



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN
INGENIERÍA

FACULTAD DE INGENIERÍA

**“INVESTIGACIÓN DE MECANISMOS PARALELOS
PARA EL DESARROLLO DE MICROMÁQUINAS
HERRAMIENTA”**

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:

DOCTOR EN INGENIERÍA

INGENIERÍA MECÁNICA - DISEÑO MECÁNICO

P R E S E N T A:

Ricardo Yañez Valdez

TUTOR:

Dr. Leopoldo Ruiz Huerta



CIUDAD UNIVERSITARIA, Agosto 2012.



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr. González González Leopoldo Adrián
Secretario: Dr. Dorador González Jesús Manuel
Vocal: Dr. Ruiz Huerta Leopoldo
1er. Suplente: Dr. Cuenca Jiménez Francisco
2º. Suplente: Dr. Caballero Ruiz Alberto

Lugar donde se realizó la tesis:

Grupo de Micromecánica y Mecatrónica, GMM.
Centro de Ciencias Aplicadas y Desarrollo Tecnológico, CCADET.
Universidad Nacional Autónoma de México, UNAM, Ciudad Universitaria.

TUTOR DE TESIS:

Dr. Leopoldo Ruiz Huerta

FIRMA

Agradecimientos

Este trabajo se desarrolló en el Centro de Ciencias Aplicadas y Desarrollo Tecnológico (CCADET) de la Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM), bajo la tutela del Dr. Leopoldo Ruiz Huerta y la participación del Dr. Alberto Caballero Ruiz (Grupo de Micromecánica y Mecatrónica (GMM)), El trabajo fue apoyado por la DGEP-UNAM, los proyectos PAPIIME PE105909 y CONACYT 60895. También se agradece el apoyo del Grupo de Ingeniería de Precisión y Metrología por las facilidades brindadas, en especial al Dr. José Sánchez Vizcaíno y al M. I. Sergio Padilla Olvera.

Agradecimientos

Dedicado a mis padres y hermanos por su apoyo y ejemplo de perseverancia.

A toda mi familia de Guanajuato, del Distrito Federal y a los que tuvieron que emigrar a Estados Unidos, por ser fuente de inspiración.

Al Dr. Leopoldo Ruiz Huerta y al Dr. Alberto Caballero Ruiz por su amistad, apoyo, paciencia, confianza y enseñanza para fomentar mi formación profesional.

A mis compañeros Angélica, Ares, Héctor, Germán, José Alberto, Víctor, Eduardo Hidalgo, Eduardo García, Rafael, Sebastián, Emilio, Enrique, Gerardo, Ángel, Ely, Omar Olvera, Omar Garrido, Simón, Mario, Raúl, Félix por su amistad y apoyo.

A Eduardo Hidalgo y a Marcos Velázquez por su asistencia durante la etapa de diseño y construcción del prototipo.

A mi comité doctoral:

Dr. Alberto Caballero Ruiz

Dr. Jesús Manuel Dorador González

Dr. Leopoldo A. González González

Dr. Francisco Cuenca Jiménez

Por su amistad, confianza, paciencia, apoyo y aportaciones a este trabajo.

A la DGEF-UNAM por su apoyo económico durante tres valiosos años.

Al CCADET por su confianza y por facilitarme acervo y equipo especializado para sacar adelante este proyecto.

A la Universidad Nacional Autónoma de México por su confianza y aportar enorme y generosamente a mi formación profesional y personal.

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	XI
I. ANTECEDENTES.....	13
1.1 <i>Tecnología de microequipo</i>	13
1.1.1 <i>Aplicaciones de la tecnología de microequipo</i>	15
1.2 <i>Microfábricas</i>	15
1.2.1 <i>Micromáquinas en el mundo</i>	16
1.2.2 <i>Características básicas de las micromáquinas herramienta</i>	22
1.3 <i>Mecanismos paralelos</i>	23
1.3.1 <i>Características básicas de los Mecanismos paralelos</i>	23
1.3.2 <i>Máquinas cinemáticas paralelas (PKM)</i>	24
1.3.3 <i>Mecanismos paralelos en la micromanufactura</i>	27
1.3.4 <i>Mecanismos paralelos con juntas flexibles</i>	28
1.4 <i>Análisis de los antecedentes</i>	29
II. MARCO TEÓRICO.....	31
2.1 <i>Maquinado por arranque de material y fuerza de corte</i>	31
2.2 <i>Características del proceso de micromaquinado</i>	32
2.2.1 <i>Caso 1.- Efecto en la reducción de tamaño en el proceso de micromaquinado</i>	33
2.2.2 <i>Caso 2.- Efecto de la microestructura del material en el proceso de micromaquinado</i>	33
2.3 <i>Cálculo de la fuerza de corte</i>	34
2.4 <i>Planteamiento del problema</i>	36
2.4.1 <i>Modelo teórico de una herramienta y una pieza de trabajo durante el fresado</i>	37
2.4.2 <i>Cambios en el efecto de los fenómenos físicos en la miniaturización</i>	40
2.5 <i>Hipótesis</i>	41
2.6 <i>Objetivo general</i>	41
2.7 <i>Objetivos particulares</i>	42
III. DESARROLLO.....	43
3.1 <i>Requerimientos que deben exhibir las configuraciones paralelas para ser aplicadas como micromáquinas herramienta</i>	43
3.1.1 <i>Condición de movilidad</i>	43
3.1.2 <i>Condición de desacoplamiento cinemático</i>	43
3.1.2.1 <i>Magnitud de las reacciones en un eslabón</i>	44
3.1.3 <i>Condición de isotropía de fuerzas</i>	46
3.1.4 <i>Condición de espacio de trabajo regular</i>	46
3.2 <i>Herramientas de análisis para cumplir las condiciones propuestas</i>	47
3.2.1 <i>Índices de desempeño</i>	47
3.2.2 <i>Caracterización de la topología estructural de mecanismos paralelos</i>	52
3.2.3 <i>Espacio de trabajo</i>	53
3.2.4 <i>Criterio de acoplamiento</i>	53
3.2.5 <i>Criterio de isotropía de fuerzas</i>	56
3.3 <i>Método</i>	57
3.3.1 <i>Secuencia del proceso de selección</i>	57
3.3.2 <i>Enumeración de mecanismos paralelos de 3 GDL traslacionales</i>	58
3.3.3 <i>Análisis de acoplamiento</i>	61
3.3.4 <i>Configuración con isotropía de fuerzas 3PRRR</i>	61
3.4 <i>Caso de estudio</i>	62
3.4.1 <i>Análisis cinemático</i>	62
3.4.2 <i>Análisis del espacio de trabajo</i>	66
3.4.3 <i>Análisis de rigidez</i>	68
3.4.3.1 <i>Mapas de rigidez</i>	69
3.4.4 <i>Análisis dinámico</i>	73

3.4.4.1	<i>Ecuaciones de Newton-Euler</i>	73
3.4.4.2	<i>Ecuaciones estáticas y dinámicas</i>	75
3.4.5	<i>Diseño y construcción del prototipo</i>	78
3.4.5.1	<i>Descripción del prototipo</i>	83
IV.	PRUEBAS Y RESULTADOS	85
4.1	<i>Rigidez de las juntas</i>	85
4.2	<i>Rigidez de la máquina</i>	87
4.3	<i>Validación experimental</i>	89
4.3.1	<i>Movilidad y espacio de trabajo regular</i>	91
4.3.2	<i>Desacoplamiento cinemático</i>	91
4.3.3	<i>Fuerza isotrópica</i>	93
4.4	<i>Análisis modal</i>	95
	CONCLUSIONES	99
	<i>Conclusiones</i>	99
	<i>Observaciones finales</i>	99
	<i>Contribuciones</i>	100
	<i>Recomendaciones y trabajo a futuro</i>	100
	REFERENCIAS	101
	APÉNDICE A	114
	APÉNDICE B	119

ÍNDICE DE FIGURAS

<i>Figura 1.1. Lote de microengranes producidos con un proceso litográfico [6].</i>	13
<i>Figura 1.2. Máquina CNC de ultraprecisión 250UPL de 2 ejes [7].</i>	13
<i>Figura 1.3. (a) Micromáquina de 300 x 200 x 320 mm [16], (b) Micromáquina de 170 x 170 x 102 mm que compone una microfábrica [17].</i>	14
<i>Figura 1.4. Microfábrica portable [17].</i>	15
<i>Figura 1.5. Microtorno [26].</i>	16
<i>Figura 1.6. Micromáquina herramienta de 3 ejes.</i>	16
<i>Figura 1.7. Micromáquina herramienta reconfigurable [16].</i>	17
<i>Figura 1.8. Micromáquina herramienta de 3 ejes [31].</i>	17
<i>Figura 1.9. Diseño de la micromáquina herramienta fresadora tipo banco [32].</i>	18
<i>Figura 1.10. Micromáquina herramienta de 3 ejes [15].</i>	19
<i>Figura 1.11. Micromáquina herramienta fresadora de 5 ejes [33].</i>	19
<i>Figura 1.12. Prototipo de microcentro de maquinado [34].</i>	20
<i>Figura 1.13. Prototipo de 1ª micromáquina herramienta hecha en México.</i>	20
<i>Figura 1.14. Prototipos de micromáquinas herramienta con paralelogramos.</i>	21
<i>Figura 1.15. De izquierda a derecha, prototipo del 2007 y nuevo prototipo [38].</i>	21
<i>Figura 1.16. Mecanismo paralelo, configuración típica [54].</i>	23
<i>Figura 1.17. MP plano [54].</i>	24
<i>Figura 1.18. MP esférico [54].</i>	24
<i>Figura 1.19. MP espacial [54].</i>	24
<i>Figura 1.20. a) Trípodo IRB 940 de ABB [58], b) Hexápodo de Ingersoll [58].</i>	25
<i>Figura 1.21. a) Delta lineal V100 de Index [58], b) Hexaglide de la Escuela politécnica Federal de Zürich [58].</i>	25
<i>Figura 1.22. Delta FlexPicker IRB 340 de ABB [58], b) Hexa de Servo Simulation Inc [58].</i>	26
<i>Figura 1.23. Prototipo de PKM basada en la configuración Eclipse [67].</i>	26
<i>Figura 1.24. Plataforma hexápoda de Ø348 mm en la base y 328.4 mm de altura [73].</i>	27
<i>Figura 1.25. Hexápodo móvil CNC [74].</i>	28
<i>Figura 1.26. MicroEDM Delta con juntas flexibles [80].</i>	29
<i>Figura 1.27. Mecanismo basado en juntas flexibles [85].</i>	29
 <i>Figura 2.1. Las tres componentes de la fuerza de corte [89].</i>	 31

<i>Figura 2.2. Influencia de los parámetros de corte con las componentes de la fuerza de corte (adaptado de [90]).</i>	32
<i>Figura 2.3. Esquema del límite de corte (a) escala convencional (b) microescala [93].</i>	33
<i>Figura 2.4. Modelo de una herramienta y una pieza de trabajo durante el fresado (Adaptado de [106]).</i>	37
<i>Figura 2.5. Primer modo normal de vibración de la micromáquina herramienta típica.</i>	39
<i>Figura 2.6. Lóbulos de estabilidad generados a partir de una frecuencia natural de 459.68 Hz.</i>	40
<i>Figura 2.7. Cambios en el factor de escala de algunos parámetros (adaptado de [113]).</i>	41
<i>Figura 3.1. Diagrama de cuerpo libre de un eslabón.</i>	44
<i>Figura 3.2. Comparación de desbaste burdo.</i>	46
<i>Figura 3.3. Elipsoide de manipulabilidad.</i>	56
<i>Figura 3.4. Esquema conceptual del proceso de selección de mecanismos paralelos para ser aplicados como micromáquinas herramienta.</i>	57
<i>Figura 3.5. Equivalencia de una junta esférica S de centro N por dos sistemas de 3 juntas de revolución R con ejes ortogonales [194].</i>	59
<i>Figura 3.6. a) Esfera de fuerzas y, b) FT en el plano xy del espacio de trabajo.</i>	61
<i>Figura 3.7. Posición de los eslabones que conectan el actuador al órgano terminal.</i>	62
<i>Figura 3.8. Modos de ensamble de la configuración 3PRRR.</i>	63
<i>Figura 3.9. Modelo geométrico del mecanismo 3PRRR, modo de ensamble I.</i>	64
<i>Figura 3.10. Diagrama esquemático de la cadena uno. Vista frontal.</i>	64
<i>Figura 3.11. Diagrama esquemático de la cadena dos. Vista lateral derecha.</i>	65
<i>Figura 3.12. Diagrama esquemático de la cadena tres. Vista superior.</i>	65
<i>Figura 3.13. Libertad de movimiento de la cadena a) uno, b) dos y c) tres.</i>	66
<i>Figura 3.14. Volumen de espacio en común desde la perspectiva de la cadena a) uno, b) dos y c) tres.</i>	67
<i>Figura 3.15. Espacio de trabajo del modo de ensamble I.</i>	67
<i>Figura 3.16. Cadena aislada del mecanismo 3PRRR formada por tres juntas flexibles virtuales.</i>	68
<i>Figura 3.17. Direcciones de interés en el análisis de rigidez. Dirección A) horizontal, B) vertical y C) de profundidad.</i>	69
<i>Figura 3.18. Tres planos evaluados del espacio de trabajo.</i>	70
<i>Figura 3.19. Concepto de operación.</i>	70
<i>Figura 3.20. Mapas de rigidez del modo de ensamble I; dirección horizontal [N/μm].</i>	71

<i>Figura 3.21. Mapas de rigidez del modo de ensamble I; dirección vertical [N/μm].</i>	71
<i>Figura 3.22. Mapas de rigidez del modo de ensamble I; dirección de profundidad [N/μm].</i>	72
<i>Figura 3.23. Diagramas de cuerpo libre del modo de ensamble IV.</i>	74
<i>Figura 3.24. Modelo simplificado considerando la componente de fuerza tangencial.</i>	74
<i>Figura 3.25. Diagrama de cuerpo libre para cada uno de los eslabones.</i>	76
<i>Figura 3.26. Gráfica de intervalo de fuerza estática del actuador Y.</i>	77
<i>Figura 3.27. Gráfica de fuerza dinámica del actuador Y.</i>	78
<i>Figura 3.28. Diseño conceptual de las juntas del mecanismo.</i>	79
<i>Figura 3.29. Imágenes del banco de pruebas.</i>	79
<i>Figura 3.30. Prueba de carga vs desplazamiento bajo una condición, a) libre, b) carga: 300 g.</i>	80
<i>Figura 3.31. Gráficas de carga vs desplazamiento.</i>	80
<i>Figura 3.32. Desplazamiento del eslabón de aluminio sometido a carga.</i>	80
<i>Figura 3.33. Dibujo en CAD del prototipo.</i>	81
<i>Figura 3.34. Algunas partes que conforman el prototipo de micromáquina herramienta paralela.</i>	81
<i>Figura 3.35. Ensamble parcial del prototipo de micromáquina herramienta paralela.</i>	81
<i>Figura 3.36. Curva de histéresis del órgano terminal por falta de ajuste en los elementos de ensamble, vista superior.</i>	82
<i>Figura 3.37. Alineación y ajuste del prototipo.</i>	82
<i>Figura 3.38. Comportamiento del par de retención contra la corriente suministrada.</i>	83
<i>Figura 3.39. a) Diseño de la tuerca en .stl, b) resultado de la construcción.</i>	84
<i>Figura 3.40. Ensamble del prototipo concluido incluyendo husillo.</i>	84
<i>Figura 3.41. Ensamble general del sistema.</i>	84
<i>Figura 4.1. Montaje de experimento de rigidez.</i>	87
<i>Figura 4.2. Puntos de medición en el espacio de trabajo.</i>	87
<i>Figura 4.3. Mapas de rigidez: simulados con dimensiones reales del prototipo [N/mm].</i>	88
<i>Figura 4.4. Mapas de rigidez: mediciones experimentales [N/mm].</i>	88
<i>Figura 4.5. Esquema general del sistema de interferometría utilizado.</i>	89
<i>Figura 4.6. Errores de posición del eje a) X, b) Y y c) Z.</i>	90
<i>Figura 4.7. Gráficas de repetibilidad del eje a) X, b) Y y c) Z.</i>	90
<i>Figura 4.8. Diagrama del experimento, vista superior.</i>	91
<i>Figura 4.9. Pieza de trabajo marcada al frente y al costado.</i>	92

<i>Figura 4.10. Posición inicial: 0 mm, 0 segundos.</i>	92
<i>Figura 4.11. Posición final: 14.5 mm, 6.14 segundos.</i>	92
<i>Figura 4.12. A) Par de apriete en las juntas contra fuerza del órgano terminal medida en zona crítica, B) Par de apriete en las juntas contra el par demandado a los actuadores.</i>	95
<i>Figura 4.13. Primer modo normal de vibración de la micromáquina herramienta paralela.</i>	97
<i>Figura 4.14. Lóbulos de estabilidad generados a partir de una frecuencia natural de 524.4 Hz.</i>	97
<i>Figura A.1. Mapas de rigidez del modo de ensamble II; dirección horizontal [N/μm].</i>	114
<i>Figura A.2. Mapas de rigidez del modo de ensamble II; dirección vertical [N/μm].</i>	114
<i>Figura A.3. Mapas de rigidez del modo de ensamble II; dirección de profundidad [N/μm].</i>	115
<i>Figura A.4. Mapas de rigidez del modo de ensamble III; dirección horizontal [N/μm].</i>	115
<i>Figura A.5. Mapas de rigidez del modo de ensamble III; dirección vertical [N/μm].</i>	116
<i>Figura A.6. Mapas de rigidez del modo de ensamble III; dirección de profundidad [N/μm].</i>	116
<i>Figura A.7. Mapas de rigidez del modo de ensamble IV; dirección horizontal [N/μm].</i>	117
<i>Figura A.8. Mapas de rigidez del modo de ensamble IV; dirección vertical [N/μm].</i>	117
<i>Figura A.9. Mapas de rigidez del modo de ensamble IV; dirección de profundidad [N/μm].</i>	118
<i>Figura B.1. Mapas de rigidez promedio del modo de ensamble I, [N/μm].</i>	119
<i>Figura B.2. Mapas de rigidez promedio del modo de ensamble II, [N/μm].</i>	119
<i>Figura B.3. Mapas de rigidez promedio del modo de ensamble III, [N/μm].</i>	119
<i>Figura B.4. Mapas de rigidez promedio del modo de ensamble IV, [N/μm].</i>	120

ÍNDICE DE TABLAS

<i>Tabla 2.1. Especificaciones y fuerza de corte en la operación de torneado.</i>	<i>35</i>
<i>Tabla 2.2. Especificaciones y fuerza de corte en la operación de fresado.</i>	<i>35</i>
<i>Tabla 2.3. Especificaciones y fuerza de corte en la operación de taladrado.</i>	<i>36</i>
<i>Tabla 3.1. Condiciones que deben cumplir las configuraciones paralelas con miras a ser aplicadas como micromáquinas herramienta.</i>	<i>47</i>
<i>Tabla 3.2. Resumen de índices de desempeño.</i>	<i>48</i>
<i>Tabla 3.3. Relación entre las condiciones propuestas y los índices de desempeño.</i>	<i>52</i>
<i>Tabla 3.4. Cada condición propuesta acompañada de su índice de desempeño.</i>	<i>52</i>
<i>Tabla 3.5. Clasificación de mecanismos paralelos de 3 GDL.</i>	<i>58</i>
<i>Tabla 3.6. Tipo y clase de juntas para formar mecanismos paralelos de 3 GDL.</i>	<i>58</i>
<i>Tabla 3.7. Tipo y clase de juntas para formar mecanismos paralelos de 3 GDL traslacionales con juntas activas sobre la base fija.</i>	<i>59</i>
<i>Tabla 3.8. Tipo y clase de juntas para formar mecanismos paralelos de 3 GDL traslacionales con juntas activas sobre la base fija, usando equivalencias cinemáticas y obviando la nomenclatura.</i>	<i>60</i>
<i>Tabla 3.9. Mecanismos paralelos de 3 GDL traslacionales a revisar.</i>	<i>60</i>
<i>Tabla 3.10. Resumen de resultados del análisis de acoplamiento.</i>	<i>61</i>
<i>Tabla 3.11. Resumen de resultados del análisis de rigidez en las direcciones de interés.</i>	<i>72</i>
<i>Tabla 3.12. Resumen de resultados del análisis de rigidez promedio.</i>	<i>73</i>
<i>Tabla 3.13. Datos calculados.</i>	<i>78</i>
<i>Tabla 3.14. Resumen de capacidad de rodamientos comerciales.</i>	<i>79</i>
<i>Tabla 4.1. Resumen de datos para determinar el par requerido de los actuadores.</i>	<i>86</i>
<i>Tabla 4.2. Comparación del promedio de rigidez.</i>	<i>88</i>
<i>Tabla 4.3. Parámetros del prototipo.</i>	<i>91</i>
<i>Tabla 4.4. Resultado de las pruebas experimentales de fuerza.</i>	<i>93</i>
<i>Tabla 4.5. Resultado del análisis modal.</i>	<i>98</i>

INTRODUCCIÓN

El deseo y la necesidad de fabricar piezas de tamaño micrométrico ha sido esencialmente la misma desde que el concepto de manufactura tomó relevancia como un aspecto tecnológico y económico que transforma y agrega valor a un producto. Siempre en la búsqueda de nuevas aplicaciones, mejor desempeño, menor costo y mayor calidad [1]. En este sentido, el rol que juega el micromaquinado mecánico, es decir, versiones escaladas de los procesos de torneado, fresado y taladrado, están adquiriendo mayor relevancia por su viabilidad a producir partes funcionales miniaturizadas en 3D [2].

Con la cada vez más frecuente aparición de requerimientos de diseño que involucran la reducción del tamaño y peso de piezas y ensambles, tolerancias dimensionales más cerradas, etc., la investigación en el área de la tecnología de fabricación de microequipo representa una gran oportunidad de desarrollo [3]. Paulatinamente se han comprobado los beneficios en el ahorro de insumos y materias primas al miniaturizar los sistemas de producción [4]. Las micromáquinas herramienta (MMH) son propuestas como una alternativa para desarrollar sistemas productivos con la finalidad de generar dispositivos con dimensiones menores a un milímetro.

La configuración de las micromáquinas herramienta, en su mayoría, están constituidas por guías sobrepuestas, las cuales transmiten su movimiento por medio de tornillos y cajas de engrane. Esta clase de configuraciones corresponden a las estructuras mecánicas de lazo abierto, tipo cartesiano.

Otra configuración que presenta, por definición, características viables para su aplicación como micromáquinas herramienta es la configuración conformada por cadenas cinemáticas de lazo cerrado, conocido como mecanismo paralelo (MP). A un MP se le atribuyen ventajas, respecto a las configuraciones seriales, asociadas a su constitución más ligera y rígida. El uso de los mecanismos paralelos como micromáquinas herramienta ha sido poco explorada debido a los retos de diseño que conlleva la implementación de una configuración paralela a una aplicación real. Adicionalmente, los métodos de análisis y diseño de mecanismos paralelos se centran en aplicaciones a escala convencional. Por lo tanto, se percibe un área de oportunidad para proponer las pautas que permitan seleccionar una configuración paralela con miras a aplicarse como micromáquina herramienta, sin que esto represente una tarea de escalamiento simplemente.

El presente trabajo pretende sentar las bases del desarrollo de micromáquinas herramienta basadas en estructuras mecánicas paralelas, proponiendo un proceso de selección de mecanismos paralelos, con miras a ser aplicados como micromáquinas herramienta, y construyendo y evaluando un prototipo de micromáquina herramienta paralela.

El trabajo de tesis fue realizado en tres fases de desarrollo principalmente.

Fase 1 o de investigación. En esta etapa se investiga el estado del arte de las micromáquinas herramienta, se describen las ventajas de las configuraciones paralelas asociadas a su estructura cinemática y su pertinencia en el desarrollo de micromáquinas herramienta.

Además, se describen las características que hacen viable la incorporación de las configuraciones paralelas al campo de la micromanufactura.

Fase 2 o de selección. En esta etapa se identifican los atributos que deben cumplir las configuraciones paralelas para ser aplicadas como micromáquinas herramienta. Con base en esos atributos se propone un proceso de selección que permite identificar configuraciones paralelas para ser aplicadas como micromáquinas herramienta.

Fase 3 o de propuesta. Con base en el resultado de la fase 2, se propone el diseño de un prototipo de micromáquina herramienta basada en una configuración paralela como caso de estudio. Las pruebas experimentales y la caracterización del prototipo son abordadas en esta etapa.

En particular, el trabajo está dividido en los siguientes capítulos:

- Capítulo 1 Se dedica a los antecedentes sobre el trabajo de investigación. Se dan los antecedentes sobre la microtecnología y su aplicación. Se dedica a las microfábricas y su relación directa con las micromáquinas herramienta, haciendo un repaso de los desarrollos en el mundo y en México. Además, se dedica a los mecanismos paralelos y su incipiente aplicación como máquinas herramienta, describiendo las ventajas potenciales asociadas a su estructura cinemática.
- Capítulo 2 Se presenta el esquema de fundamentos en el que se ubica el trabajo. Se dedica en particular al proceso por arranque de material haciendo énfasis en las características del proceso de micromaquinado. Se orienta la discusión hacia la problemática identificada en las micromáquinas herramienta, enfatizando en los cambios en los efectos que se presentan en los fenómenos físicos al miniaturizar los objetos.
- Capítulo 3 Se dedica al desarrollo del trabajo de investigación. Se definen los requerimientos que se deben considerar para que una configuración paralela sea aplicada como micromáquina herramienta. Además, se puntualiza en las herramientas de análisis con las que se evalúan los requisitos planteados. Se describe el proceso de selección propuesto para identificar, al menos, un mecanismo que cumpla con los requerimientos planteados en el capítulo anterior. Se analiza particularmente un caso de estudio aplicando el proceso de selección propuesto. El resultado de este estudio deriva en la construcción y evaluación de un prototipo de micromáquina herramienta paralela.
- Capítulo 4 Se presentan las pruebas realizadas al prototipo y los resultados.
- Conclusiones Se centra en las conclusiones, observaciones finales, y recomendaciones.

Capítulo 1

I. ANTECEDENTES.

1.1 Tecnología de microequipo.

Hasta 1990 las tecnologías empleadas en microelectrónica, tales como dispositivos MEMS (por sus siglas en inglés Micro Electro Mechanical Systems, Figura 1.1), y las máquinas de ultraprecisión de escala convencional (Figura 1.2) eran los principales sistemas tecnológicos para fabricar microdispositivos [5].

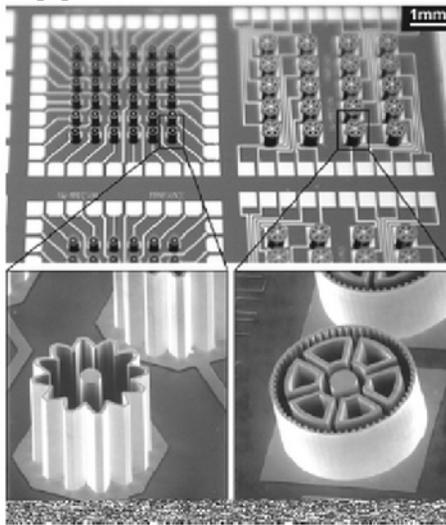


Figura 1.1. Lote de microengranes producidos con un proceso litográfico [6].



Figura 1.2. Máquina CNC de ultraprecisión 250UPL de 2 ejes [7].

Por una parte, los MEMS están basados en la tecnología de fotolitografía, obteniendo microdispositivos en superficies, generalmente, de silicio en 2D y 2.5D. Sin embargo, el desarrollo de sistemas micromecánicos más elaborados, como micromanipuladores y/o microrobots, requieren estructuras mecánicas constituidas de diferentes materiales que no siempre son compatibles con el silicio (material usado en una amplia variedad de

aplicaciones MEMS, tales como, sensores o actuadores [8]), posibilidad de ensamble y movimiento, además de dimensiones en 3D y formas complejas [9].

Por otro lado, la manufactura a escala tradicional además de consumir más energía, espacio y recursos materiales [10], no se recomienda su uso para producir micropartes debido a que los errores geométricos se incrementan con el tamaño de la máquina herramienta (MH) [11]; los errores se magnifican con la presencia de un error angular en el eje del husillo, por citar un ejemplo.

Para transferir las tecnologías empleadas en los procesos de manufactura al contexto microscópico se ha propuesto el uso de microequipo. Para hacer este microequipo se han sugerido diversos caminos. Uno de ellos es usando tecnologías convencionales adaptándolas a pequeña escala. La posibilidad de usar componentes con un alto grado de precisión ha sido explorada [12-13] pero esta característica encarece al microequipo, haciéndolo poco atractivo dado su elevado costo de desarrollo.

En 1996 el Dr. Kussul y sus colaboradores desarrollaron las bases de una nueva tecnología [9], donde se desarrollan micromáquinas herramienta con una perspectiva diferente; esto es, de forma generacional. Cada generación está constituida por un conjunto de equipos que incluyen micromáquinas herramienta, micromanipuladores, etc., que funcionando en forma automática serán capaces de fabricar las piezas y máquinas que formen la segunda generación, igual que la anterior, pero de dimensiones más pequeñas, y así sucesivamente. A esta propuesta se le ha llamado Tecnología de Micro Equipo o MET (por sus siglas en inglés MicroEquipment Technology) [14].

En la actualidad, el desarrollo de MMH se centra en dos grupos de interés; como unidades independientes [10, 14-16] o como parte de una microfábrica [17-18], (Figura 1.3).

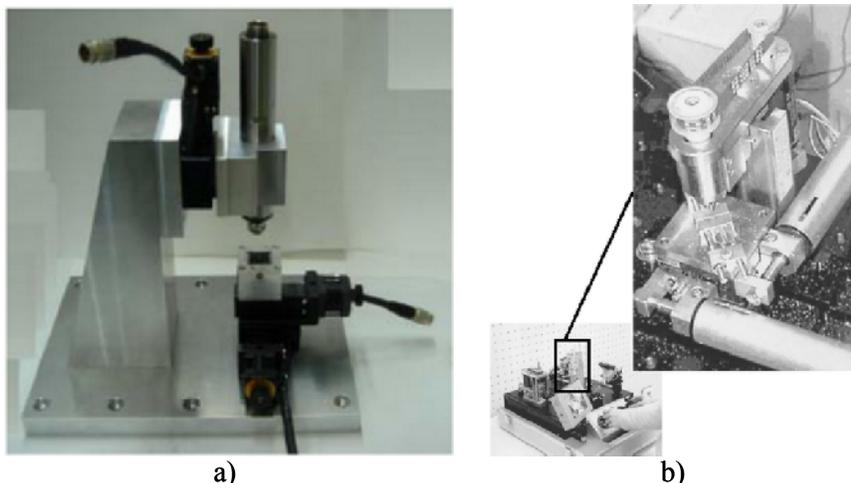


Figura 1.3. (a) Micromáquina de 300 x 200 x 320 mm [16], (b) Micromáquina de 170 x 170 x 102 mm que compone una microfábrica [17].

De esta manera, las micromáquinas herramienta surgen como una alternativa para desarrollar sistemas productivos con la finalidad de generar dispositivos con dimensiones menores a un

milímetro. Una MMH debe su nombre a su propio tamaño, al tamaño de sus componentes, al tamaño de la herramienta que manipula y a las piezas que ésta produce [19]. Como regla general, el volumen que ocupa una micromáquina herramienta es 125-1000 veces el tamaño de su volumen de trabajo [20].

1.1.1 Aplicaciones de la tecnología de microequipo.

El dominio dimensional de la tecnología de microequipo cubre un intervalo de 1 a 1000 micrómetros teóricamente, en la práctica esta definición se extiende a unos cuantos milímetros. Las áreas más importantes de aplicación de la tecnología de microequipo incluyen a la industria automotriz, la ingeniería médica, la electrónica, sistemas de visión, comunicaciones, tecnología aeroespacial, entre otras [21-23]. Entre estas áreas destaca el área biomédica [24] con el plan de desarrollar nanomáquinas bioquímicas que, al ser ingeridas, actúen como células, detectando infecciones bacterianas en el organismo, produciendo un medicamento con el material del cuerpo mismo [25].

1.2 Microfábricas.

Las microfábricas, concepto propuesto por el MEL (por su siglas en inglés Mechanical Engineering Laboratory) en Japón en 1990 [17], tienen su base en el desarrollo de la micromecánica. Una microfábrica está compuesta de diversos componentes; tales como, micromáquinas herramienta automáticas, dispositivos de ensamble, robots de alimentación, sistemas de inspección de calidad, sistemas de eliminación de desechos y sistemas de inspección y remplazo de herramental. El objetivo es crear una fábrica funcional de tamaño reducido con la capacidad de producir microproductos.

El MEL desarrolló una microfábrica de escritorio (Figura 1.4).

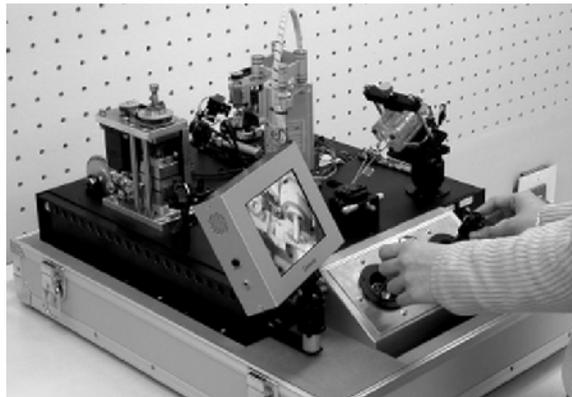


Figura 1.4. Microfábrica portable [17].

Esta microfábrica portable tiene dimensiones externas de 625 x 490 x 380 mm, un peso total de 34 Kg y está compuesta de dos áreas; área de maquinado y área de ensamble. En estas áreas se encuentran micromáquinas herramienta y micromanipuladores, tales como, un torno, una fresadora, una prensa, un brazo de transferencia y una mano mecánica con dos extremidades [17]. Las ventajas más destacables de una microfábrica son su alta capacidad de ahorrar espacio, energía y su peso reducido [4].

La mayoría de los trabajos sobre microfábricas se orientan sobre alguno de los procesos de micromaquinado o microensamble. Cada uno tiene sus propias características. El primero es el responsable de la generación de micropiezas para su posterior ensamble y así concretar un producto o dispositivo. Es en este contexto, en donde se justifica el desarrollo de micromáquinas herramienta y donde se centra el interés de este trabajo. La idea de la creación de microfábricas y micromáquinas está apoyada por investigadores de diversos países [10, 26]. A continuación se describen algunos desarrollos.

1.2.1 Micromáquinas en el mundo.

- Japón -

La Figura 1.5 muestra el primer prototipo de micromáquina herramienta desarrollado por el MEL en 1996. Consiste de un microtorno de 32 mm de largo, 25 mm de ancho y 30.5 mm de alto. El microtorno está conformado por un par de guías lineales X-Y actuadas por actuadores piezoeléctricos. Tiene acoplado un husillo de 1.5 W con la capacidad de girar a 10,000 r.p.m. El microtorno puede torneear latón hasta 60 μm de diámetro. Este desarrollo sirvió para demostrar la posibilidad de compactación de las máquinas herramientas.

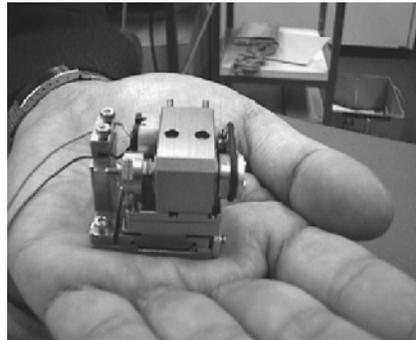


Figura 1.5. Microtorno [26].

- Estados Unidos -

Desde 2001 la Northwestern University y la University of Illinois at Urbana-Champaign han estado colaborando en el desarrollo de micromáquinas herramienta [20, 27-28], un ejemplo de tales desarrollos se muestra en la Figura 1.6.

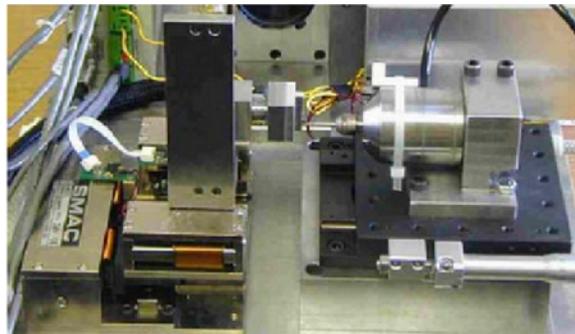


Figura 1.6. Micromáquina herramienta de 3 ejes.

En 2002, Subrahmanian and Ehmann [29], de la misma Universidad, presentaron el desarrollo de un prototipo de micromáquina herramienta con dimensiones de 90 x 60 x 60 mm. La máquina tiene la capacidad de alcanzar una velocidad en el husillo de 320,000

r.p.m., derivada de una turbina de alta velocidad. La exactitud de posición que maneja el subsistema de actuación es de $0.1 \mu\text{m}$, y una velocidad de viaje de los actuadores piezoeléctricos de 50-100 mm/s.

- Corea -

En 2004, investigadores de la Seoul National University construyeron una micromáquina herramienta fresadora de 5 ejes [30]. La MMH, compuesta de tres guías lineales y 2 rotatorias, tiene un tamaño de 294 x 220 x 328 mm y un husillo neumático acoplado. Algunas micropartes han sido construidas con esta micromáquina herramienta; tales como, microparedes (de $25 \mu\text{m}$ de espesor y $650 \mu\text{m}$ de altura) y microcolumnas (de $30 \times 30 \times 320 \mu\text{m}$).

En 2008, Jang et al. [16], de la Changwon National University, presentaron una micromáquina herramienta reconfigurable con la capacidad de desempeñar los procesos de torneado, fresado y taladrado (Figura 1.7). El tamaño de la máquina es de 300 x 200 x 320 mm, su espacio de trabajo es de 10 x 10 x 10 mm. La velocidad del husillo cubre un intervalo de 5,000~60,000 r.p.m.

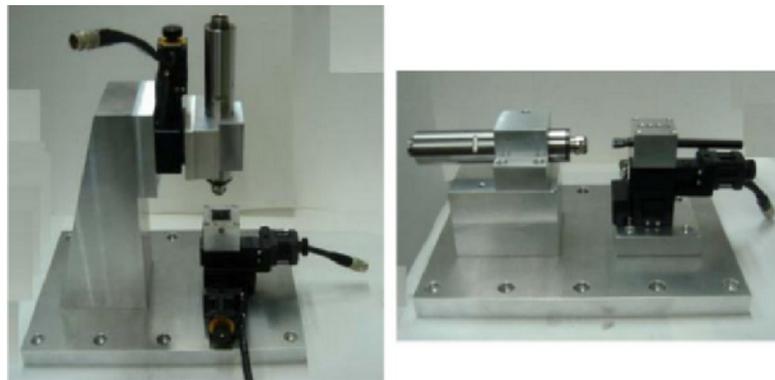


Figura 1.7. Micromáquina herramienta reconfigurable [16].

En 2010, investigadores del Korea Institute of Machine & Materials presentaron una micromáquina herramienta de 3 ejes [31]. El tamaño de la MMH es de 200 x 300 x 200 mm con un espacio de trabajo de 20 x 20 x 20 mm, (Figura 1.8).

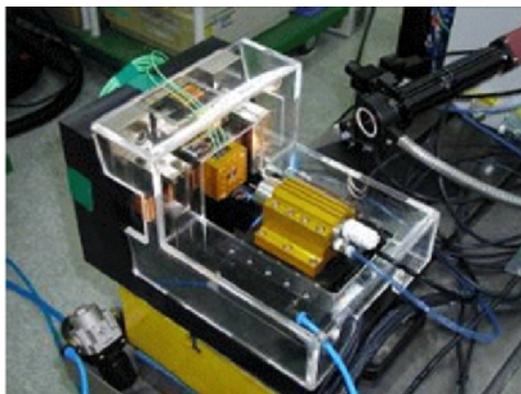


Figura 1.8. Micromáquina herramienta de 3 ejes [31].

Esta máquina usa motores de bobina como actuadores en los ejes X-Y y un motor lineal en el eje Z. Un husillo neumático de 13 W que gira a 160,000 r.p.m. es acoplado a una base. La resolución reportada de la micromáquina herramienta es de $0.1 \mu\text{m}$ en los ejes X-Y y $0.05 \mu\text{m}$ en el eje Z. La carrera de cada eje no es mayor a los 25 mm.

- Reino Unido -

En el reino Unido han apostado por desarrollar MH de ultraprecisión para cubrir la demanda de microproductos [32]. En 2005, en Leeds Metropolitan University se propuso el desarrollo de una micromáquina herramienta fresadora de ultraprecisión, Figura 1.9. La meta de tal desarrollo consiste en manufacturar componentes miniatura en varios materiales de ingeniería, tales como: MEMS (Si), componentes ópticos (polímeros, vidrio, Al), componentes médicos (polímeros, vidrio), componentes mecánicos (Al, acero), y moldes (acero, aleaciones de cobre).

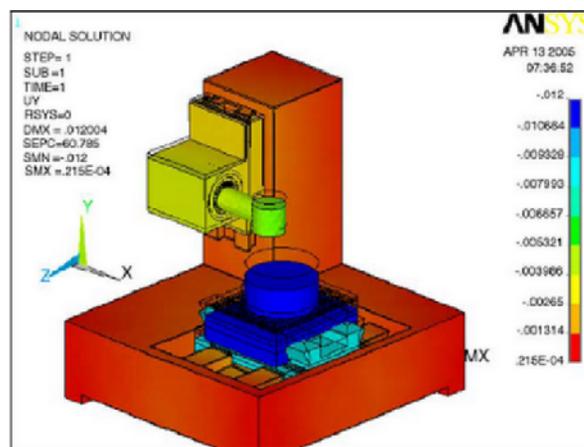


Figura 1.9. Diseño de la micromáquina herramienta fresadora tipo banco [32].

- China -

En 2005, dos micromáquinas herramienta fueron desarrolladas para iniciar la investigación en micromanufactura en el Harbin Institute of Technology. El tamaño de cada MMH es de $300 \times 150 \times 165 \text{ mm}$ y $300 \times 300 \times 290 \text{ mm}$, y cubren una carrera de 30 y 60 mm, respectivamente. Cada micromáquina herramienta usa una plataforma de nanoposicionamiento de $100 \times 100 \times 37 \text{ mm}$, con una repetibilidad de $0.25 \mu\text{m}$, y motores lineales piezoeléctricos, combinando beneficios de alta resolución ($0.1 \mu\text{m}$) y posibilidad de alcanzar altas velocidades de avance (200 mm/s). Con estas micromáquinas herramienta se han fabricado microparedes de $20 \times 450 \mu\text{m}$ y $40 \times 660 \mu\text{m}$, y micromoldes [10].

En 2008, Li et al. [15], de Shanghai Jiaotong University desarrollaron una micromáquina herramienta con un tamaño de $270 \times 190 \times 220 \text{ mm}$ y un espacio de trabajo de $30 \times 30 \times 30 \text{ mm}$, Figura 1.10. Reportan una velocidad máxima del husillo es de 120,000 r.p.m. y pruebas realizadas en aluminio con una profundidad de corte de $10 \mu\text{m}$ y un avance de $1.5 \mu\text{m/rev}$ a 60,000 r.p.m.

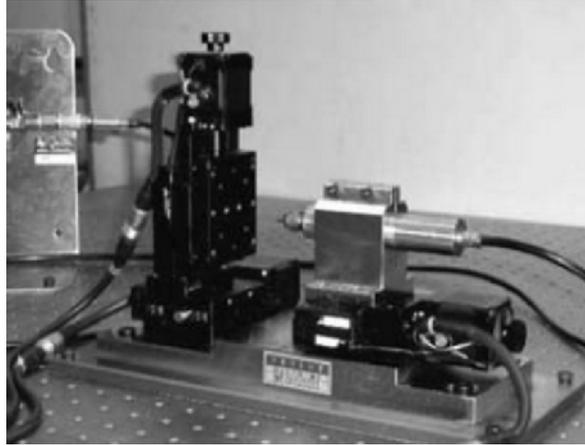


Figura 1.10. Micromáquina herramienta de 3 ejes [15].

En 2009, en School of Mechatronics Engineering at Harbin Institute of Technology presentaron una micromáquina herramienta fresadora de 5 ejes [33]. Las dimensiones de la MMH son de 715 x 739 x 919 mm. Un husillo de 750 W con una capacidad de giro de 60,000 r.p.m. es acoplado al eje Z de la misma, Figura 1.11.

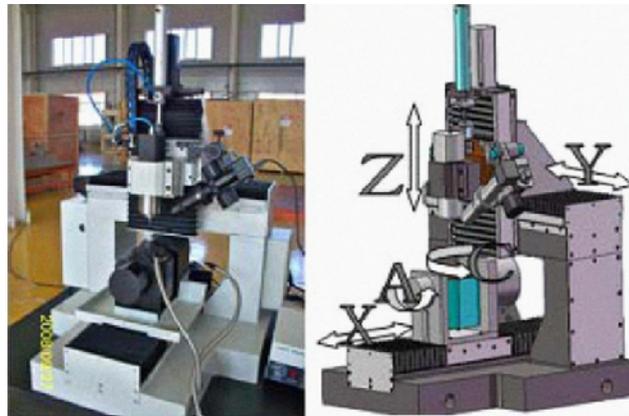


Figura 1.11. Micromáquina herramienta fresadora de 5 ejes [33].

La micromáquina herramienta tiene una carrera de 150 mm en el eje X, 150 mm en el eje Y y 75 mm en el eje Z, con una resolución de 0.1 μm y una velocidad máxima de 200 mm/min. Los dos ejes rotacionales tienen un intervalo de giro de ± 90 y ± 180 grados, respectivamente, una resolución de 0.0005 grados y una velocidad máxima de 30 r.p.m. La micromáquina herramienta fresadora tiene la capacidad de maquinarse micropartes complejas en 3D.

- Ucrania -

Con base en la línea de usar mecánica convencional en la fabricación de microequipo, en 1997 en The International Research and Training Center of UNESCO/IIP of Information Technologies and Systems, National Academy of Sciences of Ukraine se desarrolló un prototipo de micromáquina herramienta con dimensiones de 100 x 100 x 130 mm [14]. El prototipo provee tres ejes de traslación ortogonales, Figura 1.12.

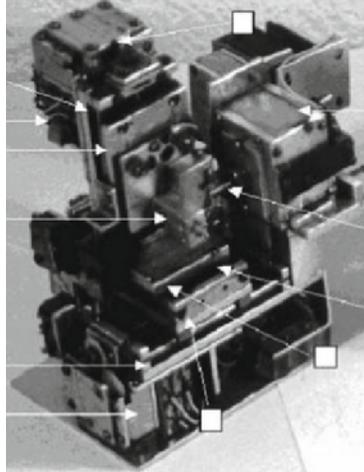


Figura 1.12. Prototipo de microcentro de maquinado [34].

- México -

La investigación en el desarrollo de micromáquinas herramienta empezó en 1999, formando lo que hoy se conoce como Grupo de Micromecánica y Mecatrónica del CCADET. El objetivo principal de este grupo es desarrollar tecnología de microequipo para sistemas de producción automáticos con la característica de obtener alta precisión usando componentes de bajo costo. Para lograr ese objetivo y desarrollar el microequipo, se adoptó el principio de generación de equipo, principio explicado en la sección 1.1. Detalles sobre las características de los desarrollos se describen a continuación.

En 2000, Kussul et al. [14] desarrollaron una micromáquina herramienta con dimensiones de 130 x 160 x 85 mm, con un espacio de trabajo de 20 x 35 x 20 mm y una resolución de 1.87 μm lineales por paso del motor. Tiene tres ejes que permiten desplazamientos lineales y un eje rotacional con la capacidad de producir piezas con un intervalo de 50 μm a 5 mm, Figura 1.13.

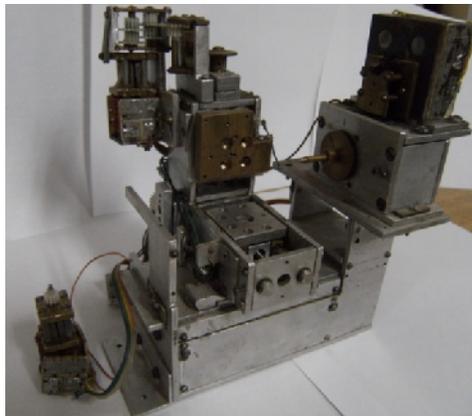


Figura 1.13. Prototipo de 1ª micromáquina herramienta hecha en México.

De 2004 a 2006, Ruiz et al. [35-36] desarrollaron dos prototipos de micromáquina herramienta usando paralelogramos y palancas correspondientes a una primera y segunda generación, Figura 1.14.

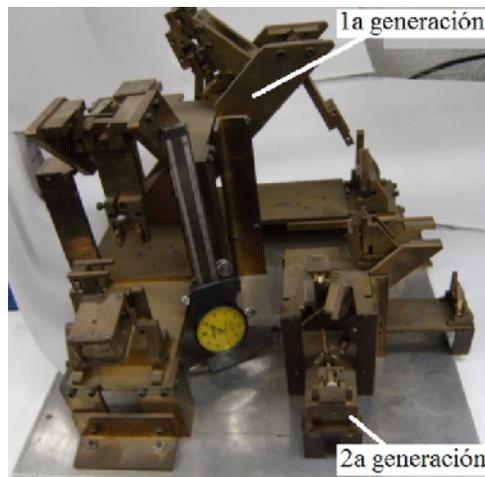


Figura 1.14. Prototipos de micromáquinas herramienta con paralelogramos.

La micromáquina herramienta de primera generación tiene un tamaño de 180 x 210 x 135 mm con una resolución de 600 nm. El espacio de trabajo del prototipo es de 20 x 20 x 20 mm. La micromáquina herramienta de segunda generación tiene un tamaño de 130 x 120 x 110 mm. Los actuadores son motores a pasos con cuatro pasos por revolución, los cuales fueron desarrollados en el GMM. La resolución teórica del prototipo es de 600 nm y tiene un espacio de trabajo de 10 x 10 x 10 mm.

Con base en el desarrollo del 2000, en 2007 el GMM desarrolló un nuevo prototipo de micromáquina herramienta empleando sistemas CAD y CAM (por sus siglas en inglés Computer Aided Design y Computer Aided Manufacturing, respectivamente) con el fin de mejorar el diseño anterior y adecuar los procesos de manufactura mediante equipos de control numérico CNC [37]. Las dimensiones de este prototipo son de 120 x 160 x 85 mm.

En 2011, el GMM desarrolló un nuevo prototipo de micromáquina herramienta basado en una configuración tipo puente fijo [38]. El tamaño del prototipo es de 110 x 110 x 110 mm incluyendo motores y sensores, su espacio de trabajo es de 20 x 20 x 20 mm. La resolución y velocidad máxima alcanzada es de 140 nanómetros por paso del motor y 126.5 mm/min, respectivamente. La Figura 1.15 muestra el nuevo prototipo a un lado del prototipo del 2007.

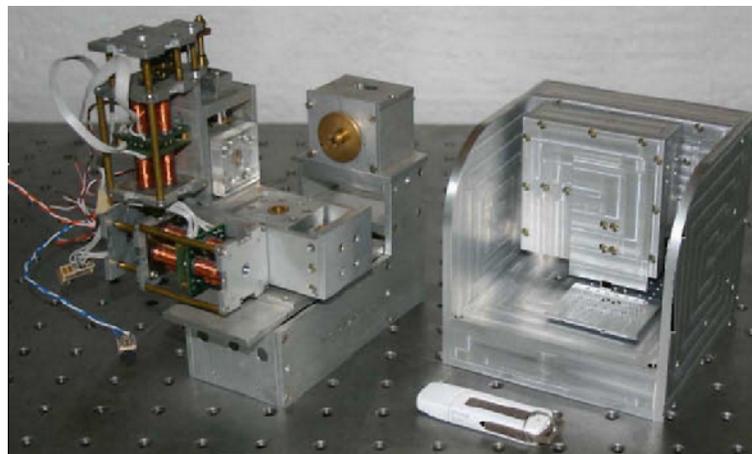


Figura 1.15. De izquierda a derecha, prototipo del 2007 y nuevo prototipo [38].

En general, con el desarrollo del equipo descrito, el GMM tiene la capacidad de manufacturar micropiezas; tales como, ejes de 50 μm de diámetro y 650 μm de largo [39].

1.2.2 Características básicas de las micromáquinas herramienta.

No sólo las universidades desarrollan micromáquinas herramienta. Algunos modelos comerciales de MMH han sido desarrollados por compañías industriales [40]. Algunas compañías han equipado máquinas de tamaño estándar para micromaquinado [41-44]. Otros desarrolladores de micromáquina herramienta han equipado a máquinas pequeñas y de tamaño estándar para realizar tareas de micromaquinado usando procesos energéticos, como EDM (por sus siglas en inglés Electrical Discharge Machining) [45-46]. Sin embargo, un problema que se distingue al usar máquinas grandes para hacer micropartes, se relaciona con los errores que contribuyen a su inexactitud. Principalmente, existen tres tipos de errores presentes en las máquinas herramienta; errores geométricos, errores térmicos y errores inducidos por las fuerzas de corte, siendo el primero el que más errores aporta [47-48].

Como resultado del desarrollo de los prototipos antes mencionados, se han identificado algunas razones por las cuales es conveniente miniaturizar las máquinas herramienta [49-51]:

- + La baja relación masa/tamaño de las micromáquinas hace que alcancen el equilibrio térmico muy rápido, las expansiones térmicas a pequeña escala no representan un problema serio, por lo tanto, la exactitud del sistema no se ve alterado en respuesta al decremento de las deformaciones de los elementos debido al calor del proceso de maquinado o al generado por los actuadores.
- + El consumo de material, volumen ocupado y energía se reducen sustancialmente. El uso de materiales con mejores propiedades puede ser incluido sin que su costo sea un factor limitante. Además, una micromáquina herramienta, tomada de la microfábrica desarrollada en Japón, ocupa un área de 0.09 m^2 , mientras que una máquina herramienta convencional puede llegar a ocupar un área de hasta 5 m^2 (incluyendo el área de servicio) [52], traducándose en ventajas económicas en términos de costos en renta de locales. El ahorro de energía ha alcanzado un orden de entre 10% y 60%.
- + Al reducir la masa de partes móviles se reduce la fuerza inercial del sistema, las frecuencias naturales de los dispositivos son más altas y, en consecuencia, la amplitud de las vibraciones decrece.

Con base en la investigación realizada, se deduce que una micromáquina herramienta necesita de elementos básicos para poder operar. Estos elementos deben procurar sostener la pieza de trabajo, colocar la posición de la herramienta con respecto a la pieza de trabajo y proporcionar la potencia necesaria para realizar el proceso de maquinado a la velocidad, avance y profundidad que se han establecido.

Dado que el proceso de corte es por contacto directo entre una pieza de trabajo y una herramienta, los elementos deben descansar en una estructura mecánica que aporte suficiente rigidez para resistir distorsiones causadas por las cargas estáticas y dinámicas, que ofrezca estabilidad y exactitud de sus partes móviles y que amortigüe la vibración.

De manera adicional, se tienen las siguientes especificaciones a considerar:

- Movilidad espacial de 3 ejes traslacionales, como mínimo.
- Producción de piezas < 5 milímetros.
- Espacio de trabajo de 20 x 20 x 20 mm, como máximo.
- Resolución inferior a 1 micrómetro.
- Repetibilidad de 5-10 micrómetros.
- Velocidad de avance lineal en un intervalo de 50-100 mm/min bajo condiciones de carga.

1.3 Mecanismos paralelos.

1.3.1 Características básicas de los Mecanismos paralelos.

Un mecanismo paralelo está constituido por múltiples cadenas cinemáticas de lazo cerrado. Estos mecanismos están compuestos de una base y una plataforma conectadas mediante una serie de brazos, cada uno actuado independientemente, Figura 1.16.

Al presentar más de un punto de apoyo, la relación masa del mecanismo frente a la carga a soportar es menor, sin que ello represente deformaciones para la carga deseada, lo cual reduce la inercia del sistema. En consecuencia, se le atribuyen ventajas potenciales asociadas a su constitución más ligera, tales como, capacidad para conseguir mayores aceleraciones y menor incertidumbre en la posición. Además, algunos mecanismos paralelos han mostrado una rigidez sobresaliente como resultado de su estructura cinemática [53].

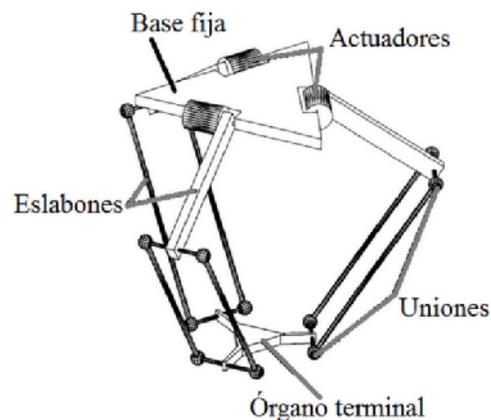


Figura 1.16. Mecanismo paralelo, configuración típica [54].

Por otro lado, el análisis matemático de este tipo de configuraciones resulta más complejo. Además, presentan características que, dependiendo de su aplicación, pueden considerarse desventajas, tales como; susceptibilidad a presentar singularidades de movimiento, un espacio de trabajo reducido y al no existir un modelo dinámico general para los mismos, dificulta el desarrollo de algoritmos de control.

Los mecanismos paralelos se clasifican de acuerdo al movimiento que describen [55]. Se dice que un MP está bajo movimiento plano, si el movimiento de todos los cuerpos que componen el mecanismo está restringido en planos paralelos. Ejemplo de un mecanismo paralelo plano se muestra en la Figura 1.17.

A su vez, se dice que un MP está bajo movimiento esférico, si el movimiento de todos los cuerpos que componen el mecanismo está confinado en superficies esféricas concéntricas. Ejemplo de un mecanismo paralelo esférico se muestra en la Figura 1.18.

Finalmente, se dice que un MP experimenta un movimiento espacial si su movimiento no es plano ni esférico. Si bien no es posible asociar un único movimiento característico a un mecanismo espacial, si es posible que éste tenga varias cadenas desempeñando movimientos planos que no son paralelos unos de otros. Ejemplo de un mecanismo paralelo espacial se muestra en la Figura 1.19.

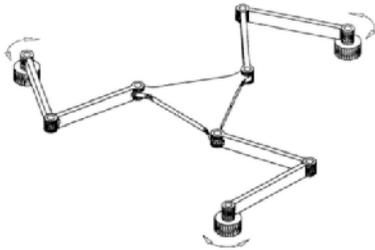


Figura 1.17. MP plano [54].

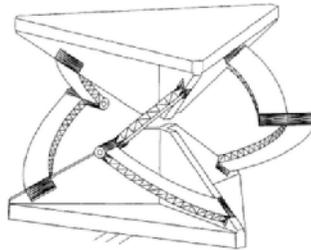


Figura 1.18. MP esférico [54].

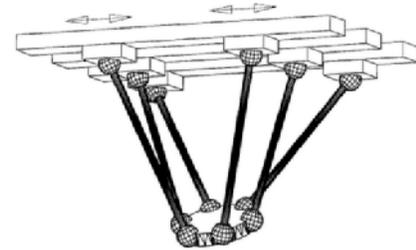


Figura 1.19. MP espacial [54].

1.3.2 Máquinas cinemáticas paralelas (PKM).

Los mecanismos paralelos, bien establecidos como dispositivos de desplazamiento y manipulación, han sido adaptados como máquinas herramienta desde que la demanda por máquinas con un mejor desempeño dinámico se ha incrementado. Por lo general, las máquinas herramienta basadas en mecanismos paralelos son llamadas máquinas cinemáticas paralelas (PKM-por sus siglas en ingles Parallel Kinematic Machines). Las publicaciones concernientes a la investigación y desarrollo de PKM se remontan dos décadas atrás [56].

En la actualidad, existen varias compañías e instituciones involucradas en la investigación y desarrollo de esta clase de máquinas. En [57] se menciona que las compañías que más interés muestran en el desarrollo de PKM son; Giddings and Lewis, Ingersoll Milling Machine Co., Hexel Corporation y Geodetic Technology International Ltd, siendo la primera de éstas la pionera en el desarrollo comercial de una maquina hexápoda llamada VARIAX [58]. Las ventajas atribuidas a las PKM que hacen viable su aplicación en tareas de maquinado son:

- ▶ Baja inercia y mejor comportamiento dinámico; en respuesta a que no tiene que cargar masas muy pesadas ya que sus elementos son delgados y ligeros.
- ▶ Mayor rigidez; La aceleración y desaceleración de masas ligeras minimiza los problemas de rigidez, teniendo un impacto positivo en la exactitud, calidad superficial y durabilidad de la herramienta de corte [59].
- ▶ Mejor repetibilidad y confiabilidad; la carga neta que recibe cada brazo produce en estos deflexiones menores, permitiendo que los sensores retroalimenten información más confiable.
- ▶ Ahorro de energía. La energía consumida por una máquina herramienta decrece en proporción a su volumen. En [60] se menciona que la reducción de la masa móvil en un mecanismo paralelo representa hasta el 70% de un mecanismo serial.

Todas estas características, en suma, permiten un control más preciso y exacto a una velocidad dada, además, los actuadores demandan menos potencia, permitiendo así reducir su tamaño y costo energético.

Las PKM pueden ser clasificadas en tres tipos, de acuerdo al tipo de juntas actuadas que éstas presentan.

- » Las PKM de tipo I presentan extremidades fijas y longitud de barras variable; se distinguen las configuraciones de 3 y 6 grados de libertad (GDL) llamadas Trípodos y Hexápodos [58], respectivamente, (Figura 1.20).

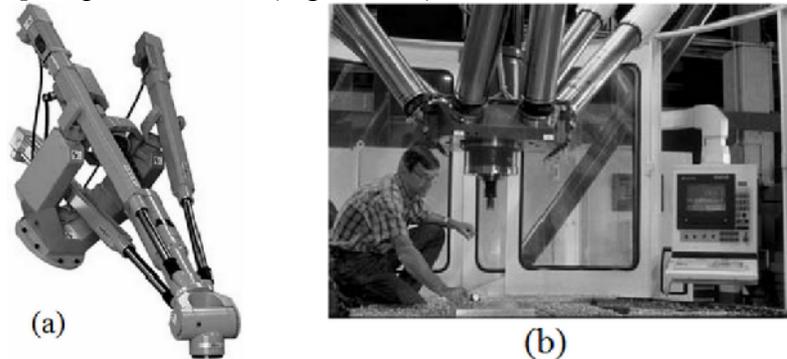


Figura 1.20. a) Trípedo IRB 940 de ABB [58], b) Hexápodo de Ingersoll [58].

- » Las PKM de tipo II presentan longitud de barras fija y extremidades móviles sobre guías lineales; configuraciones como el Delta lineal de 3 GDL [61], el Orthoglidle de 5 GDL [62] o el Hexaglidle de 6 GDL [63] son ejemplos de esta clasificación, (Figura 1.21).

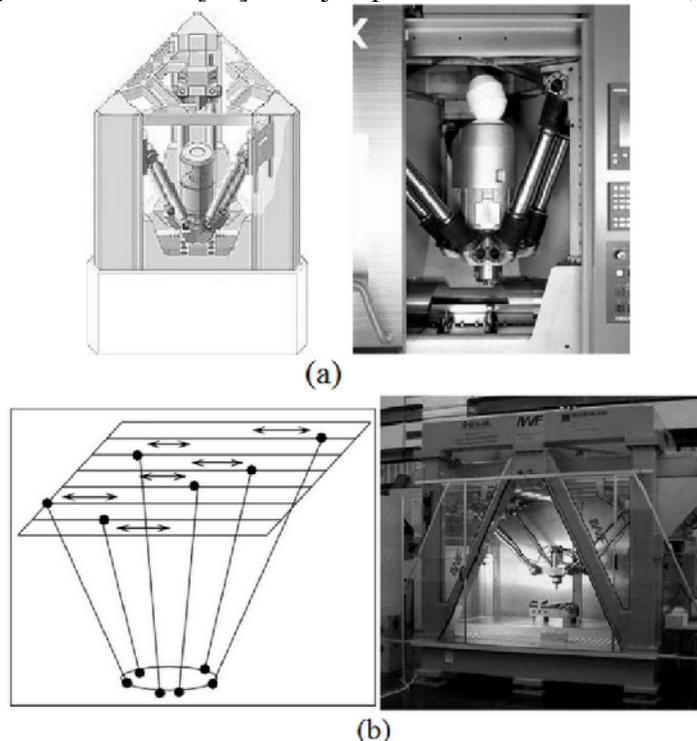


Figura 1.21. a) Delta lineal VI100 de Index [58], b) Hexaglidle de la Escuela politécnica Federal de Zürich [58].

- » Las PKM de tipo III presentan longitud de barras fija y actuación de revolución; ejemplos de esta clasificación se encuentran en las configuraciones Delta de 3 GDL [64] y la configuración Hexa de 6 GDL [65], (Figura 1.22).

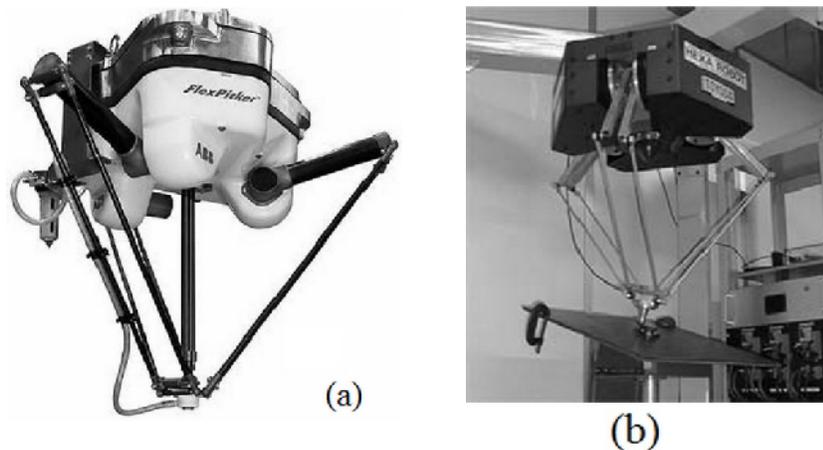


Figura 1.22. Delta FlexPicker IRB 340 de ABB [58], b) Hexa de Servo Simulation Inc [58].

Una configuración que resulta de emplear una parte serial y otra paralela, o por mantener una cadena pasiva, es la llamada híbrida. Una PKM híbrida que pertenece a la clasificación tipo II es la configuración llamada Eclipse [66], (Figura 1.23). Esta es una PKM de 6 GDL sobreactuada con tres barras transversales verticales, puede moverse independientemente sobre una unión prismática circular horizontal.

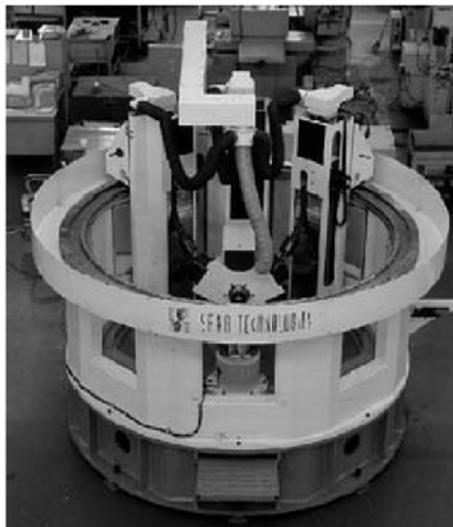


Figura 1.23. Prototipo de PKM basada en la configuración Eclipse [67].

Se ha detectado un mayor número de trabajos reportados a partir del año 2000, donde prevalecen configuraciones de tipo II de MP aplicadas como máquinas herramienta. Su principal característica es que los actuadores se deslizan sobre una base fija y, por lo tanto, las masas en movimiento son más bajas que en los hexápodos y los trípodos. Las configuraciones de tipo III siguen siendo usadas en su mayoría en tareas de manipulación.

Se han detectado, además, algunos factores que limitan el empleo de configuraciones de tipo I para tareas de maquinado de tamaño convencional [68-69], como la configuración hexápodo, y son las siguientes:

- + Factores comunes a la mayoría de los mecanismos paralelos.
 - × Reducido espacio de trabajo.
- + Factores comunes a la mayoría de los mecanismos paralelos de 6 GDL.
 - × Relación entre la posición y orientación fuertemente acopladas.
 - × Susceptibilidad a presentar singularidades de movimiento.
 - × Solución de modelos cinemáticos complicados.
- + Factores debido al uso de cadenas telescópicas.
 - × Cuerpos móviles pesados; repercute en la dinámica del mecanismo.
 - × La energía térmica producida en el motor no puede ser disipada con facilidad, por lo tanto, existe una variación en la longitud de los eslabones por un fenómeno de dilatación afectando la exactitud.

1.3.3 Mecanismos paralelos en la micromanufactura.

Dentro del concepto de microequipo, en su mayoría, se emplea a los mecanismos paralelos como micromanipuladores [70-71] y microplataformas de posición [72]. La aplicación de configuraciones paralelas como micromáquinas herramienta no parece ser muy evidente. Hasta ahora, se tienen identificadas algunas configuraciones que se han introducido al campo de la micromanufactura. Una de éstas, es una plataforma hexápoda, desarrollada y comercializada por la compañía alemana Physik Instrumente [73] (Figura 1.24). Consiste de un micromanipulador, el cual puede ser usado para desempeñar tareas de micromaquinado. Tiene seis ejes, soporta 200 Kg verticalmente, alcanza una repetibilidad de $\pm 1 \mu\text{m}$, usa tecnología de punta y su costo es muy elevado (modelo: M-850, \$123.071.00 USD, Julio 2009).



Figura 1.24. Plataforma hexápoda de $\varnothing 348$ mm en la base y 328.4 mm de altura [73].

Otra configuración con la capacidad de realizar microfresado es un robot hexápodo móvil (Figura 1.25). Se trata de una configuración de seis ejes, originalmente comercializada como kit de ensamble y diseñada para dibujar sobre papel. Eventualmente, una pluma fue sustituida por un cortador de $1/16''$ y el hexápodo tiene la capacidad de fresar superficies de

poliestireno en 3D. Alcanza una repetibilidad de ± 0.5 mm y una velocidad en el husillo de 35,000 r.p.m. aproximadamente [74].

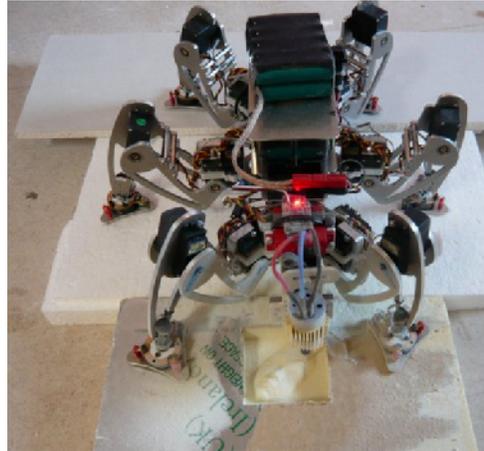


Figura 1.25. Hexápodo móvil CNC [74].

1.3.4 Mecanismos paralelos con juntas flexibles.

Una estructura flexible presenta una construcción monolítica, usa la deformación elástica para transmitir fuerza y movimiento. Se caracterizan porque ofrecen en su diseño una reducción de peso, fricción, ruido, desgaste, juego mecánico, y mantenimiento [75]. Además, son funcionales en aplicaciones a pequeñas escalas, i. e. tareas donde baja movilidad y alta precisión es requerida. Sin embargo, sus limitaciones se presentan en relación a su baja capacidad para proporcionar movimiento de rotación y sensibilidad a variaciones de temperatura como un resultado de la expansión y contracción térmica [76]. Además, la necesidad de alcanzar grandes movimientos recíprocos o deslizantes requiere considerar secciones transversales delgadas, mientras que la necesidad de alcanzar alta rigidez requiere considerar secciones transversales gruesas, la manufactura de partes con una sección de aspecto desproporcionado resuelve esta contradicción, sin embargo, hace el proceso de diseño complejo [77] porque se debe procurar una alta exactitud dimensional durante la fabricación y posterior calibración [75].

El desempeño de un mecanismo flexible es sensible a su geometría, presentan una construcción monolítica y son susceptibles a fallar por fractura o fatiga. Para vencer estas limitantes se busca reducir la concentración de esfuerzos en los elementos que lo conforman usando algunas técnicas [78], tales como: a) materiales pseudo-elásticos, b) elasticidad distribuida y, c) optimización de forma.

Un sistema de micromovimiento basado en juntas flexibles puede ser construido con una configuración de lazo cerrado, tal como un MP [78-79]. En el campo de procesos energéticos se han empleado configuraciones paralelas, como la que se muestra en la Figura 1.26, la cual consiste en una micromáquina de EDM que usa una configuración Delta con juntas flexibles para manipular un electrodo, cubre un espacio de trabajo de 8 x 8 x 8 mm con una resolución de 5 nm [80].

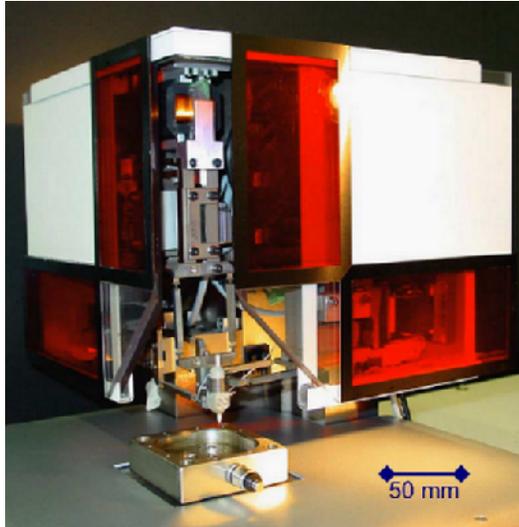


Figura 1.26. MicroEDM Delta con juntas flexibles [80].

Además de la aplicación en tareas de microEDM, los mecanismos flexibles se usan en tareas de micromanipulación [81] y como microdispositivos de posicionamiento [82-84]. En 2009, se reportó un mecanismo basado en juntas flexibles para desempeñar tareas de torneado de ultraprecisión [85] (Figura 1.27), sin embargo no se reporta aún su potencial o alguna evidencia de piezas producidas.

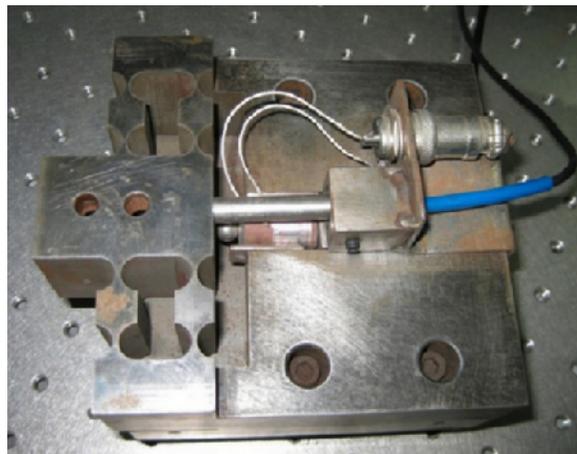


Figura 1.27. Mecanismo basado en juntas flexibles [85].

1.4 Análisis de los antecedentes.

Con base en la investigación realizada, se puede deducir que un mecanismo paralelo ofrece los elementos básicos para que pueda operar una micromáquina herramienta. La rigidez estructural es una cualidad que ofrece este tipo de configuraciones mecánicas, de manera que su incorporación al mundo de la micromanufactura de una forma más fundamentada se vislumbra viable.

En este punto, se puede resaltar que debido a la incipiente aplicación de los mecanismos paralelos al campo de la micromanufactura y a la gran variedad de configuraciones paralelas existentes, se justifica la exploración de una configuración paralela aplicada a la

micromanufactura desde su selección hasta su desarrollo, donde se planteen requerimientos y especificaciones de diseño.

Para señalar el problema asociado a la estructura serial de las micromáquinas herramienta, es necesario analizar con mayor detalle el proceso de corte involucrado y su susceptibilidad a presentar oscilaciones causadas por la rigidez estructural de la máquina, condición que merma el desempeño de la misma. Por lo tanto, en el siguiente capítulo, se dan las bases teóricas con relación al proceso de corte y enseguida se describe la problemática identificada.

Capítulo 2

II. MARCO TEÓRICO.

2.1 Maquinado por arranque de material y fuerza de corte.

En el maquinado por arranque de material existe movimiento relativo entre la herramienta y el material de trabajo. Este movimiento relativo es la resultante de tres movimientos; uno principal, uno de avance y otro de alimentación, que corresponden respectivamente al movimiento principal o de rotación que tiene la pieza o la herramienta para que se logre el desprendimiento de viruta, al movimiento de avance que permite a la herramienta desprender material de manera continua y controlada, y al movimiento de penetración con el que se logra la profundidad de pasada [86]. Para que una máquina herramienta se desempeñe de manera óptima es muy importante determinar las condiciones de operación para el maquinado. Estas condiciones determinan la tasa de remoción del material, la potencia requerida para realizar el corte y están estrechamente relacionadas con la vida de la herramienta. Las condiciones de corte en una operación de maquinado consiste, precisamente, en seleccionar la profundidad de corte, el avance y la velocidad de corte [87].

Las condiciones de operación influyen de forma determinante sobre la fuerza de corte, siendo el avance la variable que más influencia tiene, después le sigue la profundidad de corte y por último la velocidad de corte [88]. Este parámetro es muy importante dado que su conocimiento facilita la optimización del proceso y el diseño de los elementos estructurales porque podemos conocer los esfuerzos a los que es sometida la pieza y la herramienta durante el proceso de corte.

Considerando el modelo de corte oblicuo, el cual desprecia las complejidades geométricas y describe la mecánica del proceso de corte con buena precisión, se puede mostrar la relación general entre la fuerza de corte y las condiciones de corte. En un modelo de corte oblicuo la fuerza de corte tiene tres componentes (Figura 2.1, se hace uso del proceso de torneado para ejemplificar estos términos). i) F_t : fuerza de corte primaria o tangencial; actúa en la dirección del vector de velocidad de corte, ii) F_f : fuerza de avance; actúa en la dirección del avance de la herramienta, y iii) F_r : fuerza radial; actúa perpendicular a la superficie maquinada.

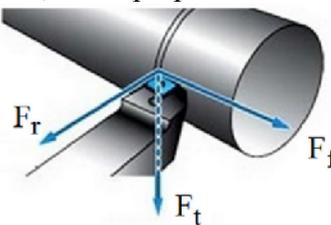


Figura 2.1. Las tres componentes de la fuerza de corte [89].

En la Figura 2.2 se pueden observar las gráficas que describen con más detalle la influencia que tienen las condiciones de corte sobre las fuerzas de corte. En cada caso las componentes de la fuerza radial y de avance son menores a la componente de la fuerza tangencial.

La gráfica (a) muestra que al aumentar la velocidad de corte, las fuerzas de corte disminuyen hasta cierto punto donde se estabilizan. La mayoría de las micromáquinas herramienta trabajan con este principio, reportando velocidades del husillo de hasta 300,000 r.p.m. [29].

La gráfica (b) muestra que al aumentar la profundidad de corte la componente de la fuerza tangencial es la más crítica. En el diseño mecánico la atención debe estar dirigida en los elementos que dan rigidez a la pieza de trabajo y al portaherramientas.

La gráfica (c) muestra que conforme se aumenta la velocidad de avance todas las componentes de la fuerza de corte se incrementan en alguna medida. Esto significa que una mayor velocidad de avance requiere una estructura con la capacidad de soportar esfuerzos sin adquirir grandes deformaciones, originados por el incremento de las fuerzas de corte.

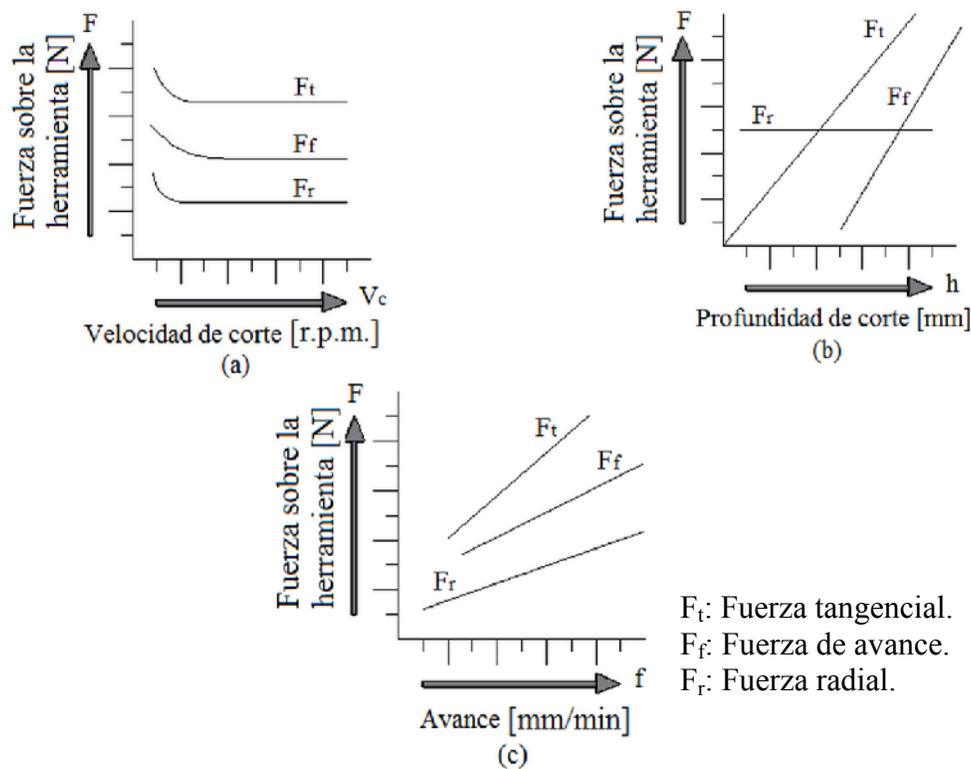


Figura 2.2. Influencia de los parámetros de corte con las componentes de la fuerza de corte (adaptado de [90]).

2.2 Características del proceso de micromaquinado.

Las características del proceso de micromaquinado son cinemáticamente iguales a las del proceso de maquinado convencional, sus diferencias aparecen debido a la escala de operación [91]. La diferencia de tamaño puede provocar efectos que pueden modificar el acabado del maquinado. Se distinguen dos casos [1]:

- ◇ Cuando la profundidad de corte está en el mismo orden que el radio de la herramienta, y
- ◇ Cuando la microestructura del material de la pieza de trabajo tiene influencia en el mecanismo de corte.

2.2.1 Caso 1.- Efecto en la reducción de tamaño en el proceso de micromaquinado.

En el micromaquinado, el proceso de corte depende del grado del efecto debido a la proporción de la profundidad de corte respecto al radio de la herramienta de corte [1]. Además, la tasa de remoción de material es considerablemente más baja comparada con el maquinado convencional (Figura 2.3) y el espesor de la rebaba puede llegar a ser del tamaño del radio de corte. El radio de corte empieza a ser significativo, comparado con el espesor del material a ser removido (Figura 2.3b). Por lo tanto, la influencia de la dimensión de la herramienta es mayor conforme se aproxime al tamaño de grano del material a maquinar. Si este fuera el caso, el material maquinado no podría ser considerado como isotrópico y homogéneo [92]. El material de la pieza de trabajo tiende a comportarse así cuando el corte de cada diente del cortador está cerca del tamaño de grano. Esto significa que un cortador de 12.7 mm (1/2 in) puede resistir inclusiones y granos duros encontrados en el material de trabajo mucho mejor que uno de 0.1 mm.

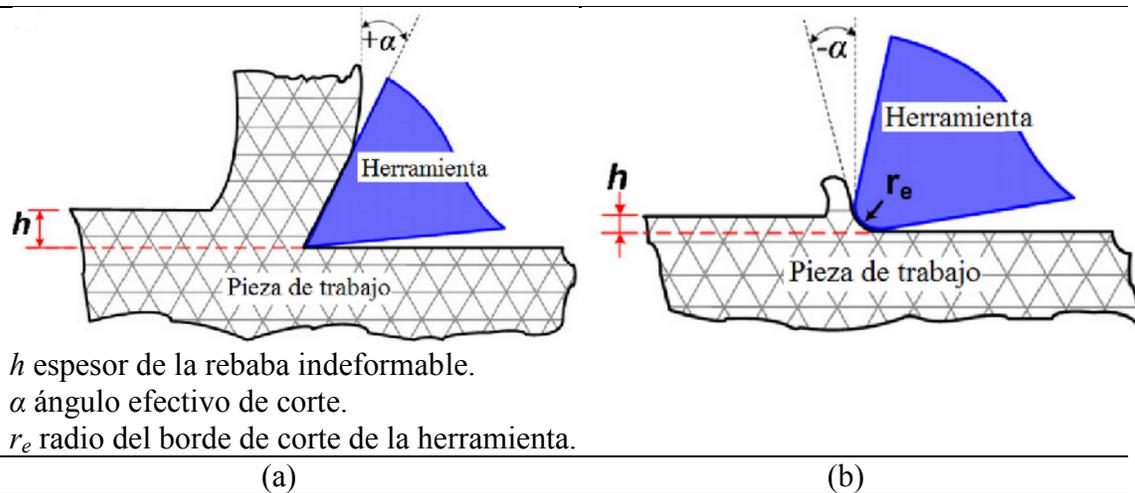


Figura 2.3. Esquema del límite de corte (a) escala convencional (b) microescala [93].

2.2.2 Caso 2.- Efecto de la microestructura del material en el proceso de micromaquinado.

El mecanismo de corte en el proceso de micromaquinado depende de la influencia del efecto de la microestructura del material de la pieza de trabajo. Determinar las condiciones de corte en el micromaquinado implica que el proceso por remoción de material está gobernado por la interacción interfacial entre el filo de la herramienta y el material de la pieza de trabajo [94]. Los efectos de las propiedades del material en el mecanismo de microcorte son considerados muy importantes. Se ha determinado, por ejemplo, una fuerte relación entre la microestructura del material y el acabado superficial [95]. Con un refinamiento de la microestructura es posible mejorar significativamente las condiciones de corte en el microfresado [96].

Aunado a los efectos producidos por la reducción del tamaño y por la microestructura del material de la pieza de trabajo, el interés de este trabajo se centra en encontrar condiciones que eviten producir altas frecuencias de vibración durante el proceso de micromaquinado cuyo efecto merma la estabilidad dinámica de la micromáquina. En ese sentido, en [97] se han señalado algunas recomendaciones para limitar la ocurrencia de vibración durante el

micromaquinado de piezas delgadas¹, enfatizando en la necesidad de transmitir las fuerzas de corte de forma homogénea dentro de un límite predefinido en la trayectoria del maquinado.

2.3 Cálculo de la fuerza de corte.

La fuerza de corte está directamente relacionada con la formación de viruta en un proceso de maquinado. La fuerza de corte determina la deflexión de la herramienta que limita la tasa de avance [98]. Determinar la fuerza de corte en un sistema, ayuda a seleccionar las condiciones de corte adecuadas para su buen desempeño.

Dentro de las áreas de investigación en microfabricación se encuentra la relacionada con las fuerzas de corte en el micromaquinado. Particularmente, algunos modelos han sido propuestos para el proceso de microfresado [99-101], en respuesta a los diferentes fenómenos que se presentan en el proceso de micromaquinado que no pueden ser descritos por un simple escalamiento del proceso de maquinado de escala convencional. Una diferencia crítica es la suposición de que los efectos en el radio del borde de corte son insignificantes en la escala micro, debido a que la redondez de un borde de corte es más significativo en el proceso de maquinado a esa escala. En este trabajo se persigue calcular una aproximación de la fuerza de corte involucrada en el proceso de micromaquinado.

De las tres componentes de fuerza que componen la fuerza de corte (ver sección 2.1), la fuerza tangencial es la componente más alta, seguida de la fuerza de avance y la fuerza radial. En [102] se ha desarrollado un método para calcular las fuerzas de avance y radial que puede ser aplicado a diferentes materiales; tales como, aceros, fundición, aleaciones de alta temperatura y aleaciones no ferrosas. Por ejemplo, para estimar las fuerzas de avance y radial en aleaciones de aluminio (100-150 HB) se tiene: $F_f=0.429F_t$ y $F_r=0.211F_t$.

En este punto, se pretende conocer las componentes de la fuerza de corte presentes en el proceso de micromaquinado haciendo las siguientes consideraciones:

- A Considerando herramientas de corte de 0.2 milímetros de diámetro,
- B Considerando la velocidad de corte óptima del husillo que se pretende implementar,
- C Considerando parámetros de corte propuestos, y
- D Considerando diferentes materiales metálicos, suaves y duros.

De la tabla 2.1 a 2.3 se muestra un resumen de resultados de las componentes de fuerza de corte calculadas en los procesos de micromaquinado básicos.

¹ Se entiende por pieza delgada, a un cuerpo tridimensional en el que una dimensión geométrica (espesor) es significativamente más pequeña que las otras.

Tabla 2.1. Especificaciones y fuerza de corte en la operación de torneado.

Material	Especificación					Fuerza de corte		
	Dureza [HB]	Diámetro de la pieza de trabajo [mm]	Velocidad en el husillo [r.p.m.]	Avance lineal [mm/min]	Profundidad de corte [mm]	Fuerza tangencial [N]	Fuerza de avance [N]	Fuerza radial [N]
Aluminio (6061-T6)	95	2	36,000	100	0.015	0.029	0.012	0.006
Latón (272)	100					0.034	0.015	0.007
Acero inoxidable (AISI 304)	150					0.068	0.031	0.015
Titanio (Ti6Al4V)	300					0.137	0.092	0.056

Tabla 2.2. Especificaciones y fuerza de corte en la operación de fresado.

Material	Especificación					Fuerza de corte ²		
	Esfuerzo último [MPa]	Diámetro de la herramienta [mm]	Velocidad en el husillo [r.p.m.]	Avance lineal [mm/min]	Profundidad de corte [mm]	Fuerza tangencial [N]	Fuerza de avance [N]	Fuerza radial [N]
Aluminio (6061-T6)	200	0.2	36,000	100	0.03	0.003	0.001	.0007
Latón (272)	300					0.006	0.002	0.001
Acero inoxidable (AISI 304)	480					0.019	0.009	0.004
Titanio (Ti6Al4V)	900					0.031	0.021	0.012

² Considerando que el cortador tiene 4 gavilanes.

Tabla 2.3. Especificaciones y fuerza de corte en la operación de taladrado.

Material	Especificación				Fuerza de corte	
	Diámetro de la herramienta [mm]	Velocidad del husillo [r.p.m.]	Velocidad de penetración [mm/min]	Avance [mm/rev]	Fuerza radial [N]	Fuerza axial [N]
Aluminio (6061-T6)	1.58 (1/16")	36,000	100	0.003	0.07	0.10
Latón (272)			80	0.002	0.07	0.09
Acero inoxidable (AISI 304)			60	0.002	0.10	0.14
Titanio (Ti6Al4V)			40	0.001	0.14	0.19

2.4 Planteamiento del problema.

La mayoría de los prototipos de micromáquinas herramienta que se describieron en la sección 1.2.1, incluyendo a las micromáquinas que se pueden conseguir comercialmente, presentan una configuración en serie de lazo abierto, tipo cartesiana, con tres juntas helicoidales ortogonales. Este tipo de configuración es muy popular debido a que la conversión de las articulaciones a las coordenadas del órgano terminal, y viceversa, es relativamente simple. Esto facilita su control y análisis porque cada eje controla directamente un grado cartesiano de movimiento y no se producen acoplamientos entre ellos. Además, la equivalencia entre el movimiento generado por una junta activa y su correspondiente efecto en el órgano terminal tiene un valor constante en todo su espacio de trabajo, esto representa la uniformidad con la que transmite la fuerza la herramienta a una pieza de trabajo.

El problema de las máquinas herramienta de tamaño estándar con una configuración en serie reside en que cada eje debe soportar y mover los ejes que van montados sobre éste, incluyendo su actuador y su junta. Esto se traduce a tener que desplazar una mayor masa, mermando así la capacidad de operación de la máquina, afectando su productividad. En las micromáquinas herramienta la masa de los elementos que componen su estructura mecánica no representa un factor restrictivo, considerando que en el escalamiento la masa se reduce en una escala mayor que otras magnitudes en respuesta a los cambios en el efecto que se producen en los fenómenos físicos al reducir la escala de los objetos [103-104]. Es debido a estos cambios en las magnitudes físicas, junto a las características propias del proceso de maquinado que se adoptan (parámetros de corte) que hacen a las micromáquinas herramienta susceptibles de presentar condiciones en las que su estabilidad se ve afectada por el inicio de vibración.

La interacción entre la dinámica del proceso por remoción de viruta y la dinámica estructural de la micromáquina herramienta provoca una forma de vibración regenerativa, creando

fluctuaciones en la herramienta. Esta condición repercute en el desgaste de la herramienta, en el acabado superficial de las piezas y en la vida útil de la micromáquina [101, 105].

2.4.1 Modelo teórico de una herramienta y una pieza de trabajo durante el fresado.

En el caso de una pieza de trabajo fija y una herramienta móvil en el proceso de fresado, la fuerza de corte que actúa sobre la herramienta sin cortar y el amortiguamiento asociado se pueden modelar como se muestra en la Figura 2.4.

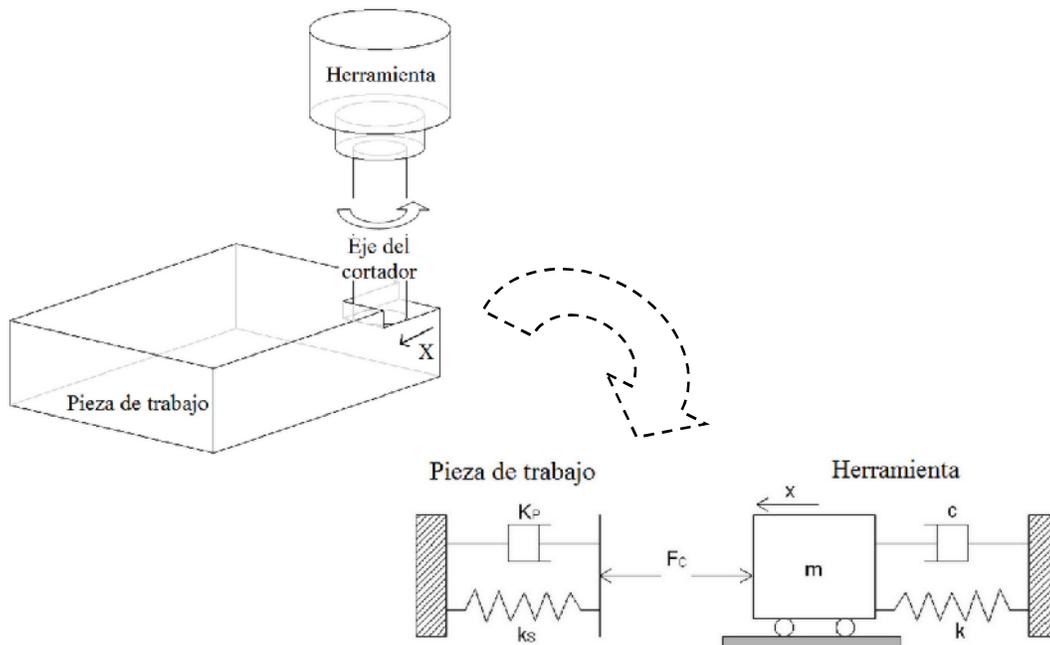


Figura 2.4. Modelo de una herramienta y una pieza de trabajo durante el fresado (Adaptado de [106]).

La masa m representa la masa de la herramienta y el portaherramienta, k es la rigidez de la estructura que soporta el portaherramienta y c es el amortiguamiento viscoso equivalente de la estructura. La fuerza de corte F_c es la suma de las fuerzas debido al cambio del espesor de la rebaba y al cambio en la tasa de penetración de la herramienta, k_s es el coeficiente de rigidez de corte y K_p es el coeficiente de la tasa de penetración determinado experimentalmente.

La fuerza de corte F_c es proporcional al área de corte [107], que a su vez corresponde al producto entre la profundidad de corte p y el espesor t , esto es:

$$F_c = k_s p t \quad (2.1)$$

Sustituyendo la ecuación (2.1) en la ecuación general de vibración (2.2) se obtiene la fórmula para la profundidad de corte (2.3) [108].

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_c \quad (2.2)$$

$$p = \frac{-1}{2K_s G_R} \quad (2.3)$$

Donde G_R es la parte real de la función de respuesta en frecuencia G como la solución estándar de la ecuación (2.2),

$$\frac{x}{F_c} = \frac{1-r^2}{k[(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2]} + i \frac{-2\zeta r}{k[(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2]} = G_R + iG_I = G \quad (2.4)$$

Donde r es la razón de frecuencias $\left(r = \frac{f}{f_n}\right)$, y ζ es la razón de amortiguamiento $\left(\zeta = \frac{c}{c_c}\right)$.

Cuando se resuelve la ecuación (2.1) y (2.2), la profundidad de corte p es dependiente de la frecuencia de vibración regenerativa f o de la frecuencia natural f_n a través de la razón r . En complemento, de acuerdo con la teoría de vibración [109], la ecuación de la vibración regenerativa se escribe:

$$\frac{f}{f_i} = n + \frac{1}{2} + \frac{1}{\pi} \tan^{-1} \frac{-2\zeta r}{1-r^2}, \quad (2.5)$$

La ecuación (2.5) representa la relación entre la frecuencia regenerativa f , la frecuencia de corte f_i y el número de lóbulo n . Para cada frecuencia generada, existe una profundidad de corte crítica correspondiente. Así, el proceso de corte es estable cuando la profundidad de corte es menor que el valor crítico e inestable cuando ocurre lo contrario. Esto se puede representar gráficamente por medio de la relación entre la velocidad de giro del husillo y la penetración en el proceso de corte, conocida como lóbulos de estabilidad.

Los lóbulos de estabilidad son generados a partir de dos ecuaciones analíticas [110]; la primera ecuación para la profundidad de corte p (ecuación (2.3)) y la segunda para la velocidad de corte N , ambas en función de la frecuencia de vibración f . La función $N(f)$ resulta de una función trigonométrica (ecuación (2.5)) y, por lo tanto, la solución periódica contiene un término que indica la recurrencia n , que a su vez indica el número de lóbulo trazado en la gráfica. Usando estas funciones, los lóbulos de estabilidad pueden ser construidos analíticamente y evaluados para un intervalo de frecuencias de vibración. Por definición, la zona estable corresponde al área bajo la curva de los lóbulos de estabilidad, mientras que la zona inestable corresponde al área por arriba de la curva.

Para generar los lóbulos de estabilidad de una micromáquina herramienta típica, se toma de referencia la estructura mecánica reportada en [16], la cual está constituida por una configuración de lazo abierto, tipo C, de tres ejes traslacionales. Por la escasa información que se proporciona en la misma, se proponen las siguientes consideraciones con el fin de obtener un análisis modal más completo:

- El tamaño de la configuración serial es de 90 x 60 x 85 mm y cubre un espacio de trabajo de 20 x 20 x 20 mm.
- El material estructural de la máquina es aleación de aluminio 6063-T5, material con mejores prestaciones respecto a resistencia, maquinabilidad y costo [111].
- Apegándose lo más posible a las características que proporcionan los catálogos del fabricante, el material de los actuadores y husillo son de acero, AISI 1025 y ASTM A36 respectivamente.
- Los puntos de contacto entre elementos están sujetos con tornillos y se asumen rígidos por el Análisis de Elemento Finito (FEA por sus siglas en inglés) de Solidworks, licencia educativa, programa utilizado exclusivamente para encontrar las frecuencias naturales de la estructura mecánica.

- Las cuatro áreas de la base inferior son consideradas fijas como las condiciones límite.
- Es considerada una fuerza de corte equivalente de 0.5 N. Las fuerzas resultantes máximas, calculadas con los parámetros de corte propuestos en las tablas 2.1 a 2.3 de la sección 2.3, están por abajo de este valor.
- Respecto al sistema husillo/portahusillo/herramienta, en [112] se reporta que para velocidades de giro de 25,000 a 40,000 r.p.m. la rigidez modal del sistema se encuentra entre $k=10$ y $40 \text{ N}/\mu\text{m}$, con valores de amortiguamiento bajos, entre $\zeta=0.01$ y 0.04 (caso subamortiguado $0 < \zeta < 1$). Tomando estos valores como una referencia, se considerará el promedio del valor de amortiguamiento para este análisis.
- Debido a la capacidad de giro del husillo que se pretende implementar, se considerará como referencia el primer modo normal de vibración de la estructura mecánica únicamente.

La Figura 2.5 muestra el primer modo normal de vibración de la micromáquina herramienta típica.

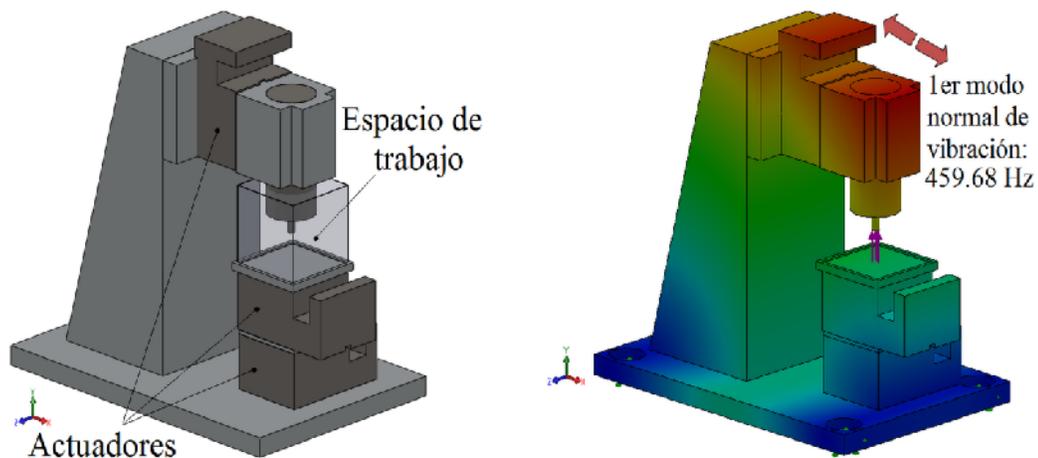


Figura 2.5. Primer modo normal de vibración de la micromáquina herramienta típica.

En [16] se reporta un error menor al 10% cuando se determinan experimentalmente los modos normales de vibración de la configuración de la Figura 2.5, de manera que se considera una buena aproximación los resultados obtenidos por FEA.

Con la frecuencia obtenida (459.68 Hz) y conociendo una aproximación de la masa del sistema (361 g) es posible calcular una constante de rigidez estática: $k=0.030 \text{ N}/\mu\text{m}$. La Figura 2.6 muestra los lóbulos de estabilidad de la micromáquina herramienta generados a partir del primer modo normal de vibración. La profundidad de corte crítica estimada es de 0.025 mm.

Con base en los resultados que arroja el modelo teórico se puede deducir lo siguiente:

- » La inestabilidad en el sistema se hace presente al trabajar con velocidades de corte bajas y penetraciones altas.

De hecho, el proceso de micromaquinado se realiza a través de penetraciones bajas y velocidades de corte altas, asegurando con esto, condiciones de trabajo en una zona estable.

Sin embargo, para alcanzar altas velocidades en el husillo se requiere de tecnología que no siempre se tiene al alcance. Como una consecuencia de no trabajar a altas velocidades de corte para mitigar las vibraciones generadas por el proceso de maquinado, se sugiere incrementar la rigidez del sistema sin que ello represente incrementar las dimensiones, o bien, la masa del mismo. Esta condición se hace factible, especialmente cuando existe la posibilidad de integrar una configuración mecánica cuya principal característica radica en ofrecer alta rigidez estructural, tal como una configuración paralela.

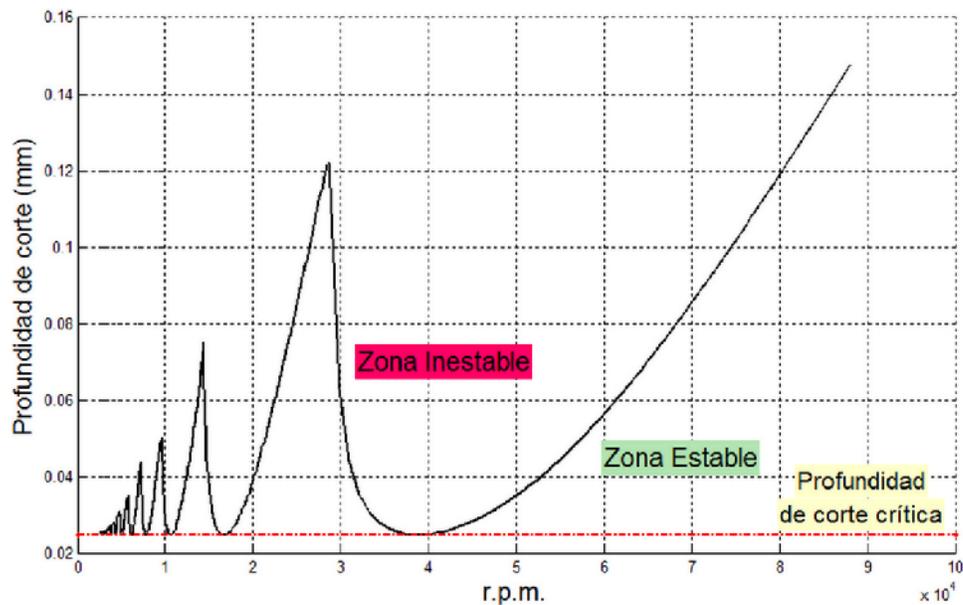


Figura 2.6. Lóbulos de estabilidad generados a partir de una frecuencia natural de 459.68 Hz.

Con esto en mente, el hecho de considerar una configuración paralela de la escala convencional con las mejores características de rigidez reportada y aplicarla a tareas de micromanufactura por un simple ejercicio de escalamiento, podría arrojar resultados inesperados. Una configuración que haya mostrado buenos resultados en tareas de manipulación no necesariamente los tendrá en tareas de maquinado, porque las exigencias no son las mismas. En este sentido, se justifica la selección de una configuración paralela con miras a su aplicación como micromáquina herramienta. Pero, *¿Cómo se ve afectada la rigidez en un proceso de corte cuando se miniaturiza un dispositivo mecánico?*

2.4.2 Cambios en el efecto de los fenómenos físicos en la miniaturización.

La relación entre la vibración Ω , la fuerza de corte F_c y la rigidez K se puede expresar como un cociente,

$$\Omega = \frac{F_c}{K} \quad (2.6)$$

La expresión (2.6) muestra que la vibración es una respuesta a los cambios que presenta la fuerzas de corte que la provoca y a la rigidez que la mitiga. Cuando se reduce el tamaño de los objetos, las fuerzas de corte y otras variables cambian con un factor de escala mayor que la rigidez (Figura 2.7). Por lo tanto, mientras más rigidez aporte una estructura mecánica, la posibilidad de caer en una zona inestable, incluso a bajas velocidades de corte, será con valores de profundidad de corte más altos.

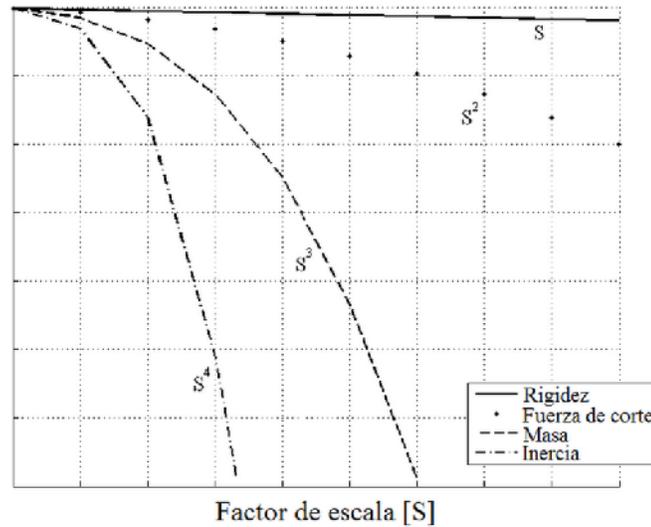


Figura 2.7. Cambios en el factor de escala de algunos parámetros (adaptado de [113]).

En resumen, en el proceso de micromaquinado, donde existe contacto directo entre una herramienta y una pieza de trabajo, se presentan oscilaciones provocadas por las fuerzas de corte. Estas oscilaciones son originadas por una vibración regenerativa de la estructura mecánica, conocida como “golpeteo” (Chatter en inglés). Esta vibración se acentúa cuando el proceso se realiza a bajas velocidades de corte, haciendo susceptibles a las micromáquinas herramienta a encontrar una zona de inestabilidad. Un incremento en la rigidez del sistema contrarresta el aumento de fluctuaciones que repercuten en el desempeño de la micromáquina.

La rigidez del sistema puede ser expresada en términos estáticos o dinámicos [114]. La rigidez estática se refiere a la capacidad para resistir fuerzas en condiciones estáticas, es decir, en un estado en el que las posiciones relativas de los cuerpos no varían con el tiempo. La rigidez dinámica es una medida de la capacidad para disipar fuerzas oscilantes. Los factores que determinan la rigidez se relacionan con las propiedades de los materiales, las fuerzas externas que actúan sobre la estructura y la geometría de la estructura mecánica. A su vez, en el proceso de miniaturización la rigidez cambia con un factor de escala menor que otros fenómenos, incluidas las fuerzas de corte. En este sentido, el uso de una configuración que brinde mayor rigidez, tal como una configuración paralela, en aplicaciones de micromaquinado se hace viable, debido a las características que presenta en virtud de su estructura cinemática. Sin embargo, será hasta que se seleccione una configuración paralela y se compruebe su comportamiento, lo que decida su viabilidad real.

2.5 Hipótesis

Una configuración paralela aplicada a tareas de micromaquinado mitiga mejor las oscilaciones provocadas en el proceso de corte, en virtud de la rigidez que aporta su estructura cinemática.

2.6 Objetivo general.

Investigar, seleccionar y proponer una configuración paralela con miras a su aplicación como micromáquina herramienta.

2.7 *Objetivos particulares.*

- ⊕ Investigar el estado del arte relacionado con mecanismos paralelos y micromáquinas herramienta.
- ⊕ Investigar la viabilidad de aplicación de las configuraciones paralelas al campo de la micromanufactura.
- ⊕ Proponer un proceso de selección de configuraciones paralelas con miras a su aplicación como micromáquina herramienta.
- ⊕ Seleccionar una configuración paralela para ser aplicada como micromáquina herramienta.
- ⊕ Proponer el diseño mecánico de una micromáquina herramienta basada en un mecanismo paralelo.
- ⊕ Construir y evaluar el diseño propuesto de la micromáquina herramienta basada en un mecanismo paralelo.

Capítulo 3

III. DESARROLLO.

3.1 Requerimientos que deben exhibir las configuraciones paralelas para ser aplicadas como micromáquinas herramienta.

Con base en la investigación realizada, se han identificado las condiciones básicas que deben considerarse para que una configuración paralela sea aplicada como una micromáquina herramienta. Estas condiciones se proponen considerándolas tanto indispensables como deseables para desempeñar tareas de micromaquinado.

3.1.1 Condición de movilidad.

Esta condición se refiere al número de ejes necesarios que debe tener la micromáquina herramienta para desempeñar operaciones de maquinado. Por ejemplo, para desempeñar operaciones básicas de maquinado (fresado en las caras o frontal, refrentado o cilindrado) tres ejes traslacionales son suficientes, permaneciendo un eje rotacional desacoplado donde giraría la herramienta, o bien, la pieza de trabajo. Para desempeñar operaciones más complejas (fresado lateral o de cantos), donde se demanda un eje adicional que oriente la pieza de trabajo o herramienta, tres ejes traslacionales no son suficientes y se debe incrementar el número de ejes solicitados a la configuración mecánica.

3.1.2 Condición de desacoplamiento cinemático.

Existen tres diferentes tipos de acoplamiento en los mecanismos [58]:

- a) Fuertemente acoplados; cada parámetro de posición está en función de la combinación del movimiento que proporcionan los actuadores,
- b) Sin acoplamiento; cada parámetro de posición está en función de sólo un actuador, y
- c) Parcialmente acoplados o desacoplados; ninguno de los dos tipos anteriores.

Cuando no existe acoplamiento cinemático, significa que el movimiento del órgano terminal a lo largo de cada eje es controlado por el respectivo actuador. La ventaja de ésta característica se traduce en una simplificación del cómputo de la cinemática; se obtiene una fácil formulación en el análisis de desplazamiento directo e inverso o en el análisis de singularidades [115], al simplificarse los modelos cinemáticos y dinámicos no lineales se facilita el control [116].

En el proceso de remoción de material, el movimiento relativo es requerido entre la herramienta y la pieza de trabajo para desempeñar una operación de maquinado. En un proceso de corte básico, el movimiento, ya sea de la herramienta o la pieza de trabajo, debe seguir una trayectoria recta para garantizar un acabado uniforme. Debido a que las configuraciones mecánicas acopladas presentan dependencia en su movilidad, el movimiento en cada eje dibuja una trayectoria que implica movimiento en dos direcciones al accionar un sólo actuador. Esta clase de movimiento requiere técnicas de control avanzado para convertirlo en movimientos lineales.

El diseño de una configuración paralela que cumpla con el requisito de movilidad sin acoplamiento y que mantenga, a su vez, alta rigidez usando cadenas eslabonadas ligeras no es una tarea simple, debido a que cada cadena cinemática del mecanismo opera sólo en una dirección. En [58] se menciona que un mecanismo sin acoplamiento, eventualmente, podría presentar una condición en la que una sola cadena cinemática tiene que soportar la carga completa aplicada en el órgano terminal. Por esta condición, un mecanismo sin acoplamiento, podría tener una carga nominal más baja que los mecanismos acoplados. Esta idea también se menciona en [117].

Una solución a este problema se vislumbra en los cambios en los efectos que se presentan en los fenómenos físicos al miniaturizar las máquinas. Las fuerzas de corte y la masa de los elementos cambian en una proporción mayor que la propia rigidez. Por esta razón, aunque la carga no se distribuya por completo en todas las piernas del mecanismo, las reacciones en cada una disminuyen conforme se reduce el tamaño del mecanismo. En la subsección se determinan las reacciones en un eslabón para ejemplificar lo antes expuesto.

3.1.2.1 Magnitud de las reacciones en un eslabón.

Considerando una barra A y otra barra B (las cuales no se muestran), como parte de una cadena eslabonada de un mecanismo cuyas características, tomadas de [113], son las siguientes:

- Presentan el mismo diseño,
- Están fabricados con el mismo material, y
- El tamaño de la barra A es S veces más grande que la barra B.

El interés consiste en analizar la relación entre las reacciones a las que están sujetas las barras y los parámetros físicos que se derivan. La Figura 3.1, muestra el diagrama de cuerpo libre de un eslabón uniforme de masa m y longitud l . Se usan los vectores unitarios no fijos al marco inercial.

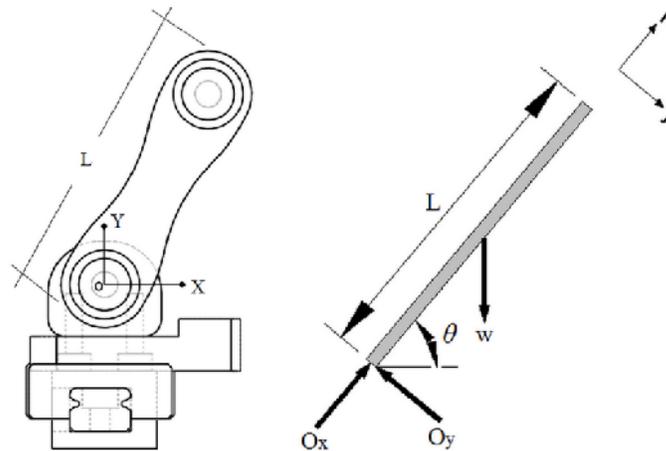


Figura 3.1. Diagrama de cuerpo libre de un eslabón.

La magnitud de las reacciones que se quiere analizar es:

$$R = \sqrt{(O_x)^2 + (O_y)^2}, \quad (3.1)$$

Obteniendo O_x y O_y de la ecuación $\sum \mathbf{F} = m\mathbf{a}_c$.

En donde;

$$\begin{aligned}\mathbf{a}_c &= \mathbf{a}_o + \alpha \hat{k} \times \mathbf{r}_{oc} - \omega^2 \mathbf{r}_{oc}, \\ \mathbf{a}_c &= 0 - \frac{l}{2} \omega^2 \hat{i} + \frac{l}{2} \alpha \hat{j},\end{aligned}\quad (3.2)$$

Para expresar la ecuación (3.2) en función de θ , escribimos la ecuación de momentos respecto al pivote O:

$$\begin{aligned}\sum M_o &= I_o \alpha, \\ mg \frac{l}{2} \cos \theta &= \frac{ml^2}{3} \alpha, \\ \alpha &= \frac{3g}{2l} \cos \theta,\end{aligned}\quad (3.3)$$

Para obtener ω^2 en función de θ se debe integrar (3.3).

$$\frac{\omega^2}{2} = \frac{3g}{2l} \text{sen} \theta + C,$$

Como $\omega^2=0$, cuando $\theta=0$, se tiene que $C=0$, y

$$\omega^2 = \frac{3g}{l} \text{sen} \theta, \quad (3.4)$$

Sustituyendo (3.3) y (3.4) en (3.2).

$$\mathbf{a}_c = -\frac{3}{2} g \text{sen} \theta \hat{i} + \frac{3}{4} g \cos \theta \hat{j}, \quad (3.5)$$

Entonces,

$$\begin{aligned}\sum F_x &= ma_{c_x}, & \sum F_y &= ma_{c_y}, \\ O_x - mg \text{sen} \theta &= m \left(-\frac{3}{2} g \text{sen} \theta \right), & O_y + mg \cos \theta &= m \left(\frac{3}{4} g \cos \theta \right), \\ O_x &= -\frac{mg}{2} \text{sen} \theta, & O_y &= \frac{mg}{4} \cos \theta,\end{aligned}$$

Por lo tanto,

$$\begin{aligned}R &= \sqrt{(O_x)^2 + (O_y)^2}, \\ R &= \sqrt{\left(-\frac{mg}{2} \text{sen} \theta \right)^2 + \left(\frac{mg}{4} \cos \theta \right)^2}, \\ R &= \frac{mg}{2} \sqrt{\text{sen}^2 \theta + \frac{1}{4} \cos^2 \theta},\end{aligned}\quad (3.6)$$

Considerando que la reacción máxima se encuentra cuando $\theta = 90^\circ$, la ecuación (3.6) se reduce a:

$$R_{\text{máx}} = \frac{mg}{2}, \quad (3.7)$$

La relación de parámetros entre los dispositivos A y B es:

$$m_A = S^3 m_B, \quad (3.8)$$

Sustituyendo (3.8) en (3.7) se obtiene:

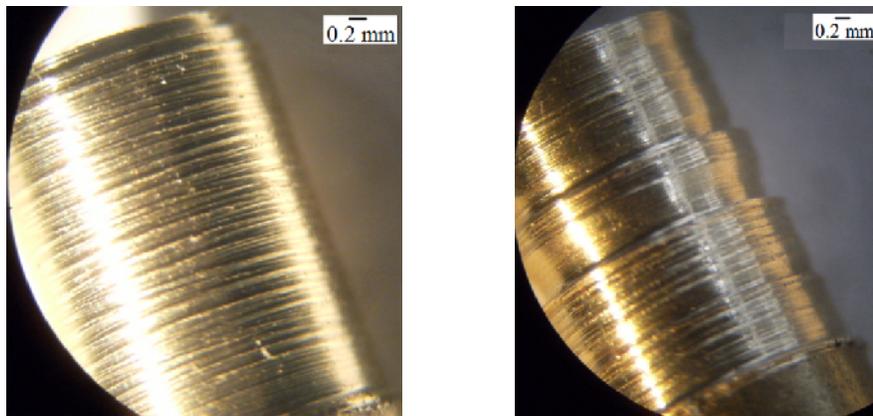
$$R_{máx_A} = \frac{m_A g}{2} = \frac{S^3 m_B g}{2} = S^3 R_{máx_B}, \quad (3.9)$$

La ecuación (3.9) muestra que la magnitud de las reacciones asociadas a la barra A es S^3 veces mayor que la magnitud de las reacciones asociadas a la barra B.

3.1.3 Condición de isotropía de fuerzas.

Mientras que, en aplicaciones de micromanipulación el dominio de las fuerzas superficiales toma mayor relevancia en el análisis de los sistemas de ensamble, en aplicaciones de micromaquinado el interés recae en la dirección de la fuerza de corte. En los procesos de maquinado la dirección de la fuerza y velocidad transmitidas deben ser constantes, así como las condiciones de corte a lo largo de la trayectoria de la herramienta [118-119]. Esta cualidad influye en el acabado de la pieza producida y en la vida útil de la herramienta. Por lo tanto, los mecanismos a ser considerados como micromáquinas herramienta deben proporcionar fuerzas iguales en cualquier dirección.

Para mostrar el efecto de no considerar condiciones de corte constantes se ha preparado un sencillo experimento. Este consiste en maquinar dos barras de latón de un mismo diámetro y longitud. La velocidad del husillo es la misma en ambos casos, así como la penetración, la única diferencia consiste en variar la velocidad de avance lineal durante el maquinado de una de las barras. Al variar la velocidad de avance se altera la componente de fuerza en esa dirección, afectando el acabado superficial de la pieza de trabajo. La Figura 3.2 muestra el resultado de ambas pruebas.



Bajo condiciones de corte constantes. Sin considerar condiciones de corte constantes.

Figura 3.2. Comparación de desbaste burdo.

3.1.4 Condición de espacio de trabajo regular.

En aplicaciones de micromaquinado está de por medio una herramienta y eventuales trayectorias que pueden cruzar el espacio de trabajo de un extremo a otro. Para garantizar un proceso de corte con buenos resultados el espacio de trabajo debe estar libre de singularidades de movimiento, libre de colisiones entre los elementos y debe presentar un volumen físico de forma regular, entendiendo como forma regular a la forma de un cubo o un paralelepípedo ortogonal. Si bien, es conocido que los mecanismos paralelos brindan un

espacio de trabajo con forma irregular, es importante que el mecanismo a ser considerado tenga la posibilidad de alojar un espacio de trabajo prescrito regular.

La Tabla 3.1 muestra un resumen de las condiciones expuestas. Tales condiciones se consideran indispensables o deseables para desempeñar tareas de micromaquinado.

Tabla 3.1. Condiciones que deben cumplir las configuraciones paralelas con miras a ser aplicadas como micromáquinas herramienta.

Condición indispensable	Condición deseable
Movilidad	
	Desacoplamiento cinemático
	Isotropía de fuerzas
	Espacio de trabajo regular

3.2 Herramientas de análisis para cumplir las condiciones propuestas.

En un proceso de diseño de mecanismos eslabonados, una vez identificados los requerimientos de diseño y antes de pensar en las dimensiones de la estructura mecánica, se debe seleccionar una configuración mecánica [120]. Técnicas y métodos se han propuesto para facilitar el diseño desde una perspectiva de análisis. Algunos trabajos se han centrado en el diseño sistemático de MP [121-123], aunque la mayoría de ellos sin considerar su viabilidad. Otros trabajos se han enfocado en proponer metodologías para el diseño de PKM integrando herramientas CAD, CAM y FEA entre otras [124-125]. Algunos trabajos centran el análisis en una configuración de interés y una vez construida la máquina evalúan la capacidad de mecanizado [126].

Cuando un mecanismo desarrolla una tarea de maquinado, fuerzas y momentos son transmitidos a través de una o varias rutas (cadenas cinemáticas) al órgano terminal, generados, a su vez, por actuadores instalados en puntos de conexión. El análisis de fuerzas estáticas es una práctica común para determinar la calidad de la transmisión de fuerzas y momentos ejercidos por juntas y eslabones en un mecanismo. Este análisis sirve de base para el diseño y selección de componentes. El análisis estático de un mecanismo puede ser calculado por medio de algunos métodos, tales como; el método vectorial, números duales, el principio del trabajo virtual o cálculo del tornillo.

Por otro lado, la traducción de necesidades en requerimientos específicos ha permitido desarrollar índices que tienen un significado físico real, definidos en un sentido matemático, conocidos como índices de desempeño. El propósito de un índice de desempeño es evaluar cuantitativamente la habilidad de un mecanismo desde el punto de vista cinemático y estático, esto es, en la solución de estado estable de las ecuaciones dinámicas. Por esta razón, se refiere a ellos como índices de desempeño cinetoestáticos. También es cierto que cada vez es más común encontrar índices que consideran aspectos dinámicos.

3.2.1 Índices de desempeño.

El índice de desempeño cinetoestático de un sistema mecánico es una cantidad escalar que mide la funcionalidad del sistema con respecto a la fuerza y movimiento que transmite. El análisis cinetoestático es esencial para PKM que son usados para realizar procesos de corte,

los cuales requieren transmitir fuerzas, ofrecer alta rigidez y bajas deformaciones equivalentes, resultando en mejores acabados superficiales y una mayor vida útil de las herramientas [127].

Un índice de desempeño puede ser *local* o *global*. Los índices locales no son constantes sobre todo el espacio de trabajo. Los índices globales son extensiones de los índices locales para caracterizar el desempeño de un mecanismo evaluando todo su espacio de trabajo.

La Tabla 3.2 muestra un resumen (revisado inicialmente en [128-129]³) de los índices más representativos que se han propuesto en la literatura. Existen más índices locales que no aparecen en la lista. Se concentró la búsqueda en los índices globales considerando que los locales son propuestos para aplicaciones muy particulares.

La mayoría de estos índices fueron definidos para propósitos de diseño y control, por lo tanto, son índices que dependen de la postura que adopta el mecanismo.

Tabla 3.2. Resumen de índices de desempeño.

Índice	Autor-año	Comentario
1 Ángulo de servicio.	Vinogradov-1971 [130].	Definido como el intervalo angular alcanzado por el órgano terminal de un manipulador ⁴ alrededor de un punto de su espacio de trabajo.
2 Destreza del espacio de trabajo.	Kumar & Waldron-1981 [131].	Definido como un volumen dentro del cual cada punto puede ser alcanzado por el órgano terminal del manipulador, con cualquier orientación deseada. Usado para optimización geométrica por Vijaykumar-1986 [132]. Kumar-1992 [133] introdujo la noción de <i>destreza del espacio de trabajo controlable</i> como un subconjunto del <i>espacio de trabajo alcanzable</i> y de la <i>destreza del espacio de trabajo</i> . En el proceso de <i>optimización</i> de manipuladores paralelos el <i>espacio de trabajo</i> y la <i>destreza</i> son los dos aspectos más importantes que se deben considerar. Algunos autores han desarrollado nuevos índices de desempeño con la combinación de estos dos índices [134-135].
3 Número de condición.	Salisbury & Craig-1982 [136].	El <i>número de condición</i> de la matriz jacobiana indica la distorsión en el espacio de velocidades operacional de una bola unitaria definida en el espacio de velocidades de las juntas. Salisbury y Craig usaron el <i>número de condición</i> de la matriz jacobiana como un criterio de <i>optimización</i> . Ángeles y Rojas-1987 [137] aplicaron el mismo criterio para el diseño de manipuladores espaciales de 3GDL.
4 Índice de desempeño de Paul y Stevenson.	Paul & Stevenson-1983 [138].	Paul y Stevenson estimaron el desempeño cinemático de una muñeca esférica usando el valor absoluto del

³ En la misma tabla aparecen las referencias de donde se recopiló la información complementaria.

⁴ Algunos índices de desempeño fueron propuestos originalmente para evaluar el desempeño de robots manipuladores, es la razón por la cual no se hace referencia propiamente a un mecanismo en algunos casos.

			determinante del jacobiano.
5	Índice de condicionamiento.	Yang & Lai-1985 [139].	Yang y Lai introdujeron regiones esféricas en un punto en particular de estudio. Gosselin y Angeles-1991 [140] definieron el índice de condicionamiento global como el recíproco del número de condición de la matriz Jacobiana, $\mu = 1/\kappa$. Con base en esta definición, índices globales de velocidad, capacidad de carga y rigidez son propuestos en [141].
6	Elipsoides de manipulabilidad.	Yoshikawa-1985 [142].	Se interpreta como la eficacia con la cual el brazo transmite fuerza y velocidad al órgano terminal. Yoshikawa usa el <i>determinante de la matriz jacobiana</i> como una <i>medida de manipulabilidad</i> mientras que Stoughton y Kokkinis-1987 [143] usan el <i>mínimo valor singular</i> y el <i>número de condición</i> . El análisis de velocidades en MP con actuación redundante usando <i>elipsoides de velocidad</i> fue explorado en [144]. A su vez, Kim & Khosla-1991 [145] propusieron una <i>medida de destreza</i> para el diseño y control de manipuladores como una <i>medida de isotropía</i> , independiente de la escala y del orden de la <i>manipulabilidad</i> .
7	Índice de manipulabilidad dinámica.	Yoshikawa-1985 [146].	Yoshikawa propuso el <i>índice de manipulabilidad dinámica</i> como una extensión del concepto de <i>manipulabilidad</i> , el cual consiste en una medida de las capacidades de un manipulador cuando la dinámica es considerada. Un número de extensiones y aplicaciones de <i>elipsoides de manipulabilidad</i> han aparecido en la literatura durante los últimos años. Además, han sido presentadas en [147] una discusión y reglas generales para la definición de <i>elipsoides de manipulabilidad</i> para estructuras seriales y paralelas.
8	Valor singular mínimo	Klein & Blaho-1987 [148].	El <i>valor singular mínimo</i> de la <i>matriz jacobiana</i> cuantifica la asimetría de la respuesta en velocidad. Este índice también ha sido propuesto como un índice global de medida para caracterizar la trayectoria de velocidad de MP [149].
9	Índice global de destreza.	Gosselin & Angeles-1988 [150].	Definido con base en el <i>número de condición</i> para caracterizar la <i>exactitud cinemática</i> de un manipulador respecto a su <i>espacio de trabajo</i> . Para evitar el problema de inconsistencia de unidades, Gosselin-1990 [151-152] propuso la formulación de una <i>matriz jacobiana</i> dimensionalmente homogénea para manipuladores planos y espaciales. Otro índice usado para medir la uniformidad de la <i>destreza cinemática</i> es el <i>índice de gradiente global</i> [153-154].
10	Índice de longitud estructural.	Waldron-1988 [155].	La <i>medida de manipulabilidad</i> de Yoshikawa es una medida de desempeño local, por lo que valida el desempeño de un mecanismo en una cierta posición únicamente. Para tener una propiedad global del mecanismo es propuesto el índice de longitud

			estructural, el cual se basa en la razón entre la suma de la longitud de los eslabones L y la raíz cúbica del <i>volumen del espacio de trabajo</i> V , $Q_L = L/\sqrt[3]{V}$. En [156] hacen un estudio comparativo de éste y otros índices para la optimización del espacio de trabajo de una variedad de configuraciones mecánicas.
11	Politopos.	Kokkinis & Paden-1989 [157].	Alternativa para evaluar el <i>desempeño</i> de manipuladores. Representan la máxima velocidad y fuerza alcanzable al desempeñar una tarea. Sin embargo, han recibido poca atención por ser poco atractivos desde un punto de vista computacional. Un análisis numérico es desarrollado en [158], en éste se presenta una herramienta de cálculo basada en <i>politopos</i> .
12	Singularidades.	Gosselin & Angeles-1990 [159].	Usado para la identificación de <i>singularidades</i> de sistemas mecánicos basados en cadenas cinemáticas de lazo cerrado tales como, cadenas eslabonadas o mecanismos paralelos.
13	Índice global de capacidad de carga.	Ozaki et al.-1996 [160].	Este índice es una medida de la <i>capacidad de carga</i> que puede ser manipulada por el mecanismo. Ha sido ampliamente usado en el diseño de MP [141, 161].
14	Índice global de velocidad.	Gao et al.-1997 [162].	El <i>índice global de velocidad</i> es una medida de la velocidad del mecanismo. Este es definido como el <i>índice global máximo y mínimo de velocidad</i> a ser el valor extremo de deformación del órgano terminal integrado sobre el <i>espacio de trabajo alcanzable</i> del mecanismo y dividido por el volumen del <i>espacio de trabajo</i> . Gao y compañía también desarrollaron el <i>índice global de deformación</i> [162], definido como el <i>índice global máximo y mínimo de deformación</i> a ser el valor extremo de deformación del órgano terminal integrado sobre el <i>espacio de trabajo alcanzable</i> del mecanismo y dividido por el volumen del <i>espacio de trabajo</i> .
15	Índice de isotropía cinemática.	Zanganeh & Angeles-1997 [163].	Con base en el <i>número de condición</i> y el <i>índice de manipulabilidad</i> se considero la <i>isotropía</i> como una herramienta de diseño.
16	Índice global de isotropía.	Stocco et al.-1998 [164].	El <i>índice global de isotropía</i> es calculado como la proporción entre el mínimo y el máximo valor singular de la <i>matriz jacobiana</i> sobre el <i>espacio de trabajo</i> .
17	Índice de transmisión de fuerzas.	Chen & Wen-2002 [165].	Método basado en el análisis de fuerzas estáticas para describir la calidad de <i>transmisión</i> de movimiento de los mecanismos. Definido como la fuerza efectiva obtenida versus la fuerza/torque de entrada, con una carga fija ejercida en el órgano terminal. Extendido al diseño de mecanismos paralelos en [166].
18	Índice global de	Hong et al.- 2003	Definido como la relación entre el volumen del

	manipulabilidad de fuerza.	[167].	<i>elipsoide de manipulabilidad</i> y el <i>número de condición</i> de la <i>matriz Jacobiana</i> en el <i>espacio de trabajo</i> total. Lee & Hong-2004 [168] definen, a su vez, el <i>índice global de manipulabilidad de fuerza, velocidad y par</i> trazándolas como una función de dos plataformas Stewart colocadas en direcciones opuestas.
19	Índice de acoplamiento.	Gogu-2004 [169].	Representa una medida del <i>desacoplamiento</i> entre los vectores columna de las matrices usadas en la formalización de los problemas directo e inverso en el <i>análisis cinemático y estático</i> .
20	Índice dinámico.	Li et al.-2008 [170].	Li y compañía propusieron un nuevo método para describir la dinámica del mecanismo. Se basa en clasificar las frecuencias naturales de la estructura de acuerdo a sus modos normales de vibración. Método apropiado para el diseño de MP con juntas flexibles.
21	Índice de transmisión generalizado.	Wang et al.-2010 [171].	Método que reúne el esfuerzo de trabajos previos, como [172], interesados en analizar la calidad de <i>transmisión de fuerzas</i> en mecanismos planos y espaciales. Es un método de análisis de <i>transmisión de movimiento/fuerza</i> , basado en la <i>teoría del tornillo</i> , para el análisis y diseño óptimo de MP.
22	Punto de isotropía.	Legnani et al.-2010 [173].	Introducen un nuevo concepto llamado punto de isotropía para manipuladores seriales y paralelos, mostrando como un manipulador no isotrópico puede ser transformado en uno isotrópico al cambiar la forma o el tamaño de su órgano terminal.
23	Optimización global de rigidez.	Zhang-2010 [174].	Índice propuesto para la <i>optimización de PKM</i> . Específicamente manipula el valor medio y la desviación estándar de la <i>traza de la matriz de rigidez generalizada</i> . El uso de éste índice y la consecuente derivación de dos índices más de rigidez son desarrollados en [175].

Si bien, los índices de desempeño fueron definidos originalmente para configuraciones seriales, se han hecho consideraciones para caracterizar el desempeño de mecanismos paralelos, particularmente en [176-177].

En años recientes se ha reportado el uso de los índices de desempeño como métodos para facilitar el diseño y análisis de PKM, tales como; criterios de análisis y evaluación [127, 178], métodos de comparación de configuraciones planas y espaciales [179-182], métodos de optimización [183-185], o para establecer metodologías de diseño para aplicar a las configuraciones paralelas convencionales como máquinas herramienta [186-187].

También se han usado los índices de desempeño como métodos de análisis de mecanismos paralelos, tales como: análisis de singularidades [188], análisis estático [189], y análisis del espacio de trabajo [190].

En este sentido, la relación entre las condiciones propuestas que deben cumplir los mecanismos paralelos para ser considerados como micromáquinas herramienta, descritos en la sección 3.1, y los índices de desempeño aparece en la Tabla 3.3.

Tabla 3.3. Relación entre las condiciones propuestas y los índices de desempeño.

Condición propuesta	Posición	Índice de desempeño
a) Movilidad	---	---
b) Espacio de trabajo regular	2	Destreza del espacio de trabajo,
	9	Índice global de destreza,
c) Desacoplamiento cinemático	11	Singularidades,
	18	Índice de acoplamiento,
d) Isotropía de fuerzas	6, 7	Elipsoides de manipulabilidad,
	10	Politopos,
	14	Índice de isotropía cinemática,
	15	Índice global de isotropía,
	16	Índice de transmisión de fuerzas,
	17	Índice global de manipulabilidad de fuerzas,
	20	Índice de transmisión generalizado,

Todas las condiciones propuestas, excepto la condición de movilidad, se relacionan con al menos un índice de desempeño de la Tabla 3.2. Por lo tanto, cada condición propuesta será analizada con el índice de desempeño que más se apegue al requerimiento de la misma. La Tabla 3.4 muestra la relación final establecida. Para el caso de la condición de movilidad, se analizará ésta con las ecuaciones de caracterización estructural de mecanismos paralelos que propone Tsai en [191].

Tabla 3.4. Cada condición propuesta acompañada de su índice de desempeño.

Condición propuesta	Índice de desempeño	Ecuación
Movilidad	--	Caracterización estructural.
Espacio de trabajo regular	Destreza del espacio de trabajo ⁵ .	--
Desacoplamiento cinemático	Índice de acoplamiento.	--
Isotropía de fuerzas	Índice de isotropía cinemática.	--

3.2.2 Caracterización de la topología estructural de mecanismos paralelos.

Con el propósito de converger a un diseño práctico que facilite su construcción, se centrará este trabajo en configuraciones paralelas simétricas espaciales. Un MP es simétrico si el número de cadenas cinemáticas es igual al número de grados de libertad del órgano terminal, si el tipo y número de juntas en todas las cadenas son arregladas en un idéntico patrón y, si el número y localización de las juntas actuadas en todas las cadenas son las mismas. Cuando las condiciones descritas no se cumplen los mecanismos paralelos son entonces llamados asimétricos [55].

⁵ Se usará una variante simplificada del *índice de destreza del espacio de trabajo* conocida como *volumen del espacio de trabajo*.

La ecuación que describe la movilidad de un mecanismo simétrico es conocida como criterio de Grübler o Kutzbach, esto es:

$$F = \lambda(n - j - 1) + \sum_i f_i, \quad (3.10)$$

Donde, F son los grados de libertad del mecanismo, λ es el espacio en el cual el mecanismo intenta funcionar, n el número de eslabones del mecanismo, incluida la base fija, j es el número de juntas del mecanismo, y f_i es el grado de movimiento relativo permitido por la junta i .

La conectividad C_k de una cadena es definida como los grados de libertad asociados con todas las juntas que conforman esa cadena cinemática, esto es:

$$\sum_{k=1}^m C_k = (\lambda + 1)F - \lambda, \quad (3.11)$$

Con el propósito de garantizar la movilidad requerida de la base móvil, la conectividad de cada cadena no debe ser mayor que el parámetro de movimiento λ , ni menor que los grados de libertad de la plataforma móvil F , esto es:

$$\lambda \geq C_k \geq F, \quad (3.12)$$

Estas ecuaciones caracterizan la topología estructural de un mecanismo paralelo [191].

3.2.3 Espacio de trabajo.

El espacio de trabajo de un mecanismo es definido como el conjunto de puntos que el órgano terminal puede alcanzar en un volumen de espacio [58]. De todas las variantes del cálculo del espacio de trabajo, el más común es el cálculo del espacio de trabajo con orientación constante, el cual consiste en un espacio tridimensional o volumen alcanzable por el centro de la plataforma móvil mientras la orientación no cambia.

El propósito de este índice es determinar geoméricamente los límites del espacio de trabajo del mecanismo en estudio. El espacio de trabajo se deduce a partir de la restricción que aporta cada cadena cinemática en un objeto geométrico (w, h, d), este a su vez describe todas las posibles localizaciones del órgano terminal que satisfacen las restricciones de cada cadena cinemática.

3.2.4 Criterio de acoplamiento.

El índice de acoplamiento representa una medida de independencia entre los vectores columna de las matrices usadas en la formalización de la cinemática directa e inversa. Existe una relación entre las velocidades de las coordenadas articulares y las velocidades de variación de posición del extremo del mecanismo que, al extraer y manipular, es posible identificar si el mecanismo presenta movilidad acoplada o desacoplada [169].

Las restricciones geométricas impuestas por las cadenas cinemáticas en el movimiento del órgano terminal resultan en la relación de coordenadas generales, esto es:

$$f_{ij}(q_{ij}, w_1, w_2, \dots, w_6) = 0, \quad i = 1, 2, \dots, k; \quad j = 1, 2, \dots, g_i, \quad (3.13)$$

Donde q_{ij} ($i=1, 2, \dots, k; j=1, 2, \dots, g_i$) representa el desplazamiento lineal o angular en las juntas activas y w_1, w_2, \dots, w_6 representan los parámetros usados para describir la orientación y posición del órgano terminal. En general, la relación (3.13) puede ser obtenida expresando la

ecuación de lazo cerrado para cada cadena en el marco de coordenadas fijas, y eliminando las variables de las juntas pasivas.

La velocidad del órgano terminal $\dot{\mathbf{w}} = [\dot{w}_1, \dot{w}_2, \dots, \dot{w}_6]^T$ está relacionada con la velocidad de las juntas actuadas $\dot{\mathbf{q}} = [\dot{q}_{ij}]$ por la ecuación general (3.14),

$$\frac{\partial f_{ij}}{\partial q_{ij}} \dot{q}_{ij} = -\frac{\partial f_{ij}}{\partial w_1} \dot{w}_1 - \frac{\partial f_{ij}}{\partial w_2} \dot{w}_2 - \dots - \frac{\partial f_{ij}}{\partial w_6} \dot{w}_6, \quad (3.14)$$

La ecuación (3.14) se puede escribir en forma matricial,

$$J_s \dot{\mathbf{q}} = J_p \dot{\mathbf{w}}, \quad (3.15)$$

Donde

$$J_s = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_{11}}{\partial q_{11}} & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \frac{\partial f_{12}}{\partial q_{12}} & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & \frac{\partial f_{kg_k}}{\partial q_{kg_k}} \end{bmatrix}, \quad (3.16)$$

es la matriz jacobiana serial, y

$$J_p = - \begin{bmatrix} \frac{\partial f_{11}}{\partial w_1} & \frac{\partial f_{11}}{\partial w_2} & \dots & \frac{\partial f_{11}}{\partial w_6} \\ \frac{\partial f_{12}}{\partial w_1} & \frac{\partial f_{12}}{\partial w_2} & \dots & \frac{\partial f_{12}}{\partial w_6} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \frac{\partial f_{kg_k}}{\partial w_1} & \frac{\partial f_{kg_k}}{\partial w_2} & \dots & \frac{\partial f_{kg_k}}{\partial w_6} \end{bmatrix}, \quad (3.17)$$

es la matriz jacobina paralela.

La ecuación (3.15) también puede ser escrita como la expresión matemática del modelo cinemático directo, esto es:

$$\dot{\mathbf{w}} = J \dot{\mathbf{q}}, \quad (3.18)$$

donde:

$$J = J_p^{-1} J_s, \quad (3.19)$$

es la matriz jacobiana global de $M \times M$ que representa la matriz de la transformación lineal entre el vector de velocidad de las juntas actuadas $\dot{\mathbf{q}}$ y el vector de velocidad operacional del órgano terminal $\dot{\mathbf{w}}$. También es posible, y a veces más conveniente, calcular la matriz jacobiana que relaciona la transformación inversa, esto es:

$$J^{-1} = J_s^{-1} J_p, \quad (3.20)$$

Se puede ver entonces que la expresión matemática del modelo cinemático inverso es:

$$\dot{\mathbf{q}} = \mathbf{J}^{-1} \dot{\mathbf{w}}, \quad (3.21)$$

Se debe señalar que las velocidades \dot{w}_i ($i=1,2,3$) en la ecuación (3.18) están asociadas con las velocidades traslacionales v_x, v_y, v_z en la dirección paralela a los ejes x_o, y_o, z_o , esto es $\mathbf{v}_o = [v_x, v_y, v_z]^T$. Las velocidades \dot{w}_i ($i=4,5,6$) están asociadas con la velocidad angular del órgano terminal, esto es $\boldsymbol{\omega} = [\omega_\alpha, \omega_\beta, \omega_\gamma]^T$.

La ecuación (3.18) representa la transformación lineal entre los espacios vectoriales de las coordenadas articulares y las coordenadas de posición y orientación. En un caso general, esta ecuación puede ser escrita de la forma:

$$\mathbf{y} = \mathbf{A} \mathbf{x}, \quad (3.22)$$

Para una matriz cuadrada \mathbf{A} de $n \times n$ y un vector \mathbf{x} , la ecuación (3.22) toma la forma:

$$\mathbf{y} = \sum_{i=1}^n \mathbf{A}_i, \quad (3.23)$$

Donde \mathbf{A}_i es el vector asociado con la i ésima columna de la matriz \mathbf{A} . La relación angular θ_{ij} entre dos columnas \mathbf{A}_i y \mathbf{A}_j de la matriz \mathbf{A} puede ser obtenida considerando el producto punto, esto es:

$$\cos \theta_{ij} = \frac{\mathbf{A}_i \cdot \mathbf{A}_j}{|\mathbf{A}_i| |\mathbf{A}_j|}, \quad (3.24)$$

El índice de acoplamiento está dado por el seno del ángulo de intersección θ_{ij} entre \mathbf{A}_i y \mathbf{A}_j , esto es:

$$k_{ij} = \text{sen } \theta_{ij}, \quad (3.25)$$

Al expresar en términos del índice de acoplamiento se obtiene:

$$k_{ij} = \left[1 - \left(\frac{\mathbf{A}_i \cdot \mathbf{A}_j}{|\mathbf{A}_i| |\mathbf{A}_j|} \right)^2 \right]^{1/2}, \quad (3.26)$$

El ángulo de intersección entre los vectores columna está en el intervalo $(0, \pi)$, por lo tanto, se deduce que k varía entre $0 \leq k_{ij} \leq 1$. Cuando la matriz \mathbf{A} es singular, los dos vectores columna están alineados, esto es $\theta_{ij} = 0$, y $k_{ij} = 0$, esta característica representa movilidad acoplada en un mecanismo. Cuando $k_{ij} = 1$, los dos vectores columna de la matriz \mathbf{A} son mutuamente ortogonales, esta característica representa movilidad completamente desacoplada en un mecanismo.

El índice de acoplamiento en problemas de cinemática directa e inversa es derivado del índice general asociado a la matriz \mathbf{A} con el jacobiano \mathbf{J} y su inversa \mathbf{J}^{-1} . Por lo tanto, para identificar el tipo de movilidad que presenta un MP, la matriz \mathbf{J} debe presentar una de las siguientes características:

- » Parcialmente desacoplada si \mathbf{J} es una matriz triangular.
- » Completamente desacoplada si \mathbf{J} es una matriz diagonal.
- » Completamente acoplada si la matriz \mathbf{J} no es diagonal ni triangular.

3.2.5 Criterio de isotropía de fuerzas.

Zanganeh y Angeles [163] definen el índice de isotropía con el recíproco del número de condición de J , esto es:

$$w_l(J) = \frac{\sigma_k}{\sigma_1} \quad 0 \leq w_l \leq 1, \quad (3.27)$$

Geoméricamente, esta es la proporción de la longitud de los ejes mayor y menor de un elipsoide de manipulabilidad.

Un elipsoide de manipulabilidad se interpreta como la eficacia con la cual un manipulador transmite fuerza y velocidad a su órgano terminal [192]. La manipulabilidad se representa como un elipsoide para cada posición del mecanismo, donde la distancia del centro del elipsoide a la frontera es proporcional a la facilidad de transmisión de fuerza o velocidad en esa dirección.

Considerando la matriz jacobiana J de la ecuación (3.19), ésta puede ser descompuesta [193] en:

$$J = USV^T, \quad (3.28)$$

Donde, U es una matriz ortogonal de $m \times m$,

$$U^T U = U U^T = I_{m \times m}, \quad (3.29)$$

V es una matriz ortogonal de $n \times n$,

$$V^T V = V V^T = I_{n \times n}, \quad (3.30)$$

y S es una matriz diagonal de $m \times n$ con elementos $\sigma_{ij} = 0$ para $i \neq j$ y $\sigma_{ii} = \sigma_i$ para $i \neq 0$. El rango de la matriz J es $k(J)$, y

$$k(J) \leq \min(m, n), \quad (3.31)$$

Si el rango de $J_{n \times n}$ es n , J es de rango completo, entonces J es no singular y, por lo tanto, $|J| \neq 0$. Las columnas de la matriz U son los vectores característicos ortonormales de JJ^T , mientras que las columnas de la matriz V son los vectores característicos ortonormales de $J^T J$. La matriz jacobiana J traza una esfera unitaria en el espacio de las articulaciones al correspondiente elipsoide en el espacio de velocidades cartesiano, el cual es llamado elipsoide de manipulabilidad (Figura 3.3).

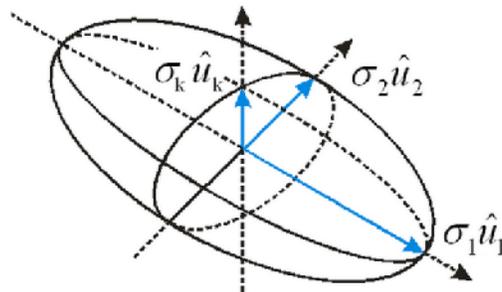


Figura 3.3. Elipsoide de manipulabilidad.

Las matrices descompuestas permiten interpretar gráficamente la geometría de la manipulabilidad. Las columnas de la matriz U pueden ser interpretadas como la dirección de

los ejes principales del elipsoide $\hat{u}_1, \hat{u}_2, \dots, \hat{u}_k$, y los valores singulares $\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_k$ pueden ser interpretados como las magnitudes correspondientes de los ejes principales. Así, los vectores de los ejes principales del elipsoide de manipulabilidad están dados por $\sigma_1 \hat{u}_1, \sigma_2 \hat{u}_2, \dots, \sigma_k \hat{u}_k$. El eje mayor $\sigma_1 \hat{u}_1$ del elipsoide de manipulabilidad indica la dirección a lo largo del cual el órgano terminal puede moverse con más facilidad, y con menor facilidad en la dirección $\sigma_k \hat{u}_k$. En una postura ideal, al no existir distorsión en el jacobiano, el elipsoide de manipulabilidad debe ser perfectamente esférico y de radio unitario. Cuando el elipsoide se hace una esfera, el órgano terminal puede moverse uniformemente en todas direcciones, tal configuración es conocida como una configuración isotrópica. Una interpretación geométrica se obtiene a partir de la ecuación (3.32).

$$\mathbf{F}^T \mathbf{J} \mathbf{J}^T \mathbf{F} = 1, \quad (3.32)$$

3.3 Método.

Una vez descritas las condiciones que deben cumplir las configuraciones paralelas con miras a ser aplicadas como MMH, y las herramientas de análisis con las que se evaluará cada condición, es conveniente considerar una secuencia que permita converger a un resultado sin invertir demasiado tiempo de análisis.

Al repetir esta secuencia de forma sistemática, se plantea un proceso que permite seleccionar configuraciones paralelas para ser aplicadas como micromáquinas herramienta.

3.3.1 Secuencia del proceso de selección.

La secuencia del proceso de selección se muestra en la Figura 3.4. Se debe señalar que de acuerdo a la secuencia del proceso de selección, en cada análisis se considerarán las configuraciones que cumplan la condición solicitada, de manera que aunque exista la posibilidad de que cumplan una segunda restricción, no será considerada si no cumple con la precedida.

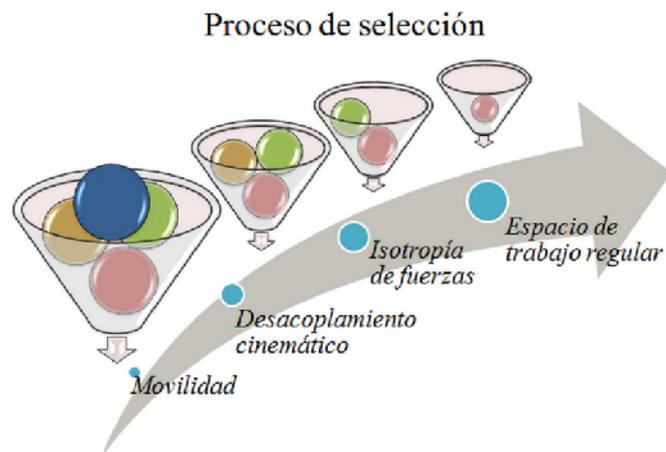


Figura 3.4. Esquema conceptual del proceso de selección de mecanismos paralelos para ser aplicados como micromáquinas herramienta.

Al imponer la movilidad al inicio de la secuencia del proceso de selección, se busca eliminar la mayoría de las configuraciones que no cumplen con esta condición indispensable. De esta

manera, el análisis de las condiciones deseables sucesivas se centrará en un número limitado de configuraciones. La razón de dejar al último la condición de espacio de trabajo regular, es porque no tendría sentido invertir tiempo en calcular el mismo si no existe la certeza de que las configuraciones candidatas cumplen con las condiciones de desacoplamiento y de isotropía de fuerzas.

Para aplicar el proceso de selección en un primer caso de estudio, se seguirá la secuencia propuesta. El ejercicio se centrará en buscar una configuración paralela de 3 GDL traslacionales. Se sabe que esta movilidad es suficiente para desempeñar tareas básicas de maquinado.

3.3.2 Enumeración de mecanismos paralelos de 3 GDL traslacionales.

Para un mecanismo espacial de 3 GDL, el parámetro de movilidad λ es igual a 6 y los GDL esperados F son igual a 3. Sustituyendo estos datos en las ecuaciones (3.11) y (3.12), y asumiendo que cada cadena está dispuesta de dos eslabones y tres juntas cinemáticas, se determina que la conectividad del mecanismo es igual a 15, por lo tanto, la conectividad de cada cadena cinemática está limitada a no más de 6 GDL y no menos de 3 GDL, esto es:

$$6 \geq C_k \geq 3 \quad (3.33)$$

La Tabla 3.5 muestra la clasificación de MP de 3 GDL. Para mecanismos simétricos es conveniente usar la conectividad 5, 5, 5.

Tabla 3.5. Clasificación de mecanismos paralelos de 3 GDL.

Grados de Libertad F	GDL de todas las juntas $\sum_i f_i$	Conectividad C_1, C_2, C_3
3	15	5, 5, 5 6, 5, 4 6, 6, 3

La Tabla 3.6 muestra el tipo y clase de junta que forman una cadena cinemática de 3 GDL considerando la combinación de juntas cinemáticas básicas. Las juntas cinemáticas básicas son: junta de revolución (R), junta prismática (P), junta helicoidal (H), junta cilíndrica (C), junta universal (U), y junta esférica (S).

Tabla 3.6. Tipo y clase de juntas para formar mecanismos paralelos de 3 GDL.

Tipo			Clase
Número de juntas de:			
1 GDL	2 GDL	3 GDL	
2	0	1	<i>RPS, PRS, RSP, PSR, SPR, SRP, RHS, HRS, RSH, HSR, SHR, SRH, PHS, HPS, PSH, HSP, SHP, SPH, RRS, RSR, SRR, PPS, PSP, SPP, HHS, HSH, SHH.</i>
1	2	0	<i>RCU, RUC, CRU, CUR, URC, UCR, PCU, PUC, CUP, CPU, UPC, UCP, HCU, HUC, CHU, CUH, UHC, UCH, CCR, RCC, CRC, UUP, UPU, PUU, UUR, URU, RUU, UUH, UHU, HUU, CCH, CHC, HCC, PCC, CPC, CCP.</i>

El orden en que aparece la clase de junta cinemática corresponde, de izquierda a derecha, a la junta conectada a la base fija, junta intermedia y junta conectada a la base móvil.

A continuación, se describen las consideraciones que ayudarán a seleccionar las clases útiles para formar configuraciones paralelas de 3 GDL traslacionales.

» Consideración A.

Para fines de actuación, se prefiere una junta R, H o P conectada en la base fija; esto con la finalidad de reducir la masa móvil y obtener un mayor espacio de trabajo.

» Consideración B.

Se deben evitar las juntas H, P y C como juntas pasivas; considerando que la traslación pasiva puede resultar en una resistencia extra causando baja velocidad de trabajo que llevará a conseguir un desempeño mecánico pobre.

La Tabla 3.7 muestra el resultado aplicando las consideraciones A y B.

Tabla 3.7. Tipo y clase de juntas para formar mecanismos paralelos de 3 GDL traslacionales con juntas activas sobre la base fija.

Tipo			Clase
Número de juntas de:			
1 GDL	2 GDL	3 GDL	
2	0	1	<u>RRS</u> , <u>RSR</u> , <u>HRS</u> , <u>HSR</u> , <u>PRS</u> , <u>PSR</u> .
1	2	0	<u>RUU</u> , <u>PUU</u> , <u>HUU</u> .

La junta subrayada indica que se trata de una junta actuada, el resto son pasivas.

» Consideración C.

La base móvil debe poseer sólo movimiento de traslación, por lo tanto, cada eslabón debe proveer una restricción de movimiento rotacional de un grado de libertad en la base móvil. Esto es, las restricciones proporcionadas por las tres cadenas cinemáticas deben inmovilizar completamente la rotación de la base móvil. Una junta esférica no puede restringir el movimiento de rotación en una plataforma móvil, por lo tanto, todo el renglón del tipo 201 de la Tabla 3.7 tendría que ser eliminado, como hizo Tsai [191]. En su lugar, y considerando que la equivalencia cinemática de una junta esférica está compuesta por tres juntas de revolución básicas (Figura 3.5), se sustituye S por RRR en las clases de la Tabla 3.7 y se eliminan las repeticiones.

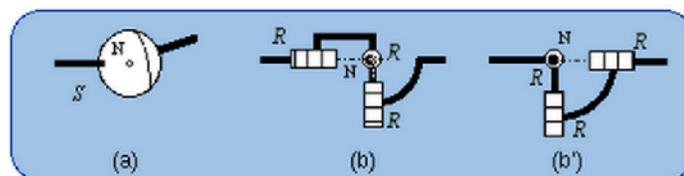


Figura 3.5. Equivalencia de una junta esférica S de centro N por dos sistemas de 3 juntas de revolución R con ejes ortogonales [194].

En cada una de las equivalencias se puede incluir un arreglo con una junta compuesta Pa (paralelogramo), conocida como junta Π [195], la cual presenta traslación pura y no altera la movilidad de la configuración, por ejemplo \underline{PRPaR} , donde los ejes de las juntas de revolución son perpendiculares a los ejes del paralelogramo.

» Consideración D.

En el análisis matemático se debe hacer indistinta la nomenclatura de las juntas H y P . Cuando se habla de juntas H y P se intuye el uso de tornillos de potencia y pistones, respectivamente. Sin embargo, en términos de análisis matemático no interesa qué tipo de elemento actúa el mecanismo físicamente. Además, ambos elementos proveen 1 GDL haciendo indiferente su nomenclatura.

La Tabla 3.8 muestra el resultado aplicando las consideraciones C y D.

Tabla 3.8. Tipo y clase de juntas para formar mecanismos paralelos de 3 GDL traslacionales con juntas activas sobre la base fija, usando equivalencias cinemáticas y obviando la nomenclatura.

Tipo			Clase
Número de juntas de:			
1 GDL	2 GDL	3 GDL	
2	0	1	\underline{RRPaR} , \underline{PRPaR} , \underline{PRRR} .
1	2	0	\underline{RUU} , \underline{PUU} .

Por lo tanto, el total de configuraciones que se construyen con juntas cinemáticas básicas, que proporcionan tres grados de libertad traslacionales, manteniendo las juntas activas sobre la base fija, se forman a partir de las siguientes clases: \underline{RUU} , \underline{PUU} , \underline{PRRR} , \underline{RRPaR} y \underline{PRPaR} .

Identificar las clases que conforman las configuraciones paralelas es útil porque se parte de un número finito de posibles configuraciones para analizar, sin embargo, se debe tener presente que este hecho no indica cómo deben estar dispuestos los elementos que los componen (orientación de las cadenas eslabonadas, colocación de los actuadores, etc.). Cualquier cambio en la constitución de la configuración, incluso manteniendo el número de elementos, puede reflejarse en el desempeño del mecanismo, especialmente en el espacio de trabajo. Un ejemplo de este hecho se puede apreciar en [196].

En la literatura es posible encontrar mecanismos paralelos de 3 GDL traslacionales que están constituidos de alguna de las diferentes clases que se presentan en la Tabla 3.8. Estas son las configuraciones que se analizarán a partir de ahora (Tabla 3.9).

Tabla 3.9. Mecanismos paralelos de 3 GDL traslacionales a revisar.

No.	Nombre(s) del mecanismo	Nomenclatura
1	Delta [64].	$3\underline{RUU}$
2	Urane Sx o Delta lineal [197].	$3\underline{PUU}$
3	Cartesiano [198], Isoglide o Tripteron [199-200].	$3\underline{PRRR}$
4	Mecanismo de Maryland [201].	$3\underline{RRPaR}$
5	Orthoglide [185], Y-Star o H-Robot [202].	$3\underline{PRPaR}$

3.3.3 Análisis de acoplamiento.

El análisis de acoplamiento consiste en formar la matriz jacobiana de cada una de las configuraciones candidatas de la Tabla 3.9 y expresarla en términos de la ecuación (3.19) o (3.20). La Tabla 3.10 muestra el resumen de resultados del análisis de acoplamiento.

Tabla 3.10. Resumen de resultados del análisis de acoplamiento.

Configuración	Forma de la matriz J	Movilidad
a) 3RUU	No es triangular, tampoco diagonal.	Fuertemente acoplada
b) 3PUU		
c) 3PRRR	Diagonal	Completamente desacoplada
d) 3RRPaR	No es triangular, tampoco diagonal.	Fuertemente acoplada
e) 3PRPaR		

3.3.4 Configuración con isotropía de fuerzas 3PRRR.

El filtro de acoplamiento arroja como resultado una configuración traslacional de 3 GDL completamente desacoplada. Por lo tanto, se comprobará la condición de isotropía de fuerzas a ésta configuración únicamente.

La matriz Jacobiana de la configuración 3PRRR es la matriz identidad. Por lo tanto, la ecuación (3.32) toma la forma:

$$f_x^2 + f_y^2 + f_z^2 = 1, \quad (3.34)$$

Debido a que la concepción de la configuración del mecanismo es completamente simétrica, la longitud de las cadenas es la misma, la ecuación (3.34) representa la ecuación de una esfera. Esto significa que la configuración 3PRRR es isotrópica en todo su espacio de trabajo. De acuerdo al índice de isotropía (ecuación (3.27)), la proporción de la longitud de los ejes mayor y menor es la misma; esto es $w_l(J) = 1$. Por lo tanto, el factor de transmisión⁶ (FT) es igual a uno. Debido a que la configuración proporciona isotropía de fuerzas, el FT es el mismo en todo el espacio de trabajo, Figura 3.6.

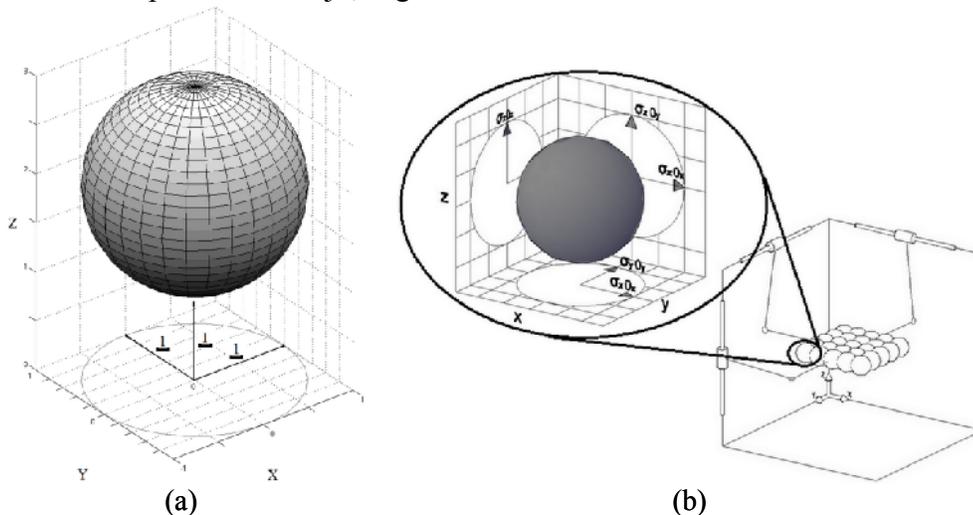


Figura 3.6. a) Esfera de fuerzas y, b) FT en el plano xy del espacio de trabajo.

⁶ El factor de transmisión representa la equivalencia entre el movimiento generado por una junta activa y su correspondiente efecto en el órgano terminal. Un FT igual a 1 siempre es deseado.

De acuerdo al análisis de acoplamiento, en general, todas las configuraciones analizadas, excepto la configuración 3PRRR, presentan una movilidad fuertemente acoplada. En la configuración 3PRPaR existe un punto del espacio de trabajo, definido por $x = y = z = 0$, donde la matriz jacobiana toma la forma de una matriz identidad. Este punto es alcanzado cuando el centro del órgano terminal es situado en el origen del marco de referencia fijo. Este hecho hace que la configuración 3PRPaR presente un punto donde la transmisión de fuerza es igual en cualquier dirección, haciendo a ésta configuración cuasi-isotrópica. Esto fue comprobado con elipsoides de manipulabilidad. La isotropía en la configuración 3PRPaR es alcanzada cuando las juntas Pa son ortogonales unas de otras, en el momento que se pierde este arreglo se pierde la isotropía.

3.4 Caso de estudio.

3.4.1 Análisis cinemático.

En esta sección se centrará el análisis cinemático en la única configuración que cumplió con la condición de desacoplamiento. La cinemática directa del mecanismo 3PRRR resulta en un polinomio de octavo grado [203].

$$c_8 p_x^8 + c_7 p_x^7 + c_6 p_x^6 + c_5 p_x^5 + c_4 p_x^4 + c_3 p_x^3 + c_2 p_x^2 + c_1 p_x + c_0 = 0, \quad (3.35)$$

Al encontrar cada posición del órgano terminal en función de las variables de las juntas activas se encuentran los modos de ensamble o posibles posturas que puede adoptar el mecanismo. Por lo tanto, existen ocho diferentes modos de ensamble que puede adoptar éste. El actuador Z puede ser ubicado en cualquier lugar perpendicular al plano X-Y. Las cadenas que unen la base móvil con los actuadores X y Y pueden tener el “codo” hacia arriba o hacia abajo, Figura 3.7.

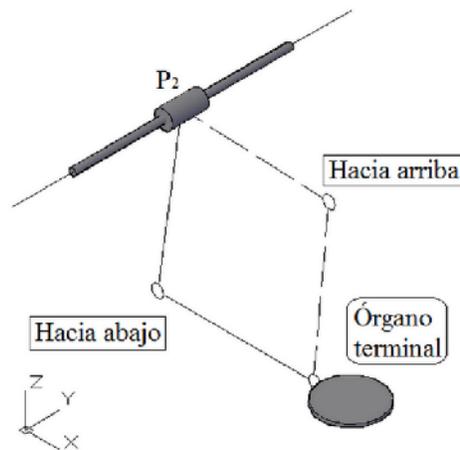


Figura 3.7. Posición de los eslabones que conectan el actuador al órgano terminal.

La Figura 3.8 muestra los ocho modos de ensamble propuestos. Se han propuesto así con la finalidad de no restringir el movimiento de los actuadores lineales.

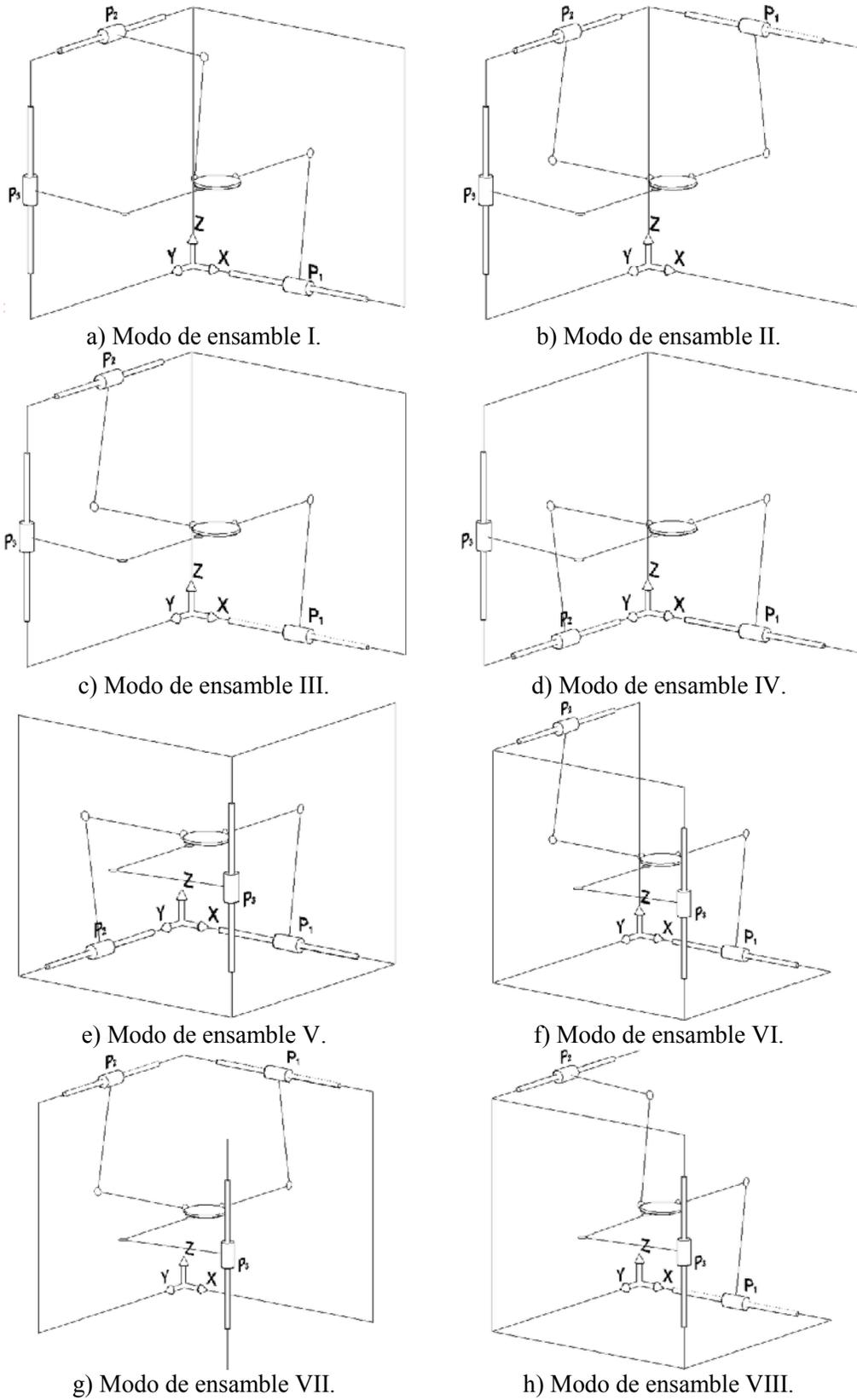


Figura 3.8. Modos de ensamble de la configuración 3PRRR.

A continuación, se determinarán las ecuaciones cinemáticas del modo de ensamble I, que a su vez, representarán la cinemática de los ocho modos de ensamble.

Refiriéndose a la Figura 3.9, el origen del marco de referencia fijo está localizado en el punto o. La base móvil está representada por un círculo definido por C_1 , C_2 y C_3 . La base fija está definida por tres guías que pasan por A_1 , A_2 y A_3 . Los ejes de las tres juntas de revolución en cada cadena están localizados en los puntos A_i , B_i y C_i , respectivamente. Los ejes de las tres juntas prismáticas pasan a través del punto A_i , y son paralelas a los ejes X, Y y Z, respectivamente. El punto P representa el centro de la plataforma móvil. La longitud de los eslabones están denotados por l_{i1} , l_{i2} y l_{i3} , respectivamente, con $i=1, 2, 3$. La distancia a la carrera de las juntas prismáticas está definida por d_{0i} y la carrera de las juntas prismáticas está definida por d_i .

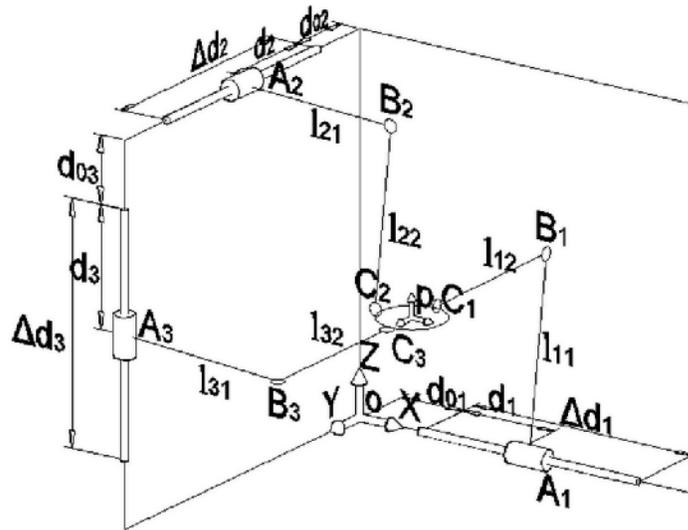
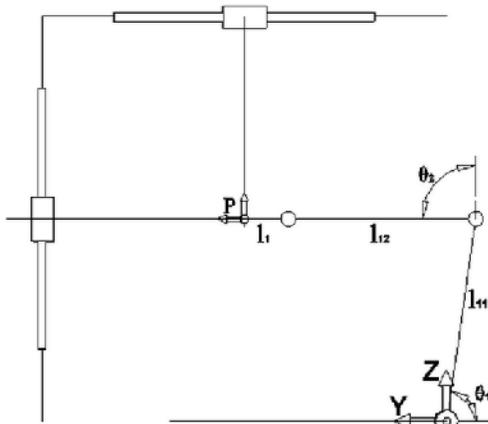


Figura 3.9. Modelo geométrico del mecanismo 3PRRR, modo de ensamble I.

La relación de las coordenadas articulares de la cadena uno, dos y tres está escrita para la posición $p[x,y,z]$ en las coordenadas del marco de referencia XYZ. El diagrama esquemático de la cadena uno del mecanismo, es representado en la Figura 3.10.



$$P_x = d_{01} + d_1, \quad (3.36)$$

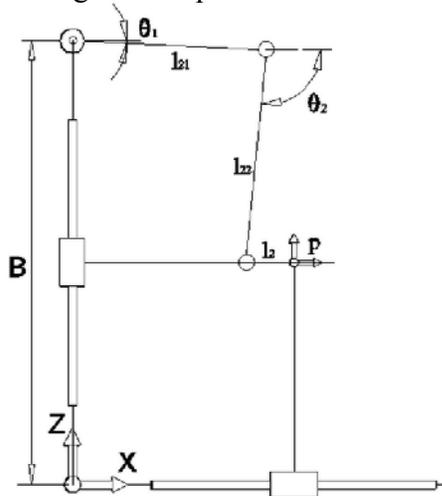
$$P_y = l_{11} \cos \theta_1 + l_{12} \cos \theta_2 + l_1, \quad (3.37)$$

$$P_z = l_{11} \text{sen} \theta_1 + l_{12} \text{sen} \theta_2, \quad (3.38)$$

$$l_{12}^2 = (P_z - l_{11} \text{sen} \theta_1)^2 + (P_y - l_{11} \cos \theta_1 - l_1)^2, \quad (3.39)$$

Figura 3.10. Diagrama esquemático de la cadena uno. Vista frontal.

El diagrama esquemático de la cadena dos del mecanismo, es representado en la Figura 3.11.



$$P_x = l_{21} \cos \theta_1 + l_{22} \cos \theta_2 + l_2, \quad (3.40)$$

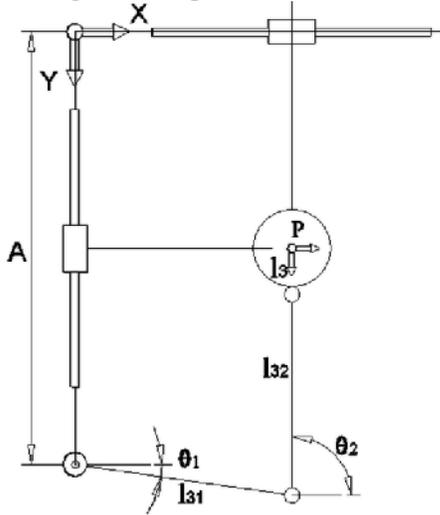
$$P_y = d_{02} + d_2, \quad (3.41)$$

$$P_z = B - l_{21} \text{sen} \theta_1 - l_{22} \text{sen} \theta_2, \quad (3.42)$$

$$l_{22}^2 = (P_x - l_{21} \cos \theta_1 + l_2)^2 + (P_z - B + l_{21} \text{sen} \theta_1)^2, \quad (3.43)$$

Figura 3.11. Diagrama esquemático de la cadena dos. Vista lateral derecha.

El diagrama esquemático de la cadena tres del mecanismo, es representado en la Figura 3.12.



$$P_x = l_{31} \cos \theta_1 + l_{32} \cos \theta_2, \quad (3.44)$$

$$P_y = A - l_{31} \text{sen} \theta_1 - l_{32} \text{sen} \theta_2 - l_3, \quad (3.45)$$

$$P_z = d_{03} + d_3, \quad (3.46)$$

$$l_{32}^2 = (P_y - A + l_{31} \text{sen} \theta_1 + l_3)^2 + (P_x - l_{31} \cos \theta_1)^2, \quad (3.47)$$

Figura 3.12. Diagrama esquemático de la cadena tres. Vista superior.

La localización del punto P es determinada por la intersección de los tres planos. La relación cinemática se escribe:

$$F(d, P) = \begin{bmatrix} p_x + (d_{01} - d_1) \\ p_y + (d_{02} - d_2) \\ p_z + (d_{03} - d_3) \end{bmatrix}, \quad (3.48)$$

De acuerdo con la ecuación (3.48), la cinemática directa e inversa del mecanismo son independientes de la longitud de los eslabones. Teóricamente, el mecanismo traslacional 3PRRR es insensible a los errores en la longitud de los eslabones, por lo tanto, estos errores no afectarán la posición del órgano terminal.

3.4.2 Análisis del espacio de trabajo.

Con el propósito de llevar un orden, en éste análisis se comenzará considerando el modo de ensamble I. Se dibuja para cada cadena cinemática el volumen que puede alcanzar en función de la libertad de movimiento de cada actuador P_i , con $i=1, 2, 3$ (Figura 3.13).

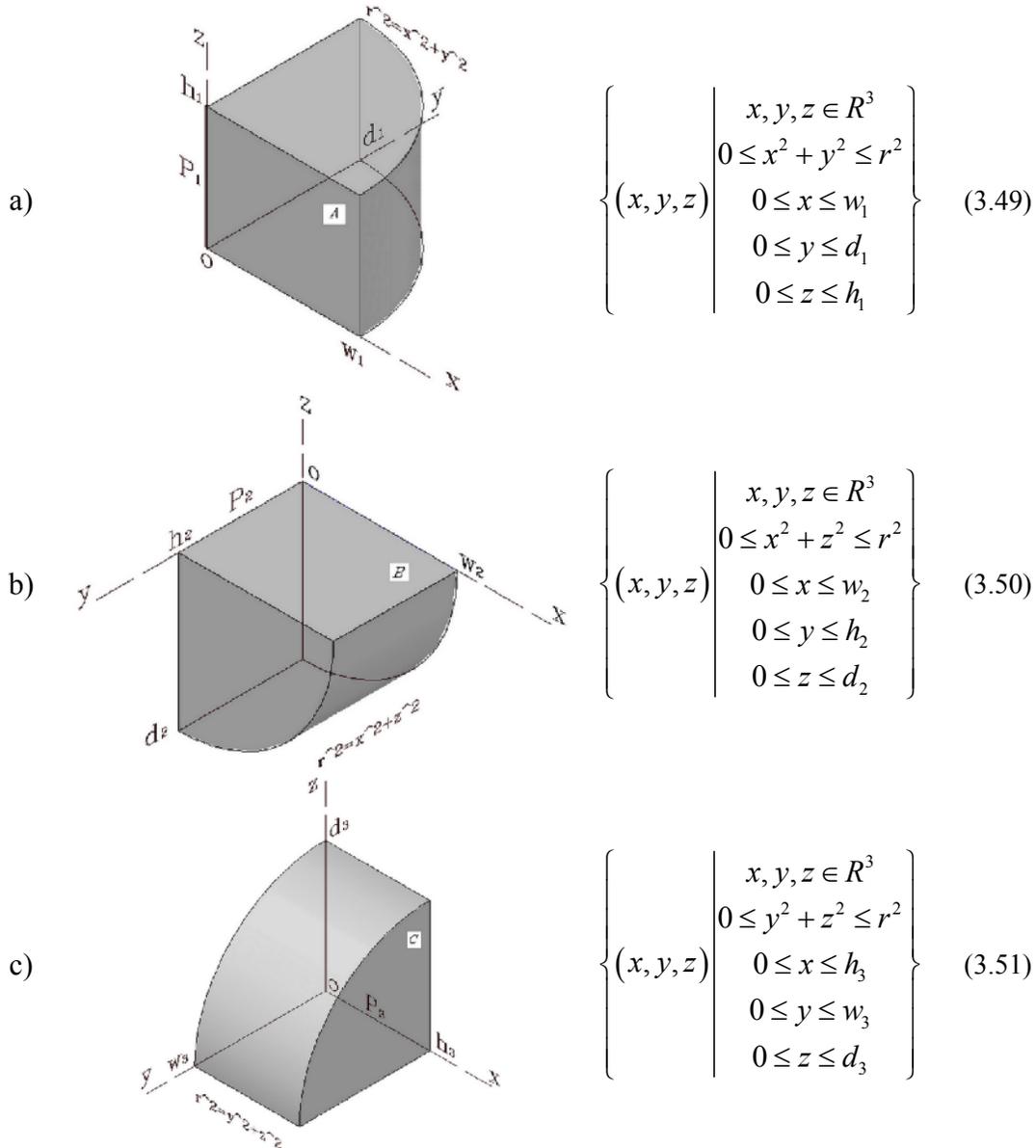


Figura 3.13. Libertad de movimiento de la cadena a) uno, b) dos y c) tres.

La intersección de los volúmenes A, B y C , delimitan a su vez un volumen A', B' Y C' por cada cadena, respectivamente. Estos volúmenes se forman a partir de un espacio común (Figura 3.14).

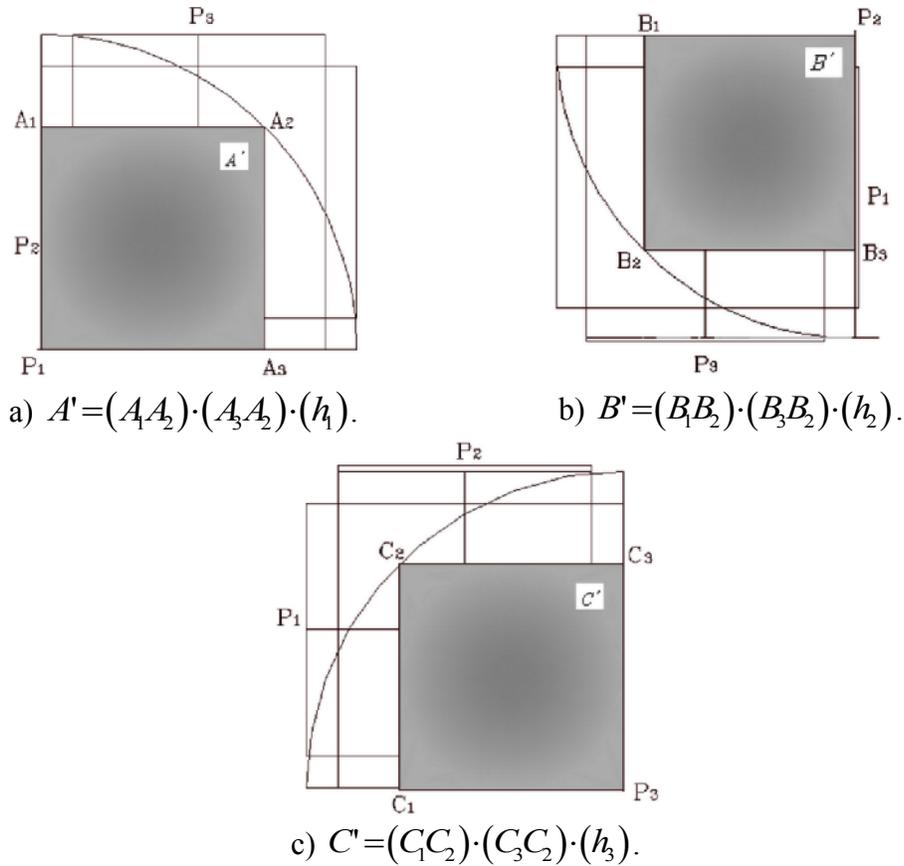


Figura 3.14. Volumen de espacio en común desde la perspectiva de la cadena a) uno, b) dos y c) tres.

El volumen A' está dado por el producto del lado A_1A_2 por el lado A_3A_2 y por la altura h_1 . Y así sucesivamente, por lo tanto,

$$(A' \cap B') \cap C' = D, \tag{3.52}$$

El volumen D es el espacio de trabajo del modo de ensamble I de la configuración 3PRRR, (Figura 3.15).

Siguiendo éste procedimiento se comprueba que el espacio de trabajo para cada modo de ensamble de la Figura 3.8 es el mismo.

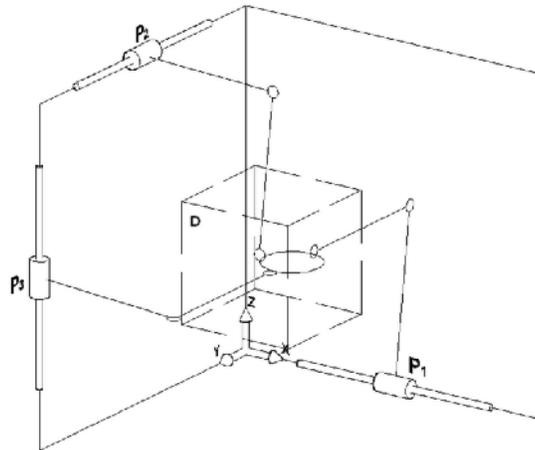


Figura 3.15. Espacio de trabajo del modo de ensamble I.

3.4.3 Análisis de rigidez.

La rigidez está relacionada directamente con la capacidad de carga y la exactitud de la posición del mecanismo. Matemáticamente, está definida por la matriz de rigidez, la cual describe la relación entre los desplazamientos lineales y angulares del órgano terminal y las fuerzas externas y pares de fuerza aplicados a la herramienta. Los métodos más comunes para derivar el modelo de rigidez son [204-205]: Análisis de Elemento Finito (FEA), Análisis de la matriz estructural (SMA, por sus siglas en inglés), el Método de las Juntas Virtuales (VJM, por sus siglas en inglés) y el método basado en el cálculo de la matriz jacobiana. En este último, la rigidez del mecanismo se representa con un mapa, considerando la flexibilidad de las juntas actuadas mientras los eslabones se consideran perfectamente rígidos [206].

Aunque el método por FEA es confiable y exacto, es tedioso y consume mucho tiempo, porque el modelo tiene que ser remallado una y otra vez. Sin embargo, este método es bien adaptado para validar modelos analíticos [207].

El método de SMA incorpora las ideas principales del método por FEA pero opera con elementos flexibles más largos (vigas, cables, etc.). Aunque esta condición reduce el tiempo de cómputo, el método no es atractivo para el análisis de rigidez paramétrico y el modelado analítico, porque involucra operaciones matriciales de mayor dimensión [208].

El método de VJM está basado en el modelo de rigidez tradicional. En éste se suman juntas virtuales, las cuales describen la deformación elástica de los componentes del mecanismo (eslabones, juntas y actuadores). Este enfoque es una extensión del método basado en el cálculo de la matriz jacobiana. Es muy usado en la etapa de pre-diseño. Sin embargo, es hipotético y opera con modelos de rigidez simplificados, compuestos de resortes unidimensionales. Se aplicará este método porque se apega al alcance de este trabajo.

Asumiendo que todos los eslabones son rígidos, la mayor fuente de flexión proviene de las juntas de revolución. Las fuerzas externas sólo pueden ser transmitidas en una dirección paralela al eje común de la junta de cada cadena, y esa fuerza producirá un momento alrededor de cada junta de revolución. La deflexión entre dos miembros de una junta de revolución puede ser modelada como una rotación infinitesimal alrededor de un eje perpendicular al eje de revolución. A este eje de deflexión se le conoce como eje virtual. De esta forma, es posible considerar cada cadena del mecanismo, junto a la plataforma móvil, como una cadena serial con tres juntas virtuales flexibles, Figura 3.16.

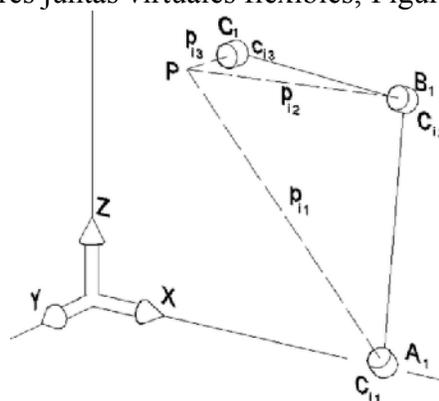


Figura 3.16. Cadena aislada del mecanismo 3PRRR formada por tres juntas flexibles virtuales.

De acuerdo con los resultados de Kim y Tsai [203] la expresión que relaciona los desplazamientos infinitesimales de rotación con las fuerzas que actúan en el órgano terminal es;

$$\delta \mathbf{p} = C \mathbf{f} \quad (3.53)$$

Donde $\delta \mathbf{p} = [\delta p_x, \delta p_y, \delta p_z]^T$, $\mathbf{f} = [f_x, f_y, f_z]^T$ y C es una matriz diagonal cuyos elementos están dados por $C_{ij} = c_{i1}P_{i1}^2 + c_{i2}P_{i2}^2 + c_{i3}P_{i3}^2$. A su vez, C_{ij} es una constante angular, y $p_{ij} = \|P_{ij}\|$ denota la distancia entre un eje virtual y el órgano terminal, P . Multiplicando C por C^{-1} , se obtiene;

$$\mathbf{f} = K \delta \mathbf{p} \quad (3.54)$$

Donde $K = C^{-1}$ es llamada la matriz de rigidez del mecanismo.

3.4.3.1 Mapas de rigidez.

Para analizar el efecto en la rigidez, respecto a la ubicación de los actuadores de cada modo de ensamble, se analizará considerando la influencia de los parámetros de corte con las componentes de la fuerza de corte (ver sección 2.1) y la operación de fresado frontal. Prácticamente, en cualquier dirección de corte la componente de fuerza más alta es la tangencial, seguida de las componentes de fuerza de avance y radial. La componente de fuerza de avance puede llegar a ser tan alta como la tangencial cuando el cortador no inicia el corte lateralmente, sino cuando éste inicia el corte de manera frontal. Esto debido a que el cortador no está diseñado para cortar de esa forma, sin embargo, es muy común atacar así el material de trabajo.

En este sentido, la atención sobre la rigidez que debe aportar la máquina debe dirigirse en las tres direcciones que muestra la Figura 3.17.

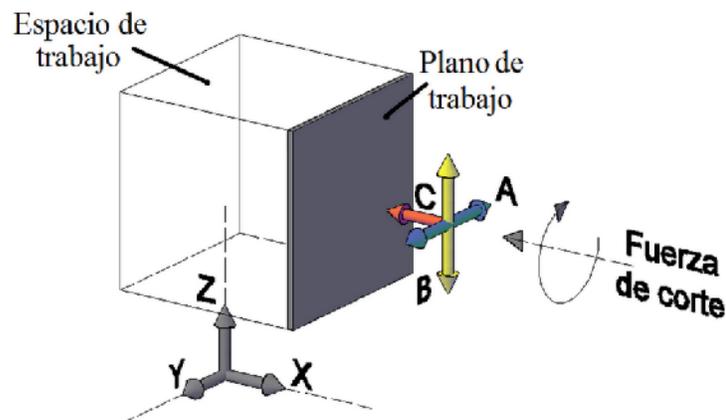


Figura 3.17. Direcciones de interés en el análisis de rigidez. Dirección A) horizontal, B) vertical y C) de profundidad.

Para el análisis de rigidez se proponen algunos parámetros de diseño con el propósito de garantizar igualdad de condiciones. Los parámetros son; longitud de eslabones $l_{i1}=l_{i2}=1$ mm, radio del órgano terminal $r=0.1$ mm, carrera de los actuadores $\Delta d_i=1$ mm y el valor de la constante angular $C_{ij}=1$ rad/mNm. Con estos parámetros se define un espacio de trabajo de 1

mm^3 . Para evaluar los ocho modos de ensamble es usada la norma euclidiana de la constante de rigidez con incrementos de $\delta p=0.5$, esto es:

$$k_{prom} = \sqrt{k_{11}^2 + k_{22}^2 + k_{33}^2}, \quad (3.55)$$

Para representar la distribución de rigidez dentro del espacio de trabajo, se han seleccionado tres planos (Figura 3.18).

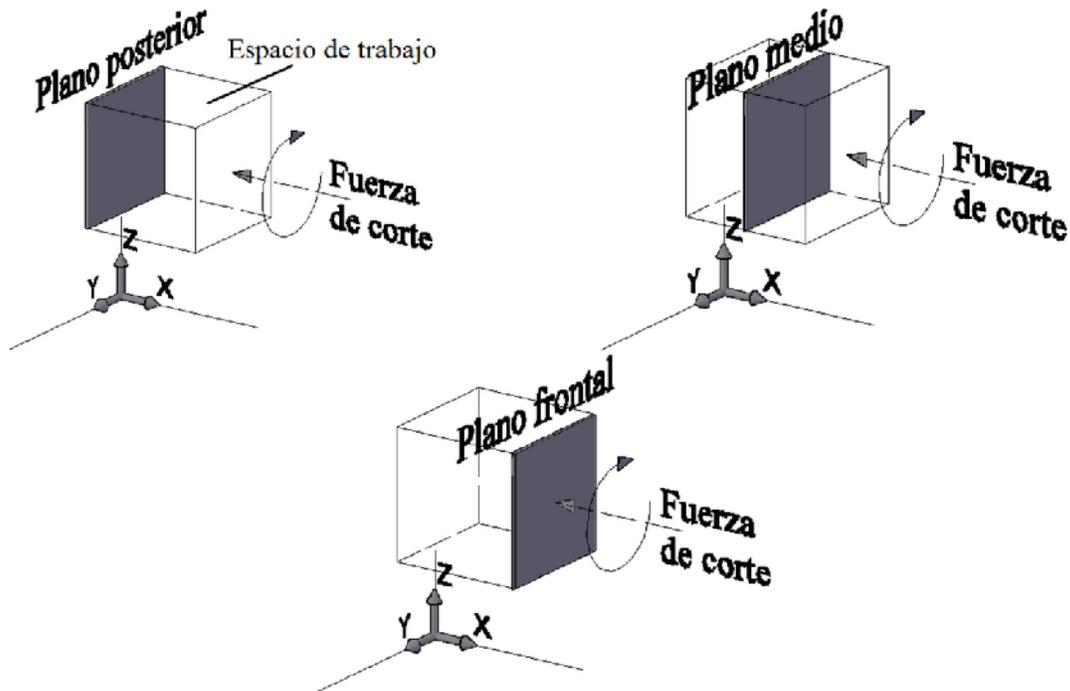


Figura 3.18. Tres planos evaluados del espacio de trabajo.

Cada plano representa a su vez, tres diferentes elevaciones que puede alcanzar el órgano terminal dentro del mismo. Esto es debido al concepto de operación del mecanismo, donde el husillo es colocado horizontalmente para facilitar su alineación y consecuente operación, Figura 3.19.

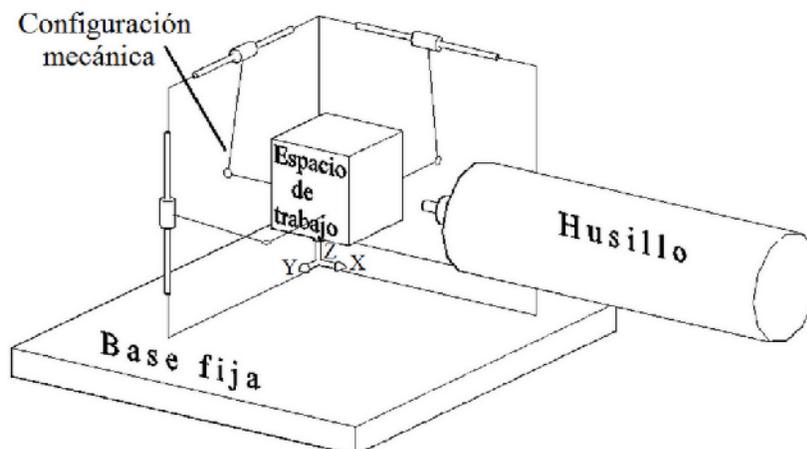


Figura 3.19. Concepto de operación.

En este punto, el análisis de rigidez se centrará en los modos de ensamble que se apegan a las condiciones de operación. De los ocho modos de ensamble en total, los modos V, VI, VII y VIII no cumplen con el concepto de operación por la disposición del actuador Z. De manera que el análisis se centrará en los modos I, II, III y IV.

De la Figura 3.20 a la 3.22, se muestran los contornos de los mapas de rigidez del modo de ensamble I, en las tres diferentes elevaciones de la base móvil y en las tres diferentes direcciones de interés; horizontal, vertical y de profundidad.

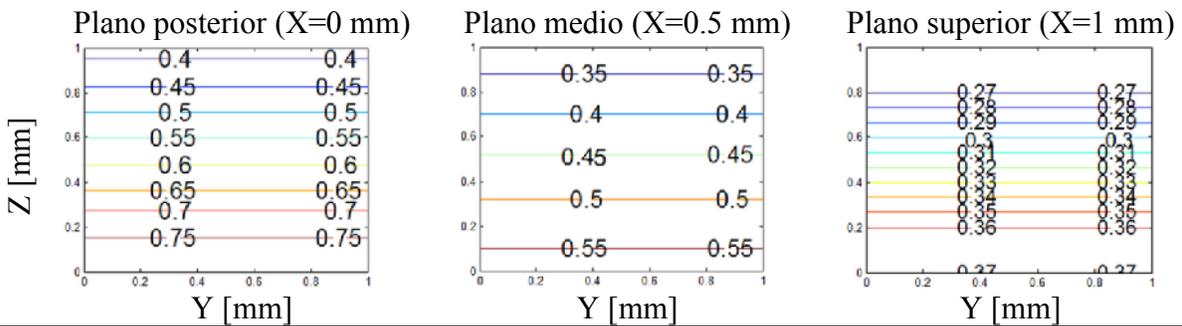
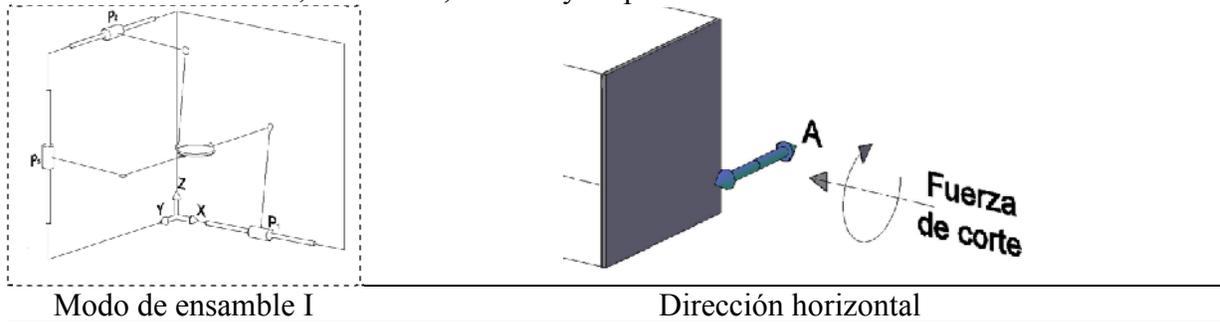


Figura 3.20. Mapas de rigidez del modo de ensamble I; dirección horizontal $[N/\mu m]$.

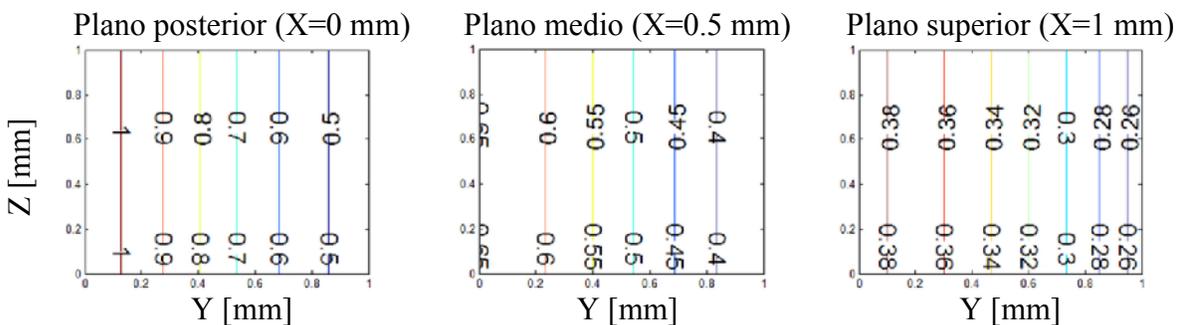
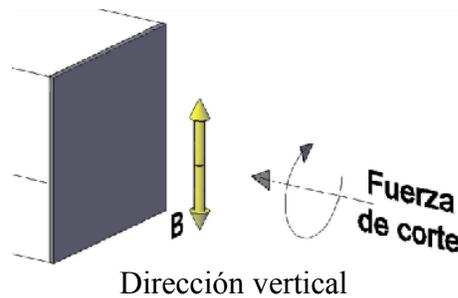


Figura 3.21. Mapas de rigidez del modo de ensamble I; dirección vertical $[N/\mu m]$.

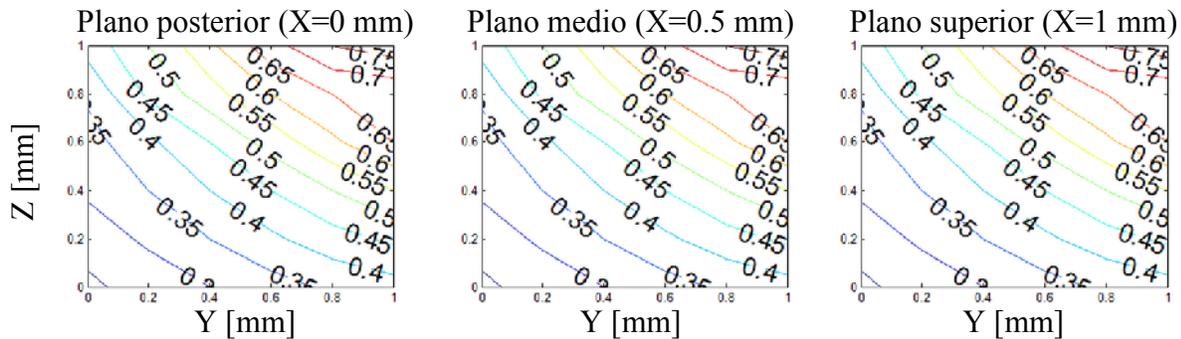
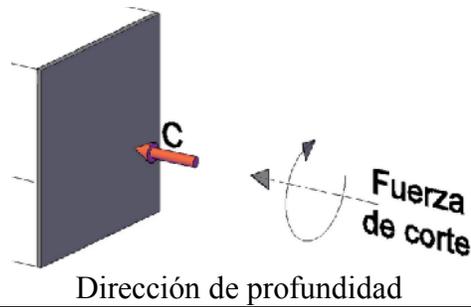


Figura 3.22. Mapas de rigidez del modo de ensamble I; dirección de profundidad [N/ μ m].

Del mismo modo son desarrollados los mapas de rigidez de los modos de ensamble II al IV (ver apéndice A). La Tabla 3.11 muestra un resumen de resultados del análisis de rigidez para los cuatro modos de ensamble bajo estudio.

Tabla 3.11. Resumen de resultados del análisis de rigidez en las direcciones de interés.

Modo de ensamble	Dirección de interés
Dirección horizontal	
I, II, III y IV.	La capacidad de resistir cargas es mayor en el plano posterior y ésta se reduce a medida que el órgano terminal se acerca al plano Y-Z. El valor de rigidez se mantiene constante en la dirección de interés.
Dirección vertical	
I, II, III.	La capacidad de resistir cargas es mayor en el plano posterior y ésta se reduce a medida que el órgano terminal se acerca al plano X-Z. El valor de rigidez se mantiene constante en la dirección de interés.
IV.	La capacidad de resistir cargas es mayor en el plano posterior y ésta se reduce a medida que el órgano terminal se aleja del plano X-Z. El valor de rigidez se mantiene constante en la dirección de interés.
Dirección de profundidad	
I, II, III y IV.	La capacidad de resistir cargas en la dirección de interés es constante en todo el espacio de trabajo. Sólo existe variación conforme el órgano terminal se aleja del plano X-Z.

De los cuatro modos de ensamble analizados en las direcciones de interés, aquel que muestra valores de rigidez mejor distribuidos, y por lo tanto, está propenso a reflejar valores más altos y uniformes en promedio, es el modo de ensamble IV. Para comprobarlo, se deben trazar los mapas de rigidez promedio de los cuatro modos de ensamble en estudio (ver apéndice B).

La Tabla 3.12 muestra un resumen de resultados del análisis de rigidez promedio de los cuatro modos de ensamble bajo estudio.

Tabla 3.12. Resumen de resultados del análisis de rigidez promedio.

Modo de ensamble	Rigidez promedio
Valores de rigidez	
I y III.	Muestran los valores más altos de rigidez en promedio.
II.	Muestra los valores más bajos de rigidez promedio.
Distribución de la rigidez	
I y III.	Muestran la mejor distribución de rigidez desde el centro del espacio de trabajo.
I, II y IV.	Muestran las mejores condiciones de rigidez cerca de los planos X-Z y Y-Z. La variación de rigidez entre un plano y otro es uniforme.
III.	Existe variación en la rigidez entre un plano y otro.

Con base en los resultados del análisis de rigidez, los modos de ensamble prospectos para ser usados como una configuración mecánica de micromáquina herramienta, son los modos I y IV. Sin embargo, el modo de ensamble IV mantiene todos los actuadores anclados sobre la base fija, facilitando la fabricación del mismo porque se reduce el número de partes que lo compone, por lo tanto, éste es el modo de ensamble seleccionado.

3.4.4 Análisis dinámico.

Una vez seleccionado el modo de ensamble, se obtendrán las ecuaciones estáticas y dinámicas del mecanismo. En este trabajo se implementará el método de Newton-Euler, método apropiado cuando se desean conocer las fuerzas restrictivas que permiten tener parámetros de diseño para la selección de materiales y elementos mecánicos.

3.4.4.1 Ecuaciones de Newton-Euler.

Para un cuerpo en el espacio las ecuaciones vectoriales de Newton-Euler, necesarias para estudiar la cinética de un cuerpo rígido B con una distribución de masas arbitraria, son:

$$\sum_B \vec{F} = M\vec{a}_G, \quad (3.56)$$

$$\sum_B \vec{T}_G = I_G\vec{\alpha} + \vec{\omega} \times I_G\vec{\omega}, \quad (3.57)$$

donde:

\vec{F} es la suma de todas las fuerzas externas sobre el cuerpo rígido B .

M es la masa total del cuerpo rígido B .

\vec{a}_G es la aceleración expresada en términos de la aceleración del centro de masas G del cuerpo

- rígido B .
- \vec{T}_G es la suma del momento de las fuerzas externas aplicadas al cuerpo rígido B con respecto al centro de masas.
- I_G es el tensor de momentos de inercia respecto al centro de gravedad del cuerpo rígido B .
- $\vec{\alpha}$ es el vector aceleración angular del cuerpo rígido B .
- $\vec{\omega}$ es el vector velocidad angular del cuerpo rígido B .

La configuración 3PRRR ha probado tener características que hacen de su análisis una tarea simplificada. En el análisis dinámico no es la excepción. La Figura 3.23 muestra el diagrama de cuerpo libre de la configuración 3PRRR en el arreglo seleccionado (modo de ensamble IV). El FT del mecanismo, se comprobó, es igual a la unidad, la fuerza generada por una junta activa y su correspondiente efecto en el órgano terminal es equivalente. La fuerza ejercida por el actuador en el eje X produce movimiento angular en cada cadena del actuador Y y Z, respectivamente. Del mismo modo, la fuerza ejercida por el actuador en el eje Y produce movimiento angular en cada cadena del actuador Z y X, respectivamente. Por último, la fuerza ejercida por el actuador en el eje Z produce movimiento angular en cada cadena del actuador Y y X, respectivamente. En cada caso, el mismo movimiento es producido tanto si la fuerza proviniera de los actuadores como si ésta proviniera del órgano terminal. Por lo tanto, es posible simplificar el modelo a un caso donde el cuerpo rígido está sujeto a movimiento plano general. El diagrama de cuerpo libre simplificado se muestra en la Figura 3.24.

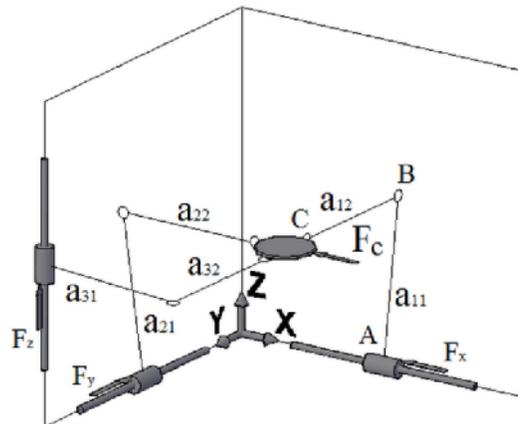


Figura 3.23. Diagramas de cuerpo libre del modo de ensamble IV.

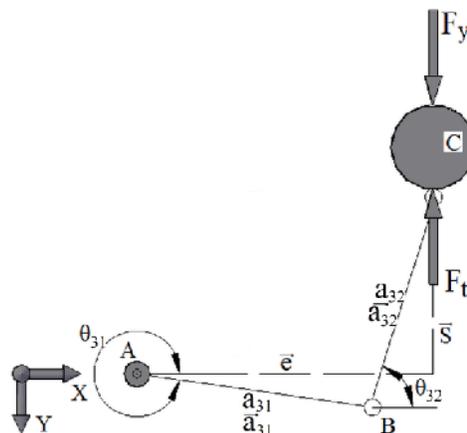


Figura 3.24. Modelo simplificado considerando la componente de fuerza tangencial.

En el modelo simplificado, la fuerza de corte F_c ha sido remplazada por la componente de fuerza tangencial correspondiente opuesta a la fuerza que ejerce el actuador Y, F_y . Tal dirección de la componente de fuerza representa el caso más crítico de operación de la máquina, donde ésta no coincide con la dirección de movimiento del actuador. Con esta simplificación, el conjunto de cuerpos rígidos están sujetos a movimiento plano general. El conjunto de cuerpos rígidos tienen una distribución de masas tal, que la dirección perpendicular al plano de movimiento de los cuerpos es un eje principal de inercia.

Debido a que el plano de movimiento es el plano XY las velocidades y aceleraciones angulares del conjunto de cuerpos están dados por:

$$\vec{\omega} = \omega \hat{k}, \text{ y } \vec{\alpha} = \alpha \hat{k}, \quad (3.58)$$

El tensor de inercia ahora está dado por:

$$I_G = \begin{bmatrix} I_{G_{xx}} & I_{G_{xy}} & 0 \\ I_{G_{yx}} & I_{G_{yy}} & 0 \\ 0 & 0 & I_{G_{zz}} \end{bmatrix}, \quad (3.59)$$

Por lo tanto, las ecuaciones de Newton-Euler se simplifican y se escriben:

$$\sum_B \vec{F} = M \vec{a}_G \text{ y } \sum_B \vec{T}_G = I_{G_{zz}} \vec{\alpha}, \quad (3.60)$$

3.4.4.2 Ecuaciones estáticas y dinámicas.

Considerando la Figura 3.24, la ecuación del lazo cerrado del mecanismo es:

$$\vec{a}_{31} + \vec{a}_{32} = \vec{e} + \vec{s}, \quad (3.61)$$

Si se seleccionan los ángulos asociados a los vectores, $\theta_e=0^\circ$ y $\theta_s=90^\circ$, a partir del semieje positivo X, las componentes escalares de la ecuación (3.61) están dadas por:

$$\begin{aligned} x_{31} c\theta_{31} + x_{32} c\theta_{32} - e &= 0 \\ x_{31} s\theta_{31} + x_{32} s\theta_{32} - s &= 0' \end{aligned} \quad (3.62)$$

Por razones de simplificación $\cos\theta$ y $\sin\theta$ se abrevia como $c\theta$ y $s\theta$, respectivamente. Los parámetros del mecanismo son e , x_{31} y x_{32} , mientras que las variables son θ_{31} , θ_{32} y s . Derivando las ecuaciones (3.62), con respecto al tiempo, se obtienen las ecuaciones correspondientes al análisis de velocidad del mecanismo. Estas ecuaciones están dadas por:

$$\begin{aligned} -\omega_{31} x_{31} s\theta_{31} - \omega_{32} x_{32} s\theta_{32} - v_s &= 0 \\ \omega_{31} x_{31} c\theta_{31} + \omega_{32} x_{32} c\theta_{32} &= 0' \end{aligned} \quad (3.63)$$

Una vez resuelto el análisis de posición del mecanismo, las ecuaciones (3.63) representan un sistema lineal de dos ecuaciones con dos incógnitas. Derivando las ecuaciones (3.63), con respecto al tiempo, se obtienen las ecuaciones correspondientes al análisis de aceleración del mecanismo. Estas ecuaciones están dadas por:

$$\begin{aligned} -x_{31} c\theta_{31} \omega_{31}^2 - x_{32} c\theta_{32} \omega_{32}^2 - x_{31} s\theta_{31} \alpha_{31} - x_{32} s\theta_{32} \alpha_{32} - a_s &= 0 \\ x_{31} s\theta_{31} \omega_{31}^2 - x_{32} s\theta_{32} \omega_{32}^2 + x_{31} c\theta_{31} \alpha_{31} + x_{32} c\theta_{32} \alpha_{32} &= 0' \end{aligned} \quad (3.64)$$

Las ecuaciones (3.64) representan un sistema lineal de dos ecuaciones con dos incógnitas. Siguiendo con el método, se dibuja el diagrama de cuerpo rígido para cada uno de los eslabones del mecanismo, la Figura 3.25 muestra ese diagrama.

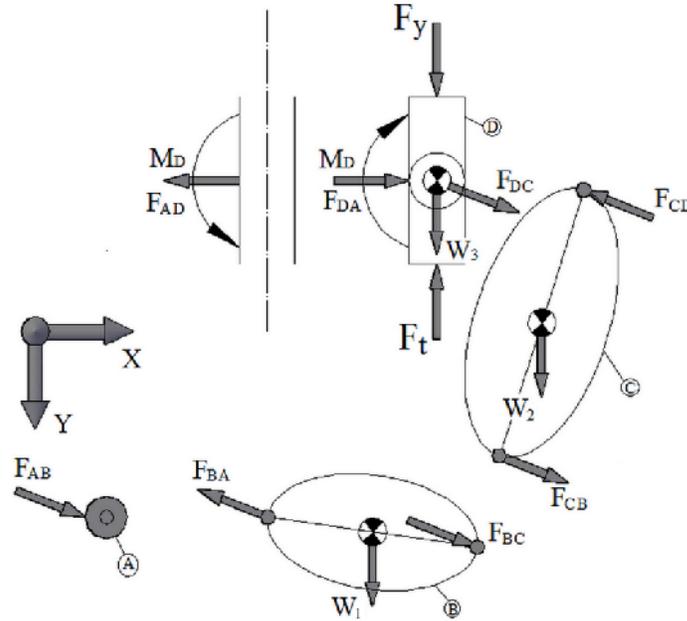


Figura 3.25. Diagrama de cuerpo libre para cada uno de los eslabones.

Aplicando la tercera ley de Newton del movimiento, las reacciones en los elementos de los pares cinemáticos son iguales y de sentido contrario, además aparecen los pesos de los eslabones W_i ($i=1, 2, 3$) que representan el peso de los eslabones 31, 32 y el del órgano terminal $W_3 = W_{ot}$, y la fuerza F_y que representa la fuerza que debe ejercer el actuador Y sobre la resistencia a vencer, incluyendo la fuerza tangencial de corte, F_t .

Después de calcular los vectores de posición de los momentos y los vectores de aceleración de los vectores de los centros de gravedad de cada cuerpo, el análisis estático conduce a un sistema lineal de 9 ecuaciones con 9 incógnitas dadas por F_{dax} , F_{aby} , F_{abx} , F_{day} , F_{bcx} , F_{bcy} , F_{cdx} , f_y y M_{cd} . El sistema es:

$$F_{R1} = 0, F_{R2} = 0, F_{R3} = 0, \quad (3.65)$$

De manera general las componentes son:

$$\begin{aligned} F_{dax} - F_{abx} &= 0 \\ F_{day} - F_{aby} - gm_{31} &= 0 \\ F_{abx}x_{31}s\theta_{31} - F_{aby}x_{31}c\theta_{31} &= 0 \\ F_{abx} - F_{bcx} &= 0 \\ F_{aby} - F_{bcy} - gm_{32} &= 0, \quad (3.66) \\ \frac{1}{2}(F_{bcx} - F_{abx})(x_{32}s\theta_{32}) + F_{aby}sc\theta_s - \frac{1}{2}F_{bcy}x_{32}c\theta_{32} &= 0 \\ F_{bcx} - F_{cdx} &= 0 \\ F_{bcy} + f_t - f_y - gm_{ot} &= 0 \\ (F_{cdx} - F_{bcx})[s(s\theta_s)] - M_{cd} + F_{bcy}sc\theta_s &= 0 \end{aligned}$$

Para el análisis estático, se muestra en la Figura 3.26 la gráfica de fuerza F_y obtenida. Para el análisis estático se ha incluido la componente de fuerza tangencial mínima y máxima calculada en la sección 2.3. La finalidad es conocer el intervalo de fuerza demandado a los actuadores. La fuerza que debe ejercer el actuador Y, para mantener en equilibrio estático en toda la carrera del mecanismo, es constante.

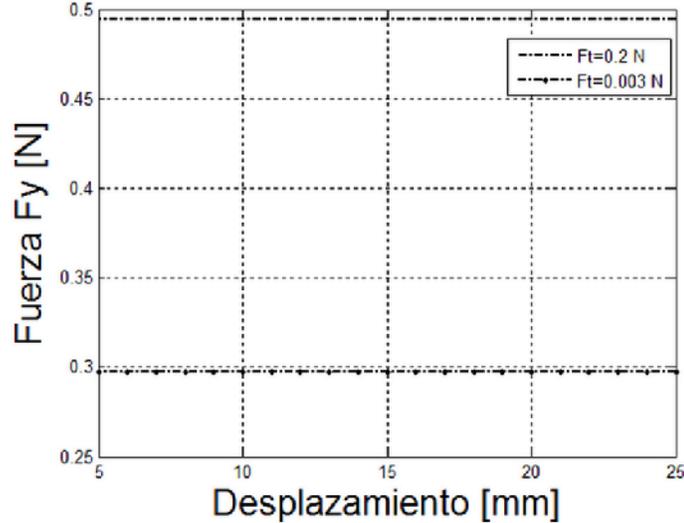


Figura 3.26. Gráfica de intervalo de fuerza estática del actuador Y.

A su vez, el análisis dinámico conduce a un sistema lineal de 9 ecuaciones con 9 incógnitas. El sistema es:

$$\begin{aligned} F_{R1} + F_{I1} &= 0 \\ F_{R2} + F_{I2} &= 0, \\ F_{R3} + F_{I3} &= 0 \end{aligned} \quad (3.67)$$

De manera general las componentes son:

$$\begin{aligned} F_{dax} - F_{abx} &= 0 \\ F_{day} - F_{aby} - gm_{31} &= 0 \\ F_{abx}x_{31}s\theta_{31} - I_{G_{31}}\alpha_{31} - \frac{1}{2}F_{aby}x_{31}c\theta_{31} &= 0 \\ F_{abx} - F_{bcx} + m_{32} \left(x_{31}c\theta_{31}\omega_{31}^2 + \frac{1}{2}x_{32}c\theta_{32}\omega_{32}^2 + \alpha_{31}x_{31}s\theta_{31} + \frac{1}{2}\alpha_{32}x_{32}s\theta_{32} \right) &= 0 \\ F_{aby} - F_{bcy} - gm_{32} - m_{32} \left(-x_{31}s\theta_{31}\omega_{31}^2 - \frac{1}{2}x_{32}s\theta_{32}\omega_{32}^2 + \alpha_{31}x_{31}c\theta_{31} + \frac{1}{2}\alpha_{32}x_{32}c\theta_{32} \right) &= 0 \\ \frac{1}{2}F_{bcx}x_{32}s\theta_{32} - \frac{1}{2}F_{abx}x_{32}s\theta_{32} - I_{G_{32}}\alpha_{32} + F_{aby}sc\theta_s - \frac{1}{2}F_{bcy}x_{32}c\theta_{32} &= 0 \\ F_{bcx} - F_{cdx} + m_{ot} \left(x_{31}c\theta_{31}\omega_{31}^2 + x_{32}c\theta_{32}\omega_{32}^2 + a_s + \alpha_{31}x_{31}s\theta_{31} + \alpha_{32}x_{32}s\theta_{32} \right) &= 0 \\ F_{bcy} + f_t - f_y - gm_{ot} - m_{ot} \left(-x_{31}s\theta_{31}\omega_{31}^2 - x_{32}s\theta_{32}\omega_{32}^2 + \alpha_{31}x_{31}c\theta_{31} + \alpha_{32}x_{32}c\theta_{32} \right) &= 0 \\ (F_{cdx} - F_{bcx})[s(s\theta_s)] - M_{cd} + F_{bcy}sc\theta_s &= 0 \end{aligned} \quad (3.68)$$

Las componentes de algunos vectores son cero, como: a_s y θ_s . Considerando los datos de la Tabla 3.13 y la componente de fuerza tangencial, mínima y máxima, calculada en la sección 2.3, la gráfica de fuerzas, obtenida del análisis dinámico, se muestra en la Figura 3.27.

Tabla 3.13. Datos calculados.

Cuerpo #	Eslabón 1	Eslabón 2	Órgano terminal
Masa [Kg]	0.01	0.01	0.02
Momentos de inercia [Kg.m ²]	6.04×10^{-7}	6.04×10^{-7}	1.2×10^{-6}

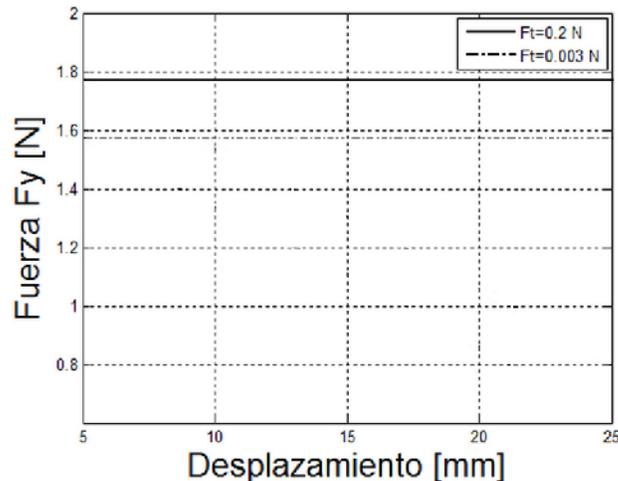


Figura 3.27. Gráfica de fuerza dinámica del actuador Y.

La fuerza que ejerce el actuador Y en condiciones dinámicas representa la fuerza máxima exigida al actuador. Los actuadores X y Z tendrán la misma o menor exigencia en función de la dirección de corte durante el proceso de maquinado.

3.4.5 Diseño y construcción del prototipo.

Para determinar las dimensiones del mecanismo se analizó su cinemática, y con base en la especificación del espacio de trabajo se procedió a calcular las dimensiones de los eslabones. Se sabe que el principal reto a resolver, en el diseño de un mecanismo paralelo, es la forma en que los eslabones son conectados, porque deben permitir el movimiento relativo entre los eslabones con mínima fricción, sin juego mecánico y sin perder su rigidez.

Con base en el análisis dinámico, conocemos la fuerza resultante transmitida en cada punto de conexión del mecanismo (alrededor de 100 gf). Al descomponer esta fuerza resultante en dos componentes; radial y axial, se estima que las cargas axiales y radiales presentes representan el 40% y 60%, respectivamente. Este planteamiento permite trabajar en la concepción de cadenas eslabonadas utilizando elementos comerciales, tales como rodamientos.

Un rodamiento reduce la fricción entre un eje y las piezas conectadas a éste por medio de rodadura. La ventaja de usar éste tipo de elementos comerciales consiste en que se conocen las especificaciones del proveedor, se ahorra tiempo en el trabajo de ensamble y se pueden intercambiar fácilmente. Sin embargo, en el campo de aplicación de la escala micro, el tamaño de los rodamientos puede resultar una limitante porque es muy difícil encontrar rodamientos con dimensiones de flecha entre 1-10 mm, especialmente aquellos rodamientos

que absorben cargas combinadas, y eso representa una desventaja. Por lo tanto, en este trabajo se usarán rodamientos rígidos de bolas y rodamientos axiales de acero al cromo para construir el prototipo.

La Tabla 3.14 muestra un resumen de capacidad de estos rodamientos tomados de datos de catálogos de proveedores [209].

Tabla 3.14. Resumen de capacidad de rodamientos comerciales.

Rodamiento	Carga radial	Carga axial	Cargas combinadas	Alta velocidad	Alta precisión	Alta rigidez	Baja fricción
Radial	B	o	o	E	E	E	MB
Axial	x	B	x	x	B	E	B

E = excelente, MB = muy bueno, B = bueno, o = pobre, x = imposible.

La Figura 3.28 muestra el arreglo propuesto para unir los eslabones del mecanismo.

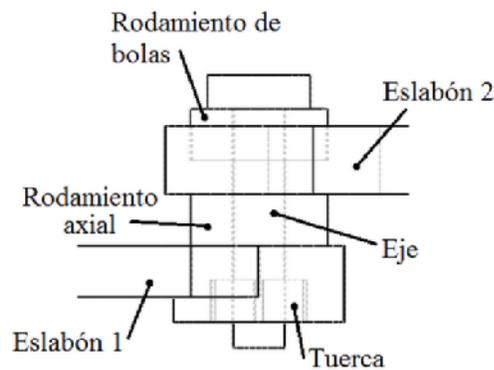


Figura 3.28. Diseño conceptual de las juntas del mecanismo.

Para probar el arreglo, se realizaron pruebas de carga contra desplazamiento. El experimento consistió en preparar un banco de pruebas (Figura 3.29), en éste se sujeta el extremo de un par de eslabones conectados mientras al extremo contrario se van colocando masas de diferentes gramos (de 5 a 500 g). Colocando una hoja milimétrica de 0.2 milímetros de separación en la parte posterior del banco, se van colocando las masas de manera gradual, al mismo tiempo que se van tomando fotografías desde una cámara colocada al frente.

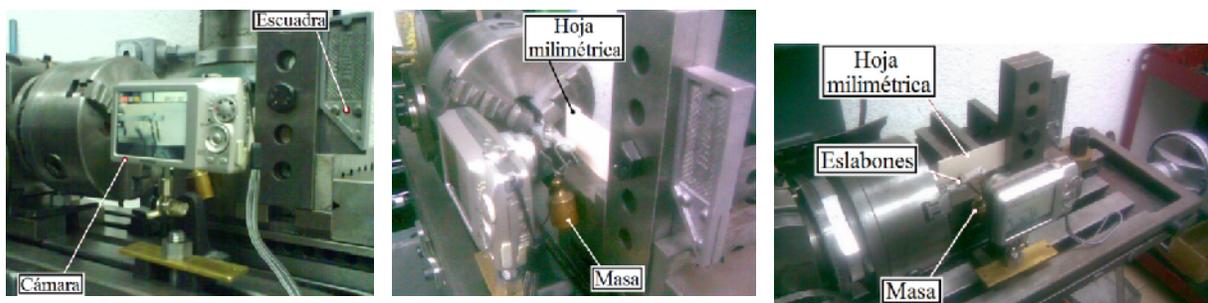


Figura 3.29. Imágenes del banco de pruebas.

De esta manera se mide el desplazamiento que presenta el juego de eslabones conforme se incrementa la carga progresivamente, Figura 3.30.

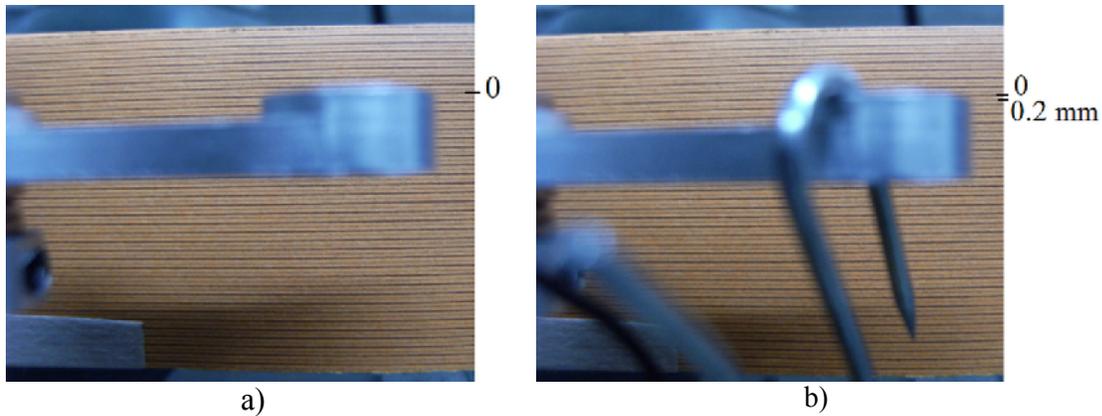


Figura 3.30. Prueba de carga vs desplazamiento bajo una condición, a) libre, b) carga: 300 g.

Las pruebas se realizaron con eslabones de aluminio 6063 T5. Las dimensiones de cada eslabón son: 27 mm de largo por 10 mm de ancho por 3.5 mm de espesor y una distancia entre centros de 20 mm. Debido a que no se conocía el apriete de la junta de la cadena eslabonada, se consideró un intervalo de carga de ± 50 g a partir de la fuerza resultante transmitida en cada punto de conexión del mecanismo.

De acuerdo con los resultados, existe desplazamiento en el juego de eslabones cuando la carga supera los 250 g. Con respecto a las exigencias de carga calculadas, existe una zona de seguridad antes de que se presenten desplazamientos en condiciones de operación, Figura 3.31. Además, los desplazamientos asociados a los eslabones, con estas cargas tan bajas, son irrelevantes (Figura 3.32).

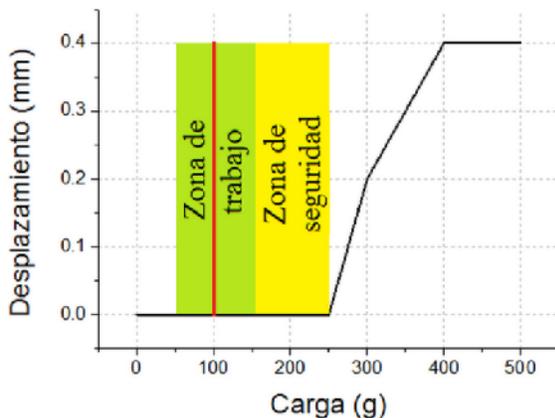


Figura 3.31. Gráficas de carga vs desplazamiento.

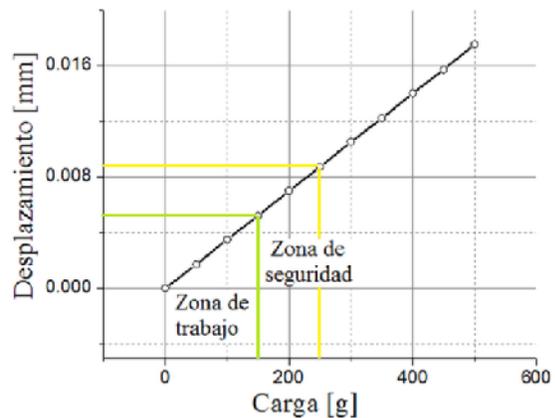


Figura 3.32. Desplazamiento del eslabón de aluminio sometido a carga.

Una vez resuelta la configuración de la unión de eslabones y definido el modo de trabajo a construir, se procedió a diseñar y construir el prototipo. La Figura 3.33 muestra el dibujo en CAD del prototipo de micromáquina herramienta paralela.

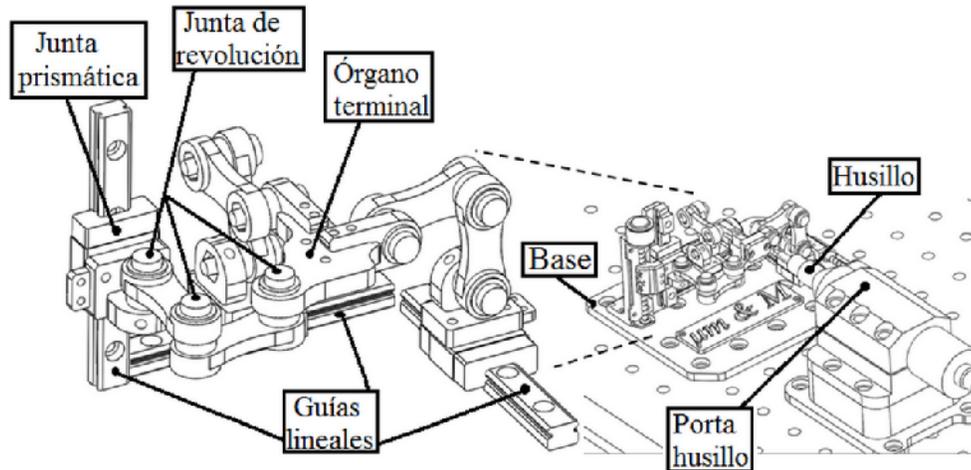


Figura 3.33. Dibujo en CAD del prototipo.

La Figura 3.35 muestra las partes que constituyen el prototipo.

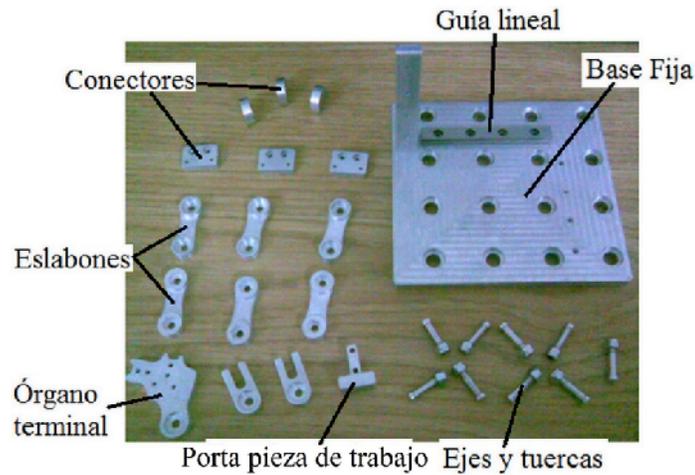


Figura 3.34. Algunas partes que conforman el prototipo de micromáquina herramienta paralela.

La Figura 3.35 muestra el ensamble parcial del prototipo de micromáquina herramienta paralela.



Figura 3.35. Ensamble parcial del prototipo de micromáquina herramienta paralela.

Parte del aprendizaje que deja el enfrentarse a la construcción y ensamble de este prototipo se relacionan con consideraciones que difícilmente se contemplarían en un modelo teórico. Por ejemplo, cuando no se tiene una buena alineación y, más importante, no se tiene fijadas cada una de las cadenas a las guías lineales conectadas a su vez a la base fija, los errores se propagan al órgano terminal y éste presenta una curva de histéresis con el movimiento de cada uno de los ejes, Figura 3.36.

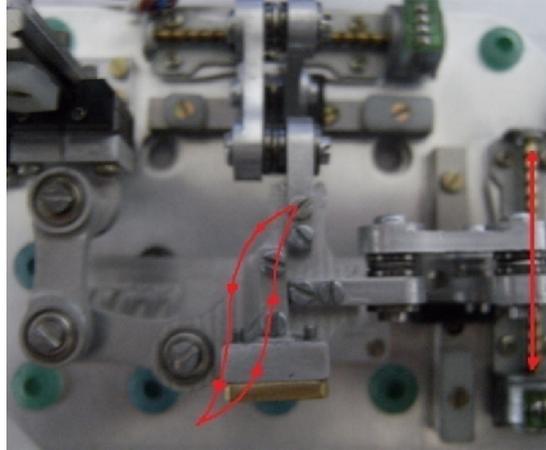


Figura 3.36. Curva de histéresis del órgano terminal por falta de ajuste en los elementos de ensamble, vista superior.

Para garantizar un buen funcionamiento de la máquina, se prestó especial cuidado en la alineación de los elementos que la conforman, así como en la correcta sujeción de cada cadena a las guías lineales para evitar que el desalineamiento se propague al órgano terminal, Figura 3.37.

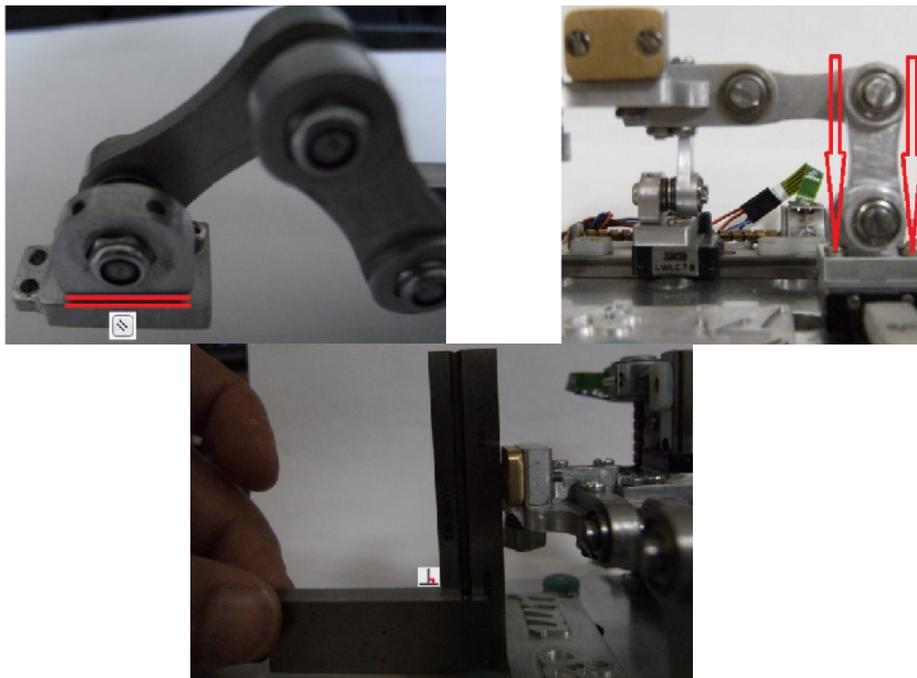


Figura 3.37. Alineación y ajuste del prototipo.

3.4.5.1 Descripción del prototipo.

El prototipo construido en su mayoría con aluminio 6063 T5 cubre tres grados de libertad, tiene dimensiones de 120 x 100 x 70 mm y cubre un espacio de trabajo de 15 x 15 x 15 mm libre de singularidades y colisiones. Cada cadena se desliza por medio de guías lineales miniatura LWL-C7, de la marca IKO, que incorpora dos columnas de balines de acero en un arreglo de 4 puntos de contacto con el riel en el que corre, conectadas a su vez por una tuerca diseñada especialmente para el prototipo. La transmisión de movimiento se realiza directamente, sin reductor.

Los actuadores son motores a pasos bipolares de 20 pasos por revolución (18° por paso). Los motores tienen un tornillo de 6 cm de largo y un paso de 3 mm. De acuerdo a las pruebas de par de retención, o bien, del par máximo que puede generar el motor con una carga máxima que puede ser aplicada a la flecha del motor, con excitación, sin provocar que éste pierda la posición de paso, a una corriente nominal de 0.35 [A] el par de retención del motor es de 1.5 [mN.m]. La Figura 3.38 muestra con mayor detalle la gráfica de par de retención contra la corriente suministrada, incluyendo los modos de micropasos. Para llevar a cabo estas pruebas, se adaptó el procedimiento descrito en [210], sección 4.4.2.

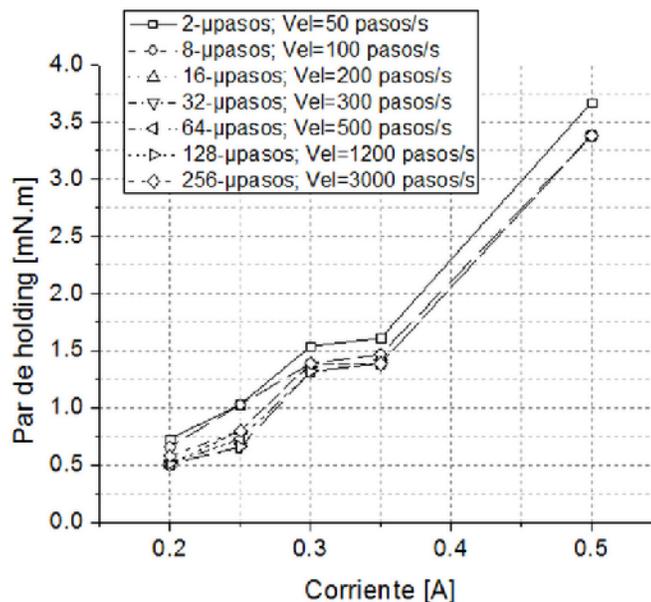


Figura 3.38. Comportamiento del par de retención contra la corriente suministrada.

El tamaño de los actuadores es proporcional al tamaño de la micromáquina, y fueron elegidos para llevar a cabo las pruebas de movilidad y para determinar las características de los actuadores que demanda la aplicación. Para conectar el tornillo de cada actuador a la guía correspondiente para transmitir el movimiento donde se fija cada cadena, se diseñaron varias tuercas para ser construidas con la tecnología de prototipado rápido FDM (por sus siglas en inglés Fused Deposition Modeling), Figura 3.39.

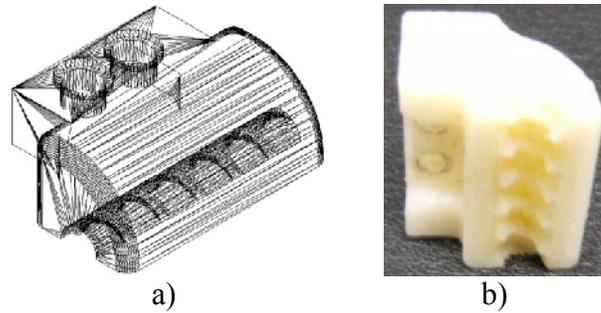


Figura 3.39. a) Diseño de la tuerca en .stl, b) resultado de la construcción.

Las figuras 3.40 y 3.41 muestran el prototipo terminado.

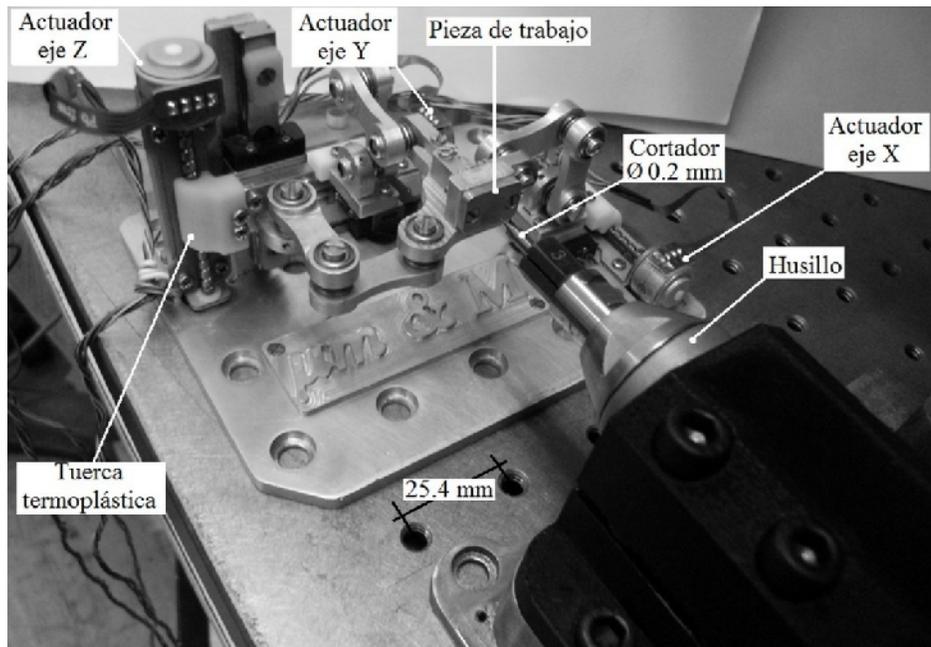


Figura 3.40. Ensamble del prototipo concluido incluyendo husillo.

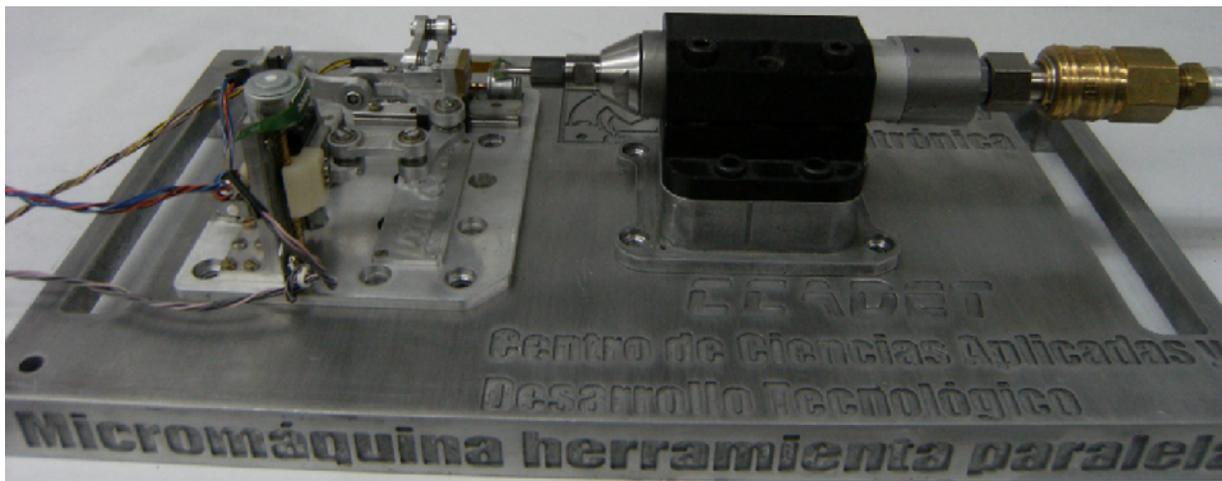


Figura 3.41. Ensamble general del sistema.

Capítulo 4

IV. PRUEBAS Y RESULTADOS.

Todos los experimentos que se describen en este capítulo fueron realizados en el laboratorio de metrología del CCADET bajo condiciones controladas de humedad y temperatura.

4.1 Rigidez de las juntas.

La rigidez estructural de un mecanismo es afectada por dos condiciones; la deflexión en los eslabones y la holgura en las juntas. La importancia de cada uno está en función de la configuración y del material usado para el diseño de las cadenas cinemáticas. La deflexión de los eslabones tiende a dominar en un mecanismo que usa materiales gruesos y pesados, mientras que la holgura en las juntas tiende a ser dominante en el diseño de mecanismos que usan materiales delgados y ligeros.

Alrededor de los fenómenos de holgura existen teorías que han procurado estudiar los efectos que produce ésta en el diseño de cadenas eslabonadas. La importancia de su estudio radica en el hecho de que este fenómeno es una de las principales fuentes de error ligadas a la precisión en el posicionamiento de los mecanismos. La influencia de la holgura, en un mecanismo paralelo, es más representativo que en uno serial porque el número de pares cinemáticos es mayor.

Se han realizado algunos estudios aplicando teoría clásica de vigas para calcular los efectos de los desplazamientos lineales considerando las juntas como resortes torsionales [211]. Se ha investigado como influye la holgura en la exactitud de un mecanismo calculando el error máximo del órgano terminal por medio de métodos geométricos [212-213] o cinemáticos [214]. Incluso, se ha considerado la pérdida progresiva de material en la superficie de las juntas (desgaste) debido al contacto y movimiento relativo entre los elementos mecánicos [215]. Sin embargo, la mayoría de estos trabajos son simulaciones o modelos matemáticos propuestos que no siempre revelan el verdadero entorno de trabajo.

Generalmente, en las uniones no permanentes se presentan holguras en las juntas. Estas son prácticamente inevitables, debido a las necesarias tolerancias de manufactura. En este tipo de uniones no permanentes, se busca que la carga principal se transmita a través de elementos que están en contacto rodante y no deslizante (rodamientos). Los rodamientos transfieren las cargas entre los elementos rotatorios y los estacionarios, permitiendo la rotación relativamente libre con un mínimo de fricción [209].

Para eliminar la holgura interna que se tiene comúnmente en los rodamientos, a fin de disminuir la inclinación del eje en éste, la unión se precarga. Un apriete regulado se establece normalmente como la precarga que se debe aplicar al atornillar un tornillo mediante la herramienta adecuada. En consecuencia, el apriete de cada unión rigidiza su respectiva cadena cinemática y la suma de éstas influyen en la fuerza o par requerido de los actuadores para mover cualquiera de los ejes.

Las cargas habituales de precarga incluyen [216]:

Precarga	Se recomienda:
Fuerte/media	En condiciones de carga sujetas a vibración o impacto.
Media/ligera	En aplicaciones de maquinado.
Ligera	En ambientes susceptibles a presentar poca vibración.
Muy ligera	En maquinas de precisión.
Extra ligera	Para condiciones sin carga donde los efectos térmicos no son importantes.

En función del apriete proporcionado a las juntas es la demanda de par a los actuadores, y se debe determinar la relación más conveniente. Para calcular el par de torsión requerido a los actuadores en función del apriete de las juntas se propone un experimento. Este consiste en sacar del equilibrio estático a una sola cadena cinemática del mecanismo. Se elige el eje Z por su disposición vertical. Colocando una polea en una base, una cuerda se sujeta de un extremo de la cadena seleccionada, se van colocando masas graduadas al extremo de la cuerda y progresivamente se va incrementando la carga hasta vencer el equilibrio de la conexión cadena-tuerca-tornillo. En cada ensayo se incrementa el apriete de las juntas en intervalos de 0.005 Nm.

Para determinar el par de torsión requerido se usará la expresión para encontrar el par de torsión en roscas no cuadradas para elevar una carga dada [217], entonces se tiene:

$$T = \frac{Fd_m}{2} \left(\frac{l + \pi f d_m \sec \alpha}{\pi d_m - f l \sec \alpha} \right), \quad (4.1)$$

donde:

- F suma de todas las fuerzas axiales que actúan sobre el área normal de la rosca,
- l avance,
- d_m diámetro medio del tornillo,
- f coeficiente de fricción,
- α ángulo de la rosca, y
- T par de torsión necesario para elevar la carga.

Para tener un control en el apriete de las juntas se utilizó un torquímetro digital con un intervalo de apriete de 0.020-4.0 Nm y una resolución de 0.001 Nm. La Tabla 4.1 muestra un resumen de los datos obtenidos experimentalmente.

Tabla 4.1. Resumen de datos para determinar el par requerido de los actuadores.

Ensayo	Promedio de apriete en las juntas. [Nm]	Masa necesaria para vencer el equilibrio. [kg]	F (considerando la fricción de la guía y la fuerza de corte). [N]	Fricción del tornillo con un apriete en la tuerca de 0.025 Nm.	Ángulo de la rosca. [°]	Par de torsión requerido del motor. [mNm]	Condición del mecanismo (apreciación)
1	0.027	0.13	1.27	0.2	30	1.85	Flojo
2	0.033	0.14	1.37			1.94	Flojo
3	0.038	0.14	1.37			1.94	Flojo
4	0.043	0.15	1.52			2.07	Flojo
5	0.047	0.17	1.66			2.20	Rigido
6	0.052	0.20	1.96			2.46	Rigido
7	0.055	0.20	1.96			2.46	Rigido
8	0.062	0.21	2.06			2.55	Rigido

Resulta evidente que al incrementar el apriete de las juntas la máquina se rigidiza y, por lo tanto, la exigencia de par en los actuadores es mayor.

4.2 Rigidez de la máquina.

Con los resultados de la sección 4.1 se establece la capacidad de par de los actuadores en función del apriete en las juntas. El apriete en este caso es de 0.045 Nm. Con esta condición se propone un experimento para conocer la rigidez de la máquina.

El experimento consiste en medir el desplazamiento en el órgano terminal provocado por una carga. Para medir el desplazamiento en la dirección de corte, el mecanismo es colocado verticalmente. Un palpador electrónico de 0.1 μm de resolución es colocado en la parte inferior del órgano terminal, en el cual se coloca una carga con ayuda de masas graduadas. Al retirar la carga se mide la diferencia entre la posición original y la posición real. La Figura 4.1 muestra el montaje del experimento.

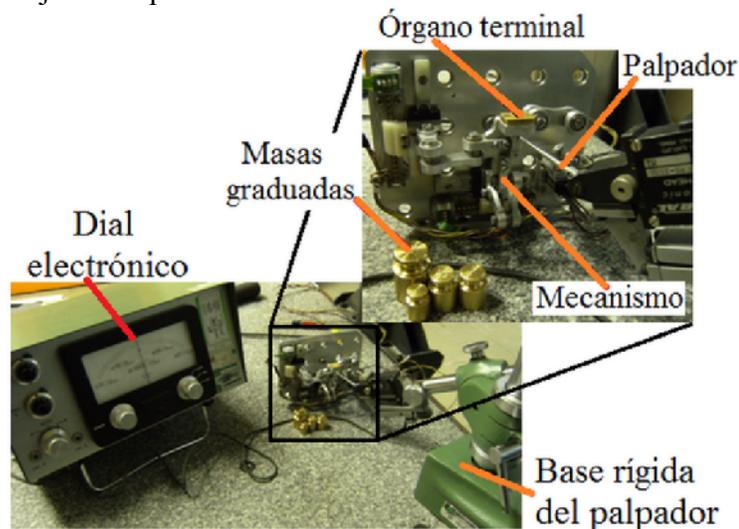


Figura 4.1. Montaje de experimento de rigidez.

Las mediciones fueron realizadas en tres planos del espacio de trabajo y en cada plano se realizaron 9 lecturas, Figura 4.2. Cada cambio de posición entre un punto de medición y otro se realizó manualmente.

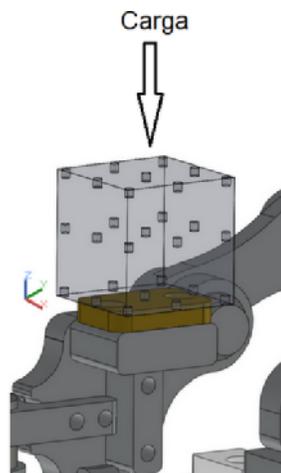


Figura 4.2. Puntos de medición en el espacio de trabajo.

Para tener un punto de comparación entre el modelo teórico y el experimental se calculó nuevamente la rigidez del mecanismo, esta vez considerando dimensiones reales del prototipo. La Figura 4.3 muestra los mapas de rigidez promedio en los tres planos del espacio de trabajo.

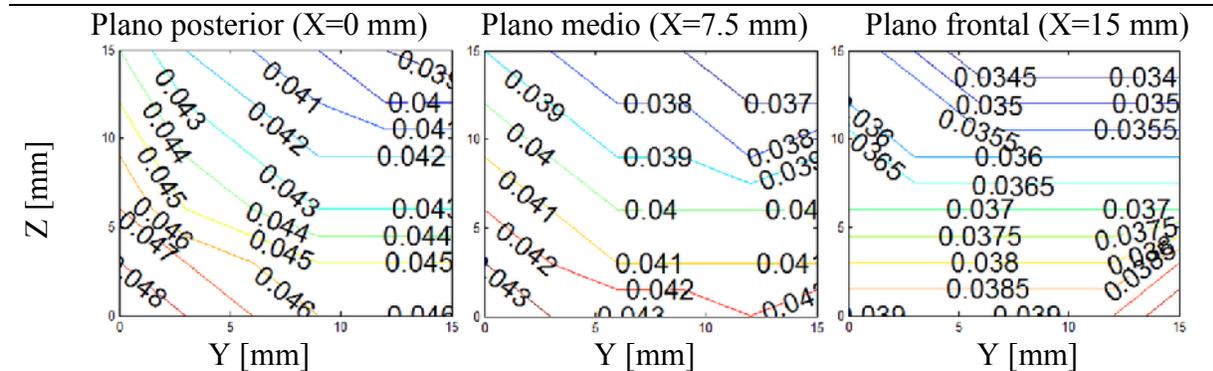


Figura 4.3. Mapas de rigidez: simulados con dimensiones reales del prototipo [N/mm].

La Figura 4.4 muestra los resultados obtenidos experimentalmente. Para generarlos, se calculó experimentalmente la constante de rigidez angular (0.015 rad/Nmm) con un apriete uniforme de 0.045 Nm en las juntas.

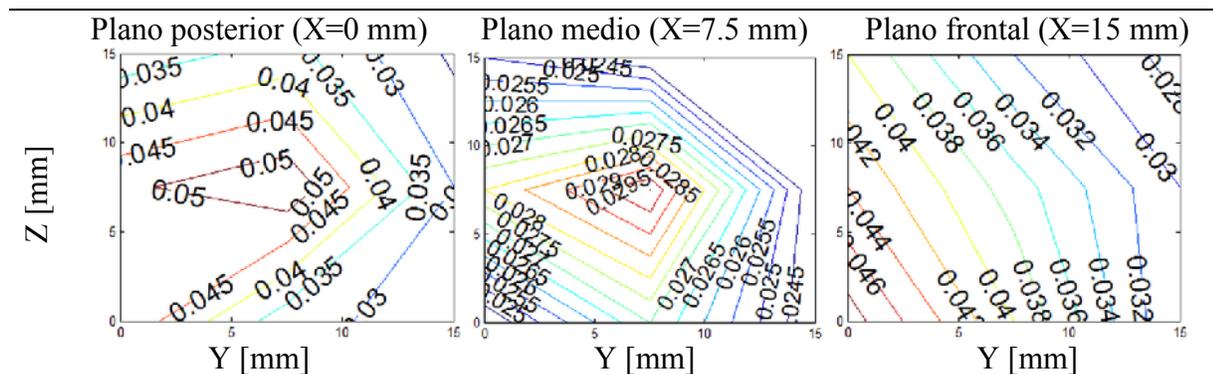


Figura 4.4. Mapas de rigidez: mediciones experimentales [N/mm].

El modelo experimental presenta los valores máximos de rigidez en los planos posterior y frontal, mientras que los valores más bajos se encuentran en la parte media del espacio de trabajo. La Tabla 4.2 muestra la comparación del promedio de rigidez en cada plano.

Tabla 4.2. Comparación del promedio de rigidez.

Plano	Rigidez	
	Simulación [N/μm]	Experimental [N/μm]
Posterior	0.041	0.037
Medio	0.037	0.026
Frontal	0.035	0.036

La capacidad de carga en los tres planos fue medida con el mismo arreglo experimental. Con un apriete en las juntas de 0.045 Nm, la máquina puede soportar una carga de 20 g sin que el

órgano terminal sufra un desplazamiento en cualquiera de los tres planos. En algunas zonas del espacio de trabajo la capacidad de carga máxima es de 45 g.

4.3 Validación experimental.

Los desplazamientos en todo el espacio de trabajo regular del prototipo desarrollado son obtenidos por motores a pasos conectados a cada cadena cinemática mediante una transmisión directa, brindando una resolución teórica de 600 nm, cuando se configura a 250 micropasos por revolución. Estos son controlados a su vez por una tarjeta de control de movimiento National Instruments, el cual consiste de una etapa de potencia MID-7604/7602 de 4 ejes, una tarjeta de control PCI-7340, y un programa de entorno gráfico LabVIEW. Con éste controlador y un interferómetro láser HP para longitud (Figura 4.5), de resolución nanométrica, fueron medidos los errores de posición del prototipo.

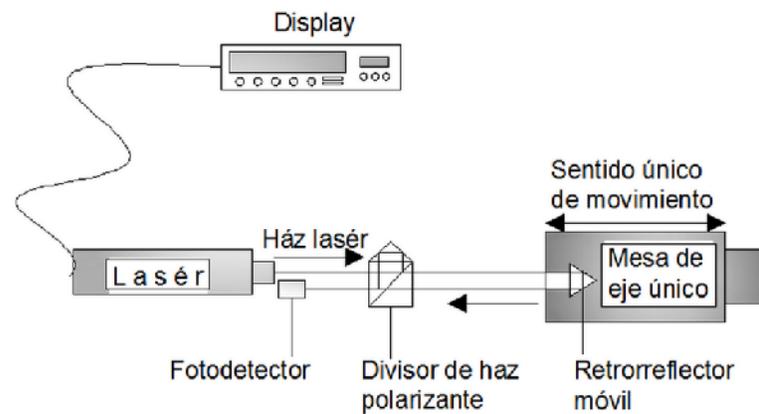


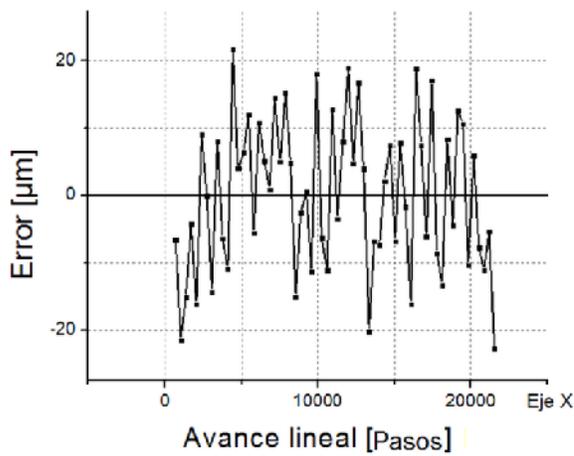
Figura 4.5. Esquema general del sistema de interferometría utilizado.

Se analizó el desplazamiento de cada eje tratando de cubrir, en lo posible, todo el espacio de trabajo. Fueron analizados un grupo de 1080 mediciones con incrementos de 200 μm por cada eje. Los datos se concentran en 54 gráficas, 18 por eje, distribuidos en diferentes puntos del espacio de trabajo. La Figura 4.6 muestra gráficas representativas de los errores de posición, los cuales se encuentran en un intervalo de 25 a 70 micrómetros. La repetibilidad de la máquina fue evaluada usando series de 20 movimientos por cada eje. La Figura 4.7 muestra las gráficas de repetibilidad de cada eje al cubrir una posición objetivo de inicio a fin de carrera.

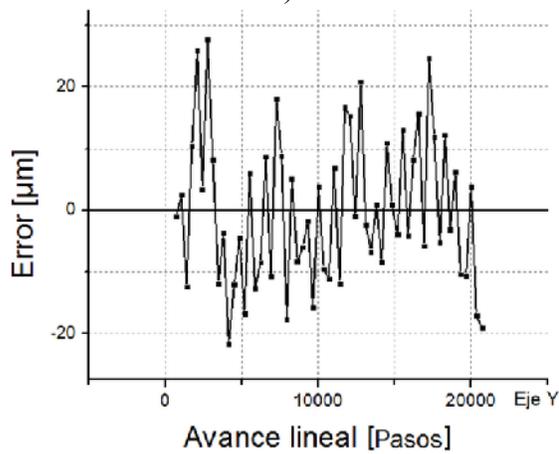
La medida de la dispersión de los valores respecto al valor promedio (σ) se calcula usando el método “n”, esto es:

$$\sqrt{\frac{\sum(x-\bar{x})^2}{n}}, \quad (4.2)$$

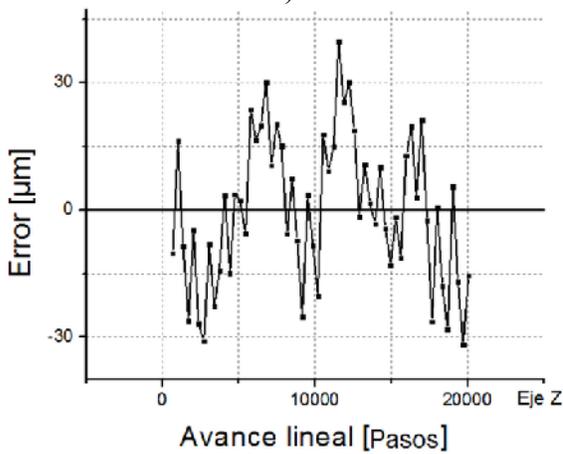
Donde x es la media de muestra y n es el tamaño de la muestra.



a)

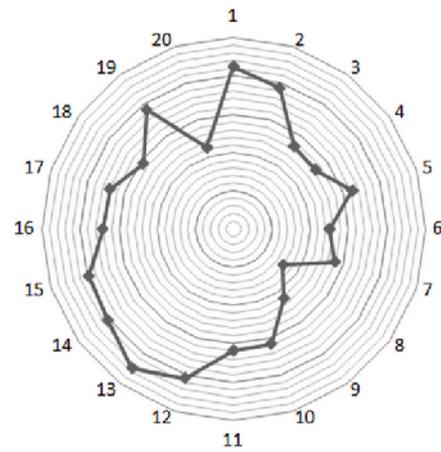


b)

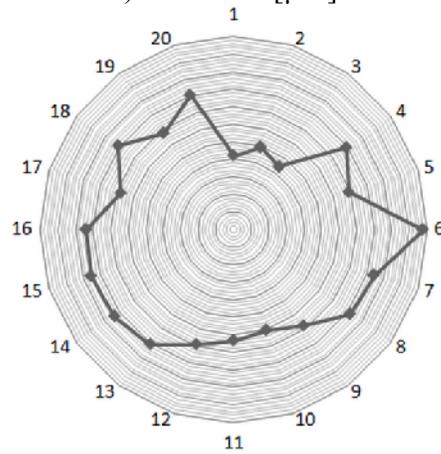


c)

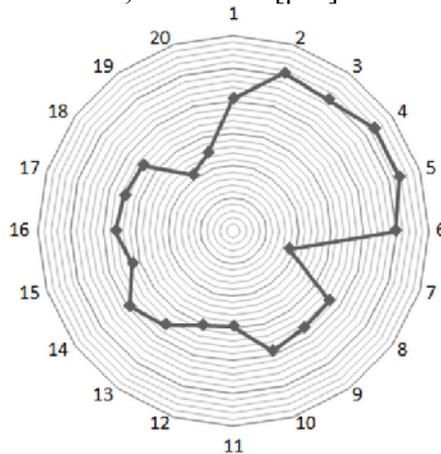
Figura 4.6. Errores de posición del eje a) X, b) Y y c) Z.



a) $\sigma = 0.003$ [μm].



b) $\sigma = 0.006$ [μm].



c) $\sigma = 0.009$ [μm].

Figura 4.7. Gráficas de repetibilidad del eje a) X, b) Y y c) Z.

El juego mecánico fue evaluado con avances de $500 \mu\text{m}$ bidireccionalmente. El resumen de la caracterización se muestra en la Tabla 4.3.

Tabla 4.3. Parámetros del prototipo.

Ejes	X Y Z	Carrera	Resolución	Repetibilidad	Promedio del juego mecánico
		[mm]	[μm]	[μm]	[μm]
	X	15	0.6	4.1	6.5
	Y	15	0.6	3.9	17.8
	Z	15	0.6	3.4	12.3

La caracterización determina los atributos del comportamiento del prototipo. Un complemento a esta caracterización se da a continuación validando los requerimientos solicitados inicialmente al mecanismo para ser usado como micromáquina herramienta.

4.3.1 Movilidad y espacio de trabajo regular.

La configuración mecánica provee movilidad en tres direcciones dispuestas ortogonalmente, con las características descritas en la sección 3.4.5.1. El espacio de trabajo de la configuración es regular, formando un cubo de lados iguales de 15 mm.

4.3.2 Desacoplamiento cinemático.

Para comprobar la independencia de movimiento de cada cadena cinemática del prototipo se preparó un experimento, el cual consiste en grabar un video durante el recorrido de uno de los ejes, mediante dos cámaras digitales orientadas a 90° una de otra, Figura 4.8.

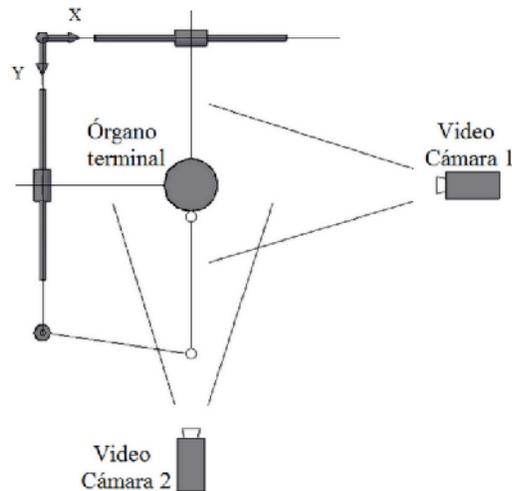


Figura 4.8. Diagrama del experimento, vista superior.

Durante el recorrido de uno de los ejes de la máquina, la cámara 1 graba el frente del órgano terminal, mientras la cámara 2 graba uno de los lados, simultáneamente. La pieza de trabajo, montada en el órgano terminal, es marcada con líneas verticales y horizontales con el fin de medir una posible desviación durante el recorrido del eje, Figura 4.9.

Para medir las desviaciones presentes en el órgano terminal durante el trayecto del eje, se toma de referencia una regla colocada en la pantalla, donde se analiza cada imagen adquirida por las cámaras en periodos de 1 segundo. La regla en la pantalla tiene divisiones en pixeles, siendo la menor división equivalente a 0.092 mm. Manipulando las imágenes cuadro por

cuadro se puede medir si existen desviaciones, por arriba de esa resolución, generadas por un acoplamiento mecánico.

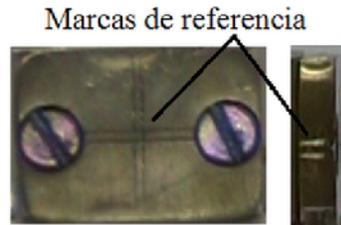


Figura 4.9. Pieza de trabajo marcada al frente y al costado.

La Figura 4.10, muestra la imagen montada de las cámaras 1 y 2. Esta imagen corresponde a la posición de inicio de carrera del eje X. La Figura 4.11, corresponde a la posición de fin de carrera del eje X. Después de analizar las imágenes cuadro por cuadro en todo el recorrido del eje en periodos de 1 segundo, no se detectaron desviaciones en las direcciones Y y Z, por lo tanto, se comprueba que el mecanismo presenta desacoplamiento cinemático.

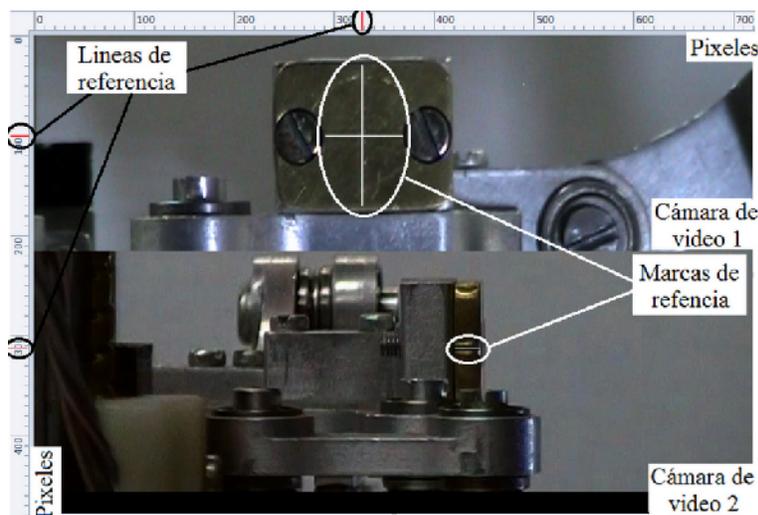


Figura 4.10. Posición inicial: 0 mm, 0 segundos.

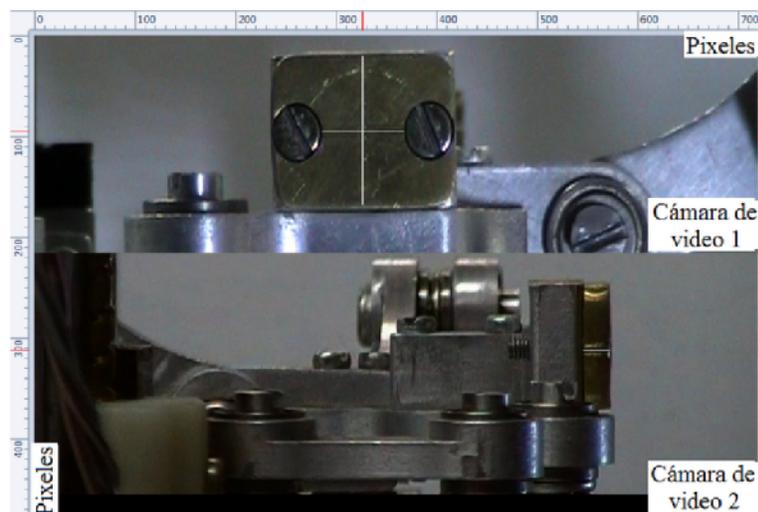


Figura 4.11. Posición final: 14.5 mm, 6.14 segundos.

4.3.3 Fuerza isotrópica.

Para probar experimentalmente la uniformidad de fuerzas que transmite el órgano terminal en cualquier dirección dentro del espacio de trabajo de la máquina, se acondicionó un sencillo experimento. La máquina se prepara en condiciones de operación. Individualmente, cada actuador es puesto en marcha mientras se coloca una carga en el órgano terminal. La carga se va incrementando gradualmente hasta que resulta imposible mover el eje móvil. El valor de carga más alto antes de provocar el estancamiento es registrado. Si el valor registrado más alto en la cadena uno es igual al valor registrado más alto en la cadena dos, y este a su vez es igual al valor registrado más alto en la cadena tres, entonces la máquina tiene la capacidad de proveer fuerzas uniformemente.

La prueba fue realizada bajo dos diferentes casos:

Caso a)

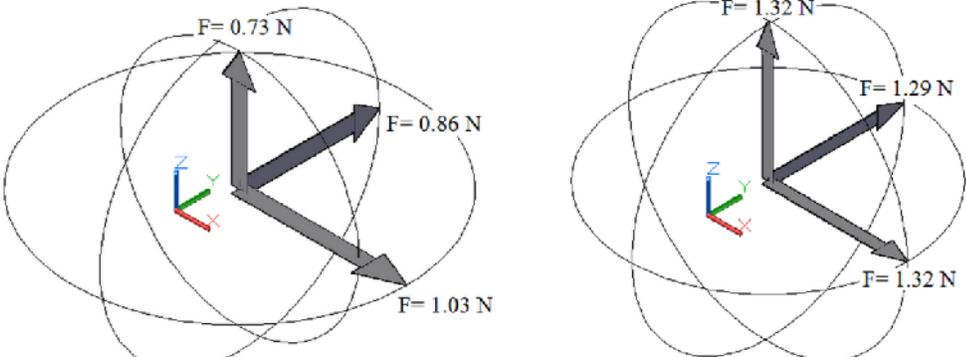
- » Máquina alineada,
- » Ajustando el apriete de las juntas en un intervalo de apriete de 0.045 a 0.050 Nm, y
- » Ajustando el apriete de las tuercas en un intervalo de apriete de 0.02 a 0.025 Nm,

Caso b)

- » Máquina alineada,
- » Ajustando el apriete de las juntas de forma homogénea (0.045 Nm), y
- » Ajustando el apriete de las tuercas de forma homogénea (0.020 Nm).

En cada caso, la corriente suministrada a los motores fue de 0.5 A. Se programaron los motores con avances de 40 pasos por revolución y se cubrió la carrera completa de 15 mm por cada eje. Los resultados se muestran en la Tabla 4.4.

Tabla 4.4. Resultado de las pruebas experimentales de fuerza.



		- Caso a -		- Caso b -	
Dirección		Carga máxima [Kg]	Fuerza [N]	Carga máxima [Kg]	Fuerza [N]
	X		0.105	1.03	0.135
Y		0.088	0.86	0.132	1.29
Z		0.075	0.73	0.135	1.32

Los resultados muestran que la influencia de un apriete no uniforme en las juntas y tuercas en la máquina, incluso en intervalos cerrados, i. e. con una diferencia no mayor de 0.005 Nm, provoca que las fuerzas que transmite el órgano terminal por cada eje de movimiento sean desiguales.

Cuando se aprietan las juntas y tuercas a un mismo par, significa que cada cadena se ajusta con las mismas condiciones. Por lo tanto, la máquina es propensa a transmitir fuerzas de forma homogénea. Mientras más apriete se proporcione a las tuercas más fricción debe vencer cada actuador, en consecuencia, la fuerza reflejada en el órgano terminal se verá reducida.

La fuerza que el órgano terminal puede proveer en vacío, con las condiciones de apriete señaladas, está en el orden de 1.3 N. Sin embargo, la carga estática que el órgano terminal puede soportar sin sufrir desplazamientos está en el orden de 0.19 N (con las mismas condiciones de apriete).

Con esto en mente y considerando las fuerzas de corte calculadas en la sección 2.3, una relación de fuerzas puede ser establecida. Por ejemplo, en el proceso de fresado las fuerzas de corte presentes en materiales blandos o duros son menores a la carga que el órgano terminal puede resistir sin sufrir desplazamientos, esto considerando que las profundidades de corte son bajas (< 0.05 mm). Para el proceso de torneado y taladrado ocurre lo mismo con materiales blandos, sin embargo, con materiales duros se es más susceptible a alcanzar el límite de la máquina, especialmente si las condiciones de corte se modifican y las profundidades de corte se incrementan. Para solventar esta vulnerabilidad se tiene que rigidizar más la máquina. Es posible hacerlo debido a que la rigidez de la máquina depende de la rigidez de las juntas. Sin embargo, esta solución demanda, a su vez, mayor par a los actuadores.

La Figura 4.12A muestra el incremento de fuerza que provee el órgano terminal en su zona más crítica (parte media del espacio de trabajo), en función del incremento de apriete de las juntas. La Figura 4.12B, muestra el efecto en la demanda de par en los actuadores. A mayor apriete en las juntas, mayor es la rigidez de la máquina y mayor será la exigencia de par en los actuadores. Esto representa que los motores resulten desproporcionados respecto al tamaño de la máquina, especialmente si se usan motores comerciales. Considerando que, de acuerdo con la configuración propuesta, los actuadores permanecen fijos a la base, el tamaño de los motores no debería representar un problema.

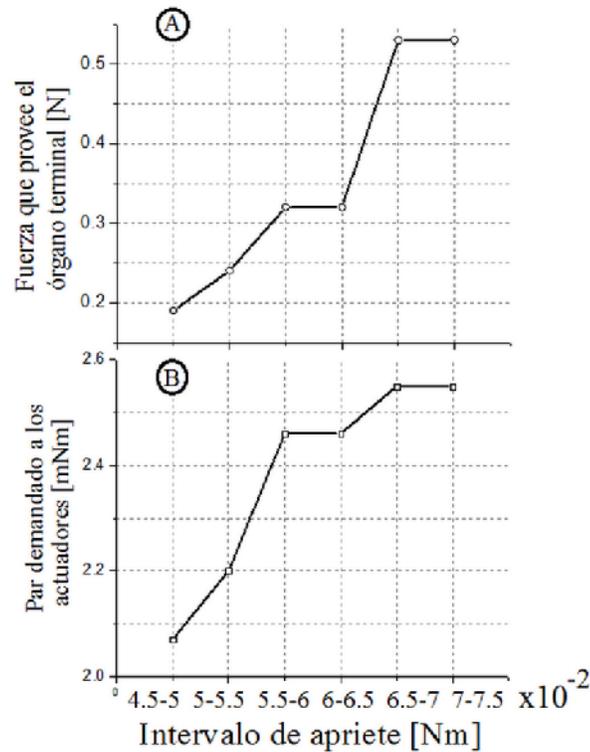


Figura 4.12. A) Par de apriete en las juntas contra fuerza del órgano terminal medida en zona crítica, B) Par de apriete en las juntas contra el par demandado a los actuadores.

4.4 Análisis modal.

El análisis modal es una útil herramienta en el análisis de vibraciones de sistemas mecánicos. El objetivo de un análisis modal concierne a la determinación de frecuencias naturales y modos normales de vibración de un sistema dinámico. El método está basado en el hecho de que el modelo idealizado tiene frecuencias y formas modales naturales preferidas en los cuales estos tienden a producir vibración libre. En algunos sistemas, un mal funcionamiento mecánico puede ser atribuido a la excitación de su movimiento preferido tal como vibración modal y resonancias [204].

Por medio de un análisis modal, es posible establecer la extensión y localización de varias vibraciones en un sistema. De esta manera, un método sistemático puede ser establecido haciendo modificaciones estructurales para eliminar un problema de vibración existente o para verificar el efecto de una modificación en particular. Un sistema complejo puede ser dividido en varios subsistemas que pueden ser analizados independientemente. Este enfoque tiene varias ventajas, incluyendo que los subsistemas pueden ser desarrollados por diferentes métodos; tales como, experimentación, método de elemento finito, así como técnicas de modelado y ensamble [204].

La ecuación básica resuelta en un análisis modal sin amortiguamiento es:

$$\left[\omega_i^2 M - K \right] \psi_i = 0 \quad (4.3)$$

Donde:

K Matriz de rigidez,

- ψ_i Vector de forma modal del modo i ,
 ω_i^2 Frecuencia natural del modo i ,
 M Matriz de masas.

La posibilidad de movimientos modales para un sistema dado está determinada por la existencia de soluciones no triviales para ψ (esto es $\psi \neq 0$). Específicamente, las soluciones no triviales para ψ se presentan si el determinante del sistema de ecuaciones homogéneas lineales se iguala a cero, por lo tanto:

$$\det[\omega_i^2 M - K] = 0 \quad (4.4)$$

La ecuación (4.4) es conocida como la ecuación característica del sistema. Algunos métodos numéricos están disponibles para resolver esta ecuación básica. Los métodos, incluidos en programas comerciales para elementos finitos, más comunes son [205]:

- ❖ Método de Lanczos por bloques.
- ❖ Método iterativo de gradientes conjugados de Lanczos.
- ❖ Método de subespacios.
- ❖ Método reducido (o método Householder).

Para realizar el análisis modal de la micromáquina herramienta paralela bajo estudio, es necesario tener el diseño completo, identificando cada parte con el material del que está fabricado. El propósito de este análisis es determinar, mediante simulaciones, la primera frecuencia natural del mecanismo y generar su lóbulo de estabilidad, como se hizo con la configuración serial en la sección 2.4.1. Se proponen las siguientes consideraciones con el fin de obtener un análisis modal más completo:

- El tamaño de la micromáquina herramienta paralela es de 120 x 100 x 70 mm y cubre un espacio de trabajo de 15 x 15 x 15 mm.
- El material estructural de la máquina es aleación de aluminio 6063-T5. El material de la pieza de trabajo es de latón.
- Apegándose lo más posible a las características que proporcionan los catálogos del fabricante, el material de las guías lineales es de acero ASTM A36, la carcasa de los motores y bases son de acero AISI 1020.
- El material de las tuercas fabricadas son de plástico grado ABS.
- Las juntas que conectan los eslabones consisten de un juego de rodamientos; axial y radial, ambos de acero al cromo de alto carbono de 3 mm de diámetro interior y 8 mm de diámetro exterior.
- Las guías son consideradas fijas y cuatro áreas de la base inferior se fijan como las condiciones límite.
- Es considerada una fuerza de corte equivalente de 0.5 N aplicada a la pieza de trabajo.
- Al igual que en el análisis modal de la máquina serial, el valor de la constante de amortiguamiento es de $\zeta=0.025$.

La Figura 4.13 muestra el primer modo normal de vibración de la micromáquina herramienta paralela.

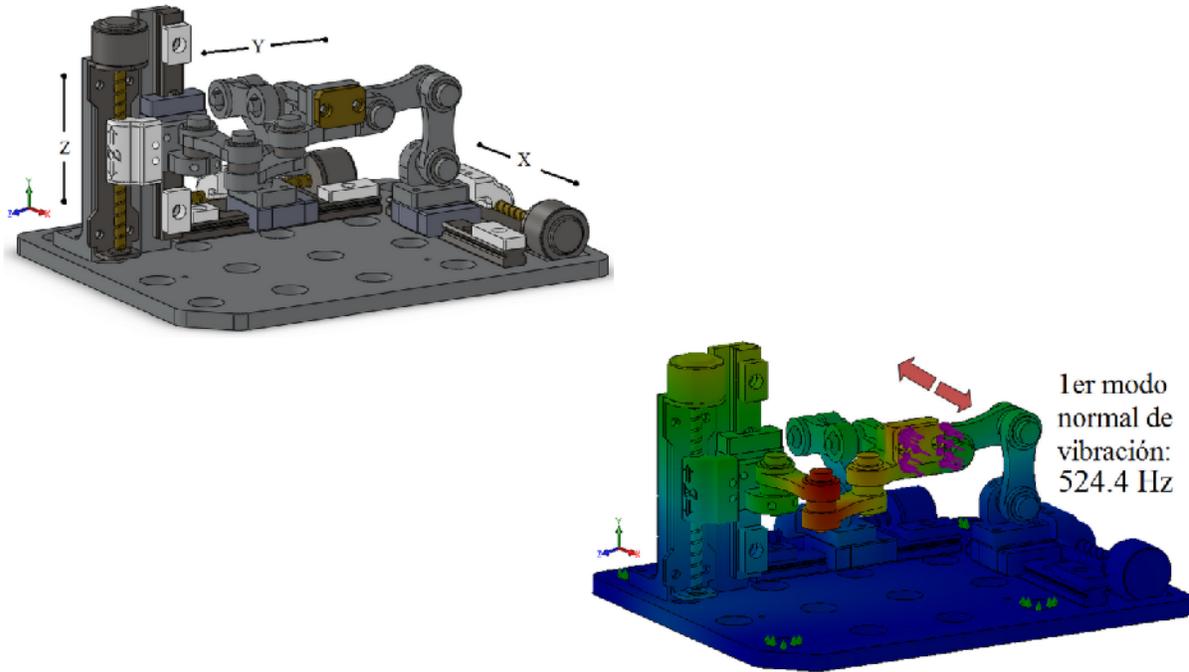


Figura 4.13. Primer modo normal de vibración de la micromáquina herramienta paralela.

Con la frecuencia obtenida y los valores de rigidez estática, obtenidos experimentalmente en la sección 4.2, se forman los lóbulos de estabilidad de la micromáquina herramienta generados a partir del primer modo normal de vibración con una frecuencia de 524.4 Hz, y una $k=0.037 \text{ N}/\mu\text{m}$, Figura 4.14.

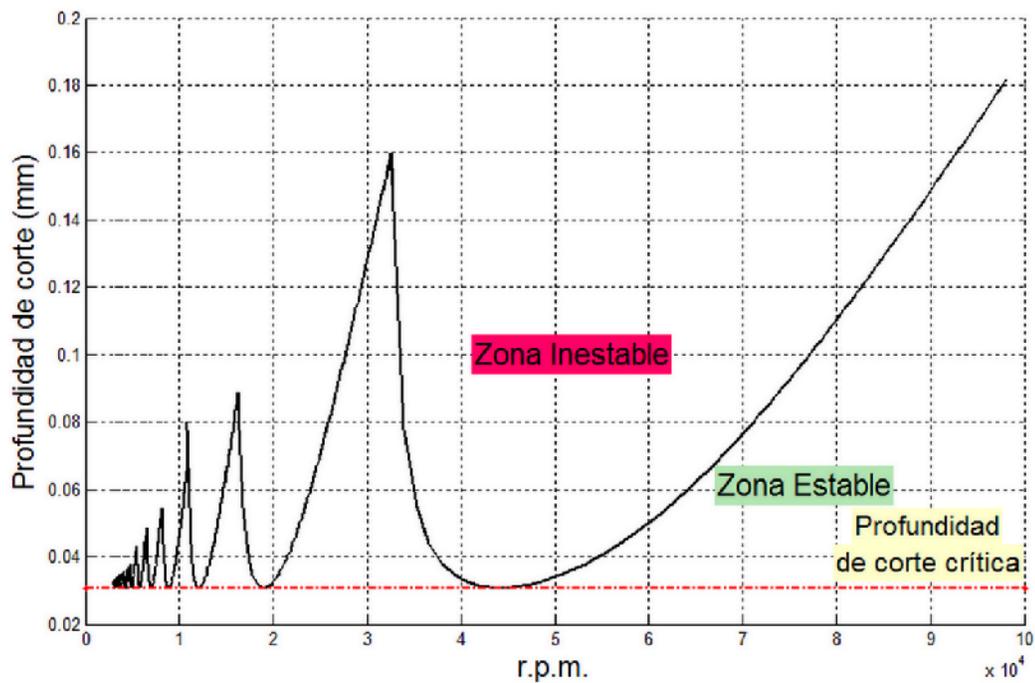


Figura 4.14. Lóbulos de estabilidad generados a partir de una frecuencia natural de 524.4 Hz.

La Tabla 4.5 muestra el resultado del análisis modal de la micromáquina herramienta paralela.

Tabla 4.5. Resultado del análisis modal.

Plano	Rigidez promedio [N/ μ m]	1 ^a . frecuencia natural [Hz]	Profundidad de corte crítica [μ m]
Posterior	0.037	524.4	30.7
Medio	0.026	524.4	21.6
Frontal	0.036	524.4	29.9

La profundidad de corte en una operación de micromaquinado debe estar por debajo de la profundidad de corte crítica para evitar el fenómeno de “golpeteo” durante el proceso de corte.

La profundidad de corte crítica en los planos posterior y frontal de la micromáquina herramienta paralela supera el valor estimado (25 μ m) de la micromáquina herramienta típica de tres ejes. No sucede así en el plano medio. Sin embargo, al existir la posibilidad de rigidizar aún más la máquina, mediante un incremento en el apriete de las juntas que la componen, sin que esto represente un incremento en el tamaño de sus elementos, la rigidez promedio crítica se elevaría, minimizando con ello la posibilidad de presentar fluctuaciones durante el proceso a bajas r.p.m. Por lo tanto la hipótesis planteada en la sección 2.5 se acepta.

La configuración paralela propuesta en este trabajo se caracteriza por aportar poca masa (alrededor de 250 g incluida la base fija), en virtud de los elementos que la componen y proporciona mayor rigidez, en virtud de su constitución física. Esto significa que la configuración paralela reúne dos elementos clave (compactación y rigidez) para el desarrollo de micromáquinas herramienta con el propósito de hacer cada vez más pequeñas las máquinas. El reto radica en mejorar el diseño de las juntas cinemáticas y la forma de conectar los eslabones.

Con base en estos resultados, se considera a éste primer prototipo de micromáquina herramienta paralela una buena aproximación hacia un diseño final.

CONCLUSIONES.

Conclusiones.

En este trabajo se ha *investigado* y explorado la *viabilidad* de introducir al campo de la micromanufactura a las configuraciones paralelas como micromáquinas herramienta (MMH). Se establecieron los requerimientos que deben considerarse para *seleccionar* configuraciones paralelas con miras a su aplicación como micromáquinas herramienta. Las características de diseño que las configuraciones paralelas deben presentar para ser aplicadas como MMH son: movilidad, desacoplamiento cinemático, isotropía de fuerzas y un espacio de trabajo regular. Al adoptar estos requerimientos sistemáticamente se planteó una *propuesta* de proceso de selección que permite identificar potenciales configuraciones paralelas para ser aplicadas como micromáquinas herramienta. Identificando, además, las herramientas de análisis que permiten evaluar cuantitativamente los atributos establecidos. La propuesta se comprobó con un caso de estudio, seleccionando una configuración paralela de tres ejes traslacionales.

Para consolidar una *propuesta* de diseño mecánico, se estimaron las fuerzas de corte involucradas en el proceso de micromaquinado. Adicionalmente, un prototipo de micromáquina herramienta paralela fue *construido* y *evaluado* con el fin de comprobar, experimentalmente, los atributos solicitados en la propuesta de selección. El prototipo de micromáquina herramienta paralela 3PRRR cumple de manera satisfactoria con los atributos solicitados; proporciona movilidad en tres direcciones ortogonales, sin que exista acoplamiento cinemático, la fuerza que transmite el órgano terminal en cualquier dirección es homogénea y cubre un espacio de trabajo regular.

Con las condiciones de ensamble, ajuste y apriete que se describieron en este trabajo, el prototipo está en condiciones de realizar operaciones de corte, en 2D y 3D. Adoptando los parámetros de corte propuestos, el prototipo es menos vulnerable a presentar el fenómeno de “golpeteo” durante el proceso de corte debido a las vibraciones, esto fue comprobado mediante simulaciones con lóbulos de estabilidad. Con esto se comprueba que las configuraciones paralelas aportan características de compactación y rigidez al mundo de la micromanufactura.

Observaciones finales.

El análisis cinemático muestra que la cinemática inversa y directa del mecanismo estudiado es independiente a la longitud de los eslabones. Teóricamente, el mecanismo es insensible a los errores en la longitud de los eslabones. Por lo tanto, tales errores no afectan la posición del órgano terminal. Sin embargo, los errores de desalineamiento en las cadenas cinemáticas, aunado a la falta de uniformidad en el apriete de las juntas, si afecta, y hace que se propaguen los errores al órgano terminal y éste presente una curva de histéresis.

La caracterización arroja errores de posición relativamente altos. Se asocia a estos errores la suma de imperfecciones en el diseño de las juntas y de las tuercas termoplásticas. En el caso de las juntas, la dependencia a elementos comerciales para unir los eslabones debe evitarse mediante el diseño de juntas que absorban cargas combinadas. En el caso de las tuercas, se deben modificar haciendo contacto permanente con el tornillo que transmite el movimiento. Además, si bien es cierto que los errores de posición son relativamente altos, también es

cierto que la repetibilidad de la máquina es alta, por lo tanto, los errores de posición se pueden compensar con técnicas de control (lazo cerrado) o mediante técnicas de calibración.

Contribuciones.

- ✓ *Proceso de selección de configuraciones paralelas para el desarrollo de micromáquinas herramienta.*
Con este proceso de selección se identifican las configuraciones paralelas potencialmente viables para ser usadas como micromáquinas herramienta.
- ✓ *Configuración única en el tipo de aplicación.*
El diseño y construcción del prototipo, resultado de aplicar el proceso de selección de configuraciones paralelas para el desarrollo de micromáquinas herramienta, es único.
- ✓ *Marco de referencia en la evaluación teórica de atributos.*
Resultado de una investigación exhaustiva, el trabajo reúne un listado de herramientas de análisis para la evaluación de parámetros de diseño para configuraciones paralelas.
- ✓ *Marco de referencia en la evaluación experimental de atributos.*
Se proponen métodos de evaluación experimental para la validación de atributos en micromáquinas herramienta paralelas; tales como, rigidez, desacoplamiento e isotropía de fuerzas.

Recomendaciones y trabajo a futuro.

Sobre el proceso de selección.

- » En este trabajo se desarrolló para un caso con tres ejes, sin embargo el proceso de selección bien puede usarse para configuraciones de un mayor número de ejes. Se debe tener presente que, a mayor número de grados de libertad mayor número de configuraciones a explorar. Además, la complejidad de análisis se incrementa porque se tiene que considerar la orientación que aporta cada eje extra en la configuración de estudio. La complejidad recae en el momento de formar la matriz jacobiana del mecanismo en cuestión, se recomienda formar y analizar la matriz jacobiana de traslación y orientación por separado. De esta forma, no se mezclaran unidades, y determinar si existe o no acoplamiento cinemático será más sencillo.

Sobre la construcción del prototipo.

- » Se recomienda cambiar las guías lineales por guías precargadas para minimizar los errores asociados.
- » Se recomienda mejorar el diseño de las tuercas rodeando el área de contacto del tornillo para minimizar los errores asociados.
- » Se sugiere revisar agudamente la teoría de rodamientos para diseñar elementos que absorban cargas radiales y axiales, probar su capacidad de carga y sustituirlos por el juego de rodamientos usados en este trabajo, o bien, sustituirlos por rodamientos cónicos, aunque dadas las dimensiones, se sabe, resulta complicado encontrarlos de forma comercial.

REFERENCIAS

- [1] D. Dornfeld, Min, S., and Takeuchi, Y., "Recent Advances in Mechanical Micromachining," *Manufacturing Technology Annals of the CIRP* **55**(2) (2006)
- [2] A. Dhanorker, and Özel, T., "Meso-micro scale milling for micro manufacturing," *International Journal in Mechatronics and Manufacturing Systems*, **1**(1) (2008) pp. 23-42.
- [3] P. Dario, Valleggi, R., Carrozza, M. C., Montesit M. C., and Coccot M., "Microactuators for Microrobots: A Critical Survey," *Journal in Micromechanic and Microengineering*, **2** (1992) pp. 141-157.
- [4] N. Kawahara, Suto, T., Hirano, T., Ishikawa, Y., Kitahara, T., Ooyama, N., and Ataka T., "Microfactories; new applications for micromachine technology to the manufacture of small products," *Microsystem Technologies*, **3**(2) (1997) pp. 37-41.
- [5] A. B. Frazier, "The miniaturization technologies: Past, Present, and Future," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, **42**(5) (1995)
- [6] K. Takahata, "Micro-Electro-Discharge Machining Technologies for MEMS" in *Micro Electronic and Mechanical Systems*, K. Takahata (Eds.), ed: In-teh, 2009, pp. 143-164.
- [7] NanotechSys. Available: <http://www.nanotechsys.com/machines/nanotech-250upl-ultra-precision-lathe/> (Accessed: Enero 2012).
- [8] H. Fujita, "Microactuators and Micromachines," *Proceedings of the IEEE* (invited paper), **86**(8) (1998) pp. 1721-1732.
- [9] E. Kussul, Rachkovskij, D., Baidyk, T., and Talayev, S., "Micromechanical Engineering: a basis for the low-cost manufacturing of mechanical microdevices using microequipment," *Journal of Micromechanical and Microengineering*, **6** (1996) pp. 410-425.
- [10] Y. Liang, Zhaol, Y., Bai Q., Wang, S., Wang, B., Chen, M., and Dou, J., "Study on Micromachine Tools in Fabrication of Microparts," in *Proceedings of the 1st IEEE International Conference on Nano/Micro Engineered and Molecular Systems*, Zhuhai, China, 2006, pp. 856-859.
- [11] K. Singh, "Expect changes when entering 'micro' world," *Micro Manufacturing*, **1**(1) (2008)
- [12] Y. Okazaki, Mishima, N, and Ashida, K., "Microfactory and micro machine tools," *First Kore-Japan Conference on Positioning Technology* (2002) pp. 1-6.
- [13] Y. Okazaki, Kitahara, T., "Micro-lathe equipped with closed-loop numerical control," presented at the 2nd International Workshop on Microfactories, Fribourg Switzerland, 2000.
- [14] E. Kussul, Baidyk, T., Ruiz-Huerta, L., Caballero-Ruiz, A., Velasco, G., Kasatkina, I., "Development of micromachine tool prototypes for microfactories," *Journal of Micromechanics and Microengineering*, **12** (2002) pp. 795-812.
- [15] H. Li, Lai, X., Li, C., Lin, Z., Miao, J., Ni, J., "Development of meso-scale milling machine tool and its performance analysis," *Frontiers of Mechanical Engineering in China*, **3**(1) (2008) pp. 59-65.
- [16] S. H. Jang, Jung, Y. M., Hwang, H. Y., Choi, Y. H., and Park, J. K., "Development of a Reconfigurable Micro Machine Tool for Microfactory," presented at the International Conference on Smart Manufacturing Application, Gyeonggi-do, Korea, 2008.

-
- [17] M. Tanaka, "Development of desktop machining microfactory," RIKEN review: Focused on Advances on Micro Mechanical Fabrication Techniques (2001) pp. 46-49.
- [18] T. Ataka, "The experimental microfactory system in Japanese national R&D project," in *R&D Department, Scientific Instruments Division, Seiko Instruments Inc. 36-1, Takenoshita, Oyama-cho, Sunto-gun, Shizuoka 410-1319, Japan.*, ed, 1999.
- [19] L. Ruiz, "Desarrollo de microtecnología mecánica para aplicaciones de instrumentación," presented at the Memoria SOMI XV Congreso Nacional de Instrumentación, Guadalajara, Jalisco México, 2000.
- [20] K. F. Ehmann, DeVor, R. E., Kapoor, S. G., and Cao, J., "Design and Analysis of Micro/Meso-scale Machine Tools " in *Smart Devices and Machines for Advanced Manufacturing*, Springer (Eds.), ed, 2008, pp. 283-318.
- [21] H. Fujita, Toshiyoshi, H., Hashiguchi, G., Wada, Yasou, "Micromachined tools for nano technology," RIKEN Review. Focused on Science and Technology in Micro/Nano Scale, 36) (2001) pp. 12-15.
- [22] H. Detter, Popovic G., "Industrial Demands on Micromechanical Products," in *Proc. 22nd International Conference on Microelectronics*, NIS, Serbia, 2000, pp. 61-67.
- [23] X. Li, Wang, J., Li, W., "Current State and Prospect of Micro-Machining," in *Proceedings of the IEEE International Conference on Automation and Logistics*, Jinan, China, 2007, pp. 1414-1419.
- [24] P. Dario, Menciassi, A., Stefanini, C., Accoto, D., "Miniaturization of Biomedical Micromachines," presented at the 2nd. Annual International IEEE-EMBS Special Topic Conference on Microtechnologies in Medicine & Biology, Madison, Wisconsin USA, 2002.
- [25] *University Of Maryland. A Nanofactory In A Pill?* Available: www.sciencedaily.com/releases/2007/03/070320125351.htm (Accessed: Julio 2008).
- [26] Y. Okazaki, Nozomu, M., Ashima, K., "Microfactory: concept, history, and developments," *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, ASME, **126** (2004) pp. 837-844.
- [27] M. Vogler, Liu, X., Kapoor, S. G., DeVor, R. E., and Ehmann, K. F., "Development of meso-scale machine tool (mMT) systems," *Technical Paper Society of Manufacturing Engineers*, No. 181) (2002) pp. 1-9.
- [28] A. Honegger, Langstaff, G., Phillip, A., VanRavenswaay, T., Kapoor, S., Gauthier, W., Devor, R., "Development of an automated microfactory: part 1-microfactory architecture and sub-systems development," in *Proceedings of 2002 Japan-USA Symposium on Flexible Automation*, Hiroshima, Japan, July 14-19, 2002, pp. 163-169.
- [29] R. Subrahmanian, and Ehmann, K., "Development of a Meso-Scale Machine Tool (mMT) for Micro-Machining," in *Proceedings of 2002 Japan-USA Symposium on Flexible Automation*, Hiroshima, Japan, 2002, pp. 163-169.
- [30] Y. Bang, Lee, K., O, S., "5-axis Micro Milling Machine for Machining Micro Parts," *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, **25** (2004) pp. 888-894.
- [31] K. Byung-Sub, Seung-Kook, R., Jong-Kweon, P., "Development of a 3-axis Desktop Milling Machine and a CNC System Using Advanced Modern Control Algorithms," *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, **11**(1) (2010) pp. 39-47.
-

-
- [32] X. Luo, Cheng, K., Webb, D., Wardle, F., "Design of ultraprecision machine tools with applications to manufacture of miniature and micro components," *Journal of Materials Processing Technology*, **167** (2005) pp. 515-528.
- [33] X. Zhang, Fu, H., Han, Z., Sun, Y., "5-Axis Micro-Milling Machine Tool for Machining Complex 3D Meso-Scale Parts," in *Proceedings of the 2009 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation*, Changchun, China, August 9-12, 2009, pp. 4283-4288.
- [34] E. Kussul, Baidyk, T., Wunsch, D., "Micromechanics" in *Neural Network and Micromechanics*, ed: Springer, 2010, pp. 141-192.
- [35] L. Ruiz-Huerta, Caballero-Ruiz, A., Marin, E., Velasco, G., Baidyk, T., Kussul E. , "Parallelogram micromachine for low cost micromechanics," in *International Mechanical Engineering Congresses and RD & D Expo*, Anaheim, California, 2004.
- [36] L. Ruiz-Huerta, Caballero-Ruiz, A., Ortega, J., Kussul, E., "Advances of second generation of micro machine tools," presented at the 5a International Workshop on Microfactories, Besançon-France, 2006.
- [37] L. Ruiz-Huerta, Caballero-Ruiz, A., Herrera-Granados, G., "Avances en el desarrollo de una micromáquina herramienta aplicando sistemas CAD y CAM," in *8º Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica*, Cusco-Perú, 23-25 Octubre, 2007.
- [38] G. Herrera Granados, "Investigación y evaluación de mecanismos para el desarrollo de micromáquinas herramienta," Facultad de Ingeniería, UNAM, Tesis de Maestría, 2010.
- [39] R. Chicurel-Uziel, Caballero-Ruiz A., Ruiz-Huerta L., Pámares-García, A., "The Mexican Contribution to Mechanism and Machine Science and Technology" in *Technology developments: The Role of Mechanism and Machine Science and IFTOMM*. vol. 1, M. Cecarelli (Eds.), First ed, 2011, pp. 353-366.
- [40] *NanoCorporation*. Available: www.nanowave.co.jp (Accessed: Noviembre 2009).
- [41] *KERN Micro and Feinwerktechnik & Co.KG*. Available: www.kern-microtechnic.com (Accessed: Noviembre 2009).
- [42] *Moore Nanotechnology Systems, LLC*. Available: www.nanotechsys.com (Accessed: Noviembre 2009).
- [43] *FANUC*. Available: www.fanuc.co.jp (Accessed: Noviembre 2009).
- [44] *PRIMA CON*. Available: www.primacon.com (Accessed: Noviembre 2009).
- [45] *Roland-Bailly*. Available: www.roland-bailly.fr (Accessed: Noviembre 2009).
- [46] *Smaltec*. Available: www.smaltec.com/ (Accessed: Noviembre 2009).
- [47] Z. C. Du, Lv, C. F., and Hong, M. S., "Research on Error Modelling and Identification of 3 Axis NC Machine Tools Based on Cross Grid Encoder Measurement," *Journal of Physics: International Symposium on Instrumentation Science and Technology*, **48** (2006) pp. 91-100.
- [48] A. Caballero-Ruiz, Ruiz-Huerta, L., Baidyk, T., Kussul, E., "Geometrical error analysis of a CNC micro-machine tool," *Mechatronics*, **17**(4-5) (2007) pp. 231-243.
- [49] E. Kussul, Ruiz-Huerta, L., Caballero-Ruiz, A., Kasatkin, A., Kasatkiana, L., Baidyk, T., Velasco, G., "CNC machine tools for low cost micro devices manufacturing," *Journal of applied research and technology*, **2** (2004) pp. 76-91.
- [50] S. Mekid, Gordon, A., and Nicholson, P., "Challenges and Rationale in the Design of Miniaturised Machine Tool," in *Proceedings of the 34th International MATADOR Conference* at UMIST, 2004, pp. 465-471.
-

-
- [51] A. H. Slocum, "Precision machine design: macromachine design philosophy and its applicability to the design of micromachines," in *Proceedings of Micro Electro Mechanical Systems, MEMS '92. An Investigation of Micro Structures, Sensors, Actuators, Machines and Robot.*, Travemunde, Germany, 1992, pp. 37-42.
- [52] E. Kussul, Baidyk, T., Ruiz, L., Caballero, A., Velasco, G., "Development of low-cost microequipment," in *Proceedings of International Symposium on Micromechatronics and Human Science*, 2002, pp. 125-134.
- [53] H. Arumugam, Voyles, R., Sanika B., "Stiffness analysis of a class of parallel mechanisms for micro-positioning applications," in *International Conference on Intelligent Robots and Systems*, Sandal, Japan, 2004, pp. 1826- 1831.
- [54] F. Gao, Li, W., Zhao, X., Jin, Z., Zhao, H., "New kinematic structures for 2-, 3-, 4-, and 5-DOF parallel manipulator designs," *Mechanism and Machine Theory*, **37** (2002) pp. 1395-1411.
- [55] L. W. Tsai, *Robot Analysis, The mechanics of serial and parallel manipulators*. N. Y. USA, 1999.
- [56] Y. Wang, Zou, H., Zhao, Y., and Li, M., "Design and Kinematics of a Parallel Manipulator for Manufacturing," *Annals of the CIRP Manufacturing Technology*, **46**(1) (1997) pp. 297-300.
- [57] D. Zhang, *Parallel Robotic Machine Tools*: Springer, 2009.
- [58] J. P. Merlet, *Parallel Robots*, 2nd ed., 2006.
- [59] E.-H. H. Youssef H., *Machining Technology. Machine tools and operations*, First ed., 2008.
- [60] Y. Li, and Bone, G., "Are parallel manipulators more energy efficient?," in *Proceedings of IEEE International Symposium on Computational Intelligence in Robotics and Automation Banff*, Alberta, Canada., 2001, pp. 41-46.
- [61] T. Huang, Mei, J.P., Zhao, X.Y., Zhou, L.H., Zhang, D.W., Zeng, Z. P., "Stiffness Estimation of a Tripod-based Parallel Kinematic Machine," in *Proceedings of the International Conference on Robotics & Automation*, Seoul, Korea, May 21-26., 2001, pp. 3280-3285.
- [62] A. Pashkevich, Chablat, D., Wenger, P., "Kinematic calibration of Orthoglide-type mechanisms from observation of parallel leg motions," *Mechatronics*, **19** (2009) pp. 478-488.
- [63] A. B. K. Rao, Rao, P.V.M., Saha, S.K., "Workspace and Dexterity Analyses of Hexaslide Machine Tools," in *Proceedings of the International Conference on Robotics & Automation Taipei*, Taiwan, 2003, pp. 4104-4109.
- [64] R. Clavel, "DELTA, a fast robot with parallel geometry," in *International Symposium on Industrial Robots*, April, 1988, pp. 91-100.
- [65] F. Pierrot, Dauchez, P., Fournier, A., "HEXA, a fast six-DOF-fully parallel robot," in *the 5th International Conference on Advanced Robotics '91 ICAR* 1991, pp. 1158-1163.
- [66] J. Kim, Park, F. C., Ryu, S. J., Kim, J., Hwang, J. C., Park, C., Iurascu, C. C., "Design and analysis of a redundantly actuated parallel mechanism for rapid machining," *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, **17**(4) (2001) pp. 423-434.
- [67] J. Kim, Park, F., Lee, J., "A New Parallel Mechanism Machine Tool Capable of Five-Face Machining," *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, **48**(1) (1999) pp. 337-340.
-

-
- [68] F. Pierrot, Company, O., "Towards Non Hexapod Mechanisms For high Performance Parallel Machines," in *Proceedings of the International Conference on Industrial Electronics, Control and Instrumentation*, IEEE, Ed., ed. Nagoya, 2000, pp. 229-234.
- [69] G. Pritschow, "Parallel Kinematic Machines (PKM) – Limitations and New Solutions " *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, **49**(1) (2000) pp. 275-280.
- [70] H. R. Heikkilä, Karjalainen, I. T., Uusitalo, J. J., Vuola, A. S., and Tuokko, R. O., "Possibilities of a microfactory in the assembly of small part and products-first result of the M4-project," in *Proceedings of the 2007 International Symposium on Assembly and Manufacturing*, Ann Arbor, Michigan, USA, 2007, pp. 166-171.
- [71] S. Perroud, Codourey, A., Mussard Y., "A Miniature Robot for the Microfactory," CSEM Centre Suisse d'Electronique et de Microtechnique, Switzerland 2003.
- [72] D. S. Kang, Seo, T. W., Yoon, Y. H., Shin, B. S., Liu, X-J., and Kim, J., "A micro positioning parallel mechanism platform with 100 degree tilting capability," *Annals of the CIRP Manufacturing Technology*, **55**(1) (2006) pp. 377-380.
- [73] *Physik Instrumente*. Available: www.physikinstrumente.com/ (Accessed: Noviembre 2009).
- [74] M. Denton. (2009, Hexapod CNC router strolls into action, . *Micro Manufacturing*, <http://www.micromanufacturing.com/showthread.php?p=734> accessed Octubre 2009.
- [75] B. Hun-Kang, Ting-Yung Wen, J., Dagalakis, N., Gorman, J., "Analysis and Design of Parallel Mechanisms With Flexure Joints," *IEEE Transactions on Robotics*, **21**(6) (2005) pp. 1179-1185.
- [76] N. Lobontiu, *Compliant Mechanisms. Design of Flexure Hinges*: CRC PRESS LLC, 2002.
- [77] J. C. Bacher J-P., Clavel R. , "Flexures for high precision robotics," *Industrial Robot: An International Journal*, **29**(4) (2002) pp. 349-353.
- [78] W. Wei, Simaan, N., "Design of Planar Parallel Robots With Preloaded Flexures for Guaranteed Backlash Prevention," *Journal of Mechanisms and Robotics*, **2**(1) (2010) pp. 011012 (01-10).
- [79] Y. Li, Xu, Q., "Design and Analysis of a Totally Decoupled Flexure-Based XY Parallel Micromanipulator," *IEEE Transactions on Robotics*, **25**(3) (2009) pp. 645-657.
- [80] I. Beltrami, Joseph, C., Clavel, R., Bacher, J. P., Bottinelli, S., "Micro- and nanoelectric-discharge machining," *Journal of Materials Processing Technology*, Elsevier **149** (2004) pp. 263–265.
- [81] Y. Li, and Xu, Q., "A Novel Design and Analysis of a 2-DOF Compliant Parallel Micromanipulator for Nanomanipulation," *Transactions on Automation Science and Engineering*, **3**(3) (2006) pp. 248-254.
- [82] W. Hua, and Xianmin, Z., "Input coupling analysis and optimal design of a 3-DOF compliant micro-positioning stage " *Mechanism and Machine Theory*, **43**(4) (2008) pp. 400-410.
- [83] K. Yong Y, and Lu, T, F., "Kinetostatic modeling of 3-RRR compliant micro-motion stages with flexure hinges," *Mechanism and Machine Theory*, **44**(6) (2009) pp. 1156-1175.
- [84] K. Furutani, Suzuki, M., Kudoh, R., "Nanometre-cutting machine using a Stewart-platform parallel mechanism," *Measurement Science and Technology*, **15**(2) (2004) pp. 467-474.
-

-
- [85] Y. Tian, Shirinzadeh, B., and Zhang, D., "A flexure-based mechanism and control methodology for ultra-precision turning operation," *Precision Engineering*, **33**(2) (2009) pp. 160-166.
- [86] M. P. Groover, *Fundamentals of Modern Manufacturing, Materials, Processes, and Systems.*, Third Edition ed.: John Wiley & Sons, Inc., 2007.
- [87] P. Muñoz, Crespo, C. Z., Bustamante, M., "Influencia de los parametros de corte en la fuerza de corte durante el torneado de laton y bronce," presented at the 8° Congreso Iberoamericano de Ingenieria Mecánica, Cusco, Perú, 2007.
- [88] E. Oberg, Jones F. D., Horton, H. L., and Ryffel H. H., *Machinery's Handbook*, 27th Edition ed. New York: Industrial Press INC., 2004.
- [89] Available:
www.hytonline.com.ar/novedades/infotecnica/2006/2006.06.01/2006.06.01.htm
(Accessed: Noviembre 2009).
- [90] J. T. Black, Kohser, R. A., *DeGarmo's Materials and Processes in Manufacturing*, Tenth ed.: John Wiley & Sons, Inc., 2008.
- [91] T. Ozel, Liu, X., Dhanorker, A., "Modelling and simulation of micro-milling process," in *Proceedings of the 4th International Conference and Exhibition on Design and Production of Machines and Dies/Molds.*, Altinyunus Hotel, Cesme Turkey, 2007.
- [92] F. Klocke, Gerschwiler, K., Abouridouane, M., "Size effects of micro drilling in steel," *Production Engineering Res. Devel.*, **3**(1) (2009) pp. 69-72.
- [93] A. Aramcharoen, Mativenga, P. T., "Size effect and tool geometry in micromilling of tool steel," *Precision Engineering*, **33** (2009) pp. 402-407.
- [94] R. G. Jasinevicius, Campos G. P., Montanari, L., Tsukamoto, R., Garcia, J. P., Camargo, R., Duduch, J. G., Porto, A. J. V., "Influence of the Mechanical and Metallurgical State of an Al-Mg Alloy on the Surface Integrity in Ultraprecision Machining," *J. of the Braz. Soc. of Mech. Sci. & Eng.*, **25**(3) (2003) pp. 222-228.
- [95] K. Popov, Dimov, S., Pham, D.T., Minev, R., Rosochowski, A., Olejnik, L., Richert, M., "The effects of material microstructure in micro-milling," presented at the International Conference on Multi-Material Micro Manufacture (4M), Grenoble, France., 2006.
- [96] D. T. Pham, Elkaseer, A.M., Popov, K.P., Dimova, S.S., Olejnik, L., Rosochowskid, A., "An experimental and statistical study of the factors affecting surface roughness in the micromilling process," presented at the Innovative Production Machines and Systems, 2009.
- [97] S. Dimov, Pham, D.T., Ivanov, A., Popov, K., "Micro milling of thin features," in *Proceedings of the First International conference on Multi-Material Micro Manufacture (4M)*, 2005, pp. 363-366.
- [98] T. Dow, Miller, E. L., Garrard, K., "Tool force and deflection compensation for small milling tools," *Precision Engineering*, **28**(1) (2004) pp. 31-45.
- [99] I. S. Kang, Kim, J.S., Kim, J.H., Kang, M.C., Seo, Y.W., "A mechanistic model of cutting force in the micro end milling process," *Journal of Materials Processing Technology*, **187-188** (2007) pp. 250-255.
- [100] C. Li, Lai, X., Li, H., Ni, J., "Modeling of three-dimensional cutting forces in micro-end-milling," *Journal of Micromechanics and Microengineering*, **17** (2007) pp. 671-678.
-

-
- [101] J. Chae, Park, S., Freiheit, T., "Investigation of micro-cutting operations," *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, **46** (2006) pp. 313-332.
- [102] E. Isakov, *Engineering Formulas for Metalcutting*. New York, NY: Industrial Press, 2004.
- [103] M. Wautelet, "Scaling laws in the macro-, micro- and nanoworlds," *European Journal of Physics*, **22** (2001) pp. 601-611.
- [104] H. Ishihara, Arai, F., and Fukuda, T., "Micro Mechatronics and Micro Actuators," *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, **1**(1) (1996) pp. 68-79.
- [105] M. Kayhan, Budak, E., "An experimental investigation of chatter effects on tool life," in *Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture*, 2009, pp. 1455-1463.
- [106] B. Balachandran, Magrab, E., *Vibrations*, 2nd ed.: Cengage Learning, Inc., 2009.
- [107] W. H. Lai, "Modeling of Cutting Forces in End Milling Operations," *Tamkang Journal of Science and Engineering*, **3**(1) (2000) pp. 15-22.
- [108] J. Tlustý, *Machine Dynamics. Handbook of High Speed Machining Technology*. Chapman and Hall, New York, 1985.
- [109] J. Tlustý, "Dynamics of high-speed milling," *Journal of Engineering for Industry, Trans. ASME*, **108** (1986) pp. 59-67.
- [110] M. Van-Ballegooijen, "Overview of stability analysis in machining processes," Eindhoven University of Technology, Department Mechanical Engineering, Dynamics and Control Group, December 2008.
- [111] G. Herrera Granados, "Aplicaciones de sistemas CAD y CAM para el desarrollo de una micromáquina herramienta," Tesis de licenciatura, Facultad de Ingeniería, UNAM, 2007.
- [112] J. Tlustý, Ziegert, J. C., Ridgeway, S., "A Comparison of Stiffness Characteristics of Serial and Parallel Machine Tools," *Journal of Manufacturing Processes*, **2**(1) (2000) pp. 67-76.
- [113] E. Kussul, Baidyk, T., Ruiz-Huerta, L., Caballero-Ruiz, A., Velasco, G., "Scaling down of microequipment parameters," *Precision Engineering*, **30** (2006) pp. 211-222.
- [114] E. I. Rivin, "Machine tool vibration" in *Harris' Shock and Vibration Handbook*, A. Piersol, Paez T. (Eds.), 6th ed, 2010.
- [115] V. Arakelian, Briot, S., "A New Decoupled Parallel Manipulator with Four Degrees of Freedom," in *Proceedings of the 20th Canadian Congress of Applied Mechanics*, Montreal, 2005, pp. 415-416.
- [116] Y. Jin, Chen, I. M., Yang, G., "Kinematic Design of a 6-DOF Parallel Manipulator With Decoupled Translation and Rotation," *IEEE Transactions on Robotics*, **22**(3) (2006) pp. 545-551.
- [117] C. Gosselin, Masouleh, M., Duchaine, V., Richard, P-L., Foucault, S., Kong, X., "Parallel Mechanisms of the Multipterion Family: Kinematic Architectures and Benchmarking," presented at the International Conference on Robotics and Automation, Roma, Italy, 10-14 April, 2007.
- [118] F. Rehsteiner, Neugebauer, R., Spiewak, S., Wieland, F., "Putting Parallel Kinematics Machines (PKM) to Productive Work " *Annals of the CIRP Manufacturing Technology*, **48**(1) (1999) pp. 345-350.
-

-
- [119] J. Tlusty, Ziegert, J., Ridgeway, S., "Fundamental Comparison of the Use of Serial and Parallel Kinematics for Machines Tools," *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, **48**(1) (1999) pp. 351-356.
- [120] J. P. Merlet, Daney, D., "Appropriate Design of Parallel Manipulators" in *Smart Devices and machines for advanced manufacturing*, L. Wang, and Xi, J. (Eds.), ed, 2008, pp. 1-25.
- [121] G. Pritschow, Wurst, K. H., "Systematic Design of Hexapods and Other Parallel Link Systems," *Manufacturing Technology Annals of the CIRP*, **46**(1) (1997) pp. 291-295.
- [122] J. P. Merlet, "Workspace-oriented methodology for designing a parallel manipulator," in *Proceedings of International Conference on Robotics and Automation*, Minneapolis, MN, USA, 1996.
- [123] L. W. Tsai, *Mechanism Design: Enumeration of Kinematic Structures According to Function*: CRC Press, 2001.
- [124] L. M. Tosatti, Bianchi, G., Fassi, I., Boërb, C.R., Jovane, F., "An Integrated Methodology for the Design of Parallel Kinematic Machines (PKM)," *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, **47**(1) (1998) pp. 341-345.
- [125] G. Bianchi, Fassi, I., Tosatti, L. M., "A Virtual Prototyping Environment for Parallel Kinematic Machine analysis and design," in *Proceedings of the 15th European ADAMS Users' Conference*, Roma, 15-17 November, 2000.
- [126] M. Terrier, Dugas, A., Hascoët, J-I., "Qualification of parallel kinematics machines in high-speed milling on free form surfaces," *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, **44** (2004) pp. 865-877.
- [127] D. Zhang, Xi, F., Mechefske, C. M., Lang, S., "Analysis of parallel kinematic machine with kinetostatic modelling method " *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, **20**(2) (2004) pp. 151-165.
- [128] T. Tanev, Stoyanov, B., "On the Performance Indexes for Robot Manipulators," *Problems of Engineering Cybernetics and Robotics*, Bulgarian Academy of Sciences, **49** (2000) pp. 64-71.
- [129] J. Angeles, *Fundamental of robotic mechanical systems*, 2007.
- [130] I. B. Vinogradov, Kobrinski, A.E., Stepanenko, Y.E., Tives, L.T., "Details of kinematics of manipulators with the method of volumes," (in Russian) *Mekhanika Mashin*, **27-28** (1971) pp. 5-16.
- [131] A. V. Kumar, Waldron, K. J., "The workspace of a mechanical manipulator," *ASME J. Mechanical Design*, **103** (1981) pp. 665-672.
- [132] R. Vijaykumar, Tsai, M.J., Waldron, K.J., "Geometric optimization of serial chain manipulator structures for working volume and dexterity," *The Int. J. Robotics Res.*, **5**(2) (1986) pp. 91-103.
- [133] V. Kumar, "Characterization of Workspaces of Parallel Manipulators," *J. Mech. Des.*, **114**(3) (1992) pp. 368-376.
- [134] K. Miller, "Optimal design and modeling of spatial parallel manipulators," *The International Journal of Robotics Research*, **23**(2) (2004) pp. 127-140.
- [135] Y. Zhang, Yao, Y., "Kinematic Optimal Design of 6-UPS Parallel Manipulator," in *International Conference on Mechatronics and Automation*, June 25 - 28, Luoyang, China., 2006, pp. 2341-2345.
- [136] J. K. Salisbury, Craig, J. J., " Articulated hands: Force and kinematic issues," *The Int. J. Robotics Res.*, **1**(1) (1982) pp. 4-17.
-

-
- [137] J. Angeles, Rojas, A. A., "Manipulator inverse kinematics via condition number minimization and continuation," *The International Journal of Robotics and Automation*, **2**(61-69) (1987)
- [138] R. P. Paul, Stevenson, C. N., "Kinematics of robot wrists," *The Int. J. Robotics Res.*, **2**(1) (1983) pp. 31-38.
- [139] D. C. Yang, Lai, Z.C., "On the conditioning of robotic manipulators-service angle.," *ASME J. Mechanisms, Transm., and Auto, in Design*, 107) (1985) pp. 22-270.
- [140] C. Gosselin, Angeles, J., "A global performance index for the kinematic optimization of robotic manipulators," *Transaction of the ASME, Journal of Mechanical Design*, **113** (1991) pp. 220-226.
- [141] X.-J. Liu, Wanga, J., Pritschow, G., "Performance atlases and optimum design of planar 5R symmetrical parallel mechanisms," *Mechanism and Machine Theory*, **41** (2006) pp. 119-114.
- [142] T. Yoshikawa, "Manipulability of robotic mechanism," *The International Journal of Robotic Research*, **4**(2) (1985) pp. 3-9.
- [143] R. Stoughton, Kokkinis, T., "Some properties of a new kinematic structure for robot manipulators," in *Proceedings of the 13th ASME Design Automation Conference*, Boston, Ma. pp. 73-79, 1987.
- [144] S. Krut, Company, O. Pierrot, F., "Velocity performance indices for parallel mechanisms with actuation redundancy," *Robotica*, **22** (2004) pp. 129-139.
- [145] J.-O. Kim, Khosla, P., "Dexterity Measures for Design and Control of Manipulators," in *International Workshop on Intelligent Robots and Systems IROS '91 Nov 3-5*, Osaka, Japan, pp. 758-763., 1991, pp. 758-763.
- [146] T. Yoshikawa, "Dynamic manipulability of robotic mechanisms," *Journal of Robotic Systems*, **2**(1) (1985) pp. 113-123.
- [147] S. Lee, Kim, S., "A Self-Reconfigurable Dual-Arm System," presented at the *Proceedings of the 1991 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Sacramento, California - April, 1991.
- [148] C. Klein, Blaho, B., "Dexterity Measures for the Design and Control of Kinematically Redundant Manipulators," *The International Journal of Robotics Research*, **4**(2) (1987) pp. 72-83.
- [149] M. Krefft, Hesselbach, J., "Elastodynamic optimization of parallel kinematics," in *International Conference on Automation Science and Engineering*, Edmonton, Canada, August 1 & 2, 2005, pp. 357-362.
- [150] C. Gosselin, Angeles, J., "The optimum kinematic design of a planar three-degree-of-freedom parallel manipulator," *ASME Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design*, **110**(1) (1988) pp. 35-41.
- [151] C. M. Gosselin, "Dexterity Indices for Planar and Spatial Robotic Manipulators," in *Proceedings International Conference on Robotics and Automation*, Cincinnati, OH, USA, 1990, pp. 650-655.
- [152] C. M. Gosselin, "The optimum design of robotic manipulators using dexterity indices," *Robotics and Autonomous Systems*, 9) (1992) pp. 213-226.
- [153] R. Kurtz, Hayward, V., "Multiple-goal kinematic optimization of a parallel spherical mechanism with actuator redundancy," *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, **8**(5) (1992) pp. 644-651.
-

-
- [154] F. A. Lara-Molina, Rosário, J. M, Dumur, D., "Multi-Objective Design of Parallel Manipulator Using Global Indices," *The Open Mechanical Engineering Journal*, **4** (2010) pp. 37-47.
- [155] K. Waldron, *Design of arms*, R. Dorf, S. Nof (Eds.), *The International Encyclopedia of Robotics*: John Wiley and Sons, 1988.
- [156] S. Kucuk, Bingul, Z., "Comparative study of performance indices for fundamental robot manipulators," *Robotics and Autonomous Systems*, **54** (2006) pp. 567-573.
- [157] T. Kokkinis, Paden, B., "Kinetostatic Performance Limits of Cooperating Robot Manipulators Using Force-Velocity Polytopes," in *Proceedings of the ASME Winter Annual Meeting*, San Francisco, CA, USA, pp. 151-155, 1989, pp. 151-155.
- [158] R. Finotello, Grasso, T., Rossi, G., Terribile, A., "Computation of Kinetostatic Performances of Robot Manipulators with Polytopes," in *Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics & Automation*, Leuven, Belgium May 1998, 1998, pp. 3241-3246.
- [159] C. Gosselin, Angeles, J., "Singularity analysis of closed loop kinematic chains," *Transactions on Robotics and Automation*, **6**(3) (1990) pp. 281-290.
- [160] H. Ozaki, Wang, H., Liu, X., Gao, F., "The atlas of the payload capability for design of 2-DoF planar parallel manipulators," in *IEEE International Conference on Systems, Man, and Cybernetics*, 1996, pp. 1483-1488.
- [161] J. Yoon, Ryu, J., "Design, Fabrication, and Evaluation of a New Haptic Device Using a Parallel Mechanism," *IEEE/ASME Transaction on Mechatronics*, **6**(3) (2001) pp. 221-233.
- [162] F. Gao, Guy, F., Gruver, W., "Criteria Based Analysis and Design of Three Degree of Freedom Planar Robotic Manipulators," in *Proceedings of the 1997 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Albuquerque, New Mexico, 1997, pp. 468-473.
- [163] K. Zanganeh, Angeles, J., "Kinematic Isotropy and Design of Parallel Manipulators," *International Journal of Robotics Research*, **16**(2) (1997) pp. 185-197.
- [164] L. Stocco, Salcudean, S. E., Sassani, F., "Fast Constrained Global Minimax Optimization of Robot Parameters," *Robotica*, **16**(6) (1998) pp. 595-605.
- [165] L. Chen-Chou, Wen-Tung, Chang., "The force transmissivity index of planar linkage mechanisms," *Mechanism and Machine Theory*, **37** (2002) pp. 1465-1485.
- [166] W.-T. Chang, Lin, C-C, Lee, J-J, "Force Transmissibility Performance of Parallel Manipulators," *Journal of Robotic Systems*, **20** (2003) pp. 659-670.
- [167] K.-S. Hong, "Kinematic optimal design of a new parallel-type rolling mill: paramill," *Advanced Robotics*, **17**(9) (2003) pp. 837-862.
- [168] J.-H. Lee, Hong, K-S., "Kinematic optimal design of a Paramill: A multi-SP device.," *Journal of Robotic Systems*, **21**(6) (2004) pp. 345-359.
- [169] G. Gogu, "Structural synthesis of fully-isotropic translational parallel robots via theory of linear transformations," *European Journal of Mechanics A/Solids*, **23** (2004) pp. 1021-1039.
- [170] H. Li, Yang, Z., Mei, J. Huang, T., "A new dynamic index of parallel robots with flexible links," in *IEEE International Conference on Industrial Technology*, Chengdu, China, 21-24 April, 2008, pp. 1-5.
-

-
- [171] J. Wang, Wu, C., Liu, X-J, "Performance evaluation of parallel manipulators: Motion/force transmissibility and its index," *Mechanism and Machine Theory*, **45**(10) (2010) pp. 1462-1476.
- [172] C. Chen, Angeles, J., "Generalized transmission index and transmission quality for spatial linkages," *Mechanism and Machine Theory*, **42** (2007) pp. 1225-1237.
- [173] G. Legnani, Tosi, D., Fassi, I., Giberti, H., Cinquemani, S., "The "point of isotropy" and other properties of serial and parallel manipulators," *Mechanism and Machine Theory*, **45**(10) (2010) pp. 1407-1423.
- [174] D. Zhang, "Global Stiffness Optimization of Parallel Robots Using Kinetostatic Performance Indices" in *Robot Manipulators, Trends and Development*, A. Jiménez, Al Hadithi B. (Eds.), ed, 2010.
- [175] S. Lee, Kim, S., In, W., Kim, M., Jeong, J., Kim, J., "Experimental verification of antagonistic stiffness planning for a planar parallel mechanism with 2-DOF force redundancy," *Robotica*, **29**(4) (2010) pp. 547-554.
- [176] F. C. Park, Kim, J. W., "Manipulability of closed kinematic chains," *Journal of Mechanical Design*, **120**(4) (1998) pp. 542-548.
- [177] J. T.-Y. Wen, Wilfinger, L. S., "Kinematic Manipulability of General Constrained Rigid Multibody Systems," *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, **15**(3) (1999) pp. 558-567.
- [178] J. Kim, Park, C., Kim, J., Park, F. C., "Performance analysis of parallel mechanism architectures for CNC machining applications," *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, **122** (2000) pp. 753-759.
- [179] D. Chablat, Wenger, Ph., Majou F., Merlet, J. P., "An Interval Analysis Based Study for the Design and the Comparison of Three-Degrees-of-Freedom Parallel Kinematic Machines " *The International Journal Robotics Research.*, **23**(6) (2004) pp. 615-624.
- [180] D. Chablat, Wenger, Ph., Merlet, J. P., "A Comparative Study between Two Three-DOF Parallel Kinematic Machines using Kinetostatic Criteria and Interval Analysis," in *Proceedings of the 11th World Congress in Mechanism and Machine Science*, Tianjin, China, 2003, pp. 1-5.
- [181] P. Wenger, Gosselin, C., Chablat, D., "A comparative study of parallel kinematic architectures for machining applications," in *Proc. Workshop Computational Kinematics*, Seoul, Korea, 2001, pp. 249-258.
- [182] S. Briot, Bonev, I. A., "Are parallel robots more accurate than serial robots?," *Transactions of Canadian Society for Mechanical Engineering*, **31**(4) (2007) pp. 445-455.
- [183] A. Pashkevich, Chablat, D., Wenger, P., "Design optimization of parallel manipulators for high-speed precision machining applications," in *13th IFAC Symposium on Information Control Problems in Manufacturing*, Moscou, Russie, 2009.
- [184] Q. Xu, and Li, Y., "Accuracy-Based Architecture Optimization of a 3-DOF Parallel Kinematic Machine," in *International Conference on Automation Science and Engineering*, Shanghai, China, 2006, pp. 63-68.
- [185] D. Chablat, and Wenger, Ph., "Architecture Optimization of a 3-DOF Translational Parallel Mechanism for Machining Applications, the Orthoglide," *IEEE Transactions on robotics and Automation*, **19**(3) (2003) pp. 403-410.
-

-
- [186] F. Majou, Wenger, P., Chablat, D., "A novel method for the design of 2 DOF parallel mechanisms for machining applications," presented at the 8th International Symposium on Advances in Robot Kinematics, 2002.
- [187] O. Company, "Machines-outils rapides à structure parallèle. Méthodologie de conception, applications et nouveaux concepts.," DOCTEUR, UNIVERSITE MONTPELLIER II, 2000.
- [188] P. A. Voglewede, and Ebert-Uphoff, I., "Measuring "Closeness" to Singularities for Parallel Manipulators," in *international Conference on Robotics & Automation*, New Orleans, LA, 2004, pp. 4539 - 4544.
- [189] S. Krut, Company, O., Pierrot F., "Force performance indexes for parallel mechanisms with actuation redundancy manipulators," in *International Conference on Intelligent Robots and Systems* vol. 4, IEEE/RSJ, Ed., ed. Sendai, Japan, 2004, pp. 3936-3941.
- [190] G. Pond, Carretero, J. A., "Quantitative dexterous workspace comparison of parallel manipulators," *Mechanism and Machine Theory*, **42**(10) (2007) pp. 1388-1400.
- [191] L. W. Tsai, "Systematic Enumeration of Parallel Manipulator," 1998.
- [192] E. Staffetti, Bruyninckx, H., De Schutter, J., "On the Invariance of Manipulability Indices" in *Advances in Robot Kinematics*, Kluwer Academic Publishers, J. Lenarcic, Thomas, F. (Eds.), ed, 2002, pp. 57-66.
- [193] W. Press, Teukolsky, S., Vetterling, W., Flannery, B., *Numerical Recipes in C, The Art of Scientific Computing*, 2002.
- [194] J. M. Hervé. (2003, October 5, 2009). The Planar-Spherical Kinematic Bond: Implementation in Parallel Mechanisms. *ParalleMIC. The Parallel Mechanisms Information Center*.
- [195] J. Angeles, "The Qualitative Synthesis of Parallel Manipulators," *Journal of Mechanical Design* **126**(4) (2004) pp. 617-624.
- [196] K. Miller, "Synthesis of a Manipulator of the New UWA Robot," in *Proc. of Australian Conf. on Robotics and Automation*, Brisbane, Australian, 1999, pp. 228–233.
- [197] L. Yangmin, Qingsong, X., "A New Approach to the Architecture Optimization of a General 3-PUU Translational Parallel Manipulator," *Journal of Intelligent & Robotic Systems*, **46** (2006) pp. 59-72.
- [198] C. M. Gosselin, Kong, X., "Cartesian Parallel Manipulators, US Patent No. 6,729,202 B2," May 4, 2004.
- [199] X. Kong, Gosselin, C.M. , "Type synthesis of linear translational parallel manipulators," J. Lenarcic, F. Thomas (Eds.), *Advances in Robot Kinematics: Theory and Applications*, Kluwer Academic Publishers) (2002) pp. 453-462.
- [200] Z. Wu, Rizk, R., Fauroux, J. C., Gogu, G., "Numerical Simulation of Parallel Robots with Decoupled Motions and Complex Structure in a Modular Design Approach " in *Advances in Integrated Design and Manufacturing in Mechanical Engineering II*. vol. Part 3, ed: Springer, 2007, pp. 129-144.
- [201] L. W. Tsai, "Multi-degree-of-freedom mechanisms for machine tools and the like, US Patent No. 5,656,905," 1997.
- [202] F. Sparacino, Hervé, J., "Synthesis of parallel manipulators using lie-groups Y-star and H-robot," in *International Workshop on Advanced Robotics*, Tsukuba, Japan, November 8-9, 1993, pp. 75-80.
-

-
- [203] H. S. Kim, Tsai, L-W., "Design optimization of a cartesian parallel manipulator," *Journal of Mechanical Design*, **125**(1) (2003) pp. 43-51.
- [204] C. W. De Silva, "Modal Analysis" in *Vibration: Fundamentals and Practice*, B. R. C. P. LLC (Eds.), ed, 2000.
- [205] I. ANSYS, "Theory Reference for ANSYS and ANSYS Workbench " 2007.
- [206] F. C. Park, Kim, F. C., "Manipulability and Singularity Analysis of Multiple Robot Systems: A Geometric Approach," in *Proceedings of the 1998 IEEE International Conference on Robotics & Automation*, Leuven, Belgium, 1998, pp. 1032-1037.
- [207] L. Yu-Wen, Jin-Song W., Li-Ping W., "Stiffness analysis of a Stewart platform-based parallel kinematic machine," in *Proceedings of the 2002 IEEE International Conference on Robotics & Automation*, Washington, DC - May 2002, 2002, pp. 3672-3677.
- [208] D. Deblaise, Hernot, X., Maurine, P., "A Systematic Analytical Method for PKM Stiffness Matrix Calculation," in *Proceedings of the 2006 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Orlando, Florida - May 2006, 2006, pp. 4213-4219.
- [209] "Rolling bearings, NSK Motion & Control," ed: Catalog No. E1102a.
- [210] E. Edgardo-Tejeda, "Análisis de Motores a Pasos de Fuerza de Lorentz," Tesis de Licenciatura, Grupo de Micromecánica y Mecatrónica, Universidad Nacional Autónoma de México, Ciudad Universitaria, DF., 2010.
- [211] S. Tang, C., Wang, C. C., "Computation of the effects of link deflections and joint compliance on robot positioning," in *Conference on Robotic and Automation*, 1987, pp. 910-915.
- [212] T. Kwun-Lon, Zhua, J., Watkins, D., "The effects of joint clearance on position and orientation deviation of linkages and manipulators," *Mechanism and Machine Theory*, **35**(3) (2000) pp. 391-401.
- [213] J. Zhu, Kwun-Lon, T., "Uncertainty analysis of planar and spatial robots with joint clearances," *Mechanism and Machine Theory*, **35**(9) (2000) pp. 1239-1256.
- [214] V. Parenti-Castelli, Venanzi, S., "Clearance influence analysis on mechanisms," *Mechanism and Machine Theory*, **40** (2005) pp. 1316-1329.
- [215] P. Flores, "Modeling and simulation of wear in revolute clearance joints in multibody systems," *Mechanism and Machine Theory*, **44** (2009) pp. 1211-1222.
- [216] D. Dornfeld, Dae-Eun L., *Precision Manufacturing*: Springer Science+Business Media, LLC, 2008.
- [217] R. G. Budynas, Nisbett, J. K., *Shigley's Mechanical Engineering Design*, Eighth Edition ed., 2008.

APÉNDICE A

Mapas de rigidez

De la Figura A.1 a la A.9 se muestran los contornos de los mapas de rigidez correspondientes a los modos de ensamble II a IV, en las tres diferentes elevaciones de la base móvil y en las tres direcciones de interés; horizontal, vertical y de profundidad.

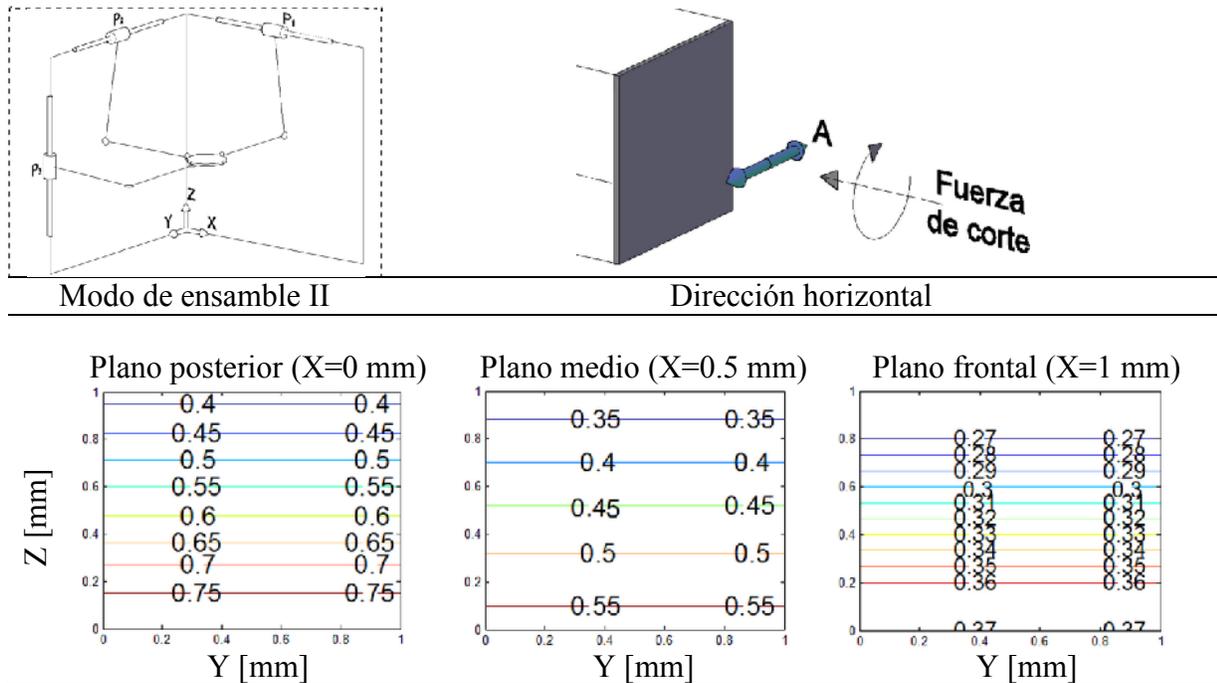


Figura A.1. Mapas de rigidez del modo de ensamble II; dirección horizontal [N/μm].

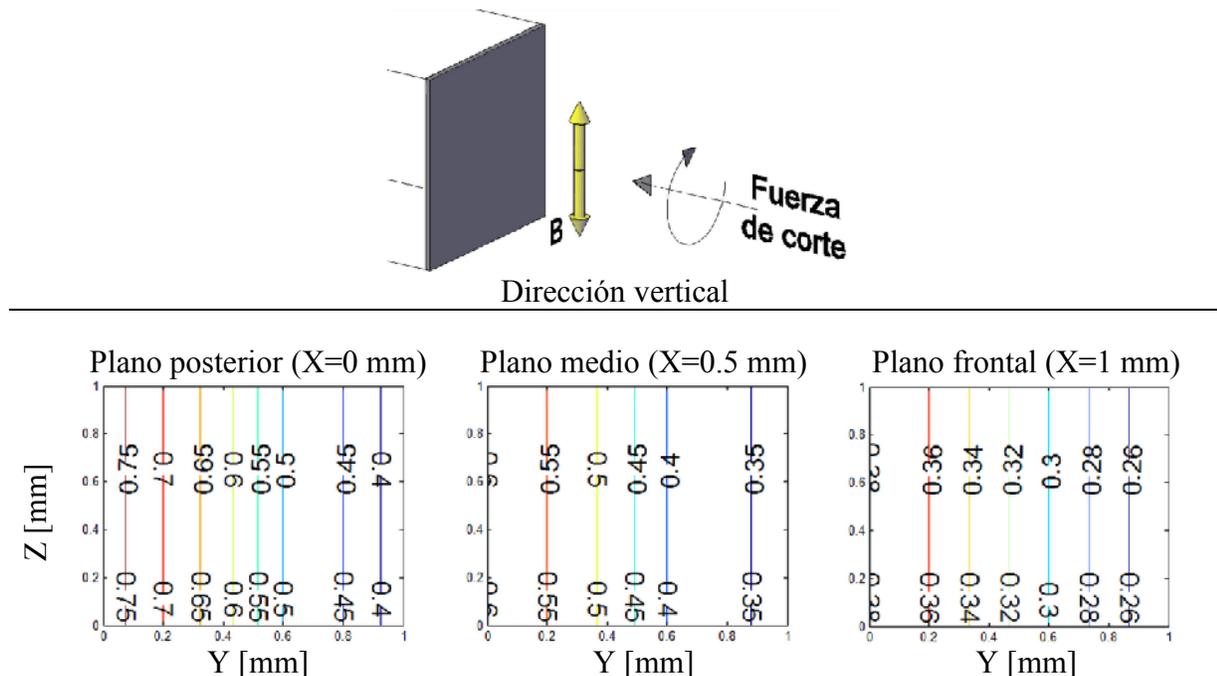


Figura A.2. Mapas de rigidez del modo de ensamble II; dirección vertical [N/μm].

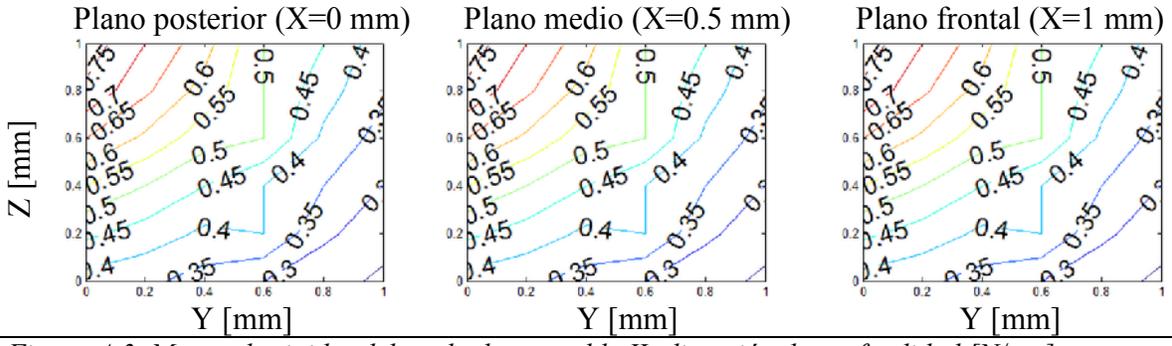
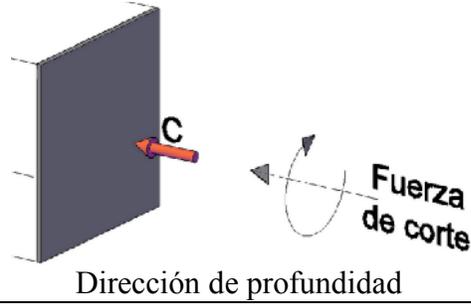


Figura A.3. Mapas de rigidez del modo de ensamble II; dirección de profundidad [N/μm].

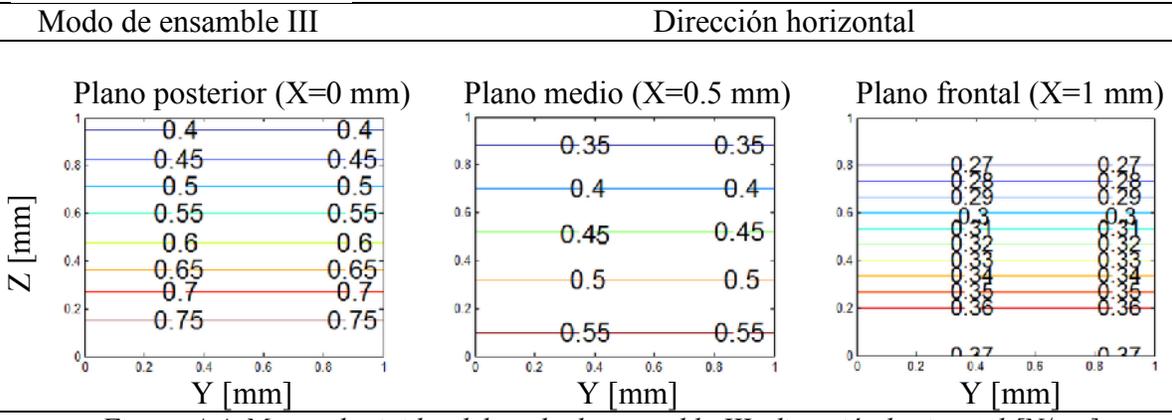
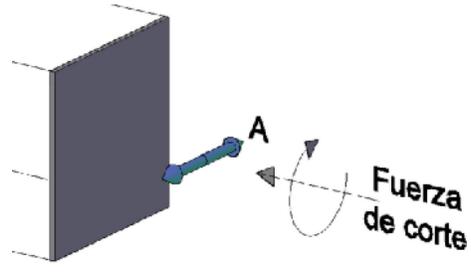
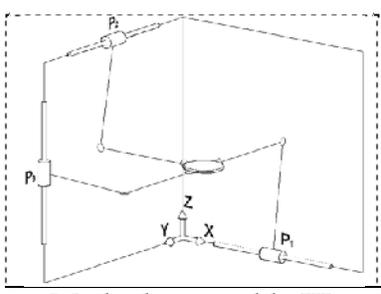


Figura A.4. Mapas de rigidez del modo de ensamble III; dirección horizontal [N/μm].

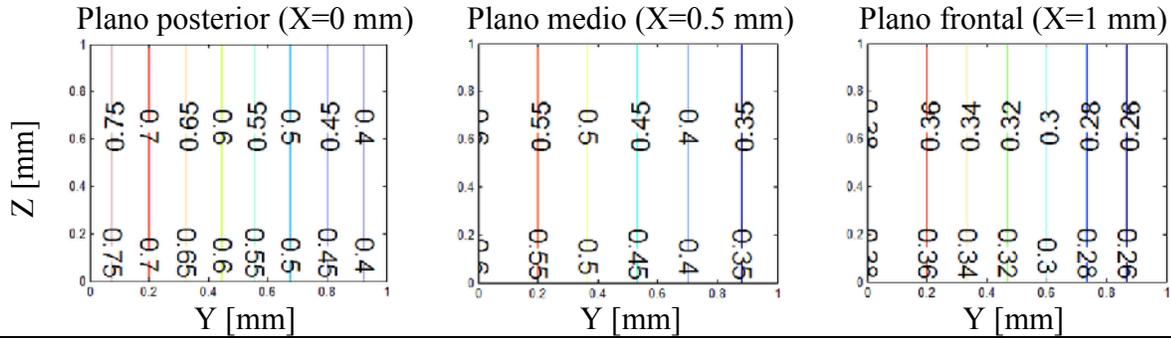
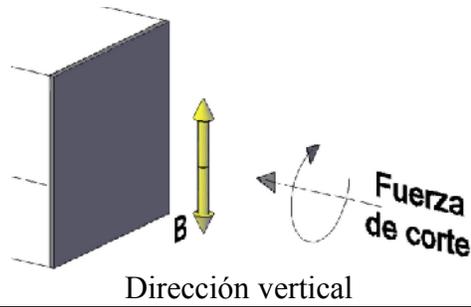


Figura A.5. Mapas de rigidez del modo de ensamble III; dirección vertical [N/μm].

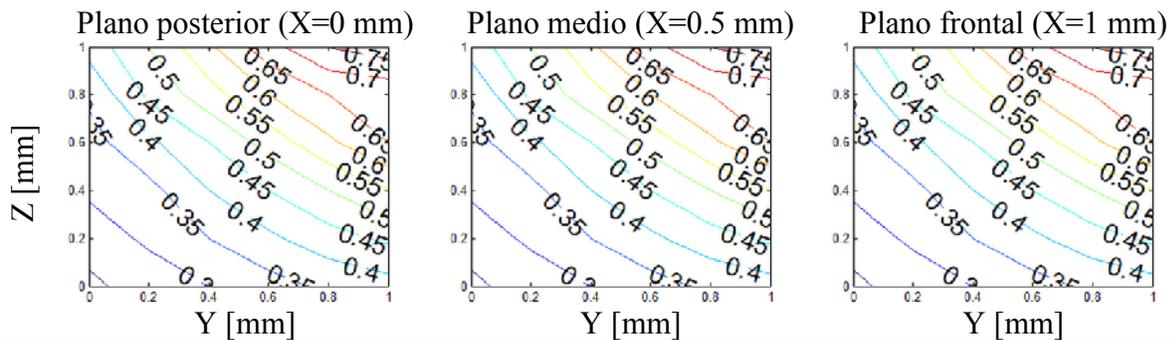
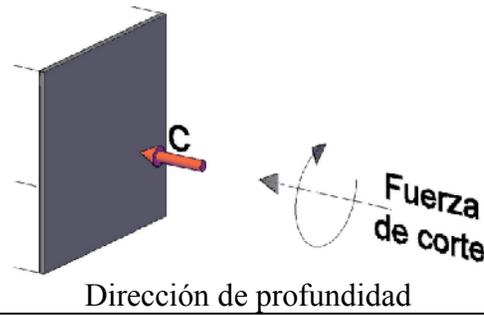
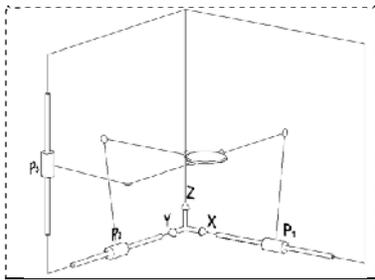
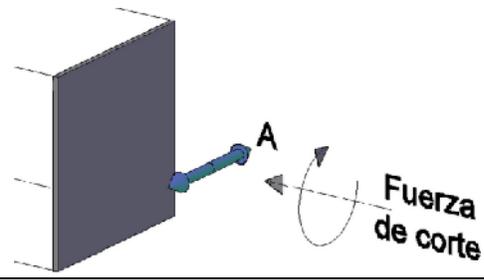


Figura A.6. Mapas de rigidez del modo de ensamble III; dirección de profundidad [N/μm].



Modo de ensamble IV



Dirección horizontal

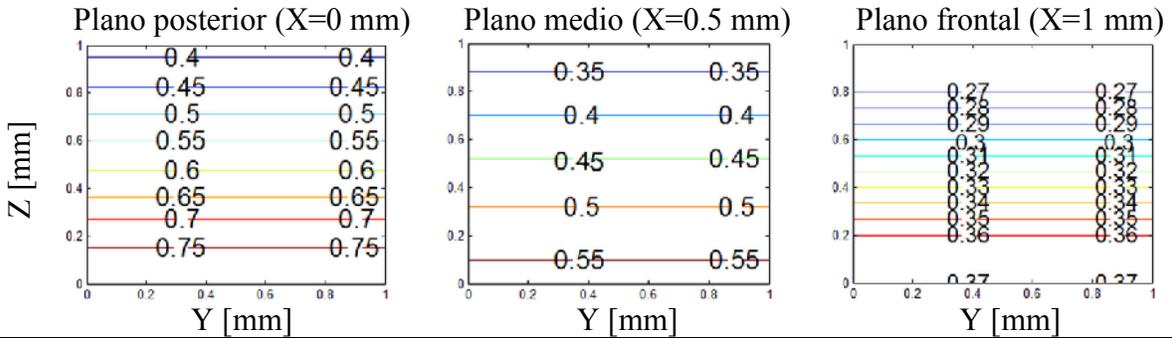
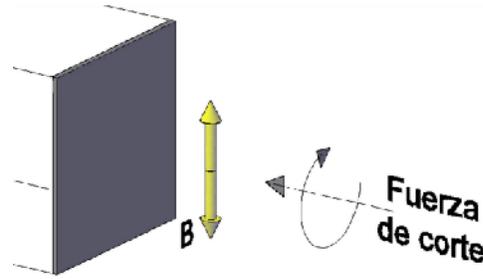


Figura A.7. Mapas de rigidez del modo de ensamble IV; dirección horizontal [N/μm].



Dirección vertical

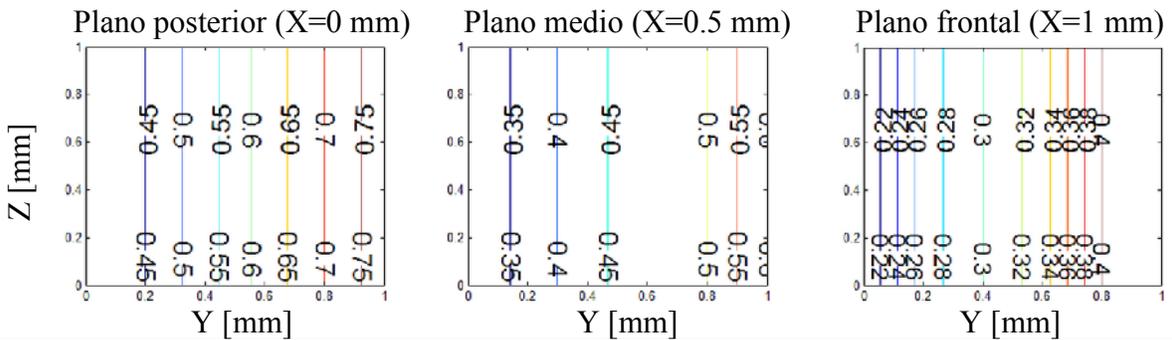


Figura A.8. Mapas de rigidez del modo de ensamble IV; dirección vertical [N/μm].

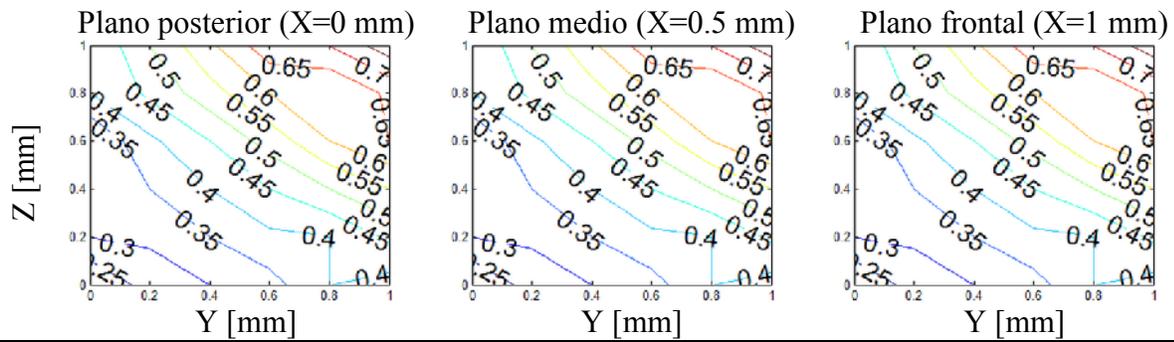
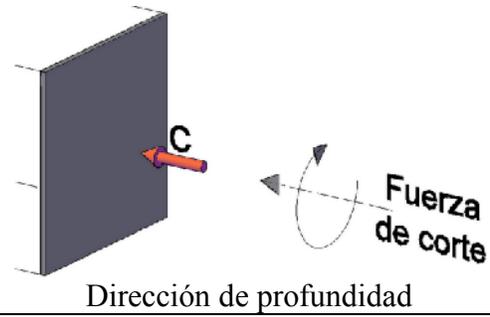


Figura A.9. Mapas de rigidez del modo de ensamble IV; dirección de profundidad $[N/\mu m]$.

APÉNDICE B

Mapas de rigidez

Las Figura B.1 a B.4 muestran los mapas de rigidez promedio de los modos de ensamble I a IV.

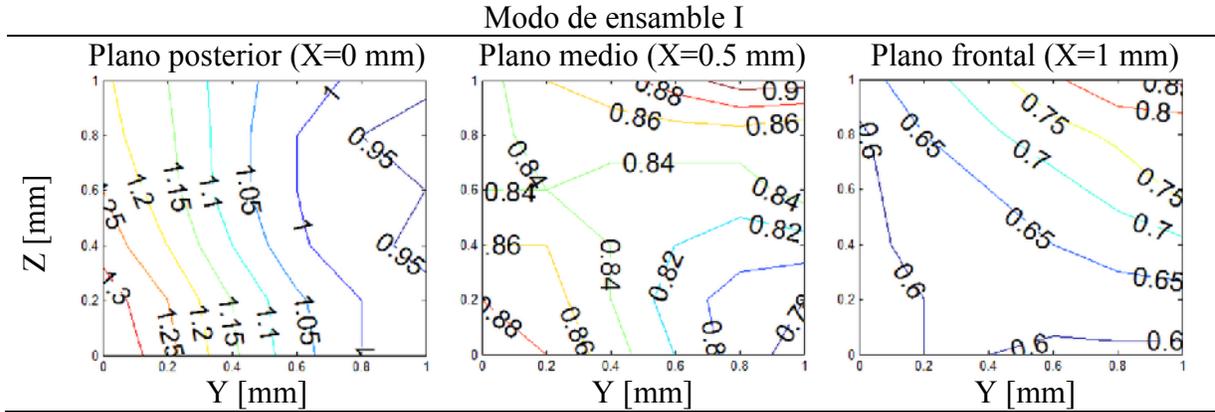


Figura B.1. Mapas de rigidez promedio del modo de ensamble I, [N/μm].

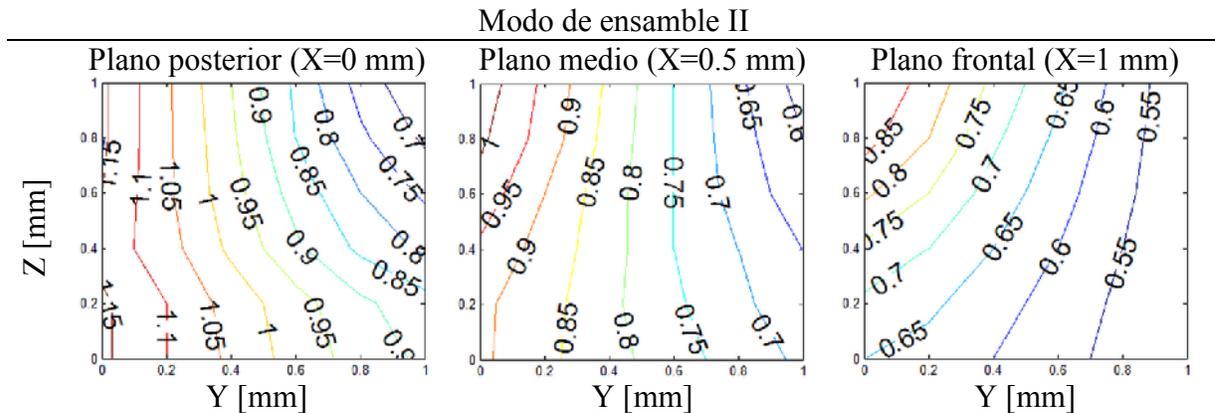


Figura B.2. Mapas de rigidez promedio del modo de ensamble II, [N/μm].

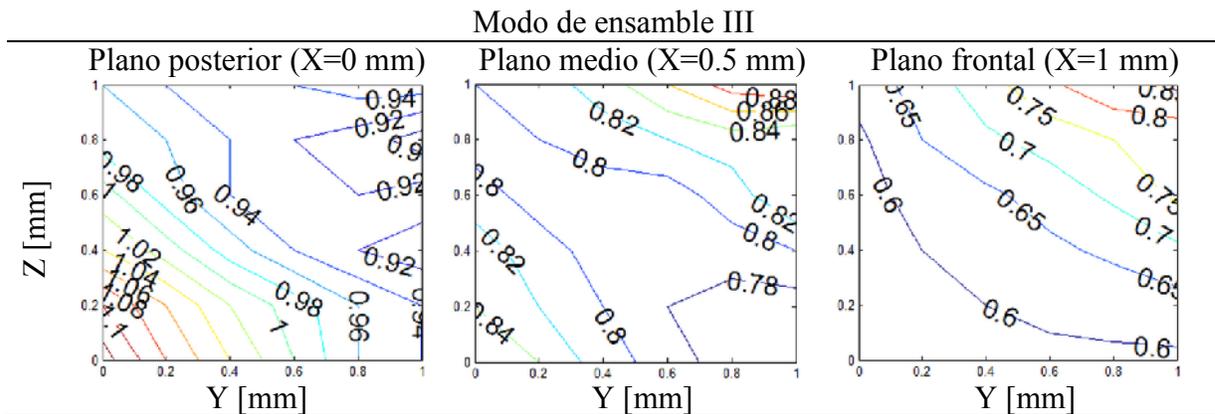


Figura B.3. Mapas de rigidez promedio del modo de ensamble III, [N/μm].

Modo de ensamble IV

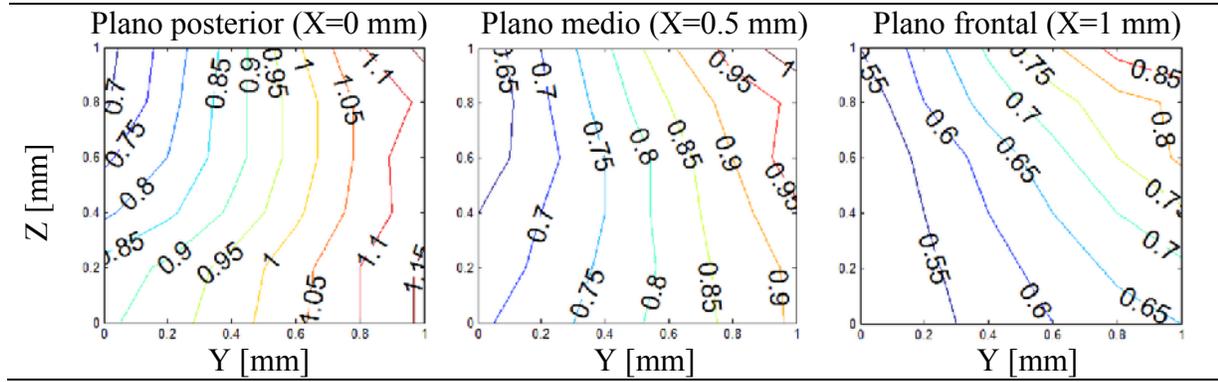


Figura B.4. Mapas de rigidez promedio del modo de ensamble IV, $[N/\mu m]$.