

Máquina Ensambladora de DIU Bovino

BLANC, Ignacio Antonio
GÓMEZ, Ricardo Lionel

2020

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL SANTA FE
PROYECTO FINAL

Tabla de Contenidos

1. Formulación y evaluación del proyecto	5
1.1. Origen de la idea	5
1.2. ¿Qué es el dispositivo Intrauterino? (DIU).....	5
1.3. Pro – Ciclar	5
1.4. Problema encontrado en el armado del dispositivo.....	7
1.5. Objetivo del proyecto	9
1.6. Máquina propuesta	9
2. Anteproyecto.....	10
2.1. Maquina existente	10
3. Proyecto.....	13
3.1. Sistema ensamblador	15
3.1.1. Sistema neumático	16
3.1.2. Sistema neumático y portacolita.....	17
3.1.3. Guías lineales	18
3.1.4. Soporte portacolita.....	20
3.1.5. Portacolita	21
3.1.6 Sistema de sujeción de horqueta	25
3.1.7. Sistema de accionamiento de la electroválvula	30
3.1.8 Regulaciones para corregir el ensamble	35
3.1.9 Cálculos en este capítulo.....	35
3.2. Cargador de colitas.....	53
3.2.1. Desarrollo de un sistema de carga	53
3.2.2. Separación y Posicionamiento	57
3.2.3. Tope frontal.....	59
3.2.4. Apoyo posterior.....	61
3.3. Chasis de la máquina.....	61
3.4. Carcasa de la máquina	62
3.5. Maquina finalizada	64
4. Conclusión.....	69
5. Bibliografía.....	70
6. Anexo	71
Cilindro neumático y accesorios.....	72
Electroválvula	78
Final de carrera	81
Guías lineales, rodamientos y soportes	82
Resorte de apertura para mordazas	85
Pie de nivelación.....	86
Chapa de acero.....	88

Lista de figuras

Figura 1a. Horqueta.	6
Figura 1b. Elástico.	6
Figura 1c. Cordón de extracción (Colita).	6
Figura 1d. Dispositivo completo.	6
Figura 2a. Posicionamiento de colitas en portacolita.	7
Figura 2b. Posicionamiento de horqueta en el soporte.	8
Figura 2c. Accionamiento del botón para ensamblaje.	8
Figura 3a. Máquina Ensambladora (vista superior).	10
Figura 3b. Máquina Ensambladora (vista inferior).	10
Figura 3c. Guías y porta colita.	11
Figura 3d. Soporte de sujeción de las horquetas.	12
Figura 4. Máquina ensambladora en vista explosionada.	14
Figura 5. Sistema ensamblador sin la electroválvula.	15
Figura 6. Ensamble de horqueta y colita.	16
Figura 7. Cilindro neumático doble efecto junto a la electroválvula que lo comanda, la ubicación lateral de la misma es la optada en el diseño de este proyecto.	16
Figura 8. Vista lateral del circuito neumático donde se aprecia la posición de la electroválvula.	17
Figura 9. Distancia d entre los ejes del portacolita y el cilindro neumático.	18
Figura 10. Colinealidad entre los ejes del portacolita y el cilindro neumático.	18
Figura 11. Portacolita con guías de rodamientos lineales.	19
Figura 12. Conjunto de guías y soportes diseñados para lograr un ensamble efectivo. .	19
Figura 13. Soporte porta colita.	20
Figura 14. Conjunto de guías y soporte portacolita unidos al cilindro neumático, de ejes coplanares.	21
Figura 15. Vista lateral donde se observa la colinealidad de las guías y del vástago del cilindro.	21
Figura 16. Coquizado del sistema de ensamble.	22
Figura 17. Vista en corte donde se puede apreciar la inclinación angular de la ranura. .	23
Figura 18. Ubicación de la leva lineal en el portacolita.	23
Figura 19. En esta vista se aprecia el refuerzo inferior en su longitud.	23
Figura 20. Escalonamiento para impedir el deslizamiento hacia arriba de la colita.	24
Figura 21. Mecanismo generador del movimiento lineal.	24
Figura 22. Vista isométrica del sistema de sujeción de horqueta.	25
Figura 23a. Vista superior del mecanismo de sujeción de horqueta, las mordazas se mantienen abiertas permitiendo introducir la horqueta.	26
Figura 23b. Las mordazas se cierran, al adelantarse el portacolita, sujetando la horqueta para que se produzca el ensamble.	27
Figura 23c. Las mordazas se vuelven a abrir, retrocede el portacolita, permitiendo retirar el conjunto ensamble en la dirección de la horqueta.	27
Figura 24a. Vista en corte de la mordaza donde se pueden ver los rodamientos de bolas.	28
Figura 24b. Palpador con su correspondiente rodamiento.	29
Figura 24c. Escalonamiento de la mordaza.	29
Figura 24d. Vista en corte donde se distingue el tornillo para lograr una regulación fina.	29

Figura 25. Ejes de pivote roscados y soporte de los resortes del mecanismo de sujeción.	30
Figura 26. Mecanismo de accionamiento de la electroválvula.	31
Figura 27. La paleta de accionamiento posee un movimiento alternativo.	32
Figura 28. Paleta de accionamiento con palpador y ubicación del final de carrera.	32
Figura 29. Regulación del palpador y contratuerca de fijación.	33
Figura 30. Empujador del sistema de accionamiento que restituye la paleta a su posición inicial.	33
Figura 31. Posición de la paleta antes de ser accionada.	34
Figura 32. Posición al ser accionada.	34
Figura 33. Fuerza principal del sistema.	35
Figura 34. Sistema de prensa y báscula.	36
Figura 35. Cilindro neumático.	37
Figura 36. Sistema de fuerzas presente en la mordaza derecha.	38
Figura 37. Representación esquemática del sistema de fuerzas.	39
Figura 38. Plano de mordaza de apriete derecha.	40
Figura 39. Detalle zona de aplicación de la fuerza.	40
Figura 40. Plano de eje de pivote de la mordaza.	42
Figura 41. Esquematación del eje de pivote como una viga en voladizo.	43
Figura 42. Plano de eje de pivote con $d_A=10\text{mm}$ en la sección A.	48
Figura 43a. Columna de vínculos articulados.	49
Figura 43b. Columna con uno de sus extremos empotrado y el otro libre.	49
Figura 44. Ubicación de la sección crítica en una viga en voladizo de dimensiones similares a las del portacolita.	49
Figura 45. Sección de momento flector máximo ubicada en el empotramiento.	50
Figura 46. Ubicación del baricentro en la sección de momento flector máximo.	52
Figura 47. Largo de colitas.	54
Figura 48. Vista lateral donde se aprecia la zona de contacto del tope con el portacolita.	54
Figura 49. Cargador de colitas con bandeja lateral.	55
Figura 50. Tolva de carga de colitas	55
Figura 51. Cargador lineal de colitas con apoyo posterior.	56
Figura 52. Giro de las colitas, al acomodarse en el posicionador, con respecto al punto de apoyo.	56
Figura 53. Vista frontal del separador donde se observa la forma de V existente en la zona media encargada de encausar las colitas.	57
Figura 54. Vista lateral del separador en la que se puede apreciar la inclinación de la pieza respecto a un plano vertical.	57
Figura 55. Ubicación de las colitas en el posicionador.	58
Figura 56. Vista del acomodador donde se observa el ingreso a la ranura que dirige y posiciona las colitas en el portacolita.	59
Figura 57. Vista lateral del posicionador donde se hace evidente su forma de arco. Y su base paralela al portacolita.	59
Figura 58. Observamos que el apilamiento final de las colitas presenta una curvatura radial o en forma de abanico con respecto a un punto de apoyo	59
Figura 59. Ubicación del tope frontal para evitar adelantamiento excesivo.	60
Figura 60. Retención de la colita con la ayuda del tope frontal.	60
Figura 61. Apoyo posterior, se utiliza como primer punto de apoyo del manajo de	

colitas a ser cargado.	61
Figura 62. Chasis de la máquina.	62
Figura 63. Vista en corte del chasis donde se parecían detalles de armado.	62
Figura 64. Carcasa de la máquina.	63
Figura 65. Máquina Ensambladora de DIU Bovino.	64
Figura 66. Cargador de colitas.	65
Figura 67. Mordazas del mecanismo de sujeción de horquetas.	66
Figura 68. Paleta del sistema de accionamiento de la electroválvula.	66
Figura 69. Sistema de accionamiento en vista lateral.	67
Figura 70. Sistema de ensamble y circuito neumático.	68

1. Formulación y evaluación del proyecto

1.1. Origen de la idea

La idea del desarrollo de una máquina de ensamblado para el dispositivo intrauterino llamado Pro-Ciclar, fue tomada de una empresa de origen argentino radicada en la ciudad de Santa Fe, la cual se dedica a la elaboración de productos veterinarios tanto para animales domésticos como de granja.

1.2. ¿Qué es el dispositivo Intrauterino? (DIU)

Es un dispositivo intravaginal utilizado para la liberación controlada de progesterona, cuya función es la de establecer una sincronización del celo en vacas y vaquillonas para programas de Inseminación Artificial a Tiempo Fijo (IATF). Estas técnicas permiten mejorar la genética y realizar la inseminación en bovinos sin la necesidad de detectar el celo en cada uno dentro del rodeo. Por lo tanto, lo que se logra es hacer más eficiente el preñado del rodeo y por consiguiente más rentable.

1.3. Pro – Ciclar

Es el nombre comercial del dispositivo intravaginal, el cual está formado por un soporte de polipropileno en forma de “Y” **Fig.1a**, denominado horqueta, que sostiene una cinta elástica **Fig.1b**, la cual lleva impregnada la progesterona. El dispositivo se completa con la incorporación de un cordón de Nylon, denominado colita **Fig.1c**, de aproximadamente 30 cm de largo, que se utiliza para la extracción del dispositivo alojado en el animal. En la **Fig.1** se observa el dispositivo en su composición total.

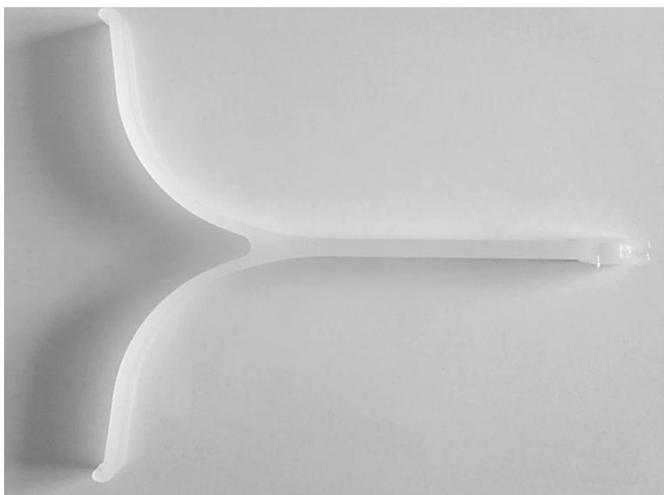


Figura 1a. Horqueta.



Figura 1b. Elástico.



Figura 1c. Cordón de extracción (Colita).

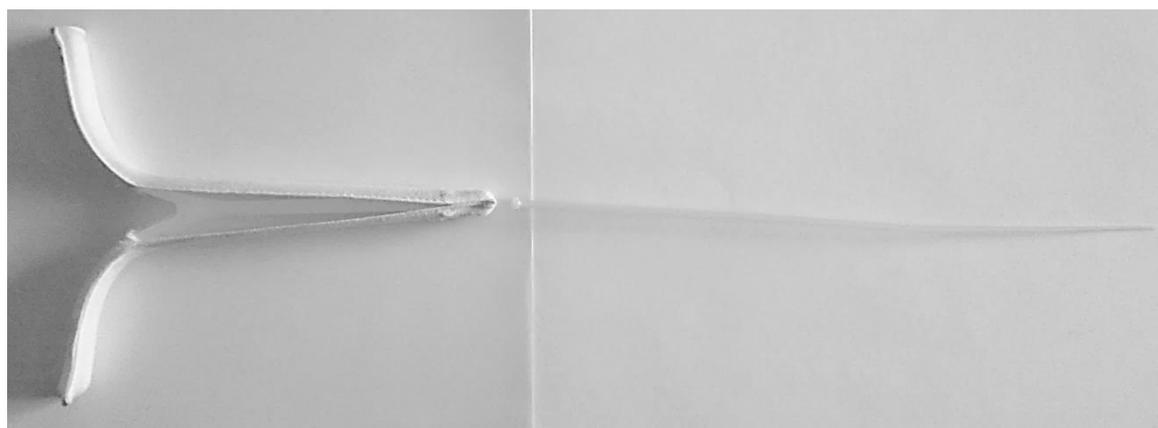


Figura 1d. Dispositivo completo.

1.4. Problema encontrado en el armado del dispositivo

Dentro del proceso de elaboración se encuentra la etapa de ensamblado, la cual es desarrollada por un operario que manipula la máquina encargada de efectuar la unión de las partes. Siendo esta tarea repetitiva, tediosa y cuyo rendimiento queda ligado a la habilidad del operario en cuestión.

En las siguientes imágenes, **Fig.2a**, **Fig.2b** y **Fig.2c**, se describen las etapas del proceso de ensamblado actual, donde se observa que la velocidad de producción queda ligada pura y exclusivamente a la técnica desarrollada por el operario.

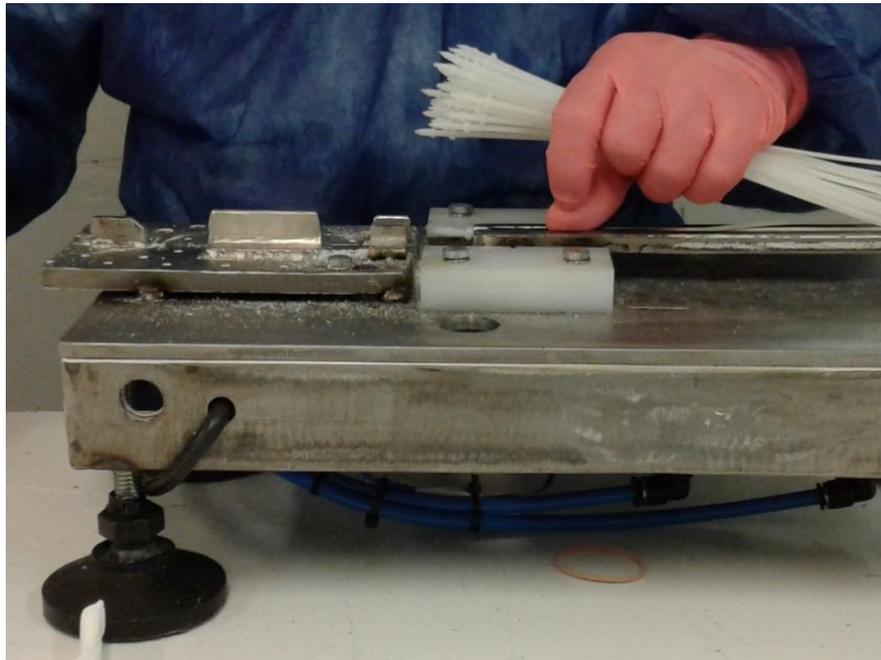


Figura 2a. Posicionamiento de colitas en portacolita.

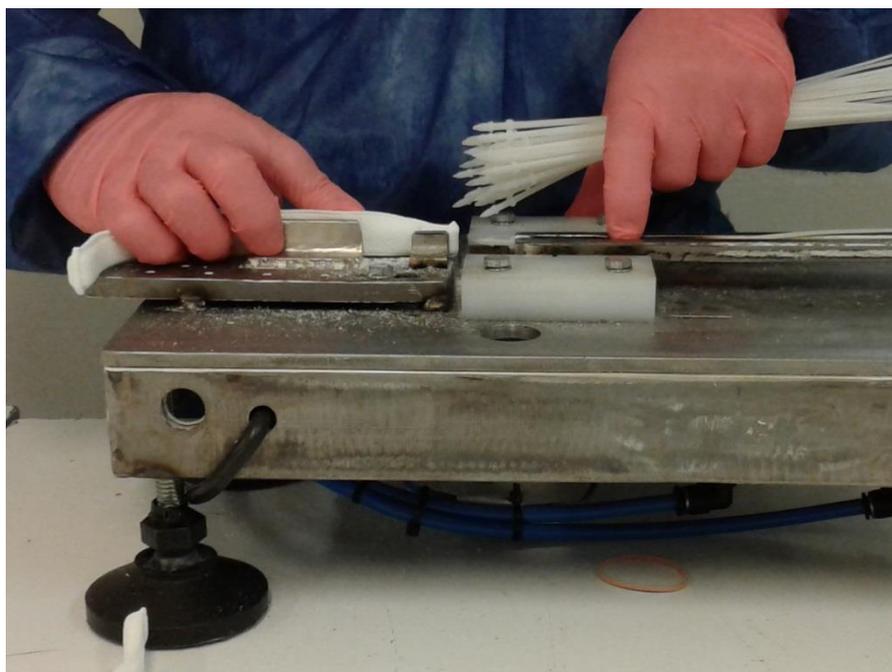


Figura 2b. Posicionamiento de horqueta en el soporte.

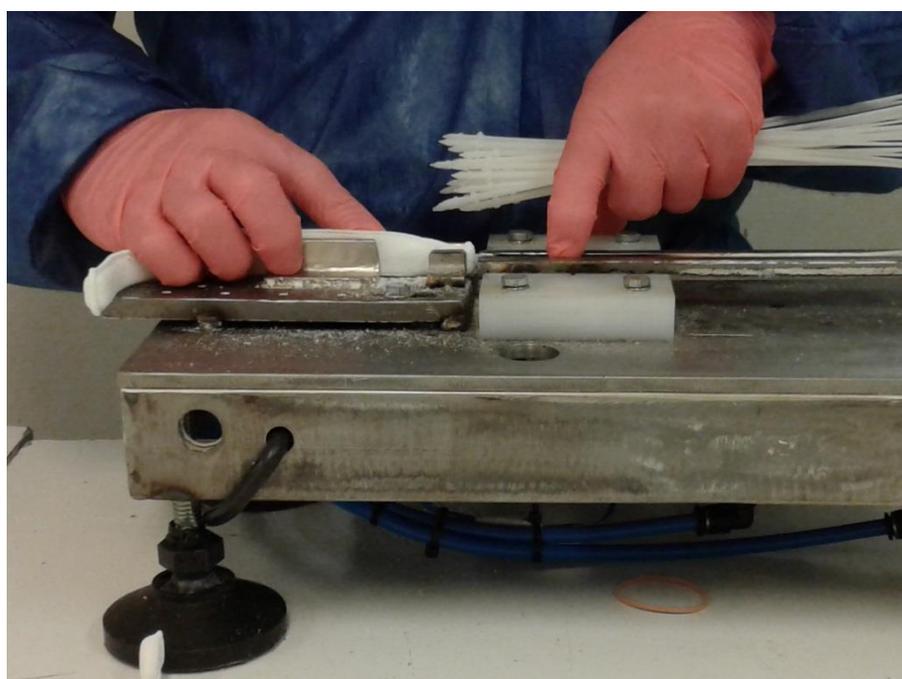


Figura 2c. Accionamiento del botón para ensamble.

1.5. Objetivo del proyecto

Se hará reingeniería para el desarrollo de la ensambladora existente, con el objetivo de mejorar la productividad y eficiencia de ensamblado buscando que este proceso no quede ligado a la técnica desarrollada por el operario, como se mencionó en 1.4.

Objetivos particulares

- Desarrollar una máquina que realice el ensamblado de un modo dinámico que agilice el proceso manual utilizado.
- Buscar que la actividad realizada por el operario sea mínima para reducir los tiempos muertos de producción sin que esto signifique un aumento de estrés por trabajo repetitivo y mala postura.

1.6. Máquina propuesta

Como se describió en los objetivos, la máquina debe lograr que el ensamblado sea dinámico y que el operario solo realice el abastecimiento de las partes de la mejor manera posible.

El proceso actual de ensamblado (apartado 1.4), se puede observar claramente como las manos actúan de cargadores de las piezas. Con una mano se sostiene un manojo de colitas limitado a una cantidad que permita sostenerlas e ir ubicándolas sobre el canal del portacolita. Mientras que la otra se destina a sostener la horqueta y es la que más movimientos realiza, ésta toma la horqueta de la mesada y debe ubicarla entre las dos pestañas (tope frontal), el cordón y el tope posterior que la mantiene fija cuando se empuja la colita para ser insertada (el soporte de la horqueta tiene la función de centrar ambas piezas colita y horqueta, además de contener la punta de la horqueta para evitar que se parta por sobre apertura cuando ingresa la cabeza de la colita), a posterior se debe desplazar un dedo de la mano para accionar el pulsador y por último retirar el ensamble para comenzar de nuevo con el proceso.

Del análisis anterior concluimos que si se elimina la carga de colitas de forma manual con un dispositivo que se encargue de la misma, sumado a un mecanismo que se encargue de centrar y sostener la horqueta y, además, se mejora el movimiento que se debe realizar para accionar el pulsador que activa la electro-válvula de control del cilindro neumático. Todo esto permitirá que el operario disponga de movimientos menos precisos para la ubicación de la horqueta por un lado y por otro que sus dos manos se encuentren activas para manipular el movimiento de horquetas y del retiro del ensamblaje.

2. Anteproyecto

2.1. Máquina existente

Hasta la fecha solo existe la máquina ensambladora descrita en las **Fig.3a** y **Fig.3b**. Su construcción es muy sencilla, se compone por un chasis construido en chapa de acero inoxidable de un espesor aproximado de 6 mm, el cual soporta todos los elementos que conforman la máquina.

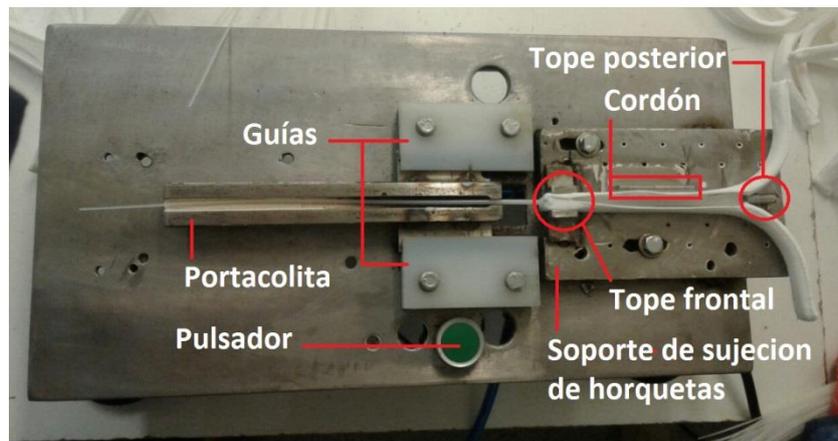


Figura 3a. Máquina Ensambladora (vista superior).

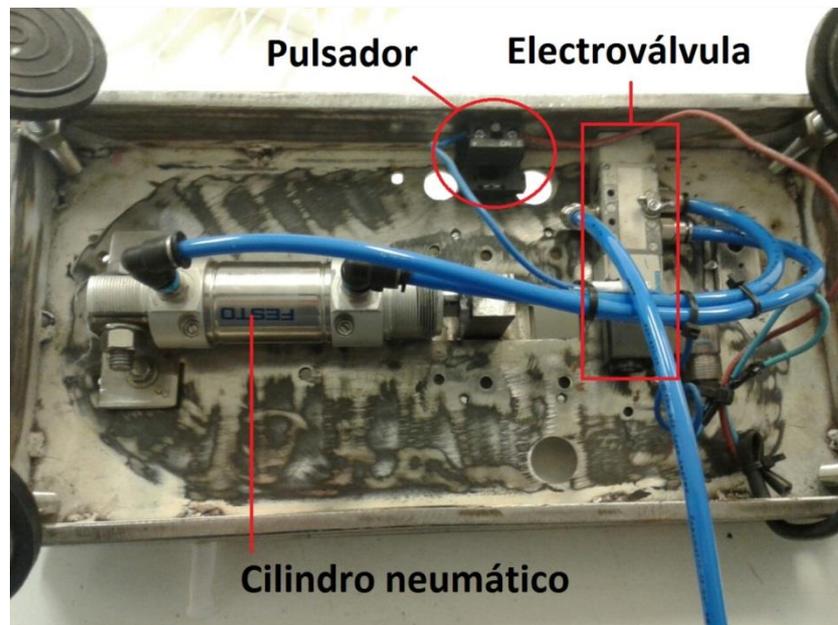


Figura 3b. Máquina Ensambladora (vista inferior).

El portacolita va montado sobre un carro móvil, construidos también en acero inoxidable, formando un solo cuerpo y unidos mediante soldadura. Para lograr el movimiento en línea recta se utilizan guías prismáticas cuyo material es antifricción, y se encuentran ancladas al chasis por medio de tornillos. En la siguiente imagen, **Fig.3c**, se observa lo descripto.

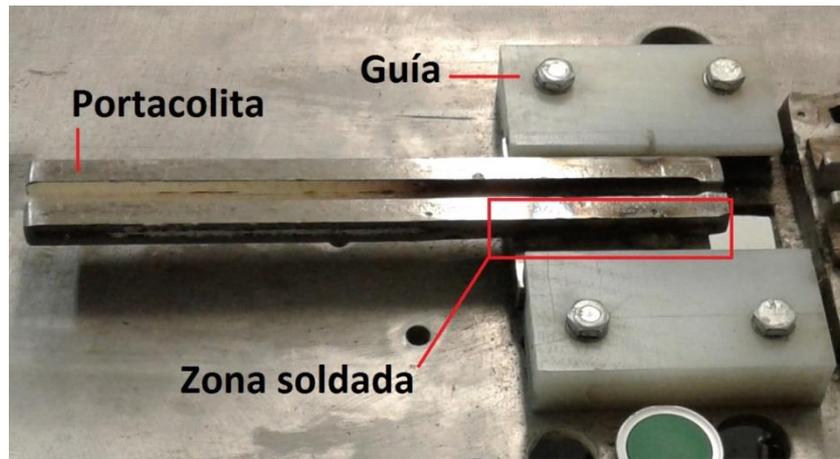


Figura 3c. Guías y porta colita.

El soporte de sujeción de la horqueta que es donde se ubica la misma al momento de realizar el ensamble, contiene el alojamiento y los topes frontales que generan la colinealidad de ejes colita - horqueta, como también los topes laterales (cordón) y posterior utilizados para que al momento de producirse el ensamble, la horqueta permanezca en el lugar. La pieza es una platina que se abulona al chasis y contiene correderas que permiten el movimiento de la misma para poder corregir la posición, **Fig.3d**.

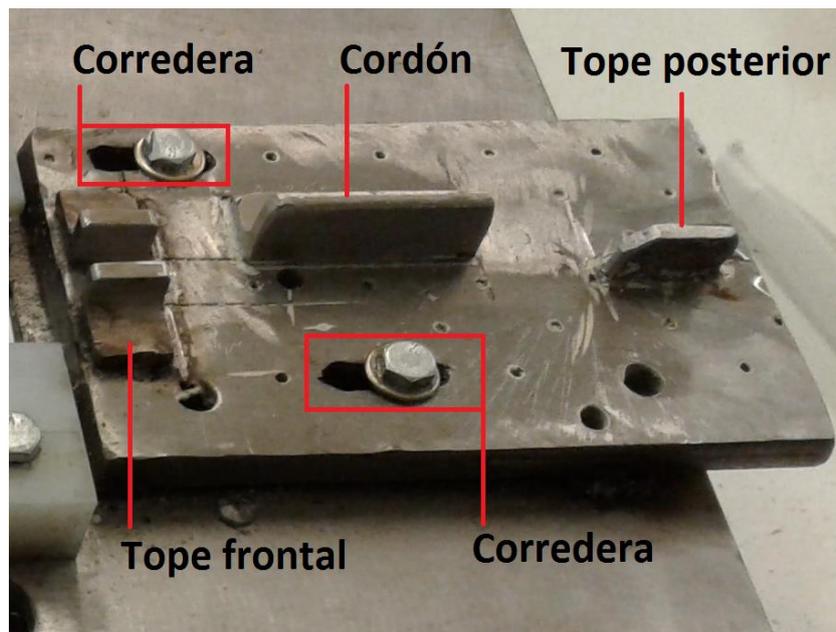


Figura 3d. Soporte de sujeción de las horquetas.

Por último, continuando con la descripción, tenemos el conjunto cilindro neumático, válvula neumática, fuente de alimentación de corriente eléctrica y pulsador.

El cilindro neumático es utilizado para ejercer la fuerza de ensamblado y el pulsador es quien da la señal para activarlo. En la **Fig.3b** se aprecia el conjunto como también su desprolijidad.

Resumiendo, la forma general de la máquina si bien cumple con su función, no presenta un aspecto agradable a la vista, los detalles de mecanizados, soldadura, cableado y circuito neumático son de condición precaria sumado a un proceso de ensamblado trabajoso.

3. Proyecto

El rediseño de la máquina estará dividido en partes para un mejor desarrollo a lo largo del proyecto.

Como se ha mencionado en apartados anteriores de este proyecto, la carga de colitas, posicionamiento de horquetas y extracción del conjunto serán realizadas por el operario, esto es aclarado dado a que no se encontrarán desarrollos para estas acciones.

A continuación comenzaremos a desarrollar cada una de las partes que componen a la maquina ensambladora en su conjunto, la cual se muestra explosionada en la **Fig.4** para una mejor comprensión del lector.

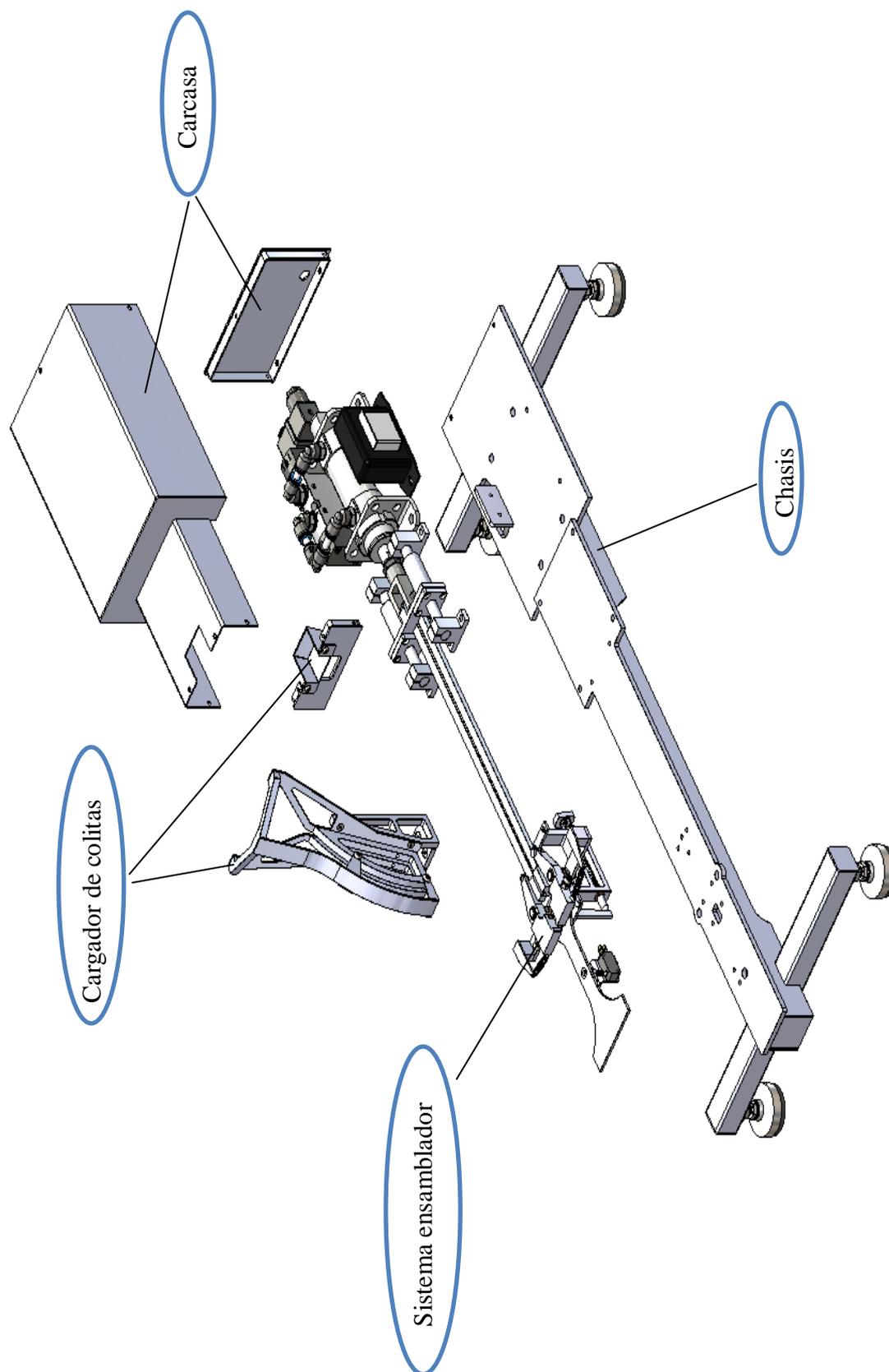


Figura 4. Máquina ensambladora en vista explosionada.

3.1. Sistema ensamblador

Este es el corazón de la máquina y a partir de él se realizará todo el desarrollo de la misma, se encuentra integrado por el generador de movimiento lineal, el portacolita; el sujetador de horqueta y el sistema accionador de la señal eléctrica para la electroválvula, **Fig.5**.

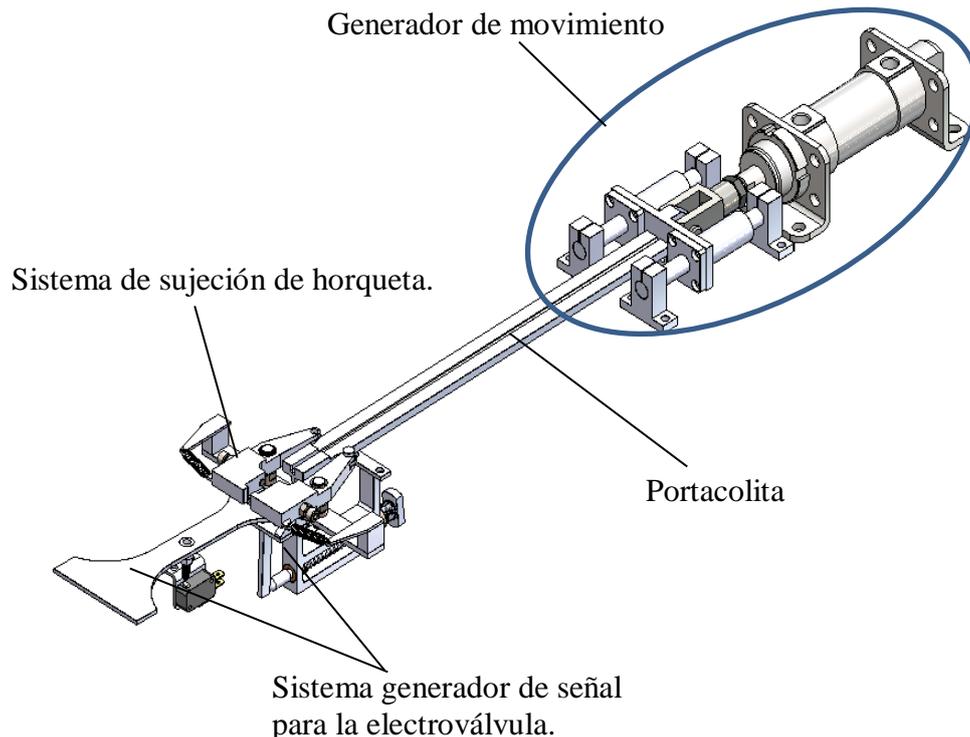


Figura 5. Sistema ensamblador sin la electroválvula.

Partimos del modo en que las piezas van a ser ensambladas, el cual se mantiene igual al de la máquina actual, es decir en un plano que permite una colinealidad entre el eje de la colita con el de la perforación en la horqueta. El movimiento de encastre se aplica a la colita y dejando quieta la horqueta, se logra perforar el elástico y realizar el ensamble como se observa en la **Fig.6**.

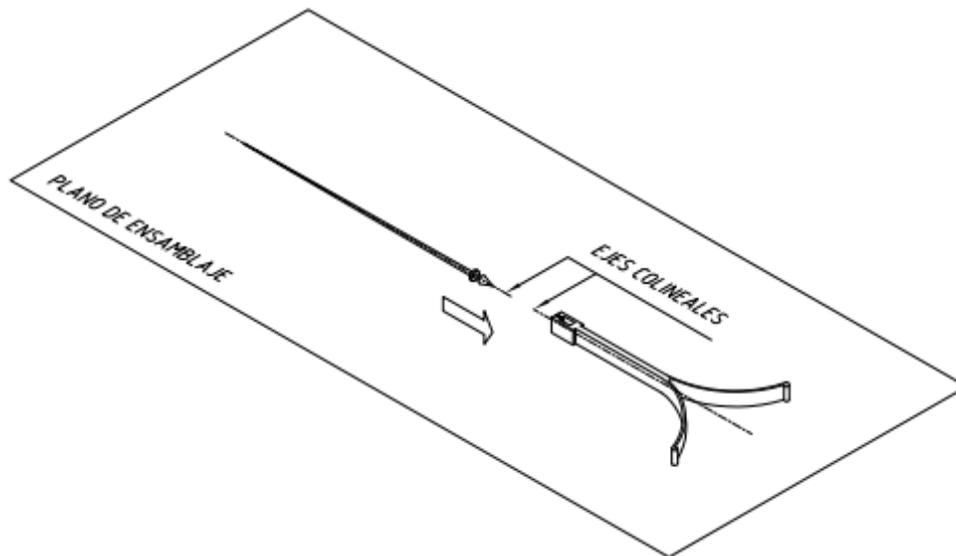


Figura 6. Ensamble de horqueta y colita

3.1.1. Sistema neumático

Su estructura es muy sencilla, se compone del cilindro doble efecto junto con la electroválvula que lo controla, **Fig.7**. La conexión entre cilindro y electroválvula es a través de mangueras y conectores **Fig.8**.

En cuanto a la posición de la electroválvula respecto al cilindro se optó por ubicarla en un lateral de este, ahorrando espacio y largo de mangueras innecesarios. En las siguientes figuras se aprecia lo mencionado anteriormente.

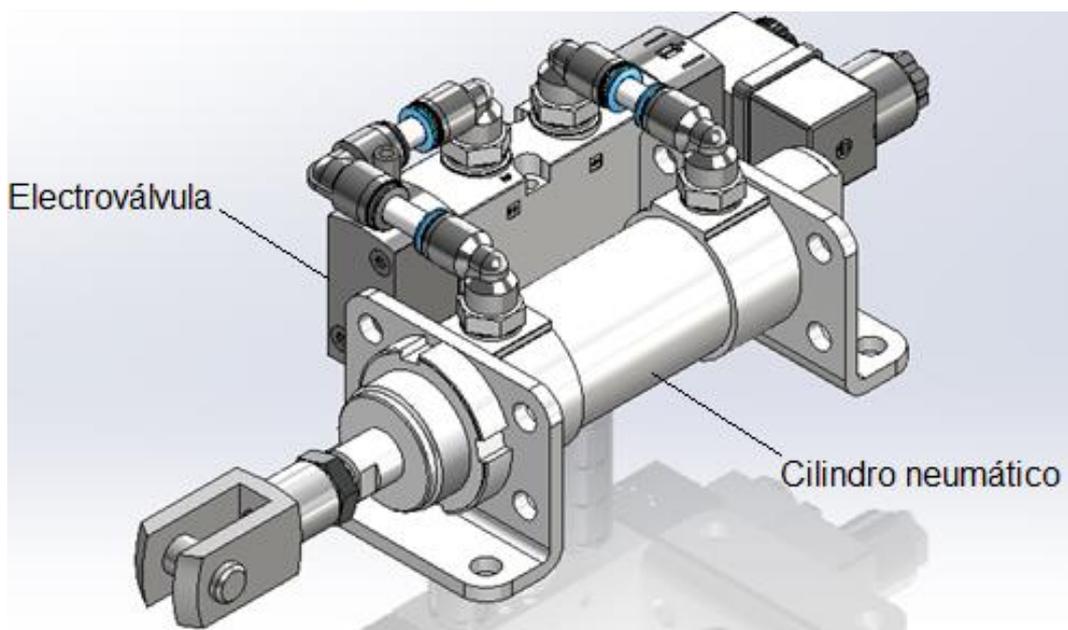


Figura 7. Cilindro neumático doble efecto junto a la electroválvula que lo comanda, la ubicación lateral de la misma es la optada en el diseño de este proyecto.

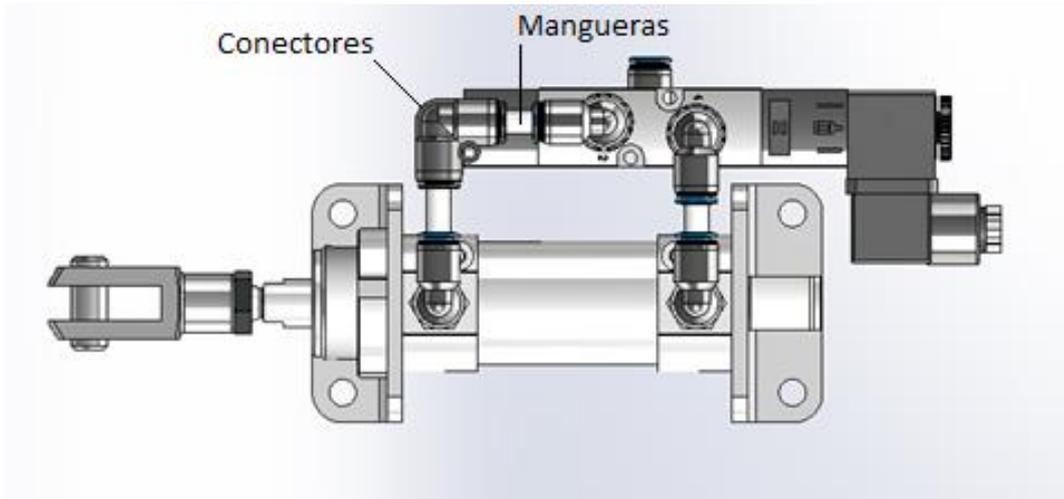


Figura 8. Vista lateral del circuito neumático donde se aprecia la posición de la electroválvula.

3.1.2. Sistema neumático y portacolita

Como se mencionó el movimiento de encastre se aplica a la colita y se lo hace a través de una pieza de alojamiento y transporte denominada portacolita como se ve en la **Fig.5**. El impulso es generado por medio del cilindro neumático, **Fig.7**.

Analizando el sistema ensamblador en la maquina actual, vemos que el diseño es sencillo, pero no del todo eficiente, la posición del cilindro neumático en la parte inferior obliga a que el eje del portacolita se encuentre paralelo pero separado una distancia d del eje perteneciente al cilindro neumático como se muestra en la **Fig.9**, ello genera un momento el cual debe ser absorbido por las guías del portacolita, originando un movimiento pesado además de un desgaste prematuro de las mismas.

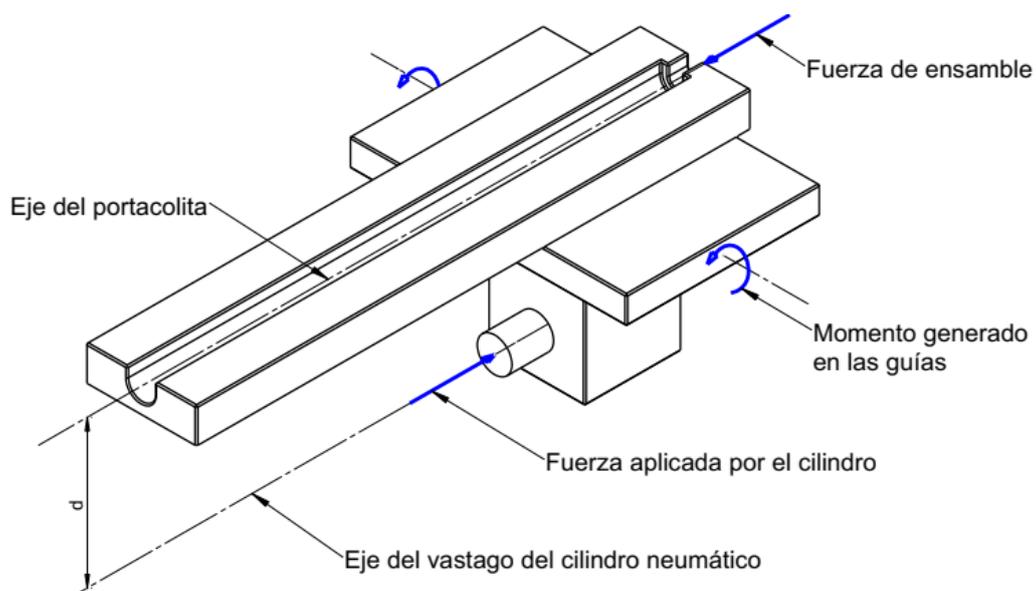


Figura 9. Distancia d entre los ejes del portacolita y el cilindro neumático.

Para dar solución a lo planteado se reposicionará el cilindro neumático haciendo colineales el eje del vástago de este con el eje de la ranura del portacolita, donde se aloja la colita, **Fig.10**, con esto se evita la aparición del momento flector mencionado.

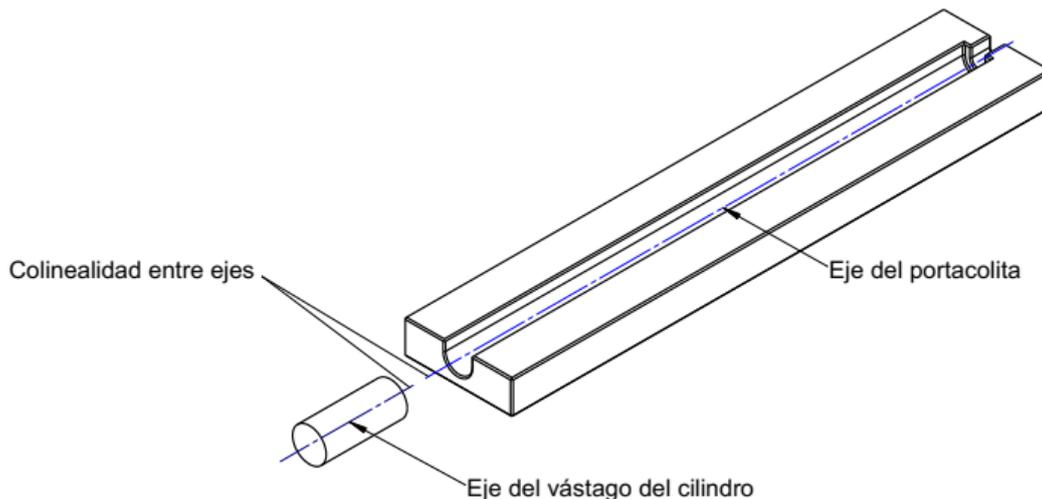


Figura 10. Colinealidad entre los ejes del portacolita y el cilindro neumático.

El ubicar el cilindro neumático como se mencionó, obliga a un nuevo diseño de las guías lineales.

Utilizar el vástago del cilindro como guía nos ahorraría incorporar todo el conjunto de piezas que aquí se describirá, pero nos encontramos con una serie de puntos a solucionar. Estos son, el vástago gira por lo que se debería restringir dicha libertad; el peso del portacolita estaría soportado por el vástago aplicando mayor esfuerzo sobre el buje de desplazamiento en el cilindro; y por último, se podría sumar algún esfuerzo de flexión que se genere al aparecer alguna fuerza por mal ensamble, por ejemplo una colita que se doble al ingresar en el agujero de ensamble de la horqueta.

3.1.3. Guías lineales

Para las guías del soporte del portacolita la intención es utilizar rodamientos lineales dado a la alta frecuencia de movimiento de ida y vuelta que presenta el conjunto. Esto nos da la ventaja también de utilizar piezas comerciales y estándar.

En la **Fig.11** se presenta un prototipo de la idea plantea con el uso de rodamientos lineales y cumpliendo con las nuevas condiciones.

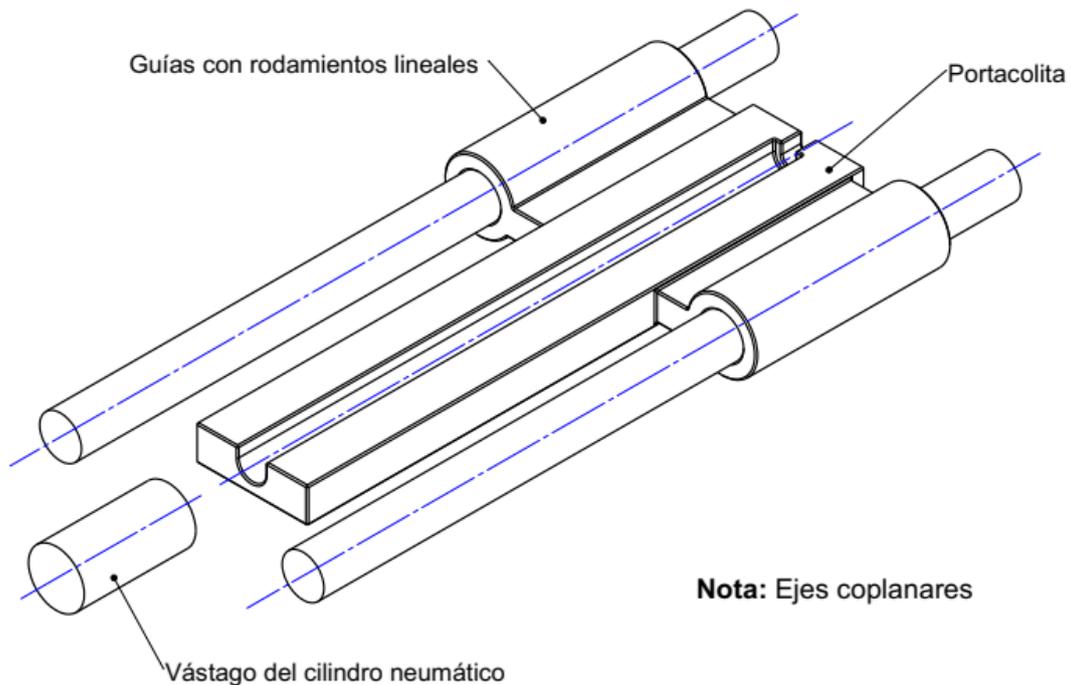


Figura 11. Portacolita con guías de rodamientos lineales.

El diseño final del conjunto se muestra en la **Fig.12**. Los soportes, guías y rodamientos lineales son piezas del tipo estándar comercial, el único desarrollo es el del soporte portacolita, que es la pieza encargada de unir el cilindro neumático con el portacolita y de vincular las guías y rodamientos al conjunto.

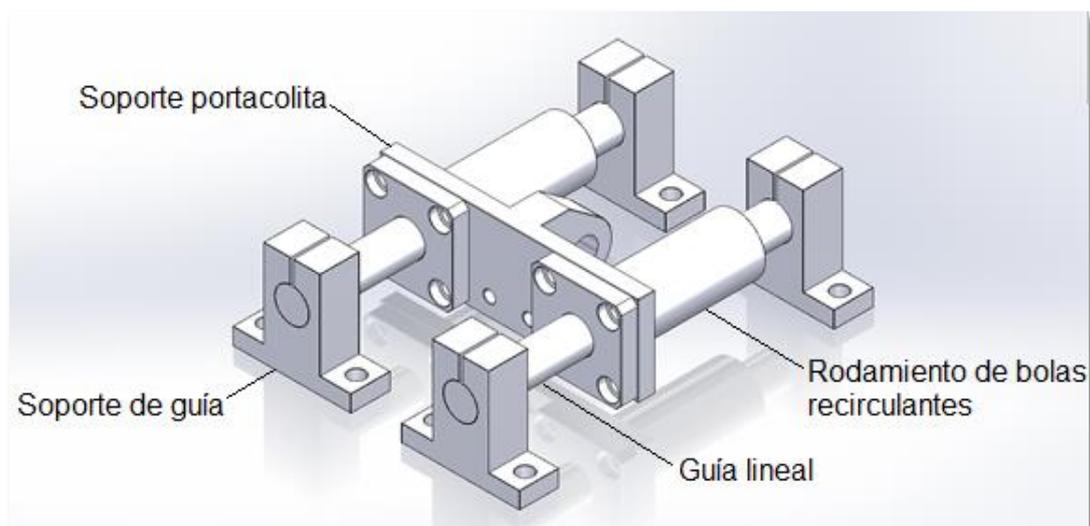


Figura 12. Conjunto de guías y soportes diseñados para lograr un ensamblaje efectivo.

3.1.4. Soporte portacolita

En la **Fig.13** vemos a la pieza mencionada la cual no es compleja en su forma, esto lo que permite es simplificar su construcción partiendo de dos partes mecanizadas y posteriormente ser soldadas, el material elegido para las partes es acero inoxidable, solamente para evitar el tener que realizar un tratamiento de protección, pero podría ser de un acero al carbono como alguna aleación liviana ya que es una pieza que no se encuentra en contacto con el producto a ensamblar y además se encuentra protegida por la carcasa.

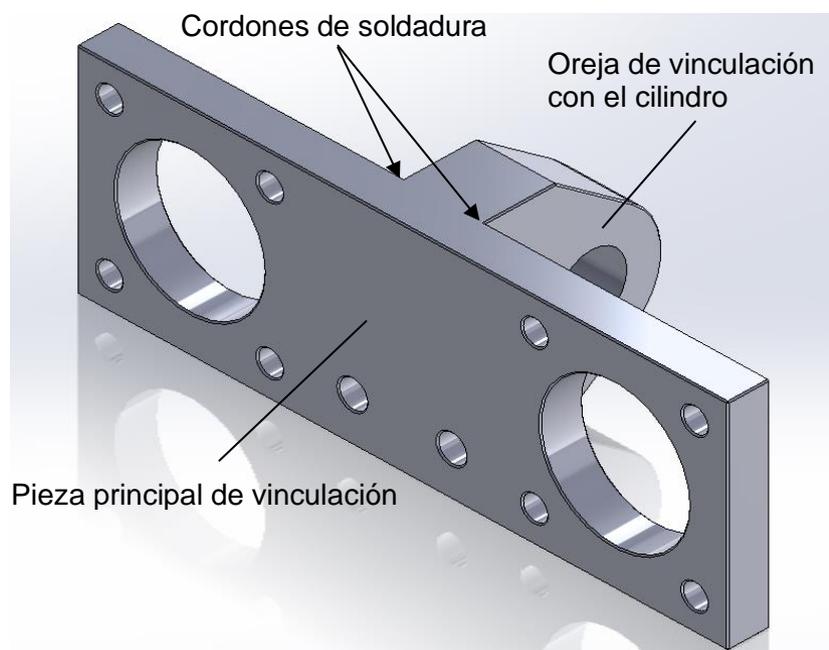


Figura 13. Soporte porta colita.

En las siguientes imágenes, **Fig.14** y **Fig.15**, se observa el conjunto de guías y soporte portacolita unidos con el cilindro neumático, la vista lateral muestra la colinealidad de los ejes del vástago del cilindro con el de las guías y por lo tanto con el eje de la colita al ubicarse sobre el portacolita.

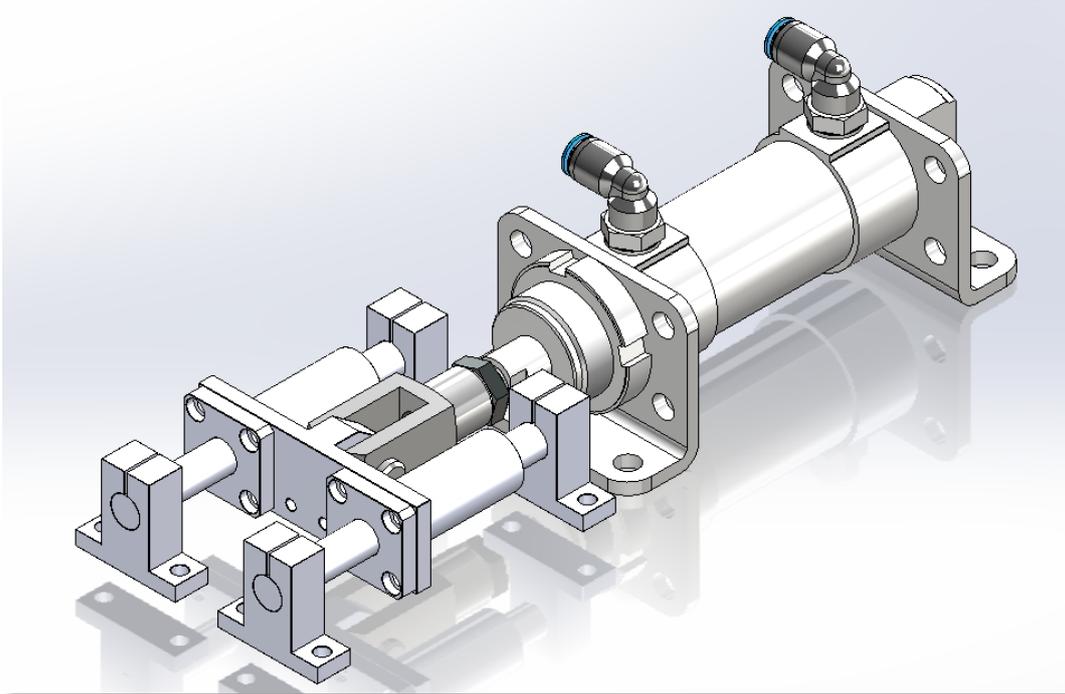


Figura 14. Conjunto de guías y soporte portacolita unidos al cilindro neumático, de ejes coplanares.

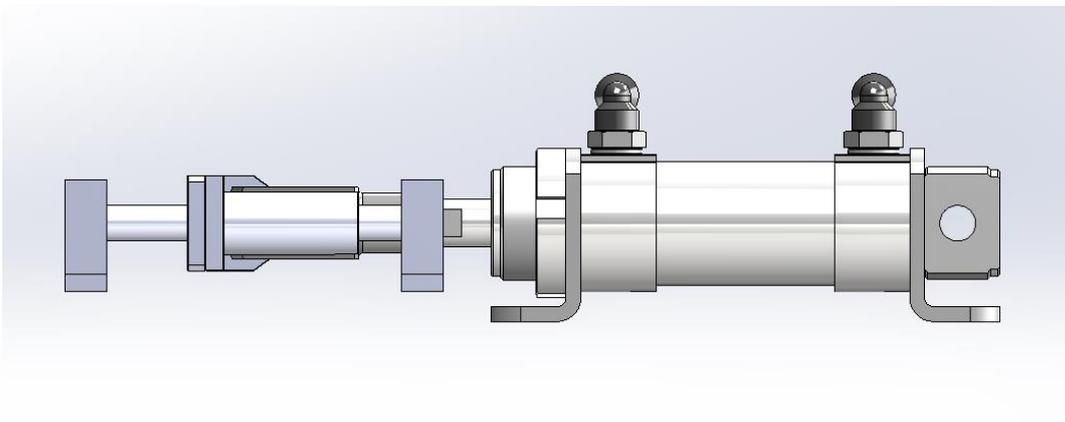


Figura 15. Vista lateral donde se observa la colinealidad de las guías y del vástago del cilindro.

3.1.5. Portacolita

La función del mismo como se mencionó es la de arrastrar en su movimiento a la colita para realizar el ensamble, pero no será su única función ya que también se aprovechará su movimiento para accionar el sistema de agarre de la horqueta.

Lo que se busco fue que en su movimiento de avance produzca el cierre de unas mandíbulas que sostendrán a la horqueta y que una vez terminado el ensamble, en su

movimiento de regreso permita la apertura de las mandíbulas para poder retirar el ensamble. En otras palabras, contendrá un desarrollo de leva lineal para tal fin.

En la **Fig.16** se muestra el croquis del conjunto portacolita y sistema de agarre.

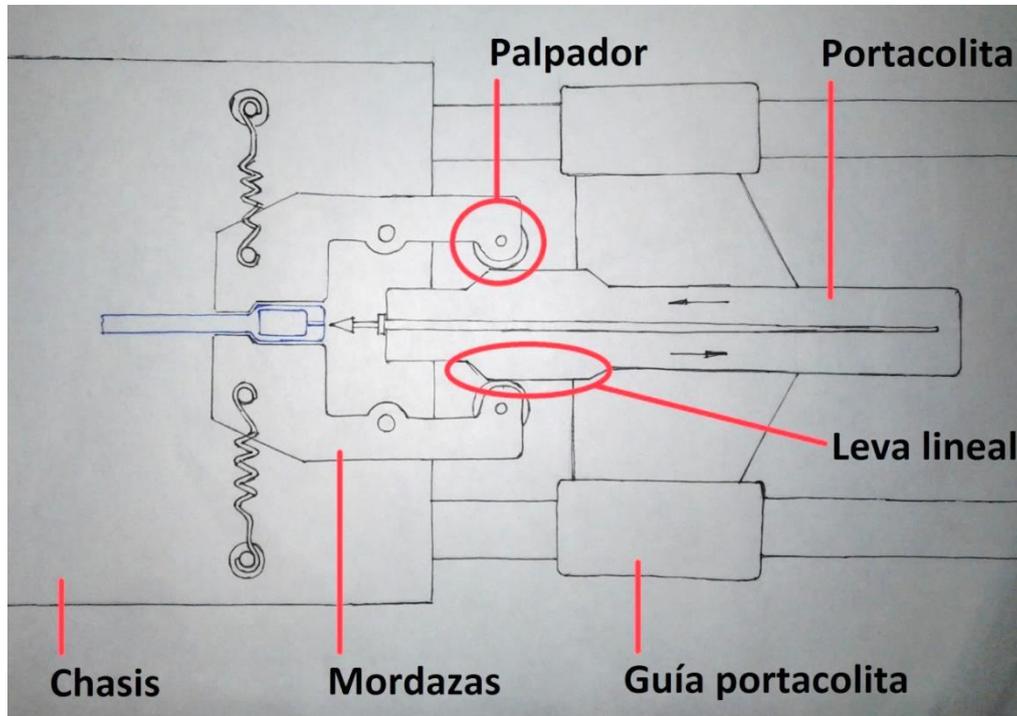


Figura 16. Coquizado del sistema de ensamblado.

La forma final del portacolita terminado es simple, siendo una pieza con forma de planchuela de longitud considerable, establecida por el largo promedio de las colitas. La ranura destinada a transportar a la colita tendrá una inclinación angular constante respecto al plano horizontal debido al adelgazamiento de la vaina, esto alineará su eje con el de la perforación existente en la horqueta, evitando desviaciones en el ensamble, **Fig.17**.

En los laterales y sobre la punta donde se produce el ensamble se encuentra tallada la leva lineal **Fig.18**. Su ubicación es a una distancia determinada para permitir la coordinación con el sistema de sujeción de horqueta.

Su longitud considerable y su bajo espesor obligaron a realizar un refuerzo en la parte inferior para evitar una posible falla por pandeo, esto se aprecia con más detalle en la **Fig.19**.

El escalonamiento en la parte superior, **Fig.20**., tiene la finalidad de impedir, durante el encastre con la horqueta, que el tope de la colita se deslice hacia arriba de la zona de contacto, esto evita problemas de ensamblado como por ejemplo que se doble la punta de la misma y que no se produzca el encastre de las piezas. La solución surge luego de varias pruebas realizadas en una mejora de la máquina actualmente en uso.

La unión del portacolita con el soporte, vinculado a las guías lineales, se realiza por medio de tornillos.

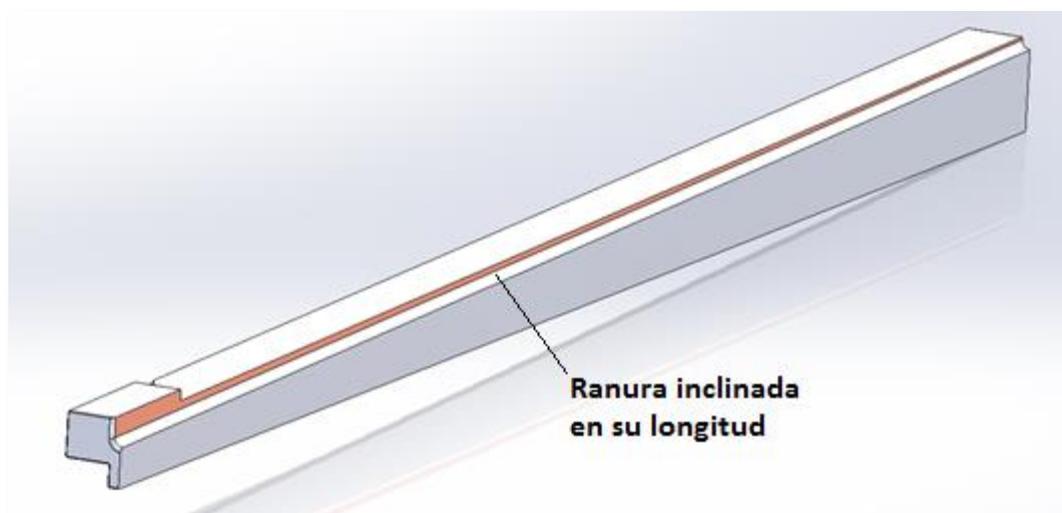


Figura 17. Vista en corte donde se puede apreciar la inclinación angular de la ranura.

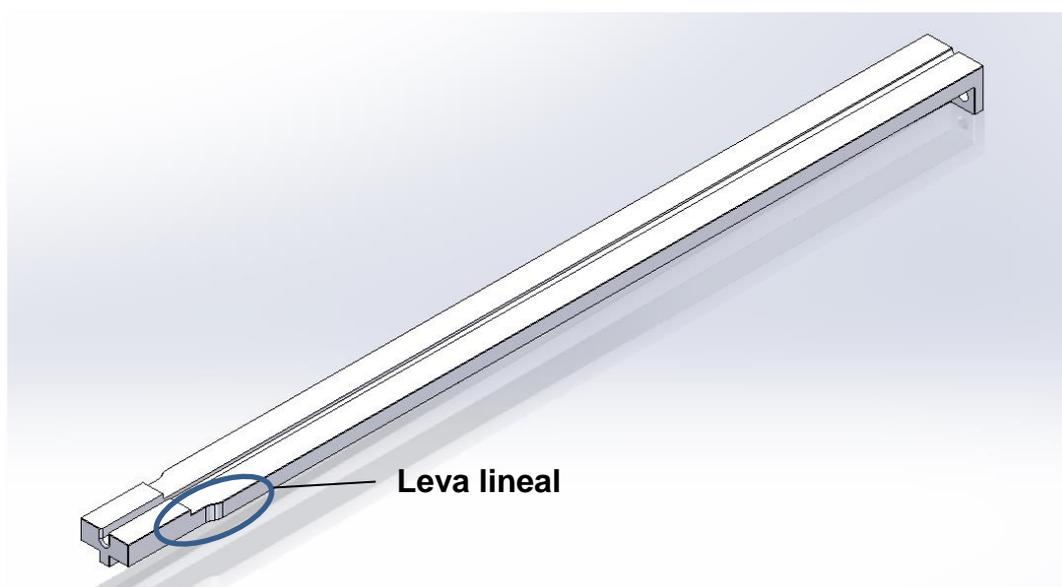


Figura 18. Ubicación de la leva lineal en el portacolita.

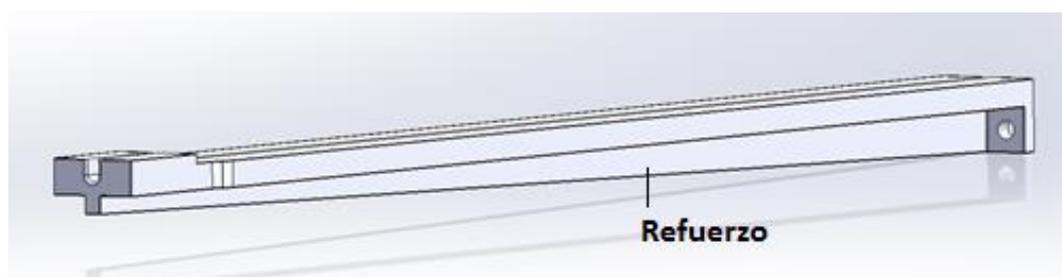


Figura 19. En esta vista se aprecia el refuerzo inferior en su longitud.

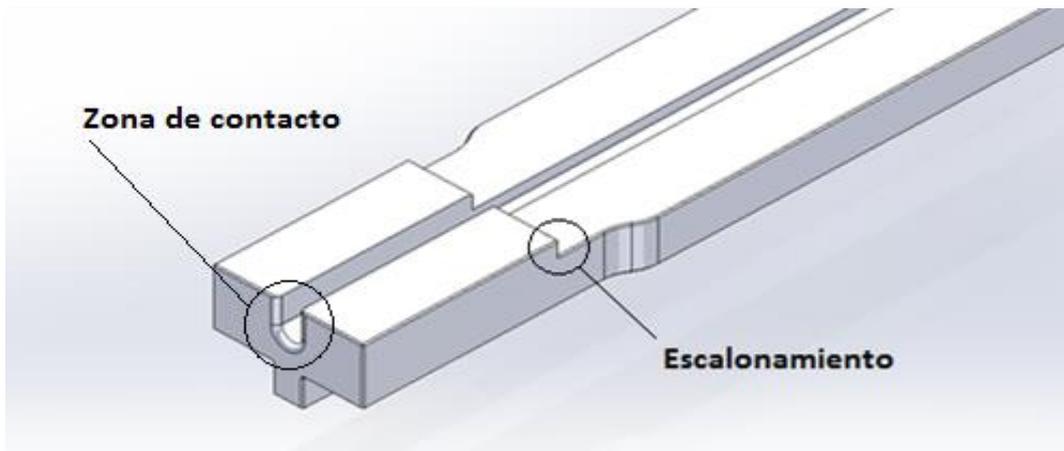


Figura 20. Escalonamiento para impedir el deslizamiento hacia arriba de la colita.

En cuanto a la fabricación, se piensa que es más sencillo partir de tres piezas que pueden ser cortadas por chorro de agua o laser. Posteriormente, realizarles el mecanizado correspondiente, escuadrado de cantos, la ranura que transporta la colita, las perforaciones de paso de los tornillos de sujeción y una vez completadas unir las por medio del método de soldadura TIG.

Por último, nos resta mencionar que el material que compone al mismo será acero inoxidable aleación 316, ya que es una pieza expuesta al contacto con el producto que se suelta de las horquetas el cual tiene su base en silicona, siendo esta oxidante.

A continuación, la **Fig.21** muestra la unión del portacolita con las guías lineales junto con el cilindro neumático.

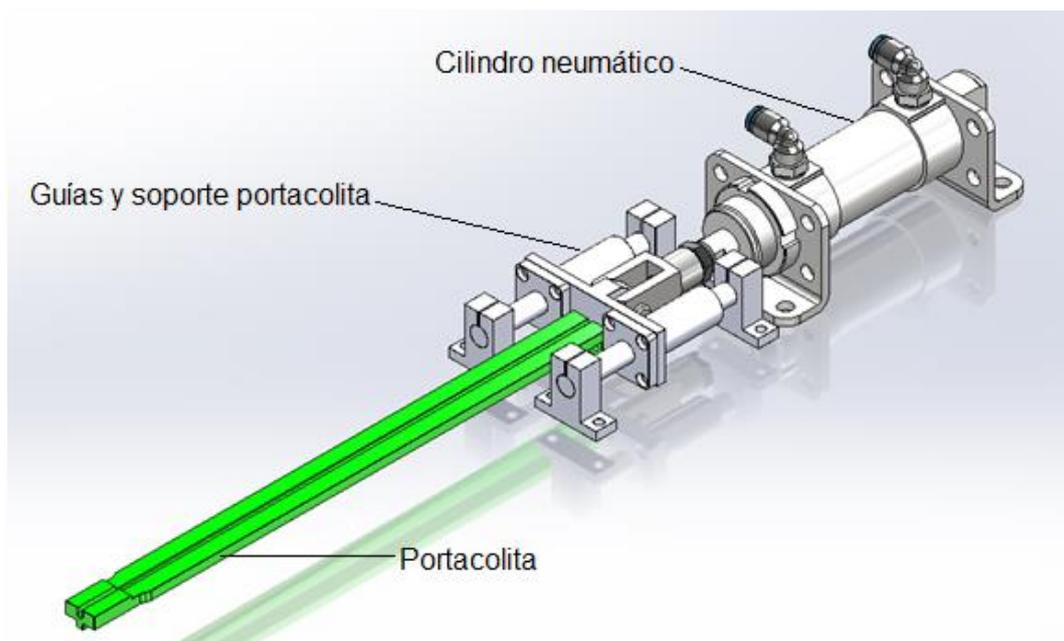


Figura 21. Mecanismo generador del movimiento lineal.

3.1.6 Sistema de sujeción de horqueta

Otro punto a tener en cuenta para el rediseño del sistema de ensamble es la sujeción de la horqueta, lo que se busca es un movimiento menos preciso y más práctico al realizado actualmente a la hora de posicionar la horqueta. Para ello es necesario eliminar los topes frontales, encargados de ubicar la cabeza de la horqueta para lograr la colinealidad descrita en el **apartado 2.1.**, como también los topes laterales (cordón y tope posterior) para mantenerla fija en el momento del ensamble, **Fig 3d**.

Diseño del sistema de sujeción de horqueta

El diseño final del sistema, **Fig.22**, se compone por dos brazos (mordazas) que forman una mandíbula, estas pivotan sobre dos ejes que también cumplen con la función de sujetar el mecanismo al chasis.

La apertura y cierre del mecanismo se realiza por medio de una leva lineal tallada sobre el portacolita, como ya fue mencionada. Debido a que el sistema de leva solo actúa en el avance del portacolita cerrando las mordazas, es necesaria la incorporación de un par de resortes encargados de forzar la apertura de las mismas durante el retroceso. El accionar de los resortes, obliga a que los palpadores ubicados en el extremo de dichas mordazas, se encuentren en contacto permanente con la leva lineal en su recorrido, lo cual permite la apertura y cierre de las mandíbulas sin dificultad alguna.

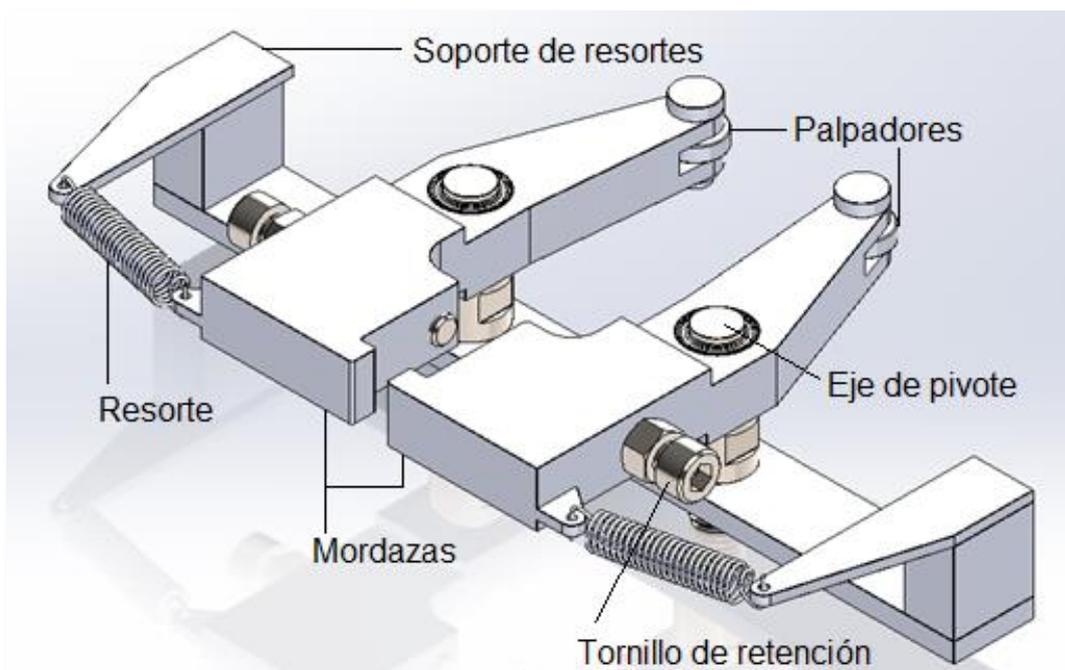


Figura 22. Vista isométrica del sistema de sujeción de horqueta.

Características a tener en cuenta en el diseño de las mordazas

La forma de la horqueta nos da una idea de cómo se debe diseñar el agarre, teniendo en cuenta la diferencia entre el ancho de la cabeza y el del cuello de la horqueta para llevar a cabo lo planteado. Por otra parte como se mencionó en el inciso anterior, se eliminará la necesidad de realizar un movimiento preciso para ubicar la horqueta en el alojamiento y además, no será necesario tener que posicionarla y presionarla contra el cordón, o tope lateral, **Fig 3d**, destinado actualmente para evitar el pandeo del cuello en el momento de llevarse a cabo el ensamble.

Como la idea es retirar el conjunto ensamblado en la dirección linealmente opuesta a la utilizada para el posicionamiento de la horqueta, se desarrollará un sistema de mandíbulas o brazos de agarre con una secuencia de funcionamiento: se mantienen abiertas en el momento de introducir la horqueta, **Fig.23a**, cerradas durante el encastre sujetándola firmemente, **Fig 23b**, y nuevamente abiertas para poder retirar el conjunto colita-horqueta ensambladas, **Fig.23c**.

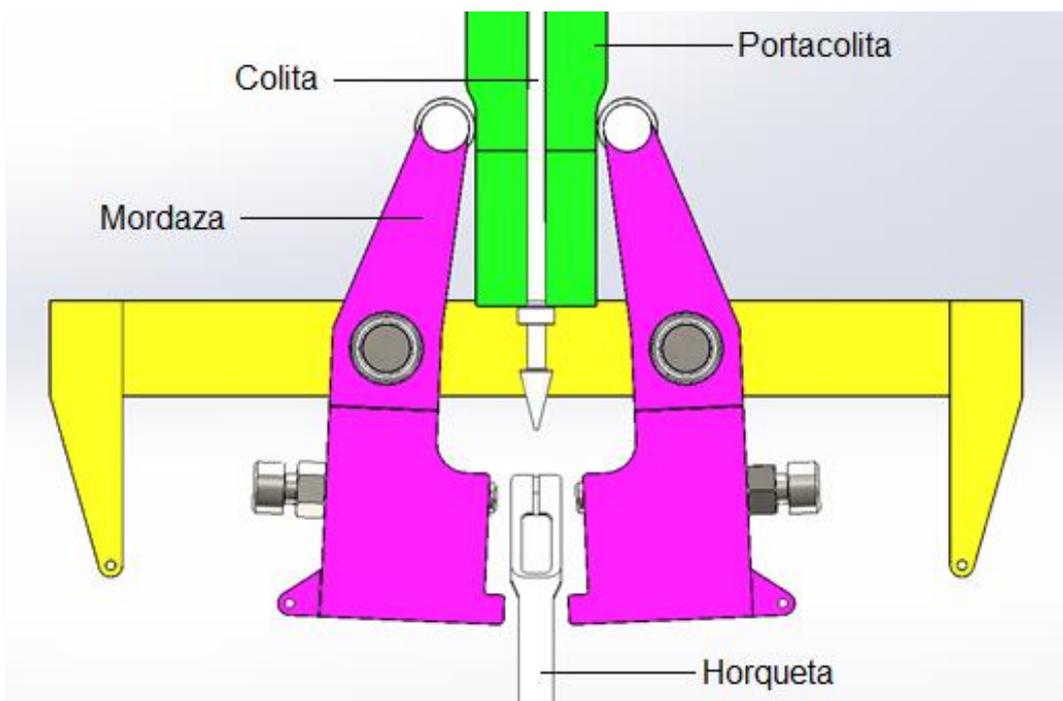


Figura 23a. Vista superior del mecanismo de sujeción de horqueta, las mordazas se mantienen abiertas permitiendo introducir la horqueta.

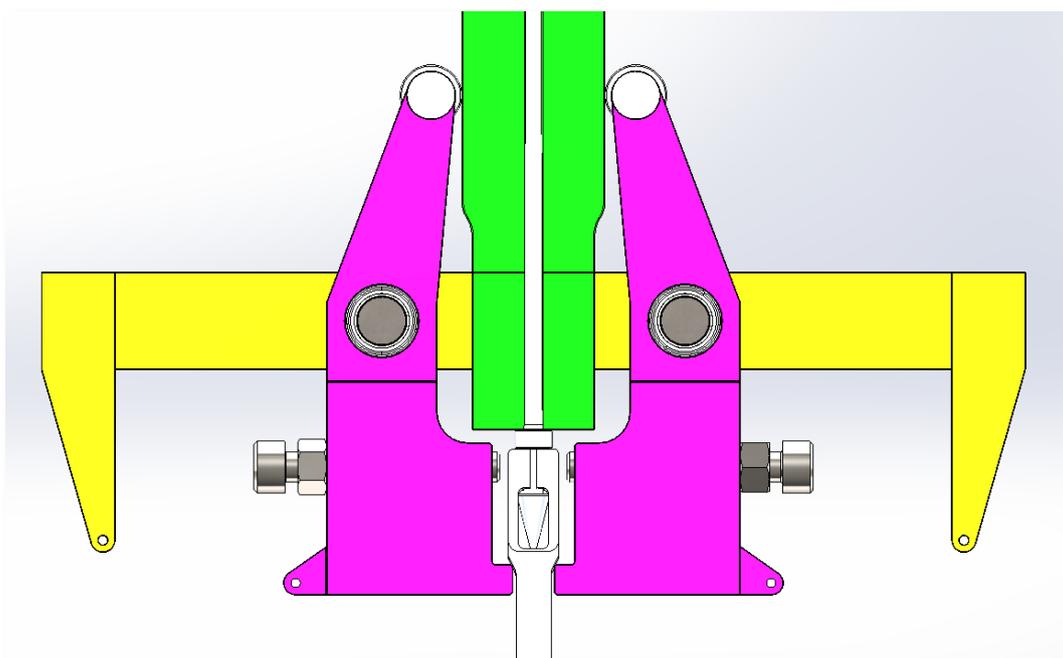


Figura 23b. Las mordazas se cierran, al adelantarse el portacolita, sujetando la horqueta para que se produzca el ensamble.

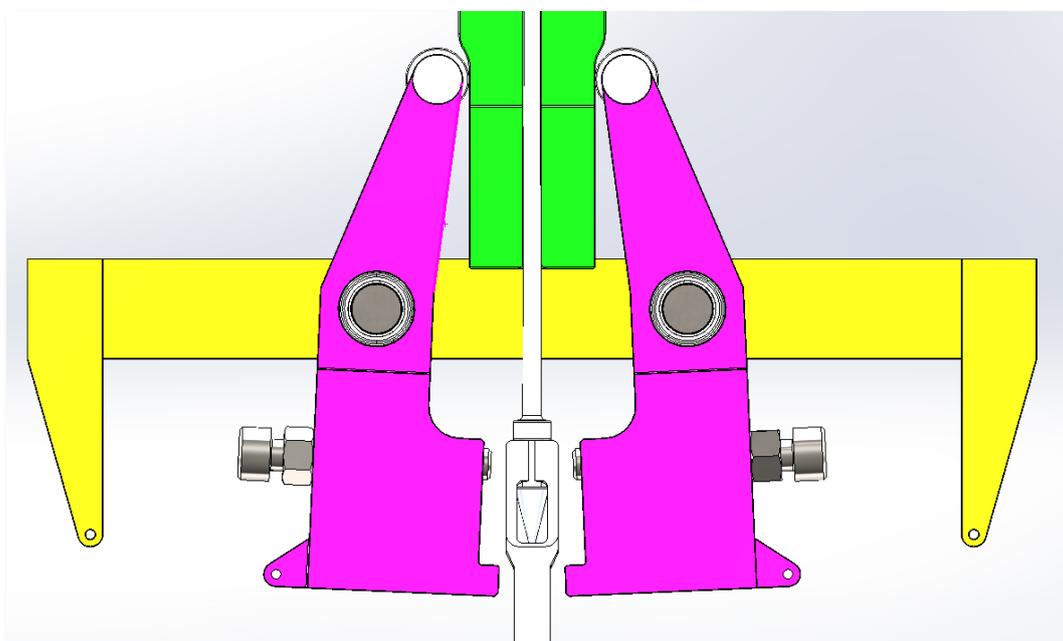


Figura 23c. Las mordazas se vuelven a abrir, retrocede el portacolita, permitiendo retirar el conjunto ensamblado en la dirección de la horqueta.

Diseño de las mordazas

Para el centro de pivote optamos por el uso de dos rodamientos rígidos de bolas, **Fig.24a**. Con esto buscamos prevenir un desgaste prematuro del pivote, dado la alta frecuencia de movimiento de la mordaza. Por ciclo de ensamble se abre dos veces.

Para el caso del palpador de la leva, también hemos optado por el uso de un rodamiento, **Fig.24b**. Esta pieza realiza constantemente movimientos incompletos de giro. Por lo tanto, si tuviéramos un buje, este presentaría rápidamente un desgaste interno desparejo en la zona de mayor contacto, que podría generar un mal funcionamiento del sistema, por ejemplo, permitir una apertura suficiente de la mordaza que genere un zafe de la cabeza de la horqueta en el momento del empuje.

Vista la mordaza de perfil, esta tendrá una forma escalonada en la zona media, entre la parte de apriete y la que contiene el agujero pivote junto con el rodamiento palpador, **Fig.24c**. El objetivo de este escalonamiento, es lograr la colinealidad del eje de la colita con el eje del agujero de encastre de la horqueta.

El tornillo de retención, **Fig.24d**, fue incorporado con la intención de lograr una regulación fina en el apriete de la mordaza sobre el punto donde se produce la mayor apertura de la cabeza de la horqueta durante el ensamble. Con esto lo que se busca es reducir la apertura excesiva que genera la rotura de la cabeza de la horqueta. Esta solución se basa en la experiencia de las modificaciones realizadas sobre la ensambladora actualmente utilizada.

La fabricación de las mordazas requerirá partir, sin dudas, de un prisma de acero y mecanizarlo para lograr su forma en su totalidad, con esto hacemos referencia tanto a su contorno como a las perforaciones y el escalón. Probablemente se utilizará el mecanizado de fresado para lograr la forma; y el perforado junto con el alesado tanto para las perforaciones como el alojamiento de los rodamientos ya que estos requieren de una tolerancia precisa.

El material de las mordazas será la aleación de acero inoxidable 316, ya que la pieza estará en contacto directo con el producto.

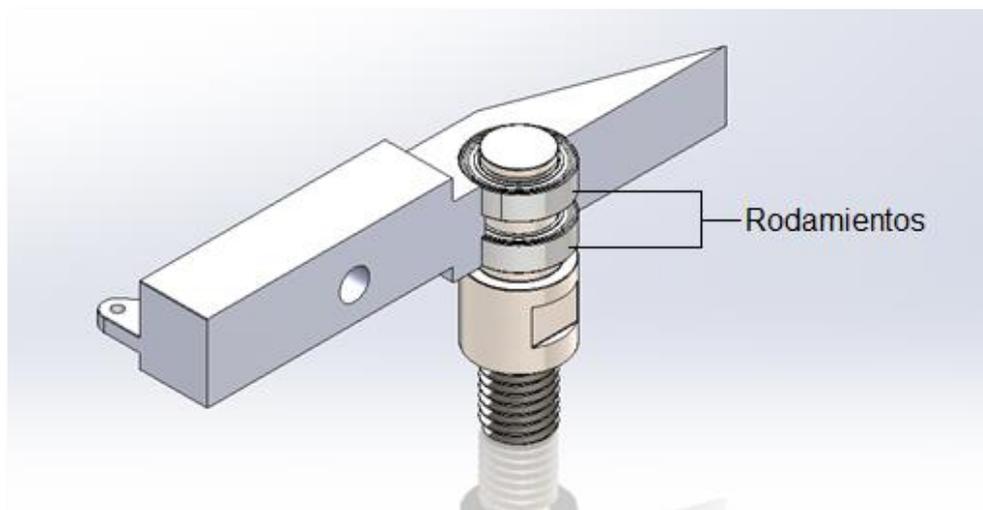


Figura 24a. Vista en corte de la mordaza donde se pueden ver los rodamientos de bolas.

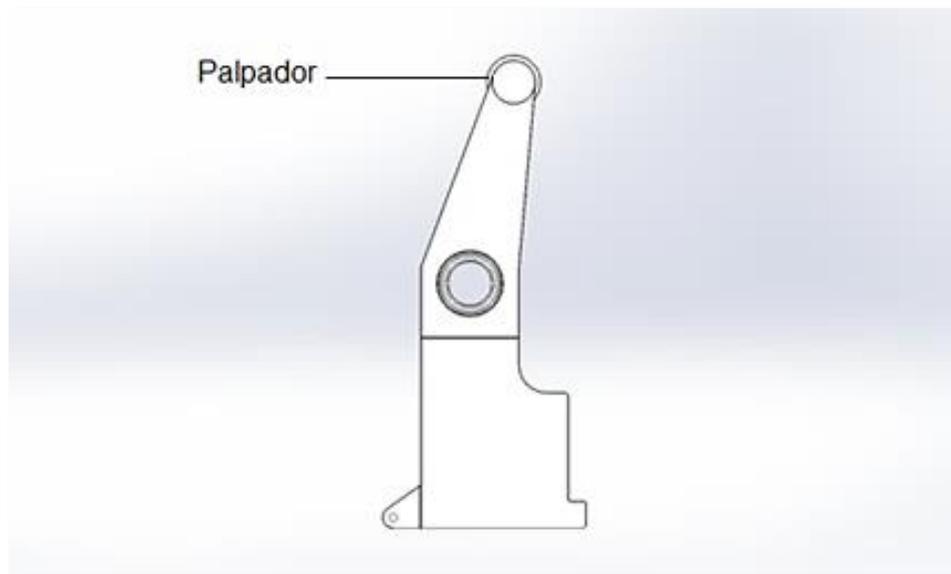


Figura 24b. Palpador con su correspondiente rodamiento.

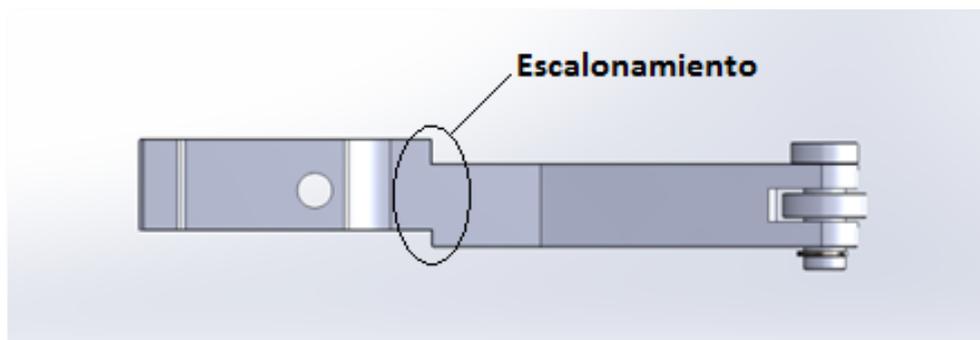


Figura 24c. Escalonamiento de la mordaza.

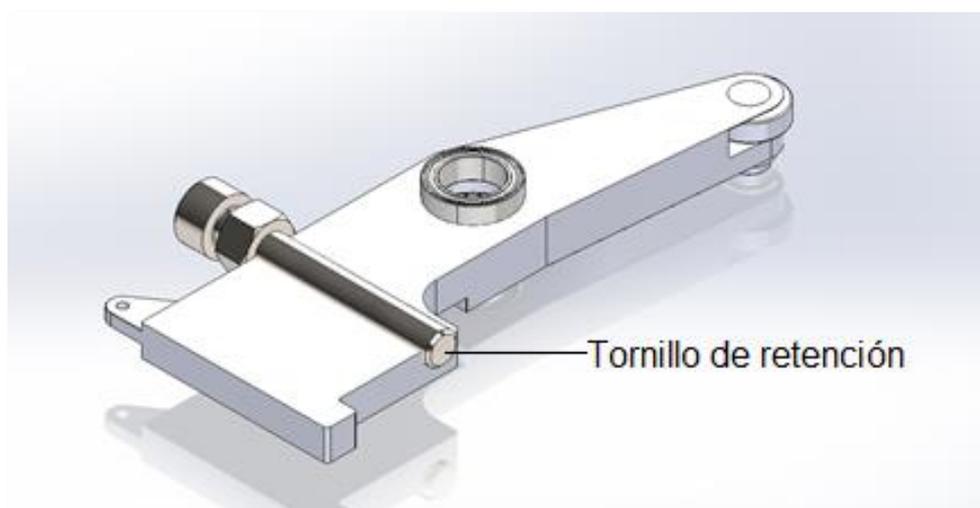


Figura 24d. Vista en corte donde se distingue el tornillo para lograr una regulación fina.

Ejes de pivote

Los ejes mostrados en la **Fig.25** son los centros de pivote de las mordazas, el material utilizado para su fabricación sigue siendo acero inoxidable. Si bien la función principal es la de pivote, también absorben la fuerza de ensamble al sostener la horqueta. Como estos van sujetos al chasis se los aprovecho para fijar el soporte de enganche de los resortes antagonicos de las mordazas.

Por medio del mecanizado por torneado se obtendrá su forma completa, cilindrado, ranuras de los seegers y roscado; en cuanto al escuadrado para el ajuste será necesario un fresado.

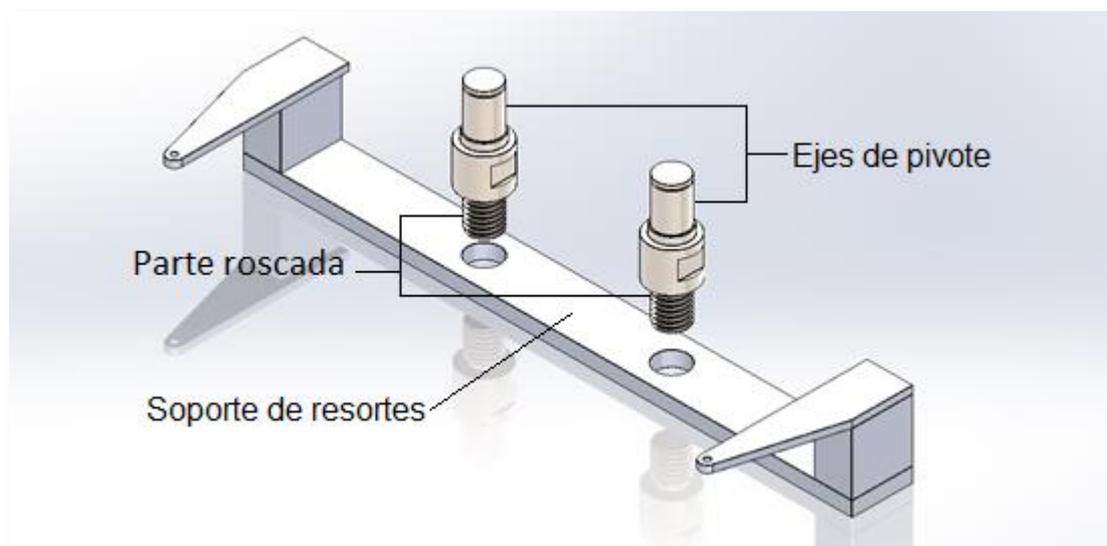


Figura 25. Ejes de pivote roscados y soporte de los resortes del mecanismo de sujeción.

3.1.7. Sistema de accionamiento de la electroválvula

Antes de empezar con el desarrollo del sistema aquí mencionado, debemos recordar que actualmente para activar la electroválvula y producir el ensamblaje, el operario debe generar la señal a través de un pulsador utilizando un dedo de la mano que a su vez sostiene la horqueta, estas acciones en conjunto requieren de una cierta habilidad desarrollada por cada operario.

Por lo tanto, partiendo que en nuestro diseño de la maquina el operario ya no deberá sostener la horqueta, dado que lo realizan las mandíbulas para tal fin, surge la idea de generar la señal que activa la electroválvula utilizando como pedal de señal la zona donde se apoya la horqueta. Al presionar sobre dicha zona, esta pivotará descendiendo a una posición horizontal y activando un switch que genera la señal. En la **Fig.26** se muestra el mecanismo completo.

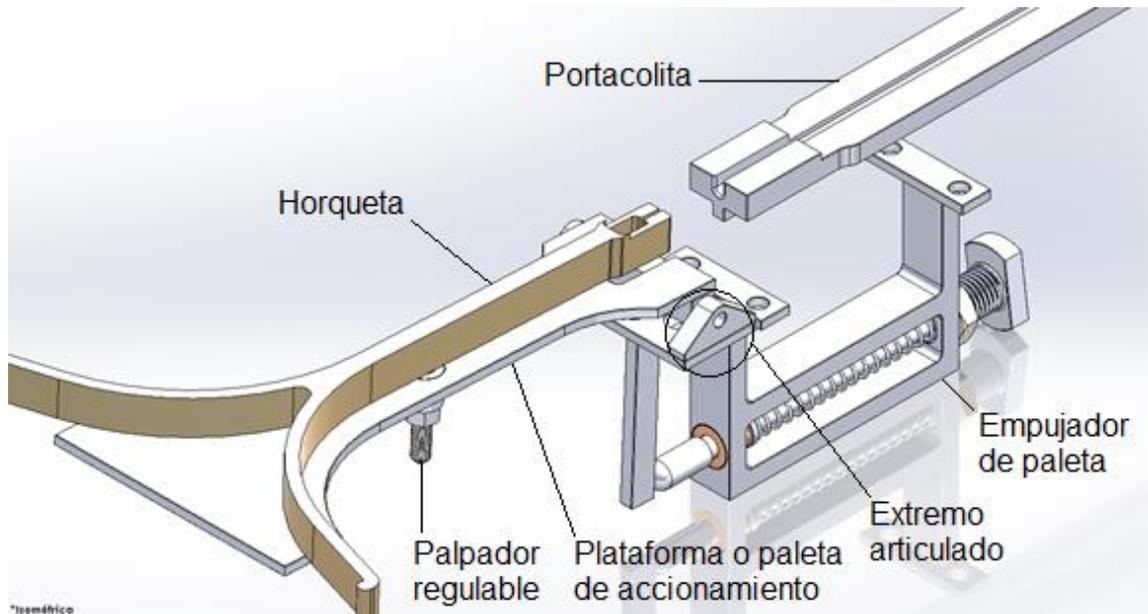


Figura 26. Mecanismo de accionamiento de la electroválvula.

El conjunto de piezas que componen al sistema está integrado por: la plataforma, en donde se apoya la horqueta a la que hemos denominado paleta; el mecanismo encargado de generar la fuerza antagónica sobre la paleta al que hemos llamado empujador; y por último el switch que genera la señal eléctrica.

Paleta.

En la figura **Fig.27**, observamos la paleta en su totalidad. Sobre el extremo donde se realiza el ensamble se encuentra el pivote y también se ubicó el brazo de palanca que imparte el empuje generado por el resorte, y restablece a la paleta a su posición normal una vez que se deja de presionar sobre la horqueta.

Sobre la paleta se ubicó lo que hemos dado el nombre de palpador, **Fig.28** y **Fig.29**, simplemente es un prisionero que se enrosca sobre la paleta, encargado de presionar el contacto del final de carrea para generar la señal eléctrica y accionar la electroválvula. La regulación en el largo permite generar el contacto exacto con el switch, una vez obtenido, con una contra tuerca se fija su posición.

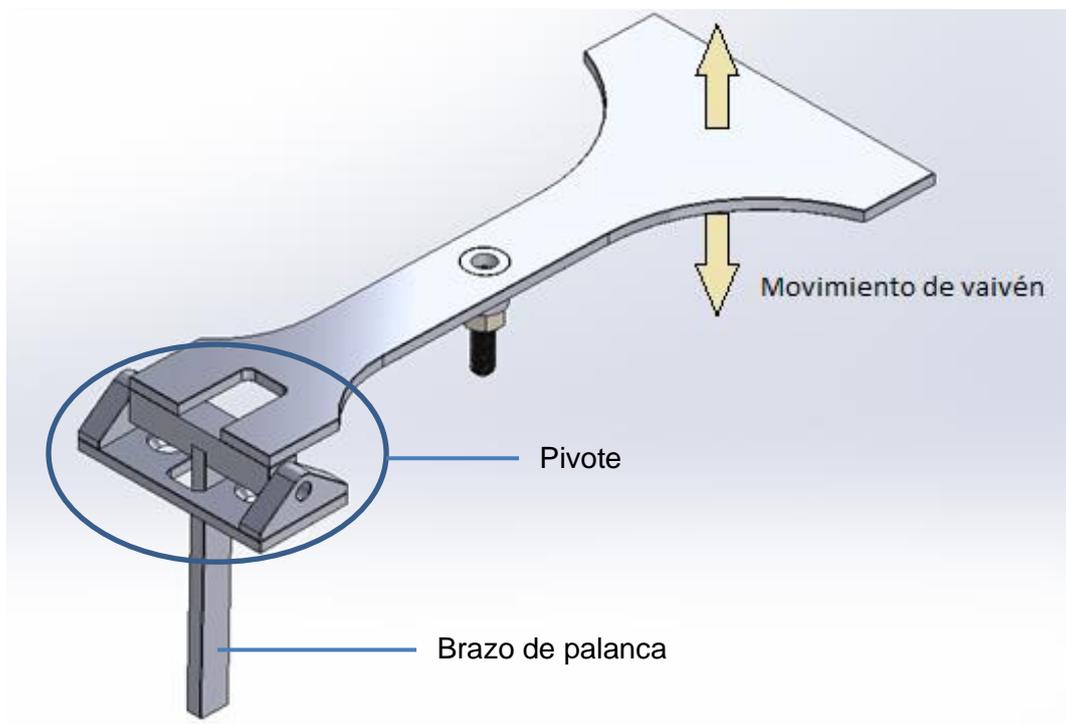


Figura 27. La paleta de accionamiento posee un movimiento alternativo.

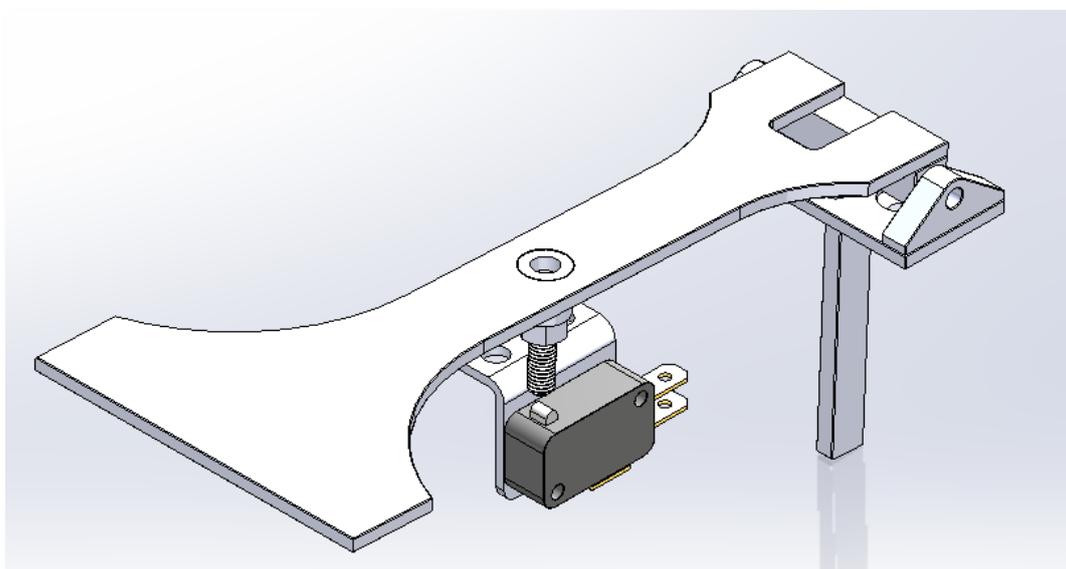


Figura 28. Paleta de accionamiento con palpador y ubicación del final de carrera.

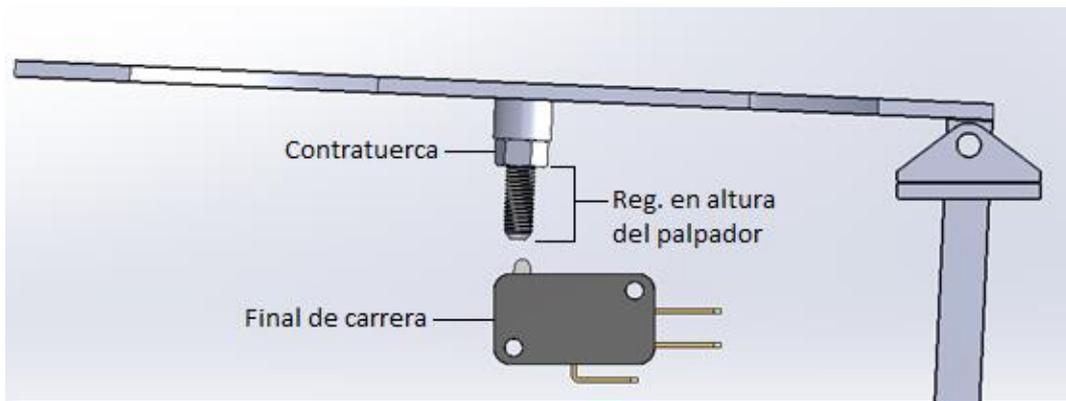


Figura 29. Regulación del palpador y contratuerca de fijación.

Sistema de empuje.

Para lograr que la paleta se mantenga en su posición inicial, una vez que fue presionada y se la suelta, se desarrolló el sistema que hemos denominado empujador mostrado en la **Fig.30**. En su estado normal la paleta se encuentra con una leve inclinación ascendente, ver **Fig.31**. Cuando se presiona la horqueta hacia abajo la paleta se moverá hasta llegar a la horizontal, o a una posición cercana a la misma, **Fig.32**, y en dicho momento se produce la señal eléctrica para accionar la electroválvula como se mencionó anteriormente. Finalmente, cuando se deja de aplicar la fuerza sobre la horqueta, el empujador restaurará la paleta a su posición de inclinada.

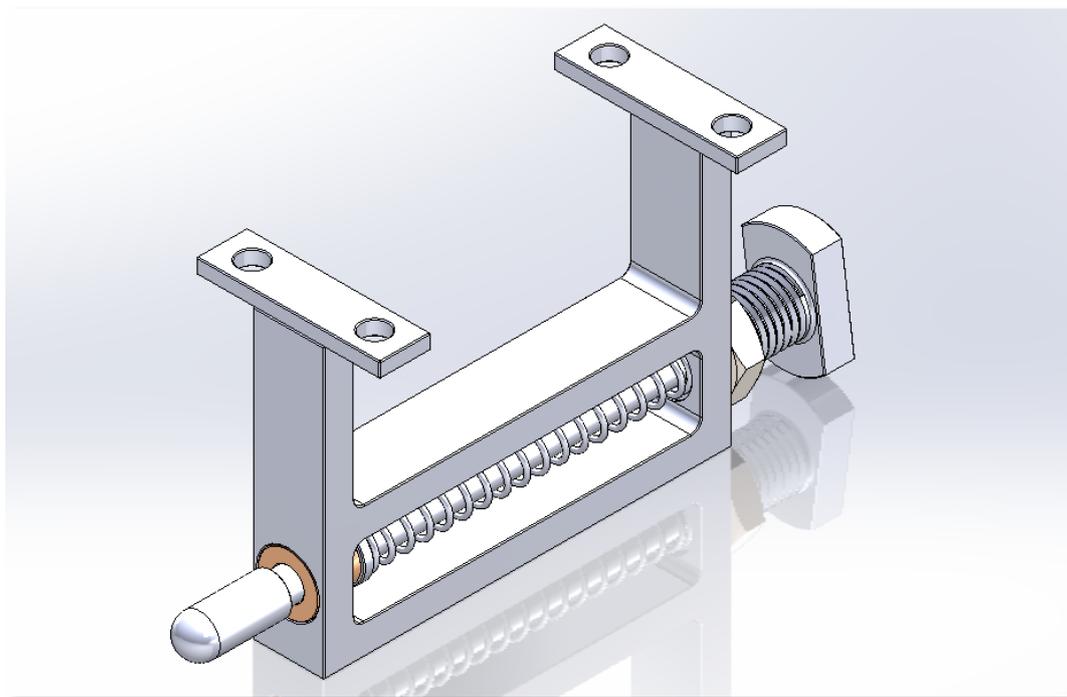


Figura 30. Empujador del sistema de accionamiento que restituye la paleta a su posición inicial.

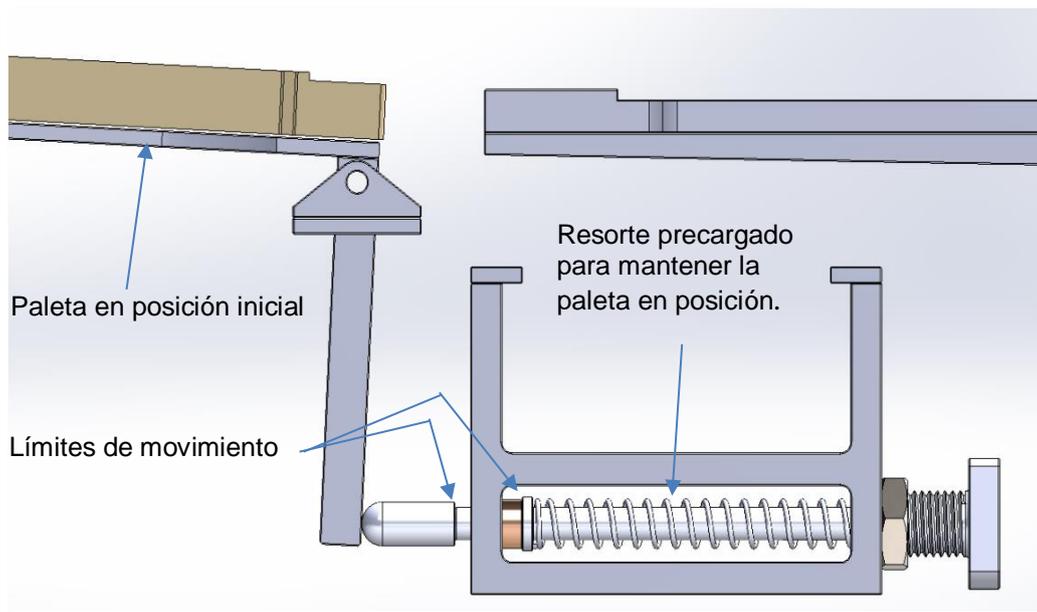


Figura 31. Posición de la paleta antes de ser accionada.

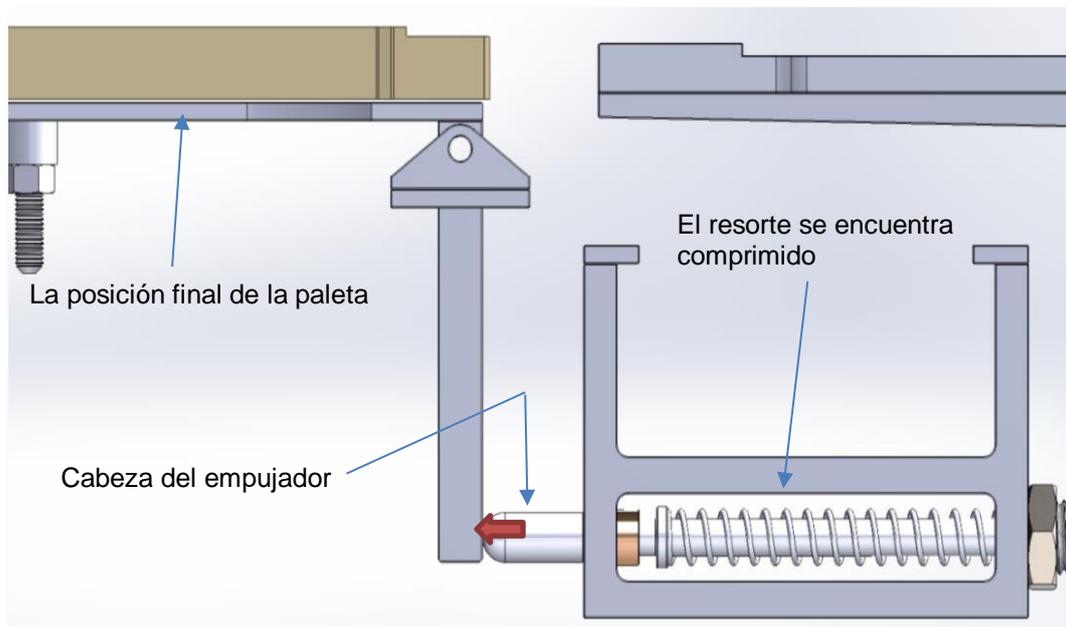


Figura 32. Posición al ser accionada.

La fuerza del empujador es realizada por un resorte. Para regular la sensibilidad o precarga del mismo, se lo comprime utilizando una pieza que sirve de registro para acortar o extender el largo del resorte.

De las 6 piezas que constituyen este sistema, 5 deberán ser fabricadas, el resorte puede ser adquirido comercialmente. El vástago con sus dos bujes de extremos y la

cabeza se podrán mecanizar por medio de un torneado. En cuanto al cuerpo o bastidor se deberá realizar por medio de un frezado o a partir de un corte laser como por chorro de agua.

Salvo la cabeza del empujador la cual se decidió fabricarla en polímero antifricción como el buje no roscado, las restantes piezas serán en acero inoxidable aleación 316, básicamente para no tener que realizarle un tratamiento antioxidante.

3.1.8 Regulaciones para corregir el ensamble

La regulación para evitar el choque entre la colita y la horqueta se efectúa por medio del roscado o desenroscado del vástago del cilindro neumático sobre el portacolita. Actualmente, esta acción debe realizarse desde la parte inferior de máquina, obligando a tumbarla para llevar a cabo la operación, lo cual resulta poco práctico y demanda mucho tiempo de calibración. Además, se puede llegar a dañar alguna pieza del lado derecho de la máquina al no hallarse estas en su posición natural.

En el rediseño, la manera de ejecutar la regulación se mantendrá, pero el acceso será sin necesidad de darla vuelta. Como ya hemos mencionado en el inciso 3.1.2, la colinealidad de los ejes evita la aparición de momento, pero también da solución al problema planteado, ya que al reposicionar el cilindro detrás del portacolita se logra un acceso al vástago de forma directa, solo será necesario descubrir la carcasa y calibrarlo, resolviendo de manera inmediata su corrección para el ensamblado.

3.1.9 Cálculos en este capítulo

La fuerza actuante indicada con una flecha en la **Fig.33**, es la necesaria para lograr el ensamble entre la horqueta y la colita.

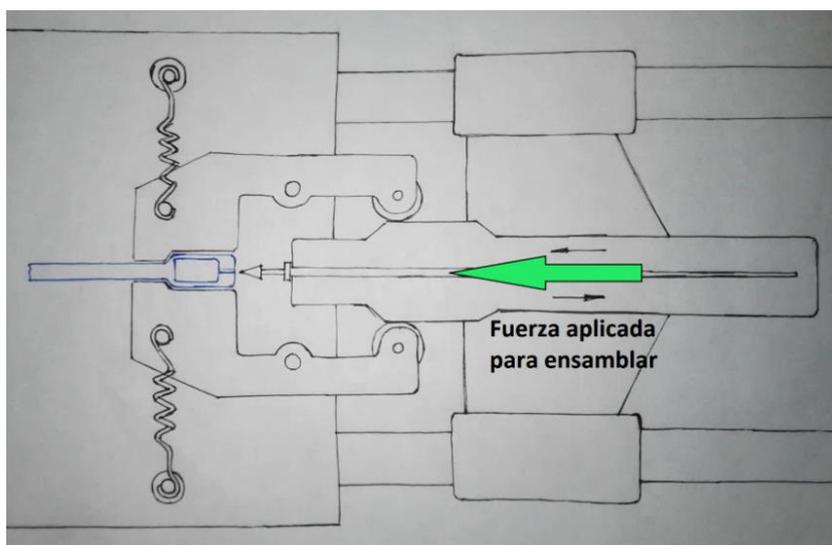


Figura 33. Fuerza principal del sistema.

Ensayo en prensa

Para la determinación de esta fuerza utilizaremos un método sencillo el cual se basa en un dispositivo de prensa y balanza tal como se describe en la **Fig.34**. Consta de un soporte fijo de horqueta, la cual se encuentra recubierta por el elástico, y un soporte móvil de colita. En la figura, se muestra a la colita, que recorre una trayectoria lineal hacia abajo y la horqueta fija en la parte inferior sobre la báscula simulando el sistema de ensamble. Al girar el volante de la prensa, la colita comienza a bajar hasta hacer contacto con el elástico de la horqueta, en ese instante, la balanza indica un valor de fuerza cero; a medida que sigamos girando el volante, la colita comienza a penetrar el elástico y la horqueta, y la balanza mide el valor de la fuerza aplicada; finalmente, se alcanza el valor de la fuerza que permite el ensamble de ambas piezas y será el valor que tomaremos como referencia.

El soporte de colita mostrado en la figura, consta de un sistema de apriete para evitar que la colita se mueva. La horqueta y la colita serán seccionadas en su parte inferior, para hacer más simple su manipulación.

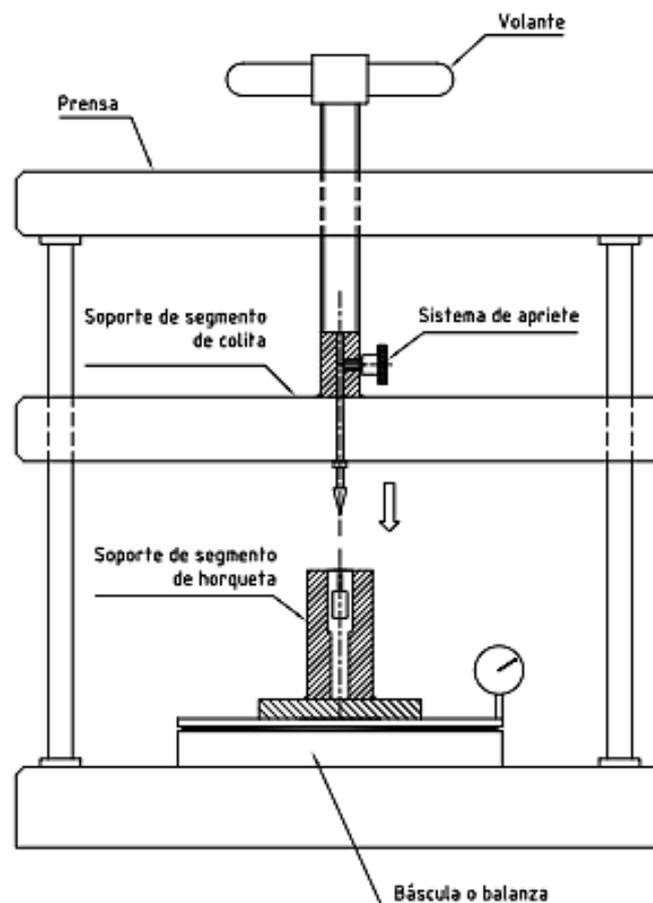


Figura 34. Sistema de prensa y báscula.

Fuerza mínima de ensamble (F_{\min})

Con la prensa obtuvimos un valor igual a 40 kgf. Por lo tanto, esta será la fuerza mínima necesaria para realizar el ensamble: $F_{\min} = 40\text{kgf}$.

Cabe aclarar que la fuerza obtenida se la puede considerar estática dada la baja velocidad con la que se la aplica.

Por otro lado, obtendremos por medio de cálculos la carga máxima que es capaz de generar el cilindro neumático de la máquina actualmente en uso. Si supera a la fuerza mínima de encastrado, entonces podremos utilizarlo para la máquina en desarrollo.

Fuerza de ensamble del cilindro neumático (F)

Cilindro Neumático FESTO DNSU-40-25-PPV-A:

- Diámetro del cilindro = $D = 40 \text{ mm} = 4 \text{ cm}$
- Carrera del pistón = $C = 25 \text{ mm}$
- Presión = $P = 4,5 \text{ kg/cm}^2$ (presión a la que se encuentra regulado el cilindro).
 $P = 8 \text{ kg/cm}^2$ (presión máxima establecida en un sistema neumático).



Figura 35. Cilindro neumático.

Cálculo de la fuerza

La fuerza máxima generada por el cilindro neumático será la siguiente:

$$F = P \times A = 8 \text{ kg/cm}^2 \times (\pi \cdot D^2/4) = 8 \text{ kg/cm}^2 \times (\pi \cdot 4^2 \text{ cm}^2/4)$$

$$F = 100,53 \text{ kgf}$$

Se verifica que la fuerza máxima F que es capaz de ser generada por el cilindro neumático es mucho mayor a la fuerza mínima necesaria para generar el ensamble $F_{\text{mín.}}$ ($F > F_{\text{mín.}}$)

Por lo tanto, el tamaño del cilindro neumático actual es capaz de producir la fuerza necesaria para realizar el ensamble, se utilizará el mismo modelo para el rediseño y se usarán anclajes estándar.

Considerando la condición más desfavorable de trabajo, las fuerzas de reacción R en el sistema serán calculadas con respecto al valor de la fuerza F generada por el cilindro neumático regulado a la presión máxima.

Fuerzas actuantes en el sistema de ensamblado

- Fuerza de ensamble (F)
- Reacción a la fuerza de ensamble (R)
- Carga por contacto (P)

Reacción (R) y carga por contacto (P)

Para nuestro estudio, interesa conocer las cargas resultantes R correspondientes a los ejes de pivote de las mordazas debido a que éstos son los vínculos fijos en el momento de aplicación de la carga de ensamble F y, por lo tanto, los puntos críticos del sistema de ensamble.

Como vemos en la **Fig.36**, la carga F aplicada a la horqueta se divide en dos fuerzas $F/2$, debido a la distribución simétrica que presenta el sistema.

También se genera una fuerza por contacto P entre el palpador de la mordaza y la leva debido al brazo de palanca generado por la carga $F/2$ en el eje de pivote.

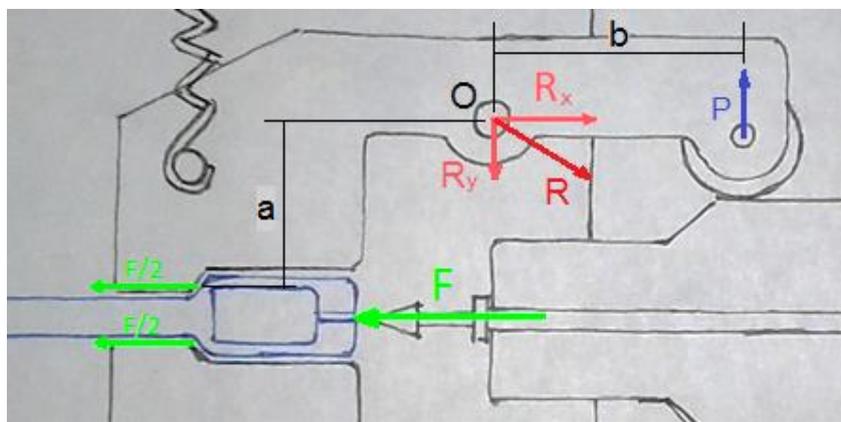


Figura 36. Sistema de fuerzas presente en la mordaza derecha.

Para una mejor interpretación del dibujo, realizamos la representación esquemática del mismo en la **Fig.37** y los cálculos correspondientes para la obtención de R y P.

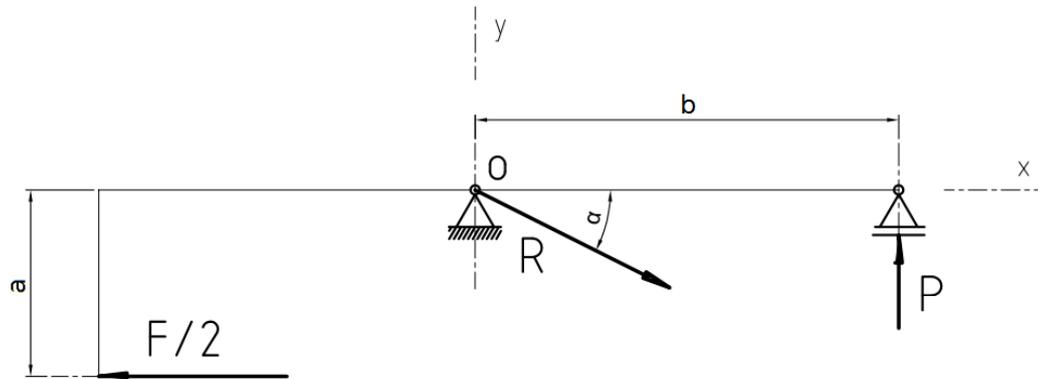


Figura 37. Representación esquemática del sistema de fuerzas.

Cálculo de R y P

Las ecuaciones de equilibrio para cada una de las mordazas serán las siguientes:

$$\sum X = 0 \Rightarrow R_x - \frac{F}{2} = 0 \Rightarrow R_x = \frac{F}{2} = \frac{100,53 \text{ kgf}}{2} = 50,265 \text{ kgf}$$

$$\sum Y = 0 \Rightarrow P - R_y = 0 \Rightarrow P = R_y$$

$$\sum M^O = 0 \Rightarrow \frac{F}{2} \times a - P \times b = 0 \Rightarrow P = \frac{a}{b} \times \frac{F}{2}$$

Debemos obtener los valores de las distancias a y b para poder obtener el valor P. Para ello recurrimos a uno de los planos ya realizado de la mordaza de apriete derecha.

Obtención de los valores a y b

Haciendo uso de la acotación presente en la **Fig.38**, podremos calcular los valores de a y b.

Como se observa en el detalle de la **Fig.39**, la carga F/2 se ubica en un plano medio

del segmento de sujeción de la horqueta durante la aplicación de la fuerza F . Esto es así ya que suponemos una carga uniformemente distribuida en esta zona.

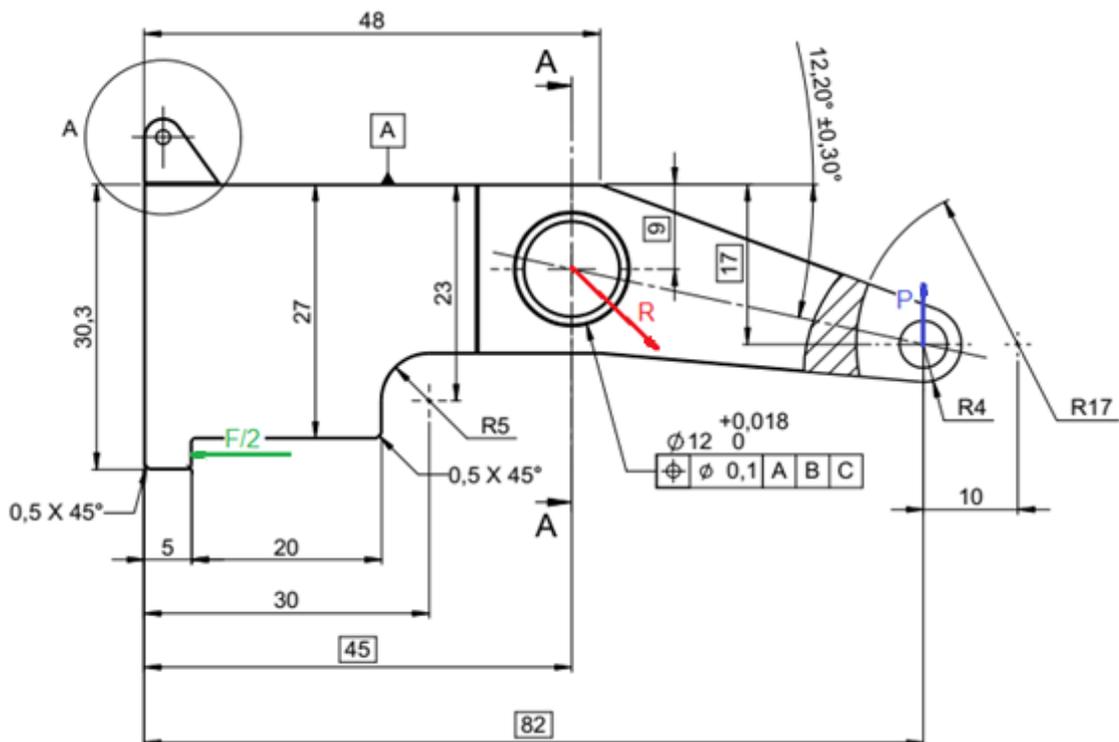


Figura 38. Plano de mordaza de apriete derecha.

Luego,

$$a = 27 - 9 + \left(\frac{30,3 - 27}{2} \right) = 19,65 \text{ mm} = 1,965 \text{ cm}$$

$$b = 82 - 45 = 37 \text{ mm} = 3,7 \text{ cm}$$

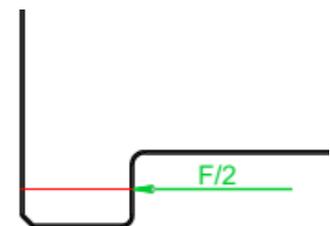


Figura 39. Detalle zona de aplicación de la fuerza.

De la ecuación obtenida anteriormente calculamos el valor de P .

$$P = \frac{a}{b} \times \frac{F}{2} = \frac{1,965}{3,7} \times \frac{100,53}{2} = 26,695 \text{ kgf} = R_y$$

Finalmente obtenemos el módulo y dirección de R .

$$|\mathbf{R}| = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} = \sqrt{50,265^2 + 26,695^2} = \mathbf{56,91\ kgf}$$

$$\tan \alpha_R = \frac{R_y}{R_x} = \frac{-26,695}{50,265} \Rightarrow \alpha_R = \mathbf{-27,97^\circ}$$

En resumen,

F	100,53 kgf
R	56,91 kgf
P	26,695 kgf
α_R	-27,97°

Como veremos a continuación, los valores F y R serán utilizados para determinar los esfuerzos generados y verificar las dimensiones necesarias de las piezas diseñadas.

Verificación de las dimensiones en piezas críticas

Por medio de teorías relacionadas a la resistencia de los materiales se realizará un análisis sobre dos piezas críticas del sistema del ensamblado, las cuales son el eje de pivote de la mordaza y el portacolita, con el fin de corroborar que la forma geométrica de dichas piezas sea la adecuada para soportar la carga aplicada. Para ello se deberán verificar los siguientes valores:

- Diámetro mínimo del eje de pivote de la mordaza, (Por fatiga).
- Carga máxima que podrá soportar el portacolita, (Por pandeo).

Diámetro mínimo del eje de pivote

Hipótesis admitidas para el cálculo

Se realizarán los cálculos de la pieza por fatiga o durabilidad debido a que esta soporta cargas repetidas cíclicamente en el tiempo que pueden provocar su falla.

La carga horizontal F_H aplicada al eje de pivote es equivalente, pero de sentido contrario, a la fuerza de reacción resultante R del cálculo anterior. Esta carga se encuentra uniformemente distribuida en la zona de contacto de la mordaza con el eje como vemos en la **Fig.40** y va de un valor máximo a un mínimo. En resumen, $F_H = R = \mathbf{56,91\ kgf}$ es el valor máximo absorbido por el eje.

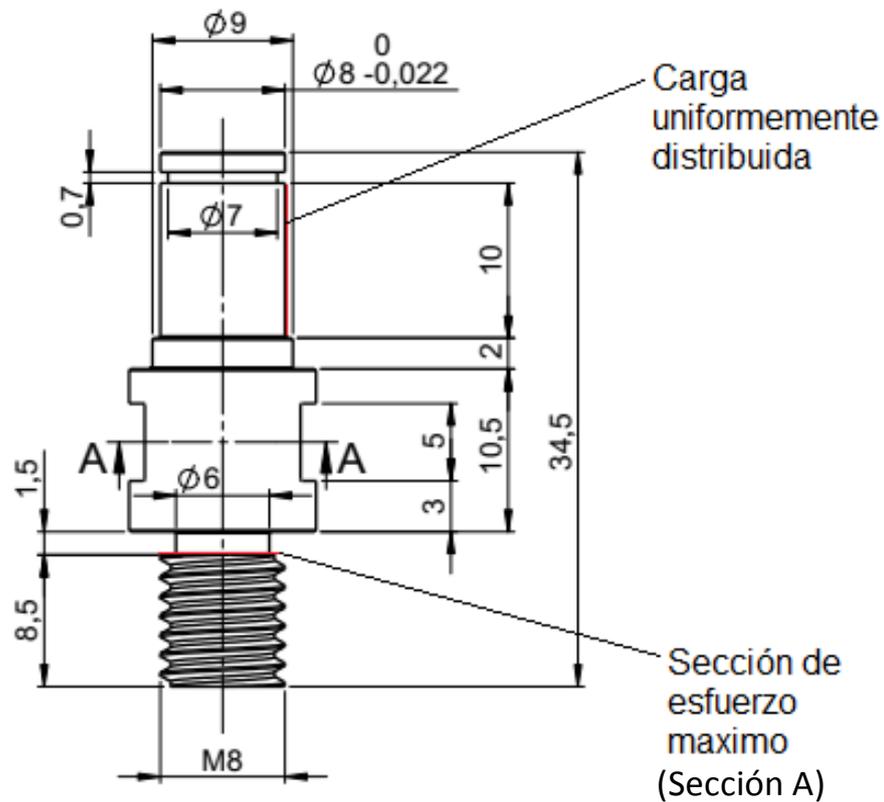


Figura 40. Plano de eje de pivote de la mordaza.

De esta figura también tomaremos la distancia a desde la zona de carga hasta la sección de mayor esfuerzo en la base. Para el cálculo del diámetro necesario d_A en dicha sección, realizaremos una esquematización del eje, suponiendo que se tratara de una viga empotrada en el segmento roscado, o viga en voladizo, de sección constante a la cual se le aplica una carga uniformemente distribuida. **Fig.41.**

Los diagramas de corte y momento flector verifican que el sector de mayor esfuerzo se presenta en la base del eje, sección A, como ya habíamos adelantado.

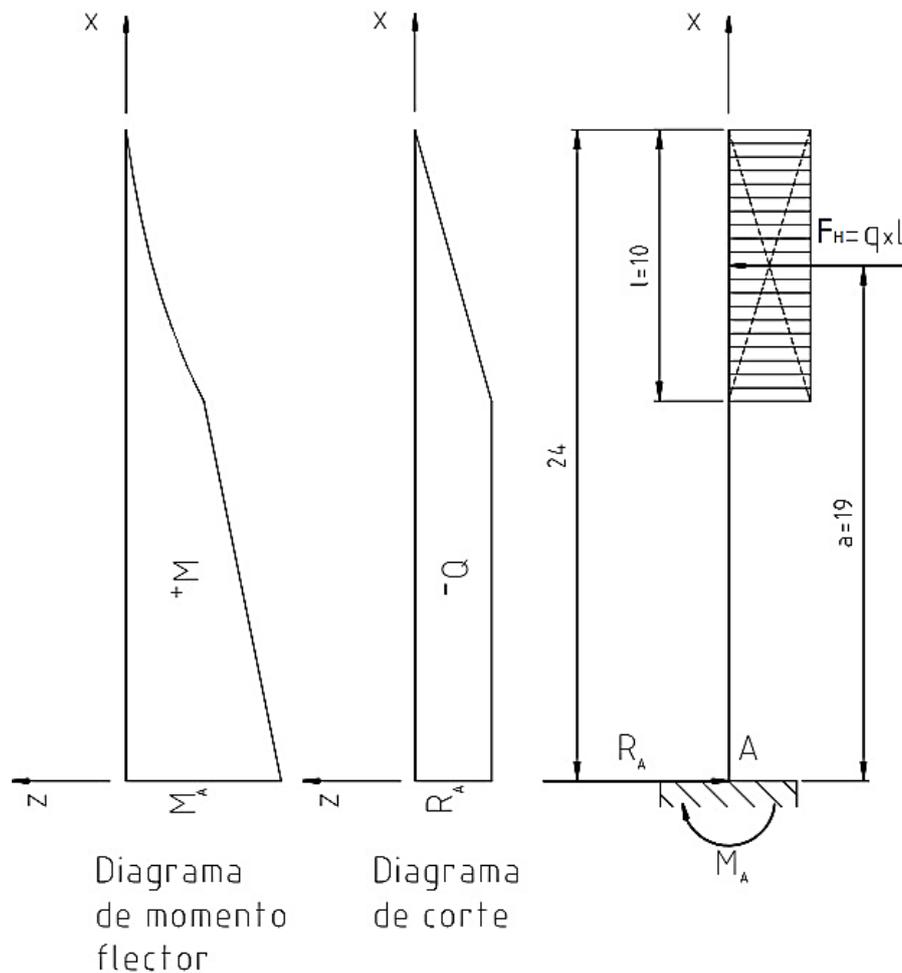


Figura 41. Esquemática del eje de pivote como una viga en voladizo.

Datos del eje para su cálculo

- Carga repetida o pulsante de valor máximo $F_H = 56,91$ kgf y un mínimo de cero.
- Material acero inoxidable AISI 316.
- Coeficiente de seguridad $N = 2$ (Faires, pág. 160, 4-20 considera adoptar un valor mínimo de 1,4 pero se debe tener presente que la fuerza que se aplica al eje pivote, es una fuerza de impacto no estimada por calculo analítico por falta de datos).
- $D/d = 1,33$, $r = 1$ mm, $r/d = 0,167$ (valores adoptados de la fig.40 siendo $D=8$ mm, $d=6$ mm y el radio de redondeo $r=1$ mm existente en A).
- Utilizamos la Teoría del esfuerzo cortante máximo (Guest).

Cálculo de la reacción máxima y mínima en A

$$\sum F = F_H - R_A = 0$$

$$F_{H \max} - R_{A \max} = 0 \Rightarrow R_{A \max} = F_{H \max} = \mathbf{56,91 \text{ kgf}}$$

$$F_{H \min} - R_{A \min} = 0 \Rightarrow R_{A \min} = F_{H \min} = \mathbf{0 \text{ kgf}}$$

Cálculo del momento flector máximo y mínimo en A

Como se trata de una carga uniformemente distribuida en el extremo superior del eje, la distancia a esta referida al punto medio de la carga:

$$a = 14 + 5 = 19 \text{ mm} = 1,9 \text{ cm}$$

Luego,

$$M_{A \max} = F_{H \max} \times a = 56,91 \times 1,9 = \mathbf{108,13 \text{ kgf.cm}}$$

$$M_{A \min} = F_{H \min} \times a = 0 \times 1,9 = \mathbf{0 \text{ kgf.cm}}$$

Cálculo del momento flector medio y variable en A

$$M_A^m = \frac{M_{A \max} + M_{A \min}}{2} = \mathbf{54,06 \text{ kgf.cm}}$$

$$M_A^v = \frac{M_{A \max} - M_{A \min}}{2} = \mathbf{54,06 \text{ kgf.cm}}$$

Cálculo de la tensión normal media y variable en A

$$\sigma_A^m = \frac{M_A^m}{W_A} = \frac{M_A^m}{\frac{\pi \times d_A^3}{32}} = \frac{54,06}{\frac{\pi \times d_A^3}{32}} = \frac{\mathbf{1729,92}}{\pi \times d_A^3}$$

$$\sigma_A^v = \frac{M_A^v}{W_A} = \frac{M_A^v}{\frac{\pi \times d_A^3}{32}} = \frac{30,4}{\frac{\pi \times d_A^3}{32}} = \frac{\mathbf{1729,92}}{\pi \times d_A^3}$$

Nota: No presenta momentos torsores ni tensiones tangenciales referidas a estos momentos, debido a que la carga aplicada no genera torsión en el eje.

Cálculo de resistencia a la fatiga normal y tangencial

Propiedades para AISI 316. Acero inoxidable austenítico, endurecible por trabajo en frío. (Faires pág. 733 – tabla AT4):

$$\sigma_r = 6327 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma_{fl} = 4218 \text{ kgf/cm}^2$$

Para $\sigma_r < 11250 \text{ kgf/cm}^2$ Faires, AT4 inciso c, recomienda

$$\sigma'_{fa} = 0,4\sigma_r = 2530.8 \text{ kgf/cm}^2$$

Luego, los límites de fatiga serán afectados por los coeficientes k_a , k_b , k_c y K_{ct} , los cuales permitirán obtener los valores reales, de fatiga, que es capaz de soportar el eje en A.

$$\sigma_{fa} = \sigma'_{fa} \times k_a \times k_b \times k_c \quad (\text{Resistencia axial o normal a la fatiga})$$

$$\tau_{fa} = \sigma'_{fa} \times k_a \times k_b \times k_{ct} \quad (\text{Resistencia tangencial a la fatiga})$$

- Coeficiente de estado superficial K_a :

$$\sigma_r = 6327 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} = 90 \text{ kpsi} \quad ; \quad 1 \text{ kpsi} = 70,307 \text{ kgf/cm}^2$$

Para acabado superficial maquinado o estirado en frío, Shigley, pág. 318 5ª Ed., aconseja utilizar el siguiente valor,

$$k_a = a \times \sigma_r^b = 2,7 \times 90^{-0,265} = 0,82$$

De Faires, fig. AF5 pág. 751, podemos obtener el siguiente valor,

$$k_a = 0,87$$

Finalmente adoptamos un valor intermedio,

$$k_a = 0,85$$

- Coeficiente de tamaño K_b :

Faires dice que para diámetros entre 12,7 mm y 50 mm, el límite de fatiga disminuye un 15 %. Con un $K_b=0.85$ para flexión y torsión. Estimamos que nuestro diámetro va a ser menor a 12,7 mm, entonces el coeficiente de tamaño no va a afectar al eje. Luego,

$$k_b = 1$$

- Coefficiente de carga K_c :

Shigley aconseja los siguientes valores,

$$k_c = 1 \text{ (Flexión)}$$

$$k_{ct} = 0,577 \text{ (Corte)}$$

Aplicando los coeficientes al límite de fatiga se obtienen los siguientes valores,

$$\sigma_{fa} = \sigma'_{fa} \times k_a \times k_b \times k_c = 2530,8 \times 0,85 \times 1 \times 1 = \mathbf{2151,18 \text{ kgf/cm}^2}$$

$$\tau_{fa} = \sigma'_{fa} \times k_a \times k_b \times k_{ct} = 2530,8 \times 0,85 \times 1 \times 0,577 = \mathbf{1241,23 \text{ kgf/cm}^2}$$

Cálculo de la resistencia al corte media y variable en A

Primero obtenemos las fuerzas de corte medio y variable:

$$R_A = F_H$$

$$F_H^m = \frac{F_{H \max} + F_{H \min}}{2} = \frac{56,91 + 0}{2} = \mathbf{28,455 \text{ kgf}}$$

$$F_H^v = \frac{F_{H \max} - F_{H \min}}{2} = \frac{56,91 - 0}{2} = \mathbf{28,455 \text{ kgf}}$$

Los esfuerzos al corte en A serán los siguientes,

$$\tau_A^m = \frac{F_H^m}{A} = \frac{28,455}{\frac{\pi \times d_A^2}{4}} = \frac{\mathbf{113,82}}{\pi \times d_A^2}$$

$$\tau_A^v = \frac{F_H^v}{A} = \frac{16}{\frac{\pi \times d_A^2}{4}} = \frac{\mathbf{113,82}}{\pi \times d_A^2}$$

Cálculo de las tensiones equivalentes en A

$$\sigma_A^e = \frac{\sigma_A^m}{\sigma_{fl}} \times \sigma_{fa} + \sigma_A^v \times k_f \quad (\text{Tensión normal equivalente})$$

$$\tau_A^e = \frac{\tau_A^m}{\tau_{fl}} \times \tau_{fa} + \tau_A^v \times k'_f \quad (\text{Tensión tangencial equivalente})$$

Para su cálculo, primero debemos averiguar el valor de los factores de concentración del esfuerzo k_f y k'_f . Estas concentraciones de tensión se generan debido al cambio de sección existente en A.

- Cálculo de k_f y k'_f :

$$D/d = 1,33, r = 1 \text{ mm}, r/d = 0,167$$

De Shigley 5° Ed. pág.324, sabemos que para ciclos inferiores a 10^3 la carga es prácticamente estática y, por consiguiente, no necesita emplearse un factor de concentración del esfuerzo. Luego,

$$k_f = k'_f = 1$$

Las tensiones equivalentes serán como siguen,

$$\sigma_A^e = \frac{\sigma_A^m}{\sigma_{fl}} \times \sigma_{fa} + \sigma_A^v \times k_f = \frac{1729,92}{4218} \times 2151,18 + \frac{1729,92}{\pi \times d_A^3} \times 1 = \frac{2612,18}{\pi \times d_A^3}$$

Por la Teoría del esfuerzo cortante máximo (Guest): $\tau_{fl} = \frac{\sigma_{fl}}{2}$

$$\tau_A^e = \frac{\tau_A^m}{\tau_{fl}} \times \tau_{fa} + \tau_A^v \times k'_f = \frac{113,82}{\frac{\pi \times d_A^2}{2}} \times 1241,23 + \frac{113,82}{\pi \times d_A^2} \times 1 = \frac{180,81}{\pi \times d_A^2}$$

Finalmente realizamos el cálculo del diámetro mínimo necesario de la sección en A.

Cálculo del diámetro mínimo d_A

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\sigma_A^e}{\sigma_{fa}} \right)^2 + \left(\frac{\tau_A^e}{\tau_{fa}} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\left(\frac{1}{2} \right)^2 = \left(\frac{2612,18}{\pi \times d_A^3} \right)^2 + \left(\frac{180,81}{\pi \times d_A^2} \right)^2$$

$$\frac{1}{4} = \frac{1,475}{\pi^2 \times d_A^6} + \frac{0,021}{\pi^2 \times d_A^4} \cong \frac{1,475}{\pi^2 \times d_A^6} + 0 \Rightarrow$$

Carga máxima que podrá soportar el portacolita

Hipótesis admitidas para el cálculo

Por ser una pieza esbelta de carga centrada en compresión, se realizará un estudio de pandeo o inestabilidad elástica buscando el valor crítico que podría ocasionar una falla o rotura, y sobre este el valor máximo, F , que podrá soportar el portacolita sin sufrir daños permanentes. Luego este valor será comparado con el valor máximo de ensamble, $F_e = 100,53 \text{ kg}$, que al hacer tope en las mordazas ocasionará una fuerza de compresión sobre la pieza en estudio. Para ello utilizaremos la Formula de Euler generalizada para vigas de longitud efectiva l_e distinta a su longitud l .

El portacolita, presenta uno de sus extremos empotrado y el otro libre, por lo tanto, su longitud será igual a la existente entre las secciones de momento flector nulo, denominada longitud efectiva de pandeo, siendo $l_e = 2l$ como puede verse en la **Fig.43b**. La longitud l es la que presenta una columna de extremos articulados y sin rozamiento como muestra la **Fig.43a**.

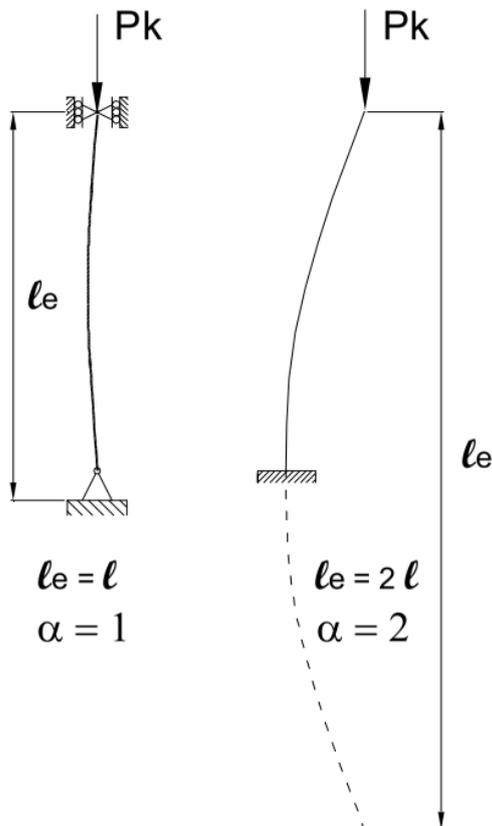


Figura 43a. Columna de vínculos articulados.

Figura 43b. Columna con uno de sus extremos empotrado y el otro libre.

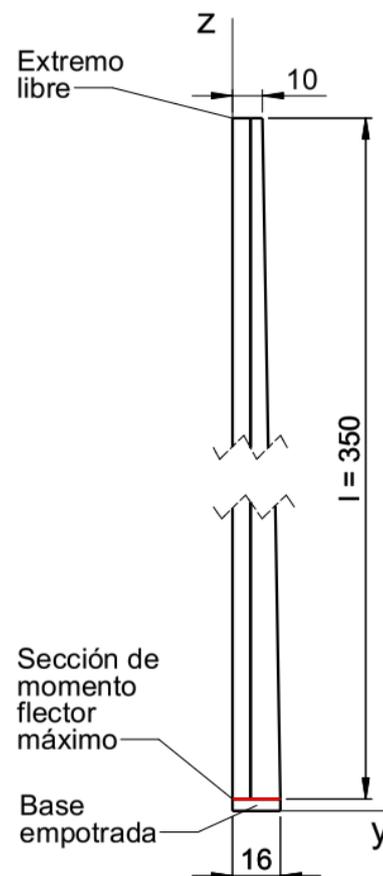


Figura 44. Ubicación de la sección crítica en una viga en voladizo de dimensiones similares a las del portacolita.

Las dimensiones del portacolita serán idealizadas como si se tratara de una viga en T de sección variable, **Fig.44**, pero de variación continua y muy suave, con lo cual los resultados obtenidos pueden aproximarse a los de una viga de sección constante.

Al ser cargada axialmente en el centro de la sección libre, presentará un momento flector máximo en el extremo empotrado y, por ende, su radio de curvatura también será máximo en dicha zona, ver **Fig.43b y 44**. Siendo esta la sección crítica donde podría originarse una falla por pandeo en el caso que la carga tenga un valor considerable.

Datos geométricos de la sección de momento flector máximo

Previo al cálculo de la carga máxima por pandeo, se obtendrán los valores geométricos del perfil en estudio, **Fig.45**. Dividiremos la sección en dos partes rectangulares denominadas 1 y 2.

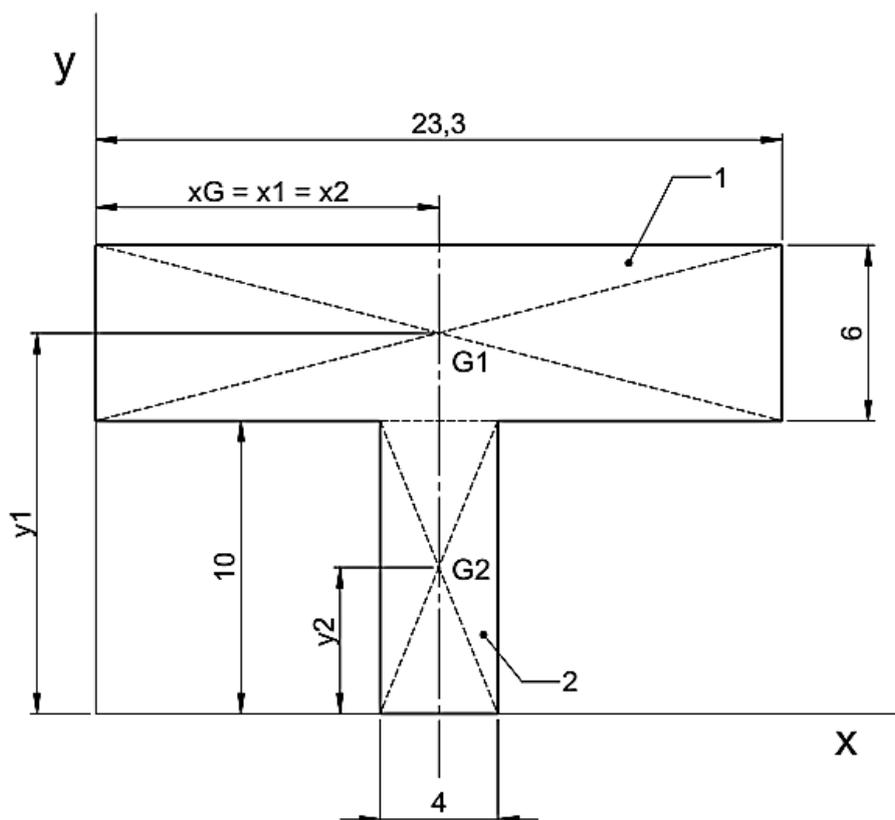


Figura 45. Sección de momento flector máximo ubicada en el empotramiento.

$$\left. \begin{array}{l}
 x_1 = 11,65 \text{ mm} = 1,165 \text{ cm} \\
 y_1 = 10 + 3 = 13 \text{ mm} = 1,3 \text{ cm} \\
 x_2 = 1,165 \text{ cm} \\
 y_2 = 5 \text{ mm} = 0,5 \text{ cm} \\
 A_1 = 2,33 \times 0,6 = 1,398 \text{ cm}^2 \\
 A_2 = 0,4 \times 1 = 0,4 \text{ cm}^2
 \end{array} \right\} \quad \underline{\text{Distancias a los baricentros locales y}} \\
 \underline{\text{áreas de las secciones rectangulares}}$$

Distancia al baricentro de la sección y ubicación de los ejes principales de inercia

Debido a que el perfil en T tiene un eje de simetría, este será eje baricéntrico principal (central) de inercia ubicado a la distancia $x_G = x_1 = x_2 = 1,165 \text{ cm}$, luego consideramos otro eje principal perpendicular a él ubicado a la distancia y_G .

El momento centrífugo respecto a un par de ejes principales es nulo y los momentos de inercia serán principales y tendrán los valores máximo y mínimo.

$$\left\{ \begin{array}{l}
 x_G = x_1 = x_2 = \mathbf{1,165 \text{ cm}} \\
 y_G = \frac{A_1 \times y_1 + A_2 \times y_2}{A_1 + A_2} = \frac{1,398 \times 1,3 + 0,4 \times 0,5}{1,398 + 0,4} = \mathbf{1,122 \text{ cm}}
 \end{array} \right.$$

$$\left. \begin{array}{l}
 I_{x1} = \frac{b \times h^3}{12} = \frac{2,33 \times 0,6^3}{12} = 0,042 \text{ cm}^4 \\
 I_{y1} = \frac{h \times b^3}{12} = \frac{0,6 \times 2,33^3}{12} = 0,632 \text{ cm}^4 \\
 I_{x2} = \frac{b \times h^3}{12} = \frac{0,4 \times 1^3}{12} = 0,033 \text{ cm}^4 \\
 I_{y2} = \frac{h \times b^3}{12} = \frac{1 \times 0,4^3}{12} = 5,33 \times 10^{-3} \text{ cm}^4
 \end{array} \right\} \quad \underline{\text{Momentos de inercia}} \\
 \underline{\text{baricéntricos de las secciones}} \\
 \underline{\text{rectangulares}}$$

Momentos de inercia baricéntricos principales del perfil en T

Por el Teorema de los Ejes Paralelos de Steiner, se obtendrán los momentos de inercia baricéntricos correspondientes a los ejes principales del perfil. Estos momentos también serán principales y tendrán los valores máximo y mínimo.

$$\left\{ \begin{array}{l}
 I_{xG} = I_{x1} + A_1(y_1 - y_G)^2 + I_{x2} + A_2(y_2 - y_G)^2 \\
 I_{xG} = 0,042 + 1,398(1,3 - 1,122)^2 + 0,033 + 0,4(0,5 - 1,122)^2 \\
 I_{xG} = \mathbf{0,274 \text{ cm}^4} = I_{\text{mín}} \\
 I_{yG} = I_{y1} + A_1(x_1 - x_G)^2 + I_{y2} + A_2(x_2 - x_G)^2 \\
 I_{yG} = 0,632 + 1,398(0)^2 + 5,33 \times 10^{-3} + 0,4(0)^2 \\
 I_{yG} = \mathbf{0,637 \text{ cm}^4} = I_{\text{máx}}
 \end{array} \right.$$

El momento $I_{yG} = I_{máx}$ determina la ubicación de la 1° D.P. y $I_{xG} = I_{mín}$ la ubicación de la 2° D.P.

Luego en la **Fig.46**, correspondiente al perfil en T de momento flector máximo, se puede ver la ubicación del baricentro con sus ejes principales.

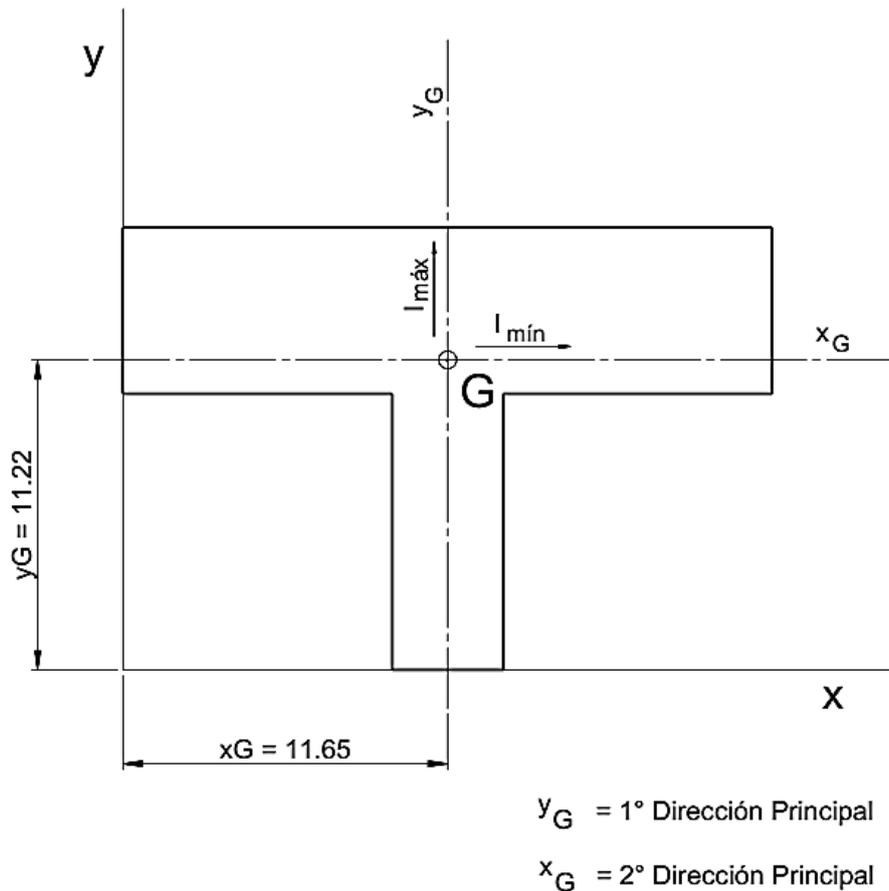


Figura 46. Ubicación del baricentro en la sección de momento flector máximo.

Cálculo de la carga máxima o carga segura

De Faires, pág. 273,

$$k = \text{radio de giro mínimo} = \sqrt{\frac{I_{mín}}{A}}$$

$$\begin{cases} I_{mín} = 0,274 \text{ cm}^4 \\ A = A_1 + A_2 = 1,398 + 0,4 = 1,798 \text{ cm}^2 \end{cases}$$

Luego,

$$k = \sqrt{\frac{I_{\min}}{A}} = \sqrt{\frac{0,274}{1,798}} = 0,3904 \text{ cm}$$

$$l_e = \text{longitud efectiva} = 2l = 2 \times 35 \text{ cm} = 70 \text{ cm}$$

Ecuación de Euler

Faires, ec. 7.1, pág. 274

Para la esbeltez $l_e/k = 70\text{cm}/0,3904\text{cm} = 179,3 > 120$, se recomienda utilizar la siguiente ecuación de Euler,

$$P_k = F_c = F \cdot N = \frac{\pi^2 EA}{(l_e/k)^2} \quad ; \quad F < F_c$$

$$\left\{ \begin{array}{l} F = \text{carga segura} = \frac{F_c}{N} \\ N = \text{coeficiente de seguridad} = 3,5 \text{ (Faires, 7.3, pág. 274)} \\ F_c = \text{carga crítica, a partir de la cual se puede producir la rotura de la pieza} \\ E = \text{módulo de elasticidad longitudinal para acero AISI 316} = 1,968 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2 \end{array} \right.$$

Luego,

$$F = \frac{\pi^2 EA}{N \cdot (l_e/k)^2} = \frac{\pi^2 \times 1,968 \times 10^6 \times 1,798}{3,5 \times 179,3^2} = 310,37 \text{ kg} = F_{\max} \gg F_e = 100,53 \text{ kg}$$

Por lo tanto, como se puede observar, la carga máxima F_{\max} , que puede soportar el portacolita es superior a la carga máxima por compresión generada durante el ensamble, F_e . Con lo cual nos aseguramos que la pieza **no presentará falla por pandeo**.

3.2. Cargador de colitas

3.2.1. Desarrollo de un sistema de carga

Un punto muy importante a tener en cuenta en el desarrollo de la máquina es la carga de colitas. Haciendo uso de la gravedad y el peso propio de las colitas, se buscó diseñar un cargador o sistema de carga que pudiera cumplir la siguiente secuencia: acumular una cantidad considerable de dichas colitas; ir separándolas del manajo ubicándolas una encima de otra en una sola columna; posicionarlas sobre el plano de

ensamble, de acuerdo a lo planteado en el inciso 3.1; y finalmente, ir suministrando el ingreso al portacolita de a una por vez. Pero en su implementación surgieron ciertos inconvenientes a resolver:

- El *primer desafío* a superar nace con el largo de las colitas, las cuales tienen una diferencia de aproximadamente 4-5 mm entre la más larga y la más corta. Dado que en la inyección de las colitas no se logra el llenado completo en todos los moldes, **Fig.47**.



Figura 47. Largo de colitas.

- El *segundo desafío* se encuentra en el ingreso de la colita al portacolita, el cual tiene que garantizar el contacto entre el tope de la colita con el portacolita, **Fig.48**.

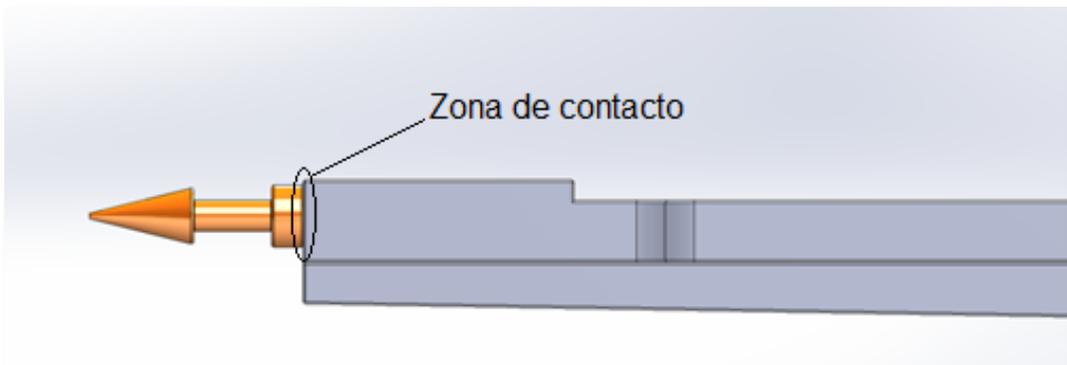


Figura 48. Vista lateral donde se aprecia la zona de contacto del tope con el portacolita.

- El *tercer desafío* radica en el movimiento de las colitas para lograr que se posicionen en el portacolita. A este punto lo complica el hecho que las colitas al rodar no lo hacen en línea recta sino de manera aleatoria, esto es debido a la forma cónica que presenta en su longitud.

A continuación planteamos una primera idea para el diseño del sistema de carga:

Bandeja lateral

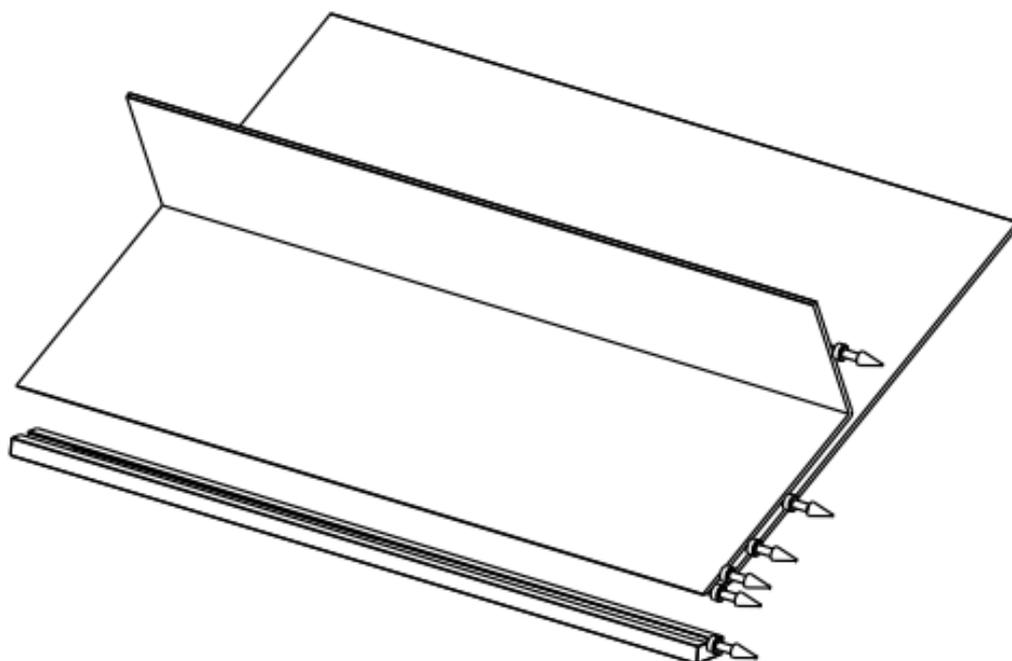


Figura 49. Cargador de colitas con bandeja lateral.

Tolva de carga

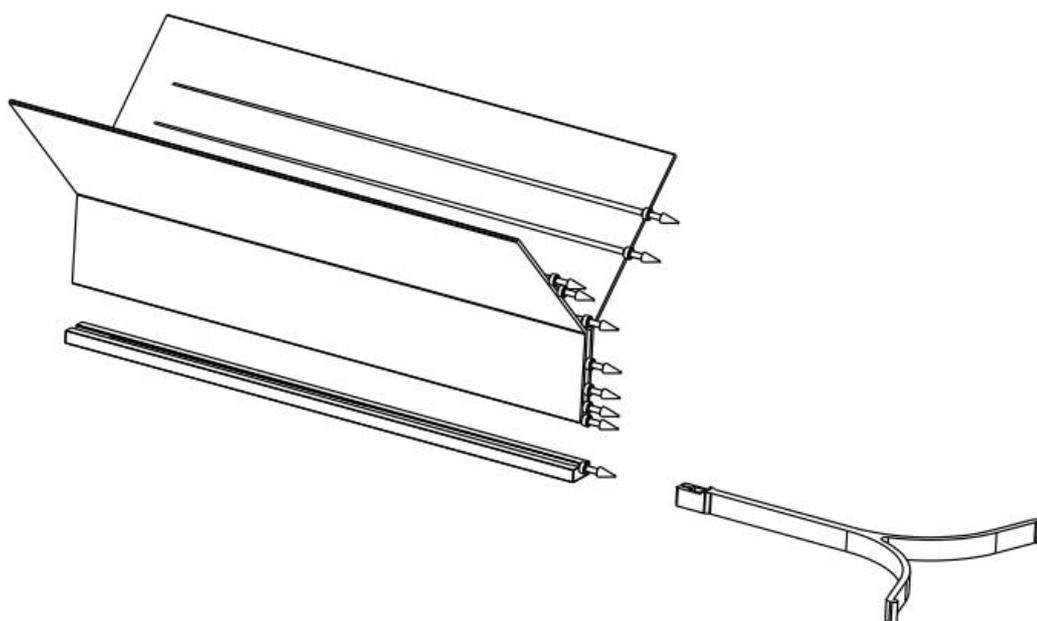


Figura 50. Tolva de carga de colitas

Cargador lineal

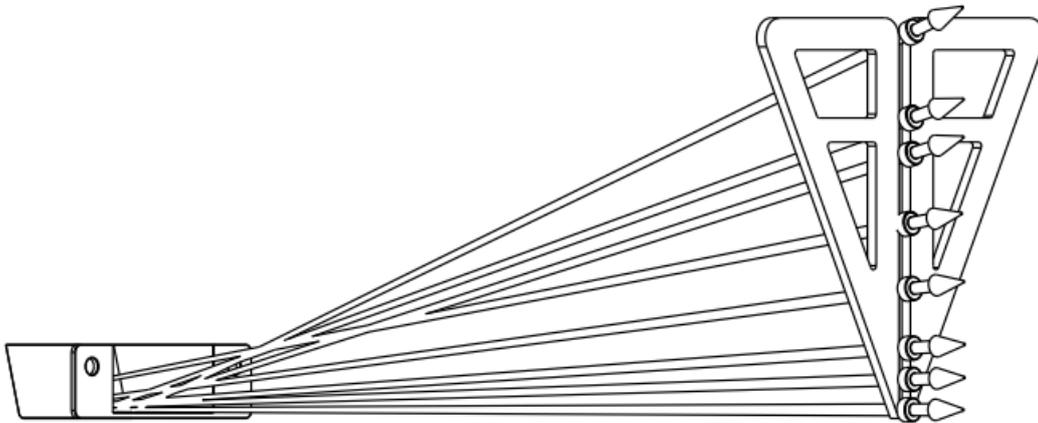


Figura 51. Cargador lineal de colitas con apoyo posterior.

De los tres croquis presentados, el *cargador lineal* fue el elegido para nuestra máquina. Con respecto a la elección tomada se puede observar que si tenemos un manejo de colitas apoyadas en su extremo final con una cierta inclinación, lo que se logra es una caída rotacional o un giro del eje de las colitas, con respecto al punto de apoyo, **Fig.52**.

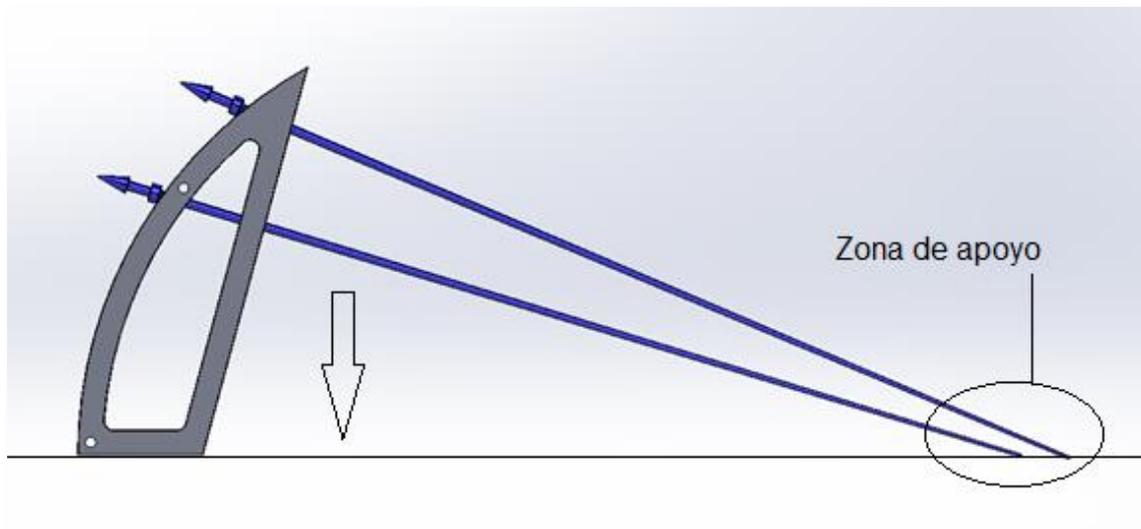


Figura 52. Giro de las colitas, al acomodarse en el posicionador, con respecto al punto de apoyo.

El movimiento rotacional antes descrito, permite cargar de forma desordenada las colitas e impartirle un movimiento por su propio peso. Esto da una solución al tercer desafío haciendo uso de la caída libre. Resta conseguir que durante el movimiento se produzca la separación de las colitas, acumulación en una sola columna y posicionamiento desde el tope que estas presentan.

3.2.2. Separación y Posicionamiento

El proceso de separación y posicionamiento de la colita ha sido el desarrollo más importante del cargador

Separador

La primera acción es la separación de las colitas del manajo, para ello la pieza en forma de V, **Fig.53**, encausa hacia la ranura aquellas colitas que se encuentran en el ingreso del canal, recordemos que esta acción se produce por el efecto de la gravedad y el peso propio de las colitas, pero que a su vez es respaldada por las vibraciones o sacudidas que se producen al momento del ensamble.

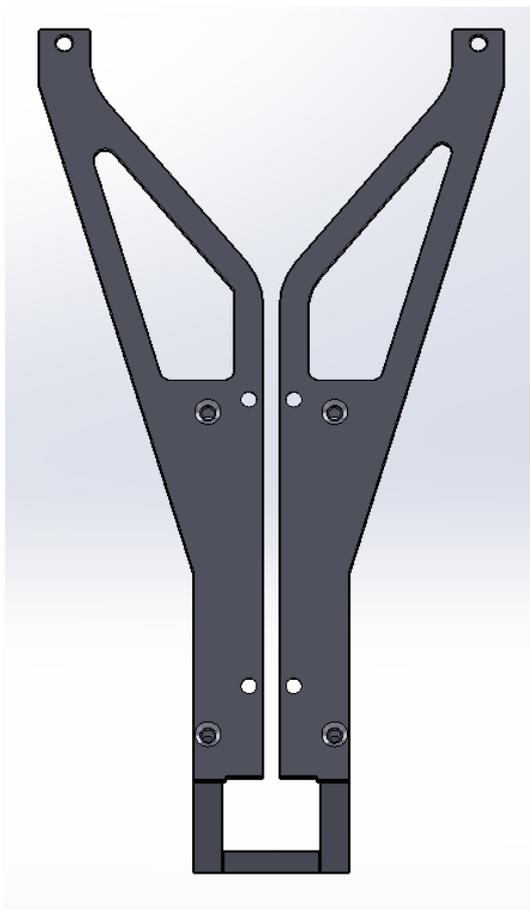


Figura 53. Vista frontal del separador donde se observa la forma de V existente en la zona media encargada de encausar las colitas.

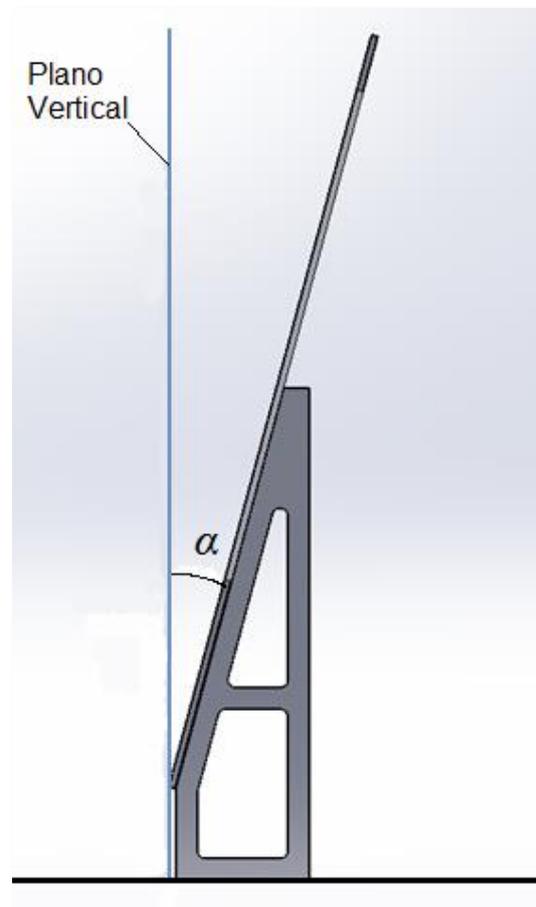


Figura 54. Vista lateral del separador en la que se puede apreciar la inclinación de la pieza respecto a un plano vertical.

Observemos en la **Fig.54** vista desde el lateral, que el separador no tiene una posición vertical, sino que se encuentra en inclinación, la misma favorece el movimiento de las colitas dentro del manajo para ser encausadas hacia la ranura

además de ser necesaria para poder incorporar el posicionador.

Posicionador

A medida que las colitas se desprenden del manajo lo hacen a través de la ranura que se encuentra en el vértice del separador como se mencionó anteriormente, luego siguen bajando acomodándose en su caída, hasta que el tope de la colita llegue a hacer contacto con el posicionador, **Fig.55**.

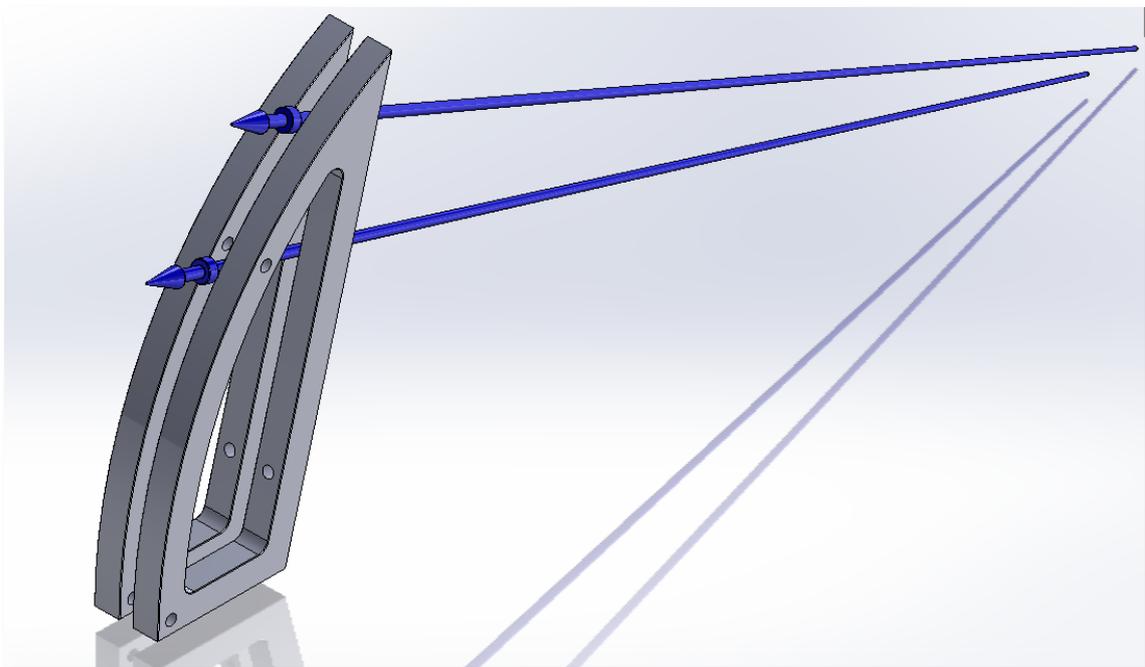


Figura 55. Ubicación de las colitas en el posicionador.

Como el contacto entre el posicionador y el tope de la colita se puede dar antes o después, esto es debido a que, como fue mencionado, las colitas no tienen el mismo largo. Entonces, la forma del posicionador debe ser curva, **Fig.56** y **Fig.57**, para lograr un acomodamiento final como el mostrado en la **Fig.58**, en el cual quedan todas las colitas acomodadas en el posicionador desde el tope. Esto debe ser así ya que desde el tope el portacolita arrastra a la colita más cercana. Esta última se direcciona de manera horizontal, paralela al portacolita con la intención de facilitar su traslado.

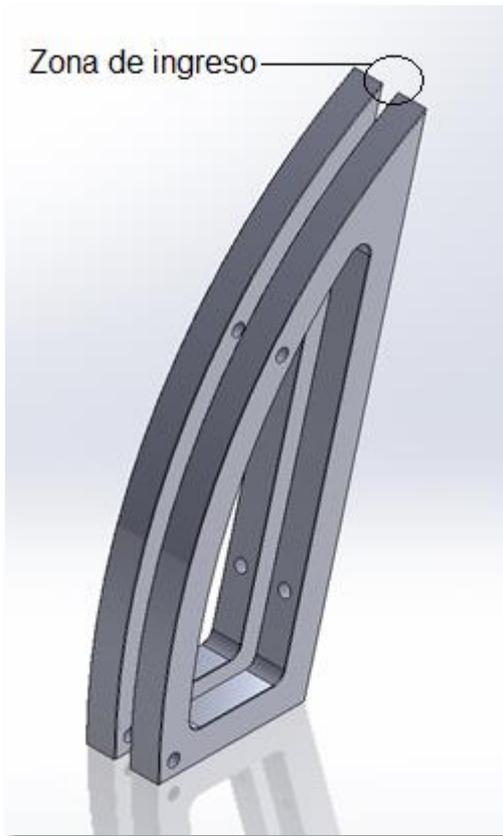


Figura 56. Vista del acomodador donde se observa el ingreso a la ranura que dirige y posiciona las colitas en el portacolita.

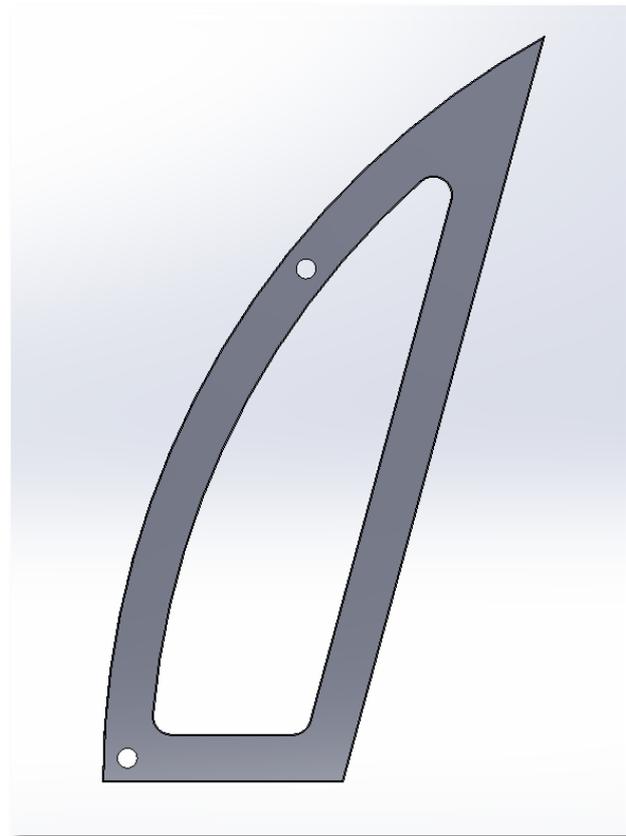


Figura 57. Vista lateral del posicionador donde se hace evidente su forma de arco. Y su base paralela al portacolita.

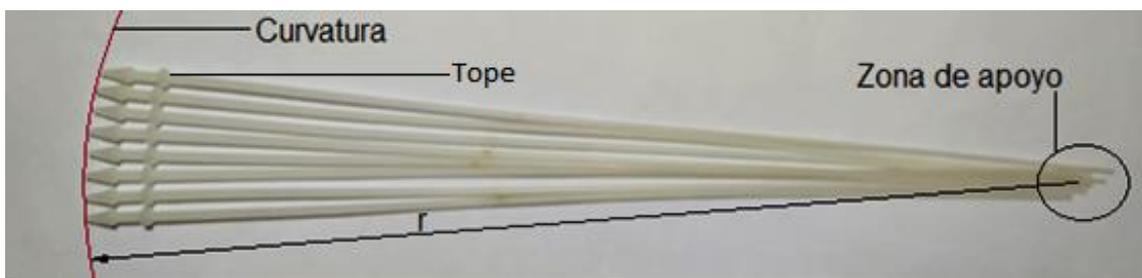


Figura 58. Observamos que el apilamiento final de las colitas presenta una curvatura radial o en forma de abanico con respecto a un punto de apoyo

3.2.3. Tope frontal

Para evitar un adelantamiento excesivo de las colitas a medida que circulan por el acomodador, fue necesaria la incorporación de un tope frontal como se observa a

continuación en la **Fig.59**.

Esta guía también cumple la función de retener la colita consecutiva a la que ingresare en el portacolita, evitando el arrastre de la misma durante el avance, **Fig.60**.

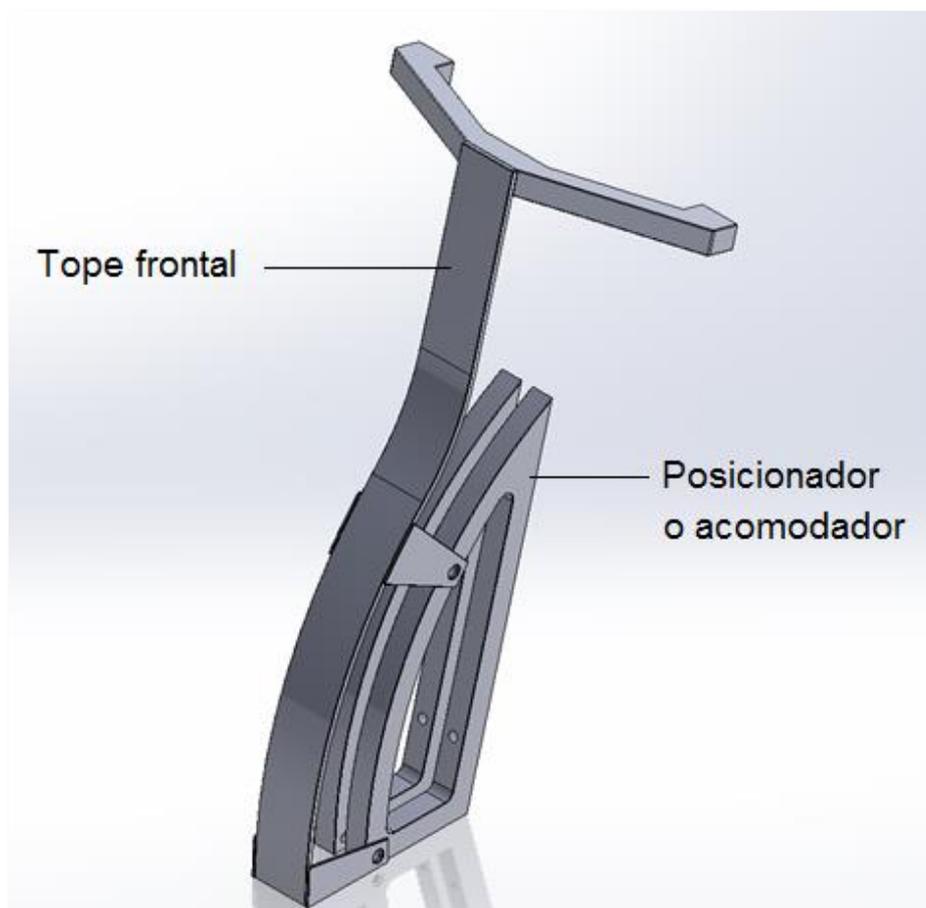


Figura 59. Ubicación del tope frontal para evitar adelantamiento excesivo.

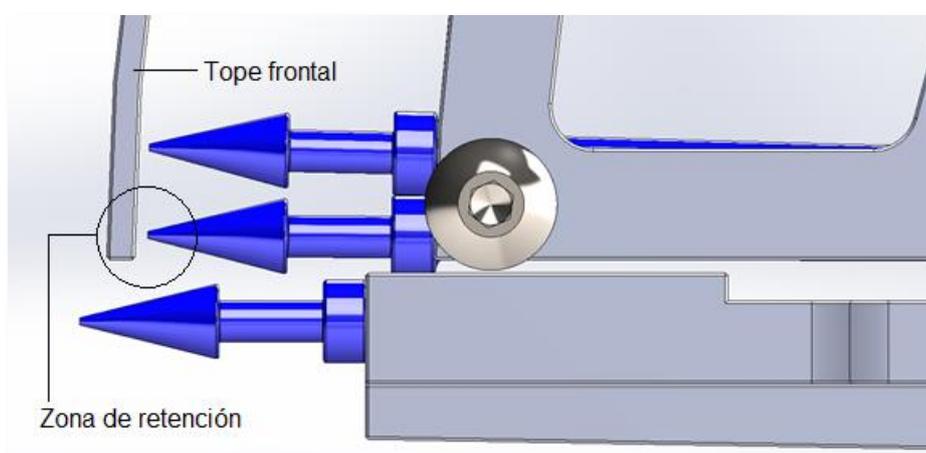


Figura 60. Retención de la colita con la ayuda del tope frontal.

3.2.4. Apoyo posterior

Finalmente, pero no menos importante, nos encontramos con el apoyo de las colitas. Su diseño es muy sencillo se trata de un receptáculo y su objetivo es el de proporcionar un primer punto de apoyo del manajo que se cargue.

En cuanto a su ubicación, es tal que permite que todas las colitas en el manajo puedan, en un principio, mantener una inclinación para luego descender y reacomodarse, por efecto de la gravedad, durante su recorrido por el separador.

Fig.61.

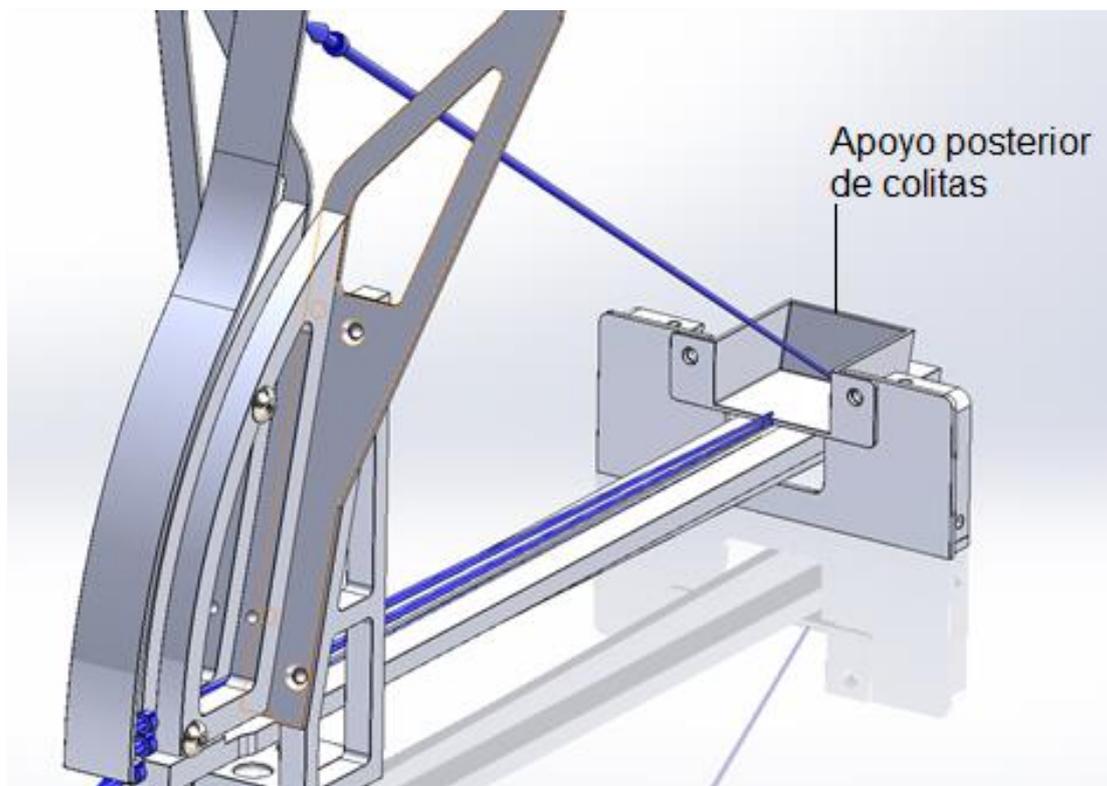


Figura 61. Apoyo posterior, se utiliza como primer punto de apoyo del manajo de colitas a ser cargado.

3.3. Chasis de la máquina

Su diseño estructural de carácter alargado viene definido por tener distribuido en una sola línea todo el sistema de ensamble. En su totalidad se encuentra construido a partir de chapa y unido por soldadura. En sus patas, realizadas en caño estructural de sección cuadrada, se alojan los pies de nivelación los cuales son articulados y regulables en altura compensando la existencia de algún desnivel en la mesa donde será colocada la máquina.

En la figura **Fig.62** vemos su diseño y en la **Fig.63** una sección del mismo donde se aprecia más en detalle el modo en el que será armado el chasis.

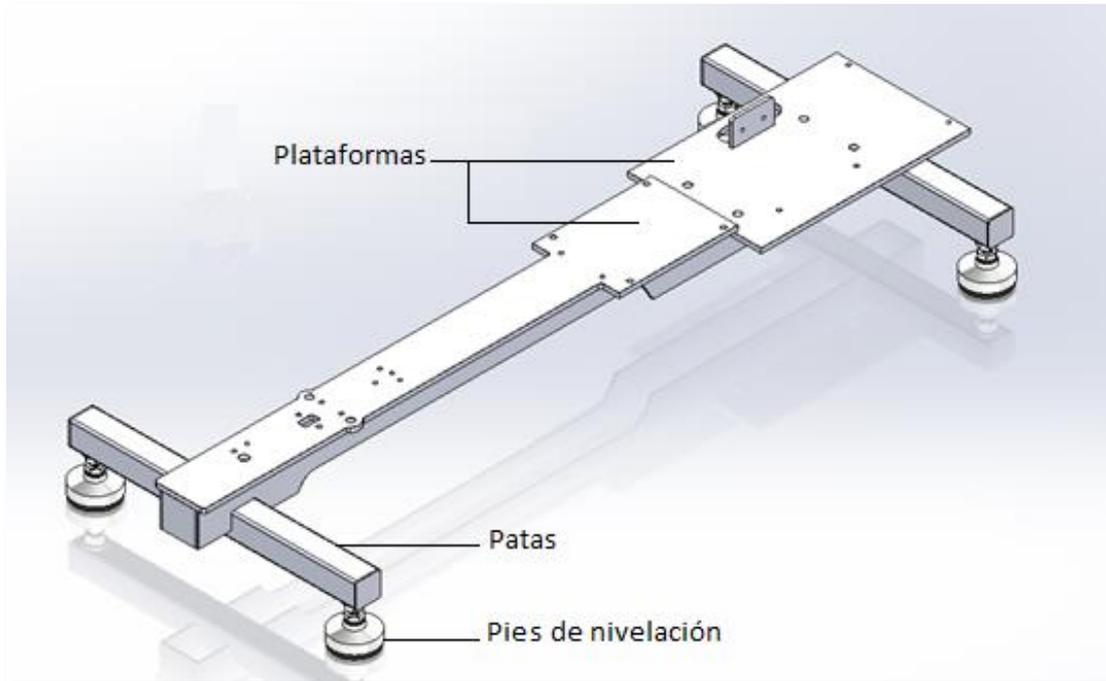


Figura 62. Chasis de la máquina.

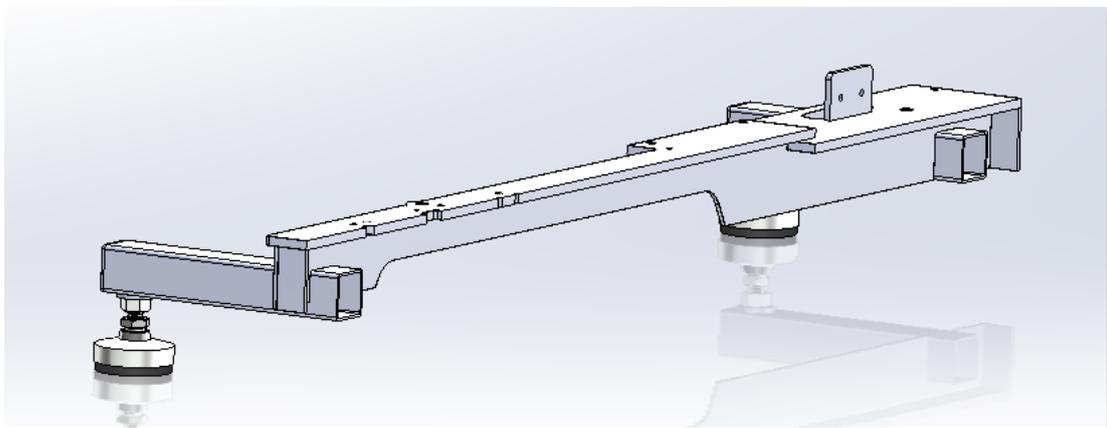


Figura 63. Vista en corte del chasis donde se parecían detalles de armado.

3.4. Carcasa de la máquina

Su finalidad es la de proteger al operario de estar en contacto con el mecanismo generador de movimiento lineal y a su vez para mantener este sistema libre de suciedad, humedad y otros objetos que puedan introducirse y provocar obstrucciones en su funcionamiento.

La parte principal está construida en dos segmentos de chapa plegada, uno mayor donde se aloja la electroválvula, el cilindro neumático y el transformador, y otro de menor tamaño donde se ubican las guías y el soporte portacolita. Ambos segmentos forman una sola pieza fácilmente desmontable. En el extremo final se coloca una tapa que junto al apoyo del sistema de carga sellan la carcasa por ambos extremos. **Fig.64.**

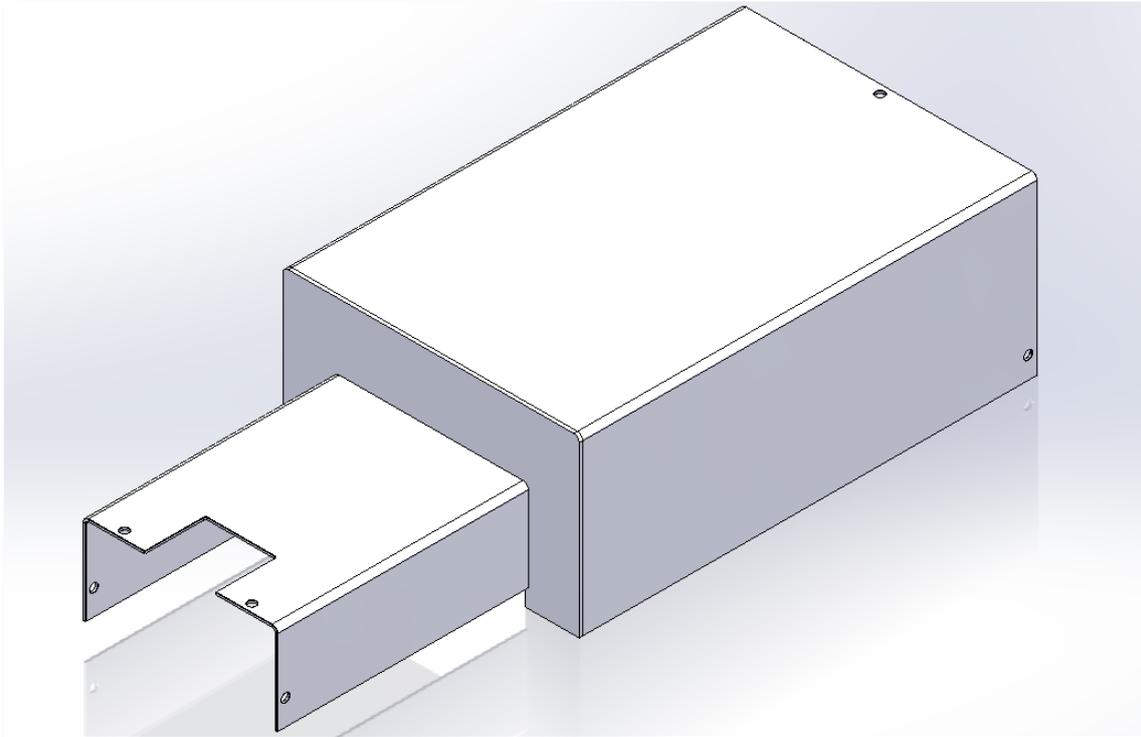


Figura 64. Carcasa de la máquina.

3.5. Máquina finalizada

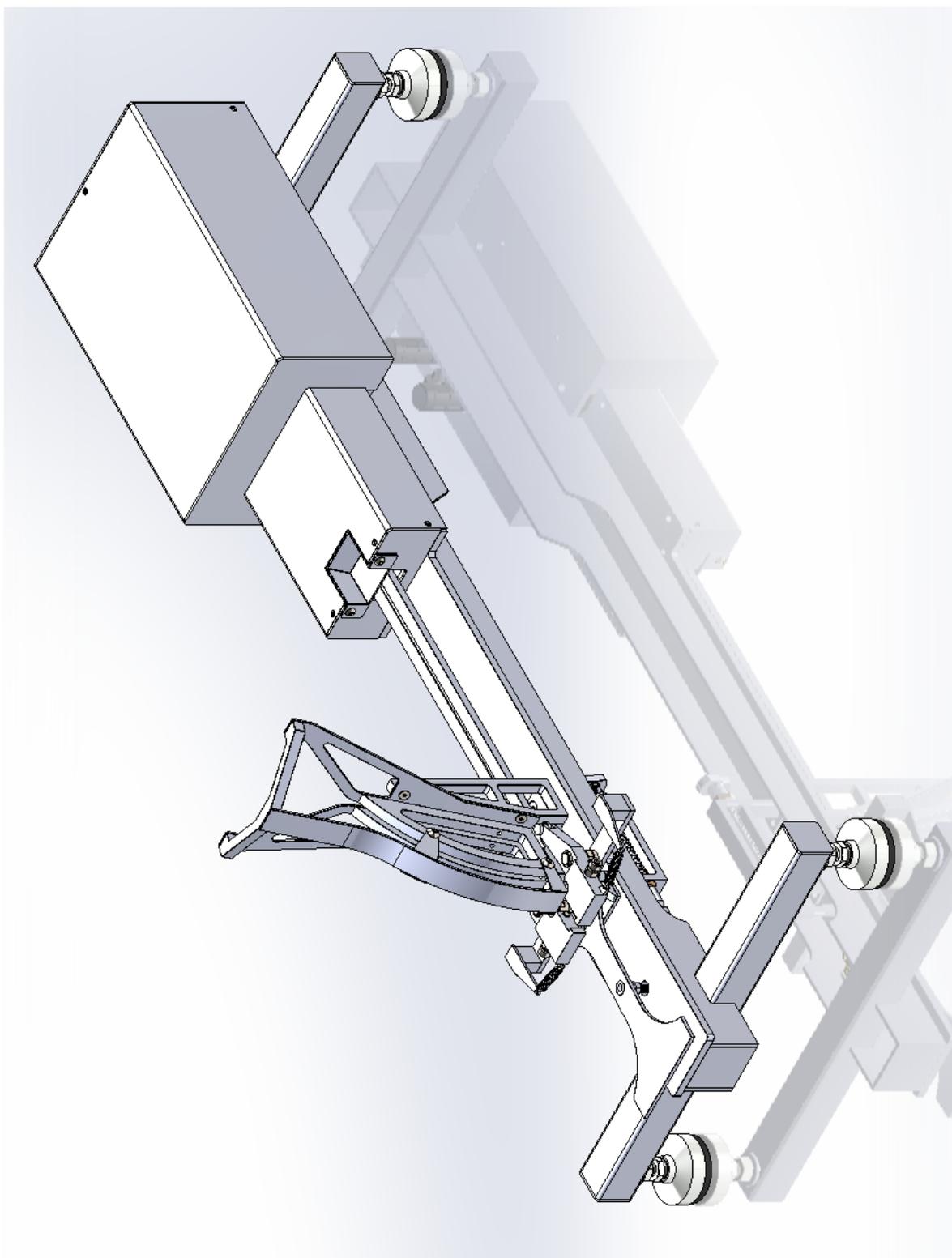


Figura 65. Máquina Ensambladora de DIU Bovino.

Cargador de colitas

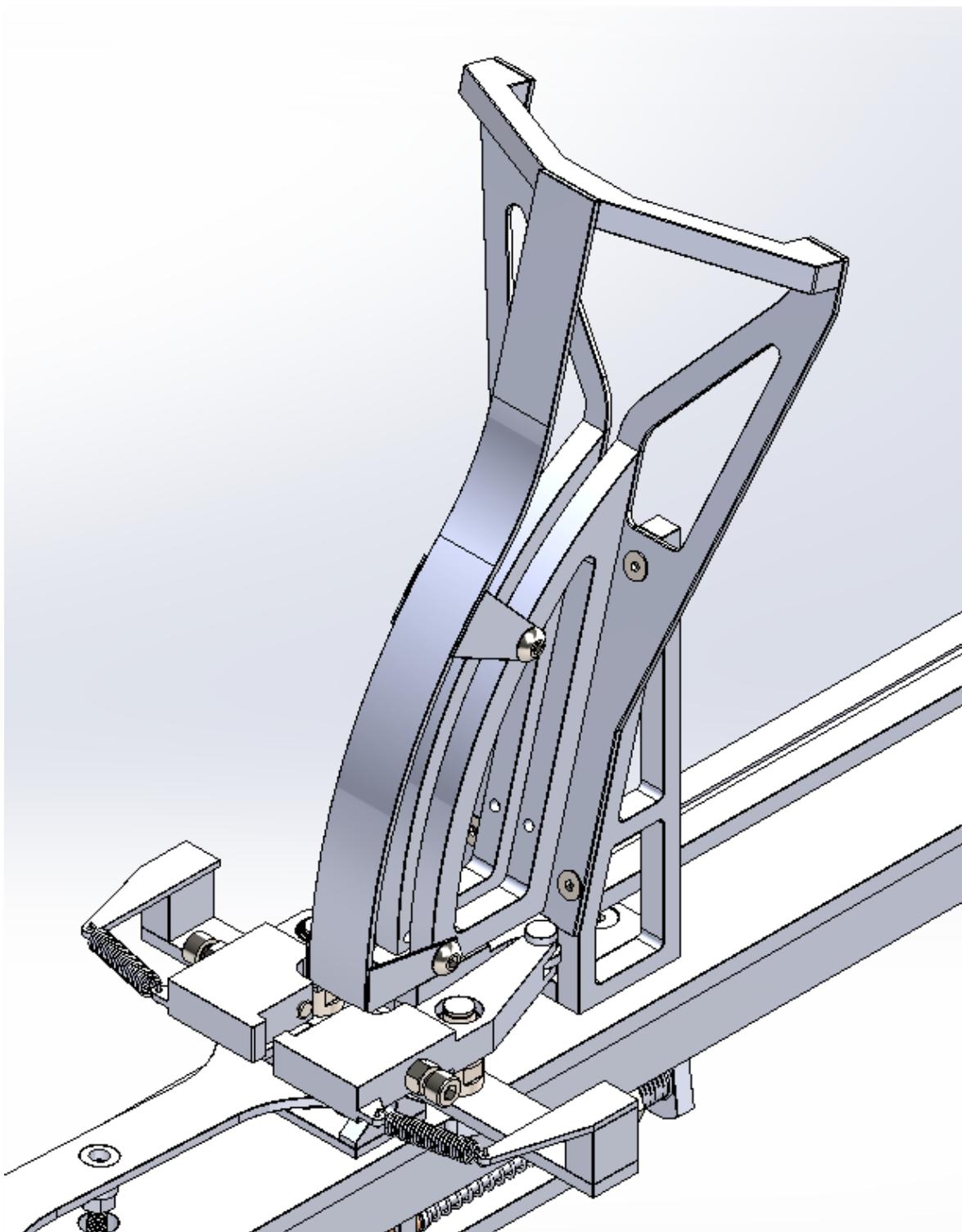


Figura 66. Cargador de colitas.

Mordazas

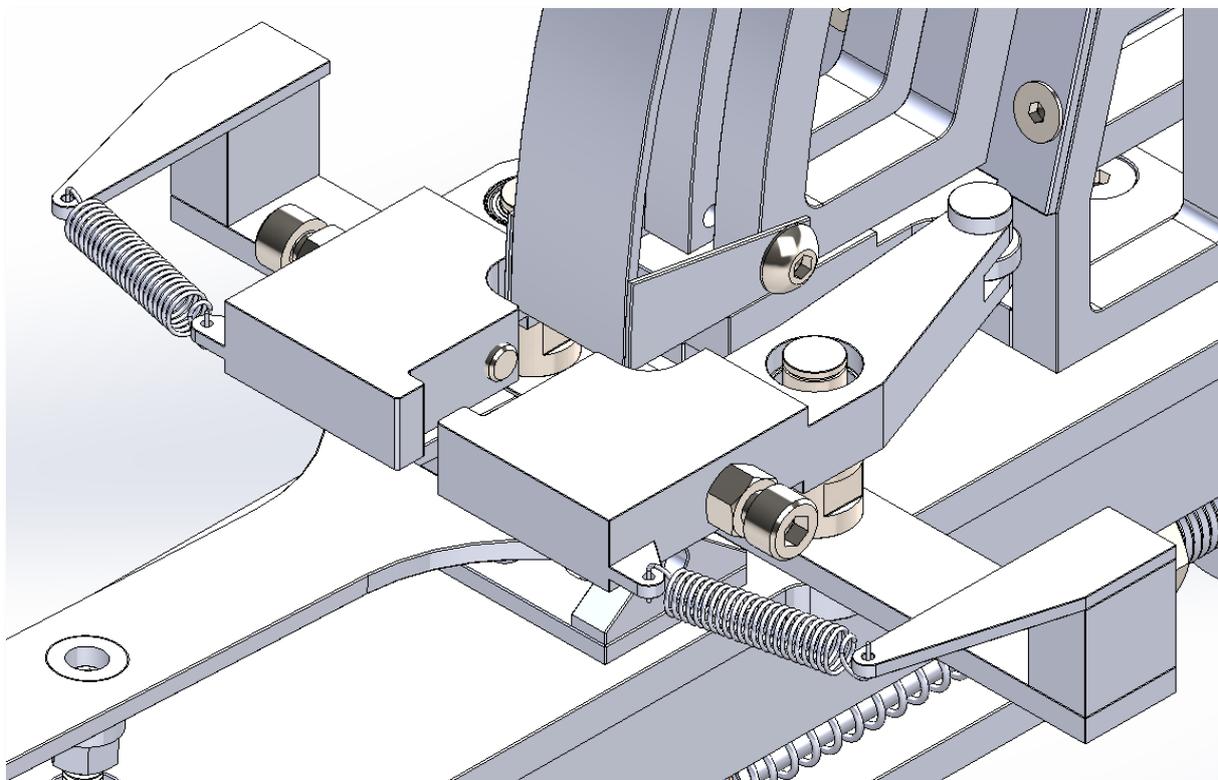


Figura 67. Mordazas del mecanismo de sujeción de horquetas.

Paleta accionadora

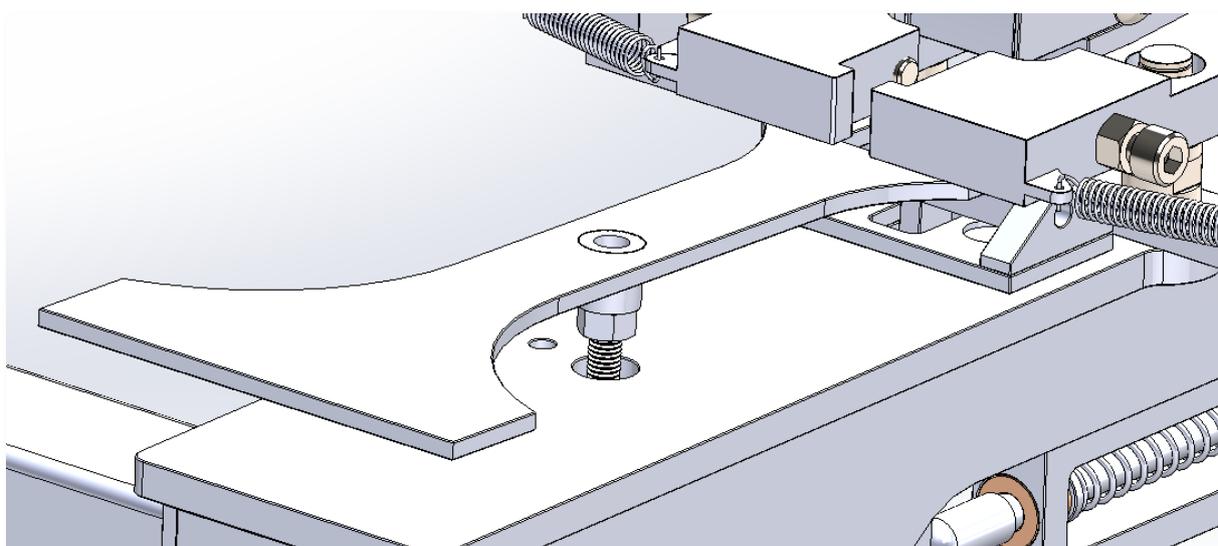


Figura 68. Paleta del sistema de accionamiento de la electroválvula.

Sistema de accionamiento junto al switch+ soporte

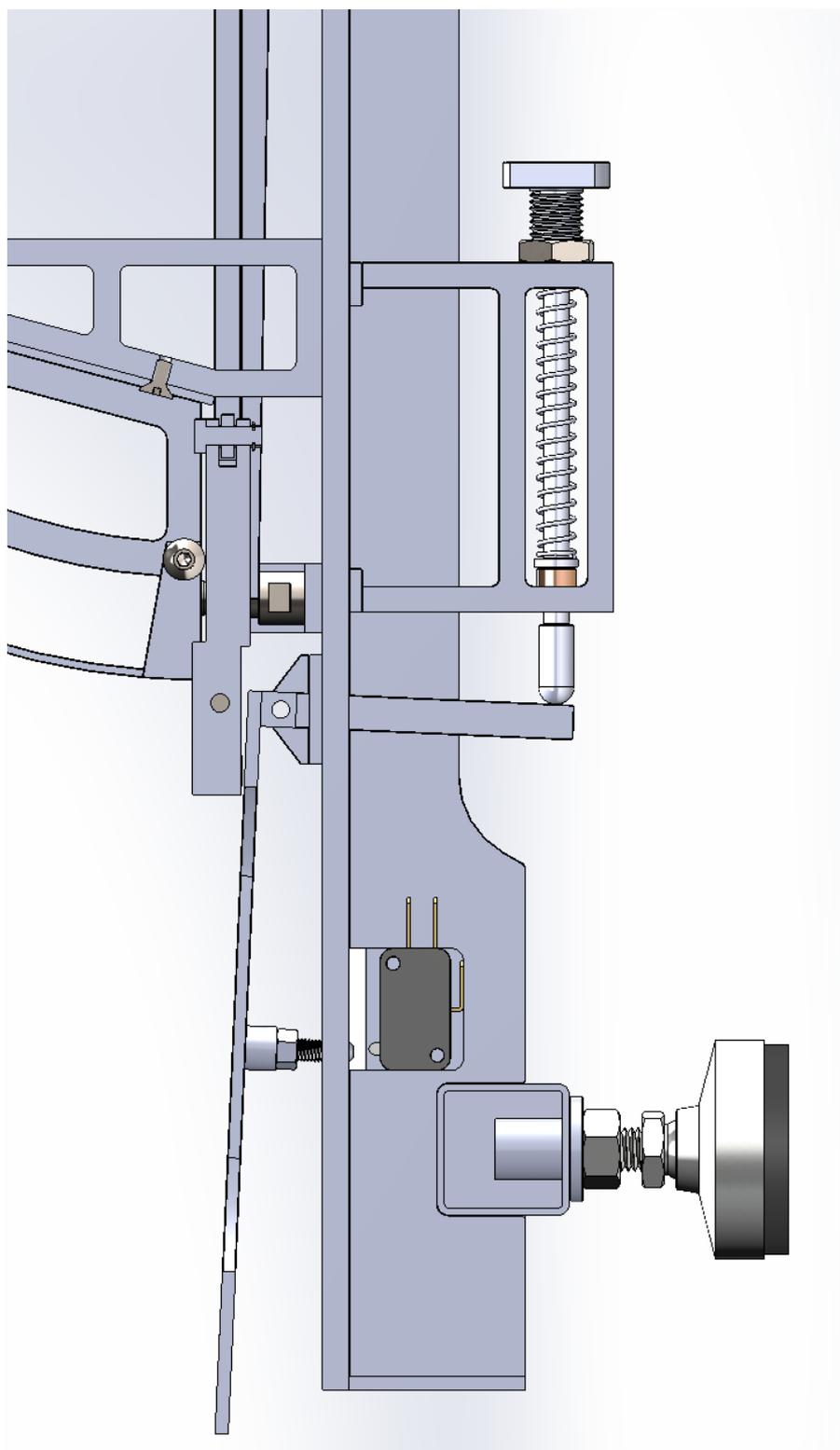


Figura 69. Sistema de accionamiento en vista lateral.

Sistema de ensamble y circuito neumático + transformador para la electroválvula

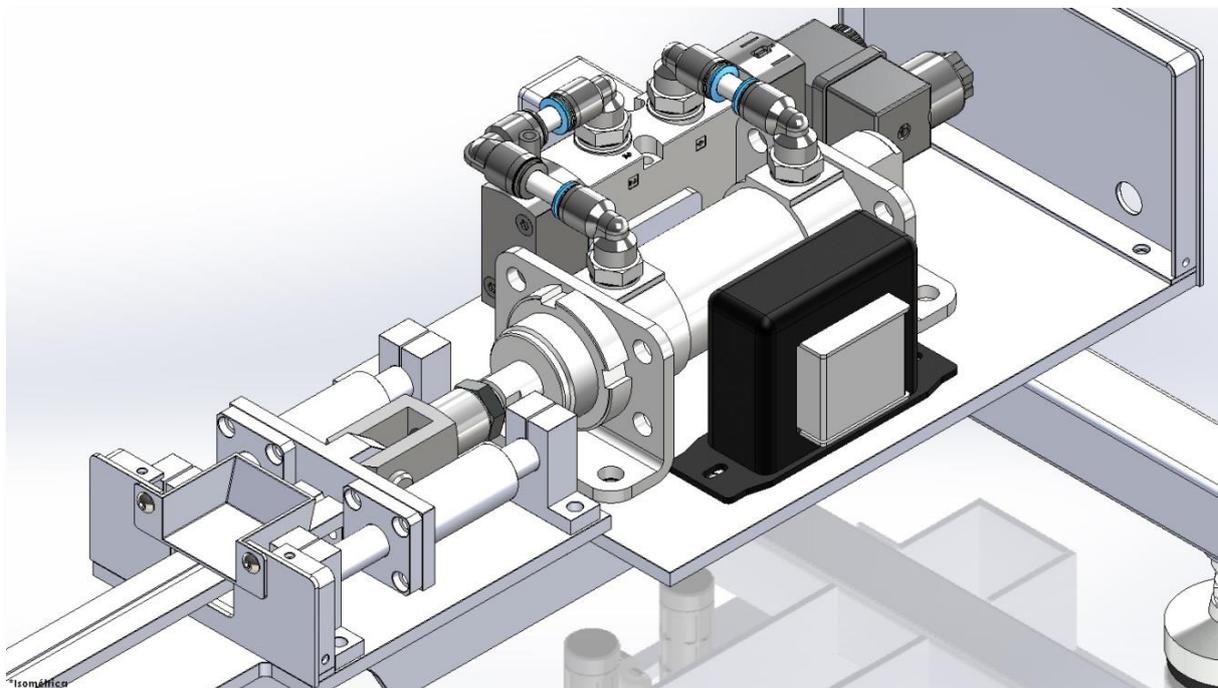


Figura 70. Sistema de ensamble y circuito neumático.

4. Conclusión

Desde el punto de vista funcional, la máquina ensambladora desarrollada viene a suplir un lugar muy importante dentro de la fabricación de dispositivos intrauterinos de origen veterinario. Si la comparamos con la versión actualmente en uso, nuestra maquina es superior en varios aspectos:

- El operario no tiene que estar condicionado a la carga de colitas lo que simplifica su trabajo;
- Menor tiempo en el posicionamiento y ensamble de la horqueta sin necesidad de presentar una cierta habilidad con las manos para realizar el encastre;
- Menor agotamiento del operario al presentarse menos tareas repetitivas;
- Menor mantenimiento, debido a que la maquina fue desarrollada y calculada para una mayor vida útil;
- Diseño más compacto y agradable a la vista.

Todo lo cual se traduce en una mayor eficiencia, menores tiempos muertos en una jornada de trabajo y por lo tanto una mayor productividad.

Desde el punto de vista personal la elaboración del proyecto nos permitió desarrollar un método sistemático con el cual resolver el problema en cuestión y llegar a una conclusión aceptable del mismo. Este método se compone de varias etapas las cuales se pueden resumir en elaborar una idea, cuestionarla, aprobarla, iniciar el desarrollo, corroborar su factibilidad y en caso positivo seguir hasta su finalización. De todas maneras, se llevaron a cabo varias pruebas en pos de un diseño óptimo. Tal es así, que nuestro proyecto comenzó siendo de origen mecánico, con ruedas dentadas, cadenas y ejes, y hasta llegamos a su conclusión, pero luego se desestimó por varias razones: la complejidad en la sincronización para generar el encastre era muy grande; contaba con una gran cantidad de piezas móviles lo que se traduce en una mayor probabilidad de falla y en un aumento del nivel de mantenimiento y control; se encarecía mucho su valor debido a la gran cantidad de piezas metálicas; una mayor la voluminosidad y un mayor peso. Todo esto derivó en nuestro proyecto actual que se compone de un sistema neumático el cual presenta gran sincronización, mayor simplicidad, menor mantenimiento y menor costo debido a que contamos con menos de la mitad de las piezas respecto al sistema mecánico.

Se debe tener en cuenta que por más que exista una maquina actualmente en uso, ésta solo se vincula con la de nuestro proyecto en que ambas utilizan el mismo cilindro neumático, con lo cual se puede afirmar que no hicimos reingeniería de la ensambladora sino que se pensó y creó una nueva que supliría en su totalidad a la actual.

5. Bibliografía

- *Diseño de Elementos de Maquinas Edición de 1977 – Virgil Moring Faires.*
- *Diseño en Ingeniería Mecánica 5ta Edición – Joseph Edward Shigley.*
- *Apuntes de cátedras de Estabilidad I y II.*
- *Manual de Normas IRAM de Dibujo Tecnológico 2017.*
- *Máquinas Cálculos de Taller 38 Edición – A. L. Casillas.*
- *Páginas web de interés académico, de donde se obtuvieron varios de los catálogos para piezas estándar, y videos orientativos de máquinas industriales.*

6. Anexo

En las páginas siguientes se detallan los catálogos y las tablas de las piezas utilizadas, las cuales se encuentran hipervinculadas en formato digital:

- [Cilindro neumático y accesorios.](#)
- [Electroválvula.](#)
- [Final de carrera.](#)
- [Guías lineales, rodamientos y soportes.](#)
- [Resorte de apertura para mordazas.](#)
- [Pie de nivelación.](#)
- [Chapa de acero.](#)

Cilindro neumático y accesorios

Cilindros redondos DSNU/ESNU

FESTO

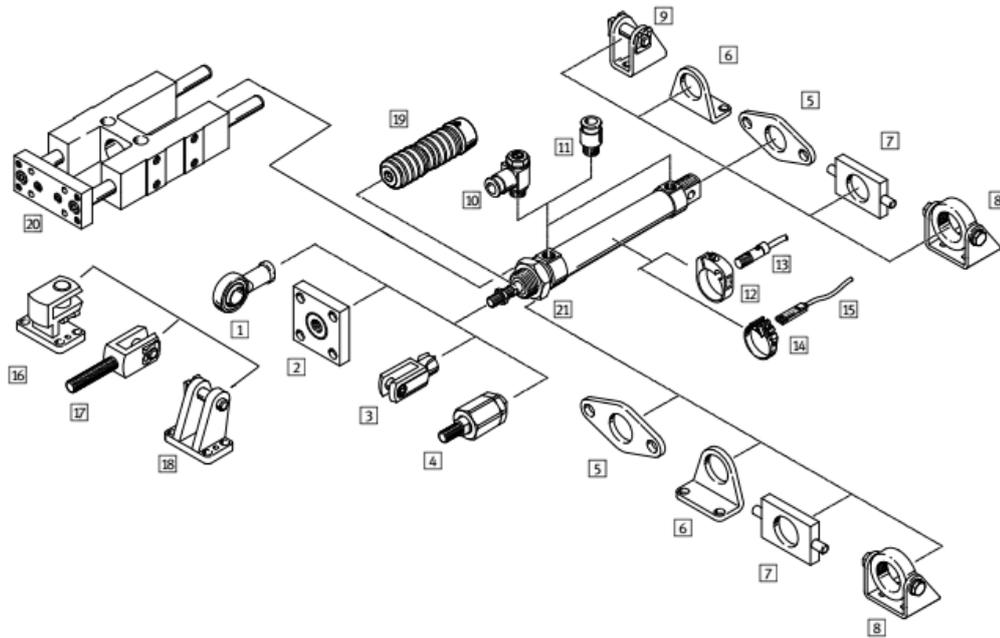


★/★	Programa básico de Festo Cubre el 80% de sus tareas de automatización	★ Por lo general, listo para envío desde fábrica en 24 h Existencias disponibles a nivel internacional en 13 centros de posventa Más de 2200 productos
Internacional:	Disponibilidad permanente el almacén	★ Por lo general, listo para envío desde fábrica en 5 días Ensamblado internacionalmente en 4 centros de posventa Hasta 6 billones de variantes por familia de productos
Calidad:	La calidad de Festo a precios ventajosos	
Sencillez:	Reduce la complejidad de sus tareas	

Busque
la estrella

Cilindros redondos DSNU/ESNU
 Cuadro general de periféricos

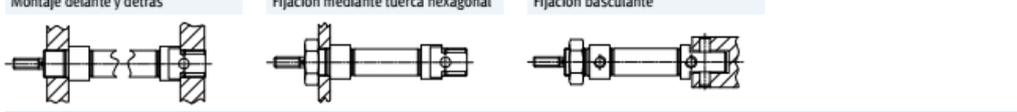
FESTO



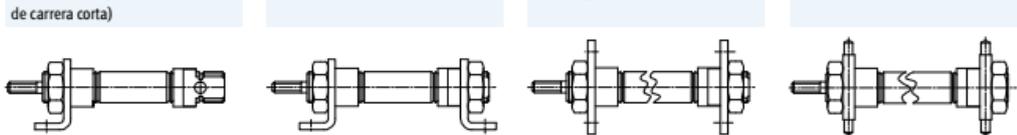
Variantes		
DSNU-MQ	DSNU-MA	DSNU-MH



Posibilidades de montaje



Variantes de montaje mediante elementos de fijación



Cilindros redondos DSNU

FESTO

Hoja de datos

Velocidad [mm/s]		16	20	25	32	40	50	63
Velocidad con movimiento sin tirones, posición horizontal, sin carga, con 6 bar	S10	10 ... 100			8 ... 100			5 ... 100
Velocidad mínima en avance	S11	2,7	5,3	<1 ¹⁾				
Velocidad mínima en retroceso	S11	3,2	4,7	<1 ¹⁾				

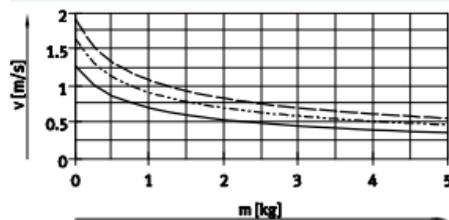
1) No se efectuaron medidas con velocidades inferiores a 1 mm/s.

Fuerzas [N] y energía de impacto [J]		8	10	12	16	20	25	32	40	50	63
Fuerza teórica con 6 bar en avance		30	47	68	121	189	295	483	753	1178	1870
Fuerza teórica con 6 bar en retroceso		23	40	51	104	158	247	415	633	990	1682
Energía de impacto en las posiciones finales con amortiguación P ²⁾		0,03	0,05	0,07	0,15	0,20	0,30	0,40	0,70	1,00	1,30

2) A una temperatura ambiente de 80 °C disminuyen los valores en aproximadamente 50%.

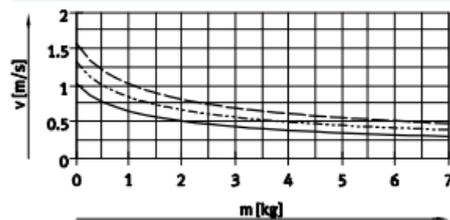
La velocidad media del émbolo v depende de la masa adicional m en combinación con la amortiguación PPS

Diámetro del émbolo 16



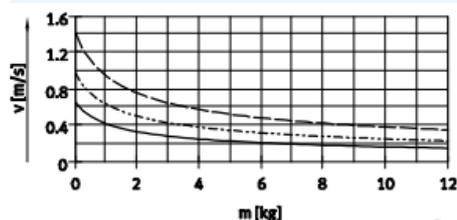
— DSNU-16-50
- - - DSNU-16-100
- · - DSNU-16-200

Diámetro del émbolo 20



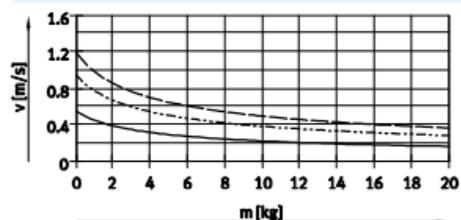
— DSNU-20-50
- - - DSNU-20-100
- · - DSNU-20-200

Diámetro del émbolo 25



— DSNU-25-50
- - - DSNU-25-100
- · - DSNU-25-200

Diámetro del émbolo 32



— DSNU-32-50
- - - DSNU-32-100
- · - DSNU-32-200

Cilindros redondos DSNU

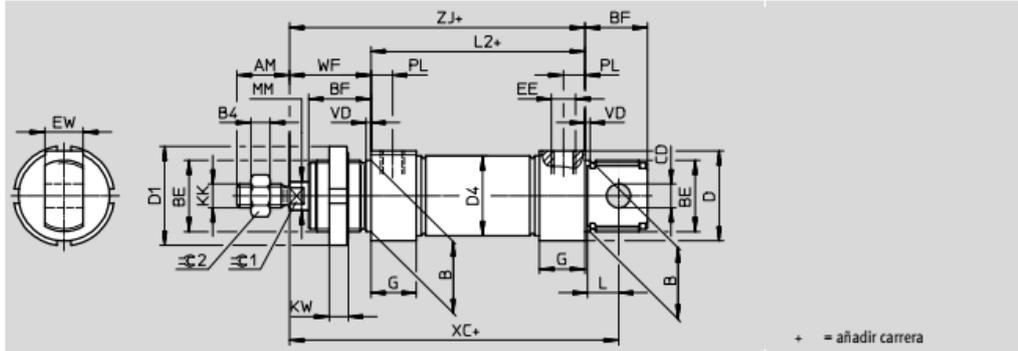
Hoja de datos

FESTO

Dimensiones

DSNU-32 ... 63

Datos CAD disponibles en www.festo.com



∅	AM	B	B4	BE	BF	CD	D	D1	D4	EE	EW	G
[mm]		∅ h9				∅ E10	∅	∅	∅			
32	22	30	5	M30x1,5	26	10	38	42	33,6	G1/8	16	19
40	24	38	6	M38x1,5	30	12	46	50	41,6	G1/4	18	25
50	32	45	8	M45x1,5	33	16	57	60	52,4		G3/8	21
63							70	65,4				

∅	KK	KW	L	L2	MM	PL	VD	WF	XC	ZJ	∅C1	∅C2
[mm]					∅				±1			
32	M10x1,25	8	13	69,5	12	9	2	34	117,5	103,5	10	16
40	M12x1,25		15	84,6	16	12		3	39	139,6	123,6	13
50	M16x1,5	10	16	86,2	20	13	3	44	147,2	130,2	17	24
63				94,2				156,2	139,2			

Cilindros redondos DSNU/ESNU

Accesorios

FESTO

Fijación por pies HBN/CRH

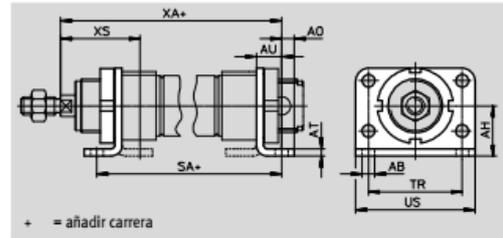
Material:

HBN: Acero cincado

CRH: Acero de aleación fina,
 inoxidable

No contiene cobre ni PTFE

Conformidad con RoHS



Dimensiones y referencias													
Para \varnothing [mm]	AB \varnothing	AH	AO	AT	AU	SA	DSNU-KP	TR	US	XA	DSNU-KP	XS	DSNU-KP
32	7	28	7	4	14	97,5	151	52	66	117,5	171	44	-
40	9	33	10	5	20	124,6	192,1	60	80	138,6	206,1	49	-
50	9	40	10	6	20	126,2	202,7	70	90	150,2	226,7	58	-
63	9	45	10	6	20	134,2	218,7	76	96	159,2	243,7	59	-

Para \varnothing [mm]	Tipo básico				Alta protección contra la corrosión			
	CRC ¹⁾	Peso [g]	N° art.	Tipo	CRC ¹⁾	Peso [g]	N° art.	Tipo
32	1	353	195851	HBN-32x2	4	353	162951	CRH-32
40	1	611	195852	HBN-40x2	4	611	162952	CRH-40
50	1	916	195853	HBN-50x2	4	916	162953	CRH-50
63	1	1066	195854	HBN-63x2	4	1066	162954	CRH-63

1) Clase de resistencia a la corrosión CRC 1 según norma de Festo FN 940070
 Componentes con poco riesgo de corrosión. Aplicación en interiores secos, como la protección para el almacenamiento o el transporte. Relativo también a piezas cubiertas con una tapa en zonas interiores que no son visibles u otras piezas aisladas en la aplicación (p. ej., ejes de accionamiento).

Clase de resistencia a la corrosión CRC 4 según norma de Festo FN 940070

Riesgo de corrosión especialmente alto. Exposición a la intemperie en condiciones muy corrosivas. Piezas expuestas a sustancias agresivas, por ejemplo en la industria alimentaria o química. Estas aplicaciones deberán garantizarse en caso necesario mediante pruebas especiales (véase también FN 940082) utilizando los medios correspondientes.

Cilindros redondos DSNU/ESNU

Accesorios

FESTO

Referencias: cabezas para vástagos, ejecución anticorrosiva				Hojas de datos → Internet: crsg			
Denominación	Para diámetro	Nº art.	Tipo	Denominación	Para diámetro	Nº art.	Tipo
Cabeza de rótula CRSGS				Horquilla CRSG			
	12	195580	CRSGS-M6		12	13567	CRSG-M6
	16				16		
	20	195581	CRSGS-M8		20	13568	CRSG-M8
	25				25		
	32	195582	CRSGS-M10x1,25		32	13569	CRSG-M10x1,25
	40				40		
	50	195583	CRSGS-M12x1,25		50	13570	CRSG-M12x1,25
63	63						
Rótula CRFK							
	25	2305778	CRFK-M10x1,25				
	32						
	40	2305779	CRFK-M12x1,25				
	50						
	63	2490673	CRFK-M16x1,5				

Referencias: elementos de fijación				Hojas de datos → Internet: caballete			
Denominación	Para diámetro	Nº art.	Tipo	Denominación	Para diámetro	Nº art.	Tipo
Caballete LBG				Caballete en escuadra LQG			
	32	31761	LBG-32		32	31768	LQG-32
	40	31762	LBG-40		40	31769	LQG-40
	50	31763	LBG-50		50	31770	LQG-50
	63	31764	LBG-63		63	31771	LQG-63

Referencias: unidades de guía					Hojas de datos → Internet: feng	
	Para diámetro	Carrera [mm]	Con guía de rodamiento de bolas		Con guía de deslizamiento	
			Nº art.	Tipo	Nº art.	Tipo
	8, 10	1 ... 100	35197	FEN-8/10-...-KF	35196	FEN-8/10-...-GF
	12, 16	1 ... 200	33481	FEN-12/16-...-KF	19168	FEN-12/16-...-GF
	20	2 ... 250	33482	FEN-20-...-KF	19169	FEN-20-...-GF
	25	2 ... 250	33483	FEN-25-...-KF	19170	FEN-25-...-GF

Electroválvula

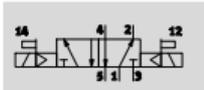
Electroválvulas VSNC

FESTO

Hoja de datos de la válvula distribuidora de 5/2 vías, biestable

Función

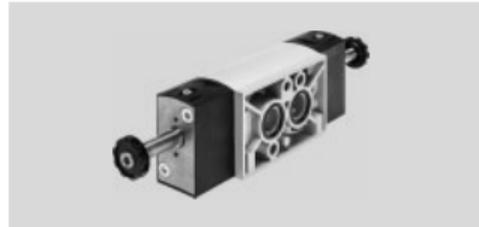
Válvula de 5/2 vías



-  Tensión
24 V DC

-  Presión de funcionamiento
1,5 ... 10 bar

-  Margen de temperatura
-20 ... +60 °C



Especificaciones técnicas generales		VSNC-F-B52-D-G14-F8 VSNC-F-B52-D-N14-F8	VSNC-F-B52-D-G14-F8-1B2
Función de la válvula		Válvula biestable de 5/2 vías	
Ancho	[mm]	32	
Tamaño nominal DN	[mm]	7,2	
Forma constructiva		Distribuidor axial	
Tipo de junta		Blanda	
Tipo de accionamiento		Eléctrico	
Tipo de reposición		-	
Tipo de mando		Prepiloto	
Accionamiento manual		Con pulsador / con enclavamiento	
Tipo de fijación		Con taladro pasante	
Posición de montaje		Indistinto	
Par de apriete máx. en el sistema de fijación de la válvula	[Nm]	3,2	
Solapamiento		Sí	
Caudal nominal normal 1 → 2	[l/min]	1200	
Valor B		0,4	
Valor C	[l/sbar]	5,6	
Conexión para tamaño 1, 3, 5		G 1/4, NPT 1/4-18	
Conexión para tamaño 2, 4		Distribución de conexiones NAMUR	
Conforme a la norma		VDI/VDE 3845 (NAMUR)	
Organismo que extiende el certificado		DNVGL-TAA00011	
Peso del producto	[g]	345	455

Electroválvulas VSNC

FESTO

Hoja de datos de la válvula distribuidora de 5/2 vías, biestable

Condiciones de funcionamiento y condiciones del entorno		VSNC-F-B52-D-G14-F8 VSNC-F-B52-D-N14-F8	VSNC-F-B52-D-G14-F8-1B2
Fluido de utilización		Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:4]	
Nota sobre el fluido de trabajo/mando		Admite aire comprimido lubricado (lo que requiere seguir utilizando aire lubricado)	
Presión de trabajo [bar]		1,5 ... 10	
Temperatura ambiente [°C]		-20 ... +60	
Temperatura del medio [°C]		-20 ... +60	
Clase de resistencia a la corrosión ¹⁾		2	
Clasificación marítima ²⁾		Véase certificado	

1) Clase de resistencia a la corrosión CRC 2 según norma de Festo FN 940070

Componentes con moderado riesgo de corrosión. Aplicación en interiores en caso de condensación. Piezas exteriores visibles con características esencialmente decorativas en la superficie que están en contacto directo con atmósferas habituales en entornos industriales.

2) Más información www.festo.com/sp → Certificates.

Datos eléctricos		VSNC-F-B52-D-G14-F8 VSNC-F-B52-D-N14-F8	VSNC-F-B52-D-G14-F8-1B2
Conector eléctrico		-	Conector tipo clavija de 3 contactos, forma B según estándar industrial (11 mm)
Características de la bobina (con 24 V DC)	[W]	Consultar bobina, pedir por separado	
Fluctuación de tensión admisible [%]		-	±10
Clase de protección		-	IP65, IP67
Tiempo de conmutación a la conexión [ms]		11	

Materiales		
1	Cuerpo	Aleación forjada de aluminio
2	Juntas	NBR
-		Conformidad con la directiva 2002/95/CE (RoHS)

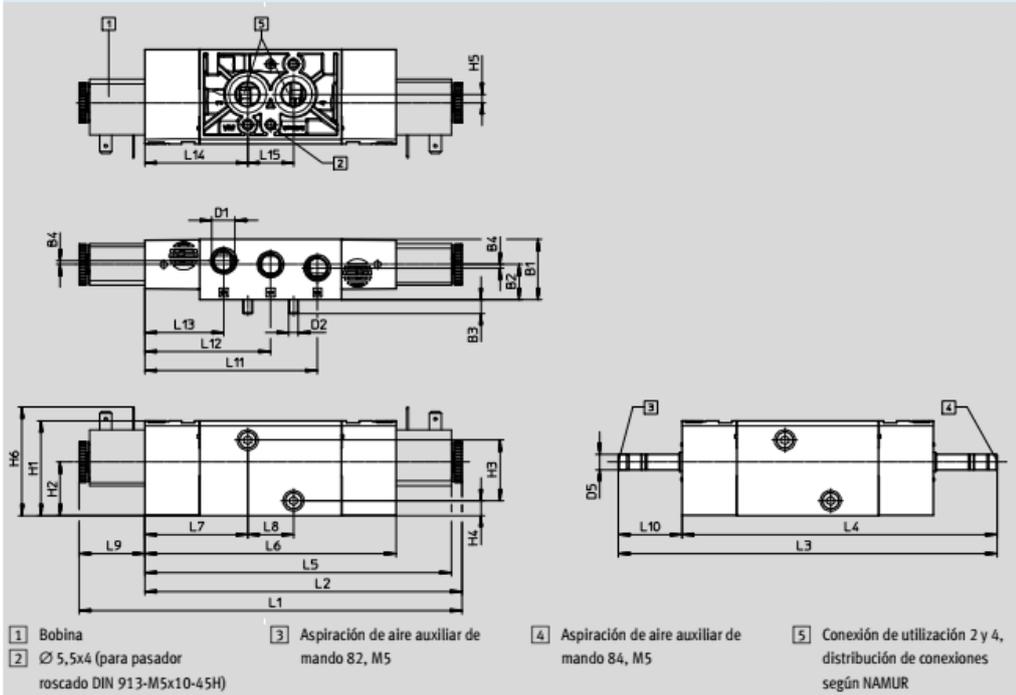
Electroválvulas VSNC

Hoja de datos de la válvula distribuidora de 5/2 vías, biestable

FESTO

Dimensiones

Datos CAD disponibles en www.festo.com



Tipo	B1	B2	B3	B4	D1	D2	D5	H1	H2	H3	H4	H5	H6	L1
VSNC-F-B52-D-G14-F8	31,8	18,6	7,3	1,9	G 1/4	M5	8	49,9	28,2	32	7,8	4,4	-	-
VSNC-F-B52-D-N14-F8					NPT 1/4-18									
VSNC-F-B52-D-G14-F8-1B2					G 1/4									

Tipo	L2	L3	L4	L5	L6	L7	L8	L9	L10	L11	L12	L13	L14	L15
VSNC-F-B52-D-G14-F8	-	198,2	164,9	-	131,6	53,8	24	-	33,3	90,3	65,8	41,3	53,8	24
VSNC-F-B52-D-N14-F8														
VSNC-F-B52-D-G14-F8-1B2	166			160,6				34,4						

Referencias – Válvulas

Válvula distribuidora sin bobina magnética		Válvula distribuidora con bobina magnética	
Nº art.	Tipo	Nº art.	Tipo
577258	VSNC-F-B52-D-G14-F8	577296	VSNC-F-B52-D-G14-F8-1B2
577263	VSNC-F-B52-D-N14-F8		

Final de carrera



Microinterruptores X-1



MODELO X-1
 *ACCIONAMIENTO DIRECTO A BOTON.
 *I INVERSOR.



MODELO X-1 PLR-C
 *ACCIONAMIENTO A PALANCA DE ACERO.
 *LARGO DE PALANCA:21,7MM.



MODELO X-1 PLR-L1
 *ACCIONAMIENTO A PALANCA DE ACERO REDONDEADA EN EL EXTREMO.
 *LARGO DE PALANCA:28MM.



MODELO X-1 PLR-L2
 *ACCIONAMIENTO A PALANCA DE ACERO REDONDEADA EN EL EXTREMO.
 *LARGO DE PALANCA:34MM.



MODELO X-1 E6
 *ACCIONAMIENTO A PALANCA DE ACERO CON RODILLO.
 *MONTAJE LATERAL.
 *LARGO DE PALANCA:35MM.



MODELO X-1 E6 AR
 *ACCIONAMIENTO A PALANCA DE ACERO CON RODILLO DE NYLON CON ARTICULACION (ACCION EN UN SENTIDO).
 *MONTAJE LATERAL.
 *LARGO DE PALANCA:35MM.



MODELO X-1 E7
 *ACCIONAMIENTO A PALANCA DE ACERO.
 *MONTAJE LATERAL.
 *LARGO DE PALANCA:44,3MM.



MODELO X-1 E8
 *ACCIONAMIENTO A PALANCA DE ACERO CON RODILLO DE NYLON.
 *MONTAJE LATERAL.
 *LARGO DE PALANCA:53MM.



MODELO X-1 NA
 *ACCIONAMIENTO DIRECTO A BOTON(NA).



MODELO X-1 NC
 *ACCIONAMIENTO DIRECTO A BOTON(NC).



MODELO X-1 PLR
 *ACCIONAMIENTO A PALANCA DE ACERO.
 *LARGO DE PALANCA:36,5MM.



MODELO X-1 PLR-S
 *ACCIONAMIENTO A PALANCA DE ACERO.
 *LARGO DE PALANCA:40,8MM.



MODELO X-1 PLR-SC
 *ACCIONAMIENTO A PALANCA DE ACERO.
 *LARGO DE PALANCA:27,5MM.



MODELO X-1 PRLR
 *ACCIONAMIENTO A PALANCA DE ACERO CON RODILLO METALICO.
 *LARGO DE PALANCA:34,5MM.



MODELO X-1 PRLR-C
 *ACCIONAMIENTO A PALANCA DE ACERO CON RODILLO METALICO.
 *LARGO DE PALANCA:20,3MM.

Guías lineales, rodamientos y soportes

Mecatronics

Barras lineales

Materiales:

- Acero SAE 1045, templado de inducción, recubrimiento de cromo duro. Dureza superficial HRC 60 ±2
- Acero SAE 52100, templado de inducción, recubrimiento de cromo duro. Dureza superficial HRC 62 ±2

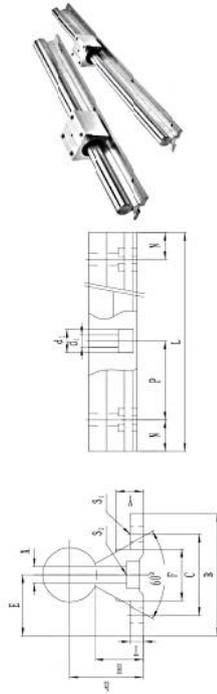


型号 MODEL NO.	外径 (mm) OUTER DIAMETER	公差 DIMETER TOLERANCE	长度 L6	表面硬度 SURFACE HARDNESS	重量 Weight
SF3	3	±0.02 0.008	0.004	0.4-0.7	0.05
SF4	4	±0.02 0.008	0.006	0.4-0.7	0.09
SF5	5	±0.02 0.008	0.006	0.4-0.7	0.15
SF6	6	±0.04 0.012	0.006	0.4-1.0	0.22
SF8	8	±0.05 0.014	0.009	0.4-1.0	0.4
SF10	10	±0.05 0.014	0.009	0.6-1.8	0.62
SF11	11	±0.05 0.017	0.011	0.6-1.5	0.74
SF12	12	±0.06 0.017	0.011	0.6-1.5	0.80
SF13	13	±0.06 0.017	0.011	0.6-1.5	1.04
SF14	14	±0.06 0.017	0.011	0.6-1.5	1.20
SF15	15	±0.06 0.017	0.011	0.6-1.5	1.38
SF16	16	±0.06 0.017	0.011	0.8-2.0	1.58
SF17	17	±0.06 0.017	0.011	0.8-2.0	1.78
SF18	18	±0.07 0.020	0.013	0.8-2.0	1.96
SF19	19	±0.07 0.020	0.013	0.8-2.0	2.22
SF20	20	±0.07 0.020	0.013	0.8-2.0	2.47
SF22	22	±0.07 0.020	0.013	0.8-2.0	2.86
SF25	25	±0.07 0.020	0.013	0.8-2.0	3.85
SF28	28	±0.07 0.020	0.013	0.8-2.0	4.60
SF30	30	±0.07 0.020	0.013	0.8-3.0	5.55
SF32	32	±0.09 0.025	0.016	0.8-3.0	6.31
SF35	35	±0.09 0.025	0.016	0.8-3.0	7.55
SF38	38	±0.09 0.025	0.016	0.8-3.0	8.90
SF40	40	±0.09 0.025	0.016	0.8-3.0	9.87
SF45	45	±0.09 0.025	0.016	0.8-3.0	12.49
SF50	50	±0.09 0.025	0.019	0.8-3.0	15.4
SF55	55	±0.09 0.025	0.019	1.5-3.0	18.66
SF60	60	±0.10 0.029	0.019	1.5-3.0	22.21
SF70	70	±0.10 0.029	0.019	1.5-3.0	30.23
SF80	80	±0.12 0.034	0.022	1.5-3.0	39.48
SF90	90	±0.12 0.034	0.022	1.5-3.0	48.67
SF100	100	±0.12 0.034	0.022	2.0-3.0	61.79
SF110	110	±0.12 0.034	0.022	2.0-3.0	76.02
SF120	120	±0.12 0.034	0.022	2.0-3.0	90.84
SF150	150	±0.14 0.039	0.025	2.0-3.0	138.82

Guías Lineales

Materiales:

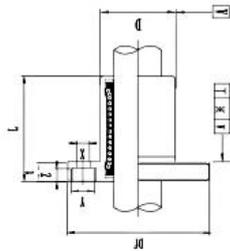
- Acero SAE 1045, templado de inducción, recubrimiento de cromo duro. Dureza superficial HRC 60 ±2
- Pedestal de aluminio



型号 Part Number	直径 Diameter	主要尺寸 Main dimensions(mm)										重量 Weight	
		E	h	B	H	I	F	X	Y	C	S1	S2 d1 x d2 x L	
SSR-C10	Φ10	16	18	32	13	4	12.5	4.7	8.5	Z2	Φ4.5	5×8×5	0.54
SSR-C12	Φ12	15	22.5	30	17	4	12	4.7	12	Z2	Φ4.5	5×8×5	0.7
SSR-C16	Φ16	20	26	40	17.8	5	18.5	8	11.1	30	Φ5.5	5.5×8.5×5.4	1.0
SSR-C20	Φ20	22.5	27	45	17.7	5	19	8	10	30	Φ5.5	5.5×8.5×5.4	1.07
SSR-C25	Φ25	27.5	33	55	21	6	21.5	8	12	35	Φ6.8	6.8×11×6.5	1.5
SSR-C30	Φ30	30	37	60	22.8	7	26.5	10.3	13	40	Φ6.8	6.8×11×6.5	1.9
SSR-C35	Φ35	32.5	43	65	26.5	8	28	13	15.5	45	Φ9	9×14×8.6	2.45
SSR-C40	Φ40	37.5	48	75	29.5	9	38	15.5	17	55	Φ9	9×14×8.6	3.25
SSR-C50	Φ50	47.5	62	95	38.8	11	45	20	21	70	Φ11	11×17.5×10.8	5.26

Mecatronix

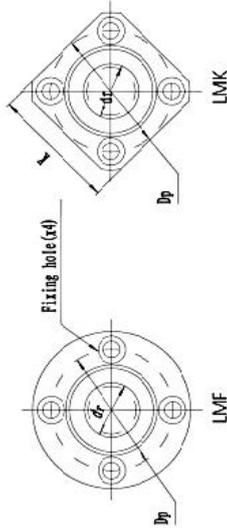
Rodamientos lineales cerrados con brida LMF#UU // LMK#UU
Rodamientos lineales cerrados con brida. Jaula plástica con retenes elastoméricos.



LMK



LMF



LMK

LMF

Mounted shaft diameter (mm)	Part No.		Weight (g)	Major dimensions and tolerances						
	Steel	Stainless Steel		d	D	DF	L			
	LMFK...UU	LMSFQ...UU		mm	tolerance (µm)	mm	inch			
6	LMF 6-UU	LMSF 6-UU	24	6	0-9	12	0-13	28	19	±300
	LMK 6-UU	LMSK 6-UU	18							
8	LMF 8-UU	LMSF 8-UU	32	8	0-9	15	0-13	32	17	±300
	LMK 8-UU	LMSK 8-UU	24							
8	LMF 8-UU	LMSF 8-UU	37	8	0-9	15	0-13	32	24	±300
	LMK 8-UU	LMSK 8-UU	29							
10	LMF 10-UU	LMSF 10-UU	72	10	0-9	19	0-16	40	29	±300
	LMK 10-UU	LMSK 10-UU	52							
12	LMF 12-UU	LMSF 12-UU	76	12	0-9	21	0-16	42	30	±300
	LMK 12-UU	LMSK 12-UU	57							
13	LMF 13-UU	LMSF 13-UU	88	13	0-9	23	0-16	43	32	±300
	LMK 13-UU	LMSK 13-UU	72							
16	LMF 16-UU	LMSF 16-UU	120	16	0-9	28	0-16	48	37	±300
	LMK 16-UU	LMSK 16-UU	104							
20	LMF 20-UU	LMSF 20-UU	180	20	0-10	32	0-19	54	42	±300
	LMK 20-UU	LMSK 20-UU	145							
25	LMF 25-UU	LMSF 25-UU	340	25	0-10	40	0-19	62	59	±300
	LMK 25-UU	LMSK 25-UU	300							
30	LMF 30-UU	LMSF 30-UU	470	30	0-10	45	0-19	74	64	±300
	LMK 30-UU	LMSK 30-UU	375							
35	LMF 35-UU	LMSF 35-UU	650	35	0-12	52	0-22	82	70	±300
	LMK 35-UU	LMSK 35-UU	560							
40	LMF 40-UU	LMSF 40-UU	1060	40	0-12	60	0-22	96	80	±300
	LMK 40-UU	LMSK 40-UU	860							
50	LMF 50-UU	LMSF 50-UU	2200	50	0-12	80	0-22	116	100	±300
	LMK 50-UU	LMSK 50-UU	1700							
60	LMF 60-UU	LMSF 60-UU	3000	60	0-15	90	0-25	134	110	±300
	LMK 60-UU	LMSK 60-UU	2560							
80	LMF 80-UU	LMSF 80-UU	5800	80	0-15	120	0-25	164	140	±300
	LMK 80-UU	LMSK 80-UU	5300							
100	LMF 100-UU	LMSF 100-UU	10600	100	0-20	150	0-29	200	175	±300
	LMK 100-UU	LMSK 100-UU	9500							

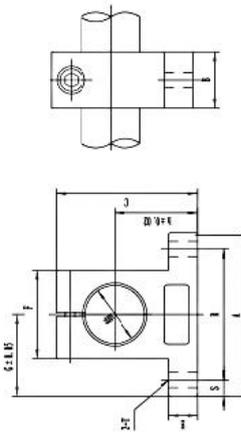
Part No.	Steel	Stainless Steel	Major dimensions and tolerances							Basic load rating		Mounted shaft diameter (mm)	
			K	t	Dp	X	Y	Z	Dynamic (C ₁₀)	Static (C ₀)			
	LMFK...UU	LMSFQ...UU	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	
LMF 6-UU		LMSF 6-UU	22	5	20	3.5	6	3.1	12	12	206	265	6
	LMK 6-UU	LMSK 6-UU											
LMF 8-UU		LMSF 8-UU	25	5	24	3.5	6	3.1	12	12	176	216	8
	LMK 8-UU	LMSK 8-UU											
LMF 8-UU		LMSF 8-UU	25	5	24	3.5	6	3.1	12	12	274	382	8
	LMK 8-UU	LMSK 8-UU											
LMF 10-UU		LMSF 10-UU	30	6	29	4.5	7.5	4.1	12	12	372	549	10
	LMK 10-UU	LMSK 10-UU											
LMF 12-UU		LMSF 12-UU	32	6	32	4.5	7.5	4.1	12	12	510	704	12
	LMK 12-UU	LMSK 12-UU											
LMF 13-UU		LMSF 13-UU	34	6	33	4.5	7.5	4.1	12	12	510	784	13
	LMK 13-UU	LMSK 13-UU											
LMF 16-UU		LMSF 16-UU	37	6	38	4.5	7.5	4.1	12	12	774	1180	16
	LMK 16-UU	LMSK 16-UU											
LMF 20-UU		LMSF 20-UU	42	8	43	5.5	9	5.1	15	15	882	1370	20
	LMK 20-UU	LMSK 20-UU											
LMF 25-UU		LMSF 25-UU	50	8	51	5.5	9	5.1	15	15	980	1570	25
	LMK 25-UU	LMSK 25-UU											
LMF 30-UU		LMSF 30-UU	58	10	60	6.6	11	6.1	15	15	1570	2740	30
	LMK 30-UU	LMSK 30-UU											
LMF 35-UU		LMSF 35-UU	64	10	67	6.6	11	6.1	20	20	1670	3140	35
	LMK 35-UU	LMSK 35-UU											
LMF 40-UU		LMSF 40-UU	75	13	78	9	14	8.1	20	20	2180	4070	40
	LMK 40-UU	LMSK 40-UU											
LMF 50-UU		LMSF 50-UU	92	13	98	9	14	8.1	20	20	3820	7940	50
	LMK 50-UU	LMSK 50-UU											
LMF 60-UU		LMSF 60-UU	108	18	112	11	17	11.1	25	25	4700	10000	60
	LMK 60-UU	LMSK 60-UU											
LMF 80-UU		LMSF 80-UU	136	18	142	11	17	11.1	25	25	7350	16000	80
	LMK 80-UU	LMSK 80-UU											
LMF 100-UU		LMSF 100-UU	170	20	175	14	20	13.1	30	30	14100	34800	100
	LMK 100-UU	LMSK 100-UU											

Mecatronic

Soportes de barra SK##
Soportes de barra de aluminio



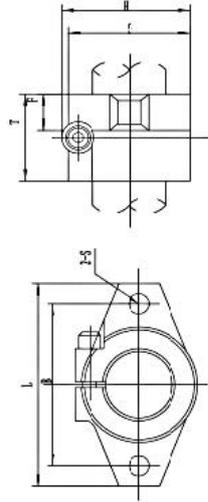
SK



Soportes de barra SHF##
Soportes de barra de aluminio



SHF



型号 Part Number	轴径 Shaft Diameter	h	g	a	b	c	e	f	s	r	t	安装螺栓 Mounting bolt designation	重量 Weight
SK-8	8	20	21	42	14	32.8	6	18	5	32	5.5	M4	24
SK-10	10	20	21	42	14	32.8	6	18	5	32	5.5	M4	24
SK-12	12	21	21	42	14	37.5	6	20	5	32	5.5	M4	30
SK-13	13	23	21	42	14	37.5	6	20	5	32	5.5	M4	30
SK-16	16	27	24	48	16	44	8	25	5	38	5.5	M4	40
SK-20	20	31	30	60	20	51	10	30	7.5	45	6.6	M5	70
SK-25	25	35	35	70	24	60	12	38	7	56	6.6	M6	130
SK-30	30	42	42	84	28	70	12	44	10	64	9	M6	180
SK-35	35	50	49	98	32	82	15	50	12	74	11	M8	270
SK-40	40	60	57	114	36	96	15	60	12	90	11	M8	420
SK-50	50	70	63	126	40	120	18	74	13	100	14	M12	750
SK-60	60	80	74	148	46	136	18	90	14	120	14	M12	1100

型号 Part Number	轴径 Shaft Diameter	l	t	f	h	g	b	d	s	安装螺栓 Mounting bolt designation	重量 Weight
SHF-8	8	43	10	-	24	-	32	5.5	5.5	M4	13
SHF-10	10	43	10	-	24	-	32	5.5	5.5	M4	13
SHF-12	12	47	13	7	28	25	36	5.5	5.5	M4	20
SHF-13	13	47	13	7	28	25	36	5.5	5.5	M4	20
SHF-16	16	50	16	8	31	28	40	5.5	5.5	M4	27
SHF-20	20	60	20	8	37	34	48	7	7	M6	40
SHF-25	25	70	25	10	42	40	58	7	7	M6	60
SHF-30	30	80	30	12	50	46	64	9	9	M8	110
SHF-35	35	92	35	14	58	50	72	12	12	M10	380
SHF-40	40	105	40	16	67	56	80	12	12	M10	510
SHF-50	50	122	50	19	83	70	96	14	14	M12	880
SHF-60	60	140	60	23	95	82	112	14	14	M12	1500

Resorte de apertura para mordazas

RESORTES DE EXTENSIÓN: SERIE ESTANDAR (METRICO)

TERMINACIONES EN POSICION ALEATORIA • Alambre de Piano (Platinado) o Acero Inoxidable (Pasivado)

NUMERO DE PARTE LEE	DIAMETRO EXTERNO		DIAMETRO DEL ALAMBRE		CARGA MAXIMA		TENSION INICIAL		POSICION DEL LAZO	LONGITUD SIN CARGA		CONSTANTE		LONGITUD MAXIMA		GRUPO DE PRECIO	
	MM	PULG.	MM	PULG.	N	LBS.	N	LBS.		MM	PULG.	N/MM	LBS/PULG.	MM	PULG.	M	S
LEM050BB 01†	5.50	.217	.50	.020	7.80	1.75	1.02	.23	I	12.70	0.500	0.510	2.91	25.80	1.016	K	K
LEM050BB 02†									I	15.70	0.618	0.310	1.77	36.60	1.441	K	K
LEM050BB 03†									I	20.20	0.795	0.210	1.20	52.90	2.083	J	J
LEM050BB 04†									I	27.70	1.091	0.130	0.74	80.00	3.150	J	J
LEM050BB 05†									I	37.70	1.484	0.090	0.51	116.10	4.571	K	K
LEM080BB 01†	5.50	.217	.80	.031	30.20	6.79	4.79	1.08	I	15.00	0.591	4.000	22.84	21.40	0.843	K	K
LEM080BB 02†									I	19.80	0.780	2.500	14.28	30.00	1.181	K	K
LEM080BB 03†									I	27.00	1.063	1.600	9.14	43.00	1.693	J	J
LEM080BB 04†									I	39.00	1.535	1.000	5.71	64.60	2.543	J	J
LEM080BB 05†									I	290.00	11.417	0.110	0.63	515.00	20.276	AP	AS
LEM110BB 01†	5.50	.217	1.10	.043	72.80	16.37	10.77	2.42	I	17.40	0.685	17.500	99.93	20.94	0.824	K	K
LEM110BB 02†									I	24.00	0.945	11.000	62.81	29.66	1.168	K	K
LEM110BB 03†									I	33.90	1.335	7.000	39.97	42.74	1.683	K	K
LEM055BC 01†	6.00	.236	.55	.022	9.50	2.14	1.09	.25	I	13.90	0.547	0.580	3.31	28.00	1.102	K	K
LEM055BC 02†									I	17.20	0.677	0.360	2.06	39.70	1.563	K	K
LEM055BC 03†									I	22.10	0.870	0.230	1.31	57.20	2.252	J	J
LEM055BC 04†									I	30.40	1.197	0.150	0.86	86.60	3.409	K	K
LEM055BC 05†									I	41.40	1.630	0.110	0.63	125.70	4.949	K	K
LEM120BC 01†	6.00	.236	1.20	.047	85.30	19.18	12.63	2.84	I	19.00	0.748	19.100	109.06	22.80	0.898	K	K
LEM120BC 02†									I	26.20	1.031	12.000	68.52	32.28	1.271	K	K
LEM120BC 03†									I	37.00	1.457	7.630	43.57	46.50	1.831	L	L
LEM055C 01	6.30	.248	.55	.022	8.80	1.98	0.85	0.19	R	15.50	0.610	0.602	3.44	28.70	1.130	J	J
LEM055C 02									R	19.00	0.748	0.340	1.94	42.37	1.668	J	J
LEM055C 03									R	22.00	0.866	0.247	1.41	54.25	2.136	J	J
LEM055C 04									R	25.00	0.984	0.194	1.11	65.89	2.594	J	J
LEM055C 05									R	30.00	1.181	0.144	0.82	85.37	3.361	J	J
LEM055C 06									R	35.00	1.378	0.114	0.65	104.85	4.128	K	K
LEM055C 07									R	40.00	1.575	0.095	0.54	124.08	4.885	K	K
LEM055C 08									R	45.00	1.772	0.081	0.46	143.81	5.662	K	K
LEM055C 09									R	50.00	1.969	0.070	0.40	163.55	6.439	K	K
LEM055C 10									R	55.00	2.165	0.061	0.35	184.79	7.275	K	K
LEM055C 11									R	60.00	2.362	0.056	0.32	201.98	7.952	K	K
LEM055C 12									R	65.00	2.559	0.051	0.29	221.72	8.729	K	K

RESORTES DE EXTENSIÓN



R = Lazo en posición al azar • I = Lazo en posición en línea

INSTRUCCIONES ESPECIALES PARA LOS RESORTES DE EXTENSIÓN

NUMERO DE PARTE: Agregue el sufijo "M" al final del número en inventario para Alambre de Piano; "S" para Acero Inoxidable tipo 302.

PRECIO: Para cotizar hasta 1000 resortes visite www.leepring.com; para más de 1000 resortes, contacte a Lee Spring.

CALCULOS: la Constante, Carga Máxima y Tensión Inicial son para Alambre de Piano; para Acero Inoxidable tipo 302, multiplique las cifras que se muestran por 5/6 (0.833).
 Nota: el Tipo 302 puede ser sustituido por el Tipo 304 a criterio de Lee Spring.

† indica DIN resortes de extensión cumplen con los parámetros de diseño descritos en la norma DIN 2097, ver página 3 para las especificaciones de Material.

 Lee Spring® Llama: 01.800.110.2500 • ventas@leepring.com • www.leepring.com

Pie de nivelación

GN 342.2



Elementos de nivelación

- **Base**
Acero cincado.
- **Elemento de amortiguamiento**
Elastómero PUR (Sylomer V12), color gris, encolado al alojamiento de la base, resistente a aceites y a temperaturas de -30° C a +70° C.
- **Tuerca hexagonal**
Acero cincado.
- **Vástago**
Acero cincado, roscado.

Datos técnicos

Los valores de carga mostrados en la tabla más abajo representan el límite que puede soportar permanentemente el inserto de amortiguamiento.

La carga estática equivale a un empuje de 0.4 N/mm², con el cual el material alcanza la capacidad de amortiguamiento dinámico óptima. Esto toma también en consideración una carga adicional de 0.6 N/mm² en caso de una carga dinámica.

Cuando se usan los elementos de nivelación GN 342.2 es preciso efectuar las siguientes diferenciaciones con relación a la absorción de las vibraciones:

- vibraciones activas: vibraciones transmitidas a los alrededores o a equipos relacionados desde por ejemplo, las maquinarias de trabajo.

- vibraciones pasivas: vibraciones transmitidas a equipos o piezas de vibraciones en los alrededores o bases.

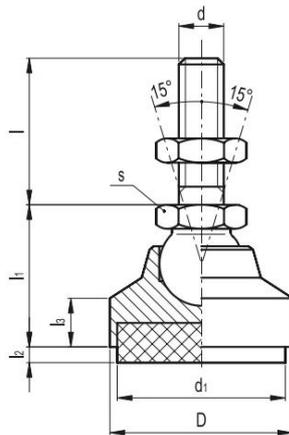
La eficiencia de la absorción de las vibraciones depende de la frecuencia de interferencia de la vibración que ha de ser absorbida así como de la frecuencia de resonancia del mismo elemento de amortiguamiento.

El efecto de absorción de la vibración se alcanza solamente cuando la frecuencia de interferencia es superior a $\sqrt{2}$ veces la frecuencia de resonancia en el elemento de amortiguamiento. Mientras mayor es la diferencia (Δ) entre los dos, mejor es el efecto de amortiguamiento. La frecuencia de resonancia en el elemento de amortiguamiento depende del tipo (composición) del material de sección transversal y de la carga estática.

Los gráficos muestran todos los datos requeridos sobre los materiales standards (SV12) del elemento de vibración. Los materiales de amortiguamiento con otras propiedades de absorción se pueden suministrar bajo pedido.

Nota

El elemento de nivelación se suministra montado.



Elementos standard	Dimensiones principales				Vástago roscado		Empuñadura	I2 compresión [N/mm ²]			Área [mm ²] inserto antivibraciones	Carga estática # [N]	Δ g
	D	d1	l1	l2	d	l		0	0.4	0.6			
GN 342.2-32-M10-50-SV	32	30	29	11	M10	50	16	5.5	4.3	3.4	707	280	107
GN 342.2-32-M10-80-SV	32	30	29	11	M10	80	16	5.5	4.3	3.4	707	280	122
GN 342.2-40-M12-63-SV	40	38	30	9.5	M12	63	18	6	4.8	3.9	1134	450	160
GN 342.2-40-M12-100-SV	40	38	30	9.5	M12	100	18	6	4.8	3.9	1134	450	189
GN 342.2-50-M12-63-SV	50	48	30.5	9	M12	63	18	6.5	5.3	4.4	1809	720	208
GN 342.2-50-M12-100-SV	50	48	30.5	9	M12	100	18	6.5	5.3	4.4	1809	720	250
GN 342.2-60-M16-80-SV	60	58	37.5	10	M16	80	24	7	5.8	4.9	2641	1050	400
GN 342.2-60-M16-125-SV	60	58	37.5	10	M16	125	24	7	5.8	4.9	2641	1050	495

Véase datos técnicos

Modelos ELESA y GANTER propiedad reservada según la ley. Dibujos no reproducibles si no se menciona la fuente.



11
751

Elementos de nivelación

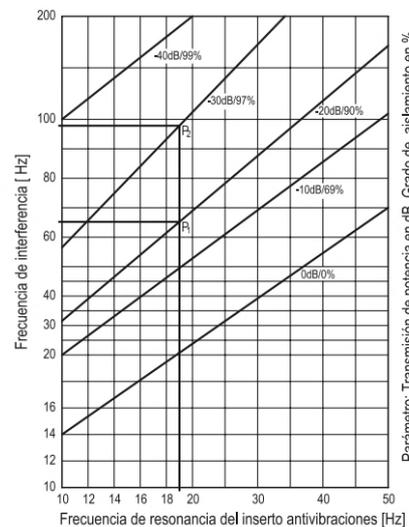
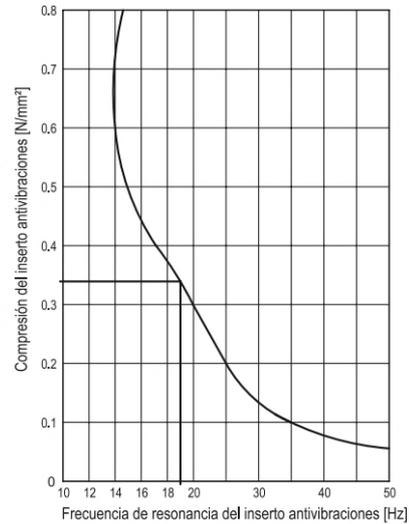
GN 342.1 GN 342.2

Absorción de vibraciones - Gráficos

11
752
Elementos de nivelación

Ejemplo

Peso supuesto por elemento de nivelación: 400 N.
 Compresión elemento de nivelación D = 32
 400 N
 $707 \text{ mm}^2 = 0,57 \text{ N/mm}^2$
 Compresión elemento de nivelación D = 40
 400 N
 $1134 \text{ mm}^2 = 0,34 \text{ N/mm}^2$
 Por consiguiente, deben preferirse elementos de nivelación con D=40, que ejercen una presión de 0.4 N/mm².
 El gráfico de arriba muestra:
 Frecuencia de resonancia con compresión 0.34 N/mm²: 19 Hz.
 El gráfico de abajo muestra:
 Grado de aislamiento con una frecuencia de interferencia [P1] de 66 Hz: 90%
 Grado de aislamiento con una frecuencia de interferencia [P2] de 98 Hz: 97%
 Con aproximadamente 200 Hz de frecuencia de interferencia, el grado de aislamiento corresponde a un 100%.



Modelos ELESA y GANTER propiedad reservada según la ley. Dibujos no reproducibles si no se menciona la fuente.

Chapa de acero

Chapas de Acero LAMINADAS EN FRIO		
Tabla de Pesos y Medidas		
ESPESOR		PESO
Nº Calibre	mm	x m²
12	2,50	19,80
14	2,00	15,84
16	1,60	12,60
18	1,25	9,90
19	1,07	8,47
20	0,90	7,12
21	0,80	6,35
22	0,70	5,54
23	0,65	5,15
24	0,56	4,35
25	0,50	3,96
26	0,45	3,56
27	0,40	3,16
28	0,35	2,77
30	0,30	2,38