

**División de ciencias básicas e ingeniería**

**PROYECTO DE INTEGRACION EN INGENIERIA MECANICA I**

**“Diseño de una máquina lanza pelotas de béisbol, capaz de regular la velocidad y ángulo de disparo”**

Para obtener el título en

**Ingeniería Mecánica**

Presenta

**Mario Alberto Rodríguez León**

**Matricula**

209204873

Asesor

**Ing. Romy Pérez Moreno**

Abril, 2014

Yo, Ing. Romy Pérez Moreno, declaro que aprobé el contenido del presente Reporte de Proyecto de Integración y doy mi autorización para su publicación en la Biblioteca Digital, así como en el Repositorio Institucional de UAM Azcapotzalco.

Yo, Mario Alberto Rodríguez León, doy mi autorización a la Coordinación de Servicios de Información de la Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco, para publicar el presente documento en la Biblioteca Digital, así como en el Repositorio Institucional de UAM Azcapotzalco.



Casa Abierta al Tiempo

# UNIVERSIDAD AUTÓNOMA METROPOLITANA

# PT01

(Original y cuatro tantos)

SOLICITUD DE AUTORIZACIÓN DE PROYECTO(S) TERMINAL(ES): I y II

CLAVE(S): 1133051 y 1133052

MARIO ALBERTO RODRÍGUEZ LEÓN

209204873

NOMBRE DEL ALUMNO

MATRÍCULA

|                     |               |   |                       |
|---------------------|---------------|---|-----------------------|
| Ingeniería Mecánica | 15/JULIO/2013 | ING. ROMY PÉREZ MORENO<br>DR. JACOBO SANDOVAL GUTIÉRREZ | ENERGÍA - ELECTRÓNICA |
| Carrera             | Fecha         | Asesor  | Departamento          |

### Nombre del proyecto:

DISEÑO DE UNA MÁQUINA LANZA PELOTAS DE BEISBOL CAPAZ DE REGULAR LA VELOCIDAD Y ÁNGULO DE DISPARO.

### Objetivos del proyecto:

- a) Diseñar la máquina lanza pelotas de Béisbol utilizando como base las características ya existentes.
- b) Simular en Inventor el funcionamiento adecuado del sistema mecánico de la máquina lanza pelotas de beisbol.
- c) Generar los planos de definición para su posible fabricación.
- d) Aplicar las teorías relativas a la transmisión de energía mecánica, elaborando la memoria de cálculo justificando los alcances del diseño.
- e) Proponer el diagrama de bloques del sistema de control eléctrico, para su posible aplicación.
- f) Obtener un ángulo y velocidad de disparo entre -20° a 90° y 40 a 112 km/h respectivamente.

### Antecedentes del proyecto:

Se consideran con la propuesta los siguientes proyectos elaborados en la UAM Azcapotzalco:

- Diseño, fabricación y simulación numérica de la estructura de un robot puma 5 GDL, un modelado didáctico.
- Diseño y manufactura de un brazo transportador neumático.
- Diseño de un robot manipulador de 6gdl, con mordazas intercambiables.

### Descripción técnica:

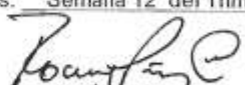
El diseño de la máquina propuesta, ofrece mayores ventajas a las ya existentes, entre algunas la versatilidad, la movilidad de la máquina con la capacidad de variar la posición y ángulo de disparo, trabajando con los principios de un manipulador de tres grados de libertad, complementándose con las técnicas de robótica para operar mediante una terminal de aprendizaje, que permita manipular y regular las variables físicas con las que fue diseñada la máquina y las cuales trabaja para cada disparo efectuado por la misma; ya que actualmente no se comercializan máquinas con estas características, entre otras, se busca optimizar los costos para su fabricación así mismo tener una tendencia innovadora satisfaciendo la problemática en las prácticas de Béisbol, presentando para el deporte una máquina de gran impacto comercial.

### Fechas importantes

Entrega del informe parcial o final al asesor: Semana 11 del Trimestre 14-I

Presentación del informe al comité de estudios: Semana 12 del Trimestre 14-I

  
MARIO ALBERTO RODRIGUEZ LEÓN  
Alumno (firma)

  
ING. ROMY PÉREZ MORENO  
Asesor (nombre y firma)

  
DR. JACOBO SANDOVAL GUTIÉRREZ  
Asesor (nombre y firma)

ANEXOS: Plan de trabajo

  
Dr. Hilario Torres Peña  
Coordinador de estudios

Original: Coordinación de sistemas escolares  
Copia 1: Coordinador de estudios  
Copia 4: Interesado

UNIDAD AZCAPOTZALCO

DIVISIÓN DE CIENCIAS BÁSICAS E INGENIERÍA

Av. San Pablo 180, Col. Reynosa Tamaulipas. 02200 México, D.F. Apdo. Postal 16-306 02000 México, D.F. Tel: 5318 9060



15/JULIO/2013

Fecha



Copia 2: Departamento correspondiente

Copia 3: Asesor

# DEDICATORIAS

El presente trabajo lo he de dedicar a mi familia y amigos por haberme apoyado desde el comienzo de esta gran etapa en mi vida, demostrándome día a día la gran importancia que tiene el sacrificar algunas cosas o momentos, esperando y luchando por todavía aún mayores alegrías.

De igual manera es para mí un gran honor poder compartir esta gran satisfacción, llena de alegría y felicidad con las personas que me dieron la vida, mis padres, así como también la alegría que me causa el poder compartir este gran logro con mi único y mejor hermano, Saúl Rodríguez quien a paso firme me ha acompañado en todo trayecto, también quiero mencionar a una persona que no solo me tendió la mano y me acogió si no que también me dio el privilegio de ser su fiel compañero en esta vida, Cecilia Gasga Luna, a quien agradezco por su motivación para salir adelante, su lucha y sacrificio día a día me demuestran que es imposible rendirse; comparto este grato recuerdo como el inicio de muchos momentos de éxito por venir y disfrutar en tu compañía.

# AGRADECIMIENTO

Empezare agradeciendo a la Universidad Autónoma Metropolitana por haberme abierto las puertas de esta gran institución y a los maestros de ella por brindarme su apoyo y conocimientos sobre la carrera en Ingeniería Mecánica, logrando alcanzar una gran meta y fijarme nuevas.

Asimismo agradecerles a mis amigos, compañeros, colegas y otras personas por brindarme esa calidez de su grata compañía hasta el día de hoy y estoy seguro que en el futuro será de igual forma, pero quisiera mencionar en especial a mis asesores M. en I. Ing. Romy Pérez Moreno y al Dr. Jacobo Sandoval Gutiérrez, quien ya no se encuentra dentro de la institución y quien se mantuvo al pendiente de este proyecto, por para poder concluir el proyecto terminal.

Le agradezco a Georgia Olvera García quien me apoyo en la supervisión del escrito, con su apoyo en lo laboral y personalmente por su calidez de persona.

De igual forma agradecerles a aquellas personas que estuvieron al pendiente de este proyecto y a las que me han aportado algo en el mejoramiento profesional y personal. Gracias por qué me han enseñado a ver las maneras de superarme día con día y tener una visión de mis metas y por supuesto a cumplir con ellas y así forjarme como persona.

# Índice general

|   |     |
|---|-----|
| DEDICATORIAS.....   | V   |
| AGRADECIMIENTO .....  | VI  |
| Resumen.....  | X   |
| Índice de figuras .....                                       | XI  |
| Índice de tablas .....  | XII |
| Capítulo 1 .....  | 1   |
| Introducción.....   | 1   |
| Antecedentes .....  | 1   |
| Justificación.....  | 2   |
| Objetivos .....   | 3   |
| Metodología.....  | 3   |
| Capítulo 2. Marco teórico .....                               | 4   |
| 2.1 Máquina .....   | 4   |
| 2.1.1 Clasificación de las máquinas según sus categorías..... | 5   |
| 2.1.2. Estructura de las máquinas .....                       | 5   |
| 2.2. Mecanismos .....   | 5   |
| 2.2.1. Tipo de contacto.....                                  | 7   |
| 2.2.2. Tipo de cierre .....                                   | 7   |
| 2.2.3. Número de grados de libertad (GDL) .....               | 7   |
| 2.2.4. Número de eslabones conectados .....                   | 8   |
| 2.3. Tipos de mecanismos .....                                | 9   |
| 2.3.1. Mecanismo manivela corredera .....                     | 9   |
| 2.3.2. Mecanismo manivela corredera inversión tipo I .....    | 10  |
| 2.4. Actuadores lineales .....                                | 11  |

|  |    |
|--|----|
| 2.4.1. Tipos comunes de actuadores lineales .....                                  | 12 |
| 3.1. Variables iniciales de diseño y dimensionado del sistema de potencia.....     | 12 |
| 3.1.1. Selección básica de un actuador lineal .....                                | 13 |
| 3.2. Efecto de la contrapresión sobre la fuerza desarrollada por el actuador ..... | 16 |
| 3.2.1 Carrera de extensión .....   | 17 |
| 3.2.2 Carrera de retroceso .....   | 17 |
| 3.2.3. Factor empírico de diseño para los actuadores lineales.....                 | 18 |
| El factor empírico de diseño excede la carga total de 20% a 50%. .....             | 18 |
| 4.1. Selección completa de las dimensiones del actuador lineal .....               | 19 |
| 4.1.1. Deformación del vástago .....   | 19 |
| 4.1.2. Montajes normalizados para los actuadores lineales.....                     | 22 |
| 4.1.3. Carta de la selección del diámetro del vástago y el tubo de detención ..... | 25 |
| 5.1. Motores eléctricos .....  | 27 |
| 5.1.1. Motores monofásicos de corriente alterna .....                              | 27 |
| 5.1.2. Motores monofásicos de fase partida .....                                   | 27 |
| 5.2. Elementos para la selección y aplicación de motores eléctricos .....          | 30 |
| 5.2.1. Características importantes para la selección de motores .....              | 31 |
| 5.3. Accionamientos electrónicos para motores eléctricos .....                     | 33 |
| 5.3.1. Control de movimiento .....   | 33 |
| 5.3.2. Accionamientos electrónicos de corriente alterna .....                      | 33 |
| 5.3.3. Cambio de velocidad con un motor monofásico de corriente alterna .....      | 34 |
| 6.1. Procesos de manufactura .....   | 35 |
| 6.1.1. Corte en sierra cinta .....   | 35 |
| 6.1.2. Torneado .....  | 36 |
| 6.1.4. Taladrado .....   | 37 |
| 6.1.5. Corte con láser .....   | 38 |



|  |    |
|--|----|
| 2.4.6. Soldadura .....                           | 39 |
| Capítulo 3. ....                                 | 41 |
| DISEÑO .....                                     | 41 |
| Capítulo 4. ....                                 | 51 |
| DIBUJOS DE DEFINICIÓN .....                      | 51 |
| Capítulo 5 .....                                 | 43 |
| Conclusiones .....                               | 43 |
| Capítulo 6 .....                                 | 45 |
| Trabajo a futuro .....                           | 45 |
| Anexos .....                                     | 48 |
| CATALOGOS COMERCIALES DE MOTORES ELÉCTRICOS..... | 48 |

# Resumen

En este trabajo se realizará el diseño de una máquina lanza pelotas de Béisbol, utilizando la teoría del movimiento de mecanismos, para así mediante actuadores lineales, motores eléctricos y mecanismos con sus diferentes propiedades, nos proporcionaran tanto la potencia necesaria como el control sobre el sistema a diseñar, dando como resultado el correcto funcionamiento de una máquina lanza pelotas.

Se espera que la máquina sea capaz de variar la posición y velocidad de la pelota en cada lanzamiento, analizando cada una de los elementos para su posible fabricación del mecanismo y por ende una fabricación apropiada de la máquina.

Las ventajas que se pueden encontrar en el diseño de la máquina propuesta con respecto de las ya existentes en el mercado, son entre algunas la versatilidad, la movilidad de la máquina con la capacidad de variar la posición y ángulo de disparo, trabajando con los principios elementales de diseños de mecanismos, de donde sabemos que los mecanismos son combinación de cuerpos rígidos conectados por medio de articulaciones que les permiten un movimiento, complementándose con las técnicas de sistemas de control para operar mediante elementos electrónicos, el encendido y variación de la velocidad de un motor eléctrico, permitiendo manipular y regular las variables físicas con las que será diseñada la máquina.

Entre otras características, se busca optimizar los costos para su fabricación así mismo tener una tendencia innovadora satisfaciendo la problemática en las prácticas de Béisbol.

# Índice de figuras

|  |    |
|--|----|
| Figura 2.1: Ejemplos de máquinas, a) Tren de 1918, b) Robot PAKAL.....                             | 4  |
| Figura 2.2: Tipos de eslabones, a) Eslabón binario, b) Eslabón ternario, c) Eslabón cuaternario. . | 6  |
| Figura 2.3: Representación de la junta en un mecanismo manivela corredera. ....                    | 9  |
| Figura 2.4: Representación de la junta en un mecanismo manivela corredera inversión tipo I. .      | 10 |
| Figura 2.5: Ejemplo de un mecanismo manivela corredera inversión tipo I.....                       | 11 |
| Figura 2.6. Partes fundamentales de un actuador lineal. ....                                       | 11 |
| Figura 3.1. La fuerza desarrollada por la presión del fluido.....                                  | 14 |
| Figura 3.2. Áreas mayor y menor a cada lado del pistón del actuador.....                           | 15 |
| Figura3.3.Presiones aplicadas en las dos superficies del pistón, durante la ext. y ret.....        | 17 |
| Figura 3.4 Presiones aplicadas sobre las dos superficies del pistón, durante el retroceso. ....    | 18 |
| Figura 54. El factor empírico de diseño excede la carga total de 20% a 50%. ....                   | 18 |
| Figura 4.1. Deformación del vástago y desgaste del pistón por causa de las cargas externas.....    | 19 |
| Figura 4.3 La carga avanza conducida entre superficies rígidas .....                               | 20 |
| Figura 4.5.Dos actuadores idénticos trabajan contra la misma carga externa, arreglos.....          | 21 |
| Figura4.6. Relación entre la longitud equivalente de pandeo, L, la sujeción .....                  | 22 |
| Figura 4.7. Montajes estándar NFPA para actuadores lineales [16].....                              | 23 |
| Figura 4.8. Carta de selección del diámetro del vástago. Sistema internacional. ....               | 26 |
| Figura 5.2. Circuito eléctrico de un motor de fase partida. ....                                   | 28 |
| Figura 5.3. Diagrama de conexión en los polos para dos tensiones. ....                             | 29 |
| Figura 5.4. Diagrama de fases para la conexión de los polos para dos tensiones. ....               | 30 |
| Figura 5.5. Partes constitutivas de un motor eléctrico. ....                                       | 31 |
| Figura 6.1: Esquema de la sierra cinta. ....   | 35 |
| Figura 6.2. Esquema de una fresadora.....  | 37 |
| Figura 6.3. Esquema del taladro.....   | 37 |
| Figura 6.4. Esquema cortadora laser.....   | 38 |
| Figura 6.5 Esquema de soldadura por arco eléctrico.....  | 40 |
| Figura 7.1. Configuración del manipulador de 3GDL .....  | 41 |
| Figura 7.2. Configuración de dispositivo neumático, desplazamiento vertical. ....                  | 43 |

# Índice de tablas

|  |    |
|--|----|
| Tabla 2.1: Selección del signo de $r_1$ para la determinación de la configuración..... | 10 |
| Tabla 3.1. Fuerza ideal de extensión desarrollada por el actuador [lbf].....           | 16 |
| Tabla 3.2. Fuerza ideal de extensión desarrollada por el actuador [kN].....            | 16 |
| Tabla 4.1 Tipos generales de montajes para actuadores lineales.....                    | 24 |
| Tabla 4.3 Factor de carrera $f_c$ para los diferentes montajes de los actuadores.....  | 25 |

# Capítulo 1

## *Introducción*

La máquina lanza pelotas, surge con la finalidad de satisfacer las necesidades generadas al efectuarse los entrenamientos de varios deportes, como lo son, béisbol, fútbol y tenis.

La existencia de estas máquinas resuelve la problemática presentada por un individuo que expresa fatiga después de un tiempo determinado al estar lanzando sucesivamente las pelotas en las sesiones de entrenamiento, donde se busca mejorar el golpe y visión de los jugadores a la pelota, la máquina lanza pelotas, tiene la finalidad de sustituir a un individuo el cual lanza sucesivamente las pelotas, variando la velocidad y posición en los diferentes tiros efectuados, desarrollando satisfactoriamente las sesiones de entrenamiento.

El proyecto consiste en diseñar una máquina lanza pelotas de béisbol capaz de regular la velocidad de los distintos tipos de lanzamiento, controlando el ángulo de disparo.

## *Antecedentes*

Jugadores de béisbol usan máquinas para practicar el bateo y también para mejorar la visión de la pelota en movimiento. Las máquinas de bateo son como un *pitcher* que nunca se cansa, permitiendo a los jugadores practicar periodos largos sin exponer a un *pitcher* a lastimarse. Las máquinas de bateo han recorrido mucho tiempo desde que fueron inventadas por primera vez, al principio los beisbolistas tenían miedo de usarlas debido al temor de ser golpeados.

La primera máquina de lanzar fue inventada por Charles Hinton, a mediados de 1890. Hinton era un maestro de matemáticas en la Universidad de Princeton. Después de varios intentos, Hinton hizo una máquina exitosa, que fue usada por primera vez en 1897, en un juego de exhibición. Al morir Hinton la máquina fue retirada debido al temor de los bateadores de ser golpeados.

A principios de los 90's, otras compañías intentaron producir máquinas de lanzar basadas en presión de aire, pero los dispositivos no fueron exitosos. Algunos inventores intentaron construir máquinas basadas en resortes gigantes y martillos, pero estos tampoco funcionaron de manera correcta. Byron Moser, un banquero de St. Louis hizo una máquina de lanzar que funcionaba como una gigante banda de goma. Pero al final su uso no fue exitoso [1].

Existen seis tipos principales de máquinas de *pitcheo* [2]:

1. Máquina de cabeceo.- Las bolas usadas por estas máquinas son hoyuelos y pesan alrededor de cinco onzas. Estas máquinas vienen en dos categorías, la primera una máquina de brazo y estilo de rueda, el segundo tipo de aire comprimido.
2. Máquina de estilo rueda - Estas máquinas son más versátiles que los equipos de pelota real. Esta máquina se puede utilizar de la forma más cómoda para el béisbol, ya que puede ser utilizado para el softbol, o una combinación de ambos. Estas máquinas tienen un inconveniente, que necesitan fuente de alimentación es así, tendrá que disponer de un generador.
3. Máquina de una sola rueda.- Estas máquinas son mejores para los principiantes, ya que se usan para lanzar bolas de tono recto este tipo de máquinas son un poco más baratas que el modelo de dos ruedas. La velocidad del tiro aquí oscila entre los 40-70 mph.
4. Máquina de dos ruedas.- Este tipo de máquinas es más versátil y preferido por los entrenadores. Puede utilizar esta máquina para simular cualquier tipo de tiro, por lo que esta es la mejor para fines de formación profesional. Son portátiles y un aspecto muy elegante.
5. Máquinas de estilo brazo.- Para aquellos que gustan de ver el brazo al lanzar la pelota, esta máquina completamente encaja a la perfección. Estas máquinas han estado alrededor por más de cinco décadas, lo que los hace una gran opción para comprar. Estas son voluminosas y con poca movilidad, lo cual es una desventaja.
6. Hopper Fed y Máquinas rack Fed.-Estas máquinas son pre-alimentadas y vienen en dos tipos, por ejemplo, el primer tipo contiene 38 bolas reales, y el segundo tipo que contiene 28 bolas reales. Estas máquinas son muy duraderas, versátiles y requieren menos mantenimiento. Este tipo se utiliza sobre todo para las sesiones de formación profesional.

## ***Justificación***

El interés de diseñar una máquina lanza pelotas para su posible fabricación surge con la finalidad de implementar en las sesiones de entrenamiento una herramienta capaz de resolver las necesidades del equipo de Béisbol, en el que actualmente participo, vinculando mi desarrollo profesional en ingeniería con actividades deportivas, es decir que el objetivo principal de la máquina consiste de remplazar a una persona denominado *pitcher* la cual desarrolla su función al estar lanzando las pelotas sucesivamente variando el ángulo de disparo y velocidad para la colocación de la pelota frente al bateador, así mismo para preparar a los jugadores efectúa lanzamientos entre  $-20^{\circ}$  y  $90^{\circ}$  respecto a la horizontal de su brazo, esta persona después de un determinado tiempo presenta cansancio y fatiga en el brazo con el que efectúa los lanzamientos de pelota.

Así mismo la máquina permitirá al equipo tener sesiones de entretenimiento con mayor entretenimiento y diversión, llevando a cabo una interacción con la máquina lanza pelotas y los jugadores del equipo, ayudando así a los jugadores a mejorar su técnica de bateo (contacto con la pelota al batear) y mejorar la visibilidad sobre la pelota en movimiento.

## ***Objetivos***

### **Objetivo General:**

Diseñar una máquina lanza pelotas de Béisbol con capacidad para regular la velocidad y el ángulo de disparo.

### **Objetivos Específicos:**

- a) Diseñar la máquina lanza pelotas de Beisbol utilizando como base las características ya existentes.
- b) Simular en Inventor el funcionamiento adecuado del sistema mecánico de la máquina lanza pelotas de beisbol.
- c) Generar los planos de definición para su posible fabricación.
- d) Aplicar las teorías relativas a la transmisión de energía mecánica, elaborando la memoria de cálculo justificando los alcances del diseño.
- e) Proponer el diagrama de bloques del sistema de control eléctrico, para su posible aplicación.
- f) Obtener un ángulo y velocidad de disparo entre  $-20^\circ$  a  $90^\circ$  y 40 a 112 km/h respectivamente.

## ***Metodología***

1. Realizar una búsqueda que ayude en el diseño del sistema.
2. Proponer alternativas de solución a los sistemas incorporados a la máquina lanzadora de pelotas y seleccionar el mejor resultado.
3. Efectuar los cálculos correspondientes al estudio de las partes componentes en el diseño de la máquina, así como realizar el diseño computacional en Inventor 2012.
4. Simular el diseño efectuado en Inventor 2012 y realizar la selección del material que mejor se adecue a su función.

# Capítulo 2. Marco teórico

## 2.1 Máquina

Definición de máquina, aun cuando prácticamente todas las personas usan cotidianamente gran número de ellas, especialmente en las zonas del mundo desarrollado, pocos son los que pueden definir con claridad lo que se puede entender por ésta. Ni siquiera los especialistas en este campo han llegado a una definición de forma clara y única de este concepto debido, entre otras razones, a su gran complejidad y a los diferentes enfoques que se le puede dar. Sin embargo, existen definiciones más apropiadas para máquina como: cualquier artefacto que sirve para aprovechar, dirigir o regular la acción de una fuerza, así como la combinación de sólidos resistentes, dispuestos de manera que obligan a las fuerzas de la naturaleza a efectuar un trabajo, produciéndose ciertos movimientos, respuesta en función de momentos de entrada ejecutados y previstos.

Modernamente la máquina se considera el resultado de un diseño en el que intervienen dos grupos de factores: unos de naturaleza puramente mecánica (las piezas y los mecanismos que la constituyen) y otros de naturaleza no mecánica (estética, mercados, impacto social, régimen político).

Ambos conjuntos de factores hacen que las máquinas modernas adquieran diversas configuraciones y características según el entorno sociopolítico y económico en el que se diseñan, construyen y utilizan (Figura 2.1) [3].

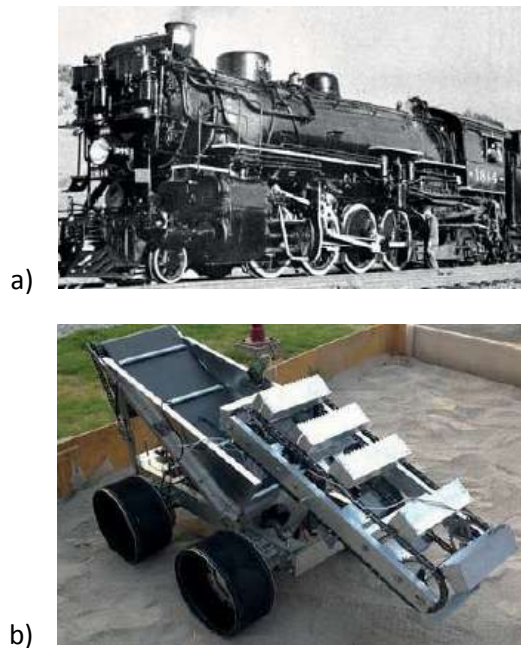


Figura 2.1: Ejemplos de máquinas, a) Tren de 1918, b) Robot PAKAL.



### **2.1.1 Clasificación de las máquinas según sus categorías**

En forma muy esquemática, todas las máquinas que se emplean en los diferentes sectores pueden clasificarse en tres grandes grupos:

- Máquinas motrices: Encargadas de transformar la energía primaria en energía mecánica.
- Máquinas operadoras: Encargadas de transformar la energía mecánica procedente de la máquina motriz en trabajo útil.
- Instrumentos y aparatos: Encargados de ejecutar tareas de control, medición o ejecución de trabajos no directamente asociados a procesos productivos.

### **2.1.2. Estructura de las máquinas**

El conjunto de elementos y mecanismos que constituyen todas las máquinas pueden a su vez agruparse en un conjunto de sistemas o subsistemas que de una u otra forma, con mayor o menor virtualidad, están presentes en todas las máquinas tales como [4]:

- Sistemas de adquisición, transformación o generación de energía.
- Sistema de transmisión y conversión de movimientos y fuerzas.
- Sistema de control.
- Sistema de lubricación

## ***2.2. Mecanismos***

El estudio de los mecanismos engloba los aspectos relativos a su configuración geométrica y las consecuencias que de ellas pueden derivarse.

Así es como este análisis comprenderá el estudio de las formas de sus elementos, componentes, el número de este, las uniones entre ellos, los tipos de movimientos que se pueden efectuar, las leyes por las que se rigen, etc. [5]y[6].

Se le llama mecanismo a una combinación de cuerpos rígidos conectados por medio de articulaciones que les permiten un movimiento.

En un mecanismo, aunque puede transmitir la potencia de una fuerza, el concepto predominante que se debe tener presente es lograr un movimiento deseado. Cuando se habla de esto, se piensa en un dispositivo que producirá ciertos movimientos mecánicos, haciendo a un lado el problema de si está capacitado para hacer un trabajo útil [7].

Los cuerpos sólidos que forman parte de un mecanismo se denominan eslabones, estos tienen dos o más pares o elementos de conexión, por medio de los cuales se pueden unir a otros elementos con el fin de transmitir una fuerza o movimiento.

Un eslabón tiene en ambos extremos dos nodos, con la posibilidad de conectarse con dos o más eslabones. Sin embargo, esto se puede extender a tres o cuatro, incluso hasta más conexiones dándole así el nombre del eslabón que se trate (Figura 2.2) [8].

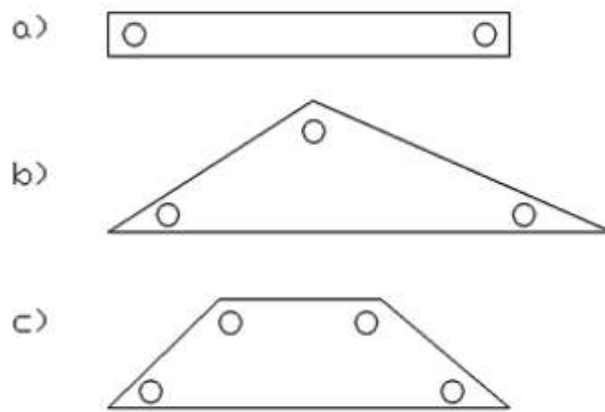


Figura 2.2: Tipos de eslabones, a) Eslabón binario, b) Eslabón ternario, c) Eslabón cuaternario.

Estos eslabones se encuentran unidos por medio de juntas o par cinemáticas, ubicadas en los nodos cuya función ayuda a establecer el tipo y la cantidad de movimientos permitidos ya sea de tipo traslacional, rotacional o mixto [6], [9], [10] y [11].

Las juntas se pueden clasificar en:

- Tipo de contacto
- Tipo de cierre
- Número de grados de libertad
- Número de eslabones conectados

### **2.2.1. Tipo de contacto**

En esta clasificación sólo se distinguen dos opciones.

- Semi junta o par superior: Es la unión que permite más de un movimiento independiente entre ellos ya sea rotacional o traslacional.
  
- Completa o par inferior: Es la unión que sólo permite un movimiento independiente entre ellos ya sea rotacional o traslacional. Dentro de las juntas de par inferior se pueden distinguir dos tipos, las cuales son:
  1. Revoluta: Es la unión que sólo permite los movimientos de tipo rotacional entre los eslabones unidos.
  
  2. Prismática: Es la unión que sólo permite los movimientos de tipo traslacional entre los eslabones unidos también conocida como corredera.

### **2.2.2. Tipo de cierre**

Es el medio físico que mantiene unidos a los eslabones que están en una junta, estos pueden ser de forma o fuerza.

- De Forma: Los eslabones presentan una geometría tal que no permiten que estos se separen.
  
- De Fuerza: Mantienen la unión entre los eslabones mediante la aplicación de una fuerza externa debido a un resorte o muelle o al propio peso de los eslabones que conforman.

### **2.2.3. Número de grados de libertad (GDL)**

La movilidad de un mecanismo viene definida por el número de grados de libertad (GDL) que posee, es decir, el número de movimientos independientes requeridos para especificar la posición de cada uno de los eslabones del mecanismo.

## 2.2.4. Número de eslabones conectados

Se define como el número de eslabones conectados menos uno, que es el marco al cual están unidos, es decir, el eslabón fijo. Dentro de esta clasificación podemos encontrar dos tipos de juntas:

- Junta Implícita: Es cuando más de dos eslabones se encuentran sujetos mediante un mismo elemento físico.
- Junta Redundante: Es aquella que conecta un eslabón, que si es retirado no afecta la cinemática de todo el conjunto.

Para lograr la transmisión de movimiento deseado, es necesario que se disponga al menos un eslabón fijo, es decir, que se encuentra unido al marco de referencia, sin embargo, además de este eslabón se pueden presentar algunos otros como lo es [3] y [9]:

- Manivela: Es el eslabón que puede realizar una rotación completa, pero no necesariamente respecto al punto fijo.
- Acoplador: Eslabón que conecta en sus extremos con otros eslabones que presentan movimiento traslacional y rotacional simultáneamente.
- Oscilador: Es aquel que presenta un movimiento angular alternativo, sin llegar a realizar una revolución completa.
- Corredera: Es aquel que presenta un movimiento alternativo sobre una guía, la cual puede ser curva o recta.

Una vez definido algunos términos básicos sobre los mecanismos, se pueden realizar cálculos como lo es la movilidad, que indica la cantidad de entradas de movimiento que permite un mecanismo y se puede estimar mediante la ecuación de Grubler, para una cadena cinemática, que consiste en el conjunto de eslabones unidos mediante juntas, formando una malla cerrada donde todos los eslabones tienen un movimiento arbitrario [3] y [6].

$$M = 3(n - 1) - 2J1 - J2 \quad [1]$$

Dónde:

M: Es la movilidad del mecanismo

n: Número de eslabones del mecanismo

J1: Pares inferiores

J2: Pares superiores

Entonces, se deduce que de una cadena cinemática pueden obtenerse, tanto mecanismos como miembros tenga a medida que se fijen sucesivamente cada uno de ellos. Cada uno de estos mecanismos se llama inverso del que se ha tomado como fundamental.

## 2.3. Tipos de mecanismos

Comúnmente se emplean motores como impulsores externos para los mecanismos y normalmente los motores giran en revoluciones completas [6].

Una vez comprendido el significado de los elementos básicos de un mecanismo y teniendo en claro las consideraciones previas al análisis de los mecanismos, se procede a explicar los tres principales que son frecuentemente encontrados en la literatura y para efectos prácticos en los que nos concentraremos principalmente:

- Cuatro barras
- Manivela corredera
- Manivela corredera inversión tipo I

### 2.3.1. Mecanismo manivela corredera

El mecanismo manivela corredera y el de cuatro barras difieren únicamente en la junta que une a los eslabones 1 y 4. Ahora esta junta se trata de una prismática. Bajo condiciones específicas, este mecanismo transformará un movimiento angular constante en un movimiento lineal recíproco (Figura 2.3) [6].

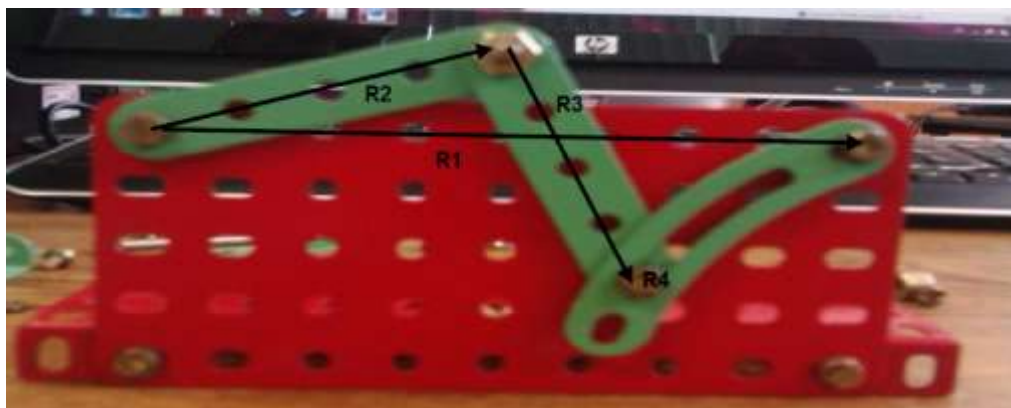


Figura 2.3: Representación de la junta en un mecanismo manivela corredera.

Cuando el módulo del vector es diferente de cero, se le conoce como mecanismo de retorno rápido, ya que los tiempos de ida y de regreso de la camisa de la corredera son diferentes. Esta condición resulta muy útil cuando el trabajo lo realiza la máquina en un sólo sentido y se requiere que el retorno de la herramienta sea en el menor tiempo posible, ya que no está realizando trabajo útil.

Al igual que en el mecanismo cuatro barras, el manivela corredera tiene dos configuraciones, abierta y cruzada; la forma con la cual se determina cada configuración está basada sobre el desplazamiento del eslabón R4, cuando éste es movido desde la cola del vector para encontrarse en la misma dirección y sentido del eslabón R1 y produce un giro, donde el valor de la posición del vector queda definido dependiendo de la configuración como se muestra en la siguiente Tabla 2.1:

Tabla 2.1: Selección del signo de  $r_1$  para la determinación de la configuración.

| Relación entre $\theta_1$ y $\theta_4$ | Configuración | Signo de $\vec{r}_1$ |
|--|---------------|----------------------|
| $\theta_1 = \theta_4 - 90^\circ$       | Abierta       | Positivo             |
| $\theta_1 = \theta_4 + 90^\circ$       | Cruzada       | Negativo             |

### 2.3.2. Mecanismo manivela corredera inversión tipo I

Para generar la inversión tipo I se fija el eslabón dos, en este mecanismo el eslabón dos puede rotar completamente. La guía de la corredera presentará un movimiento angular apoyada en el punto O4. La camisa de la corredera presentará movimiento mixto. Ninguna otra pieza de esta inversión estará sujeta a este tipo de movimientos (Figura 2.4).

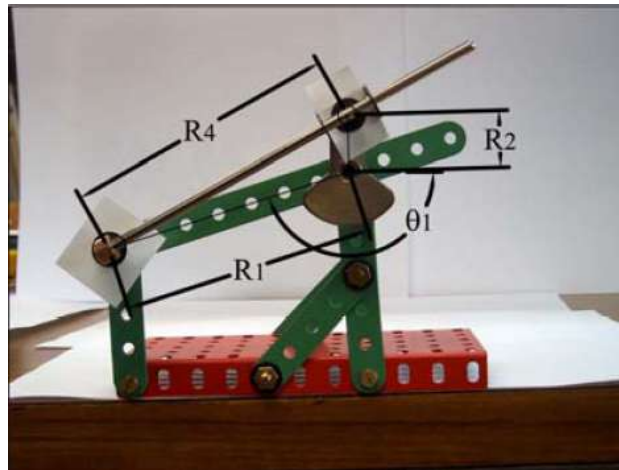


Figura 2.4: Representación de la junta en un mecanismo manivela corredera inversión tipo I.

Para identificar rápidamente una inversión cinemática de un mecanismo de manivela corredera, se deberá reconocer si la guía de la corredera puede girar o está fija, en caso de que sea así, el mecanismo será una inversión cinemática de un mecanismo manivela corredera. De otra forma, será un mecanismo manivela corredera convencional.

Este mecanismo está compuesto de cuatro eslabones, tres de ellos en movimiento y uno fijo al marco de referencia, los eslabones 1 y 2, 2 y 3, 1 y 4 están unidos mediante juntas revoluta, mientras que los eslabones 3 y 4 se unen mediante una junta prismática, y se considera la guía corredera en el eslabón cuatro.

Se observa que el eslabón presenta rotación y traslación simultáneas cuando es analizado desde el punto inicial que conecta con una revoluta. (Figura 2.5) [6].

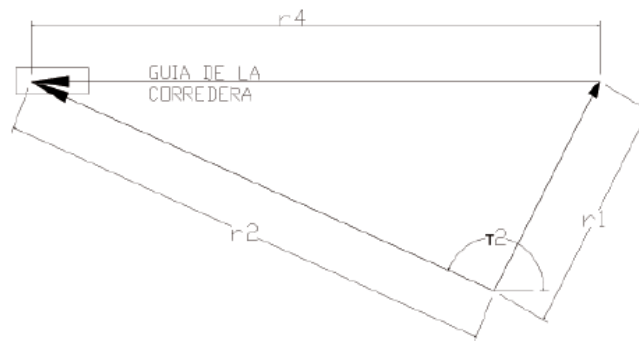


Figura 2.5: Ejemplo de un mecanismo manivela corredera inversión tipo I.

## 2.4. Actuadores lineales

Los llamados actuadores lineales tanto neumáticos como hidráulicos funcionan mediante el desplazamiento de una superficie móvil, plana, la cual es empujada por la aplicación de fuerzas de presión fluida. Esta frontera móvil es el pistón, el cual avanza deslizándose dentro del cuerpo del cilindro y esta acoplado a un vástago. Este se encuentra apoyado en un casquillo y un conjunto de sellos llamado prensa estopas de vástago.

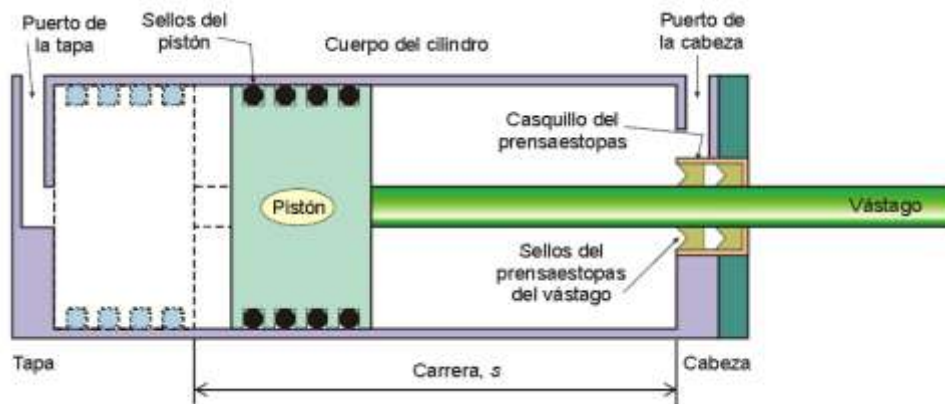


Figura 2.6. Partes fundamentales de un actuador lineal.

El vástago sale del cilindro a través del extremo llamado "cabeza", el extremo opuesto del cilindro se llama "tapa". En la cabeza y en la tapa existen sendos puertos, que permiten la entrada y la salida del caudal presurizado. El pistón puede recorrer una distancia definida – llamada carrera del actuador- mientras se desplaza entre posiciones extrema: la extensión con el vástago recorrido al exterior del cilindro y la retracción (con el vástago alojado en el interior del cilindro). Para obtener la extensión completa es necesario inundar el volumen de la tapa con el fluido de trabajo, para lograr la retracción se debe inundar el volumen de la cabeza.

El volumen de la tapa está definido por:

$$\text{Vol}_t = A_t \times s = \frac{\pi}{4} D_p^2 \times s \quad [3.3]$$

Donde  $A_t$  [m<sup>2</sup>] es el área superficial del pistón por el lado de la tapa,  $s$ [m] es la carrera del actuador y  $D_p$  [m] es el diámetro del pistón.

El volumen de la cabeza está definida por:

$$\text{Vol}_c = A_c \times s = \frac{\pi}{4} (D_p^2 - d_v^2) \times s \quad [3.4]$$

Donde  $A_c$  [m<sup>2</sup>] es el área superficial del pistón por el lado de la cabeza y  $d_v$  [m] es el diámetro del vástago.

### 2.4.1. Tipos comunes de actuadores lineales

Existen dos tipos básicos de actuadores lineales: de simple efecto los cuales efectúan un trabajo en un solo sentido, generalmente la extensión, y retraen con la fuerza de un resorte y de doble efecto los cuales pueden efectuar un trabajo en ambos sentidos según reciban la alimentación de potencia en el puerto de la tapa o de la cabeza.

A partir del movimiento lineal de los actuadores se puede generar una gran variedad de movimientos, no necesariamente rectilíneos, con base en las articulaciones y mecanismos que se le hayan acoplado al vástago del actuador.

## 3.1. Variables iniciales de diseño y dimensionado del sistema de potencia

El proceso para dimensionar un sistema de potencia se trate o no de un sistema de potencia fluida se puede iniciar únicamente cuando ya se conocen tres propuestas fundamentales:

- La fuerza o par torsor necesarios para desplazar lineal o angularmente la carga del sistema (probablemente distintas en cada sentido).
- La distancia lineal de la carga debe recorrer (o el desplazamiento angular que se debe desplazar a la carga).
- El tiempo necesario para completar el desplazamiento de la carga generalmente distinto en cada sentido.



Por lo común, las dos variables que cierran la lista se determinan con facilidad, puede ser que la distancia y el tiempo están reunidos en un cociente que expresa una velocidad lineal o angular de recorrido de la carrera.

En contraste, no siempre hay un procedimiento sencillo para determinar la fuerza o el par torsor necesarios para desplazar la carga. En ocasiones será necesario emplea algún modelo analítico para predecir la respuesta. En otros casos se tendrá que abordar un trabajo experimental para medir la magnitud de esa variable.

La fuerza necesaria para desplazar la carga es una combinación de varias fuerzas que el actuador debe vencer:

- $F_c$  Fuerza principal que debe aplicarse sobre la carga externa.  
(Para elevarlo y volver su peso)
- $F_f$  Fuerza de fricción (si se desplaza sobre una superficie rugosa)
- $F_i$  Fuerza de inercia, que se opone a la aceleración de la carga.

Se tiene una expresión general:

$$F_{neta} = F_c + F_f + F_i \quad [3.5]$$

La fuerza de fricción  $F_f$  se puede expresar como  $F_f = \mu N$ , donde  $\mu$  es el cociente de fricción, estática o dinámica.

$N$  es la fuerza normal a la superficie que aplica la fuerza de fricción.

La fuerza de inercia se puede expresar como  $F_i = ma$ , donde  $m$  es la masa de la carga que se impulsa con una aceleración  $a$ .

Cuando un objeto se desplaza con velocidad invariable, entonces  $F_i = 0$

A partir de la mejor medición o predicción de  $F_{neta}$  será que se dimensiona el actuador lineal para hacer el trabajo sobre la carga externa.

### 3.1.1. Selección básica de un actuador lineal

La elección de un actuador lineal inicia con la determinación de sus dimensiones geométricas fundamentales. La carrera del actuador queda definida de inmediato por el desplazamiento lineal que la carga del sistema debe recorrer. El diámetro del pistón,  $D_p$ , se elige en función de la fuerza necesaria para desplazar la carga y de la presión disponible en el sistema de potencia fluida (figura 3.3).

$$F = p \times A \quad ; \quad A = F/p$$

La fuerza desarrollada por la presión del fluido es igual al producto de la presión por el área superficial sobre la que se aplica.

Una vez que se determinó la carga total, se elige una presión de operación para aplicarla sobre el pistón del actuador lineal. Esta presión debe ser menor a la máxima presión disponible en el sistema, pues se debe tomar en cuenta las inevitables pérdidas de presión en las líneas de distribución de la potencia fluida. Un sistema de potencia neumático la presión disponible no suele ser mayor a 700 KPa aproximadamente 100 psi.

Al dimensionar un actuador lineal se debe considerar dos fuerzas ideales diferentes (son ideales por que no se está considerando la oposición de las contrapresiones):

- La desarrollada durante la extensión, cuando la presión del fluido se aplica sobre la superficie mayor del pistón, del lado de la tapa (ver la figura 51).

$$A_t = \frac{\pi}{4} D_p^2 \qquad F_{\text{ext}} = p_t \times A_t = p_t \times \frac{\pi}{4} D_p^2 \qquad [3.6]$$

- La desarrollada durante el retroceso, cuando la presión del fluido se aplica sobre la superficie menor del pistón, del lado de la cabeza.

$$A_c = \frac{\pi}{4} (D_p^2 - d_v^2) \qquad F_{\text{ret}} = p_c \times A_c = p_c \times \frac{\pi}{4} (D_p^2 - d_v^2) \qquad [3.7]$$

Como primera aproximación para elegir el diámetro del pistón apropiado para desarrollar la fuerza de extensión basta con emplear la igualdad siguiente:

$$A_t = \frac{F_{\text{ext}}}{p_t} = \frac{\pi}{4} D_p^2 \quad \therefore D_p = \left[ \frac{4 F_{\text{ext}}}{\pi p_t} \right]^{1/2} \qquad [3.8]$$

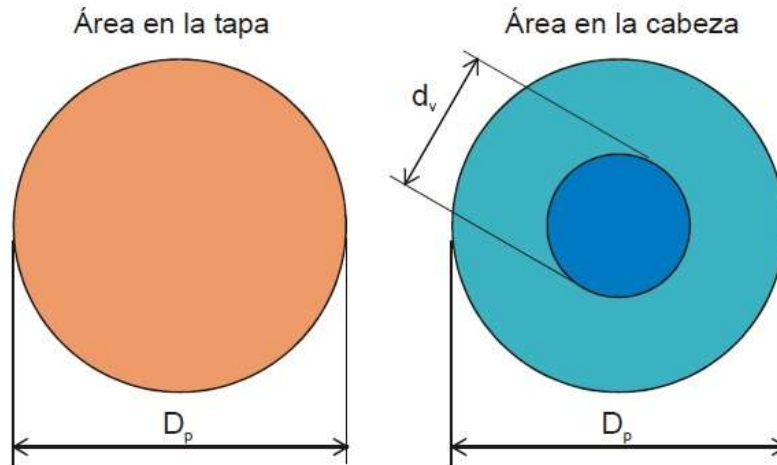


Figura 3.2. Áreas mayor y menor a cada lado del pistón del actuador.

Aunque se pueden usar los resultados de las tablas 3.1 y 3.2 para evitar los cálculos numéricos (no obstante que son tan sencillos).

Los actuadores lineales no se fabrican en cualquier tamaño, se construyen en tamaños estandarizados; tanto para diámetro del pistón ( $D_p$ ) como para diámetro del vástago ( $d_v$ ).

Existen dos líneas de productos diseñados en pulgadas y la otra tiene sus dimensiones en unidades métricas. Las normas que definen las dimensiones en ambos sistemas son las siguientes ([25] y [26]):

ISO 3321:1975 Fluid power system and components --Cylinder bores and piston rod diameter-- Inch series.

ISO 3320:1987 Fluid power system and components --Cylinder bores and piston rod diameter-- Metric series.

En las tablas 3.1 y 3.2 se muestra la fuerza de extensión ideal obtenida al aplicar cierta presión sobre la superficie mayor del lado de la tapa con los pistones con diámetros normalizados enlistados en la primera columna de cada tabla. La tabla 3.1 corresponde a la línea en pulgadas y la tabla 3.2 corresponde a la línea en dimensiones métricas, la región sombreada en azul corresponden a las presiones de un sistema neumático.

En ambas tablas se muestra la fuerza ideal por su puesto menor a la fuerza neta verdadera que se desarrolla en el cilindro para cierta presión aplicada en la tapa por que en los cálculos ( $F_{ext} = p_t \times A_t$ ) se está ignorando la oposición de las contrapresiones.

Tabla 3.1. Fuerza ideal de extensión desarrollada por el actuador [lbf].

| Diámetro del pistón [pulg] | Área del pistón [pulg] <sup>2</sup> | Presión en la tapa [psi] |      |       |       |       |       |       |        |        |        |
|----------------------------|-------------------------------------|--------------------------|------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|--------|--------|
|                            |                                     | 25                       | 50   | 65    | 80    | 100   | 250   | 500   | 1000   | 2000   | 3000   |
| 1                          | 0,785                               | 20                       | 39   | 51    | 65    | 79    | 196   | 392   | 785    | 1570   | 2355   |
| 1½                         | 1,767                               | 44                       | 88   | 115   | 142   | 177   | 443   | 885   | 1770   | 3540   | 5310   |
| 2                          | 3,14                                | 79                       | 157  | 204   | 251   | 314   | 785   | 1570  | 3140   | 6280   | 9420   |
| 2½                         | 4,91                                | 123                      | 245  | 319   | 393   | 491   | 1228  | 2455  | 4910   | 9820   | 14730  |
| 3¼                         | 8,3                                 | 208                      | 415  | 540   | 664   | 830   | 2075  | 4150  | 8300   | 16600  | 24900  |
| 4                          | 12,57                               | 314                      | 628  | 817   | 1006  | 1257  | 3143  | 6285  | 12570  | 25140  | 37710  |
| 5                          | 19,64                               | 491                      | 982  | 1277  | 1571  | 1964  | 4910  | 9820  | 19640  | 39280  | 58920  |
| 6                          | 28,27                               | 707                      | 1414 | 1838  | 2262  | 2827  | 7068  | 14135 | 28270  | 56540  | 84810  |
| 7                          | 38,49                               | 962                      | 1924 | 2502  | 3079  | 3849  | 9623  | 19245 | 38490  | 76980  | 115470 |
| 8                          | 50,27                               | 1257                     | 2513 | 3268  | 4022  | 5027  | 12568 | 25135 | 50270  | 100540 | 150810 |
| 10                         | 78,54                               | 1964                     | 3927 | 5105  | 6283  | 7854  | 19635 | 39270 | 78540  | 157080 | 235620 |
| 12                         | 113,1                               | 2828                     | 5655 | 7352  | 9048  | 11310 | 28275 | 56550 | 113100 | 226200 | 339300 |
| 14                         | 153,94                              | 3849                     | 7697 | 10006 | 12315 | 15394 | 38485 | 76970 | 153940 | 307880 | 461820 |

Tabla 3.2. Fuerza ideal de extensión desarrollada por el actuador [kN]

| Diámetro del pistón [mm] | Área del pistón [mm] <sup>2</sup> | Presión en la tapa [MPa] |        |        |        |         |         |         |         |         |         |
|--------------------------|-----------------------------------|--------------------------|--------|--------|--------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
|                          |                                   | 0,2                      | 0,4    | 0,7    | 1      | 4       | 6,3     | 10      | 12,5    | 16      | 21      |
| 25                       | 491                               | 0,098                    | 0,196  | 0,344  | 0,491  | 1,963   | 3,093   | 4,909   | 6,136   | 7,854   | 10,308  |
| 32                       | 804                               | 0,161                    | 0,322  | 0,563  | 0,804  | 3,217   | 5,067   | 8,042   | 10,053  | 12,868  | 16,889  |
| 40                       | 1257                              | 0,251                    | 0,503  | 0,88   | 1,257  | 5,027   | 7,917   | 12,567  | 15,708  | 20,106  | 26,389  |
| 50                       | 1963                              | 0,393                    | 0,785  | 1,374  | 1,963  | 7,854   | 12,37   | 19,635  | 24,544  | 31,416  | 41,233  |
| 63                       | 3117                              | 0,623                    | 1,247  | 2,182  | 3,117  | 12,469  | 19,639  | 31,172  | 38,966  | 49,876  | 65,462  |
| 80                       | 5027                              | 1,005                    | 2,011  | 3,519  | 5,027  | 20,106  | 31,667  | 50,265  | 62,832  | 80,425  | 105,557 |
| 100                      | 7854                              | 1,571                    | 3,142  | 5,498  | 7,854  | 31,416  | 49,48   | 78,54   | 98,175  | 125,664 | 164,934 |
| 125                      | 12272                             | 2,454                    | 4,909  | 8,59   | 12,272 | 49,087  | 77,313  | 122,718 | 153,398 | 196,349 | 257,709 |
| 160                      | 20106                             | 4,021                    | 8,042  | 14,074 | 20,106 | 80,425  | 126,669 | 201,062 | 251,327 | 321,699 | 422,23  |
| 200                      | 31416                             | 6,283                    | 12,566 | 21,991 | 31,416 | 125,664 | 197,92  | 314,159 | 392,699 | 502,655 | 659,734 |

### 3.2. Efecto de la contrapresión sobre la fuerza desarrollada por el actuador

Para que el pistón se desplace en cierto sentido, extensión o retroceso, es necesario inundar una de las cámaras del cilindro con la potencia fluida: el lado de la tapa para la extensión; el lado de la cabeza para el retroceso. El otro lado del pistón debe desalojar el volumen de fluido controlado dentro del cuerpo cilíndrico (hacia la atmosfera en un sistema neumático).

La fuerza neta que desarrolla un actuador lineal está limitada por la presión que opone el fluido expulsado de la cámara cilíndrica, el pistón debe hacer trabajo para expulsar el fluido después de vencer la presión que se opone a su desplazamiento, la llamada contra presión del fluido expulsado.

### 3.2.1 Carrera de extensión

El fluido inunda al actuador y empuja sobre el área de la tapa  $A_t$ , con la presión  $p_t$ . La contrapresión  $\Delta p_c$  actúa en oposición (ocasionada por la resistencia del fluido que abandona el espacio del lado de la cabeza), aplicada sobre el área del pistón del lado del a cabeza  $A_c$  (Figura 3.3.).

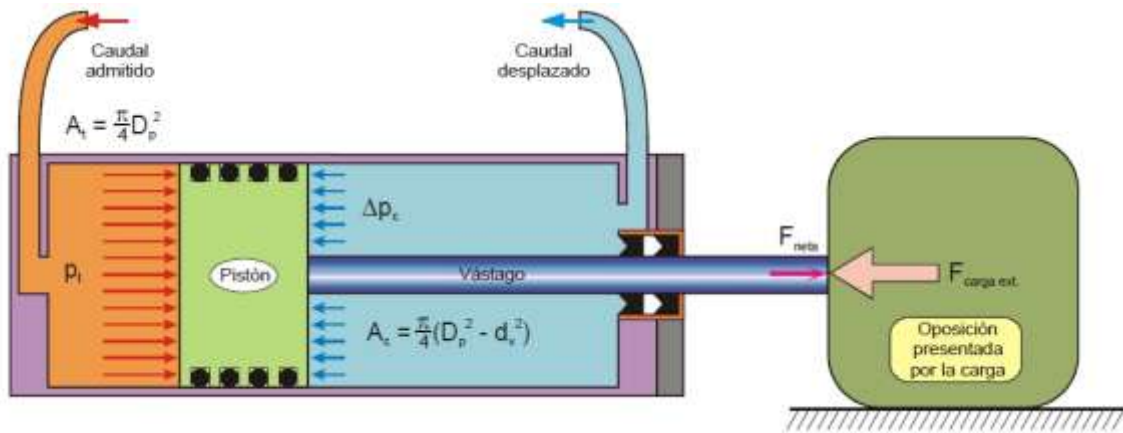


Figura 3.3. Presiones aplicadas en las dos superficies del pistón, durante la carrera de extensión.

El balance de fuerzas, en ausencia de aceleración, permite expresar la fuerza neta desarrollada por el actuador, en función de las presiones aplicadas sobre las superficies del pistón:

$$F_{\text{ext}} = p_t A_t - \Delta p_c A_c = p_t \frac{\pi}{4} D_t^2 - \Delta p_c \frac{\pi}{4} (D_p^2 - d_v^2) = -F_{\text{carga ext}} \quad [3.9]$$

### 3.2.2 Carrera de retroceso

El fluido inunda al actuador con una presión  $p_c$ , y empuja sobre el área del lado de la cabeza,  $A_c$ . En oposición, actúa la contrapresión  $\Delta p_t$  (ocasionada por la resistencia del fluido que abandona el espacio del lado de la tapa), aplicadas sobre el área de la tapa  $A_t$  (Figura 3.4).

El balance de fuerzas permite expresar la fuerza neta desarrollada por el actuador:

$$F_{\text{ret}} = p_c A_c - \Delta p_t A_t = p_c \frac{\pi}{4} (D_p^2 - d_v^2) - \Delta p_t \frac{\pi}{4} D_p^2 = -F_{\text{carga ret}} \quad [3.10]$$

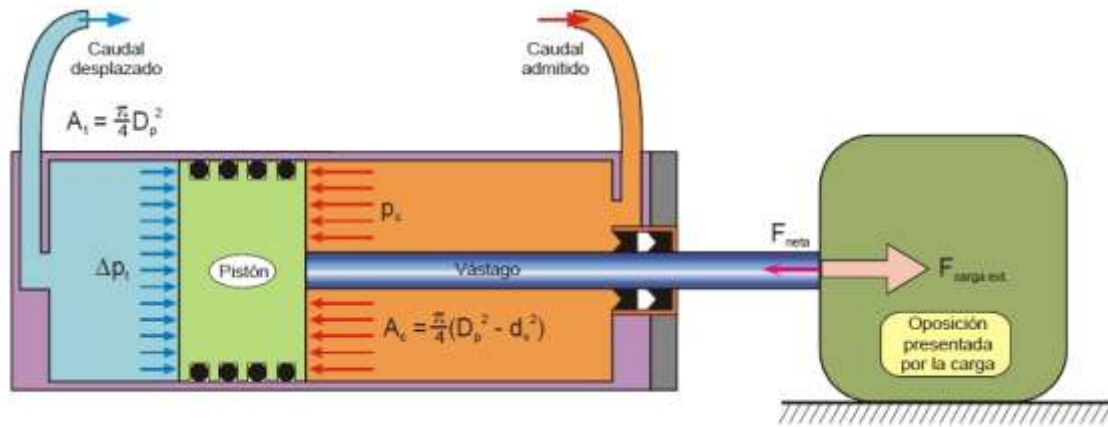


Figura 3.4 Presiones aplicadas sobre las dos superficies del pistón, durante la carrera del retroceso.

### 3.2.3. Factor empírico de diseño para los actuadores lineales

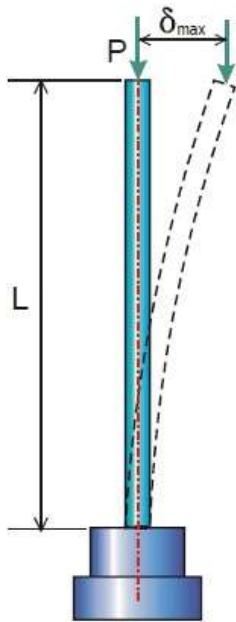
Como ya se dijo, un actuador lineal se dimensiona con base en la carga total, que incluye la carga básica que se pondrá en movimiento, la fricción, la fuerza necesaria para acelerar la carga y la fuerza necesaria para expulsar el fluido del otro lado del pistón. Suele suceder que la carga total descrita anteriormente combina a lo largo del tiempo, conforme los rodamientos se desgastan, las piezas se corroen o el sistema se ensucia; por ello se prefiere seleccionar un actuador cuyas dimensiones estén ligeramente excedidas en lugar de que una talla quede muy justa. Se acostumbra dimensionar a los actuadores lineales aplicando un factor de exceso en la fuerza necesaria para mover la carga que va del 20% al 50%.

Es decir se hace la mejor predicción o medición de la fuerza necesaria para mover la carga, y luego se multiplica por un factor de exceso *f.e.*, cuya magnitud está entre 1.20 y 1.50 y se define la fuerza de diseño por separado, para extensión y retroceso:

$$F_{dis} = f.e. \times F_{carga}$$

El factor empírico de diseño excede la carga total de 20% a 50%.

Con este factor de diseño se toma en cuenta las pérdidas de energía debidas a la fricción, las fuerzas impredecibles que se oponen al movimiento y las posibles fugas del fluido de trabajo.



#### 4.1. Selección completa de las dimensiones del actuador lineal

El diámetro del vástago se elige dentro de una oferta de diámetros estandarizados, con cierta sección transversal suficientemente grande para resistir los esfuerzos aplicados por las cargas externas, si mostrar una deformación excesiva. Entonces, además de resistente el vástago debe ser suficientemente rígido; de no ser así puede presentar una deformación exagerada que se generará con cada ciclo de movimiento de extensión y retroceso del pistón.

Figura 4.2. Pandeo elástico de una columna.

##### 4.1.1. Deformación del vástago

El pandeo o deformación del vástago depende de al menos cinco factores que se muestran esquemáticamente en la figura 4.1:

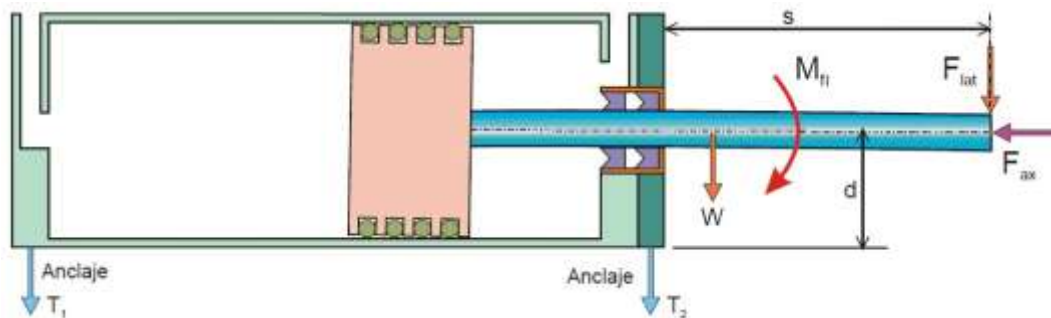


Figura 4.1. Deformación del vástago y desgaste del pistón por causa de las cargas externas.

1. La fuerza axial que actúa sobre el vástago, debido a la oposición que presenta la carga externa.

El vástago de un actuador actúa como una columna con extremo fijo y el otro libre, sometida a una carga compresiva que le puede inducir pandeo (figura 4.2).

La deformación elástica de una columna sujeta a pandeo se puede describir con el modelo conocido como *carga de pandeo de Euler*. Con este modelo se obtiene la carga crítica que producirá pandeo en la columna,  $P_c$  [N], llamada comúnmente carga de pandeo de Euler [13],[14]:

$$P_c = \frac{\pi^2 EI}{L^2}$$

Donde  $E$  [N/m<sup>2</sup>] es el módulo de elasticidad del material,  $I$  [m<sup>4</sup>] es el segundo momento de inercia de la sección transversal de la columna ( $I = \pi d^4 / 64$ , para una barra sólida con un diámetro  $d$ ) y  $L$  [m] es la longitud equivalente de pandeo. La longitud equivalente  $L$  depende de la forma en que estén sujetos el cilindro y el vástago, como se explica en el punto 4.

La máxima fuerza de empuje que puede soportar el vástago con seguridad se expresa como:

$$F_{\max} = \frac{P_c}{sf}$$

Donde  $sf$  es un factor de seguridad que habitualmente se toma como 3.5 (3.0 para algunos fabricantes).

2. La existencia de fuerzas laterales o de una carga excéntrica, que provocan un momento flector sobre el vástago y con ello su deformación y el ajuste del pistón. En ocasiones la carga externa se mueve guiada o conducida entre superficies rígidas. En otros casos la carga se desliza libre o apoyada sobre una superficie (Figura 4.3 y 4.4).

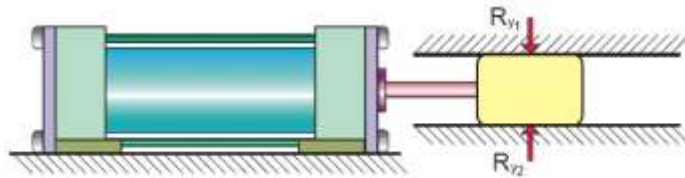


Figura 4.3. La carga avanza conducida entre superficies rígidas que anulan la acción de una fuerza lateral sobre el actuador.

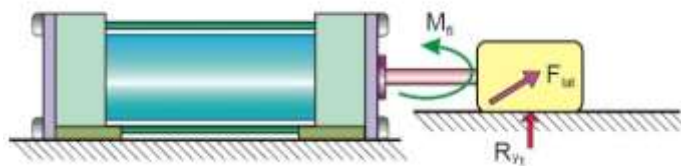
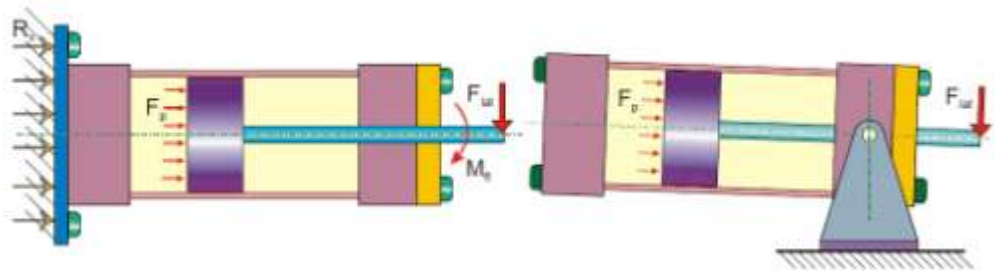


Figura 4.4. La carga avanza simplemente apoyada y presenta una tercera reacción sobre el actuador.



3. El peso del vástago puede ser suficiente para deformarlo.
4. La carrera desarrollada por el actuador,  $s$ , para su extensión total.
5. El montaje del actuador. Es decir, la forma en el actuador está sujeto a una estructura y la forma en que el vástago está acoplado con la carga.

En la figura 4.5 se muestra un ejemplo sencillo para ilustrar la influencia del montaje del actuador.



Figura

4.5. Dos actuadores idénticos trabajan contra la misma carga externa, pero tienen montajes diferentes.

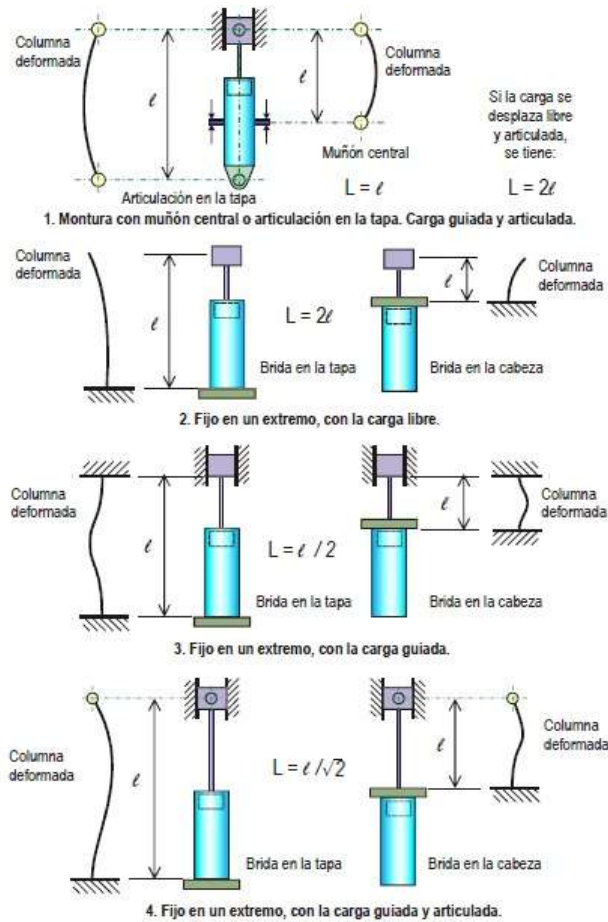


Figura 4.6. Relación entre la longitud equivalente de pandeo,  $L$ , la sujeción del actuador y el acoplamiento del vástago con la carga [15].

#### 4.1.2. Montajes normalizados para los actuadores lineales

Los actuadores lineales se pueden montar sobre una estructura o cualquier superficie con muy variadas formas de sujeción. Algunos montajes son completamente rígidos, mientras que otros permiten cierta libertad para que el actuador se desplace angularmente conforme el vástago se extiende o retrae. La *National Fluid Power Association* (NFPA) ha definido un grupo amplio de montajes normalizados para los actuadores lineales. En la figura 4.7 se muestran 21 montajes típicos diferentes, definidos en la norma:

NFPA T3.6.7 R2-1996 (R2004) Fluid power systems and products- Square head industrial cylinders- Mounting dimensions.

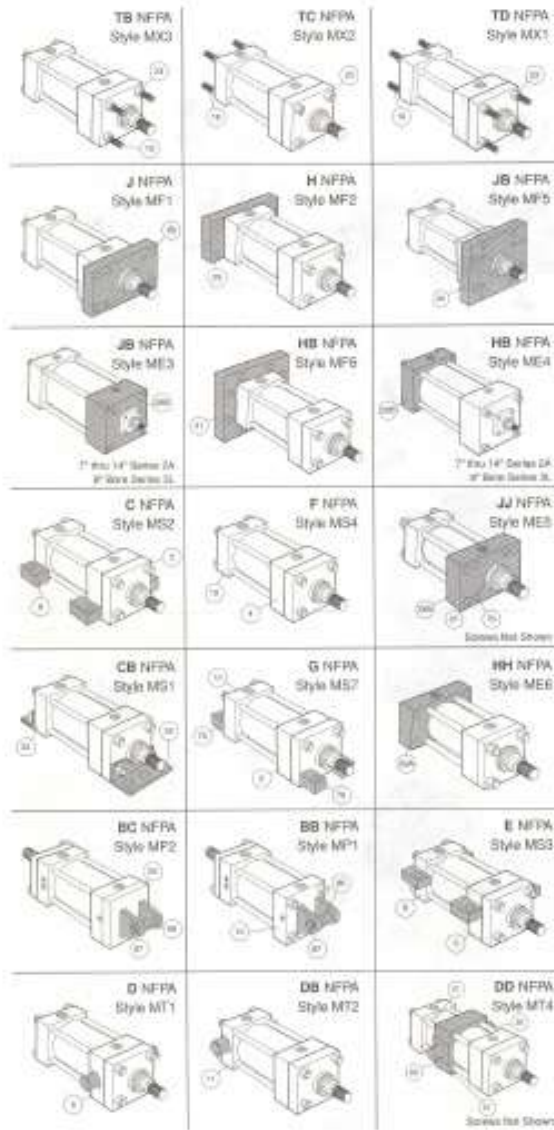
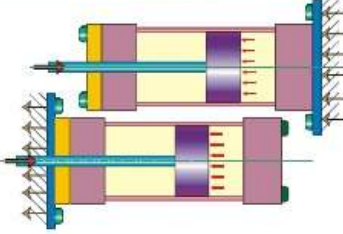
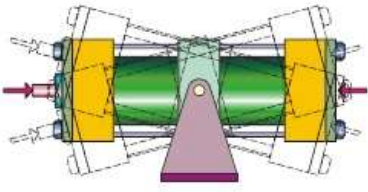
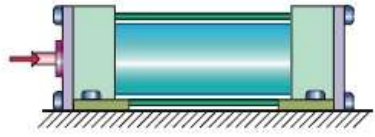


Figura 4.7. Montajes estándar NFA para actuadores lineales [16]

**Tabla 4.1 Tipos generales de montajes para actuadores lineales.**

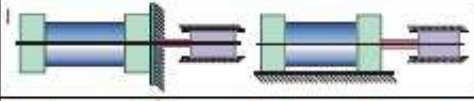
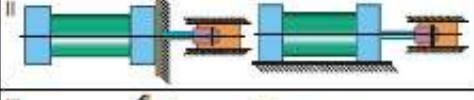
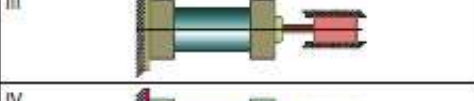
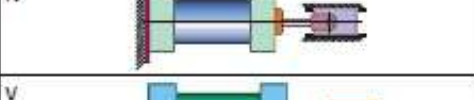
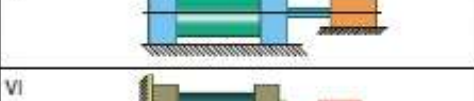
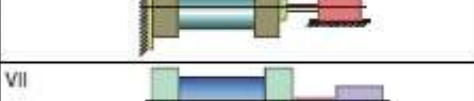
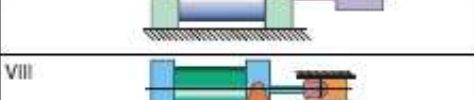
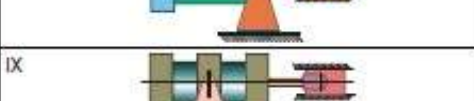
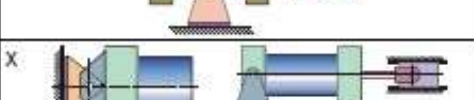
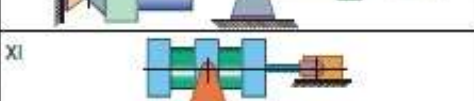

| Grupo 1  | Grupo 2  | Grupo 3  |
|--|--|--|
|         |               |                 |
| <p><i>Montajes fijos que absorben la fuerza sobre la línea central del actuador.</i></p> | <p><i>Montajes articulados que absorben la fuerza sobre la línea central del actuador.</i></p> | <p><i>Montajes fijos que <b>no</b> absorben la fuerza sobre la línea central del actuador.</i></p> |

La selección simplificada de un diámetro normalizado para el vástago y un posible tubo de detención con cierta longitud,  $L_{tb}$ , requiere de la determinación previa de dos variables de selección:

1. La fuerza neta desarrollada por el actuador (en [N] o [lbf]), durante la extensión o durante el retroceso.
2. La longitud básica (en [m] o [in]), una variable de diseño que está en función de la carrera del actuador y de la rigidez de su montaje (una adaptación de la longitud equivalente de pandeo de Euler).

La longitud básica se define como el producto de la carrera del actuador,  $s$ , por un factor de carrera,  $f_c$ , que depende del tipo de montaje del actuador lineal:  $L_b = f_c \times s$ .

**Tabla 4.3. Factor de carrera  $f_c$  para los diferentes montajes de los actuadores**

| Tipo de montaje  | Conexión del vástago y condiciones de la carga | Estilo de montaje   | $f_c$ |
|--|--|---|-------|
| Grupos 1 y 3<br>Placa en la cabeza o sujeto en la base | Fijo y con guía rígida                         | I       | 0.50  |
| Placa en la cabeza o sujeto en la base                 | Articulado y con guía rígida                   | II      | 0.70  |
| Placa en la tapa                                       | Fijo y con guía rígida                         | III     | 1.00  |
| Placa en la tapa                                       | Articulado y con guía rígida                   | IV      | 1.50  |
| Sujeto en la base                                      | Apoyado pero sin guía rígida                   | V       | 2.00  |
| Placa en la tapa                                       | Apoyado pero sin guía rígida                   | VI      | 4.00  |
| Sujeto en la base                                      | Sin apoyo                                      | VII    | 5.00  |
| Grupo 2<br>Muñones colocados en la cabeza              | Articulado y con guía rígida                   | VIII  | 1.00  |
| Muñones intermedios                                    | Articulado y con guía rígida                   | IX    | 1.50  |
| Muñones o abrazaderas colocados en la tapa             | Articulado y con guía rígida                   | X     | 2.00  |
| Muñones intermedios                                    | Articulado y apoyado pero sin guía rígida      | XI    | 3.00  |

### 4.1.3. Carta de la selección del diámetro del vástago y el tubo de detención

Con la fuerza neta y la longitud básica se puede integrar al sistema simplificado de algún fabricante, para determinar un diámetro de vástago normalizado y la longitud de un posible tubo de detención.

### Una regla empírica para determinar la longitud del tubo de detención

Es frecuente que los fabricantes de actuadores determinen la longitud del tubo de detención con la igualdad:

$$L_d [\text{pulg}] = \frac{L_b [\text{pulg}] - 40 [\text{pulg}]}{10}$$

(ver, por ejemplo, [9], [11], [12], [13], [14], [15], [16] y [17]), que se puede adaptar a unidades métricas con la expresión:

$$L_d [\text{mm}] = \frac{L_b [\text{mm}] - 1016 [\text{mm}]}{10}$$

Existen dos versiones de la carta Parker Hannifin para la sección del vástago y el tubo de detención, una para actuadores dimensionados en sistema internacional y otra para sistema ingles [19]. En la figura 4.8 se muestra la carta adaptada a partir de las publicadas por esa empresa. Enseguida se explicara el procedimiento para emplear la carta en sistema internacional.

Para determinar  $d_v$  y  $L_{td}$  basta con emplear el sencillo procedimiento siguiente:

- Localizar el punto donde se interseca la fuerza neta con la longitud básica;
- Elija la curva inmediata superior para determinar el diámetro del vástago adecuado;
- Verifíquela posición en alguna de las franjas para determinar la longitud del tubo de detención (el resultado es muy semejante al que se obtiene con la igualdad empírica descrita en el recuadro anterior en verde).

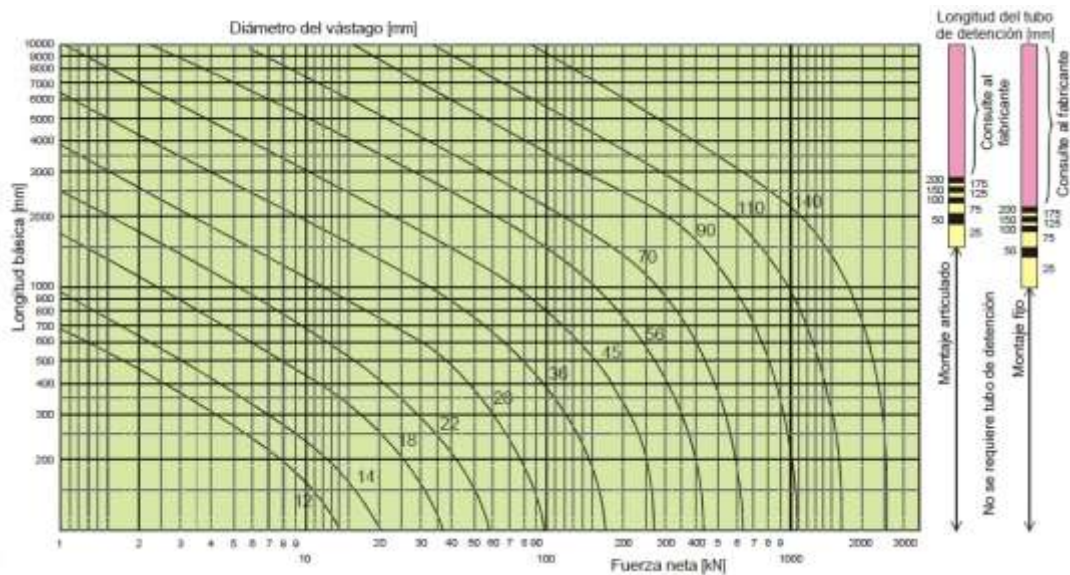


Figura 4.8. Carta de selección del diámetro del vástago. Sistema internacional. Se empleó  $sf=3.5$  para la máxima fuerza de empuje.

## **5.1. Motores eléctricos**

Los motores eléctricos se encuentran prácticamente en cualquier parte, mueven aire y fluidos por medio de ventiladores y bombas en cualquier ciudad, hoy en día en las fábricas, el elemento de movimiento primario es probablemente un motor eléctrico, ya se dé corriente alterna (C.A.) o de corriente directa (C.D.), estos motores eléctricos convierten la energía eléctrica en energía mecánica, la cual finalmente desarrolla un trabajo [24].

### **5.1.1. Motores monofásicos de corriente alterna**

Cuando están en operación, este tipo de motores de inducción desarrollan un campo magnético rotatorio, pero antes de que el rotor inicie la rotación, el estator produce solo un campo estacionario pulsante.

Para producir un campo rotatorio y, por lo tanto, un par de arranque, se debe tener un devanado auxiliar defasado a  $90^\circ$  con respecto al devanado principal. Una vez que el motor ha arrancado, el devanado auxiliar se remueve del circuito. Estos motores han sido perfeccionados a través de los años, a partir del tipo original y repulsión, en varios tipos mejorados que en la actualidad se conocen como [24]:

- Motores de fase partida.
- Motores de arranque con capacitor.
- Motores con capacitor permanente.
- Motores de inducción- repulsión.
- Motores de polos sombreados.
- Motores universales.

### **5.1.2. Motores monofásicos de fase partida**

Fueron de los primeros motores monofásicos usados en la industria, y aún permanece su aplicación en forma popular estos motores se usan en: maquinas herramientas, ventiladores, bombas, lavadoras, secadoras y una gran variedad de aplicaciones; la mayoría de ellos se fabrican en el rango de 1/30 HP (24.9 W) a 1/2 HP (373 W) [24].



La NEMA define el motor de fase partida como motor de inducción monofásico provisto de un arrollamiento auxiliar desplazado magnéticamente respecto al arrollamiento principal y conectado en forma paralela con este último. En general un motor de fase partida consiste de una carcasa, un estator formado por laminaciones, en cuya ranuras se alojan las bobinas de los devanados principal y auxiliar, un rotor o parte giratoria formado por conductores basados de barras de cobre o aluminio embebidos en el rotor y conectados entres si por medio de anillos de cobre en ambos extremos, formando lo que se conoce como una jaula de ardilla. Se les llama así porque la configuración de los anillos y las barras conductoras se asemejan realmente a una jaula de ardilla [24].

### 5.1.2.1. Funcionamiento

Los motores monofásicos de fase partida tienen solo una fase de alimentación, no poseen campo giratorio como en los polifásicos, pero si tienen un campo magnético pulsante, esto impide que se proporcione un torque en el arranque ya que el campo magnético inducido en el rotor está alineado con el campo del estator. Para solucionar el problema del arranque es que se utiliza un bobinado auxiliar que son dimensionados adecuadamente y posicionados de tal forma que se crea una fase ficticia, permitiendo de esta manera la formación de un campo giratorio necesario en la partida.

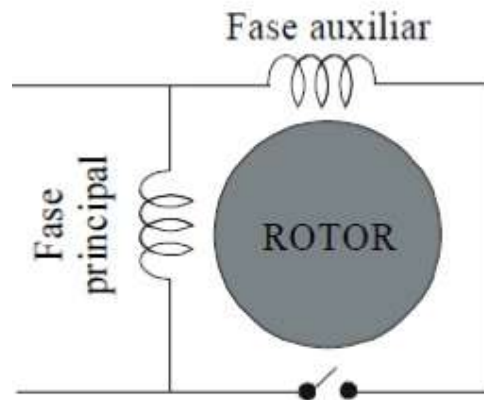


Figura 5.2. Circuito eléctrico de un motor de fase partida.



### 5.1.1.2. Conexión de los polos en los motores de fase partida para dos tensiones

- De servicio:

La mayoría de los motores de fase partida están contruidos para funcionar a una sola tensión de servicio. No obstante se fabrican también motores para dos tensiones (normalmente 115V y 230V).

Los motores de este tipo poseen por lo general un arrollamiento auxiliar construido por una sola sección. Para permitir el cambio de una tensión a otra es preciso llevar al exterior los cuatro terminales del arrollamiento de trabajo, y si el sentido de giro tiene que poderse invertir desde el exterior, es necesario también que los dos terminales del arrollamiento de arranque salgan fuera.

Cuando el motor debe funcionar a 115V, las dos secciones del arrollamiento principal se conectan en paralelo, cuando el motor debe trabajar a 230V, las secciones se conectan en serie.

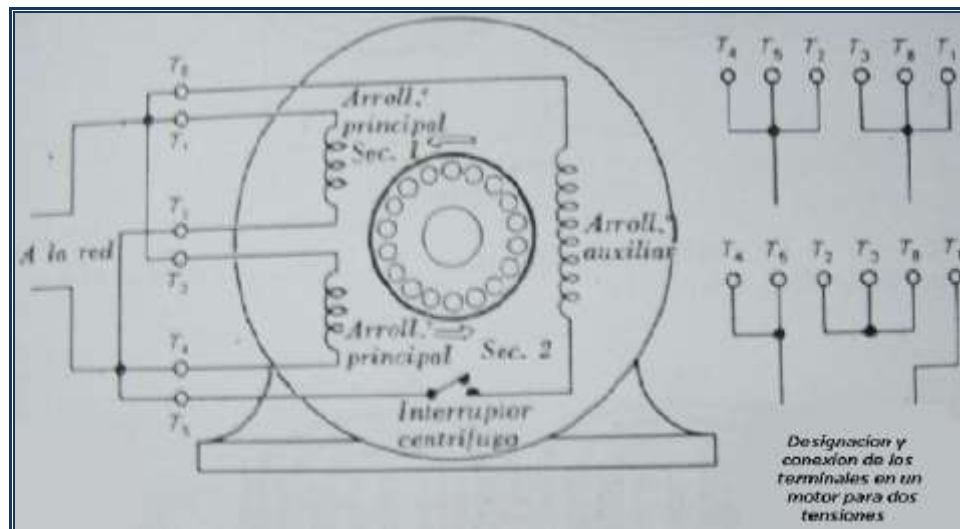


Figura 5.3. Diagrama de conexión en los polos para dos tensiones.

Para bobinar un motor de doble tensión de servicio se ejecuta primero una de las secciones del arrollamiento principal, procediendo de nodo idéntico al empleado para motores de una sola tensión. La segunda sección se bobina luego directamente encima de la primera utilizando hilo de igual diámetro y alojando al mismo número de espiras en las propias ranuras. Entonces se lleva al exterior los dos terminales de cada sección.

Los dos de la primera sección se designa con la letra T1 Y T2 los dos de la segunda, con las letras T3 Y T4. El arrollamiento de arranque, sus terminales se designa con las letras T5 y T8.

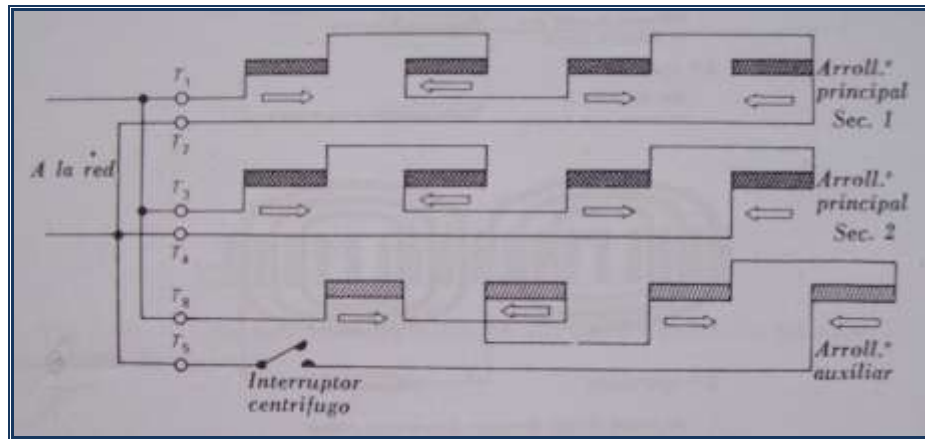


Figura 5.4. Diagrama de fases para la conexión de los polos para dos tensiones.

Es muy importante arrollar los polos de cada sección de modo que sean alternativamente de signo contrario, pues de no hacerlo así, el motor no funcionara [24].

## 5.2. Elementos para la selección y aplicación de motores eléctricos

Los motores eléctricos representan, los “caballos de batalla” de la industria y, para la mayoría, del movimiento en general, su uso se da además en: hospitales, escuelas, edificios de oficinas y centros comerciales, en donde se usan para aplicaciones en suministro de agua, calefacción, enfriamiento y muchas otras rutinas de trabajo. Los motores eléctricos se encuentran detrás de la escena en más lugares de los que se piensa, y así continuarán por mucho tiempo porque su construcción permite un extensivo uso y a un cierto abuso, ya que normalmente tienen pocas conexiones y, por lo tanto, para los técnicos y electricistas no resulta difícil localizar fallas.

Los controladores de los motores tienden a constituirse en el reto para los técnicos, ya que requieren de más alambreado y también un mayor esfuerzo para su instalación, sobre todo cuando intervienen dispositivos eléctricos.

En el sentido básico, los motores eléctricos representan un problema relativamente pequeño cuando se seleccionan correctamente para una aplicación, y su mantenimiento puede resultar bajo, dependiendo del tipo de motor.

La industria está de acuerdo en que, desde el punto de vista de operación y mantenimiento los motores de corriente directa producen más problemas que los motores de corriente alterna, debido a que los conmutadores se deben limpiar y frecuentemente las escobillas se dañan y deben ser reemplazadas. En la industria, en general, al requerir mayor mantenimiento los motores de corriente directa que los motores de corriente alterna, los motores de C.D. están cediendo su lugar su lugar a los de C.A., y al parecer esta es una tendencia irreversible.

La tecnología de los motores de corriente alterna debe continuar proporcionando soluciones que han dado los motores de C.D. por muchos años; sin embargo, los fabricantes de controladores argumentan que el motor es el factor limitante en la tecnología, pero también los fabricantes de motores manifiestan que los controladores son la limitante tecnológica, el hecho es que ambas partes se deben desarrollar en forma conjunta y obtener mejores normas.

Otro aspecto a considerar es la necesidad de introducir ahorros de energía, esto no significa solo seleccionar motores más eficientes, si no también que hacer con los motores existentes en una instalación y hacer que se actué sobre los controladores, ya que a través de estos se logra eficientar el uso de motores.

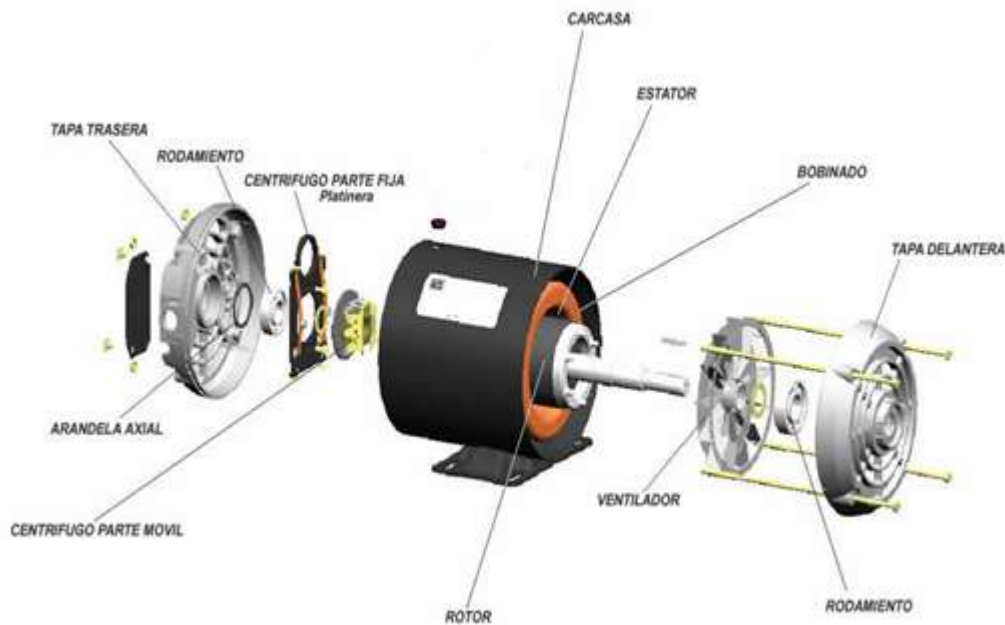


Figura 5.5. Partes constitutivas de un motor eléctrico.

### 5.2.1. Características importantes para la selección de motores

Un aspecto importante en el estudio de las máquinas eléctricas es su selección y aplicación, ya que se encuentra en distintos tipos de aplicaciones y no siempre se sabe qué características deben tener para una mayor aplicación específica o bien, como algunas veces forman parte de otro tipo de maquinaria con funciones diversas, no se conocen las características eléctricas. También, conviene recordar que las máquinas eléctricas rotatorias son elementos convertidores de energía eléctrica en energía mecánica, y como la electricidad, representan una forma intermedia de energía.

Cualquier máquina eléctrica rotatoria tiene como aspecto importante su tamaño expresado en términos de su potencia, la velocidad a que debe operar, el ciclo de trabajo que debe desarrollar, el tipo de motor o generador de acuerdo a normas, el tipo de montaje de la base, y algunos otros factores que algunas veces no se relacionan con la selección de los motores mismos. Los fabricantes de equipos motorizados (por ejemplo, aire acondicionado, compresoras, transportadores, ventiladores, etc.), especifican los tipos de motores y controles asociados que se requieren para una aplicación dada.

Estos motores por lo general, los seleccionan los ingenieros de aplicación de la compañía fabricante; sin embargo, como medida general para la selección de los motores eléctricos, se deben tomar en consideración los siguientes factores:

- Potencia en la entrada o salida, expresada en HP o kW.
- Características de la carga por accionar.
- Velocidad nominal en rpm.
- Tamaño de la carcasa.
- Clasificación por velocidad.
- Efecto del ciclo de trabajo.
- Temperatura ambiente.
- Elevación de temperatura en la máquina.
- Voltaje nominal.
- Tipo de carcasa y condiciones ambientales.
- Requerimientos de mantenimiento y accesibilidad.
- Frecuencia del sistema del cual se va a alimentar.
- Número de fases.

Par. El par es la fuerza que mueve los objetos y cargas en cualquier máquina, la potencia en HP no realiza trabajo y, por lo tanto, cuando hay que desarrollar un trabajo se necesita un par.

Velocidad nominal. La velocidad de placa de un motor en rpm está dada para sus condiciones normales de operación, ya que a un motor eléctrico se le puede requerir que opere a cualquier velocidad desde su reposo hasta su velocidad nominal, o bien, periódicamente operar con velocidades que varíen dentro de cierto rango, esto hace que la solución se pueda dar con distintos tipos de motores y distintos tipos de control, por lo que constituye también un factor a considerar en su selección.

Tamaño de la carcasa. El tamaño de la carcasa en los motores eléctricos se encuentra normalizado por la *Asociación de Fabricantes Eléctricos de los Estados Unidos* (NEMA), esta normalización se puede resumir como una serie de valores de diámetros de carcasa asociados a ciertas longitudes de las mismas, y relacionados con la temperatura de operación y aspectos particulares, dándose una designación comercial a cada tipo, por ejemplo, las designaciones que usan la serie T son a estas condiciones; los de clase A y B son totalmente cerrados y enfriados por ventilador. La letra S significa con tamaño reducido de eje y existe también una clasificación con respecto del tipo de montaje [24].

### ***5.3. Accionamientos electrónicos para motores eléctricos***

Originalmente, la necesidad de controlar un motor de corriente directa apresuro el desarrollo de los accionamientos electrónicos, esto vino seguido por la necesidad de cambiar la velocidad en los motores de corriente directa (C.D.) y los motores de corriente alterna.

Los accionadores electrónicos, se justifican por su eficiencia, pueden ahorrar cantidades importantes de dinero reduciendo la potencia real necesaria para operar al motor a velocidades inferiores a la plena velocidad, así mismo los accionamientos electrónicos también pueden proteger a los motores de la condiciones de sobre carga.

#### **5.3.1. Control de movimiento**

El control de movimiento puede ser tan simple como abrir o cerrar una válvula, o tan complejo como programar un robot para desarrollar varios movimientos simultáneamente. El arranque y paro en motores eléctricos es control del movimiento.

Los accionamientos electrónicos para motores eléctricos pueden tener aplicaciones particulares, en donde es necesario considerar las necesidades específicas del usuario, la localización del accionamiento y el comportamiento requerido.

#### **5.3.2. Accionamientos electrónicos de corriente alterna**

Los principales componentes de un accionamiento electrónico de C.A. son el puente de potencia y la sección de control, en la siguiente figura se muestra un diagrama de bloques simplificando las dos principales secciones de potencia: El eslabón de C.D. y el esquema de control.

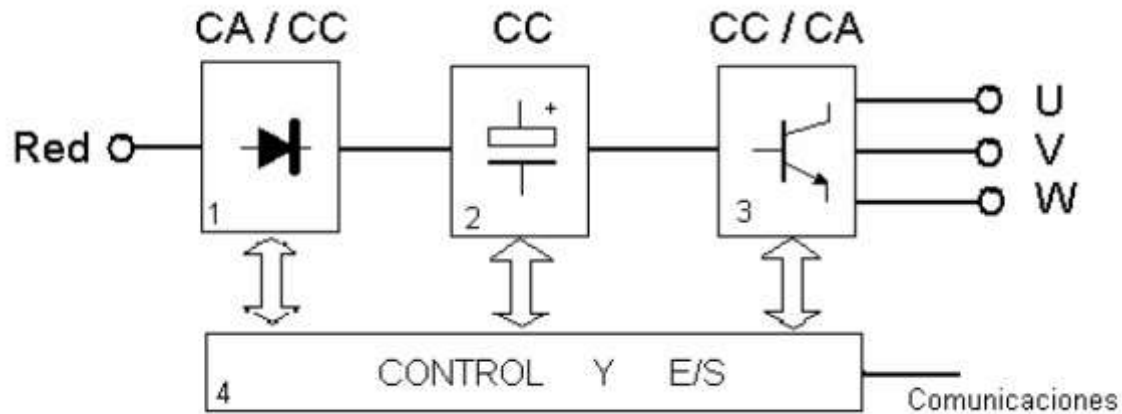


Figura 5.5. Partes constitutivas de un motor eléctrico.

### 5.3.3. Cambio de velocidad con un motor monofásico de corriente alterna

En las casas habitación, siempre está disponible la corriente alterna monofásica y esta es una de las razones por lo que los aparatos del hogar usan siempre corriente alterna monofásica, antes que los controles electrónicos se hicieran populares. Si se pudiera variar la frecuencia en forma continua, se tendría el accionamiento ideal de velocidad variable. Un inversor produce frecuencia variable en corriente alterna, en forma literal un inversor es un dispositivo que convierte corriente directa (C.D.) a corriente alterna (C.A.) usando transistores [24].

#### 5.3.3.1. Accionamientos de velocidad ajustable

Los accionamientos de velocidad ajustables que operan en forma confiable y eficiente se usan para distintos tipos de cargas tales como ventiladores, compresoras y bombas, estas cargas generalmente tienen requerimientos de par variable, también se usan para tensión de control mecánica, par, posición y otras variables.

Entre los accionamientos de velocidad ajustable, que son más ampliamente usados, se tienen los siguientes:

- Accionamiento de C.D. con motor de C.D.
- Inversor de fuente de voltaje con motor de inducción.
- Inversor de fuente de corriente con un motor de inducción.

- Sistema de deslizamiento de recuperación de energía con motor de rotor de vanado.
- Inversor de carga conmutada con motor síncrono.
- Accionamiento ciclo convertidor para motor síncrono o de inducción.

## ***6.1. Procesos de manufactura***

Las máquinas, los montajes y demás productos de carácter técnico están, en general, constituidos por piezas sueltas unidas entre sí. La obtención de objetos a partir, por ejemplo, de piezas sueltas y de herramientas, reciben el nombre de fabricación. Durante el proceso de fabricación los elementos reciben la denominación de piezas.

Para fabricar se elige la máquina y el procedimiento más adecuado para cada caso. A fin de que las piezas fabricadas resulten utilizables, tienen que satisfacer ciertas condiciones en lo que respecta a materiales, forma, dimensiones y estado y naturaleza de la superficie [17].

### **6.1.1. Corte en sierra cinta**

Es una máquina-herramienta que utiliza una sierra metálica en forma de banda continua con dientes a lo largo de uno de sus bordes. Esta banda corre sobre dos ruedas que se ubican en un mismo plano vertical con un espacio entre ellas (Figura 6.1).

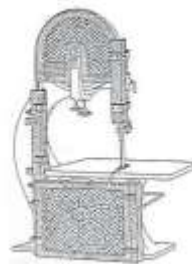


Figura 6.1: Esquema de la sierra cinta.

La sierra cinta se utiliza para cortes en madera, metales, acrílico, así como para otros materiales; son muy útiles para el corte de formas irregulares o curvas, pero también pueden ser utilizadas para producir cortes rectos [18].

Para el adecuado uso de esta máquina-herramienta se debe de considerar algunos factores, como:

- Garganta de la sierra
- Corte a realizar
- Material

- Profundidad

### **6.1.2. Torneado**

Básicamente el torneado consiste en arrancar viruta por medio de un filo o herramienta con punta, casi siempre estacionaria y sencilla, que avanza longitudinalmente mientras la pieza a mecanizar gira accionada por el torno [19].

A pesar de que, en general, es una operación de corte de un solo borde, el proceso de torneado varía en cuanto a que la forma material de la pieza de trabajo, tipo de operación, condiciones, características, costos, etc., determinan varios factores de la herramienta de corte. Ésta última está cuidadosamente diseñada en base a décadas de experiencias, investigación y mejoramiento [20].

Para que la aplicación de la herramienta sea más sencilla, puede decirse que existen tres operaciones básicas de torneado:

- Torneado longitudinal
- Refrentado
- Torneado de radios y ahusamientos

La pieza de trabajo gira en el torno con determinada velocidad de la herramienta de corte a cierto número de revoluciones por minuto. En la relación con el diámetro de la pieza de trabajo, en el punto donde se esté maquinando, se produce una velocidad de corte.

Para realizar una operación de torneado es necesario considerar lo siguiente:

- Operaciones deseadas
- Diámetro de la pieza
- Material de la pieza
- Revoluciones a las que se arrancara la viruta
- Acabado del material
- Dimensiones finales requeridas

### **6.1.3. Fresadora**

El proceso de fresado utiliza un cortador con varios dientes que giran a alta velocidad y que avanza lentamente frente a la pieza de trabajo. Dado que generalmente hay varios dientes en contacto con la pieza de trabajo es posible una alta velocidad de remoción del material, pero es evidente que las fuerzas son varias veces mayores que en el corte en un sólo punto. La duración de la herramienta se prolonga, puesto que cada diente dura un pequeño periodo de tiempo cortando en realidad (Figura 6.2).



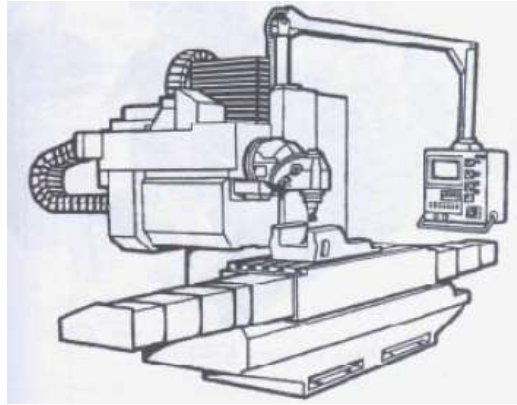


Figura 6.2. Esquema de una fresadora.

#### 6.1.4. Taladrado

Se llama taladrar a la operación de mecanizado que tiene por objeto producir agujeros cilíndricos en una pieza cualquiera utilizando como herramienta de corte una broca. La operación de taladrar se puede hacer con un taladro portátil, con una máquina taladradora, en un torno, en una fresadora, en un centro de mecanizado CNC o en una mandriladora (Figura 6.3).



Figura 6.3. Esquema del taladro.

De todos los procesos de mecanizado, el taladrado es considerado como uno de los procesos más importantes debido a su amplio uso y facilidad de realización puesto que es una de las operaciones de mecanizado más sencillas de realizar y que se hace necesario en la mayoría de componentes que se fabrican [21].

Para poder realizar la operación se debe de tener cuidado con las variables para un buen taladrado, éstas son:

- Diámetro del barreno
- Calidad superficial y tolerancia
- Material de la pieza
- Material de la broca
- Longitud del agujero
- Cantidad de agujeros a producir

### 6.1.5. Corte con láser

El corte con láser es una técnica empleada para cortar piezas de chapa caracterizada por su fuente de energía que es un láser que concentra luz en la superficie de trabajo. Para poder evacuar el material cortado es necesario el aporte de un gas a presión como, por ejemplo, oxígeno, nitrógeno o argón (Figura 6.4).

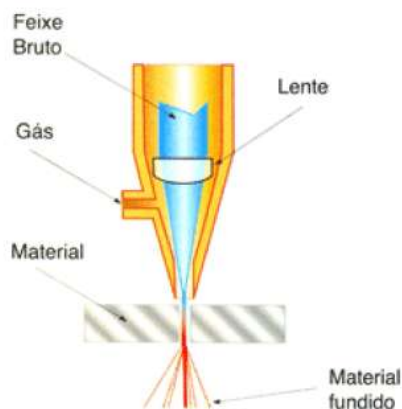


Figura 6.4. Esquema cortadora laser.

Es especialmente adecuado para el corte previo y para el recorte de material sobrante pudiendo desarrollar contornos complicados en las piezas. Entre las principales ventajas de este tipo de fabricación de piezas se puede mencionar que no es necesario disponer de matrices de corte y permite efectuar ajustes de silueta. También se puede mencionar que el accionamiento es robotizado para poder mantener constante la distancia entre el electrodo y la superficie exterior de la pieza. El láser afecta térmicamente al metal pero si la graduación es la correcta no deja rebaba. Las piezas a trabajar se prefieren opacas y no pulidas porque reflejan menos. Los espesores más habituales varían entre los 0,5 y 6 mm para acero y aluminio. Los potencias más habituales para este método oscilan entre 3000 y 5000 W [22].

## 2.4.6. Soldadura

La soldadura es un proceso de unión entre metales por la acción del calor, con o sin aportación de material metálico nuevo, dando continuidad a los elementos unidos.

Es necesario suministrar calor hasta que el material de aportación funda y una ambas superficies, o bien, lo haga el propio metal de las piezas. Para que el metal de aportación pueda realizar correctamente la soldadura es necesario que moje a los metales que se van a unir, lo cual se verificará siempre que las fuerzas de adherencia entre el metal de aportación y las piezas que se van a soldar sean mayores que las fuerzas de cohesión entre los átomos del material añadido.

Se pueden distinguir los siguientes tipos de soldadura:

- Soldadura blanda
- Soldadura fuerte
- Soldadura por presión
- Soldadura oxiacetilénica (con gases al soplete)
- Soldadura aluminotermia o con termita
- Soldadura por resistencia eléctrica
- Soldadura por arco eléctrico

Para evitar efectos indeseables, a veces, se realizan precalentamientos o tratamientos térmicos posteriores.

Por otra parte, el calor de la soldadura causa distorsiones que pueden reducirse al mínimo eligiendo de modo adecuado los elementos de sujeción y estudiando previamente la secuencia de la soldadura [23].

En la actualidad, la soldadura eléctrica o soldadura por arco eléctrico resulta indispensable para un gran número de industrias. Es un sistema de reducido coste, de fácil y rápida utilización, resultados perfectos y aplicables a toda clase de metales.

El procedimiento de soldadura por arco consiste en provocar la fusión de los bordes que se desea soldar mediante el calor intenso desarrollado por un arco eléctrico. Los bordes en fusión de las piezas y el material fundido que se separa del electrodo se mezclan íntimamente formando, al enfriarse, una pieza única, resistente y homogénea (Figura 6.5). Este tipo de soldadura puede realizarse con electrodos metálicos o de carbón.

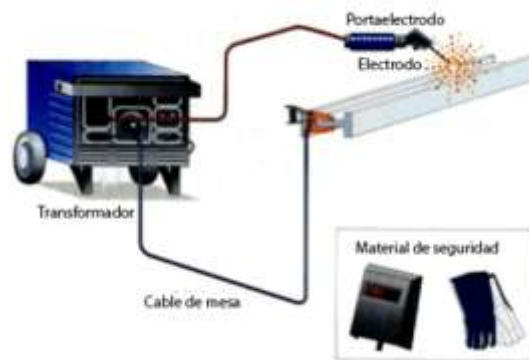


Figura 6.5 Esquema de soldadura por arco eléctrico.

Los electrodos tienen códigos, donde la letra inicial indica el fabricante, los primeros dos dígitos indican la mínima resistencia a la tracción, la segunda la posición de la soldadura y la última las características de la soldadura. El tipo de electrodo utilizado en el sistema amplificador de fuerza es el E6013.

# Capítulo 3.

## DISEÑO

“DISEÑO DE UNA MÁQUINA LANZA PELOTAS DE BÉISBOL CAPAZ DE REGULAR LA VELOCIDAD Y ÁNGULO DE DISPARO”.

## Prototipos

PARTE 1.- Diseño de la estructura que soportará los elementos mecánicos partiendo de lo ya existente

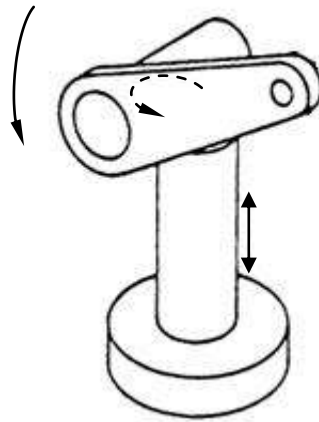


Figura 7.1. Configuración del manipulador de 3GDL

Prototipo generado a convencionales ya una idea básica de las rediseñar acorde a



partir de piezas existentes, dándonos partes a utilizar y nuestra necesidad.

Figura.7.2 la base rige



la variable de altura.

Figura 7.3 el mecanismo- rige el comportamiento de los disparos, control de velocidad

## PARTE 2.- Diseño del mecanismo y selección de motores



Figura 7.4. Configuración de dispositivo lanza pelotas, dos discos.

### PARTE 3.- Cilindro neumático con gas presurizado



Figura 7.5. Configuración de dispositivo neumático, desplazamiento vertical.

El pistón cuenta con una cámara hueca en su interior, esto funciona como una cama de aire para la silla, ahora bien, al sentarse y querer regular la altura, solo debes accionar la válvula de salida con la que cuenta, de esta forma puedes elegir a qué altura quieres tu silla, para que este pistón se llene de nuevo y regrese a su altura máxima accionas de nuevo la válvula de salida que puede trabajar como entrada también, así se llena una vez más la cámara de la silla con aire, pero para lograr esto la cámara cuenta con un resorte que empuja la silla hacia arriba, con esto se crea un efecto de vacío que ayuda a la cámara a llenarse con aire otra vez.

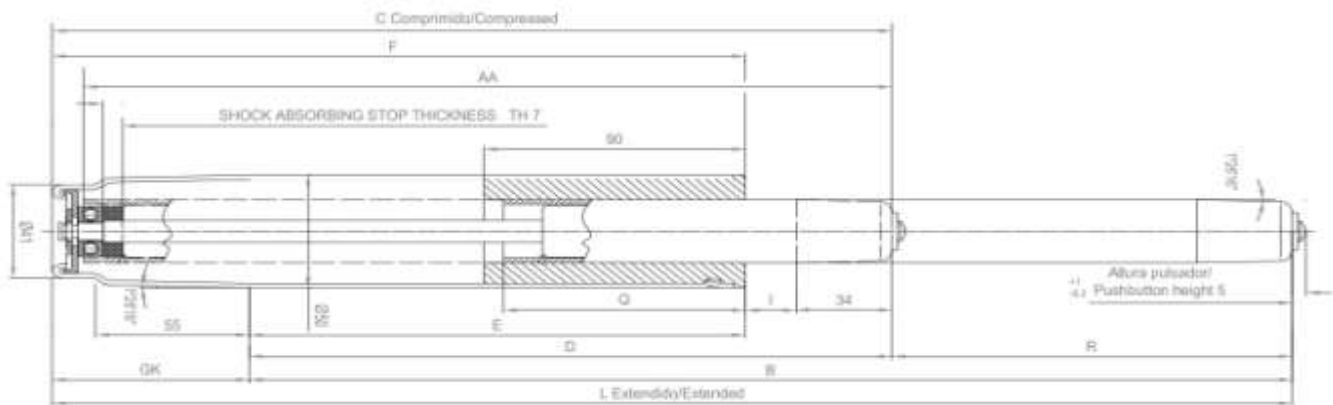


Figura 7.6. Dimensiones del cilindro pistón utilizado en las sillas para oficina.

Se definió el diseño de la máquina lanza pelotas de beisbol, en tres secciones:

El dimensionamiento de los actuadores lineales contemplados en el prototipo; para la elevación del mecanismo a nivel del suelo, elevándose a una altura óptima para efectuar los disparos.

La selección del motor eléctrico requerido para la velocidad de disparo de la pelota acorde en el rango de 40Km/h a 112Km/h, requerido de los objetivos específicos.

El sistema de control para el motor seleccionado capaz de variar la velocidad descrita en el punto anterior.

Elaborar el diseño de la máquina en base a los cálculos y requerimientos necesarios en el software Inventor.

Parte 1. Respecto al enfoque para la propuesta presentada anteriormente

Para el dimensionamiento de los actuadores lineales se plantea el siguiente problema:

Un cilindro neumático desplaza las cargas  $F_e = 490.5\text{N}$  en extensión y  $F_r = 294.3\text{N}$  en retroceso, la carrera es  $s = 15\text{cm}$ , la máxima presión disponible en el sistema es  $0.4\text{MPa}$ , las contrapresiones se estimaron en  $0.1\text{MPa}$ ; el actuador tiene la tapa fija a nivel del suelo (montaje NFPA- style- MF6) del grupo 1, montaje fijo el cual absorbe la fuerza sobre la línea central del actuador (eje axial), la carga se mueve apoyada pero sin guía rígida.

Solución:

- Elegir los diámetros de pistón y vástagos entre las tallas normalizadas. Verificar la necesidad de un tubo de detención y su longitud.
- Repetir el cálculo del diámetro del vástago empleando las ecuaciones para la carga de pandeo de Euler.
- Como diseñador recomiendo usar un factor de exceso de 1.35 por la incertidumbre en la magnitud de las cargas externas.

Las fuerzas de diseño para extensión y retroceso son:

$$F_{dis\ e} = 1.35 \times 490.5\text{N} = 662.175\text{N} = 0.662\text{kN}$$

$$F_{dis\ r} = 1.35 \times 294.3\text{N} = 397.305\text{N} = 0.397\text{kN}$$

De la tabla 3.2 fuerza ideal de extensión desarrollada por el actuador [kN] elegimos tentativamente el diámetro del pistón "Dp":

$$F_{dis\ e} = 0.662\text{kN}$$

$$D_p = 55\text{mm}$$

$$F_{ideal} = 0.785\text{kN}$$

$$\text{Presión en la tapa} = p_t = 0.4\text{MPa} \text{ (cuenta con la presión máxima disponible)}$$



Este resultado supone que no existen contrapresiones.

El montaje NFPA style MF6; grupo 1, montaje fijo, caso VI, en la tabla 3.4 se lee el factor de carrera  $f_c=4.0$ , la longitud básica es:  $L_b = f_c \times s = 4.0 \times 0.15 \text{ m} = 0.6 \text{ m}$

Ahora se ingresa a la carta de selección del diámetro del vástago (para sistema internacional figura 66).

$$F_{dis} = 0.662 \text{ kN}$$

$$L_b = 0.6 \text{ [m]}; \text{ longitud básica de pandeo.}$$

$$\text{De la carta se obtienen } d_v = 12 \text{ mm.}$$

No se requiere tubo de detención.

Para verificar la fuerza neta desarrollada por el actuador se considera la contrapresión que actúa sobre el pistón, cabeza y tapa, son:

$$A_t = \pi/4 D_p^2 = \pi/4 (55 \times 10^{-3} \text{ m})^2 = 2.376 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$A_c = \pi/4 (D_p^2 - d_v^2) = \pi/4 (55^2 \times 10^{-6} - 12^2 \times 10^{-6}) = 2.26 \times 10^{-3} \text{ m}^2.$$

Las fuerzas netas desarrolladas durante la extensión y retroceso son:

$$F_{ext} = p_t A_t - \Delta p_c A_c = (0.4 \times 10^6)(2.376 \times 10^{-3}) - (0.1 \times 10^6)(2.20 \times 10^{-3})$$

$$F_{ext} = 724.4 \text{ N} = 0.724 \text{ kN}$$

Se obtiene una relación  $F_{ext}/F_e = 0.724/0.4905 = 1.47 F_e$ .

$$F_{ret} = p_c A_c - \Delta p_t A_t = (0.4 \times 10^6)(2.26 \times 10^{-3}) - (0.1 \times 10^6)(2.376 \times 10^{-3})$$

$$F_{ret} = 666.4 \text{ N} = 0.666 \text{ kN}$$

Se obtiene una relación  $F_{ret}/F_r = 0.666/0.2943 = 2.26 F_r$ .

Si el sistema neumático desarrolla la máxima presión disponible, 0.24 MPa, se satisface con holgura la condición exigida para la extensión  $F_{ext} > 1.35 F_e$ . Para el retroceso se satisface con holgura la condición exigida  $F_{ret} > 1.35 F_r$ .

La ecuación de la carga crítica de Euler, expresa la máxima fuerza de empuje que puede soportar el vástago  $F_{m\acute{a}x} = P_c/sf$  el factor de seguridad habitualmente se toma como  $sf=3.5$ , entonces se despeja una carga de pandeo.

$$P_c = F_{m\acute{a}x} \times sf \text{ por lo tanto: } P_c = (0.724 \times 10^3)(3.5)$$

$$P_c = 2.53 \text{ kN}$$

La longitud equivalente de pandeo se obtiene:

$$L = 2l = 2(1.56) \text{ entonces } L = 3.0 \text{ (s)} = 3.0(0.15)$$

$$L = 0.45 \text{ m.}$$

El modulo de elasticidad típico para el acero al carbono es 200 GPa. De la ecuación anterior que producirá que provocara la carga crítica de pandeo, se despeja:

$$I = P_c L^2 / \pi^2 E$$

$$I = (2.53 \times 10^3 \text{ N}) (0.45 \text{ m}^2) / (\pi^2)(200 \times 10^9 \text{ N/m}^2)$$

$$\text{Por lo tanto } I = 2.59 \times 10^{-10} \text{ m}^4.$$

Para el vástago con sección transversal circular se tiene un momento de inercia  $I=(\pi/64)dv^4$   
Se despeja el diámetro de la sección transversal.

$$dv=8.52 \times 10^{-3} \text{m}$$

$$dv=8.52 \text{mm}$$

dv superior y comercial= 10mm (se selecciona el diámetro del vástago inmediato superior).

Conclusión, haciendo la comparación con el prototipo del cilindro pistón con gas comprimido de una silla ejecutiva para escritorio obtenemos un  $dv=8.56 \text{mm}$  para un peso entre el rango de 50kg a 250kg, siendo uno similar y comercial de  $dv=10 \text{mm}$ . Soportando un peso entre los 50kg y 120kg.

Por lo tanto seleccionamos el dv comercial proporcionado por los fabricantes ( $dv=10 \text{mm}$ ). Satisfaciendo las necesidades más exigentes del dimensionamiento.

Parte 2. Respecto al enfoque para la propuesta presentada anteriormente

Inicialmente se realizó la selección de un catalogo de motores para elegir un motor capaz de proporcionarnos la velocidad y potencia suficiente para realizar la actividad optima en los lanzamientos de la pelota.

Motor ABB

Datos técnicos:

Motor monofásico de inducción del tipo jaula de ardilla.

Baja tensión.

Grado de protección IP55 totalmente cerrado y autoventilado.

Sistema de ventilación IC411.

Carcaza 71M (según norma IEC).

Posición de caja de conexión en la parte superior

- Tensión nominal 120V-220V
- Frecuencia nominal: 60Hz
- Temperatura ambiente: 40°C
- Montaje con brida: B5.
- Carcaza y capas: fundición en hierro.
- Potencia: 0.37KW-0.5HP
- Tipo: M2QA-71M2A
- RPM: 3000
- Eficiencia: 70%
- Torque: 1.3Nm.
- Peso: 6kg.
- Ruido: 45 dB.

Para el dimensionamiento y selección del motor, buscando se satisfagan los objetivos para la velocidad determinada entre el siguiente rango de 40km/h a 11km/h, los mismos que expresados en m/s son 11.11m/s y 31.11m/s respectivamente.

La relación de velocidad lineal (m/s) respecto a la velocidad angular (rad/segundo) por un motor monofásico o bifásico, de corriente alterna (C.A.) de inducción tipo jaula de ardilla es la siguiente:

$V = \omega_m \times r_{po}$ ; donde  $r_{po}$  es igual al radio de la polea impulsora de la pelota.

Consideramos las características de la pelota para determinar la fuerza que del eje ejerce cada una de las ruedas impulsoras sobre la circunferencia de la pelota.

Por lo tanto  $F = m \times a$  entonces  $F_p = m_p \times a = (0.142\text{kg})(9.81\text{m/s}^2) = 1.393\text{N}$ ; donde  $m$  es igual a la masa de la pelota medido con báscula digital,  $a$  = aceleración actuante por la gravedad.

$F_p = 1.4\text{N}$

Al realizar el diagrama de cuerpo libre de las ruedas impulsoras y la pelota podemos obtener que  $T_m = F_{po} \times r_{po}$ ; donde  $F_{po}$  es igual a la fuerza al contacto de la polea con la pelota y  $r_{po}$  = al radio de la polea.

Ahora calcularemos  $T_m$ , siendo el torque entregado por el motor:

- Potencia del motor en caballos de fuerza: 0.5 Hp.
- Potencia del motor en Kilowatts: 0.37kW
- Eficiencia del motor: 70%

Potencia del motor =  $(0.5\text{Hp})(0.70) = 0.35 \text{ A}$ .

Potencia del motor =  $(0.35\text{Hp})(746\text{W}/1\text{Hp}) = 0.2511\text{kW}$

Por lo tanto  $T_m = W/\omega = 261.1\text{w}/314.16\text{rad/segundo} = 0.83\text{Nm}$ .

El radio máximo de la polea o rueda, el  $r_{po}$  máximo será a la mayor distancia alejada del eje del motor, donde la fuerza de contacto de la rueda impulsora  $F_{po}$  será igual a la fuerza que se opone al movimiento siendo el peso de la pelota  $F_p$  entonces:

$$R_{po} = T_m / F_{po} = 0.83\text{Nm} / 1.4\text{N} = 0.5958\text{m} \text{ aproximadamente } 0.6\text{m}.$$

Por lo tanto podemos definir un rango para el radio de la polea para la rueda impulsora ( $r_{po}$ ), siendo este un radio dos veces mayor al radio de la pelota y menor que 0.6 metros, ya que la pelota actúa como una carga muy ligera.

El diámetro de la polea propuesta (dpo) será de 25 centímetros, por lo tanto el radio de la polea es igual a  $dpo/2$ ,  $rpo=12.5$  cm.

Conocemos entonces el torque que se ejercerá con esta nueva distancia,  $Tm= rpo \times Fpo$

$$Tm= (0.125m)(1.4N)= 0.175 \text{ Nm.}$$

El cual esta por debajo del torque máximo del motor propuesto, por lo tanto satisface el rpo propuesto.

Comprobando con los requerimientos especificados al inicio,  $V_{\text{mín}}=40\text{km/h}$  esto es igual a  $11.11\text{m/s}$ ;  $V_{\text{máx}}= 31.11\text{m/s}$ . La velocidad lineal está determinada en función del radio de la polea

$$V= \omega m \times r$$

$V=(314.16\text{rad/segundo})(0.125m)= 39.27\text{m/s}$ ; por lo tanto  $V_{\text{máx}}$  es igual a  $39.27\text{m/s}$ , satisfaciendo la requerida por el objetivo del proyecto.

Controlando la velocidad angular del motor ( $\omega m$ ) podemos comprobar nuevamente que se cumple el objetivo del proyecto:

$$\omega m \text{ mín}=(11.11\text{m/s})/(0.125m)= 88.88\text{rad/segundo.}$$

$$\omega m \text{ máx}=(31.11\text{m/s})/(0.125m)=248.88\text{rad/segundo.}$$

Y  $\omega m$  es igual a  $314.16\text{rad/segundo}$ , por lo tanto satisface el motor seleccionado un ajuste de velocidad en el intervalo requerido.

## Tiro parabólico

Determinar: posición y velocidad 5 segundos después del lanzamiento (efectuado al contacto de la pelota con las ruedas), la altura máxima, el alcance máximo. Considerar la velocidad mínima dentro del alcance del proyecto ( $40\text{km/h} = 11.11\text{m/s}$  Y  $112\text{km/h} = 31.11\text{m/s}$ ).

$$X_f= X_o + V_o x t$$

DISTANCIA MÁXIMA EN X= 55.55

$$X_f= 0 + (V_o \cos\theta) t$$

Tabla con resultados de cálculos

| TIEMPO (s) | AGULO (GRADOS) | VELOCIDAD (m/s) | POSICIÓN FINAL $X_f$ (m) |
|------------|----------------|-----------------|--------------------------|
| 5          | -22.5          | 11.11           | -48.51                   |
|            | 0              | 11.11           | 55.55                    |
|            | 22.5           | 11.11           | 48.51                    |
|            | 45             | 11.11           | 29.18                    |
|            | 67.5           | 11.11           | 2.46                     |
|            | 90             | 11.11           | 24.89                    |

DISTANCIA MÁXIMA EN X= 155.55

Tabla con resultados de cálculos

| TIEMPO (s) | AGULO (GRADOS) | VELOCIDAD (m/s) | POSICIÓN FINAL X <sub>f</sub> (m) |
|------------|----------------|-----------------|-----------------------------------|
| 5          | -22.5          | 31.11           | -135.84                           |
|            | 0              | 31.11           | 155.55                            |
|            | 22.5           | 31.11           | 135.84                            |
|            | 45             | 31.11           | 81.71                             |
|            | 67.5           | 31.11           | 6.88                              |
|            | 90             | 31.11           | 69.70                             |

$$Y_f = Y_0 + V_{0y}t - (1/2)g(t)^2$$

$$Y_f = 0 + (V_0 \cos\theta)t - (1/2)g(t)^2$$

DISTANCIA MÁXIMA EN Y= 178.12

Tabla con resultados de cálculos

| TIEMPO (s)                 | AGULO (GRADOS) | VELOCIDAD (m/s) | POSICIÓN FINAL Y <sub>f</sub> (m) |
|----------------------------|----------------|-----------------|-----------------------------------|
| 5                          | -22.5          | 11.11           | -95.56                            |
| 25                         | 0              | 11.11           | -122.63                           |
| <b>G (m/s<sup>2</sup>)</b> | 22.5           | 11.11           | 149.69                            |
| 9.81                       | 45             | 11.11           | 75.36                             |
|                            | 67.5           | 11.11           | 178.12                            |
|                            | 90             | 11.11           | 72.96                             |

DISTANCIA MÁXIMA EN Y= 178.12

Tabla con resultados de cálculos

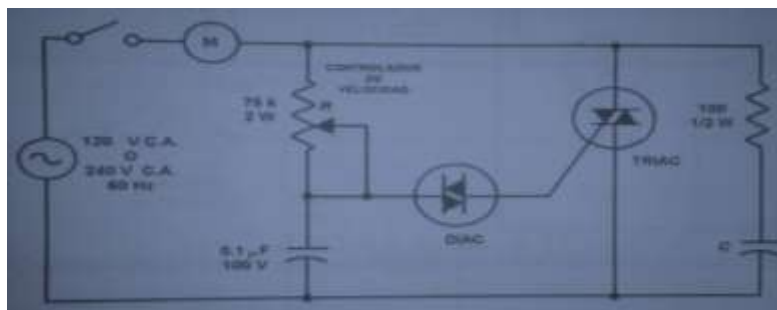
| TIEMPO (s)                 | AGULO (GRADOS) | VELOCIDAD (m/s) | POSICIÓN FINAL Y <sub>f</sub> (m) |
|----------------------------|----------------|-----------------|-----------------------------------|
| 5                          | -22.5          | 31.11           | -46.85                            |
|                            | 0              | 31.11           | -122.63                           |
| <b>G (m/s<sup>2</sup>)</b> | 22.5           | 31.11           | 198.40                            |
| 9.81                       | 45             | 31.11           | 132.36                            |
|                            | 67.5           | 31.11           | 278.02                            |
|                            | 90             | 31.11           | 16.44                             |

### Propuesta del control de velocidad para el motor de inducción

El circuito mostrado en la figura, se aplica para cierto tipo de motores de inducción, tales como los motores de polos sombreados o los motores de fase partida, con capacitor, que operan con cargas frías.

El circuito se puede usar en motores para ventiladores o extractores de aire, donde los cambios pequeños en la velocidad de la armadura pueden dar lugar a cambios grandes a la velocidad del aire.

El potenciómetro R es el control de velocidad, determinando el punto de conducción del DIAC, el valor del capacitor C, está determinado por el voltaje de entrada en C.A. para 120V C.A, 60Hz, es 0.22 micro Faradios y 220V.



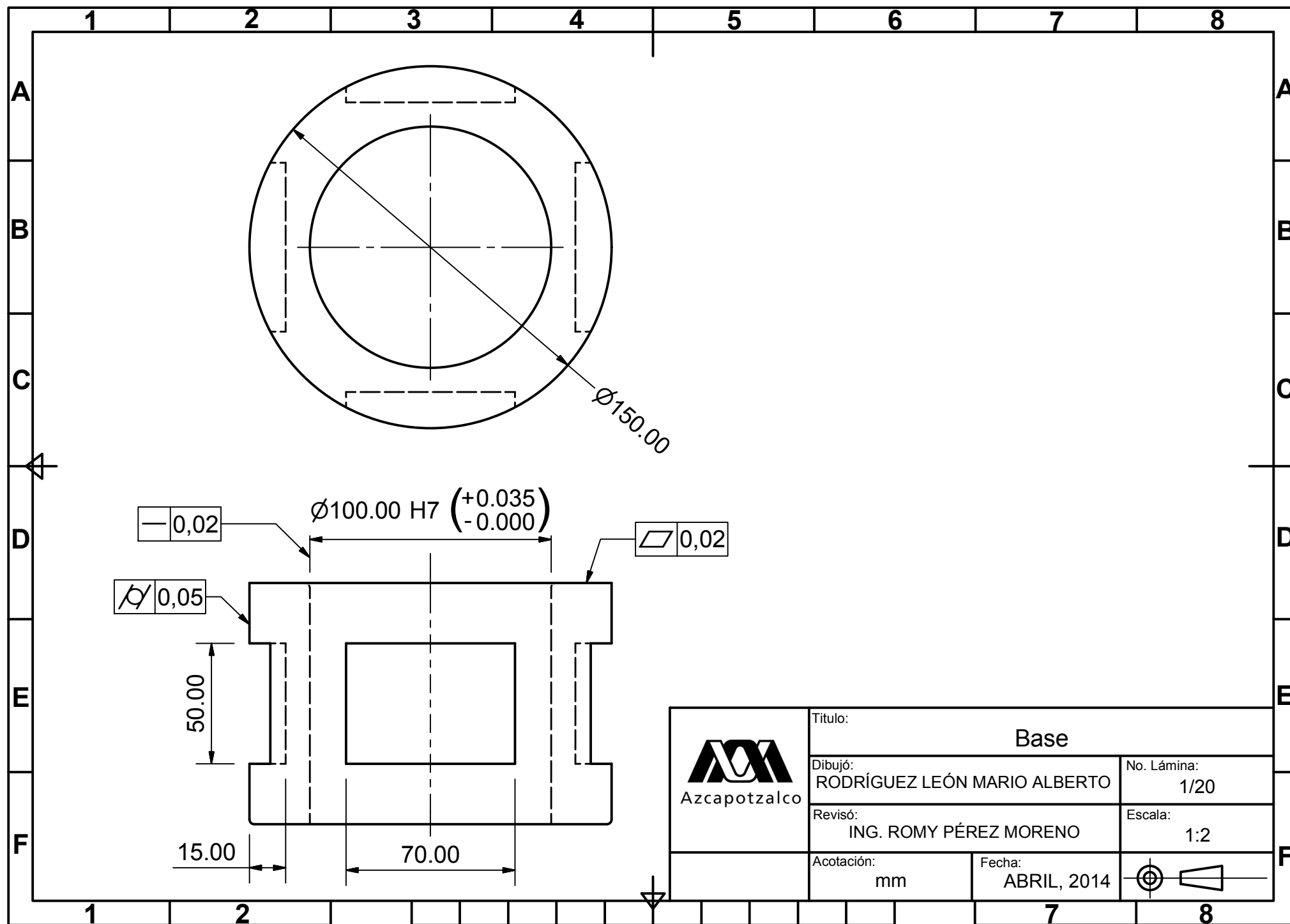
# Capítulo 4.



## *DIBUJOS DE DEFINICIÓN*

En este capítulo se plasma la idea principal y sus componentes, por medio de dibujos de definición estandarizados por las normas de dibujo mecánico.

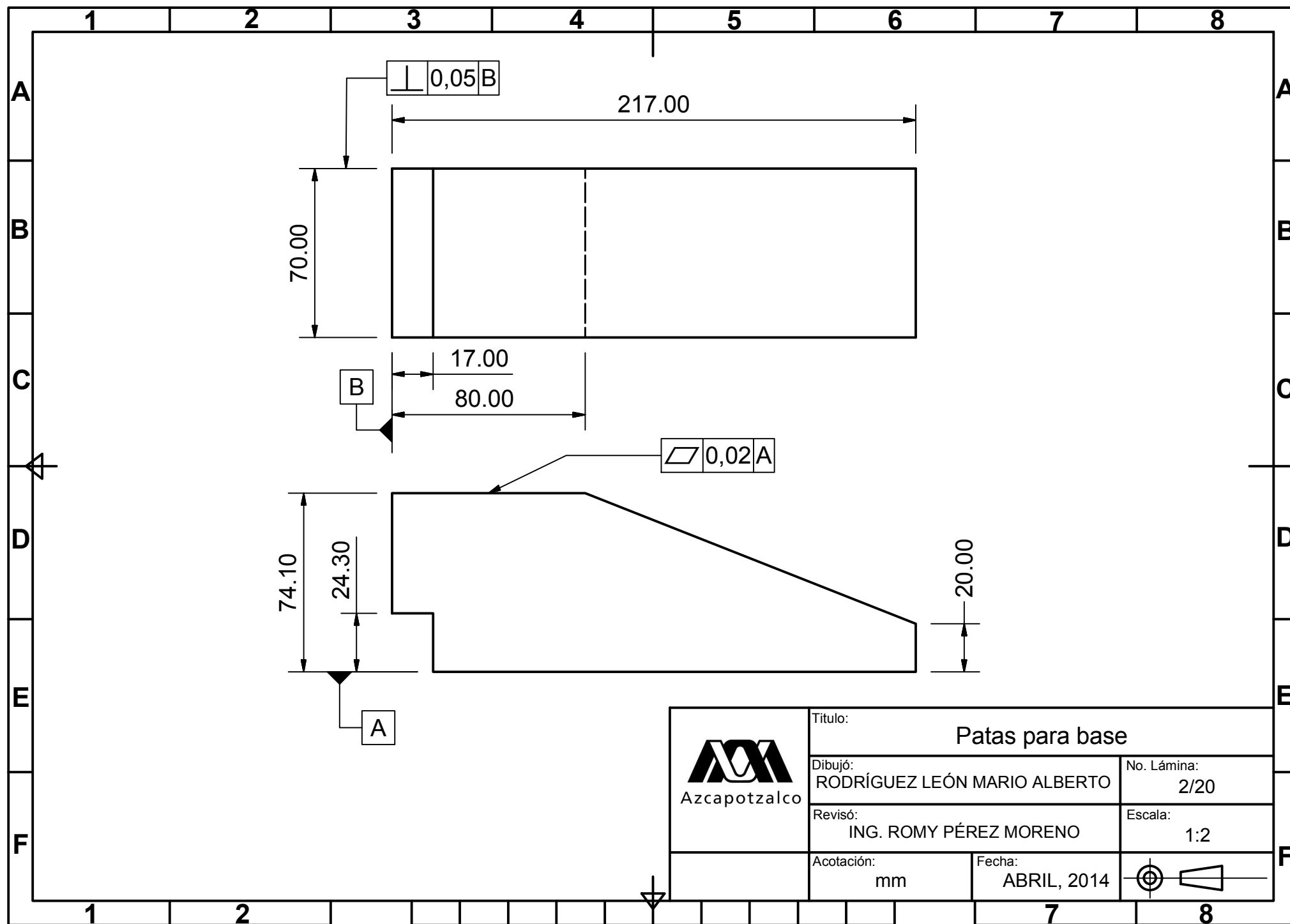
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

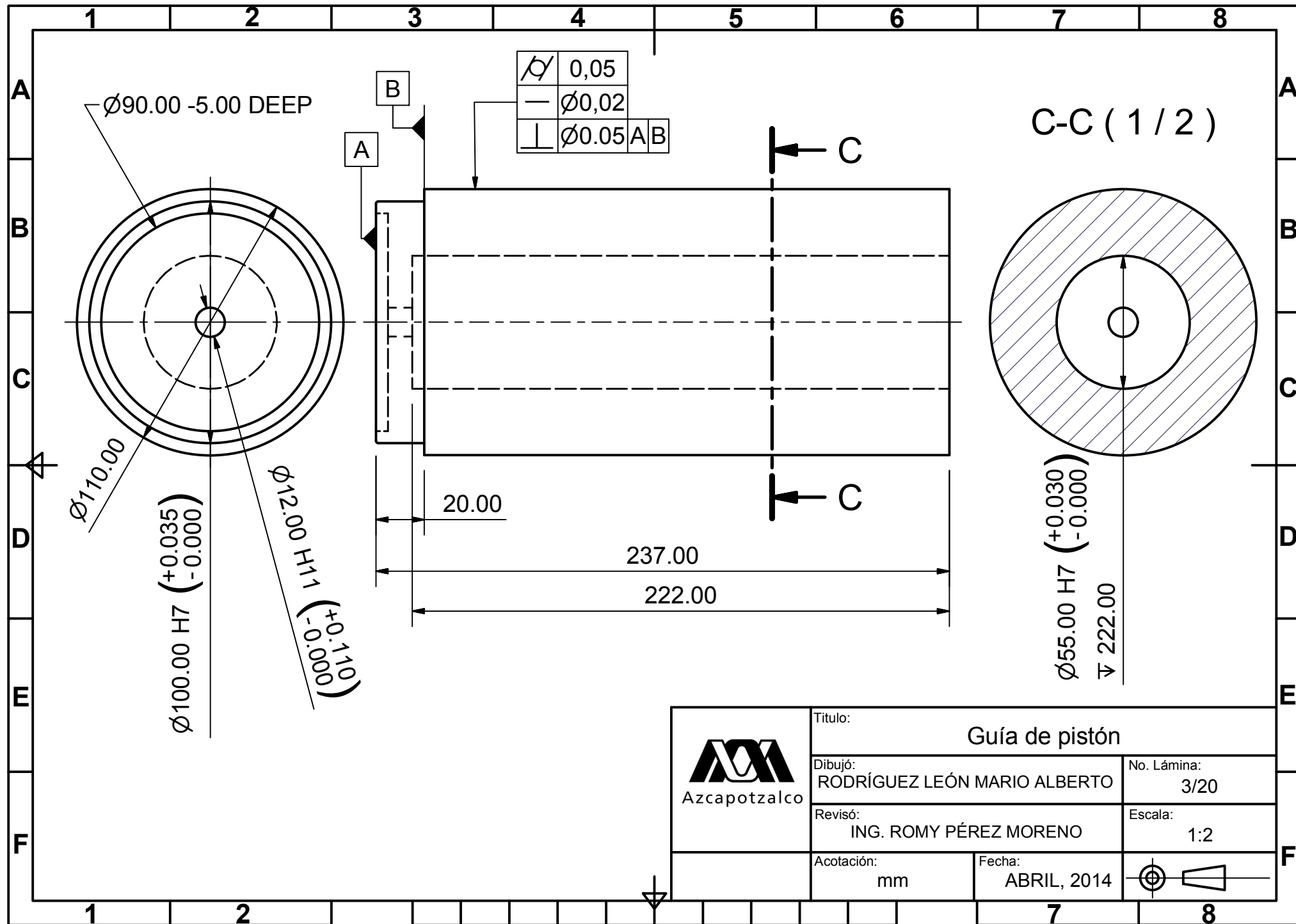
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK





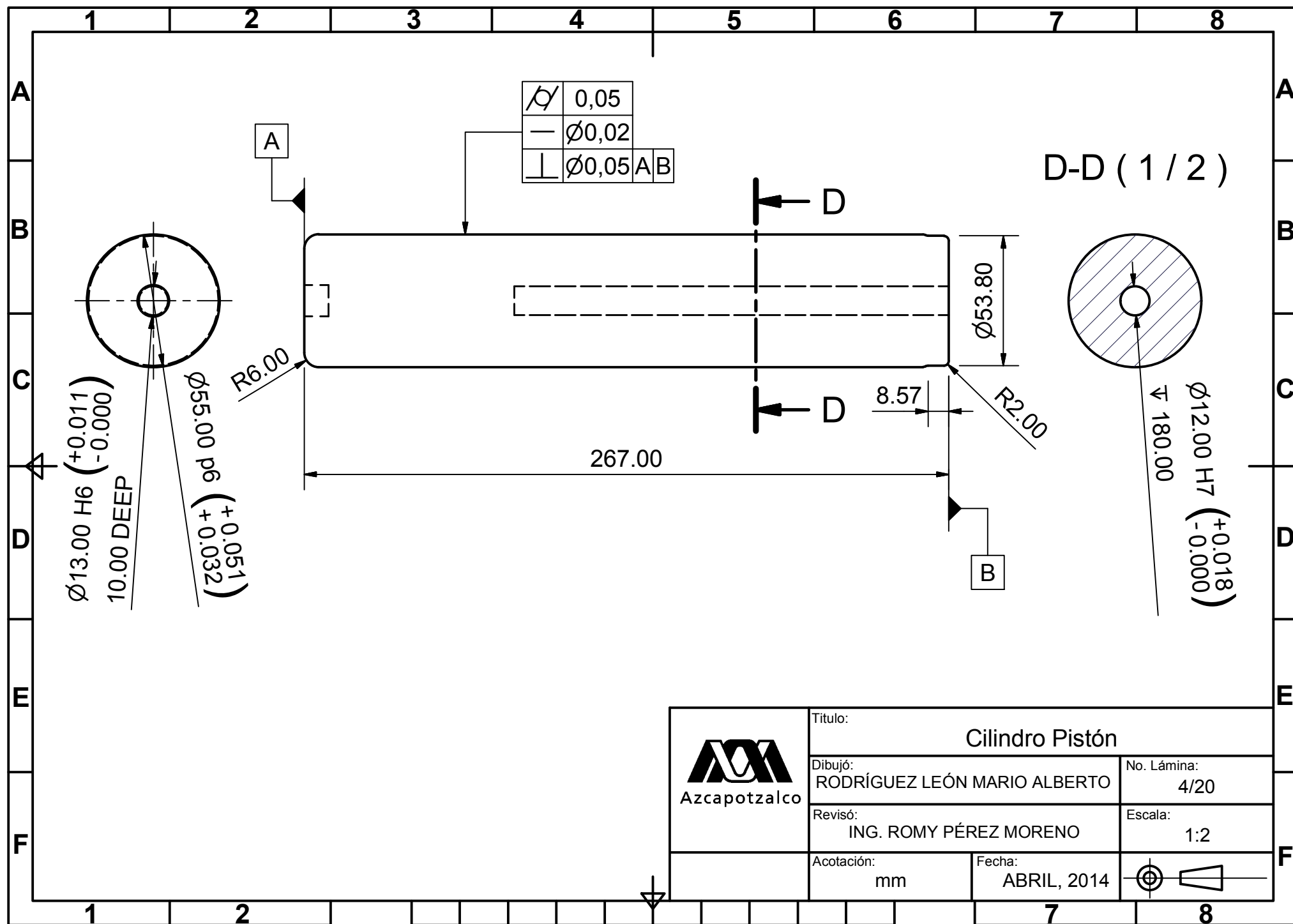
|   |   |   |
|---|---|---|
| <br>Azcapotzalco | Título: <b>Base</b>                     |   |
|   | Dibujó:<br>RODRÍGUEZ LEÓN MARIO ALBERTO | No. Lámina:<br>1/20   |
|   | Revisó:<br>ING. ROMY PÉREZ MORENO       | Escala:<br>1:2  |
| Acotación:<br>mm  | Fecha:<br>ABRIL, 2014                   |  |





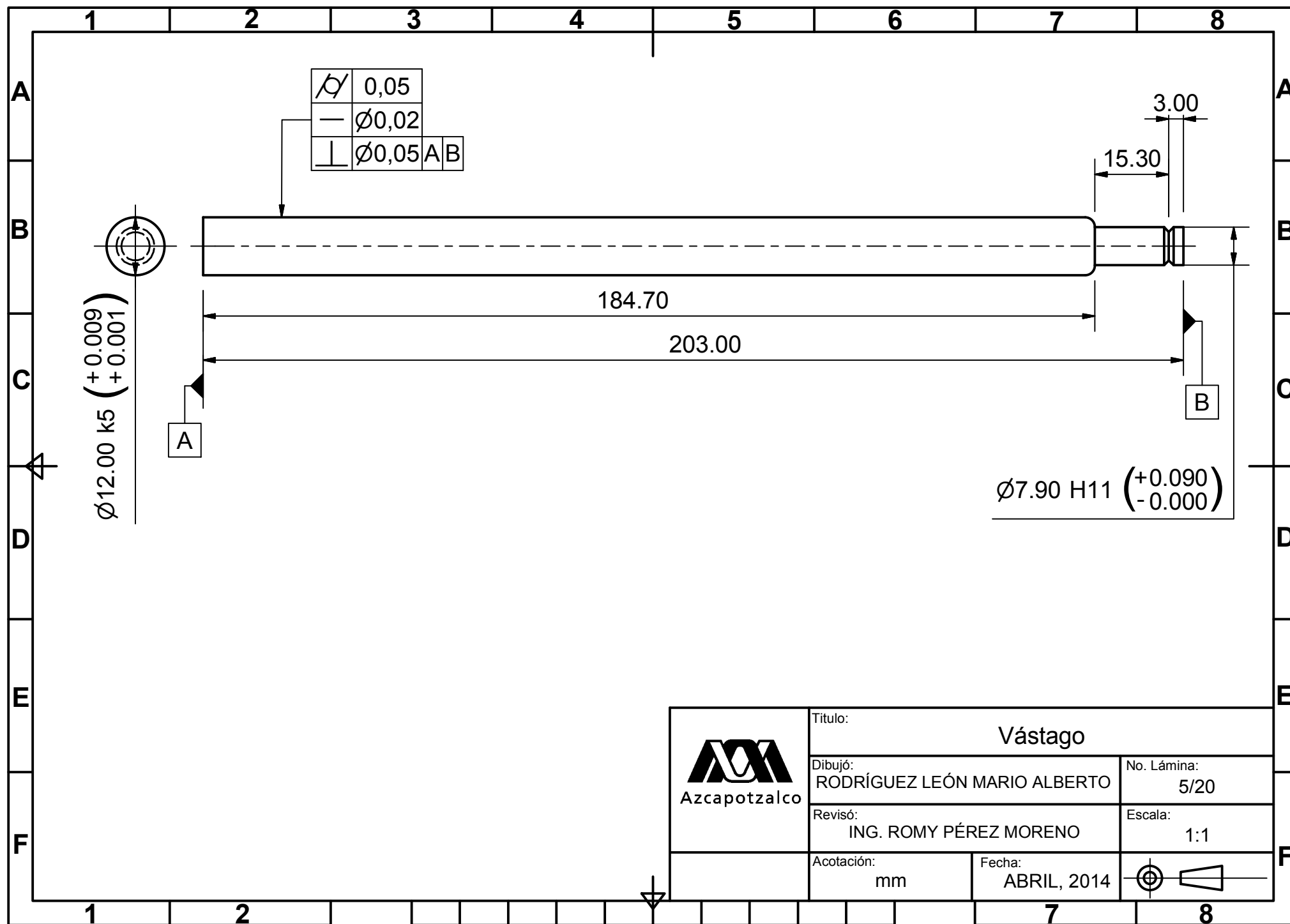


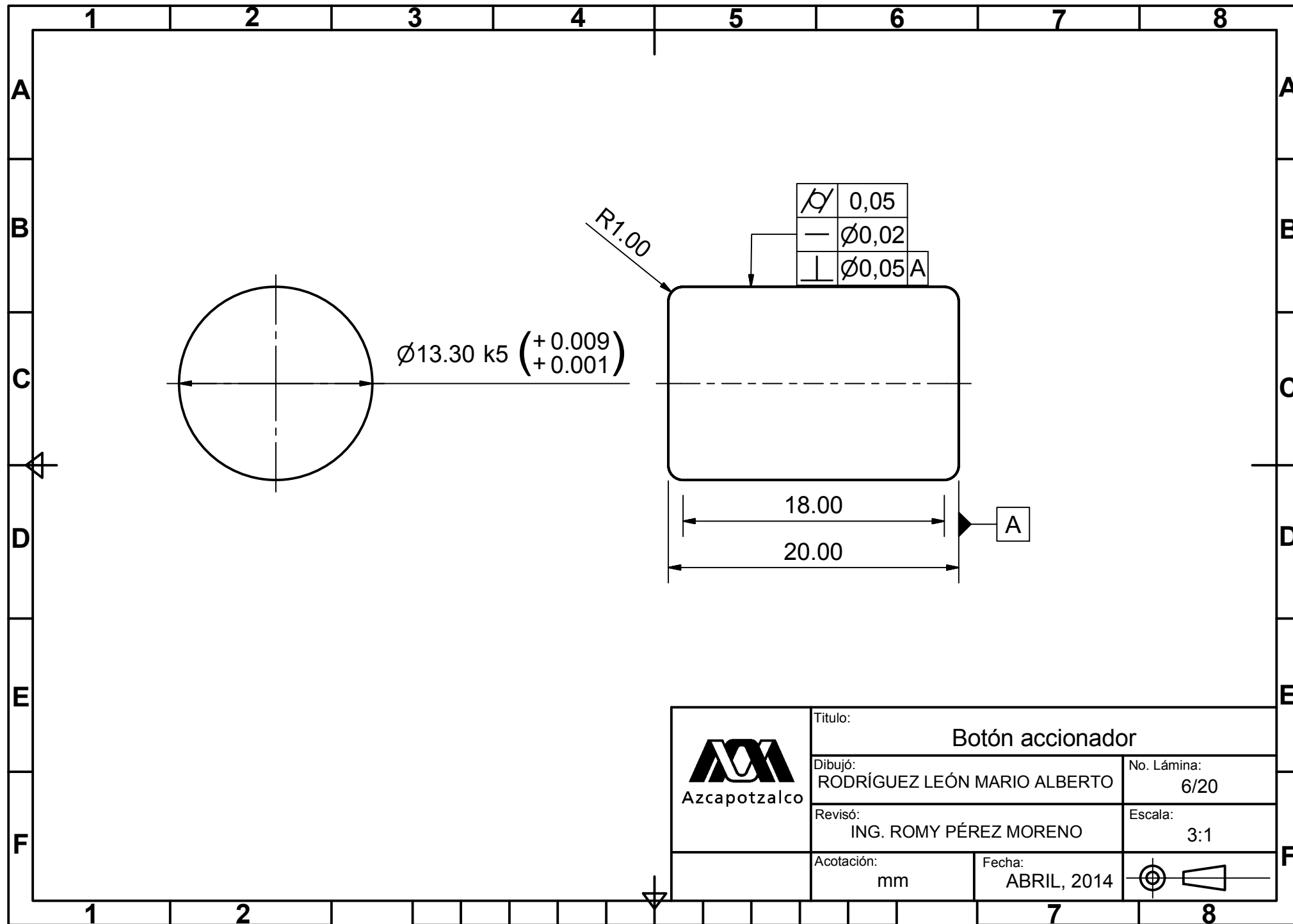
|   |   |   |
|---|---|---|
| <br>Azcapotzalco | Título:<br><b>Guía de pistón</b>        |   |
|   | Dibujó:<br>RODRÍGUEZ LEÓN MARIO ALBERTO | No. Lámina:<br>3/20   |
|   | Revisó:<br>ING. ROMY PÉREZ MORENO       | Escala:<br>1:2  |
| Acotación:<br>mm  | Fecha:<br>ABRIL, 2014                   |  |



PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

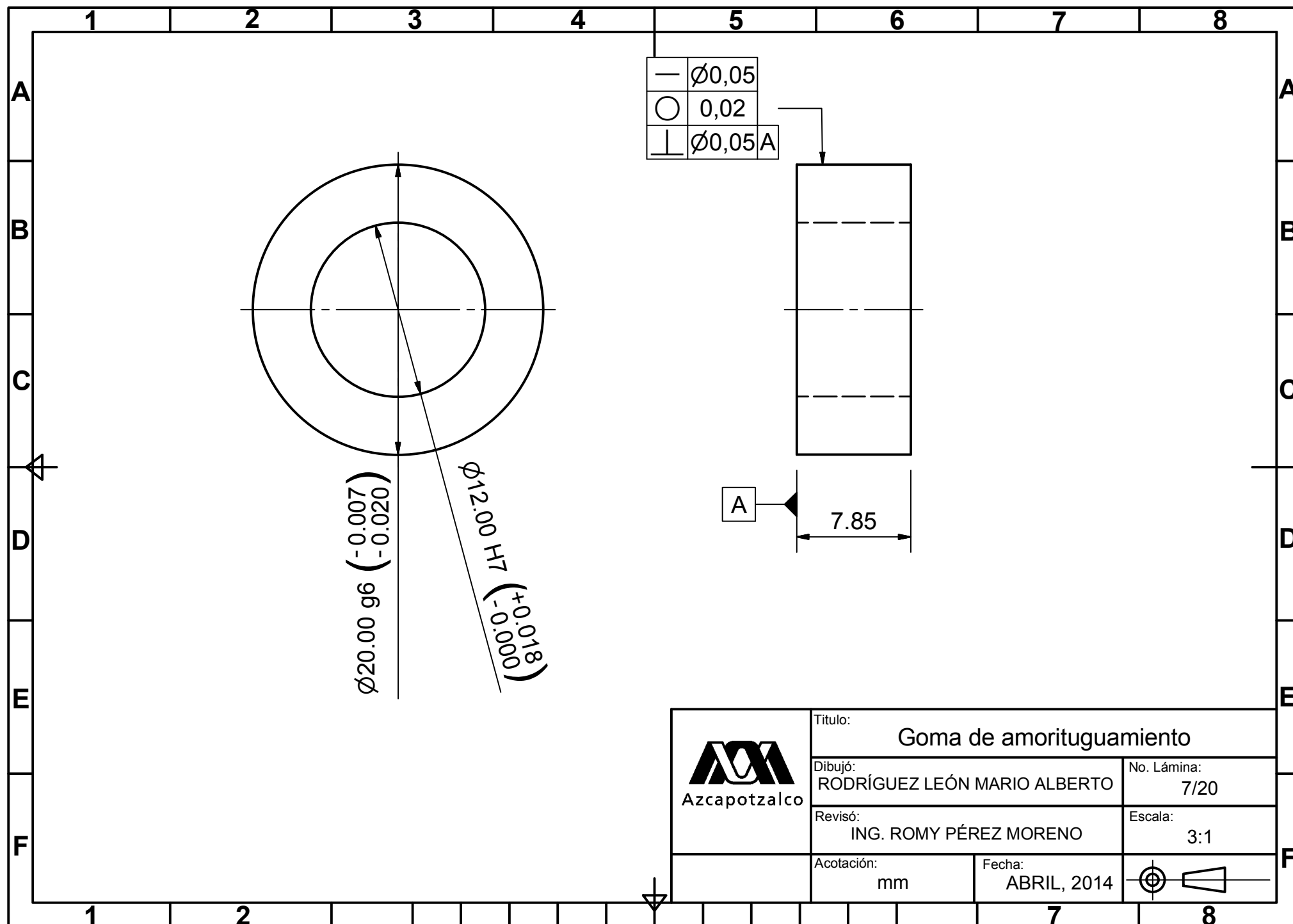
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK


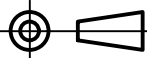




PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

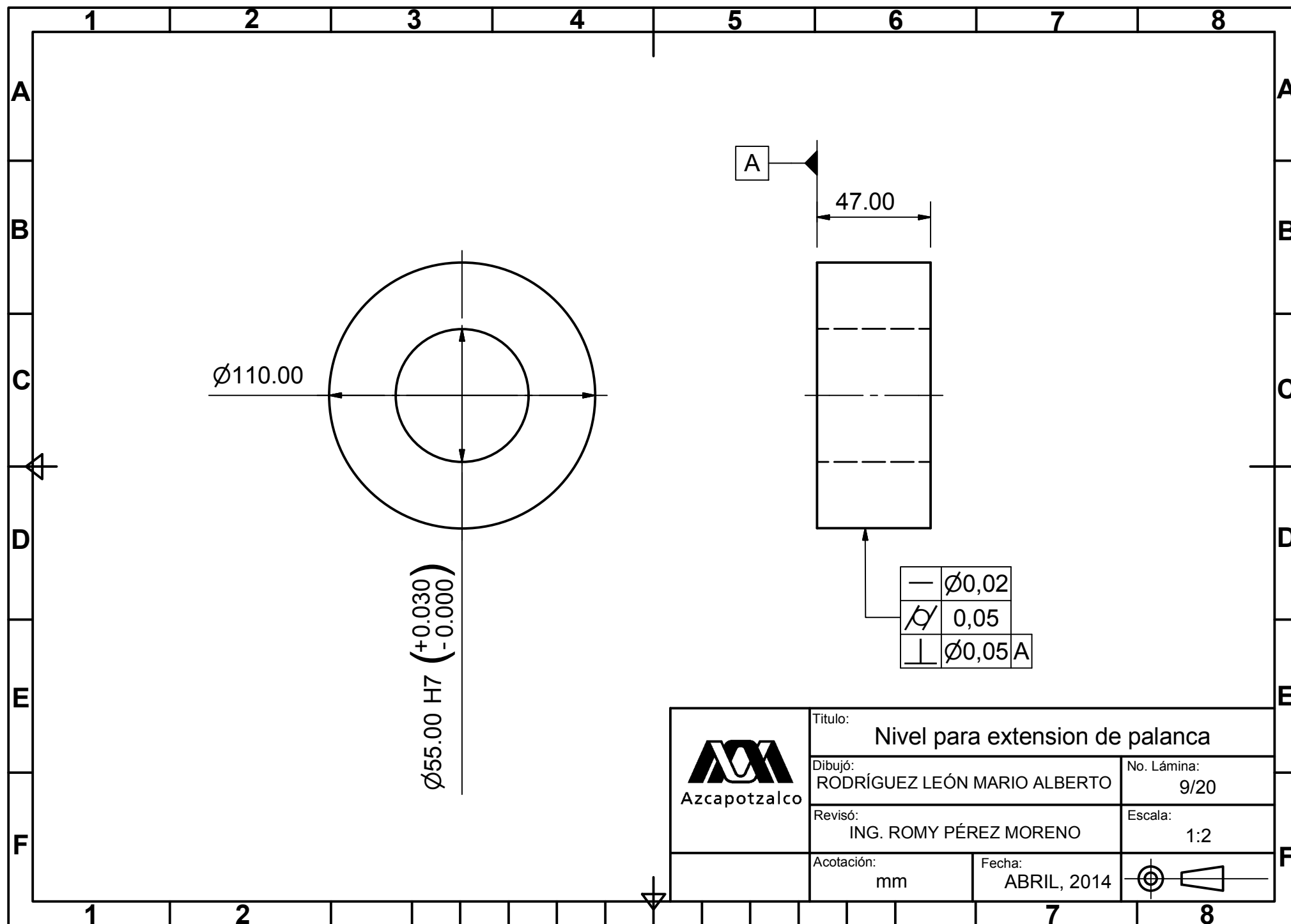
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

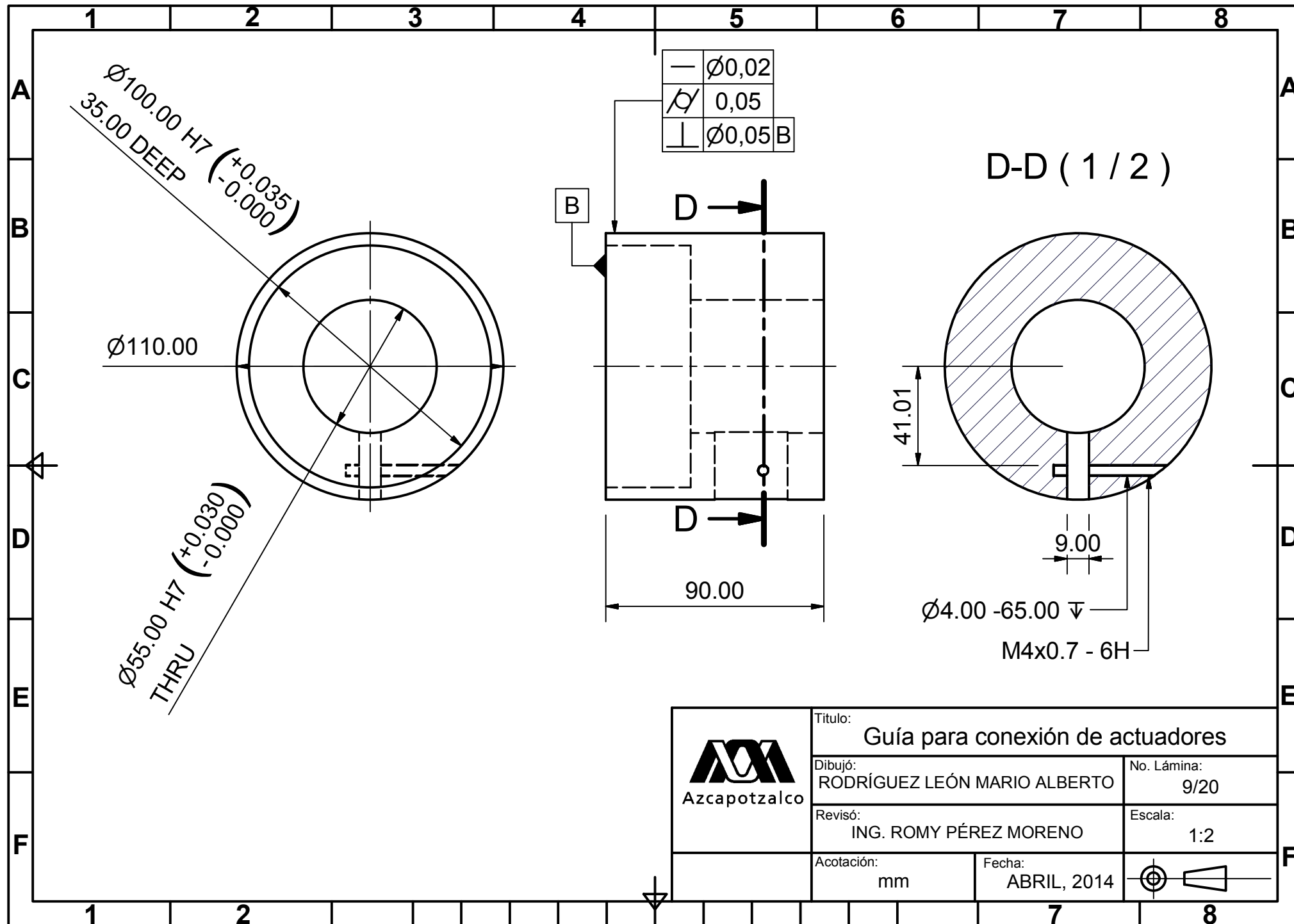


|   |   |   |
|---|---|---|
| <br>Azcapotzalco | Título:<br><b>Goma de amortiguamiento</b> |   |
|   | Dibujó:<br>RODRÍGUEZ LEÓN MARIO ALBERTO   | No. Lámina:<br>7/20   |
|   | Revisó:<br>ING. ROMY PÉREZ MORENO         | Escala:<br>3:1  |
| Acotación:<br>mm  | Fecha:<br>ABRIL, 2014                     |  |

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

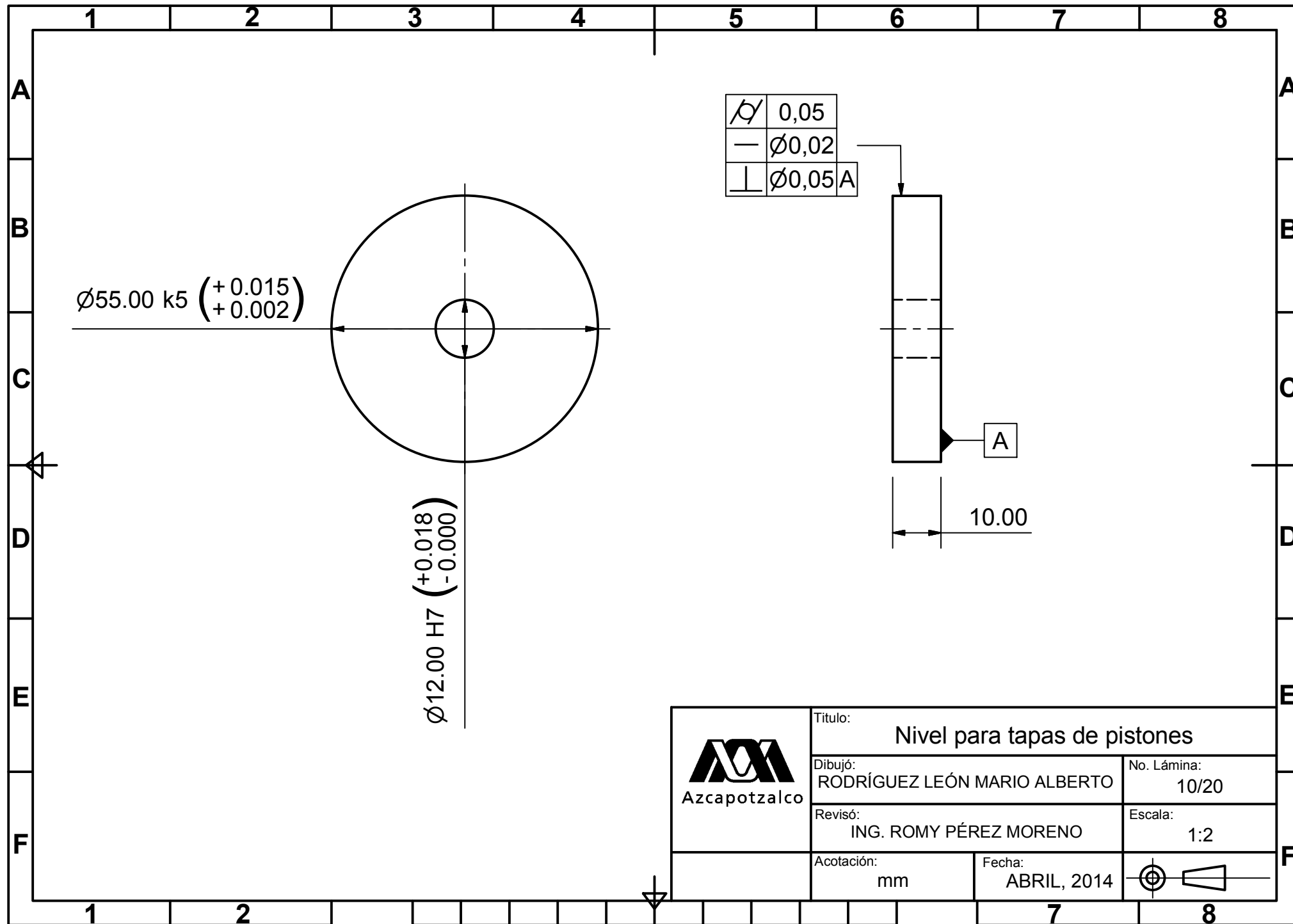






PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK






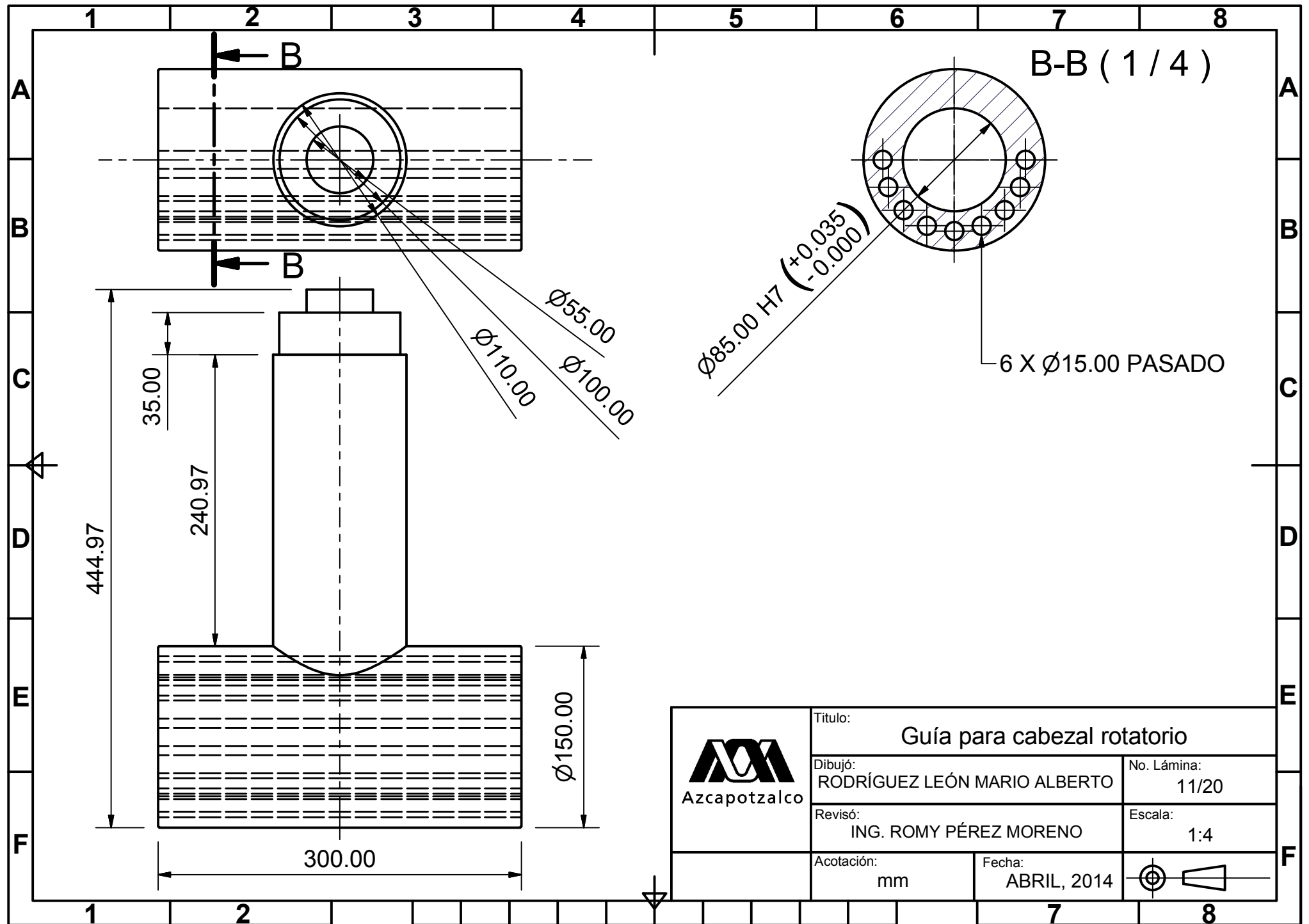
|                       |        |
|-----------------------|--------|
| $R_a$                 | 0,05   |
| $\ominus \varnothing$ | 0,02   |
| $\perp$               | 0,05 A |

$\varnothing 55.00 \text{ k5 } \left( \begin{matrix} +0.015 \\ +0.002 \end{matrix} \right)$

$\varnothing 12.00 \text{ H7 } \left( \begin{matrix} +0.018 \\ -0.000 \end{matrix} \right)$


10.00

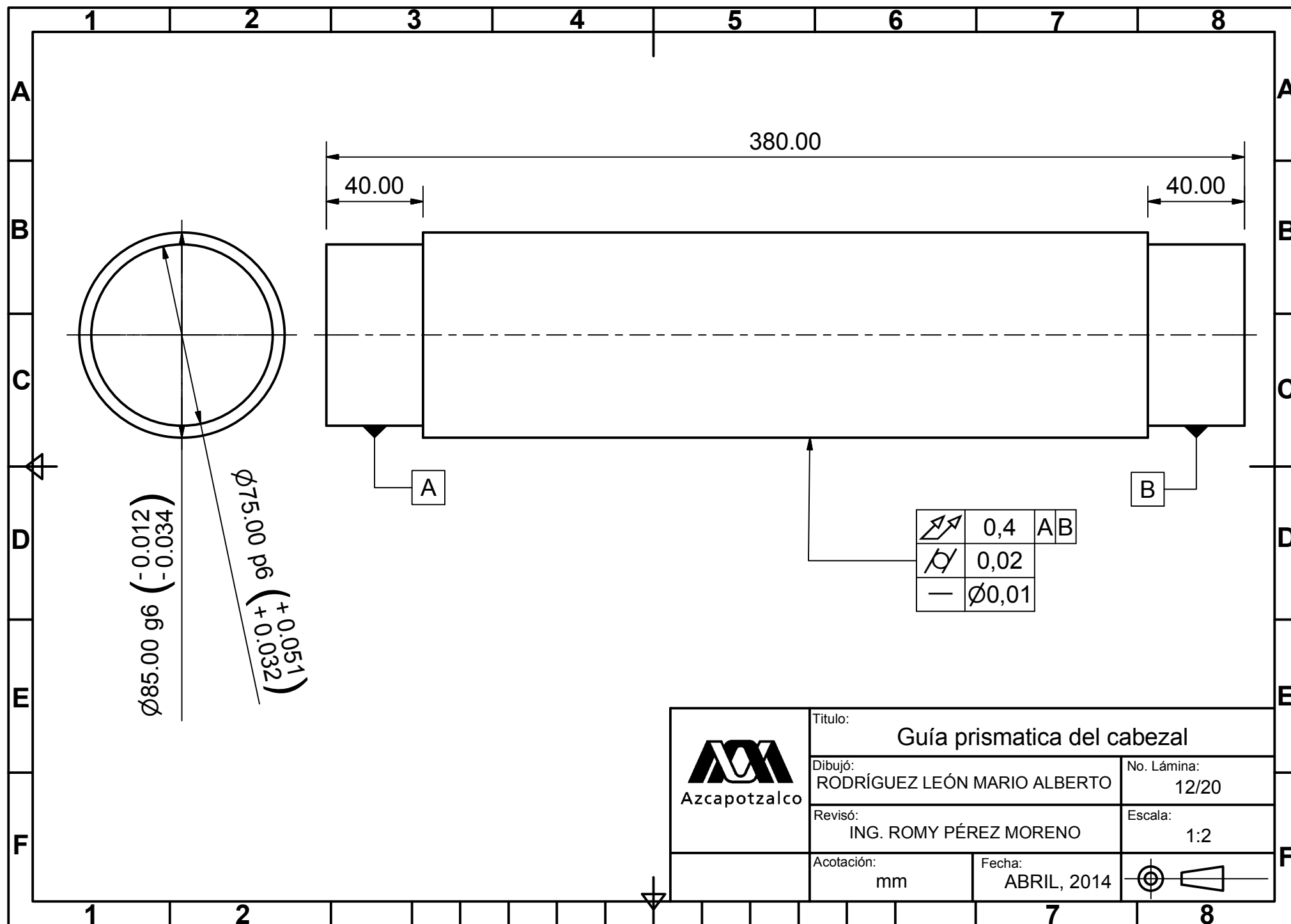
|   |   |   |
|---|---|---|
| <br>Azcapotzalco | Título: <b>Nivel para tapas de pistones</b> |   |
|   | Dibujó:<br>RODRÍGUEZ LEÓN MARIO ALBERTO     | No. Lámina:<br>10/20  |
|   | Revisó:<br>ING. ROMY PÉREZ MORENO           | Escala:<br>1:2  |
| Acotación:<br>mm  | Fecha:<br>ABRIL, 2014                       |   |


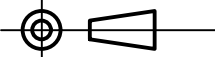


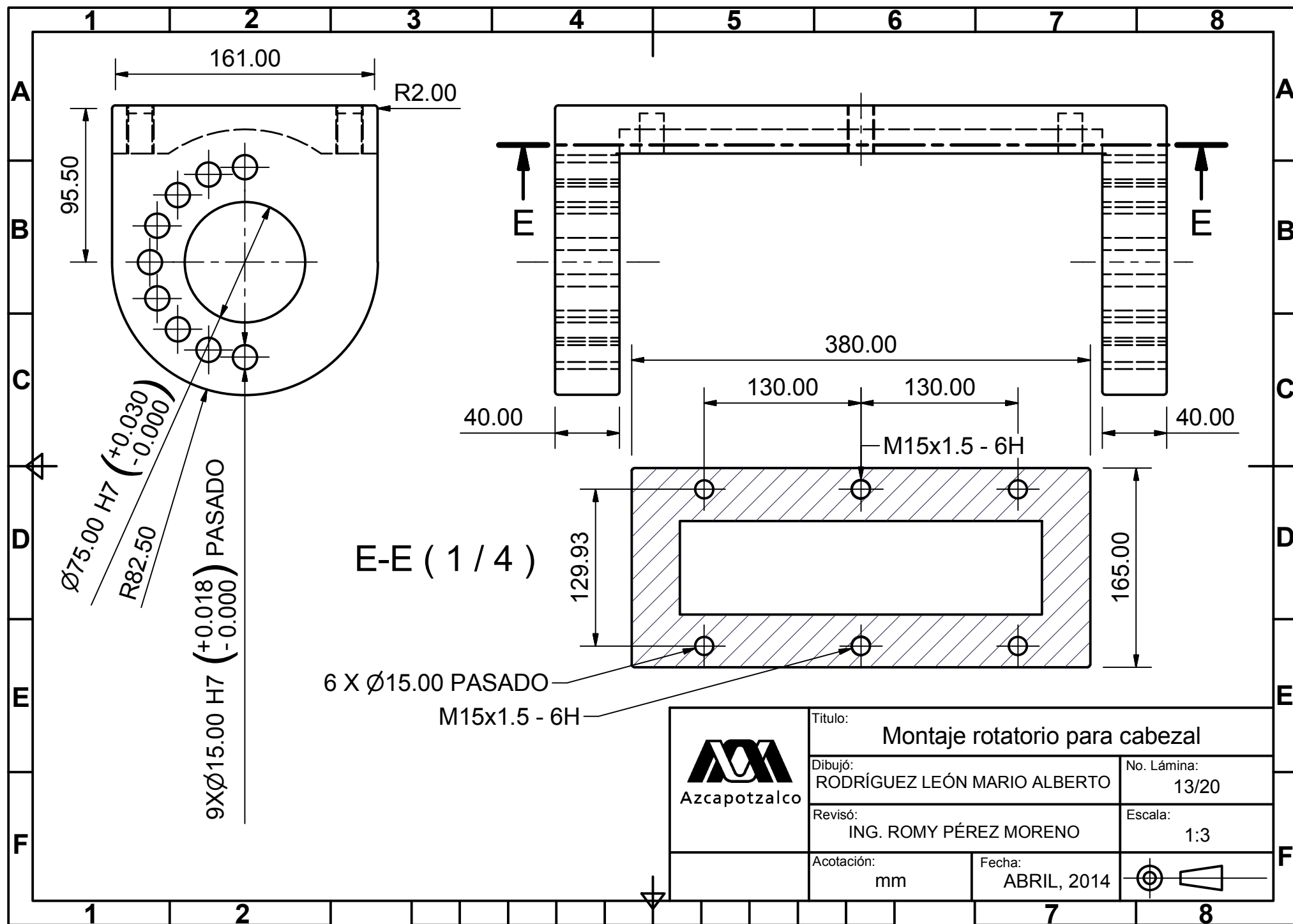
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK


PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

|   |   |                       |
|---|---|-----------------------|
| <br>Azcapotzalco | Título:<br><b>Guía para cabezal rotatorio</b> |                       |
|   | Dibujó:<br>RODRÍGUEZ LEÓN MARIO ALBERTO       | No. Lámina:<br>11/20  |
|   | Revisó:<br>ING. ROMY PÉREZ MORENO             | Escala:<br>1:4        |
|   | Acotación:<br>mm                              | Fecha:<br>ABRIL, 2014 |

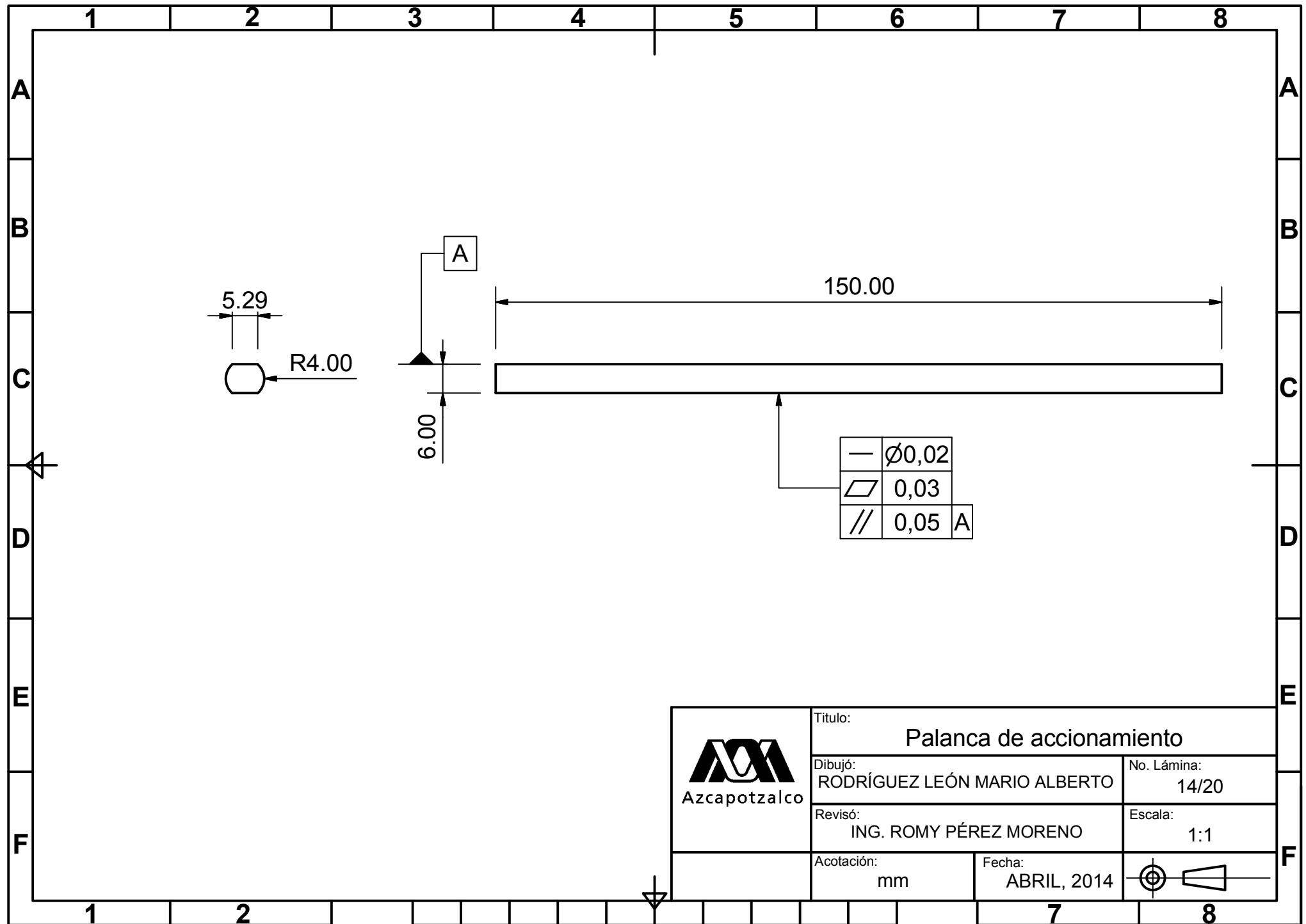



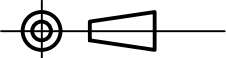
|   |   |   |
|---|---|---|
| <br>Azcapotzalco | Título:<br><b>Guía prismatica del cabezal</b> |   |
|   | Dibujó:<br>RODRÍGUEZ LEÓN MARIO ALBERTO       | No. Lámina:<br>12/20  |
|   | Revisó:<br>ING. ROMY PÉREZ MORENO             | Escala:<br>1:2  |
| Acotación:<br>mm  | Fecha:<br>ABRIL, 2014                         |  |



|   |   |                       |
|---|---|-----------------------|
| <br>Azcapotzalco | Título: <b>Montaje rotatorio para cabezal</b> |                       |
|   | Dibujó:<br>RODRÍGUEZ LEÓN MARIO ALBERTO       | No. Lámina:<br>13/20  |
|   | Revisó:<br>ING. ROMY PÉREZ MORENO             | Escala:<br>1:3        |
|   | Acotación:<br>mm                              | Fecha:<br>ABRIL, 2014 |

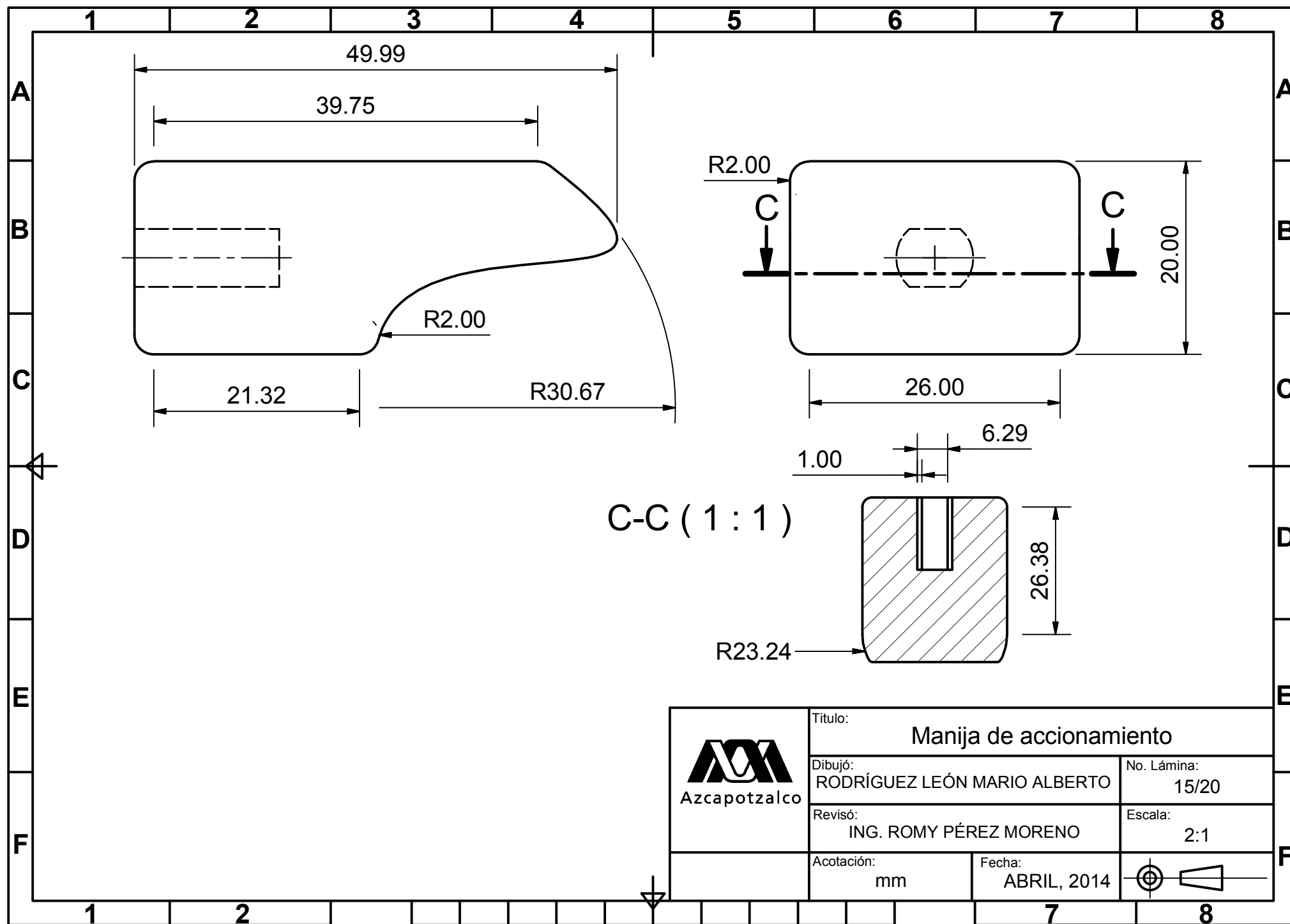





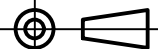
|   |  |   |
|---|--|---|
| <br>Azcapotzalco | Título:<br><b>Palanca de accionamiento</b> |   |
|   | Dibujó:<br>RODRÍGUEZ LEÓN MARIO ALBERTO    | No. Lámina:<br>14/20  |
|   | Revisó:<br>ING. ROMY PÉREZ MORENO          | Escala:<br>1:1  |
| Acotación:<br>mm  | Fecha:<br>ABRIL, 2014                      |  |

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

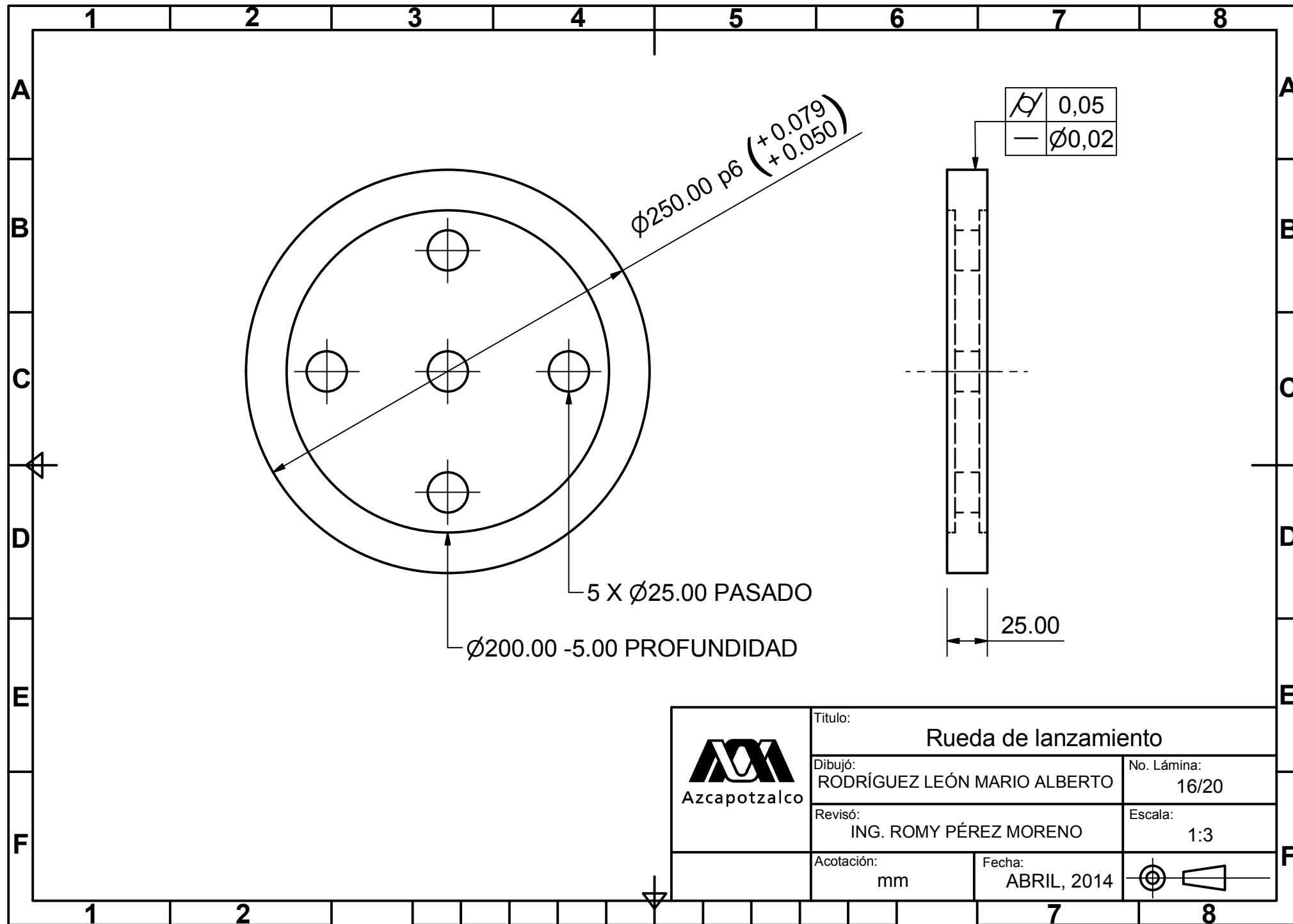


|   |   |                       |
|---|---|-----------------------|
| <br>Azcapotzalco | Título: <b>Manija de accionamiento</b>  |                       |
|   | Dibujó:<br>RODRÍGUEZ LEÓN MARIO ALBERTO | No. Lámina:<br>15/20  |
|   | Revisó:<br>ING. ROMY PÉREZ MORENO       | Escala:<br>2:1        |
|   | Acotación:<br>mm                        | Fecha:<br>ABRIL, 2014 |



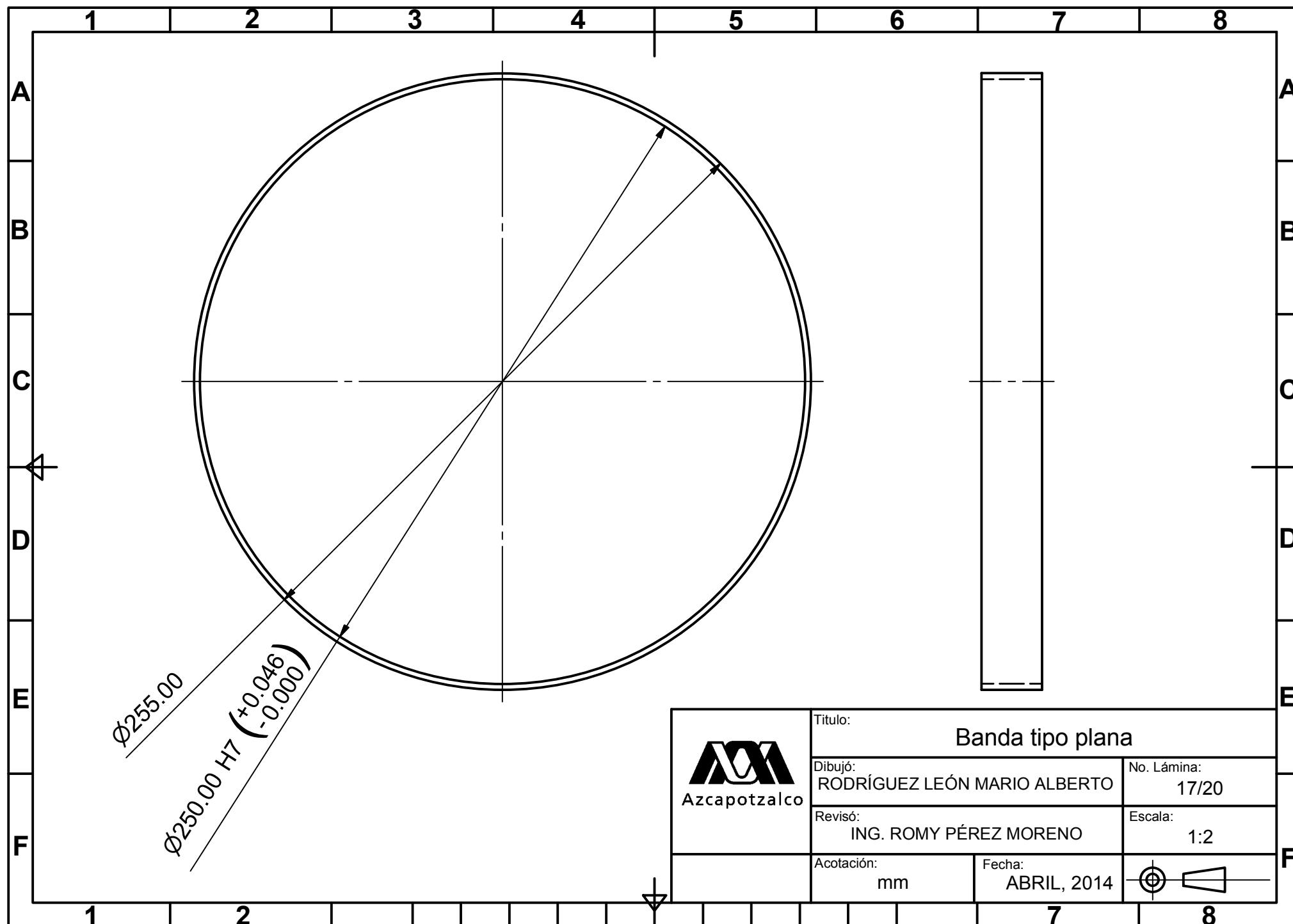
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK


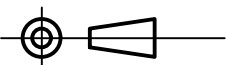
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK



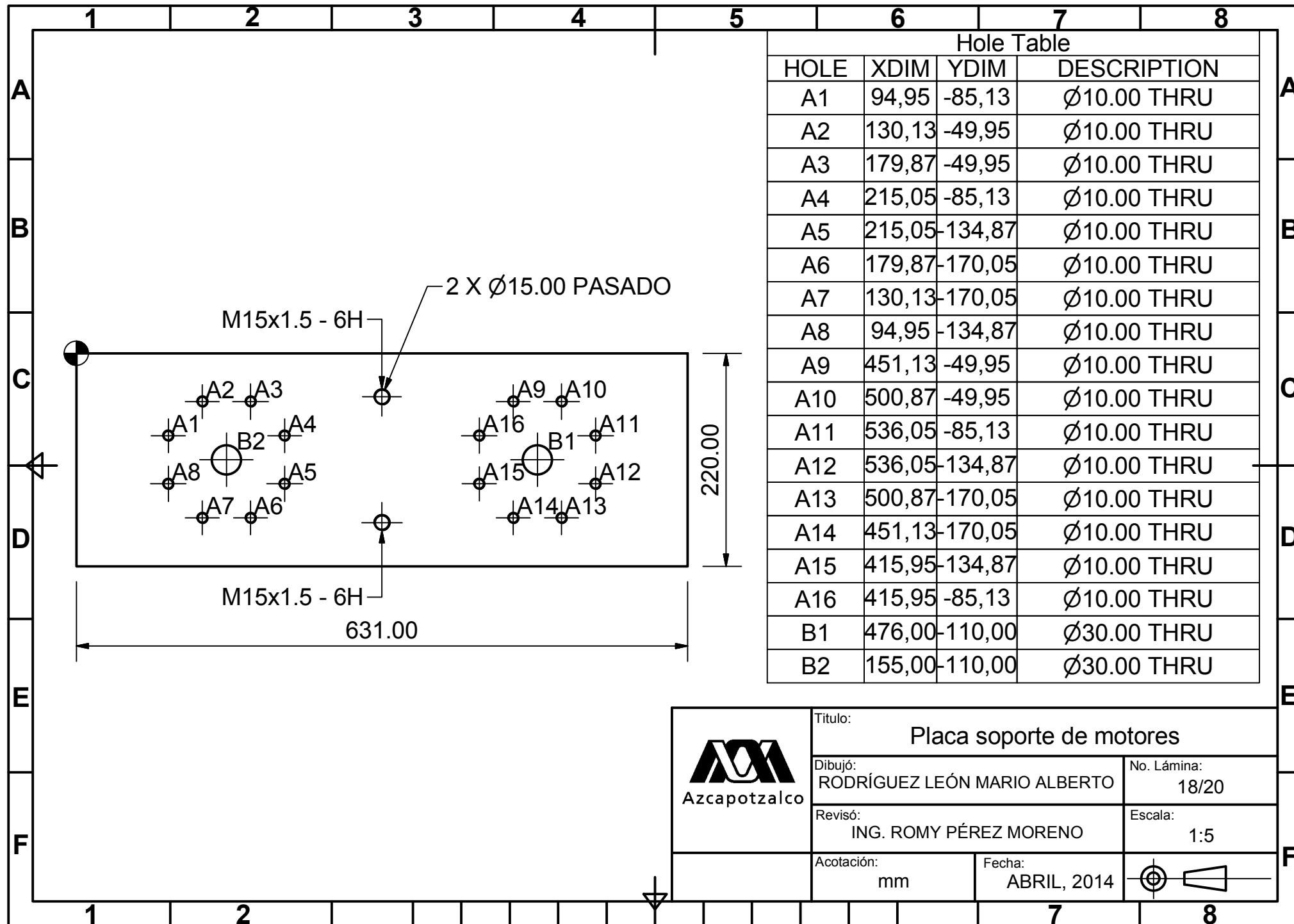
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK


PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

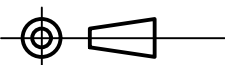


|   |   |   |
|---|---|---|
| <br>Azcapotzalco | Título:<br><b>Banda tipo plana</b>      |   |
|   | Dibujó:<br>RODRÍGUEZ LEÓN MARIO ALBERTO | No. Lámina:<br>17/20  |
|   | Revisó:<br>ING. ROMY PÉREZ MORENO       | Escala:<br>1:2  |
| Acotación:<br>mm  | Fecha:<br>ABRIL, 2014                   |  |



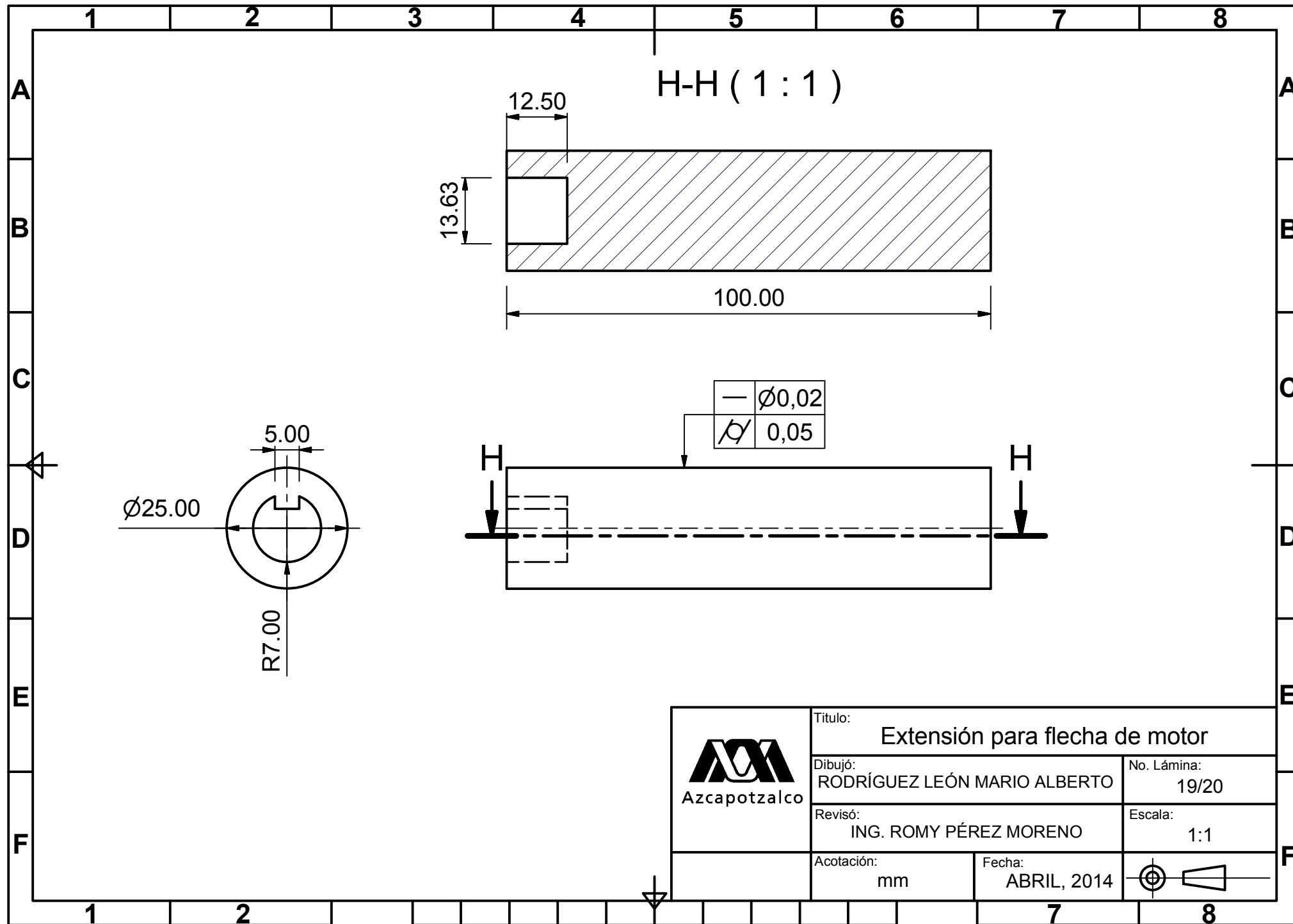


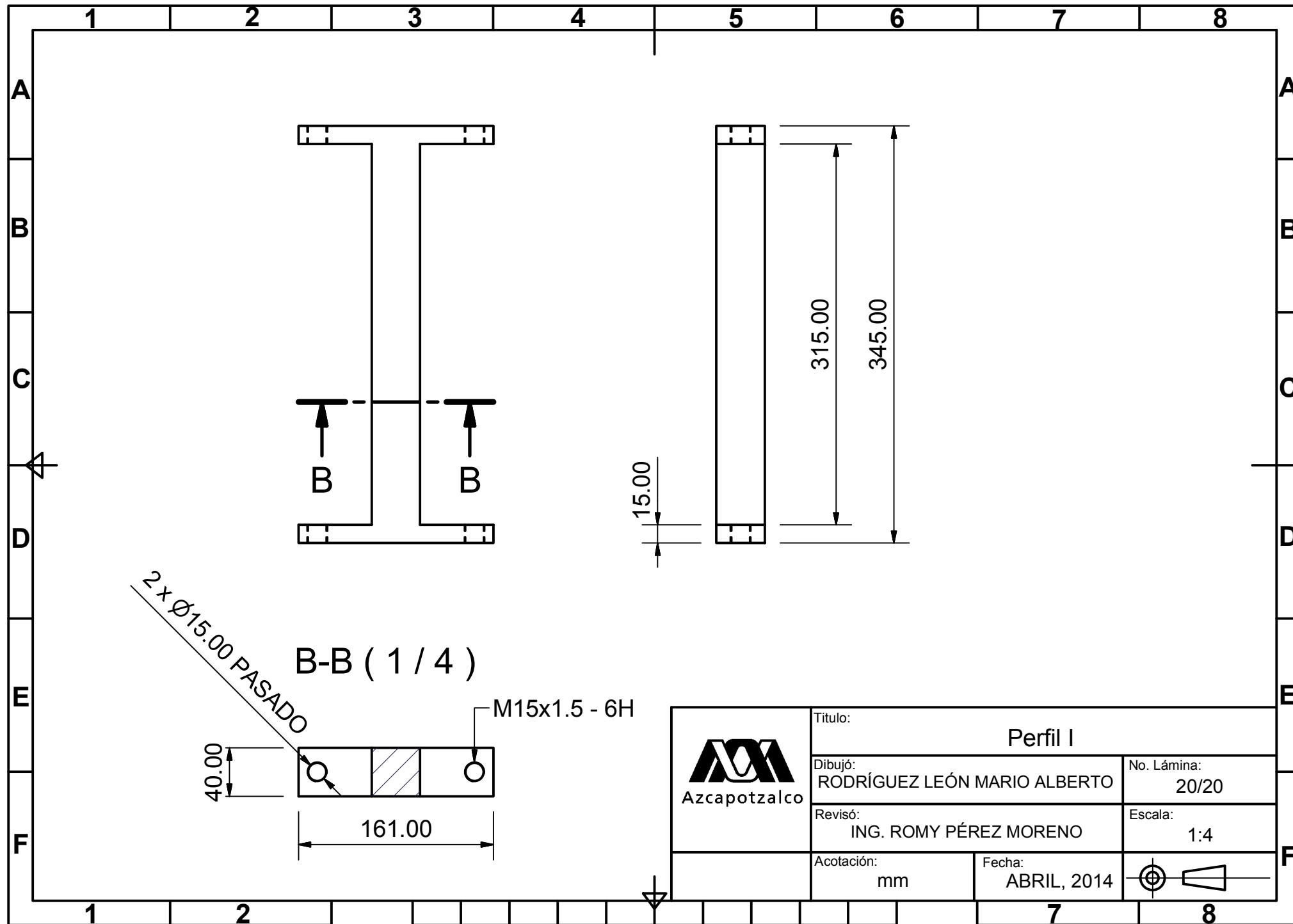
|   |  |                       |
|---|--|-----------------------|
| <br>Azcapotzalco | Título:<br><b>Placa soporte de motores</b> |                       |
|   | Dibujó:<br>RODRÍGUEZ LEÓN MARIO ALBERTO    | No. Lámina:<br>18/20  |
|   | Revisó:<br>ING. ROMY PÉREZ MORENO          | Escala:<br>1:5        |
|   | Acotación:<br>mm                           | Fecha:<br>ABRIL, 2014 |




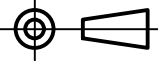
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK



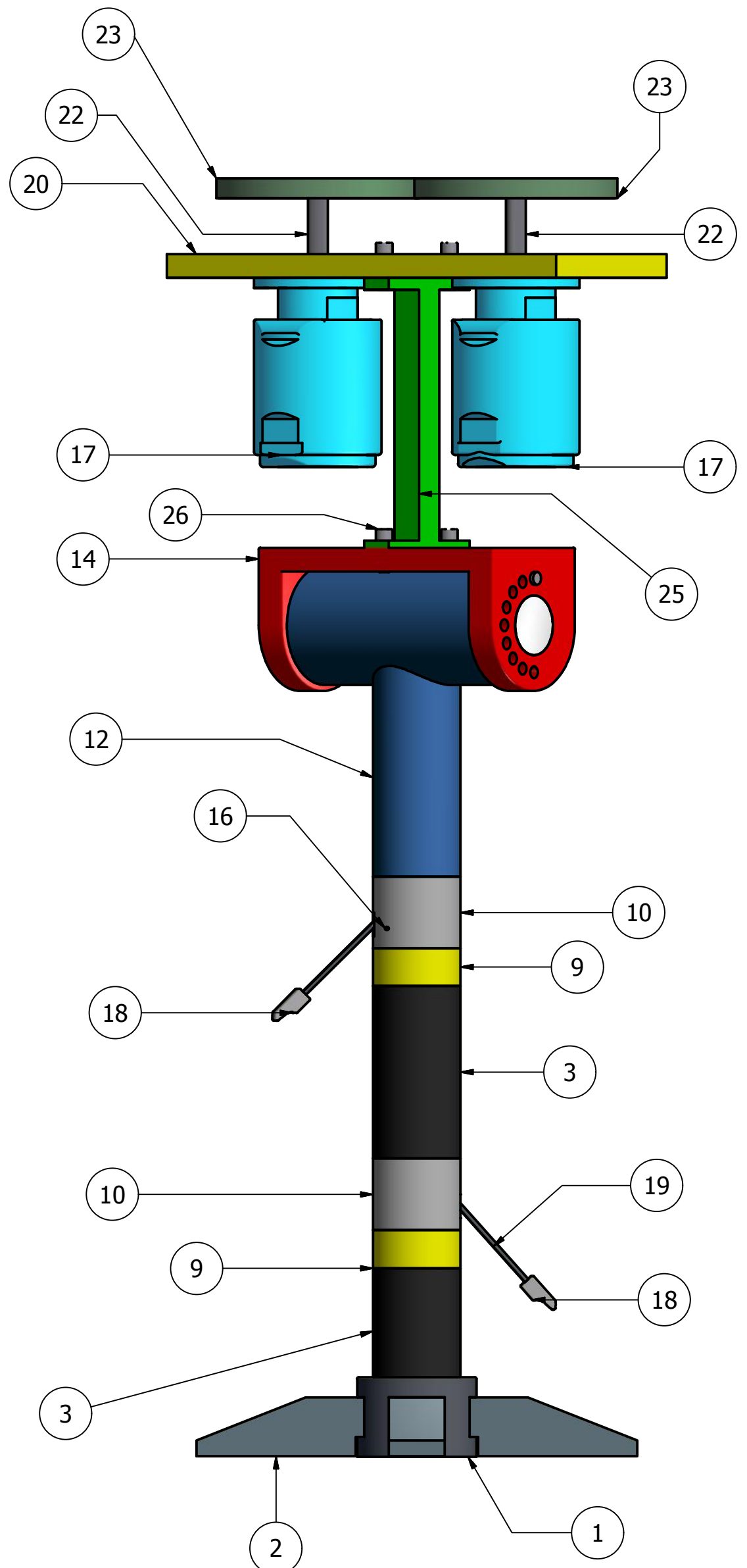



|   |   |                       |
|---|---|-----------------------|
| <br>Azcapotzalco | Título:<br><b>Perfil I</b>              |                       |
|   | Dibujó:<br>RODRÍGUEZ LEÓN MARIO ALBERTO | No. Lámina:<br>20/20  |
|   | Revisó:<br>ING. ROMY PÉREZ MORENO       | Escala:<br>1:4        |
|   | Acotación:<br>mm                        | Fecha:<br>ABRIL, 2014 |



LISTA DE PIEZAS

| ELEMENTO | CTDAD | Nº DE PIEZA                                      |
|----------|-------|--|
| 1        | 1     | 1_BASE_REAL                                      |
| 2        | 4     | 1_BASE_REAL_PATAS                                |
| 3        | 2     | 3_SOPORTE_PISTON                                 |
| 4        | 2     | 4_CILINDRO_PISTON                                |
| 5        | 2     | 5_VASTAGO_PISTON                                 |
| 6        | 2     | 6_BOTON_ACCIONADOR                               |
| 7        | 1     | 7_BALINES_PISTON                                 |
| 8        | 2     | 8_GOMA_AMORTIGUAMIENTO                           |
| 9        | 2     | 9_SOPORTE_PALANCA                                |
| 10       | 2     | 10_2_CONEXIÓN_CILINDROS_PISTON                   |
| 11       | 2     | ASME B18.21.2M - 6 - Tipo B                      |
| 12       | 1     | poste 1 ensamble manublio                        |
| 13       | 1     | 14_GUÍA_PRISMÁTICA_CABEZAL                       |
| 14       | 1     | 15_REVOLUTA_CABEZAL                              |
| 15       | 2     | RASM4-9-9 ZI                                     |
| 16       | 2     | ISO 4029 - M4 x 20                               |
| 17       | 2     | MOTOR_CA   |
| 18       | 2     | 17_MANIJA  |
| 19       | 2     | 16_PALANCA                                       |
| 20       | 1     | 22_SOPORTE_MOTORES                               |
| 21       | 2     | 19_RUEDA   |
| 22       | 2     | 23_EXTENSIÓN_EJE                                 |
| 23       | 2     | 20_CINTA_CAUCHO                                  |
| 24       | 2     | Pilot pin - Type B 13 x 12 x 63 JB/T 7647.2-2008 |
| 25       | 1     | 25_I   |
| 26       | 1     | DIN 912 - M14 x 1.5 x 40                         |
| 27       | 1     | DIN 912 - M14 x 1.5 x 35                         |
| 28       | 2     | DIN 912 - M14 x 1.5 x 45                         |



|  |                                       |   |                      |
|--|---------------------------------------|---|----------------------|
| Diseño de<br>MARIO RODRIGUEZ   | Revisado por<br>ING.ROMY PÉREZ MORENO | Aprobado por<br>PÉREZ MORENO                          | FECHA<br>ABRIL, 2014 |
| <br>Azcapotzalco |                                       | LISTA DE PARTES - MÁQUINA LANZA PELotas<br>ISOMETRICO |                      |
|  |                                       | Edición   | Hoja<br>0            |

# Capítulo 5

## *Conclusiones*

Se requiere hacer una combinación del desarrollo de conceptos fundamentales con la especificación práctica de componentes, ya que el diseño mecánico es una tarea compleja que requiere muchas habilidades, será necesario subdividir relaciones complejas en una serie de tareas simples, primero se debe adentrar en el diseño en general, ubicando las posibles soluciones a las necesidades requeridas por el problema que se desea resolver. La situación más evidente en cualquier clase de diseño mecánico es que sea confiable, seguro y funcional, donde estarán presente constantes iteraciones para poder llegar a una toma de decisiones; en pocas palabras diseñar es formular un plan para satisfacer una necesidad específica o resolver un problema en particular.

Al iniciar dividí en una serie de grupos o partes siendo esta más sencilla para la solución; la primer parte que fue la estructura o el esqueleto dentro del cual estarían posicionados cada uno de elementos diseñados, esta parte llevaba la mayor responsabilidad ya que siendo la estructura que soportaría el peso total de los elementos actuantes, se tomo la decisión de utilizar los denominados ajustes y aprietes manejados en la UEA de Metrología, siendo estas tablas la mejor herramienta para poder determinar que la estructura estaría en todo momento cumpliendo con su rigidez sin efectuar alguna deformación, siempre y cuando el material que se utilice para su fabricación sea el adecuado, tal es el caso como del acero que contiene carbono, seleccionado por su alta resistencia, teniendo un modulo de elasticidad bastante seguro para el diseño.

La segunda parte se adentro a la selección de un actuador lineal, ya que en la vida cotidiana es seguro cruzarnos con almenos dos elementos de esta familia, al abrir las puertas del pesero como medio de transporte o simplemente utilizar una silla de escritorio capaz de poder soportar nuestro propio peso sin deformarse, es por ello que surgió el interés de adecuar un cilindro pistón con gas comprimido dentro de nuestro proyecto, dándonos un gran alcance en la movilidad vertical, ya que estos cilindros no presentan un costo elevado, son confiables y seguros; el dimensionamiento fue definido por los conocimientos adquiridos en la UEA de Dispositivos Neumáticos, pudiendo seleccionar de un catalogo comercial un cilindro pistón muy parecido al de la silla de escritorio, con solo variar la carga y la carrera en la extensión, resolviendo el problema del desplazamiento vertical de una manera segura, eficiente y poca voluminosa.

Finalmente la tercer parte que fue seleccionar el equipo adecuado para a rodar una pelota con dimensiones estándar de beisbol, se pudo observar que los motores eléctricos son una muy buena alternativa para producir trabajo mecánico convertido de una alimentación eléctrica para lo cual fueron diseñados, existen varios tipos de motores, descritos por la Norma NEMA que especifica el contenido en la placa del motor y el tipo de carcasa.

Una vez que nos empapamos de cierta información requerida para la selección de un motor, se propuso utilizar un motor de corriente alterna, estos motores nos permiten entre muchas características a favor poder variar la velocidad angular del motor accionándolo y controlándolo con circuitos eléctricos, tal es el caso del potenciómetro que es el elemento necesario para controlar la velocidad requerida por los objetivos del proyecto.

Siguiendo con la selección del tipo de motor eléctrico, se evaluaron dos equipos denominados comúnmente como motores de inducción jaula de ardilla, los cuales existen en su mayoría en todas las aplicaciones tanto industriales como en casa habitación, corroborando que un motor de corriente alterna, con su sistema de accionamiento electrónico, exige una gran cantidad de demanda de voltaje, el cual sería imposible tener en una instalación eléctrica típica fuera de la industria, tales como lo son en el hogar; así mismo fue un criterio de selección la velocidad en rpm que tiene cada motor, como también el torque que nos entrega para efectuar el trabajo con buena potencia, llegando a la conclusión que los motores que están presentes en el proyecto debían de ser de corriente alterna monofásicos los cuales demandan un rango de voltaje de entre los 120 y 220V, y no del tipo trifásico que demandan gran cantidad de voltaje estando entre los 380 a 480V.

# Capítulo 6

## *Trabajo a futuro*

1. Implementación del sistema en aplicaciones de interés y con beneficio.
2. Mejoramiento de diseño y materiales con fines de economizar y aumentar la eficiencia del sistema amplificador de fuerza.

# Referencias

- [1] <http://es.scribd.com/doc/97118458/Historia-de-Las-Maquinas-de-Lanzar>
- [2] <http://es.prmob.net/cabeceo-de-la-m%C3%A1quina/b%C3%A9isbol/tolva-1010420.html>
- [3] Norton, R. L., (2000). *Diseño de Maquinaria*. (2a. ed.) México, Editorial McGraw Hill.
- [4] Calero, P. R. y Carta, J. A. (2008). *Fundamentos de mecanismos y máquinas para ingenieros*.(1a.ed.), Editorial McGraw Hill, España.
- [5] Ramírez, C. A. (2013). *Cinemática de las máquinas*. Universidad Autónoma de San Luis Potosí.  
<http://ingenieria.uaslp.mx/web2010/Estudiantes/apuntes/Cinem>.
- [6] Pérez, M. R. y Carta, J. A. (2006). *Análisis de Mecanismos y Problemas Resueltos*.(2a. ed.), Editorial Alfaomega Grupo Editor, México.  
<http://ingenieria.uaslp.mx/web2010/Estudiantes/apuntes/Cinem>
- [7] Sánchez, S. R. (2008). *Conceptos y definiciones en cinemática*. Universidad de Huelva, España.  
<http://www.uhu.es/rafael.sanchez/ingenieriamaquinas/carpetaapuntes.htm/Apuntes>
- [8] Área de Ingeniería Mecánica (2006). *Glosario: Pares cinemáticos*. Universidad de Oviedo, España.  
<http://www.unioviado.es/DCIF/IMecanica/GestionCortizo/Metodolo>
- [9] Calero, P. R. y Carta, J. A. (2008). *Fundamentos de mecanismos y máquinas para ingenieros*. (1a.ed.), Editorial McGraw Hill, España.
- [10] El Prisma (2013). *Conceptos básicos de mecanismos*. El Prisma.  
<http://www.elprisma.com/apuntes/ingenieriaindustrial/mecanismosconceptos/>
- [11] International Organization for Standardization. *ISO 3321:1975 Fluid power systems and components -- Cylinder bores and piston rod diameters -- Inch series*.
- [12] Jones, Robert M. *Buckling of Bars, Plates, and Shells*. Bull Ridge Corporation, Blacksburg, Virginia, USA, 2006.
- [13] Pinches, Michael J. y Ashby, John G. *Power hydraulics*. London, Prentice Hall International, 1988.
- [14] Parker Hannifin Corporation. *Parker actuators products. Catalog 0106-3*. USA, 1995. Westermann. Georg & Co., Braunschweig. (1984). *Alrededor de las máquinas-herramienta*. Editorial reverté. S.A. España.
- [15] Albano, Luis. (2012). *Band Saw*.  
<http://micarpinteria.wordpress.com/2012/01/23/sierra-de-cintaband-saw/>
- [16] Villanueva, Pruneda Sergio y Ramos, Watanave Jorge. (1983). *Manual de métodos de fabricación metalmecánica*. (4a. ed.), Editorial Agt editor, S.A.. México.
- [17] C. Black, Chiles Vic, J. Lissaman, J. Martin. (2002). *Principios de ingeniería de manufactura*. Editorial CECSA. México.
- [18] C. Black, Chiles Vic, J. Lissaman, J. Martin. (2002). *Principios de ingeniería de manufactura*. Editorial CECSA. México.
- [19] Kalpakjian y Schmid. (2010). *Manufactura, Ingeniería y tecnología*. (4a. ed.), Editorial Pearson Hall. México.
- [20] Morgan, Robert. *La historia del corte por láser*.  
[http://www.ehowenespanol.com/historia-del-cortelaser-sobre\\_48321/](http://www.ehowenespanol.com/historia-del-cortelaser-sobre_48321/) [Accesado el día 29 de Noviembre de 2013].



- [21] Tecnología industrial (2002). *Procedimientos de unión: Soldadura*. <http://tecnologiafuentenueva.wikispaces.com/file/view/Soldadura.pdf>
- [22] Harper, Enriquez. (2008). *El ABC del control electrónico de las maquinas eléctricas*. Editorial Limusa S.A. de C.V. Grupo Noriega editores
- [23] Jones, Robert M. *Buckling of Bars, Plates, and Shells*. Bull Ridge Corporation, Blacksburg, Virginia, USA, 2006.
- [24] Eaton Fluid power. *Hydro-Line® Cylinders. Q6/HQ6/NQ6 Series Cylinders NFPA Interchangeable*. USA, Eaton Corporation, 2001.

# Anexos

## *CATALOGOS COMERCIALES DE MOTORES ELÉCTRICOS*

Motores monofásicos



# Motores tipo 1RF3 NEMA 56

## Información general

### Normas

El programa de fabricación de nuestros motores monofásicos en armazon 56 de inducción "Jaula de Ardilla" cumple con lo establecido en la publicación:

### Datos eléctricos

#### Tensión y frecuencia.

Los motores pueden operarse a plena carga en redes eléctricas, en las que a frecuencia nominal la tensión varía + 10% de la nominal.

#### Tensiones nominales:

127 V, 60 Hz.  
220 V, 60 Hz.

### Potencia

La potencia nominal y el factor de servicio indicados en las tablas de selección, son válidos para servicio continuo con tensión y frecuencia nominales, una temperatura ambiente de 40°C y una altura de instalación de hasta 1000 msnm o 33°C a 2400 msnm.

### Conexión a la red

La tablilla de conexiones es de fácil acceso y con terminales claramente identificadas. La placa de características contiene el diagrama de conexión.

## Aplicación de los motores monofásicos

### Aplicación del motor con arranque por fase dividida, 4 polos

Están diseñados con un moderado par de arranque, para aplicaciones que no requieren alto par de arranque, tales como: extractores de aire, lavadoras y aparatos de aire acondicionado. Se puede surtir con base rígida o con base flotante, con rodamientos de bolas. Cuando se requiere de una operación silenciosa o eliminar vibraciones, se recomienda la aplicación de un motor de fase dividida con base flotante.

### Protección eléctrica

Todos los motores hasta 0.75 CP tienen un protector térmico incorporado. Los motores desde 1 CP hasta 2 CP, recomendamos protegerlos mediante guardamotores.

### Sistemas de arranque

Fabricamos nuestros motores para los sistemas de arranque por capacitor y arranque por fase dividida. En ambos sistemas un microinterruptor encapsulado a prueba de polvo, realiza eficientemente la desconexión del devanado de arranque.

### Datos mecánicos

#### Tipo de montaje.

Para las diversas aplicaciones fabricamos tipos de montaje:

- Con base rígida.
- Con base flotante.
- Con base rígida, brida C y flecha roscada.
- Sin base, brida C y flecha roscada.

#### Sentido de giro

El sentido de giro normal del motor es el de las manecillas de reloj, viendo el motor del lado de la flecha. Para cambiar de rotación basta con intercambiar dos terminales en la tablilla de conexiones. Los motores con brida C y flecha roscada se proveen con rotación fija.

### Posición de montaje

Nuestros motores pueden instalarse en posición horizontal o vertical, con la flecha hacia arriba o hacia abajo.

### Protección mecánica (IP23)

La forma de protección de los motores monofásicos en armazon 56 corresponde a la designación: "Tipo abierto a prueba de goteo y salpicaduras".

### Carcasa y tapas

La carcasa es de lámina de hierro de alta calidad y las tapas de aluminio están diseñadas para soportar alto esfuerzo mecánico y proporcionar soporte rígido al motor.

### Rodamientos

Los motores se suministran con baleros de bolas con doble sello, lubricados de por vida.

### Enfriamiento

Los motores están provistos de un ventilador radial de material termoplástico, el cual enfría el motor independientemente del sentido de giro del mismo.

### Pintura (color naranja)

La pintura es a base de zinc para evitar corrosión por ambientes húmedos o agresivos.

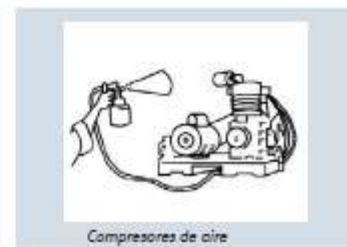
2

### Motor con arranque por capacitor, brida C, 2 polos

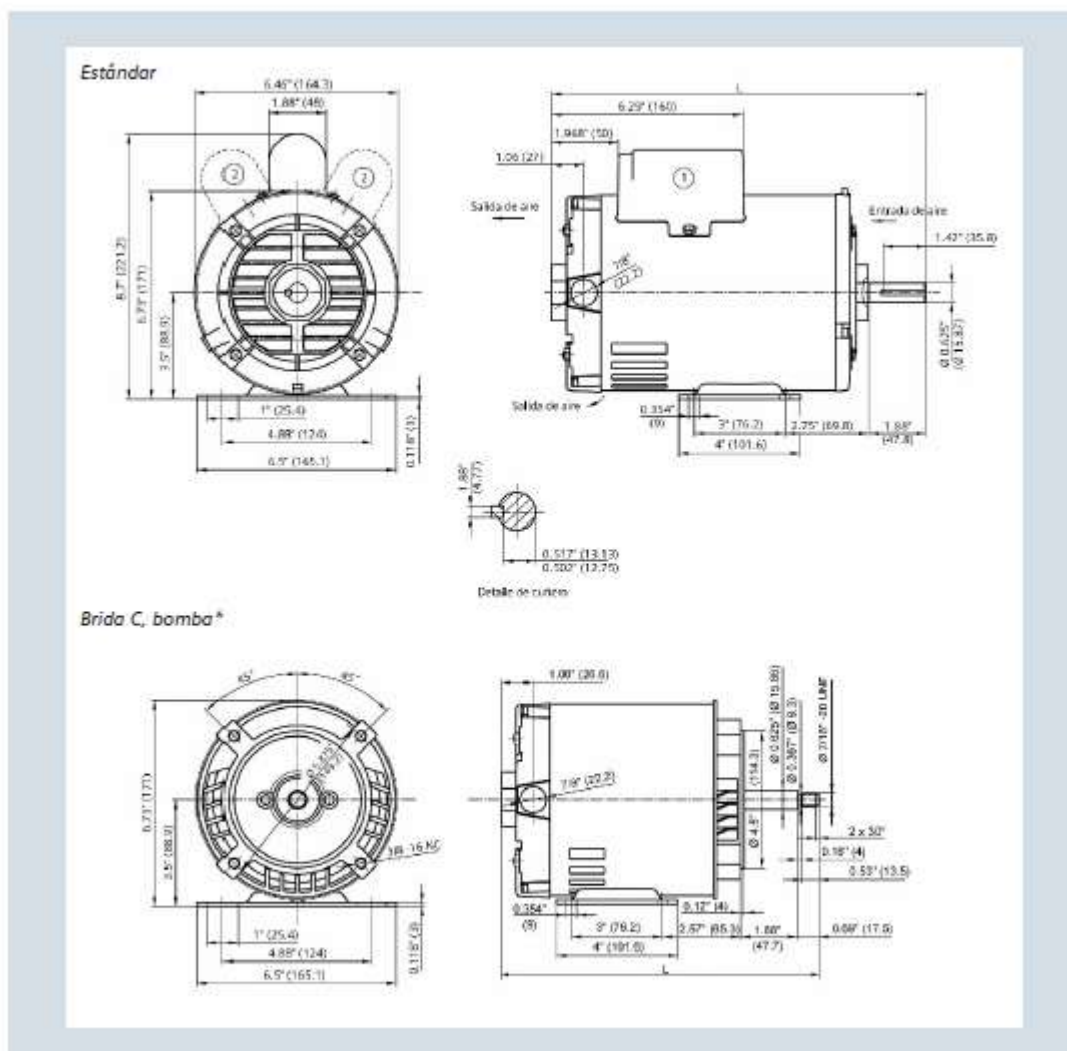
Este tipo de motor está diseñado con un modelo par de arranque y baja corriente de arranque. Las principales aplicaciones del motor con brida C se encuentran en las bombas centrífugas y otros equipos que requieren acoplamiento directo. Los motores se suministran con la base fija o sin base y flecha roscada (sentido de rotación fijo).

### Aplicaciones del motor con arranque por capacitor de 2 y 4 polos

Este tipo de motor está diseñado con un alto par de arranque y baja corriente de arranque. Para aplicaciones que requieren arranque con carga, tales como: compresores de aire, compresores de refrigerante, bombas para mover líquidos, máquinas, herramientas, etc. Se pueden surtir con base rígida o con base flotante. Por el tipo de aplicación a que están sujetos, se suministran con rodamientos de bola, ya que están expuestos a fuertes cargas radiales, debido al empleo de bandas "V" para la transmisión de las máquinas a mover.



## Motores tipo 1RF3, NEMA 56



1) Motores de fase dividida, no llevan capacitor.

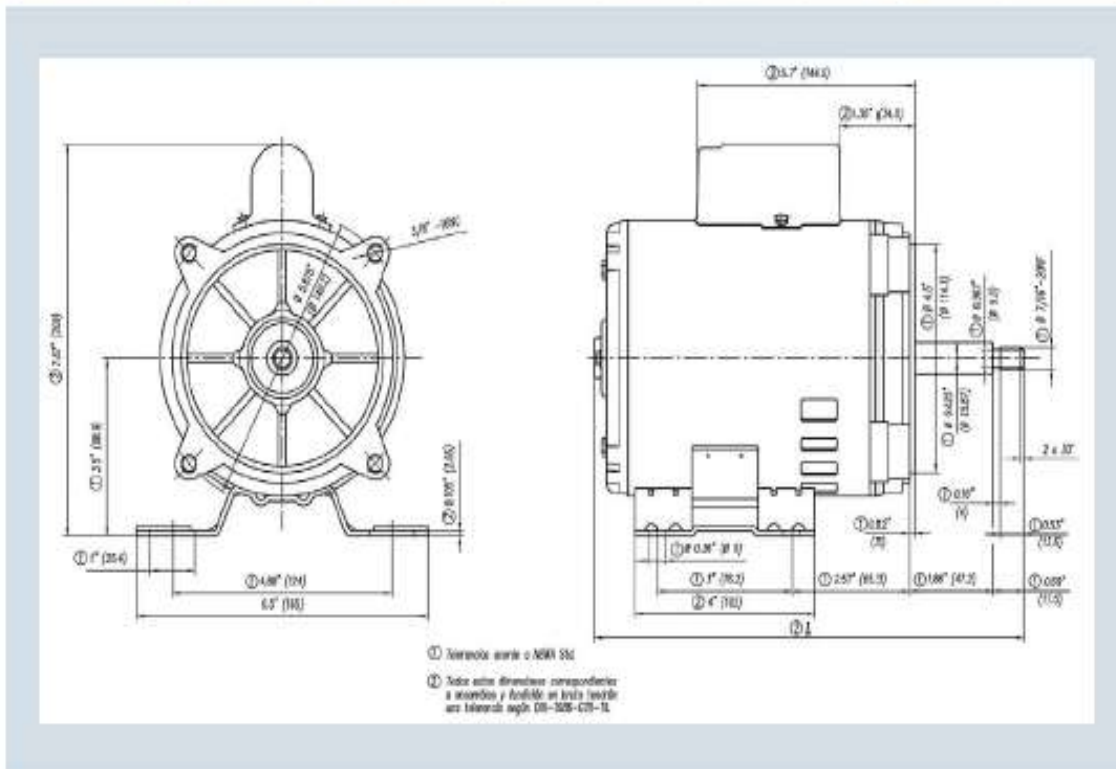
L= Ver última columna de la tabla de selección.

2) Motor de 2HP-4 Polos, con capacitores de arranque y de trabajo.

\* El capacitor está en el interior del escudo lado B, excepto en los motores de 2 HP en los que está sobre el motor (altura 221 mm).

# Motores tipo 1RF4, NEMA 56

| Catálogo Spiridon   | Tipo         | Potencia CP | Velocidad nom. r.p.m. | Tensión (V) | Corriente (A) | F.S. | Corriente a F.S. (A) | Peso neto kg | Long. (L) mm |
|---|--------------|-------------|-----------------------|-------------|---------------|------|----------------------|--------------|--------------|
| Arranque por capacitor, base rígida, con balero, brida "C" y flecha roscada (Ejecución bomba) |              |             |                       |             |               |      |                      |              |              |
| A7B10000002534  | 1RF425A2YC34 | 0,25        | 3.500                 | 127         | 4,0           | 1,15 | 4,2                  | 5            | 238,8        |
| A7B10000002535  | 1RF425C2YC34 | 0,50        | 3.460                 | 127         | 5,7           | 1,1  | 6,0                  | 6,2          | 238,8        |
| A7B10000002536  | 1RF425D2YC34 | 0,75        | 3.475                 | 127         | 9,0           | 1,1  | 9,5                  | 7,3          | 250,8        |
| A7B10000002533  | 1RF325E2YC44 | 1,0         | 3.525                 | 127 / 220   | 12,5 / 6,0    | 1,3  | 14,0 / 8,0           | 8,9          | 268,8        |





## Motores de aplicación general en hierro fundido - 50 Hz

### Datos técnicos generales



ABB es un grupo líder mundial en la fabricación de motores eléctricos trifásicos de baja y media tensión para utilización en un sinnúmero de aplicaciones, cuenta con una experiencia superior a 100 años, con un recurso humano de 2,150 personas.

Los motores eléctricos de ABB son ampliamente reconocidas a nivel mundial por ser productos eficientes



| Nº | Descripción                            | Detalle   |
|----|--|---|
| 1  | General                                | Motor trifásico de inducción jaula de ardilla                     |
| 2  |  | Baja tensión  |
| 3  | Grado de protección (enclaustramiento) | IP55 - Totalmente cerrado y autoventilado                         |
| 4  | Sistema de ventilación                 | IC411 - Autoventilado   |
| 5  | Carcasa                                | 71 a 355 (según norma IEC)  |
| 6  | Polos                                  | 2 a 8 polos   |
| 7  | Velocidad nominal                      | 3000 a 750 rpm  |
| 8  | Potencia nominal                       | 0,25 kW (0,33 HP) a 355 kW (475 HP)                               |
| 9  | Factor de servicio                     | 1,0 y 1,15  |
| 10 | Tipo de servicio                       | S1 a S6 (según IEC)   |
| 11 | Tensión nominal                        | 380-420V  |
| 12 | Frecuencia nominal                     | 50 Hz   |
| 13 | Forma constructiva                     | IM1001, B3 (con apoyos)   |
| 14 | Clase de aislamiento / $\Delta T$      | F/B   |
| 15 | Temperatura ambiente                   | 40 °C   |
| 16 | Altitud (m.s.n.m.)                     | 1000 m  |
| 17 | Posición de la caja de conexiones      | Parte superior  |
| 18 | Dirección de rotación                  | Bidireccional   |
| 19 | Carcasa y tapas                        | Fundición de hierro   |
| 20 | Rendimiento EFF2                       | Definido para motores de 1,1 a 90 kW<br>2 a 4 polos, a 400V, 50Hz |

\* La anterior ficha técnica constituye las características convencionales de los motores de aplicación estándar, especificaciones y accesorios especiales deben ser consultados con ABB

#### Estándar:

- Placa característica en acero inoxidable
- Numero de serie individual para cada equipo
- Rodamientos reengrasables a partir de carcasa 250
- Tapa protectora de ventilador metálica
- Color: Munsell 8B 4,5/3,25
- Anillos de izaje desde carcasa 100
- Caja de conexiones rotativa (4 x 90° - carcasa 71 - 132)
- Caja de conexiones rotativa (2 x 180° - carcasa 160 - 355)
- Termistores en devanado de estator desde carcasa 160
- Habilitado para arranque estrella - triángulo

#### Opcionales:

- Termistores/bimetálicos/Resistencia de calentamiento
- Protección IP56/IP65/IPW
- Rodamientos aislados
- Rodamientos de rodillo (carcasa 160 a 355)
- Color especial de pintura
- Ventilación independiente
- Aislamiento Clase H
- Caja de conexión en posición lateral
- Montaje con brida B5-B14
- Otras tensiones nominales

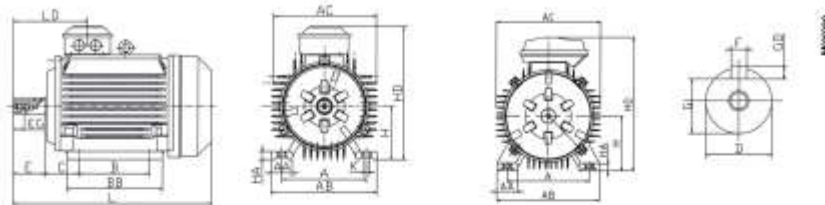
Nota: Accesorios no considerados, favor consultar con ABB.

# Motores de aplicación general en hierro fundido

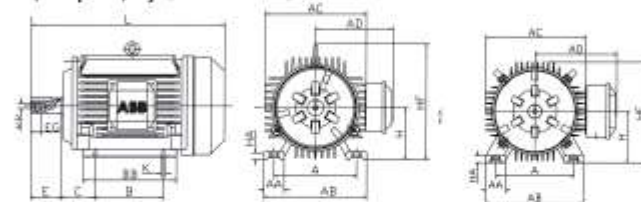
## Dimensionales - Carcasas 71-132

Motor con patas; IM B3 (IM 1001), IM B6 (IM 1011), IM B7 (IM 1061), IM B8 (IM 1071), IM V5 (IM 1011), IM V6 (IM 1031)

Motor trifásico, con patas, caja de bornes arriba



Motor trifásico, con patas, caja de bornes a la derecha



| Tamaño de carcasa | Polos | A   | AA | AB  | AC  | AD  | B   | BB  | C  | D  | DB  | E  | EG   |
|-------------------|-------|-----|----|-----|-----|-----|-----|-----|----|----|-----|----|------|
| 71M               | 2-6   | 112 | 30 | 145 | 145 | 120 | 90  | 110 | 45 | 14 | M5  | 30 | 12,5 |
| 80M               | 2-6   | 125 | 35 | 160 | 165 | 145 | 100 | 135 | 50 | 19 | M6  | 40 | 16   |
| 90S               | 2-6   | 140 | 35 | 175 | 180 | 150 | 100 | 140 | 50 | 24 | M8  | 50 | 19   |
| 90L               | 2-6   | 140 | 35 | 175 | 180 | 150 | 125 | 165 | 50 | 24 | M8  | 50 | 19   |
| 100L              | 2-6   | 160 | 40 | 200 | 205 | 175 | 140 | 180 | 63 | 28 | M10 | 60 | 22   |
| 112M              | 2-6   | 190 | 50 | 235 | 225 | 185 | 140 | 190 | 70 | 28 | M10 | 60 | 22   |
| 132S              | 2-6   | 216 | 55 | 270 | 265 | 205 | 140 | 205 | 89 | 38 | M12 | 80 | 28   |
| 132M              | 2-6   | 216 | 55 | 270 | 265 | 205 | 178 | 240 | 89 | 38 | M12 | 80 | 28   |

| Tamaño de carcasa | Polos | F  | G    | GD | H   | HA | HD  | HF  | K  | L   | LD  |
|-------------------|-------|----|------|----|-----|----|-----|-----|----|-----|-----|
| 71 M              | 2-6   | 5  | 11   | 5  | 71  | 10 | 200 | -   | 7  | 255 | 100 |
| 80 M              | 2-6   | 6  | 15,5 | 6  | 80  | 12 | 225 | 170 | 10 | 285 | 116 |
| 90 S              | 2-6   | 8  | 20   | 7  | 90  | 12 | 240 | 185 | 10 | 310 | 128 |
| 90 L              | 2-6   | 8  | 20   | 7  | 90  | 12 | 240 | 185 | 10 | 335 | 128 |
| 100 L             | 2-6   | 8  | 24   | 7  | 100 | 14 | 275 | 245 | 12 | 380 | 144 |
| 112 M             | 2-6   | 8  | 24   | 7  | 112 | 15 | 290 | 265 | 12 | 380 | 144 |
| 132 S             | 2-6   | 10 | 33   | 8  | 132 | 18 | 335 | 300 | 12 | 465 | 169 |
| 132 M             | 2-6   | 10 | 33   | 8  | 132 | 18 | 335 | 300 | 12 | 505 | 169 |

Tolerancias:

A, B, C    +, - 0,8  
D, DA    ISO m6  
F, FA    ISO h6

H + 0, - 0,5  
N ISO j6

En las tablas anteriores las dimensiones principales se expresan en mm.  
Para obtener planos detallados, consulta nuestras páginas web:  
[www.abb.com/motors&drives](http://www.abb.com/motors&drives) o póngase en contacto con nosotros.

TIPOS DE BRIDAS PARA EL MONTAJE DE LOS MOTORES ELECTRICOS

