaje, pero su localización en el sistema de elevación es diferente; imagínese que se tiene una columna de mecanismos de Chebyshev en posición vertical como se muestra en la Fig. 3.2; se construye un plano (imaginario), que es perpendicular al eslabón fijo de cada bloque y por lo tanto paralelo a la longitud de los eslabones balancín del mecanismo de Chebyshev (ver Fig. 3.5), ahora se copia la columna que se tiene, por lo tanto, se obtiene dos columnas con las mismas características y posición, se construye un eje (imaginario), que es perpendicular al plano antes descrito, este eje se usa como eje de rotación para que la columna que se ha copiado, rote 180° en sentido de las manecillas del reloj, por lo que se tiene dos columnas iguales en cuanto sus características físicas, pero colocadas de forma diferente (ver Fig. 3.6). Los eslabones acopladores de cada uno de los mecanismo de Chebyshev que forman las columnas, se encuentran uno frente a otro, y el bloque inicial de la primera columna, es el bloque final de la segunda columna; nuevamente se hace una copia de las dos columnas que se tienen ya posicionadas, por lo que se cuenta con cuatro columnas, para poder posicionar el par de columnas que han sido copiadas, se vuelve a construir un plano, pero este plano es perpendicular al plano inicial (ver Fig. 3.7) y se genera otro eje (imaginario), el cual es perpendicular al plano que se acaba de construir, este eje sirve nuevamente para realizar una rotación del par de columnas que han sido copiadas, esta rotación es de 180° en sentido de las manecillas del reloj, por lo que, los dos pares de columnas son iguales, pero ubicadas de manera diferente, con la particularidad de que cada eslabón acoplador de cada par de columnas se encuentre uno frente a otro (ver Fig. 3.8).

Como ya se ha descrito, los bloques de mecanismo forman las columnas del sistema de elevación, con una característica especial, en la ubicación de los mecanismo de Chebyshev en las columnas se pueda dibujar una línea quebrada o

poligonal (ver Fig. 3.9), en la que los cambios de dirección de esta línea son los puntos trazadores de trayectoria de cada mecanismo que forman las columnas del sistema de elevación, por lo tanto, en las cuatro columnas que constituyen al sistema de elevación, se pueden construir líneas poligonales, que son distintas entre sí en cada par de columnas del sistema, esto se tiene para evitar cualquier tipo de interferencia que se pueda llegar a presentar en el sistema de elevación.

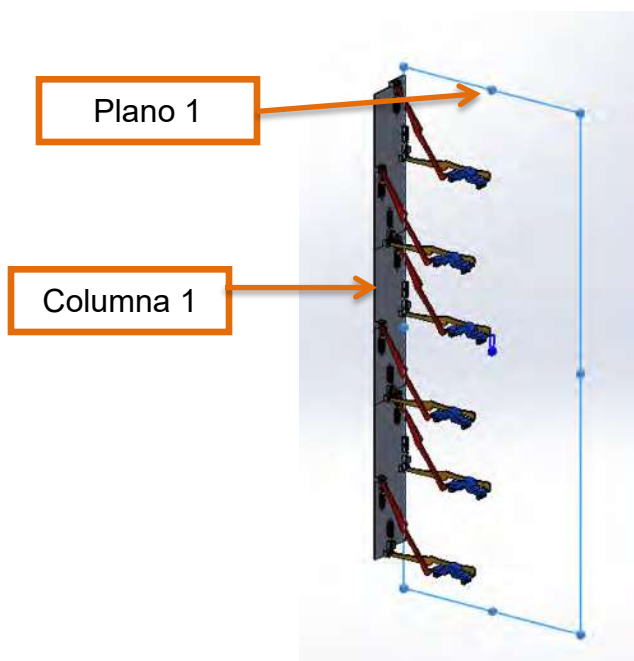


Fig. 3.5 Plano construido a partir de la columna 1

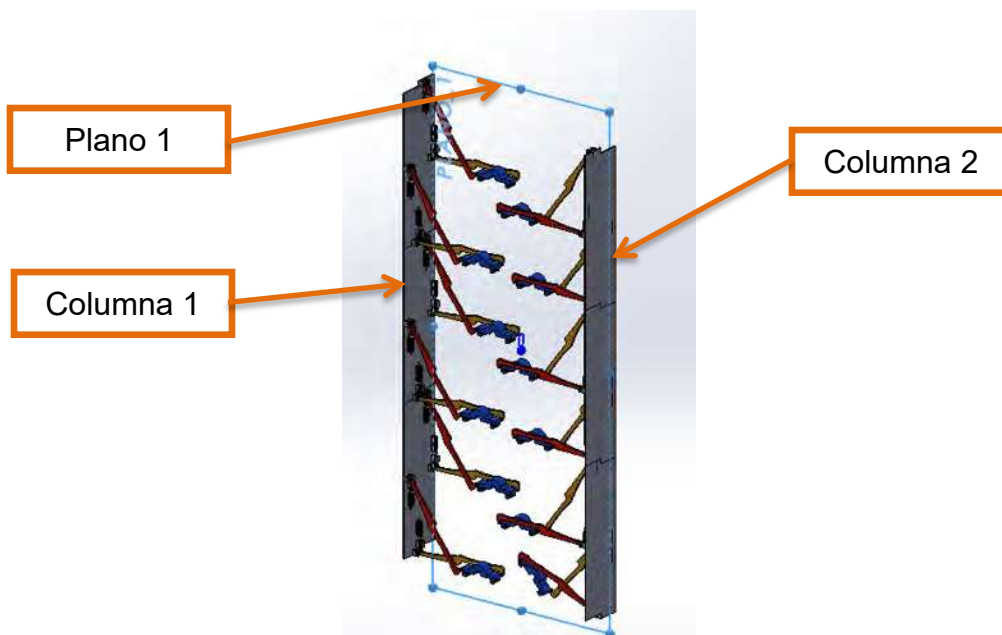


Fig. 3.6 Ubicación de la columna 2

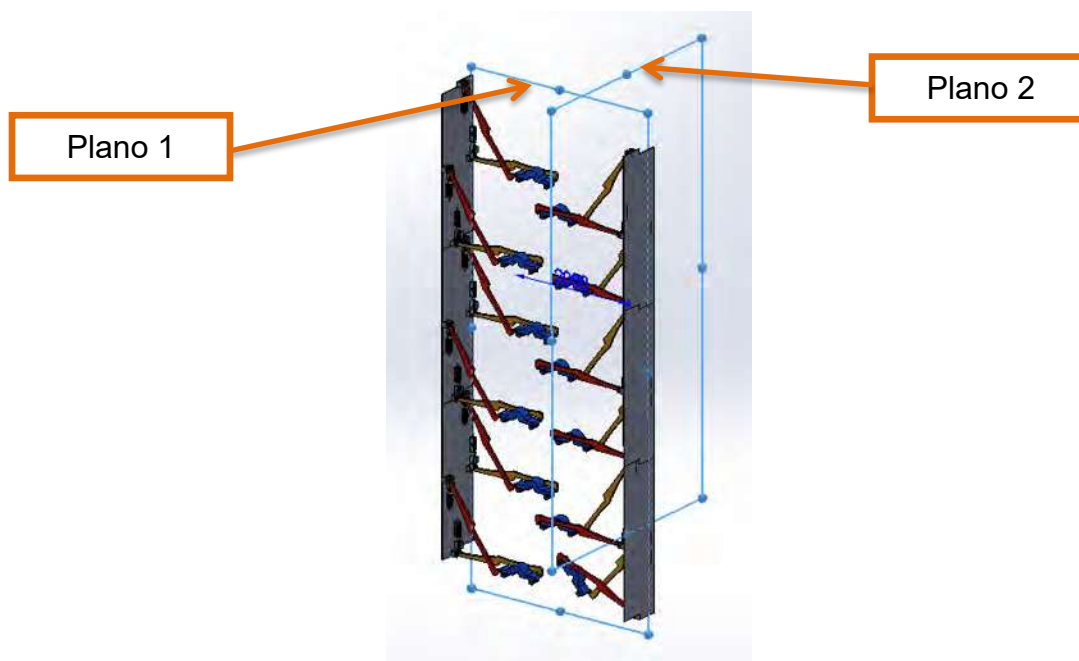


Fig. 3.7 Localización del plano 2

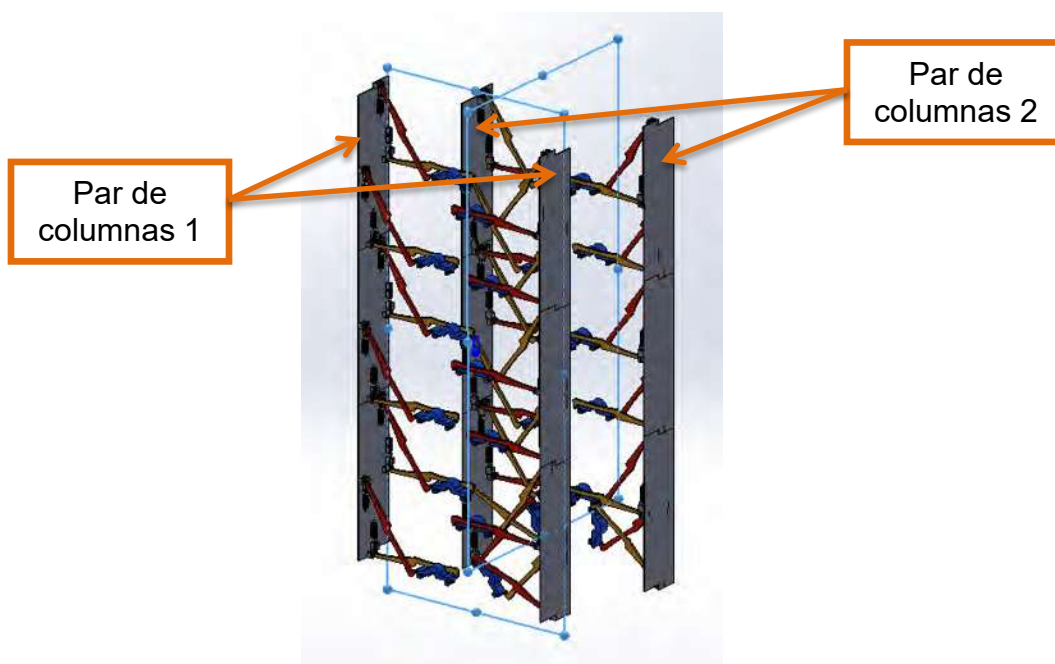


Fig. 3.8 Localización del segundo par de columnas

Al observar la Fig. 3.8, se aprecia que las columnas no se encuentran alineadas a la misma altura, esto es debido a que el sistema requiere de un método de enganche o comunicación entre los mecanismos de Chebyshev, para lograr una continuidad de movimiento (ascendente o descendente) a lo largo de las columnas, entonces al desalinear las columnas, se puede tener en diferentes posiciones los sistemas de Chebyshev en cada columna, permitiendo que solamente un arreglo de Chebyshev se enganche a la vez durante un trayecto ascendente o descendente. Con este acomodo se constituye la primera medida de seguridad dentro del sistema de elevación, ver Fig. 3.10. En la Fig. 3.10 b), se puede observar como está ubicado el mecanismo de Chebyshev que está conectado a la plataforma y a la columna 4, si la plataforma en este momento comenzara a moverse en forma ascendente, sería el primer mecanismo que tendría que desconectarse de la plataforma, subsecuentemente el mecanismo que tendría que desconectarse sería el que se encuentra ubicado en la columna 3, después de esto sería el mecanismo ubicado en la columna 2, ver Fig. 3.10 a), y por último el mecanismo ubicado en la columna 1, este proceso se repetirá de forma continua hasta que la plataforma llegue al final de su viaje ascendente, para el trayecto descendente se tendrá que hacer exactamente lo contrario de lo que se describió en el proceso ascendente de la plataforma.

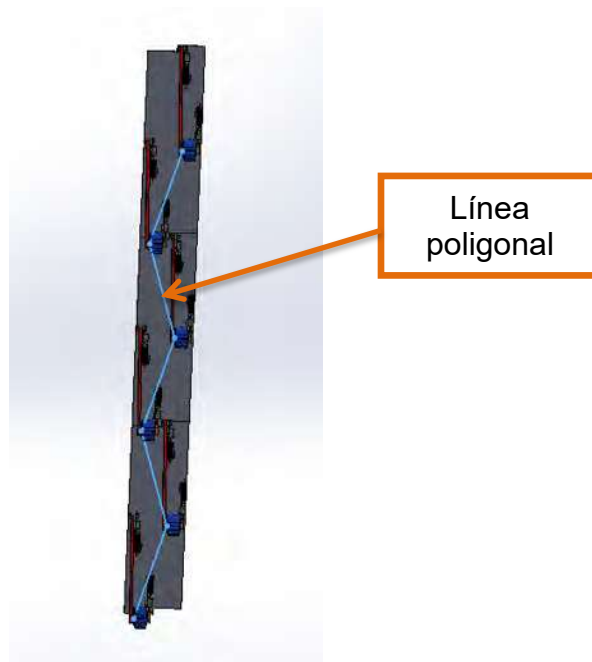


Fig. 3.9 Línea poligonal que se construye a partir de los puntos trazadores de trayectoria de los mecanismos de Chebyshev

En la Tabla 3.1 se muestra como se realiza el proceso de ascenso de la plataforma dentro del sistema de elevación, obsérvese el cambio en la posición de los diferentes mecanismos de Chebyshev y la plataforma.

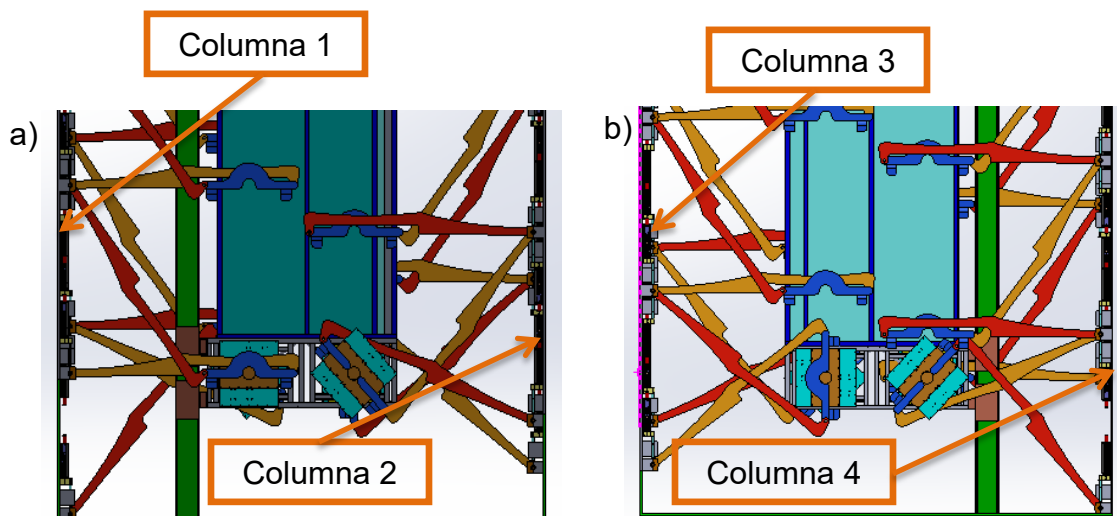
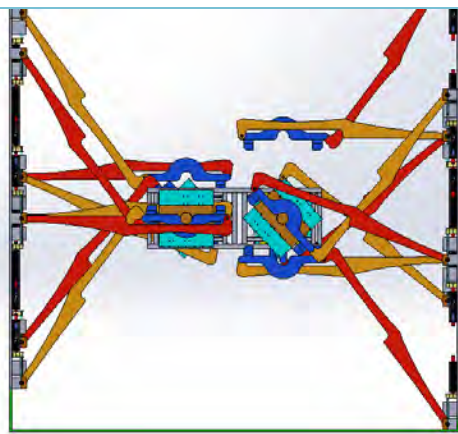
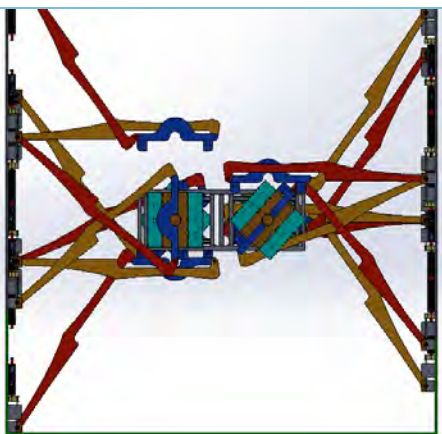


Fig. 3.10 Visualización de la alineación de los mecanismos de Chebyshev, a) Par de columnas 1, b) Par de columnas 2

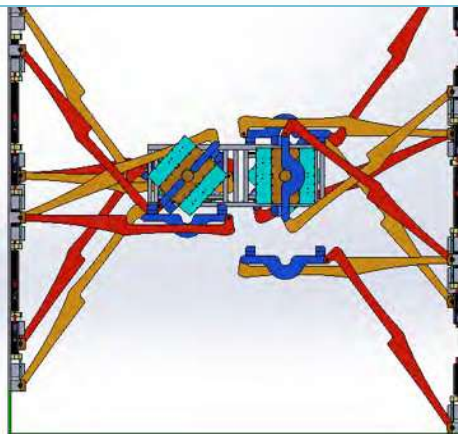
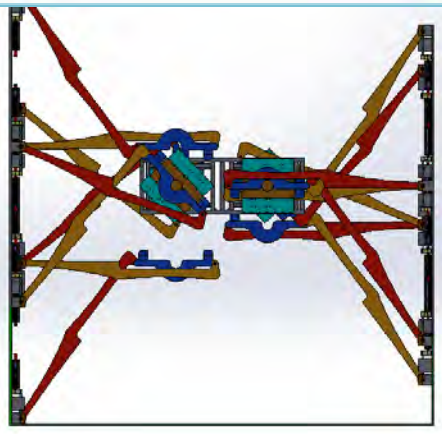
Tabla 3.1 Posiciones que puede llegar a presentar los mecanismos de Chebyshev durante un trayecto ascendente de la plataforma

Par de Columnas 1		Par de Columnas 2	
1)			
2)			

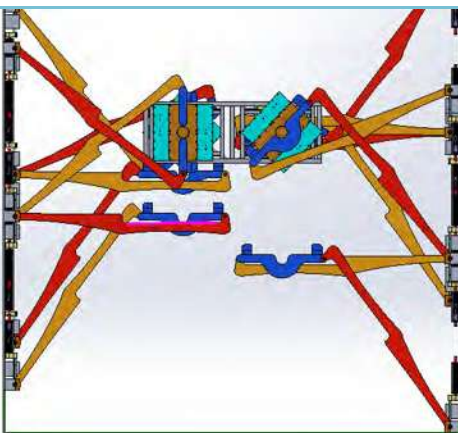
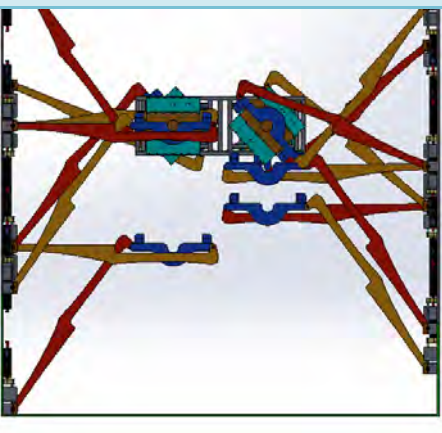
3)



4)



5)



3.2 MECANISMO DE CHEBYSHEV

En la sección 2.1 se habló del mecanismo y su síntesis dimensional, ahora se va a concentrar en la descripción final del eslabonamiento de Chebyshev, para lograr la aplicación que se requiere, ver Fig. 3.11. Se presentan modificaciones en todos los eslabones del sistema, y éstas obedecen en primera, por el tipo de enganche que se ha propuesto, en segundo lugar, por la necesidad de incrementar la rigidez del sistema. La segunda razón se analiza en el próximo capítulo. Como se ha hablado en la sección 2.2, los eslabones de mayor longitud han cambiado su forma, a la necesidad de evitar la interferencia que se tenía por a la colocación de la flecha motriz en el eslabón acoplador dentro del sistema.

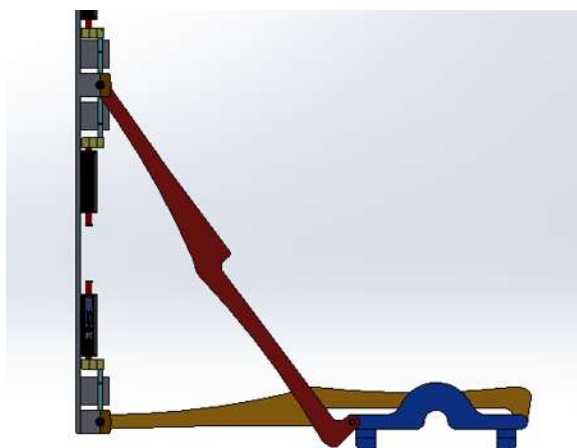


Fig. 3.11 Forma Final del mecanismo de Chebyshev

El eslabón acoplador cambia su forma debido al tipo de enganche, ver Fig. 3.12. En la parte central del eslabón se acopla la flecha motriz, es por eso que se tiene una sección transversal circular media. Existen dos salientes que sirven para alojar a dos rodamientos del tipo lineal, es decir dos rodamientos por cada saliente, ver Fig. 3.13.

Se tienen dos Orificios de cierta profundidad, los cuales sirven para acoplar a los rodamientos de tipo bola y a los eslabones balancín, los cuales son sujetados con tornillos del tipo de cabeza hueca hexagonal, también en estos barrenos se puede alojar rodamientos de empuje, aunque no existen grandes cargas paralelas al eje de rotación del barreno, ayudan a mantener la movilidad del eslabón acoplador con respecto de los eslabones balancín.

En la Fig. 3.13, se muestra a detalle cómo se colocan los rodamientos antes descritos, la profundidad de los Orificios que sirven de conexión a los eslabones balancín y una ranura de limitación de movimiento, la cual permite que el eslabón

acoplador solamente pueda mantenerse trabajando en el segmento de línea casi recta , ver Fig. 3.14 b).

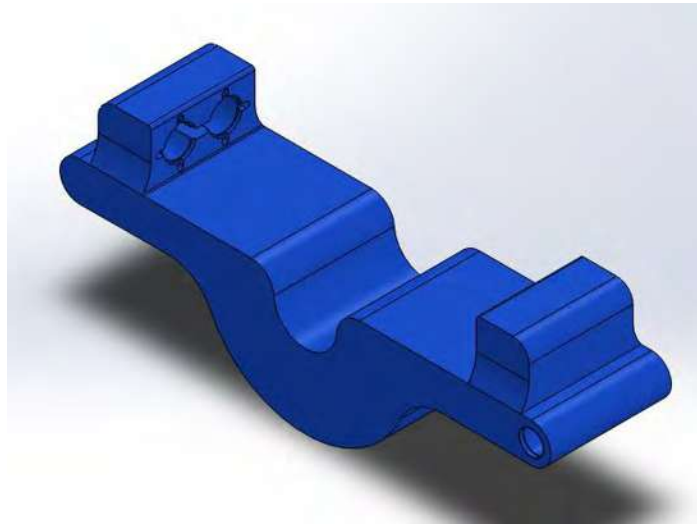


Fig. 3.12 Eslabón acoplador

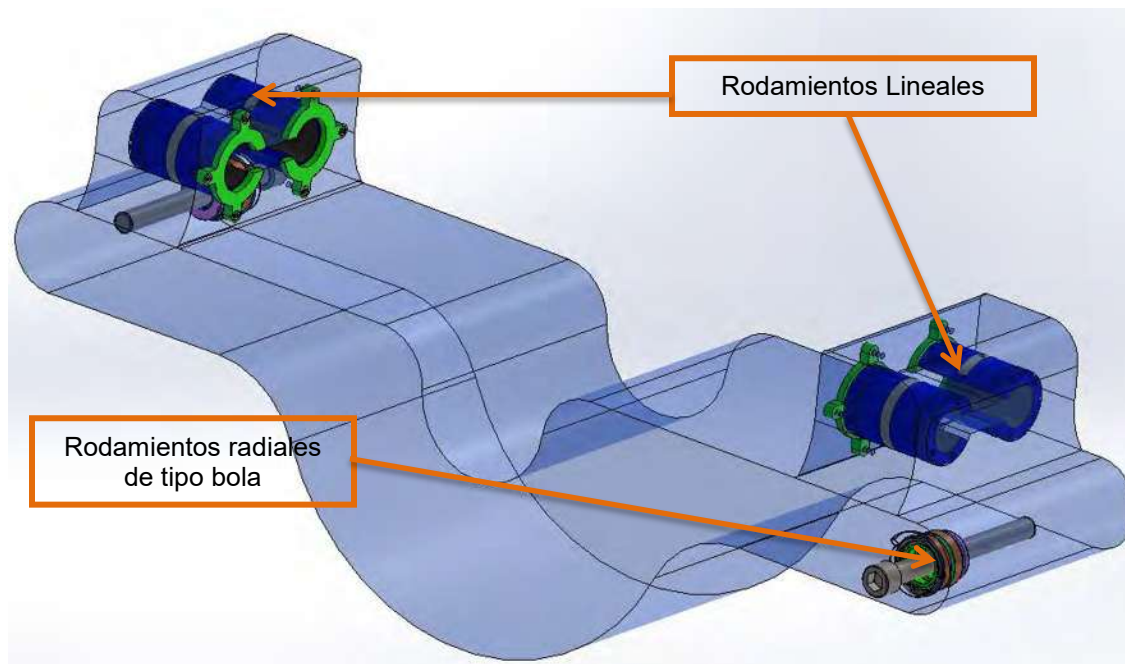


Fig. 3.13 Rodamientos interiores del eslabón acoplador

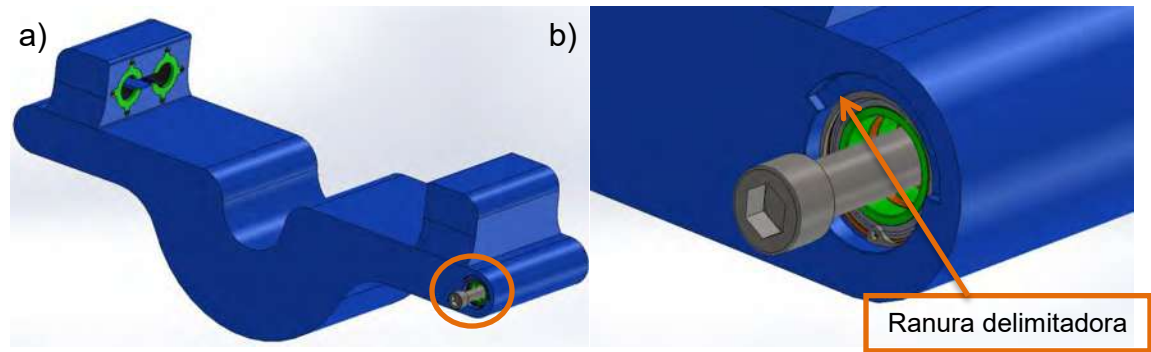


Fig. 3.14 Delimitador de movimiento a) localización la ranura limitadora, b) detalle de la ranura limitadora, en el eslabón

Los eslabones balancín se conectan al eslabón acoplador como se ha dicho, para ello se utiliza un saliente de forma cilíndrica, que permite el acoplamiento con rodamiento de tipo bola en su parte interior, este eslabón se conecta a una flecha que a su vez se conecta a el eslabón fijo, de tal manera que permite un movimiento relativo entre el eslabón balancín y el eslabón fijo, ver Fig. 3.15.

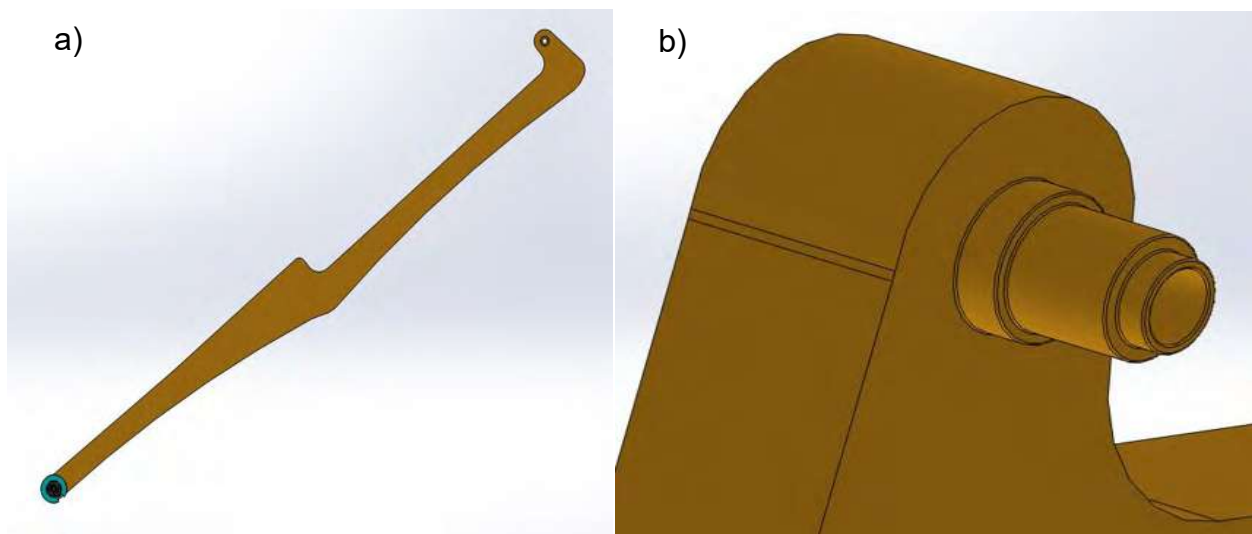


Fig. 3.15 Eslabón balancín, a) Vista general, b) Detalle de la forma del acoplador

Uno de estos eslabones cuenta con un pequeño saliente, que se ensambla en la ranura existente en el eslabón acoplador y en conjunto permiten limitar el movimiento de todo el sistema, ver Fig. 3.16. Al delimitar el mecanismo, permite poder realizar la ejecución de un ciclo de movimiento y que este ciclo se puede repetir a lo largo de las columnas, con ello se logra un movimiento continuo a lo largo de la longitud vertical del sistema de elevación.

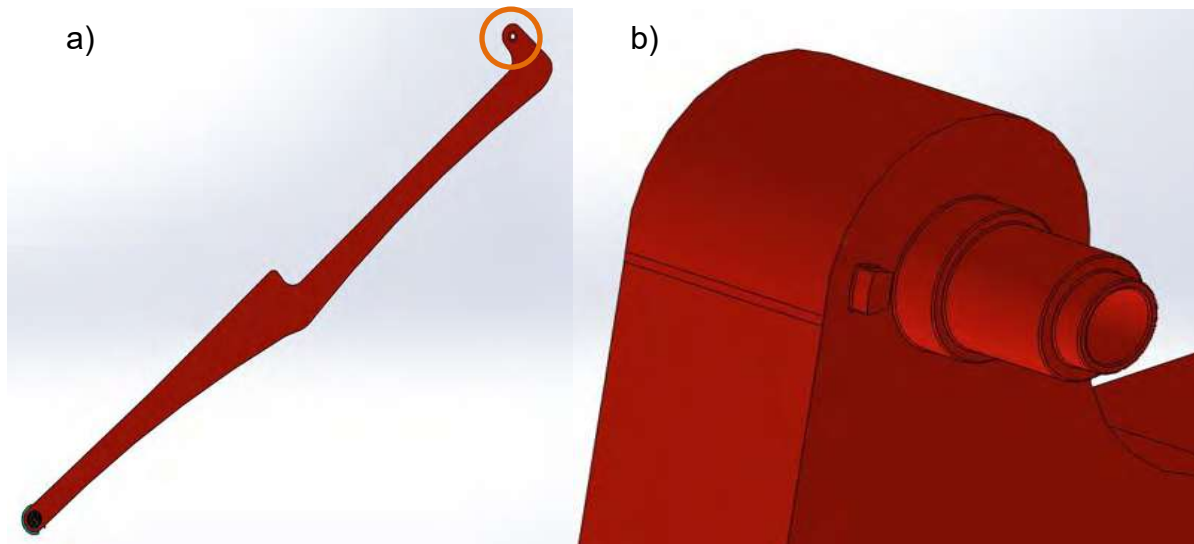


Fig. 3.16 Eslabón balancín con delimitación de movimiento a) Eslabón forma completa, b) Detalle del saliente delimitador

En la Fig. 3.17 b), se muestra el ensamblaje del mecanismo con respecto del delimitador de movimiento. Este sistema trabaja de forma individual en todos los mecanismos que forman cada una de las columnas del sistema elevador, es decir que cada mecanismo de Chebyshev cuenta con un sistema de limitación de movimiento. El sistema trabaja delimitando el movimiento del eslabón acoplador, para que solamente tenga una rotación de 0° a 180° y de forma reversible, o sea, 180° a 0° , permitiendo que el movimiento del punto trazador de trayectoria sea solamente en el segmento de línea casi recta.

En la Fig. 3.3, se observa el lugar donde se colocan los motores lineales, estos motores sirven para fijar las posiciones finales en cada ciclo de trabajo, permitiendo que el mecanismo permanezca en espera, una vez que se desengancha la flecha motriz, esto se hace para evitar en primer lugar que exista una interferencia y en segundo lugar, concede una continuidad de movimiento de la flecha motriz, una vez que se encuentra en la posición de transferencia de un mecanismo a otro.

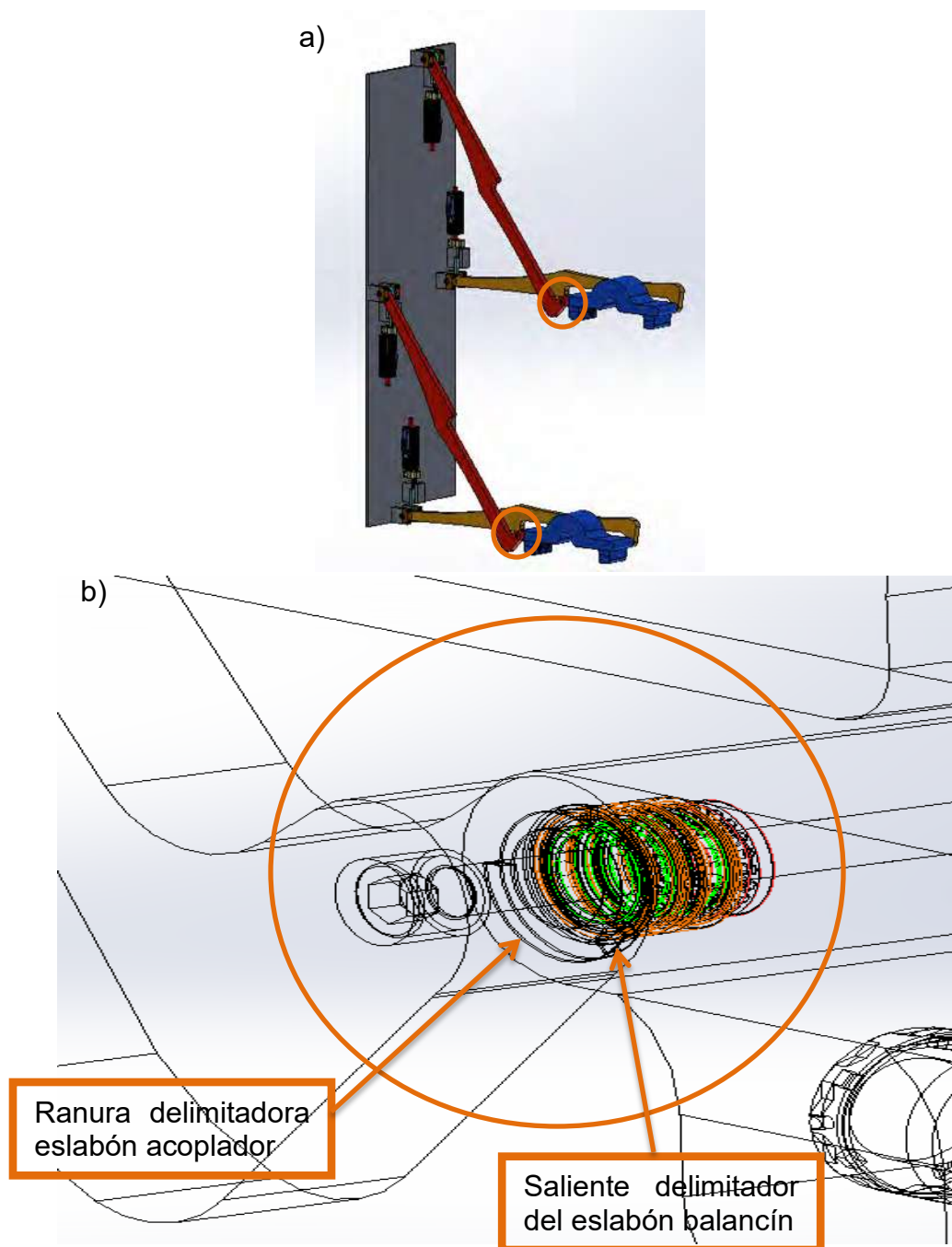


Fig. 3.17 Localización del delimitador de movimiento en el ensamblaje del mecanismo, a) Localización, b) Detalle del sistema de delimitación de movimiento

3.3 FLECHA MOTRIZ

Ya se ha hablado de que existe una interface de movimiento entre cada una de los mecanismos, esto es debido a que dentro de esta interface se encuentra el sistema de enganche. También sirve como fuente del movimiento que se inyecta al eslabón acoplador, siendo ésta el puente que comunica al conjunto motor con cada uno de los mecanismos que forman las columnas del sistema de elevación. El nombre de esta interface es flecha motriz.

En la Fig. 3.18 se tiene el modelo final de la flecha motriz; para poder llegar a este punto, la flecha motriz tuvo importantes cambios de forma, debido al ajuste del sistema de enganche, de la misma forma que el eslabón acoplador, existen varias versiones de su configuración. Antes de describir el funcionamiento de la flecha motriz, se hará un breve repaso de los sistemas de enganche proyectados.

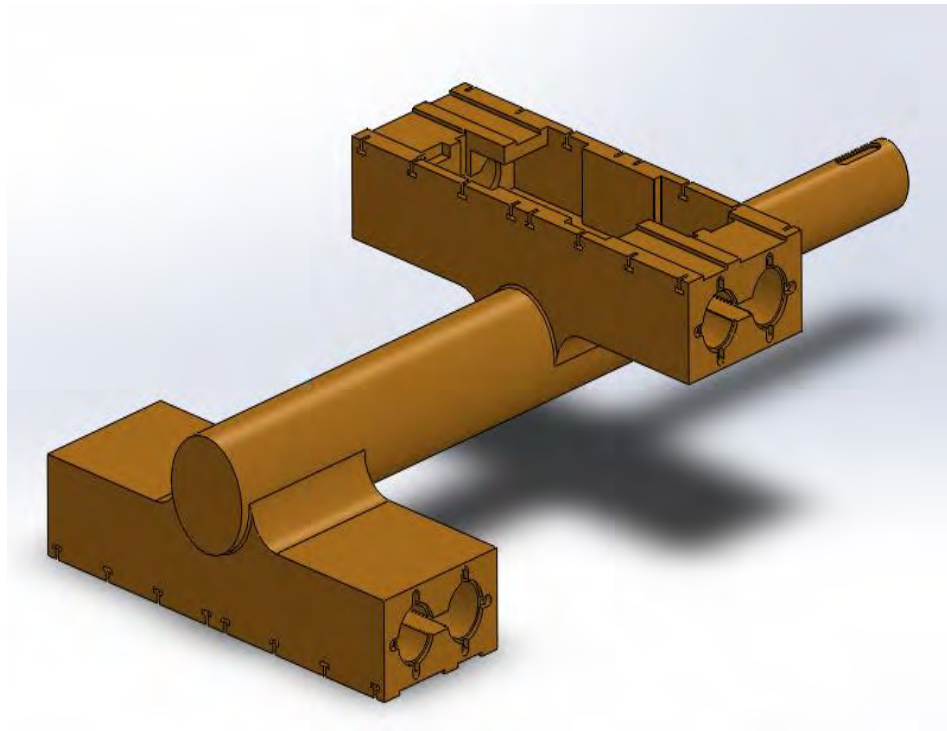


Fig. 3.18 Flecha motriz

3.3.1 SISTEMAS DE ENGANCHE

Otra parte importante del diseño, son los sistemas de enganche, de los cuales se han realizado las siguientes propuestas, que se describen a continuación:

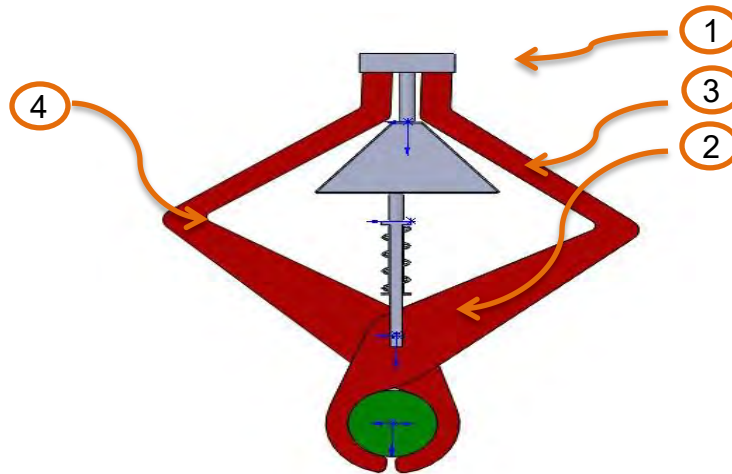


Fig. 3.19 Enganche propuesta 1 en forma de pinza

El sistema de enganche que se muestra en la Fig. 3.19, consta básicamente de una pinza que sujeta la flecha de entrada que da motricidad al mecanismo, una vez cerrada la pinza, la base 1 en la Fig. 3.19, fija las mordazas de la pinza para no soltar la flecha de entrada, a su vez, la base 1 se puede mover longitudinalmente con respecto al soporte 2 (ver Fig. 3.19), también se cuenta con una leva de forma piramidal que mueve a la pinza y permite soltar la flecha de entrada, en la Fig. 3.20 se puede observar este sistema integrado al mecanismo de Chebyshev.

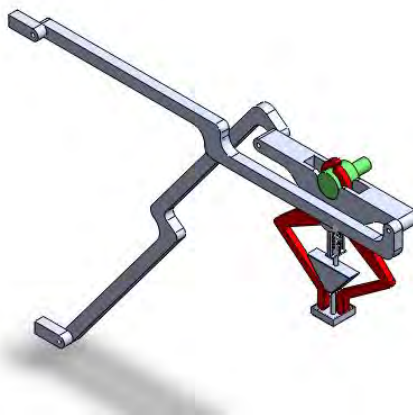


Fig. 3.20 Ensamblaje de enganche propuesta 1

En la Fig. 3.21, se tiene un sistema de enganche, que consta de un perno que se mueve longitudinalmente a medida que la flecha motriz se ensambla en la cavidad

del eslabón de entrada del mecanismo de Chebyshev, esta flecha cuenta con perforaciones que permiten embonar los pernos, los cuales, con la ayuda de un resorte, regresan a su posición original, permitiendo de esta manera enganchar la flecha motriz con el eslabón de entrada. Para poder desenganchar el sistema, se utiliza un mecanismo de manivela-biela-corredora o también se puede utilizar un sistema de solenoide para lograr el mismo efecto.

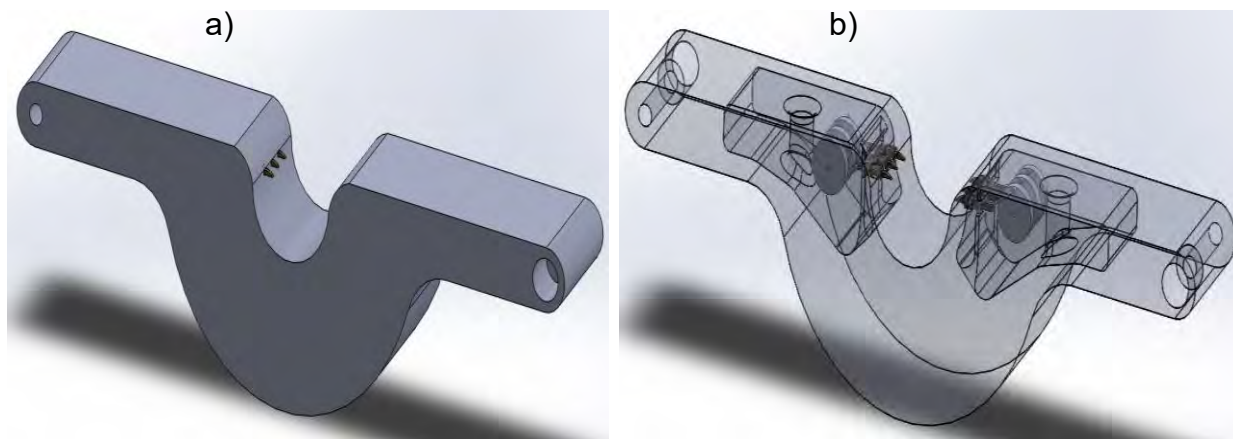


Fig. 3.21 Enganche propuesta 2, a) Visualización externa, b) Visualización interna del sistema

La Fig. 3.22 representa una visualización de este sistema de enganche, con dos sistemas de mecanismos de Chebyshev y una Flecha motriz entre ellos.

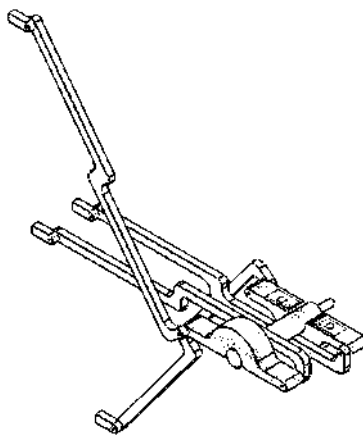


Fig. 3.22 Ensamblaje de propuesta 2 con dos mecanismos de Chebyshev

La tercera propuesta se presenta en la Fig. 3.23, la cual consta de un sistema de engranaje, que se desliza alrededor de la flecha motriz, de tal manera que permita sujetarlo en el eslabón de entrada del mecanismo de Chebyshev, también cuenta con un sistema de fijación del engranaje, que permite mantenerlo en la posición de sujeción

de la flecha motriz. Cuando el sistema requiere el desenganche de la flecha motriz, se realiza desactivando la fijación del engranaje e invirtiendo el movimientos de los engranes involucrados.

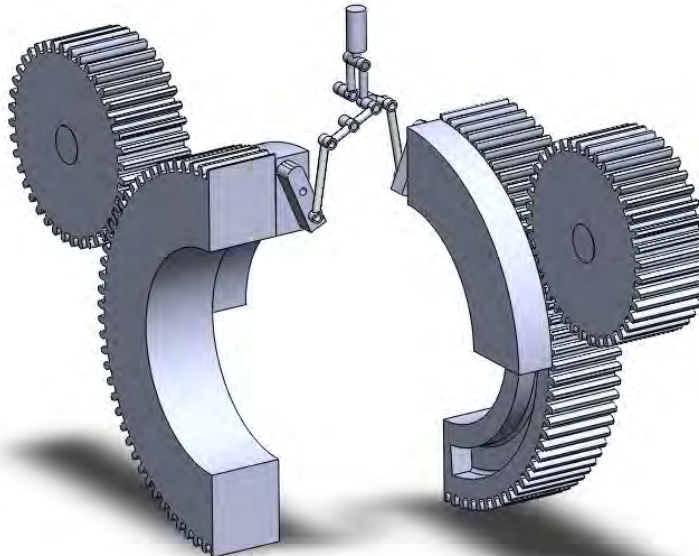


Fig. 3.23 Ensamblaje de propuesta 3

La propuesta 4 se observa en la Fig. 3.24, en la que se redefine la geometría de la flecha motriz, produciendo un sistema de enganche que se localiza en la misma flecha, se basa en un sistema de pernos capaces de poderse mover tangencialmente con respecto de la sección transversal de la flecha, estos son propulsados por dos motores lineales, que suministran una gran velocidad de accionamiento y precisión en el posicionamiento del perno. Este arreglo produce un aumento en las dimensiones de la flecha, pero ayuda a aumentar la rigidez de la misma, facilita la transmisión del par motriz hacia el eslabón acoplador, por medio de la superficie plana que se tiene, y que conecta perfectamente en el eslabón acoplador, junto con uno de los pernos móviles, con esto se puede transmitir un movimiento rotativo desde el conjunto motor hacia el eslabón acoplador. Este sistema se complementa con el eslabón acoplador como ya se ha establecido, los pernos se deslizan desde la flecha motriz hasta este, y se ensamblan en las cavidades que se tiene predestinadas con rodamientos del tipo lineal (ver Fig. 3.13), permitiendo no solo la transmisión de movimiento, sino que también consienten que el mecanismo de Chebyshev cargue o eleve a la flecha motriz, que está conectada a el conjunto motor y este se encuentra ensamblado en la plataforma, lo que al final produce la elevación de la plataforma, que es el objetivo principal del sistema.

Esta propuesta es la final y es la que se ha venido utilizando en todo este capítulo, cuenta con varias ventajas con respecto de la demás, estas son:

- La precisión en el posicionamiento del perno. Esto es un punto importante, pues en todas las propuestas anteriores no se tiene un sistema que verifique o cense esto.

- Dimensiones moderadas, no es tan compacta como la propuesta 2, pero cuenta con dimensiones adecuadas para poder ser parte del sistema de elevación.
- Capacidad de transmisión de movimiento, es la única que permite la transmisión de movimiento sin que se implemente otro sistema para la sujeción de la flecha motriz al eslabón acoplador.
- Capacidad de carga, es la que tiene mayor capacidad de carga.
- Velocidad de enganche y desenganche, aunque la propuesta 2 tiene una gran velocidad de enganche, esta se encuentra limitada, ya que el retroceso del perno se hace mediante un resorte; cuando existe la necesidad de aumentar la velocidad del eslabón acoplador, el perno en este sistema no tiene la capacidad de retornar a la misma velocidad, es por ello, que el sistema se encuentra limitado en cuanto la capacidad de retorno del perno. La propuesta 4 evita este problema, ya que admite poder modular la velocidad con la que se mueven los pernos, esto es debido a la velocidad con que se pueden llegar a mover los motores lineales, con ello se tiene la posibilidad de aumentar o disminuir la velocidad con que se mueve el eslabón acoplador, sin preocuparse del problema que tiene la propuesta 2.

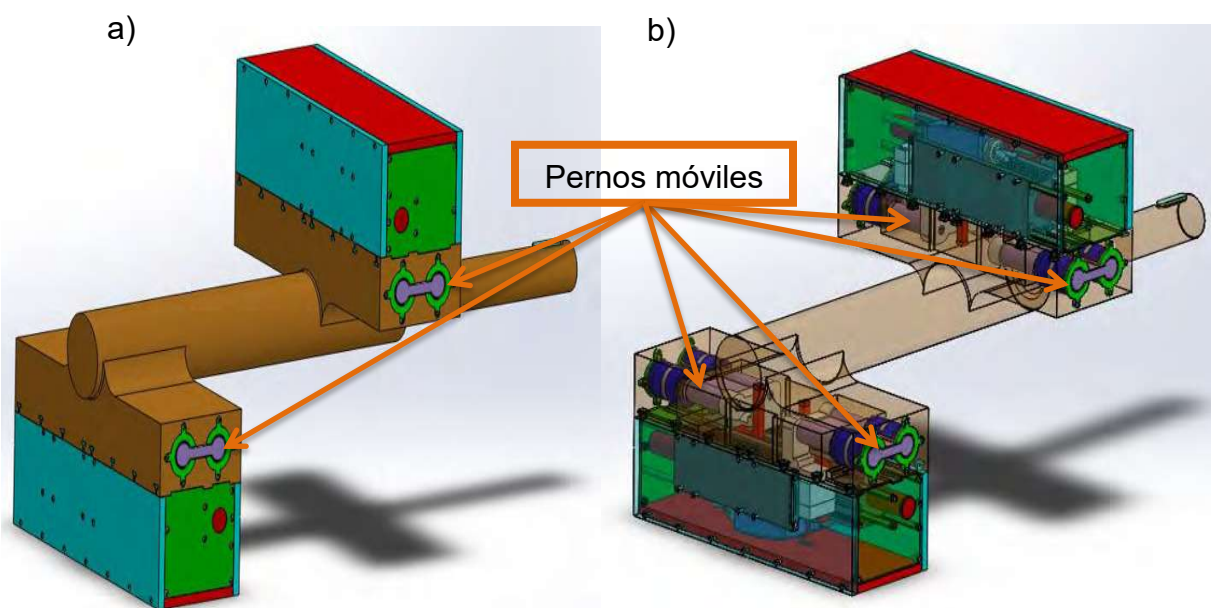


Fig. 3.24 Versión final flecha motriz, a) vista general, b) vista interior

En la Fig. 3.25, se tiene el ensamblaje de la flecha motriz en el mecanismo de Chebyshev, como ya se ha explicado antes, el sistema de ensamblaje consisten en mover un par de pernos que se localizan en la flecha motriz hasta que se coloquen dentro de las cavidades del eslabón acoplador. Por lo que su posición inicial es la que guardan dentro de la flecha, y su posición final es dentro de los eslabones acopladores. El movimiento de los pernos puede realizarse de manera individual, lo que permite que

durante el traslado de la flecha motriz a lo largo del recorrido en la línea casi recta que describe el punto trazador de trayectoria, los pernos que no estén realizando algún tipo de trabajo, pueden regresar a su posición inicial dentro de la flecha, esto hace que se pueda reducir el tiempo de desenganche.

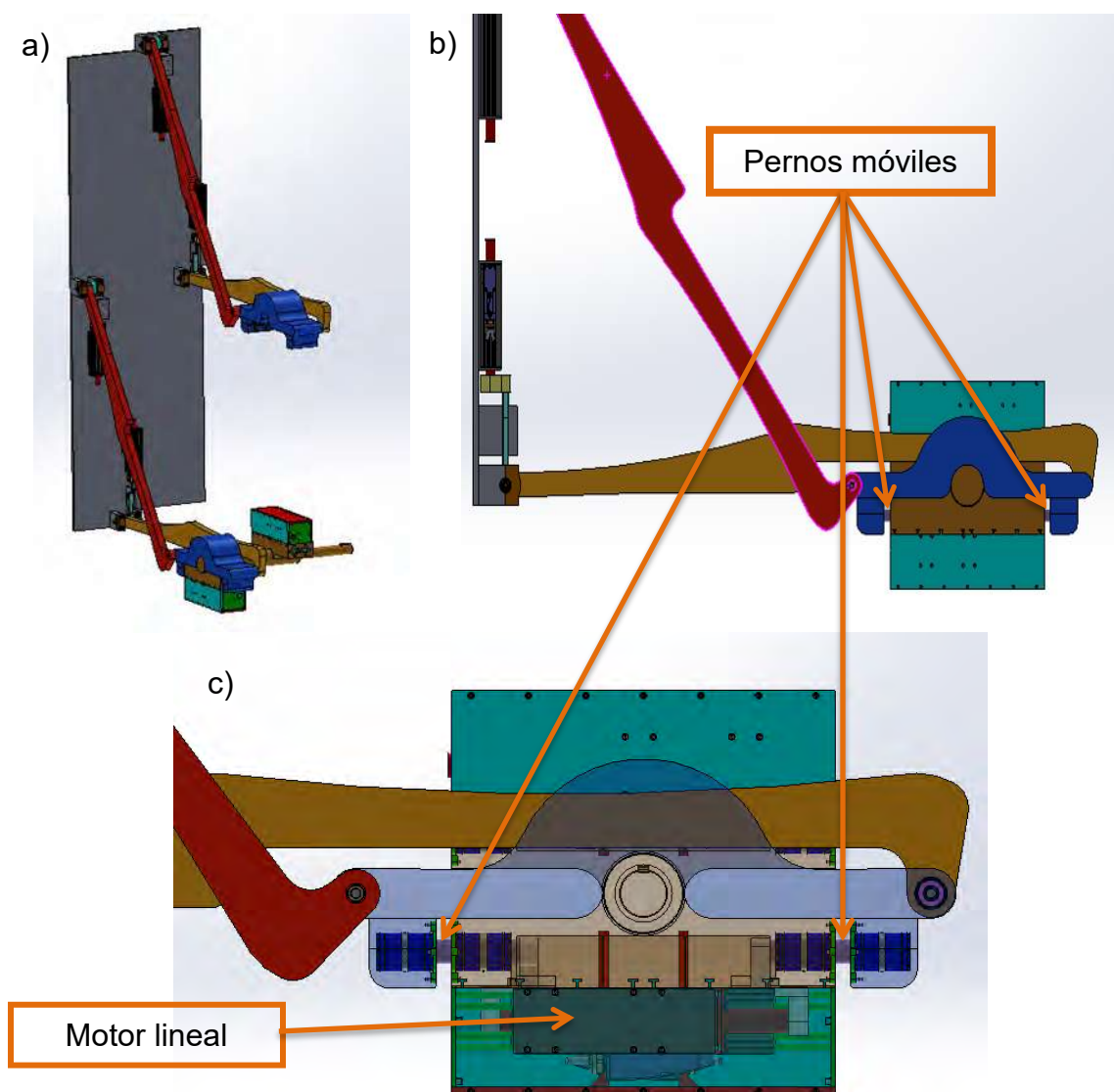


Fig. 3.25 Ensamblaje de la flecha motriz, a) en el mecanismo de Chebyshev, b) Detalle de localización de los pernos móviles, c) detalle interior tanto del eslabón acoplador como la flecha motriz

Con una nueva configuración de la flecha motriz se tiene que ajustar el movimiento relativo de cada mecanismo de manera individual. En un principio del desarrollo, se tenía contemplado el movimiento sincronizado de los mecanismos en cada columna, haciendo que el sistema acarreará el movimiento de todos los mecanismos que formaban cada columna. Con la propuesta 4 de enganche, esto cambia y por lo tanto, representa una ventaja, ya que disminuye la energía que se

tendría que utilizar para solventar el movimiento que se arrastraba en los mecanismos por cada columna.

3.4 SISTEMA DE TRANSMISION ENTRE MECANISMOS DE CHEBYSHEV.

Al igual que en el sistema de enganche, se han desarrollado algunas propuestas sobre cómo se deben de manejar los mecanismos que forman cada una de las columnas del sistema de elevación, es por esto que continuación daremos una descripción de ellos.

En la Fig. 3.26 se puede tener un arreglo de un par de mecanismos de Chebyshev, se muestra como se pueda tener una continuidad del movimiento del sistema y que este se pueda repetir a lo largo de una línea para poder formar la estructura del elevador.



Fig. 3.26 Arreglo entre mecanismos de Chebyshev.

Se coloca el punto de entrada de movimiento en el punto medio del eslabón acoplador (ver Fig. 2.1), pero a su vez se tendrá un segundo punto de entrada de movimiento (ver Fig. 3.27), para el siguiente mecanismo por medio de una transmisión la cual consta de cuatro engranes rectos y una banda dentada. En la cual, en su conjunto nos permiten un movimiento de forma inversa entre los dos mecanismos y de igual manera se tendrá otro sistema de transmisión, para lograr comunicar el movimiento a los demás como se muestra en la Fig. 3.28.

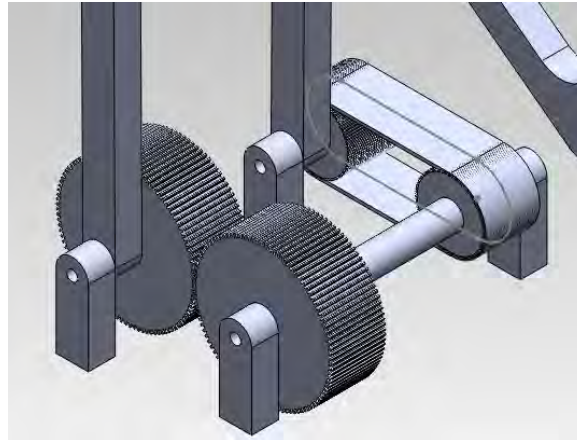


Fig. 3.27 Sistema de conexión entre mecanismos

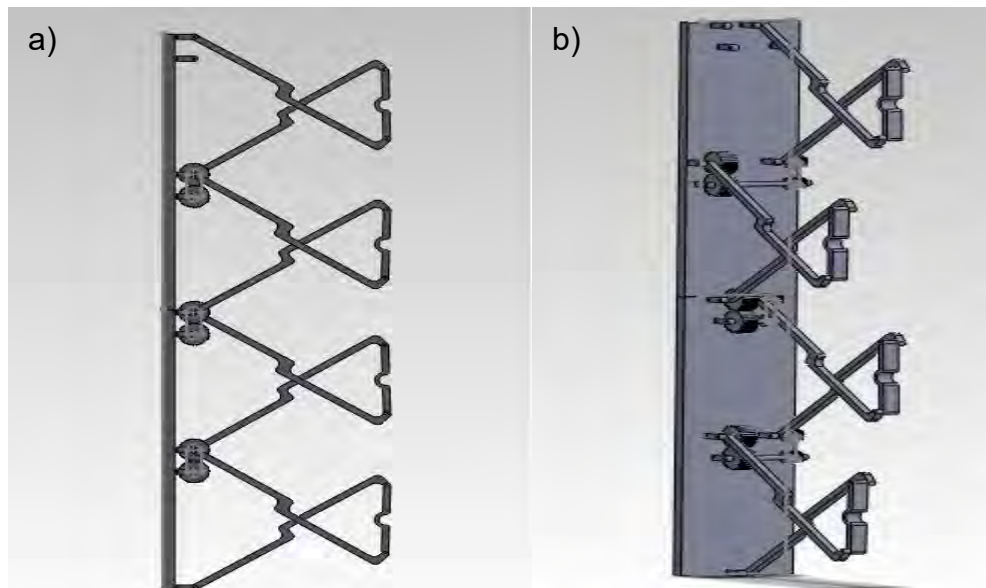


Fig. 3.28 Conjunto de mecanismos de Chebyshev, a) vista frontal, b) vista en 3D

Esta forma de transmitir movimiento ha cambiado y da paso a proponer que no es necesario acarrear el movimiento de todos los mecanismos a lo largo de la columna, lo que ayuda a evitar la pérdida de energía por este rubro, también permite el manejo del movimiento en forma individual de cada mecanismo, por lo tanto solo manejar los mecanismos que se encuentren enganchados o sujetos en cada flecha motriz alrededor de la plataforma.

La siguiente propuesta, al igual que en el sistema de enganche, se ha estado manejando desde el inicio de este capítulo. Ésta se basa en la existencia de un sistema delimitador de movimiento que se instala entre los eslabones balancín y acoplador. Trabaja conjuntamente con dos motores lineales, colocados cerca de las uniones de los eslabones balancín con el eslabón fijo (ver Fig. 3.17). Para describir el

funcionamiento, primero se establece el concepto de ciclo de trabajo del mecanismo de Chebyshev, el cual consiste en el movimiento de un solo mecanismo de Chebyshev. Este realiza un recorrido de forma vertical del punto trazador de trayectoria, este recorrido se puede efectuar en dos direcciones. Para poder ejemplificar esto, se hace uso de la Fig. 2.8. Se toma como inicio de movimiento la posición inicial como se muestra. La dirección del camino del punto trazador es por tanto descendente. Al final del recorrido el mecanismo alcanza la posición mostrada en la misma Fig. 2.8. Con esto se da por terminado un ciclo de trabajo del mecanismo. Un ciclo de trabajo consiste en que un mecanismo lleve al punto trazador de trayectoria de forma ascendente o descendente. Esto conlleva a que existen dos tipos de ciclos de trabajo, que dependen de la dirección del movimiento del punto trazador de trayectoria. En un ciclo de trabajo descendente las posiciones del mecanismo siempre serán las mostradas en la Fig. 2.8. De forma contraria, para un ciclo de trabajo ascendente, la posición final que se presenta en la Fig. 2.8, será la inicial y la posición final del ciclo, será la que se observa como inicial en la misma Fig. 2.8

Con lo anterior, los motores lineales se utilizan para poder fijar al mecanismo en sus posiciones finales, por lo tanto bloquean el movimiento del eslabón balancín correspondiente, y desbloquean al eslabón conveniente del siguiente mecanismo. Con esto se permite guardar la posición del mecanismo que entrega la flecha motriz, para que este pueda ejecutar en un dado momento, un ciclo de trabajo contrario al que realizó la primera vez.

3.5 PLATAFORMA

La plataforma es una parte muy importante en el sistema de elevación, debido a que es el elemento en que interactúan todos los sistemas descritos anteriormente, para que este pueda realizar un recorrido de forma vertical, ya sea descendente o ascendente. Este elemento cuenta con un historial de desarrollo en el que ha evolucionado su configuración. Esta evolución se describe a continuación.

En la primera propuesta se pretendía utilizar solamente un motor, el cual era conectado a las columnas por medio de flechas y arreglos de bandas con sus respectivas poleas, para una mejor referencia se puede observar la Fig. 3.29.

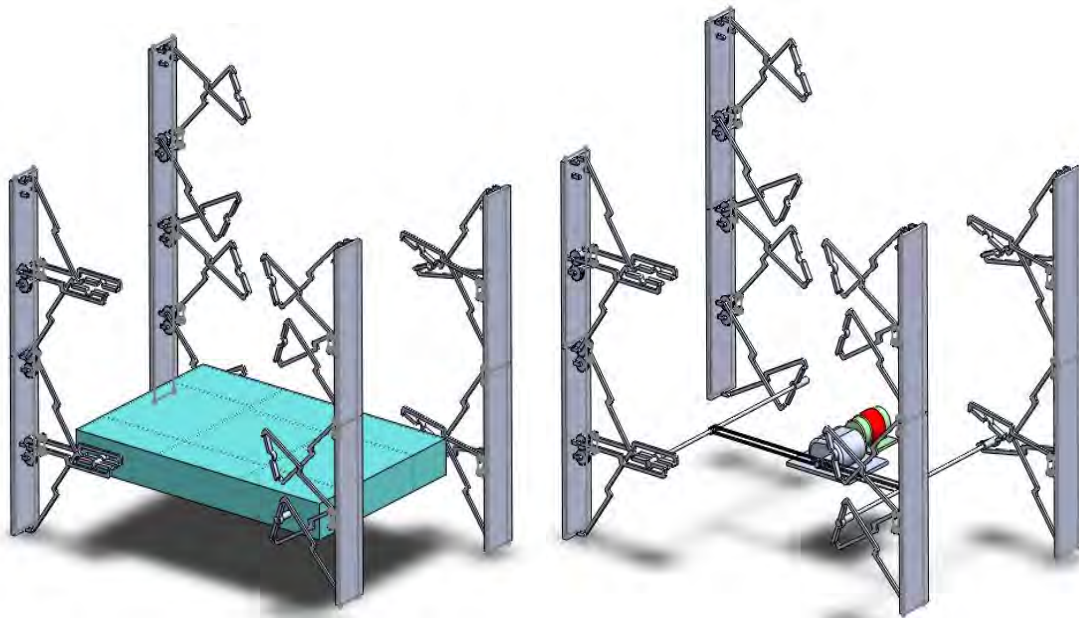


Fig. 3.29 Plataforma utilizando un solo motor

En esta propuesta, la estructura interna de la plataforma era muy sencilla, solo se tenía un soporte en las bases del motor y se había contemplado el uso de un reductor de velocidad.

La ventaja que se presentaba en este sistema, era precisamente el uso de un solo motor, lo cual hace que la plataforma fuese muy sencilla, pero conlleva muchas desventajas, que se enlistan a continuación:

- Al desalinearse de forma vertical a las columnas para poder tener en diferentes posiciones a los mecanismos de cada una de estas, requiere diferentes velocidades en cada uno de ellos, debido a la diferencia de posición, por lo que el uso de un solo motor produce que el sistema trabaje a una misma velocidad, causando que el sistema falle por atascamiento de sus partes.

- Al ubicar las columnas de la manera que se muestra en la Fig. 3.29, se requiere que los mecanismos trabajen en sentido contrario, por lo que un sistema que hace rotar todas las piezas en un solo sentido no sería eficaz.
- Aún reconfigurando al sistema de poleas y flechas, para que el sistema trabaje en las rotaciones adecuadas para cada mecanismo, y así poder eliminar el problema del punto anterior, existe un problema inherente en el uso de un solo motor, el cual hace que este tenga dimensiones muy grandes, ya que este motor tendría que suministrar la potencia suficiente para poder solventar la demanda de trabajo del sistema en su totalidad.
- En la sección 2.1, se estableció que existe un movimiento oscilante del punto P_m , y que este movimiento era parte del comportamiento natural del mecanismo, ya que se trata de un mecanismo de línea recta aproximada. En esta propuesta no se tiene ninguna consideración a este comportamiento por lo cual produce problemas de atascamiento en el movimiento ascendente o descendente de la plataforma.

Todo lo antes descrito hace que la plataforma del sistema de elevación tenga que ser replanteada, para poder corregir los problemas antes citados y así lograr un mejor desempeño del sistema.

La siguiente modificación obedece a que se propone una alineación diferente para cada columna de Chebyshev, pues lo que se pretende es que un mecanismo de Chebyshev esté en transición con otro en un momento dado, mientras los demás mecanismos continúan con una trayectoria ya sea ascendente o descendente. Lo cual produce que cada mecanismo se encuentre en posiciones diferentes, por lo que la velocidad de los eslabones de entrada no será la misma. Por ello se cambia la utilización de un solo motor y se propone utilizar cuatro motores que ayuden a poder obtener diferentes velocidades en los eslabones de entrada, también con esto se reduce el tamaño del motor, pues se distribuirá el trabajo en cuatro motores y se tiene una reducción en el tamaño de la plataforma (ver Fig. 3.30).

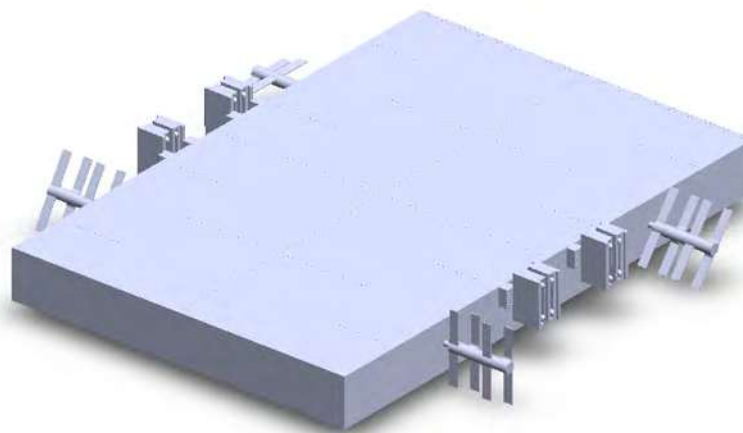


Fig. 3.30 Plataforma modificada

La Fig. 3.31 muestra como se colocan los conjuntos motores dentro de la plataforma

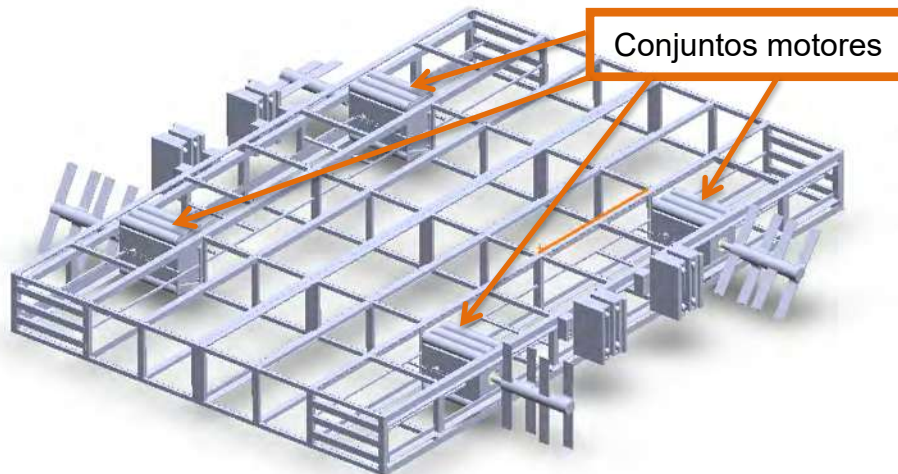


Fig. 3.31 Visualización de los conjuntos motores en la plataforma

Con esta nueva configuración se eliminan muchos de los problemas que se tenían:

- El uso de cuatro motores para controlar el movimiento de los mecanismos de Chebyshev en cada columna, elimina el problema de la diferencia de velocidad.
- Permite la rotación independiente en cada mecanismo, con ello se resuelve el problema en la dirección de rotación en cada columna.
- Disminuye el tamaño del motor, al impedir el uso de un solo motor que alimente al sistema en su totalidad.
- Admite un movimiento oscilante perpendicular al eslabón acoplador, otorgándole flexibilidad en el movimiento y con ello evita los problemas de atascamiento por este rubro.

Esta propuesta tiene grandes ventajas con respecto de la primera, pero las dimensiones de la plataforma son muy grandes para la capacidad proyectada, por lo que se hace un nuevo reajuste de la plataforma reduciendo el tamaño de esta, para que tenga un volumen más apropiado. En general, cuenta con las mismas características que la plataforma anterior, pero tiene diferencias en el sistema que permite movimiento deslizante perpendicular al eslabón acoplador, esta diferencia estriba en el tamaño de la cavidad donde se incrusta a los motores, permitiendo de esta manera que pueda adoptar diferentes configuraciones, para poder variar la distancia horizontal entre las columnas que forman un plano (ver sección 3.1, para mayor referencia a la descripción de los planos formados por columnas). Con ello se pretende tener un sistema mucho más flexible. En cuanto a la estructura se ha reforzado el sistema para condiciones de torsión, aunque este tipo de cargas son

soportadas por las guías del sistema de elevación, y se ha hecho lo mismo para las cargas verticales, aumentando su rigidez. En la Fig. 3.32, se muestra la plataforma y la posible cabina donde se transporta, ya sea materiales o personas.

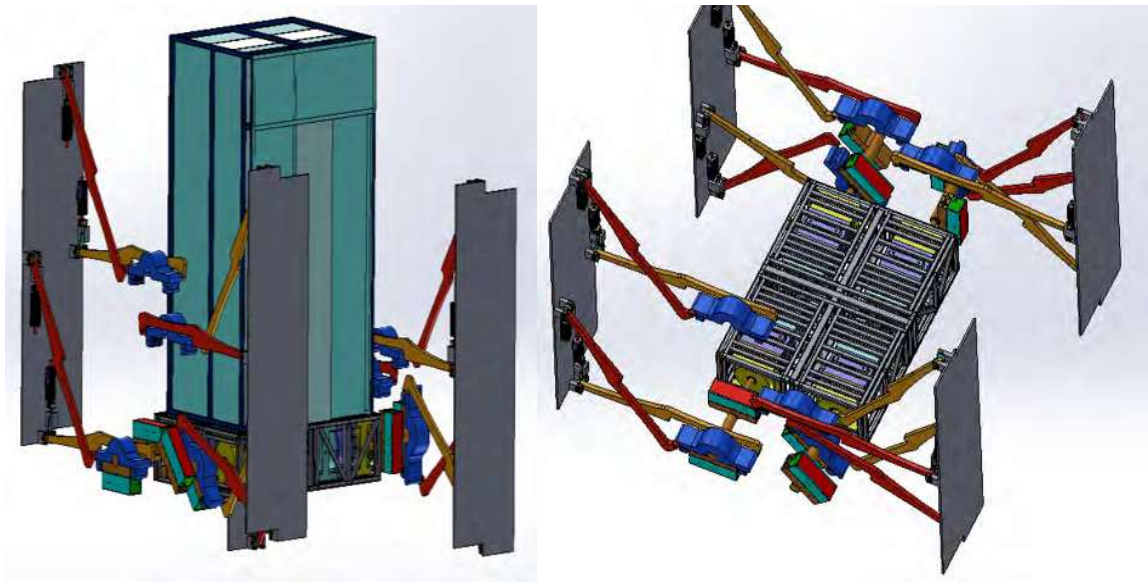


Fig. 3.32 Reducción de dimensiones de plataforma.

3.6 CONJUNTO MOTOR

El conjunto motor también ha estado en constante cambio, se presenta a continuación el desarrollo de este sistema. Cuenta con una carcasa y un sistema de rodillos, los cuales permiten movimiento longitudinal del conjunto motor (ver Fig. 3.33). En el interior de la carcasa, se encuentra alojado el motor eléctrico, la flecha motriz, el cople y los baleros (ver Fig. 3.34). La flecha motriz se divide en dos partes para poder ser ensamblada en el conjunto motor, a su vez ésta cuenta con caras planas colocadas de tal manera que sirvan de fijación con el eslabón de entrada, para que no exista ningún deslizamiento de la flecha dentro del eslabón, lo cual permite la transmisión del movimiento de la flecha motriz al eslabón de entrada. La carcasa del conjunto motor, se ensambla en las cavidades predestinadas en la plataforma, la cual no admite movimiento vertical del conjunto motor, por lo tanto la flecha que se conecta al eslabón acoplador proporciona el movimiento del mecanismo de Chebyshev, y éste a su vez transmite movimiento tanto vertical como horizontal a la plataforma. El movimiento horizontal se permite dentro de la plataforma, pero se delimita mediante el uso de resortes, los cuales admitan movimiento, pero no de manera totalmente libre, ya que para poder moverse de manera longitudinal, se necesita una fuerza que lo deforme. Esta condición, hace que el sistema tenga la rigidez suficiente para poder soportar una fuerza torsional debido al par de torsión que entregan los motores al mecanismo de Chebyshev, ver Fig. 3.33 b).

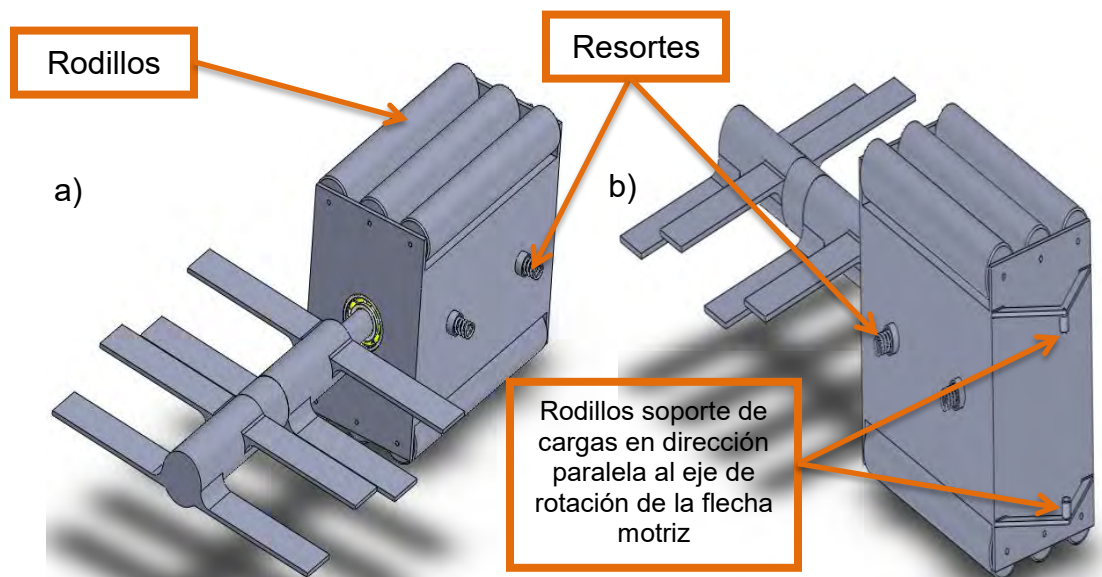


Fig. 3.33 Conjunto motor, a) Vista en 3D detalle la colocación de la flecha motriz y frente del conjunto, b) Vista de la parte posterior del conjunto motor

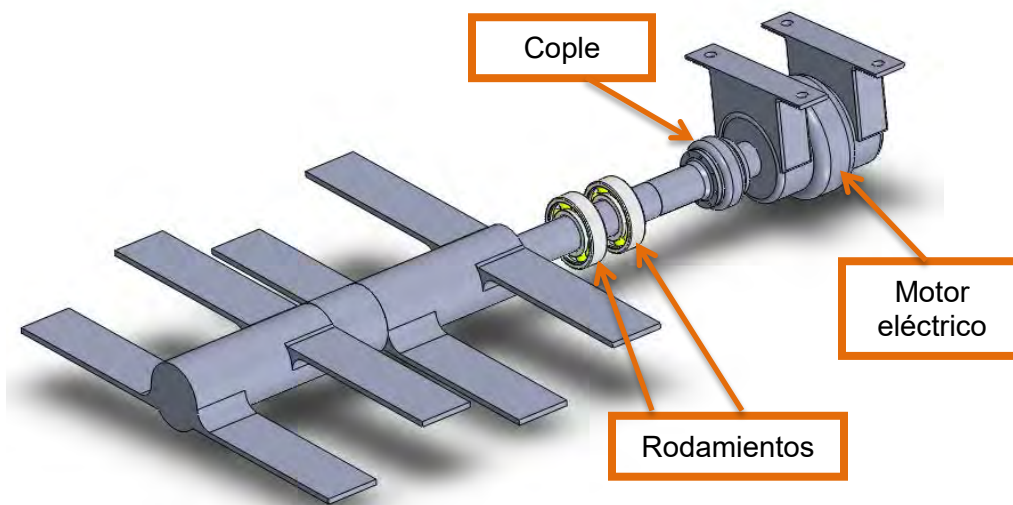


Fig. 3.34 Motor eléctrico, Flecha motriz, cople y rodamientos del tipo bola

En la configuración anterior (ver Figs. de 3.33 al 3.34), se presenta el siguiente problema, en todos los sistemas de elevación, existen cargas laterales perpendiculares a la dirección vertical, estas cargas se soportan por medio de las guías o sistemas de guías, por lo que el sistema de elevación propuesto no está exento de presentar este tipo de cargas, el conjunto motor hasta estos momentos presentado, cuenta con un sistema que evita las cargas de este tipo, sin embargo, el manejo de éstas, es insuficiente, debido a que solamente se cuenta con dos rodillos que manejan las

fuerzas paralelas al eje de rotación de la flecha motriz. En la Fig. 3.35, se tiene la modificación pertinente, esta consiste en adecuar un sistema de rodillos adicionales a los que se presentaban en la Fig. 3.33, colocándolos de la forma mostrada (en la Fig. 3.35). Esta configuración, admite tener una mayor flexibilidad en el movimiento permisible perpendicular al eslabón acoplador del mecanismo de Chebyshev; ayuda a soportar cargas mayores paralelas el eje de rotación de la flecha motriz y reduce las dimensiones del conjunto motor.

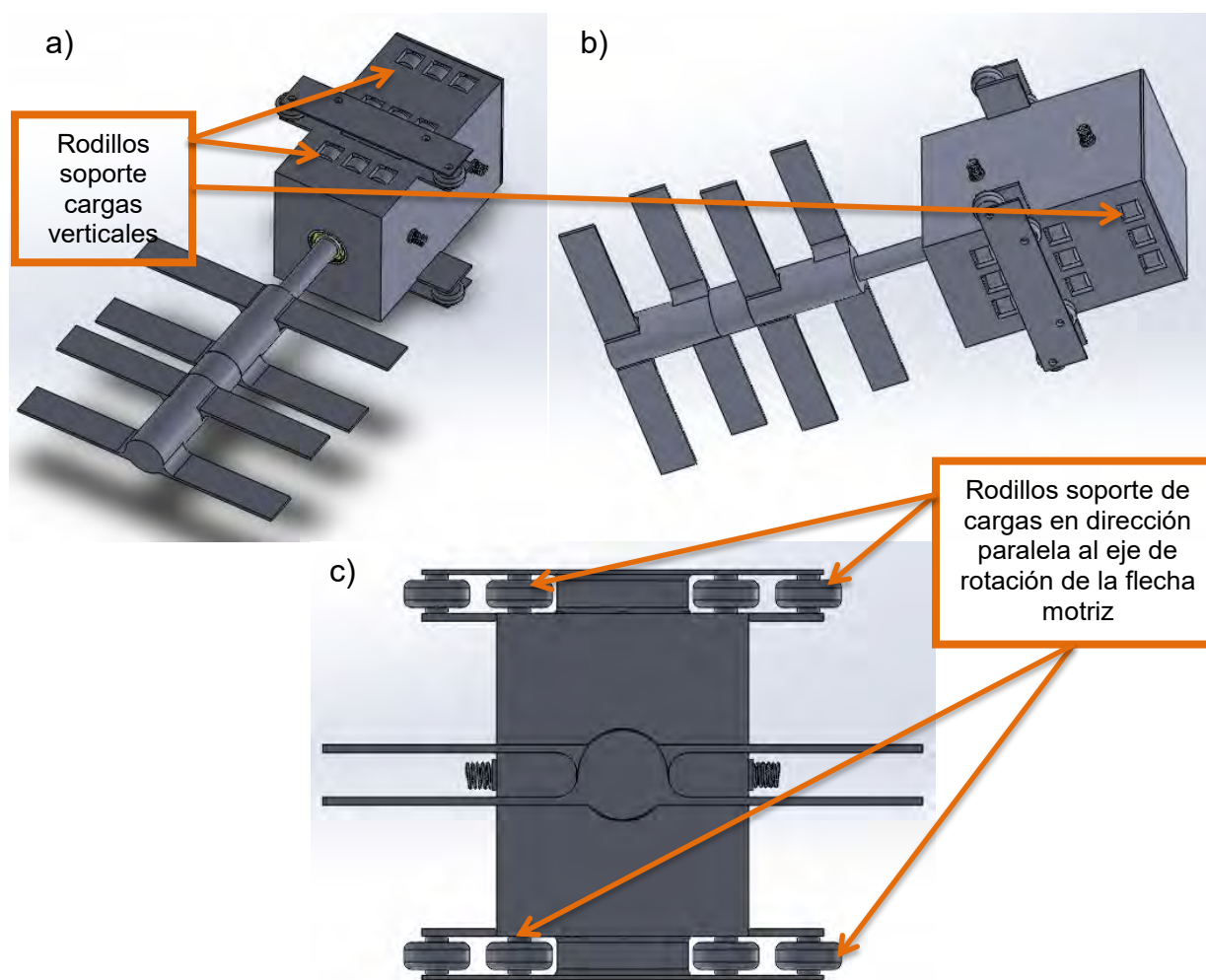


Fig. 3.35 Modificación del conjunto motor, a) Vista 3D de la parte superior b) Vista 3D de la parte inferior, c) Vista frontal del conjunto motor

La propuesta anterior cumple en gran medida con las expectativas de trabajo, pero debido al ajuste de las dimensiones de la plataforma, se obtiene una nueva configuración que se presenta en la Fig. 3.36. El cambio se basa en la idea principal desarrollada en la Fig. 3.35, pero el motor eléctrico que se utiliza en la nueva propuesta tiene dimensiones diferentes de las que se proyectaron en un principio, esto hace que

cambie la forma de la carcasa de conjunto motor y la forma de sujeción del motor dentro de ella.

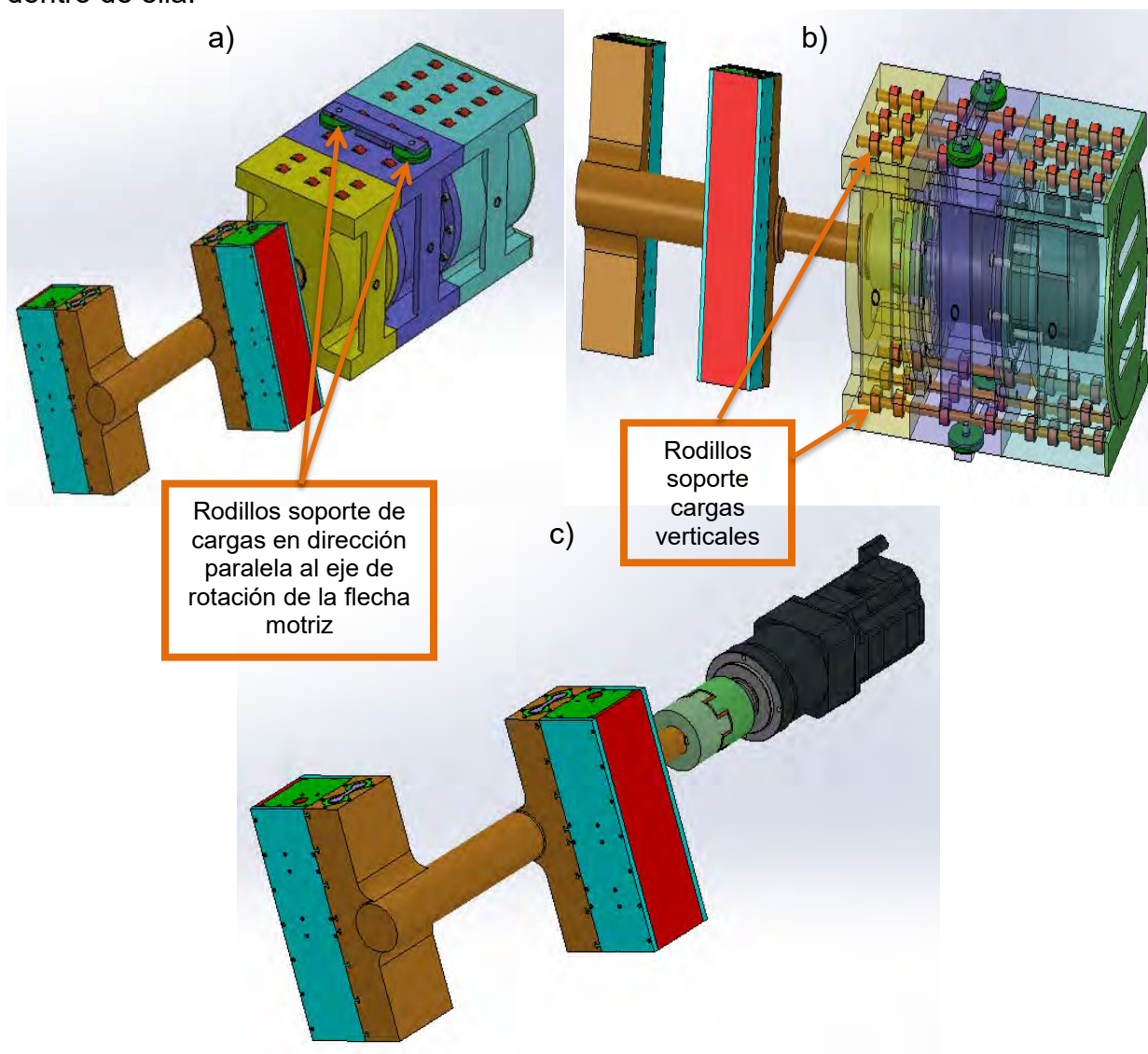


Fig. 3.36 Configuración final del conjunto motor, a) Vista en 3D, b) Vista de los componentes internos, c) Detalle de los componentes internos

Para esta configuración, los componentes internos siguen siendo los mismos. El único cambio es el motor. La razón de esta permuta se explica más detenidamente en el próximo capítulo. El motor cuenta con un sensor que ayuda a determinar la posición angular del rotor, en este arreglo, se puede encontrar un reductor de velocidad y un freno electromagnético, ver Fig. 3.36 c), se mantiene un cople, el cual conecta el motor eléctrico con la flecha motriz. La forma exterior de la carcasa del conjunto motor se secciona en tres partes, el propósito de esto, es lograr acceso más simple a los componentes internos (ver Fig. 3.37). El tipo de cople ha cambiado, debido a que el

anterior toleraba una deformación angular en el sentido de la rotación del rotor del motor eléctrico con respecto de la flecha motriz, esta deformación podría ser de hasta 20° . Con el tipo de cople presentado en la Fig. 3.36 c), se reduce este tipo de deformación, por lo que es mucho más preciso al transmitir el movimiento del motor a la flecha motriz.

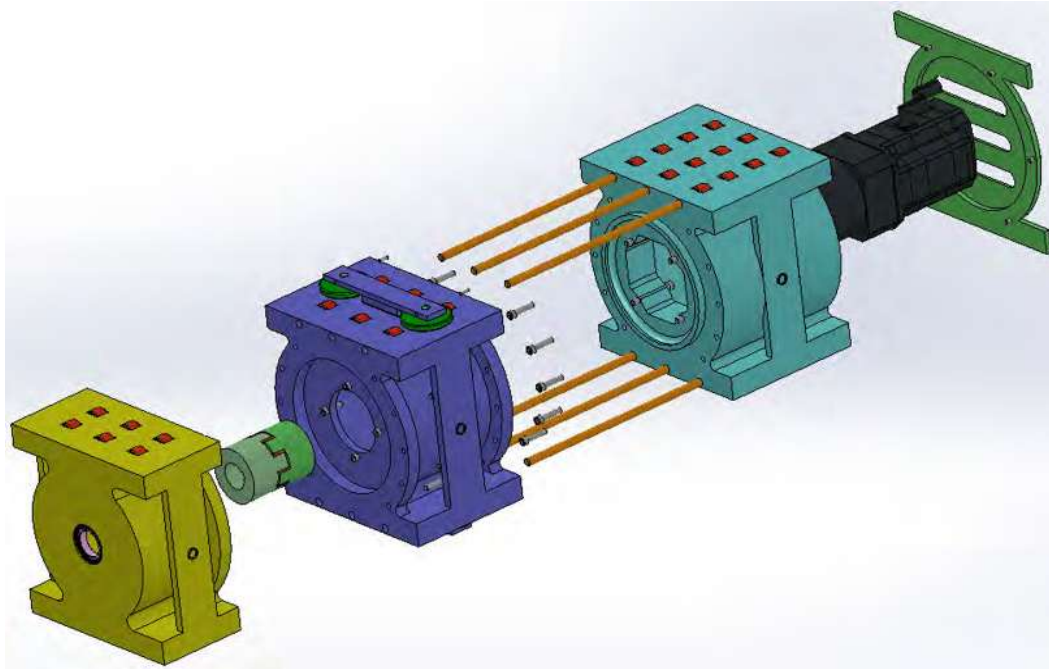


Fig. 3.37 Vista explosionada del conjunto motor

La cantidad de rodillos ha aumentado, lo que responde al cambio de dimensiones de la carcasa. Ésta ha permutado su dimensión longitudinal (paralela al eje de rotación de la flecha motriz) extendiéndose, ver Fig. 3.36 b).

3.7 GUÍAS Y CONTRAPESOS

En el sistema de guías, no se hace ninguna modificación con respecto de los que se utilizan convencionalmente en los sistemas de elevación, lo único que se plantea es la ubicación de esto, para una mayor referencia véase la Fig. 3.1. En el sistema de contrapeso, sucede exactamente lo mismo que con el sistema de guías, se utiliza la forma convencional de ellos.

CAPÍTULO 4

4 INGENIERÍA DE DETALLE

En este capítulo se detalla los diferentes análisis que se realizaron al sistema de elevación, para poder establecer el buen funcionamiento y estabilidad de cada uno de los subsistemas que lo conforman.

4.1 ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE LA PLATAFORMA

La plataforma, como ya se ha dicho antes, es un elemento vital dentro del sistema, debido a que dentro de ella se alberga a los conjuntos motores, así como la cabina, que es el lugar donde se resguarda la carga o personas que se pretenden transportar de forma vertical (ya sea de manera ascendente o descendente).

Pero antes de poder realizar cualquier análisis, primero se establece la posición del sistema de soportes, así como una estrategia de localización de cargas. Como resultado de esto, se tiene diferentes modelos, los cuales se basan en la misma forma geométrica de la plataforma, pero la diferencia estriba donde se colocan las cargas y la disposición que se tiene en los soportes.

El sistema de soportes se establece dentro de la plataforma en el lugar donde trabaja el conjunto motor, ya que estos están conectados a cada una de las columnas que forman el sistema, esto hace que se transfiera el total de la carga del elevador hacia las columnas. En la Fig. 4.1, se muestra el modelo estructural del sistema, el cual sirve para el análisis. Se auxilia del método de elemento finito para poder establecer los puntos de máxima deformación y esfuerzo, permitiendo observar diferentes casos de distribución de carga.

Otro punto importante, es establecer cuál será la carga máxima del sistema, con la ayuda de la norma NOM-53-SCFI-2000, en su sección 5.4, la cual establece los parámetros máximos de carga, tomando en cuenta la superficie de trabajo del elevador y el número de ocupantes.

La propuesta del sistema de elevación que se ha mostrado durante este trabajo, ha tenido diferentes modificaciones, algunas de ellas resuelven problemas del funcionamiento y otras adecuan el tamaño del elevador. Con esto se pretende que el sistema entre en la categoría de elevadores de pequeña a mediana carga y de alturas moderadas, esto sirve para poder precisar la carga máxima del elevador y obtener un número de pasajeros, así como la superficie de carga activa del sistema.

Como ya se ha establecido en el Capítulo 1, no existen precedentes de diseño de un sistema de elevación basado en el mecanismo de Chebyshev, entonces para poder atacar el problema se decide en que clase o categoría de elevador se pretende introducir. La categoría de pequeña a mediana carga es ideal, ya que permite la instalación del sistema dentro de casa, pequeños hospitales, escuelas y pequeños edificios, en los cuales no se tenía contemplado la instalación de elevadores, con esto se abre un espectro bastante grande para el sistema de elevación, puesto que no solo se puede colocar en edificaciones nuevas.

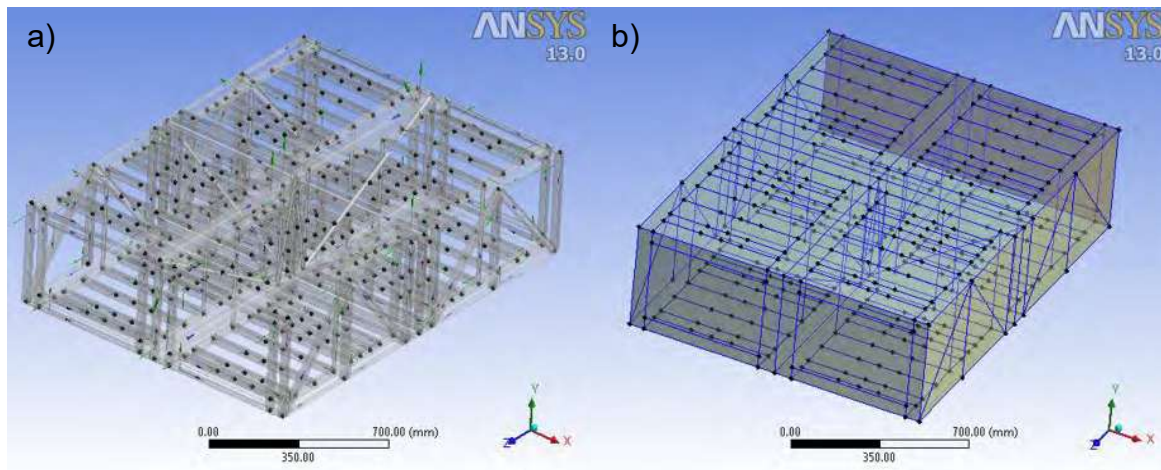


Fig. 4.1 Modelo de estructura de la plataforma para análisis

En la Tabla 4.1, se muestran las dimensiones de la plataforma, basándose en la nomenclatura de la Fig. 4.2 y 4.3.

Tabla 4.1 Dimensiones de la plataforma

Identificación de Cota	Dimensión (m)
A	1.270
B	1.700
C	0.440
A2	2.500
B2	1.506
C2	1.434
D2	1.004
E	1.206

Con los datos de la Tabla 4.1, se calcula el área de la plataforma, por lo que se obtiene lo siguiente:

$$A_1 = C2 * D2 = (1.434 * 1.004) m^2 \quad (4.1)$$
$$A_1 = 1.440 m^2$$

Dónde:

A_1 , es el área de carga de la plataforma

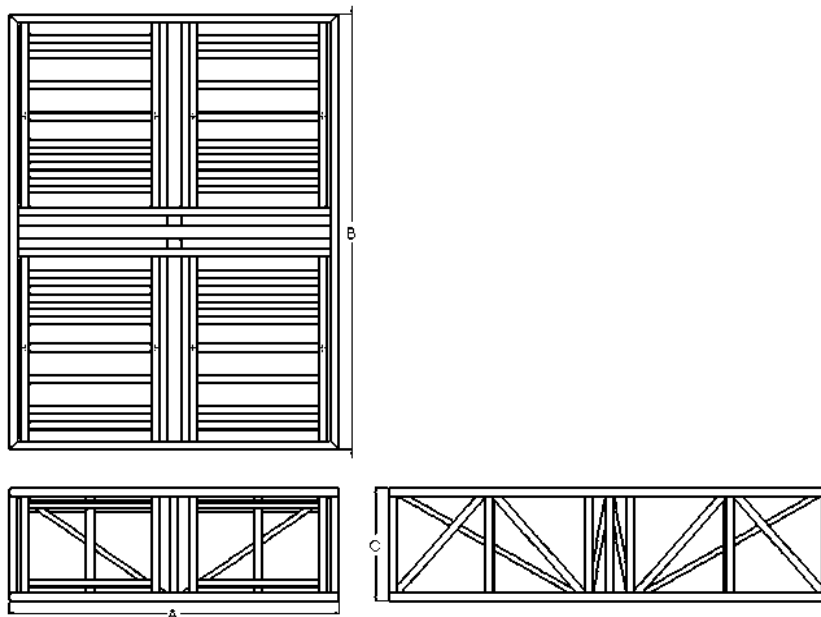


Fig. 4.2 Referencia dimensional de la plataforma

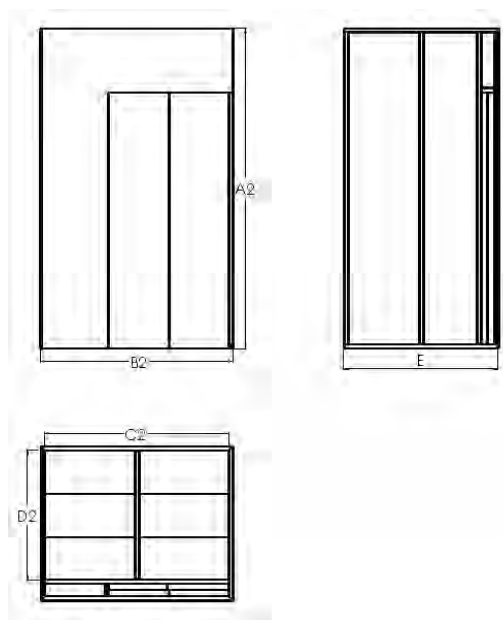


Fig. 4.3 Referencia dimensional de la cabina

Hasta este momento se tiene el área útil del sistema de elevación propuesto, las dimensiones que se muestran en la Fig. 4.2 y 4.3, son seleccionadas en base al tamaño del motor (aunque en este momento no se ha hablado de la cantidad del torque ni las dimensiones del motor, esto se hacen más adelante en este capítulo), y la capacidad de carga del sistema dentro de la categoría de elevadores de pequeña a mediana capacidad, ver Tabla 4.2. Para elevadores de carga mediana el valor máximo de es de 500 kg. En la NOM-53-SCFI-2000, en su sección 5.4, se tiene una tabla que relaciona la capacidad de carga con el área útil y el número de pasajeros.

Tabla 4.2 Clasificación de sistemas de elevación en base a su capacidad de carga [33]

Tipos de Elevadores	Capacidad de carga
Maquinillos o polipastos, para cargas relativamente pequeñas.	Inferiores a 1470.90 N [Inferiores 150 Kg]
Elevadores de cable o de cremallera, para cargas medianas	Entre 1961.32 y 4903.3 N [Entre 200 y 500 Kg]
Elevadores de cremallera con mástiles de acero, para cargas grandes	Mayores de 4903.3 N [Mayores de 500 Kg]

Se toma como valor de la carga nominal el de 4903.3 N (500 Kg) (ver tabla 4.2), a continuación se pone en práctica el siguiente criterio de la norma NOM-53-SCFI-2000, la cual establece que si existen cargas intermedias en los valores presentados en la tabla 1 de la sección 5.4 (ver Apéndice B) se utilice interpolaciones lineales para poder evaluar la cantidad máxima de área útil, así se obtiene los siguientes valores:

$$A_n = \frac{(W_n - W_{ni})}{(W_{nf} - W_{ni})} (A_{nf} - A_{ni}) + A_{ni} \quad (4.2)$$

Donde

A_n , Área útil nominal calculada por medio de la NOM-53-SCFI-2000

W_n , Carga nominal máxima para elevadores medianos

2000 W_{ni} , Carga nominal límite inferior de la tabla 1 presentada en la NOM-53-SCFI-

A_{ni} , Área útil límite inferior de la tabla 1 presentada en la NOM-53-SCFI-2000

2000 W_{nf} , Carga nominal límite superior de la tabla 1 presentada en la NOM-53-SCFI-

A_{nf} , Área útil límite superior de la tabla 1 presentada en la NOM-53-SCFI-2000

Sustituyendo valores en la ecuación (4.2), se consigue lo siguiente:

$$A_n = \frac{(500 - 490)}{(560 - 490)} (1.55 - 1.33) + 1.33$$
$$A_n = 1.361 \text{ m}^2$$

El valor que se obtiene utilizando la ecuación (4.2) con base en la carga nominal de 500 kg, es menor que el propuesto ($A_n < A_1$), pero como se ha dicho antes, el valor propuesto atiende otras necesidades dentro del sistema de elevación, tales como soportar las dimensiones del conjunto motor, impedir interferencia en las columnas, ubicación de contrapesos y sistema de guías, por lo que no se cambia el valor del área útil propuesta, así que se analiza la carga nominal, pero con el área útil propuesta (A_1) y se utiliza el criterio de interpolación lineal como dice la NOM-53-SCFI-2000 para evaluar el valor de esta carga, por lo que se tiene:

$$W_{2n} = \frac{(A_1 - A_{ni})}{(A_{nf} - A_{ni})} (W_{nf} - W_{ni}) + W_{ni} \quad (4.3)$$
$$W_{2n} = \frac{(1.44 - 1.33)}{(1.55 - 1.33)} (560 - 490) + 490$$
$$W_{2n} = 525 \text{ kg}$$

Donde

W_{2n} , es la carga nominal reevaluada para un área máxima útil de 1.44 m^2 .

El valor de W_{2n} sobrepasa el valor de W_n ($W_{2n} > W_n$), pero solo en 25 kg, que desde cierto punto de vista es una cantidad relativamente pequeña por lo que se considera dentro de los elevadores de carga mediano.

Para poder determinar el número de pasajeros máximo se aplica nuevamente la NOM-53-SCFI-2000, la cual dice que para calcular el número de pasajeros es necesario aplicar la siguiente expresión:

$$W_c = 35.2A^2 + 325A \quad (4.4)$$

Donde

W_c , la carga de régimen máxima en kg

A , es el área neta del interior de la cabina en m^2 .

Sustituyendo el valor de A_1 por A en la ecuación (4.4) y realizando las operaciones pertinentes, se logra:

$$W_c = 35.2(1.44)^2 + 325(1.44) \quad (4.5)$$
$$W_c = 540.991 \text{ kg}$$

También la norma dice que el resultado se redondeará al número múltiplo inferior de 70 (peso promedio en kg. De un usuario). Generando lo siguiente:

$$\text{No. de pasajeros máximo} = W_c / 70 \quad (4.6)$$
$$\text{No. de pasajeros máximo} = \frac{540.991}{70} = 7.728$$
$$\text{No. de pasajeros máximo} = 7 \text{ personas}$$

En la tabla 4.3 se muestra los parámetros de diseño del sistema de elevación, con lo cual se analiza el sistema.

Tabla 4.3 Parámetros de diseño

Nombre del parámetro	Valor nominal
Carga nominal máxima	525 kg
No. de pasajeros	7 personas
Superficie de carga	1.44 m ²
Sistema de contrapeso	Si

4.1.1 UBICACIÓN DE LAS CARGAS DENTRO DE LA PLATAFORMA

Debido al funcionamiento del sistema de elevación, al menos una de las columnas se desconecta de la plataforma, esto se presenta ya que los mecanismos de Chebyshev que forman las columnas esta aislados entre sí, por lo que el subsistema que permite la comunicación entre ellos es el sistema de enganche; todo el sistema se configura para que solamente una columna se desconecte a la vez, una consecuencia de esto, es que se presenten diferentes situaciones de carga para el sistema, es por ello que se describen a continuación:

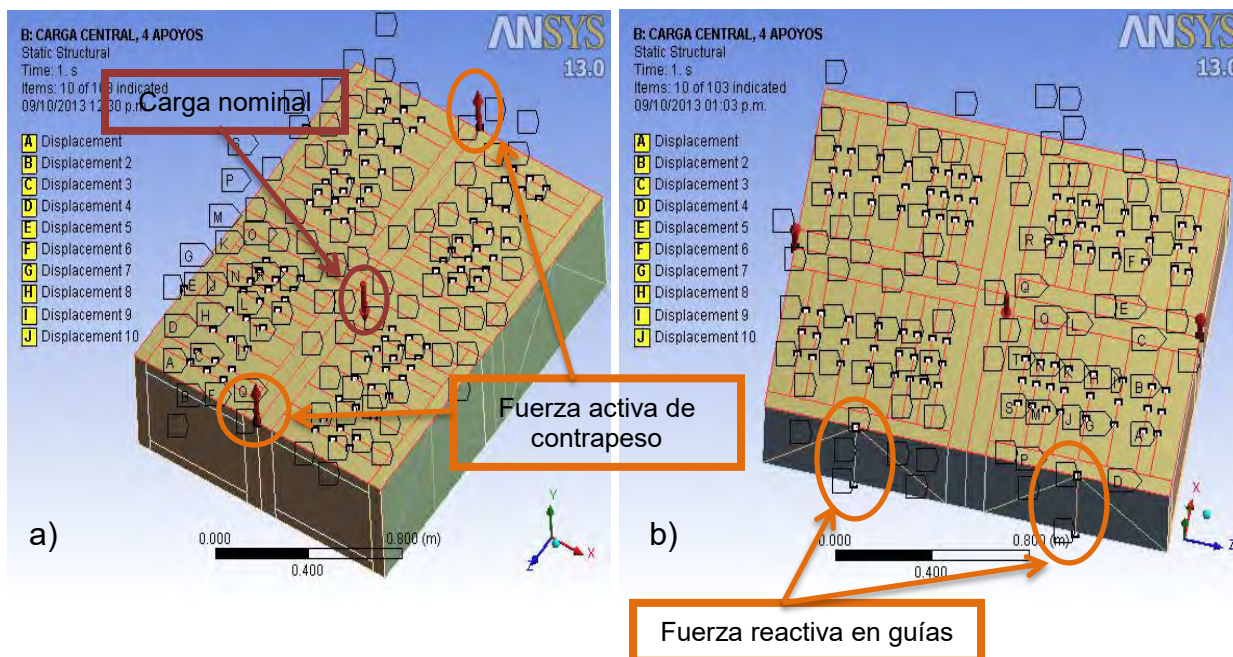


Fig. 4.4 Caso 1, a) Ubicación de carga y fuerza de contrapesos (flechas rojas), b) Ubicación de fuerza en guías y fuerzas reactivas en la localización de los conjuntos motores.

En la Fig. 4.4 a), se muestra la localización de las fuerzas que se producen debido a la presencia de los contrapesos, su funcionamiento se ha explicado en la sección 1.1.1 del capítulo 1, también se muestra la disposición de la carga nominal, la cual se aplica en el área superior de la plataforma, por lo que esta carga se distribuye uniformemente en toda esta área, otra parte es la disposición de las fuerzas reactivas de las guías, las cuales se observan en la Fig. 4.4 b), las guías sirven para poder restringir el movimiento lateral de la plataforma. Los soportes verticales se muestran en la Fig. 4.4, éstas se denotan con puntos de color blanco y flechas transparentes, emulando la fuerza reactiva que se tiene debido a la disposición de los rodillos dentro del conjunto motor; estas fuerzas son importantes en el análisis de todos los casos de carga, ya que su magnitud depende de la cantidad de carga nominal, de la cantidad de soportes y la ubicación de la carga nominal. El caso de carga simula la situación en la que existe carga máxima y se encuentre totalmente enganchada las columnas con la plataforma (o los conjunto motores).

El siguiente caso de carga se muestra en la Fig. 4.5, consta de la misma disposición de las fuerzas en guías, contrapesos, carga nominal, pero el cambio se encuentra en la cantidad de soportes, ya que dentro del funcionamiento del sistema de elevación se tiene que al menos en un momento exista una desconexión de la plataforma con las columnas.

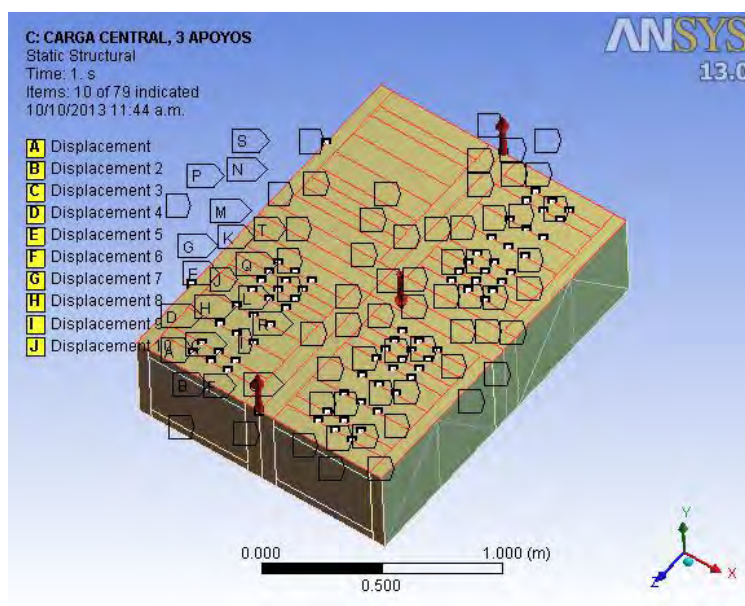


Fig. 4.5 Caso 2 de carga

El caso 3 de carga se tiene en la Fig.4.6, en este caso sólo se mantiene las fuerzas restrictivas en las guías y la fuerza de los contrapesos, y no se cuenta con un soporte. Esta condición emula una situación en la cual no se tiene ningún tipo de carga

en sistema, pero la carga debido a los contrapesos se mantiene, ya que ésta no se desacopla de la plataforma en ningún momento.

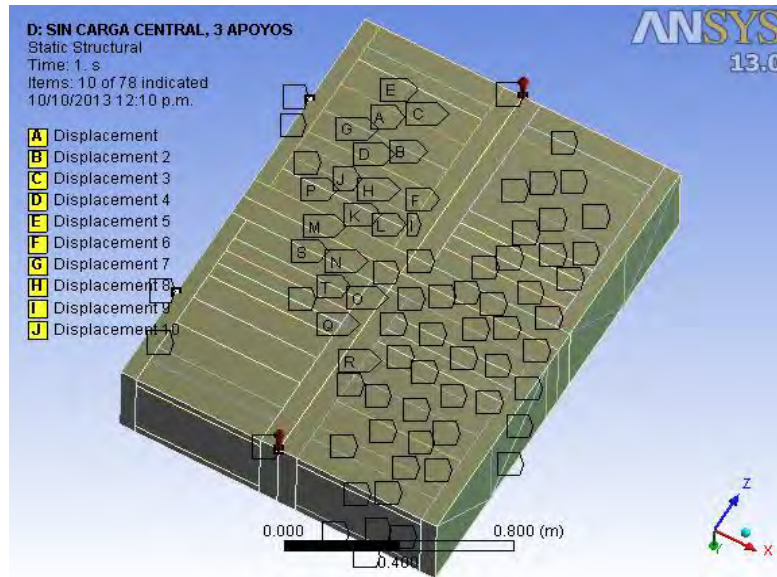


Fig. 4.6 Caso 3 de carga

En el cuarto caso de carga (ver Fig.4.7), la fuerza en guías, contrapeso y la inexistencia de un soporte se mantiene, la diferencia existe por la ubicación de la carga y la magnitud de ésta, ya que se tiene un área menor de aplicación de la carga, esta corresponde al lugar donde no se tiene soporte, se compensa para cubrir esta área en específico.

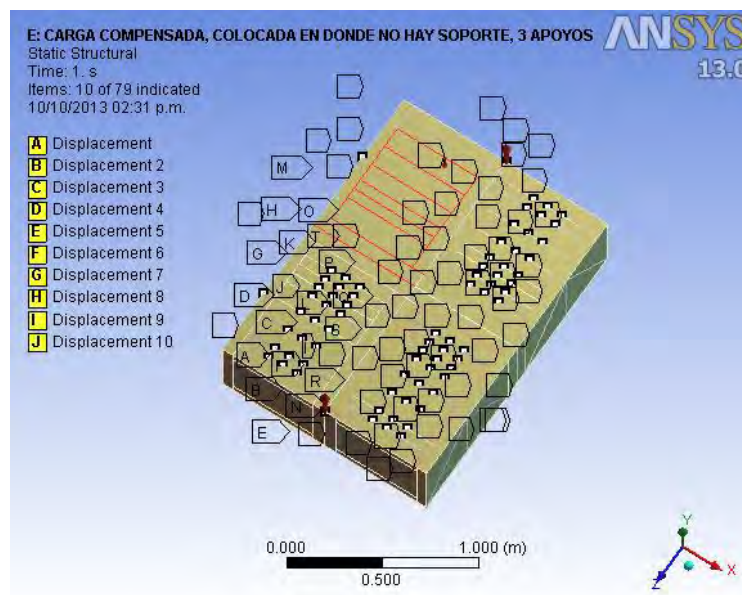


Fig. 4.7 Caso 4 de carga

El quinto caso se mantiene la misma situación de soportes, guías y contrapeso, en este caso la carga se ubica en la parte posterior de la entrada de la cabina, la razón para esto es la tendencia de los usuarios a colocarse en la parte final de los elevadores, la carga para este caso también es compensada de acuerdo con el área de aplicación de la fuerza (ver Fig. 4.8).

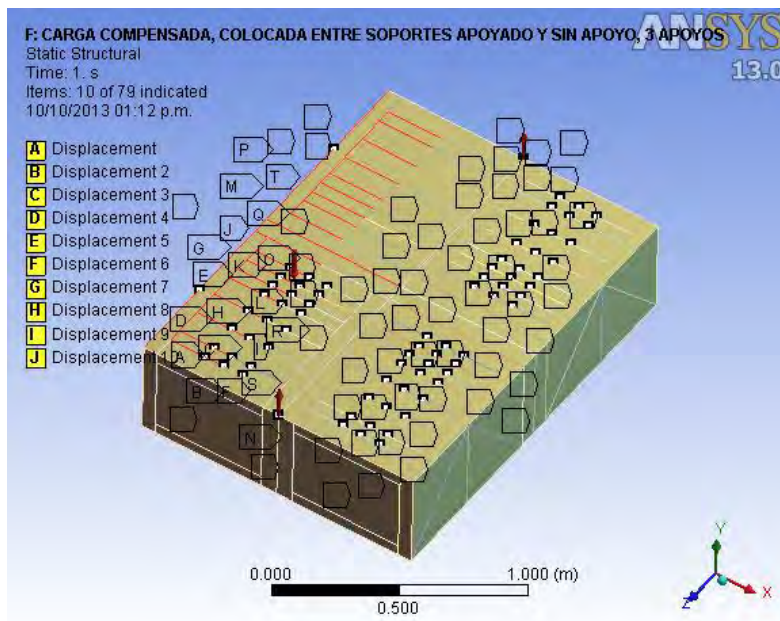


Fig. 4.8 Caso 5 de carga

4.1.2 CARGAS DENTRO DE LA PLATAFORMA

En la sección anterior se estableció los diferentes casos de carga que se utiliza para analizar el sistema de elevación, pero no se ha dicho nada de la magnitud de éstas exceptuando el valor de carga nominal (ver sección 4.1) que es de 525 kg, por lo tanto en esta sección se aborda el tema de la magnitud de la fuerza o peso del contrapeso, que es una fuerza que relaciona al peso de toda la plataforma y la carga nominal como ya se ha expuesto en la sección 1.1.1 del capítulo 1.

Para iniciar se establece el tipo de material tentativo que se utiliza tanto en la plataforma como en los conjuntos motores, esto sirve para conocer la magnitud del peso de la plataforma, por lo que el tipo de material que se utiliza se presenta en la Tabla 4.4

Tabla 4.4 Materiales utilizados [15]

Plataforma				
Material ¹	Sy (MPa)	Su (MPa)	Módulo de elasticidad (Pa)	Densidad (kg/m^3)
Acero ASTM A514 ²	700	800	2×10^{11}	7680
Aluminio AISI 2014 T4 ³	324	469	7×10^{10}	2780
Fibra de carbono Zoltek Panex 35	--	3800	2.28×10^{11}	1810
Conjunto motor⁴				
Material	Sy (MPa)	Su (MPa)	Módulo de elasticidad (Pa)	Densidad (kg/m^3)
Aluminio AISI 2014 T4	324	469	7×10^{10}	2780
Eslabones mecanismo de Chebyshev				
Material	Sy (MPa)	Su (MPa)	Módulo de elasticidad (Pa)	Densidad (kg/m^3)
Acero AISI 6150 OQT 700	1570	1700	2×10^{11}	7680

Estos materiales se escogieron en base de sus características y uso normal. La plataforma usa dos tipos de materiales metálicos (acero y aluminio), el acero se utiliza en el marco de la plataforma y en los elementos que trabajan junto con los rodillos del conjunto motor, el aluminio se utiliza en los miembros de arriostramiento transversal, las cubiertas de la plataforma se proyectan con láminas de fibra de carbono; en la Tabla 4.5 se muestra los diferentes perfiles que se utilizan en la construcción de la plataforma y también se puede auxiliar de la Fig. 4.9 para ubicar los diferentes perfiles estructurales dentro del arreglo.

¹ Todos los datos de las propiedades mecánicas de los materiales utilizados se obtuvieron del libro publicado por: R. L. Mott, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Segunda ed., Prentice Hall Hispanoamérica, S. A., 1995.

² ASTM es el acrónimo en inglés de American Society for Testing and Materials.

³ AISI es el acrónimo en inglés de *American Iron and Steel Institute* (Instituto americano del hierro y el acero).

⁴ El material mostrado solo comprende a la carcasa del motor para tener una mayor referencia de como está constituido el conjunto motor véase la tabla 4.7.

Tanto la Fig. 4.9 y la tabla 4.5 trabajan en conjunto, esto es, en la Tabla 4.5 se tiene el tipo de perfil estructural, el cual está designado con un número de elemento, por lo que para cada elemento de la Tabla tiene un tipo de perfil y material, dando como resultado la distribución tanto de materiales como de los diferentes tipos de perfiles que se muestran en la Fig. 4.9; los números encerrados con un círculo (ver Fig. 4.9) sirven para distinguir el número de elemento en la Tabla 4.5.

Tabla 4.5 Tipos de perfiles estructurales utilizados

No. Elemento	Tipo de perfil estructural	Material
1	Angulo de lados iguales L 32x32 mm	Acero ASTM A514
2	Tubería estructural cuadrada de 30x30 mm	Acero ASTM A514
3	Tubería estructural rectangular de 30x50 mm	Acero ASTM A514
4	Tubería estructural sección circular de ϕ 21.3 mm	Aluminio AISI 2014 T4
5	Tubería estructural cuadrada de 30x30 mm	Aluminio AISI 2014 T4

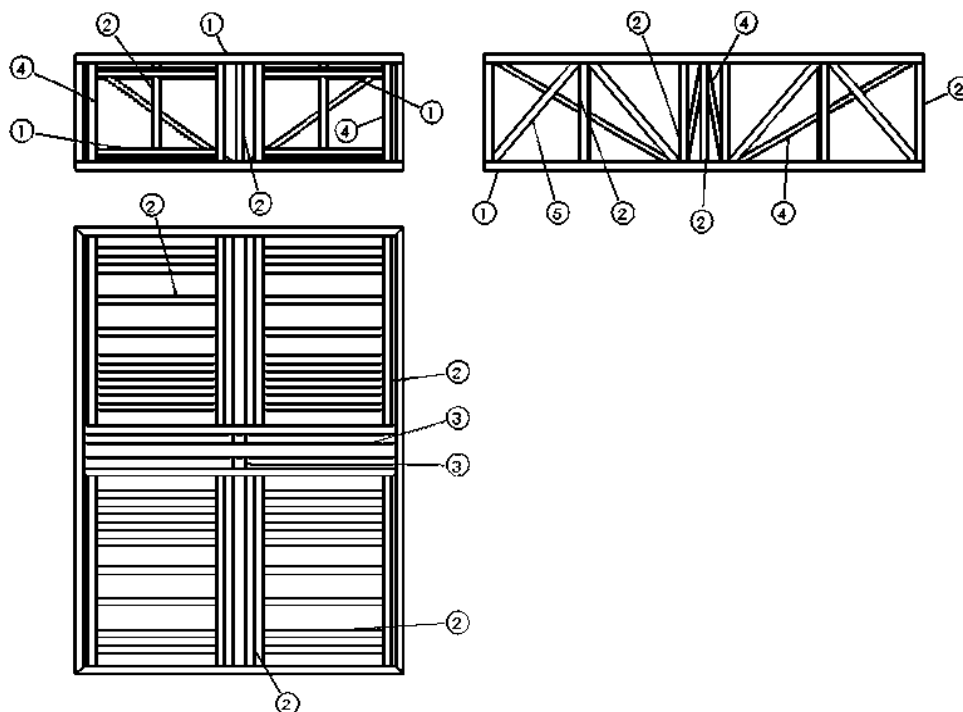


Fig. 4.9 Referencia de la ubicación de los diferentes perfiles estructurales utilizados en la plataforma

En la Fig. 4.10 se tiene una representación de la plataforma en 3D, la cual sirve para visualizar de mejor manera los tipos de perfiles que la conforman, también permite entender de forma más eficiente que partes del arreglo utiliza acero y aluminio.

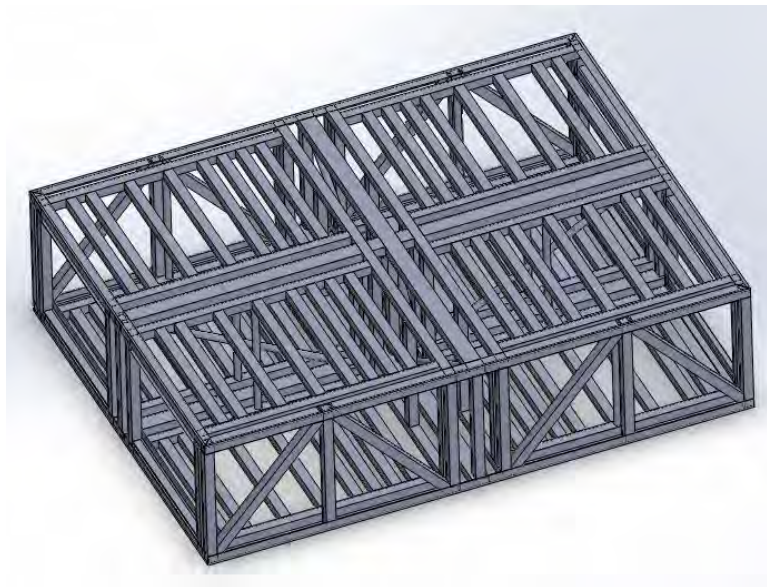


Fig. 4.10 Representación en 3D de la plataforma

El siguiente paso es analizar el peso de plataforma, por lo que se utiliza el área de sección transversal y la longitud de los elementos que forman la plataforma, y la densidad del material de la cual están hechos, en esta ocasión se hace uso de la herramientas computacionales para poder realizar este cálculo por lo que obtiene el siguiente resultado (ver Tabla 4.6):

Tabla 4.6 Propiedades de la plataforma

Propiedades	
Volumen	$5.01265 \times 10^{-2} \text{ m}^3$
masa	246.19 kg

Otra parte que constituye a la plataforma, es el conjunto motor el cual alberga al motor eléctrico y los rodillos que forman el sistema que permite el desplazamiento oscilante del eslabón acoplador, la Tabla 4.7 muestra los materiales de los cuales está construido el conjunto motor.

La cabina como elemento que forma parte del sistema de elevación también es tomada en cuenta dentro del cálculo de la masa total del sistema de elevación, cuyo valor se puede observar en la Tabla 4.8. La flecha motriz funge como enlace dentro del sistema de elevación, entre el conjunto motor y los mecanismo de Chebyshev que forman las columnas, por lo tanto la flecha motriz y los mecanismos de Chebyshev

también son tomados en cuenta para el análisis, por lo que estos datos son presentados en las Tablas 4.9 y 4.10, respectivamente.

Tabla 4.7 Conjunto motor

Propiedades de los elementos				
No. elemento	Descripción	Masa (kg)	Material	Cantidad
1	Tapa trasera ranurada	2.32	Aluminio AISI 2014 T4	1
2	Carcasa posterior	47.647	Aluminio AISI 2014 T4	1
3	Carcasa intermedia	38.293	Aluminio AISI 2014 T4	1
4	Carcasa frontal	32.793	Aluminio AISI 2014 T4	1
5	Motor eléctrico sincrónico de imanes permanentes	24.6	----	1
6	Rodillos del sistema de movimiento horizontal	0.039	Combinación de poliuretano, aluminio y acero	48
7	Flecha de sujeción de rodillos	0.940	Acero AISI 6150 OQT 700	3
8	Cojinete de contacto giratorio de bolas SKF 6010-2z	0.26	----	1
9	Cople Rotex GS No.48	6.69	---	1
10	Tornillo ISO 4762 M10x45 N	0.069	---	20
11	Tornillo ISO 7380 M8x20 N	0.011	---	6
12	Tornillo 4762 M10x80 80N	0.069	---	4
13	Tornillo ISO 4762 M8x35 35N	0.021	---	4
14	Tornillo ISO 4029 M6x20 N	0.005	---	4
15	Anillo de retención ANSI B27.7-3BM1-80	0.027	---	1
16	Rodillo del sistema de movimiento horizontal	0.100	Combinación de poliuretano, aluminio y acero	4
Masa Total		159.548		

Tabla 4.8 Cabina

Propiedades	
Volumen	0.17 m ³
masa	193.428 kg

Tabla 4.9 Mecanismo de Chebyshev

Propiedades de los elementos				
No. elemento	Descripción	Masa (kg)	Material	Cantidad
1	Eslabón acoplador	73.545	Acero AISI 6150 OQT 700	1
2	Eslabón balancín sin delimitador	30.738	Acero AISI 6150 OQT 700	1
3	Eslabón balancín con delimitador	30.738	Acero AISI 6150 OQT 700	1
4	Cojinete de contacto lineal Danaher-SSEM25 OPN	0.107	---	4
5	Cojinete de contacto giratorio de bolas SKF	0.018	---	4

	61804-2RZ			
6	Cojinete de contacto giratorio de empuje	0.004	---	2
7	Separador de Cojinete de contacto giratorios de bolas	0.004	Acero AISI 6150 OQT 700	2
8	Anillo de retención ANSI B27.7M-3BM1	0.002	---	2
	Masa total	135.541		

Tabla 4.10 Flecha motriz

Propiedades de los elementos				
No. elemento	Descripción	Masa (kg)	Material	Cantidad
1	Carcaza de Flecha	59.730	Acero AISI 6150 OQT 700	1
2	Tapa frontal/posterior	3.586	Acero AISI 6150 OQT 700	2
3	Tapa lateral	0.429	Acero AISI 6150 OQT 700	2
4	Tapa superior	4.493	Acero AISI 6150 OQT 700	2
5	Motores lineales STB2506	3.161	---	4
6	Chumacera del conector del perno	0.079	Acero AISI 6150 OQT 700	4
7	Conector del perno	0.635	Acero AISI 6150 OQT 700	4
8	Perno	1.513	Acero AISI 6150 OQT 700	4
9	Cuña Pratt y Whitney	0.026	Acero AISI 1020	1
10	Cojinete de contacto lineal Danaher-SSEM25 OPN	0.107	----	8
11	Tapa de Cojinete de contacto lineal	0.033	Acero AISI 6150 OQT 700	8
12	Tornillo ISO 4762 M3x6	0.0008	---	24
13	Tornillo ISO 4762 M3x20	0.002	---	16
14	Tornillo ISO 4762 M6x20	0.008	---	8
15	Tornillo ISO ANSI B18.3.5 M3x0.5x10	0.0007	---	16
16	Tornillo ISO ANSI B18.3.5 M3x0.5x20	0.001	---	32
17	Tornillo ISO ANSI B18.3.1 M3x0.5x65	0.004	---	16
18	Tornillo ISO ANSI B18.3.1 M3x0.5x16	0.001	---	44
	Masa total	99.7104		

Con lo anterior se puede calcular el peso del sistema de elevación, pero no hay que perder de vista que el sistema utiliza cuatro columnas por lo que existe la misma cantidad de mecanismos de Chebyshev que rodean la plataforma, la misma consideración sirve para los conjuntos motores y las flechas motrices; este cálculo permite precisar el tamaño de los contrapesos, ya que ellos están relacionados con la carga nominal y el peso de la plataforma, ver ecuación (4.7)

$$W_{cp} = W_{Tp} + \frac{W_{2n}}{2} \quad (4.7)$$

Donde

W_{cp} , es el peso del sistema de contrapesos

W_{Tp} , es el peso de la plataforma combinada con los pesos de los conjuntos motores, flecha motriz, cabina y mecanismos de Chebyshev.

W_{2n} , es la carga nominal reevaluada para un área máxima útil de 1.44 m^2 .

Con los datos mostrados en las Tablas de 4.6 a la 4.10 se calcula a W_p , por cual genera la siguiente expresión:

$$m_{Tp} = m_{pt} + 4m_{cm} + 4m_{ch} + 4m_{fm} + m_{ca} \quad (4.8)$$

$$W_{Tp} = m_{Tp}g \quad (4.9)$$

Donde

m_{Tp} , es la masa total del sistema de elevación

m_{pt} , es la masa total de la plataforma reportada en la Tabla 4.6

m_{cm} , es la masa total del conjunto motor obtenida en la Tabla 4.7

m_{ca} , es la masa total de la cabina que se presenta en la Tabla 4.8

m_{ch} , es la masa total del mecanismo de Chebyshev reportada en la Tabla 4.9

m_{fm} , es la masa total de la flecha motriz obtenida en la Tabla 4.10

W_{Tp} , es el peso total del sistema de elevación

g , es la constante de la aceleración de la gravedad de 9.80665 m/s^2

Sustituyendo los valores pertinentes de las Tablas 4.6 a 4.7 en la ecuación (4.8), se puede obtener:

$$m_{Tp} = 246.19 + 4(159.548) + 4(135.541) + 4(99.7104) + 193.428$$
$$m_{Tp} = 2018.816 \text{ kg}$$

El valor obtenido para m_{Tp} se sustituye en la ecuación (4.9), la cual produce el siguiente resultado:

$$W_{Tp} = 2018.816(9.80665) \left[\frac{kg \ m}{s^2} \right]$$
$$W_{Tp} = 19797.822 \ N$$

El contrapeso que se propone, no tiene cable de compensación con lo cual la ecuación (4.7) queda sin ninguna modificación. Por lo que a la hora de sustituir datos se presenta lo siguiente:

$$W_{cp} = 19797.822 + \frac{5148.491}{2} \ [N]$$
$$W_{cp} = 22372.068 \ N$$

El valor de W_{cp} se divide en dos por que se utilizan dos contrapesos situados a los lados de la entrada de la cabina (ver Fig. 3.1) por lo tanto el valor para cada contrapeso es de:

$$W_{cpin} = \frac{W_{cp}}{2} \ [N]$$
$$W_{cpin} = 11186.034 \ N$$

Donde

W_{cpin} , es la magnitud del peso para cada contrapeso dentro del sistema de elevación

En la Tabla se hace un resumen del tipo de carga y su magnitud que interviene en el análisis de la plataforma:

Tabla 4.11 Tipos de cargas en la plataforma

Tipo de carga	Magnitud (N)
Carga nominal del sistema de elevación	5148.491
Peso de cada contrapeso	11186.034

4.1.3 ANÁLISIS DE LA PLATAFORMA

En la sección 4.1.1 se muestra un modelo de la plataforma, la cual ubica las diversas fuerzas que intervienen en el análisis, a continuación se presentan los resultados tras solucionar el modelo, la herramienta que nos ayuda a solucionar el sistema es el análisis por elemento finito, por medio de la cual se puede obtener tanto el análisis estático como el análisis de los esfuerzos y deformaciones que se presentan en cada caso de carga mostrado en la sección 4.1.1, para ello se utilizan las magnitudes de las fuerzas exhibidas en la sección 4.1.2, lo que produce los siguientes datos.

4.1.3.1 CASO 1

Para este caso se utiliza el modelo que se presenta en la Fig. 4.4, al resolver el modelo matemático se generan los datos presentados en las Figs. 4.11 a 4.13, los cuales corresponden a las magnitudes de los esfuerzos combinados (máximos y mínimos), y las deformaciones.

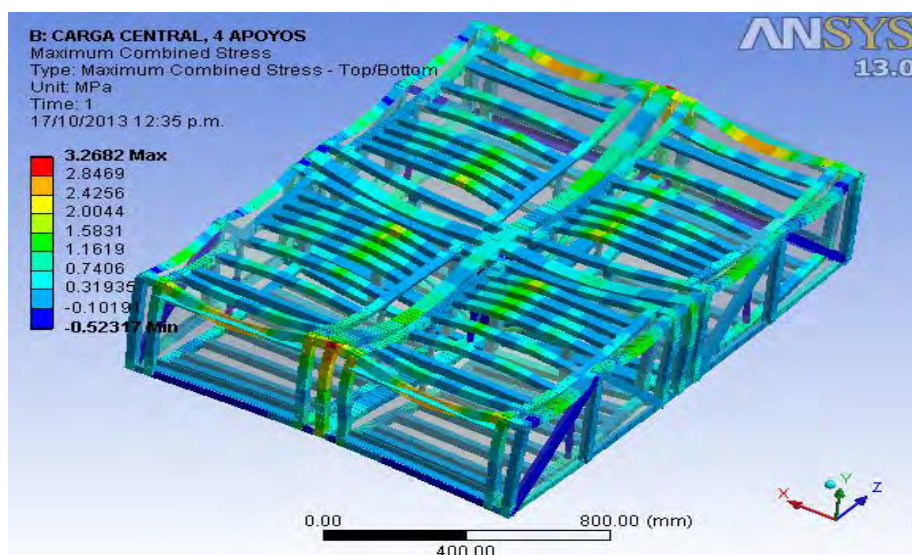


Fig. 4.11 Esfuerzo combinado máximo considerando el caso 1 de carga

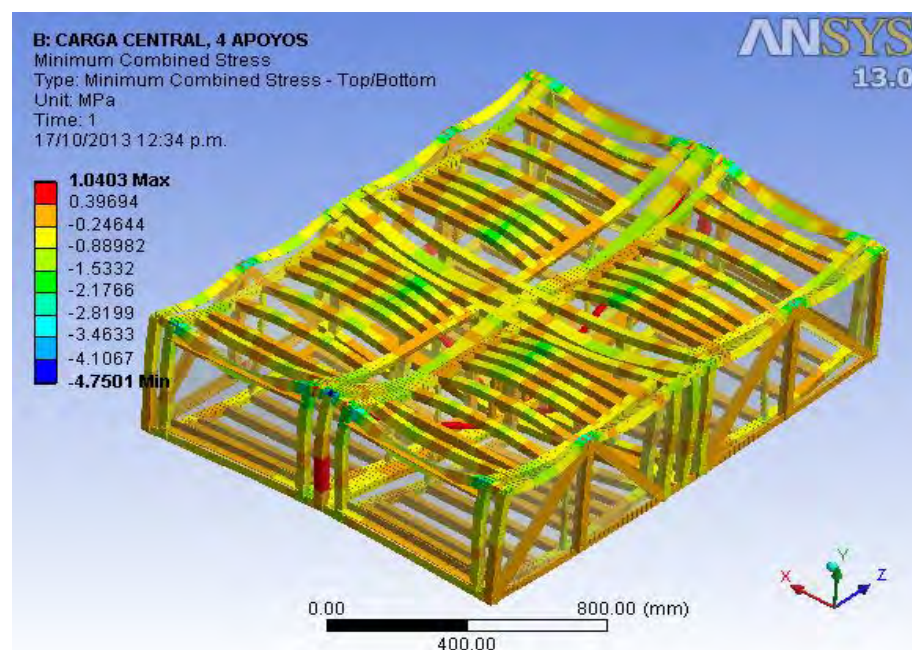


Fig. 4.12 Esfuerzos combinados mínimos considerando el caso 1 de carga

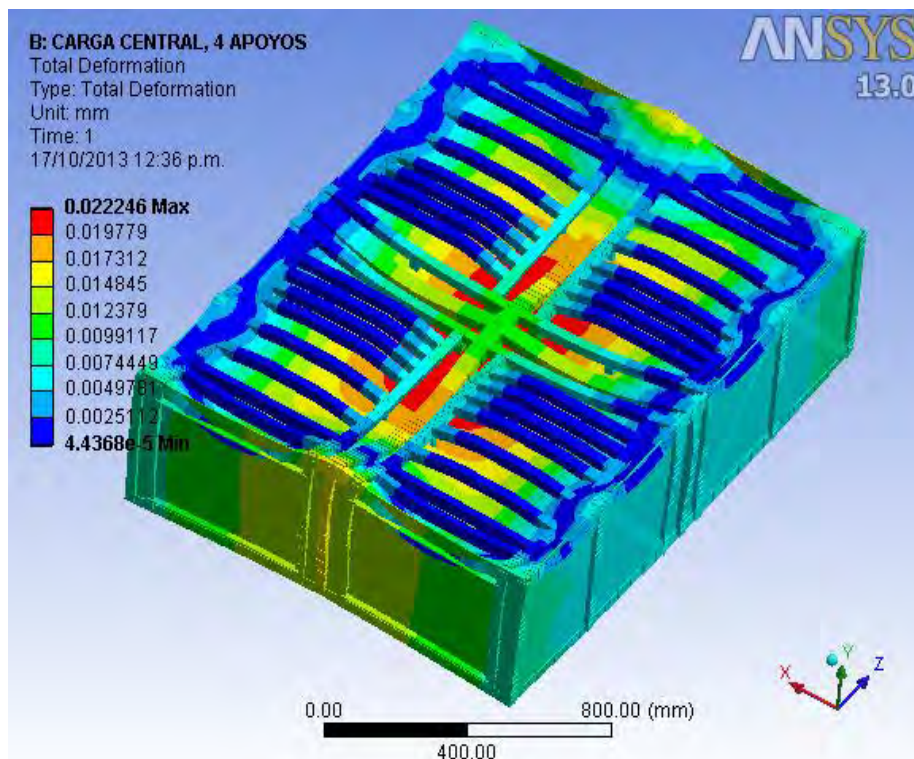


Fig. 4.13 Deformaciones en la plataforma debido al caso 1 de carga

En la Tabla 4.12, se hace un resumen de las magnitudes mínimas y máximas que se presentan en este caso 1 de carga.

Tabla 4.12 Resumen de datos de análisis caso 1 de carga

Concepto	Magnitud
Esfuerzo combinado máximo	
Mínimo	-0.523 MPa
Máximo	3.268 MPa
Esfuerzo combinado mínimo	
Mínimo	-4.750 MPa
Máximo	1.040 MPa
Deformación	
Mínima	4.437×10^{-5} mm
Máxima	0.022 mm

Las magnitudes de los esfuerzos son mínimas y no rebasan el límite elástico del material, otra parte importante es que las deformaciones son mínimas y no rebasan los 0.025 mm, se podría suponer que el sistema de plataforma es muy robusto, pero en realidad lo que se pretende es que el sistema tenga el mínimo de deformaciones para que de cierta manera se pueda considerar como un cuerpo rígido, esto es debido a la

necesidad de tener una precisión grande a la hora de realizar el cambio de mecanismo de Chebyshev en las columnas.

4.1.3.2 CASO 2

Este caso se analiza conforme a la Fig. 4.5, y al igual que en la sección 4.1.3.1 los datos se presentan en las Fig. 4.14 a la 4.16.

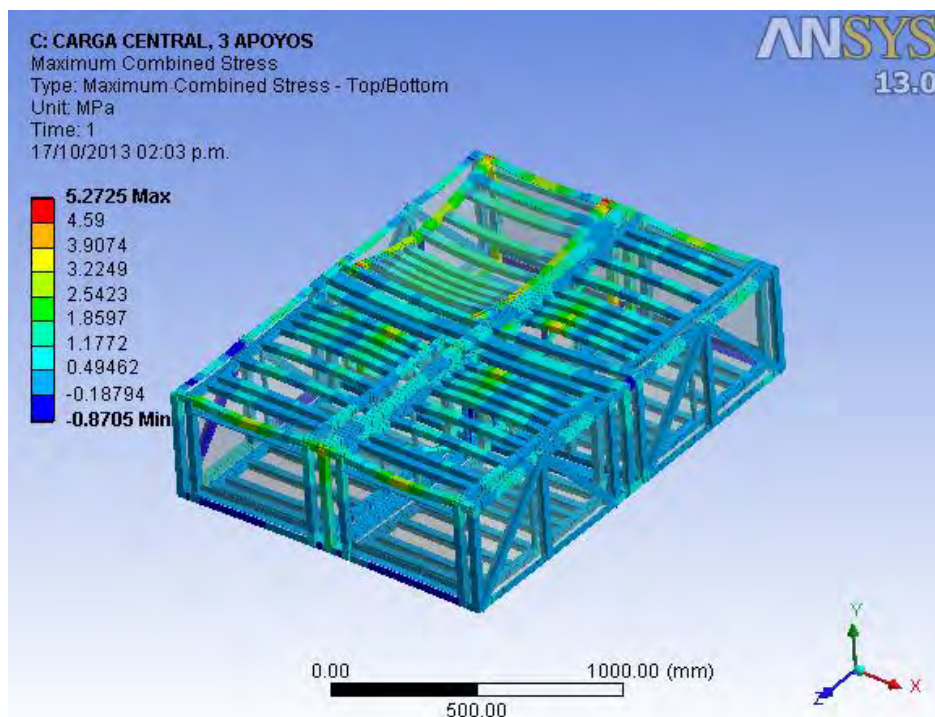


Fig. 4.14 Esfuerzos combinado máximo caso 2 de carga

En la Tabla 4.13, se hace un resumen de las magnitudes mínimas y máximas que se presentan en este caso 2 de carga.

Tabla 4.13 Resumen de datos de análisis caso 2 de carga

Concepto	Magnitud
Esfuerzo combinado máximo	
Mínimo	-0.871 MPa
Máximo	5.273 MPa
Esfuerzo combinado mínimo	
Mínimo	-5.401 MPa
Máximo	1.090 MPa
Deformación	
Mínima	3.163×10^{-5} mm
Máxima	0.082 mm

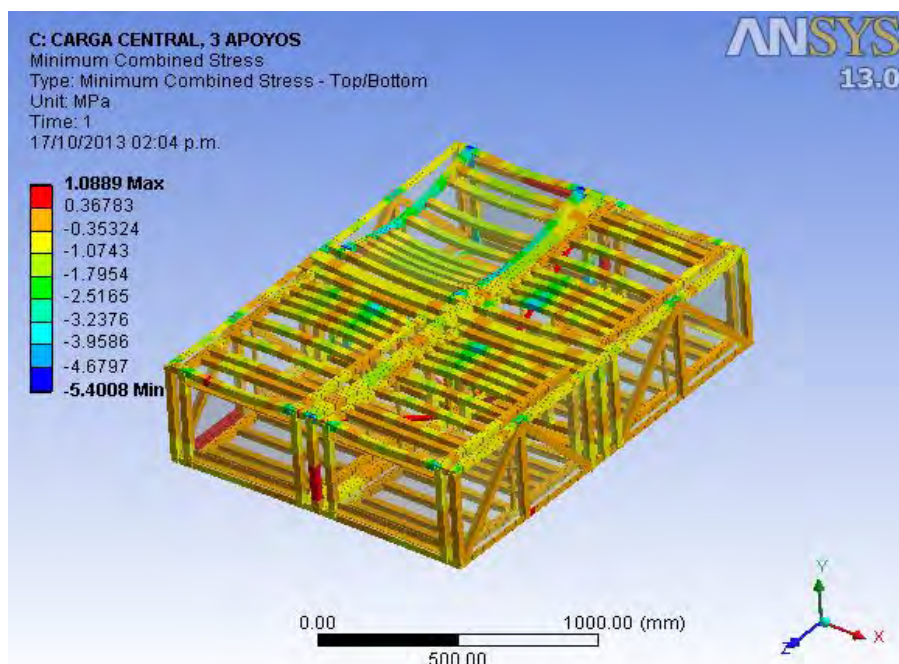


Fig. 4.15 Esfuerzo combinado mínimo para el caso 2 de carga

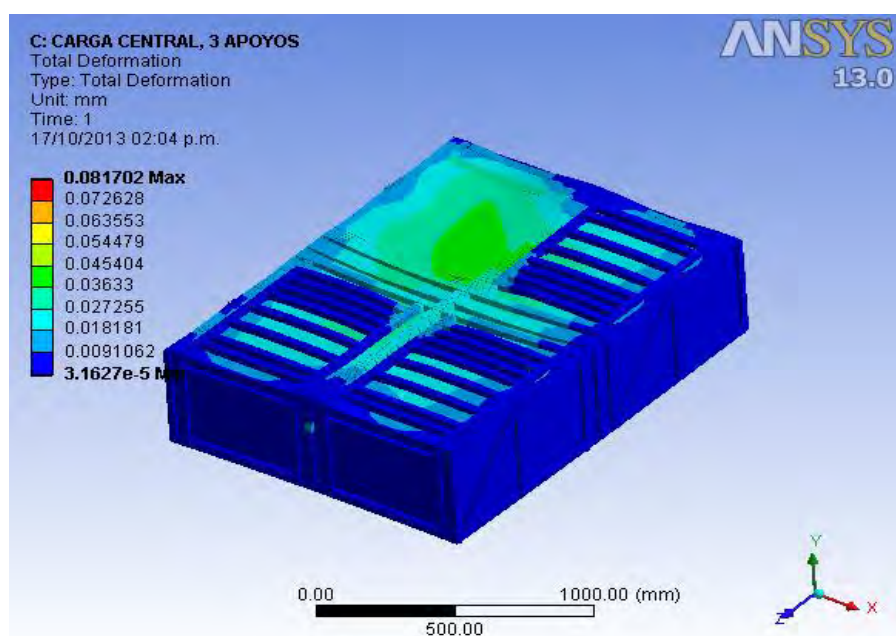


Fig. 4.16 Deformaciones producidas por el caso 2 de carga

Como se puede observar en las Figs. 4.14 y 4.15, los esfuerzos combinados son pequeños si se comparan con el del límite elástico de los materiales que constituyen a la plataforma, también ocurre lo mismo que en el caso 1 de carga, donde la deformación máxima es muy pequeña alrededor de 0.082 mm, pero es más grande que la del caso 1.

4.1.3.3 CASO 3

Para este caso se utiliza la Fig. 4.6, que muestra la localización de las cargas que se analizan, los resultados se presentan en las Figs. 4.17 a la 4.19.

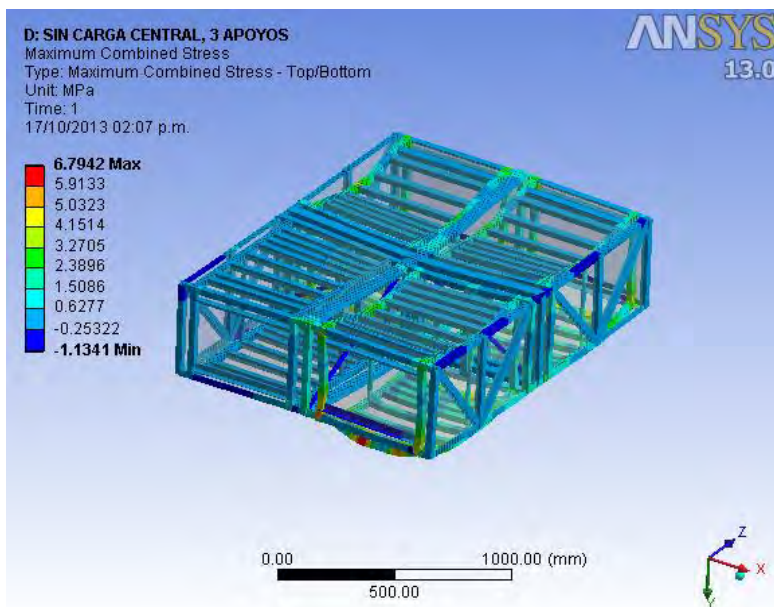


Fig. 4.17 Esfuerzo combinado máximo para el caso 3 de carga

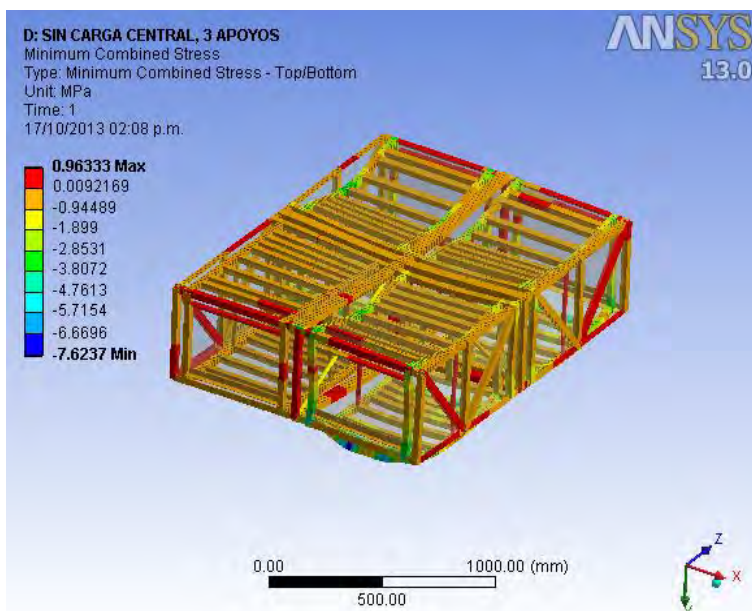


Fig. 4.18 Esfuerzo de combinado mínimo para el caso 3 de carga

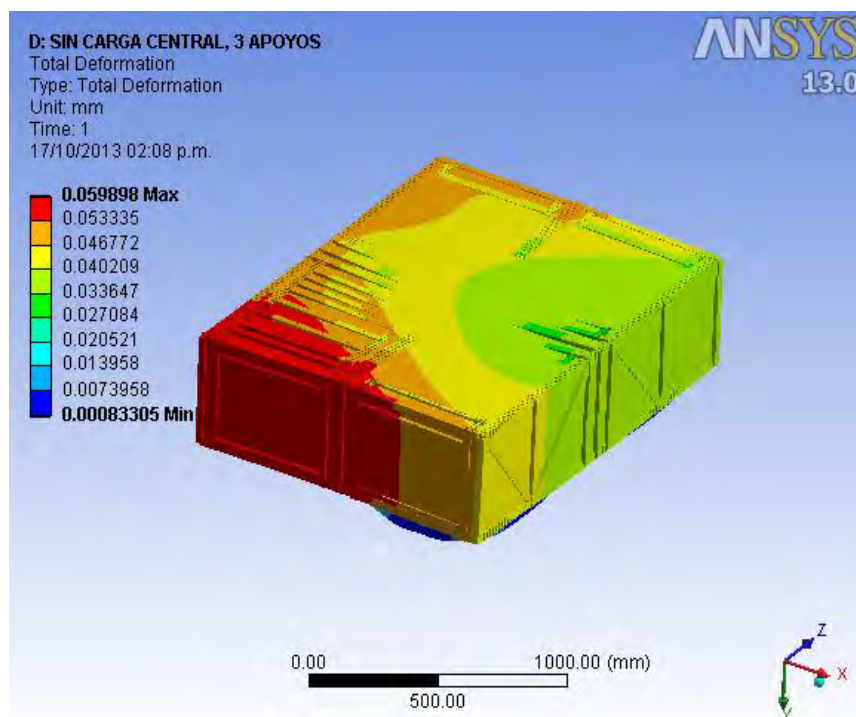


Fig. 4.19 Deformación de la plataforma debido a la aplicación del caso 3 de carga

En la Tabla 4.14 se hace un resumen de las magnitudes mínimas y máximas que se presentan en este caso 3 de carga.

Tabla 4.14 Resumen de datos de análisis caso 3 de carga

Concepto	Magnitud
Esfuerzo combinado máximo	
Mínimo	-1.134 MPa
Máximo	6.794 MPa
Esfuerzo combinado mínimo	
Mínimo	-7.624 MPa
Máximo	0.963 MPa
Deformación	
Mínima	8.331×10^{-4} mm
Máxima	0.06 mm

Los esfuerzos combinados al igual que en las secciones anteriores se mantiene en valores bajos y las deformaciones no sobrepasan a 0.06 mm; las deformaciones máximas presentadas en este caso de carga son menores que en la sección anterior, aunque las deformaciones mínimas son superiores a las presentadas en la sección 4.1.3.2, esto es debido a que existe una mayor carga en dirección vertical opuesta al sentido en el que se aplica la carga nominal del sistema correspondiente a la fuerza aplicada por los contrapesos, ya que en este caso no existe la aplicación de una carga



nominal del elevador, por lo que las deformaciones presentadas son producidas solamente por la carga de los contrapesos, provocando que la dirección de las fuerza reactivas en los rodillos del conjunto motor cambie, oponiéndose al sentido de la dirección de la carga aplicada por los contrapesos.

4.1.3.4 CASO 4

Para este caso se utiliza como referencia la Fig. 4.7, la cual utiliza una carga compensada, la razón de esto es por el objetivo que persigue este caso de carga; el cual tiene como objetivo aplicar una carga en un punto donde no exista soporte, causando de esta manera una concentración de la carga, pero para ser congruentes con la NOM-53-SCFI-2000, la carga que soporta el sistema de elevación se calcula en base a el área efectiva de la cabina, por lo que se recalcula la carga que se utiliza en este caso; el área la cual se fija como objetivo es la parte de la cabina en la cual no se coloca soporte, por lo que se toma en cuenta sólo un cuarto del área total de la cabina.

$$A_{1C} = \frac{A_1}{4} \quad (4.10)$$
$$A_{1C} = \frac{1.44}{4} m^2 = 0.36 m^2$$

Donde

A_{1C} , área de aplicación de la carga para el caso 4 de carga

Para el cálculo de la carga compensada se debe de realizar una interpolación lineal, pero como el área calculada es menor que el valor mínimo para el área efectiva de la cabina mostrada en la NOM-53-SCFI-2000, se toma el valor que se presenta de carga nominal para el área mínima expuesta en la norma, por lo que se tiene:

$$W_{2nC} = 140 kg \quad (4.11)$$

Donde

W_{2nC} , representa la carga compensada para el caso 4 de carga.

Utilizando los datos de esta carga y resolviendo el modelo matemático se obtiene los datos mostrados en las Figs. 4.20 a 4.22.

En la Tabla 4.15 se hace un resumen de las magnitudes mínimas y máximas que se presentan en este caso 4 de carga.

Tabla 4.15 Resumen de datos de análisis caso 4 de carga

Concepto	Magnitud
Esfuerzo combinado máximo	
Mínimo	-1.270 MPa
Máximo	7.326 MPa
Esfuerzo combinado mínimo	
Mínimo	-7.500 MPa
Máximo	1.367 MPa
Deformación	
Mínima	6.684×10^{-4} mm
Máxima	0.092 mm

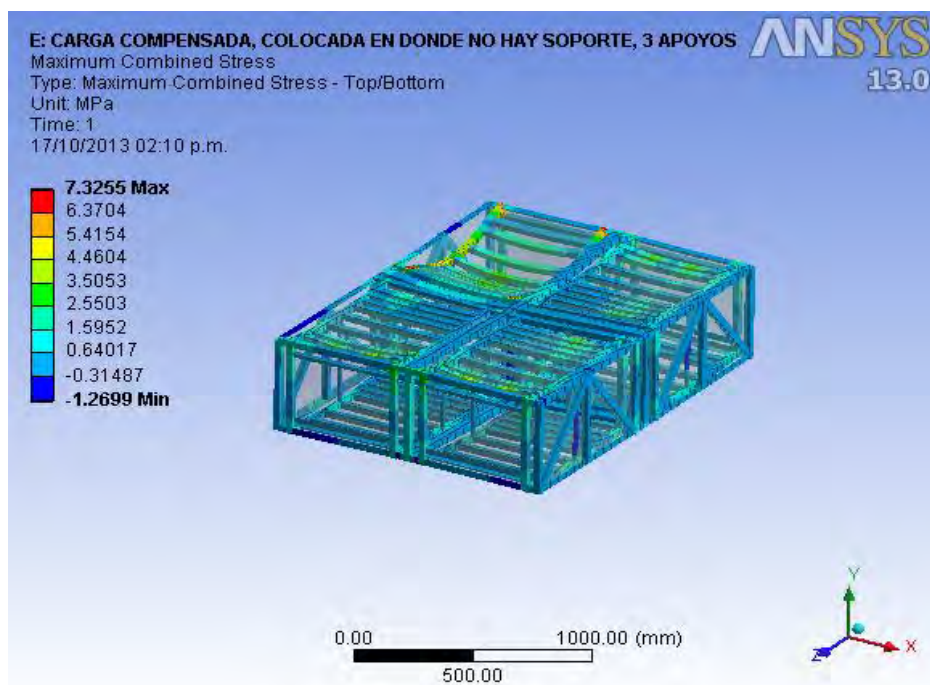


Fig. 4.20 Esfuerzo combinado máximo debido al caso 4 de carga

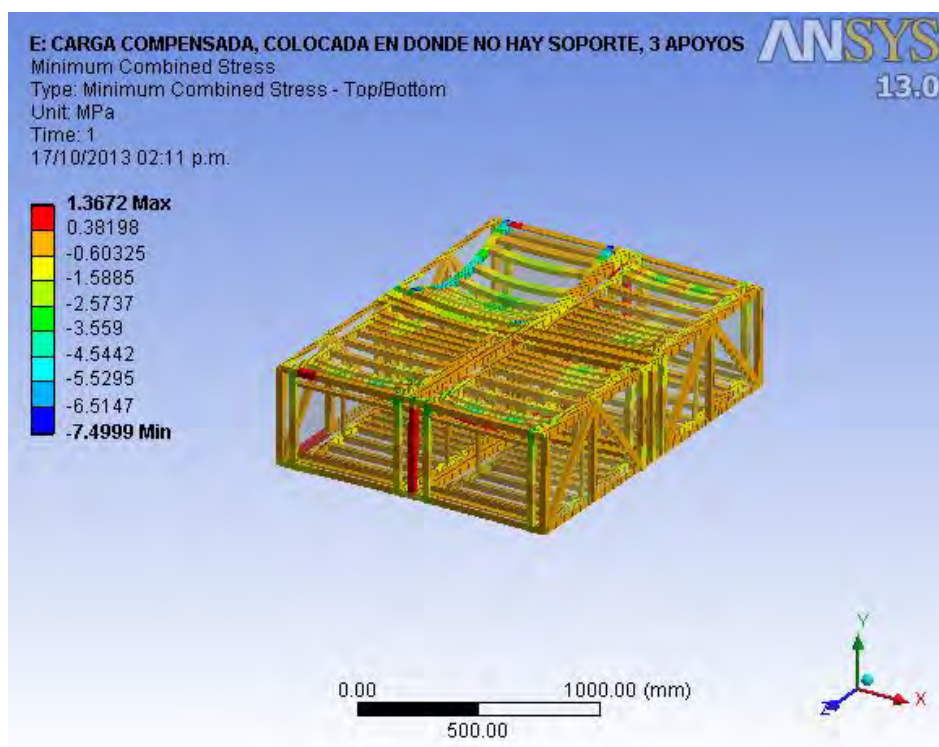


Fig. 4.21 Esfuerzo combinado mínimo debido al caso 4 de carga

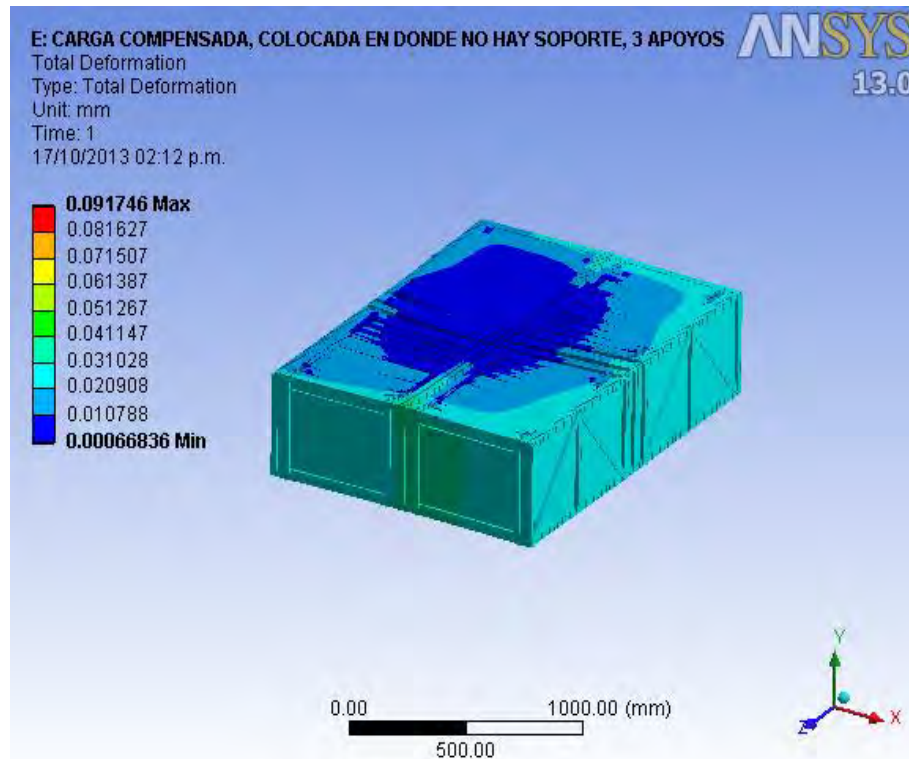


Fig. 4.22 Deformación presentada en la plataforma debido a la aplicación del caso 4 de carga

Como se ha venido presentando los esfuerzos son pequeños y las deformaciones son muy aceptables no sobrepasan 0.1 mm, considerando el deseo de mantener muy baja la deformación por el efecto de la aplicación de las fuerzas que intervienen en el sistema de elevación.

4.1.3.5 CASO 5

Este caso de carga se simula la tendencia de los ocupantes cuando el sistema no se encuentra bajo un régimen total de usuarios o carga; para poder observar donde se aplican las cargas dentro del sistema se utiliza la Fig. 4.8, también para este caso se realiza una compensación de la carga nominal, se basa en el área ocupada y para establecer la carga se utiliza la sección 5.4 de la NOM-53-SCFI-2000; se considera como área de aplicación de la carga la parte posterior de la entrada de la cabina por lo que ésta se calcula de la siguiente manera:

$$A_{1c2} = \frac{D2}{2} \times C2 \quad (4.12)$$
$$A_{1c2} = \left[\frac{1.004}{2} \times (1.434) \right] m^2 = 0.720 m^2$$

Donde

A_{1C2} , área de aplicación de la carga para el caso 5 de carga

Se hace una interpolación lineal para poder calcular la carga compensada por lo que se tiene lo siguiente:

$$W_{2nC} = \frac{(A_{1C2} - A_{ni})}{(A_{nf} - A_{ni})} (W_{nf} - W_{ni}) + W_{ni} \quad (4.13)$$
$$W_{2nC} = \frac{(0.72 - 0.70)}{(0.93 - 0.70)} (280 - 210) + 210$$
$$W_{2nC} = 216.087 \text{ kg}$$

Donde

W_{2nC} , representa la carga compensada para el caso 5 de carga.

Los datos que se utilizan en la ecuación (4.13) se obtienen la norma NOM-53-SCFI-2000. El valor obtenido se usa para poder resolver el modelo matemático correspondiente para este caso, los resultados que se obtienen se muestran en las Figs. 4.23 a 4.25.

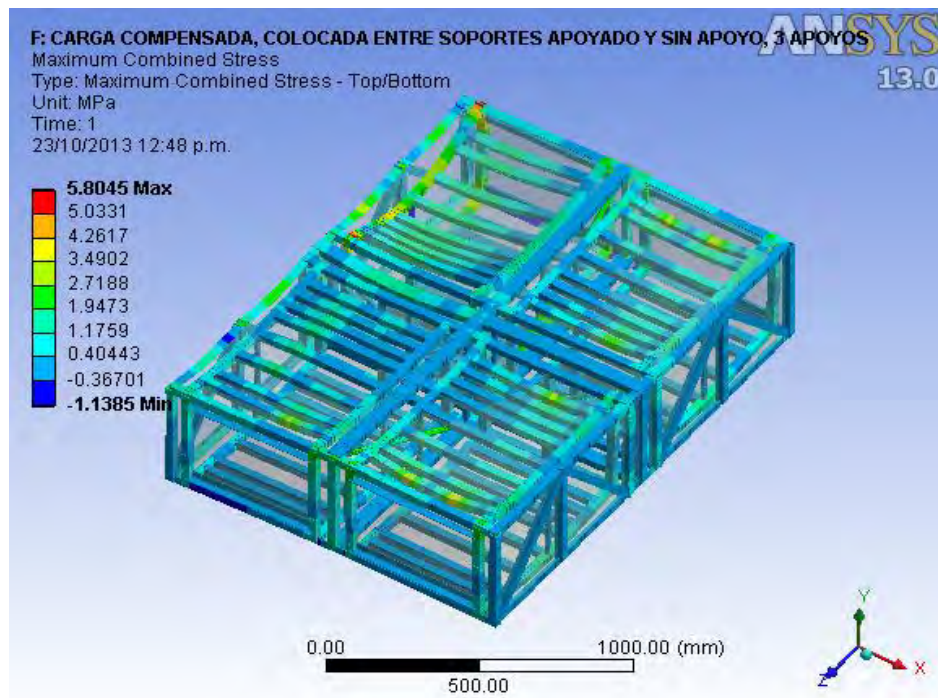


Fig. 4.23 Esfuerzo combinado máximo debido a la aplicación del caso 5 de carga

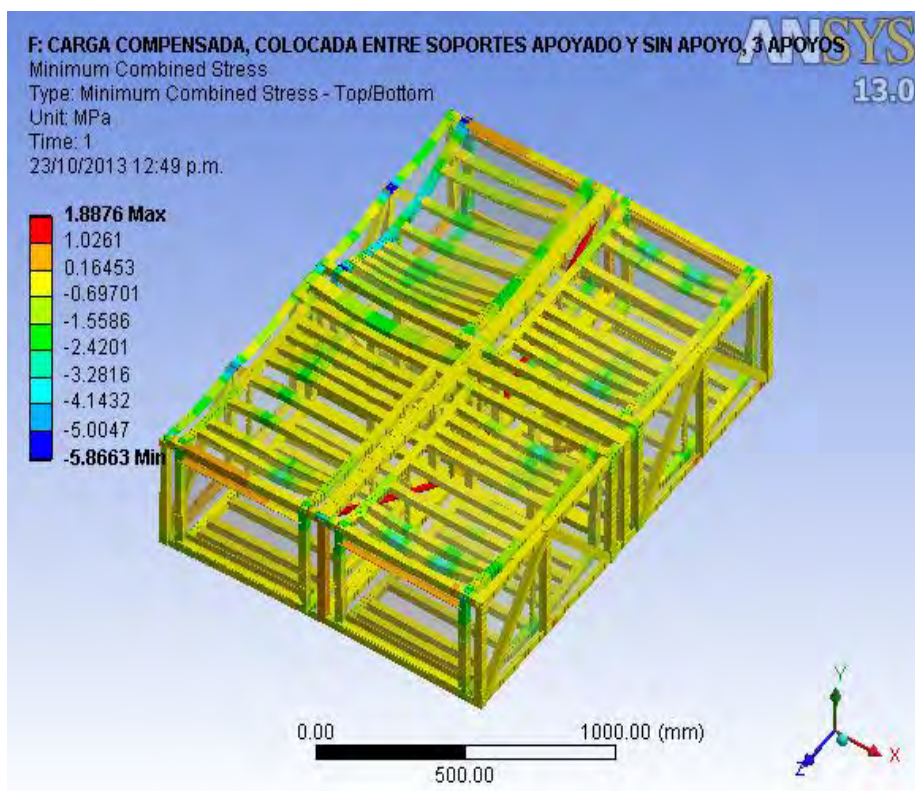


Fig. 4.24 Esfuerzos combinados mínimos para el caso 5 de carga

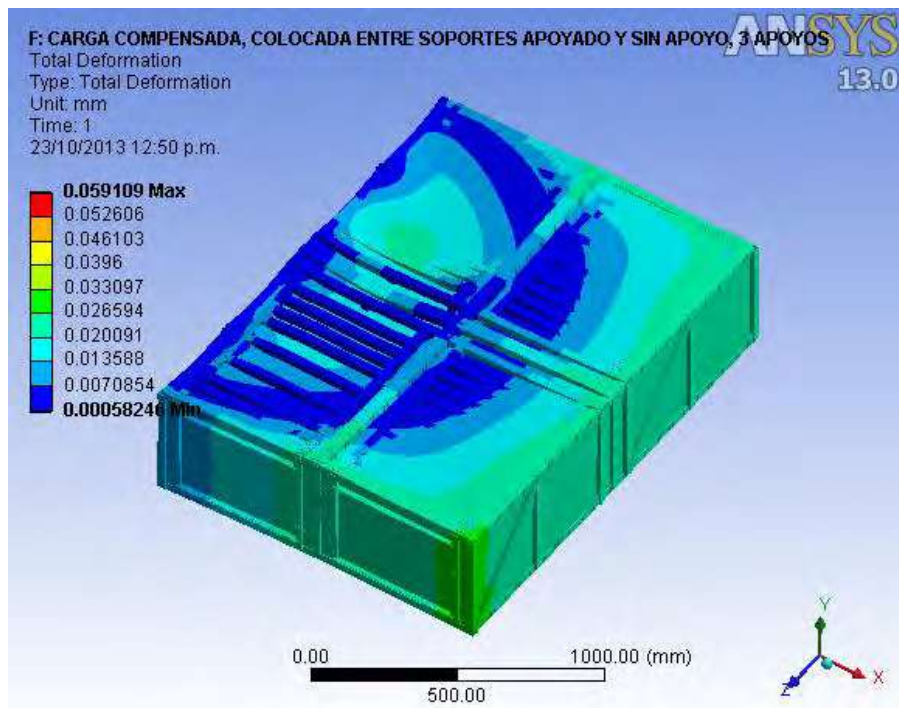


Fig. 4.25 Deformación debida al caso 5 de carga

En la Tabla 4.16 se hace un resumen de las magnitudes mínimas y máximas que se presentan en este caso 5 de carga.

Tabla 4.16 Resumen de datos de análisis caso 4 de carga

Concepto	Magnitud
Esfuerzo combinado máximo	
Mínimo	-1.139 MPa
Máximo	5.805 MPa
Esfuerzo combinado mínimo	
Mínimo	-5.866 MPa
Máximo	1.888 MPa
Deformación	
Mínima	5.824×10^{-4} mm
Máxima	0.059 mm

Los esfuerzos presentados siguen la misma tendencia que se ha venido observando en los casos anteriores, sin embargo son menores que las del caso anterior, en cuanto al tema de la deformaciones se tiene la misma tendencia, la razón de esto estriba en la carga real sobre el sistema, como se ha establecido, la carga nominal para este caso es superior que para el caso anterior, sin embargo ésta se aplica sobre un área más grande y uniéndose a esto, la carga nominal aplicada se ve disminuida por el efecto de la carga de los contrapesos, ya que a lo largo de los diferentes casos su magnitud no varía, por lo que se tiene un efecto de disminución de esfuerzos y deformaciones.

Cabe aclarar que a lo largo de todos los casos de carga, se ha hablado de los esfuerzos combinados mínimos y máximos, por lo que, los esfuerzos combinados mínimos son aquellos que se pueden calcular a partir de la combinación lineal de los esfuerzos directos y los esfuerzos flexionantes mínimos, los esfuerzos combinados máximos son aquellos que pueden ser obtenidos a partir de la combinación lineal de los esfuerzos directos y los esfuerzos flexionantes máximos. Los esfuerzos directos son producidos a partir de la aplicación de una carga axial en el elemento estructural. Los esfuerzos flexionantes se presentan debido a la aplicación de fuerzas flexionantes (cargas perpendiculares a la sección transversal del elemento), si se traza un plano paralelo a la sección transversal de elemento estructural, cuyos ejes de referencia sean XY (Y la componente vertical del plano y X la componente horizontal) y éste plano se ubica en el centro de la sección transversal del elemento, los esfuerzos flexionantes tendrían que calcularse a partir de estas direcciones produciendo de esta manera la existencia de cuatro esfuerzos flexionantes (En la dirección de Y máxima y mínima, de igual forma para una dirección máxima y mínima de X), por lo tanto el esfuerzo flexionante mínimo es el de menor de estos cuatro esfuerzos. El esfuerzo flexionante máximo, es el esfuerzo máximo de los cuatro esfuerzos flexionantes descritos a partir del esfuerzo flexionante mínimo.

Todo lo antes descrito sirve para poder observar el comportamiento de la plataforma, también en este análisis se pueden establecer las fuerzas reactivas en los



apoyos, los cuales en realidad se tratan de las fuerzas aplicadas hacia los conjuntos motores, que a su vez se conectan a cada mecanismo de Chebyshev, por lo que se puede observar la carga transmitida a cada uno de éstos.



4.1.4 ANÁLISIS DE LAS FUERZAS REACTIVAS EN LOS APOYOS

Como ya se ha señalado antes, este análisis ayuda a determinar la carga hacia los diferentes conjuntos de Chebyshev que están alrededor de la plataforma. Con ayuda de las Tablas 4.17 a 4.21, se hace el análisis cuantitativo de las cargas que se presentan para los diferentes tipos de casos que se analizaron en la sección 4.1.3.

Tabla 4.17 Fuerza reactiva en los soportes de la plataforma caso 1 de carga

Distribución de fuerzas en el soporte 1 (N)				
No. de pista de trabajo	Rodillos línea 1	Rodillos línea 2	Rodillos línea 3	Carga total en la línea de rodillos
1	-28.491	80.903	-54.459	-2.047
2	32.615	7.0969	18.487	58.1989
3	80.219	-63.094	81.323	98.448
4	80.726	-74.694	92.997	99.029
5	73.33	-72.98	94.798	95.148
6	63.771	-68.757	97.78	92.794
7	49.264	-63.648	106.8	92.416
8	29.831	-60.936	131.07	99.965
Fuerza total del soporte 1 (N)				633.952
Distribución de fuerzas en el soporte 2 (N)				
No. de pista de trabajo	Rodillos línea 1	Rodillos línea 2	Rodillos línea 3	Carga total en la línea de rodillos
1	-25.348	78.6	-53.794	-0.542
2	34.775	5.5001	18.693	58.9681
3	81.796	-64.122	81.107	98.781
4	82.759	-75.888	92.553	99.424
5	75.816	-74.665	94.437	95.588
6	67.691	-71.582	97.722	93.831
7	56.358	-68.742	107.39	95.006
8	43.377	-70.022	133	106.355
Fuerza total del soporte 2 (N)				647.411
Distribución de fuerzas en el soporte 3 (N)				
No. de pista de trabajo	Rodillos línea 1	Rodillos línea 2	Rodillos línea 3	Carga total en la línea de rodillos
1	-24.323	78.269	-53.811	0.135
2	18.793	5.245	35.195	59.233
3	82.348	-64.628	81.31	99.03
4	92.81	-76.793	83.843	99.86
5	77.258	-75.817	94.644	96.085
6	98.024	-73.165	69.793	94.652
7	59.949	-71.195	108	96.754
8	134.39	-74.126	50.387	110.651
Fuerza total del soporte 3 (N)				656.4
Distribución de fuerzas en el soporte 4 (N)				
No. de pista de trabajo	Rodillos línea 1	Rodillos línea 2	Rodillos línea 3	Carga total en la línea de rodillos
1	-27.364	80.54	-54.436	-1.26
2	18.524	6.9892	32.919	58.4322
3	80.226	-63.12	81.382	98.488

4	93.079	-74.741	80.726	99.064
5	73.321	-73.015	94.862	95.168
6	97.828	-68.775	63.747	92.8
7	49.217	-63.644	106.83	92.403
8	131.05	-60.896	0. N	70.154
Fuerza total del soporte 4 (N)				605.249
Fuerza total en los soportes				2543.012

Tabla 4.18 Fuerza reactiva en los soportes de la plataforma caso 2 de carga

Distribución de fuerzas en el soporte 1 (N)				
No. de pista de trabajo	Rodillos línea 1	Rodillos línea 2	Rodillos línea 3	Carga total en la línea de rodillos
1	64.511	-15.276	14.968	64.203
2	80.68	-47.824	51.739	84.595
3	98.014	-84.854	90.139	103.299
4	98.383	-94.283	100.66	104.76
5	94.112	-97.743	105.08	101.449
6	97.551	-108.8	118.53	107.281
7	111.95	-134.76	151	128.19
8	150.48	-186.87	223.8	187.41
Fuerza total del soporte 1 (N)				881.187
Distribución de fuerzas en el soporte 2 (N)				
No. de pista de trabajo	Rodillos línea 1	Rodillos línea 2	Rodillos línea 3	Carga total en la línea de rodillos
1	16.097	19.133	5.4693	40.6993
2	54.426	-28.396	49.347	75.377
3	86.749	-77.343	92.306	101.712
4	87.025	-87.508	103.22	102.737
5	81.722	-89.287	106.73	99.165
6	79.703	-95.48	118.11	102.333
7	81.791	-111.66	146.3	116.431
8	96.013	-146.69	210	159.323
Fuerza total del soporte 2 (N)				797.777
Distribución de fuerzas en el soporte 3 (N)				
No. de pista de trabajo	Rodillos línea 1	Rodillos línea 2	Rodillos línea 3	Carga total en la línea de rodillos
1	58.816	-35.384	56.013	79.445
2	74.51	-58.326	73.785	89.969
3	90.867	-88.566	101.85	104.151
4	114.35	-97.806	89.891	106.435
5	84.357	-100.7	119.73	103.387
6	134.96	-109.93	83.334	108.364
7	87.803	-131.47	169.88	126.213
8	242.84	-173.79	106.79	175.84
Fuerza total del soporte 3 (N)				893.804
Fuerza total en los soportes				2572.768

Tabla 4.19 Fuerza reactiva en los soportes de la plataforma caso 3 de carga

Distribución de fuerzas en el soporte 1 (N)				
No. de pista de trabajo	Rodillos línea 1	Rodillos línea 2	Rodillos línea 3	Carga total en la línea de rodillos
1	400.88	-471.54	399.78	329.12
2	199	-264.48	194.2	128.72
3	65.747	-96.021	51.038	20.764
4	63.886	-75.788	34.891	22.989
5	72.249	-82.326	32.673	22.596
6	111.71	-121.54	54.062	44.232
7	200.53	-205.34	107.04	102.23
8	378.9	-354.18	218.08	242.8
Fuerza total del soporte 1 (N)				913.451
Distribución de fuerzas en el soporte 2 (N)				
No. de pista de trabajo	Rodillos línea 1	Rodillos línea 2	Rodillos línea 3	Carga total en la línea de rodillos
1	338.53	-427.1	387.49	298.92
2	164.27	-238.79	191.04	116.52
3	49.521	-85.281	54.023	18.263
4	46.61	-65.592	38.846	19.864
5	52.868	-69.25	35.454	19.072
6	83.166	-100.69	54.041	36.517
7	151.48	-168.92	101.25	83.81
8	289.03	-290.65	200.26	198.64
Fuerza total del soporte 2 (N)				791.606
Distribución de fuerzas en el soporte 3 (N)				
No. de pista de trabajo	Rodillos línea 1	Rodillos línea 2	Rodillos línea 3	Carga total en la línea de rodillos
1	394.3	-499.97	455.76	350.09
2	224.24	-278.06	189.45	135.63
3	52.986	-96.867	64.031	20.15
4	47.829	-72.086	45.849	21.592
5	49.612	-73.667	44.32	20.265
6	64.453	-104.99	78.148	37.611
7	143.84	-173.9	114.73	84.67
8	217.57	-296.42	276.57	197.72
Fuerza total del soporte 3 (N)				867.728
Fuerza total en los soportes				2572.785

Tabla 4.20 Fuerza reactiva en los soportes de la plataforma caso 4 de carga

Distribución de fuerzas en el soporte 1 (N)				
No. de pista de trabajo	Rodillos línea 1	Rodillos línea 2	Rodillos línea 3	Carga total en la línea de rodillos
1	-193.08	256.76	-243.27	-179.59
2	-91.397	142.14	-120.12	-69.377
3	-25.863	47.74	-31.801	-9.924
4	-24.433	32.417	-18.289	-10.305
5	-25.762	27.48	-10.302	-8.584

6	-36.249	32.932	-8.7991	-12.116
7	-60.758	48.159	-10.498	-23.097
8	-110.27	76.126	-15.457	-49.601
Fuerza total del soporte 1 (N)				-362.594
Distribución de fuerzas en el soporte 2 (N)				
No. de pista de trabajo	Rodillos línea 1	Rodillos línea 2	Rodillos línea 3	Carga total en la línea de rodillos
1	-247.8	295.71	-254.09	-206.18
2	-121.23	164.24	-122.87	-79.86
3	-38.865	56.453	-29.379	-11.791
4	-37.675	40.45	-15.444	-12.669
5	-40.418	37.798	-8.7074	-11.327
6	-57.713	49.54	-10.143	-18.316
7	-97.52	77.417	-18.103	-38.206
8	-177.38	127.65	-36.684	-86.414
Fuerza total del soporte 2 (N)				-464.763
Distribución de fuerzas en el soporte 3 (N)				
No. de pista de trabajo	Rodillos línea 1	Rodillos línea 2	Rodillos línea 3	Carga total en la línea de rodillos
1	-219.12	258.75	-219.78	-180.15
2	-105.38	143.47	-108.04	-69.95
3	-35.056	46.852	-21.202	-9.406
4	-4.2105	29.188	-33.259	-8.2815
5	-34.862	23.634	5.4055	-5.8225
6	8.7291	30.973	-49.938	-10.2359
7	-85.654	51.819	8.7481	-25.0869
8	1.0697	93.026	-158.42	-64.3243
Fuerza total del soporte 3 (N)				-373.257
Fuerza total en los soportes				-1200.615

Tabla 4.21 Fuerza reactiva en los soportes de la plataforma caso 5 de carga

Distribución de fuerzas en el soporte 1 (N)				
No. de pista de trabajo	Rodillos línea 1	Rodillos línea 2	Rodillos línea 3	Carga total en la línea de rodillos
1	-9.9097	130.51	-169.43	-48.8297
2	72.032	40.471	-81.556	30.947
3	137.08	-40.273	-17.055	79.752
4	140.26	-51.729	-8.7345	79.7965
5	130.69	-47.884	-6.7459	76.0601
6	118.52	-37.385	-10.836	70.299
7	100.73	-19.37	-20.715	60.645
8	77.893	6.157	-38.631	45.419
Fuerza total del soporte 1 (N)				394.0889
Distribución de fuerzas en el soporte 2 (N)				
No. de pista de trabajo	Rodillos línea 1	Rodillos línea 2	Rodillos línea 3	Carga total en la línea de rodillos
1	-220.09	246.65	-198.21	-171.65

2	-109.39	137.54	-94.832	-66.682
3	-36.428	48.764	-22.611	-10.275
4	-34.763	37.348	-14.086	-11.501
5	-37.688	38.534	-11.806	-10.96
6	-55.467	54.72	-19.353	-20.1
7	-96.179	90.274	-39.152	-45.057
8	-177.8	153.77	-81.694	-105.724
Fuerza total del soporte 2 (N)				-441.949
Distribución de fuerzas en el soporte 3 (N)				
No. de pista de trabajo	Rodillos línea 1	Rodillos línea 2	Rodillos línea 3	Carga total en la línea de rodillos
1	-208.13	231.11	-183.7	-160.72
2	-87.612	128.86	-103.78	-62.532
3	-34.07	44.825	-20.041	-9.286
4	-11.356	32.825	-31.128	-9.659
5	-32.923	33.129	-8.8917	-8.6857
6	-15.825	48.06	-49.197	-16.962
7	-87.339	81.712	-34.592	-40.219
8	-76.01	143.01	-164.75	-97.75
Fuerza total del soporte 3 (N)				-405.8137
Fuerza total en los soportes				-453.6738

Una vez hecho esto se puede observar que para el caso 3 soporte 1 (ver Tabla 4.19) se encuentra la carga máxima transmitida hacia ese apoyo, esta carga es la que se va tomar en cuenta para realizar el análisis de flexibilidad del mecanismo de Chebyshev; el análisis de distintos casos de carga ha permitido establecer el comportamiento de la plataforma en diferentes situaciones de carga, a partir de este punto se utilizará la carga máxima obtenida en estos análisis, esto permitirá someter al mecanismos de Chebyshev a una carga crítica, cuyo valor será la magnitud máxima de la fuerza reactiva encontrada en el caso 3.

4.2 ESTUDIO ESTÁTICO Y FLEXIBLE DEL MECANISMO DE CHEBYSHEV.

Hasta este momento se han realizado análisis de la plataforma a continuación se hace un estudio del mecanismo de Chebyshev, el cual se propone para la construcción del sistema de elevación, éste se realiza considerando como carga máxima la que se obtuvo en la sección 4.1.4, pero se aumenta su valor alrededor del 10%, por ello la carga que se utiliza durante este análisis es de 1000 N.

Para analizar el sistema se utiliza la Fig. 4.26, la cual muestra un diagrama de cuerpo libre de un mecanismo de Chebyshev, el diagrama presenta el lugar donde se aplica la carga en el sistema y donde se encuentran apoyos. También se debe de tomar en cuenta que el sistema está restringido en la dirección perpendicular al eje de

referencia mostrado en la Fig. 4.26, permitiendo con esto que los efectos de la carga sólo se aplique en el plano zx . Como se ha explicado antes, el mecanismo puede llegar a tener diferentes posiciones durante un ciclo de movimiento ascendente o descendente de la plataforma, pero en realidad existe una posición del mecanismo la cual muestra una situación crítica del sistema, esta posición se presenta en el intercambio de la flecha motriz entre mecanismos, es por esta razón que la posición que se observa en la figura 4.26 sea ésta. La flecha motriz en este punto deja el mecanismo al cual estaba enganchada y cambia al siguiente mecanismo, por lo tanto el sistema de enganche y desenganche permite que solo un mecanismo esté conectado a la vez (por columna), es por ello que en el diagrama de cuerpo libre del sistema sólo aparezca un mecanismo de Chebyshev.

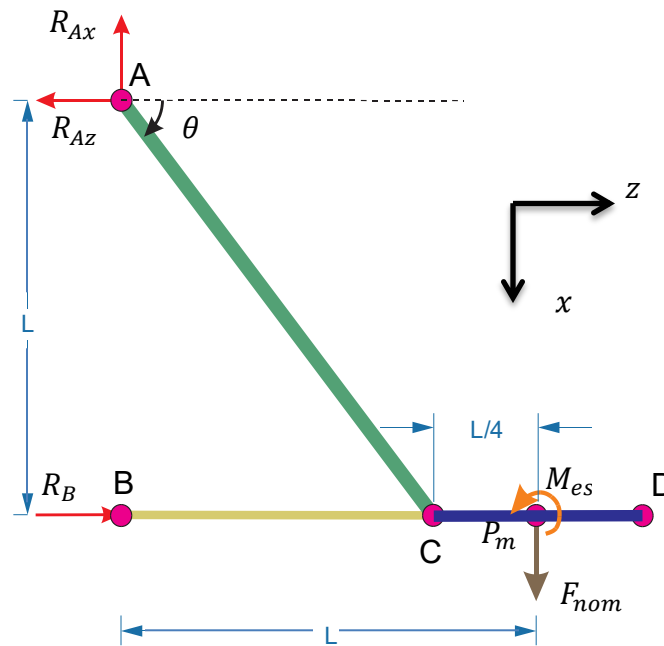


Fig. 4.26 Esquema del mecanismo de Chebyshev para análisis estático

Bajo el esquema que se muestra en el Fig. 4.26 se desconoce las fuerzas en los apoyos y el momento estático (M_{es}), el cual es el torque máximo que se debe aplicar al mecanismo para poder mantener el equilibrio. A continuación se establece las magnitudes conocidas en el modelo.

Donde:

$$F_{nom} = 1000N$$

$$L = 1.2 m$$

$$\theta = 53.13^\circ$$

El siguiente paso es solucionar el modelo para determinar la magnitud de M_{es} , por lo que se recurre a la suma de fuerzas y momentos que cumple con el equilibrio estático:

$$\begin{aligned}\sum F_z &= 0 \\ -R_{Az} + R_B &= 0 \\ R_{Az} &= R_B\end{aligned}\tag{4.14}$$

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \\ -R_{Ax} + F_{nom} &= 0 \\ R_{Ax} &= F_{nom}\end{aligned}\tag{4.15}$$

Haciendo suma de momentos en el punto B, se tiene que:

$$\begin{aligned}\sum M_B &= 0 \\ M_{es} + R_{Az}(L) - F_{nom}(L) &= 0 \\ M_{es} &= [F_{nom} - R_{Az}]L\end{aligned}\tag{4.16}$$

Resolviendo la Ecuación (4.15), se obtiene lo siguiente:

$$R_{Ax} = F_{nom} = 1000 \text{ N}$$

El paso que sigue es considerar que la dirección de la fuerza reactiva en el punto A es igual a la dirección del eslabón AC, por lo tanto se puede obtener lo siguiente:

$$R_{Az} = R_A \cos \theta\tag{4.17}$$

$$R_{Ax} = R_A \sin \theta\tag{4.18}$$

Sustituyendo la ecuación (4.18) en (4.15), se tiene que:

$$\begin{aligned}R_{Ax} &= F_{nom} = R_A \sin \theta \\ R_A &= \frac{F_{nom}}{\sin \theta} \\ R_A &= \frac{1000 \text{ N}}{\sin(53.13^\circ)} = 1250.002 \text{ N}\end{aligned}$$

Ahora se resuelve la ecuación (4.14):

$$R_{Az} = R_B = R_A \cos \theta$$

$$R_B = (1250.002 \text{ N})(\cos(53.13^\circ))$$

$$R_B = 750.003 \text{ N}$$

Resolviendo la ecuación (4.16), se obtiene la magnitud del momento estático:

$$M_{es} = [F_{nom} - R_{Az}]L$$

$$M_{es} = [1000 - 750.003](1.2) \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{es} = 300 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Las reacciones en los apoyos se muestran en la Tabla 4.22

Tabla 4.22 Reacciones en los apoyos

Designación del apoyo	Magnitud de la reacción (N) ¹
R_B	750.003 →
R_{Ax}	1000 ↑
R_{Az}	750.003 ←
R_A	1250.002

¹ Tomando como referencia el eje zx de la Fig. 4.26

La magnitud del momento estático obtenido de este análisis se utiliza en un modelo matemático del mecanismo de Chebyshev que maneja el método de elemento finito para determinar el comportamiento de los esfuerzos y las deformaciones en el material de que se proyecta para éste, el modelo se presenta en la Fig. 4.27, donde se muestra una visualización en 3D del mecanismo de Chebyshev propuesto.

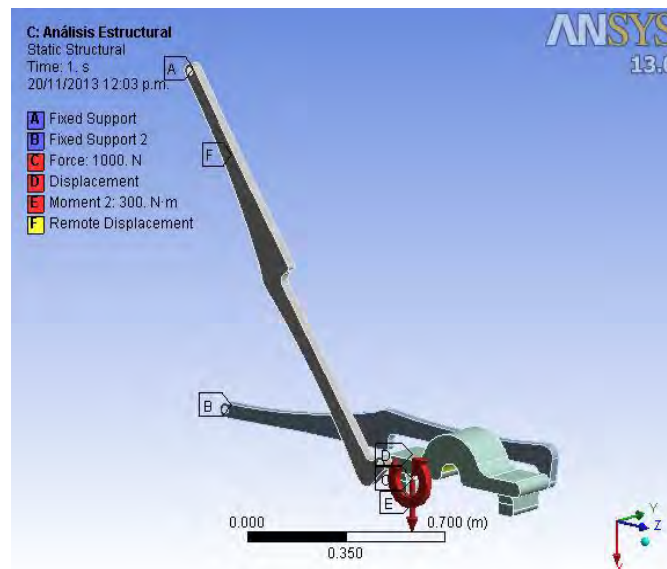


Fig. 4.27 Modelo en 3D del mecanismo de Chebyshev

Las magnitudes de las reacciones calculadas durante el proceso de solución del modelo por el método de elemento finito se presentan en la siguiente Tabla 4.23

Tabla 4.23 Resumen de las fuerzas reactivas en los apoyos calculadas por el método de elementos finitos

Nombre del Objeto	R_A	R_B	M_A	M_B
Estado	Resuelto			
Definición				
Tipo	Force Reaction		Moment Reaction	
Método Locación				
Condiciones de Frontera	Fixed Support	Fixed Support 2	Fixed Support	Fixed Support 2
Orientación				
Sumario	Centrado			
Opciones				
Selección de Resultado	Todo			
Tiempo Desplegado	Tiempo Final			
Resultados				
Eje X	-1000.2 N	0.21435 N	901.2 N·mm	745.1 N·mm
Eje Y	-3.239 N	-2.3336 N	26366 N·mm	-15483 N·mm
Eje Z	-758.47 N	758.47 N	-1236.7 N·mm	107.05 N·mm
Total	1255.3 N	758.47 N	26410 N·mm	15501 N·mm

Para una mayor referencia se puede utilizar la Fig. 4.27, la cual muestra el lugar donde se colocan las restricciones en los apoyos, por lo que R_A y R_B corresponden a las designaciones A y B en la Fig. 4.27, en comparativa los datos obtenidos de la solución del método de elemento finito y los que se presentaron en la Tabla 4.22, que provienen de la solución convencional del sistema son similares; el modelo que se resuelve por el método de elemento finito es un conjunto de cuerpos que se entrelazan para formar un eslabonamiento o ensamble, las conexiones entre ellos se realizan por medio de la formulación de contactos, por lo que el modelo se convierte en un modelo no lineal, además de esto se puede obtener en análisis flexible de los cuerpos que intervienen en el ensamble y la forma de cómo interactúan.

Los esfuerzos en el material son presentados en la Fig. 4.28.

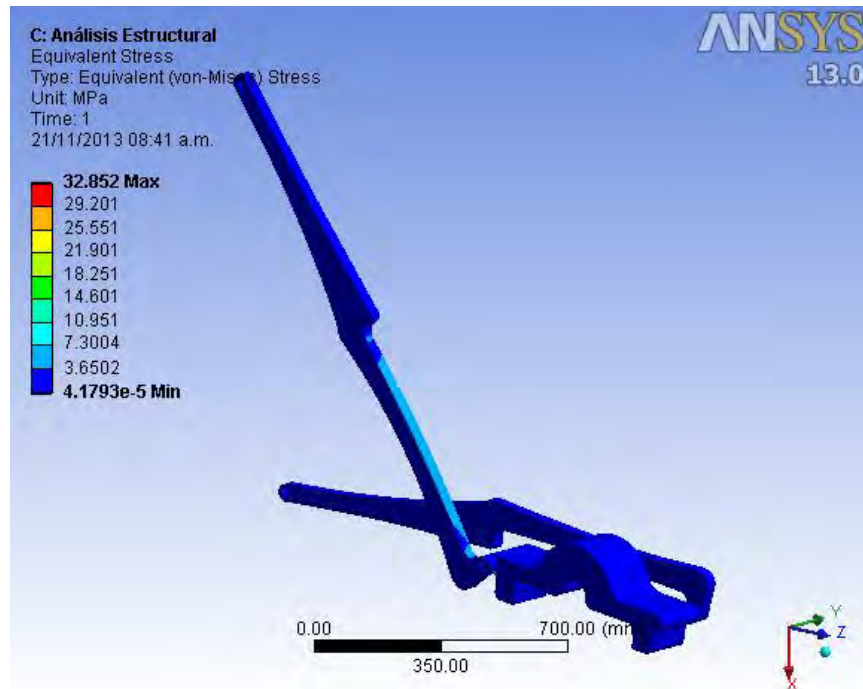


Fig. 4.28 Esfuerzos en el mecanismo de Chebyshev

Un aspecto importante en el cálculo de los esfuerzos en el material es hacer una comparativa con el esfuerzo de fluencia para determinar el factor de seguridad con la que cuenta el modelo, esto se presenta en la Fig. 4.29

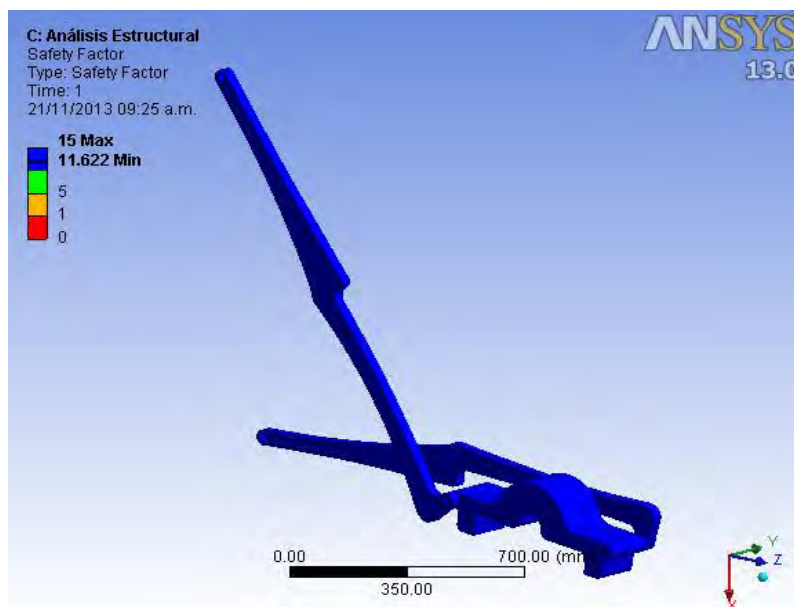


Fig. 4.29 Factor de seguridad en el modelo

Este factor de seguridad se calcula en base a la teoría de falla por distorsión de energía, en este criterio la falla se presenta cuando el esfuerzo de von Mises, σ' , excede a la resistencia del punto cedente por tracción del material. El esfuerzo de von Mises se encuentra utilizando primero el círculo de Mohr para determinar las dos tensiones principales. Por consiguiente:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2} \quad (4.19)$$

Donde:

σ_1 y σ_2 , corresponde a los esfuerzos principales 1 y 2 (esfuerzos principales máximos y mínimos).

En consecuencia, el factor de seguridad se obtiene a partir de:

$$N = \frac{S_y}{\sigma'} \quad (4.20)$$

Donde:

N, es el factor de seguridad.

S_y , es la resistencia a la deformación (al punto cedente), que depende del material utilizado.

Otro de los aspectos de gran relevancia para el análisis son las deformaciones debidas a la aplicación de la carga. En primera instancia se exhibe los resultados de la deformación unitaria en el modelo (ver Fig. 4.30). Estas deformaciones se presentan tanto en los eslabones balancín, como en el eslabón acoplador, pero ésta se muestran en áreas muy específicas, por ejemplo en los eslabones balancín se tiene en dos zonas, la primera en el cambio de dirección del eslabón, y la segunda en la zona que sirve para delimitar el movimiento del mecanismo, en contraparte en el eslabón acoplador se presenta solo en la zona de conexión del eslabón balancín, por tanto también en la zona de delimitación de movimiento.

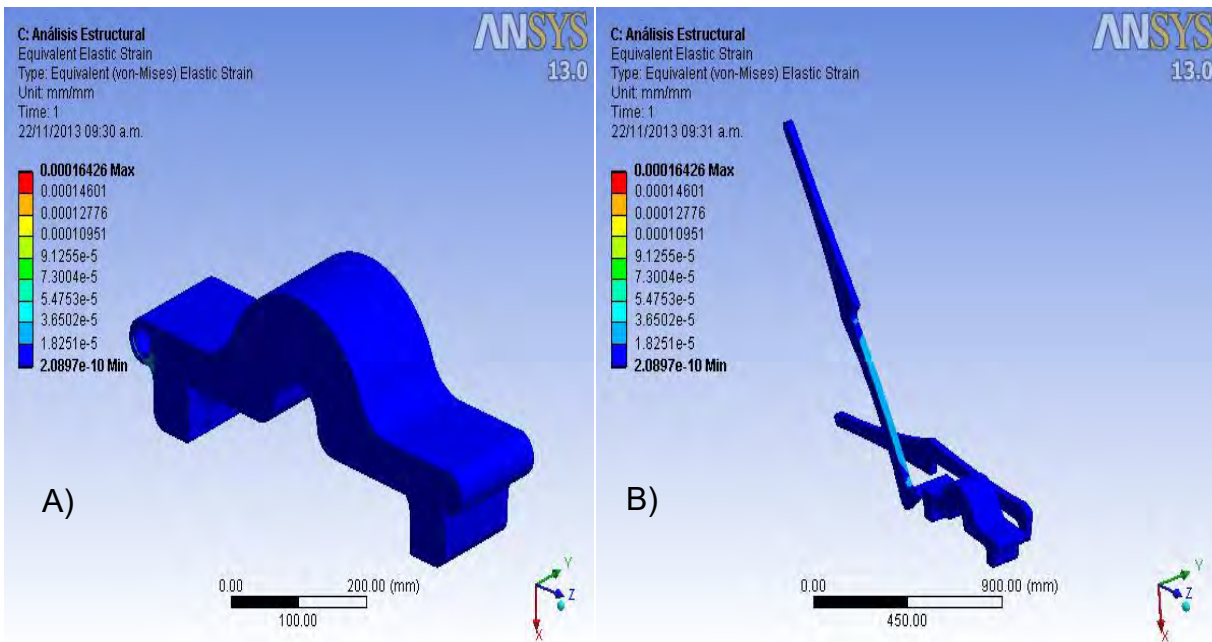


Fig. 4.30 Deformación unitaria, A) Eslabón acoplador, B) Vista del mecanismo 3D

La magnitud de la deformación unitaria es pequeña, esto se traduce en tener una deformación total también pequeña (ver Fig. 4.31), pero debido a que ésta se tiene en zonas muy específicas, la máxima deformación se presenta en una de las uniones del eslabón acoplador y el eslabón balancín, de manera más precisa en la unión D (ver Fig. 4.26).

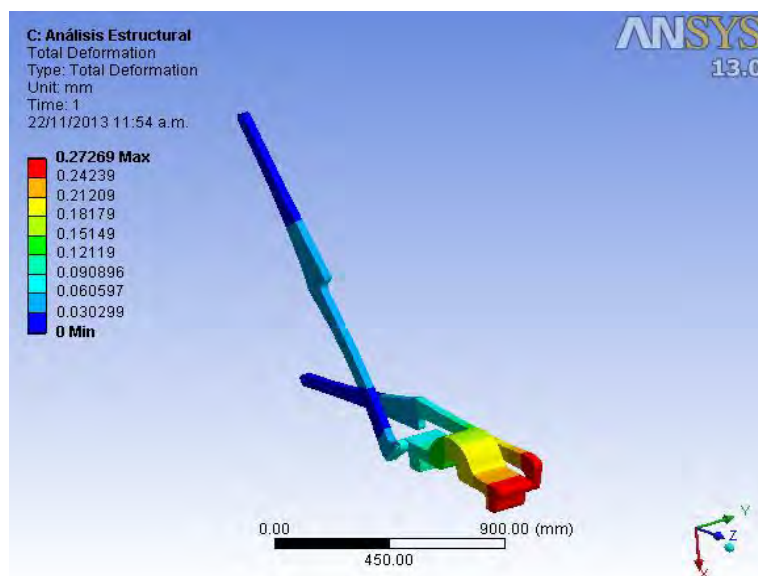


Fig. 4.31 Deformación total del mecanismo de Chebyshev

El resumen del análisis se muestra en la Tabla 4.24

Tabla 4.24 Resumen del análisis del mecanismo

Nombre del Objeto	<i>Esfuerzo Equivalente</i>	<i>Deformación Unitaria</i>	<i>Deformación Total</i>	<i>Deformación Direccional 1</i>	<i>Deformación Direccional 2</i>
Estado	Resuelto				
Definiciones					
Tipo	Equivalent (von-Mises) Stress	Equivalent (von-Mises) Elastic Strain	Total Deformation	Directional Deformation	
Por	Tiempo				
Tiempo Desplegado	Ultimo				
Historial de Tiempo Calculado	Sí				
Identificador					
Orientación				Eje X	Eje Y
Sistema de Coordenadas				Sistemas de Coordenadas Globales	
Resultado de puntos de Integración					
Opción de desplegado	Promedio				
Resultado					
Mínimo	4.1793e-005 MPa	2.0897×10^{-10} mm/mm	0. mm	-3.0497×10^{-2} mm	-7.0251×10^{-4} mm
Máximo	32.852 MPa	1.6426×10^{-4} mm/mm	0.27269 mm	0.2725 mm	6.87×10^{-3} mm
El mínimo ocurre en	Tornillo (ISO 4762 M12 x 120 --- 120N)		eslabonder_mod3		
El máximo ocurre en	base_enganche modificada 2		eslabonizq_mod3		eslabonder_mod3

Todo lo que se ha descrito con anterioridad se hace para cada una las posiciones más significativas del mecanismo, se obtienen al variar el ángulo de entrada desde 0° hasta 180°, por lo que las posiciones inicial será la de 0° y la final la de 180°, para las posiciones intermedias se toman incrementos de 45° cada uno, entonces se tiene cinco posiciones posibles que son 0°, 45°, 90°, 135° y 180°. A continuación se describe los datos obtenidos.

4.2.1 POSICIÓN NO. 2 (45°)

Se conservan la magnitud de las cargas al igual que su localización, el cambio del modelo solamente se tiene en la posición del mecanismo, se hace girar el eslabón de entrada 45° de su posición mostrada en la Fig. 4.27, por lo que toma la posición que se muestra en la Fig. 4.32, y se le da el mismo tratamiento que al modelo de la sección anterior. los resultados que se muestran en la Tabla 4.25.

La razón por la cual se hace este análisis es determinar el mayor esfuerzo y deformación en el mecanismo bajo la influencia de una carga estática, con el objeto de precisar la carga máxima hacia los apoyos y realizar un análisis de la carga transmitida hacia los cojinetes de contacto giratorios de tipo bola que se utilizan en el sistema.

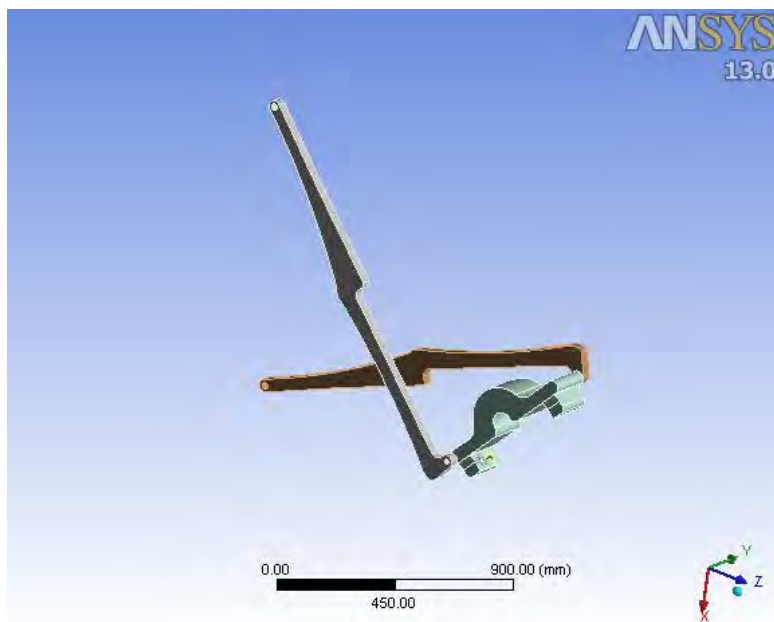


Fig. 4.32 Posición No. 2

Tabla 4.25 Resumen de los datos obtenidos del análisis de la posición No. 2

Nombre del objeto	Esfuerzo Equivalente	Deformación unitaria	Deformación Total	Deformación direccional 1	Deformación direccional 2
Estado	Resuelto				
Definición					
Tipo	Equivalent (von-Mises) Stress	Equivalent (von-Mises) Elastic Strain	Total Deformation	Directional Deformation	
Orientación				Eje Y	Eje X
Sistema de Coordenadas	Sistema de coordenadas global				
Resultados					
Mínimo	1.611e-003 MPa	8.0549×10^{-9} mm/mm	0. mm	-1.3051×10^{-3} mm	-5.7329×10^{-4} mm
Máximo	123.73 MPa	6.1867×10^{-4} mm/mm	1.9353 mm	1.1924×10^{-2} mm	1.9057 mm
Mínimo ocurre en	base_enganche_modificada_2		eslabonder_mod3		
Máximo ocurre en	Tornillo (ISO 4762 M12 x 120 --- 120N)		eslabonizq_mod3	eslabonder_mod3	base_enganche_m odificada_2

Tabla 4.26 Resumen de las magnitudes de las fuerzas reactivas en la posición No. 2

Nombre del objeto	R_A	R_B	M_A	M_B
Estado	Resuelto			
Definición				
Tipo	Fuerzas Reactivas			Momento Reactivo
Método de localización	Condiciones de Frontera			
Condiciones de Frontera	Fixed Support	Fixed Support 2	Fixed Support	Fixed Support 2
Orientación	Sistema de Coordenadas Global			
Opciones				
Selección de Resultados	Todo			
Tiempo Desplegado	Tiempo Final			
Resultados				
Eje X	-352.68 N	-647.22 N	1280.8 N·mm	1360.5 N·mm
Eje Y	-3.1767 N	-5.3726 N	-1.8598 x10 ⁵ N·mm	16992 N·mm
Eje Z	896.99 N	-897.23 N	818.41 N·mm	-2171.8 N·mm
Total	963.84 N	1106.3 N	1.8598 x10 ⁵ N·mm	17184 N·mm

En las Figs. 4.33 a 4.35, se presentan los resultados que se observan en la Tabla 4.25, pero de una forma mucho más clara se muestra la localización de éstos en el mecanismo.

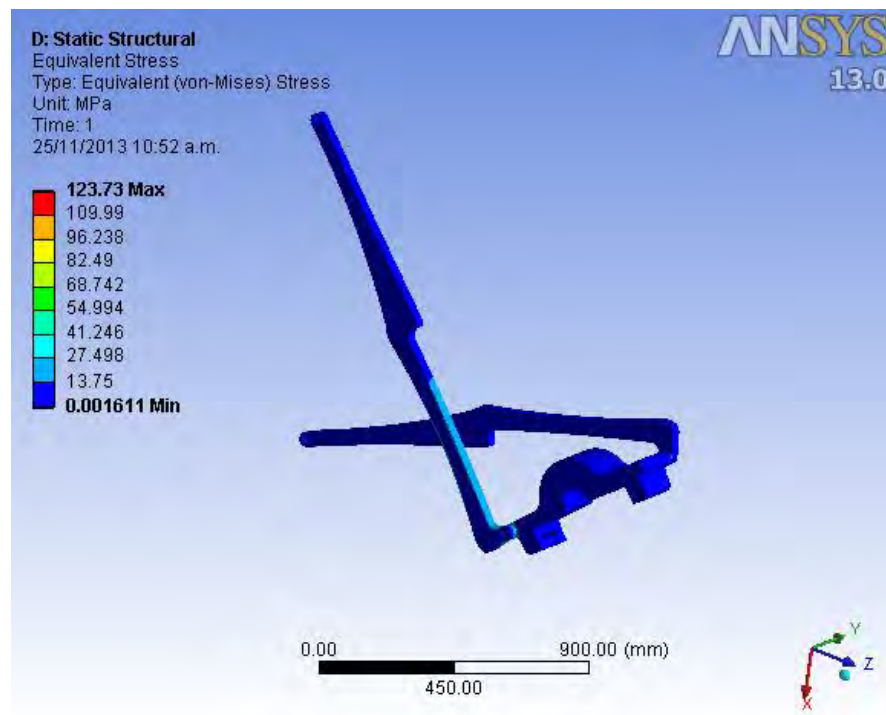


Fig. 4.33 Distribución de esfuerzos en la posición No. 2

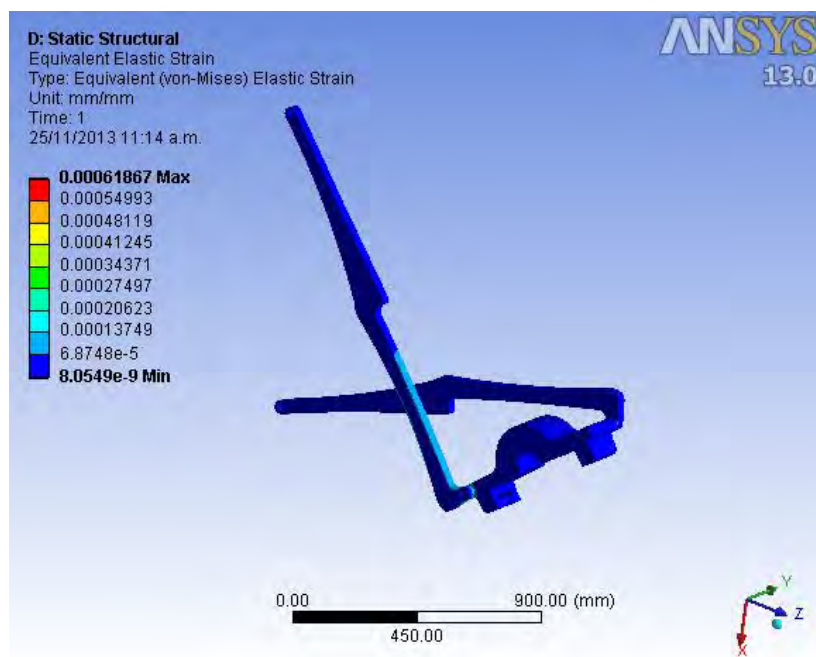


Fig. 4.34 Deformación unitaria en el mecanismo posición No. 2

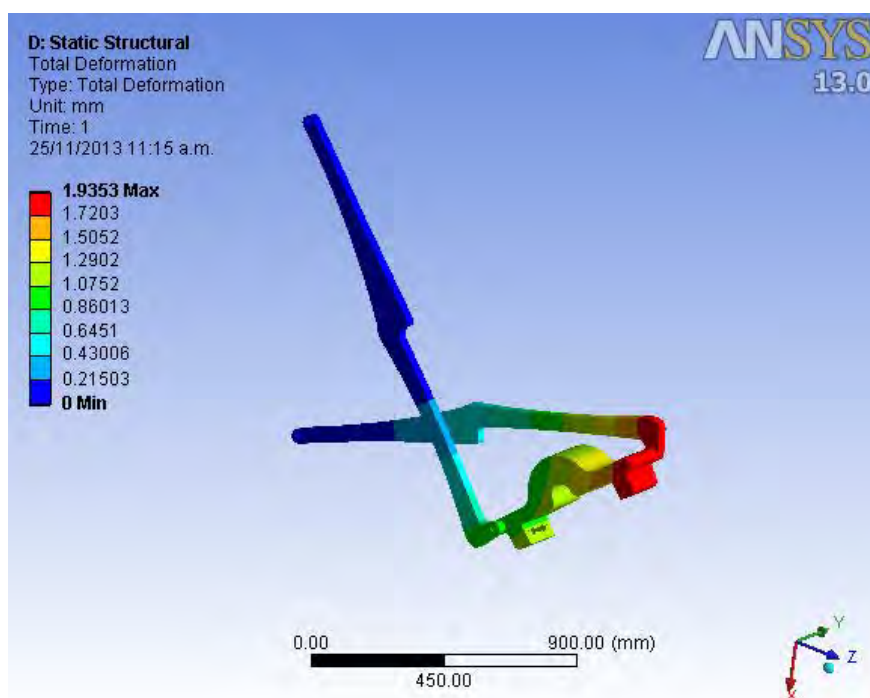


Fig. 4.35 Deformación total en mecanismo Posición No. 2

Otro punto importante es visualizar el factor de seguridad que se tiene en esta posición por lo que éste se muestra en la Fig. 4.36.

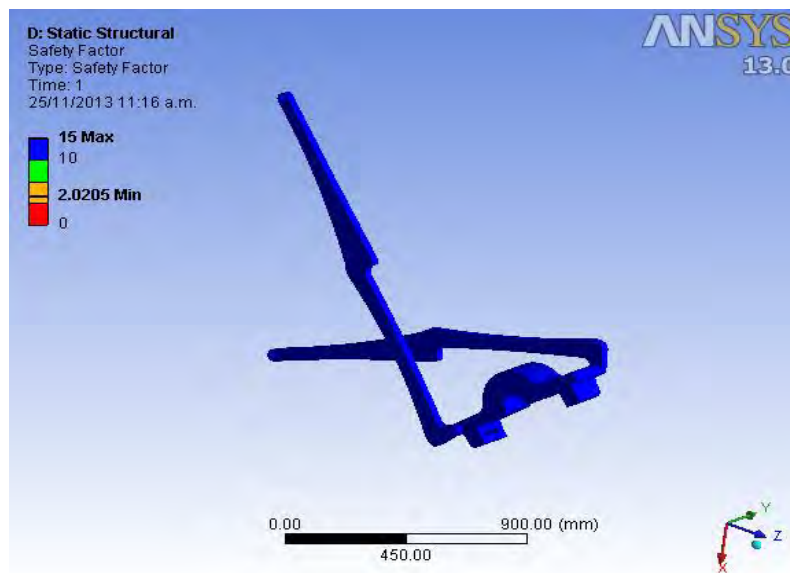


Fig. 4.36 Factor de seguridad del sistema posición No. 2

El factor de seguridad de los eslabones que forman el mecanismo de Chebyshev es bastante elevado, normalmente en los sistemas de elevación convencionales que utilizan un sistema de poleas y cables este factor de seguridad oscila entre 7.60 y 11.90, (según la NOM-053-SCFI-2000), para el caso que se presenta en el mecanismo es de 10 a 15, en los eslabones y se encuentra un factor mínimo de 2.021, el cual se puede encontrar en los tornillos que unen al mecanismo, esto es debido a que no se modela al tornillo con un acero especial o tratamiento térmico, por lo que su esfuerzo de fluencia es el mínimo, este análisis en realidad busca conocer el comportamiento de los eslabones que forman al sistema, y no el del comportamiento de elementos que son analizados y estudiados por fabricantes exclusivos de ellos.

4.2.2 POSICIÓN NO.3 (90°)

Esta nueva posición se puede observar en la Fig. 4. 37, el mecanismo llega hasta esta posición al incrementar el giro del eslabón acoplador nuevamente 45°.

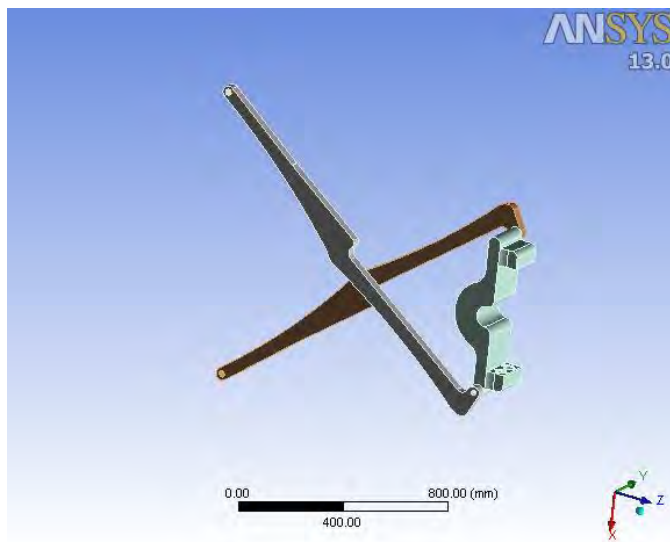


Fig. 4.37 Posición No. 3 del mecanismo de Chebyshev

El resumen de los datos tras el análisis de esta nueva posición se muestra en las Tablas 4.27 y 4.28, en la Tabla 4.27 se tiene el reporte del valor de las fuerzas reactivas en los apoyos.

Tabla 4.27 Resumen de la magnitud de las fuerzas reactivas en los apoyos

Nombre del objeto	R_A	R_B	M_A	M_B
Estado	Resuelto			
Definición				
Tipo	Force Reaction		Moment Reaction	
Método de localización	Condiciones de frontera			
Condiciones de frontera	Fixed Support	Fixed Support 2	Fixed Support	Fixed Support 2
Orientación	Sistema de Coordenadas Globales			
Opciones				
Selección de resultados	Todas			
Tiempo desplegado	Tiempo final			
Resultados				
Eje X	-499.62 N	-500.34 N	1286.9 N·mm	1292.5 N·mm
Eje Y	-3.9951 N	-3.9726 N	-1.0656 $\times 10^5$ N·mm	-1.0676 $\times 10^5$ N·mm
Eje Z	838.11 N	-838.1 N	1395.4 N·mm	-1361.7 N·mm
Total	975.73 N	976.09 N	1.0658 $\times 10^5$ N·mm	1.0678 $\times 10^5$ N·mm

Tabla 4.28 Resultados del análisis de la posición No. 3

Nombre del objeto	<i>Esfuerzo Equivalente</i>	<i>Deformación Unitaria</i>	<i>Deformación Total</i>	<i>Deformación Direccional 1</i>	<i>Deformación Direccional 2</i>
Estado	Resuelto				
Definición					
Tipo	Equivalent (von-Mises) Stress	Equivalent (von-Mises) Elastic Strain	Total Deformation	Directional Deformation	
Orientación				Eje X	Eje Y
Sistema de Coordenadas	Sistema de Coordenadas Globales				
Resultados					
Mínima	8.8293x10 ⁻⁴ MPa	4.4147 x10 ⁻⁹ mm/mm	0. mm	-2.1452 x10 ⁻⁴ mm	-1.4191 x10 ⁻³ mm
Máxima	176.85 MPa	8.8423 x10 ⁻⁴ mm/mm	1.7557 mm	1.594 mm	8.8477 x10 ⁻³ mm
Mínima ocurre en	base_enganche_modificada_2		eslabonder_mod3		
Máxima ocurre en	Tornillo (ISO 4762 M12 x 120 --- 120N)		base_enganche_modificada_2		eslabonizq_mod3

Como se ha venido trabajando los resultados de muestran en las Figs. 4.38 a 4.41, por lo que en la Fig. 4.38 se presentan los esfuerzos calculados dentro del mecanismo.

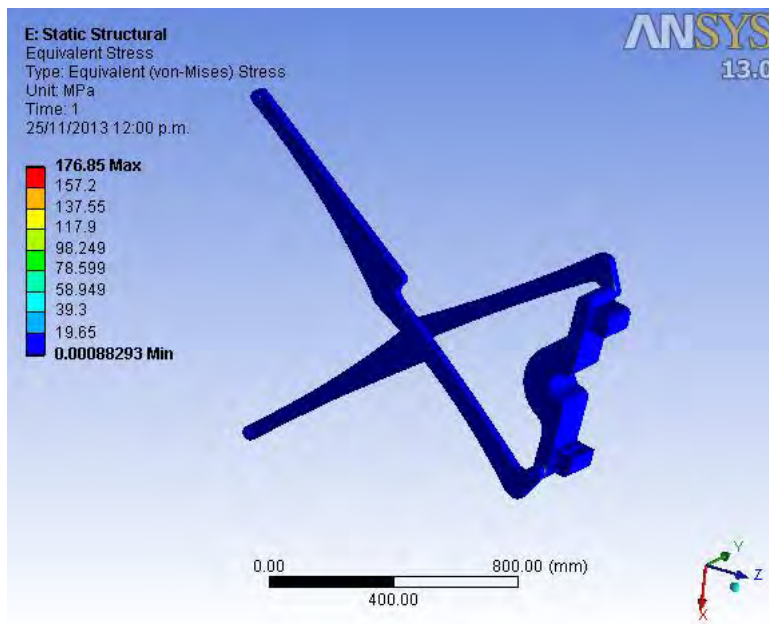


Fig. 4.38 Esfuerzos en la posición No.3

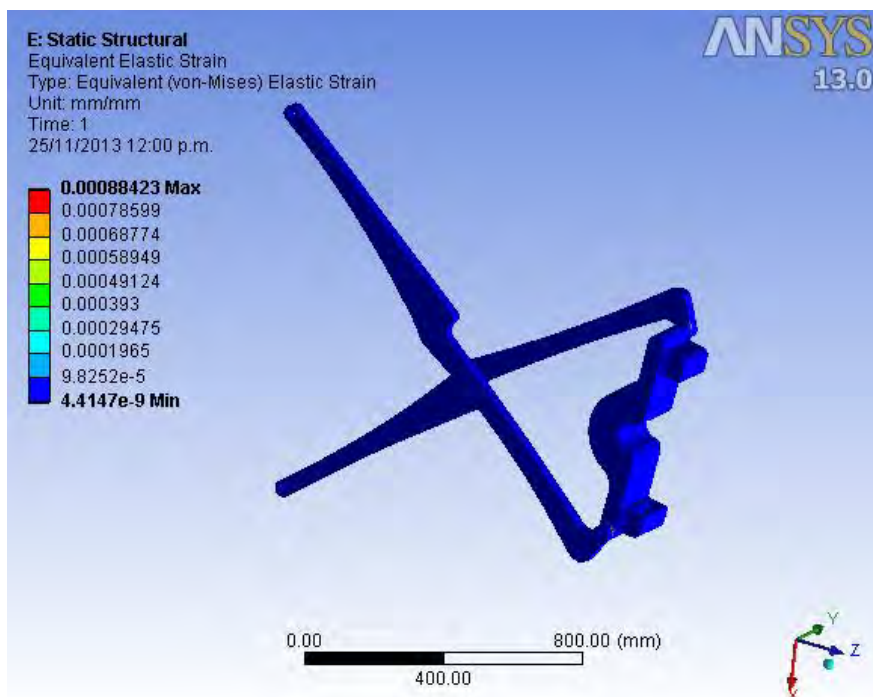


Fig. 4.39 Deformación unitaria en la posición No. 3 del mecanismo

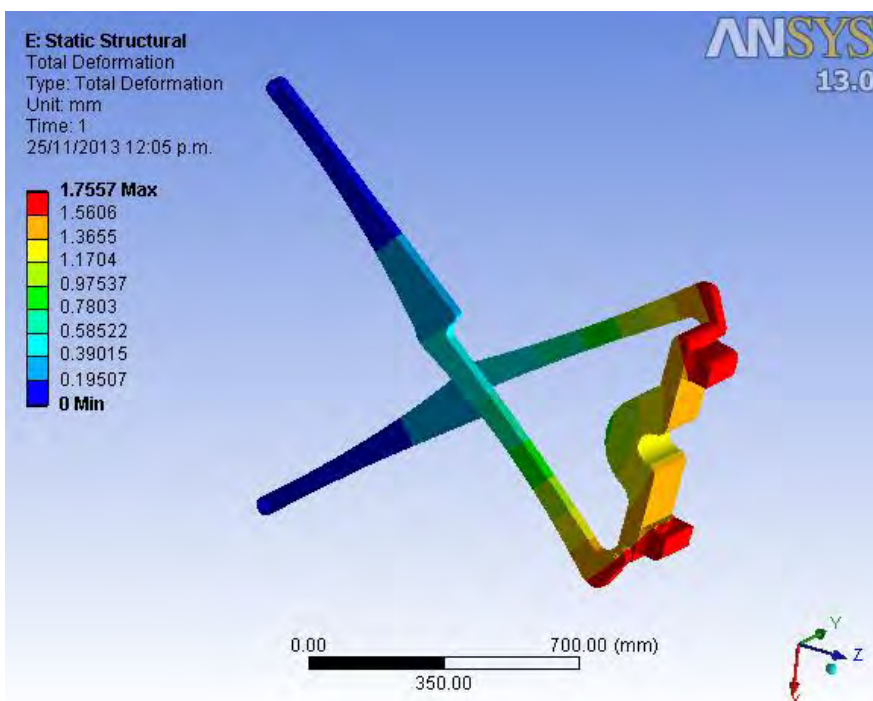


Fig. 4.40 Deformación total en el mecanismo para la posición No. 3

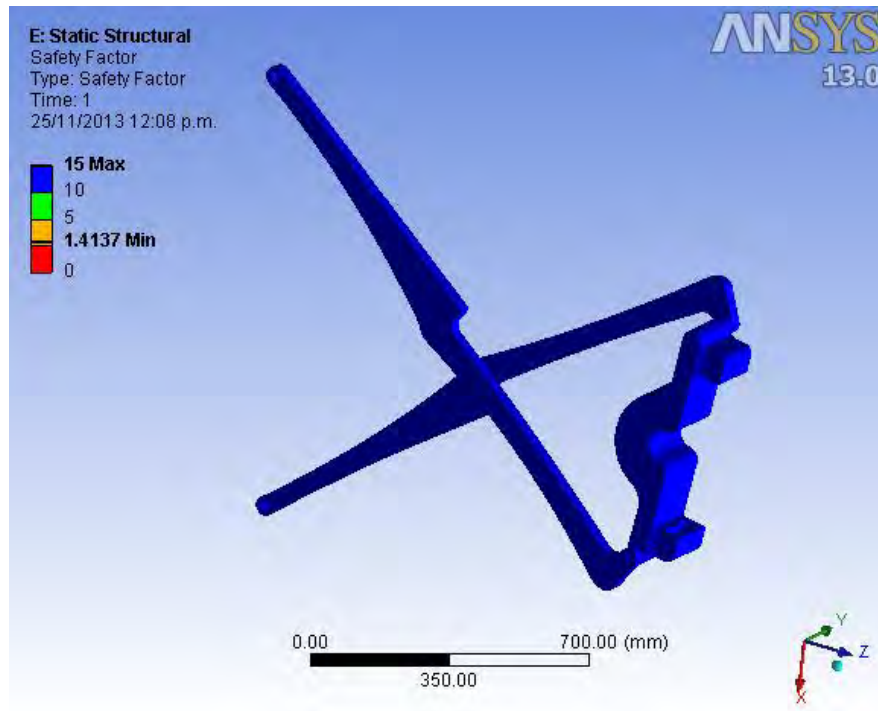


Fig. 4.41 Factor de seguridad en el mecanismo de Chebyshev para posición mostrada

Cabe resaltar que todos los datos que se han calculado hasta este momento siguen con la misma tendencia que las secciones anteriores, los esfuerzos mínimos en los eslabones oscilan entre los 8.8293×10^{-4} MPa a 19.65 MPa y la magnitud de los esfuerzos máximos oscila entre 157.2 MPa y 176.85 MPa. Los esfuerzos mínimos se localizan en casi todo el cuerpo de los eslabones, los esfuerzos máximos se ubican entre las uniones de los eslabones dentro del mecanismo (las juntas entre los eslabones balancines y el eslabón acoplador). El factor de seguridad del mecanismo en general fluctúa alrededor 10 a 15, al igual que la sección anterior se tiene una concentración del esfuerzos en uno de los tornillos que sirven de junta entre uno de los eslabones balancín y el eslabón acoplador, en la sección anterior se dió una explicación de este comportamiento.

Las deformaciones unitarias y deformaciones totales se pueden observar en las Figs. 4.39 y 4.40, respectivamente, las deformaciones máximas se pueden encontrar en las uniones del eslabón acoplador con los eslabones balancín, es de 1.756 mm, ésta no representa un problema en el funcionamiento del sistema.

4.2.3 POSICIÓN NO.4 (135°)

En la Fig. 4.42 se muestra la nueva posición que se analiza en esta sección, ésta se obtiene nuevamente de hacer girar 45° el eslabón acoplador desde la posición que se muestra en la Fig. 4.37 de la sección anterior.

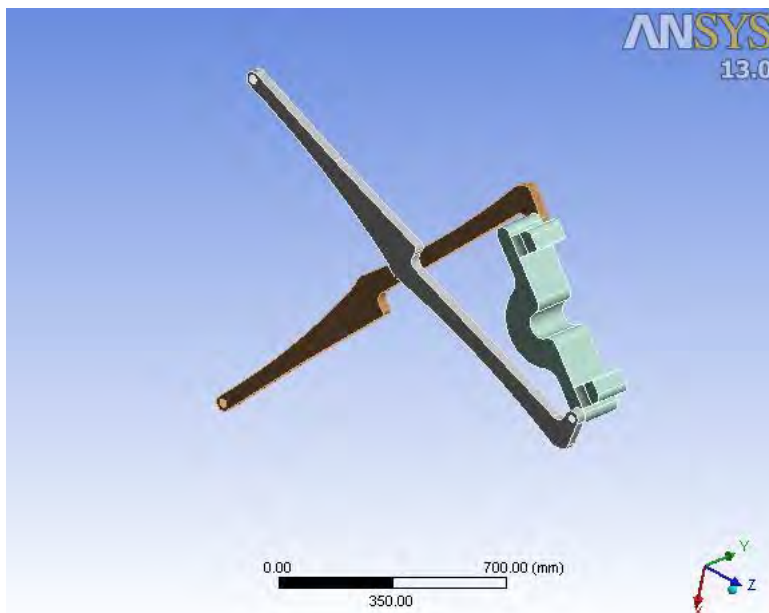


Fig. 4.42 Mecanismo de Chebyshev en la posición No.4

Los datos obtenidos de este estudio se muestran en las Tablas 4.29 y 4.30

Tabla 4.29 Resumen de resultado del análisis de la posición No. 4 del mecanismo

Nombre del Objeto	<i>Esfuerzo Equivalente</i>	<i>Deformación Unitaria</i>	<i>Deformación Total</i>	<i>Deformación Direccional 1</i>	<i>Deformación Direccional 2</i>
Estado	Resuelto				
Definition					
Tipo	Equivalent (von-Mises) Stress	Equivalent (von-Mises) Elastic Strain	Total Deformation	Directional Deformation	
Sistema de Coordenadas	Sistema de Coordenadas Globales				
Results					
Mínimo	9.6631x10 ⁻⁴ MPa	4.8316 x10 ⁻⁹ mm/mm	0. mm	-6.3928e-004 mm	-1.385 x10 ⁻³ mm
Máximo	135.66 MPa	6.783 x10 ⁻⁹ mm/mm	1.8159 mm	1.7883 mm	1.0934 x10 ⁻² mm
Mínimo ocurre en	eslabonizq_mod3		eslabonder_mo d3	eslabonizq_mod3	eslabonder_mod3
Máximo ocurre en	Tornillo (ISO 4762 M12 x 120 --- 120N)		eslabonder_mo d3	base_enganche_modificad a 2	eslabonizq_mod3

Tabla 4.30 Magnitud de las fuerzas reactivas para la posición No. 4 del mecanismo

Nombre del Objeto	R_A	R_D	M_A	M_B
Estado	Resuelto			
Definición				
Tipo	Force Reaction		Moment Reaction	
Método de localización	Condiciones de Frontera			
Condiciones de Frontera	Fixed Support	Fixed Support 2	Fixed Support	Fixed Support 2
Orientación	Sistema de Coordenadas			
Results				
Eje X	-350.34 N	-649.63 N	1213.2 N·mm	1230.6 N·mm
Eje Y	-2.9289 N	-4.92 N	-1.7545x10 ⁵ N·mm	17325 N·mm
Eje Z	-879.93 N	879.84 N	-610.73 N·mm	2000. N·mm
Total	947.11 N	1093.7 N	1.7545e+005 N·mm	17484 N·mm

Para tener una mayor referencia de estos datos se pueden observar en las Figs. 4.43 a 4.46

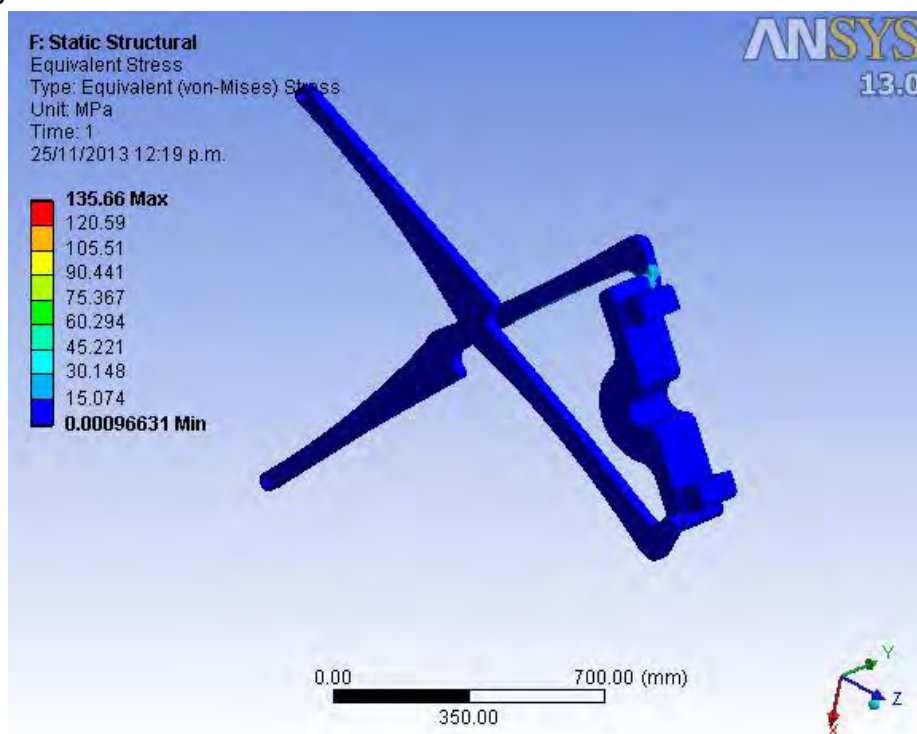


Fig. 4.43 Esfuerzos que se presentan en mecanismo en la posición No. 4

En la Fig. 4.43 se muestra la localización de los esfuerzos dentro del mecanismo, éstos se presentan en las uniones de ambos eslabones balancín con el eslabón acoplador, en comparación con las posiciones iniciales, se tiene una mayor concentración de los esfuerzos generados en estas partes.

Esta tendencia de concentrar los esfuerzos en las uniones del mecanismo, se ve reflejada de forma similar en la deformación unitaria (ver Fig. 4.45), aunque en la

deformación total (ver Fig. 4.44) se mantiene la localización de la máxima deformación presentada, esta oscila entre los valores 1.6141 mm y 1.8159 mm

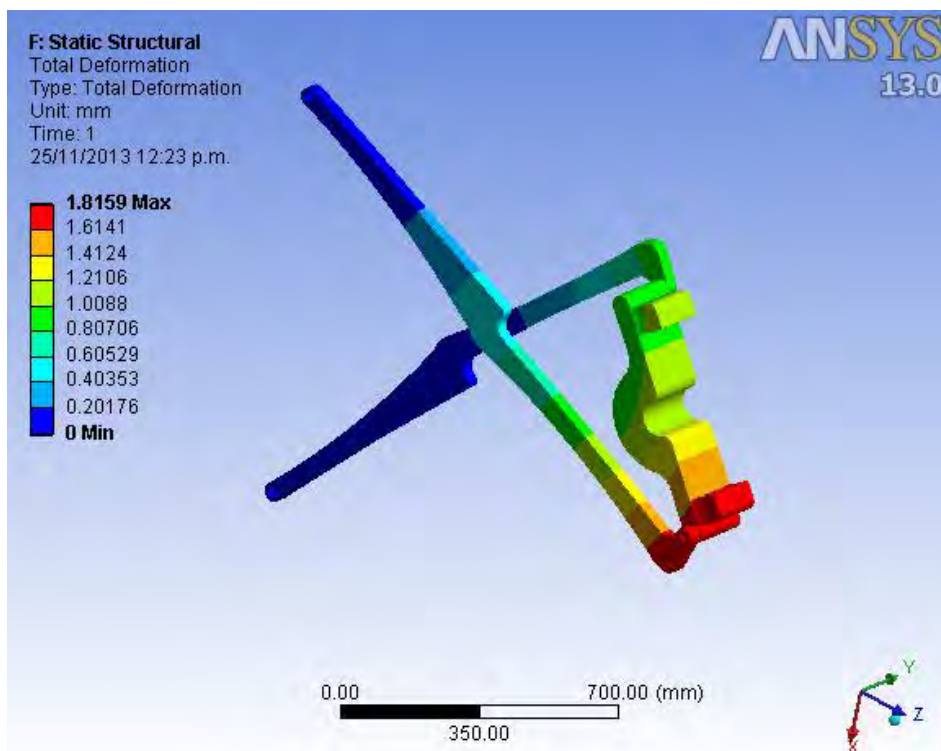


Fig. 4.44 Deformación total del mecanismo posición No. 4

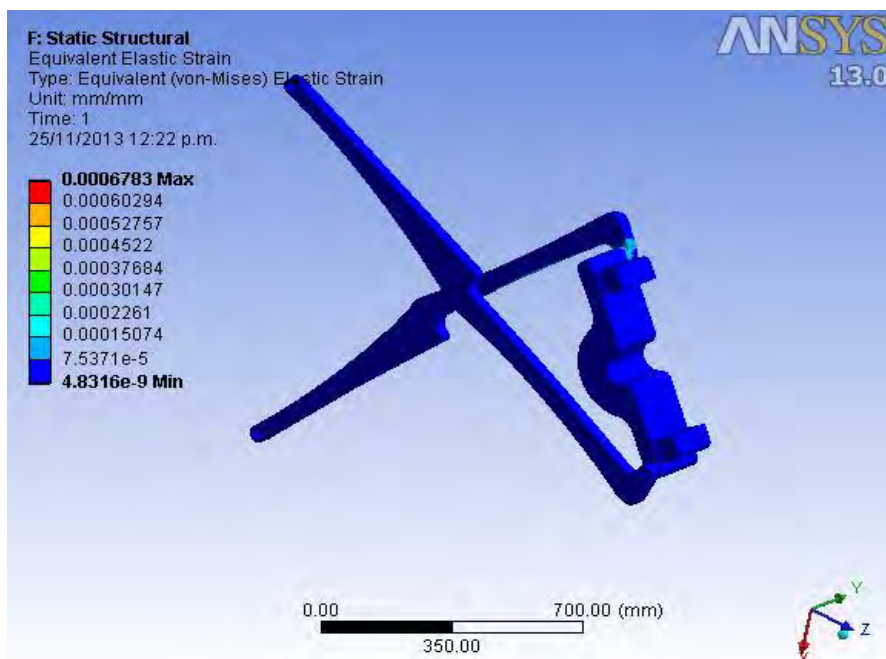


Fig. 4.45 Deformación unitaria presente en el mecanismo en la posición No. 4

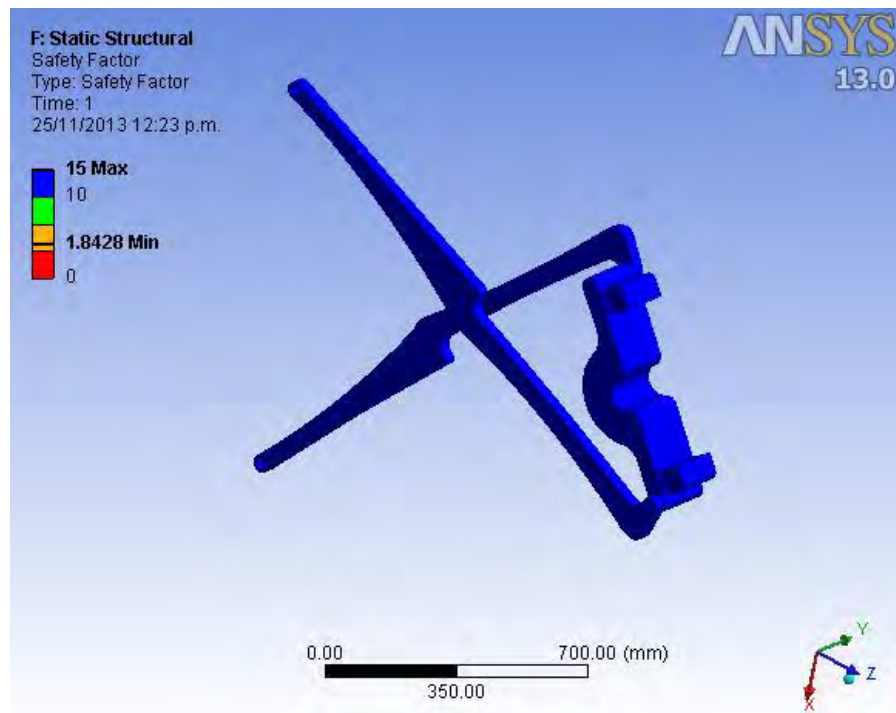


Fig. 4.46 Factor de seguridad en el mecanismo en la posición No. 4

El factor de seguridad presenta la misma tendencia que tienen la posiciones anteriores (ver Fig. 4.46), el factor de seguridad en los eslabones tiene un valor que oscila entre 10 a 15.

4.2.4 POSICIÓN NO. 5 (180°)

Para poder alcanzar la posición mostrada en la Fig. 4.47, se tiene que aumentar el ángulo de entrada del mecanismo 45°, haciendo que el mecanismo llegue a su posición final.

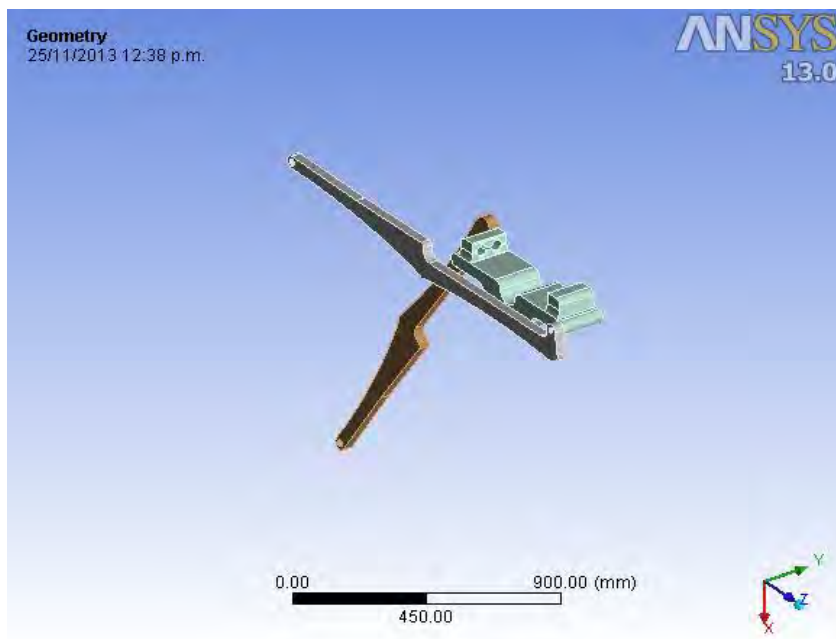


Fig. 4.47 Mecanismo de Chebyshev en la posición No. 5

El resumen del análisis se puede observar en las Tablas 4.31 y 4.32; en la Tabla 4.31 se presenta la magnitud de las fuerzas reactivas en los apoyos del mecanismo, y en la Tabla 4.32 se muestra la magnitud de los esfuerzos acompañados de las deformaciones unitaria y total del mecanismo por el efecto de las cargas presentes.

Tabla 4.31 Resumen de las fuerzas reactivas en los apoyos en el mecanismo para posición No. 5

Nombre del Objeto	R_A	R_B	M_A	M_B
Estado	Resuelto			
Definición				
Tipo	Force Reaction		Moment Reaction	
Método de localización	Condiciones de Frontera			
Condiciones de Frontera	Fixed Support	Fixed Support 2	Fixed Support	Fixed Support 2
Orientación	Sistema de Coordenadas Globales			
Resultados				
Eje X	175.73 N	-1175.7 N	2380.3 N·mm	1152. N·mm
Eje Y	-7.4467 N	-4.6837 N	-16102 N·mm	70775 N·mm
Eje Z	-1043.5 N	1043.5 N	-175.69 N·mm	1902.8 N·mm
Total	1058.2 N	1572. N	16278 N·mm	70810 N·mm

Tabla 4.32 Esfuerzos y deformaciones presentados en el mecanismo en la posición No.5

Nombre del objeto	<i>Esfuerzo Equivalente</i>	<i>Deformación Unitaria</i>	<i>Deformación Total</i>	<i>Deformación Direccional 1</i>	<i>Deformación Direccional 2</i>
Estado	Resuelto				
Definición					
Tipo	Equivalent (von-Mises) Stress	Equivalent (von-Mises) Elastic Strain	Total Deformation	Directional Deformation	
Orientación				Eje X	Eje Y
Sistema de Coordenadas	Sistema Global de Coordenadas				
Resultados					
Mínimo	3.5487×10^{-4} MPa	1.7743×10^{-9} mm/mm	0. mm	-6.8572×10^{-2} mm	-8.3201×10^{-4} mm
Máximo	211.75 MPa	1.0587×10^{-3} mm/mm	0.84455 mm	0.8439 mm	1.0137×10^{-2} mm
Mínimo ocurre en	Tornillo (ISO 4762 M12 x 120 --- 120N)		eslabonder_mod3	eslabonizq_mod3	eslabonder_mod3
Máximo ocurre en	base_enganche_modificada_2		eslabonder_mod3		eslabonizq_mod3

A continuación se presentan las Figs. 4.48 a 4.51, las cuales muestran la localización tanto de los esfuerzos como de las deformaciones unitaria y total dentro del mecanismo en la posición No. 5

En la Fig. 4.48 se muestra la localización de los esfuerzos dentro del mecanismo, en este caso los máximos se localizan en el eslabón acoplador, si se hace una comparativa con el caso mostrado en la Fig. 4.28 existe una diferencia en como se está aplicando la fuerza o carga en los eslabones, es decir, para la posición mostrada en la Fig. 4.28, el eslabón balancín equipado con el delimitador de movimiento se encontraba en tensión, ahora se tiene en compresión; el lugar donde existe una mayor concentración de los esfuerzos es en el limitador de movimiento del mecanismo en la parte del eslabón acoplador, aunque se tiene un valor del esfuerzo considerable el factor de seguridad que oscila es de nuevo entre 10 y 15 (ver Fig. 4.51)

Las deformaciones unitaria y total se pueden observar en las Figs. 4.49 y 4.50, respectivamente; la máxima deformación total se presenta nuevamente en una de las uniones del eslabón balancín y el eslabón acoplador, comparado con en el primer caso (ver Fig. 4.31), la magnitud de la deformación es mayor, esto es debido a que existe un incremento de la carga calculada sobre estos eslabones, por otro lado la deformación se presenta en la unión donde no se tiene un delimitador de movimiento del mecanismo.

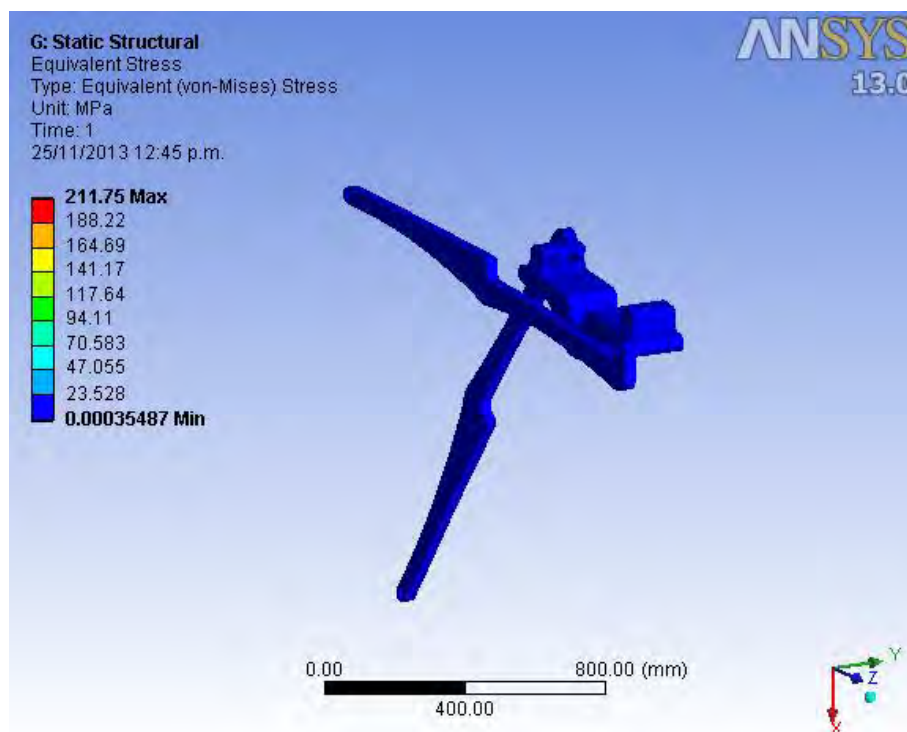


Fig. 4.48 Esfuerzos en el mecanismo en la posición No 5

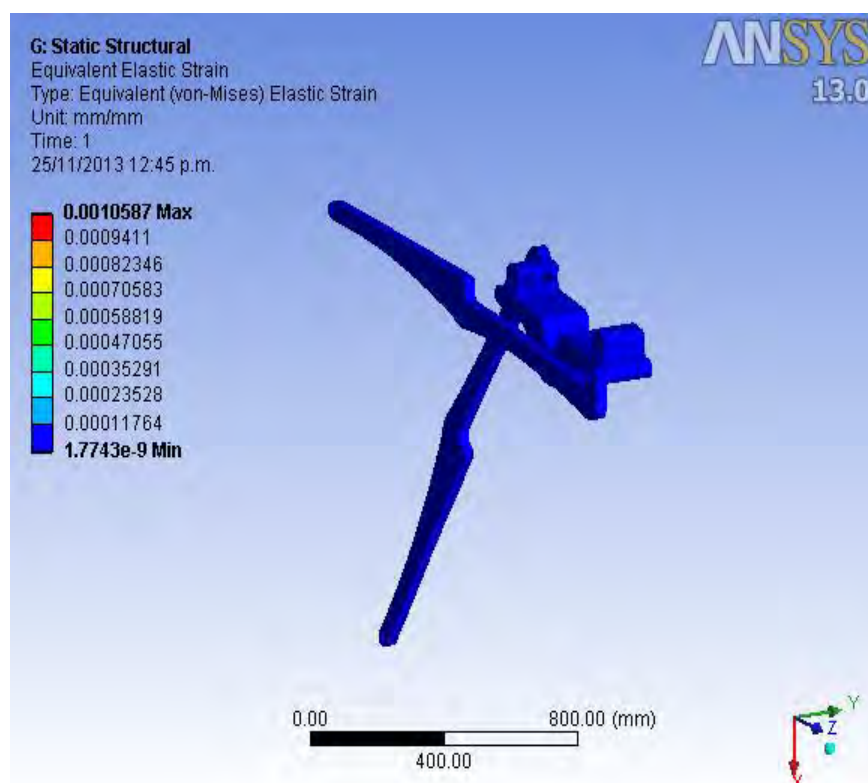


Fig. 4.49 Deformación unitaria en el mecanismo posición No. 5

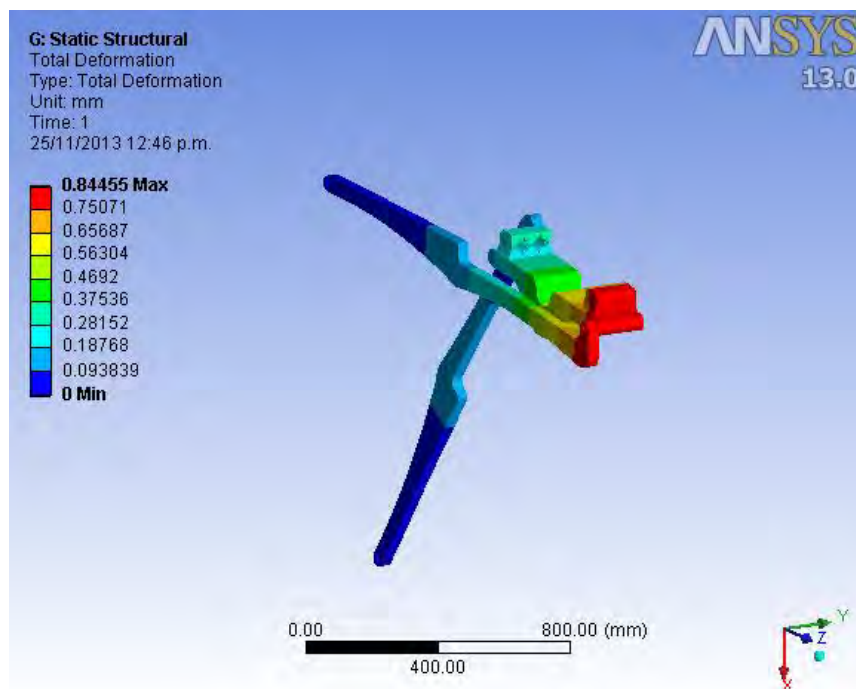


Fig. 4.50 Deformación total del mecanismo posición No. 5

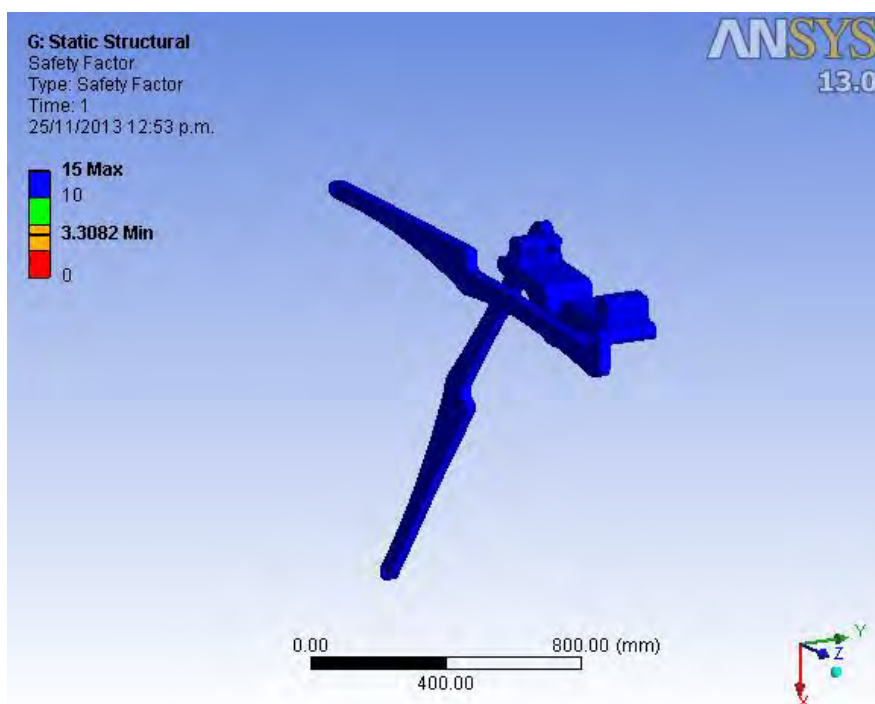


Fig. 4.51 Factor de seguridad en el mecanismo posición No.5

4.3 ANÁLISIS DE LA FLECHA MOTRIZ

Una parte muy importante dentro del sistema de elevación es la flecha motriz, ya que esta tiene la función de conectar el conjunto motor con el mecanismo de Chebyshev. Por lo que a continuación se hace el estudio pertinente para esta parte del sistema, se utiliza la magnitud de la carga que se utilizó en la sección 4.2, los resultados se muestran en la Tabla 4.33 y en las Figs. 4.52 a 4.54.

Se presentan diferentes casos de carga, tal como se hizo en la sección anterior, pero para esta pieza en particular lo que se hace es variar el ángulo de aplicación de la carga (ver Fig. 4.52); para lograr la diferentes posiciones mostradas se hace variar la dirección de aplicaciones de la carga de 270° a 90° , también se rota la flecha motriz (desde 0° a 180°) con respecto de un eje imaginario que inicia en el centro de su sección transversal y que se extiende al infinito, este eje es perpendicular a la sección transversal circular de la flecha, la magnitud del incremento es de cada 45° tanto para la flecha como la carga.

Tabla 4.33 Resumen del análisis de la flecha motriz

Nombre del Objeto	Esfuerzo Equivalente	Deformación Unitaria	Deformación Total
Estado	Resuelto		
Definición			
Tipo	Equivalent (von-Mises) Stress	Equivalent (von-Mises) Elastic Strain	Total Deformation
Resultados posición No. 1 (0°)			
Mínimo	5.5801x10 ⁻⁴ MPa	2.79 x10 ⁻⁹ mm/mm	0. mm
Máximo	43.69 MPa	2.1845 x10 ⁻⁴ mm/mm	0.5318 mm
Resultados posición No. 2 (45°)			
Mínimo	4.9326 x10 ⁻⁴ MPa	2.4663 x10 ⁻⁹ mm/mm	0. mm
Máximo	42.617 MPa	2.1308 x10 ⁻⁴ mm/mm	0.48148 mm
Resultados posición No. 3 (90°)			
Mínimo	8.387 x10 ⁻⁵ MPa	4.193 x10 ⁻¹⁰ mm/mm	0. mm
Máximo	40.868 MPa	2.0434 x10 ⁻⁴ mm/mm	0.42294 mm
Resultados posición No. 4 (135°)			
Mínimo	5.1311 x10 ⁻⁴ MPa	2.5655 x10 ⁻⁹ mm/mm	0. mm
Máximo	42.156 MPa	2.1078 x10 ⁻⁴ mm/mm	0.47959 mm
Resultados posición No. 5 (180°)			
Mínimo	6.1134 x10 ⁻⁴ MPa	3.0567 x10 ⁻⁹ mm/mm	0. mm
Máximo	43.051 MPa	2.1525 x10 ⁻⁴ mm/mm	0.53042 mm

En la Tabla 4.33 se puede observar que la magnitud máxima del esfuerzo presentado en la flecha debido a la carga oscila entre 40 y 44 MPa, en la Fig. 4.53 se puede observar la localización de este esfuerzo, cuya magnitud se debe al cambio de la sección transversal de la flecha.

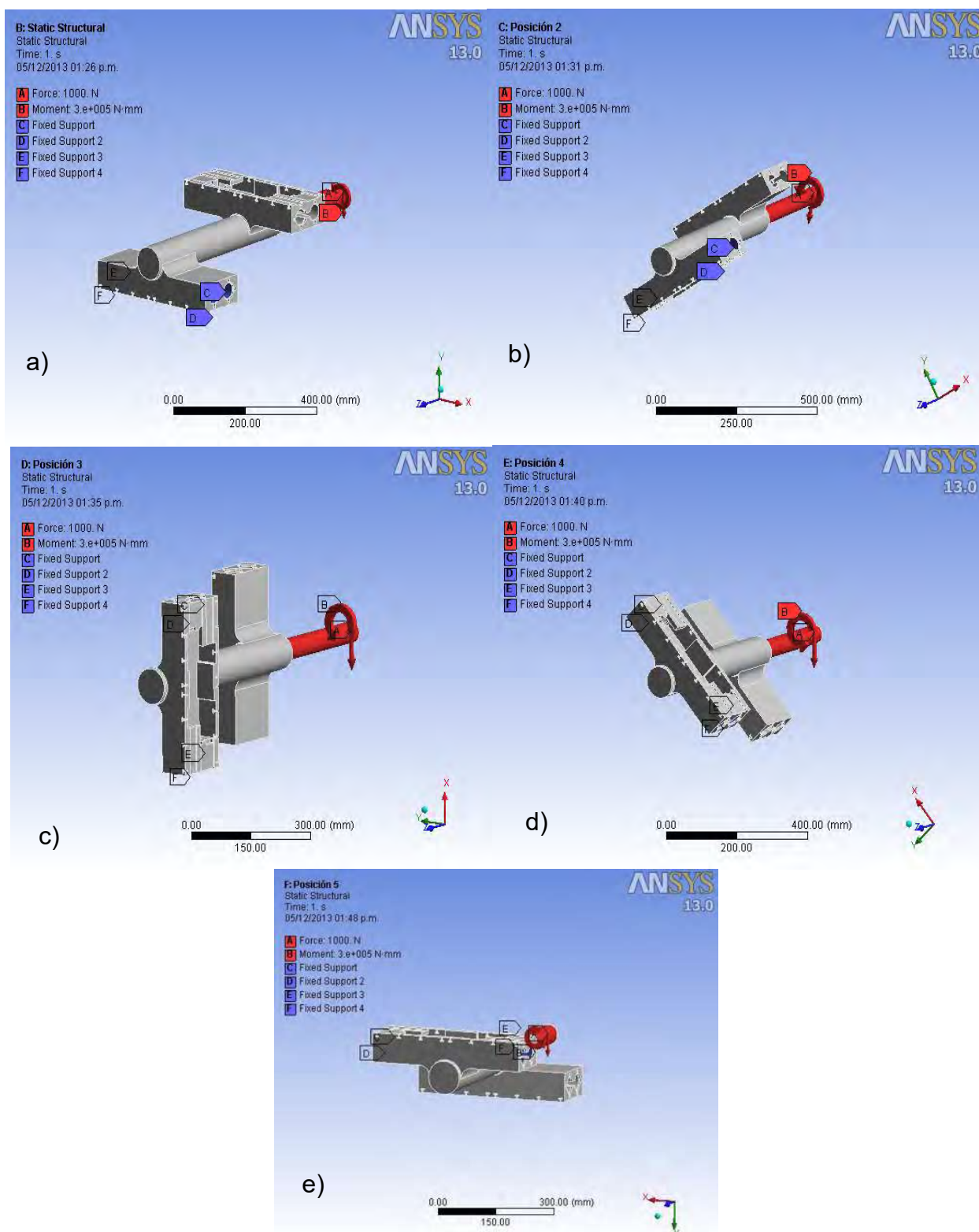


Fig. 4.52 Modelo de la flecha motriz, a) Posición No. 1, b) Posición No. 2, c) Posición No. 3, d) Posición No. 4, e) Posición No. 5

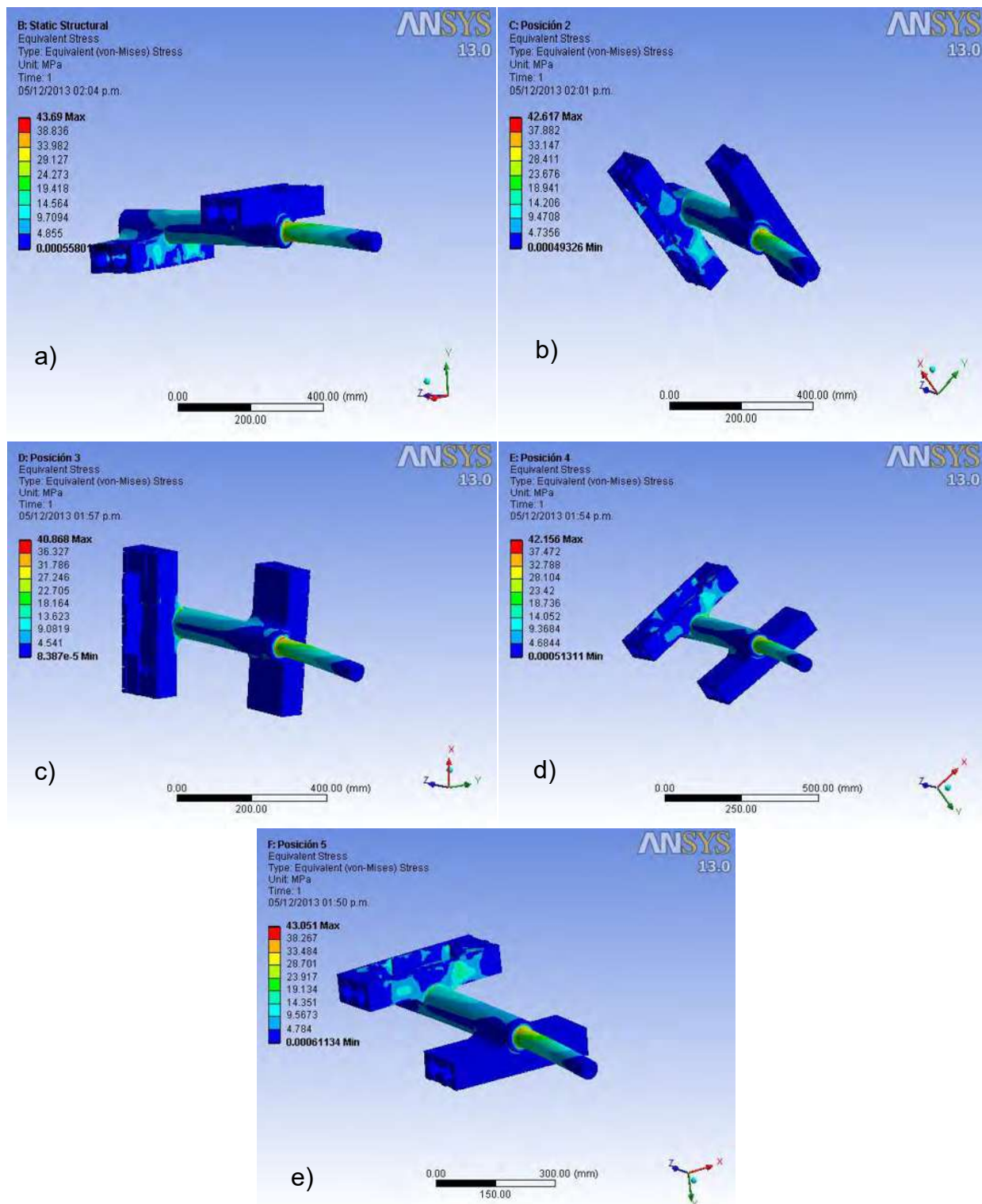


Fig. 4.53 Esfuerzos presentes en la flecha motriz, a) Posición No. 1, b) Posición No. 2, c) Posición No. 3, d) Posición No. 4, e) Posición No. 5

En la Fig. 4.54 se puede observar la deformación total en la flecha motriz, la magnitud de la deformación máxima oscila entre 0.42 y 0.532 mm, es muy pequeña en comparación de las dimensiones del sistema de elevación.

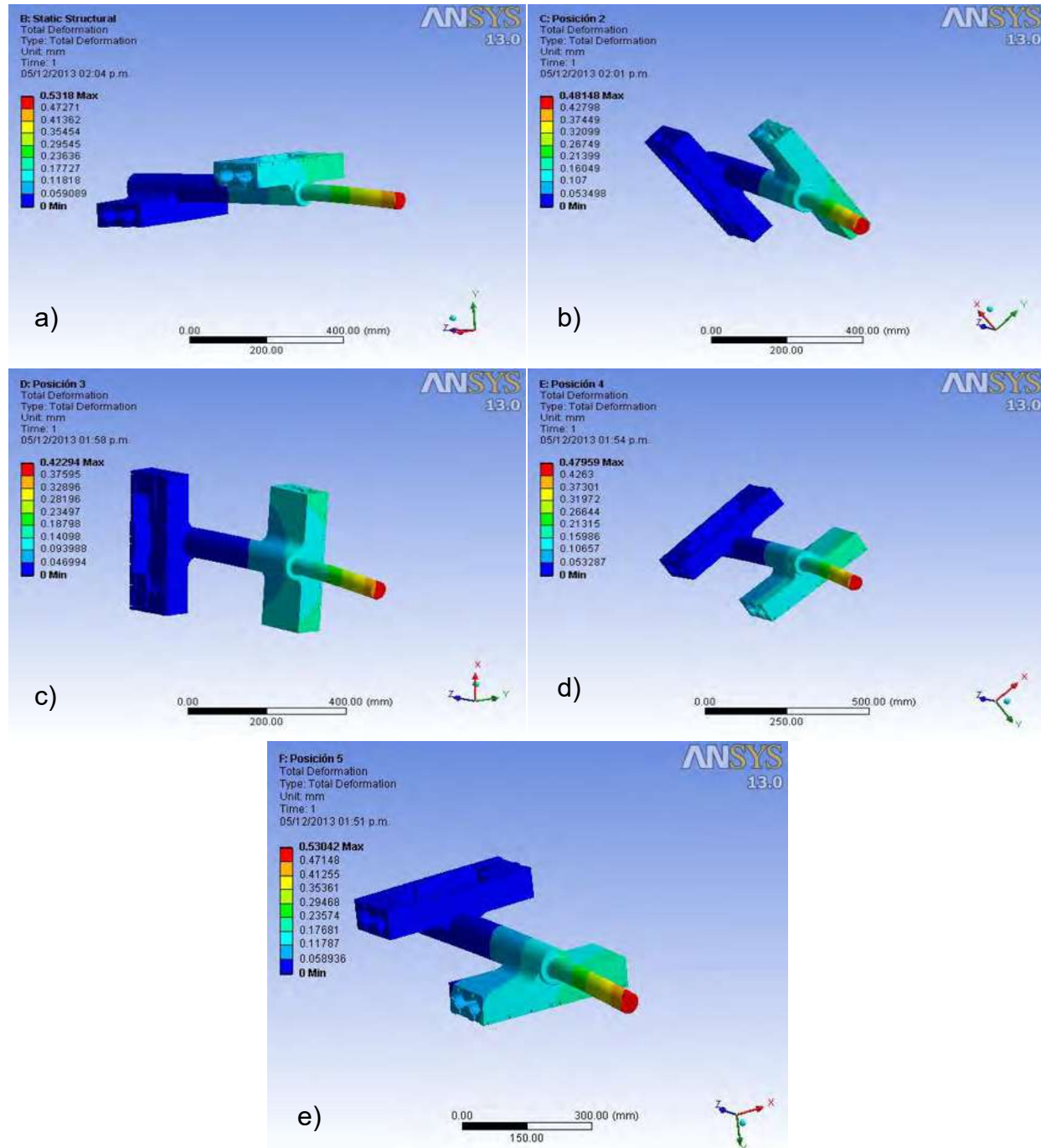


Fig. 4.54 Deformaciones totales presentes en la flecha motriz, a) Posición No. 1, b) Posición No. 2, c) Posición No. 3, d) Posición No. 4, e) Posición No. 5

Como parte del reporte de resultados se ha estado trabajando con el factor de seguridad, por lo que la Fig. 4.55 presenta este resultado, cuya magnitud es de 15 para cada una de las posiciones.

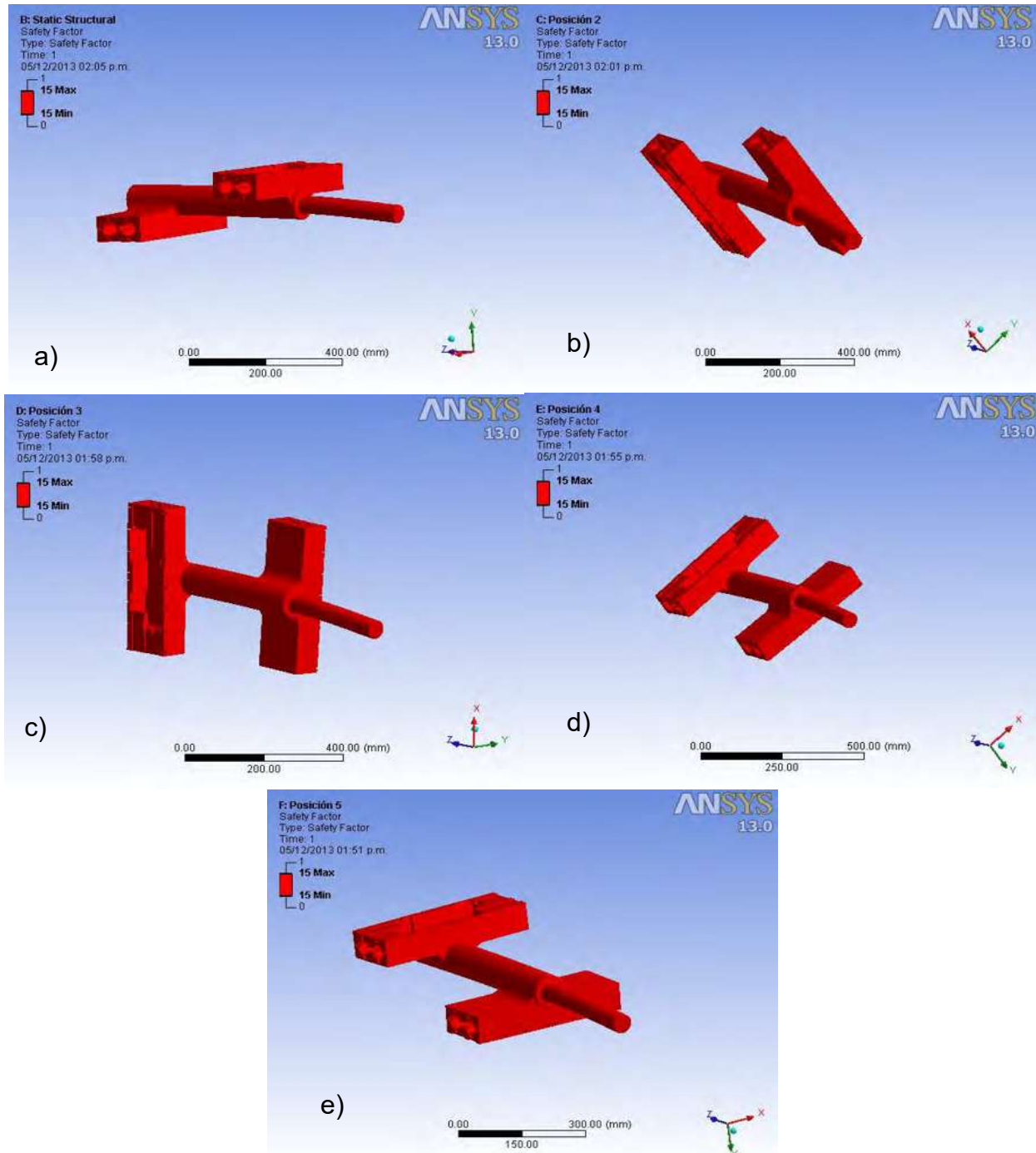


Fig. 4.55 Factor de seguridad presente en la flecha motriz, a) Posición No. 1, b) Posición No. 2, c) Posición No. 3, d) Posición No. 4, e) Posición No. 5



En esta sección se ha estudiado el comportamiento estático de las flecha motriz, se han obtenidos datos tanto de los esfuerzos como las deformaciones que se podrían presentar en la flecha. A continuación se realiza un análisis la carcasa del conjunto motor, esta es otra pieza de interés pues es el puente de comunicación de la plataforma con el motor y por lo tanto hacia el mecanismo de Chebyshev.



4.4 ESTUDIO EN LA CARCAZA DEL CONJUNTO MOTOR

Para este análisis se utilizan tres tipos de condiciones de carga, la primera considerando una carga de 1000 N de forma vertical y ésta se coloca en el lugar de los rodillos, los cuales permiten el movimiento horizontal del conjunto motor dentro de la plataforma, las restricciones se colocan en los lugares predestinados para la sujeción del motor eléctrico, la segunda se aplica un momento estático de $300\text{ N} \cdot \text{m}$, en el lugar donde se sujeta el conjunto motor, las restricciones se colocan en el lugar de los rodillos, y por último la tercer condición una carga de empuje paralela al eje de rotación del conjunto motor, las restricciones se colocan en lugar de los rodillos que sirven para este propósito. Para una mayor referencia utilice la Fig. 4.56.

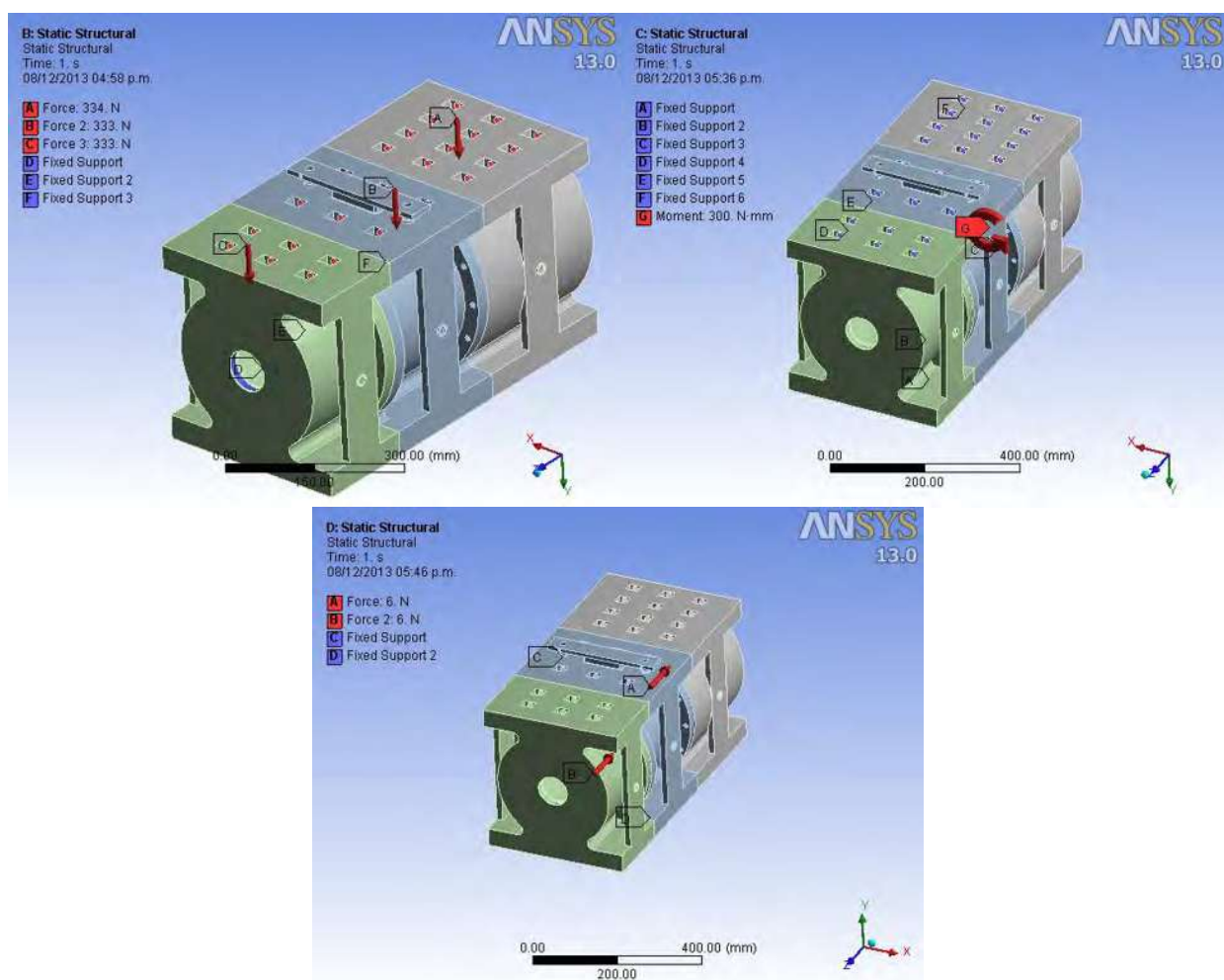


Fig. 4.56 Entornos de carga, a) Condición No. 1, b) Condición No. 2, C) Condición No. 3

En la Tabla 4.34 se muestra los resultados del análisis estático la carcasa del conjunto motor, cabe resaltar que los esfuerzos y deformaciones son pequeñas,

produciendo una carcasa efectiva, para evitar deformaciones excesivas que produzcan algún daño al motor eléctrico.

Tabla 4.34 Resumen de los datos obtenidos en el análisis de la carcasa del conjunto motor

Nombre del Objeto	<i>Esfuerzo Equivalente</i>	<i>Deformación Unitaria</i>	<i>Deformación Total</i>
Estado	Resuelto		
Definición			
Tipo	Equivalent (von-Mises) Stress	Equivalent (von-Mises) Elastic Strain	Total Deformation
Resultado Condición No. 1			
Mínimo	2.4876x10 ⁻⁸ MPa	3.5537 x10 ⁻¹³ mm/mm	0. mm
Máximo	0.38363 MPa	5.4804 x10 ⁻⁶ mm/mm	3.8787 x10 ⁻⁴ mm
Resultado Condición No.2			
Mínimo	3.85 x10 ⁻¹² MPa	5.5 x10 ⁻¹⁷ mm/mm	0. mm
Máximo	7.1592 x10 ⁻⁴ MPa	1.0227 x10 ⁻⁸ mm/mm	2.8453 x10 ⁻⁷ mm
Resultado Condición No.3			
Mínimo	8.5585 x10 ⁻⁸ MPa	4.2793 x10 ⁻¹³ mm/mm	0. mm
Máximo	3.9626 x10 ⁻² MPa	1.9813 x10 ⁻⁷ mm/mm	1.7032 x10 ⁻⁵ mm

En las Figs. 4.57 a 4.59 se muestra la distribución de esfuerzos que se puede llegar a presentar en las piezas que forman la carcasa.

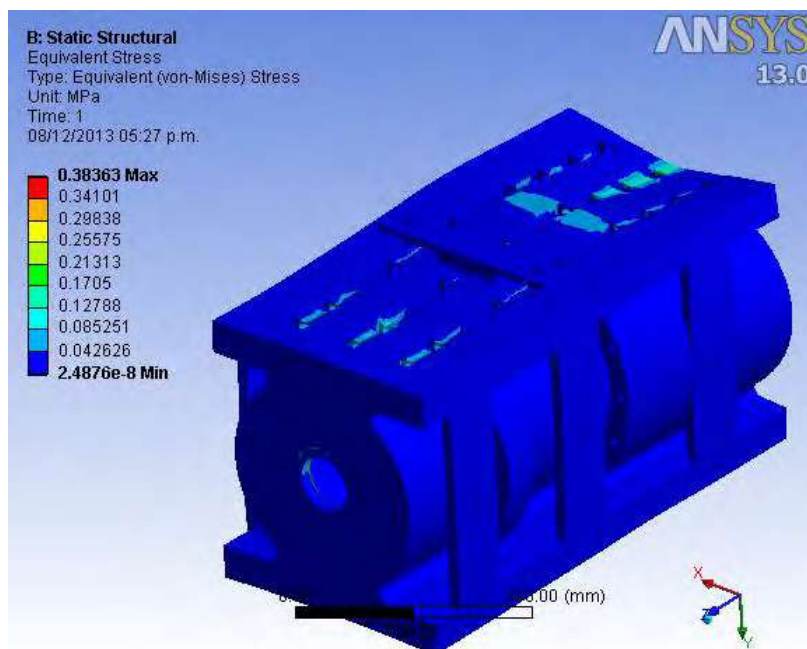


Fig. 4.57 Distribución de esfuerzos para la condición No.1

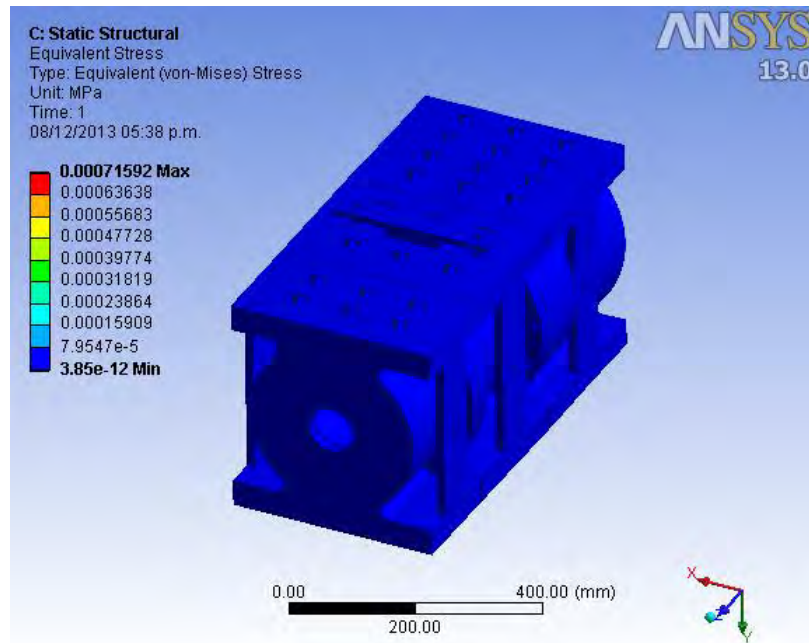


Fig. 4.58 Distribución de esfuerzos debido las condiciones No. de carga

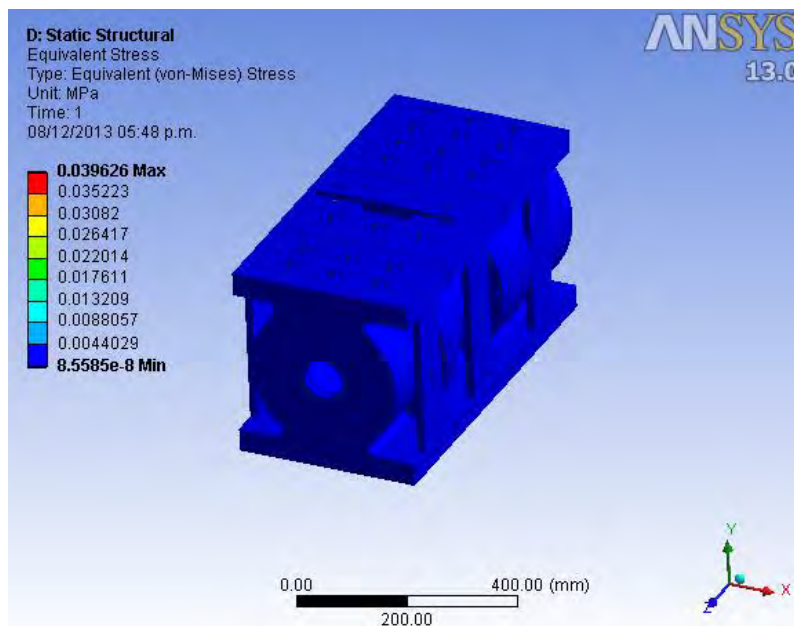


Fig. 4.59 Esfuerzos presentes debido a la condición No. 3

Las deformaciones presentes en la carcasa se pueden observar en las Figs. 4.60 a 4.61, estas deformaciones son muy pequeñas, la razón de esto es evitar que exista un mal funcionamiento en el eje del motor eléctrico.

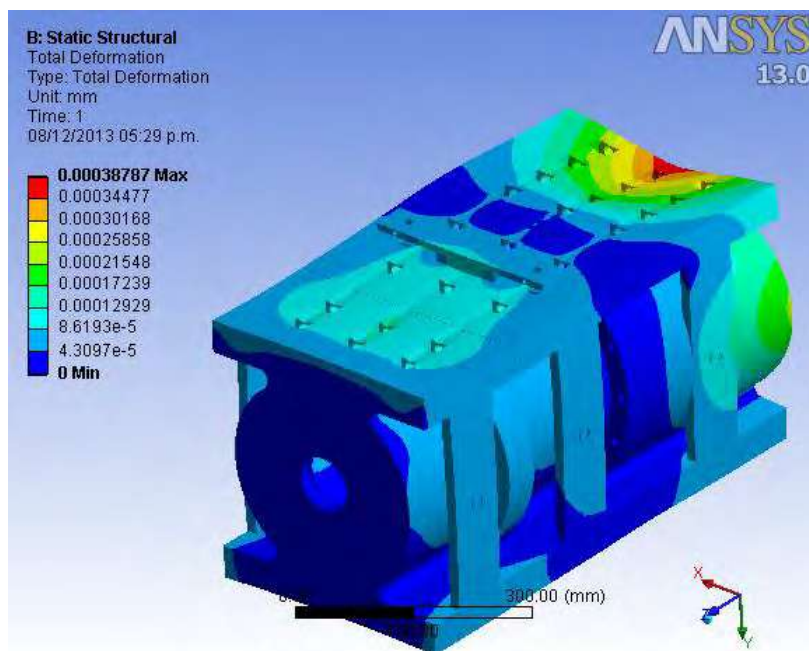


Fig. 4.60 Deformación por la condición de carga No.1

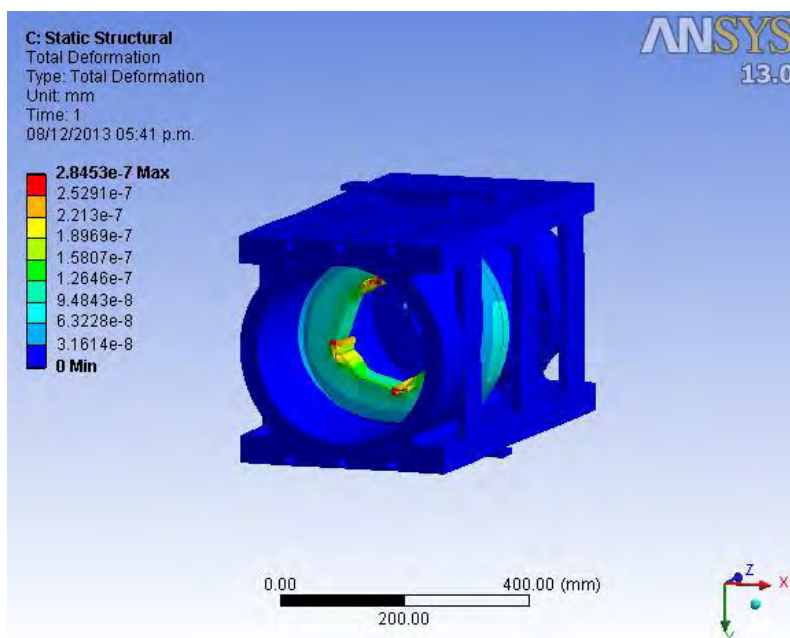


Fig. 4.61 Deformación debida a la condición de carga No.2

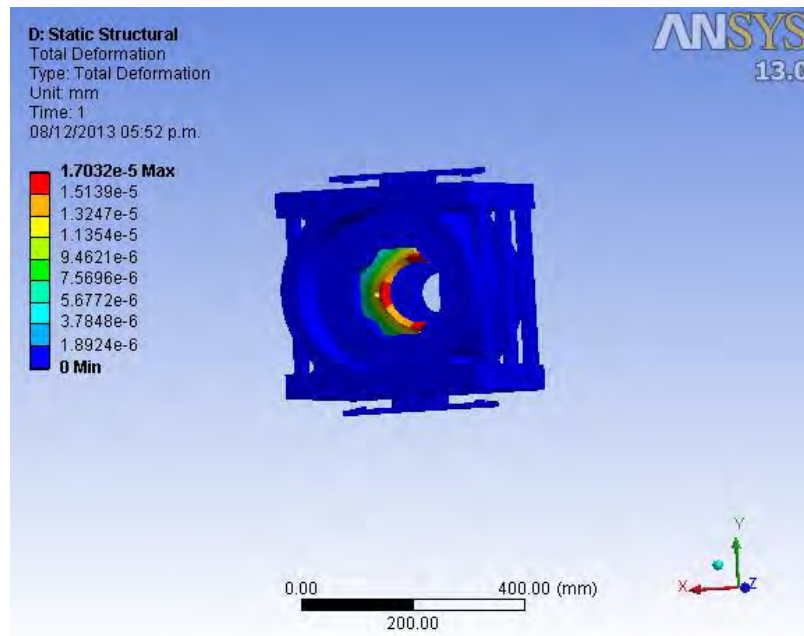


Fig. 4.62 Deformación por la condición de carga No. 3

Como consecuencia del estado de esfuerzos y deformaciones tan pequeño, se tiene que el factor de seguridad para cada una de las condiciones es similar y tiene una magnitud de 15 (ver Fig. 4.63).

Uno de los propósitos principales de la carcasa es formar una unión entre dos dispositivos dentro del sistema de elevación, pero también evita que exista esfuerzos muy grandes que serían perjudiciales para el funcionamiento del motor eléctrico, el cual es el encargado de suministrar el torque necesario para que el sistema pueda realizar la tarea de elevación encomendada.

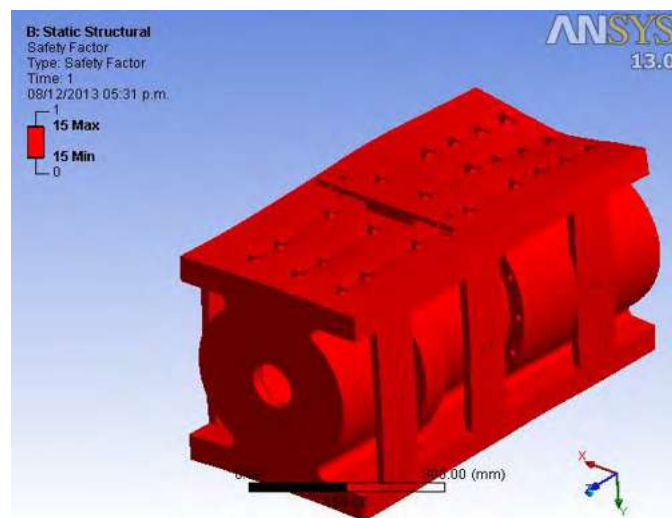


Fig. 4.63 Factor de seguridad presente en la carcasa del conjunto motor

4.5 ANÁLISIS DE LA FLECHA DE SUJECCIÓN DE LOS ESLABONES BALANCÍN.

Como parte del análisis del sistema de elevación, existe un elemento que sirve de soporte para el mecanismo de Chebyshev, a este elemento se conoce como flecha de sujeción, para poder analizarlo se utiliza la Fig. 4.64, la cual representa geoméricamente este elemento. Para obtener la solución de este sistema se utilizan la magnitud y dirección de la carga más grande que se obtuvo del estudio realizado en la sección 4.2 y se restringe en el lugar donde se tiene predestinado la colocación de los cojinetes de contacto giratorio de tipo bola.

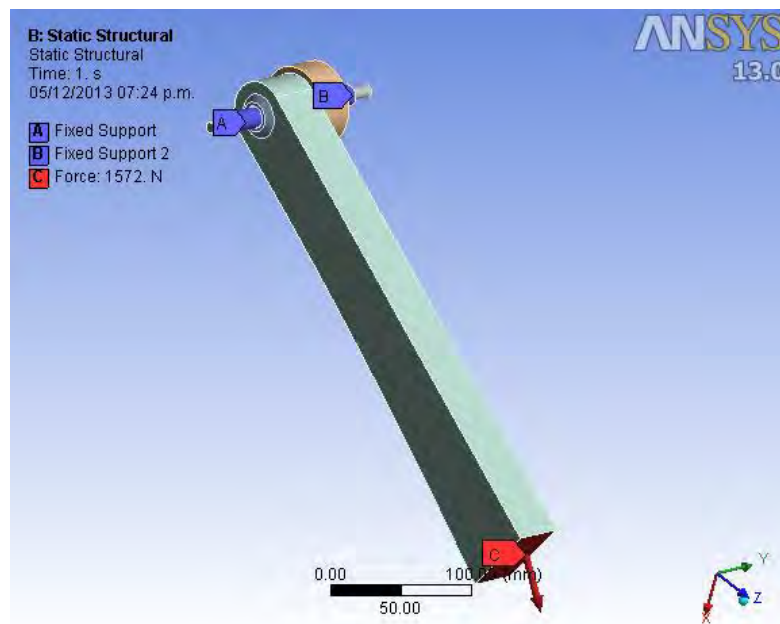


Fig. 4.64 Configuración del modelo para analizar la flecha de sujeción de los eslabones balancín con el eslabón fijo

Los datos obtenidos en este análisis se presentan en la Tabla 4.35, como se puede observar existe una concentración de esfuerzos considerable en la flecha de sujeción, pero también se puede apreciar que este esfuerzo no rebasa el límite de fluencia del material propuesto, esto se puede ver en la Fig. 4.67, la cual presenta la distribución del factor de seguridad en la flecha.

Esta concentración de esfuerzos se debe al cambio en la sección transversal de la flecha de sujeción; se puede reducir de dos formas, la primera disminuyendo la diferencia en el cambio del diámetro de la sección circular, la segunda aumentando el redondeo que se tiene precisamente en el cambio de sección.

Tabla 4.35 Resumen de los resultados obtenidos en este estudio

Nombre del Objeto	<i>Esfuerzo Equivalente</i>	<i>Deformación Equivalente</i>	<i>Deformación Total</i>
Estado	Resuelto		
Definición			
Tipo	Equivalent (von-Mises) Stress	Equivalent (von-Mises) Elastic Strain	Total Deformation
Resultados			
Mínimo	1.9277e-009 MPa	9.6386e-015 mm/mm	0. mm
Máximo	227.26 MPa	1.1363e-003 mm/mm	0.23471 mm
Mínimo ocurre en	Flecha_estriada_v1		
Máximo ocurre en	Flecha_estriada_v1		Eslabón Balancín

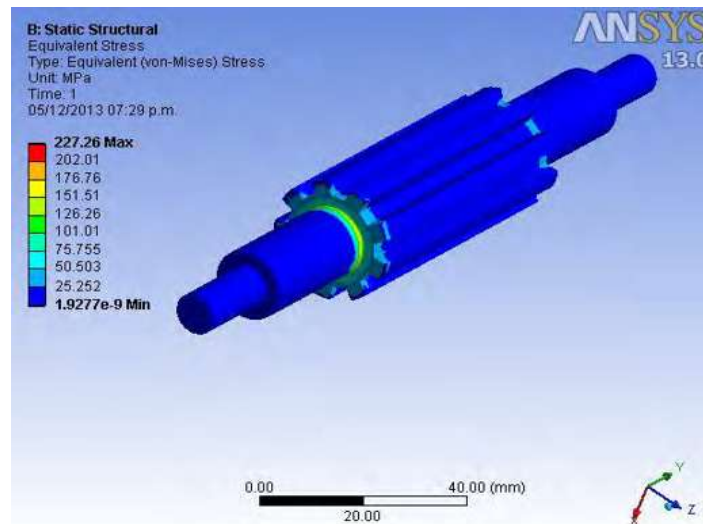


Fig. 4.65 Distribución de esfuerzos en la flecha de sujeción

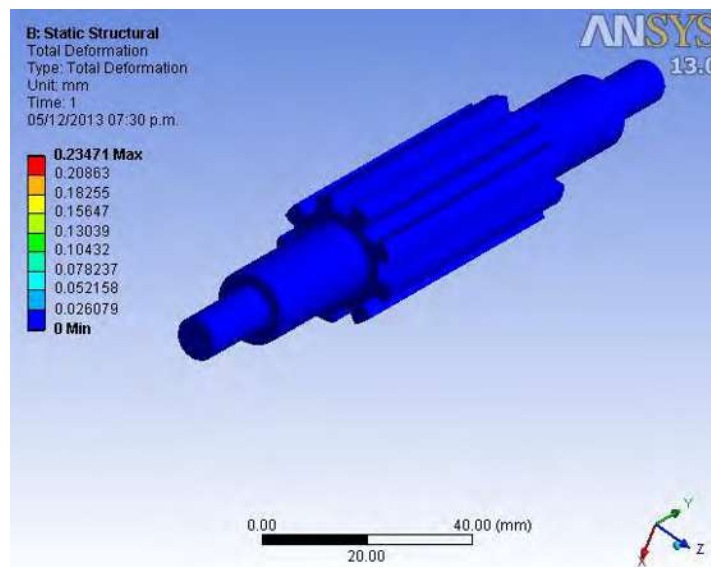


Fig. 4.66 Deformación en la flecha de sujeción

En la Fig. 4.66 se muestra la deformación que se tiene en la flecha, esta oscila entre 0 y 0.026079 mm, aunque en la figura la máxima deformación es de 0.23471 mm, esta no pertenece a la flecha de sujeción.

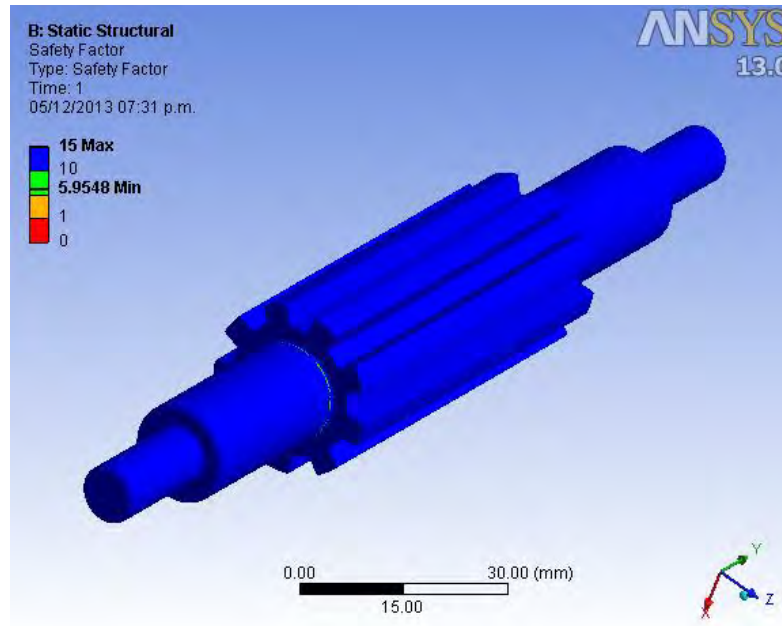


Fig. 4.67 Distribución del factor de seguridad presente en la flecha de sujeción

En la Fig. 4.67 se muestra la distribución del factor de seguridad presente en el modelo, en general el factor de seguridad tiene un valor de 15, mientras que para el lugar donde se presenta la máxima concentración de esfuerzos en la flecha oscila entre 7.5 y 10, estos límites siguen estando dentro de los márgenes aceptados en la norma.

La configuración del mecanismo de Chebyshev ha estado en constante cambio, las primeras modificaciones atendieron el reto de evitar interferencia entre los eslabones, a partir de ese momento se consideraba que existiera una flexibilidad longitudinal del eslabón balancín, lo que permitió evitar una excesiva concentración de esfuerzos en los apoyos del mecanismo, pero producía una deformación muy grande en el sistema provocando que la curva que dibujaba el punto trazador del trayectoria no se pudiera considerar casi recta, debido a esto se tenía que realizar la modificación adecuada, la cual pudiera tener tanto la flexibilidad en el eslabón pero que evitara tener grandes deformaciones. La repuesta para esto se tiene en la última configuración mostrada del mecanismo de Chebyshev (ver Fig. 3.6), esta se deduce de todos los análisis estáticos y flexibles de todas las propuestas anteriores a esta, en la secciones anteriores se han realizado los análisis pertinentes para esta configuración mostrando la solvencia que presenta al someterla a cargas críticas durante el funcionamiento del sistema de elevación.

4.6 ESTUDIO DINÁMICO DEL MECANISMO

A lo largo de este capítulo se ha estado hablando solamente de análisis puramente estáticos, es momento de retomar el tema que se esbozó ya en el capítulo 2, y continuar con el análisis dinámico del mecanismo.

En el capítulo 2 se realizó un estudio cinemático del mecanismo, el cual permitió poder construir un sistema de elevación, también se plantea el uso de herramientas computacionales que ha auxiliado en el estudio.

Ahora se continua el análisis dinámico, pero desde el punto de vista cinético, el cual no solo estudia las posiciones, velocidades y aceleraciones que puede llegar adoptar el mecanismo, sino las fuerzas que producen ese movimiento, el objetivo es obtener el torque necesario en el mecanismo para mantener el movimiento que se requiere en la plataforma. Las condiciones iniciales para este estudio se pueden observar en la Tabla 4.36.

Tabla 4.36 Condiciones de trabajo del mecanismo

Tipo de Término	Magnitud de la variable
Longitud de recorrido	1.2 m
Velocidad máxima proyectada de plataforma	0.700 m/s
Tiempo estimado del recorrido	2.1371 s
Velocidad Angular máxima del eslabón acoplador	17.781 RPM
Se utiliza un perfil en el tiempo de la trayectoria basado en velocidad de tipo trapezoidal isósceles	

En la Fig. 4.68 se muestra la geometría del modelo manejado en este análisis, existe un cambio sustancial del modelo utilizado en el capítulo 2, esto se debe a la necesidad de evitar ciertas situaciones que producían que el mecanismo no pudiera cumplir con la tarea requerida, como ya antes se ha hablado de esto.

4.6.1 COMPORTAMIENTO DINÁMICO DEL MECANISMO DE ELEVACIÓN UTILIZANDO UN PERFIL EN EL TIEMPO DE LA TRAYECTORIA BASADO EN VELOCIDAD DEL TIPO TRAPEZOIDAL ISÓSCELES

Las magnitudes tanto de la velocidad angular máxima del eslabón acoplador y el tiempo estimado de recorrido se establecen realizando un análisis cinemático del mecanismo el cual es resuelto suponiendo una velocidad de cabina de 0.7 m/s, en este estudio se utiliza un perfil en el tiempo de la trayectoria basado en velocidad de tipo trapezoidal isósceles [16], en este tipo de perfil el dominio del tiempo se divide en tres partes, dos periodos transitorios y un periodo estacionario, en el primer periodo

transitorio, la velocidad del cuerpo cambia de forma ascendente hasta llegar a su velocidad máxima, en el periodo estacionario la velocidad se mantiene en su magnitud máxima y en el segundo periodo transitorio, la velocidad del cuerpo cambia de forma descendente desde la velocidad máxima hasta cero.

Para definir el dominio del tiempo debemos utilizar cuatro límites, los cuales sirven para definir cada uno de los eventos transitorios y estacionarios. El primer límite es el $t_0 = 0$, en el que se marca el inicio del movimiento del cuerpo rígido, el segundo es t_1 , el cual marca el final del primer periodo transitorio y el inicio del periodo estacionario, el tercero es t_2 , que define el final del periodo estacionario y el principio del segundo periodo transitorio, y por último el cuarto que es $t_3 = t_f$, que sirve para definir el termino del segundo periodo transitorio y el final del movimiento del cuerpo rígido. Para definir cada límite de tiempo se utiliza las siguientes expresiones [16]:

$$t_1 = \frac{t_f}{\xi} \quad (4.21)$$

$$t_2 = t_f \left(\frac{\xi - 1}{\xi} \right) \quad (4.22)$$

$$t_3 = t_f \quad (4.23)$$

Donde:

t_f , tiempo total del movimiento del cuerpo rígido, en segundos.

Por lo que:

$$t_f = \sum_{i=1}^3 \Delta t_i \quad (4.24)$$

Cada Δt_i , corresponde a la duración de cada periodo que divide el dominio del tiempo. Se expresa de la siguiente manera:

$$\Delta t_1 = t_1 - t_0 \quad (4.25)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_1 \quad (4.26)$$

$$\Delta t_3 = t_3 - t_2 \quad (4.27)$$

Sustituyendo las ecuaciones 4.21 a 4.23 en 4.25 a 4.27 respectivamente, se obtiene las siguientes expresiones:

$$\Delta t_1 = \frac{t_f}{\xi} \quad (4.28)$$

$$\Delta t_2 = t_f \left(\frac{\xi - 2}{\xi} \right) \quad (4.29)$$

$$\Delta t_3 = \frac{t_f}{\xi} \quad (4.30)$$

Cabe señalar que $\Delta t_1 = \Delta t_3$, los cuales corresponden a los dos periodos transitorios. El factor ξ nos ayuda a definir la magnitud de los periodos transitorios, pero también sirve para poder precisar el tipo de perfil que se va manejar (ya sea triangular isósceles o trapezoidal isósceles), para este caso se requiere utilizar un perfil tipo trapezoidal isósceles el cual requiere que ξ tenga un intervalo de valores de $(2, \infty]$.

El dominio de la velocidad también se puede dividir en tres periodos, en los cuales la duración de cada periodo está definida por la división que se tiene en el dominio del tiempo, las siguientes expresiones sirven para poder definir el dominio de la velocidad.

$$v_1 = d_t \left(\frac{1}{t_f^2} \right) \left(\frac{\xi^2}{\xi - 1} \right) t, \quad t \in \left[0, \frac{t_f}{\xi} \right] \quad (4.31)$$

$$v_2 = \frac{d_t}{t_f} \left(\frac{\xi}{\xi - 1} \right), \quad t \in \left[\frac{t_f}{\xi}, t_f \left(\frac{\xi - 1}{\xi} \right) \right] \quad (4.32)$$

$$v_3 = \left(\frac{d_t}{t_f} \right) \left(\frac{\xi}{\xi - 1} \right) \left(\left[2 - \frac{\xi \left\{ t - \left(\frac{\xi - 2}{\xi} \right) t_f \right\}}{t_f} \right] \right), \quad t \in \left[t_f \left(\frac{\xi - 1}{\xi} \right), t_f \right] \quad (4.33)$$

Donde:

v_1, v_2, v_3 , junto con v_0 son los límites de velocidad de cada periodo que divide el dominio de velocidad.

t , es la magnitud de tiempo que puede tomar valores desde el límite inferior al límite superior de cada periodo en el que se divide el dominio de la velocidad.

d_t , es la longitud total de la trayectoria que se desea cubrir durante el movimiento del cuerpo rígido.

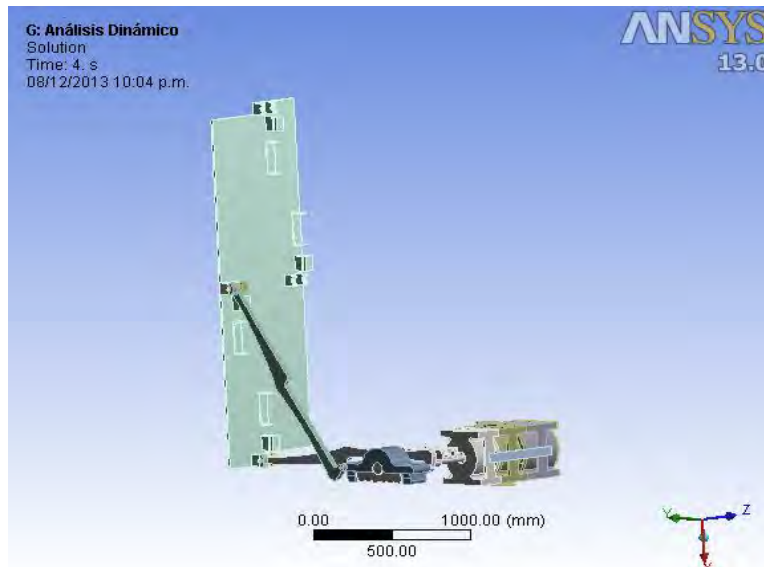


Fig. 4.68 Modelo dinámico del sistema de elevación

En la Fig. 4.69 se muestra un ejemplo de como está constituido el perfil de trayectoria trapezoidal isósceles. El primer periodo transitorio se puede observar en la zona roja, seguido del periodo estacionario (zona verde) y por último en la zona azul, el segundo periodo transitorio.

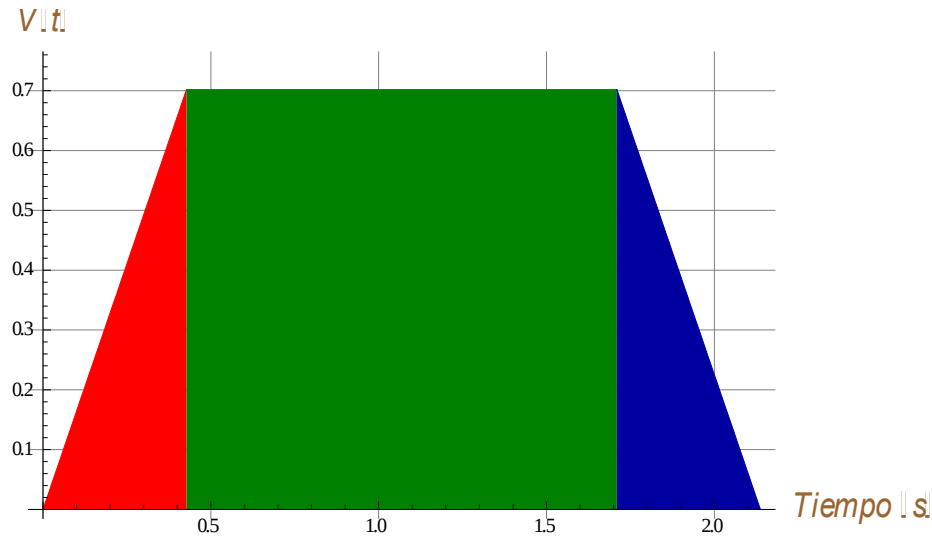


Fig. 4.69 Perfil en el tiempo de trayectoria basado en velocidad tipo trapezoidal isósceles

El valor de ξ que se utiliza para poder realizar este estudio es de 5, con el cual podemos obtener un perfil de trayectoria basado en velocidad mostrado en la Fig. 4.69, el cual cumple con las condiciones que se presentan en la Tabla 4.36.

Una vez establecidas las condiciones de trabajo del modelo el paso que sigue es obtener la solución del sistema, por lo que con la ayuda de herramientas computacionales se obtiene dicha solución, esta se presenta en las Figs. 4.70 a 4.75, las cuales forman parte de la solución cinemática del modelo; las Figs. 4.76 a 4.79, representan la solución cinética del sistema.

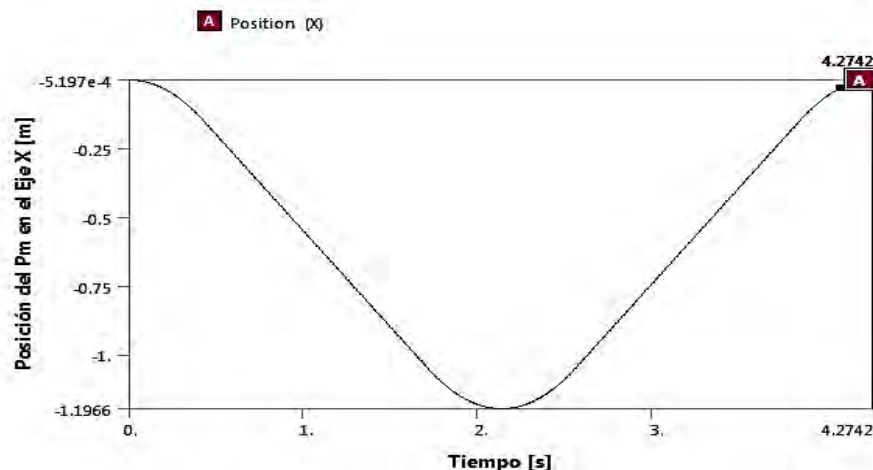


Fig. 4.70 Gráfica de la posición del punto Pm a lo largo del eje X

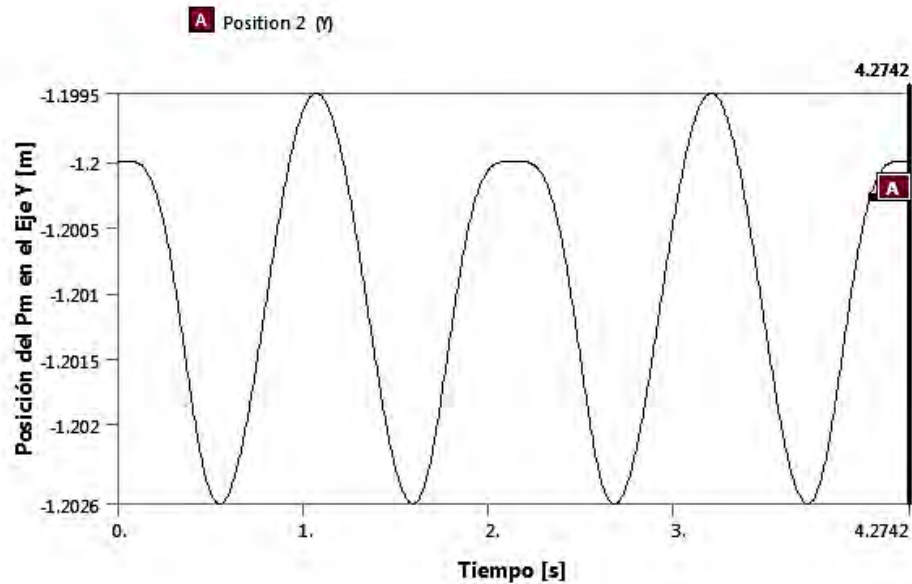


Fig. 4.71 Gráfica de la posición del Pm en el eje Y

La Figs. 4.70 y 4.71 muestran la evolución del punto trazador de trayectoria, cuyo comportamiento ha sido descrito en el capítulo 2; pero existe un cambio en comparación con las Figs. 2.9 y 2.10, este reside en la orientación del sistema de referencia; en la figuras del capítulo 2, el eje Y es el eje vertical y el eje X es el horizontal, por lo que en las Figs. 4.70 y 4.71 el eje X es el vertical y el eje Y es el horizontal.

El desarrollo del movimiento del mecanismo se hace en base de un perfil de trayectoria, en este caso se utiliza un perfil del tipo trapecoidal isósceles (ver Fig. 4.72).

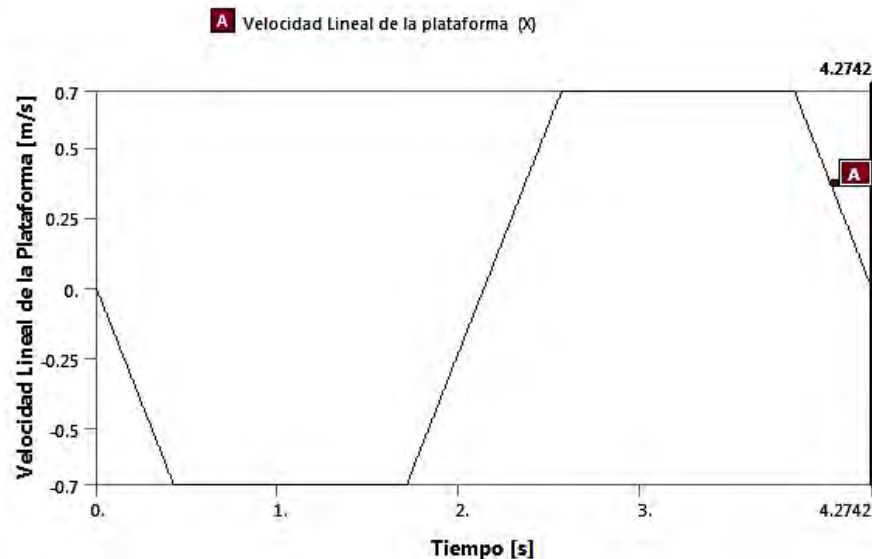


Fig. 4.72 Gráfica del perfil de trayectoria basado en velocidad manejado en la plataforma en dirección vertical

En las Figs. 4.72 y 4.74, se muestra el perfil de trayectoria basado en velocidad trapezoidal isósceles que desarrolla el mecanismo durante su movimiento (tanto la plataforma como el eslabón acoplador). Como se puede apreciar en las gráficas, el eje horizontal corresponde a la variable del tiempo, y esta presenta un valor que es el doble del mostrado en la Tabla 4.36, esto es debido a que durante la simulación el mecanismo realiza un movimiento tanto ascendente como descendente, por lo que el primer movimiento que se grafica es ascendente y finaliza en el tiempo que se prevé en la Tabla 4.36, obteniendo una magnitud máxima de la velocidad lineal de la plataforma como se establece en dicha Tabla (ver Fig. 4.72)

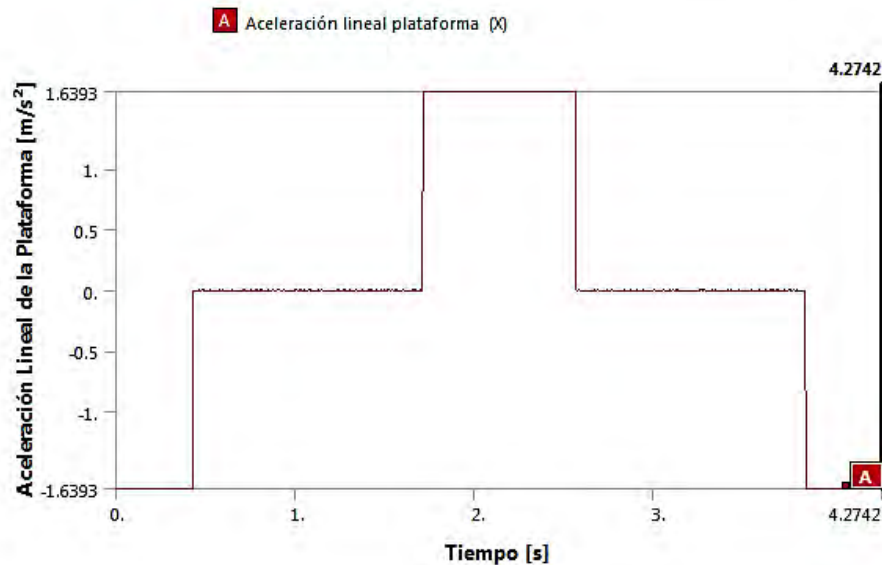


Fig. 4.73 Gráfica de la aceleración lineal de la plataforma en dirección vertical

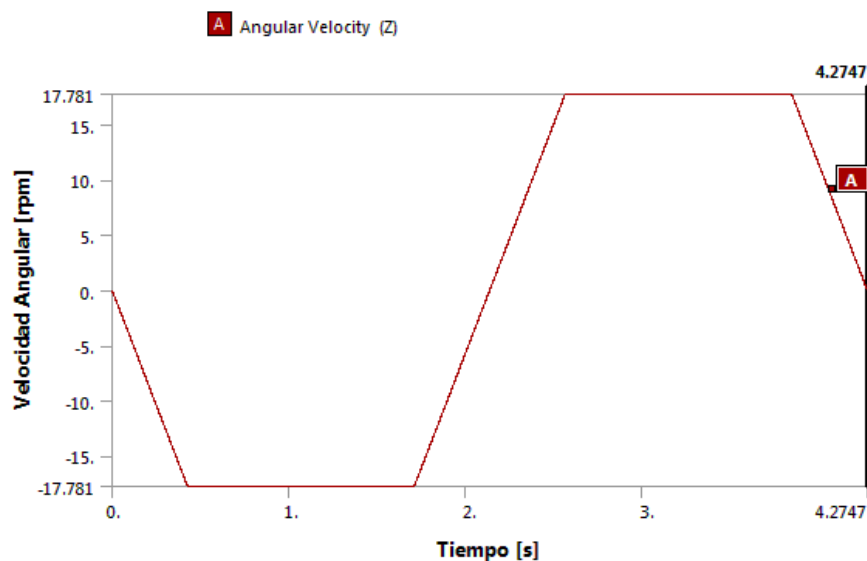


Fig. 4.74 Gráfica de la velocidad angular del eslabón acoplador

La aceleración lineal de la plataforma se muestra en la Fig. 4.73, la cual es típica para este tipo de perfil, ya que para poder cumplir con el primer periodo transitorio se requiere de una aceleración constante; durante el periodo estacionario no existe aceleración, ya que el movimiento del sistema se mantiene a una velocidad constante; en el segundo periodo transitorio, también existe una aceleración constante, aunque está en sentido contrario que en el primer transitorio, ya que se requiere que disminuya la velocidad.

En la Fig. 4.75 se muestra el desarrollo de la aceleración angular del eslabón acoplador, la cual tiene un comportamiento similar al presentado en la Fig. 4.73, esto es debido a que el comportamiento de la velocidad angular de este eslabón es similar al de la plataforma.

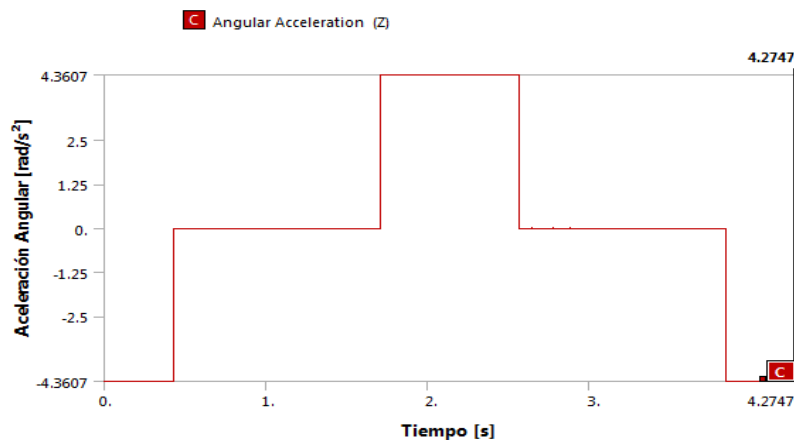


Fig. 4.75 Gráfica de aceleración angular del eslabón acoplador

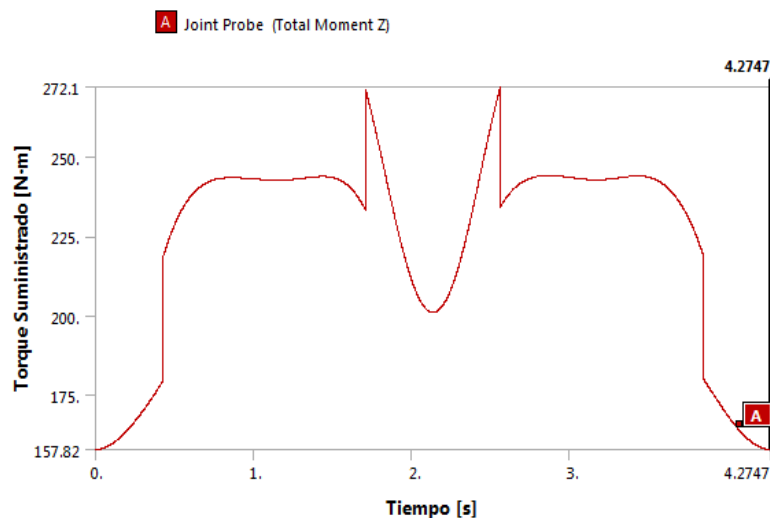
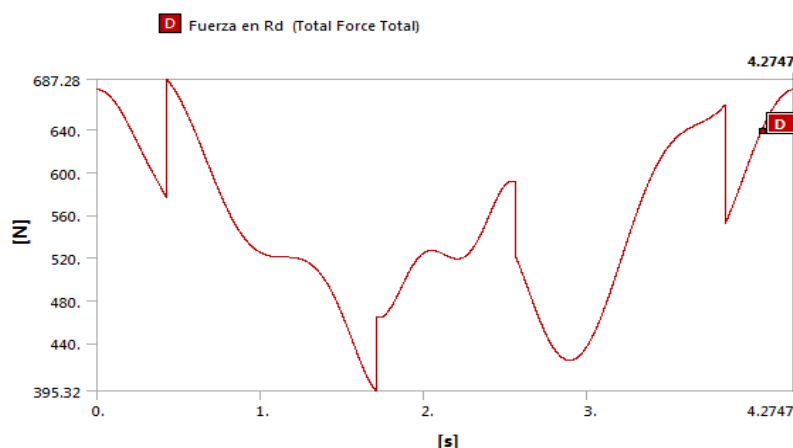


Fig. 4.76 Gráfica del torque suministrado por el motor eléctrico

Una parte importante del análisis es conocer el torque que se necesita para mantener al sistema en movimiento, bajo las características presentadas en la Tabla 4.36. La Fig. 4.76 muestra el torque entregado por el motor eléctrico con respecto del

tiempo, este presenta saltos muy grandes de magnitud que corresponden al inicio y final de cada periodo en el que se divide el perfil de trayectoria basado en la velocidad manejada. Al iniciar el primer periodo transitorio se necesita una fuerza que rompa el estado de reposo del sistema, al término de este periodo se tiene un aumento de esta fuerza, pero este aumento no es muy significativo; al término del primer periodo transitorio se tiene el inicio del periodo estacionario, el cual tiene como característica principal tener una velocidad constante, cuya aceleración es cero, por lo que la fuerza que provee el motor aumenta de forma considerable, esto sucede porque el motor eléctrico debe de conservar al sistema en una velocidad constante, tómesese en cuenta que aunque la aceleración es cero, el sistema no se detiene, al término del periodo estacionario se tiene el inicio del segundo periodo transitorio, en el cual existe nuevamente un aumento en la aceleración, pero esta se aplica al sistema en dirección contraria al que se presenta en el primer periodo transitorio, lo que produce que nuevamente cambie de manera brusca la fuerza motriz que suministra el motor, la cual disminuye de manera paulatina, a medida que el mecanismo se detiene al final del recorrido.

El objetivo principal del sistema es el transporte de personas u objetos de forma ascendente o descendente (en otras palabras transportarlas de forma vertical), por lo que al manejar un perfil de trayectoria basado en velocidad trapezoidal produce cambios muy grandes en el valor del torque en un corto tiempo, esto es necesario para mantener en movimiento al sistema de elevación, lo que hace que el sistema trabaje de forma incómoda para el transporte de personas u objetos, ya que puede presentar ciertos impactos durante el viaje vertical, para poder evitar esto, se hace uso de otro tipo de perfil, el cual debe de generar curvas de velocidad más suaves para permitir que el cambio del torque con respecto del tiempo sea paulatino, evitando de esta manera que la magnitud del torque tenga permutas bruscas. Otra característica que presenta la curva trazada por el torque suministrado, es que en ningún momento cambia el sentido de giro de la fuerza motriz, solo la magnitud de esta fuerza.



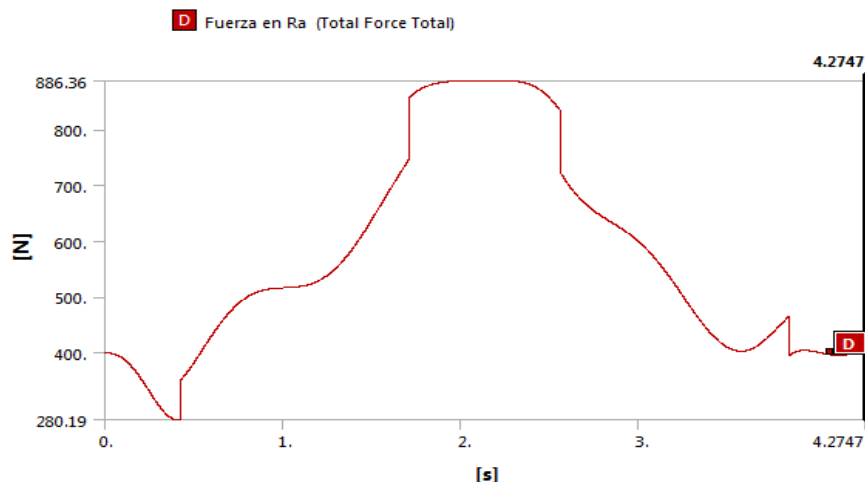


Fig. 4.78 Gráfica de la fuerza en el punto A del mecanismo

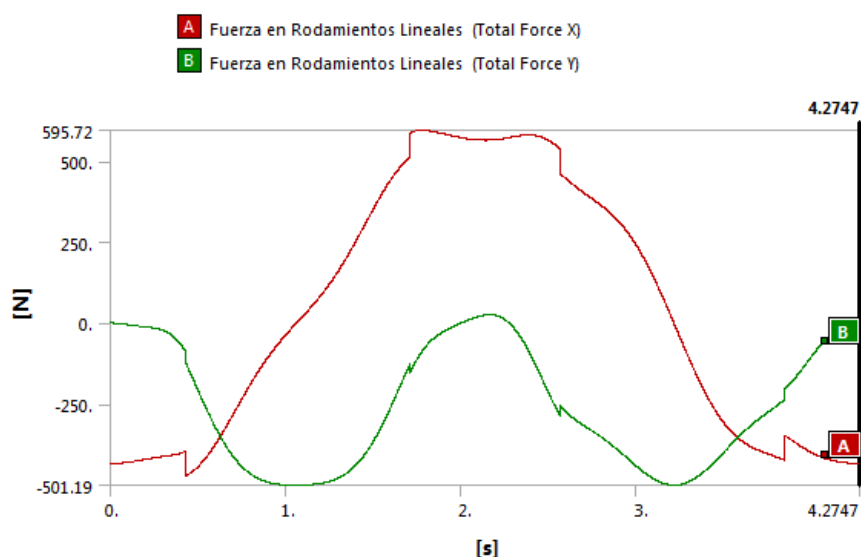


Fig. 4.79 Gráfica de la fuerza que se aplica en los cojinetes de contacto lineal

En las Figs. 4.77 a 4.79 se presenta las fuerzas que se transmiten a los eslabones y a los tipos de cojinetes que se utilizan en el mecanismo, debido al movimiento de éste bajo las condiciones de la Tabla 4.36; también presentan el comportamiento de la Fig. 4.76, esto es, se observan cambio bruscos en la magnitud del fuerza aplicada a las uniones del mecanismo, los cuales corresponden en el tiempo de inicio y terminación de cada uno de los periodos que forman el perfil de trayectoria basado en velocidad trapezoidal isósceles. La magnitud máxima de estas fuerzas es menor que la que se puede calcular a través del análisis estático del sistema.

4.6.2 COMPORTAMIENTO DINÁMICO DEL MECANISMO DE ELEVACIÓN IMPLEMENTANDO UN PERFIL EN EL TIEMPO DE LA TRAYECTORIA BASADO EN VELOCIDAD POR MEDIO DE UN POLINOMIO DE OCTAVO GRADO.

Como se ha descrito antes bajo un perfil de trayectoria basado en velocidad trapezoidal, en ciertas zonas, el suministro del torque por parte del motor cambia de forma abrupta, para poder evitar esto se propone un nuevo perfil de trayectoria, este perfil de trayectoria origina una curva más suave en las zonas de transición (las zonas de transición se consideran los puntos de cambio de las características del movimiento); existen dos zonas de transición, la primera se establece en final del primer transitorio y el inicio del periodo estacionario, y la segunda en el final del periodo estacionario y el inicio del segundo periodo transitorio. El perfil que se propone es uno de octavo grado, que cae dentro de los perfiles en el tiempo de trayectoria basado en velocidad de polinomio de grado superior [16], este perfil utiliza la siguiente expresión:

$$P(t) = d_t \left[70 \left(\frac{t}{t_f} \right)^3 - 315 \left(\frac{t}{t_f} \right)^4 + 546 \left(\frac{t}{t_f} \right)^5 - 420 \left(\frac{t}{t_f} \right)^6 + 120 \left(\frac{t}{t_f} \right)^7 \right] + v_{max} \left[-32 \left(\frac{t^3}{t_f^2} \right) + 160 \left(\frac{t^4}{t_f^3} \right) - 288 \left(\frac{t^5}{t_f^4} \right) + 224 \left(\frac{t^6}{t_f^5} \right) - 64 \left(\frac{t^7}{t_f^6} \right) \right] \quad (4.34)$$

Donde:

$P(t)$, es la longitud transitada por la plataforma en el instante t .

v_{max} , es la velocidad máxima que experimenta la plataforma durante el traslado.

t , es un instante en el tiempo en el cual se lleva a cabo el recorrido.

En la Fig. 4.80, se tiene graficado el comportamiento que puede llegar a presentar este tipo de perfil de trayectoria, mostrando el comportamiento de la velocidad y aceleración en el incisos b) y c), respectivamente.

En este tipo de perfil de trayectoria, la velocidad máxima se expresa mediante la ecuación (4.35), en la cual el valor del índice m puede variar de 1.458334 a 2.1875 o sea que el índice m tiene el siguiente intervalo de valores $[1.458334 \leq m \leq 2.1875]$, este índice ayuda a adaptar este tipo de perfil de trayectoria a un trapezoidal isósceles.

$$v_{max} = \text{índice}_m \frac{d_t}{t_f} \quad (4.35)$$

En la Fig. 4.81 se muestra las familias de curvas que se generan al variar el valor del índice m en el intervalo correspondiente. Las restricciones en el movimiento del mecanismo bajo este tipo de perfil se muestran en la Tabla 4.37

Tabla 4.37 Condiciones de trabajo del mecanismo bajo un perfil de trayectoria mediante un polinomio de octavo grado

Tipo de Término	Magnitud de la variable
Longitud de recorrido	1.2 m
Velocidad máxima proyectada de la plataforma	0.700 m/s
Tiempo estimado del recorrido	2.5 s
Velocidad Angular máxima del eslabón acoplador	16.711 RPM
Índice m	1.458334

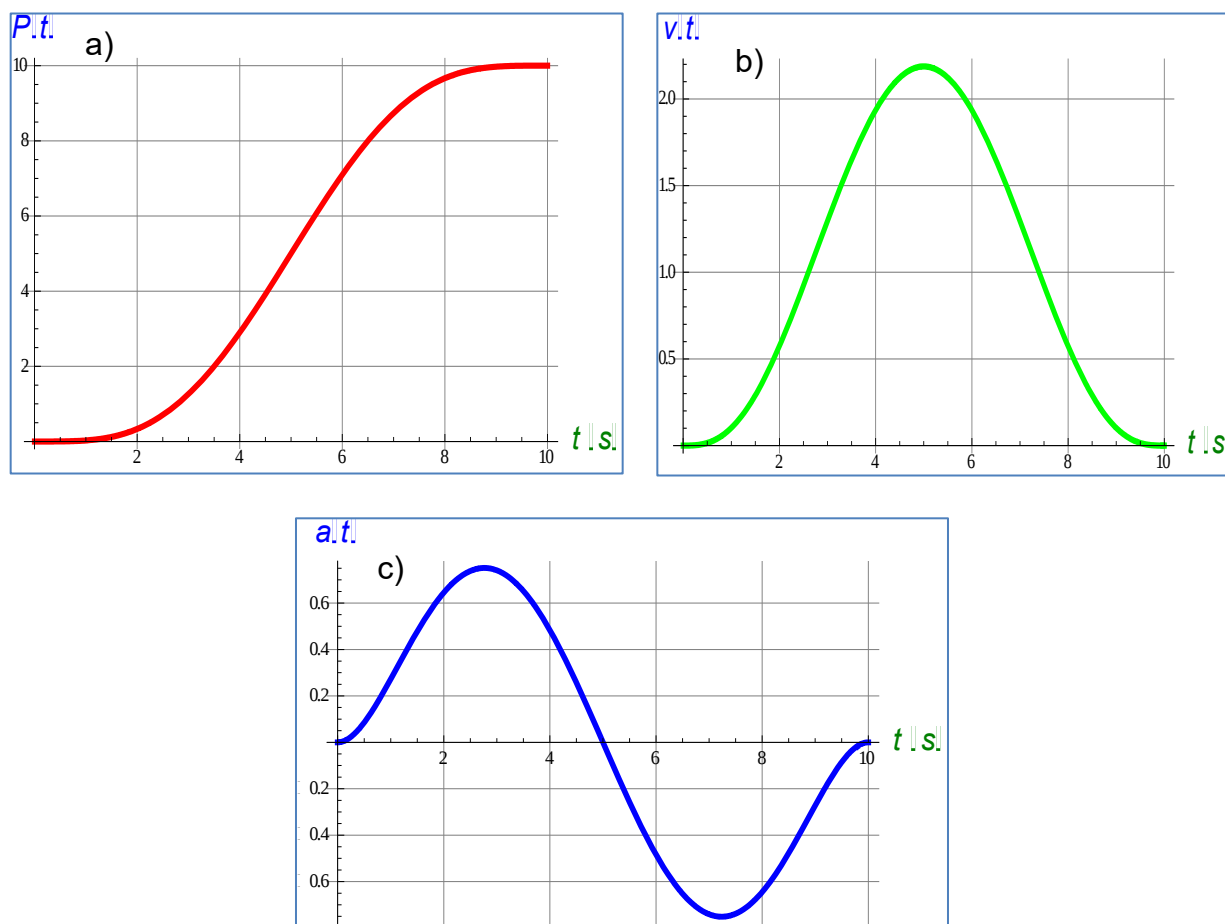


Fig. 4.80 Gráficas típicas de un perfil de trayectoria mediante el uso de un polinomio de octavo grado, a) representación del comportamiento del recorrido del cuerpo rígido, b) comportamiento de la velocidad, c) comportamiento de la aceleración

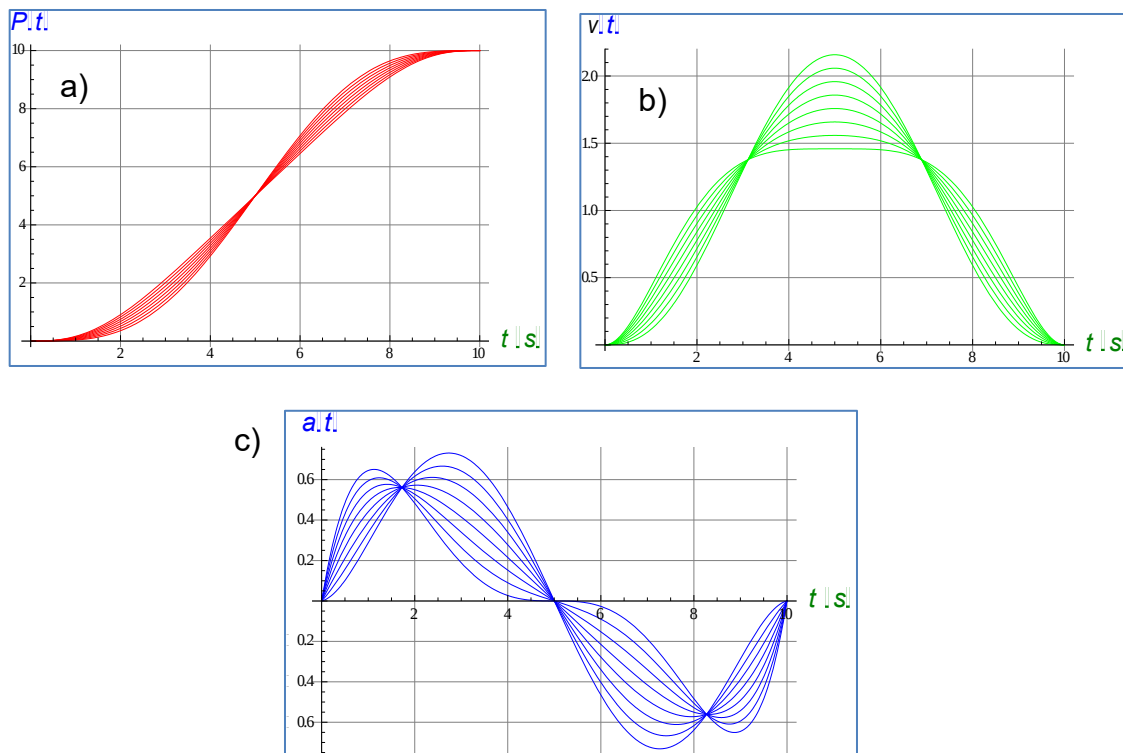


Fig. 4.81 Familia de curvas generadas al variar el índice m en el perfil de trayectoria basado en un polinomio de octavo grado, a) representación del comportamiento del recorrido del cuerpo rígido, b) comportamiento de la velocidad, c) comportamiento de la aceleración

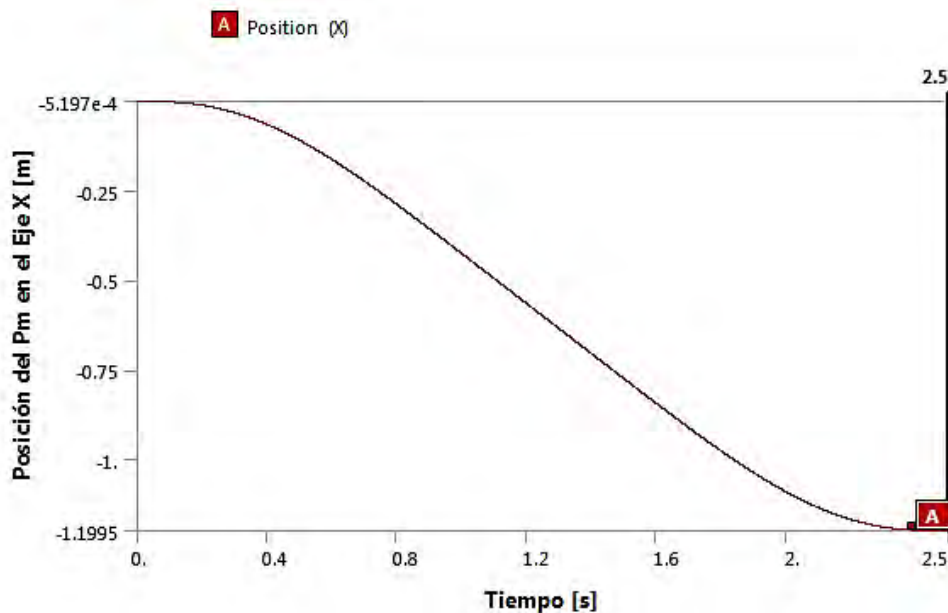


Fig. 4.82 Desplazamiento del Pm con respecto del eje X con un perfil en el tiempo de la trayectoria basado en velocidad mediante un polinomio de octavo grado

Estas nuevas condiciones y el nuevo perfil de trayectoria se aplican en el modelo y se obtienen los resultados presentados en las Figs. 4.82 a 4.91.

En las Figs. 4.82 y 4.83 se tienen el comportamiento del punto trazador de trayectoria bajo las condiciones que se muestran en la Tabla 4.37; con respecto del eje X se muestra una curva muy parecida a la presentada en la Fig. 4.70, de la misma forma se tiene para la curva generada en el eje Y con respecto de la Fig. 4.71, la única diferencia es en el tiempo en que se realizan los recorridos.

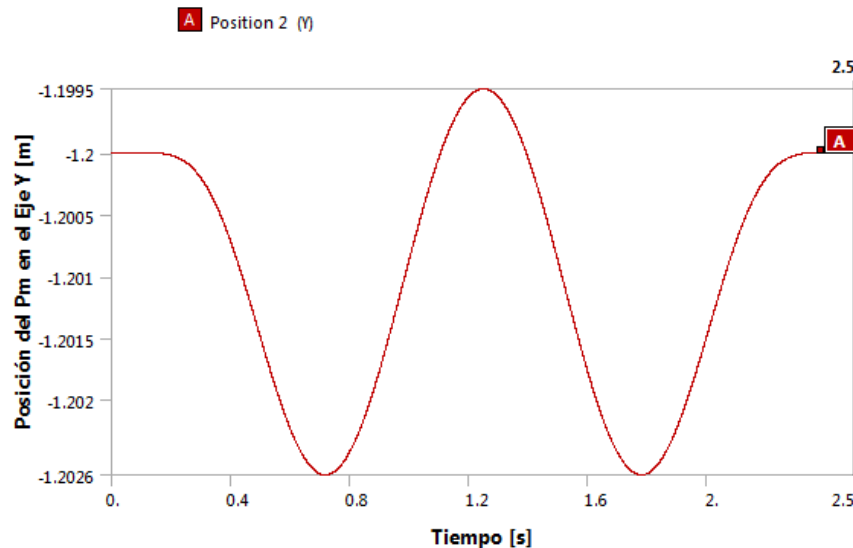


Fig. 4.83 Desplazamiento del Pm con respecto del eje Y con un perfil en el tiempo de la trayectoria basado en velocidad mediante un polinomio de octavo grado

En las Figs. 4.84 y 4.86, se muestra el comportamiento de la velocidad tanto en la plataforma como en el eslabón acoplador, el comportamiento cubre las necesidades de la Tabla 4.37, y presenta una curva suavizada en los puntos de transición con respecto de la obtenida en las Figs. 4.72 y 4.74

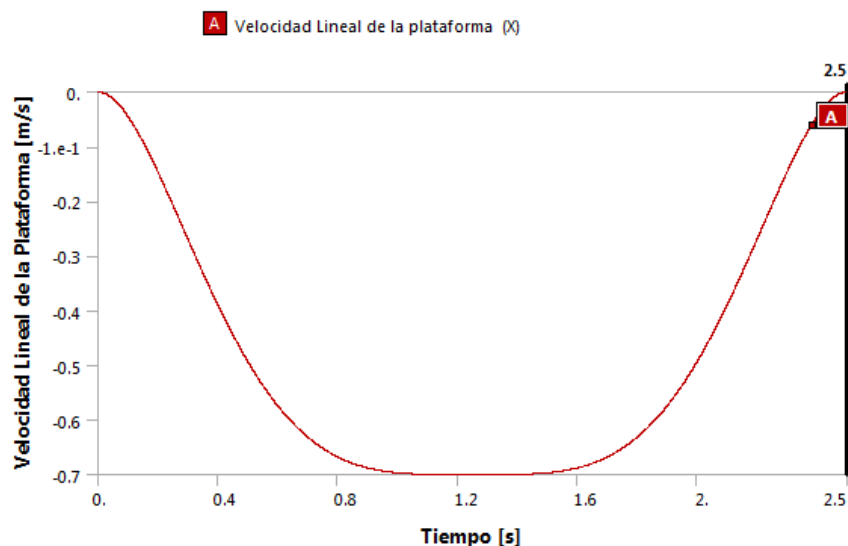


Fig. 4.84 Velocidad lineal de la plataforma mediante un polinomio de octavo grado

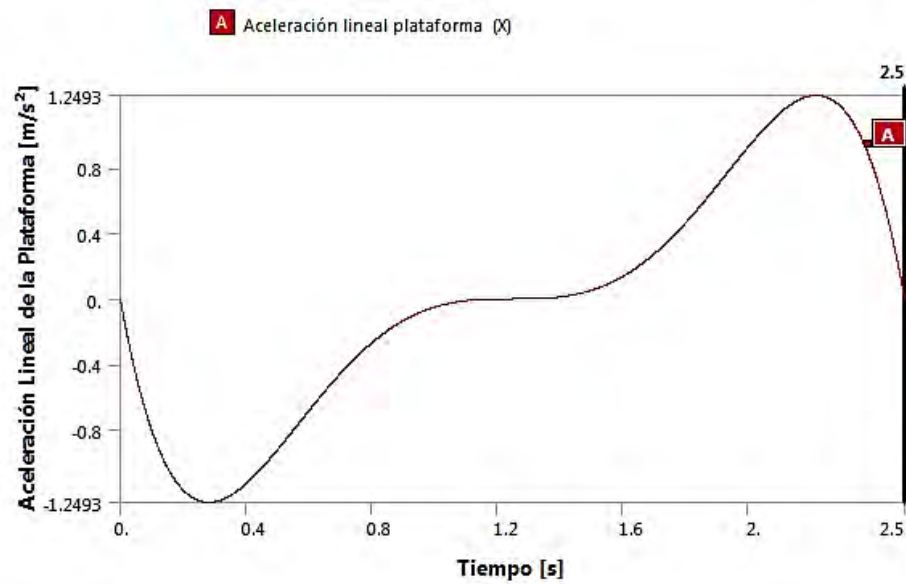


Fig. 4.85 Aceleración lineal de la plataforma mediante el uso de un polinomio de octavo grado

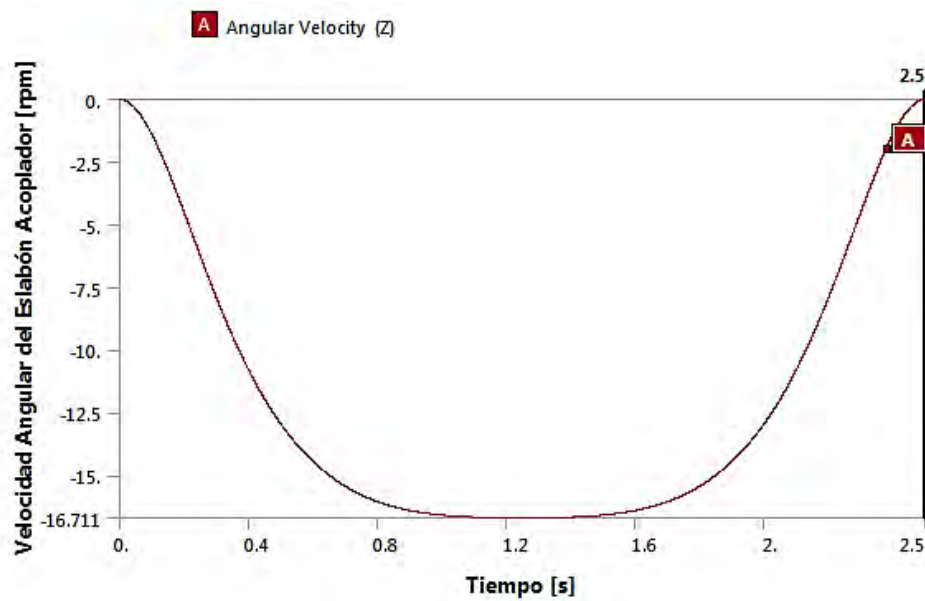


Fig. 4.86 Velocidad angular del eslabón acoplador manejando un polinomio de octavo grado

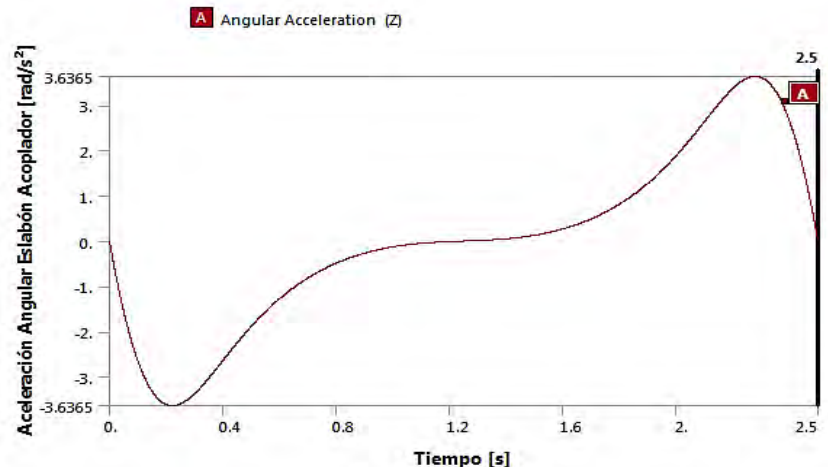


Fig. 4.87 Aceleración angular del eslabón acoplador manipulando un polinomio de octavo grado

En las Figs. 4.85 y 4.87 se tiene el comportamiento de la aceleración, tanto en la plataforma como en el eslabón acoplador, el cual presenta un aumento paulatino de la aceleración en el inicio del movimiento y una disminución de esta cuando se llega a la velocidad máxima del cuerpo rígido, también se puede apreciar que cuando el cuerpo llega a su máxima velocidad la aceleración tiene un valor muy pequeño, esta zona se tiene porque en ese momento la velocidad del cuerpo es constante, al término de esta zona existe un cambio de sentido de la aceleración, esto responde a la necesidad de frenar el cuerpo al llegar a final del recorrido, pero esta disminución es paulatina, con respecto las Figs. 4.73 y 4.75, el cambio de la aceleración es mucho menos brusco.

El cambio paulatino tanto de velocidad como de aceleración permiten que el mecanismo tenga un desplazamiento suave a lo largo de la trayectoria, por lo que el torque que debe suministrar el motor eléctrico se comporta de la misma forma, en la Fig. 4.88 se presenta el comportamiento del torque requerido.

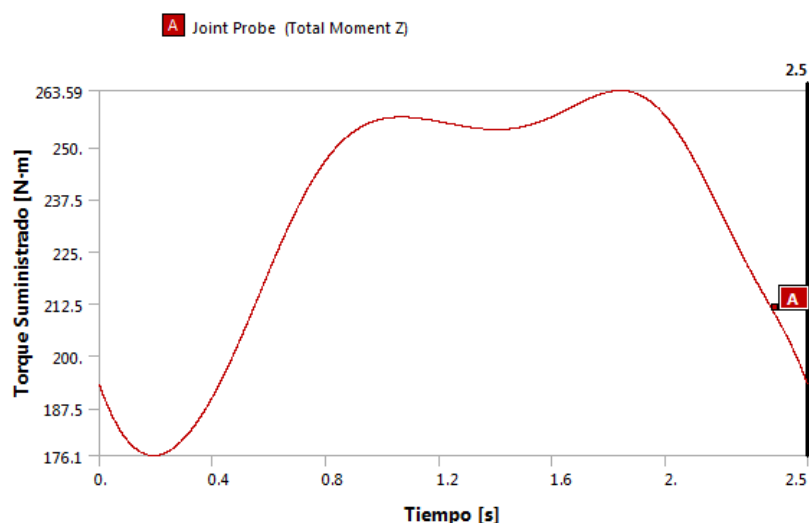
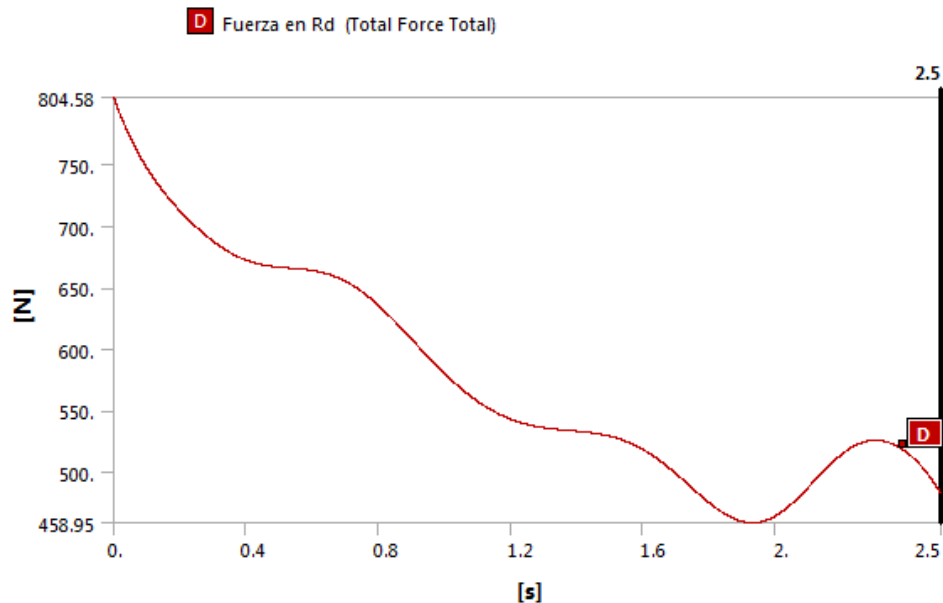


Fig. 4.88 Torque suministrado por el motor eléctrico usando un perfil de trayectoria basado en velocidad mediante el uso de un polinomio de octavo grado

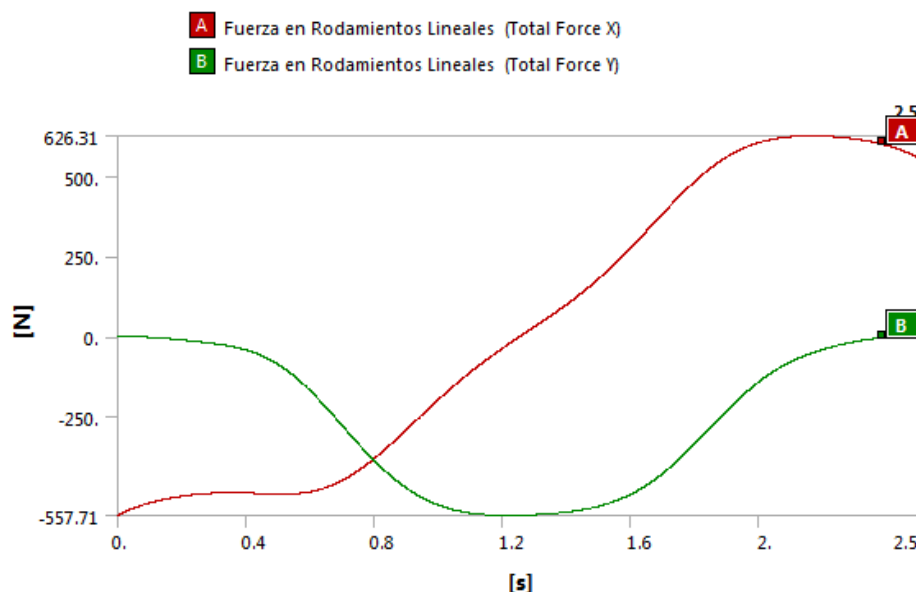
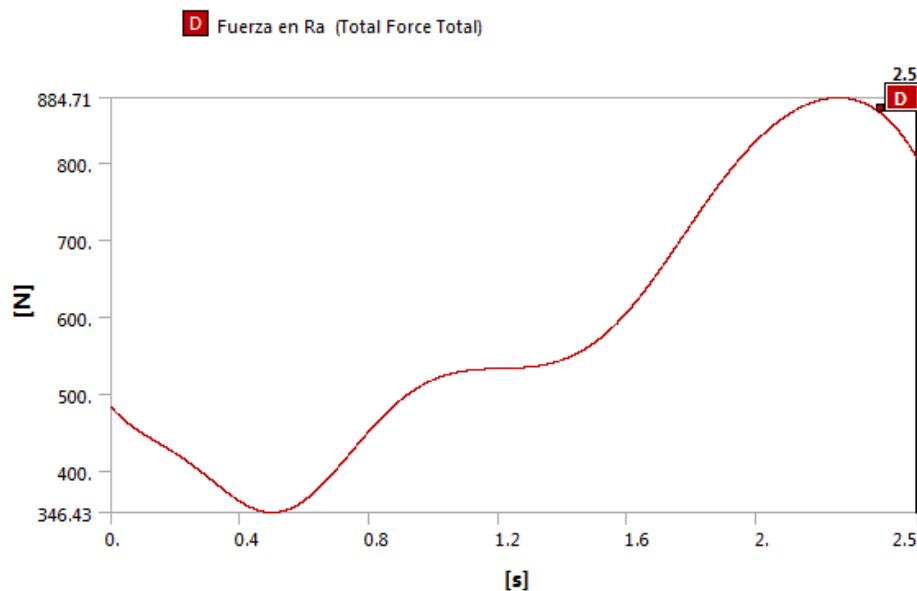
Al inicio del movimiento se tiene que aplicar una fuerza tal que permita al sistema cambiar del estado de reposo al de movimiento, una vez que se ha logrado esto, no es necesario que la magnitud inicial de la fuerza motriz se mantenga, por lo que está disminuye; al acercarse al periodo estacionario, el valor de la fuerza motriz comienza a aumentar, permitiendo que la velocidad se mantenga de manera constante, pero nuevamente al acercarse al término de este periodo, el valor de la fuerza motriz comienza a elevarse, en este punto se tiene el máximo valor absoluto del torque suministrado por el motor eléctrico, esta fase se presenta por el proceso de desaceleración que experimenta el mecanismo, ya que este se acerca al final del camino. La evolución en el tiempo de la fuerza motriz es similar al presentado por el perfil trapezoidal isósceles, pero el suministro se hace de manera suave, esto es, la fuerza cambia de forma progresiva, sin que se presenten incrementos grandes en un pequeño intervalo de tiempo, lo que permite al mecanismo tener un desempeño confortable durante el recorrido de su trayectoria, esto se puede verificar con el valor máximo de la aceleración de la plataforma, ya que este se encuentra en los límites recomendados de aceleración permisible en la cabina [1].



En las Figs. 4.89 y 4.90, se muestra la evolución de las fuerzas transmitidas hacia los cojinetes de contacto giratorio y los eslabones que forman parte del sistema de elevación, estas tienen una magnitud mayor que las presentadas en la sección anterior (ver Figs. 4.77 y 4.78), pero siguen estando por debajo de las fuerzas calculadas en el estudio estático del mecanismo.

La Fig. 4.91, muestra la evolución de la fuerza transmitida hacia los cojinetes de contacto lineal que forman parte del sistema de enganche, nuevamente se puede observar que la magnitud de esta fuerza es mayor que la presentada en la Fig. 4.79,

pero al igual que la fuerza en los eslabones, es menor que la presente en los análisis estáticos.



Uno de los propósitos de este tipo de estudios es determinar el torque necesario para que el sistema se mantenga en movimiento, esto sirve para determinar la característica que debe de tener el motor eléctrico que es empleado en el sistema de elevación.

Todos los datos anteriores apuntan que para tener un desplazamiento que se encuentre dentro de los límites de aceleración y confort permisibles para la cabina del sistema de elevación, se debe de utilizar perfiles de trayectoria suavizados, por lo que el perfil que se utiliza en la sección 4.6.3 es muy adecuado para lograr este propósito.

4.6.3 CARACTERÍSTICAS DEL MOTOR ELÉCTRICO

Como parte del propósito del estudio dinámico es determinar el torque motriz que debe ser suministrado por el motor eléctrico; en la sección anterior se ha logrado determinar cuál es el perfil de trayectoria más adecuado para poder utilizarlo en el mecanismo, por tanto en este momento se tiene el conjunto de valores que puede llegar a tomar el torque (fuerza motriz). Para poder determinar la potencia necesaria en el motor eléctrico se utiliza la ecuación (4.36)

$$P = \frac{\tau_s n \pi}{30} \quad (4.36)$$

Donde:

τ_s , es el torque requerido por el sistema en $N \cdot m$

n , es el número de revoluciones que se requiere en RPM

P , la potencia requerida por el sistema en W

Mediante el uso del análisis dinámico del elevador se han obtenido las curvas de comportamiento tanto de la velocidad angular necesaria en el motor como el torque preciso para mantener el sistema en movimiento (ver Figs. 4.86 y 4.88, respectivamente).

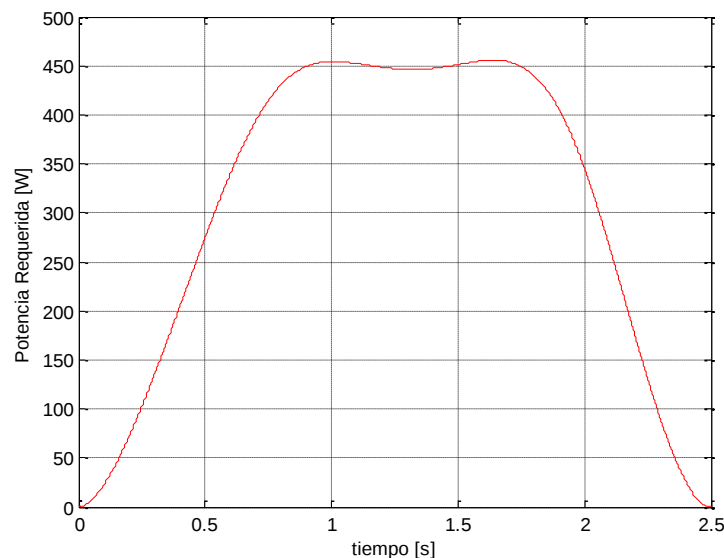


Fig. 4.92 Gráfica de la potencia que debe de suministrar el motor eléctrico

En la Fig. 4.92 se muestra la gráfica del comportamiento de la potencia que debe de proporcionar el motor, en esta se puede observar el valor máximo de la potencia, con este valor y los obtenidos en la sección 4.6.2 se puede determinar las características del motor eléctrico que se utiliza en el sistema de elevación, ver Tabla 4.38.

Tabla 4.38 Características requeridas del motor eléctrico

Concepto	Valor
Máxima Velocidad	16.711 RPM
Par Máximo	263.59 N m
Potencia Máxima	455.9226 W

El motor es del tipo sincrónico de imanes permanentes, el cual tiene como principal característica ser un sistema compacto y de bajo consumo de energía, otro punto importante es que se puede utilizar junto a un sistema reductor de velocidad compacto y un encoder, el cual hace que el motor pueda ser controlado de forma precisa, además cuenta con un sistema de freno accionado electromagnéticamente. El motor es fabricado por Siemens, cuya designación es 1FK7080-LP 155-M01-Z, sus características se pueden observar en el Apéndice D.

El criterio que se toma para la selección del motor es en base a las necesidades determinadas en todos los análisis que se han realizado y en los requerimientos de espacio dentro de la plataforma, junto con esto la necesidad de controlar el funcionamiento del sistema, por lo que este tipo de motor se ajusta de forma precisa para los requerimientos del elevador.

4.7 ANÁLISIS DE LOS COJINETES DE CONTACTO EN EL MECANISMO

Un dispositivo que ayuda a unir a los eslabones que forman el mecanismo entre sí, son los diferentes tipos de rodamientos o cojinetes de contacto giratorio, en la Tabla 4.39, se tiene los diferentes rodamientos que se usan en el sistema de elevación.

Tabla 4.39 Tipos de cojinetes utilizados en el sistema de elevación

No.	Designación del rodamiento	Lugar del sistema localizado
Cojinete de contacto giratorio tipo bola, ranura profunda		
1	61804-2RZ (Fabricado por SKF)	Conexión de eslabones dentro del mecanismo de Chebyshev
2	6010-2Z (Fabricado por SKF)	Entre la carcasa del conjunto motor y la flecha motriz
Cojinete de contacto giratorio tipo de empuje		
3	AXK 1528 (Fabricado por SKF)	Conexión entre eslabones balancín con el eslabón acoplador
Cojinete de contacto giratorio tipo de rodillo cilíndrico		
4	HK 1512 (Fabricado por SKF)	Rodillos de desplazamiento horizontal del conjunto motor y en los rodillos de empuje perpendicular al eje de giro de la flecha motriz
Cojinete de contacto lineal tipo bola		
5	SSE M25 OPN (Fabricado por Thomson)	En el sistema de enganche

Como se ha podido observar en la sección 4.6, las fuerzas que se pueden llegar a presentarse dentro del mecanismo debido al movimiento del sistema son variables con respecto del tiempo. Por lo que para poder seleccionar el tipo de cojinete se hace uso de la ecuación (4.37), la cual sirve para obtener una carga promedio mediante el uso de las cargas variables que se presentan en el sistema:

$$F_m = \sqrt[p]{\frac{\sum_{i=1}^n (F_i)^p N_i t_i}{\sum_{i=1}^n N_i t_i}} \quad (4.37)$$

Donde:

F_m , la carga fluctuante media, N

p , es igual a 3 para rodamientos de bolas y $\frac{10}{3}$ para rodamientos de rodillos

F_i , es la magnitud de la carga en el instante t_i

N_i , es la velocidad angular (en RPM) del cojinete en el tiempo t_i

t_i , es una fracción del tiempo (en min) en el que transcurre el ciclo de trabajo

n , es el número de división en el tiempo en el que se fragmenta un ciclo de trabajo

Para obtener la vida útil total esperada, en millones de revoluciones del cojinete, se hace uso de la siguiente ecuación (4.38)

$$L = \left(\frac{C}{F_m} \right)^p \quad (4.38)$$

Donde:

L , es la vida útil esperada en millones de revoluciones

C , es la carga dinámica básica del cojinete en N

Cuando se desea expresar el valor de la vida útil del cojinete con respecto del tiempo se hace uso de la siguiente expresión:

$$L_H = \frac{L}{60N} \quad (4.39)$$

Donde:

L_H , es la vida útil del cojinete expresada en horas

N , es la velocidad angular del cojinete, en RPM

En el caso de los cojinetes de contacto giratorio, solo se considera las cargas radiales aplicadas a ellos, las cargas de empuje son muy pequeñas para considerar que tengan un impacto grande en ellos, por esta razón la ecuación (4.39) se presenta de la siguiente forma.

$$P = F_m \quad (4.40)$$

Donde:

P , es la carga dinámica equivalente, en N

Para el caso de los cojinetes de contacto lineal se tiene ecuaciones similares; la ecuación (4.40) permite determinar la vida longitudinal de los cojinetes de contacto lineal y se presenta de la siguiente manera:

$$L_m = \left(\frac{W}{P_l} K_o K_s \right)^p 10^5 \quad (4.41)$$

Donde:

P_l , la carga en el cojinete de contacto lineal, en N

L_m , es la vida longitudinal del cojinete, en m

W , es la carga dinámica específica del cojinete, en N

K_o , coeficiente de corrección por dirección de la carga

K_s , el factor de corrección por dureza de la flecha

La carga dinámica requerida se puede determinar por medio de la ecuación (4.41):

$$W_R = \frac{P_l}{K_L K_o K_s} \quad (4.42)$$

Por medio de las expresiones anteriores y el uso de los datos que se han obtenido en la sección 4.6.2 se puede seleccionar el tipo de cojinete de contacto que se requiere, este análisis se resume en la Tabla 4.40.

Tabla 4.40 Características de los cojinetes giratorios

No.	Designación de cojinete	P [kN] ¹	C [kN]	Relación $\frac{C}{P}$	x ($P \leq xC$)	L_H [horas] ²
1	61804-2RZ	0.345	4.030	11.681	0.0856	2.901×10^6
2	6010-2Z	0.576	22.9	39.757	0.0251	8.743×10^7
Cojinete de contacto giratorio tipo de rodillo cilíndrico						
3	HK 1512	0.250	7.65	30.6	0.033	1.434×10^{11}
Cojinete de contacto giratorio tipo de empuje						
	AXK 1528	0.250	10.4	41.6	0.024	4.555×10^8
¹ Se utiliza los datos de las Figs. 4.88 a 4.91						
² Para determinar la vida útil se hizo una ponderación promedio de las velocidades angulares en cada cojinete, para esto se usa los datos de las Figs. 4.84 y 4.86.						

Mediante el uso de la Tabla 4.41 se puede determinar que los cojinetes de contacto giratorio son ligeramente cargados, excepto el cojinete 61804-2RZ el cual se considera normalmente cargado. En general, los cojinetes que se utilizan en el sistema se podría decir que cumplen de manera sobrada las condiciones de trabajo que se esperan en el sistema de elevación; otra opción es hacer uso de cojinetes que cumplan con las expectativas de forma no tan holgada, pero debido a las condiciones geométricas del sistema y al factor de seguridad que se debe de cumplir por la norma, se tiene que decir que la propuesta de los cojinetes que se muestra en la Tabla 4.40 es la más adecuada.

Tabla 4.41 Consideraciones de carga en cojinetes de contacto giratorio

Concepto de carga	Intervalo de carga
Ligera	$P \leq 0.05C$
Normal	$0.05C < P \leq 0.1C$
Pesada	$0.1C < P \leq 0.15C$
Muy pesada	$P > 0.15C$

Para los cojinetes de contacto lineal se tiene los siguientes datos, que se observan en la Tabla 4.42.

Como se puede observar el cojinete lineal que se utiliza sigue con la misma tendencia presentada en los cojinetes de contacto giratorio, para determinar sus características se hace uso de la Fig. 4.91.

Tabla 4.42 Características del cojinete de contacto lineal

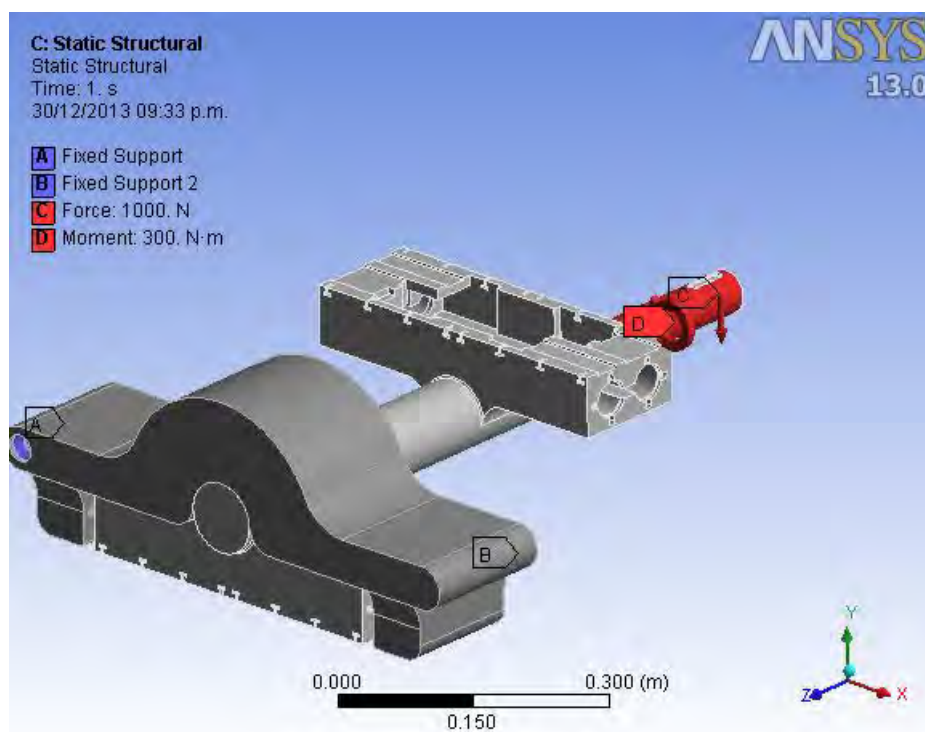
Designación del cojinete	P_l [kN]	W [kN]	W_r [kN]	k_0	$k_s @ 52 HRC^3$	k_L	L_m [m]
SSE M25 OPN	160.89	6.7	2.793	0.8	0.6	0.12	7.987×10^8

³ Se obtiene de las características del material el cual está hecho el perno.

El análisis anterior nos ayuda a determinar las características de funcionamiento de los diferentes tipos de cojinetes que forman parte del sistema de elevación. Los cojinetes de contacto lineal forman parte del sistema de enganche que comunica a cada uno de los mecanismos de Chebyshev que forman cada columna dentro del sistema de elevador.

4.8 ANÁLISIS DEL SISTEMA DE ENGANCHE

Para este análisis se utiliza la Fig. 4.93, la cual muestra el modelo que se usa en el estudio estático y el dinámico.


Fig. 4.93 Modelo del sistema de enganche

En este modelo se colocan los elementos principales del sistema de enganche los cuales son: los pernos, cojinetes de contacto lineal, flecha motriz y eslabón acoplador (ver sección 3.3.1). En la Fig. 4.93 no solo se tiene la geometría del modelo,

sino que también se muestran las cargas con que se alimenta al modelo y sus respectivas restricciones. Las cargas utilizadas son las mismas que se han usado a lo largo de la sección 4.2.

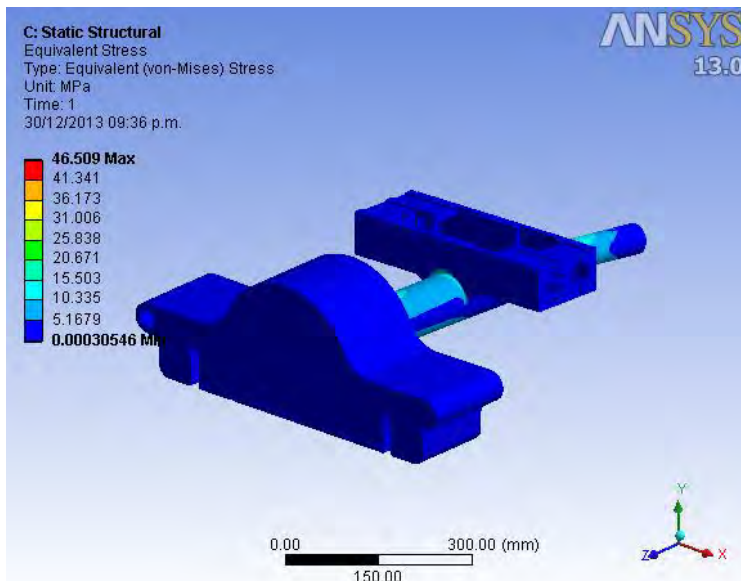


Fig. 4.94 Esfuerzos presentes en el sistema de enganche

En la Fig. 4.94 se puede observar la distribución de esfuerzos presentes en el modelo, los esfuerzos más grandes se presentan en la flecha motriz como se podría esperar debido al análisis presentado en la sección 4.3.

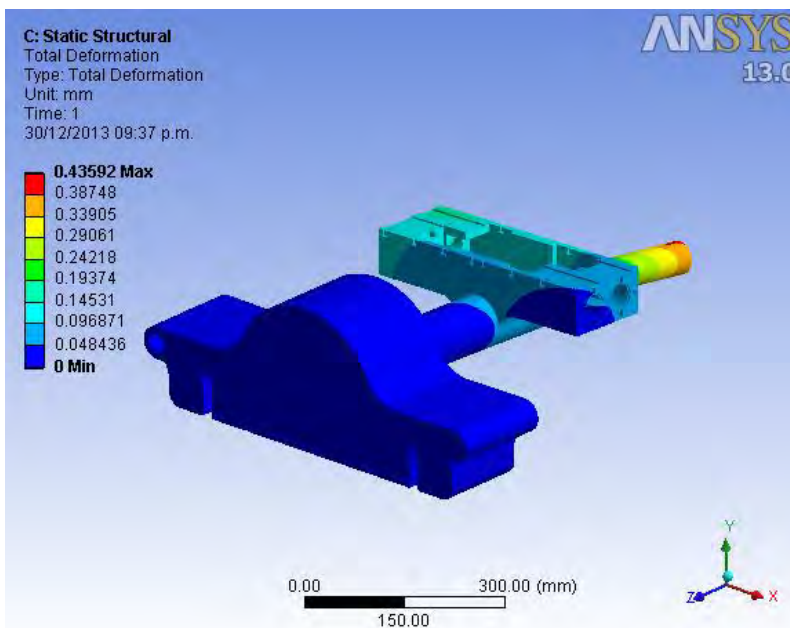


Fig. 4.95 Deformación presente en el sistema

La deformación en el sistema se muestra en la Fig. 4.95, como ya se ha podido precisar, la máxima deformación es presentada en la flecha motriz, esta es similar a la presentada en la Fig. 4.54 de la sección 4.3

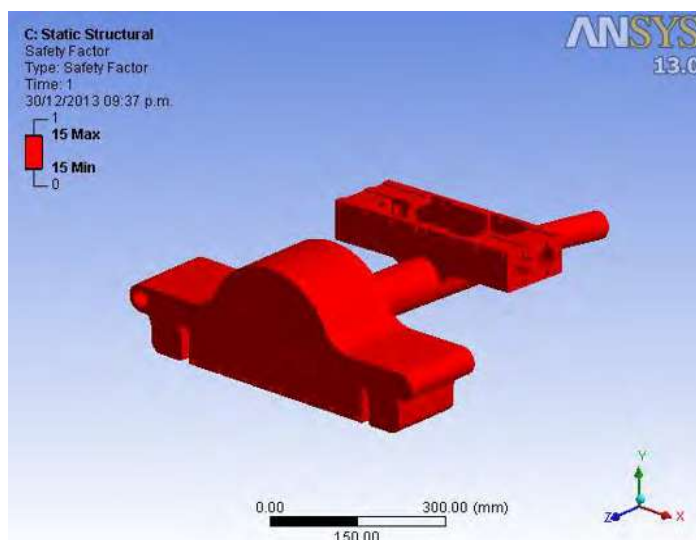


Fig. 4.96 Factor de seguridad del sistema

El factor de seguridad presente en el modelo se puede observar en la Fig. 4.96, este factor es de 15, el cual sigue con la tendencia que se tiene en los análisis previos. Una característica importante del sistema de enganche es que pueda comportarse como un cuerpo rígido, ya que si no se hace de esta manera produciría que el sistema tuviese problemas dentro de cada una de los intercambios que se presentan entre mecanismos de Chebyshev a lo largo de las columnas que forman parte del sistema de elevación. Por lo que se debe de tener un margen de deformación muy pequeño que permita la perfecta sincronía del sistema.

El resumen de este análisis se presenta en la Tabla 4.43, la cual muestra de forma numérica lo presentado en las Figs. anteriores.

Tabla 4.43 Resumen del estudio estático del sistema de enganche

Nombre del Objeto	Esfuerzo Equivalente	Deformación Unitaria	Deformación Total
Definición			
Tipo	Equivalent (von-Mises) Stress	Equivalent (von-Mises) Elastic Strain	Total Deformation
Resultado			
Mínimo	3.0546×10^{-4} MPa	1.5273×10^{-9} mm/mm	0. mm
Máximo	46.509 MPa	2.3254×10^{-4} mm/mm	0.43592 mm
El mínimo ocurre en	base_enganche_modificada_2		
El máximo ocurre en	flecha_modificada_v4_v3_vTesis		

Como parte de este estudio se hace un análisis dinámico del sistema, el cual sirve para determinar la fuerza necesaria para poder desenganchar el sistema, ya que este es un punto crítico en el funcionamiento. La fuerza necesaria en el motor lineal se presenta en la Fig. 4.97, esta fuerza se calcula en base en un perfil de trayectoria basado en un polinomio de octavo grado. La fuerza que se presenta en el eje Y se muestra en la Fig. 4.98, la cual como se puede observar, se mantiene constante a lo largo del trayecto de perno dentro de los cojinetes de contacto lineal.

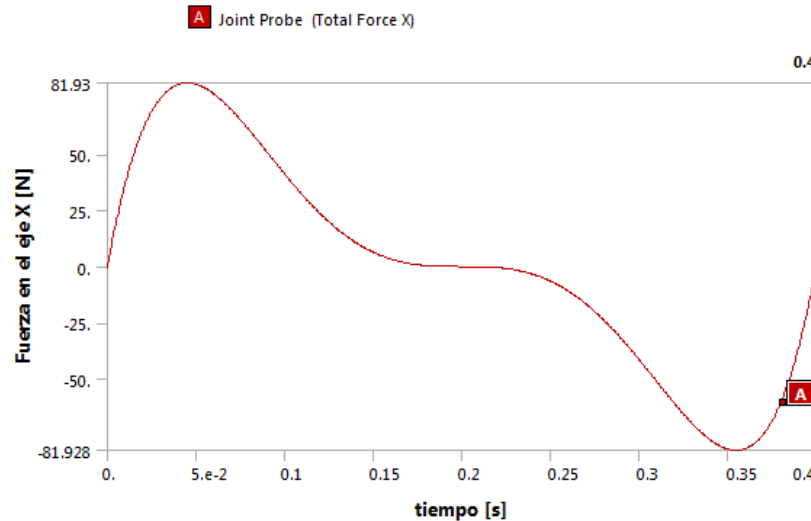


Fig. 4.97 Gráfica de la fuerza necesaria para poder mover el perno cuando esta enganchado la flecha motriz y el eslabón acoplador

La evolución de la velocidad que se tiene en el perno, se puede observar en la Fig. 4.99, la aceleración del sistema se presenta en la Fig. 4.100, estas dos figuras corresponden al comportamiento clásico de este tipo de perfil, como ya se habló en la sección 4.6.2

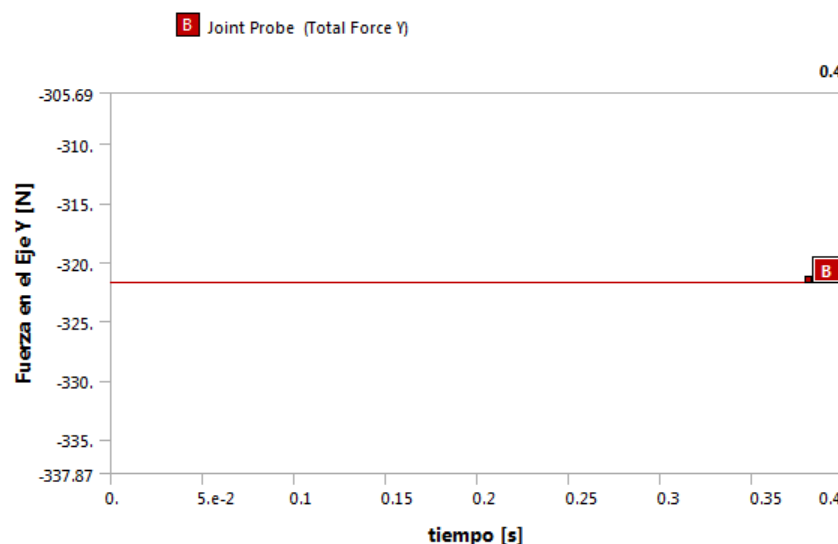


Fig. 4.98 Gráfica de la fuerza aplicada en el sistema de enganche en el eje Y

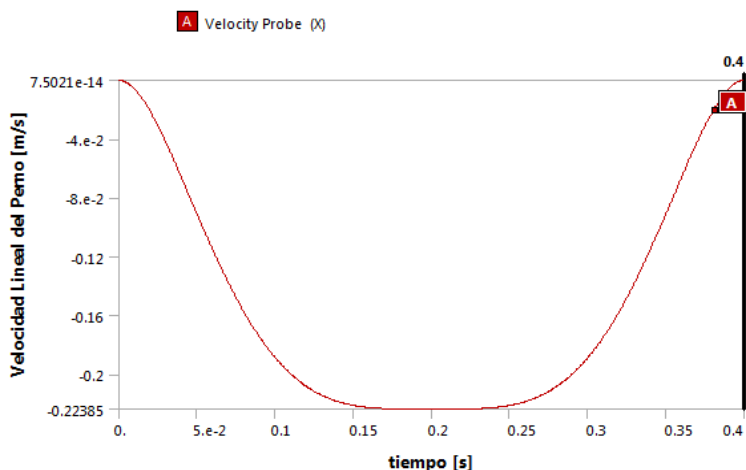


Fig. 4.99 Gráfica de la velocidad lineal que experimenta el perno durante el desenganche

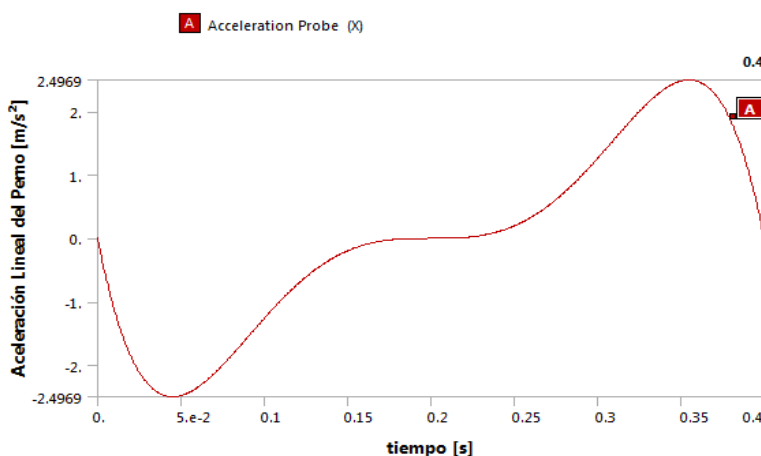


Fig. 4.100 Gráfica de aceleración lineal del perno durante el desenganche

Con los datos tanto de la fuerza lineal requerida, como los de la velocidad y aceleración que debe de tener el perno para que este pueda realizar el desenganche, se puede establecer la características del motor lineal. Para cumplir estos requerimientos (ver Tabla 4.44) se utiliza un motor lineal construido por AMETEK PRECISION MOTION CONTROL, en su línea DUNKERMOTOREN, cuya designación es STB 2506, las características del motor se presentan en el Apéndice D

Tabla 4.44 Características del motor lineal

Concepto	Valor
Máxima Velocidad	0.22385 m/s
Fuerza Lineal Máxima	81.93 N
Aceleración Maxima	2.4969 m/s^2



A lo largo de este capítulo se ha podido establecer el comportamiento básico del sistema de elevación, el cual permite garantizar el correcto funcionamiento del sistema, que es el objetivo de este trabajo de tesis.



CONCLUSIONES

A lo largo de este trabajo se ha descrito el funcionamiento de un sistema de elevación que prescinde de sistemas convencionales de transmisión de movimiento, los cuales podrían ser cables, poleas, sistemas hidráulicos o sistemas neumáticos, lo que hace que este medio de elevación no tenga precedentes de funcionamiento, también se tiene la implementación de un mecanismo que nunca antes se había utilizado con el propósito de funcionar como un elevador, por lo común este eslabonamiento es usado en pequeños robots caminantes, este sistema se conoce con el nombre de mecanismo de Chebyshev, el cual es un sistema que se encuentra dentro de los mecanismos de línea recta aproximada, este presenta grandes ventajas que hacen que se adecue a las necesidades del elevador, estas ventajas son:

- Es un sistema de cuatro eslabones, el cual es muy sencillo de poder construir, ya que tiene muy pocos elementos.
- El punto trazador de trayectoria se encuentra dentro del eslabón acoplador, alineado con los puntos que sirven de unión entre el eslabón acoplador y los eslabones balancín, permitiendo que el punto trazador de trayectoria nunca se encuentre en una posición de cantiléver.
- Solo se necesita un punto de entrada de movimiento para que este mecanismo funcione, por tanto es un sistema relativamente fácil de controlar.
- El segmento de curva que dibuja su punto trazador de trayectoria es grande en comparación con algunos otros mecanismos de la misma clase.
- Es un mecanismo de un solo grado de libertad, lo que permite predecir con cierta facilidad las posiciones que puede llegar a tomar durante el movimiento requerido.
- Se puede utilizar el punto trazador de trayectoria como punto de entrada de movimiento.

Todo esto permite que este mecanismo se pueda adaptar con cierta facilidad dentro del sistema de elevación propuesto. Aunque que se ha tenido que evitar ciertos inconvenientes, como:

- La interferencia entre los eslabones se presenta en los eslabones balancín y el acoplador.
- Al ser un mecanismo del cual no se tiene ningún precedente de uso en sistemas de elevación, se tiene que tener cuidado a la hora de determinar la capacidad de carga real del sistema.
- El movimiento horizontal del punto trazador de trayectoria, como ya se ha hablado en el capítulo 2.
- El sistema de enganche, ya que éste limita la capacidad de carga del sistema y la velocidad con la que hace el recorrido.
- Las dimensiones de los eslabones balancín, ya que estos están en función de la longitud del eslabón acoplador

Durante el proceso creativo del elevador se tuvieron que realizar muchos modelos para poder llegar a la propuesta final permitiendo conocer a fondo el funcionamiento del eslabonamiento y obtener un modelo matemático del comportamiento del mecanismo de Chebyshev. Este modelo permite obtener intervalos de funcionamiento del sistema que hace al punto trazador de trayectoria recorrer todo el segmento de curva casi recta, al hacer esto, se pudo observar como se desenvolvía el eslabón acoplador permitiendo establecer su intervalo de funcionamiento, el cual permite controlar el movimiento del mecanismo de una manera óptima.

Una vez que se obtiene estos datos, se construye los diferentes sistemas que componen el sistema de elevación, solventando los problemas que se presentan en el diseño y buscando la mejor solución, siempre tratando de obtener un sistema que pueda tratarse como un cuerpo rígido, la razón de esto estriba en que el sistema debe de cumplir con las condiciones de movimiento que se presentan en el estudio dinámico. En realidad lo que se busca es que el sistema pueda reflejar de manera óptima los datos obtenidos del estudio dinámico, ya que es una parte fundamental en el desempeño del sistema, permitiendo en primer lugar que el sistema de control no requiera grandes compensaciones para poder realizar su trabajo, y en segundo lugar que las deformaciones en el sistema sean muy pequeñas, ya que si éstas fuesen muy grandes se produciría atascamientos y un desnivel en la cabina del elevador, por lo que se prevé que en el elevador se presenten deformaciones muy pequeñas.

El sistema de enganche es de vital importancia, ya que permite el movimiento continuo de la cabina a lo largo de las columnas que forman el elevador. El sistema que se propone permite realizar esta función de la mejor forma posible, teniendo tanto capacidad de carga como una velocidad adecuada que permita el desenganche y enganche de la flecha motriz. El buen funcionamiento del elevador se basa precisamente en el sistema de enganche, por lo que este punto puede hacer que el sistema de elevación basado en el mecanismo de Chebyshev sea más lento que un elevador basado en cables y poleas, pero equiparable a la velocidad que se puede llegar a tener en elevadores hidráulicos o neumáticos. Este punto delimitaría el uso del elevador propuesto a edificios de altura baja, pero de forma aparente, ya que una de las tendencias de los fabricantes de sistemas de elevación es colocar varios sistemas de elevación en un mismo hueco, particionando de esta manera el tráfico vertical en varios elevadores. El elevador basado en el mecanismo de Chebyshev, permite el uso de varias cabinas en un solo hueco, por lo que se podría usar en edificios de altura considerable, esto se puede llegar a presentar por la independencia de movimiento que se tiene en cada mecanismo de Chebyshev con respecto de los otros que forman la columna del elevador y porque éste no requiere el uso de una sala de máquinas para su funcionamiento, ya que es móvil y forma parte de la cabina del sistema.

Al no tener una sala de máquinas fija, reduce el espacio vertical que se utiliza en su instalación y amplía su uso a edificios en los cuales no se tenía prevista la instalación de algún tipo de sistema de elevación, por tanto este elevador se encuentra a la vanguardia de funcionalidad y requerimientos de espacio vertical.

En cuanto al espacio horizontal se tienen pequeñas dificultades, las cuales se deben a la capacidad de carga, aunque como se ha establecido en el capítulo 4, la configuración final del sistema puede utilizarse en cargas aún mayores que las que se presentan, para edificios de altura baja, las dimensiones horizontales se equiparan a las que se usan en elevadores propulsados por poleas y cables.

El sistema propuesto implementa el uso de motores eléctricos sincrónicos de imanes permanentes, los cuales reducen el espacio que se prevé para su instalación y el consumo de energía es menor que el de un motor eléctrico convencional.

El elevador basado en el mecanismo de Chebyshev es un sistema que puede ser utilizado como cualquier otro tipo de elevador en la actualidad, ya que éste se encuentra a la vanguardia de funcionalidad, reducción de espacio, además de la versatilidad en el uso de varias plataformas en un mismo hueco.

Aún se encuentra en etapa de desarrollo, pero hasta este momento se tiene una propuesta que puede llevarse a la realidad, pero se necesita continuar con algunos trabajos que se deben de realizar a futuro, éstos pueden ser:

- Realizar un estudio de la pérdida por fricción en las juntas del mecanismo, aunque el uso de cojinetes de contacto giratorio o lineal, permiten la reducción la fricción en las conexiones del mecanismo es necesario determinar con mayor exactitud el tipo de lubricante con el propósito de incrementar la vida de los cojinetes y reducir las pérdidas por fricción.
- Reducir el tiempo de enganche y desenganche, lo que permite aumentar la velocidad del recorrido de la plataforma para poder igualar a la que pueden alcanzar los elevadores eléctricos que se basa en el uso de poleas y cables.
- Hacer una optimización de las dimensiones que permiten reducir el espacio ocupado horizontalmente por el elevador.

El uso de herramientas computacionales que ayudan a determinar el comportamiento de los sistemas mecánicos, reduce el tiempo de creación de nuevos productos, y permiten realizar pruebas que sirven para determinar las características de los mismos, de esta manera también reducen los costos en prototipos, aunque no se debe dejar de hacer un prototipo de prueba, ya que éste sirve para determinar características que en la simulación no son posibles de establecer.

En resumen, el sistema de elevación basado en el mecanismo de Chebyshev, es una propuesta que puede ser llevada a la realidad e implementada en edificios para el transporte de personas u objetos, el cual puede igualarse en funcionalidad a los elevadores convencionales.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] E. Larrodé y A. Miravete, Elevadores: Principios e Inovaciones, España: Reverté, S. A., 2007.
- [2] G. C. Barney, Elevator Electric Drives: Concepts and Principles, Control and Practice, Ellis Horwood Ltd, 1990.
- [3] L. Janovshý, Elevator Mechanical Design, Tercera ed., E. U. A.: Elevator World, Inc., 1999.
- [4] E. Larrodé y A. Miravete, Transportadores y elevadores, Barcelona: Reverté, S. A., 1996.
- [5] A. G. Erdman, Advanced Mechanism Design: Analysis and Sinthesis, vol. 2, Prentice-Hall, 1984.
- [6] J. A. Hrones y G. L. Nelson, Analysis of the Four-Bar Linkage, New York: John Wiley and Sons, Inc., 1951.
- [7] J. E. Shigley, Teoría de Maquinas y Mecanismos, 2da. ed., E. U. A.: McGraw Hill, 1988.
- [8] K. J. Waldron y G. L. Kinzel, Kinematics, Dynamics, and Design of Machinery, John Wiley & Sons, Inc., 1999.
- [9] R. S. Hartenberg y J. Denavit, «Kinematic Synthesis of Linkages,» McGraw Hill, Inc., Estados Unidos de America, 1964.
- [10] D. Lent, Analisis y Proyectos de Mecanismos, Barcelona, España: Reverté, 2003.
- [11] ARTAS Engineering Software, SAM 6.0 The Ultimate Mechanism Designer User's Guide, Holanda, 2011.
- [12] E. Aparicio, «Chebyshev y Los Números Primos,» de *Actas de la IV Jornadas de Matemáticas Luso-Españolas*, Jaca, España, 1977.
- [13] F. Jongmans y P. Butzer, «P. L. Chebyshev (1821-1894): A guide to his life and Work,» *Journal of Approximation Theory*, vol. 96, pp. 111-138, 1999.
- [14] P. L. Butzer y F. Jongmans, «P. L. Chebyshev (1821-1894) and His Contacts with Western European Scientists,» *Historia Mathematica*, vol. 16, pp. 46-48, 1989.

- [15] E. Ottaviano, A. González y M. Ceccarelli, «Un Sistema de Locomoción Híbrida con Capacidad de Giro para Un Robot Móvil,» de *8vo. Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica*, Cusco, Perú, 2007.
- [16] M. E. Escobar, H. Rubio, J. C. García Prada y M. Ceccarelli, «Sistema de estabilización del robot Pasibot,» de *XVIII Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica de la Asociación Española de Ingenieros Mecánicos*, España, 2010.
- [17] R. L. Mott, *Diseño de Elementos de Maquinas*, Segunda ed., Prentice Hall Hispanoamerica, S. A., 1995.
- [18] I. Juárez Campos, *Las Regiones Geométricas Articulares y Su Aplicación en el Desempeño de un Manipulador Mediante Estrategias Evolutivas*, México: Fac. Ing. UNAM, 2002.
- [19] M. Géradin y A. Cardona, *Flexible Multi-body Dynamics, A Finite Element Approach*, John Wiley & Sons, LTD., 2001.
- [20] SKF Group, *Rolling Bearings*, E. U. A.: SKF Group, 2013.
- [21] Thomson Linear Motion, *RoundRail Linear Guides and Components*, E. U. A.: Thomson Linear Motion, 2013.
- [22] Siemens, *Catálogo N61.2007/2008*, México: Siemens, 2013.
- [23] Dunkermotoren Linear System, *Linear Motors and Actuators*, Alemania: Ametek Precision Motion Control, 2013.
- [24] Junta de Castilla y León, «Manual de Eficiencia Energética en Aparatos Elevadores,» Junta de Castilla y León, Valladolid, España.
- [25] Otis Elevator Company, *About Elevator*, Otis Elevator Company, 2013.
- [26] Otis Elevator Company, «Otis Worldwide Elevator Company,» 18 Enero 2012. [En línea]. [Último acceso: 18 Enero 2012].
- [27] McGraw Hill Construction, «Continuing Education,» Architectural Record, 2007. [En línea]. Available: http://continuingeducation.construction.com/article_print.php?L=14&C=220. [Último acceso: 16 Enero 2014].



- [28] J. Ochshorn, «ARCH 2614/5614 Lecture notes,» Cornell University, 13 Noviembre 2012. [En línea]. Available: <https://courses.cit.cornell.edu/arch262/notes/13b.html>. [Último acceso: 16 Enero 2014].
- [29] EL UNIVERSAL, Compañía Periodística Nacional, «El Universal,» 18 Enero 2012. [En línea]. Available: http://fotos.eluniversal.com.mx/coleccion/muestra_fotogaleria.html?idgal=3454. [Último acceso: 18 Enero 2012].
- [30] Centro del Desarrollo del Turismo "Izba Roja", «Visitnovgorod,» 2011. [En línea]. Available: http://visitnovgorod.es/sights/st_sophia_cathedral.html. [Último acceso: 03 06 2013].
- [31] Ascensores Domingo, «Ascensores Domingo,» 18 Enero 2012. [En línea]. Available: <http://www.ascensoresdomingo.com/index.htm>. [Último acceso: 18 Enero 2012].
- [32] New York Entertainment, «New York Entertainment,» 18 Enero 2012. [En línea]. Available: <http://nymag.com/listings/attraction/haughwout-building/>.
- [33] Layher, «Layher Sistema de Andamios,» [En línea]. Available: <http://www.layher.es/elevadores-de-obra>. [Último acceso: 07 Enero 2014].
- [34] Brockeng Advanced Study, «Brockeng Advanced Study,» Enero 2012. [En línea]. Available: www.brockeng.com/mechanism/index.htm. [Último acceso: Enero 2012].
- [35] Sarandí Construcciones I. y C. S. R. L., «Construsur,» 18 Enero 2012. [En línea]. Available: <http://www.construsur.net/index.php/catalogo/iso/4821>. [Último acceso: 2012 Enero 2012].

APÉNDICE A

A.1 DINÁMICA DE MULTICUERPOS

La dinámica de multicuerpos puede ser definida como la disciplina que describe el comportamiento dinámico de los sistemas mecánicos que consiste en la interconexión de cuerpos.

Cuando se intenta realizar el modelo numérico de un sistema multicuerpo, la posibilidad de establecer el modelo correcto para el sistema correcto depende de la aptitud de las herramientas de simulación adoptada para representar adecuadamente las características físicas del sistema. En particular, la flexibilidad estructural juega un papel fundamental en el comportamiento de muchos sistemas mecánicos modernos [17].

El enfoque computacional de la cinemática y dinámica de sistemas multicuerpo flexibles (o articulados) presentó la continuación y se aparta significativamente de los métodos clásicamente descrito en la mayoría de los libros de texto en dinámica de sistemas multicuerpo e implementado en algunos códigos de dinámica de sistemas multicuerpo ampliamente distribuido como ADAMS.

ADAMS significa Análisis Dinámico Automático de Sistemas Mecánicos y fue desarrollada originalmente por Mecánica Dinámica Inc. (MDI). MDI fue formado por investigadores/desarrolladores del código original de ADAMS en la Universidad de Michigan, Ann Arbor, MI, Estados Unidos. Más adelante, fue absorbido en McNeil Schindler Corp (MSC) en 2002. En el núcleo de ADAMS es un código de gran capacidad llamado ADAMS/Solver, que resuelve ecuaciones numéricas no lineales. Los modelos son construidos en formato de texto y luego enviados a ADAMS/Solver. En los años 90, ADAMS/View fue lanzado, el cual permite a los usuarios construir, simular y analizar resultados en un solo ambiente gráfico de usuario (GUI).

La metodología de elementos finitos representa una salida completa de los enfoques tradicionales en los sentidos del movimiento total (incluyendo así movimiento del cuerpo rígido y deformación elástica) se refiere directamente al marco inercial.

En el enfoque actual, el concepto del método de elementos finitos se ha generalizado a los sistemas de estructurales conectados a través de diversos tipos de conexiones cinemáticas, empezando desde la metodología adoptada en códigos de dinámica estructural no lineal basados en la integración implícita del tiempo.

Las principales ventajas resultantes el método de elementos finitos son los siguientes:

- La representación de las fuerzas de inercia se simplifica grandemente.

- Los efectos elásticos son introducidos naturalmente en el modelo. Las propiedades de rigidez de cada miembro elástico pueden ser descritas de una manera muy rigurosa, incluyendo los efectos de rigidez geométrica.
- La topología del sistema mecánico está contenida implícitamente en la malla de elementos finitos, evitando así la necesidad de una descripción de los sistemas de lazo cerrado complejo basado en la teoría gráfica.

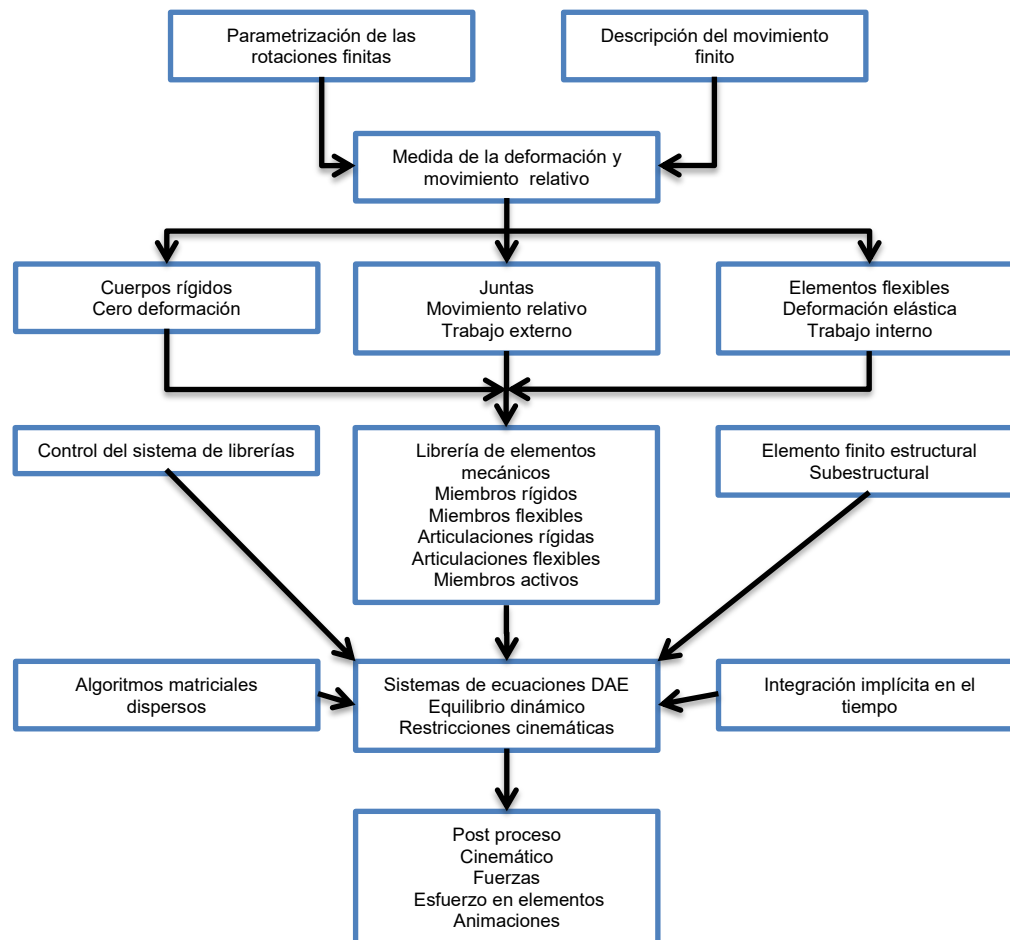


Fig. A. 1 Descripción generalizada de la metodología de los sistemas dinámicos multicuerpo [17]

A.2 ANÁLISIS CINEMÁTICO

Para ilustrar el concepto de elemento finito, se considera el caso de un mecanismo de cuatro barras que es presentado en la Fig. A.2. El sistema es completamente plano, las juntas revolutas pueden ser asimiladas por los pivotes. El problema cinemático es formulado siguiendo la aproximación de energía de

deformación cero, y porque es la configuración particular del problema, siendo que la deformación no se toma en cuenta [17].

El enfoque del principio de los elementos finitos es muy cercano al enfoque se tiene para las coordenadas Cartesianas. Este consiste en expresar la cinemática del sistema por selección nodal de la posición de las coordenadas naturales. En el presente caso, las coordenadas nodales se reducen a las posiciones Cartesianas (x_i, y_i) , y estas son recolectadas en la siguiente matriz:

$$q = [x_1 \ y_1 \ \dots \ x_6 \ y_6]^T \quad (\text{A. 1})$$

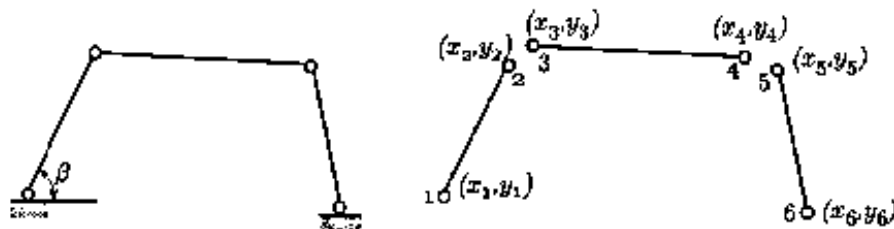


Fig. A. 2 El problema del mecanismo de cuatro barras [17]

Imagínese que el sistema explota los componentes de manera individual, como se presentan en la Fig. A.2, para formular el problema de asociación cinemático, cuatro tipos de restricciones tienen que ser consideradas:

I. Las restricciones de frontera nodal; los nodos 1 y 6 están fijos a la tierra, dando como resultado las siguientes restricciones nodales.

$$\begin{aligned} x_1 &= 0, & y_1 &= 0 \\ x_6 &= 0, & y_6 &= 0 \end{aligned} \quad (\text{A. 2})$$

En el contexto de elemento finito, estas corresponden simplemente a cero y no cero fijaciones.

II. Ensamble nodal restringido; el pivote conecta entre si los nodos 2-3 y los nodos 4-5, por lo que se puede tener lo siguiente:

$$\begin{aligned} x_2 &= x_3, & y_2 &= y_3 \\ x_4 &= x_5, & y_4 &= y_5 \end{aligned} \quad (\text{A. 3})$$

En el contexto de elemento finito, hay que tomar en cuenta la identificación Booleana de la posición nodal en las conexiones de los cuerpos.

III. Las restricciones de cero deformación; las condiciones de la longitud de la barras l_1 , l_2 y l_3 permanecen sin ningún cambio para configuración cinemática admisible, por lo que:

$$\epsilon_1 = 0 \quad \epsilon_2 = 0 \quad \epsilon_3 = 0 \quad (\text{A. 4})$$

Donde ϵ_i es alguna medida de la deformación axial de la barra l_i . Por ejemplo, si se adopta la medición de la deformación de Green, entonces:

$$\epsilon_i = \frac{1}{2} \frac{l_i^2 - l_{i,0}^2}{l_{i,0}^2} \quad (\text{A. 5})$$

Donde la longitud l_i es calculado por

$$l_i^2 = (x_{i+1} - x_i)^2 + (y_{i+1} - y_i)^2 \quad (\text{A. 6})$$

Y $l_{i,0}$ denota la longitud no estresada de le miembro $i - th$.

IV. Manejo de las restricciones; la restricción individual entre el manejo del ángulo de la manivela β y las coordenadas naturales, se pueden colocar de la siguiente manera:

$$y_2 \cos \beta - x_2 \sin \beta = 0 \quad (\text{A. 7})$$

El manejo de las restricciones requiere de un tratamiento especial, ya que ellas implican una relación no lineal entre las coordenadas naturales y el manejo de los desplazamientos β . Esto se puede escribir de la siguiente manera:

$$\Phi_D(q) = 0 \quad (\text{A. 8})$$

Indicando que la generalización tiene que ser tratada de forma implícita.

El balance del número de parámetros muestra que el problema está bien planteado:

Número de coordenadas naturales:	12
Número de restricciones de frontera:	-4
Número de restricciones nodales:	-4
Número de restricciones de cero deformación:	-3
Número de grado de libertad cinemático:	1

A.3 CONCEPTO DE ENERGÍA DE DEFORMACIÓN CERO

Ahora suponga que las barras están tensionadas y tienen un sección transversal constante, también que la energía de deformación del mecanismo de cuatro barras se puede escribir de la siguiente manera [17]:

$$W = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 (EA)_i \epsilon_i^2 l_i \quad (\text{A. 9})$$

Donde $(EA)_i$ es la rigidez de la barra i . En esta situación particular, nosotros podemos considerar la deformación de la axial de la barra como un cantidad independiente. Por lo tanto se puede evaluar la mínima energía de deformación por medio de:

$$\frac{\partial W}{\partial \epsilon_i} = 0 \quad (\text{A. 10})$$

Esto restaura la condición:

$$\epsilon_1 = 0 \quad \epsilon_2 = 0 \quad \epsilon_3 = 0 \quad (\text{A. 11})$$

Y por tanto podría decir que:

A una configuración cinemática admisible corresponde un mínimo de energía de deformación del sistema.

El problema podría ser replanteando en términos de coordenadas naturales del sistema, observando que, después de hacer uso de las fronteras y las restricciones nodales, la deformación se puede expresar en términos de las coordenadas naturales de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} \epsilon_1 &= \epsilon_1(x_2, y_2) = \epsilon_1(q) \\ \epsilon_2 &= \epsilon_2(x_2, y_2, x_4, y_4) = \epsilon_2(q) \\ \epsilon_3 &= \epsilon_3(x_4, y_4) = \epsilon_3(q) \end{aligned} \quad (\text{A. 12})$$

Esto proporciona que se maneje las restricciones de la ecuación (A.7) de forma satisfactoria.

Estas pueden ser recabadas en la matriz:

$$e(q) = \begin{bmatrix} \epsilon_1 \\ \epsilon_2 \\ \epsilon_3 \end{bmatrix} \quad (\text{A. 13})$$

El poder encontrar una configuración cinemática dada de un sistema que pueda así ser reescrito en forma clara:

$$\min_{\{x_2, y_2, x_4, y_4\}} W = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 (EA)_i \epsilon_i^2 l_i \quad (\text{A. 14})$$

Sujeto a

$$y_2 \cos \beta - x_2 \sin \beta = 0 \quad (\text{A. 15})$$

El concepto de energía de deformación cero del análisis cinemático es bastante general y un muy poderoso método para resolver problemas de mecanismos complejos.

Para este propósito, se define una matriz de rigidez kernel del sistema:

$$S = \text{diag}\{EA_i l_i\} \quad (\text{A. 16})$$

El problema cinemático toma entonces su forma general:

$$\min_q W = \frac{1}{2} e(q)^T S e(q) \quad (\text{A. 17})$$

Sujeto a

$$\Phi(q) = 0 \quad (\text{A. 18})$$

En el caso presentado, esta fue posiblemente omitida tomando en consideración la deformación flexionante gracias a la naturaleza del problema en 2D, donde las juntas revolutorias no transmiten flexión.

Para los problemas en 3D, la necesidad de considerar rotaciones acerca de una dirección arbitraria en el espacio deberá ser generalizada mediante la introducción

de la deformación flexionante, la cual es calculada desde el concepto las rotaciones finitas.

A.4 SOLUCIÓN NUMÉRICA DEL PROBLEMA CINEMÁTICO

Para resolver el problema cinemático (se utiliza las ecuaciones (A.17) y (A.18)), ahora se introduce el concepto de los multiplicadores de Lagrange λ asociados con las restricciones (ver ecuación (A.18)), las cuales permiten plantear el problema en una forma equivalente no restringida [17]:

$$\min_{q, \lambda} W = \frac{1}{2} e(q)^T S e(q) + \lambda^T \Phi(q) \quad (\text{A. 19})$$

Expresando la estacionalidad de las funciones anteriores genera las ecuaciones variacionales.

$$\begin{aligned} \delta q^T (E^T S e + B^T \lambda) &= 0 \\ \delta \lambda^T \Phi &= 0 \end{aligned} \quad (\text{A. 20})$$

Donde E es la matriz de deformación del sistema, definido por:

$$E = \frac{\partial e}{\partial q} \quad (\text{A. 21})$$

Y B es el gradiente matricial de las restricciones:

$$B = \frac{\partial \Phi}{\partial q} \quad (\text{A. 22})$$

Tomando en cuenta que las arbitrariedades de los desplazamientos virtuales generan un conjunto de ecuaciones no lineales:

$$\begin{aligned} E^T S e + B^T \lambda - r(q, \lambda) &= 0 \\ \Phi(q) &= 0 \end{aligned} \quad (\text{A. 23})$$

Ahora se asume que una solución aproximada (q^*, λ^*) es conocida. La solución puede ser corregida en la siguiente forma:

$$\begin{aligned} q &= q^* + \Delta q \\ \lambda &= \lambda^* + \Delta \lambda \end{aligned} \quad (\text{A. 24})$$

Y las correcciones $(\Delta q, \Delta \lambda)$ son solución las ecuaciones linealizadas:

$$\begin{bmatrix} K_T & B^T \\ B & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta q \\ \Delta \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} r(q^*) \\ -\Phi(q^*) \end{bmatrix} \quad (\text{A. 25})$$

Donde K_T es la matriz de rigidez tangencial del sistema:

$$K^T = \frac{\partial(E^T S e)}{\partial q} = E^T S E + \frac{\partial E^T}{\partial q}(S e) \quad (\text{A. 26})$$

La solución del sistema de ecuaciones (A.23) es entonces obtenida usando un esquema iterativo llamado Newton-Raphson, el cual puede ser resumido de la siguiente forma:

- A) El procedimiento empieza: dando un desplazamiento β , seleccionando el valor inicial del contador de las iteraciones: $i = 0$ y se escoge el valor inicial q_0 y λ_0 .
- B) El procedimiento iterativo:
- (1) El contador incremental de la iteraciones: $i = i + 1$
 - (2) Selecciona $q^* = q_{i-1}$ y $\lambda^* = \lambda_{i-1}$
 - (3) Checar convergencia: se detiene si $|r(q^*, \lambda)| \leq \epsilon$ y $|\Phi(q^*)| \leq \eta$; de otra forma va al otro paso.
 - (4) Solución lineal: Calcula Δq y $\Delta \lambda$ solución de la ecuación (A.25)
 - (5) Corrección: $q_i = q^* + \Delta q$ y $\lambda_i = \lambda^* + \Delta \lambda$
 - (6) Regresa al paso (1).

A.5 GENERALIZACIÓN ESTÁTICA

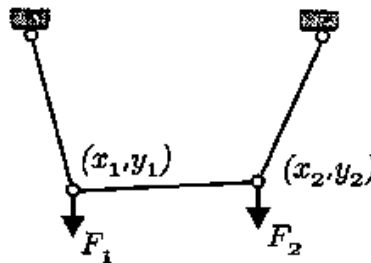


Fig. A. 3 Equilibrio estático de un sistema cinemático [17]

Considérese el ejemplo de la Fig. A.3. El mecanismo de cuatro barras es ahora cargado por dos fuerzas verticales las cuales ponen al sistema en una configuración de energía mínima total.

Definiendo la energía potencial de las fuerzas externas

$$P = F_1 y_1 + F_2 y_2 = -f^T q \quad (\text{A. 27})$$

Donde $f = [0 \ -F_1 \ 0 \ -F_2]^T$ es el vector de fuerzas externas. La configuración equilibrada del sistema es entonces solución de:

$$\min_q W + P \quad (\text{A. 28})$$

Y pueda ser encontrada siguiendo el mismo algoritmo. La única diferencia es que el vector residuo r definido por la ecuación (A.23) es ahora completada por la carga de una fuerza externa en el sistema.

La configuración resultante es en este caso una configuración deformada, entonces la deformación ϵ_i no desaparece del equilibrio.

A.6 GENERALIZACIÓN DINÁMICA

La generalización del método presentado hasta este momento requiere de la evaluación de la energía cinética de los miembros del sistema. Esto puede llevarse a cabo fácilmente suponiendo que las coordenadas nodales de un miembro dado son funciones lineales de un parámetro s (ver Fig. A.4), en la cual la energía cinética del miembro i es evaluada por [17]:

$$K = \frac{1}{2} \int_0^{l_i} m(\dot{x}^2 + \dot{y}^2) ds \quad (\text{A. 29})$$

Con la interpolación lineal de las velocidades nodales:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= \dot{x}_1 \left(1 - \frac{s}{l}\right) + \dot{x}_2 \frac{s}{l} \\ \dot{y} &= \dot{y}_1 \left(1 - \frac{s}{l}\right) + \dot{y}_2 \frac{s}{l} \end{aligned} \quad (\text{A. 30})$$

Y la energía cinética puede ser, por tanto, expresada en forma matricial:

$$K = \frac{1}{2} \dot{q}^T M \dot{q} \quad (\text{A. 31})$$

Con la constante, simétrica y positiva definida matriz de masa:

$$M = \frac{ml}{6} \begin{bmatrix} 2 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & 2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 2 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & 2 \end{bmatrix} \quad (\text{A. 32})$$

La matriz es constante, a pesar de los cambios de configuración de los elementos, a partir del hecho que la energía cinética es calculada directamente en términos de los desplazamientos absolutos con respecto del sistema de referencia.

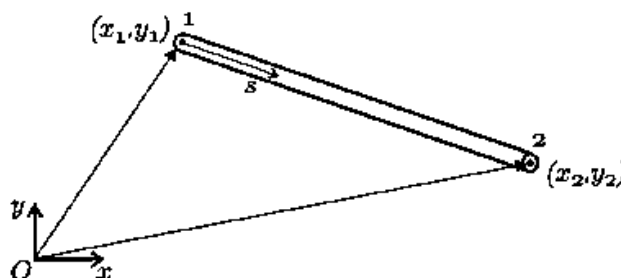


Fig. A. 4 Evaluación de la energía cinética para un elemento barra [17]

El problema de calcular la respuesta transiente del sistema bajo la acción de fuerzas y torques $C(t)$ y un desplazamiento β se puede formular en términos del principio de Hamilton de la siguiente manera.

La trayectoria real del sistema entre los instantes de tiempo t_1 y t_2 verifica la ecuación variacional

$$\delta \int_{t_1}^{t_2} [\mathcal{L} - \lambda^T \Phi] dt = 0 \quad (\text{A. 33})$$

Con la función lagrangeana del sistema

$$\mathcal{L} = K - (W + P) \quad (\text{A. 34})$$

Las fuerzas manipuladoras $C(t)$ contribuyen a la expresión de la energía potencial $P(t)$, mientras que los desplazamientos contribuyen a través de la expresión de las restricciones en la forma general

$$\Phi(q, t) = 0 \quad (\text{A. 35})$$



Como conclusión, puede observarse que:

El problema cinemático, kineto–elasto-estático y dinámico (cualquier de los dos fuerza o desplazamiento) de un mecanismo dado, hablando en términos de efectos flexibles, pueden ser embebidos en una simple formulación [17].



APÉNDICE B

B.1 NORMA OFICIAL MEXICANA NOM-53-SCFI-2000

En este apartado se muestra la NORMA MEXICANA *NOM-53-SCFI-2000 PARA ELEVADORES ELÉCTRICOS DE TRACCIÓN PARA PASAJEROS Y CARGA-ESPECIFICACIONES DE SEGURIDAD Y MÉTODOS DE PRUEBA PARA EQUIPOS NUEVOS*.

NORMA Oficial Mexicana NOM-053-SCFI-2000, Elevadores eléctricos de tracción para pasajeros y carga-Especificaciones de seguridad y métodos de prueba para equipos nuevos.

Al margen un sello con el Escudo Nacional, que dice: Estados Unidos Mexicanos.- Secretaría de Economía.

NORMA OFICIAL MEXICANA NOM-053-SCFI-2000, ELEVADORES ELECTRICOS DE TRACCION PARA PASAJEROS Y CARGA-ESPECIFICACIONES DE SEGURIDAD Y METODOS DE PRUEBA PARA EQUIPOS NUEVOS.

La Secretaría de Economía, por conducto de la Dirección General de Normas, con fundamento en los artículos 34 fracciones XIII y XXX de la Ley Orgánica de la Administración Pública Federal; 39 fracción V, 40 fracciones I y XII, 47 fracción IV de la Ley Federal sobre Metrología y Normalización y 23 fracciones I y XV del Reglamento Interior de esta Secretaría, y

CONSIDERANDO

Que es responsabilidad del Gobierno Federal procurar las medidas que sean necesarias para garantizar que los productos que se comercialicen en territorio nacional contengan los requisitos necesarios con el fin de garantizar los aspectos de seguridad para lograr una efectiva protección del consumidor y/o usuario;

Que con fecha 26 de mayo de 2000, el Comité Consultivo Nacional de Normalización de Seguridad al Usuario, Información Comercial y Prácticas de Comercio aprobó la publicación del Proyecto de Norma Oficial Mexicana PROY-NOM-053-SCFI-2000, Elevadores eléctricos de tracción para pasajeros y carga-Especificaciones de seguridad y métodos de prueba para equipos nuevos, lo cual se realizó en el **Diario Oficial de la Federación** el 7 de septiembre de 2000, con objeto de que los interesados presentaran sus comentarios;

Que durante el plazo de 60 días naturales contados a partir de la fecha de publicación de dicho Proyecto de Norma Oficial Mexicana, su respectiva Manifestación de Impacto Regulatorio a que se refiere el artículo 45 de la Ley Federal sobre Metrología y Normalización estuvo a disposición del público en general para su consulta; y que dentro del mismo plazo, los interesados presentaron sus comentarios al Proyecto de Norma, los cuales fueron analizados por el citado Comité Consultivo, realizándose las modificaciones procedentes;

Que con fecha 24 de noviembre de 2000, el Comité Consultivo Nacional de Normalización de Seguridad al Usuario, Información Comercial y Prácticas de Comercio aprobó por unanimidad la norma referida;

Que la Ley Federal sobre Metrología y Normalización establece que las normas oficiales mexicanas se constituyen como el instrumento idóneo para la protección de los intereses del consumidor y la seguridad de los usuarios, se expide la siguiente:

Norma Oficial Mexicana NOM-053-SCFI-2000, Elevadores eléctricos de tracción para pasajeros y carga-Especificaciones de seguridad y métodos de prueba para equipos nuevos. (Cancela a la Norma Oficial Mexicana NOM-053-SCFI-1994, Elevadores eléctricos de tracción para pasajeros y carga-Especificaciones de seguridad y métodos de prueba.

México, D.F., a 24 de noviembre de 2000.- El Director General de Normas, **Miguel Aguilar Romo**.-
Rúbrica.

NORMA OFICIAL MEXICANA NOM-053-SCFI-2000, ELEVADORES ELECTRICOS DE TRACCION PARA PASAJEROS Y CARGA - ESPECIFICACIONES DE SEGURIDAD Y METODOS DE PRUEBA PARA EQUIPOS NUEVOS

PREFACIO

En la elaboración de la presente Norma Oficial Mexicana participaron las siguientes empresas e instituciones:

- CAMARA NACIONAL DE COMERCIO, SERVICIOS Y TURISMO DE LA CIUDAD DE MEXICO
- ASOCIACION NACIONAL DE FABRICANTES DE ASCENSORES Y ESCALERAS ELECTRICAS, A.C.
- CAMARA NACIONAL DE MANUFACTURAS ELECTRICAS
- COLEGIO DE INGENIEROS MECANICOS ELECTRICISTAS
- COMPAÑIA EHFA, S.A. DE C.V.
- DINAMICA VERTICAL, S.A. DE C.V.
- ELEVADORES OTIS, S.A. DE C.V.
- ELEVADORES SCHINDLER, S.A. DE C.V.
- INTERNACIONAL DE ELEVADORES, S.A. DE C.V.
- KONE MEXICO, S.A. DE C.V.

- MELCO DE MEXICO, S.A. DE C.V.
- PROCURADURIA FEDERAL DEL CONSUMIDOR
- SECRETARIA DE ECONOMIA
- **Dirección General de Normas**
- SECRETARIA DEL TRABAJO Y PREVISION SOCIAL
- **Dirección General de Seguridad e Higiene en el Trabajo**
- SISTEMA INDUSTRIAL COREANO DE MEXICO, S.A. DE C.V.
- THYSEN ELETEC, S.A. DE C.V.

INDICE

1. Objetivo y campo de aplicación
2. Referencias
3. Definiciones
4. Clasificación
5. Especificaciones
6. Muestreo
7. Métodos de prueba
8. Información comercial
9. Evaluación de la conformidad
10. Vigilancia
11. Bibliografía
12. Concordancia con normas internacionales
13. Apéndice informativo A

1. Objetivo y campo de aplicación

La presente Norma Oficial Mexicana establece las especificaciones mínimas de seguridad que deben cumplir los elevadores eléctricos de tracción para pasajeros y carga que se instalan dentro del territorio nacional como equipos nuevos, en forma permanente, para dar servicio a niveles definidos y formados por un carro movido por tracción eléctrica, adaptado al transporte de personas y objetos, el cual se desplaza a lo largo de guías verticales. Asimismo, establece los métodos de prueba que deben aplicarse para verificar dichas especificaciones.

El cumplimiento de la presente Norma Oficial Mexicana es responsabilidad del contratista que realice la instalación y puesta en operación del equipo.

La presente Norma Oficial Mexicana no aplica a los elevadores conocidos como unifamiliares, montabultos, radiales, hidráulicos, paternoster, elevadores de piñón y cremallera, de accionamiento por tornillo, ascensores de minas, elevadores de uso en escenarios de teatro, aplicaciones que incluyan encaje automático, montacargas de cangilones y ascensores monta-materiales en obras de ingeniería civil o de edificación, elevadores instalados en barco, plataformas flotantes de explotación o perforación en el mar o elevadores para montaje y servicio de mantenimiento. Sin embargo, esta Norma Oficial Mexicana puede ser empleada útilmente como base para esos efectos.

2. Referencias

Esta Norma se complementa con las siguientes normas vigentes o las que las sustituyan:

NOM-001-SEDE-1999	Instalaciones eléctricas (Utilización), publicada en el Diario Oficial de la Federación el 27 de septiembre de 1999.
NMX-B-073-1984	Elevadores de pasajeros y de carga-Rieles guía. Declaratoria de vigencia publicada en el Diario Oficial de la Federación el 3 de diciembre de 1984.
NMX-H-084-1983	Productos siderúrgicos-Torones y cables de acero. Declaratoria de vigencia publicada en el Diario Oficial de la Federación el 17 de agosto de 1983.
NMX-J-098-1999	Sistemas eléctricos de potencia-Suministro-Tensiones normalizadas. Declaratoria de vigencia publicada en el Diario Oficial de la Federación el 17 de junio de 1999.
NMX-Z-12-1987	Muestreo para la inspección por atributos. Declaratoria de vigencia publicada en el Diario Oficial de la Federación el 28 de octubre de 1987.

3. Definiciones

Para efectos de la presente Norma Oficial Mexicana se establecen las siguientes definiciones:

3.1 Ambiente corrosivo.

Condiciones del medio en que se encuentra el elevador que atacan cualesquiera de sus componentes reduciendo su vida útil, tales como: salinidad, ácidos, bases, químicos, humedad.

3.2 Alimentación eléctrica

Tensión eléctrica suministrada para el funcionamiento del elevador.

3.3 Amortiguador

Dispositivo destinado a servir de tope deformable después del límite final del recorrido y en descenso, constituido por un sistema de frenado por fluido o muelle (u otro dispositivo equivalente).

3.4 Área útil



Superficie interior de la cabina medida a un metro por encima del piso, sin tener en cuenta los pasamanos que eventualmente puedan existir para apoyo de los pasajeros durante su viaje.

3.5 Cabina

Conjunto de paredes y techo armados sobre la plataforma del carro.

3.6 Cable viajero de control

Cable formado por conductores eléctricos que establece la conexión eléctrica entre el carro y una caja de conexiones localizada dentro del cubo o directamente hasta el tablero de control.

3.7 Carga nominal del elevador

Carga en kg para la cual el aparato ha sido diseñado.

3.8 Carro

Elemento del elevador o del montacargas destinado a transportar a las personas o a la carga, formado por cabina, marco estructural y plataforma.

3.9 Claro inferior del carro

Es la distancia vertical medida desde el piso de la fosa hasta la parte mecánica o estructural debajo del carro, exceptuando las zapatas guía, ya sean sólidas o de ruedas; las mordazas del seguro contra caídas y los salientes de la plataforma, cuando el carro está comprimiendo su amortiguador.

3.10 Claro superior del carro

Es la distancia vertical medida desde el puente o polea superior del carro o desde el techo del carro, si no existe puente superior, hasta la parte más cercana de la estructura superior o cualquier otra obstrucción, cuando el contrapeso está comprimiendo su amortiguador.

3.11 Claro superior del contrapeso

Es la distancia vertical medida desde el marco del contrapeso o la polea del mismo, hasta cualquier elemento en la parte superior del cubo, cuando el carro se encuentra comprimiendo su amortiguador.

3.12 Contratante

Propietario, constructor o comprador que suscribe un contrato de compraventa con el contratista para el suministro de equipos, la instalación y puesta en operación.

3.13 Contratista

Persona física o moral que, bajo un contrato, realiza la instalación y puesta en operación del elevador.

3.14 Control

Es el sistema que genera señales adecuadas en tiempos adecuados para determinar el arranque, parada, dirección, aceleración, velocidad y retardación del carro.

3.15 Control automático para despacho de elevadores

Es el conjunto de dispositivos mediante los cuales se controla automáticamente la forma en que debe funcionar un grupo de elevadores.

3.16 Control de corriente alterna de dos velocidades

Es el sistema de control que integra los elementos necesarios para proporcionar a la cabina del elevador dos velocidades, una baja y una alta.

3.17 Control de corriente alterna de una velocidad

Es el sistema de control que integra los elementos necesarios para proporcionar a la cabina del elevador una velocidad.

3.18 Control de frecuencia y voltaje variables

Es un sistema de control que permite que la aceleración y la desaceleración sean controladas con base en las variaciones de la frecuencia y voltaje de operación del motor.

3.19 Control de tensión variable

Es un sistema de control que se logra aplicando tensiones variables al motor.

3.20 Control de transferencia de llamadas para elevadores automáticos interconectados.

Es el dispositivo por medio del cual una llamada registrada en el piso se transfiere en forma automática a otros carros.

3.21 Constructor

Es la persona física o moral responsable de la construcción del cubo, la fosa y el cuarto de máquinas, de acuerdo a los requerimientos del fabricante.

3.22 Cuarto de máquinas

Local donde se hallan los elementos motrices y/o su equipo auxiliar de mando y control (existe para el diseño de elevadores convencionales).

3.23 Cuarto de poleas

Local donde se hallan las poleas y eventualmente el limitador de velocidad y otros dispositivos eléctricos.

3.24 Cubo

3.24.1 Para un elevador

Espacio en el cual se desplaza el carro y/o el contrapeso, que consiste en un área cerrada con fosa y con losa en la sala de máquinas en su parte superior, cuando exista.

3.24.2 Para dos o más elevadores



Área del edificio destinada a alojar dos o más cubos de elevador que consiste en un área cerrada con fosa y con losa en la sala de máquinas en su parte superior, cuando ésta exista.

3.25 Desembarque

Número de accesos a la cabina en un mismo nivel.

3.26 Dispositivo trabador de puerta de cubo

Es un dispositivo que tiene dos funciones relacionadas e interdependientes entre sí, que son:

a) Evitar que el elevador opere, a menos que la(s) puerta(s) de cubo esté(n) cerrada(s).

b) Evitar que la puerta de cubo se abra desde el exterior.

3.27 Distancia de parada por gravedad

Es la distancia recorrida por el amortiguador, necesaria para disipar la energía desarrollada por el elevador a 115% de su velocidad nominal.

3.28 Elementos de suspensión**3.28.1 Cables de suspensión**

Cables formados por hilos de acero torcidos entre sí y autolubricados o alrededor de un alma de fibra vegetal y lubricada, los cuales transmiten el movimiento de la máquina al carro y contrapeso.

3.28.2 Otros elementos de suspensión

Otros elementos de suspensión con resistencia a la tracción y comportamiento similar o superior a cables. **3.28.3** Carga de ruptura del cable o elemento de suspensión

Carga máxima para la cual fue fabricado el cable o elemento de suspensión.

3.29 Elevador de adherencia

Elevador cuya tracción se logra por adherencia de los cables o elementos de tracción sobre las superficies o gargantas de la polea motriz de la máquina.

3.30 Elevador de arrastre

Elevador cuyos cables o elementos de tracción son arrastrados en forma distinta de la adherencia.

3.31 Elevador de tambor

Elevador en el que la tracción de los cables o elementos se realiza por enrollamiento.

3.32 Elevador para carga

Aparato instalado de forma permanente y que sirve a niveles definidos, que consta de un carro para uso exclusivo de la carga y la persona que lo maneja. Dicho carro se desplaza a lo largo de guías verticales.

3.33 Elevador para pasajeros

Aparato instalado de forma permanente y que sirve a niveles definidos, formado por un carro cuyas dimensiones y forma permiten el acceso sin dificultad de las personas y que se desplaza a lo largo de guías verticales.

3.34 Equipo nuevo

Elevadores eléctricos de tracción completos para pasajeros y carga, ya sean éstos nuevos o reinstalados en forma integral, cuya fecha de venta sea posterior a la entrada en vigor de esta Norma Oficial Mexicana.

3.35 Fabricante

Persona física o moral involucrada en la fabricación, importación, instalación, y/o puesta en operación de elevadores.

3.36 Factor de seguridad

Es la relación entre la carga de ruptura mínima del cable o elemento de suspensión multiplicada por el número total de cables o elementos de suspensión (considerando todos los ramales en el caso de suspensión múltiple) entre la carga estática suspendida.

3.37 Fosa

Parte del cubo situado debajo del nivel más bajo servido por el elevador.

3.38 Guardapié

Elemento liso aplomado al borde de los umbrales de puertas de piso o del carro y debajo de los mismos.

3.39 Interruptor de sobrepaso

Es un dispositivo sensor que genera una señal para detener el movimiento del elevador, después de que el mismo sobrepasa el último piso superior y/o inferior servidos.

3.40 Limitador de velocidad

Elemento que provoca la actuación del seguro contra caídas, cuando la velocidad del carro o contrapeso sobrepasa un valor predeterminado.

3.41 Máquina o grupo motor tractor

Elemento accionador de la tracción entre carro y contrapeso.

3.42 Marco

Estructura que soporta a los demás elementos del carro o a las pesas del contrapeso.

3.43 Montabultos

Elevador de pequeña capacidad para una carga máxima de (500 kg) sin dispositivo contra caídas.

3.44 Montacoches

Elevador para el transporte exclusivo de vehículos automotores y la persona que lo maneja.

3.45 Nivelación

Precisión de parada del carro a nivel de los pisos.

3.46 Operación con sobrecarga

La operación por encima de la capacidad de los elevadores objeto de esta Norma, diseñados para una operación a sus datos de carga estipulado en el contrato de compraventa.

3.47 Operador de puerta o reja

Dispositivo o grupo de éstos que abre y cierra la puerta o reja del cubo y/o del carro utilizando energía distinta de la manual, de resortes, de la gravedad o del movimiento del carro.

3.48 Parada

Nivel en el cual se encuentra uno o más accesos al carro.

3.49 Parte interesada

Se refiere al contratante

3.50 Pasajero

Persona transportada en un elevador.

3.51 Personal autorizado

Personal habilitado y capacitado por el fabricante y/o contratista para la instalación, ajuste, puesta en marcha y restablecimiento del elevador objeto de la presente Norma.

3.52 Plataforma del carro

Es la estructura que forma el piso del carro y que soporta directamente la carga.

3.53 Propietario

Persona física o moral que directamente o mediante su(s) representante(s) legal(es) adquiere el (los) elevador(es).

3.54 Puerta o reja de carro o de cubo

Es la parte deslizante en el carro o la parte embisagrada o deslizante en la pared del cubo que cubre el espacio que permite el acceso al carro o al piso.

3.54.1 Puerta o reja de operación manual

Es una puerta o reja que se abre y cierra manualmente.

3.54.2 Puerta o reja operada por energía

Puerta o reja de cubo o cabina, la cual es abierta o cerrada por la acción de un operador automático.

3.55 Recorrido

Es la distancia vertical medida entre los niveles de piso terminado de las paradas terminales superior e inferior de un elevador.

3.56 Renivelación

Operación que permite el reajuste de nivelación mediante correcciones automáticas.

3.57 Riel guía

Elemento destinado a guiar el carro y/o contrapeso.

3.58 Seguro contra caídas o paracaídas

Dispositivo mecánico que se destina a parar e inmovilizar el carro y/o contrapeso sobre sus guías, en caso de exceso de velocidad en el descenso.

3.58.1 Seguro contra caídas de acción instantánea

Dispositivo cuya detención sobre las guías se logra por bloqueo casi inmediato.

3.58.2 Seguro contra caídas de acción instantánea y efecto amortiguado

Dispositivo cuya detención sobre las guías se logra por bloqueo casi inmediato, pero de tal forma que la reacción sobre el elemento suspendido está limitada por la intervención de un sistema atenuador.

3.58.3 Seguro contra caídas de acción retardada o progresiva

Dispositivo cuya acción se hace por frenado sobre las guías en una forma gradual.

3.59 Sobrepasso

Distancia vertical medida desde el nivel del piso terminado de la última parada superior servida por el elevador y hasta el lecho bajo la losa del cubo o del piso del cuarto de máquinas o de poleas (cuando corresponda).

3.60 Tráfico intenso

Término aplicable a edificios destinados a usos de oficinas, hospitales, hoteles, centros comerciales, escuelas y estacionamientos.

3.61 Umbral

Área de acceso tanto al carro como a las entradas de piso cubiertas por un elemento que guía las puertas.

3.62 Usuario

Persona que utiliza los servicios de una instalación de elevadores.

3.63 Velocidad

3.63.1 Velocidad de inspección

Velocidad uniforme del carro desarrollada en cualquier sentido y utilizada para realizar el mantenimiento del equipo.

3.63.2 Velocidad nominal

Velocidad uniforme del carro desarrollada en sentido ascendente o descendente para la cual fue diseñado el equipo.

3.64 Vendedor

Persona física o moral involucrada en la comercialización, instalación y/o puesta en operación de elevadores sujetos a esta NOM.

3.65 Verificación de aspectos de seguridad del elevador

Desarrollo de un conjunto de pruebas no destructivas realizadas al equipo en su instalación definitiva para avalar su seguridad de operación.

3.66 Verificador

Técnico de la unidad de verificación que avala el resultado de una verificación.

3.67 Zona de puertas

Distancia por encima o por debajo del nivel de parada a que debe hallarse el piso del carro para poder abrir la puerta de piso de cualquier nivel.

4. Clasificación

Los elevadores eléctricos de tracción objeto de esta Norma se clasifican en dos tipos según su uso:

4.1 Para pasajeros**4.2 Para carga****5. Especificaciones****5.1 Del cubo****5.1.1 Aberturas**

Cuando existan entradas de emergencia en el recorrido, se deben instalar contactos eléctricos integrados al circuito de seguridades del elevador. Esta especificación se debe comprobar por medio de inspección visual y del procedimiento de puerta abierta de acuerdo al inciso 7.4.3. de la presente Norma Oficial Mexicana.

5.1.2 Recorridos libres en el cubo**5.1.2.1 Del carro**

Cuando el contrapeso descansa en sus amortiguadores, totalmente comprimidos, deben cumplirse de forma simultánea las siguientes condiciones:

- a) El recorrido del carro dentro de las guías en sentido ascendente, debe prever un sobrepaso que permita una eventual sobrecarrera, misma que debe ser, como mínimo $0,1 + k \times v^2$.

donde:

$$k = 0,035 \text{ s}^2/\text{m y}$$

v = velocidad expresada en m/s.

Aplicando la fórmula se obtiene un recorrido en metros.

- b) La distancia libre del techo de la cabina al lecho bajo la losa superior del cubo, debe ser como mínimo $1 \text{ m} + k \times v^2$ siendo este valor en m;
- c) La distancia libre entre las partes más bajas del techo del cubo y los elementos de mayor altura montados en el techo del carro debe ser como mínimo $0,3 \text{ m} + k \times v^2$ siendo este valor en m;
- d) La distancia libre entre las partes más bajas del techo del cubo y la parte más alta de las zapatas o de las guías de rodillos, debe ser como mínimo $0,1 \text{ m} + k \times v^2$, siendo este valor en m, y Las especificaciones de este inciso (5.1.2.1) se comprueban conforme a la aplicación de la fórmula expresada, así como la inspección visual y la medición de distancias libres con cinta métrica.

5.1.2.2 Del contrapeso

Cuando el carro se encuentra sobre sus amortiguadores totalmente comprimidos, el recorrido del contrapeso, aun posible en sentido ascendente, debe ser como mínimo $0,1 + k \times v^2$, expresando dicho recorrido en m.

Estas especificaciones se comprueban conforme a la aplicación de la fórmula expresada, así como la inspección visual y la medición de distancias libres con cinta métrica.

5.1.2.3 Desaceleración del elevador

Cuando se controla la desaceleración del elevador, el valor de $k \times v^2$ para el cálculo de recorrido puede quedar reducido:

- a) A la mitad para los elevadores cuya velocidad nominal sea menor o igual a 4 m/s con un mínimo de 0,25 m;
- b) A los dos tercios para los elevadores cuya velocidad nominal es mayor de 4 m/s con un mínimo de 0,25 m, y
- c) Las especificaciones de este inciso (5.1.2.3) se comprueban conforme a la aplicación de la fórmula expresada, así como la inspección visual y la medición de distancias libres con cinta métrica.

5.1.2.4 Alargamiento de cables o elementos de compensación.

- a) En caso de subida de elevadores que estén provistos de cables o elementos de compensación, cuya polea tensora está provista de un dispositivo de frenado o de bloqueo, el valor de $k \times v^2$ debe ser sustituido en el cálculo de la altura libre, por un valor al menos igual al doble del recorrido posible de dicha polea aumentando 0,20 m para tener en cuenta el alargamiento de los cables. Dichos cables de acero deben cumplir con lo establecido en la Norma Mexicana NMX-H-84 (ver 2 Referencias).

- b) Estas especificaciones se comprueban conforme a la aplicación de la fórmula expresada, así como la inspección visual y la medición de distancias libres con cinta métrica.

5.1.3 Fosa**5.1.3.1 Zona libre bajo el carro**

Cuando el carro se apoya sobre sus amortiguadores totalmente comprimidos, deben cumplirse las siguientes condiciones:

- a) La distancia libre entre el fondo de la fosa y la parte inferior del carro debe ser como mínimo de 0,6 m;
- b) La distancia libre entre el fondo de la fosa y la parte inferior de las zapatas o de los rodillos, del seguro contra caídas, del guardapié o de cajas de conexiones, de las partes de puerta o reja deslizante vertical bipartida, debe ser como mínimo de 0,1 m, y
- c) Las especificaciones de este inciso (5.1.3.1) se comprueban conforme a la inspección visual y la medición de distancias libres con cinta métrica.

5.1.3.2 Interruptor en la fosa

- a) Debe ser posible interrumpir la marcha del elevador por medio de un interruptor de sobrepaso y de un interruptor de operación manual colocado en la fosa, y
- b) Esta especificación se comprueba por medio de inspección visual y la operación de los interruptores de acuerdo al inciso 7.3 de la presente Norma Oficial Mexicana.

5.1.4 El propietario y/o constructor y/o contratante debe(n) cumplir con las dimensiones mínimas de la fosa y el sobrepaso siguiendo los requerimientos indicados en los planos proporcionados por el fabricante y/o vendedor y/o contratista del elevador.

Estas especificaciones se comprueban conforme a la inspección visual y la medición de distancias libres con cinta métrica.

5.2 Del cuarto de máquinas y de poleas (cuando exista)

5.2.1 La alimentación de los receptáculos de toma de corriente provistos en el cuarto de máquinas y de poleas (cuando exista), debe efectuarse por el circuito de alumbrado, y esta especificación se comprueba de acuerdo a lo dispuesto por el inciso 7.11 de la presente Norma Oficial Mexicana.

5.2.2 Interruptor de parada

- a) Debe instalarse un interruptor de operación manual que permita efectuar la detención del elevador de forma que no haya posibilidad de error en la posición de paro del interruptor;
- b) Esta especificación se comprueba conforme a la inspección visual y operando el interruptor, comprobando que el elevador se detiene. La prueba debe efectuarse estando el elevador parado a nivel de piso.

5.3 De las puertas del cubo**5.3.1 Solidez y juegos (resistencia mecánica)**

- a) Las aberturas en el cubo que sirven de acceso al carro deben estar provistas de puertas metálicas de superficie llana cuando las puertas sean fabricadas en lámina de acero al carbón; deben tener un espesor mínimo de 1,58 mm (calibre 16), cuando consistan de paneles simples, y un espesor mínimo de 0,79 mm (calibre 22), cuando consistan de paneles con refuerzo. Si las puertas son fabricadas de acero inoxidable de una sola lámina ésta debe tener un espesor mínimo de 1,27 mm (calibre 18). Cuando las puertas sean fabricadas en otros materiales no metálicos, éstos deben ser capaces de soportar una carga de 300 N, en una superficie de 0,0005 m² en sentido perpendicular a la superficie de vista, con una deformación máxima de 6 mm y sin deformación permanente. Cuando estén cerradas, los juegos entre hojas o entre hojas y marcos o umbral de dichas puertas, deben ser inferiores a 6,40 mm para puertas de deslizamiento horizontal, y
- b) Los juegos no deben exceder de 20 mm bajo la aplicación de una fuerza manual en la dirección de la abertura de la puerta sin usar herramienta, en la parte inferior de la puerta, y
- c) Las especificaciones de este inciso (5.3.1) se comprueban conforme a la inspección visual y los espesores y juegos se deben medir con calibrador.

5.3.2. Dimensiones

- a) Se requiere que las puertas del cubo tengan una altura libre de 1,90 m como mínimo para elevadores de pasajeros, y 1,80 m como mínimo para elevadores de carga, y
- b) Esta especificación se comprueba conforme a la inspección visual, así como midiendo las distancias libres con cinta métrica.

5.3.3 Guías

- a) Las puertas del cubo deben construirse de tal manera que se evite durante su funcionamiento normal los acúñamientos, descarrilamientos o rebasamientos de los límites de su recorrido;
- b) Las puertas del cubo de deslizamiento horizontal deben ir guiadas en las partes superior e inferior;
- c) Las puertas del cubo de deslizamiento vertical deben ir guiadas por ambos lados, y
- d) Las especificaciones de este inciso (5.3.3) se comprueban por medio de inspección visual.

5.3.4 Cierre de puertas**5.3.4.1 De deslizamiento horizontal**

- a) Estando las puertas abiertas, la fuerza necesaria para impedir su cierre no debe exceder de 147,09 N. Esta medición debe efectuarse en la mitad del viaje de la puerta;
- b) Un dispositivo de protección debe mandar automáticamente la reapertura de la puerta en caso de encontrar obstáculo, comprobándose de acuerdo a lo establecido en el inciso 7.7 de la presente Norma Oficial Mexicana, y
- c) Este dispositivo de protección puede ser la misma puerta de la cabina.

5.3.5 Visualización de presencia de cabina

Debe instalarse en cada puerta de apertura manual una o varias mirillas transparentes o de malla (elevador para carga) con las siguientes características:

- a) Se requiere que las mirillas instaladas en cada puerta de apertura manual tengan un espesor como mínimo de 6,00 mm, en el caso de mirillas transparentes, y 2,00 mm para mirillas de mallas;
 - b) La superficie máxima de una mirilla debe ser de 0,01 m² por mirilla;
 - c) El ancho de las mirillas no debe ser menor a 0,10 m ni superior a 0,15 m, y
 - d) Las especificaciones de este inciso (5.3.5) se comprueban por medio de inspección visual y medir las mirillas con cinta métrica y/o pie de rey.
- #### 5.3.6 Entrelazamiento y control de cierre
- f) En funcionamiento normal, no debe ser posible abrir una puerta del cubo (o cualquiera de sus hojas, si la puerta consta de varias) a menos que la cabina esté parada o a punto de pararse en la zona de destrabamiento de dicha puerta;
 - g) No debe ser posible hacer funcionar el elevador o mantenerlo en funcionamiento, si una puerta del cubo está abierta;
 - h) Se permite el desplazamiento del carro con la puerta abierta, en la zona de destrabamiento (zona de puertas), para permitir el nivelado o el renivelado al nivel de acceso correspondiente;
 - i) Se requiere que la zona de puertas sea como máximo de 0,2 m por encima y por debajo del nivel de acceso para puertas manuales;
 - j) En el caso de puerta de piso y puerta de cabina accionada simultáneamente y con funcionamiento automático, la zona de puertas puede ser de 0,35 m por encima y por debajo del nivel de acceso, y
 - k) Las especificaciones de este inciso se comprueban de acuerdo a lo dispuesto por el inciso 7.4 de la presente Norma Oficial Mexicana.

5.3.7 Trabador

- a) Toda puerta del cubo debe ser provista de un dispositivo de trabamiento inaccesible desde el exterior para personal no autorizado;
- b) El trabamiento efectivo de la puerta de acceso debe preceder a la puesta en marcha del carro. Este trabamiento debe ser controlado por un dispositivo de seguridad;
- c) El enlace entre uno de los elementos del contacto que determina la ruptura del circuito y el elemento que efectúa el trabajo, debe ser directo y a prueba de falla, pero eventualmente ajustable;
- d) Para puertas embisagradas el trabado debe hacerse lo más cerca posible del o de los bordes de cierre de las puertas y mantenerse de forma segura, incluso en caso de defecto de aplomado de las hojas;
- e) Los elementos de trabamiento y sus fijaciones deben ser metálicas o reforzadas por metal y resistentes al impacto del cierre de las puertas, aun en condiciones desfavorables;
- f) El enganche entre los elementos de trabamiento debe realizarse de forma que un esfuerzo, en el sentido de apertura de la puerta, no reduzca la eficacia del trabamiento;
- g) El trabamiento debe efectuarse y mantenerse por acción de la gravedad, imanes permanentes o resortes. Los resortes deben actuar por compresión, ser guiados y de dimensiones tales que, en el momento del destrabamiento, las espiras no estén completamente comprimidas;
- h) El trabador debe ir protegido contra el riesgo de una acumulación de suciedad que pudiera afectar su buen funcionamiento;
- i) Se requiere que el trabador resista como mínimo un esfuerzo de 490,33 N en los casos de puertas deslizantes y de 1470,99 N en el caso de puertas de bisagra, y
- j) Las especificaciones de este inciso (5.3.7) se comprueban de acuerdo a lo dispuesto por el inciso 7.4 de la presente Norma Oficial Mexicana.

5.3.8 Destrabado de emergencia

- a) Cada una de las puertas del cubo extremas debe poder ser abierta desde el exterior por medio de una llave especial;
- b) En el caso de que la puerta del cubo y la de cabina se accionen simultáneamente, un dispositivo (muelle o pesa) debe asegurar el cierre automático de la puerta de acceso, si esta puerta se encuentra abierta y la cabina no está en zona de puertas, y
- c) Las especificaciones de este inciso (5.3.8) se comprueban por medio de inspección visual de las cerraduras, comprobando que la puerta cierre por sí sola cuando es abierta por medio de la llave y la cabina no esté presente.

5.3.9. Dispositivo de control de cierre

Toda puerta del cubo debe ir provista de un dispositivo electromecánico de control de cierre, como sigue:

- a) Para puertas de cubo deslizantes horizontalmente y accionadas conjuntamente con la puerta de carro, el dispositivo debe ser común con el dispositivo de control de destrabamiento;
- b) Para puertas de piso embisagradas, el dispositivo debe ser colocado por el lado de cierre o sobre el dispositivo mecánico que controla el cierre;
- c) Cuando una puerta deslizante horizontal o vertical consta de varias hojas unidas entre sí por un enlace mecánico directo, se traba solamente una hoja a condición que este trabamiento único impida la apertura de las demás hojas. En su defecto, se coloca el dispositivo de control de cierre en una sola hoja;
- d) Cuando las hojas van unidas entre sí por un enlace mecánico indirecto (es decir por cable, correa o cadena), dicho enlace debe ser construido para resistir los esfuerzos normalmente previsibles;
- e) Todas las puertas de piso de elevadores deben poder abrirse sin llave desde la cabina dentro de la zona de puertas de cada parada, y
- f) Las especificaciones de este inciso (5.3.9) se comprueban de acuerdo con lo dispuesto por el inciso 7.4 de la presente Norma Oficial Mexicana.

5.4 Del carro y contrapeso

5.4.1 El carro

5.4.1.1 Altura

- a) La altura libre interior de la cabina debe ser como mínimo de 2,00 m para elevadores de pasajeros y 1,80 m para elevadores de carga; la altura de la entrada (o de las entradas) destinadas al acceso normal de los usuarios, debe ser como mínimo de 1,90 m para elevadores de pasajeros y 1,80 m para elevadores de carga, y
- b) Estas especificaciones se comprueban por medio de inspección visual, y las distancias libres se deben medir con cinta métrica.
- c) **5.4.1.2 Superficie**
- d) Para evitar que el número de viajeros sea superior al correspondiente a la carga nominal del elevador, la superficie útil de la cabina en relación a la carga nominal debe establecerse de acuerdo a la tabla 1.

Tabla 1. Relación de superficies, carga y número de personas en la cabina

Carga nominal, en kg	Superficie máxima útil de la cabina en m ²	Número máximo de personas
140	0.45	2
210	0.70	3
280	0.93	4
350	1.06	5
420	1.20	6
490	1.33	7
560	1.55	8
630	1.61	9
700	1.81	10
770	2.05	11
840	2.12	12
910	2.27	13
980	2.34	14
1050	2.54	15
1120	2.74	16
1190	2.82	17
1260	3.00	18
1330	3.07	19
1400	3.25	20
1680	3.77	24

Nota 1: Por encima de 1,680 kg de carga nominal por cada 100 kg de más, añadir 0,16 m².

Nota 2: Para cargas intermedias, la superficie está determinada por interpolación lineal; el número máximo de personas se obtiene con la siguiente fórmula:

$$W = 35.2 A^2 + 325 A.$$

donde:

W es la carga de régimen máxima en kg.

A es el área neta interior de la cabina en m².

El resultado se redondeará al número múltiplo inferior de 70 (peso promedio en kg de un usuario).

Nota 3: Para elevadores de carga, la carga de diseño no debe ser inferior a 250 kg/m².

Nota 4: Para elevadores montacoches, la carga de diseño no debe ser inferior a 150 kg/m².

Nota 5: Los suplementos y extensiones, incluso de la altura inferior a 1 m, quedan prohibidas. Las especificaciones de este inciso (5.4.1.2) se comprueban por medio de inspección visual, asimismo, se miden las distancias libres con cinta métrica, verificando contra la tabla los valores de acuerdo al número de personas y tipo de equipo.

5.4.1.3 Paredes, piso y techo

- a) El carro debe estar totalmente cerrado por paredes, un piso y techo de superficie llana, permitiéndose únicamente las aberturas para puertas, orificios de ventilación e iluminación y salidas de emergencia, cuando corresponda;
- b) Cuando las paredes, piso y techo del carro sean fabricados en lámina de acero al carbón, deben tener un espesor mínimo de 1,58 mm (calibre 16) cuando consistan de paneles simples y un espesor mínimo de 0,79 mm (calibre 22) cuando consistan de paneles con refuerzo. Si los paneles son fabricados en acero inoxidable de una sola lámina, ésta debe tener un espesor mínimo de 1,27 mm (calibre 18). En caso de que sean fabricados en otros materiales no metálicos, éstos deben de ser capaces de soportar una carga de 300 N, en una superficie de 0,0005 m² en sentido perpendicular a la superficie de vista, con una deformación máxima de 6 mm y sin que se provoque una deformación permanente. En cualquier caso, el techo debe soportar a dos adultos o 200 kg sin sufrir deformación, y
- c) Las especificaciones de este inciso (5.4.1.3) se comprueban por medio de inspección visual, así como midiendo los espesores con calibrador.

5.4.1.4 Guardapié

- a) Todo umbral de puerta de carro o piso debe ir provisto de un guardapié cuya parte vertical debe extenderse en todo el ancho de paso libre de las puertas de cubo, situadas enfrente de ella. Esta parte vertical debe prolongarse hacia abajo.
- b) Estas especificaciones se comprueban por medio de inspección visual.

5.4.1.5 Cierre de puertas

5.4.1.5.1 Para elevadores de pasajeros

- a) En posición de cierre, los claros entre hojas o entre hojas y montantes, dintel o umbral de estas puertas deben ser lo más reducidos posible, para evitar riesgo de cizallamiento;
- b) Las puertas de carro, cuando estén cerradas, deben obturar totalmente las entradas del carro, exceptuando los claros de funcionamiento;
- c) Las puertas y sus proximidades deben ser construidas de modo que las caras del lado del carro no tengan proyecciones de más de 0,003 m y las aristas estén redondeadas;
- d) Las puertas de cierre automático deben ser construidas para reducir al mínimo las consecuencias de un golpe de una hoja contra las personas, y deben cumplir con las siguientes condiciones:
 - Estando la puerta de deslizamiento horizontal abierta, la fuerza necesaria para impedir su cierre no debe rebasar 147,09 N;
 - Un dispositivo de protección mecánico o electrónico debe mandar automáticamente la reapertura de la puerta en el caso en que un usuario resultara tocado o detectado al pasar la entrada. El efecto del dispositivo puede ser neutralizado durante los cinco últimos centímetros de recorrido de cierre de cada hoja de puerta;
 - No debe ser posible hacer funcionar el elevador o mantenerlo en funcionamiento si una puerta de carro o una hoja (si la puerta tiene varias) está abierta. El desplazamiento del carro con la puerta abierta se permite únicamente en la zona de puertas, para llevar a cabo el nivelado o renivelado al nivel de acceso correspondiente, y
- e) Las especificaciones de este inciso (5.4.1.5.1) se comprueban de acuerdo a lo dispuesto por el inciso 7.4 de la presente Norma Oficial Mexicana.

5.4.1.5.2 Para elevadores de carga

- a) Para los elevadores destinados al transporte de cargas acompañadas, se pueden utilizar puertas o rejas de deslizamiento vertical. Las primeras deben estar provistas de una rejilla cuyas dimensiones de malla deben ser como máximo 0,0009 m². También se pueden utilizar rejas plegables de deslizamiento horizontal;
- b) La altura de la puerta o reja de la cabina debe ser de 1,80 m como mínimo;
- c) Para los elevadores montacoches que no cuenten con puertas en la cabina, deberán contar con un dispositivo fotoeléctrico o similar, y
- d) Estas especificaciones se comprueban por medio de inspección visual y midiendo los espesores y juegos con calibrador. La altura de puerta se mide con cinta métrica.

5.4.1.5.3 Puertas de deslizamiento horizontal o vertical con varias hojas ligadas entre sí mecánicamente

- a) Cuando una puerta de deslizamiento horizontal o vertical consta de varias hojas unidas entre sí por un enlace mecánico directo, es posible colocar el dispositivo eléctrico de control de cierre en una sola hoja;
- b) Cuando las hojas van unidas entre sí por un enlace mecánico indirecto (es decir por cable, correa o cadena), se debe construir un enlace tal que resista los esfuerzos en el uso normal, y
- c) Estas especificaciones se comprueban por medio de inspección visual.

5.4.1.6 Apertura de puertas

- a) Para permitir la salida de los ocupantes del carro, en caso de parada imprevista, debe ser posible (incluso en ausencia de corriente) abrir manualmente desde el piso la puerta del carro, en la zona de puertas. También se debe poder abrir manualmente desde el interior, el conjunto puerta de carro, puerta de piso, en el caso de puertas de arrastre, simultáneamente en la zona de puertas, y
- b) Estas especificaciones se comprueban por medio de inspección visual y verificando que se pueden abrir las puertas conforme a la descripción anterior.

5.4.1.7 Techo

- a) Además de lo especificado en el inciso 5.4.1.3 de la presente Norma Oficial Mexicana, el techo de la cabina debe soportar sin deformación permanente en cualquier lugar un peso aproximado de 200 kg, lo cual es equivalente a dos personas;
- b) Si existen poleas en el techo de cabina, deben tener dispositivos para evitar que se salgan de su garganta los cables en caso de que se aflojen. Los dispositivos no deben impedir el mantenimiento de las poleas, y
- c) Estas especificaciones se deben comprobar por medio de inspección visual.

5.4.1.8 Ventilación

- a) La superficie efectiva de los orificios de ventilación situados en la parte alta, debe ser como mínimo de 1% de la superficie útil de la cabina. La misma superficie de ventilación debe preverse para los orificios de ventilación inferior;
- b) Los orificios de ventilación deben ser contruidos o dispuestos de forma que no sea posible hacer atravesar las paredes de la cabina desde el interior por una varilla rígida de 0,01 m de diámetro, y
- c) Estas especificaciones se comprueban por medio de inspección visual.

5.4.1.9 Iluminación en funcionamiento normal

- a) La cabina debe ir provista de iluminación que asegure 50 luxes como mínimo a nivel de piso y cerca de los dispositivos de mando, y
- b) Esta especificación se comprueba midiendo el nivel de iluminación por medio de un luxómetro.

5.4.1.10 Toma de corriente

- a) Un receptáculo toma de corriente debe ser instalado sobre el techo de la cabina. La alimentación de los receptáculos de toma de corriente provistos sobre el techo de la cabina, debe efectuarse por el circuito de alumbrado, y
- b) Esta especificación se debe comprobar por medio de inspección visual y de acuerdo al inciso 7.11 de la presente Norma Oficial Mexicana.

5.4.2 Del contrapeso

5.4.2.1 Construcción

- a) Si el contrapeso lleva pesas, deben tomarse las medidas precisas para evitar su desplazamiento, utilizando un marco estructural en el cual se alojan las pesas;
- b) Si existen poleas sobre el contrapeso, deben tener dispositivos para evitar la salida de los cables de su garganta en caso de que se aflojen. Los dispositivos no deben impedir el mantenimiento de las poleas, y
- c) Estas especificaciones se comprueban por medio de inspección visual.

5.4.2.2 En caso de que por su diseño el cubo del elevador observe tráfico en la parte inferior, entonces el contrapeso debe contar con un seguro paracaídas.

Esta especificación se comprueba de acuerdo a lo dispuesto por el inciso 7.1 de la presente Norma Oficial Mexicana.

5.5 Dispositivos de suspensión y seguro contra caídas

5.5.1 Dispositivos de suspensión

5.5.1.1 Tipos de suspensión

5.5.1.1.1 Suspensión por cables de acero

Los carros y los contrapesos deben estar suspendidos en cable de acero según la Norma Mexicana NMXH-84 (ver 2 Referencias) con factores de seguridad, según se establece a continuación:

- a) En el caso de poleas de tracción por adherencia, el número mínimo de cables de suspensión debe ser de dos independientes con un diámetro nominal como mínimo de 7,9 mm. Cada cable debe estar formado por 152 alambres como mínimo, y
- b) En el caso de suspensión múltiple, el número a tener en cuenta es el de los cables de cada ramal.

5.5.1.1.2 Suspensión por cables sintéticos, bandas u otros elementos de suspensión

- a) En el caso de suspensión basada en cable sintético o bandas, el número mínimo de elementos debe ser de dos, independientes entre sí, y
- b) En caso de suspensión múltiple, el número de elementos a tener en cuenta es el número de cables sintéticos o bandas de cada ramal.

5.5.1.2 Relación entre el diámetro primitivo de las poleas y el diámetro de los cables de acero, coeficiente de seguridad.

- a) La relación entre el diámetro primitivo de las poleas y el diámetro nominal de los cables de acero de suspensión debe ser como mínimo 40 veces (diámetro primitivo/diámetro nominal de los cables, es igual o mayor a 40 veces), cualquiera que sea el número de torones;

- b) Se requiere que los cables de acero de suspensión se calculen con un factor de seguridad mínimo obtenido a través de la siguiente ecuación o bien de la tabla 2;

$$F = S \times N \times n/W$$

donde:

F. es el factor de seguridad.

S. es el valor del esfuerzo a la ruptura del cable proporcionado por el fabricante del cable.

N. es el número de ramales de cables cargando (ver nota).

n. es el número de cables.

W. es la máxima carga estática impuesta sobre todos los cables del carro con el peso del carro y su carga nominal en cualquier posición del carro en el cubo.

Nota: En el caso de arreglos de cables múltiples, el número de ramales de cables (N) cargando debe ser:

- Para el arreglo 2:1, el doble de ramales de cables utilizados.

- Para el arreglo 3:1, el triple de ramales de cables utilizados.

Tabla 2.- Factores mínimos de seguridad para cables

Velocidad de cable		Factor mínimo de seguridad		Velocidad de cable		Factor mínimo de seguridad	
m/s		Pasajeros	Carga	m/s		Pasajeros	Carga
0.25		7.60	6.65	3.25		10.85	9.65
0.38		7.75	6.85	3.50		11.00	9.80
0.50		7.95	7.00	3.75		11.15	9.90
0.65		8.10	7.15	4.00		11.25	10.00
0.75		8.25	7.30	4.25		11.35	10.10
0.87		8.40	7.45	4.50		11.45	10.15
1.00		8.60	7.65	4.75		11.50	10.20
1.12		8.75	7.75	5.00		11.55	10.30
1.25		8.90	7.90	5.25		11.65	10.35
1.50		9.20	8.20	5.50		11.70	10.40
1.75		9.50	8.45	5.75		11.75	10.45
2.00		9.75	8.70	6.00		11.80	10.50
2.25		10.00	8.90	6.25		11.85	10.50
2.50		10.25	9.15	6.50		11.85	10.55
2.75		10.45	9.30	6.75		11.85	10.55
3.00		10.70	9.50	7.00-10.00		11.90	10.55

Se requiere que:

- b.1) El factor de seguridad de los amarres de los cables de acero sea como mínimo el 60% del de los cables;
- b.2) Los extremos de los cables de acero se fijen con metal fundido, auto-acuñamiento, empalme o cualquier otro sistema de seguridad equivalente;
- b.3) La fijación de los cables de acero sobre los tambores puede hacerse por medio de un sistema de bloqueo por cuñas o por dos bridas como mínimo, y
- b.4) Para los cables sintéticos y bandas, se requiere que cumplan los factores de seguridad establecidos en la tabla 2 del punto anterior.
- c) Todas las especificaciones de este inciso (5.5.1.2) se comprueban a través de la memoria de cálculo, el factor de seguridad e inspección visual.

5.5.1.3 Adherencia de los cables de acero

Se requiere que:

- a) No sea posible desplazar el carro hacia arriba cuando encontrándose el contrapeso apoyado en sus amortiguadores, se le transmita al grupo tractor un movimiento de rotación en el sentido
- b) "ascendente";
- c) No sea posible desplazar el contrapeso hacia arriba cuando, encontrándose la cabina apoyada sobre sus amortiguadores, se le transmita al grupo tractor un movimiento de rotación en el sentido "descendente", y
- d) Estas especificaciones se comprueban por medio de inspección visual.

5.5.1.4 Arrollamiento de los cables de acero

- a) Cuando el carro o el contrapeso descansen sobre sus amortiguadores totalmente comprimidos, se requiere que queden como mínimo dos vueltas de cable de acero arrollados sobre el tambor;
- b) Se requiere que no exista más de una capa de cables de acero arrollados en el tambor, y
- c) Estas especificaciones se comprueban por medio de inspección visual.

5.5.1.5 Reparto de la carga entre los cables de acero

- a) Debe contarse con un dispositivo automático de compensación de la tensión de los cables de acero de suspensión como mínimo en uno de sus extremos;
- b) Si se utilizan muelles para compensar la tensión, deben trabajar a compresión, y

- c) Estas especificaciones se deben comprobar por medio de inspección visual.

5.5.1.6 Cables de compensación

- a) Cuando se utilizan cables de compensación, deben estar tensados si la velocidad nominal del elevador rebasa 2,5 m/s. La tensión debe obtenerse por acción de la gravedad;
- b) La relación de diámetros entre las poleas y el cable de acero de compensación debe ser como mínimo 30;
- c) La relación de diámetros entre las poleas y otros elementos de suspensión puede reducirse, y
- d) Estas especificaciones se comprueban por medio de inspección visual.

5.5.2 Del seguro contra caídas**5.5.2.1 Usos**

- a) El carro debe ir provisto de un seguro contra caídas capaz de detenerlo y mantenerlo con plena carga en el sentido del descenso, aprisionándolo sobre sus guías;
- b) Cuando el cubo queda ubicado por encima de los locales con acceso a personas, el contrapeso debe también ir provisto de un seguro contra caídas que sólo pueda actuar en el sentido descendente;
- c) Los seguros contra caídas de carro y contrapeso deben ser accionados por un limitador de velocidad, y
- d) Estas especificaciones se comprueban de acuerdo a lo dispuesto por los incisos 7.1 y 7.2 de la presente Norma Oficial Mexicana.

5.5.2.2 Accionamiento

- a) Los seguros contra caídas de carro pueden ser de acción instantánea con o sin efecto amortiguado si la velocidad del elevador no rebasa 1,0 m/s;
- b) Si la velocidad del elevador rebasa 1,0 m/s, debe ser de acción retardada o progresiva, y
- c) Estas especificaciones se comprueban de acuerdo a lo dispuesto por el inciso 7.1 de la presente Norma Oficial Mexicana.

5.5.2.3 Liberación del dispositivo de acuíñamiento

Tras la liberación del dispositivo de acuíñamiento, el seguro contra caídas debe quedar en estado de funcionamiento normal con las cuñas abiertas.

5.5.2.4 Limitador de velocidad

El accionamiento del seguro contra caídas por el limitador de velocidad no debe efectuarse antes que la velocidad del carro alcance 115% de la velocidad nominal y debe efectuarse antes de que alcance 140% para los seguros contra caídas de acción instantánea, o 120% de la velocidad nominal para los seguros contra caídas de acción instantánea de efecto amortiguado y para los seguros contra caídas de frenado progresivo, debe aplicarse la velocidad que se obtenga de la expresión $1,25v + 0,25/v$ (siendo v la velocidad nominal), comprobándose de acuerdo a los incisos 7.1 y 7.2 de la presente Norma Oficial Mexicana.

5.5.2.5 Fuerza necesaria para que accione el limitador de velocidad y el seguro contra caídas

Se requiere que la fuerza producida por el limitador de velocidad al accionar sea como mínimo el doble de la fuerza necesaria para hacer accionar el seguro contra caídas.

5.5.2.6 Cable del limitador de velocidad

- a) El limitador de velocidad debe accionarse por un cable de acero flexible, cadena de acero o similar;
- b) El diámetro nominal del cable, cadena o similar debe ser como mínimo de 0,005 m;
- c) La relación entre el diámetro primitivo de la polea del limitador de velocidad y el diámetro nominal del cable, cadena o similar debe ser de 30 veces como mínimo;
- d) El cable, cadena o similar de arrastre debe tensarse por medio de una polea tensora;
- e) En el momento del accionamiento del seguro contra caídas no debe dañarse el cable, cadena o similar, incluso cuando la distancia de frenado sobre las guías sea superior a la normal;
- f) El cable de arrastre debe ser desconectado fácilmente del seguro contra caída, y
- g) Estas especificaciones se comprueban por medio de inspección visual y midiendo el cable, cadena o similar con calibre.

5.5.2.7 Control eléctrico

En caso de accionamiento del seguro contra caídas del carro o del contrapeso, un dispositivo montado sobre el mismo debe provocar la apertura del circuito del motor y del freno, cuando más tarde, en el momento de su accionamiento, comprobándose de acuerdo a los incisos 7.1 y 7.2 de la presente Norma Oficial Mexicana.

5.6 Guías

Las guías deben cumplir con lo especificado en la Norma Mexicana NMX-B-073 (ver 2 Referencias) y/o especificaciones del fabricante.

5.6.1 Fijación y funcionamiento

- a) Se requiere que la fijación de las guías a sus soportes y al edificio permitan compensar por alineamiento, los efectos debidos a los asentamientos normales del edificio y a la contracción del concreto, y que el diseño de las fijaciones sea tal, que su deformación eventual no deje suelta a la guía.
- b) Esta especificación se debe comprobar por medio de inspección visual.

5.7 Amortiguadores**5.7.1 Del carro y de contrapeso**

- a) Los elevadores deben estar provistos de amortiguadores en el extremo inferior del recorrido del carro y del contrapeso;
- b) Los elevadores de tambor de arrollamiento deben, además, ir provistos de amortiguadores colocados sobre el carro, susceptibles de entrar en acción en la parte superior del recorrido;
- c) Los elevadores cuya velocidad nominal rebase 1,25 m/s deben estar provistos de amortiguadores de disipación de energía, y
- d) Esta especificación se comprueba por medio de inspección visual.

5.7.2 Carrera de los amortiguadores**5.7.2.1 Amortiguadores de acumulación de energía**

- a) La carrera total posible de los amortiguadores debe ser, como mínimo, igual a dos veces la distancia de la parada por gravedad correspondiente a 115% de la velocidad nominal del carro (o sea $2 \times 0,0674 v_2$ aproximadamente igual a $0,135 v_2$), en donde la carrera del amortiguador se expresa en metros y la velocidad (v) en m/s. Sin embargo, es recomendable que este recorrido no sea inferior a 0,065 m, conforme a la tabla 3;
- b) Los amortiguadores deben calcularse para que queden totalmente comprimidos bajo una carga estática de 2 a 4 veces el peso del carro con su carga nominal (o el peso del contrapeso), y
- c) Estas especificaciones se comprueban al medir la carrera del amortiguador y comparar el valor con respecto a la tabla 3.

5.7.2.2 Amortiguadores de disipación de energía

- a) La carrera total posible de los amortiguadores debe de ser como mínimo igual a la distancia de parada por gravedad correspondiente al 115% de la velocidad nominal del elevador ($0,0674 v_2$) en donde la carrera del amortiguador se expresa en m y la velocidad en m/s. Ver tabla 4;

Tabla 3. Amortiguador(es) de acumulación de energía

Velocidad nominal m/s	Carrera en mm
0,25	65
0,50	65
0,75	65
1,00	77
1,20	128

- a) Con la carga nominal del carro y en caída libre, la desaceleración media en el momento de la acción de los amortiguadores no debe rebasar G (siendo G la aceleración de la gravedad). En este sentido, no deben producirse desaceleraciones mayores a 2,5 G durante más de 0,04 segundos;
- b) La velocidad al impacto sobre los amortiguadores a tomar en consideración es igual a aquella para la cual ha sido calculada la carrera de los amortiguadores, y
- c) Estas especificaciones se comprueban al medir la carrera del amortiguador y comparar con respecto a la tabla 4.

5.7.2.3 Cuando la reducción de velocidad del elevador, en los extremos de recorrido, se verifique por un dispositivo que responda a las prescripciones del inciso 5.7.2.4 de la presente Norma Oficial Mexicana, la velocidad a la cual el carro (o el contrapeso) tomará contacto con los amortiguadores, puede ser utilizada en lugar de la velocidad nominal, para calcular la carrera del amortiguador, de conformidad con lo dispuesto por

El inciso 5.7.2.2 de la presente Norma Oficial Mexicana. En cualquier caso, la carrera no puede ser inferior a:

- a) 50% de la carrera calculada de acuerdo al inciso 5.7.2.2 de la presente Norma Oficial Mexicana si la velocidad nominal no excede de 4 m/s;
- b) 33,33% de la carrera calculada de acuerdo al inciso 5.7.2.2 de la presente Norma Oficial Mexicana, si la velocidad nominal es superior a 4 m/s, y
- c) En ninguno de los dos casos estas carreras pueden ser inferiores a 175 mm.

5.7.2.4 Detector de reducción de velocidad de la máquina cuando se use carrera reducida de los amortiguadores de disipación de energía.

5.7.2.4.1 Deben existir dispositivos que comprueben que la reducción de velocidad es efectiva antes de llegar al nivel de las paradas extremas.

5.7.2.4.2 Si la reducción de velocidad no es efectiva, estos dispositivos deben provocar la reducción de la velocidad del carro de manera que, si éste entra en contacto con los amortiguadores, sea como máximo a la velocidad para la cual ellos han sido calculados.

5.7.2.4.3 Si el control de reducción de velocidad no es independiente del sentido de viaje, un dispositivo debe controlar que el movimiento del carro corresponde al sentido de viaje ordenado.

Tabla 4. Amortiguador(es) de disipación de energía

Velocidad m/s	Carrera mm	50%	33%
1,50	175		
2,00	210		
2,50	420		
3,00	550	420	

3,50	860	540	
4,00	1112	710	
4,50	1390		590
5,00	1740		730
6,00	2190		1060
7,00	4370		1440
8,00	5700		1880
9,00	7220		2880
10,00	8910		2940
11,00	10780		3650
12,00	12830		4230

5.7.2.4.4 Si estos dispositivos, o una parte de ellos, están colocados en el cuarto de máquinas:

- Deben ser accionados por un dispositivo conectado mecánicamente con el carro, y
- Si se utiliza un enlace por cinta, cadena o cable, para la transmisión de la posición del carro al cuarto de máquinas, la rotura o aflojamiento del órgano del enlace debe mandar la parada de la máquina por la acción de un dispositivo eléctrico de seguridad.

5.7.2.4.5 El mando y funcionamiento de estos dispositivos deben estar concebidos de tal manera que, del conjunto que ellos constituyen con los elementos de funcionamiento normal del elevador, resulte en un sistema de control de reducción de velocidad.

5.8 Dispositivos de seguridad de sobrepaso

5.8.1 Regulación

- Los dispositivos de seguridad de sobrepaso deben precisarse para accionar lo más cerca posible de los puntos de parada extremos, sin correr el riesgo de producir detenciones a destiempo, y
- Deben accionar antes de que el carro o el contrapeso, si los hay, se pongan en contacto con los amortiguadores.

5.8.2 Mando

5.8.2.1 Para elevadores de tambor arrollamiento

Se debe utilizar un interruptor específico para el caso de sobrepaso.

5.8.2.2 Para elevadores de tracción

El mando del o los dispositivos de seguridad de sobrepaso debe efectuarse, por el carro (o por un dispositivo de seguridad unido directamente al carro) en las partes alta y baja del cubo, comprobándose de acuerdo al inciso 7.3 de la presente Norma Oficial Mexicana.

5.8.3 Accionamiento

5.8.3.1 Elevadores de tracción de una o varias velocidades

- Los dispositivos de seguridad de sobrepaso deben abrir el circuito de alimentación de bobinas de dos contactores cuyos contactos abran los circuitos de alimentación del motor y del freno, aunque uno de los contactores no llegue a caer por defectos mecánicos o eléctricos, y
- Cada uno de estos contactores debe ser capaz de cortar la carga de circuito de alimentación, comprobándose de acuerdo con lo dispuesto por el inciso 7.3 de la presente Norma Oficial Mexicana.

5.8.3.2 Elevadores de tensión variable o de variación continua de velocidad

Los dispositivos de seguridad de sobrepaso deben asegurar rápidamente la parada de la máquina, comprobándose de acuerdo con lo dispuesto por el inciso 7.3 de la presente Norma Oficial Mexicana.

5.8.3.3 Puesta en marcha del elevador después del accionamiento del dispositivo de seguridad de sobrepaso.

- Después del accionamiento del dispositivo de seguridad de sobrepaso la nueva puesta en servicio del elevador sólo debe efectuarse por la intervención del personal capacitado, y
- Si existen varios dispositivos de sobrepaso en cada extremo del recorrido, uno de ellos, como mínimo, debe impedir el desplazamiento en ambos sentidos de marcha, y debe necesitar la intervención de personal autorizado para la nueva puesta en servicio, comprobándose de acuerdo con lo dispuesto por el inciso 7.3 de la presente Norma Oficial Mexicana.

5.9 Del juego entre carro y pared de cubo

5.9.1 Elevadores con puerta

- La distancia horizontal entre el cubo y el umbral o marco embocadura de la cabina (para elevadores de carga) o cara exterior de las puertas, no debe rebasar 0,25 m;
- La distancia horizontal entre el umbral de la cabina y el umbral de las puertas de acceso no debe rebasar 0,035 m;
- La distancia horizontal entre puerta de cabina y puertas del cubo cerrados no debe rebasar 0,25 m, y
- Estas especificaciones se deben comprobar por medio de una cinta métrica.

5.10 De tracción

5.10.1 Formas de tracción

- a) La tracción del carro y del contrapeso por medio de la máquina debe hacerse por adherencia (poleas y cables o elementos de suspensión) o por arrastre (tambor y cables o elementos de suspensión), y
- b) Esta especificación se comprueba por medio de inspección visual.

5.10.2 Frenado

El elevador debe ir provisto de un sistema de frenado que accione automáticamente cuando falla el suministro eléctrico de alimentación a la máquina, o cuando se interrumpa la corriente de maniobra. Dicho sistema de frenado debe tener obligatoriamente un freno electromecánico que actúe por fricción, comprobándose de acuerdo con lo dispuesto por el inciso 7.5 de la presente Norma Oficial Mexicana.

5.10.3 Accionamiento de emergencia

- a) La máquina debe estar provista de un dispositivo de maniobra de emergencia que permita llevar el carro a uno de los accesos próximos.
- b) Si este dispositivo es desmontable, debe hallarse en un lugar accesible en el cuarto de máquinas (cuando corresponda).
- c) Estas especificaciones se deben comprobar por medio de inspección visual.

5.11 Eléctricas

Nota: Lo señalado en el presente capítulo, relativo a la instalación y a los elementos constitutivos de los aparatos eléctricos se aplica a:

- a) El interruptor principal del circuito de potencia y a los circuitos derivados de él, y
- b) El interruptor de alumbrado de la cabina y a los circuitos de este alumbrado. El elevador es considerado como un conjunto, de la misma forma que una máquina y los aparatos incorporados a ella.

5.11.1 Tensión nominal de alimentación

Debe cumplir con lo establecido en la Norma Mexicana NMX-J-98 (ver 2 Referencias).

- a) Toda pieza metálica que pueda alcanzar una tensión media o eficaz superior a 50 V, a consecuencia de una falla o defecto, debe ser puesta a tierra de forma segura y permanente, y
- b) Ningún conductor a tierra debe, en condiciones normales, conducir corriente eléctrica.

5.11.2 Dispositivo detector de sismos.

- a) La aplicación del sensor es obligatoria a edificios con seis o más niveles ubicados en la Zona Sísmica tipo D y en el Distrito Federal en la zona tipo III (de lago) (referencia Servicio Sismológico Nacional. Regiones Sísmicas de México), y
- b) La aplicación del sensor es obligatoria a edificios de tráfico intenso con tres o más niveles ubicados en la Zona Sísmica tipo D y en el Distrito Federal en la zona tipo III (de lago) (referencia Servicio Sismológico Nacional. Regiones Sísmicas de México). Ante la actuación del sensor de sismos, los elevadores deben hacer su parada más próxima posible y quedar estacionados con puertas abiertas. El sensor de sismos solamente podrá ser restablecido por personal autorizado después de una inspección en cubo, fosa y cuarto de máquinas.

Esta especificación se debe cumplir de acuerdo al inciso 7.9 de la presente Norma Oficial Mexicana.

5.11.3 Protección de los motores

- a) Los motores de tracción, conectados directamente a la red de alimentación, lo mismo que los motores que accionan un generador de corriente continua para la alimentación del motor de tracción, deben estar protegidos por un dispositivo automático contra los corto circuitos, sobrecargas y caída o inversión de fases, en al menos dos fases, comprobándose de acuerdo a lo dispuesto por el inciso 7.6 de la presente Norma Oficial Mexicana;
- b) Después del accionamiento de dicho dispositivo, la nueva puesta en servicio debe ser efectuada por personal competente, y
- c) Si el dispositivo interno del motor utilizado para la protección del mismo contra las sobrecargas actúa por aumento de la temperatura de los devanados, puede volver a reponerse automáticamente después del enfriamiento.

5.11.4 Funcionamiento nulo del elevador

5.11.4.1 Paros en el elevador

- a) El elevador debe dejar de funcionar si ocurre una de las siguientes fallas:
 - a.1) Ausencia de tensión en las líneas de potencia;
 - a.2) Rotura de un conductor en circuitos de potencia y seguridad;
 - a.3) Falla móvil de un contactor o de un relevador en circuito de potencia;
 - a.4) Falla de apertura de un contacto en circuito de seguridad o potencia, y/o
 - a.5) Falla de cierre de un contacto en circuito de seguridad o potencia.
- a) Debe ser imposible todo nuevo arranque, mientras la falla persista;
- b) La nueva puesta en servicio sólo debe ser posible por la intervención de personal autorizado, y
- c) Las especificaciones de este inciso (5.11.4.1) se comprueban de acuerdo a lo dispuesto por el inciso 7.6 de la presente Norma Oficial Mexicana.

5.11.5 Contactos de seguridad en cubo y cuarto de máquinas (cuando corresponda)

- a) Cuando se acciona un contacto de seguridad, los elementos de los interruptores deben separarse mecánicamente por arranque;
- b) Las partes con tensión de los contactos de seguridad deben llevar envoltentes protectores, y
- c) Las especificaciones de este inciso (5.11.5) se comprueban de acuerdo a lo dispuesto por el inciso d) 7.4 de la presente Norma Oficial Mexicana.

5.11.6 Desplazamiento

El mando de los desplazamientos del carro debe efectuarse eléctricamente. Esta especificación se debe comprobar por medio de inspección visual.

5.11.7 Operación de conservación e inspección

- a) Para facilitar las operaciones de inspección y conservación, se debe instalar una caja de mando fácilmente accesible sobre el techo de la cabina o en el tablero de control;
- b) La puesta en servicio de este dispositivo debe hacerse por un interruptor que cumpla con las prescripciones de los contactos de seguridad;
- c) Dicho interruptor debe ir protegido contra toda acción involuntaria y se deben cumplir las siguientes condiciones en forma simultánea;
- d) La conexión de la operación de inspección debe anular los mandos normales, incluso el movimiento de las posibles puertas automáticas;
- e) Si los dispositivos de conmutación utilizados para anular los mandos señalados en el párrafo inmediato anterior son contactos de seguridad solidarios con la entrada del interruptor de inspección, deben impedir todo desplazamiento involuntario del carro incluso en el momento de la presencia de una de las fallas consideradas en el inciso 5.11.4.1 de la presente Norma Oficial Mexicana;
- f) El movimiento del carro debe quedar subordinado a una presión permanente sobre un pulsador protegido contra toda acción involuntaria indicándose de manera clara el sentido del viaje;
- g) El desplazamiento del carro no debe efectuarse a una velocidad superior a 1,0 m/s;
- h) No debe ser posible rebasar los niveles de las paradas extremas;
- i) El funcionamiento del elevador debe permanecer bajo el control de los dispositivos de seguridad, y
- j) Las especificaciones de este inciso (5.11.7) se deben comprobar por medio de inspección visual. **5.11.8** Dispositivos para reapertura de puertas

Si las puertas son de mando automático, debe preverse un dispositivo que permita, en caso de necesidad, invertir el movimiento del cierre, comprobándose de acuerdo con lo dispuesto por el inciso 7.7 de la presente Norma Oficial Mexicana.

5.11.9 Dispositivo de alarma y luz de emergencia

Para poder obtener, en caso de necesidad, un auxilio exterior, los pasajeros deben tener en la cabina un dispositivo fácilmente identificable de tono y timbre distintivo y accesible que permita pedir ayuda. La existencia de dicho dispositivo debe comprobarse de acuerdo con lo dispuesto por el inciso 7.8 de la presente Norma Oficial Mexicana.

5.11.10. Operación en caso de incendio

- a) Los elevadores deben contar con una función en caso de incendio, la cual conduzca al elevador a retornar a la parada predeterminada para desalojo, sin atender llamadas preregistradas. Esta función puede ser activada en forma manual o automática, y
- b) Esta especificación se comprueba de acuerdo a lo dispuesto por el inciso 7.10 de la presente Norma Oficial Mexicana.

5.12 Indicaciones

5.12.1 En cabina

- a) Debe indicarse la carga nominal del elevador en kg para elevadores de carga, además la del número máximo de personas en elevadores para pasajeros;
- b) Todas las cabinas deben estar dotadas de alumbrado de emergencia, y
- c) Estas especificaciones se comprueban por medio de inspección visual y de acuerdo con lo dispuesto por el inciso 7.8 de la presente Norma Oficial Mexicana.
- d) **5.12.2 Sobre el techo de la cabina**
- e) Debe indicarse cerca del interruptor de parada la palabra: "PARO" y de preferencia que dicha palabra sea de color rojo y debe estar colocada en tal forma que no haya riesgo de error sobre la posición correspondiente a la parada;
- f) Deben indicarse cerca del interruptor de inspección las palabras: "NORMAL" e "INSPECCION", si dicho interruptor está sobre el carro;
- g) Debe indicarse cerca de los pulsadores de inspección, la dirección del sentido del viaje;
- h) Los interruptores de operación en inspección deben contar con botones pulsadores que sean accionados horizontalmente y deben estar protegidos con una guarda o que el propio diseño impida su accionamiento involuntario, y
- i) Estas especificaciones se comprueban por medio de inspección visual.

5.12.3 En el cuarto de máquinas (cuando exista)

- a) Deben colocarse inscripciones que permitan identificar los interruptores propios de cada elevador, si existen varias máquinas en el mismo local;
- b) Se deben colocar instrucciones detalladas a observar respecto a la utilización del dispositivo de maniobra de socorro manual;
- c) Se debe colocar sobre el volante del motor o cerca del mismo, la indicación del sentido de desplazamiento del carro;
- d) Si el volante es desmontable, o el dispositivo manual para el desalojo de personas es otro, la indicación de dirección debe colocarse en una parte fija de la máquina;
- e) Deben marcarse con un color contrastante los cables tractores u otros elementos de suspensión contra una referencia fija para saber que el elevador está a nivel de piso, o existir un dispositivo similar que efectúe la misma función, y
- f) Estas especificaciones se comprueban por medio de inspección visual.

5.12.4 Los elevadores objeto de esta Norma tienen una vida útil estimada de 10 años siempre y cuando se lleve a cabo un mantenimiento periódico conforme a la rutina recomendada por el fabricante. En condiciones de ambientes corrosivos, la vida útil se determina de común acuerdo entre fabricante del equipo o contratista y dueño del inmueble o el contratante. La operación con sobrecarga del equipo y el uso negligente reduce la vida útil.

Estas especificaciones se comprueban por medio de inspección visual y tomar nota de las condiciones del ambiente.

6. Muestreo

El muestreo del producto objeto de la aplicación de esta Norma Oficial Mexicana se establecerá de común acuerdo entre el contratista y la unidad de verificación, tomando como base el nivel de inspección I de la tabla I Letras clave correspondientes al tamaño de la muestra y tabla II-A Planes de muestreo sencillo para inspección normal de la Norma Mexicana NMX-Z-12/2 (ver 2 Referencias), considerando como universo la totalidad de elevadores vendidos durante el año inmediato anterior.

7. Métodos de prueba

Todas las pruebas deben desarrollarse en el equipo ya instalado en su posición definitiva; deben ser realizadas por la persona acreditada y aprobada en términos de lo dispuesto por la Ley Federal sobre Metrología y Normalización, debiendo tener como soporte técnico para efectuar físicamente las pruebas, al personal autorizado por el contratista.

7.1 Prueba de los dispositivos contra caídas para carro

7.1.1 Fundamento

Esta prueba tiene por objeto verificar el correcto funcionamiento del seguro contra caídas.

7.1.2 Aparatos y equipo

- Tacómetro

- Taladro de velocidad variable

7.1.3 Procedimientos de prueba

7.1.3.1 Procedimiento para limitador de velocidad

Medir la velocidad de disparo del limitador con el tacómetro y debe corresponder a lo siguiente:

- a) 140% de la velocidad nominal para seguro contra caídas de acción instantánea;
- b) 120% de la velocidad nominal para seguro contra caídas de acción instantánea de efecto amortiguado, y
- c) $1,25v + 0,25/v$ siendo v la velocidad nominal en m/s, para los seguros contra caídas del tipo de accionamiento progresivo.

7.1.3.2 Prueba de interruptor del seguro contra caídas sobre el carro Estando el carro en marcha a velocidad de inspección se opera manualmente el interruptor, lo que causa que se abra o interrumpa el circuito de seguridad.

7.1.3.3 Procedimiento de pruebas del seguro contra caídas del carro

Probar los seguros contra caídas con el carro bajando a su velocidad y capacidad nominales, operar manualmente la mordaza del cable en el limitador o cualquier otro dispositivo que sirva para tal efecto, ocasionando que el carro se detenga por medio de las mordazas aplicadas contra los rieles de guías del carro. Esta prueba se efectúa por el fabricante previo a la entrega del equipo. El fabricante y/o contratista genera un reporte de ajuste que en caso de que la unidad de verificación no presencie dicha prueba, este documento se tomará como base para generar una segunda prueba realizada en presencia de la persona acreditada y, en su caso, aprobada, disparando el dispositivo en vacío a velocidad de inspección.

7.1.4 Resultados

7.1.4.1 Cuando el limitador de velocidad sea llevado a la velocidad de disparo por medio del taladro, el dispositivo centrífugo de trabamiento deberá accionarse.

7.1.4.2 Cuando el interruptor del seguro contra caídas sea accionado, el elevador detendrá su viaje debido al accionamiento del freno electromecánico. Se debe comprobar que la alimentación eléctrica de la máquina ha sido interrumpida.

7.1.4.3 Cuando la mordaza del cable en el limitador de velocidad es accionada manualmente o por algún otro medio, el seguro contra caídas detendrá el viaje del elevador. Se debe comprobar que al abrir el freno electromecánico, el carro y contrapeso se encuentren detenidos por la acción mecánica del seguro contra caídas.

Después de que el seguro contra caídas ha sido accionado, liberar el carro y comprobar que la huella dejada en las guías no afecte el funcionamiento del mecanismo para su operación normal. Verificar además el funcionamiento de todos los mecanismos para su operación normal. Asimismo, verificar el funcionamiento de todos los mecanismos del seguro contra caídas para cerciorarse que ninguna parte ha sido dañada.

7.2 Prueba del seguro contra caídas para contrapeso (cuando exista)

7.2.1 Principio o fundamento

El mismo que el inciso 7.1.1 de la presente Norma Oficial Mexicana.

7.2.2 Aparatos y equipo

- Tacómetro
- Taladro de velocidad variable

7.2.3 Procedimiento

Esta prueba debe efectuarse de igual forma que la descrita en el inciso 7.1.3 de la presente Norma Oficial Mexicana.

7.2.4 Resultados

Son los mismos del inciso 7.1.4 de la presente Norma Oficial Mexicana, excepto que en este caso se libera el contrapeso.

7.3 Prueba de interruptores de sobrepaso

7.3.1 Fundamento

Esta prueba se lleva a cabo con el fin de verificar que cuando el carro rebase sus límites de carrera superior e inferior se detenga la marcha del carro.

7.3.2 Aparatos y equipo (no necesario)

7.3.3 Procedimiento

Poner en marcha el elevador en sentido ascendente y antes de que el contrapeso haga contacto con los amortiguadores en el fondo de la fosa, el carro debe accionar el interruptor de sobrepaso superior. De igual forma debe probarse el interruptor de sobrepaso inferior, verificando que el carro accione el interruptor antes de que el carro haga contacto con los amortiguadores en el fondo de la fosa.

7.3.4 Resultados

Se abre o interrumpe el circuito de seguridad eléctrico del elevador al accionar cualquiera de los interruptores de sobrepaso inferior o superior mencionados, con lo que el elevador debe detener su funcionamiento.

7.4 Prueba de trabadores de puertas de piso

7.4.1 Fundamento

Esta prueba se lleva a cabo con el fin de verificar que el elevador no opere con ninguna puerta de piso abierta.

7.4.2 Aparatos y equipos

Llave especial

7.4.3 Procedimiento

7.4.3.1 Para puerta abierta

Estando alguna puerta de piso abierta debe verificarse visualmente que al cierre de la misma, el trabador electromecánico trabe, previo al cierre del contacto eléctrico. Esta prueba debe efectuarse en cada una de las puertas de piso.

7.4.3.2 Para puerta cerrada

Estando la puerta de piso cerrada y el elevador en marcha, abrir una puerta de piso.

7.4.4 Resultados

Para el caso del inciso 7.4.3.1 de la presente Norma Oficial Mexicana, cuando la puerta se cierra, el elevador se pone en marcha previa llamada registrada.

Para el caso del inciso 7.4.3.2 de la presente Norma Oficial Mexicana, cuando la puerta se abre, el elevador debe pararse.

7.5 Prueba del freno de la máquina

7.5.1 Fundamento

Esta prueba se lleva a cabo con el fin de verificar que el freno de la máquina es capaz de sostener el carro con su carga nominal más una sobrecarga de 25%.

7.5.2 Aparatos y equipo

Contrapesos de prueba equivalentes a la carga nominal más 25%.

7.5.3 Procedimiento

Con el freno aplicado, colocar la carga nominal más el 25% sobre la plataforma del carro distribuida en cuatro partes, centrada cada una de ellas en cada cuadrante de la línea de centro de la plataforma.

7.5.4 Resultados

El freno es capaz de sostener el carro en su lugar con la carga nominal más el 25%.

7.6 Prueba de monitor de caída o inversión de fases sobre carga eléctrica

7.6.1 Fundamento

El objetivo de esta prueba es verificar que el elevador no opere cuando existan fases de alimentación invertidas o faltantes, o que el elevador continúe operando cuando exista una anomalía que genere una obrecarga eléctrica.

7.6.2 Aparatos y equipo

- Cronómetro

7.6.3 Procedimiento

- a) Bloquear una de las fases de alimentación eléctrica al motor y accionar el elevador, y
- b) Desconectar o invertir alguna fase en el interruptor de alimentación general.

7.6.4 Resultados

- a) El interruptor de sobrecarga debe dispararse en un lapso de 15 s a 30 s, interrumpiéndose la maniobra, o
- b) El monitor de caída o inversión de fases debe abrir el circuito de seguridad eléctrica impidiendo la maniobra del elevador.

7.7 Prueba de los dispositivos de reapertura de puertas**7.7.1 Fundamento**

Esta prueba se lleva a cabo para verificar la correcta operación de estos dispositivos para proteger a los pasajeros que entren y salgan del carro.

7.7.2 Aparatos y equipo (no necesario)**7.7.3 Procedimiento**

Al estar cerrando la puerta, interrumpir la operación de cierre, obstruyendo la fotocelda o dispositivo similar, o bien, pulsando el botón de abrir puertas.

7.7.4 Resultados

Al obstruir el cierre de la puerta, ésta detiene su marcha, y reabre puertas. Después de un lapso de 10 s como máximo, la puerta inicia nuevamente la operación de cierre.

7.8 Prueba de funcionamiento de luz de emergencia y dispositivo de alarma.**7.8.1 Fundamento**

El objeto de esta prueba es verificar el funcionamiento de la luz de emergencia y el dispositivo de alarma.

7.8.2 Aparatos y equipo (no necesario)**7.8.3 Procedimiento****7.8.3.1 Para dispositivo de alarma**

Accionar el dispositivo debidamente identificado para tal efecto.

7.8.3.2 Para luz de emergencia

Desconectar el interruptor principal de iluminación para la cabina.

7.8.4 Resultados

Para el caso del inciso 7.8.3.1 de la presente Norma Oficial Mexicana, al ser accionado el dispositivo de alarma se debe escuchar el sonido o señal de alarma en el lugar designado. Para el caso del inciso 7.8.3.2 de la presente Norma Oficial Mexicana, al ser interrumpido el suministro eléctrico de la luz de cabina, la luz de emergencia debe encenderse automáticamente.

7.9 Verificación del sensor sísmico.**7.9.1 Fundamento**

El objeto de esta prueba es verificar el funcionamiento del sensor sísmico mediante una simulación.

7.9.2. Aparatos y equipo

No necesario

7.9.3 Procedimiento

El sensor sísmico debe ser verificado conforme a las siguientes definiciones:

- a) El sensor sísmico debe estar certificado por un laboratorio acreditado nacional o internacional, y
- b) Por no existir una prueba práctica, sólo se verificará la instalación y simulación de operación.

7.9.4. Resultados

Al simular la operación del sensor, el elevador debe realizar la secuencia prevista en caso de sismo por el fabricante y/o contratista.

7.10 Prueba de funcionamiento de la operación en caso de incendio**7.10.1 Fundamento**

El objeto de esta prueba es verificar el funcionamiento de la operación en caso de incendio

7.10.2 Aparatos y equipo (no necesario)**7.10.3 Procedimiento**

Activar la señal del sistema contra incendio

7.10.4 Resultados

El elevador debe realizar la secuencia prevista en el inciso 5.11.11 de la presente Norma Oficial Mexicana.

Al finalizar la secuencia, el elevador debe quedar estacionado en el piso preestablecido, con puertas abiertas y sin atender llamadas.

7.11. Verificación de los receptáculos de toma de corriente del cuarto de máquinas y poleas (cuando corresponda)

7.11.1 Fundamento

El objeto de esta verificación es comprobar que la alimentación de los receptáculos de toma de corriente provistos en el cuarto de máquinas y de poleas (cuando éstos correspondan) se efectúe por el circuito de alumbrado.

7.11.2. Aparatos y equipo (no necesario)**7.11.3. Procedimiento**

Verificar visualmente que los receptáculos de toma de corriente provistos en el cuarto de máquinas y de poleas (cuando éstos correspondan) estén alimentados por un circuito de alumbrado independiente, es decir, que éste no dependa del interruptor principal que alimenta al elevador.

7.11.4. Resultados

Confirmación de la existencia de receptáculos de toma de corriente.

8. Información comercial

En el carro deben ir impresos en forma clara e indeleble los siguientes datos, como mínimo:

- a) Nombre o símbolo del fabricante y/o contratista.
- b) Capacidad en kilogramos (kg) para elevadores de carga, además del número de personas para elevadores de pasajeros.
- c) La leyenda "HECHO EN MEXICO" o designación del país de origen.
- d) Las cabinas de montacargas y montacoches deben llevar una indicación que diga: "Prohibido el transporte generalizado de pasajeros".

9. Evaluación de la conformidad

La evaluación de la conformidad del producto objeto de la presente Norma Oficial Mexicana, se llevará a cabo por unidades de verificación acreditadas y aprobadas, en términos de lo dispuesto por la Ley Federal sobre Metrología y Normalización y su Reglamento.

10. Vigilancia

La vigilancia de la presente Norma Oficial Mexicana, una vez que sea publicado como norma definitiva, estará a cargo de la Secretaría de Economía y de la Procuraduría Federal del Consumidor, conforme a sus respectivas atribuciones.

11. Bibliografía

- a) Ley Federal sobre Metrología y Normalización, publicada en el **Diario Oficial de la Federación** el 1 de julio de 1992.
- b) Reglamento de la Ley Federal sobre Metrología y Normalización, publicado en el **Diario Oficial de la Federación** el 14 de enero de 1999.
- c) Reglamento de Construcciones para el Distrito Federal, publicado en el **Diario Oficial de la Federación** el 2 de agosto de 1993.
- d) Norma Mexicana NMX-Z-013-SCFI-1977 Guía para la redacción, estructuración y presentación de las normas oficiales mexicanas.
- e) Especificaciones del Comité Europeo de Normalización CEN Reglas de Seguridad para Construcción e Instalación de Ascensores y Montacargas Eléctricos.
- f) ANSI A 17.1-1998 American National Standard Safety Code for Elevators, Dumbwaiters Escalators and Moving Walks.

12. Concordancia con normas internacionales

Esta Norma Oficial Mexicana no es equivalente con ninguna norma internacional, por no existir referencia alguna al momento de su elaboración.

APENDICE INFORMATIVO "A" REQUERIMIENTOS DEL CONSTRUCTOR**A. Especificaciones para el constructor**

Los siguientes requerimientos son los mínimos que el fabricante y/o contratista debe solicitar al constructor, para asegurar que las construcciones estén preparadas para alojar uno o varios elevadores, en condiciones de operación conforme a su capacidad nominal.

A.1. Del cubo**A.1.1 Construcción**

El conjunto del cubo debe construirse para soportar las reacciones de la máquina y de las guías en el momento de la actuación del seguro contra caídas y de los amortiguadores de acuerdo con las cargas en kg, observando los requerimientos del fabricante y/o vendedor y/o contratista del elevador, con las dimensiones indicadas en los planos proporcionados por el fabricante, vendedor y/o contratista.

A.1.2 Paredes

Todo cubo debe estar perfectamente cerrado mediante paredes de alma llena, y no debe sufrir deformación elástica mayor a 10 mm ante una fuerza de 300 N aplicada perpendicularmente a la pared en cualquier punto de sus caras y distribuida uniformemente sobre una superficie redonda o cuadrada de 0,0005 m². Las paredes deben estar construidas con materiales incombustibles duraderos, con una resistencia mínima de dos horas al fuego y que no originen polvo con superficies a paño o con proyecciones no mayores de 0,05 m. Se exceptúan de esta especificación los cubos de los elevadores panorámicos, en los que se permite cubo abierto debiendo colocarse muros de protección de 2,00 m de altura mínima en los lugares de acceso al público.

A.1.2.1 Aberturas

Sólo se permiten las siguientes aberturas:

- a) Accesos para puertas de cubo, según se especifica en la parte correspondiente de este capítulo;

- b) Aberturas permanentes entre el cubo y el cuarto de máquinas o de poleas deflectoras cuando corresponda, y
- c) Entradas de emergencia, según especificaciones del fabricante y/o contratista.

A.1.3 Fosa**A.1.3.1 Construcción y funcionamiento**

La parte inferior del cubo debe estar constituida por una fosa, cuyo fondo sea liso, sensiblemente a nivel con una pendiente máxima de 2%. La fosa debe ser delimitada, impermeabilizada y debidamente alumbrada con alimentación independiente de la alimentación del elevador. Cuando se instalen grupos de elevadores en un espacio común, las fosas de éstos deben estar separadas por un elemento continuo (muro o elemento semirrígido), el cual se instalará a partir de la vigueta o trabe de separación de los elevadores en el último piso inferior.

Para la fosa que exceda de 0,90 metros de profundidad siempre debe preverse una escalera marina dispuesta en forma estable y accesible desde la puerta del cubo que sobresalga 80 cm por encima de nivel de piso, para permitir al personal de mantenimiento el descenso al fondo de la fosa sin peligro. Esta escalera no debe interferir en el espacio de los elementos móviles del elevador.

A.1.3.2 Si existen espacios accesibles debajo del contrapeso, éste debe estar equipado con seguro contracaídas.

A.1.4 Usos del cubo

El cubo debe ser destinado exclusivamente al servicio del elevador.

El cubo no debe contener canalizaciones, tuberías o elementos ajenos al servicio del mismo, inclusive en el interior de sus paredes.

A.2 Del cuarto de máquinas y de poleas (cuando existan)**A.2.1 Del cuarto de máquinas (cuando exista)****A.2.1.1 Locales (cuando existan)**

Las máquinas y demás componentes sólo deben ser accesibles al personal autorizado y deben hallarse en locales exclusivos o dentro del cubo, para el servicio del elevador, según se especifica a continuación. La anterior especificación no es aplicable a las poleas de desvío para el ramal de cables que va hacia el contrapeso o carro y para las poleas de suspensión en instalaciones cuya máquina se encuentra abajo o a un lado, pudiendo en ambos casos instalarse en el cubo, con la condición de que su eje pueda ser accesible fácilmente para su mantenimiento.

A.2.1.2 Accesos

Los accesos al interior de los cuartos de máquinas y de poleas (cuando existan) deben estar iluminados y su ingreso a ellos debe ser fácil, sin necesidad de pasar por un local privado.

El acceso del personal al cuarto de máquinas (cuando exista) debe efectuarse mediante escaleras fijas con un ancho mínimo de 1,00 m y con una inclinación no mayor de 30° respecto a la horizontal.

Se deben proveer medios de acceso para permitir la maniobra de montaje del material pesado, la retirada del material deteriorado y su sustitución, sin que haya dificultades ni riesgo de accidente, conforme a solicitud y dimensiones del fabricante y/o contratista.

A.2.1.3 Construcción y equipo**A.2.1.3.1 Construcción**

Los locales (cuando existan) deben estar contruidos de forma que puedan soportar los esfuerzos originados por el movimiento normal del elevador. Deben utilizarse materiales duraderos que eviten la formación del polvo y su piso debe ser antiderrapante.

A.2.1.4 Dimensiones

- a) La altura libre del local debe ser como mínimo de 2,0 m;
- b) Encima de los elementos de la máquina animados de movimiento, debe quedar un espacio libre con altura mínima de 0,6 m, y
- c) Deben colocarse escalones cuando el local de las máquinas conste de varios niveles y su altura difiera en más de 0,5 m.

A.2.1.5 Puertas

Las puertas de acceso deben tener una altura mínima de 2,0 m y un ancho mínimo de 1,0 m.

El paso libre de los registros de acceso debe ser como mínimo de 1,0 m² con un ancho mínimo de 1,0 m.

Cuando estén cerrados los registros deben ser capaces de soportar 200 kg en cualquier punto y deben abrirse hacia arriba.

A.2.1.6 Aberturas en el piso

Las dimensiones de las aberturas en las bancadas de cimentación y en el piso del local deben ser reducidas al mínimo, de modo que se evite al máximo el peligro de caída de objetos.

A.2.1.7 Condiciones de ventilación y temperatura

- a) Los locales deben tener ventilación natural o forzada filtrando el ambiente externo contaminado;
- b) El aire que proceda de locales ajenos a los elevadores no debe ser evacuado por los cuartos de máquina, y
- c) Las condiciones de ventilación y temperatura deben proveerse conforme a especificaciones del fabricante y/o contratista.

A.2.1.8 Iluminación

- a) La iluminación eléctrica de los cuartos de máquinas debe ser como mínimo de 150 luxes a nivel del piso. Este circuito debe alimentarse de manera independiente al interruptor principal del elevador, y
- b) Un interruptor colocado en el interior (lado de la cerradura de la puerta) y a la altura apropiada debe permitir desde la entrada, la iluminación del local. Debe proveerse uno o más receptáculos de toma de corriente.

A.2.1.9 Maniobras de instalación y mantenimiento

Debe proveerse en el (los) lugar(es) designado(s) por el fabricante y/o contratista, debidamente dispuestos, uno o varios soportes metálicos o ganchos de izaje para permitir las maniobras de montaje del material pesado y, en su caso, el retiro del material deteriorado y su sustitución, así como trampas o salidas adecuadas.

A.2.1.10 Eléctricas**A.2.1.10.1 Interruptores principales**

- a) Los cuartos de máquinas o la zona de interruptores del elevador deben tener para cada elevador un interruptor principal, capaz de interrumpir el funcionamiento del elevador. Dicho interruptor debe estar provisto para la intensidad de corriente más elevada en las condiciones normales de uso del elevador, conforme a requerimientos del fabricante y/o contratista del elevador y dicho interruptor debe quedar en posición estable tras la conexión y desconexión;
- b) Este interruptor no debe cortar los circuitos que alimentan;
- b.1) El alumbrado de la cabina y su ventilación eventual;
- b.2) La toma de corriente sobre el techo de la cabina;
- b.3) El alumbrado de los locales de máquinas y poleas (cuando existan), y
- b.4) La toma de corriente en el local de máquinas (cuando exista).
- c) La palanca de mando del interruptor principal debe ser rápida, fácilmente accesible desde la entrada del cuarto de máquinas (cuando exista) y debe permitir la identificación segura del elevador correspondiente, cuando existan varios elevadores en el cuarto de máquinas.

A.2.1.10.2 Alumbrado**A.2.1.10.2.1 Alimentación eléctrica**

La tensión de alimentación para el alumbrado del carro y de los locales de máquinas (cuando corresponda) debe ser de 127 v o 220 v de corriente alterna $\pm 10\%$. La máquina debe alimentarse independientemente, o bien, con otro circuito que alimente la máquina, conectada antes del interruptor general o de los interruptores generales previstos en el inciso A.2.1.10.1 de la presente Norma Oficial Mexicana.

A.2.1.10.2.2 Interrupción

El circuito de alumbrado debe estar provisto de un interruptor colocado en el cuarto de máquinas (cuando exista), que permita la interrupción de la alimentación en forma independiente para el alumbrado del carro y para el alumbrado del cuarto de máquinas o zona de interruptores.

A.2.2 Del cuarto de poleas (cuando exista)**A.2.2.1 Construcción**

Los locales (cuando existan) deben ser contruidos de tal forma que soporten las cargas y los esfuerzos a los cuales sean sometidos normalmente. Deben ser de materiales duraderos, que eviten la formación de polvo y el piso debe ser antiderrapante, de acuerdo a las especificaciones del fabricante y/o contratista..

A.2.2.2 Dimensiones

La altura interior bajo el techo debe ser de acuerdo a las especificaciones del fabricante y/o contratista.

A.2.2.3 Puertas

Las puertas de acceso deben estar de acuerdo a las especificaciones del fabricante y/o contratista.

Cuando el acceso sea mediante puertas de trampa, el paso libre de éstas debe ser como mínimo de 0,8 m x 0,8 m y el ingreso debe realizarse por medio de una escalera.

Cuando estén cerrados los registros, deben ser capaces de soportar un peso de 200 kg sin sufrir ninguna deformación permanente en cualquier punto y las trampillas deben abrirse hacia arriba.

A.2.2.4 Aberturas en el piso

Las dimensiones de las aberturas en las bancadas y en el piso del cuarto de poleas (cuando exista) deben ser reducidas al mínimo de modo que se evite al máximo el peligro de caída de objetos.

A.2.2.5 Iluminación

La iluminación eléctrica debe ser como mínimo de 100 luxes. Un interruptor colocado en el interior (lado de la cerradura de la puerta) debe permitir desde la entrada la iluminación del local. Deben ser provistos de uno o más receptáculos de toma de corriente.

TRANSITORIOS

PRIMERO.- La presente Norma Oficial Mexicana entrará en vigor una vez que la Secretaría de Economía, por conducto de la Dirección General de Normas, publique en el **Diario Oficial de la Federación** el aviso mediante el cual dé a conocer la existencia de las personas acreditadas y aprobadas para la evaluación de su conformidad, en los términos de la Ley Federal sobre Metrología y Normalización y su Reglamento. **SEGUNDO.-** La presente Norma Oficial Mexicana una vez que entre en vigor, cancelará a la NOM-053- SCFI-1994 Elevadores eléctricos de tracción



para pasajeros y carga-Especificaciones de seguridad y métodos de prueba, publicada en el **Diario Oficial de la Federación** el 20 de febrero de 1998.

México, D.F., a 24 de noviembre de 2000.- El Director General de Normas, **Miguel Aguilar Romo**.-
Rúbrica.

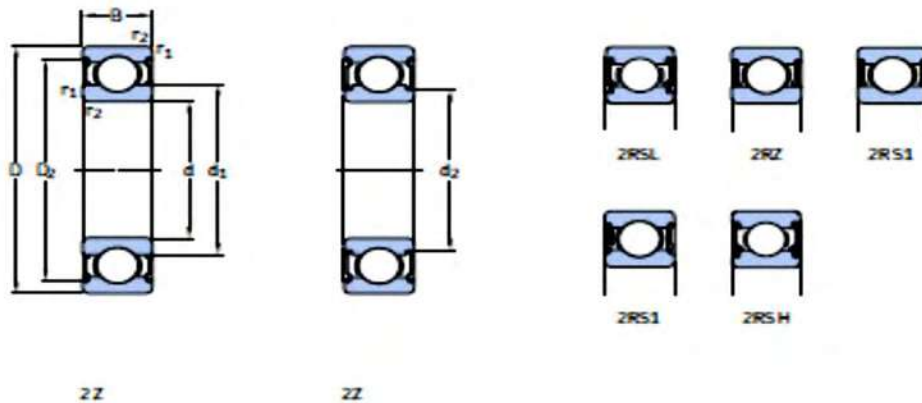


APÉNDICE C

C.1 ESPECIFICACIONES COJINETES DE CONTACTO GIRATORIO TIPO BOLA, RANURA PROFUNDA

A) Designación 61804-2RZ [20]

1.2 Capped single row deep groove ball bearings d 17 – 20 mm



Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designations	
d	D	B	C	C ₀	P ₀	Reference speed	Limiting speed ¹⁾	kg	Bearing capped on both sides	one side
mm			kN		kN	r/min			—	
17	26	5	2,03	1,27	0,054	56 000	28 000	0,0082	61803-2Z	—
	26	5	2,03	1,27	0,054	56 000	28 000	0,0082	61803-2RZ	—
	26	5	2,03	1,27	0,054	—	16 000	0,0082	61803-2RS1	—
	30	7	4,62	2,55	0,108	50 000	26 000	0,017	61903-2Z	—
	30	7	4,62	2,55	0,108	50 000	26 000	0,018	61903-2RZ	—
	30	7	4,62	2,55	0,108	—	14 000	0,017	61903-2RS1	—
	35	8	6,37	3,25	0,137	45 000	22 000	0,032	* 16003-2Z	—
	35	10	5,85	3	0,127	49 000	25 000	0,039	E2.6 003-2Z	—
	35	10	6,37	3,25	0,137	45 000	22 000	0,041	* 6003-2Z	* 6003-Z
	35	10	6,37	3,25	0,137	45 000	22 000	0,039	* 6003-2RSL	* 6003-RSL
	35	10	6,37	3,25	0,137	—	13 000	0,039	* 6003-2RSH	* 6003-RSH
	35	14	6,05	3,25	0,137	—	13 000	0,052	63003-2RS1	—
	40	12	9,56	4,75	0,2	41 000	21 000	0,065	E2.6 203-2Z	—
	40	12	9,95	4,75	0,2	38 000	19 000	0,068	* 6203-2Z	* 6203-Z
	40	12	9,95	4,75	0,2	38 000	19 000	0,067	* 6203-2RSL	* 6203-RSL
	40	12	9,95	4,75	0,2	—	12 000	0,067	* 6203-2RSH	* 6203-RSH
	40	16	9,56	4,75	0,2	—	12 000	0,089	62203-2RS1	—
	47	14	13,8	6,55	0,275	37 000	19 000	0,12	E2.6 303-2Z	—
	47	14	14,3	6,55	0,275	34 000	17 000	0,12	* 6303-2Z	* 6303-Z
	47	14	14,3	6,55	0,275	34 000	17 000	0,12	* 6303-2RSL	* 6303-RSL
	47	14	14,3	6,55	0,275	—	11 000	0,12	* 6303-2RSH	* 6303-RSH
	47	19	13,5	6,55	0,275	—	11 000	0,16	62303-2RS1	—
20	32	7	4,03	2,32	0,104	45 000	22 000	0,018	61804-2RZ	—
	32	7	4,03	2,32	0,104	—	13 000	0,018	61804-2RS1	—
	37	9	6,37	3,65	0,156	43 000	20 000	0,038	61904-2RZ	—
	37	9	6,37	3,65	0,156	—	12 000	0,038	61904-2RS1	—
	42	12	9,36	5	0,212	41 000	21 000	0,069	E2.6 004-2Z	—
	42	12	9,95	5	0,212	38 000	19 000	0,071	* 6004-2Z	* 6004-Z
	42	12	9,95	5	0,212	38 000	19 000	0,067	* 6004-2RSL	* 6004-RSL
	42	12	9,95	5	0,212	—	11 000	0,067	* 6004-2RSH	* 6004-RSH
	42	16	9,36	5	0,212	—	11 000	0,086	63004-2RS1	—
	42	16	9,36	5	0,212	—	11 000	0,086	63004-2RS1	—

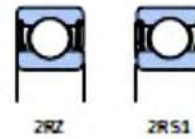
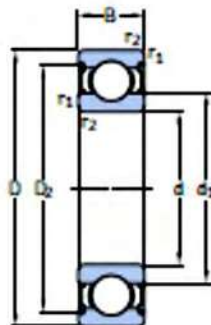
¹⁾ For bearings with only one shield or one non-contact seal (Z, RZ), the limiting speeds for open bearings are valid.

* SKF Explorer bearing

E2 → SKF Energy Efficient bearing

B) Designación 6010-2Z [20]

1.2 Capped single row deep groove ball bearings d 45 – 55 mm



2Z

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designations	
d	D	B	C	C ₀	P _u	Reference speed	Limiting speed ¹⁾	kg	Bearing capped on both sides	one side
mm			kN		kN	r/min			—	
45 cont.	85	39	32,5	20,4	0,865	18 000	10 000	0,43	E2.6 209-2Z	—
	85	39	35,1	21,6	0,915	17 000	8 500	0,43	* 6209-2Z	* 6209-Z
	85	39	35,1	21,6	0,915	—	5 000	0,43	* 6209-2RS1	* 6209-RS1
	85	23	33,2	21,6	0,915	—	5 000	0,51	62209-2RS1	—
	100	25	52,7	31,5	1,34	16 000	9 000	0,87	E2.6 309-2Z	—
	100	25	55,3	31,5	1,34	15 000	7 500	0,87	* 6309-2Z	* 6309-Z
	100	25	55,3	31,5	1,34	—	4 500	0,87	* 6309-2RS1	* 6309-RS1
	100	36	52,7	31,5	1,34	—	4 500	1,2	62309-2RS1	—
	65	7	6,76	6,8	0,285	20 000	10 000	0,052	61810-2RZ	—
	65	7	6,76	6,8	0,285	—	6 000	0,052	61810-2RS1	—
	72	12	14,6	11,8	0,5	19 000	9 500	0,14	61910-2RZ	—
	72	12	14,6	11,8	0,5	—	5 600	0,14	61910-2RS1	—
50	80	16	22,9	15,6	0,71	18 000	9 000	0,27	* 6010-2Z	* 6010-Z
	80	16	22,9	15,6	0,71	18 000	9 000	0,27	* 6010-2RZ	* 6010-RZ
	80	16	22,9	15,6	0,71	—	5 000	0,27	* 6010-2RS1	* 6010-RS1
	80	23	21,6	15,6	0,71	—	5 000	0,38	63010-2RS1	—
	90	20	37,1	23,2	0,98	15 000	8 000	0,47	* 6210-2Z	* 6210-Z
	90	20	37,1	23,2	0,98	15 000	8 000	0,47	* 6210-2RZ	* 6210-RZ
	90	20	37,1	23,2	0,98	—	4 800	0,47	* 6210-2RS1	* 6210-RS1
	90	23	35,1	23,2	0,98	—	4 800	0,54	62210-2RS1	—
	110	27	62,4	38	1,6	15 000	8 000	1,1	E2.6 310-2Z	—
	110	27	65	38	1,6	13 000	6 700	1,1	* 6310-2Z	* 6310-Z
	110	27	65	38	1,6	—	4 300	1,1	* 6310-2RS1	* 6310-RS1
	110	40	61,8	38	1,6	—	4 300	1,6	62310-2RS1	—
55	72	9	9,04	8,8	0,375	19 000	9 500	0,083	61811-2RZ	—
	72	9	9,04	8,8	0,375	—	5 300	0,083	61811-2RS1	—
	80	13	16,5	14	0,6	17 000	8 500	0,19	61911-2RZ	—
	80	13	16,5	14	0,6	—	5 000	0,19	61911-2RS1	—
	90	18	29,6	21,2	0,9	16 000	8 000	0,4	* 6011-2Z	* 6011-Z
	90	18	29,6	21,2	0,9	—	4 500	0,4	* 6011-2RS1	* 6011-RS1

¹⁾ For bearings with only one shield or one non-contact seal (Z, RZ), the limiting speeds for open bearings are valid.

* SKF Explorer bearing

E2 → SKF Energy Efficient bearing

C.2 ESPECIFICACIONES COJINETE DE CONTACTO GIRATORIO TIPO DE EMPUJE

c) Designación AXK 1528 [20]

12.1 Needle roller and cage thrust assemblies and appropriate washers d 4 – 80 mm

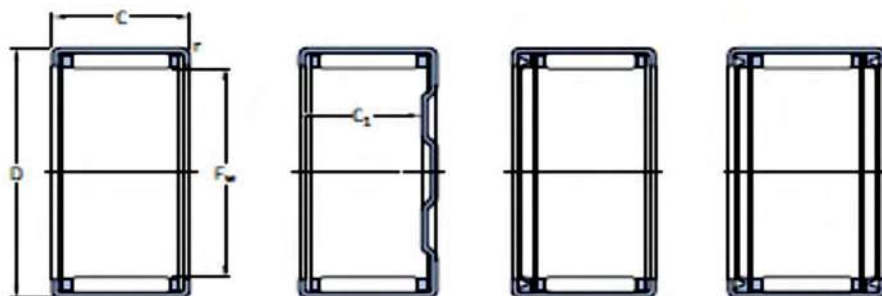


Principal dimensions					Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designation
d	D	D _w	E _a	E _b	C	C ₀	P _u	Reference speed	Limiting speed	g	–
mm					kN		kN	r/min			
4	14	2	5	13	4,15	8,3	0,95	7 500	15 000	0,7	AXK 0414 TN
5	15	2	6	14	4,5	9,5	1,08	6 700	14 000	0,8	AXK 0515 TN
6	19	2	7	18	6,3	16	1,86	6 000	12 000	1	AXK 0619 TN
8	21	2	9	20	7,2	20	2,32	5 600	11 000	2	AXK 0821 TN
10	24	2	12	23	8,5	26	3	5 300	10 000	3	AXK 1024
12	26	2	14	25	9,15	30	3,45	5 000	10 000	3	AXK 1226
15	28	2	17	27	10,4	37,5	4,3	4 800	9 500	4	AXK 1528
17	30	2	19	29	11	40,5	4,75	4 500	9 500	4	AXK 1730
20	35	2	22	34	12	47,5	5,6	4 300	8 500	5	AXK 2035
25	42	2	29	41	13,4	60	6,95	3 800	7 500	7	AXK 2542
30	47	2	34	46	15	72	8,3	3 600	7 000	8	AXK 3047
35	52	2	39	51	16,6	83	9,8	3 200	6 300	10	AXK 3552
40	60	3	45	58	25	114	13,7	2 800	5 600	16	AXK 4060
45	65	3	50	63	27	127	15,3	2 600	5 300	18	AXK 4565
50	70	3	55	68	28,5	143	17	2 400	5 000	20	AXK 5070
55	78	3	60	76	34,5	186	22,4	2 200	4 300	28	AXK 5578
60	85	3	65	83	37,5	232	28,5	2 200	4 300	33	AXK 6085
65	90	3	70	88	39	255	31	2 000	4 000	35	AXK 6590
70	95	4	74	93	49	255	31	1 800	3 600	60	AXK 7095
75	100	4	79	98	50	265	32,5	1 700	3 400	61	AXK 75100
80	105	4	84	103	51	280	34	1 700	3 400	63	AXK 80105

C.3 ESPECIFICACIONES COJINETE DE CONTACTO GIRATORIO TIPO DE RODILLO CILÍNDRICO

D) Designación HK 1512 [20]

6.2 Drawn cup needle roller bearings F_w 15 – 18 mm



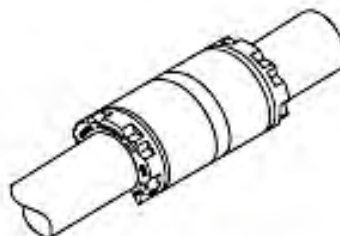
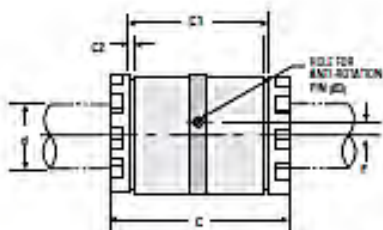
HK			BK			HK...RS		HK...2RS	
Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designation
F _w	D	C	C	C ₀	P _L	Reference speed	Limiting speed		
mm			kN		kN	r/min		g	—
15	21	12	7,65	9,5	1,08	15 000	16 000	11	HK1512
	21	12	7,65	9,5	1,08	15 000	16 000	13	BK1512
	21	14	7,48	10	1,14	—	9 500	12	HK1514 RS
	21	14	7,48	10	1,14	—	9 500	14	BK1514 RS
	21	16	10,1	14,6	1,7	15 000	16 000	15	HK1516
	21	16	7,48	10	1,14	—	9 500	15	HK1516.2RS
	21	16	14,5	28	3,25	12 000	15 000	14	HN1516
	21	16	10,1	14,6	1,7	15 000	16 000	17	BK1516
	21	18	10,1	14,6	1,7	—	9 500	16	HK1518 RS
	21	20	10,1	14,6	1,7	—	9 500	18	HK1520.2RS
	21	22	13	20	2,28	15 000	16 000	20	HK1522
16	22	12	7,37	9,8	1,12	14 000	16 000	12	HK1612
	22	12	11,2	20,4	2,32	12 000	15 000	13	HN1612
	22	12	7,37	9,8	1,12	14 000	16 000	14	BK1612
	22	14	7,37	9,8	1,12	—	9 000	13	HK1614 RS
	22	14	7,37	9,8	1,12	—	9 000	15	BK1614 RS
	22	16	10,5	15,6	1,8	14 000	16 000	16	HK1616
	22	16	7,37	9,8	1,12	—	9 000	14	HK1616.2RS
	22	16	10,5	15,6	1,8	14 000	16 000	18	BK1616
	22	20	10,5	15,6	1,8	—	9 000	18	HK1620.2RS
	22	22	12,8	19,6	2,24	14 000	16 000	24	HK1622 ¹⁾
	22	22	12,8	19,6	2,24	14 000	16 000	24	BK1622 ¹⁾
	22	22	12,8	19,6	2,24	14 000	16 000	24	BK1622 ¹⁾
17	23	12	7,65	10,6	1,2	14 000	15 000	12	HK1712
18	24	12	7,92	11,2	1,27	13 000	15 000	13	HK1812
	24	12	7,92	11,2	1,27	13 000	15 000	15	BK1812
	24	14	7,92	11,2	1,27	—	8 500	14	HK1814 RS
	24	16	11,2	17,6	2,04	13 000	15 000	18	HK1816
	24	16	7,92	11,2	1,27	—	8 500	15	HK1816.2RS
	24	16	16,1	33,5	3,8	11 000	14 000	20	HN1816
	24	16	11,2	17,6	2,04	13 000	15 000	20	BK1816
	24	16	11,2	17,6	2,04	13 000	15 000	20	BK1816

¹⁾ Double row, outer ring with a lubrication hole

C.4 ESPECIFICACIONES COJINETE DE CONTACTO LINEAL TIPO BOLA

E) Designación SSE M25 OPN [21]

Super Smart Ball Bushing Bearings (Open Type)



Mini-Ball Bearing Bushing

Super Smart Ball Bushing Bearings (Open Type) (Dimensions in mm)

Part Number			d ⁽¹⁾	D	C h14	C1 H13	C2 min.	E	F	Angle α (deg)	Number of Ball Tracks	Mass (kg)	Dynamic Load W _d ⁽²⁾ (N)	Load Limit W _L ⁽³⁾ (N)
Without Integral Wipers	With one Integral Wiper	With two Integral Wipers												
SSE M16 DPN	SSE M16 DPN W	SSE M16 DPN WW	16	26	36	24,5	1,30	9,0	0	70	3	0,023	2200	2400
SSE M20 DPN	SSE M20 DPN W	SSE M20 DPN WW	20	32	45	31,2	1,60	10,0	0	50	3	0,054	4000	4400
SSE M25 DPN	SSE M25 DPN W	SSE M25 DPN WW	25	40	58	43,7	1,85	12,5	1,50 ⁽⁴⁾	90	3	0,107	5700	7300
SSE M30 DPN	SSE M30 DPN W	SSE M30 DPN WW	30	47	68	51,7	1,85	13,7	2,00	55	3	0,163	8300	9100
SSE M40 DPN	SSE M40 DPN W	SSE M40 DPN WW	40	62	80	60,3	2,15	18,0	1,50	54	3	0,315	13700	15000

(1) For rated travel life of 100 km. For longer travel lives, reduce load to $\sqrt[3]{100/L}$ where L (km) is the required travel life. Do not exceed the Dynamic Load Rating for travel life of less than 100 km.

(2) The Load Limit is the maximum load that may be applied to a bearing/shaft. It is important to analyze the application so that peak and/or shock do not exceed the Load Limit.

(3) The load capacities W and W_d are valid for a resultant load applied at 90° with the ball tracks oriented as shown in the polar graphs below. If the resultant acts along another direction, the appropriate multiplicative correction factor K_g should be applied to W and W_d respectively. Open type bearings have reduced load capacities when used in pull-off situations.

(4) Internal bearing diameter is affected by the housing bore, see Table 1.

(5) Hole for anti-rotation pin is below centerline.

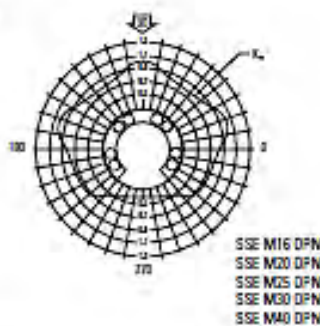
NOTE: External seals and retaining are available. See page 167 for specifications.

NOTE: For additional technical information, see the Engineering section beginning on page 252.

Table 1 - Standard Diametral Clearances

Nominal Shaft Diameter d (mm)	Nominal Housing Bore Diameter d (mm)	Diametral Clearance	
		Housing Bore H7 (µm)	Housing Bore H6 (µm)
16	26	+33 +4	+25 +3
20	32	+37 +6	+30 +4
25	40	+37 +6	+30 +4
30	47	+37 +6	+30 +4
40	62	+44 +7	+35 +5

For Super Smart Ball Bushing Bearings mounted in a housing and with Linearface shafts, h6 tolerance



APÉNDICE D

D.1 MOTOR ELÉCTRICO TIPO SINCRÓNICO DE IMANES PERMANENTES

Síntesis

Los motores 1FK7 se pueden combinar fácilmente con reductores planetarios para formar una unidad motor-reductor coaxial y compacta. Los reductores se acoplan directamente a la brida del motor del lado LA.

En la selección se ha de tener en cuenta que la velocidad de entrada admisible del reductor no debe ser sobrepasada por la máxima velocidad de giro del motor. En caso de altas frecuencias de maniobra se tiene que considerar el factor de suplemento f_2 (ver Manual de configuración para motores sincrónicos). Básicamente, en el dimensionamiento y selección se tienen que considerar las pérdidas por fricción del reductor.

Los reductores sólo se suministran sin equilibrar y con chaveta.

Beneficios

- Alto rendimiento, 1 escalón: $> 97\%$
- Juego angular 1 escalón: ≤ 12 min arco
- Transmisión de la potencia desde la rueda principal central a las ruedas planetarias
- La distribución simétrica de esfuerzos evita fenómenos de flexión de eje en las ruedas planetarias
- Los reductores se conectan con el eje del motor mediante un cubo de apriete integrado. Para este fin se necesita un extremo de eje de motor liso, una precisión de eje y brida con tolerancia N según DIN 42955 y una intensidad vibratoria de grado A según EN 60034-14. La brida de motor se adapta con ayuda de placas adaptadoras.
- Eje de salida del reductor exactamente coaxial con el eje del motor
- Los reductores son estancos (elemento obturador frente al motor en el reductor) y vienen de fábrica ya rellenos de grasa. Disponen de lubricación y obturación permanentes.
- Grado de protección del reductor: IP64
- Dimensiones reducidas
- Peso reducido.

Motores sincrónicos Reductores

Reductores planetarios 1 escalón, serie LP+ para motores 1FK7



Motor sincrónico con reductor planetario adosado de la serie LP+.

Integración

Los motores 1FK702 a 1FK710 se pueden suministrar completos desde fábrica (Siemens AG) con reductor planetario abridado.

Los reductores posibles para cada motor, así como las relaciones de transmisión / suministrables para las combinaciones motor-reductor, están recogidas en las tablas de selección de las páginas siguientes. En la selección se tiene que observar la máxima velocidad de giro de entrada admisible del reductor (igual a la máxima velocidad de giro del motor).

Las combinaciones de motor y reductor recopiladas en la tabla de selección están previstas principalmente para el funcionamiento cíclico S3-60 % (factor de marcha $\leq 60\%$ y ≤ 20 min). Para el uso en servicio continuo S1 (factor de marcha $> 60\%$ ó > 20 min) se aplican menores velocidades de giro máximas del motor y pares de salida reducidos. No deberá superarse una temperatura en el reductor de 90°C .

Para la asignación de reductor al motor hay que proceder según lo indicado en el Manual de configuración para motores sincrónicos.

Para poder adosarlos a reductores, los motores 1FK7 deberán ejecutarse con extremo de eje liso y precisión de eje y brida con tolerancia N así como con grado de protección IP64 y pintados en color antracita.

Motores síncronos Reductores

Reductores planetarios 1 escalón, serie LP+ para motores 1FK7

Datos para selección y pedidos

Motor Refrigeración natural	Reductor planetario 1 escalón		Relaciones de transmisión suministrables (i =		Velocidad de entrada, máx. n_{in} min^{-1}	Par de salida, máx. S3-60 %		Carga radial en el eje de salida, máx. ⁽¹⁾ F_r N	Momento de inercia Reductores J_{d2} con $i = 5/10$ 10^{-4} kgm^2
	Tipo	Peso del reductor, aprox. kg	5	10		M_{d2} con $i = 5$ Nm	M_{d2} con $i = 10$ Nm		
1FK7022	LP 050-M01	0,75	✓	—	8000	12	11	850	0,055
1FK7022	LP 070-M01	2	—	✓	6000	35	32	1450	0,28
1FK7032			✓	✓					
1FK7033			✓	✓					
1FK7034			✓	✓					
1FK7040	LP 090-M01	4	✓	✓	6000	90	80	2400	1,77
1FK7042			✓	✓					
1FK7043			✓	✓					
1FK7044			✓	✓					
1FK7060	LP 120-M01	8,6	✓	✓	4800	220	200	4600	5,42
1FK7061			✓	✓					
1FK7063			✓	✓					
1FK7064			✓	—					
1FK7080	LP 155-M01	17	✓	✓	3600	450	350	7500	25,7
1FK7083			✓	✓					
1FK7085			✓	—					
1FK7086			✓	—					
1FK7100			✓	✓					
1FK7101			✓	—					
1FK7103			✓	—					
1FK7105			✓	—					
			✓	—					

Código

• Eje del reductor con chaveta

Datos para el
pedido:

1FK7...A.71...S3-Z

V...B

G

sin freno de
mantenimiento
con freno de
mantenimiento

H

Referencia del motor con símbolo "Z" y

código para el montaje del reductor planetario asignado al motor

Requisito para el montaje del reductor planetario:

Extremo de eje de motor liso, grado de protección IP64 y pintura de color antracita.

Servicio permanente S1

Se permite servicio permanente con la velocidad y el par asignados. No deberá superarse una temperatura en el reductor de 90 °C.

Reductor planetario 1 escalón	Velocidad de entrada asignada	Par de salida asignado	
Juego angular α : 12 min arco			
Tipo	n_{in} min^{-1}	M_{d2} con $i = 5$ Nm	M_{d2} con $i = 10$ Nm
LP 050-M01	4000	5,7	—
LP 070-M01	3700	18	16,5
LP 090-M01	3400	45	40
LP 120-M01	2800	110	100
LP 155-M01	2000	320	190

✓ posible

— no posible

⁽¹⁾ Referido al centro del eje de salida, con 100 mm².

D.2 MOTOR ELÉCTRICO LINEAL

ServoTube 25, 156 - 780 N

ServoTube 25 Options / ServoTube 25 Optionen	Page / Seite
Module / Modul	20
Brake / Bremse	23

☐ Standard / Standard

- Integrated high resolution sin/cos positioning sensor with ± 12 micron repeatability/ ± 350 micron absolute accuracy
- Actuator version (STA) with integrated high performance polymer bearings
- Completely IP67 protected
- Brake option available

- Integrierter hochauflösender sin/cos Positionssensor mit ± 12 μ m Wiederholgenauigkeit/ ± 350 μ m absolute Genauigkeit
- Aktuator Version (STA) mit integriertem Hochleistungs-polymerlager
- Vollständig IP67 geschützt
- Bremse optional verfügbar



Data / Technische Daten		STA/ STB 2504		STA/ STB 2506		STA/ STB 2508		STA/ STB 2510	
Type / Typ		5 ^{ph}	ph	5 ^{ph}	ph	5 ^{ph}	ph	5 ^{ph}	ph
Peak force @ 25°C ambient for 1 sec/ Spitzen-Schubkraft @ 25°C Umgebung, Dauer: 1 s	N	312	156	468	234	624	312	780	390
Peak current @ 25°C ambient for 1 sec/ Spitzenstrom @ 25°C Umgebung, Dauer: 1 s	Aph	20							
Continuous stall force @ 25°C ambient, with 25x25x2.5cm heat sink plate/ Dauer-Schubkraft @ 25°C Umgebung, mit 25x25x2.5cm Kühlkörperplatte	N	51.2		69.5		86.4		102.4	
Continuous stall current @ 25°C ambient, with 25x25x2.5cm heat sink plate/ Dauer-Strom @ 25°C Umgebung, mit 25x25x2.5cm Kühlkörperplatte	Arms	1.31	4.63	2.10	4.20	1.96	3.93	1.86	3.72
Continuous stall force @ 25°C ambient, without heat sink plate/ Dauer-Schubkraft @ 25°C Umgebung, ohne Kühlkörperplatte	N	42.5		59.5		75.1		90.0	
Continuous stall current @ 25°C ambient, without heat sink plate/ Dauer-Strom @ 25°C Umgebung, ohne Kühlkörperplatte	Arms	1.92	3.84	1.80	3.60	1.70	3.40	1.63	3.26
Force constant (pure commutation)/ Kraftkonstante (Sinnkommutation)	N/Arms	22.1	11.0	33.1	16.5	44.1	22.0	55.2	27.6
Maximum working voltage/ Maximale Betriebsspannung	VDC	380							
Peak acceleration (STA) ⁽¹⁾ / Spitzen-Beschleunigung (STA) ⁽¹⁾	m/s ²	394	197	483	241	543	271	586	293
Maximum speed (STA) ⁽²⁾ / Maximalgeschwindigkeit (STA) ⁽²⁾	m/s	5.9	4.4	5.3	5.1	4.7	5.6	4.2	5.8
Peak acceleration (STB) ⁽¹⁾ / Spitzen-Beschleunigung (STB) ⁽¹⁾	m/s ²	223	111	223	111	235	117	256	128
Maximum speed (STB) ⁽²⁾ / Maximalgeschwindigkeit (STB) ⁽²⁾	m/s	8.9	7.3	6.6	7.1	5.4	7.6	4.6	7.0
Repeatability/ Wiederholgenauigkeit		12 μ m							

⁽¹⁾ S = series force phases, P = parallel force phases/ ⁽¹⁾ S = Phasen der Primäreinheit in Reihe, P = Phasen der Primäreinheit parallel

⁽²⁾ Based on a moving thrust rod with 27 mm stroke, no payload/ ⁽²⁾ Bedingung: Bewegte Magnetstange mit 27 mm Hub, ohne Nutzlast.

⁽³⁾ Based on a moving thrust rod with triangular move over maximum stroke, no payload/ ⁽³⁾ Bedingung: Bewegte Magnetstange mit Dreiecksbewegung über den max. Hub, ohne Nutzlast.

⁽⁴⁾ Based on a moving force and no payload/ ⁽⁴⁾ Bedingung: Bewegte Primäreinheit, ohne Nutzlast.

⁽⁵⁾ Based on a moving force with triangular move over maximum stroke, no payload/ ⁽⁵⁾ Bedingung: Bewegte Primäreinheit mit Dreiecksbewegung über den max. Hub, ohne Nutzlast.