



UNIVERSIDAD
DE PIURA

FACULTAD DE INGENIERÍA

**Diseño de una ensambladora de coronas para anzuelos
poteros, mediante el uso de herramienta CAD**

Tesis para optar el Título de
Ingeniero Mecánico - Eléctrico

Fabrizio Alejandro Rojas Belletich

Asesor:
Dr. Ing. Miguel Buenaventura Castro Sánchez

Piura, mayo de 2022



Ofrecido a Dios y a mi familia, en especial a los que ya no están con nosotros.





Agradezco a Dios y a mi familia, por el apoyo constante e incondicional. A mi asesor, por la orientación brindada a lo largo de este proyecto. Al personal del Departamento de Mecánica, por las facilidades brindadas y su generoso apoyo.





Resumen

Este proyecto tiene como finalidad el diseño, con el uso de la herramienta CAD SolidWorks, de un prototipo que permita automatizar el proceso de fabricación de las coronas del anzuelo utilizado en la pesca de calamar gigante o pota.

Se inicia con un estudio de los principales requerimientos de cada fase, como la fuerza necesaria para el doblado o corte, y la disposición de elementos que permita obtener un afilado uniforme o facilitar la colocación de los arpones dentro del aro que conforma la corona.

Luego, se realizan estudios dentro de SolidWorks, estáticos, no lineales o de pandeo, para complementar los análisis de esfuerzos que determinan si los elementos diseñados son capaces de cumplir con los requerimientos sin fallar; además, se desarrollan estudios de movimiento que permitan apreciar el comportamiento de los mecanismos diseñados cuando se ejecutan las operaciones deseadas.

Los resultados sugieren que los elementos del prototipo son capaces de transmitir el tipo de movimiento o las fuerzas necesarias para satisfacer las distintas etapas del proceso, sin fallar. Por lo tanto, se puede concluir que el diseño cumple con las expectativas planteadas; sin embargo, también se determina que, para algunas de las etapas, se necesitaría de más estudios empíricos que permitan obtener mayor data para la optimización del mecanismo.



Tabla de contenido

Introducción	17
Capítulo 1 Aspectos generales	19
1.1 Situación actual de la pesca de pota en el Perú	19
1.1.1 Impacto económico y social	19
1.2 Estado del arte en la fabricación de anzuelos	20
Capítulo 2 Características del anzuelo	23
2.1 Descripción del proceso de fabricación	23
2.1.1 Corte	23
2.1.2 Afilado	24
2.1.3 Doble inicial	24
2.1.4 Conformación de la corona	24
2.1.5 Doble final	25
2.2 Propiedades del material	26
2.3 Datos empíricos	27
2.3.1 Ensayo de dureza	27
2.3.2 Ensayos con prensa hidráulica	30
Capítulo 3 Prediseño	35
3.1 Corte	35
3.1.1 Primer mecanismo de corte	39
3.1.2 Segundo mecanismo de corte	42
3.2 Afilado	45
3.3 Doble inicial	50
3.3.1 Comportamiento de la varilla durante el doblez	51
3.3.2 Mecanismo leva seguidor	56

3.4	Conformación de la corona	65
3.5	Doble final	67
Capítulo 4 Resultados en SolidWorks		69
4.1	Proceso de corte	69
4.2	Afiladora	74
4.2.1	Faja inferior	75
4.2.2	Faja superior	75
4.2.3	Amoladora de banda	76
4.3	Banco de doblez inicial	78
4.3.1	Punzón vertical	80
4.3.2	Punzón horizontal	84
4.4	Conformado de la corona	86
4.5	Banco de doblez de la corona	90
Conclusiones		93
Referencias bibliográficas		95
Apéndices		99
Apéndice A. Análisis cinemático del sistema biela-manivela		101
A.1	Cálculo de vectores desplazamiento	101
A.2	Cálculo de vectores velocidad	101
A.3	Cálculo de vectores aceleración	101
Apéndice B. Códigos y resultados en Matlab		103
B.1.	Código: Cálculo de requerimientos	103
B.2.	Código: Diseño de levas	111
B.3.	Resultados	122
Anexos		125
Anexo A. Tablas complementarias		127
Planos		129

Lista de tablas

Tabla 1. <i>Dureza HRB de las muestras de arpón</i>	29
Tabla 2. <i>Análisis del mecanismo de Ginebra para corte</i>	44
Tabla 3. <i>Análisis del mecanismo biela-manivela para corte</i>	45
Tabla 4. <i>Acciones a realizar por las levas de la sección de doblez inicial</i>	59





Lista de figuras

Figura 1. Máquina para enderezar y cortar alambre de acero.....	20
Figura 2. Máquina de afilado automático para anzuelos	21
Figura 3. Máquina de doblado para anzuelos de calamar.....	21
Figura 4. Máquina que moderniza la caza de calamar gigante, presentada por miembros del SENATI.....	22
Figura 5. Anzuelo potero desensamblado	23
Figura 6. Segmento de varilla de acero afilado.....	24
Figura 7. Arpones en forma de “U” y “U modificada”	24
Figura 8. Estructura de la corona de arpones.....	25
Figura 9. Corona de arpones de anzuelo potero	25
Figura 10. Muestras de arpón preparadas para ensayo de dureza.....	28
Figura 11. Banco para ensayos de dureza.....	29
Figura 12. Arreglo hidráulico para amplificar la fuerza F_i	30
Figura 13. Matriz usada en el ensayo de la primera fase del doblez inicial	31
Figura 14. Matriz usada en el ensayo de la segunda fase del doblez inicial.....	31
Figura 15. Punzón utilizado en el ensayo de doblez inicial.....	32
Figura 16. Disposición del punzón y la muestra en una de las matrices durante los ensayos	32
Figura 17. Muestras obtenidas al terminar el ensayo de doblez inicial	33
Figura 18. Seccionador de varillas de acero o barras para concreto armado	36
Figura 19. Seccionador manual de varillas Kamekura DW-400.....	37
Figura 20. Vista de sección de una unión empernada.....	37
Figura 21. Fuerzas internas en un perno entre dos placas	38
Figura 22. Mecanismo de Ginebra	40
Figura 23. Fuerzas en el engranaje de Ginebra.....	41
Figura 24. Mecanismo biela-manivela	43
Figura 25. Diagrama de cuerpo libre del mecanismo biela-manivela	43
Figura 26. Ilustraciones de varios procesos de maquinado y acabado	46
Figura 27. Aguja hipodérmica	47
Figura 28. Máquina para afilar varillas de acero.....	48
Figura 29. Maquinaria para afilado en la fabricación de agujas.....	49
Figura 30. Proceso industrial de afilado de lápices.....	49
Figura 31. Máquina para fabricar grapas, clavos en "U" con muesca, grapas con púas o grapas con espuelas	51

Figura 32. Simplificación de la disposición de la varilla en la matriz de la primera fase del doblez inicial.....	51
Figura 33. Diagrama de fuerza cortante en la varilla.....	52
Figura 34. Diagrama de momento flector en la varilla	52
Figura 35. Viga sometida a momento flector	53
Figura 36. Esfuerzos internos en una viga sometida a momento flector	53
Figura 37. Diagrama de esfuerzo - deformación unitaria en una prueba de tensión estándar- Material dúctil	54
Figura 38. Diagrama esfuerzo-deformación para un material elastoplástico idealizado.....	54
Figura 39. Deformaciones plásticas de una viga rectangular de material elastoplástico	55
Figura 40. Plegado al aire de una varilla de sección rectangular.....	56
Figura 41. "Tipos de levas: a) de placa, b) de cuña, c) de tambor, d) de cara"	57
Figura 42. "leva de placa con a) seguidor excéntrico de cuña; b) seguidor de movimiento alternativo y cara plana, c) seguidor oscilante de rodillo y d) seguidor oscilante de zapata curva"	58
Figura 43. Diagrama de desplazamientos.....	58
Figura 44. Diagramas s-v-a-j de mecanismos de leva-seguidor.....	60
Figura 45. Diagrama de desplazamiento armónico doble del seguidor de la leva 1.....	61
Figura 46. Diagrama de desplazamiento armónico doble del seguidor de la leva 2.....	62
Figura 47. Leva de placa con seguidor oscilante de rodillo	63
Figura 48. Perfil de la leva 1 del punzón vertical	64
Figura 49. Perfil de la leva 2, para el punzón horizontal.....	64
Figura 50. Cilindro de revolver Colt Python.....	66
Figura 51. Centrifugadora médica de laboratorio	66
Figura 52. Mecanismo diseñado para el proceso de corte.....	69
Figura 53. Comportamiento del prototipo durante el proceso de corte	70
Figura 54. Análisis de esfuerzos sobre la varilla a partir de un avance definido de la matriz .	71
Figura 55. Análisis de esfuerzos sobre la varilla a partir de una carga aplicada.....	72
Figura 56. Esfuerzos internos en la sección de corte de la varilla durante el análisis con carga aplicada	73
Figura 57. Propiedades del acero AISI 304 en SolidWorks	74
Figura 58. Mecanismo diseñado para el proceso de afilado	74
Figura 59. Faja dentada inferior del mecanismo de afilado	75
Figura 60. Vista interna de la faja superior del mecanismo de afilado	76
Figura 61. Vista del plano XY del mecanismo de afilado	77
Figura 62. Vista del plano YZ del mecanismo de afilado	77
Figura 63. a) Igual sentido de giro de la varilla y la guía de la amoladora. b) Sentido de giro de la varilla opuesto al de la guía de la amoladora.....	78
Figura 64. Mecanismo diseñado para el proceso de doblez inicial	79
Figura 65. Primera etapa del doblez inicial.....	79
Figura 66. Segunda etapa del doblez inicial.....	80
Figura 67. Punzón vertical.....	81
Figura 68. "Análisis de pandeo, caso c: un extremo libre y otro extremo empotrado".....	82
Figura 69. Vista de planta del punzón vertical.....	83

Figura 70. Resultados del análisis de pandeo del punzón vertical	84
Figura 71. Punzón horizontal	85
Figura 72. Resultados del análisis de pandeo del punzón horizontal.....	85
Figura 73. Análisis de esfuerzos por compresión en el punzón horizontal	86
Figura 74. Mecanismo diseñado para la etapa de conformado de la corona	87
Figura 75. Colocación de los arpones en la matriz hexagonal.....	88
Figura 76. Desacoplo del engranaje de ginebra.....	88
Figura 77. Colocación aro de acero como frontera exterior para los arpones.....	89
Figura 78. Acuñado o aprisionamiento de los arpones contra el aro de acero.....	89
Figura 79. Matriz hexagonal del proceso de conformado de la corona	90
Figura 80. Elemento a la salida de la sección de conformado frente a la forma final de la corona.....	90
Figura 81. Banco de dobléz final de las coronas de anzuelo	91
Figura 82. Transporte de las coronas desde una matriz hacia otra.....	92





Introducción

En los últimos años, el Perú ha sido uno de los principales exportadores de pota en Sudamérica y en el mundo. Esto ha llevado a que los pescadores artesanales quieran optimizar sus procesos. Por ello, buscan nuevas formas de producir a mayor escala y de manera más eficiente el tipo de anzuelo utilizado para esta actividad.

Actualmente, en varios países del mundo, existen compañías que fabrican maquinaria especializada en alguno de los procesos involucrados en la fabricación del anzuelo para la pesca de pota, como, por ejemplo, el corte de varillas de acero o el doblado de estas.

En este proyecto se busca diseñar, con ayuda de la herramienta CAD SolidWorks, un prototipo destinado, específicamente, a la automatización en la fabricación de la denominada corona, una de las partes principales del anzuelo potero.

Con este objetivo, se ha optado por desarrollar la propuesta en cuatro capítulos. En el primero, se aborda la importancia de la pesca de pota en el Perú y, por ende, la de la herramienta utilizada, así como la exposición de algunas tecnologías empleadas en la fabricación de esta.

El segundo capítulo lo constituye la descripción del anzuelo potero, que incluye el proceso que se sigue durante su fabricación, las características del tipo de material utilizado y los resultados de los ensayos realizados a una muestra real de anzuelo. En el tercero, se continúa con el prediseño, en el que se profundiza en cada etapa del proceso de fabricación de la corona del anzuelo y se presenta una idea previa del mecanismo que se adaptaría mejor a cada una de estas. Por último, el cuarto capítulo abarca los resultados obtenidos en SolidWorks del diseño de los elementos para cada etapa del proceso de fabricación.

Se espera que, el estudio, en su conjunto, constituya un aporte significativo para la pesca artesanal de la región, una de las principales actividades económicas de la zona norte del país, y que, además, sea adaptado para otras zonas y tipos de pesca.



Capítulo 1

Aspectos generales

1.1 Situación actual de la pesca de pota en el Perú

La pota (*Dosidicus gigas*) es, después de la anchoveta, la especie que constituye la mayor parte de la pesca en el Perú y de la cual se favorecen más de 14 000 pescadores artesanales (Plataforma digital única del Estado Peruano, 2019). Según el Mincetur, en el sector de pesca no tradicional, la pota es el principal producto peruano de exportación, lo que posiciona al Perú como el segundo mayor exportador mundial. Las exportaciones de pota se realizan en distintas presentaciones: congelados, conservas o harina. Aun así, según el Instituto del Mar del Perú (Imarpe), este recurso hidrobiológico se encuentra en un estado de subexplotación respecto a la cuota establecida por el Ministerio de la Producción (Paredes & de la Puente, 2014).

1.1.1 Impacto económico y social

En el 2015, la asociación de exportadores (ADEX) indicó que, en el período de enero a noviembre del 2014, las exportaciones de pota superaron en más de 30 % los valores del año anterior, alcanzándose un récord histórico en la exportación de pota (Perú21, 2015).

Y, entre los años 2016 y 2017, los cambios en las relaciones económicas entre China y Estados Unidos beneficiaron las exportaciones nacionales hacia el mercado norteamericano (Gestión, 2018).

En el 2018, Perú se posiciona por encima de Chile y Ecuador como el principal exportador de pota en América Latina, y como el tercero a nivel mundial, después de China y la India. En mayo de ese año, alcanza un valor mensual de exportación de 96 millones de dólares, el valor más alto registrado; y, Piura se ubicó como la principal región exportadora, seguida de Callao, Lima y Arequipa (Paredes & de la Puente, 2014).

El Ministerio de la Producción señaló que el 2018 hubo una recuperación, respecto a años anteriores, en los que la pesca de esta especie de calamar se vio afectada por el denominado Fenómeno El Niño Costero del 2017 (Gestión, 2019).

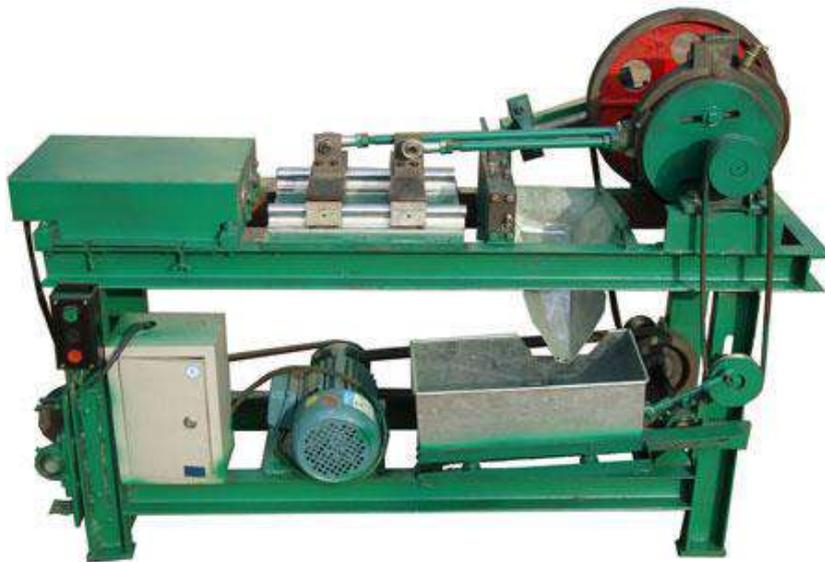
Para inicios del 2019, el Perú ya se consolidaba como el segundo exportador de pota después de China. Y, en marzo del 2021, Produce estableció una nueva cuota de captura del

recurso hidrobiológico, la que pasó a ser de 580 000 toneladas, superando las 504 000 toneladas que ya habían sido establecidas en octubre del 2019 (Plataforma digital única del Estado Peruano, 2021).

1.2 Estado del arte en la fabricación de anzuelos

Hoy en día, existen compañías como la *Quzhou Waterford Fishing Tackle Co., Ltd* en China, que fabrican productos destinados para la pesca. Entre estos están: el modelo WTF-002, de la Figura 1, diseñado para enderezar y cortar alambre de acero; el modelo WTF-003, de la Figura 2, que afila secciones de alambre; y, el modelo WTF-008, de la Figura 3, que se utiliza para doblar piezas de alambre.

Figura 1. Máquina para enderezar y cortar alambre de acero



Fuente: Steel Wire Straightening and Cutting Machine, por Quzhou Waterford Fishing Tackle Co.,Ltd (s.f.)

Figura 2. Máquina de afilado automático para anzuelos



Fuente: Automatic Grinding Machine for Fishing Hook, por Quzhou Waterford Fishing Tackle Co., Ltd (s.f).

Figura 3. Máquina de doblado para anzuelos de calamar

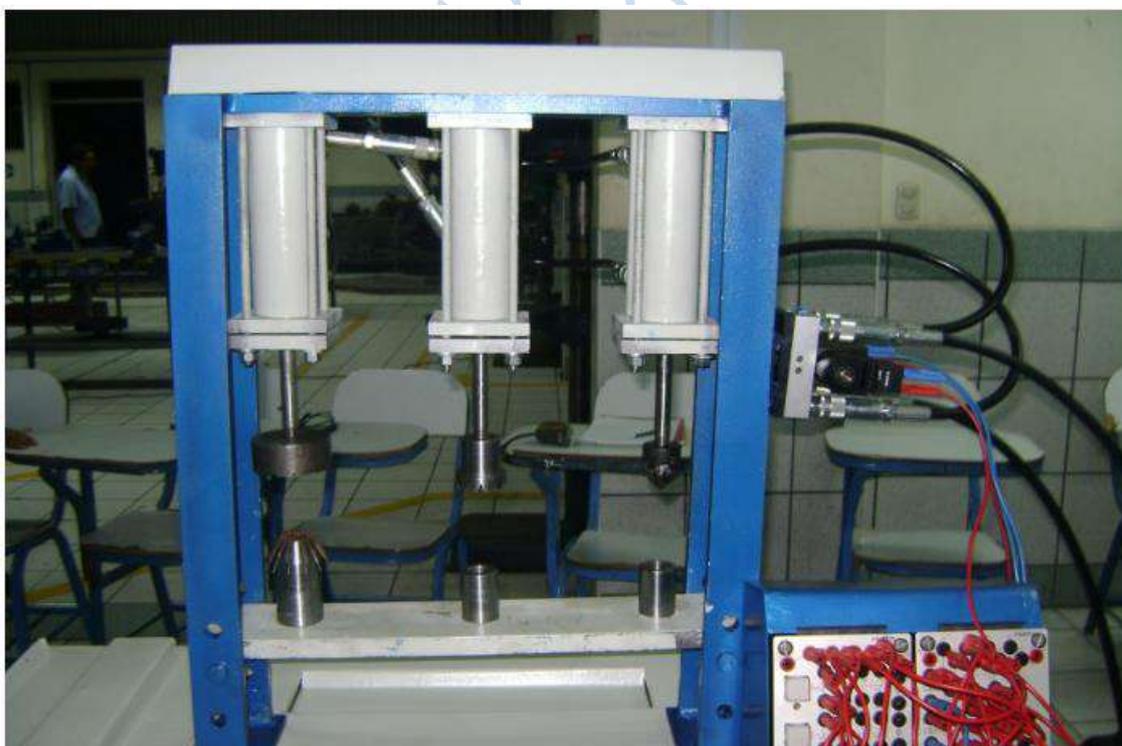


Fuente: Bending Machine for Squid Hook, por Quzhou Waterford Fishing Tackle Co., Ltd (s.f.)

A nivel local, en la experiencia de campo se observó que algunos pequeños empresarios han empezado a desarrollar prototipos experimentales para algunas fases del proceso de fabricación, como el afilado de los arpones.

Por su parte, la academia e instituciones que promueven la investigación han hecho su aporte con proyectos de características similares. En el 2011, durante el III Concurso Nacional de Prototipos e Innovaciones Tecnológicas, organizado por Innotec Perú y el Consejo Nacional de Ciencia, Tecnología e Innovación Tecnológica (Concytec); Juan Silva Pimentel, instructor del Senati, y el ingeniero Julio Noblecilla presentaron el prototipo de máquina de fuerza hidráulica de la Figura 4, destinado a la fase final de la doblez de los arpones que conforman la corona del anzuelo (SENATI, 2011).

Figura 4. Máquina que moderniza la caza de calamar gigante, presentada por miembros del SENATI.



Fuente: Agencia de Noticias Andina (2011)

Capítulo 2 Características del anzuelo

2.1 Descripción del proceso de fabricación

Conocer el proceso manual que se sigue en la elaboración de esta pieza es fundamental para diseñar un sistema automatizado de esta. El anzuelo, que se muestra en la Figura 5, utilizado para la pesca de calamar gigante (*Dosidicus gigas*) o pota, está conformado por tres partes principales: el cuerpo, un elemento fosforescente y las coronas de púas o arpones. De estas, la corona es el objeto de estudio de este trabajo, por lo que, a continuación, se describe brevemente la cadena de acciones que se llevan a cabo en el proceso de ensamblaje de esta pieza, según lo observado en campo durante una visita al puerto de Paita (Piura).

Figura 5. Anzuelo potero desensamblado



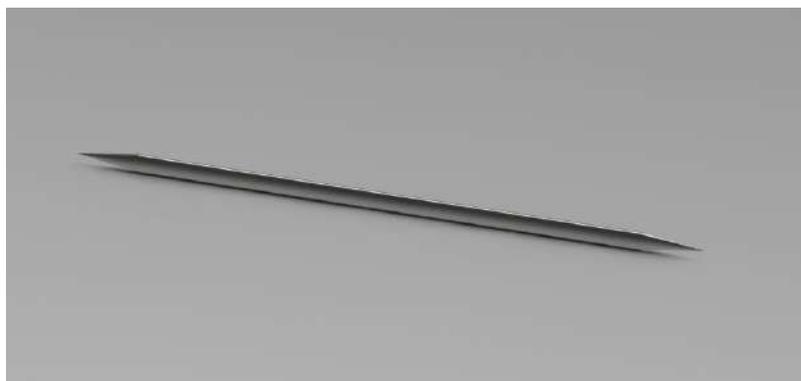
2.1.1 Corte

El proceso de fabricación de anzuelos inicia con el corte de varillas de acero de 4 mm de diámetro, en segmentos de aproximadamente 12 cm de largo. Durante esta primera parte del proceso, el operario se apoya únicamente en el uso de una sierra o mola.

2.1.2 Afilado

Una vez que se tienen los segmentos, el operario utiliza un esmeril de banco para desbastar manualmente ambos extremos en cada uno de los trozos de varilla. Este proceso toma alrededor de un minuto por cada elemento, hasta conseguir la forma puntiaguda, como la de la Figura 6, característica de los que serán los arpones del anzuelo potero.

Figura 6. Segmento de varilla de acero afilado



2.1.3 Doble inicial

Cada uno de estos segmentos de varilla se golpea con martillo y contra una matriz, hasta que adopta, inicialmente, una forma similar a la letra “U”. Luego, se realiza un segundo proceso de deformación hasta que la pieza adopta una segunda silueta, como la que aparece en la parte inferior de la Figura 7, en la que el espacio entre ambos extremos del arpón es mínimo. A lo largo de este proyecto se denominará a esta segunda silueta como “U modificada”.

Figura 7. Arpones en forma de “U” y “U modificada”

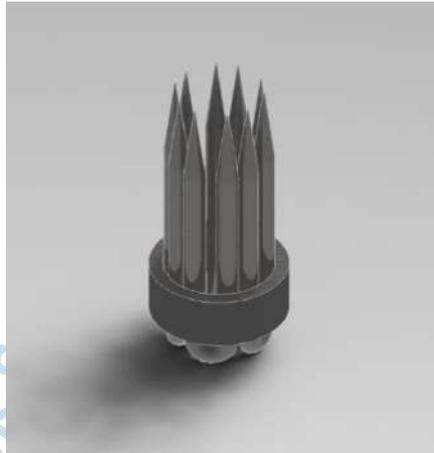


2.1.4 Conformación de la corona

Los arpones en forma de U modificada, se van colocando de manera contigua en la cara interna de un aro de acero que toma la función de abrazadera. Con el fin de asegurar los arpones en su posición dentro de dicha abrazadera, el operario se ayuda de un martillo para

introducir entre los arpones, y de forma concéntrica al aro, una barra cilíndrica de acero de menor diámetro que el aro. De este modo, los arpones quedan aprisionados entre la cara interna de la abrazadera y la barra de acero, obteniéndose la estructura de la corona de arpones que se muestra en la Figura 8. En el paso siguiente, se colocan puntos de soldadura para asegurar la sujeción permanente entre los arpones y el aro.

Figura 8. Estructura de la corona de arpones



2.1.5 Doble final

La última fase de la fabricación de la corona consiste en realizar un doblez a los arpones sujetos al aro, llevando los extremos puntiagudos hacia su extremo curvado y por la cara externa del anillo. Así, se obtiene la forma final de las coronas de arpones que integran el anzuelo potero y que se muestra en la Figura 9.

Figura 9. Corona de arpones de anzuelo potero



2.2 Propiedades del material

El anzuelo potero se somete a un entorno de trabajo particular, por lo que los materiales que lo componen deben ser capaces de soportar las condiciones de dicho entorno. De acuerdo con uno de los proveedores de material para los pescadores de pota, en la fabricación de las coronas de anzuelo potero se utiliza, normalmente, el denominado acero AISI 304L.

El acero es una aleación de hierro y carbono (Fe-C) en la que la presencia del carbono es menor a un 2,11 %. Dentro de los aceros. El AISI 304 pertenece a la familia de los aceros inoxidables, en la que el cromo y el níquel son los principales responsables de las modificaciones en la microestructura y las transformaciones del acero. Por su parte, el níquel contribuye a mejorar la resistencia a la corrosión. Por otro lado, cuando el contenido de cromo es mayor al 5 % se crea una capa pasivante de óxido de cromo que confiere al acero protección en medios acuosos, además de otras ventajas como la de poder utilizar el acero a temperaturas elevadas. Cuando la cantidad de cromo supera el 12 % en el acero, este se conoce como inoxidable. A partir de este punto, se alcanza mayor estabilidad estructural, una resistencia mecánica a elevadas temperaturas de servicio y la capa pasivante se vuelve efectiva ante ácidos oxidantes y soluciones salinas (Guerrero A.). Estos beneficios adquiridos son de gran importancia pues las condiciones de trabajo del anzuelo potero incluyen elevadas temperaturas, producidas en etapas de la fabricación del anzuelo como el afilado o la soldadura, y un medio de trabajo acuoso con elevado contenido en sales (el océano).

Sin embargo, el acero inoxidable también está sujeto a distintos riesgos y susceptibilidades. Los aceros inoxidables ferríticos, por ejemplo, son muy sensibles a corrosión por *pitting* o picadura, que se produce al entrar en contacto con agentes como cloruros o sulfuros si es que existe una discontinuidad en la capa pasivante. Otro tipo de afección a los aceros es la sensitización, que se produce cuando en el acero se origina el carburo de cromo (Cr_{23}C_6) y se precipita en las juntas de grano del acero reduciendo el contenido de cromo hasta provocar picaduras, cuando el contenido baja del 12 %. Posteriormente, estas picaduras se extienden hasta producir la denominada corrosión intergranular. Esta última, sin embargo, no se presenta en aceros de muy bajo carbono, como es el caso del AISI 304 (Guerrero A.).

El acero AISI 304 pertenece a la rama de aceros inoxidables austeníticos, que contienen un porcentaje de cromo superior al 18 % y su contenido de níquel está entre 8 % y 30 %, específicamente es del grupo conocido como 18/8 por contener en promedio 18 % de Cr y 8 % de Ni. Y, dentro de la rama de aceros austeníticos, el AISI 304 pertenece además al grupo de aceros de bajo carbono (menor a 0,08 %). Si el contenido de carbono está incluso por debajo del 0,03 %, como es el caso del AISI 304L, este se denomina de bajísimo carbono y tiene la ventaja de no ser afectado, casi en su totalidad, por la corrosión intergranular (Guerrero A.).

Las piezas del anzuelo potero están sometidas a procesos de conformado, como la soldadura, que pueden provocar tensiones internas en el material y que, de entrar en contacto

con un medio corrosivo, puede producir corrosión bajo tensión (o SCC, por sus siglas en inglés). Este tipo de falla es difícil de detectar, porque no se necesita un medio muy corrosivo para que se produzca y puede ocurrir de manera muy localizada, revelándose solo cuando se alcanza una grieta que causa el daño catastrófico del elemento. No obstante, en aceros con mayor contenido de níquel se tiene mayor resistencia a este fenómeno. Y, aunque una mayor aleación implica un incremento en el costo, también causa la excelente resistencia a la corrosión de los aceros austeníticos, que los vuelve ideales para el uso en las industrias, no solo marina sino también: farmacéutica, alimenticia, nuclear, entre muchas otras (Guerrero A.).

2.3 Datos empíricos

Una vez conocido el tipo de material que se ajuste mejor a las condiciones de servicio, el siguiente paso importante es conocer los principales factores que influyen en el proceso de fabricación del elemento. En el caso de este prototipo, estos son las fuerzas que deben aplicarse en el proceso de corte y en cada dobléz, pues a partir de estas se establece los requerimientos del o los elementos que producen trabajo, como los motores. Para determinar cuáles son las fuerzas que deben aplicarse, es necesario conocer en primer lugar las propiedades mecánicas del material con el que se va a trabajar.

En vista de que la resistencia y la dureza de un material describen su comportamiento ante una deformación, en primera instancia se realizaron ensayos de dureza del material con el que se fabrican los arpones, para determinar de manera indirecta el valor de resistencia a la tracción. Este valor, además de ser un punto de comparación con los valores correspondientes al acero AISI 304L, que se muestran la tabla de la Figura A1 obtenida del proveedor de los pescadores, puede utilizarse para llegar a establecer la cantidad aproximada de fuerza que se necesita para doblar los arpones hasta la forma deseada. A su vez, esta fuerza estimada puede compararse, posteriormente, con resultados empíricos, que en este caso se obtienen al realizar ensayos con la prensa hidráulica del Laboratorio de Mecánica de la Universidad de Piura.

2.3.1 Ensayo de dureza

Para realizar el ensayo de dureza, se tomaron cuatro muestras de los arpones de un anzuelo (Figura 10), que, debido a sus pequeñas dimensiones, tuvieron que ser sometidas a un procedimiento de embutido para facilitar el proceso de pulido y la toma de medidas del ensayo.

Figura 10. Muestras de arpón preparadas para ensayo de dureza



El ensayo de dureza consiste en aplicar, con un penetrador, una carga conocida y controlada, en dirección perpendicular a la superficie del elemento. Luego, la relación entre la profundidad de la hendidura en la superficie del elemento y las dimensiones del penetrador proporciona una medida de la dureza del material (Kalpakjian & Schmid, 2010). Dependiendo del banco de ensayo, esta medida se obtiene directamente de un monitor, como el de la Figura 11, o se calcula de forma empírica.

Figura 11. Banco para ensayos de dureza

Hay distintos tipos de ensayo de dureza: Brinell, Vickers, Microdureza de Knopp y Rockwell. Dependiendo de cuál de estos se use, se determina la carga y el tipo de penetrador utilizado; también influye si el material es considerado blando o duro. En este caso, se realizó un ensayo Rockwell B, en el cual se aplica una carga de 100 kg con una esfera de acero de diámetro 1/16 in (Smith & Hashemi, 2006).

La Tabla 1 recoge los valores obtenidos del ensayo, en el que se realizaron dos mediciones para cada muestra de arpón, con los que se obtuvo un valor promedio de dureza en escala Rockwell de 90,4 HRB.

Tabla 1. Dureza HRB de las muestras de arpón

	Medición 1	Medición 2
muestra 1	84	94,65
muestra 2	88	91,61
muestra 3	89	93,63
muestra 4	91	91,60

Para determinar el equivalente de la dureza HRB en escala Brinell, dato necesario para la estimación de los valores de resistencia del material, se utilizó una tabla de equivalencia (véase Figura A 2). Así, se obtuvo un valor de dureza Brinell de 185 HB, y un valor de resistencia a la tracción de 625 N/mm².

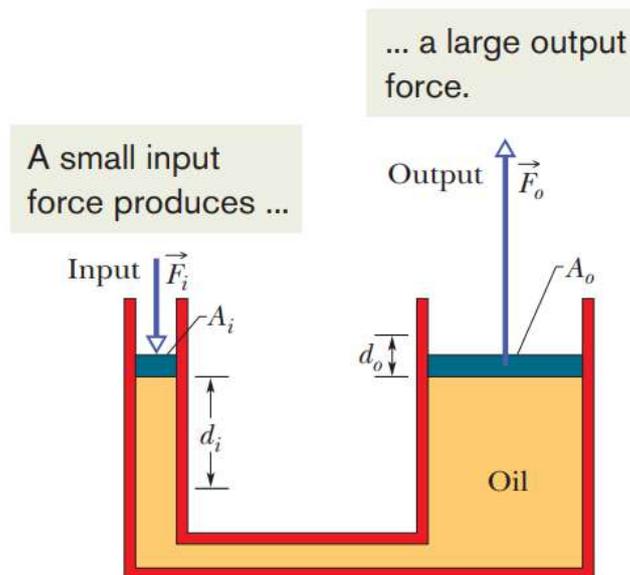
Si bien el valor de dureza está por encima de los 160 HB, según se indica la tabla de propiedades mecánicas proporcionada por el proveedor de aceros, este sigue siendo cercano, con una diferencia menor al 15 %. En cuanto al valor obtenido de resistencia a la tracción, este se encuentra dentro del rango indicado por el proveedor: entre 490 y 686 N/mm².

2.3.2 Ensayos con prensa hidráulica

Como se ha mencionado, los ensayos con la prensa hidráulica son de gran ayuda para obtener de manera empírica la fuerza necesaria para doblar los arpones.

El funcionamiento de la prensa hidráulica está gobernado por el principio de Pascal, de modo que puede simplificarse como un caso de dos vasos comunicantes de distintas dimensiones (Halliday, Resnick, & Walker, 2015), similar al que aparece en la Figura 12. Así, al aplicar una fuerza en el extremo de menores dimensiones, la fuerza resultante en el otro extremo será proporcionalmente mayor de acuerdo con la relación entre las dimensiones de ambos vasos.

Figura 12. Arreglo hidráulico para amplificar la fuerza F_i



Fuente: Fundamentals of physics (p. 393), por Halliday, Resnick, & Walker (2015)

Luego, con la presión obtenida y con las dimensiones del extremo de salida, se puede determinar la fuerza que se aplica sobre el elemento de prueba.

Para realizar este ensayo, fue necesario hacer dos pequeñas matrices con la forma que debería adquirir la varilla de acero en cada fase del doblado inicial, como las de las Figuras 13 y la 14, respectivamente; y un punzón como el de la Figura 15, que se ajuste a esta forma y transmita la fuerza necesaria para que se produzca el doblado.

Figura 13. Matriz usada en el ensayo de la primera fase del doblado inicial



Figura 14. Matriz usada en el ensayo de la segunda fase del doblado inicial



Figura 15. Punzón utilizado en el ensayo de doblez inicial



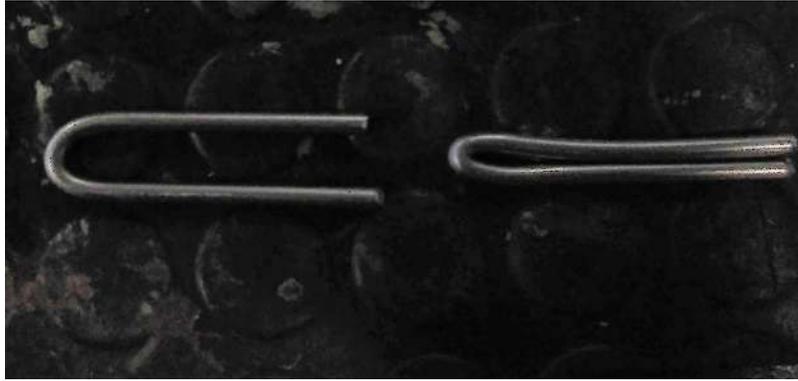
Al avanzar el punzón contra la varilla colocada en el canal de la matriz, esta comienza a deformarse, tal como se ve en la Figura 16, adquiriendo la forma del interior de la matriz.

Figura 16. Disposición del punzón y la muestra en una de las matrices durante los ensayos



Los ensayos dieron como resultado un valor de presión de hasta 5 bar, para completar el primer doblez, con el que se obtiene la forma de “U”; la cual se muestra en el extremo izquierdo de la Figura 17. Para el segundo doblez, se alcanzó un valor de hasta 15 bar, con el que se obtuvieron elementos como el que aparece en el extremo derecho de la Figura 17. Cabe resaltar que este valor, que es el último observado durante el ensayo, se espera que sea superior al realmente necesario pues, en los últimos instantes de la segunda fase del doblez inicial, el avance del punzón fue despreciable.

Figura 17. Muestras obtenidas al terminar el ensayo de doblez inicial



Dado que el diámetro del extremo de salida de la prensa es de alrededor de 60 mm, con la presión máxima de 5 bar, la fuerza que transmite la prensa al punzón en la primera fase del doblez es de alrededor de 1,41 kN. Y, para la segunda fase de este primer doblez, la fuerza alcanza 4,2 kN con la presión máxima de 15 bar. Estos valores se obtienen a partir de la ecuación 1.

$$F [N] = P * A = P[bar] * 0.1 * \pi * \frac{d^2}{4} [mm^2]$$

Ec. 1



Capítulo 3 Prediseño

3.1 Corte

Desde mediados del siglo pasado surgieron distintos métodos de corte que permiten trabajar piezas de acero de forma rápida y precisa, como los realizados con plasma, láser o con agua a presión. Sin embargo, los métodos más tradicionales de corte siguen siendo muy atractivos en procesos industriales de grandes volúmenes de producción en los que se requiera de cortes simples o en los que el grado de precisión necesario no sea el factor más importante. Esto se debe principalmente a que estos métodos suelen ser más económicos y, en algunos casos, se pueden automatizar de forma mecánica, lo que permite prescindir de elementos como el control numérico computarizado (CNC). Estos métodos tradicionales de corte son, principalmente, aquellos que se basan en el uso de herramientas para el desbaste progresivo del material en la zona de corte y los que aplican presión en una zona específica de la pieza.

Los sistemas que utilizan el corte por desbaste con apoyo de herramientas utilizan elementos como la hoja de sierra o la mola. Si bien estas son utilizadas principalmente en procesos manuales, es muy común encontrarse con sistemas automatizados que incorporan procesos de corte por desbaste, como los sistemas con CNC que utilizan sierra de cinta para realizar trabajos con mayor grado de precisión.

En cuanto al método de corte que consiste en aplicar grandes fuerzas sobre un área del material, lo que se busca es sobrepasar los esfuerzos de corte en la sección paralela a la línea de acción de la fuerza aplicada. La fuerza y la forma del elemento que la ejerce, así como el área sobre la que se aplica, determinan el tipo de corte. De modo que, ejerciendo fuerza sobre la pieza, con un elemento punzón, se pueden conseguir perforaciones. Del mismo modo, aplicar fuerza sobre un área de gran longitud en comparación con su anchura permite seccionar un elemento, similar a lo que sucede cuando se usa un cuchillo. Este principio es el que se aplica, por ejemplo, en una guillotina hidráulica para seccionar planchas de acero.

Así, también, existen sistemas automatizados en los que la fuerza es aplicada simultáneamente por más de un elemento para obtener un corte con una forma particular. Esto se puede apreciar en algunos procesos de fabricación de clavos, en los que la punta

característica de estos se obtiene directamente al aprisionar entre dos o más matrices un hilo de alambre en el proceso de corte, de esta manera se segmentan los carretes de modo rápido y, prácticamente, continuo.

Para la fase de corte, a diseñar en este trabajo, se busca dividir una varilla de acero en segmentos de aproximadamente 12 cm de largo. Los métodos de seccionamiento de varillas de acero, utilizados en la actualidad, son diversos y varían dependiendo de las dimensiones del elemento a trabajar, de los volúmenes de producción y del presupuesto con el que se cuente, entre otros factores. El sistema mostrado en la Figura 18 de uso manual, por ejemplo, permite seccionar varillas de acero estructural de distintos diámetros de manera sencilla, rápida y eficiente. Este sistema busca la falla del material, superando el límite de esfuerzo cortante, al colocar la barra entre dos matrices y aplicar una fuerza mediante el giro o rotación de una de estas.

Figura 18. Seccionador de varillas de acero o barras para concreto armado



Fuente: MCC RC-0113 - 1/2" Rod Cutter - For use cutting steel rods & bars for reinforced concrete, por One Stop Outdoor (s.f.)

Otro sistema de esta naturaleza es el que se muestra en la Figura 19. Al aplicar una fuerza hidráulica, se consigue el corte con un movimiento de traslación de una de las matrices, y no de rotación, como en el caso anterior.

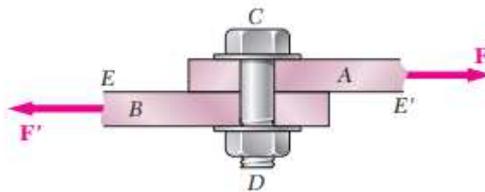
Figura 19. Seccionador manual de varillas Kamekura DW-400



Fuente: DW-400 Manual threaded rod cutter, por Stainelec Hydraulic Equipment (s.f.)

Si al mecanismo de las Figuras 18 y 19 se les realizara un corte de sección paralelo a la vista de planta, se obtendrían vistas similares a la Figura 20, que es la representación de una unión empernada entre dos placas, sometida a cortante simple. De modo que el perno representa a la varilla de acero; la placa A se corresponde al elemento matriz de avance; y, la placa B, corresponde a la matriz inmóvil de los mecanismos de corte. Así, la fuerza F sería equivalente a la fuerza tangente que se produce al hacer girar el disco del primer mecanismo guillotina o equivalente a la fuerza hidráulica aplicada por el segundo mecanismo, mientras que la fuerza F' sería la de reacción en la matriz inmóvil de ambos mecanismos.

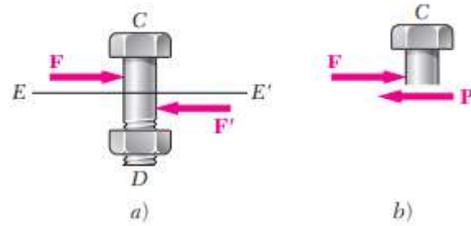
Figura 20. Vista de sección de una unión empernada



Fuente: Mecánica de materiales (p. 11), por Beer F., Johnston, DeWolf, & Mazurek (2009),

Las fuerzas F y F' transversales generan, sobre el perno CD , unas fuerzas internas que se pueden visualizar al realizar un corte por el plano medio del perno como se puede apreciar en la Figura 21.

Figura 21. Fuerzas internas en un perno entre dos placas



Fuente: Mecánica de materiales (p.11), por Beer F., Johnston, DeWolf, & Mazurek (2009)

Al dividir la fuerza interna P sobre el área de la sección en la que se aplica, se obtiene el esfuerzo cortante promedio (τ_{prom}) que actúa sobre la varilla. Para lograr el seccionamiento es necesario que este esfuerzo promedio supere al de corte límite del material, llevándolo a la falla.

Existen varias denominadas “teorías de falla”, que permiten obtener un valor de esfuerzo equivalente, comparable con los valores límite propios del material. Entre ellas, las más utilizadas son la Teoría del esfuerzo cortante máximo o Teoría de Tresca y la Teoría de la energía de distorsión o Teoría de von Mises. Esta última establece que un elemento falla cuando su energía de distorsión alcanza el valor correspondiente al instante en el que se da la fluencia en una probeta del mismo material. En la ecuación 2, se muestra la expresión de esfuerzo equivalente de von Mises (Budynas, 2008):

$$\sigma_{eq.VM} = \left(\sigma_x^2 - \sigma_x * \sigma_y + \sigma_y^2 + 3 * \tau_{xy}^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad \text{Ec. 2}$$

El elemento con el que se va a trabajar es una varilla de acero AISI 304L, sometida únicamente a un esfuerzo cortante, por lo que no se generan esfuerzos de tracción o compresión en los ejes x o y ($\sigma_x = \sigma_y = 0$). A partir de la expresión de esfuerzo equivalente de von Mises, se obtiene la ecuación 3 con la que se puede estimar, partiendo del límite de resistencia en tracción, el máximo esfuerzo en cortante que soporta el elemento antes de alcanzar la falla por rotura:

$$\sigma_{eq.VM} = \left(0^2 - 0 * 0 + 0^2 + 3 * \tau_{xy}^2 \right)^{\frac{1}{2}} \rightarrow \tau_{xy} = \frac{\sigma_{eq.VM}}{\sqrt{3}} \quad \text{Ec. 3}$$

Así, se obtiene un valor de esfuerzo cortante en el rango comprendido entre 282,9 MPa y 396,1 MPa.

$$\begin{cases} \tau_{xy,min} = \frac{490}{\sqrt{3}} = 282.9 [MPa] \\ \tau_{xy,máx} = \frac{686}{\sqrt{3}} = 396.1 [MPa] \end{cases}$$

Teniendo en cuenta que el esfuerzo cortante simple puede expresarse como la fuerza cortante aplicada dividida por el área de la sección en la que se aplica, se puede representar esta fuerza con la ecuación 4:

$$\tau = \frac{F}{A} \rightarrow F = \tau_{xy} * \frac{\pi * d^2}{4} \quad \text{Ec. 4}$$

$$\therefore \begin{cases} F_1 = 3.56 [kN] \\ F_2 = 4.98 [kN] \end{cases}$$

Entonces, para conseguir el seccionamiento de la varilla con las dimensiones dadas, resulta necesario aplicar un valor de fuerza superior a 4,98 kN correspondiente a los 391,6 MPa; es decir, al mayor esfuerzo cortante estimado que puede soportar el elemento.

Esta fuerza de casi 5 kN es la que deben transmitir los mecanismos de corte al elemento. Sin embargo, las diferencias en el funcionamiento de estos mecanismos pueden hacer variar mucho la cantidad de fuerza de entrada o de accionamiento de estos.

3.1.1 Primer mecanismo de corte

En el dispositivo de seccionamiento de varillas de acero de la Figura 18, la fuerza F_s de 5 kN que se desea transmitir sería de carácter tangencial y provocada desde el inicio de la rotación del disco de corte, por lo que se necesitaría un torque de entrada T_{ent1} en el disco, que cumpla con la ecuación 5.

$$T_{ent1} = F_s * r_{disco} \quad \text{Ec. 5}$$

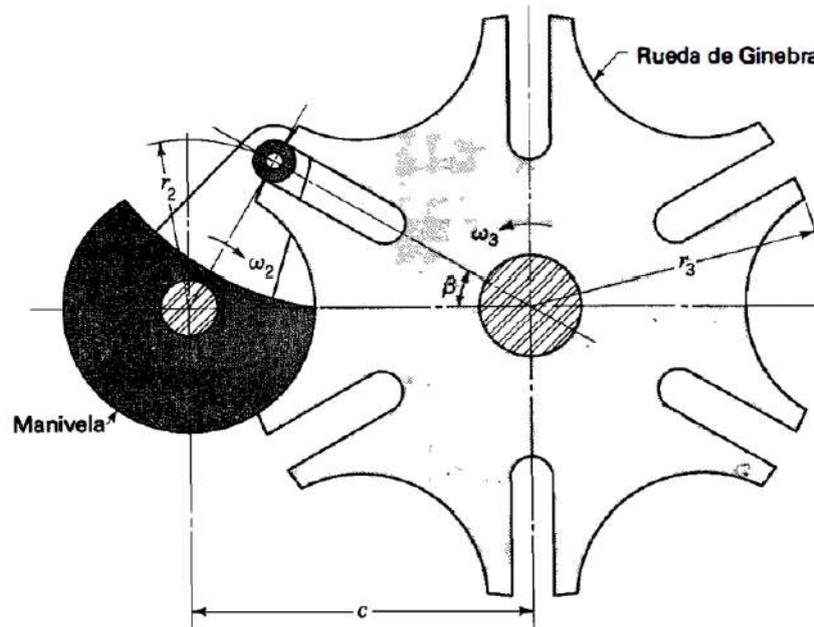
Si se tratase del caso en el que el disco sea accionado directamente por un motor, podría estimarse la potencia de este, en función de su velocidad de giro, directamente con la ecuación 6.

$$P_{motor} = T_{ent1} * \omega_{motor} \quad \text{Ec. 6}$$

Sin embargo, como el seccionamiento de la varilla con este tipo de mecanismo no es un proceso continuo, puesto que al terminar cada corte se requiere que el sistema esté detenido para la alimentación, es necesario un sistema intermedio entre el motor y el mecanismo de corte; en este caso, hace falta un dispositivo adicional que accione de manera intermitente el proceso de corte. Algunos ejemplos comunes de mecanismos que transforman el movimiento rotatorio de un motor en movimiento intermitente son los de engranaje de Ginebra o cruz de Malta, los mecanismos biela-manivela y mecanismos de levas. Los dos

últimos transforman el movimiento rotatorio continuo en un movimiento intermitente a lo largo de un solo eje, mientras que un engranaje de Ginebra, como el de la Figura 22, mantiene el movimiento rotatorio y solo aporta la intermitencia, por lo que sería la opción más fácil de acoplar a este primer mecanismo de corte, de modo que: $T_{ent1} = T_{GIN}$

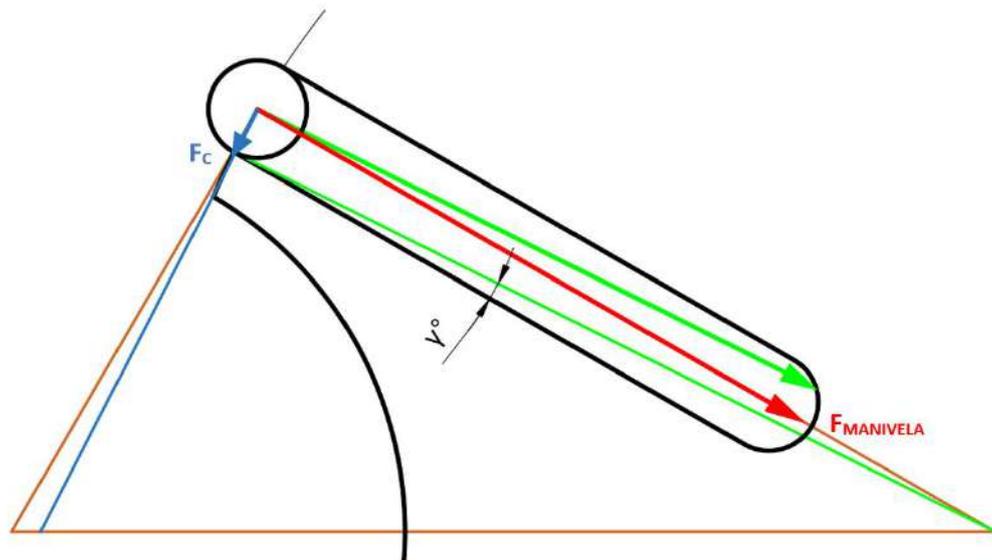
Figura 22. Mecanismo de Ginebra



Fuente: Teoría de máquinas y mecanismos (p.375), por Shigley & Uicker (1983)

A su vez, como se puede deducir de la Figura 23, el torque T_{GIN} que acciona al engranaje de Ginebra puede expresarse en función del radio de este y de la fuerza F_c , que es una componente de la fuerza aplicada por el seguidor de la manivela ($F_{MANIVELA}$) y es tangencial al radio r_3 en el punto de contacto, quedando:

$$T_{GIN} = F_c * r_3$$

Figura 23. Fuerzas en el engranaje de Ginebra

Esta fuerza F_c queda definida según la ecuación 7:

$$F_c = F_{manivela} * \sin \gamma \quad \text{Ec. 7}$$

Donde:

$$\gamma = \tan^{-1} \left(\frac{r_{seguidor}}{r_3} \right)$$

De manera preliminar y desde el punto de vista geométrico se puede apreciar en la Figura 23 que una fuerza muy grande aplicada por la manivela proporciona una fuerza de contacto muy pequeña.

En el diseño del engranaje de Ginebra, además del número de ranuras “n”, tanto el radio del rodillo seguidor “ $r_{SEGUIDOR}$ ” como el radio de la manivela r_2 son parámetros de entrada, mientras que el radio r_3 del engranaje de Ginebra se puede obtener por geometría a partir de la Figura 22 queda definido por ecuación 8:

$$r_3 = \frac{c - r_2 * \cos \theta_{2,inicial}}{\cos \theta_{3,inicial}} \quad \text{Ec. 8}$$

En el instante inicial, cuando r_2 y r_3 son perpendiculares, se tiene que el valor inicial de θ_3 , denominado como β , depende únicamente del número de ranuras:

$$\theta_{3,inicial} = \beta = \frac{360}{2 * n} \rightarrow \theta_{2,inicial} = 90 - \beta$$

Así:

$$c = \frac{r_2}{\sin \beta}$$

Finalmente, se puede obtener los valores de $F_{MANIVELA}$ y de r_2 , que permiten estimar las características del motor, necesario para accionar el mecanismo, según la ecuación 9.

$$P_{motor} = T_2 * \omega_{motor} = (F_{MANIVELA} * r_2) * \omega_2 \quad \text{Ec. 9}$$

Al derivar dos veces la ecuación 10, que define el ángulo θ_3 , se obtiene la ecuación 12 para la aceleración angular α_3 del engranaje de Ginebra, a partir de la cual se puede despejar el valor de ω_2 .

$$\theta_3 = \tan^{-1} \left(\frac{\sin \theta_2}{\frac{c}{r_2} - \cos \theta_2} \right) \quad \text{Ec. 10}$$

$$\rightarrow \omega_3 = \omega_2 * \frac{\frac{c}{r_2} * \cos \theta_2 - 1}{1 + \left(\frac{c}{r_2}\right)^2 - 2 * \left(\frac{c}{r_2}\right) * \cos \theta_2} \quad \text{Ec. 11}$$

$$\therefore \alpha_3 = \omega_2^2 * \frac{\frac{c}{r_2} * \sin \theta_2 * \left(1 - \left(\frac{c}{r_2}\right)^2\right)}{\left[1 + \left(\frac{c}{r_2}\right)^2 - 2 * \left(\frac{c}{r_2}\right) * \cos \theta_2\right]^2} \quad \text{Ec. 12}$$

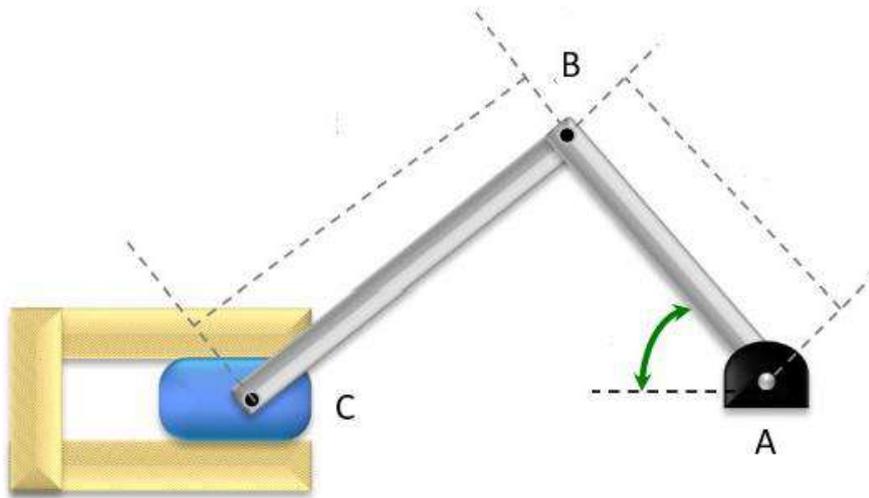
El valor de α_3 a su vez, se obtiene al despejar la ecuación de la sumatoria de momentos respecto al centro del engranaje:

$$\sum M = I * \alpha \rightarrow F_c * r_3 = I_{GIN} * \alpha_3$$

3.1.2 Segundo mecanismo de corte

El mecanismo Kamekura de la Figura 19 utiliza un sistema hidráulico para generar la fuerza de corte necesaria, que puede sustituirse por un mecanismo de levas o uno de biela-manivela como el que registra la Figura 24. Como ya se ha dicho, esto permite obtener un movimiento intermitente, necesario para la etapa de corte de este proyecto.

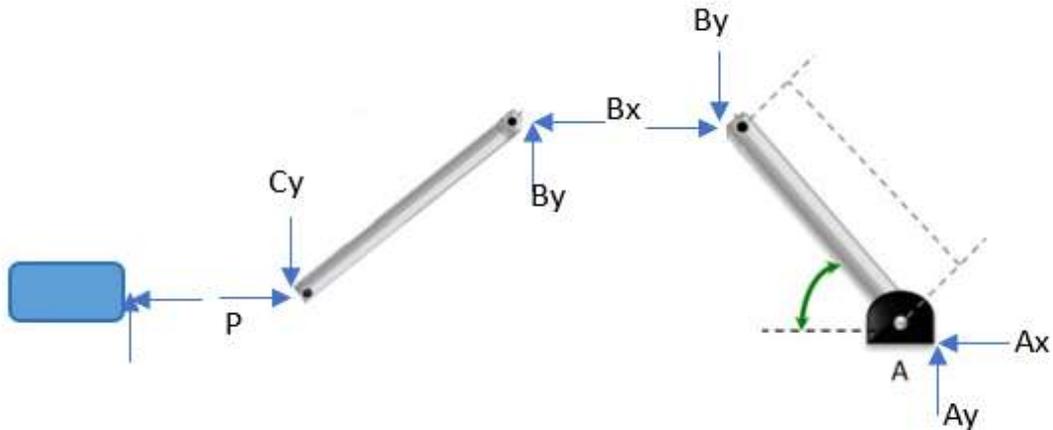
Figura 24. Mecanismo biela-manivela



Fuente: Mecánica dinámica, por C. Ojeda Díaz (2015)

Si se analiza el diagrama de cuerpo libre del mecanismo, mostrado en la Figura 25, se puede obtener el sistema de ecuaciones que gobierna su movimiento:

Figura 25. Diagrama de cuerpo libre del mecanismo biela-manivela



$$(I) \dots \sum F_{AB,x} = R_{A,x} - R_{B,x} = m_{AB} * a_{cg1,x}$$

$$(II) \dots \sum F_{AB,y} = R_{A,y} - R_{B,y} - m_{AB} * g = m_{AB} * a_{cg1,y}$$

$$(III) \dots \sum F_{BC,x} = R_{B,x} - F_P = m_{BC} * a_{cg2,x}$$

$$(IV) \dots \sum F_{BC,y} = R_{C,y} - R_{B,y} - m_{BC} * g = m_{BC} * a_{cg2,y}$$

$$(V) \dots \sum M_{CG1} = -R_{A,x} * \frac{AB}{2} * \sin \hat{A} - R_{A,y} * \frac{AB}{2} * \cos \hat{A} - R_{B,x} * \frac{AB}{2} * \sin \hat{A} - R_{B,y} * \frac{AB}{2} * \cos \hat{A} + T = I_{AB} * \alpha_{AB} = 0$$

$$(VI) \dots \sum M_{CG2} = R_{B,x} * \frac{BC}{2} * \sin \hat{C} - R_{B,y} * \frac{BC}{2} * \cos \hat{C} + F_P * \frac{BC}{2} * \sin \hat{C} - R_{C,y} * \frac{BC}{2} * \cos \hat{C} = I_{BC} * \alpha_{BC}$$

Al resolver este sistema de ecuaciones, se puede obtener el valor de torque T, necesario para accionar el sistema, que da como resultado una fuerza de empuje F_P igual a la fuerza de corte F_s requerida. Para resolver este sistema de ecuaciones es necesario conocer los valores de las aceleraciones tanto de la biela (a_{CG1}) como de la manivela (a_{CG2}), que pueden obtenerse del análisis cinemático del sistema, desarrollado en el apéndice A.

Con ayuda de un código de MatLab (véase apéndice B.1), al desarrollar las ecuaciones planteadas para el mecanismo de Ginebra y el de biela-manivela, para unas determinadas condiciones de trabajo, se calculan los valores de torque y potencia de accionamiento requeridos para ejercer la fuerza de corte necesaria. En la Tabla 2 se muestran los resultados correspondientes al mecanismo de Ginebra. En esta se puede observar que estos valores de torque y potencia de entrada son desmesurados para un sistema de las dimensiones con las que se trabaja en este proyecto. Si bien un sistema de engranaje de Ginebra proporciona buena precisión, al convertir el movimiento rotatorio continuo en intermitente, sus prestaciones en cuanto a transmisión de fuerza y potencia no son las más adecuadas para las condiciones deseadas; por esto, en la Figura 18 se aprecia que el mecanismo original de uso manual utiliza el principio de palanca permitiéndose así obtener la fuerza de corte deseada sin necesidad de una gran fuerza de entrada.

Tabla 2. Análisis del mecanismo de Ginebra para corte

Valores de entrada		Valores de salida	
n	6 ranuras	ω_2	2 381,2 RPM
r_2	0,05 m	T_{GIN}	65,25 N.m
espesor	0,005 m	F_C	718,8 N

r_{SEGUIDOR}	0,00375 m	F_{MANIVELA}	16,6 kN
r_{DISCO}	0,0125 m	Torque	830,78 N.m
F_s	4,98 kN	Potencia	207,2 kW

Por otro lado, en la Tabla 3, los resultados obtenidos con un sistema de biela-manivela indican que un proceso de corte accionado con un mecanismo de este tipo permitiría obtener 60 cortes por minuto con una potencia de entrada de poco más de medio HP. Esta potencia, de aproximadamente 335 Watts, es menor a la de una licuadora promedio, que actualmente se encuentra entre los 550 W y 700 W. Se entiende, entonces, que este tipo de mecanismo es más apto para accionar un sistema de corte de las características que se plantea.

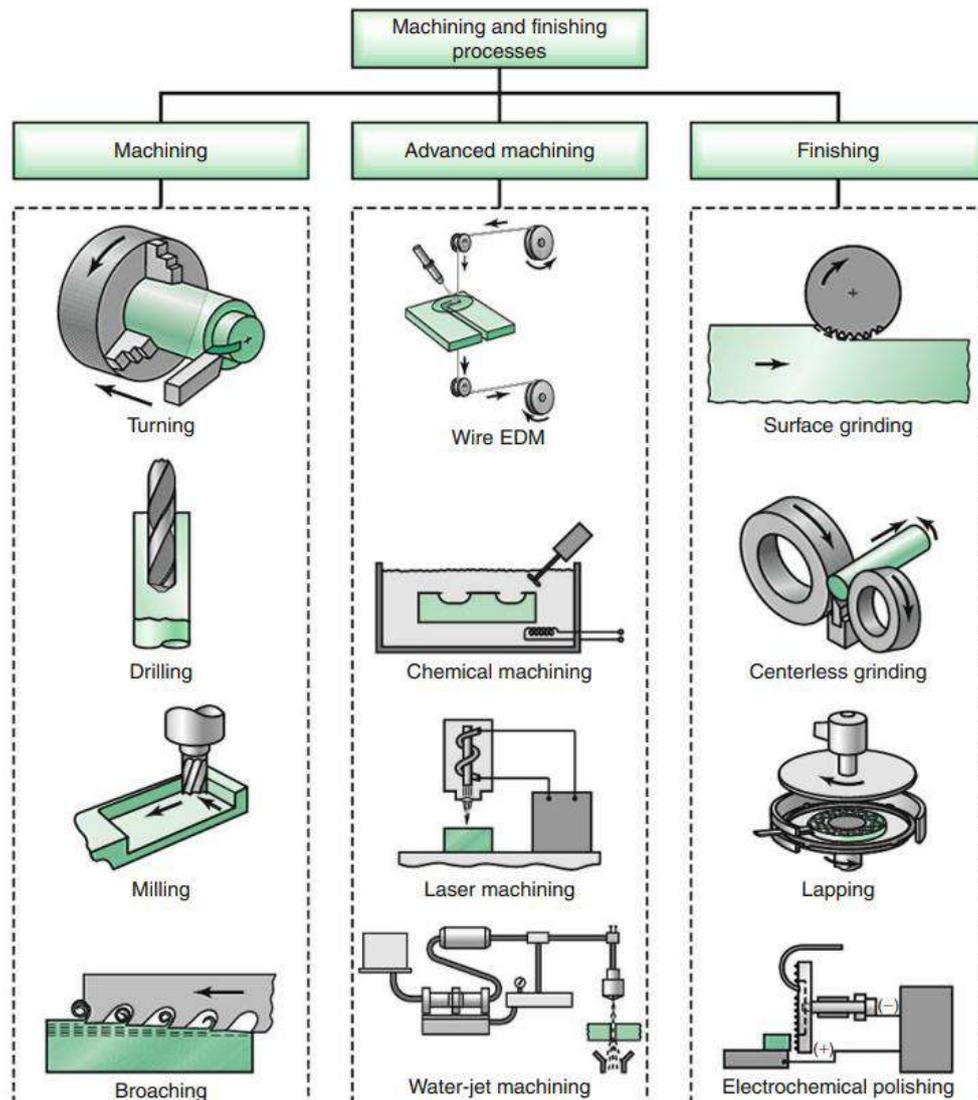
Tabla 3. Análisis del mecanismo biela-manivela para corte

Valores de entrada		Valores de salida	
AB	0,04 m	Torque	53 N.m
BC	0,1 m	Potencia	335 W
grosor	0,015 m		
espesor	0,003 m		
densidad	7 850 kg/m ³		
ω_{AB}	60 RPM		
F_s	4,98 kN		

3.2 Afilado

El afilado es un proceso de maquinado, en el que se altera la geometría inicial del elemento mediante la aplicación de fuerzas para conseguir la remoción de material. En la Figura 26 se muestran y clasifican algunos de los procesos de maquinado y acabado. Entre los principales procesos de remoción de material están: el torneado, el taladrado y el fresado. Por su parte, el afilado es prácticamente un proceso de acabado, por lo que el método de remoción de material más adecuado para esta fase del proyecto sería un método abrasivo.

Figura 26. Ilustraciones de varios procesos de maquinado y acabado



Fuente: Manufacturing engineering and technology (p.22), por Kalpakjian & Schmid (2010)

Un abrasivo es una partícula de figura irregular y bordes afilados, mucho más dura que una herramienta de corte convencional. Los abrasivos convencionales más utilizados son el óxido de aluminio (Al_2O_3) y el carburo de silicio (SiC). Mientras que los súper abrasivos más utilizados son de los materiales de mayor dureza conocidos: el nitruro de boro cúbico (CBN) y el diamante. (Kalpakjian & Schmid, 2010)

No obstante, Kalpakjian y Schmid (2010) señalan que la dureza no es el único factor importante de un abrasivo, sino también la forma y el tamaño del grano abrasivo pues afectan la friabilidad, que es la capacidad que poseen los granos para fracturarse en piezas más pequeñas, otorgando al abrasivo características de autoafilado. Mientras más pequeño y compacto es el grano, mayor es su resistencia a la fractura y menor es el grado de friabilidad, por lo que se fractura más lento durante el uso y disminuyen sus características de autoafilado.

El tamaño se distingue con el número de grano, que es función del tamiz. Un bajo número de grano (por ejemplo, 10) corresponde, generalmente, a un grano grueso; y un alto número de grano (por ejemplo, 500) corresponde a un grano muy fino.

Otro factor importante para el método de remoción abrasivo es la afinidad entre la pieza de trabajo y el abrasivo a utilizar. Por ejemplo, debido a esta afinidad química, el diamante no puede utilizarse para desbastar aceros porque a las elevadas temperaturas propias del proceso abrasivo, se disuelve en el hierro; por lo que se recomienda utilizar óxido de aluminio (Kalpakjian & Schmid, 2010, pág. 722).

Para remover mayores cantidades de material, se suelen utilizar aglomerados de abrasivos en distintas formas, como la de los esmeriles o molas. En estos aglomerados, es indispensable que exista un grado de porosidad que facilite el enfriamiento y evite que las virutas producidas interfieran con la operación de desbaste (Kalpakjian & Schmid, 2010).

Las piezas de trabajo en este proyecto son varillas cilíndricas como las de la Figura 6, de 4 mm de diámetro y aproximadamente 12 cm de largo, cuyos extremos deben ser desgastados hasta obtener un filo de aproximadamente 10 mm de largo. En piezas de mayores dimensiones o en el caso de una única pieza de trabajo, este requerimiento en el afilado podría lograrse haciendo girar la pieza de trabajo sobre su eje y con un maquinado por torneado o fresado. Sin embargo, las pequeñas dimensiones y la necesidad de obtener grandes volúmenes de producción requieren de un proceso de conformado más apropiado, como el de remoción de material con abrasivo, además de un sistema de alimentación en cadena.

Un sistema de estas características se puede encontrar en algunos procesos de afilado de agujas, hipodérmicas o para costura, en los que, con un solo proceso se desbastan simultáneamente cientos de elementos. Sin embargo, en el caso específico de las agujas hipodérmicas, por ejemplo, el elemento que se trabaja es un cilindro hueco al cual se le aplica una remoción de material a lo largo de un único plano secante a su eje, esto con el fin de obtener la forma final característica que se aprecia en la Figura 27, similar a la que se obtendría aplicando un corte simple.

Figura 27. Aguja hipodérmica



Fuente: Standard hypodermic needles 21G -Sterile, por GIMA Professional Medical Products (s.f.)

La fabricación de agujas para costura ofrece un resultado que se asemeja más a lo que se busca en la fase de afilado en este proyecto. Existen distintos sistemas de afilado para este tipo de agujas. Algunos, como el mostrado en la Figura 28, presentan un diseño particular de los elementos de alimentación y transporte.

Figura 28. Máquina para afilar varillas de acero



Fuente: Steel tip grinding machine - part 2 of fishing hook production line, por CHINA DLC MACHINERY CO., LIMITED (s.f.), YouTube

Otro método de afilado de agujas de costura es el sistema mostrado en la Figura 29, que consta, principalmente, de un esmeril y un tambor, cuyos ejes de giro son perpendiculares entre sí. En este sistema, las agujas se colocan en unas ranuras a lo largo de la cara externa del tambor, que gira casi tangente al esmeril para lograr el afilado. Sin embargo, en este sistema es necesario repetir el proceso varias veces para obtener el filo deseado en un solo extremo del segmento de varilla, lo cual implicaría realizar tales repeticiones para obtener el filo en ambos extremos como se desea en este proyecto.

Figura 29. Maquinaria para afilado en la fabricación de agujas



Fuente: How It's Made - Pins & Needles, Moldings, Locomotives, Clothespins, por Science Channel (2010), YouTube

Una opción adicional, que también se acomoda a lo que se busca en este procedimiento de afilado, es la de adaptar el proceso industrial de afilado de lápices similar al de la Figura 30.

Figura 30. Proceso industrial de afilado de lápices



Fuente: How It's Made - Pencils/Metal Recycling/Coffee, por Science Channel (2008), YouTube

En este sistema, el eje de giro del esmeril es paralelo a la línea de traslación de los lápices, y la banda que los transporta tiene una inclinación que permite desgastar gradualmente el extremo del lápiz hasta obtener el filo deseado. Nuevamente, este es un sistema destinado a obtener el filo en uno de los extremos del elemento. Sin embargo, la disposición del sistema permite distintas variaciones que se acomodan a lo que se busca en este proyecto como, por ejemplo, colocar un esmeril a continuación de otro para lograr el

afilado en un extremo y luego en el otro, o utilizar amoladoras de banda en ambos extremos de manera simultánea o intercalada.

El elemento abrasivo, conocido como amoladora de banda, se elige de acuerdo con un factor denominado SFM, por sus siglas en inglés (Surface Feet per Minute). Este factor es diferente para cada material a desbastar y está directamente relacionado con la velocidad de giro w_B y el diámetro D_t del cilindro actuador de la banda, según la ecuación 13.

$$SFM \left[\frac{ft}{min} \right] = \frac{w_B [RPM] * C [in]}{12 \left[\frac{in}{ft} \right]} \quad \text{Ec. 13}$$

Donde C es, por lo general, la circunferencia o revolución del elemento abrasivo ya que este suele ser un disco, pero en este caso sería el elemento que acciona la banda.

$$C = \pi * D_t$$

A su vez, la velocidad de giro se relaciona directamente con la velocidad tangencial V_B , o de desplazamiento de la banda, según la ecuación 14:

$$V_B \left[\frac{m}{s} \right] = \frac{w_B [RPM] * D_t [mm] * \pi}{60000} \quad \text{Ec. 14}$$

3.3 Doble inicial

Para esta parte del proceso, se tomó como principal referencia el modelo UNM-100N de maquinarias "Maneklal" para hacer clavos tipo "U", que aparece en la Figura 31, y que utiliza un árbol de levas para realizar de manera repetitiva hasta cuatro procesos. Estos son: un primer doblez de varillas de acero para obtener una forma similar a la letra "V", un segundo doblez con el que se obtiene la forma de "U" y, a la vez, se realizan muescas en los extremos del elemento; un tercer proceso en el que se empuja la muestra fuera de la zona de trabajo para poder continuar con el siguiente elemento; y, por último, esta máquina emplea una cadena de abastecimiento que, a su vez, es el propio sistema de enderezamiento y corte del alambre utilizado en el mecanismo.

Figura 31. Máquina para fabricar grapas, clavos en "U" con muesca, grapas con púas o grapas con espuelas



Fuente: Machine for making u nail / fencing nails / fence staple with notch / Barbed Staples, por Maneklal Global Exports (s.f.)

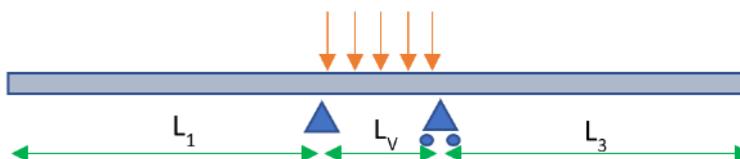
En el modelo Maneklal de la Figura 31, el árbol de levas permite realizar distintos movimientos intermitentes en diversas direcciones y de forma sincronizada, a partir de un único movimiento rotatorio para el accionamiento.

De manera similar, en esta fase del proyecto, para el doblado inicial se busca adaptar los procesos realizados durante los ensayos hechos con la prensa hidráulica en el laboratorio, haciendo uso de mecanismos de levas. Así, se plantea llevar a cabo una primera etapa en la que un punzón que actúa en dirección vertical aprisiona al arpón contra una matriz; seguida de una segunda etapa en la que otro punzón actúa en dirección perpendicular al primero para conseguir la forma de U modificada; y, finalmente, una etapa de reabastecimiento del elemento de trabajo (arpón) del mecanismo.

3.3.1 Comportamiento de la varilla durante el doblado

En la primera etapa del doblado inicial, la disposición del elemento de trabajo en la matriz permite realizar una comparación del proceso con el caso una viga de longitud L_v con apoyo simple en los extremos y con una carga distribuida a lo largo de toda su extensión, como se visualiza en la Figura 32.

Figura 32. Simplificación de la disposición de la varilla en la matriz de la primera fase del doblado inicial



Cuando se trata de una disposición de estas características, se tiene como resultado una fuerza cortante decreciente a lo largo de la varilla, de valor nulo en el centro de esta (Figura 33); y un momento flector, como el de la Figura 34, de valor máximo en el centro de la varilla.

Figura 33. Diagrama de fuerza cortante en la varilla

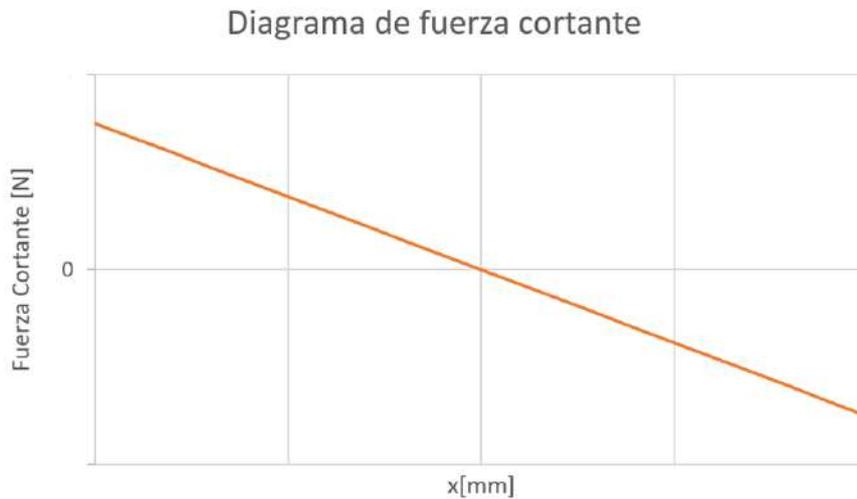
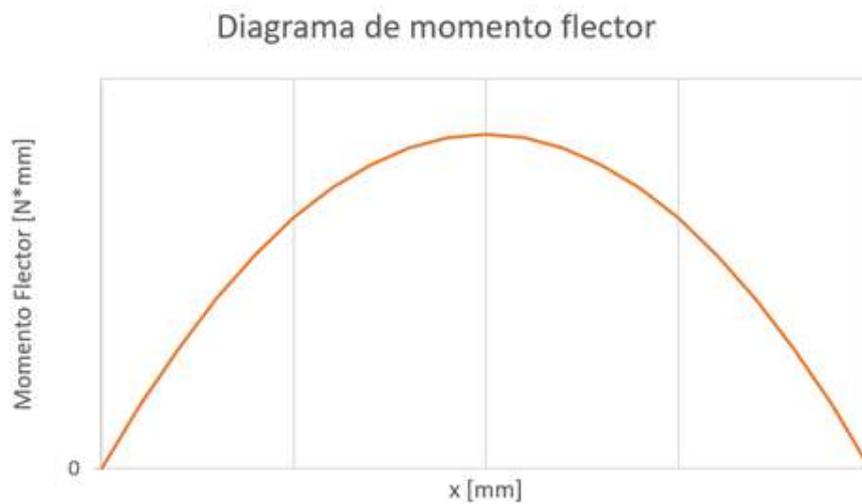
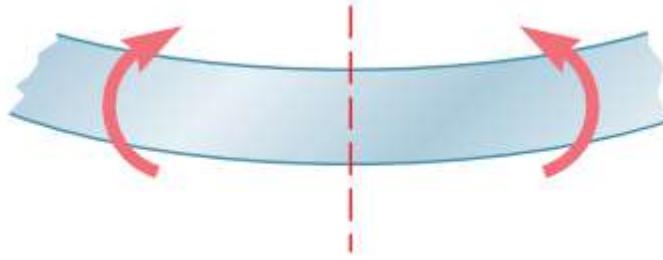


Figura 34. Diagrama de momento flector en la varilla



La respuesta de la viga, ante una carga de este tipo, es similar a lo mostrado en la Figura 35: se produce una deflexión en la viga y se presentan esfuerzos de tracción y compresión en su interior, como se aprecia en la Figura 36.

Figura 35. Viga sometida a momento flector



Fuente: Mecánica vectorial para ingenieros (p.364), por Beer, Johnston, & Mazurek (2013)

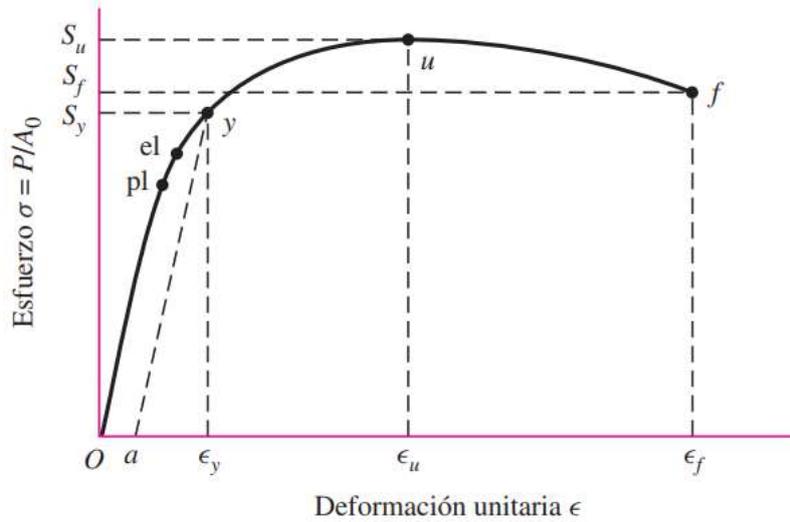
Figura 36. Esfuerzos internos en una viga sometida a momento flector



Fuente: Understanding Stresses in Beams, por The efficient Engineer (s.f.), YouTube

Para lograr iniciar el dobléz de los arpones, es necesario que los esfuerzos que se generen superen el límite elástico. Este punto, denominado “ e_1 ” en la Figura 37, es el valor a partir del cual, al aplicar más carga, el material se deforma plásticamente; es decir, adquiere una deformación permanente (Budynas, 2008).

Figura 37. Diagrama de esfuerzo - deformación unitaria en una prueba de tensión estándar-Material dúctil

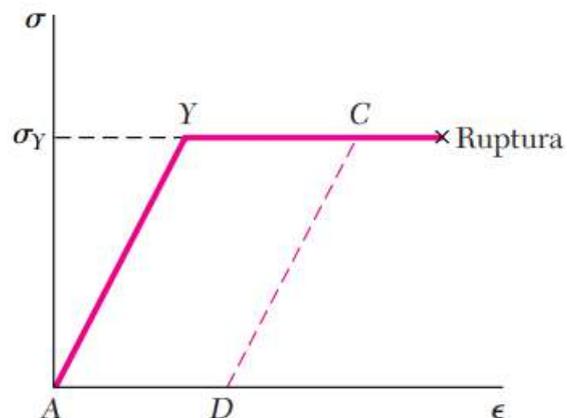


Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (p. 29), por Budynas, R. G. (2008)

Una vez que se sobrepasa este punto, el material ya no obedece la ley de Hooke ($\sigma = E \cdot \epsilon$) y su comportamiento plástico es aún más pronunciado al alcanzar el punto de fluencia “y” de la Figura 37. A partir de este punto, mantener la carga o incrementarla en un pequeño diferencial genera un gran cambio en la deformación unitaria del material.

Para un material elastoplástico idealizado este valor se corresponde con el punto de cedencia “Y”, de la Figura 38. En la figura se aprecia que al retirar la carga en un punto “C”, el material adquiere una deformación permanente o plástica “AD”.

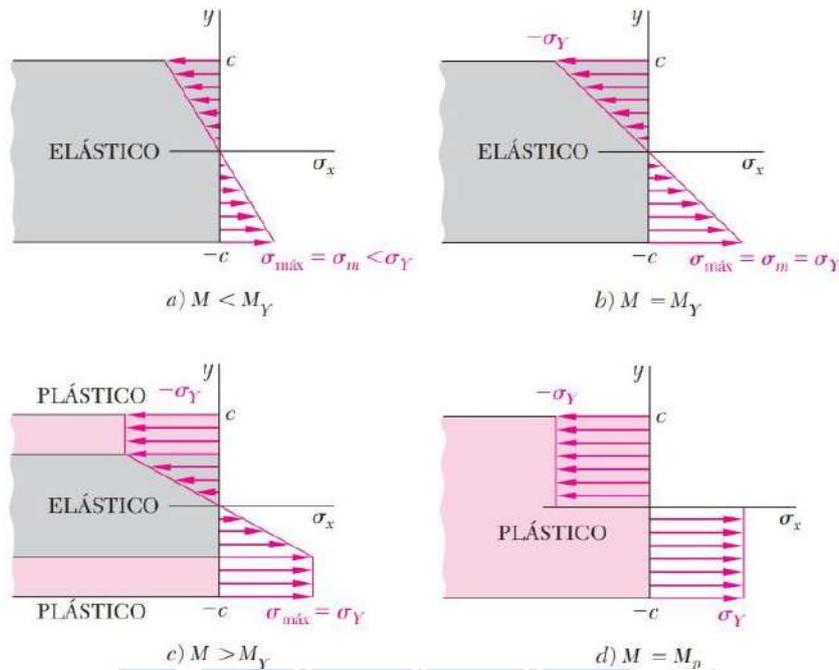
Figura 38. Diagrama esfuerzo-deformación para un material elastoplástico idealizado



Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (p. 126), por Budynas, R. G. (2008)

La distribución de esfuerzos en un elemento elastoplástico sometido a flexión pura se muestra en la Figura 39. Se puede observar que el material puede alcanzar la deformación plástica por completo manteniendo un valor de esfuerzo igual al de fluencia, pero con un valor de momento flector plástico (M_p) superior al de fluencia.

Figura 39. Deformaciones plásticas de una viga rectangular de material elastoplástico



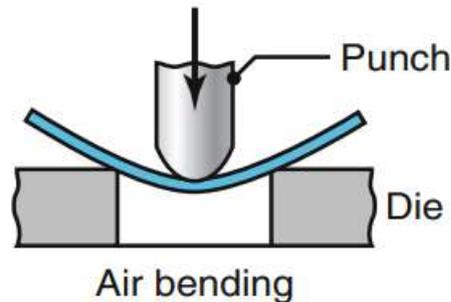
Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (p. 300), por Budynas, R. G. (2008)

Nótese que, para el caso de estudio de los arpones, si se aplicara un valor de esfuerzo en el límite elástico muy cercano al valor de fluencia, el mínimo radio de curvatura " ρ " que se podría obtener sería de 1,75 m aproximadamente, equivalente a una deformación unitaria " ϵ " de alrededor de 0,1 %. Este valor está muy alejado de los 10 mm de radio de curvatura que se busca obtener en la forma de U de los arpones.

$$\rho = \frac{E * c}{\sigma} = \frac{190 * 10^3 * 2}{216} = 1759 [mm] \rightarrow \epsilon = \frac{c}{\rho} = \frac{2}{1759} = 1.14 * 10^{-3}$$

En consecuencia, y como era de esperarse, para alcanzar el radio de curvatura que permita obtener la forma de U es necesario someter al elemento a esfuerzos en el rango plástico. Sin embargo, el desarrollo de las ecuaciones que relacionan el esfuerzo, el momento flector y la fuerza aplicada en el rango plástico varían en función de las condiciones de distintos casos particulares de estudio. Por lo tanto, resulta apropiado tomar como referencia el proceso de plegado de la Figura 40 para obtener de manera directa el valor de la fuerza de doblez.

Figura 40. Plegado al aire de una varilla de sección rectangular



Fuente: Manufacturing engineering and technology (p. 401), por Kalpakjian, S., & Schmid, S. (2010)

En este caso se estima que la fuerza necesaria para doblar una barra de sección rectangular es directamente proporcional al esfuerzo de fluencia del material de la barra, y depende además del ancho L y espesor T de la sección, así como de la apertura W del molde y un factor k definido por la forma de dicha apertura (Kalpakjian & Schmid, 2010).

$$F = \frac{k * \sigma_f * L * T^2}{W} \quad \text{Ec. 15}$$

Si bien la ecuación 15 parte del supuesto de una sección rectangular, puede asumirse como un método conservador para el caso de una sección circular. De modo que la ecuación de la fuerza queda como:

$$F = \frac{k * \sigma_f * D^3}{W} \quad \text{Ec. 16}$$

Con un factor de “ k ” igual a 0,7 para dobleces en forma de U, con una apertura “ W ” de 20 mm y las características del arpon ($D = 4\text{mm}$, $\sigma_f = 216\text{ MPa}$); la fuerza necesaria para el doblado resulta ser de 483,84 N. Esta fuerza es ampliamente superada por la fuerza máxima de 1,41 kN que se estima que transmite la prensa al elemento.

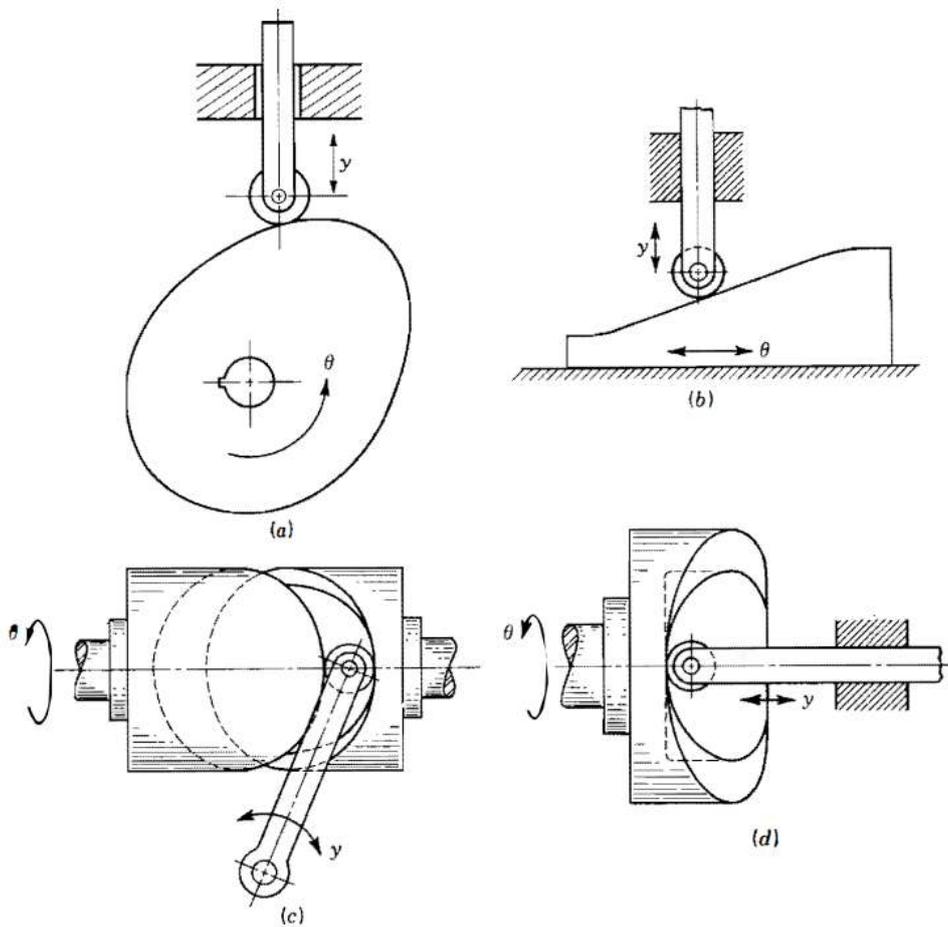
3.3.2 Mecanismo leva seguidor

“Una leva es un elemento mecánico que sirve para impulsar a otro elemento, llamado seguidor, para que desarrolle un movimiento especificado, por contacto directo” (Shigley & Uicker, 1983, pág. 204).

La forma de la leva determina en gran parte el tipo de movimiento que se puede obtener; por ejemplo, de las cuatro formas básicas de leva mostradas en la Figura 41, el modelo de Maneklal para fabricar clavos en U de la Figura 31 utiliza levas de placa para realizar

movimientos en dirección vertical y levas de cara para obtener movimientos en dirección horizontal, ambos a partir del mismo movimiento rotatorio de entrada.

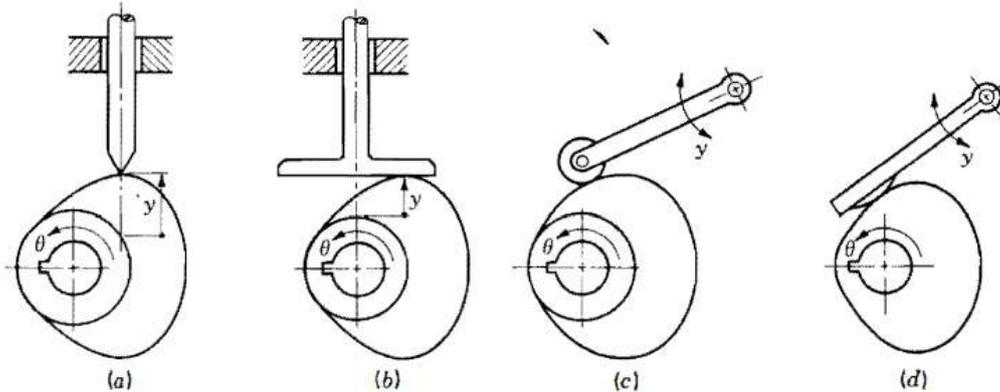
Figura 41. "Tipos de levas: a) de placa, b) de cuña, c) de tambor, d) de cara"



Fuente: Teoría de máquinas y mecanismos (p. 205), por Shigley, E. J., & Uicker, J. (1983)

Así mismo, al combinarse con distintos tipos de seguidor, con un mismo tipo de leva puede producirse distintos tipos de movimiento, como se detalla en la Figura 42 para el caso la leva de placa, que es el tipo de leva más utilizado.

Figura 42. "leva de placa con a) seguidor excéntrico de cuña; b) seguidor de movimiento alternativo y cara plana, c) seguidor oscilante de rodillo y d) seguidor oscilante de zapata curva"

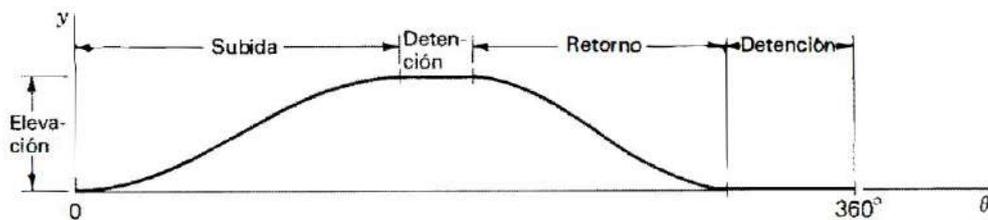


Fuente: Teoría de máquinas y mecanismos (p. 206), por Shigley, E. J., & Uicker, J. (1983)

De acuerdo con Shigley y Uicker (1983), el diseño siempre debe asegurar el contacto entre el seguidor y la leva, por lo que es necesario tener en cuenta la inclusión de resortes y/o restricciones mecánicas según la disposición de los elementos.

Un mecanismo de leva-seguidor casi siempre es accionado por un movimiento conocido de entrada, giratorio y a velocidad constante. Al completarse un ciclo de rotación de la leva, el seguidor habrá realizado distintas acciones que son determinadas por la superficie de la cara de la leva. Estas acciones quedan recogidas en el denominado diagrama de desplazamientos, como el de la Figura 43 que grafica el desplazamiento del seguidor, comúnmente denotado como "s" o "y", en función de la posición angular de la leva respecto a su estado inicial.

Figura 43. Diagrama de desplazamientos



Fuente: Teoría de máquinas y mecanismos (p. 207), por Shigley, E. J., & Uicker, J. (1983)

En un diagrama de desplazamientos se puede identificar una porción de la gráfica conocida como subida, en donde el movimiento del seguidor es hacia afuera del centro de la leva. La subida máxima se llama elevación. Los periodos durante los cuales el seguidor se encuentra en reposo se conocen como detenciones y el retorno es el

periodo en el que el movimiento del seguidor es hacia el centro de la leva. (Shigley & Uicker, 1983, pág. 208)

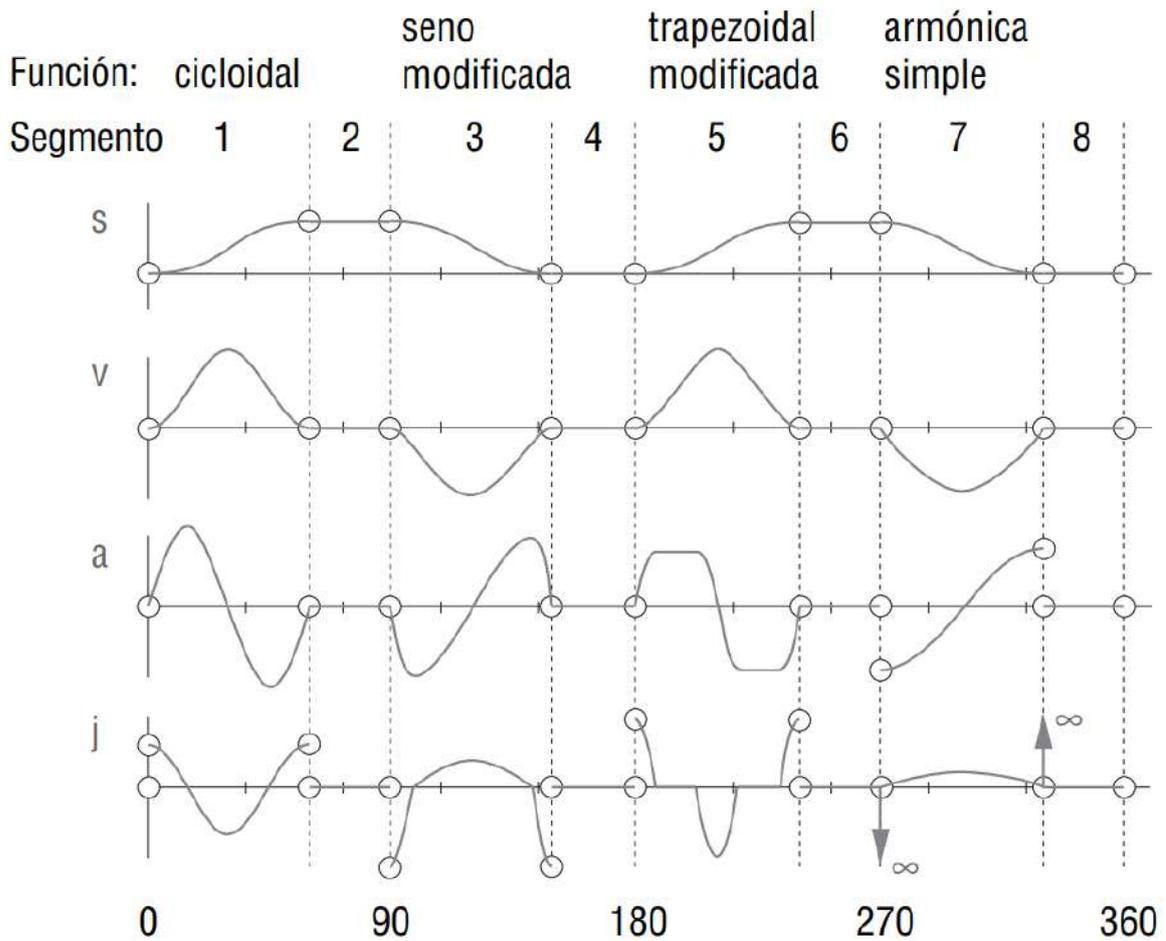
Poder transformar el movimiento rotatorio de leva en un movimiento de pivoteo o traslación del seguidor, hace que los mecanismos de leva-seguidor sean ideales para sistemas de movimiento alternativo en los que se busca desarrollar acciones intermitentes que siguen condiciones de operación muy específicas, como es el caso de la fase de doblez inicial de este proyecto. En la Tabla 4 se muestran las acciones que se desea realizar, para las cuales se plantea utilizar levas de placa que emplean un seguidor de rodillo con movimiento alternativo, similar al mecanismo mostrado en la Figura 41a.

Tabla 4. Acciones a realizar por las levas de la sección de doblez inicial

ACCIÓN	LEVA 1		ACCIÓN	LEVA 2	
	INTERVALO [s]	DESPL. [mm]		INTERVALO [s]	DESPL. [mm]
Avance	0 – 0.5	55	Reposo	0 - 1	0
Retorno	0,5 - 1	55	avance	1 – 1.25	19
Reposo	1 -2	0	retorno	1.25 – 1.5	19
			Reposo	1.5 - 2	0

Cada una de las acciones que se realizan, dentro del período de operación de la leva, pueden hacerse de manera distinta. Si bien durante una detención o reposo, el diagrama de desplazamientos únicamente puede representarse como una recta sin pendiente, este no es el caso para las acciones de avance y de retorno. En la Figura 44, por ejemplo, se muestran algunas de las formas del denominado desplazamiento (S), junto con la velocidad (V) y aceleración (a) con las que actuará el seguidor, derivadas de dicho desplazamiento respecto al ángulo de rotación de la leva.

Figura 44. Diagramas s-v-a-j de mecanismos de leva-seguidor



Fuente: Diseño de maquinaria. Síntesis y análisis de mecanismos (p. 350), por Norton, R. (2009)

Un desplazamiento que lleve a cambios bruscos en la aceleración implica cambios bruscos en los esfuerzos de contacto, provocando ruido y desgaste que, eventualmente, pueden llevar a la falla del elemento. Por esto, para definir completamente el diagrama de desplazamientos de la leva, además de las acciones que se desea que realice el seguidor, es importante determinar la forma deseada del desplazamiento para cada una de las acciones.

Para el caso de las dos levas que se plantea utilizar, se tiene un desplazamiento de avance y retroceso con una única detención, por lo que pueden aplicarse las ecuaciones de desplazamiento armónico doble (Shigley & Uicker, 1983):

$$s_{avance} = \frac{L}{2} \left[\left(1 - \cos \frac{\pi\theta}{\beta} \right) - \frac{1}{4} \left(1 - \cos \frac{2\pi\theta}{\beta} \right) \right]$$

$$v_{avance} = \frac{\pi L}{2\beta} \left(\sin \frac{\pi\theta}{\beta} - \frac{1}{2} \sin \frac{2\pi\theta}{\beta} \right)$$

$$a_{avance} = \frac{\pi^2 L}{2\beta^2} \left(\cos \frac{\pi\theta}{\beta} - \cos \frac{2\pi\theta}{\beta} \right)$$

$$s_{retorno} = \frac{L}{2} \left[\left(1 + \cos \frac{\pi\theta}{\beta} \right) - \frac{1}{4} \left(1 - \cos \frac{2\pi\theta}{\beta} \right) \right]$$

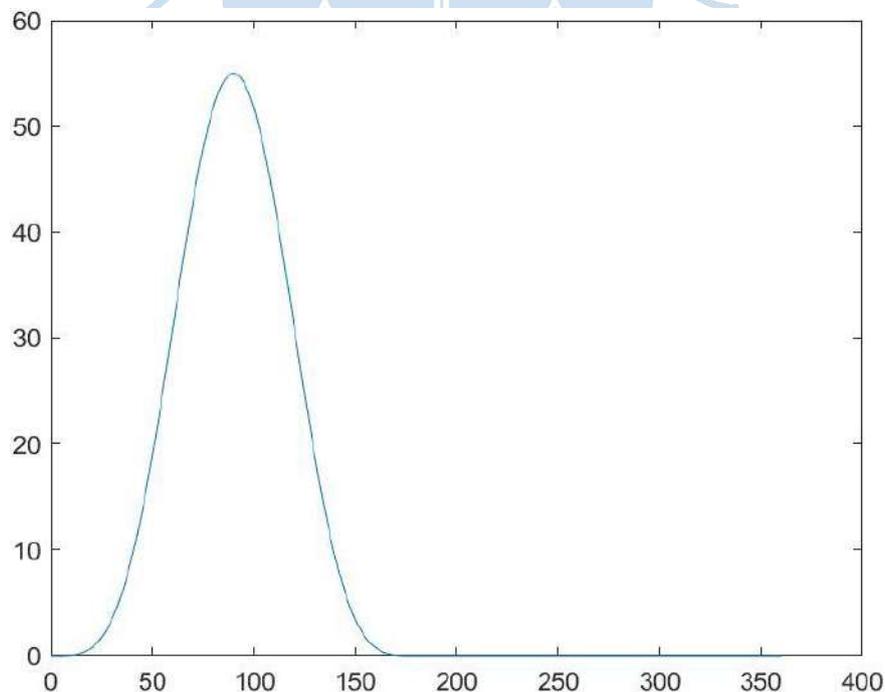
$$v_{retorno} = \frac{\pi L}{2\beta} \left(\sin \frac{\pi\theta}{\beta} + \sin \frac{2\pi\theta}{\beta} \right)$$

$$a_{retorno} = \frac{\pi^2 L}{2\beta^2} \left(\cos \frac{\pi\theta}{\beta} + \cos \frac{2\pi\theta}{\beta} \right)$$

Donde L es el desplazamiento, β es el número de grados total que rota la leva para cada acción que desarrolla y θ es la posición angular instantánea dentro de cada segmento β .

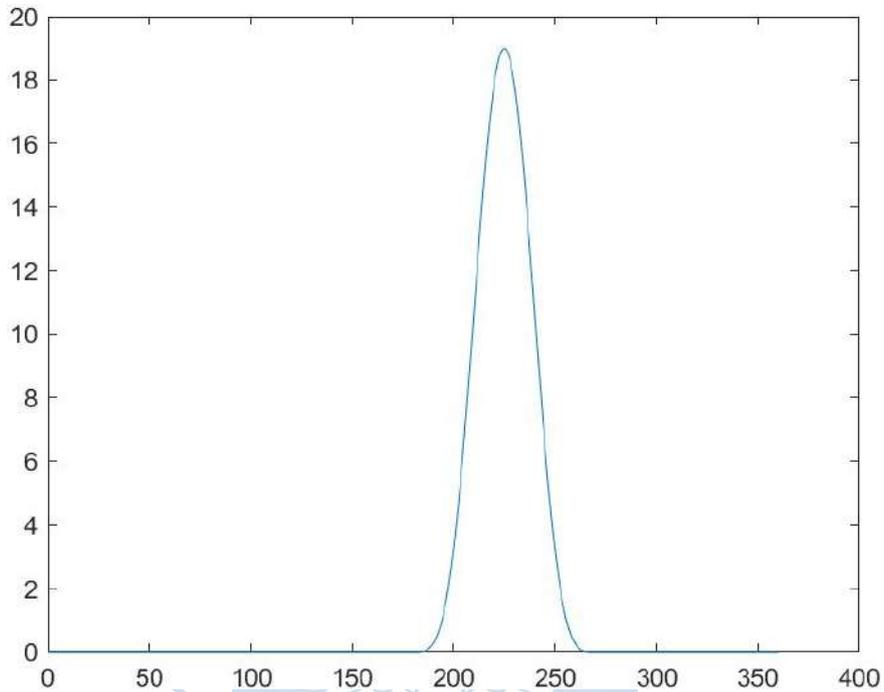
Con los datos de la Tabla 4 y con una velocidad angular de entrada de 30 RPM se obtienen los diagramas de desplazamiento de seguidor correspondientes, en este caso, al movimiento armónico doble. Con este tipo de desplazamiento se consigue que no haya discontinuidades en las curvas de aceleración y, así, disminuir las posibilidades de falla en el elemento. La Figura 45 representa el diagrama de desplazamiento para la Leva 1, que acciona el punzón vertical; y la Figura 46, muestra el diagrama para la Leva 2, que acciona el punzón horizontal.

Figura 45. Diagrama de desplazamiento armónico doble del seguidor de la leva 1



Nota: Eje Y [mm] - Eje X [°]

Figura 46. Diagrama de desplazamiento armónico doble del seguidor de la leva 2

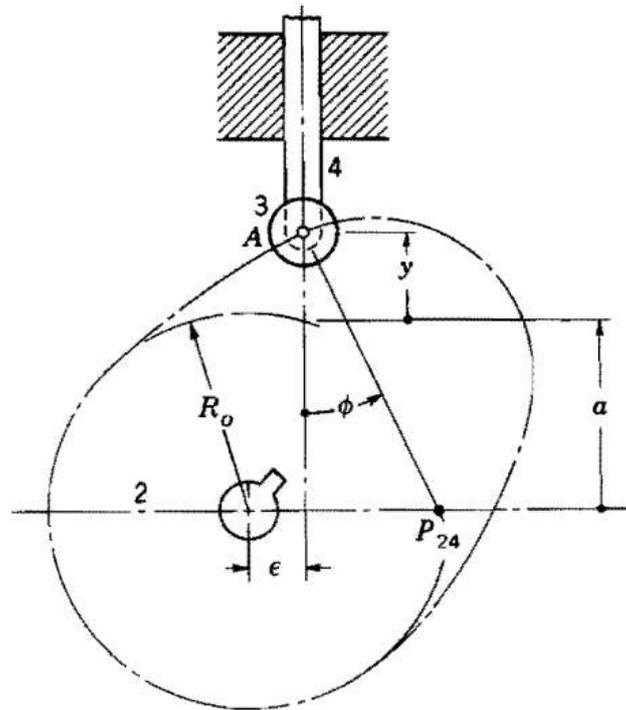


Nota: Eje Y [mm] - Eje X [°]

Una vez definido el diagrama de desplazamiento y sus respectivas derivadas, para poder precisar el perfil de la leva es necesario definir el radio del círculo primario de la leva R_0 , la excentricidad ϵ y el radio del rodillo R_r . Como se aprecia en la Figura 47, el radio primario y la excentricidad guardan una relación geométrica con el ángulo de presión ϕ según la ecuación 17, en la que “y” es otra nomenclatura para el desplazamiento s.

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{\frac{v}{\omega} - \epsilon}{\sqrt{R_0^2 - \epsilon^2 + y}} \right) \quad \text{Ec. 17}$$

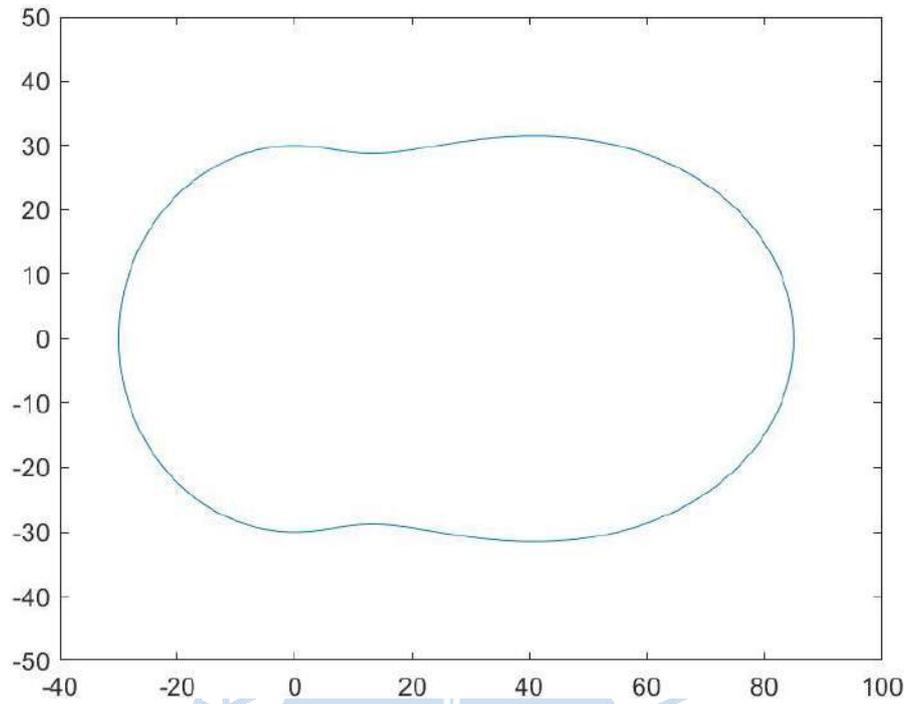
Figura 47. Leva de placa con seguidor oscilante de rodillo



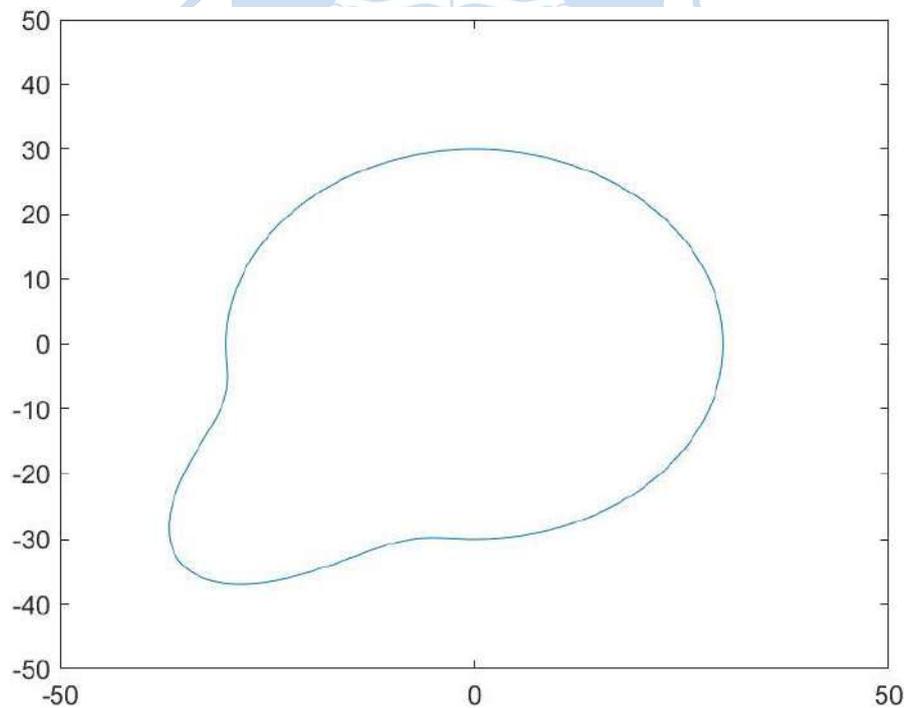
Fuente: Teoría de máquinas y mecanismos (p. 244), por Shigley, E. J., & Uicker, J. (1983)

La fuerza en el punto de contacto entre la leva y el seguidor sigue la dirección del vector $P_{24}A$ de la Figura 47. Por lo tanto, un ángulo de presión ϕ adecuado no debe superar los 35° , con la finalidad de conseguir la mayor fuerza en la dirección del desplazamiento del seguidor y la mínima fuerza en dirección perpendicular, pues esta última incrementa la posibilidad de que el seguidor se atasque en su guía por efecto de la fricción. Utilizando el método más conservador, en el que se considera una excentricidad nula, y considerando un radio R_0 inicial de 30 mm para la leva 1, se obtiene que: para una revolución de la leva, con pasos de 0,005 radianes, el máximo ángulo de presión que se forma es de $22,5^\circ$ aproximadamente. Si se tomara por ejemplo una excentricidad de 5 mm, a lo largo de la revolución de la leva se generan ángulos de presión mayores a los 35° de límite, que solo disminuyen al aumentar el radio primario de 30 mm a 50 mm. Un radio R_0 de 30 mm para la leva 2, tampoco produce ángulos de presión por encima del límite por lo que se tomará como aceptable este valor para ambas levas.

Con el radio y la curva de desplazamiento respectivos, se obtienen el perfil de la leva 1 mostrado en la Figura 48, y el perfil de la leva 2 que aparece en la Figura 49.

Figura 48. Perfil de la leva 1 del punzón vertical

Nota: medidas en mm

Figura 49. Perfil de la leva 2, para el punzón horizontal

Nota: medidas en mm

Además de permitir encontrar los radios primarios adecuados para cada una de las levas, con el ángulo de presión se puede estimar la relación entre el torque que debe aplicarse y la fuerza efectiva que se desea obtener sobre el seguidor de acuerdo con la ecuación 18:

$$T_{leva} = F_L * r'$$

$$F_L = \frac{F_{seguidor}}{\cos \varphi}$$

$$r' = R * \sin \varphi = (R_0 + s) * \sin \varphi$$

$$\therefore \frac{T_{leva}}{F_{seguidor}} = (R_0 + s) * \tan \varphi \quad \text{Ec. 18}$$

Los instantes de interés serán aquellos en los que el punzón entra en contacto con la varilla, pues es cuando el seguidor debe aplicar la fuerza deseada, por lo que basta analizar la relación de la ecuación 18 para los valores de φ correspondientes al avance cuando el valor del desplazamiento s sea mayor o igual a 5 mm (que es una distancia inicial de separación entre el punzón y la varilla al iniciar el proceso, definida por diseño). Así, para cada valor de φ en el intervalo de interés y conociendo el valor de la fuerza que se desea aplicar, se obtiene distintos valores de torque de entrada necesarios. Para la leva 1, el máximo de estos valores de torque se utiliza para recalcular la fuerza para cada instante del intervalo de interés. Así, se asegura que, en todo momento, durante el avance se obtenga una fuerza en el seguidor igual o superior a la fuerza deseada. En el caso de la leva 2, sin embargo, se considera el torque que produce el valor conocido de la fuerza cuando el desplazamiento es máximo con φ distinto de 0, que es cuando se detiene la leva.

En la sección 3.3.1 se calculó que la fuerza que debe transmitir el punzón vertical, y en consecuencia el seguidor de la leva 1, era de 483,84 N; por lo tanto, sería necesario un torque de entrada de 11 N.m que, con la velocidad de giro de 30 RPM de la leva, corresponde a una potencia de aproximadamente 35 W. Sin embargo, previamente, en la sección 2.3.2 se estimó que experimentalmente la prensa transmitía hasta 1,41 kN para la Leva 1, que se traduce en un torque necesario de 32 N.m y una potencia de alrededor de 100 W; y hasta 4,2 kN para la Leva 2, que se traduce en un torque aproximado de 66 N.m y una potencia de 207 W.

Los parámetros mencionados en este apartado, para cada una de las levas, se calculan con un código de Matlab, presentado en el apéndice B, que también incluye los valores obtenidos de la fuerza para cada instante del intervalo de interés.

3.4 Conformación de la corona

En esta fase del proceso, se tiene una primera etapa en la que se busca acomodar grupos de arpones de manera contigua en el círculo interior de un aro. El número de arpones por grupo que se considerará será 6, aunque este número varía dependiendo del tamaño del arpon, comúnmente entre 3 y 6. De modo que, para esta fase, es imperativo el uso de un

sistema de alimentación de carácter intermitente que agrupe y/o acomode los arpones en la disposición que se requiera para la siguiente etapa. El movimiento es algo similar al realizado cuando se colocan cartuchos en el cilindro de un revolver, como el de la Figura 50, o cuando se colocan muestras en una centrifugadora de laboratorio como la de la Figura 51. Se debe tener en cuenta que, a diferencia de ambos mecanismos, lo que se busca es que la distancia que separa cada elemento sea mínima, idealmente nula.

Figura 50. Cilindro de revolver Colt Python



Fuente: Cylinder of a Colt Python - Collection Paul Regnier, Lausanne, Switzerland [Fotografía], por "Rama", Wikimedia Commons. Cc-by-sa-2.0-fr, CC BY-SA 2.0 FR (s.f.)

Figura 51. Centrifugadora médica de laboratorio



Fuente: 123RF. Fotografía por Roman Zaiets (s.f)

La siguiente etapa en esta fase es la que se denominará como acuñado, que consiste en introducir un elemento entre los arpones aprisionándolos al interior del aro, simulando la acción manual del operario. Este proceso deberá repetirse para cada corona, por lo que nuevamente es necesario un proceso accionado de manera intermitente. Se reitera la necesidad del uso de mecanismos de levas o de biela-manivela que se ajusten a lo que se busca en esta etapa.

3.5 Doble final

Para esta última fase del proceso correspondiente al doblez de los arpones en la corona conformada, se toma como referencia el prototipo de la Figura 4, presentado por Juan Pimentel y Julio Noblecilla en el concurso organizado por Innotec y el Concytec en el 2011, teniendo en cuenta nuevamente la intermitencia del proceso de modo que se facilite la alimentación para la continuidad de la producción.

Una vez que los arpones están colocados dentro de la corona, deben ser sometidos a un doblez final que no puede ser realizado en una única etapa, debido a las características de la forma final que debe adoptar el elemento, como muestra la Figura 9. Es necesario realizar varias etapas de doblez de manera progresiva. Se puede determinar tanto el número óptimo de etapas como las formas particulares de los punzones o matrices a utilizar, a partir de un método de análisis más avanzado como el de elementos finitos. Sin embargo, este tipo de análisis no compete al alcance de este proyecto, por lo que se estimará tanto el número de etapas como las formas de los punzones de manera que permitan una representación visual aproximada del proceso.

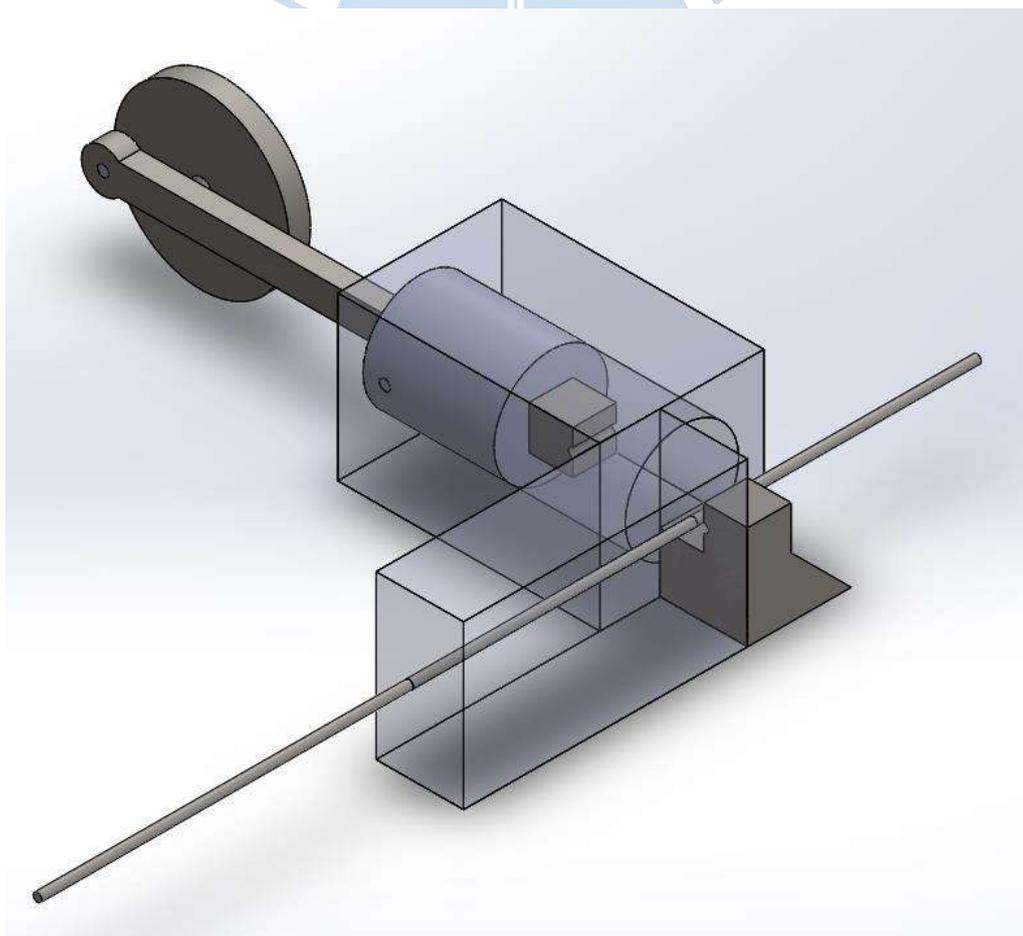


Capítulo 4 Resultados en SolidWorks

4.1 Proceso de corte

El prototipo de la Figura 52, consta de una matriz de corte móvil adjunta a un pistón que es accionado por un mecanismo biela manivela y una matriz fija que, a la vez, sirve como soporte para el abastecimiento del elemento de acero que se desea seccionar.

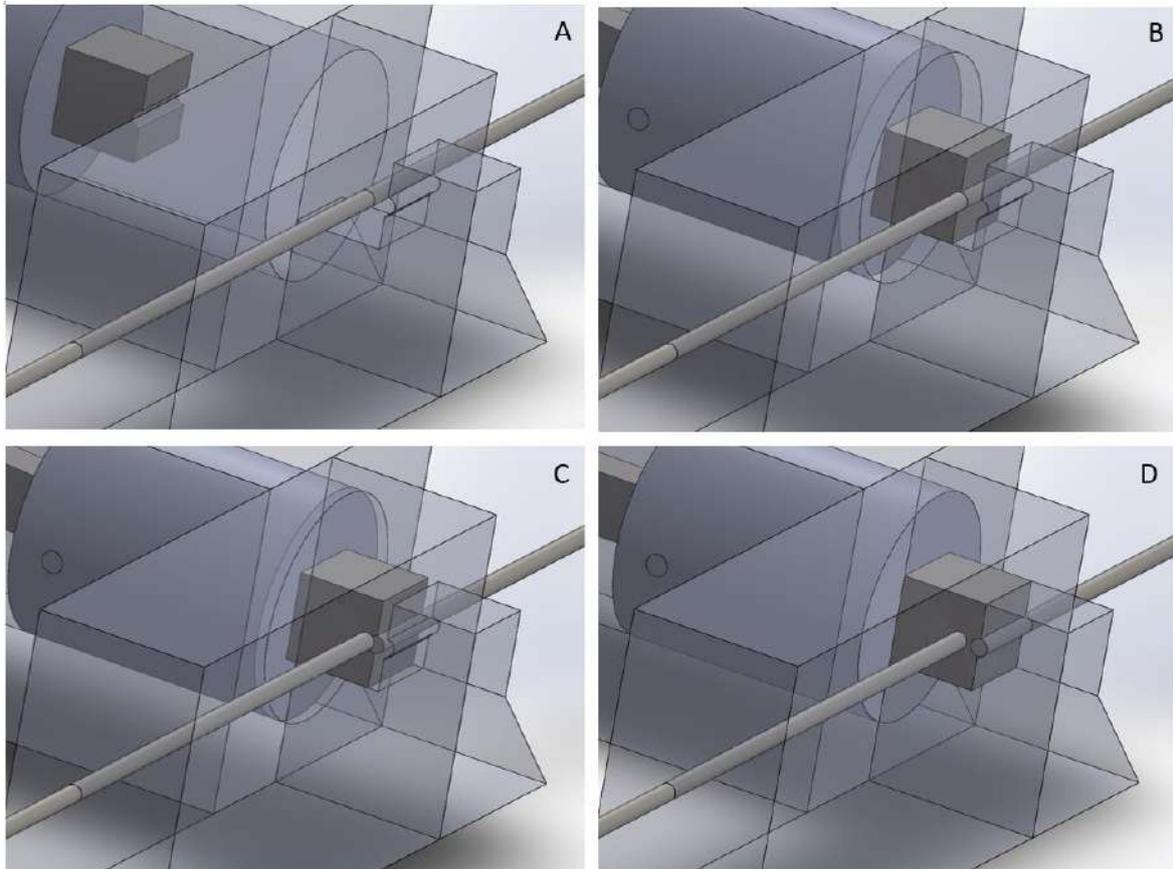
Figura 52. Mecanismo diseñado para el proceso de corte



Cuando se alcanza el final de la primera mitad del periodo de rotación del mecanismo biela-manivela, la matriz de corte móvil entra en contacto con la varilla como se ve en la Figura

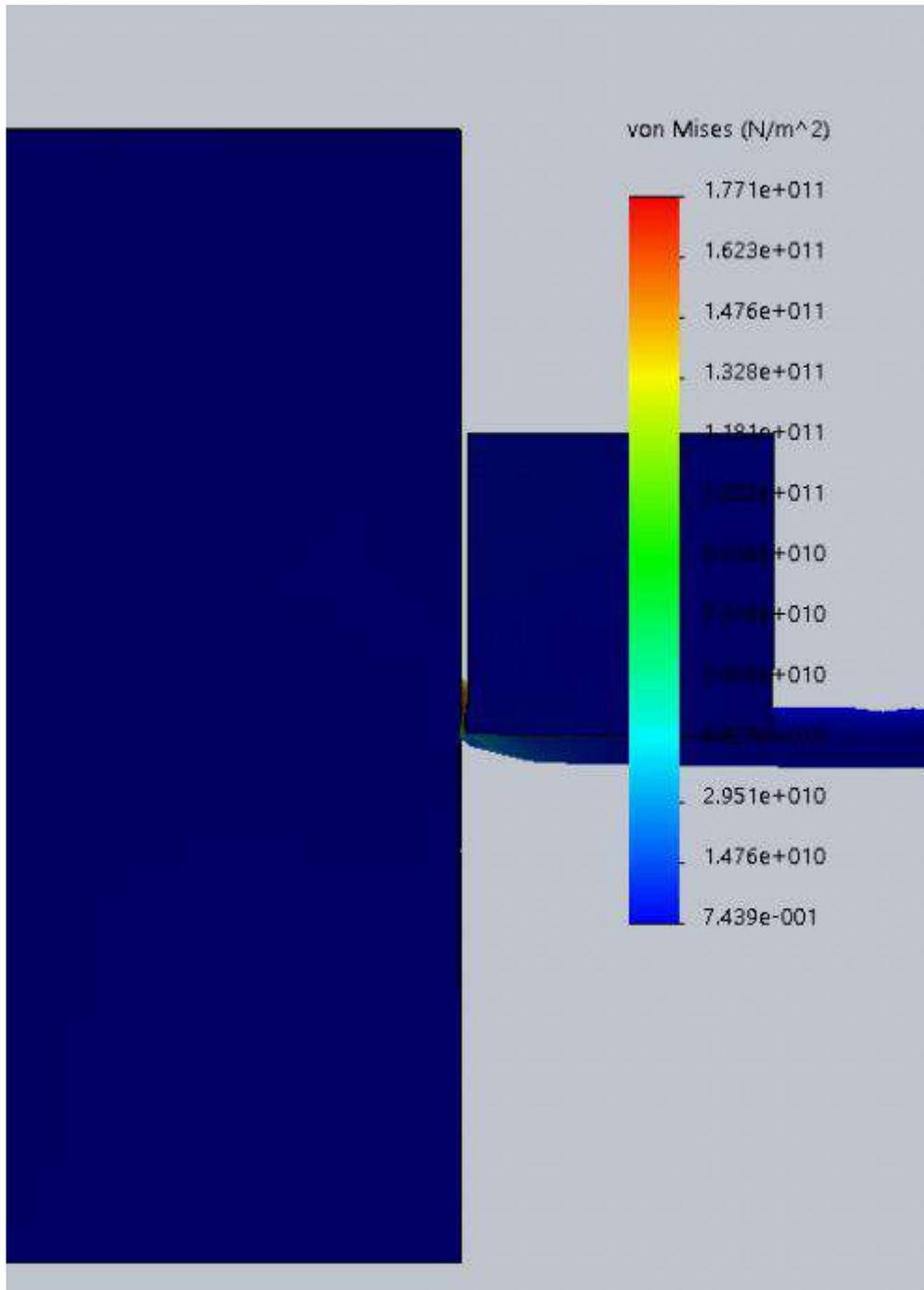
53b y transmite la fuerza suficiente para vencer el límite que soporta la varilla, logrando el seccionamiento mostrado en la Figura 53c. Al culminar el semiperiodo de rotación de la biela, la varilla queda completamente seccionada como se aprecia en la Figura 53d y el pistón vuelve a su estado inicial para repetir el proceso.

Figura 53. Comportamiento del prototipo durante el proceso de corte



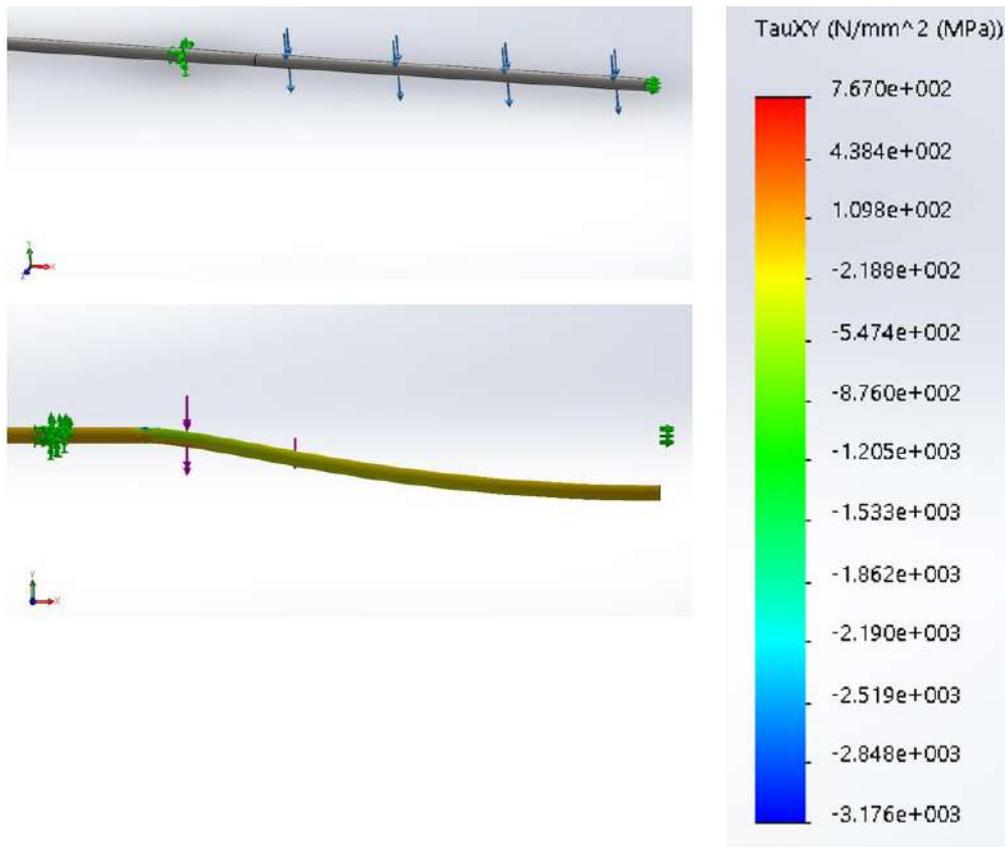
Al realizar una simulación en Solidworks, únicamente definiendo el movimiento de la matriz de corte, se obtiene el resultado mostrado en la Figura 54, en la que se observa que los valores de esfuerzo, a los que está sometida la varilla en la sección de corte, superan ampliamente los valores límite del material. Por lo que, si bien este tipo de simulación no muestra por completo el comportamiento real del seccionamiento del elemento, los valores obtenidos indican que la varilla, de continuar la deformación, sería seccionada.

Figura 54. Análisis de esfuerzos sobre la varilla a partir de un avance definido de la matriz



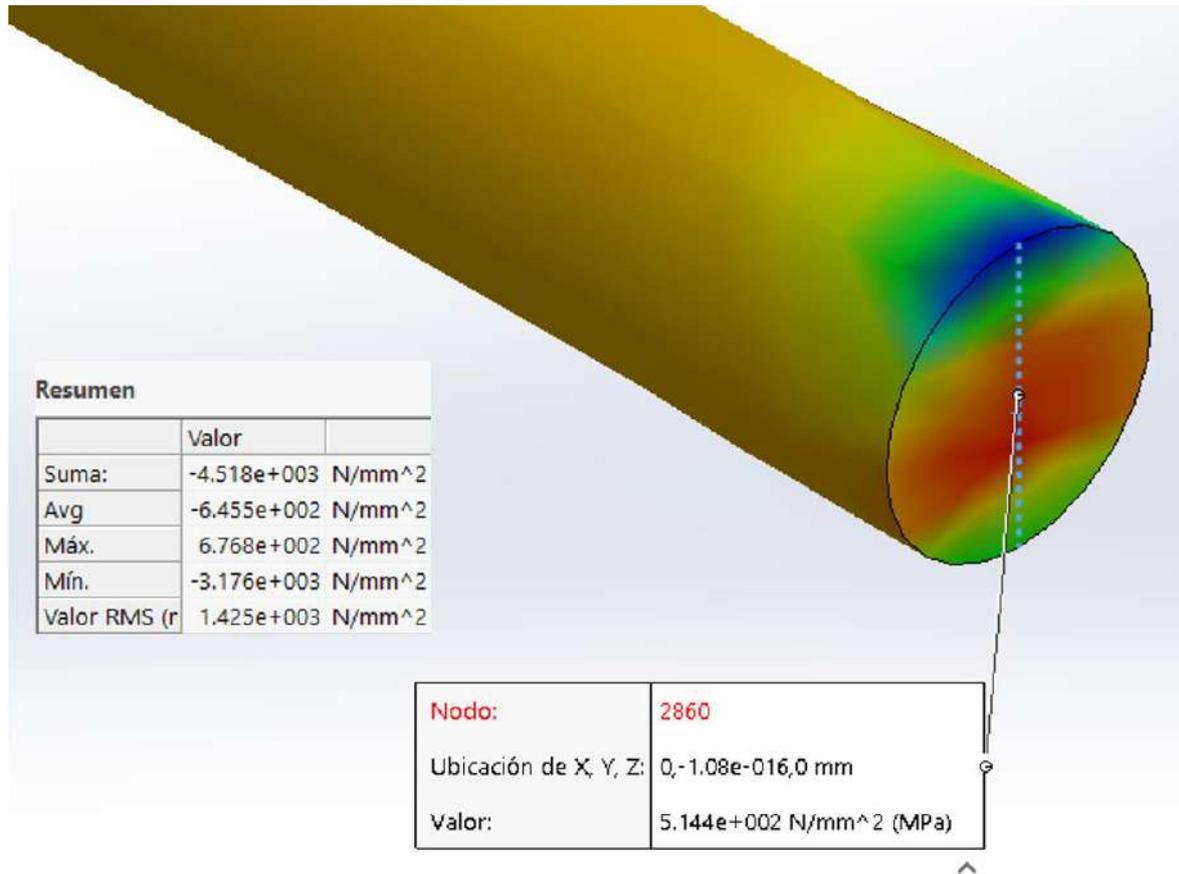
Como paso siguiente, se realiza una simulación estática del elemento sometiéndolo a una carga de 5 kN como se muestra en la parte superior izquierda de la Figura 55, obteniéndose, nuevamente, que este tipo de simulación, por ser de carácter estático, no demuestra completamente el comportamiento real del elemento por lo que no es posible visualizar el seccionamiento.

Figura 55. Análisis de esfuerzos sobre la varilla a partir de una carga aplicada



Sin embargo, como se muestra en la Figura 56, en la simulación los valores de esfuerzo cortante en la sección alcanzan los 676,8 MPa, que superan el rango límite de 282,9 a 396,1 MPa calculado en el prediseño.

Figura 56. Esfuerzos internos en la sección de corte de la varilla durante el análisis con carga aplicada



Esta amplia diferencia en el esfuerzo cortante que se aplica y el valor límite de la varilla se debe, en parte, a que en esta simulación se utilizó una varilla con un material predeterminado para Solidworks: en lugar de ser un AISI 304L, el programa emplea un AISI 304, cuyas propiedades están registradas en la Figura 57. De acuerdo con esto, la fuerza necesaria para el corte sería de 3,7 kN, menor a la aplicada de 5 kN, y la diferencia sería menor, entre el esfuerzo cortante aplicado y el valor límite.

$$\tau = \frac{F}{A} \rightarrow F = \tau_{xy} * \frac{\pi * d^2}{4} = 298.5 * \frac{\pi * 4^2}{4}$$

$$F = 3.751 [kN]$$

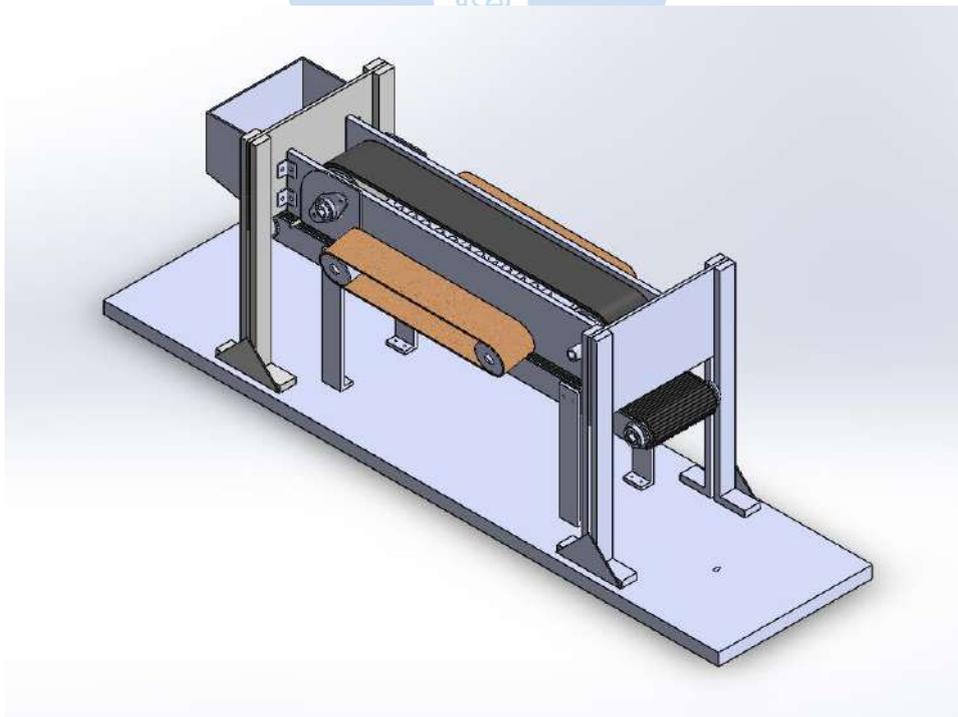
Figura 57. Propiedades del acero AISI 304 en SolidWorks

Nombre de estudio	Análisis estático 1 (-Predetermin
Nombre del material	AISI 304
Origen del material	Material de SOLIDWORKS
Tipo de modelo	Isotrópico elástico lineal
EX	1.9E+011 N/m ²
NUXY	0.29
GXY	7.5E+010 N/m ²
DENS	8000 kg/m ³
SIGXT	5.1702E+008 N/m ²
SIGYLD	2.0681E+008 N/m ²
ALPX	1.8E-005 /Kelvin
KX	16 W/(m.K)
C	500 J/(kg.K)

Fuente: SolidWorks

4.2 Afiladora

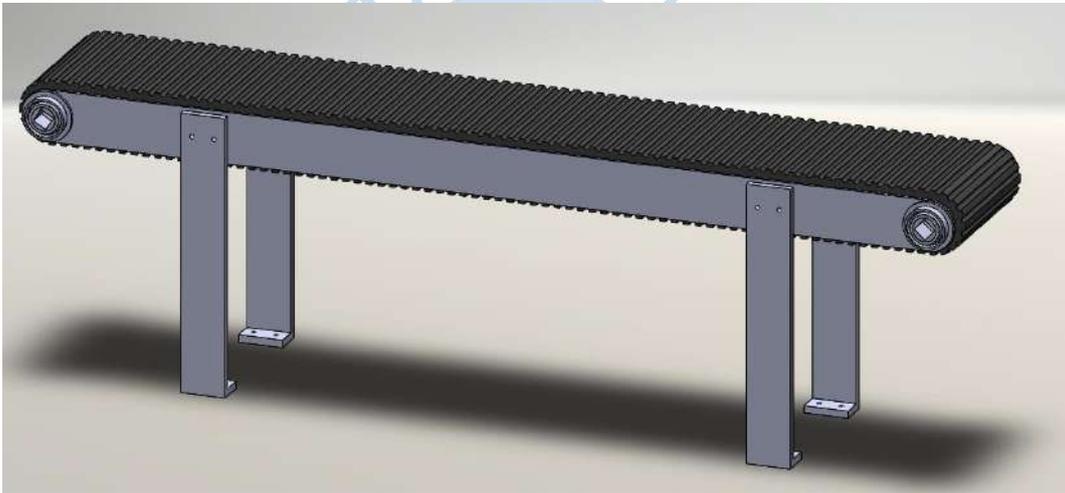
Tal y como se menciona en la sección 3.2 del prediseño, para el proceso de afilado de este proyecto, que se puede ver en la Figura 58, se plantea un sistema de transporte por fajas y un proceso de afilado mediante el uso de componentes abrasivos, específicamente dos amoladoras de banda.

Figura 58. Mecanismo diseñado para el proceso de afilado

4.2.1 Faja inferior

La faja inferior es una faja dentada, destinada al transporte propiamente dicho de las varillas de acero. Las varillas serán afiladas durante su desplazamiento a lo largo de la faja por lo que, durante su recorrido, estarán sometidas a fuerzas adicionales provocadas por el elemento de desgaste y, posiblemente, en sentido contrario a su desplazamiento principal. Dado que en una faja lisa la única fuerza de oposición ante las fuerzas ejercidas por el elemento de afilado es la fuerza de rozamiento entre la faja y las varillas, es posible que la dirección o la velocidad del desplazamiento deseado, de estas, se vean alteradas. Por lo tanto, es necesario un elemento de sujeción, que mantenga a las varillas en su posición dentro de la faja. Al colocar las varillas en una faja dentada, como la de la Figura 59, las ranuras de esta actúan como topes que se oponen a las fuerzas provocadas por el proceso de afilado, evitando el retorno de los elementos a su punto de partida en la faja o su desplazamiento fuera de esta.

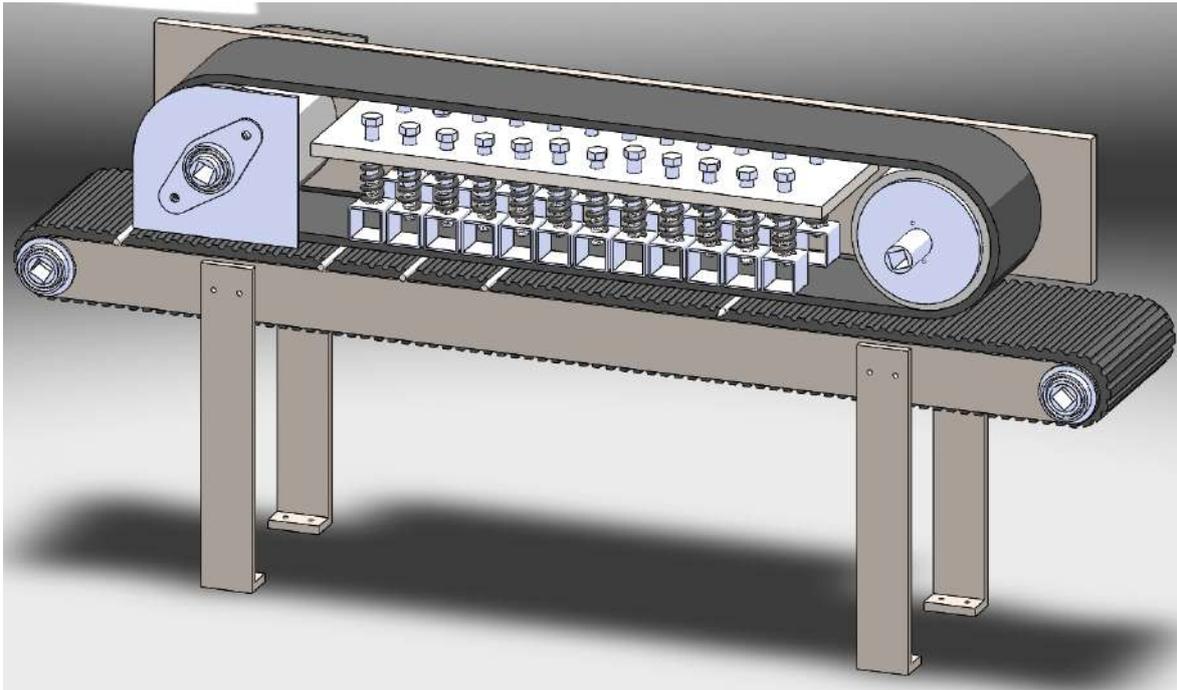
Figura 59. Faja dentada inferior del mecanismo de afilado



4.2.2 Faja superior

Aún con el uso de una faja dentada, cabe la posibilidad de que algunos elementos se desplacen fuera de las muescas al entrar en contacto con la herramienta de afilado; por ello, se utiliza una segunda faja que, entre otras funciones, sirve como límite superior para las varillas. A lo largo del bastidor de esta segunda faja, o faja superior, se colocan unos pequeños pesos acoplados a pequeños resortes (véase la Figura 60). De este modo, se espera que la faja superior ejerza una ligera presión sobre las varillas de acero y, con ayuda de los resortes, se impida que la faja se desplace hacia arriba más de lo deseado cuando entra en contacto con las varillas de acero.

Figura 60. Vista interna de la faja superior del mecanismo de afilado



Teniendo en cuenta que se busca un afilado similar al obtenido con un elemento torneador, es necesario lograr que las varillas giren sobre su propio eje durante el lapso que pasan en contacto con la herramienta de afilado. Colocar una faja superior sobre las varillas no solo evita que estas se levanten durante dicho lapso, sino que, además, en el momento en que la faja superior entra en contacto con las varillas, les transmite una fuerza tangencial proporcional al torque con el que sea accionada la faja. Si esta fuerza posee una dirección opuesta a la dirección de traslación de las varillas, automáticamente se genera un efecto de rotación de las varillas sobre su propio eje y, si la dirección de la fuerza es la misma que la de traslación de las varillas, basta con lograr que ambas fajas giren a distintas velocidades para conseguir dicho efecto de rotación.

4.2.3 Amoladora de banda

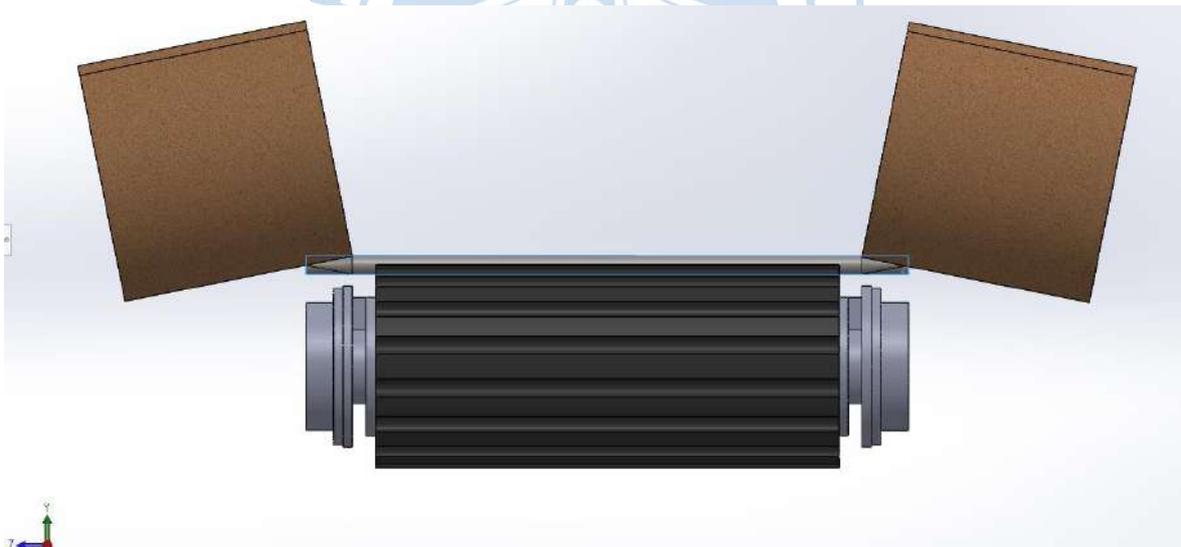
El diseño de esta fase del proceso consta de dos amoladoras de banda en una disposición particular, con la finalidad de conseguir el afilado simultáneo de ambos extremos de las varillas. Para lograr un afilado progresivo en el elemento, durante su transporte, ambas bandas están ligeramente rotadas en uno de los planos (XY) del sistema. (Obsérvese la Figura 61).

Figura 61. Vista del plano XY del mecanismo de afilado



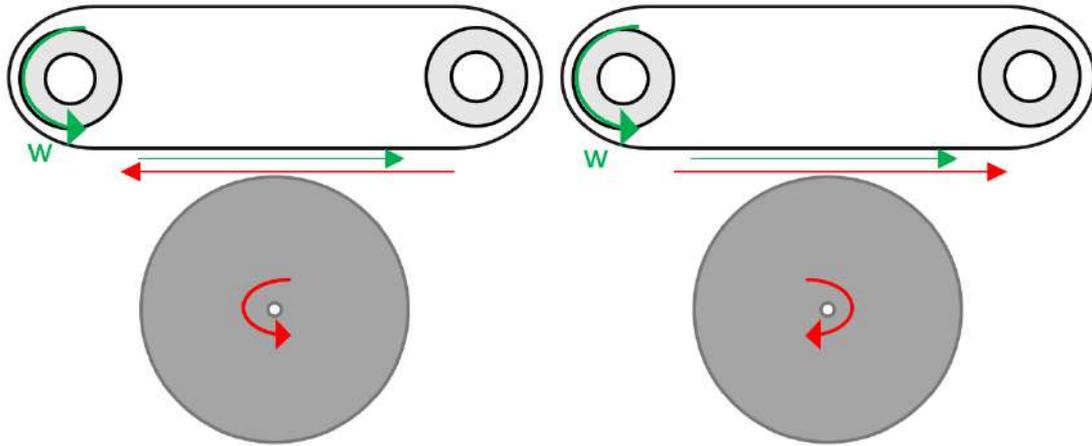
Adicionalmente, las bandas están colocadas con una inclinación más pronunciada en otro de los planos (YZ) del sistema, como se aprecia en la Figura 62. Esta inclinación es la que determina el ángulo del filo del arpón.

Figura 62. Vista del plano YZ del mecanismo de afilado



Es importante tener en cuenta que, al entrar en contacto con el elemento de afilado, este ejercerá sobre la varilla una fuerza tangente. Es necesario, entonces, que tanto el elemento de afilado como las varillas tengan el mismo sentido de rotación, como se muestra en la Figura 63a, de modo que la fuerza tangente que hace rotar a la varilla sobre su propio eje se oponga a la fuerza tangente provocada por el elemento de afilado. De lo contrario, si el sentido de rotación de la varilla es opuesto al sentido de rotación del elemento de afilado (Figura 63b), este último podría convertirse más bien en un elemento guía para la varilla, sin lograr desbastarla.

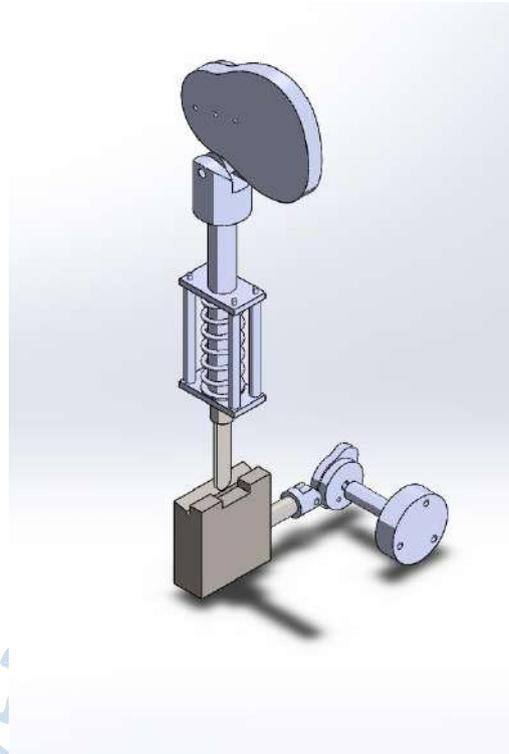
Figura 63. a) Igual sentido de giro de la varilla y la guía de la amoladora. b) Sentido de giro de la varilla opuesto al de la guía de la amoladora



4.3 Banco de doblez inicial

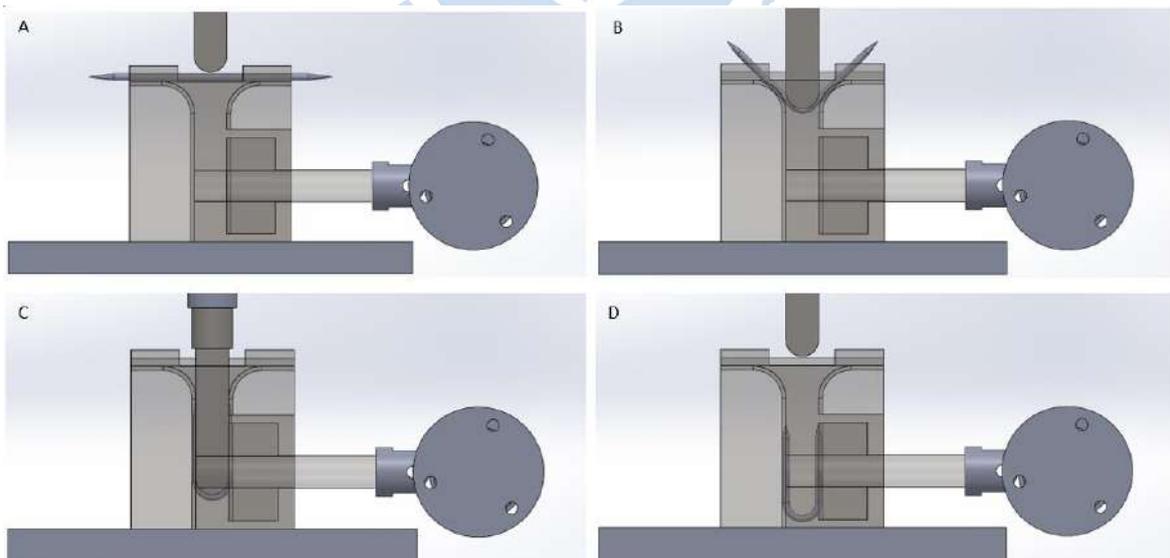
El sistema de doblez de los arpones de la Figura 64 utiliza un sistema de prensado con un punzón en disposición vertical, que permite obtener el primer doblez en forma de U y un punzón en disposición horizontal que comprime el arpón hasta lograr la forma modificada que se desea. Estas dos etapas son complementarias, y deben realizarse para cada elemento de manera individual, por lo que deben accionarse de manera intermitente e independiente, de modo que cuenten con períodos de reposo destinados a la operación del sistema alimentación: retirar el elemento trabajado (arpón en U) e introducir uno nuevo (varilla de arpón). Para implementar un sistema que transmita la fuerza a los punzones de forma reiterada, precisa y rápida, se plantea el uso de mecanismos leva-seguidor.

Figura 64. Mecanismo diseñado para el proceso de doblado inicial



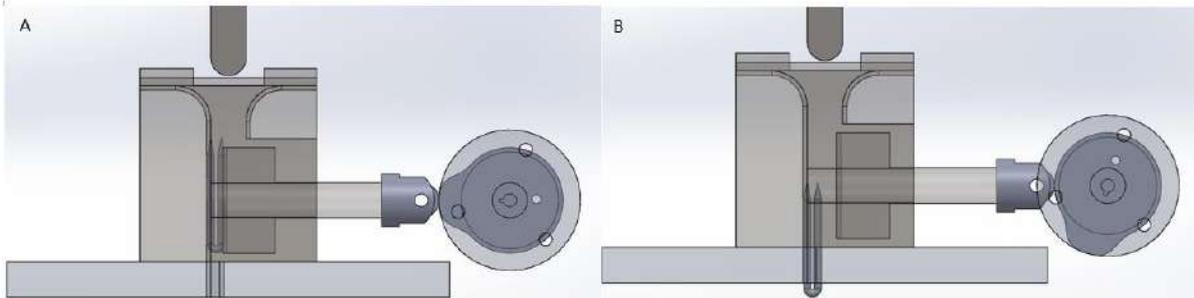
En la primera etapa, el arpón, que se acomoda en la canaleta de la matriz como se indica en la Figura 65a, es forzado a entrar en ella por el punzón vertical (Figura 65b), adquiriendo la forma de U inicial que se aprecia en la Figura 65c, cuyas dimensiones son las que se muestran en el plano “Varilla_U”.

Figura 65. Primera etapa del doblado inicial



Como se muestra en la Figura 65d, una vez que el punzón vertical regresa a su posición inicial se inicia la segunda etapa. En esta, el punzón horizontal, que a la vez funciona como una de las paredes internas de la matriz para la primera etapa, presiona al arpón desde la sección lateral como aparece en la Figura 66a, resultando en la forma modificada del arpón (vista, previamente, en la Figura 7). Cuando el punzón horizontal se retira, el arpón cae por su propio peso, a través de una ranura en la base de la matriz, como puede observarse en la Figura 66b.

Figura 66. Segunda etapa del doblado inicial

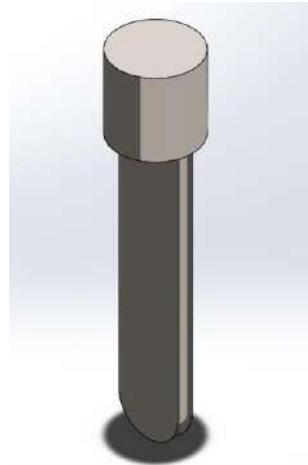


Las fuerzas que debe transmitir el sistema diseñado deben ser las mismas que se obtuvieron en los ensayos con la prensa hidráulica, de modo que, en primera instancia, se debe comprobar que los elementos que transmiten esta fuerza sean capaces de soportarla sin llegar a fallar.

4.3.1 Punzón vertical

Durante los ensayos en la prensa hidráulica, el único elemento ajeno a la prensa y encargado de transmitir la fuerza al arpón fue el punzón. Este es el primer elemento que debe analizarse para verificar que sea capaz de transmitir la fuerza sin verse afectado por fluencia o pandeo. Este tipo de falla de estabilidad ocurre, de manera repentina y en ocasiones sin necesidad de que haya antes una falla por fluencia, en elementos considerados como largos, en los que hay una gran diferencia de dimensiones entre las secciones longitudinal y transversal, si se aplica una carga axial paralela a la sección de mayores dimensiones. En la Figura 67, el punzón presenta una geometría particular que puede dividirse en dos secciones: la superior es la de sujeción, que en el caso del ensayo con la prensa hidráulica se usó para enroscar el punzón maquinado al punzón de la prensa; y, la sección inferior es la encargada de calzar con la varilla y la matriz para obtener la forma deseada.

Figura 67. Punzón vertical



La sección superior de sujeción puede considerarse como un cuerpo cilíndrico corto, sometido a una carga de compresión simple correspondiente a la fuerza, de modo que el esfuerzo al que está sometido este elemento puede calcularse de acuerdo con la ecuación 19 del esfuerzo de compresión simple:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{Ec. 19}$$

Esta sección del punzón tiene una geometría fija, pero sus dimensiones pueden variar en el diseño, dependiendo del elemento al que se vaya a adjuntar. Tomando un diámetro de 30 mm para esta sección y con el valor de resistencia a la fluencia del acero AISI 1045 ($S_y = 450$ MPa), a partir de la ecuación 19 se obtiene la fuerza que sería necesaria para alcanzar la fluencia y hacer fallar el elemento. Esta fuerza, de casi 20 kN, deja un amplio margen respecto a los 1,4 kN en condiciones de operación.

La segunda sección del punzón es, a primera vista, un “elemento largo”, propenso a sufrir pandeo al momento de aplicar carga en alguno de sus extremos, por lo que es necesario calcular la fuerza crítica a la que puede ser sometido este elemento sin sufrir este tipo de falla. Para esto, se utiliza la ecuación 20 (Shigley & Uicker, 1983, pág. 174), que es función tanto de la geometría del material (longitud y momento de inercia) como de sus propiedades (constante de rigidez).

$$F_{cr} = \frac{C * \pi^2 * E * I}{l^2} \quad \text{Ec. 20}$$

La constante C en la expresión de la fuerza crítica, depende de las condiciones en las que se aplica la carga. Según las condiciones de funcionamiento del punzón, similares a las de la Figura 68, el extremo sujeto a la sección roscada puede considerarse como un extremo

empotrado, mientras que el extremo entra en contacto con la varilla podría considerarse como un extremo libre. Por lo tanto, la constante C toma un valor de 0,25.

Figura 68. “Análisis de pandeo, caso c: un extremo libre y otro extremo empotrado”

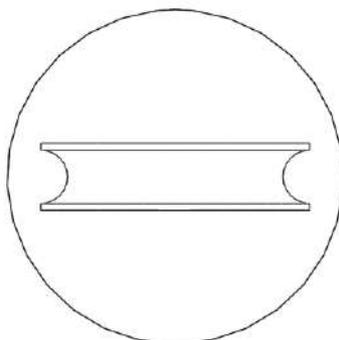


Fuente: Teoría de máquinas y mecanismos (p. 174), por Shigley, E. J., & Uicker, J. (1983)

Como se puede apreciar en la Figura 69, la sección transversal, propia de esta parte del punzón, es similar a una sección rectangular a la que se le extraen dos secciones semicirculares idénticas con un radio igual al del arpon. De modo que, el momento de inercia queda determinado por la ecuación 21:

$$I_x = \left(b * \frac{h^3}{12} \right) - 2 * \left(\pi * \frac{r^4}{8} \right) \quad \text{Ec. 21}$$

Figura 69. Vista de planta del punzón vertical



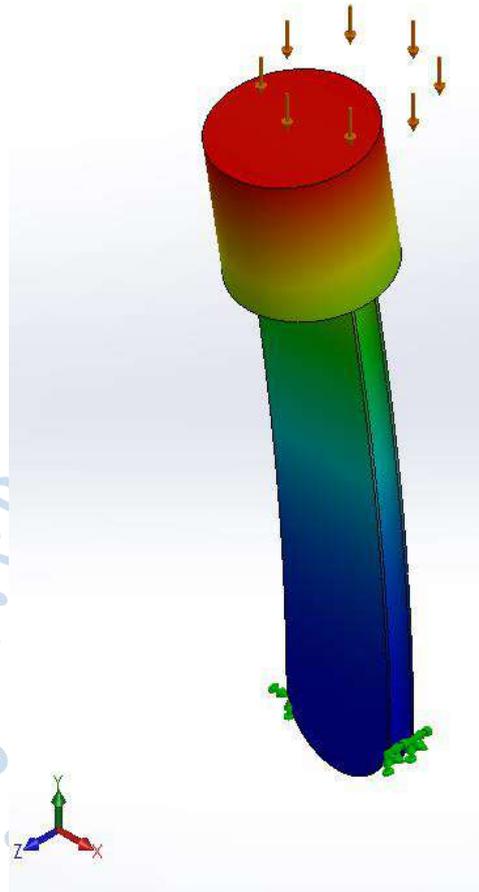
La longitud y el ancho de esta segunda sección del punzón largo quedan determinadas por las dimensiones del arpón en forma de U: la longitud l del punzón debe ser mayor o igual al largo del elemento en forma de U, por lo que se toma un valor de 80 mm, mientras que el ancho b queda sujeto a la distancia de 20 mm que hay entre los centros de brazos del arpón. Como el valor de r , que es el radio del arpón, es de 2 mm, se toma un espesor h para el arpón de 5 mm.

Con estas dimensiones y las propiedades del material del punzón, que son las correspondientes al acero AISI 1045 ($E = 206$ GPa), se obtiene que este puede soportar una fuerza crítica de 15 kN, muy superior a los 1,4 kN que resultan al calcular la fuerza transmitida por la prensa hidráulica.

Al realizar la simulación frente a pandeo del punzón, como un único elemento y sometido a la fuerza de 1,4 kN, se obtiene, como se aprecia en la Figura 70, un factor de carga mayor a 6. Este resultado indica que, si bien el margen que se tiene no es tan amplio como el calculado previamente, el elemento puede soportar una carga muy superior a la de diseño antes de alcanzar una deformación por pandeo, como la de la Figura 70. Esta diferencia entre fuerza crítica simulada y la calculada puede deberse a que en la simulación se toma ambas secciones del punzón como un único elemento, resultando que la longitud de este aumenta en casi 30 % respecto a la utilizada en el cálculo.

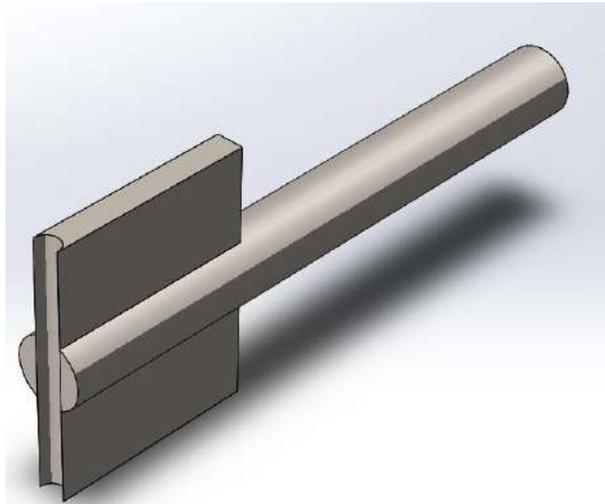
Figura 70. Resultados del análisis de pandeo del punzón vertical

Nombre del modelo: PUNZON1
 Nombre de estudio: BUCKLING_PZ1(-Predeterminado-)
 Tipo de resultado: Pandeo Amplitud1
 Forma modal: 1 Factor de carga = 6.0312
 Escala de deformación: 1.43948



4.3.2 *Punzón horizontal*

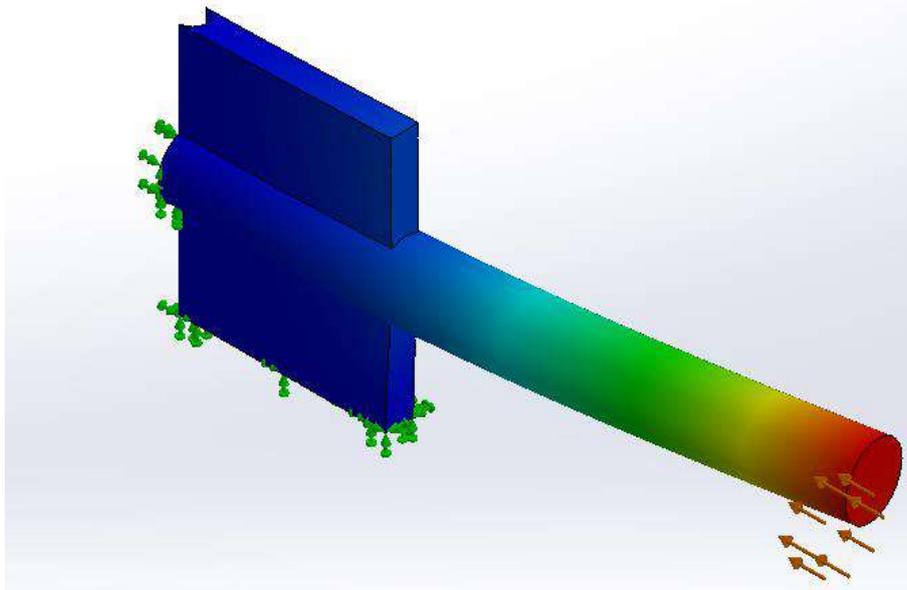
A comparación de la primera etapa del doblé inicial, en la segunda no se aplica un cambio tan drástico a la geometría del arpón, por lo que la longitud que debe recorrer el punzón es mucho menor. El punzón de la Figura 71 debe su geometría particular a que funciona como una de las paredes fijas de la matriz, durante la primera etapa del doblé inicial; y, a su vez, en la segunda etapa debe entrar en contacto con el arpón abarcando la mayor cantidad posible de su longitud para poder garantizar uniformidad en el doblé.

Figura 71. Punzón horizontal

Como se obtuvo en los ensayos con la prensa hidráulica, esta segunda etapa del doblado inicial requiere de una mayor fuerza aplicada que para el primero. Al realizar la simulación frente a pandeo del punzón horizontal, cuando se somete a la carga de 4,2 kN, los resultados de este análisis, mostrados en la Figura 72, arrojan un factor de carga de 9,8. Este factor indica que el elemento no fallará por pandeo, a menos de que se aplique una carga casi 10 veces mayor, con la que resultaría una deformación como la mostrada:

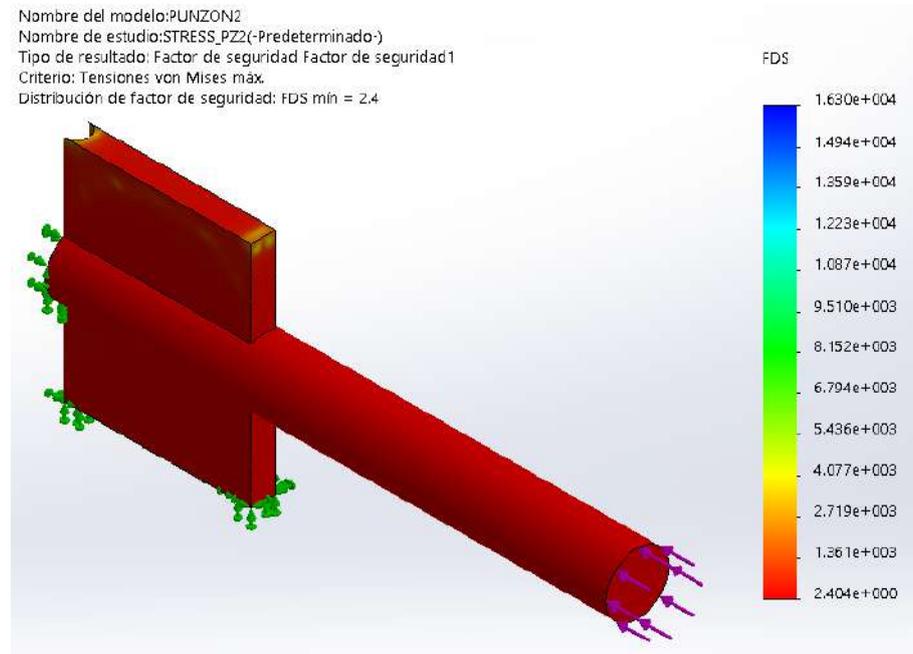
Figura 72. Resultados del análisis de pandeo del punzón horizontal

Nombre del modelo: PUNZON2
 Nombre de estudio: BUCKLING_PZ2(-Predeterminado-)
 Tipo de resultado: Pandeo Amplitud1
 Forma modal: 1 Factor de carga = 9.8065
 Escala de deformación: 2.27295



Por otro lado, al realizar un análisis estático del mismo elemento y frente a la misma carga, los resultados mostrados en la Figura 73 arrojan un factor de seguridad de 2,4, con lo cual se deduce que el elemento es más propenso a fallar por compresión que por pandeo.

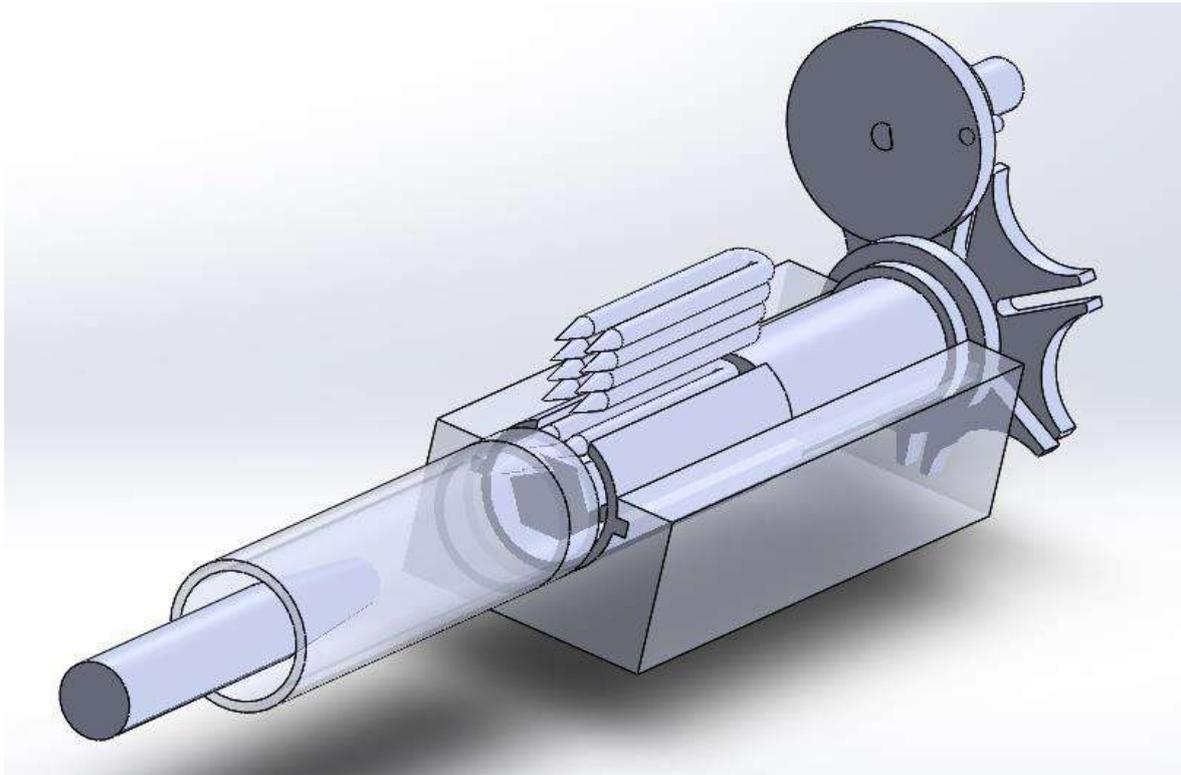
Figura 73. Análisis de esfuerzos por compresión en el punzón horizontal



4.4 Conformado de la corona

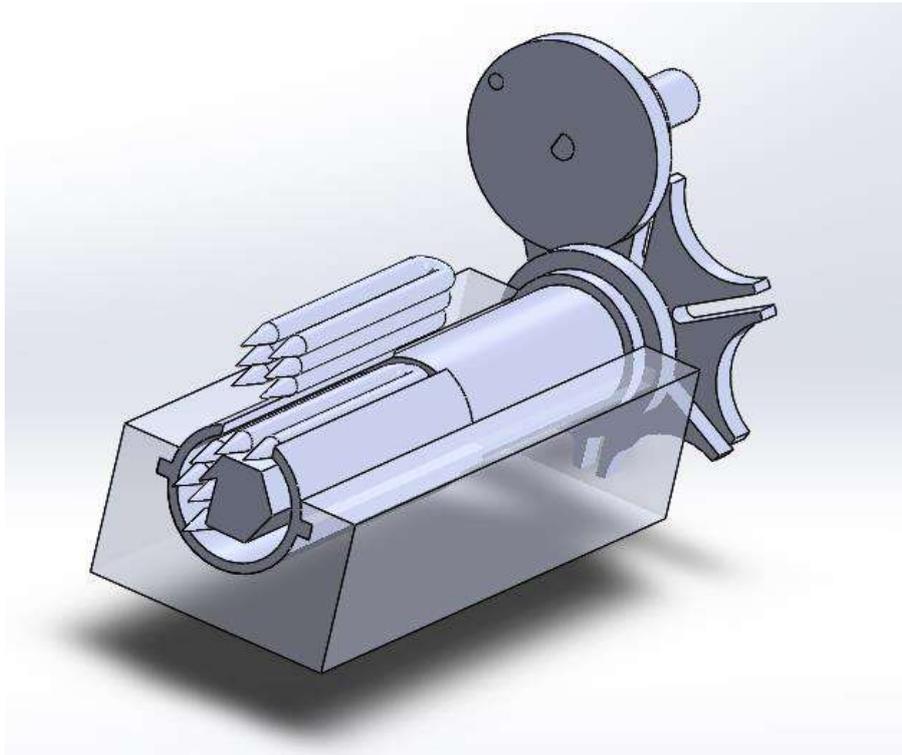
El proceso de conformado de la corona, mostrado en la Figura 74, consta básicamente de dos etapas: una de abastecimiento, en la que se acomodan los arpones con forma de U modificada dentro de una camisa guía; y una segunda etapa, en la que se encasillan los arpones dentro un aro y se aprisionan contra este.

Figura 74. Mecanismo diseñado para la etapa de conformado de la corona



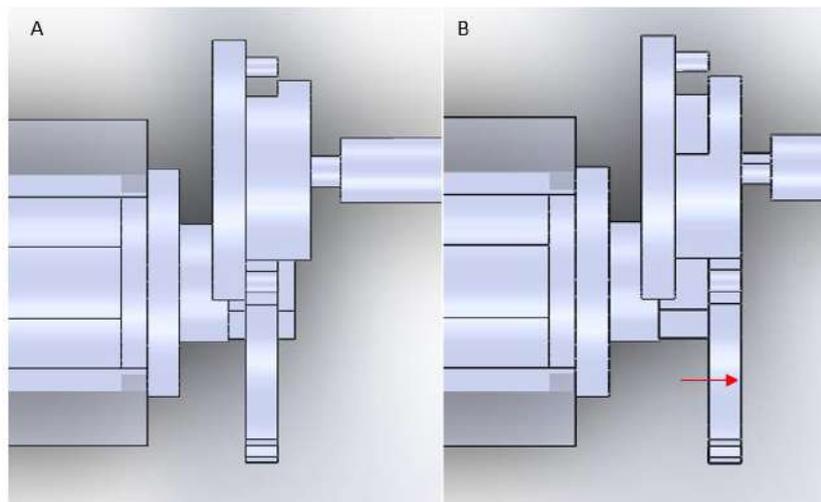
En el semiperiodo de rotación de la manivela en el que no entra en contacto con el engranaje, sobre una de las caras de la matriz con forma hexagonal, se coloca un arpón con forma de U modificada. En el segundo semiperiodo de rotación de la manivela, la matriz hexagonal conectada al engranaje gira 60° llevando el arpón hacia el interior de la camisa y dejando una nueva cara del hexágono lista para albergar otro arpón. El proceso se repite, como indica la Figura 75, hasta culminar la rotación completa del engranaje para obtener 6 arpones alrededor de la matriz y en el interior de la camisa.

Figura 75. Colocación de los arpones en la matriz hexagonal



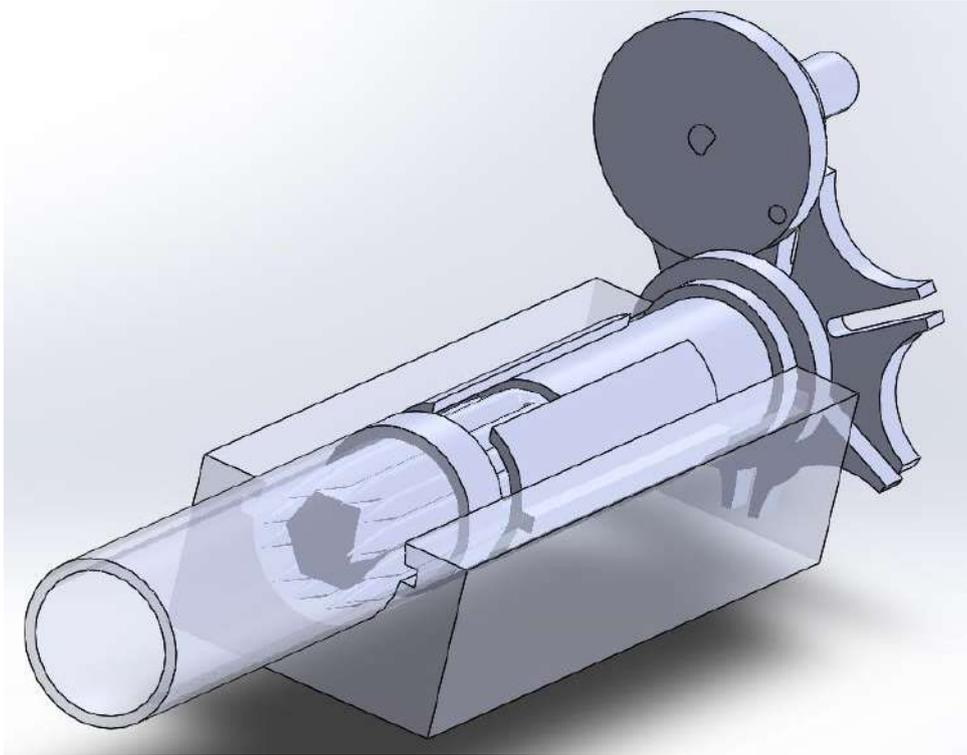
En el último semiperiodo de rotación de la manivela, el engranaje de ginebra se desacopla, desplazándose hacia atrás como en la Figura 76, de modo que deja de transmitir movimiento a la matriz hexagonal sin necesidad de detener el giro que acciona la manivela.

Figura 76. Desacoplo del engranaje de ginebra



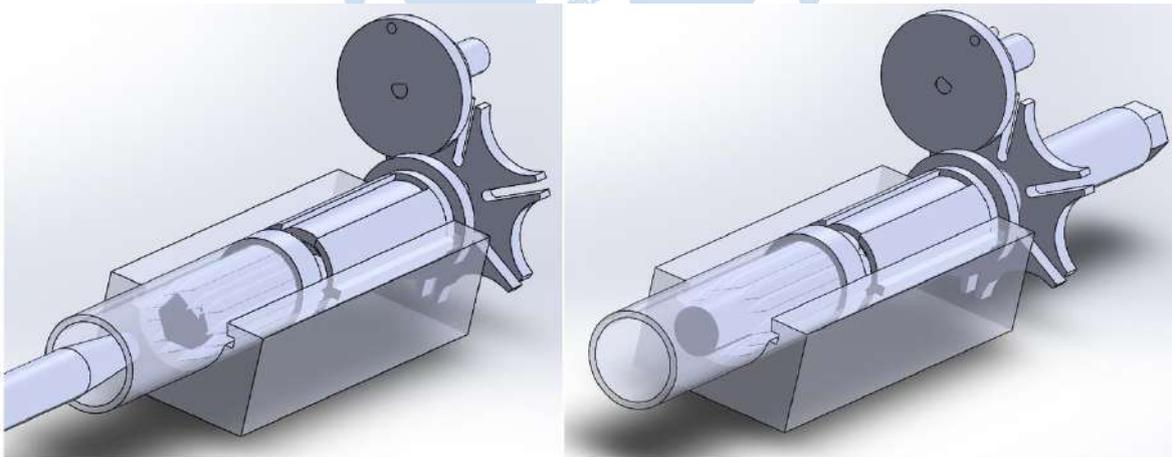
En la Figura 77 se muestra que, cuando la matriz hexagonal deja de rotar, la camisa que encasilla los arpones es desplazada por un aro de acero el cual, a su vez, es empujado por un punzón hueco. Ambos elementos, junto con la matriz hexagonal, asumen la función de mantener a los arpones en su posición.

Figura 77. Colocación aro de acero como frontera exterior para los arpones



Finalmente, un punzón adicional pasa a través del punzón hueco y desplaza a la matriz hexagonal, como en la Figura 78, a la vez que empuja radialmente hacia afuera a los arpones, aprisionándolos contra el aro de acero.

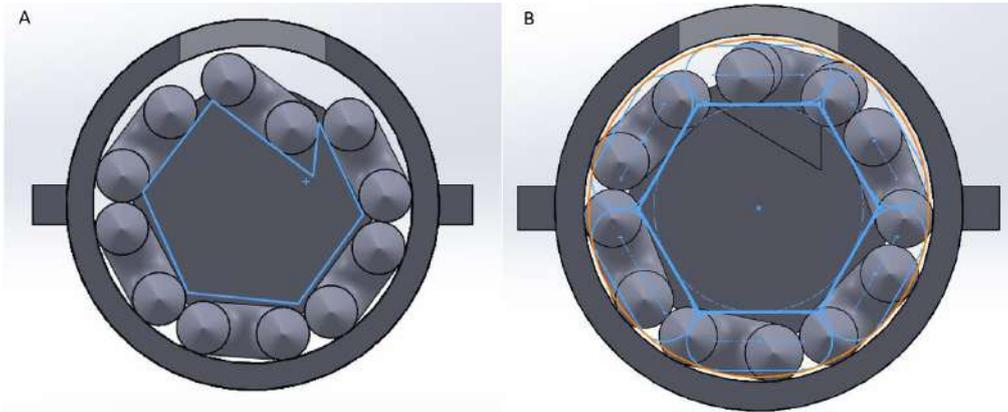
Figura 78. Acuñaado o aprisionamiento de los arpones contra el aro de acero



La forma particular de la muesca en la matriz hexagonal, que se aprecia en la Figura 79a, permite acomodar los arpones en el interior de un círculo de diámetro ligeramente menor al que se obtendría colocando los arpones uno al lado del otro alrededor de su centro, como aparece en la Figura 79b. Como consecuencia, se tiene que, al empujarlos radialmente hacia afuera, los arpones deben deformarse ligeramente reduciendo la distancia entre sus

brazos para así poder calzar en la circunferencia del aro que funciona como frontera. El material se opone naturalmente a esta deformación y busca retomar su forma original, causando que cada arpón ejerza presión sobre el que tiene al lado. Eventualmente, los arpones se mantendrán en su posición dentro del aro frontera, sin necesidad de la matriz hexagonal, de un punzón o algún otro elemento interno.

Figura 79. Matriz hexagonal del proceso de conformado de la corona



Sin embargo, este tipo de sujeción no es suficiente para soportar los esfuerzos que se generan en la última etapa de doblado o las condiciones de operación del anzuelo. Por esto, luego del conformado de la corona, es necesaria una etapa intermedia de soldadura. El procedimiento de soldado puede ser desarrollado de forma manual o automatizada, aunque en este proyecto no se abarca el diseño de dicha sección.

4.5 Banco de doblado de la corona

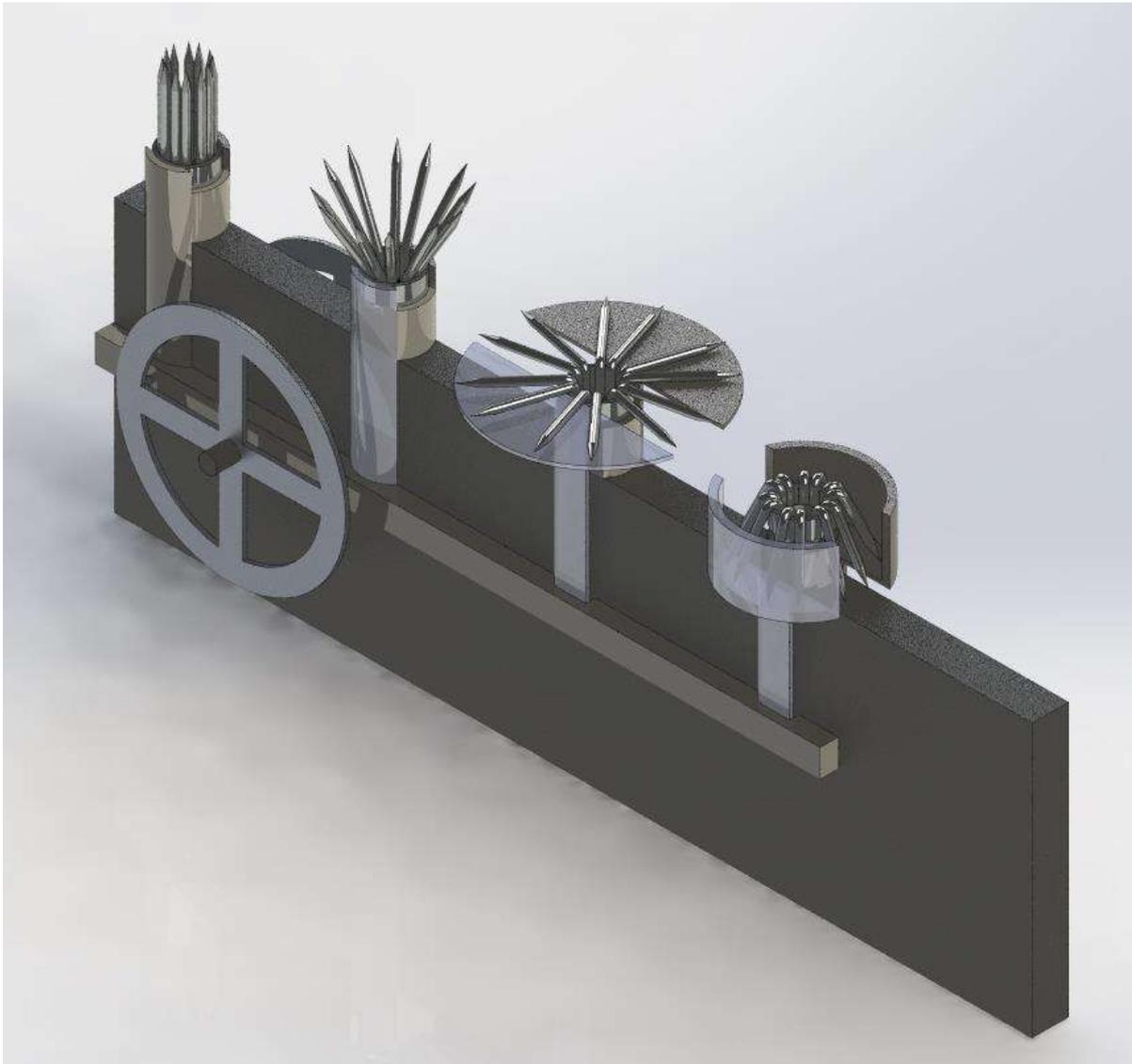
Esta última sección del proceso de fabricación de las coronas tiene como finalidad una deformación del elemento, como la mostrada en la Figura 80.

Figura 80. Elemento a la salida de la sección de conformado frente a la forma final de la corona



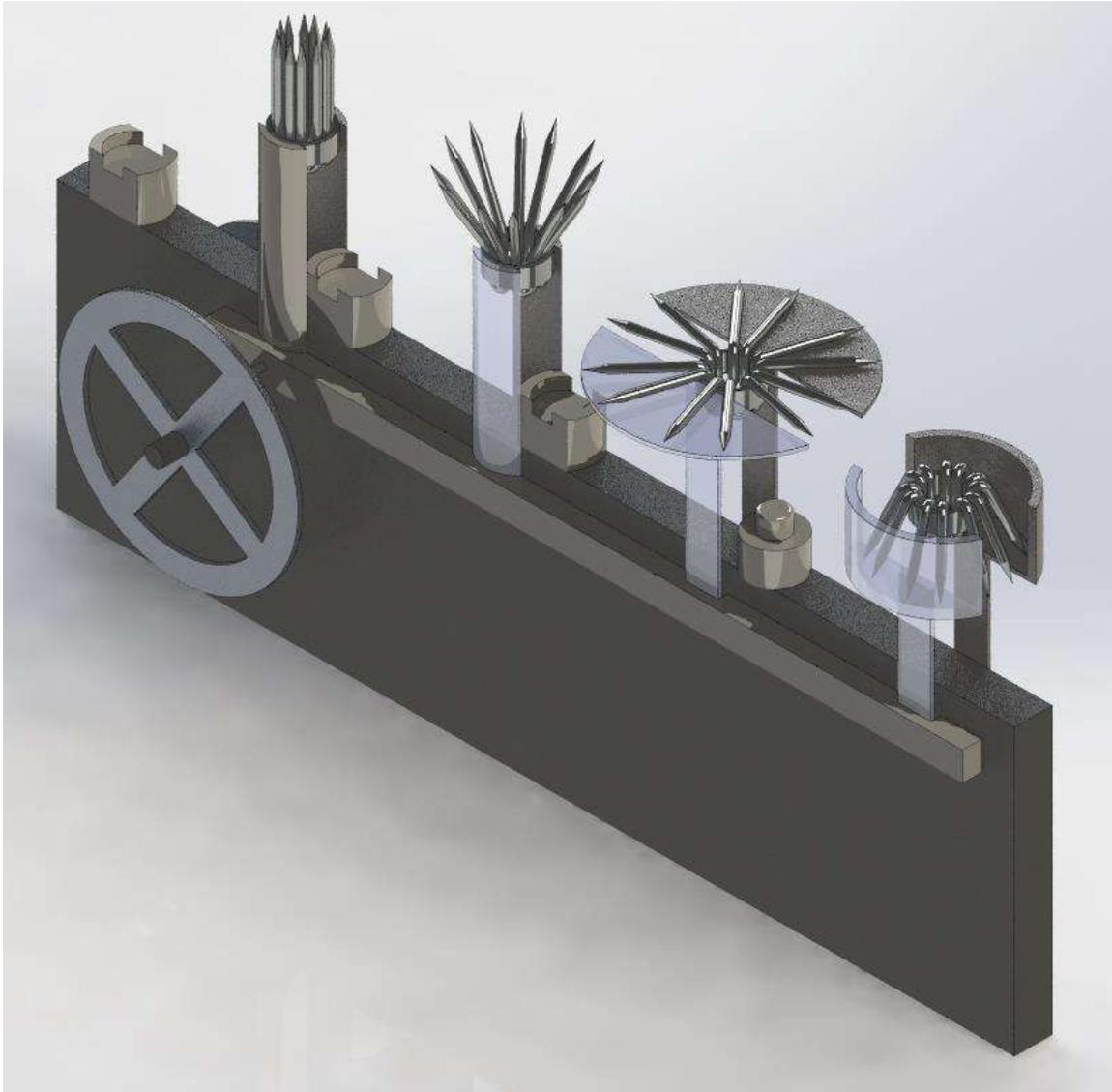
Para lograr este resultado, se plantea dividir el proceso en tres etapas de prensado con matrices diferentes como el mostrado en la Figura 81. Aquí, se puede observar que, durante la primera etapa, los arpones de la corona, que inicialmente se encuentran en posición vertical, son deformados 15 grados en la segunda matriz. Luego, pasan a la tercera, donde son deformados hasta alcanzar 90 grados respecto a su forma inicial. Y, por último, en la cuarta matriz son deformados hasta alcanzar su forma final.

Figura 81. Banco de doblado final de las coronas de anzuelo



Se plantea, entonces, un sistema de transporte conocido como *Walking Beam Conveyor*, que realiza el transporte de elementos de manera alternada a partir de un accionamiento de entrada rotatorio continuo. Esto permite trasladar la corona de una matriz de prensado a la siguiente, en intervalos de tiempo definidos, como en la Figura 82.

Figura 82. Transporte de las coronas desde una matriz hacia otra



Nótese que la forma de los dobleces requiere que los dos primeros punzones de prensado deformen los arpones hacia afuera del centro del aro que los contiene, mientras que el último punzón debe deformarlos hacia adentro. A esto se debe que la cuarta matriz de la Figura 82 sea distinta a las tres matrices que la preceden. La forma de las matrices debe asegurar que las coronas se mantengan en posición durante la deformación y no debe interrumpir este proceso o el de transporte.

Conclusiones

Los requerimientos de fuerzas aplicadas para la etapa de corte se pueden satisfacer con un sistema accionado por biela-manivela, mas no con un sistema de engranaje de Ginebra, que, si bien es ideal en cuestiones de precisión, no lo es tanto al momento de transmitir grandes fuerzas.

El proceso de corte y el de afilado pueden fusionarse si se realiza un estudio que permita diseñar una matriz que actúe de manera similar a la maquinaria de la compañía Maneklal. De este modo, se facilitaría el obtener el filo en ambos extremos, además de funcionar directamente conectado al alimentador de alambre.

El proceso de afilado de las varillas es un campo que aun requiere de estudios experimentales que permitan obtener un equilibrio entre los beneficios que se desea obtener. Es decir, por ejemplo, que se pueda obtener el filo deseado sin necesidad de perjudicar el volumen de producción o a costa de más repeticiones del proceso.

Para el proceso propuesto de doblez inicial en dos etapas, que fue satisfactorio en los ensayos reales, las simulaciones sugieren que el uso de mecanismos de levas podría cubrir fácilmente los requerimientos de operación.

El proceso de conformado de la corona aun requiere de ensayos reales, para determinar que el sistema diseñado pueda transferir las fuerzas necesarias para el aprisionamiento de los arpones, sin que fallen sus componentes.

La implementación de sistemas automatizados electrónicos facilitaría, en gran medida, las etapas de alimentación de las distintas fases del proceso de fabricación de las coronas de anzuelo potero. Además, permitiría implementar un sistema automatizado para la soldadura de los arpones al aro de acero en la salida del proceso de conformado de la corona antes de pasar a la última etapa de prensados.

Un análisis de elementos finitos permitiría optimizar las etapas de prensado del doblez final de las coronas de manera que se pueda obtener la forma de la corona con mejores prestaciones ante las condiciones de trabajo de los anzuelos.

A pesar de que las herramientas CAD, como SolidWorks y Matlab, presentan ciertas limitaciones respecto a cuán cercanos pueden estar a la realidad los resultados que se obtienen, estas no impiden obtener un diseño o simulación de sistemas reales con gran precisión, pues los resultados logrados con estas herramientas son muy cercanos tanto a los calculados como a los reales.



Referencias bibliográficas

"Cylinder of a Colt Python - Collection Paul Regnier, Lausanne, Switzerland" by "Rama"
licenced under CC BY-SA 2.0 FR.. (s.f.). Obtenido de
https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Colt_Python_IMG_6785.jpg

Agencia de Noticias Andina. (1 de junio de 2011). Obtenido de Agencia Peruana de Noticias Andina | Noticias | Técnicos norteños del Senati inventan máquina que moderniza caza de calamar: <https://andina.pe/agencia/noticia-tecnicos-nortenos-del-senati-inventan-maquina-moderniza-caza-calamar-361530.aspx>

Automatic Grinding Machine for Fishing Hook - Quzhou Waterford Fishing Tackle Co., Ltd. (s.f.). Obtenido de <http://www.chinawaterford.com/productdetail.asp?id=10>

Beer, F. P., Johnston, E. R., & Mazurek, D. (2013). *Mecánica vectorial para ingenieros* (9 ed.). McGraw-Hill.

Beer, F., Johnston, E., DeWolf, J., & Mazurek, D. (2009). *Mecánica de materiales* (5 ed.). McGraw-Hill.

Bending Machine for Squid Hook - Quzhou Waterford Fishing Tackle Co., Ltd. (s.f.). Obtenido de <http://www.chinawaterford.com/productdetail.asp?id=1>

Budynas, R. G. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (8 ed.). McGraw-Hill.

CHINA DLC MACHINERY CO.,LIMITED. (s.f.). Obtenido de YouTube - steel tip grinding machine -part 2 of fishing hook production line:
<https://www.youtube.com/watch?v=XyszBDD7rCs>

Gestión. (27 de agosto de 2018). Obtenido de GESTIÓN | ECONOMIA | Aranceles de Donald Trump a China impulsarían ventas de pota peruana a EE.UU. :
<https://gestion.pe/economia/aranceles-donald-trump-china-impulsarian-ventas-pota-peruana-ee-uu-242636-noticia/>

Gestión. (14 de enero de 2019). Obtenido de GESTIÓN | ECONOMIA | PRODUCE: Desembarques de pota se recuperan tras tres años consecutivos a la baja :
<https://gestion.pe/economia/produce-desembarques-pota-recuperan-tres-anos-consecutivos-baja-255638-noticia/>

GIMA Professional Medical Products. (s.f.). Obtenido de Standard hypodermic needles 21G - Sterile:

https://www.gimaitaly.com/prodotti.asp?sku=23755&dept_selected=18&dept_id=206

Guerrero A., R. (s.f.). Aleaciones en Ingeniería. *Introducción a la ciencia de los materiales*.

Halliday, D., Resnick, R., & Walker, J. (2015). *Fundamentals of physics* (10 ed.). Wiley.

Kalpakjian, S., & Schmid, S. (2010). *Manufacturing engineering and technology* (6 ed.). Prentice Hall.

Maneklal Global Exports. (s.f.). Obtenido de Machine for making u nail / fencing nails / fence staple with notch / Barbed Staples:

<https://www.youtube.com/watch?v=GWrez92MLcs>

Norton, R. (2009). *Diseño de maquinaria. Síntesis y análisis de mecanismos*. (4 ed.). McGraw-Hill.

Ojeda Díaz, C. (2015). *Mecánica Dinámica* (1 ed.). (J. Céspedes Espinoza, Ed.)

One Stop Outdoor. (s.f.). Obtenido de MCC RC-0113 - 1/2" Rod Cutter - For Use Cutting Steel Rods & Bars For Reinforced Concrete: <https://onestopoutdoor.com/>

Paredes, C. E., & de la Puente, S. (2014). *SITUACIÓN ACTUAL DE LA PESQUERÍA DE LA POTA (DOSIDICUS GIGAS) EN EL PERÚ Y RECOMENDACIONES PARA SU MEJORA*. Informe final - Proyecto MEDIANO BREVE CIES, Consorcio de Investigación Económica y Social (CIES) / Ministerio de la Producción (PRODUCE).

Perú21. (25 de enero de 2015). Obtenido de Perú21 | ECONOMIA | ADEX: Exportación de pota del Perú alcanzó récord histórico : <https://peru21.pe/economia/adex-exportacion-pota-peru-alcanzo-record-historico-163831-noticia/>

Plataforma digital única del Estado Peruano. (22 de mayo de 2019). Obtenido de PRODUCE establece una cuota de 450.000 toneladas para el 2019 del recurso pota o calamar gigante: <https://www.gob.pe/institucion/produce/noticias/28648-produce-establece-una-cuota-de-450-000-toneladas-para-el-2019-del-recurso-pota-o-calamar-gigante>

Plataforma digital única del Estado Peruano. (25 de marzo de 2021). Obtenido de PRODUCE modifica la cuota de captura del recurso pota para el 2019 y la establece en 504 000 toneladas: <https://www.gob.pe/institucion/produce/noticias/350101-produce-establecio-cuota-de-captura-de-pota-en-580-mil-toneladas-para-el-2021>

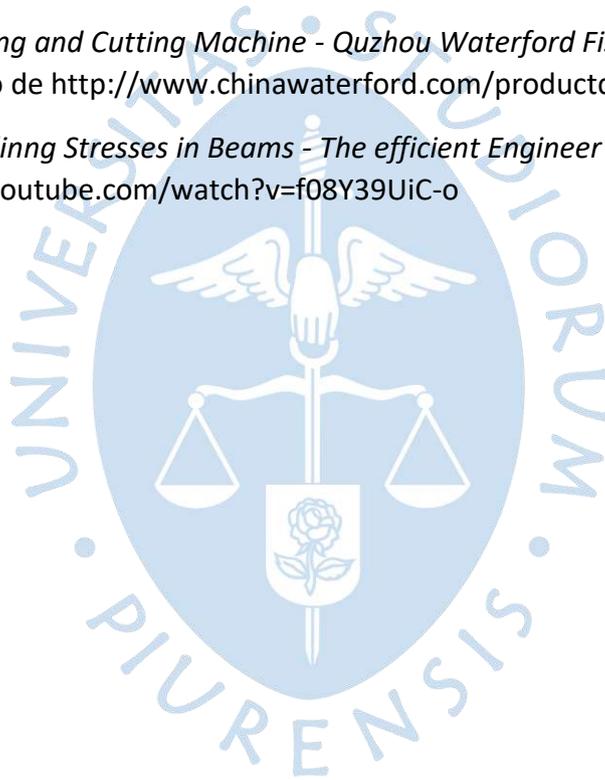
Roman Zaiets. (s.f.). Obtenido de 123RF:

https://www.123rf.com/photo_149258873_modern-medical-laboratory-centrifuge-light-medical-background.html

Science Channel. (2008). Obtenido de How It's Made - Pencils/Metal Recycling/Coffee:

<https://www.youtube.com/watch?v=BeJODL3-vPE>

- Science Channel*. (2010). Obtenido de How It's Made - Pins & Needles, Moldings, Locomotives, Clothespins: <https://www.youtube.com/watch?v=wZJPpuL2sqQ>
- SENATI. (26 de julio de 2011). Invento del SENATI para modernizar caza de calamar gana Innotec 2011 Primera competencia de Robots en Arequipa. *SENATI*(53). Obtenido de https://www.senati.edu.pe/sites/default/files/archivos/2017/publicaciones/09/senati_revista_53.pdf
- Shigley, E. J., & Uicker, J. (1983). *Teoría de máquinas y mecanismos* (1 ed.). McGraw-Hill.
- Smith, W. F., & Hashemi, J. (2006). *Fundamentos de la ciencia e ingeniería de materiales* (4 ed.). McGraw-Hill.
- Stainelec Hydraulic Equipment - High Quality Hydraulic Tools*. (s.f.). Obtenido de DW-400 MANUAL THREADED ROD CUTTER: <https://www.stainelec.com.au/>
- Steel Wire Straightening and Cutting Machine - Quzhou Waterford Fishing Tackle Co.,Ltd.* (s.f.). Obtenido de <http://www.chinawaterford.com/productdetail.asp?id=5>
- Youtube: "Understanding Stresses in Beams - The efficient Engineer"*. (s.f.). Obtenido de <https://www.youtube.com/watch?v=f08Y39UiC-o>





Apéndices





Apéndice A. Análisis cinemático del sistema biela-manivela

A.1 Cálculo de vectores desplazamiento

$$\overline{BC} * \sin \hat{C} = \overline{AB} * \sin \hat{A} \rightarrow \hat{C} = \sin^{-1} \left(\frac{\overline{AB} * \sin \hat{A}}{\overline{BC}} \right)$$

$$\bar{r}_B = \bar{r}_{B/A} = (\bar{r}_{B/A,x}, \bar{r}_{B/A,y}) \begin{cases} \bar{r}_{B/A,x} = \overline{AB} * \cos \hat{A} \\ \bar{r}_{B/A,y} = \overline{AB} * \sin \hat{A} \end{cases}$$

$$\bar{r}_{C/B} = (\bar{r}_{C/B,x}, \bar{r}_{C/B,y}) \begin{cases} \bar{r}_{C/B,x} = -|\overline{BC}| * \cos \hat{C} \\ \bar{r}_{C/B,y} = -|\overline{BC}| * \sin \hat{C} \end{cases}$$

$$\bar{r}_{C/A} = \bar{r}_{C/B} + \bar{r}_{B/A}$$

$$\bar{r}_{CG1} = \bar{r}_{CG1/A} = \frac{\bar{r}_{B/A}}{2}$$

$$\bar{r}_{CG2/A} = \bar{r}_{CG2/B} + \bar{r}_{B/A}; \text{ Donde : } \bar{r}_{CG2/B} = \frac{\bar{r}_{C/B}}{2}$$

A.2 Cálculo de vectores velocidad

$$\bar{V}_B = \bar{V}_A + \bar{V}_{B/A} = \bar{V}_A + \bar{\omega}_{AB} \times \bar{r}_{B/A} = 0 + \bar{\omega}_{AB} \hat{k} \times (\bar{r}_{B/A} \hat{i} + \bar{r}_{B/A} \hat{j})$$

$$\bar{V}_B = (\bar{V}_{B,x}, \bar{V}_{B,y}) \begin{cases} \bar{V}_{B,x} = -\bar{\omega}_{AB} \hat{k} * \bar{r}_{B/A,y} \\ \bar{V}_{B,y} = \bar{\omega}_{AB} \hat{k} * \bar{r}_{B/A,x} \end{cases}$$

$$\bar{V}_C = \bar{V}_B + \bar{V}_{C/B}$$

$$\bar{V}_{C/B} = \bar{\omega}_{BC} \times \bar{r}_{C/B} = \bar{\omega}_{BC} \hat{k} \times (\bar{r}_{C/B} \hat{i} + \bar{r}_{C/B} \hat{j})$$

$$\bar{V}_{C/B} \begin{cases} \bar{V}_{C/B,x} = -\bar{\omega}_{BC} \hat{k} * \bar{r}_{C/B,y} \\ \bar{V}_{C/B,y} = \bar{\omega}_{BC} \hat{k} * \bar{r}_{C/B,x} \end{cases}$$

$$\bar{V}_C \begin{cases} \bar{V}_{C,x} = \bar{V}_{B,x} - |\bar{\omega}_{BC}| * \bar{r}_{C/B,y} \\ \bar{V}_{C,y} = \bar{V}_{B,y} + |\bar{\omega}_{BC}| * \bar{r}_{C/B,x} = 0 \end{cases}$$

$$\therefore \bar{\omega}_{BC} = \frac{-\bar{V}_{B,y}}{\bar{r}_{C/B,x}}$$

A.3 Cálculo de vectores aceleración

$$\bar{a}_C = \bar{a}_B + \bar{a}_{C/B}$$

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{B/A}$$

$$\bar{a}_{B/A} = \bar{\alpha}_{AB} \times \bar{r}_{B/A} - \omega_{AB}^2 \cdot \bar{r}_{B/A}$$

Dond: $\bar{\alpha}_{AB} = 0$ porque $\bar{\omega}_{AB}$ es constante y $\bar{a}_A = 0$ porque $\bar{V}_A = 0$.

$$\bar{a}_B = 0 + 0 - \omega_{AB}^2 \cdot \bar{r}_{B/A} = \begin{cases} \bar{a}_{B,x} = -\omega_{AB}^2 * \bar{r}_{B/A,x} \\ \bar{a}_{B,y} = -\omega_{AB}^2 * \bar{r}_{B/A,y} \end{cases}$$

$$\bar{a}_{CG1} = \frac{\bar{a}_B}{2}$$

$$\bar{a}_C = \bar{a}_B + \bar{a}_{C/B}$$

$$\bar{a}_{C/B} = \bar{\alpha}_{BC} \times \bar{r}_{C/B} - \omega_{BC}^2 \cdot \bar{r}_{C/B} = \begin{cases} \bar{a}_{C/B,x} = -\bar{\alpha}_{BC} * \bar{r}_{C/B,y} - \omega_{BC}^2 * \bar{r}_{C/B,x} \\ \bar{a}_{C/B,y} = \bar{\alpha}_{BC} * \bar{r}_{C/B,x} - \omega_{BC}^2 * \bar{r}_{C/B,y} \end{cases}$$

$$\bar{a}_C = \begin{cases} \bar{a}_{Cx} = \bar{a}_{B,x} - \bar{\alpha}_{BC} * \bar{r}_{C/B,y} - \omega_{BC}^2 * \bar{r}_{C/B,x} \\ \bar{a}_{Cy} = \bar{a}_{B,y} + \bar{\alpha}_{BC} * \bar{r}_{C/B,x} - \omega_{BC}^2 * \bar{r}_{C/B,y} = 0 \end{cases}$$

$$\bar{\alpha}_{BC} = \frac{\omega_{BC}^2 * \bar{r}_{C/B,y} - \bar{a}_{B,y}}{\bar{r}_{C/B,x}}$$

$$\bar{a}_{CG2} = \begin{cases} \bar{a}_{CG2x} = \bar{a}_{B,x} - \bar{\alpha}_{BC} * \bar{r}_{CG2/B,y} - \omega_{BC}^2 * \bar{r}_{CG2/B,x} \\ \bar{a}_{CG2y} = \bar{a}_{B,y} + \bar{\alpha}_{BC} * \bar{r}_{CG2/B,x} - \omega_{BC}^2 * \bar{r}_{CG2/B,y} = 0 \end{cases}$$

Apéndice B. Códigos y resultados en Matlab

B.1. Código: Cálculo de requerimientos

```

clc
clear all

%% DATOS ENSAYO PRENSA

P1_bar=5; %[Bar] Valor máximo en el barómetro para obtener la U
P2_bar=15; %[Bar] Valor máximo en el barómetro para ajustar la U
P1 = P1_bar*0.1; %[MPa]
P2 = P2_bar*0.1; %[MPa]

D_prensa=60; %[mm]
A_prensa=pi*(D_prensa^2)/4 %[mm2]

F1_prensa = P1*A_prensa %[N] Máxima fuerza que transmite la prensa al %doblar
en U
F2_prensa = P2*A_prensa %[N] Máxima fuerza que transmite la prensa al ajustar
la U

%% DATOS VARILLA

Lv = 130; %[mm] longitud total del arpón
Dv = 4; %[mm] diámetro del arpón
Rv = Dv/2; %[mm]
A = pi*(Rv^2) %[mm2] área transversal arpón
La = 20; %[mm] longitud del área de aplicación de la fuerza para doblar en U
Aa = La*Dv; %[mm2] área de aplicación de la fuerza

Syield_304 = 216; %[Mpa] o [N/mm2] Resistencia a fluencia -Bohler
Su_min_304 = 490; %[Mpa] o [N/mm2] Resistencia a tracción, mínimo -Bohler
Su_max_304 = 686; %[Mpa] o [N/mm2] Resistencia a tracción, máximo -Bohler

Syield_304_sw = 206; %[Mpa] o [N/mm2] Resistencia a fluencia -SolidWorks
Su_304_sw = 517; %MODIFICAR [Mpa] o [N/mm2] Resistencia a tracción -SolidWors

Iv=pi*(Rv^4)/4; %[mm4]

%% CORTE

```

```
txy = Syield_304/sqrt(3)    % Máximo esfuerzo cortante antes de fluir
tu = Su_max_304/sqrt(3)    % Máximo esfuerzo cortante antes de rotura
```

```
txy_sw = Syield_304_sw/sqrt(3)
```

```
tu_sw = Su_304_sw/sqrt(3)
```

```
%
```

```
% CORTANTE SIMPLE
```

```
%
```

```
% tv = F_corte*Q / Iv*Dv , entonces:
```

```
Q = ((4*Rv)/(3*pi)*(A/2)) % [mm3]
```

```
Fcorte1_y = txy*Iv*Dv/Q    % Fuerza cortante lleva a fluencia
```

```
Fcorte1_u = (tu*Iv*Dv)/Q    % Fuerza cortante lleva a rotura
```

```
% O simplemente tmax = 4V/3A, entonces:
```

```
% Vcorte_u = 3*A*tu/4
```

```
% Beer and Jonhston 5ta ed
```

```
% CORTE: ELEMENTO ENTRE 2 PLACAS
```

```
% t = Fcorte/A
```

```
Fcorte2_y = txy*A    % Fuerza cortante que lleva a fluencia
```

```
Fcorte2_u = tu*A    % Fuerza cortante que lleva a rotura
```

```
%
```

```
% ENGRANAJE DE GINEBRA
```

```
%
```

```
%%
```

```
%
```

```
Rseg= 0.00375; % INGRESAR [m]
```

```
n = 6; % INGRESAR
```

```
beta_deg = 360/(2*n)
```

```
theta2_deg = 90-beta_deg
```

```
beta = deg2rad(beta_deg);
```

```
theta2 = deg2rad(theta2_deg);
```

```
r2 = 0.05 % INGRESAR [m]
```

```
c = r2/sin(beta) % [m]
```

```
r3 = (c-r2*cos(theta2))/cos(beta) % [m]
```

```

gama = atan(Rseg/r3);
gama_deg = rad2deg(gama)

rdisco = 0.0125; %INGRESAR [m]
Fs = Fcorte2_u;
Tgin = rdisco * Fs
Fc = Tgin/r3 %[N]
Fmaniv = Fc/(sin(gama)) %[N]
densidad = 7850; % INGRESAR [kg/m3]
b = 0.005; % INGRESAR grosor engranaje [m]
mgin = densidad*pi*(r3^2)*0.5*b; %[kg]
Igin = mgin*(r3^2)/2; %[kg*m2]
%%
%

alfa3 = Fc*r3/Igin % [rad/s2]
u = c/r2;
omega2 = (1+(u^2)-2*u*cos(theta2))*sqrt(abs(alfa3/(u*sin(theta2)*(1-(u^2))))); %[rad/s]
omega2_rpm = omega2*30/pi
Tmotor_Gin=Fmaniv*r2
Pmotor_Gin = Tmotor_Gin*omega2 %W]
Pmotor_HP_Gin = (Pmotor_Gin/745.7) %[HP]

%
% BIELA-MANIVELA
%
%%
%

grosor_barras = 0.015; %[m]
espesor_barras = 0.001; %[m]
AB=0.040; %[m]
BC=0.100; %[mm]
densidad = 7850; % INGRESAR [kg/m3]
mAB = densidad*AB*grosor_barras*espesor_barras; % [kg] masa de la manivela
mBC = densidad*BC*grosor_barras*espesor_barras; % [kg] masa de la biela
I1 = mAB*(AB^2)/12;% [kg*m2]
IBC = mBC*(BC^2)/12;% [kg*m2]

```

```

omegaAB_rpm = 60; %INGRESAR velocidad de entrada
omegaAB = omegaAB_rpm*pi/30; % módulo de Velocidad angular de la barra
manivela AB (constante) [rad/s]
k=1;% Antihorario: sentido de la velocidad angular AB

P_HP_biela = 0.45; % INGRESAR Potencia de entrada
P_biela = P_HP_biela*745.7 % [W]
% P_biela = 330
CA =AB+BC-0.005 % CA cuando el punzón entra en contacto con la varilla
A_rad0 = acos(((AB^2)+(CA^2)-(BC^2))/(2*AB*CA)); %ángulo A cuando el punzón
entra en contacto con la varilla
angA = 180-rad2deg(A_rad0)
A_rad = deg2rad(angA);
C_rad = asin(AB*sin(A_rad)/BC);
angC = rad2deg(C_rad)

% VECTORES POSICIÓN
rBAx = AB*cos(A_rad);
rBAy = AB*sin(A_rad);
rBA = [rBAx,rBAy]

rCBx = -BC*cos(C_rad);
rCBy = -BC*sin(C_rad);
rCB = [rCBx, rCBy]

rCA = [(rBAx+rCBx), (rBAy+rCBy)]
rCG1 = rBA/2
rCG2_B = rCB/2

% VECTORES VELOCIDAD
VCG1 = [(-omegaAB*k*rCG1(:,2)), (omegaAB*k*rCG1(:,1))];
VB = [(-omegaAB*k*rBAy), (omegaAB*k*rBAx)]
omegaBC = -VB(:,2)/rCBx

VCB = [(-omegaBC*rCBy), (omegaBC*k*rCBx)]
VC = VB + VCB

VCG2_B = [(-omegaBC*rCG2_B(:,2)), (omegaBC*k*rCG2_B(:,1))];
VCG2 = VB + VCG2_B;

% VECTORES ACELERACIÓN

```

```

aCG1 = [(-omegaAB^2)*rCG1(:,1), (-omegaAB^2)*rCG1(:,2)]
aB = [(-omegaAB^2)*rBAx, (-omegaAB^2)*rBAy];
alfaBC = ((omegaBC^2)*rCBy-aB(:,2))/rCBx

aCB = [(-alfaBC*rCBy-(omegaBC^2)*rCBx), (alfaBC*rCBx-(omegaBC^2)*rCBy)]
aC = aB + aCB

aCG2_B = [(-alfaBC*rCG2_B(:,2)-(omegaBC^2)*rCG2_B(:,1)), (alfaBC*rCG2_B(:,1)-
(omegaBC^2)*rCG2_B(:,2))]
aCG2 = aB + aCG2_B

% CÁLCULO DE FUERZAS
T_biela = P_biela/omegaAB

syms Ax Ay Bx By Cy Fs_
eq1 = Ax-Bx-mAB*aCG1(:,1);
eq2 = Ay-By-mAB*9.81-mAB*aCG1(:,2);
eq3 = Bx - Fs_-mBC*aCG2(:,1);
eq4 = Cy-By-mBC*9.81-mBC*aCG2(:,2);
eq5 = (Ax+Bx)*sin(A_rad)+(Ay+By)*cos(A_rad)-(2*T_biela/AB);
eq6 = (Bx+Fs_)*sin(C_rad)-(By+Cy)*cos(C_rad)-(2*IBC*alfaBC/BC);
S = solve([eq1 eq2 eq3 eq4 eq5 eq6], [Ax,Ay,Bx,By,Fs_,Cy]);
%Fuerza ejercida por el punzón para angA, con P y omega de entrada dados:
Fs__ = S.Fs_
Fs_BieMani = vpa(Fs__) % [N] % Debe ser mayor a Fs

%% DOBLEZ U
% _____
% FLEXIÓN DE LA VARILLA
% _____

y = Dv/2; %[mm] Radio de la varilla
Myield = Syield_304 * Iv / y %[N*mm]
F_yield = 8*Myield/La %[N]
% _____
% % PANDEO PUNZÓN (AISI 1045)
% _____
E_1045 = 206; %[GPa]
Sy_1045 = 450; %[Mpa]
Densidad_1045 = 7.87 ; %[g/cm3]
C_pandeo = 0.25; % extremo empotrado y extremo libre
L_punzon = 90; %[mm]

```

```

b_punzon = 20; %[mm]
e_punzon = 5; %[mm]

% Parte rectangular del punzón
x_c1 =0; % Centro de inercia Rectángulo
y_c1 =0; % Centro de inercia Rectángulo
A1 = b_punzon*L_punzon % área Rectángulo
Ix1_ = b_punzon*(L_punzon^3)/12 % Segundo momento de inercia-área del
rectángulo [mm4]
Iy1_ = (b_punzon^3)*L_punzon/12 % Segundo momento de inercia-área del
rectángulo [mm4]

% Parte semicircular del punzón
x_c2 = 0; % Coodenada x: Centro de gravedad del
semicírculo
y_c2 = (4/3)*((b_punzon/2)/pi); % Coodenada x: Centro de gravedad del
semicírculo
A2 = (pi*(b_punzon)^2)/4/2; %área del semicírculo
Ix2_ = (1/8)*pi*(b_punzon/2)^4; % Segundo momento de inercia-área del
semicírculo [mm4]
Iy2_ = Ix2_; % Segundo momento de inercia-área del
semicírculo [mm4]

% Centro de gravedad total
x_cg = (A1*x_c1 + A2*x_c2)/(A1+A2)
y_cg = (A1*y_c1 + A2*y_c2)/(A1+A2)

% Teorema de Steiner
Ix1 = Ix1_+A1*(x_c1-x_cg);
Iy1 = Iy1_+A1*(y_c1-y_cg);
Ix2 = Ix2_+A2*(x_c2-x_cg);
Iy2 = Iy2_+A2*(y_c2-y_cg);

% Inercia total respecto a CG
Ix = Ix1+Ix2
Iy = Iy1+Iy2

% Carga crítica antes de pandear (calculada a lo largo del eje con menor
inercia)
if Ix<Iy
    Pcr = C_pandeo*pi^2*E_1045*10^3*Ix/(L_punzon^2) %[N]
else
    Pcr = C_pandeo*pi^2*E_1045*10^3*Iy/(L_punzon^2) %[N]
end

% Pcr debe ser mayor a F1_prensa = 1.41 kN para que el punzón no pandee

```

```

% *MASA PUNZÓN
V_rectangulo = L_punzon*b_punzon*e_punzon; %[mm3]
V_semiC = (pi*(b_punzon/2)^2)/2; %[mm3]
R_giro_toro = b_punzon/2-Rv;
V_toroide = (pi*Rv^2)*2*pi*R_giro_toro; %[mm3]
L_cilindro = 20; %[mm]
R_cinlindro = 25; % [mm]
V_cilindro = pi*R_cinlindro^2*L_cilindro; %[mm2]
V_punzon = V_cilindro+V_rectangulo+V_semiC-V_toroide %[mm3]
V_punzon_cc=V_punzon*0.001;
m_punzon = Densidad_1045*V_punzon_cc %[g]
F_peso = m_punzon*9.81/1000 %[N]

e_inicial = 12.5; % Distancia entre el tope del resorte y el extremo del
semicírculo del punzón
avance = 60; %Distancia que empuja el punzón, en este caso es lo que se
comprime el resorte?
% _____
% RESORTE
% _____
% Suponiendo que el resorte solo debe restituir por *MASA PUNZÓN
F_resorte = F_peso;
% F_resorte = ;

L0 = L_punzon-e_inicial
Ls = L_punzon-e_inicial-avance

densidad_1065 = 7.85; %[g/cm3]
G_1065 = 80; %[GPa]
E_1065 = 206.8; %[GPa]
A_1065 = 1610; %[Mpa*mm^m]
m_1065 = 0.193;
alfa = 0.5; % Entre superficies planas (superficies fijas)
Ne = 2; % Espiras extremo para escuadrado y rectificado

d_resorte = 4; %[mm]
Dm_resorte = b_punzon+d_resorte+5 %[mm]
C_resorte = Dm_resorte/d_resorte
Sut_1065 = A_1065/(d_resorte^m_1065)

% avance = y = (8 F D3 Na)/(d4 G)

```

```

Na_ = (avance*d_resorte^4*G_1065)/(8*F_resorte*Dm_resorte^3)
Na = ceil(Na_)
Nt = Na+Ne % Espiras totales
Ls_f = d_resorte*Nt %[mm]

Ks = (2*C_resorte+1)/(2*C_resorte);
K = d_resorte^4*(G_1065*1000)/(8*Dm_resorte^3*Na) %[N/mm]

% ¿FALLA POR FLUENCIA?
% Si Fs<= 1, habría falla por fluencia
Ssy = 0.45*Sut_1065; %[MPa] máximo esfuerzo torsional permisible
t_corte = Ks*8*F_resorte*Dm_resorte/(pi*d_resorte^3) %[MPa] esfuerzo de corte
al que está sometido con la F aplicada
FS_s = Ssy/t_corte

% ¿FALLA POR PANDEO?
% Estabilidad el resorte: Si L0 < L0_max --> NO hay pandeo
L0_max = 2.63*Dm_resorte/alfa %Estabilidad absoluta para resortes de acero
en compresión
%%
%
C1 = E_1065/( 2* (E_1065-G_1065))
C2 = ((E_1065-G_1065)*2*(pi^2)) / (2*G_1065+E_1065)
Lamda_efectiva = alfa*L0/Dm_resorte
parentesis_ycr = 1-(C2/(Lamda_efectiva^2)) % el contenido de paréntesis es
negativo porque el resultado de C2/λ^2 es mayor a la unidad, esto significa
que hay estabilidad absoluta (Shingley 8va ed cap 10 pg 504)
corchete_ycr = 1 - ((parentesis_ycr)^(1/2));
y_cr = L0*C1*corchete_ycr %como paréntesis resulta negativo, se obtiene un
número complejo
% EL RESORTE NO FALLA POR PANDEO
%%
%

% ¿FALLA POR FATIGA?
gamma_resorte = densidad_1065*9.81*1000; %[N/m3]
w_resorte = ((pi*d_resorte^2)/4)*(pi*Dm_resorte*Na)*1e-9*gamma_resorte %[N]
freq = sqrt(K*1000*9.81/w_resorte)/2 %[Hz]
freq_max=freq/20
% Si la frecuencia de trabajo no supera freq_max entonces NO HAY falla por
fatiga

```

B.2. Código: Diseño de levas

B.2.1. Leva 1

```

clc
clear all
%% LEVA MOVIMIENTO armónico doble
%

rCAM = 30;  %[mm]
h = 55; % El avance del punzón
t1 = 0.5; % Tiempo avance
t2 = 0; % Tiempo de paro 1
t3 = 0.5; % Tiempo de retroceso
t4 = 1; % Tiempo de paro 2
tt = t1+t2+t3+t4 % Tiempo total [s]
omegaRPS = 1/tt;
omegaRPM = omegaRPS*60
omega = omegaRPS*2*pi;
beta1 = omega*t1; %[rad]
beta2 = omega*t2; %[rad]
beta3 = omega*t3; %[rad]
beta4 = omega*t4; %[rad]
%%

% AVANCE
k = 1;
for i =0:0.005:t1
    theta_ = i*omega;
    s_ = (h/2)* ((1-cos(pi*theta_/beta1)) - ((1/4)*(1-
cos(2*pi*theta_/beta1))));
    v_ = (pi*h/(2*beta1))* (sin(pi*theta_/beta1) -
(0.5*sin(2*pi*theta_/beta1)));
    a_ = 0.5*h*((pi/beta1)^2)* (cos(pi*theta_/beta1) -
cos(2*pi*theta_/beta1));
    rx_ = (rCAM + s_)*sin(theta_ -pi);
    ry_ = (rCAM + s_)*cos(theta_ -pi);
    r1_ = rCAM+s_;

    T_s1(k) = s_;
    T_v1(k) = v_;
    T_a1(k) = a_;
    T_rx1(k) = rx_;

```

```

    T_ry1(k) = ry_;
    T_r1(k) = r1_;
    T_theta(k) = theta_;
    k=k+1;
end
s1 = (T_s1)';
v1 = (T_v1)';
a1 = (T_a1)';
rx1 = (T_rx1)';
ry1 = (T_ry1)';
theta1 = (T_theta)';

%%
% RETROCESO
k = 1;
for i =t1+0.0050 : 0.005 : t1+t3
    % Ojo: para el primer tramo de avance, theta coincide con el ángulo
    % actual, pero el valor de theta es la cantidad de grados que se ha
    % avanzado en el tramo correspondiente:
    theta_3 = i*omega;
    theta_2f = omega*(t1+t2);
    dif_theta_3 = theta_3 - theta_2f;
    s_3 = (h/2)*((1+cos(pi*dif_theta_3/beta3)) - (1/4)*(1-cos(2*pi*dif_theta_3/beta3)));
    v_3 = (-pi*h/(2*beta3))*sin(pi*dif_theta_3/beta3)+0.5*sin(2*pi*dif_theta_3/beta3);
    a_3 = 0.5*h*((pi/beta3)^2)*(cos(pi*dif_theta_3/beta3)+cos(2*pi*dif_theta_3/beta3));
    rx_3 = (rCAM + s_3)*sin(theta_3 -pi);
    ry_3 = (rCAM + s_3)*cos(theta_3 -pi);
    r3_ = rCAM+s_3;

    T_s3(k) = s_3;
    T_v3(k) = v_3;
    T_a3(k) = a_3;
    T_rx3(k) = rx_3;
    T_ry3(k) = ry_3;
    T_r3(k) = r3_;
    T_theta3(k) = theta_3;
    k=k+1;

```

```

end
s3 = (T_s3)';
v3 = (T_v3)';
a3 = (T_a3)';
rx3 = (T_rx3)';
ry3 = (T_ry3)';
theta3 = (T_theta3)';
%%
% PARO 2
k = 1;
for i = t1+t3+0.005 : 0.005 : tt
    theta_4 = i*omega;
    rx_4 = (rCAM)*sin(theta_4 -pi);
    ry_4 = (rCAM)*cos(theta_4 -pi);
    r4_ = rCAM;

    T_s4(k) = 0;
    T_v4(k) = 0;
    T_a4(k) = 0;
    T_rx4(k) = rx_4;
    T_ry4(k) = ry_4;
    T_r4(k) = r4_;
    T_theta4(k) = theta_4;
    k=k+1;
end
s4 = (T_s4)';
v4 = (T_v4)';
a4 = (T_a4)';
rx4 = (T_rx4)';
ry4 = (T_ry4)';
theta4 = (T_theta4)';

theta = ([T_theta T_theta3 T_theta4])';
rx = ([T_rx1 T_rx3 T_rx4])';
ry = ([T_ry1 T_ry3 T_ry4])';
r = ([T_r1 T_r3 T_r4])';
s = ([T_s1 T_s3 T_s4])';
v = ([T_v1 T_v3 T_v4])';
a = ([T_a1 T_a3 T_a4])';

```

```

plot(rx,ry)
% axis([-40 150 -75 75])
hold off
plot(rad2deg(theta),s)
title('Leva 1 - Desplazamiento vs  $\theta$ ')
hold off
plot(rad2deg(theta),s)
hold on
% axis([0 360 -10 60])
plot(rad2deg(theta),v)
hold on
plot(rad2deg(theta),a)
legend('Desplazamiento S [mm]','Velocidad v [mm/s]','Aceleracion a[mm/s2]')
hold off

%%
% ÁNGULO DE PRESIÓN
k=1;
excent = 0;
phi_perm = deg2rad(35);
for i=1:length(s)
    yprima = v(i,:)/omega;
    phi_ = atan( (yprima-excent)/ (s(i,:) + sqrt((rCAM^2)-(excent^2))));
    T_phi(k) = phi_;
    k = k+1;
end
phi = (T_phi)';

abs_phi = abs(phi);
max_phi_rad = max(abs(phi))

max_phi = rad2deg(max(abs(phi)))

if max_phi_rad>phi_perm
    n = find(abs_phi>=(max_phi_rad-0.0001))
    rCAM_nuevo = sqrt( excent^2 + (((v(n,:)/omega) -
excent)/(tan(phi_perm)))^2);
else
    rCAM_nuevo = rCAM;
end
rCAM_nuevo

```

```

% Con una excentricidad nula, y un radio del circulo primario de 30mm, se
% obtiene un ángulo de presión  $\phi < 35^\circ$  que es lo máximo admitido, entonces
% se utiliza este valor.

% En caso de utilizar una excentricidad, por ejemplo con 5mm, se obtiene un
% phi inicial muy alto, que solo disminuye al cambiar el radio primario por
% uno de aprox 50mm.
%%
% FUERZA TORQUE Y POTENCIA
n_s = max(find(s1<=5)) %índice de s más cercano a 5mm que es cuando el
%punzón entra en contacto con la varilla
F = 1410; %[N] Fuerza de empuje requerida
% Torque = F * r(n_s, :)*tan(theta(n_s, :))/1000 %[N*m]

% Valores de torque durante AVANCE para obtener F
k=1;
for i=n_s:1:length(theta1)
    Torq_ = F * r(i, :)*tan(phi(i, :))/1000;
    T_Torq(k) = Torq_;
    k = k+1;
end
Torq = (T_Torq)'; % Valores variables que necesitaría de torque para
%obtener "F" (de doblez deseado) en todo momento)
Torq_max = max(Torq) % Si se usa un valor de torque menor a este, en este
%punto se obtendría menos de F deseado

% Requerimientos de entrada:
Torque = Torq_max; %[N*m]
Pot = Torque * omega %[W]

%Valores de F durante avance con Torque de entrada determinado
k=1;
for i=1:1:length(theta1)
    F1_ = Torque*1000/(r(i, :)*tan(phi(i, :)));
    T_F1(k) = F1_;
    phi1_(k) = phi(i, :);
    k = k+1;
end

```

```
F1 = (T_F1)';
phi1 = (phi1_1)';
Resultado = ([rad2deg(theta1) s1 rad2deg(phi1) F1 ]);
```

```
n_f = min(find(s1>(0.3*h))) %De SW se ve que es la zona en la que el arpón
%está completamente en forma de U. Por lo tanto solo interesa observar los
% valoresde Resultado desde el orden n_s hasta n_f
```

B.2.2. Leva 2

```
clc
clear all
%% LEVA MOVIMIENTO armónico doble
rCAM = 30; % [mm]
h = 19; % El avance del punzón [mm]
t1 = 1; % Tiempo avance
t2 = 0.25; % Tiempo de paro 1
t3 = 0.25; % Tiempo de retroceso
t4 = 0.5; % Tiempo de paro 2
tt = t1+t2+t3+t4 % Tiempo total [s]
omegaRPS = 1/tt;
omegaRPM = omegaRPS*60
omega = omegaRPS*2*pi;
beta1 = omega*t1; % [rad]
beta2 = omega*t2; % [rad]
beta3 = omega*t3; % [rad]
beta4 = omega*t4; % [rad]
%%
% PARO
k = 1;
for i = 0:0.005:t1
    theta_1 = i*omega;
    rx_1 = (rCAM)*sin(theta_1 -pi);
    ry_1 = (rCAM)*cos(theta_1 -pi);
    r1_ = rCAM;

    T_s1(k) = 0;
```

```

T_v1(k) = 0;
T_a1(k) = 0;
T_rx1(k) = rx_1;
T_ry1(k) = ry_1;
T_r1(k) = r1_;
T_theta1(k) = theta_1;
k=k+1;
end
s1 = (T_s1)';
v1 = (T_v1)';
a1 = (T_a1)';
rx1 = (T_rx1)';
ry1 = (T_ry1)';
theta1 = (T_theta1)';
%%
% AVANCE
k = 1;
for i = t1+0.0050 : 0.005 : t1+t2
    theta_2 = i*omega;
    s_2 = (h/2)* ((1-cos(pi*theta_2/beta2)) - ((1/4)*(1-
cos(2*pi*theta_2/beta2))));
    v_2 = (pi*h/(2*beta2))* (sin(pi*theta_2/beta2) -
(0.5*sin(2*pi*theta_2/beta2)));
    a_2 = 0.5*h*((pi/beta2)^2)* (cos(pi*theta_2/beta2) -
cos(2*pi*theta_2/beta2));
    rx_2 = (rCAM + s_2)*sin(theta_2 -pi);
    ry_2 = (rCAM + s_2)*cos(theta_2 -pi);
    r2_ = rCAM+s_2;

T_s2(k) = s_2;
T_v2(k) = v_2;
T_a2(k) = a_2;
T_rx2(k) = rx_2;
T_ry2(k) = ry_2;
T_r2(k) = r2_;
T_theta2(k) = theta_2;

```

```

    k=k+1;

end

s2 = (T_s2)';
v2 = (T_v2)';
a2 = (T_a2)';
rx2 = (T_rx2)';
ry2 = (T_ry2)';
theta2 = (T_theta2)';

%%
% RETROCESO
k = 1;
for i = t1+t2+0.005 : 0.005 : t1+t2+t3
    % Ojo: para el primer tramo de avance, theta coincide con el ángulo
    % actual, pero el valor de theta es la cantidad de grados que se ha
    % avanzado en el tramo correspondiente:
    theta_3 = i*omega;
    theta_2f = omega*(t1+t2);
    dif_theta_3 = theta_3 - theta_2f;
    s_3 = (h/2)*((1+cos(pi*dif_theta_3/beta3)) - (1/4)*(1-cos(2*pi*dif_theta_3/beta3)));
    v_3 = (-pi*h/(2*beta3))*sin(pi*dif_theta_3/beta3)+0.5*sin(2*pi*dif_theta_3/beta3);
    a_3 = -0.5*h*((pi/beta3)^2)*(cos(pi*dif_theta_3/beta3)+cos(2*pi*dif_theta_3/beta3));
    rx_3 = (rCAM + s_3)*sin(theta_3 -pi);
    ry_3 = (rCAM + s_3)*cos(theta_3 -pi);
    r3_ = rCAM+s_3;

    T_s3(k) = s_3;
    T_v3(k) = v_3;
    T_a3(k) = a_3;
    T_rx3(k) = rx_3;
    T_ry3(k) = ry_3;
    T_r3(k) = r3_;

```

```

    T_theta3(k) = theta_3;
    k=k+1;
end
s3 = (T_s3)';
v3 = (T_v3)';
a3 = (T_a3)';
rx3 = (T_rx3)';
ry3 = (T_ry3)';
theta3 = (T_theta3)';
%%
% PARO 2
k = 1;
for i = t1+t2+t3+0.005 : 0.005 : tt
    theta_4 = i*omega;
    rx_4 = (rCAM)*sin(theta_4 -pi);
    ry_4 = (rCAM)*cos(theta_4 -pi);
    r4_ = rCAM;

    T_s4(k) = 0;
    T_v4(k) = 0;
    T_a4(k) = 0;
    T_rx4(k) = rx_4;
    T_ry4(k) = ry_4;
    T_r4(k) = r4_;
    T_theta4(k) = theta_4;
    k=k+1;
end
s4 = (T_s4)';
v4 = (T_v4)';
a4 = (T_a4)';
rx4 = (T_rx4)';
ry4 = (T_ry4)';
theta4 = (T_theta4)';
%%
theta = ([T_theta1 T_theta2 T_theta3 T_theta4])';
rx = ([T_rx1 T_rx2 T_rx3 T_rx4])';

```

```

ry = ([T_ry1 T_ry2 T_ry3 T_ry4])';
r = ([T_r1 T_r2 T_r3 T_r4])';
s = ([T_s1 T_s2 T_s3 T_s4])';
v = ([T_v1 T_v2 T_v3 T_v4])';
a = ([T_a1 T_a2 T_a3 T_a4])';

plot(rx,ry)
axis([-50 50 -50 50])
hold off
plot(rad2deg(theta),s)
title('Leva 2 - Desplazamiento vs  $\theta$ ')
hold off
plot(rad2deg(theta),s)
hold on
plot(rad2deg(theta),v)
hold on
plot(rad2deg(theta),a)
legend('Desplazamiento S [mm]', 'Velocidad v [mm/s]', 'Aceleracion a [mm/s^2]', "Location", "southwest")
hold off
%%
% ÁNGULO DE PRESIÓN
k=1;
excent = 0;
phi_perm = deg2rad(35)
for i=1:length(s)
    yprima = v(i,+)/omega;
    phi_ = atan( (yprima-excent)/ (s(i,+) + sqrt((rCAM^2)-(excent^2))));
    T_phi(k) = phi_;
    k = k+1;
end
phi = (T_phi)';

abs_phi = abs(phi);
max_phi_rad = max(abs(phi))

```

```

max_phi = rad2deg(max(abs(phi)))

if max_phi_rad>phi_perm
    n = find(abs_phi>=(max_phi_rad-0.0001))
    rCAM_nuevo = sqrt(excent^2 + (((v(n,:)/omega)-
excent)/(tan(phi_perm)))^2);
else
    rCAM_nuevo = rCAM;
end
rCAM_nuevo

% Con una excentricidad nula, y un radio del circulo primario de 30mm, se
% obtiene un ángulo de presión phi<35° que es lo máximo admitido, entonces
% se utiliza este valor.

% En caso de utilizar una excentricidad, por ejemplo con 5mm, se obtiene un
% phi inicial muy alto, que solo disminuye al cambiar el radio primario por
% uno de aprox 50mm.
%%
% FUERZA TORQUE Y POTENCIA
n_s = max(find(s2<=5)) %índice de s más cercano a 5mm que es cuando el
%punzón entra en contacto con la varilla
F = 4200; %[N] Fuerza de empuje requerida

% Valores de torque durante AVANCE para obtener F
k=1;
for i=((length(theta1))+n_s):1:(length(theta1)+(length(theta2)))
    Torq_ = F * r(i,:)*tan(phi(i,:))/1000;
    T_Torq(k) = Torq_;
    k = k+1;
end
Torq = (T_Torq)'; % Valores variables que necesitaría de torque para
%obtener F en todo momento
Torq_max = max(Torq) % Si se usa un valor de torque menor a este, en este
%punto se obtendría menos de F deseado

```

```

% Requerimientos de entrada:
Torque = Torq_max; % [N*m]
Pot = Torque * omega % [W]

% Valores de F durante avance con Torque de entrada determinado
k=1;
for i=((length(theta1))+1):1:(length(theta1)+(length(theta2)))
    F1_ = Torque*1000/(r(i,:)*tan(phi(i,:)));
    T_F1(k) = F1_;
    phi2_(k) = phi(i,:);
    k = k+1;
end
F1 = (T_F1)';
phi2 = (phi2_)' ;
Resultado = ([rad2deg(theta2) s2 rad2deg(phi2) F1 ]);

```

B.3. Resultados

B.3.1. Leva 1. La Tabla B1 muestra los valores de la fuerza desde el instante de contacto entre el punzón y la varilla, hasta aproximadamente el 30% del avance total, que se observa en la simulación que la varilla ya ha adquirido la forma deseada. El resto del avance corresponde a posicionar la “U” por completo dentro de la matriz.

Tabla B 1. Fuerza transmitida por el seguidor de la leva 1 en el intervalo de interés

s [mm]	ϕ °	F [N]
5,00	15,47	3310,21
5,49	16,16	3117,33
6,01	16,83	2943,64
6,57	17,47	2786,89
7,15	18,07	2645,14
7,76	18,64	2516,73
8,41	19,18	2400,23
9,08	19,68	2294,39
9,78	20,13	2198,14
10,52	20,55	2110,52
11,28	20,93	2030,71
12,08	21,26	1958,01
12,90	21,56	1891,77
13,75	21,81	1831,44
14,63	22,02	1776,54

15,53	22,19	1726,65
16,46	22,32	1681,38
17,41	22,40	1640,40

B.3.2. Leva 2. La Tabla B2 muestra los valores de la fuerza desde el instante de instante de contacto entre el punzón y la varilla, hasta el máximo desplazamiento correspondiente a un ϕ distinto de 0.

Tabla B 2. Fuerza transmitida por el seguidor de la leva 2 en el intervalo de interés

s [mm]	ϕ °	F [N]
4,75	19,19	527,04
5,37	19,94	496,89
6,02	20,55	472,07
6,70	21,03	451,87
7,41	21,36	435,77
8,14	21,55	423,35
8,89	21,59	414,33
9,66	21,48	408,53
10,43	21,23	405,90
11,20	20,84	406,44
11,98	20,31	410,30
12,74	19,65	417,74
13,48	18,86	429,19
14,20	17,95	445,30
14,89	16,91	467,00
15,54	15,77	495,66
16,16	14,52	533,32
16,72	13,17	583,07
17,23	11,73	649,84
17,69	10,21	741,90
18,08	8,62	874,17
18,41	6,97	1076,55
18,66	5,27	1418,91
18,85	3,54	2110,89
18,96	1,78	4200,98



Anexos





Anexo A. Tablas complementarias

Figura A 1. Hoja de características mecánicas del acero AISI 304L

ANTINIT 304L

AISI : 304L W N°: 1.4306
DIN : X2 Cr Ni 19 - 11



Tipo de aleación promedio : C máx. 0,03 Si 0,5 Mn 1,40 Cr 18,5 Ni 9,5 %
Color de identificación : Blanco - Negro
Estado de suministro : Apagado. Dureza típica 160 HB

Acero inoxidable, aleado al cromo níquel, muy resistente a la corrosión intergranular y ataques químicos del medio ambiente.

Posee una buena resistencia a la acción corrosiva del agua, ácidos y soluciones alcalinas si se emplea con superficie pulida espejo.

Muy apropiado para embutir y pulir; fácil viruteado.

APLICACIONES: En las industrias alimenticias tales como la cervecera, lechera, azucarera. Fábricas de jabones, ceras y grasas comestibles, utensilios domésticos y de hotelería, cubiertos, industria del cuero como también farmacéutica y de la técnica dental. Para elementos que exigen una resistencia a temperatura hasta 350 °C.

INDICACIONES PARA EL TRATAMIENTO TÉRMICO

Forjado: 1200 - 900 °C

Enfriamiento al aire

Apagar: Agua, aire (espesor menor a 2mm) 1000 - 1100 °C

Dimensiones menores de 2 mm, de espesor, enfriar al aire

Soldadura: El acero es fácilmente soldable, se recomienda electrodos BÖHLER UTP 308L / FOX 308L o Varilla BÖHLER TIG 308 / 308L

Luego de soldar, el enfriamiento brusco no es necesario.

39

PROPIEDADES MECÁNICAS										
Ensayo por choque sobre probeta entall. mín. Joule	Ensayo Erichsen de est. en chapa de 1 mm. en mm.	Limite de fluencia ensayada en probeta caliente mín. N/mm ²				Dureza (Brinell) HB	Limite de fluencia mín. N/mm ²	Resistencia a la tracción N/mm ²	Alargamiento (L = 5d) mín. %	Contracción mín. %
		100°	200°	300°	400°					
137	-12	147	127	108	98	160	216	490-686	50	50
VALORES FÍSICOS										
Peso específico Kg/dm ³	Módulo de elasticidad a 20 °C	Resistencia eléctrica a 20 °C Ohm. Mm ² /m	Conductividad térmica a 20 °C cal/cm s. °C	Calor específico a 20 °C cal/g. °C	Dilatación térmica 10 ⁻⁴ m/m °C entre 20 °C y					
					100°	200°	300°	400°	500°	
7.9	20.300	0.73	0.035	0.12	16	17	17	18	18	

Los aceros austeníticos son susceptibles de endurecer durante el maquinado y presentar magnetismo. Por ello, las herramientas deberán estar perfectamente afiladas y firmemente sujetadas. La profundidad de corte no debe ser muy pequeña.

Soldadura: Consultar con Departamento Técnico.

02

www.voestalpine.com/highperformancemetals/peru
www.bohlerperu.com

voestalpine
ONE STEP AHEAD.

Fuente: Aceros Böhler (s.f.)

Figura A 2. Tabla de conversión para dureza y esfuerzo de tensión

UMWERTUNGSTABELLE FÜR VICKERSHÄRTE, BRINELLHÄRTE, ROCKWELLHÄRTE UND ZUGFESTIGKEIT
 CONVERSION TABLE FOR VICKERS HARDNESS, BRINELL HARDNESS, ROCKWELL HARDNESS AND TENSILE STRENGTH

VEREINIGTE EDELSTAHLWERKE AG VEW

Die VEW-Umwertungstabelle wurde in Anlehnung an DIN 50 150 Dezember 1976 erstellt. Die blauen Werte entsprechen genau den Normwerten. Zusätzliche Werte sind interpoliert. Werte in Klammer, Härtewerte liegen außerhalb des Definitionsbereichs der genannten Härteprüfverfahren. Darüber hinaus gelten eingeklammerte Brinell-Härtewerte nur bei Prüfung mit Hartmetallkugel. Die Umwertungstabelle gilt nur für warmverformte oder wärmebehandelte anlegierte oder niedriglegierte Stähle und Stabguß. Eine Umwertung von Härtewerten untereinander oder von Härtewerten in Zugfestigkeitswerte ist mit Ungenauigkeiten verbunden und soll nur dann vorgenommen werden, wenn das vorgeschriebene Prüfverfahren nicht anwendbar ist. (Bei Versuchen des VDE gab sich z. B. für die Umwertung von Vickershärte und Zugfestigkeit eine Streubreite von ± 25 HV10 bzw. ± 85 N/mm²). The "Conversion table" was compiled by VEW on the basis of the December 1976 edition of DIN 50 150 standard. Values printed blue are exactly the same as those given in the standard, additional values are interpolated. Values in brackets are hardness numbers outside the scope defined by standardized testing methods. Brinell hardness numbers in brackets relate only to testing with cemented carbide ball. The conversion table applies only to hot formed or heat treated, unalloyed and low alloy steels and steel castings. Any conversion of one hardness value to another, or to a tensile strength value is liable to be

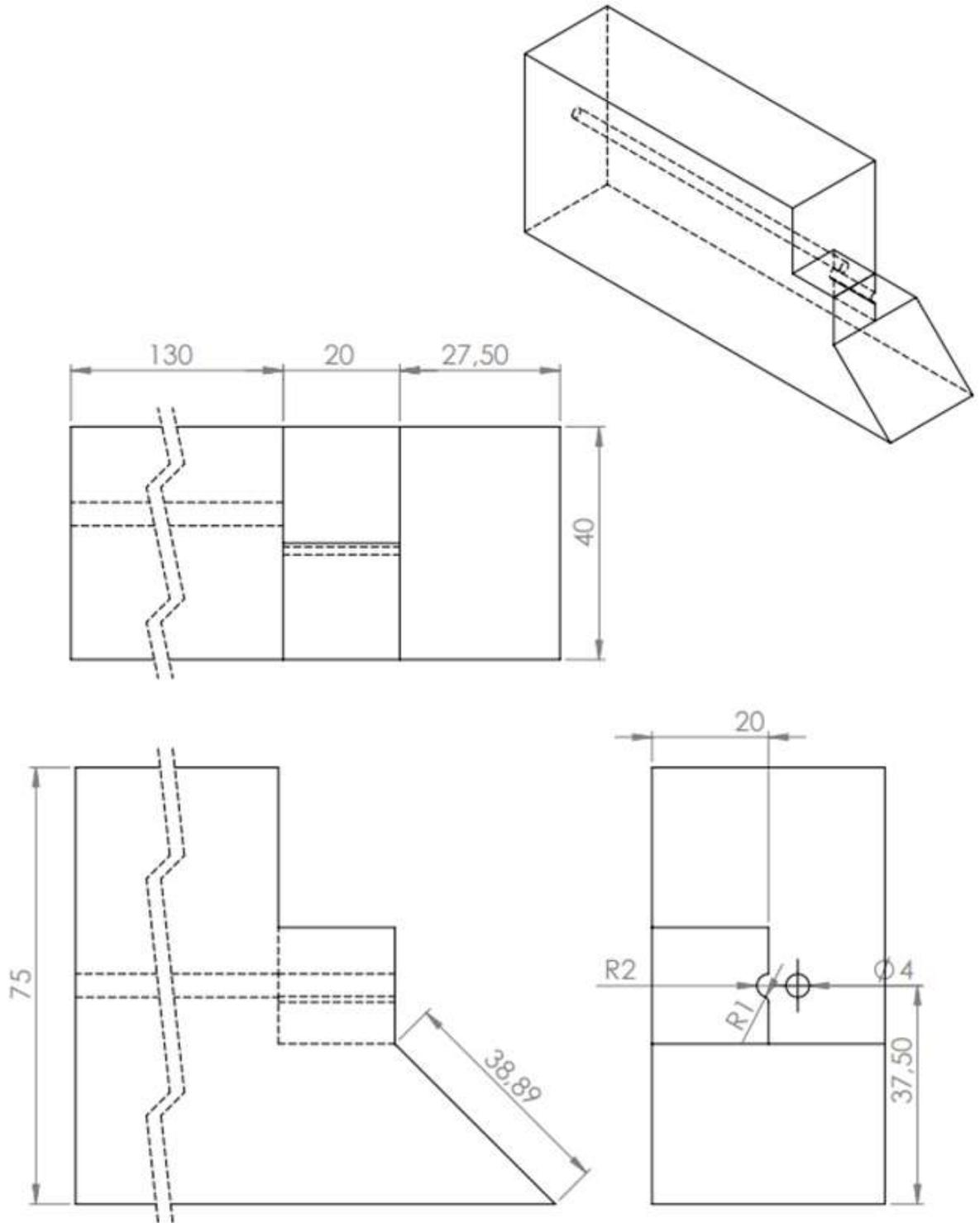
Zugfestigkeit Tensile strength	Vickers- härte Vickers hardness (F=98N)	Kugelhärte Ball hardness (F=98N)	Brinell- härte Brinell hardness	Rockwellhärte Rockwell hardness			Zugfestigkeit Tensile strength	Vickers- härte Vickers hardness (F=98N)	Kugelhärte Ball hardness (F=98N)	Brinell- härte Brinell hardness	Rockwellhärte Rockwell hardness			Zugfestigkeit Tensile strength	Vickers- härte Vickers hardness (F=98N)	Kugelhärte Ball hardness (F=98N)	Brinell- härte Brinell hardness	Rockwellhärte Rockwell hardness					
N/mm ²	HV	mm	HB	HRB	HRC	N/mm ²	HV	mm	HB	HRB	HRC	N/mm ²	HV	mm	HB	HRB	HRC	N/mm ²	HV	mm	HB	HRB	HRC
200	63	7,32	60			690	215	4,22	204	94		1210	376	3,23	357			1770	539		(512)		
210	65	7,22	62			700	219	4,19	208			1220	380	3,21	361			1775	540	2,70	(513)		
220	69	7,04	66			705	220	4,18	209	95		1230	382	3,20	363		39	1780	541		(514)		
225	70	6,99	67			710	222	4,16	211	95,5		1240	385	3,19	366			1790	544	2,69	(517)		52
230	72	6,95	68			720	225	4,13	214	96		1250	388	3,18	369			1800	547		(520)		
240	75	6,82	71			730	228	4,11	216			1255	390	3,17	371			1810	550	2,68	(523)		
250	79	6,67	75			740	230	4,08	219	96,5		1260	392		372		40	1820	553	2,67	(525)		
255	80	6,63	76			750	233	4,07	221	97		1270	394	3,16	374			1830	556		(528)		
260	82	6,56	78			755	235	4,05	223			1280	397	3,14	377			1840	559	2,66	(531)		
270	85	6,45	81	41		760	237	4,03	225	97,5		1290	400	3,13	380			1845	560		(532)		53
280	88	6,35	84	45		770	240	4,01	228	98		1300	403	3,12	383		41	1850	561	2,65	(533)		
285	90	6,28	86	48		780	243	3,98	231		21	1310	407	3,10	387			1860	564		(536)		
290	91	6,25	87	49		785	245	3,97	233			1320	410	3,09	390			1870	567	2,64	(539)		
300	94	6,19	89	51		790	247	3,95	235	99		1330	413	3,08	393		42	1880	570		(542)		
305	95	6,16	90	52		800	250	3,93	238	99,5	22	1340	417	3,07	396			1890	572	2,63	(543)		
310	97	6,10	92	54		810	253	3,91	240			1350	420	3,06	399			1900	575	2,62	(546)		
320	100	6,01	95	56		820	255	3,89	242		23	1360	423	3,05	402		43	1910	578		(549)		54
330	103	5,93	98	58		830	258	3,87	245			1370	426	3,04	405			1920	580	2,61	(551)		
335	105	5,87	100	59		835	260	3,85	247		24	1380	429		408			1930	583	2,60	(554)		
340	107	5,83	102	60		840	262	3,84	249			1385	430	3,02	409			1940	586		(557)		
350	110	5,75	105	62		850	265	3,82	252			1390	431		410		44	1950	589	2,59	(560)		
360	113	5,70	107	63,5		860	268	3,80	255		25	1400	434	3,01	413			1955	590		(561)		
370	115	5,66	109	64,5		865	270	3,78	257			1410	437	3,00	415			1960	591		(562)		
380	119	5,57	113	66		870	272	3,77	258		26	1420	440	2,99	418			1970	594	2,58	(564)		
385	120	5,54	114	67		880	275	3,76	261			1430	443	2,98	421			1980	596		(567)		55
390	122	5,50	116	67,5		890	278	3,74	264			1440	446	2,97	424		45	1990	599	2,57	(569)		
400	125	5,44	119	69		900	280	3,72	266		27	1450	449	2,96	427			1995	600		(570)		
410	128	5,38	122	70		910	283	3,70	269			1455	450		428			2000	602	2,56	(572)		
415	130	5,33	124	71		915	285	3,69	271			1460	452	2,95	429			2010	605		(575)		
420	132	5,32	125	72		920	287	3,68	273		28	1470	455	2,94	432			2020	607	2,55	(577)		
430	135	5,26	128	73		930	290	3,66	276			1480	458	2,93	435		46	2030	610		(580)		
440	138	5,20	131	74		940	293	3,64	278		29	1485	460		437			2040	613	2,54	(582)		
450	140	5,17	133	75		950	295	3,63	280			1490	461	2,92	438			2050	615		(584)		56
460	143	5,11	136	76,5		960	299	3,61	284			1500	464	2,91	441			2060	618	2,53	(587)		
465	145	5,08	138	77		965	300	3,60	285		30	1510	467	2,90	444			2070	620		(589)		
470	147	5,05	140	77,5		970	302	3,59	287			1520	470	2,89	447			2080	623	2,52	(592)		
480	150	5,00	143	78,5		980	305	3,57	290			1530	473		449		47	2090	626		(595)		
490	153	4,96	145	79,5		990	308	3,55	293			1540	476	2,88	452			2100	629	2,51	(598)		
495	155	4,93	147	80		995	310	3,54	295		31	1550	479	2,87	455			2105	630		(599)		
500	157	4,90	149	81		1000	311	3,53	296			1555	480		(456)			2110	631		(600)		
												1560	481	2,86	(457)			2120	634	2,50	(602)		

Fuente: United Stainless Steel Works AG, VEW (s.f.)

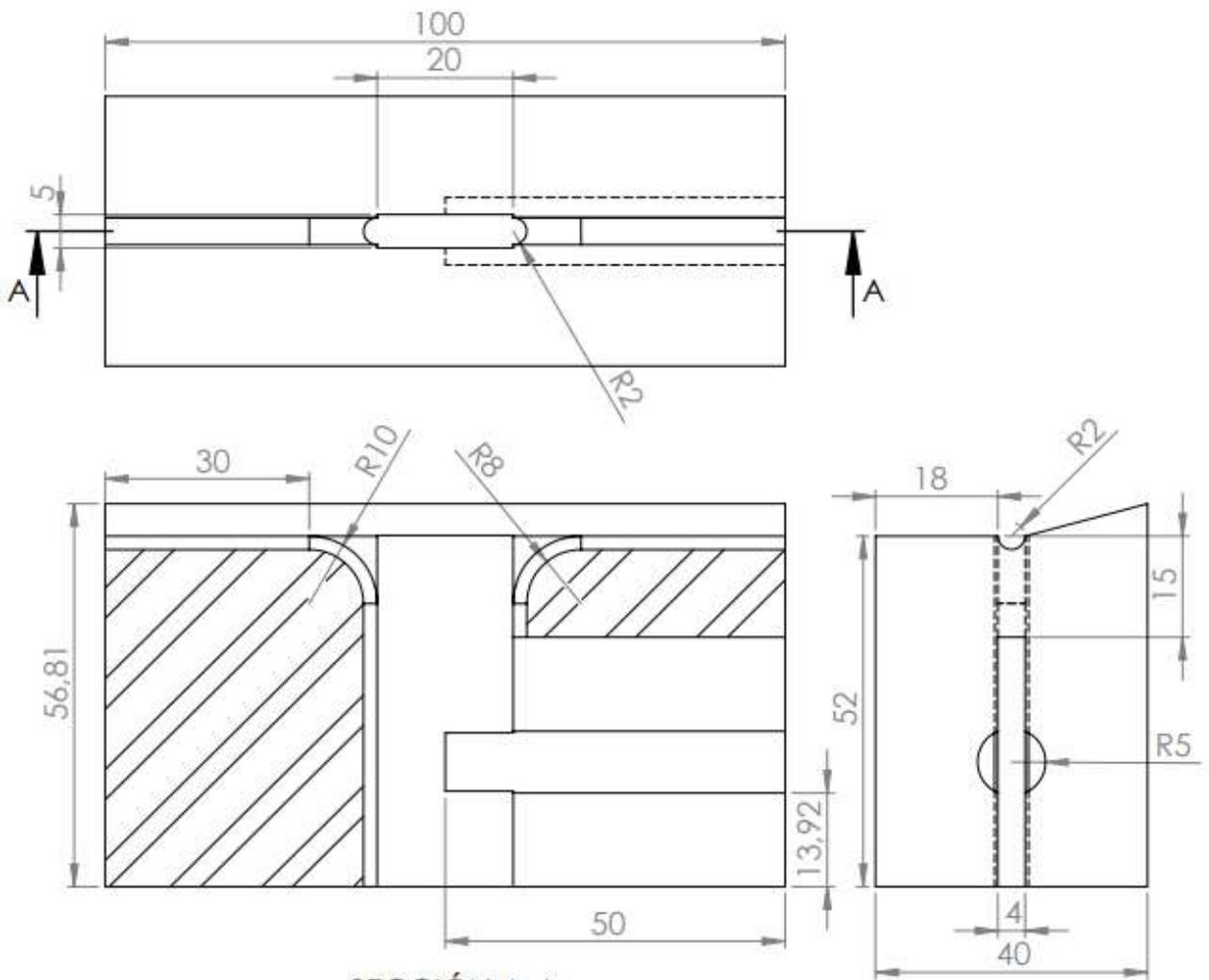
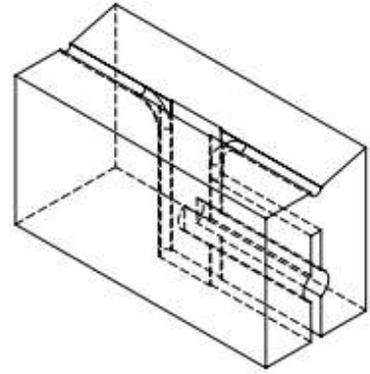
Planos





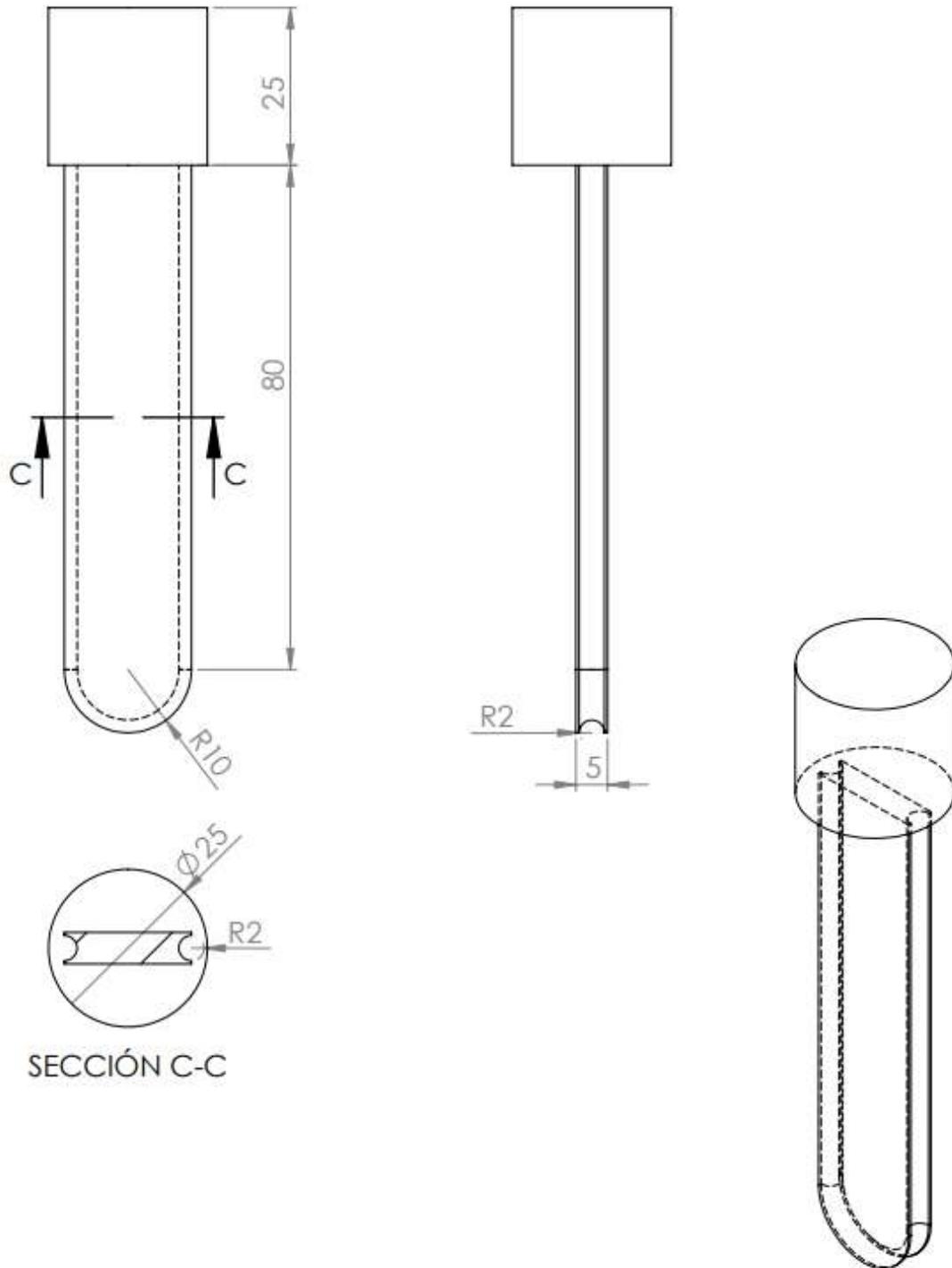


	FECHA		UNIVERSIDAD DE PIURA FACULTAD DE INGENIERÍA
DIBUJADO			
REVISADO			
<i>Matriz fija de corte</i>			ESCALA 1:2
FABRIZIO ALEJANDRO ROJAS BELLETICH			PLANO DE DETALLE
			<i>Medidas en mm</i>



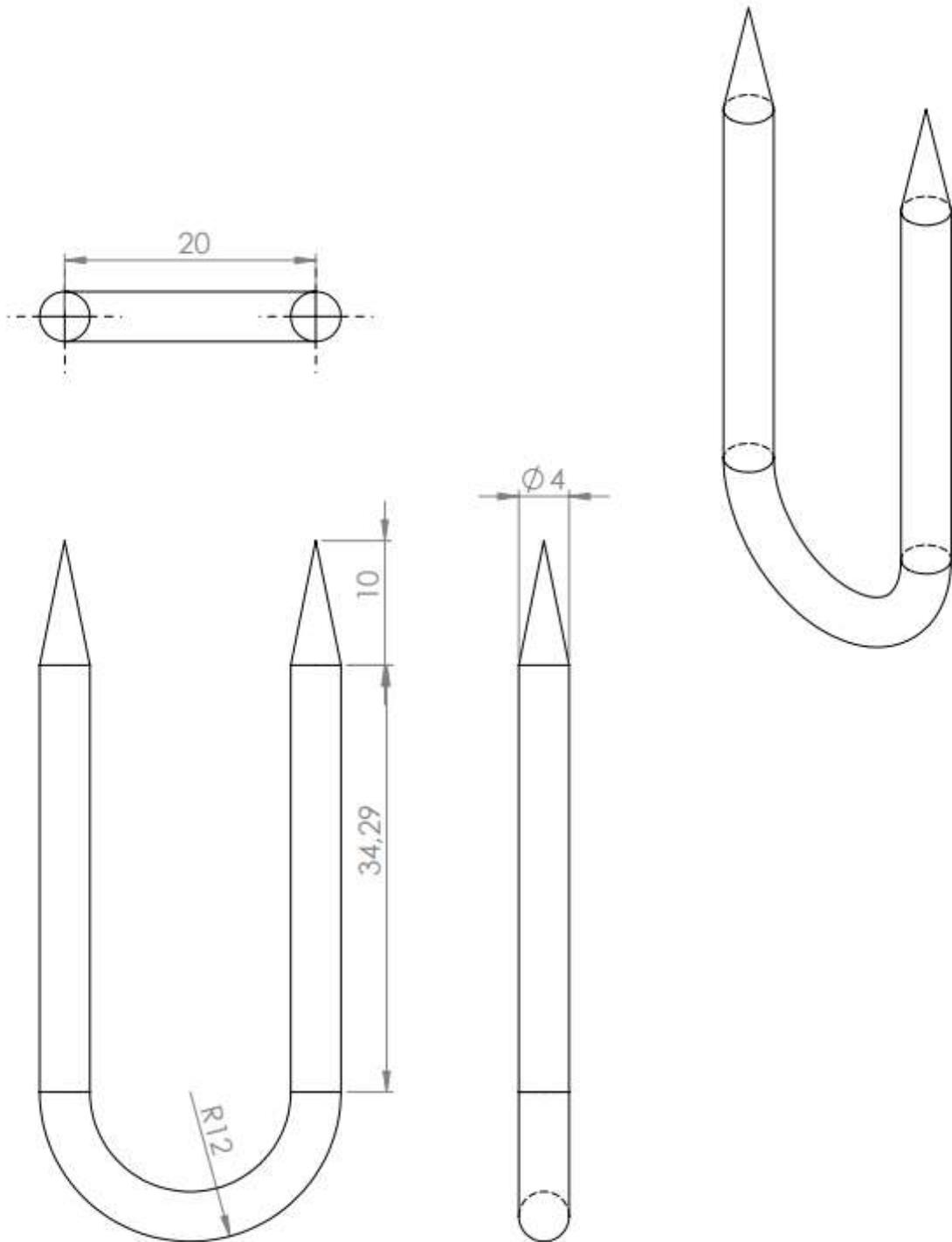
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1

	FECHA	UNIVERSIDAD DE PIURA FACULTAD DE INGENIERÍA	
DIBUJADO			
REVISADO			
<i>Matriz dobléz inicial</i>		PLANO DE DETALLE	ESCALA 1:2
FABRIZIO ALEJANDRO ROJAS BELLETICH			Medidas en mm

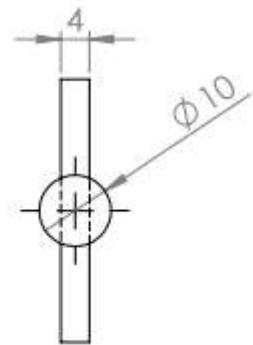
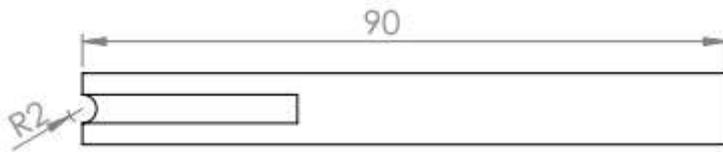
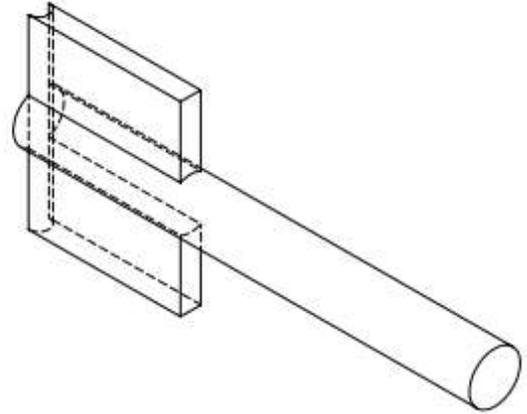


SECCIÓN C-C

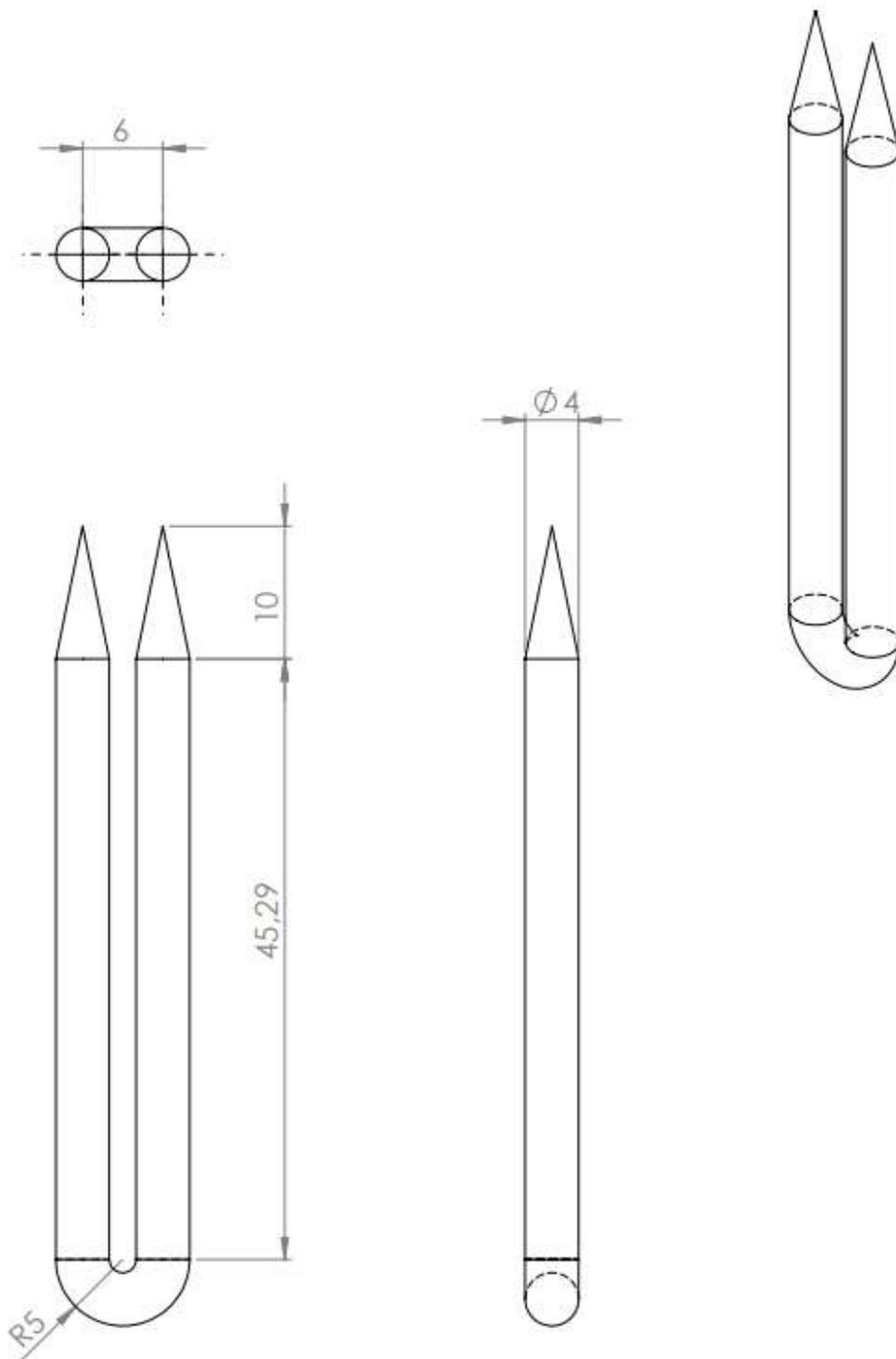
	FECHA		UNIVERSIDAD DE PIURA FACULTAD DE INGENIERÍA	
DIBUJADO				
REVISADO				
Punzón 1			PLANO DE DETALLE	ESCALA 1:1
FABRIZIO ALEJANDRO ROJAS BELLETICH				Medidas en mm



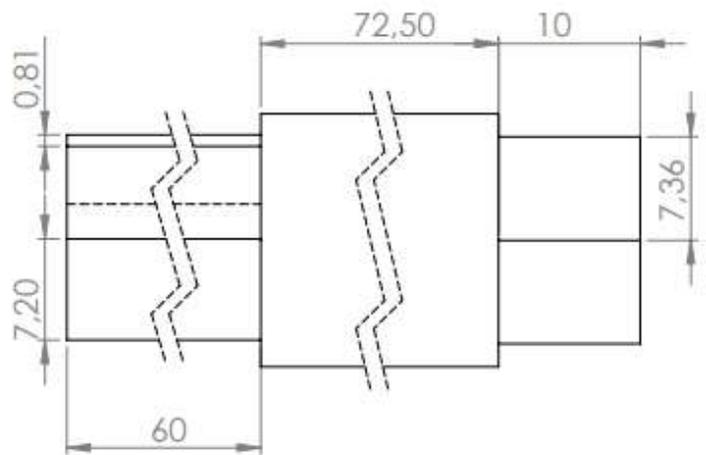
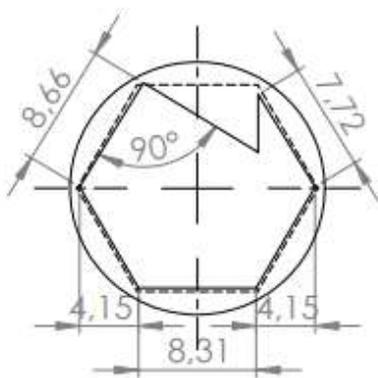
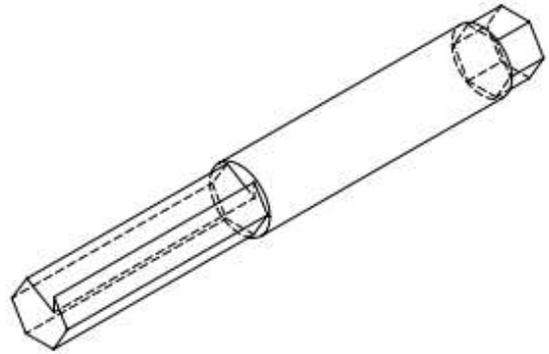
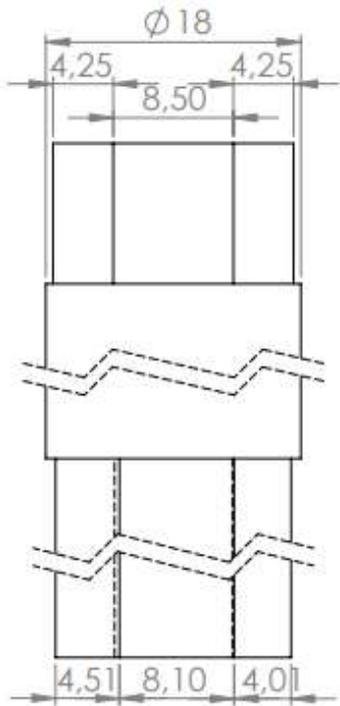
	FECHA		UNIVERSIDAD DE PIURA FACULTAD DE INGENIERÍA	
DIBUJADO				
REVISADO				
Varilla U			PLANO DE DETALLE	<i>ESCALA 2:1</i>
FABRIZIO ALEJANDRO ROJAS BELLETICH				<i>Medidas en mm</i>



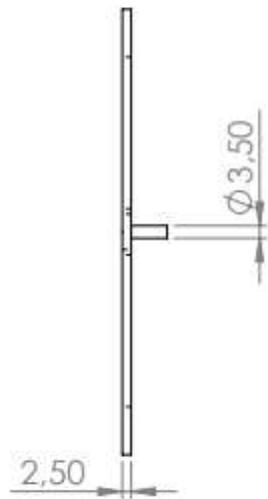
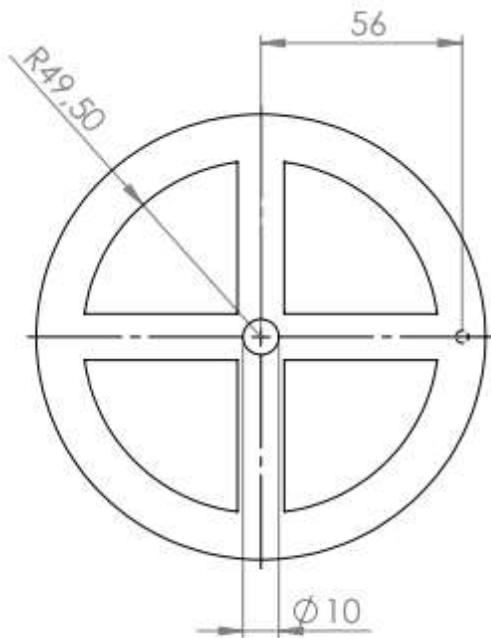
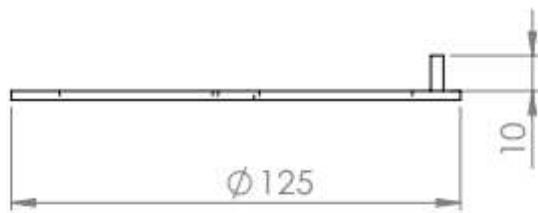
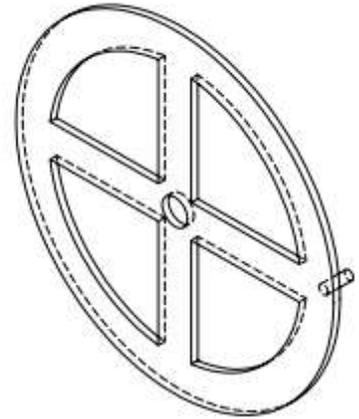
	FECHA		UNIVERSIDAD DE PIURA FACULTAD DE INGENIERÍA	
DIBUJADO				
REVISADO				
Punzón 2			PLANO DE DETALLE	ESCALA 1:1
FABRIZIO ALEJANDRO ROJAS BELLETICH				Medidas en mm



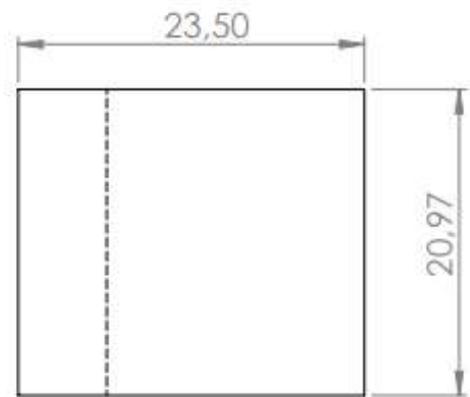
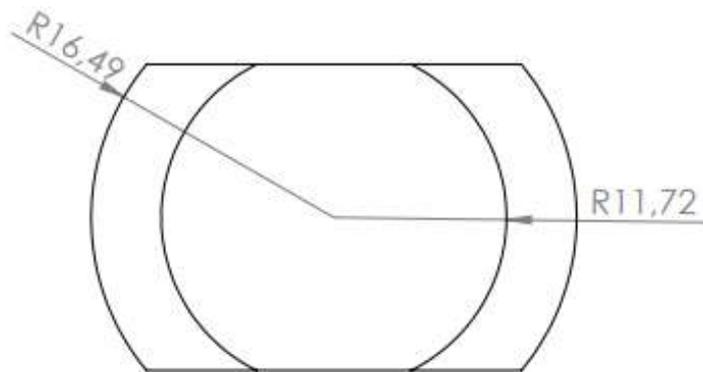
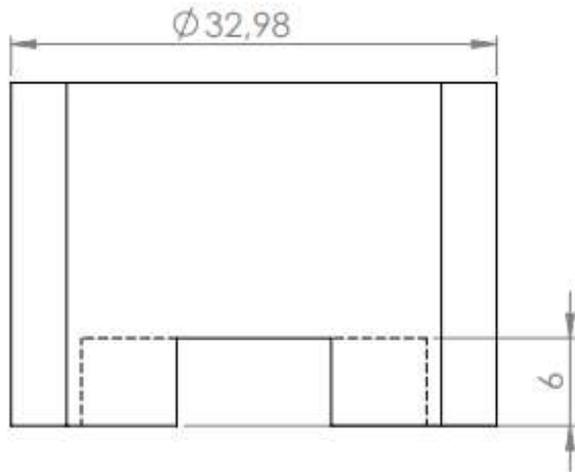
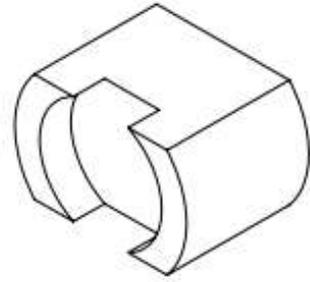
	FECHA		UNIVERSIDAD DE PIURA FACULTAD DE INGENIERÍA	
DIBUJADO				
REVISADO				
U2 Corona			PLANO DE DETALLE	<i>ESCALA 2:1</i>
FABRIZIO ALEJANDRO ROJAS BELLETICH				<i>Medidas en mm</i>



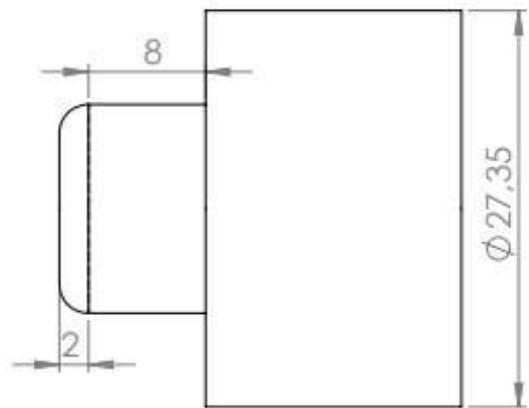
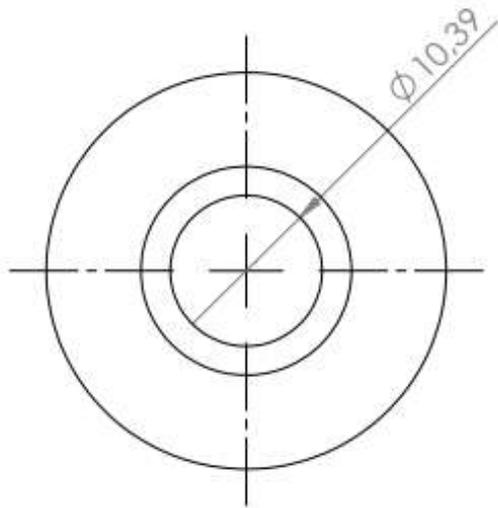
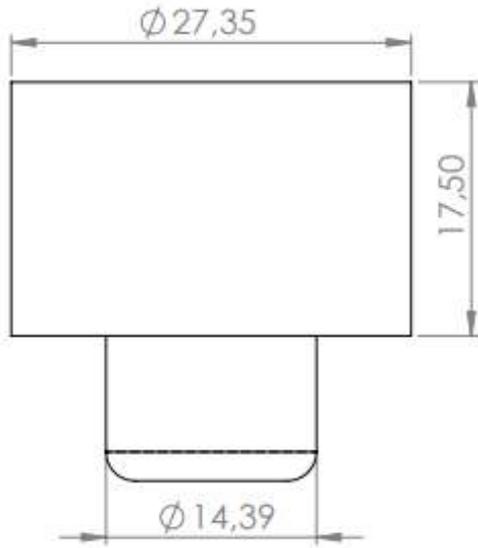
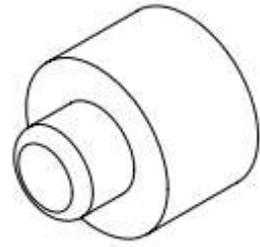
	FECHA		UNIVERSIDAD DE PIURA FACULTAD DE INGENIERÍA	
DIBUJADO				
REVISADO				
Matriz Hexagonal Conformado de la corona			PLANO DE DETALLE	ESCALA 2:1
FABRIZIO ALEJANDRO ROJAS BELLETICH				Medidas en mm



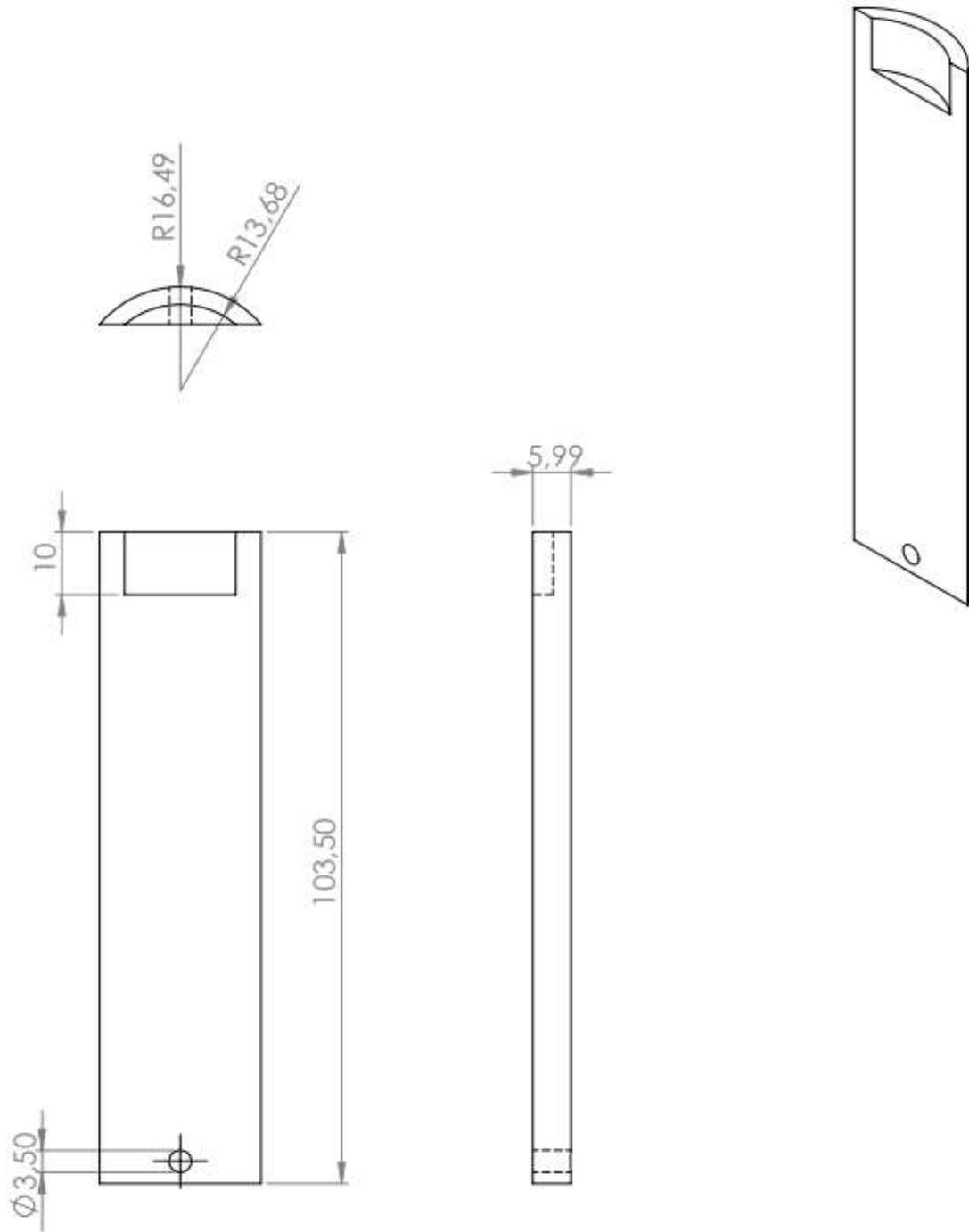
	FECHA		UNIVERSIDAD DE PIURA FACULTAD DE INGENIERÍA	
DIBUJADO				
REVISADO				
Manivela			PLANO DE DETALLE	ESCALA 1:2
FABRIZIO ALEJANDRO ROJAS BELLETICH				Medidas en mm



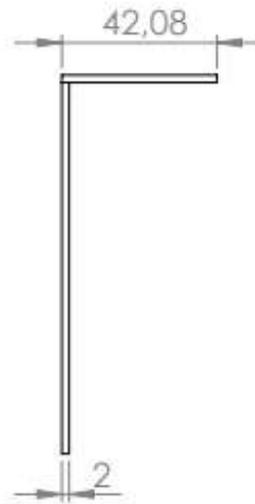
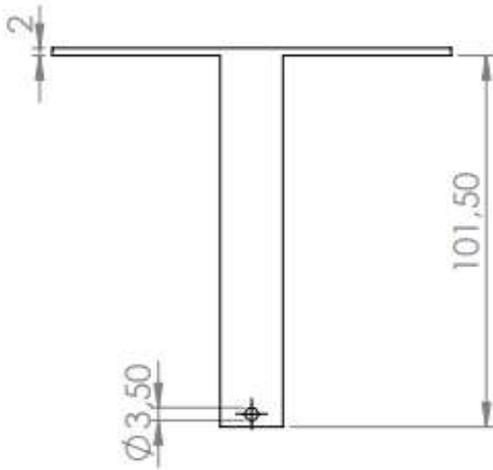
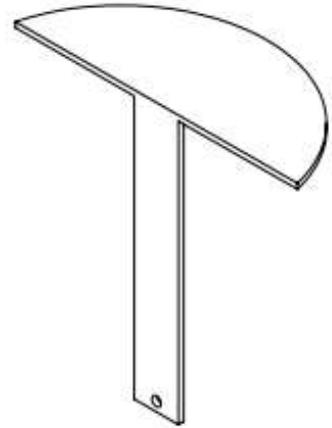
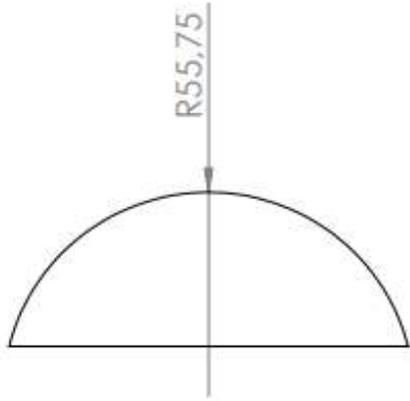
	FECHA		UNIVERSIDAD DE PIURA FACULTAD DE INGENIERÍA	
DIBUJADO				
REVISADO				
Matriz A			PLANO DE DETALLE	<i>ESCALA 2:1</i>
FABRIZIO ALEJANDRO ROJAS BELLETICH				<i>Medidas en mm</i>



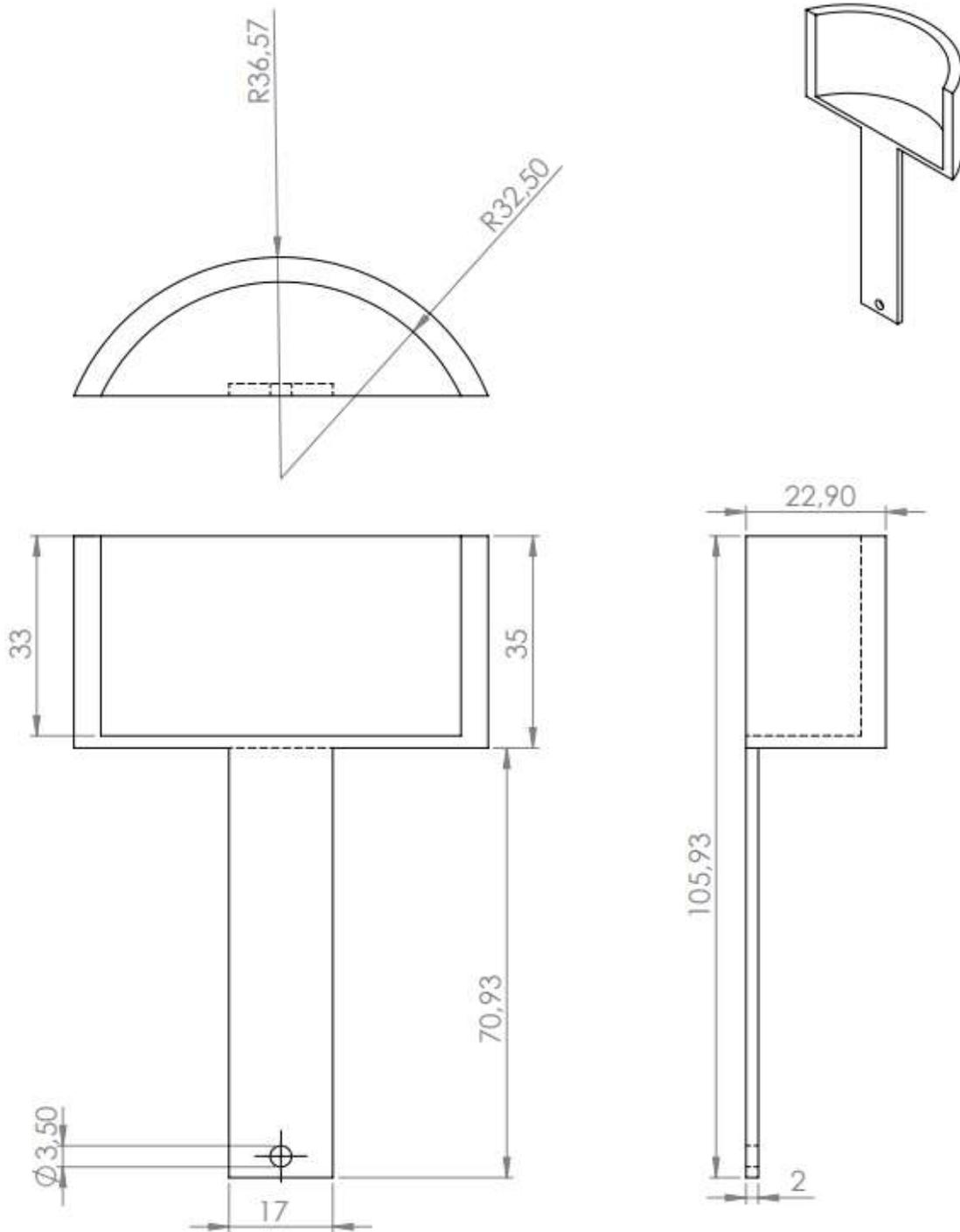
	FECHA		UNIVERSIDAD DE PIURA FACULTAD DE INGENIERÍA	
DIBUJADO				
REVISADO				
Matriz Final			PLANO DE DETALLE	ESCALA 2:1
FABRIZIO ALEJANDRO ROJAS BELLETICH				Medidas en mm



	FECHA		UNIVERSIDAD DE PIURA FACULTAD DE INGENIERÍA	
DIBUJADO				
REVISADO				
Móvil A			PLANO DE DETALLE	ESCALA 1:1
FABRIZIO ALEJANDRO ROJAS BELLETICH				Medidas en mm



	FECHA		UNIVERSIDAD DE PIURA FACULTAD DE INGENIERÍA	
DIBUJADO				
REVISADO				
Móvil B			PLANO DE DETALLE	ESCALA 1:2
FABRIZIO ALEJANDRO ROJAS BELLETICH				Medidas en mm



	FECHA		UNIVERSIDAD DE PIURA FACULTAD DE INGENIERÍA	
DIBUJADO				
REVISADO				
Móvil C			PLANO DE DETALLE	<i>ESCALA 1:1</i>
FABRIZIO ALEJANDRO ROJAS BELLETICH				<i>Medidas en mm</i>