

Análisis estático y determinación de la fuerza de apriete en una pinza de presión mediante ecuaciones de equilibrio

Static Analysis and Determination of the Clamping Force in a Clamp Using Equilibrium Equations

Luis D. Cruz Mendoza ^a, Libia D. Fernández De Dios ^b, Arturo Cruz Avilés ^c, Jorge Zuno Silva ^d, Martín Ortiz Domínguez ^e

Abstract:

Clamping tools constitute one of the most representative practical applications of static equilibrium and force transmission through articulated mechanisms. Among these tools, locking pliers are widely used due to their ability to generate high clamping forces from relatively small forces applied by the operator. This work presents a complete static analysis of a locking plier mechanism using free-body diagrams and equilibrium equations derived from classical mechanics. The interaction among the jaws, handles, and linkage system is analyzed to determine the clamping force exerted on a nut. The mathematical model demonstrates that two external forces of 50 lb applied to the handles generate a total compressive force of 700 lb on the clamped component. The obtained results illustrate the principle of mechanical advantage and highlight the relevance of static analysis in the design and optimization of industrial gripping mechanisms.

Keywords:

Statics, mechanical equilibrium, free-body diagrams, mechanical advantage, locking pliers, force transmission, mechanical engineering

Resumen:

Las herramientas mecánicas de apriete constituyen una aplicación práctica de los principios fundamentales de la estática y de la transmisión de fuerzas mediante mecanismos articulados. Entre ellas, las pinzas de presión destacan por su capacidad para generar elevadas fuerzas de sujeción a partir de esfuerzos relativamente pequeños aplicados por el operador. En el presente trabajo se desarrolla un análisis estático completo de una pinza de presión empleando diagramas de cuerpo libre y ecuaciones de equilibrio derivadas de la mecánica clásica. El estudio considera la interacción entre las quijadas, los mangos y los elementos de articulación, permitiendo determinar la magnitud de la fuerza de apriete ejercida sobre una tuerca. A partir del análisis matemático se demuestra que la aplicación de dos fuerzas de 50 lb sobre los mangos produce una fuerza total de compresión de 700 lb sobre la pieza sujeta. Los resultados obtenidos permiten comprender el principio de funcionamiento de este tipo de herramientas y evidencian la importancia de la ventaja mecánica en el diseño de dispositivos de sujeción utilizados en aplicaciones industriales y de manufactura.

Palabras Clave:

Estática, equilibrio mecánico, diagramas de cuerpo libre, ventaja mecánica, pinzas de presión, transmisión de fuerzas, ingeniería mecánica

^a Universidad Autónoma del Estado de Hidalgo | Escuela Superior de Ciudad Sahagún | Ciudad Sahagún-Hidalgo | México, <https://orcid.org/0009-0003-1066-2227>, Email: cr467564@uaeh.edu.mx

^b Tecnológico Nacional de México | Instituto Tecnológico de Tlalnepantla | Tlalnepantla de Baz-Estado de México | México, <https://orcid.org/0009-0002-8481-4492>, Email: libia.fd@tlalnepantla.tecnm.mx

^c Universidad Autónoma del Estado de Hidalgo | Escuela Superior de Ciudad Sahagún | Ciudad Sahagún-Hidalgo | México, <https://orcid.org/0000-0003-0455-1646>, Email: arturo_cruz8085@uaeh.edu.mx

^d Universidad Autónoma del Estado de Hidalgo | Escuela Superior de Ciudad Sahagún | Ciudad Sahagún-Hidalgo | México, <https://orcid.org/0000-0002-1997-5399>, Email: jorge_zuno@uaeh.edu.mx

^e Autor de Correspondencia, Universidad Autónoma del Estado de Hidalgo | Escuela Superior de Ciudad Sahagún | Ciudad Sahagún-Hidalgo | México, <https://orcid.org/0000-0003-4475-9804>, Email: martin_ortiz@uaeh.edu.mx

Introducción

La estática es una de las ramas fundamentales de la mecánica clásica encargada del estudio de cuerpos sometidos a fuerzas que permanecen en equilibrio. El conocimiento de los principios de equilibrio resulta indispensable en el diseño y análisis de estructuras, máquinas, mecanismos y herramientas empleadas en prácticamente todos los sectores industriales. La correcta comprensión de las fuerzas internas y externas que actúan sobre un sistema permite garantizar condiciones adecuadas de funcionamiento, seguridad y eficiencia mecánica (Beer et al., 2021). Uno de los conceptos más importantes dentro de la ingeniería mecánica es la ventaja mecánica, entendida como la capacidad de un mecanismo para multiplicar una fuerza de entrada y transformarla en una fuerza de salida de mayor magnitud. Este principio se encuentra presente en múltiples dispositivos tales como gatos mecánicos, prensas, tornillos de potencia, sistemas hidráulicos y herramientas manuales (Hibbeler, 2022).

Las pinzas de presión constituyen un excelente ejemplo de aplicación de estos principios. Su diseño incorpora una combinación de palancas y elementos articulados que permiten transformar la fuerza aplicada por el operador en fuerzas de compresión considerablemente mayores sobre una pieza de trabajo. Gracias a esta característica,

estas herramientas son ampliamente utilizadas en procesos de manufactura, mantenimiento industrial, ensamblaje mecánico y operaciones de soldadura. Desde el punto de vista mecánico, la comprensión del funcionamiento de una pinza de presión requiere el análisis individual de cada uno de sus componentes mediante diagramas de cuerpo libre. Posteriormente, la aplicación sistemática de las ecuaciones de equilibrio permite determinar las fuerzas internas que se desarrollan en el mecanismo y cuantificar la fuerza efectiva de sujeción. El objetivo del presente trabajo es desarrollar un modelo matemático basado en los principios de la estática y las ecuaciones de equilibrio para determinar la magnitud de la fuerza de apriete generada por una pinza de presión sometida a fuerzas externas conocidas aplicadas sobre sus mangos. Adicionalmente, se implementa un modelo tridimensional del mecanismo en SolidWorks® y se realiza un análisis mediante SolidWorks Motion® con el propósito de validar los resultados obtenidos analíticamente y verificar el comportamiento mecánico del sistema.

Descripción del sistema mecánico

El sistema analizado corresponde a una pinza de presión simétrica empleada para sujetar una tuerca hexagonal (ver Figura 1).

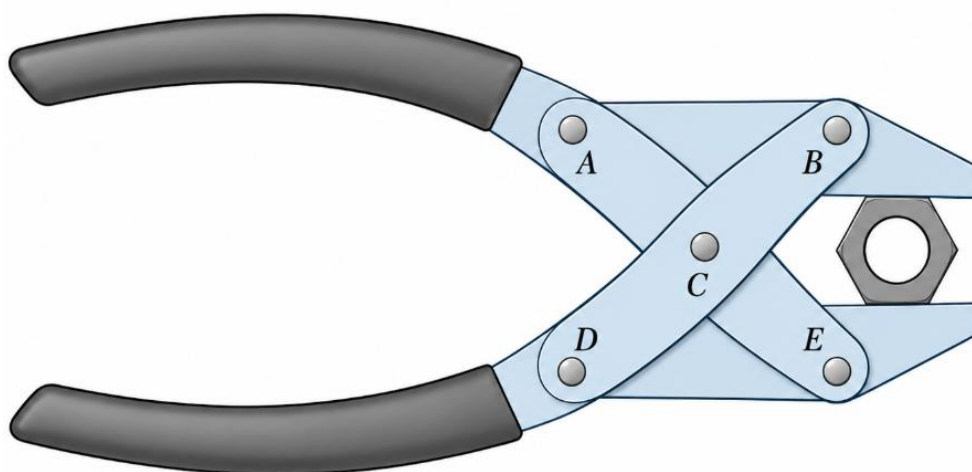


Figura 1. Modelo esquemático de una pinza de presión simétrica empleada para sujetar una tuerca hexagonal. El mecanismo está constituido por dos mangos, dos quijadas de apriete y un sistema de eslabones articulados conectados mediante los puntos A, B, C, D y E. Fuente: Elaboración propia.

La configuración geométrica permite transmitir y amplificar la fuerza aplicada por el operador a través de los mangos, generando una elevada fuerza de compresión sobre la tuerca. Este sistema constituye un ejemplo clásico de aplicación de los principios de

equilibrio estático y ventaja mecánica en herramientas manuales de sujeción. La herramienta está formada por dos mangos principales conectados mediante un sistema articulado que transmite el movimiento hacia dos quijadas de apriete. Durante la operación, el usuario aplica fuerzas

iguales y opuestas de $P = 50 \text{ lb}$ sobre cada mango (ver Figura 2). Las dimensiones mostradas constituyen los parámetros geométricos empleados en el análisis estático y en la formulación de las ecuaciones de

equilibrio utilizadas para determinar la fuerza de compresión desarrollada por el mecanismo.

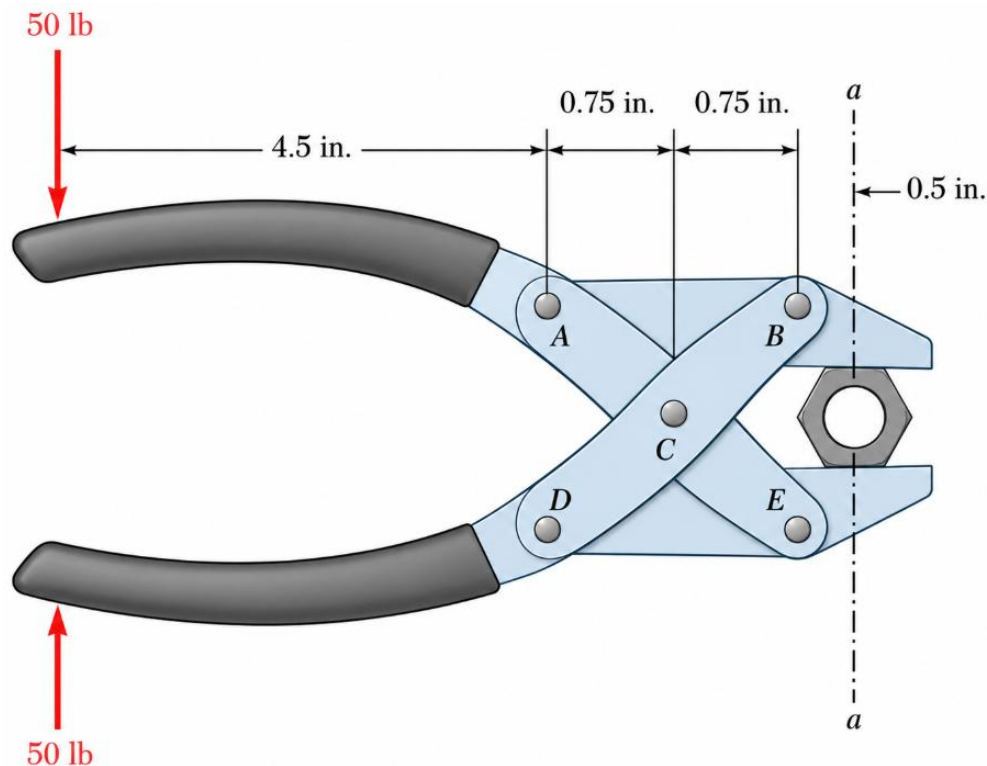


Figura 2. Geometría y condiciones de carga de la pinza de presión utilizada en el análisis estático. El mecanismo está constituido por dos mangos y un sistema de eslabones articulados conectados mediante los puntos A, B, C, D y E. Sobre los extremos de los mangos se aplican fuerzas de 50 lb en sentidos opuestos, mientras que las quijadas ejercen una fuerza de compresión sobre una tuerca hexagonal. Las dimensiones características del mecanismo, incluyendo la longitud efectiva de los mangos (4.5 in), la separación entre articulaciones (0.75 in) y la distancia entre la línea de acción de la fuerza de apriete y las articulaciones (0.5 in), se emplean para el desarrollo de las ecuaciones de equilibrio y la determinación de la ventaja mecánica del sistema. Fuente: Elaboración propia.

Estas fuerzas generan momentos alrededor de las articulaciones y producen una amplificación progresiva de la carga a través de los eslabones internos del mecanismo. Las dimensiones geométricas relevantes del sistema son:

- Distancia entre la fuerza aplicada y la articulación principal:

$$L = 4.5 \text{ in}$$

- Distancia entre puntos de articulación:

$$d = 0.75 \text{ in}$$

- Distancia entre la línea de acción de la fuerza de contacto y la articulación:

$$a = 0.5 \text{ in}$$

Estas dimensiones determinan directamente la ventaja mecánica del sistema y la distribución de esfuerzos internos.

Modelo matemático

Análisis de la quijada superior

Para iniciar el análisis se considera la quijada superior como un cuerpo rígido aislado.

Las fuerzas que actúan sobre dicho elemento son:

- Reacción vertical en A: A_y
- Reacción vertical en B: B_y

- Fuerza de contacto con la tuerca: R

Debido a que todas las fuerzas externas son verticales, el equilibrio horizontal conduce a:

$$\sum F_x = 0, \quad (1)$$

$$B_x = 0. \quad (2)$$

Lo anterior simplifica significativamente el análisis posterior.

Equilibrio de momentos

La Figura 3, muestra el diagrama de cuerpo libre (D.C.L.) de la quijada superior AB de una pinza de presión simétrica utilizada para sujetar una tuerca hexagonal. Sobre el elemento actúan las reacciones A_y y B_y en los puntos de articulación A y B, respectivamente, así como la reacción horizontal B_x en el pasador B. La fuerza R representa la fuerza de contacto ejercida por la quijada sobre la tuerca. Se indican además las distancias geométricas relevantes para el análisis estático: una separación de 1.5 in entre los puntos A y B y una distancia de 0.5 in entre el punto B y la línea de acción de la fuerza de apriete R . Estas dimensiones permiten formular las ecuaciones de equilibrio de fuerzas y momentos empleadas para determinar la magnitud de la fuerza de apriete desarrollada por el mecanismo.

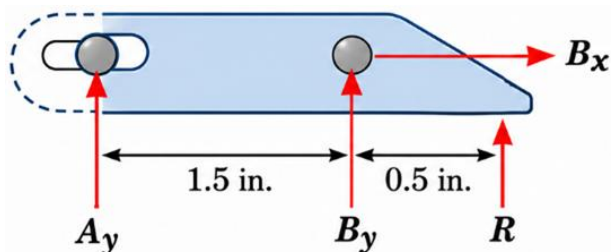


Figura 3. Diagrama de cuerpo libre de la quijada superior AB de la pinza de presión. Se muestran las reacciones en los puntos de articulación A_y , B_y y B_x , así como la fuerza de apriete R ejercida sobre la tuerca. Las dimensiones indicadas se utilizan para la formulación de las ecuaciones de equilibrio y la determinación de las fuerzas internas del mecanismo. Fuente: Elaboración propia.

Tomando momentos alrededor del punto B se elimina una incógnita y se obtiene una ecuación sencilla para la reacción en A.

$$\sum M_B = 0, \quad (3)$$

$$0.5R - A_y(1.5) = 0 \quad (4)$$

Despejando a A_y :

$$A_y = \frac{R}{3}. \quad (5)$$

Este resultado indica que la reacción en A representa únicamente la tercera parte de la fuerza de apriete ejercida por la quijada.

Equilibrio de fuerzas verticales

La condición de equilibrio vertical establece que:

$$\sum F_y = 0, \quad (6)$$

$$A_y + B_y + R = 0. \quad (7)$$

Sustituyendo el valor previamente obtenido (ver Ecuación (5)):

$$\frac{R}{3} + B_y + R = 0, \quad (8)$$

de donde:

$$B_y = -\frac{4R}{3}, \quad (9)$$

Este resultado muestra que la reacción en B es considerablemente mayor que la reacción en A, lo que evidencia una distribución no uniforme de cargas dentro del mecanismo.

Análisis del mango superior

El siguiente paso consiste en estudiar el mango ACE mediante un nuevo diagrama de cuerpo libre. En la Figura 4, presenta el diagrama de cuerpo libre (D.C.L.) del mango superior ACE de una pinza de presión simétrica. Sobre el elemento actúa una fuerza externa de 50 lb aplicada en el extremo del mango, así como las reacciones desarrolladas en los puntos de articulación A, C y E. Las componentes A_y , C_x , C_y , E_x y E_y representan las fuerzas internas transmitidas por los eslabones del mecanismo. Asimismo, se indican las dimensiones geométricas relevantes para el análisis, incluyendo la distancia de 4.5 in entre la fuerza aplicada y el punto A, así como las separaciones horizontales de 0.75 in entre

los centros de articulación A-C y C-E. Este diagrama constituye la base para formular las ecuaciones de equilibrio de fuerzas y momentos que permiten

determinar la fuerza de apriete generada por la herramienta.

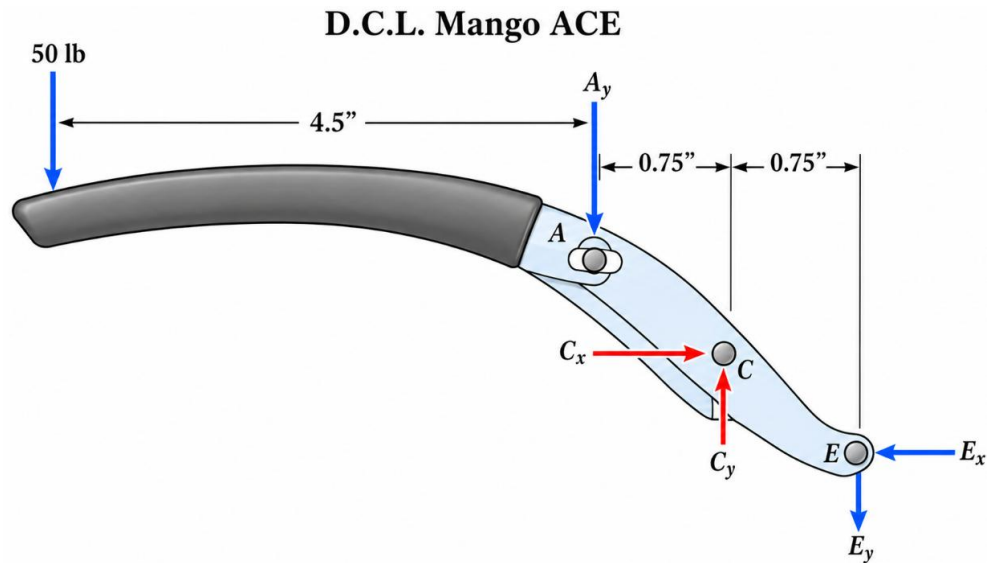


Figura 4. Diagrama de cuerpo libre del mango ACE de la pinza de presión. Se muestran la fuerza aplicada de 50 lb, las reacciones en los puntos de articulación A, C y E, y las dimensiones geométricas empleadas en el análisis estático para determinar la transmisión de esfuerzos y la fuerza de apriete desarrollada por el mecanismo. Fuente: Elaboración propia.

Las fuerzas que actúan sobre dicho elemento son:

$$262.5 - R(0.75) = 0. \quad (16)$$

$$P = 50 \text{ lb}, \quad (10)$$

Finalmente:

$$A_y = \frac{R}{3}, \quad (11)$$

$$R = 350 \text{ lb}. \quad (17)$$

$$E_y = \frac{4R}{3}, \quad (12)$$

Tomando momentos respecto al punto C:

$$\sum M_C = 0, \quad (13)$$

$$50(5.25) + A_y(0.75) - E_y(0.75) = 0. \quad (14)$$

Sustituyendo las Ecuaciones (11) y (12) en la Ecuación (14):

$$50(5.25) + \left(\frac{R}{3}\right)(0.75) - \left(\frac{4R}{3}\right)(0.75) = 0. \quad (15)$$

Simplificando:

Resultados y discusión

El análisis matemático desarrollado permitió determinar que cada quijada ejerce una fuerza de compresión sobre la superficie de la tuerca de 350 lb. Asimismo, las reacciones internas obtenidas fueron:

$$A_y = 116.67 \text{ lb}, \quad (18)$$

$$B_y = 466.67 \text{ lb}. \quad (19)$$

Se observa que la reacción en el punto B es aproximadamente cuatro veces mayor que la reacción en el punto A, lo que evidencia la amplificación de esfuerzos producida por la geometría del mecanismo articulado. Esta distribución de cargas permite que una fuerza relativamente pequeña aplicada por el operador se transforme en una fuerza de apriete considerablemente mayor sobre la tuerca, incrementando así la eficiencia mecánica de la herramienta. Dado que la tuerca se

encuentra sometida simultáneamente a la acción de ambas quijadas, la fuerza total de compresión ejercida sobre la pieza corresponde a la suma de las fuerzas de contacto desarrolladas por cada lado del mecanismo. Por consiguiente, la fuerza total de apriete puede expresarse como:

$$F_{total} = 2R \quad (20)$$

Sustituyendo el valor previamente calculado de la fuerza de contacto:

$$F_{total} = 2(350) = 700 \text{ lb.} \quad (21)$$

Este resultado indica que la pinza de presión es capaz de generar una fuerza de compresión total de 700 lb sobre la tuerca a partir de la aplicación de únicamente 50 lb en cada mango, es decir, una fuerza total de entrada de 100 lb. Lo anterior demuestra la elevada ventaja mecánica del mecanismo, la cual permite multiplicar significativamente la fuerza aplicada por el operador mediante la adecuada disposición geométrica de las articulaciones y brazos de palanca. La ventaja mecánica del sistema puede cuantificarse mediante la relación entre la fuerza de salida y la fuerza de entrada:

$$VM = \frac{F_{salida}}{F_{entrada}}, \quad (22)$$

$$VM = \frac{700}{100} = 7. \quad (23)$$

Por lo tanto, la pinza de presión presenta una ventaja mecánica de aproximadamente 7:1, lo que significa que por cada libra de fuerza aplicada por el operador se

generan siete libras de fuerza de apriete sobre la pieza sujeta. Este comportamiento explica la amplia utilización de este tipo de herramientas en operaciones de ensamble, mantenimiento y manufactura, donde se requieren elevadas fuerzas de sujeción con un esfuerzo humano relativamente reducido. Desde el punto de vista industrial, esta característica resulta sumamente valiosa debido a que permite sujetar firmemente componentes mecánicos sin requerir esfuerzos físicos excesivos. Este principio explica la amplia utilización de pinzas de presión en operaciones de mantenimiento, manufactura, soldadura, ensamble y reparación de maquinaria.

Análisis con SolidWorks

El ensamble de la pinza de presión fue desarrollado en el entorno de ensamblaje de SolidWorks®, utilizando piezas individuales modeladas tridimensionalmente y posteriormente integradas mediante relaciones de posición (*mates*) que reproducen el comportamiento cinemático del mecanismo real (ver Figura 5). La herramienta está compuesta por dos mangos principales, dos quijadas de apriete, dos eslabones de conexión y una tuerca hexagonal empleada como elemento de contacto para el análisis de fuerzas. La estructura principal del mecanismo está formada por dos cuerpos rígidos curvos que representan los mangos superior e inferior. Estos componentes constituyen los elementos sobre los cuales se aplican las fuerzas externas generadas por el operador. En el extremo frontal de los mangos se encuentran las quijadas de apriete, diseñadas para transmitir las cargas hacia la pieza sujeta. Las quijadas poseen superficies de contacto planas y paralelas, permitiendo una distribución uniforme de las fuerzas de compresión sobre la tuerca.

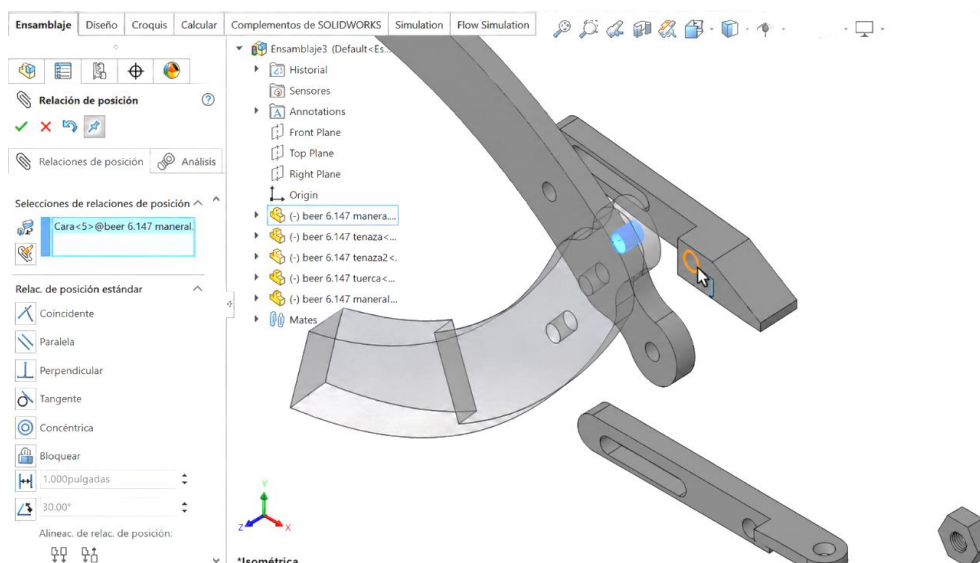


Figura 5. Ensamble tridimensional de la pinza de presión desarrollado en SolidWorks®. Se muestran los componentes principales del mecanismo, incluyendo los mangos, las quijadas de apriete, los eslabones de conexión, los pasadores de articulación y la tuerca hexagonal utilizada como elemento de contacto. El ensamblaje se realizó mediante relaciones de posición (mates) que permiten reproducir el comportamiento cinemático real del mecanismo y garantizar la correcta transmisión de movimiento entre sus componentes. Fuente: Elaboración propia.

La transmisión del movimiento entre los mangos y las quijadas se realiza mediante un sistema de eslabones articulados unidos por pasadores cilíndricos. Estos pasadores fueron modelados como elementos independientes y ensamblados utilizando relaciones concéntricas y coincidentes que permiten la rotación relativa entre los componentes. En particular, los puntos de articulación equivalentes a A, B, C, D y E del modelo teórico fueron representados mediante uniones tipo pasador, reproduciendo el comportamiento de un mecanismo plano de múltiples barras. Como se observa en la figura, durante el proceso de ensamblaje se emplean relaciones de posición para restringir adecuadamente los grados de libertad de cada componente. Las uniones cilíndricas se definieron mediante restricciones concéntricas entre los agujeros de los eslabones y los pasadores, mientras que las superficies laterales se alinearon mediante relaciones coincidentes. Este procedimiento garantiza que el mecanismo conserve únicamente los movimientos necesarios para su operación, evitando desplazamientos o rotaciones no deseadas.

La tuerca hexagonal fue incorporada al ensamblaje como cuerpo rígido independiente y colocada entre las quijadas

para simular las condiciones reales de apriete (ver Figura 6). La interacción entre las superficies de contacto de las quijadas y la tuerca constituye el punto de aplicación de las fuerzas de reacción obtenidas posteriormente mediante el análisis de movimiento. Desde el punto de vista cinemático, el conjunto puede clasificarse como un mecanismo articulado plano de múltiples eslabones, donde la fuerza aplicada en los mangos se transmite a través de las articulaciones hasta las quijadas, produciendo una amplificación de la carga debido a la ventaja mecánica generada por la geometría del sistema. Esta configuración permite evaluar tanto el comportamiento dinámico como las fuerzas internas desarrolladas en cada articulación. Finalmente, el modelo ensamblado constituye la base para la realización de estudios de movimiento (*Motion Analysis*) y simulaciones mecánicas en SolidWorks, permitiendo determinar fuerzas de reacción, desplazamientos, velocidades angulares y esfuerzos internos. La representación virtual del mecanismo facilita además la validación de los resultados analíticos obtenidos mediante ecuaciones de equilibrio estático y proporciona una herramienta eficaz para el estudio del comportamiento mecánico de sistemas de sujeción articulados.

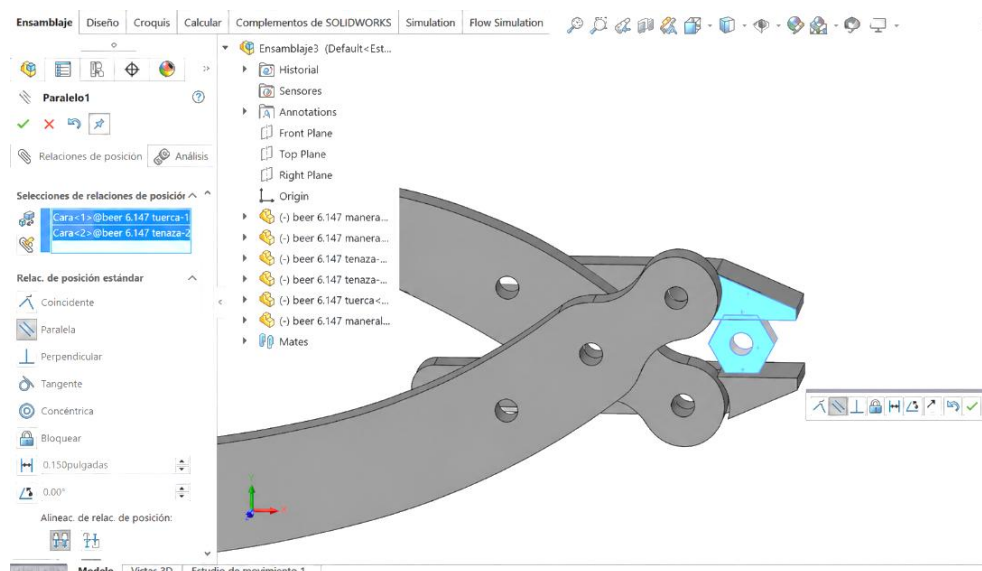


Figura 6. La figura muestra una vista lateral del ensamblaje de una pinza de presión desarrollado en SolidWorks®. Se observa la interacción entre las quijadas de apriete y una tuerca hexagonal colocada entre ellas. Durante el proceso de ensamblaje se emplean relaciones de posición (mates) para restringir los grados de libertad de los componentes y garantizar su correcta alineación. En particular, se aprecia la aplicación de una relación paralela entre la superficie de la

quijada y una de las caras de la tuerca, condición necesaria para reproducir adecuadamente las condiciones geométricas del mecanismo antes de realizar los análisis cinemáticos y estáticos. Fuente: Elaboración propia.

La Figura 7 muestra la configuración del análisis de movimiento (*Motion Analysis*) realizado en SolidWorks® para evaluar el comportamiento mecánico de la pinza de presión. En esta etapa se aplica una fuerza externa constante de 50 lbf sobre uno de los mangos del mecanismo, simulando la acción ejercida por el operador durante el proceso de apriete. La dirección de aplicación de la carga se define mediante un vector de fuerza

representado en color azul, mientras que el panel lateral izquierdo muestra los parámetros de la carga, incluyendo su magnitud y el tipo de función utilizada durante la simulación. La herramienta se encuentra completamente ensamblada mediante relaciones de posición que permiten reproducir el movimiento relativo entre los eslabones y las quijadas.

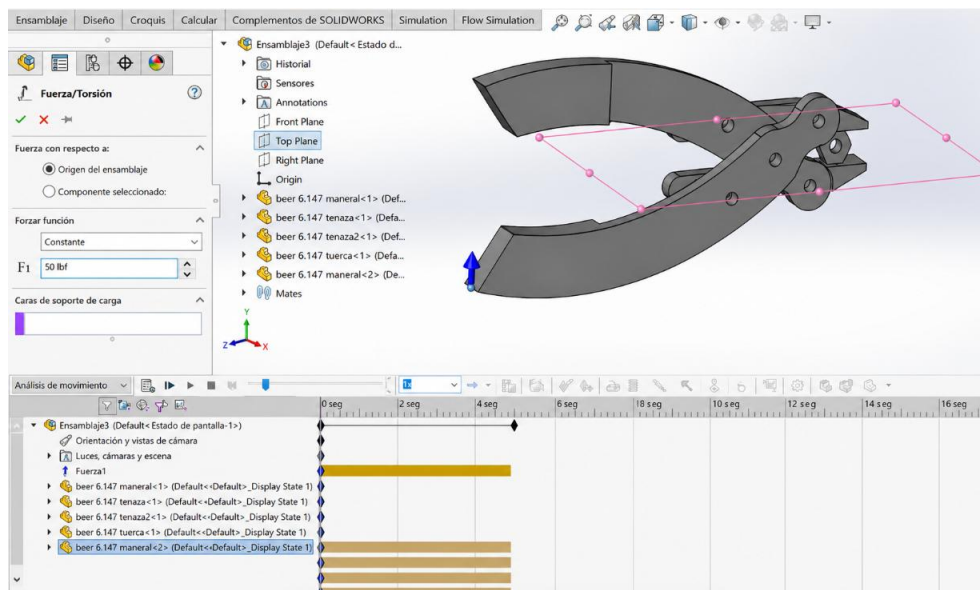


Figura 7. Aplicación de una fuerza constante de 50 lbf sobre el mango de la pinza de presión durante el estudio de movimiento en SolidWorks®. La carga externa simula la acción ejercida por el operador y constituye la condición de entrada utilizada para determinar las fuerzas de reacción y la fuerza de apriete desarrolladas por el mecanismo articulado. Fuente: Elaboración propia.

El estudio de movimiento calcula la respuesta cinemática y dinámica del mecanismo a lo largo del tiempo, permitiendo determinar desplazamientos, velocidades, aceleraciones y fuerzas de reacción desarrolladas en las articulaciones. La línea temporal ubicada en la parte inferior de la interfaz indica el intervalo de simulación considerado para el análisis. En Figura 8, se muestran los resultados obtenidos del análisis de movimiento realizado en SolidWorks Motion para la pinza de presión ensamblada. En la parte superior izquierda se presenta la gráfica correspondiente a la fuerza de reacción R desarrollada entre las quijadas y la tuerca durante el intervalo de simulación comprendido entre 0 y 1 segundo. Se observa que la fuerza permanece prácticamente constante en un valor cercano a 350 lbf, lo que indica que el mecanismo alcanza una condición de equilibrio estable bajo la aplicación de las cargas externas. A la derecha se

muestra la vista frontal del modelo tridimensional de la pinza de presión completamente ensamblada, incluyendo los mangos, las quijadas, los eslabones de conexión y la tuerca hexagonal sometida al proceso de apriete. En la parte inferior se presenta la línea de tiempo del estudio de movimiento, donde se observan las fuerzas aplicadas, las restricciones del mecanismo y los resultados calculados durante la simulación. La constancia de la fuerza de reacción obtenida valida los resultados analíticos desarrollados mediante las ecuaciones de equilibrio estático, confirmando que cada quijada ejerce una fuerza aproximada de 350 lbf sobre la tuerca. Asimismo, la simulación permite verificar el correcto funcionamiento cinemático del mecanismo y proporciona una herramienta adicional para la evaluación de las cargas internas transmitidas entre sus componentes.

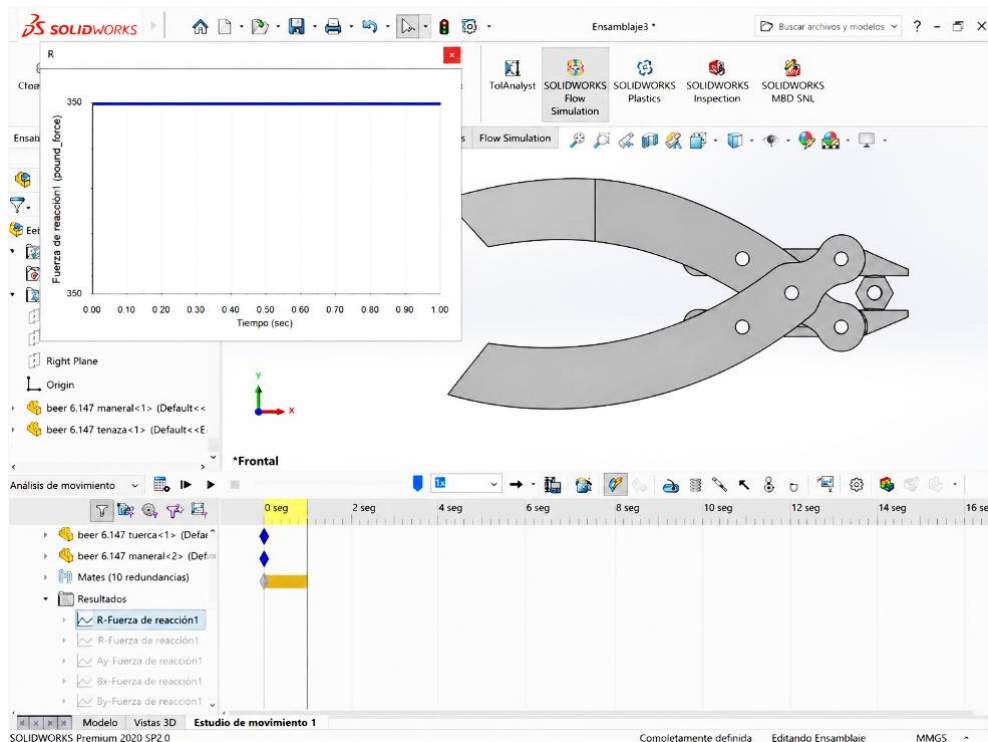


Figura 8. Resultado del análisis de movimiento realizado en SolidWorks Motion para la pinza de presión. La gráfica muestra la evolución temporal de la fuerza de reacción $R_{desarrollada}$ entre las quijadas y la tuerca, obteniéndose un valor prácticamente constante de **350 lbf** durante la simulación, en concordancia con los resultados obtenidos mediante el análisis estático del mecanismo. Fuente: Elaboración propia.

La Figura 9, se presenta el resultado obtenido para la reacción vertical B_y durante el análisis de movimiento realizado en SolidWorks Motion. En la ventana de resultados se muestra la evolución temporal de la fuerza de reacción asociada al punto de articulación B, observándose un valor prácticamente constante de 466.67 lbf a lo largo de todo el intervalo de simulación comprendido entre 0 y 1 segundo. La estabilidad de la curva indica que el mecanismo permanece en condiciones de equilibrio durante la aplicación de las

cargas externas. A la derecha se observa el modelo tridimensional de la pinza de presión ensamblada, mientras que en la parte inferior se muestra la línea de tiempo correspondiente al estudio de movimiento. El valor obtenido mediante simulación coincide con el calculado analíticamente a partir de las ecuaciones de equilibrio estático, validando la correcta representación del mecanismo y de las condiciones de carga implementadas en el modelo computacional.

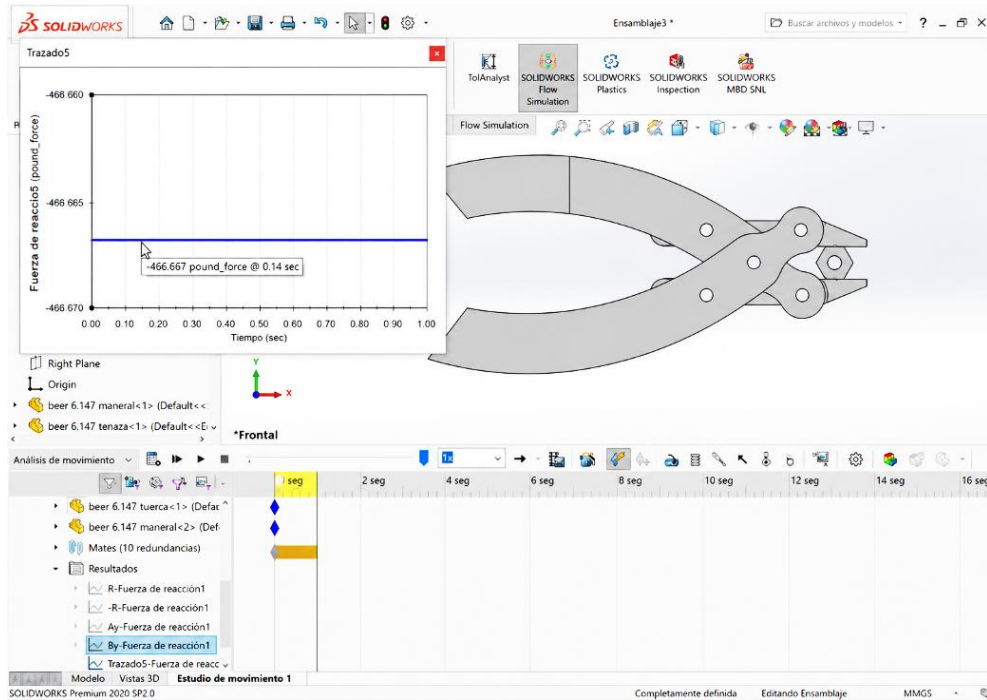


Figura 9. Fuerza de reacción vertical B_y obtenida mediante el análisis de movimiento en SolidWorks Motion®. La gráfica muestra un valor constante de aproximadamente **466.67 lbf** durante todo el intervalo de simulación, en concordancia con el resultado obtenido mediante el análisis estático del mecanismo de la pinza de presión. Fuente: Elaboración propia.

La Figura 10, se presenta los resultados obtenidos para la reacción vertical A_y mediante el análisis de movimiento realizado en SolidWorks Motion®. En la ventana de resultados se muestra la variación temporal de la fuerza de reacción asociada al punto de articulación A durante un intervalo de simulación de 1 segundo. Se observa que la fuerza permanece constante en un valor aproximado de -116.67 lbf, indicando que el mecanismo opera bajo

condiciones de equilibrio estable y que las cargas transmitidas a través de las articulaciones no presentan fluctuaciones significativas durante el proceso de apriete. El signo negativo asociado a la reacción indica que el sentido real de la fuerza es opuesto al asumido inicialmente durante la definición del sistema de referencia empleado por el software.

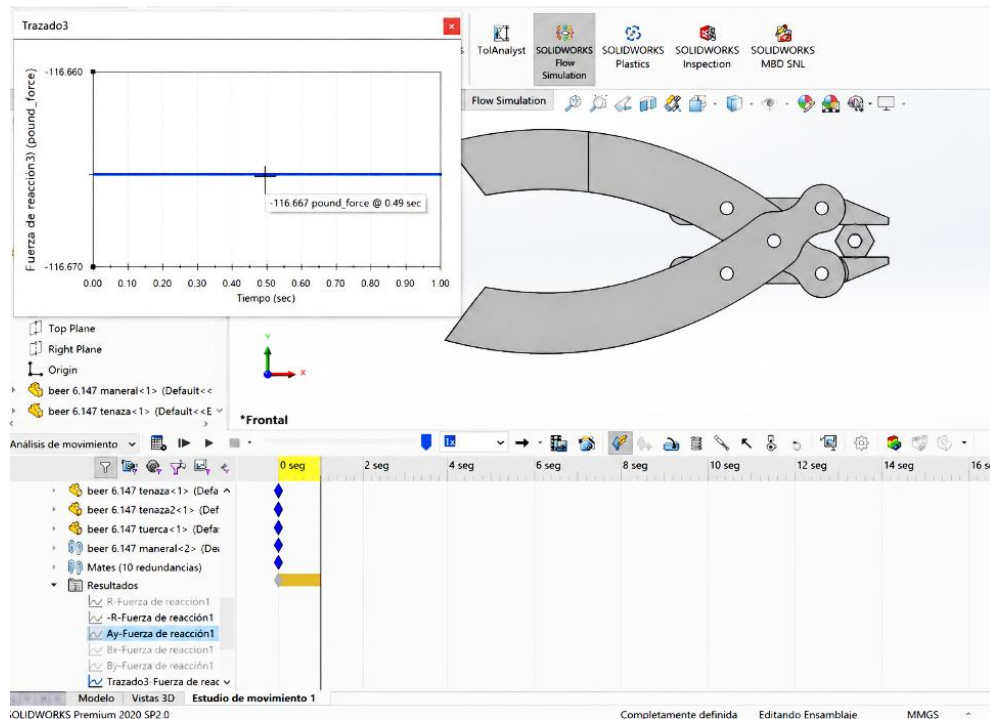


Figura 10. Fuerza de reacción vertical A_y obtenida mediante el análisis de movimiento en SolidWorks Motion®. La gráfica muestra un valor constante de aproximadamente **116.67 lbf** durante todo el intervalo de simulación. El signo negativo reportado por el software indica únicamente la orientación de la fuerza respecto al sistema de referencia definido, mientras que su magnitud coincide con el resultado obtenido mediante el análisis estático del mecanismo de la pinza de presión. Fuente: Elaboración propia.

Conclusiones

El análisis estático desarrollado permitió comprender detalladamente el funcionamiento mecánico de una pinza de presión mediante la aplicación sistemática de diagramas de cuerpo libre y ecuaciones de equilibrio. A partir de las condiciones geométricas y de carga consideradas, se determinó que cada quijada ejerce una fuerza de apriete de 350 lb sobre la tuerca, generando una fuerza total de compresión de 700 lb. Asimismo, se obtuvo una ventaja mecánica de 7, lo que evidencia la capacidad del mecanismo para amplificar significativamente la fuerza aplicada por el operador. Las reacciones internas calculadas en las articulaciones fueron ($A_y = 116.67$) lb y ($B_y = 466.67$) lb, permitiendo identificar la distribución de cargas dentro del sistema y comprender el papel que desempeña cada elemento en la transmisión de esfuerzos. Los resultados muestran que la configuración geométrica de los eslabones y articulaciones es determinante para incrementar la fuerza de salida sin requerir un aumento proporcional de la fuerza de entrada.

Con el propósito de validar el modelo analítico, se desarrolló un modelo tridimensional del mecanismo en SolidWorks® y se efectuó un estudio de movimiento

mediante SolidWorks Motion®. Los resultados numéricos obtenidos para la fuerza de apriete ($R = 350$) lb y para las reacciones en las articulaciones ($A_y = 116.67$) lb y ($B_y = 466.67$) lb coincidieron con los valores calculados mediante las ecuaciones de equilibrio estático, confirmando la correcta formulación del modelo matemático y la adecuada representación cinemática del mecanismo.

La concordancia observada entre los resultados analíticos y computacionales demuestra la confiabilidad de la metodología empleada para el estudio de mecanismos articulados de transmisión de fuerzas. Además, el uso combinado de herramientas teóricas y de simulación asistida por computadora constituye una estrategia eficaz para el análisis, diseño y optimización de dispositivos mecánicos utilizados en aplicaciones de manufactura, mantenimiento e ingeniería mecánica.

Finalmente, el trabajo pone de manifiesto la importancia de integrar conceptos de mecánica estática, modelado geométrico y simulación computacional para comprender el comportamiento de sistemas mecánicos reales y evaluar su desempeño antes de la construcción de prototipos físicos, reduciendo costos y tiempos de desarrollo en el proceso de diseño ingenieril.

Referencias

Beer, F. P., Johnston, E. R., Mazurek, D. F., Cornwell, P. J., & Self, B. P. (2021). *Vector Mechanics for Engineers: Statics and Dynamics*. McGraw-Hill Education.

Bedford, A., Fowler, W., & Liechti, K. (2020). *Engineering Mechanics: Statics*. Pearson.

Hibbeler, R. C. (2022). *Engineering Mechanics: Statics*. Pearson Education.

Meriam, J. L., Kraige, L. G., & Bolton, J. N. (2018). *Engineering Mechanics: Statics*. Wiley.

Pytel, A., & Kiusalaas, J. (2019). *Engineering Mechanics: Statics*. Cengage Learning.