

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

Facultad de Ciencias y Humanidades

Departamento de Ingeniería Mecánica

**ANÁLISIS Y DISEÑO DE MECANISMOS PARA
MEJORAR LA SEGURIDAD DE LOS PORTONES
ELÉCTRICOS.**

ROBERTO DELGADO RÜEGG

GUATEMALA

2001

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

Facultad de Ciencias y Humanidades

Departamento de Ingeniería Mecánica

**ANÁLISIS Y DISEÑO DE MECANISMOS PARA
MEJORAR LA SEGURIDAD DE LOS PORTONES
ELÉCTRICOS.**

ROBERTO DELGADO RÜEGG

GUATEMALA

2001

Agradecimientos:

A mis padres:

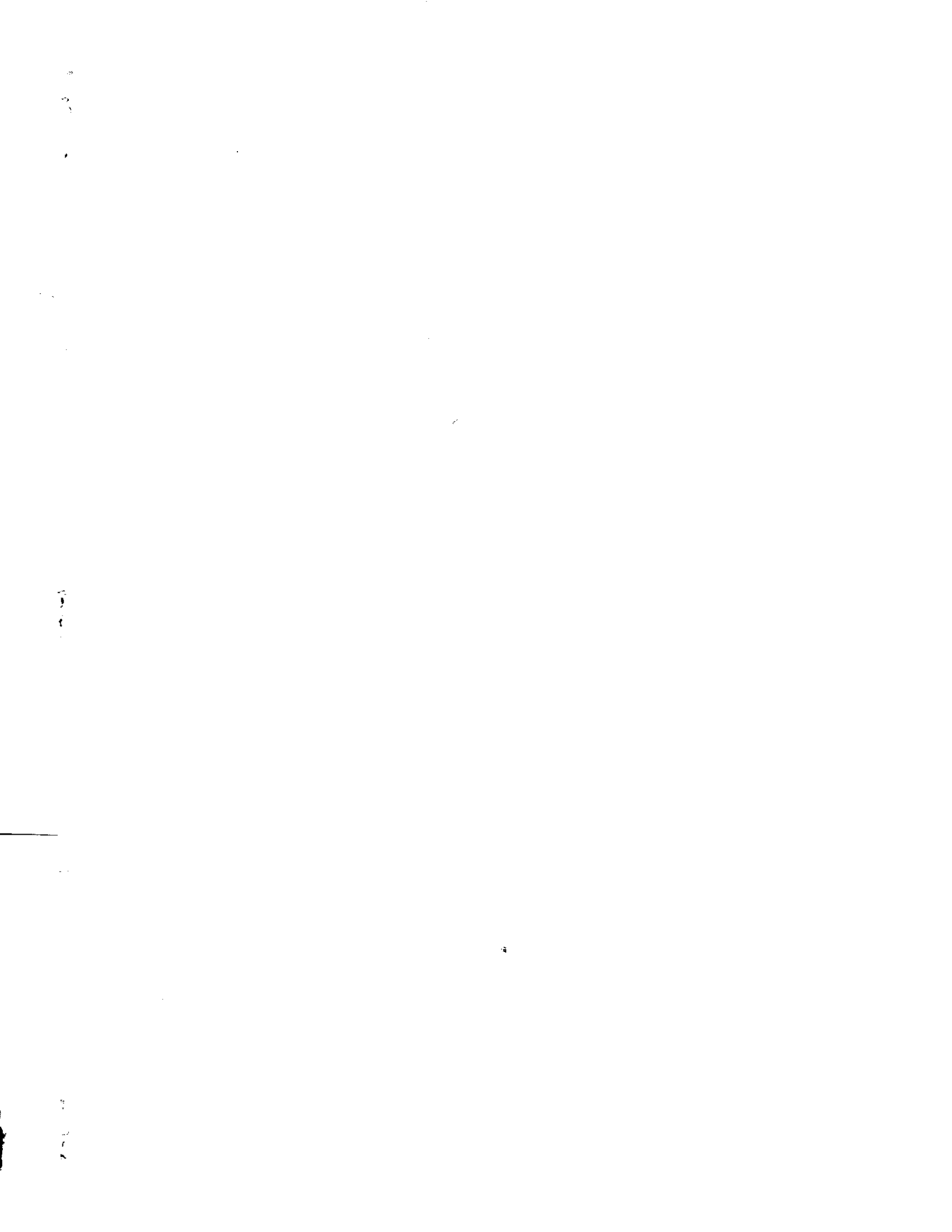
Rodrigo Delgado
Heidi Rüegg de Delgado

A mis hermanos:

Pablo
Diego

A mis familiares y amigos

Gracias por su apoyo.



**ANÁLISIS Y DISEÑO DE MECANISMOS PARA
MEJORAR LA SEGURIDAD DE LOS PORTONES
ELÉCTRICOS.**

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
Facultad de Ciencias y Humanidades
Departamento de Ingeniería Mecánica

**ANÁLISIS Y DISEÑO DE MECANISMOS PARA
MEJORAR LA SEGURIDAD DE LOS PORTONES
ELÉCTRICOS.**

**BIBLIOTECA
DE LA
UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA**

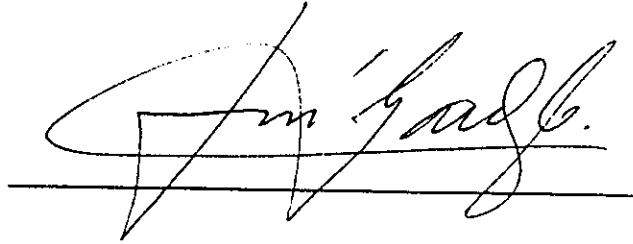
ROBERTO DELGADO RÜEGG

Trabajo de graduación presentado para optar al título de Ingeniero Mecánico
en el grado de Licenciado

GUATEMALA

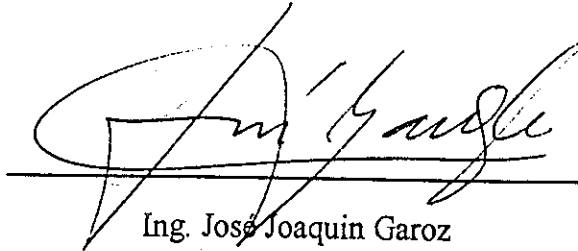
2001

Vo. Bo.

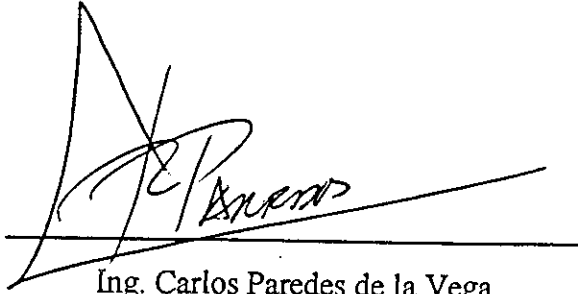
A handwritten signature in black ink, appearing to read 'J. Garoz', written over a horizontal line.

Asesor: Ing. José Joaquín Garoz

Tribunal:

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'J. Garoz', written over a horizontal line.

Ing. José Joaquín Garoz

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'C. Paredes', written over a horizontal line.

Ing. Carlos Paredes de la Vega

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Manuel E. Ruano', written over a horizontal line.

Ing. Manuel Eduardo Ruano Pérez

Fecha de Aprobación: 8/10/2001

INDICE

INDICE	VI
RESUMEN	VIII
I. INTRODUCCIÓN	1
A. EL PROCESO DE DISEÑAR MECANISMOS.....	1
B. ANÁLISIS.....	3
II. DISEÑO DE MECANISMO	4
A. TEORÍA DE FALLA.....	4
<i>Esfuerzos Cíclicos</i>	4
<i>Fatiga del Material</i>	4
B. CRITERIO DE SODERBERG Y LA FALLA POR FATIGA.....	5
1) <i>La línea de Soderberg</i>	5
C. DISEÑO PARA CARGAS DE IMPACTO.....	6
1) <i>Energía de deformación elástica</i>	6
2) <i>Energía de deformación en flexión</i>	6
3) <i>Energía de deformación en Corte</i>	7
D. FALLAS EN PERNOS O SUJETADORES.....	8
1. <i>Esfuerzo de Corte en el perno</i>	8
2. <i>Esfuerzo a tensión</i>	8
3. <i>Esfuerzo por aplastamiento</i>	9
4. <i>Esfuerzo por desgarramiento a corte</i>	9
III. RECONOCIMIENTO DE UNA NECESIDAD	10
A. ESPECIFICACIONES Y REQUISITOS:.....	10
B. ESTUDIO DE POSIBILIDADES.....	10
C. SÍNTESIS DEL DISEÑO.....	10
IV. DESCRIPCIÓN DE LOS MECANISMOS PROPUESTOS	12
A. PRIMER MECANISMO.....	12
<i>Mecanismo de doble trabe</i>	12
B. SEGUNDO MECANISMO.....	14
<i>Mecanismo de Ojal</i>	14
C. TERCER MECANISMO.....	16
<i>Mecanismo de dos eslabones</i>	16
D. CUARTO MECANISMO.....	17
<i>Mecanismo de un pivote</i>	17
E. SISTEMA ELÉCTRICO:.....	18
V. CALCULOS	20
VI. RECOMENDACIONES:	23
VII. CONCLUSIONES:	24
VIII. BIBLIOGRAFÍA:	25
IX. APENDICE A	26

A.	ESFUERZOS POR FATIGA.....	26
1.	<i>Factor de Confiabilidad:</i>	26
2.	<i>Factor de Corrección por Tamaño:</i>	26
3.	<i>Factor de Corrección por acabado de la superficie:</i>	27
4.	<i>Factor de corrección por soldadura</i>	27
5.	<i>Esfuerzo de Fatiga del Material:</i>	28
6.	<i>Factor de concentración de esfuerzos.</i>	28
X.	APENDICE B	29
	PLANOS DE LOS MECANISMOS:.....	29
1.	<i>Mecanismo de doble trabe:</i>	
	<i>Plancha</i>	30
	<i>Trabe 1</i>	31
	<i>Trabe 2</i>	32
	<i>Palanca</i>	33
	<i>Ensamble</i>	34
2.	<i>Mecanismo de dos eslabones:</i>	
	<i>Plancha</i>	35
	<i>Eslabón 1</i>	36
	<i>Eslabón 2</i>	37
	<i>Palanca</i>	38
	<i>Trabe</i>	39
	<i>Ensamble</i>	40
3.	<i>Mecanismo de Ojal</i>	
	<i>Plancha</i>	41
	<i>Trabe</i>	42
	<i>Palanca</i>	43
	<i>Ensamble</i>	44
4.	<i>Mecanismo de un Pivote</i>	
	<i>Tapadera</i>	45
	<i>Plancha</i>	46
	<i>Trabe</i>	47
	<i>Palanca</i>	48
	<i>Ensamble</i>	49

RESUMEN

Este trabajo de graduación tiene como propósito el diseño y análisis de varios mecanismos que puedan adaptarse a los ya existentes y utilizarse para mejorar la seguridad de los portones eléctricos corredizos. Ya que actualmente, los modelos comerciales no brindan la seguridad necesaria para evitar que puedan ser forzados. Esto se debe a que en su construcción se utilizan materiales de baja resistencia y mecanismos que pueden ser desactivados fácilmente.

Para el diseño de los mecanismos se siguió una serie de pasos determinados, para asegurarse que se tomen en cuenta todos los factores. Primero se determinaron las características que debía reunir el mecanismo. Con base en estas especificaciones se comenzó a crear bocetos de varios mecanismos que se podrían satisfacer las necesidades.

Los bocetos pasaron a dibujos específicos, en donde se encontraron las dimensiones correctas para que el mecanismo trabaje libremente sin producirse alguna interferencia.

Después de encontrar estas dimensiones, se procedió a hacer modelos a escala en cartón, para confirmar su funcionamiento correcto.

Basándose en las dimensiones se hicieron los cálculos para encontrar si soporta los esfuerzos a los que podría estar sometido.

I. INTRODUCCIÓN

Un mecanismo es una combinación de elementos que producen o transforman un movimiento. El diseño y análisis de mecanismos son de gran importancia para la ingeniería mecánica, ya que sobre la base de un mecanismo es que se transfiere el movimiento y/o fuerza de una fuente a una salida. Estos diseños y análisis van a determinar la funcionalidad y eficiencia que se logre del mecanismo.

Uno de los criterios más importante para el diseño de máquinas es que el mecanismo y todos los elementos que lo componen funcionen adecuadamente con seguridad. Debe tomarse en cuenta para las dimensiones de los elementos la resistencia del material para los esfuerzos máximos admisibles y las deflexiones máximas que no afecten el movimiento del mecanismo.

El diseño lo podemos definir como la transformación de conceptos e ideas en maquinaria útil. Una maquina comprende de varios elementos diferentes, diseñados apropiadamente y arreglados para trabajar en conjunto como una unidad.

A. EL PROCESO DE DISEÑAR MECANISMOS

El primer paso en el proceso de diseño de mecanismos es establecer los pasos básicos a seguir. Estos pasos sirven de guía para el diseñador al enfrentarse a problemas de diseño. Estos pasos son aplicables tanto a las tareas más simples del diseño de componentes, así como al diseño de sistemas complejos y garantiza una completa cobertura de las fases significativas del proceso de diseño. A continuación se numeran los pasos lógicos que se pueden seguir para diseñar un mecanismo.

1. Reconocer la necesidad:

El diseño del mecanismo tiene como origen la necesidad de un nuevo producto o una modificación para mejorar un producto ya existente.

2. Determinación de los requisitos y especificaciones:

Esta es una parte muy importante en el diseño, ya que brinda las condiciones de partida.

3. Estudio de posibilidades:

Este estudio se basa en la información recabada en el punto anterior, para verificar el posible éxito o falla, desde el punto de vista técnico y económico. Con frecuencia el estudio brinda un nuevo marco de especificaciones para lograr una mayor probabilidad de éxito.

4. Síntesis del diseño:

Se procede de lo simple a lo compuesto, se crea sobre la base de varias ideas nuevas y/o antiguas y de concepto para producir una idea nueva que cumpla con las especificaciones.

5. Diseño preliminar y desarrollo:

Se elaboran bosquejos de los diseños que se encontraron en la síntesis y que satisfacen las especificaciones o que necesiten de una pequeña modificación a las especificaciones para cumplirlas. Con estos se encuentran relaciones funcionales entre las diferentes partes de la máquina o sistema.

6. Diseño detallado:

Se elaboran dibujos detallados de cada uno de los componentes, mostrando todas las dimensiones y tolerancias, materiales, cantidades. Toda esta información se encontrará basándose en las condiciones y a las características del diseño escogido.

7. Construcción del prototipo y pruebas:

En esta etapa se fabrica un prototipo, que es necesario ponerse a prueba, para encontrar todas las condiciones que no se tomaron en cuenta en el diseño. Sobre la base de los resultados puede que sea necesario hacer ciertas modificaciones al diseño, que se incorporan al prototipo para continuar con las pruebas y evaluaciones. Este procedimiento de revisiones y mejoras al diseño se repiten hasta que se cumplen satisfactoriamente todas las especificaciones requeridas.

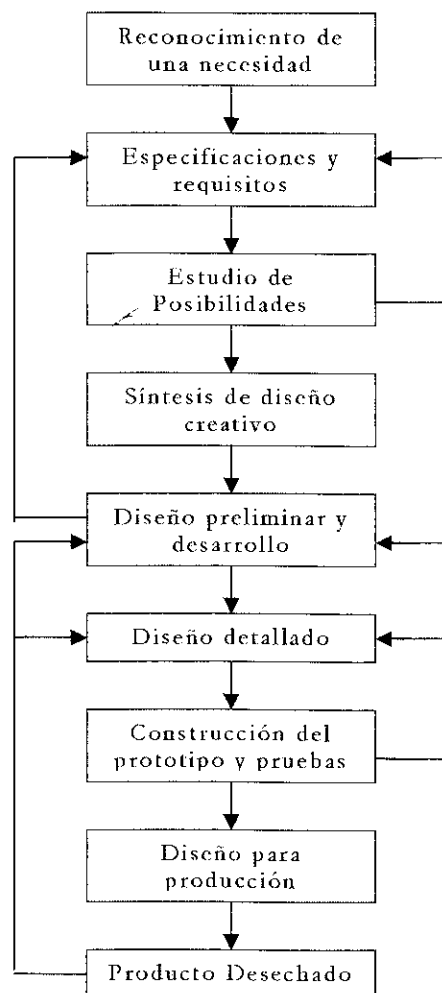
8. Diseño de Producción:

Esta etapa tiene como finalidad encontrar la forma más eficiente de producir el producto, apoyándose en un análisis de costos.

9. Producto Desechable:

Cuando un prototipo tiene un mal funcionamiento que no puede corregirse fácilmente, se debe desechar el producto y se regresa al paso de diseño de diseño y desarrollo preliminar.

Diagrama de Flujo en el Diseño



B. ANÁLISIS

En el análisis del mecanismo se tiene como primer punto encontrar un modelo analítico que lo represente. El modelo idealiza las condiciones del sistema, para obtener una solución sencilla. Para compensar los efectos de las suposiciones se define un factor de seguridad, que su magnitud depende del riesgo que resultaría de la falla, la exactitud de nuestras suposiciones y costo si se produjera la falla.

II. DISEÑO DE MECANISMO

A. TEORÍA DE FALLA

La falla del material ocurre cuando el material empieza a ceder plásticamente. El criterio de falla puede basarse en los esfuerzos normales o de corte. La falla más común es por fatiga.

Esfuerzos Cíclicos

Este es un esfuerzo en función del tiempo, y se repite. Se considera que un ciclo de esfuerzo consiste en la aplicación y remoción de una carga en una dirección y luego someterla a una carga en la dirección contraria. Se puede definir un esfuerzo medio σ_m , el cual es el promedio de esfuerzos en un ciclo.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad \text{(Ecuación 2.1)}$$

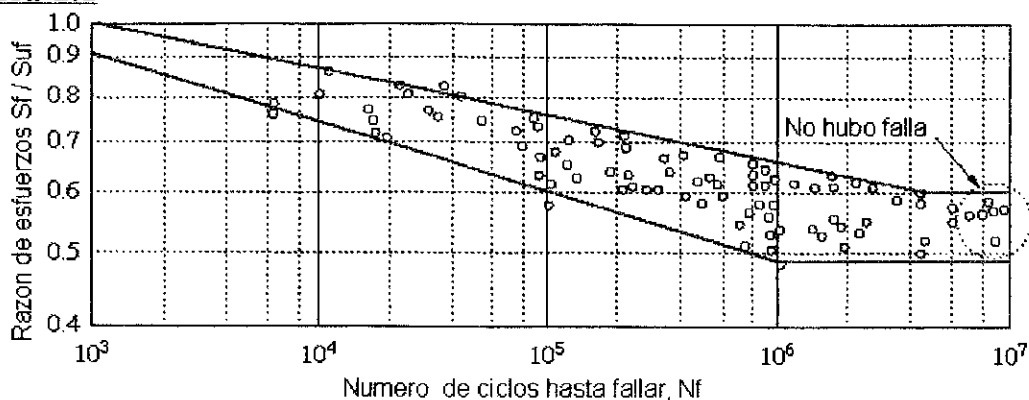
Además se puede definir la amplitud del esfuerzo como:

$$\sigma_A = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad \text{(Ecuación 2.2)}$$

Fatiga del Material

La fatiga del material no es más que la acumulación de daño, ya que provocan grietas. La resistencia a la fatiga como una función del número de ciclos de carga, sobre una aleación ferrosa, se muestra en la Figura 2.1.

Figura 2.1



B. CRITERIO DE SODERBERG Y LA FALLA POR FATIGA

Si existe una fluctuación entre dos valores de esfuerzo σ_{min} y σ_{max} , es más probable que se produzca una falla, que en el caso de un esfuerzo constante de valor σ_{max} . La resistencia de fatiga es la amplitud del esfuerzo a la cual el elemento falla después de un número específico de ciclos (n). Es necesario incluir los efectos de la concentración de esfuerzos, la confiabilidad, tamaño acabado en la superficie y soldadura, por lo que la ecuación resulta:

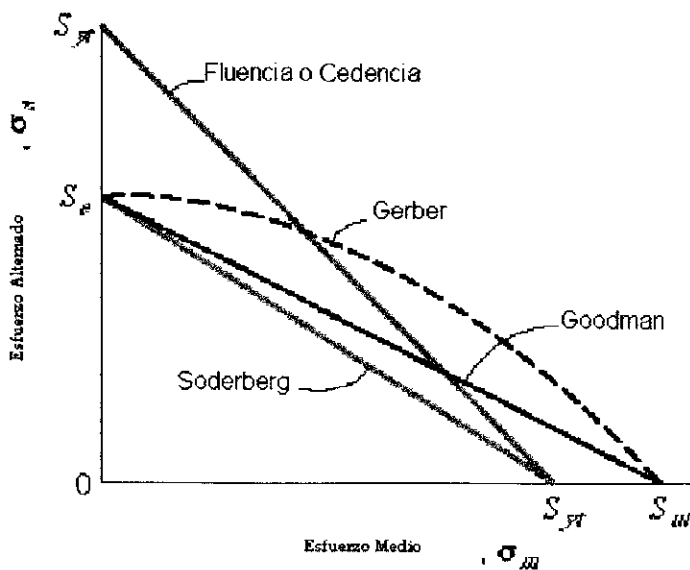
$$S_e = C_R C_W C_S C_F S'_n \quad \text{(Ecuación 2.3)}$$

En donde S_e = Límite de fatiga modificado (psi). C_F = Factor de acabado superficial, C_R = Factor de confiabilidad, C_S = Factor de tamaño, C_W = Factor de soldadura S'_n = Límite de fatiga (psi). El esfuerzo en el punto de cedencia lo definimos como S_{yp} , puede ser a tensión o a compresión, es característico de cada material y está dado en psi.

1) La línea de Soderberg

Este criterio se usa generalmente para acero dúctil, pero puede utilizarse en todos los materiales en donde el límite de fatiga y de cedencia sea conocido. En la figura # 2.2 se muestran las líneas de varios criterios que se pueden utilizar. Dentro de estos tenemos: Criterio de Cedencia, Criterio de Gerber, Criterio de Goodman y Criterio de Soderberg. De estos cuatro criterios se escogió el criterio de Soderberg por ser el más conservador.

Figura # 2.2: Criterios para la falla por fatiga.



El procedimiento para un diseño razonable puede ser:

- Asegurarse que la magnitud del esfuerzo de compresión no sea mayor que la resistencia última de compresión o que el valor del esfuerzo de cedencia a compresión dividido entre el factor de seguridad.

$$|\sigma_c|_{\max} \leq S_{u(c)} / N \quad \text{o} \quad S_{yp(c)} / N \quad (\text{Ecuación 2.5})$$

- Asegurarse que la amplitud del esfuerzo variable no sea mayor que el esfuerzo límite de fatiga dividido entre el factor de seguridad.

$$\sigma_r \leq S_e / N \quad (\text{Ecuación 2.6})$$

C. DISEÑO PARA CARGAS DE IMPACTO

1) Energía de deformación elástica

La energía de deformación de un cuerpo sometido a esfuerzos normales uniaxiales pueden encontrarse con la ecuación:

$$U = \int \frac{\sigma_x^2}{2E} dV \quad (\text{Ecuación 2.7})$$

, en donde σ_x es el esfuerzo de deformación E es el módulo de elasticidad, dV es un diferencial de volumen. Esta ecuación sólo es válida para deformaciones elásticas.

2) Energía de deformación en flexión

En una viga, sujeta a una carga dada, despreciando el efecto de la fuerza cortante, el esfuerzo está dado por $\sigma_x = My/I$. El diferencial de volumen se puede escribir como $dV = dA \cdot dx$. Además E, I y M están en función de x por lo que pueden sacarse de la integral de área dA . Esto lo sustituimos en la ecuación 2.7 para obtener:

$$U = \int \frac{\sigma_x^2}{2E} dV = \int \frac{M^2 y^2}{2EI^2} dV = \int_0^L \frac{M^2}{2EI^2} (\int y^2 dA) dx \quad (\text{Ecuación 2.8})$$

La resultante de la integral sobre el área $\int y^2 dA$, es igual al momento de inercia I de la sección transversal alrededor de su eje neutro.

$$U = \int_0^L \frac{M^2}{2EI} dx \quad (\text{Ecuación 2.9})$$

En el caso de una viga en voladizo, se puede encontrar una carga equivalente a una distancia L del apoyo, sustituyendo $M = -Px$, por lo que la ecuación 2.9 resulta:

$$U = \int_0^L \frac{M^2}{2EI} dx = \int_0^L \frac{P^2 x^2}{2EI} dx = \frac{P^2 L^3}{6EI} \quad (\text{Ecuación 2.10})$$

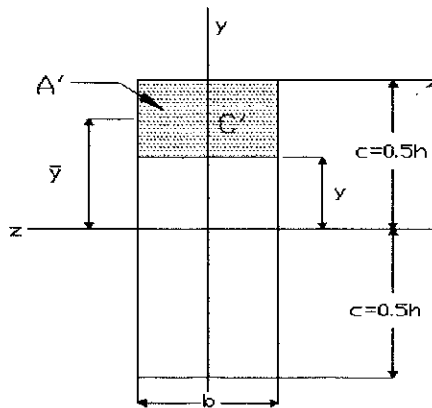
3) Energía de deformación en Corte

Para el caso de una viga rectangular delgada de ancho b y alto h , con $b \leq \frac{1}{4}h$, la variación del esfuerzo cortante τ_{xy} a través del ancho de la viga es menor que el 0.8% de τ_{med} , por lo que se puede utilizar para cualquier punto de la sección.

$$\tau_{xy} \cong \tau_{med} = \frac{VQ}{Ib} \quad \text{(Ecuación 2.11)}$$

, en donde V es la carga aplicada, Q el primer momento, I el momento de inercia y b el ancho de la viga.

Figura 2.3



Como se muestra en la figura 2.3, el primer momento en este caso es igual al área A' multiplicada por la distancia desde el eje neutro al centroide C' de A' es $\bar{y} = \frac{1}{2}(c - y) + y = \frac{1}{2}(c - y + 2y) = \frac{1}{2}(c + y)$ por lo que $Q = A' \bar{y} = b(c-y)(\frac{1}{2})(c+y) = (\frac{1}{2})(b)(c^2 - y^2)$

$$\quad \text{(Ecuación 2.12)}$$

$$I = bh^3/12 = (2/3)bc^3. \quad \text{(Ecuación 2.13)}$$

Sustituyendo en la ecuación 2.1 los resultados de las ecuaciones 2.12 y 2.13 obtenemos:

$$\tau_{xy} = \frac{VQ}{Ib} = \frac{3}{4} \frac{c^2 - y^2}{bc^3} V = \frac{3V}{2A} \left(1 - \frac{y^2}{c^2}\right) \quad \text{(Ecuación 2.14)}$$

El valor máximo ocurre en el eje neutro, en donde:

$$\tau_{max} = (3/2)(V/A) \quad \text{(Ecuación 2.15)}$$

La energía de deformación elástica para el esfuerzo cortante plano se puede encontrar mediante:

$$U = \int \frac{\tau_{xy}^2}{2G} dV \quad \text{(Ecuación 2.16)}$$

, en donde G es el módulo de rigidez del material. Partiendo de esta ecuación (2.6) se puede sustituir el diferencial de volumen $dV = bdydx$, en donde b es el espesor de la viga, dy el diferencial de altura y dx el diferencial de longitud de la viga, τ_{xy} de la ecuación 2.4, y sabemos que $c = h/2$ resulta:

$$U_{\tau} = \frac{1}{2G} \left(\frac{3P}{2bh}\right)^2 \int \left(1 - \frac{y^2}{c^2}\right)^2 dV = \frac{9P^2}{8Gbh^2} \int_{-c}^c \left(1 - 2\frac{y^2}{c^2} + \frac{y^4}{c^4}\right) dy \int_0^L dx \quad \text{(Ecuación 2.17)}$$

$$U_{\tau} = \frac{9P^2L}{8Gbh^2} \left[y - \frac{2y^3}{3c^2} + \frac{1y^5}{5c^4} \right]_{-c}^{+c} = \frac{3P^2L}{5Gbh} = \frac{3P^2L}{5GA} \quad \text{(Ecuación 2.18)}$$

D. FALLAS EN PERNOS O SUJETADORES

Existen varias formas donde se pueden producir las fallas en los pernos o sujetadores, pueden fallar al ser sometidos a un corte, al recibir un esfuerzo de tensión pueden sufrir aplastamiento, y pueden provocar un desgarramiento por corte de la o las placas que lo sujetan.

1. Esfuerzo de Corte en el perno

El perno puede fallar por esfuerzo de corte, el cual puede ser un corte simple o un corte compuesto. El corte simple es el caso en que se tienen solamente dos placas que provocan el esfuerzo de corte, mientras que en el compuesto se tienen varias placas que entre sí provocan diversos esfuerzos de corte. El esfuerzo de corte se obtiene por:

$$\tau = \frac{F}{\pi d^2 / 4} \quad (\text{Ecuación 2.19})$$

En donde, F es la fuerza aplicada y d es el diámetro del remache.

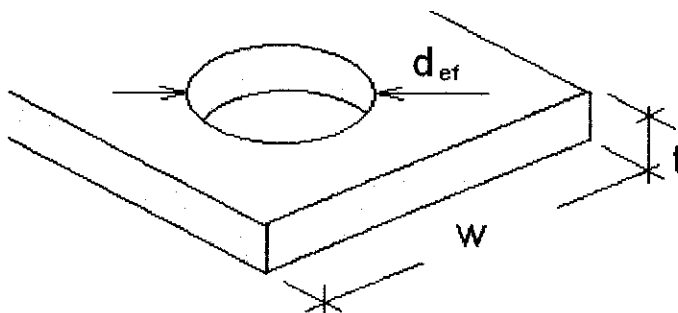
2. Esfuerzo a tensión

Puede ser simple (corte entre dos placas) o múltiple (corte en varias placas unidas. El esfuerzo a tensión puede calcularse como:

$$\sigma_t = \frac{F}{(w - d_{ef})t} \quad (\text{Ecuación 2.20})$$

, donde w es el ancho de la placa, d_{ef} es el diámetro efectivo del agujero y t es el espesor de la placa, como se muestra en la figura 2.4.

Figura 2.4



Esfuerzo de Tensión en una placa con perno

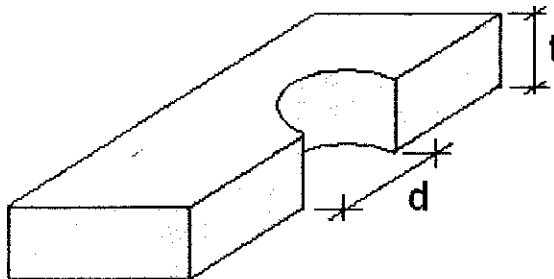
3. Esfuerzo por aplastamiento

En este caso puede ser un aplastamiento de la placa o del remache, se supone que la carga se distribuye sobre todo el área proyectada del remache. El esfuerzo por aplastamiento lo encontramos:

$$\sigma_b = \frac{F}{dt} \quad (\text{Ecuación 2.21})$$

, donde F es la fuerza aplicada, d es el diámetro del remache y t el espesor de la placa, como se muestra en la figura 2.5.

Figura 2.5:



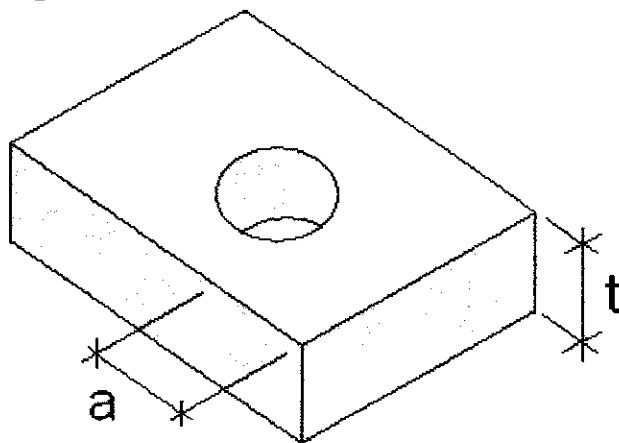
4. Esfuerzo por desgarramiento a corte

Depende de la distancia en que se encuentre el remache respecto de la orilla de la placa. El esfuerzo de corte por desgarramiento está dado por:

$$\tau_t = \frac{F}{2at} \quad (\text{Ecuación 2.22})$$

, en donde F es la fuerza aplicada, a es la distancia del remache a la orilla de la placa y t es el espesor de la placa, como se muestra en la Figura 2.6. La distancia del remache a la orilla de la placa tiene que ser por lo menos de 0.75 veces el diámetro del remache.

Figura 2.6:



III. RECONOCIMIENTO DE UNA NECESIDAD

Esta tesis surgió de la necesidad de aumentar la seguridad en los portones eléctricos corredizos. Esto se debe a que constantemente se encuentran formas de deshabilitar o sobrepasar los sistemas de seguridad existentes.

A. ESPECIFICACIONES Y REQUISITOS:

Las especificaciones y requisitos del mecanismo son:

1. Tener la resistencia necesaria para no ser forzado.
2. Ser un mecanismo sencillo de pocas piezas móviles.
3. Bajo costo.
4. Mecanismo de fácil instalación
5. Que requiera un mínimo de mantenimiento.
6. Sólo debe abrirse al hacer funcionar el motor del protón o accionándolo manualmente desde el interior.
7. De alta durabilidad.
8. Compacto, ya que generalmente se dispone de un espacio reducido para su montaje.
9. Estar dimensionado para que los materiales sean comercialmente accesibles, es decir medidas comunes, de preferencia medidas inglesas.

B. ESTUDIO DE POSIBILIDADES

Existe una infinidad de formas para solucionar las necesidades, que no presentan un problema visible en el aspecto técnico ni económico. La mayor parte de las especificaciones que surgieron durante el proceso del diseño ya fueron incluidas en las especificaciones y requerimientos planteados anteriormente.

C. SÍNTESIS DEL DISEÑO

La síntesis del diseño partimos de las ideas básicas e ir detallándolo hasta llegar a algo compuesto. Como primeras ideas se tiene que la solución puede ser mecánica, eléctrica o una combinación de ambas.

Dentro de las posibles soluciones eléctricas tenemos el uso de chapas electromagnéticas, servos y motores eléctricos. En todos estos casos es necesario retrasar el funcionamiento del motor que mueve el portón para dar lugar a que se destrabe antes de comenzar a abrir el portón, o colocar un sensor que detecte si ya fue destrabado el portón, antes de comenzar a abrir.

Para las soluciones mecánicas se podría pensar en mecanismos de tres, cuatro eslabones, etc.

Se partió de estas ideas básicas y se fueron desarrollando cada una hasta llegar a clasificar los mecanismos, mecanismo con posibilidades de ser usados, mecanismos que podrían ser usados, pero que necesitan modificaciones y los mecanismos que son rechazados por completo.

Los mecanismos que son rechazados por completo, fueron por lo general mecanismos que por sus características era muy difícil su construcción o no se encontró cómo hacer que cumplieran con las especificaciones necesarias.

Se revisaron los mecanismos que necesitaban de modificación para encontrar los que podrían ser usados y los que entraban en la categoría de rechazados.

Todos los mecanismos con posibilidades de ser usados se dimensionaron y se les hizo un análisis más detallado. De estos se separaron los cuatro mejores, que se presentan en el siguiente capítulo.

IV. DESCRIPCION DE LOS MECANISMOS PROPUESTOS

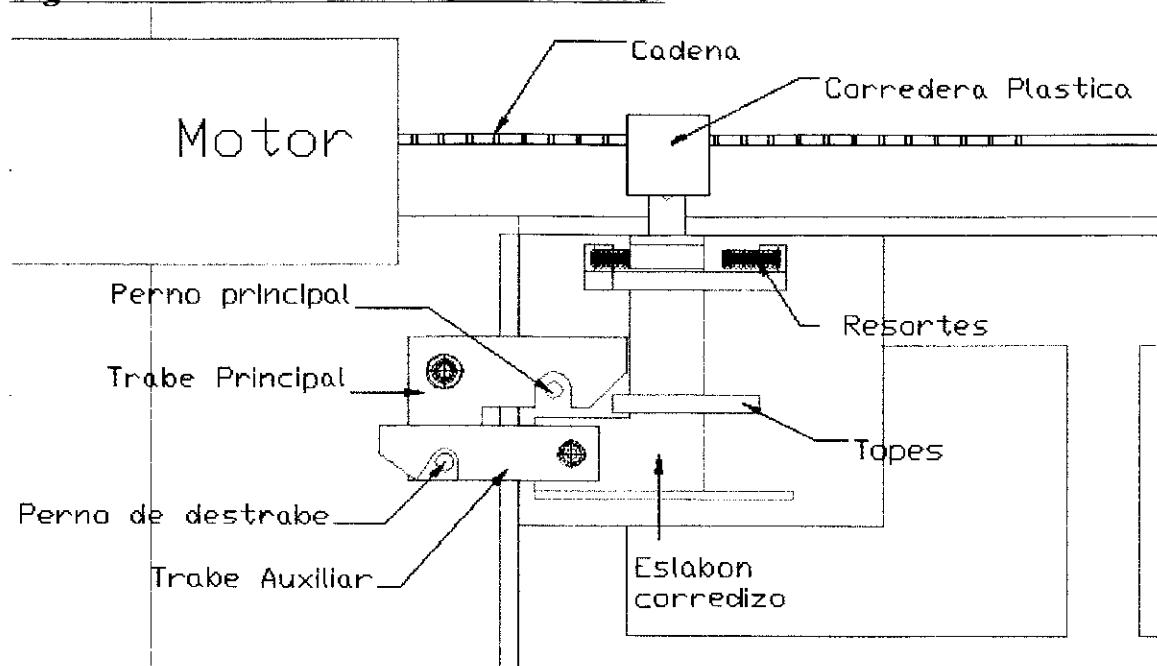
El problema presentado en esta tesis puede ser resuelto de varias formas que cumplen satisfactoriamente los requisitos establecidos por las condiciones. A continuación se describen algunos de los mecanismos diseñados que cumplen con las condiciones. Se describen en el orden en que fueron diseñados, ya que cada uno resultó de las ideas básicas de los diseños anteriores. Cada uno de estos requirió de mediciones y pruebas para encontrar las fortalezas y debilidades, y basándose en estos resultados hacer las modificaciones respectivas.

A. PRIMER MECANISMO

Mecanismo de doble trabe

Este mecanismo se muestra en la figura # 3.1. y fue el primer diseño que cumplía con las especificaciones. Se le dio este nombre porque su operación se basa en dos trabes.

Figura # 3.1: Mecanismo de doble trabe.



El esquema básico se muestra en la figura # 3.1. Se comenzó este diseño con un trabe en el marco del portón en la figura con el nombre de trabe principal), que engancharía en un perno colocado en el portón (perno principal). El trabe principal

estaría accionado por la gravedad, es decir el propio peso de éste lo mantendría en la posición horizontal. En esta posición el perno del portón se encuentra en una muesca en el trabe principal, por lo que si se intentara abrir el portón corredizo, toparía el trabe principal con el perno principal.

Cuando el portón está abierto y se corre para cerrarse, el perno principal se corre horizontalmente hasta llegar a topar con el trabe. El trabe principal tiene en ese extremo una sección inclinada, esta sirve como leva, por lo que el trabe principal sube, hasta que llega el perno a una muesca en donde trava.

En esta posición el portón no puede abrirse, hasta que se levante nuevamente el trabe. Esto nos lleva a la pregunta, ¿Cómo se destraba el portón? Una de las ideas era colocar un motor que lo hiciera girar, o un actuador magnético, pero tenía el inconveniente que aumentaba los costos y requería modificaciones internas para retrasar el accionamiento del motor.

Para resolver esto, se diseñó otro trabe, montado sobre el portón, que tiene por función hacer girar el trabe principal y liberar la puerta. El trabe auxiliar se mantiene en la posición horizontal por su propio peso. Para girar el trabe principal, el trabe auxiliar en el portón se moverá horizontalmente cierta distancia, y luego debe destrabarse por sí solo para permitir que el portón se abra. Tomando en cuenta esto, se le dio la forma al trabe secundario para que al llegar a cierto ángulo, se deslizara del perno en el trabe principal. Ahora surge la pregunta ¿Cómo generar ese movimiento horizontal?

Ya que el movimiento del portón es horizontal, ¿por que no utilizar la fuerza para mover el portón en abrir el trabe? Esta idea trae consigo un nuevo problema. El nuevo problema consiste en al destrabarse el portón antes de que comience a abrirse. Esto se debe a que si se abre el portón y se jala el trabe al mismo tiempo, el portón topa con el trabe principal antes de que el trabe logre liberarlo.

Para solucionar el problema de destrabar el portón antes de abrirse, se ideó una pieza en forma de "L", corrediza conectada en el extremo superior a la cadena que mueve el portón y en el otro extremo de la "L" se coloca un perno en donde gira libremente el segundo trabe. Con este nuevo eslabón se logra un movimiento horizontal (Liberando el portón), antes de que comience a abrirse el portón. El eslabón "L" puede correr horizontalmente hasta unos topes, en donde transmite la fuerza hacia el portón, para moverlo en cualquiera de las dos direcciones (abrir o cerrar).

Cuando el portón está a punto de llegar a la posición de cerrado, el trabe principal se levanta con el perno del portón, mientras que el trabe auxiliar se levanta por un perno que se encuentra en el trabe principal. Al cerrarse el portón completamente, los dos traves terminan en su posición horizontal, y los dos pernos encajados en las muescas de cada trabe. En esta posición el trabe principal sirve para evitar que se abra el portón, y el trabe extra queda listo para hacer girar el principal al accionarse la apertura del portón.

Adicionalmente, para prevenir que por la distancia que correrá el eslabón en forma de "L" se produzcan choques en los topes, se pueden colocar resortes para reducir el choque.

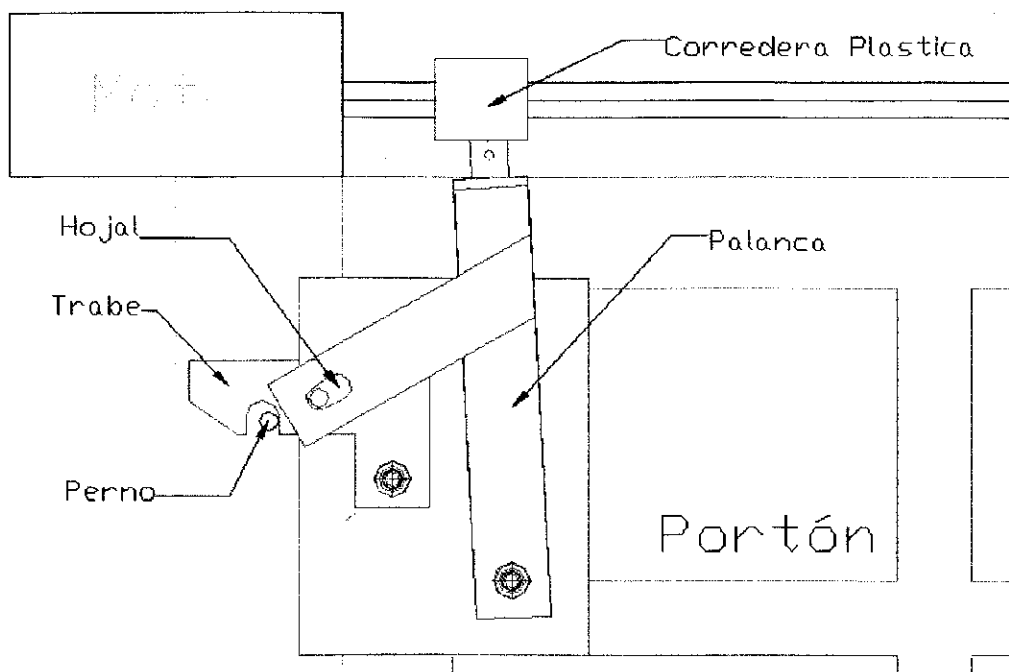
En caso que fuera necesario abrir el portón sin el uso del motor, sólo podría hacerse desde el interior, jalando una cuerda que levantaría el trabe principal y lo libere.

B. SEGUNDO MECANISMO

Mecanismo de Ojal

El segundo mecanismo se desarrolló con el mismo concepto que el primero, pero se trató de simplificar el número de piezas que lo componen. En comparación con el primero, que constaba de tres piezas movibles, este solamente utiliza dos. En este mecanismo todo se encuentra sobre el portón excepto el perno en donde se asegura, que se coloca sobre el marco del portón, con esto se logra simplificar su instalación. Para instalarlo, sólo se debe soldar o atornillar la plancha con el mecanismo, al portón y soldar el perno en el marco del portón.

Figura # 3.2: Mecanismo de Ojal



En la figura # 3.2 se muestra este mecanismo. Al igual que el mecanismo anterior, el trabe tiene una muesca en donde entra el perno, con esto se logra que el portón no se pueda abrir hasta levantar el trabe.

El trabe tiene un perno que entra dentro de un ojal en la pieza inclinada soldada a la palanca. Con esto se logra que cuando se desea abrir el portón, el motor transmite la fuerza a la palanca y ésta hace girar el trabe, liberando la puerta. Luego la palanca llega hasta unos topes en donde se transmite la fuerza al portón, corriéndolo. Esto soluciona el problema de liberar el portón antes de abrirlo.

Para cerrar el portón, el motor transmite la fuerza a la palanca, haciéndola girar hacia la izquierda en donde también se encuentra un tope con el cual transmite la fuerza al portón. Cuando éste está por llegar a cerrarse completamente, el trabe topa con el perno instalado en el marco del portón. En este punto es en donde juega un papel muy importante el ojal, ya que sin él, se trabaría el portón. Al tener el ojal, el trabe puede girar sin que gire la palanca. Por lo que el trabe gira y se levanta y permite que el perno entre en la muesca.

C. TERCER MECANISMO

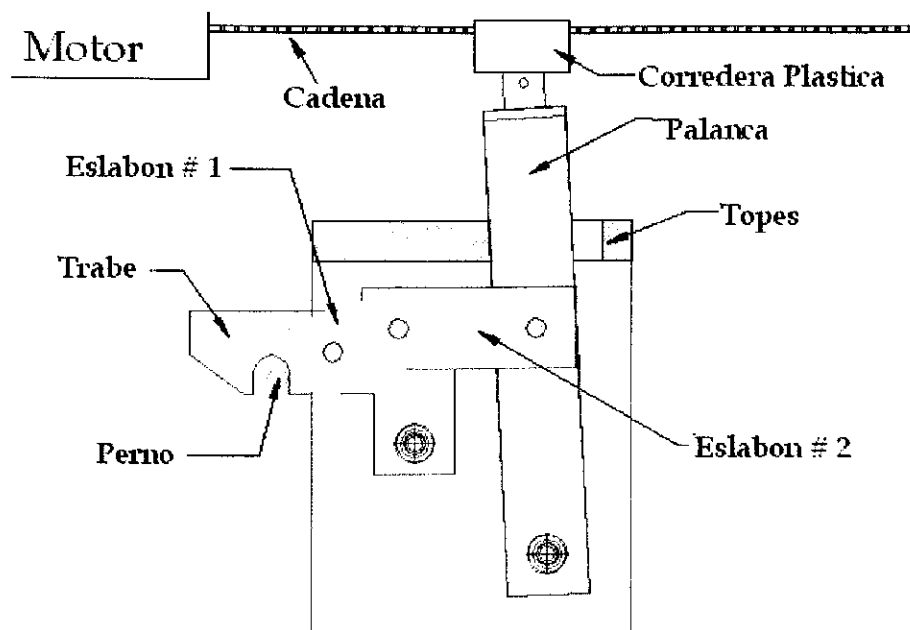
Mecanismo de dos eslabones

Este mecanismo es una variación del segundo mecanismo (mecanismo de ojal). La idea es sustituir el ojal por dos eslabones. Esto se hace al colocar dos eslabones que están ubicados con cierta inclinación para no trabarse. En la posición en que el portón se encuentra cerrado, los eslabones no están paralelos, como se muestra en la figura # 3.3. Esto tiene como función evitar que los eslabones lleguen a una posición no deseada en la que podrían trabarse.

Cuando se desea abrir el portón, la palanca gira y coloca a los dos eslabones en paralelo; luego tira de ellos para hacer girar el trabe, libere el portón. Al igual que el anterior llega a unos topes en donde comienza a correr el portón.

Para cerrar el portón, al igual que el anterior, la palanca se encuentra inclinada hacia la derecha, y cuando llega a cerrarse, el perno levanta el trabe. En este punto en que el trabe gira, la inclinación de los dos eslabones es muy importante, ya que permite que los eslabones y el trabe giren libremente dentro de cierto rango.

Figura # 3.3: Mecanismo de dos eslabones.



Esto mismo se puede conseguir de otras dos formas, ya sea por un cable acerado o con una cadena. Además tiene la ventaja de reducir los costos de fabricación

y se elimina el desgaste causado por el roce del perno del trabe con el ojal en el brazo inclinado.

D. CUARTO MECANISMO

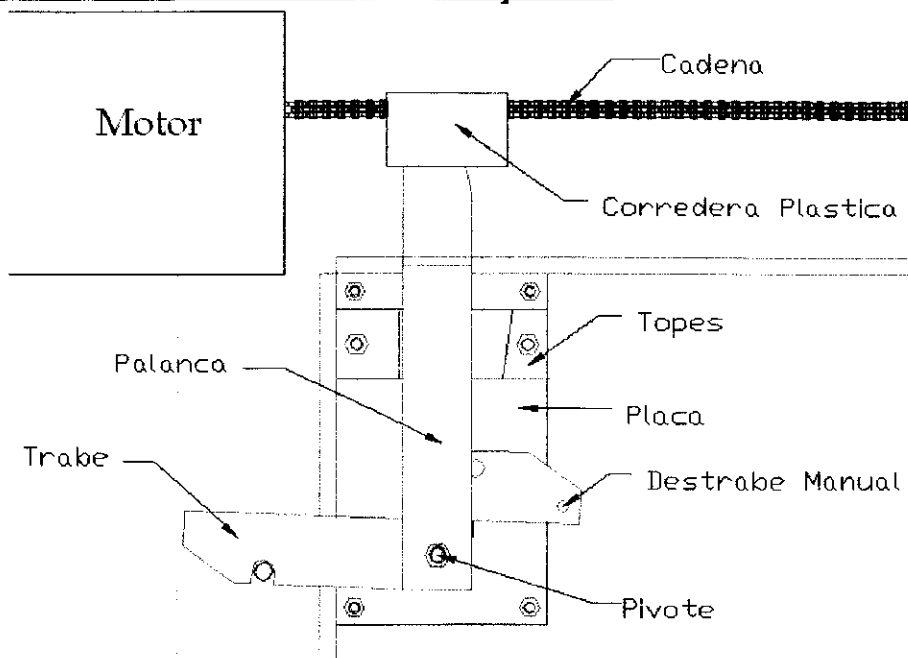
Mecanismo de un pivote

El cuarto mecanismo tiene la variante de que el trabe y la palanca se cruzan, por lo que es necesario trabajar en dos planos. En el plano inferior se encuentra el eslabón de trabe, que al igual que en los mecanismos propuestos antes, el peso del mismo eslabón es el que lo fuerza a su posición horizontal.

Este mecanismo se muestra en la figura # 3.4. La palanca en la posición de cerrado se encuentra vertical, y cuando se abre el portón, ésta gira aproximadamente 7° empuja un perno en el eslabón de trabe, libera el portón, y luego se transmite la fuerza al portón por medio de unos topes.

Este mecanismo es el más simple de todos los propuestos, sin embargo, es el que tiene las mejores características de todos los anteriores. Es en el que se logra menores dimensiones. Por estar montado en varios planos separados con roldadas, existe una menor área de contacto y, por consiguiente, el desgaste es menor.

Figura #3.4: *Mecanismo de un pivote.*



E. SISTEMA ELÉCTRICO:

Este sistema funciona como los anteriores, pero está accionado eléctricamente. Puede construirse con algunas chapas ya existentes en el mercado, haciéndole modificaciones al circuito eléctrico del portón. Estas chapas eléctricas funcionan por medio de un electroimán y un resorte. El resorte mantiene un trabe en la posición cerrada.

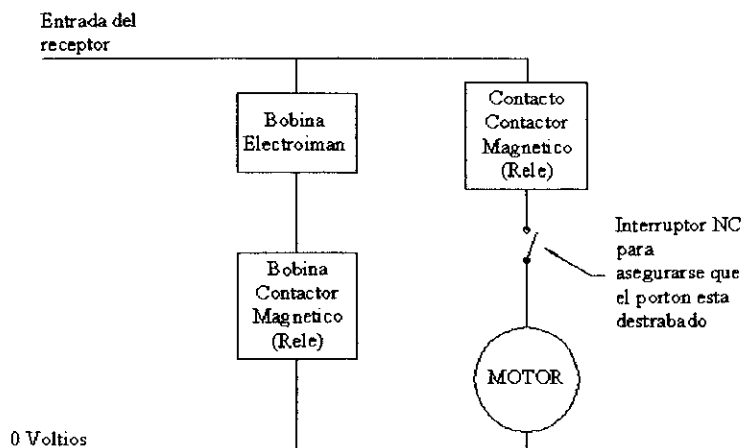
Para cerrar el portón no es necesario accionar el electroimán, ya que el receptor instalado en el marco logra vencer el resorte y levanta el trabe hasta llegar a unos agujeros en donde traba. Para destrabarlo es necesario accionar el electroimán, que vence el resorte y levanta el trabe. Para que funcione es necesario que exista electricidad, pero crea el problema de cómo abrir el portón si hubiera un corto del suministro de energía. Debido a esto habría que modificar las chapas para poder abrirlas manualmente.

Cuando se abre el portón es necesario destrabar el portón antes de comenzar a abrirlo, para lograr esto es necesario modificar el circuito del motor. La entrada de energía al motor pasa a través de la bobina del electroimán y luego por un interruptor colocado sobre la chapa, que tiene la función de no permitir que se abra el portón hasta que no está totalmente abierto el trabe.

En la figura # 3.5 se muestra el diagrama de colección. Como se puede ver en el diagrama, la línea de energía que entraba al motor ahora acciona un contacto magnético (relee). El relee sirve como un retraso para que arranque el motor.

Para que arranque el motor deben cumplirse dos condiciones, primero el interruptor NA (Normalmente Abierto), se cierre y que el relee esté con energía. El interruptor NA se acciona cuando el trabe se levanta completamente y libera el portón.

Figura # 3.5: Diagrama eléctrico de la chapa electromagnética.



Se puede sustituir el interruptor NC por algún sensor de proximidad para evitar que por el desgaste del interruptor exista un mal contacto.

V. CALCULOS

Mecanismo # 4: Mecanismo de un pivote.

La energía del impacto es igual a la fuerza por la distancia, la fuerza máxima es de 18Lbf y la distancia es de 11/16".

$$U_M = (18\text{Lbf})(11/16") = 12.375 \text{ lbf}\cdot\text{pulg}$$

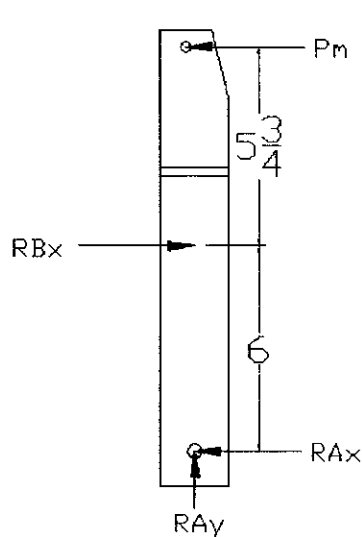
$$I = (1/12)(bh^3) = (1/12)(1/4\text{pulg})(2\text{pulg})^3 = 0.166666\text{pulg}^4.$$

$$E = 23.5 \times 10^6 \text{ lbf/pulg}^2. \quad (\text{Apéndice A})$$

En el capítulo # 2 se dedujo las ecuaciones de energía de deformación para el caso de flexión. Necesitamos encontrar una fuerza equivalente que produzca la misma energía de deformación que la carga de impacto. Despejamos P de la fórmula 2.10, y sustituimos el valor de U_M , E e I encontrados:

$$P_M = \sqrt{\frac{6U_M EI}{L^3}} = \sqrt{\frac{6(12.375\text{lbf}\cdot\text{pulg})(23.5 \times 10^6 \text{ lbf/pulg}^2)(0.16666\text{pulg}^4)}{(4.75\text{pulg})^3}} = 1647.275\text{lbf}$$

Esta carga la utilizamos para encontrar las reacciones en el perno de la palanca y así encontrar los esfuerzos que allí se generan.



$$\sum F_x = 0 \quad F_{Bx} - P_M - R_{Ax} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \quad R_{Ay} = 2\text{Lbs}$$

$$\sum M_A = 0 \quad -R_{Bx}(7.5\text{pulg}) + P_M(12\text{pulg}) = 0$$

Por lo que $R_{Ay} = 2 \text{ Lb}$.

$$R_{Bx} = 12(P_M) / (7.5) = 2635.64 \text{ Lb}.$$

$$R_{Ax} = 2635.64 \text{ Lbf} - 1647.275\text{Lbf} = 988.365 \text{ Lbf}$$

$$R_A = \sqrt{(988.365)^2 + (2)^2} = 988.367\text{Lb}.$$

Fallas en el A:

Aplastamiento:

$$\sigma_{bA} = \frac{R_A}{tl} = \frac{988.367Lb}{(0.5\text{ pulg})(0.25\text{ pulg})} = 7.90694\text{ksi}$$

Desgarramiento por corte

$$\tau_{ia} = \frac{R_A}{2(t)(l)} = \frac{988.367Lb}{2(0.75\text{ pul.})(0.25\text{ pul.})} = 2.635.65\text{ksi}$$

Esfuerzo por corte:

$$\tau_A = \frac{R_A}{\pi d^2 / 4} = \frac{988.367lb.}{\pi \cdot (0.5)^2 / 4} = 5.03371\text{ksi}$$

Esfuerzo de Tensión

$$\sigma_{AT} = \frac{R_A}{(2-9/16)(1/4)} = \frac{988.367lb}{(2-9/16)(1/4)} = 2.75024\text{ksi.}$$

Las fallas en B no fueron calculadas porque la única fuerza involucrada es el peso del trabe.

El máximo esfuerzo ocurre por aplastamiento, que tiene un valor de 8.4717ksi. El esfuerzo límite de fatiga depende de varios factores, estos se pueden encontrar en el apéndice A.

La ecuación es: $S_e = C_R C_S C_F C_W (1/K_F) S'_n$

C_R = Factor de confiabilidad, para una razón de supervivencia de 99.00 % el factor de desviación de multiplicación será 2.33 por lo que:

$$C_R = 1 - 0.08 (D.M.F.) = 1 - 0.08(2.33) = 0.8136$$

C_S = Factor de Corrección por tamaño, por tratarse de una pieza entre 1/2 y 2 pulgadas, el factor de corrección que se puede utilizar es de $C_S = 0.85$.

C_F = Factor de Corrección por acabado de la superficie. De la figura A.1, tomamos la resistencia a la tensión de 70kips. y suponiendo que es un acero maquinado, obtenemos un valor aproximado $C_F = 0.79$

C_W = Factor de Corrección por soldadura. No existe ninguna soldadura en la palanca, por lo que no es necesario aplicar un factor de corrección por soldadura.

S'_n = Esfuerzo de fatiga del material. Usando la tabla A.3 en el apéndice A encontramos un valor de $S'_n = 35\text{kips}$.

K_f = Factor de concentración de esfuerzos. De la figura A.2 encontramos que para una placa con un agujero de $\frac{1}{2}$ ", ancho 2" y espesor $\frac{1}{4}$ " el factor de concentración de esfuerzos K_f es igual a 1.7

Utilizando todos los factores encontrados anteriormente los sustituimos en S_e , para obtener:

$$S_e = (0.8136)(0.85)(0.79)(1)(1/1.7)35\text{kip} = 11.248$$

Ahora usando el valor máximo de esfuerzo encontramos que:

$$N = 11.248\text{ksi} / 7.90694\text{ksi} = 1.42254.$$

Debemos tomar en cuenta que para calcular este factor de seguridad, se tomaron las condiciones más adversas que se pueden encontrar. Además se tomó una carga alta debido al impacto. Debido a que el perno en A, es en realidad un tornillo, las fallas se producirían sobre la palanca.

Ahora consideremos el trabe, ya que las fuerzas a las que está sometido en condiciones normales, sólo involucran su peso, por lo que no se producen esfuerzos considerables.

En el caso de ser forzado, no se puede definir una carga, ya que está depende de varios factores, brazo de la palanca, fuerza aplicada, etc.

VI. RECOMENDACIONES:

1. El mecanismo de doble trabe tiene la gran desventaja que es necesario rediseñar todas las piezas para pequeñas modificaciones, ya que de no estar bien dimensionado, tiende a trabarse.
2. Se recomienda hacer un estudio de mercado para evaluar si puede producirse en serie.
3. En algunos portones queda una separación entre el marco del portón y la orilla del portón, por lo que se podría abrir este seguro, levantándolo a través de este espacio. Para estos casos será necesario alargar la plancha a modo que cubra todo el trabe hasta la muesca. Con esto se logra prevenir que pueda ser levantado.
4. Se deberían evaluar nuevos mecanismos o modificaciones a estos, que podrían reducir los costos, aumentar la confiabilidad, facilitar la instalación, etc.

VII. CONCLUSIONES:

1. El diseño de un mecanismo es un proceso en el que se debe probar varias alternativas, para encontrar el mejor diseño para las condiciones establecidas.
2. Ha sido necesario implementar y rediseñar los mecanismos de seguridad para evitar que sean deshabilitados.
3. Al fabricar este mecanismo en serie se puede abaratar el costo grandemente, ya que se divide el costo de los materiales, al adquirirlos al por mayor.
4. Las fuerzas a las que está sometido el mecanismo varían grandemente entre portón y portón debido a los pesos de los mismos, tipo de rodamiento, alineación, etc.
5. Para los mecanismos planteados, el mayor esfuerzo ocurre debido al impacto.
6. El mecanismo propuesto tiene el mayor esfuerzo en el perno A y el esfuerzo es debido al aplastamiento.

5. BIBLIOGRAFÍA:

1. Caldero P.; J. A. González. 1999. *Fundamentos de mecanismos y máquinas para ingenieros*. España. McGraw Hill. Pp. 615.
2. Erdman, A. G., G. N Sandor. 1998. *Diseño de Mecanismos Análisis y Síntesis*. 3ª edición. México. Prentice-Hall Hispanoamericana, S.A. Pp.646.
3. Mabie, H. H.; F. W Ocvirk. 1966. 2ª edición. *Mechanisms and Dynamics of Machinery*. United States of America. John Wiley and Sons, Inc. Pp.530
4. Deutschman A.D., et al. 1999. *Diseño de Maquinas Teoría y Práctica*. México. Compañía Editorial Continental, S.A. de C.V. Pp. 973.
5. Beer F.P; E. R. Johnston. 1997. 2ª edición. *Mecánica de Materiales*. Mexico McGraw-Hill Interamericana, S.A. Pp. 738.
6. Beer F.P; E R. Johnston. 1996. 5ª edición. *Mecánica vectorial para Ingenieros*. Mexico. McGraw-Hill Interamericana, S.A. Pp. 599.
7. Hamrock B. J., et al. 1999. *Elementos de máquinas*. Mexico. McGraw-Hill Interamericana, S.A. Pp.926.
8. Robb Louis. A. 2001. *Diccionario para ingenieros*. 2ª edición. Mexico. Compañía editorial continental. Pp. 664

VIII. APENDICE A

A. ESFUERZOS POR FATIGA

En este apéndice se muestran las tablas, figuras y formulas utilizadas para determinar los esfuerzos admisibles por fatiga.

Ecuación de esfuerzo por fatiga:

$$S_e = C_R C_S C_F C_W (1/K_F) S'_n \quad (\text{Ecuación A-1})$$

En donde;

C_R = Factor de Confiabilidad.

C_S = Factor de Corrección por tamaño.

C_F = Factor de Corrección por acabado de la superficie.

C_W = Factor de Corrección por soldadura.

S'_n = Esfuerzo de fatiga del material.

K_F = Factor de concentración de esfuerzos.

1. Factor de Confiabilidad:

$C_R = 1 - 0.08 (D.M.F.)$; en donde D.M.F. es el factor de desviación de multiplicación, que se determina por el porcentaje de la razón de supervivencia del material.

Tabla A.1:

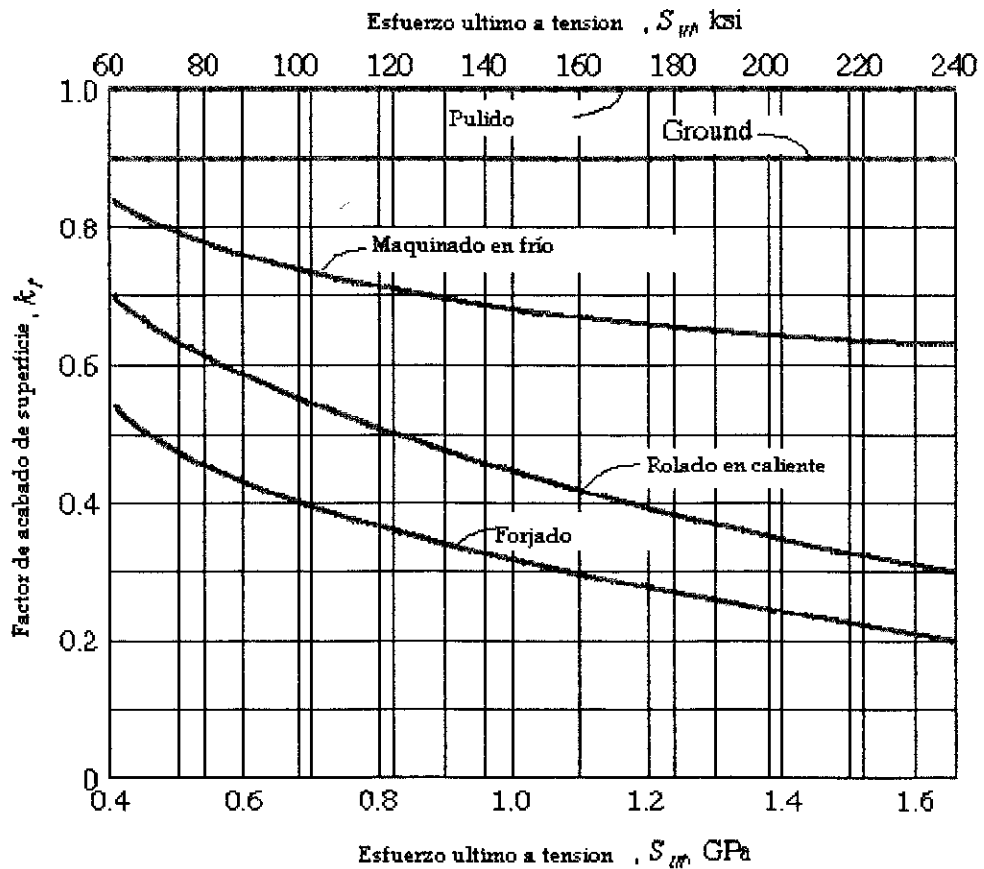
Razón de Supervivencia %	Factor de desviación de multiplicación (DMF)
90.00	1.28
95.00	1.64
98.00	2.05
99.00	2.33
99.90	3.08
99.99	3.62

2. Factor de Corrección por Tamaño:

$C_S = 0.85$ para especímenes sujetos a torsión y flexión desde ½ pulg. hasta 2 pulg. de diámetro. Factor de Corrección por tamaño. Para un diseño prudente se usa un factor de $C_S = 0.70$, para los casos en que no se tenga toda la información.

3. Factor de Corrección por acabado de la superficie:

Figura # A.1:



4. Factor de corrección por soldadura

Tabla A.2: Factor de Corrección por Soldadura

Tipo y localización de la soldadura.	CW
Soldadura a tope reforzada	0.833
Soldadura de filete transversal o de pie	0.667
Soldadura de filete paralelo o de extremo	0.370
Junta a tope T con soldadura de forma angular	0.500

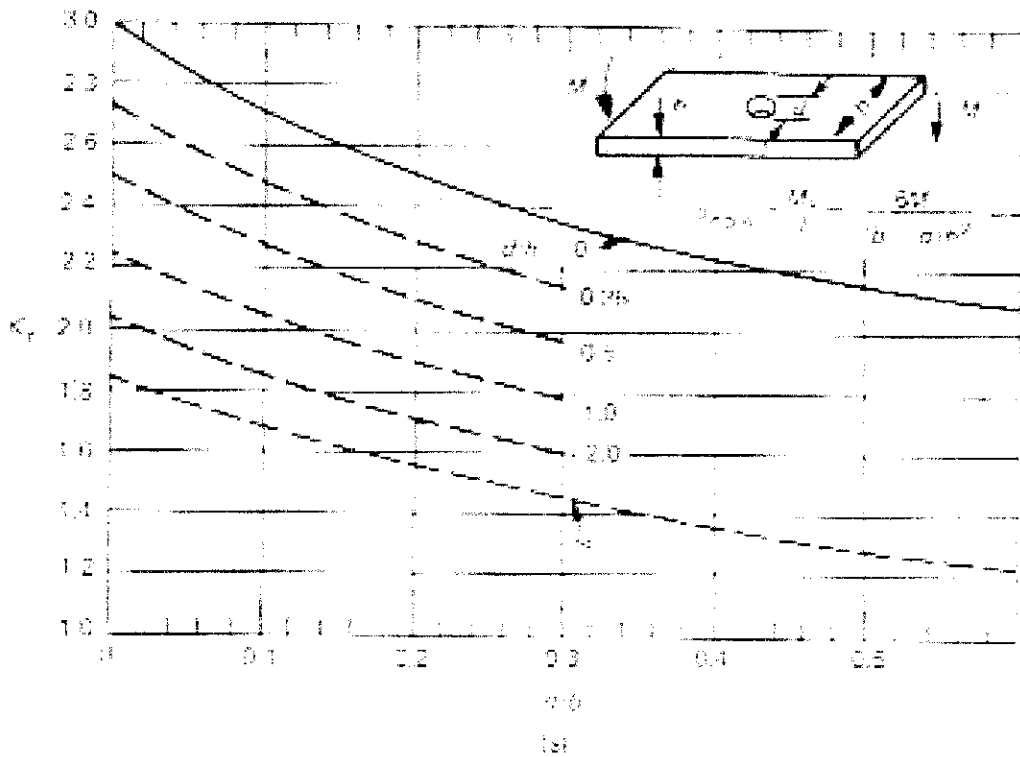
5. Esfuerzo de Fatiga del Material:

Tabla A.3: Propiedades mecánicas de algunos materiales:

Numero de identificación o especificación.	Modulo de elasticidad en tensión lb./pulg ²	Resistencia a la tensión Klb/pulg ²	Resistencia a la cedencia Klb/pulg ²	Alargamiento en 2pulg.	Dureza BHN	Esfuerzo limite de fatiga Klb/pulg ²	Resistencia a la compresión Klb/pulg ²
60-40-18	23.5x10 ⁶	70	23.5	10-25	178	35	140
80-55-06	23.5x10 ⁶	100	67.5	3-10	217	50	200
100-70-03	23.5x10 ⁶	110	72.5	6-10	257	55	220
120-90-02	23.5x10 ⁶	135	108	2-7	283	63	270

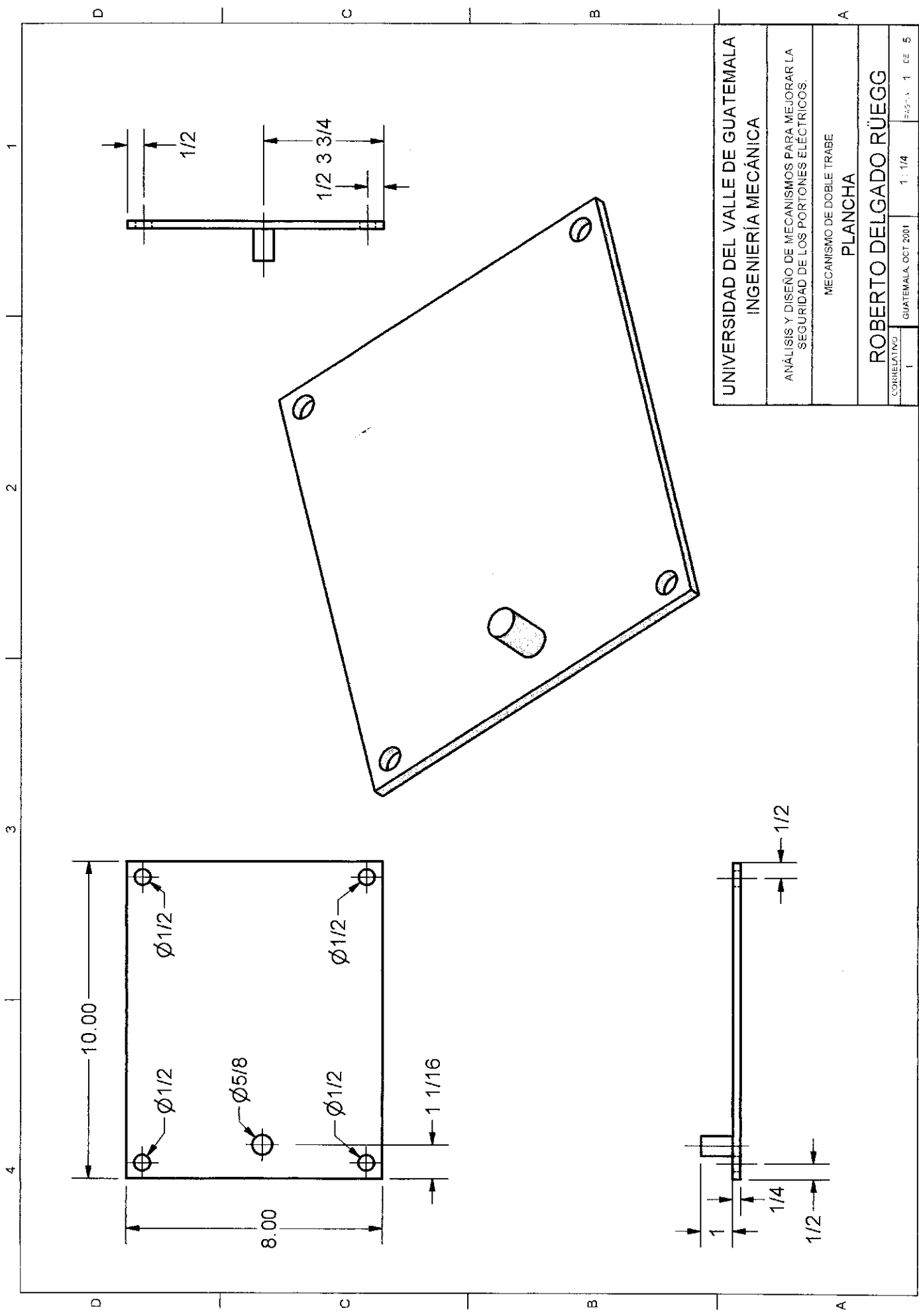
6. Factor de concentración de esfuerzos.

Figura # A.2



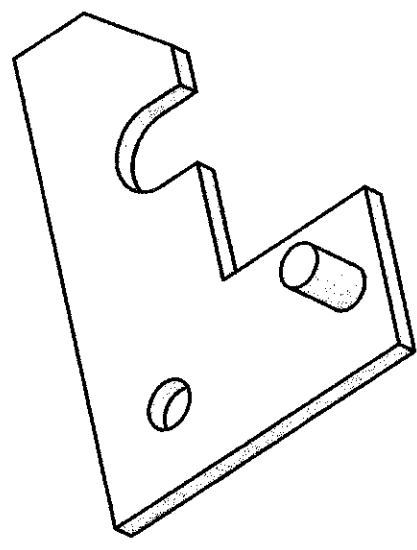
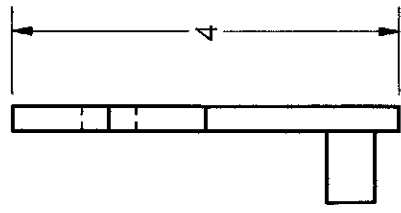
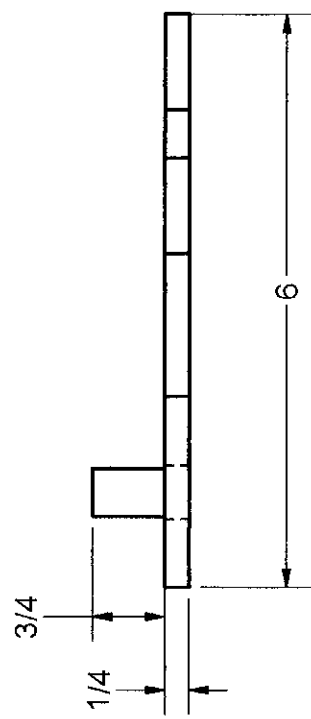
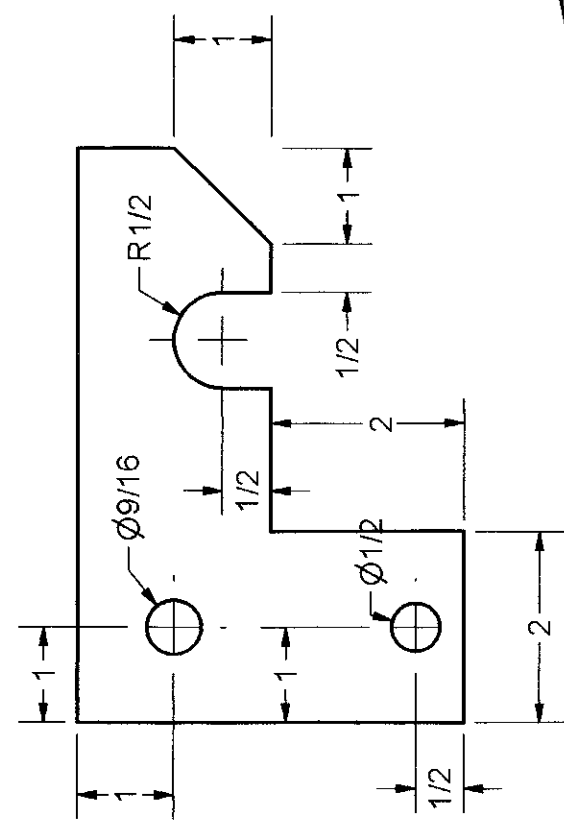
IX. APENDICE B

PLANOS DE LOS MECANISMOS:

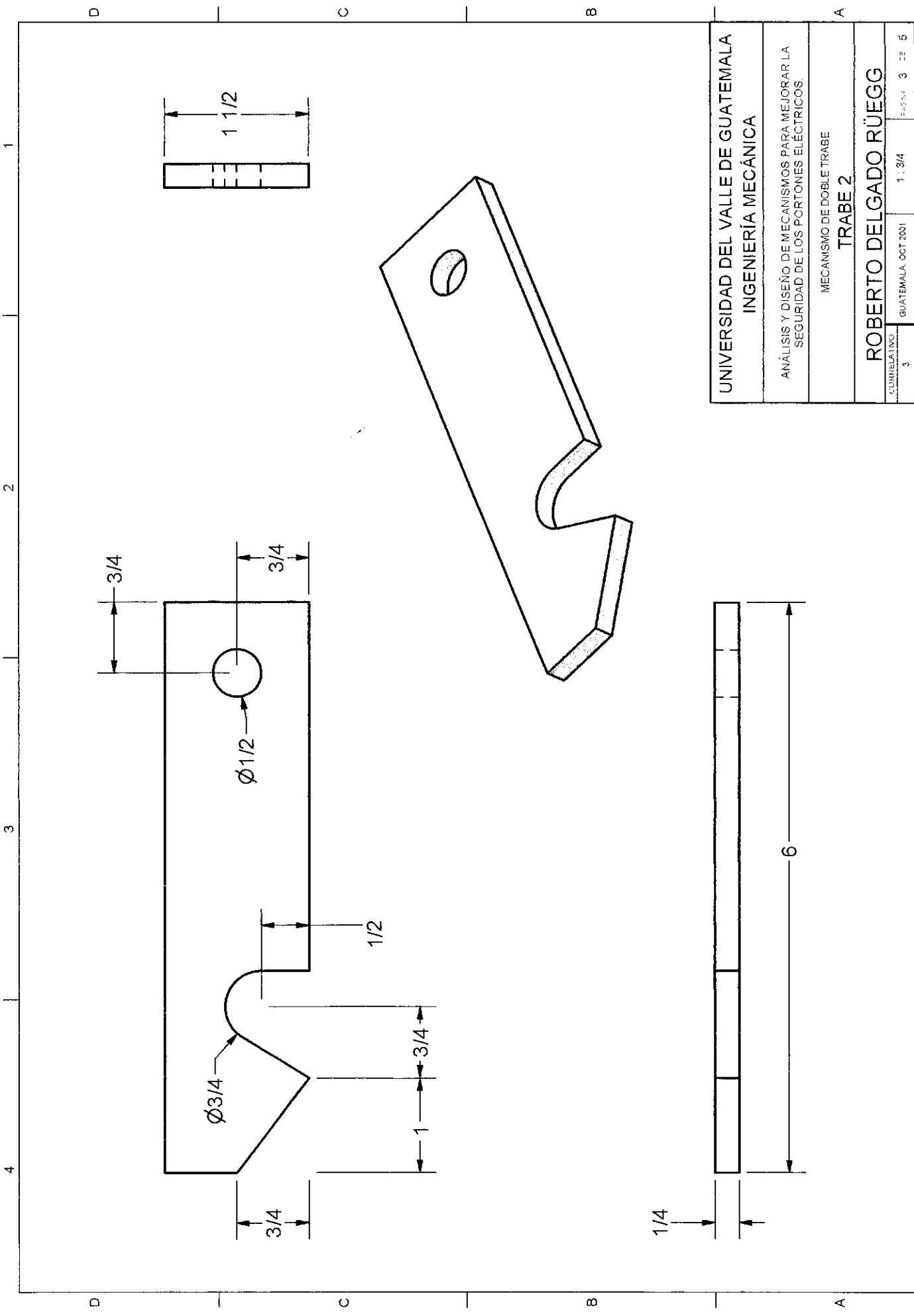


UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA	
INGENIERÍA MECÁNICA	
ANÁLISIS Y DISEÑO DE MECANISMOS PARA MEJORAR LA SEGURIDAD DE LOS PORTONES ELÉCTRICOS.	
MECANISMO DE DOBLE TRABE	
PLANCHA	
ROBERTO DELGADO RÜEGG	
CORRELATIVO	1
GUATEMALA, OCT 2001	1 : 1/4
PAGINA	1 DE 5

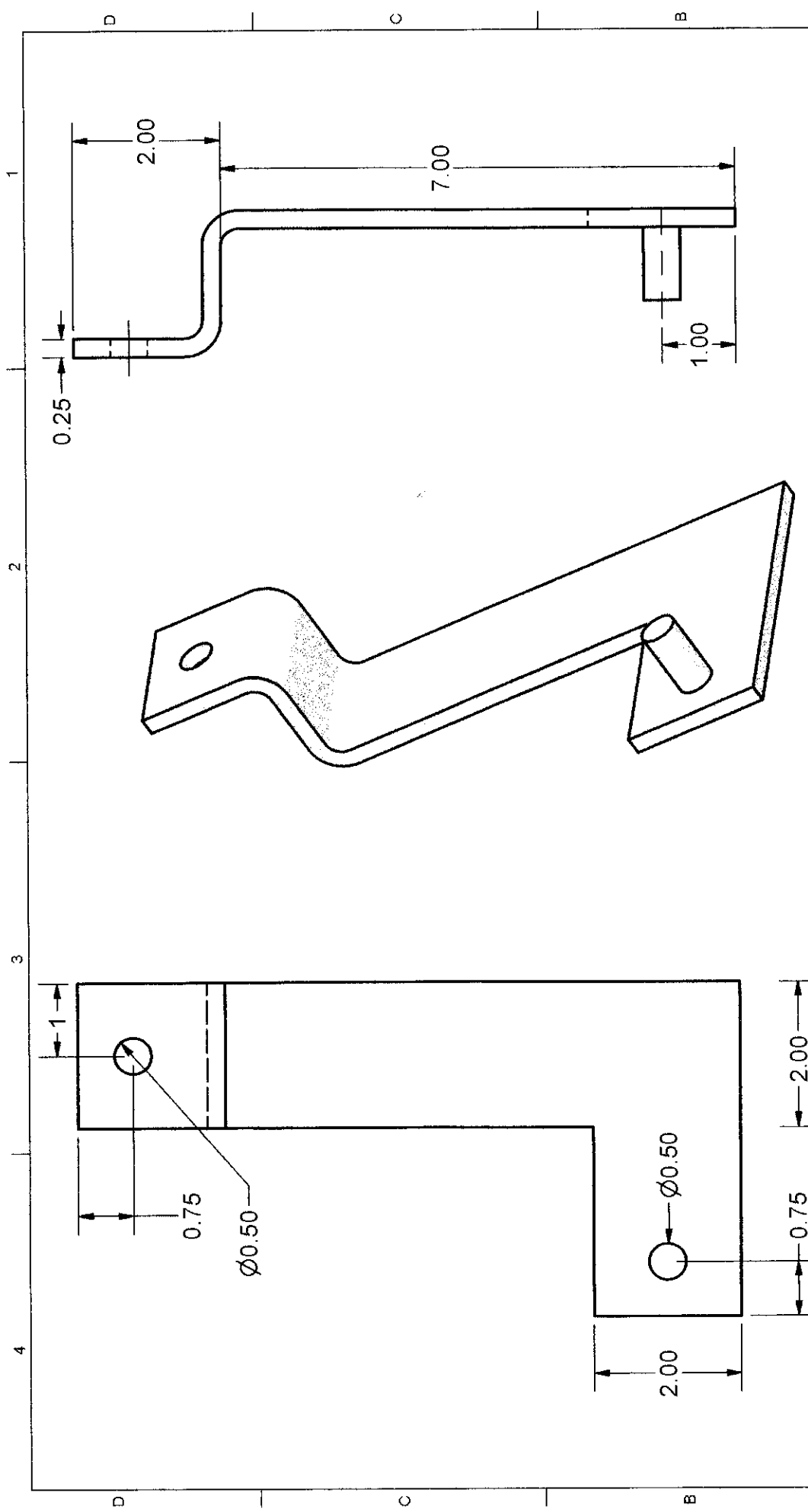
1 2 3 4



UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA INGENIERÍA MECÁNICA	
ANÁLISIS Y DISEÑO DE MECANISMOS PARA MEJORAR LA SEGURIDAD DE LOS PORTONES ELÉCTRICOS.	
MECANISMO DE DOBLE TRABE	
TRABE 1	
ROBERTO DELGADO RÜEGG	
CORRELATIVO	1 : 1/2
2	GUATEMALA, OCT 2001
2	PÁGS. 2 DE 5



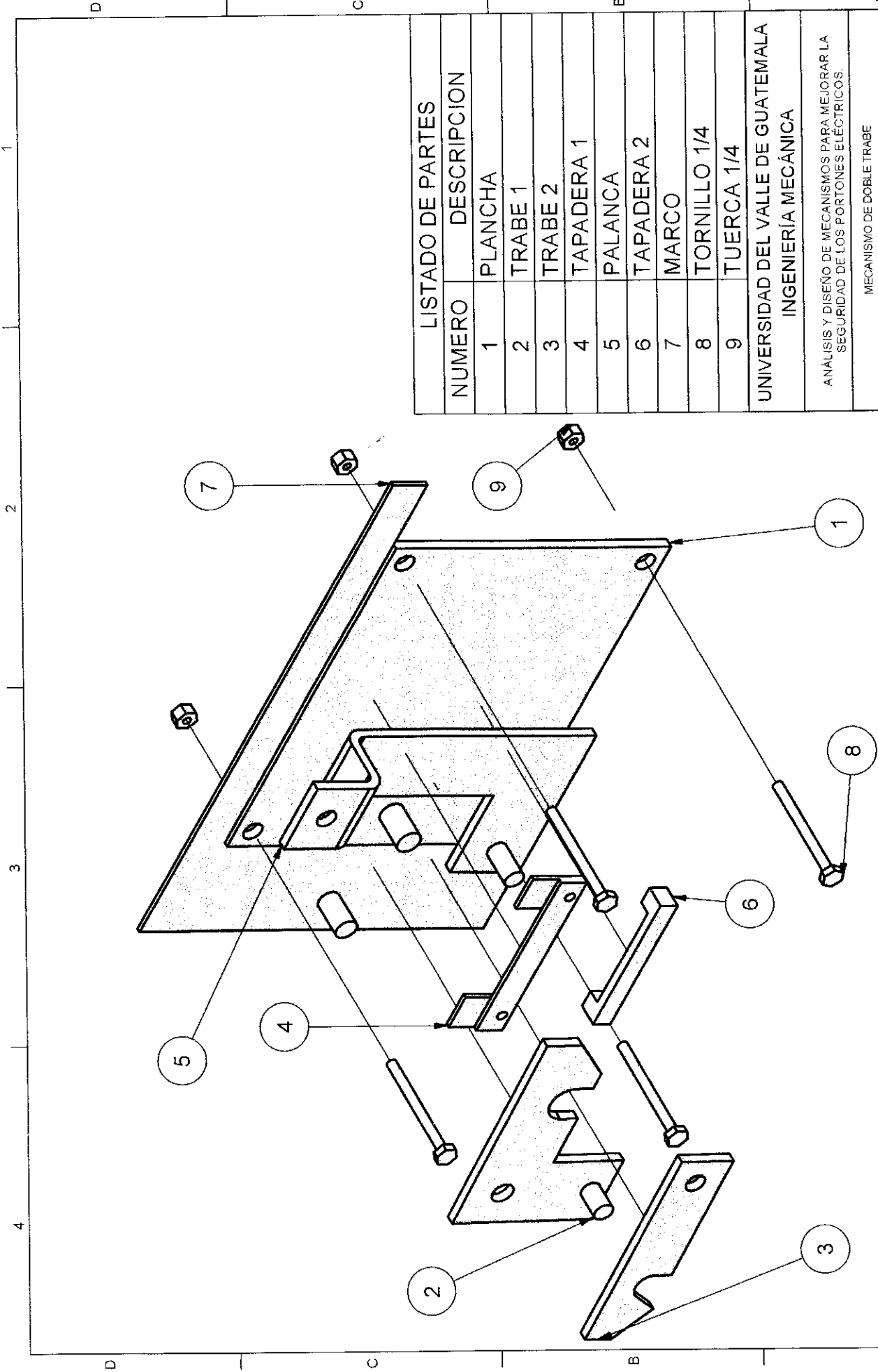
UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA	
INGENIERÍA MECÁNICA	
ANÁLISIS Y DISEÑO DE MECANISMOS PARA MEJORAR LA SEGURIDAD DE LOS PORTONES ELÉCTRICOS	
MECANISMO DE DOBLE TRABE	
TRABE 2	
ROBERTO DELGADO RÜEGG	
CORRELATIVO	1: 3/4
3	GUATEMALA, OCT 2001
	3
	5



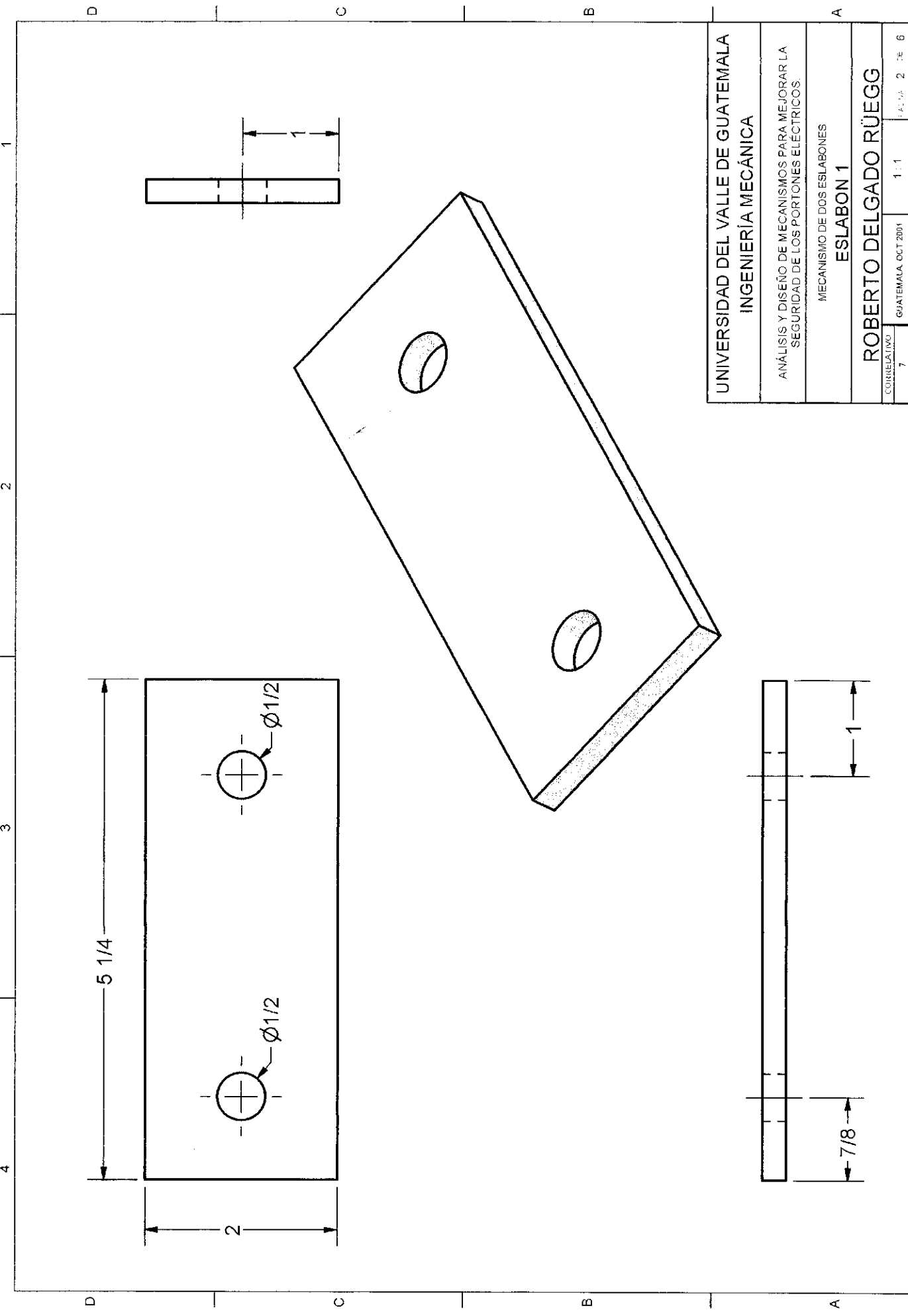
UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA	
INGENIERÍA MECÁNICA	
ANÁLISIS Y DISEÑO DE MECANISMOS PARA MEJORAR LA SEGURIDAD DE LOS PORTONES ELÉCTRICOS.	
MECANISMO DE DOBLE TRABE	
PALANCA	
ROBERTO DELGADO RÚEGG	1:1/2
CORRELATIVO	PÁGINA
4	4 DE 5

1
2
3
4

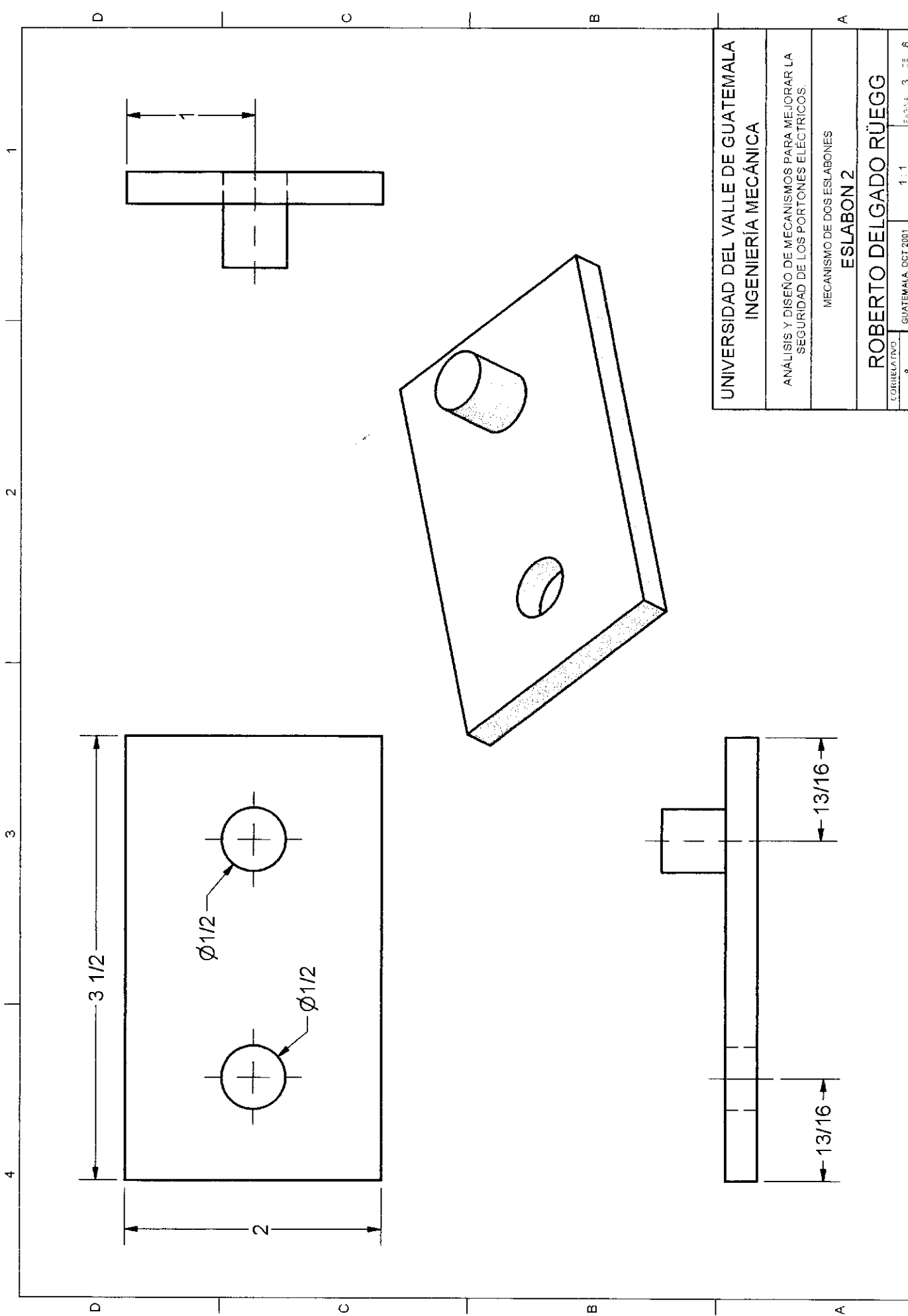
D
C
B
A



LISTADO DE PARTES	
NUMERO	DESCRIPCION
1	PLANCHA
2	TRABE 1
3	TRABE 2
4	TAPADERA 1
5	PALANCA
6	TAPADERA 2
7	MARCO
8	TORNILLO 1/4
9	TUERCA 1/4
UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA INGENIERIA MECANICA	
ANALISIS Y DISEÑO DE MECANISMOS PARA MEJORAR LA SEGURIDAD DE LOS PORTONES ELÉCTRICOS.	
MECANISMO DE DOBLE TRABE	
ENSAMBLE	
ROBERTO DELGADO RÜEGG	
CARRRELATIVO	1: 5/16
5	GUATEMALA, OCT 2001
	1



UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA	
INGENIERÍA MECÁNICA	
ANÁLISIS Y DISEÑO DE MECANISMOS PARA MEJORAR LA SEGURIDAD DE LOS PORTONES ELÉCTRICOS.	
MECANISMO DE DOS ESLABONES	
ESLABON 1	
CORRELATIVO	1 : 1
GUATEMALA, OCT 2001	7
ROBERTO DELGADO RÚEGG	
PÁGINA 2 DE 6	



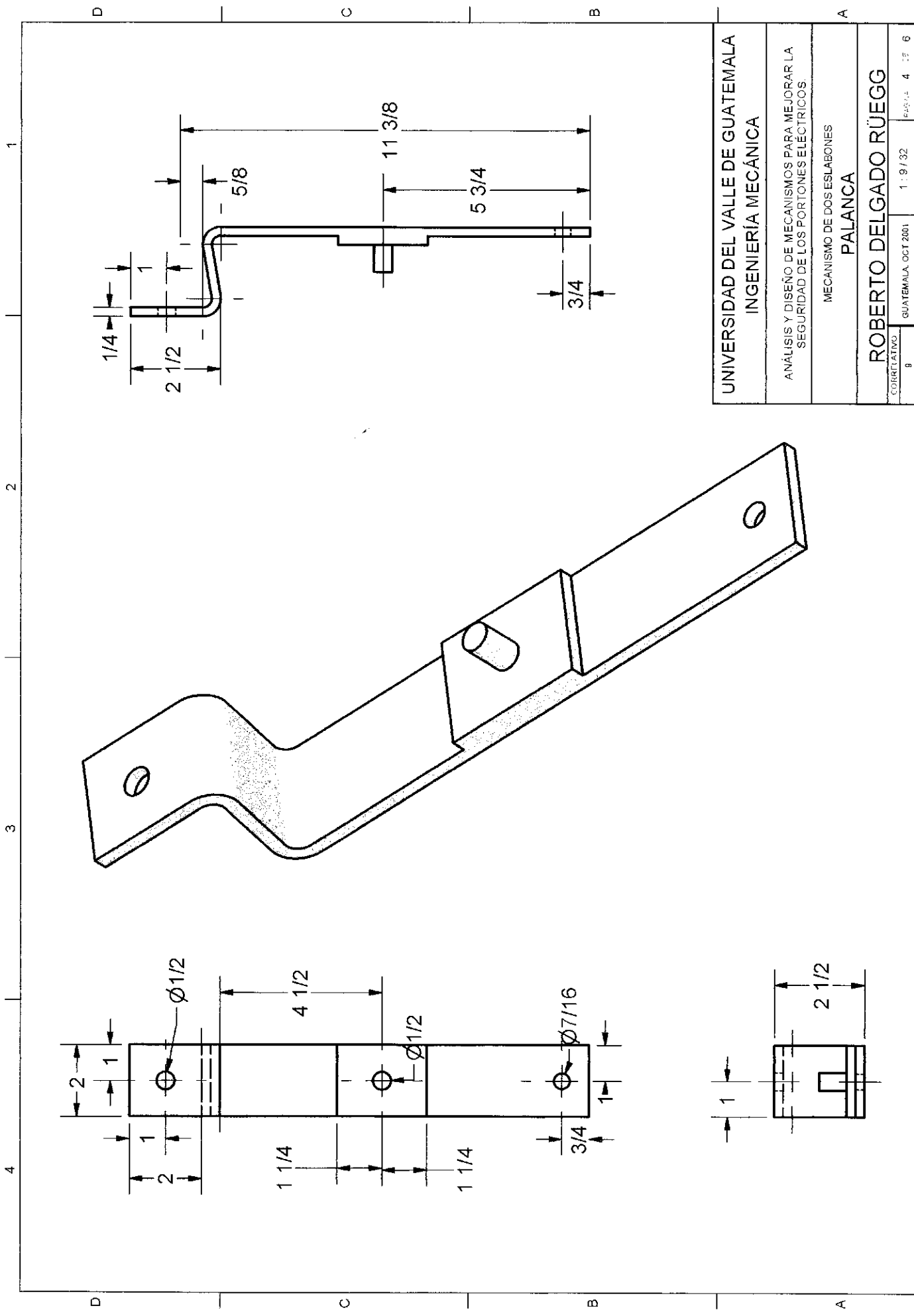
UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
 INGENIERÍA MECÁNICA

ANÁLISIS Y DISEÑO DE MECANISMOS PARA MEJORAR LA
 SEGURIDAD DE LOS PORTONES ELÉCTRICOS.

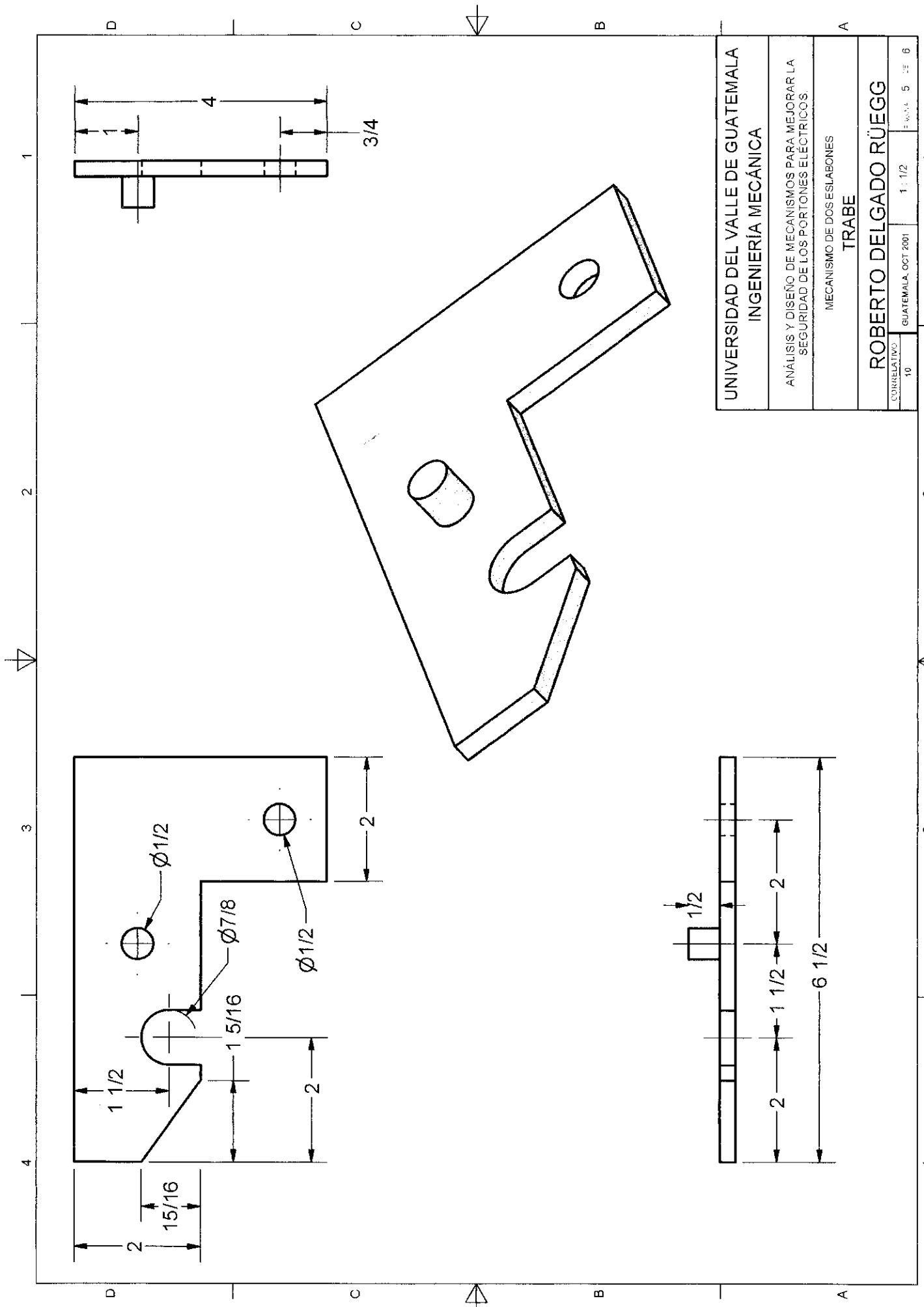
MECANISMO DE DOS ESLABONES
ESLABON 2

ROBERTO DELGADO RÜEGG

CORRELATIVO 8 GUATEMALA OCT 2001 1:1 FOLIO 3 DE 6

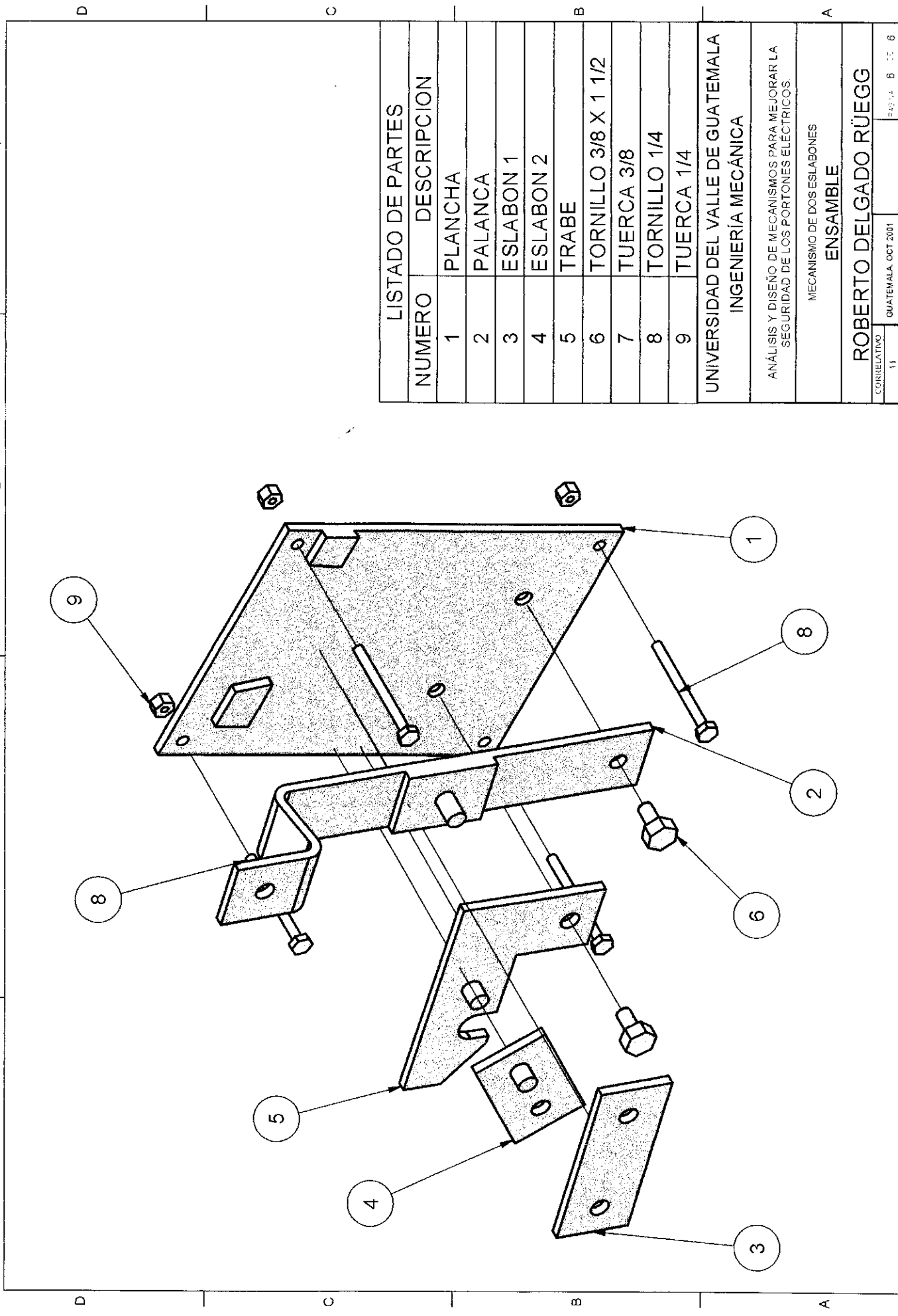


UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA	
INGENIERÍA MECÁNICA	
ANÁLISIS Y DISEÑO DE MECANISMOS PARA MEJORAR LA SEGURIDAD DE LOS PORTONES ELÉCTRICOS	
MECANISMO DE DOS ESLABONES	
PALANCA	
ROBERTO DELGADO RÜEGG	GUATEMALA, OCT 2001
COURTILATIVO	1 : 9 / 32
8	PÁGINA 4 DE 6



UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA	
INGENIERÍA MECÁNICA	
ANÁLISIS Y DISEÑO DE MECANISMOS PARA MEJORAR LA SEGURIDAD DE LOS PORTONES ELÉCTRICOS.	
MECANISMO DE DOS ESLABONES	
TRABE	
ROBERTO DELGADO RÚEGG	
CORRELATIVO	1 : 1/2
GUATEMALA, OCT 2001	5
10	6

1 2 3 4



LISTADO DE PARTES

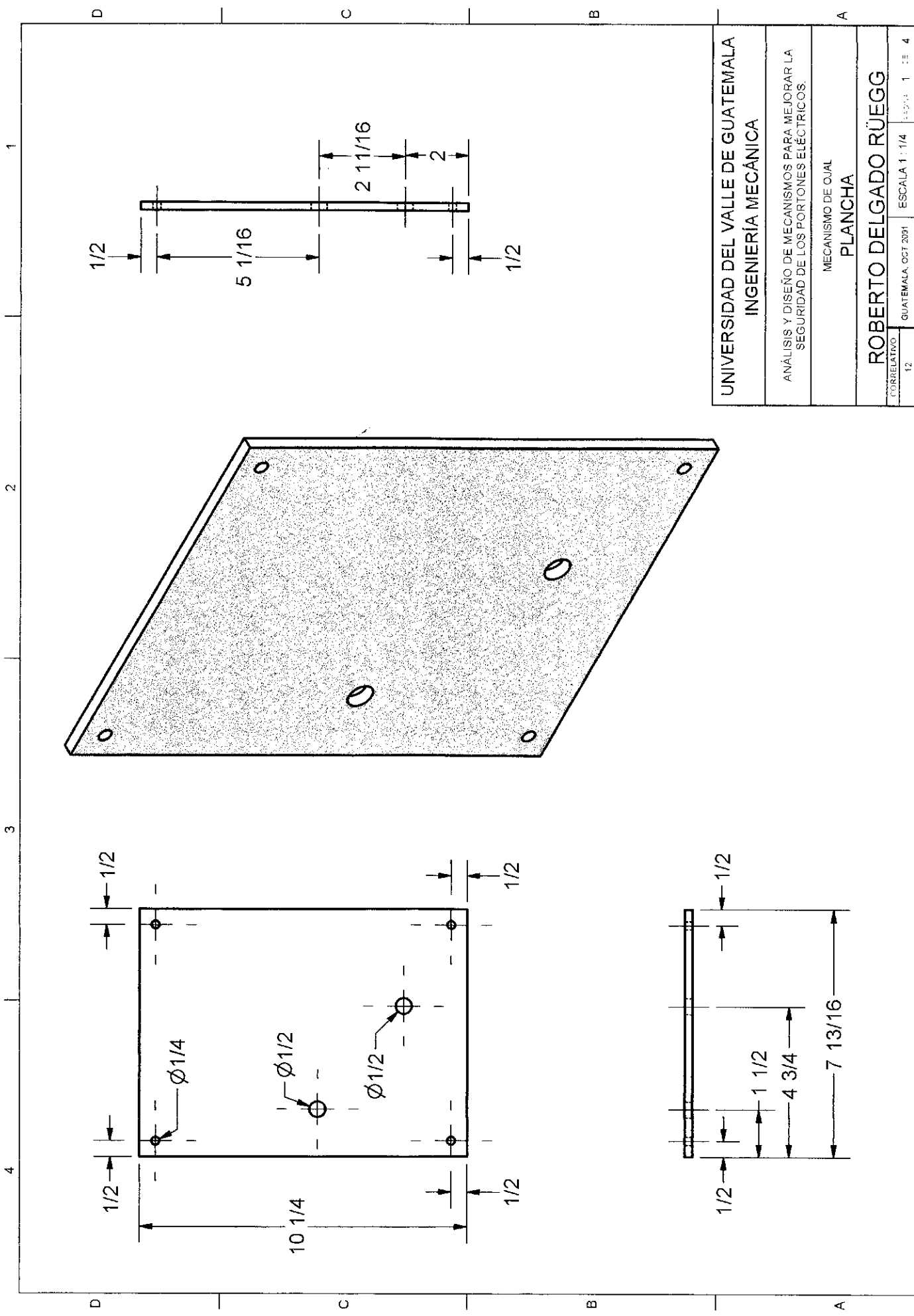
NUMERO	DESCRIPCION
1	PLANCHA
2	PALANCA
3	ESLABON 1
4	ESLABON 2
5	TRABE
6	TORNILLO 3/8 X 1 1/2
7	TUERCA 3/8
8	TORNILLO 1/4
9	TUERCA 1/4

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
 INGENIERÍA MECÁNICA

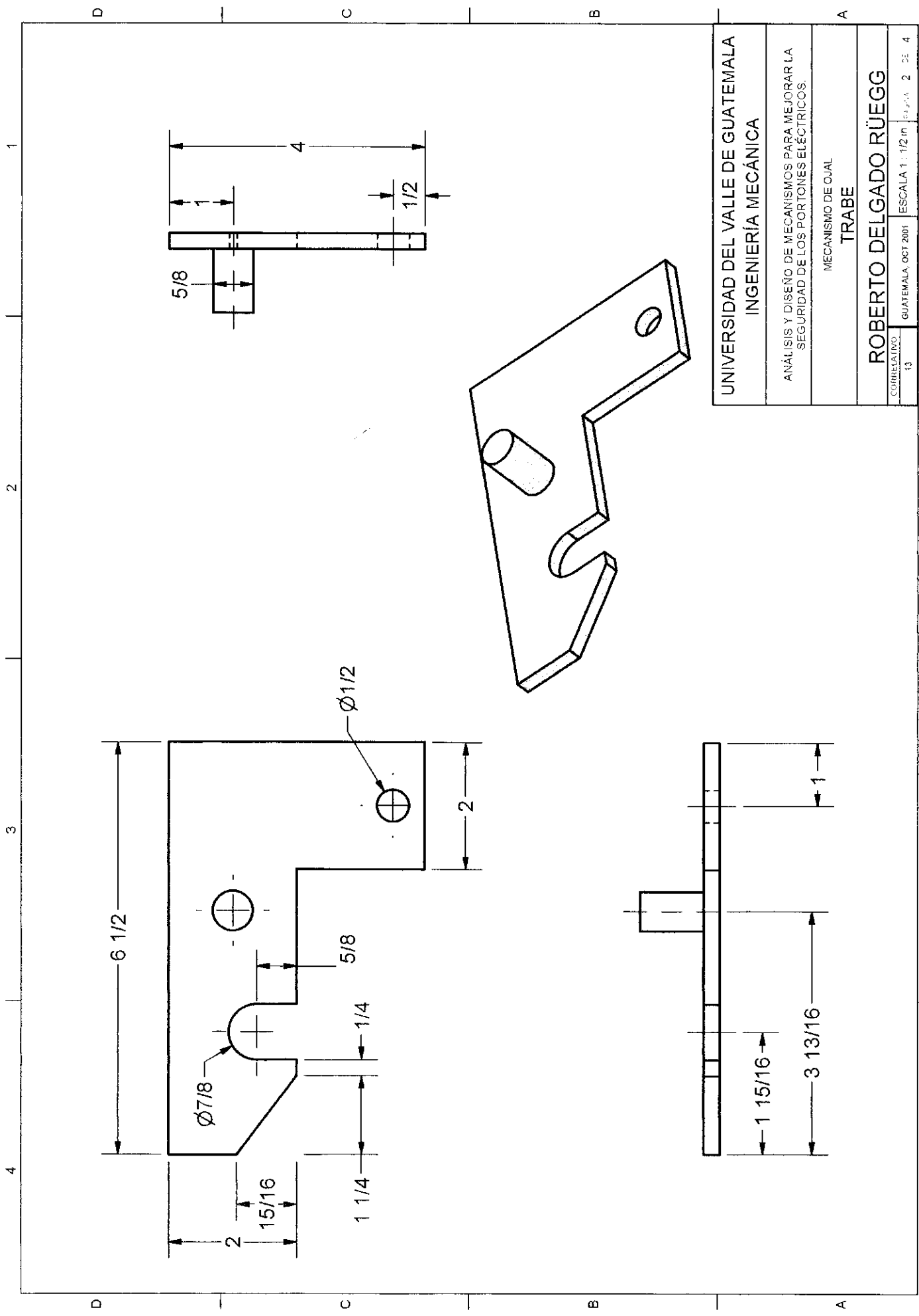
ANÁLISIS Y DISEÑO DE MECANISMOS PARA MEJORAR LA
 SEGURIDAD DE LOS PORTONES ELÉCTRICOS

MECANISMO DE DOS ESABONES

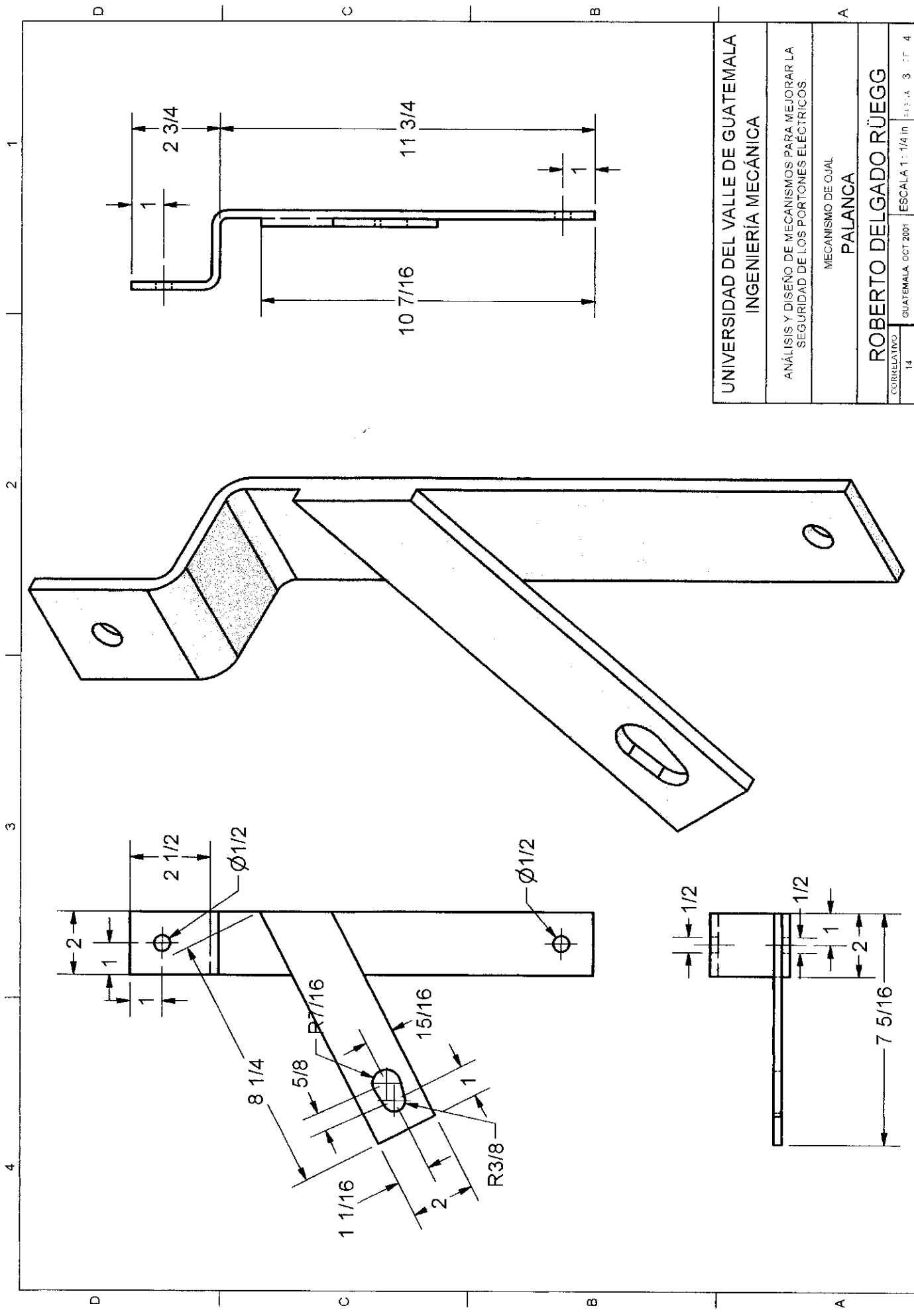
ENSAMBLE



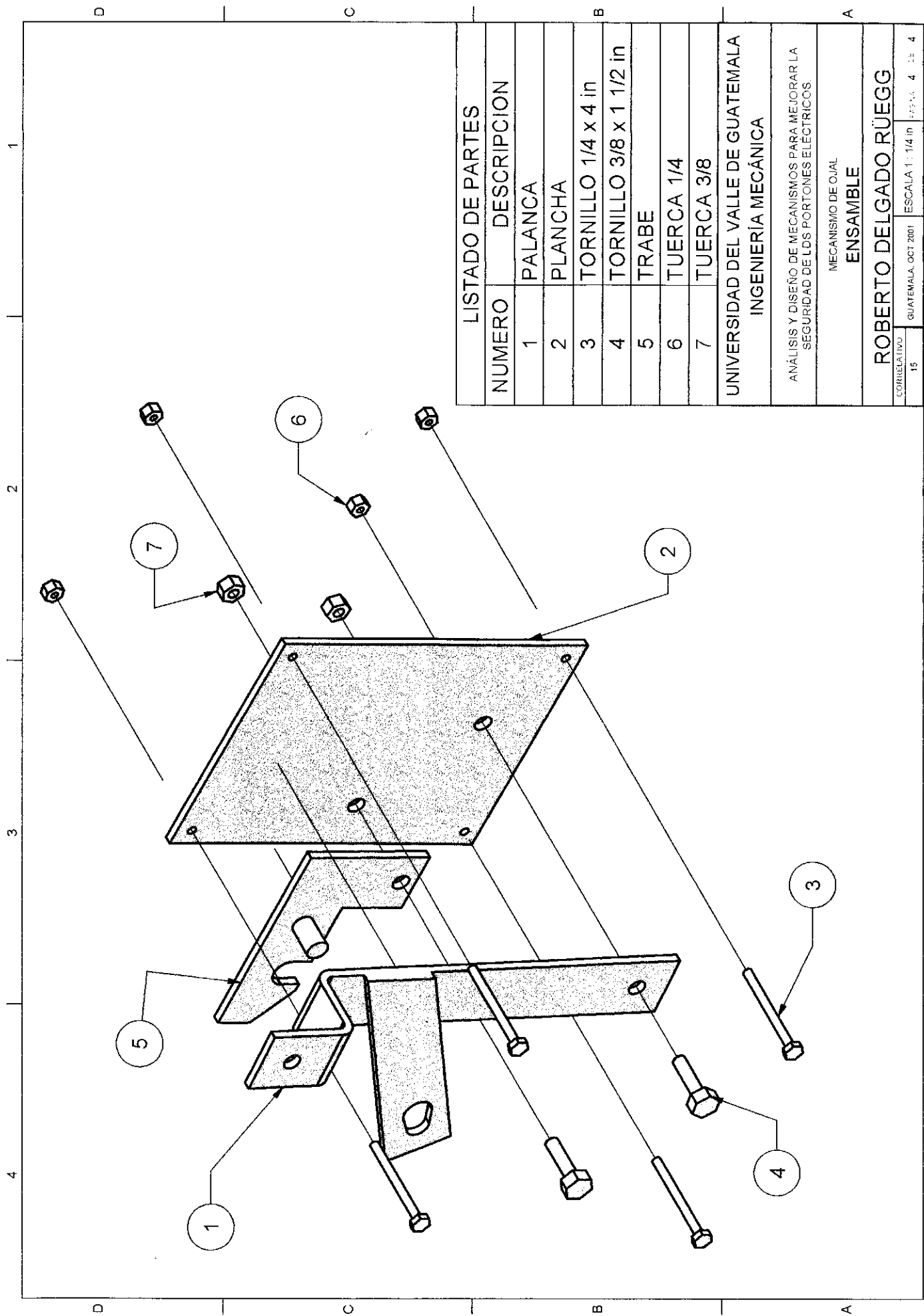
UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA	
INGENIERÍA MECÁNICA	
ANÁLISIS Y DISEÑO DE MECANISMOS PARA MEJORAR LA SEGURIDAD DE LOS PORTONES ELÉCTRICOS.	
MECANISMO DE OJAL	
PLANCHA	
ROBERTO DELGADO RÜEGG	GUATEMALA, OCT 2001
12	ESCALA 1 : 1/4
CORRELATIVO	1 DE 4



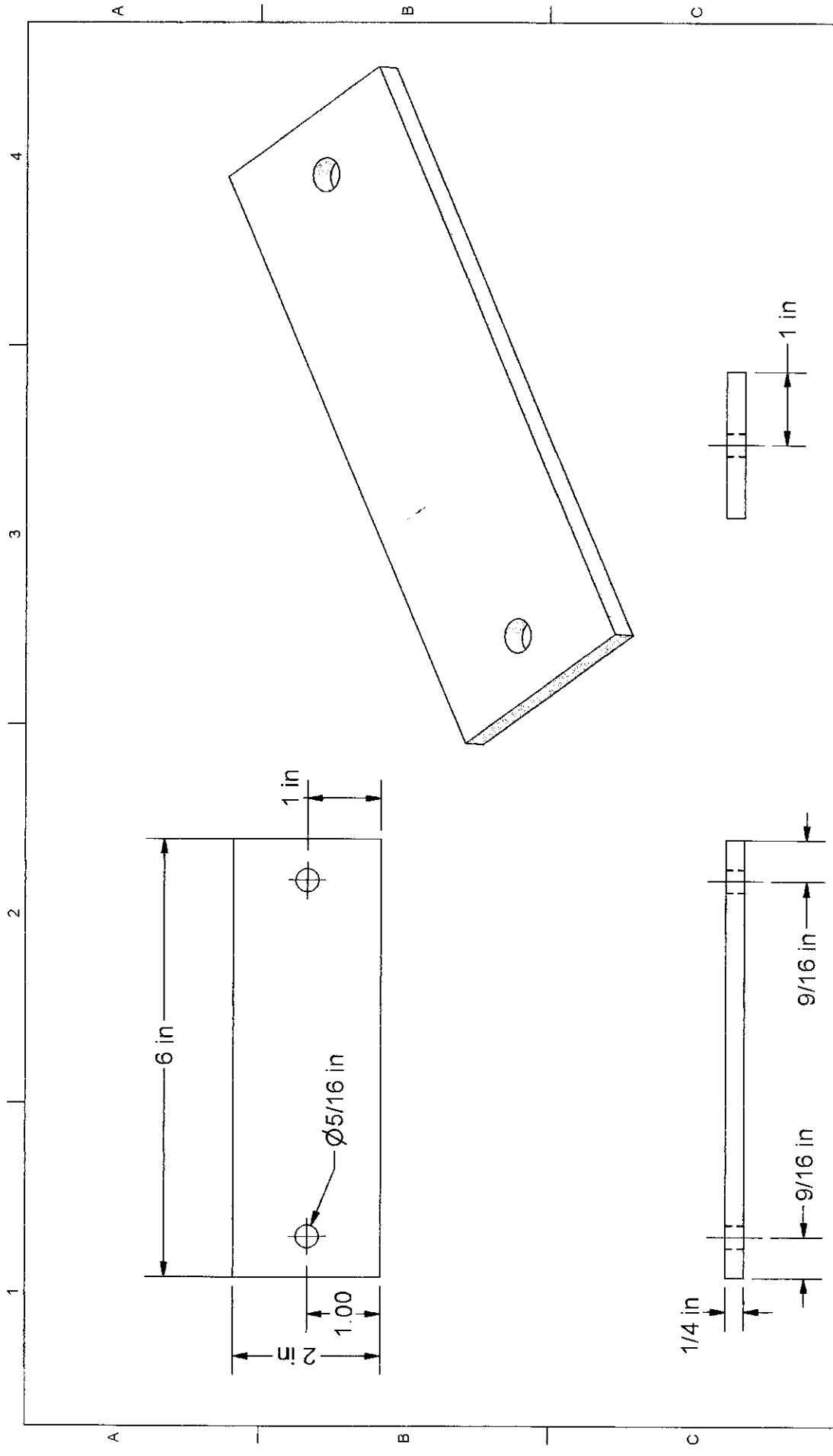
UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA	
INGENIERÍA MECÁNICA	
ANÁLISIS Y DISEÑO DE MECANISMOS PARA MEJORAR LA SEGURIDAD DE LOS PORTONES ELÉCTRICOS.	
MECANISMO DE OJAL	
TRABE	
ROBERTO DELGADO RÜEGG	ESCALA 1 : 1/2 in
CORRELATIVO 13	GUATEMALA, OCT 2001
	PÁGINA 2 DE 4



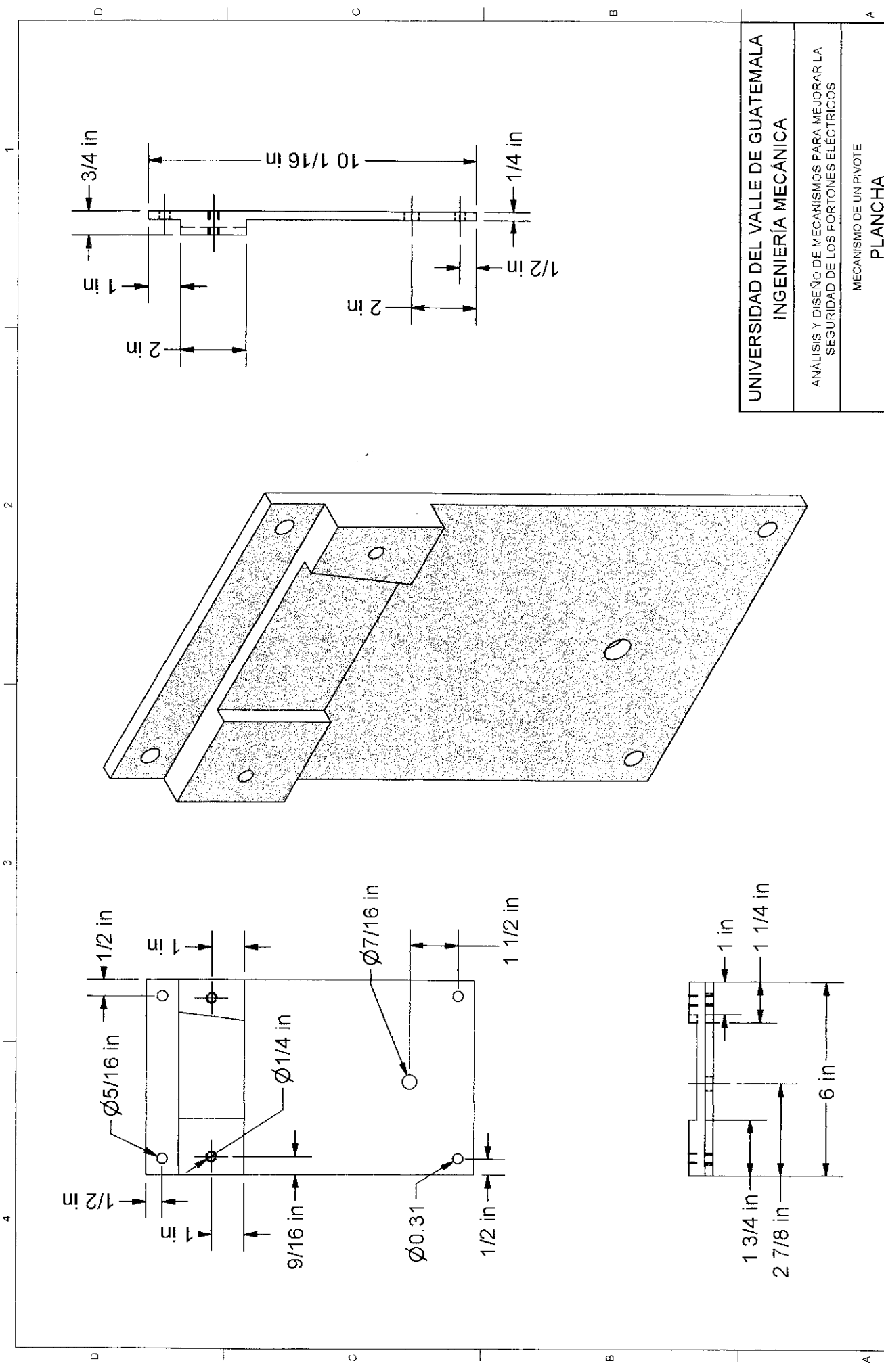
UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA	
INGENIERÍA MECÁNICA	
ANÁLISIS Y DISEÑO DE MECANISMOS PARA MEJORAR LA SEGURIDAD DE LOS PORTONES ELÉCTRICOS.	
MECANISMO DE OJAL	
PALANCA	
ROBERTO DELGADO RÜEGG	
CORRELATIVO	ESCALA 1 : 1/4 in
14	GUATEMALA OCT 2001 3.F.F. 4



LISTADO DE PARTES	
NUMERO	DESCRIPCION
1	PALANCA
2	PLANCHA
3	TORNILLO 1/4 x 4 in
4	TORNILLO 3/8 x 1 1/2 in
5	TRABE
6	TUERCA 1/4
7	TUERCA 3/8
UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA INGENIERIA MECANICA	
ANALISIS Y DISEÑO DE MECANISMOS PARA MEJORAR LA SEGURIDAD DE LDS PORTONES ELECTRICOS.	
MECANISMO DE OJAL ENSAMBLE	
ROBERTO DELGADO RÜEGG	
CORRELATIVO 15	GUATEMALA, OCT 2001 ESCALA 1 : 1/4 in 4 : 3 : 4



UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA	
INGENIERÍA MECÁNICA	
ANÁLISIS Y DISEÑO DE MECANISMOS PARA MEJORAR LA SEGURIDAD DE LOS PORTONES ELÉCTRICOS.	
MECANISMO DE UN PIVOTE	
TAPADERA	
ROBERTO DELGADO RÜEGG	
CORRECTIVO	1 : 1/4
16	GUATEMALA - OCT 2001
CAPÍTULO 1 DE 5	



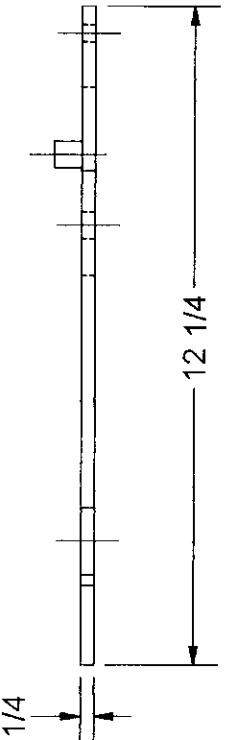
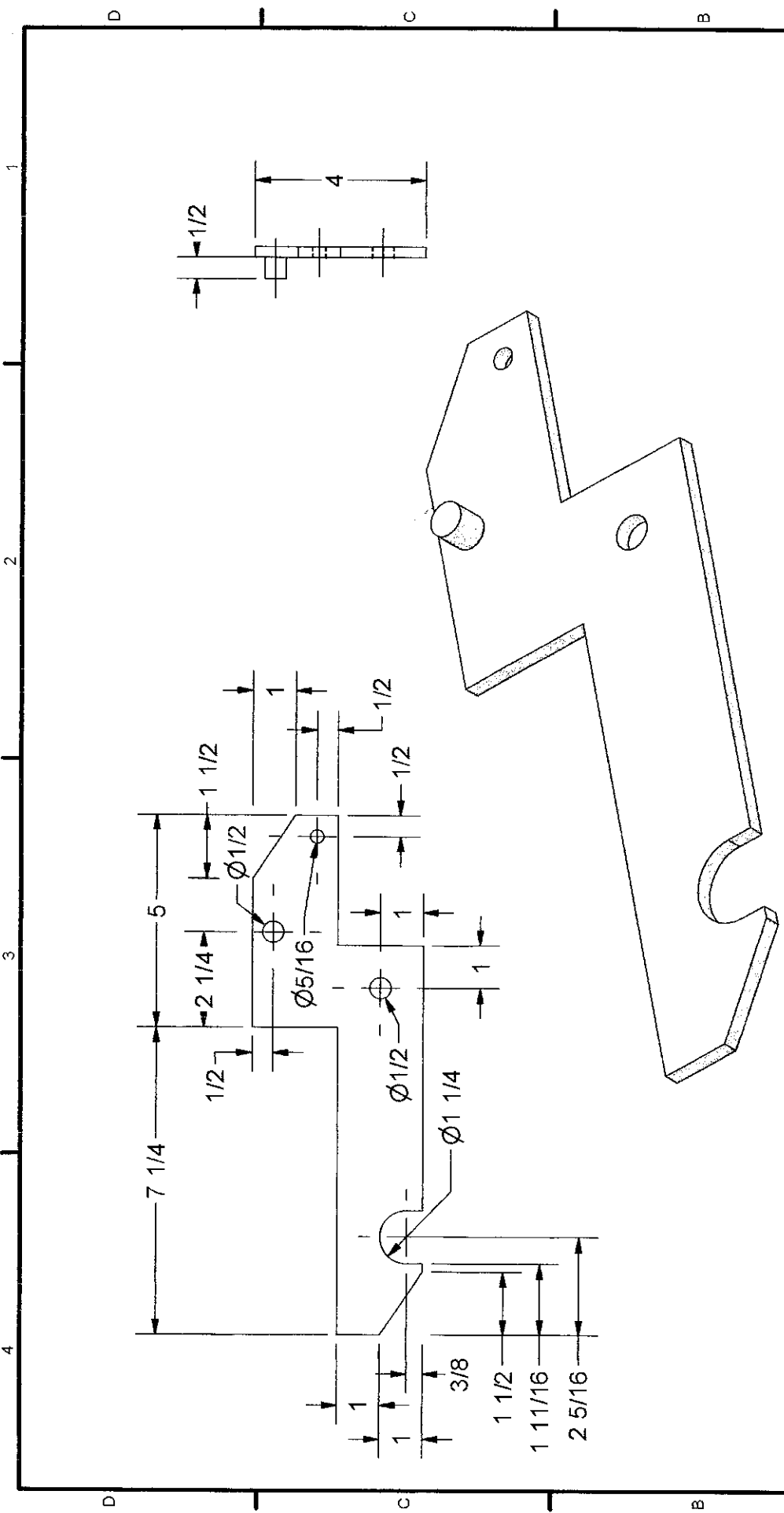
UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
 INGENIERÍA MECÁNICA

ANÁLISIS Y DISEÑO DE MECANISMOS PARA MEJORAR LA
 SEGURIDAD DE LOS PORTONES ELÉCTRICOS.

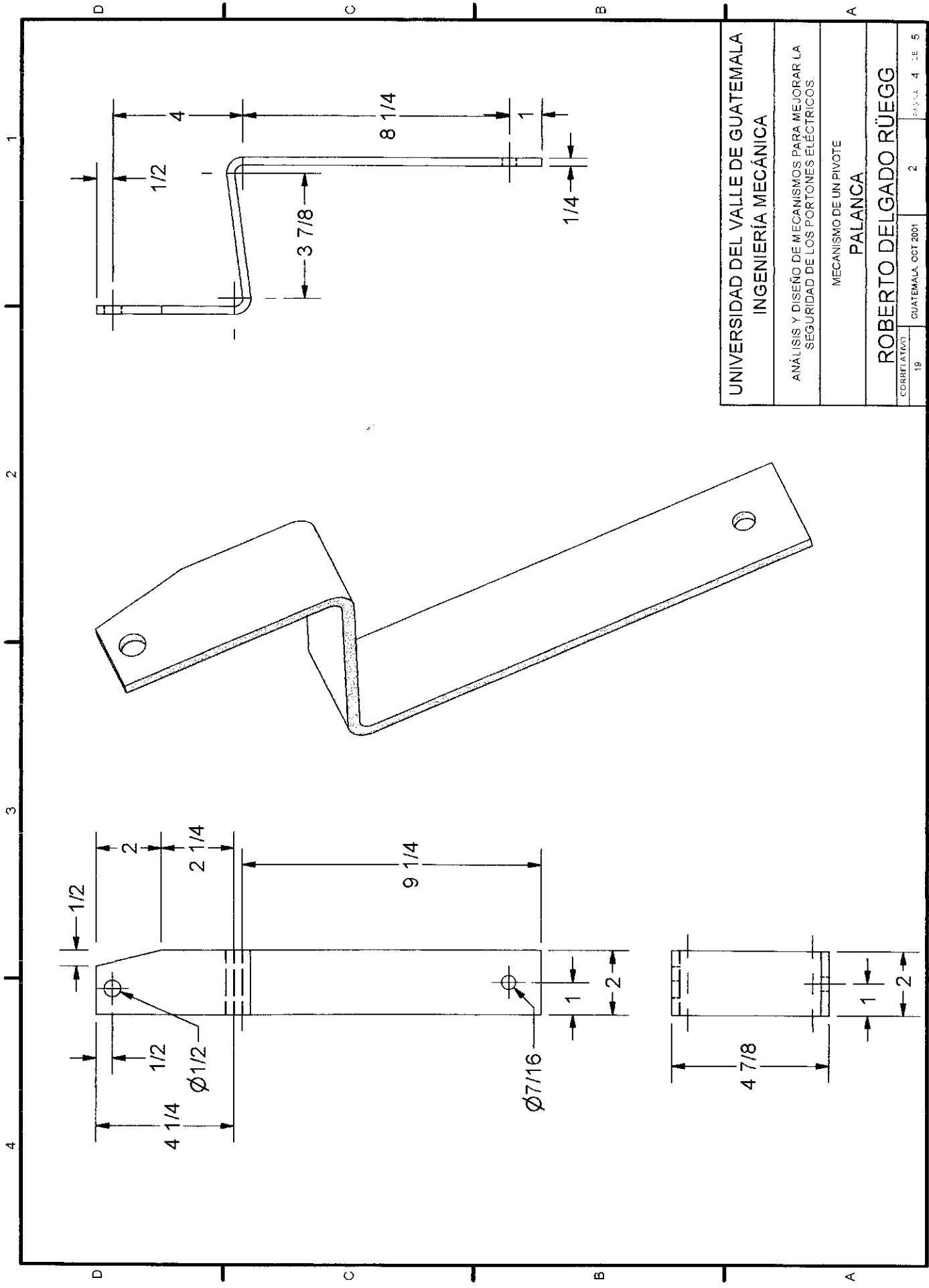
MECANISMO DE UN PIVOTE
 PLANCHAS

ROBERTO DELGADO RÜEGG

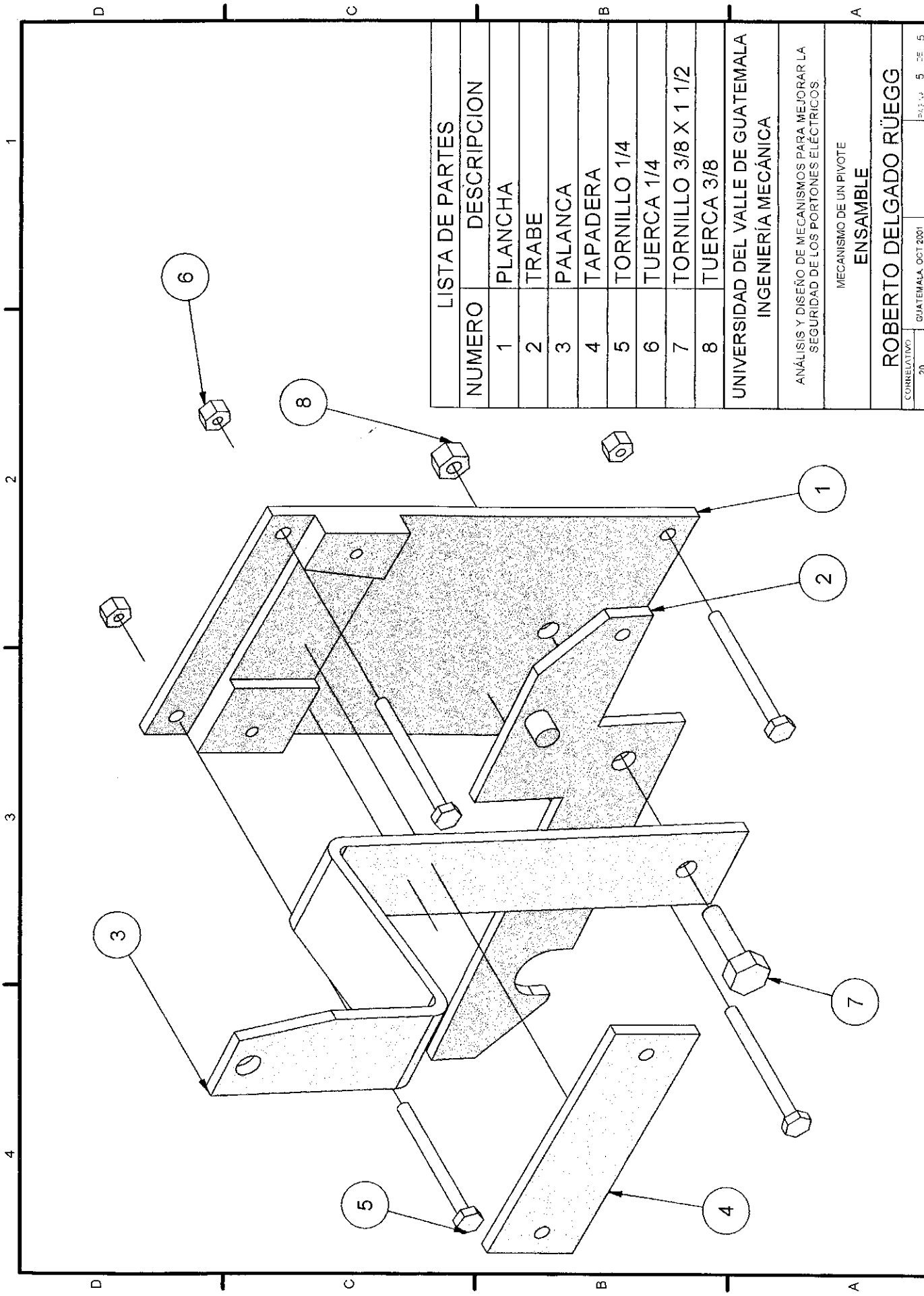
CORRELATIVO 17 GUATEMALA, OCT 2001 1:1/4 FASE A 2 DE 5



UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA INGENIERÍA MECÁNICA	
ANÁLISIS Y DISEÑO DE MECANISMOS PARA MEJORAR LA SEGURIDAD DE LOS PORTONES ELÉCTRICOS.	
MECANISMO DE UN PIVOTE TRABE	
ROBERTO DELGADO RÜEGG	ESCALA: 1 : 9/32
CORRELATIVO 18	GUATEMALA, OCT 2001
PÁGINA 3	TOTAL 5



UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA				
INGENIERÍA MECÁNICA				
ANÁLISIS Y DISEÑO DE MECANISMOS PARA MEJORAR LA SEGURIDAD DE LOS PORTONES ELÉCTRICOS.				
MECANISMO DE UN PIVOTE				
PALANCA				
ROBERTO DELGADO RÜEGG				
CORRELATIVO	19	2	PÁGINA	4 DE 5
GUATEMALA, OCT 2001				



LISTA DE PARTES	
NUMERO	DESCRIPCION
1	PLANCHA
2	TRABE
3	PALANCA
4	TAPADERA
5	TORNILLO 1/4
6	TUERCA 1/4
7	TORNILLO 3/8 X 1 1/2
8	TUERCA 3/8

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
 INGENIERÍA MECÁNICA

ANÁLISIS Y DISEÑO DE MECANISMOS PARA MEJORAR LA
 SEGURIDAD DE LOS PORTONES ELÉCTRICOS

MECANISMO DE UN PIVOTE

ENSAMBLE

ROBERTO DELGADO RÜEGG

CONRELATIVO 20 GUATEMALA, OCT 2001

PÁG. 1 DE 5