

D-2805



D-2805

T
671.33
V 712
C.2

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA

06/03/83
LJH

20

INVENTARIADO 5 MAR 1983
RESPONSABLE:

"PROYECTO PARA LA FABRICACION DE TAPAS CILINDRICAS
CON CHAPA DE ALUMINIO POR EMBUTICION"

TESIS DE GRADO

PREVIA A LA OBTENCION DEL TITULO

DE

INGENIERO MECANICO



Por:


HORACIO VILLACIS MOYANO



GUAYAQUIL-ECUADOR

1.978

RESPONSABLE:
INVENTARIADO



1990: 001

"PROYECTO PARA LA FABRICACION DE TAPAS CILINDRICAS
CON CHAPA DE ALUMINIO POR EMBUTICION"

DIRECTOR DE TESIS

A U T O R

ANTONIO VITERI M.
Master en Ciencias de
Ingeniería Mecánica

HORACIO VILLACIS MOYANO

DECLARACION EXPRESA:

DECLARO QUE: Hechos, ideas y doctrinas expuestos en esta tesis son de mi exclusiva responsabilidad y que el patrimonio intelectual de la misma corresponde a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA - DEL LITORAL.

(Reglamento de Exámenes y Títulos Profesionales de la ESPOL).



8 de Julio

AGRADECIMIENTO

A los profesores del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Escuela Superior Politécnica del Litoral, por haber contribuído en conocimientos ingenieriles a la culminación de mi carrera.

Especial agradecimiento para el Ing. Antonio Viteri M., Director de esta tesis por su orientación y aporte para el presente estudio.

A las Empresas que he trabajado de las cuales conocimientos prácticos se han obtenido.

Y para aquellas personas que de una u otra manera han aportado en el desarrollo de esta tesis.

DEDICATORIA

A mis padres, mi esposa y mis
hijos, estimuladores constantes
para alcanzar esta meta.

CONTENIDO

	Pág.
CAPITULO I	
INTRODUCCION	1
CAPITULO II	
INGENIERIA DEL PROYECTO	8
2.1. Estudio de la chapa de aluminio	8
2.1.1. Clasificación de las chapas de aluminio.	15
2.1.2. Ensayos de Control	16
2.1.3. Distribución de discos para Embutición en las chapas	31
2.2. Análisis del Embutido cilíndrico	38
2.2.1. Corte del material	38
2.2.2. Embutición del disco	47
2.3. Estudio de la maquinaria para Embutición.	89
2.3.1. Clasificación de las prensas	90
2.3.2. Accesorios de las prensas	98
2.3.3. Selección de la prensa	101
2.4. Estudio de la herramienta para Embutición.	111
2.4.1. Clasificación de la Herramienta.	112
2.4.2. Factores en la selección de la herramienta.	121
CAPITULO III	
DISEÑO DE LAS HERRAMIENTAS PARA EMBUTICION	125
3.1. Descripción de las especificaciones de la tapa a fabricar	125

	Pág.
3.1.1. Determinación de las <u>dimensio</u> nes.	125
3.1.2. Selección de la chapa de Alu- minio	127
3.2. Selección de la Herramienta a diseñar se.	128
3.2.1. Número de operaciones	128
3.2.2. Selección de las herramientas.	130
3.3. Descripción del funcionamiento de las herramientas seleccionadas.	131
3.3.1. Herramienta para la primera o- peración.	131
3.3.2. Herramienta para el Reembutido	134
3.4. Cálculos para dimensionar las piezas de chapa obtenidas en cada operación	137
3.4.1. Operación de corte	137
3.4.2. Primera operación de Embutido	139
3.4.3. Reembutición	141
3.5. Selección de las prensas	144
3.5.1. Prensa para la primera Operación	144
3.5.2. Prensa para el Reembutido	154
3.5.3. Especificaciones técnicas para las prensas seleccionadas.	159
3.6. Diseño de la Primera herramienta	161
→ 3.6.1. Determinación de las alturas totales de las Matrices	161
↪ 3.6.2. Determinación de los diámetros del Punzón y Matriz de corte	164
3.6.3. Determinación de otras dimen- siones principales de los <u>ele</u> mentos de corte.	166

	Pág.
3.6.4. Diseño del Punzón de Embuti <u>ción</u> .	169
3.6.5. Diseño de la Matriz de Embu <u>tición</u> .	172
3.6.6. Diseño de Cortanillos	174
3.6.7. Diseño del Pisador	176
3.6.8. Diseño de la Torre Portapun <u>zón</u> .	181
3.6.9. Diseño de las Guías del Pi <u>sador</u> .	184
3.6.10. Diseño de las Guías del Amor <u>tiguador</u> .	189
3.6.11. Diseño del disco Amortiguador	191
3.6.12. Determinación de la presión del aire en el interior del cilindro Neumático.	194
3.6.13. Diseño del Cilindro Neumático	197
3.6.14. Determinación del volumen de aire expulsado a la presión - interior del cilindro Neumá <u>ti</u> co.	198
3.6.15. Determinación del caudal del aire expulsado.	199
3.6.16. Determinación del diámetro del orificio de expulsión.	201
3.6.17. Diseño de la Válvula de expul <u>si</u> ón de aire.	204
3.6.18. Diseño de la Base	212
3.6.19. Diseño del Bloque	214
3.6.20. Diseño del Expulsor	216
3.6.21. Diseño de la Guía del expulsor	218
3.6.22. Diseño del Soporte de Matriz	220
3.6.23. Diseño del Resorte	223
3.6.24. Otras especificaciones dimen <u>sionales</u> .	226

	Pág.
3.7. DISEÑO DE LA HERRAMIENTA PARA EL REEMBUTIDO	227
3.7.1. Determinación de las alturas totales de las Matrices.	227
3.7.2. Diseño del Punzón de Reembutición.	230
3.7.3. Diseño de la Matriz de Reembutición.	232
3.7.4. Diseño del Cortanillos	235
3.7.5. Diseño del Pisador	237
3.7.6. Diseño de la Torre Portapunzón	242
3.7.7. Diseño de las Guías del Pisador	245
3.7.8. Diseño de la Guía del Amortiguador.	249
3.7.9. Diseño del Disco Amortiguador	251
3.7.10. Determinación de la presión de aire en el interior del cilindro Neumático.	252
3.7.11. Diseño del Cilindro Neumático	253
3.7.12. Determinación del caudal de aire expulsado durante la operación.	254
3.7.13. Determinación del diámetro del Orificio de Expulsión.	256
3.7.14. Diseño de la Válvula de expulsión del aire.	258
3.7.15. Diseño de la Base	261
3.7.16. Diseño del Bloque	263
3.7.17. Diseño del Tope del Pisador	266
3.7.18. Diseño del Expulsor	268
3.7.19. Diseño de la Guía del expulsor	268
3.7.20. Diseño del Soporte de Matriz	271
3.7.21. Diseño del Resorte	273
3.7.22. Otras especificaciones dimensionales.	276

	Pág.
3.8. Detalles de Construcción de las Matrices.	277
3.9. Materiales para la construcción de las matrices y sus tratamientos térmicos.	278
CAPITULO IV	
ANALISIS DE LA MAQUINARIA PARA EL PROCESO DE FABRICACION	286
4.1. Descripción del proceso	288
4.2. Especificaciones técnicas de la planta	298
4.2.1. Materia prima	299
4.2.2. Equipos del Proceso	303
4.2.3. Equipos de Servicios Industriales.	315
4.3. Distribución de la Fábrica	322
CAPITULO V	
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	326
CAPITULO VI	
APENDICE	
a. Planos	328
b. Bibliografía	373

CAPITULO I

INTRODUCCION

La embutición metálica, ha sido en el campo de la Metal-Mecánica, una de las operaciones en trabajado en frío, más utilizadas en las diversas ramas de la Industria, tanto para la fabricación de piezas de gran tamaño destinadas principalmente a la construcción de automotores, como pequeños objetos útiles de uso doméstico.

Su constante expansión industrial, exige en la actualidad, un progreso tecnológico continuo, convirtiéndose de ésta manera en un campo de excelente futuro en la Ingeniería Moderna, para quienes gustan de la investigación.

El estudio científico de la Embutición, cuenta con pocos años de existencia, debido a que antiguamente, el empirismo, era la única fuente informativa de ésta operación mecánica. Pero inmediatamente después de la Segunda Guerra Mundial, apareció la necesidad de aplicar la Ingeniería en las diversas utilizaciones del embutido, que optimizara tanto la calidad del producto, como el proceso mismo de fabricación.

Esta interesante operación, que a una chapa plana, gradualmente la transforma en un cuerpo hueco, sin desprendimiento de viruta, requiere básicamente de un correcto diseño de

la herramienta, que tiene la forma del cuerpo a formar. Además, con la extensa variedad de maquinaria para embutir que disponen las grandes fábricas constructoras, hace posible - un fácil diseño de cualquier proceso de producción en esta rama.

Una tapa para sellos de botella, inicialmente, es un pequeño cilindro con su fondo, que se lo fabrica por la operación de embutido, partiendo de un pedazo de chapa plana y delgada en forma de disco. Esta es una operación rápida, que hace posible la producción de grandes cantidades, con las ventajas de tamaños uniformes, al igual que su calidad, debido a que se fabrica con la misma herramienta. Posteriormente a este pequeño cilindro, se le da formas finales secundarias, de acuerdo a las necesidades, tales como : seguridad, sello, facilidad de manipuleo, etc. En consecuencia; la fabricación de una tapa o cápsula requiere:

1. La materia prima que se presenta en forma de chapa o lámina metálica.
2. La herramienta de embutir diseñada, de acuerdo a los requerimientos de la tapa.
3. La maquinaria de embutición llamada prensa, que suministrará el trabajo operacional sobre la herramienta, que la lleva convenientemente montada.

4. Las herramientas y máquinas adicionales, que perfilan la cápsula según la necesidad.

Las tapas así obtenidas, se destinan para ciertos efectos industriales, especialmente en la industria alimenticia.

Actualmente el país exige una producción de este tipo de tapas, por cuanto la industria dedicada al envase de bebidas alimenticias, requieren sellos eficientes para su producto, garantizando su inviolabilidad.

Hay en el mercado nacional, gran distribución de éstas - bebidas, como las refrescantes, licores, etc., que deben estar suficientemente protegidas de su descomposición o falsificación. Tanto el envase que es generalmente de vidrio, como la tapa que es de aluminio, han dado buenos resultados.

El aluminio, para fabricar éstas tapas, se ha generalizado en ésta industria, debido a propiedades básicas; como resistir en alto grado la corrosión, así como su ligereza y buena presentación en el producto acabado.

Estas tapas son profundas, es decir, que su altura o profundidad es mayor que el diámetro, razón por la cual se la fabrica en varias operaciones de embutido, llamado también reembutición.

Si se considera que los licores son de consumo diario - en muchos compromisos sociales, y que además en el País existen varias industrias dedicadas a su envase; se ve claramente la necesidad de producir la tapa profunda, cuya producción nacional actualmente es baja.

Se ha comprobado que en el país existen 24 industrias - envasadoras de licores, de las cuales 11 están lanzando al mercado bebidas selladas con tapas profundas, que corresponden a un 45% de su producción, con relación a su total capacidad. Este porcentaje equivale a cerca de 800.000 botellas por mes. Se tiene por supuesto, que estas industrias prefieren para su producto la tapa profunda, si es posible para toda su producción, pero lógicamente están limitadas a la disposición del mercado, ó por los problemas para su importación.

Asumiendo que se pueda cubrir el 90% de las necesidades totales, se deberá entonces producir en el país 1'600.000 tapas por mes aproximadamente.

Al tomar un 30% de ésta necesidad nacional para este proyecto, se concluye una capacidad de proyecto de 480.000 tapas por mes. Se ha tomado un 30%, considerando que solo - dos industrias se dedican actualmente a ésta producción. Cu

briendo entonces el 50% de la futura demanda, quedando el 20% como su futura expansión.

Para este proceso de fabricación, se requiere la instalación de un conjunto de máquinas para los diferentes trabajos sobre el metal, de manera que exista una coordinada secuencia de operaciones, desde la recepción de la materia prima, hasta la salida del producto terminado.

Un estudio detallado referido a la materia prima o chapa de aluminio, se presenta en la primera parte del Capítulo II. Se ha clasificado aquellas más usadas para el embutido y de acuerdo, tanto al proceso de fabricación, como a los tratamientos térmicos sobre la chapa, anotando además, los valores recomendados de las principales propiedades mecánicas que intervienen en la operación. Como es importante verificar estas propiedades y características del material, para asegurar el éxito al ser formado, se describen los principales ensayos. No se ha descuidado por supuesto un factor importante para la economía del proceso de fabricación, como es el aprovechamiento óptimo del material de la chapa.

Además en el Capítulo II, se encontrarán los fundamentos teóricos indispensables, para una clara visualización de lo que ocurre, ya sea en el corte de la chapa, como durante la

embutición de la misma. Los parámetros que intervienen en ésta doble operación, se explican detalladamente, los mismos que son la base para el diseño de las herramientas.

Una variedad de defectos sobre las copas aparecen durante el proceso, de los cuales se han tomado los más comunes, describiendo sus apariencias y dando las soluciones, basadas en la experiencia.

Es necesario complementar también los conocimientos acerca de éstas operaciones, con aquellas que corresponden a la maquinaria que las ejecuta y a su herramental, por lo que un estudio descriptivo de las mismas, se lo hace en éste mismo capítulo, pudiendo entonces tener criterios técnicos para soluciones correctas.

— Como el principal objetivo de éste proyecto es el diseño de las herramientas que conformarán la chapa a una copa profunda, se dedica a éste tema todo el Capítulo III. Se desarrolla entonces los cálculos correspondientes a cada forma principal del punzón y de la matriz, tanto para la primera como para la segunda operación, elementos estos básicos de la herramienta. Se concreta también al diseño de sus elementos complementarios para cada caso. Estos cálculos, criterio de selección de materiales, tratamientos, etc., en con

junto con los planos del Capítulo VI, hace posible la construcción de la herramienta en el taller mecánico. Los perfiles finales o de acabado para obtener la tapa terminada, exige maquinaria adicional, que sean seleccionadas con criterios técnicos, los mismos que se presentan en el Capítulo IV, para finalmente diseñar la planta industrial, la cuál entregará la tapa terminada, lista para su distribución en el mercado.

Finalmente, el proyecto ha sido útil para sacar conclusiones de ingeniería, que servirán de base para futuros proyectos.

CAPITULO II

INGENIERIA DEL PROYECTO

2.1. ESTUDIO DE LA CHAPA DE ALUMINIO

Para que un metal se someta a la operación de embutido mecánico, es indispensable que haya sido previamente laminado hasta la forma de chapa plana, caracterizándola entonces su pequeño espesor, con relación a su otras dimensiones.

Las chapas de aluminio, materia prima para la embutición, son en realidad aleaciones en las cuales, el contenido de aluminio supera el 95%. Los elementos de aleación tales como: el cobre, manganeso, silicio, magnesio, cromo, níquel y zinc; son los más utilizados en las aleaciones comerciales. Por tanto, las chapas aleadas a más de poseer las excelentes propiedades del aluminio puro así como: ligereza, maleabilidad, formabilidad y resistencia a la corrosión a cualquier medio, son mejoradas en lo relativo a resistencia mecánica y dureza por la adición de uno o más de estos elementos de aleación.

Se encuentra en el mercado, una extensa gama de chapas de aluminio que cumplen procesos de fabricación normalizados, para poder así someterse eficientemente a trabajos mecánicos posteriores, en las diferentes industrias confor

madoras de chapas metálicas. Para los trabajos de embutición se han seleccionado las aleaciones que constan en la Tabla N^o 1; debido a que las chapas de dichas aleaciones, al ser sometidos a esta operación, han dado excelentes resultados. En la Tabla N^o 1 se las ha clasificado en dos categorías, de acuerdo a un posterior mejoramiento de propiedades de resistencia, a más de las inicialmente adquiridas por los elementos de aleación. Las primeras mejoradas por varios grados de trabajado en frío, denotadas por la serie de temples H, conocidas también como aleaciones no tratables térmicamente. La otra categoría corresponde para aquellas aleaciones que por la naturaleza de los elementos aleados, presentan un incremento de solubilidad sólida con el aluminio al incrementarse la temperatura, siendo posible entonces, someterlas a tratamientos térmicos - para impartirles mejores propiedades de resistencia; son - conocidas como aleaciones tratables térmicamente.

Los valores de las propiedades mecánicas anotadas en la Tabla N^o 1; se han obtenido por los ensayos de tracción, realizados con aleaciones en diferentes condiciones de tratamientos térmicos. Dichos tratamientos térmicos son designados por letras y números, cuyos significados son los siguientes:

DESIGNACION		COMPOSICION DE LA ALEACION (EL RESTO EN ALUMINIO %)							PROPIEDADES MECANICAS				
ALCOA	ALUMINIUM ASSOCIATION'S AA	Cu	Mn	Si	Mg	Cr	Ni	Zn	TEMPLE	ESFUERZO A TRACCION Kg/cm ULTIMO	ESFUERZO ULTIMO AL CORTE Kg/cm ² FLUENCIA	ELONGACION EN 5 cms. %	DUREZA BRINELL 500 Kgs. Ø 10 mm.
ALEACIONES ENDURECIDAS POR TRABAJADO EN FRIO													
2 S	1100								0	910	350	630	23
									H12	1125	1055	700	28
									H14	1265	1195	770	32
									H16	1475	1400	843	38
									H18	1687	1546	915	44
3 S	3003	1,2							0	1124	421	773	28
									H12	1336	1265	844	35
									H14	1546	1476	984	40
									H16	1828	1757	1054	47
									H18	2040	1898	1125	55
5 S	5005								H32	1406	1195	984	36
									H34	1616	1406	984	41
									H36	1828	1687	1054	46
									H38	2039	1898	1125	51

T A B L A N^o 1

COMPOSICION Y PROPIEDADES A LA TEMPERATURA AMBIENTE DE LAS ALEACIONES DE ALUMINIO PARA EMBUTICION

DESIGNACION		COMPOSICION DE LA ALEACION (EL RESTO EN ALUMINIO %)								PROPIEDADES MECANICAS				
ALCOA	ALUMINIUM ASSOCIATION'S AA	Cu	Mn	Si	Mg	Cr	Ni	Zn	TEMPLE	ESFUERZO A TRACCION Kg/cm		ESFUERZO ULTIMO AL CORTE Kg/ cm ²	ELONGACION EN 5 Cms. %	DUREZA BRINELL
										ULTIMO	FLUENCIA			
52 S	5052				2,5	0,25			0	1890	840	1265	25	45
									H14	2590	2170		10	67
									H18	2870	2520		7	85
									H32	2320	1968	1405	12	60
									H36	2812	2460	1616	8	73
83 S	5083								0	2952	1476	1757	22	
									H113	3234	2319		16	
ALEACIONES TRATADAS TERMICAMENTE														
17 S	2017	4.0	0.5		0.5				0	1820	700		20	40
53 S	6063				0,7	0,7	0,25		0	1120	560		25	26
									T4	2100	1400		22	62
									T6	2590	2240		14	80
61 S	6061	0,25		0,6	1,0	0,25			0	1265	562	843	25	30
									T4-T451	2460	1476	1687	22	65
									T6-T651	3160	2817	2109	12	95
75 S	7075	1,6			2,5			5,6	0	2320	1054	1546	17	60
									T6-T651	5834	5131	3374	11	150
									T4	4340	2800		20	125

T A B L A N^o 1

COMPOSICION Y PROPIEDADES A LA TEMPERATURA AMBIENTE DE LAS ALEACIONES DE ALUMINIO PARA EMBUTICION (Continuación)

Para aleaciones endurecidas por trabajado en frío:

- O. Recodida, recristalizada, aplicables únicamente a las aleaciones maleables.
- H. Con uno o más dígitos, endurecida por deformación; con o sin tratamientos térmicos suplementarios, para producir alguna reducción en dureza.
- H1. Con uno o más dígitos, endurecida por deformación solamente; sin tratamientos térmicos suplementarios.
- H2. Con uno o más dígitos, endurecida por deformación y luego parcialmente recocida.
- H3. Con uno o más dígitos, endurecida por deformación y luego estabilizada por un tratamiento térmico a baja temperatura, produciéndose una ligera disminución del esfuerzo de tracción y mejoramiento de la ductilidad.
- H14 y H18. Aleaciones revenidas por deformación. Se las conoce también como aleaciones dura y semidura respectivamente.

Para las aleaciones tratadas térmicamente:

- W. Tratamiento térmico en solución⁽¹⁾, que es un temple aplicable solamente para aquellas aleaciones que envejecen espontáneamente a la temperatura ambiente, después del tratamiento térmico de solución.

- T. Térmicamente tratada para producir templestables, - con o sin endurecimiento por deformación suplementaria.
- T1. Enfriada desde una elevada temperatura en el proceso de laminación y luego envejecida naturalmente a una condi ción sustancialmente estable.
- T2. Recocida solo en el producto final (productos de fundición solamente).
- T3. Tratamiento térmico en solución, luego trabajado en - frío; aplicable a productos trabajados en frío.
- T4. Tratamiento térmico en solución, luego un envejecimiento natural a una condición sustancialmente estable; a aplicable a productos trabajados en frío después del trata ta mien to térmico en solución.
- T5. Enfriado desde una elevada temperatura en el proceso de laminación, y, luego artificialmente envejecido.

Estas condiciones de templestables, que caracterizan a las di ferentes chapas, tienen influencia marcada en el proceso del conformado, debido a que las propiedades del material durante el tratamiento térmico, toman valores más definidos, debiendo por lo tanto destinárselas a trabajos también definidos. Así por ejemplo; las aleaciones 2S, 3S y 52S, para so-

meterse a embuticiones profundas, deben hallarse en la condición 0, ya que de esta manera, la chapa tiene una elevada ductilidad, aunque su resistencia haya disminuído ligeramente. También la aleación 53S, que es usada en embutidos menos fuertes, y, cuyos productos finales requieren rigidez, se la debe trabajar en la condición 0 ó W. Para el caso de embuticiones severas en recipientes grandes, las aleaciones 61S y 63S, tienen mejores cualidades de fabricación al ser templadas por Inmersión⁽²⁾. Es importante anotar, que la mayoría de estas aleaciones pueden ser ablandadas con ciertos recocidos preliminares, si es que van a ser sometidas a embutidos más fuertes; por ejemplo la 17S (duraluminio), no necesita tratamiento térmico preliminar, si el embutido es poco profundo; en caso contrario se obtienen buenos resultados, llevando la chapa original a una temperatura entre 350° a 380°C, seguido de un enfriamiento lento al aire. En general, las aleaciones tratadas térmicamente, mejoran sus condiciones de embutibilidad, recociéndolas entre 400° y 425°C, con enfriamiento lento hasta 260°C y luego un enfriamiento al aire.

En la selección del tratamiento térmico, para cada caso particular se tendrá también presente, que estos influyen además sobre la resistencia a la corrosión, propiedad muy apreciada en la mayoría de los productos finales de aluminio. Se ha encontrado una disminución marcada de esta pro-

piedad, al ser sometidas las chapas a un temple por inmersión en aceite, seguido de un envejecimiento artificial, especialmente las aleaciones aluminio-manganeso, con excepción de la 53S.

Otro criterio de igual importancia para seleccionar chapas de aluminio está relacionado al porcentaje de elementos aleantes presente, debido a que, uno o varios de estos, en diferentes combinaciones, hacen variar las propiedades del material. Tal es el caso de aquellas aleaciones que contienen manganeso y cromo. En cuanto a resistencia mecánica se refiere, aquellas aleaciones con magnesio, poseen una resistencia moderada frente a las que contienen cobre, manganeso y magnesio.

Para someter a trabajos de embutidos fuertes, las aleaciones de alta pureza de aluminio, son las más recomendadas.

2.1.1. Clasificación de las chapas de Aluminio

Las chapas de aluminio apropiadas para embutición, están disponibles en el mercado en dos presentaciones:

- 1ª. Chapas rectangulares o cuadradas.
- 2ª. Cintas o flejes, que se las adquiere en forma de rollos.

Este material es seleccionado de acuerdo al mecanismo

de alimentación de chapa que posee cada prensa. Las propiedades y características de estos dos tipos de materia prima, se encuentran en los catálogos que los fabricantes tienen.

Es buena práctica, hacer un examen visual como paso preliminar de aceptación de las citadas chapas, debiéndose verificar:

1. Que la chapa no presente en la superficie:
 - a. Sopladuras debido a los agujeros producidos en el metal, por inclusiones de gas en el lingote original.
 - b. Poros casi invisibles que aparecen por lo general luego de un tratamiento térmico, debido a defectos en el laminado de la chapa.
 - c. Rechupes o vacíos centrales, producidos por la contracción del metal durante la solidificación.
2. Que no presente impurezas ni escorias en la sección transversal, al hacer un corte de la chapa muestra; garantizando así la homogeneidad del material.

2.1.2. Ensayos de Control

A. Control de Espesor

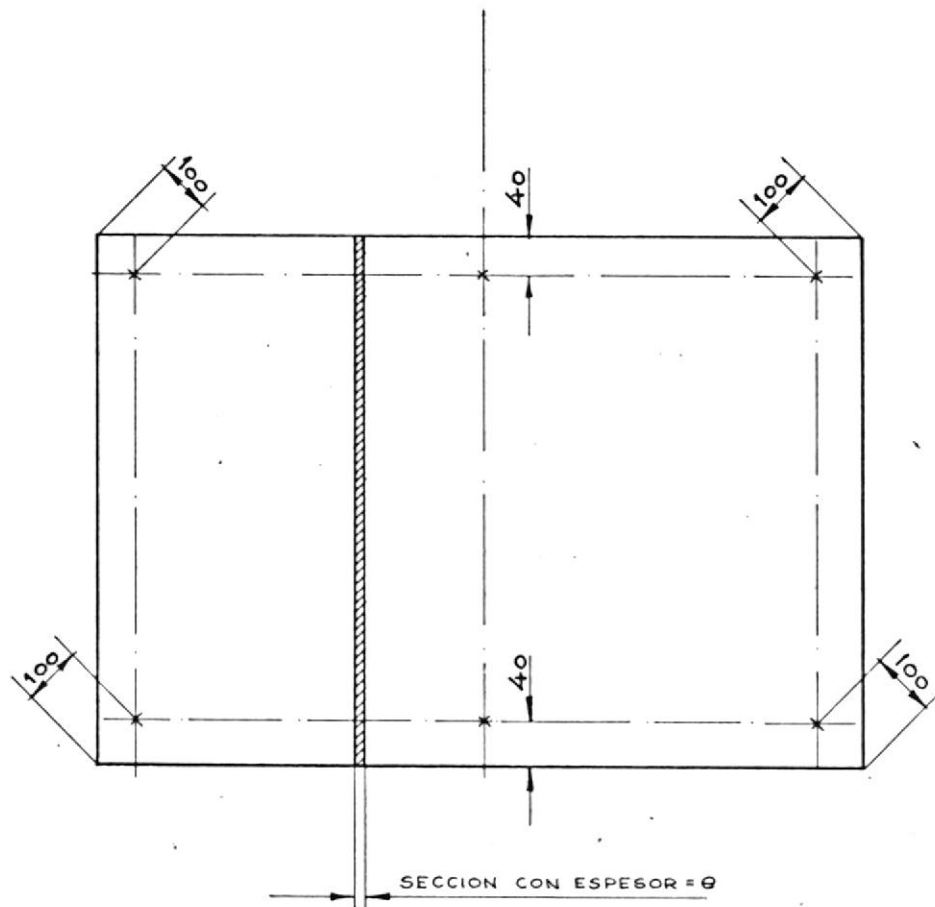
Al recibir el material se debe controlar la concordancia de las medidas de las chapas, con las especificadas por

el fabricante. La dimensión básica es su espesor, que influenciará directamente en el éxito del embutido, ya que durante esta operación sufre grandes variaciones, aún siendo el material de espesor constante. Por lo tanto sus tolerancias deben ser originalmente estrechas. Las otras dos dimensiones interesan de manera especial para el aprovechamiento máximo del material.

Los espesores de la chapa de aluminio más comunmente fabricadas, se muestran en la Tabla N^o 2, con sus respectivas tolerancias. Estas dimensiones están de acuerdo a los sistemas calibrados o de Galgas, para las chapas de aluminio. En Estados Unidos se usa la Galga Americana o Brown & Sharpe Wire Gage, y, en Inglaterra la Galga Imperial Wire Gage. Para las dimensiones de longitud y ancho, se debe verificar una tolerancia del 0.5% como máximo sobre la longitud, y, de 6 mm. sobre el ancho de las láminas comercialmente solicitadas.

El espesor será comprobado en el caso de una chapa, tomando ocho puntos como muestra la Figura N^o 1, el promedio de éstas dimensiones, debe estar dentro de las tolerancias especificadas en la Tabla N^o 2.

Cuando se usan los espesores más delgados, convie-

FIGURA N^o 1

PUNTOS SOBRE LA CHAPA PARA VERIFICACION DEL ESPESOR

Espesor e m.m.	Tolerancia \pm sobre el espesor	Espesor e m.m.	Tolerancia \pm sobre el espesor
0,30	\pm 0,03	1,60	\pm 0,14
0,35			
0,40	\pm 0,04	1,70	\pm 0,15
		1,80	
0,45	\pm 0,05	1,90	\pm 0,16
0,50		2,00	
0,60	\pm 0,06	2,25	\pm 0,17
0,70	\pm 0,07	2,50	\pm 0,18
0,80			
0,90	\pm 0,09	2,75	\pm 0,19
1,00			
1,20	\pm 0,11	3,00	\pm 0,20
1,30	\pm 0,12	3,50	\pm 0,22
1,40	\pm 0,13	3,90	\pm 0,25
1,50			

T A B L A N^o 2

ESPEORES Y TOLERANCIAS DE LAS CHAPAS DE ALUMINIO

ne escoger la chapa en forma de cinta enrollada, las cuales se fabrican en diferentes anchos, desde unos 12 mm. hasta 200 mm. aproximadamente, y, con una longitud promedio de 36 m. Estas dimensiones de rollo se refiere para trabajos de embutido en los cuales, la cinta es alimentada en la prensa por pequeños mecanismos automáticos, o manualmente por el operador. Los fabricantes especifican por lo general para estos rollos, el peso por pulgada de ancho en la cinta, junto con el diámetro interior y exterior del rollo, dimensiones estas que deberán ser verificadas.

B. Ensayos Mecánicos

En estos ensayos se trata de determinar si el material alcanzará a resistir las acciones mecánicas a las que está sometido en el proceso de embutición, analizando las propiedades que originalmente posee. Estos se refieren a la resistencia, maleabilidad, ductilidad y estructura del material. Algunos valores se obtienen directamente en los catálogos de los fabricantes, pero en general es conveniente hacer los propios ensayos, a la llegada de todo material.

En la práctica de la embutición, dos ensayos son utilizados para determinar las propiedades de resistencia y

rigidez en las chapas metálicas. Los valores encontrados deben corresponder con aquellos que han sido tabulados para cada tipo de aleación, dados en la Tabla N° 1. Estos ensayos son:

- Ensayo de Tracción

Se realiza en una máquina de tracción, con probetas escogidas por muestreo del lote de chapa a verificar. Un modelo de estas señala la Figura N° 2 tomándose la longitud L, de acuerdo con la Tabla N° 3. ⁽³⁾

La probeta se somete a carga axial de tracción hasta producir la rotura. Si se grafican los valores tensión vs. deformación obtenidos durante la prueba, resulta una curva que no presenta la discontinuidad o punto de fluencia que se observa en los aceros de bajo porcentaje de carbono, Figura N° 3 debido a que el material pasa imperceptiblemente de la relación proporcional o campo elástico, al estado de fluencia plástica. En este caso la determinación del límite elástico es muy difícil, por lo que se adopta un límite elástico convencional, dado por la tensión que produce un alargamiento total de 0.2% en la probeta.

- Ensayo de Dureza Brinell

Mide la dureza superficial o número de dureza. Consis

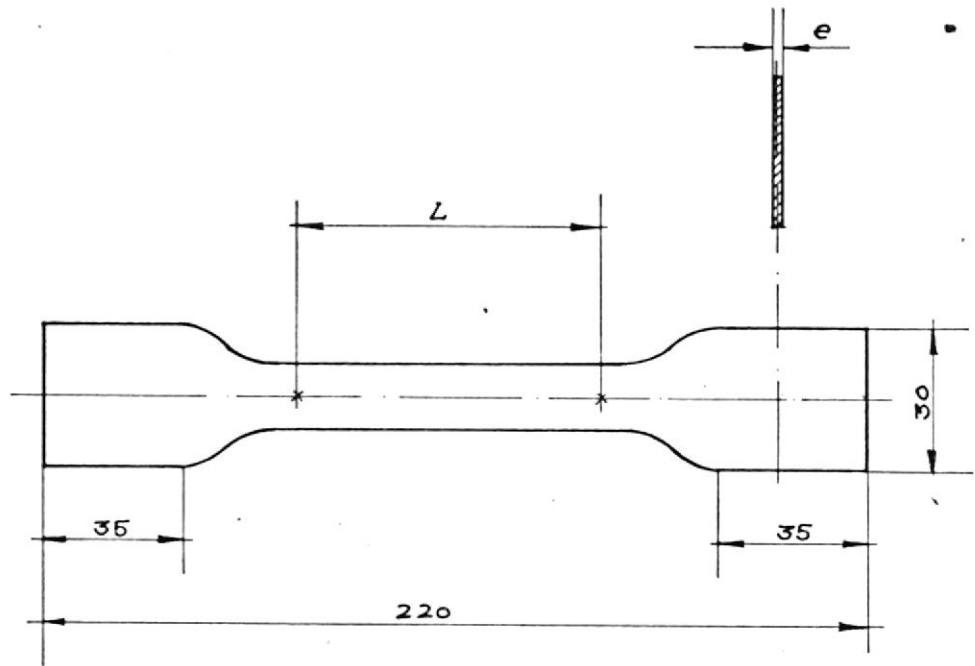
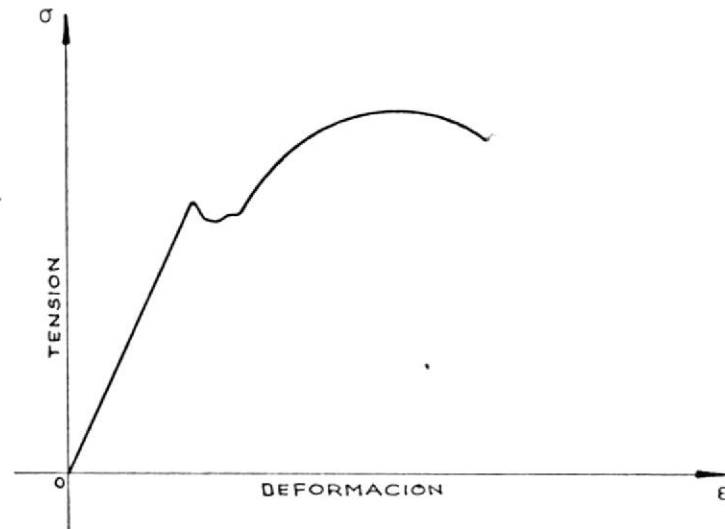


FIGURA N° 2

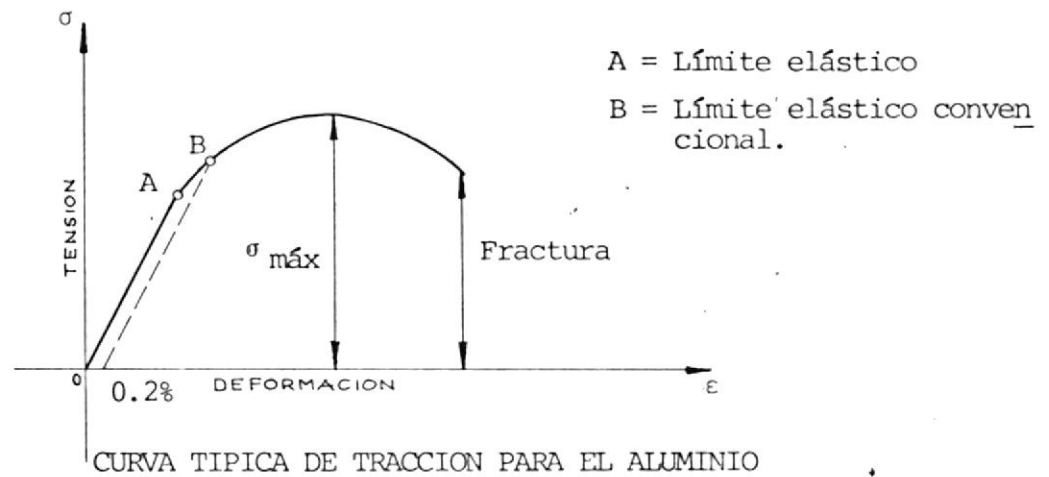
MODELO DE PROBETA PARA ENSAYOS DE TRACCION

Espesor de chapa e (mm)	L (mm)
Hasta 1.5	50
1,6 - 2	60
2,1 - 3	80

TABLA N° 3



CURVA TIPICA DE TRACCION PARA UN ACERO DE
BAJO PORCENTAJE DE CARBONO



CURVA TIPICA DE TRACCION PARA EL ALUMINIO

F I G U R A N^o 3

COMPARACION DE CURVAS DE TRACCION PARA ACERO
Y ALUMINIO

te en aplicar sobre la superficie de la chapa, una bola o penetrador de acero de diámetro normalizado, bajo una determinada presión. La bola penetra en el material dejando una huella que estará en función de la dureza del material. Se mide el diámetro de esta huella, y, se compara con los valores de equivalencias ya tabulados, para obtener el número de dureza.

La presión que se aplica sobre la bola, debe ser la misma para todos los casos, pudiéndose entonces comparar los resultados. El diámetro de la bola es 10 mm. y, para el caso de un metal blando como el aluminio, se aplica una carga de 500 Kg., durante 30 segundos. A veces se usa hasta carga de 100 Kg. para aleaciones muy blandas.

En este ensayo se debe evitar que la huella marque también la cara opuesta de la chapa, para lo cual se suele superponer varias chapas del mismo material, de tal manera que el espesor total sea mayor que el diámetro de la huella.

C. Ensayos para las Características Tecnológicas

Características Tecnológicas son aquellas que se obtienen mediante ensayos en los cuales el material está sometido a las mismas condiciones que tendrá cuando se some-

ta al embutido. Estos ensayos miden básicamente las -
cualidades de ductilidad, propiedad que es esencial pa
ra trabajos fuertes en frío, a más de las anteriormen
te citadas.

- Ensayo de Doblado

Durante el embutido, la chapa es doblada y desdoblada en el borde redondeado de la matriz, por lo tanto, se hace necesario determinar la posibilidad que tiene la chapa para soportar el doblado. El ensayo consiste en tomar una probeta rectangular de 50 mm. de longitud, y doblarla en tres etapas; un doblado inicial a 60° completando después 180° , intercalando entre el ángulo una tira del mismo material, con espesor igual al de la probeta. Finalmente, se retira este material intercalado y se dobla entonces la muestra en ángulo vivo. Después de cada uno de estos ensayos la probeta no deberá presentar fisuras.

Una buena calidad de chapa no presentará además, fisuras en el vértice del doblado, al desdoblar la probeta y aplanarla, solo tolerándose un ligero adelgazamiento en la zona plegada.

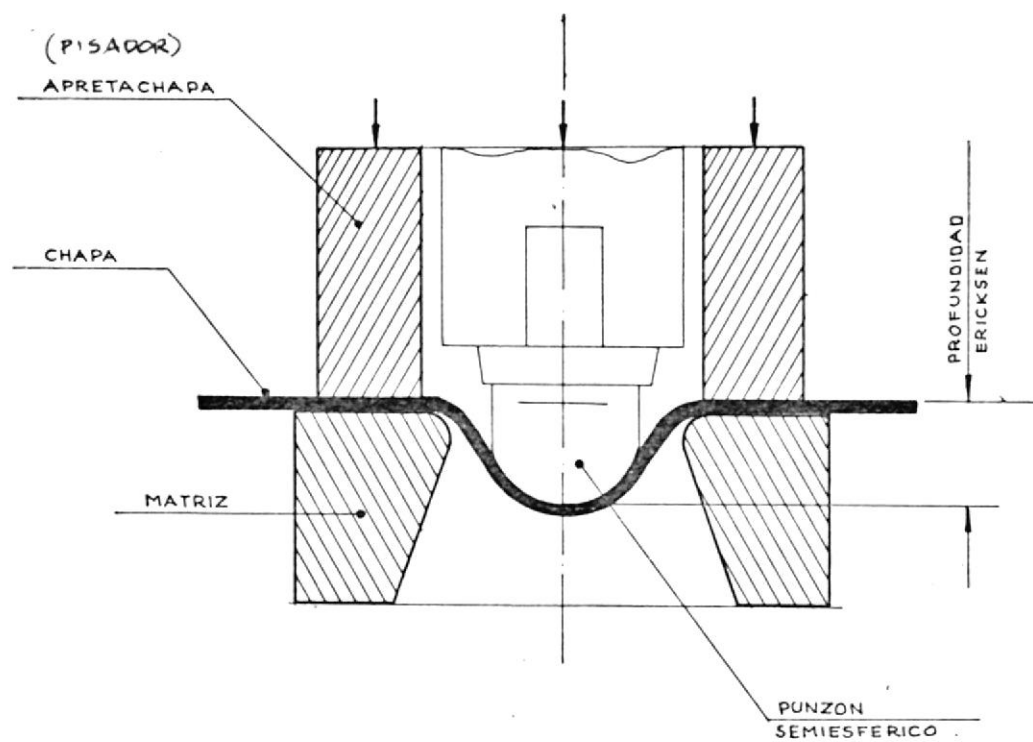
- Ensayo de Embutibilidad

Este ensayo da criterios sobre la ductibilidad del ma

terial, siendo el más utilizado el método Ericksen. Consiste en someter una muestra de chapa o fleje correctamente ajustado en la máquina de prueba a un verdadero embutido, entre un punzón semiesférico de 20 mm. de diámetro y la correspondiente matriz, como se ve en la Figura N^o 4.

En la zona central, se ejerce una presión gradual con el punzón, que debe continuar hasta provocar la primera grieta en la copa que va formándose. Midiéndose la profundidad o flecha de esta copa con la correspondiente presión, se compara los valores de la Figura N^o 5. en la que se encuentran los valores óptimos para este ensayo.

Después de la prueba es importante observar, los cambios que presenta la superficie del material en la cápsula embutida, para poder de esta manera predecir el comportamiento de las chapas al ser embutidas en el proceso. Si ésta superficie se ha vuelto granulada, tosca o presenta ampollas, la chapa no es apta para el embutido, porque ha sufrido un recocido exagerado. En las zonas que han sufrido deformaciones apreciables, suelen aparecer rugocidades muy marcadas, que dan la apariencia de piel de naranja, señalando así, que el grano

FIGURA N^o 4

ENSAYO ERICKSEN

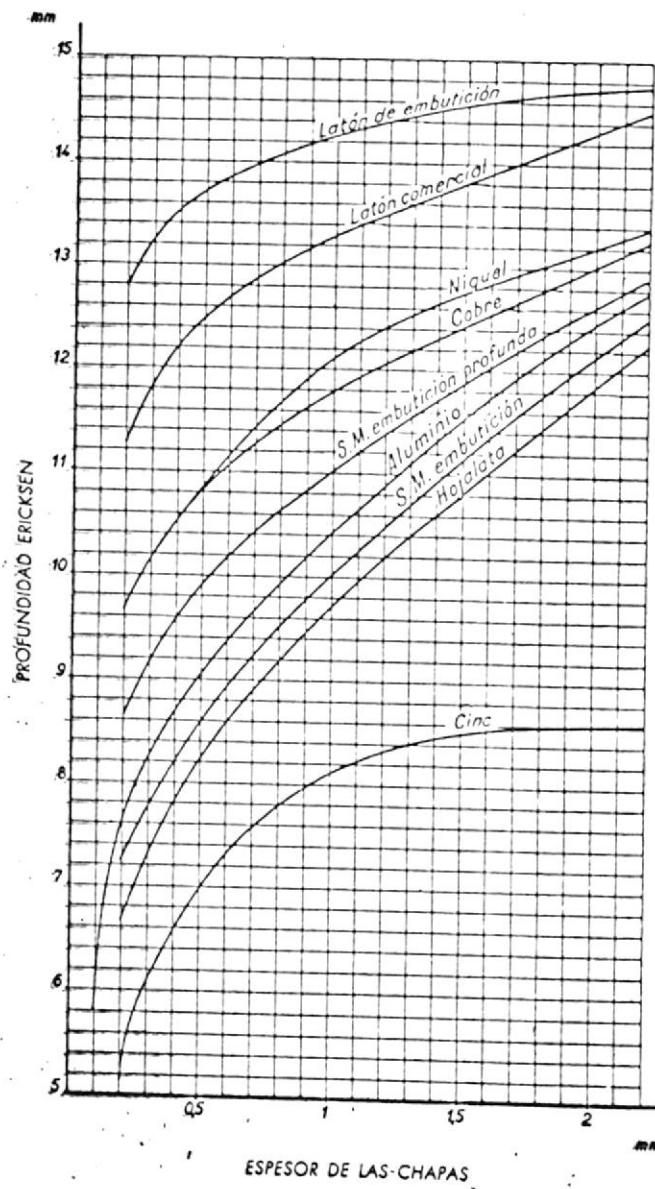


FIGURA N° 5

CURVAS ERICKSEN PARA DIFERENTES CHAPAS
MÉTALICAS

del material es relativamente grande, ya que para embutición, buenos resultados da un material de grano medio (0.07 mm.).

Otro defecto que puede inutilizar la pieza, son es-tricciones localizadas debido al pandeo y plegado de las regiones que han sufrido esfuerzos de compresión.

D. Ensayos Químicos

Sirven para verificar la resistencia del metal a determinados agentes químicos, sometiéndolo directamente a la presencia de éstos.

Para el caso de las chapas de aluminio como ya se ha mencionado, éstas poseen una gran resistencia a la co-rrosión, pero vale tener presente ciertos comportamientos frente a determinados agentes químicos. Los Alcalis por ejemplo, al tener contacto con el aluminio, destruyen la película autoprotectora de óxido de aluminio.

Es importante conocer también, que el aluminio es uno de los pocos metales no tóxicos, por lo que es usado en la mayoría de las aplicaciones, en la industria alimen-ticia.

E. Ensayos Metalográficos

Para descubrir el origen de ciertos defectos apareci-

dos en el curso de la fabricación de piezas embutidas, o para mejorar la calidad definitiva de las chapas, existen otros ensayos a realizarse tales como:

- Ensayo Macroscópico o Macrográfico

Son realizados a simple vista o con la ayuda de una lupa, observando la superficie de la chapa muestra, que ha sido previamente atacado con algún reactivo. Si el estudio de éstas superficies se realiza en fotografías, se conoce como ensayo macrográfico.

Estos análisis, permiten poner en evidencia de forma ciones bajo el efecto de esfuerzos mecánicos, así co mo las impurezas que puede contener la aleación.

- Ensayo Microscópico o Micrográfico

Es una investigación más profunda de la microestructura del metal, y, los elementos de aleación que com ponen la chapa. Se realiza sobre probetas, en las cuales las superficies sufren varios grados de pulimento, para posteriormente ser atacadas con reactivos adecuados. La observación se realiza con microscopios. Es posible tomar fotografías a través del microscopio para el ensayo micrográfico.

Por último, no siempre se debe atribuir a la calidad del

material si la cápsula sale defectuosa, especialmente si - la selección de la chapa original se ha hecho siguiendo procedimientos correctos. Se debe buscar solución en otros aspectos de la embutición como son: las herramientas, prensas, diseño, velocidad del proceso, lubricación, etc. La operación de embutido de la chapa de aluminio, requiere también mucha destreza de carácter práctico, además de una particular habilidad del operador de la prensa.

2.1.3. Distribución de Discos para embutición en las chapas

La distribución debe ser tal, que produzca el aprovechamiento óptimo del material, tanto en las chapas rectangulares como en los flejes o cintas.

Los principales parámetros que deben tomarse en cuenta en los cálculos para distribución de discos y optimización del material son:

- a. Espesor del material (e)
- b. Espacio entre discos sucesivos (i_p), llamado puente. Figura N^o 6, que si es insuficiente, puede ocasionar cápsulas combadas, o bien la rotura del puente durante la embutición, con los consiguientes paros de producción. Un excesivo puente producirá desperdicios innecesarios del material. En los trabajos prácticos, se ha obtenido

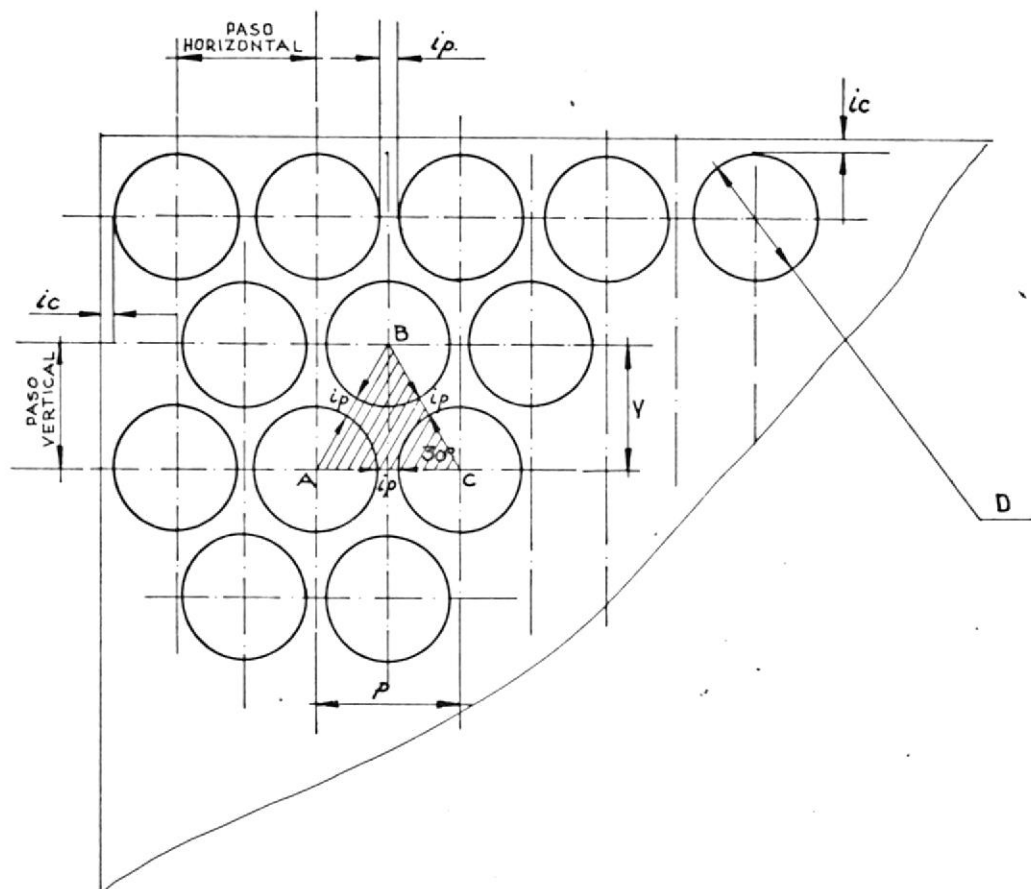


FIGURA N° 6

CHAPA METALICA Y DISCOS DISTRIBUIDOS HORIZONTAL

Y VERTICALMENTE

como valores óptimos:

$$i_p = 1,25 e \quad \text{para } e \geq 1 \text{ mm.}$$

$$i_p = 1,6 \text{ mm.} \quad \text{para } e < 1 \text{ mm.}$$

- c. Puente entre bordes de chapa y discos (i_c), Figura N° 6, considerándose como óptimos los siguientes valores:

$$i_c = 1,5 e \quad \text{para } e > 1 \text{ mm.}$$

$$i_c = 1,6 \text{ mm.} \quad \text{para } e \leq 1 \text{ mm.}$$

- d. Diámetro del disco (D)

- e. Paso entre discos (P), que debe corresponder al avance que el alimentador de la prensa arrastra la chapa, para poder recortar los discos en toda su extensión. En la Figura N° 6 se tiene:

$$P = D + i_p$$

Para el recorte de discos en los flejes, se depende básicamente de su ancho, por cuanto ésta dimensión permite distribuir uno, dos o más filas de discos en sentido longitudinal, que para recortarlos en prensas de un solo punzón por ejemplo, lógicamente se necesitará que el fleje pase una, dos o más veces por el alimentador de la prensa. Pero también, para punzones múltiples, que

de un sólo golpe recortan todos los discos a lo ancho del fleje, obteniéndose por esta razón, el consiguiente aumento de producción.

Los alimentadores de las prensas destinados a manipular chapas, tienen un paso adicional, a más del paso horizontal P. Este permite avanzar la chapa en sentido perpendicular al avance P, para recortar los discos en toda el área de la chapa, esto se realiza automáticamente. Para el cálculo del mencionado paso, en el triángulo A-B-C de la Figura N° 6, se obtiene la siguiente relación:

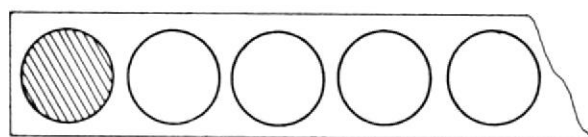
$$V = (D + i_p) \frac{\sqrt{3}}{2}$$

V: paso vertical

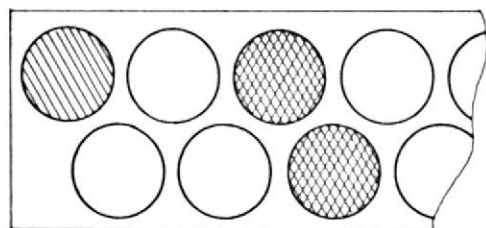
Relación que da el avance vertical que el alimentador imparte a la chapa, para que el punzón recortador comience la siguiente fila de discos.

- f. Dimensión de las chapas o flejes, que se obtienen en los catálogos de los fabricantes.

La tira de recortes o sea el material que ha sido trabajado, debe entonces proyectarse haciendo dibujos y cálculos de varias distribuciones, primero en el papel, para luego ponerlo a la plancha. Las Figuras N° 7 y 8, representan distribuciones típicas, tanto en flejes como en chapas,



(a)

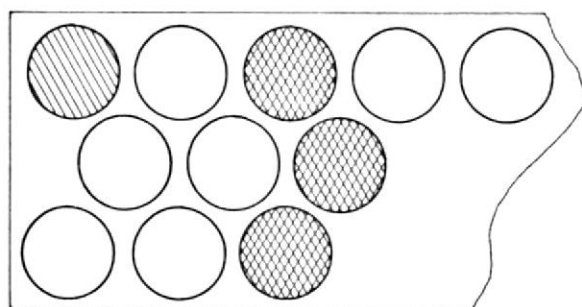


(b)

DISCOS PUNZONADOS :

CON HERRAMIENTA DE UN SOLO PUNZON

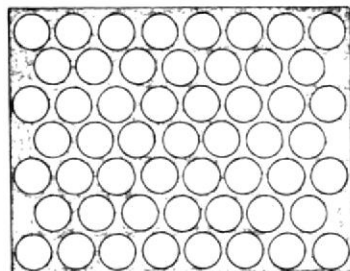
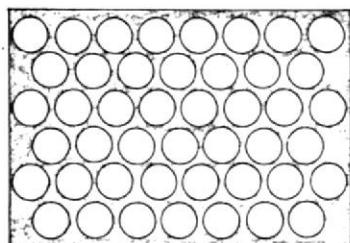
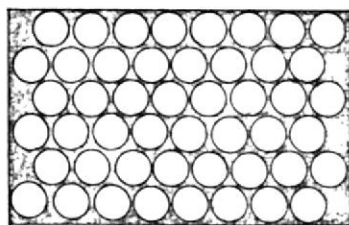
CON HERRAMIENTA MULTIPLE



(c)

FIGURA Nº 7

DISTRIBUCIONES TIPICAS DE DISCOS CON FLEJES



F I G U R A N º 8

DISTRIBUCIONES TIPICAS DE DISCOS EN CHAPAS

que más se utilizan en la industria de la embutición.

Una vez obtenidas varias distribuciones tentativas, la distribución más económica, da el más elevado porcentaje de utilización, expresado por:

Para chapas rectangulares:

$$\% \text{ utilización} = \frac{S_p N}{S} \times 100$$

Donde:

$$S_p = \text{superficie del disco} = \frac{\pi d^2}{4} \text{ (mm}^2 \text{)}$$

N = número de discos por chapa

S = superficie total de chapa

Para flejes:

$$\% \text{ utilización} = \frac{S_p N_f}{S_f} \times 100$$

Donde:

N_f = número de discos por metro de fleje.

S_f = superficie por metro de fleje.

2.2. ANALISIS DEL EMBUTIDO CILINDRICO

El corte o punzonado del material, generalmente precede a las otras operaciones del conformado. Así, en la fabricación de cápsulas desde una chapa metálica, primero se corta el disco, para luego embutirlo, operaciones que por tratarse de objetos pequeños y sobre material de gran embutibilidad como el aluminio, generalmente se ejecutan progresivamente en la misma herramienta y, en una sola carrera de trabajo de la prensa.

Las operaciones de reembutido, o sea aquellas posteriores a la primera embutición, que son necesarias para las copas profundas, requieren del diseño de otras herramientas que se montan en la misma prensa.

2.2.1. Corte del material

La herramienta utilizada en ésta operación, se ilustra en la Figura N° 9, la cuál se compone de:

- .- Un punzón móvil, cuya sección tiene la forma de la pieza a cortar, que para el presente caso es circular.
- .- Una matriz fija, cuya plataforma perforada permite el paso del punzón y recorte.

El corte del disco se realiza, entre los filos cortantes del punzón y de la matriz, como se ve en la Figura

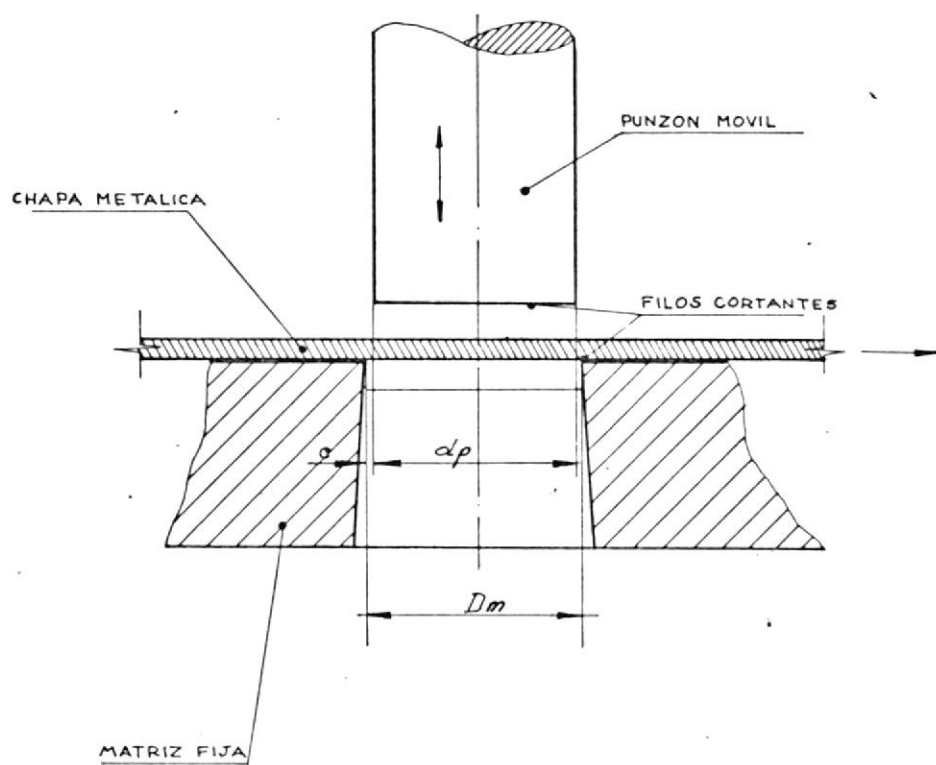


FIGURA N° 9

HERRAMIENTA DE CORTE DEL DISCO

Nº 9, debiendo tener éstas, una holgura relativa "c" entre sus periferias, cuyo valor total se denomina - "juego", e igual a:

$$J = 2c = D_m - d_p$$

J = Juego entre punzón y matriz

c = Holgura relativa

D_m = Diámetro de la matriz

d_p = Diámetro del punzón

El punzón desciende hasta tomar contacto con el material, momento en el cuál, la presión que ejerce sobre éste, hace que en un primer momento, el borde cortante del punzón penetre en el material una distancia "a", según se ve en la Figura Nº 10-a. Se desarrolla entonces las siguientes tensiones:

- 1.- Esfuerzo de tracción en el borde inferior.
- 2.- Esfuerzo de compresión en el borde superior.

El alargamiento o estirado de los bordes continúan mas allá del límite elástico del material, produciéndose a partir de ese punto la deformación plástica. Es de notar que en ambas caras de las chapas se produce la misma penetración y estirado.

Como el punzón continúa su descenso, comprime aún más los bordes del material, hasta alcanzar y superar

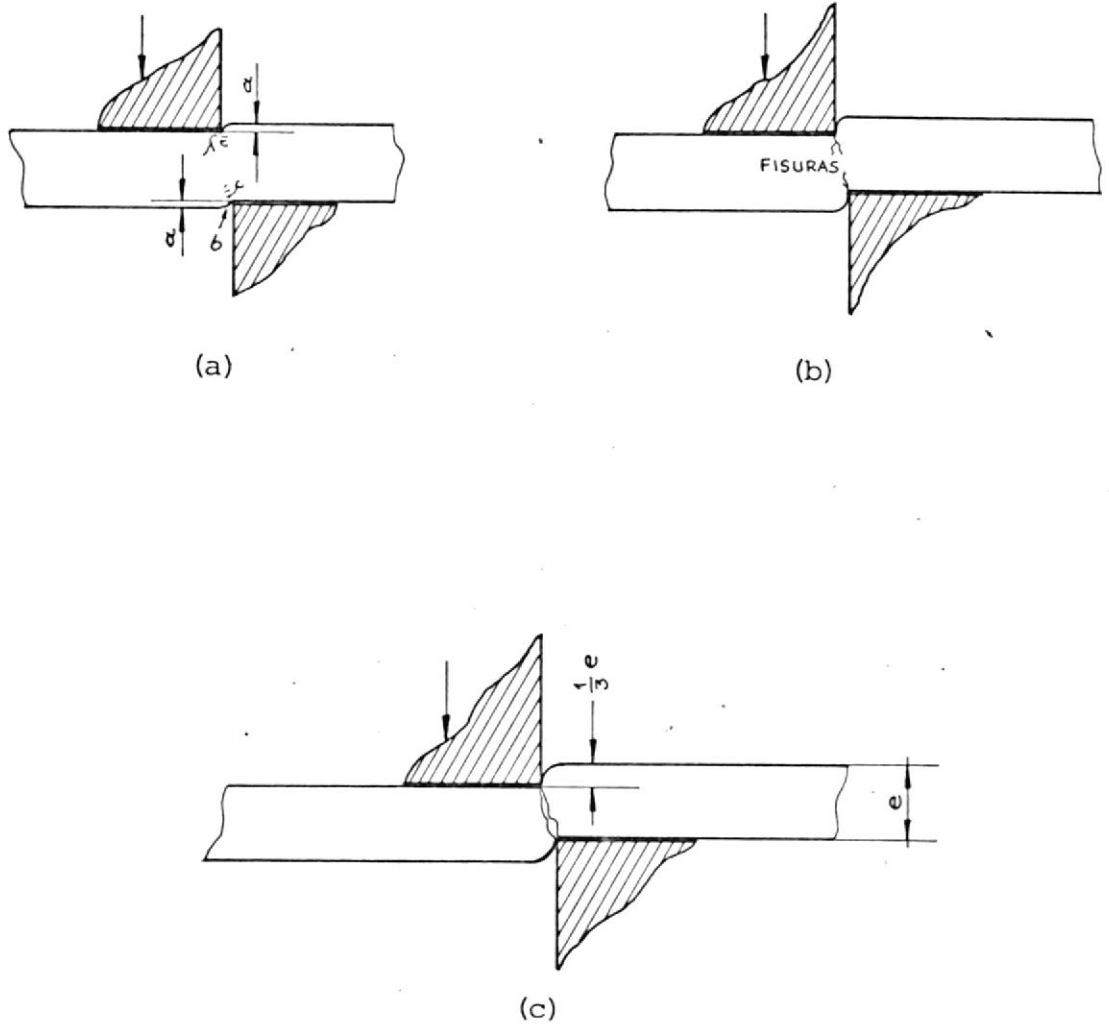


FIGURA N^o 10

FASES PRINCIPALES DEL CORTADO

su resistencia a la rotura, punto en el cual aparecen unas grietas o fisuras, en planos contiguos a la esquina de cada borde cortante, Figura N^o10-b. Fisuras que progresan hasta encontrarse, produciéndose entonces la separación del material. Esto ocurre aproximadamente cuando el punzón a penetrado un tercio del espesor de la chapa, y su éxito depende del juego entre el punzón y la matriz. Figura N^o 10-c.

El disco ya cortado, es desprendido hacia el agujero de la matriz, por el mismo punzón que sigue descendiendo. Este disco a causa de los esfuerzos de compresión que adquirió al iniciar el cizallado, trata de adherirse fuertemente al agujero de la matriz, pero igual, el punzón le desprende al final de su carrera de trabajo.

Una similar adherencia sucede con el material alredor del punzón, por cuya circunstancia se diseñan extractores que forman el conjunto de la herramienta.

A. Juego entre punzón y matriz

De éste valor depende la efectividad del corte, o sea, la cantidad de trabajo ejecutado y la buena calidad del mismo.

El juego es función del espesor y dureza del mate-

rial, como regla práctica se tiene: para el valor de "c".

Metales blandos: 3,4% - 9% e

Metales duros: 5,6% - 11,2%e⁽⁴⁾

Las aleaciones dúctiles, sufren mayor deformación plástica antes de la fractura, por lo tanto un excesivo juego, produciría una anormal distorsión en las orillas del metal. Un metal duro debido a su baja ductilidad, no requiere juegos excesivos.

B. Fuerza necesaria para el corte

El punzón de corte, al tomar contacto con la chapa, inicia sobre el material su acción de compresión hasta alcanzar el corte. La sección en la cual éste tiene lugar para el caso de un corte previo a la embutición, es la periferia del disco, su valor es:

$$P_c = \pi D e \tau$$

P_c = Fuerza necesaria para el corte (Kg)

D = Diámetro del disco (mm.)

e = Espesor del material (mm.)

τ = Carga a la rotura (Kg/mm²)

Se toma generalmente de 3/4 a 4/5 σ .⁽⁵⁾

En esta operación actúan también esfuerzos adiciona-

les, ya sean de extracción y expulsión del disco desde la herramienta, pero cuando se trabaja con chapas delgadas y dúctiles, prácticamente son despreciables. Sus valores referenciales son:

$$E_d = 2 \text{ a } 7\% P_c$$

E_d = Fuerza necesaria de extracción desde el punzón (Kg.)

$$E_f = 1.5\% P_c^{(6)}$$

E_f = Fuerza necesaria de expulsión desde la matriz (Kg.)

C. Trabajo de Corte

La prensa que ejecuta ésta operación, debe tener una potencia disponible en su motor, igual al trabajo realizado por el esfuerzo de corte, dado por:

$$T_c = P_c e$$

P_c = Fuerza necesaria para el corte (Kg.)

e = Espesor de chapa (mm.)

T_c = Trabajo de corte (Kg-mm.)

D. Perfil del disco cortado

La Figura N° 11, muestra el perfil ideal de un corte de buena calidad, que puede tomarse como referencia práctica.

Se observa en primer lugar una franja "m" alrededor de la periferia, la cual es totalmente pulida, acción que está también ligada con el afilado de la herramienta. Los dos tercios restantes, presentan una superficie áspera e inclinada y, es en éste donde se localizan generalmente las rebabas o fallas de corte, cuando las herramientas han sido diseñadas defectuosamente.

El borde del material cortado, puede presentar ciertos defectos, con relación al perfil ideal de la Figura N^o 11.

Si el juego entre el punzón y matriz de corte es insuficiente; este borde presentará:

- a. Un radio r , muy pequeño.
- b. En la periferia se forma doble franja m .
- c. La inclinación g , es menor
- d. Se requiere mayor presión para cortar
- e. Se presentan las rebabas.

Y, con un juego excesivo de la herramienta, el borde presentará:

- a. El radio r , excesivamente grande.
- b. La periferia m , es más estrecha.
- c. La inclinación g , es mayor

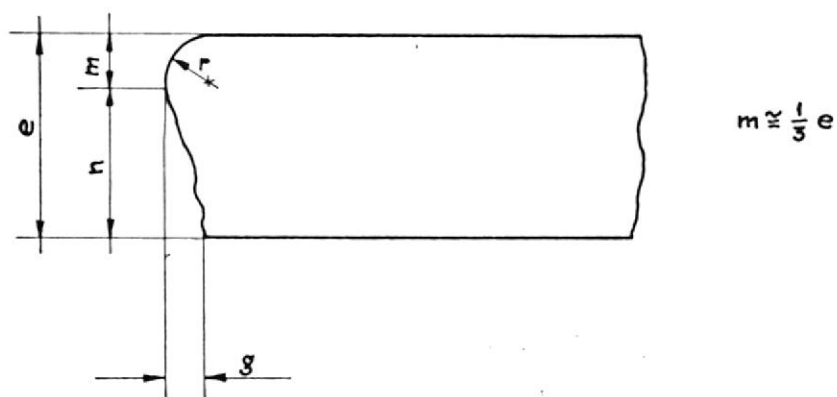


FIGURA N° 11

BORDE CORRECTO DE CHAPA METALICA
CORTADA POR PUNZON

- d. Queda en la pieza, rebabas en la parte baja de la superficie áspera.
- e. La pieza recortada se dobla en su periferia.

Por lo tanto, con un constante control del juego y, un periódico afilamiento de la herramienta, se podrá obtener un mejor aprovechamiento de la energía que proporciona la prensa, y una consiguiente mejora en la calidad del corte.

2.2.2. Embutición del disco

El disco plano obtenido en la operación anterior, se lo somete luego al embutido cilíndrico, para que tome la forma de la cápsula o copa. Esto es, el disco de diámetro D , se reducirá el diámetro d , según la Figura N° 12, para lo cual una pequeña superficie inicial S_0 , trapezoidal, se transforma a la rectangular final S , sometiéndose a los consiguientes doblados y, tratando de conservar su área constante, debido a que el espesor del material, prácticamente no debe sufrir grandes variaciones, por estar directamente controlado por el juego del punzón y la matriz. Por lo tanto, el anillo circular de ancho h_0 , pasará a ser en la cápsula, la altura h , verificándose:

$$h > h_0$$

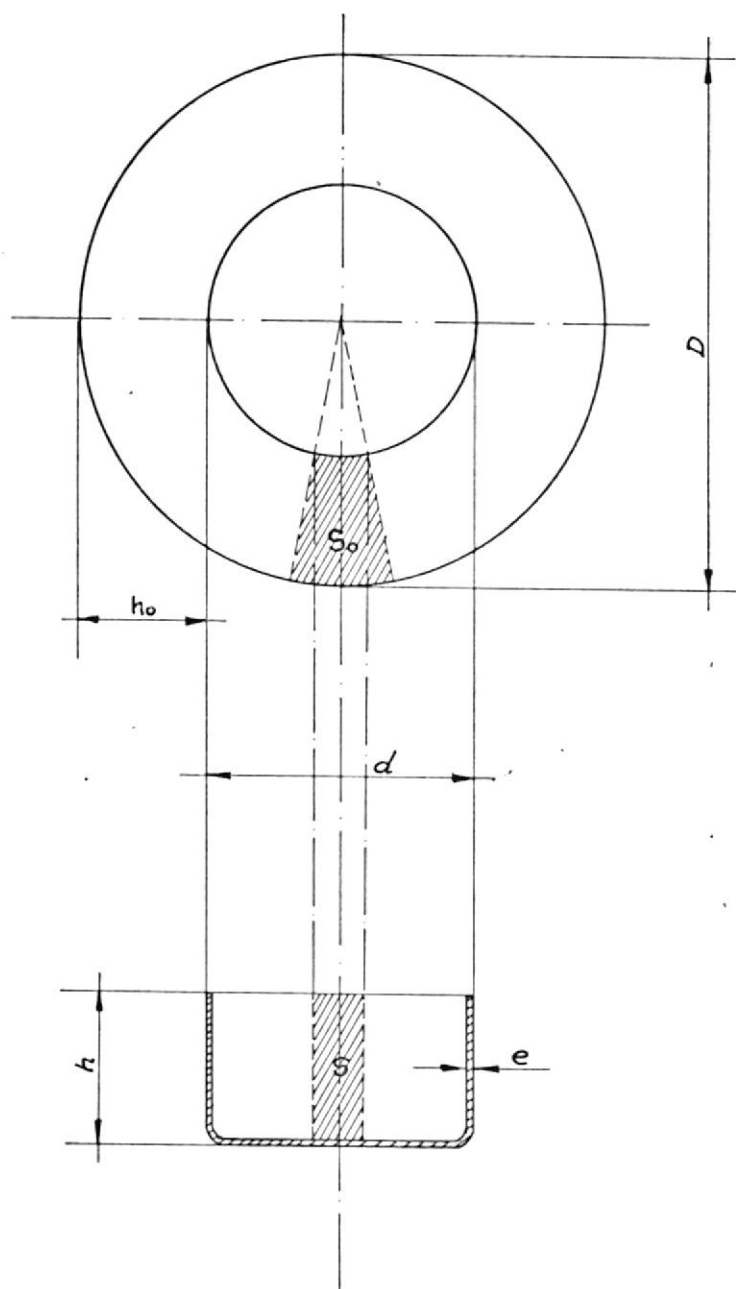


FIGURA N° 12

TRANSFORMACION DEL DISCO EN LA COPA

La superficie del fondo de la copa, no se altera durante esta transformación.

Se deduce entonces que, cuando se transforma el disco en una copa, dos consideraciones primarias se deben tomar en cuenta para un resultado óptimo. Estos son: la formación de pliegues y, la tendencia de aumento de espesor, debido al cambio superficial que sufre el anillo circular inicial.

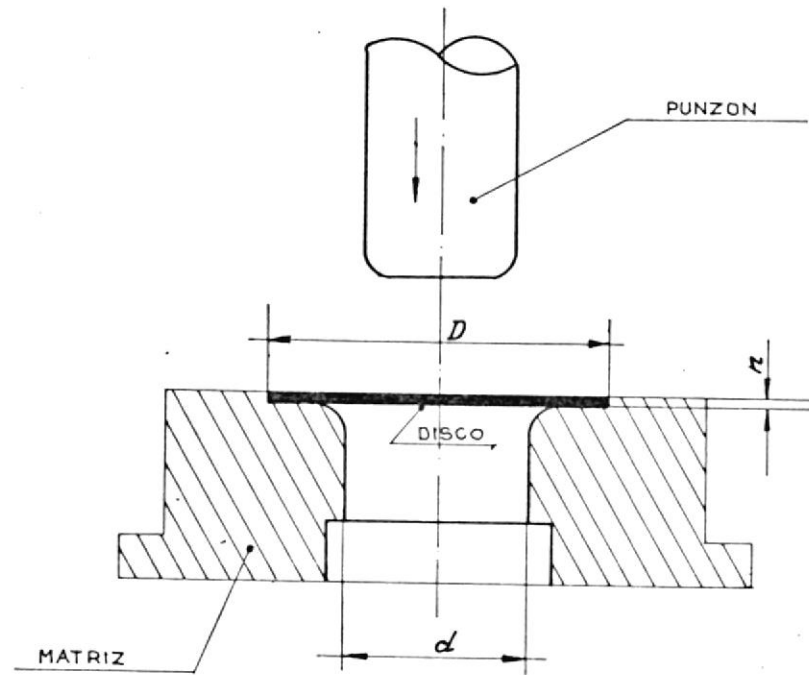
Estos factores influyen en el principio de operaciones de la herramienta, pudiéndose realizar el embutido de dos maneras:

A. Tipos de Embutición

- Embutido de Simple Efecto

La herramienta está compuesta de un punzón móvil cuya sección tiene la forma de una copa, Figura Nº 13, una matriz, provista de un agujero que permite el paso del punzón con el material y una cavidad centradora del disco.

La chapa es obligada a pasar a través de la matriz por la fuerza que posee al descender el punzón. El consiguiente aumento de espesor, debe desaparecer por el laminado que tiene lugar en el espacio entre



F I G U R A N° 13
EMBUTICION DE SIMPLE EFECTO

el punzón y matriz, que se denomina juego de embutición, si es suficientemente pequeño.

Esta operación de embutido, admite solo copas de poca profundidad, que equivale a una relación de diámetros d/D próxima a la unidad. Admitiéndose - como valor máximo en altura h :

$$h_{\text{máx.}} = D \times 0,15^{(7)}$$

- Embutido de doble efecto

Para la mayoría de las aplicaciones industriales, se requieren copas de gran profundidad, siendo necesario el empleo de un sujetador o pisador de chapa y, operaciones sucesivas de embutido o reembutido, hasta alcanzar la profundidad deseada, Figura N° 14.

El pisador evita la formación de pliegues y el aumento de espesor, ya que mantiene una presión adecuada sobre la chapa durante la operación.

Al descender la parte móvil de la herramienta, el pisador es el primero que entra en contacto superficial con el disco, Figura N° 14-a. Seguidamente el punzón establece contacto con la superficie central del disco, forzándola a introducirse en el agujero de la matriz, obteniéndose el diámetro de copa d .

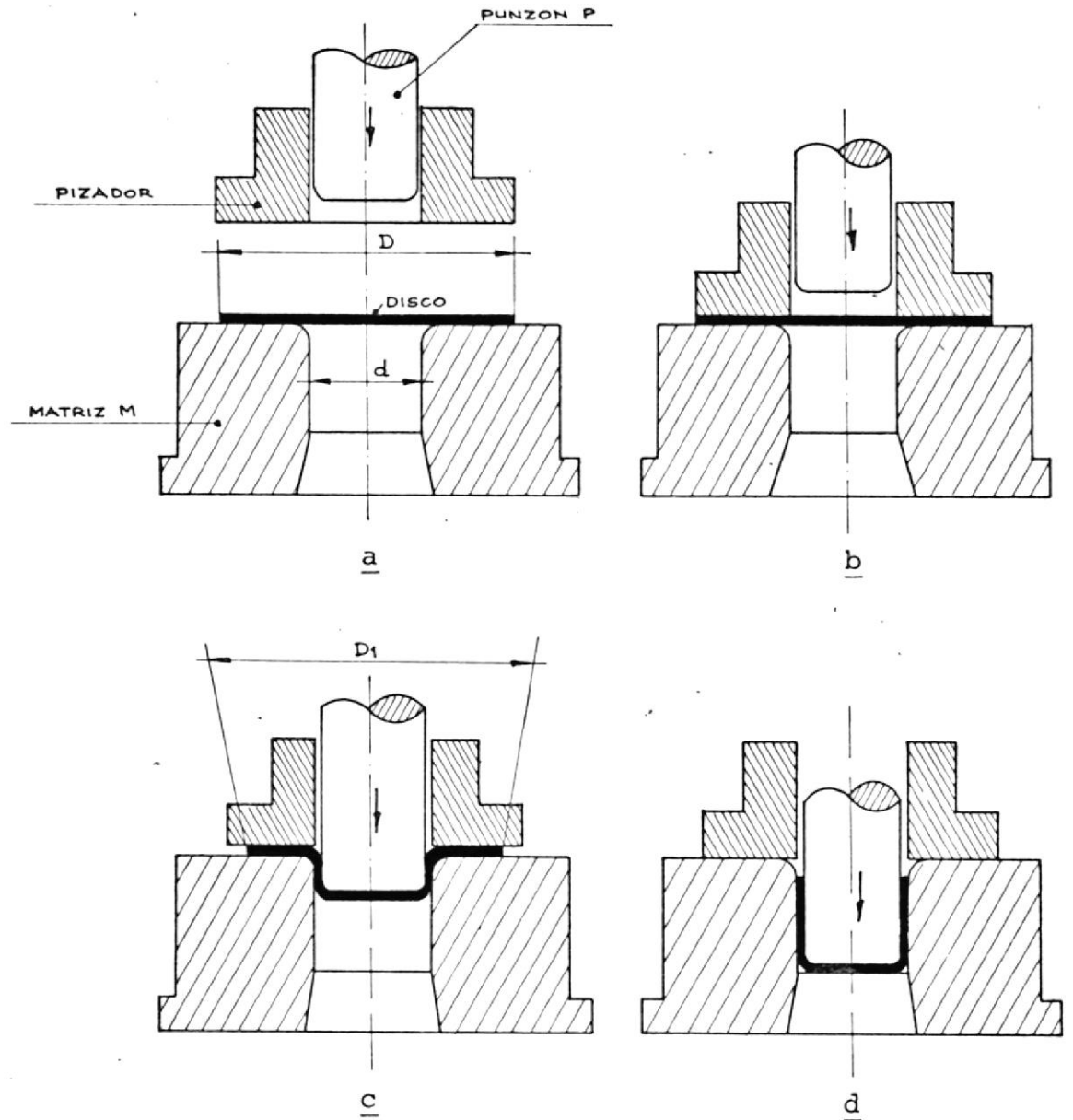


FIGURA N° 14

EMBUTICION DE DOBLE EFECTO

La parte anular del disco, localizada entre la ma
tríz, y el pisador, desliza sobre el borde redon-
deado de la matríz, para reducir cada vez su diá-
metro D_1 , Figura N^o 14-c, a medida que el punzón
sigue descendiendo. La copa formada, es expulsa-
da de la herramienta con aditamentos, que son par
te del diseño de la misma.

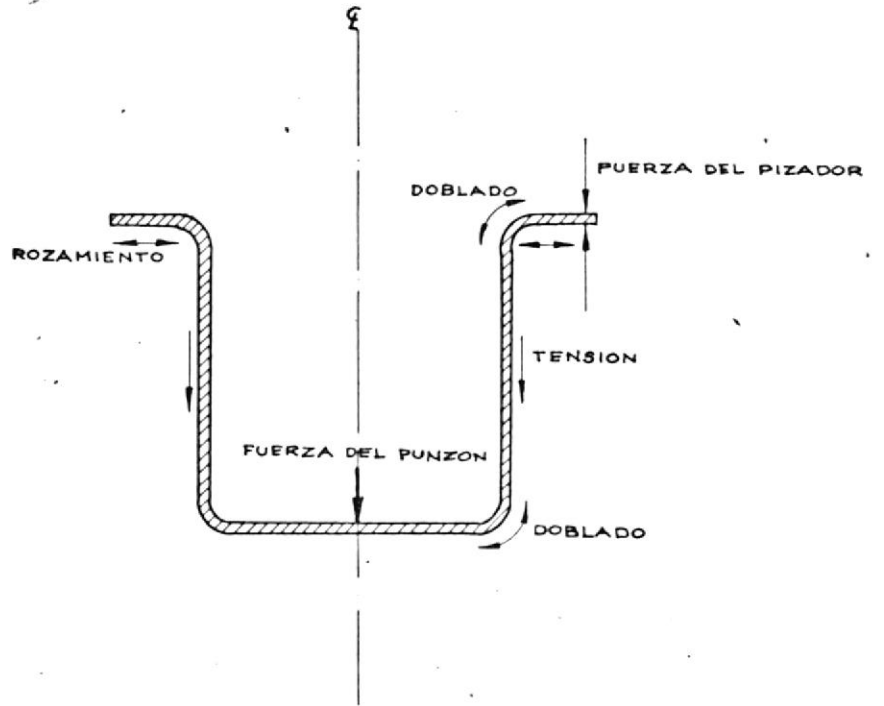
B. Comportamiento del metal

Debido a que la fabricación de tapas cilíndricas se
realiza en un proceso de embutición profunda, se ana
lizará lo que acontece en una operación de embutido
con Pisador.

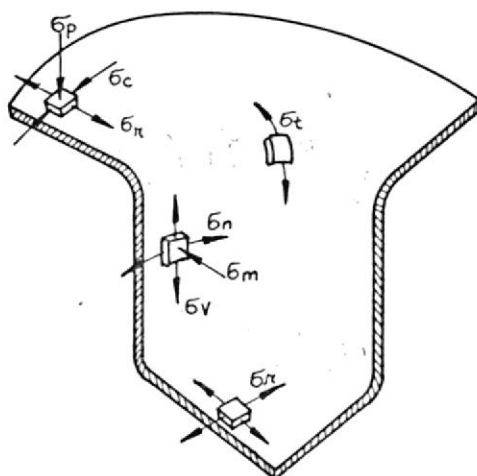
La Figura N^o 15 señala todas las fuerzas involucradas
en la operación, durante el flujo del metal y son:

- a. Fuerzas del Pisador.
- b. Fuerzas de fricción.
- c. Fuerzas de Punzón.

Estas originan en el metal, diferentes estados de ten
siones y deformaciones, Figura N^o 16. Tal es así, que
la fuerza del pisador prácticamente comprime la chapa,
por lo que aparece entonces en ésta área tensiones de
compresión σ_p . Debido a que el metal de esta corona,
tiene que embutirse a través de la matríz, disminuyen

FIGURA N^o 15

FUERZAS EN EMBUTICION



F I G U R A N º 16

ESFUERZOS DURANTE LA EMBUTICION

do la circunferencia inicial del disco al diámetro de la copa, sufrirá una deformación de tracción en la dirección radial y, uno de compresión en la dirección -circunferencial, que originan las respectivas tensiones σ_r y σ_c respectivamente. Los esfuerzos circunferenciales σ_c provocan una tendencia de aumentar el espesor, que al mismo tiempo lo evita la misma presión del sujetador.

Cuando el material del disco pasa por el borde de la matriz, sufre en primer lugar un doblado plástico seguido de un enderezado, mientras simultáneamente se ha sometido a una tensión de tracción σ_t .

Esto origina un ligero adelgazamiento del material, modificando así los pequeños aumentos de espesor, que pueden ocurrir en la zona anular, por defectos en la presión del pisador.

La pared de la copa se somete básicamente a una tensión vertical σ_v , por el continuo empuje descendente del punzón, pero además aparecen ciertas tensiones de compresión σ_m , con sus consiguientes tensiones circunferenciales σ_n , a causa de un pequeño laminado del metal entre el juego punzón y matriz, lográndose también controlar aún más el espesor del material, para obtener finalmente el espesor original, característi-

ca de ésta operación de embutido.

Sobre el fondo de la copa, actúa directamente toda la fuerza del punzón que origina un estiramiento del metal, aunque es mínimo, cesando finalmente cuando toma la forma del punzón. Aparecen aquí tensiones biaxiales de tracción.

Mediciones realizadas en la pieza embutido, han demostrado que el volumen y la densidad del material permanecen constantes y, que únicamente se produce a causa de las fuerzas radiales y tangenciales de tracción y compresión, un cambio en la microestructura del material que es característica en todo trabajado en frío del aluminio.

El espesor del material en realidad sufre pequeñas variaciones. En la pared cilíndrica se puede medir una disminución de espesor en las cercanías del fondo, y hasta una cierta altura. Mientras que en la parte superior de la copa, se ha comprobado que el espesor supera ligeramente al primitivo de la chapa, por cuanto la energía almacenada por las partículas metálicas se manifiesta después de la embutición, por un aumento del espesor de la chapa. El fondo de la copa como se ve claramente, no sufre prácticamente cambios sensibles.

Todas estas variaciones dependen principalmente, de los radios de embocadura del punzón y la matriz, y la reducción total de embutición, como de otros factores que se analizan a continuación.

C. Radios de Embutición

Son aquellos que definen los perfiles redondeados tanto de la matriz como del punzón, cuya forma permite el flujo del metal para la obtención de la pared cilíndrica - en una copa embutida.

Sobre estos radios se efectúan doblados con un correspondiente desplazamiento molecular. Figura N° 17, que se traduce en una disminución de espesor con el consiguiente aumento en actitud del material. Pero estos dos parámetros pueden ser controlados, si se aumentan dichos radios de doblado, evitándose así el desplazamiento localizado, como es el caso de un doblado en ángulo vivo, para extenderlo en una mayor longitud sobre el material.

Por lo tanto, un doblado en ángulo vivo debe siempre evitarse, tomando como valor mínimo entonces un radio igual al espesor del material.

- Radio de la matriz

El radio de la matriz debe ser tan grande como sea

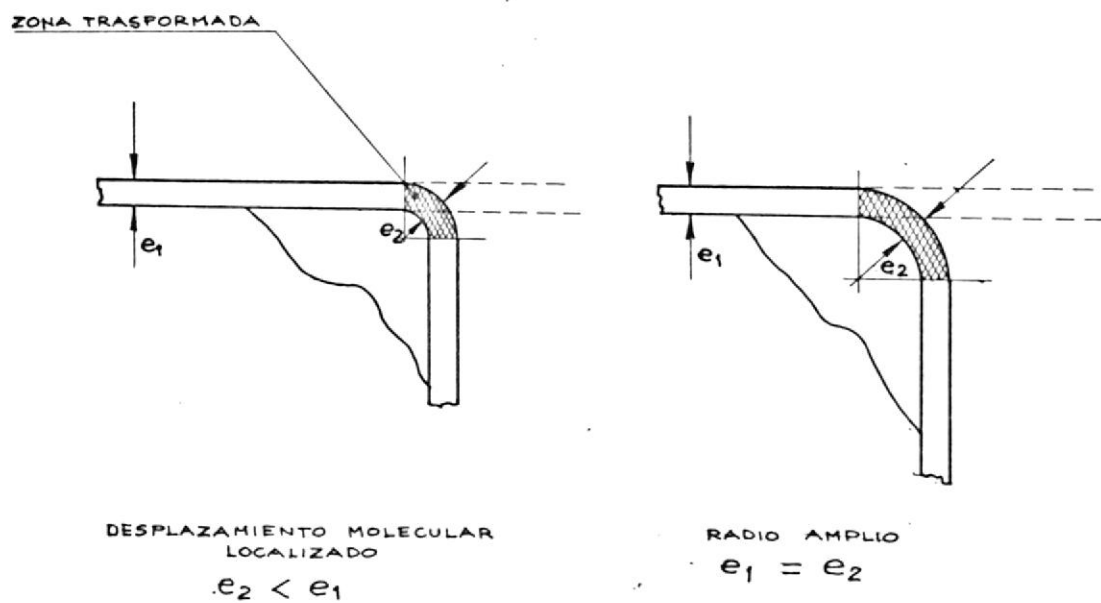


FIGURA N° 17

DOBLADO DE LA CHAPA

posible. Tiene influencia directa tanto para la calidad de las piezas, como para el éxito de la operación.

El efecto de estos radios se visualiza mejor, analizando dos casos extremos de radios de embutición r : Figura N° 18.

Para $r = 0$; la matriz de embutición se convierte en matriz de corte.

Para $r = \text{máximo}$ o sea: $r = \frac{D - d}{2}$

Con este radio no existirá prácticamente contacto - entre pisador y disco, y, la embutición no será posible por la formación de pliegues.

Se sigue entonces que éste radio de embutición, debe estar comprendido entre los siguientes límites:

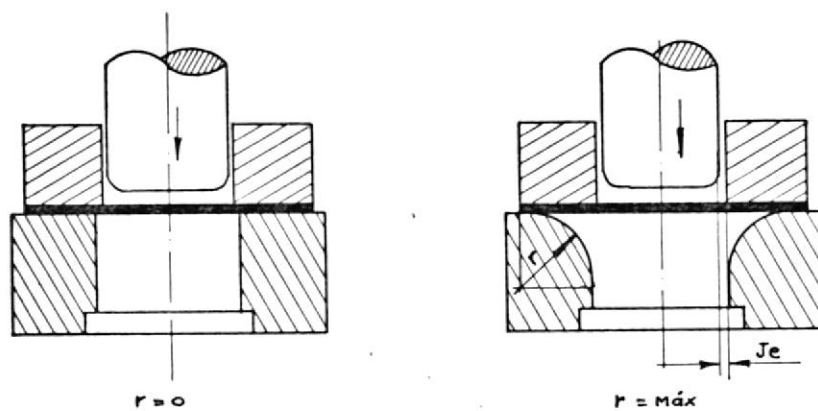
$$0 < r < \frac{D - d}{2}$$

Por lo general; para embuticiones profundas, se usa:

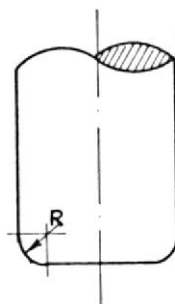
$$\begin{array}{ll} e < 1 \text{ mm.} & 6e < r < 8e \\ 1 \text{ mm.} < e < 3 \text{ mm.} & 4e < r < 6e^{(8)} \end{array}$$

- Radio del Punzón

Sobre este radio se produce un simple plegado de la



RADIO DE EMBUTICION

RADIO Y TOLERANCIA DEL
PUNZONFIGURA N^o 18

chapa y, además transmite el esfuerzo del punzón a las paredes de la pieza que se está embutiendo, existiendo entonces el peligro que el punzón rompa la chapa en caso de tener un radio insuficiente. Para un radio excesivamente grande, existe el peligro de la formación de pliegues, por cuanto pueden quedar zonas del metal sin apoyo sobre el punzón.

Los valores correctos para este radio, se han obtenido experimentalmente entre los límites:

$$5 e < R < 0,3d^{(9)}$$

D. Juego entre el Punzón y la Matriz

Llamado también juego de embutición, que teóricamente debe ser igual al espesor de la chapa, por cuanto el principio de ésta operación condiciona un espesor constante durante todo el proceso. Pero si se consideran tolerancias del material y otros factores de embutición tales como: aumento de espesor y planchado, se deduce que éste juego debe estar comprendido entre ciertos límites, que generalmente son mayores que dicho espesor. Experiencias realizadas en diversos materiales, han demostrado que los resultados son óptimos si se toma:

$$1, 1e < J_e < 1, 15e^{(10)}$$

e = Espesor del material

J_e = Juego de embutición.

Es importante mantener estas estrechas tolerancias al dimensionar este juego, por tener influencia directa sobre la operación. Tal es así, que para un juego demasiado grande, hay peligro de deformar las paredes de la copa, como también pueda ocurrir un descentramiento entre el punzón y la matriz, que provocaría fracturas prematuras del material.

En cambio, si el juego resulta menor que el espesor del material, su adelgazamiento o planchado que al ser muy severo, provocaría defectos de embutición y aumento de la presión necesaria para el proceso.

E. Relaciones del Embutido Cilíndrico

En la operación de embutido profundo se trata de encontrar profundidades máximas que se pueda alcanzar en una sola operación. Esta se expresa con la relación de dicha profundidad al diámetro de la copa a obtenerse (h/d), que para materiales suaves y piezas pequeñas se ha encontrado:

$$0,4 < \frac{h}{d} < 0,5$$

h = altura o profundidad en la primera operación.

d = diámetro de la copa

F. Operaciones de Reembutición

Analizando la relación anterior, se puede deducir que copas de gran profundidad, no se las puede obtener con una sola operación de embutido, debiéndose recurrir en tonces a varias operaciones sucesivas y en matrices diferentes, hasta alcanzar la profundidad definitiva.

El número de operaciones necesarias hasta alcanzar una determinada profundidad se expresa por:

$$n = \frac{s}{\epsilon}$$

s = relación de embutición (h/d)

ϵ = factor experimental

= 0,5 piezas pequeñas

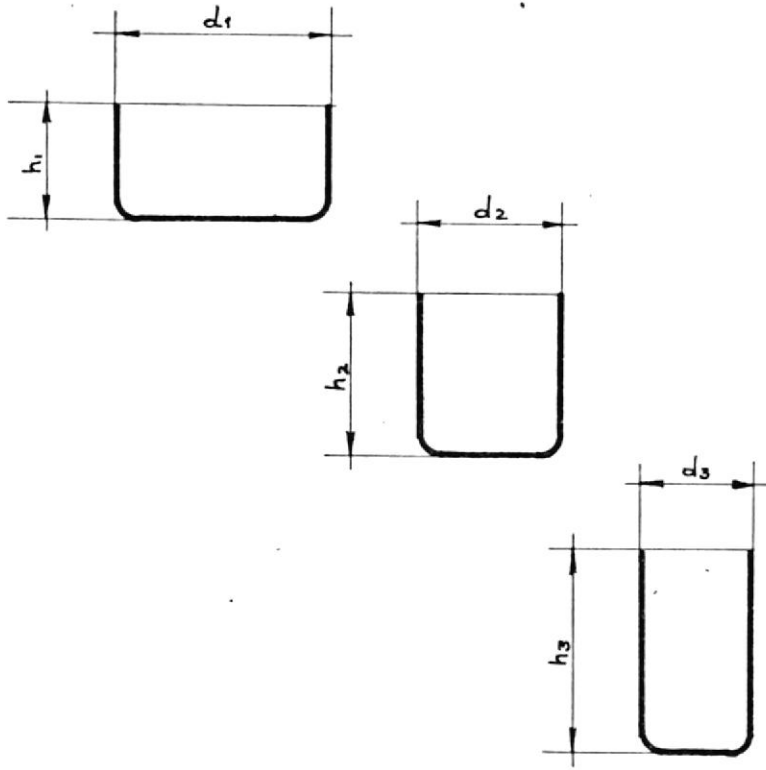
= 0,33 piezas grandes⁽¹¹⁾

n = número de operaciones.

El valor obtenido por esta relación, también indica el número de herramientas o matrices a emplearse en las prensas a embutir.

Estas operaciones sucesivas de embutido, implican reducciones de copas a otras con diámetros más pequeños, según muestra la Figura N° 19.

Las herramientas están constituídas prácticamente por los mismos elementos que una para la primera operación,

FIGURA N^o 19

OPERACIONES SUCESIVAS DE REEMBÚTIDO

a diferencia que en esta encaja la cápsula de la operación anterior, en un elemento que actúa también como pisador.

Estos recursos de operaciones sucesivas, se debe a que el material no puede resistir una elevada tensión radial, correspondiente al borde de la matriz que se desarrolla durante la operación, o sea por causa del alto valor de D/d .

Cuanto más pequeño es el diámetro del punzón respecto al disco a embutir, tanto mayor será la presión requerida para el embutido. Para que ésta presión no rompa el material, no se debe superar sus valores de resistencia mecánica.

Normalmente se expresa también cada uno de los diámetros sucesivos de la pieza embutida, como una fracción del diámetro de la copa en la fase anterior. Así para la primera operación se tiene:

$$d_1 = m_1 D$$

d_1 = diámetro de copa para la primera embutición.

D = diámetro del disco

m_1 = coeficiente de reducción que corresponde a la primera operación.

y en general:

$$d_n = m_n d_{n-1}$$

d_n = diámetro de copa para la operación

m_n = coeficiente de reducción

d_{n-1} = diámetro de copa de la fase anterior

Experimentalmente se han encontrado valores medios para "m", que se tabulan en la Tabla N° 4.

G. Velocidad de Embutido

Es la velocidad que posee el punzón, desde el instante que entra en contacto con el disco al ser embutido.

Esta depende de la cantidad de trabajado en frío que se realiza en el material. Así, las aleaciones de aluminio que se endurecen por deformación, deben ser embutidas a velocidades relativamente lentas, con la finalidad de proporcionar mejor uniformidad seccional de la copa embutida.

Con respecto a la profundidad de la pieza embutida, ésta velocidad disminuye conforme aumenta en profundidad, para evitar desgarramientos a causa de las variaciones de espesor en el material.

La Tabla N° 5 muestra valores experimentales de velocidades de embutido para diferentes metales

M A T E R I A L	Con Pisador		Sin Pisador
	m_1	m_n	m
Chapa de acero:			
Espesor inferior a 2 mm.	0,56	0,80	0,90 - 0,93
Por encima de 2 mm.	0,56	0,83	
Latón, cobre, plata:			
Espesor inferior a 2 mm.	0,50	0,75	"
Por encima de 2 mm.	0,52	0,75	"
Zinc.	0,75	0,91	"
Aluminio:			
Espesor inferior a 2 mm.	0,55	0,80	"
Por encima de 2 mm.	0,55	0,83	"
Acero inoxidable	0,60	0,80	"

T A B L A N^o 4

COEFICIENTES DE REDUCCION m PARA VARIOS MATERIALES

M A T E R I A L	Prensas de simple efecto	Prensas de doble efecto	Planchado
Aceros inoxidables	12,19	9,14	6,09
Aceros de bajo con tenido de carbono.	15,24	12, 19-15, 24	7,62
Zinc	45,72	12, 19-15, 24	
Aluminio	48,77	15, 24-24,38	18,29
Cobre	45,72	18, 29-25, 91	15,24
Latón	60,96	24, 38-30, 48	21,34

T A B L A N º 5

VELOCIDADES DE EMBUTIDO PARA DIFERENTES METALES

(m/min.)

H. Esfuerzos de Embutición

Los esfuerzos que se consideran en ésta operación, son básicamente dos: el esfuerzo de embutición propiamente dicho y el esfuerzo del pisador.

El primero, en los casos de embutir piezas cilíndricas, depende de los diámetros del disco y pieza embutida, como también del espesor y calidad del material.

Considerando que el elemento superficial A_0 de la Fig. N° 20 a un radio cualquiera x , se deforma a espesor constante, se deduce que estará sometido a tensiones radiales σ_r de extensión o estiramiento y tensiones tangenciales de compresión σ_c y de signo contrario respectivamente.

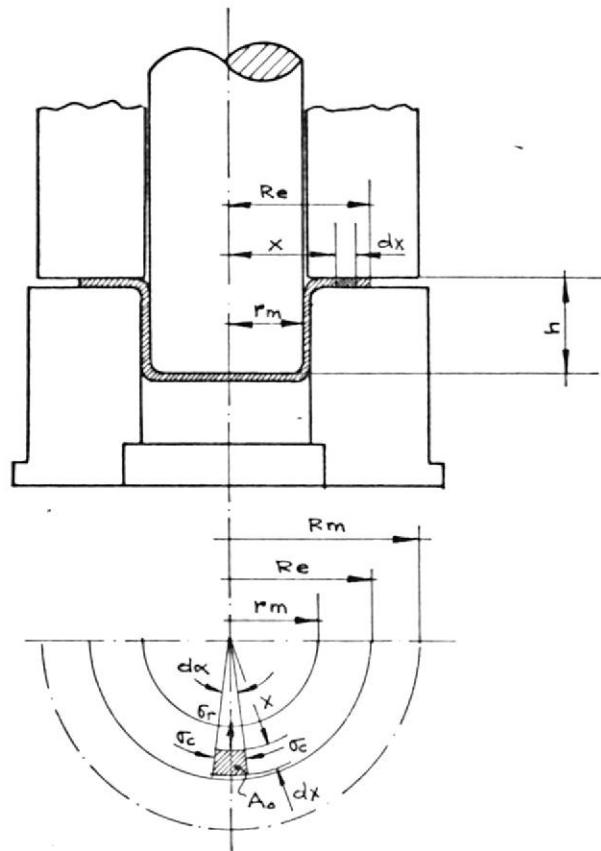
La fuerza radial que actúa sobre el elemento superficial será:

$$|(x + dx) \cdot d\alpha \cdot (\sigma_r + d\sigma_r)| - |x \cdot d\alpha \cdot \sigma_r|$$

y las componentes de las fuerzas tangenciales en la dirección radial es, Figura N° 20.

$$2 \left| dx \cdot \sin \frac{d\alpha}{2} \cdot \sigma_c \right|$$

Para que el elemento esté en equilibrio se debe cumplir:



ELEMENTO SOMETIDO A ESFUERZOS
DE EMBUTICION

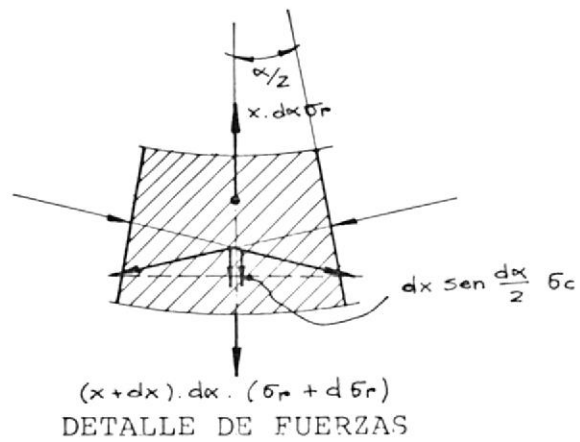


FIGURA N^o 20

FUERZAS DE EMBUTICION

$$|(x + d_x) \cdot d\alpha \cdot (\sigma_r + d\sigma_r)| - |x \cdot d\alpha \cdot \sigma_r| = 2 |dx \cdot \text{sen} \frac{d\alpha}{2} \sigma_c|$$

Resolviendo esta ecuación y eliminando infinitesimales de orden superior por ser muy pequeños se llega:

$$x \cdot d\alpha \cdot d\sigma_r + d_x \cdot d\alpha \cdot \sigma_r = d_x \cdot d\alpha \cdot \sigma_c$$

Para obtener entonces

$$d\sigma_r = (\sigma_c - \sigma_r) \frac{d_x}{x}$$

Si se expresa como r_d la Resistencia Ideal a la deformación, o sea aquella fuerza interior que resiste los desplazamientos causados por las acciones externas y que es vencida en un cierto instante; se puede escribir:

$$r_d = \sigma_r - \sigma_c \quad (\sigma_r > \sigma_c)$$

de donde

$$- r_d = \sigma_c - \sigma_r$$

Tomando un valor real de la resistencia a la deformación se tiene

$$- R_d = \sigma_c - \sigma_r$$

R_d = Resistencia real a la deformación.

Remplazando en la relación anterior se encuentra:

$$d\sigma_r = - R_d \frac{d_x}{x}$$

Como interesa conocer la tensión radial correspondiente al borde de la embocadura de la matriz, habrá que integrar:

$$\int_{R_e}^{r_m} d \sigma_r = \int_{R_e}^{r_m} - R_d \frac{dx}{x}$$

$$\left| \sigma_r \right|_{R_e}^{r_m} = - R_d \left| \ln x \right|_{R_e}^{r_m}$$

$$\left| \sigma_{r_m} - \sigma_{R_e} \right| = - R_d (\ln r_m - \ln R_e)$$

Relación en la cual

$$\sigma_{R_e} = 0 \quad \text{Por ser la condición límite al borde del material.}$$

Se obtiene finalmente

$$\sigma_{r_m} = R_d \cdot \ln \frac{R_e}{r_m}$$

El valor de la resistencia real a la deformación varía continuamente para cada sección elemental, por lo que, para simplificar la relación anterior, se debe introducir un valor medio de dicha resistencia. Quedando finalmente

$$\sigma_{r_m} = R_{d_m} \cdot \ln \frac{R_e}{r_m}$$

Esta relación, permite calcular unicamente, la tensión radial en un punto sobre el borde de la matriz cuyo radio es r_m , pero en realidad interesa la fuerza en la circunferencia entera $2 \pi r_m$, y con un espesor e . Se verifica entonces.

$$P_d = 2 \pi \cdot r_m \cdot e \cdot \sigma_{r_m}$$

P_d = Fuerza medio de embutición (Kg)

e = espesor de la chapa (mm.)

r_m = radio del punzón (mm)

Si se reemplaza el valor de la tensión radial resulta

$$P_d = 2 \pi \cdot r_m \cdot e \cdot R_{d_m} \cdot \ln \frac{R_e}{r_m}$$

Relación que da la fuerza de deformación entre un radio R_e del disco en el momento que se desea computar la fuerza, y el radio r_m del punzón. Se puede deducir de esta fórmula que la fuerza de deformación, omitiendo las pérdidas por frotamiento, las fuerzas del doblado y las debidas a otras causas, es continuamente variable para toda la carrera del punzón según una regla logarítmica.

Dicha fuerza es ,máxima al iniciar la carrera y dis-

minuye gradualmente durante el embutido hasta alcanzar un mínimo que es cero, para el caso de un embutido completo.

Para encontrar el esfuerzo máximo entonces se debe hacer. $R_e = R_m$; obteniéndose

$$P_{dmax} = 2\pi \cdot r_m \cdot e \cdot R_{dm} \cdot \ln \frac{R_m}{r_m}$$

Esta fuerza dividida por la sección resistente o área de la corona circular con espesor e dará una tensión σ_r máxima de embutido que no debe ser mayor que el esfuerzo a la tracción del material.

Para encontrar los valores de R_{dm} habrá que ensayar con el material de resistencia a la tracción conocida, para diferentes deformaciones y luego obtener un promedio, valor que servirá para el cálculo de la fuerza de embutición.

Para generalizar la relación anterior o sea, que se aplique para cualquier material con determinado valor de esfuerzo a la tracción se puede hacer:

$$r_m = 1$$

$$e = 1$$

Resultando:

$$P'_{d_{max}} = 2 \pi R d_m \ln R'_m$$

Se puede entonces establecer algunas relaciones probables de embutido

$$\frac{R_m}{r_m} = \frac{R_m}{1} = R'_m = 1: 1,05; 1,10; 1,15; 1,2 \dots\dots\dots 2$$

Valores que sustituyendo en la fórmula anterior da las fuerzas máximas correspondientes a varias relaciones de embutido para un material con un esfuerzo a la tracción σ_R conocido, con espesor y radio del punzón unitarios. Si cada una de estas fuerzas es dividida para el valor de σ_R se obtendrá un coeficiente q que representa la fuerza específica necesaria para embutir hipotéticamente una chapa de resistencia $\sigma_R=1$, espesor = 1 y con un punzón de radio = 1. Se obtiene entonces la fórmula general para el esfuerzo má

ximo de embutición:

$$P_{d_{\max}} = r_m \cdot e \cdot \sigma \cdot q$$

Como el diámetro del punzón $d = 2r_m$; se tiene

$$P_{d_{\max}} = \frac{1}{2} d \cdot e \cdot \sigma \cdot q$$

σ = Resistencia a la tracción de la chapa $\left(\frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}\right)$ Tabla N^o 6.

q = Coeficiente, Tabla N^o 7 (Obtenidos a partir de un material con $\sigma_R = 31 \text{ Kg/mm}^2$)⁽¹²⁾

El esfuerzo del pisador se aplica tanto para retardar el movimiento del recorte del disco como para ayudar a la adherencia del borde de la chapa sobre la superficie de apoyo - de modo que permita el deslizamiento en sentido radial sin producir deformaciones o pliegues. Su valor es

$$P_s = p \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2)$$

P_s = esfuerzo del pisador (Kg)

p = Presión media del pisador. Tabla N^o 8 (Kg/mm^2)

M A T E R I A L	σ Recocido	σ Duro
Plata	45	
Níquel	40-45	70-80
Cobre	21-25	
Latón	32	45
Bronce	40-50	75-90
Aluminio	7-11	18-28
Duraluminio	22-27	
Chapa de embutición	22-31	31-35
Chapa de carrocería	30-35	35-40
Acero inoxidable	60-70	
Zinc	16	22

T A B L A N^o 6

VALORES DE LA RESISTENCIA A LA TRACCION DE

VARIOS METALES Y ALEACIONES

$\frac{D}{d}$	q	$\frac{D}{d}$	q
1,05	0,197	1,55	2,928
1,10	0,404	1,60	3,189
1,15	0,732	1,65	3,443
1,20	1,013	1,70	3,704
1,25	1,287	1,75	3,963
1,30	1,565	1,80	4,228
1,35	1,853	1,85	4,485
1,40	2,110	1,90	4,714
1,45	2,405	1,95	4,939
1,50	2,666	2,0	5,194

T A B L A N^o 7

VALORES DE q EN FUNCION DE D/d PARA CALCULO DE
ESFUERZO DE EMBUTICION

MATERIAL	p Kg/mm ²
Aluminio	0,12
Zinc	0,15
Duraluminio	0,16
Latón	0,20
Acero inoxidable	0,20
Acero	0,25
Chapa estañada	0,30

T A B L A N º 8

PRESION MEDIA DEL PISADOR PARA VARIOS
METALES

Como la embutición de copas cilíndricas profundas se las realiza con pisador, se deberá tomar en cuenta principalmente estos dos esfuerzos.

Otro parámetro importante es el trabajo de embutición, que se lo calcula por la fórmula:

$T = \text{fuerzas} \cdot \text{distancias}$

$$T = (P_p \cdot x + P_s) \cdot h$$

T = trabajo de embutición (Kg.m)

P_p = esfuerzo de embutición (Kg.)

x = coeficiente de irregularidad de la fuerza P_p .

Tabla N° 9.

P_s = esfuerzo del pisador (Kg.)

h = altura de la embutición (m)

Las operaciones de reembutido exigen un esfuerzo que es un poco mayor al de la primera operación dado en la fórmula anterior, debido al mayor endurecimiento por deformación que sufre el material, al ser doblado dos veces durante ésta operación. Buenos resultados se ha obtenido con el valor siguiente:

$$P_r = \frac{5}{4} P_p \quad (13)$$

P_r = Esfuerzo de reembutición (Kg.)

d/D	X
0,55	0,8
0,575	0,8
0,6	0,77
0,625	0,77
0,65	0,74
0,675	0,74
0,7	0,70
0,725	0,70
0,75	0,67
0,775	0,67
0,8	0,64

T A B L A N^o 9

COEFICIENTES X, PARA EL CALCULO DEL
TRABAJO DE EMBUTICION

I. Lubricación

La chapa metálica responderá favorable o desfavorablemente, dependiendo del tipo de lubricante que se emplee.

Un buen lubricante reduce el rozamiento entre la chapa, la matriz y el pisador, obteniéndose de ésta manera una mejor calidad superficial de la copa, un menor esfuerzo del punzón y un menor desgaste de herramientas. Además es necesario que este lubricante sea adecuado a la naturaleza de la chapa.

En general, existen clasificaciones de lubricantes - para el embutido, teniendo cada grupo sus ventajas y desventajas. Así tenemos:

- 1.- Soluciones de jabón en agua, son de fácil manejo y comparativamente económicos. No tienen una elevada resistencia pelicular y por consiguiente pueden causar trastornos, si las tensiones de estirado rompen la película. Pero tienen una mayor aptitud que el aceite para retener la chapa. No es un lubricante - muy adecuado para embutidos severos.
- 2.- Existen compuestos entre grasas, aceites y algún pigmento inerte, como por ejemplo el carbonato de calcio, que en ciertas combinaciones actúan como lubricantes adecuados para el embutido.

3.- Los aceites solubles poseen varias ventajas, como su disolución en agua, que permite a los lubricantes su fácil desprendimiento del producto terminado. Además son de bajo costo.

Los aceites minerales puros, no deben emplearse en el embutido de aluminio, por su baja resistencia pelicular, siendo preferidos los de origen animal y vegetal.

Para el aluminio un lubricante aconsejado es la vaselina o petróleo grafitado. También aceite mineral en trabajos livianos. Se acostumbra a usar sebo, parafina o una mezcla de estos productos para trabajos medios.

En la aplicación del lubricante sobre el disco, se cuidará en no aplicarlo en su parte central, ya que afecta desfavorablemente sobre el coeficiente de reducción, a causa de la disminución de la adherencia del punzón y las paredes de la pieza embutida, soportando el fondo todo el esfuerzo del punzón, lo que provocaría roturas en la proximidad del mismo.

J. Defectos comunes en el Embutido del Aluminio

Al obtener copas cilíndricas por el proceso de embutición, se pueden localizar varios defectos en la pieza terminada por causas como: defectos de la materia -

prima, mal diseño de las herramientas, lubricación inadecuada, así como una mala selección de la maquinaria para embutir.

Los defectos más comunes en el producto terminado son los siguientes. Figura N^o 21.

- 1.- Las arrugas de pestañas, son protuberancias radiales en el metal de la pestaña, que no ha pasado sobre el radio de la matriz. Se debe a una insuficiente presión del pisador; cantidades excesivas de lubricantes pesados; cara de la matriz no está paralela.
- 2.- Arrugas en la pared, que se presentan en forma de protuberancias verticales, a causa de una insuficiente presión del pisador. Estas arrugas ocurren cuando el metal todavía está en el área de la pestaña, que luego son llevadas sobre el radio de la matriz, el cual ha sido diseñado muy grande. Puede ocurrir también si el radio del punzón es sobredimensionado, así como el juego de embutición excesivo, o un ajuste deficiente de la herramienta.
- 3.- Anillos escalonados se presentan como líneas o depresiones circulares profundas, en las paredes laterales de la copa que han sido reembutidas. Esto

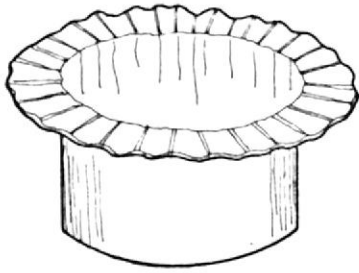
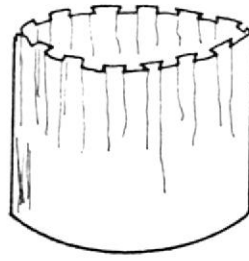
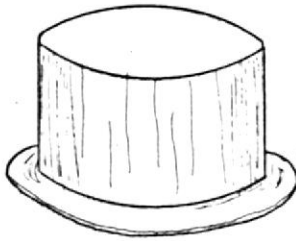
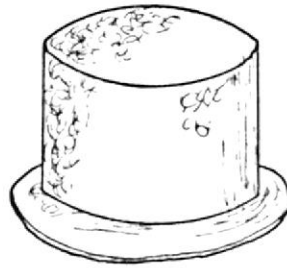
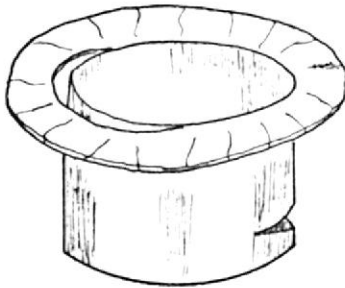
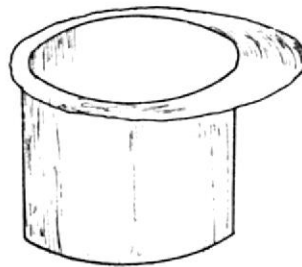
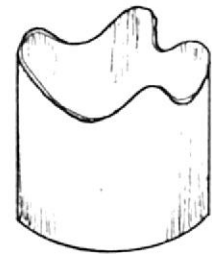
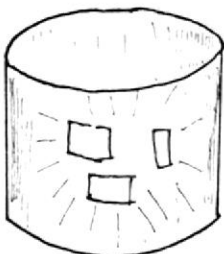
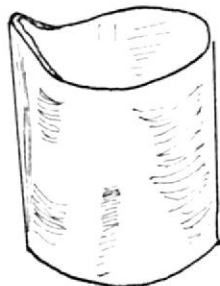
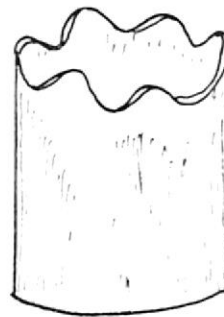
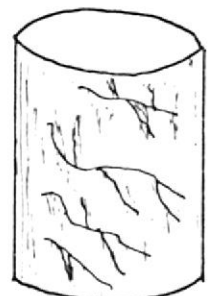
12345678910111213

FIGURA Nº 21

se debe a que el radio del punzón es muy agudo, o el radio de la matriz de reembutición también muy agudo.

- 4.- Las marcas de embutido aparecen como líneas rayadas - en el exterior de la copa, debido a que la superficie de embutir es rugosa, particularmente en el radio de embutición; partículas incrustadas que se adhieren a la matriz; suciedad y materias extrañas en el metal, matriz o lubricante; lubricación inadecuada.
- 5.- La "piel de naranja" es la apariencia rugosa o abierta en la pared lateral o en las curvaturas de la copa embutida. Se debe, a que el grano del material es muy grande.
- 6.- Las rayaduras resultan de una manipulación descuidada, tanto de la materia prima como de las herramientas.
- 7.- Las fracturas o apariencia degollada, son defectos - que aparecen en la esquina inferior de la copa, por una presión excesiva del pisador; un radio del punzón muy pequeño, así como un insuficiente juego de reembutido, que adiciona cargas de planchado; insuficiente presión de retención en el pisador, que permite la formación de arrugas impidiendo así el flujo. Las fracturas en la esquina superior de la copa con el borde de la pestaña, son causadas por un radio de

embutición muy pequeño; insuficiente juego y una presión excesiva en el pisador.

- 8.- El "golpe perdido", se identifica porque la altura de la copa o anchura de la pestaña, son desiguales o se presenta también como un abrillantado sobre la pared lateral. Las causas son el ajuste incorrecto de la herramienta; el diámetro de la matriz no está concéntrico con el punzón; o que la pieza resbala debido a una presión de retención desigual, o también a un centrado incorrecto del disco sobre la matriz.
- 9.- Las orejuelas no uniformes o no direccionales, consisten en uno o más puntos altos en la parte superior de la copa, que no están en relación determinada con respecto a la dirección de laminado. Esto se debe, a que la matriz o el pisador están gastados, causando así un apriete.
- 10.- Los puntos abrillantados uniformes, son partes anchas de la pared de la copa, que están altamente abrillantadas en comparación con la condición normal, esto es debido a un juego de embutición insuficiente.
- 11.- Las orejuelas de herramienta, son puntos altos y con apariencia abrillantada en la parte superior de la copa, son muy comunes en los embutidos profundos, a causa de un punto bajo en la matriz o pisador, que permi

te una acumulación o engrosamiento que más adelante es planchado por la matriz.

- 12.- Las orejas de textura, que son puntos altos en borde de la copa; se producen siempre en número par. Es debido al fibrado cristalográfico u orientación preferida de las propiedades mecánicas adquiridos durante la laminación de la chapa. Generalmente aparecen dos orejuelas por cada orientación preferida. Comprobado por diferentes ensayos la direccionalidad o de anisotropía, si es necesario se proveerá suficiente material para eliminarlo después con el recorte del anillo.
- 13.- Las marcas de Luders que generalmente aparecen en los materiales suaves. Son depresiones que aparecen en la superficie de la chapa dando aspecto de una llamada. Se debe a la presencia de un límite elástico aparente, con deformaciones sin aumento de carga. La solución consiste en someter a la chapa a un pequeño trabajado en frío como una laminación para reducir el espesor del 0.5 a 2% que permitirá eliminar el límite elástico aparente sin producir un endurecimiento por deformación apreciable.

2.3. ESTUDIO DE LA MAQUINARIA PARA EMBUTICION

La transformación de la chapa metálica, tiene lugar

entre los componentes de la herramienta, la cual es accionada por una prensa, en la que va convenientemente montada. Es así como se obtiene la copa o cápsula en su forma más simple. Posteriormente debe proseguirse con otras transformaciones sencillas, para que obtenga sus perfiles definitivos.

Un resumen de la extensa clasificación de los equipos - que trabajan la chapa metálica, se presenta en el Cuadro N^o 1.

2.3.1. Clasificación de las prensas

Estas máquinas deberán ser capaces de desarrollar presión en la cantidad, localización, dirección y por el período de tiempo necesario para completar una operación específica.

Las más importantes prensas son las Mecánicas e Hidráulicas. Estas pueden clasificarse de acuerdo con los efectos o movimientos de la corredera, que es el elemento transportador de la parte móvil de la herramienta. La prensa - de simple efecto es la más común de todas las prensas, luego siguen las prensas de doble y triple efecto.

a. Prensas de Simple Efecto

Tiene un movimiento alternativo de la corredera que se obtiene asegurándola a un cigueñal, excéntrica, leva

C U A D R O N º 1

MAQUINAS PARA TRABAJADO DE CHAPA

<p>Con movimiento rectilíneo alternativo (corredera).</p>	<p>PRENSAS</p>	<p>Fuente de potencia</p> <p>Tipo Bastidor</p> <p>Accionamiento corredera</p> <p>Movimiento corredera</p>	<p>Manuales Mecánicas Hidráulicas Neumáticas</p> <p>Garganta Bancada ajustable Columnas</p> <p>Cigüeñal Excéntrica Engranaje Excéntrico. Levas</p> <p>Simple efecto Doble efecto Triple efecto</p>
<p>Con movimiento Giratorio continuo (rodillos)</p>	<p>Tijeras de Guillotina</p> <p>Dobladoras rectas</p> <p>Laminadoras</p> <p>Aplanadoras</p> <p>Tijeras circulares</p> <p>Roladoras</p> <p>Curvadoras</p> <p>Engrapadoras</p> <p>Recubridoras</p>		

u otro mecanismo en las prensas mecánicas, y un cilindro inversor en un equipo hidráulico. Figura N^o 22.

En estos tipos de máquinas, no existen ningún otro movimiento que afecte el trabajado de la pieza. Dichas prensas se emplean extensamente para dar forma a piezas en bruto, en las que el embutido profundo no es una condición; también son utilizadas en cizallar, agujerear y otras operaciones de corte similares.

Pero sus funciones en su mayor parte se determina por el herramental que se emplea en la prensa. Por ejemplo, los amortiguadores mecánicos o neumáticos de la matriz utilizados en éstas prensas, permiten operaciones de embutido poco profundo, simulando así las funciones de las prensas de doble efecto. Las herramientas se las denomina también herramientas de doble efecto.

Estas prensas se las construye en una variedad de estilos y tipos, tales como las Prensas Inclinables de Respaldo Abierto o Garganta, Prensas de Bancada Ajustable, y las Prensas de Columnas. Figura N^o 23.

Las prensas hidráulicas ya sean de simple, doble o triple efecto, no se recomiendan para operaciones de

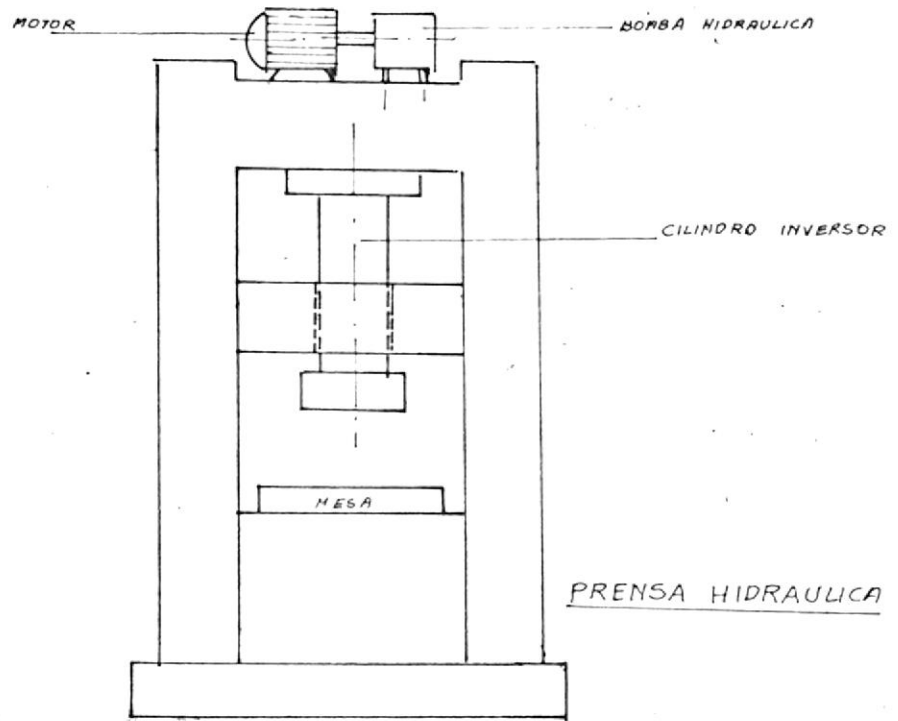
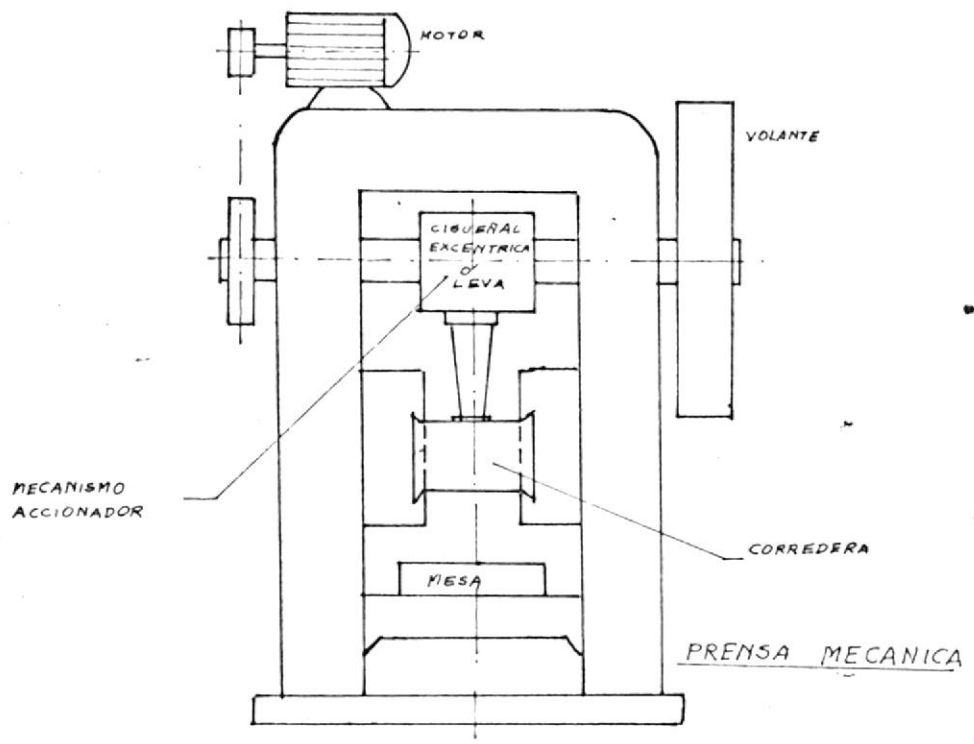
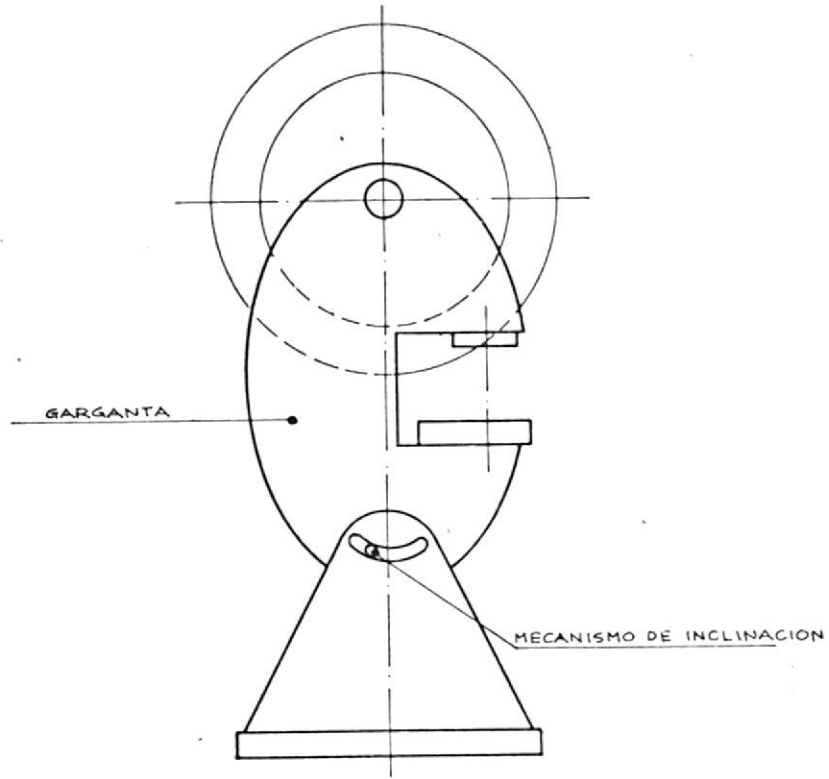
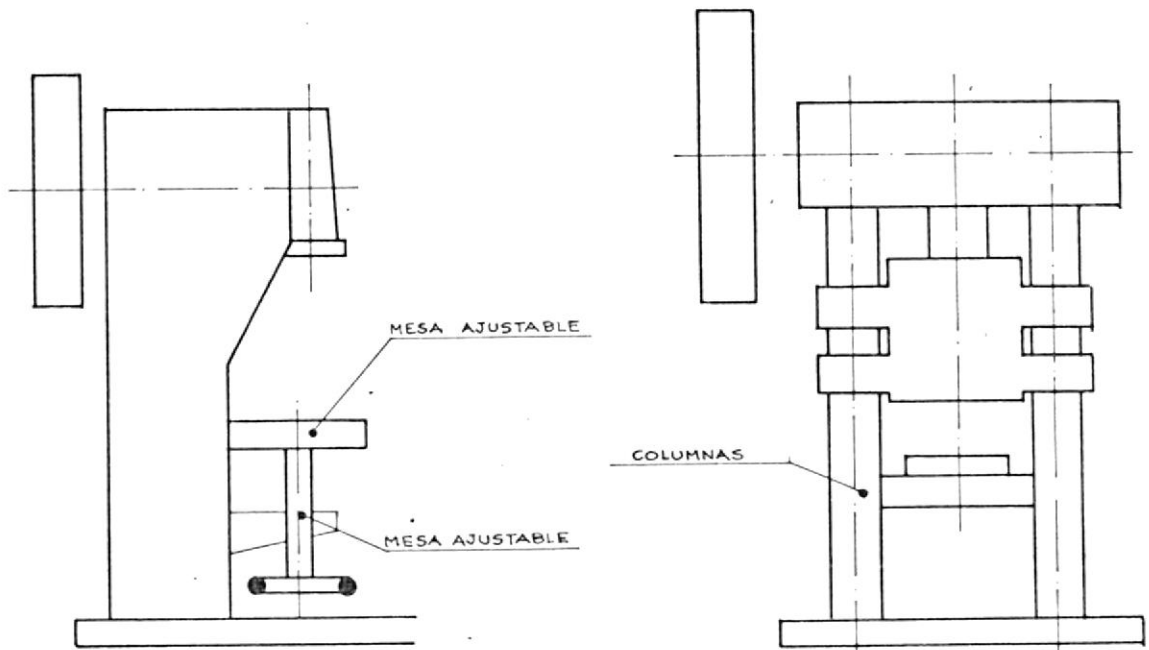


FIGURA N° 22

ESQUEMA DE PRENSA DE SIMPLE EFECTO E HIDRAULICA



PRENSA INCLINABLE



PRENSA BANCADA AJUSTABLE

PRENSA DE COLUMNAS

FIGURA N° 23

corte, ya que los esfuerzos de tensión sobre el sistema hidráulico son muy severas, a causa de la penetración - repentina de la operación de cizallado o punzonado. Sin embargo amortiguando convenientemente la matriz, pueden emplearse estas prensas.

El diseño estructural de las prensas de simple efecto, proporciona un manejo simple y rápido del material. Por ejemplo las Prensas de Garganta, permiten el movimiento fácil del material, desde la parte anterior a la posterior. Además vienen equipadas con mecanismos de inclinación para la Garganta, ayudando así por gravedad la descarga de las piezas terminadas. Las Prensas de Columna, ofrecen mayor rigidez para ciertos trabajos fuertes.

b. Prensas de Doble Efecto

Tienen dos movimientos para accionar dos correderas concéntricas, funcionando paralelamente la una con la otra. La primera es llamada corredera interior o émbolo., y la otra corredera exterior o portapiezas.

La corredera portapieza, se emplea para retener el metal, se la conoce como pisador y funciona independientemente antes que la corredera interior o Ariete, o conjuntamente con el mismo.

La corredera del Ariete de la prensa mecánica de doble efecto, es usualmente accionada por un cigueñal, - mientras que la corredera del pisador que queda en reposo durante el intervalo de estirado, es accionado en la mayoría de los casos por un mecanismo de palancas o levas. Figura N° 24.

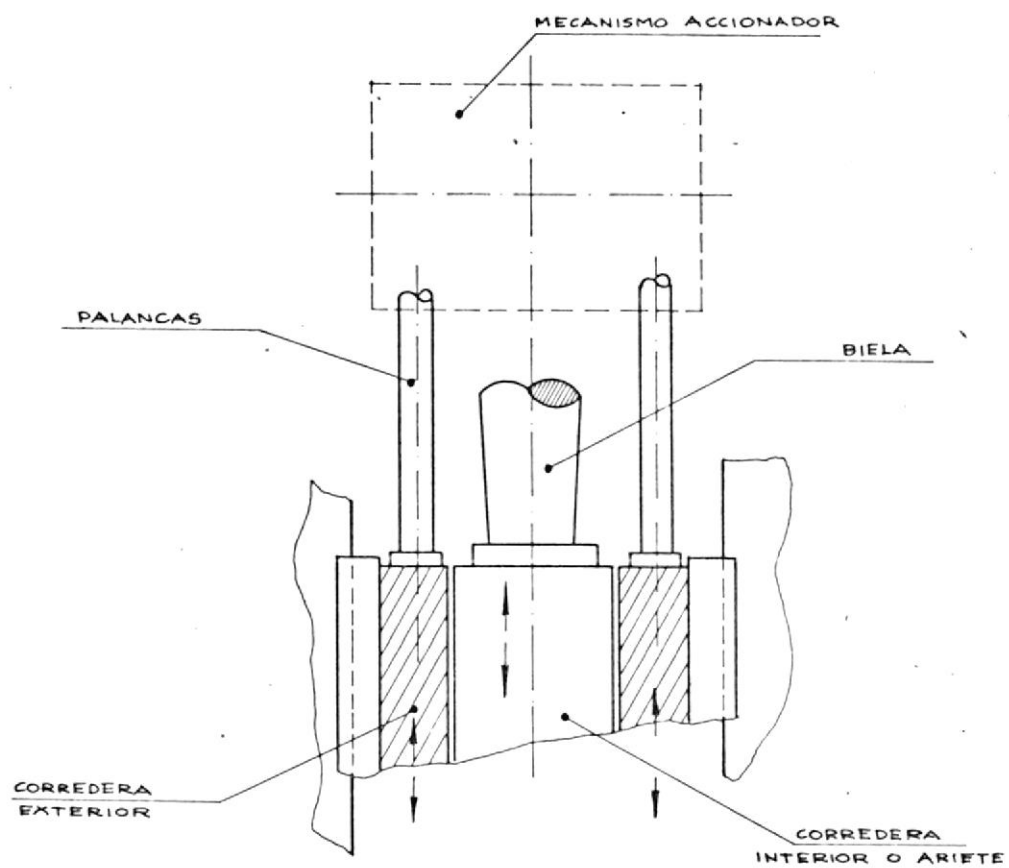
En las prensas hidráulicas de doble efecto, sus correderas son accionadas por cilindros independientes - para cada una, o mediante una conexión mecánica a la corrедера del pisador, desde el pistón principal.

El fin principal de las prensas de doble efecto, es realizar las operaciones de embutir, dar forma y estampado profundo.

c. Prensas de Triple Efecto

Se construyen con tres correderas, con efectos provenientes de cada corredera. Son ampliamente usadas para dar forma a los paneles de automóviles y otros trabajos similares de gran tamaño.

Las prensas de doble efecto, equipadas con asientos amortiguadores en las matrices, proporcionan también el triple efecto, dependiendo del amortiguador para el movimiento adicional.

FIGURA N^o 24

ESQUEMA DE CABEZAL DE PRENSA DE DOBLE EFECTO

2.3.2. Accesorios de las Prensas

Los diferentes mecanismos que son partes opcionales para el conjunto de prensa, se denominan accesorios, siendo los principales: sujetadores o pisadores, mecanismos de alimentación, embragues y dispositivos de seguridad.

a. Pisadores

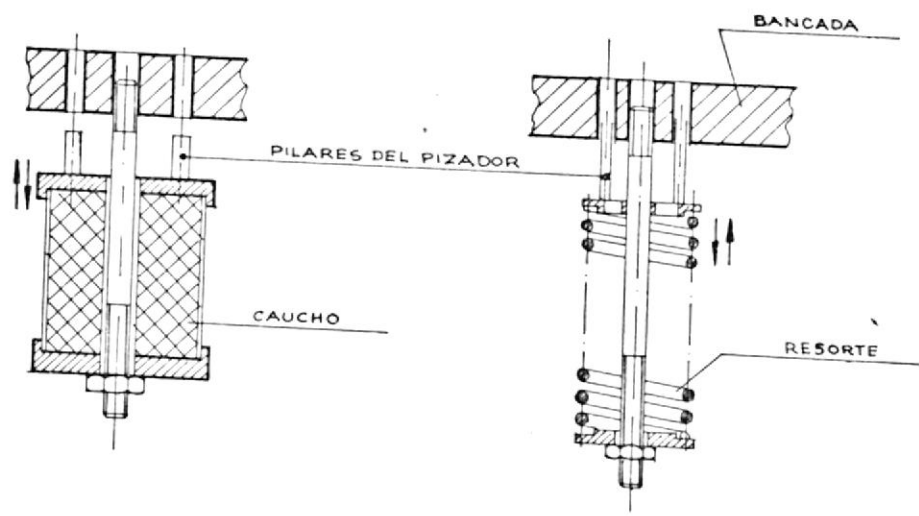
Permiten realizar trabajos de embutición de doble efecto en prensas de simple efecto. Existen los pisadores accionados por resortes, que son de construcción sencilla, pero la presión que mantienen durante la operación no es constante. En cambio los pisadores neumáticos cumplen con este requerimiento, pero son más costosos. Un pisador accionado por un caucho especialmente diseñado y de forma cilíndrica, mantienen una presión casi constante debido a su deformación lateral, además de la deformación longitudinal del elemento elástico. Es el más ampliamente usado también por su bajo costo. Figura N° 25.

b. Alimentadores

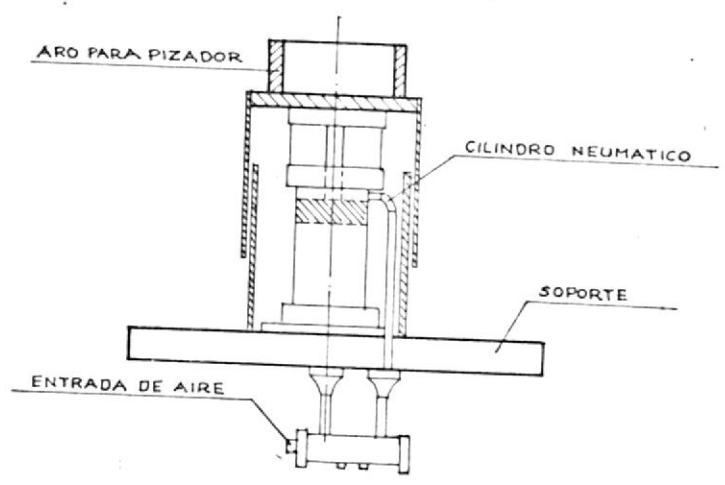
Sirven para alimentar la chapa hacia la herramienta de trabajo sobre la prensa; permitiendo así, una mejor manipulación del material, trabajo continuo y ahorro de la mano de obra.

ACCIONAMIENTO POR CAUCHO

ACCIONAMIENTO POR RESORTE



ACCIONAMIENTO NEUMATICO



F I G U R A N º 25

EJEMPLOS DE ACCIONAMIENTO DE PIZADORES

Esta alimentación se realiza automáticamente, tanto para flejes como para chapas rectangulares. Mecanismos de rodillos o de pinzas, se encuentran para la alimentación de flejes o cintas, y en caso de discos ya cortados, los platos revolver son los más apropiados. Un mecanismo más complejo, requiere la alimentación automática de chapas rectangulares, que a diferencia de los iguales para cinta, que tienen un solo paso y en un solo sentido, estos requieren un paso adicional en sentido perpendicular al primero, dotando a la chapa en movimiento de vaiven, y de arriba hacia abajo, con relación a la herramienta, hasta terminar de cortar y embutirir todos los discos que se ha distribuído sobre la chapa.

c. Embragues

Estos mecanismos, tienen la función de aislar el árbol que acciona la herramienta, de la fuerza motriz - principal. Son partes complementarias de una prensa y se han diseñado de varias formas, que se pueden adaptar para los diferentes tipos de prensas.

d. Dispositivos de Seguridad

En vista que las maquinarias están dotadas de movimientos alternativos, que transportan grandes esfuerzos

para impulsar las herramientas, las cuales se cierran entre sí, como es el caso de corte y embutido, y además se exige también una gran producción para reducir sus costos; surge la necesidad entonces de equipar a las prensas con dispositivos de seguridad, que reduzcan al mínimo los accidentes.

Existen varios dispositivos de seguridad que son parte misma de la máquina, y también, hay la posibilidad de diseñar en la propia planta nuevos dispositivos adaptados a los propios requerimientos.

Así por ejemplo, hay dispositivos que impiden la repetición del golpe después de un primero, o también, algunos equipados con celdas fotoeléctricas que detectan la introducción de manos en la herramienta, mientras funciona la prensa.

2.3.3. Selección de la Prensa

La prensa más conveniente para un determinado trabajo, deberá ser elegida, teniendo presente los siguientes factores:

a. Etapa del proceso de fabricación

Esto es si se refiere a una operación de corte, doblado, embutido o mixto. Así por ejemplo, un punzonado puede hacerse en todos los tipos de prensa de simple e

fecto, para que trabaje con una herramienta de doble efecto, ya que estas prensas permiten ejercer presiones de formación elevada, a producción también elevada, por la sencillez de sus mecanismos de corredera.

Una prensa hidráulica se la utiliza, para ejercer presiones fuertes en piezas grandes y profundas, pero su capacidad de producción es relativamente baja.

b. Esfuerzos Requeridos

Los esfuerzos necesarios para realizar una operación cualquiera, deben ser suministrados por la prensa, asegurando también así, que el árbol motor resistirá los esfuerzos impuestos durante la operación.

El esfuerzo admisible en la mitad de la carrera de la prensa, está dado por la fórmula de Bliss.

$$F = v d_a^2$$

F = esfuerzo en Kg.

v = coeficiente que depende de la carrera y tipo de árbol.

d_a = diámetro del árbol a la altura de los cojinetes en mm.

El coeficiente v, para algunas prensas mecánicas se da en la Tabla N° 10.

Carrera en función del diámetro	$0,5d_a$	$0,75 d_a$	$1d_a$	$1,5d_a$	$2d_a$	$2,5d_a$	$3d_a$
Excéntrica accio <u>n</u> nada por un solo lado.	5,75	5,05					
Excéntrica accio <u>n</u> nada por dos la- dos.	6,2	6,05					
Manivela acciona <u>d</u> da por un solo - lado.			4,9	3,8	3,1	2,5	2,25
Manivela acciona <u>d</u> da por los dos lados.					4,9	4,2	3,8

T A B L A N^o 10

COEFICIENTES V PARA EL CALCULO DEL ESFUERZO MAXIMO

Para una altura cualquiera H en mm., desde el punto - muerto inferior, el esfuerzo se calcula por:

$$F_H = \frac{FC}{\sqrt{2C.H-H^2}}$$

F_H = Esfuerzo en Kg.

F = Esfuerzo a mitad de la carrera Kg.

C = Carrera en mm.

H = Altura de la corredera desde el punto muerto inferior en mm.

Estos esfuerzos se obtienen por lo general, a partir de las especificaciones técnicas de la Prensa, y deben estar en correspondencia con aquellos que se calcule, a partir de las operaciones del proceso. Si la selección ha sido de una Prensa Mecánica con excéntrica, muy común en los trabajos tanto de corte como de embutido o su combinación, la capacidad dependerá de los siguientes esfuerzos:

- Esfuerzo de Corte P_C
- Esfuerzo de embutición P_p
- Esfuerzo del pisador P_s

Tomando para generalizar un trabajo combinado, o sea, cortar la chapa y embutirla en una misma carrera de la prensa, actuarán separadamente primero el corte, y luego

el pisado y embutido simultáneamente.

El esfuerzo máximo $Pd_{\max.}$, que resulte de la comparación del esfuerzo para cortar el disco y el esfuerzo total de embutición, servirá para la determinación de la fuerza, que debe desarrollar la Biela. Fig. N° 26, y está dada por:

$$Q = \frac{Pd_{\max.}}{\sqrt{1 - \frac{t^2}{\ell^2} \text{sen}^2 \alpha}} \quad (14)$$

Q = Fuerza a lo largo de la biela (Kg. o ton.)

t = Excentricidad = $\frac{1}{2}$ carrera de la prensa (mm.)

ℓ = Longitud de la biela (mm.)

α = Angulo de excéntrica $0^\circ - 180^\circ$

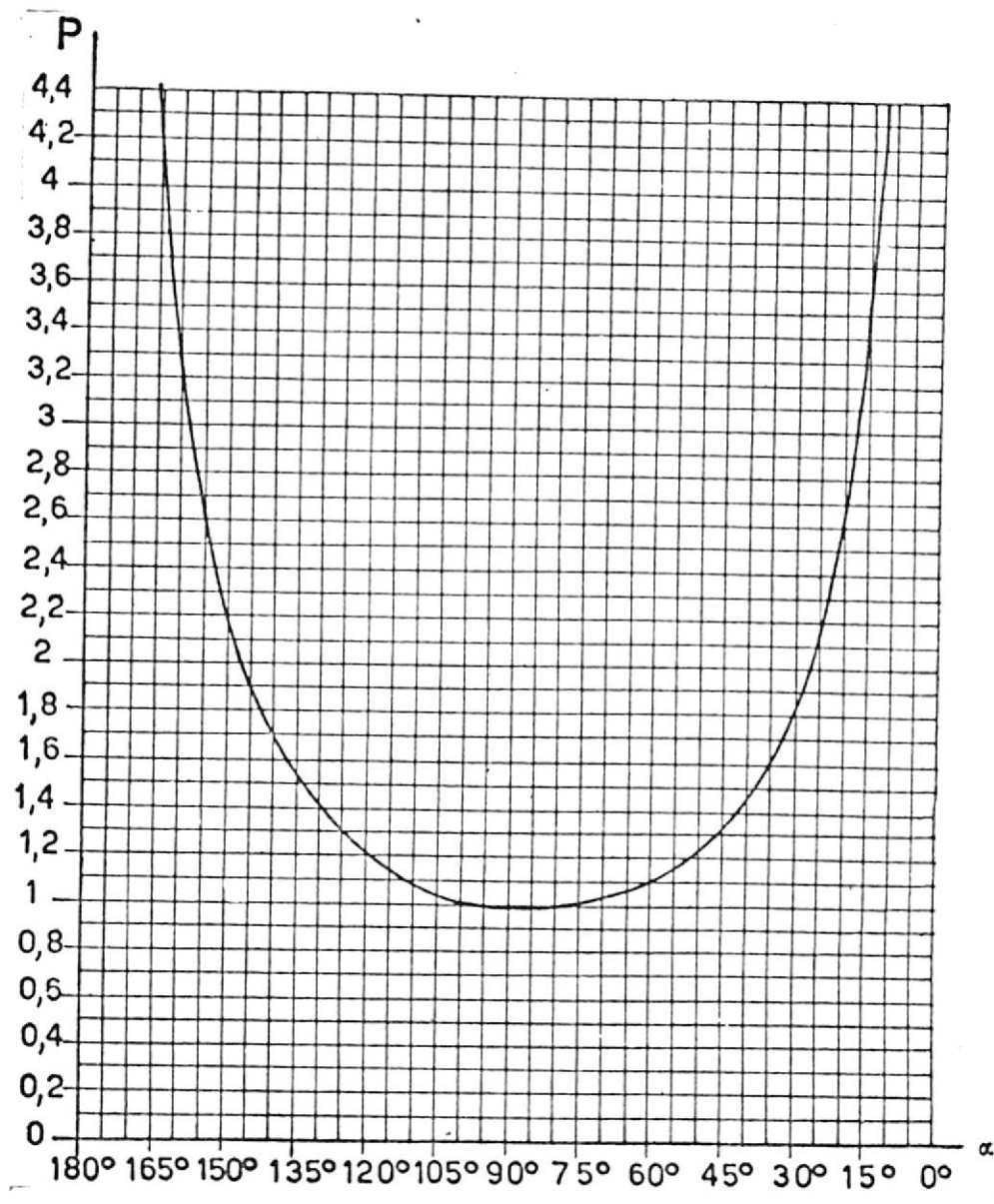
De la misma Figura, se deduce que la fuerza utilizable que posee el carro es:

$$Y = Q \cos \beta = Q \sqrt{1 - \frac{t^2}{\ell^2} \text{sen}^2 \alpha}$$

Y = Fuerza utilizable en el carro (Kg.)

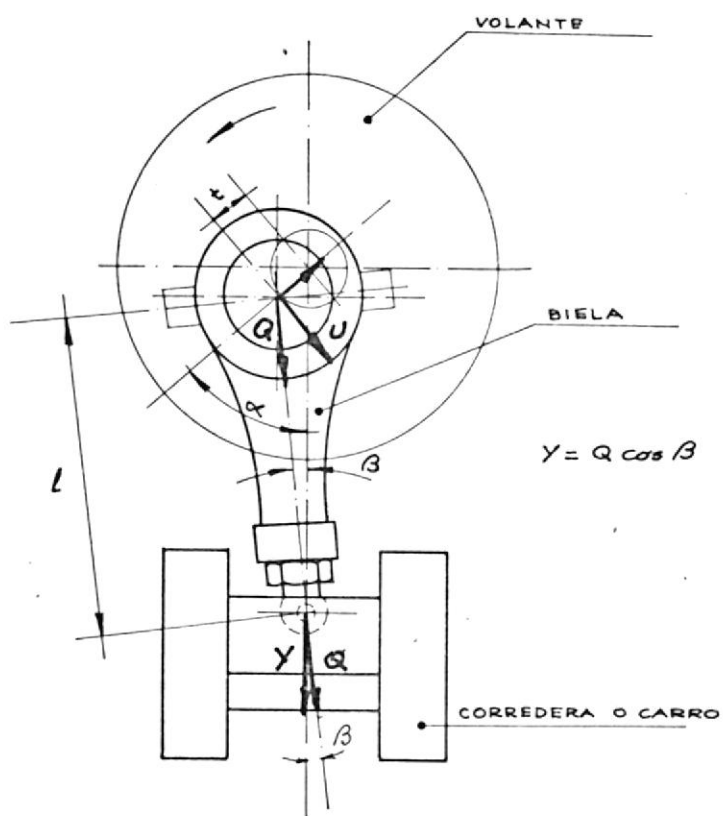
β = Angulo de biela

Esta fuerza tendrá sus variaciones en función del ángulo α . La Figura N° 27, es una curva que visualiza esta variación cuando se grafica la ecuación anterior considerando que la Fuerza tangencial sobre el eje excéntri



F I G U R A No. 26

CURVA DE VARIACION DE LA FUERZA UTILIZABLE EN EL CARRO EN UNA PRENSA DE EXCENTRICA CON $U= 1$

FIGURA N^o 26

MECANISMO DE EXCENTRICA

co es la unidad. La fuerza tangencial en la excéntrica, que interesa para encontrar la fuerza máxima, se la deduce por trigonometría:

$$U = Q \left| \operatorname{sen} \alpha \sqrt{1 - \left(\frac{t}{\ell}\right)^2 \operatorname{sen}^2 \alpha} + \frac{t}{\ell} \operatorname{sen} \alpha \cos \alpha \right|$$

U = Fuerza tangencial en la excéntrica (Kg.)

Y por último la fuerza máxima que debe desarrollar la Prensa es:

$$P_{\max.} = U \frac{Y''}{Y'}$$

P_{\max} = Fuerza máxima (Kg. ó Ton.)

Y' = Fuerza del carro al inicio de la operación.

Figura N^o 27. ($\alpha = 90^\circ$)

Y'' = Fuerza del carro en el ángulo final ($10^\circ < \alpha < 20^\circ$ para los constructores de la prensa).

Figura N^o 27.

Este valor obtenido, dará la fuerza máxima que deberá desarrollar la prensa, para poder realizar con seguridad las operaciones designadas. Es el tonelaje especificado por los fabricantes.

c. Energía disponible

Es aquella energía que el motor debe disponer tanto para que el árbol pueda vencer todo esfuerzo, como la

energía que debe suministrar para un cambio dado de velocidad en el volante durante las operaciones de conformado.

Su valor se obtiene de la siguiente fórmula:

$$E = \frac{4500 W}{n_1} f + \frac{w d_v^2 \cdot n^2}{200} y \quad (15)$$

E = Energía disponible (Kg.m)

W = Potencia del motor (HP)

n_1 = número de golpes de la prensa por minuto,

f = fracción decimal de vuelta del árbol motor, utilizada para la operación.

w = peso de la llanta del volante (Kg.)

d_v = diámetro del volante (m)

n = número de vueltas por minuto del volante.

y = coeficiente de disminución de velocidad del volante, durante la operación. Tabla N° 11.

Este valor encontrado, hay que compararlo con el trabajo necesario para la operación a realizar, permitiendo así, determinar la utilización de la prensa que se estudia.

d. Velocidad de la Prensa

En la embutición, es importante determinar la velocidad de operación, debido a que el metal tiene una velocidad de deformación limitada.

Disminución de velocidad	5%	10%	15%	20%
y	0,1	0,19	0,28	0,36

T A B L A N^o 11
 COEFICIENTE DE DISMINUCION DE VELOCIDAD DEL
 VOLANTE

	% de la carrera									
	100%	90%	80%	70%	60%	50%	30%	20%	10%	0%
z	0	0,6	0,8	0,92	1,0	0,96	0,92	0,8	0,6	0

T A B L A N^o 12
 COEFICIENTE CORRESPONDIENTE A LA POSICION
 DEL PUNZON

Tiene como expresión:

$$V' = 0.052 \cdot z \cdot C \cdot n_1 \quad (16)$$

V' = velocidad (mm./min.)

z = coeficiente que corresponde a la posición del punzón. Tabla N° 12.

C = carrera en mm.

n_1 = número de revoluciones del volante por minuto.

Con este valor, se puede verificar si el número de vueltas de la prensa, es compatible con la velocidad de embutición.

Una vez considerados estos factores, es necesario - buscar todas las características adicionales tales como: altura máxima y mínima entre mesa y corredera, ataque del punzón, impedimentos para el diseño, etc.

2.4. ESTUDIO DE LA HERRAMIENTA PARA EMBUTICION

Tanto el corte del disco, como la transformación del material en un cuerpo hueco, se realizan por acción de fuerzas desarrolladas entre dos aditamentos, que tienen movimientos relativos y accionados entre sí, denominados punzón y matriz. A éste conjunto se lo conoce como herramienta. La fuente de energía para desarrollar dichas operaciones la proporciona la prensa en la cual van montadas.

Una vez obtenida la copa, los acabados finales de la pared lateral, se ejecutan también entre herramientas especiales, dotadas de movimientos giratorios relativos y que llevan la forma de estos perfiles.

2.4.1 Clasificación de las herramientas

Una clasificación general se presenta en el cuadro N^o 2.

a. Herramientas de Corte

Empleadas en punzonar o cortar el disco, para una embutición posterior. Se lo ejecuta en un solo golpe de la prensa, debido a que es una operación de corte sencillo; a diferencia de ciertas piezas más complejas, que requieren uno o más agujeros, debiéndose realizar punzonados en una manera progresiva, o de un solo golpe de prensa se cortan todos los agujeros a la vez, operaciones conocidas como cortes progresivos y total, respectivamente. Estas últimas operaciones exigen por lo mismo herramientas también complejas, según se ve esquemáticamente en la Fig. N^o 28.

Los elementos básicos de ésta herramienta son el punzón y la matriz de corte, siendo indispensable para un buen resultado, un alineamiento perfecto que se obtiene únicamente con un buen diseño de herramienta y precisión de la prensa seleccionada.

Recortar	<p>Corte sencillo</p> <p>Corte progresivo</p> <p>Corte total</p>									
Embutición	<table border="0"> <tr> <td data-bbox="737 756 1010 886">Forma de trabajo y prensa utilizada.</td> <td data-bbox="1040 725 1236 855">Herramienta simple efecto.</td> <td data-bbox="1267 725 1433 855">Para prensa doble efecto.</td> </tr> <tr> <td></td> <td data-bbox="1040 890 1236 1021">Herramienta doble efecto.</td> <td data-bbox="1267 890 1433 1021">Para prensa simple efecto.</td> </tr> <tr> <td data-bbox="737 1176 1010 1270">Por operación a realizar</td> <td colspan="2" data-bbox="1040 1149 1236 1290">Primer paso para pasos siguientes.</td> </tr> </table>	Forma de trabajo y prensa utilizada.	Herramienta simple efecto.	Para prensa doble efecto.		Herramienta doble efecto.	Para prensa simple efecto.	Por operación a realizar	Primer paso para pasos siguientes.	
Forma de trabajo y prensa utilizada.	Herramienta simple efecto.	Para prensa doble efecto.								
	Herramienta doble efecto.	Para prensa simple efecto.								
Por operación a realizar	Primer paso para pasos siguientes.									
Combinadas	<table border="0"> <tr> <td data-bbox="737 1429 1010 1518">Herramienta combinada total.</td> <td data-bbox="1040 1429 1236 1518">Recorte y Embutición.</td> <td data-bbox="1267 1367 1433 1456">Prensa simple efecto.</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td data-bbox="1267 1481 1433 1570">Prensa doble efecto.</td> </tr> <tr> <td data-bbox="737 1647 1010 1777">Herramienta combinada progresiva.</td> <td colspan="2"></td> </tr> </table>	Herramienta combinada total.	Recorte y Embutición.	Prensa simple efecto.			Prensa doble efecto.	Herramienta combinada progresiva.		
Herramienta combinada total.	Recorte y Embutición.	Prensa simple efecto.								
		Prensa doble efecto.								
Herramienta combinada progresiva.										

CUADRO N° 2

CLASIFICACION DE LAS HERRAMIENTAS PARA EMBUTICION

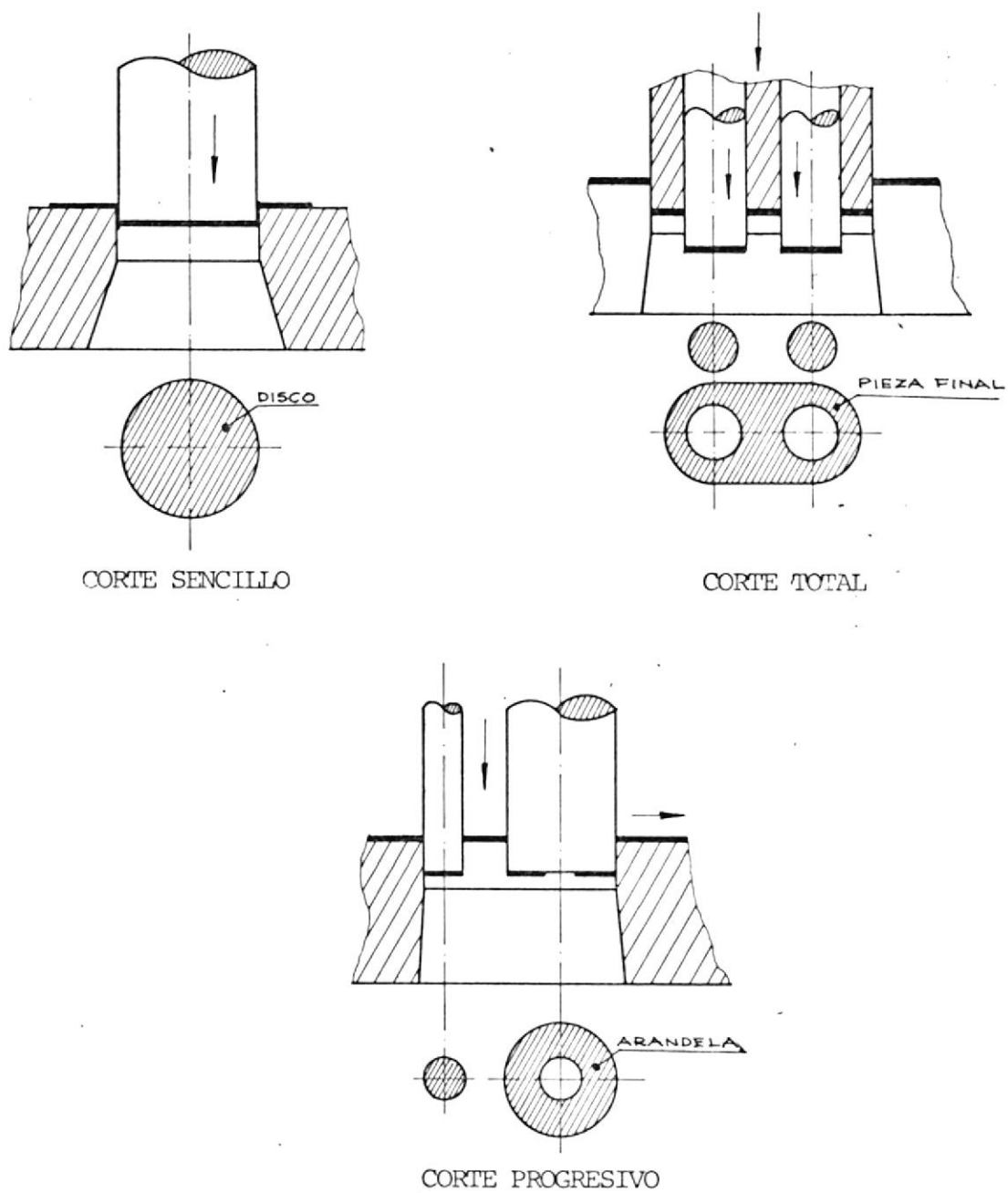


FIGURA N° 28
HERRAMIENTAS DE CORTE

Para cortar el aluminio o sus aleaciones, son necesarios esfuerzos de corte relativamente bajos, a lo que se suma una gran capacidad de producción, en vista de la habilidad que posee el aluminio para mantener tolerancias estrechas.

b. Herramientas de embutir

La herramienta de simple efecto es la más sencilla, por el bajo número de sus componentes, que básicamente la forma el punzón y la matriz.

Se requiere también, un alineamiento perfecto entre estos dos elementos, especialmente para embutir materiales delgados que tienden a la formación de arrugas en la pared del cilindro. Se las utiliza con las prensas de simple efecto y de bajo tonelaje, el trabajo de estas prensas está limitado a formar piezas de poca profundidad.

Para las operaciones sucesivas o de reembutición, se diseñan también herramientas de simple efecto, que son constituídas por elementos similares a la herramienta para la primera operación, a diferencia que la matriz tiene un alojamiento para centrar correctamente la copa obtenida en la primera embutición, Figura N^o 29. La Prensa utilizada también debe ser de simple efecto.

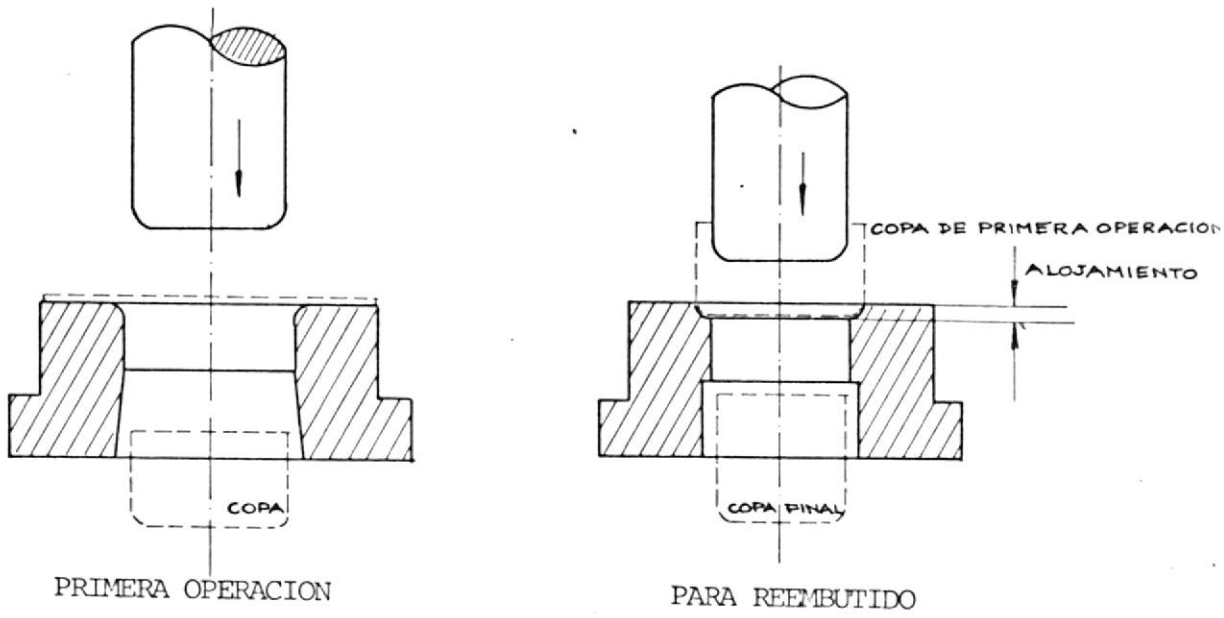


FIGURA N° 29

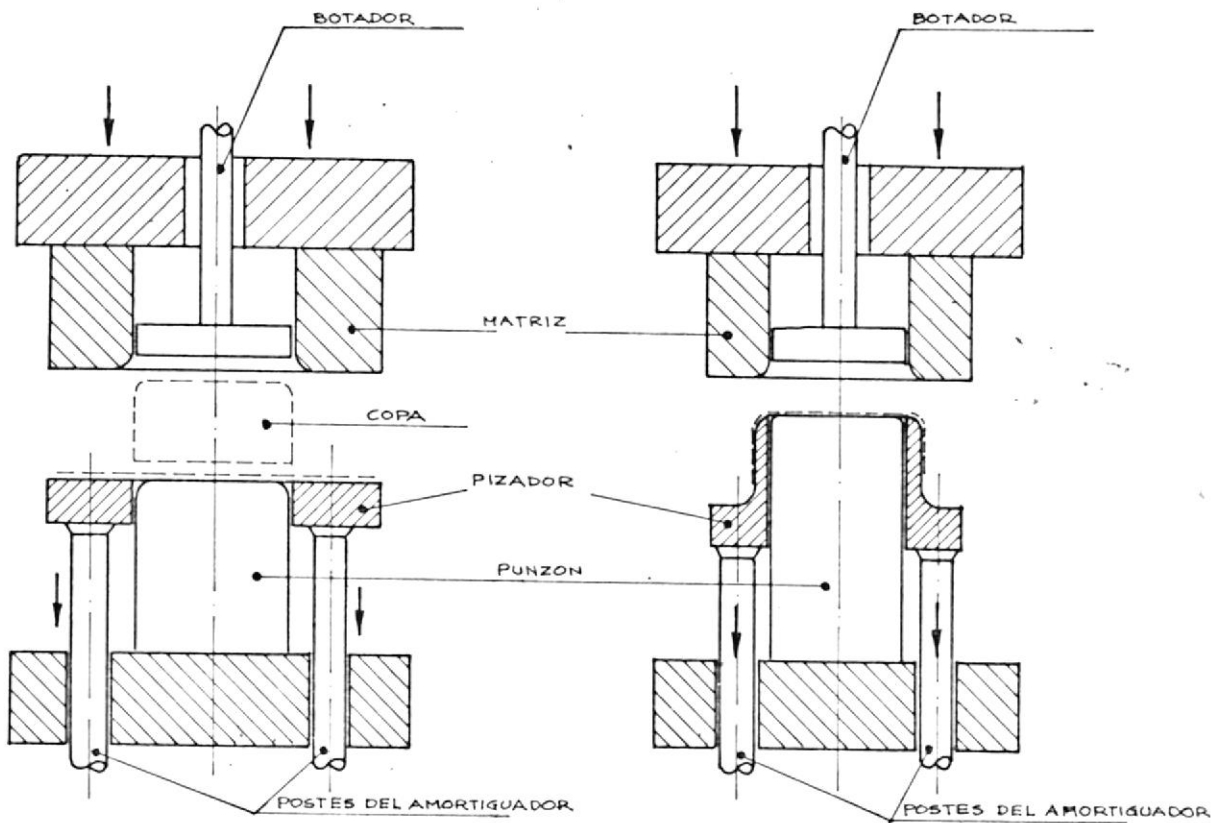
HERRAMIENTAS DE EMBUTICION DE SIMPLE
EFECTO

Existen herramientas que actúan con el doble efecto, aunque se los monte en una prensa de simple efecto, tanto para la primera operación como para las sucesivas, según se puede ver en la Figura N° 30. Para estos casos, la disposición de la herramienta es invertida, y la acción del pisador que es el segundo efecto, se realiza por acción de amortiguadores, entre el pisador y la banda.

La diferencia entre dos herramientas sucesivas en caso de reembutición, está en la forma que se diseña el pisador, ya que básicamente las componen los mismos elementos. El pisador para la reembutición, tiene la forma exterior de la copa obtenida en la operación anterior, ya que sirve además de centrador de la copa a reembutirse.

Esta herramienta, es ampliamente usada para trabajar piezas pequeñas en materiales blandos, como el aluminio y sus aleaciones. Con estas condiciones, se puede lograr una producción más elevada, factor importante para el sistema de fabricación.

Las herramientas de doble efecto, para las prensas de doble efecto, la constituyen los mismos elementos que la herramienta simple, pero, poseen dos movimientos independientes, tanto para el punzón como para el pisador.

PRIMERO OPERACIONOPERACION DE REEMBUTIDO

F I G U R A N º 30

HERRAMIENTAS DE DOBLE EFECTO
 PARA PRENSA DE SIMPLE EFECTO

Este segundo movimiento hace posible entonces llevar una presión adecuada sobre el material, pudiéndose en tonces alcanzar mayores profundidades.

Para las operaciones sucesivas o de reembutición, la herramienta está formada prácticamente por los mis mos elementos constructivos que la anterior, necesitán dose una cavidad o alojamiento de la copa sobre la ma tríz, y un pisador que lleva la forma de esta misma - copa, para poder centrarla sobre la matriz. Figura N^o 31.

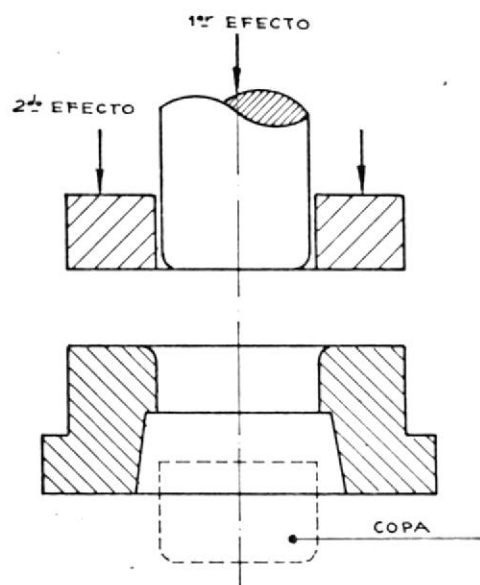
c. Herramientas combinadas

Son aquellas que permiten ejecutar varias operaciones de diferentes características. Se las designa por las operaciones que ejecutan, y su orden de proceso.

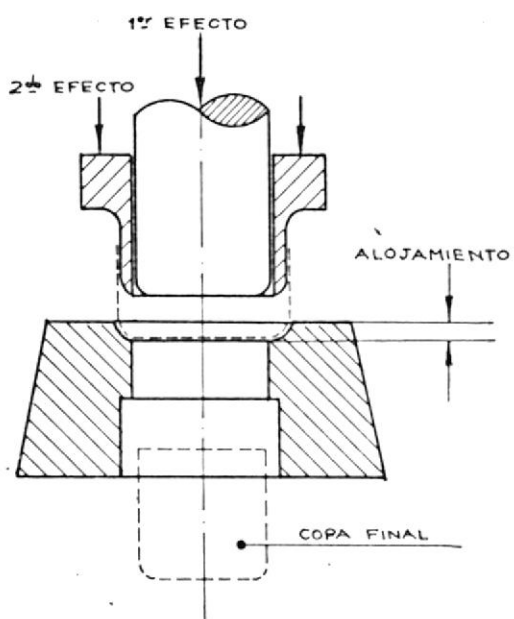
Estas herramientas deben diseñarse con una gran pre cisión y bajo estrechas tolerancias, siendo por lo tan to más costosas que las herramientas corrientes, pero presentan otras ventajas favorables como: un excelente rendimiento, y disminución del costo de producción de las copas. Para la embutición de cápsulas, se la puede construir de tal manera que corte y embuta la chapa, en una sola carrera descendente de la prensa.

Las prensas utilizadas para esta herramienta pueden

PRIMERA OPERACION



OPERACION DE REEMBUTIDO



F I G U R A N º 31

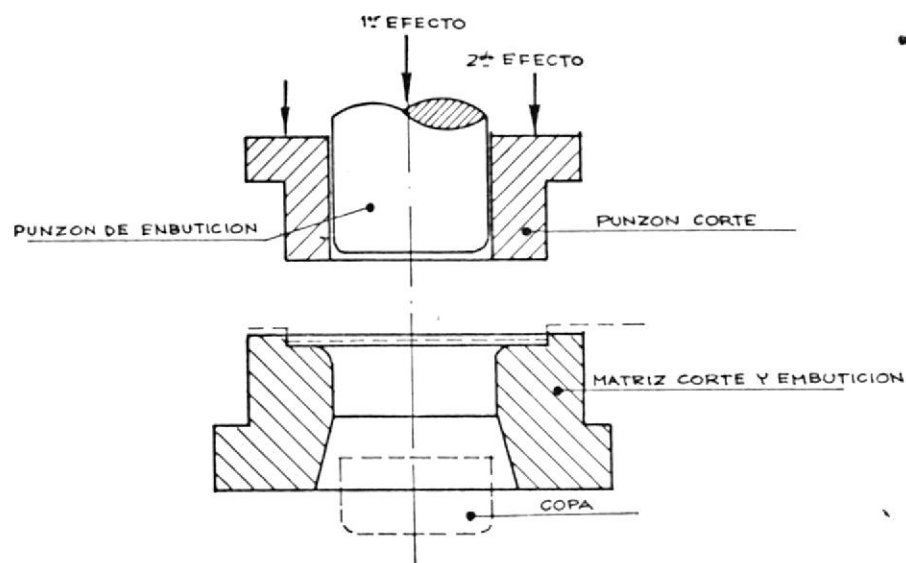
HERRAMIENTA DE EMBUTICION DE
DOBLE EFECTO

ser, tanto de simple efecto como de doble efecto, dependiendo de la construcción de la herramienta. La Fig. N° 32, presenta herramientas combinadas, para utilizarse en los dos tipos de prensa. También se pueden realizar progresivamente otras operaciones como: punzonar, recortar, doblar, etc. trabajando la herramienta sobre la chapa en varias carreras de la prensa, sirviendo la misma tira de recorte, como transportador de las piezas trabajadas hacia la siguiente operación, y así sucesivamente hasta obtener la pieza terminada, La Fig. N° 28 muestra una herramienta para este tipo de trabajo, que se la denomina herramienta progresiva.

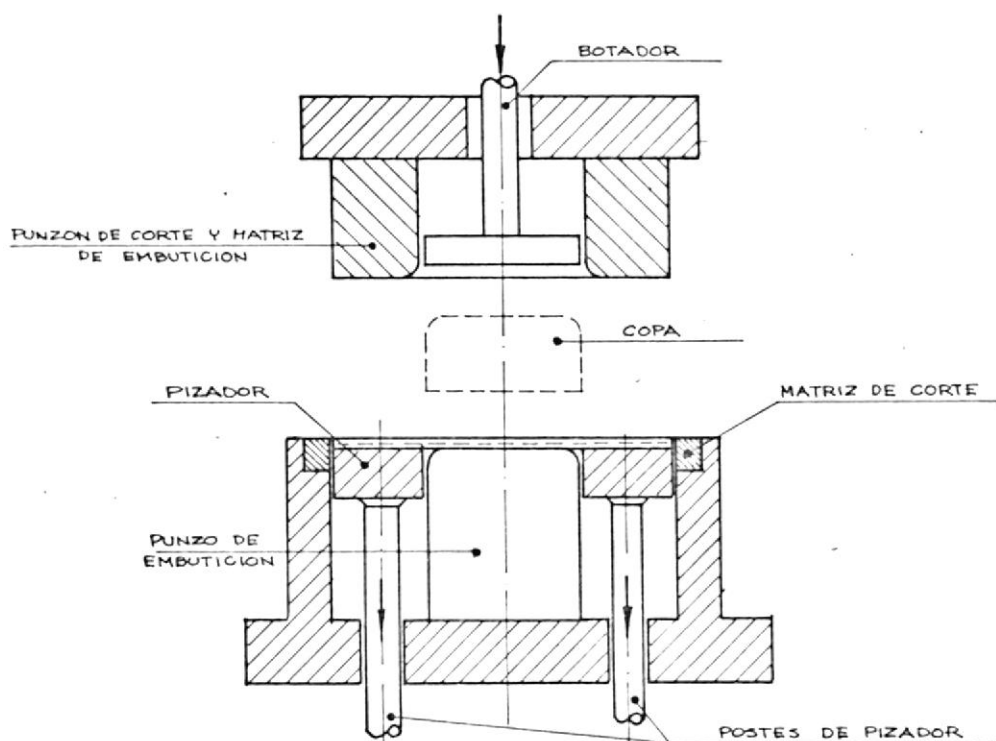
2.4.2. Factores en la Selección de la Herramienta

Antes de determinar el herramental adecuado para que ejecuten las diferentes operaciones sobre la chapa metálica, se debe examinar primero, las diversas alternativas en que se pueden realizar estos trabajos. No solamente se debería seguir el mejor método de producción, sino también el más económico, desde el punto de vista de tiempo, material y equipos que se empleen. Existen varios factores que ayudan a seleccionar racionalmente una herramienta y son:

- a. Determinar con cuidado las dimensiones del disco. Si es muy chico habrá desperdicio de piezas malformadas, y



HERRAMIENTA DE CORTE Y EMBUTIDO
PARA PRENSA DE DOBLE EFECTO



HERRAMIENTA DE CORTE Y EMBUTIDO
PARA PRENSA DE SIMPLE EFECTO

- si es muy grande, habrá desperdicio de material.
- b. La determinación del número de piezas a producir, siendo importantes tanto la producción económica como la vida de la misma.
 - c. Deben visualizarse las ventajas y desventajas de todas las herramientas capaces de ejecutar la operación que se requiere. Se buscará siempre el menor número posible de herramientas sucesivas, hasta alcanzar un artículo satisfactorio.
 - d. Para ver las ventajas y desventajas de la herramienta ya seleccionada en cuanto a su diseño, se debe analizar cuidadosamente las piezas producidas, para mejorar de ésta manera los futuros diseños.
 - e. La habilidad del personal escogido para operar la prensa, es otro factor importante que influye en el diseño de la herramienta. Si trabaja personal inexperto, será necesario emplear muchos conocimientos para hacer más fácil las maniobras, tanto del material a trabajar como de la herramienta.
 - f. Durante el estudio de diseño de una herramienta, es necesario tener presente todos los tipos de máquinas existentes que se adaptan para un determinado trabajo. Un

criterio para la selección de la prensa consiste, en emplear la prensa más próxima en capacidad a los verdaderos requisitos, que trabajará a la velocidad más rápida, produciendo piezas satisfactorias.

A más de los puntos mencionados, es importante en contrar otras condiciones técnicas, propias de cada taller de matricería, de acuerdo a las necesidades individuales.

C A P I T U L O I I I

DISEÑO DE LAS HERRAMIENTAS PARA EMBUTICION

3.1. DESCRIPCION DE LAS ESPECIFICACIONES DE LA TAPA A FABRICAR

3.1.1. Determinación de las dimensiones

Se debe tomar en consideración, las dimensiones correspondientes a la boca de la botella, sobre la cual hará de sello.

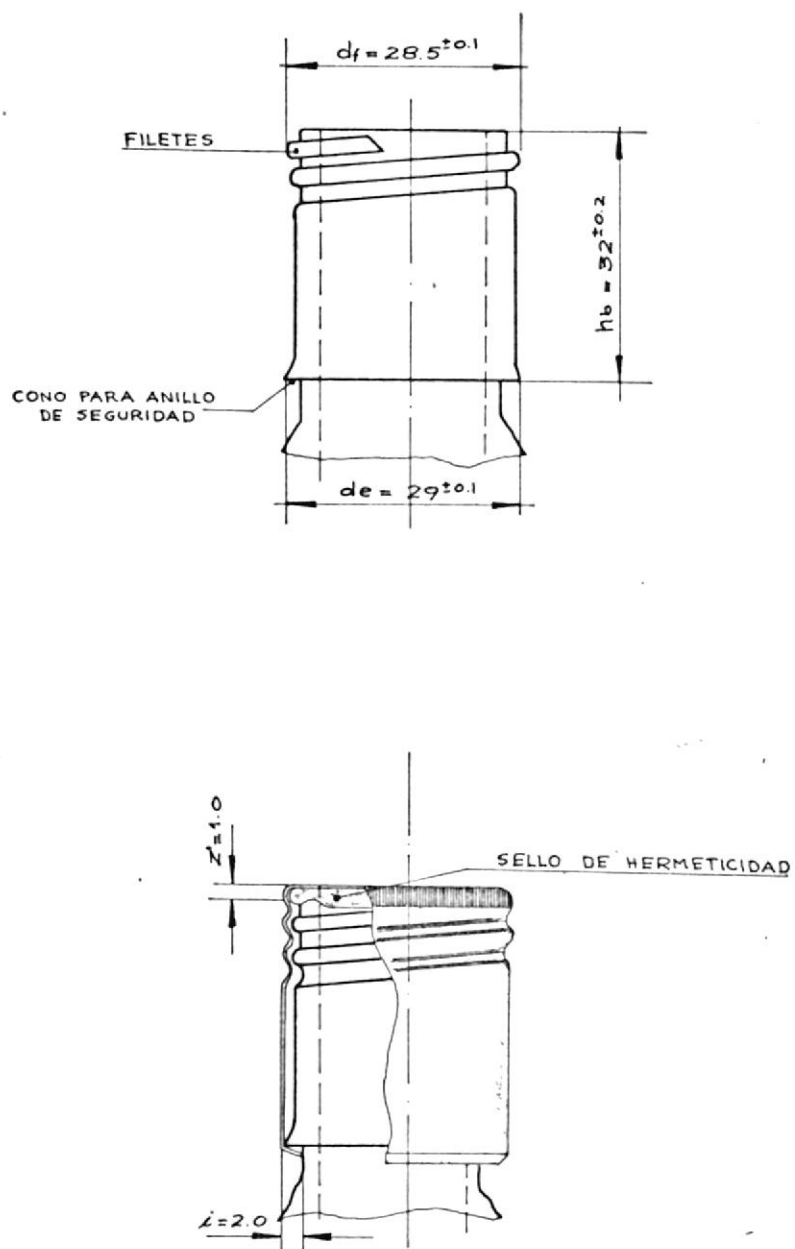
Una muestra de las más comunmente usadas se presenta en la Figura N^o 33, obtenida de los cuadros estandares para fabricación, que rige a los fabricantes.

El diámetro tomado como referencia dimensional, es el mayor, que corresponde en éste caso al del cono de seguridad.

Para determinar el diámetro interior de la tapa, se debe añadir el correspondiente juego f , para su fácil colocación y extracción de la botella. Da buenos resultados con:

$$f' = 0.5 \text{ mm.}$$

En cuanto a la altura final de copa, se sumará a la altura real de la boca de la botella h_b , las correspondientes alturas de sello z' , y altura para el cierre interior i . Por consiguiente las dimensiones finales de la copa a embutir será:

FIGURA N^o 33

ESPECIFICACIONES DE BOCA DE BOTELLA
CON SU TAPA

$$d = 29 + 2 (0,5) = 30 \text{ m.}$$

$$h = 32 + 1,00 + 2 = 35 \text{ mm.}$$

Otro valor dimensional que se especifica sobre la tapa final, es el radio del fondo R, el mismo que está limitado por la operación de embutido, y perfilado por el radio del punzón de embutición, que para materiales delgados se toma con buenos resultados:

$$R = 5e$$

3.1.2. Selección de la chapa de aluminio

Para el caso de las tapas que sellan líquidos que no están sometidos a presiones altas, el espesor del material - prácticamente no presenta riesgos de rotura, aunque este sea pequeño. Se debe cuidar no obstante, los espesores muy pequeños, debido a que la rotura del material, puede ocurrir durante las operaciones de conformado. También se cuidará que para éste espesor, la tapa tenga rigidez suficiente para soportar el torque de abertura en manos del consumidor. Pero la misma forma cilíndrica de la copa, garantiza en alto grado su rigidez.

Anotándose además, que el espesor con el cual se pueden fabricar estas tapas, inside en la economía del proceso.

Las pruebas han determinado que un espesor de 0.30 mm. es suficiente para el efecto, el cual ha sido seleccionado en la Tabla N° 2.

Las chapas utilizadas en embuticiones profundas, generalmente son aleaciones 2S, 3S, 52S y la 17S. Por cuanto el material debe tener una buena resistencia para que soporte la acción del embutido y una elevada resistencia a la corrosión, se selecciona la 17S.

La cápsula a embutir tendrá por lo tanto, la forma, di mensiones y especificaciones que se muestra en la Figura N° 34.

3.2. SELECCION DE LAS HERRAMIENTAS A DISEÑARSE

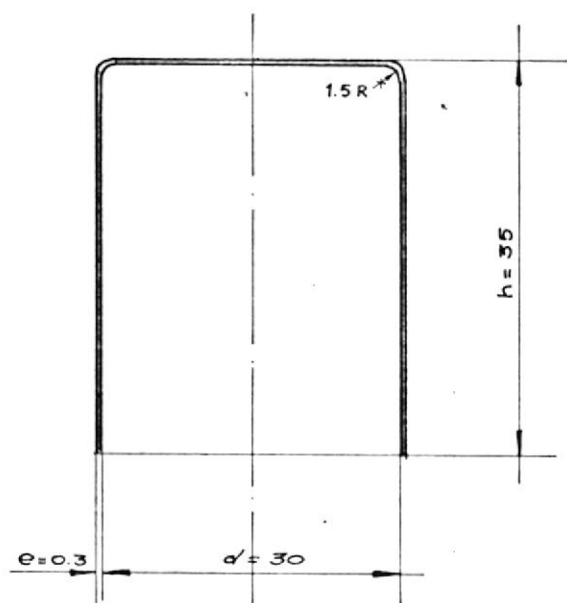
La profundidad relativamente grande que presenta éste ti po de cápsula, exige que las herramientas seleccionadas - sean de doble efecto, o sea provista con un pisador.

3.2.1. Número de Operaciones

La relación altura diámetro para este caso es:

$$s = \frac{h}{d} = \frac{35}{30} = 1,16$$

Demostrándose que: $\frac{h}{d} > 0.5$



- MATERIAL: CHAPA DE ALUMINIO 17S
- TODAS LAS DIMENSIONES EN mm.

FIGURA N° 34

DIMENSIONES DE CAPSULA
A EMBUTIR

Concluyéndose en primera instancia, que la fabricación de esta copa requiere más de una operación, y su valor numérico se encuentra de la relación:

$$n = \frac{S}{\varepsilon} = \frac{h/d}{\varepsilon}$$

El factor experimental ε , para piezas pequeñas es igual a 0.5, de donde

$$n = \frac{1,16}{0.5} = 2,32$$

Este valor indica, que dos operaciones es lo mínimo requerido, para la fabricación de ésta tapa. El decimal (0.32) hace factible la eliminación de una tercera herramienta, con el empleo de operaciones de más fácil ejecución como: tratamiento térmico de la cápsula a reembutir, mejorar la lubricación, etc. Esto es por supuesto, si las diferencias dimensionales entre las dos cápsulas sucesivas, no son considerables.

3.2.2. Selección de las herramientas

Una selección económica y productiva, se encuentra en las herramientas de doble efecto para prensas de simple efecto. Su diseño es sencillo y de fácil ejecución en el taller de matricería.

Estas herramientas, en relación con las convencionales,

tienen el punzón montado en la parte fija de la prensa y la matriz en la corredera, siendo entonces la que posee el movimiento alternativo. Esta disposición llamada Invertida ofrece la ventaja de una inversión económica, ya que hace posible el uso de amortiguadores del pisador para obtener el segundo efecto en una prensa de simple efecto.

Ya que la primera operación de embutido se parte de un disco de chapa y por ser la cápsula final pieza pequeña y de material dúctil, se provee a ésta herramienta, de los elementos que corten la chapa, para ejecutarlo de una manera progresiva, primero el corte del disco y seguidamente la embutición, en la misma carrera de la prensa. Herramientas que se denominan de Trabajo Combinado.

En cuanto a la reembutición, la herramienta es de doble efecto, para trabajar en prensa de simple efecto. Los planos N^o 170 - 145 y 220 - 100 muestran todos los elementos para las dos herramientas seleccionadas.

3.3. DESCRIPCION DEL FUNCIONAMIENTO DE LAS HERRAMIENTAS SELECCION NADAS

3.3.1. Herramienta para la primera operación

Tiene dos funciones principales, cortar el disco desde

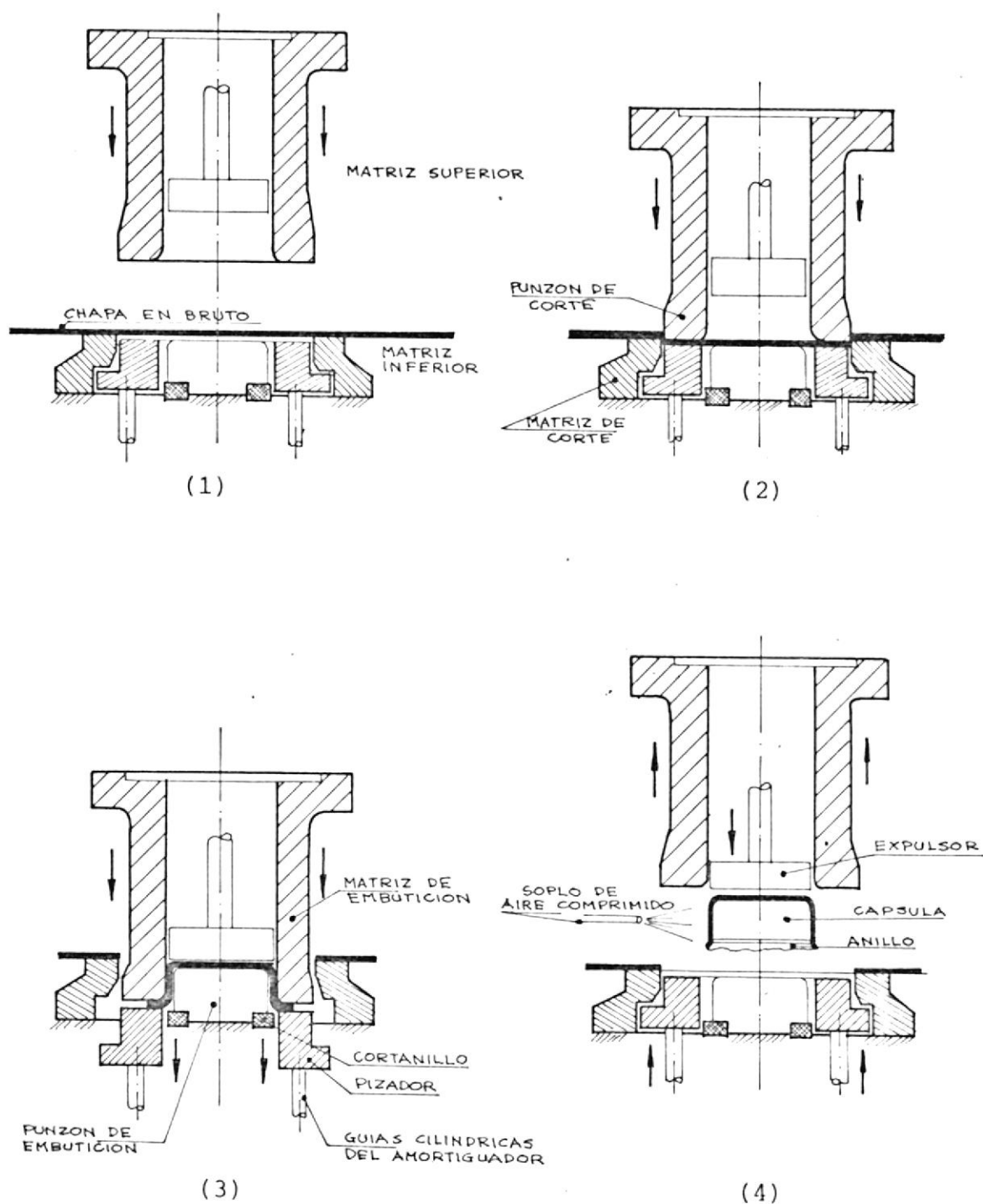
la chapa plana y luego embutirlo, operaciones que las realiza progresivamente en una sola carrera descendente de la prensa.

Según se ve en la Figura N^o 35, la chapa en bruto es alimentada entre la herramienta, manual o automáticamente. Al situarse sobre la matriz inferior que es fija, actúa inmediatamente la matriz superior.

En una primera fase, el punzón de corte, entra en contacto con la chapa produciéndose el cizallamiento del material, entre los filos cortantes de estos dos elementos. Terminada ésta acción, y por seguir el Punzón de corte su descenso, empuja ahora el disco hasta que la superficie circular central es detenida por el Punzón de Embutición, mientras la superficie anular restante del disco, es obligada a embutirse, por cuanto, el Punzón de embutición, se introduce en la cavidad de la matriz de embutición.

El planchado o pisado de la superficie anular se realiza por la presión entre las superficies anulares, tanto de la parte inferior de la matriz de embutición, como del pisador propiamente dicho.

Esta presión se transmite hacia un cilindro de accionamiento neumático, que actúa como elemento amorti-

FIGURA N^o 35

OPERACION DE CORTE Y EMBUTICION

guador por intermedio de las guías cilíndricas, en donde esta presión se mantiene prácticamente constante durante toda la operación.

La copa casi formada presenta siempre, ciertas irregularidades sobre el contorno de su parte inferior, razón por la cual se adiciona a la herramienta directamente bajo el punzón de embutición, un "corta anillo", cuyo filo periférico cortante ejecuta esta operación, en conjunto con la embocadura de la matriz de embutición.

Seguidamente la matriz superior iniciará su carrera ascendente, durante la cual el pisador también asciende; por recuperación del elemento elástico del amortiguador, arrastrando con su periferia interior, la copa embutida. Como existe el riesgo que ésta quede ahora en la cavidad de la matriz de embutición, se acciona entonces el expulsor, por acción de cualquier mecanismo que aproveche el movimiento de la corredera, expulsando finalmente la copa terminada fuera de la herramienta. Lo que más se utiliza son soplos intermitentes de aire comprimido.

3.3.2. Herramienta para el reembutido

La copa obtenida en la primera operación, debe ser luego reembutida hasta alcanzar la profundidad final. La he-

herramienta correspondiente debe por lo tanto, ser capaz de alojar sobre ellas la copa a reembutirse. Estas se alimentan también manual o automáticamente.

Una vez que la copa se sitúa sobre el pisador inferior, se inicia el descenso de la matriz superior, Figura N^o 36. El primer contacto con la copa se realiza entre las superficies anulares tanto de la matriz de Reembutición como del fondo de la Copa. La parte central permanece fija mientras la matriz se introduce en el punzón por acción de la corredera, hasta terminar la reembutición de la copa.

El pisado se realiza, igual que la primera operación, entre el Pisador y la superficie anular de la Matriz.

Las formas irregulares que aparecen en la periferia inferior de la copa, también se las recorta con un cortanillos.

Los elementos restantes de éstas dos herramientas, son equivalentes en cuanto a función, con la única diferencia de las respectivas dimensiones.

La cápsula final pasará luego a someterse a operaciones simples de perfilado y acabado.

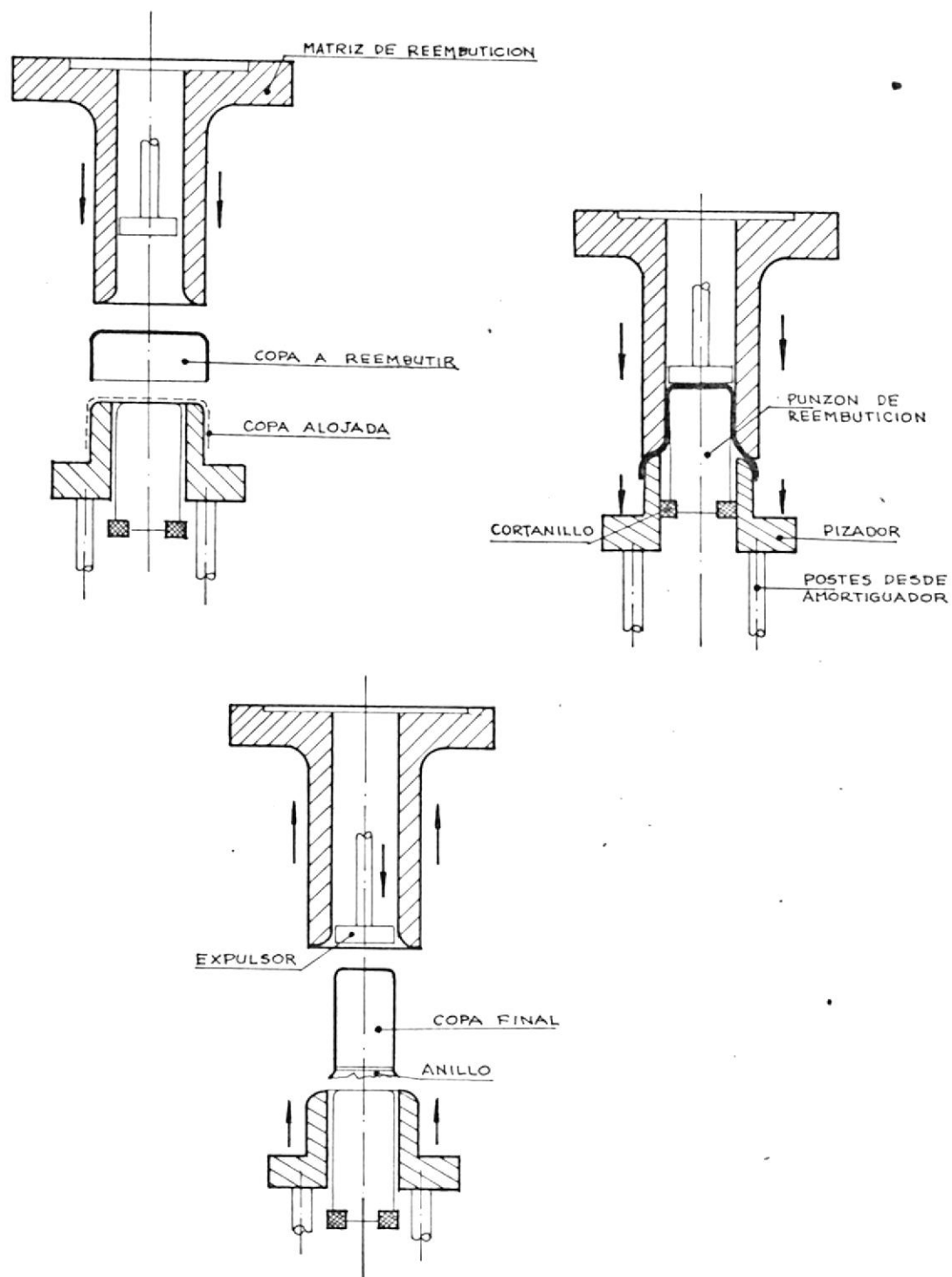


FIGURA N° 36
OPERACION DE REEMBUTICION

3.4. CALCULOS PARA DIMENSIONAR LAS PIEZAS DE CHAPA OBTENIDAS EN CADA OPERACION

3.4.1. Operación de Corte

Lo realiza el Punzón y Matriz de Corte, antes de iniciar la Embutición. La pieza resultante es un disco plano.

Para materiales delgados, como la chapa de aluminio seleccionada, se cumple las dos condiciones básicas del embutido; espesor prácticamente constante, así como también la superficie del disco, con relación a la copa terminada.

Con estos principios, se encuentra que el diámetro del disco para la copa final, depende en primer lugar de la relación d/R con las siguientes fórmulas:

Para $d/R > 20$

$$D = \sqrt{d^2 + 4 dh}$$

$15 < d/R < 20$

$$D = \sqrt{d^2 + 4 dh} - 0.5 R$$

$10 < d/R < 15$

$$D = \sqrt{d^2 + 4 dh} - R$$

y si $d/R < 10$

$$D = \sqrt{(d - 2R)^2 + 4d(h - R) + 2R(d - 0,7R)}$$

En este caso

$$\frac{d}{R} = \frac{30}{1,5}$$

$$\frac{d}{R} = 20$$

Por lo tanto

$$D = \sqrt{d^2 + 4dh}$$

Como se describió anteriormente, que se hace necesario cortar un anillo al final de cada operación, se necesitará entonces mayor superficie de disco, que el dado por la fórmula anterior.

La corrección se la hace, por adición en altura de copa, correspondiente al anillo en cada operación.

Si se toma una altura adicional de 1,5 mm. por operación

$$h_t = h + 2 (1,5 \text{ mm.})$$

Tomando los datos especificados en la Figura N° 34.

$$h_t = 35 + 3 = 38 \text{ mm.}$$

Y finalmente el diámetro del disco será:

$$D = \sqrt{30^2 + 4(30)(38)}$$

$$D = \sqrt{5460}$$

$$D = 73,89 \text{ mm.}$$

Aproximando

$$D = 74 \text{ mm.}$$

Diámetro que dimensiona la herramienta de cortar.

3.4.2. Primera Operación de Embutido

a. El diámetro de la copa será:

$$d_1 = m_1 D$$

$$m_1 = 0,55 \quad \text{Tabla N}^\circ 4$$

$$d_1 = 0,55 \times 74 \text{ mm.}$$

$$d_1 = 40,7$$

Aproximando

$$d_1 = 41 \text{ mm.}$$

b. Altura de la Copa

Igualando la superficie del disco con lo correspondiente a la copa a obtenerse:

$$\frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi d_1^2}{4} + \pi d_1 h_1$$

De donde

$$h_1 = \frac{D^2 - d_1^2}{4 d_1}$$

$$D = 74 \text{ mm}$$

$$d_1 = 41 \text{ mm}$$

Por tanto:

$$h_1 = \frac{3795}{164} \text{ mm}$$

$$h_1 = 23,14 \text{ mm.}$$

Para el corte del anillo en esta operación, se tomará desde el punto de vista económico; 1,14 mm. quedando la altura final.

$$h_{1f} = 22 \text{ mm.}$$

c. Perfil del fondo de la copa

Para copas que van a ser reembutidas se acostumbra a perfilar este borde con un chaflan angular suficientemente amplio, con el fin de evitar riesgos de rotura del material.

El ángulo correspondiente se toma

$$\delta = 30^\circ \quad (18)$$

Para materiales hasta un espesor $e = 0,762 \text{ mm.}$

Su diseño detallado se presentará en las siguientes secciones.

3.4.3. Reembutición

a. Diámetro de la copa $|d_2|$

Esta dado por:

$$d_2 = m_2 d_1$$

$$m_2 = 0,9 \text{ Tabla N}^\circ 4$$

$$d_1 = 41,00 \text{ mm.}$$

$$d_2 = 32,8 \text{ mm.}$$

Analizando este valor, se ve próximo al de la copa final que es 30 mm. Experimentalmente se ha encontrado que al recocer la copa obtenida en la primera operación, el correspondiente mejoramiento de las propiedades del material permite alcanzar en la reembutición el diámetro final deseado. Por ejemplo para la aleación 17 S ó duraluminio; calentándola entre 330°C - 380°C, seguido de un enfriamiento lento al aire. Concluyéndose:

$$d_2 = 30 \text{ mm.} = d$$

b. Altura de la copa $|h_2|$

También por igualación de superficies de copa anterior y final:

$$\frac{\pi d_1^2}{4} + d_1 h_{1f} = \frac{\pi d_2^2}{4} + d_2 h_2$$

Se llega

$$h_2 = \frac{d_1^2 + 4d_1 h_{1f} - d_2^2}{4d_2}$$

$$d_1 = 41 \text{ mm.}$$

$$h_{1f} = 22 \text{ mm.}$$

$$d_2 = 30 \text{ mm.}$$

De donde

$$h_2 = \frac{4220}{120} \text{ mm.}$$

$$h_2 = 36,57 \text{ mm.}$$

Cortando un anillo de 1,57 mm. se llega finalmente:

$$h_{2f} = 35 \text{ mm.} = h$$

c. Radio del fondo de la copa

Se determinó al principio del capítulo

$$R = 5e = 5 (0,3 \text{ mm})$$

$$R = 1,5 \text{ mm.}$$

Un resumen gráfico se encuentra en la figura N° 37.

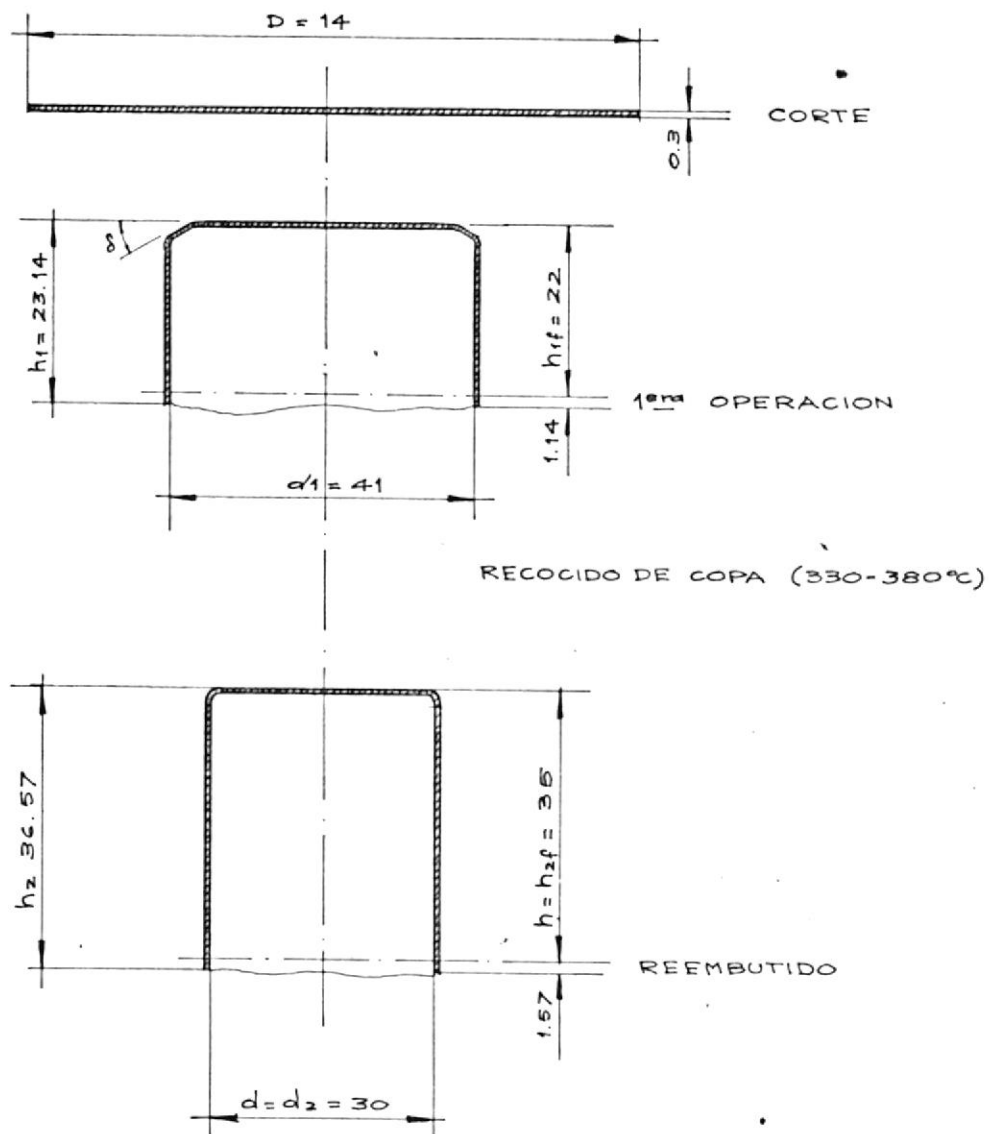


FIGURA N° 37

RESUMEN DE LAS OPERACIONES
DE EMBUTIDO

3.5. SELECCION DE LAS PRENSAS

En primer lugar, se debe determinar los requerimientos técnicos, según los trabajos a realizarse, para luego compararlos con las especificaciones técnicas propias de cada máquina.

3.5.1. Prensa para la primera operación

Debe ejecutar el corte y embutido. Sus principales parámetros son:

a. Velocidad del Embutido $|v_1|$

Según la Tabla N° 5, en embutición con pisador sobre chapa de aluminio.

$$v = 18,29 \text{ m/min.}$$

$$v_1 = 18,29 \frac{\text{m}}{\text{min.}} \times 1000 \frac{\text{mm}}{\text{m}} \times \frac{1 \text{ min.}}{60 \text{ seg.}}$$

$$v_1 = 305 \frac{\text{mm}}{\text{seg}}$$

b. Carrera de la Prensa $|C_1|$

Analizando la Figura N° 38, para su longitud se debe considerar:

1. Profundidad del embutido, o sea la altura total de la copa, después de la primera operación (h_1)

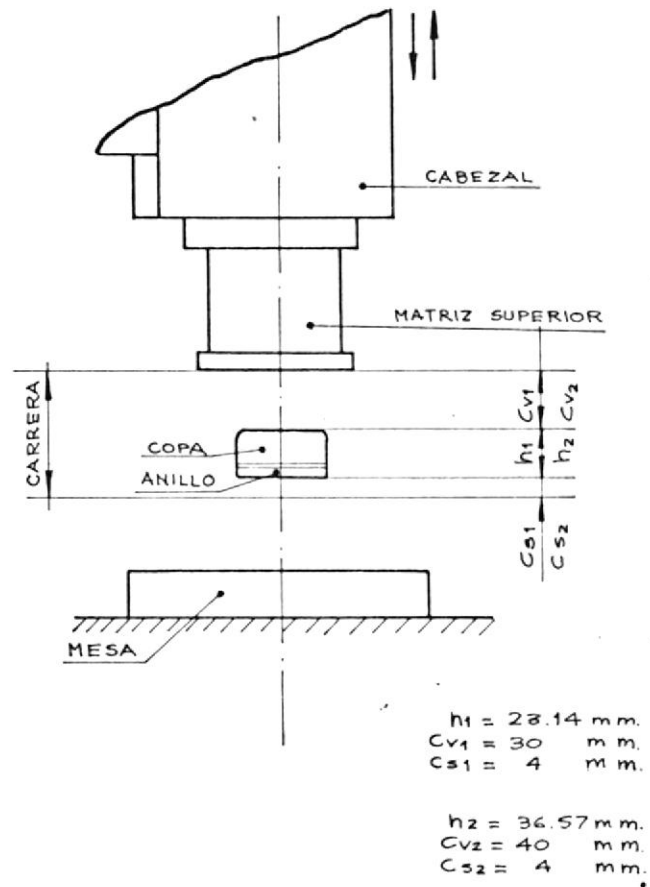


FIGURA N° 38

DETERMINACION DE LA CARRERA DE
UNA PRENSA

2. La carrera en vacío, antes que la matriz superior tome contacto con la chapa (C_{v1}). Debe ser mayor que la altura de copa h_1 , para así permitir su expulsión una vez que completa su carrera ascendente.

$$C_{v1} > h_1$$

Se puede tomar

$$C_{v1} = 30 \text{ mm.}$$

3. La carrera en vacío, con la cual completa la carrera descendente después de embutir. Se toma este valor de (C_{s1}) para asegurar así la obtención de la profundidad deseada. Un valor conveniente puede ser

$$C_{s1} = 4 \text{ mm.}$$

Por lo tanto

$$C_1 = h_1 + C_{v1} + C_{s1}$$

$$C_1 = (23,14 + 30 + 4) \text{ mm}$$

$$C_1 = 57,14 \text{ mm.}$$

$$C_1 = 58 \text{ mm.}$$

c. Fuerzas totales requeridas

Intervienen las siguientes fuerzas:

1. Fuerza para el corte del disco
2. Fuerza para la Embutición.
3. Fuerza para el pisado.

El primero actúa independiente, y los dos restantes en conjunto. Se debe determinar cual de éstas determina la capacidad de la prensa.

Para la fuerza de corte $|P_C|$

$$P_C = \pi D \cdot e \cdot \tau$$

D = diámetro del disco = 74 mm.

e = espesor del material = 0.3 mm.

$$\tau = \frac{4}{5} \sigma ; \sigma = 27 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}} \quad (\text{Tabla N}^\circ 7)$$

Entonces

$$P_C = \pi (74 \text{ mm}) (0.3 \text{ mm}) \left(\frac{4}{5} \times 27 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}} \right)$$

$$P_C = 1506,46 \text{ Kg.}$$

Para la fuerza conjunta de Pisado y Embutido $|P_t|$

$$P_t = P_p + P_s$$

$$P_p = \text{Fuerza de embutición} = \frac{1}{2} \text{de } \sigma q,$$

$$q = 4,228 \text{ para } D/d = 74/41 = 1,8$$

Tabla N^o 6.

$$\sigma = 27 \text{ Kg/mm} \quad \text{Tabla N}^\circ 7.$$

$$P_s = \text{Fuerza del Pisado} = p \frac{\pi}{4} (D^2 - d_1^2)$$

$$p = 0.16 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}} \text{ para el duraluminio.}$$

Tabla N^o 6.

Entonces:

$$P_t = \left| \frac{1}{2} (41 \text{ mm.}) (0,3 \text{ mm}) (4,228) \left(27 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}\right) \right| +$$

$$\left| \left(0,16 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}\right) \left(\frac{\pi}{4}\right) (74^2 - 41^2) \text{ mm}^2 \right|$$

$$P_t = 702,06 \text{ Kg.} + 476,89 \text{ Kg.}$$

$$P_t = 1178,95 \text{ Kg.}$$

Deduciéndose entonces

$$P_{d\max} = 1179 \text{ Kg.}$$

d. Capacidad de la Prensa (Tonelaje) $|P_{\max}|$

Una longitud normal de biela en la prensa de Excéntrica, es de 300 - 350 mm. con la ventaja que en este tipo de prensa se puede regular tanto la carrera como la longitud de biela; consiguiéndose entonces tamaños moderados de prensa que desarrollan los esfuerzos suficientes para ejecutar el trabajo.

La biela soporta a lo largo de su longitud, al iniciar el embutido, ($\alpha = 90^\circ$ aproximadamente), la fuerza dada por:
(ver Cap. II)

$$Q_1 = \frac{P_{d\max}}{\sqrt{1 - \left(\frac{t_1}{\ell}\right)^2 \text{sen}^2 \alpha}}$$

$$t_1 = \text{Excentricidad} = \frac{1}{2} C_1 = 29 \text{ mm.}$$

$$l = \text{Longitud de biela} = 300 \text{ mm.}$$

$$\alpha \approx 90^\circ \text{ inicio del embutido}$$

$$\text{Sen } \alpha = 1$$

$$Q_1 = \frac{1179}{\sqrt{1 - \left(\frac{29}{300}\right)^2}} (1)$$

$$Q_1 = 1190 \text{ Kg.}$$

Y la fuerza tangencial en la excéntrica también para $\alpha = 90^\circ$

$$U_1 = Q_1 \left| \text{sen } \alpha \sqrt{1 - \left(\frac{t}{l}\right)^2 \text{sen}^2 \alpha} + \frac{t}{l} \text{sen } \alpha \cos \alpha \right|$$

$$U_1 = 1190 \left| 1 \sqrt{0.99} + 0 \right|$$

$$U_1 = 1184 \text{ Kg.}$$

Haciendo la corrección a ésta fuerza, con la curva de la Figura N° 27 se tiene:

$$Y' = 1 \text{ para } \alpha = 90^\circ$$

$$Y'' = 3,7 \text{ para } \alpha = 14^\circ$$

Por lo tanto la capacidad será

$$P_{\text{max}} = 1184 \text{ Kg.} \times \frac{3,7}{1}$$

$$P_{\text{max}} = 4380,8 \text{ Kg.}$$

$$P_{\text{max}} \approx 4,4 \text{ ton.}$$

e. Número de golpes por minuto $|X_p|$

Depende de la capacidad de producción de la planta de fabricación. Se determinó en el Capítulo I, 480.000 tapas/mes, que equivale:

$$X_p = 480.000 \frac{\text{tapas}}{\text{mes}} \times \frac{1 \text{ mes}}{176 \text{ hrs.}} \times \frac{1 \text{ hr.}}{60 \text{ min.}}$$

$$X_p = 46 \frac{\text{tapas}}{\text{min.}}$$

o sea:

$$X_p = 46 \frac{\text{golpes}}{\text{min.}}$$

f. potencia requerida en el motor

La energía total por golpe de la prensa es:

$$E_p = P_{\max} \times h_1$$

$$P_{\max} = 4,4 \text{ ton.} = 4.400 \text{ Kg.}$$

$$h_1 = 23,14 \text{ mm.} = 0.02314 \text{ m.}$$

$$E_p = (4.400 \text{ Kg}) (0.02314 \text{ m.})$$

$$E_p = 101,8 \text{ Kg.-m.}$$

La potencia del motor está dada por:

$$PH_p = \frac{E_p \times X_p}{4.562}$$

PH_p = HP necesarios en la primera
operación.

$$E_p = 101,8 \text{ Kg.-m.}$$

$$X_p = \text{Golpes por minuto} = 46$$

$$PH_p = \frac{101,8 \times 46}{4562}$$

$$PH_p = 1,03 \text{ HP}$$

Para los casos de un incremento de la producción, éstas prensas tienen las ventajas de poder trabajar con herramientas de uno, dos, etc. punzones, que actúan simultáneamente en la misma carrera de trabajo, necesitándose entonces que posean una reserva de potencia en su motor. Introduciendo además un Factor de Seguridad, se puede deducir que es conveniente para éste caso, multiplicar la potencia nominal obtenida por un factor global, que suponemos igual a 1,5. Por lo tanto.

$$PH_p = 1,03 \times 1,5$$

$$PH_p = 1,6 \text{ HP}$$

g. Dimensiones generales de la prensa

Son aquellas dimensiones propias de cada tipo de prensa de acuerdo a su tonelaje, y que se refieren a las partes

donde van montadas las herramientas, sirviendo como base para el diseño de varios de sus componentes.

Esta información se puede obtener de los catálogos técnicos que cada fabricante ofrece a su cliente.

Un resumen dimensional se presenta en la figura N° 39, obtenido de catálogos de fabricantes para prensas de aproximadamente 5 toneladas. Su descripción es la siguiente:

1. Dimensiones de la mesa

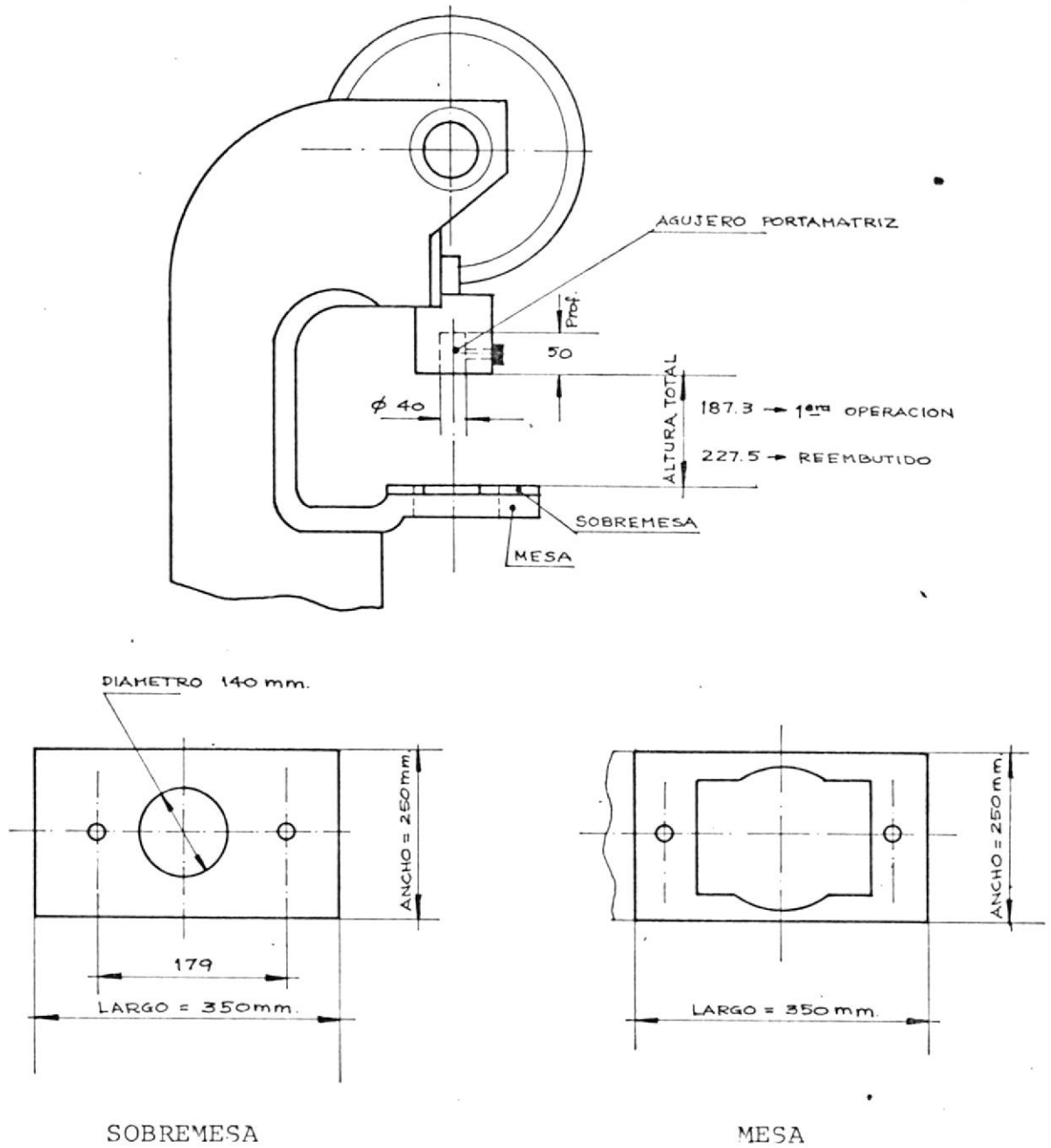
La mesa es parte integrante del bastidor, que interesa para dimensionar las bases de la Matriz inferior fija, en especial el Amortiguador.

2. Dimensiones de la Sobremesa

Va colocado sobre la mesa y es parte desmontable, sobre la cual se asienta directamente la base de la matriz inferior. A más de sus dimensiones de largo, ancho y espesor, se debe conocer también el diámetro - del agujero que lleva taladrado, ya que por éste pasan los amortiguadores, o puede servir de salida de piezas formadas.

3. Dimensiones del cabezal

Especialmente se consideran el diámetro y profundidad

FIGURA N^o 39

DIMENSIONES GENERALES DE PRENSA

del agujero, el cual soporta la matriz superior.

4. Altura total

Se refiere a la máxima distancia entre la sobremesa y la corredera, cuando ésta se encuentra en el punto muerto superior.

3.5.2. Prensa para el Reembutido

a. Velocidad de reembutido $|v_2|$

Por ser un embutido más fuerte, hay peligro de desgarramiento del material, debiendo utilizarse velocidades más pequeñas. La relación para cualquier operación está dada por:

$$v_2 = 33,3 \left| 1 + \frac{d_2}{d_1} \sqrt{d_1 - d_2} \right| \text{ mm/seg.}$$

$d_1 = 41$ mm, diámetro primera operación.

$d_2 = d = 30$ mm. diámetro operación siguiente.

$$v_2 = 33,3 \left| 1 + \frac{30}{41} \sqrt{41 - 30} \right|$$

$$v_2 = 114,1 \text{ mm/seg.}$$

b. Carrera de la Prensa $|C_2|$

Según se ve en la Figura N° 38

$$C_2 = h_2 + C_{v2} + C_{s2}$$

h_2 = Altura total de copa en la reembutición = 36,57 mm.

C_{v2} = Carrera en vacío antes del primer contacto = 40 mm.

C_{s2} = Carrera en vacío para completar descenso = 4 mm.

$$C_2 = (36,57 + 40 + 4) \text{ mm} = 80,57 \text{ mm.}$$

$$C_2 = 81 \text{ mm.}$$

c. Esfuerzo total requerido $|P_{tr}|$

Intervienen simultáneamente los esfuerzos de pisado y reembutido siendo su valor igual a:

$$P_{tr} = P_{rdmax} = P_r + P_{sr}$$

$$P_r = \text{Esfuerzo reembutido} = \frac{5}{4} P_p$$

donde P_p es el esfuerzo de embutido de la primera operación.

$$P_{sr} = \text{Esfuerzo de pisado} = p \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2)$$

para $p = 0,16$ Tabla N^o 8.

$$P_{drmax} = \frac{5}{4} (702,06) \text{ Kg.} + 0,16 \frac{\pi}{4} (41^2 - 30^2) \text{ Kg.}$$

$$P_{drmax} = 877,56 \text{ Kg} + 98,1 \text{ Kg} = 975.66$$

$$P_{drmax} = 976 \text{ Kg.}$$

d. Capacidad de la Prensa $|P_{vmax}|$ (tonelaje)

Siguiendo el mismo procedimiento que la primera embutición, para una prensa de excéntrica cuya biela tiene de longitud 300 mm.

La fuerza a lo largo de la biela, al iniciar el reembutido: $|Q_2|$

$$Q_2 = \frac{P_{drmax}}{\sqrt{1 - \left| \frac{t_2}{\ell} \right|^2 \text{sen}^2 \alpha}}$$

$$t_2 = \frac{C_2}{2} = 40,5$$

$$\alpha = 90^\circ \text{ inicio del embutido}$$

$$\ell = 300 \text{ mm.}$$

$$Q_2 = \frac{976}{\sqrt{1 - 0,018}}$$

$$Q_2 = \frac{976}{\sqrt{0,982}}$$

$$Q_2 = 985 \text{ Kg.}$$

La fuerza tangencial en la Excéntrica

$$U_2 = Q_2 \left(\text{sen } \alpha \sqrt{1 - \frac{t_2}{t}} \text{ Sen}^2 \alpha + t_2 \text{ sen } \alpha \cos \alpha \right)$$

$$\alpha = 90^\circ$$

$$U_2 = 985 \left(1 \sqrt{0,98} + 40,5 \times 1 \times 0 \right)$$

$$U_2 = 985 \times 0,989$$

$$U_2 = 974,16 \text{ Kg.}$$

Las fuerzas utilizables en el carro al inicio y fin del reembutido, según la curva de la Figura N° 27 se tiene:

$$Y' = 1 \text{ para } \alpha = 90^\circ$$

$$Y'' = 3,7 \text{ para } \alpha = 14^\circ$$

Llegándose finalmente a obtener

$$P_{r\max} = 3,7 \times 974,16$$

$$P_{r\max} = 3604,4 \text{ Kg.}$$

$$P_{r\max} = 3,6 \text{ ton.}$$

e. Número de golpes por minuto de la Prensa $\left| X_r \right|$

La prensa de reembutido, debe absorber toda la producción de la primera prensa, en vista de tratarse de una línea de producción en Serie. Deduciéndose:

$$X_r = 46 \frac{\text{golpes}}{\text{min.}}$$

f. Potencia requerida en el motor

La energía total por cada golpe:

$$E_r = P_{r\max} \times h_2$$

$$P_{r\max} = 3,604 \text{ Kg.}$$

$$h_2 = 36,57 \text{ mm} = 0,03657 \text{ m.}$$

De donde:

$$E_r = 131,80 \text{ Kg.-m.}$$

Y la potencia en el motor:

$$PH_r = \frac{E_r X_r}{4,562}$$

PH_r = Caballos de vapor necesarios
para el reembutido.

$$E_r = 131,80 \text{ Kg.-m.}$$

$$X_r = 46 \frac{\text{golpes}}{\text{min.}}$$

$$PH_r = \frac{131,80 \times 46}{4,562}$$

$$PH_r = 1,33$$

Haciendo las prevenciones a igual que la prensa para la primera operación.

$$PH_r = 1,33 \times 1,5 = 1,995 \text{ HP}$$

$$PH_r = 2,0 \text{ HP}$$

g. Dimensiones generales

Tanto la herramienta de embutido como la de reembutido, tienen elementos constructivos semejantes, por lo que se consideran las mismas dimensiones generales de la Prensa, descritas para la primera operación.

La Figura N^o 39, muestra los valores encontrados para construir una herramienta de tamaño normal y de acuerdo a catálogos de fabricantes.

3.5.3. Especificaciones Técnicas para las Prensas seleccionadas.

Resumiendo lo calculado anteriormente:

a. Prensa para primera operación

- Prensa Excéntrica
- Alimentador automático para chapas
- Capacidad 4,4 ton.
- Potencia del motor 1,6 HP
- Velocidad de la corredera 305 mm/seg.
- Carrera 58 mm.
- Número de carrera por minuto 46

- Dimensiones de la mesa	350 x 250 mm.
- Dimensiones de la sobremesa	350 x 250 x 60 mm.
- Diámetro del agujero en sobremesa	140 mm.
- Diámetro y profundidad del agujero en la corredera.	40 x 50 mm.
- Altura total	187,3 mm.

b. Prensa para el Reembutido

- Prensa Excéntrica	
- Alimentador automático copas	41 x 22
- Capacidad	3,6 ton.
- Potencia del motor	2,0 HP
- Velocidad de la corredera	114 mm/seg.
- Carrera	81 mm.
- Número de golpes por minuto	46
- Dimensiones de la mesa	350 x 250 mm.
- Dimensiones de la sobremesa	350 x 250 x 60 mm.
- Diámetro del agujero en sobremesa	140
- Diámetro y profundidad del agujero en la corredera.	40 x 50 mm.
- Altura total	227,5

Estas especificaciones, como se dijo anteriormente, deben corresponder con los catálogos de los fabricantes.

Ciertas modificaciones con respecto a dimensiones generales habrá que admitir, pero se tratará de no afectar negativamente el diseño de la herramienta, especialmente a los elementos básicos, como punzones y matrices de corte y embutido.

3.6. DISEÑO DE LA PRIMERA HERRAMIENTA (ver plano de conjunto N° E-100 y planos de detalles Nos. E-101 a E-122)

3.6.1. Determinación de las alturas totales de las matrices (Figura N° 40).

Se trata de fijar las alturas totales convenientes, tanto de la matriz superior que es móvil, como de la matriz inferior que es fija, en el espacio comprendido entre la sobremesa y el cabezal de la prensa.

a. Matriz superior

Según se vé en la Figura N° 40 habrá que estimar las alturas, tanto de la matriz de Embutición, como de la Brida que soporta ésta matriz.

Para el primer caso se puede deducir:

$$h_{ms} = h_1 + h_{ex} + j_{ms} + j_s$$

h_{ms} = Altura de matriz superior (mm).

h_1 = Altura total de copa en primera operación = 23,14mm.

h_{ex} = Altura del expulsor = 18 mm. estimado conveniente.

j_{ms} = Juego para un funcionamiento holgado del expulsor = 16 mm. estimado.

j_s = Altura para centrado de elementos = 3 mm, valor conveniente.

Por tanto:

$$h_{ms} = 60,14$$

Tomando un valor:

$$h_{ms} = 61 \text{ mm.}$$

Una altura de Brida conveniente es:

$$h_{bs} = 12 \text{ mm.}$$

Por lo tanto la altura total que ocupa ésta matriz será:

$$h_{tms} = h_{ms} + h_{bs}$$

h_{tms} = Altura total de matriz superior (mm)

$$h_{tms} = 61 \text{ mm} + 12 \text{ mm.}$$

$$h_{tms} = 73 \text{ mm.}$$

b. Matriz inferior

La carrera en vacío de la prensa (C_{v1}), tomando en cuenta la altura de la copa a formarse, se establece en:

$$C_{v1} = 30 \text{ mm.}$$

y conociendo como dato técnico la altura total $h_{tpe} = 187,3$ se deduce que h_{mi} , altura de la matriz inferior es igual a:

$$h_{mi} = h_{tpe} - (h_{tms} + C_{v1})$$

De donde:

$$h_{mi} = 187,3 \text{ mm} - (73 + 30) \text{ mm.}$$

$$h_{mi} = 84,3 \text{ mm.}$$

Altura que, haciendo un breve análisis resulta satisfactorio, por cuanto deberá ser por lo menos de 2 a 3 veces la altura total de copa a embutir (23,14 mm).

3.6.2. Determinación de los diámetros del punzón y matriz de corte (figura N° 41).

Los parámetros principales para la determinación de éstos son: diámetro del disco y el juego de corte.

El diámetro del disco (D) fué establecido para esta operación:

$$D = 74 \text{ mm.}$$

El juego de corte (J_c) para materiales blandos y específicamente para aleaciones de aluminio es igual a:

$$J_c = 2 c$$

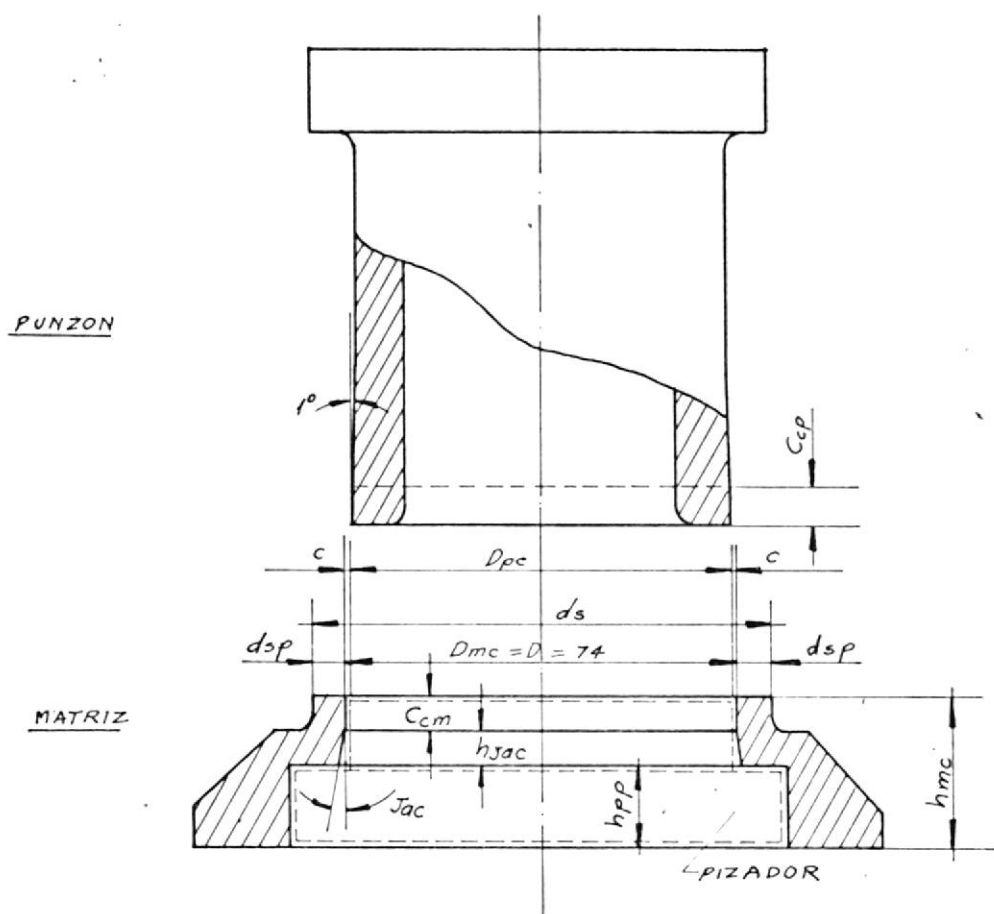


FIGURA N° 41

DIMENSIONES PRINCIPALES DE LOS ELEMENTOS
DE CORTE

Donde:

$$c = 4,5\%$$

c = holgura relativa

e = espesor del material 0,3 mm.

Por lo tanto:

$$J_C = 2c = 2 \times (0,045 \times 0,3) = 0,027$$

a. Diámetro del Punzón de Corte D_{pc}

Para esta operación, la pieza final es el disco y no el agujero:

$$D_{pc} = 74 - J_C$$

Luego:

$$D_{pc} = 73,97 \text{ mm.}$$

b. Diámetro de la Matriz de corte D_{mc}

Es el mismo diámetro del disco

$$D_{mc} = 74,00 \text{ mm.}$$

3.6.3. Determinación de otras dimensiones principales de los elementos de corte.

También interesa para el diseño:

a. Cota cilíndrica del Punzón de corte $|C_{cp}|$. Su altura limita el número de rectificadores del punzón, cuando su periferia de corte presenta defectos. Generalmente se toma:

$$6 \text{ mm} < C_{cp} < 8 \text{ mm.} \quad (19)$$

Por ser el aluminio un metal blando que producirá poco desgaste, se tomará para el diseño:

$$C_{cp} = 6 \text{ mm.}$$

Para referencia de ésta cota, se suele construir cónica la parte del punzón, inmediatamente sobre ésta, con una conicidad de 1° (Figura N^o 41).

b. Juego Angular de la Matriz de Corte $|J_{ac}|$

Facilita el desprendimiento de la pieza cortada desde la matriz de corte.

Su variación

$$1/4^\circ < J_{ac} < 3/4^\circ \quad (20)$$

Buenos resultados ha dado

$$J_{ac} = 3/4^\circ = 0,75^\circ$$

c. Cota cilíndrica de la Matriz de Corte $|C_{cm}|$

Es la porción cilíndrica entre el filo de corte y el juego angular. Hace posible también rectificaciones de la herramienta, en caso de fallas del filo cortante.

Buena práctica es una cota igual:

$$C_{cm} = 3,18 \text{ mm.} \quad (21)$$

Para todos los materiales con espesores menor a 3,18mm.

d. Diámetro exterior de la Matriz de Corte d_s

Se lo debe dimensionar de tal manera, que exista una pared suficientemente resistente alrededor del filo cortante. Así se ha tomado.

$$d_{sp} = 7 \text{ mm.}$$

Por lo tanto:

$$d_s = 74 + 2 (7) \text{ mm.}$$

$$d_s = 88 \text{ mm.}$$

e. Altura total de la Matriz Inferior $|h_{mc}|$

Debe incluir ésta dimensión principalmente a la Cota cilíndrica y a la altura del juego angular. Por cuanto la subsiguiente operación es una embutición que requiere de Pisador, se puede aprovechar para que la matriz de corte sirva de su alojamiento, ya que dimensionándola convenientemente, se situará al Pisador justo debajo de la chapa metálica, para que ejecute el pisado después que el disco haya sido cortado.

Entonces:

$$h_{mc} = C_{cm} + h_{jac} + h_{pp}$$

$$C_{cm} = 3,18 \text{ mm.}$$

$h_{jac} = 7 \text{ mm.}$ Valor estimado de la altura del juego angular.

$h_{pp} = 17 \text{ mm.}$ Valor estimado de la altura para alojar Pisador.

$$h_{mc} = 27,18 \text{ mm.}$$

3.6.4. Diseño del Punzón de Embutición (Figura N° 42).

a. Diámetro del Punzón $|d_{pe}|$

La copa envuelve a éste, por lo tanto:

$$d_{pe} = d_1$$

$$d_{pe} = 41 \text{ mm.}$$

b. Perfil del punzón (Figura N° 42 Detalle A)

Debe llevar el mismo perfil de la copa, teniendo entonces el correspondiente chaflan.

En primer lugar se tomará como ángulo de chaflan.

$$\delta_e = 30^\circ \text{ para } e = 0,3 \text{ mm.}$$

El punto de inicio de este ángulo con respecto a la horizontal, se calcula con referencia al diámetro de la co-

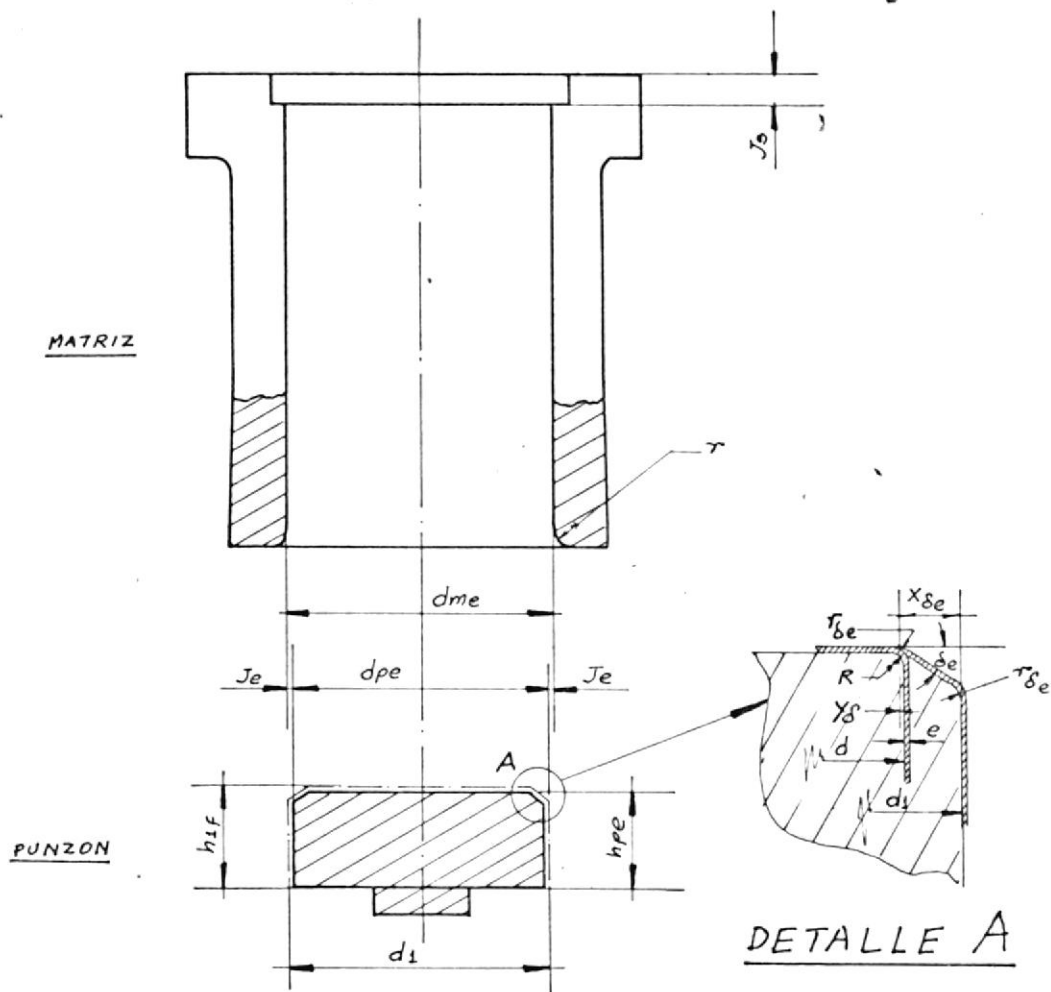


FIGURA N° 42

DIMENSIONES PRINCIPALES DEL PUNZON Y
MATRIZ DE EMBUTICION

pa en la siguiente operación. Figura N^o 42, y es igual

$$y_{\delta} = \frac{R}{4} \quad (22)$$

y_{δ} = Dimensión para inicio del ángulo δ_e

R = Radio de copa final = 1,5 mm.

De donde:

$$y_{\delta} = 0,38 \text{ mm.}$$

La dimensión horizontal que forma dicho ángulo será en
tonces:

$$x_{\delta_e} = \left(\frac{d_1 - d}{2} \right) + (e) + \frac{R}{4}$$

d_1 = diámetro de copa 1^a operación = 41 mm.

d = diámetro de copa final = 30 mm.

e = espesor del material = 0,3 mm.

R = Radio de copa final = 1,5 mm.

Se obtiene entonces:

$$x_{\delta_e} = 6,18 \text{ mm.}$$

Con el fin de evitar desgarraduras de material en cada punto de intersección del ángulo con fondo y pared de la copa se perfila también un radio de transición igual.

$$r_{\delta e} = 0,6 \frac{d_1 - d}{2} \quad (23)$$

$$d_1 = 41 \text{ mm}$$

$$d = 30 \text{ mm.}$$

$$r_{\delta e} = 3,3 \text{ mm.}$$

c. Altura del Punzón $|h_{pe}|$

En la Figura N^o 37, se deduce

$$h_{pe} = h_{1f}$$

$$h_{pe} = 22 \text{ mm.}$$

3.6.5. Diseño de la Matriz de Embutición (Figura N^o 42)

a. Determinación del Juego de Embutición $|J_e|$

Para las aleaciones de aluminio y en la primera operación, experimentalmente ha dado buenos resultados:

$$J_e = 1,1 e \quad (24)$$

$$e = 0,3 \text{ mm.}$$

$$J_e = 0,33$$

b. Diámetro de la Matriz d_{me}

Debe permitir el paso por el agujero tanto del punzón como el material. Por lo tanto:

$$d_{me} = d_{pe} + 2 (J_e)$$

$$d_{pe} = 41 \text{ mm.}$$

$$d_{me} = 41 + 2 (0,33)$$

$$d_{me} = 41,66 \text{ mm.}$$

c. Radio de la Matriz de Embutición $| r |$

Se adopta generalmente

$$6e < r < 8e \quad (25)$$

Para el aluminio y sus aleaciones es buena práctica to
mar:

$$r = 0,9 \sqrt{(D - d_1) e} \quad (26)$$

$D = 74 \text{ mm.}$ Figura N^o 37.

$$d_1 = 41 \text{ mm.}$$

$$r = 0,9 \sqrt{(74 - 41) 0,3}$$

$$r = 0,9 \sqrt{9,705}$$

$$r = 2,83 \text{ mm.}$$

d. Altura para el centrado $| J_s |$

La cavidad circular que forma esta dimensión, sirve pa
ra centrarla matriz de embutición con los restantes elementos

del conjunto.

Se ha determinado:

$$J_s = 3 \text{ mm.}$$

3.6.6. Diseño del Cortanillos (Figura N° 43)

a. Diámetro cortante $|d_{ca}|$

Está limitado por el diámetro de la matriz de Embutición, ya que con éste tiene lugar el efecto cizallante. Será por lo tanto.

$$d_{ca} = d_{me} - J_{cc}$$

$$d_{me} = 41,66 \text{ mm.}$$

$$J_{cc} = \text{Juego para el cortanillo} =$$

$$J_c = 2 (0,045e) = 0,027 \text{ mm.}$$

$$d_{ca} = (41,66 - 0,027) \text{ mm.}$$

$$d_{ca} = 41,63 \text{ mm.}$$

b. Altura h_{ca}

Deberá tener como dimensión mínima, la altura del anillo a cortar; o también la dimensión del radio de la matriz de Embutición ya que a su altura equivalente se ejecuta el corte del anillo. Esto es:

$$h_{ca} > 1,14 \quad \text{ó} \quad h_{ca} > r$$

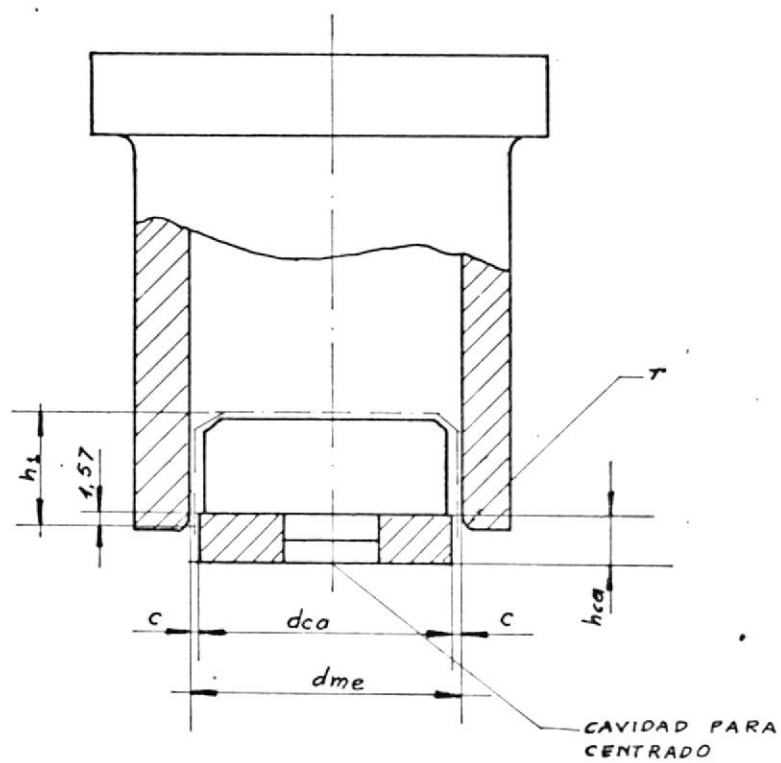


FIGURA N° 43

DIMENSIONES DEL CORTANILLO

Una dimensión conveniente puede ser:

$$h_{ca} = 7 \text{ mm.}$$

3.6.7. Diseño del Pisador (Figura N° 44)

a. Diámetro interior |dip|

Su dimensión depende del diámetro del Cortanillos, en vista del movimiento relativo deslizante. Para éste tipo de ajuste, la tolerancia correspondiente se puede ver en la Tabla N° 13, tomando un diámetro nominal de 30-50:

$$\begin{aligned} &+ 0,05 \\ H8 &= - 0,0 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Concluyéndose que

$$\text{dip} = d_{ca} + |H8|$$

$$d_{ca} = \text{Diámetro del Cortanillo} = 41,63 \text{ mm.}$$

$$\begin{aligned} &+ 0,05 \\ \text{dip} &= 41,63 - 0,0 \text{ mm.} \end{aligned}$$

b. Diámetro Exterior |dep|

Es referido al diámetro relativo, con respecto al de la Matriz de corte, ya que a la altura de la Cota cilíndricam tienen movimiento deslizante.

En la Tabla N° 13 se encuentra: para ϕ 50 - 80 mm.

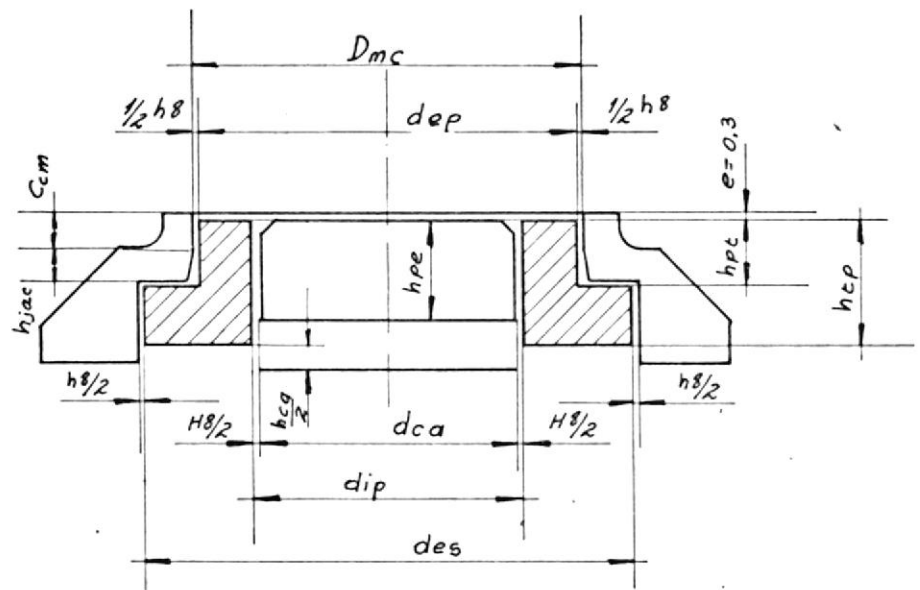


FIGURA N° 44

DIMENSIONES DEL PISADOR

TABLA Nº 13
DIVISION MAQUINAS
AJUSTES Y TOLER.

AGUJEROS



EJES



NOTA: LAS TOLERANCIAS ESTAN DADAS EN CENTESIMAS

DIAMETROS NOMIN. EN mm.	SISTEMA DE AGUJERO UNICO	ajuste forz. con prensa para piezas fijas		ajustes normales piezas enchavetad.	ajust. dest. para matriceria	ajuste practico con poca luz	ajuste regular
	H8	n7	k7	h8	f8	e9	
DE MAS DE 1 a 10	+2 0	+1	+2	+1	-2	-4	
DE MAS DE 10 a 20	+3 0	+1	+3	+2	-3	-5	
DE MAS DE 20 a 30	+4 0	+2	+4	+2	-4	-6	
DE MAS DE 30 a 50	+5 0	+2	+5	+3	-5	-7	
DE MAS DE 50 a 80	+6 0	+2	+6	+3	-6	-8	
DE MAS DE 80 a 120	+7 0	+2	+6	+4	-7	-9	
DE MAS DE 120 a 180	+8 0	+3	+7	+4	-8	-11	
DE MAS DE 180 a 250	+10 0	+3	+8	+5	-10	-13	
DE MAS DE 250 a 2500	+15 0	+4	+10	+6	-15	-18	

$$H8 = \begin{matrix} + 0 \\ - 0,06 \text{ mm.} \end{matrix}$$

de donde:

$$\text{dep} = D_{\text{mc}} + |H8|$$

D_{mc} = Diámetro de la matriz de corte = 74 mm.

$$H8 = \begin{matrix} + 0 \\ - 0,06 \text{ mm.} \end{matrix}$$

$$\text{dep} = 74 \begin{matrix} + 0 \\ - 0,06 \text{ mm.} \end{matrix}$$

c. Altura del tope $|h_{\text{pt}}|$

La superficie superior del pisador, no debe alcanzar la superficie de la Matriz de Corte, para que el corte del disco se realice libremente. Quedará siempre una altura abajo, igual al espesor del material.

Esta condición se obtiene, diseñando el pisador de tal manera, que un tope detenga su movimiento al llegar al punto. Según la Figura N° 44.

$$h_{\text{pt}} = (C_{\text{cm}} - e) + h_{\text{jac}}$$

C_{cm} = Cota cilíndrica = 3,18 mm.

e = 0,3 mm.

h_{jac} = Altura del juego angular = 7 mm.

Por lo tanto:

$$h_{\text{pt}} = 9,88 \text{ mm.}$$

d. Diámetro exterior en la parte inferior $\left| \text{des} \right|$

Dimensionando una superficie anular para tope, de ancho 5 mm. para un resultado satisfactorio.

$$\text{des} = \text{dep} + 2 (5 \text{ mm})$$

$$\text{dep} = 74 \text{ mm.}$$

$$\text{des} = 84 \text{ mm.}$$

Considerando un deslizamiento con la superficie cilíndrica, correspondiente de la Matriz de recortado, Figura N° 44, se adicionará las correspondientes tolerancias. En la Tabla N° 10, se encuentra para 80 - 120.

$$\begin{array}{l} + 0 \\ \text{H8} = - 0,07 \text{ mm.} \end{array}$$

Por lo tanto

$$\text{des} = 84 - 0,07 \text{ mm.}$$

e. Altura total del Pisador $\left| h_{tp} \right|$

En vista de que la superficie cilíndrica interior desliza a partir del cortanillo, se concluye que debe tener una altura mayor que la del Punzón de Embutición. Por lo tanto:

$$h_{tp} > h_{pe}$$

Asignando una altura adicional, para que alcance a la mitad de la altura del Cortanillo, se tiene:

$$h_{tp} = h_{pe} + \frac{h_{ca}}{2}$$

$$h_{pe} = \text{Altura del punzón} = 22\text{mm.}$$

$$h_{ca} = \text{Altura del cortanillo} = 7 \text{ mm.}$$

$$h_{tp} = 22 \text{ mm} + \frac{7}{2} \text{ mm.}$$

$$h_{tp} = 25,5 \text{ mm.}$$

3.6.8. Diseño de la Torre Portapunzón (Figura N° 45)

a. Determinación del Diámetro $|d_{tp}|$

Debe ser igual al del Cortanillo, para que el pisador pueda deslizar libremente durante la operación, por tanto:

$$d_{tp} = d_{ca}$$

$$d_{ca} = \text{Diámetro del Cortanillo} = 41,63$$

$$d_{tp} = 41,63$$

En vista de ser un elemento, sujeto a deslizamiento - por parte del pisador, debe especificarse su tolerancia. En la Tabla N° 13, se encuentra para un diámetro nominal entre 30 a 50 mm.

$$H8 = \begin{array}{l} + 0,0 \\ - 0,05 \end{array} \text{ mm.}$$

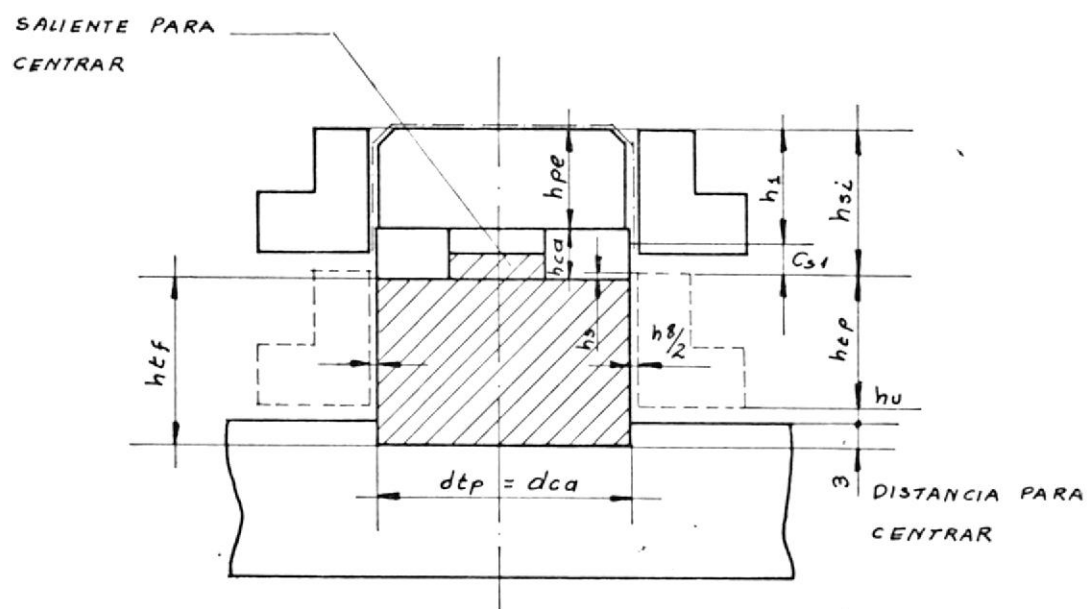


FIGURA N° 45

DIMENSIONAMIENTO DE LA TORRE PORTA PUNZON

Concluyéndose:

$$d_{tp} = 41,63 \begin{matrix} +0,0 \\ -0,05 \end{matrix} \text{ mm.}$$

b. Determinación de la altura deslizante $|h_{tf}|$

El Pisador inicia su movimiento de descenso, inmediatamente después que la matriz de corte cizalla el disco, entonces a partir de éste punto, la altura (h_{si}) que descenderá la superficie superior del pisador será:

$$h_{si} = h_1 + C_{s1}$$

$$h_1 = \text{Profundidad del Embutido} = 23,14 \text{ mm.}$$

$$C_{s1} = \text{Carrera en vacío para completar descenso} = 4 \text{ mm.}$$

$$h_{si} = 27,14 \text{ mm.}$$

Que viene hacer la altura mínima necesaria, para que el pisador descienda sin obstáculos.

En este punto, dicha superficie todavía no alcanza la base del Cortanillo sobrepasándola en una altura igual

$$h_s = (h_{pe} + h_{ca}) - h_{si}$$

$$h_{pe} = \text{Altura del punzón} = 22 \text{ mm.}$$

$$h_{ca} = \text{Altura Cortanillo} = 7 \text{ mm.}$$

$$h_s = (29 - 27,14) \text{ mm.}$$

$$h_s = 1,86 \text{ mm.}$$

Si la base del pisador todavía debe quedar libre una altura estimada.

$$h_u = 3 \text{ mm.}$$

Previniendo así ciertos riesgos de rotura de la herramienta.

Además se adiciona una altura conveniente para el centrado de la torre sobre la pieza en la cual descansa.

Se tiene finalmente:

$$h_{tf} = h_{tp} - 1,86 \text{ mm.} + h_u + 3 \text{ mm.}$$

$$h_{tp} = \text{Altura del Pisador} = 25,5 \text{ mm.}$$

$$h_u = 3 \text{ mm.}$$

$$3 \text{ mm} = \text{Altura para centrado}$$

$$h_{tf} = 29,64 \text{ mm.}$$

3.6.9. Diseño de las guías del Pisador (Figura N° 46)

a. Determinación de la Fuerza sobre las Guías $|F_{pg}|$

Deben transmitir la fuerza suficiente al pisador, para desarrollar la presión de pisado, sobre la chapa de aluminio, durante el embutido.

La Tabla N° 8, da un valor medio de ésta presión para el duraluminio:

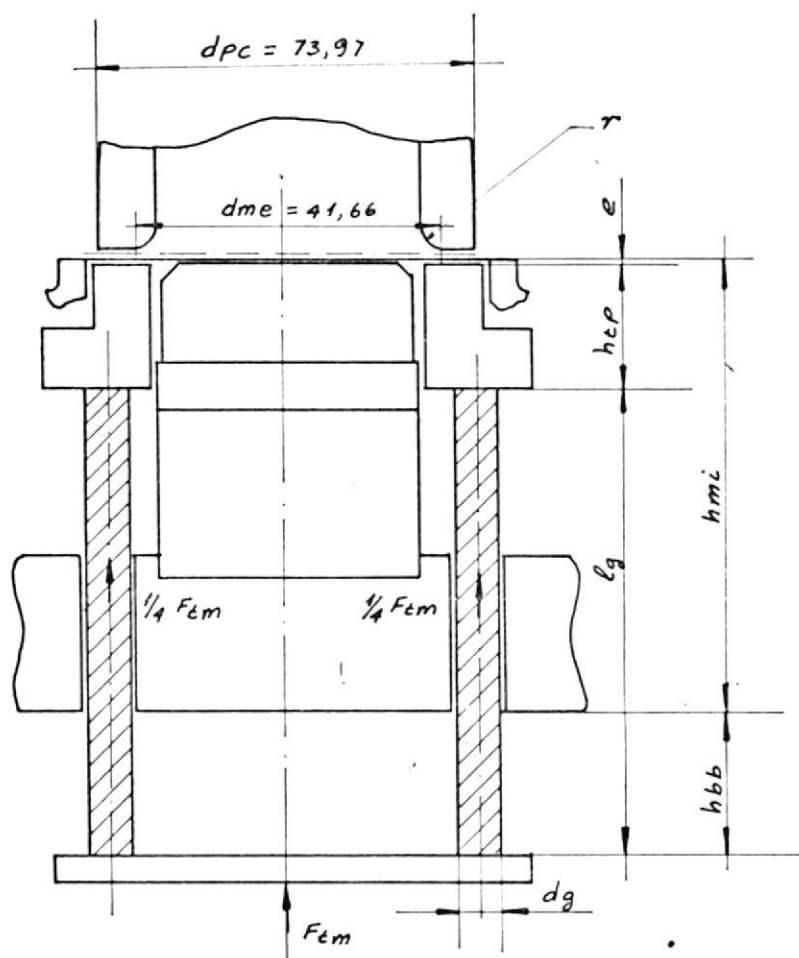


FIGURA N° 46

DIMENSIONES PARA LAS GUIAS DEL PISADOR

$$p = 0,16 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

El área sobre la cual actúa ésta presión, lo dimensiona el pisador y será:

$$A_p = \frac{\pi}{4} (D_{pc}^2 - |d_{me} + 2r|^2)$$

A_p = Area del pisador (mm^2)

D_{pc} = Diámetro exterior del punzón de corte = 73,97 mm.

d_{me} = Diámetro interior de la matriz embutición
= 41,66 mm.

r = radio de la matriz de embutición = 2,83 mm.

$$A_p = 2538,71 \text{ mm}^2$$

La fuerza total media F_{tm}

$$F_{tm} = A_p \times p$$

$$A_p = 2538,71 \text{ mm}^2$$

$$p = 0,16 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

$$F_{tm} = 406,19 \text{ Kg.}$$

Con el fin de distribuir más eficientemente ésta fuerza, se puede diseñar cuatro guías, actuando en una circunferencia, distanciadas entre sí 90° en la base del pisador.

Por lo tanto la fuerza de cada guía:

$$F_{pg} = \frac{F_{tm}}{4}$$

$$F_{tm} = 406,19 \text{ Kg.}$$

$$F_{pg} = 101,55 \text{ Kg.}$$

b. Determinación del diámetro $|d_g|$

Si se fabrica de un acero para herramientas que tengan un esfuerzo a la tracción.

$$\sigma_a = 55 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

Valor que se puede tomar como esfuerzo a la compresión.

$$\sigma_{ce} = 55 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

Se tiene

$$\frac{\sigma_{ce}}{N_s} = \frac{F_{pg}}{A_g} \text{ Kg.}$$

$$\sigma_c = 55 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

N_s = Factor de seguridad = 10 por tener esfuerzos repetidos.

$$A_g = \text{Area de la sección de guía} = \frac{\pi d_g^2}{4}$$

Se tiene:

$$\frac{\pi d_g^2}{4} = \frac{N_s \times F_{pg}}{\sigma_c}$$

$$F_{pg} = 101,55 \text{ Kg.}$$

$$d_g = 2 \sqrt{\frac{101,55 \times 10 \text{ mm}}{\pi \times 55}}$$

$$d_g = 4,85 \text{ mm.}$$

Aproximando

$$d_g = 5 \text{ mm.}$$

c.. Longitud de la guía $|1g|$

Depende de la altura total que tiene la matriz inferior, que es igual

$$h_{mi} = 84,3 \text{ mm.}$$

Pudiéndose deducir según la Figura N° 46.

$$1g = h_{mi} - h_{tp} + h_{bb} - e$$

$$h_{mi} = 84,3 \text{ mm.}$$

$$h_{tp} = \text{Altura del pisador} = 25,5 \text{ mm.}$$

$$h_{bb} = \text{Altura bajo la base porta herramienta} = 20 \text{ mm.}$$

estimado.

$$e = 0,3 \text{ mm.}$$

Por lo tanto

$$1g = 84,3 \text{ mm} - 25,5 \text{ m} + 20 \text{ mm} - 0,3$$

$$1g = 78,5 \text{ mm.}$$

3.6.10. Diseño de la guía del Amortiguador (Figura N°- 47)

Es un elemento que a más de soportar toda la presión de pisado, es sostén de los elementos que integran el amortiguador.

a. Determinación de la Fuerza $|F_{ng}|$

Será igual a la que actúa sobre el pisador, ya que únicamente hay una transmisión de ésta fuerza hacia la guía. Se encontró:

$$F_{tm} = 406,19 \text{ Kg.}$$

Considerando un aumento debido a pesos de los elementos que soporta, se tiene como fuerza neta en la guía

F_{ng}

$$F_{ng} = (406,19) \times 1,5 \text{ Kg.}$$

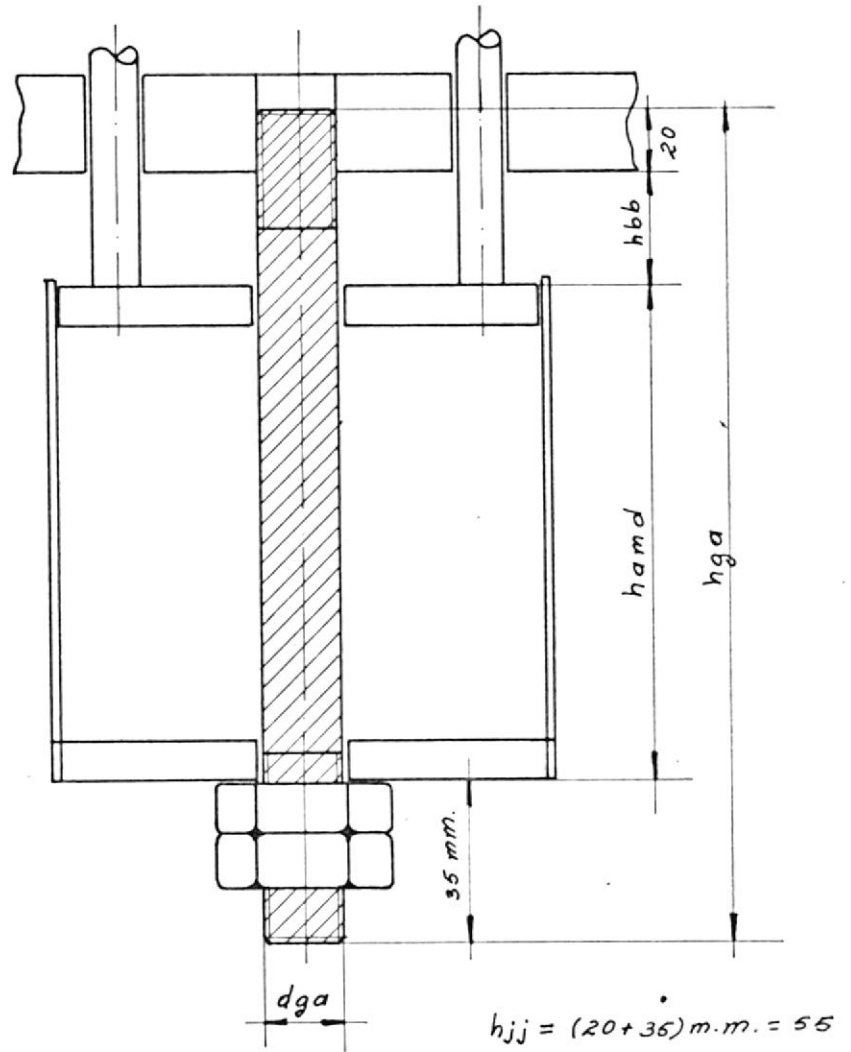
$$F_{ng} = 609,29 \text{ Kg.}$$

b. Diámetro de la guía $|d_{ga}|$

Si se construye de un acero con una resistencia a la tracción $= 35 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}}$, se concluye:

$$\frac{\sigma}{N_{se}} = \frac{609,29}{A_{ga}}$$

$$\sigma = 35 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

FIGURA N^o 47

DIMENSIONES DE LA GUIA DEL AMORTIGUADOR

N_{se} = Factor de seguridad = 10 especialmente por cargas repetidas.

A_{ga} = Area de la sección de la guía = $\frac{\pi d_{ga}^2}{4}$

$$d_{ga} = 2 \sqrt{\frac{609,29 \times 10}{\pi \times 35}}$$

$$d_{ga} = 14,9$$

Aproximando

$$d_{ga} = 15 \text{ mm.}$$

c. Altura total $| h_{ga} |$

Debe tener una longitud mínima que será:

$$h_{ga} = h_{amd} + h_{bb} + h_{jj}$$

h_{amd} = Altura disponible para el pistón amortiguador y el disco base = 100 mm.

h_{bb} = Altura de guía bajo la base portaherramienta = 20 mm.

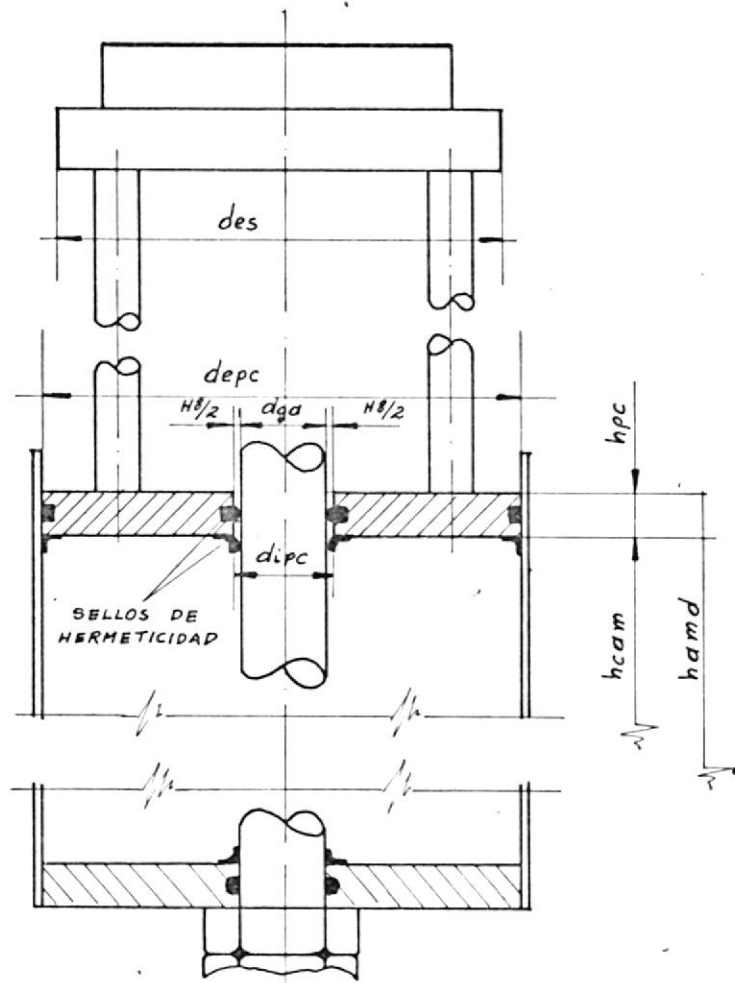
h_{jj} = Altura estimada para roscar la guía en cada extremo = (20 + 35) mm. = 55 mm.

$$h_{ga} = (100 + 20 + 55) \text{ mm.}$$

$$h_{ga} = 175 \text{ mm.}$$

3.6.11. Diseño del disco Amortiguador (Figura N° 48)

Es el elemento del conjunto amortiguador, que a más de

FIGURA N^o 48

DIMENSIONES DE LOS DISCOS AMORTIGUADORES

transmitir la presión de pisado hacia el Pisador, posee movimiento alternativo durante el embutido.

a. Diámetro exterior $|depc|$

En vista que las guías del pisador trabajan a compresión entre la superficie inferior del pisador y la superficie superior del disco amortiguador, se deduce que los diámetros correspondientes deberán ser aproximadamente iguales, esto es:

$$depc \approx des$$

des = diámetro exterior de la superficie inferior del pisador = 84.

Tomándose:

$$depc = 85 \text{ mm.}$$

b. Diámetro interior $|dipc|$

Se basará en el diámetro de la guía del amortiguador por existir con respecto al disco, un movimiento relativo deslizante. Por lo tanto

$$dipc = dg_a + |H8|$$

dg_a = diámetro de la guía del amortiguador = 15 mm.

H8 = Tolerancia para ajuste deslizante. Tabla N° 13

$$\text{para } \varnothing 10 \text{ a } 20 \text{ mm.} = \begin{array}{l} +0,03 \\ -0,0 \end{array}$$

$$d_{ipc} = 15 \begin{matrix} +0,03 \\ -0,0 \end{matrix} \text{ mm.}$$

c. Altura del Disco |hpc|

La presión que soporta este elemento, prácticamente es igual a la de pisado, o sea:

$$p = 0,16 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

Valor que en comparación con la resistencia a la compresión de un acero para herramientas (30 Kg/mm^2), prácticamente es bajo, pudiéndose por lo tanto dimensionar esta altura únicamente por conveniencia. Así:

$$h_{pc} = 10 \text{ mm.}$$

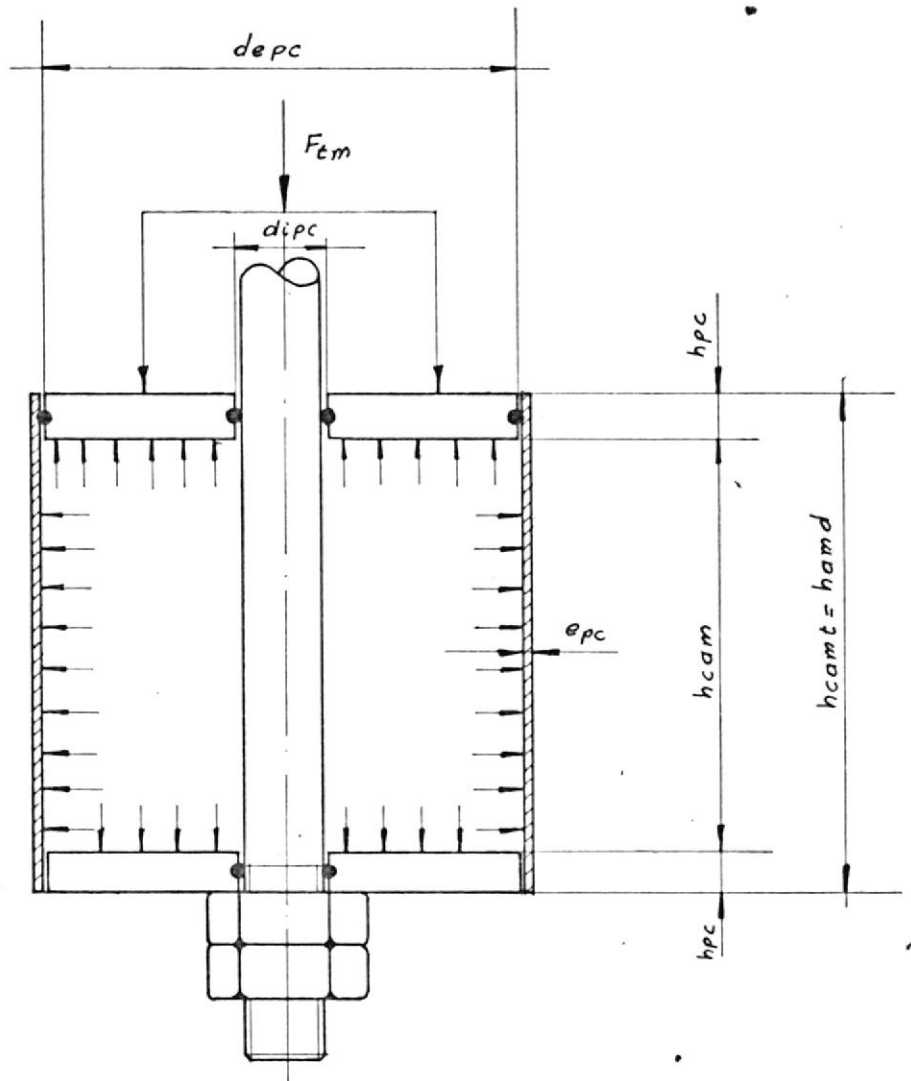
Con el fin de evitar fugas del aire comprimido desde el interior del cilindro a través de las superficies deslizantes del disco amortiguador, se adiciona sellos de goma, garantizando así la hermeticidad.

El disco amortiguador inferior como se ve en la figura, debe tener las mismas dimensiones que el superior.

3.6.12. Determinación de la presión del aire comprimido en el interior del cilindro neumático |p_{ac1}| (Figura N° 49).

Se conoce que la fuerza necesaria sobre el pisador para alcanzar la presión de pisado es:

$$F_{tm} = 406,19 \text{ Kg.}$$



F I G U R A N^o 49

DIMENSIONES DEL CILINDRO NEUMATICO

Que es la fuerza a desarrollarse también en la superficie inferior del disco amortiguador para transmitirla al pisador por intermedio de las guías.

En vista que sobre el disco actúan los pesos de Pisador, guías y otros factores, se puede decir que la fuerza neta será:

$$F_{ntm} = (406,19) (1,1)$$

(1,1) = Factor que considera pesos y otros

$$F_{ntm} = 446,81 \text{ Kg.}$$

Esta fuerza actuará en el área anular del disco amortiguador, e igual a:

$$A_{tc} = \frac{\pi}{4} (d_{epc}^2 - d_{ipc}^2)$$

$$A_{tc} = \frac{\pi}{4} (84^2 - 15^2) \text{ mm}^2$$

$$A_{tc} = 5365 \text{ mm}^2$$

Siendo entonces la presión necesaria del aire comprimido igual a:

$$p_{ac1} = \frac{F_{ntm}}{A_{tc}}$$

$$p_{ac1} = \frac{446,81 \text{ Kg}}{5365 \text{ mm}^2}$$

$$p_{ac1} = 0,083 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Que equivale:

$$pac_1 = 8,3 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} \approx 8 \text{ Atm.}$$

3.6.13. Diseño del cilindro neumático (Figura N° 49)

a. Espesor de la pared $|epc|$

En el interior del cilindro como se ha mencionado, la presión del aire comprimido se mantendrá constante durante la operación, por lo tanto la presión de diseño es:

$$pac_1 = 8,3 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

La tensión sobre la pared del cilindro será:

$$\sigma_\ell = \frac{pac_1 \cdot depc}{2 \text{ epc}} \quad (27)$$

Introduciendo un factor de seguridad $N_L = 6$

$$\frac{\sigma_\ell}{6} = \frac{pac_1 \cdot depc}{2 \text{ epc}}$$

Se obtiene entonces:

$$epc = \frac{6}{2} \frac{pac_1 \cdot depc}{\sigma_\ell}$$

$$pac_1 = 0,083 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

$$depc = 85 \text{ mm}$$

$$\sigma_\ell = \sigma_m = \text{Resistencia a la tracción de un acero de construcción} = 15 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

$$e_{pc} = 3 \times \frac{(0,083) (85)}{15} \text{ mm}$$

Por tanto:

$$e_{pc} = 1,41$$

$$e_{pc} = 1,5 \text{ mm.}$$

b. Altura del cilindro $|h_{camt}|$

La altura total de descenso del disco amortiguador equivaldrá al descenso total del pisador que se encontró igual:

$$h_{si} = 27,14 \text{ mm.}$$

Por consiguiente la altura interior del cilindro debe por lo menos ser igual a esta dimensión. Por el espacio disponible se tomará

$$h_{cam} = 80 \text{ mm.}$$

Siendo su altura total

$$h_{camt} = h_{cam} + 2 (h_{pc})$$

$h_{pc} =$ Altura de cada disco amortiguador = 10 mm.

$$h_{camt} = 100 \text{ mm}$$

3.6.14. Determinación del Volumen de aire expulsado $|V_{acf}|$ a la presión interior del cilindro neumático.

Para mantener constante la presión en el interior del cilinu

dro durante la operación de embutido, esto es, mientras el disco amortiguador desciende, se deberá expulsar un volumen correspondiente a dicho descenso o sea:

$$h_{si} = 27,14 \text{ mm.}$$

Que será igual

$$V_{acf} = 27,14 \text{ mm} \cdot A_{tC}$$

A_{tC} = Area anular de los discos del amortiguador = 5365 mm

$$V_{acf} = 145606,1 \text{ mm}^3$$

3.6.15. Determinación del Caudal del aire expulsado | Q_{acf} |

La operación de embutido se inicia prácticamente en la mitad de cada carrera descendente, a partir del cual, también el disco amortiguador inicia su descenso, hasta que el carro de la prensa inicie su carrera ascendente. Este movimiento equivale a un cuarto de vuelta del cigueñal de la prensa, siendo entonces necesario un tiempo de expulsión de aire igual a:

$$t_{exp} = \frac{1}{X_p} \cdot \frac{1}{4}$$

X_p = Número de carreras de la prensa por minuto = 46

$(\frac{1}{4})$ Por ser un cuarto de vuelta del cigueñal.

$$t_{\text{exp}} = \frac{1}{46 \frac{\text{vuelta}}{\text{min.}}} \times \frac{1}{4} \text{ vuelta}$$

$$t_{\text{exp}} = 0,0054 \text{ min.}$$

$$t_{\text{exp}} = 0,33 \text{ seg.}$$

Por tanto el caudal volumétrico será:

$$Q_{\text{ac}} = \frac{V_{\text{acf}}}{t_{\text{exp}}}$$

$$Q_{\text{ac}} = \frac{145606,1 \text{ mm}^3}{0,33 \text{ seg.}}$$

$$Q_{\text{ac}} = 441230,6 \frac{\text{mm}^3}{\text{seg.}}$$

Como generalmente se requiere especificar este caudal en kilogramos por segundo, es necesario determinar el volumen específico del aire comprimido en el interior del cilindro a dicha presión. De la ley de los gases.

$$P_{\text{ac1a}} V_{\text{ac1}} = R_g T_{\text{ca}} \quad (28)$$

P_{ac1a} = Presión absoluta en el interior del cilindro =
 $p_{\text{ac1}} + 1 \text{ atm.}$

V_{ac1} = Volumen específico del aire en el interior $\frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$

R_g = Constante del gas (aire) = $29,2 \frac{\text{m} - \text{Kg}}{\text{Kg}_m \text{ } ^\circ\text{K}}$ (29)

T_{ca} = Temperatura absoluta en el interior del cilindro (27°C)
($27^\circ\text{C} + 273$) = 300°K .

Deduciéndose:

$$\begin{aligned}
 V_{ac1} &= \frac{R_g T_{ca}}{p_{ac1a}} \\
 &= \frac{(29,2 \frac{m \cdot Kg}{Kg_m \cdot ^\circ K}) (300^\circ K)}{0,083 \frac{Kg}{mm^2} \times \frac{1000000 \text{ mm}^2}{m^2} + 1,033 \frac{Kg}{cm^2} \times \frac{10.000 \text{ cm}^2}{mm^2}} \\
 &= \frac{(29,2) (300)}{93330} \frac{m^3}{Kg_m} \\
 V_{ac1} &= 0,094 \frac{m^3}{Kg}
 \end{aligned}$$

y finalmente el caudal de masa será:

$$\begin{aligned}
 Q_{acf} &= \frac{Q_{ac}}{V_{ac1}} \\
 Q_{acf} &= \frac{(441230,6 \frac{mm^3}{seg}) (\frac{1 \text{ m}^3}{1 \times 10^9 \text{ mm}^3})}{0,094 \frac{m^3}{Kg}} \\
 Q_{acf} &= \frac{0,0004412306 \frac{m^3}{seg}}{0,094 \frac{m^3}{Kg}} \\
 Q_{acf} &= 0,0047 \frac{Kg}{seg}.
 \end{aligned}$$

3.6.16. Determinación del Diámetro del orificio de expulsión $|d_{exp}|$.
(Figura N° 50).

Un orificio en la pared del cilindro neumático es necesario para que expulse el caudal arriba calculado y se mantenga así la presión constante.

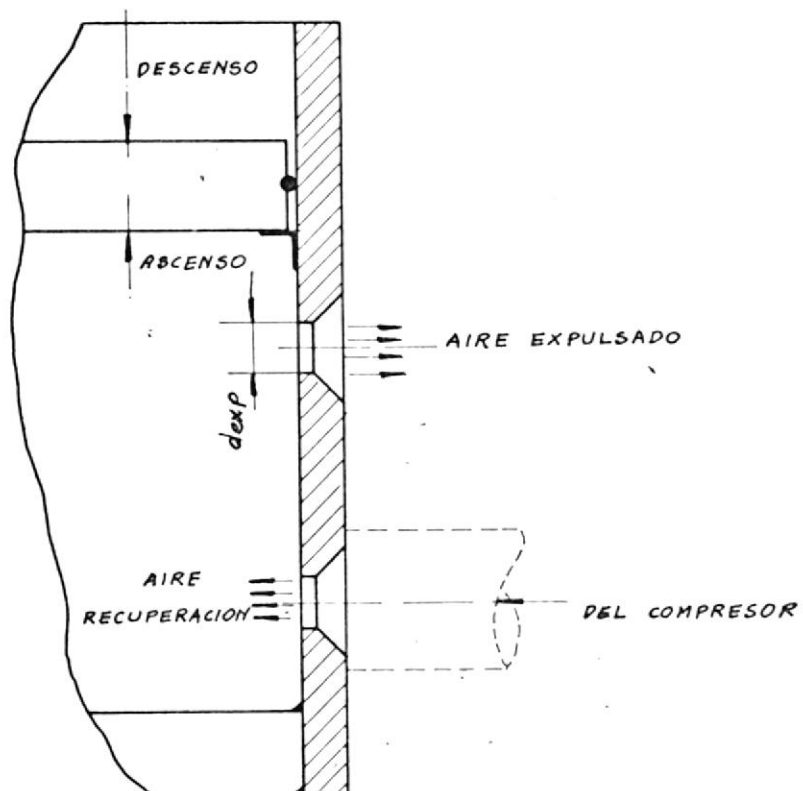


FIGURA N° 50

ORIFICIOS DE EXPULSION Y RECUPERACION
EN CILINDROS NEUMATICOS

Se determina de la siguiente relación:

$$Q_{acf} = 0,4 C_{exp} p_{ac1a} \frac{A_{or}}{\sqrt{T_C}} \quad (30)$$

$$C_{exp} = \text{Coeficiente de gas} = 0,5 \quad (31)$$

$$P_{ac1a} = p_{ac1} + 1 \text{ atm} \quad \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2}$$

$$A_{or} = \text{Area del orificio } \text{m}^2$$

$$T_C = 300^\circ\text{K}$$

$$A_{or} = \frac{Q_{acf} \sqrt{T_C}}{0,4 C_{exp} p_{ac1a}}$$

$$A_{or} = \frac{0,0047 \sqrt{300}}{(0,4) (0,5) (93330)} \text{ m}^2$$

$$A_{or} = 0,00000436 \text{ m}^2$$

Que equivale

$$A_{or} = 4,36 \text{ mm}^2$$

Pudiéndose entonces decir finalmente:

$$A_{or} = \frac{\pi d_{exp}^2}{4}$$

$$d_{exp} = \sqrt{\frac{(4) (A_{or})}{\pi}}$$

$$d_{exp} = \sqrt{\frac{(4) (4,3)}{\pi}} \text{ mm}^2$$

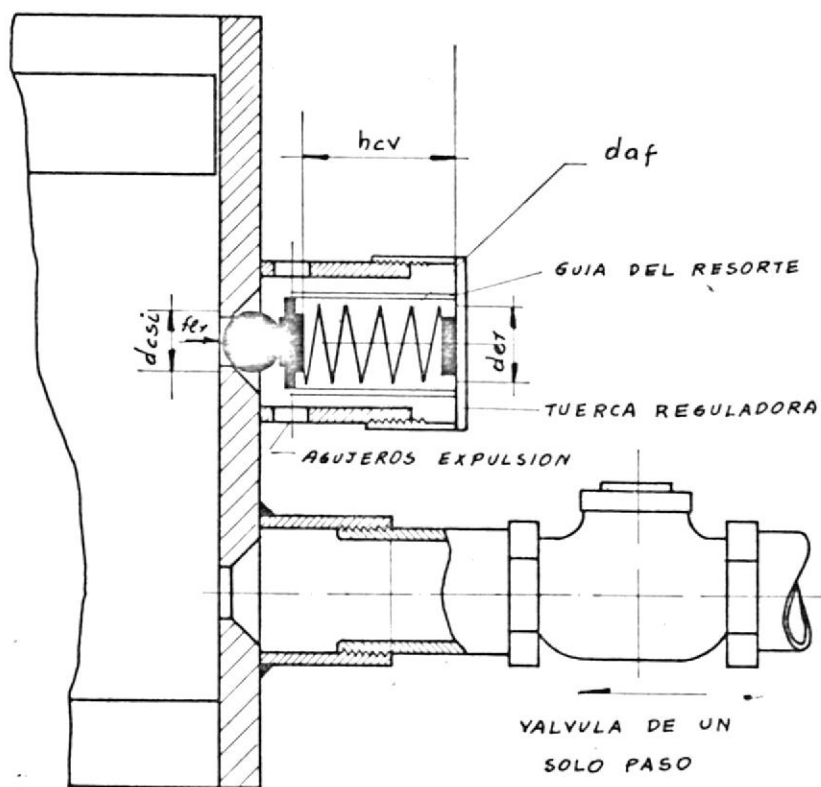
$$d_{exp} = 2,4 \text{ mm}$$

3.6.17. Diseño de la válvula de expulsión de aire (Figura N° 51)

El caudal de aire a expulsarse debe salir del cilindro unicamente cuando tenga lugar cada embutido y una vez terminado esta operación, el volumen expulsado debe recuperarse para - que el pisador vuelva a su posición inicial. Se requiere entonces válvulas que alternativamente cumplan estos requisitos.

Para el caso de la válvula de expulsión, su diseño debe incluir un resorte que permita accionar la válvula (de diámetro igual al orificio calculado) únicamente cuando la presión interior del cilindro comience a aumentar, esto es que el volumen de aire comience a reducirse por el descenso del pisador, y que una vez terminado esta fase, cierre la válvula por su propia recuperación.

Inmediatamente después, aire debe ser inyectado en el interior del cilindro hasta que recupere su volumen inicial y presión inicial, esto se obtiene por suministro desde la línea de alimentación de aire comprimido que debe estar regulado a la presión requerida. Para que la inyección no sea repentina el orificio de la válvula será igual al diámetro calculado. Además la línea de alimentación tiene incorporado una válvula de un solo paso previniendo de esa manera retorno de aire por la línea de alimentación durante el descenso del pisador.

FIGURA N^o 51

VALVULAS DE EXPULSION Y RECUPERACION
DE AIRE

a. Diseño del resorte de accionamiento

La fuerza límite que debe mantener el resorte para que no abra la válvula será

$$f_{lR} = p_{ac1} \cdot A_{Or}$$

$$\begin{aligned} p_{ac1} &= \text{Presión a mantenerse en el interior del cilindro} \\ &= 0,083 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} \end{aligned}$$

$$A_{Or} = \text{Area del orificio de escape de aire} = 4,36 \text{ mm}^2$$

$$\text{Por tanto} \quad f_{lR} = 0,36 \text{ Kg.}$$

Cualquier pequeño incremento dará lugar a la abertura de la válvula y escape del aire.

Para esta fuerza un diámetro de alambre factible se determina por la ecuación:

$$d_{af} = \sqrt[3]{\frac{f_{lR} d_{er}}{0,3 \sigma_{a\ell}}} \quad (32)$$

d_{af} = diámetro del alambre (cm)

f_{lR} = fuerza o carga del resorte = 0,36 Kg.

d_{er} = Diámetro medio del resorte = 0,5 cm. Valor conveniente.

$\sigma_{a\ell}$ = Coeficiente admisible de trabajo = 5273 $\frac{\text{Kg}}{\text{cm}}$ para trabajo mediano. Tabla N^o 14.

$$d_{af} = \sqrt[3]{\frac{0,36 \times 0,5}{0,3 \times 5273}} \text{ cm.}$$

Diámetro del alambre cm	Trabajo duro Kg/cm ²	Trabajo mediano Kg/cm ²	Trabajo ligero Kg/cm ²
Hasta 0,216	4218	5273	6538
Desde 0,216 a 0,57	3867	4851	5976
" 0,57 a 0,82	3375	4218	5203
" 0,82 a 1,35	2953	3656	4570
" 1,35 a 2,45	2531	3162	3937
" 2,45 a 3,80	2250	3812	3515

T A B L A N^o 14

COEFICIENTES ADMISIBLES DE TRABAJO PARA
RESORTES HELICOIDALES DE TRACCION O COMU
PRESION PARA LOS ACEROS AL CARBONO

$$d_{af} = 0,049 \text{ cm.}$$

Se puede hacer

$$d_{af} = 0,5 \text{ mm.}$$

Comprobando si con este diámetro de alambre el resorte resiste el esfuerzo solicitado, con la siguiente relación.

$$\sigma_{al_2} = \frac{8 f_{er} d_{er} K}{\pi d_{af}^3} \quad (33)$$

K= Factor de Wahl para compensar errores por tener en cuenta solo torsión. En tabla N° 15 K = 1,14 con $d_{er}/d_{af} = 10$.

$$\sigma_{al_2} = \frac{(8) (0,36) (0,5) \times 1,14}{\pi (0,05)^3}$$

$$\sigma_{al_2} = 4180,3 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Comprobándose que

$$\sigma_{al_2} < \sigma_{al}$$

$$4180,3 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} < 5273 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

y concluyéndose lo correcto del cálculo.

Para obtener la flecha por espira se emplea la relación.

$$X_{es} = \frac{8 flr (d_{er})^3}{G (d_{af})^4} \quad (34)$$

Relación D_2/d_4	Factor de Wahl K	Relación D_2/d_4	Factor de Wahl K
5,4	1,28	9,5	1,15
5,6	1,27	10,0	1,14
5,8	1,26	10,5	1,14
6,0	1,25	11,0	1,13
6,2	1,24	11,5	1,12
6,4	1,24	12,0	1,12
6,6	1,23	12,5	1,11
6,8	1,22	13,0	1,11
7,0	1,21	13,5	1,11
7,2	1,21	14,0	1,10
7,4	1,20	14,5	1,10
7,6	1,19	15,0	1,10
7,8	1,19	16,0	1,09
8,0	1,18	17,0	1,08
8,5	1,17	18,0	1,08
9,0	1,16	19,0	1,07

T A B L A N^o 15

FACTORES DE WAHL (K) EN FUNCION DE LOS DIAMETROS DEL
RESORTE (D_2) AL DEL ALAMBRE (d_4)

X_{es} = flecha por espira para la carga (cm)

f_{lr} = carga del resorte = 0,36 Kg.

d_{er} = 0,5 cm.

G_s = Modulo de elasticidad transversal = $735.000 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$
para cuerda de piano (35)

d_{af} = 0,05 cm.

$$X_{es} = \frac{(8) (0,36) (0,5)^3}{(705.000) (0,05)^4} \text{ cm.}$$

$$X_{es} = 0,085 \text{ cm.}$$

$$X_{es} = 0,85 \text{ mm.}$$

El paso del resorte descargado será

$$l_{rd} = \beta_l + X_{es} + d_{af}$$

β_p = Espacio libre entre espiras una vez cargado = 0,187 cm.
para que abra la válvula.

$$l_{rd} = (0,187 + 0,085 + 0,05) \text{ cm.}$$

$$l_{rd} = 3,22 \text{ mm.}$$

El número de espiras lo determinará el espacio disponible.
Si se diseña un resorte con extremos a tope y escuadrados en un espacio de 2 cm.

$$N_e = \frac{H_r - 2 d_{af}}{l_{rd}} \quad (36)$$

H_r = Altura total del resorte libre = 2 cm.

$$N_e = \frac{2 - 2(0,05)}{0,32}$$

$$N_e = 5,9 \text{ espiras}$$

$$N_e = 6 \text{ espiras}$$

La flecha total del resorte será entonces:

$$X_{tr} = N \cdot X_{es}$$

$$X_{tr} = (6) (0,085 \text{ cm}) = 0,51 \text{ cm.}$$

$$X_{tr} = 5,1 \text{ mm.}$$

Que es la altura a comprimirse el resorte para que su fuerza equilibre la fuerza debida a la presión del aire sobre la superficie efectiva de la válvula. Entonces la altura a ajustarse en el cuerpo de válvula para el resorte será.

$$h_{cy} = H_r - X_{tr}$$

$$H_r = 2 \text{ cm.} = 20 \text{ mm.}$$

$$X_{tr} = 0,51 \text{ cm} = 5,1$$

$$h_{cy} = 14,90 \text{ mm.}$$

b. Elemento de cierre de la válvula

Es el elemento que mantendrá el sello mientras la presión no exceda de la previamente regulada en el resorte, levantándose en caso de esto ocurrir y expulsando así el aire al exterior.

La dimensión principal es el diámetro de cierre $|d_{cs}|$,

que debe ser mayor que el del orificio que sella. O sea

$$d_{csi} > d_{exp}$$

d_{csi} = Diámetro de la bola de cierre (mm)

d_{exp} = Diámetro del orificio de expulsión del aire = 2,4 mm

Por conveniencia se tomará

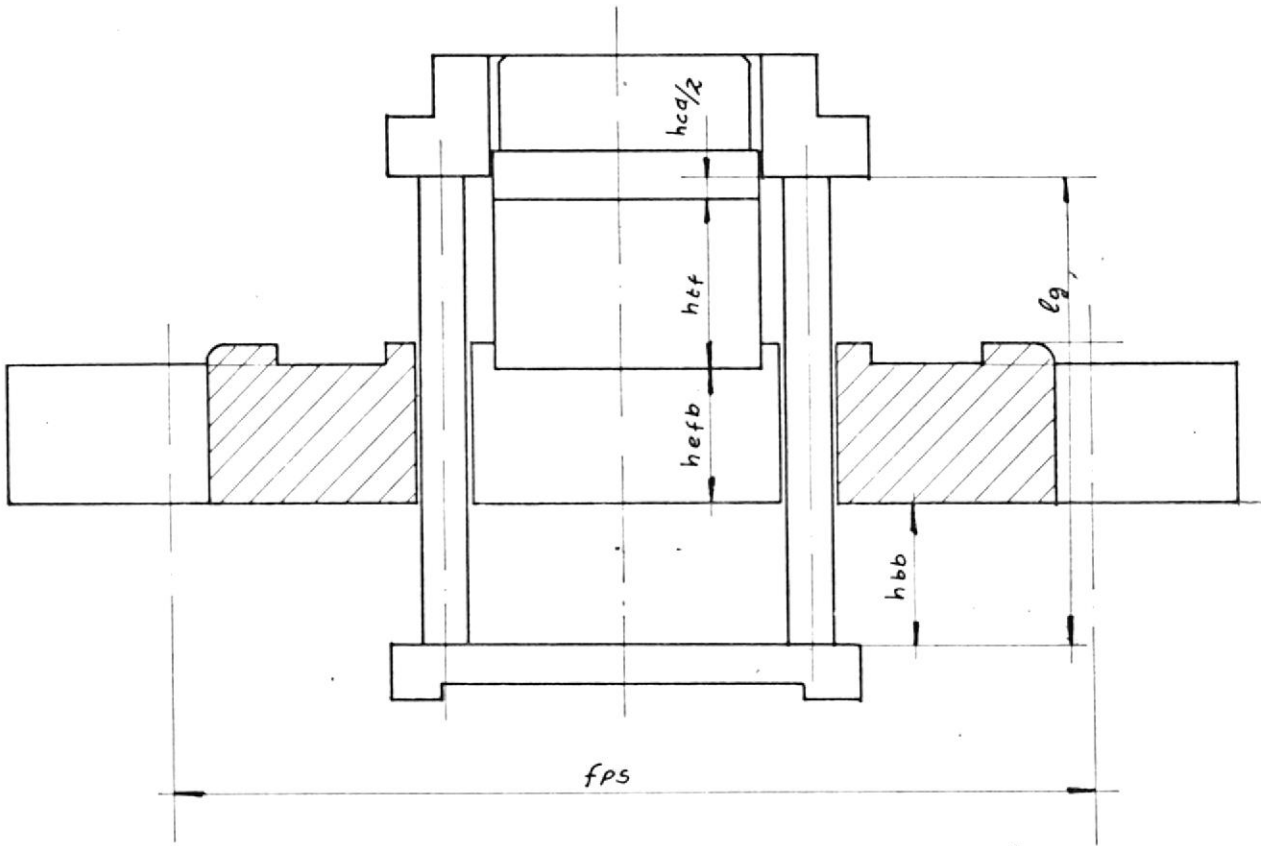
$$d_{csi} = 4 \text{ mm.}$$

Además se debe considerar algunos detalles de diseño durante la construcción en especial para conseguir un sello efectivo. Así por ejemplo los correspondientes chaflanes en el orificio que ubica la bola en su posición correcta. También es importante diseñar esta válvula para poder regular la tensión en el resorte, corrigiendo así ciertos problemas relativos a la presión de aire.

3.6.18. Diseño de la base (Figura N° 52)

En vista de ser un elemento sobre el cual se encuentran las partes principales de la herramienta, y además, por servir de sujeción del conjunto inferior en la sobremesa, sus dimensiones se tomarán de acuerdo a:

- Dimensiones de los elementos principales que componen la herramienta.
- Dimensiones que tenga la sobremesa.

FIGURA N^o 52

DIMENSIONES DE LA BASE

Lo principal es determinar:

a. Altura efectiva de la base $|h_{efb}|$

O sea la dimensión mínima que permita al pisador des
cender totalmente y será:

$$h_{efb} = l_g - h_{bb} - h_{ca}/2 - h_{tf}$$

l_g = longitud de guía = 78,5 mm.

h_{bb} = Altura bajo la base hasta el portacaucho = 20 mm.

$h_{ca}/2$ = Altura que el pisador tiene con respecto al cor-
tanillo antes de su descenso = $7/2 = 3,5$ mm.

h_{tf} = Altura de torre portapunzón = 29,64 mm,

de aquí

$$h_{efb} = (78,5 - 20 - 3,5 - 29,64) \text{ mm.}$$

$$h_{efb} = 25,36 \text{ mm.}$$

b. Distancia entre pernos de sujeción $|f_{ps}|$

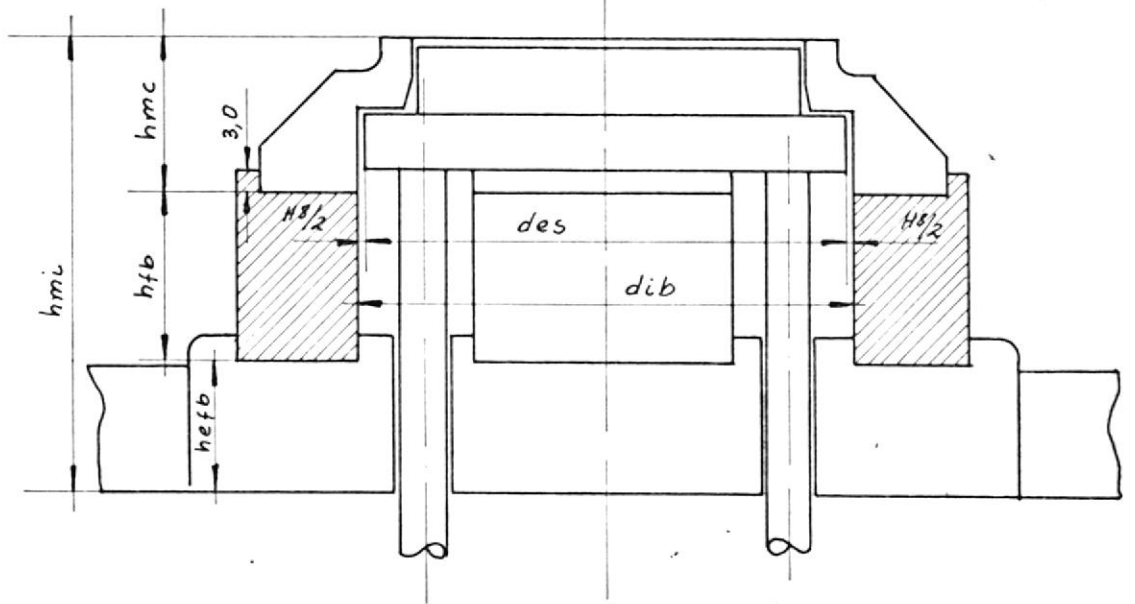
Será igual a la distancia entre centros que tiene los
agujeros de la sobremesa. Según el catálogo del fabri-
cante.

$$f_{ps} = 179 \text{ mm.}$$

3.6.19. Diseño del Bloque (Figura N° 53)

a. Diámetro interior $|dib|$

Está relacionado con el diámetro exterior del pisador,

F I G U R A N^o 53

DIMENSIONES PRINCIPALES DEL BLOQUE

ya que tienen un movimiento relativo deslizante. Habrá que añadir la respectiva tolerancia. En la Tabla N° 13, para un ϕ 80 - 120 mm.

$$H8 = \begin{array}{r} + 0,07 \\ - 0 \end{array} \text{ mm.}$$

Y como

$$\begin{aligned} \text{dib} &= \text{des} + |H8| \\ \text{dib} &= 84 - 0,0 \text{ mm.} \end{aligned}$$

b. Altura efectiva del Bloque $|h_{fb}|$

Se obtendrá a partir de la altura total de la matriz inferior. Según la Figura N° 53.

$$h_{fb} = h_{mi} - h_{mc} - h_{efb}$$

h_{mi} = Altura de matriz inferior = 84,3 mm.

h_{mc} = Altura total de la matriz de corte = 27,18 mm.

h_{efb} = Altura efectiva de la base = 25,36 mm.

$$h_{fb} = (84,3 - 27,18 - 25,36) \text{ mm.}$$

$$h_{fb} = 31,76 \text{ mm.}$$

3.6.20. Diseño del Expulsor (Figura N° 54)

a. Diámetro exterior $|dee|$

Este deslizará en el agujero de la matriz de Embutición, por lo tanto está sujeto a las respectivas tolerancias.

$$\text{dee} = d_{me} + |h8|$$

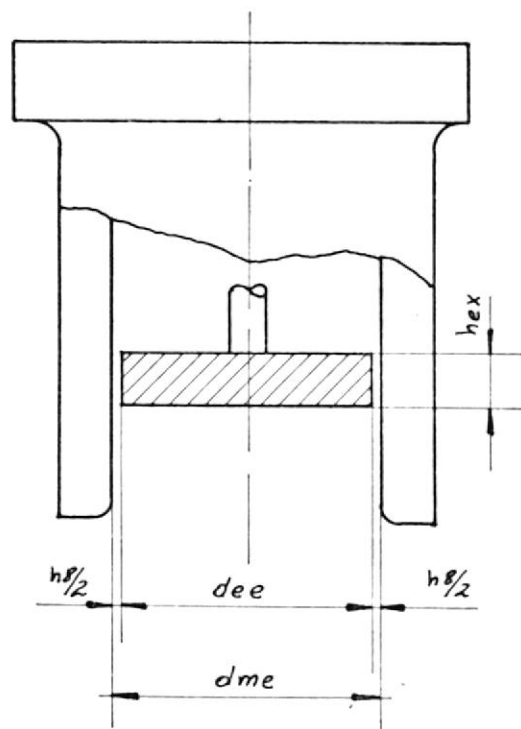


FIGURA N° 54

DIMENSIONES DEL EXPULSOR

d_{me} = Diámetro de la matriz de embutición = 41,66 mm.

h_8 = Tolerancia para ϕ 30 - 50 = $\begin{matrix} + 0,0 \\ - 0,05 \end{matrix}$ mm.

$$d_{ee} = 41,66 \begin{matrix} + 0,0 \\ - 0,05 \end{matrix} \text{ mm.}$$

b. Altura del Expulsor | hex |

Se determinó en el numeral 1.

$$\text{hex} = 18 \text{ mm.}$$

3.6.21. Diseño de la guía del expulsor (Figura N° 55)

Esta guía transmite una fuerza para expulsar la copa por la embocadura de la matriz. Debido a que la superficie exterior de la copa está lubricada y el material es suave y delgado, la fuerza necesaria para expulsión es muy pequeña, en comparación con las demás fuerzas de la operación. Quedando dimensionar los elementos del expulsor, básicamente para que cumplan condiciones de estética y dimensiones límites.

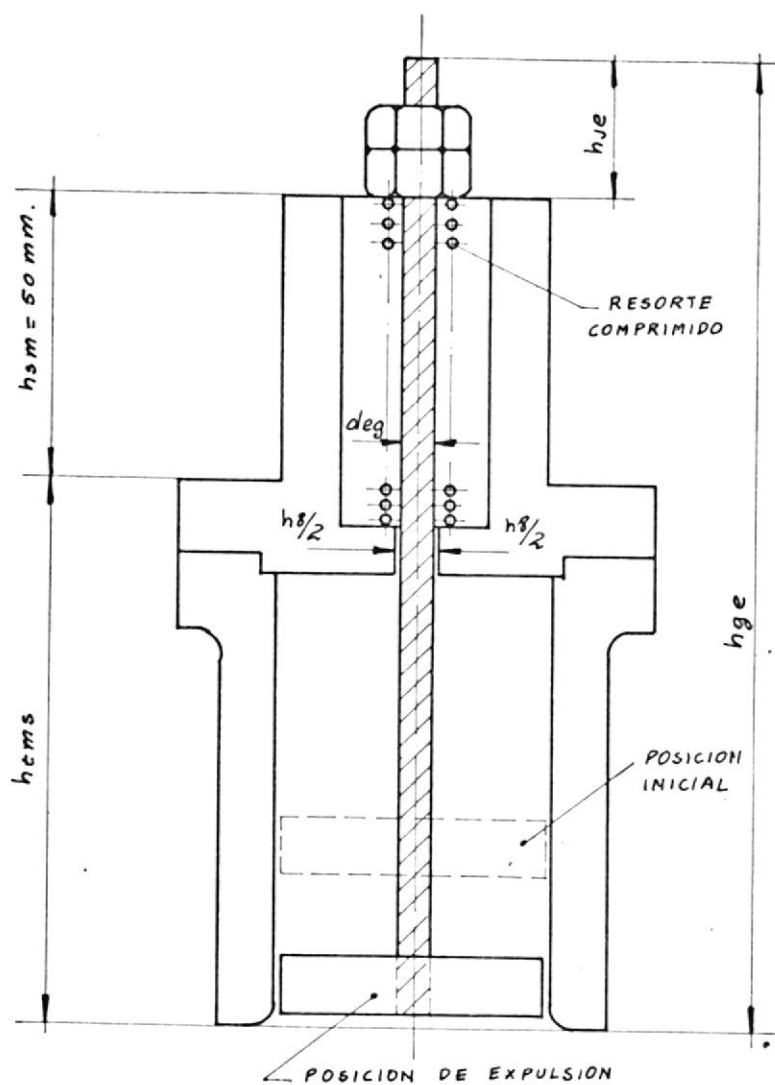
a. Altura de la guía | h_{ge} |

Ya que expulsa la copa cuando está el expulsor, en la parte inferior de la matriz de embutición, se puede decir que:

$$h_{ge} = h_{tms} + (50 \text{ mm}) + h_{je}$$

h_{tms} = Altura de Matriz superior = 73 mm.

(50 mm) = Profundidad del agujero en el cabezal de la Prensa.
(Dato técnico del fabricante)



F I G U R A N^o 55

DIMENSIONES PRINCIPALES DE LA GUIA DEL
EXPULSOR

h_{je} = Altura adicional para pernos y reserva 30 mm.

$$h_{ge} = (73 + 50 + 30) \text{ mm.}$$

$$h_{ge} = 153 \text{ mm.}$$

b. Diámetro de guía $|d_{eg}|$

Resulta conveniente

$$d_{eg} = 12 \text{ mm.}$$

Como desliza por el agujero del soporte de la matriz, se toma la correspondiente tolerancia. Para \varnothing entre 10 - 20 mm

$$h8 = \begin{array}{l} + 0 \\ - 0,03 \text{ mm.} \end{array}$$

de donde

$$d_{eg} = 12,0 \begin{array}{l} + 0 \\ - 0,03 \end{array} \text{ mm.}$$

3.6.22. Diseño del soporte de Matriz (Figura N° 56)

a. Altura de soporte $|h_{sm}|$

Depende de las dimensiones del agujero en el cabezal de la prensa. Siendo entonces la profundidad del agujero, la altura efectiva de soporte. O sea

$$h_{sm} = 50 \text{ mm.}$$

b. Altura total del soporte $|h_{t_{sm}}|$

Hay que adicionar entonces, el alto de la brida y el $c\phi$

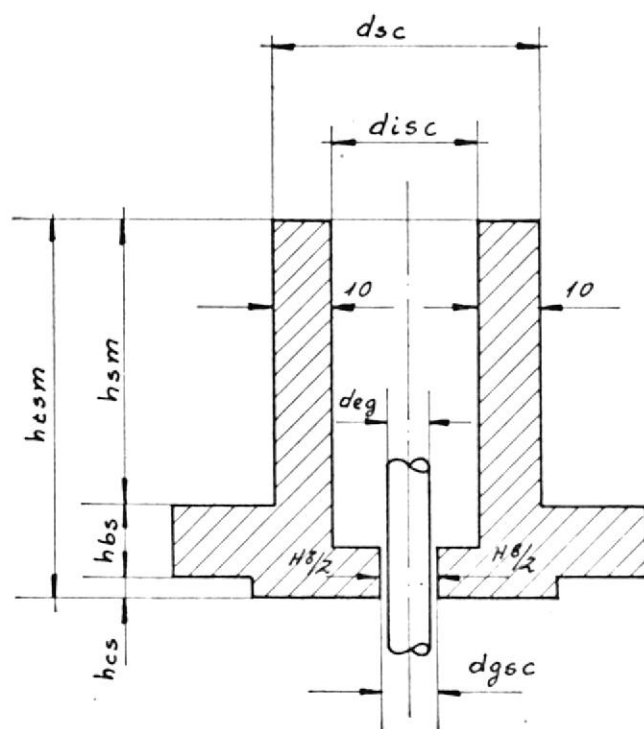


FIGURA N° 56

DIMENSIONES DEL SOPORTE DE MATRIZ

respondiente para el centrado con la Matriz de Embutición:

$$h_{t_{sm}} = h_{sm} + h_{bs} + h_{cs}$$

$$h_{sm} = 50 \text{ mm.}$$

$$h_{bs} = \text{Altura de brida} = 12 \text{ mm.}$$

$$h_{cs} = \text{Altura para centrado} = 3 \text{ mm.}$$

$$h_{t_{sm}} = (50 + 12 + 3) \text{ mm.}$$

$$h_{t_{ms}} = 65 \text{ mm.}$$

c. Diámetro del soporte $|d_{sc}|$

Es igual al diámetro del agujero en el cabezal de la prensa.

$$d_{sc} = 40 \text{ mm.}$$

d. Diámetro de la cavidad interior $|d_{isc}|$

En cuya superficie actúa el resorte del expulsor, para que regrese éste a su posición inicial, una vez expulsada la tapa.

El soporte de la matriz es fijada en el agujero del cabezal por medio de un perno. Por lo tanto la pared del cuerpo cilíndrico de este soporte debe soportar la presión del perno.

Se toma 10 mm.

$$d_{isc} = d_{sc} - 2 (10) \text{ mm.}$$

d_{sc} = Diámetro de soporte exterior = 40 mm.

Por lo tanto

$$d_{isc} = 20 \text{ mm.}$$

e. Diámetro para guía del expulsor $|d_{gsc}|$

Será igual que el diámetro de la guía, más la correspondiente tolerancia

$$d_{gsc} = d_{eg} + |H8|$$

d_{eg} = Diámetro de la guía del expulsor = 12 mm.

$H8 = \begin{matrix} + 0,03 \\ - 0 \end{matrix}$ mm. Tabla N° 13 con 10 - 20 mm.

$$d_{gsc} = 12 \begin{matrix} + 0,03 \\ - 0,0 \end{matrix} \text{ mm}$$

3.6.23. Diseño del resorte (Figura N° 57)

La fuerza que desarrolla, es con el fin de regresar el expulsor y guía a la posición inicial. Actúa entonces únicamente los pesos respectivos de éstos dos elementos.

El diámetro disponible exterior para el funcionamiento del resorte es:

$$d_{isc} = 20 \text{ mm.}$$

a. Diámetro interior del resorte $|dir|$

Ya que debe deslizarse sobre el diámetro de la guía, se

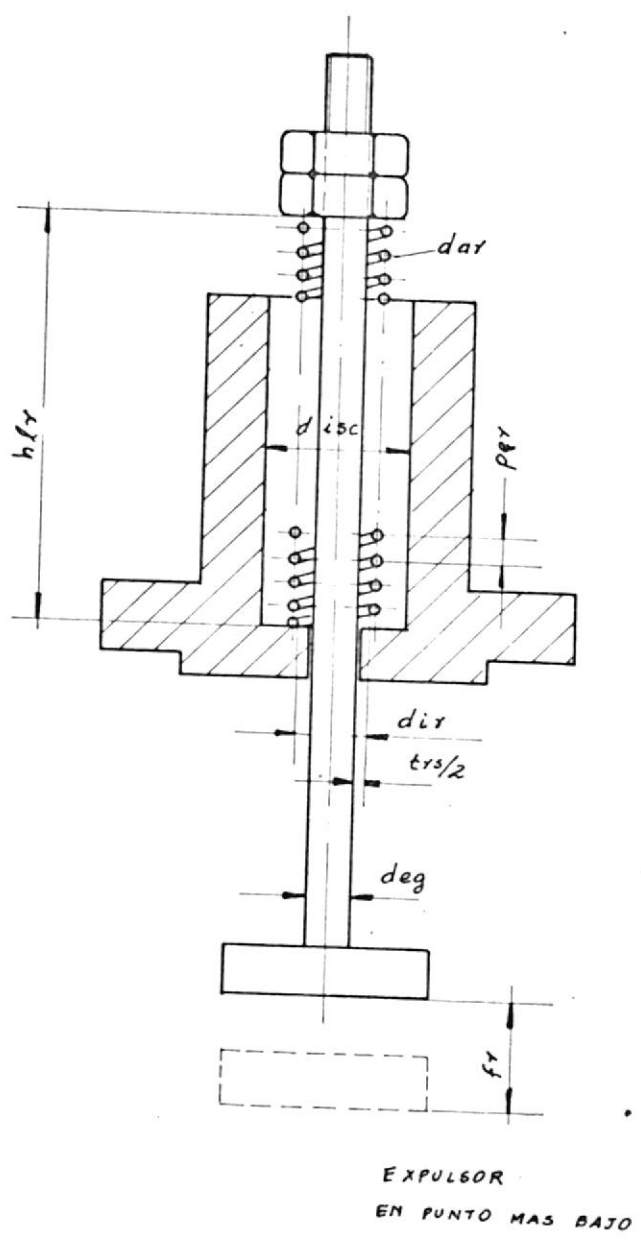


FIGURA N° 57
 DIMENSIONES DEL RESORTE

puede tomar:

$$dir = d_{eg} + t_{rs}$$

d_{eg} = Diámetro de guía = 12 mm.

t_{rs} = Juego para el deslizamiento = se estima 1,5 mm.

$$dir = 13,5 \text{ mm.}$$

b. Diámetro del alambre $|dar|$

Estimando la pequeña fuerza que actuará sobre el resorte, por la experiencia se lo puede dimensionar:

$$dar = 1,5 \text{ mm.}$$

Que resultará suficiente para éste trabajo.

c. Flecha del resorte $|f_r|$

Para que expulse la copa, la superficie inferior del expulsor descenderá hasta el extremo de la boca de la matriz, y si antes de su descenso permanece a una altura igual a la de la copa se deduce:

$$f_r = 22 \text{ mm.}$$

d. Número de espiras $|N_r|$

Asumiendo que cada espira se mueve 2,2 mm.

$$N_r = \frac{22 \text{ mm.}}{2,2 \text{ mm.}}$$

$$N_r = 10 \text{ espiras}$$

e. Paso por espira $|P_{er}|$

Si al resorte no debe comprimirse totalmente cuando el expulsor está en su punto más bajo, dejando un espacio libre entre espiras de 3,3 m. el paso será:

$$P_{er} = 2,2 \text{ mm.} + \text{dar} + 3,3 \text{ mm.}$$

dar = Diámetro alambre = 1,5 mm.

Por lo tanto

$$P_{er} = 7 \text{ mm.}$$

f. Altura libre $|h_{\ell_r}|$

Si se diseña un resorte con extremos escuadrados, su altura libre será:

$$h_{\ell_r} = N_r \cdot P_{er} + 2 \text{ dar}$$

$$h_{\ell_r} = (10 \times 7) \text{ mm} + 2 (1,5) \text{ m.}$$

$$h_{\ell_r} = 73 \text{ mm.}$$

3.6.24. Otras especificaciones dimensionales

Las longitudes de pernos, tuercas, son determinaciones secundarias, por cuanto deberán situarse una vez construí-dos todos los elementos. Otras dimensiones pueden ser modi

ficadas o dictadas durante el proceso de fabricación de la herramienta, siendo básicamente aquellas que no afectan al diseño de los elementos principales que actúan directamente sobre la chapa metálica.

En los planos de construcción, además, se debe incluir los acabados superficiales y tolerancias para los respectivos ajustes.

3.7. DISEÑO DE LA HERRAMIENTA PARA EL REEMBUTIDO (Ver plano de conjunto N° R 200 y planos de detalle N° R 201 a R222.

La mayoría de los elementos que componen esta herramienta tienen analogía funcional con los similares de la primera herramienta, razón por la cual los cálculos para su diseño son también similares, resultando únicamente diferencias dimensionales. Por lo tanto en esta sección se tratará de simplificar todo detalle de diseño ya presentado en la sección anterior. Para los elementos restantes, ya que son fundamentales para el reembutido conviene presentar su diseño detallado.

3.7.1. Determinación de las alturas totales de las Matrices (Figura N° 58).

a. Matriz Superior

Interviene tanto la brida del Portamatriz, como la Matriz de Reembutido. Si el expulsor se fija a una altura

equivalente de copa final, dentro del agujero de la Matriz, se tiene:

$$h_{msr} = h_2 + h_{exr} + J_{msr} + J_{sr}$$

h_{msr} = Altura de la Matriz de Reembutido (mm)

h_2 = Altura total de copa final = 36,57 mm.

h_{exr} = Altura del expulsor = 10 mm.

J_{msr} = Juego para un funcionamiento holgado del expulsor
= 18 mm.

J_{sr} = Altura para centrado de elementos = 3 mm.

$$h_{msr} = 67,57$$

Que bien se puede hacer:

$$h_{msr} = 68 \text{ mm.}$$

El valor total se obtiene adicionando la altura de brida.

$$h_{tmsr} = h_{msr} + h_{bsr}$$

h_{bsr} = Altura de brida = 12 mm. valor conveniente

$$h_{tmsr} = 80 \text{ mm.}$$

b. Matriz Inferior

La altura total especificada por el fabricante es:

$$h_{tper} = 227,5 \text{ mm.}$$

Deduciéndose entonces

$$h_{\text{mir}} = h_{\text{tper}} - (h_{\text{tmsr}} + C_{\text{v2}})$$

h_{mir} = Altura total de Matriz inferior (mm)

C_{v2} = Carrera en vacío, o sea la separación entre las dos matrices = 40 mm.

de donde

$$h_{\text{mir}} = 107,5 \text{ mm.}$$

3.7.2. Diseño del Punzón de Reembutición (Figura N° 59)

Las dimensiones interiores de la copa final, dimensionan básicamente este importante elemento.

a. Diámetro del Punzón $|d_{\text{pr}}|$

Es igual al diámetro interior de la cápsula.

$$d_{\text{pr}} = d = d_2$$

$$d = 30 \text{ mm.}$$

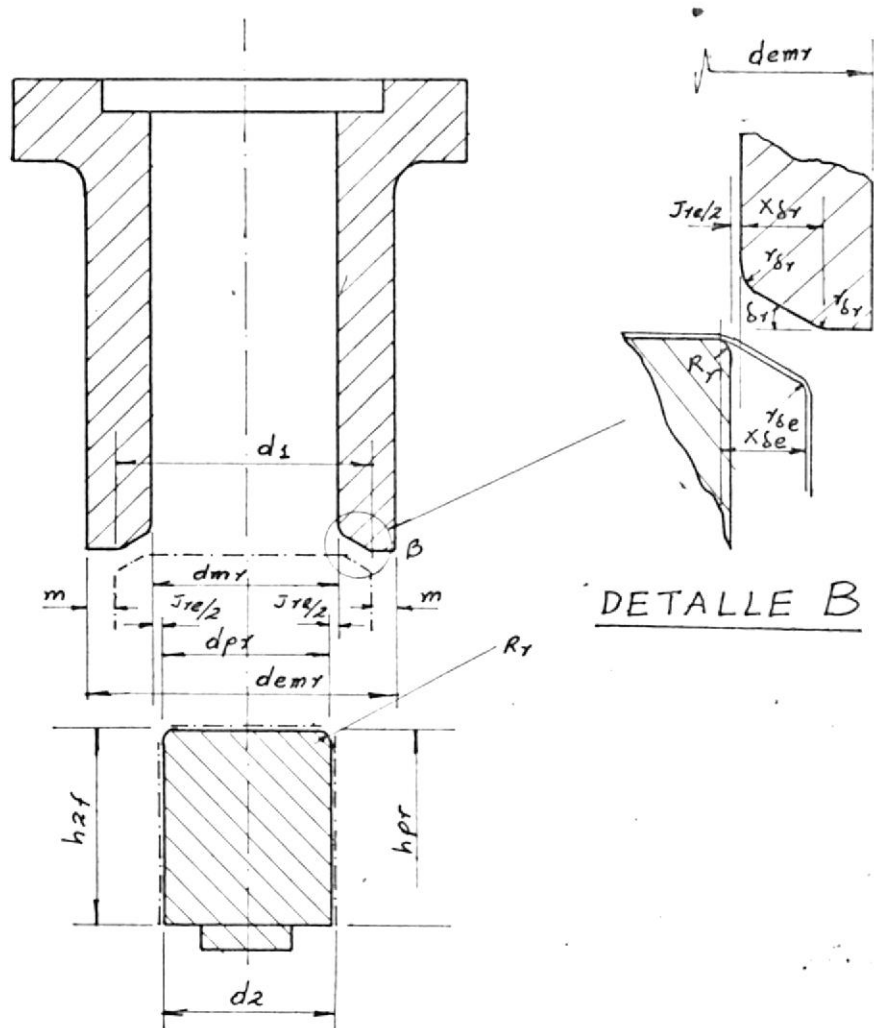
Por tanto:

$$d_{\text{pr}} = 30 \text{ mm.}$$

b. Radio del Punzón de Reembutición $|R_r|$

El radio de la copa final se determinó igual a:

$$R = 5 e$$



F I G U R A N^o 59

DIMENSIONES PRINCIPALES DEL PUNZON
Y MATRIZ DE REEMBUTICION

Valor que llevará también el Punzón de Reembutido

$$R_r = 5 e$$

$$e = 0,3 \text{ m.}$$

$$R_r = 1,5 \text{ mm.}$$

c. Altura del Punzón $|h_{pr}|$

Es el mismo que la copa

$$h_{pr} = h_{2f}$$

h_{2f} = Altura de copa final sin el anillo inferior = 35 mm.

$$h_{pr} = 35 \text{ mm.}$$

3.7.3. Diseño de la Matriz de Reembutición (Figura N° 59)

a. Determinación del Juego de Reembutición $|J_{re}|$

El espesor del material en la copa que va a ser reembutida, como se conoce, es prácticamente igual que el de la chapa original.

$$e = 0,3 \text{ mm.}$$

Después de ésta segunda operación, debe también cumplirse dicha condición. Para lo cual se toma un juego:

$$J_{re} = 1,15 e \quad (37)$$

$$J_{re} = 1,15 (0,3)$$

$$J_{re} = 0,345$$

b. Determinación del diámetro interior de la Matriz $|d_{mr}|$

Se relaciona con el correspondiente del punzón de reembutido por el juego que debe existir entre ellos, o sea

$$d_{mr} = d_{pr} + 2 (J_{re})$$

$$d_{pr} = 30 \text{ mm.}$$

$$J_{re} = 0,345 \text{ mm.}$$

de donde:

$$d_{mr} = 30,69 \text{ mm.}$$

c. Diámetro exterior de la Matriz $|d_{emr}|$

No tiene efecto directo sobre la operación pero se debe cumplir

$$d_{emr} > d_1$$

Para obtener entonces, un pisado eficiente, se puede tomar:

$$d_{emr} = d_1 + 2 (m)$$

$$d_1 = 41 \text{ mm.}$$

$$m = \text{diferencia a cada lado} = 4,5 \text{ mm.}$$

de donde

$$d_{emr} = 50 \text{ mm.}$$

d. Perfil de la embocadura de la matriz (Detalle B. Figura N° 59).

En vista que este perfil tomará contacto directo con el chaflán del fondo de la copa a reembutirse, se concluye en primer lugar.

$$\delta_r = \delta_e$$

δ_e = Angulo del chaflan del borde de copa Primera Operación.

$$\delta_r = 30^\circ$$

La dimensión horizontal que inicia dicho ángulo, tomando como referencia el diámetro inferior de la matriz será por supuesto.

$$X_{\delta_r} = X_{\delta_e}$$

X_{δ_e} = dimensión horizontal en primera operación.

$$X_{\delta_r} = 6,18 \text{ mm.}$$

Asegurando así el contacto total del chaflán de la copa con el perfil de la matriz, consiguiéndose entonces un óptimo efecto de pisado en esta operación de reembutido.

Para evitar cizallamientos en los filos de transición entre el ángulo y las superficies de la matriz, se debe dimensionar los respectivos radios que:

$$r_{\delta_r} = r_{\delta_e}$$

r_{δ_e} Radiode chaflán primera operación

$$r_{\delta_r} = 3,3 \text{ mm.}$$

3.7.4. Diseño del Cortanillos (Figura N° 60)

a. Diámetro cortante $|d_{\text{car}}|$

El corte se realiza al igual que la primera operación, dentro de la embocadura cilíndrica de la Matriz de re-embutición. Por lo tanto debe existir entre éstos dos elementos la correspondiente holgura, que se ha determinado para el aluminio.

$$c = 4,5\% e$$

se obtiene entonces

$$d_{\text{car}} = d_{\text{mr}} - 2 c$$

$$d_{\text{mr}} = 30,69 \text{ mm.}$$

$$2c = 2 (0,045 \times 0,3) \text{ mm.} = 0,027 \text{ mm.}$$

$$d_{\text{car}} = 30,66 \text{ mm.}$$

b. Altura $|h_{\text{car}}|$

Tomando una altura conveniente que sea por lo menos mayor que el anillo a cortar. Se puede decir:

$$h_{\text{car}} \geq 1,57$$

(1,57) = Altura del anillo a cortar

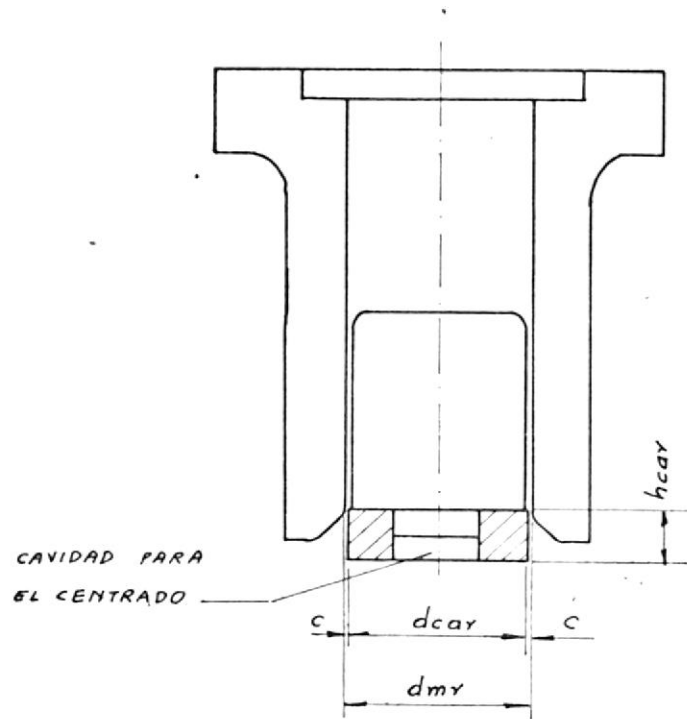


FIGURA N° 60

DIMENSIONES DEL CORTANILLO

entonces se tomará

$$h_{\text{car}} = 7 \text{ mm.}$$

3.7.5. Diseño del Pisador (Figura No. 61)

Es el elemento, de ésta segunda herramienta, que aloja la cápsula a ser reembutida.

a. Determinación del Diámetro Exterior $|d_{\text{epr}}|$

Corresponde al diámetro exterior de la copa

$$d_{\text{epr}} = d_1$$

$$d_1 = 41 \text{ mm.}$$

de donde

$$d_{\text{epr}} = 41 \text{ mm.}$$

b. Perfil de alojamiento de copa en el Pisador (Detalle C, Figura N^o 61).

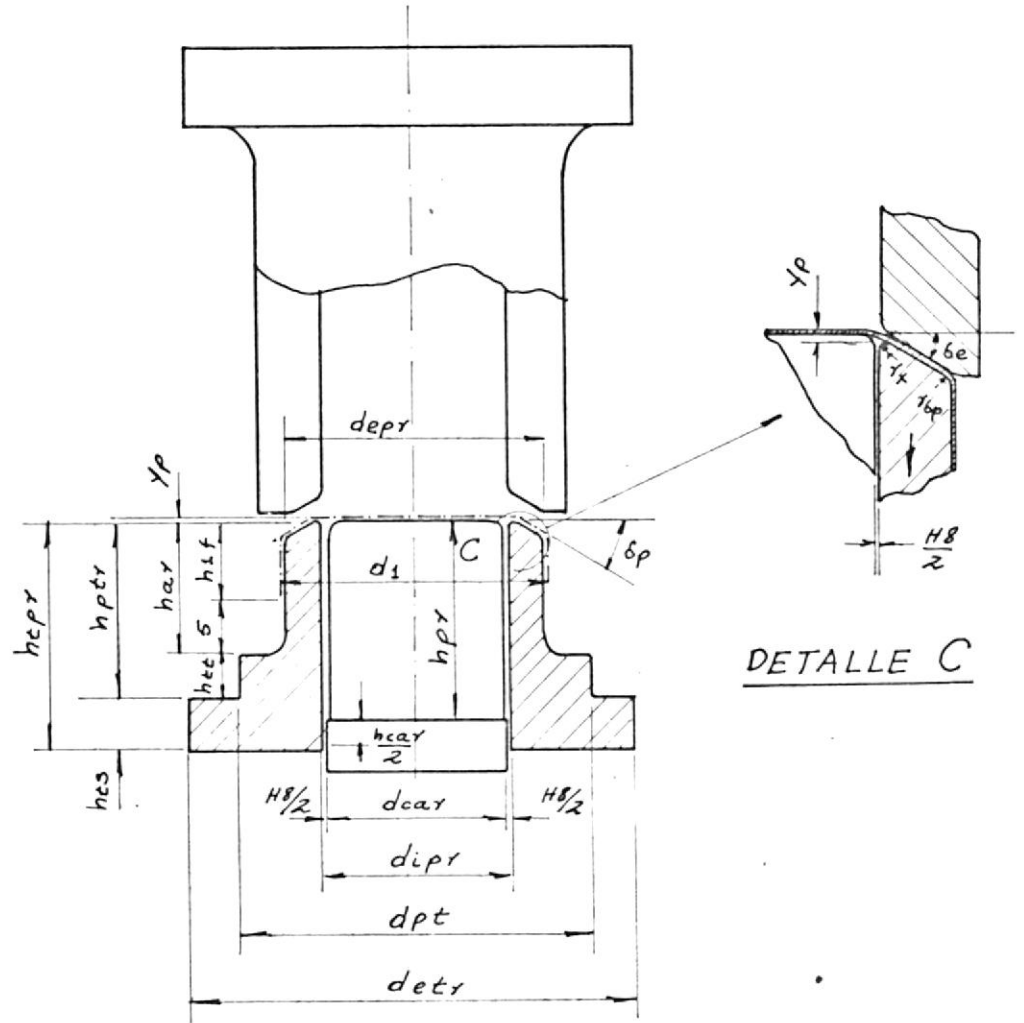
Llevará igual perfil que la cápsula alojada, o sea

$$\delta_p = \delta_e$$

δ_e = Angulo del chaflán copa primera operación

$$\delta_p = 30^\circ$$

Para evitar un filo vivo en la embocadura superior del pisador, se puede redondearlo a una cierta altura

FIGURA N^o 61

DIMENSIONES PRINCIPALES DEL PISADOR

bajo el punzón de reembutición igual a:

$$y_p = 1 \text{ mm. asumido conveniente}$$

y un radio

$$r_x = 1,2 \text{ mm.}$$

El borde exterior debe llevar el mismo radio que la copa, o sea

$$r_{\delta p} = r_{\delta e}$$

$r_{\delta e}$ = Radio de transición copa primera operación

$$r_{\delta p} = 3,3 \text{ mm.}$$

c. Diámetro interior $|d_{ipr}|$

Durante el Reembutido, el pisador desciende concéntricamente tanto al punzón, como al Cortanillo. El diámetro de éste último, es mayor que el primero, debiéndose tomar como referencia dimensional en:

$$d_{ipr} = d_{car} + |H8|$$

$$d_{car} = 30,66 \text{ mm.}$$

$$H8 = \text{Tolerancia para deslizamiento} = \begin{matrix} +0,04 \\ -0,0 \text{ mm.} \end{matrix}$$

Tabla N^o 13 con ϕ 20 - 30 mm.

de aquí se deduce

$$d_{ipr} = 30,66 \begin{matrix} + 0,04 \\ - 0,0 \end{matrix} \text{ mm.}$$

d. Altura para alojamiento $|h_{ar}|$

Como la cápsula se aloja en éste elemento sin el anillo inferior, se deduce:

$$h_{ar} > h_{1f}$$

h_{1f} = Altura de copa sin anillo inferior = 22 m.

Adicionando un valor en altura conveniente.

$$h_{ar} = h_{1f} + 5 \text{ mm.}$$

$$h_{ar} = 27 \text{ mm.}$$

e. Altura de Tope $|h_{ptr}|$

El área anular superior del Pisador, no debe sobre pasar el área de cabeza del punzón cuando termina la operación de Reembutado, por lo que se debe diseñar un tope en el Pisador, para cumplir con ésta condición.

Será de valor igual:

$$h_{ptr} = h_{ar} + h_{tt}$$

$$h_{ar} = 27 \text{ mm.}$$

$$h_{tt} = 6 \text{ mm. Asumido conveniente}$$

$$h_{ptr} = 33 \text{ mm.}$$

f. Diámetro de Tope $|d_{pt}|$

Se puede asumir una dimensión conveniente para la estética del elemento, ya que no afecta a la operación. Así:

$$d_{pt} = d_{epr} + 2 (4\text{mm})$$

$d_{epr} = 41$ mm. diámetro exterior del pisador

(4 mm)=ancho anular

$$d_{pt} = 49 \text{ mm.}$$

g. Altura total del Pisador $|h_{tpr}|$

Se cumplirá que:

$$h_{tpr} > h_{pr}$$

$h_{pr} =$ Altura del punzón = 35 mm.

Ya que su periferia inferior abrazará el Cortanillo. Al mismo tiempo se debe buscar:

$$h_{tpr} > h_{ptr}$$

Para que exista una conveniente altura de tope h_{ts} .

Si se dimensiona la altura total para que alcance a la mitad del Cortanillo:

$$h_{tpr} = h_{pr} + \frac{h_{car}}{2} - y_p$$

$h_{car} =$ Altura del Cortanillo = 7 mm.

$y_p =$ Altura bajo el punzón de reembutido = 1 mm.

De donde

$$h_{tpr} = (35 + \frac{7}{2}) \text{ mm.} - 1 \text{ mm.}$$

$$h_{tpr} = 37,5 \text{ mm.}$$

Cumpléndose al mismo tiempo satisfactoriamente la segunda condición, para obtener

$$h_{ts} = h_{tpr} - h_{ptr}$$

$$h_{ptr} = \text{Altura de Tope} = 33 \text{ mm.}$$

$$h_{ts} = (41 - 33) \text{ mm.}$$

$$h_{ts} = 8 \text{ mm.}$$

h. Diámetro exterior en Tope $|d_{etr}|$

Se puede hacer

$$d_{etr} = d_{pt} + 2 (5\text{mm})$$

$$d_{pt} = \text{Diámetro de Tope} = 49 \text{ mm.}$$

(5 mm) = Ancho anular estimado

$$d_{etr} = 59 \text{ mm.}$$

3.7.6. Diseño de la Torre Portapunzón (Figura N° 62)

a. Determinación del Diámetro $|dtpr|$

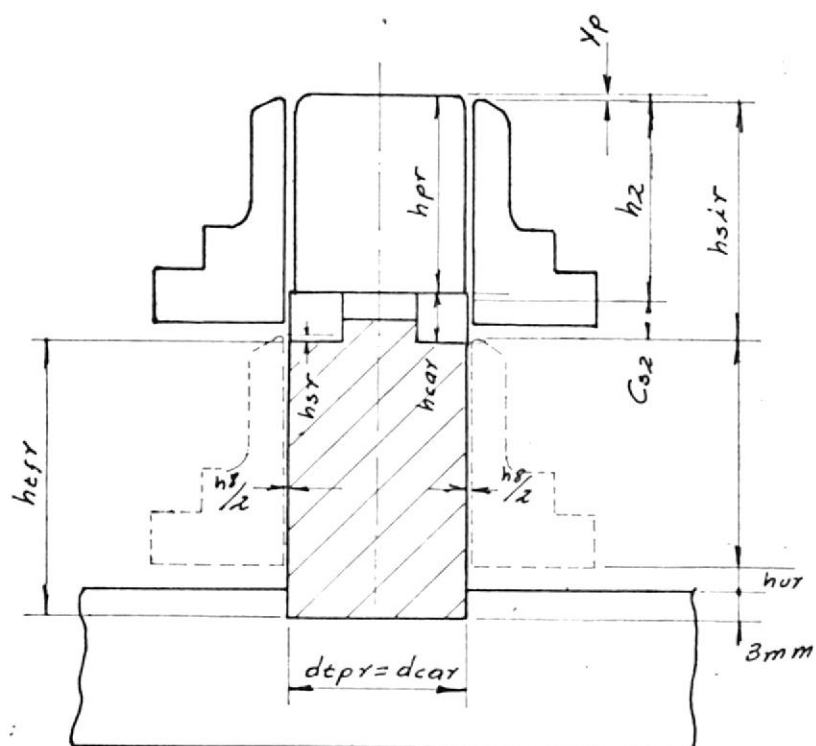
Se debe cumplir

$$dtpr = dcar + |h8|$$

dcar = diámetro del cortanillo = 30,66 mm.

H8 = Ajuste para deslizamiento. Tabla N° 13.

$$dtpr = 30,66 \begin{matrix} +0,0 \\ -0,05 \end{matrix} \text{ mm.}$$



F I G U R A N^o 62

DIMENSIONES DE LA TORRE PORTAPUNZON

b. Determinación de la altura deslizante $|h_{tfr}|$

La altura que descenderá la superficie superior del Pisador será:

$$h_{sir} = (h_2 - y_p) + C_{s2}$$

h_2 = Altura total de copa = 36,57 mm.

C_{s2} = Carrera en vacío para completar el descenso = 4 mm.

y_p = Altura bajo el punzón de reembutido = 1 mm.

de donde

$$h_{sir} = 39,57 \text{ mm.}$$

Quedando dicha superficie una altura sobre la base del cortanillo igual a

$$h_{sr} = (h_{pr} + h_{car}) - h_{sir}$$

$h_{pr} = 35 \text{ mm.}$

$h_{car} = 7 \text{ mm.}$

$$h_{sr} = 2,43 \text{ mm.}$$

Como la superficie inferior del pisador no debe tocar la base, se previene

$$h_{ur} = 3 \text{ mm.}$$

Además es necesario una altura para centrar esta pieza a los otros elementos, se tiene finalmente.

$$h_{trf} = h_{tpr} - h_{sr} + h_u + 3 \text{ mm.}$$

$h_{tpr} = 37,5 \text{ mm.}$

$h_{sr} = 2,43 \text{ mm.}$

$$h_u = 3 \text{ mm.}$$

(3mm) = Altura para centrado

$$h_{tfr} = 41,07 \text{ mm.}$$

3.7.7. Diseño de las Guías del Pisador (Figura N° 63)

a. Determinación de la Fuerza sobre las guías $|F_{pgrp}|$

La presión de pisado según la Tabla N° 10 es

$$p = 0,16 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

Que actúa en el área inclinado sobre el pisador e igual a:

$$A_{pr} = \frac{\pi}{4} (depr - r_{\delta_p})^2 - (dmr + r_{\delta_r})^2 \times \frac{1}{\text{Cos } \delta_p}$$

A_{pr} = Area de pisado

$depr$ = Diámetro exterior del pisador = 41 mm.

r_{δ_p} = Radio del borde exterior del pisador = 3,3 mm.

dmr = Diámetro interior de la matriz de reembutición
= 30,69 mm.

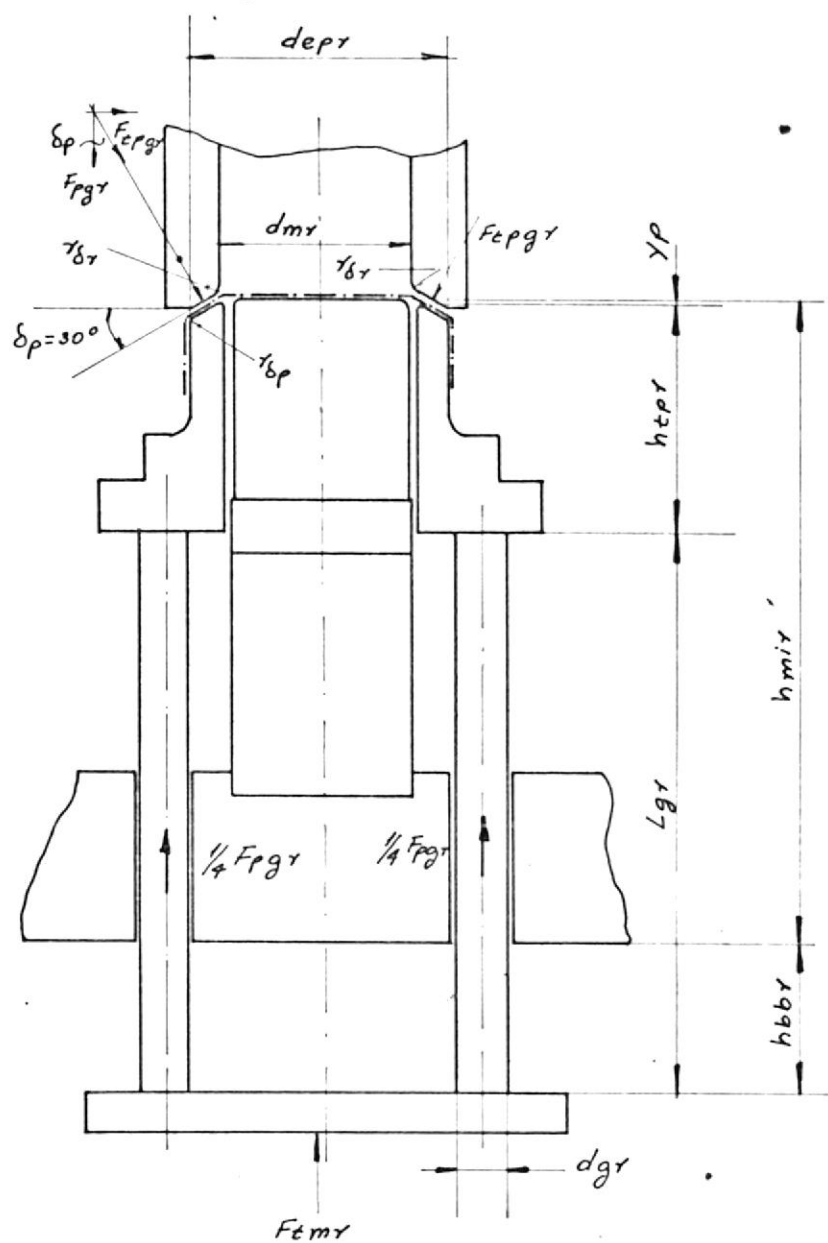
r_{δ_r} = Radio del borde interior de la matriz de reembutición = 3,3 mm.

$\text{Cos } \delta_p = \text{Cos } 30^\circ = 0,866$

$$A_{pr} = \frac{\pi}{4} (41 - 3,3)^2 - (30,69 + 3,3)^2 \times \frac{1}{0,866}$$

$$A_{pr} = \frac{\pi}{4} 307,12 \text{ mm}^2$$

$$A_{pr} = 241,21 \text{ mm}^2$$



F I G U R A N^o 63

DIMENSIONES PARA LAS GUIAS DEL PISADOR

Siendo la fuerza total entonces

$$F_{tpgr} = A_{pr} \times p$$

$$F_{tpgr} = 241,21 \text{ mm}^2 \times 0,16 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

$$F_{tpgr} = 38,59 \text{ Kg.}$$

Que actúa en el plano inclinado de 30° .

En vista que hacia las guías se transmite únicamente la componente vertical, se concluye:

$$F_{pgr} = F_{tpgr} \cos \delta_p$$

$$\cos \delta_p = \cos 30^\circ = 0,866$$

$$F_{pgr} = 33,42 \text{ Kg.}$$

La componente horizontal se anula con la directamente opuesta en el anillo circular que forma la superficie del pisado.

Distribuyendo esta fuerza en 4 guías, se tiene:

$$F_{pgrp} = \frac{33,42}{4}$$

$$F_{pgrp} = 8,36 \text{ Kg} \approx 9 \text{ Kg.}$$

b. Determinación del diámetro de la guía | dgr |.

Se conoce

$$\frac{\sigma_c}{N_{sr}} = \frac{F_{pgrp}}{A_{gr}}$$

σ_c = Esfuerzo a la compresión del acero para herramientas = $55 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$

N_{sr} = Factor de seguridad = 10

A_{gr} = Area de la sección de guía = $\frac{\pi d_{gr}^2}{4}$

Se tiene

$$\frac{\pi d_{gr}^2}{4} = \frac{N_s \times F_{pgrp}}{\sigma_c}$$

Concluyéndose

$$d_{gr} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \left(\frac{10 \times 9}{55} \right)}$$

$$d_{gr} = 1,44 \text{ mm.}$$

Se puede tomar cuidando la estética

$$d_{gr} = 4,5 \text{ mm.}$$

c. Longitud de la guía $|L_{gr}|$

De la figura se deduce

$$L_{gr} = h_{mir} - (h_{tpr} + y_p) + h_{bbr}$$

h_{mir} = Altura de Matriz inferior = 107,5 mm.

h_{tpr} = Altura total del pisador = 37,5 mm.

y_p = Altura bajo el punzón = 1 mm.

h_{bbr} = Altura bajo la base portaherramienta = 20 mm.

Estimado.

Por tanto:

$$L_{gr} = 107,5 \text{ mm.} - (37,5 + 1) \text{ mm} + 20 \text{ mm.}$$

$$L_{gr} = 89 \text{ mm.}$$

3.7.8. Diseño de la guía del Amortiguador (Figura N° 64)

a. Determinación de la fuerza $|F_{ngr}|$

Considerando los respectivos aumentos debido a los pesos que soporta, la fuerza total será:

$$F_{ngr} = F_{pgr} \cdot 1,5$$

F_{pgr} = Fuerza media del pisado en dirección vertical =
33,42 Kg.

(1,5) = Factor, para considerar los aumentos por pesos de partes.

$$F_{ngr} = 50,13 \text{ Kg.}$$

b. Diámetro de la guía $|d_{gar}|$

Se conoce

$$\frac{\sigma}{N_{sg}} = \frac{F_{ngr}}{A_{gar}}$$

σ = 35 Kg/cm² Resistencia a la tracción del acero para herramienta.

N_{sg} = Factor de seguridad = 10

A_{gar} = Area de la sección de la guía = $\frac{\pi d_{gar}^2}{4}$

$$d_{gar} = 2 \sqrt{\frac{50,13 \times 10}{\pi \times 35}}$$

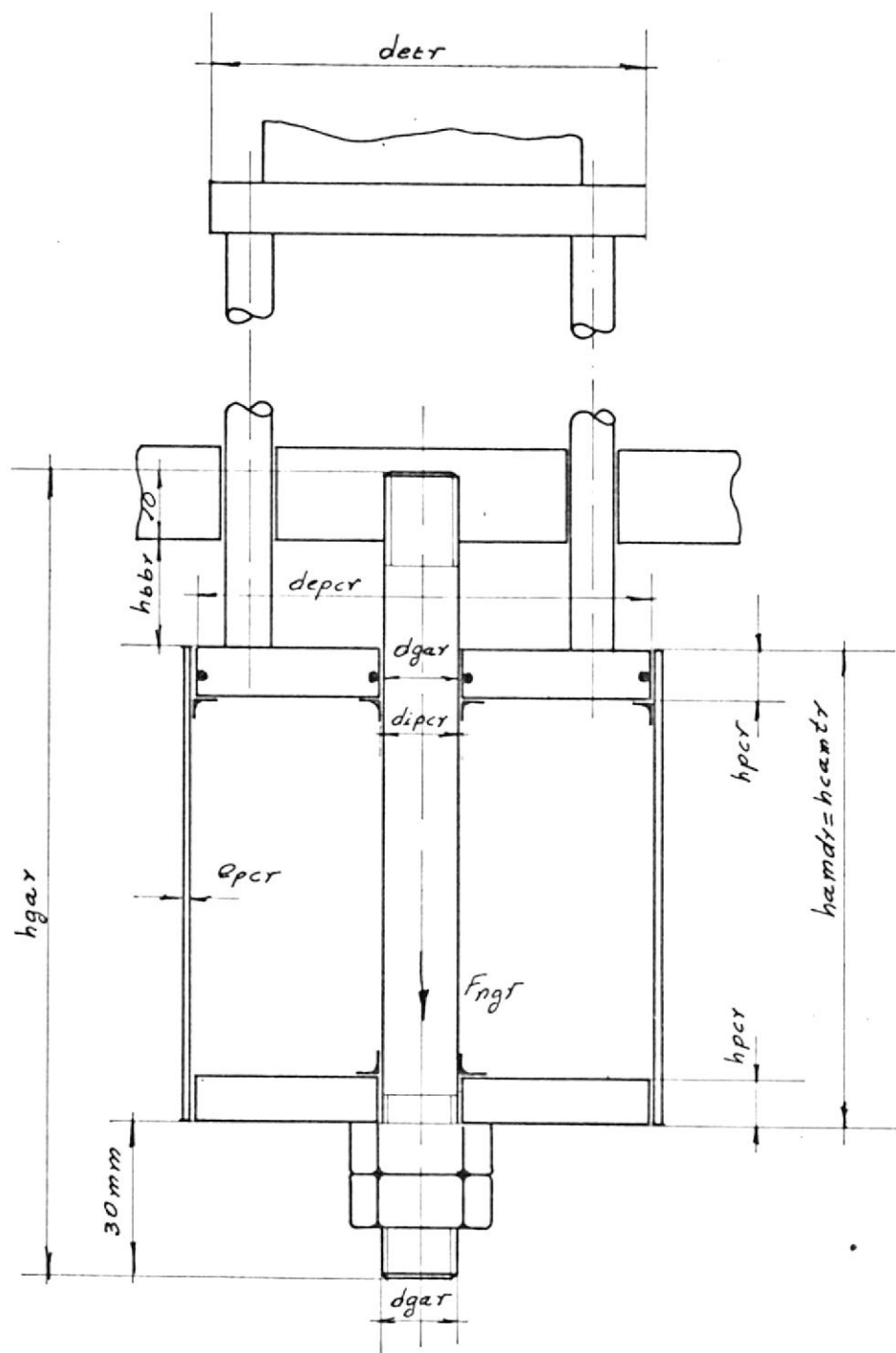


FIGURA N° 64

DIMENSIONES DEL CILINDRO AMORTIGUADOR

$$d_{gar} = 4,27 \text{ mm.}$$

Por estética de la herramienta se dimensionará

$$d_{gar} = 10 \text{ mm.}$$

c. Altura total de la guía $|h_{gar}|$

Según la figura

$$h_{gar} = h_{amdr} + h_{bbr} + h_{j jr}$$

h_{amdr} = Altura disponible para el conjunto amortiguador
= 120 mm.

h_{bbr} = Altura bajo la base portaherramienta = 20 mm.

$h_{j jr}$ = Altura para roscar cada extremo de guía = 40 mm.

$$h_{gar} = (120 + 20 + 40) \text{ mm.}$$

$$h_{gar} = 180 \text{ mm.}$$

3.7.9. Diseño del Disco amortiguador (Figura N° 64)

a. Diámetro exterior $|d_{epcr}|$

$$d_{epcr} > d_{etr}$$

d_{etr} = Diámetro en la superficie inferior del pisador
= 59 mm.

Pudiéndose tomar:

$$d_{epcr} = 60 \text{ mm.}$$

b. Diámetro interior $|d_{ipcr}|$

Será igual:

$$dipcr = dgar + |H8|$$

$dgar$ = Diámetro de guía del amortiguador = 10 mm.

H8 = Tolerancia para ajuste deslizante para

$$\phi 1 - 10 \text{ mm.} = \begin{matrix} + 0,02 \\ - 0 \end{matrix} \text{ mm.}$$

$$dipcr = 10 \begin{matrix} + 0,02 \\ - 0 \end{matrix} \text{ mm.}$$

c. Altura del disco $|hpcr|$

La presión que soporta este elemento al igual que el similar de la primera operación de embutido, es relativamente baja, pudiéndose dimensionarla por conveniencia. Se tomará

$$hpcr = 10 \text{ mm.}$$

Los sellos de hermeticidad en aquellas superficies deslizantes se debe incluir (Figura N° 64).

3.7.10. Presión del aire en el interior del cilindro neumático $|pacr_1|$

Será igual a

$$pacr_1 = \frac{(F_{pgr}) (1,1)}{A_{tcr}}$$

F_{pgr} = Fuerza necesaria para alcanzar la presión de pisto = 33,42 mm.

(1,1) = Factor que considera pesos y otros inconvenientes.

A_{tcr} = Area del disco amortiguador sobre la que actúa la

$$\text{fuerza} = \frac{\pi}{4} (depcr^2 - dipcr^2)$$

Entonces

$$pacr_1 = \frac{(33,42) (1,1) \text{ Kg}}{\frac{\pi}{4} (60^2 - 10^2) \text{ mm}^2} = \frac{36,76}{2748,9}$$

$$pacr_1 = 0,0134 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

Que equivale

$$pacr_1 = 1,34 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \approx 1,3 \text{ Atm}$$

3.7.11. Diseño del cilindro neumático (Figura N° 64).

a. Espesor de la pared $|e_{pcr}|$

Se conoce la siguiente relación para determinar el es
pesor:

$$\frac{\sigma}{Nl_r} = \frac{(pacr_1) (depcr)}{2 \cdot pcr}$$

σ = Resistencia a la tracción del material seleccionado
= 15 Kg/mm²

depcr = 60 mm.

Nl_r = factor de seguridad = 6

$pacr_1 = 0,0134 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$

Obteniéndose:

$$e_{pcr} = 6 \times \frac{(0,0134) (60)}{(2) (15)}$$

$e_{pcr} = 0,16 \text{ mm.}$

Dimensionado entonces por estética

$e_{pcr} = 2 \text{ mm.}$

b. Altura del cilindro $|h_{camtr}|$

En la figura N^o 64 se deduce

$$h_{amdr} = h_{camtr}$$

$$h_{amdr} = \text{Altura disponible} = 120 \text{ mm.}$$

$$h_{camtr} = 120 \text{ mm.}$$

Valor que resulta conveniente por cuanto se debe cumplir:

$$h_{sir} < h_{camtr} - 2 (h_{pcr})$$

$$h_{sir} = \text{Altura que desciende el disco amortiguador} = 39,57 \text{ mm.}$$

$$h_{pcr} = \text{Altura de cada disco amortiguador} = 10 \text{ mm.}$$

$$39,57 < 120 - 2(10)$$

$$39,57 < 100 \text{ mm.}$$

Demostrándose que el descenso del disco es libre quedando volumen de aire (a una altura equivalente $100 - 39,57 = 60,43 \text{ mm}$) para seguir manteniendo la presión en el interior del cilindro.

3.7.12. Determinación del caudal de aire expulsado durante la operación de reembutido $|Q_{acfr}|$.

El volumen de aire expulsado lo determina la altura descendida por el disco amortiguador. O sea:

$$V_{acfr} = h_{sir} \cdot A_{tcr}$$

$$h_{\text{sir}} = \text{Descenso del pisador} - 39,57 \text{ mm.}$$

$$A_{\text{tcr}} = 2748,9 \text{ mm}^2$$

$$V_{\text{actr}} = (39,57) (2748,9) \text{ mm}^3$$

$$V_{\text{actr}} = 108.773,97 \text{ mm}^3$$

Teniendo un volumen específico de:

$$V_{\text{acr}_1} = \frac{R_g T_{\text{cr}}}{\text{pacr}}$$

$$V_{\text{acr}_1} = \text{Volumen específico} \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$$

$$T_{\text{cr}} = \text{Temperatura ambiente} = 27^\circ\text{C} + 273 = 300^\circ\text{K}$$

$$R_g = \text{Constante del gas (aire)} = 29,2 \frac{\text{m} - \text{Kg}}{\text{Kg} - ^\circ\text{K}}$$

$$\begin{aligned} \text{pacr} &= \text{Presión absoluta en el interior del cilindro} \\ &= (1,34 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} + 1.033 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}) = 2,373 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \end{aligned}$$

Se obtiene:

$$V_{\text{acr}_1} = \frac{(29,2) (300)}{2,373} \frac{1}{10000} \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$$

$$V_{\text{acr}_1} = 0,37 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$$

Entonces el caudal másico será:

$$Q_{\text{acfr}} = \frac{V_{\text{acfr}}}{(t \text{ expr}) (V_{\text{acr}_1)}$$

$$V_{\text{acfr}} = 108.773,97 \text{ mm}^3$$

$$t \text{ expr} = 0,33 \text{ seg. Igual que en la primera operación}$$

$$\cdot \left(\frac{1}{4} \text{ de vuelta del cigueñal}\right).$$

$$Q_{acfr} = \frac{(108.773,97) \cdot \frac{1}{1 \times 10} \text{ m}^3}{(0,33) (0,37) \text{ seg.}}$$

$$Q_{acfr} = 0,00089 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}}$$

3.7.13. Determinación del Diámetro del orificio de expulsión [dexpr] (Figura N° 65).

De la relación:

$$Q_{acfr} = 0,4 C_{exp} \text{ pacar} \frac{A_{orr}}{\sqrt{T_{cr}}}$$

Se deduce que:

$$A_{orr} = \frac{Q_{acfr} \sqrt{T_{cr}}}{0,4 \cdot C_{exp} \cdot \text{pacar}}$$

y como

$$A_{orr} = \frac{\pi}{4} \text{ dexpr}^2$$

Se concluye:

$$\text{dexpr} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{Q_{acfr} \sqrt{T_{cr}}}{0,4 C_{exp} \cdot \text{pacar}}}$$

dexpr = Diámetro del orificio m

$$Q_{acfr} = 0,00089 \frac{\text{Kg}}{\text{seg.}}$$

T_{cr} = Temperatura = 300°K

C_{exp} = Coeficiente de gasto = 0,5

Pacar = Presión absoluta en el interior del cilindro

$$= 2,373 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

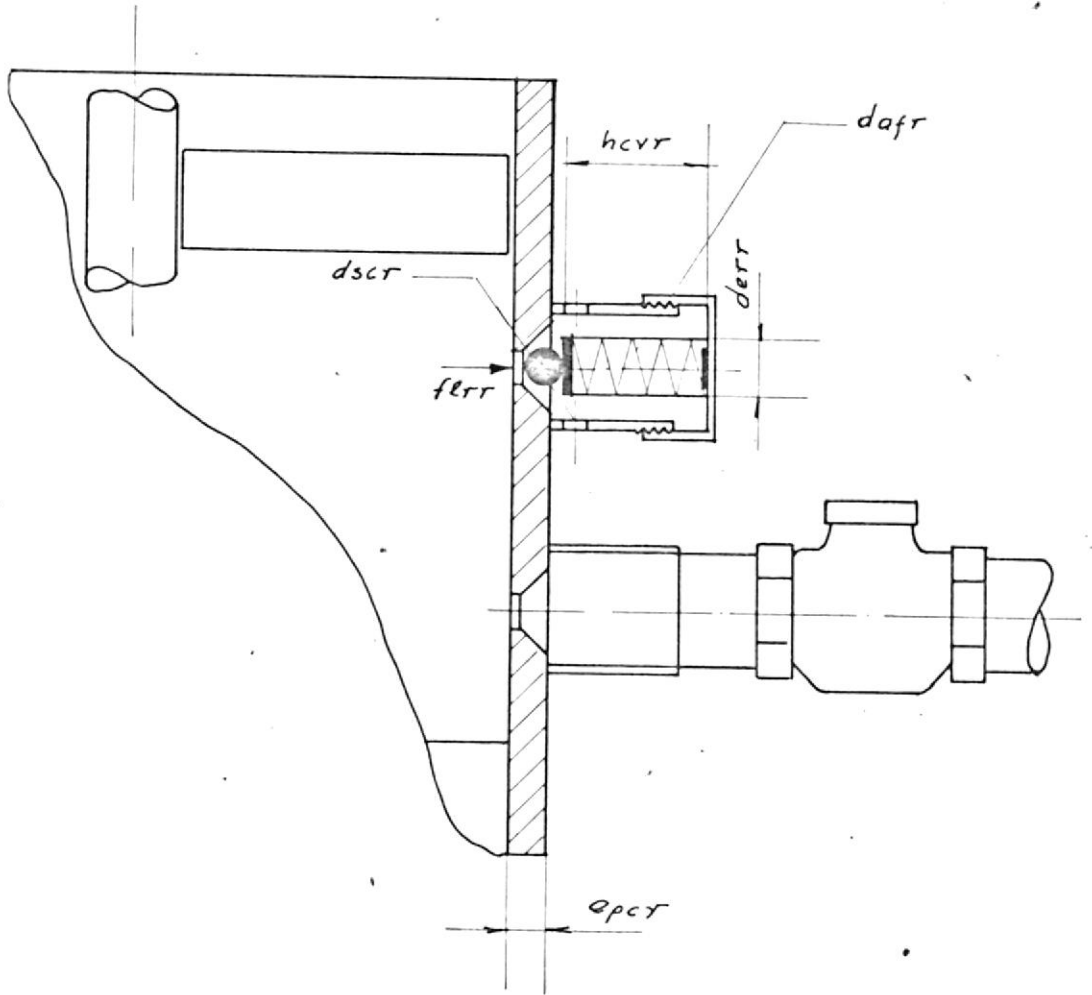


FIGURA N° 65

VALVULAS DE EXPULSION Y DE
RECUPERACION

$$d_{\text{expr}} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{(0,00089) \sqrt{300}}{(0,4)(0,5)(2,373) \times 10000}} \text{ m}^2$$

$$d_{\text{expr}} = 0,002025 \text{ m}$$

Que es igual a:

$$d_{\text{expr}} = 2,02 \text{ mm.}$$

3.7.14. Diseño de la válvula de expulsión de aire (Figura N° 65).

a. Diseño del resorte

El elemento principal es el resorte, para el cual el diámetro del alambre $|d_{\text{afr}}|$ se encuentra de la relación:

$$d_{\text{afr}} = \sqrt[3]{\frac{f_{\text{lrr}} \cdot d_{\text{err}}}{0,3 \cdot \sigma_{\text{al}}}}$$

f_{lrr} = Fuerza límite a mantener el resorte =

$$p_{\text{acr1}} \cdot \frac{\pi}{4} d_{\text{expr}}^2 = (0,0134) (3,2) = 0,04288 \text{ Kg.}$$

d_{err} = Valor conveniente del diámetro medio del resorte = 0,5 cm.

σ_{al} = Coeficiente admisible de trabajo = $5273 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}}$.

Tabla N° 14.

$$d_{\text{afr}} = \sqrt[3]{\frac{(0,04288) (0,5)}{(0,3) (5273)}} \text{ cm}^3$$

$$d_{\text{afr}} = 0,024 \text{ cm} = 0,24 \text{ mm.}$$

Tomándose por seguridad

$$d_{\text{afr}} = 0,3 \text{ mm.}$$

Haciendo la respectiva comprobación del esfuerzo unitario:

$$\sigma_{al_2} = \frac{8 fl_{rr} \cdot d_{err} \cdot K}{\pi dafr^3}$$

$K = 1,085$. Tabla N^o 15 para $d_{err}/dafr = 16,7$

$$\sigma_{al_2} = \frac{(8) (0,04288) (0,5) (1,085)}{\pi (0,03)}$$

$$\sigma_{al_2} = 2193,97 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Por lo tanto:

$$\sigma_{al_2} < \sigma_{al}$$

$$2193,97 < 5273 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

La flecha por espira será

$$X_{esr} = \frac{8 fl_{rr} d_{err}^3}{G dafr^4}$$

$$X_{esr} = \frac{(8) (0,04288) (0,5)^3}{(705.000) (0,03)^4} \text{cm.}$$

$$X_{esr} = 0,075 \text{ cm.}$$

$$X_{esr} = 0,75 \text{ mm.}$$

Para encontrar el paso del resorte descargando $|\ell_{rdr}|$

$$\ell_{rdr} = \beta \ell_r + X_{esr} + dafr$$

$\beta \ell_r$ = Espacio libre entre espiras una vez cargado
 = 0,2 cm. Estimado.

d_{afr} = 0,03 cm.

ℓ_{rdr} = (0,2 + 0,075 + 0,03) cm.

ℓ_{rdr} = 0,305 cm.

El número de espiras $|N_{er}|$ para un resorte con extremos a tope y escuadrados será:

$$N_{er} = \frac{H_{rr} - 2d_{afr}}{\ell_{rdr}}$$

H_{rr} = Altura libre del resorte = 2 cm. por espacio disponible.

$$N_{er} = \frac{2 - 2(0,03) \text{ cm.}}{0,305 \text{ cm.}}$$

$$N_{er} = 6,36 \text{ espiras}$$

Que se puede tomar

$$N_{er} = 6,5 \text{ espiras}$$

Para determinar la flecha total o sea la reducción en al tura para la fuerza aplicada tiene la relación.

$$X_{trr} = N_{er} \cdot X_{esr}$$

$$X_{trr} = (6,5 \times 0,075 \text{ cm})$$

$$X_{trr} = 0,4875 \text{ cm.}$$

ó sea $X_{trr} = 4,9 \text{ mm.}$

Entonces el resorte se debe montar en la válvula comprimido hasta una altura.

$$h_{cyr} = H_{rr} - X_{trr}$$

$$H_{rr} = \text{Altura libre del resorte} = 2 \text{ cm.} = 20 \text{ mm.}$$

$$h_{cyr} = 20 \text{ mm} - 4,9 \text{ mm.}$$

$$h_{cyr} = 15,1 \text{ mm.}$$

b. Elemento de cierre de la válvula

El diámetro de cierre d_{csr} de la bola de este elemento deberá cumplir.

$$d_{csr} > d_{expr}$$

$$d_{expr} = \text{Diámetro del orificio de expulsión} = 2,02 \text{ mm.}$$

De donde se tomará

$$d_{csr} = 3 \text{ mm.}$$

Iguals consideraciones que en el diseño de la válvula similar en la primera operación serán tomadas en cuenta para el presente caso. También se requiere de válvula de un solo paso para la recuperación (Figura N° 65).

3.7.15. Diseño de la base (Figura N° 66)

a. Altura efectiva de la base $|h_{efbr}|$

$$h_{efbr} = \ell_{gr} - h_{bbr} - \frac{h_{car}}{2} - h_{tfr}$$

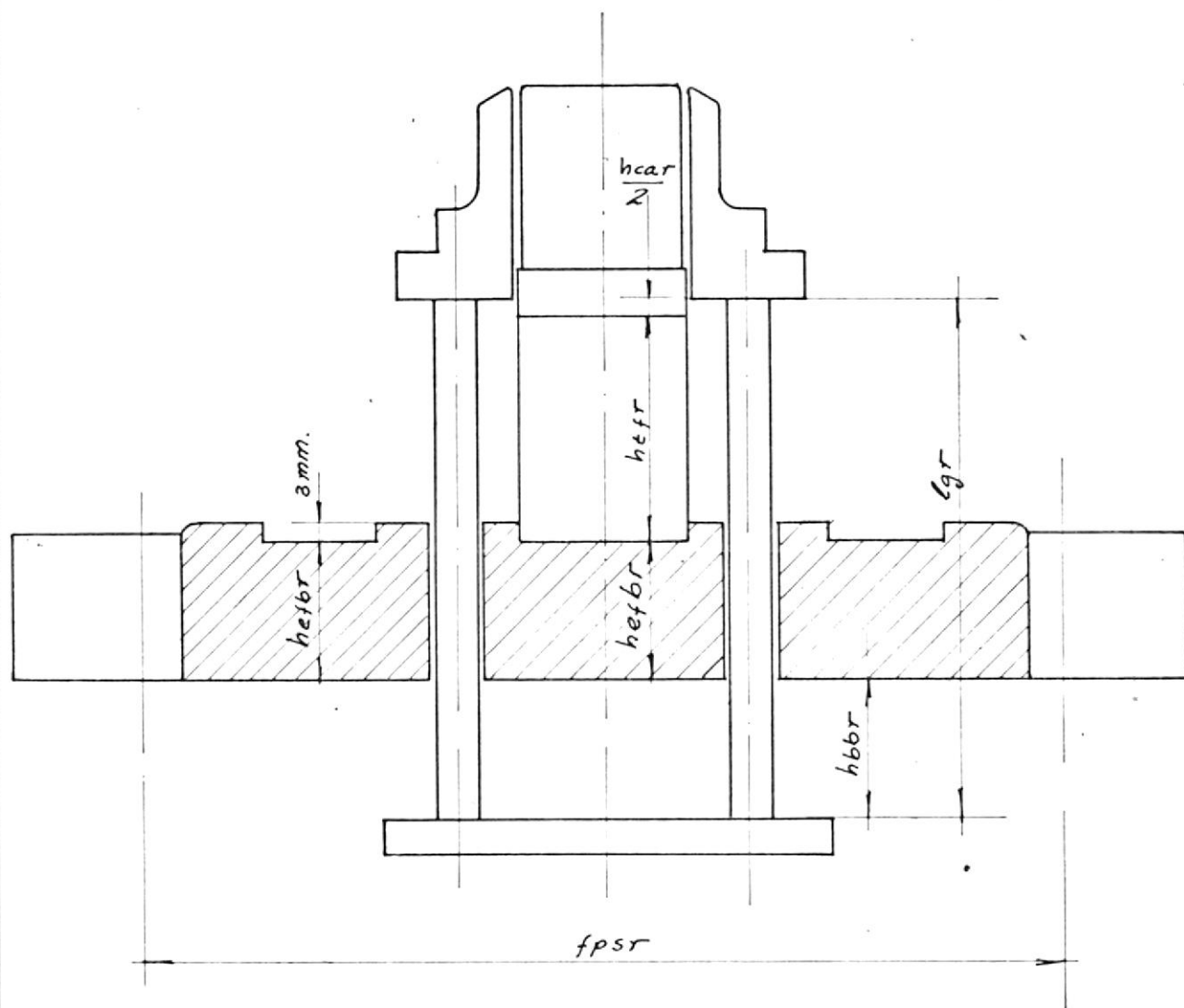


FIGURA N^o 66
DIMENSIONES PRINCIPALES DE
LA BASE

l_{gr} = Longitud de la guía del pisador = 89 mm.

h_{bbr} = Altura bajo la base hasta el cilindro amortiguador = 20 mm.

$\frac{h_{car}}{2}$ = Altura que el pisador tiene con respecto al cortanillo antes de su descenso = $7/2 = 3,5$ mm.

h_{tfr} = Altura de torre portapunzón = 41,07

$$h_{efbr} = (89 - 20 - 3,5 - 41,07) \text{ mm}$$

$$h_{efbr} = 24,43 \text{ mm.}$$

b. Distancia entre pernos de sujeción $|f_{psr}|$

Se basará en la distancia que el fabricante especifica que en su catálogo, para los agujeros de la sobremesa:

$$f_{psr} = 175 \text{ mm.}$$

Las otras dimensiones estarán de acuerdo a los elementos que asientan sobre este elemento.

3. 7.16. Diseño del bloque (Figura N° 67)

a. Diámetro interior $|dibr|$

Se relaciona con el diámetro deslizante del pisador - con la respectiva tolerancia, ya que existe el movimiento relativo:

$$dibr = d_{etr} + |H8|$$

d_{etr} = Diámetro en el Pisador = 59 mm.

H8 = Tolerancia para ajuste deslizante = $\begin{matrix} +0,06 \\ -0 \end{matrix}$ mm.

Tabla N° 13.

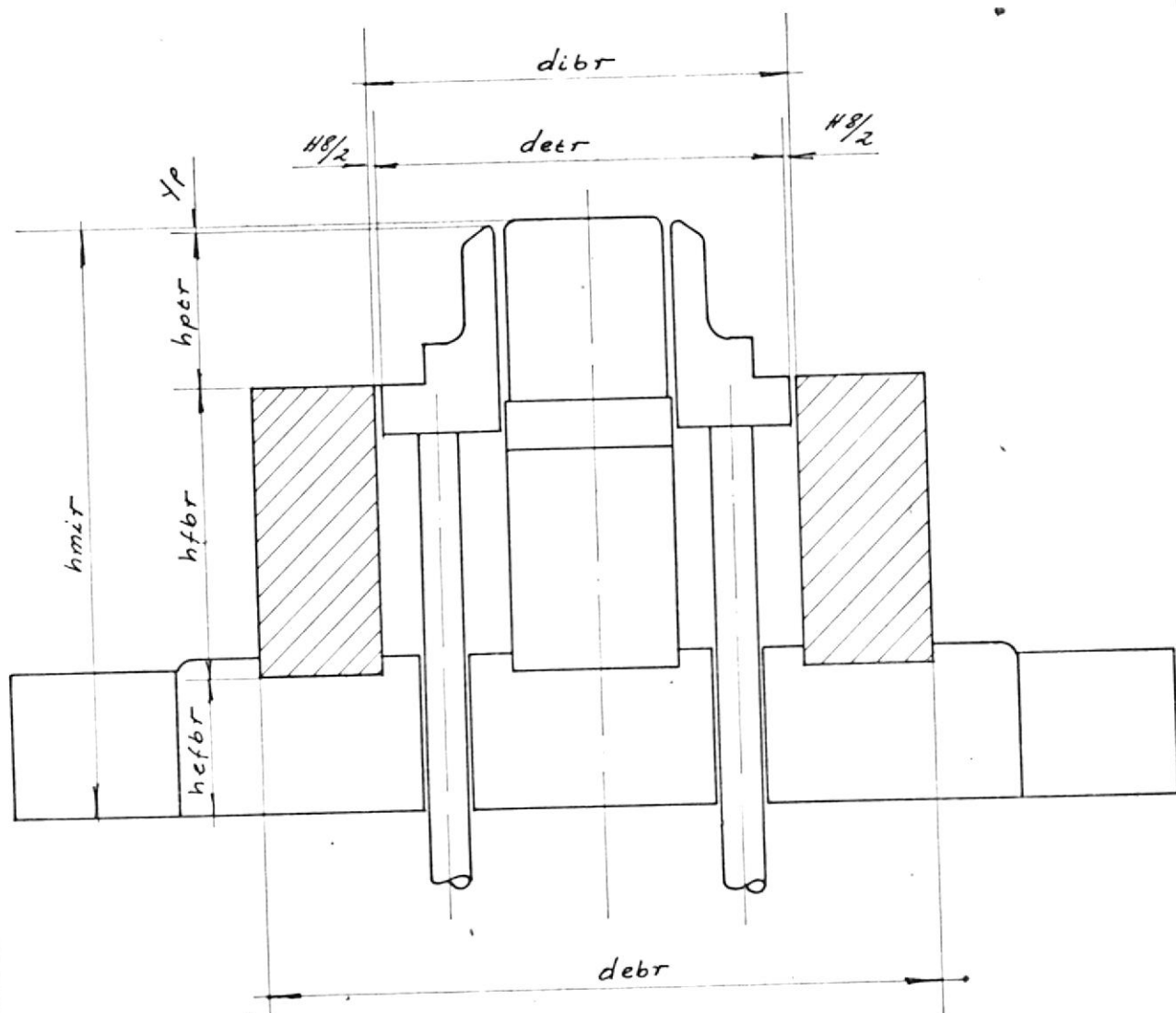


FIGURA N° 67

DIMENSIONES DEL BLOQUE

Por tanto:

$$d_{ibr} = 59 \begin{matrix} + 0,06 \\ - 0,0 \end{matrix} \text{ mm.}$$

b. Diámetro exterior $|d_{ebr}|$

Esta dimensión se seleccionará de tal manera que la pared del cilindro que forma el bloque esté de acuerdo a la estética de la herramienta, ya que los esfuerzos que soporta son relativamente bajos. Se tomará

$$d_{ebr} = d_{ibr} + 2 (m_2)$$

m_2 = Espesor asignado a la pared de bloque = 22 mm.

Por tanto:

$$d_{ebr} = 103 \text{ mm.}$$

c. Altura efectiva del bloque $|h_{fbr}|$

Las dimensiones básicamente las alturas, tanto de la matriz inferior como aquella del pisador hasta la cual el bloque debe alcanzar para ubicación del tope de pisador. O sea

$$h_{fbr} = h_{mir} - y_p - h_{ptr} - h_{efbr}$$

h_{mir} = Altura de la matriz inferior = 107,5 mm.

y_p = Altura bajo el punzón de reembutido = 1 mm.

h_{ptr} = Altura de tope para el pisador = 33 mm.

h_{efbr} = Altura efectiva de la base = 24,43 mm.

Por tanto:

$$h_{fbr} = (107,5 - 1 - 33 - 24,43) \text{ mm.}$$

$$h_{fbr} = 49,07 \text{ mm.}$$

3.7.17. Diseño del Tope del Pisador Figura N° 68

Después de cada operación de Reembutido el pisador debe mantenerse por un instante fijo, hasta que una nueva cápsula haya sido ubicado sobre él para ser reembutada. Este efecto se obtiene diseñando el tope sobre el bloque de la matriz inferior.

a. Determinación del Diámetro interior $|d_{int}|$

Se lo puede dimensionar refiriéndose al diámetro del tope en el pisador.

$$d_{int} = d_{pt} + 2 (0,5 \text{ mm})$$

$$\begin{aligned} d_{pt} &= \text{Diámetro de tope en pisador} \\ &= 49 \text{ mm.} \end{aligned}$$

(0,5) = Juego para un trabajo libre entre superficies.

$$d_{int} = (49 + 1) \text{ mm}$$

$$d_{int} = 50 \text{ mm}$$

b. Diámetro de Centrado $|d_{cnt}|$

Debe corresponder al diámetro exterior del bloque ya que forman un conjunto centrado.

$$d_{cnt} = d_{ebr}$$

O sea:

$$d_{cnt} = 103 \text{ mm.}$$

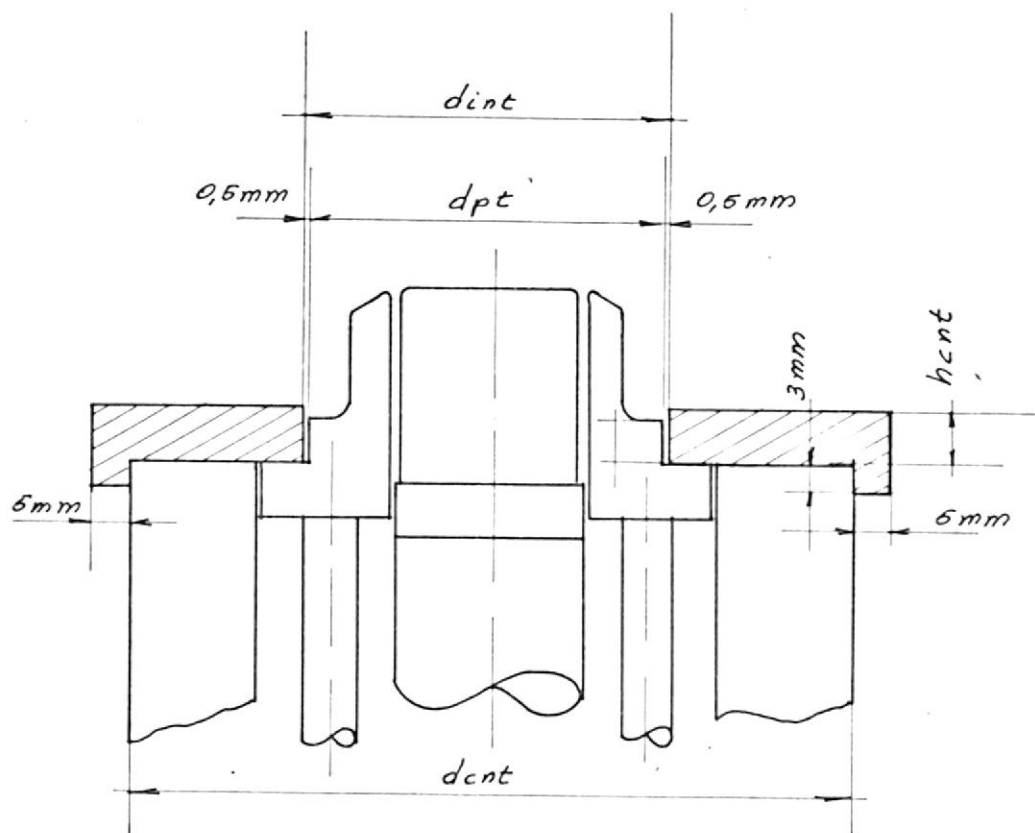


FIGURA N° 68

DIMENSIONES DEL TOPE DEL PISADOR

c. Altura del tope $|h_{cnt}|$

Este elemento en realidad no soporta grandes esfuerzos, por tanto se dimensiona básicamente por la estética de los elementos. Así se tomará:

$$h_{cnt} = 7 \text{ mm.}$$

3.7.18. Diseño del Expulsor (Figura N° 69)

a. Diámetro exterior d_{eer}

Se relaciona con el diámetro del agujero de la matriz.

Por tanto

$$d_{eer} = d_{mr} + |h_8|$$

$$\begin{aligned} d_{mr} &= \text{Diámetro interior de la matriz de reembutición} \\ &= 30,69 \text{ mm.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h_8 &= \text{Tolerancia para un ajuste deslizante para } 30 \\ &\text{a } 50 \text{ mm.} = \begin{matrix} + 0,0 \\ - 0,05 \end{matrix} \end{aligned}$$

$$d_{eer} = 30,69 \begin{matrix} + 0,0 \\ - 0,05 \end{matrix} \text{ mm.}$$

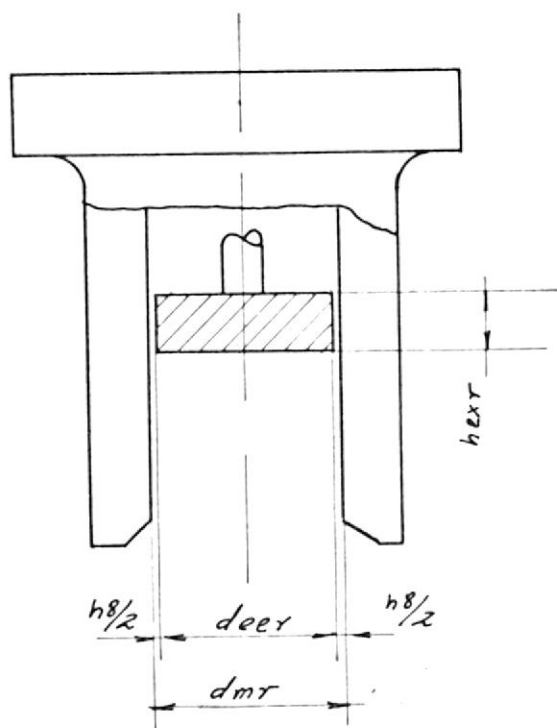
b. Altura del Expulsor h_{exr}

Se determinó como:

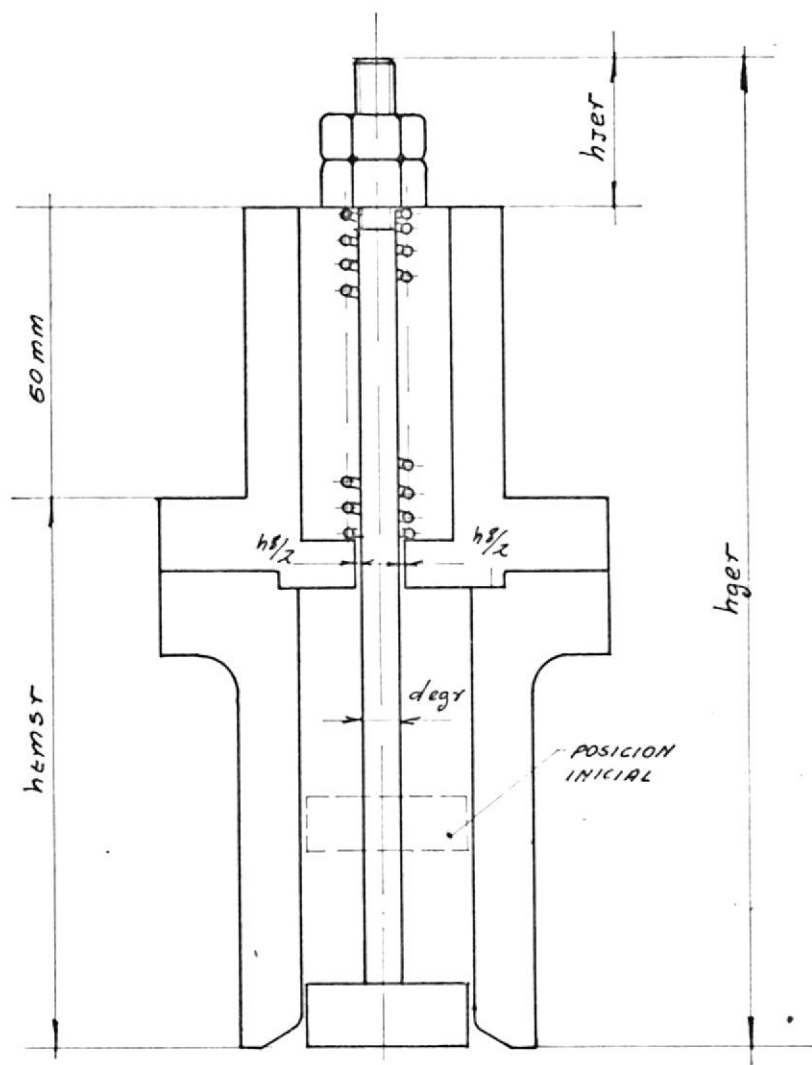
$$h_{exr} = 10 \text{ mm.}$$

3.7.19. Diseño de la guía del Expulsor (Figura N° 70)

Por ser un elemento que no se somete a grandes esfuerzos se dimensionará por estética.

FIGURA N^o 69

DIMENSIONES DEL EXPULSOR

FIGURA N^o 70

DIMENSIONES DE LA GUIA DEL EXPULSOR

a. Altura de la guía | h_{ger} |

Será igual

$$h_{ger} = h_{tmsr} + (50 \text{ mm}) + h_{jer}$$

h_{tmsr} = Altura de matriz superior

$$= 80 \text{ mm.}$$

(50 mm) = Dato técnico para el agujero del cabezal.

h_{jer} = Altura adicional para pernos y reserva

$$= 30 \text{ mm.}$$

$$h_{ger} = (80 + 50 + 30) \text{ mm}$$

$$h_{ger} = 160 \text{ mm.}$$

b. Diámetro de la guía | d_{egr} |

Por conveniencia se tomará

$$d_{egr} = 10 \text{ mm.}$$

3.7.20. Diseño del soporte de la matriz (Figura N° 71)

Interesa básicamente

a. Altura total del soporte | h_{tsmr} |

$$h_{tsmr} = (50 \text{ mm}) + h_{bsr} + j_{sr}$$

h_{bsr} = Altura de brida. Se designó

$$= 12 \text{ mm.}$$

j_{sr} = Altura para centrado = 3 mm.

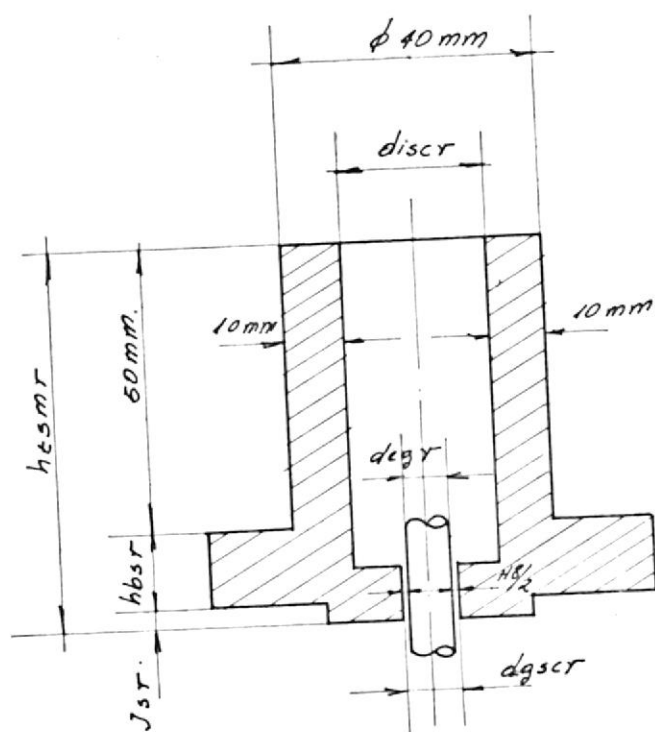


FIGURA N° 71

DIMENSIONES DEL SOPORTE DE MATRIZ SUPERIOR

Se sigue entonces:

$$h_{tsmr} = (50 + 12 + 3) \text{ mm}$$

$$h_{tsmr} = 65 \text{ mm.}$$

b. Diámetro de la cavidad interior |descr|

A más de dar alojamiento al resorte se la dimensiona para una correcta fijación en el cabezal de la prensa.

$$d_{iscr} = (40 \text{ mm}) - 2 (10 \text{ mm})$$

$$d_{iscr} = 20 \text{ mm.}$$

c. Diámetro para la guía del expulsor |dgscr|

Como hay un deslizamiento se tiene

$$d_{gscr} = d_{egr} + |H8|$$

d_{egr} = Diámetro de la guía del expulsor = 10 mm.

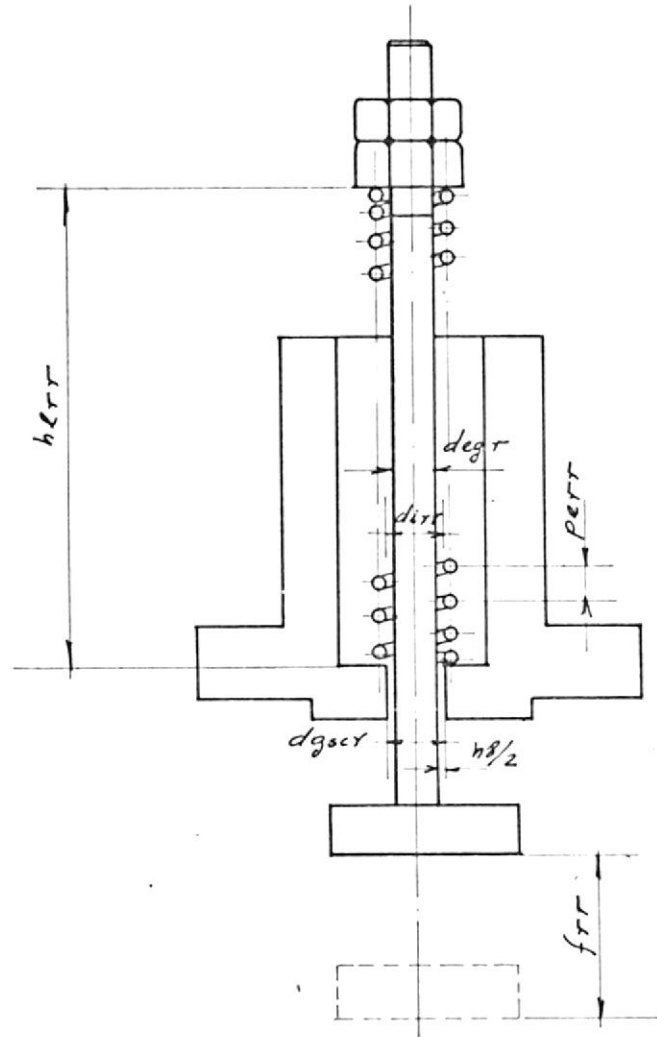
H8 = Tolerancia para un ajuste deslizante

$$= \begin{matrix} + 0,03 \\ - 0,0 \end{matrix} \text{ mm Tabla N}^\circ 13$$

$$d_{gscr} = 10 \begin{matrix} + 0,03 \\ - 0,0 \end{matrix} \text{ mm.}$$

3.7.21. Diseño del Resorte (Figura N° 72)

Lo mencionado en el diseño de la primera herramienta, se puede decir también ahora que la fuerza que soporta es pequeña, entonces sus dimensiones se tomarán por espacio disponible.

FIGURA N^o 72

DIMENSIONES DEL RESORTE DEL EXPULSOR

a. Diámetro interior $|d_{irr}|$

En este deslizará la guía del expulsor por tanto:

$$d_{irr} = d_{egr} + t_{rsr}$$

$$d_{egr} = 10 \text{ mm.}$$

t_{rsr} = Juego holgado para el deslizamiento del re
sorte = 1,5 mm.

Entonces:

$$d_{irr} = 11,5 \text{ mm.}$$

b. Diámetro del alambre $|d_{arr}|$

Se estimará en

$$d_{arr} = 1,2 \text{ mm}$$

c. Flecha total del resorte $|f_{rr}|$

Será igual a la altura de la copa por cuanto el expul
sor se mantiene en su punto superior mientras la ope-
ración de reembutido tiene lugar.

$$f_{rr} = h_{2f}$$

h_{2f} = Altura de copa final = 35 mm.

$$f_{rr} = 35 \text{ mm.}$$

d. Número de espiras $|N_{rr}|$

Asumiendo que cada espira se comprime 2, 5 mm.

$$N_{rr} = \frac{35 \text{ mm}}{2,5 \text{ mm.}}$$

$$N_{rr} = 14$$

e. Paso por espira $|P_{err}|$

Dejando una altura entre espiras de 3,0 mm. cuando es
tá totalmente cargado:

$$P_{err} = (2,5 + d_{arr} + 3,0) \text{ mm.}$$

$$P_{err} = 6,7 \text{ mm.}$$

f. Altura libre del resorte $|h_{lrr}|$

Será igual para un resorte de extremos escuadrados

$$h_{lrr} = (N_{rr}) (P_{err}) + 2 d_{arr}$$

$$N_{rr} = 14 \text{ espiras}$$

$$P_{err} = 6,7 \text{ mm}$$

$$d_{arr} = 1,2 \text{ mm}$$

$$h_{lrr} = (14) (6,7) \text{ mm} + 2(1,2 \text{ mm})$$

$$h_{lrr} = 96,2 \text{ mm}$$

3.7.22. Otras especificaciones dimensionales

En los planos al final del texto se indican todos los detalles de construcción y montaje de la herramienta.

3.8. DETALLES DE CONSTRUCCION DE LAS MATRICES

Una vez determinadas las dimensiones principales de los diferentes elementos que constituyen la herramienta, es necesario especificar ciertas formas y acabados finales, que permitirán ejecutar la operación con la mayor eficiencia posible, y además facilitar el ensamble y montaje del conjunto sobre la prensa.

Así por ejemplo, es de importancia, maquinar en cada elemento una guía para el centrado relativo de las partes, a más de los pernos de fijación. Para el caso de partes cilíndricas se acostumbra a usar la unión guía Macho-Hembra; con muy buenos resultados.

Hay que cuidar también, que las superficies de asentamientos sean perfectamente paralelas a más de un correcto acabado superficial. Este aspecto en combinación con las guías de centrado hacen que la herramienta una vez ensamblada conserven un perfecto eje de simetría.

Los pernos de fijación entre partes serán en número adecuado para evitar así el debilitamiento de pieza por taladros indebidos.

Aquellos cantos y superficies que tienen contacto directo con la chapa metálica, deben ser construídas lo más exacto