

DISEÑO DE UNA MÁQUINA ENSAMBLADORA DE CADENAS PARA LA
EMPRESA FANTAXIAS LTDA.

HALBERT RODRÍGUEZ JULIO

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE BUCARAMANGA
FACULTAD DE INGENIERIA MECATRONICA
ESCUELA DE CIENCIAS NATURALES E INGENIERÍA

2005

DISEÑO DE UNA MÁQUINA ENSAMBLADORA DE CADENAS PARA LA
EMPRESA FANTAXIAS LTDA.

HALBERT RODRÍGUEZ JULIO

Tesis de Grado

Ing. Silvio Rafael Cuello de Ávila
Docente de Electrónica de Potencia

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE BUCARAMANGA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECATRÓNICA
ESCUELA DE CIENCIAS NATURALES E INGENIERÍA
BUCARAMANGA

2005 •

Nota de aceptación

Firma del presidente del jurado

Firma del jurado

Firma del jurado

AGRADECIMIENTOS

Le doy gracias a Dios, por haberme dado la fuerza e inteligencia necesaria para desarrollar este proyecto, porque estoy seguro que en ningún momento me desamparó. A mis padres, les agradezco su apoyo y amor sin medida en los momentos más difíciles de esta etapa de mi vida, con quienes espero celebrar este y otros triunfos así, como sufrieron mis derrotas.

A mis hermanos mayores que siempre me mostraron el camino que debía seguir con su apoyo y amistad incondicional. Por último pero no menos importante quiero agradecer al Ing. Silvio Rafael Cuello de Ávila por la colaboración prestada en el desarrollo de este proyecto y al Ing. Eduardo Niño Ruiz Gerente General de la Empresa Fantasías Ltda. por haber depositado su confianza en mí para llevar a cabo este proyecto.

A mi madre la mujer mas importante en mi vida por demostrarnos a diario a mis hermanos y a mí que somos lo más importante en su vida. Por todo lo que has sacrificado para que yo en este momento me encuentre escribiendo estas palabras, por todo eso y muchas cosas más esta tesis es para ti.

TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	1
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA Y JUSTIFICACIÓN	2
OBJETIVO GENERAL	4
OBJETIVOS ESPECIFICOS	4
METODOLOGÍA DE DISEÑO MECATRÓNICO	6
ANTECEDENTES	9
1. MÁQUINAS ENSAMBLADORAS DE CADENAS	11
2. AIRE COMPRIMIDO	13
3. UNIDAD DE MANTENIMIENTO FRL	17
3.1 FILTRO DE AIRE	18
3.2 REGULADOR DE PRESIÓN	21
3.3 LUBRICADOR	23
4. CILINDROS NEUMÁTICOS	25
4.1. CILINDROS DE DOBLE EFECTO	25
4.1.1 Cálculo de la fuerza	28

4.1.2 Consumo de aire en cilindros	29
4.2 DETECTORES MAGNETICOS	31
5. VÁLVULAS DE CONTROL DE DIRECCIÓN	33
5.1 POSICIÓN DE LA VÁLVULA	33
5.2 CONTROL DE LA VÁLVULA	34
5.2.1 Con Electroimán	34
5.2.2 Neumático	35
5.2.3 Mecánico	35
5.2.4 Manual	36
5.2.5 Electroneumático	37
5.3 ELECTROVÁLVULAS	37
6. VÁLVULAS REGULADORAS DE CAUDAL UNIDIRECCIONAL	39
7. PROCESO DE DOBLADO	41
7.1 LIMITES DEL DOBLADO	42
7.1.1 La cáscara de naranja	42
7.1.2 La estricción localizada	43
7.1.3 La fractura	44
7.1.4 La exfoliación y agrietamiento	44
7.2 ESFUERZOS Y RECUPERACIÓN ELÁSTICA	46
7.2.1 Sobredoblado	48
7.2.2 Deformación plástica al final de la carrera	48
7.2.3 Compresión sobre la zona doblada	49
7.2.4 Fuerza de doblado	50

8. CONTROLADORES LÓGICOS	52
8.1 CONTROLADORES LÓGICOS SECUENCIALES	54
8.2 CONTROLADORES LÓGICOS SÍNCRONOS	56
8.2.1 Registro activado por flancos	57
8.2.2 Registros activados por niveles	58
9. DISEÑO MECATRONICO DE LA MAQUINA ENSAMBLADORA DE CADENAS	60
DISEÑO MECÁNICO DEL PROTOTIPO	61
9.1 ALIMENTADOR AUTOMÁTICO	61
9.2 FRENADO Y POSICIONAMIENTO DEL ALIMENTADOR AUTOMÁTICO	70
9.3 DISEÑO DEL SISTEMA DE CARGA DE PRENSADO	74
MODELACIÓN CINÉMÁTICA Y DINÁMICA	79
9.4 CILINDRO NEUMÁTICO DEL ALIMENTADOR AUTOMÁTICO	79
9.5 CILINDRO NEUMÁTICO DEL SISTEMA DE CARGA DE PRENSADO	82
ANÁLISIS DE ESFUERZOS	87
MODELO DE CONTROLADOR	91
9.6 CIRCUITO NEUMÁTICO	91
DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL	95
CONCLUSIONES	99
BIBLIOGRAFIA	101

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Metodología de diseño mecatrónico.	6
Figura 2. Metodología de diseño de la máquina ensambladora de cadenas.	7
Figura 3. Máquina ensambladora de cadenas.	12
Figura 4. Máquina ensambladora de cadenas.	12
Figura 5. Fluidez, compresibilidad y elasticidad del aire.	14
Figura 6. La deformación experimentada es directamente proporcional a la fuerza aplicada.	15
Figura 7. Regulación del flujo por medio del estrangulamiento.	16
Figura 8. Unidad de Mantenimiento FRL.	18
Figura 9. Diagrama esquemático del filtro en el sistema de la línea de aire.	20
Figura 10. Regulador de presión de un sistema neumático.	22
Figura 11. Diagrama esquemático de un lubricador.	24
Figura 12. Partes esenciales de un cilindro de doble efecto.	25
Figura 13. Cilindro con amortiguación regulable.	27
Figura 14. Calculo de la fuerza de avance y retroceso de los cilindros neumáticos.	29

Figura 15. Consumo de aire comprimido para los cilindros de doble efecto.	30
Figura 16. Pistón dotado de un imán permanente con el detector.	32
Figura 17. Control de la válvula con electroimán.	34
Figura 18. Control de la válvula neumático.	35
Figura 19. Control de la válvula mecánico.	36
Figura 20. Control de la válvula manual.	36
Figura 21. Control de la válvula electroneumático.	37
Figura 22. Mando electromagnético de una válvula.	38
Figura 23. Válvula reguladora de caudal unidireccional.	39
Figura 24. Características del proceso de doblado.	41
Figura 25. Deformación de materiales hexagonales.	45
Figura 26. Dimensiones usadas para caracterizar la recuperación elástica.	47
Figura 27. Sobredoblado.	48
Figura 28. Deformación plástica al final de la carrera.	49
Figura 29. Compresión sobre la zona doblada.	50
Figura 30. Conexión de un controlador lógico a un proceso industrial.	52
Figura 31. Sistema de control en lazo abierto.	53
Figura 32. Sistema de control en lazo cerrado.	54
Figura 33. Diagrama de bloques de un sistema secuencial.	55
Figura 34. Sistema secuencial síncrono.	57
Figura 35. Controlador lógico síncrono con sincronización de las variables de entrada mediante un registro activado por flancos.	59

Figura 37. Estado inicial y final de la cadena a ensamblar.	60
Figura 38. Alimentador automático.	61
Figura 39. Tapa superior del alimentador automático.	62
Figura 40. Base o tapa inferior del alimentador automático.	63
Figura 41. Piñón de estaciones de trabajo.	63
Figura 42. Pistón de avance del alimentador automático.	64
Figura 43. Pieza interna del pistón de avance.	64
Figura 44. Soporte del cilindro neumático.	65
Figura 45. Cilindro neumático para la rotación del alimentador automático.	65
Figura 46. Freno mecánico interno del alimentador automático.	66
Figura 47. Avance y retroceso del cilindro neumático.	67
Figura 48. Giro del piñón de estaciones de trabajo.	68
Figura 49. Freno mecánico interno.	69
Figura 50. Disco del alimentador automático de doce estaciones.	69
Figura 51. Alimentador automático de la máquina ensambladora de cadenas.	70
Figura 52. Cilindro neumático (frenado y posicionamiento).	71
Figura 53. Soporte del cilindro neumático (frenado y posicionamiento).	72
Figura 54. Frenado y posicionamiento del disco.	73
Figura 55. Máquina de pines.	74
Figura 56. Sistema de carga de prensado.	75
Figura 57. Porta-troquel.	76
Figura 58. Troquel.	77

Figura 59. Doblado del <i>eslabón</i> .	77
Figura 60. Cilindro neumático de carga de prensado.	78
Figura 61. Diagrama de cuerpo libre del pistón de avance y del piñón.	79
Figura 62. Análisis Von Mises para el piñón de estaciones de trabajo.	87
Figura 63. Análisis Von Mises para la pieza interna del pistón de avance.	88
Figura 64. Análisis Von Mises para el eje de la pieza interna del pistón de avance.	88
Figura 65. Análisis Von Mises para el eje acoplado al cilindro del alimentador.	89
Figura 66. Análisis Von Mises para el freno mecánico.	89
Figura 67. Análisis Von Mises para el pistón de avance.	90
Figura 68. Análisis Von Mises para el troquel.	90
Figura 69. Circuito neumático.	92
Figura 70. PLC de Telemecanique, Zelio SR2 E121BD.	94
Figura 71. Circuito electrónico.	96
Figura 72. Diagrama de estados.	97
Figura 73. Modelo en CAD de la máquina ensambladora de cadenas.	98

INTRODUCCIÓN

La investigación de los diferentes tipos de mecanismos utilizados actualmente en la industria para ensamblar cadenas, es tomada como punto de partida en la elaboración de este proyecto para realizar un análisis exhaustivo de las características de funcionamiento de estos mecanismos y las propiedades mecánicas de las diferentes piezas o partes que lo conforman. La información que se puede llegar a reunir sobre los mecanismos empleados por las máquinas ensambladoras de cadenas es muy poca, debido a que el tipo de cadena con el cual la empresa Fantaxías Ltda. desea incursionar en el mercado es un diseño novedoso elaborado actualmente en forma manual.

Por lo tanto la complejidad del diseño de una nueva máquina ensambladora de cadenas, se basa en tratar de llevar este proceso manual y artesanal a una máquina semiautomática supervisada por un operario. Sin embargo, las máquinas ensambladoras de cadenas de Fantaxías Ltda. son un punto de apoyo para imaginar la forma de resolver este problema y finalmente diseñar una máquina que cumpla con todos los estándares propios de la Ingeniería Mecatrónica: como lo es el diseño mecánico en la carga de prensado del sistema, el sistema de alimentación del material, la secuencia de los actuadores neumáticos y por supuesto la lógica de control de los mismos.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA Y JUSTIFICACIÓN

Fantaxías Ltda. es una empresa dedicada a la fabricación de herrajes y hebillas para la industria del calzado y en general. Actualmente tiene un mercado de exportación a seis países Venezuela, Ecuador, Guatemala, Perú, Honduras, Costa Rica.

Fantaxías Ltda. tiene como una de sus actividades, la fabricación de *cadena eslabonada*, que comúnmente vemos en artículos de uso personal como: llaveros, bolsos, etc. Para llevar a cabo este proceso Fantaxías Ltda. actualmente cuenta con dos máquinas ensambladoras de cadenas, inicialmente a estas máquinas se les introduce la punta de un rollo de alambre con el que se va a fabricar la cadena, después ejecutan el corte de los eslabones de la cadena y por ultimo hace el doblado y cierre de del eslabón a su vez uniéndolo con el anterior, formando así la *cadena eslabonada*.

En estos momentos Fantaxías Ltda. busca la manera de incursionar en el mercado con diferentes tipos de cadenas, que constan de aros u otra clase de figura, previamente fabricadas por otras máquinas ya sea por troquelera en el caso de los aros ó por fundición si es otra clase de figura. Estos aros ó figuras son sujetos entre sí por pasadores en forma de grapa también fabricadas con

anterioridad, estas son las características del nuevo tipo de cadena con la cual Fantaxías Ltda. desea entrar en el mercado. De allí nace la necesidad de proponer el diseño de una nueva máquina ensambladora de cadenas que cumpla con los estándares propios de la Ingeniería Mecatrónica y necesidades de la empresa ya antes mencionada.

OBJETIVO GENERAL

Diseñar una máquina ensambladora de cadenas para la empresa Fantaxías Ltda. desde el punto de vista mecánico (actuadores neumáticos), electrónico y sistema de control de funcionamiento.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- ✓ Investigar los diferentes tipos de mecanismos utilizados actualmente en la industria para ensamblar cadenas, y analizar sus características de funcionamiento.
- ✓ Diseñar y seleccionar los materiales de las diferentes piezas que componen a la máquina ensambladora de cadenas.
- ✓ Diseñar el algoritmo de programación y circuito electrónico para el manejo de la lógica de control de la máquina ensambladora de cadenas.

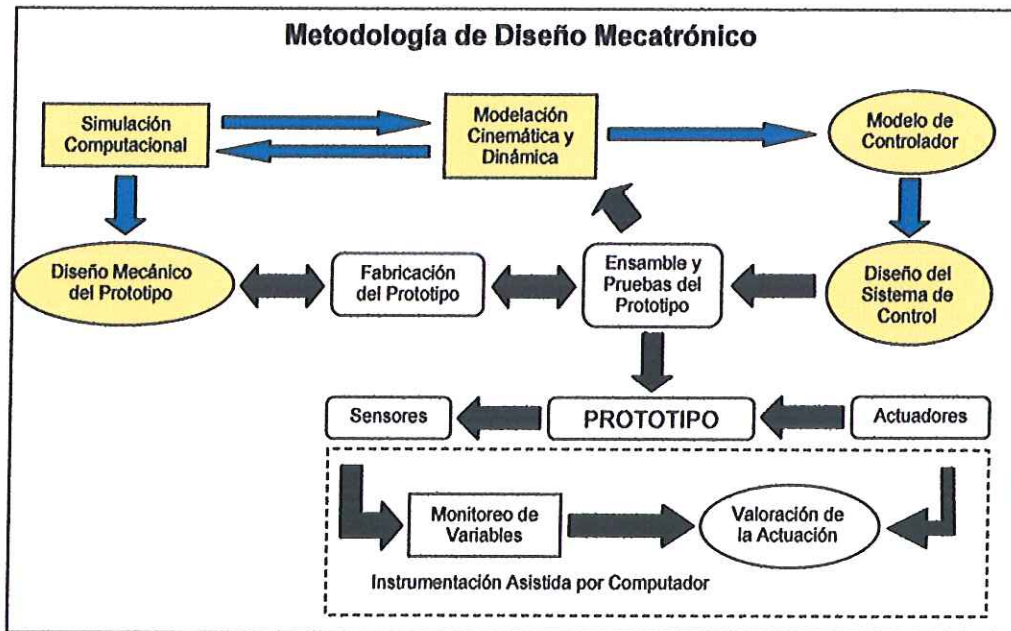
- ✓ Realizar el diseño de la máquina ensambladora de cadenas con un modelo en CAD que cumpla con los estándares propios de la ingeniería, apoyado en un software de diseño gráfico (SolidWorks).

- ✓ Realizar una simulación computacional del funcionamiento mecánico de la máquina ensambladora de cadenas.

METODOLOGÍA DE DISEÑO MECATRÓNICO

La metodología de diseño mecatrónico planteada por el Dr. José Emilio Vargas Soto, es aplicada en este proyecto para el desarrollo de diseño de la máquina ensambladora de cadenas.

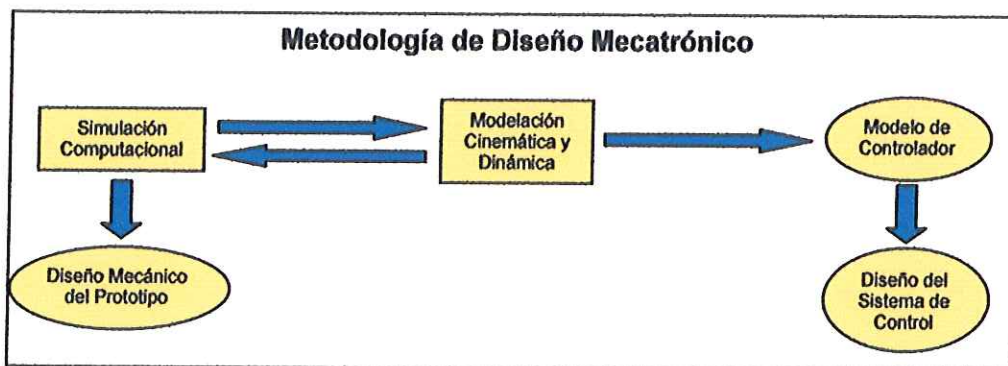
Figura 1. Metodología de diseño mecatrónico.



Dr. José Emilio Vargas Soto

Los bloques resaltados en color amarillo del diagrama anterior, son las diferentes etapas que se realizarán durante el proceso de diseño de la máquina. Las flechas de color azul indican de qué forma intervienen cada una de estas etapas en la metodología de diseño mecatrónico propuesta, que se muestra en el siguiente diagrama.

Figura 2. Metodología de diseño de la máquina ensambladora de cadenas.



Halbert Rodríguez Julio

El desarrollo de la metodología de diseño mecatrónico propuesta para la máquina ensambladora de cadenas, implica la realización de una serie de tareas.

- ✓ Marco teórico. Los libros, la Internet, las revistas e incluso otros proyectos de grados, son fuentes de información que pueden ser consultados con el fin

de obtener mas información sobre el tema objeto de estudio y después documentarlo como soporte a la investigación.

- ✓ Visitas industriales. El propósito de estas visitas industriales, es observar diferentes clases de mecanismos que puedan ser implementados en el proceso de ensamble de la cadena y analizar su principio de funcionamiento.
- ✓ Selección de materiales. Es importante conocer las características de diseño de construcción de los elementos y las propiedades mecánicas de las piezas que conforman a la máquina.
- ✓ Variables que intervienen en el proceso. Identificando los parámetros que intervienen durante el proceso de ensamble de la cadena, se diseña el sistema de control que opera a la máquina.
- ✓ Modelo en CAD. Utilizando un software de diseño gráfico (SolidWorks), se diseña un modelo de la estructura mecánica de la máquina. Esto comprende un análisis cinemático y dinámico del modelo para determinar el comportamiento de la máquina seguido de una simulación computacional.

ANTECEDENTES

Fantaxías Ltda. es una empresa dedicada a la fabricación de herrajes y hebillas para la industria del calzado y en general. Este proceso de manufactura es realizado completamente en sus instalaciones, empezando por la elaboración de los moldes de las figuras deseadas por los clientes, este molde es elaborado en una silicona con propiedades resistentes al calor, por dos razones: la primera es por el templado de esta misma después de haber hecho el molde para solidificarlo y la segunda es porque después de fundir el material, este se vierte en los moldes cuando se encuentran en las maquinas centrifugas.

Luego a los herrajes se les retira el material que les sobra, el cual se introducen de nuevo en los hornos y así evitar el desperdicio. Posteriormente los herrajes son llevados a la sección de limado y pulido para quitar algunas impurezas que han adquirido en el proceso. Por último son llevados a la sección de galvánica donde reciben baños electroquímicos; en caso tal si los herrajes o hebillas tienen otro tipo de características como pueden ser la pintura de alguna figura en particular en la sección de pintura se lleva cabo este proceso y terminan en un horno eléctrico para el secado final de la pintura.

No esta de más decir que todos los productos son previamente revisados por un personal calificado para observar si tienen algún tipo de error que pueda estropear con la regla número uno de calidad y después es empacado y entregado a sus respectivos dueños. Como se puede ver los antecedentes de Fantaxías Ltda. muestran que la elaboración de cadenas tampoco es algo ajeno ni mucho menos desconocido al trabajo que se ha venido realizando desde hace varios años, por eso se desea diseñar una nueva máquina y así estar a la vanguardia en el mundo de los herrajes.

1. MÁQUINAS ENSAMBLADORAS DE CADENAS

Las máquinas ensambladoras de cadenas que actualmente se encuentran laborando en la industria, tienen un complejo sistema de funcionamiento compuesto por una serie de mecanismos que van desde la entrada o alimentación de la materia prima (*alambre*), hasta la entrega del producto deseado (*cadena eslabonada*). El tamaño de los eslabones así como las propiedades mecánicas del material a trabajar, son los parámetros de medida utilizados para la construcción de este tipo de máquinas.

Normalmente el movimiento de los mecanismos que conforman a la máquina es generado por medio de un moto-reductor trifásico a 220 VAC. La puesta en marcha de la máquina genera un alto nivel de ruido, debido a que el moto-reductor transmite su energía mecánica a un mecanismo el cual realiza una tarea específica, y también genera el movimiento de otro mecanismo hasta que todo el sistema trabaje en conjunto para ensamblar la cadena. Para tener una mejor idea de cómo están constituidas físicamente estas máquinas, en las figuras 3 y 4 se pueden observar dos diferentes tipos de máquinas ensambladoras de cadenas.

Figura 3. Máquina ensambladora de cadenas.



FANTAXIAS LTDA. Halbert Rodríguez Julio

Figura 4. Máquina ensambladora de cadenas.



FANTAXIAS LTDA. Halbert Rodríguez Julio

2. AIRE COMPRIMIDO

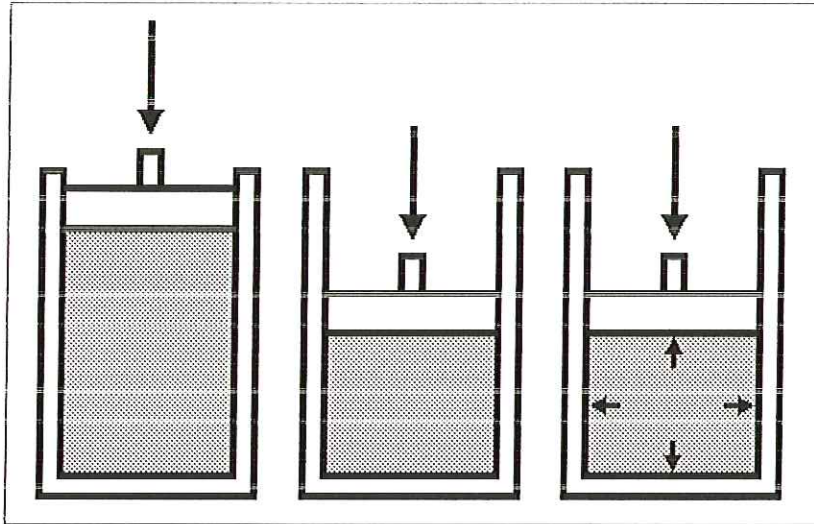
Actualmente en la industria, los sistemas neumáticos son los más utilizados en diferentes procesos de prensado sometidos a bajas presiones y en los alimentadores automáticos para transformar los movimientos lineales en circulares. Para dar inicio al tema es importante mencionar el concepto, características y el proceso de generación del aire comprimido, ya que esta será la fuente de energía utilizada en el diseño de la maquina ensambladora de cadenas.

El aire comprimido empleado en la industria es aire de la atmósfera sometido a presiones de hasta unos 12 bar (12 KPa/cm²) aproximadamente. Es una energía fácilmente transportable, pero no se recomiendan grandes distancias en su distribución debido a las pérdidas de carga que se originan en tuberías y racores de unión. Se puede almacenar en depósitos que eviten el continuo funcionamiento de los compresores con lo cual se alarga la vida de estas máquinas.

El aire, es un gas casi perfecto caracterizándose esencialmente por su fluidez, compresibilidad y elasticidad. La fluidez permite a sus partículas no ofrecer resistencia apenas al deslizamiento; la compresibilidad, hace que una determinada cantidad de gas pueda reducir su volumen si éste se encuentra en un recinto herméticamente cerrado; la elasticidad permite que al comprimirlo en ese mismo

recinto, ejerza sobre sus paredes una determinada presión, normal a las superficies de contacto.

Figura 5. Fluidez, compresibilidad y elasticidad del aire.

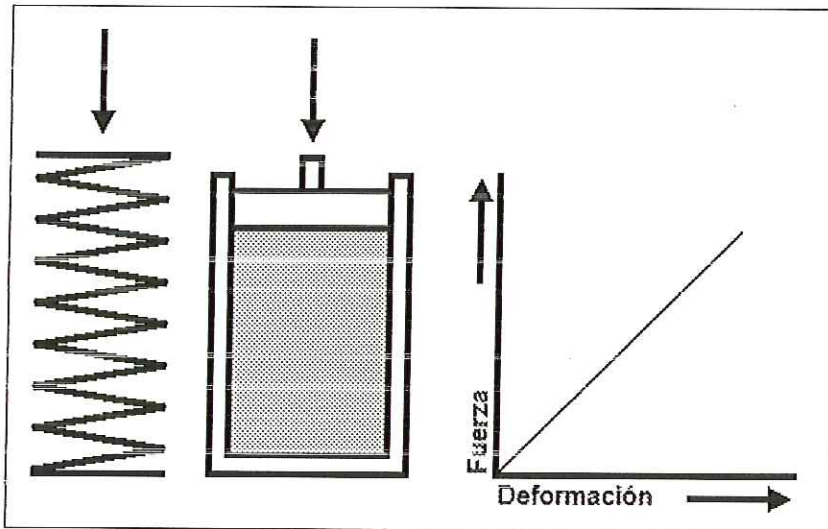


SISTEMAS NEUMÁTICOS PRINCIPIOS Y MANTENIMIENTO. S. R. Majumdar

Según el uso que se haga del aire comprimido la compresibilidad puede ser positiva, o bien, resultar perjudicial. Así, al someter a compresión el aire encerrado dentro de un cilindro, el pistón cede y, al igual que un resorte helicoidal mecánico, la deformación experimentada será directamente proporcional a la fuerza aplicada. Constituye pues el aire un excelente resorte que puede ser utilizado como elemento amortiguador, cuando el volumen está controlado sin escape posible, o

bien, con el escape regulado. Los mecanismos accionados con este medio son mecanismos que poseen cierta elasticidad y capacidad de amortiguamiento. Esta cualidad resulta negativa en un buen número de casos., debido precisamente a este retroceso del pistón antes aludido, si se supera una determinada fuerza de reacción. También es problemática la imposibilidad de detener la carrera del cilindro cuando éste deja de ser alimentado. Si el caudal de alimentación de aire se detiene bruscamente, el cilindro no para, sino que sigue avanzando hasta que las fuerzas de una y otra cámara se expansiona, ya que en la otra no existe retención por estar el aire con la atmósfera.

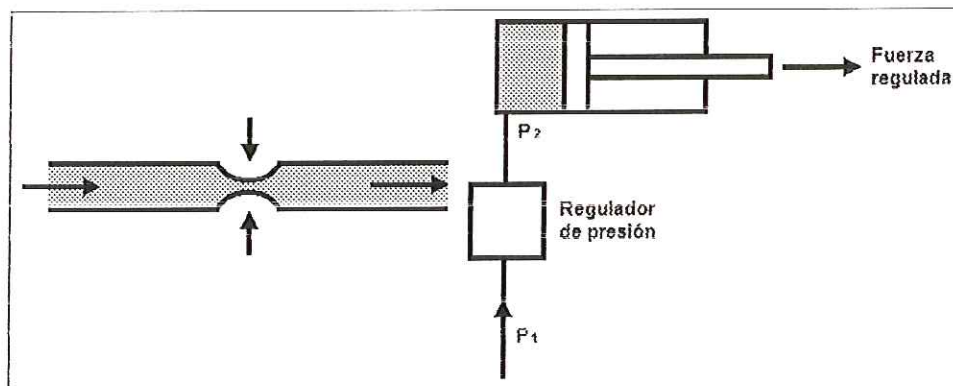
Figura 6. La deformación experimentada es directamente proporcional a la fuerza aplicada.



SISTEMAS NEUMÁTICOS PRINCIPIOS Y MANTENIMIENTO. S. R. Majumdar

Otra de las características que ofrece este medio de transmisión es que el aire comprimido es antideflagrante, y por tanto, insustituible en ambientes explosivos o con riesgo de incendio. Puede también regularse el flujo con facilidad, simplemente estrangulando el paso. Y otra de las cualidades notables que ofrece el aire comprimido, es la de poder regular los esfuerzos en los elementos de trabajo, controlando la presión del fluido.

Figura 7. Regulación del flujo por medio del estrangulamiento.



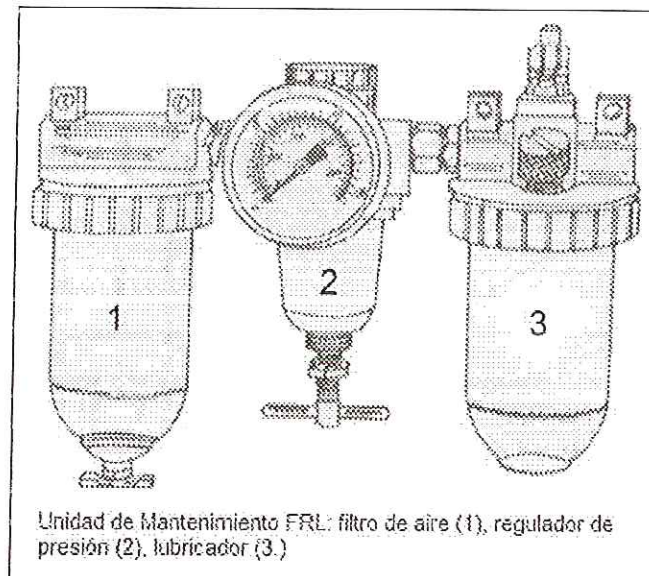
SISTEMAS NEUMÁTICOS PRINCIPIOS Y MANTENIMIENTO. S. R. Majumdar

3. UNIDAD DE MANTENIMIENTO FRL

El aire que es succionado por el compresor no se encuentra limpio, debido a la presencia de diversos tipos de contaminantes de la atmósfera. Es más, el aire que alimenta al sistema desde el compresor se contamina todavía más, en virtud de la generación de contaminantes corriente abajo. También es un hecho que la presión del aire rara vez permanece estable debido a la posibilidad de fluctuaciones en la línea. Por consiguiente, para poder suministrar aire comprimido limpio, puro y sin contaminación, es necesario filtrar el aire.

El rendimiento y exactitud del sistema depende en gran parte de la estabilidad de la presión del suministro de aire. Por lo tanto, un filtro de aire y un regulador de presión en la línea ocupan un lugar importante en el sistema neumático, junto con un tercer componente: un lubricador de la línea de aire. La función principal del lubricador es proporcionar el aire con una película lubricante de aceite. Estas tres unidades en conjunto se conocen como unidad de mantenimiento o unidad FRL, figura 8. De donde, los tres elementos principales de una unidad FRL son: filtro de aire (1), regulador de presión (2) y lubricador (3).

Figura 8. Unidad de Mantenimiento FRL.



SISTEMAS NEUMÁTICOS PRINCIPIOS Y MANTENIMIENTO. S. R. Majumdar

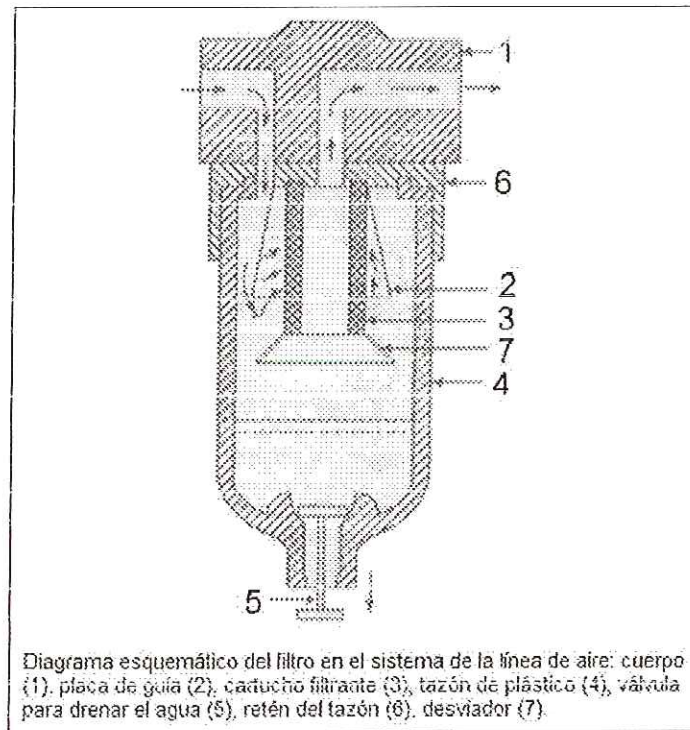
3.1 FILTRO DE AIRE

Es utilizado para realizar las siguientes funciones: impedir la entrada de contaminantes sólidos al sistema, condensar y extraer el vapor de agua que se encuentre presente en el aire que pasa por él, y retener todas las partículas con tamaño inferior a una micra que puedan plantear un problema en los componentes del sistema. El componente principal del filtro, figura 9, es su cartucho, el cual se fabrica principalmente de latón o bronce sinterizados. El espesor del cartucho sinterizado ayuda a proporcionar un paso aleatorio en zigzag para que el aire

fluya, lo cual, a su vez, asegurará la retención de partículas sólidas en ese cartucho. El vapor de agua se condensa en el interior del filtro y se recoge en el fondo del tazón del mismo, el cual está fabricado en su mayor parte de material plástico transparente para facilitar la visibilidad. También es posible separar del aire la mayor parte de las partículas extrañas más grandes y recogerlas en el fondo del tazón. Las partículas extrañas más finas restantes se mueven junto con el aire y pasan a través del cartucho, y éstas son retenidas de acuerdo con el tamaño de poro del filtro suministrado según las necesidades de filtración del sistema.

En el fondo del tazón del filtro se tiene una válvula de conexión y desconexión para drenaje, la cual podría abrirse en forma manual para extraer el agua y otras partículas sólidas acumuladas. Se debe tener cuidado en ver que el filtro no se obstruya de manera excesiva, en cuyo caso se tendrá en el sistema una caída excesiva e indeseable en la presión del aire.

Figura 9. Diagrama esquemático del filtro en el sistema de la línea de aire.



SISTEMAS NEUMÁTICOS PRINCIPIOS Y MANTENIMIENTO. S. R. Majumdar

La capacidad nominal del elemento filtrante es el criterio principal de selección. Esta capacidad se debe acoplar con las necesidades de todos los componentes corriente abajo. Se deben considerar la capacidad de flujo y la presión nominal del filtro. Por último, el tamaño de la lumbrera se debe acoplar con la tubería del sistema para evitar las caídas innecesarias en la presión a través de adaptadores de restricción. Otras selecciones que se hacen para la aplicación son el material del tazón y el tipo de drenaje.

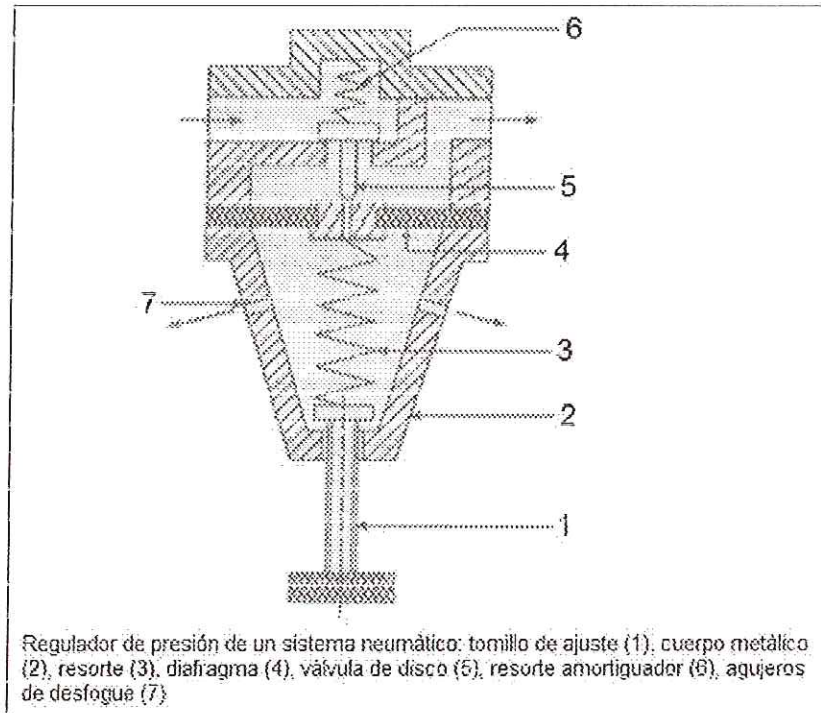
3.2 REGULADOR DE PRESIÓN

En la figura 10, se muestra la construcción interna de un regulador de presión de un sistema neumático. La función principal de esta válvula es regular la presión entrante al sistema, de modo que pueda fluir la presión deseada del aire en una condición estable. La válvula tiene un cuerpo metálico (2) con dos aberturas: primaria y secundaria. La regulación de la presión se logra al abrir la válvula de disco con movimiento vertical (5) en una cantidad medida que sea proporcionada con el nivel deseado de la presión que debe lograrse. Esto se logra por medio de un tornillo ajustable (1). El tornillo de ajuste moverá el diafragma (4) hacia arriba y, de este modo, hará que no se asiente el disco, creando en consecuencia una abertura para dejar que el aire fluya del lado primario al secundario.

La abertura de la válvula y, por consiguiente, la presión del aire que fluye a través de ella serán directamente proporcionales a la compresión del resorte (3) que se encuentra debajo del diafragma. En muchos casos, la válvula tiene dos agujeros de desfogue, a través de los cuales se deja salir el aire comprimido hacia la atmósfera, en el caso de que la presión secundaria se eleve hasta un nivel no deseable para el sistema. El resorte (6) que se encuentra al otro lado del disco ayuda al actuar como un dispositivo amortiguador necesario para estabilizar la presión. Antes de seleccionar un regulador deben determinarse la presión nominal de admisión y el rango controlado corriente abajo, así como la capacidad del flujo. El tamaño de la lumbrera debe acoplarse con el tamaño de la tubería. Otras

consideraciones son el tiempo requerido de respuesta, la capacidad de alivio y el tipo de ajuste.

Figura 10. Regulador de presión de un sistema neumático.



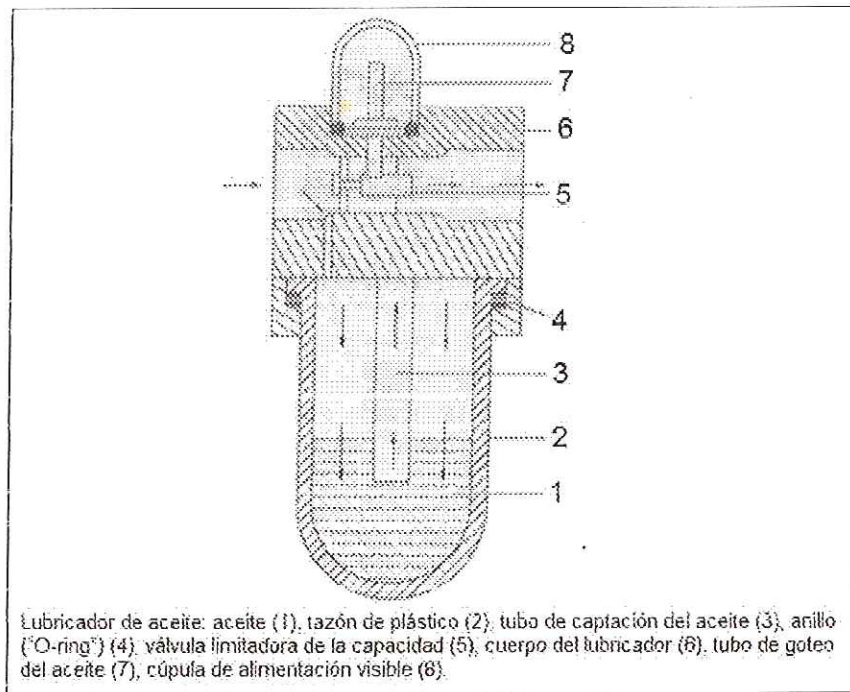
SISTEMAS NEUMÁTICOS PRINCIPIOS Y MANTENIMIENTO. S. R. Majumdar

3.3 LUBRICADOR

En la figura 11, se muestra un diagrama esquemático de un lubricador. Se deja pasar el aire comprimido que proviene del regulador por la angosta contracción que se encuentra en el interior del lubricador. De este paso estrechado, se deja fluir el aceite (1) al interior del tazón (2) que contiene el aceite y también hacia el interior de un pequeño tubo sifón (3). Lentamente, se produce una diferencia de presión entre el aire que se encuentra en el sifón y en el tazón. Debido a la presencia de la diferencia de presión, de modo natural el aceite es comprimido hacia arriba y pasa a la parte superior del domo de alimentación visible (8), a través de una válvula controladora del aceite (5), cuya función principal es controlar la cantidad de aceite que pasa por ella. Se forman las gotas de aceite para caer en el paso estrechado principal (7), en donde el aire tendrá alta velocidad y, en consecuencia, se rompen esas gotas para formar una neblina de aire y aceite que fluye hacia el sistema.

El factor más importante en la formación de la neblina es la calidad del aceite; es decir, su viscosidad y la presión del sistema. Con la presión alta, la película lubricante sobre las partes componentes correlativas pueden quedar sujetas a una intensa fuerza de ruptura con lo que, por consiguiente, se necesita un aceite de alta viscosidad; por otra parte, se ha observado que los aceites de baja viscosidad forman una neblina mejor y, por tanto, siempre garantizarán una mayor presencia en el aire que la que puede producirse con uno de alta viscosidad.

Figura 11. Diagrama esquemático de un lubricador.



SISTEMAS NEUMÁTICOS PRINCIPIOS Y MANTENIMIENTO. S. R. Majumdar

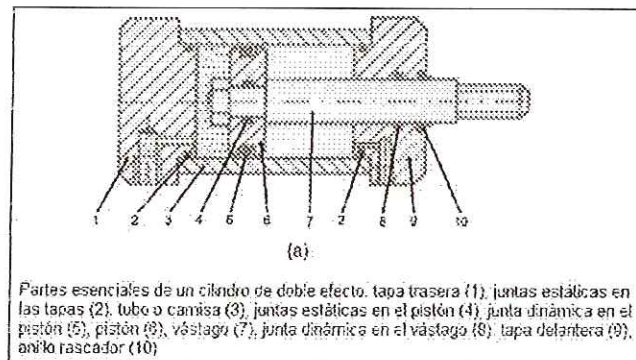
4. CILINDROS NEUMÁTICOS

Los cilindros son componentes neumáticos que mediante el uso del aire comprimido, generan un movimiento rectilíneo de avance y retroceso de un mecanismo. Por lo tanto, son los elementos de trabajo indicados para efectuar la carga de prensado sobre los eslabones en la cadena a ensamblar.

4.1. CILINDROS DE DOBLE EFECTO

La figura 12 muestra un cilindro de doble efecto con las partes más esenciales.

Figura 12. Partes esenciales de un cilindro de doble efecto.



NEUMÁTICA. A. Serrano Nicolás

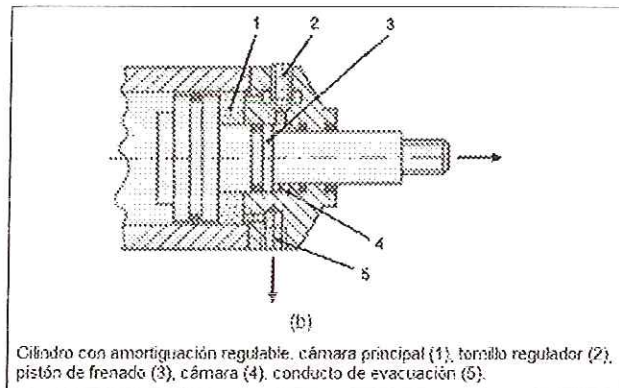
El funcionamiento del cilindro es el siguiente: para hacer avanzar el vástago, el aire a presión penetra por el orificio de la cámara trasera, llenándola y haciendo avanzar al vástago. Para que esto sea posible, el aire de la cámara delantera ha de ser desalojado al exterior a través del orificio correspondiente. En el retroceso del vástago, se invierte el proceso haciendo que el aire penetre por el orificio de la tapa delantera, y sea evacuado al exterior a través del conducto unido a la tapa trasera.

Esencialmente un cilindro neumático se compone de tapa trasera (1), tubo o camisa (3), pistón (6), vástago (7) y tapa delantera (9). Para conseguir la estanqueidad es preciso que tanto las tapas, como el pistón y el vástago, posean las correspondientes juntas de cierre. Así, en las tapas se montan juntas estáticas (2), en el pistón juntas estáticas (4) y dinámica (5), y en el vástago la dinámica (8). La junta (10) es lo que se denomina anillo rascador, y tiene por misión limpiar el vástago de impurezas de polvo y suciedad que pueden adherirse a la superficie, cada vez que éste avanza y se pone en contacto con el aire ambiente.

Cuando las velocidades de traslación de las masas que accionan los cilindros son elevadas, conviene amortiguar la velocidad al final de la carrera para evitar choques bruscos, ruido excesivo, y posible deterioro de algunas partes. La amortiguación se realiza en el mismo cilindro, cuando se monta uno de ellos especialmente concebido para este efecto, y consiste fundamentalmente en crear

un colchón de aire con escape regulable al final de la carrera. En la figura 13 se representa la parte delantera de un cilindro con amortiguación regulable.

Figura 13. Cilindro con amortiguación regulable.



NEUMÁTICA. A. Serrano Nicolás

Como puede observarse, al penetrar el pequeño pistón de frenado (3) en la cámara correspondiente, queda el aire retenido formando un cojín y es evacuado a la cámara principal (1) que comunica con el aire exterior a través del conducto (5). El caudal de salida del aire de la cámara (4) es regulado a través del tornillo (2) como puede verse.

Está cámara de frenado existe también en la tapa trasera, con lo cual se amortigua también el retroceso del vástago hasta su posición final trasera. La

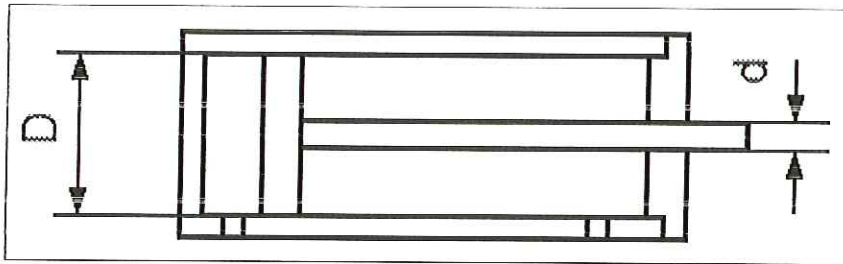
amortiguación al término del recorrido, permite acelerar al máximo los tiempos de aproximación y frenar gradualmente la carrera final, con lo que se aumenta la frecuencia de trabajo en el cilindro.

4.1.1 Cálculo de la fuerza. La fuerza desarrollada por un cilindro de doble efecto al avanzar el vástago depende de la presión del aire, de la sección del émbolo y del rendimiento o pérdidas por rozamiento en las juntas dinámicas. En el retroceso será preciso considerar también el diámetro del vástago. Es conveniente sobredimensionar el cilindro por sí, accidentalmente, en un momento determinado, la red proporciona una presión superior a la estimada en un principio.

El rendimiento de los cilindros, depende del diseño del mismo y, por tanto, del fabricante. En caso tal de que no se disponga de datos más precisos, se puede considerar:

Para cilindros de hasta $D = 40$ mm	$R = 0.85$
Para cilindros superiores a $D = 40$ mm	$R = 0.95$

Figura 14. Calculo de la fuerza de avance y retroceso de los cilindros neumáticos.



NEUMÁTICA. A. Serrano Nicolás

Para los cilindros de doble efecto, la fuerza efectiva de avance será:

$$F_a = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot p \cdot R \quad \text{Ec. 4.1.1a}$$

La fuerza de retroceso para estos mismos cilindros será:

$$F_r = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \cdot p \cdot R \quad \text{Ec. 4.1.1b}$$

F_a = Fuerza del cilindro (N)

D = Diámetro del cilindro (m)

p = Presión del aire (bar)

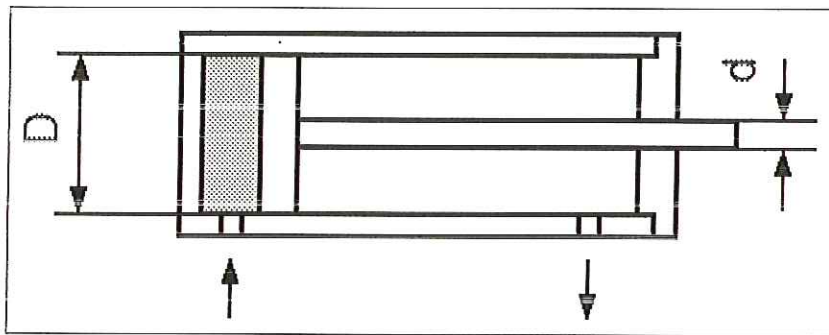
R = Rendimiento del cilindro

d = Diámetro del vástago (m)

4.1.2 Consumo de aire en cilindros. El consumo de aire en cilindros es de vital importancia para evaluar las dimensiones del compresor y del depósito, o

simplemente para conocer el gasto energético de los elementos neumáticos. Dicho consumo depende de varios factores: sección del cilindro, carrera del mismo, frecuencia del ciclo y presión de trabajo. En los cilindros de doble efecto es preciso considerar el ciclo completo, es decir, avance y retroceso del émbolo.

Figura 15. Consumo de aire comprimido para los cilindros de doble efecto.



NEUMÁTICA. A. Serrano Nicolás

Por tanto en los cilindros de doble efecto, el volumen de aire por ciclo completo de ida y vuelta a la presión de trabajo es:

$$V = \frac{\pi}{4} (2D^2 - d^2) C \quad \text{Ec. 4.1.2a}$$

El volumen de aire para el mismo cilindro a la presión atmosférica será:

$$V = \frac{\pi}{4} (2D^2 - d^2) C \cdot p \quad \text{Ec. 4.1.2b}$$

Considerando que el cilindro de doble efecto realiza un número de ciclos por minuto, se tendrá que el caudal será:

$$Q = \frac{\pi \cdot C \cdot p \cdot n}{4000} (2D^2 - d^2) \quad \text{Ec. 4.1.2c}$$

V = Volumen de aire (cm^3)

D = Diámetro interior del cilindro (cm)

d = Diámetro del vástago (cm)

C = Carrera del vástago (cm)

p = Presión de trabajo del cilindro (bar)

Q = Caudal a la presión atmosférica (lt / min)

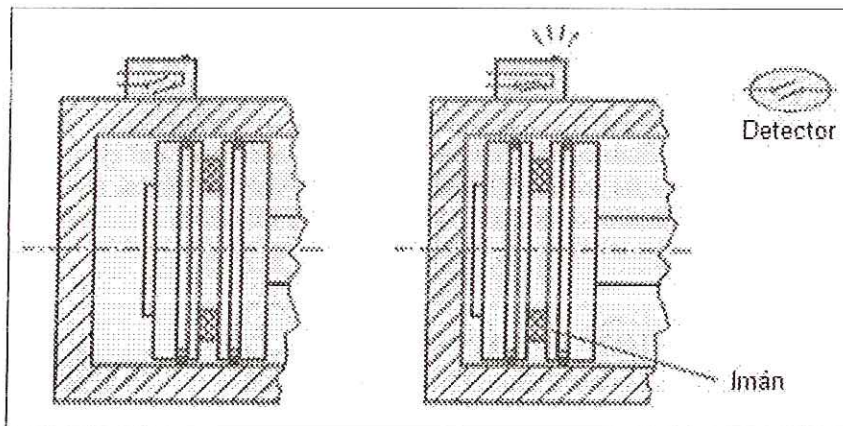
n = Número de ciclos por minuto

4.2 DETECTORES MAGNÉTICOS

Son elementos captadores de señal que se montan sobre el propio cilindro, y de muy diversas formas, pudiendo ser desplazados voluntariamente a lo largo del cuerpo de dicho cilindro. Tiene la ventaja de ocupar poco espacio ya que son de tamaño reducido. No pueden adaptarse a un cilindro convencional ya que es preciso que el pistón y el propio cilindro posean características especiales. El pistón debe estar dotado de un imán permanente que, al pasar por el detector de láminas, lo active y conmute los contactos.

En cuanto al cilindro, poseerá ranuras especiales, raíles o tirantes, para montar los detectores en la posición que más convenga a lo largo del cilindro. En la figura 16 se muestra el pistón dotado de un imán permanente con el detector en reposo, y también con el detector activado y visualizado mediante un led luminoso.

Figura 16. Pistón dotado de un imán permanente con el detector.



NEUMÁTICA. A. Serrano Nicolás

El principio de funcionamiento es sencillo: el imán montado sobre el pistón, al aproximarse al detector y por el propio campo magnético, hace variar la corriente del oscilador que un amplificador transforma en señal de conmutación. Como puede verse es un dispositivo que, al igual que los microinterruptores final carrera, requieren para su funcionamiento de un circuito eléctrico que active las diferentes electroválvulas.

5. VÁLVULAS DE CONTROL DE DIRECCIÓN

La función principal de las válvulas de control de dirección es la de dirigir el flujo del fluido en la dirección deseada. Se pueden accionar, para que tomen diferentes posiciones, mediante diversos medios de accionamiento. Las vías se designan mediante letras como: P (*vía de la línea del compresor*), R (*línea de escape*) y A, B,... (*vías de trabajo*).

5.1 POSICIÓN DE LA VÁLVULA

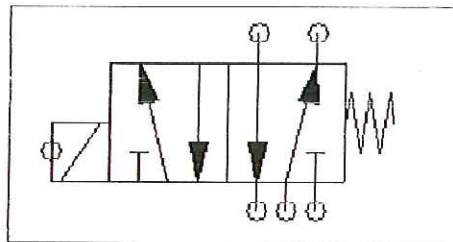
Las válvulas de control de dirección se designan para indicar tanto el número de vías como el número de posiciones de trabajo, como en el caso de la válvula 5/2, lo que significa que se trata de una válvula de 5 vías y 2 posiciones. Cuando en este tipo de válvulas el retorno es por medio de un resorte, la posición neutra se define como aquella a la que la válvula regresa después de que se ha retirado la fuerza de accionamiento, mientras que las válvulas sin resorte o posición neutra permanecen en la posición que ya hayan alcanzado después de retirar la fuerza de accionamiento.

5.2 CONTROL DE LA VÁLVULA

En la válvula de control de dirección, controlada en forma directa, la fuerza de control se aplica directamente sobre el pistón o carrete de trabajo. Se aplican los métodos de control siguientes: con electroimán, neumático, mecánico, manual y electroneumático.

5.2.1 Con Electroimán. Consta de un émbolo buzo dentro de un marco C. El émbolo buzo de la armadura oprime el carrete de la válvula cuando se excita el electroimán. El émbolo permanece atraído debido a la fuerza magnética de la válvula.

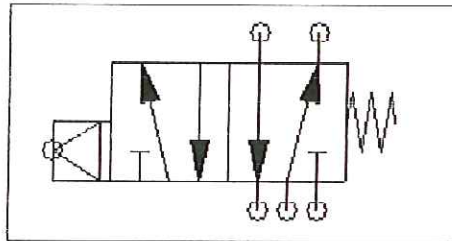
Figura 17. Control de la válvula con electroimán.



FluidSIM-P FESTO. Halbert Rodríguez Julio

5.2.2 Neumático. Se actúa sobre un carrete o pistón con área efectiva grande, el cual, a su vez, transfiere la fuerza de accionamiento hacia el carrete. Los elementos de control piloto usados en el accionamiento neumático son, en su mayor parte, válvulas de control de dirección 3/2 o 2/2.

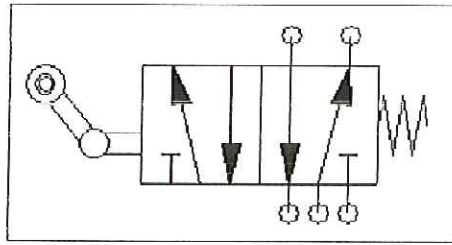
Figura 18. Control de la válvula neumático.



FluidSIM-P FESTO. Halbert Rodríguez Julio

5.2.3 Mecánico. Se usan rodillos, resortes o elementos mecánicos similares. El levanta-válvulas de rodillo es empujado hacia adentro por medio de una leva o un dispositivo semejante y, con ello, oprime el carrete. El carrete se mueve y acciona el embolo buzo de la válvula.

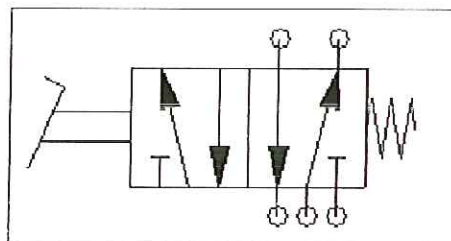
Figura 19. Control de la válvula mecánico.



FluidSIM-P FESTO. Halbert Rodríguez Julio

5.2.4 Manual. El movimiento angular del pedal o de la palanca se transmite hacia un levanta-válvulas y, de éste, hacia el carrete. Los fijadores de las válvulas accionadas por palanca, en cada una de las posiciones, se logran con el uso de bolas que se oprimen por medio de resortes hacia ranuras anulares que se tienen en el levanta-válvulas.

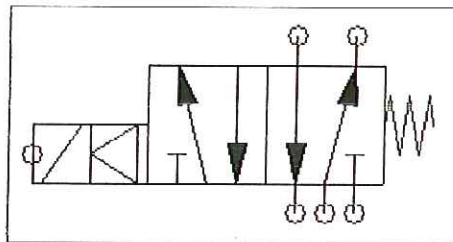
Figura 20. Control de la válvula manual.



FluidSIM-P FESTO. Halbert Rodríguez Julio

5.2.5 Electroneumático. Ésta es una combinación de los métodos eléctrico y neumático. La válvula de dirección 3/2 (neumática) se acciona por un solenoide y, a su vez, se controla la válvula principal de control de dirección.

Figura 21. Control de la válvula electroneumático.

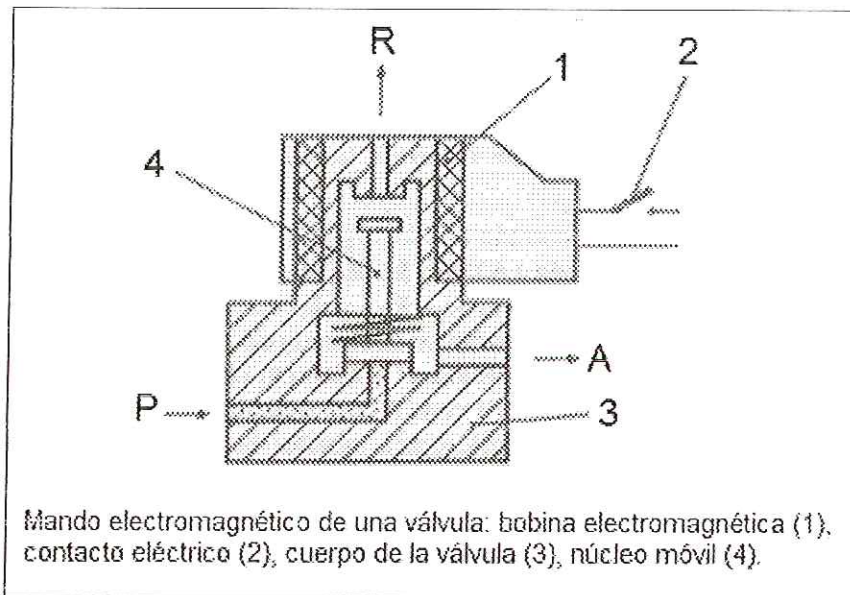


FluidSIM-P FESTO. Halbert Rodríguez Julio

5.3 ELECTROVÁLVULAS

El mando electromagnético de una válvula figura 22, se utiliza cuando la señal procede de un final de carrera eléctrico, de un preostato o de un dispositivo eléctrico. A través de este tipo de mando la señal eléctrica es transformada en una señal neumática destinada a accionar el mecanismo de cierre o apertura de las distintas vías de la válvula. Las válvulas de mando directo, son de pequeño formato con roscas de conexión que llegan normalmente hasta G 1/4, y paso nominal hasta los 2.5 mm.

Figura 22. Mando electromagnético de una válvula.



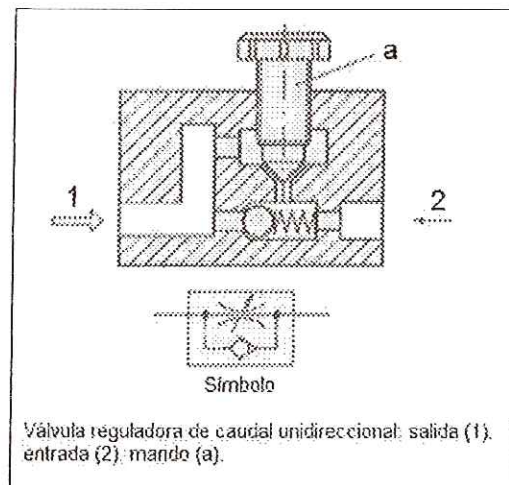
NEUMÁTICA. A. Serrano Nicolás

Son elementos que constan esencialmente de un cuerpo de válvula (3), de la bobina electromagnética (1) y el núcleo móvil (4), provisto de los asientos de cierre. Al cerrarse el contacto eléctrico (2) de alimentación de la bobina (1), se crea un campo magnético con una fuerza axial suficiente para vencer la acción del resorte y atraer al núcleo (4). Se abre así el paso de (P) hacia (A) y se cierra a la vez la salida (R). Al dejar de alimentar la bobina, el resorte hace volver el núcleo a su posición de reposo y se cierra el paso de (P) a (A), comunicando este último orificio con la salida a la atmósfera de (R).

6. VÁLVULAS REGULADORAS DE CAUDAL UNIDIRECCIONAL

El caudal que pasa por un conducto es fácilmente regulable, simplemente estrangulado el paso, o lo que es lo mismo, disminuyendo la sección del conducto. Para la regulación del caudal en una sola dirección, la válvula lleva incorporada un antirretorno en el propio cuerpo, que produce el paso libre en un sentido actuando en paralelo con la estrangulación. Deben utilizarse reguladores de caudal unidireccionales; cuando la regulación del aire de escape se hace entre el distribuidor de mando y el cilindro.

Figura 23. Válvula reguladora de caudal unidireccional.

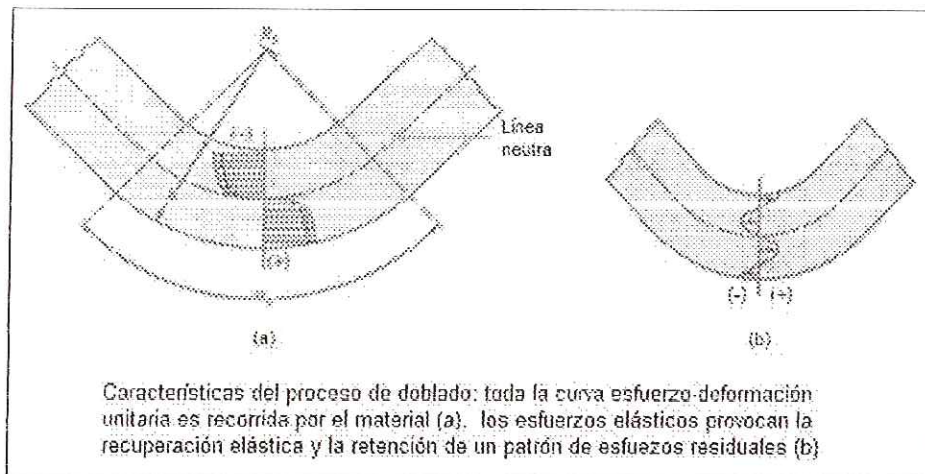


En la figura 23, se representa una válvula reguladora de caudal unidireccional. Son las más utilizadas para el control de la velocidad de los actuadores, debido a que en un sentido regulan el caudal del flujo y en el otro no. El mando (a) permite este control cuando el aire circula desde la entrada (2), hacia la salida (1). La antirretorno impide el paso por esta vía paralela. Cuando el fluido circula desde (1) a (2) lo hace libremente a través de la vía de la antirretorno. Para ello tiene que vencer la pequeña resistencia que ofrece el resorte incorporado.

7. PROCESO DE DOBLADO

Las características de este proceso son la tensión de las fibras externas y la compresión de las internas, figura 24. Para un espesor dado h de la lámina, las deformaciones por tensión y compresión se incrementan con la disminución del radio R_b , es decir, con la *disminución de la relación R_b/h* . Para que la pieza retenga su forma, la R_b/h debe ser lo suficientemente pequeña para lograr la plastificación de gran parte de la sección transversal de la lámina. Existe, sólo una línea (la línea *neutra*) que retiene su longitud original.

Figura 24. Características del proceso de doblado.



Cuando se dobla con radios relativamente grandes, la línea neutra está en el centro; cuando se dobla con radios pequeños, se desplaza hacia el lado sometido a compresión, el eje de la pieza se alarga, y se preserva la constancia del volumen a través del adelgazamiento de la lámina. El incremento de longitud del eje de la pieza, usualmente se toma en cuenta para dobleces con $R_b < 2h$, en cuyo caso se supone que la línea neutra se localiza a un tercio del espesor de la lámina. Cuando la lámina es relativamente angosta ($w/h < 8$), también existe una contracción del ancho w .

7.1 LÍMITES DEL DOBLADO

El radio mínimo de doblado (el radio R_b de matriz más pequeño permisible o, más generalmente, la razón mínima radio espesor R_b/h), se puede definir de acuerdo con varios criterios.

7.1.1 La cáscara de naranja. Es cuando una lámina estirada adquiere una apariencia granosa. Esto es un reflejo de la estructura policristalina de los metales: los granos individuales orientados en diferentes direcciones cristalográficas se deforman en grados que difieren poco. El arrugamiento de la superficie no tiene importancia para la integridad de esta misma. Si la apariencia granosa es

inaceptable estéticamente, un material de grano más fino producirá en menor escala una granosidad que será invisible a simple vista.

7.1.2 La estricción localizada. Causa un debilitamiento estructural de la parte doblada. La estricción ocurre cuando la elongación en la fibra externa, e_t , excede la deformación uniforme del material e_u en la prueba de tensión uniaxial.

$$e_t = \frac{1}{(2R_b/h)+1} \leq e_u \quad \text{Ec. 7.1.2a}$$

Para materiales que obedecen la ley de potencia del endurecimiento por deformación:

$$\sigma_f = K \varepsilon^n \quad \text{Ec. 7.1.2b}$$

donde σ_{ft} es el esfuerzo de fluencia, K el coeficiente, ε la deformación logarítmica y n el exponente del endurecimiento por deformación, $e_u = n$ y la deformación uniforme de ingeniería, e_u , se puede obtener de:

$$e_u = (e^n) - 1 \quad \text{Ec. 7.1.2c}$$

La relación se cumple mejor para aceros. Para la mayoría de los demás materiales se deberá usar la e_u real medida en el ensayo de tensión. Como la deformación se redistribuye a las zonas adyacentes durante el doblado, suele tolerarse una deformación un poco mayor. La rebaba actúa como un concentrador de esfuerzos y, si se encuentra en la superficie exterior (de tensión), conduce a una fractura

muy prematura. Por lo tanto, si es posible, la rebaba debe orientarse hacia el lado del macho.

7.1.3 La fractura. Representa un límite absoluto, está directamente relacionado con la reducción en el área q medida en el ensayo de tensión:

$$q = \frac{A_0 - A_f}{A_0} \quad \text{Ec. 7.1.3a}$$

donde A_f es el área mínima de la sección transversal de la fractura de la probeta.

El radio mínimo de doblado permisible se puede estimar para los materiales menos dúctiles a partir de la siguiente fórmula:

$$R_b = h \left(\frac{1}{2q} \right) - 1 \quad \text{para } q < 0.2 \quad \text{Ec. 7.1.3b}$$

y para materiales dúctiles, debido al desplazamiento del radio neutro en dobleces de pequeño radio, de:

$$R_b = h \frac{(1-q)^2}{2q-q^2} \quad \text{para } q > 0.2 \quad \text{Ec. 7.1.3c}$$

Un material de $q > 0.5$ por lo general se puede doblar 180° (radio de doblez cero).

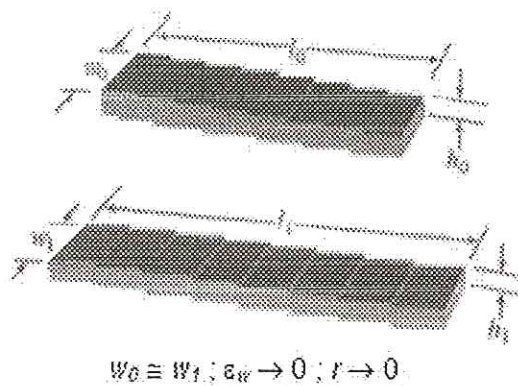
7.1.4 La exfoliación y agrietamiento. Ocurre en la superficie interior al doblar en radios muy agudos. La anisotropía, de cualquier origen, afecta al doblado. Se ha visto que la orientación del grano en procesos de conformado resultan en mayor

ductilidad en la dirección de laminación y suele ser más favorable doblar la lámina con la línea de doblado orientada a través de la dirección de laminación. Las magnitudes relativas de las deformaciones transversales se expresan con el valor r , el cual es la razón del ancho de la deformación respecto a su espesor.

$$r = \frac{\epsilon_w}{\epsilon_t} \quad \text{Ec. 7.1.4}$$

Un material texturizado de valor r bajo se adelgaza fácilmente, figura 25; de esta manera se puede doblar con radios más agudos que un material con valor r alto.

Figura 25. Deformación de materiales hexagonales.



Deformación de materiales hexagonales. una razón r grande ocasiona el deslizamiento basal y un bajo valor de r .

7.2 ESFUERZOS Y RECUPERACIÓN ELÁSTICA

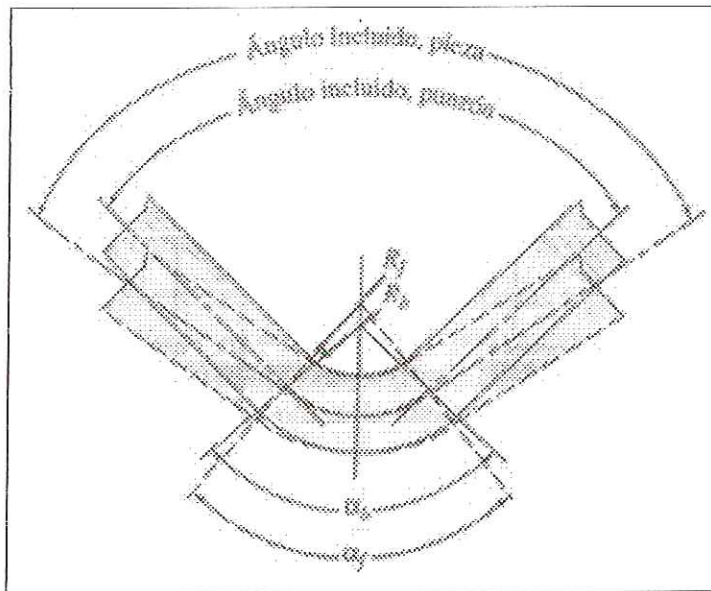
El estado de esfuerzos es extremadamente complejo en el doblado. Las curvas esfuerzo-deformación unitaria, tanto a tensión como a compresión, son recorridas completamente en los lados sujetos a tensión y a compresión, respectivamente, del doblado. Esto significa que alrededor del plano neutro, los esfuerzos deben ser elásticos. Cuando la herramienta de formado se retira, el momento desarrollado por las componentes elásticas del esfuerzo causa una *recuperación elástica*, mientras que en la zona plastificada surgirá un patrón de esfuerzos residuales, como se ilustra en la figura 24 (b).

La recuperación elástica disminuye deformación de la pieza, por cuyo motivo se incrementan tanto el ángulo como el radio de la pieza doblada figura 26. La zona elástica es más extensa para un doblado relativamente suave (razón R_b/h grande) y para un material con una razón alta de esfuerzo de cedencia $\sigma_{0.2}$ respecto al módulo elástico E ; por lo tanto, la recuperación elástica también cambia de acuerdo con la fórmula aproximada:

$$\frac{R_b}{R_f} = 1 - 3 \left(\frac{R_b}{h} \frac{\sigma_{0.2}}{E} \right) + 4 \left(\frac{R_b}{h} \frac{\sigma_{0.2}}{E} \right)^3 \quad \text{Ec. 7.2a}$$

donde R_b es el radio de la matriz de doblado, y R_f el radio que se tiene después que se libera la pieza.

Figura 26. Dimensiones usadas para caracterizar la recuperación elástica.



PROCESOS DE MANUFACTURA. John A. Schey

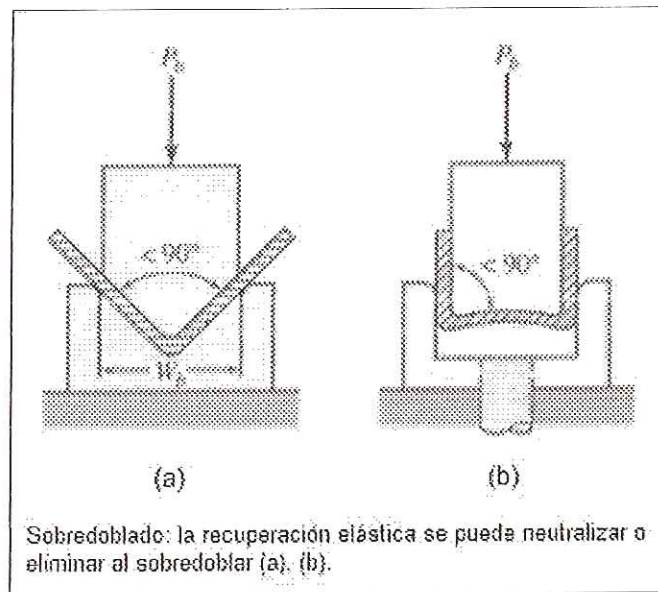
Como la longitud de la línea neutra no cambia, el ángulo después de la recuperación elástica, α_f , se puede obtener (en radianes) de:

$$\alpha_f \left(R_f + \frac{h}{2} \right) = \alpha_b \left(R_b + \frac{h}{2} \right) \quad \text{Ec. 7.2b}$$

La recuperación elástica establece un nuevo equilibrio de fuerzas, con una distribución de esfuerzos residuales, tipificada por un esfuerzo de compresión en la superficie exterior y por uno de tensión en el interior figura 24 (b). Se usan varias técnicas para contrarrestar la recuperación elástica.

7.2.1 Si la recuperación elástica para un material dado se conoce y si este es de calidad y espesor uniforme, es factible compensar la recuperación elástica por medio de un *sobredoblado* figura 27 (a) y (b). Esta es la forma más básica de doblar, en la que no se impone ninguna presión de compresión en dirección del grosor de la lámina (*doblado al aire*).

Figura 27. Sobredoblado.

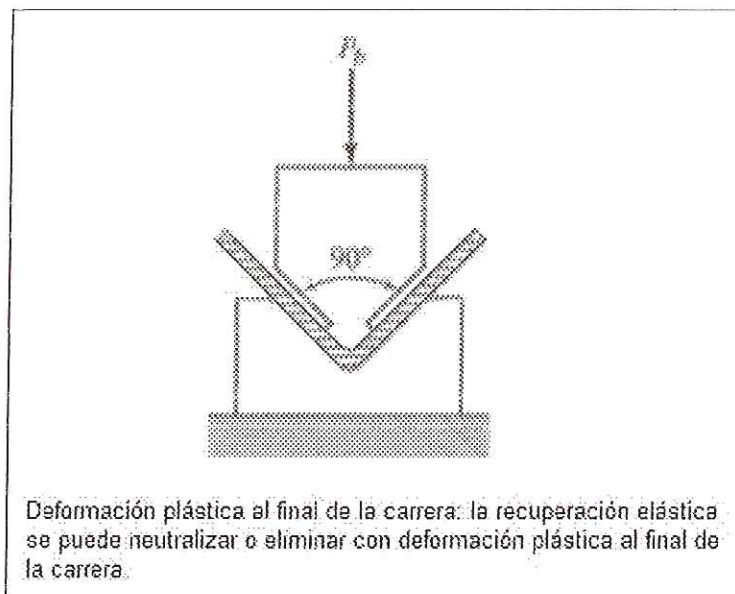


PROCESOS DE MANUFACTURA. John A. Schey

7.2.2 La zona elástica se puede eliminar al final de la carrera por uno de dos medios. Primero, los dos extremos de la lámina se pueden sujetar antes de que el

punzón toque fondo, así que el final de la carrera involucra el *estirado* de la lámina, causando cedencia por tensión en todo el espesor de la misma. En el segundo método, la nariz del punzón esta conformada para *penetrar* en la lámina, de manera que la compresión plástica ocurra en todo el espesor de la misma figura 28.

Figura 28. Deformación plástica al final de la carrera.

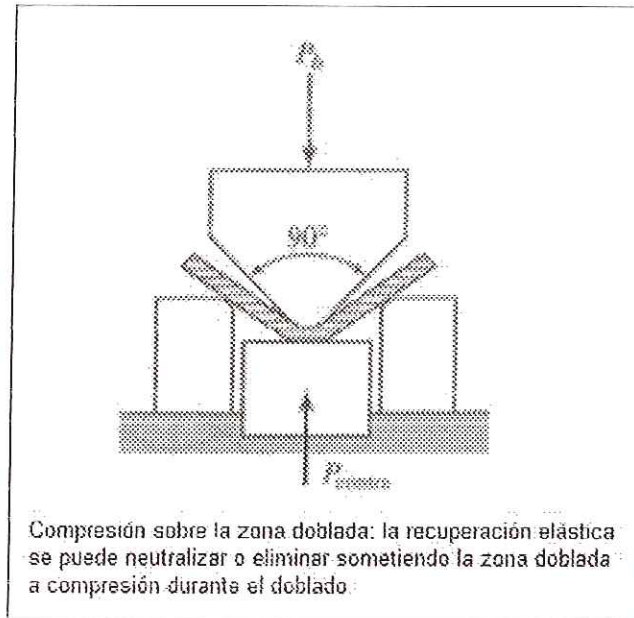


PROCESOS DE MANUFACTURA. John A. Schey

7.2.3 Si se usa un *contrapunzón* con una presión controlada, se mantienen esfuerzos de compresión en la zona doblada durante todo el proceso figura 29.

Como esto también tiene el efecto de imponer una presión hidrostática sobre la zona doblada más allá de los límites dados por las ecuaciones 7.1.3 (b) y (c).

Figura 29. Compresión sobre la zona doblada.



PROCESOS DE MANUFACTURA. John A. Schey

7.2.4 Puede requerirse doblar los materiales menos dúctiles a temperatura elevada, ya que la resistencia a la cedencia es menor y con ello la recuperación elástica también lo es.

✓ Fuerza de doblado. Un estimado simple de la *fuerza de doblado* en una matriz libre a 90°, se puede obtener de:

$$P_b = \frac{\omega h^2 (T S)}{W_b} \quad \text{Ec. 7.2.4}$$

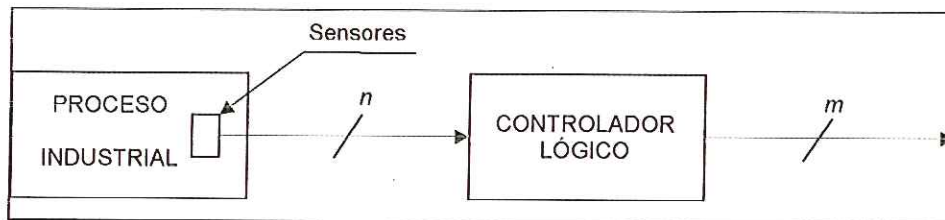
donde W_b es el ancho de la abertura de la matriz dado figura 27 (a) y w el ancho de la tira (la longitud de la línea transversal a lo largo de la que tiene lugar la flexión).

8. CONTROLADORES LÓGICOS

En numerosas instalaciones industriales es necesario automatizar un proceso actuando sobre una o más salidas digitales en función del estado o del cambio de estado de unas variables binarias. Un sistema que realiza esta función recibe el nombre de controlador lógico, porque toma decisiones mediante la observación de variables binarias.

En la figura 30 se representa el esquema de la conexión de un controlador lógico a un proceso industrial que genera, a través de los sensores adecuados, un número n de variables binarias. Dichas variables se conectan al controlador que genera a partir de ellas m variables de salida.

Figura 30. Conexión de un controlador lógico a un proceso industrial.



CONTROLADORES LÓGICOS Y AUTOMATAS PROGRAMABLES. Enrique Mandado Pérez

De acuerdo con la forma en que se utilizan las variables de salida se tiene:

- ✓ Si las variables de salida del controlador simplemente se visualizan para dar información a un operador humano se tiene un sistema de control en lazo abierto.

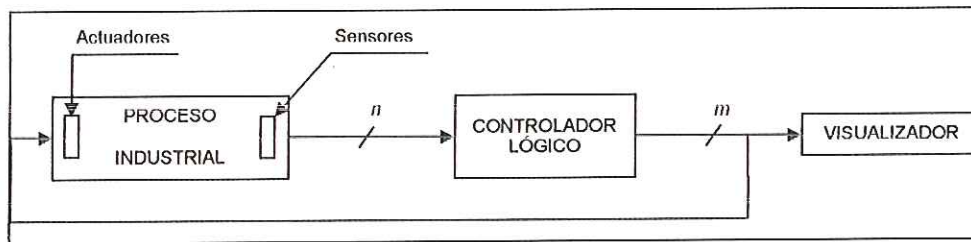
Figura 31. Sistema de control en lazo abierto.



CONTROLADORES LÓGICOS Y AUTOMATAS PROGRAMABLES. Enrique Mandado Pérez

- ✓ Si las variables de salida actúan sobre el proceso industrial, a través de los correspondientes actuadores, se tiene un sistema de control en lazo cerrado.

Figura 32. Sistema de control en lazo cerrado.



CONTROLADORES LÓGICOS Y AUTOMATAS PROGRAMABLES. Enrique Mandado Pérez

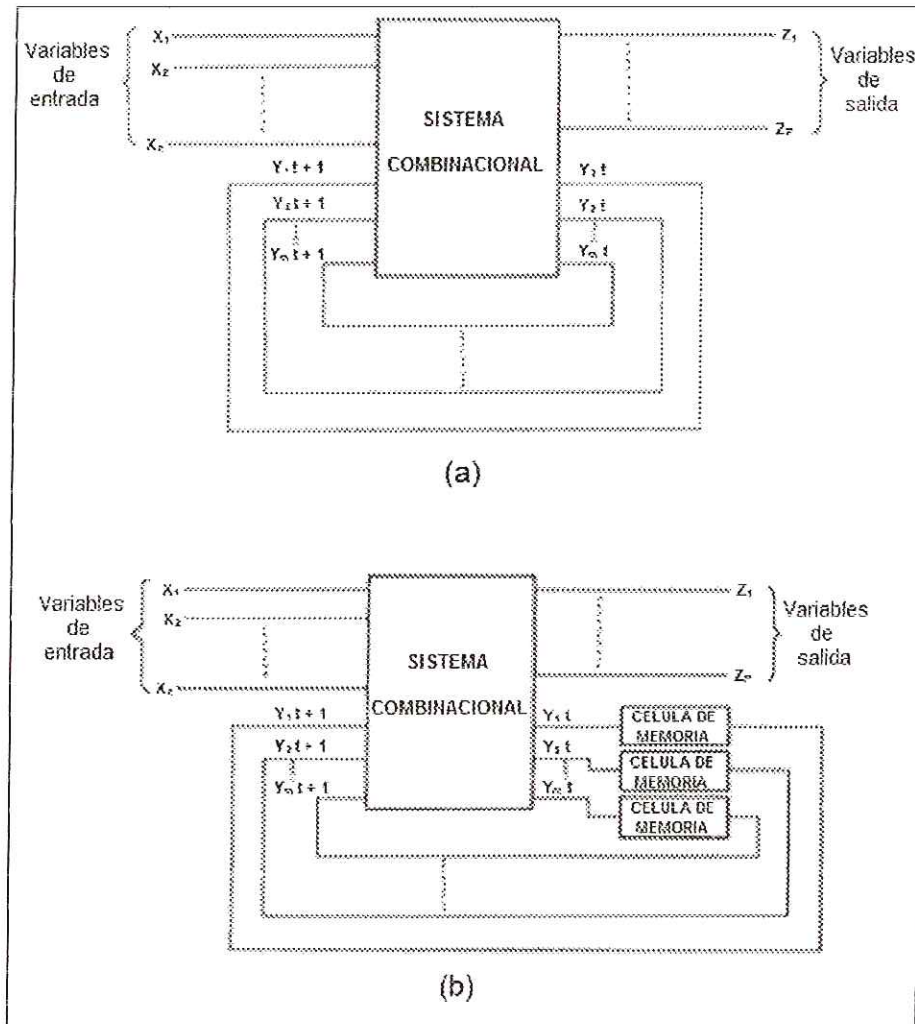
8.1 CONTROLADORES LÓGICOS SECUENCIALES

Un controlador lógico combinacional no permite realizar la generación de variables de salida en función de una secuencia de cambios de estado de las variables de entrada. Por ello surge la necesidad de realizar sistemas con capacidad de memorizar las variables de entrada en forma de estado interno, para tomar decisiones en un instante en función del valor que tuvieron las variables de entrada en el pasado. Estos sistemas reciben el nombre de sistemas secuenciales y la forma más inmediata de realizarlos es mediante la realimentación de un sistema combinacional, como se indica en la figura 33 (a). La memoria del sistema secuencial de la figura 33 (a) está formada por el retardo del propio sistema combinacional.

Otra forma de realizar un sistema secuencial es mediante la creación de células de memoria básicas que son puestas a cero o puestas a uno mediante un sistema

combinacional. Se obtiene así un sistema secuencial como el representado en la figura 33 (b).

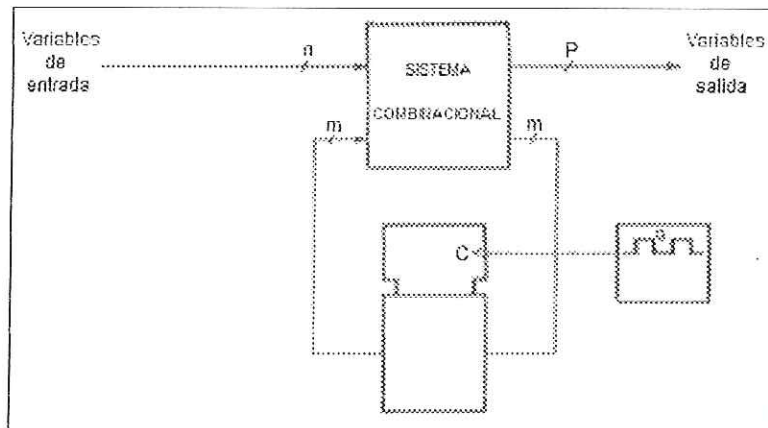
Figura 33. Diagrama de bloques de un sistema secuencial.



8.2 CONTROLADORES LÓGICOS SÍNCRONOS

La ausencia de fenómenos aleatorios cuando cambian varias variables de entrada o de estado interno simultáneamente, la posibilidad de modificar su forma de operación sin necesidad de cambiar su cableado y la modularidad de entradas y salidas, son algunas de las características que presentan los controladores lógicos síncronos. Esto se logra mediante la realización de un sistema secuencial con células de memoria, en las que el nivel lógico o el cambio de nivel lógico de las variables de entrada actúa sobre su estado solamente cuando se produce un determinado flanco activo de un generador de impulsos, que es un circuito electrónico que genera una señal que varía con el tiempo en forma de una onda cuadrada de frecuencia fija. El diagrama de bloques básico se representa en la figura 34.

Figura 34. Sistema secuencial síncrono.



CONTROLADORES LÓGICOS Y AUTOMATAS PROGRAMABLES. Enrique Mandado Pérez

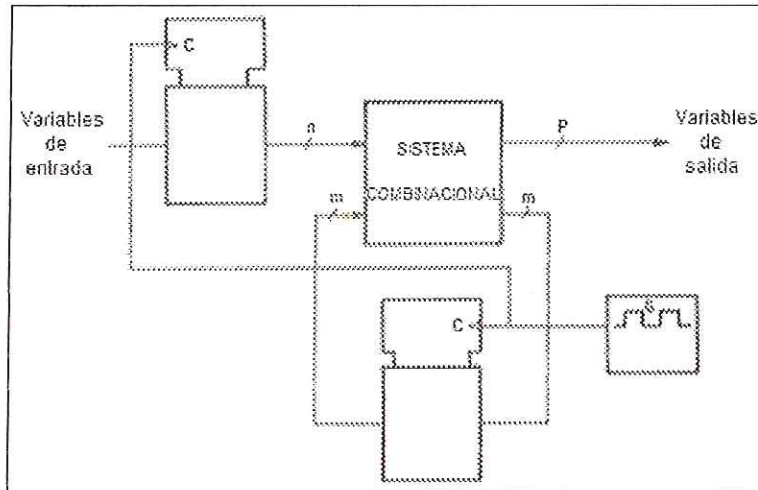
Las células binarias síncronas reciben el nombre de biestables síncronos y el conjunto de m biestables con una entrada común a todos, procedente del generador de impulsos, se denomina registro síncrono. Los fenómenos aleatorios, que se producen al cambiar varias variables de entrada o de estado interno simultáneamente, se evitan haciendo que las variables de entradas estén estables en el momento en que se apliquen al registro de la figura 34 los flancos activos del generador de impulsos .

8.2.1 Registro activado por flancos. Mediante un registro colocado entre las variables de entrada y el circuito combinacional, controlado por los mismos flancos

del generador de impulsos que el registro de estado interno, como se representa en la figura 35.

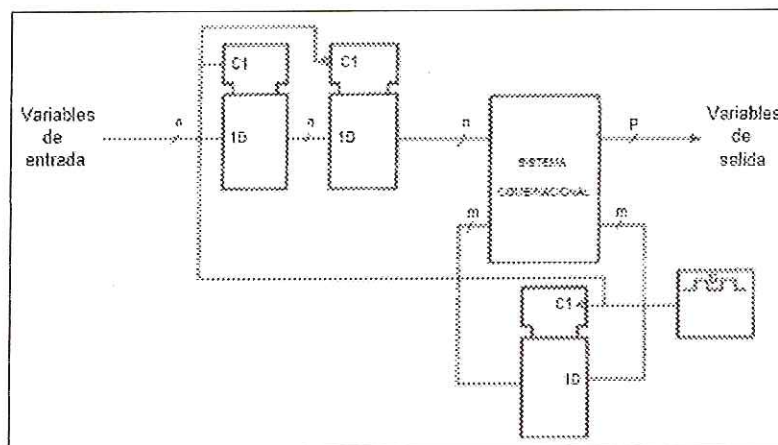
8.2.2 Registros activados por niveles. Mediante sendos registros formados por biestables activados por niveles y conectados en serie como se representa en la figura 36. La entrada C del primero de ellos, cuyas entradas de información se conectan a las variables externas, es activa con el nivel que sigue al flanco activo del generador de impulsos. Las salidas de este registro se conectan a las entradas de información de otro cuya entrada C es activa con un nivel inverso al del primero. Se garantiza así que, cuando el sistema toma decisión al aplicarse el flanco activo al contador, permanezcan estables las variables de entrada al circuito combinacional, que son las salidas del segundo registro.

Figura 35. Controlador lógico síncrono con sincronización de las variables de entrada mediante un registro activado por flancos.



CONTROLADORES LÓGICOS Y AUTOMATAS PROGRAMABLES. Enrique Mandado Pérez

Figura 36. Controlador lógico síncrono con sincronización de las variables de entrada mediante dos registros activados por niveles.

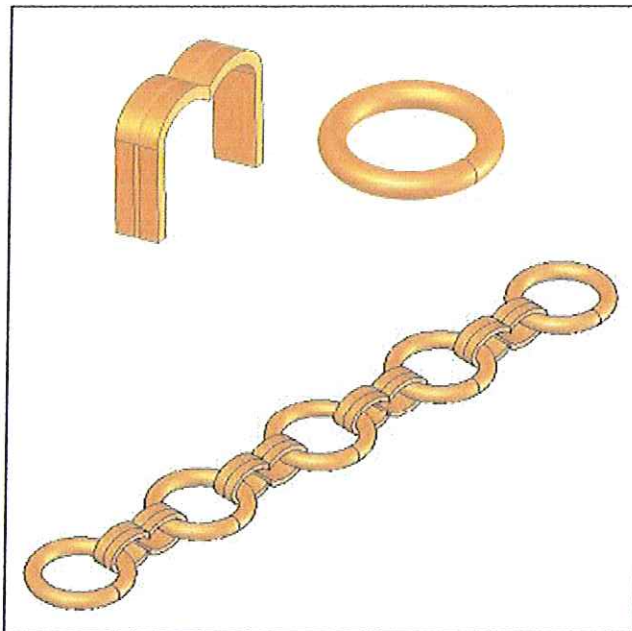


CONTROLADORES LÓGICOS Y AUTOMATAS PROGRAMABLES. Enrique Mandado Pérez

9. DISEÑO MECATRÓNICO DE LA MAQUINA ENSAMBLADORA DE CADENAS

El primer parámetro a tener en cuenta, en el diseño de la máquina ensambladora de cadenas, es conocer el estado inicial de las variables de entrada, en este caso los materiales que conforman la cadena y el resultado esperado al final del proceso, figura 37.

Figura 37. Estado inicial y final de la cadena a ensamblar.



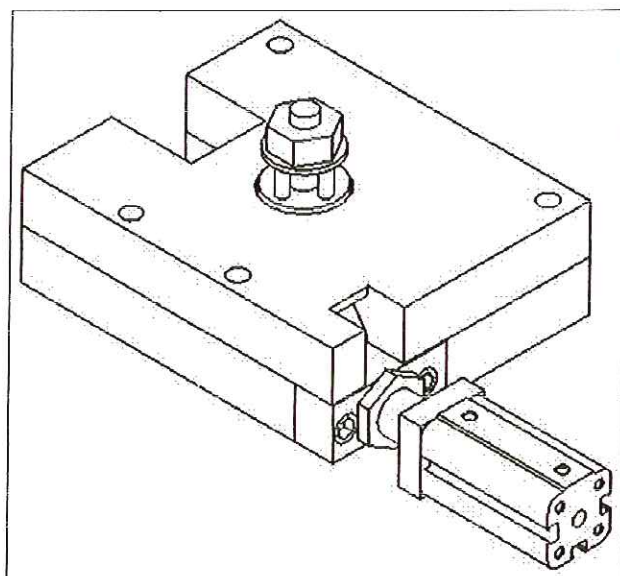
SolidWorks. Halbert Rodríguez Julio

DISEÑO MECÁNICO DEL PROTOTIPO

9.1 ALIMENTADOR AUTOMÁTICO

El alimentador automático que se muestra en la figura 38, es utilizado en la máquina ensambladora de cadenas, para transportar las *argollas* y los *eslabones* durante el proceso de ensamble de la cadena.

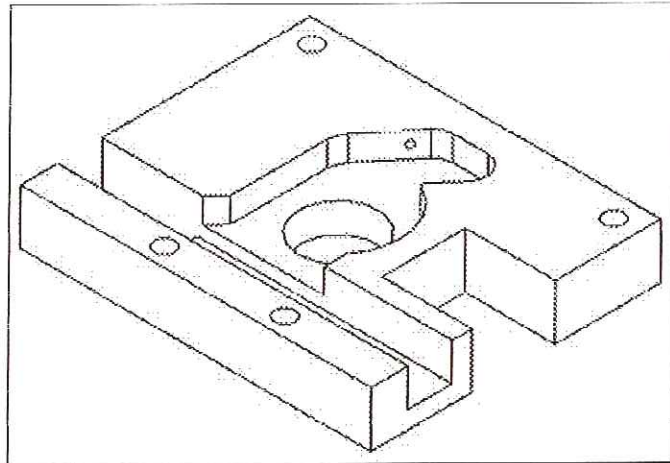
Figura 38. Alimentador automático.



RAMBAL S.A. SolidWorks. Halbert Rodríguez Julio

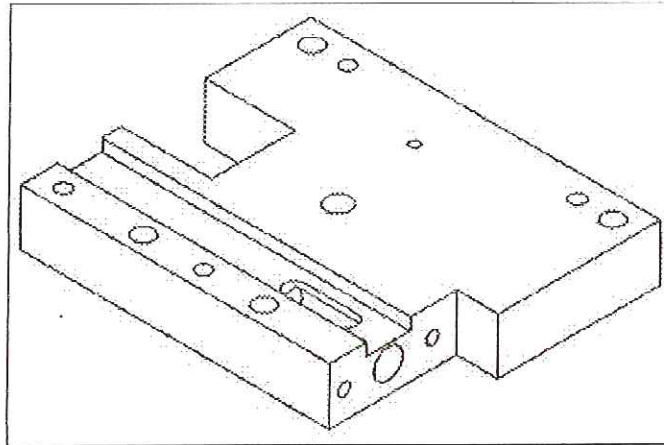
Después de realizar una amplia investigación y búsqueda en la industria, de un sistema que pudiera ser implementado en el transporte de las *argollas* y los *eslabones*, es encontrado el alimentador automático de la figura 38. La empresa RAMBAL S.A. ubicada en el parque industrial de Girón, implementó en uno de sus procesos industriales este alimentador automático de doce estaciones de trabajo, el cual fue reemplazado posteriormente. Antes de describir el principio de funcionamiento del alimentador, es preferible conocer las piezas que lo conforman.

Figura 39. Tapa superior del alimentador automático.



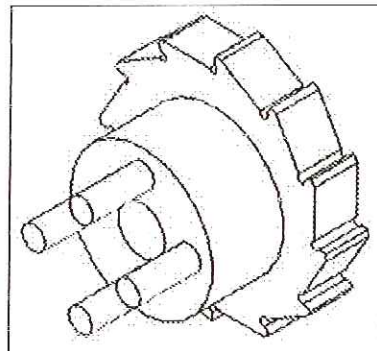
RAMBAL S.A. SolidWorks. Halbert Rodríguez Julio

Figura 40. Base o tapa inferior del alimentador automático.



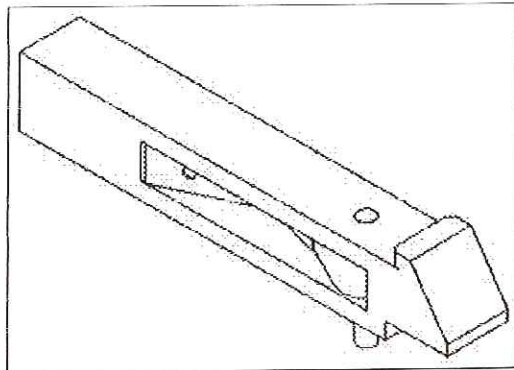
RAMBAL S.A. SolidWorks. Halbert Rodríguez Julio

Figura 41. Piñón de estaciones de trabajo.



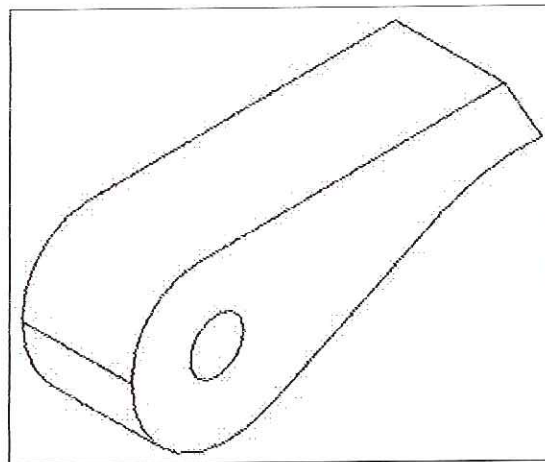
RAMBAL S.A. SolidWorks. Halbert Rodríguez Julio

Figura 42. Pistón de avance del alimentador automático.



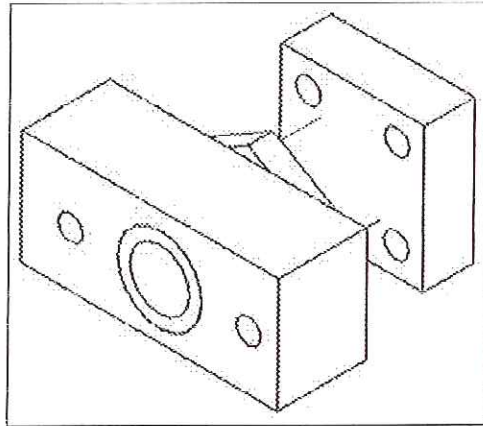
RAMBAL S.A. SolidWorks. Halbert Rodríguez Julio

Figura 43. Pieza interna del pistón de avance.



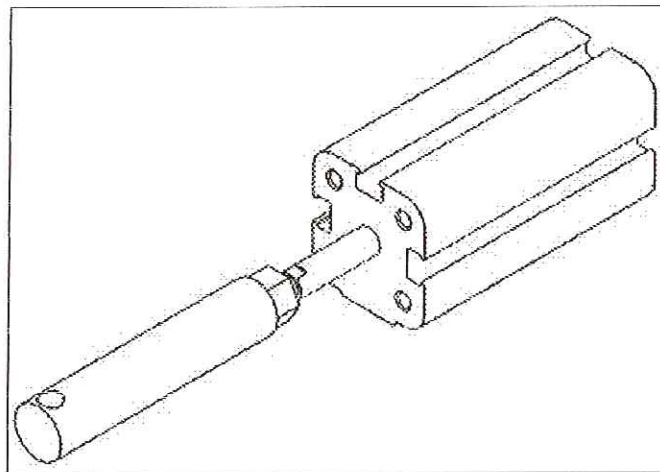
RAMBAL S.A. SolidWorks. Halbert Rodríguez Julio

Figura 44. Soporte del cilindro neumático.



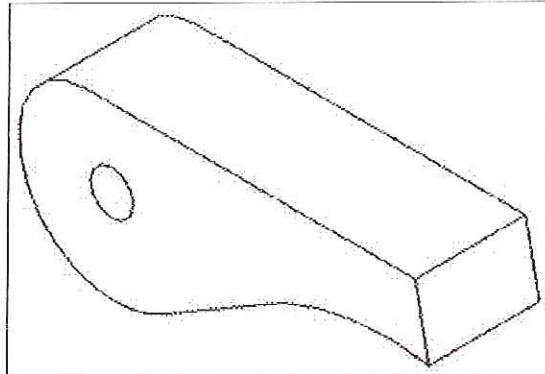
RAMBAL S.A. SolidWorks. Halbert Rodríguez Julio

Figura 45. Cilindro neumático para la rotación del alimentador automático.



RAMBAL S.A. SolidWorks. Halbert Rodríguez Julio

Figura 46. Freno mecánico interno del alimentador automático.

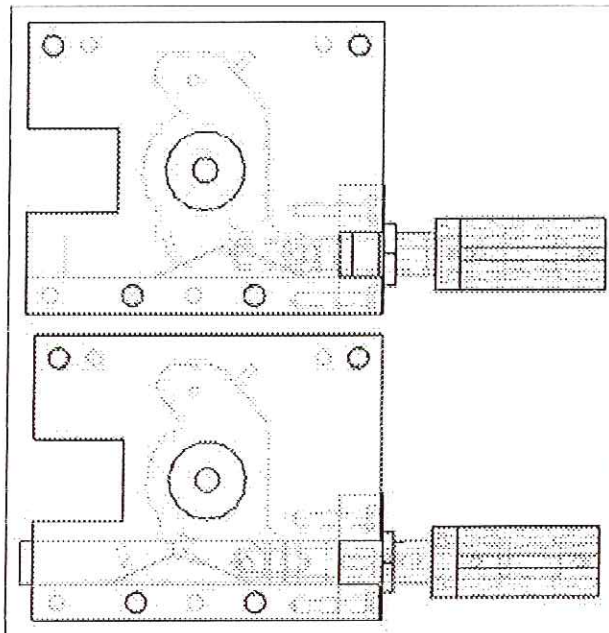


RAMBAL S.A. SolidWorks. Halbert Rodríguez Julio

El principio de funcionamiento se conservó en su totalidad, el cual consiste en transformar un movimiento lineal por uno circular. Algunas de las piezas del alimentador automático de la empresa RAMBAL S.A. fueron modificadas y diseñadas por el autor, para poder implementarlo en el diseño de la máquina ensambladora de cadenas.

Inicialmente el cilindro neumático está provisto de una pieza en su vástago, que se encuentra acoplada en uno de sus extremos con un pin al pistón de avance (figura 42), permitiendo que este se deslice a través de un canal formado entre la tapa superior (figura 39) y la base o tapa inferior (figura 40) del alimentador automático, cuando avanza o retrocede el cilindro neumático generando así un movimiento lineal, figura 47.

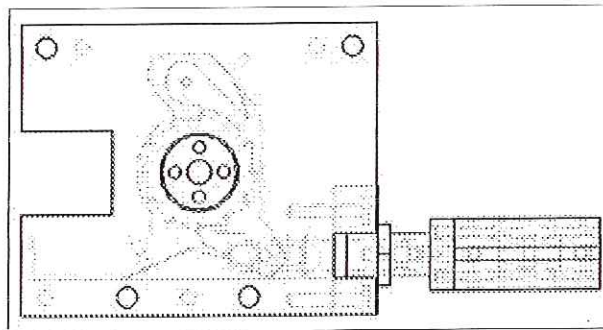
Figura 47. Avance y retroceso del cilindro neumático.



SolidWorks. Halbert Rodríguez Julio

El pistón de avance cuenta con una lámina resortada fija, ubicada en la parte posterior de la pieza interna del pistón (figura 43). Cuando el pistón se desplaza por el canal mencionado en el párrafo anterior, la pieza en su interior colisiona con el piñón de estaciones de trabajo (figura 41), haciéndolo girar en sentido horario a la siguiente posición o estación de trabajo. En el momento en que gira el piñón, el freno mecánico interno (figura 46), contrae una lámina resortada fija en la tapa superior del alimentador y posterior al freno mecánico, de esta forma generando un movimiento circular, figura 48.

Figura 48. Giro del piñón de estaciones de trabajo.

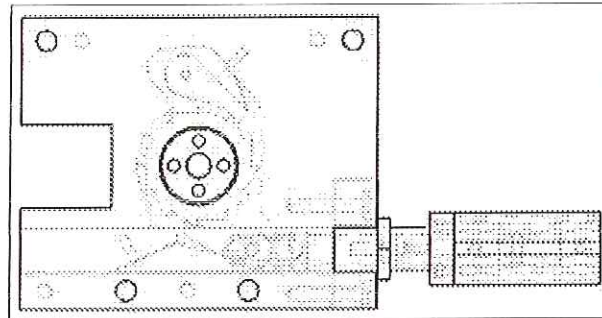


SolidWorks. Halbert Rodríguez Julio

Por último cuando el cilindro neumático retrocede, el freno mecánico interno evita que el piñón regrese a su posición inicial o gire en sentido anti-horario, y la pieza interna en el pistón de avance contrae a la lámina resortada posterior a ella, figura 49. Para que lo anterior se cumpla la constante K de la lámina resortada del freno mecánico debe ser mayor que la del pistón de avance.

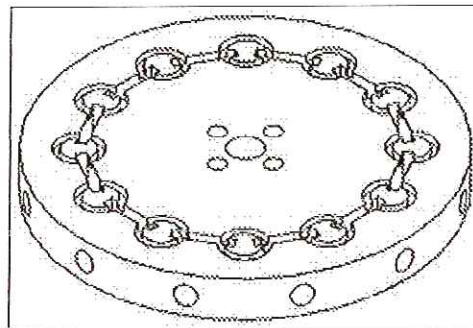
En la figura 50 se muestra el disco del alimentador automático, diseñado con doce maquinados anulares y doce rectangulares utilizados para transportar las *argollas* y los *eslabones* respectivamente, durante el proceso de ensamble de la cadena. El piñón de estaciones de trabajo es acoplado al disco a través de los cuatro barrenos que se encuentran alrededor de su eje y de esta forma los dos giran al mismo tiempo en el mismo sentido.

Figura 49. Freno mecánico interno.



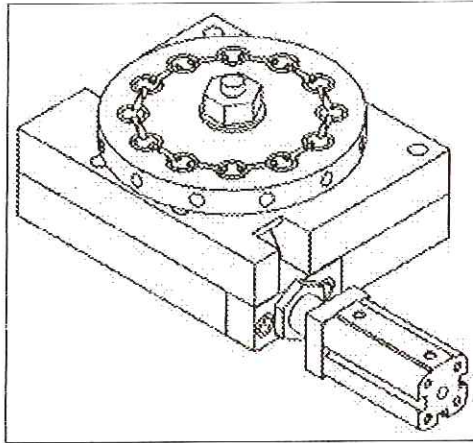
SolidWorks. Halbert Rodríguez Julio

Figura 50. Disco del alimentador automático de doce estaciones.



SolidWorks. Halbert Rodríguez Julio

Figura 51. Alimentador automático de la máquina ensambladora de cadenas.



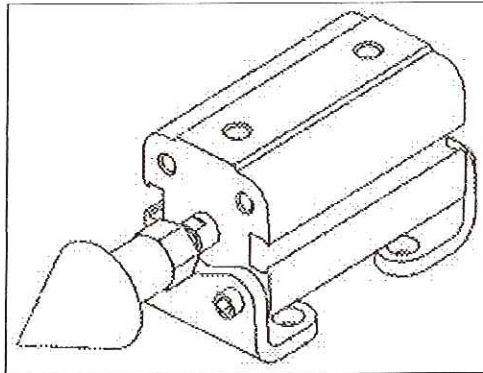
SolidWorks. Halbert Rodríguez Julio

9.2 FRENADO Y POSICIONAMIENTO DEL ALIMENTADOR AUTOMÁTICO

Como se explicó anteriormente, el alimentador automático es frenado en cada una de las estaciones por un mecanismo que se encuentra en su interior. Sin embargo, este mecanismo no es del todo muy preciso, por eso se debe tener en cuenta la posibilidad de que detenga el disco antes o después de la siguiente estación de trabajo. Con el fin de evitar este inconveniente, el disco del alimentador automático es diseñado con doce maquinados cónicos a su alrededor (figura 50), uno para cada estación de trabajo.

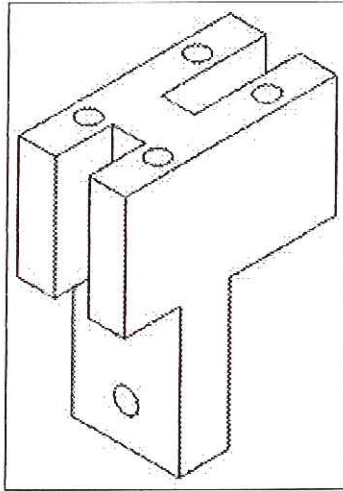
También, un cilindro neumático es provisto de una pieza cónica en su vástago, figura 52, y montado sobre el soporte de la figura 53. El diámetro del pistón es de 12 mm, por tanto ejerce una fuerza de 68 N a 6 bar de presión, la carrera del cilindro es de 10 mm ya que este se encuentra ubicado en la parte lateral derecha de la máquina. Cuando el disco gira y se detiene en la estación de trabajo, el cilindro avanza y la pieza cónica provista en su vástago encaja en uno de los maquinados del disco, corrigiendo de esta forma la posición del disco, figura 54.

Figura 52. Cilindro neumático (frenado y posicionamiento).



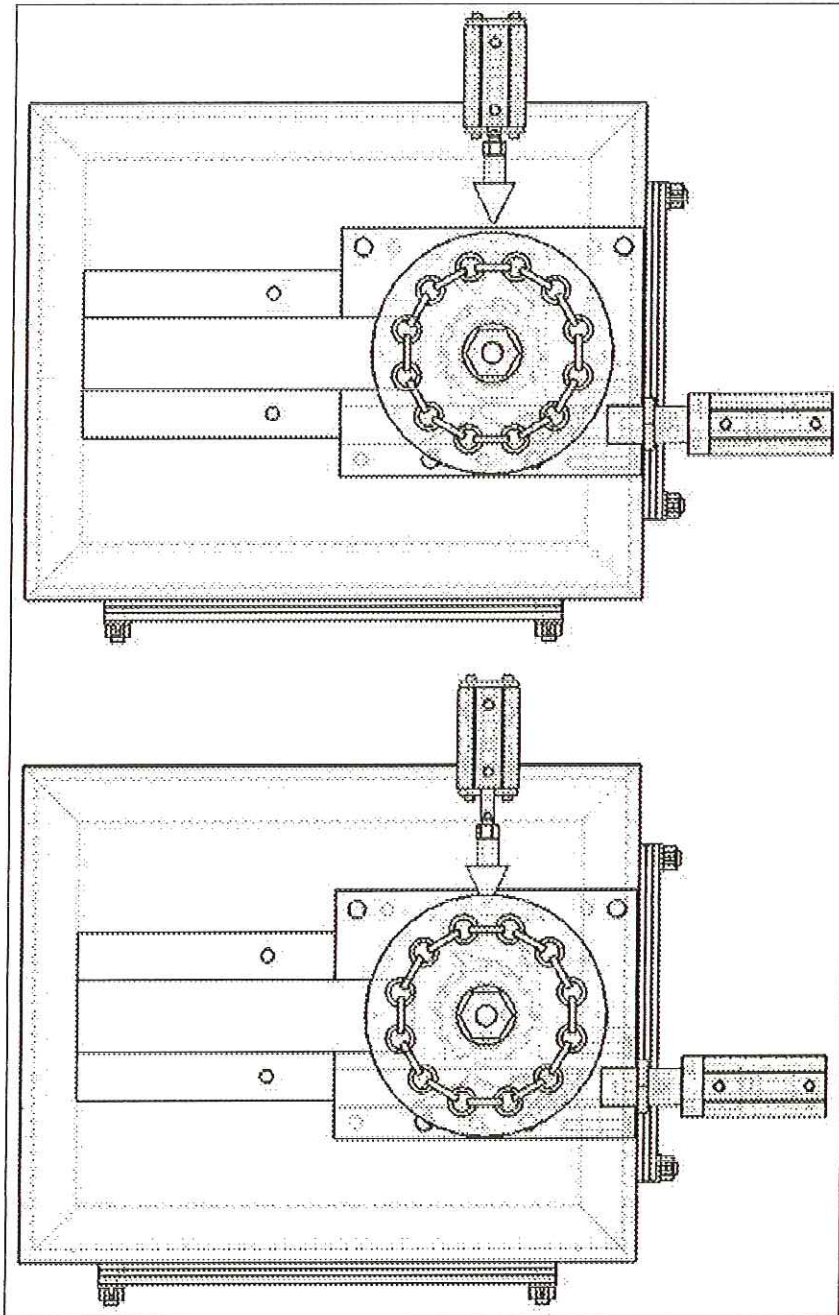
SolidWorks. Halbert Rodríguez Julio

Figura 53. Soporte del cilindro neumático (frenado y posicionamiento)



SolidWorks. Halbert Rodríguez Julio

Figura 54. Frenado y posicionamiento del disco.

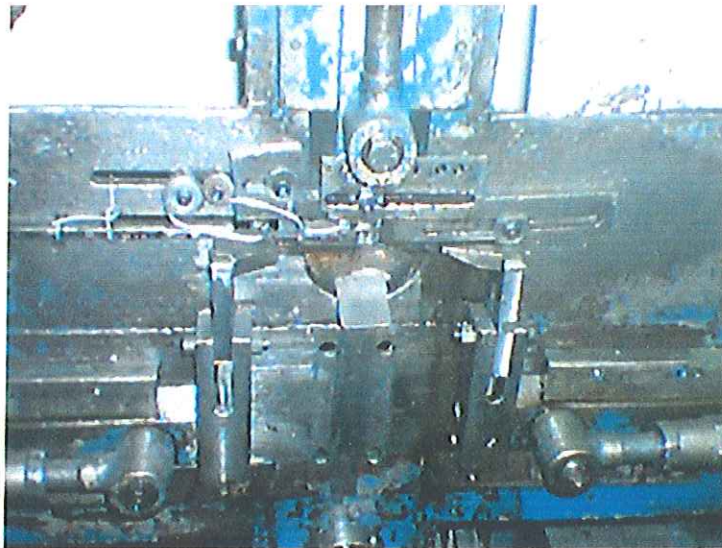


SolidWorks. Halbert Rodríguez Julio

9.3 DISEÑO DEL SISTEMA DE CARGA DE PRENSADO

En las instalaciones de trabajo de la empresa Fantaxías Ltda. son elaborados los *eslabones* utilizados en el ensamble de la cadena, las máquinas de pines como la que se muestra en la figura 55, son las encargadas de realizar esta tarea. En su eje vertical la máquina emplea una herramienta (*troquel*) que corta el alambre y ejerce una fuerza sobre otra pieza (*aguja*) que tiene la misma forma ó perfil del *eslabón* para doblar el alambre, mientras que los dos ejes horizontales con dos piezas en sus extremos cierran el *eslabón*.

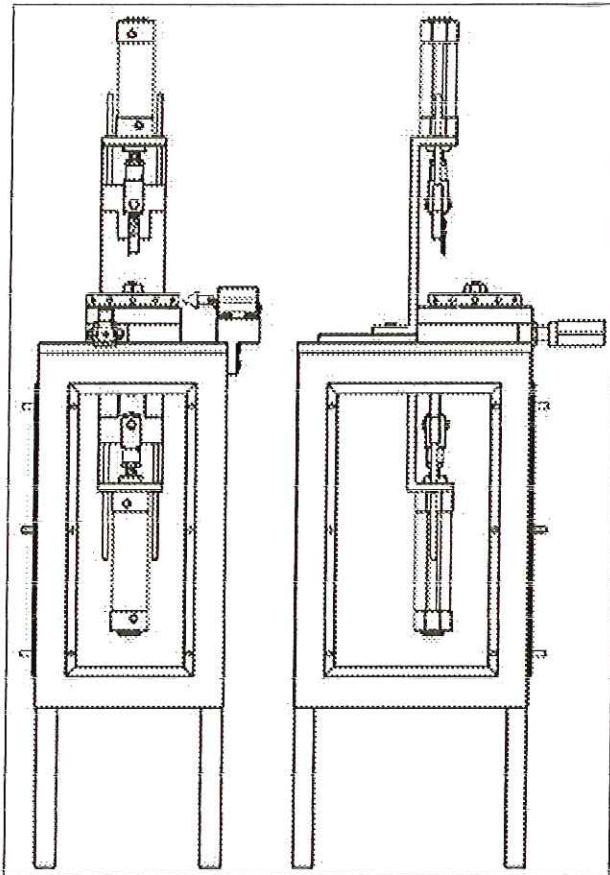
Figura 55. Máquina de pines.



FANTAXIAS LTDA. Halbert Rodríguez Julio

El sistema de carga de prensado que se muestra en la figura 56, es utilizado en la máquina ensambladora de cadenas para unir las *argollas* doblando los *eslabones*, y de esta forma generar la cadena de la figura 37.

Figura 56. Sistema de carga de prensado.

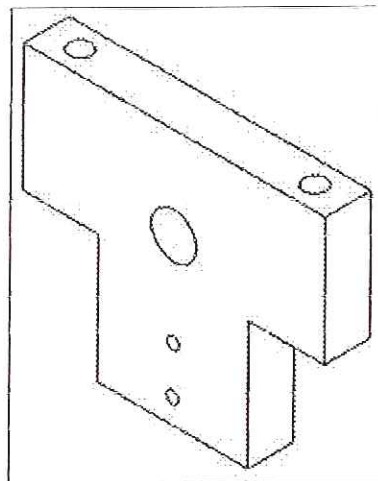


SolidWorks. Halbert Rodríguez Julio

En el sistema de carga de prensado dos cilindros neumáticos provistos de una horquilla en su vástago, se encuentran montados en sentidos contrarios como lo muestra la figura 56. La horquilla de cada cilindro está acoplada a una pieza llamada porta-troquel, figura 57, que como su mismo nombre lo dice es donde se monta el troquel, figura 58, que tiene el perfil del *eslabón*.

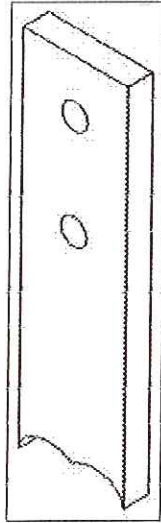
Como puede darse cuenta el principio de funcionamiento es muy sencillo, los dos cilindros ejercen una fuerza sobre el eslabón hasta un punto en que lo doblen, figura 59. El porta-troquel lleva soldada en sus extremos dos varillas, que pasan a través de un buje de bronce en el soporte del cilindro para evitar que el vástago y por tanto el troquel gire sobre su propio eje, figura 60.

Figura 57. Porta-troquel.



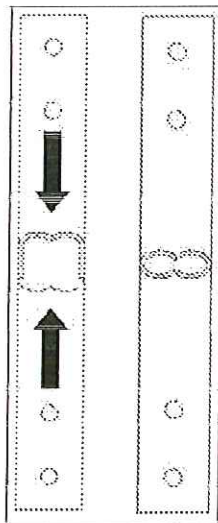
SolidWorks. Halbert Rodríguez Julio

Figura 58. Troquel.



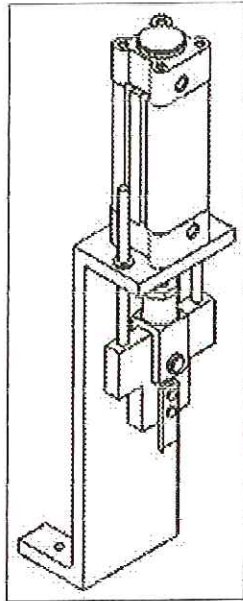
SolidWorks. Halbert Rodríguez Julio

Figura 59. Doblado del *eslabón*.



SolidWorks. Halbert Rodríguez Julio

Figura 60. Cilindro neumático de carga de prensado.



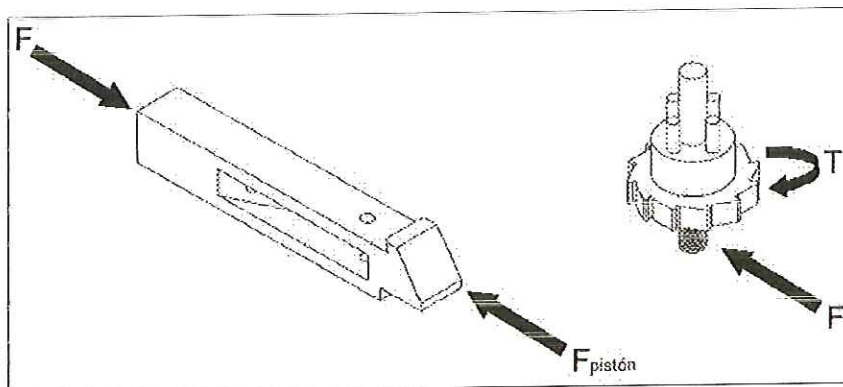
SolidWorks. Halbert Rodríguez Julio

MODELACIÓN CINÉMÁTICA Y DINÁMICA

9.4 CILINDRO NEUMÁTICO DEL ALIMENTADOR AUTOMÁTICO

Inicialmente para seleccionar el cilindro neumático del alimentador, es importante calcular la fuerza necesaria que debe ejercer el pistón de avance sobre el piñón de estaciones de trabajo para que gire el disco. En la figura 61 se representa el diagrama de cuerpo libre del pistón de avance y del piñón; de esta forma se puede obtener las sumatorias de fuerzas de las dos piezas.

Figura 61. Diagrama de cuerpo libre del pistón de avance y del piñón.



SolidWorks. Halbert Rodríguez Julio

Por tanto en el pistón de avance la sumatoria de fuerzas es:

$$\Sigma F = m \cdot a \quad \text{Ec. 9.4.1a}$$

$$F_{\text{pistón}} - F = m_{\text{pistón}} \cdot a \quad \text{Ec. 9.4.1b}$$

$$a = \frac{V_{\text{pistón}} - 0}{\Delta t} \quad \text{Ec. 9.4.1c}$$

Para el piñón de estaciones de trabajo la sumatoria de fuerzas es:

$$\Sigma T = I \cdot \alpha \quad \text{Ec. 9.4.1d}$$

$$F' \cdot r_{\text{disco}} = I \cdot \alpha \quad \text{Ec. 9.4.1e}$$

$$\alpha = \frac{\omega - 0}{\Delta t} \quad \text{Ec. 9.4.1f}$$

$$\omega = \frac{V_{\text{pistón}}}{r_{\text{piñón}}} \quad \text{Ec. 9.4.1g}$$

Despejando F de la (ecuación 9.4.1e) y reemplazándola en la (ecuación 9.4.1b), obtenemos:

$$F_{\text{pistón}} - \frac{I \cdot \alpha}{r_{\text{disco}}} = m_{\text{pistón}} \cdot a \quad \text{Ec. 9.4.1h}$$

$$F'_{\text{pistón}} = m_{\text{pistón}} \cdot a + \frac{I \cdot \alpha}{r_{\text{disco}}} \quad \text{Ec. 9.4.1i}$$

donde:

$$I = m_{\text{disco}} \cdot r_{\text{disco}}^2 \quad \text{Ec. 9.4.1j}$$

entonces se tiene que:

$$F'_{\text{pistón}} = m_{\text{pistón}} \cdot a + \frac{m_{\text{disco}} \cdot r_{\text{disco}}^2 \cdot \alpha}{r_{\text{disco}}} \quad \text{Ec. 9.4.1k}$$

$$F_{pistón} = m_{pistón} \cdot a + m_{disco} \cdot r_{disco} \cdot \alpha$$

Ec. 9.4.11

Para $\Delta t = 0.10s$, $V_{pistón} = 2.2105m/s$, $r_{piñón} = 47.95 \times 10^{-3}m$; tenemos:

$$a = 22.105m/s^2$$

$$\omega = 46.1Hz$$

$$\alpha = 4611/s^2$$

Suponiendo que el disco y el pistón de avance son de acero al carbono 1045 y Cold Roll respectivamente, obtenemos:

$$m_{disco} = 1.03328Kg$$

$$m_{pistón} = 0.286Kg$$

Reemplazando estos valores en la (ecuación 9.4.11), tenemos que la fuerza necesaria para girar el disco es:

$$F_{pistón} = \left(0.286 Kg \cdot 22.105 m/s^2\right) + \left(1.03328 Kg \cdot 0.0575 m \cdot 461 1/s^2\right)$$

$$F_{pistón} = 33.712 N$$

Un cilindro neumático compacto ADVU de FESTO, con un pistón de 12 mm de diámetro, en el avance ejerce una fuerza de 68 N cuando trabaja a 6 bar de presión. Este cilindro compacto con un 50 % menos espacio necesario para el montaje, pero igual fuerza que un cilindro normalizado comparable, duplica la fuerza requerida para girar el alimentador automático. La carrera del cilindro debe ser igual a la distancia recorrida por el pin acoplado entre, el cilindro neumático y

el pistón de avance, el cual se desplaza por un maquinado que se encuentra en la base o tapa inferior del alimentador automático (figura 40).

9.5 CILINDRO NEUMÁTICO DEL SISTEMA DE CARGA DE PRENSADO

Para seleccionar los dos cilindros neumáticos del sistema de carga de prensado, es indispensable calcular la fuerza necesaria que deben ejercer los cilindros sobre el *eslabón* para doblarlo a la forma deseada.

Debido a que se desconocen las propiedades mecánicas de los *eslabones*, se realizó en un laboratorio de resistencia de materiales un ensayo de dureza. Los resultados que se obtuvieron fueron: una dureza Brinell de 135 y una resistencia mecánica (*UTS*) de 1 MPa. Conociendo la resistencia mecánica del material, se aplica la siguiente fórmula para calcular la fuerza de doblado:

$$F_{\text{doblado}} = K_d \cdot UTS \cdot A \cdot 0.75 \quad \text{Ec. 9.5.1}$$

$$A = p \cdot l \quad \text{Ec. 9.5.2}$$

Para un diámetro $p = 8.3 \cdot 10^{-3} \text{ m}$, una longitud $l = 31.6 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ y reemplazando estos valores en la ecuación 9.5.2, obtenemos:

$$A = (8.3 \times 10^{-3} \text{ m}) \cdot (31.6 \times 10^{-3} \text{ m})$$

$$A = 2.62 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Para $K_d = 1$, $UTS = 1 \text{ MPa}$

$$F_{doblado} = 1 \cdot (1MPa) \cdot (2.62 \times 10^{-4} m^2) \cdot 0.75$$

$$F_{doblado} = 196.5 N$$

Un cilindro neumático DNC de FESTO, con un pistón de 32 mm de diámetro, en el avance ejerce una fuerza de 483 N cuando trabaja a 6 bar de presión. Este cilindro normalizado, excede un poco mas del doble de la fuerza requerida para doblar los eslabones. El diámetro mencionado anteriormente, es el menor en estos cilindros, la solución que se plantea es utilizar una válvula reguladora de presión para que la máquina pueda trabajar mas adelante con materiales de una resistencia mecánica más alta. La carrera de los cilindros debe ser igual a la distancia que existe desde su respectivo soporte hasta el disco del alimentador automático.

Las ecuaciones matemáticas del capítulo 4 del libro, son aplicadas en esta etapa de la metodología de diseño mecatrónico para describir el comportamiento de los actuadores (*cilindros neumáticos*) en función del tiempo. Conociendo algunos parámetros de construcción como el área del pistón, el área del vástago, la carrera, la presión de trabajo y suponiendo un ciclo de trabajo se realiza el análisis dinámico.

Para el cilindro neumático de avance del alimentador automático de doce estaciones:

$$C = 2.1\text{cm} \quad \phi_{\text{pistón}} = 1.2\text{cm} \quad \phi_{\text{vástago}} = 0.6\text{cm} \quad P = 6\text{bar} \quad n = 30$$

$$A_{\text{pistón}} = \pi \cdot (r_{\text{pistón}})^2 = \pi \cdot (0.6\text{cm})^2 = 1.131\text{cm}^2$$

$$A_{\text{vástago}} = \pi \cdot (r_{\text{vástago}})^2 = \pi \cdot (0.3\text{cm})^2 = 0.2827\text{cm}^2$$

$$A_{\text{anular}} = A_{\text{pistón}} - A_{\text{vástago}} = 1.131\text{cm}^2 - 0.2827\text{cm}^2 = 0.8483\text{cm}^2$$

Aplicando la ecuación 4.1.2c:

$$Q = \frac{\pi \cdot C \cdot P \cdot n}{4000} (2(\phi_{\text{pistón}})^2 - (\phi_{\text{vástago}})^2)$$

Obtenemos:

$$Q = \frac{\pi \cdot (2.1\text{cm}) \cdot (6\text{bar}) \cdot 30}{4000} (2(1.2\text{cm})^2 - (0.6\text{cm})^2) = 0.748 \frac{\text{lt}}{\text{min}}$$

$$V_{\text{avance}} = \frac{Q}{A_{\text{pistón}}} = \frac{(0.748 \text{lt}/\text{min})}{(1.131\text{cm}^2)} = 661.36 \frac{\text{cm}}{\text{min}}$$

$$t_{\text{avance}} = \frac{C}{V_{\text{avance}}} = \frac{(2.1\text{cm})}{(661.36 \text{cm}/\text{min})} = 3.175 \times 10^{-3} \text{min}$$

$$V_{\text{retroceso}} = \frac{Q}{A_{\text{anular}}} = \frac{(0.748 \text{lt}/\text{min})}{(0.8483\text{cm}^2)} = 881.76 \frac{\text{cm}}{\text{min}}$$

$$t_{\text{retroceso}} = \frac{C}{V_{\text{retroceso}}} = \frac{(2.1\text{cm})}{(881.76 \text{cm}/\text{min})} = 2.3816 \times 10^{-3} \text{min}$$

Para el cilindro neumático de frenado y posicionamiento:

$$C = 1\text{cm} \quad \phi_{\text{pistón}} = 1.2\text{cm} \quad \phi_{\text{vástago}} = 0.6\text{cm} \quad P = 6\text{bar} \quad n = 30$$

Debido a que los parámetros de construcción de este cilindro son iguales a los del cilindro de avance del alimentador, a excepción de la carrera:

$$A_{\text{pistón}} = 1.131\text{cm}^2 \quad A_{\text{vástago}} = 0.2827\text{cm}^2 \quad A_{\text{anular}} = 0.8483\text{cm}^2$$

Aplicando la ecuación 4.1.2c:

$$Q = \frac{\pi \cdot (1\text{cm}) \cdot (6\text{bar}) \cdot 30}{4000} (2(1.2\text{cm})^2 - (0.6\text{cm})^2) = 0.356 \frac{\text{lt}}{\text{min}}$$

$$V_{\text{avance}} = \frac{Q}{A_{\text{pistón}}} = \frac{(0.356\text{lt}/\text{min})}{(1.131\text{cm}^2)} = 314.76 \frac{\text{cm}}{\text{min}}$$

$$t_{\text{avance}} = \frac{C}{V_{\text{avance}}} = \frac{(1\text{cm})}{(314.76\text{cm}/\text{min})} = 3.177 \times 10^{-3} \text{min}$$

$$V_{\text{retroceso}} = \frac{Q}{A_{\text{anular}}} = \frac{(0.356\text{lt}/\text{min})}{(0.8483\text{cm}^2)} = 419.66 \frac{\text{cm}}{\text{min}}$$

$$t_{\text{retroceso}} = \frac{C}{V_{\text{retroceso}}} = \frac{(1\text{cm})}{(419.66\text{cm}/\text{min})} = 2.383 \times 10^{-3} \text{min}$$

Para el cilindro neumático de carga de prensado superior:

$$C = 5\text{cm} \quad \phi_{\text{pistón}} = 3.2\text{cm} \quad \phi_{\text{vástago}} = 1.2\text{cm} \quad P = 6\text{bar} \quad n = 30$$

$$A_{\text{pistón}} = \pi \cdot (r_{\text{pistón}})^2 = \pi \cdot (1.6\text{cm})^2 = 8.0425\text{cm}^2$$

$$A_{\text{vástago}} = \pi \cdot (r_{\text{vástago}})^2 = \pi \cdot (0.6\text{cm})^2 = 1.131\text{cm}^2$$

$$A_{\text{anular}} = A_{\text{pistón}} - A_{\text{vástago}} = 8.0425\text{cm}^2 - 1.131\text{cm}^2 = 6.9115\text{cm}^2$$

Aplicando la ecuación 4.1.2c:

$$Q = \frac{\pi \cdot (5\text{cm}) \cdot (6\text{bar}) \cdot 30}{4000} (2(3.2\text{cm})^2 - (1.2\text{cm})^2) = 13.4586 \frac{\text{lt}}{\text{min}}$$

$$V_{\text{avance}} = \frac{Q}{A_{\text{pistón}}} = \frac{(13.4586 \text{lt}/\text{min})}{(8.0425\text{cm}^2)} = 1673.435 \frac{\text{cm}}{\text{min}}$$

$$t_{\text{avance}} = \frac{C}{V_{\text{avance}}} = \frac{(5\text{cm})}{(1673.435 \text{cm}/\text{min})} = 2.988 \times 10^{-3} \text{ min}$$

$$V_{\text{retroceso}} = \frac{Q}{A_{\text{anular}}} = \frac{(13.4586 \text{lt}/\text{min})}{(6.9115\text{cm}^2)} = 1947.276 \frac{\text{cm}}{\text{min}}$$

$$t_{\text{retroceso}} = \frac{C}{V_{\text{retroceso}}} = \frac{(5\text{cm})}{(1947.276 \text{cm}/\text{min})} = 2.5677 \times 10^{-3} \text{ min}$$

Para el cilindro neumático de carga de prensado inferior:

$$C = 8\text{cm} \quad \phi_{\text{pistón}} = 3.2\text{cm} \quad \phi_{\text{vástago}} = 1.2\text{cm} \quad P = 6\text{bar} \quad n = 30$$

Debido a que los parámetros de construcción de este cilindro son iguales a los del cilindro de avance del alimentador, a excepción de la carrera:

$$A_{\text{pistón}} = 8.0425\text{cm}^2 \quad A_{\text{vástago}} = 1.131\text{cm}^2 \quad A_{\text{anular}} = 6.9115\text{cm}^2$$

Aplicando la ecuación 4.1.2c:

$$Q = \frac{\pi \cdot (8\text{cm}) \cdot (6\text{bar}) \cdot 30}{4000} (2(3.2\text{cm})^2 - (1.2\text{cm})^2) = 21.534 \frac{\text{lt}}{\text{min}}$$

$$V_{\text{avance}} = \frac{Q}{A_{\text{pistón}}} = \frac{(21.534 \text{lt}/\text{min})}{(8.0425\text{cm}^2)} = 2677.526 \frac{\text{cm}}{\text{min}}$$

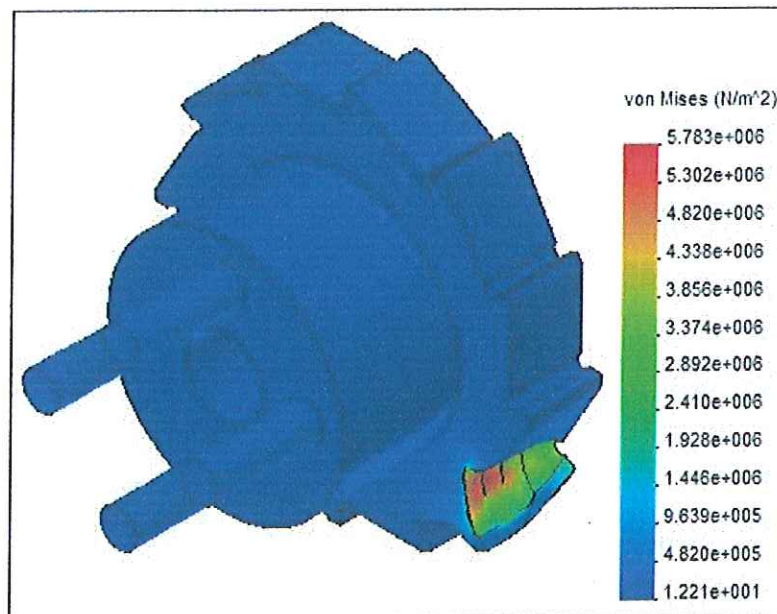
$$t_{avance} = \frac{C}{V_{avance}} = \frac{(8cm)}{(2677.526 cm/min)} = 2.98 \times 10^{-3} \text{ min}$$

$$V_{retroceso} = \frac{Q}{A_{anular}} = \frac{(21.534 l/min)}{(6.9115 cm^2)} = 3115.677 \frac{cm}{min}$$

$$t_{retroceso} = \frac{C}{V_{retroceso}} = \frac{(8cm)}{(3115.677 cm/min)} = 2.567 \times 10^{-3} \text{ min}$$

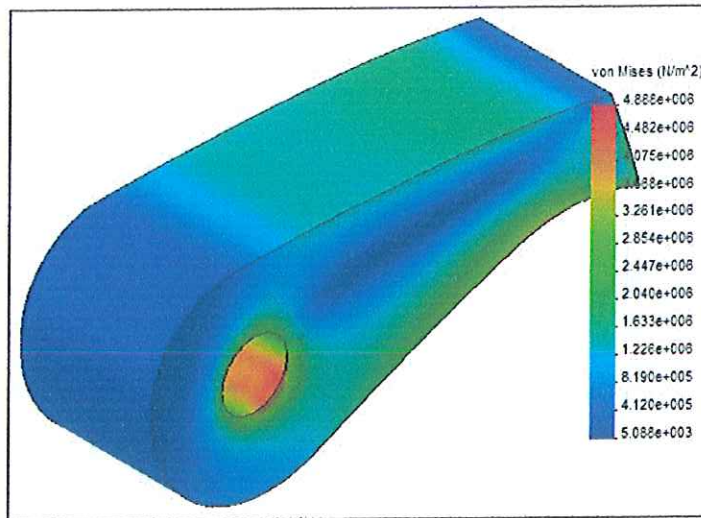
ANÁLISIS DE ESFUERZOS

Figura 62. Análisis Von Mises para el piñón de estaciones de trabajo.



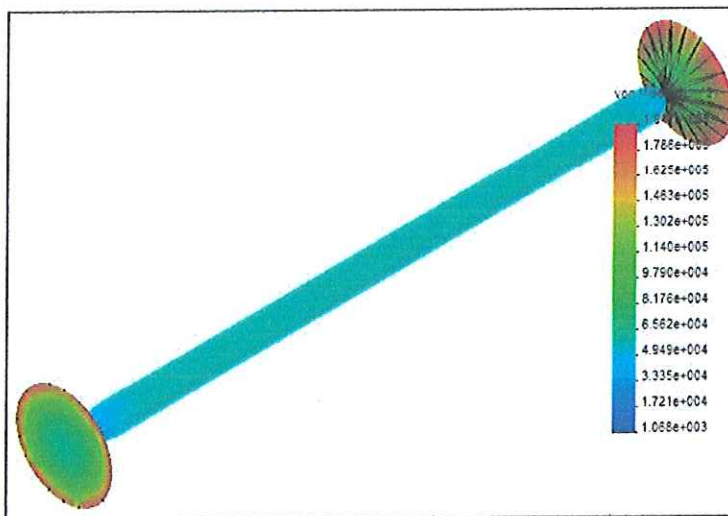
COSMOSXpressStudy. Halbert Rodríguez Julio

Figura 63. Análisis Von Mises para la pieza interna del pistón de avance.



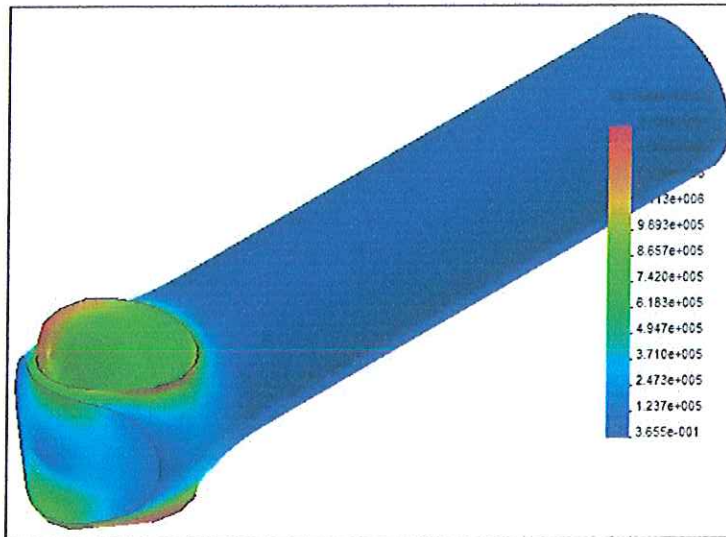
COSMOSXpressStudy. Halbert Rodríguez Julio

Figura 64. Análisis Von Mises para el eje de la pieza interna del pistón de avance.



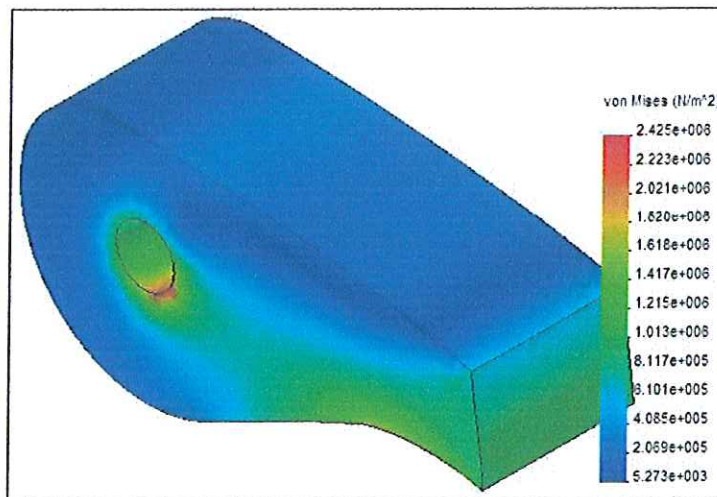
COSMOSXpressStudy. Halbert Rodríguez Julio

Figura 65. Análisis Von Mises para el eje acoplado al cilindro del alimentador.



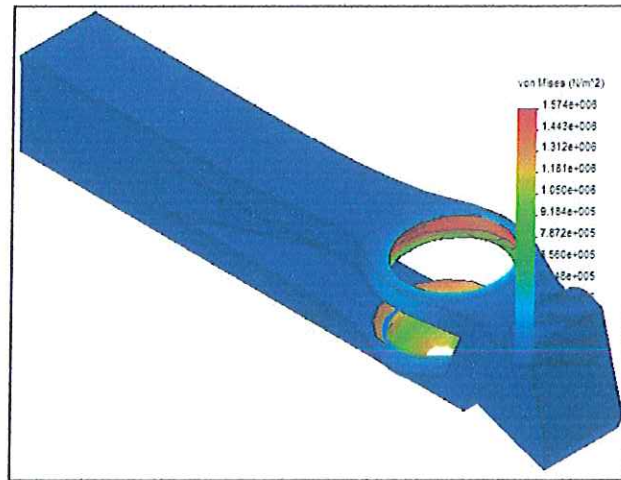
COSMOSXpressStudy. Halbert Rodríguez Julio

Figura 66. Análisis Von Mises para el freno mecánico.



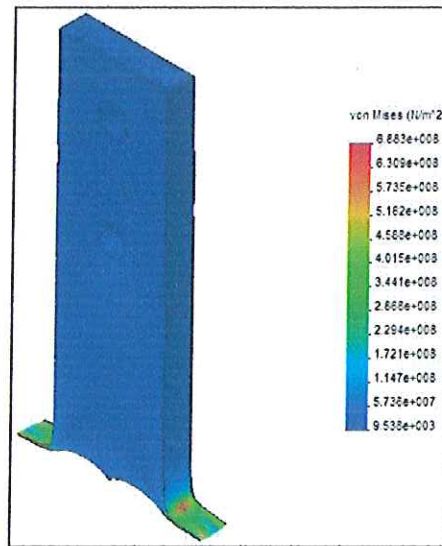
COSMOSXpressStudy. Halbert Rodríguez Julio

Figura 67. Análisis Von Mises para el pistón de avance.



COSMOSXpressStudy. Halbert Rodríguez Julio

Figura 68. Análisis Von Mises para el troquel.



COSMOSXpressStudy. Halbert Rodríguez Julio

Tabla 1. Resultados de tensión realizados con el software COSMOSXpressStudy.

	Piñón	Pieza Interna de Avance	Eje de la Pieza Interna de Avance	Eje Acoplado al Cilindro del Alimentador	Freno Mecánico	Pistón de Avance	Troquel
Material	AISI 1020	AISI 1020	AISI 1020	AISI 1020	AISI 1020	AISI 1020	4140 OQT 400
Masa [Kg]	0.18861	0.0300665	0.0049792	0.0468337	0.0268979	0.272438	0.0131936
Volumen [m ³]	2.38*10 ⁻⁵	3.80*10 ⁻⁶	6.30*10 ⁻⁷	5.92*10 ⁻⁶	3.40*10 ⁻⁶	3.44*10 ⁻⁵	1.69*10 ⁻⁶
Von Mises Min. [N/m ²]	12.2122	5088.06	1067.95	0.365451	5272.83	2.06043	9538.44
Von Mises Máx. [N/m ²]	5.78*10 ⁶	4.88*10 ⁶	194738	1.48*10 ⁶	2.42*10 ⁶	1.57*10 ⁻⁶	6.88*10 ⁸
Factor de Escala	1.17*10 ⁵	3178.5	3.45*10 ⁶	2.5*10 ⁵	10242	4.16*10 ⁵	151.67
Factor de Seguridad	60.7891	71.9184	1805.35	236.909	145.005	223.296	2.12131

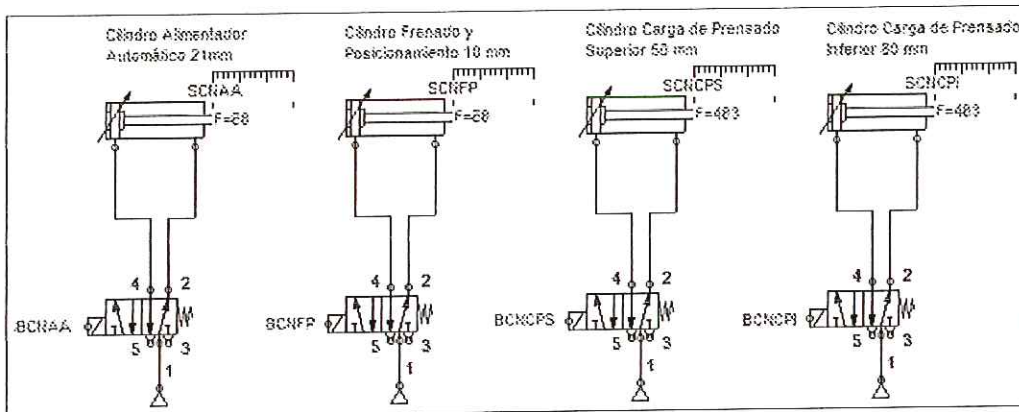
MODELO DE CONTROLADOR

9.6 CIRCUITO NEUMÁTICO

En el libro del capítulo 2 en adelante se habla sobre el aire comprimido, que es la energía de trabajo utilizada por los circuitos neumáticos. También se explicaron los principios de funcionamiento de los cilindros neumáticos de doble efecto, las válvulas direccionales accionadas con solenoide y los detectores magnéticos. Los detectores magnéticos son los sensores que nos van a permitir conocer el estado de los cilindros neumáticos y de esta forma generar una secuencia de control para que la máquina empiece su proceso de ensamblaje de la cadena. En la figura 69 se representa de una forma simbólica todos los componentes que conforman este circuito, en este esquema se omitieron detalles como la unidad de mantenimiento

FRL que por supuesto debe ser instalada para el buen funcionamiento y cuidado de la máquina una vez construida.

Figura 69. Circuito neumático.



FluidSIM-P FESTO. Halbert Rodríguez Julio

CONVENCIONES:

SCNAA: Sensor cilindro neumático alimentador automático.

BCNAA: Bobina cilindro neumático alimentador automático.

SCNFP: Sensor cilindro neumático frenado y posicionamiento.

BCNFP: Bobina cilindro neumático frenado y posicionamiento.

SCNCPS: Sensor cilindro neumático carga de prensado superior.

BCNCPS: Bobina cilindro neumático carga de prensado superior.

SCNCPI: Sensor cilindro neumático carga de prensado inferior.

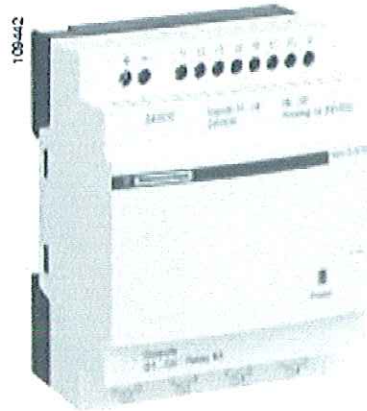
BCNCPI: Bobina cilindro neumático carga de prensado inferior.

El circuito neumático de la figura 69, consta de cuatro cilindros neumáticos de doble efecto, cuatro electroválvulas 5/2 monoestables de 24 VDC a 4.5 W y cuatro sensores magnéticos, uno para cada cilindro neumático. Además se necesita dos pulsadores, uno para dar inicio al ciclo de trabajo y otro para la parada de emergencia en caso tal que la allá.

Por lo tanto el controlador utilizado para el funcionamiento de la máquina ensambladora de cadenas, tiene las siguientes características ó parámetros de construcción:

- ✓ Fuente de 24V DC a 100 mA.
- ✓ Número de I/O 12: 8 Digitales y 4 Análogas de 0...10V.
- ✓ Valor Nominal de las entradas digitales: 24 VDC a 4 mA.
- ✓ Relés de salida N/O 4: 240 V a 8 A.
- ✓ Estado 1: ≥ 15 VDC y ≥ 2.20 mA.
- ✓ Estado 0: ≤ 5 VDC y ≤ 0.75 mA.

Figura 70. PLC de Telemecanique, Zelio SR2 E121BD.



SR2 E121BD

www.telemecanique.com.co

En el caso de escoger el PLC mostrado en la figura 70, el valor de la fuente de voltaje, corresponde a la suma del consumo de corriente de las cuatro electroválvulas más el consumo de corriente del PLC. Para cada electroválvula, tenemos:

$$P_{bobina} = V_{bobina} * I_{bobina} \quad I_{bobina} = \frac{P_{bobina}}{V_{bobina}} = \frac{4.5W}{24V} = 187.5mA$$

$$I_{fuente} = (4 * I_{bobina}) + I_{PLC} = (4 * 187.5mA) + 100mA = 850mA$$

Sobredimensionando el valor de la fuente en un 20%, se necesita una fuente de 24 VDC a 1020 mA para alimentar el circuito electrónico de control. Es importante,

a la hora de adquirir el controlador tener en cuenta la corriente a la cual trabajan las bobinas de las electroválvulas y compararlas con la corriente que entregan las salidas del controlador. Si la corriente de las electroválvulas es más alta, se pueden utilizar una fuente de voltaje adicional y contactos que sean energizados al mismo voltaje y corriente que entregan las salidas del controlador.

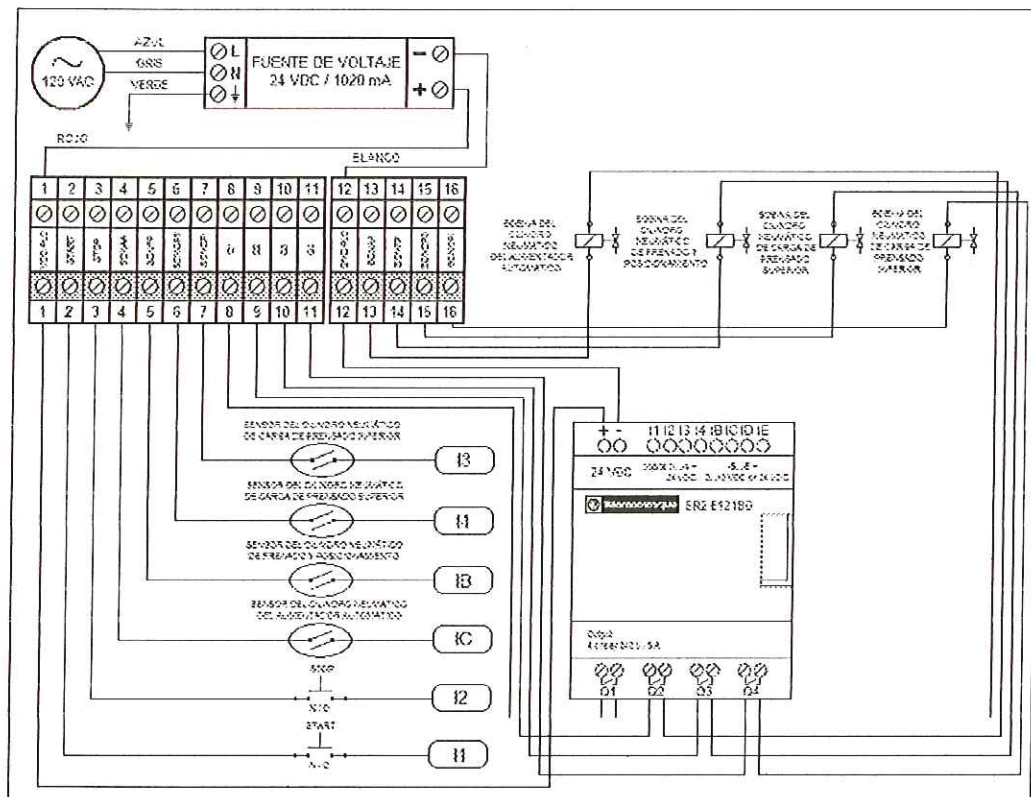
DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL

Antes de diseñar el sistema de control del circuito neumático de la figura 69, es necesario plantear la secuencia de trabajo para el funcionamiento de la máquina ensambladora de cadenas. Inicialmente el cilindro del alimentador automático (A), avanza haciendo girar el disco a la primera posición de trabajo, después avanza el cilindro de frenado y posicionamiento (B) alineando el disco en la estación de trabajo actual, este se mantiene afuera mientras el cilindro (A) regresa a su posición inicial.

Luego avanza el cilindro de carga de prensado superior (C), cuando este finaliza su carrera avanza el cilindro de carga de prensado inferior (D), doblando el eslabón que se encuentra en la estación de trabajo. Terminado el proceso de doblado, el cilindro (D) regresa e inmediatamente después lo hace el cilindro (C); y

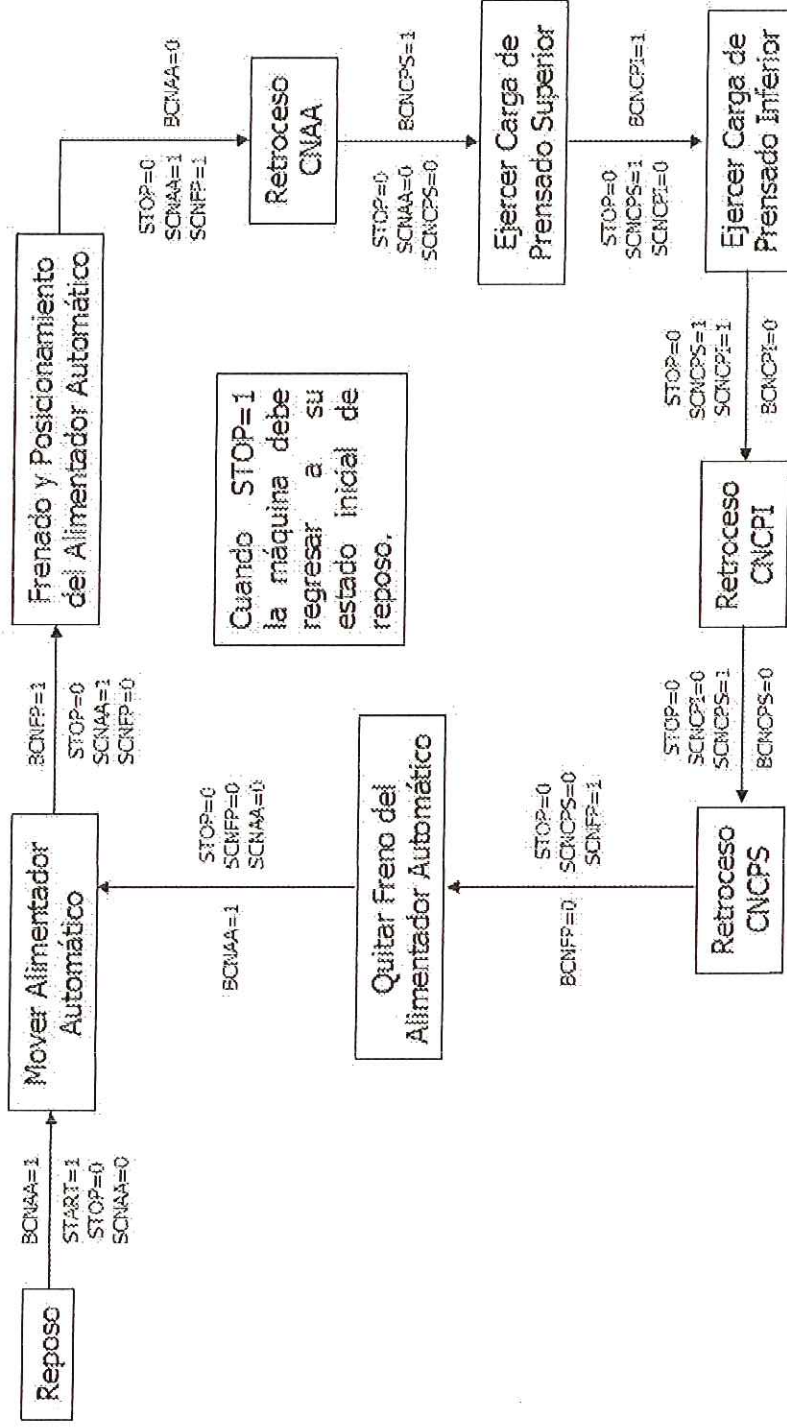
finalmente el cilindro (B) regresa, para dar paso a otro ciclo de trabajo. En conclusión la secuencia de trabajo es: (A+ / B+ / A- / C+ / D+ / D- / C- / B-).

Figura 71. Circuito electrónico.



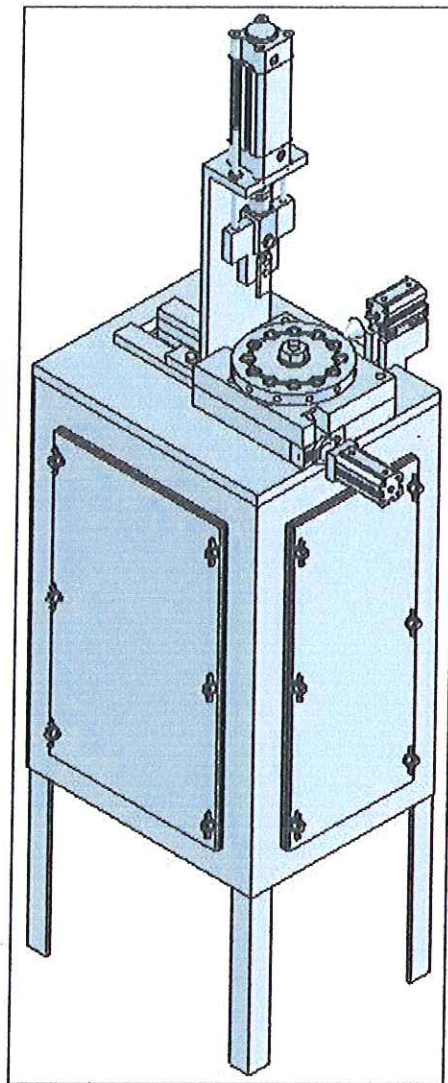
Halbert Rodríguez Julio

Figura 72. Diagrama de estados.



Halbert Rodríguez Julio

Figura 73. Modelo en CAD de la máquina ensambladora de cadenas.



SolidWorks. Halbert Rodríguez Julio

CONCLUSIONES

Las máquinas ensambladoras de cadenas que se observaron durante el proceso de investigación, cuentan con un sistema complejo compuesto por una serie de mecanismos, que van desde la entrada o alimentación de la materia prima (alambre) hasta la salida del producto deseado (cadena eslabonada).

La selección de los materiales se realizó después de observar la distribución de los esfuerzos en las piezas que son sometidas a mayores cargas, para esto se tuvieron en cuenta las propiedades mecánicas de los materiales que posteriormente fueron imprescindibles en la modelación de las piezas.

El algoritmo de programación para el sistema de control se elaboró con diagramas de estados la cual es una herramienta muy poderosa, ya que gracias a ella nos permite determinar las diferentes fases o etapas por las que pasa la máquina ensambladora de cadenas.

Se diseñó la máquina ensambladora de cadenas con un modelo en CAD, que ayuda a determinar las características mecánicas de la máquina, cumpliendo con los parámetros permitidos en la ingeniería y utilizando un software (SolidWorks).

La simulación computacional me permitió visualizar los diferentes recorridos ó trayectorias de las piezas y de los actuadores que conforman la máquina ensambladora de cadenas, cuando esta se encuentra en funcionamiento.

BIBLIOGRAFÍA

SISTEMAS NEUMÁTICOS PRINCIPIOS Y MANTENIMIENTO. S. R. Majumdar.
Editorial Mc Graw Hill. México 1997.

NEUMÁTICA. A. Serrano Nicolás. Editorial Paraninfo. España 1997.

PROCESOS DE MANUFACTURA. John A. Schey. Editorial Mc Graw Hill. México
2002.

CONTROLADORES LÓGICOS Y AUTOMATAS PROGRAMABLES. Mandado
Pérez, Enrique. Acevedo, Jorge Marcos. Pérez López Serafín. Editorial
Alfaomega. México1999.

MECÁNICA DE SÓLIDOS. Popov, Egor P. Editorial Pearson Educación. México
2000.

WWW.FESTO.COM.CO. En esta página web se encontraron las hojas de datos
de las electroválvulas, los actuadores y todos los dispositivos neumáticos utilizados
en este proyecto para diseñar la máquina ensambladora de cadenas.

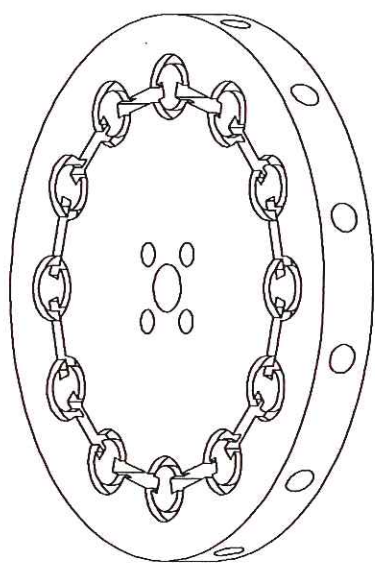
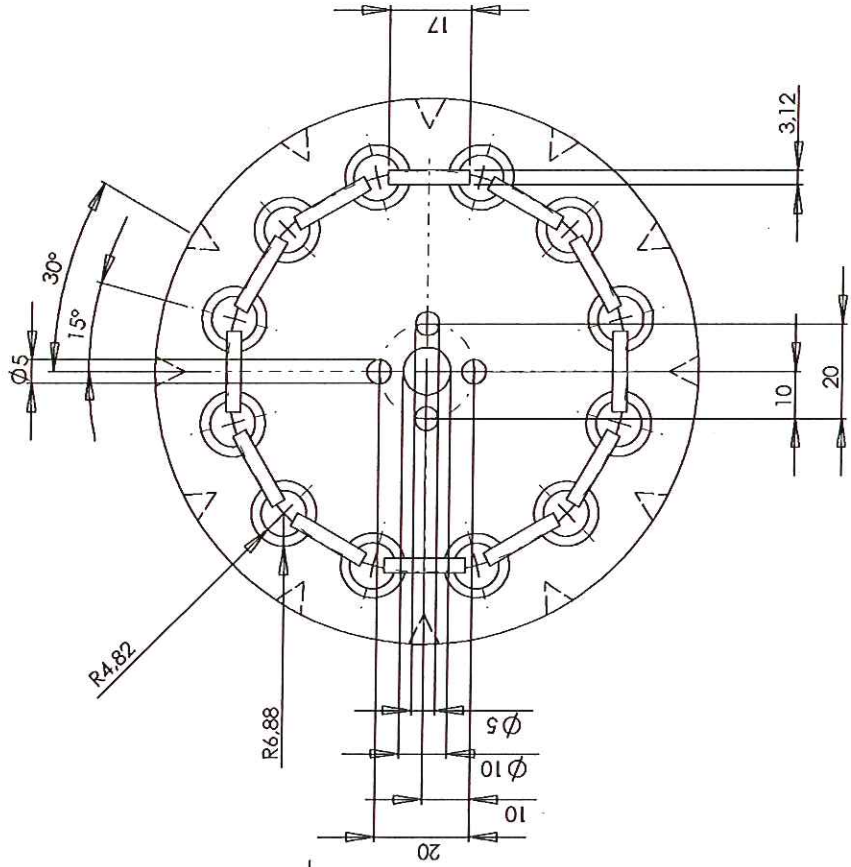
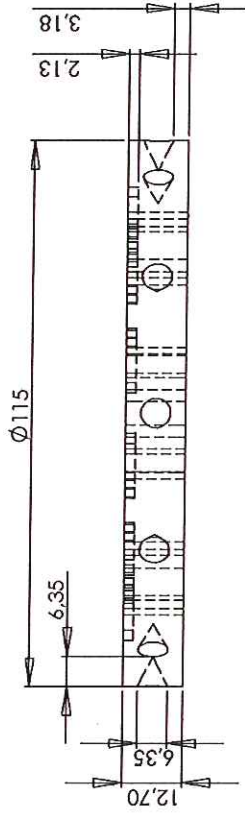
WWW.TELEMECANIQUE.COM.CO. En esta página web se encontró el catálogo de funcionamiento del PLC propuesto en este proyecto para el sistema de control de la máquina ensambladora de cadenas.

DOBUJO INDUSTRIAL CONJUNTOS Y DESPIECES. Auria Apilluelo, José M. Ibáñez Carabaotes, Pedro. Ubieto Artur, Pedro. Editorial Paraninfo. España 2000.

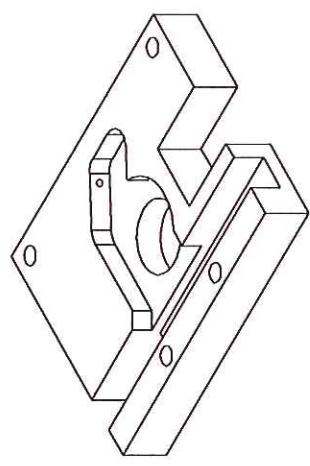
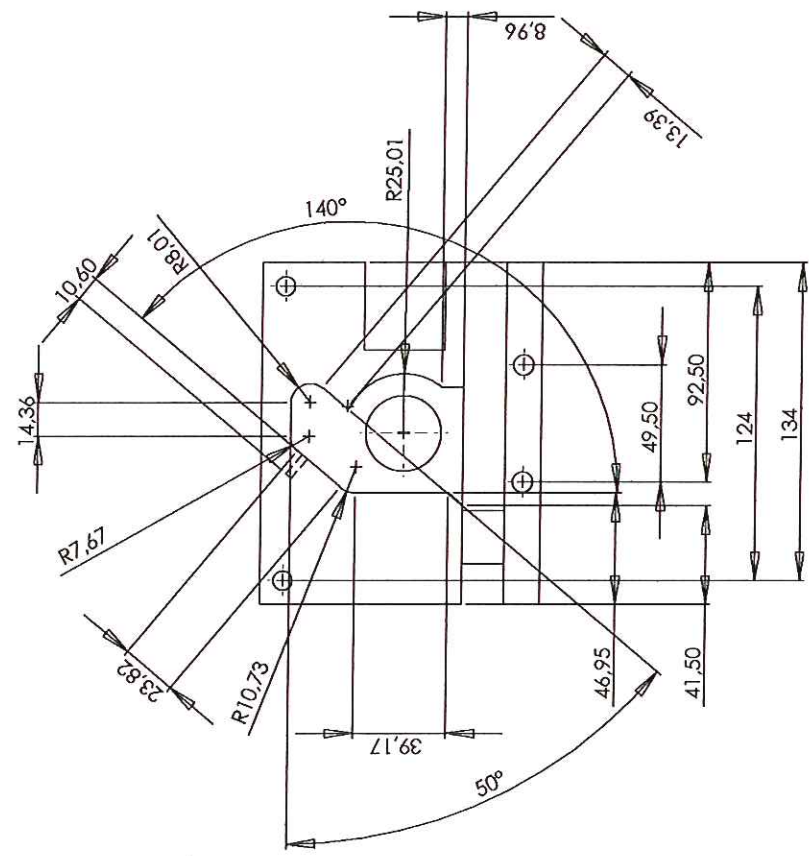
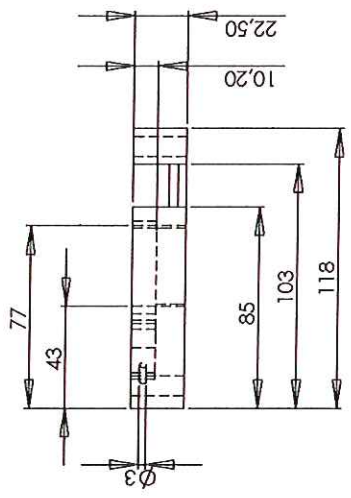
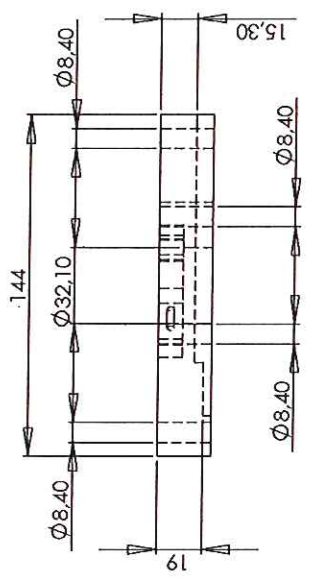
CONTROL ELECTRONEUMÁTICO Y ELECTRÓNICO. Hyde, J. Regue, J. Cuspinera, A. Editorial Alfaomega Marcombo. España 1998.

APLICACIONES INDUSTRIALES DE LA NEUMÁTICA. Guillén Salvador, Antonio. Editorial Alfaomega Marcombo. España 1999.

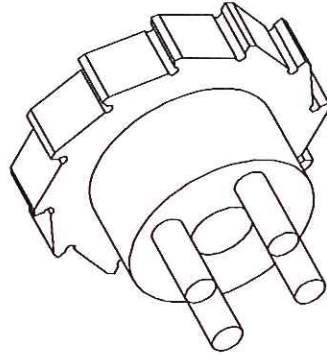
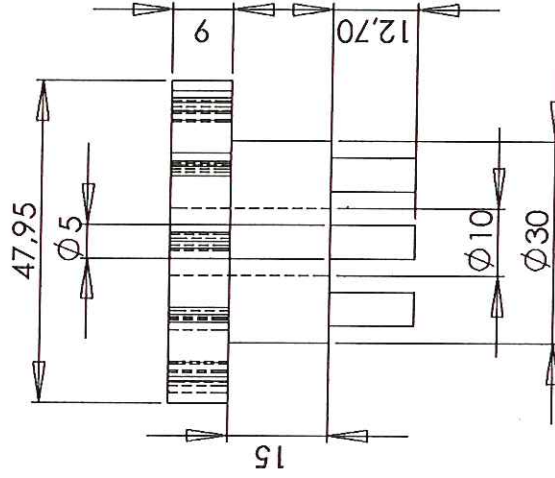
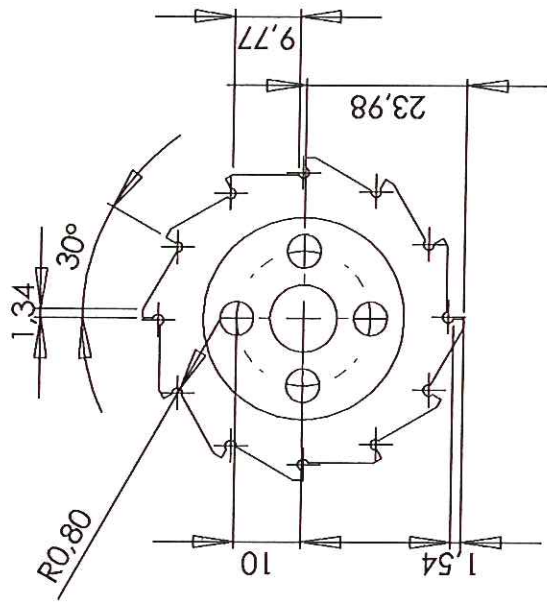
ANEXOS



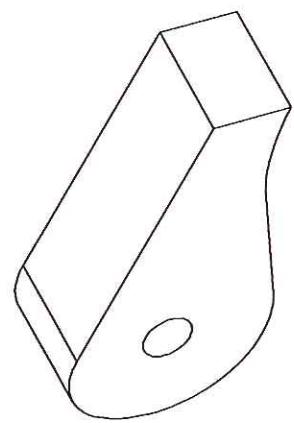
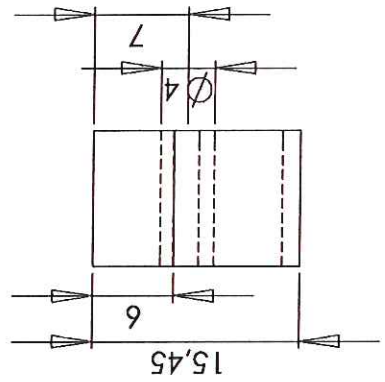
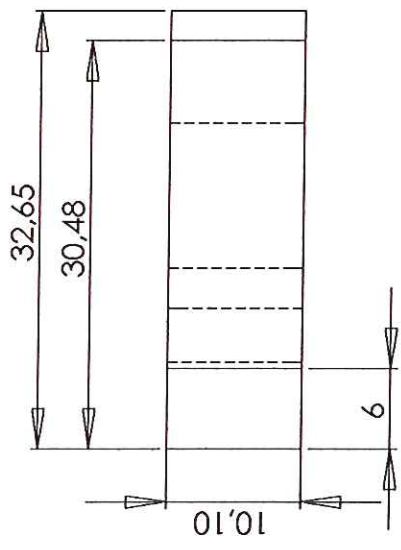
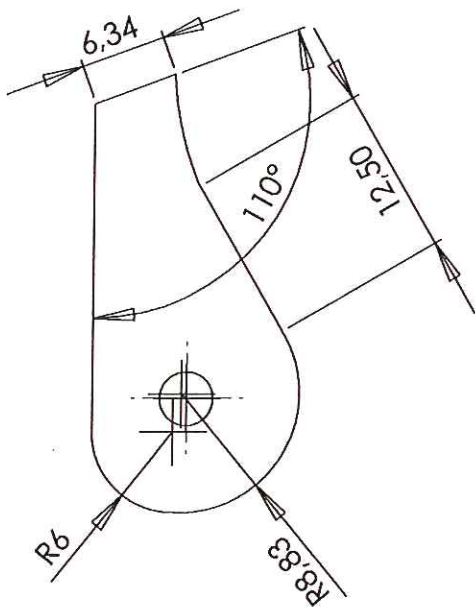
1	Disco de doce estaciones de trabajo	F. 1902	
2	Disco de doce estaciones de trabajo	Materia y medidas	
Marco Nº Fiscal	Designación y observaciones	Nombre	Tol. no indicadas UNE EN 22746-mm
Fecha	Nombre	Firma	Escala:
2005 05 22	HALBERT RODRIGUEZ JULIO		1:1
Dibujado			
Comprobado			
Conjunto:		UNAB	
Título:		Conjunto Nº: 1.01	
ALIMENTADOR AUTOMÁTICO DE DOCE ESTACIONES DE TRABAJO		Plano Nº: 1.01.02	
DISCO DE DOCE ESTACIONES DE TRABAJO			



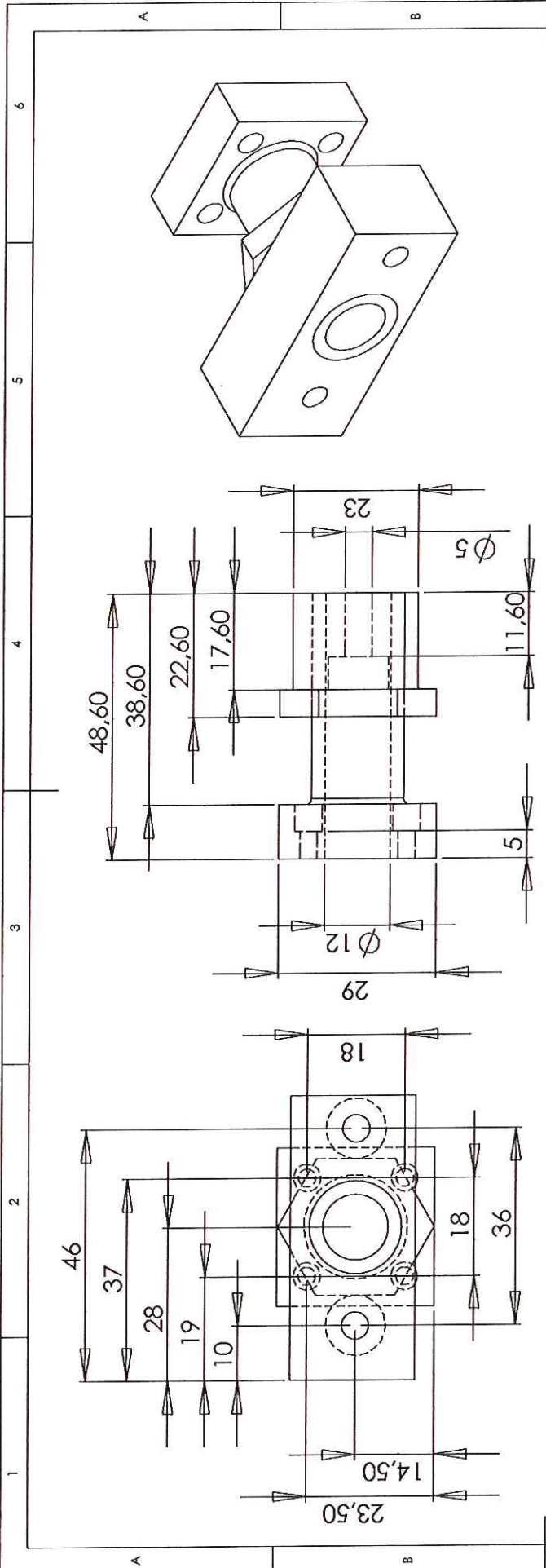
3	1	Tapa superior		F - 1500	
Marca	Nº Písta	Designación y observaciones:		Norma	Materiales y medidas
		Fecha	Nombre	Firma	Tol. no indicadas UNE EN 22764-mm
Dibujado	2005 05 22	HALBERT RODRÍGUEZ JULIO			Escala:
Comprobado					1 : 2
Conjunto:					
ALIMENTADOR AUTOMÁTICO DE DOCE				UNAB	
ESTACIONES DE TRABAJO					
Título:					
TAPA SUPERIOR				Conjunto Nº: 1.01	
				Plano Nº: 1.01.03	



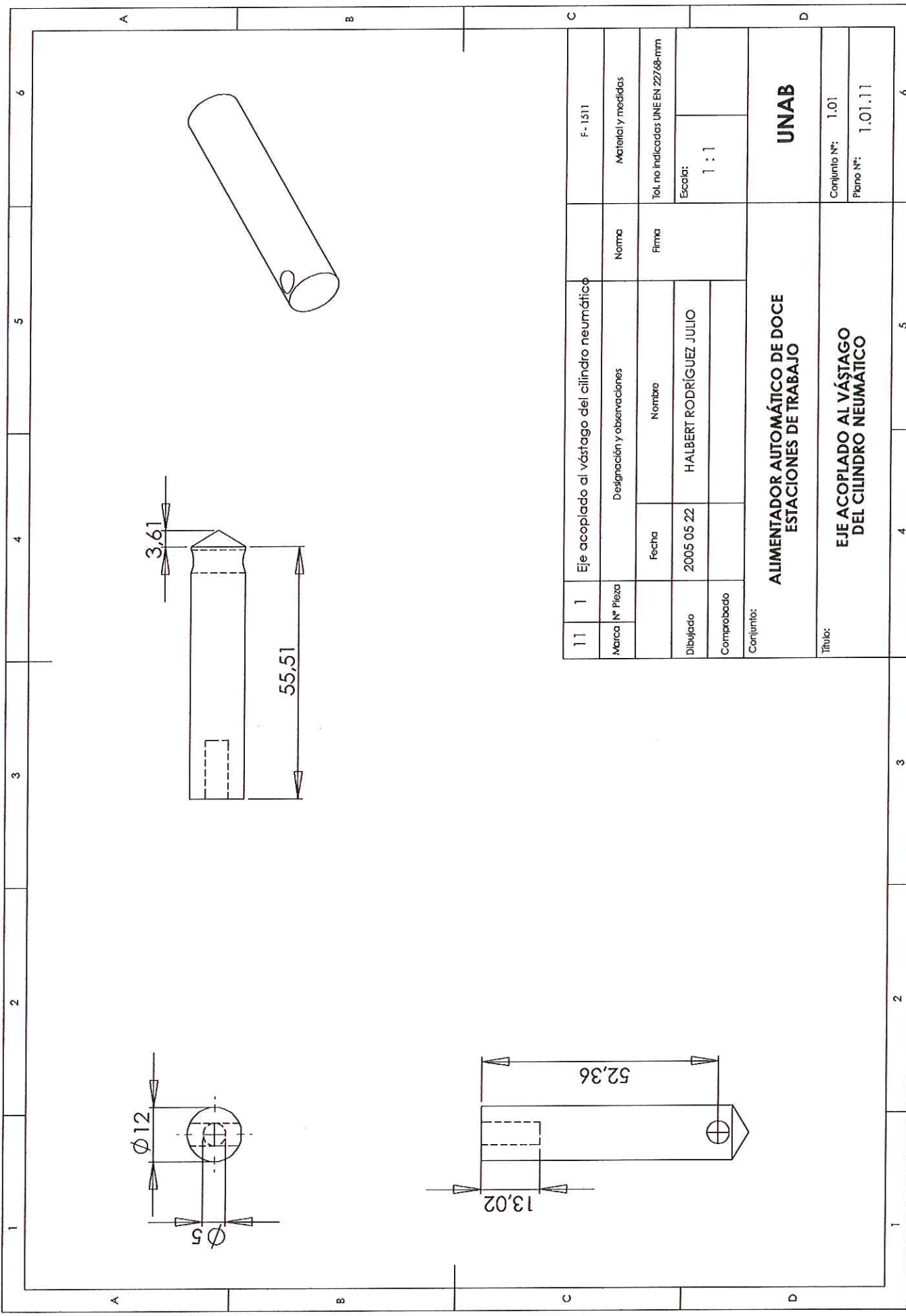
4	1	Piñón de estaciones de trabajo		Norma	F-1504
Marca Nº	Pieza	Designación y observaciones		Material y medidas	
		Fecha	Nombre	Tel. no indicadas UNE EN 227/68-mm	
Dibujado		2005 05 22	HALBERT RODRÍGUEZ JULIO	Escala: 1 : 1	
Comprobado					
Conjunto:		ALIMENTADOR AUTOMÁTICO DE DOCE ESTACIONES DE TRABAJO		UNAB	
Título:		PIÑÓN DE ESTACIONES DE TRABAJO		Conjunto Nº: 1.01	
				Plano Nº: 1.01.04	



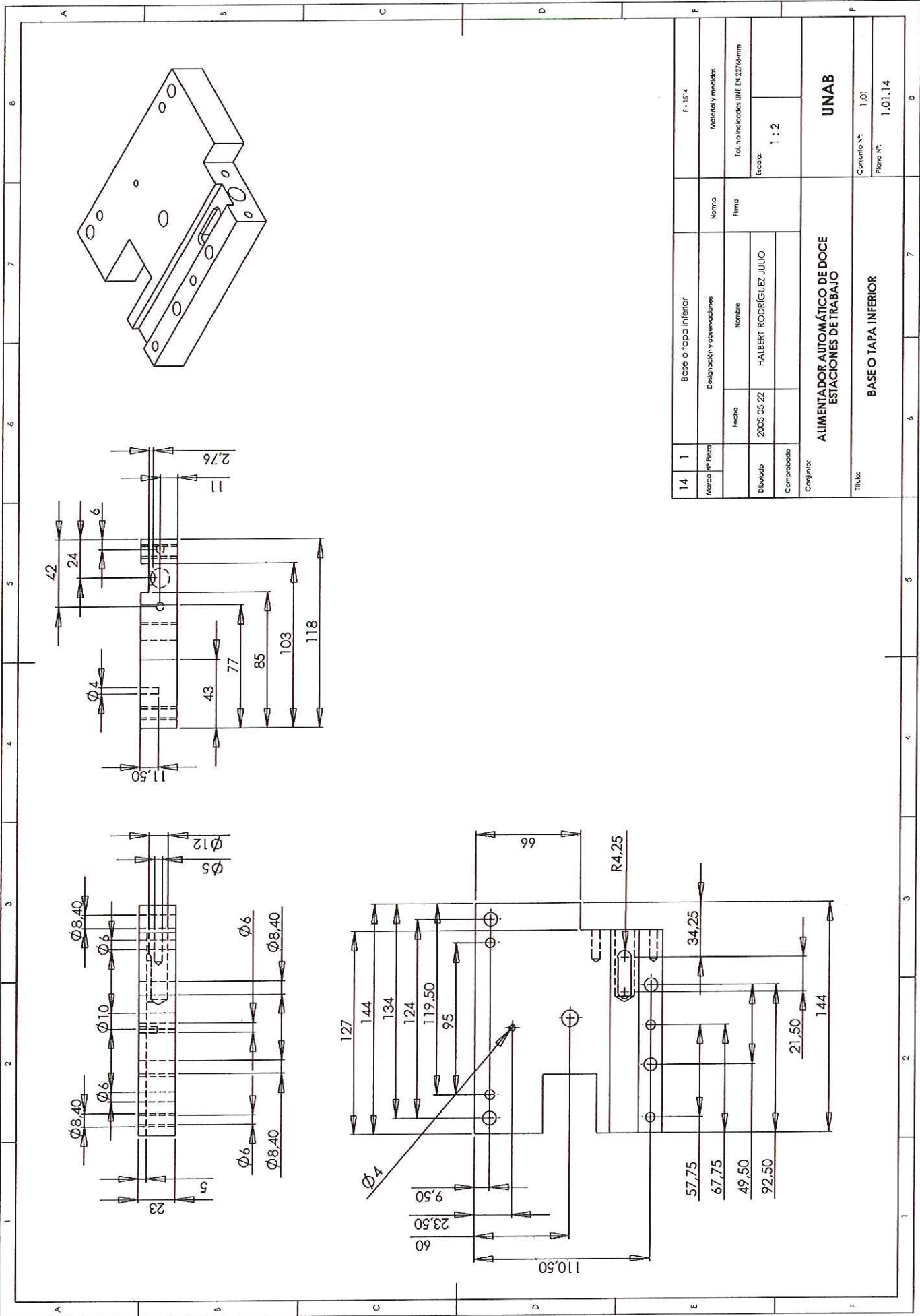
5	1	Freno mecánico interno		F-1505
Marca Nº Pieza	Designación y observaciones		Norma	Materiales y medidas
	Fecha	Nombre	Firma	Tol. no Indicadas UNE EN 22768-mm
Dibujado	2005 05 22	HALBERT RODRÍGUEZ JULIO		Escala: 2 : 1
Comprobado				
Conjunto:				
ALIMENTADOR AUTOMÁTICO DE DOCE ESTACIONES DE TRABAJO				
UNAB				
Título:				
FRENO MECÁNICO INTERNO				
			Conjunto Nº:	1.01
			Plano Nº:	1.01.05



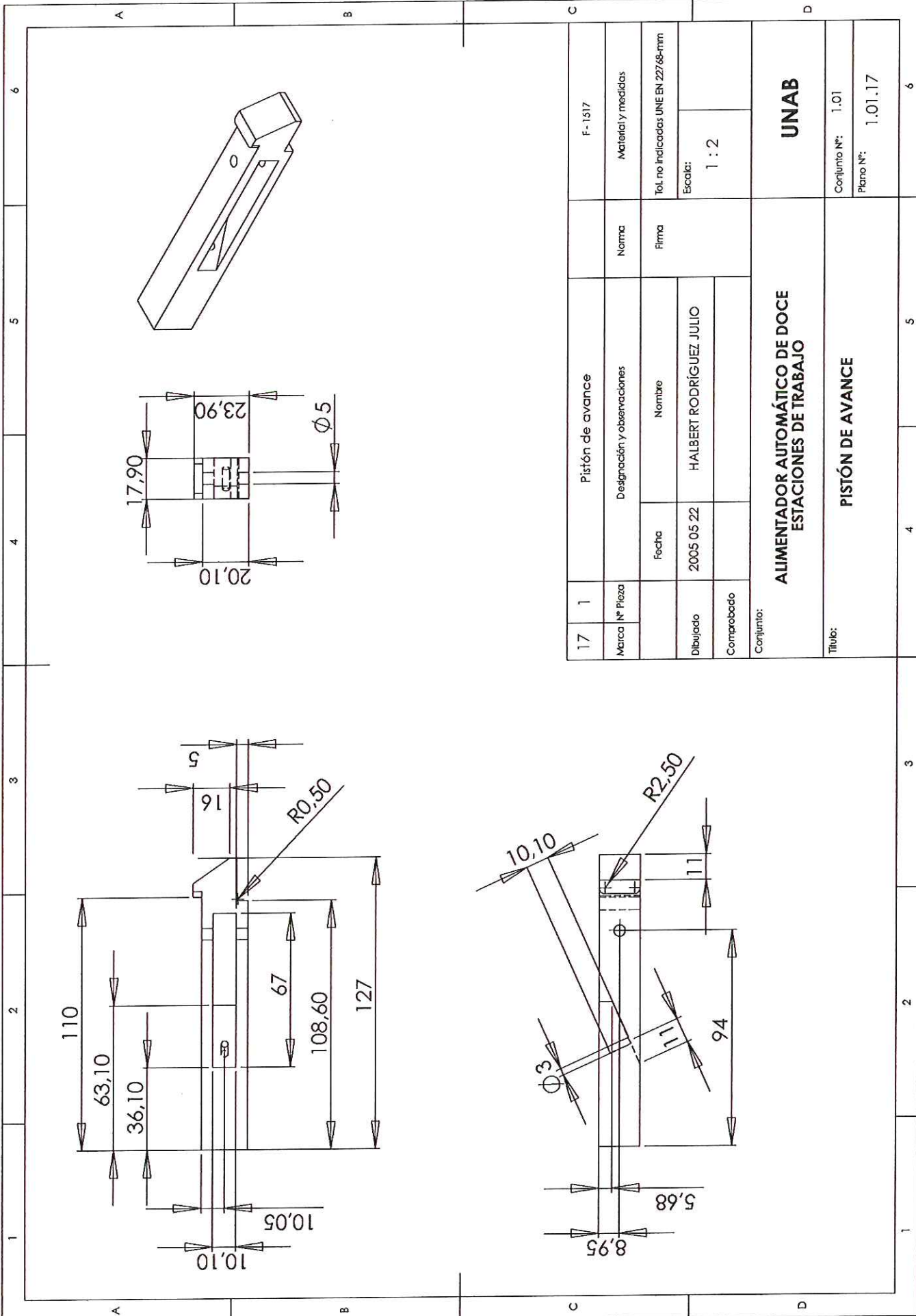
9		1		Soporte del cilindro neumático		F-1509	
Marca Nº Pieza		Designación y observaciones		Norma		Material y medidas	
Dibujado		Fecha		Firma		Tol. no indicadas UNE EN 22768-mm	
Comprobado		Nombre		Escala:		1:1	
Conjunto:		2005 05 22		HALBERT RODRIGUEZ JULIO		UNAB	
Título:		ALIMENTADOR AUTOMÁTICO DE DOCE ESTACIONES DE TRABAJO		Conjunto Nº:		1.01	
		SOPORTE DEL CILINDRO NEUMÁTICO		Plano Nº:		1.01.09	



1.1	1	Eje acoplado al vástago del cilindro neumático			F-1511
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Norma	Material y medidas	
		Fecha	Firma	Tol. no indicadas UNE EN 22768-mm	
Dibujado	2005 05 22	Nombre		Escala:	
Comprobado		HALBERT RODRÍGUEZ JULIO		1 : 1	
Conjunto:			UNAB		
Título:			ALIMENTADOR AUTOMÁTICO DE DOCE ESTACIONES DE TRABAJO		
EJE ACOPLADO AL VÁSTAGO DEL CILINDRO NEUMÁTICO			Conjunto Nº: 1.01		
			Plano Nº: 1.01.11		



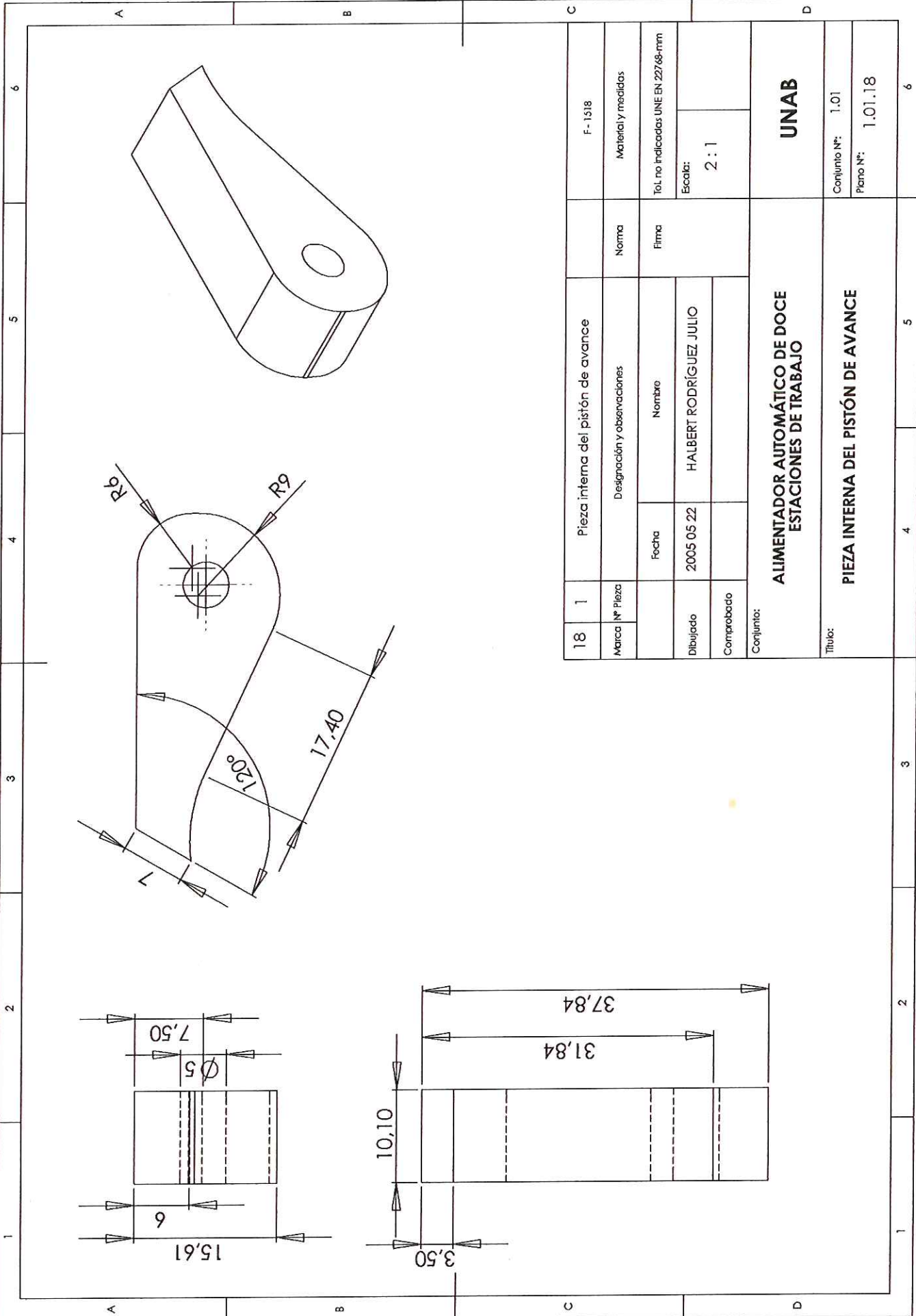
14	1	Base o tapa inferior	Norma	F. 1514
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Nombre	Modelo y medidas
Fecha	Nombre	Fecha	Firma	Ta, no indicadas UNE EN 22764-mm
2005 05 22	HALBERT RODRIGUEZ JULIO	2005 05 22	Escala:	1:2
Comprobado	Comprobado	Comprobado	UNAB	
Conjuntos:				
AUMENTADOR AUTOMÁTICO DE DOCE ESTACIONES DE TRABAJO				
Título:				
BASE O TAPA INFERIOR				
Conjunto Nº: 1.01				
Plano Nº: 1.01.14				
8				



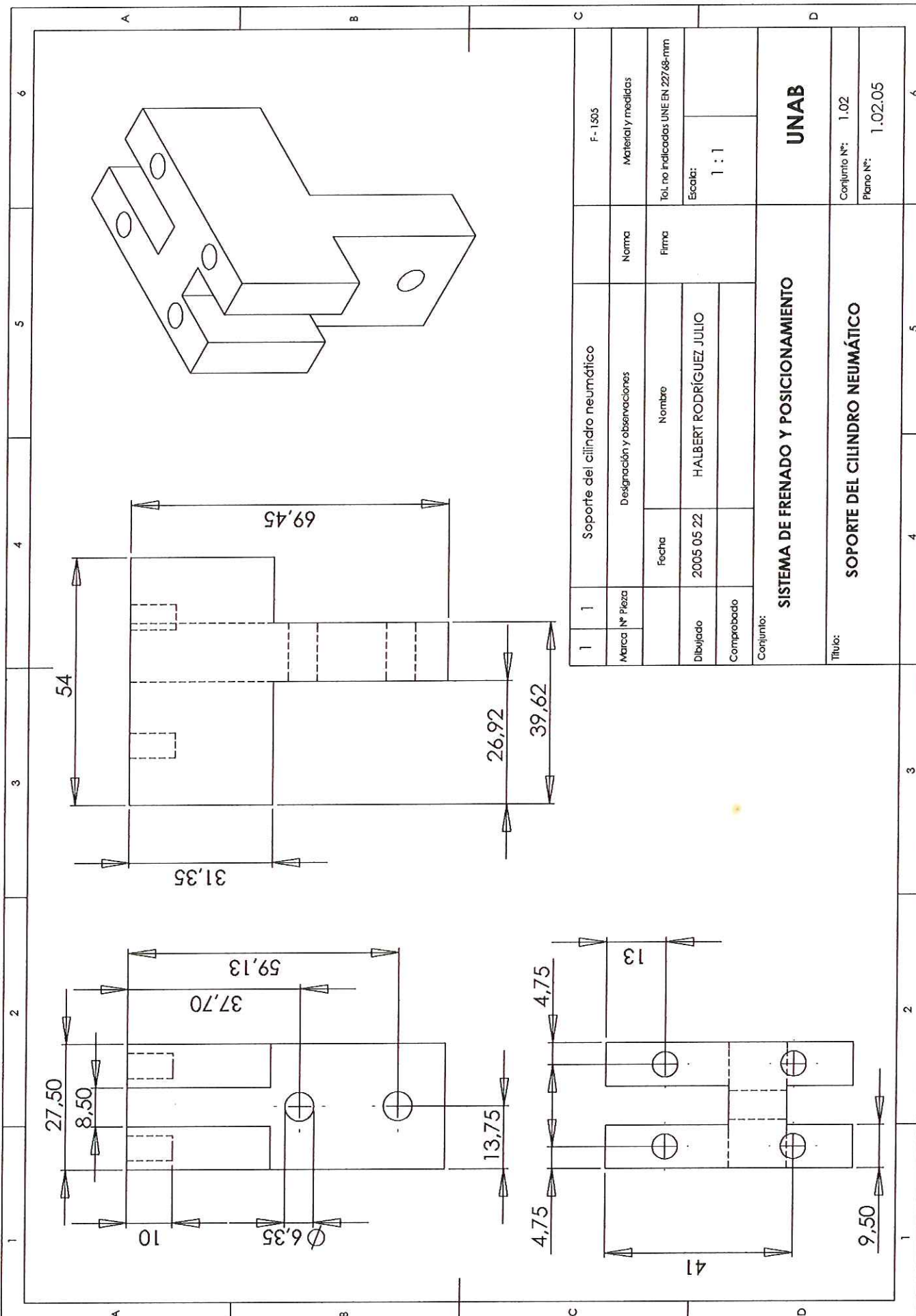
17	1	Pistón de avance		Norma	F-1517
Marca Nº	Pieza	Designación y observaciones		Norma	Materiales y medidas
		Fecha	Nombre	Firma	Tol. no indicadas UNE EN 22768-mm
Dibujado	2005 05 22	HALBERT RODRÍGUEZ JULIO			Escala: 1:2
Comprobado					
Conjunto:					
ALIMENTADOR AUTOMÁTICO DE DOCE ESTACIONES DE TRABAJO					
Título:					
PISTÓN DE AVANCE					
				Conjunto Nº:	1.01
				Plano Nº:	1.01.17

6 5 4 3 2 1

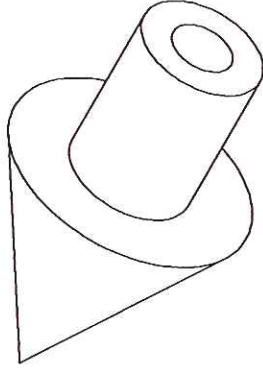
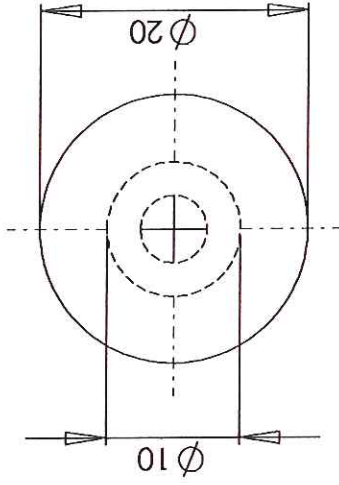
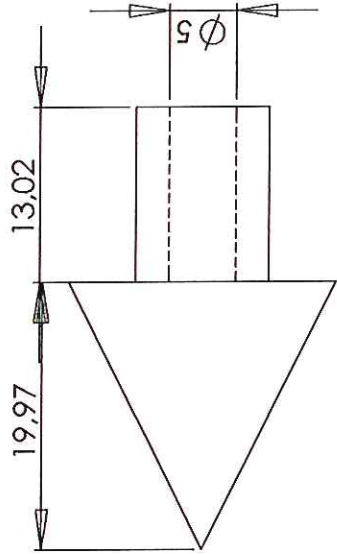
A B C D



18	1	Pieza interna del pistón de avance			F-1518
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones		Norma	Materiales medidas
		Fecha	Nombre	Firma	ToL no indicadas UNE EN 22768-mm
Dibujado	2005 05 22	HALBERT RODRÍGUEZ JULIO			Escala: 2:1
Comprobado					
Conjunto:					
ALIMENTADOR AUTOMÁTICO DE DOCE ESTACIONES DE TRABAJO					
UNAB					
Título:					
PIEZA INTERNA DEL PISTÓN DE AVANCE					
				Conjunto Nº:	1.01
				Plano Nº:	1.01.18



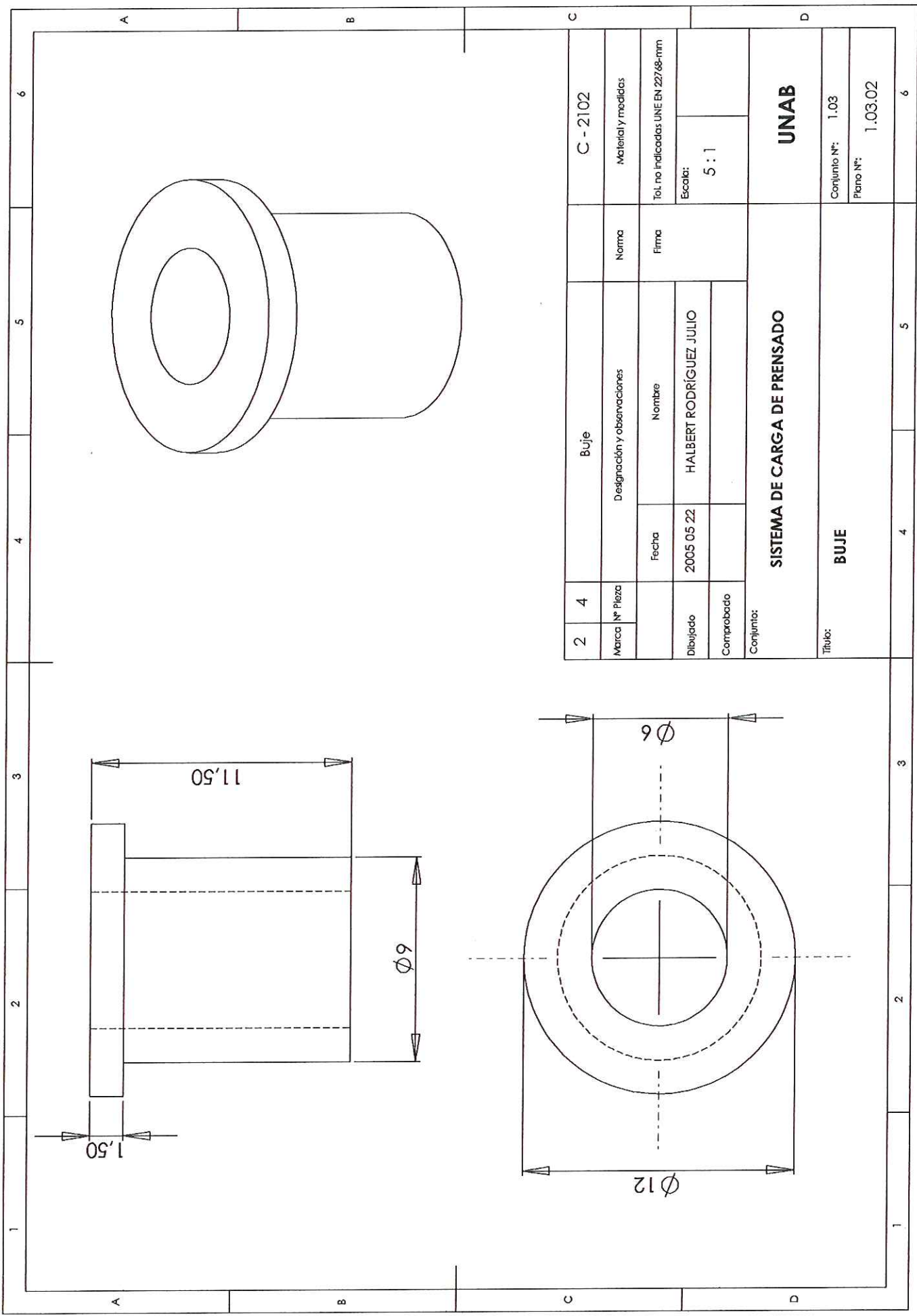
1		Soporte del cilindro neumático		F - 1505	
1	1	Marca N° Pieza	Designación y observaciones	Norma	Materiales y medidas
			Fecha	Firma	Tol. no indicadas UNE EN 22768-mm
		Dibujado	2005 05 22	HALBERT RODRÍGUEZ JULIO	Escala: 1 : 1
		Comprobado			
Conjunto:			SISTEMA DE FRENADO Y POSICIONAMIENTO		
Título:			SOPORTE DEL CILINDRO NEUMÁTICO		
			Conjunto N°: 1.02		
			Plano N°: 1.02.05		



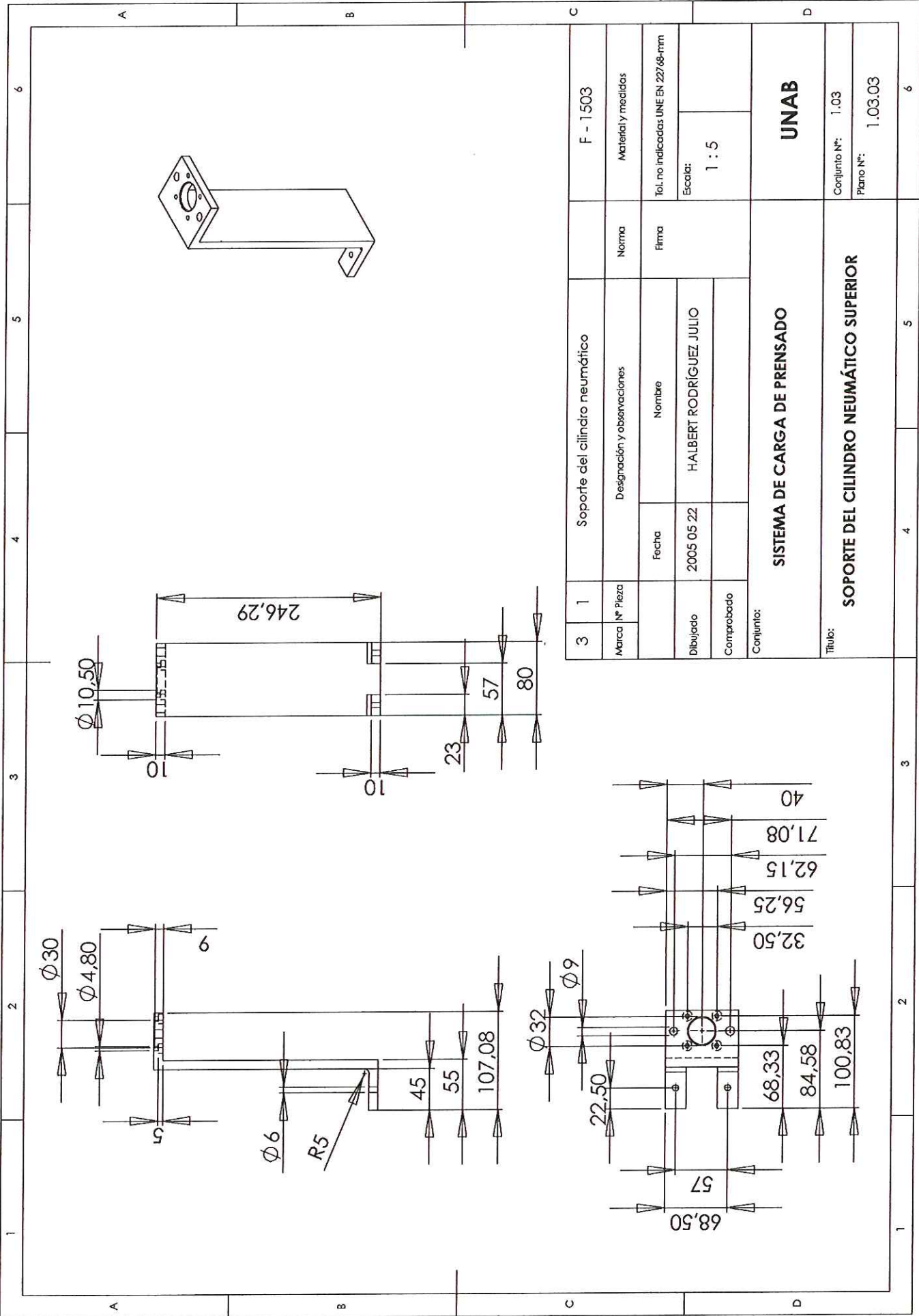
7		1		Pieza cónica		F-1507	
Marca Nº Pieza		Designación y observaciones		Norma		Material y medidas	
		Fecha		Firma		ToL no indicadas UNE EN 22768-mm	
Dibujado		2005 05 22		HALBERT RODRÍGUEZ JULIO		Escala: 2 : 1	
Comprobado							
Conjunto:							
Título:						UNAB	
						Conjunto Nº: 1.02	
						Plano Nº: 1.02.07	

SISTEMA DE FRENADO Y POSICIONAMIENTO

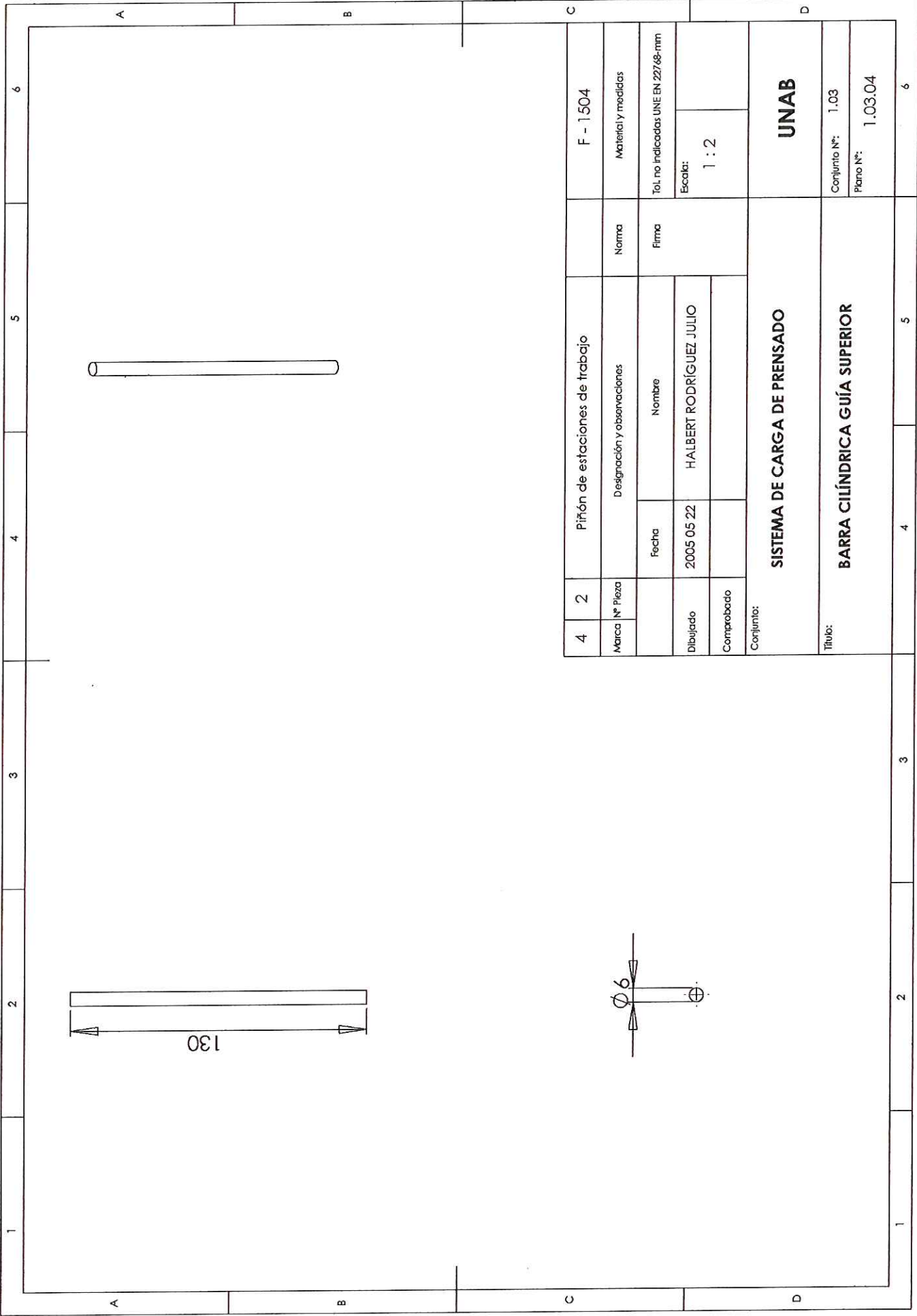
PIEZA CÓNICA



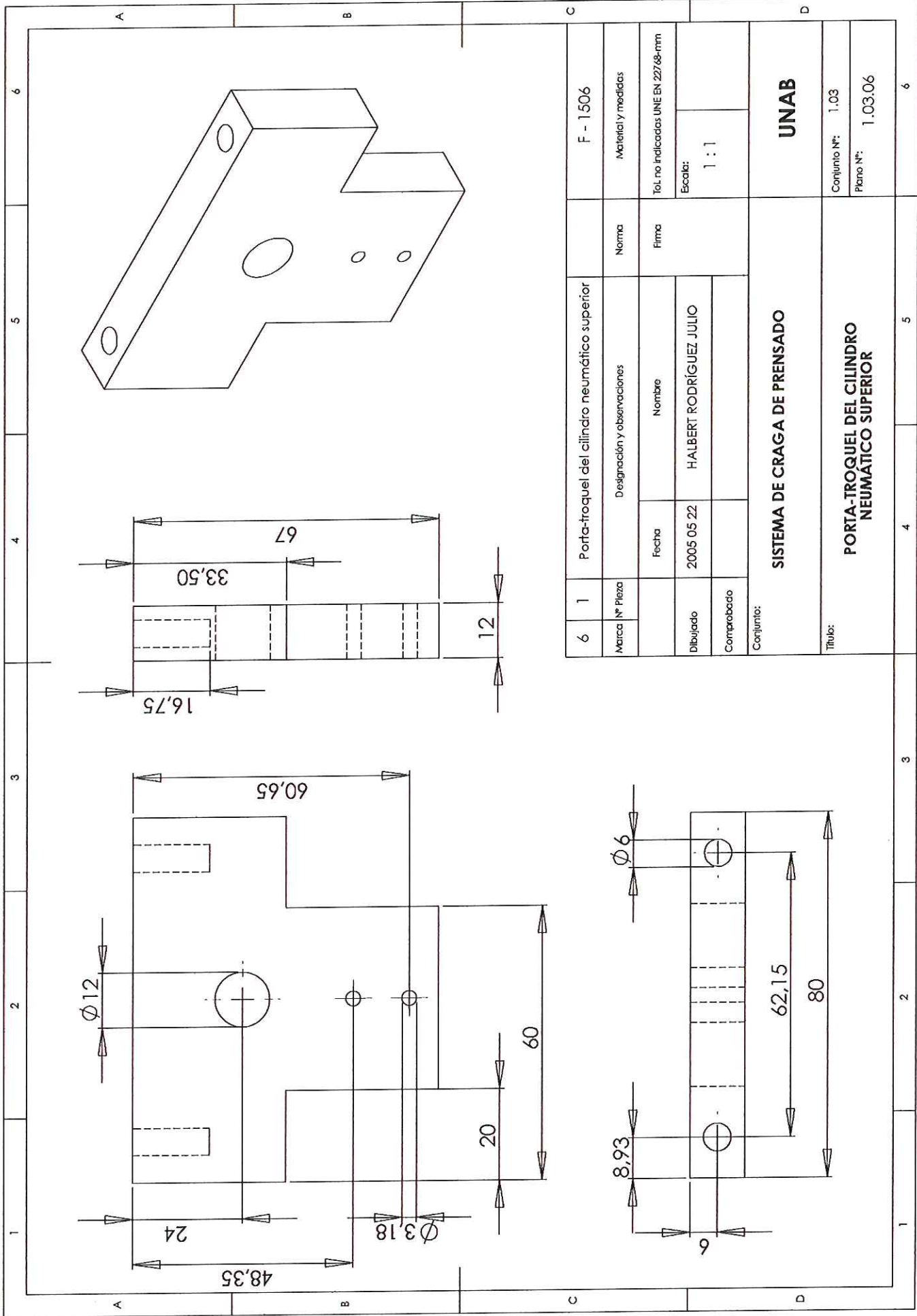
2	4	Buje		Norma	C - 2102
Marca Nº Pieza	Designación y observaciones			Firma	Materiales y medidas
	Fecha	Nombre	Tol. no indicadas UNE EN 22768-mm		
Dibujado	2005 05 22	HALBERT RODRIGUEZ JULIO	Escala: 5 : 1		
Comprobado					
Conjunto:					
SISTEMA DE CARGA DE PENSADO					
UNAB					
Título:					
BUJE					
Conjunto Nº: 1.03					
Plano Nº: 1.03.02					



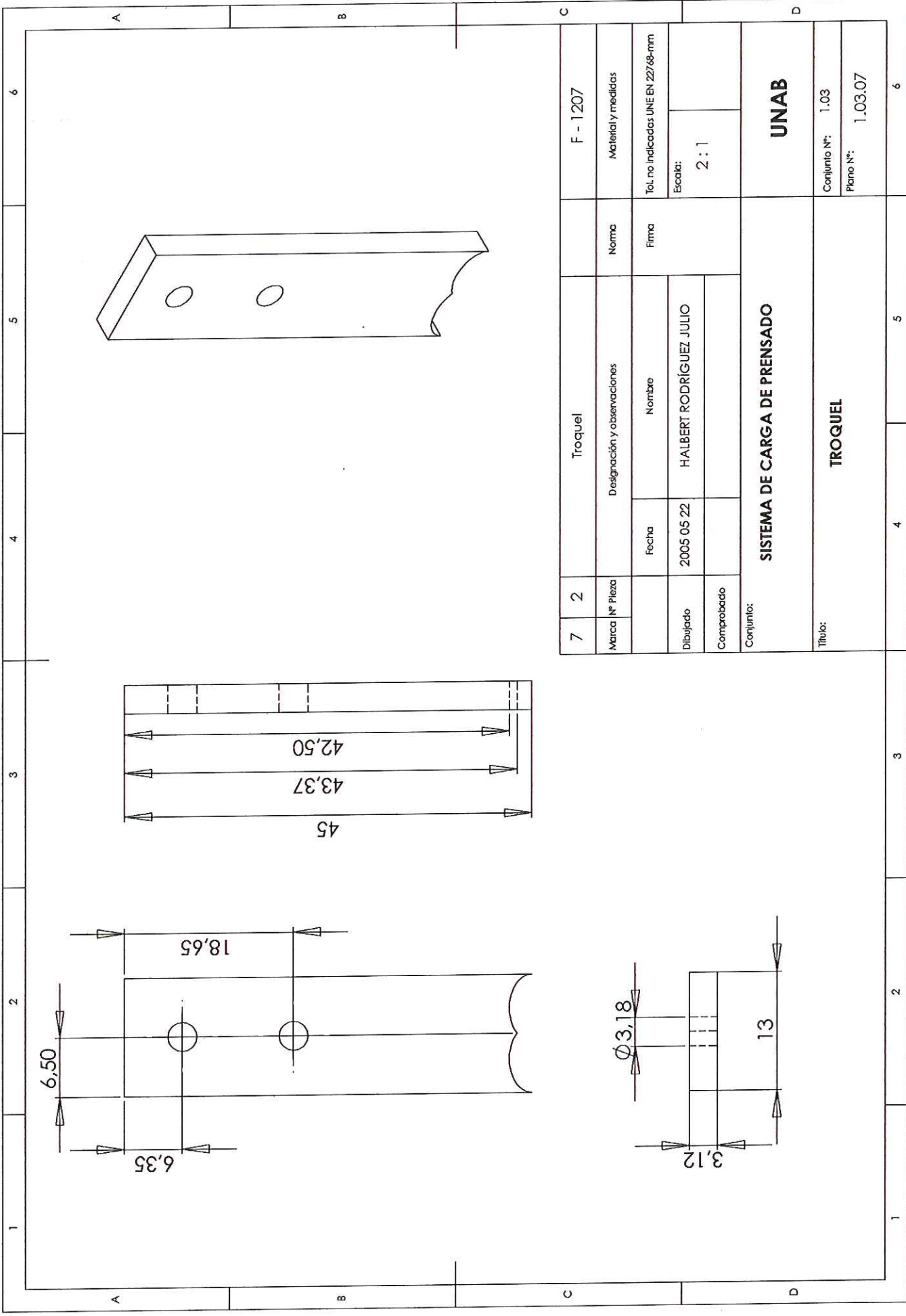
3	1	Soporte del cilindro neumático		Norma	F - 1503
Marca Nº Pieza	Designación y observaciones		Norma	Material y medidas	
	Fecha	Nombre	Firma	Tol. no indicadas UNE EN 22768-mm	
Dibujado	2005 05 22	HALBERT RODRÍGUEZ JULIO		Escala:	1 : 5
Comprobado					
Conjunto:			SISTEMA DE CARGA DE PENSADO		
Título:			SOPORTE DEL CILINDRO NEUMÁTICO SUPERIOR		
			Conjunto Nº: 1.03		
			Plano Nº: 1.03.03		



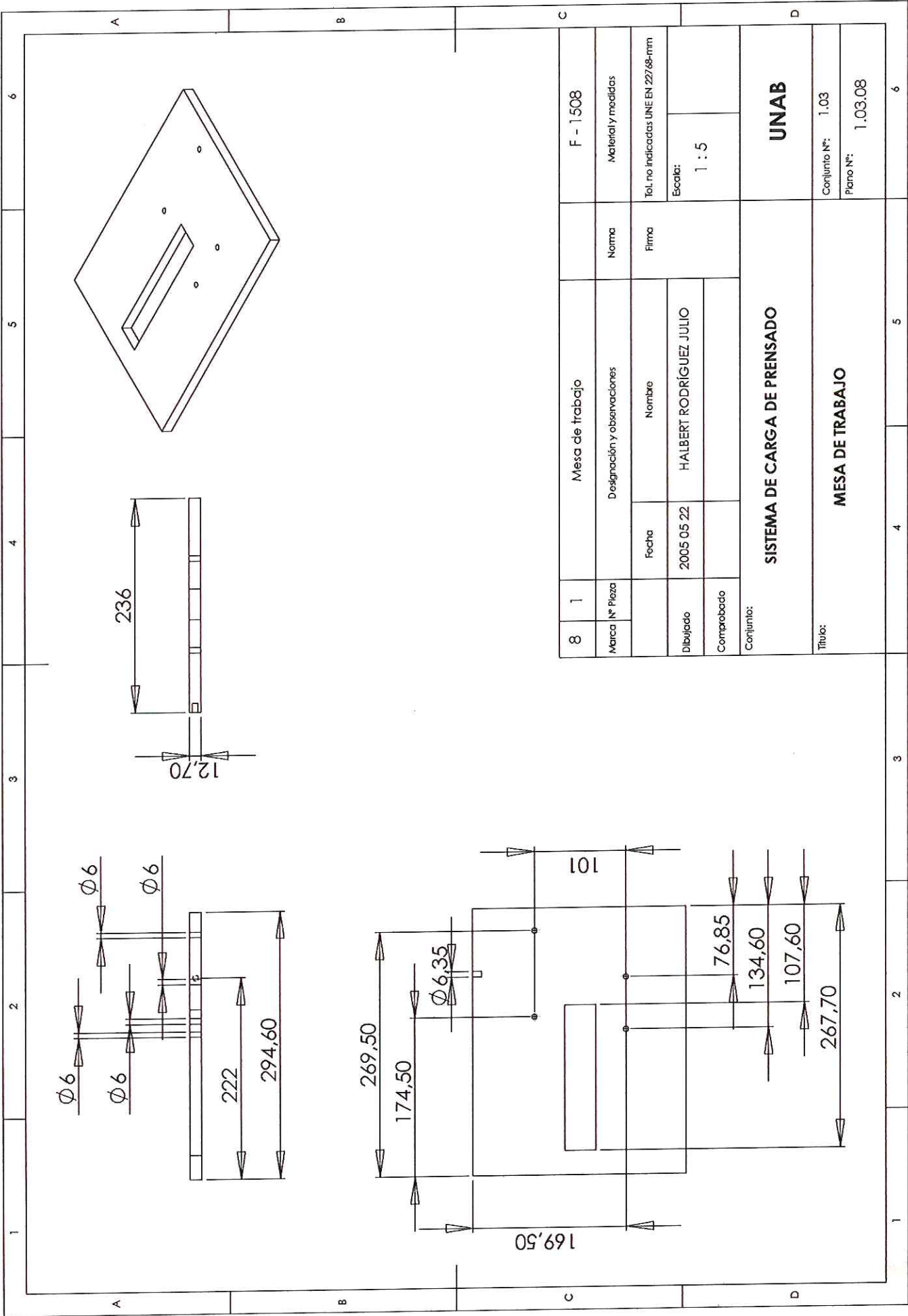
4	2	Piñón de estaciones de trabajo		Norma	F - 1504
Marca Nº Pieza	Designación y observaciones		Norma	Material y medidas	
	Fecha	Nombre	Firma	Tol. no indicadas UNE EN 22768-mm	
Dibujado	2005 05 22	HALBERT RODRÍGUEZ JULIO		Escala: 1 : 2	
Comprobado					
Conjunto:					
SISTEMA DE CARGA DE PENSADO					
UNAB					
Título:					
BARRA CILÍNDRICA GUÍA SUPERIOR					
				Conjunto Nº:	1.03
				Plano Nº:	1.03.04



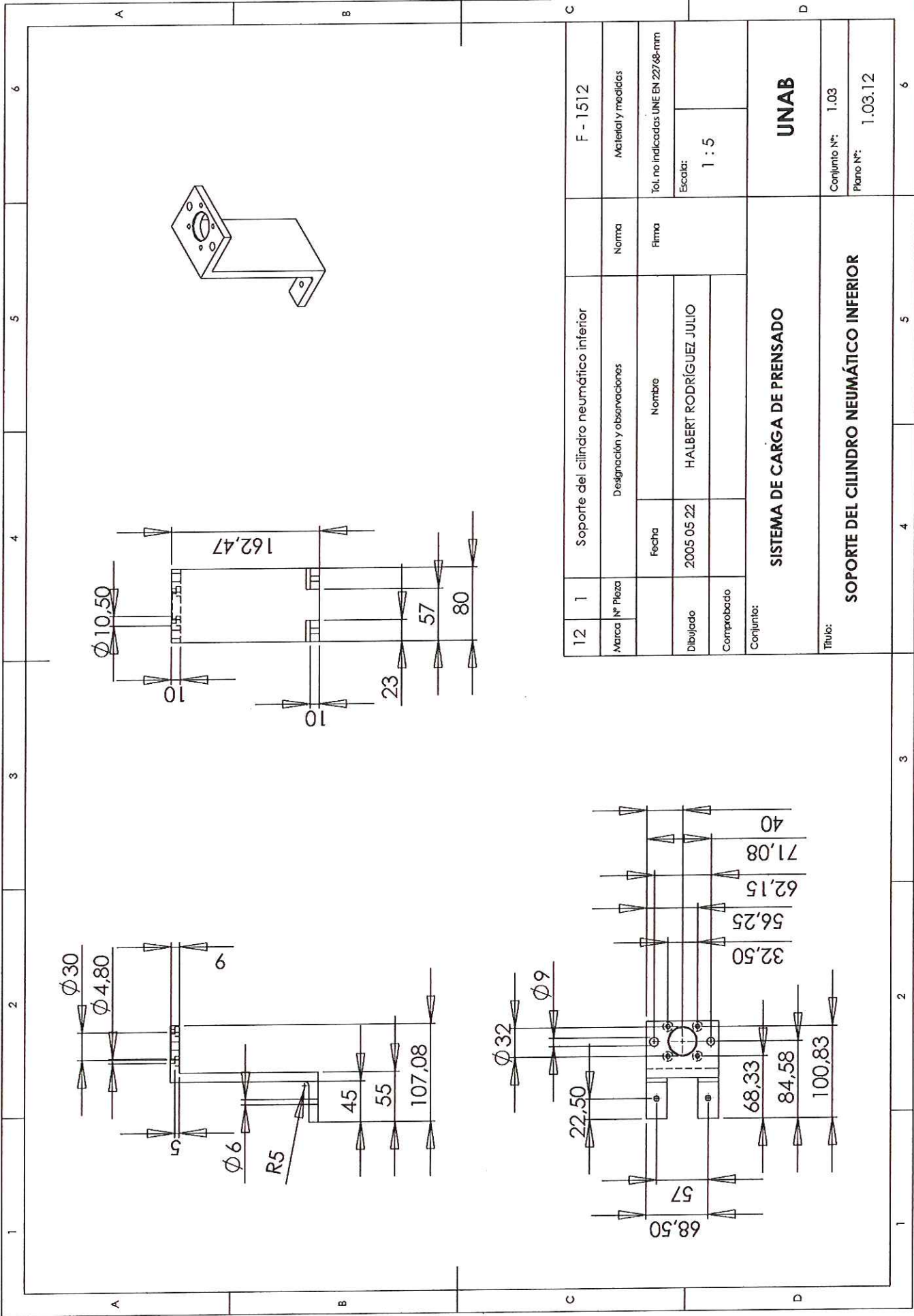
6	1	Porta-troquel del cilindro neumático superior	Norma	F - 1506
Marca Nº Pieza	Designación y observaciones		Firma	Material y medidas
	Fecha	Nombre		Tol. no indicadas UNE EN 22768-mm
Dibujado	2005 05 22	HALBERT RODRÍGUEZ JULIO		Escala:
Comprobado				1 : 1
Conjunto:				
SISTEMA DE CRAGA DE PRENSADO				
UNAB				
Título:				
PORTA-TROQUEL DEL CILINDRO NEUMÁTICO SUPERIOR				
			Conjunto Nº:	1.03
			Plano Nº:	1.03.06



7	2	Troquel		F - 1207	
Marca Nº Pieza	Designación y observaciones		Norma	Material y medidas	
	Fecha	Nombre	Firma	Tol. no indicadas UNE EN 227/68-mm	
Dibujado	2005 05 22	HALBERT RODRÍGUEZ JULIO		Escala:	2 : 1
Comprobado					
Conjunto:			SISTEMA DE CARGA DE PENSADO		
Título:			TROQUEL		
			UNAB		
			Conjunto Nº: 1.03		
			Plano Nº: 1.03.07		

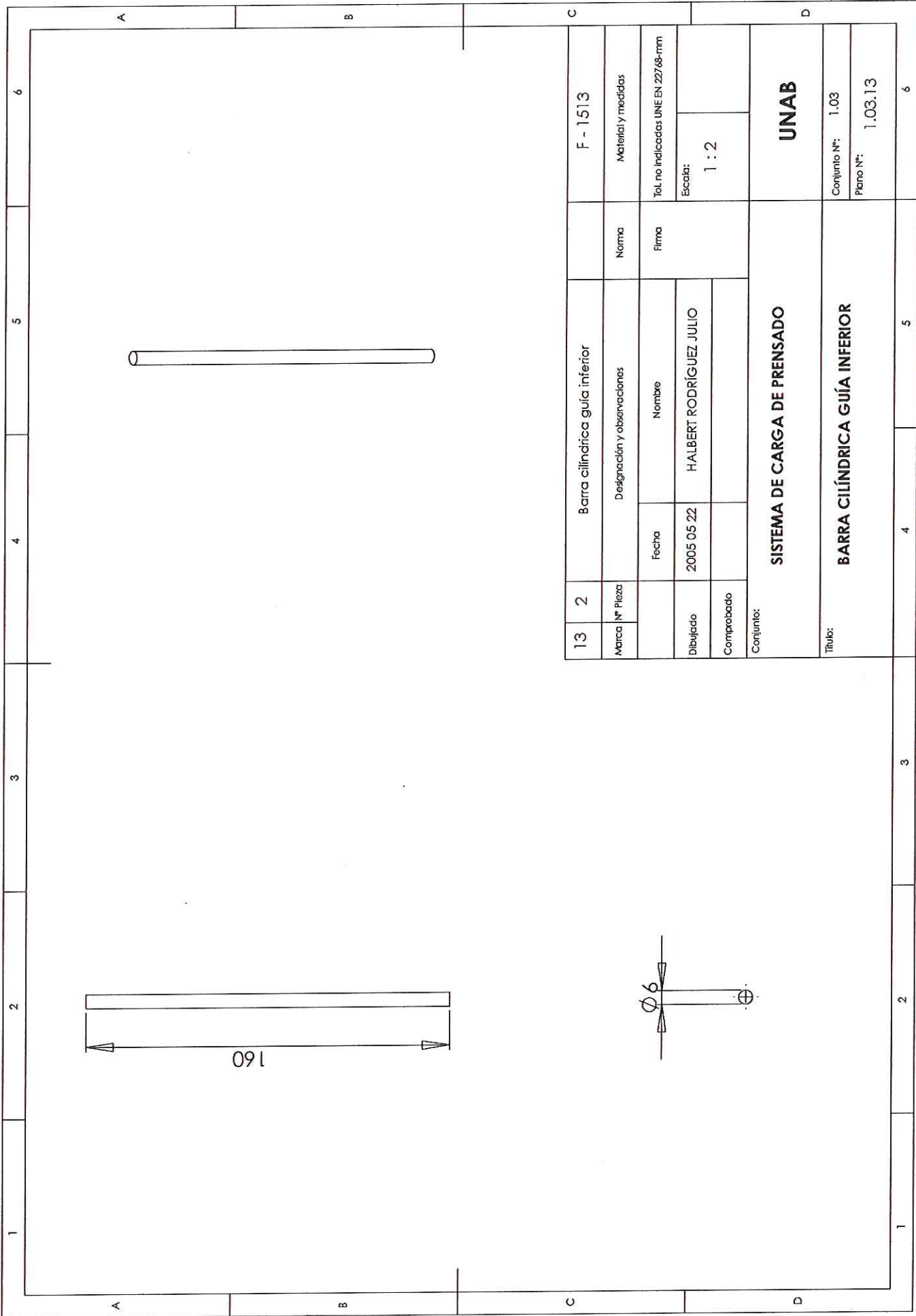


8	1	Mesa de trabajo		F - 1508
Marca Nº Pieza	Designación y observaciones	Norma	Material y medidas	
	Fecha	Firma	Tol. no indicadas UNE EN 22768-mm	
Dibujado	Nombre		Escala:	
Comprobado	2005 05 22	HALBERT RODRÍGUEZ JULIO	1 : 5	
Conjunto:				
SISTEMA DE CARGA DE PENSADO				
UNAB				
Titulo:				
MESA DE TRABAJO				
			Conjunto Nº:	1.03
			Plano Nº:	1.03.08

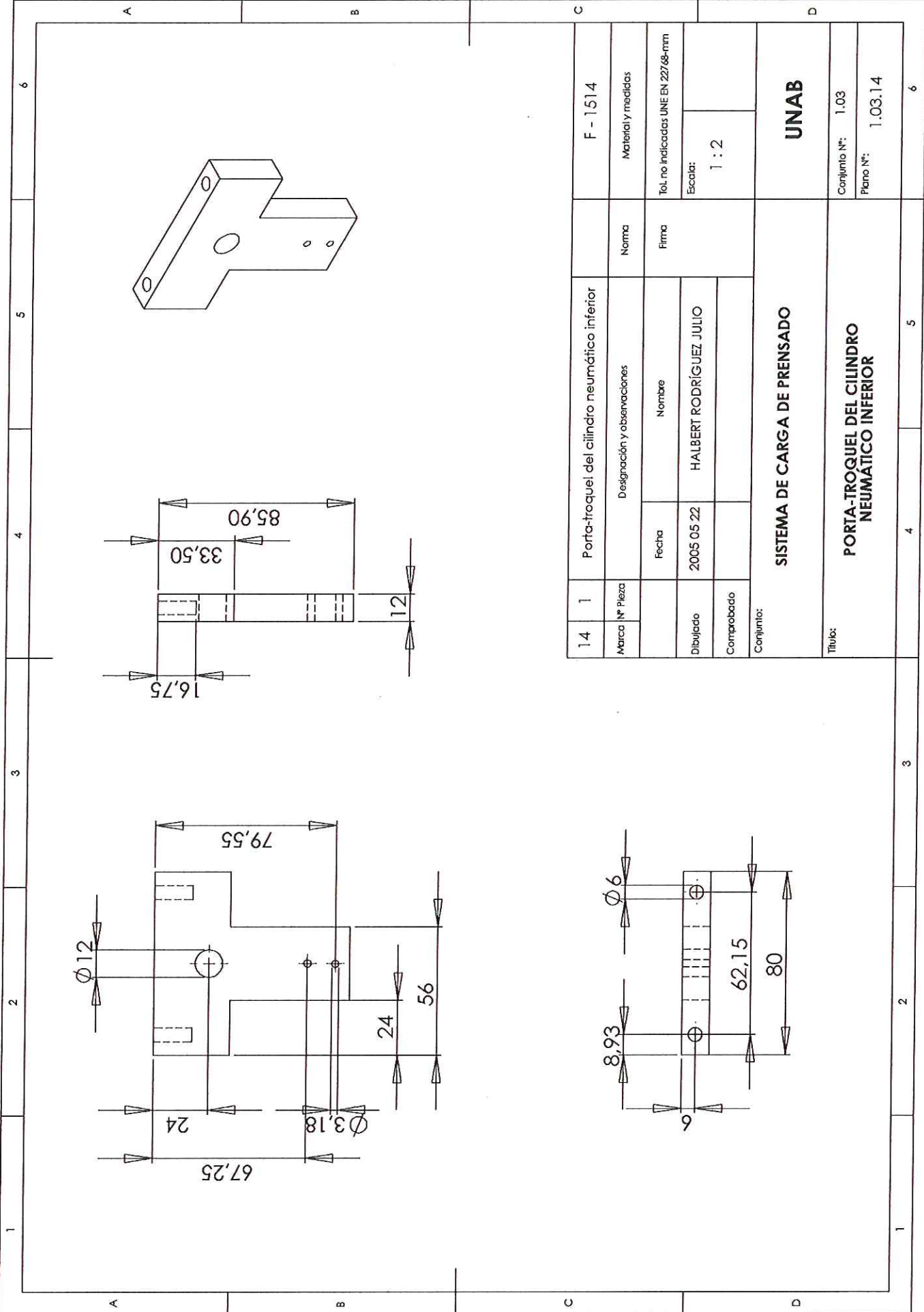


12	1	Soporte del cilindro neumático inferior	Norma	F - 1512
Marca N°	Pieza	Designación y observaciones	Material y medidas	
		Fecha	Tol. no indicadas UNE EN 22768-mm	
		Nombre	Escala:	1 : 5
Dibujado	2005 05 22	HALBERT RODRIGUEZ JULIO		
Comprobado				
Conjunta:		SISTEMA DE CARGA DE PRENSADO		
Titulo:		SOPORTE DEL CILINDRO NEUMÁTICO INFERIOR		
		Conjunto N°:	1.03	
		Plano N°:	1.03.12	

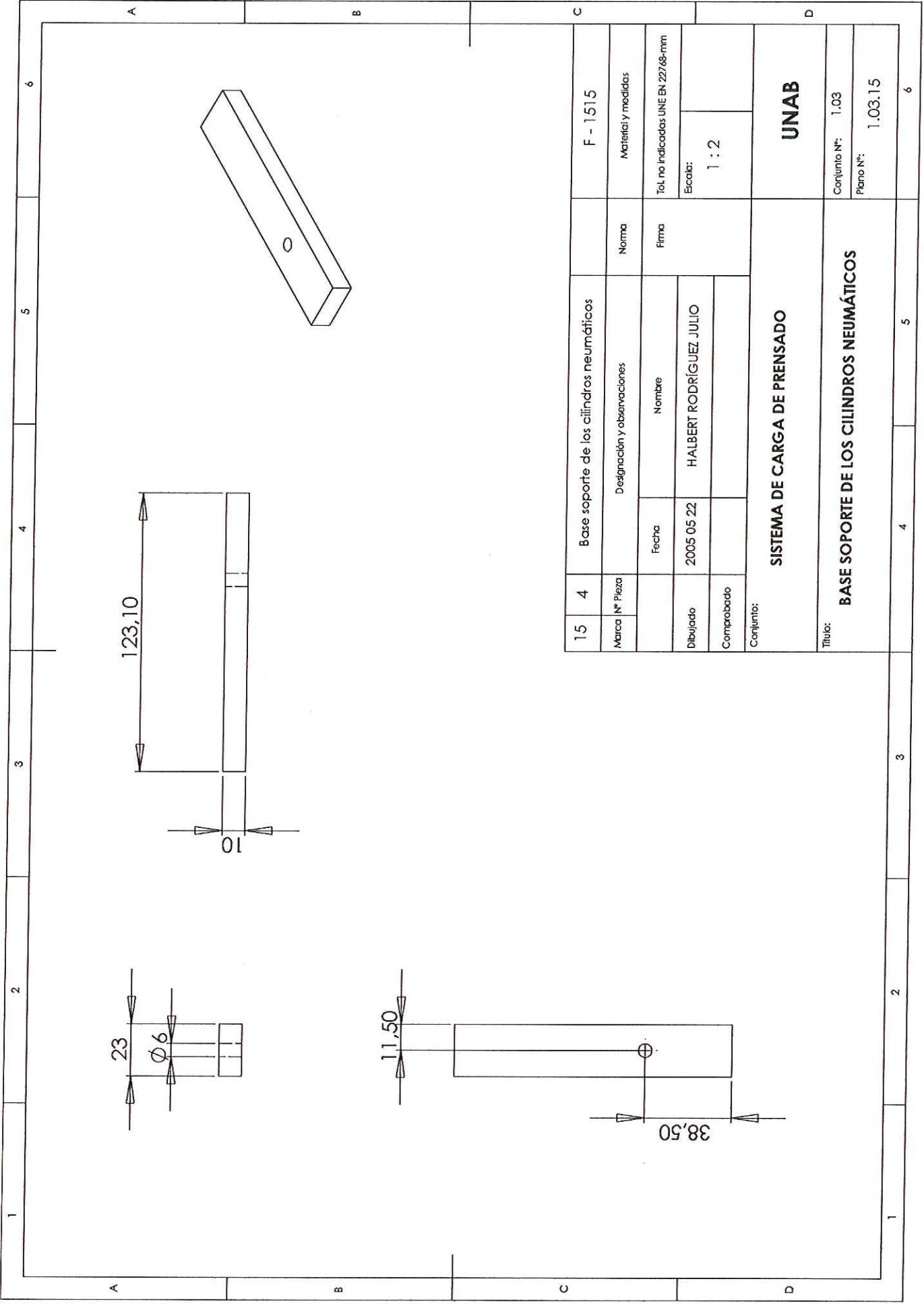
UNAB



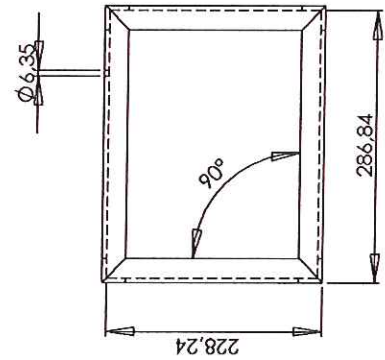
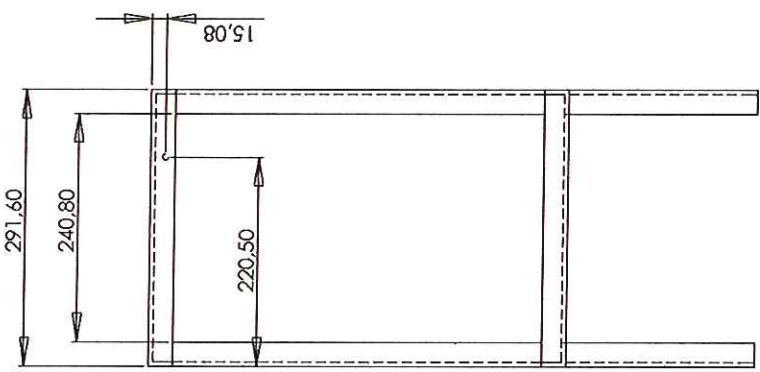
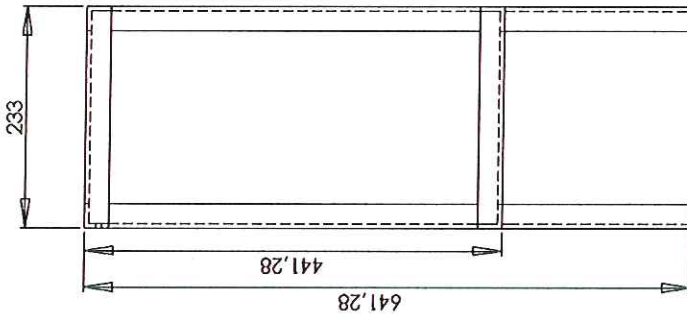
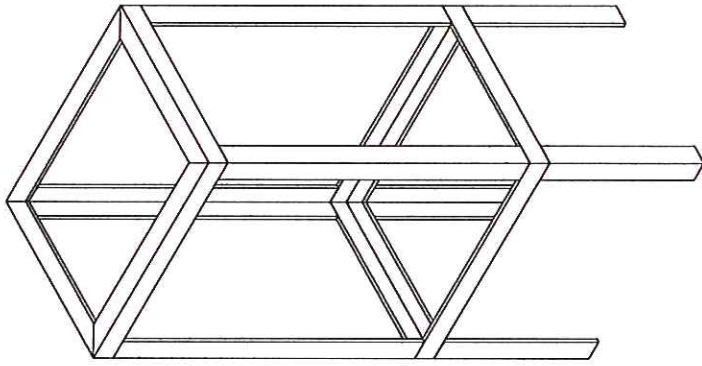
13	2	Barra cilíndrica guía inferior		F - 1513
Marca Nº Pieza	Designación y observaciones		Norma	Material y medidas
	Fecha	Nombre	Firma	Tol. no indicadas UNE EN 22768-mm
Dibujado	2005 05 22	HALBERT RODRÍGUEZ JULIO		Escala: 1 : 2
Comprobado				
Conjunto:				
SISTEMA DE CARGA DE PENSADO				
UNAB				
Título:				
BARRA CILÍNDRICA GUÍA INFERIOR				
			Conjunto Nº: 1.03	
			Plano Nº: 1.03.13	



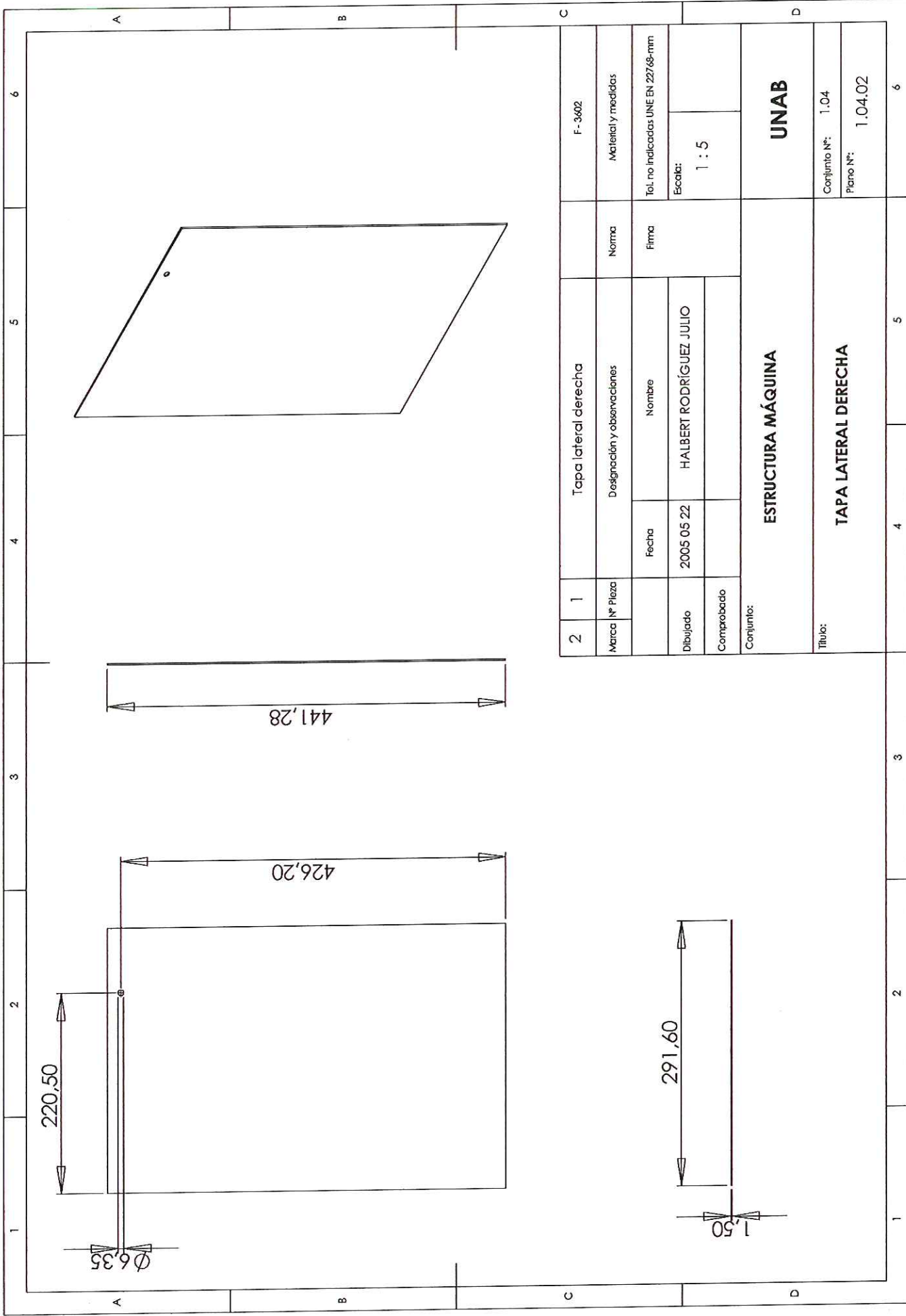
14	1	Porta-troquel del cilindro neumático inferior			F - 1514
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Norma	Material y medidas	
		Fecha	Firma	Tol. no indicadas UNE EN 22768-mm	
Dibujado	2005 05 22	Nombre		Escala:	
Comprobado				1 : 2	
Conjunto:			SISTEMA DE CARGA DE PENSADO		
Título:			UNAB		
			Conjunto Nº: 1.03		
			Plano Nº: 1.03.14		



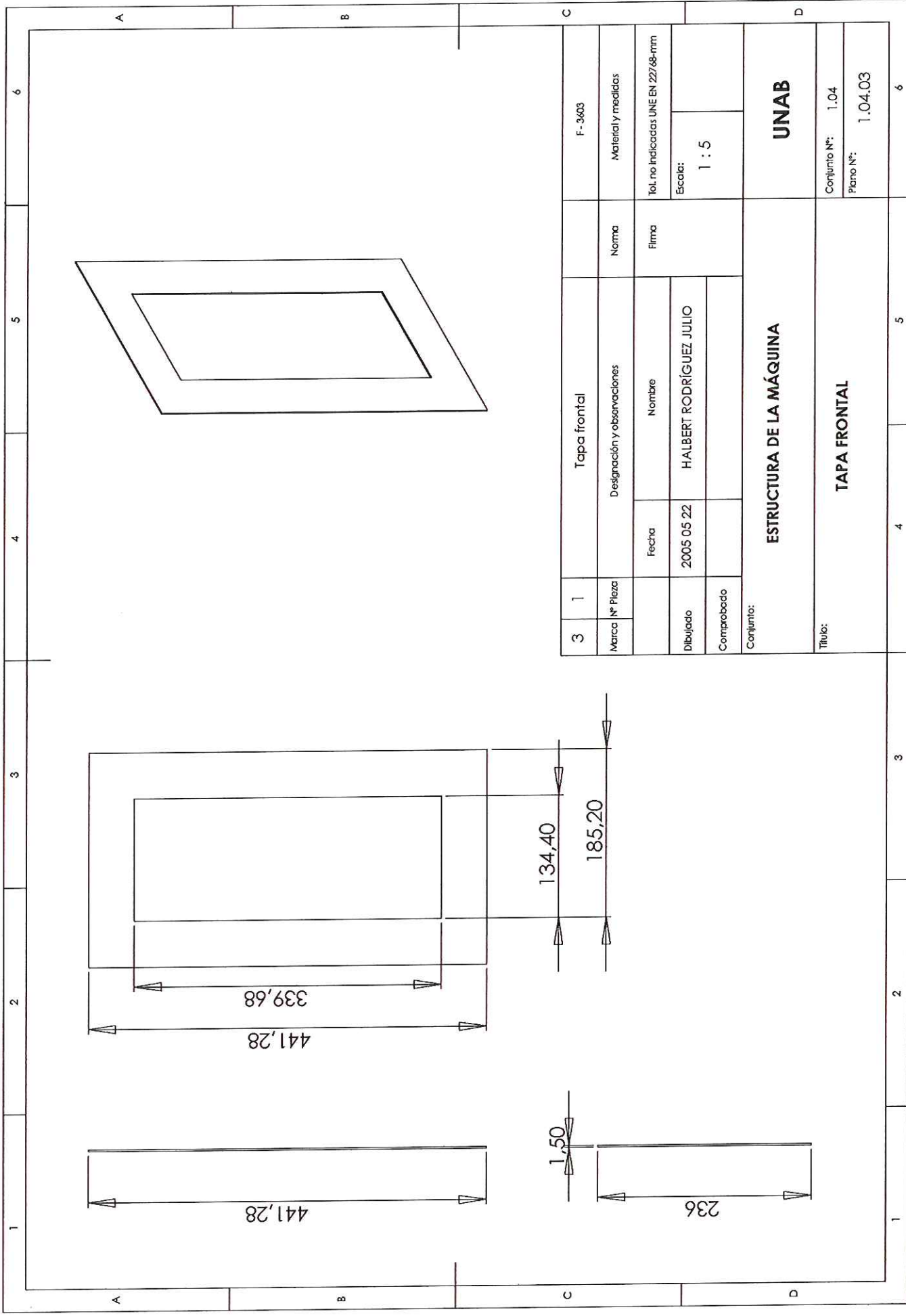
15	4	Base soporte de los cilindros neumáticos		Norma	F - 1515
Marca N°	Pieza	Designación y observaciones		Material y medidas	Tol. no indicadas UNE EN 22768-mm
		Fecha	Nombre	Firma	Escala:
Dibujado		2005 05 22	HALBERT RODRIGUEZ JULIO		1 : 2
Comprobado					
Conjunta:					
SISTEMA DE CARGA DE PRENSADO					
UNAB					
Titulo:					
BASE SOPORTE DE LOS CILINDROS NEUMÁTICOS					
Conjunto N°: 1.03					
Plano N°: 1.03.15					



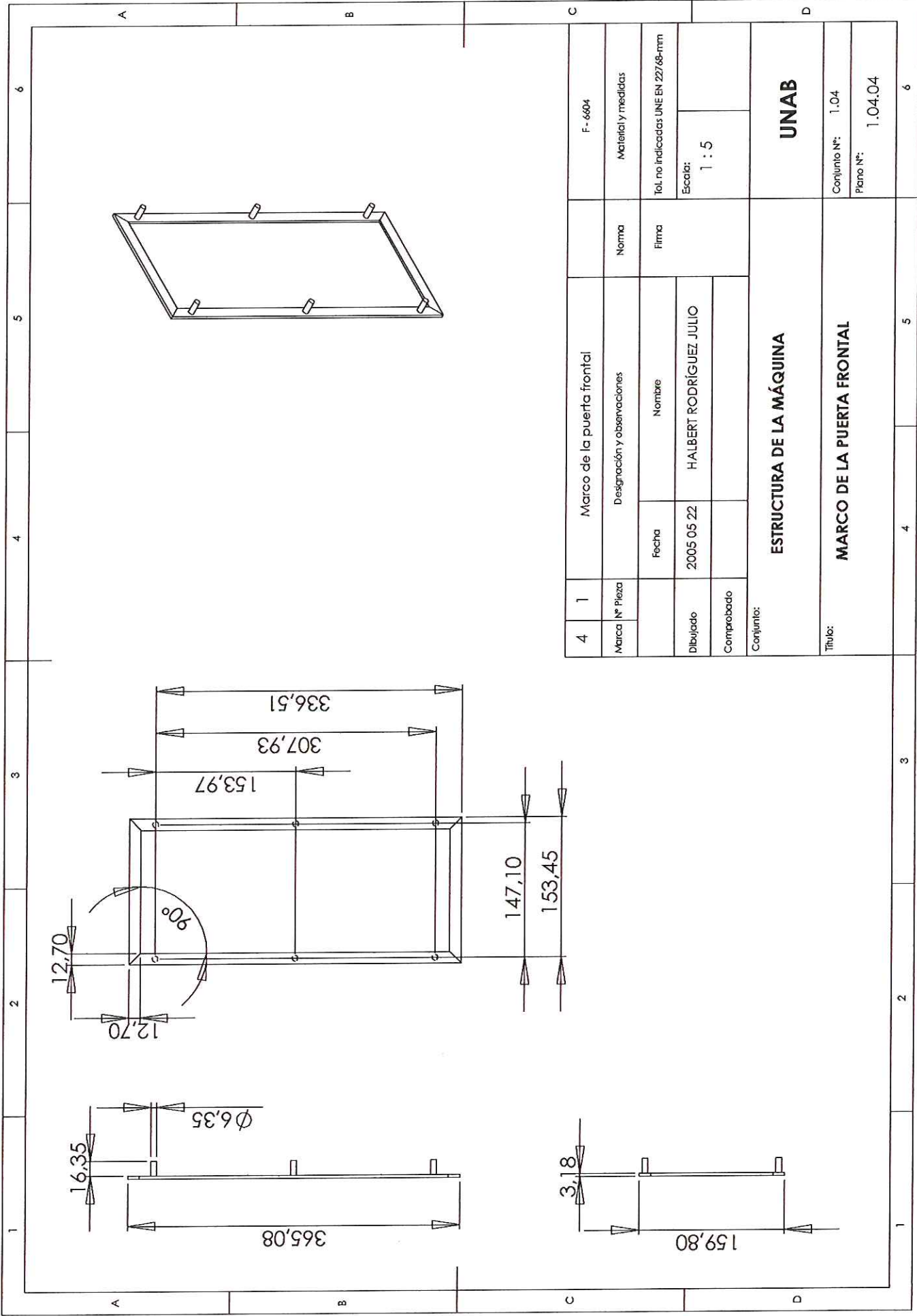
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	
Marco Nº Pieza	Fecha	Nombre	Norma	Material y medidas	Estructura					F. 6601
Dibujado	2005 05 22	HALBERT RODRIGUEZ JULIO	firma	Tol. no indicadas UNE EN 20766-mm	Designación y observaciones					
Comprobado				Escala: 1:5	Estructura					
Conjunto:										
ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA										
ESTRUCTURA										
Título:										
Convento Nº: 1,04										
Plano Nº: 1.04.01										
δ										



2	1	Tapa lateral derecha			F-3602
Metrica	Nº Pieza	Designación y observaciones		Norma	Materiales y medidas
		Fecha	Nombre	Firma	Tol. no indicadas UNE EN 22765-mm
Dibujado		2005 05 22	HALBERT RODRÍGUEZ JULIO		Escala: 1 : 5
Comprobado					
Conjunto:					
ESTRUCTURA MÁQUINA					
UNAB					
Título:					
TAPA LATERAL DERECHA					
Conjunto Nº: 1.04					
Plano Nº: 1.04.02					

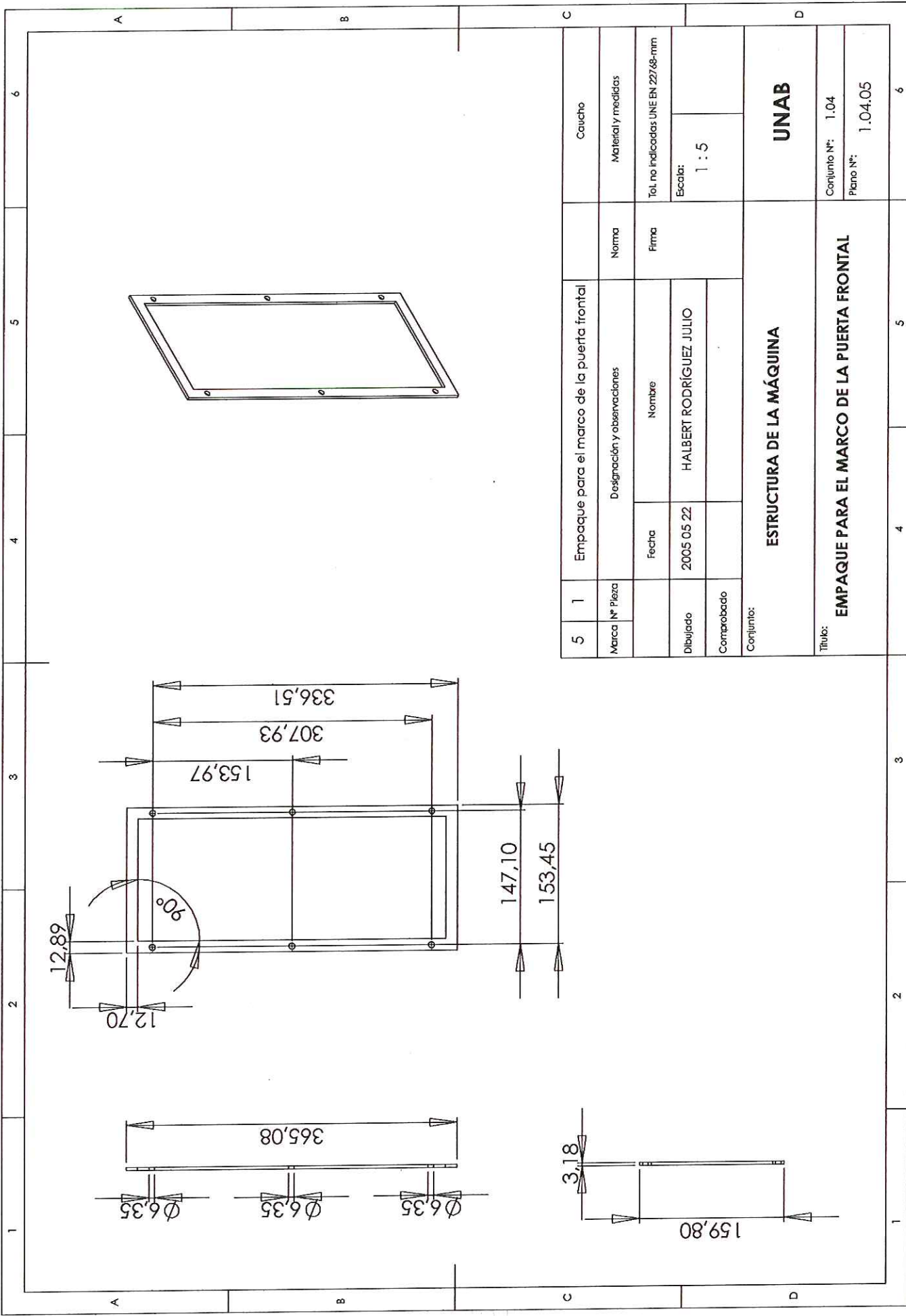


3	1	Tapa frontal			F-3603
Marca	Nº Plaza	Designación y observaciones		Norma	Materiales y medidas
		Fecha	Nombre	Firma	Tol. no indicadas UNE EN 22768-mm
Dibujado		2005 05 22	HALBERT RODRÍGUEZ JULIO		Escala: 1 : 5
Comprobado					
Conjunto:					
ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA					
UNAB					
Título:					
TAPA FRONTAL					
				Conjunto Nº:	1.04
				Piano Nº:	1.04.03

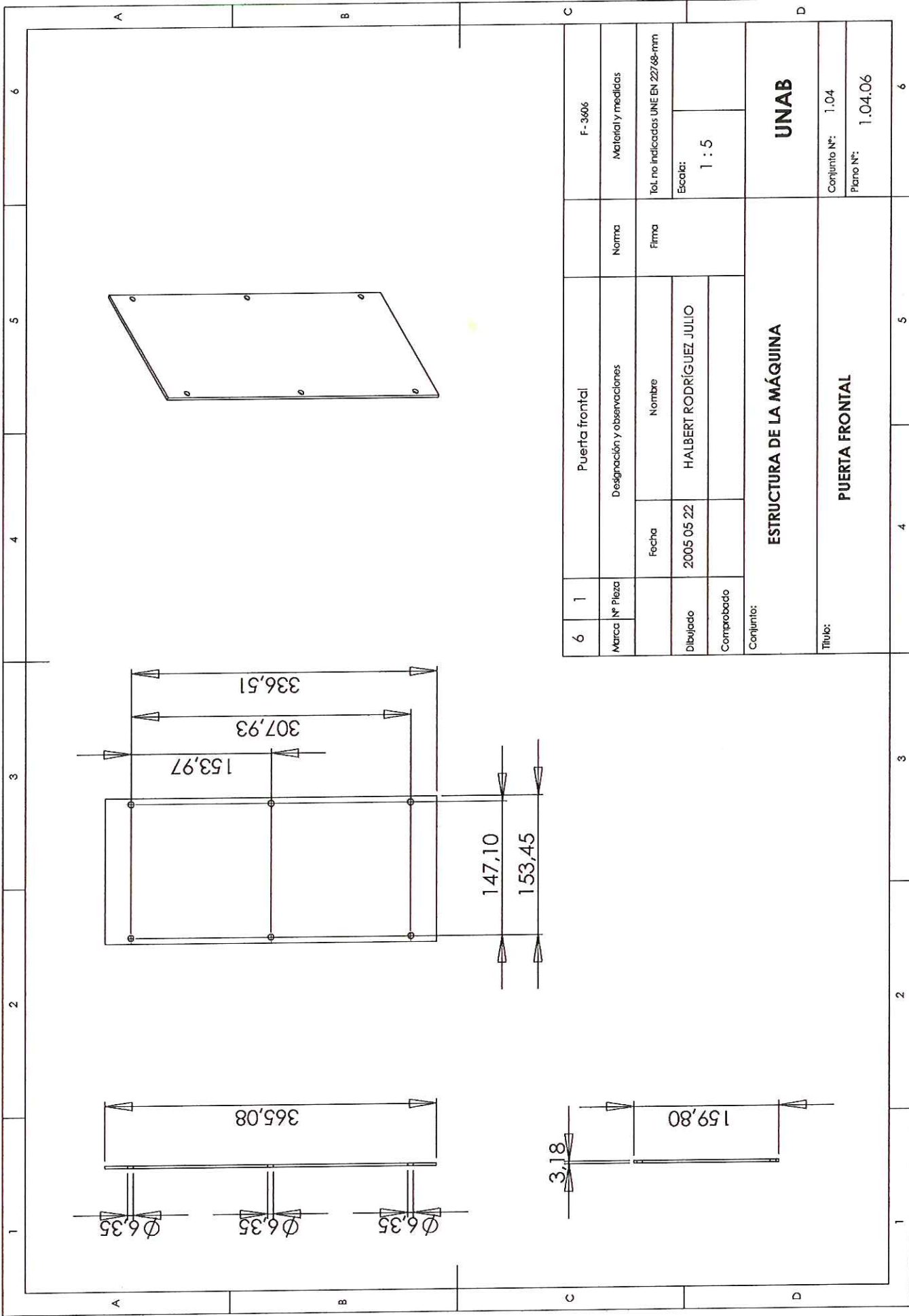


4	1	Marco de la puerta frontal	Norma	F-6604
Marca N° Pieza	Designación y observaciones		Material y medidas	
	Fecha	Nombre	Firma	Tol. no indicadas UNE EN 22768-mm
Dibujado	2005 05 22	HALBERT RODRÍGUEZ JULIO		Escala: 1 : 5
Comprobado				
Conjunto: ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA				
Título: MARCO DE LA PUERTA FRONTAL				
			Conjunto N°:	1.04
			Plano N°:	1.04.04

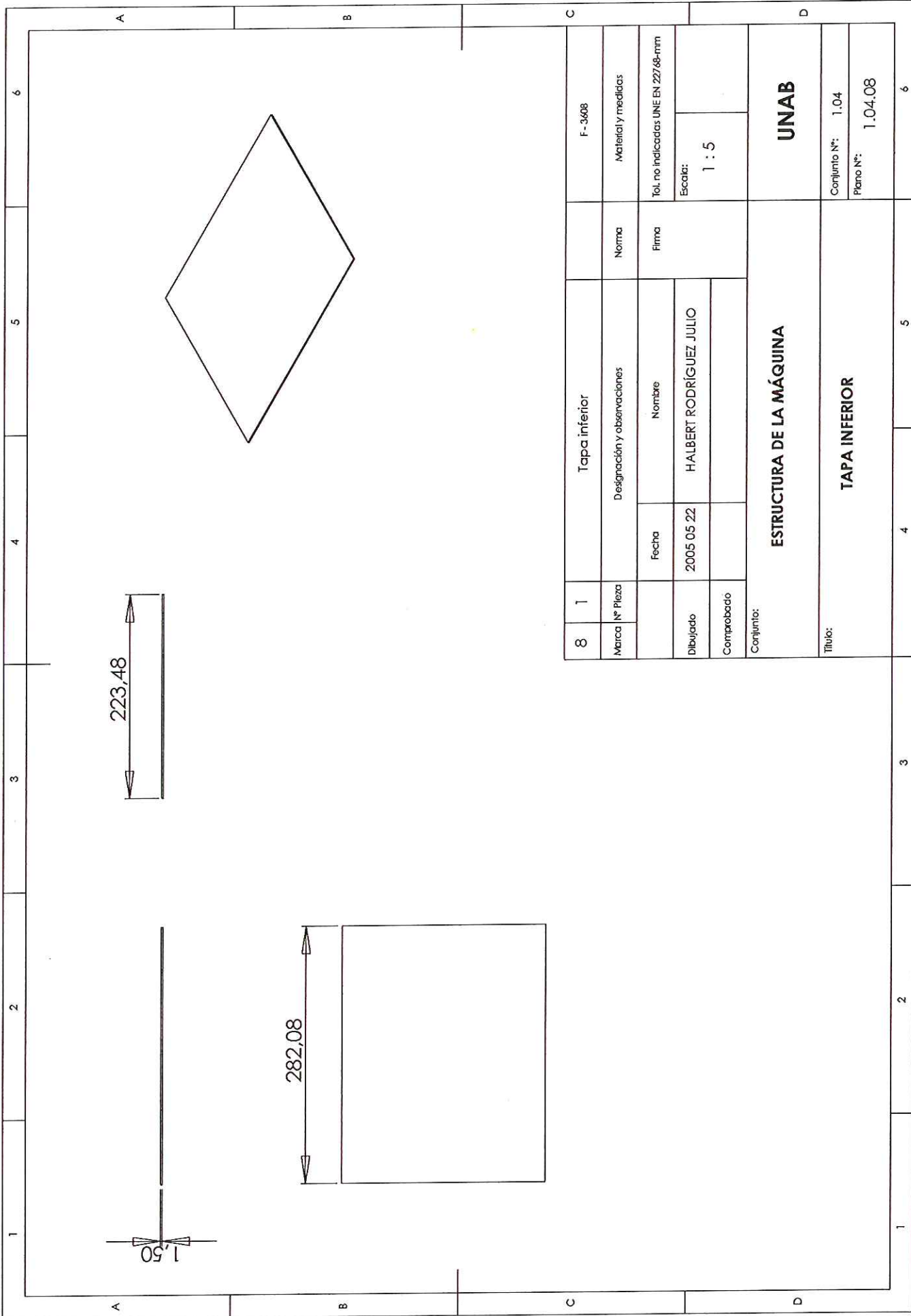
UNAB



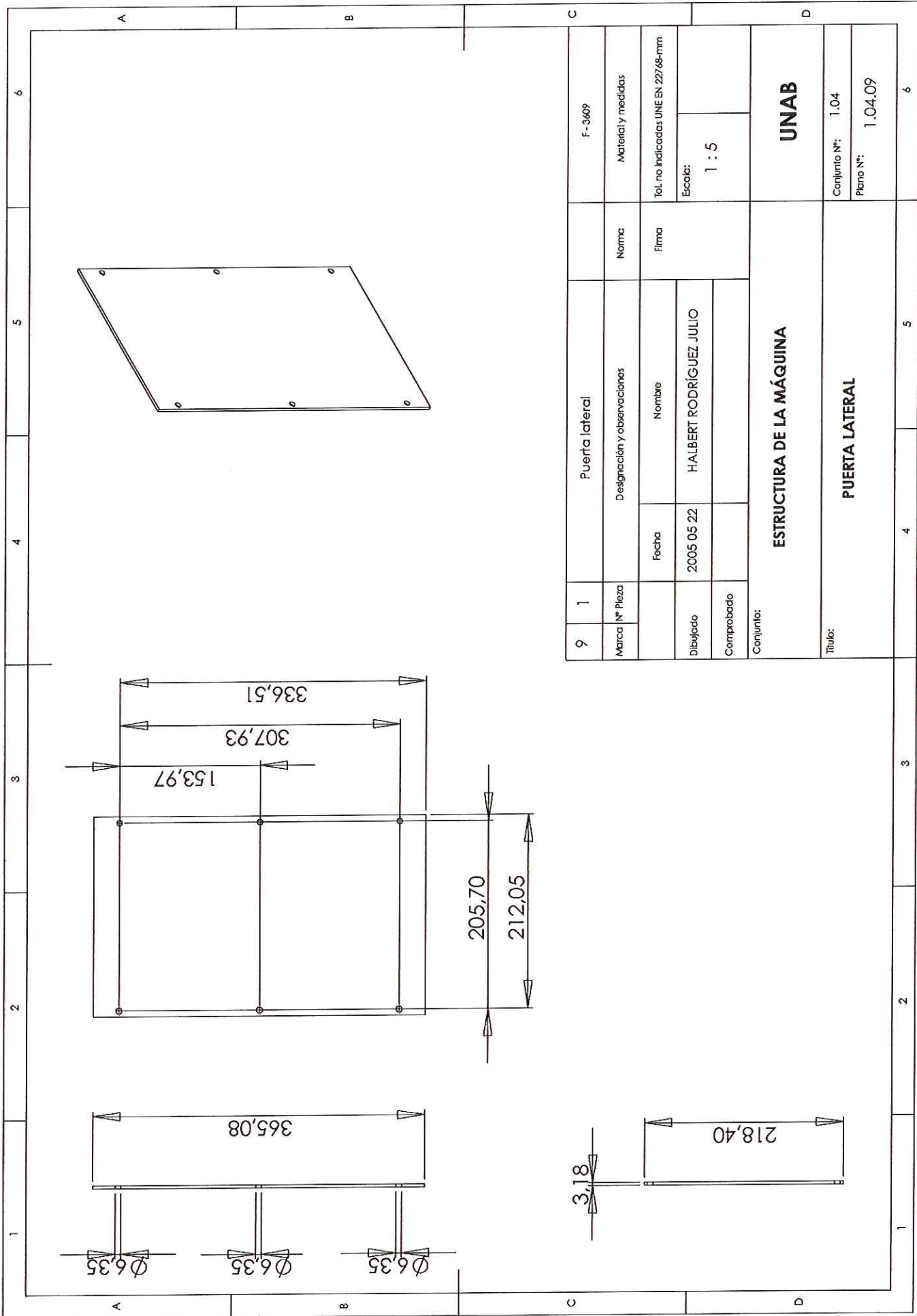
5	1	Empaque para el marco de la puerta frontal		Norma	Caucho
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones		Norma	Materiales y medidas
		Fecha	Nombre	Firma	Tel. no indicados UNE EN 227/68-mm
Dibujado		2005.05.22	HALBERT RODRIGUEZ JULIO		Escala: 1 : 5
Comprobado					
Conjuntos:					
ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA					
UNAB					
Título:					
EMPAQUE PARA EL MARCO DE LA PUERTA FRONTAL					
Conjunto Nº: 1.04					
Plano Nº: 1.04.05					



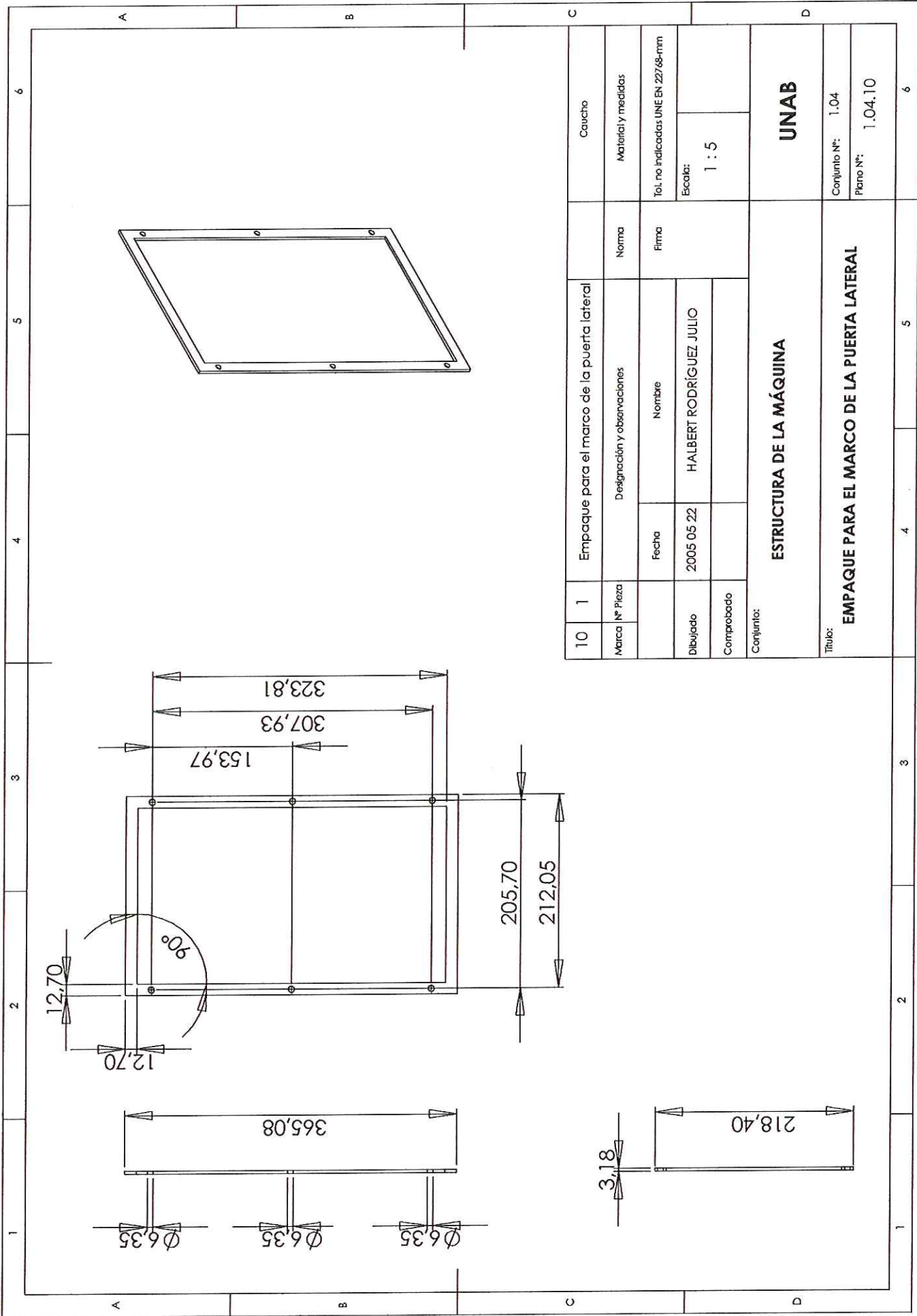
6	1	Puerta frontal		Norma	F-3606
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones		Norma	Materiales y medidas
		Fecha	Nombre	Firma	Tol. no indicadas UNE EN 22768-mm
Dibujado		2005 05 22	HALBERT RODRÍGUEZ JULIO		Escala: 1 : 5
Comprobado					
Conjunto:					
ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA				UNAB	
Título:					
PUERTA FRONTAL				Conjunto Nº: 1.04	
				Plano Nº: 1.04.06	



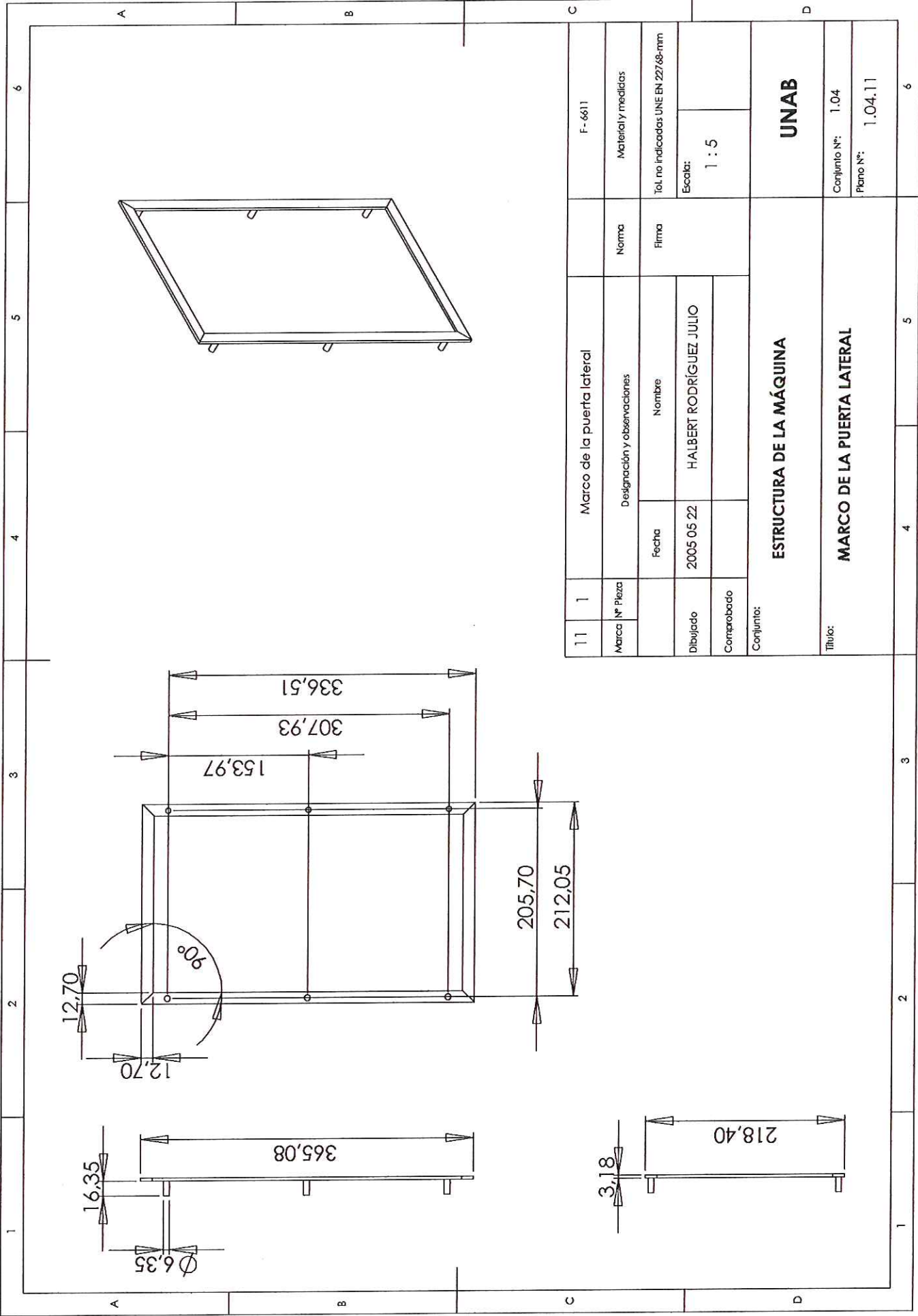
8	1	Tapa inferior			F-3608
Marca	Nº Pleza	Designación y observaciones		Norma	Materia y medidas
		Fecha	Nombre	Firma	Tol. no indicadas UNE EN 22768-mm
Dibujado		2005 05 22	HALBERT RODRÍGUEZ JULIO		Escala: 1 : 5
Comprobado					
Conjunto:					
ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA					
UNAB					
Título:					
TAPA INFERIOR					
Conjunto Nº: 1.04					
Plano Nº: 1.04.08					



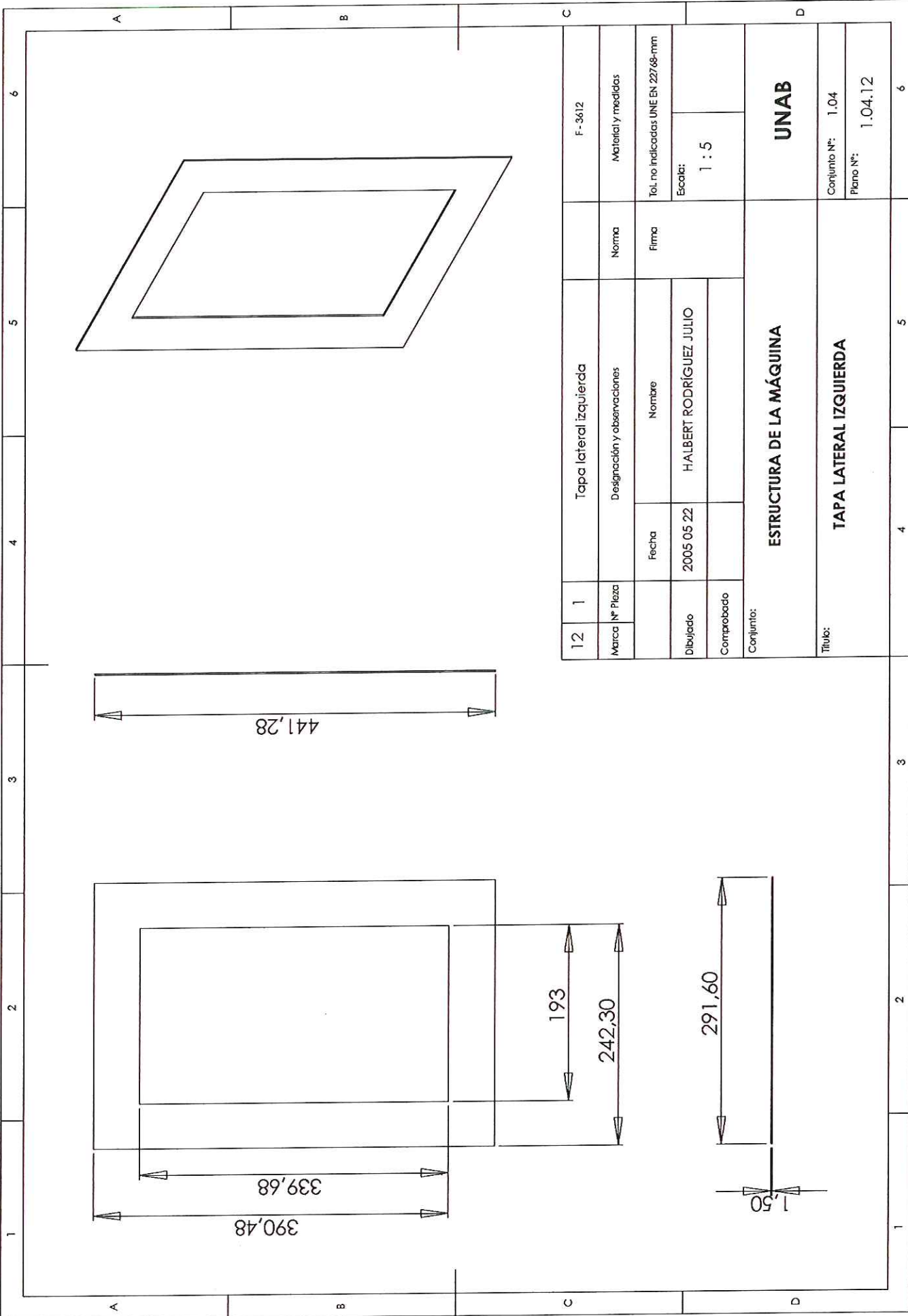
9	1	Puerta lateral			F-3609
Marca N° Pieza	Designación y observaciones		Norma		Materia y medidas
	Fecha	Nombre	Firma		
Dibujado	2005.05.22	HALBERT RODRÍGUEZ JULIO			
Comprobado					
Conjunto:					
ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA			UNAB		
Titulo:					
PUERTA LATERAL			Conjunto N°: 1.04		
			Plano N°: 1.04.09		



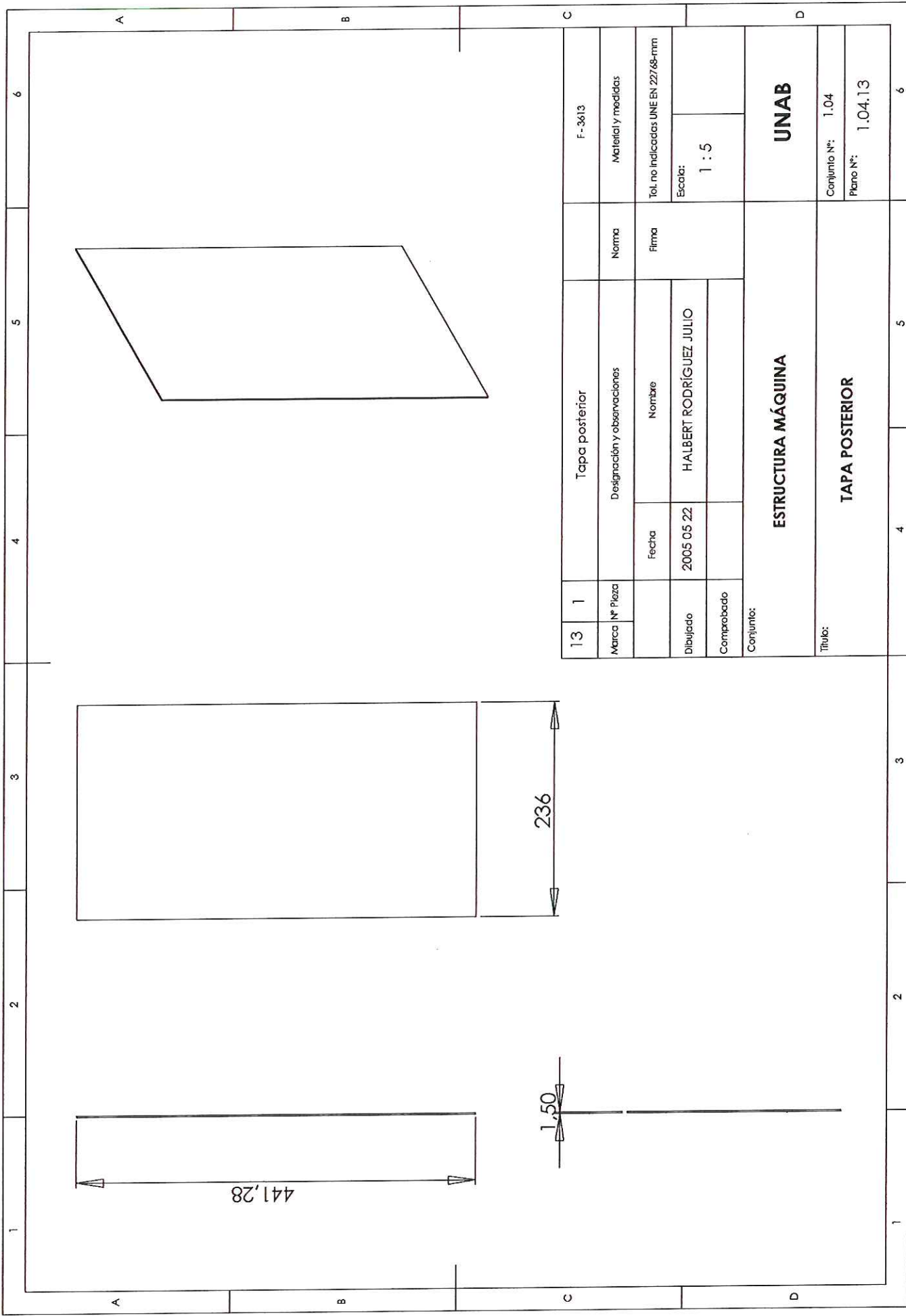
10	1	Empaque para el marco de la puerta lateral		Norma	Caucho
Marca	N° Pieza	Designación y observaciones		Firma	Material y medidas
		Fecha	Nombre		Toi, no indicadas UNE EN 22768-mm
Dibujado		2005 05 22	HALBERT RODRIGUEZ JULIO		Escala: 1 : 5
Comprobado					
Conjunto:					
ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA					
UNAB					
Título:					
EMPAQUE PARA EL MARCO DE LA PUERTA LATERAL					
Conjunto N°: 1.04					
Plano N°: 1.04.10					



11	1	Marco de la puerta lateral			F-6611
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Norma	Material y medidas	
		Fecha	Nombre	Firma	Tol. no indicadas UNE EN 22768-mm
Dibujado		2005.05.22	HALBERT RODRÍGUEZ JULIO		Escala: 1 : 5
Comprobado					
Conjuntos:					
ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA					
UNAB					
Título:					
MARCO DE LA PUERTA LATERAL					
				Conjunto Nº:	1.04
				Plano Nº:	1.04.11



12	1	Topa lateral izquierda		Norma	F-3612
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones		Norma	Material y medidas
		Fecha	Nombre	Firma	Tol. no indicados UNE EN 22768-mm
Dibujado		2005 05 22	HALBERT RODRÍGUEZ JULIO		Escala: 1 : 5
Comprobado					
Conjunto:					
ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA					
UNAB					
Título:					
TAPA LATERAL IZQUIERDA					
Conjunto Nº: 1.04					
Plano Nº: 1.04.12					



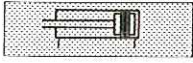
13	1	Tapa posterior			F.-3613
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones		Norma	Materiales y medidas
		Fecha	Nombre	Firma	Tol. no indicadas UNE EN 22768-mm
Dibujado		2005.05.22	HALBERT RODRÍGUEZ JULIO		Escala: 1 : 5
Comprobado					
Conjuntos:					
		ESTRUCTURA MÁQUINA		UNAB	
Título:					
		TAPA POSTERIOR		Conjunto Nº: 1.04	
				Plano Nº: 1.04.13	

Cilindro compacto ADVU

Hoja de datos: cilindro de doble efecto, tipo básico

FESTO

Función



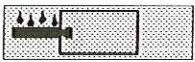
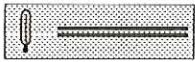
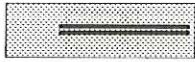
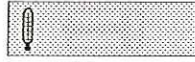
Ø - Diámetro
12 ... 125 mm

┆ - Carrera
1 ... 400 mm

www.festo.com/es/
Recambios

Juegos de piezas de desgaste
→ 1 / 2.1-21

Variantes



S2

S6

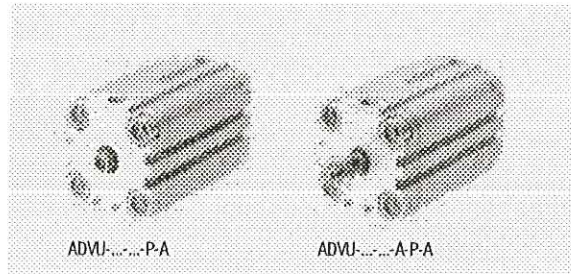
S26

S20

S206

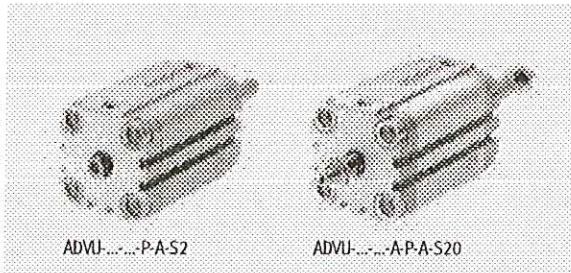
R3

CT



ADVU-...-P-A

ADVU-...-A-P-A



ADVU-...-P-A-S2

ADVU-...-A-P-A-S20

Cilindros estándar
Cilindros compactos

2.1

Datos técnicos generales

Diámetro del émbolo	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125	
Conexión neumática	M5	M5	M5	M5	G $\frac{1}{8}$	G $\frac{1}{8}$	G $\frac{1}{8}$	G $\frac{1}{8}$	G $\frac{1}{8}$	G $\frac{1}{4}$	G $\frac{1}{4}$	
Extremo del vástago	Rosca interior	M3	M4	M5	M5	M6	M6	M8	M8	M10	M12	M16
	Rosca exterior	M6	M8	M10x1,25				M12x1,25		M16x1,5	M20x1,5	M27x2
Fluido	Aire comprimido filtrado, lubricado o sin lubricar											
Construcción	Émbolo											
	Vástago											
Amortiguación	Sin posibilidad de regulación											
Detección de posiciones	Mediante detectores de proximidad											
Tipo de fijación	Mediante taladros											
	Con rosca interior											
	Con accesorios											
Posición de montaje	Indistinta											

Presión de funcionamiento [bar]

Diámetro del émbolo	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125
Vástago simple	1,2 ... 10		1,0 ... 10		0,8 ... 10			0,6 ... 10		0,5 ... 10	
Doble vástago S2/S20	1,5 ... 10	1,3 ... 10	1,2 ... 10		1,0 ... 10			0,8 ... 10		0,5 ... 10	

Condiciones del entorno

Variante	Tipo básico	S6	R3	CT	
Temperatura ambiente ¹⁾ [°C]	-20 ... +80	0 ... +150		-20 ... +80	-5 ... +60
Clase de resistencia a la corrosión ²⁾	2	2	3	2	

1) Tener en cuenta las condiciones de funcionamiento de los detectores

2) Clase de resistencia a la corrosión 2 según norma de Festo 940 070

Válida para piezas expuestas a gran peligro de corrosión. Piezas exteriores en contacto directo con sustancias usuales en entornos industriales, tales como disolventes, detergentes o lubricantes, con superficies principalmente decorativas.

Clase de resistencia a la corrosión 3 según norma de Festo 940 070

Válida para piezas expuestas a gran peligro de corrosión. Piezas exteriores en contacto directo con sustancias usuales en entornos industriales, tales como disolventes o detergentes, con superficies funcionales.

Cilindro compacto ADVU

Hoja de datos: cilindro de doble efecto, tipo básico

FESTO

Cilindros estándar
Cilindros compactos

2.1

Fuerzas [N] y energía de impacto [J]											
Diámetro del émbolo	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125
Fuerza teórica con 6 bar	68	121	188	295	483	754	1 178	1 870	3 016	4 712	7 363
en avance S2/S20	51	90	141	247	415	686	1 057	1 750	2 827	4 418	6 881
Fuerza teórica con 6 bar	51	90	141	247	415	686	1 057	1 750	2 827	4 418	6 881
en retroceso S2/S20	51	90	141	247	415	686	1 057	1 750	2 827	4 418	6 881
Energía máx. de impacto	0,09	0,10	0,14	0,10	0,40	0,52	0,64	0,70	0,75	1,00	4,00
en las posiciones finales S20	0,01	0,01	0,01	0,01	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,10	0,40

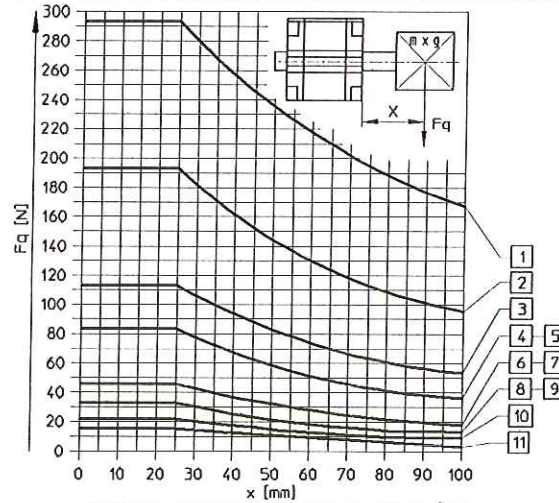
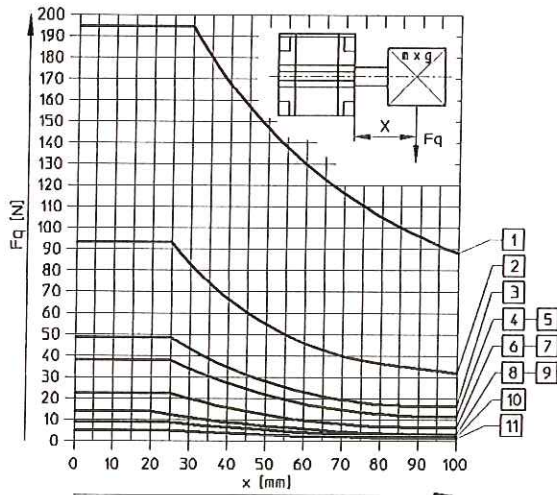


Definición de las dimensiones con ProPneu
www.festo.com/es/engineering

Fuerza transversal máxima admisible F_q en función del voladizo x

Vástago simple

Doble vástago



- | | | |
|------------|-----------|------------|
| 1 Ø 125 mm | 5 Ø 50 mm | 9 Ø 20 mm |
| 2 Ø 100 mm | 6 Ø 40 mm | 10 Ø 16 mm |
| 3 Ø 80 mm | 7 Ø 32 mm | 11 Ø 12 mm |
| 4 Ø 63 mm | 8 Ø 25 mm | |

Pesos [g]

Diámetro del émbolo	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125
Peso con carrera de 0 mm	87	89	149	180	300	433	560	617	1 772	2 797	3 426
Peso adicional por 10 mm de carrera	15	15	23	28	40	59	72	107	168	177	168
Masa móvil con carrera de 0 mm	8	12	20	26	49	63	112	134	307	614	1 317
Masa adicional por 10 mm de carrera	2	4	6	6	9	9	16	16	25	38	63

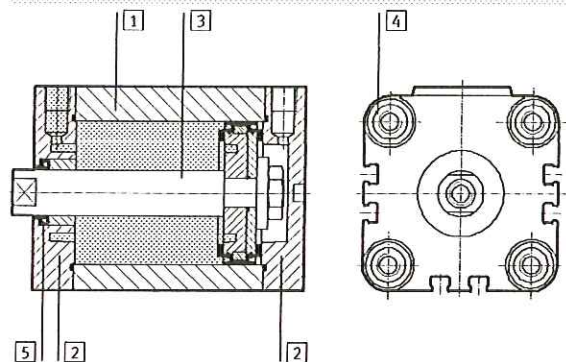
Cilindro compacto ADVU

Hoja de datos: cilindro de doble efecto, tipo básico

FESTO

Materiales

Vista en sección



Variantes	Tipo básico	S6	R3	CT
1 Camisa del cilindro	Aleación de aluminio	Aleación de aluminio	Aleación de aluminio	Aleación de aluminio
2 Culata	Aleación de aluminio	Aleación de aluminio	Aleación de aluminio	Aleación de aluminio
3 Vástago $\varnothing 12 \dots 32$	Acero de aleación fina, inoxidable	Acero de aleación fina, inoxidable	Acero de aleación fina, inoxidable	Acero de aleación fina, inoxidable
	$\varnothing 40 \dots 125$ acero de aleación fina	acero de aleación fina	Acero de aleación fina, inoxidable	acero de aleación fina
4 Tornillos moleteados	$\varnothing 12 \dots 16$ Acero de aleación fina, inoxidable	Acero de aleación fina, inoxidable	Acero de aleación fina, inoxidable	Acero de aleación fina, inoxidable
	$\varnothing 20 \dots 125$ Acero templado	Acero templado	Acero de aleación fina, inoxidable	Acero templado
5 Juntas dinámicas	Poliuretano	Caucho fluorado	Poliuretano	Poliuretano

Cilindros estándar
Cilindros compactos

2.1

Cilindro compacto ADVU

Hoja de datos: cilindro de doble efecto, tipo básico

FESTO

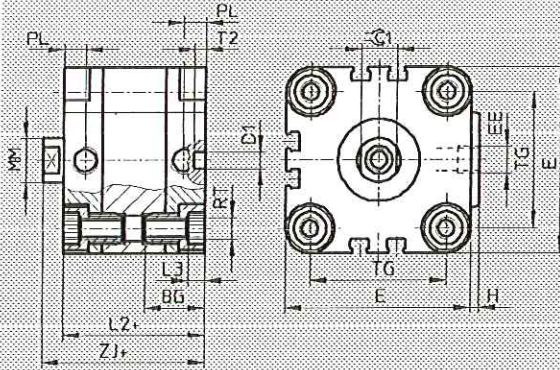
Cilindros estándar
Cilindros compactos

2.1

Dimensiones: cilindro básico

Diámetro del émbolo 12 ... 100 mm

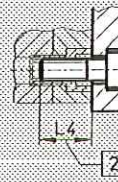
Datos CAD disponibles en www.festo.com/es/engineering



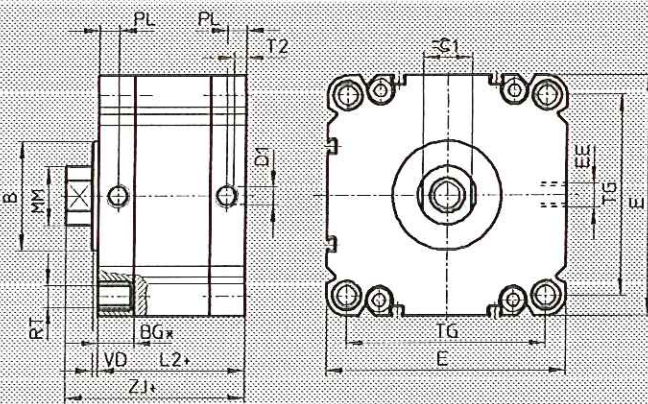
Importante
Para la fijación desde arriba en las versiones de diámetros de 12 y 16 mm utilizar 2 tornillos en diagonal o tornillos no magnéticos.

+ = añadir carrera

\square Profundidad mínima de atornillado



Diámetro del émbolo 125 mm



* Profundidad mínima de atornillado: 18 mm.
No puede atornillarse con tornillo cilíndrico.

+ = añadir carrera

Diámetro [mm]	B	BG	D1 \varnothing H9	E	EE	H	L2	L3	L4	MM \varnothing	PL	RT	T2	TG	VD	ZJ	$\pm C1$ h13
12	-	18,5	6	29	M5	1	38	3	16	6	8	M4	4	18	-	42,5	5
16	-	18,5	6	29	M5	1	38	3	16	8	8	M4	4	18	-	42,5	7
20	-	18,5	6	36	M5	1,5	38	4	18	10	8	M5	4	22	-	42,5	9
25	-	18,5	6	40	M5	1,5	39,5	4	18	10	8	M5	4	26	-	45	9
32	-	21,5	6	50	G $\frac{1}{8}$	2	44,5	5	20	12	8	M6	4	32	-	50,5	10
40	-	21,5	6	60	G $\frac{1}{8}$	2,5	45,5	5	20	12	8	M6	4	42	-	52	10
50	-	22	6	68	G $\frac{1}{8}$	3	45,5	6	20	16	8	M8	4	50	-	53	13
63	-	24,5	8	87	G $\frac{1}{8}$	4	50	8	25	16	8	M10	4	62	-	57,5	13
80	-	27,5	8	107	G $\frac{1}{8}$	4	56	8	25	20	8,5	M10	4	82	-	64	17
100	-	32,5	8	128	G $\frac{1}{4}$	5	66,5	8	25	25	10,5	M10	4	103	-	76,5	22
125	60	19,5	10	132	G $\frac{1}{4}$	-	81	-	18	32	10,5	M12	6	110	4	99	27

Cilindro compacto ADVU

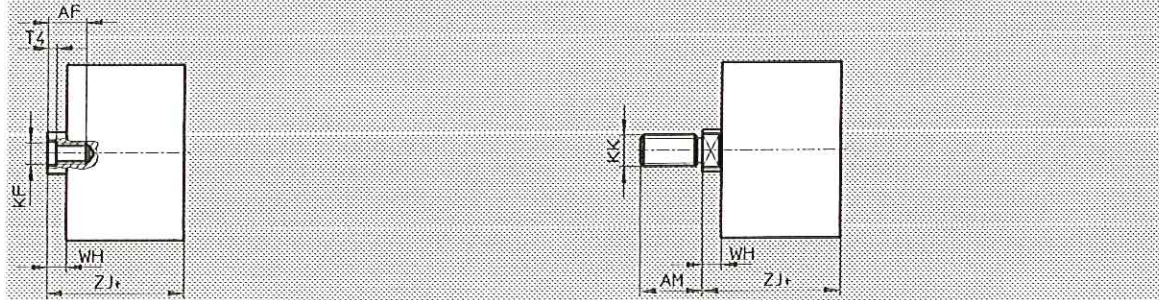
Hoja de datos: cilindro de doble efecto, tipo básico

FESTO

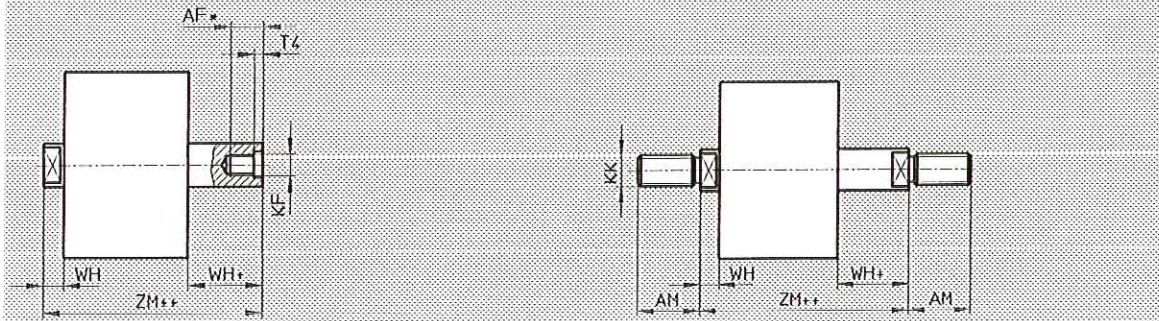
Dimensiones: variantes

Datos CAD disponibles en www.festo.com/es/engineering

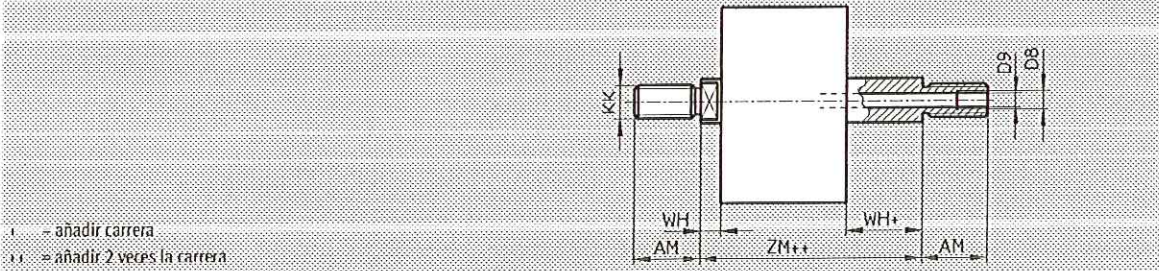
Tipo básico



S2 - Doble vástago



S20 - Doble vástago hueco



- 1) = añadir carrera
- 2) = añadir 2 veces la carrera

Diámetro [mm]	AF	AM	D8	D9 ∅	KF	KK	T4	WH	ZJ	ZM
12	8	16	-	2,3	M3	M6	1,5	4,5	42,5	47
16	10	20	-	3,2	M4	M8	1,5	4,5	42,5	47
20 ²⁾	12	22	-	3,8	M5	M10x1,25	2	4,5	42,5	47
25 ²⁾	12	22	-	3,8	M5	M10x1,25	2	5,5	45	50,5
32 ²⁾	14	22	-	4,5	M6	M10x1,25	2,6	6	50,5	56,5
40 ²⁾	14	22	-	4,5	M6	M10x1,25	2,6	6,5	52	58,5
50 ²⁾	16	24	-	6	M8	M12x1,25	3,3	7,5	53	60,5
63 ²⁾	16	24	-	6	M8	M12x1,25	3,3	7,5	57,5	65
80 ²⁾	20 ¹⁾	32	G $\frac{1}{8}$	8	M10	M16x1,5	4,7	8	64	72
100 ²⁾	24 ¹⁾	40	G $\frac{1}{4}$	11,7	M12	M20x1,5	6,1	10	76,5	86,5
125 ²⁾	25 ¹⁾	54	-	-	M16	M27x2	7	18	99	117

- 1) Con carrera < 5 mm, la profundidad máxima de atornillado es 5 mm menor.
- 2) La tuerca para el vástago está incluida en el suministro.

Cilindros estándar
Cilindros compactos

2.1

Cilindros normalizados DNC según ISO 6431 y VDMA 24 562

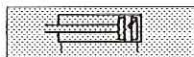
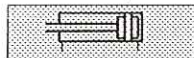
FESTO

Hoja de datos

Función

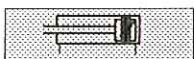
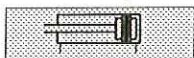
DNC-...

Sin detección de posiciones



DNC-...-A-...

Con detección de posiciones

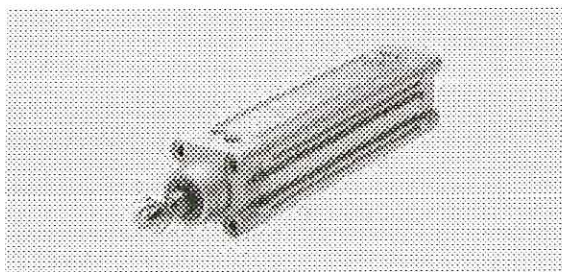


⌀ - Diámetro
32 ... 125 mm

┆ - Carrera
10 ... 2 000 mm

- www.festo.com/es/
Recambios

Juegos de piezas de re-
puesto
→ 1 / 1.2-46



Cilindros normalizados
ISO 6431 y VDMA 24 562

1.2

Datos técnicos generales		32	40	50	63	80	100	125	
Diámetro del émbolo		32	40	50	63	80	100	125	
Carrera [mm]	Tipo básico	10 ... 2 000							
	Q	10 ... 300	10 ... 400	10 ... 500		10 ... 600		-	
	K10	10 ... 1 000							-
	S10	10 ... 500							-
	S11	10 ... 500							
	S20	10 ... 850							
Conexión neumática		G1/8	G1/4	G1/4	G3/8	G3/8	G1/2	G1/2	
Rosca del vástago	Tipo básico	M10x1,25	M12x1,25	M16x1,5	M16x1,5	M20x1,5	M20x1,5	M27x2	
	K3	M6	M8	M10	M10	M12	M12	M16	
	K5	M10	M12	M16	M16	M20	M20	M27	
Construcción		Émbolo							
		Vástago							
		Camisa del cilindro							
Amortiguación P		Sin posibilidad de regulación							
Amortiguación PPV		Regulable en ambos lados							
Carrera de amortiguación PPV	[mm]	20	20	22	22	32	32	42	
Detección de posiciones		Mediante detectores de proximidad							
Tipo de fijación		Con rosca interior							
		Con accesorios							
Posición de montaje		Indistinta							

Condiciones de funcionamiento		32	40	50	63	80	100	125
Fluido		Aire comprimido filtrado, con o sin lubricación						
Presión de funcionamiento [bar]	Tipo básico	0,6 ... 12						0,6 ... 10
	R8	1,5 ... 12						1,5 ... 10
	S11	0,1 ... 12						0,1 ... 10

Cilindros normalizados DNC según ISO 6431 y VDMA 24 562

FESTO

Hoja de datos

Condiciones del entorno			
Variante	Tipo básico	R3	S6
Temperatura ambiente ¹⁾ [°C]	-20 ... +80	-20 ... +80	-20 ... +150
Clase de resistencia a la corrosión ²⁾	2	3	2

- Tener en cuenta las condiciones de funcionamiento de los detectores
- Clase de resistencia a la corrosión 2 según norma de Festo 940 070
Válida para piezas expuestas a gran peligro de corrosión. Piezas exteriores en contacto directo con sustancias usuales en entornos industriales, tales como disolventes, detergentes o lubricantes, con superficies principalmente decorativas.
Clase de resistencia a la corrosión 3 según norma de Festo 940 070
Válida para piezas expuestas a gran peligro de corrosión. Piezas exteriores en contacto directo con sustancias usuales en entornos industriales, tales como disolventes o detergentes, con superficies funcionales.

Velocidad [mm/s]		Diámetro del émbolo						
		32	40	50	63	80	100	125
Velocidad máxima	Tipo básico	Dependiendo de cada caso individual (posición de montaje, masa móvil, presión de funcionamiento, válvula de control, longitud del tubo flexible)						
	S10	100						-
Velocidad mínima	Tipo básico	≤ 50						
	S10 ¹⁾	8				5		-

- Velocidad mínima con movimiento sin frones, 6 bar y estrangulación del escape, posición horizontal, sin carga

Fuerzas [N] y energía de impacto [J]		Diámetro del émbolo						
		32	40	50	63	80	100	125
Fuerza teórica con 6 bar en avance		483	754	1 178	1 870	3 016	4 712	7 363
	S2/S20	415	633	990	1 682	2 721	4 418	6 881
Fuerza teórica con 6 bar en retroceso		415	633	990	1 682	2 721	4 418	6 881
	S2/S20	415	633	990	1 682	2 721	4 418	6 881
Energía máx. de impacto en las posiciones finales ¹⁾		0,1	0,2	0,2	0,5	0,9	1,2	5

- Con las variantes K10 S20 disminuye aprox. un 10% la energía admisible del impacto.

Velocidad de impacto admisible:

$$v_{adm.} = \sqrt{\frac{2 \times E_{adm.}}{m_{propia} + m_{carga}}}$$

Masa máxima admisible:

$$m_{carga} = \frac{2 \times E_{adm.}}{v^2} - m_{propia}$$



Importante

Los datos se refieren a los valores máximos posibles. En la práctica pueden variar dependiendo de la masa de la carga útil. Además deben

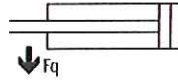
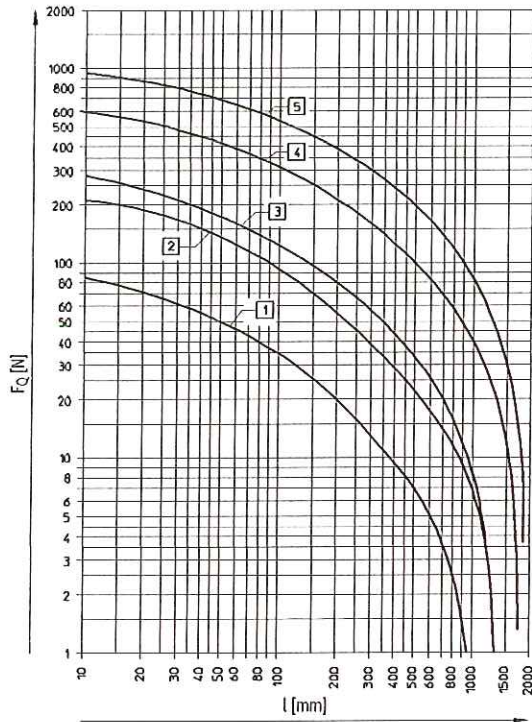
respetarse los valores límite de la capacidad de amortiguación del actuador y la energía de impacto admisible.

Cilindros normalizados DNC según ISO 6431 y VDMA 24 562

FESTO

Hoja de datos

Tipo básico, fuerza transversal F_q en función de la carrera l



- 1 Ø 32
- 2 Ø 40
- 3 Ø 50, 63
- 4 Ø 80, 100
- 5 Ø 125

Cilindros normalizados
ISO 6431 y VDMA 24 562

1.2

Datos técnicos de la variante Q						
Diámetro del émbolo	32	40	50	63	80	100
Momento de giro máx. en el vástago [Nm]	0,8	1,1	1,5	1,5	3	3
Holgura de giro máx. del vástago [°]	±0,65	±0,6	±0,45	±0,45	±0,45	±0,45

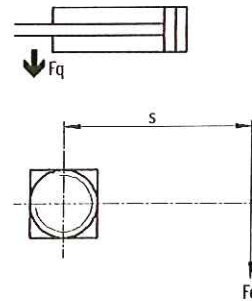
Momento de giro máx. admisible en el vástago con variante Q

Diagramas → 1 / 1.2-36

Ejemplos para diámetro de émbolo de 32 mm

Ejemplo 1:	Ejemplo 2:
Carrera l = 150 mm	Fuerza transversal F_q = 40 N
Resultado: admisible	Resultado: admisible
Fuerza transversal F_q = 9,5 N	Carrera l = 28 mm
Palanca s = 84 mm	Palanca s = 20 mm

Ejemplo 3:
 Carrera l = 150 mm
 Palanca s = 20 mm
 $F_q = \frac{\text{Momento de giro máx. } 800 \text{ Nmm}}{\text{Palanca } 100 \text{ mm}}$
 = 8 N
 Resultado: admisible
 $F_q = 8 \text{ N} < F_{q \text{ máx.}} = 9,5 \text{ N}$



Cilindros normalizados DNC según ISO 6431 y VDMA 24 562

FESTO

Hoja de datos

Cilindros normalizados ISO 6431 y VDMA 24 562

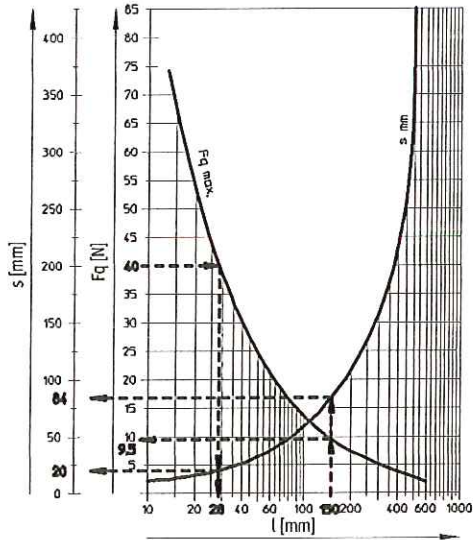
1.2

Fuerza transversal F_q en función de la carrera l y de la palanca s en variante Q

Diámetro del émbolo 32 mm

Momento de giro máx. = 800 Nmm

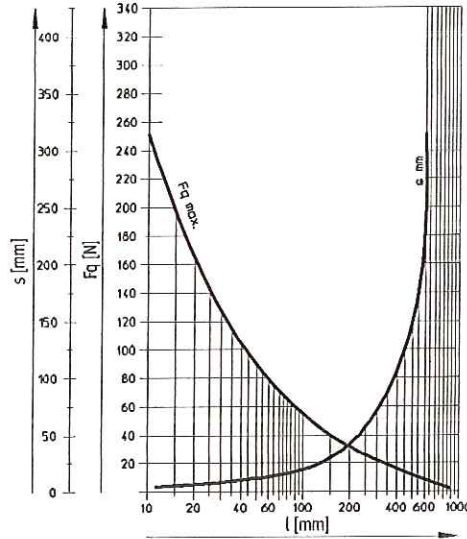
Carrera máx. = 300 mm



Diámetro del émbolo 40 mm

Momento de giro máx. = 1 100 Nmm

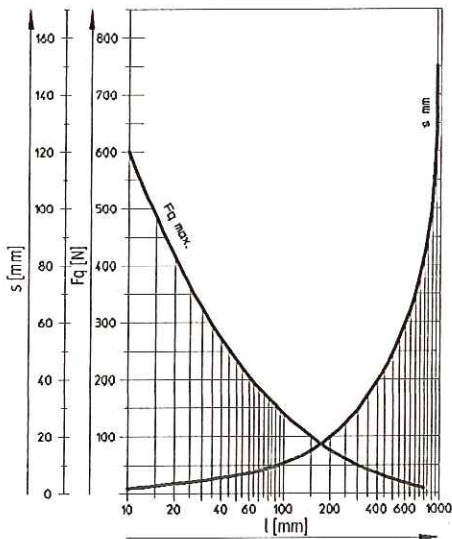
Carrera máx. = 400 mm



Diámetros de émbolo 50, 63 mm

Momento de giro máx. = 1 500 Nmm

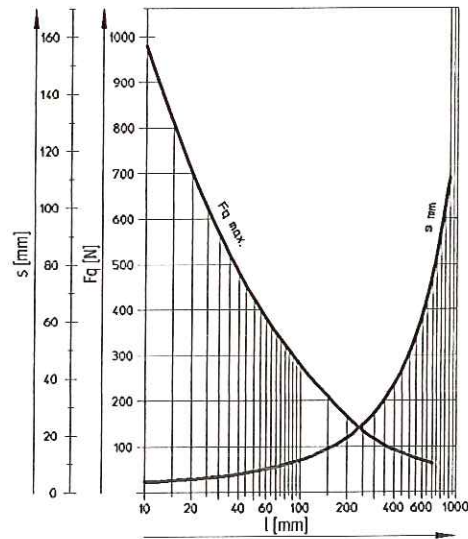
Carrera máx. = 500 mm



Diámetros de émbolo 80, 100 mm

Momento de giro máx. = 3 000 Nmm

Carrera máx. = 600 mm



Cilindros normalizados DNC según ISO 6431 y VDMA 24 562

FESTO

Hoja de datos

Pesos [g]							
Diámetro del émbolo	32	40	50	63	80	100	125
Tipo básico							
Peso con carrera de 0 mm	517	800	1 260	1 709	2 790	4 653	6 771
Peso adicional por 10 mm de carrera	30	45	64	73	106	115	168
Masa móvil con carrera de 0 mm	162	307	538	663	1 131	1 544	2 809
Masa adicional por 10 mm de carrera	9	16	25	25	38	38	63
Variante K10: vástago de aluminio							
Peso con carrera de 0 mm	443	655	1 001	1 437	2 302	4 138	5 719
Peso adicional por 10 mm de carrera	24	35	47	57	81	90	127
Masa móvil con carrera de 0 mm	88	162	279	391	643	1 029	1 757
Masa adicional por 10 mm de carrera	3	6	8	9	13	13	22
Variante Q: vástago cuadrado							
Peso con carrera de 0 mm	504	738	1 187	1 632	2 652	4 508	–
Peso adicional por 10 mm de carrera	29	41	60	68	99	108	–
Masa móvil con carrera de 0 mm	149	244	465	587	994	1 399	–
Masa adicional por 10 mm de carrera	8	11	20	20	31	31	–
Variante S2: doble vástago							
Peso con carrera de 0 mm	576	895	1 390	1 917	3 114	5 297	7 529
Peso adicional por 10 mm de carrera	39	61	89	98	144	153	231
Masa móvil con carrera de 0 mm	170	330	560	711	1 200	1 660	2 925
Masa adicional por 10 mm de carrera	18	32	50	50	76	76	126
Variante S2: vástago doble; variante K10: vástago de aluminio							
Peso con carrera de 0 mm	514	766	1 181	1 676	2 701	4 821	6 674
Peso adicional por 10 mm de carrera	27	40	56	65	94	103	148
Masa móvil con carrera de 0 mm	108	201	351	470	787	1 184	2 070
Masa adicional por 10 mm de carrera	6	11	17	17	26	26	43

Cilindros normalizados
ISO 6431 y VDMA 24 562

1.2

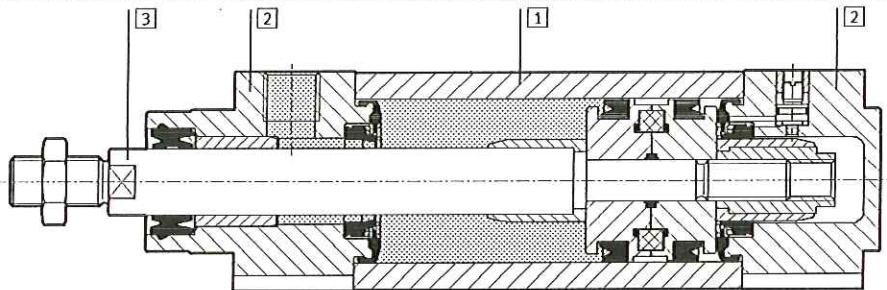
Cilindros normalizados DNC según ISO 6431 y VDMA 24 562

PESTO

Hoja de datos

Materiales

Vista en sección



Variante	Tipo básico	CT	K10	R3
1 Camisa del cilindro	Aleación forjada de aluminio anodizado liso	Aleación forjada de aluminio anodizado	Aleación forjada de aluminio anodizado liso	Aleación forjada de aluminio anodizado liso
2 Culatas anterior y posterior	Fundición inyectada de Al	Fundición inyectada de Al	Fundición inyectada de Al	Fundición inyectada de Al
3 Vástago	Acero de aleación fina	Acero de aleación fina	Aleación forjada de aluminio anodizado	Acero de aleación fina, inoxidable
- Juntas	Poliuretano, caucho nitrílico	Poliuretano, caucho nitrílico	Poliuretano, caucho nitrílico	Poliuretano, caucho nitrílico

Variante	R8	S6	S10	S11
1 Camisa del cilindro	Aleación forjada de aluminio anodizado liso	Aleación forjada de aluminio anodizado liso	Aleación forjada de aluminio anodizado liso	Aleación forjada de aluminio anodizado liso
2 Culatas anterior y posterior	Fundición inyectada de Al	Fundición inyectada de Al	Fundición inyectada de Al	Fundición inyectada de Al
3 Vástago	Acero templado	Acero de aleación fina	Acero de aleación fina	Acero de aleación fina
- Juntas	Poliuretano, caucho nitrílico	Caucho fluorado	Caucho fluorado	Caucho fluorado

Cilindros normalizados ISO 6431 y VDMA 24 562

1.2

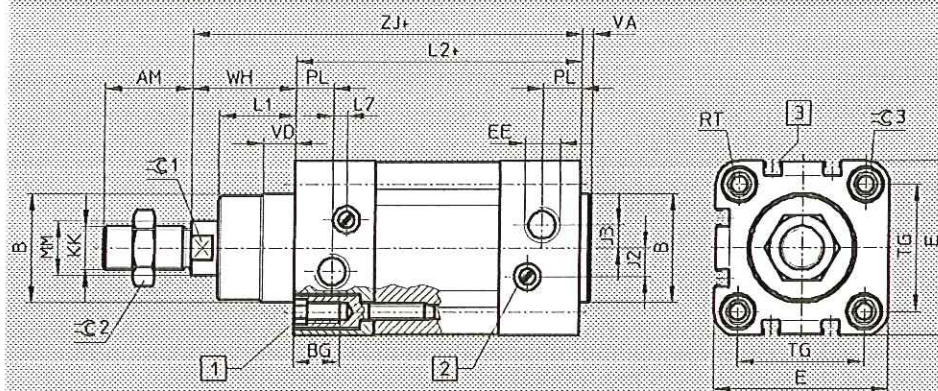
Cilindros normalizados DNC según ISO 6431 y VDMA 24 562

Hoja de datos

FESTO

Dimensiones: cilindro básico

Datos CAD disponibles en www.festo.com/es/engineering



1 Tornillo cilíndrico con hexágono y rosca interior para elementos de fijación

2 Tornillo para regular la amortiguación en las posiciones finales

3 Ranura para detectores SME/SMT-8

+ - añadir carrera

Ø [mm]	AM	B Ø d11	BG	E	EE	J2	J3	KK	L1	L2	L7
32	22	30	16	45	G1/8	6	5,2	M10x1,25	18	94	3,3
40	24	35	16	54	G1/4	8	6	M12x1,25	21,5	105	3,6
50	32	40	17	64	G1/4	10,4	8,5	M16x1,5	28	106	5,1
63	32	45	17	75	G3/8	12,4	10	M16x1,5	28,5	121	6,6
80	40	45	17	93	G3/8	12,5	8	M20x1,5	34,7	128	10,5
100	40	55	17	110	G1/2	12	10	M20x1,5	38,2	138	8
125	54	60	22	134	G1/2	13	8	M27x2	46	160	14

Ø [mm]	MM Ø f8	PL	RT	TG	VA	VD	WH	ZJ	Ø1	Ø2	Ø3
32	12	15,6	M6	32,5	4	10	26	120	10	16	6
40	16	14	M6	38	4	10,5	30	135	13	18	6
50	20	14	M8	46,5	4	11,5	37	143	17	24	8
63	20	17	M8	56,5	4	15	37	158	17	24	8
80	25	16,4	M10	72	4	15,7	46	174	22	30	6
100	25	18,8	M10	89	4	19,2	51	189	22	30	6
125	32	18	M12	110	6	20,5	65	225	27	36	8


Cilindros normalizados ISO 6431 y VDMA 24 562


1.2

Electroválvulas MFH Tiger Classic

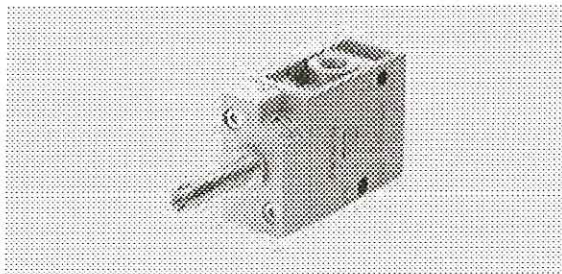
FESTO

Hoja de datos: válvulas de 3/2 vías

-  - Caudal
500 ... 7 500 l/min

-  - Tensión
12, 24, 42, 48 V DC
24, 42, 48, 110, 230,
240 V AC

Juegos de piezas de
recambio
→ 2 / 2.3-16



Válvulas distribuidoras para aplicaciones estándar
Tiger Classic

2.3

Datos técnicos generales					
Conexión neumática		G ¹ / ₈	G ¹ / ₄	G ¹ / ₂	G ³ / ₄
Función de válvula		Válvulas monoestables de 3/2 vías			
Construcción		Válvula de asiento			
Principio de estanquidad		Juntas de material sintético			
Tipo de accionamiento		Eléctrico			
Forma de reposición		Muelle mecánico			
Tipo de mando		Servopilotaje			
Alimentación del aire de pilotaje		Interna o externa			
Sentido del flujo		Irreversible			
Función de escape		Con estrangulación			
Accionamiento manual auxiliar		Enclavable			
Tipo de fijación		Mediante taladros			
Posición de montaje		Indistinta			
Diámetro nominal [mm]		5	7	14	19
Caudal nominal [l/min]		500	800	3 700	7 500
Peso del producto [g]		240	320	1 100	1 260

Condiciones de funcionamiento y del entorno					
Conexión neumática		G ¹ / ₈	G ¹ / ₄	G ¹ / ₂	G ³ / ₄
Fluido		Aire comprimido filtrado, lubricado o sin lubricar Vacío			
Presión de funcionamiento	Alimentación interna del aire de pilotaje [bar]	1,5 ... 8	1,5 ... 8	1,5 ... 8	2 ... 8
	Alimentación externa del aire de pilotaje [bar]	-0,95 ... +10	-0,95 ... +10	-0,95 ... +10	-0,95 ... +10
Presión de pilotaje [bar]		1 ... 8	1 ... 8	1 ... 8	1 ... 8
Temperatura ambiente [°C]		-5 ... +40			
Temperatura del fluido [°C]		-10 ... +60			

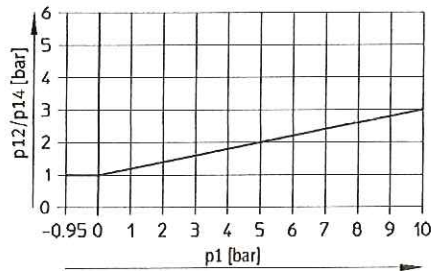
Electroválvulas MFH Tiger Classic

FESTO

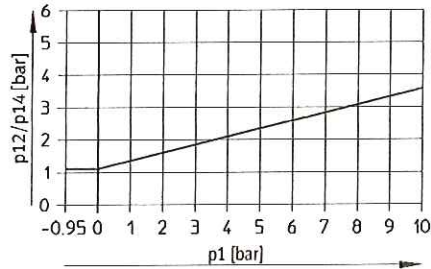
Hoja de datos: válvulas de 3/2 vías

Presión de mando mínima p_{12}/p_{14} en función de la presión de funcionamiento p_1 (con alimentación externa del aire de pilotaje)

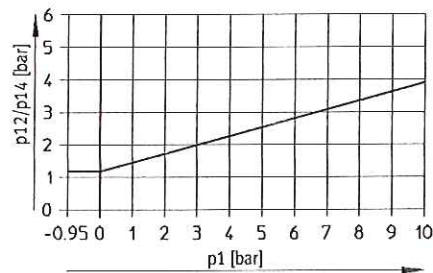
MFH-5-1/8-S



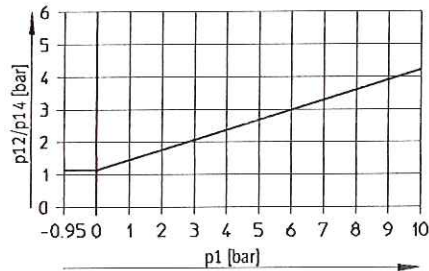
MFH-5-1/4-S



MFH-5-1/2-S



MFH-5-3/4-S



Valvulas distribuidoras para aplicaciones estándar
Tiger Classic

2.3

Tiempos de respuesta de la válvula [ms]

Conexión neumática	G1/8		G1/4		G1/2		G3/4	
Posición normal	Cerrada	Abierta	Cerrada	Abierta	Cerrada	Abierta	Cerrada	Abierta
Alimentación interna del aire de pilotaje								
Conexión	9	9	10	15	18	18	40	40
Desconexión	29	29	29	45	90	90	29	29
Alimentación externa del aire de pilotaje								
Conexión	9	-	10	-	18	-	40	-
Desconexión	29	-	29	-	90	-	29	-

Electroválvulas MFH Tiger Classic

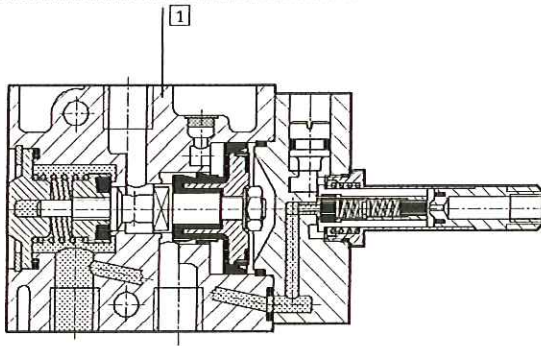
FESTO

Hoja de datos: válvulas de 3/2 vías

Datos eléctricos			
Bobinas F			
Conexión eléctrica		Lengüetas de conectores tipo zócalo MSSD-F, KMF	
Tensión de funcionamiento	Tensión continua	[V DC]	12, 24, 42, 48
	Tensión alterna	[V AC]	24, 42, 48, 110, 230, 240 (50 ... 60 Hz)
Valores característicos de las bobinas	Tensión continua	[W]	4,5
	Tensión alterna	[VA]	Atracción: 7,5 Mantenimiento: 6
Clase de protección según NE 60 529			IP65 (con conector tipo zócalo)

Materiales

Vista en sección



1	Cuerpo	Fundición de aluminio, anodizado
-	Juntas	Caucho nitrílico

Válvulas distribuidoras para aplicaciones estándar Tiger Classic

2.3

Electroválvulas MFH Tiger Classic

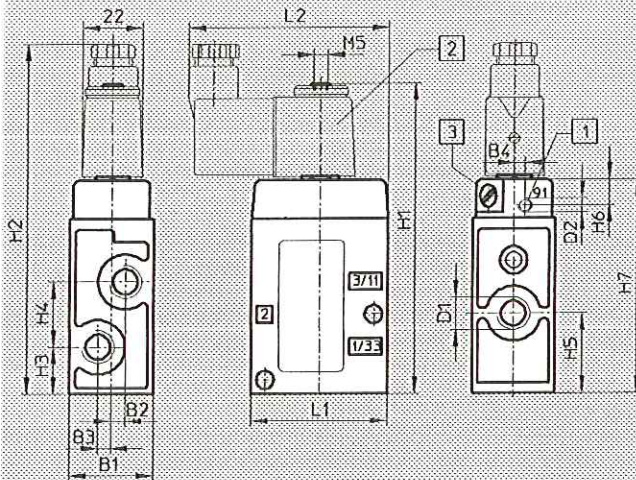
Hoja de datos: válvulas de 3/2 vías



Dimensiones

Datos CAD disponibles en www.festo.com/es/engineering

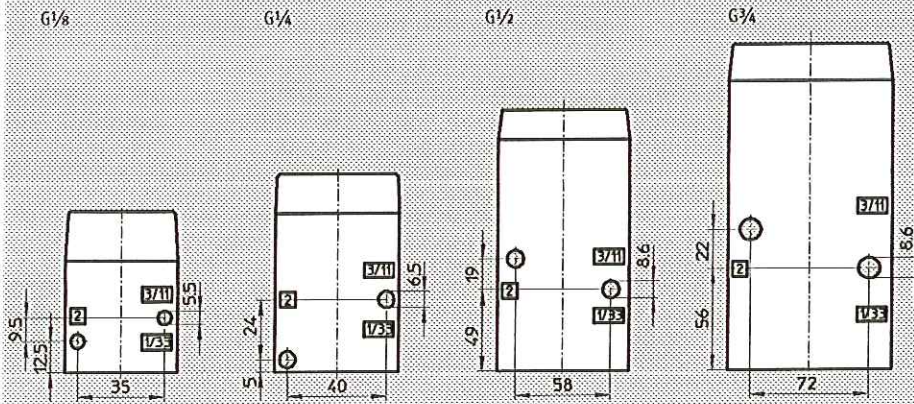
MFH, MOFH



- 1 Conexión adicional para aire de pilotaje externo para MFH-3...-S
- 2 Bobina orientable en 360°
- 3 Accionamiento auxiliar manual girable en 180°

Conexión neumática	B1	B2	B3	B4	D1	D2	H1	H2	H3	H4	H5	H6	H7	L1	L2
G1/8	26	3,5	3,5	2,7	G1/8	M5	97	111	12,5	19	22	9,5	63	45	71
G1/4	30,4	5	5	4	G1/4	M5	112	126	17	24	29	9,5	78	50	74
G1/2	52	8	8	-	G1/2	G1/8	151	165	30	38	49	10,5	117	80	89
G3/4	68	8	8	-	G3/4	G1/8	171	185	34	44	56	11	137	92	95

Patrón para el montaje



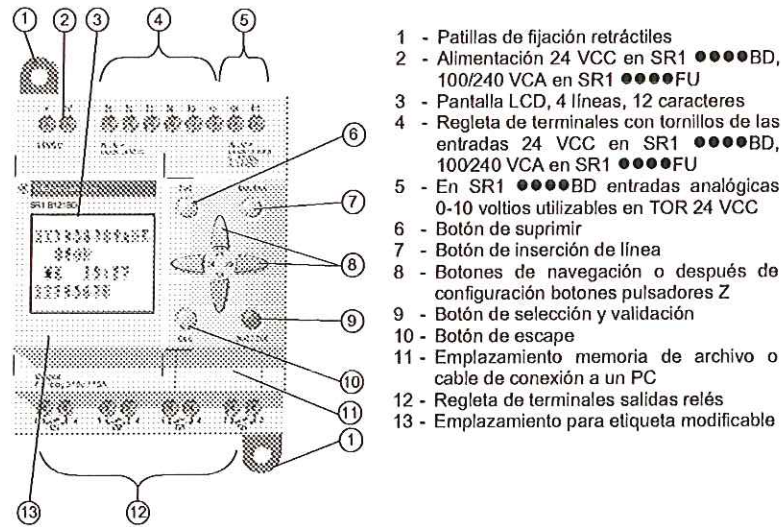
Válvulas distribuidoras para aplicaciones estándar
Tiger Classic

2.3

1. Presentación

Al estar destinado a facilitar el cableado eléctrico de soluciones inteligentes, el relé programable es muy fácil de poner en marcha. Su flexibilidad y sus buenos resultados le permitirán realizar importantes ganancias de tiempo y de dinero.

Este manual está destinado a quienes, sin tener conocimientos profundos en automatismo, desean poner en marcha este relé programable.



2. Características y conexiones

Características

Producto	10 E/S		12 E/S		20 E/S	
Referencias	SR1-A101BD	SR1-B121BD	SR1-A201BD	SR1-B201BD		
Reloj Semanal	NO	SI	NO	SI		
Alimentación	24 V (mín. 19,2 V / máx. 30 V) ---					
Corriente nominal de entrada	67 mA					
Entradas TON Nb	6	6	12	10		
Corriente nominal Tensión nominal	3mA 24 V ---					
Salidas Relés Nb	4			8		
Tensión	5 ... 150 V --- / 24 ... 250 V ~ ~ 15 0,9A/230 V --- 13 0,6A/24 V					
Entradas analógicas 0-10 V Nb	0	2*	0	2*		

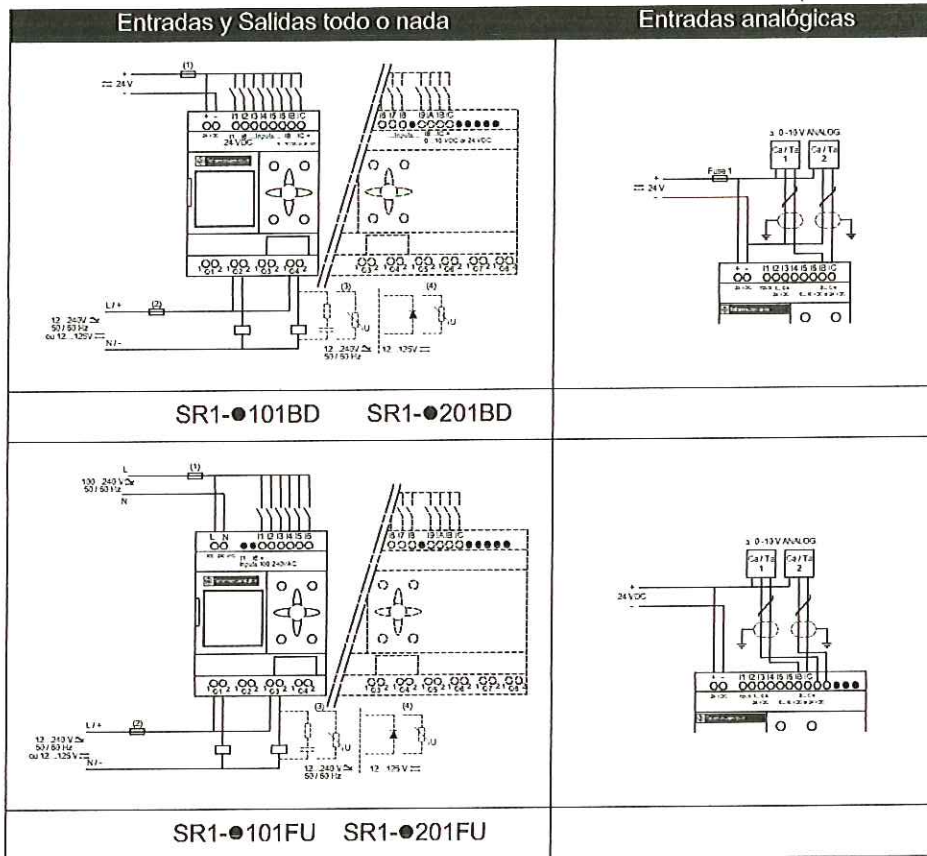
*Cada entrada es igualmente utilizable en Todo o Nada 24 V ---

Producto	10 E/S		20 E/S	
Referencias	SR1-A101FU	SR1-B101FU	SR1-A201FU	SR1-B201FU
Reloj Semanal	NO	SI	NO	SI
Alimentación	100/240 V ~ (mín. 85 V ~ / máx. 264 V ~)			
Corriente nominal de entrada	< 46 mA a 115 V ~ < 36 mA a 240 V ~			
Entradas TON Nb	6		12	
Corriente nominal Tensión nominal	11/13 mA a 50/60 Hz 100/240 V ~			
Salidas Relés Nb	4		8	
Tensión	5 ... 150 V --- / 24 ... 250 V ~ ~ 15 0,9A/230 V --- 13 0,6A/24 V			

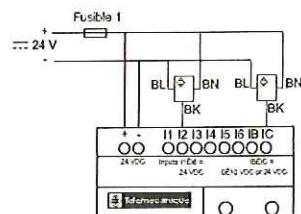
Nota : los relé programable de corriente alterna no poseen entradas analógicas. Para más información ver el catálogo.

2. Características y conexiones

Conexiones







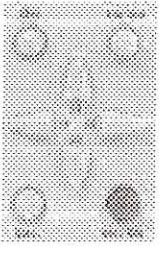
Conexión tres hilos



3. Las teclas de mando

Descripción de las teclas

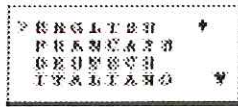
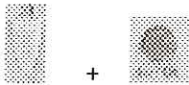



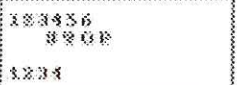
Las teclas situados en la cara delantera del relé programable permiten configurar, programar y dirigir la aplicación. Su funcionamiento es el siguiente :

Botón	Descripción
	Al pulsar esta teclas se efectúa la supresión de un elemento o de una línea de esquema.
	Al pulsar esta teclas se inserta una línea de esquema.
	Al pulsar esta teclas : Se efectúa una selección, Entra en la página de los parámetros de un elemento, Entra en una página de visualización, Valida una elección. Para utilizar el relé programable, la primera acción que se debe efectuar es pulsar esta teclas para acceder al menú principal.
	Al pulsar esta teclas se sale de un menú o de una selección.
	Las teclas de navegación permiten dirigirse hacia arriba, hacia la izquierda, hacia abajo y hacia la derecha. La posición en la pantalla está materializada por una marca ">", un cursor "■" o "●", un texto intermitente "lni".

4. Ejemplos de utilización



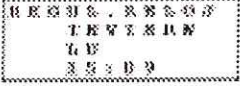



En esta parte, vamos a ver cómo utilizar los botones del relé programable.

Ejemplo 1 : La elección del idioma, el procedimiento siguiente es idéntico sea cual sea el producto.

Descripción/Acción	Visualización
<p>Primera conexión o conexión después de la inicialización del fabricante :</p>	 <p>La opción " ENGLISH " (INGLÉS) parpadea.</p>
 <p>Para seleccionar el francés.</p>	 <p>El botón Sel./OK ha permitido validar la elección del nuevo idioma (materializado por el rombo y por el texto que parpadea).</p>
 <p>Permite continuar o acabar el procedimiento de primera conexión..</p>	<p>Se presentan dos casos :</p> <p>Producto con reloj, SR1-B●●●●●●</p>  <p>Ahora hay que fijar la hora (Ver el ejemplo de la página siguiente)</p> <p>Producto sin reloj, SR1-A●●●●●●</p>  <p>Aparece la pantalla principal del relé programable (aquí un módulo SR1-A101FU).</p>

4. Ejemplos de utilización



Ejemplo 2: Modificación de la fecha y de la hora en el momento de la primera conexión.

Descripción/Acción	Visualización
Después de la elección del idioma, aparece la siguiente pantalla :	 <p>El cursor negro parpadea.</p>
 <p>Para entrar en modo modificación.</p>	 <p>El texto por modificar parpadea, aquí "INVIerno". Puede entonces modificarlo con :</p>  o.  y después  <p>Al pulsar Sel./OK se valida la modificación.</p>

Las horas, los minutos y el día de la semana se pueden modificar de la misma manera con las teclas del relé programable.

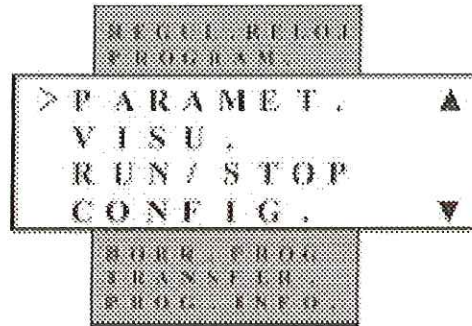
Para volver a la pantalla principal pulsar el botón :



Nota : los botones  o.  sirven para pasar de un campo a otro mientras que los otros dos botones del cuadro de navegación permiten la modificación de los valores que aparecen en pantalla.

5. Principales funciones

Están reagrupadas en un menú principal.



La marca ">" situada a la izquierda del texto señala la posición de su elección.

Un triángulo hacia arriba indica que existen opciones posibles hacia arriba y un triángulo hacia abajo indica que hay opciones posibles hacia abajo.

5. Principales funciones

Las funciones del menú principal

Menú	Descripción
REGUL. RELOJ	Esta función permite actualizar la fecha y la hora : Hora de verano/hora de invierno Día de la semana Horas-Minutos
PROGRAM.	Esta función permite introducir el esquema que hace que el relé programable funcione. Este programa está escrito en esquema de mando. La programación en esquema de mando está descrita en el capítulo siguiente. Esta función puede protegerse con una contraseña.
PARAMET.	Esta función permite visualizar y modificar los parámetros de los bloques función, que no estén bloqueados, introducidos en el esquema de mando.
VISU.	Esta función permite visualizar y modificar los parámetros de los bloques función que no estén bloqueados, introducidos en el esquema de mando. Permite además seleccionar la información que aparezca en la tercera línea de la pantalla del relé programable.
RUN/STOP	Esta función permite poner en marcha o parar el programa contenido en el relé programable : RUN : El programa se lanza. STOP : El programa se para, las salidas están desactivadas.
CONFIG.	Esta función contiene todas las opciones de configuración del relé programable (Ver el cuadro siguiente).
BORR. PROG	Esta función permite borrar la totalidad del esquema contenido en el relé programable. Se puede proteger con una contraseña.
TRANSFER.	Esta función transferirá los contenidos del relé programable Modul. -> PC : Transferencia hacia el software de programación PC -> Modul. : Carga por el programa de programación Modul. -> Mem : Transferencia a la EEPROM amovible Mem -> Modul. : Carga a partir de la EEPROM amovible
PROG. INFO.	Esta función permite visualizar todos los elementos necesarios para la introducción de un esquema de mando.

* La memoria EEPROM amovible permite transferir el contenido del relé programable sin que sea necesario ningún programa de programación y sin que sea necesario introducir una aplicación idéntica en otro relé programable. Sin embargo, no es indispensable para el funcionamiento del relé programable.

5. Principales funciones

El menú de configuración

Menú	Descripción
CONTRASEÑA	Autoriza o no el acceso a ciertas funcionalidades.
IDIOMA	Elección del idioma.
FILT.	Selección del filtrado de las entradas (entradas rápidas). Esta función se puede proteger con una contraseña.
Zx=Teclas	Activación / desactivación de los botones de Zx. Esta función se puede proteger con una contraseña.
AYUDA	Activación / desactivación de la ayuda automática.

Estas diferentes opciones del menú de configuración se desarrollan con más detalle en el "Capítulo 3 - Índice Menú de Configuración", página 24.