

2.ª parte

PROFESIONAL SALESIANA
BIBLIOTECA



MANUAL
DE
TECNOLOGÍA MECÁNICA

POR EL
P. FÉLIX CONDE, S. S.

849



**BIBLIOTECA PUBLICA DEL ESTADO
PALENCIA**

Conforme a lo que dispone el Reglamento de préstamo, este libro debe devolverse en la última de las fechas que constan a continuación.

26 ENE 1984

50212105
50212105

DEP. 86 / Z

DEPOSITO



10000342594

MANUAL
DE
TECNOLOGIA MECANICA

R.-2646.

BIBLIOTECA PROFESIONAL SALESIANA

MANUAL
TEORICO-PRACTICO

DE

TECNOLOGIA MECANICA

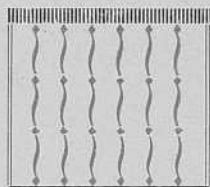
POR EL

P. FELIX CONDE, S. S.

Périto mecánico
de las Escuelas Profesionales Salesianas
de Barcelona-Sarriá

Segunda Parte

Lecciones teórico-prácticas para los alumnos
de las Escuelas Profesionales. Edición ilustra-
da con profusión de grabados



ES PROPIEDAD

SEGUNDA PARTE

INDICE

RESISTENCIA DE MATERIALES

	<u>PÁG</u>
CAPITULO PRIMERO.—Fuerzas	199
CAPITULO II.—Esfuerzos a que pueden estar sometidos los mate- riales.	203
CAPITULO III.—Elasticidad de los materiales	207
CAPITULO IV.—Estudio de la tracción	210
CAPITULO V.—Estudio de la compresión	214
CAPITULO VI.—Ejes de transmisión	221

ROZAMIENTO

CAPITULO VII.—Rozamiento	225
------------------------------------	-----

ORGANOS DE MAQUINAS Y MAQUINAS HERRAMIENTAS

CAPITULO VIII.—Palanca y plano inclinado	235
CAPITULO IX.—Tornillos, chavetas, y órganos de transmisiones	240
CAPITULO X.—Transmisión por correas	255
CAPITULO XI.—Generalidades sobre máquinas herramientas	271
CAPITULO XII.—Máquinas-herramientas de movimiento alternativo.	284
CAPITULO XIII.—Ruedas de fricción	306
CAPITULO XIV.—Generalidades sobre los engranajes	310
CAPITULO XV.—Engranajes rectos	315
CAPITULO XVI.—Engranajes cónicos	334

	<u>PÁG.</u>
CAPITULO XVII.—Engranajes de visinfín e interiores	348
CAPITULO XVIII.—Engranajes helicoidales.	353
CAPITULO XX.—Ruedas de cadena	361
CAPITULO XXI.—Fresadora	364
CAPITULO XXII.—Fresas	379
CAPITULO XXIII.—Trabajo en la fresadora	392
CAPITULO XXIV.—Accesorios de la fresadora	396
CAPITULO XXV.—Fresadoras especiales para construir automática- mente engranajes rectos y helicoidales	413
CAPITULO XXVI.—Construcción de engranajes cónicos	416
CAPITULO XXVII.—Generalidades sobre el torno	423
CAPITULO XXVIII.—Herramientas de torno.	439
CAPITULO XXIX.—Montaje de las piezas que se han de torneár	442
CAPITULO XXX.—Trabajo en el torno.	451
CAPITULO XXXI.—Cálculo de los engranajes de recambio para ros- car a torno.	457
CAPITULO XXXII.—Procedimientos aproximados para roscar a torno	463
CAPITULO XXXIII.—Ejecución del filete.	467
CAPITULO XXXIV.—Accesorios aplicables a los tornos	476
CAPITULO XXXV.—Tornos especiales	479
CAPITULO XXXVI.—Máquinas para afilar y rectificar	483

SEGUNDA PARTE

Trata las cuestiones siguientes: Resistencia de materiales; rozamientos; palanca y plano inclinado; cálculo de tornillos y transmisiones; id. de correas; trazado y cálculo de engranajes rectos, cónicos y helicoidales, de visinfín, cremalleras y ruedas de cadena; trazado limadora, cepilladora, escopleadora, fresadora, técnica del torno y preparación para modelos de fundición.





RESISTENCIA DE MATERIALES

CAPITULO PRIMERO

FUERZAS

235. **Fuerza.**—Es toda causa que modifica o tiende a modificar el estado de movimiento o reposo de un cuerpo. Así, un caballo al arrastrar una vagoneta le aplica una fuerza *muscular*. Un cuerpo que no es sostenido se pone en movimiento hacia el centro de la tierra, porque sobre él actúa la fuerza llamada *gravedad*. Por el contrario un automóvil en movimiento puede pararse por la fuerza de *rozamiento* de los frenos, al ponerse éstos en acción.

SUS CLASES.—Las fuerzas reciben su denominación según los efectos que producen: *rozamientos, gravedad, flexión, tracción*, etc.

236. En cada fuerza hay que distinguir: su *intensidad*, su *dirección*, su *sentido* y su *punto de aplicación*.

Intensidad de una fuerza, es el resultado de compararla con otra tomada por unidad.

Dirección de una fuerza es la línea según la cual ejerce su acción.

Sentido de una fuerza, es el extremo de dicha línea al cual se dirige.

Punto de aplicación, es el punto en que actúa.

237. **Representación de las fuerzas.**—Gráficamente se representan las fuerzas por medio de segmentos rectilíneos. La

posición de éstos indica la dirección de la fuerza; una flecha sobre los mismos marca el sentido, y su longitud representa a una

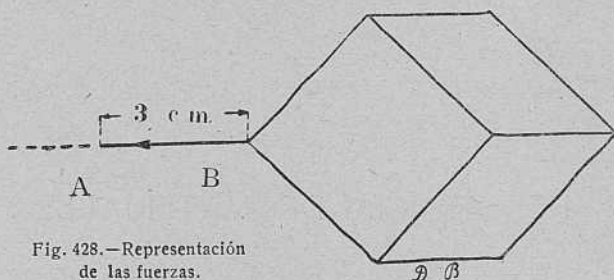


Fig. 428.—Representación de las fuerzas.

escala determinada la intensidad. Así la fuerza representada gráficamente en la figura 428, sigue la dirección AB en el sentido que marca la flecha, tiene su punto de aplicación en B y una intensidad de 3 kg. si suponemos que cada cm. de longitud representa 1 kilogramo.

238. **Medida de las fuerzas.**—La intensidad de las fuerzas se mide en unidades de peso, siendo la unidad práctica el kilogramo.

Dinamómetros.—Son aparatos destinados a medir la intensidad de las fuerzas. Los hay de varias formas. Los más sencillos consisten en un resorte A (FIG. 429) sobre el que se hace actuar la fuerza que se ha de medir; el índice I , solidario del extremo E del resorte, marcará sobre la escala graduada G la intensidad que se busca.

239. **Trabajo de una fuerza.**—Cuando una fuerza actúa sobre un cuerpo y lo pone en movimiento se dice que se produce trabajo. El trabajo de una fuerza es el producto de su intensidad por el camino recorrido por el cuerpo en la dirección de la misma.

La unidad para medir el trabajo de las fuerzas es el *Kilográmetro*, abreviadamente *Kgm.*, el cual es el trabajo de una fuerza de un kg. a lo largo de un metro.

Nótese bien que el camino debe tomarse en la

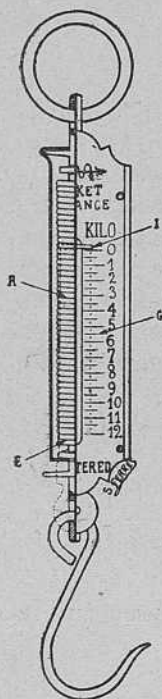


Fig. 429.
Dinamómetro.

dirección de la fuerza y no en la que sigue el cuerpo, a no ser que ambas coincidan. Por ejemplo:

Sobre la bola A , (FIG. 430) colocada en el plano inclinado P ,

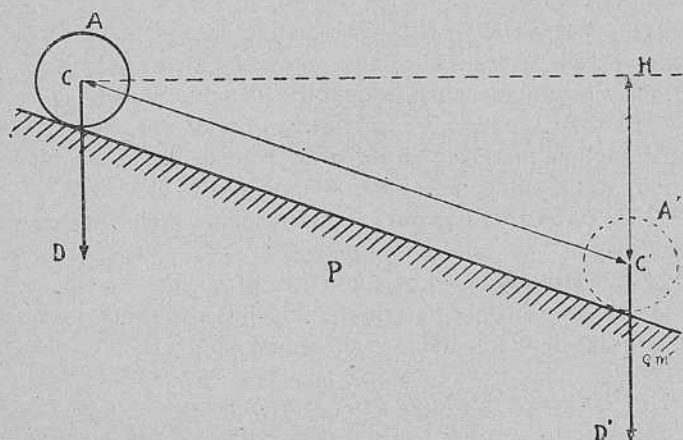


Fig. 430.

actúa la fuerza de gravedad en el sentido, dirección e intensidad que marca el segmento CD . Si suponemos que la bola por la acción de la gravedad desciende sobre el plano inclinado hasta la posición A' , el camino recorrido por la misma en la dirección de la gravedad será, no CC' , sino $C'H$, y por lo tanto el trabajo realizado será $\overline{CD} \times \overline{C'H}$.

240. Si el camino recorrido por el cuerpo fuese una curva cualquiera AB (FIGURA 431) y la fuerza pq fuera de intensidad constante y siempre tangente a dicha curva, el trabajo producido sería igual al producto de la fuerza por la longitud de la curva. Por ejemplo: el

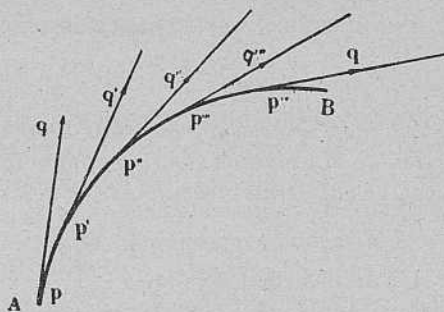


Fig. 431.—Fuerza tangente al camino recorrido.

trabajo producido por una caballería en cada una de las vueltas que da a una noria se hallará en Kgm. multiplicando la fuerza de tracción que desarrolla en Kg. por la longitud en m. de la pista que recorre.

241. **Potencia.**—El trabajo cuando se tiene en cuenta el tiempo en que se realiza se llama *potencia*; entendiéndose por tal el trabajo producido en la unidad de tiempo. Su unidad es el *Kilogrametrosegundo*, abreviadamente *Kgms.* que se define: el trabajo de una fuerza de un Kg. a lo largo de un m. en un segundo. Más usado como unidad de potencia es el

242. **Caballo de vapor**, abreviadamente *HP*, que equivale a 75 Kgms.

243. **Problemas.**—Los siguientes problemas fijarán mejor las ideas que acabamos de exponer; en ellos supondremos nulas las pérdidas de fuerza debidas al rozamiento:

1.º *Un cohete prendido en la llanta de una rueda de 40 cm. de diámetro, actúa sobre ella tangencialmente con una fuerza de 3 kg. ¿Cuál será en Kgm. el trabajo desarrollado al cabo de 50 vueltas?*

El camino recorrido será:

$$0'40 \times 3'14 \times 50 = 62'8 \text{ m.}$$

Por lo tanto el trabajo realizado será:

$$62'8 \times 3 = 188'4 \text{ Kgm.}$$

2.º *Un coche cuyo peso es de 1200 kg. se desliza, por la sola acción de la gravedad, sobre un plano inclinado de 15% de desnivel. ¿Cuál será el trabajo que se desarrolla por cada 1000 m. de recorrido?*

Un desnivel de 15% indica 15 m. de elevación por cada 100 m. de longitud del plano inclinado. Por lo tanto para los 1000 m. de recorrido, corresponderán 150 m. de desnivel.

El trabajo será:

$$150 \times 1200 = 180000 \text{ Kgm.}$$

3.º ¿Cuál será en HP la potencia de un motor capaz de elevar 15 m.³ de agua por hora a una altura de 60 m.?

Téngase presente que no se consideran las pérdidas debidas al rozamiento.

Este problema y otros análogos que se pudieran proponer, se resuelven fácilmente por medio de una regla de tres compuesta cuyo supuesto es que un motor de 1 HP eleva 75 kg. o litros de agua a la altura de 1 m. en un segundo.

Así pues:

Supuesto:

1 HP eleva 75 l. a una altura de 1 m. en 1 segundo

Pregunta:

x HP elevarán 15000 l. " " " " 60 " " 3600 "

$$x = \frac{15000 \times 60}{3600 \times 75} = 3'33 \text{ HP}$$

CAPITULO II

ESFUERZOS A QUE PUEDEN ESTAR SOMETIDOS LOS MATERIALES.

244. Los materiales empleados en la industria están sometidos a esfuerzos que se clasifican por su naturaleza en *simples* y *compuestos*, y por su manera de obrar en esfuerzos de *tracción*, *compresión*, *cortadura*, *flexión* y *torsión*. Los tres primeros son simples, pues no puede distinguirse en ellos sino una sola clase de esfuerzos, mientras que los dos últimos son compuestos, porque resultan de combinaciones de los anteriores.

245. **Esfuerzos de tracción.**—Se dice que un cuerpo está sometido a esfuerzos de tracción, cuando sobre él actúan fuerzas que tienden a estirarlo, (FIG. 432). Así la longitud del cuerpo C tiende a aumentar bajo la acción de las fuerzas F y F' ; por lo tanto, dicho cuerpo está sometido a esfuerzos de tracción.

Se pueden citar muchísimos ejemplos de materiales sometidos a esta clase de esfuerzos: las amarras de los buques, los cables o cadenas de las grúas, las columnas de una prensa, etc.

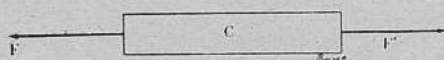


Fig. 432.

246. **Esfuerzos de compresión.**—Se dice que un cuerpo está sometido a esfuerzos de compresión cuando sobre él actúan fuerzas que tienden a disminuir sus dimensiones en la dirección de las mismas (FIG. 433). Así las fuerzas F y F' al obrar sobre el cuerpo C producen esfuerzos de compresión, pues tienden a disminuir la dimensión según la cual actúan. Como ejemplos de materiales sometidos a esta clase de esfuerzos podremos citar: las columnas y paredes de los edificios, el husillo de las prensas, las bielas de los motores de explosión, etc.

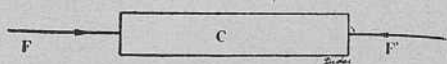


Fig. 433.

Así las fuerzas F y F' al obrar sobre el cuerpo C producen esfuerzos de compresión, pues tienden a disminuir la dimensión según la cual actúan. Como ejemplos de materiales sometidos a esta clase de esfuerzos podremos citar: las columnas y paredes de los edificios, el husillo de las prensas, las bielas de los motores de explosión, etc.

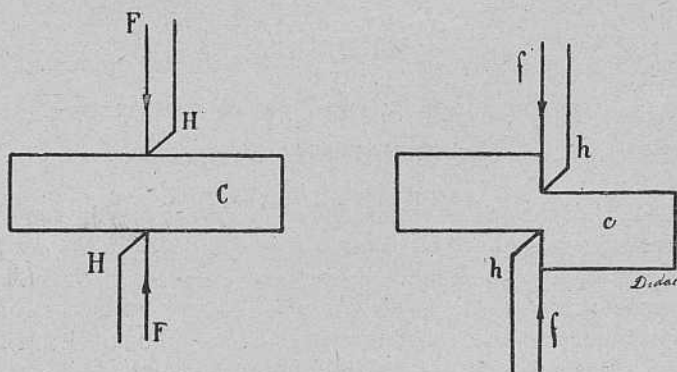


Fig. 434.

247. **Esfuerzos de cortadura.**—Se dice que un cuerpo está sometido a esfuerzos de cortadura cuando las fuerzas que sobre él actúan están en el mismo plano y tienden a hacer resbalar una parte del cuerpo sobre la otra (FIG. 434).

Si suponemos que H y H' son dos cuchillas muy delgadas con los filos en un mismo plano y que sobre ellas actúan las fuer-

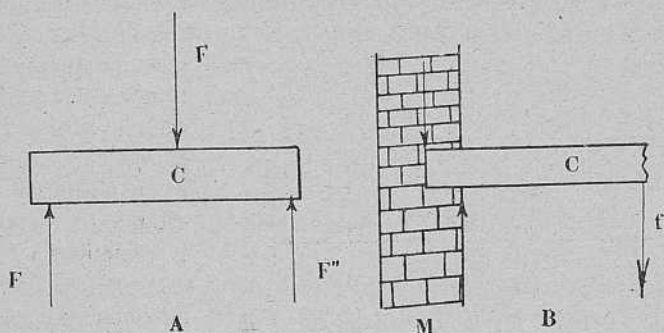


Fig. 435

zas F y F' de igual dirección y sentido contrario, el cuerpo C entre ellas colocado está sometido a esfuerzos de cortadura, en

virtud de los cuales tiende a dividirse en dos partes, tal como indica la segunda figura.

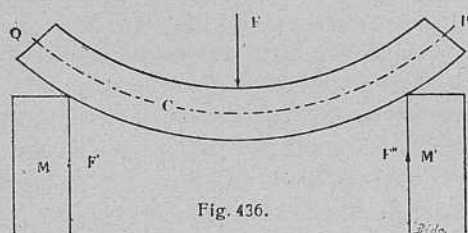


Fig. 436.

Ejemplos de materiales sometidos a esta clase de

esfuerzos los hallamos en los tornillos y roblones que ensamblan barras sometidas a esfuerzos de tracción las planchas que se trabajan en las punzadoras o tijeras, etc.

248. **Esfuerzos de flexión.**—Se dice que un material está sometido a esfuerzos de flexión cuando sobre él actúan fuerzas que tienden a doblarlo (FIG. 435, A): Por ej.: el cuerpo C sometido a la acción de las fuerzas F , F' y F'' ; el

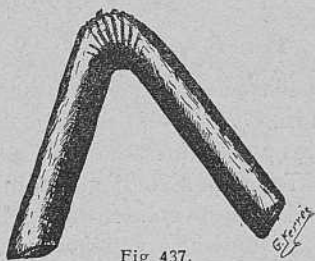


Fig 437.

cuerpo C (FIG. 435, B) empotrado en la pared M y sometido en el otro extremo a la acción de la fuerza F .

Este es un esfuerzo compuesto, porque si observamos el cuerpo C (FIG. 436) deformado bajo la acción de la fuerza F y la

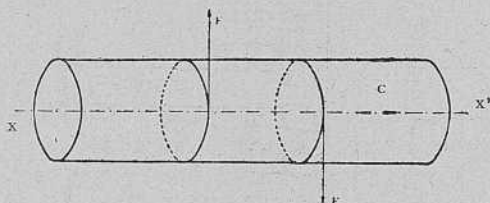


Fig. 438.

reacción de las columnas, veremos que las fibras de su parte inferior se han alargado, estando por lo tanto sometidas a esfuerzos de *tracción*, mientras que las de la parte superior se han encogido, lo que indica que están sometidas a esfuerzos de *compresión*.

Esto se ve claramente al doblar un hierro tal como indica la figura 437; el cual, fácilmente se agrieta en la parte exterior de la curva C , indicando que la resistencia de las fibras ha sido vencida por los esfuerzos de tracción; mientras que en la parte interna aparecen arrugas debidas a los esfuerzos de compresión.

Esto se ve claramente al doblar un hierro tal como indica la figura 437; el cual, fácilmente se agrieta en la parte exterior de la curva C , indicando que la resistencia de las fibras ha sido vencida por los esfuerzos de tracción; mientras que en la parte interna aparecen arrugas debidas a los esfuerzos de compresión.

249. **Esfuerzos de torsión.**—Se dice que un material está sometido a esfuerzos de torsión cuando sobre él actúan fuerzas

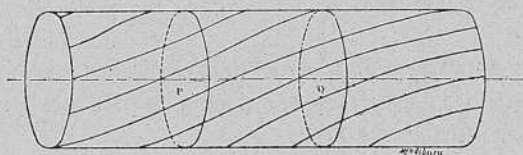


Fig. 439.

situadas en planos perpendiculares a su eje; Por ejemplo: el cilindro C (FIG. 438) está sometido a esfuerzos de torsión producidos por las fuerzas F y F' perpendiculares al eje XX' .

También la torsión es un esfuerzo compuesto, pues bajo su acción las fibras exteriores (FIG. 439) se alargan, estando por lo tanto sometidas a esfuerzos de tracción; además las secciones

transversales P , Q , R , etc., tienden a resbalar unas sobre otras, lo que indica esfuerzos de cortadura.

Los árboles o ejes de transmisión, los machos, brocas, esca-riadores, etc., durante su trabajo, son ejemplos de cuerpos sometidos a esta clase de esfuerzos.

CAPITULO III

ELASTICIDAD DE LOS MATERIALES

250. Ya hemos dicho (*Parte I, n.º 13*) que la elasticidad es una propiedad en virtud de la cual un cuerpo, deformado entre ciertos límites por una causa cualquiera, recobra su primitiva forma y dimensiones al cesar dicha causa.

Decimos deformado entre ciertos límites, pues la deformación puede ser tal que resulte permanente, por no volver a adquirir el cuerpo las primitivas dimensiones.

Así, si atamos a un soporte cualquiera un alambre de hierro de un mm.^2 de sección (FIG. 440) y señalamos en él dos puntos A y B , cuya distancia medimos con todo cuidado, notaremos que dicha distancia aumenta al colgar del extremo libre un peso de 12 kg., y que vuelve a sus primitivas dimensiones al suprimir dicho peso. Si vamos aumentando la carga notaremos que los alargamientos sucesivos son cada vez mayores; pero al llegar a unos 35 kg. podremos comprobar que el alambre se ha alargado de una manera permanente, pues suprimido el peso, la distancia entre los dos puntos A y B es mayor que la primitiva. Si seguimos aumentando la carga, los alargamientos permanentes aumentarán a expensas de la sección hasta que a unos 65 kg. se romperá el alambre.

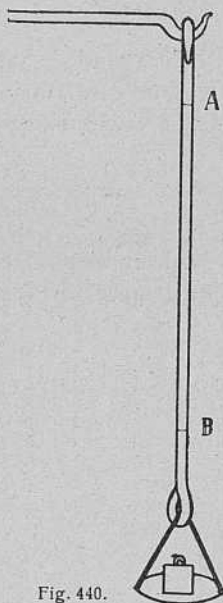


Fig. 440.

251. **Límite de elasticidad** es la carga por mm.^2 más allá de la cual persisten las deformaciones. Una carga inferior es una *carga práctica*; una carga superior conduce a la *rotura*.

252. **Coefficiente de elasticidad.**—Se llama así la razón entre la carga por unidad de sección y el alargamiento por unidad de longitud.

Para la mejor inteligencia de esta definición, consideremos un alambre o barra de un material cualquiera, cuya sección sea de Ω (omega) mm.^2 y cuya longitud sea de L mm. Si por un extremo atamos dicho alambre a un soporte cualquiera, y del otro colgamos un peso de P kg., quedará sometido a esfuerzos de tracción, que serán para cada mm.^2 de sección

$$\frac{P}{\Omega} \text{ kilogramos.}$$

En virtud de tales esfuerzos se alargará el alambre en una longitud que llamaremos a mm. El alargamiento que corresponderá a cada mm. de la longitud L de la barra será:

$$\frac{a}{L} \text{ mm.}$$

Ahora bien, el coeficiente de elasticidad de dicho material, que llamaremos E , vendrá dado por el cociente:

$$E = \frac{\text{carga por unidad de sección}}{\text{alargamiento por unidad de longitud}}; \text{ o sea:}$$

$$E = \frac{\frac{P}{\Omega}}{\frac{a}{L}} = \frac{P L}{\Omega a} \quad (3^{\circ}) \quad (1)$$

(1) Recuérdese la regla: para dividir un quebrado por otro se multiplica el numerador del primero por el denominador del segundo y el denominador del primero por el numerador del segundo, y se pone el primer producto por numerador y el segundo por denominador.

253. De esta fórmula se deducen las siguientes:

$$a = \frac{P L}{E \Omega} \quad (31)$$

$$P = \frac{a E \Omega}{L} \quad (32)$$

$$L = \frac{a E \Omega}{P} \quad (33)$$

$$\Omega = \frac{P L}{E a} \quad (34)$$

La fórmula 30 sirve para hallar experimentalmente el coeficiente de elasticidad de los distintos materiales.

254. En la tabla XIX damos el coeficiente y límite de elasticidad de los materiales más usados.

Tabla XIX.--Coeficiente y límite de elasticidad por tracción de algunos materiales.

MATERIALES	Kg. por mm. ² LÍMITE DE ELASTICIDAD	COEFICIENTE DE ELASTICIDAD
Hierro	12	20000
Alambre de hierro	22	20000
Fundición	7,5	10000
Acero cementado	27	22500
Acero fundido	30	27500
Alambre de acero	40	28000
Cobre laminado crudo	14	10000
recocido	4	7000
Alambre de cobre	12	12000
Latón	5	6500
Alambre de latón	13	10000
Cuerda de cáñamo	1,6	—
Correa de cuero	1	—

Los números de esta tabla representan el término medio de los resultados de muchos experimentos, pues pueden variar notablemente según los procedimientos de fabricación de los mate-

riales a que se refieren: así, por ejemplo: hay alambres de acero cuya carga de rotura llega a los 180 y aun 220 kg. por mm.²

255. Las fórmulas 31 a 34 permiten la resolución de numerosos problemas, en los cuales se desea saber uno cualquiera de los valores P , a , L , Ω , conocidos los demás y el coeficiente de elasticidad del material de que se trata. Sirvan de norma los siguientes:

1.º *Si de una barra de hierro de 80 mm.² de sección y 4 m. de longitud se suspende un peso de 800 kg. ¿cuál sera su alargamiento?*

Aplicando la fórmula 31:

$$a = \frac{PL}{E \Omega} = \frac{800 \times 4000}{20000 \times 80} = 2 \text{ mm.}$$

El alargamiento será de 2 mm.

2.º *De una barra de acero de 120 mm.² de sección se colgó un peso de 1500 kg., obteniéndose un alargamiento de 3 mm. ¿Qué longitud tenía la barra?*

Aplicaremos la fórmula 33:

$$L = \frac{a E \Omega}{P} = \frac{3 \times 27500 \times 120}{1500} = 6600 \text{ mm.}$$

La barra tendrá aproximadamente una longitud de 6'6 m.

CAPITULO IV

ESTUDIO DE LA TRACCION

256. **Carga de rotura por tracción** de un material cualquiera es el peso en Kg. por mm.² a que se rompe dicho material sometido a esta clase de esfuerzos.

Ya dijimos que un alambre de hierro de un mm.² de sección se rompe cuando se suspende de él un peso aproximadamente

de 65 Kg., por lo tanto la carga de rotura por tracción del alambre de hierro será 65 Kg. por mm.²

Dijimos también que el límite de elasticidad de este material era 12 Kg. por mm.², siendo cargas prácticas las inferiores a ésta, y peligrosas las superiores. Sin embargo en las construcciones mecánicas no se hacen trabajar los materiales a una carga por mm.² superior a la mitad del límite de elasticidad correspondiente.

257. **Coefficiente de resistencia por tracción** de un material cualquiera es la carga en Kg. por mm.² que resiste dicho material sometido a esta clase de esfuerzos.

Si, por ejemplo, la carga de rotura por tracción del hierro es de 35 Kg. estaremos tanto más seguros de la resistencia de este material cuanto menos se acerque a este límite la carga por mm.² a que trabaja.

En la práctica se acostumbra tomar como coeficiente de resistencia de $\frac{1}{4}$ a $\frac{1}{6}$ de la carga de rotura.

258. En la tabla siguiente damos las cargas de rotura y coeficientes de resistencia por tracción de algunos materiales.

Tabla XX.—Cargas de rotura y coeficientes de resistencia a la tracción de algunos materiales.

MATERIALES	En Kg. por mm. ²	
	CARGA DE ROTURA	COEFICIENTE DE RESISTENCIA
Hierro	de 30 a 36	de 4 a 6
Acero	" 60 " 75	" 8 " 12
Fundición	" 10 " 15	1,5
Bronce	" 20 " 25	2,3
Cuero	" 3 " 5	0,25
Maderas duras	" 8 " 9	1
" blandas	" 7 " 8	0,6
Cuerdas de cáñamo	" 8 " 10	1
Alambres de hierro	" 45 " 60	de 10 a 15
" " acero	" 75 " 120	" 12 " 20
" " cobre	40	4,6

Como se ve, el coeficiente de resistencia a la tracción del hierro oscila de 4 a 6. En el cálculo de los casos corrientes se toma

el término medio entre ambos; si se exige mucha seguridad, se toma 4, y si poca, 6. Lo mismo se diga para los demás materiales cuyo coeficiente no está fijamente determinado en la tabla.

259. **Fórmula para la resistencia a la tracción.**—El coeficiente de resistencia a la tracción suele representarse por Kt . Así, pues, una barra de un material cualquiera de un mm.^2 de sección resistirá por tracción Kt Kg. Si la barra tuviese una sección de Ω mm.^2 , su resistencia sería:

$$Kt \times \Omega, \text{ Kilogramos.}$$

Representando el resultado por P , tendremos la igualdad:

$$P = Kt \Omega \quad (3^a)$$

Esta es la fórmula de la resistencia a la tracción, la cual indica que para hallar la carga en Kg. que puede soportar por tracción una barra de un material cualquiera, basta multiplicar su sección en mm.^2 por el coeficiente de resistencia correspondiente.

De ella se deduce esta otra:

$$\Omega = \frac{P}{Kt} \quad (3^b)$$

que permite hallar la sección, conocida la carga total en Kg. y el coeficiente.

260. Problemas:

1.º *¿Qué peso podrá soportar por tracción una barra de acero de 5 mm. de radio?*

Aplicaremos la fórmula 35:

$$P = Kt \Omega.$$

Para Kt tomaremos según la tabla XX un término medio entre 8 y 12, es decir, 10. Ω , por ser el área de un círculo de radio 5 mm., será igual a

$$5^2 \times 3'14 = 78'50 \text{ mm.}^2$$

Sustituyendo:

$$P = 10 \times 78'50 = 785 \text{ Kg.}$$

261. Para la resolución de este y otros problemas sobre resistencia de materiales conviene tener presentes las siguientes fórmulas de Geometría:

Area del círculo:

$$\Omega = \pi R^2, \quad (37)$$

siendo Ω el área y R el radio.

Radio del círculo:

$$R = \sqrt{\frac{\Omega}{\pi}} \quad (38)$$

Area del cuadrado:

$$\Omega = l^2, \quad (39)$$

siendo Ω el área y l el lado.

Lado del cuadrado:

$$l = \sqrt{\Omega} \quad (40)$$

Area del rectángulo:

$$\Omega = a b, \quad (41)$$

siendo Ω el área y a y b los lados.

2.º Se desea construir una prensa, cuya tuerca debe estar sostenida por cuatro columnas de hierro forjado, y que sea capaz para una presión de 40 Tm. ¿Qué diámetro deberán tener las columnas?

El esfuerzo de tracción correspondiente a cada columna será:

$$\frac{40000}{4} = 10000 \text{ Kg.}$$

Aplicando la fórmula 36:

$$\Omega = \frac{P}{Kt} = \frac{10000}{5} = 2000 \text{ mm.}^2$$

Para hallar el radio usaremos la fórmula 38:

$$R = \sqrt{\frac{\Omega}{\pi}} = \sqrt{\frac{2000}{3'14}} = 25 \text{ mm.}$$

Y el diámetro será 50 mm.

3.º *¿Cuál será la carga que puede soportar un cable de acero formado por 40 alambres de 1 mm. de diámetro tomando como valor de Kt 25?*

La sección del cable será:

$$\Omega = 40 \pi R^2;$$

Sustituyendo:

$$\Omega = 40 \times 3'14 \times 0'5^2 = 31'4 \text{ mm.}^2$$

Aplicando la fórmula 35:

$$P = Kt\Omega = 25 \times 3'14 = 785 \text{ Kg.}$$

CAPITULO V

ESTUDIO DE LA COMPRESION

262. **Carga de rotura por compresión** de un material cualquiera es la carga por mm.² a que se aplasta dicho material sometido a esta clase de esfuerzos.

263. **Coefficiente de resistenola por compresión** de un material cualquiera es la carga por mm.² que resiste al someterlo a esta clase de esfuerzos.

264. El coeficiente de resistencia a la compresión es igual que el de a la tracción, excepto para el hierro colado, el cual resiste mucho mejor a la compresión que a la tracción, como puede verse en la tabla XXI.

Tabla XXI.—Carga de rotura y coeficiente de resistencia a la compresión de algunos materiales.

MATERIALES	En Kg. por mm. ²	
	CARGA DE ROTURA	COEFICIENTE DE RESISTENCIA
Hierro	de 28 a 30	de 4 a 6
Acero.	70	" 8 " 12
Fundición	de 60 a 70	5
Bronce	—	2,3
Maderas duras	de 6 a 7	0,6
" blandas.	" 4 " 5	0,4

265. **Fórmulas para la resistencia a la compresión.**—

Si la longitud de la barra que se considera no es más de 6 veces mayor que la anchura o diámetro de la sección, puede calcularse la resistencia de los materiales a la compresión con las fórmulas 35 y 36 dadas para la tracción.

Pero si dicha longitud es mayor, en la práctica los materiales tienden a doblarse, ya porque las barras no son bien rectas, ya porque la carga no actúa axialmente, o bien por falta de homogeneidad en la masa del material.

En estos casos se calculan los materiales por medio de fórmulas empíricas, entre las cuales citaremos las siguientes:

266. a) *Fórmulas para pies derechos de madera.*—El peso en Kg. que pueden soportar, según la clase de madera, se calcula por las fórmulas:

$$P = m \frac{\pi^3 R^4}{l^2} \quad (33) \quad \text{si la sección es circular}$$

$$P = m \frac{a^4}{l^2} \quad (33) \quad \text{si la sección es cuadrada y}$$

$$P = m \frac{b a^3}{l^2} \quad (34) \quad \text{si es rectangular.}$$

En ellas: P , significa la carga práctica en Kg.; R , el radio de la sección circular en cm.; b y a , los lados respectivamente mayor y menor de la sección rectangular, en cm.; l , la longitud del pos-

te en *dm.*; $m = 256'5$, para la encina fuerte; $m = 180$, para la encina floja; $m = 214'2$, para el abeto fuerte y pinotea; $m = 160$, para el abeto y pino flojos.

Estas fórmulas suponen que la razón entre la longitud del poste y el lado menor de la sección no sea superior a 30; en caso contrario, la carga resultante debe reducirse a los $\frac{3}{4}$ ó $\frac{2}{3}$.

267. De las fórmulas 42, 43 y 44 fácilmente se deducen las siguiente en las que las letras conservan los mismos significados:

$$R = \sqrt{\frac{P l^3}{\pi^3 m}} \quad (45)$$

$$l = \pi R^2 \sqrt{\frac{m}{P}} \quad (46)$$

si la sección es circular

$$a = \sqrt[4]{\frac{P l^3}{m}} \quad (47)$$

$$l = a^2 \sqrt{\frac{m}{P}} \quad (48)$$

si la sección es cuadrada

$$a = \sqrt[3]{\frac{P l^3}{m b}} \quad (49)$$

$$b = \frac{P l^3}{m a^3} \quad (50)$$

si la sección es rectangular.

$$l = \sqrt{\frac{m b a^3}{P}} \quad (51)$$

268. **Problemas.**—Sirvan de norma los siguientes, para la resolución de otros muchos que pudieran presentarse:

1.º *Un tinglado cuyo peso es de 10000 Kg. debe ser sostenido por cuatro postes de pino corriente de sección cuadrada y 5 m. de longitud. ¿Cuál será el lado de la sección?*

La carga para cada poste será:

$$\frac{10000}{4} = 2500 \text{ Kg.}$$

Aplicando la fórmula 47:

$$a = \sqrt[4]{\frac{P l^2}{m}} = \sqrt[4]{\frac{2500 \times 50^2}{160}} = 14 \text{ cm.}$$

2.º ¿Qué carga podrá soportar un poste redondo de encina floja de 6 m. de altura y 30 cm. de diámetro?

Aplicaremos la fórmula 42:

$$P = m \frac{\pi^2 R^4}{l^2} = 180 \times \frac{3'14^2 \times 15^4}{60^2} = 24958 \text{ Kg.}$$

269. b) *Fórmulas para columnas macizas de fundición y hierro forjado.*—Estas columnas solo suelen emplearse para diámetros inferiores a 100 mm. y se calculan por medio de las siguientes fórmulas, en las que P , indica la carga en Kg., d , el diámetro en cm., y l , la longitud en dm.

$$P = 1900 \frac{d^4}{l^2} \quad (52) \left. \vphantom{\frac{d^4}{l^2}} \right\} \text{Para la fundición.}$$

$$d = 0'15 \sqrt{l} \sqrt[4]{P} \quad (53)$$

$$P = 3800 \frac{d^4}{l^2} \quad (54) \left. \vphantom{\frac{d^4}{l^2}} \right\} \text{Para el hierro forjado}$$

$$d = 0'13 \sqrt{l} \sqrt[4]{P} \quad (55)$$

Si algún lector encontrase dificultad en la resolución de la fórmula 55, advertiremos que para obtener la raíz cuarta de un número se halla primero su raíz cuadrada, y a continuación la raíz cuadrada de la raíz obtenida.

$$\text{Ejemplo: } \sqrt[4]{625} = \sqrt{\sqrt{625}} = \sqrt{25} = 5$$

270. **Problema:**

¿Será suficiente una columna maciza de fundición de 80 mm.

de diámetro y 5 m. de longitud para sostener un peso de 2500 kilogramos?

Podremos usar una cualquiera de las fórmulas 52 y 53; la primera nos dará el peso que podrá soportar una columna maciza de fundición de 80 mm. de diámetro; y la segunda el diámetro que corresponde a una columna capaz de soportar 2500 Kg.

Así, aplicando la fórmula 52:

$$P = 1900 \frac{d^4}{l^2} = 1900 \times \frac{8^4}{50^2} = 3112^9 \text{ Kg.}$$

carga superior a la propuesta.

Aplicando la 53:

$$d = 0'15 \sqrt{l} \sqrt[4]{P} = 0'15 \times \sqrt{50} \times \sqrt[4]{2500} = 7'5 \text{ cm.}$$

diámetro inferior al propuesto, de manera que dicha columna resistirá perfectamente la carga indicada.

271. *c) Columnas huecas de fundición.*—Se supone que la carga que puede soportar una columna hueca es igual a la diferencia entre las cargas correspondientes a dos columnas macizas, cuyos diámetros sean el exterior y el interior de la hueca.

272. Resulta no obstante más cómodo y seguro calcularlas por medio de la tabla XXII, la cual también da la carga práctica de columnas o tubos de hierro dulce y el peso en Kg. por metro de longitud.

273. **Problema:**

¿Cuál será la carga que podrá soportar una columna hueca de fundición cuyos diámetros exterior e interior son 120 y 96 milímetros respectivamente y cuya longitud es de 4 m?

El espesor de la columna será:

$$\frac{120-96}{2} = 12 \text{ mm.}$$

Consultando la tabla XXII se obtiene una carga de 64 quintales o sea 6400 Kg.

Tabla XXII.—Columnas huecas.

MATERIAL	DIÁMETRO EXTERIOR EN MM.	ESPESOR EN MM.	PESO POR M. — KG.	Carga en quintales para una altura de metros						
				2	2,50	3	3,50	4	5	6
Hierro	60	3	4,2	27	21	17	13	11	7,5	—
"	"	5	6,7	42	33	26	20	17	11	—
"	80	4	7,5	62	51	43	36	30	21	16
"	"	6	10,8	88	73	60	50	42	30	22
"	100	5	11,0	110	96	83	72	62	47	36
"	"	7	16	150	130	112	96	83	60	48
"	120	6	16,8	173	156	139	123	109	85	67
"	"	8	21,9	225	201	179	158	140	109	86
Fundición	100	10	20,5	79	64	51	42	33	18	12
"	"	12	24,1	92	73	59	48	37	21	13
"	"	16	30,6	113	189	71	57	42	24	16
"	120	12	29,5	132	110	92	77	64	42	26
"	"	16	37,9	166	138	114	95	79	50	31
"	"	20	45,5	194	160	132	109	90	55	35
"	140	12	35,0	174	151	129	111	95	71	49
"	"	16	45,2	221	190	163	138	118	88	59
"	"	20	54,7	263	225	192	162	138	102	66
"	160	14	46,5	248	220	193	168	147	112	87
"	"	18	58,2	306	270	236	206	178	136	105
"	"	22	69,2	360	315	275	238	206	156	121
"	180	14	52,9	296	268	240	213	189	149	118
"	"	18	66,4	369	333	298	264	234	183	145
"	"	22	79,2	438	393	351	310	274	214	169
"	200	16	67,1	390	359	327	296	266	216	174
"	"	20	82,0	474	435	395	356	320	257	207
"	"	24	96,2	553	506	458	411	369	295	238
"	"	28	109,7	626	570	516	461	413	328	263
"	220	18	82,8	496	461	426	389	355	292	241
"	"	22	99,2	590	547	503	460	417	342	280
"	"	26	114,9	678	628	575	523	474	387	315
"	"	30	129,8	761	702	641	582	525	426	346
"	250	13	95,1	585	552	517	479	443	375	315
"	"	22	114,3	703	663	621	575	533	451	378
"	"	26	132,7	811	763	710	657	606	509	425
"	"	30	150,3	918	864	804	744	686	576	481

274. *d) Columnas de obra.*—En la tabla que sigue damos la carga práctica por cm.^2 y el peso por m.^3 de obra de las construcciones, según los materiales de que constan.

Tabla XXIII.—Columnas de obra.

MATERIALES	CARGA PRÁCTICA POR CM ²	PESO DEL M ³	MATERIALES	CARGA PRÁCTICA POR CM ²	PESO POR M ³
	Kg.	Kg.		Kg.	Kg.
Basalto . . .	150	2950	Piedra calcárea	20	2300
Granito . . .	60	2750	Ladrillo . . .	10	1800

Para hallar la carga que puede soportar una columna de obra, se busca el área de la sección en cm.², el resultado se multiplica por la carga correspondiente a cada cm.² según la clase de material, y se descuenta el peso de la columna.

275. *¿Qué carga podrá soportar una columna de granito de 30 cm. de diámetro?*

El área de la sección recta será:

$$\Omega = \pi R^2 = 3'14 \times 15^2 = 706'5 \text{ cm.}^2$$

La carga por cm.² según la tabla XXIII es de 60 Kg.; por lo tanto, la carga total será:

$$706'5 \times 60 = 42390 \text{ Kg.}$$

Esta es la carga que ha de soportar la columna en su base; de manera que la carga útil serán 42390 Kg., menos el peso propio de la columna, el cual depende de su longitud. Si por ejemplo tiene 6 m. su volumen en m.³ será:

$$6 \times 0'07065 = 0'4239 \text{ m.}^3;$$

y el peso correspondiente será:

$$0'4239 \times 2750 = 1165 \text{ Kg.}$$

Así que la carga útil que podrá soportar la columna será:

$$42390 - 1165 = 41225 \text{ Kg.}$$

CAPITULO VI
EJES DE TRANSMISION

276. **Diámetro de los ejes de transmisión.**—Los ejes o árboles de transmisión están sometidos a esfuerzos de torsión y flexión. Estos últimos son debidos al peso de los árboles, al de las poleas, engranajes y juntas y a la tensión de las correas. Han de calcularse, pues, de tal manera que resistan ambas clases de esfuerzos; para lo cual se utilizan las fórmulas 56 y 57, cuyos resultados se multiplican por:

- 1'12, si se trata de ejes sometidos a su propio peso;
 1'25 " " " " transmisiones ligeras;
 1'35 " " " " " ordinarias;
 1'50 " " " " " muy pesadas;

$$d=90 \sqrt[3]{\frac{HP}{n}} \quad (56) \quad \text{para el hierro.}$$

$$d=76'5 \sqrt[3]{\frac{HP}{n}} \quad (57) \quad \text{para el acero.}$$

En estas fórmulas d significa el diámetro del árbol en $mm.$; HP el número de caballos a transmitir y n el número de revoluciones por minuto.

277. Más rápidamente, y con la suficiente exactitud, se puede calcular el diámetro por medio de la siguiente:

Tabla XXIV.—Ejes para transmisiones ordinarias.

d	HP	d	HP	d	HP	d	HP	d	HP	d	HP
mm.	n	mm.	n	mm.	n	mm.	n	mm.	n	mm.	n
30	0,015	55	0,096	80	0,296	110	0,770	160	2,37	220	6,16
35	0,025	60	0,125	85	0,356	120	1,000	170	2,84	240	8,00
40	0,037	65	0,159	90	0,422	130	1,27	180	3,37	260	10,17
45	0,053	70	0,198	95	0,496	140	1,59	190	3,97	280	12,70
50	0,072	75	0,244	100	0,579	150	1,95	200	4,63	300	15,62

Por medio de esta tabla se puede hallar el diámetro de un eje, conocidos HP y n ; y viceversa, dado un eje de un determinado diámetro y número de revoluciones, hallar el número de caballos que puede transmitir.

Para lo primero se divide HP por n ; el cociente, o el número que más se le aproxime, se busca en la columna encabezada por $\frac{HP}{n}$ y en la misma fila a la izquierda se encontrará debajo de la letra d , el diámetro en mm.

Para lo segundo, se busca debajo de la letra d el diámetro dado, y el número que se halle en la misma fila a la derecha debajo de $\frac{HP}{n}$; se multiplica por el número de revoluciones; el producto es el número de caballos que se pueden transmitir.

Los árboles de transmisión se expenden en el comercio con los diámetros escalonados de 5 en 5 mm. hasta 100 mm. y de 10 en 10 mm. hasta 200.

Cuando los ejes son de acero se utiliza la misma tabla, multiplicando el diámetro en ella obtenido por 0'85.

278. Problemas:

1.º *Calcular el diámetro de un árbol de hierro que gira a 180 r. p. m. (revoluciones por minuto) y debe transmitir 10 HP. Se trata de una transmisión ordinaria.*

Lo calcularemos primero por medio de la fórmula 56 y luego mediante la tabla XXIV.

$$a) \quad d = 90 \sqrt[3]{\frac{HP}{n}} = 90 \sqrt[3]{\frac{10}{180}} = \sim 34 \text{ mm.} \quad (1)$$

Este diámetro debe multiplicarse por 1,35 por tratarse de una transmisión ordinaria, por lo que el diámetro definitivo será:

$$34 \times 1,35 = \sim 45 \text{ mm.}$$

$$b) \quad \frac{HP}{n} = \frac{10}{180} = 0,055 = \sim 0,053$$

Este número buscado en la tabla XXIV da para el eje un diámetro de 45 milímetros.

(1) Este signo \sim antepuesto a un número significa aproximadamente.

Si el árbol fuese de acero, para hallar su diámetro multiplicáramos:

$$45 \times 0'85 = 38'25 = \sim 40 \text{ mm.}$$

2.º *¿Qué potencia en HP podrá transmitir un árbol de hierro de 50 mm. de diámetro que gira a 200 r. p. m?*

Buscando 50 en la tabla XXIV, en su fila a la derecha se encuentra debajo de $\frac{HP}{n}$ el número 0'072. Ahora bien:

$$0'072 \times 200 = 14'4 \text{ HP.}$$

Si el árbol fuese de acero:

$$\frac{50}{0'85} = \sim 60;$$

consultando la tabla se obtiene el número 0'125, y tendremos:

$$0'125 \times 200 = 25 \text{ HP.}$$

279. **Distancia de los soportes o cojinetes.**—Los apoyos de los árboles se colocan inmediatos a las juntas, o manguitos, que unen los distintos trozos de una transmisión larga, y siempre que sea posible, próximos a las poleas y ruedas pesadas.

Tratándose de transmisiones ordinarias, se toma para la distancia de los cojinetes un término medio entre los valores dados por las dos fórmulas siguientes:

$$l = 165 \sqrt[3]{d^2} \quad (38)$$

$$l = 5500 \sqrt{\frac{d}{n}} \quad (39)$$

En estas fórmulas: l es la distancia en mm. entre los cojinetes; d es el diámetro del árbol en mm. y n es el número de r. p. m.

280. Más fácilmente podrá hallarse dicha distancia mediante la tabla XXV.

Tabla XXV.—Distancia de los apoyos de las transmisiones.

DIÁMETRO DEL ÁRBOL	DISTANCIA	DIÁMETRO DEL ÁRBOL	DISTANCIA	DIÁMETRO DEL ÁRBOL	DISTANCIA	DIÁMETRO DEL ÁRBOL	DISTANCIA
<i>d</i> en mm.	<i>l</i> en m.	<i>d</i> en mm.	<i>l</i> en m.	<i>d</i> en mm.	<i>l</i> en m.	<i>d</i> en mm.	<i>l</i> en m.
30	1,70	60	3	90	4	120	4,75
40	2	70	3	100	4,35	135	4,95
50	2,50	80	3,50	110	4,50	150	5,10

281. Problema:

¿Cuál será la distancia conveniente para las silletas que sostienen un árbol que transmite 8 HP y gira a 220 r. p. m?

El diámetro correspondiente a este árbol será, según la tabla XXV, 40 mm.

La distancia de los cojinetes según la fórmula 58 será:

$$l = 165 \sqrt[3]{d^2} = 165 \sqrt[3]{40^2} = \sim 1920 \text{ mm.}$$

Y según la fórmula 59:

$$l = 5500 \sqrt{\frac{d}{n}} = 5500 \sqrt{\frac{40}{220}} = \sim 2330$$

La distancia en definitiva será:

$$\frac{1920 + 2330}{2} = \sim 2100 \text{ mm.}$$

Según la tabla XXV hallaríamos para la distancia de los cojinetes 2 m.

ROZAMIENTO

CAPITULO VII

282. **Rozamiento.**— Se llama rozamiento la resistencia que experimenta un cuerpo a moverse sobre otro.

Se divide en dos clases: *rozamiento por deslizamiento*, comúnmente conocido con la sola palabra *rozamiento*, y *rozamiento por rodadura* o simplemente *rodadura*.

283. **Rozamiento por deslizamiento.**— Por pulidas que estén las superficies de los cuerpos siempre presentan asperezas, así es que todo cuerpo presentará cierta resistencia a que otro resbale sobre él, por verificarse una especie de engrane (Fig. 441) entre dichas asperezas: esta resistencia recibe el nombre de *rozamiento*.

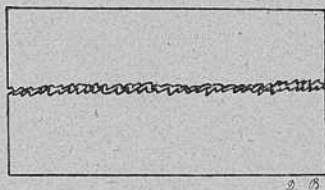


Fig. 441.—Rozamiento directo.

284. **Clases de rozamiento por deslizamiento.**—

El rozamiento puede ser *directo* e *indirecto*: se llama directo cuando entre las superficies de los cuerpos que frotan, no hay ninguna sustancia; y

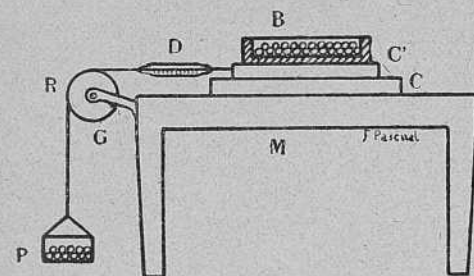


Fig. 442.—Estudio de las leyes del rozamiento.

se llama indirecto cuando entre las mismas hay sustancias generalmente líquidas o pastosas llamadas *lubricantes*.

285. **Leyes del rozamiento.**—Para estudiar el rozamiento por deslizamiento se ha empleado un aparato como el representado en la figura 442. *M* es una mesa perfectamente horizon-

tal; sobre ella se colocan los cuerpos C y C' , cuyo rozamiento mutuo se quiere estudiar, de tal manera que el C esté pegado a la plataforma de la mesa y el C' a un cajón B unido al platillo P mediante el dinamómetro D y la cuerda R que pasa por la polea G . El dinamómetro tiene por objeto darnos a conocer en cada instante el esfuerzo de tracción, mientras que el de compresión, que produce el rozamiento, lo conoceremos con sólo saber el peso del cajón B , el del cuerpo C' y el de los perdigones que vamos colocando en el interior de aquél.

Mediante este aparato se pueden comprobar las siguientes leyes del rozamiento:

1.^a *El rozamiento es proporcional a la presión normal en la superficie de contacto.*—De manera que si duplicamos el valor de la presión del cajón B sobre el cuerpo C , el dinamómetro nos marcará doble esfuerzo de tracción para obtener el deslizamiento. Lo cual quiere decir, que si llamamos F a la fuerza de rozamiento y P a la presión normal, la razón

$$\frac{F}{P}$$

es constante para los mismos cuerpos; su valor se representa por la letra f , o sea:

$$f = \frac{F}{P} \quad (60)$$

de donde:

$$F = Pf. \quad (61)$$

Esta razón se llama:

286. **Coefficiente de rozamiento;** que se puede definir: la relación entre la fuerza de rozamiento y el peso del cuerpo que se desliza.

287. En la tabla XXVI damos el valor de los coeficientes de rozamiento de varios materiales según que las superficies frontantes estén secas, húmedas o lubricadas.

Tabla XXVI.—Coeficientes de rozamiento por deslizamiento, durante el movimiento.

NATURALEZA DE LOS CUERPOS	ESTADO DE LAS SUPERFICIES (SUPUESTAS LISAS)	Coeficiente de rozamiento		
		MÁXIM.	MEDIO	MÍNIMO
Metal sobre metal	secas	0,30	0,20	0,15
	húmedas		0,30	
	lubricadas	0,13	0,07	0,05
Madera sobre madera. . . .	secas	0,50	0,36	0,25
	húmedas	—	0,25	—
	engrasadas o enjabonadas	0,16	0,11	0,06
Metal sobre madera	secas	0,60	0,40	0,20
	húmedas	—	0,24	—
	engrasadas	0,16	0,10	0,06
Cuero sobre madera o metal.	secas	0,60	0,40	0,25
	engrasadas	0,30	0,25	0,20
Cuero sobre madera o metal	secas	0,50	0,40	0,30
	húmedas	0,40	0,35	0,30
Caucho sobre madera o metal	secas	0,80	0,60	7,50
Metal sobre piedra. . . .	secas	0,50	0,45	0,30
Madera sobre piedra	secas	0,60	0,50	0,30
Materiales de fábrica	secas	0,65	0,75	0,78
Muros sobre el terreno. . . .	secas	0,30	0,50	0,60

2.^a *El rozamiento es independiente de la extensión de las superficies en contacto.*—Esto quiere decir que, por ejemplo el prisma *P* (Fig. 443) experimentará la misma resistencia a deslizarse sobre el mármol *M* tanto si se apoya sobre una de sus bases como si sobre una de sus caras laterales.

3.^a *El rozamiento disminuye con el pulimentado de las superficies de contacto.*—La razón es obvia: siendo más pequeñas las asperezas, engranan más difícilmente.

4.^a *El rozamiento es mayor al empezar el movimiento que durante el mismo.*—Así vemos que se necesita mayor esfuerzo para poner en marcha un vehículo que para conservarlo en movimiento.

5.^a *Una vez obtenido el movimiento, el rozamiento es independiente de la velocidad.*

6.^a *El rozamiento es mayor entre cuerpos de la misma que entre los de distinta naturaleza.*—Se comprende que la identidad de naturaleza favorece el engrane de las asperezas por ser

éstas de igual forma en ambas superficies. En la práctica se observa que, un árbol de hierro dulce que gira sobre un cojinete del mismo metal fácilmente se agarra aunque se le lubrique a menudo.

288. Lubricantes.—Son sustancias que se interponen entre las superficies frotantes para hacer disminuir el rozamiento.

La acción de los lubricantes se ve claramente en la figura 444. El lubricante *L* interpuesto entre los cuerpos *C* y *C'* impide que sus asperezas lleguen a encontrarse: y al deslizarse uno sobre el otro, el rozamiento tiene lugar entre las partículas del lubricante, quedando así muy disminuido.

289. **Clasificación de los lubricantes.**—Los lubricantes pueden ser *sólidos*, *líquidos* y *pastosos*.

Los lubricantes sólidos (grafito, mica, talco, etc.) no se emplean solos. Con el grafito, reducido mediante procedimientos especiales a un grado extremo de división, se preparan lubricantes excelentes sobre todo para motores de explosión, para lo cual se le mezcla intimamente con un aceite mineral.

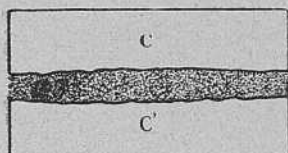


Fig. 444.—Rozamiento indirecto.

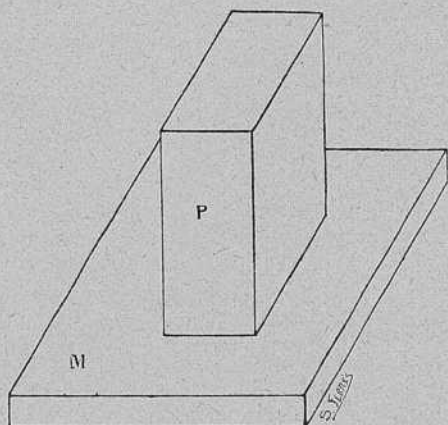


Fig. 443.

Los lubricantes líquidos son los de empleo más general. Pueden ser de origen animal, vegetal o mineral. Estos últimos son los que dan mejor resultado sobre todo cuando han de actuar a elevadas temperaturas, pues se descomponen más difícilmente.

Los lubricantes pastosos (sebo, grasas consistentes) tienen

empleo en el lubricado de cojinetes de bolas, engranajes, etc.

290. **Engrasadores.**—Así se llaman los pequeños depósitos o cajas donde se echa el lubricante para que llegue a los órganos de las máquinas en movimiento. Su forma es muy variada. En el caso más sencillo consisten en un agujero practicado en la pared del cojinete que se ha de engrasar (Fig. 445) en el cual se derraman de cuando en cuando algunas gotas de aceite. Este sistema de engrasador sólo puede emplearse en ejes que giran a pequeña velocidad y están constantemente vigilados, como sucede en algunos de las máquinas herramientas, en las cuales suelen estar protegidos contra el polvo y virutas con varios dispositivos. Véanse varias de sus formas en la figura 446.

Para evitar la molestia de un engrasado tan continuo, se acude a engrasadores que pueden contener mucha mayor cantidad

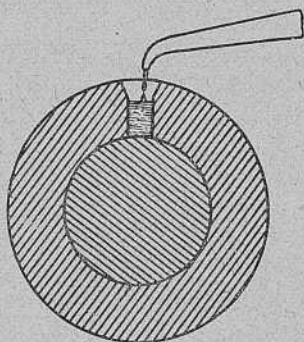


Fig. 445. - Engrasador sencillo.

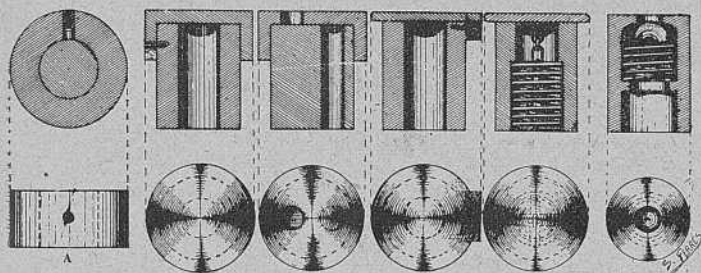


Fig. 446. - Engrasadores.

de aceite. El representado en la figura 447, se llama engrasador de esfera. *E* es una esferilla de vidrio, por cuyo cuello *C* pasa holgadamente un vástago de latón *V*. Llena de aceite la esfera, se la coloca invertida sobre el cojinete a engrasar, de manera que el vástago penetre por el agujero de engrase. La trepidación del

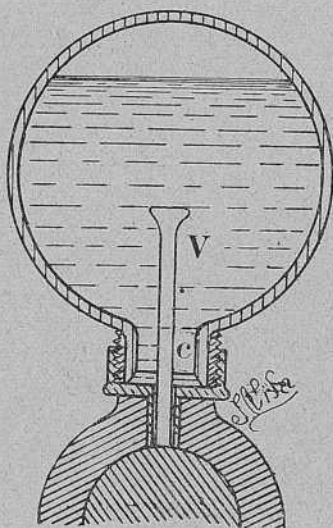


Fig. 447. - Engrasador de esfera.

E

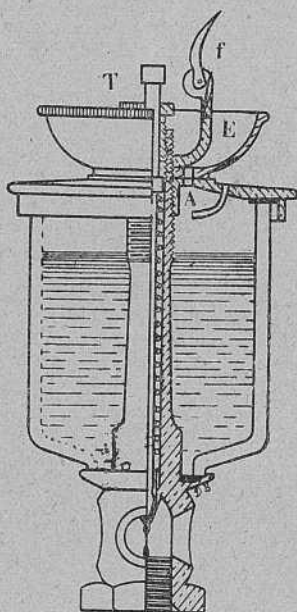


Fig. 448. - Engrasador de copa.

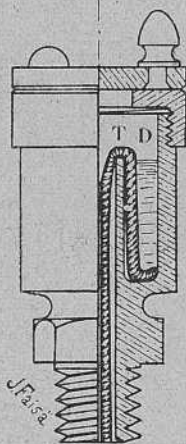


Fig. 449. - Engrasador de capilaridad.

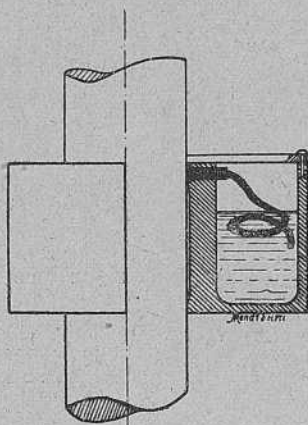


Fig. 450. - Engrasador para ejes verticales.

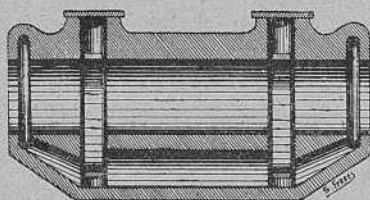


Fig. 451.—Engrasador de anillo.

cojinete hace que el aceite salga poco a poco. Estos engrasadores se usan poco, porque desperdician mucho aceite.

El de la figura 448 se llama engrasador de copa. Viene a ser una notable mejora del anterior. Para llenarlo de aceite no es preciso sacarlo del cojinete, sino que basta derramarlo en el embudo *E* procurando que los agujeros *A* que hay en el fondo del mismo coincidan con los que lleva la tapadera de la copa. Mediante las tuercas *T*, se puede graduar la salida del aceite en la cantidad que se desee, y que puede observarse por el orificio *O*; y mediante la palanca *f*, puede darse o no salida al aceite, según está levantada o caída.

El de la figura 449 es un engrasador de capilaridad. El aceite contenido en el depósito *D* es absorbido por la torcida *T*, y comunicado poco a poco al eje en movimiento. Estos engrasadores se emplean sobre todo para el engrasado de ejes verticales. Véase la figura 450.

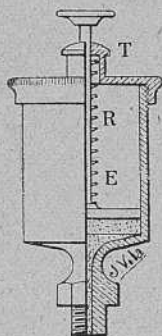


Fig. 453.—Otra forma de engrasador para grasa consistente.

cojinete hace que el aceite salga poco a poco. Estos engrasadores se usan poco, porque desperdician mucho aceite.

El de la figura 448 se llama engrasador de copa. Viene a ser una notable mejora del anterior. Para llenarlo de aceite no es preciso sacarlo del cojinete, sino que basta derramarlo en el embudo *E* procurando que los agujeros *A* que hay en el fondo del mismo coincidan con los que lleva la tapadera de la copa. Mediante las tuercas *T*, se puede graduar la salida del aceite en la cantidad que se desee, y que puede observarse por el orificio *O*; y mediante la palanca *f*, puede darse o no salida al aceite, según está levantada o caída.

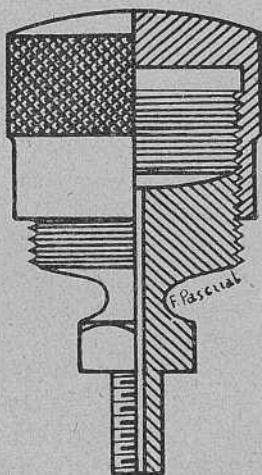


Fig. 452.—Engrasador para grasa consistente.

La figura 451 representa un engrasador de anillo. El fondo del cojinete forma un depósito que se llena de aceite, en el cual se sumerge parcialmente un anillo, verificándose el engrase con el aceite que lleva adherido.

Cuando el lubricante es grasa consistente, suelen emplearse engrasadores como el de la figura 452. De cuando en cuando se hace girar

cojinete hace que el aceite salga poco a poco. Estos engrasadores se usan poco, porque desperdician mucho aceite.

su tapadera roscada, lo que obliga a la grasa a salir por el orificio del engrasador. El calentamiento que se produce en los cojinetes durante el movimiento hace más fluida la grasa y facilita su salida.

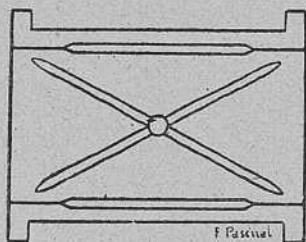


Fig. 454.—Patas de araña.

Otra forma de estos engrasadores, es la que representa la figura 453. El émbolo *E* por la acción del resorte *R* obliga a la grasa a salir de una manera constante. La tensión del resorte se gradúa por medio de la tuerca *T*.

Sea cual sea la forma de engrasador que se adopte, para que el lubricante llegue a toda la superficie de los cojinetes se practican en éstos (FIG. 454) ranuras en varios sentidos llamadas *patas de araña*. En las máquinas en que el engrasado ha de ser muy cuidadoso se hace llegar el aceite a los principales órganos en movimiento estableciendo una red de tubos en los cuales se le obliga a circular mediante pequeñas bombas, como tendremos ocasión de notar al tratar de los motores de automóvil.

291. **Rozamiento por rodadura.**—Es la dificultad que un cuerpo redondo experimenta al rodar sobre una superficie cualquiera.

Esta dificultad es debida por una parte a la falta de lisura de las superficies, y por otra al aplastamiento de las mismas, lo que hace que el contacto no se verifique en un punto o en una línea, sino en una superficie. Así la rueda *O* colocada sobre la superficie *S* (FIG. 455) produce en ésta el aplastamiento *A P*

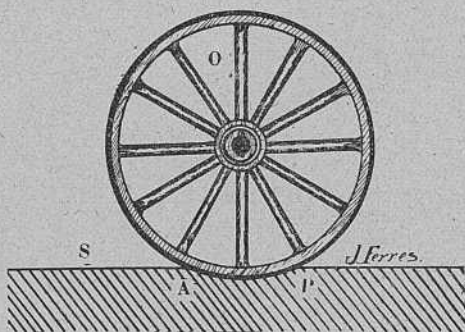


Fig. 455.—Rozamiento por rodadura.

representado exageradamente en la figura, en virtud del cual se ve obligada durante su rodamiento a subir una serie indefinida de superficies inclinadas. Se comprende por tanto que la pérdi-

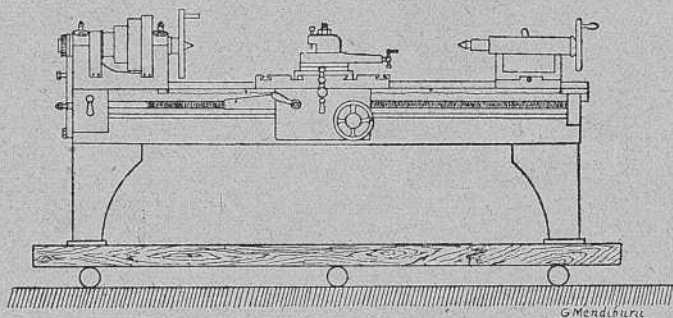


Fig. 456.

da de fuerza por rodadura será tanto menor cuanto más dura sean la esfera y la superficie en que se apoya, y más pulidas ambas.

292. El rozamiento por rodadura es inmensamente menor que el rozamiento por resbalamiento, como puede verse por la siguiente tabla:

Tabla XXVII.—Coeficientes de rozamiento por rodadura.

Naturaleza de las ruedas	Superficie de rozamiento	Coefficiente
Fundición en bruto	Hierro	0,0035
" pulimentada	"	0,0012
Hierro pulido	Empedrado	0,0145
" "	Adoquinado	0,0090
Acero templado	Acero templado.	0,0008

Esta propiedad se utiliza en multitud de aplicaciones: cuando se quieren transportar máquinas u otros cuerpos muy pesados, se montan sobre plataformas (Fig. 456) debajo de las cuales se colocan rodillos. Los vehículos se colocan sobre ruedas, etc.

Otra felicísima aplicación de la rodadura son los cojinetes de

bolas o rodillos formados (FIG. 457) por dos anillos de acero templado, entre los que se colocan una o varias hileras de bolas o

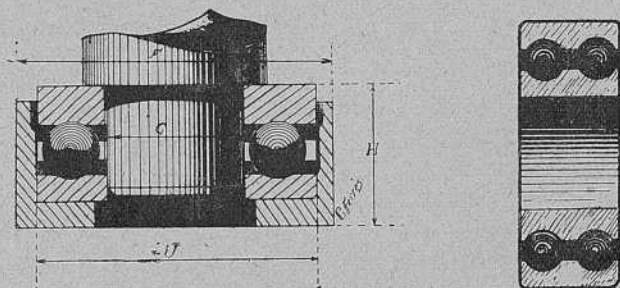


Fig. 457. — Cojinetes de bolas.

rodillos también de acero templado. El anillo interior es solidario del eje y el exterior del soporte.

293. **Pérdida de potencia debida al rozamiento en los cojinetes.**—Se calcula fácilmente mediante las fórmulas 62 y 63:

Ejes horizontales:

$$HP = 0'0014 fPrn \quad (62)$$

Ejes verticales:

$$HP = 0'00093 fPrn \quad (63)$$

En estas fórmulas las letras significan:

HP , la fracción de potencia perdida,

f , coeficiente de rozamiento,

P , presión en Kg. sobre el eje,

r , radio del cojinete, en m .

n , número de r. p. m.

Con cojinetes de bolas las pérdidas por rozamiento se reducen en un 25 a 30 %.

294. **Problema:**

Una transmisión cuyo diámetro es de 50 mm. y cuyo número de r. p. m. es 180, pesa 500 Kg., comprendidos el peso propio,

el de las poleas, juntas y tensión de las correas. ¿Cuál será la fracción de potencia perdida suponiendo que la transmisión está montada sobre cojinetes de bronce engrasados?

Tratándose de un eje horizontal aplicaremos la fórmula 62:

$$HP = 0'0014 fPrn, \text{ o sea:}$$

$$HP = 0'0014 \times 0'07 \times 500 \times 0'050 \times 180 = 0'44$$

O sea, se perderá un 44 % de potencia.

ORGANOS DE MAQUINAS Y MAQUINAS HERRAMIENTAS

CAPITULO VIII

PALANCA Y PLANO INCLINADO

295. **Palanca.**—Es una barra rígida capaz de oscilar al rededor de uno de sus puntos, llamado *punto de apoyo*.

A esta barra se pueden aplicar dos clases de fuerzas, llamadas:

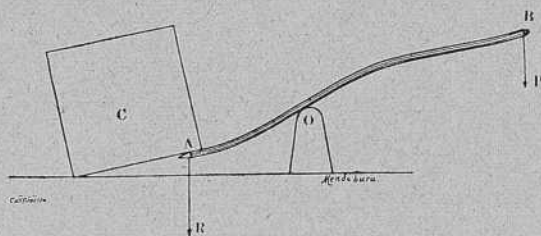


Fig. 458.—Palanca.

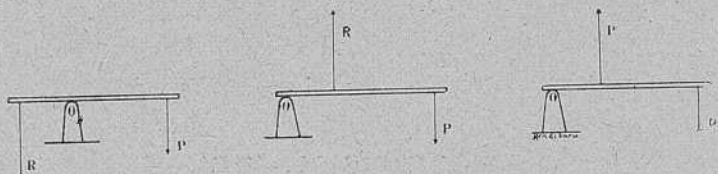
Fuerzas de resistencia, que son las fuerzas que se han de vencer o equilibrar. *Fuerzas de potencia*, que son aquellas que tienden a vencer o equilibrar a las primeras.

Si, por ejemplo (FIG. 458) mediante la palanca $A O B$ cuyo punto de apoyo es O queremos levantar el cuerpo C que actúa

en el extremo A de la palanca con una fuerza igual a R , aplicando en el otro extremo una fuerza P , R será la fuerza de resistencia y P la de potencia.

Las letras P , R y O nos servirán para indicar respectivamente las fuerzas de potencia, de resistencia y el punto de apoyo.

296. **Géneros de palanca.**—Son tres, según la posición que ocupen en la palanca el punto O y los puntos de aplicación



Figs. 459-61.—Géneros de palanca.

de P y R . Llámase *palanca de primer género*, (FIG. 459) aquella cuyo punto de apoyo está entre los P y R ; *palanca de segundo género*, aquella cuya fuerza de resistencia se aplica entre el punto

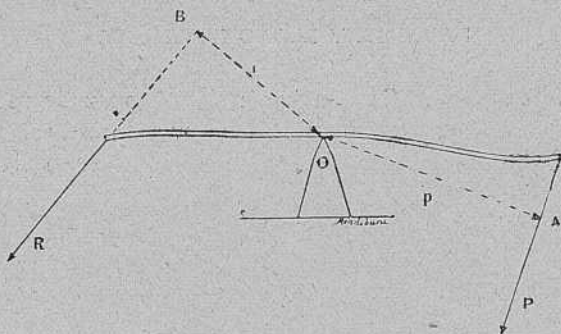


Fig. 462.—Brazos de la palanca.

de apoyo y el de aplicación de la fuerza de potencia (FIG. 460) y *palanca de tercer género* aquella cuya fuerza de potencia se aplica entre el punto de apoyo y el de aplicación de la resistencia (FIG. 461.)

297. **Brazos de la palanca.**—Son las distancias que hay desde el punto de apoyo hasta la dirección de las fuerzas de potencia y resistencia: la primera se llama brazo de potencia, la segunda de resistencia. Así en la figura 462, el brazo de potencia

es OA y el de resistencia es OB . Abreviadamente se llama p el brazo de potencia y r el de resistencia.

298. **Fórmula de la palanca.** — Muchos problemas relativos a las palancas se resuelven fácilmente mediante la siguiente proporción:

$$\frac{P}{R} = \frac{r}{p} \quad (64)$$

conocida con el nombre de *ley de la palanca*.

299. **Problemas:**

1.º Supongamos que el cuerpo C de la fig. 458 pesa 500 kg. que el brazo de potencia de la palanca AOB es de 2 m, y que

el de resistencia es de 30 cm. ¿Cuál ha de ser la intensidad de la fuerza de potencia, para que haya equilibrio?

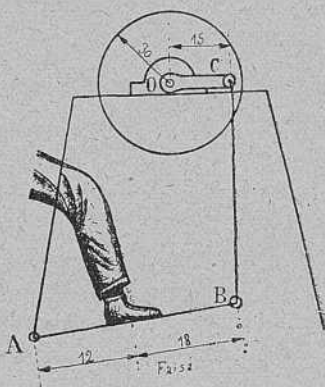


Fig. 463.

Aplicando la fórmula 64:

$$\frac{P}{R} = \frac{r}{p}$$

tendremos:

$$\frac{P}{500} = \frac{0'30}{2}$$

$$P = \frac{500 \times 0'30}{2} = 75 \text{ Kg.}$$

Por lo tanto una fuerza de potencia de 75 Kg. equilibraría el peso del cuerpo, y una fuerza mayor produciría su levantamiento.

2.º Un afilador hace rodar una muela cuya disposición y medidas en cm. son las de la figura 463. Si la fuerza con que actúa sobre el pedal es de 30 kg. ¿cuál será el esfuerzo máximo que podrá equilibrar aplicado tangencialmente a la llanta de la muela?

En esta máquina hay que distinguir dos palancas: una formada por el pedal AB y la otra por la manivela OC , el eje de la mue-

la y la misma muela: ambas palancas están unidas por la varilla BC .

La fuerza máxima que el obrero podrá equilibrar en el extremo B será según la fórmula 64:

$$\frac{30}{R} = \frac{12 + 18}{12}; \quad R = \frac{12 \times 30}{12 + 18} = 12 \text{ kg.}$$

De manera que 12 kg. será la fuerza máxima que podrá transmitir a la palanca superior, aplicada en el punto C , la cual podrá equilibrar en la periferia de la muela una resistencia máxima de:

$$\frac{12}{R} = \frac{30}{15}; \quad R = \frac{12 \times 15}{30} = 6 \text{ kg.}$$

300. **Plano inclinado.** — Es todo plano que forma con el horizonte un ángulo agudo.

La resistencia debida al rozamiento sobre un plano inclinado se calcula por medio de la fórmula:

$$F = f \times P \times \frac{b}{l} \quad (65) \text{ en la que:}$$

F = fuerza de rozamiento en kg.,

f = coeficiente de rozamiento correspondiente a las superficies que frotan,

P = peso del cuerpo en kg.,

b = base del plano inclinado,

l = longitud del plano inclinado en la misma especie de medida que la anterior.

301. Para calcular el esfuerzo necesario para hacer resbalar un cuerpo sobre un plano inclinado se emplean las fórmulas 66 y 67 según se trate de hacerlo subir o bajar

$$F = fP \times \frac{b}{l} + P \times \frac{a}{l} \quad (66)$$

$$F = fP \times \frac{b}{l} - P \times \frac{a}{l} \quad (67)$$

Las letras significan:

F , esfuerzo de arrastre en kg, paralelo al plano;

P , peso en kg. del cuerpo;

a , b y l , altura, base y longitud del plano respectivamente, todas en la misma clase de medida;

f , el coeficiente de rozamiento correspondiente a las superficies que se frotan.

El término $fP \times \frac{b}{l}$ de ambas fórmulas representa la resistencia debida al rozamiento por resbalamiento, que, como sabemos varía según que las superficies estén engrasadas o no.

El término $P \times \frac{a}{l}$ representa la acción de la gravedad sobre el cuerpo, modificada por la relación entre la altura y la longitud del plano inclinado. Se comprende que esta acción se opondrá al movimiento de subida y favorecerá el de bajada; cuando ambos términos tienen un valor igual, la fórmula 67, se convertirá en:

$$F = 0$$

lo que quiere decir que el cuerpo estará en equilibrio y bastará un pequeñísimo esfuerzo para hacerlo bajar. Si la acción de la gravedad fuese mayor que la del rozamiento, el cuerpo bajaría por sí solo.

Si el cuerpo está montado sobre ruedas, las fórmulas 66 y 67 se convierten en:

$$F = \text{Rozamiento de rodadura} + \text{rozamiento sobre los cojinetes} \\ \pm P \times \frac{a}{l} \quad (68)$$

tomándose el signo $+$ ó el $-$ según que el cuerpo suba o baje.

302. Los datos que entran en un plano inclinado son su longitud base y altura, representadas, como dijimos por l , b y a .

De estos tres datos, basta conocer dos para hallar el tercero, mediante las fórmulas 69, 70 y 71

$$l = \sqrt{a^2 + b^2} \quad (69)$$

$$a = \sqrt{l^2 - b^2} \quad (70)$$

$$b = \sqrt{l^2 - a^2} \quad (71)$$

Tampoco es preciso conocer toda la longitud de estas dimensiones, basta que sepamos la relación en que están.

Si en lugar de estas dimensiones nos diesen solamente el ángulo que el plano forma con el horizonte, la relación entre la altura y la base nos la daría la tangente de dicho ángulo.

303. Problema:

¿Qué esfuerzo se necesitará para arrastrar sobre un plano inclinado de hierro una máquina que pesa 4 Tm.? La altura del plano y longitud del mismo son respectivamente 1 y 8 m.

La base de dicho plano será (fórmula 71)

$$b = \sqrt{l^2 - a^2} = \sqrt{64 - 1} = 7.93$$

Aplicando la fórmula 66 y tomando como valor de f , 0.20 según la tabla XXVI

$$F = fP \times \frac{b}{l} + P \times \frac{a}{l} \text{ igual a}$$

$$0.20 \times 4000 \times \frac{7.93}{8} + 4000 \times \frac{1}{8} = 1293$$

$$F = 1293 \text{ Kg.}$$

CAPITULO IX

TORNILLOS, CHAVETAS, Y ORGANOS DE TRANSMISIONES

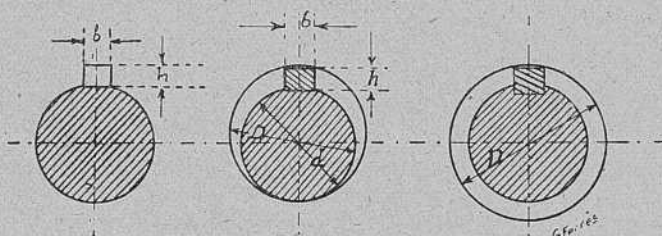
304. **Tornillos.**—En la Primera Parte, Capitulo VIII, hemos hablado de ellos al tratar del roscado a mano.

Para hallar el diámetro interior, d_1 de un tornillo de hierro capaz de resistir una carga de P Kg. se usa la fórmula 72:

$$d_1 = 0.67 \sqrt{P} \quad (72)$$

Conocido el diámetro interior, d_1 , se hallará el exterior, d

por las tablas XV y XVI según se trate de un tornillo *S. I.*, o *S. W.*
El diámetro de la tuerca y cabeza es igual a dos veces el del



Figs. 464-65.—Chavetas planas.

Fig. 466.—Chaveta empotrada.

tornillo. La altura de la tuerca se hace igual al diámetro exterior del tornillo y la de la cabeza a 0'7 del mismo.

305. Problema:

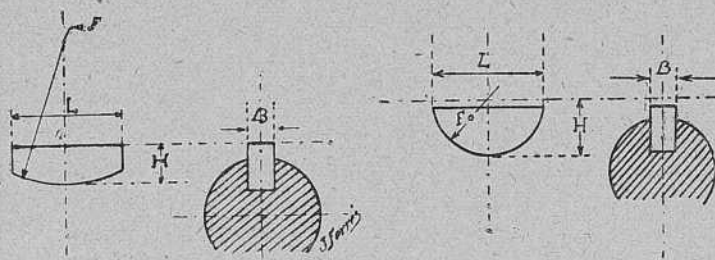
Dimensiones de un tornillo sometido a una carga de 1600 kg.

Aplicando la fórmula 72:

$$d = 0'67 \sqrt{1600} = 0'67 \times 40 = 26'80 \text{ mm.}$$

Si se trata de un tornillo *S. I.* consultaremos la tabla XV y si es *S. W.* la tabla XVI, las cuales nos indicarán el diámetro exterior y el paso.

306. **Chavetas.**—Son prismas de sección generalmente rec-



Figs. 467-68.—Chaveta Woodruff.

tangular, que se emplean para hacer solidarios de su eje los engranajes, poleas, etc. Las chavetas pueden ser planas (Figs. 464 y 465) y empotradas (Figs. 466 y 467).

307. La anchura B de las chavetas y la altura o espesor H varían con el diámetro del árbol, como puede verse en las tablas XXVIII, XXIX y XXX; la longitud en general se toma algo superior a la del cubo.

Tabla XXVIII.—Dimensiones de las Chavetas planas y empotradas.

d	B	H		d	B	H		d	B	H	
		CHAVETAS PLANAS	CHAVETAS EMPOTRADAS			CHAVETAS PLANAS	CHAVETAS EMPOTRADAS			CHAVETAS PLANAS	CHAVETAS EMPOTRADAS
10	3	2,5	3	30	8	5	6	70	14	8	10
12	4	3	4	35	8	5	6	75	14	8	10
14	4	3	4	40	8	5	6	80	16	10	12
15	4	3	4	45	10	6	7	85	16	10	12
16	5	4	5	50	12	6	8	90	16	10	12
18	5	4	5	55	12	6	8	95	18	12	14
20	5	4	5	60	12	6	8	100	18	12	14
25	6	5	6	65	14	8	10	—	—	—	—

Tabla XXIX

308. Chavetas *Woodruff* (FIG. 468).

B	L	H	DIÁMETRO DE LAS FRESAS	B	L	H	DIÁMETRO DE LAS FRESAS	B	L	H	DIÁMETRO DE LAS FRESAS
3	13	5,8	13	6	16	6,95	16	8	43,6	13,49	54
3	16	6,95	16	6	22	9,7	22	8	58,7	19,05	69,8
4	16	6,95	16	6	28	12,9	28	8	73,0	23,81	88,9
4	19	8,55	19	6	32	14,5	32	10	43,6	13,49	54
4	22	9,7	22	8	19	8,55	19	10	58,7	19,05	69,8
5	16	6,95	16	8	32	14,5	32	10	73,0	23,81	88,9
5	19	8,55	19	8	38	16,7	38	12	73,0	23,81	88,9
5	25	11,3	25	8	43,6	13,49	54	—	—	—	—

309. A veces las chavetas tienen una cabeza o ensanchamiento exterior (FIG. 469) cuyo objeto es poderlas extraer fácilmente: entonces se llaman chavetas de *cabeza* o *talón*.

Cuando la chaveta no tiene más objeto que impedir la rotación del cubo sobre el árbol, debe ser empotrada y basta que ajuste solamente en las caras laterales.

Se emplea sobre todo cuando los cubos han de poder deslizarse a lo largo de los ejes.

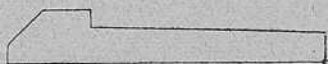


Fig. 469.—Chaveta de cabeza.

Si se desea que queden fijos en un punto del árbol, las chavetas deben ajustar también en su cara superior a la cual se le da una pequeña pendiente.

310. **Pivotes.**—Los pivotes, llamados también gorriones de apoyo, son las partes por donde se apoyan los ejes verticales. Las presiones axiales por mm.² a que pueden estar sometidos los pi-

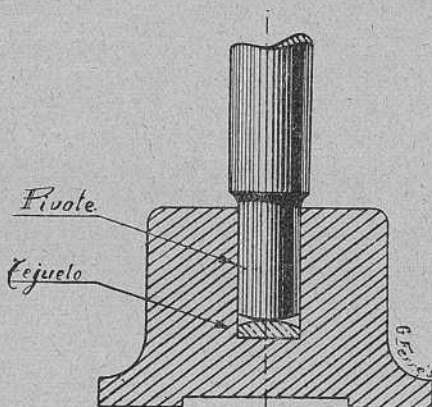


Fig. 470.—Tejuelo.

votes de hierro o acero apoyados sobre cojinetes o tejuelos (FIGURA 470) de bronce, no deben pasar de:

1 kg. para ejes que giran muy despacio (ejes de grúas, etc).

0'85 kg. para ejes cuyo número de revoluciones por minuto no pasa de 150.

0'05 a 0'03 kg. para ejes que giran a gran velocidad, adoptándose cargas intermedias para velocidades intermedias.

Si el tejuelo es de acero, puede duplicarse la presión.

La longitud del pivote suele ser igual al diámetro del eje o una vez y media mayor.

311. **Gorrones.**—Son las partes por donde apoyan los ejes horizontales. Pueden ser *intermedios* (FIG. 471) o *finales* (Fi-

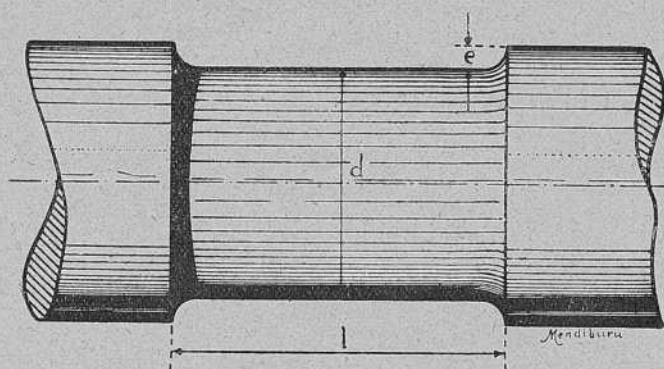


Fig. 471.—Gorrón intermedio.

GURA 472) según el lugar que ocupen en el eje. La superficie en que se apoyan se supone igual a $l \times d$, siendo d el diámetro y l la

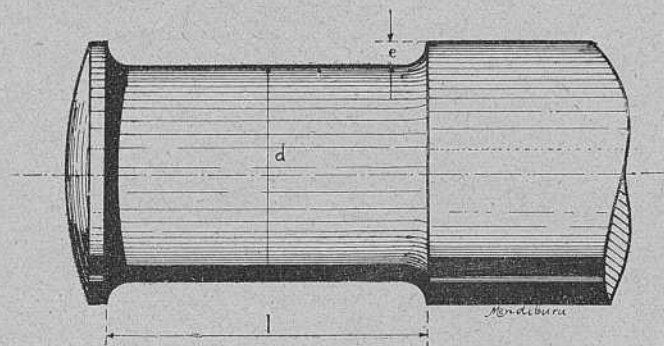


Fig. 472.—Gorrón final.

longitud del gorrón. La presión por mm.^2 de la superficie $l \times d$ para cojinetes de bronce o metal blanco no debe exceder de:

1 Kg.	para velocidades muy pequeñas.
0'5 " "	" hasta 150 r. p. m.
0'5 a 0'05 " "	" de 150 a 1000 r. p. m. o más.

312. Para calcular el diámetro y la longitud de un gorrón final se usan las siguientes fórmulas:

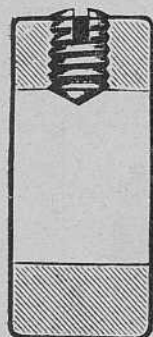


Fig. 473.
Anillo de presión

$$d = 1.5 \sqrt{\frac{P}{\sqrt{Kt p}}} \quad (73)$$

$$l = \frac{P}{p d} \quad (74)$$

en las que:

d significa el diámetro del gorrón en mm.
 l " la longitud " " " "
 P " la carga sobre el gorrón en Kg.
 Kt " el coeficiente de resistencia del material del eje, y
 p significa la carga por mm.² según la velocidad.

313. Si el gorrón es intermedio (FIG. 471) suele calcularse su diámetro por medio de las fórmulas 56 y 57 que nos sirvieron para cálculo de los árboles de transmisión.

La distancia e (FIGS. 471 y 472) se calcula por medio de la fórmula:

$$e = 3 + 0.07 d \quad (75)$$

Muchas veces se da a los gorriones intermedios el mismo diámetro que el del eje a que pertenecen; en este caso se evita el desplazamiento axial del eje por medio de anillos de presión (FIG. 473) que se fijan a los ejes mediante tornillos que han de quedar totalmente hundidos para evitar accidentes.

314. **Cojinetes.**— Reciben este nombre los soportes en que giran los ejes de las máquinas y los árboles de transmisión. La figura 474 representa un cojinete horizontal en su forma más sencilla. El engrase se verifica por medio de

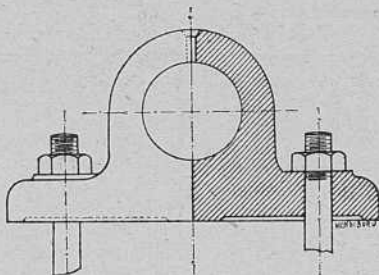


Fig. 474. —Cojinete sencillo.

un engrasador de bola (FIG. 447), de grasa consistente (FIG. 452) o por cualquiera de los representados en las figuras 448 y 449. Esta clase de cojinetes solo puede emplearse en transmisiones sencillas de muy fácil vigilancia.

Los cojinetes más empleados en las transmisiones son los de engrase continuo por anillo (FIG. 475). En el comercio los hay de

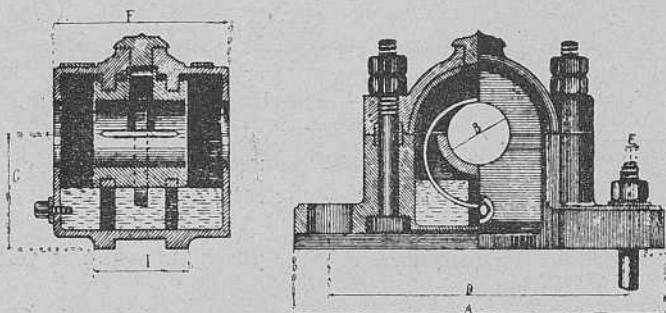


Fig. 475. — Cojinete de engrase continuo.

tres tipos: *tipo sencillo*, *tipo económico* y *tipo reforzado*. En las transmisiones ordinarias se emplean los de tipo económico, reservándose los del primer tipo para las ligeras y los del último para las pesadas.

315. En las tablas XXX, XXXI y XXXII se dan sus medidas más importantes en milímetros, referidas a la figura 475.

Tabla XXX. -- Medidas de los cojinetes de tipo ligero.

DIAMETRO DEL EJE	ALTURA DEL CENTRO DEL COJINETE	LARGO DEL COJINETE	BASE			LARGO DEL CUERPO	FIJACION	
			LARGO	ANCHO	GRUESO		DIS- TANCIA	DIÁ- METRO
			B	I	C			
30	48	42	155	35	20	70	120	11
35	53	48	170	40	21	80	135	13
40	58	54	190	45	22	90	150	14
45	63	62	210	50	23	100	165	15
50	68	68	230	55	24	110	185	16
55	73	75	250	60	25	120	205	17
60	78	83	270	65	27	130	220	17

Tabla XXXI.—Medidas de los cojinetes de tipo económico.

DIÁMETRO DEL EJE	ALTURA DEL CENTRO	LARGO DEL COJINETE	BASE			LARGO DEL CUERPO	FIJACION		PESO — KILOS
			LARGO	ANCHO	GRUESO		DIS- TANCIA	DIÁM.	
			A	I	C		D	E	
20	43	36	135	30	19	60	105	9	1.250
25	48	45	155	35	20	70	122	11	1.850
30	53	45	170	40	21	80	135	13	2.450
35	58	53	190	45	22	90	150	14	3.300
40	63	60	210	50	23	100	165	15	3.450
45	68	68	230	55	24	110	185	16	5.600
50	73	75	250	60	25	120	205	17	7.250
55	78	83	270	65	27	130	220	17	9.300
60	83	90	290	70	28	140	235	18	11.670
65	88	98	310	75	29	150	255	18	14.660
70	93	105	330	80	30	160	270	20	16.850
75	98	113	365	85	32	170	295	22	21.500
80	103	120	385	90	34	190	315	24	26.000
85	108	128	410	100	36	200	330	24	30.500
90	113	135	420	105	38	220	345	26	35.000
95	118	143	440	110	40	230	360	26	39.500
100	123	150	455	115	42	240	370	28	44.500

Tabla XXXII.—Medidas de los cojinetes de tipo reforzado.

DIÁMETRO DEL EJE	ALTURA DEL EJE	LARGO DEL COJINETE	BASE			LARGO DEL CUERPO	FIJACION	
			LARGO	ANCHO	GRUESO		DIS- TANCIA	DIÁ- METRO
			A	I	C		D	E
30	55	60	170	50	22	100	135	13
35	60	70	190	55	24	110	150	14
40	65	80	210	60	26	125	165	15
45	70	90	230	70	28	140	186	16
50	75	100	250	75	30	150	200	17
55	80	110	270	80	32	165	220	17
60	85	120	290	90	34	185	235	18
65	90	130	310	95	36	200	250	18
70	95	140	330	100	38	210	270	20
75	100	150	360	110	40	225	295	22
80	105	160	380	115	42	240	315	24
90	130	180	445	130	45	265	360	25
100	150	200	510	150	50	305	425	25

También se fabrican cojinetes articulados o de rótula (FIGURA 476), los cuales pueden adaptarse a las flexiones del eje, y ser por lo tanto de mucha longitud.

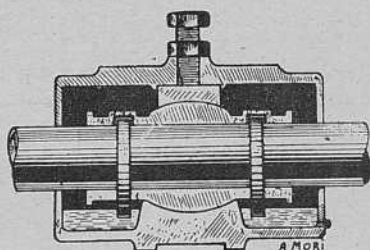


Fig 476.—Cojinete de rótula.

316. **Cojinetes para ejes verticales.**—En estos cojinetes resulta difícil el engrasado con aceite, por lo que suelen emplearse

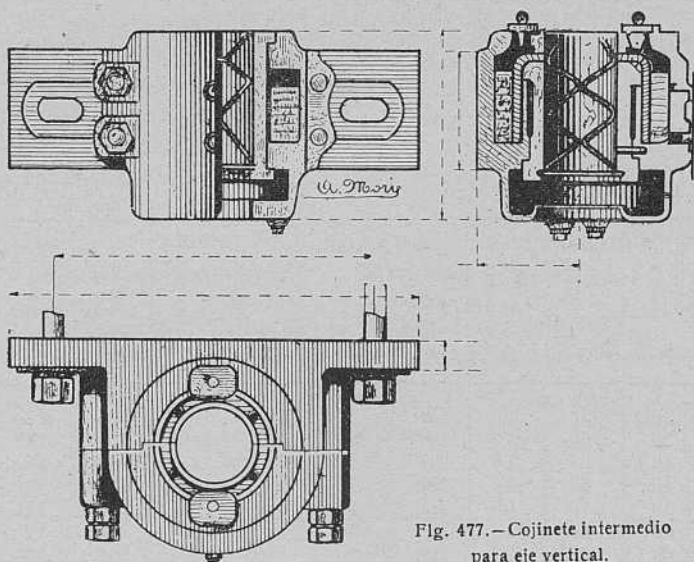


Fig. 477.—Cojinete intermedio para eje vertical.

engrasadores de grasa consistente. Véase no obstante en la figura 477 un cojinete intermedio para eje vertical con depósito de aceite y engrasado por mecha. El depósito anular inferior recoge el aceite sobrante impidiendo así que baje por el eje.

El pivote de un eje vertical es recibido en un cojinete especial llamado *tejuelo* (FIG. 478). Consta de un cojinete vertical para

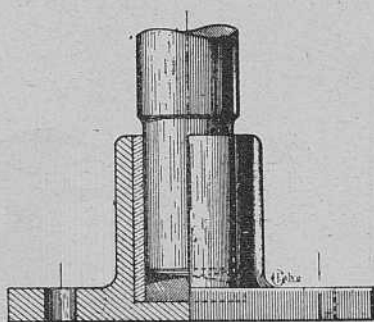
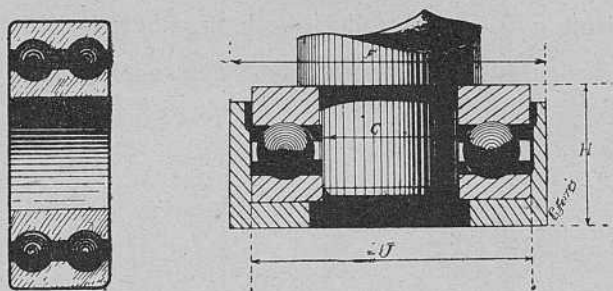


Fig. 478.—Tejuelo.

recibir las presiones horizontales y uno o varios lentes de acero templado para recibir las verticales.

317. **Cojinetes de bolas.**—Los diversos cojinetes que acabamos de citar van siendo sustituidos en la mayor parte de sus



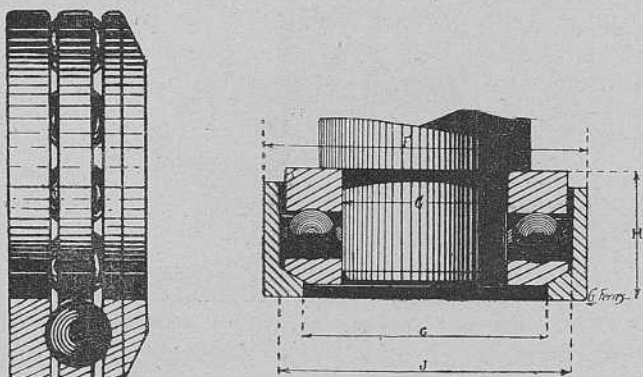
Figs. 479-80.—Cojinetes de bolas.

aplicaciones por cojinetes de bolas, los cuales, por convertir el rozamiento por deslizamiento en rozamiento por rodadura proporcionan una enorme economía de fuerza.

Constan de dos anillos de acero especial templado entre los cuales giran una o más series de bolas también templadas. Dichos anillos son concéntricos (FIG. 479) si deben sufrir presiones normales al eje, y consecutivos (FIG. 480) si las presiones son

axiales. Cuando los ejes están sometidos a flexiones deben montarse sobre cojinetes con rótula (Figs. 481 y 482).

El coeficiente de rozamiento de los cojinetes de bolas es muy



Figs. 481-82.—Cojinetes de bolas.

pequeño y casi el mismo al comenzar que durante el movimiento; su valor medio es de 0'0015, lo cual reduce las pérdidas por rozamiento a $\frac{1}{30}$ aproximadamente de su valor en los ordinarios.

Las figuras 483 a 486 representan distintas aplicaciones y maneras de montar los cojinetes de bolas.

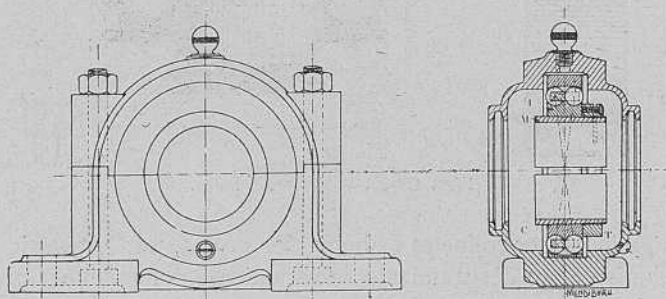


Fig. 487.—Cojinetes de bolas para árboles de transmisión.

En la figura 487 presentamos la forma de los cojinetes de bolas que deben montarse en los árboles de transmisión.

El anillo interior *I* es cónico y ajusta en el manguito cónico

Fig. 483.
Visinfín montado
sobre cojinetes
de bolas.

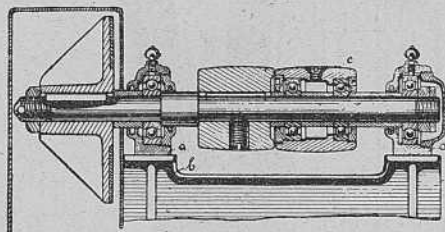
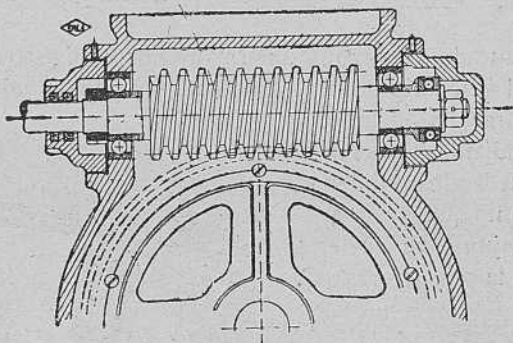


Fig. 484.—Eje y polea
loca montados sobre co-
jinetes de bolas.

Fig. 485.—Engranajes
cónicos montados so-
bre cojinetes de bolas.

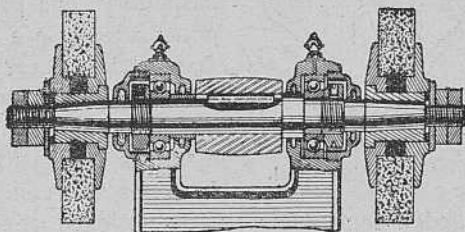
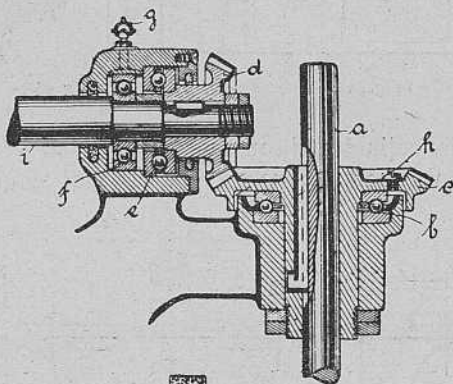


Fig. 486.—Muela
montada sobre coji-
netes de bolas.

ranurado M , cuyo diámetro interior es ligeramente superior al del árbol. Montado el cojinete sobre el manguito, se le obliga a entrar en el mismo mediante la tuerca T quedando así fijo en el punto que se desee. El conjunto se encierra en la caja de grasa C .

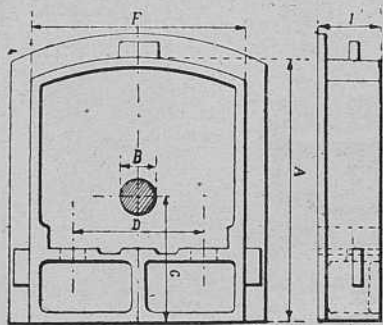


Fig. 488. — Silleta de suelo.

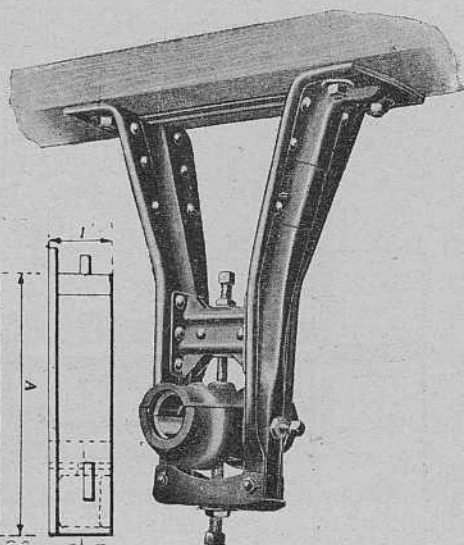


Fig. 489. — Silleta de plancha de acero.

Tales cojinetes, si son de buena calidad y están bien montados, apenas necesitan inspección, bastando engrasarlos 2 ó 3 veces al año.

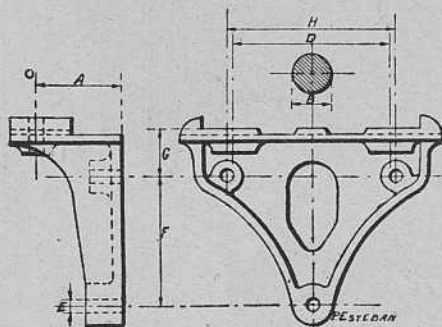


Fig. 490. — Silleta de pared para cojinete final.

318. **Silletas.** — Reciben este nombre los soportes de los cojinetes. Su forma es bastante variada para poder adaptarse a la manera de colocar la transmisión. Nos limitaremos a presentar ejemplos gráficos de los tipos más comunes.

Sus medidas pueden consultarse en los catálogos de las casas suministradoras (Figs. 488 a 494).

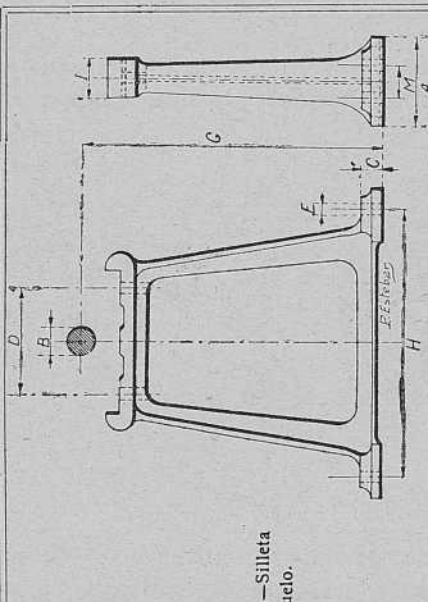


Fig. 491. — Silleta de
techo abierta.

Fig. 492. — Silleta
de suelo.

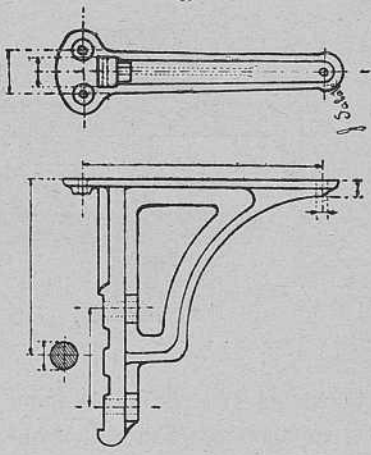
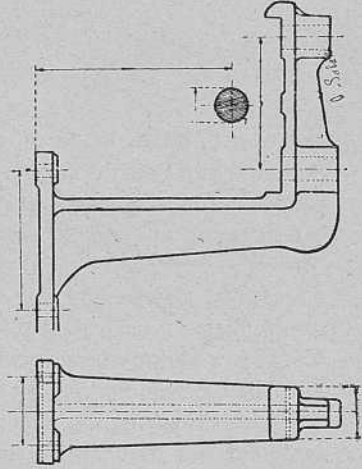
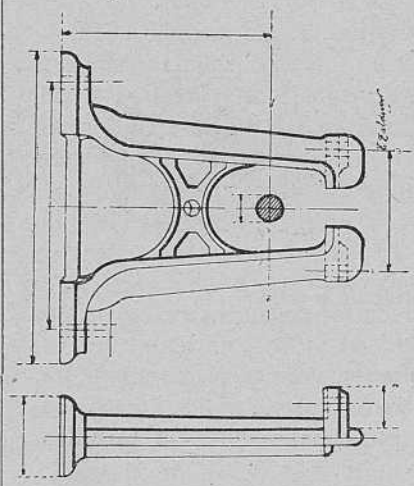
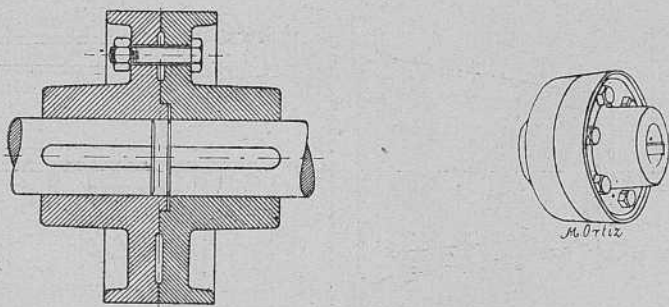


Fig. 493.
Silleta de techo.

Fig. 494.
Silleta de pared.

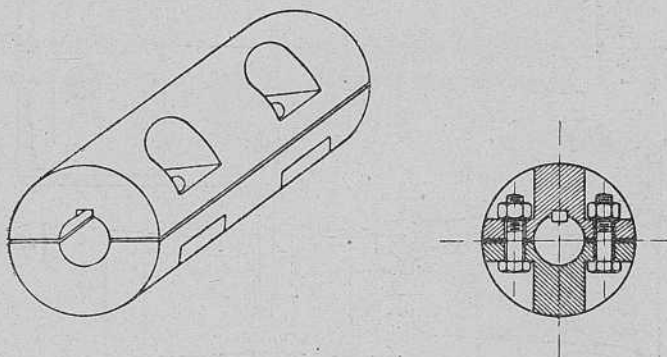


319. **Manguitos de unión.**—Los árboles de transmisión que se venden en el comercio suelen ser de una longitud



Figs. 495-96.—Manguito de unión.

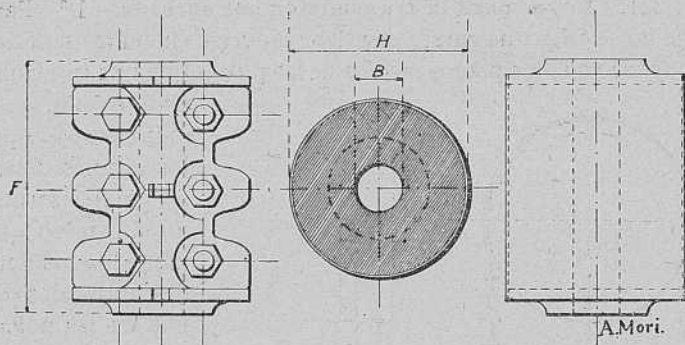
de 5 a 6 m. Cuando hay que hacer transmisiones más largas es preciso unir los distintos trozos, empleándose para ello los llamados *manguitos de unión o juntas*.



Figs. 497-98.—Manguito de unión.

Las figuras 495 y 496 presentan su forma más común. Otra forma muy empleada es la de las figuras 497 y 498. En ellas ha de procurarse que queden completamente ocultos los tornillos

que las fijan en el árbol, para evitar accidentes. Desde este punto de vista es muy recomendable la junta *M. T. F.* (Figs. 499,



Figs. 499-501.—Manguito de unión *M. T. F.*

500 y 501) cuyo conjunto, luego de montada, se encierra en un cilindro de chapa, no apareciendo al exterior ningún saliente.

CAPITULO X

TRANSMISION POR CORREAS

320: Si una polea fija en un árbol se une, cumpliendo determinadas condiciones, por medio de una correa a otra polea solidaria de otro árbol, el movimiento de rotación de uno de éstos llamado árbol *conductor*, se transmitirá al segundo que recibe el nombre de *conducido*.

Dichas condiciones se refieren por una parte a la fuerza a transmitir, velocidad tangencial, anchura, grueso y tensión de la correa, y por la otra a la posición recíproca de poleas y ejes.

Relativamente a la primera clase de condiciones sólo advertiremos que la transmisión del movimiento por correas es debida al rozamiento de éstas sobre las poleas, de manera que sólo será posible cuando el esfuerzo a transmitir sea inferior a la fuerza de rozamiento y a la resistencia de la correa a la tracción. Se comprende que el valor del rozamiento depende sobre todo de la ten-

sión de la correa. y la resistencia de ésta de su material y dimensiones.

321. **Leyes para la transmisión por correas.**—1.^a Para que no se caiga una correa que debe moverse en ambos sentidos es preciso que los planos medios de las poleas que une coincidan en uno solo.

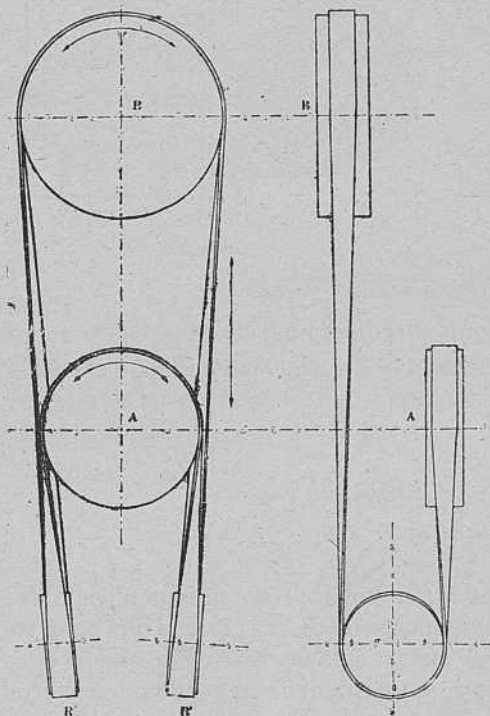


Fig. 502.—Unión por correa de árboles muy próximos. Movimiento en ambos sentidos.

Esto supone que los árboles deben ser paralelos y que un hilo tenso que toque los dos bordes torneados de una de las poleas ha de tocar los dos de la otra, si ambas tienen igual anchura.

2.^a Para que no se caiga una correa que ha de moverse en un solo sentido es condición necesaria y suficiente que el punto en que abandona cada una de las poleas se encuentre en el plano medio de la otra.

322. A veces los árboles entre

los cuales debe transmitirse el movimiento ocupan posiciones tales que no es posible unirlos directamente con una correa que cumpla las leyes enunciadas. En estos casos se guía el movimiento de la correa por medio de poleas adicionales convenientemente dispuestas, llamadas *poleas guías*. Para evitar pérdidas de fuerza conviene montar estas poleas sobre cojinetes de bolas.

323. En las figuras siguientes presentamos varios de los ca-

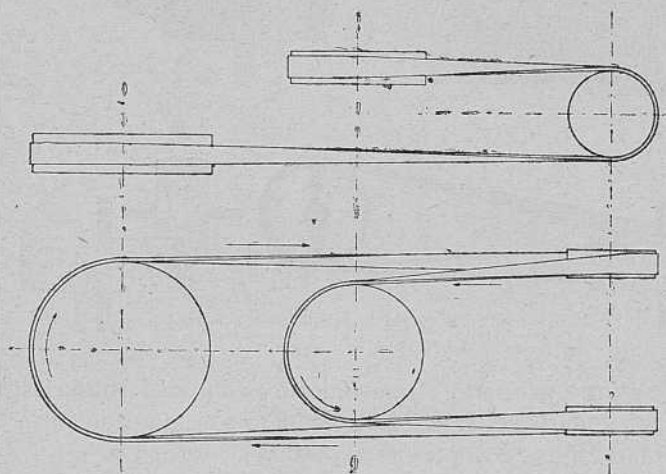


Fig. 503 — Unión por correa de árboles muy próximos.
Movimiento en un solo sentido.

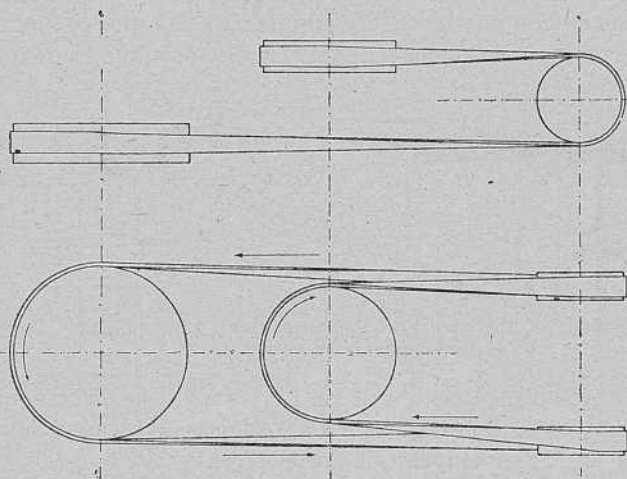


Fig. 504. — Unión por correa de árboles muy próximos.
Movimiento en un solo sentido.

sos más frecuentes de transmisión por correas. La 502 representa la manera de unir por correa dos árboles paralelos muy próximos que han de girar en ambos sentidos. La distancia que ha de me-

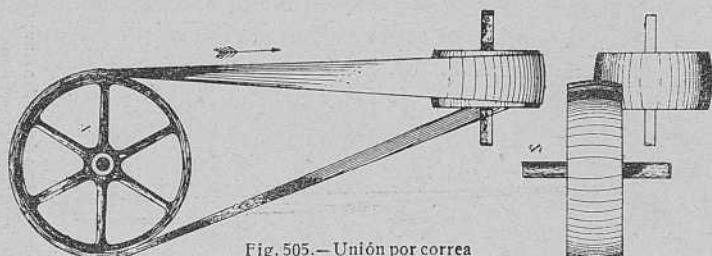


Fig. 505.—Unión por correa de árboles que se cruzan en ángulo recto.

diar entre los planos medios de las poleas A y B ha de ser igual al diámetro de las poleas guías R y R' . Además los planos medios de éstas han de ser tangentes a dichas poleas.

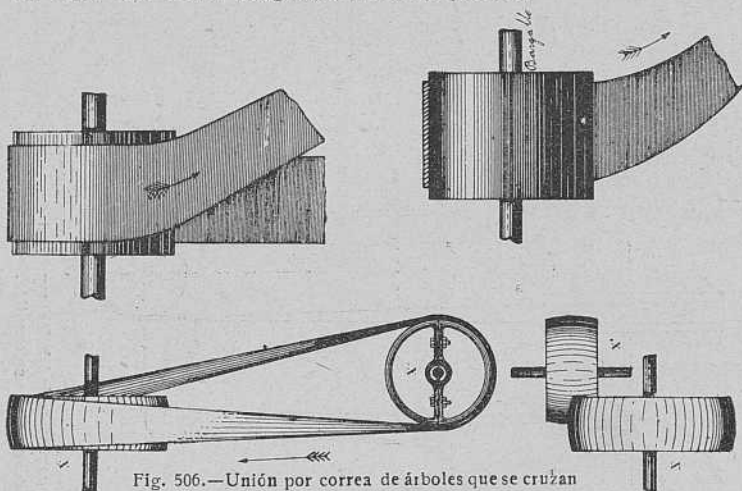


Fig. 506.—Unión por correa de árboles que se cruzan en ángulo recto.

Si solo fuese necesario el movimiento en un solo sentido las poleas guías podrían estar montadas en un solo eje perpendicular a la línea de centros de las poleas. (Figs. 503 y 504.)

En las figs. 505 y 506 se demuestra cómo los árboles $X X'$ y $x x'$ cuyos ejes se cruzan en ángulo recto pueden unirse directa-

mente, es decir sin poleas guías, cuando no es preciso sino el movimiento en un solo sentido. Obsérvese como en cada una de

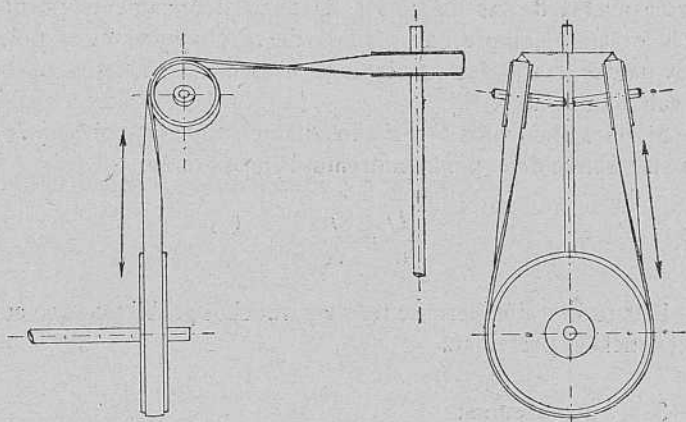


Fig. 507.—Unión por correa de árboles que se cortan en ángulo recto.
Movimiento en ambos sentidos.

ellas la correa cumple la segunda ley y por lo tanto no caerá, siempre que se mueva en el sentido que marca la flecha.

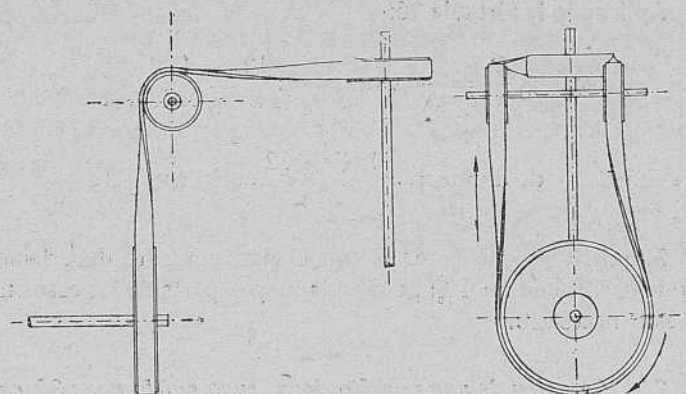


Fig. 508.—Unión por correa de árboles que se cortan en ángulo recto.
Movimiento en un solo sentido.

En las figuras 507 y 508 puede verse la manera de unir árboles que se cortan en ángulo recto y que deben moverse en ambos sentidos (FIG. 507) o en uno solo (FIG. 508).

324. **Relación de velocidades.**—Teóricamente los números de revoluciones de las poleas unidas por una correa están en razón inversa de sus diámetros. Decimos teóricamente, porque en la práctica siempre hay pérdida de revoluciones en la polea movida debidas al deslizamiento y otras causas. Tales pérdidas se calculan en un 4 %.

Si, pues, llamamos D y d a los diámetros de las poleas, y R y r a su número de r. p. m. tendremos la proporción:

$$\frac{D}{d} = \frac{r}{R} \quad (76)$$

Esta proporción permite resolver muchos problemas que con frecuencia se presentan.

325. Problemas:

1.º *Se desea instalar una transmisión que gire a 220 r. p. m. movida por un motor cuya polea mide 12 cm. y gira a 1540 r. p. m. ¿Cuál será el diámetro de la polea de la transmisión?*

Aplicando la fórmula 76:

$$\frac{D}{d} = \frac{r}{R} \text{ tendremos: } \frac{12}{x} = \frac{220}{1540}$$

$$\text{de donde } x = \frac{1540 \times 12}{220} = 84 \text{ cm.}$$

Si quisiéramos tener en cuenta el deslizamiento deberíamos aumentar 220 en un 4 %; pero en la mayor parte de los casos no es esto necesario.

2.º *La polea de una rectificadora, cuya muela tiene 30 cm. de diámetro y debe girar a una velocidad tangencial de 30 m. por segundo, tiene 20 cm. de diámetro. Su transmisión cuya polea mide 80 cm. de diámetro ¿a cuántas r. p.m. debe girar?*

Habrá que saber en primer lugar el número de r. p. m. a que

girá el eje de la muela. La velocidad tangencial de la muela en metros por minuto será:

$$30 \times 60 = 1800 \text{ m.}$$

La longitud en metros de la circunferencia exterior de la muela será:

$$3'14 \times 0'20 = 0'628 \text{ m.}$$

Por lo tanto su número de r. p. m. será:

$$\frac{1800}{0'628} = 2866$$

Aplicando ahora la fórmula 76.

$$\frac{D}{d} = \frac{r}{R} \text{ se tiene:}$$

$$\frac{80}{20} = \frac{2866}{x}; x = \frac{2866 \times 20}{80} = 716'5 \text{ r. p. m.}$$

Para la conveniente aplicación de la fórmula 76, téngase en cuenta que:

Diámetro de una polea es a diámetro de la otra como número de r. p. m. de ésta es a número de r. p. m. de la primera.

326. **Sentido de rotación.**—Cuando dos árboles están unidos por una correa abierta (Fig. 509) giran en el mismo sen-



Fig. 509 — Correa abierta.

tido; si la correa es cruzada (Fig. 510), giran en sentido opuesto.

327. **Relación entre los diámetros de las poleas.** — En general no conviene que el diámetro de una de las poleas sea más de cinco veces mayor que el de la otra, sobre todo cuando la mayor es la conductora. Si hubiese de pasarse de este límite, los ár-

boles deben estar de tal manera distanciados que la correa abra-
ce en la polea menor por lo menos un arco de 150° .

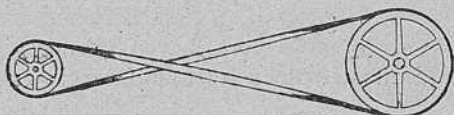


Fig. 510.—Correa cruzada.

328.—Cuando esto no es posible, se emplean tensores cuya
disposición corriente se indica en la figura 511. *A* es la polea

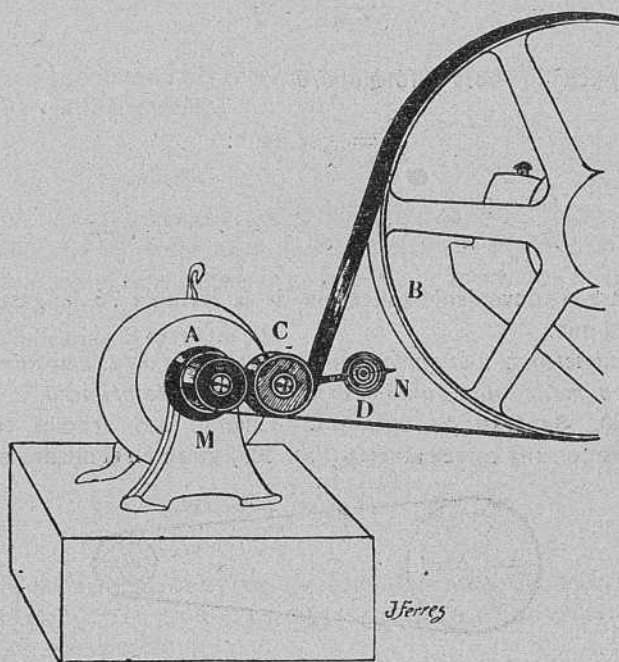


Fig. 511.—Tensor.

conductora; *B* la conducida; *C* es una polea loca muy ligera, ge-
neralmente provista de cojinetes de bolas, montada en la palan-
ca *MN*; el peso *D* se puede fijar en diversos puntos de esta pa-
lanca, obteniéndose así que la polea *C* haga más o menos presión
sobre el ramal *conducido* de la correa. Estas correas deben girar

siempre en el mismo sentido, es decir, el tensor debe obrar siempre sobre el ramal conducido.

Con tensores bien contruidos se puede llegar a transmitir directamente el movimiento entre poleas cuyos diámetros lleguen hasta la razón de $\frac{26}{1}$ evitándose así el empleo de transmisiones intermedias, u otras disposiciones de peor rendimiento.

329. **Forma y material de las poleas y correas.** — Para facilitar el montaje de las poleas en las transmisiones suelen hacerse en dos mitades que se unen con tornillos (FIG. 512). El diámetro del agujero es ligeramente inferior al del árbol, por lo que quedan fijas en el mismo sin necesidad

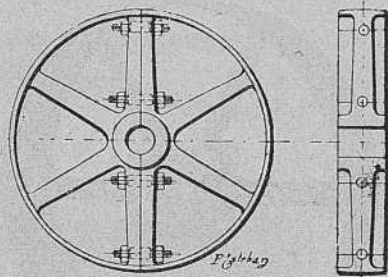


Fig. 512.— Polea.

de chavetas. En general se hacen de fundición, pero tienen el defecto de ser muy pesadas. Para las transmisiones corrientes se emplean mucho las poleas de madera que resultan muy ligeras y suficientemente resistentes (véase figura 513.) Modernamente se fabrican poleas de chapa de acero embutido (FIG. 514) que son muy resistentes y muy ligeras.

En general se hacen de fundición, pero tienen el defecto de ser muy pesadas. Para las transmisiones corrientes se emplean mucho las poleas de madera que resultan muy ligeras y suficientemente resistentes (véase figura 513.) Modernamente se fabrican poleas de chapa de acero embutido (FIG. 514) que son muy resistentes y muy ligeras.

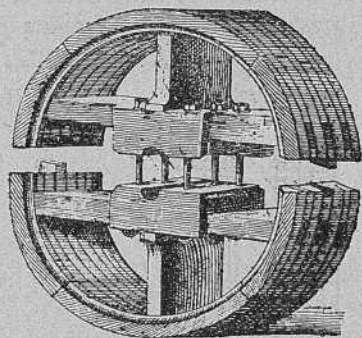


Fig. 513.— Polea de madera.

Conviene que la llanta de las poleas sea ligeramente bombeada y algo más ancha que la correa correspondiente (FIG. 515).

El material de las correas suele ser cuero curtido al tanino y algunas veces al cromo. No pudiéndose construir de una sola pieza, se unen varios trozos cortándolos a bisel, encolándolos con una cola especial y cosiéndolos con tiras de pergamino. Cuando

se precisa mayor resistencia, se las construye de dos o más capas de cuero, llamándose, según el número de éstas, sencillas, dobles etc. También se construyen correas de cáñamo, algodón o crin, revestidas generalmente de caucho para aumentar su adherencia y resistencia.

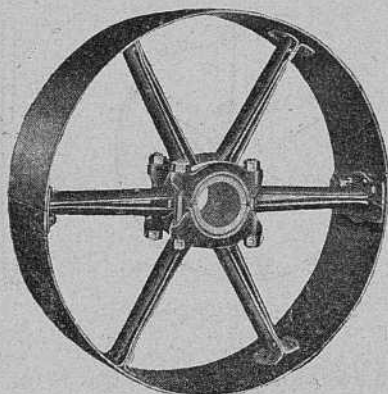


Fig. 514.—Polea de chapa de acero.

Las correas de cuero no deben emplearse en lugares húmedos o en que haya emanaciones ácidas, siendo en estos casos más recomendables las correas tejidas. Estas, por el contrario, no deben emplearse cuando hay cruces o deben ser desplazadas por medio de horquillas, pues se deshilan.

Con el objeto de aumentar, si es necesario, la adherencia se expenden en el comercio pastas y grasas especiales con las cuales se unta la cara interior y a veces la exterior de la correa. No conviene abusar de tales productos porque suelen destruir rápidamente su resistencia. Cuando una correa se desliza, es indispensable acortarla lo más pronto posible: pues en caso contrario se calienta y puede llegar a quemarse.

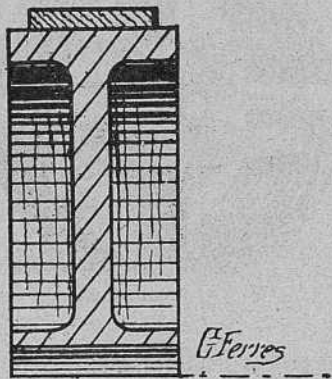


Fig. 515.

Para transmitir potencias elevadas cuando los árboles están excesivamente próximos, las correas citadas tienen el inconveniente de ser demasiado rígidas. En su lugar pueden emplearse

correas formadas por eslabones de cuero (FIG. 516.) unidos por pasadores de hierro remachados en los extremos.

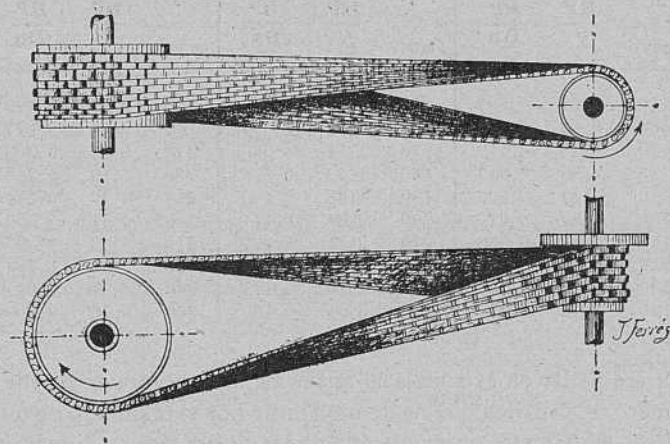


Fig. 516.—Correa de eslabones.

330. **Cálculo de correas.**—Para calcular las correas ordinarias de cuero de una sola capa puede emplearse la siguiente fórmula:

$$b = 600 \times \sqrt{\frac{HP}{Dn}} \quad (77)$$

en la que:

b , es el ancho de la correa en mm.

HP , es el número de caballos a transmitir.

D , es el diámetro en *metros* de una de las poleas; y

n , es su número de revoluciones por minuto.

Para las correas dobles se divide por 2 el resultado de la fórmula.

331. Facilita los cálculos la tabla XXXIII.

Tabla XXXIII.—Cálculo de las correas de cuero sencillas.

b	$\frac{HP}{V}$	$\frac{HP}{Dn}$	b	$\frac{HP}{V}$	$\frac{HP}{Dn}$	b	$\frac{HP}{V}$	$\frac{HP}{Dn}$
mm.			mm.			mm.		
50	0,13	0,007	150	1,17	0,062	250	3,27	0,173
60	0,19	0,010	160	1,34	0,071	260	3,54	0,187
70	0,26	0,013	170	1,51	0,080	270	3,82	0,202
80	0,33	0,017	180	1,69	0,090	280	4,10	0,218
90	0,42	0,022	190	1,88	0,100	290	4,40	0,234
100	0,52	0,027	200	2,09	0,111	300	4,71	0,250
110	0,63	0,033	210	2,31	0,122	310	5,03	0,267
120	0,75	0,040	220	2,52	0,134	320	5,36	0,284
130	0,88	0,047	230	2,76	0,147	340	6,05	0,321
140	1,02	0,054	240	3,01	0,160	360	6,76	0,360

Para hallar en esta tabla el ancho de una correa se divide el número de caballos que ha de transmitir por el resultado de multiplicar el diámetro en m. de una de las poleas por su número de r. p. m. El cociente obtenido o el que más se le aproxime se busca en la columna encabezada por $\frac{HP}{Dn}$ y en la misma fila a la izquierda, debajo de la letra *b* se hallará el ancho de la correa en milímetros.

Podría también dividirse el número de caballos a transmitir por la velocidad lineal de la correa en m. por segundo y buscar el cociente en la columna encabezada por $\frac{HP}{V}$.

332. Para las correas de algodón tejidas y revestidas de caucho sirva de norma que si por cada cm. de ancho de la correa queremos transmitir:

4, 7, 10, 15, 20, 25 kg. debemos emplear correas de

2 á 3, 4, 5, 6, 7, 8 capas de tejido respectivamente.

333. La velocidad lineal de una correa en metros por segundo se calcula por medio de la fórmula:

$$V = \pi \times D \times \frac{n}{60} \quad (78)$$

en la que cada letra conserva el significado de la anterior (77).

334. Para hallar la tensión en kg. a que está sometido el ramal conductor de una correa se emplea la siguiente fórmula:

$$P = \frac{75 HP}{V} \quad (79)$$

en la que:

P , es la tensión en kg., y

V , es la velocidad lineal en m. por segundo

335. **Problema:**

Por medio de un motor de 5 HP de potencia, cuya polea mide 15 cm. de diámetro y gira a 950 r. p. m. se desea mover una trilladora. ¿Cuál será el ancho de la correa?

Aplicando la fórmula 77:

$$b = 600 \sqrt{\frac{HP}{Dn}} \quad \text{tendremos:}$$

$$b = 600 \sqrt{\frac{5}{0'15 \times 950}} = \sim 110 \text{ mm.}$$

Si quisiéramos emplear la tabla XXXIII tendríamos:

$$\frac{HP}{Dn} = \frac{5}{0,15 \times 950} = 0'035$$

El número de la tabla más aproximado a éste es el 0'033 al que corresponde un ancho de 110 mm.

Esto si se trata de una correa de cuero de una sola capa.

Si se quiere emplear una correa tejida de algodón, debemos hallar la tensión en kg. a que estará sometida; para lo cual hay que calcular la velocidad lineal de la correa, que será en metros: (fórmula 78).

$$V = \pi D \frac{n}{60} = 3'14 \times 0'15 \times \frac{950}{60} = 7'45 \text{ m.}$$

Aplicando ahora la fórmula 79:

$$P = \frac{75 HP}{V} = \frac{75 \times 5}{7'45} = 50 \text{ kg.}$$

Adoptando una correa de tres capas de algodón, corresponde, según lo dicho para estas correas, un ancho de:

$$\frac{50}{4} = 12'5 \text{ cm.}$$

Si la correa fuese de cuatro capas el ancho sería:

$$\frac{50}{7} = 7'1 \text{ cm. etc.}$$

336. **Pérdida de fuerza en la transmisión por correas.** — La tensión de las correas produce rozamiento en los cojinetes, el cual absorbe parte de la potencia a transmitir. Hay además de ésta, otras causas de pérdida de potencia. En total la fracción de potencia perdida en una transmisión ordinaria por correas se calcula por medio de la siguiente fórmula:

$$F = 0'20 \left(\frac{d}{D} + \frac{d'}{D'} \right) + 0'0075 \quad (80)$$

en la que:

F , es la fracción de potencia perdida,

D y d , son los diámetros en *metros* de una de las poleas y su eje respectivo.

D' y d' , son los diámetros en *metros* de la otra polea y su eje respectivo.

337. **Problema:**

Entre dos árboles debe transmitirse una potencia de 50 HP mediante una correa que enlaza dos poleas de 1'20 m. y 0'70 m. de diámetro, cuyos ejes respectivos miden 120 mm. y 50 mm. de diámetro. ¿Cuál será el número de HP perdidos en la transmisión?

Aplicando la fórmula 80:

$$F = 0'20 \left(\frac{d}{D} + \frac{d'}{D'} \right) + 0'0075$$

se tiene:

$$F = 0'20 \left(\frac{0'12}{1'2} + \frac{0'05}{0'7} \right) + 0'0075 = 0'04178$$

$$\text{o sea: } 50 \times 0'04178 = \sim 2 \text{ HP}$$

338. **Unión de correas.** — Cuando en la transmisión por correas se desea la mayor regularidad posible, el empalme de las

Fig. 517.—Unión de correas.

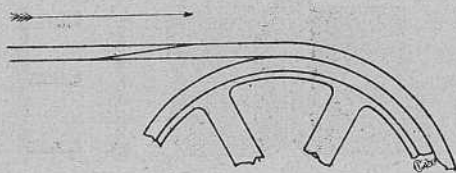
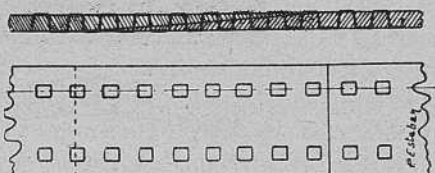
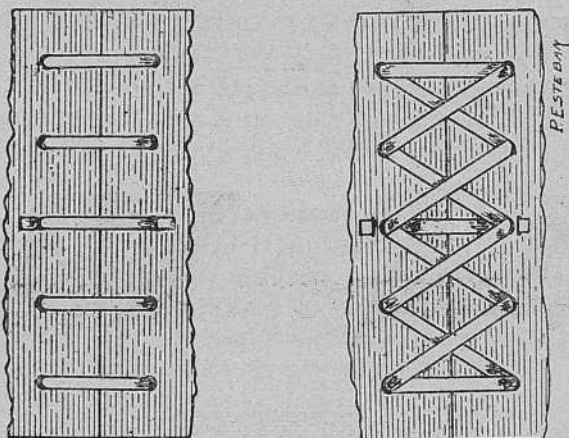


Fig. 518.—Sentido en que deben moverse las correas.

mismas se hace como indica la figura 517. Es decir, se cortan los extremos a bisel y se pegan con colas especiales. Si se desea más



Figs. 519 — Unión de correas.

seguridad puede añadirse un cosido con tiras de pergamino. Al colocar la correa sobre las poleas, debe procurarse que se mueva en el sentido que más favorece la duración del empal-

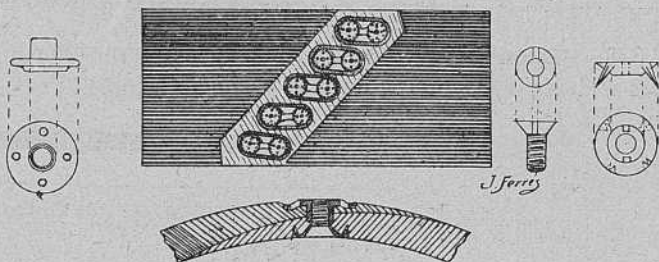


Fig. 520.

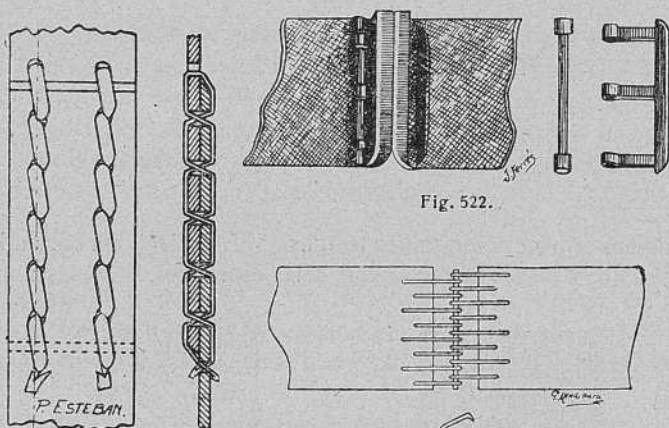


Fig. 521.

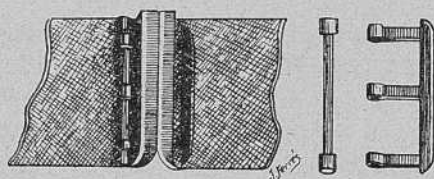


Fig. 522.

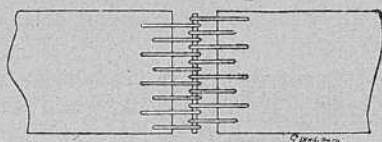


Fig. 523.

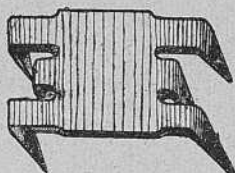


Fig. 524.

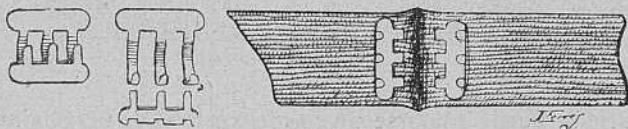


Fig. 525.

Figs. 520-25. — Diversos empalmes de correas.

me, (FIG. 518) tal como indica la flecha. Recomendamos se tenga muy en cuenta esta observación.

En las figuras a continuación (519 á 525) presentamos los procedimientos más usados para empalmar correas. La claridad de las mismas nos exime de más explicaciones. Sólo advertiremos que se emplearán unos u otros según los casos, teniéndose muy en cuenta que las uniones en que entran piezas metálicas, tornillos, pasadores, alambres etc, no deben emplearse en las correas para máquinas herramientas, u otras que hayan de manejarse a menudo, o a lo menos deben ejecutarse con tal esmero que no haya peligro de que los obreros se hieran las manos.

Los bordes de las correas a unir han de cortarse perfectamente a escuadra.

CAPITULO XI

GENERALIDADES SOBRE MAQUINAS HERRAMIENTAS

339. **Objeto de las Máquinas-herramientas.** -- Las máquinas-herramientas tienen por objeto reemplazar el trabajo a mano de la lima y el buril por el trabajo mecánico de un útil cortante.

340. **Clasificación de las mismas.** -- Hay máquinas-herramientas en que el útil y la pieza en que se trabaja están únicamente dotados de movimiento rectilíneo, y otras en que el útil o la pieza o ambas cosas a la vez están dotados de movimiento circular: de ahí la clasificación de estas máquinas en dos grandes grupos:

Máquinas-herramientas de movimiento rectilíneo.

Máquinas-herramientas de movimiento circular.

Al primer grupo pertenecen la *limadora, mortajadora, planeadora, cizalla y punzonadora*; y al segundo *el torno, la fresadora, rectificadora y máquinas de taladrar.*

Hay máquinas, como la de aserrar y cortar, que, según su construcción, pertenecen a uno u otro de estos grupos.

341. **Cómo trabajan las máquinas herramientas.** -- El

trabajo de las máquinas de afilar y rectificar es semejante al de la lima. El de las demás máquinas es parecido al del buril.

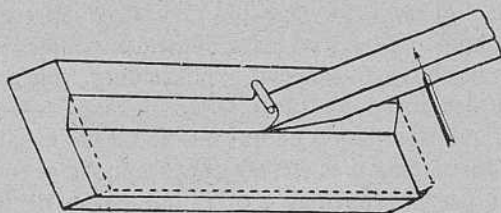


Fig. 526.—Herramienta cortante por una cara.

La herramienta o útil cortante termina en una cuña afilada, que, obligada a penetrar en la pieza que se trabaja bajo un ángulo

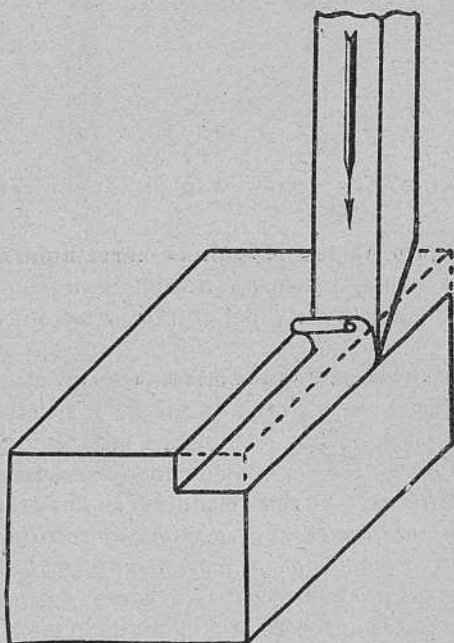


Fig. 527.—Herramienta cortante por dos caras.

determinado, arranca virutas más o menos grandes (FIG. 526). Generalmente dicha cuña no trabaja sino por una sola arista,

pero hay ocasiones en que es preciso que lo haga por dos o tres. (Figs. 527 y 528).

342. **Preparación de las piezas que se han de trabajar.**

--Para obtener en una máquina-herramienta una pieza de material y forma determinadas, debe disponerse de un trozo de dicho material cuya forma geométrica circunscriba o incluya a la de

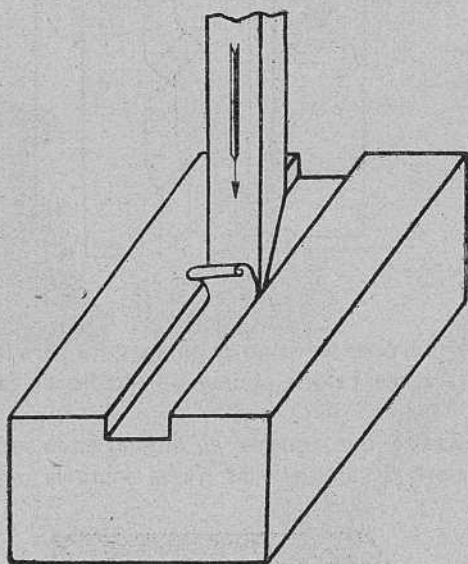
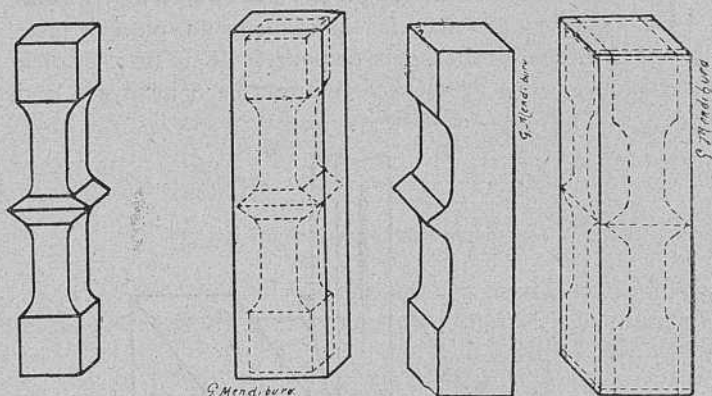


Fig. 528. - Herramienta cortante por tres caras.

dicha pieza. Así, por ejemplo para obtener la pieza dibujada en la figura 529 habrá que disponer del bloque que se representa en la figura 530, en el cual puede inscribirse.

Como quiera que las piezas generalmente no pueden obtenerse de una sola operación, es decir de una sola colocación en la máquina-herramienta, es preciso saber qué cantidad de material debe suprimirse en cada una de las operaciones que deben ejecutarse; por ejemplo; para obtener la pieza de la figura 529 haremos 4 operaciones en cada una de las cuales suprimiremos la cantidad de material que indica la figura 531. Se comprende que sería muy

útil tener dibujadas en las caras del bloque (FIG. 530) las trazas de las superficies que limitan la pieza a construir, tal como in-



Figs. 529-32.

dica la figura 532, pues servirían de guía segura para la ejecución de las 4 operaciones. Esto se obtiene por medio de la operación llamada,

343. **Trazado**, que consiste en dibujar en la superficie exterior de una pieza cualquiera las trazas sobre la misma de las

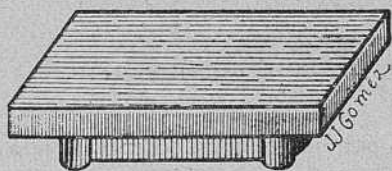
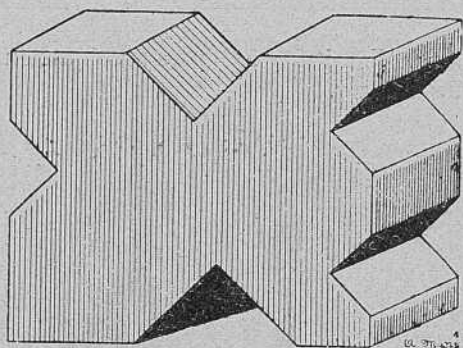


Fig. 533.— Mármol.

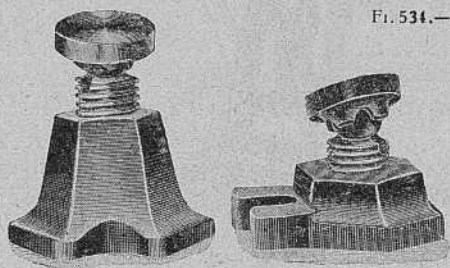
superficies que limitan la pieza que de ella se ha de obtener, así como los planos de simetría o de trabajo.

344. **Utiles de trazado**. — Para el trazado de las piezas que se han de labrar en las máquinas-herramientas se precisan los siguientes útiles:

1.º *Mármol de trazar* (FIG. 533), *calzos* (FIG. 534), y peque-



Fi. 534.—Calzo.



Figs. 535 y 536.—Gatos.

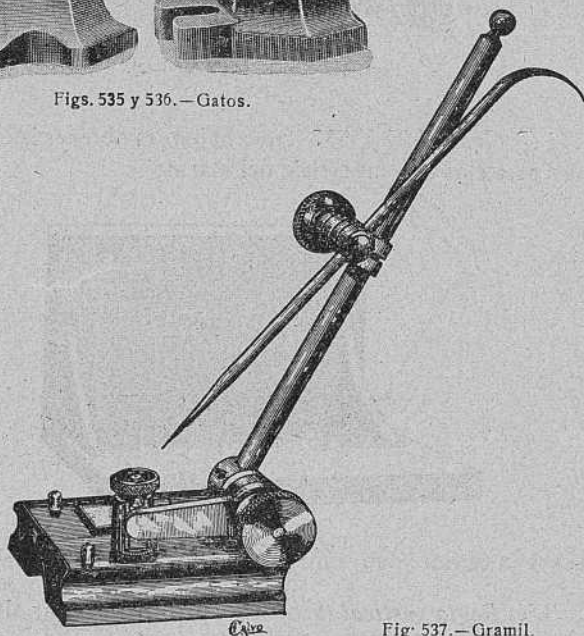
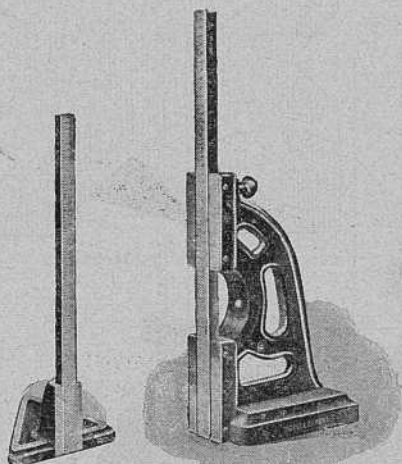


Fig. 537.—Gramil.

ños *gatos* (FIG. 535 y 536) para la colocación conveniente de los objetos a trazar.



Figs. 358 y 539.—Regla vertical.

2.º *Gramil* (FIG. 537) cuyo objeto es obtener las trazas de planos paralelos a la superficie del mármol

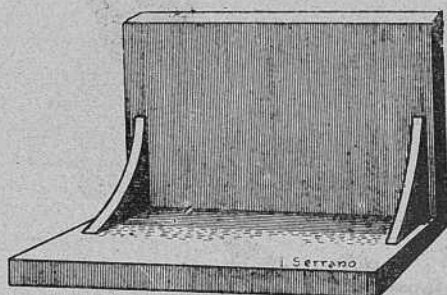


Fig. 540.—Escuadra.

3.º *Regla vertical* (FIG. 538 y 539) para tomar alturas.

4.º *Escuadras* (FIG 540 y 541), *reglas, compases, granetes, martillos*, etc, cuyo fin es evidente.

Además, para trazar las piezas hay que embadurnarlas previamente con una pintura hecha de polvo fino de yeso y alcohol,

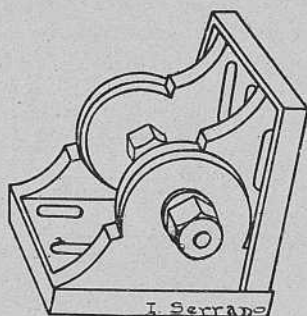


Fig. 541. — Escuadra graduable para trazar.

siendo también necesario muchas veces taponar con madera o trozos de plomo los agujeros de fundición que presentan las pie-

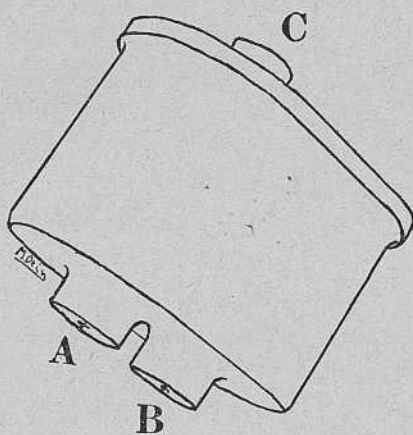


Fig. 542.

zas huecas para poder apoyar la punta del compás al trazar las circunferencias que los determinan.

345. **Problemas:**

1.º ¿Cómo se trazaría en la pieza dibujada en la figu-

ra 542 un plano que pasase por los puntos A, B y C? Colocada sobre el mármol (FIG. 543) por medio de gruesos o

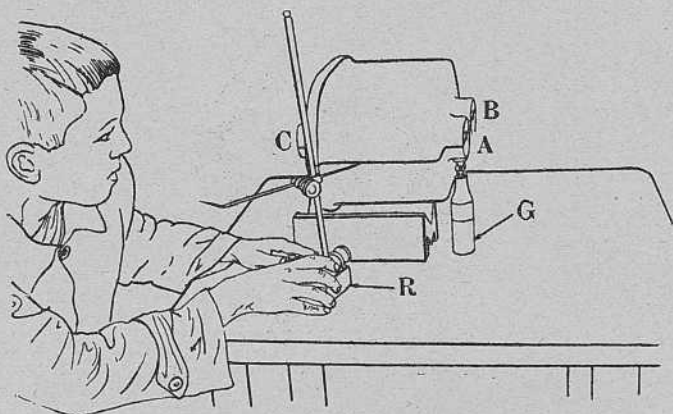


Fig. 543.—Trazado de un plano que pase por tres puntos dados.

de un gato *G* se hace que los puntos *A*, *B* y *C* queden a la misma altura, lo que se comprueba con el gramil *R*; luego con el

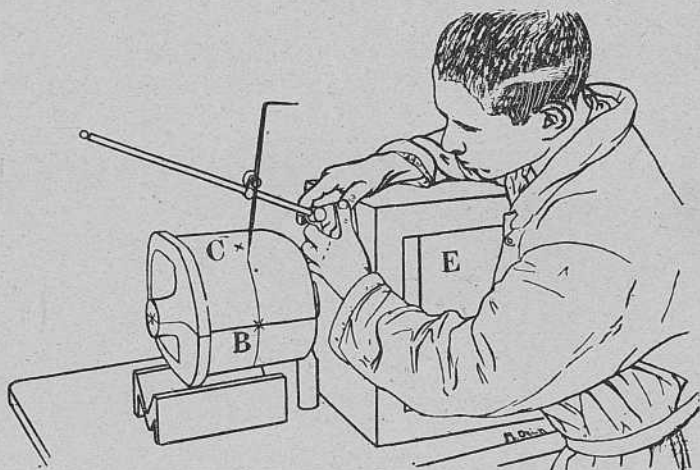


Fig. 544.—Trazado de un plano perpendicular a otro, pasando por dos puntos dados.

mismo gramil se marca la traza del plano pedido.

2.º En la misma pieza del ejercicio anterior márquese la

traza de un plano perpendicular al ABC ya trazado y que pase por los puntos B y C .

Hecha la traza del plano ABC , sin mover la pieza se coloca sobre el mármol la escuadra de trazar E : y, apoyandó sobre la cara vertical de ésta (FIG. 544) el gramil, se va corriendo la escua-

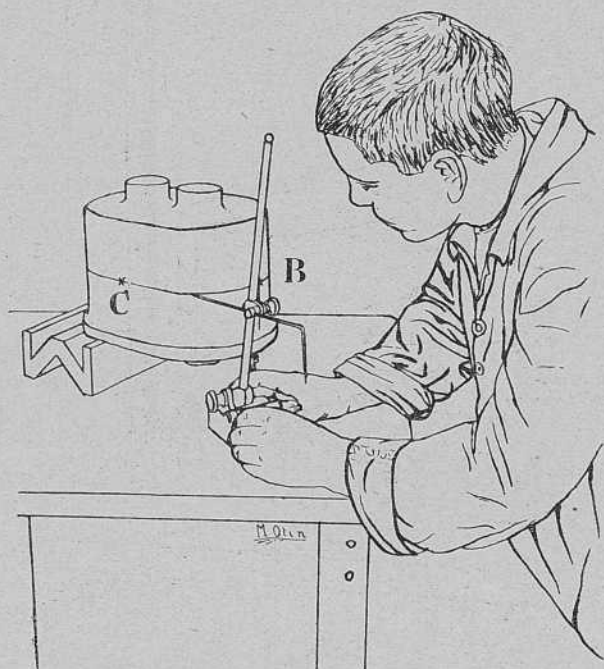


Fig. 545.—Otra solución del problema anterior.

dra hasta que los puntos B y C estén a la misma distancia de dicha cara, obtenido lo cual, fácilmente se dibujará la traza pedida.

Hay casos en que será más conveniente, una vez trazado el plano ABC , mover la pieza y colocar dicho plano paralelo a la cara vertical de la escuadra (FIG. 545), procurando al mismo tiempo que los puntos B y C estén a la misma altura sobre el mármol, sobre el cual se apoya el gramil para obtener la traza pedida.

3.º *Trazar en la misma pieza la traza de un plano paralelo al ABC y separado del mismo una distancia dada.*

Obtenida la traza del plano *ABC* (Fig. 546), sin mover la pieza ni la altura del gramil y sirviéndose de la regla vertical, se ha-

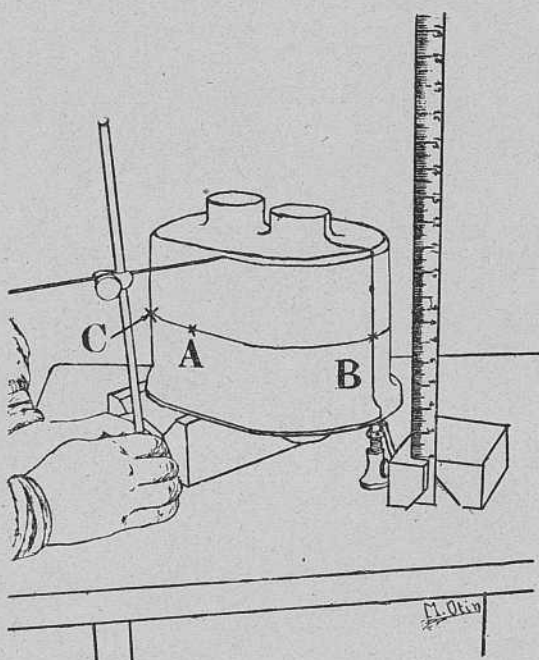


Fig. 546. —Trazado de planos paralelos, distantes entre sí una longitud dada.

lla la distancia entre el plano *ABC* y la superficie del mármol; se suma o resta dicha altura a la distancia dada según que el plano pedido haya de ser superior o inferior al *ABC*, y el resultado se toma con el gramil sobre la regla vertical, y a continuación se dibuja la traza pedida.

4.º *¿Cómo se hace el trazado de la bancada de taladradora dibujada en la figura 547?*

Taponados los agujeros de fundición y embadurnada de yeso

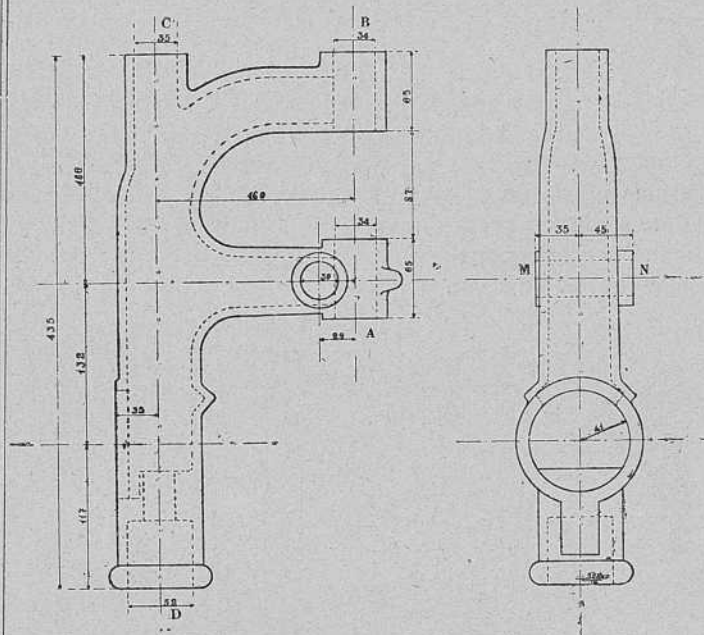


Fig. 547.—Croquis acotado de una pieza que se ha de trazar.

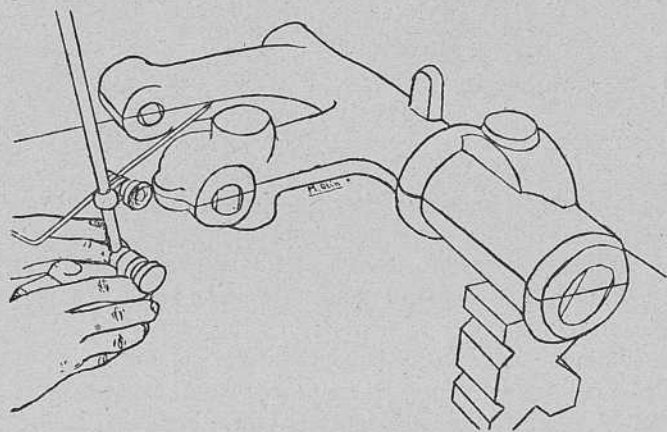


Fig. 548.—Colocación para trazar el plano de simetría.

la bancada, se buscan con un compás los centros de todos los tubos *A*, *B*, *C*, *D* procurando que su parte externa quede lo mejor centrada posible. En seguida se la coloca sobre el mármol tal como indica la figura 548, de manera que dichos centros queden a la misma altura. Si por imperfección del modelo, o por deformación de la pieza fundida, no fuera esto posible, se distribuyen las diferencias proporcionalmente a la importancia de cada agujero. Hecho esto, se toma con el gramil la altura de los centros y se

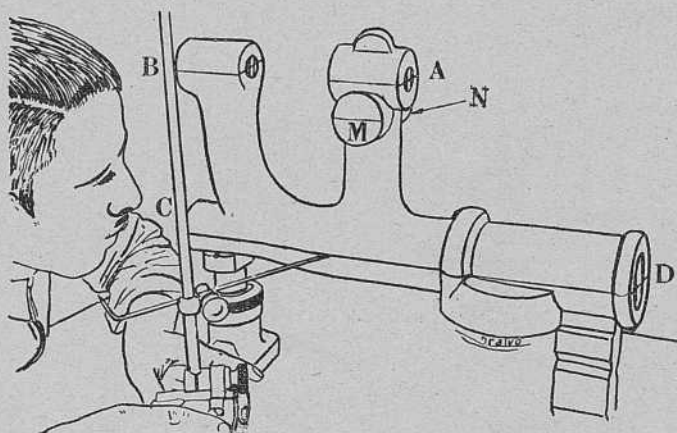


Fig. 549. —Segunda colocación.

marca la traza del plano de simetría. En seguida, sin mover la pieza, se toma la altura de la punta del gramil en la regla vertical: y sumando o restando de esta altura las distancias 35 mm. y 45 mm. (FIG. 547) se limita respectivamente la parte superior e inferior del tubo *MN*.

A continuación se coloca la bancada sobre el mármol de manera que la traza del plano de simetría quede perpendicular al mismo (FIG. 549), lo que se comprueba con una escuadra ordinaria o mejor con el gramil apoyado en la escuadra de trazar; procúrese que los puntos *A* y *B* así como los *C* y *D* queden a la misma altura a ser posible, distribuyendo en caso contrario

las diferencias como antes se dijo. Obtenido esto, se toma con el gramil la altura de los puntos *A* y *B* y se dibuja la traza del plano paralelo al mármol que pasa por los mismos.

Restando de esta altura la distancia 160 mm. (Fig. 547) y tomando con el gramil el resultado sobre la regla vertical, se dibuja

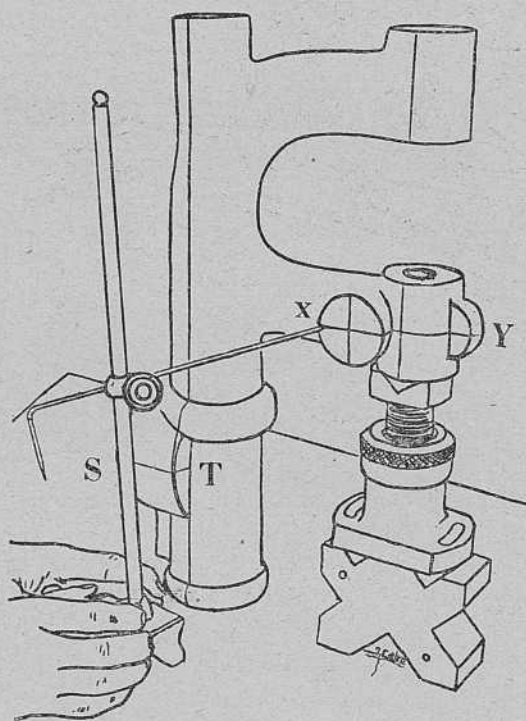


Fig. 550.—Tercera colocación.

de la misma manera el plano que pasa por los puntos *C* y *D*; siguiendo el mismo procedimiento se marcará la traza de los planos que pasan por los *M* y *N*.

Por último se coloca la bancada tal como lo indica la fig. 550 procurando que las trazas anteriormente dibujadas queden per-

pendiculares al mármol, con lo cual será fácil dibujar las trazas XY y ST en la figura representadas.

Haciendo luego centro en los puntos A , B , C , y D (FIG. 551)

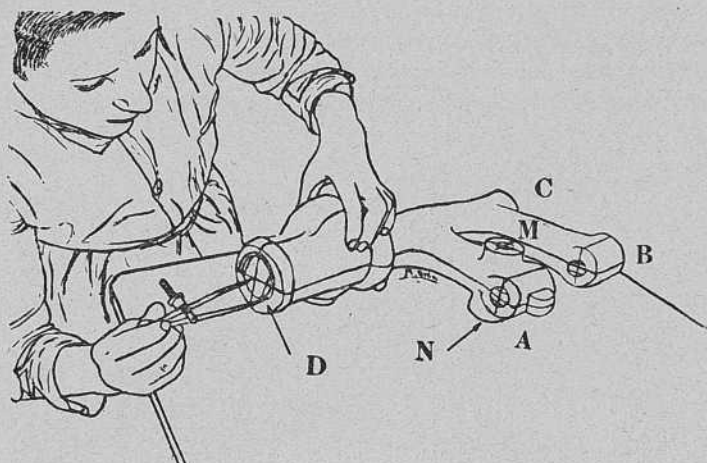


Fig 551.—Trazado de los agujeros.

y con aberturas de compás apropiadas se dibujarán las trazas de los alisados de los agujeros.

Según la máquina-herramienta de que se disponga para trabajar esta bancada, no será necesario un marcado tan detallado.

CAPITULO XII

MAQUINAS-HERRAMIENTAS de MOVIMIENTO ALTERNATIVO

Unicamente trataremos de la *limadora*, *mortajadora* y *plañadora*.

346. **Limadora.**—El objeto principal de la *limadora* es labrar superficies planas de pequeñas dimensiones. El útil o herramienta cortante de estas máquinas está dotado de un movimiento

rectilíneo alternativo horizontal cuya amplitud y colocación puede variarse a voluntad. La pieza que se trabaja se mueve al

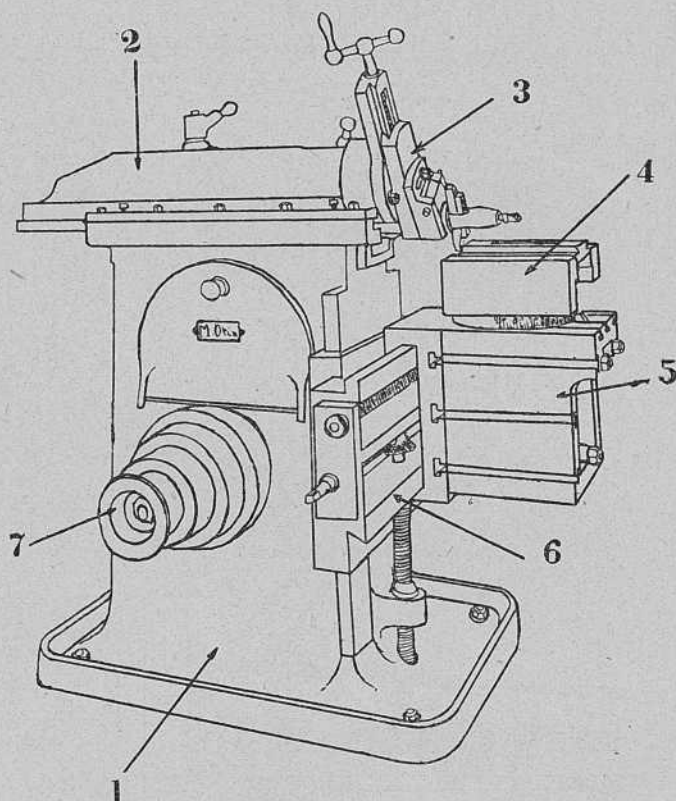


Fig. 553.—Limadora. 1, bancada; 2, carro porta-herramienta; 3, charriot; 4, tornillo; 5, mesa; 6, carro vertical; 7, cono-polea.

mismo tiempo en dirección horizontal perpendicular al movimiento de la herramienta.

En las figuras 552 y 553 damos dos vistas de conjunto con los nombres de sus principales órganos.

La figura 554 presenta el esquema de una limadora, el cual

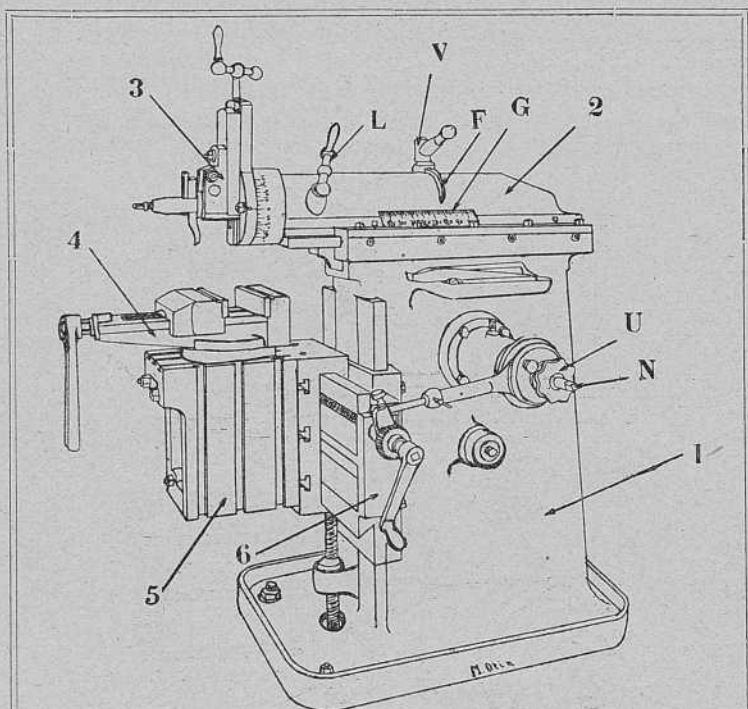


Fig. 552. — Idem a la figura 553.

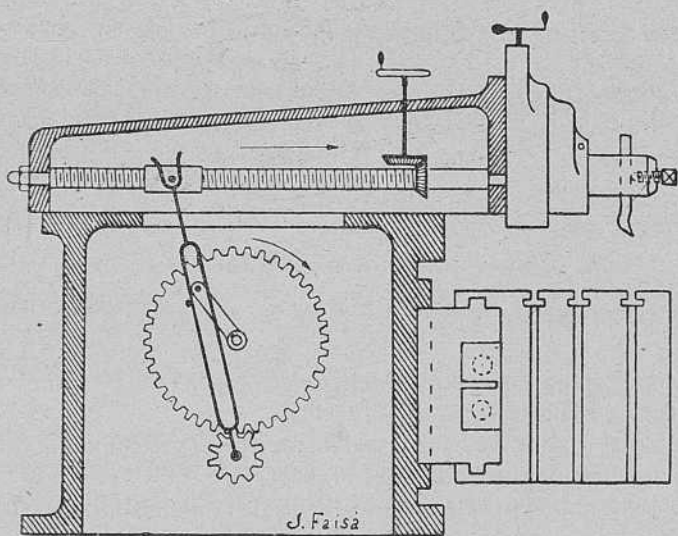


Fig 554.

permite darse perfecta cuenta de cómo se obtiene el movimiento alternativo de la herramienta.

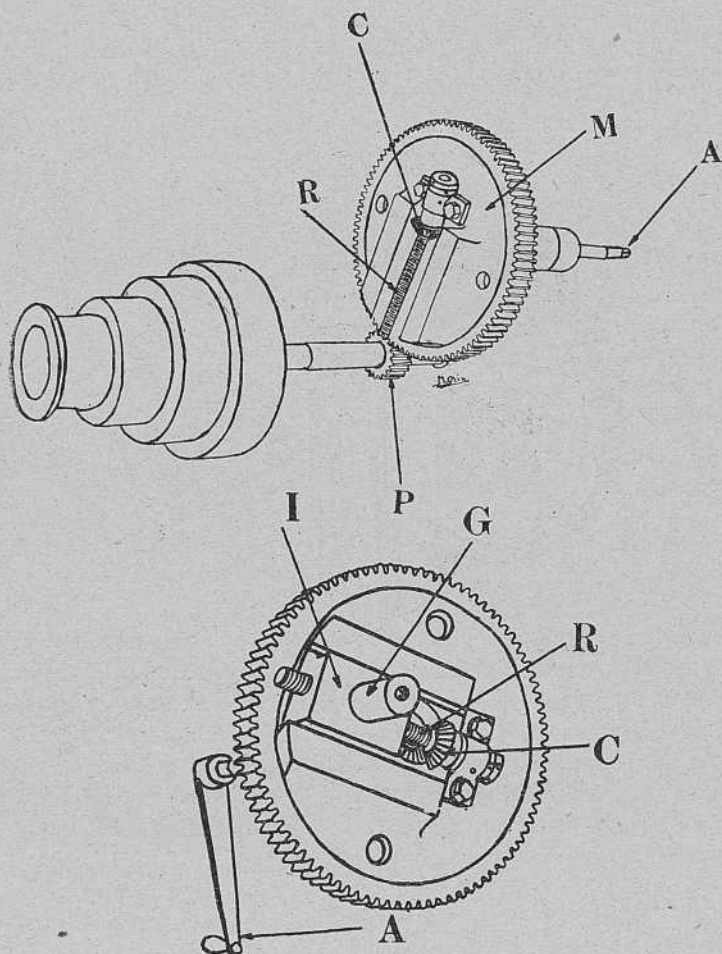


Fig. 555.—Cono de escalones y plato-manivela.

347. **Despiece de la limadora.**—El movimiento del cono polea se transmite al piñón de pocos dientes *P* (FIG. 555) y de éste

al plato manivela *M*, y así queda muy favorecida la potencia de la máquina. El plato manivela tiene un ajuste de cola de milano en el cual puede deslizarse una pieza *I* mediante la acción del tornillo *R* movido por los piñones cónicos *C*, que, a su vez, son movidos por la manivela exterior *A*. En dicha pieza *I* está fijo el gorrón *G*. Se comprende que haciendo girar la manivela *A* pue-

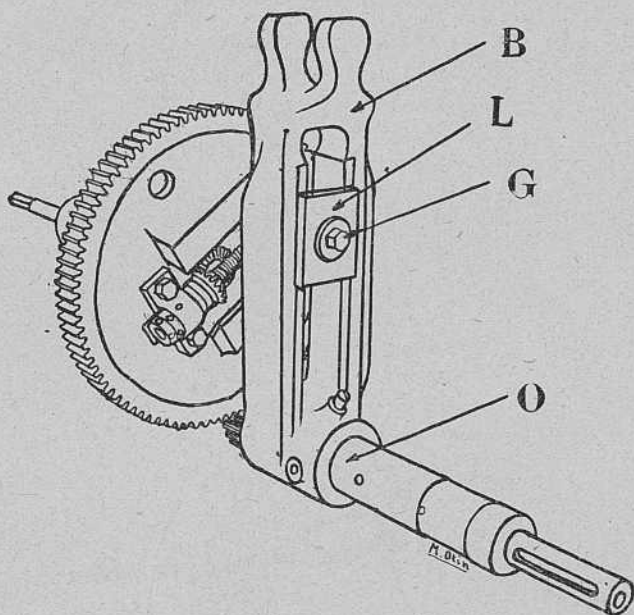


Fig. 556. — B, colisa; L, colisión; G, tornillo de retención; O, eje.

de hacerse que el gorrón *G* ocupe una posición más o menos excéntrica en el plato *M*; puede además ser fijado en cualquier punto de su recorrido mediante la tuerca *T*.

En el gorrón *G* ajusta un taco o colisión *L* el cual, (FIG. 556) puede deslizarse a lo largo de la biela ranurada *B* llamada *colisa*. Al girar el plato *M* la biela *B* recibirá un movimiento angular alternativo alrededor del punto *O*, cuya amplitud dependerá de la posición del gorrón *G*. La parte superior de esta biela (FIGU-

RA 557) se articula con una tuerca *U* la cual puede correrse a lo largo del tornillo *D*, haciéndolo girar por medio del volante *V*, y fijarse en cualquier punto de su recorrido por medio de la palanca *E*. Fácilmente se comprende por lo dicho, cómo al girar el cono-polea de la máquina, el carro porta-herramientas recibirá un movimiento rectilíneo alternativo cuya amplitud y colocación

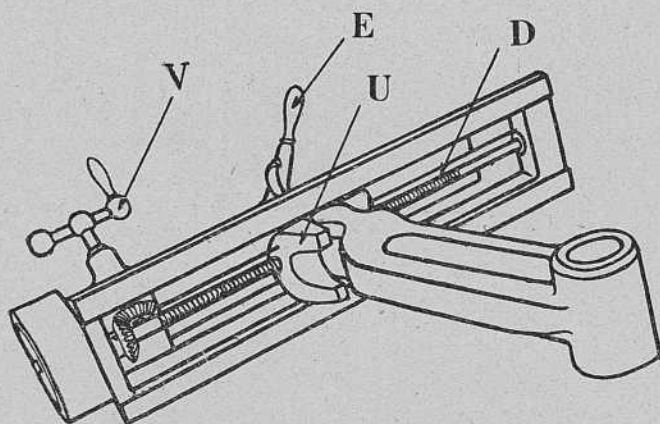


Fig. 557. — Colisa y carro.

pueden variarse a voluntad, aun estando la máquina en movimiento. Como quiera que la herramienta solo puede cortar en un sentido, al retroceder el carro que la lleva, la limadora consume fuerza sin producir trabajo útil, por lo que este camino de retorno conviene se haga en el más corto tiempo posible; esto se obtiene por la misma manera de funcionar la biela o colisa, como puede verse en la figura 558. La carrera de trabajo se produce al recorrer el gorrón el arco *abc* y la de retorno al recorrer el mismo gorrón el arco *cda*; y como el primer arco es bastante mayor que el segundo, éste será recorrido en menos tiempo.

La herramienta se sujeta en la torrecilla giratoria *t* (FIG. 559) entre el tornillo de acero templado *t* y la pieza *d*. Esta pieza puede girar alrededor del pasador cónico *p*, con lo que se obtiene el levantamiento automático de la herramienta en el camino de retorno; en el del trabajo, dicha pieza *d* se apoya sobre la *e*, la

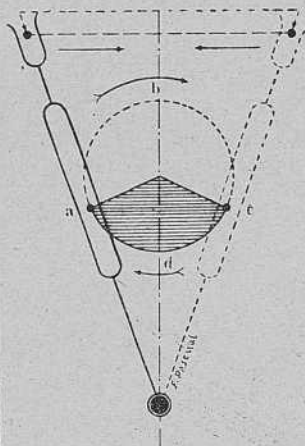


Fig. 558.

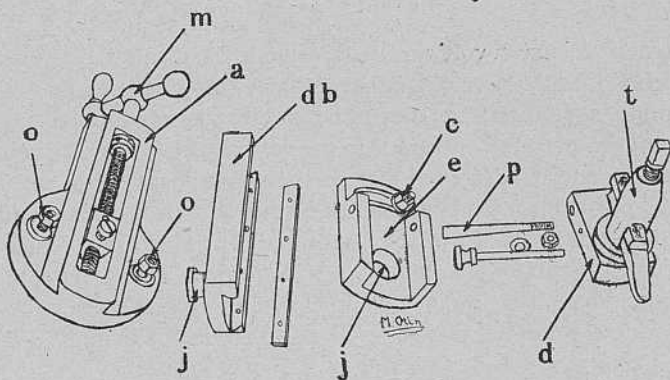
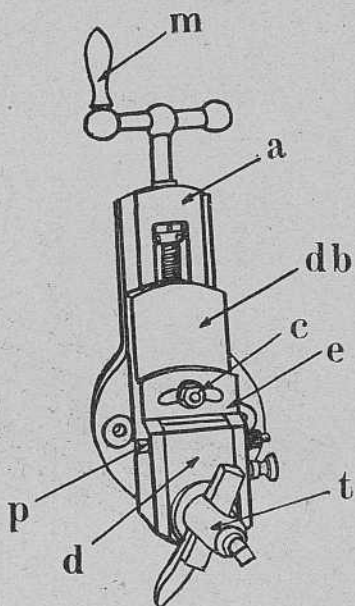


Fig. 559.—Vista de conjunto y despiece del charriot y torrecilla porta-herramientas.

cual a su vez va fija sobre el carrito vertical db de tal manera que puede girar un cierto ángulo al rededor del eje j y sujetarse en la posición conveniente mediante el tornillo c . La pieza guía a del carrito b tiene una espiga s que ajusta en un alisado horizontal

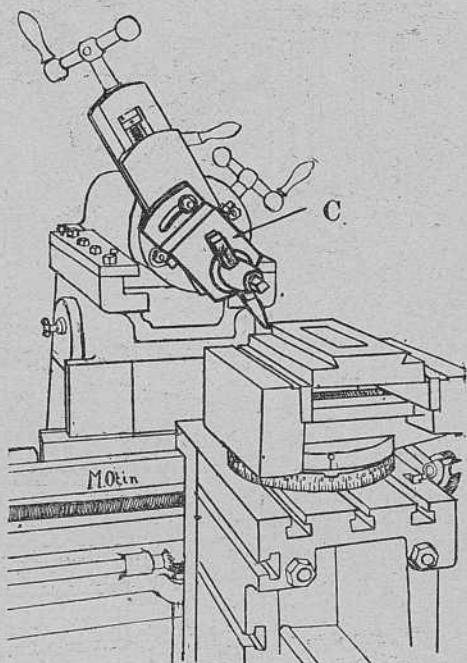


Fig. 560. —Inclinación de la torrecilla para labrar planos inclinados.

del carro porta-herramienta, por lo que el conjunto de todas las piezas que acabamos de citar podrá girar al rededor de un eje horizontal y fijarse en la posición que se desee por medio de los tornillos o cuya cabeza está alojada en una ranura de T circular.

Esta disposición es necesaria para poder labrar planos verticales o inclinados, para lo cual, puesto el carrito b en el ángulo conveniente se va desplazando la herramienta haciendo girar a mano la manivela m . En este caso al volver atrás la herramienta, rozaría contra la superficie que se trabaja, por lo que hay que inclinar además la pieza c tal como indica la figura 560.

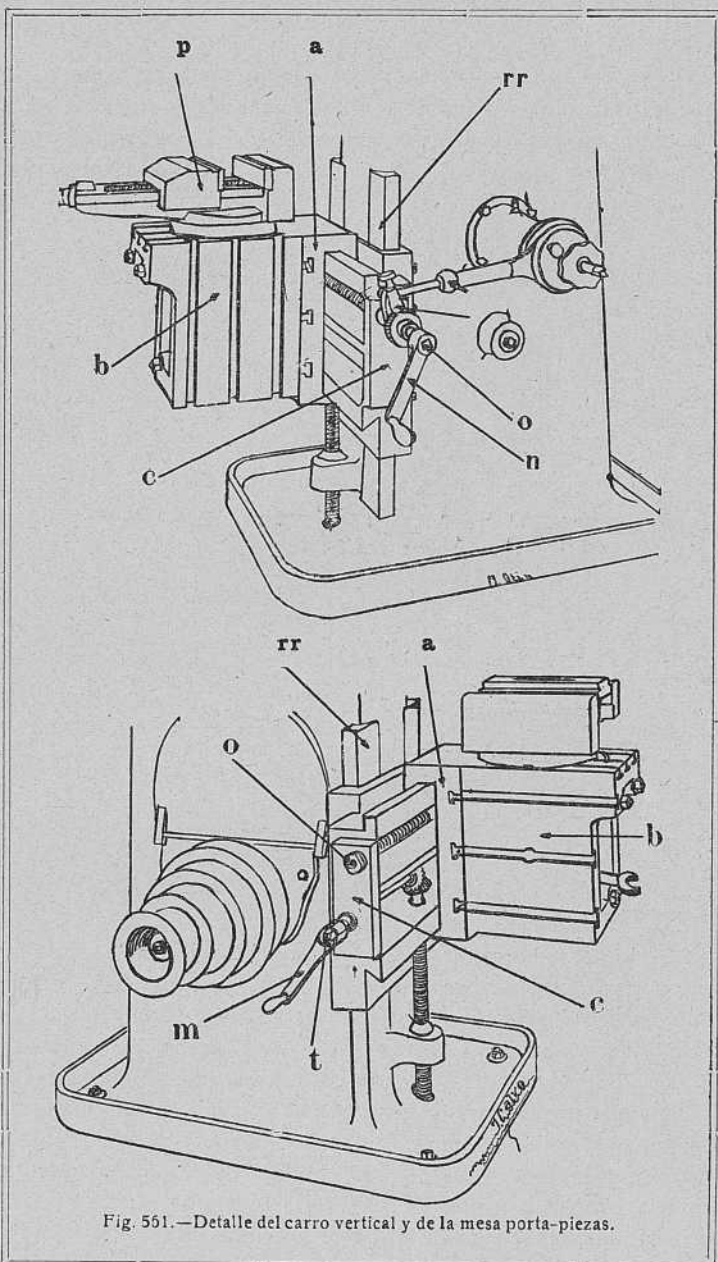


Fig. 551.—Detalle del carro vertical y de la mesa porta-piezas.

En la parte anterior de la bancada están labradas unas guías verticales *rr* (FIG. 561) sobre las que se desliza el carro *c* al mo-

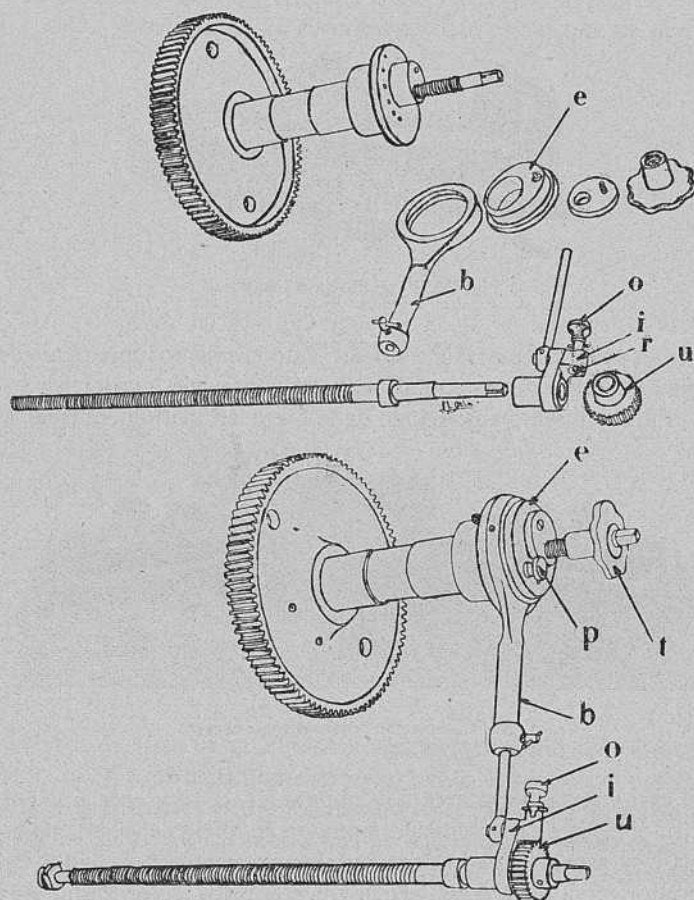


Fig. 562. — Mecanismo del avance.

ver el tornillo *t* por medio de la manivela *m*. Este carro *c* presenta dos guías horizontales sobre las que se desliza el carro *a* llevado por el tornillo *o*, el cual puede moverse a mano por medio de la manivela *n* o bien automáticamente por medio del trin-

quete r , cuyo funcionamiento describiremos a continuación. Al carro a está sujeto por medio de tornillos el banco b , provisto de ranuras de T en su cara superior y laterales, que sirven para

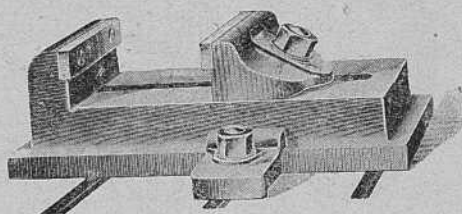


Fig. 563.—Tornillo para limadora.

la fijación de las piezas a trabajar. Con el mismo objeto puede sujetarse sobre dicho banco el tornillo paralelo giratorio p .

El movimiento automático de la pieza en sentido normal al

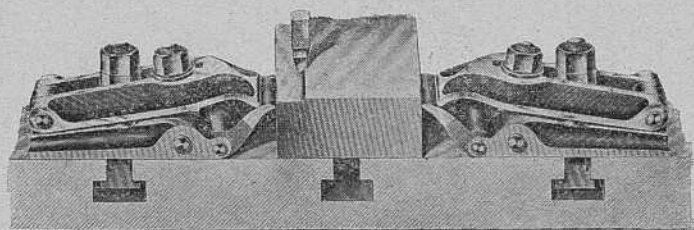


Fig. 564.—Sujeción de piezas sobre el carro.

del carro porta-herramienta se obtiene de la siguiente manera. (Fig. 562) Es e un excéntrico montado en el eje del plato mani-vela y su excentricidad puede variarse fácilmente por medio del pasador p . Su biela b está articulada a la pieza i , por lo que ésta al girar la máquina recibirá un movimiento oscilatorio cuya amplitud dependerá de la posición del pasador p . En la pieza i está ajustado el trinquete r , el cual por medio del botón o puede colocarse de tal manera que al moverse haga girar la rueda u ya a la derecha, ya a la izquierda, o bien separarlo de la misma, apoyándolo en el pasador s . Con lo dicho fácilmente se comprende-

rá cómo es posible obtener en cada carrera de la herramienta el desplazamiento de uno, dos o más dientes de la rueda u , en el sentido que se desee, y con ella el del banco porta-piezas.

348. **Trabajo en la limadora.**—Las piezas que se han de

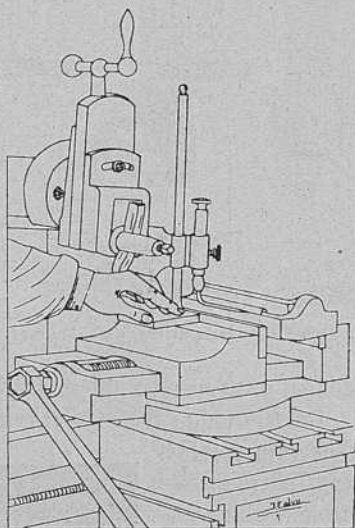


Fig. 565. Colocación de piezas en el tornillo.

trabajar se fijan ya en el tornillo paralelo, cuando son pequeñas (FIG. 563), ya directamente sobre el banco cuando son mayores o por su forma es esto más cómodo (FIG. 564). Las trazas de los planos que se han de labrar han de colocarse perfectamente paralelas a las guías de los carros porta-piezas y porta-herramientas, lo que se comprueba con el nivel o gramil cuando es posible, y cuando no, se coloca en la torrecilla un alambre terminado en punta (FIG. 565) y se hacen mover a mano ambos carros para comprobar si la traza coincide en diversos puntos con la altura de dicha punta.

Luego se gradúa la longitud del recorrido del carro porta-herramientas, para lo cual, puesto éste al final de su recorrido

anterior, se hace girar la manivela *N* (Figs. 552 y 553) hasta que la flecha *F* marque sobre la regla *G* la longitud de la superficie

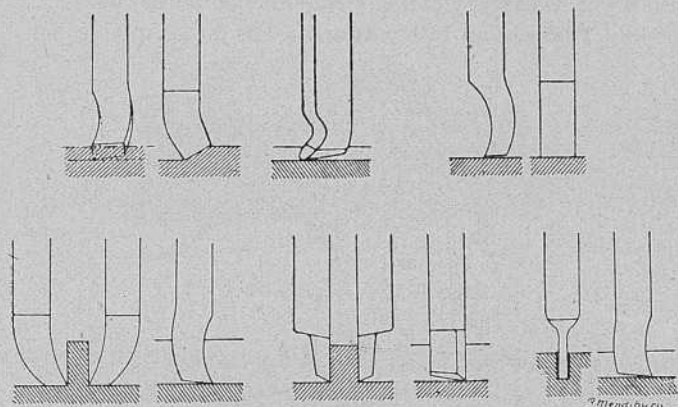


Fig. 566-570. — Herramientas para limadora.

a cepillar aumentada en unos dos centímetros; obtenido esto, se aprieta la tuerca *U*. En seguida se procede al centrado de la carrera, para que la herramienta se mueva sobre la superficie a trabajar. Para ello se afloja la manivela *V* (Fig. 552) y girando el volante *L* se lleva la herramienta hasta que sobrepase un centímetro de la parte anterior de la pieza a trabajar; y volviendo a apretar la manivela *V* se hace girar a mano la máquina para comprobar la longitud y centrado del recorrido.

Para comenzar a trabajar no hay sino graduar el trinquete según el avance que se desee, bajar a mano la herramienta para tomar la altura de pasada conveniente, y poner en marcha la máquina.

349. **Herramientas de la limadora.**—En las figuras 566 a 570 presentamos la forma de las más comunes, así como las fi-

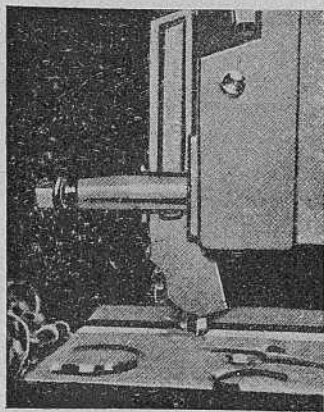


Fig. 571. — Porta-herramientas para limadora.

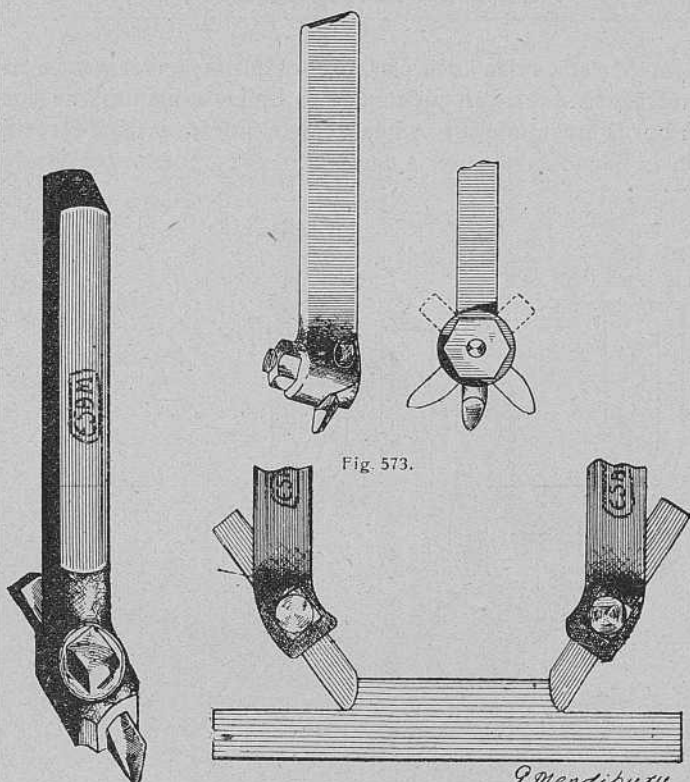


Fig. 573.

Fig. 572.—Portaherramientas para limadora

Q. Mendiburu

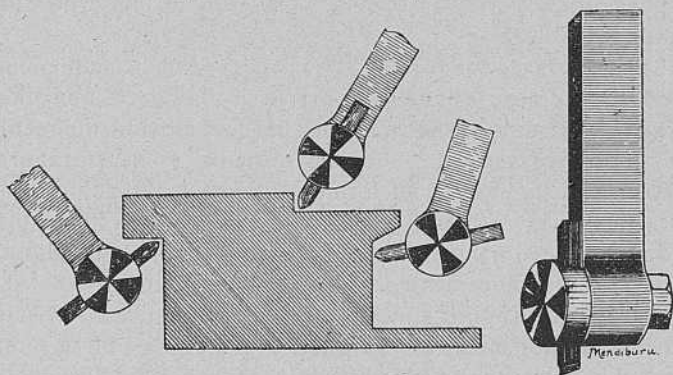


Fig. 574.—Diversas posiciones de la herramienta en el portaherramientas de la figura 573.

Mendiburu

guras 571 a 574 dan idea clara de los porta-herramientas más empleados. Téngase en cuenta que en las herramientas que cortan por la arista inferior conviene que el borde cortante coincida con el plano medio de la barra (FIG. 575), pues si cae antes o

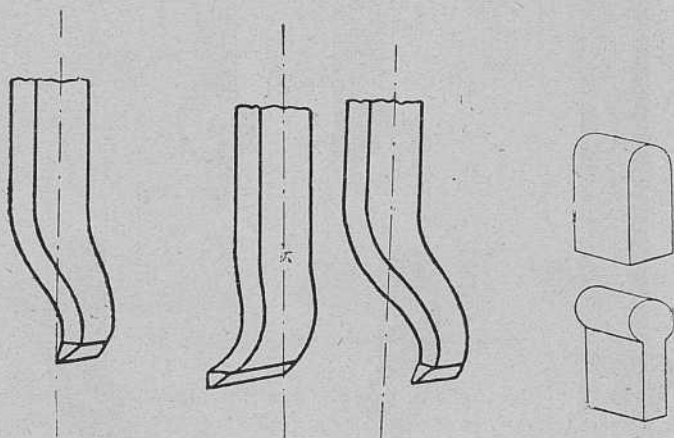


Fig. 575.—Forma correcta de una herramienta de limadora.

Fig. 576.—Formas defectuosas de herramientas para limadora.

Figs. 578 y 579.

después produce un trabajo defectuoso. Cuando corta por una arista vertical no es esto tan necesario.

350. **Mortajadora.**—La mortajadora, llamada también máquina de escoplear, es una limadora vertical, es decir una limadora cuyo carro porta-herramientas tiene un movimiento rectilíneo alternativo vertical. Su objeto principal es hacer ranuras. Véase en la figura 577 su forma corriente y los nombres de sus principales partes. El plato porta-piezas es circular; puede desplazarse a mano mediante las manivelas *M*, y en algunas máquinas automáticamente, en sentido longitudinal y transversal; puede además girar a mano, mediante la manivela *N* y automáticamente por medio del trinquete *T* análogo al de las limadoras, y la combinación variable de engranajes *E*. Este movimiento circular automático se emplea para la fabricación de en-

granajes, sobre todo interiores. La combinación de engranajes *E* varía con el número de dientes a construir, calculándose tal como indicaremos al tratar de la fresadora.

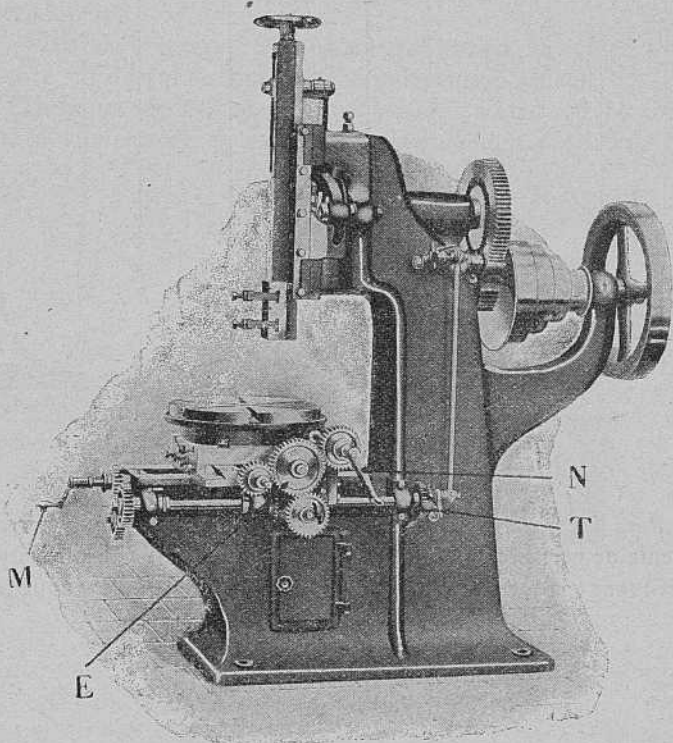


Fig. 577.—Mortajadora. *T*, trinquete; *N*, manivela para girar la mesa; *E*, combinación de engranajes para el movimiento automático de la mesa; *M*, manivela del carro.

Puede también emplearse el movimiento circular combinado con el longitudinal o transversal para la fabricación de piezas como las representadas en las figuras 578 y 579.

351. **Herramientas de la mortajadora.**—Las empleadas

para hacer ranuras de chaveta tienen la forma de la figura 580. Para lo mismo pueden emplearse porta-herramientas como el de la figura 581.

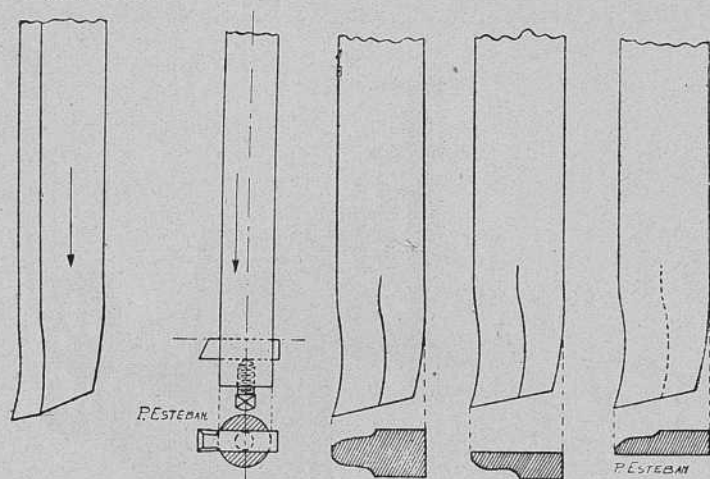


Fig. 580 y 81. — Herramientas para abrir ranuras de chaveta. Fig. 582-84. — Herramientas para construir engranajes en la mortajadora.

Para hacer engranajes se desbasta el hueco con una herramienta de perfil rectangular (FIG. 580) y se acaba con otra cuyo perfil tenga la forma de la ranura a construir, si es de pequeñas

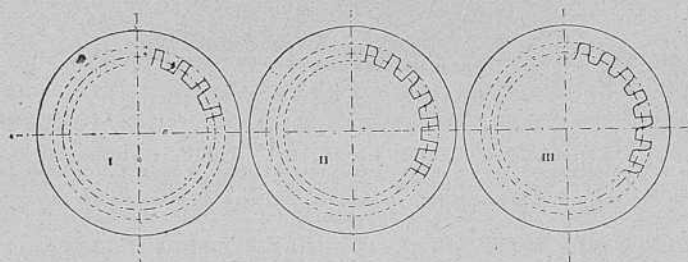


Fig. 585. — Detalle de las operaciones.

dimensiones (FIG. 582); en caso contrario deberá hacerse con dos herramientas, una para cada lado del perfil (FIGS. 583 y 584). La figura 585 representa el detalle de estas operaciones.

352. **Planeadora.**—La planeadora, llamada también máquina de cepillar, se distingue de la limadora en que el movimiento alternativo horizontal de corte tiene lugar en la pieza que se trabaja y el intermitente de avance en la herramienta. Se emplea para cepillar superficies planas, así pequeñas como grandes.

Véase en la figura 586 una de sus formas corrientes. En la figura 587 damos el nombre de sus principales partes.

La figura 588 demuestra con la mayor claridad la transmisión del movimiento desde las poleas hasta el tablero. Claro está que

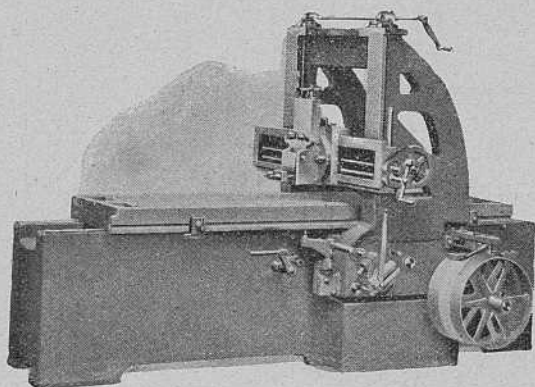


Fig. 586.—Cepilladora.

la disposición de esta transmisión varía según los constructores.

El tablero se desliza sobre dos guías en V paralelas, (FIG. 589). El engrase está asegurado por unos rodillos especiales alojados en las mismas y sostenidos contra las deslizaderas del tablero por ejes flexibles.

En la figura 590 puede verse la disposición generalmente empleada para obtener el retroceso rápido del tablero. El eje principal de la máquina lleva tres poleas de igual diámetro, dos de ellas locas y la tercera, que ocupa el centro, fija.

Las poleas locas están ligadas a una polea de dos escalones fija en el eje de la transmisión de la máquina, una con correa cruzada y la otra con correa abierta.

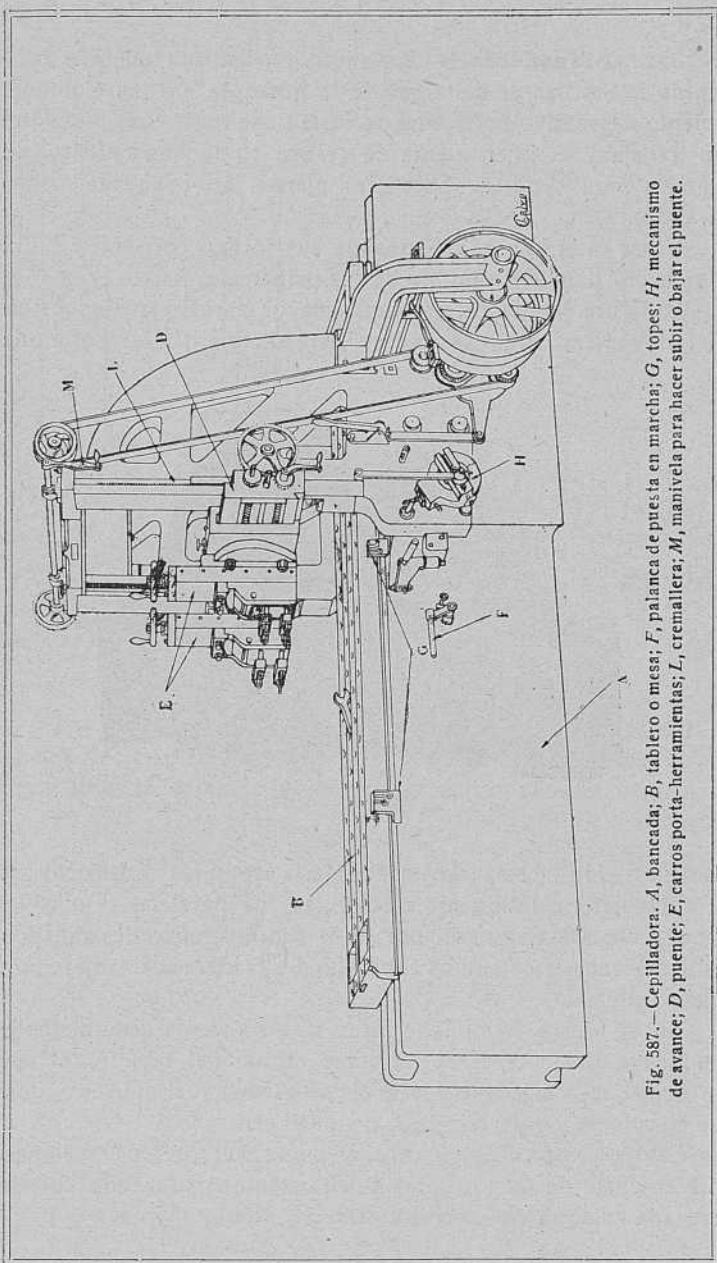


Fig. 587. — Cepilladora. *A*, bancada; *B*, tablero o mesa; *F*, palanca de puesta en marcha; *G*, topes; *H*, mecanismo de avance; *D*, puente; *E*, carros porta-herramientas; *L*, cremallera; *M*, manivela para hacer subir o bajar el puente.

Si las correas ocupan la posición *III*, la máquina no se mueve; si ocupan la posición *II* el tablero se moverá despacio (carrera de trabajo); si ocupan la posición *I* el tablero se moverá deprisa

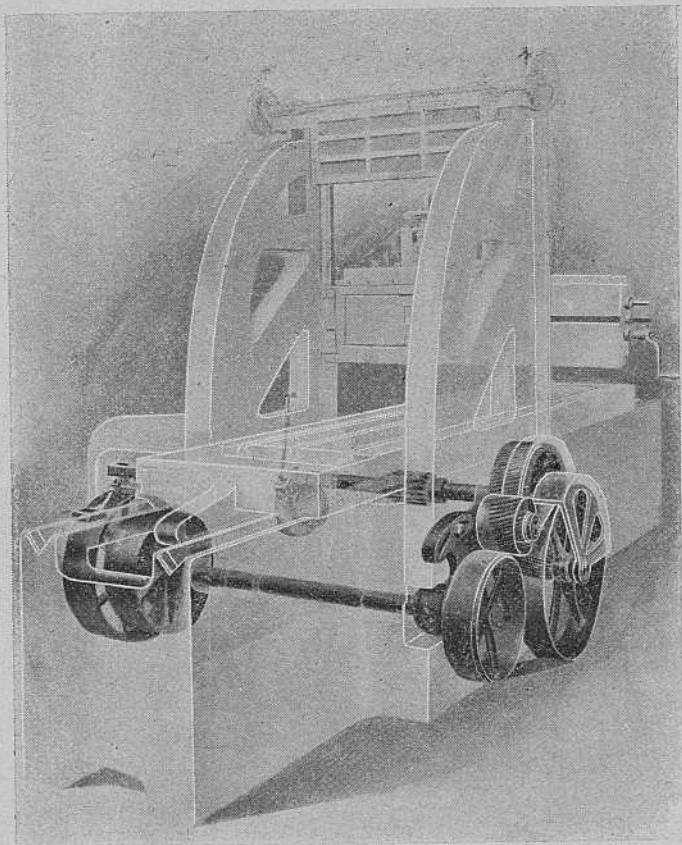


Fig. 588. — Vista de la transmisión del movimiento desde las poleas a la mesa.

(carrera de retroceso). Este desplazamiento de las correas puede obtenerse a mano mediante la palanca *P* (FIG. 591) o bien automáticamente por medio de los topes *TT*, que pueden fijarse en

cualquier punto del tablero, obteniéndose así la longitud y centrado del recorrido.

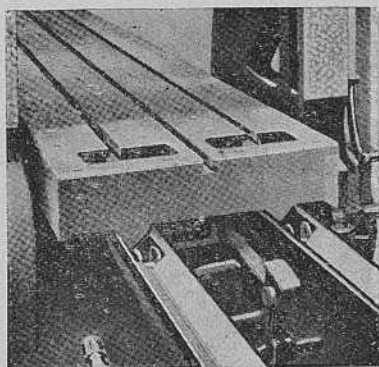


Fig. 589.—Engrasado de las guías.

En la misma figura 591 puede verse el dispositivo para el avance automático de la herramienta. Consiste en un embrague

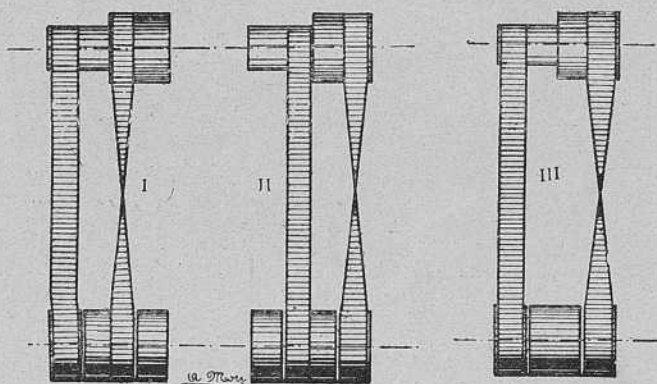


Fig. 590.—I, carrera de retroceso; II, carrera de trabajo; III, punto muerto.

a fricción (cuyo despiece puede verse en la figura 592) montado en un extremo del eje en el cual está situado el piñón que en-

grana con la cremallera del carro; mediante la biela *B*, articulada en el botón *O* de descentramiento variable a voluntad, el embra-

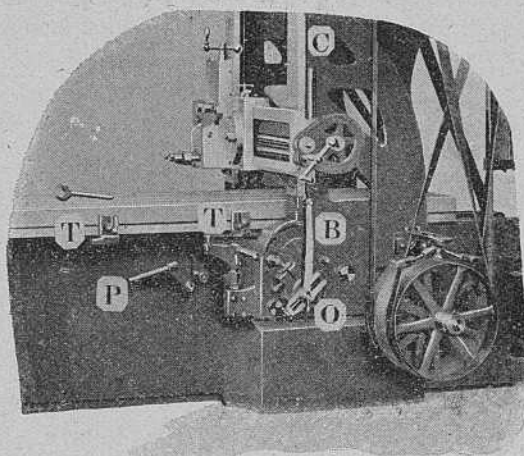


Fig. 591.—*P*, palanca de puesta en marcha; *T*, topes para limitar la carrera de la mesa; *O*, mecanismo de avance; *B*, biela; *C*, cremallera.

que comunica un movimiento rectilíneo alternativo de más o menos amplitud a la cremallera *C*. El movimiento de la crema-

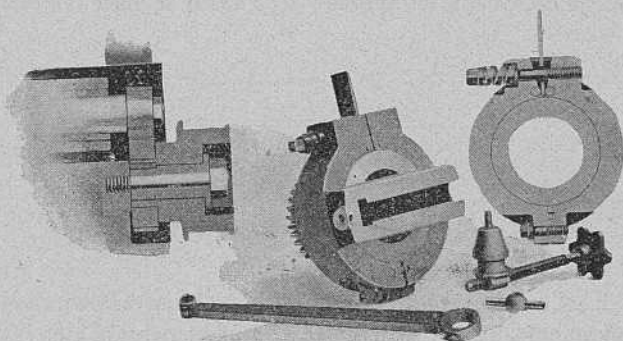


Fig. 592.—Despiezo del mecanismo de avance.

lla se comunica por medio de varios engranajes y una disposición de trinquete a uno u otro de los husillos *H* o *H'* (FIG. 593),

de los cuales el primero produce el deslizamiento transversal automático de la herramienta y el otro el vertical o inclinado.

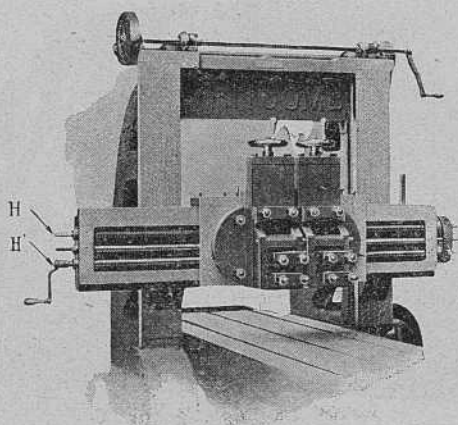


Fig. 593.—H, Husillo para el movimiento horizontal de la herramienta; H', barra para el movimiento vertical de la misma.

Nada diremos sobre las herramientas de la planeadora, pues son de igual forma que las empleadas en la máquina de limar.

La colocación de las piezas y su trabajo se hace también de igual manera.

CAPITULO XIII

RUEDAS DE FRICCION

353. Cuando los árboles entre los cuales se ha de transmitir el movimiento están relativamente muy próximos no resulta práctico enlazarlos con correas. En su lugar se emplean las ruedas de fricción, las ruedas de cadena y los engranajes.

354. **Ruedas de fricción.**—Son poleas cuyas llantas frotan mutuamente.

Si la polea *A* (FIG. 594) del árbol *X* se apoya sobre la llanta de la polea *B* del árbol *Y*, al mover uno de los árboles se originará entre dichas poleas una fuerza de rozamiento: su intensidad dependerá naturalmente de la presión entre las poleas y la

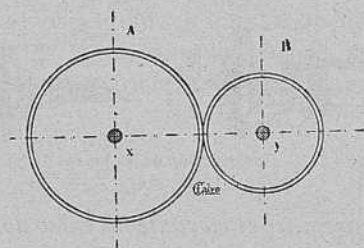


Fig. 594.—Poleas de fricción.

naturaleza de la llanta de las mismas: dicha fuerza producirá el movimiento del otro árbol siempre que la resistencia que éste opone a girar sea menor que la intensidad de aquella.

355. **Material de las ruedas de fricción.**—Con el objeto

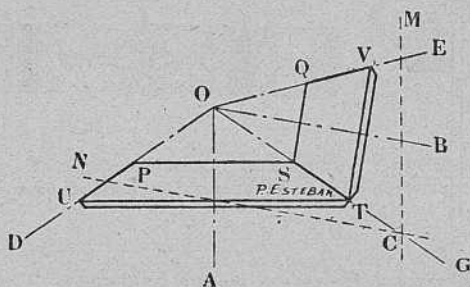


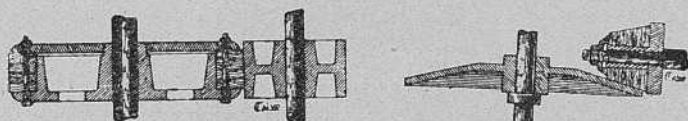
Fig. 595.—Trazado de dos conos de fricción.

de aumentar el rozamiento entre las poleas, una de las llantas suele ser de hierro y la otra de *madera, papel, caucho* y más comúnmente de *cuero*.

356. **Relación de velocidades y diámetros.**—Por medio de las ruedas de fricción se pueden transmitir pequeños esfuerzos entre árboles paralelos y también entre árboles que se cortan.

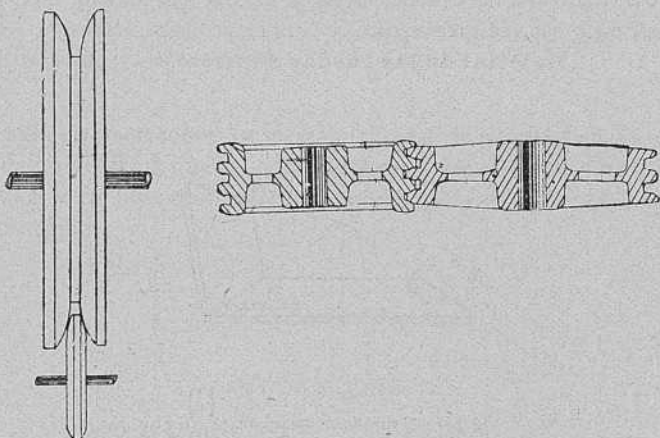
Los números de revoluciones están en razón inversa de los diámetros de las poleas, y el sentido de rotación es contrario.

357. **Trazado de dos ruedas de fricción cónicas.**—Pongamos un ejemplo práctico:



Figs. 596 y 597.—Construcción de las poleas de fricción.

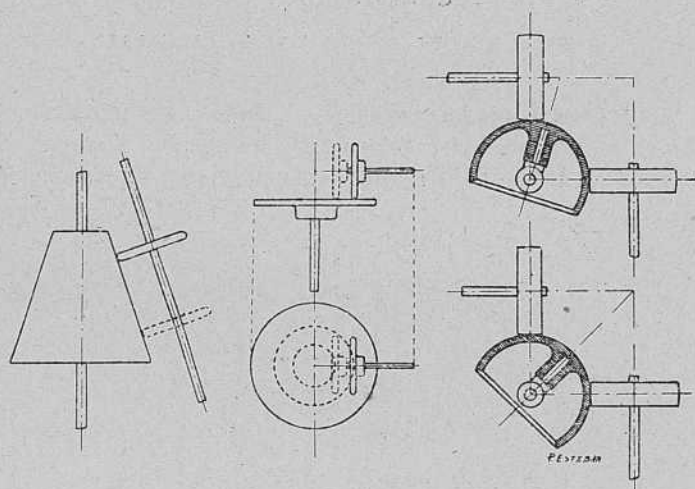
Se trata de transmitir el movimiento entre dos árboles que se cortan formando un ángulo de 60° . Uno de los árboles debe girar a 220 r. p. m. y el otro a 450. Trácese los troncos de cono correspondientes a las ruedas de fricción.



Figs. 598 y 599.—Formas especiales de poleas de fricción.

Se trazan dos rectas (FIG. 595) OA y OB que formen un ángulo igual al de los ejes, en este caso de 60° . Se traza la recta MN paralela a OA y distante de ella 22 mm., y otra PQ paralela a OB y distante de ella 45 mm. Los números 22 y 45 se toman proporcionales a los números de revoluciones por minuto a que deben

girar las ruedas de fricción, 220 y 450 en el ejemplo propuesto. Estas dos rectas NM y PQ se cortarán en un punto C que uniremos con O . La recta OC es la línea de contacto de los dos conos de fricción. Trazando ahora la recta OD que forme con OA un ángulo igual al COA y la OE que forme con OB un ángulo igual al BOC , se obtendrán los ángulos de los conos, los cuales son EOC y COD . Para limitar los troncos de cono correspondientes a las poleas de fricción, se toman sobre la recta OC dos



Figs. 600-602.—Diversos procedimientos para transmitir el movimiento entre árboles que se cortan, cuando se desea que la razón de los números de revoluciones sea variable.

puntos S y T , desde los cuales, se trazan las rectas SP y TU perpendiculares a OA y las SQ y TV perpendiculares a OB . La distancia entre los puntos S y T , y entre ambos y el punto O dependerá de las dimensiones que deban tener las poleas.

Generalmente los conos de fricción se limitan por la parte posterior con dos conos más cortos, tal como indica la figura.

358. **Construcción de las ruedas de fricción.**—Suelen hacerse de discos de cuero fuertemente apretados, (Figs. 596 y 597). Para aumentar la adherencia se hace a veces penetrar una polea

dentro de la otra, como puede verse en las figuras 598 y 599.

Por medio de las poleas de fricción es muy facil transmitir el movimiento entre árboles que se cortan con relación de velocidades variable. Véanse en las figuras 600, 601 y 602 los dispositivos más comúnmente empleados para obtenerlo.

CAPITULO XIV

GENERALIDADES SOBRE LOS ENGRANAJES

359. **Idea de los engranajes.** — Cuando el esfuerzo a transmitir es considerable, las ruedas de fricción tienden a patinar, lo que produce su rápido desgaste. Para evitarlo hay que aumentar

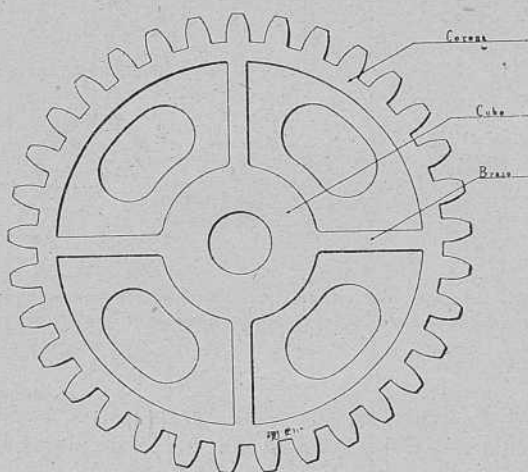


Fig. 603. — Partes de un engranaje.

entre ellas la presión, y aun así no se evita por completo el deslizamiento, de tal manera que la relación entre el número de revoluciones no puede ser constante.

Esto no sucede en la transmisión por engranajes, los cuales

son poleas cuyas llantas llevan dientes de tal manera contruídos que en cada par de engranajes los salientes del uno se introducen sin choque en los entrantes del otro, produciéndose el movimiento, no por rozamiento sino por empuje directo.

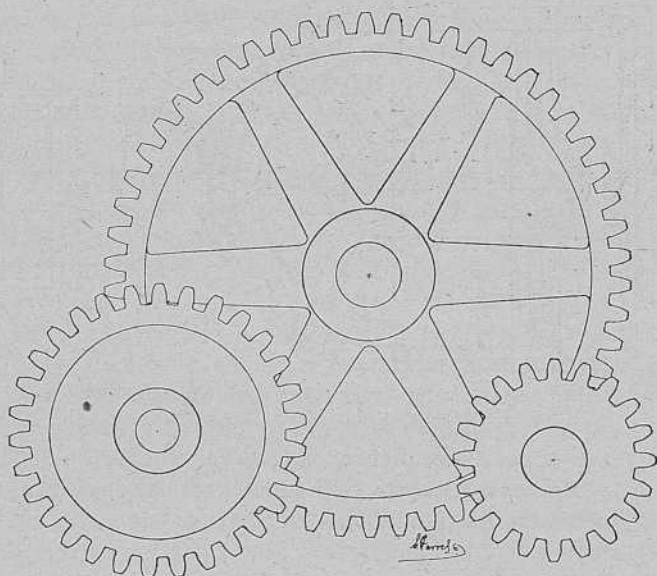


Fig. 604.—Clases de engranajes.

360. **Partes de un engranaje.**—En un engranaje hay que distinguir (FIG. 603) las partes siguientes:

Corona, es la parte del engranaje en donde se insertan los dientes.

Cubo, es la parte por donde un engranaje se fija en su eje.

Brazos, son los radios que unen la corona con el cubo.

Hay engranajes cuyas dimensiones no permiten que tengan brazos y se construyen *macizos*, si son muy pequeños y, si son algo mayores, en forma llamada de *plato* (FIG. 604).

361. **Circunferencia primitiva.**—Así se llama la circunferencia según la cual se verifica la tangencia de dos engranajes (FIG. 605).

362. **Circunferencia exterior.**— Es la circunferencia en la cual está inscrito un engranaje (FIG. 605).

363. **Circunferencia interior.**— Es la circunferencia en

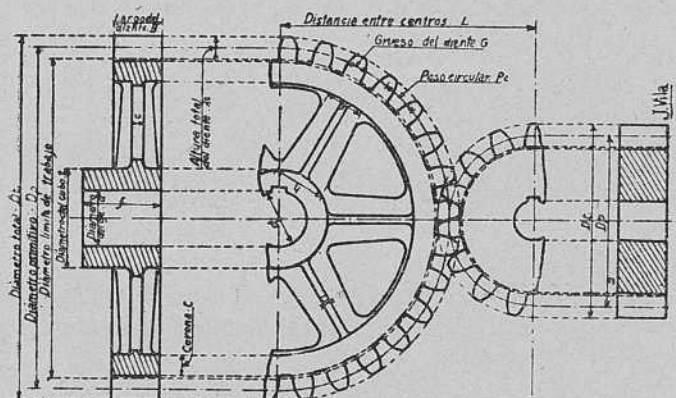


Fig 605.

la que se apoyan los dientes de un engranaje (FIG. 605).

364. **Partes del diente.**— En cada diente hay que distinguir las siguientes partes (FIG. 606):

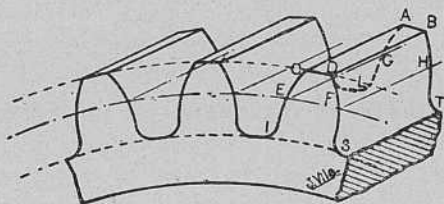


Fig. 606.—Partes del diente.

Cabeza es la parte del diente que está sobre la circunferencia primitiva.

Pie es la parte del diente que está debajo de la circunferencia primitiva.

Cara es la superficie de la cabeza que mira al hueco.

Flanco es la superficie del pie que mira al hueco.

Altura del diente es la distancia entre las circunferencias exterior e interior.

365. **Paso circular.**—Es la distancia entre dos dientes consecutivos (FIGS. 605 y 606) contada sobre la circunferencia primitiva. El paso circular queda dividido en dos partes iguales por el *grueso del diente* y el *ancho del hueco* o *vano*. Cuando la construcción de los dientes no puede ser perfecta, se hace el grueso del diente un poco más pequeño que el ancho del vano; a la diferencia entre ambos se llama *juego* entre los dientes, que suele ser $\frac{1}{100}$ del paso circular.

Para facilitar la construcción e intercambio de los engranajes, no se toma el paso circular de un modo arbitrario, sino que se calcula haciéndolo depender de la relación entre el número de dientes y el diámetro primitivo. Generalmente se mide el diámetro primitivo en mm.: los engranajes así calculados se llaman engranajes de *módulo*. A veces se mide el diámetro primitivo en pulgadas, y entonces se llaman engranajes *Pitch* o ingleses.

366. **Módulo de un engranaje.**—Es la razón entre su diámetro primitivo en mm. y su número de dientes.

367. **Pitch de un engranaje.**—Es la razón entre su número de dientes y su diámetro primitivo en pulgadas.

Solo daremos fórmulas para calcular los engranajes de *módulo*, por ser el sistema más usado; si alguna vez se presentase la necesidad de calcular algún engranaje *Pitch*, buscaríamos el módulo correspondiente, y lo calcularíamos según este sistema, con las fórmulas que pondremos en los siguientes capítulos.

Para hallar el módulo equivalente, conocido el *Pitch* de un engranaje, se empleará la fórmula

$$\text{Módulo} = \frac{25'4}{\text{Pitch}} \quad (81)$$

368. **Abreviaturas usadas en las fórmulas para calcular engranajes.**

M Módulo.

Dp Diámetro primitivo en mm.

Dt " total " "

- Z* Número de dientes.
Pc Paso circular en mm.
G Grueso del diente en mm.
At Altura total del diente en mm.
C Altura de la corona " "
B Largo del diente " "
L Distancia de centros " "
Lt Largo total en mm. ocupado por dos engranajes.
N Número de revoluciones por minuto.
V Velocidad tangencial de la circunferencia primitiva en metros por segundo.
HP Potencia en caballos a transmitir.
P Presión sobre el diente en Kg.
D Diámetro del agujero en mm.
T " " cubo " "
F Largo " " " "
H Ancho en mm. de los brazos en cruz junto al cubo.
H' " " " " " " " " " a la corona.
E Grueso de los nervios.
I Número de brazos.

Tratándose de un par de engranajes, las medidas que varían se representan con letras mayúsculas para la rueda, y con letras minúsculas para el piñón o engranaje más pequeño. Así en un par de ruedas dentadas: *Dp*, *Dt*, *D*, etc., representan respectivamente el diámetro primitivo, el total y el diámetro del agujero de la rueda, y *dp*, *dt*, *d*, etc., las mismas medidas del piñón. Mientras que: *M*, *B*, *Pc*, etc., representarán el módulo, largo del diente y paso circular de ambos engranajes, por ser medidas comunes.

CAPITULO XV
ENGRANAJES RECTOS

369. Fórmulas que se refieren a un engranaje tomado aisladamente:

$$Dp = Z M \quad (82)$$

$$Dp = Dt - 2 M \quad (83)$$

$$Dt = (Z + 2) M \quad (84)$$

$$Dt = Dp + 2 M \quad (85)$$

$$Z = \frac{Dp}{M} \quad (86)$$

$$Z = \frac{Dt}{M} - 2 \quad (87)$$

$$Pc = \pi M \quad (88)$$

$$M = \frac{Pc}{\pi} \quad (89)$$

$$M = \frac{Dp}{Z} \quad (90)$$

$$M = \frac{Dt}{Z + 2} \quad (91)$$

$$G = \frac{Pc}{2} \quad (92)$$

$$At = 2'16 M \quad (93)$$

$$C = G + 3 \quad (94)$$

$$B = 3 Pc \quad (95)$$

$$B = 9'42 M \quad (96)$$

370. **Problemas:**

1.º *Hállese el diámetro total de un engranaje de 50 dientes, módulo 4.*

Aplicando la fórmula 84:

$$Dt = (Z + 2) M = (50 + 2) 4 = 208 \text{ mm.}$$

2.º *Módulo de un engranaje de 40 dientes, y 210 mm. de diámetro total.*

Aplicando la fórmula 91:

$$M = \frac{Dt}{Z + 2} = \frac{210}{42} = 5$$

3.º *Altura total del diente de un engranaje módulo 3.*

Aplicando la fórmula 93:

$$At = 2'16 M = 2'16 \times 3 = 6'48 \text{ mm.}$$

4.º *Altura de la corona de un engranaje módulo 5.*

La fórmula 94 supone conocido el grueso del diente; para hallar éste según la fórmula 92 debemos primero hallar el Pc por medio de la fórmula 88:

$$Pc = \pi M = 3'14 \times 5 = 15'70 \text{ mm.}$$

$$G = \frac{Pc}{2} = \frac{15'70}{2} = 7'85 \text{ mm.}$$

y finalmente:

$$C = G + 3 = 7'85 + 3 = 10'85 \text{ mm.}$$

371. **Fórmulas que se refieren a un par de engranajes:**

$$L = \frac{Dp + dp}{2} \quad (97)$$

$$L = \frac{Z + z}{2} \times M \quad (98)$$

$$Lt = Dp + dp + 2M \quad (99)$$

$$Dp = \frac{2Ln}{n+N} \quad (100)$$

$$dp = \frac{2LN}{n+N} \quad (101)$$

$$Z = \frac{zn}{N} \quad (102)$$

$$Z = \frac{(Z+z)n}{n+N} \quad (103)$$

$$Z = \frac{dpn}{NM} \quad (104)$$

$$z = \frac{ZN}{n} \quad (105)$$

$$z = \frac{(Z+z)N}{n+N} \quad (106)$$

$$z = \frac{DpN}{nM} \quad (107)$$

$$Z+z = \frac{2L}{M} \quad (108)$$

$$N = \frac{zn}{Z} \quad (109)$$

$$N = \frac{dpn}{ZM} \quad (110)$$

$$n = \frac{ZN}{z} \quad (111)$$

$$n = \frac{DpN}{zM} \quad (112)$$

372. **Problemas:**

1.º *¿Cuál será la distancia de centros de dos engranajes: $Z = 50$, $z = 45$, $M = 3$?*

Aplicando la fórmula 98:

$$L = \frac{Z + z}{2} \times M = \frac{50 + 45}{2} \times 3 = 142'5 \text{ mm.}$$

2.º *Debe transmitirse el movimiento entre dos árboles, de tal manera que uno gire a 200 r. p. m. y el otro a 150. Si en el primero se monta un engranaje de 25 dientes ¿cuántos dientes tendrá el que debe montarse en el segundo?*

Hay que buscar el número de dientes de la rueda, conociendo el del piñon y el número de revoluciones de ambos engranajes; aplicando, pues, la fórmula 102:

$$Z = \frac{z n}{N} = \frac{25 \times 200}{150} = 33'33$$

Como se ve, no puede resolverse exactamente este problema, pues resulta un número de dientes imposible.

3.º *¿Cuáles serán los diámetros primitivos de un par de engranajes, caracterizados por los datos: $L = 500 \text{ mm.}$; $N = 80$; $n = 300$?*

Hallaremos el diámetro primitivo de la rueda mediante la fórmula 100:

$$D_p = \frac{2 L n}{N + n} = \frac{2 \times 500 \times 300}{80 + 300} = 789'4 \text{ mm.}$$

Hallaremos de la misma manera d_p , por medio de la fórmula 101:

$$d_p = \frac{2 L N}{N + n} = \frac{2 \times 500 \times 80}{80 + 300} = 210'5 \text{ mm.}$$

373. **Fórmulas para calcular la potencia a transmitir:**

$$HP = \frac{P V}{75} \quad (113)$$

$$P = \frac{75 HP}{V} \quad (114)$$

$$V = \frac{75 HP}{P} \quad (115)$$

$$V = \frac{\pi D p N}{60000} \quad (116)$$

$$D p = \frac{60000 V}{\pi N} \quad (117)$$

374. Las tablas XXXIV, XXXV, XXXVI, XXXVII y XXXVIII, sirven para conocer uno cualquiera de los terminos P , V y M , conociendo los otros dos. Se refieren a engranajes de fundición.

375. **Problema:**

¿Qué potencia podrá transmitir un engranaje $M=2$, $Z=40$, $N=200$?

La Fórmula 113 para calcular el número de caballos a transmitir supone conocidos P y V .

Hallaremos V , por medio de la fórmula 116:

$$V = \frac{\pi D p N}{60000} = \frac{3'14 \times 80 \times 200}{60000} = 0'837 \text{ m.}$$

Conociendo el M y V , hallaremos P en la tabla 36 cuyo valor es:

$$P = \sim 40$$

Aplicando ahora la fórmula 113:

$$HP = \frac{VP}{75} = \frac{40 \times 0'837}{75} = 0'45$$

Tabla XXXIV. — Valores aproximados de P para ruedas dentadas rectas de hierro fundido según el número de dientes. Largo del diente igual a tres veces el paso. De 12 a 16 dientes.

Módulo	Velocidad tangencial por segundo en metros en la circunferencia primitiva																	
	0,5	1	1,5	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1	10	8	7	6	5	5	5	5	4	4	4	4	4	3	3	3	3	3
1 1/4	15	12	10	10	8	7	7	7	6	6	6	6	6	5	5	5	5	5
1 1/2	21	17	15	14	12	11	10	9	9	9	8	8	8	7	7	7	7	7
1 3/4	30	24	21	19	17	15	14	13	12	12	11	11	11	10	10	10	10	10
2	39	31	27	25	21	20	18	17	16	16	15	14	14	13	13	13	13	12
2 1/4	49	39	34	31	27	25	23	21	20	19	18	18	17	17	17	16	16	15
2 1/2	61	48	42	38	33	30	28	26	25	24	23	22	22	21	20	20	19	19
2 3/4	73	58	51	46	40	37	34	32	30	29	28	27	26	25	24	24	23	23
3	86	69	61	55	48	43	40	38	36	35	33	32	31	30	29	28	28	27
3 1/2	118	94	82	75	64	59	55	51	49	47	45	44	42	41	40	39	38	37
4	155	123	107	95	85	77	68	67	64	62	59	57	54	53	51	50	49	48
4 1/2	197	156	146	124	108	98	91	86	81	78	75	72	69	67	65	64	62	61
5	243	193	168	152	134	121	113	106	101	96	93	89	86	83	81	79	77	76
5 1/2	294	233	203	185	162	147	136	128	122	116	111	107	103	101	98	95	94	92
6	349	277	242	220	192	174	162	152	145	139	133	128	124	120	118	114	112	109
6 1/2	409	325	284	259	225	205	190	179	170	163	156	151	145	142	137	134	131	128
7	475	377	329	300	261	237	220	207	197	189	181	175	169	164	160	156	152	149
8	620	492	428	392	341	310	287	270	257	246	236	228	220	214	209	203	199	194
9	785	623	582	497	432	393	364	342	325	312	299	289	279	272	264	257	252	249
10	970	770	670	610	534	485	450	423	402	385	370	356	345	335	327	319	311	304
11	1174	932	811	740	646	587	545	513	487	466	447	436	418	407	396	386	377	370
12	1271	1109	968	880	768	696	648	608	580	556	532	512	496	480	472	456	448	436
13	1640	1301	1136	1032	902	819	761	716	680	651	624	599	571	561	547	534	521	509
14	1902	1510	1317	1199	1109	951	883	831	789	755	725	697	668	652	636	621	606	582
15	2183	1733	1424	1376	1202	1092	998	953	906	867	832	799	761	749	720	714	696	680
16	2485	1972	1714	1565	1367	1242	1153	1084	1020	986	946	910	876	854	832	812	793	775
17	2805	2226	1936	1767	1544	1402	1302	1226	1164	1113	1067	1024	991	968	946	913	901	879

Tabla XXXV.---Valores aproximados de P para ruedas dentadas rectas de hierro fundido según el número de dientes. Largo del diente igual a tres veces el paso. De 17 a 25 dientes.

Módulo	Velocidad tangencial por segundo en metros en la circunferencia primitiva																	
	0,5	1	1,5	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1	10	8	7	7	6	5	5	5	4	4	4	4	4	4	4	3	3	3
1 1/4	16	13	11	10	10	8	8	7	7	6	6	6	6	6	6	5	5	5
1 1/2	24	19	16	15	13	12	11	10	10	9	9	9	8	8	8	8	8	8
1 3/4	32	25	22	20	18	16	15	14	13	13	12	12	11	11	11	11	10	10
2	42	33	29	26	23	21	19	18	17	17	16	16	15	14	14	14	13	13
2 1/4	53	42	37	33	29	26	23	21	21	21	20	20	19	18	18	17	17	17
2 1/2	65	52	45	41	36	33	30	29	27	26	25	24	23	23	22	22	21	21
2 3/4	79	63	55	50	43	39	37	35	33	31	30	29	28	27	27	26	26	25
3	94	75	65	59	52	47	43	41	39	37	36	35	34	33	32	31	31	30
3 1/2	127	102	88	81	70	64	59	56	53	51	49	47	45	44	43	42	41	40
4	167	132	115	105	92	83	77	73	69	66	64	62	60	58	56	55	54	53
4 1/2	211	168	146	133	116	106	98	92	88	84	81	78	76	73	71	70	68	66
5	261	208	180	164	144	130	121	114	108	104	99	96	93	90	88	86	84	82
5 1/2	316	251	218	199	174	158	147	138	131	125	121	116	113	109	106	104	101	99
6	376	289	260	237	207	188	175	164	156	144	144	139	134	130	127	124	121	108
6 1/2	441	350	305	278	243	220	205	193	183	175	169	163	158	152	149	145	142	139
7	512	407	353	322	282	256	238	223	212	203	196	189	183	176	172	169	165	161
8	669	531	461	421	368	334	310	292	277	265	255	246	239	230	225	220	215	211
9	846	672	584	533	466	423	393	369	351	336	323	312	302	292	285	279	272	267
10	1045	830	721	658	575	522	485	456	433	415	399	385	373	362	352	344	336	329
11	1263	1004	872	796	696	631	587	552	524	502	483	462	451	436	426	416	407	398
12	1505	1195	1038	948	828	752	698	657	624	597	575	554	537	519	507	495	485	476
13	1766	1402	1218	1113	972	883	820	771	732	701	674	651	630	609	595	581	568	556
14	2048	1625	1413	1290	1127	1024	951	894	849	812	782	755	731	706	690	674	659	645
15	2351	1867	1622	1481	1294	1175	1091	1027	974	933	898	866	839	811	792	774	756	740
16	2675	2125	1846	1686	1472	1337	1240	1168	1108	1062	1021	986	955	923	901	881	860	843
17	3020	2398	2084	1903	1662	1510	1402	1319	1251	1199	1153	1113	1078	1042	1017	994	971	951

Tabla XXXVI.—Valores aproximados de P para ruedas dentadas rectas de hierro fundido según el número de dientes. Largo del diente igual a tres veces el paso.

Módulo	Velocidad tangencial en metros por segundo en la circunferencia primitiva																	
	0,5	1	1,5	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	18
1	11	9	8	7	6	6	5	5	5	4	4	4	4	4	4	4	4	3
1 1/4	17	14	12	11	9	9	8	8	7	7	7	6	6	6	6	6	5	5
1 1/2	25	20	17	17	14	12	12	11	10	10	10	9	9	9	8	8	8	8
1 3/4	34	27	24	21	19	17	16	15	14	14	13	12	12	11	11	11	11	11
2	44	35	31	28	24	22	21	19	18	17	17	16	16	14	14	14	14	14
2 1/4	56	45	39	35	31	28	26	24	23	22	21	20	20	19	19	18	18	18
2 1/2	69	55	48	44	38	35	32	30	29	28	27	26	25	24	23	23	22	22
2 3/4	84	67	59	53	46	42	39	37	35	33	32	31	30	29	28	27	27	26
3	100	79	69	63	54	49	46	43	41	40	38	36	35	34	33	32	32	31
3 1/2	136	108	94	85	74	67	62	59	56	54	52	42	42	47	46	44	43	42
4	177	141	120	111	97	88	82	77	73	71	67	65	63	61	59	58	57	56
4 1/2	224	188	157	141	123	117	104	98	93	89	85	82	79	77	76	73	72	72
5	277	220	192	174	152	137	128	121	115	110	106	102	98	96	93	90	89	87
5 1/2	335	266	234	211	184	167	155	146	139	133	128	123	118	116	113	109	107	105
6	399	317	276	275	217	197	184	173	163	158	152	146	139	136	134	130	126	123
6 1/2	468	372	325	295	258	233	207	216	203	186	178	171	166	162	157	153	150	147
7	542	431	376	339	296	269	250	235	224	215	206	197	190	189	182	176	173	170
8	709	563	488	446	389	352	328	309	293	282	269	261	251	246	239	234	227	224
9	896	753	627	563	493	446	414	390	381	376	341	328	314	308	302	293	288	288
10	1107	880	766	696	608	548	514	483	459	440	423	408	394	382	374	363	355	347
11	1340	1065	936	843	738	667	619	584	553	531	510	493	473	464	451	435	430	421
12	1596	1267	1102	1100	870	797	736	691	652	633	608	583	557	544	533	519	506	493
13	1873	1487	1299	1180	1031	932	828	866	812	742	713	684	663	647	628	614	599	588
14	2166	1724	1502	1357	1184	1076	998	941	896	857	852	787	762	755	730	704	691	678
15	2493	1980	1725	1567	1369	1246	1153	1089	1031	990	950	914	879	857	836	816	796	778
16	2836	2253	1952	1786	1552	1408	1312	1235	1171	1127	1075	1043	1005	980	957	934	909	889
17	3205	2543	2213	2010	1753	1590	1477	1399	1323	1271	1220	1171	1133	1106	1080	1044	1029	1004

Tabla XXXVII. — Valores aproximados de P para ruedas dentadas rectas de hierro fundido según el número de dientes. Largo del diente igual a tres veces el paso. De 55 a 134 dientes.

Número	Velocidad tangencial en metros por segundo en la circunferencia primitiva																	
	0,5	1	1,5	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1	13	11	10	9	8	7	6	6	5	5	5	5	4	4	4	4	4	4
1 1/4	21	17	15	13	12	11	10	9	8	8	8	8	7	7	7	6	6	6
1 1/2	30	24	21	19	17	15	14	13	12	12	11	11	10	10	10	9	9	9
1 3/4	41	33	29	26	23	21	19	18	16	15	14	14	14	13	13	13	12	12
2	53	44	37	34	30	27	25	23	21	20	19	19	18	17	17	16	16	15
2 1/4	68	54	47	43	37	34	31	30	26	25	24	23	23	22	22	20	20	20
2 1/2	83	66	58	53	46	42	39	37	33	32	31	30	29	28	27	26	25	24
2 3/4	101	80	70	64	56	51	47	44	40	38	36	35	34	33	32	32	31	30
3	120	96	84	76	66	60	56	53	47	45	43	42	41	40	39	38	37	36
3 1/2	163	130	114	103	90	82	76	72	64	61	58	56	54	53	52	51	50	49
4	212	170	148	135	118	107	100	93	84	80	77	74	72	70	68	66	64	63
4 1/2	270	215	188	171	149	135	126	118	104	101	96	93	90	88	86	84	82	80
5	332	265	232	210	184	167	155	148	132	128	124	120	116	112	108	104	100	98
5 1/2	404	321	280	255	222	202	188	176	160	152	146	141	136	132	128	126	124	121
6	479	382	333	303	264	240	223	210	188	180	173	167	163	158	153	149	146	143
6 1/2	563	448	392	356	311	282	262	246	220	212	204	195	190	184	180	175	172	168
7	653	519	454	412	360	332	304	286	256	244	232	224	216	212	208	204	200	196
8	848	679	593	539	471	426	397	373	336	320	308	296	288	280	272	264	258	254
9	1079	859	750	681	596	541	502	472	416	404	384	372	360	352	344	336	328	320
10	1328	1060	926	841	735	668	620	583	523	500	481	464	450	437	425	415	406	397
11	1616	1283	1120	1020	888	808	752	704	640	608	584	564	544	528	512	504	496	484
12	1916	1527	1333	1212	1072	968	892	840	752	720	692	668	652	632	612	596	584	572
13	2252	1792	1568	1424	1244	1128	1028	984	880	848	816	780	760	736	720	700	688	672
14	2612	2078	1816	1648	1440	1328	1216	1144	1024	976	928	896	864	848	832	816	800	784
15	2994	2385	2078	1895	1652	1505	1394	1312	1172	1125	1085	1035	1005	982	956	925	915	895
16	3392	2714	2372	2156	1884	1704	1588	1492	1344	1280	1232	1184	1152	1120	1088	1056	1032	1016
17	3852	3065	2680	2432	2125	1930	1800	1685	1510	1445	1390	1340	1300	1260	1230	1190	1170	1142

Tabla XXXVIII.—Valores aproximados de P para ruedas dentadas rectas de hierro fundido según el número de dientes. Largo del diente igual a tres veces el paso.
De 135 en adelante.

Módulo	Velocidad tangencial en metros por segundo en la circunferencia primitiva																	
	0,5	1	1,5	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1	13	10	9	8	7	7	6	6	6	5	5	5	5	5	4	4	4	4
1 1/4	20	16	14	13	11	10	9	9	9	8	8	8	7	7	7	7	7	7
1 1/2	28	23	20	18	18	14	13	13	13	12	12	11	11	10	10	10	10	9
1 3/4	39	31	27	24	21	19	18	17	17	16	16	15	14	14	14	13	13	13
2	50	40	35	32	28	25	23	22	22	21	20	20	19	19	18	17	17	17
2 1/4	64	51	44	40	35	32	30	28	28	27	26	25	24	23	23	22	21	21
2 1/2	78	63	56	50	44	40	37	34	33	32	31	30	29	28	28	27	27	26
2 3/4	96	76	66	60	53	48	45	42	42	40	39	37	36	35	34	33	32	32
3	112	90	79	71	62	57	53	50	50	48	46	44	43	42	40	39	39	38
3 1/4	156	122	108	97	85	76	72	68	68	65	63	60	57	56	55	53	52	51
4	202	160	140	127	111	100	93	88	89	85	82	79	75	73	72	70	68	67
4 1/4	255	203	175	160	140	128	120	112	112	108	103	100	95	93	92	88	87	85
5	312	250	224	200	176	160	148	136	139	133	128	123	118	115	113	109	107	104
5 1/4	383	304	265	241	211	191	180	168	168	160	154	149	143	140	136	132	129	127
6	448	360	315	286	250	227	211	198	200	191	184	177	170	167	162	158	154	151
6 1/4	531	423	369	335	293	266	247	232	234	224	215	208	200	195	190	185	181	177
7	624	490	432	388	340	306	288	272	272	255	250	241	233	225	220	215	209	204
8	808	640	560	508	444	400	372	352	354	339	326	315	304	296	288	280	275	268
9	1020	810	700	640	560	512	473	448	448	429	413	400	385	373	365	352	348	340
10	1259	1000	873	793	694	630	585	550	554	530	510	493	467	460	452	436	428	416
11	1532	1210	1060	964	844	764	720	672	672	641	616	596	566	560	544	528	516	508
12	1792	1440	1260	1144	1000	908	844	792	800	763	736	708	676	668	648	632	616	604
13	2124	1690	1476	1340	1172	1064	988	928	936	896	860	832	795	780	760	740	724	708
14	2495	1960	1728	1552	1360	1224	1152	1088	1088	1038	1000	964	932	900	880	860	836	816
15	2823	2250	1957	1780	1555	1410	1310	1240	1246	1193	1146	1110	1062	1037	1013	989	965	942
16	3232	2560	2240	2032	1776	1600	1488	1408	1416	1356	1304	1260	1216	1184	1152	1120	1100	1072
17	3630	2890	2520	2290	2000	1810	1680	1590	1600	1532	1473	1425	1368	1338	1297	1266	1236	1215

376. **Diámetro del agujero de un engranaje.**— El diámetro del agujero de un engranaje depende de la potencia que ha de transmitir y del número de r. p. m. a que gira.

Para hallarlo se emplea la tabla XXIV siguiendo el mismo procedimiento que si se tratase de hallar el diámetro de una transmisión.

377. **Problemas:**

1.º ¿Cuál será el diámetro del agujero de un engranaje que ha de transmitir 5 HP y gira a 200 r. p. m.?

$$\frac{5}{200} = 0'025$$

Consultando la tabla XXIV se hallará que el diámetro buscado mide 35 mm.

2.º ¿Cuál será el diámetro del agujero de un engranaje $M = 4$, $Z = 30$, $N = 180$?

Deberemos hallar primero P y V .

$$V = \frac{\pi Dp N}{60000} = \frac{3'14 \times 120 \times 180}{60000} = 1'13 \text{ m.}$$

Según la tabla XXXVI, $P = \sim 140$

$$HP = \frac{P V}{75} = \frac{140 \times 1'13}{75} = \sim 2$$

$$\frac{HP}{N} = \frac{2}{180} = 0'011$$

Consultando la tabla XXIV se hallará un diámetro de 30 mm. para el agujero.

378. **Otras fórmulas:**

$$T = 2 d \quad (118)$$

Esta fórmula se emplea cuando el diámetro del agujero

es inferior a 50 mm.; si fuese superior se usaría la siguiente:

$$T = 1'9 d \quad (1'19)$$

$$F = 1'2 B \quad (1'20)$$

Para el ancho de los brazos en cruz junto al cubo, cuando son 6, se emplean las fórmulas 121 ó 122 según se trate de engranajes medianos o grandes:

$$H = D \quad (1'21)$$

$$H = 1'1 D \quad (1'22)$$

$$H' = 0'7 H \quad (1'23)$$

$$E = \beta B \quad (1'24)$$

379. El valor de β de esta fórmula se hallará en la tabla número XXXIX.

Tabla XXXIX.--Valores de β .

$\frac{H}{Pc}$	Valores de β para $\frac{Z}{I} =$							
	7	9	12	16	20	25	30	40
1,5	0,20	0,28	0,37	0,50	0,62	0,78	0,93	1,24
2	0,12	0,16	0,21	0,28	0,35	0,44	0,53	0,60
2,5	0,08	0,10	0,13	0,18	0,22	0,28	0,34	0,45
3	0,05	0,07	0,09	0,12	0,16	0,19	0,23	0,31

380. **Número mínimo de dientes en los engranajes rectos.**—Si un juego de ruedas dentadas funciona a más de 6 m. por segundo de velocidad tangencial, la más pequeña no debe tener menos de 18 *dientes*; si la velocidad es menor, puede descender el número de dientes hasta 12, como *mínimum*.

En casos excepcionales en que sea preciso un número menor

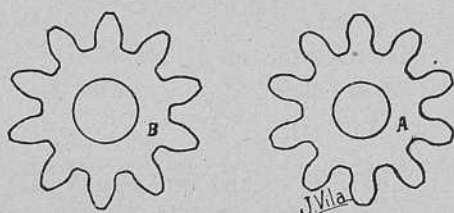
de dientes, conviene dar al diámetro total un pequeño exceso, el cual será de:

1 % para piñones de 12 dientes

2 % " " " 11 "

4 % " " " 10 "

De lo contrario resultaría el diente demasiado debilitado en la base, como puede verse en las figuras 607 y 608.



Figs. 607 y 608.—B, engranaje de pocos dientes con el diámetro total aumentado.
A, idem. con el diámetro total normal.

381. Problema:

Entre dos árboles cuya distancia es de 300 mm. se han de transmitir mediante dos engranajes 6 HP, de tal manera que uno de ellos gire a 150 r. p. m. y el otro a 350. Calcúlense los engranajes.

Por medio de las fórmulas 100 y 101 hallaremos Dp y dp . Recuérdese que la rueda irá montada en el árbol que gira más despacio.

$$Dp = \frac{2 L n}{N + n} = \frac{2 \times 300 \times 350}{350 + 150} = 420 \text{ mm.}$$

$$dp = \frac{2 L n}{N + n} = \frac{2 \times 300 \times 150}{350 + 150} = 180 \text{ mm.}$$

Por medio de la fórmula 116 hallaremos la velocidad tangencial:

$$V = \frac{\pi Dp N}{60000} = \frac{3'14 \times 420 \times 150}{60000} = 3'3 \text{ m.}$$

Hallaremos el valor de P , mediante la fórmula 114:

$$P = \frac{75 \text{ HP}}{V} = \frac{75 \times 6}{3'3} = 136 \text{ Kg.}$$

Conociendo P y V hallaremos en la tabla XXXIV el valor del M , que será:

$$M = 5$$

De donde, número de dientes del piñón:

$$z = \frac{dp}{M} = \frac{180}{5} = 36$$

Cuando el número de dientes que resulta para el piñón es superior a 16, es más exacto buscar el módulo en la tabla correspondiente al número de dientes que resulte, o sea, en este caso, en la XXXVI. Según ella el módulo es aproximadamente 4'75.

De donde, (fórmula 86):

$$z = \frac{dp}{M} = \frac{180}{4'75} = 37'9$$

$$Z = \frac{Dp}{M} = \frac{420}{4'75} = 88'4$$

Como quiera que el número de dientes no puede ser fraccionario tomaremos:

$$z = 38$$

$$Z = 87$$

lo cual nos obligará a variar un poco la distancia de centros (fórmula 98):

$$L = \frac{Z + z}{2} \times M = \frac{38 + 87}{2} \times 4'76 = 297'5 \text{ mm.}$$

en lugar de 300 mm.

Conociendo el M y número de dientes de ambos engranajes nos será fácil calcular todo lo demás:

$$Dt = (Z + 2) M = (87 + 2) 4'75 = 422'75 \text{ mm.}$$

$$dt = (z + 2) M = (38 + 2) 4'75 = 190 \text{ mm.}$$

$$At = 2'16 M = 2'16 \times 4'75 = 10'26 \text{ mm.}$$

$$Pc = \pi M = 3'14 \times 4'75 = 14'9 \text{ mm.}$$

$$B = 3 Pc = 3 \times 14'9 = 44'7 \text{ mm.}$$

$$G = \frac{Pc}{2} = \frac{14'9}{2} = 7'45 \text{ mm.}$$

$$C = G + 3 = 7'45 + 3 = 10'45 \text{ mm.}$$

Para el diámetro del agujero de la rueda:

$$\frac{HP}{N} = \frac{6}{150} = 0'04$$

Consultando la tabla XXIV:

$$D = 45 \text{ mm.}$$

Para el diámetro del agujero del piñón:

$$\frac{HP}{n} = \frac{6}{350} = 0'017$$

Consultando la tabla XXIV:

$$d = 35 \text{ mm.}$$

$$T = 2 D = 2 \times 45 = 90 \text{ mm.}$$

$$t = 2 d = 2 \times 35 = 70 \text{ mm.}$$

$$F = 1'2 B = 1'2 \times 44'7 = 53'64 \text{ mm.}$$

En la rueda haremos 6 brazos:

$$H = D = 45 \text{ mm.}$$

$$H' = 0'7 H = 0'7 \times 45 = 31'5 \text{ mm.}$$

El piñón lo haremos en forma de plato.

$$E = \beta B:$$

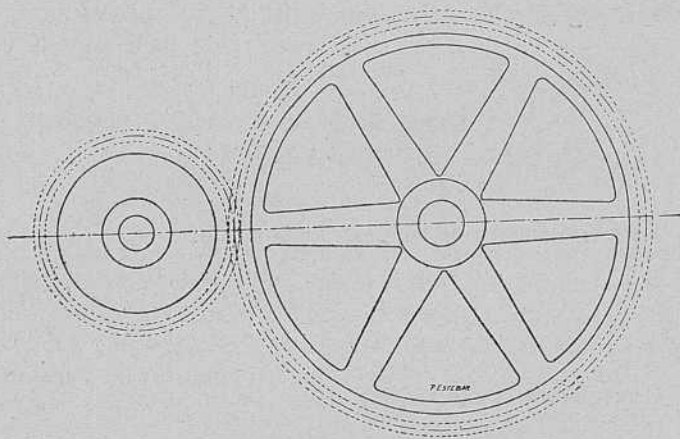


Fig. 609. — Trazado de un par de engranajes rectos.

Para hallar β , suponiendo 6 brazos:

$$\frac{Z}{I} = \frac{87}{6} = 14'5$$

$$\frac{H}{Pc} = \frac{45}{14'9} = 3'01$$

Consultando la tabla XXXIX:

$$\beta = 0'12$$

De donde:

$$E = \beta B = 0'12 \times 44'7 = \sim 5'4.$$

Con estos datos es fácil hacer el trazado de los engranajes que acabamos de calcular, tal como indica la figura 609.

332. El trazado del perfil de los dientes no suele hacerse en el dibujo, sino que sencillamente se representan por las circunferencias primitiva, exterior e interior. (FIG. 609).

Vamos, no obstante, a proponer un método aproximado para hacerlo (FIG. 610). Supongamos que se trata de trazar un par de engranajes: $M = 6$; $Z = 45$; $z = 20$.

Sobre una recta se toma la distancia de centros $O O'$, que medirá (fórmula 98):

$$L = \frac{Z+z}{2} \times M = \frac{45+20}{2} \times 6 = 195 \text{ mm.}$$

Haciendo centro en O y O' trácense las circunferencias primitivas de ambos engranajes, cuyo diámetro será (fórmula 82):

$$D_p = Z M = 45 \times 6 = 270 \text{ mm.}$$

$$d_p = z M = 20 \times 6 = 120 \text{ mm.}$$

Haciendo centro en los mismos puntos se trazarán otras dos circunferencias cuyo diámetro se hallará multiplicando por el número constante $\frac{29}{30}$ el de la rueda y piñón, o sea:

$$270 \times \frac{29}{30} = 261 \text{ mm.}$$

$$120 \times \frac{29}{30} = 116 \text{ mm.}$$

Se dividen ambas circunferencias primitivas en tantas partes iguales como unidades tiene el duplo del número de dientes correspondiente. El perfil del diente está formado por uno o dos arcos de circunferencia según que el número de dientes sea superior o inferior a 36. Estos arcos tienen el centro sobre las circunferencias de diámetro 261 y 116 que acabamos de trazar y su radio varía con el número de dientes, como puede verse en la tabla XL.

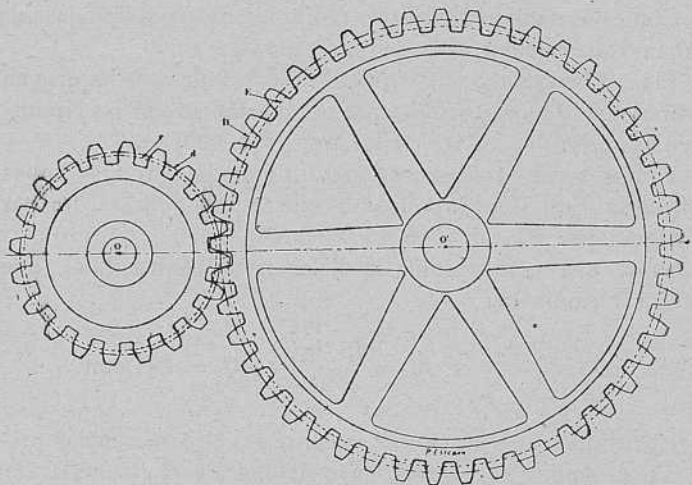


Fig. 610. - Trazado del perfil de los dientes.

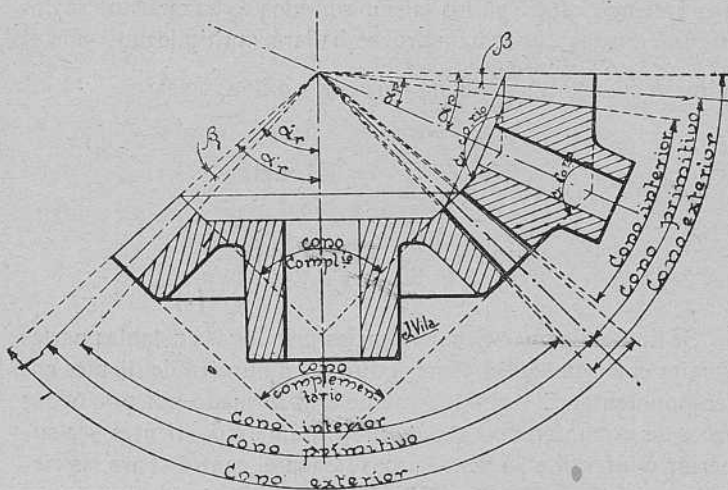


Fig. 611. - Partes de los engranajes cónicos.

Tabla XL.—Tabla de Grant para trazar el perfil del diente.

NÚMERO DE DIENTES	Factores que multiplicados por los módulos dan los radios del perfil.		NÚMERO DE DIENTES	Factores que multiplicados por los módulos dan los radios del perfil.		NÚMERO DE DIENTES	Factores que multiplicados por los módulos dan los radios del perfil.	
	CABEZA	PIE		CABEZA	PIE		CABEZA	PIE
10	2,28	0,69	22	3,49	2,06	34	4,33	3,09
11	2,40	0,83	23	3,57	2,15	35	4,39	3,16
12	2,51	0,96	24	3,64	2,24	36	4,45	3,23
13	2,62	1,09	25	3,71	2,33	37-40	4,20	
14	2,72	1,22	26	3,78	2,42	41-45	4,63	
15	2,82	1,34	27	3,85	2,50	46-51	5,06	
16	2,92	1,46	28	3,92	2,59	52-60	5,74	
17	3,02	1,58	29	3,99	2,67	61-70	6,52	
18	3,12	1,69	30	4,06	2,76	71-90	7,72	
19	3,22	1,79	31	4,13	2,85	91-120	9,78	
20	3,32	1,89	32	4,20	2,93	121-180	13,38	
21	3,41	1,98	33	4,27	3,01	181-360	21,62	

Según esta tabla el perfil del diente de la rueda constará de un solo arco de circunferencia cuyo radio es:

$$4'63 M = 4'63 \times 6 = 27'78$$

El perfil del diente del piñón constará de dos arcos de círculo cuyos radios serán:

$$3'32 M = 3'32 \times 6 = 19'92 \text{ mm. para la cabeza y}$$

$$1'89 M = 1'89 \times 6 = 11'34 \text{ mm. para el pie.}$$

Dichos perfiles se limitan superior e inferiormente por medio de las circunferencias totales e interiores, cuyos diámetros respectivos serán:

$$Dt = (Z + 2) M = (45 + 2) 6 = 282 \text{ mm.}$$

$$Di = Dt - 2 At = 282 - 2 \times 2'16 \times 6 = 256'08 \text{ mm.}$$

$$dt = (z + 2) M = (20 + 2) 6 = 132 \text{ mm.}$$

$$di = dt - 2 At = 132 - 2 \times 2'16 \times 6 = 106'08 \text{ mm.}$$

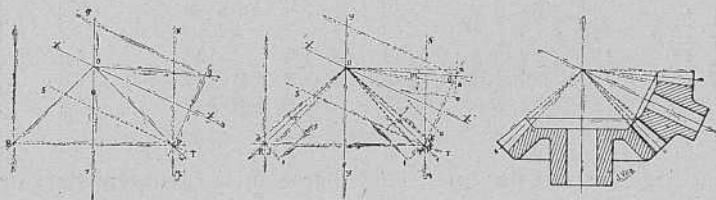
CAPITULO XVI

ENGRANAJES CONICOS

333. Los engranajes cónicos tienen por objeto transmitir el movimiento entre árboles que se cortan.

334. En un engranaje cónico conviene distinguir el:

Cono primitivo, que es el cono según el cual se verifica la tangencia de dos engranajes cónicos (FIG. 611);



Figs. 612-14.—Trazado de los engranajes cónicos.

Cono total o exterior, que es aquel en el cual están inscritos los dientes (FIG. 611)

Cono interior, que es aquel sobre el cual se apoyan los dientes (FIG. 611).

Conos complementarios, que son los conos que limitan el engranaje por la parte externa e interna (FIG. 611).

El valor en grados de estos ángulos se representa por las letras:

αp , para la mitad del ángulo del cono primitivo del piñón.

αr , para la mitad del ángulo del cono primitivo de la rueda.

$\alpha' p$, para la mitad del ángulo del cono total del piñón.

$\alpha' r$, para la mitad del ángulo del cono total de la rueda.

β , para la semidiferencia entre los ángulos de los conos totales y primitivos. Su valor es igual para la rueda y piñón.

El valor en grados de la mitad del ángulo de los conos complementarios es igual al complemento de la mitad del ángulo del cono primitivo correspondiente.

El ángulo que forman los ejes de dos engranajes cónicos se representa por la letra γ .

385. **Trazado de un par de piñones cónicos.**—Aun cuando el ángulo de los ejes puede ser recto, agudo u obtuso, sin embargo el método del trazado es el mismo en los tres casos. Haremos el trazado en varias figuras para más claridad; claro está que en la práctica todo el trazado ha de hacerse en la misma figura.

Se trazan (FIG. 612) dos rectas que formen entre sí el ángulo de los ejes de los engranajes: sean estos XX' e YY' . Supongamos que XX' es el eje del piñón e YY' el de la rueda. Supongamos que el piñón se halle a la derecha del punto O y la rueda en la parte inferior del mismo. Se traza una paralela al eje YY' que diste del mismo el radio primitivo del piñón y esté a su derecha; sea ésta MN . De igual modo se traza inferiormente al eje XX' la paralela al mismo ST , distante de él el radio primitivo del piñón. Estas paralelas se cortarán en un punto que llamaremos P , desde el cual se trazarán las rectas PQ y PR perpendiculares a los ejes. Uniendo los puntos P , Q y R con O resultará la proyección de los conos primitivos, los cuales son: POQ para el piñón, y POR para la rueda. Las líneas PO , OQ y OR se llaman líneas primitivas.

En los puntos P , Q y R (FIG. 613) se trazan perpendiculares a las líneas primitivas. Sobre ellas y a partir de los mismos puntos hacia el exterior de los conos, se toma una distancia igual al módulo de los engranajes en mm.; con ello se obtienen los puntos a , b , c y d , los cuales unidos con O , darán la proyección de los conos totales: aOc , para el piñón, y bOd , para la rueda. Tomaremos a partir de los puntos a , b , c y d la altura total del diente que se calcula, como en los engranajes rectos, por medio de la fórmula 93:

$$At = 2'16 M$$

y obtendremos otros cuatro puntos a' , b' , c' y d' , los cuales unidos con O darán la proyección de los conos interiores: $a'O b'$ para el piñón, y $c'O d'$ para la rueda.

A partir de los puntos P , Q y R tomaremos sobre las líneas

primitivas la longitud del diente, que se calcula como en los engranajes rectos por medio de la fórmula 95:

$$B = 3 P_c$$

y obtendremos los puntos *m*, *n*, *r* en los cuales trazaremos perpendiculares a las líneas primitivas. Limitaremos los engranajes por la parte interior tomando sobre estas perpendiculares, para la

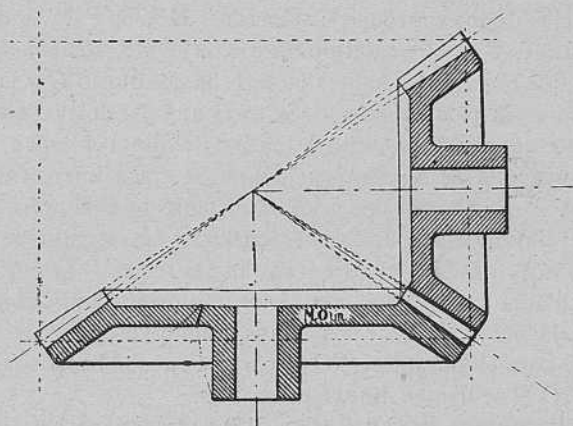


Fig. 615.

altura del diente y corona, tres veces la distancia de la línea primitiva a la punta del diente, y uniendo los puntos que resultan, según se indica en la figura.

Limitaremos los engranajes por la parte externa de la siguiente manera: para la altura del diente y corona se toma el resultado en mm. de la fórmula:

$$At + C = 3.735 M + 3 \quad (125)$$

obteniéndose así los puntos *s*, *t*, *u* y *v*, por los cuales trazaremos paralelas a las líneas primitivas.

Calcularemos los diámetros de los agujeros y de los cubos y las dimensiones de los brazos, etc., siguiendo el mismo procedimiento que si se tratase de engranajes rectos. Por fin se da forma redondeada a los ángulos tal como indica la figura 614.

386. La longitud del cubo calculada como en los engranajes rectos suele resultar excesiva, por lo que se emplea para hallarla el procedimiento siguiente. La distancia que hay desde la proyección de la circunferencia primitiva mayor hasta el extremo del cubo se llama *proyección del cubo*. Abreviadamente *Pr*, para la rueda y *pr*, para el piñón. La proyección del cubo del piñón se halla fácilmente en tabla XLI. Para hallar la proyección del cubo de la rueda, *Pr*, se empleará la fórmula:

$$Pr = 1'125 \frac{Z}{z} pr \quad (126)$$

Tabla XLI.

PIÑÓN		PIÑÓN		PIÑÓN	
DIÁMETRO PRIMITIVO	PROYECCIÓN DEL CUBO	DIÁMETRO PRIMITIVO	PROYECCIÓN DEL CUBO	DIÁMETRO PRIMITIVO	PROYECCIÓN DEL CUBO
— milímetros	— milímetros	— milímetros	— milímetros	— milímetros	— milímetros
50	10	450	34	900	88
60	11	475	36	925	91
80	12	500	38	950	95
100	13	525	41	975	97
120	14	550	44	1000	100
140	15	575	47	1025	103
160	16	600	50	1050	107
180	17	625	53	1100	113
200	19	650	57	1150	120
225	21	675	59	1200	126
250	22	700	62	1250	131
275	24	725	66	1300	138
300	25	750	69	1350	143
325	27	775	72	1400	149
350	28	800	75	1450	154
375	30	825	78	1500	160
400	31	850	82	—	—
425	33	875	85	—	—

Cuando el piñón, o ambos engranajes son pequeños, se terminan por la parte exterior de un modo más sencillo, tal como indica la figura 616.

387. El perfil de los dientes no suele hacerse en el dibujo. Si alguna vez se necesitase dibujar el perfil del diente de un engranaje cónico, se seguiría igual procedimiento que si se tratase de un engranaje recto cuyo número de dientes fuese, no el de el engranaje cónico, sino el resultado de las siguientes fórmulas:

$$(1) Z_i = \frac{Z}{\cos \alpha r}, \quad \text{para la rueda} \quad (127)$$

$$z_i = \frac{z}{\cos \alpha p}, \quad \text{para el piñón} \quad (128)$$

388. Problemas:

1.º *Hacer el trazado de un par de engranajes cónicos con las siguientes condiciones:*

$$\gamma = 90^\circ$$

$$Z = 50$$

$$z = 35$$

$$M = 3$$

$$N = 180$$

Los datos que se necesitan para el trazado son:

$$D_p = ZM = 50 \times 3 = 150 \text{ mm.}$$

$$d_p = zM = 35 \times 3 = 105 \text{ mm.}$$

$$A_t = 2'16 M = 2'16 \times 3 = 6'48 \text{ mm.}$$

$$B = 3 Pc = 3 \times 3'14 \times 3 = 28'26 \text{ mm.}$$

$$A_t + C = 3'735 M + 3 = 3'735 \times 3 + 3 = 14'205 \text{ mm.}$$

(1) Las abreviaturas Z_i y z_i significan número idenl de dientes de la rueda y piñón respectivamente.

Para los diámetros de los agujeros.

$$n = \frac{N \times Dp}{dp} = \frac{180 \times 150}{105} = 257$$

$$V = \frac{\pi \times Dp \times N}{60000} = \frac{3'14 \times 150 \times 180}{60000} = 1'41 \text{ m.}$$

Consultando la tabla XXXVI, por ser 35 el número de dientes del piñón, hallaremos la presión sobre el diente que será:

$$P = 69;$$

de donde (fórmula 113)

$$HP = \frac{P V}{75} = \frac{69 \times 1'41}{75} = 1'30;$$

$$\frac{HP}{N} = \frac{1'30}{180} = 0'0072$$

$$\frac{HP}{n} = \frac{1'30}{257} = 0'0050$$

Como la tabla XXIV no contiene estos números por ser demasiado pequeños, calcularemos los diámetros de los agujeros por medio de la fórmula 56:

$$d = 90 \sqrt[3]{\frac{HP}{N}} = 90 \sqrt[3]{\frac{1'3}{180}} = \sim 18 \text{ mm. para la rueda y}$$

$$d = 90 \sqrt[3]{\frac{HP}{n}} = 90 \sqrt[3]{\frac{1'3}{257}} = \sim 15 \text{ mm. para el piñón.}$$

$$T = 2D = 2 \times 18 = 36 \text{ mm.}$$

$$t = 2d = 2 \times 15 = 30 \text{ mm.}$$

Haremos el piñón macizo por ser pequeño, y la rueda de plato.

Consultando la tabla XLI

$$pr = 13;$$

de donde (fórmula 126):

$$Pr = \frac{Z}{z} \times 1,125 pr = \frac{50}{35} \times 1,125 \times 13 = 21 \text{ mm.}$$

Con estos datos se ha hecho el trazado de la figura 615.

2.º Trazar un par de engranajes cónicos con las siguientes condiciones:

$$\gamma = 60^\circ$$

$$Z = 45$$

$$z = 36$$

$$M = 5$$

$$n = 350$$

Siguiendo un procedimiento análogo al del problema anterior, se obtienen los siguientes datos:

$$Dp = 225 \text{ mm.}$$

$$dp = 180 \text{ mm.}$$

$$At + c = 21'67 \text{ mm.}$$

$$At = 10'80 \text{ mm.}$$

$$B = 47 \text{ mm.}$$

$$D = 35 \text{ mm.}$$

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

$$T = 70 \text{ mm.}$$

$$t = 60 \text{ mm.}$$

$$pr = 17 \text{ mm.}$$

$$Pr = 24 \text{ mm.}$$

$$H = 35 \text{ mm.}$$

$$H' = 24.5 \text{ mm.}$$

$$I = 6$$

$$E = 3.7 \text{ mm.}$$

Con ellos se ha dibujado la figura 616.

389. **Cálculo de un par de engranajes cónicos.**—Aun cuando los ángulos de los conos totales y complementarios y los diámetros totales de los engranajes cónicos pueden hallarse ha-

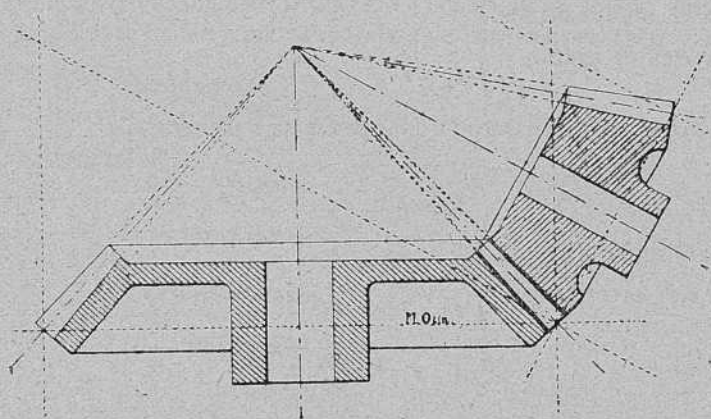


Fig. 616.

ciendo su trazado como acabamos de explicar, es más cómodo, rápido y exacto calcularlos por medio de las fórmulas que vamos a proponer.

En ellas entran las relaciones trigonométricas seno, coseno, tangente y cotangente, abreviadamente *sen*, *cos*, *tg*, *cot*, que probablemente no conocerán nuestros alumnos: sin embargo bien

se advierte que en la práctica este conocimiento no es indispensable para la utilización de las mismas, bastando sólo saber hallar el seno, coseno, tangente y cotangente de un ángulo dada la graduación del mismo, y viceversa, hallar el valor de un ángulo en grados y minutos dadas una cualquiera de aquellas relaciones. Para ello se emplean las tablas XLVII, XLVIII, XLIX y L, puestas al fin de esta Segunda Parte y cuyo uso allí mismo se explica.

$$\text{Si el ángulo de los ejes es recto.} \left\{ \begin{array}{l} \text{tg } \alpha p = \frac{z}{Z}; \\ \text{tg } \alpha r = \frac{Z}{z}; \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} (129) \\ (130) \end{array}$$

$$\text{Si el ángulo de los ejes es agudo.} \left\{ \begin{array}{l} \text{tg } \alpha p = \frac{\text{sen } \gamma}{\frac{z}{Z} + \cos \gamma} \\ \text{tg } \alpha r = \frac{\text{sen } \gamma}{\frac{z}{Z} + \cos \gamma} \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} (131) \\ (132) \end{array}$$

$$\text{Si el ángulo de los ejes es obtuso.} \left\{ \begin{array}{l} \text{tg } \alpha p = \frac{\text{sen } (180^\circ - \gamma)}{\frac{z}{Z} - \cos (180^\circ - \gamma)} \\ \text{tg } \alpha r = \frac{\text{sen } (180^\circ - \gamma)}{\frac{z}{Z} - \cos (180^\circ - \gamma)} \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} (133) \\ (134) \end{array}$$

$$\alpha p = \gamma - \alpha r \quad (135)$$

$$\alpha r = \gamma - \alpha p \quad (136)$$

$$\text{tg } \beta = \frac{2 \text{ sen } \alpha r}{Z}, \quad (137)$$

$$\text{o bien: } \text{tg } \beta = \frac{2 \text{ sen } \alpha p}{z} \quad (138)$$

$$\alpha' p = \alpha p + \beta \quad (139)$$

$$\alpha' r = \alpha r + \beta \quad (140)$$

$$Dt = M(Z + 2 \cos \alpha r) \quad (141)$$

$$dt = M(z + 2 \cos \alpha p) \quad (142)$$

$$M = \frac{Dt}{Z + 2 \cos \alpha r} \quad (143)$$

$$M = \frac{dt}{z + 2 \cos \alpha p} \quad (144)$$

390. **Método a seguir en el cálculo de los engranajes cónicos.** — Suponemos conocido el M , Z y z . Se halla primero el valor de αp y αr , luego el valor de β ; sumando este ángulo a cada uno de los dos anteriores hallaremos $\alpha' p$ y $\alpha' r$. Por último hallaremos los diámetros totales. Ya hemos dicho que las demás medidas se hallan como si se tratase de engranajes rectos.

391. **Problemas:**

1.º *Calcular un par de engranajes cónicos con las siguientes condiciones:*

$$\gamma = 90^\circ$$

$$Z = 80$$

$$z = 30$$

$$M = 6$$

Por ser a escuadra los ejes de los piñones usaremos las fórmulas 129 y 130 para hallar αr y αp :

$$\operatorname{tg} \alpha p = \frac{z}{Z} = \frac{30}{80} = 0'375$$

$$\operatorname{tg} \alpha r = \frac{Z}{z} = \frac{80}{30} = 2'666\dots$$

Consultando las tablas XLIX y L:

$$\alpha p = 20^{\circ} 30'$$

$$\alpha r = 69^{\circ} 30'$$

Como comprobación la suma de los ángulos αp y αr debe dar el ángulo de los ejes que en este caso es: 90° , o sea:

$$20^{\circ} 30' + 69^{\circ} 30' = 90^{\circ}$$

Una vez hallado uno de los ángulos αp o αr podría hallarse el otro restando el ángulo hallado del ángulo que forman los ejes.

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{2 \operatorname{sen} \alpha r}{Z} = \frac{2 \operatorname{sen} 69^{\circ} 30'}{80} = 0'02341;$$

De donde (tabla XLIX):

$$\beta = 1^{\circ} 20'$$

$$\alpha' p = \alpha p + \beta = 20^{\circ} 30' + 1^{\circ} 20' = 21^{\circ} 50'$$

$$\alpha' r = \alpha r + \beta = 69^{\circ} 30' + 1^{\circ} 20' = 70^{\circ} 50'$$

$$Dt = M (Z + 2 \cos \alpha r) = 6 (80 + 2 \times 0'35021) = 484'2$$

$$dt = M (z + 2 \cos \alpha p) = 6 (30 + 2 \times 0'93667) = 191'24$$

Valor de los semi-ángulos de los conos complementarios del piñón = $69^{\circ} 30'$.

Valor de los semi-ángulos de los conos complementarios de la rueda = $20^{\circ} 30'$.

2.º *Calcular los mismos engranajes del problema anterior suponiendo que el ángulo de los ejes vale $56^{\circ} 20'$.*

Los datos de que disponemos son:

$$\gamma = 56^{\circ} 20'$$

$$Z = 80$$

$$z = 30$$

$$M = 6$$

Por ser el ángulo de los ejes agudo, emplearemos para calcular αp y αr las fórmulas 131 y 132:

$$\operatorname{tg} \alpha p = \frac{\operatorname{sen} \gamma}{\frac{z}{Z} + \operatorname{cos} \gamma} = \frac{\operatorname{sen} 56^{\circ} 20'}{\frac{80}{30} + \operatorname{cos} 56^{\circ} 20'} = 0'2585;$$

de donde:

$$\alpha p = 14^{\circ} 30'$$

$$\operatorname{tg} \alpha r = \frac{\operatorname{sen} \gamma}{\frac{z}{Z} + \operatorname{cos} \gamma} = \frac{\operatorname{sen} 56^{\circ} 20'}{\frac{30}{80} + \operatorname{cos} 56^{\circ} 20'} = 0'8967;$$

de donde:

$$\alpha r = 41^{\circ} 50'$$

Como comprobación:

$$14^{\circ} 30' + 41^{\circ} 50' = 56^{\circ} 20'$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{2 \operatorname{sen} \alpha r}{Z} = \frac{2 \operatorname{sen} 41^{\circ} 50'}{80} = \frac{2 \times 0'66697}{80} = 0'01667;$$

de donde:

$$\beta = 1^{\circ}$$

$$\alpha' p = \alpha p + \beta = 14^{\circ} 30' + 1^{\circ} = 15^{\circ} 30'$$

$$\alpha' r = \alpha r + \beta = 41^{\circ} 50' + 1^{\circ} = 42^{\circ} 50'$$

$$Dt = M(Z + 2 \operatorname{cos} \alpha r) = 6(80 + 2 \operatorname{cos} 41^{\circ} 50') = 488'94 \text{ mm.}$$

$$dt = M(z + 2 \operatorname{cos} \alpha p) = 6(30 + 2 \operatorname{cos} 14^{\circ} 30') = 191'61 \text{ mm.}$$

Semi-ángulo de los conos complementarios del piñón:

$$90^{\circ} - \alpha p = 90^{\circ} - 14^{\circ} 30' = 75^{\circ} 30'$$

Semi-ángulo de los conos complementarios de la rueda:

$$90^\circ - \alpha r = 90^\circ - 41^\circ 50' = 48^\circ 10'$$

3.º *Calcular un par de engranajes cónicos con las siguientes condiciones:*

$$\gamma = 120^\circ$$

$$Z = 100$$

$$z = 40$$

$$M = 5$$

Por ser el ángulo de ejes obtuso utilizaremos las fórmulas 133 y 134:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha p &= \frac{\operatorname{sen} (180^\circ - \gamma)}{\frac{Z}{z} - \cos (180^\circ - \gamma)} \\ &= \frac{\operatorname{sen} (180^\circ - 120^\circ)}{\frac{100}{40} - \cos (180^\circ - 120^\circ)} = 0'43301 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha r &= \frac{\operatorname{sen} (180^\circ - \gamma)}{\frac{z}{Z} - \cos (180^\circ - \gamma)} \\ &= \frac{\operatorname{sen} (180^\circ - 120^\circ)}{\frac{40}{100} - \cos (180^\circ - 120^\circ)} = -8'6603 \end{aligned}$$

de donde:

$$\alpha p = 23^\circ 30'$$

$$\text{y } \alpha r = 96^\circ 30'$$

Como comprobación:

$$23^\circ 30' + 96^\circ 30' = 120^\circ$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{2 \operatorname{sen} \alpha p}{z} = \frac{2 \operatorname{sen} 23^{\circ} 30'}{40} = 0'01993$$

de donde:

$$\beta = 1^{\circ} 10'$$

$$\alpha'p = \alpha p + \beta = 23^{\circ} 30' + 1^{\circ} 10' = 24^{\circ} 40'$$

$$\alpha'r = \alpha r + \beta = 96^{\circ} 30' + 1^{\circ} 10' = 97^{\circ} 40'$$

$$(1) Dt = M (Z + 2 \cos \alpha r) = 5 (100 + 2 \cos 96^{\circ} 30') = 498'86$$

$$dt = M (z + 2 \cos \alpha p) = 5 (40 + 2 \cos 23^{\circ} 30') = 209'2$$

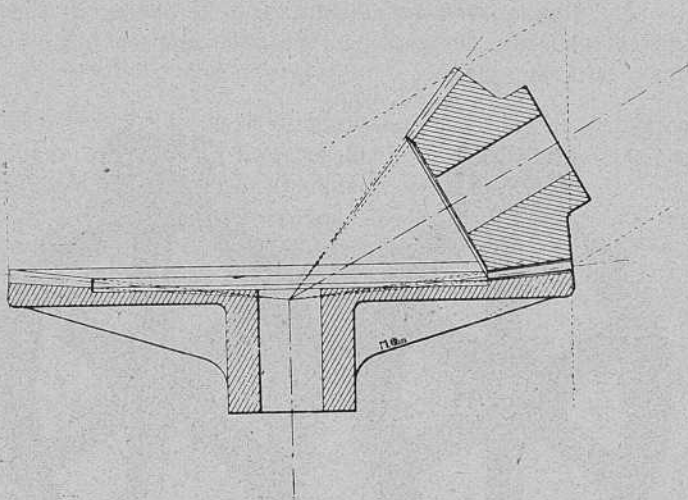


Fig. 617.—Trazado a escala reducida de dos engranajes cónicos: $\gamma = 120^{\circ}$, $Z = 100$,
 $z = 40$, $M = 5$

Semi-ángulo de los conos complementarios del piñón:

$$90^{\circ} - 23^{\circ} 30' = 66^{\circ} 30'$$

Semi-ángulo de los conos complementarios de la rueda:

$$90^{\circ} - 96^{\circ} 30' = -6^{\circ} 30'$$

(1) Adviértase que el $\cos 96^{\circ} 30'$ es negativo e igual a $-0'11320$.

El semi-ángulo del cono complementario de la rueda resulta negativo porque el cono primitivo es cóncavo, es decir el engraje tiene la forma de embudo como fácilmente puede verse si se hace su trazado. (FIG. 617).

CAPITULO XVII

ENGRANAJES DE VISINFIN E INTERIORES

392. **Engranajes de visinfín.**—Así se llaman las ruedas convenientemente dentadas para engranar con un tornillo de una o varias entradas.

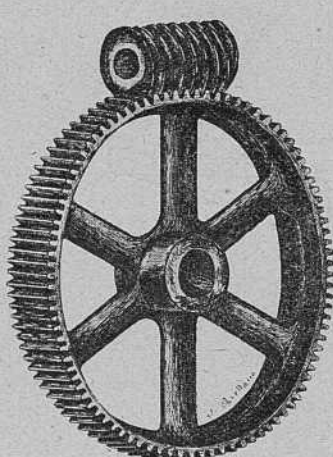


Fig. 618.—Rueda de visinfín de diente inclinado.

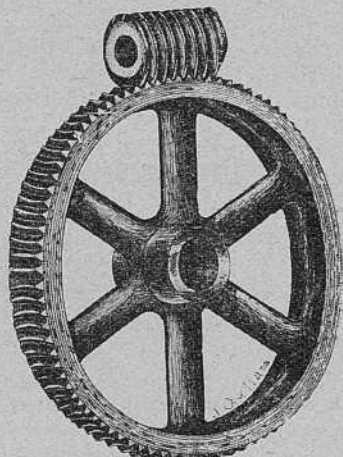


Fig. 619.—Rueda de visinfín de diente cóncavo.

Los ejes de la rueda y del visinfín generalmente se cruzan en ángulo recto.

Los dientes de la rueda pueden ser de dos clases: inclinados (FIG. 618) y cóncavos (FIG. 619).

393. El visinfín puede ser de una o varias entradas o cabe-

zas y con el paso a la derecha o a la izquierda. Su diámetro en las ruedas de diente inclinado depende de la inclinación del diente; y en las de diente cóncavo debe ser igual al de la fresa que se emplea para hacerlas.

El ángulo que forma el diente del visinfín con el eje del mismo se calcula por medio de la siguiente fórmula:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\pi dp}{p} \quad (145)$$

en la que:

α , es el valor de dicho ángulo en grados;

p , es el paso del tornillo y

dp , es su diámetro primitivo.

394. El cálculo de las dimensiones de las ruedas de diente inclinado (diámetros, altura del diente, corona, agujero, etc.) se hace como si se tratase de engranajes rectos.

Las ruedas de diente cóncavo también se calculan como los engranajes rectos; pero el paso circular, el módulo, y los diámetros totales, interiores y primitivos, deben tomarse en su plano medio.

395. **Trazado de un engranaje de visinfín de diente cóncavo.** — Supongamos que se deba hacer el trazado de un engranaje de visinfín en las siguientes condiciones:

Número de dientes de la rueda: $Z = 40$

Número de hilos del visinfín: $z = 1$

Diámetro total del visinfín: $dt = 60$

Módulo: $M = 4$

Revoluciones por minuto de la rueda: $N = 25$

Sobre una recta indefinida (FIG. 620) tomaremos una distancia igual al diámetro primitivo de la rueda cuyo valor será (fórmula 82):

$$Dp = Z M = 40 \times 4 = 160 \text{ mm.}$$

Sea MN esta distancia. Su punto medio O será el centro de la rueda. A partir de M tomaremos el radio primitivo del tornillo, cuyo valor será:

$$\frac{60 - 2 \times 4}{2} = 26 \text{ mm.}$$

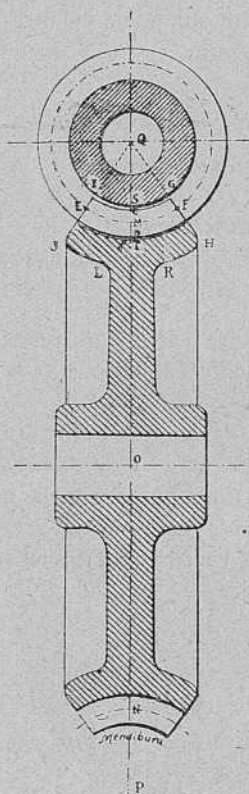


Fig. 620. - Trazado de un engranaje de visinfín.

El punto Q así determinado será el centro del tornillo. De la misma manera se determina el punto P .

A partir del mismo punto M con una distancia igual al módulo en mm. marcaremos dos puntos sobre la recta MN ; sean éstos C y D . A partir de éstos con una distancia igual a la altura del diente marcaremos otros dos puntos S y T . Haciendo centro en O trazaremos tres circunferencias que tengan por radio las distancias QS , QM y QD , que serán respectivamente las circunferencias interior, primitiva y exterior del visinfín. Haciendo centro en los puntos Q y P trazaremos tres arcos indefinidos cuyos radios sean QC , QM y QT . La distancia entre los puntos E y F debe ser igual a la longitud del diente, la cual no debe ser mayor que el radio total del tornillo. Uniendo los puntos E y F con el Q obtendremos las rectas GH , IJ que limitan la longitud del diente de la rueda. Los puntos J y H se determinan tomando a partir del fondo del diente de la rueda la longitud de la corona. Haciendo centro en

los puntos P y Q con un radio igual a QH se trazan arcos indefinidos. Dibujando el agujero, cubo y brazos como si se tratase de engranajes rectos y redondeando los ángulos J , L , R y H quedará terminado el trazado.

396. **Empleo de los engranajes de visinfín.**—Un tornillo

sin fin puede considerarse como un engranaje cuyo número de dientes es igual al de entradas o hilos del tornillo, de manera que si es de una sola entrada, por cada vuelta del tornillo avanzará solamente un diente de la rueda, necesitándose para que ésta dé una vuelta entera que aquél dé tantas vueltas como dientes tiene la rueda. Los números de revoluciones de rueda y tornillo están en razón inversa de los números de dientes y entra-

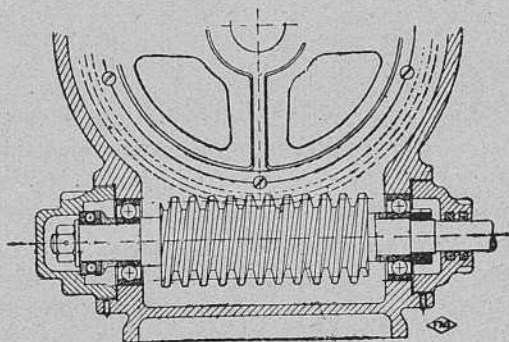


Fig. 621.—Montaje del visinfín.

das de uno y otro respectivamente. De aquí el empleo de estos engranajes para transmitir directamente el movimiento de árboles muy veloces a árboles lentos.

Deben estar muy bien engrasados, pues producen mucho rozamiento. Esto hace que el movimiento sólo pueda transmitirse del visinfín a la rueda y no viceversa, a no ser que el ángulo que forma el diente del visinfín con el eje del mismo sea menor que el ángulo de rozamiento.

El visinfín está sometido a fuertes presiones axiales que suelen recibirse en cojinetes de bolas. (FIG. 621).

397. Problema:

Calcúlese un engranaje de visinfín para transmitir el movimiento de un motor que gira a 1450 r. p. m. y tiene 3 HP de potencia a un árbol que ha de girar a 25 r. p. m.

Haciendo el visinfín de un solo hilo el número de dientes de la rueda será (fórmula 102):

$$Z = \frac{z n}{N} = \frac{1 \times 1450}{25} = 58.$$

Adoptando para la rueda una velocidad tangencial de 1 m. por segundo, la presión sobre el diente será (fórmula 114):

$$P = \frac{75 HP}{V} = \frac{75 \times 3}{1} = 225 \text{ Kg.}$$

Consultando la tabla XXXV hallaremos que el valor del módulo es aproximadamente 5.

El diámetro del visinfín dependerá del de la fresa de que se disponga.

Las dimensiones de la rueda las calcularemos como si se tratase de un engranaje recto cuyos datos son:

$$Z = 58$$

$$N = 25$$

$$M = 5$$

$$HP = 3$$

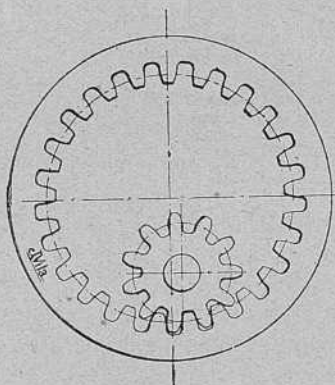


Fig. 622.—Engranajes interiores.

398. **Engranajes interiores.**—Así se llaman los engranajes cuyas circunferencias primitivas son tangentes internamente (FIG. 622).

En estos engranajes el piñón tiene exactamente la misma forma que en los engranajes exteriores.

Las dimensiones de la rueda se calculan como en los engranajes exteriores, menos el diámetro interior (FIG. 622) cuyo valor lo da la fórmula:

$$Di = (Z - 2) M \quad (146)$$

La distancia de centros se halla mediante una cualquiera de las fórmulas:

$$L = \frac{Z - z}{2} \times M \quad (147)$$

$$L = \frac{Dp - dp}{2} \quad (148)$$

CAPITULO XVIII

ENGRANAJES HELIZOIDALES

399. **Engranajes helizoidales.**—Así se llaman los engranajes cuyos dientes están inclinados en forma de hélice (Fig. 623). Propiamente son tornillos de varias entradas cuyos hilos forman los dientes del engranaje.

400. Se emplean principalmente para transmitir el movimiento entre árboles que se cruzan, es decir entre árboles no situados en el mismo plano.

También se emplean a veces para transmitir el movimiento entre árboles paralelos sobre todo cuando se requiere que sea muy suave y uniforme. En el primer caso los dientes deben estar inclinados en el mismo sentido en ambos engranajes, mientras que en el segundo la espiral de los dientes debe ser en uno de los engranajes a la derecha y en el otro a la izquierda.

Estos engranajes transmiten el movimiento por resbalamiento, lo

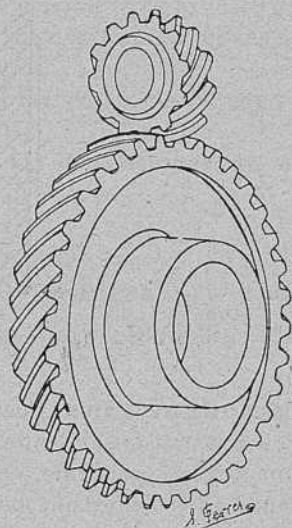


Fig. 623.—Engranajes helizoidales

que produce mucho roce y fuertes presiones axiales. Este roce y el desgaste consiguiente se disminuyen colocándolos en un

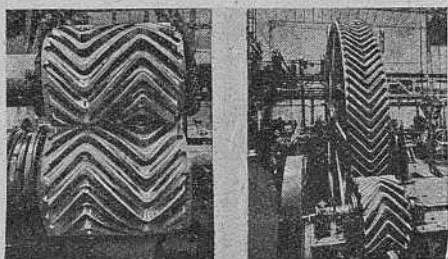


Fig. 624. — Engranajes helicoidales de doble y triple espiral.

baño de aceite. Las presiones axiales suelen recibirse en cojinetes de bolas.

Dada la manera de trabajar de estos engranajes sólo se em-

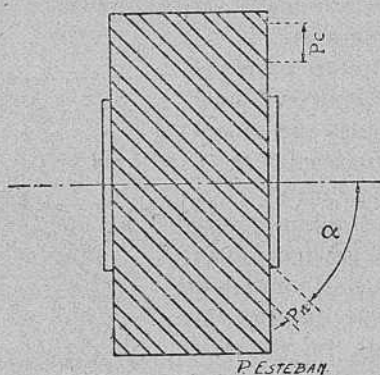


Fig. 625. — Manera de tomar el P_c y el P_a en un engranaje helicoidal.

plean para transmitir esfuerzos relativamente pequeños.

En la transmisión entre árboles paralelos se suprime casi por completo el rozamiento, y completamente las presiones axiales, dando a los dientes una doble o triple espiral (FIG. 624). Estos engranajes pueden transmitir esfuerzos enormes con mucha uniformidad y sin ruido, aún girando a gran velocidad.

401. **Pasos circunferencial y normal.**— En los engranajes helicoidales el paso, es decir, la distancia entre los centros de dos dientes consecutivos medida sobre la circunferencia primitiva, puede tomarse de dos maneras: perpendicularmente al eje del engranaje o perpendicularmente al diente; en el primer caso el paso se llama circunferencial y en el segundo normal (FIG. 625).

El *paso circunferencial* se representa por Pc y el *normal* por Pn .

El Pn tiene el mismo valor que el paso circular de los engranajes rectos.

El Pc es tanto mayor cuanto mayor es el ángulo que forma el diente con el eje del engranaje.

402. **Módulos circunferencial y normal.**— Ya sabemos que el módulo de un engranaje es el cociente de dividir el paso por el número π . En los engranajes helicoidales el módulo correspondiente al paso circunferencial se llama *módulo circunferencial* y se representa por Mc , y el correspondiente al paso normal se llama *normal* y se representa por Mn .

403. **Paso helicoidal.**— Un engranaje helicoidal es un tornillo de tantas entradas cuantos son los dientes que tiene. El paso de rosca de este tornillo se llama *paso helicoidal* del engranaje. Se representa por Pe .

El ángulo agudo que forma el diente con el eje del engranaje se representa por la letra α (FIG. 625).

404. **Fórmulas para calcular las dimensiones de un engranaje helicoidal.**— Son las siguientes:

$$Pc = \frac{Pn}{\cos \alpha} \quad (149)$$

$$Pn = Pc \cos \alpha \quad (150)$$

$$Mc = \frac{Mn}{\cos \alpha} \quad (151)$$

$$Mn = Mc \cos \alpha \quad (152)$$

$$Dp = z \times \frac{Mn}{\cos \alpha} \quad (153)$$

$$Dt = Dp + 2 Mn \quad (154)$$

$$Dt = \left(\frac{Z}{\cos \alpha} + 2 \right) Mn \quad (155)$$

$$Mn = \frac{Dt}{\frac{Z}{\cos \alpha} + 2} \quad (156)$$

$$Pe = \frac{\pi Dp}{tg \alpha} \quad (157)$$

$$tg \alpha = \frac{\pi Dp}{Pe} \quad (158)$$

Las demás dimensiones se calculan como en los engranajes rectos.

405. Problemas:

1.º *Calcular las dimensiones de un engranaje helizoidal cuyos datos son:*

$$z = 40$$

$$M = 5$$

$$\alpha = 35^\circ 20'$$

Las fórmulas 153 y 154 nos darán el Dp y el Dt :

$$Dp = z \times \frac{Mn}{\cos \alpha} = 40 \times \frac{5}{0'81580} = 245 \text{ mm.}$$

$$Dt = Dp + 2 Mn = 245 + 2 \times 5 = 255 \text{ mm.}$$

Por medio de la fórmula 157 hallaremos Pe :

$$Pe = \frac{\pi Dp}{tg \alpha} = \frac{3'14 \times 245}{0'70891} = \sim 1089 \text{ mm.}$$

Las demás dimensiones, como en los engranajes rectos.

2.º *Se desea construir un piñón helicoidal para sustituir a otro al que se le han roto varios dientes.*

Fácil nos será medir en el piñón estropeado el diámetro total, hallar el valor de α y contar el número de dientes. Con estos datos sustituidos en la fórmula 156, hallaremos el valor del Mn . Conociendo Z , Mn y α calcularemos el engranaje como en el

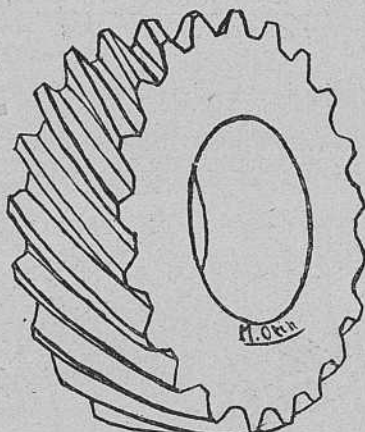


Fig. 626. — Engranaje helicoidal en el que se desea conocer el ángulo de inclinación del diente.

ejemplo anterior. Las figuras 626 y 627 dan clara idea de un procedimiento aproximado para hallar la inclinación del diente.

406. Fórmulas para un par de engranajes helicoidales.

— Los engranajes helicoidales que unen árboles que se cruzan, generalmente tienen el diente con un ángulo de inclinación igual a la mitad del ángulo que forman dichos árboles. En este caso los diámetros primitivos y los números de revoluciones por minuto de ambos engranajes están en razón inversa como en los engranajes rectos.

Pero si el ángulo del diente no tiene igual valor en los dos engranajes, ya no se cumple dicha proporción. De manera que es posible construir engranajes helicoidales de igual diámetro primitivo que al engranar giren a muy distinto número de revo-

luciones por minuto, es decir cuyos diámetros primitivos no guarden ninguna relación con los números de r. p. m. Para ello basta dar a los dientes una determinada inclinación distinta para cada engranaje. Tratándose de árboles a escuadra, dicha inclinación se hallará para uno de los engranajes por medio de la siguiente fórmula:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\text{razón de los números de r. p. m.}}{\text{razón de los diámetros}} \quad (159)$$

En esta fórmula ha de entenderse: razón del número de r.p.m.

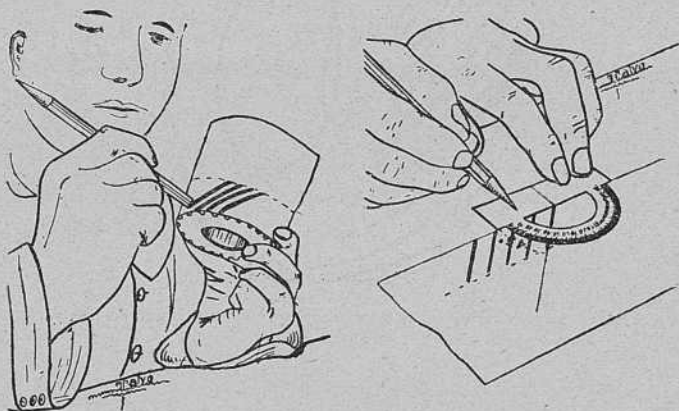


Fig. 627. — Procedimiento para hallar el ángulo del diente de un engranaje helicoidal, mediante una cartulina delgada y un arco graduado.

del engranaje que se calcula al n . de r. p. m. del otro, y razón del diámetro primitivo del segundo al del primero.

Para hallar el ángulo del diente del otro engranaje usaremos la siguiente fórmula:

$$\alpha' = 90^\circ - \alpha$$

407. Problemas:

- 1.º Calcular un juego de ruedas helicoidales de 11 y 22

dientes, módulo 6 y cuyos diámetros sean iguales. El ángulo de los ejes es de 90° .

La razón de los números de r. p. m. del primer engranaje al del segundo será la inversa de la de los números de dientes, o sea:

$$\frac{22}{11}$$

Aplicando la fórmula 159, hallaremos el ángulo del diente del engranaje de 11 dientes:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\text{razón de los números de r. p. m.}}{\text{razón de los diámetros}} = \frac{\frac{22}{11}}{1} = 2$$

Consultando la tabla XLIX:

$$\alpha = 63^\circ 25'$$

Por medio de la fórmula 160 hallaremos la inclinación del diente del otro engranaje:

$$\alpha' = 90^\circ - \alpha = 90^\circ - 63^\circ 25' = 26^\circ 35'$$

Conocidos los valores de z , M y α de ambos engranajes, calcularemos sus demás dimensiones como en los dos problemas anteriores.

2.º *Calcular la inclinación del diente de dos engranajes cuyos números de dientes son 25 y 30, sabiendo que la razón del diámetro del primero al del segundo es $\frac{3}{4}$, y que el ángulo de los ejes es de 90° .*

Aplicando la fórmula 159:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\text{razón de los números de r. p. m.}}{\text{razón de los diámetros}} = \frac{\frac{30}{25}}{\frac{4}{5}} = 1'5$$

de donde:

$$\alpha = 56^\circ 20'$$

$$\alpha' = 90^\circ - \alpha = 90^\circ - 56^\circ 20' = 33^\circ 40'$$

408. **Mínimo número de dientes de las ruedas helicoidales.**—Al contrario de las ruedas rectas el número de dientes de las helicoidales puede ser muy pequeño y aún llegar a un solo diente; en este caso se llaman de visinfín.

El movimiento entre estos engranajes es reversible siempre

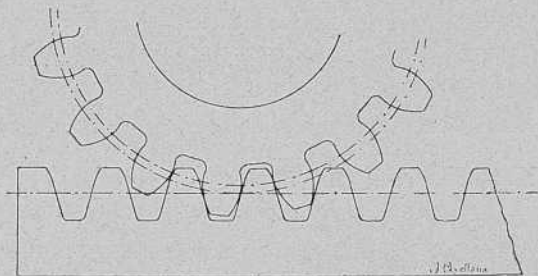


Fig. 628.—Engranaje y cremallera.

que el complemento del ángulo de inclinación del diente de uno de ellos no sea igual o menor que el ángulo de rozamiento.

Conviene que sea conductora la rueda cuyo ángulo α sea mayor.

409. **Cremalleras.**—Son barras rectas convenientemente dentadas para engranar con un engranaje del mismo paso (FIGURA 628).

Los chaflanes de los dientes de una cremallera son casi rectos y forman entre sí ángulos de $14^{\circ} 30'$ ó 15° .

Los dientes son perpendiculares a la dirección de la cremallera o forman con ella ángulos agudos según que el piñón con que deban engranar sea recto o helicoidal. Las dimensiones de los dientes se calculan como las de los engranajes a que pertenecen.

CAPITULO XX
RUEDAS DE CADENA

410. **Ruedas de cadena.**—Tienen por objeto transmitir el movimiento sin deslizamiento entre árboles próximos o distantes.

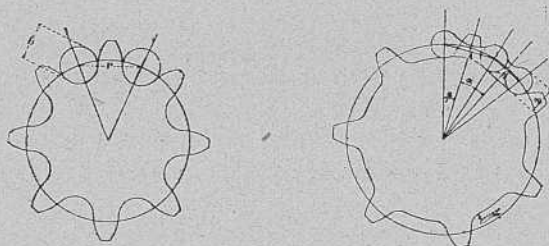


Fig. 629 y 630.—Ruedas para cadenas de rodillos equidistantes y rodillos gemelos.

411. Pueden ser de dos clases: *ruedas para cadenas de rodillos* (FIGS. 629 y 630) y *ruedas para cadenas articuladas* (FIGURA 631).

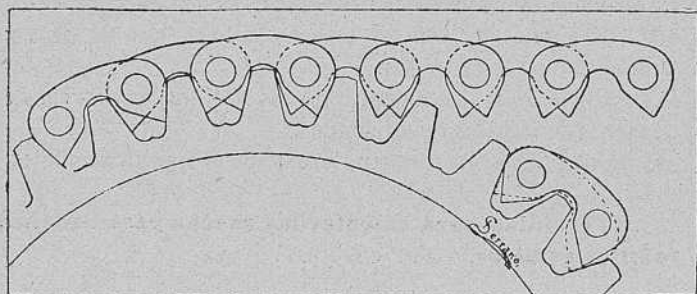


Fig. 631.—Rueda para cadenas silenciosas.

Las primeras se emplean en los casos corrientes; las segundas cuando se precisa un funcionamiento uniforme y silencioso.

Las cadenas de rodillos pueden ser de rodillos equidistantes (FIG. 632) y de rodillos gemelos (FIG. 633).

412. En las fórmulas para calcular estas ruedas empleamos

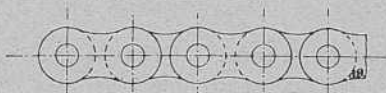


Fig. 632.—Cadena de rodillos equidistantes.

las abreviaturas que nos sirvieron para los engranajes rectos y además las siguientes:

A, distancia de centro a centro de los pernos de un eslabón en las ruedas para cadenas de rodillos gemelos.

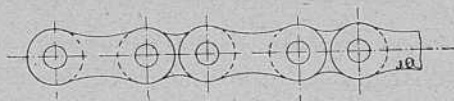


Fig. 633.—Cadena de rodillos gemelos.

B, distancia de centro a centro de los rodillos gemelos en las mismas cadenas.

d, diámetro de los rodillos.

P, distancia de centro a centro de los rodillos, en las ruedas para cadenas de rodillos equidistantes.

Las figuras 629 a 633 indican claramente el significado de estas letras.

413. **Fórmulas para calcular las ruedas para cadenas de rodillos gemelos.**—(FIG. 630 y 633)

$$\alpha = \frac{180^\circ}{z} \quad (161)$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\operatorname{sen} \alpha}{\frac{A}{B} + \cos \alpha} \quad (162)$$

$$Dp = \frac{A}{\text{sen } \beta} \quad (163)$$

$$De = Dp + d \quad (164)$$

$$Di = Dp - d \quad (165)$$

414. **Fórmulas para calcular las ruedas para cadenas de rodillos equidistantes.**—(FIGS. 629 y 632).

$$\alpha = \frac{180^\circ}{Z} \quad (166)$$

$$Dp = \frac{P}{\text{sen } \alpha} \quad (167)$$

$$Dt = Dp + d \quad (168)$$

$$Di = Dp - d \quad (169)$$

415. **Problema:**

Calcular una rueda para cadena de rodillos gemelos, siendo 20 mm. la distancia entre los centros de los pernos de un eslabón, 12 milímetros la distancia entre los centros de los rodillos gemelos, 10 mm. el diámetro de los rodillos y 40 el número de dientes.

Aplicando las fórmulas 161 a 165:

$$\alpha = \frac{180^\circ}{Z} = \frac{180^\circ}{40} = 4^\circ 30'$$

$$\text{tg } \beta = \frac{\text{sen } \alpha}{\frac{A}{B} + \cos \alpha} = \frac{\text{sen } 4^\circ 30'}{\frac{10}{20} + \cos 4^\circ 30'} = 0'0492$$

Consultando la tabla XLVIII:

$$\beta = 2^\circ 50'$$

$$Dp = \frac{A}{\text{sen } \beta} = \frac{20}{\text{sen } 2^{\circ} 50'} = 405 \text{ mm.}$$

$$Dt = Dp + d = 405 + 10 = 415 \text{ mm.}$$

$$Di = Dp - d = 405 - 10 = 395 \text{ mm.}$$

En las ruedas de cadena la medida de más precisión es la del diámetro interior. En este caso sería 395 mm.

CAPITULO XXI

FRESADORA

416. **Fresadoras.**—Son máquinas-herramientas de variadísimas formas y aplicaciones cuya característica principal consiste en que su útil cortante lo constituyen discos o cilindros de acero provistos de dientes templados y afilados, llamados *fresas*.

417. **Clases de fresadoras.**—La gran variedad de fresadoras existentes pueden reducirse a tres tipos principales: *horizontales, verticales y mixtas*, caracterizadas respectivamente por tener el eje portafresas *horizontal, vertical o inclinable*.

418. **Fresadoras horizontales.**—Esencialmente constan (FIG. 634) de una bancada vertical *B* a lo largo de una de cuyas caras se desliza una escuadra *E* llamada consola, sobre la cual a su vez se mueve un carro *C* que sirve de soporte a la mesa de trabajo *T* en la que se fija la pieza que se ha fresar. En la parte superior de la bancada están alojados los cojinetes en los que gira el árbol portafresas *I*, movido generalmente por una polea de escalones *3*, con o sin retardo de engranajes, *4*.

Estas fresadoras se llaman universales cuando la mesa de trabajo puede girar al rededor de un eje vertical y puede recibir movimiento automático en sentido vertical, longitudinal y transversal. En los demás casos se llaman fresadoras *sencillas*.

419. **Fresadoras a mano.**—Las fresadoras sencillas que no

tienen ningún movimiento automático del carro se llaman fresadoras a mano (FIG. 635).

En la representada en esta figura los movimientos longitudinal, transversal y vertical del carro se obtienen respectivamente manejando las palancas *A*, *B* y *C*.

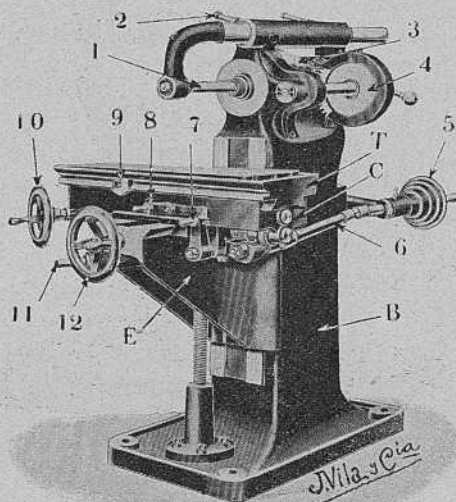


Fig. 634. Fresadora. *B*, bancada; *E*, consola; *C*, carro; *T*, mesa; *1*, eje porta-fresas; *2*, palancas para la fijación del brazo; *3*, polea de escalones; *4*, retardo; *5*, polea para los avances automáticos; *6*, cardán; *7*, palanca para el avance; *8*, trinquete; *9*, tope de curso; *10*, volante para el movimiento longitudinal de la mesa; *11*, husillo para el movimiento vertical; *12*, volante para el movimiento transversal.

Se emplean sobre todo para ejecutar pequeños trabajos en serie.

420. **Fresadoras sencillas.**—La figura 634 representa una fresadora sencilla de forma corriente. El movimiento de la mesa en sentido transversal al árbol portafresas se efectúa a mano o bien automáticamente mediante las poleas escalonadas 5 que se ven en la parte posterior de la bancada. Los movimientos longitudinal y vertical suelen ser a mano, pero también pueden ser automáticos. En la misma figura pueden verse los tope 9 y 8 que limitan su amplitud.

Los movimientos automáticos de la mesa se obtienen en otras fresadoras (FIG. 636) mediante una caja de velocidades. En éstas basta desplazar dos o tres palancas montadas en dicha caja para obtener una variada serie de avances.

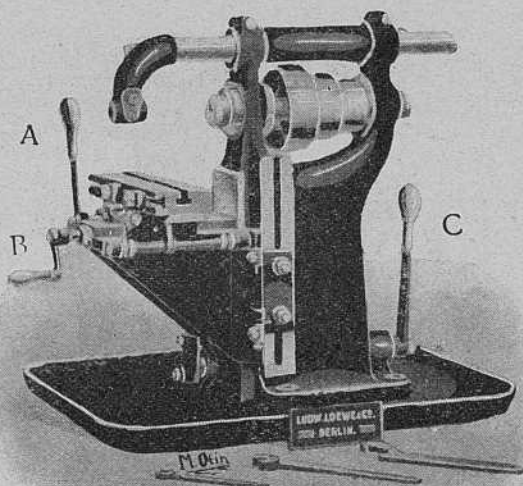


Fig. 635.—Fresadora a mano.

421. **Fresadoras universales.**—En la figura 637 presentamos su forma corriente. El movimiento del árbol se obtiene por medio de una polea de escalones y retardo de engranajes.

La mesa de trabajo tiene generalmente tres ranuras en T para sujetar las piezas, y dos o más canales para recoger el lubricante de las herramientas. Puede inclinarse en general 45° en ambos sentidos; hay no obstante modelos en que puede girar una vuelta entera, permitiendo así fresar las piezas por ambos lados sin volver a sujetarlas.

Los tres movimientos de la mesa en sentido vertical, longitudinal y transversal se pueden efectuar a mano y automáticamente en ambos sentidos. Topes regulables limitan automáticamente la marcha en el punto deseado. En las manivelas que sirven para

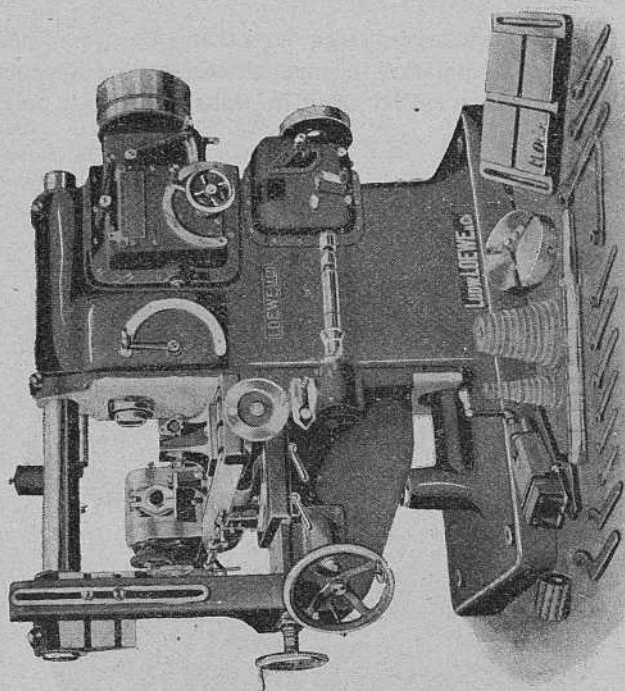


Fig. 637.—Fresadora universal monopolea.

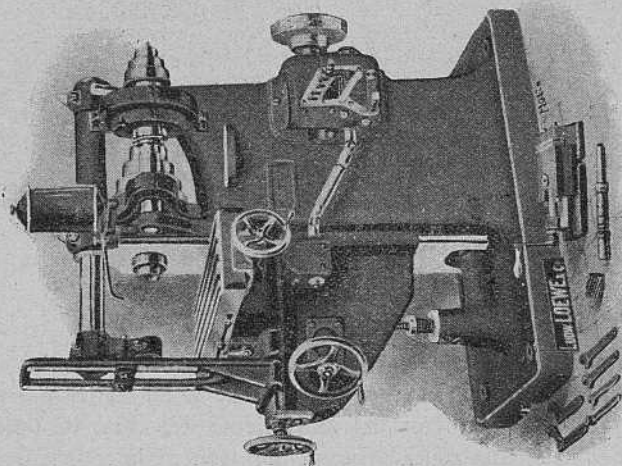


Fig. 636.—Fresadora sencilla.

mover la mesa hay discos graduados que permiten ajustes finos. Los movimientos automáticos pueden obtenerse de dos maneras. Unas veces se reciben del árbol de trabajo mediante polea

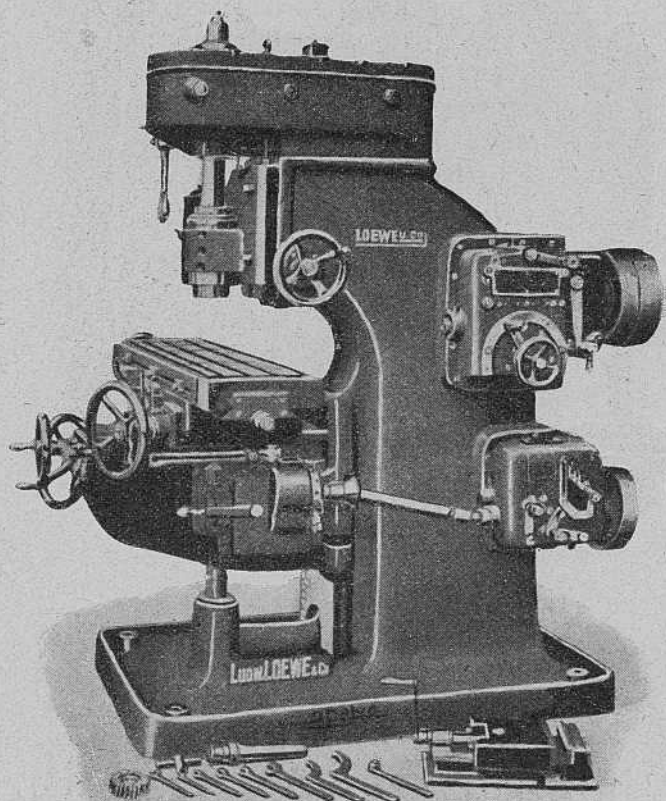


Fig. 638.—Fresadora vertical.

de escalones o caja de velocidades según hemos visto en las fresadoras sencillas. Otras veces el avance se da en metros por minuto independientemente del movimiento del árbol de trabajo por medio de una polea especial montada en la contramarcha

del techo. En este caso ha de haber en la máquina un dispositivo que dispare automáticamente el avance en el momento en que

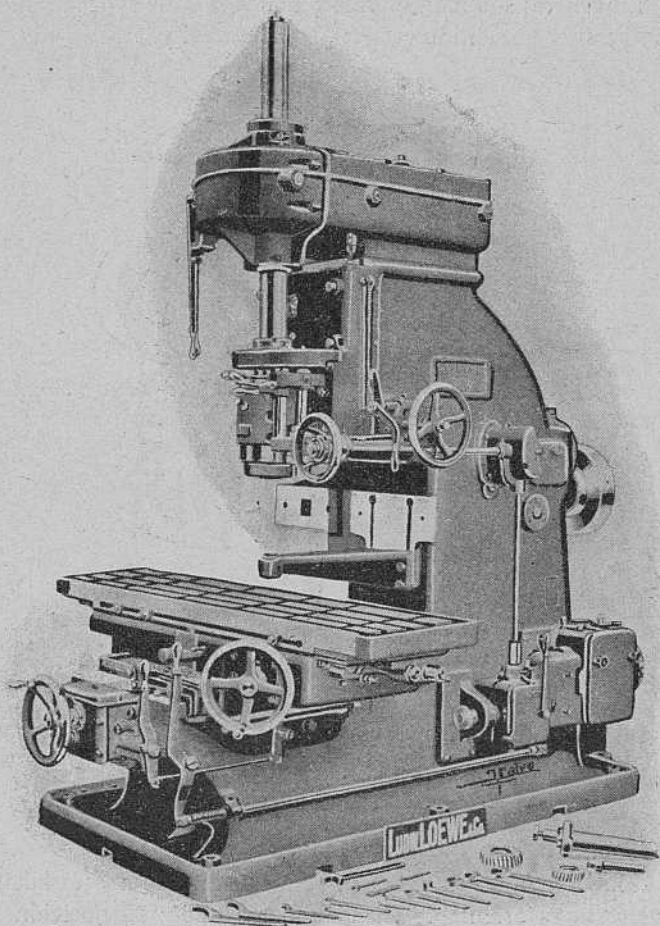


Fig. 639.—Fresadora vertical.

el árbol de trabajo se pare o gire demasiado despacio y embrague nuevamente cuando vuelva a girar a velocidad normal.

422. **Fresadoras verticales.**--Así se llaman las fresadoras cuyo eje portafresas es vertical.

En las figuras 638 y 639 presentamos sus formas más comunes. En general son monopoleas, y tienen la mesa con movimiento automático en sentido vertical, longitudinal y transversal.

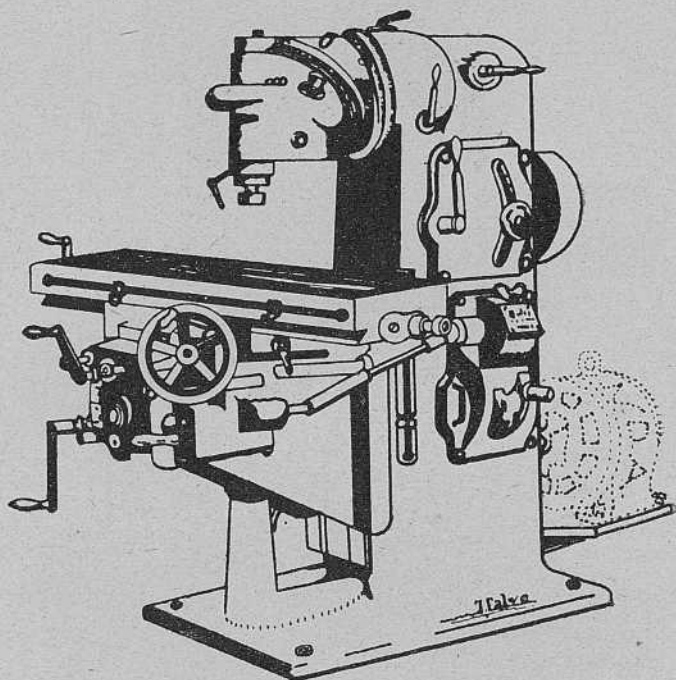


Fig. 640.—Fresadora mixta Huré.

423. **Fresadoras mixtas.**--En estas fresadoras el husillo portafresas es orientable en cualquier sentido: su posición se determina por medio de dos círculos graduados. En las figuras 640 a 645 presentamos la vista de conjunto, corte del cabezal y distintas posiciones de trabajo de la fresadora mixta Huré.

424. **Despiece de una fresadora.**—A continuación damos una explicación gráfica de los principales mecanismos de las fre-

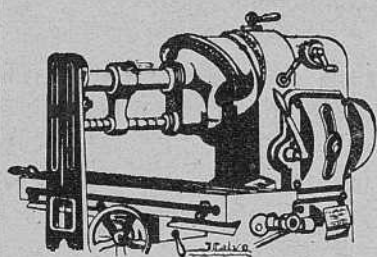


Fig. 641.

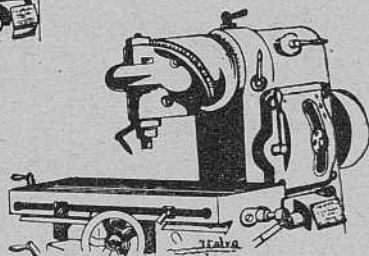


Fig. 642.

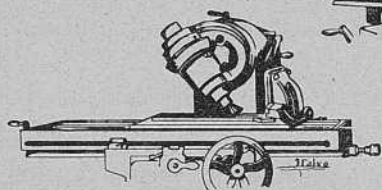


Fig. 643.

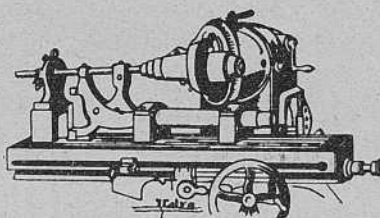


Fig. 644.

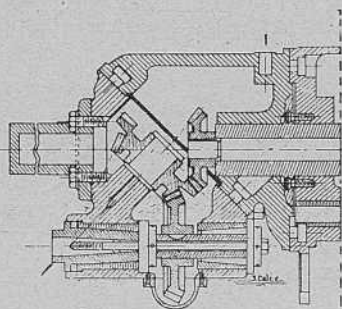


Fig. 645. - Corte del cabezal.

Diversas posiciones del cabezal en la fresadora mixta Huré.

sadoras. La figura 646 es un detalle del cabezal. En ella puede verse cómo el árbol de trabajo *T* gira en cojinetes cónicos ajust-

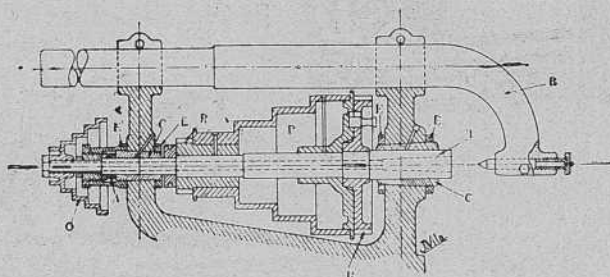


Fig. 646. —Detalle del cabezal de una fresadora. *B*, brazo; *T*, eje; *C*, cojinetes *E*, tuercas para ajustar los cojinetes; *P*, polea de escalones; *R*, retardo; *O*, polea de avances.

tables, *C*, *C*; está taladrado y en su parte anterior tiene un alisado cónico para recibir un extremo del árbol portapiezas cuyo otro extremo puede apoyarse en el brazo *B*. Los cojinetes en que se apoya el árbol de trabajo son cónicos exteriormente y, como están ranurados, puede variarse su diámetro interior entre ciertos límites mediante las tuercas *E*; de esta manera se corrige el des-

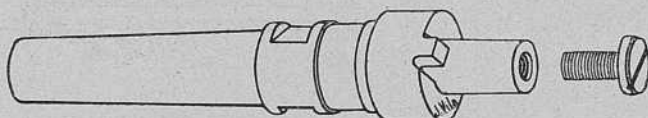
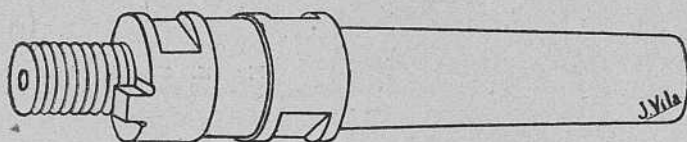


Fig. 647.



Figs. 647 y 648. —Árboles para montar fresas al aire.

gaste debido al rozamiento. La presión axial se recibe en las arandelas de acero templado *A*. Mediante la polea de escalones *P* y los engranajes de retardo *R* pueden darse al árbol de tra-

bajo 8 velocidades distintas, según las exigencias del trabajo que se ejecuta. La polea de escalones *O* sirve para los movimientos automáticos del carro.

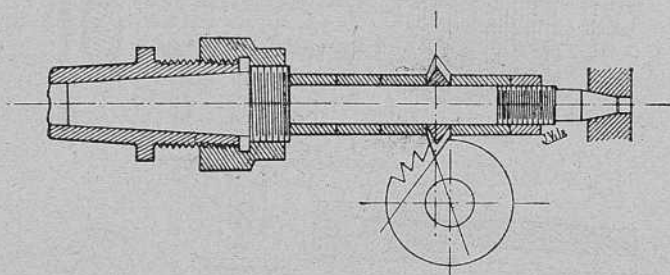


Fig. 649.—Árbol porta fresas.

Las figuras 647, 648 y 649 presentan varios tipos de árboles portafresas.

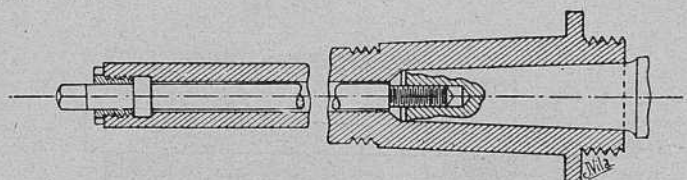


Fig. 650.

En la 649 y en las 650 a 653 pueden verse las maneras corrientemente empleadas para fijar dichos árboles a los de trabajo.

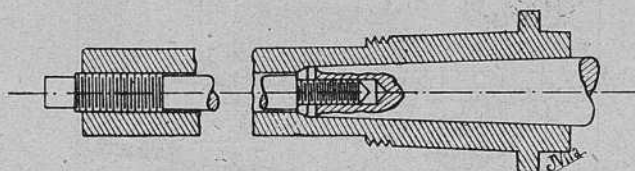


Fig. 651.

En las figuras 654, 655 y 656 presentamos tres cortes del cabezal de una fresadora monopolea. Las distintas velocidades del árbol de trabajo se obtienen muy fácilmente, desplazando trenes

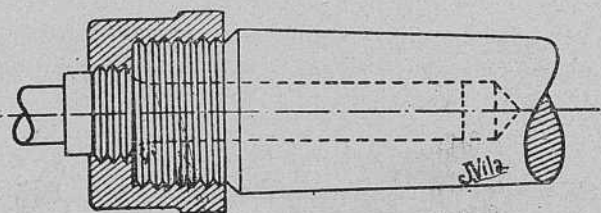
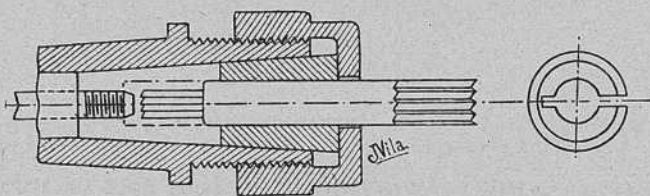


Fig. 652.



Figs. 650 a 653.—Varias formas de fijación de los árboles de trabajo.

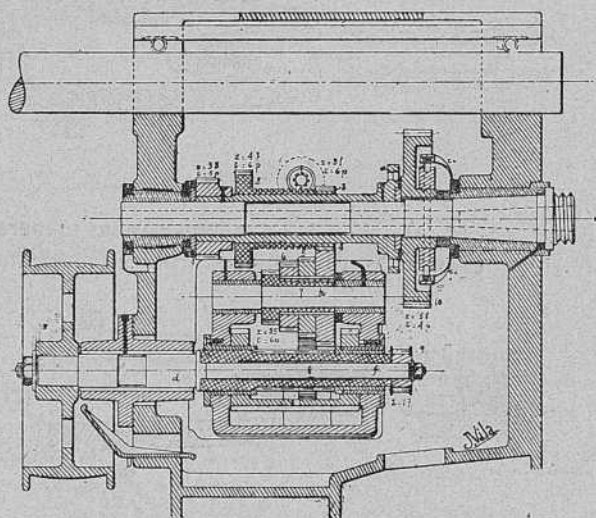


Fig. 654.

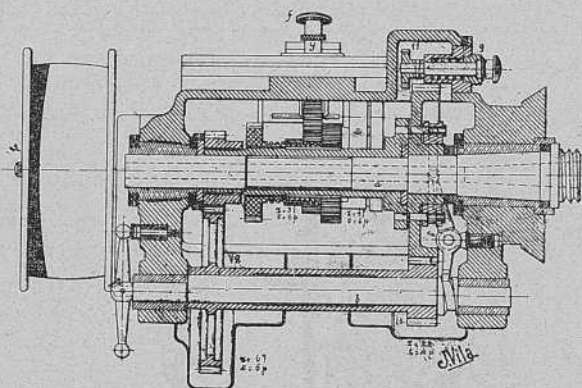
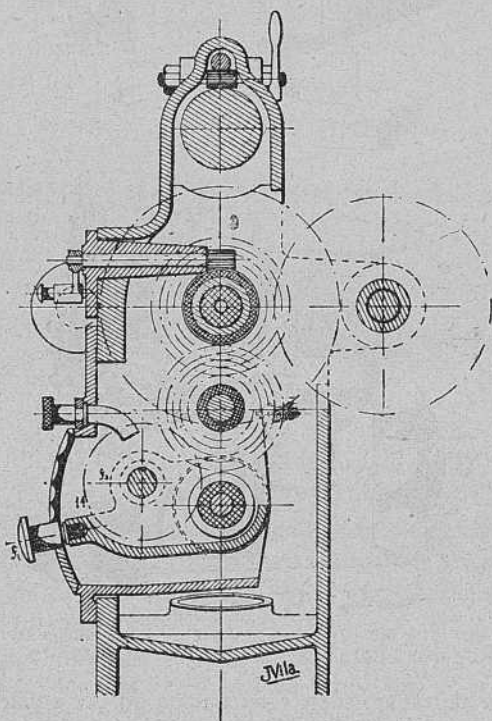
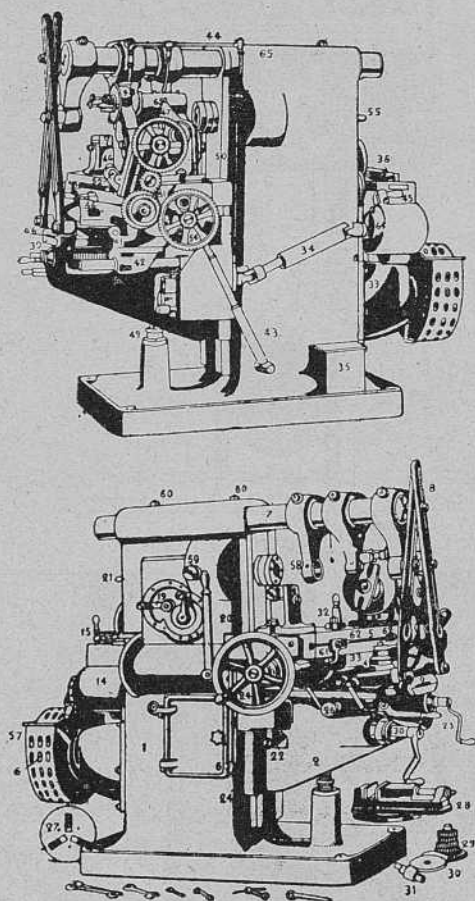


Fig. 655.



Figs. 654 a 656.—Diversas vistas en sección de la caja de velocidades de una fresadora monopolea.

de engranajes mediante palancas exteriores visibles en las figuras 657 y 658.

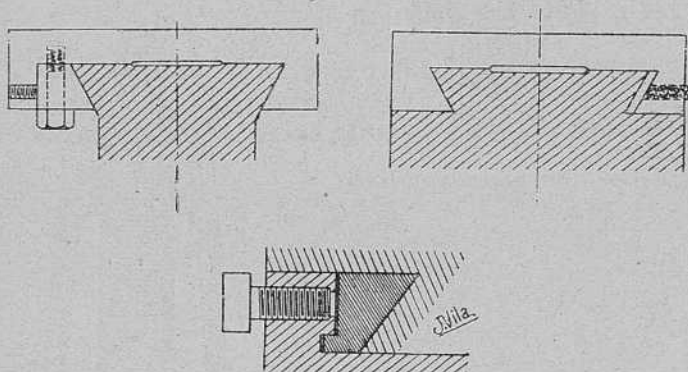


Figs. 657 y 658.—Dos vistas de una fresadora monopolea.

La mesa de trabajo suele estar guiada por un ajuste en forma de cola de milano.

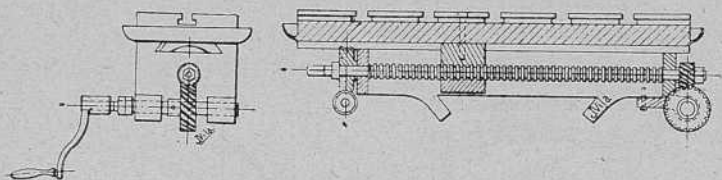
Las disposiciones más comunes para recuperar el desgaste pueden verse en las figuras 659 a 661.

Las figuras 662 y 663 muestran la vista de frente y el corte longitudinal de la mesa de trabajo de una fresadora sencilla.



Figs. 659 a 661.—Diversas formas de las guías de la mesa.

La figura 664 es el corte de la mesa y consola de una fresadora universal.



Figs. 662 y 663.—Detalle del mecanismo de avance.

Para disminuir el espacio ocupado por la máquina, el tornillo que sirve para subir y bajar la consola suele hacerse en dos partes de las cuales la una rosca dentro de la otra cuando ésta ha llegado al fin de su recorrido (Fig. 665)

Por fin, en las figuras 666 y 667 se detalla con suficiente claridad una caja de avances. La rueda de cadena *R* recibe movimiento del árbol de trabajo y lo transmite al piñón alargado *P* el cual hace girar al eje intermediario *I* mediante el tren basculante *B*; el árbol *I* mueve el árbol de *cardán* *C* mediante el par de piñones corredizos *D*.

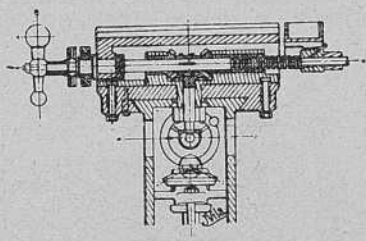


Fig. 664.—Corte longitudinal de la mesa.

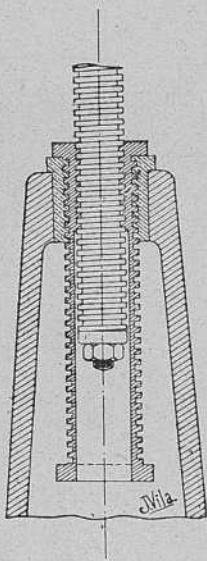


Fig. 665.—Husillo telescópico para subir o bajar la consola.

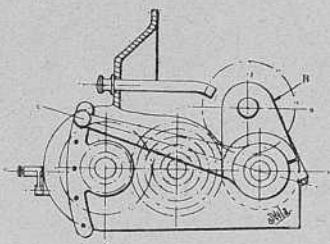
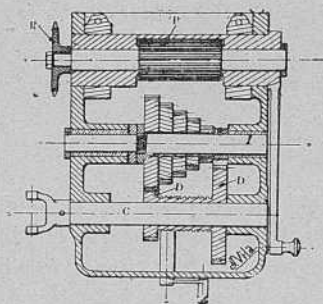


Fig. 666.—Corte de la caja de avances. *R*, rueda de cadena movida por el eje de la fresadora; *P*, piñón alargado; *I*, eje intermediario; *D*, tren basculante; *C*, eje de la cardán. Fig. 667.—Otra vista de la caja de avances.

CAPITULO XXII

FRESAS

425. **Fresas.**—Son discos o cilindros de acero provistos de dientes templados y afilados.

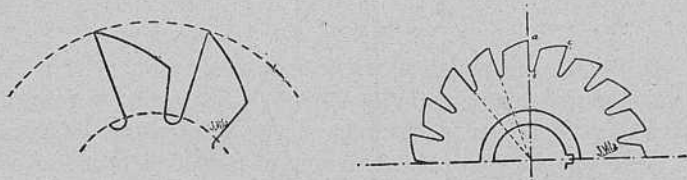
426. **Clases de fresas por la forma de sus dientes.**—Por



Fgi. 668.—Fresa de dientes fresados o triangulares.

la forma de sus dientes las fresas pueden ser de dos clases: fresas de dientes fresados y fresas de dientes destalonados.

El perfil de los dientes de las primeras (FIG. 668) es casi triangular, mientras que el de las segundas, (FIGS. 669 y 670), se

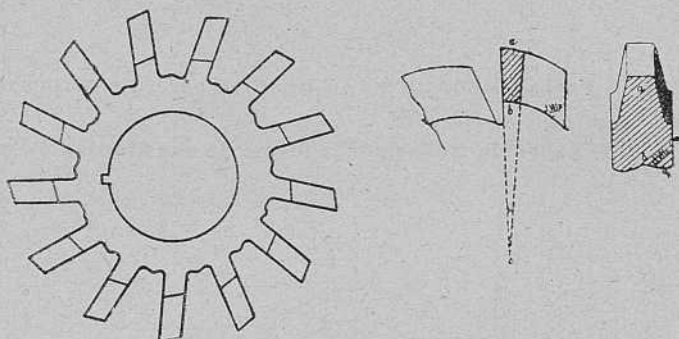


Figs. 669 y 670.—Dientes de perfil constante o retorneados.

acerca más a un rectángulo: están contruídos de tal manera que todas las secciones rectas del diente que pasan por el eje de la fresa tienen el mismo perfil. (FIGS. 671, 672 y 673).

Los dientes de las primeras se afilan por su cara superior *b d*, (FIG. 668) o lateral, y los de las segundas únicamente por su cara

frontal, $a b$ (FIG. 672). Esto hace que las dimensiones de las ranuras hechas con fresas de dientes fresados vayan disminuyendo



Figs. 671 a 673. — Fresa de dientes retorneados, mostrando la manera de afilarla.

con el afilado de los mismos y las de las hechas con las fresas destalonadas sean siempre las mismas hasta el completo desgaste de los dientes, (FIG. 671).

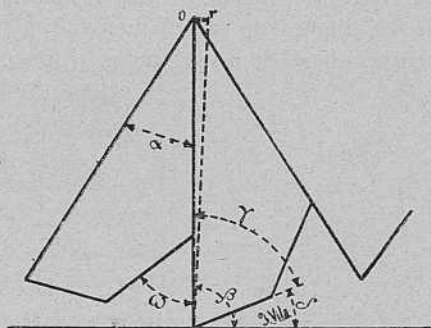


Fig. 674. — Angulos de los dientes de las fresas.

Las fresas de dientes fresados tienen su aplicación principal en la elaboración de superficies planas o quebradas. Las de dientes destalonados se usan para labrar superficies de perfil curvilíneo o mixtilíneo.

427. **Ángulos de las caras de los dientes de una fresa.**

—Las caras de los dientes de las fresas forman entre sí ángulos que dependen del metal que se ha de fresar y del número de dientes. Estos ángulos se indican en la figura 674 y se llaman: γ , de afilado; δ , de incidencia; β , de corte; ω , entrante; τ , de retraso y α , en el centro.

El valor en grados del ángulo en el centro depende del número de dientes y se hallará dividiendo 360° por dicho número.

Los ángulos de afilado, incidencia y corte dependen de la naturaleza del material a fresar. Los valores más convenientes son: ángulo de afilado de 70 a 87° , siendo en general tanto mayor cuanto más duro es el metal que se fresa; ángulo de incidencia,

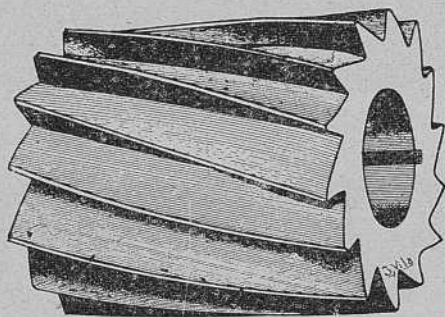


Fig 675.—Fresa cilíndrica de diente espiral.

de 3 a 20° ; el ángulo de corte depende del ángulo de retraso el cual casi siempre vale 0° pues la cara frontal del diente suele pasar por el centro de la fresa; en este caso dicho ángulo valdría 90° . Sin embargo el ángulo de retraso puede llegar a medir 10° .

428. **Clases de fresas por sus aplicaciones.**—Las fresas presentan muy variadas formas para adaptarse al trabajo que han de ejecutar. Citaremos las siguientes:

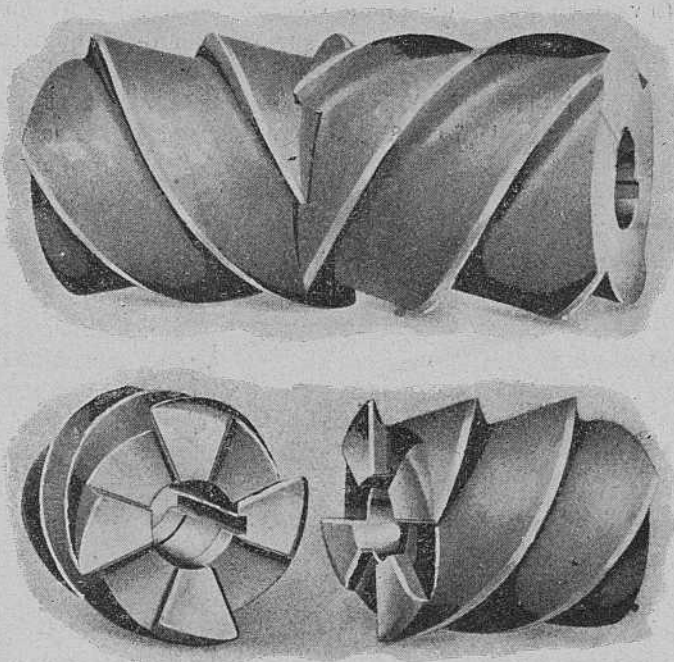
a) *Fresas para labrar superficies planas.*—Pueden ser cilíndricas y frontales, según que los dientes se encuentren en la cara cilíndrica o en una de las caras planas.

Aunque las primeras pueden ser de diente recto, casi siempre lo tienen inclinado en hélice (FIG. 675).

Cuando se trata de trabajos fuertes, se emplean fresas dobles (Figs. 676 y 677) cuyos dientes están inclinados en sentido opuesto para evitar las presiones axiales.

Las fresas frontales suelen ser de dientes postizos (Fig. 678).

b) *Fresas para ranurar.*—Se emplean para construir ranu-



Figs. 676 y 677.—Fresa cilíndrica de diente de doble espiral para evitar las presiones axiales.

ras de perfil rectilíneo. Las hay cortantes solamente por una cara (Fig. 679), por dos caras (Figs. 680, 681 y 682), y por tres caras (Fig. 683). Algunas de estas últimas se construyen en dos piezas, entre las cuales se pueden colocar rodajas de papel o chapa delgada para hacer variar la anchura de la fresa entre pequeños límites (Figs. 684 y 685).

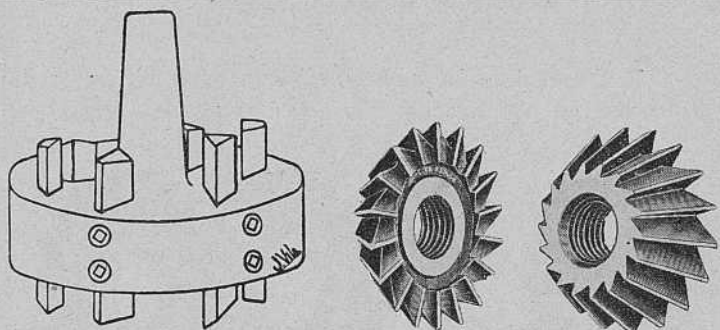


Fig. 678.—Fresa frontal de dientes postizos. Figs. 680 y 631.—Fresas cortantes por dos caras.

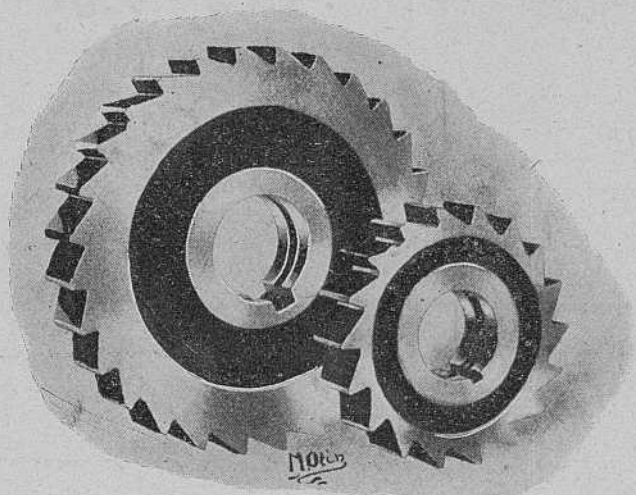


Fig. 679.—Fresas para ranurar, cortantes por una sola cara.

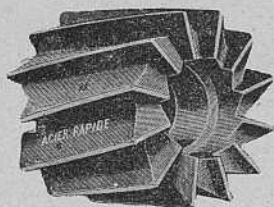


Fig. 682.—Fresa cortante por dos caras.

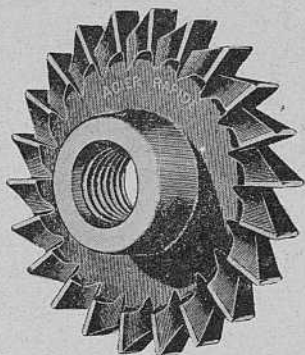


Fig. 683.—Fresa cortante por tres caras.

c) *Fresas para labrar herramientas.*—Las hay para ranurar brocas (FIG. 686), machos (FIG. 687), mandriles, fresas, etc.

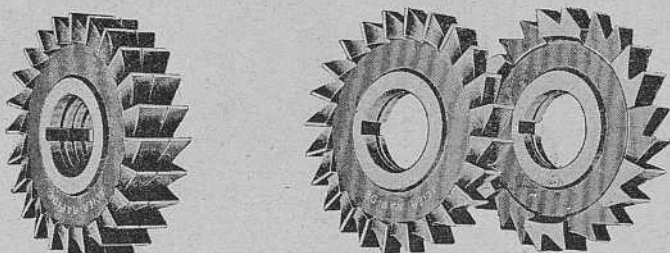


Fig. 684 y 685. Fresa ajustable en anchura y cortante por tres caras.

d) *Fresas para ranuras en T.* (FIG. 688).

e) *Fresas para ranuras de cola de milano.* (FIGS. 689 y 690).

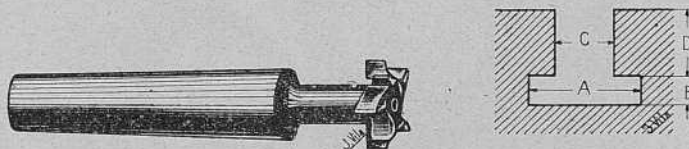


Fig. 688.—Fresa para ranuras de T.

f) *Fresas para ranuras de chaveta* (FIGS. 691 y 692).

g) *Fresas para espigas.* (FIG. 693).



Figs. 691 y 692.—Fresas para ranuras de chaveta.

h) *Fresas para avellanar.* (FIG. 694).

j) *Fresas para cortar engranajes.* (FIG. 695).

429. Como la forma del perfil del diente de un engranaje

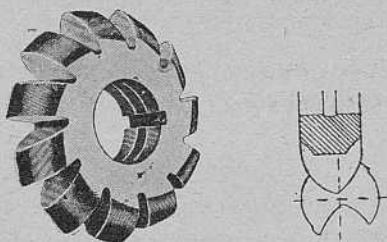


Fig. 686. — Fresa para ranurar brocas.

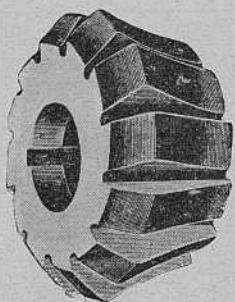
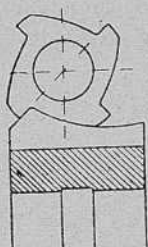
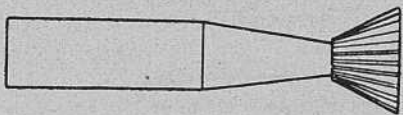
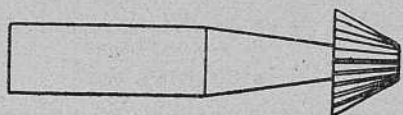


Fig. 637. — Fresa para ranurar machos.



Figs. 689 y 690. — Fresas para ranuras de cola de milano.

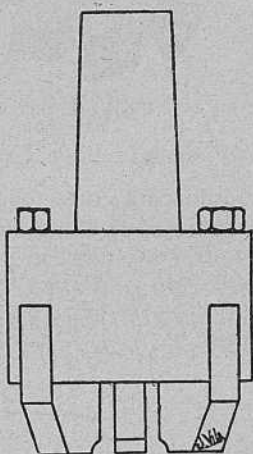


Fig. 693. — Fresa para espigas.

varía con el número de dientes (Figs. 696 y 697), dentro de cada módulo se necesitaría una fresa distinta para cada engranaje de

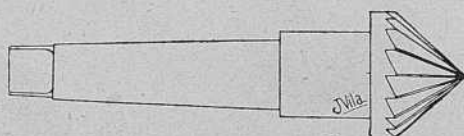


Fig. 694.—Fresa para chaflanar o avellanar.

distinto número de dientes; sin embargo, cometiendo un error despreciable, se emplea en la práctica un juego de 8 fresas por

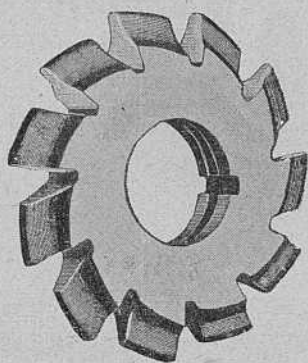


Fig. 695.—Fresa para engranajes.

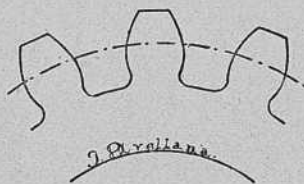


Fig. 696.—Perfil del diente de un engranaje de 15 dientes.

módulo para cortar engranajes hasta el módulo 9 y un juego de 15 fresas para engranajes de módulo mayor. Cada una de las

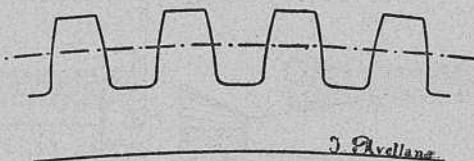


Fig. 697.—Perfil de un engranaje de 120 dientes.

fresas del juego sirve para el número de dientes que indica la tabla a continuación, refiriéndose siempre la forma del perfil al

menor número de dientes. Así la fresa núm. 3 (17-20 dientes) tiene el perfil del hueco del diente de un engranaje de 17 dientes.

Tabla XLII

Fresas para tallar engranajes rectos y helicoidales. (1)

Juego de 8 fresas para engranajes hasta módulo 8		Juego de 15 fresas para engranajes desde mód. 9 en adelante	
NÚM.	PARA RUEDAS DE	NÚM	PARA RUEDAS DE
1	12 a 13 dientes	1	12 dientes
2	14 a 16 "	1½	13 "
3	17 a 20 "	2	14 "
4	21 a 25 "	2½	15 a 16 "
5	26 a 34 "	3	17 a 18 "
6	35 a 54 "	3½	19 a 20 "
7	55 a 134 "	4	21 a 22 "
8	135 a cremallera	4½	23 a 25 "
		5	26 a 29 "
		5½	30 a 34 "
		6	35 a 41 "
		6½	42 a 54 "
		7	55 a 79 "
		7½	80 a 134 "
		8	135 a cremallera

430. Para cortar engranajes rectos y helicoidales y ruedas de cadena se emplean también fresas de visinfín (FIG. 698). Estas presentan la ventaja de que basta una fresa para cada módulo, aunque solo pueden emplearse en fresadoras especiales, como luego veremos.

(1) Téngase presente que el número de la fresa que se necesita para cortar un engranaje helicoidal no corresponde al número de dientes que éste tiene sino al número que resulta de dividir este número de dientes por el \cos^3 del ángulo de inclinación del diente.

Para los engranajes de visinfín de diente cóncavo se emplean siempre fresas de visinfín (Figs. 699 y 700).

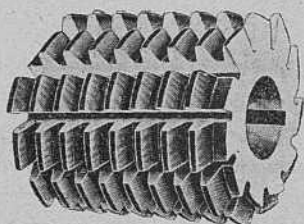
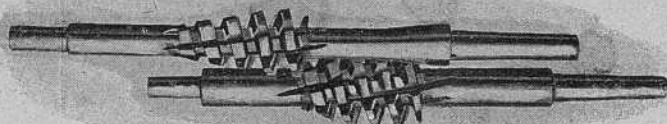
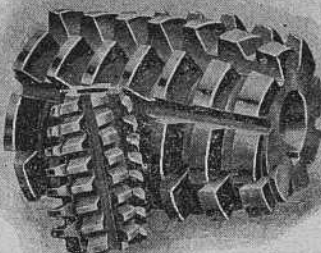


Fig. 698.—Fresa de visinfín para engranajes rectos y helicoidales.

431. **Afilado de las fresas.**—El corte de las fresas debe conservarse siempre en muy buen estado: de lo contrario se estropean rápidamente.



Figs. 699 y 700.—Fresas de visinfín para ruedas de visinfín.

Las muelas empleadas para afilarlas pueden ser de tres clases: cilíndricas, de vaso y de disco. Las dos primeras (Figs. 701

y 702) se emplean para las fresas de dientes fresados y las últimas para las de dientes destalonados (FIG. 703).

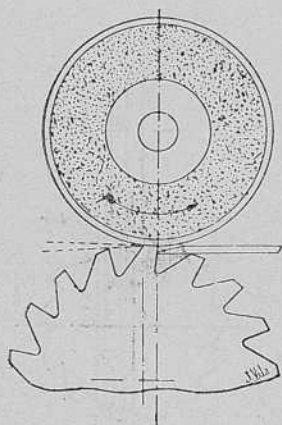


Fig. 701.—Muela cilíndrica para afilar fresas.

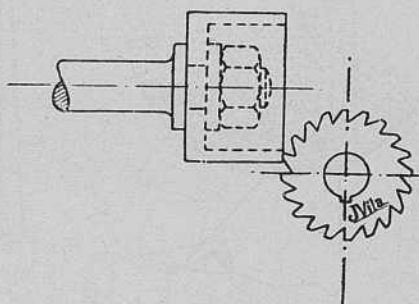


Fig. 702.—Muela de vaso.

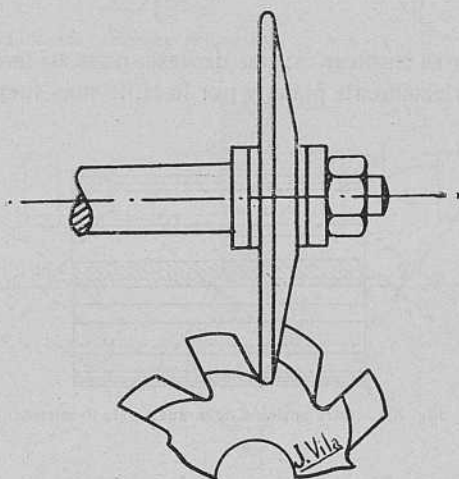


Fig. 703.—Muela de disco.

Las muelas cilíndricas tienen el inconveniente de dejar la arista de corte demasiado débil (FIG. 704). Para evitarlo se pue-

de colocar el eje de la muela perpendicular al de la fresa (FIGURA 705) y mejor, oblicuo (FIG. 706).

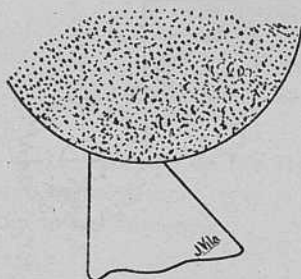


Fig. 704.—Inconveniente de las muelas cilíndricas.

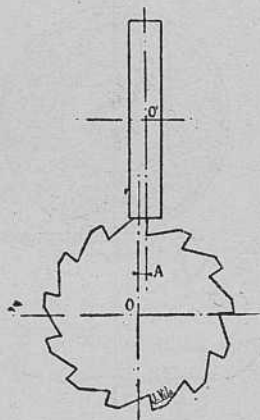


Fig. 705.—Posición de la muela para evitarlo.

Lo mejor es emplear muelas de vaso, pues así la cara de corte queda perfectamente plana y por lo tanto más fuerte la arista cortante.

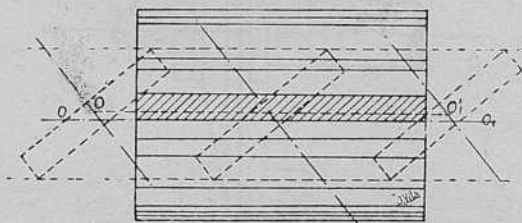


Fig. 706.—Otra posición de la muela para lo mismo.

Procúrese al afilar las fresas:

1.º No destempearlas, para lo cual deben tomarse pasadas finas, emplear muelas de grano no excesivamente fino y hacer girar a éstas a velocidad moderada.

2.º Conservar el valor del ángulo de incidencia.

3.º Afilar las fresas de dientes destalonados únicamente por la cara frontal.

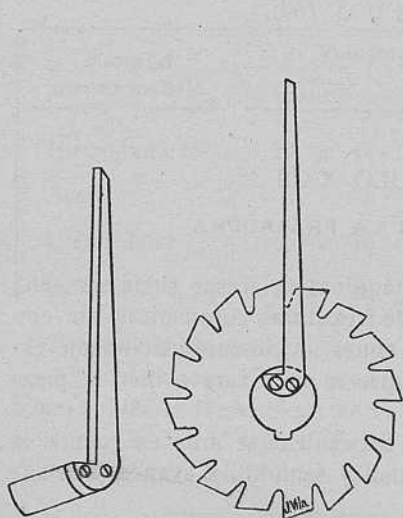


Fig. 707. — Escuadra para comprobar la igualdad de altura de los dientes de las fresas.

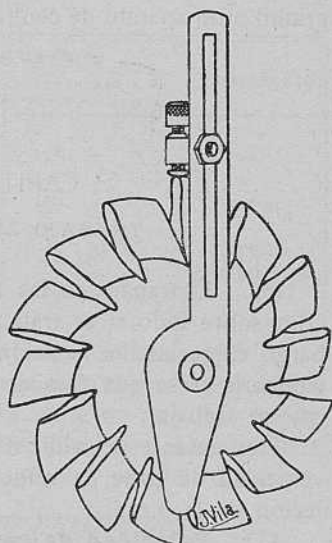


Fig. 708. — Calibre para lo mismo.

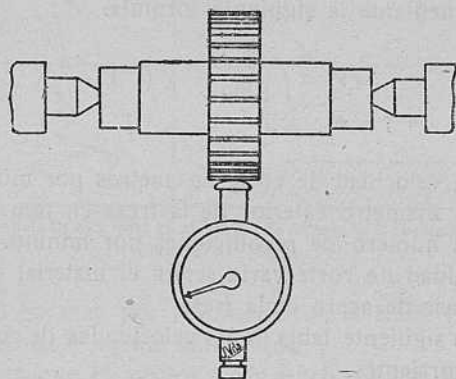


Fig. 709. — Comprobación del centrado de una fresa mediante un micrómetro.

4.º Procurar que todos los dientes queden exactamente a la misma altura. Para comprobarlo se emplean escuadras (FIGU-

RA 707) o calibres especiales (FIG. 708) o bien se montan entre puntos sobre torneadores y se mira si giran céntricamente con un gramil o un aparato de centrar (FIG. 709).

CAPITULO XXIII

TRABAJO EN LA FRESADORA

432. El trabajo en las máquinas de fresar suele ser sencillo, sobre todo si se trata de fresadoras automáticas; sin embargo exige mucha atención, pues un descuido fácilmente estropea la fresa que casi siempre es muy cara o bien la pieza que se trabaja.

Tres cosas especialmente deben tenerse muy en cuenta: la velocidad de corte, la velocidad y sentido del avance, y la sujeción de la pieza.

433. **Velocidad de corte.**—Es el número de metros por minuto que recorre la arista cortante de los dientes de una fresa. Se obtiene mediante la siguiente fórmula:

$$V = \frac{\pi D N}{1000} \quad (170)$$

en la que:

V , es la velocidad de corte en metros por minuto.

D , es el diámetro exterior de la fresa en mm. y

N , es el número de revoluciones por minuto.

La velocidad de corte varía según el material que se trabaja y la clase de acero de la fresa.

434. La siguiente tabla da las velocidades de corte para los materiales corrientes.

Tabla XLIII.—Velocidades de corte de las fresas en mm. por minuto.

Material que se trabaja	Velocidad de corte		Lubricante
	FRESAS DE ACERO CORRIENTE	FRESAS DE ACERO RÁPIDO	
Hierro fundido.	12 a 16	25 a 38	—
Acero	6 " 8	30 " 40	Accite
Hierro dulce .	10 " 13	45 " 60	Accite o taladraña
Latón	20 " 28	70 " 80	—

Estas velocidades suponen un abundante lubricado.

435. **Avance.**—Por avance se entiende el movimiento de la pieza contra la fresa. Unas veces se mide en mm. por minuto: suele ser de 150 a 200 mm. si el útil es de acero corriente; pudiendo llegar a 300 mm. si es de acero rápido. Otras ve-

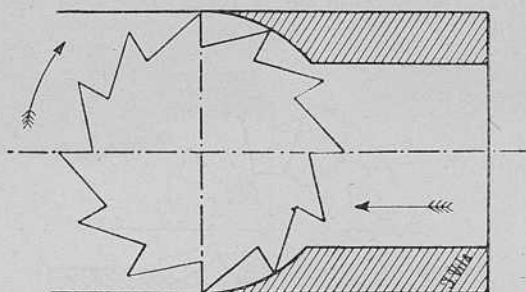


Fig. 710.—Trabajo de una fresa en el que puede ser mucha la profundidad de pasada, pero ligero el avance.

ces se mide en mm. por revolución de la fresa y varía entre algunas décimas y varios milímetros.

Claro está que el avance varía mucho según se trate de un trabajo de desbaste o de acabado, y también según la clase de fresado. En trabajos análogos a los de la figura 711 se prefiere poca velocidad y mucho avance; mientras que en casos como en el de la figura 710 el avance ha de ser mucho menor.

436. **Sentido de avance.**—En el avance además de la ve-

locidad hay que tener muy en cuenta el sentido. En el punto en que se verifica el trabajo la fresa debe moverse en sentido

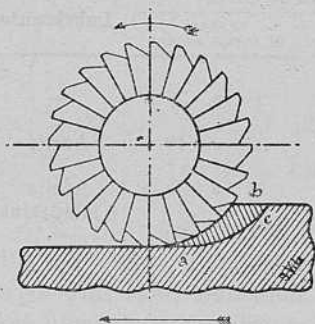


Fig. 711.—Sentidos convenientes de avance y de rotación de la fresa.

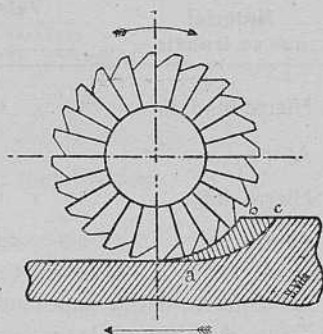


Fig. 712.—Sentidos defectuosos de avance y de rotación de la fresa.

contrario al movimiento de la pieza, según se indica en la figura 711.

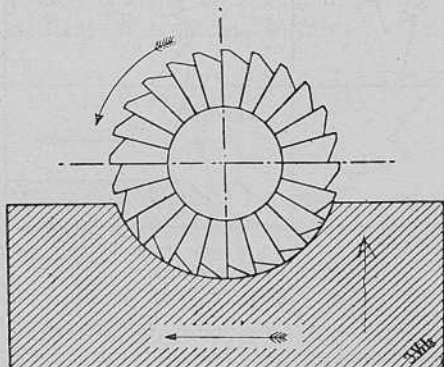


Fig. 713.—Caso en que la pieza solo debe avanzar en sentido normal al eje de la fresa.

El trabajo resulta así mucho mejor acabado, pues como puede verse en dicha figura, la viruta comienza por ser muy delgada y va aumentando paulatinamente de sección. Lo contrario ocurri-

ría si los movimientos de la fresa y de la pieza fuesen en el mismo sentido (FIG. 712). Además, en este caso la fresa tendería a arras-

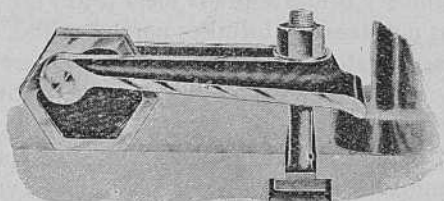
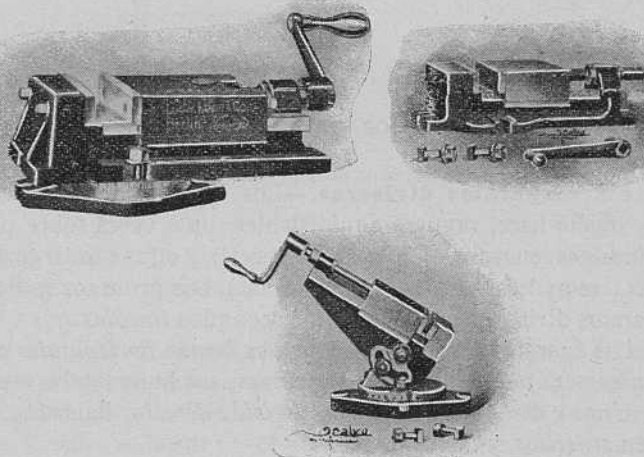


Fig. 714. - Brida ajustable para montar piezas sobre la mesa.

trar a la pieza que se trabaja, produciéndose muy fácilmente la rotura de aquella si la pieza o la mesa de trabajo estuvieran flojas.



Figs. 715 a 717. - Tipos diversos de tornillos para fresadora.

Por esta razón, cuando haya de abrirse una ranura en medio de una pieza (FIG. 713); es decir, haciendo avanzar a ésta en sentido vertical, debe suprimirse el juego de la mesa, haciendo girar su husillo de modo que impida sea arrastrada por la fresa.

437. **Sujeción de la pieza.**— En general las piezas para ser trabajadas en la fresadora se fijan de una manera análoga a la que se emplea para la limadora y cepilladora. Unas veces se sujetan con tornillos y bridas sobre la mesa (FIG. 714); otras se reciben entre las mordazas de tornillos paralelos (FIG. 715) los cuales suelen ser giratorios y estar provistos de arcos graduados (FIGS. 716 y 717) para facilitar el trabajo por distintas caras sin aflojar la pieza.

Las piezas redondas (engranajes, ejes, etc.) suelen sujetarse entre los puntos del aparato divisor, como luego veremos.

Sea cual sea el procedimiento que se emplee para fijar las piezas, ha de procurarse que su sujeción sea lo más rígida posible, pues de lo contrario se producirían vibraciones por ser muy intenso el trabajo de fresadora.

CAPITULO XXIV

ACCESORIOS DE LA FRESADORA

438. **Aparatos divisores.**— Los aparatos divisores tienen por objeto hacer ranuras equidistantes, unas veces sobre piezas cilíndricas (engranajes, fresas, brocas etc), y otras a lo largo de reglas (cremalleras, reglas graduadas, etc). Los primeros se llaman aparatos divisores *giratorios* y los segundos *lineales*.

Los aparatos divisores giratorios se llaman *horizontales* o *verticales*, según que su husillo portapiezas sea horizontal o vertical.

Unos y otros pueden ser de *división directa*, llamados también *sencillos*, y de *visinfín*.

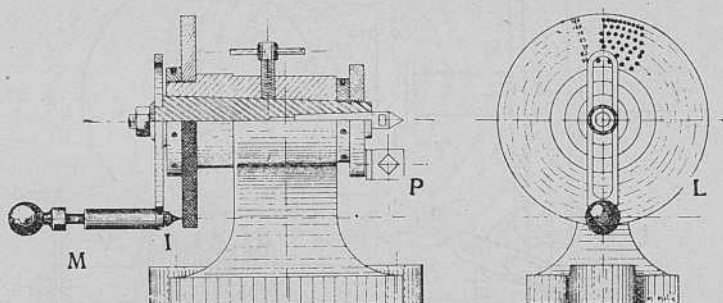
Estos últimos pueden ser de *división mediante círculos de agujeros*, de *división mediante engranajes* y de *división automática*.

El siguiente cuadro presenta en resumen las distintas clases de aparatos divisores.

Haremos una breve descripción de cada uno de ellos y daremos reglas para su empleo.

Aparatos divisores	{ giratorios { horizontales } sencillos { verticales } de visinfín lineales	{ con círculos de agujeros. con engranajes. automáticos

439. **Aparatos divisores sencillos.**—Constan de un cabezal de fundición (FIG. 718 y 719) en el cual va ajustado un eje mediante cojinetes cónicos. Este eje lleva en su parte anterior un



Figs. 718 y 719. - Aparato divisor sencillo.

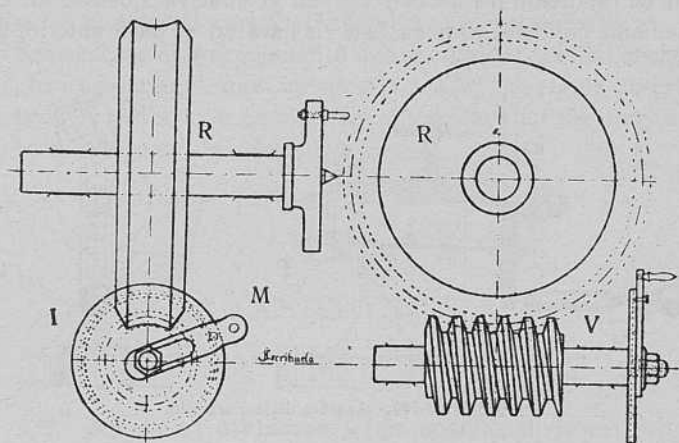
plato de arrastre P y en la posterior una manivela corrediza M cuyo índice I puede introducirse en los agujeros del plato L fijo en el cabezal.

El desplazamiento angular de la manivela es igual al del plato de arrastre y por consiguiente al de la pieza por éste arrastrada. Por lo tanto, para dividir una pieza en un determinado número de partes iguales se busca en el plato L un círculo cuyo número de agujeros sea múltiplo del de divisiones a efectuar, se hace coincidir el índice sobre dicho círculo y efectuada una división se pasa a la siguiente corriendo el índice tantos agujeros como unidades tiene el cociente de dividir el número total de agujeros del círculo por el de divisiones a efectuar.

Estos aparatos solo pueden emplearse en trabajos de poca precisión.

Las piezas que se han de fresar se colocan entre puntos tal como puede verse en la figura 723.

440. **Aparatos divisores de visinfín con círculos de agujeros.**—Se diferencian de los anteriores en que el movimiento angular del eje portapiezas no se obtiene directamente sino mediante un engranaje de visinfín. El visinfín suele tener una sola entrada, pero puede tener dos o más. Nosotros siempre supondremos que tiene una entrada. Si tuviese dos o más aplica-



Figs. 720 y 721.—Esquema de un aparato divisor de visinfín con disco de agujeros.

ríamos las reglas que daremos para el uso de estos aparatos tomando como número de dientes de la rueda de visinfín, no el que realmente tiene, sino el cociente de dividir este número por el número de entradas de su visinfín. La rueda suele tener 30, 40, 60, 80, 120, o 360 dientes.

El esquema (Figs 720 y 721) da clara idea de los órganos esenciales de estos aparatos. Un plato con círculos de agujeros equidistantes *I* está fijo en el cabezal y la manivela corrediza *M* en el eje del visinfín *V*. Para que dé una vuelta entera la pieza que se trabaja montada en el eje de la rueda de visinfín *R* es preciso dar a la manivela tantas vueltas como dientes tiene la rueda de visinfín; las divisiones resultarán, pues, mucho más exactas que en los aparatos divisores sencillos.

441. Para hacer divisiones con estos aparatos se seguirá la siguiente:

Regla: *Se forma un quebrado que tenga por numerador el número de dientes de la rueda de visinfín y por denominador el número de divisiones a hacer. Si resultara un quebrado impropio, se reduce a mixto, o a entero. Se pasará de una división a otra de la siguiente manera: si el quebrado es igual a un número*

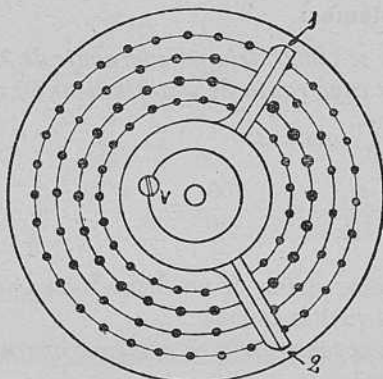


Fig. 722.—Dedos de un aparato divisor abarcando 10 espacios en el círculo exterior.
V, tornillo de fijación de los mismos.

entero, se hace girar la manivela tantas vueltas enteras como unidades tiene dicho entero; si es un quebrado propio, se coloca el índice sobre un círculo que tenga tantos agujeros como unidades tiene el denominador y en el mismo se le hace correr tantos espacios como unidades tiene el numerador; y si es igual a un número mixto, la parte entera indica el número de vueltas enteras y la parte quebrada la fracción de vuelta tomada como en el segundo caso.

Cuando el denominador del quebrado no se corresponde con el número de agujeros de ningún círculo del disco, se transforma el quebrado en otro equivalente, cuyo denominador se corresponda.

Para evitar el tener que contar los agujeros en cada división que se hace, se deslizan a frotamiento suave entre el plato de agujeros y la manivela dos reglillas o dedos (Fig. 722) los cuales pue-

den sujetarse uno al otro formando un ángulo cualquiera median-un tornillo *V*. Dichos dedos deben comprender sobre el círculo de agujeros que resulte de la regla anterior el número de *espacios* que en la misma se indica, teniendo en cuenta que para comprender *n* espacios se necesitan $n + 1$ agujeros. Así en la figura 722 los dedos comprenden sobre el círculo exterior 11 agujeros pero solamente 10 espacios.

442. Problemas:

1.º *¿Cómo se construiría un engranaje de 20 dientes en un aparato divisor cuya rueda de visinfín tiene 60 dientes?*

Aplicando la regla:

$$\frac{60}{20} = 3$$

Por lo tanto para pasar de un diente a otro habría que dar a la manivela tres vueltas enteras.

2.º *¿Cómo se construiría en el mismo aparato un engranaje de 70 dientes?*

Aplicando la regla:

$$\frac{60}{70}$$

$$\frac{60}{70} = \frac{6}{7} = \frac{12}{14} = \frac{18}{21} = \frac{24}{28} = \frac{30}{35} = \frac{42}{49} \text{ etc.}$$

Por lo tanto para pasar de un diente a otro bastará correr el índice 60 espacios en un círculo de 70 o bien, 6, 12, 18, 24, 30, 42, etc. en uno respectivamente de 7, 14, 21, 28, 35, 49, etc.

3.º *Construir un engranaje de 27 dientes en un aparato divisor cuya rueda de visinfín tiene 80 dientes y cuyo visinfín tiene dos entradas.*

Habría que tomar como número de dientes de la rueda $\frac{80}{2} = 40$, pues el visinfín tiene dos entradas.

Aplicando la regla:

$$\frac{40}{27} = 1 \frac{13}{27} = 1 \frac{26}{54} = 1 \frac{39}{81} = 1 \frac{52}{108} \text{ etc.}$$

Por lo tanto para pasar de un diente a otro deberá darse a la manivela una vuelta entera más 13 espacios en un círculo de

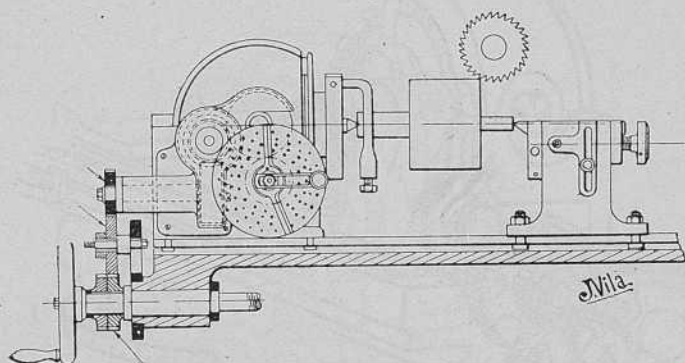


Fig. 723.—Aparato divisor y su contrapunta montados sobre la mesa de una fresadora.

27 agujeros o bien 26, 39, 52, etc., espacios en un círculo respectivamente de 54, 81, 108, etc., agujeros.

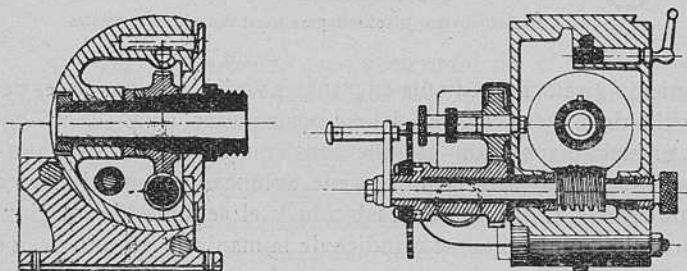


Fig. 724.—Cortes longitudinal y transversal de un aparato divisor de visinfín con disco de agujeros.

443. Prácticamente estos aparatos divisores suelen ser bastante más complicados que lo que indican los esquemas de las figuras 720 y 721.

Para poder fresar piezas cónicas el husillo portapiezas puede girar alrededor de un eje horizontal. Su posición puede leerse fácilmente en un círculo graduado.

El círculo de agujeros no siempre está fijo en el cabezal divisor, como dijimos: sino que muchas veces puede recibir mo-

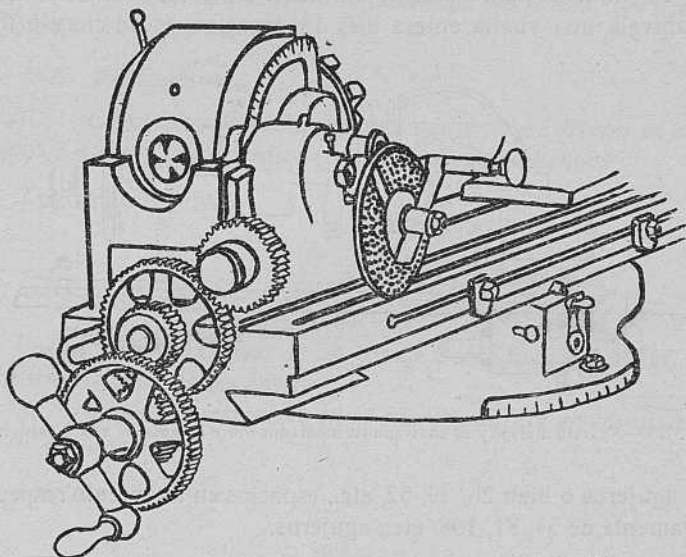


Fig. 725. — Aparato divisor dispuesto para hacer ranuras helicoidales.

vimiento giratorio mediante engranajes variables, unas veces del husillo de la mesa y otras del eje porta piezas. (Fig. 725 y 726). La primera disposición permite construir en la fresadora ranuras helicoidales, pues la pieza tiene entonces dos movimientos simultáneos, el primero de traslación y el segundo de rotación. Para ello ha introducirse el índice de la manivela en uno de los agujeros del plato: de esta manera, al girar éste, será aquella arrastrada. Hecha una ranura se pasará a la siguiente separando el índice y haciendo girar la manivela el ángulo necesario como en los casos corrientes.

La segunda disposición permite hacer divisiones mediante el sistema *diferencial*.

444. **Regla para calcular los engranajes necesarios para construir ranuras helicoidales en la fresadora.**— Cuando se desea construir en la fresadora una ranura helicoidal de un paso determinado se calculan los engranajes que han de unir el husillo de la mesa con el eje que mueve el plato de agujeros, y mediante él el eje del visinfín por medio de la siguiente regla:

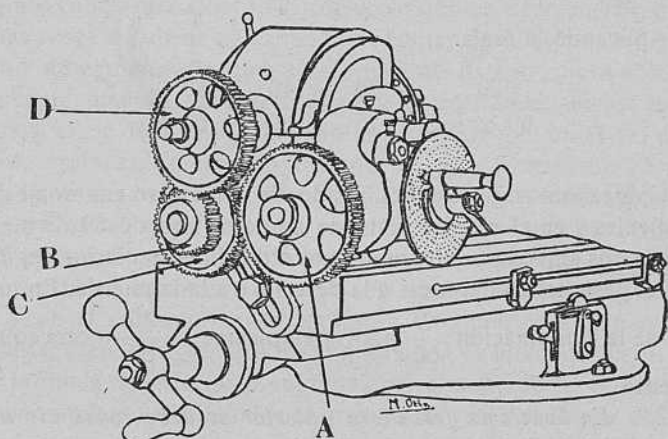


Fig. 726.— Aparato divisor dispuesto para hacer divisiones mediante el sistema diferencial.

Se forma un quebrado cuyo numerador sea el paso de la ranura helicoidal a construir y cuyo denominador sea el producto de multiplicar el paso del husillo de la mesa, expresado en la misma medida que el anterior, por el número de dientes de la rueda de visinfín del aparato. El denominador representa el número de dientes del engranaje que se ha de montar en el husillo de la mesa, y el numerador el número de dientes del que se ha de montar en el husillo que mueve el plato de agujeros. Si no hubiese ruedas disponibles, dicho quebrado se transforma en otro equivalente, u otros cuyo producto lo sea, de manera que sus términos representen ruedas de que se disponga.

Más adelante, al tratar de la construcción de pasos de rosca en los tornos, se explicará más ampliamente esta regla.

445. **Problemas:**

1.º *En una fresadora cuya mesa tiene un husillo de $\frac{1}{4}$ de pulgada de paso y cuyo aparato divisor tiene una rueda helicoidal de 60 dientes hay que construir una ranura helicoidal de 20 pulgadas de paso. Calcúlese el número dientes de los engranajes que han de unir dicho husillo con el eje que mueve el plato de agujeros.*

Aplicando la regla:

$$\frac{20}{60 \times \frac{1}{4}} = \frac{20}{15} = \frac{40}{30} = \frac{80}{60} \text{ etc.}$$

Colocaríamos, pues, en el husillo de la mesa un engranaje de 60 dientes y en el eje del plato de agujeros uno de 80 dientes. Uniríamos ambos por medio de uno o dos intermediarios, según que el paso helicoidal fuese a la derecha o a la izquierda. En lugar de la combinación $\frac{80}{60}$ podría emplearse la $\frac{40}{30}$ u otra equivalente.

2.º *En la misma fresadora anterior se debe construir un paso helicoidal de 500 mm. Calcúlense los engranajes necesarios.*

En este caso el husillo de la mesa y el paso a construir no están expresados en la misma clase de medida: reduciremos por lo tanto el paso del primero a mm.

$$\frac{1}{4}'' = \frac{25.4}{4} \text{ mm.} = 6.35 \text{ mm.}$$

Aplicando la regla:

$$\frac{500}{60 \times 6.35} = \frac{500}{381} = \frac{100 \times 5}{127 \times 3} = \frac{100 \times 50}{127 \times 30}$$

Colocaríamos estas ruedas tal como indica la figura 725; o bien colocaríamos además una rueda intermediaria, si fuera preciso invertir el sentido de rotación del eje del aparato divisor.

A veces no es posible transformar el quebrado que resulta según la regla en otro u otros cuyos términos representen ruedas disponibles. En estos casos se aplicará para calcular los engranajes necesarios el procedimiento aproximado de las fracciones continuas que explicaremos más adelante (núm. 521).

446. Regla para hacer divisiones mediante el sistema diferencial.—La regla general que explicamos para hacer divisiones en los aparatos divisores con círculos de agujeros, muchas veces no puede aplicarse por resultar de la misma un círculo de agujeros de que no se dispone. Este inconveniente se solventa ligando, mediante engranajes convenientemente escogidos, el eje de la rueda de visinfín con el eje que mueve el plato de agujeros. En estas condiciones al girar la manivela corre-diza girarán también el plato de agujeros y los dedos indicadores ya en el mismo sentido que la manivela, ya en sentido opuesto según el número de engranajes que se pongan. En el primer caso se correrán más agujeros que si el plato estuviese fijo y en el segundo menos. La figura 726 muestra la manera de montar dichos engranajes. El engranaje *D* va montado en el eje de la rueda de visinfín; el engranaje *A* va montado en el eje que da movimiento al plato; los engranajes *B* y *C* se colocan en un eje intermedio; puede colocarse además otro engranaje en otro eje intermedio para invertir el sentido de rotación.

El procedimiento para calcular el número de dientes de estos engranajes lo explicaremos por medio del ejemplo siguiente:

Supongamos que se trata de dentar un engranaje de 43 dientes en un aparato cuya rueda de visinfín tiene 60 dientes.

Aplicando la regla general:

$$\frac{60}{43} = 1 \frac{17}{43}$$

Si suponemos que no hay círculo de 43 agujeros ni de sus múltiplos, no podrá resolverse este problema según la regla general.

Busquemos un número de dientes inmediato superior o in-

mediato inferior a 43 que pueda construirse según la regla general; supongamos que sea 45:

$$\frac{60}{45} = 1 \frac{15}{45} = 1 \frac{5}{15} = 1 \frac{10}{30}$$

Si hay círculo de 30 agujeros para cada diente habremos de dar a la manivela una vuelta y 10 espacios del círculo de 30.

Los engranajes que deben ligar el eje de la rueda de visinfín con el eje que mueve el plato de agujeros se hallarán por medio de la siguiente proporción:

$$\frac{45}{45 - 43} = \frac{60}{X}$$

en la cual:

43 es el número de dientes del engranaje a construir; 45 es el número de dientes inmediato superior que puede construirse según la regla general; y 60 es el número de dientes de la rueda de visinfín.

$$X = \frac{60 \times 2}{45} = \frac{120}{45} = \frac{24}{9} = \frac{8}{3} = \frac{80}{30} \text{ etc.}$$

La rueda de 80 dientes la colocaremos en el eje de la rueda de visinfín y la de 30 en el eje que mueve el plato de agujeros. Colocaremos las intermediarias necesarias para que el plato gire *en el mismo sentido que la manivela*.

Para pasar de un diente a otro daremos a la manivela una vuelta y 10 espacios en el círculo de 30.

Si elegimos un número inmediato inferior a 43 para el cual haya círculo en el aparato de que disponemos, procederemos del siguiente modo:

Sea dicho número 40:

$$\frac{60}{40} = 1 \frac{20}{40} = 1 \frac{30}{60}$$

Para hallar los engranajes del diferencial se aplicará la proporción:

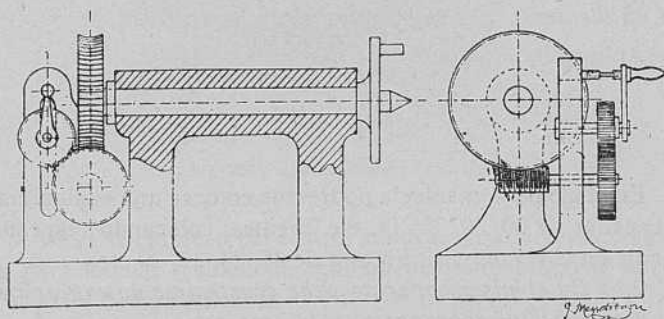
$$\frac{40}{43 - 40} = \frac{60}{X}$$

en la que:

43 es el número de dientes del engranaje; 40 es el número de dientes inmediato inferior que puede construirse según la regla general; y 60 es el número de dientes de la rueda helicoidal.

$$X = \frac{3 \times 60}{40} = \frac{180}{40} = \frac{9}{2} = \frac{3 \times 3}{2 \times 1} = \frac{60 \times 75}{40 \times 25}$$

Colocaremos en el eje de la rueda de visinfín una rueda de 60 dientes; en el eje que mueve el plato de agujeros una de 25, y en el eje intermedio las de 40 y 75 de tal manera que la primera



Figs. 727 y 728.—Aparato divisor de engranajes.

engrane con la de 60 y la segunda con la de 25. Si es preciso debe colocarse además otra intermediaria cualquiera para que el plato *gire en sentido contrario a la manivela*.

Para pasar de un diente a otro se dará a ésta una vuelta y 30 espacios en un círculo de 60.

447. **Aparatos divisores con engranajes.**—Como puede verse por las figuras 727 y 728 se diferencian de los anteriores

en que el eje del visinfín es movido por una manivela y una combinación variable de engranajes. Resultan mucho más cómodos que los de círculos de agujeros, pues una vez montados los engranajes convenientes basta dar una vuelta entera a la manivela para pasar de un diente a otro.

448. Estos engranajes se calculan por medio de la siguiente:

Regla: *Se forma un quebrado cuyo numerador sea el número de dientes de la rueda de visinfín y cuyo denominador sea el número de divisiones a hacer. Se coloca en el eje de la manivela un engranaje cuyo número de dientes sea igual al numerador y en el eje del visinfín otro cuyo número de dientes sea igual al denominador. Si no hubiese ruedas disponibles se transformará dicho quebrado en otro equivalente, u otros cuyo producto lo sea, y se hace como en el caso anterior.*

449. **Problemas:**

1.º *En un aparato con división mediante engranajes y cuya rueda de visinfín tiene 60 dientes debe construirse un engranaje de 48 dientes. ¿Qué engranajes serán necesarios?*

Aplicando la regla:

$$\frac{60}{48} = \frac{30}{24} = \frac{15}{12} = \frac{5}{4} = \frac{50}{40} = \frac{25}{20}$$

En el eje de la manivela podremos colocar una cualquiera de las ruedas de 60, 30, 50, 25, etc. dientes, colocando respectivamente en el eje del visinfín otra de 48, 24, 40, 20 etc.

2.º *En el mismo aparato debe construirse un engranaje de 18 dientes. ¿Qué engranajes serán necesarios?*

Aplicando la regla:

$$\frac{60}{18} = \frac{30}{9} = \frac{10}{3} = \frac{100}{30}$$

Si no hubiese rueda de 100 ni de 30 dientes haríamos una combinación de 4 ruedas:

$$\frac{10}{3} = \frac{2 \times 5}{1 \times 3} = \frac{40}{20} \times \frac{50}{30} \text{ etc.}$$

Colocaríamos una rueda de 40 dientes, en el eje de la manivela y una de 30 en el del visinfín; en un eje intermedio colocaríamos las de 20 y 50 dientes de manera que la primera engranase con la de 40 dientes y la segunda con la de 30.

450. **Aparatos divisores verticales.**—(Fig. 729) Se distinguen de los anteriores en que tienen el eje portapiezas vertical. Pueden ser con discos de agujeros y con engranajes. Las divisiones se hacen siguiendo las reglas dadas para los aparatos divisores horizontales.

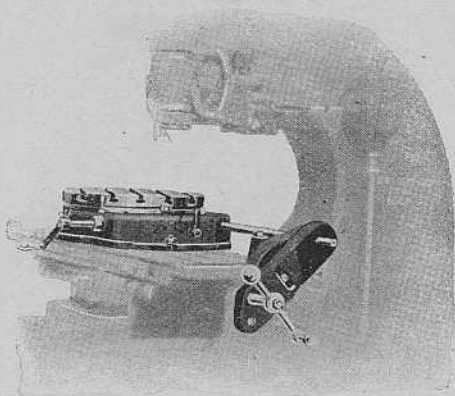


Fig. 729.—Aparato divisor vertical.

A veces se emplean para hacer ranuras circulares o excéntricas, para lo cual reciben un movimiento automático de la caja de avances de la fresadora.

451. **Aparatos divisores lineales.**—Tienen por objeto hacer ranuras equidistantes a lo largo de reglas.

Constan de un disco dividido casi siempre en 1000 partes iguales sobre el cual pueden girar a frotamiento suave dos dedos análogos a los de los aparatos divisores con discos de agujeros. Este disco (Fig. 730) se fija en la mesa de la fresadora concéntricamente a su husillo, y en éste se fija una manivela cuyo índice recorre el disco graduado.

452. Para saber el número de divisiones sobre que ha de girar la manivela para cada diente, se aplicará la siguiente

Regla: Se divide el paso de la cremallera a construir por el paso del tornillo de la mesa de la fresadora expresado en la misma medida que el anterior, hallando el cociente con tres cifras decimales. La parte entera del cociente así obtenido repre-

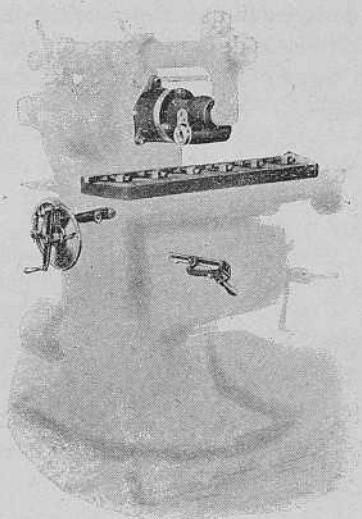


Fig. 730.—Aparato divisor lineal.

senta el número de vueltas enteras que ha de dar la manivela y la parte decimal el número de divisiones del disco.

453. **Problemas:**

1.º En una fresadora cuya mesa tiene un husillo de 5 mm. de paso debe construirse una cremallera de módulo 8. Si disponemos de un aparato divisor con el disco dividido en 1000 partes, ¿cuántas vueltas y partes de vuelta habremos de dar a la manivela para cada diente?

El paso de dicha cremallera será según la fórmula 88:

$$Pc = \pi M$$

$$Pc = 3'14 \times 8 = 25'12 \text{ mm.}$$

Aplicando la regla:

$$\frac{25'12}{5} = 5'024$$

Debemos, pues, dar a la manivela 5 vueltas y 24 divisiones.
2.º Resolver el mismo problema anterior suponiendo que el

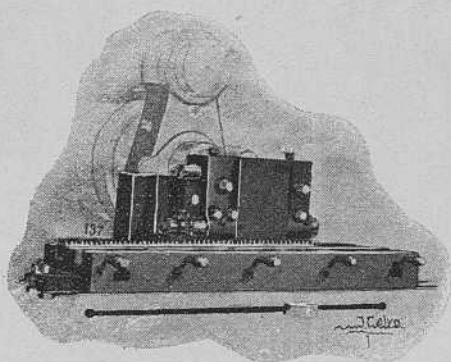


Fig. 731.— Aparato para fresar cremalleras.

paso del husillo es de $\frac{1}{4}$ de pulgada y el módulo de la cremallera 2.

Paso de la cremallera:

$$Pc = \pi M = 3'14 \times 2 = 6'28 \text{ mm.}$$

Paso del husillo en mm.

$$\frac{1}{4}'' = \frac{25'4}{4} \text{ mm.} = 6'35 \text{ mm.}$$

Aplicando la regla:

$$\frac{6'28}{6'35} = 0'989$$

Para pasar de un diente al siguiente debe recorrer la manivela 989 divisiones.

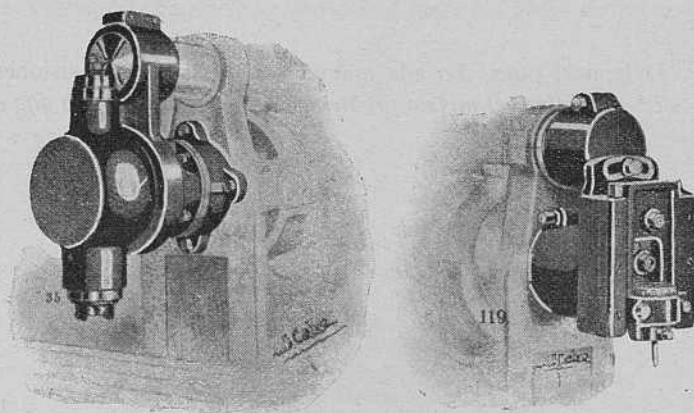


Fig. 732.—Aparato para fresar verticalmente. Fig. 733 —Aparato para mortajar en la fresadora.

454. **Dispositivo para hacer cremalleras en las fresadoras sencillas o universales.**—El aparato de la figura 731

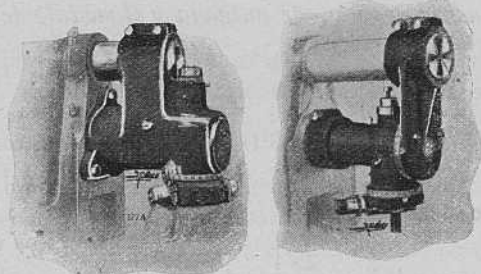


Fig. 734.—Aparatos fresadores universales.

permite colocar la fresa perpendicularmente a la dirección longitudinal de la mesa de las fresadoras cuando se las emplea para cortar cremalleras.

455. **Dispositivo para fresar verticalmente**—Una fre-

sadora horizontal puede convertirse fácilmente en una vertical mediante el accesorio de la figura 732. Es muy útil sobre todo para trabajos ligeros.

456. **Dispositivo universal para fresar.**—Mediante el aparato de la figura 734 puede colocarse la fresa ya vertical ya horizontalmente formando un ángulo cualquiera con la dirección de la mesa. Dicho ángulo puede medirse mediante un círculo graduado. Este dispositivo hace posible la construcción de ranuras helicoidales o pasos de rosca en aquellas fresadoras cuya mesa no es giratoria.

457. **Aparato para mortajar en la fresadora.**—El dispositivo de la figura 733 convierte una fresadora en una pequeña máquina de mortajar.

CAPITULO XXV

FRESADORAS ESPECIALES PARA CONSTRUIR AUTOMATICAMENTE ENGRANAJES RECTOS Y HELIZOIDALES

458. Las fresadoras descritas, al hacer engranajes van abriendo los huecos uno a uno por medio de una fresa de forma correspondiente al módulo y número de dientes. En general la división, o sea el paso de un hueco al siguiente, lo mismo que el retroceso de la mesa, hay que efectuarlos a mano girando el aparato divisor y la manivela del husillo, lo cual está sujeto a errores. Además, en rigor se necesitaría una fresa para cada módulo y número de dientes, de manera que al emplear solamente un juego de 8 ó 13 fresas por módulo se comete una ligera inexactitud en la mayor parte de los casos. Por otra parte estos juegos de fresas son caros.

Vamos a dar una idea de algunas fresadoras en las cuales basta una sola fresa por módulo para construir engranajes de cualquier número de dientes.

459. **Máquina Fellow.**—El trabajo de esta máquina se fun-

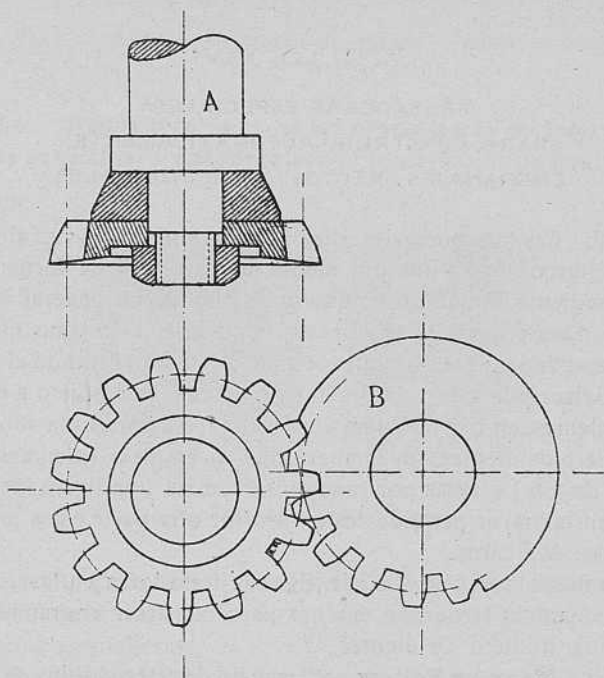
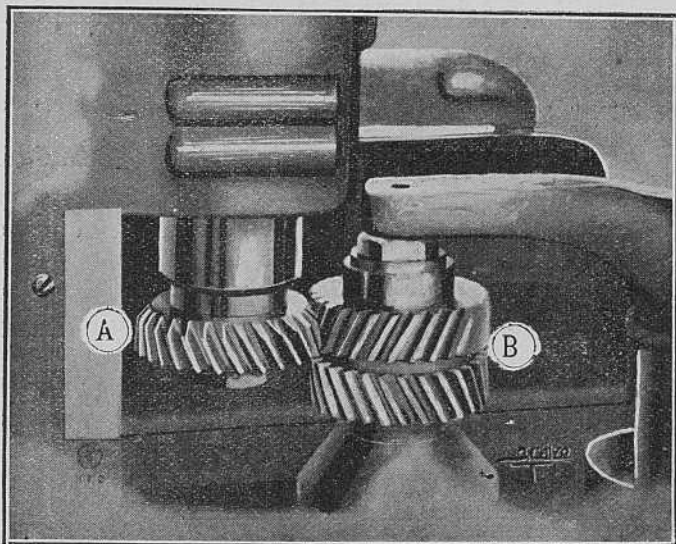


Fig. 735 - Máquina Fellow para dentar engranajes rectos y helicoidales.
A, piñón fresa; B, engranaje que se construye.

da (FIG. 735) en que dos engranajes del mismo módulo o paso circular, si tienen el perfil exacto, engranan entre sí cualquiera que sea su número de dientes. Ahora bien, supongamos que uno

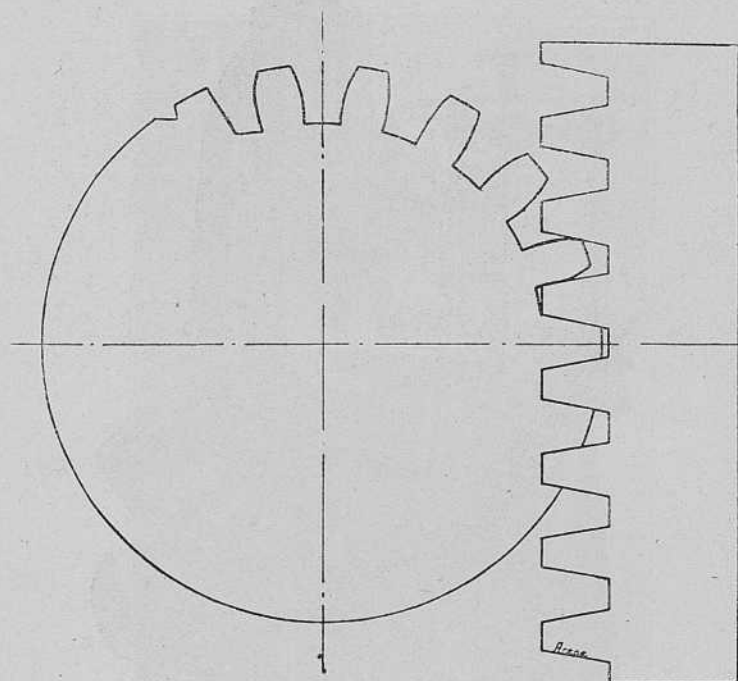


Fig. 736.—Manera de trabajar de la máquina Sunderland.

de los engranajes tiene los dientes cortantes y el otro todavía está sin fresar, y que ambos se mueven con la misma velocidad tangencial que si engranaran: haciendo que el primer engranaje tenga un movimiento rectilíneo alternativo a lo largo de su eje y que al mismo tiempo se vayan ambos acercando poco a poco hasta que entre ellos haya la distancia de centros que les corresponde: habremos conseguido que los dientes del primero hayan fresado los dientes del segundo, dándoles naturalmente la forma precisa que exige el engrane.

460. **Máquina Sunderland.**—(FIG. 736) Se diferencia de la

anterior en que la fresa tiene la forma de cremallera en lugar de un engranaje corriente. La cremallera y el engranaje que se cons-

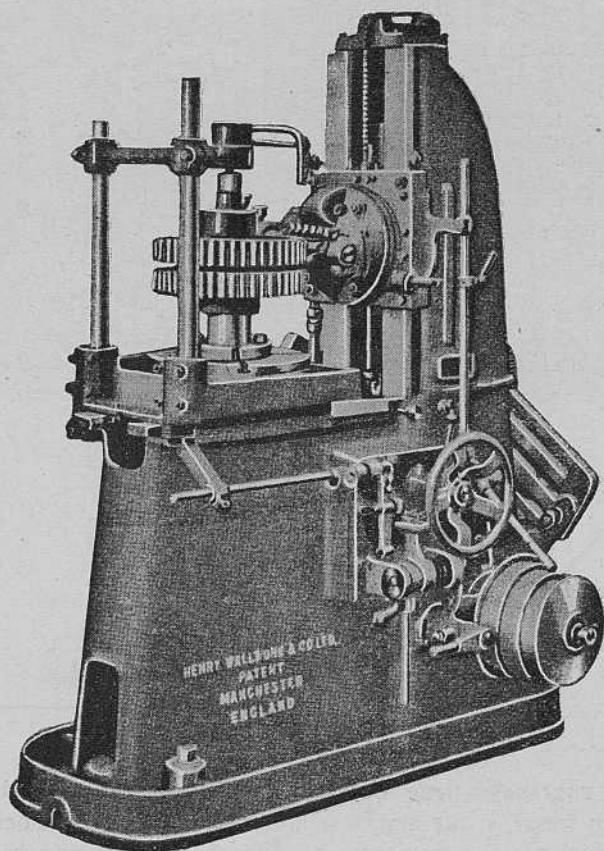


Fig. 737.—Máquina Renania cortando engranajes rectos.

truye se mueven como si engranaran; después de un cierto tiempo la cremallera se aparta del engranaje y vuelve atrás un determinado número de pasos para continuar su trabajo. Es una de las máquinas de más precisión para construir engranajes rectos y helicoidales.

461. **Máquinas tipo Renania.**—En estas máquinas la fresa

tiene forma de un visifin. Con ellas se pueden tallar engranajes rectos (FIG. 737), helicoidales (FIG. 738), y ruedas de visifin, (FIG. 739). En los dos primeros casos la fresa debe tener un paso

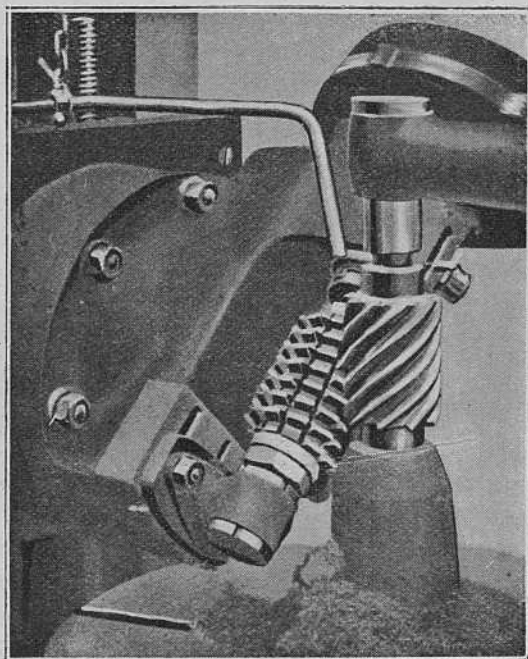


Fig. 738.—Máquina Renania cortando engranajes helicoidales

normal correspondiente al módulo normal de los engranajes; en el tercer caso el paso ha de tomarse paralelamente al eje.

Para tallar engranajes rectos se establece entre el engranaje a tallar y la fresa la distancia de centros que les corresponde, y se hace avanzar el engranaje contra la fresa haciendo que ambos giren con la misma relación de velocidades que si engranaran. Hay que tener en cuenta que el eje de la fresa (FIG. 740) no debe ser paralelo al plano medio del engranaje sino formar con el mismo un ángulo igual al complemento del que forma la espiral con el eje de la fresa. Este ángulo está marcado en la misma fresa.

Al construir engranajes helicoidales el eje de la fresa debe formar con el plano medio del engranaje un ángulo igual a la incli-

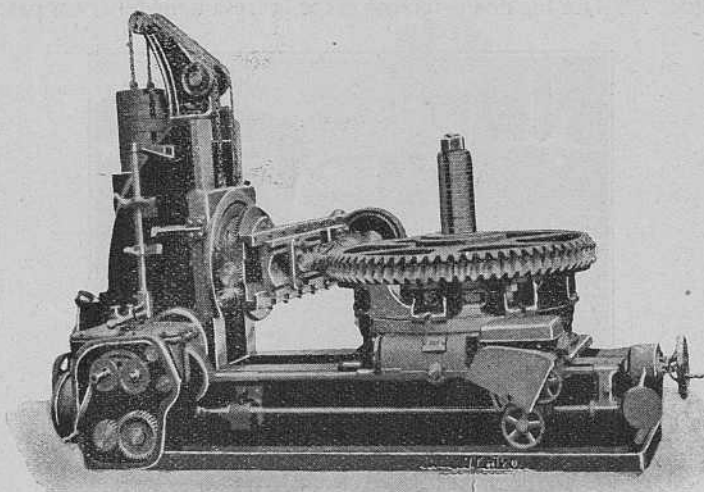


Fig. 739.—Máquina Renania cortando engranajes de visinfín.

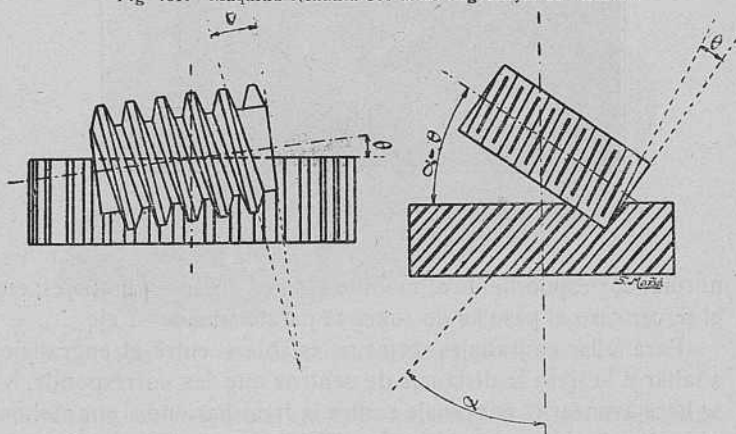


Fig. 740.—Inclinación del visinfín fresa al construir engranajes rectos o helicoidales.

nación del diente del mismo aumentado o disminuído en el complemento del ángulo que forma la hélice de la fresa con el eje de

la misma (FIG. 740). La relación de velocidades no ha de ser la misma que si engranaran: sino que, después de un recorrido de avance igual al paso helicoidal del engranaje, éste debe dar una vuelta más o una vuelta menos de las que le corresponderían si se tratase de engranajes rectos. Esto se logra mediante un mecanismo diferencial y una combinación variable de engranajes.

CAPITULO XXVI

CONSTRUCCION DE ENGRANAJES CONICOS

462. Los engranajes cónicos se preparan para la talla torneando los conos, total y complementarios, según el ángulo que se deduce de las fórmulas 139 y 140. Como quiera que el perfil del hueco entre dientes va disminuyendo según se avanza del cono complementario mayor al menor, no se pueden dentar exactamente los engranajes cónicos por medio de fresas, pues el perfil de éstas es constante. El corte de cada hueco supone tres operaciones: una para esbozarlo, otra para labrar una cara del mismo y la tercera para labrar la otra cara.

Las herramientas empleadas en estas operaciones son análogas a las de las limadoras y están dotadas de movimiento rectilíneo alternativo dirigido siempre hacia el vértice de los conos total y primitivo.

463. En las figuras 741, 742 y 743 presentamos una máquina sencilla para dentar engranajes cónicos construída en nuestras Escuelas de Sarriá — Barcelona.

En ella: *A* es un aparato divisor con engranajes que puede desplazarse a lo largo de la plataforma circular *P*. *C* es un carro porta-herramientas dotado de movimiento rectilíneo alternativo sobre la escuadra *E*. Esta escuadra puede girar por un extremo alrededor de un eje paralelo a la plataforma y por el otro apoyarse sobre una galga *G* mediante un índice *I*. El eje de la escuadra está sostenido sobre una pieza que se desliza sobre la plataforma girando alrededor de un eje vertical. Esta máquina se

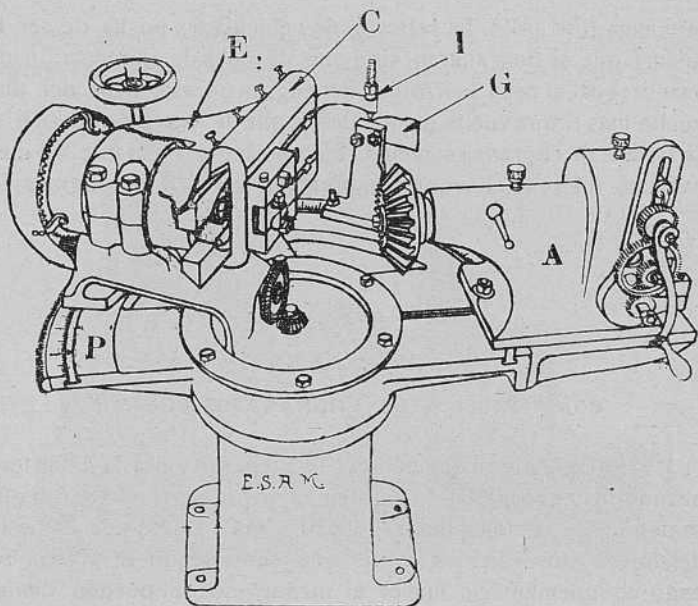


Fig. 741. — Cepilladora de engranajes cónicos E. S. A. M.

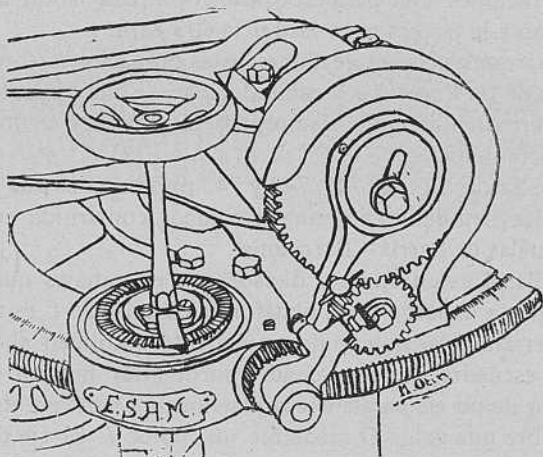


Fig. 742. — Detalle del avance automático.

halla dispuesta de tal modo que en cualquiera posición que estén sus distintas partes, siempre concurren en un punto el eje vertical, el eje del aparato divisor, el eje de la escuadra y la línea formada por los puntos del índice y de la herramienta. En este punto coincide también el vértice del cono total del engranaje que se construye. La galga es recta para desbastar el vano y tie-

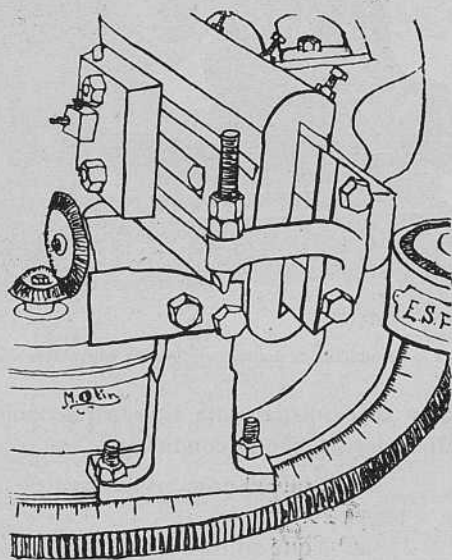


Fig 743.—Disposición de la galga e índice en la cepilladora de engranajes cónicos E. S. A. M.

ne exactamente la forma del perfil de las caras del diente para la segunda y tercera operación, aunque, como se comprende, dibujado a una escala mayor. La línea primitiva de esta galga debe pasar exactamente por el vértice del cono primitivo del engranaje que se construye. La plataforma circular está graduada para fijar esta galga en la posición conveniente.

Las máquinas para construir engranajes cónicos suelen ser completamente automáticas.

En la representada en la figura 744 se cepillan a la vez los dos perfiles del diente.

464. **Construcción aproximada de engranajes cónicos en las fresadoras universales.**—En las fresadoras ordinarias

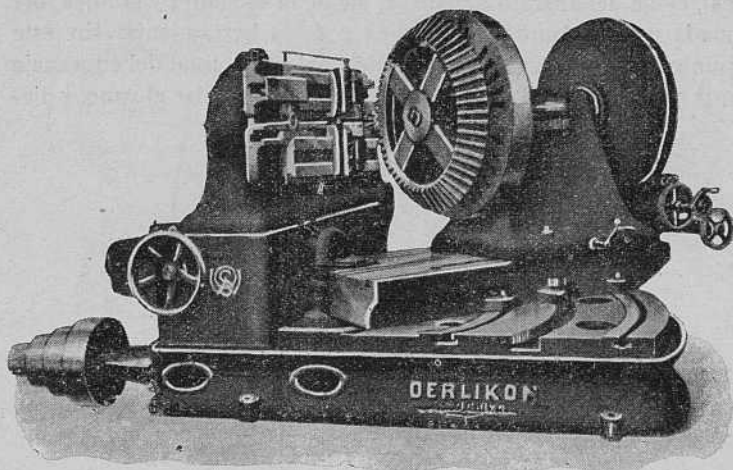


Fig. 744.—Cepilladora de doble cuchilla para engranajes cónicos.

podrán cortarse aproximadamente engranajes cónicos siempre que éstos reúnan las siguientes condiciones:

- 1.^a que el número de dientes no sea inferior a 25;
- 2.^a que su módulo no sea muy grande;
- 3.^a que la diferencia de los diámetros de los círculos extremos no sea muy grande;
- 4.^a que el diente sea corto.

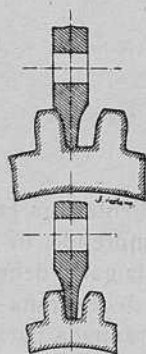


Fig. 745. Construcción de engranajes cónicos en la fresadora universal.

465. Para el fresado pueden seguirse varios procedimientos:

- 1.^o Se coloca el engranaje en el aparato divisor de manera que la generatriz superior del cono total quede horizontal. Se fresan entonces los dientes en toda su longitud con una fresa de módulo correspondiente a la base menor. En seguida con una fresa de módulo correspondiente a la base mayor se inicia solamente el

fresado de los dientes. Esta huella servirá de guía para acabar a lima los huecos.

2.º Se abre una ranura inicial como en el primer procedimiento: y luego (FIG. 745) se labran los flancos del diente con una fresa de igual altura que el módulo del engranaje pero cuyo espesor no exceda de la anchura de la ranura abierta en la primera operación. Para esto se ha de colocar oblicuamente el aparato divisor, cuidando que esté horizontal la generatriz superior del cono interior del engranaje.

CAPITULO XXVII

GENERALIDADES SOBRE EL TORNO

466. Dada la gran variedad de tornos existentes, no hablaremos sino de los órganos principales comunes a todos ellos.

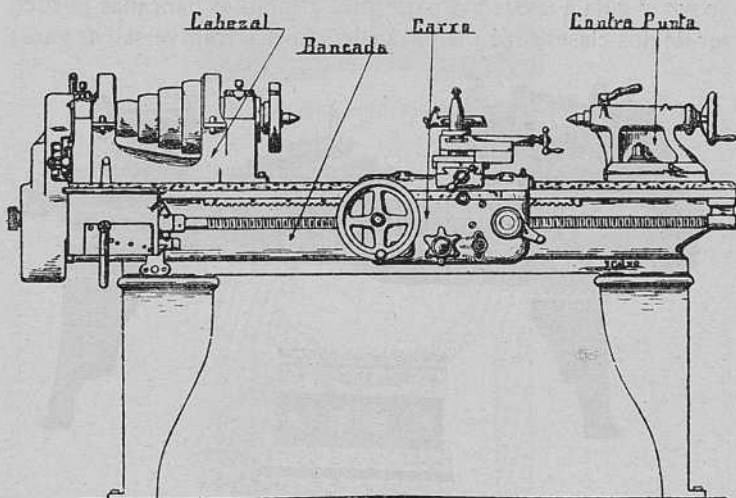


Fig. 746.—Partes del torno cilíndrico.

467. **Partes principales.**—En un torno (FIG. 746) podemos distinguir cuatro partes principales: *la bancada, el cabezal fijo, el cabezal móvil o contrapunta y el carro.*

468. **Bancada.**—Es un prisma de fundición sostenido por uno o más pies y cuidadosamente cepillado y alisado para servir de

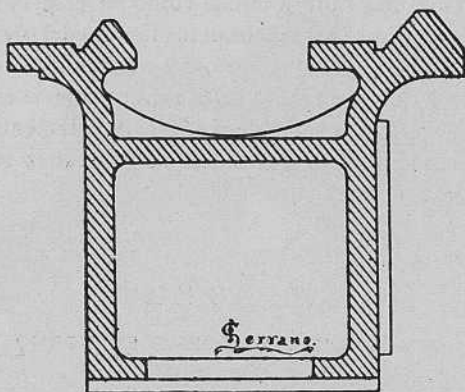


Fig. 747.—Corte de una bancada americana de dos prismas.

apoyo y guía a las demás partes del torno. Las bancadas pueden ser de dos clases según la forma de su perfil transversal: *de guías*

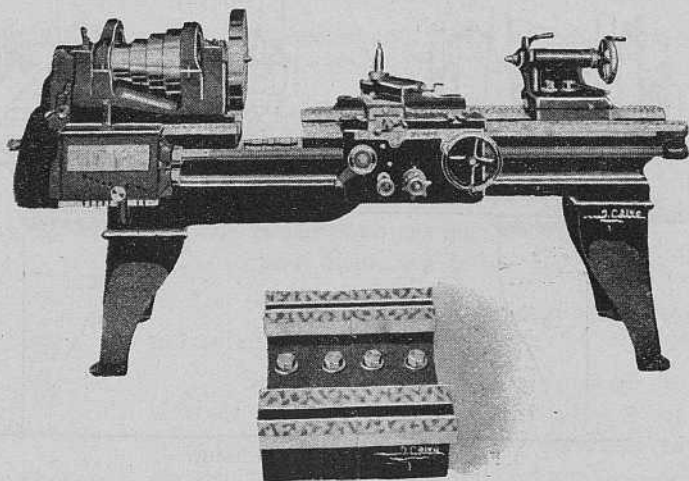


Fig. 750 —Bancada con escote y su puente.

prismáticas o americanas (Figs. 747 y 748) y *de guías en cola de milano o europeas*, (FIG. 749). Las primeras son de bastante

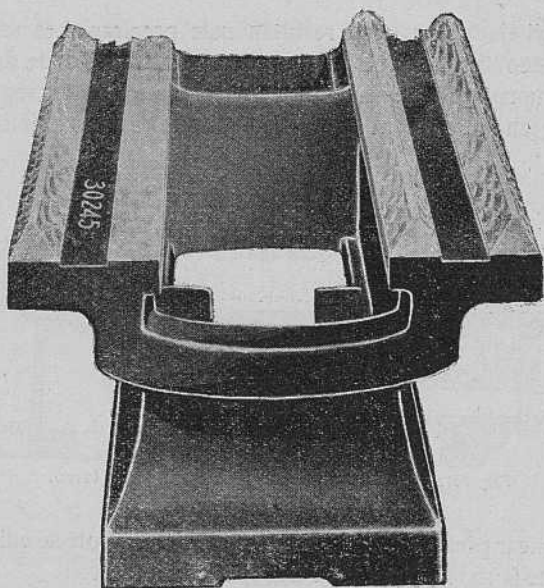


Fig. 748.—Bancada americana de tres prismas.

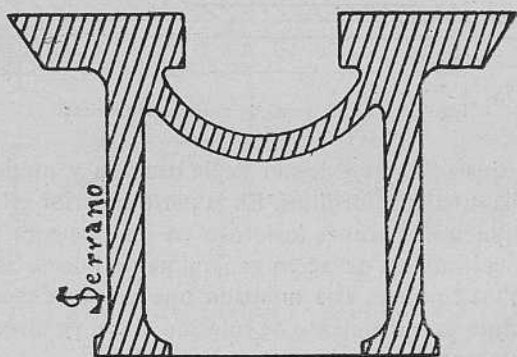


Fig. 749.—Corte de una bancada europea.

más difícil ejecución pero resultan más precisas. Las segundas son más económicas y se prestan bien para trabajos de desbaste.

La bancada puede ser también escotada o entera, según que las guías tengan o no un hueco llamado *escote* cuyo objeto es per-

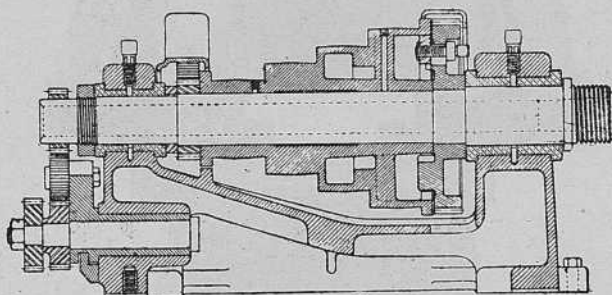


Fig. 751.—Corte longitudinal del cabezal de un torno.

mitir tornear piezas de mucho diámetro. Este escote se cubre con un puente (FIG. 750) para los trabajos corrientes.

Las bancadas escotadas resultan menos precisas y resistentes que las enteras.

469. **Cabezal.**—Está formado (FIG. 751) por un zócalo de

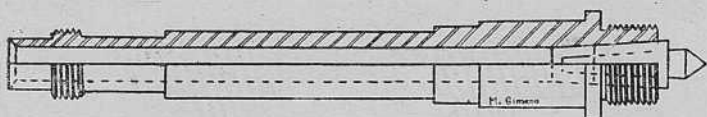


Fig. 752.—Eje de torno de gorriones cilíndricos.

fundición ajustado a un extremo de la bancada y unido fuertemente a ella mediante tornillos. En la parte superior están alojados dos cojinetes de bronce fosforoso en los que gira perfectamente ajustado un eje de acero generalmente hueco. Sobre este eje y entre los cojinetes está montada una polea de escalones la cual transmite su movimiento de rotación al eje, ya directamente, ya mediante una combinación de engranajes.

470. **Eje.**—En las figuras 752 y 753 presentamos las formas más corrientemente empleadas en los ejes de los tornos. Los ejes de torno deben construirse de acero de buena calidad.

471. **Cojinetes.**—Los cojinetes se hacen del mejor bronce fosforoso. Deben ser ajustables, para así poder suprimir el juego

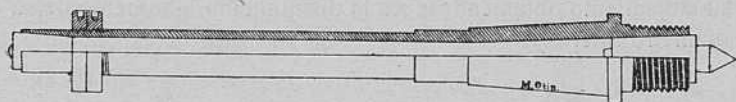


Fig. 753.—Eje de torno con el gorrón anterior cónico.

que inevitablemente se produce después de un trabajo prolongado. Los hay de dos clases. Unas veces se hacen en dos mitades

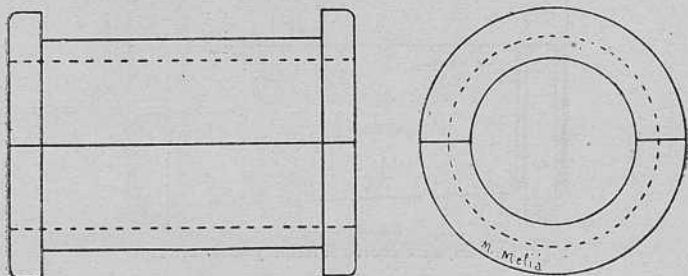
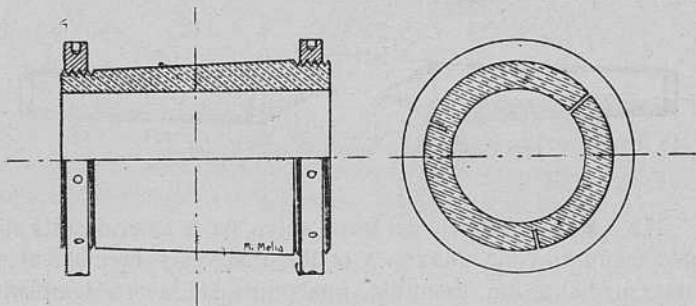


Fig. 754.—Cojinete cilíndrico.

(FIG. 754): y en este caso, para corregir el desgaste, se liman ligeramente y se ajustan a rasquete. Otras veces se hacen cónicos, ya



Figs. 755 y 756.—Cortes longitudinal y transversal de un cojinete cónico solo exteriormente.

tan solo exteriormente (FIG. 755), ya también interiormente (FIG. 757). En este caso para poderlos ajustar se le hacen tres ranuras de las cuales una penetra hasta el interior y las otras dos no

(FIG. 756); y en sus extremos se roscan dos tuercas, por medio de las cuales se puede hacer que los cojinetes entren o salgan en su alojamiento obteniéndose así la disminución o aumento de su diámetro interior.

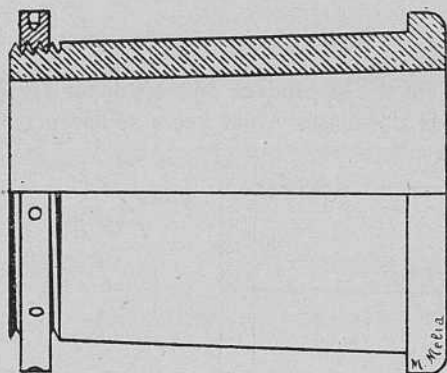


Fig. 757. — Cojinete cónico interior y exteriormente.

Los cojinetes cónicos tienen sobre los cilíndricos la ventaja de que al ajustarlos no varía la altura del eje sobre la bancada mientras que en los cilíndricos sí.

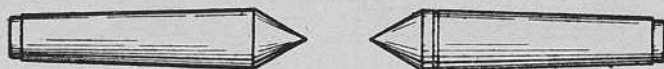


Fig. 758. — Punta y contrapunta de un torno.

472. **Punta.** — El eje del torno en su parte anterior está alisado según un cono "MORSE" y recibe unas veces directamente y otras mediante un casquillo una punta de acero templado (FIG. 758), cuyo cono exterior suele ser de 60° .

473. **Polea de escalones y retardo.** — Se puede dar movimiento al eje del torno ya directamente mediante una polea de escalones (FIG. 759), ya mediante dicha polea y una combinación de cuatro engranajes. Para lo primero se une por medio del pasador *p* la polea de escalones con el engranaje *E* enchavetado en el eje;

para lo segundo se separa este pasador y se hacen engranar los engranajes *Q* y *R* con los *P* y *E* haciendo girar el eje excéntrico *I*. El conjunto de estos engranajes se llama de retardo. El número de velocidades así obtenidas es doble del de escalones de la plea. La figura 760 representa un cabezal con doble retardo de engranajes.

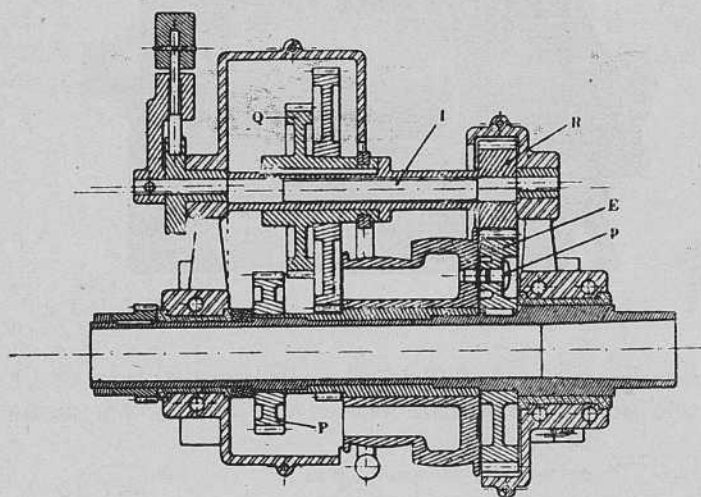


Fig. 759.—Detalle del cabezal de un torno.

474. **Mecanismo para mover el tornillo patrón.**— En el eje del torno va enchavetado, unas veces al exterior del cojinete posterior y otras entre este cojinete y la plea escalonada, un engranaje *A* (FIG. 761) el cual da movimiento por medio de un tren basculante compuesto de dos o tres piñones a otro engranaje de igual número de dientes que el primero. Este tren basculante (FIGS. 761, 762 y 763) está montado en una placa capaz de girar al rededor del eje del engranaje *B*, la cual puede ser fijada en tres posiciones distintas; en la posición de la figura 762 no se transmite movimiento, puesto que ningún piñón del tren basculante engrana con el engranaje *A*. En las posiciones de las figuras 761 y 763 el piñón *B* girará a igual velocidad que el *A*, pero en la po-

sición de la figura 763 girará en el mismo sentido, y en la de la figura 761 en sentido contrario. De la rueda *B* se transmite el

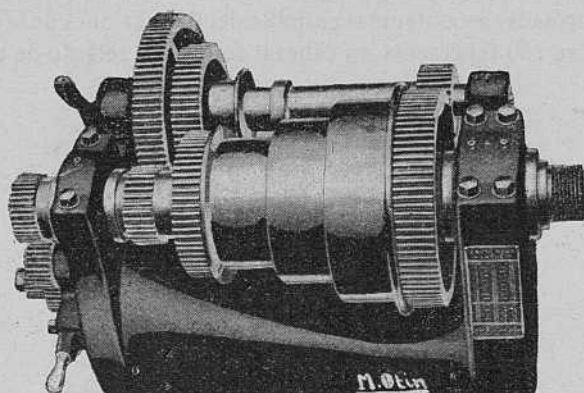


Fig. 763.—Cabezal con doble retardo.

movimiento a la rueda *C* (FIG. 764) montada en el extremo de un husillo paralelo a la bancada llamado *tornillo patrón* por medio

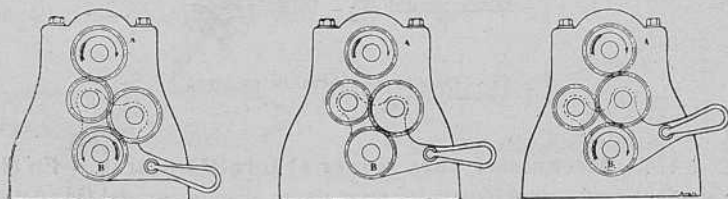


Fig. 761 a 763.—Las tres posiciones del mecanismo de inversión de marcha del tornillo patrón.

de una combinación variable de engranajes. El primero de éstos se monta en el mismo eje del engranaje *B*, el último en el extremo del tornillo patrón, y los demás, en número variable, en ejes que pueden fijarse en el punto conveniente de las ranuras de una placa llamada *lira*.

475. **Dispositivo para colocar el eje del cabezal paralelo a la bancada.**—En los tornos de bancada prismática el eje

del cabezal debe quedar de fábrica paralelo a la bancada. Si debido al desgaste desigual de los cojinetes o por defecto de construcción no lo estuviesen, debe rascarse convenientemente y con delicadeza el ajuste del cabezal hasta que quede paralelo. Los cabezales de los tornos de bancada europea tienen en su parte anterior y posterior (FIG. 765) una prolongación que entra muy holgadamente entre ambas alas de la bancada; en ella está rosado un tornillo cuya longitud, incluida la cabeza, es exactamente igual a la distancia que hay entre las alas, por lo que haciéndolo girar, el cabezal se moverá hacia la derecha o hacia la izquierda.

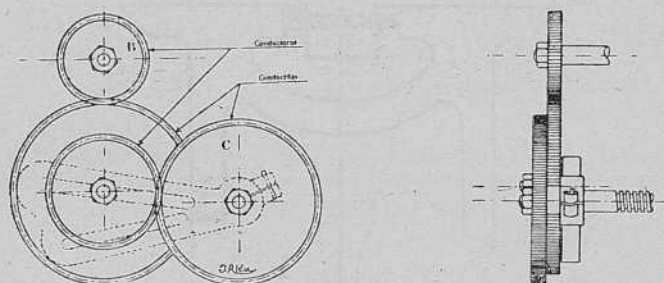


Fig. 764. — Lira. Ruedas conductoras y conducidas.

476. **Cabezal móvil o contrapunta.**—Consta de dos piezas (FIGS. 766 y 767) de fundición de las cuales la una se desliza sobre la bancada y la otra puede moverse a frotamiento duro sobre la primera mediante uno o dos tornillos *t*. Ambas pueden fijarse en cualquier punto de la bancada mediante un tornillo *T*. La superior tiene un alisado perfectamente paralelo a la bancada y a igual altura sobre la misma que el eje del cabezal. En dicho alisado entra a frotamiento suave un manguito *M* cuyo hueco termina por un extremo en un cono «MORSE» y por el otro en una tuerca. En esta tuerca entra un tornillo *O* que puede girar mediante una manivela; como este tornillo no puede moverse axialmente, al girar el tornillo el manguito tiene que entrar o salir en su alojamiento. Para que este manguito no pueda girar, hay una ranura en toda su longitud en la cual ajusta la chaveta *V*.

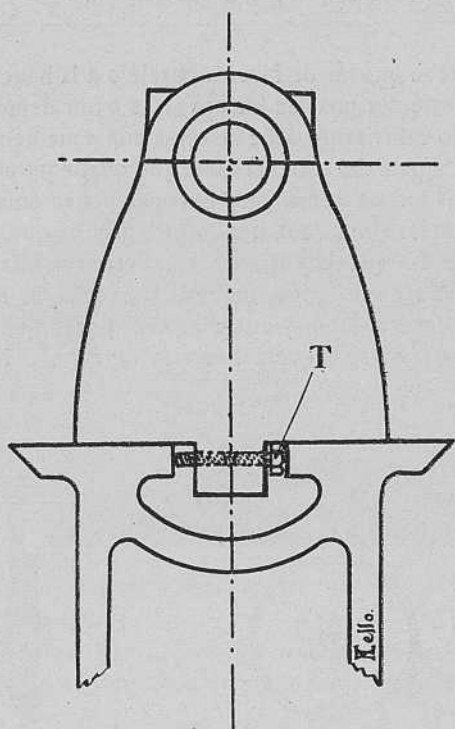
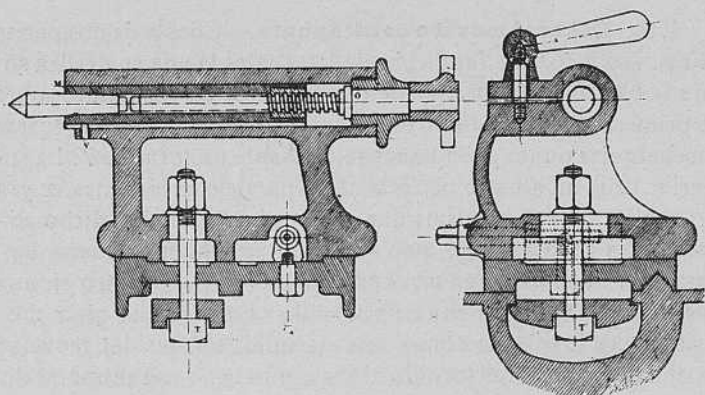


Fig. 765.—Dispositivo para colocar el eje del cabezal paralelo a las guías de la bancada.



Figs. 766 y 767.—Cortes longitudinal y transversal de la contrapunta o cabezal móvil.

El manguito puede fijarse en cualquier parte de su recorrido mediante un tornillo A. En el cono "Morse" puede colocarse una punta igual a la del cabezal o bien una broca, escariador, etc.

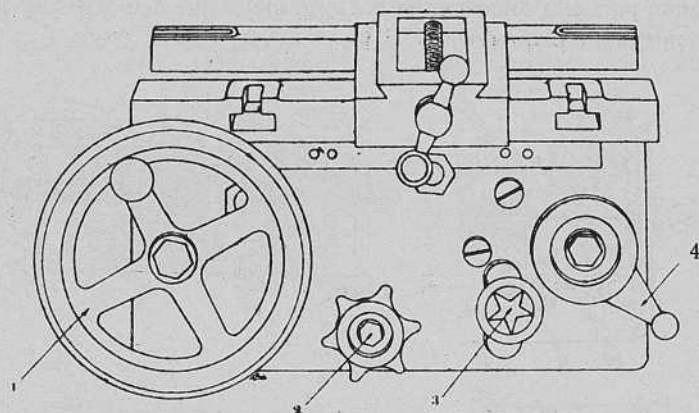


Fig. 768.—Carro de un torno. 1, volante para el movimiento a mano; 2, embrague de fricción; 3, palanca para obtener los movimientos automáticos para cilindrar y refrentar; 4, palanca para roscar.

477. **Carro.**—En el carro distinguiremos tres partes: el *carro propiamente dicho*, el *carro transversal* y el *carro portaherramientas*.

478. **Carro propiamente dicho** (FIG. 768).—Consta de dos partes, de las cuales la una se desliza sobre la bancada y la otra, llamada *delantal*, está atornillada a la primera y desciende por la parte anterior de la bancada. El delantal lleva en su parte interna los dispositivos para obtener los movimientos automáticos y a mano de la herramienta y mediante ellos efectuar las operaciones de roscar, cilindrar y refrentar que consisten respectivamente en construir pasos de rosca, cilindros y planos.

479. **Dispositivo para roscar.**—El dispositivo para roscar consiste (FIG. 769) en una tuerca en dos mitades, las cuales por medio de una manivela pueden aproximarse hasta engranar con el tornillo patrón. El paso que se construye variará según la relación del número de revoluciones de la pieza que se trabaja y

del tornillo patrón. Separadas las dos mitades de la tuerca, el carro queda libre.

480. **Dispositivo para cilindrar y refrentar.**—El mismo dispositivo empleado para roscar puede servir para cilindrar, bastando para ello colocar en la lira engranajes que den el paso suficientemente pequeño.

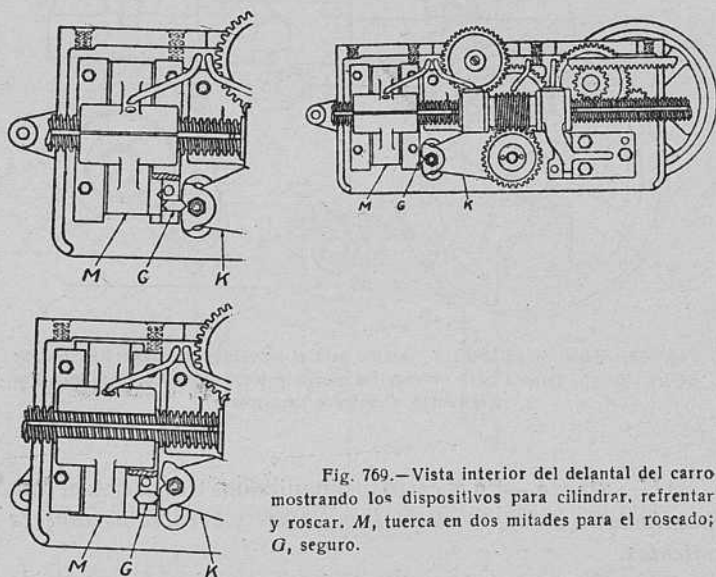


Fig. 769.—Vista interior del delantal del carro mostrando los dispositivos para cilindrar, refrentar y roscar. *M*, tuerca en dos mitades para el roscado; *G*, seguro.

En otros tornos los movimientos de cilindrar y refrentar se obtienen por medio de una barra no roscada paralela al tornillo patrón, que recibe un movimiento ya de la misma lira de éste, ya de un mecanismo independiente. Sobre dicha barra va enchavetado un tornillo sin fin que engrana con una rueda, la cual mediante un tren basculante puede transmitir su movimiento, bien a un piñón que engrana en una cremallera fija en la bancada, bien a otro piñón fijo en el tornillo transversal. El tren basculante puede también dejarse en posición neutral. En el primer caso se mueve todo el carro y por lo tanto el torno cilindrará; en el segundo se moverá solamente el carro transversal y el torno re-

frentará; en el tercer caso el carro no tendrá ningún movimiento automático.

Los movimientos del tren basculante se obtienen por medio

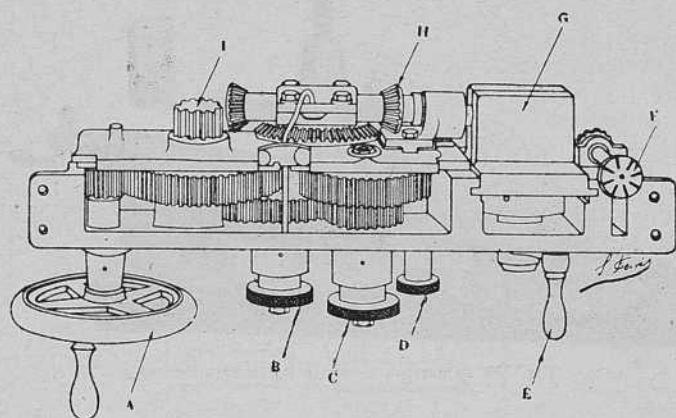
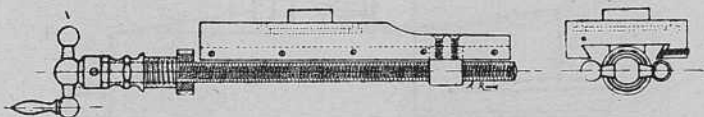


Fig. 770.—Otra forma del delantal del carro. *A*, volante para el movimiento a mano; *B*, embrague para cilindrar; *C*, ídem para refrentar; *D*, palanca para la inversión del sentido del cilindrado y refrentado; *E*, palanca para roscar; *F*, indicador de posición para roscar.

de una manivela exterior. El carro puede moverse a mano a lo largo de la bancada por medio de una manivela o un volante.

En las figuras 768 y 770 presentamos las formas más comunes de los delantales del carro.



Figs. 771 y 772.—Dos vistas del carro transversal.

481. **Carro transversal.**—Está formado por una pieza (FIG. 772) de fundición que se desliza perpendicularmente a la bancada sobre un ajuste de cola de milano que lleva el carro. Su movimiento puede ser a mano por medio del volante *V* o automático por medio del dispositivo de refrentar ya explicado.

482. **Carro portaherramientas o charriot.**—Está formado (Fig. 773) por dos piezas, de las cuales la una gira sobre el

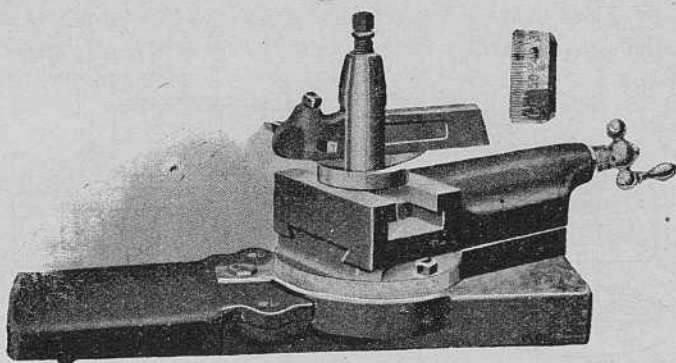


Fig. 773 - Charriot, o carrito portaherramientas.

carro transversal alrededor de un eje vertical y puede fijarse en cualquier posición mediante dos o cuatro tornillos. Un círculo

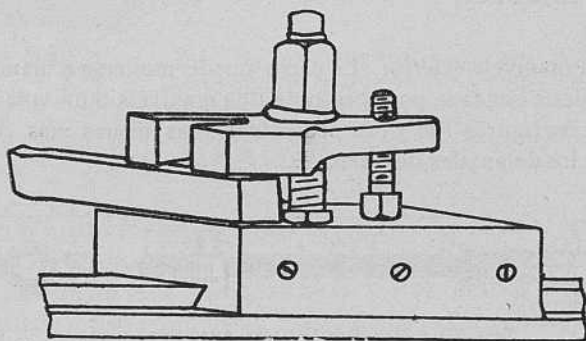


Fig. 774 Torre portaherramientas.

graduado indica en cualquier posición el ángulo que el charriot forma con la bancada. Esta pieza lleva un ajuste de cola de milano en el que se desliza la pieza superior del charriot. El movi-

miento de esta pieza no suele ser automático, sino a mano, mediante un tornillo al que se da vueltas por medio de una manivela o de un volantito.

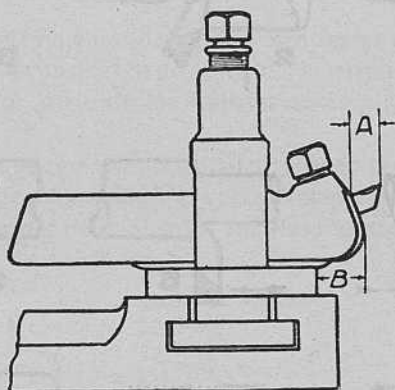
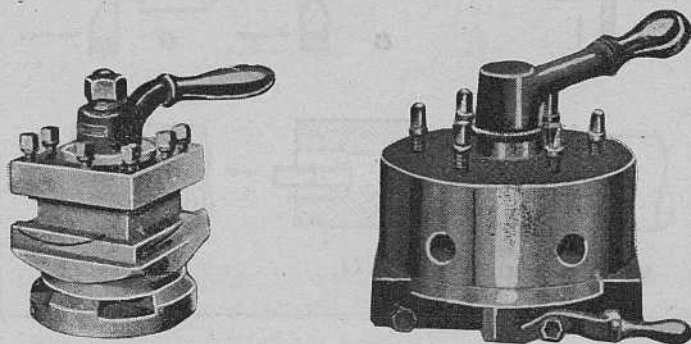


Fig. 775. — Torre giratoria y ajustable en altura.



Figs. 776 y 777. — Torres revólver.

En el charriot se fijan las herramientas de trabajo. Los dispositivos empleados para sujetarlas son muy variados; véanse en las figuras 774 a 777 los más comunes.

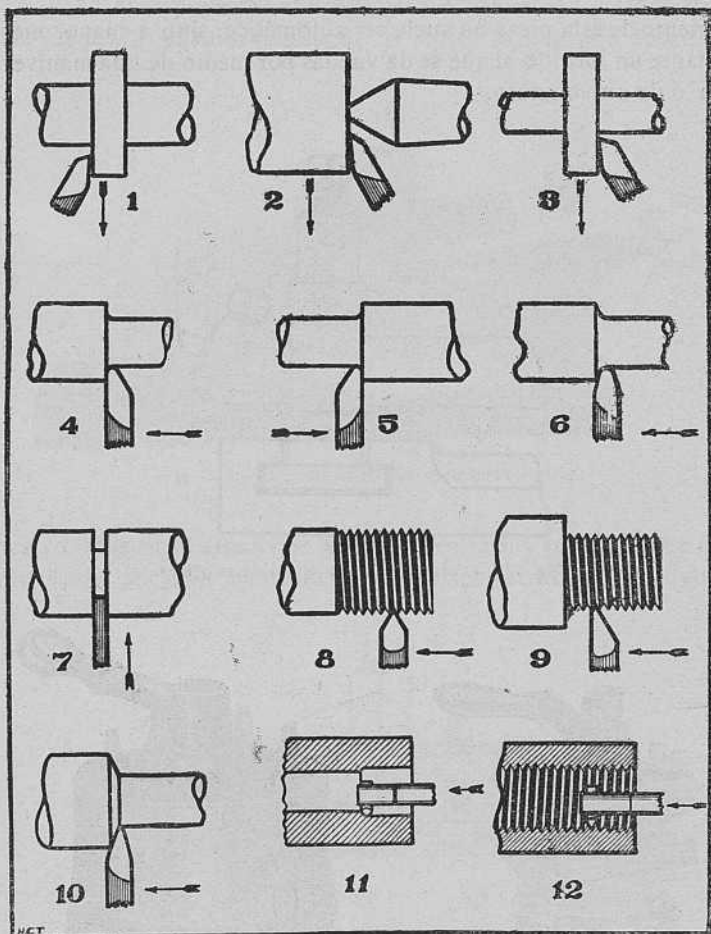


Fig. 778.—Diversas clases de herramientas.

1, 2 y 3, para refrentar; 4, 5, 6 y 10, para cilindrar;

7, para trocear;

8 y 9, para rosar tornillos; 11, para mandrilar;

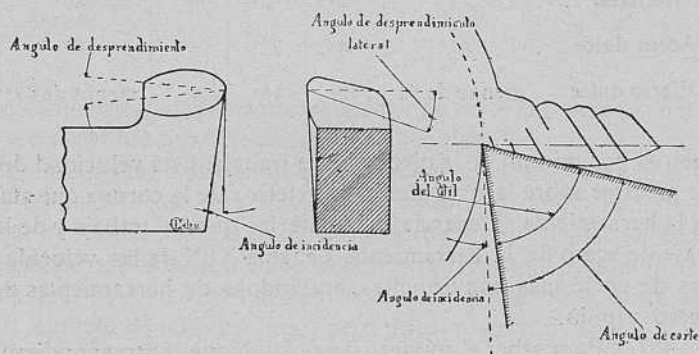
12, para rosar tuercas.

CAPÍTULO XXVIII

HERRAMIENTAS DE TORNO

483. Las herramientas de torno tienen forma de cuña más o menos aguda. Se construyen de acero de la mejor calidad; hoy día para la mayor parte de los trabajos se emplean los aceros rápidos.

484. Para que una herramienta tenga buen rendimiento debe estar hábilmente construída, correctamente templada y sus caras han de formar determinados ángulos según el material que



Figs. 779 a 781.—Ángulos de las herramientas.

se trabaja. Estos ángulos son cinco: *ángulo de desprendimiento*, *ángulo del útil*, *ángulo de corte*, *ángulo de incidencia* y *ángulo de desprendimiento lateral*. Las figuras 779 a 781 los dan a conocer claramente.

485. El valor de estos ángulos según el material que se trabaja puede verse en la tabla XLIV.

Si se emplean herramientas de acero corriente, la velocidad indicada en la tabla debe dividirse por tres al trabajar la fundición y por 4 ó 5 al trabajar el hierro o el acero.

486. **Velocidad de corte.**—Es la velocidad tangencial en

Tabla XLIV

Angulos de las herramientas de torno.

Material	Ang. del útil	Ang. de des- prendimiento	Ang. de des- prendimiento lateral	Ang. de in- cidencia	Angulo de corte
Fundición y acero duro .	68°	8°	14°	6°	74°
Fundición dura	86° a 90°	—	—	—	—
Acero duro trefilado . .	74°	5°	9°	6°	80°
Acero dulce . .	61°	8°	22°	6°	67°
Hierro dulce .	menos de 61°	12°	18°	6°	menos de 67°

metros por minuto de la pieza que se trabaja. Esta velocidad debe medirse sobre la circunferencia exterior de la corona que ataca la herramienta. Depende del material que se trabaja y de la clase de acero de la herramienta. La tabla XLV da las velocidades de corte más convenientes, tratándose de herramientas de acero rápido.

487. Para saber el número de revoluciones correspondiente a la velocidad indicada en la tabla, se divide el número que indica esta velocidad por el resultado de multiplicar por 3 el diámetro que se trabaja expresado en metros.

488. **Avance.**—Es el camino recorrido por la herramienta durante una revolución de la pieza que se trabaja. Suele contarse en mm. El avance varía según la potencia del torno y según se trate de un trabajo de desbaste o acabado.

489. **Profundidad de corte.**—Es la semidiferencia de diámetros obtenidos en una pieza antes y después de una pasada.

490. **Producción de un torno.**—Es el número de kg. obtenidos en virutas durante un tiempo determinado, por ejemplo, una hora.

Como principio general, la mayor producción de un torno

Tabla XLV

Velocidades de corte para herramientas de torno
de acero rápido.

Material	Velocidad en metros por minuto
Fundición dura	10
Acero duro	15 — 20
Fundición gris	20 — 25
Acero dulce y hierro	25 — 40
Bronce	35 — 40

se obtiene trabajando a una velocidad de corte más bien pequeña y a una profundidad de pasada y avance elevados: pues exagerando un poco la velocidad de corte, debe disminuirse rápidamente la profundidad de corte y avance, de lo contrario el torno trabaja mal y las herramientas se desgastan pronto. Prácticamente cada metal tiene una velocidad de corte apropiada, indicada en la tabla de la cual no conviene apartarse mucho. Claro está que estas velocidades no son absolutas, pero pueden servir de base.

491. **Lubricación.**—Las velocidades de corte indicadas en la tabla XLIV suponen una abundante lubricación de las herramientas. La fundición, latón y bronce se trabajan en seco; el aluminio se lubrica con petróleo; el hierro y acero con aceite, tala-draina o agua de jabón.

CAPITULO XXIX

MONTAJE DE LAS PIEZAS QUE SE HAN DE TORNEAR

492. Las piezas que se han de trabajar en el torno pueden montarse en el mismo de cuatro maneras: *entre puntos, al aire,*

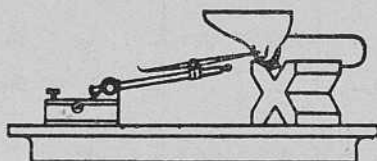


Fig. 782.—Trazado de puntos utilizando calzos.

entre el plato y la contrapunta o luneta, y sobre el carro o la bancada.

493. **Montaje entre puntos.**— Este montaje supone dos

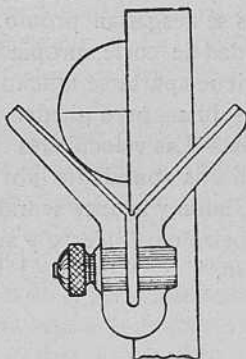


Fig. 783.—Idem mediante la escuadra de centrar.

operaciones preliminares: el trazado de los puntos y su ejecución.

El trazado de los puntos en las piezas redondas puede hacerse de varias maneras. Unas veces (Fig. 782) se las sostiene sobre calzos y colocando la punta de un gramil aproximadamente a la

altura de centros de la pieza se trazan líneas en ambos extremos de la misma haciéndola girar a intervalos.

Dichas líneas o se cortan en un punto, que será el centro de

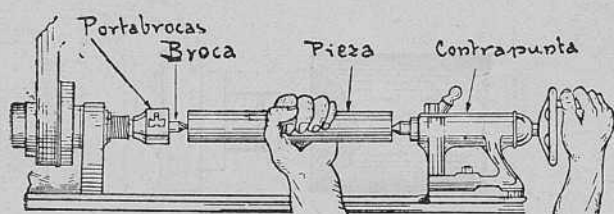


Fig. 784. — Construcción de los puntos.

la pieza o forman un pequeño círculo cuyo centro será también el centro de la pieza.

Puede usarse más cómodamente una escuadra de centrar (FIG. 783).

Trazados los centros, se los construye. Para ello se emplea



Fig. 785 — Broca para construir puntos.

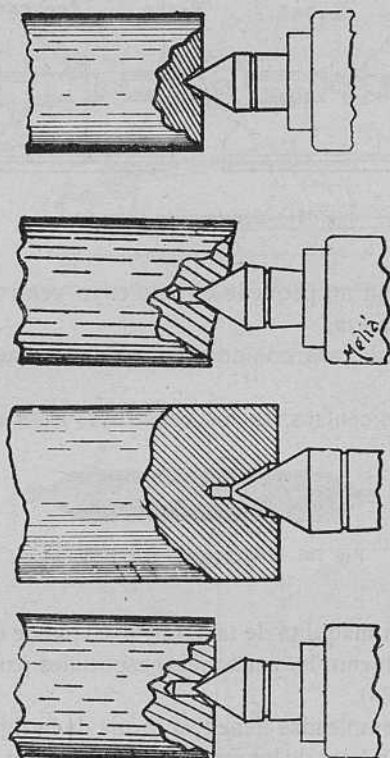
generalmente la máquina de taladrar, pero puede emplearse también el mismo torno. Hay máquinas especiales para ejecutar los puntos. (FIG. 784).

Las brocas empleadas tienen la forma de la figura 785.

La parte cilíndrica de las mismas tiene de dos a cuatro mm. de diámetro y a veces más para grandes piezas. La parte cónica debe tener un cono de la misma graduación que el cono exterior de las puntas del torno. Como quiera que estas brocas se rompen muy fácilmente, muchos prefieren hacer los puntos con dos brocas distintas, una cilíndrica y la otra cónica.

494. Los principales defectos que deben evitarse en la construcción de los puntos son los siguientes: construcción de puntos en superficies oblicuas (FIG. 786); construcción de puntos

simplemente con el granete; construcción de puntos sin parte cilíndrica (FIG. 787) y construcción de puntos con la parte cónica de distinta conicidad de las puntas del torno (FIGS. 788 y 789).



Figs. 786 a 789. — Puntos mal contruidos.

495. Construidos los centros se coloca la pieza entre los puntos del torno, engrasando el centro correspondiente a la contrapunta y fijando sólidamente ésta de manera que la pieza gire libremente, pero sin juego. En el eje del torno se atornilla un plato de

arrastre (Fig. 790) y en el extremo de la pieza correspondiente se fija un *perro* (Figs. 791 y 792).

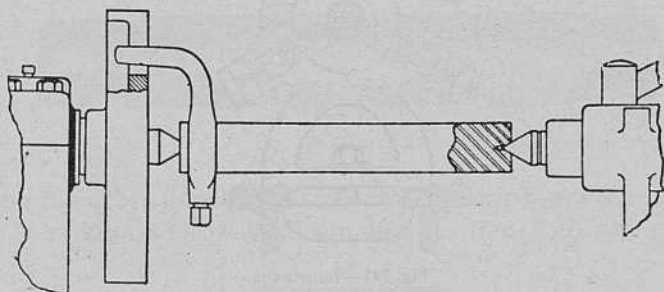
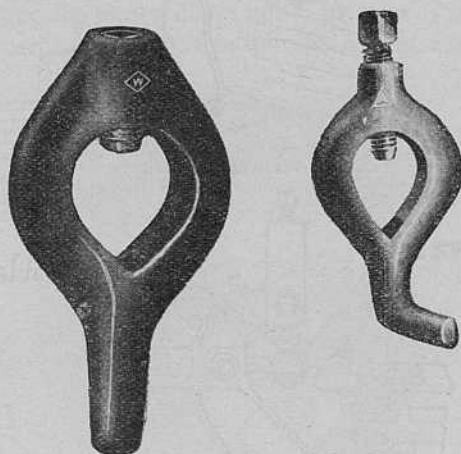


Fig. 790.—Plato de arrastre

496. Las piezas cilíndricas largas fácilmente vibran al tornearse; esto se evita guiándolas mediante *lunetas* (Figs. 793 a 795)



Figs. 791 y 792.—Perros.

de las cuales unas se fijan en la bancada y se llaman *lunetas fijas* y otras en el carro y se llaman *lunetas móviles*.

497. Para tornearse exterior o lateralmente piezas cilíndricas ya

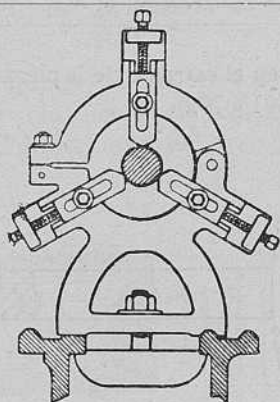


Fig. 793 — Luneta fija.

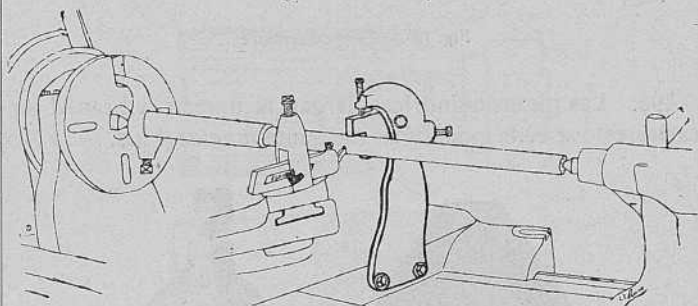


Fig. 794. — Luneta móvil.

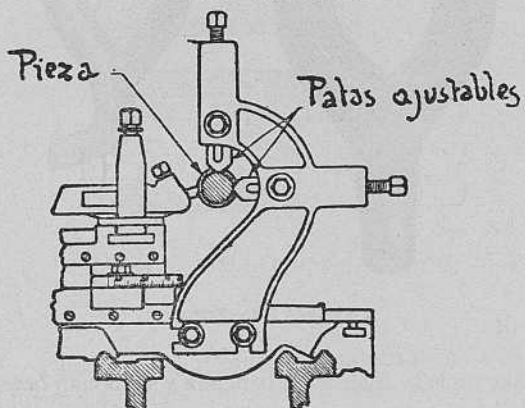


Fig. 795. — Otra forma de luneta móvil.

mandriladas se las obliga a entrar en cilindros previamente torneados, llamados *torneadores* (FIG. 796). La parte de estos en que



Fig. 796.—Torneador.

aquellas deben quedar fijas se tornea con una ligera conicidad. Los mejores torneadores son aquellos (FIG. 797) que están

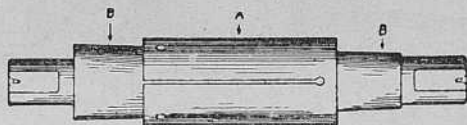


Fig. 797.—Torneador perfeccionado. B, eje cónico; A manguito extensible, cónico interiormente y exteriormente cilíndrico.

formados por dos partes, de las que la primera es un eje torneado cónicamente en casi toda su longitud y la otra es un manguito

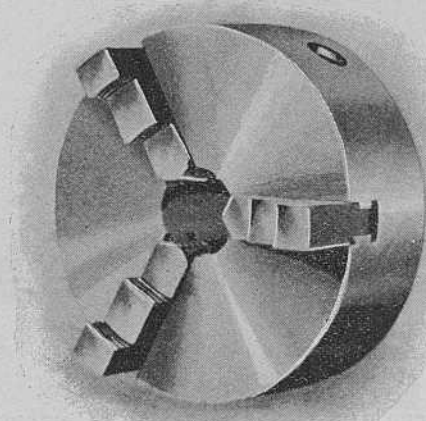


Fig. 798 —Plato universal.

to cónico interiormente y exteriormente cilíndrico; este manguito tiene una hendidura longitudinal, de manera que al introducir-

le el eje cónico, su diámetro exterior aumenta conservándose no obstante cilíndrico. De esta manera el alisado de las piezas no sufre ninguna deformación.

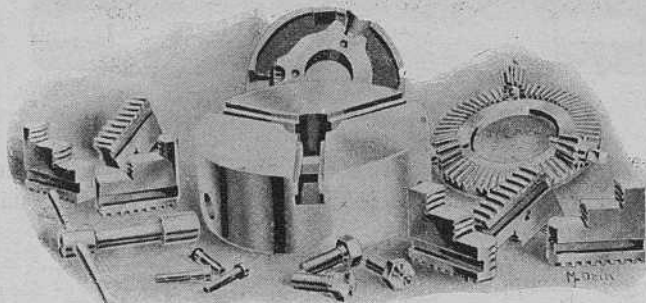


Fig. 799. — Despiece de un plato universal.

498. **Montaje al aire.**— Las piezas cilíndricas se trabajan al aire sujetándolas sencillamente entre las garras de un *plato uni-*

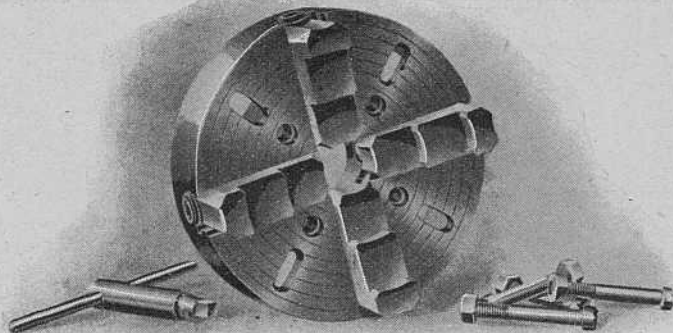


Fig. 800. — Plato de garras independientes.

versal, el cual tiene la propiedad de centrarlas automáticamente. Las figuras 798 y 799 dan clara idea de su mecanismo.

Las piezas de forma irregular es preferible sujetarlas en platos de garras independientes (FIG. 800) pues así resulta mucho más fácil centrarlas.

Cuando por la forma, peso o clase de trabajo a realizar, no es posible o seguro sujetar las piezas en los platos universales o de

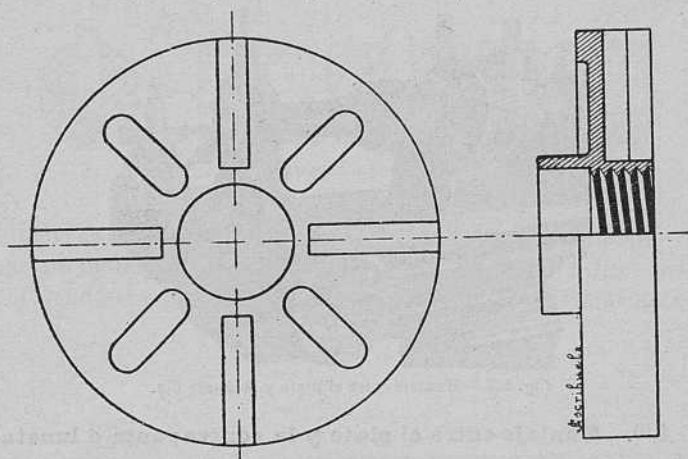


Fig. 801.—Plato plano.

garras independientes, se las coloca en platos planos (FIG. 801) a los cuales se fijan mediante bridas y tornillos. En estos platos se

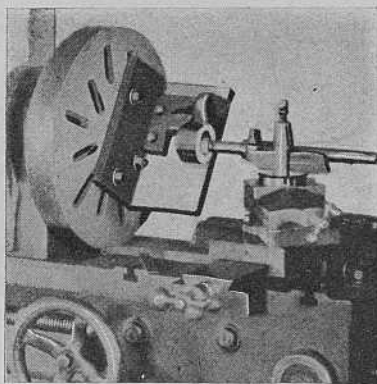


Fig. 802.—Montaje de piezas sobre una escuadra fija en el plato plano.

fijan a veces escuadras para facilitar la colocación de piezas determinadas (FIG. 802).

En esta clase de montaje ha de procurarse equilibrar el peso

de las piezas mediante contrapesos, de lo contrario el torno trabajaría en malas condiciones.

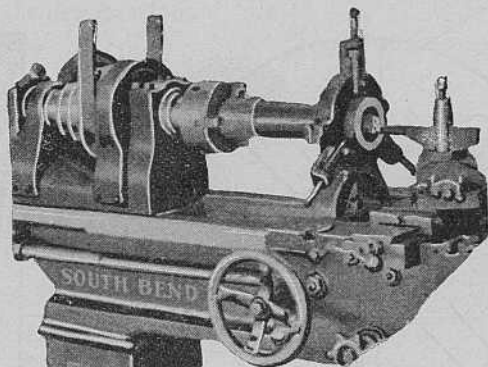


Fig. 803. — Montaje entre el plato y la luneta fija.

499. **Montaje entre el plato y la contrapunta o luneta.**
—Las piezas montadas al aire se sujetan también muchas veces

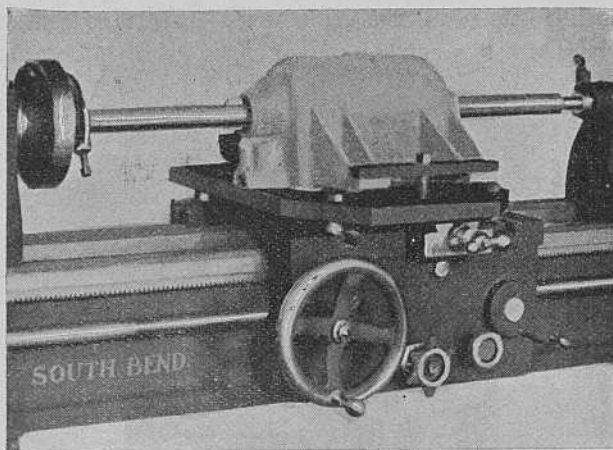


Fig. 804. — Montaje sobre el carro.

en la contrapunta, sobre todo cuando son largas y pesadas, pues así quedan mucho más fijas.

Cuando se ha de taladrar o mandrilar un extremo de una barra

cilíndrica larga se la fija entre el plato y una luneta fija (Fig. 803).

500. **Montaje sobre el carro o sobre la bancada.**—Este

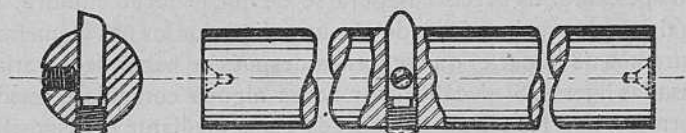


Fig. 805.—Torneador para mandrilar.

montaje se emplea para mandrilar agujeros en piezas que por su forma o dimensiones no permiten un montaje al aire (Fig. 804).

Cuando se montan sobre el carro, se coloca la herramienta en

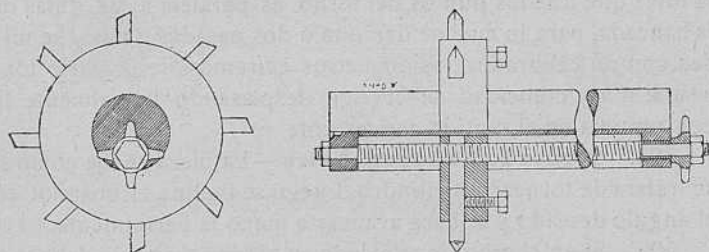


Fig. 805.—Torneador para mandrilar, con dispositivo para hacer avanzar la herramienta.

un torneador (Fig. 805) y se hace avanzar el carro. Para cada pasada hay que hacer salir un poco la herramienta. Cuando se montan sobre la bancada, se precisa disponer de torneadores especiales (Fig. 806) en los cuales la herramienta puede desplazarse longitudinalmente.

CAPITULO XXX

TRABAJO EN EL TORNO

501. **Torneado de cilindros.**—Los cilindros pueden tornearse al aire o entre puntos, y en ambos casos a mano o automáticamente.

502. Para tornear cilindros al aire se sujeta la pieza en el pla-

to apropiado a su forma, y con una herramienta de rebajar se van dando pasadas sucesivamente más ligeras hasta obtener el diámetro apetecido. Es preciso asegurarse de que el torno cilindra, lo cual se comprueba midiendo con un calibrador los dos diámetros extremos de la parte que se tornea después de haber dado varias pasadas ligeras. Si el calibrador acusa alguna conicidad, puede corregirse en los tornos de bancada plana mediante el dispositivo ya explicado.

503. **Torneado de cilindros entre puntos.**—Trazados y construídos los centros de la pieza a tornear, se la monta entre las puntas del torno. En seguida se dan una o más pasadas hasta que la pieza quede cilíndrica: luego hay que asegurarse de que la línea que une los puntos del torno es paralela a las guías de la bancada, para lo cual se dan una o dos pasadas finas y se miden con un calibrador los diámetros extremos de la parte torneada; si hay conicidad se corrige desplazando lateralmente la contrapunta en el sentido conveniente.

504. **Torneado de conos al aire.**—La pieza se fija como si se tratara de tornear un cilindro. Luego se inclina el charriot en el ángulo deseado y se hace avanzar a mano la herramienta.

505. Si en el croquis está dado en grados el ángulo del cono, se inclina el charriot la mitad del ángulo. Pero si solamente está indicada la longitud de la parte cónica y la medida de los diámetros extremos, el ángulo que hay que inclinar el charriot se hallará por medio de la siguiente fórmula:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{D-d}{2L} \quad (171)$$

en la que:

α es el ángulo que hay que inclinar el charriot.

D , es el diámetro mayor.

d , es el diámetro menor.

L , es la longitud de la parte cónica.

506. **Torneado de conos entre puntos.**—Colocada la pieza entre puntos se podrá tornear en ella un cono de varias maneras:

1.^a) *Inclinando el charriot* como en el caso anterior.

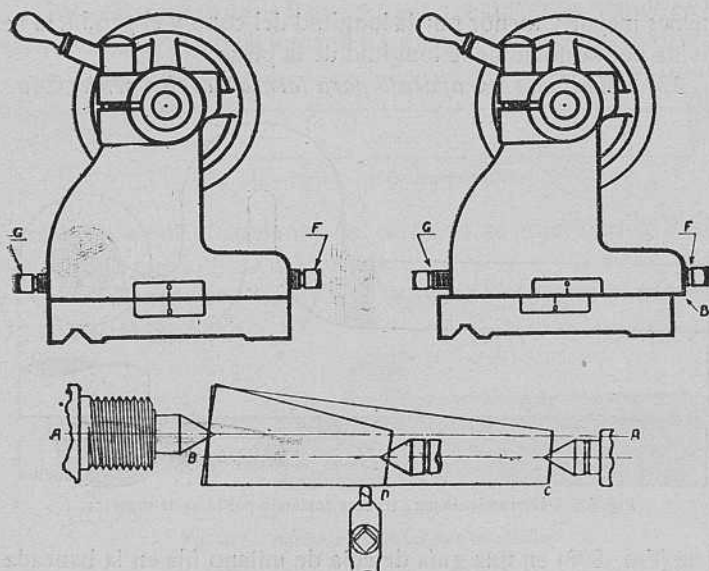


Fig. 897. — Torneado de conos entre puntos.

2.^a) *Desplazando lateralmente la contrapunta* (Fig. 807)
La distancia que hay que desplazarla es igual a la semidife-

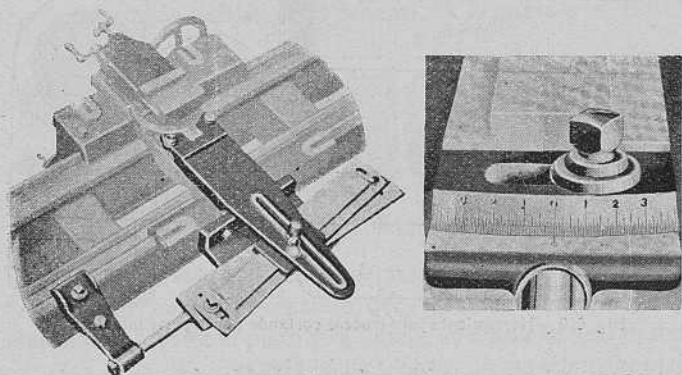


Fig. 808. — Aparato para construir conos.

rencia entre los diámetros mayor y menor si el cono va de parte a parte; en caso contrario se multiplica la diferencia entre los diá-

metros mayor y menor por la longitud del cono y el producto se divide por la mitad de la longitud de la pieza.

3.^a) *Mediante un aparato para torneear cónicamente. Con-*

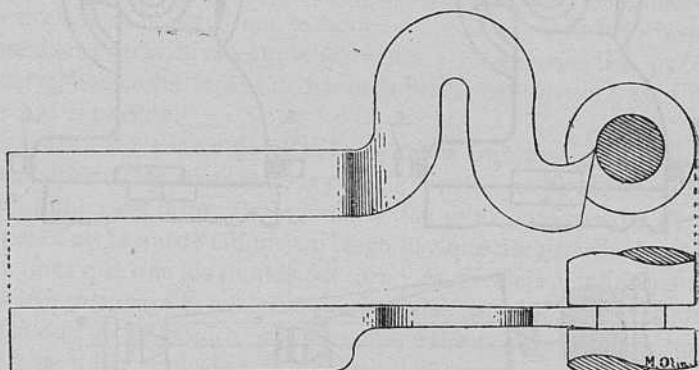


Fig. 809.—Herramienta para trocear cortando por la parte superior.

siste (FIG. 808) en una guía de cola de milano fija en la bancada y formando con la misma un ángulo variable: sobre ella se puede deslizar un carrito, el cual por medio de una regla se sujeta al ca-

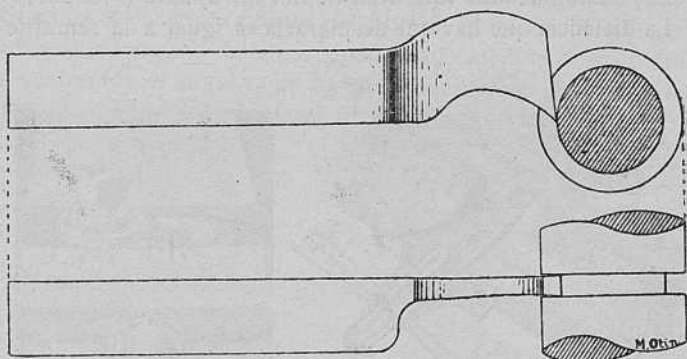


Fig. 810.—Herramienta para trocear cortando por la parte inferior.

rrero transversal cuyo tornillo se ha suprimido. Al moverse el carro, el carrito del aparato se ve obligado a desplazarse sobre la regla, y arrastrará por lo tanto al carro transversal y con él a la herramienta.

507. **Refrentado.**—Para escuadrar y construir planos en el torno se hace funcionar a mano o automáticamente el carro trans-

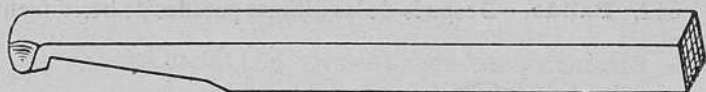


Fig. 811.—Herramienta para mandrilar.

versal. Para que el conjunto del carro no se mueva, suele llevar un tornillo que lo fija a la bancada.

508. **Troceado.**—Consiste esta operación en cortar una pieza en partes sueltas.

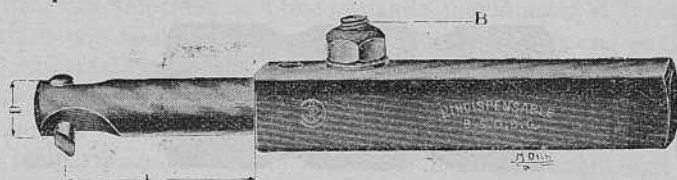
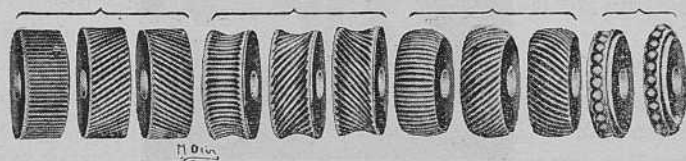


Fig. 812.—Portaherramientas para mandrilar.

Las herramientas empleadas tienen la forma de las figuras 809 u 810. Utilizando la primera el torno debe girar en sentido ordinario y la segunda en sentido contrario.

509. **Taladrado.**—Se hace por medio de brocas las cuales según el montaje se fijan en el cabezal, en la punta o en el carro.



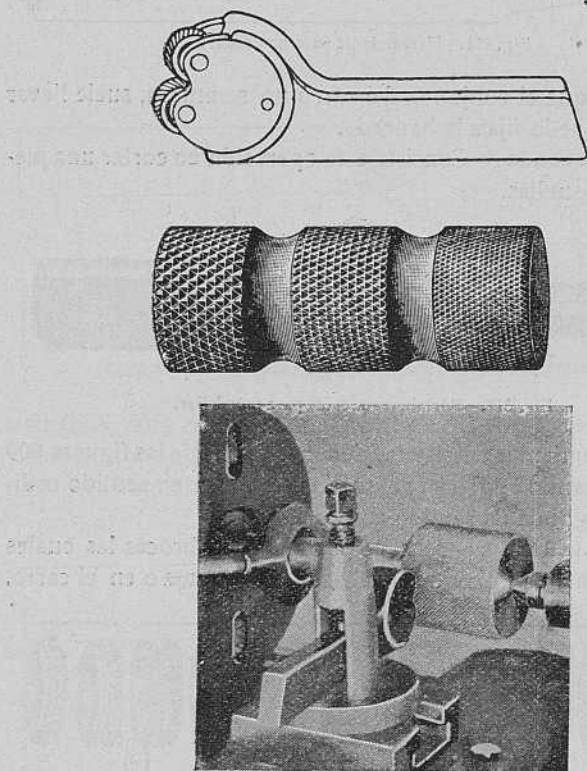
Figs. 813 a 816.—Moletas para grafiar.

510. **Mandrillado.**—Esta operación tiene por objeto labrar cilindros interiormente. Cuando debe ejecutarse en piezas montadas al aire o entre el plato y la luneta, se emplean herramientas como las de las figuras 811 y 812. Si las piezas están montadas en el carro o en la bancada, se utilizan torneadores (Núm. 497)

511. **Grafilado.**—Consiste en cubrir la superficie de las piezas cilíndricas con dibujos especiales (Figs. 813 a 816) al obje-

to de hacerlas rugosas, o más agradables a la vista. Para ello se emplean herramientas llamadas *grafilas* (FIGS. 817 a 819.)

512. **Pulido.**—Después de las últimas pasadas de herramien-



Figs. 817 a 819.—Grafilado.

ta que deben ser muy finas y con el útil bien afilado, se procede a pulir las piezas, lo cual se hace con tela de esmeril fina. Esta operación debe hacerse con mucho cuidado para que no vaya en detrimento de la precisión. Debe desterrarse el pulido a lima en todos los trabajos que requieren alguna exactitud de medidas.

CAPITULO XXXI

CALCULO DE LOS ENGRANAJES DE RECAMBIO
PARA ROSCAR A TORNO

518. Para poder construir pasos de rosca en un torno es preciso que al mismo tiempo que gira la pieza que se trabaja la herramienta avance a una velocidad que depende del paso que se ha de construir y del número de revoluciones que da el eje del torno. Esta velocidad se obtiene dando movimiento al tornillo patrón por medio de una combinación apropiada de engranajes. El número de engranajes empleados puede ser dos, cuatro, y en tornos grandes seis o más. De cada par de engranajes que engranan entre sí el que da el movimiento se llama *conductor* y el que lo recibe *conducido*. En la combinación de dos engranajes es preciso colocar además una rueda intermediaria que los una cuyo número de dientes no influye en el paso.

En los ejemplos que luego pondremos se supone, mientras no se advierta otra cosa, que los tornos disponen de una serie de engranajes cuyo número de dientes va desde 20 a 120 de 5 en 5, o sea: 20, 25, 30, 35, etc. y además un engranaje de 127 dientes.

514. El número de dientes de los engranajes necesarios para construir un paso cualquiera en un torno, se calcula por medio de la siguiente

REGLA GENERAL PARA EL ROSCADO A TORNO.—*Se escribe un quebrado que tenga por numerador el paso que se ha de construir y por denominador el paso del tornillo patrón, expresados ambos en la misma clase de medida. Luego se transforma este quebrado en otro equivalente u otros cuyo producto lo sea, de tal manera que sus términos correspondan al número de dientes de engranajes de que se disponga. Los términos del numerador representan los números de dientes de las ruedas conductoras y los del denominador los de las conducidas.*

515. **Casos que comprende la regla general.**—La regla general comprende dos casos:

PRIMER CASO: *Que el paso del tornillo a construir y el del tornillo patrón sean de la misma clase de medida.*

Para resolverlo se aplica sin más la regla general, advirtiendo que si hay términos decimales se reducen a enteros (igualando con ceros el número de cifras decimales y suprimiendo las comas); si hay términos fraccionarios se reduce el quebrado compuesto a quebrado simple (multiplicando el numerador del primer quebrado por el denominador del segundo, el denominador del primero por el numerador del segundo y poniendo el primer producto por numerador y el segundo por denominador); si hay términos mixtos, se reducen a quebrados.

516. **Problemas:**

1.º *¿Qué engranajes se necesitan en un torno cuyo tornillo patrón mide 5 mm. de paso para construir un tornillo cuyo paso es de 8 mm.?*

Aplicando la regla general:

$$\frac{8}{5} = \frac{80}{50} = \frac{40}{25} = \frac{120}{75} \begin{array}{l} \dots \text{conductora} \\ \text{etc.} \\ \dots \text{conducida} \end{array}$$

2.º *En el mismo torno construir un paso de 10'5 mm.*

$$\frac{10'5}{5} = \frac{105}{50} \begin{array}{l} \text{conductora} \\ \text{conducida} \end{array}$$

Podría resolverse con 4 ruedas:

$$\frac{105}{50} = \frac{21}{10} = \frac{7 \times 3}{5 \times 2} = \frac{70 \times 30}{50 \times 20} \begin{array}{l} \dots \text{conductoras} \\ \text{etc.} \\ \dots \text{conducidas} \end{array}$$

3.º *En un torno de 1/4 de pulgada de paso debe construirse un paso de 14 hilos por pulgada. ¿Qué engranajes serán necesarios?*

Aplicando la regla general:

$$\frac{1}{14} = \frac{1}{4} = \frac{1}{14} = \frac{4}{14} = \frac{2}{7} = \frac{20}{70} \begin{array}{l} \dots \text{conductora} \\ \text{etc.} \\ \dots \text{conducida} \end{array}$$

4.º *Construir en el mismo torno un paso de 25 hilos por pulgada.*

Aplicando la regla general:

$$\frac{\frac{1}{25}}{\frac{1}{4}} = \frac{4}{25} = \frac{20}{125} \dots \text{conductora}$$

$$\frac{1}{125} \dots \text{conducida}$$

Este ejemplo no puede resolverse con una combinación de dos ruedas por carecer de la rueda de 125 dientes y ser la de 20 dientes la más pequeña posible.

Haremos una combinación de cuatro ruedas,

$$\frac{4}{25} = \frac{2}{5} \times \frac{2}{5} = \frac{20}{50} \times \frac{40}{100} \dots \text{conductoras}$$

$$\dots \text{conducidas}$$

5.º *Construir en el mismo torno un paso que tenga 12 hilos cada 5 pulgadas.*

El paso a construir mide $\frac{5}{12}$ de pulgada.

Aplicando la regla general:

$$\frac{\frac{5}{12}}{\frac{1}{4}} = \frac{20}{12} = \frac{5}{3} = \frac{50}{30} = \frac{100}{60} \dots \text{conductoras}$$

$$\dots \text{conducidas}$$

6.º *En el mismo torno construir un paso que mida $5 \frac{3}{4}$ hilos por pulgada.*

El paso a construir mide:

$$\frac{1}{5 \frac{3}{4}} = \frac{1}{\frac{23}{4}} = \frac{4}{23} \text{ de pulgada.}$$

Aplicando la regla general:

$$\frac{\frac{4}{23}}{\frac{1}{4}} = \frac{16}{23} = \frac{80}{115} \begin{array}{l} \text{conductoras} \\ \text{conducidas} \end{array}$$

7.º En un torno $\frac{1}{2}$ pulgada de paso construir un paso de $8\frac{3}{5}$ hilos por pulgada.

El paso a construir mide:

$$8\frac{3}{5} \cdot \frac{1}{2} = \frac{1}{43} = \frac{5}{43} \text{ de pulgada}$$

Aplicando la regla general:

$$\frac{\frac{5}{43}}{\frac{1}{2}} = \frac{10}{43}$$

Este problema no se puede resolver exactamente, pues el número 43 es primo y su menor múltiplo terminado en 5, que es 215, pasa de la serie. Siempre que resulte entre los términos del quebrado algún número primo mayor que 23 no se podrá transformar dicho quebrado en otro equivalente cuyos términos representen ruedas de la serie normal disponibles. Más adelante veremos como se resuelven estos casos por aproximación.

486. SEGUNDO CASO.—*Que el paso a construir y el paso del tornillo patrón no estén expresados en la misma clase de medida, es decir que uno esté expresado en mm. y el otro en pulgadas.*

Para resolver este segundo caso se reducen los mm. a pulgadas o bien las pulgadas a mm. y en seguida se opera como en el primer caso. Para reducir mm. a pulgadas basta multiplicar su

número por $\frac{5}{127}$, y para reducir pulgadas a mm. basta multiplicar su número por $\frac{127}{5}$.

Como quiera que 127 es primo, para resolver este segundo caso se necesita disponer de una rueda de 127 dientes.

518. **Problemas:**

1.º En un torno de $\frac{1}{6}$ de paso construir un paso de 5 mm.

Reduciremos los mm. a pulgadas:

$$5 \text{ mm.} = 5 \times \frac{5}{127} \text{ pulgadas} = \frac{25}{127} \text{ de pulgada.}$$

Aplicando la regla general:

$$\begin{aligned} \frac{\frac{25}{127}}{\frac{1}{6}} &= \frac{25 \times 6}{127 \times 1} = \frac{25 \times 60}{127 \times 10} = \frac{50 \times 60}{127 \times 20} = \\ &= \frac{100 \times 60}{127 \times 40} \begin{array}{l} \therefore \text{ conductoras} \\ \text{etc.} \\ \therefore \text{ conducidas} \end{array} \end{aligned}$$

2.º En un torno de 10 mm. de paso construir un paso de $3 \frac{3}{4}$ hilos por pulgada.

$$10 \text{ mm.} = 10 \times \frac{5}{127} = \frac{50}{127} \text{ de pulgada.}$$

El paso a construir mide:

$$\frac{1}{3 \frac{3}{4}} = \frac{1}{\frac{15}{4}} = \frac{4}{15} \text{ de pulgada.}$$

Aplicando la regla general:

$$\frac{\frac{4}{15}}{\frac{50}{127}} = \frac{4 \times 127}{15 \times 50} = \frac{20 \times 127}{75 \times 50} \dots \text{conductoras.}$$

$$\dots \text{conducidas.}$$

3.º En un torno de $\frac{1''}{4}$ de paso construir un paso de 10'5 mm.

$$10'5 \text{ mm.} = 10'5 \times \frac{5}{127} = \frac{525}{1270} \text{ de pulgada.}$$

Aplicando la regla general:

$$\frac{\frac{525}{1270}}{\frac{1}{4}} = \frac{525 \times 4}{127 \times 10} = \frac{105 \times 20}{127 \times 10} =$$

$$= \frac{105 \times 40}{127 \times 20} \dots \text{conductoras.}$$

$$\dots \text{conducidas.}$$

519. **Prueba de la operación.**—Para estar seguro de que se han calculado bien los números de dientes de los engranajes, puede hacerse la siguiente.

COMPROBACIÓN.—Se multiplican entre sí los números de dientes de las ruedas conductoras y el producto se multiplica por el paso del tornillo patrón; el resultado se divide por el producto de los números de dientes de las ruedas conducidas y el cociente así obtenido debe ser igual al paso que se construye expresado en la misma clase de medida que el tornillo patrón.

Apliquemos esta regla al problema anterior:

$$\frac{105 \times 40 \times \frac{1}{4}}{127 \times 20} =$$

$$= \frac{105}{254} \text{ de pulgada} = \frac{105}{254} \times \frac{127}{5} \text{ mm.} = 10'5 \text{ mm.}$$

Que es el paso que se deseaba construir.

CAPITULO XXXII

PROCEDIMIENTOS APROXIMADOS

PARA ROSCAR A TORNO

520. **Roscado sin la rueda de 127 dientes.** -- La resolución del segundo caso del roscado a torno exige una rueda de 127 dientes. Cuando no se dispone de ella, es fácil suplirla, con la suficiente aproximación en la mayor parte de los casos, de la siguiente manera:

521. Una pulgada equivale a 25'3995 mm; ahora bien, tomando como valor de una pulgada el quebrado $\frac{1600}{63} = 25'3968$ mm. se comete, como se ve, un error de poco más de dos milésimas de milímetro, el cual, las más de las veces, no es apreciable. Según esto, la regla segunda puede modificarse como sigue: *Se reducen los mm. a pulgadas multiplicando su número por $\frac{63}{1600}$, o bien las pulgadas a mm. multiplicando su número por $\frac{1600}{63}$ y en seguida se opera como en el primer caso.*

522. **Problemas:**

1.º En un torno de $\frac{1}{2}$ pulgada de paso construir un paso de 10 mm. sin rueda de 127 dientes.

$$10 \text{ mm.} = \text{aproximadamente a } \frac{10 \times 63}{1600} = \frac{63}{160} \text{ de pulgada.}$$

Aplicando la regla general:

$$\frac{\frac{63}{160}}{\frac{1}{2}} = \frac{2 \times 63}{160} = \frac{9 \times 7}{8 \times 10} = \frac{90 \times 70}{80 \times 100} \text{ conductoras} \\ \text{conducidas}$$

2.º En un torno de $\frac{1}{4}$ de paso construir un paso de 2'5 mm. sin la rueda de 127 dientes.

$$2'5 \text{ mm.} = 2'5 \times \frac{63}{1600} = \frac{63}{640} \text{ de pulgada.}$$

Aplicando la regla general:

$$\begin{aligned} \frac{\frac{63}{640}}{\frac{1}{4}} &= \frac{4 \times 63}{640} = \\ &= \frac{63}{160} = \frac{9 \times 7}{16 \times 10} = \frac{45 \times 70}{80 \times 100} \text{ conductoras} \\ &\qquad\qquad\qquad \text{conducidas} \end{aligned}$$

491. **Procedimiento de las fracciones continuas.**—Cuando no sea posible la aplicación de las reglas dadas por resultar engranajes de que no se dispone, podrá emplearse el procedimiento aproximado que vamos a explicar, mediante el cual podrán resolverse con más o menos exactitud todos los problemas de roscado a torno. Este procedimiento se llama de las fracciones continuas y lo explicaremos para mayor claridad mediante un ejemplo.

Se trata de construir en un torno de $\frac{1}{4}$ de pulgada de paso un visinfín que ha de engranar con una rueda de módulo 3.

El paso a construir mide (fórmula 88):

$$3'14 \times M = 3'14 \times 3 = 9'42 \text{ mm.}$$

Reduciendo los mm. a pulgadas:

$$9'42 \text{ mm.} = 9'42 \times \frac{5}{127} \text{ pulgadas.}$$

Efectuando y simplificando:

$$9'42 \times \frac{5}{127} = \frac{471}{1270} \text{ de pulgada.}$$

Aplicando la regla general:

$$\frac{\frac{471}{1270}}{\frac{1}{4}} = \frac{471 \times 4}{127 \times 10} \quad (A)$$

El número $471 = 157 \times 3$; y como 157 es primo, el problema no se podrá resolver exactamente si no se dispone de una rueda de 157 dientes.

Para resolverlo aproximadamente se efectúan las operaciones indicadas en el numerador y denominador del quebrado resultante (A):

$$\frac{471 \times 4}{127 \times 10} = \frac{1884}{1270} = \frac{942}{635} \quad (B)$$

De este quebrado dividiremos el término mayor por el menor, el menor por el residuo y así sucesivamente hasta obtener cociente exacto, disponiendo las operaciones como sigue:

	1	2	14	1	1	1	1	1	2
942	635	307	21	13	8	5	3	2	1
307	021	97	8	5	3	2	1	0	
		13							

Los cocientes obtenidos se disponen en fila:

1	2	14	1	1	1	1	1	2
<u>1</u>	<u>3</u>	<u>43</u>	<u>46</u>	<u>89</u>	<u>135</u>	<u>224</u>	<u>359</u>	<u>942</u>
1	2	29	31	60	91	151	242	635

Los quebrados que aparecen debajo de cada cociente se forman del siguiente modo:

El primero poniendo al primer cociente por denominador la unidad; el segundo poniendo el segundo cociente por denominador y por numerador el resultado de multiplicar el segundo cociente por el primero y añadir al producto la unidad, o sea:

$2 \times 1 + 1 = 3$. Para formar cualquiera de los quebrados siguientes, se multiplica el cociente correspondiente por cada uno de los dos términos del quebrado anterior y se añade a cada producto el término respectivo del quebrado que precede a éste. Como comprobación, el último quebrado $\frac{942}{635}$ debe ser igual al obtenido en la igualdad *B*. Si dicho quebrado hubiese sido propio nos habría resultado invertido.

Los quebrados así obtenidos representan la relación $\frac{942}{635}$ tanto más exactamente cuanto más cercano a ella es el lugar que ocupan.

De ellos:

$\frac{359}{242}$ no puede emplearse por ser número primo 359.

$\frac{224}{151}$ tampoco por ser primo 151.

$\frac{135}{91} = \frac{9 \times 15}{7 \times 13} = \frac{90 \times 75}{70 \times 65} \dots$ *conductoras*
 ... *conducidas*

Cuando el quebrado (*B*) que resulta de la regla general es propio, debe invertirse el quebrado que se escoje en su lugar.

524. Para saber el error que se comete aplicando este u otros procedimientos aproximados se hace la prueba, y se resta el paso que resulta del que debe construirse.

Así en este caso:

$$\frac{90 \times 75 \times 1/4}{70 \times 65} = 0'37088 \text{ pulgadas} = 9'42035 \text{ mm.}$$

El error será:

$$9'42035 - 9'42 = 0'00035 \text{ mm.}$$

Si el tornillo tuviese 1 m. de largo el error total sería:

$$\frac{0'00035 \times 1000}{9'42035} = 0'04 \text{ mm.}$$

que, como se ve, es completamente despreciable en la práctica.

CAPITULO XXXIII

EJECUCION DEL FILETE

525. **Forma del útil para filetes triangulares.** -- La herramienta se afila según el perfil del filete correspondiente al tornillo de que se trata. Debe dársele un ángulo de incidencia tal que las caras del útil no lleguen a rozar con el hilo. La herramienta

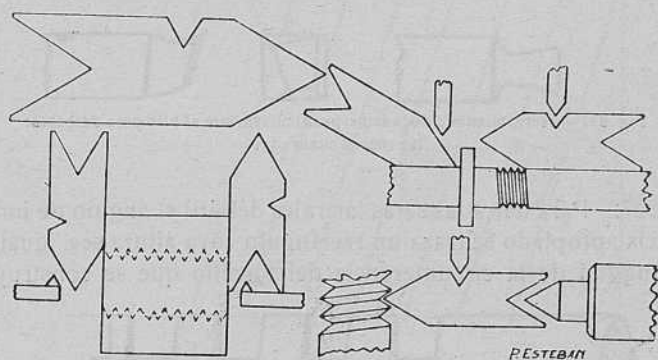


Fig 820. -- Galga para colocar bien las herramientas de roscar. Su diverso empleo según los casos.

debe colocarse en posición perfectamente a escuadra con el eje del tornillo para que los dos chaflanes del hilo formen ángulos iguales. Esto se comprueba mediante galgas (Fig 820).

Al construir el hilo conviene de cuando en cuando mover lateralmente la herramienta para que no corte a la vez por las dos caras. La lubricación se hace con agua.

526. **Forma del útil para filetes cuadrados.** -- La anchura de la herramienta para filetes cuadrados ha de ser igual a la mitad del paso partido por el número de entradas.

Esta clase de filetes suelen construirse por medio de dos herramientas, una más estrecha que se coloca con su arista cortan-

te perpendicularmente al hilo (FIG. 821) y la otra de la anchura definitiva y colocada con su arista cortante paralela al eje del tornillo (FIG. 822).

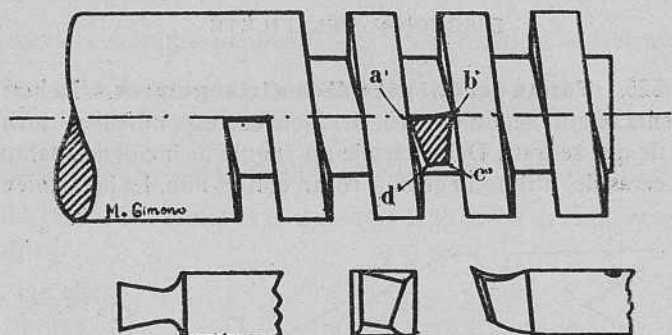


Fig. 821.—Herramienta colocada perpendicularmente al hilo para desbastar las roscas cuadradas.

527. Para dar a las caras laterales del útil el ángulo de incidencia apropiado se traza un rectángulo cuya altura sea igual a la longitud de la circunferencia del tornillo que se construye.

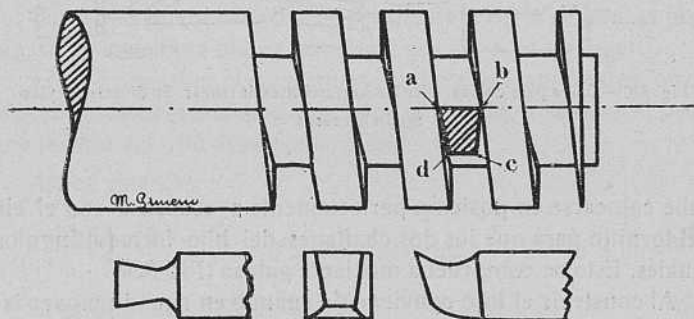


Fig. 822.—Herramienta colocada paralelamente al eje del tornillo para acabar las roscas cuadradas.

Sobre una de las bases de dicho rectángulo, (FIG. 823) se toma varias veces una distancia igual a la anchura de la herramienta correspondiente al paso y número de cabezas del tornillo a construir y sobre la otra una distancia igual al paso; el punto así

obtenido se une con el vértice *A* del rectángulo, y por las demás divisiones se trazan paralelas a la línea obtenida. La herramienta de desbastar tendrá la figura *a' b' c' d'* y la de acabar *a b c d*.

528. **Forma del útil para filetes trapezoidales.**—Esta clase de filetes se construyen por medio de tres herramientas, una para desbastar cuya forma es como si se tratase de un filete

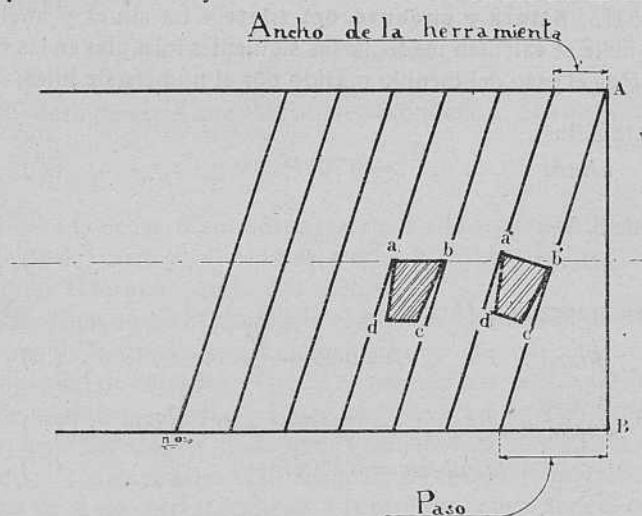


Fig. 813 —*a b c d* herramienta para acabar; *a' b' c' d'* herramienta para desbastar.

cuadrado, pero cuya anchura no debe pasar del ancho del fondo del vano y las otras dos para hacer los chaflanes del filete. Estas últimas tienen forma de herramientas de escuadrar y se colocan de manera que su arista cortante forme con la perpendicular al tornillo un ángulo de 15° o $14^\circ 30'$.

Si se trata de roscar tuercas con rosca trapezoidal, la herramienta suele hacerse con la forma definitiva correspondiente al paso y número de entradas del tornillo.

529. **Montaje del útil.**—Los útiles de roscar han de montarse de manera que su arista cortante esté exactamente a la altura de los puntos del torno: esta arista ha de formar exactamente con el eje del tornillo el ángulo que le corresponda según la clase de filete.

530. **Velocidad de corte y profundidad de pasada.**— La velocidad de corte ha de ser pequeña, pues las herramientas de roscar suelen ser débiles. Por esta misma razón ha de ser también pequeña la profundidad de pasada. Para tomar la profundidad de pasada, conviene fijarse en el tambor graduado que suele llevar el tornillo transversal. Si no hubiese tal tambor se suple con señales hechas con yeso.

531. **Altura y anchura del filete.**— La altura y anchura del filete se calculan mediante las siguientes fórmulas en las cuales P es el paso del tornillo partido por el número de hilos:

Filete S. I.:

$$\text{altura} = 0'705P \quad (172)$$

Filete S. W.:

$$\text{altura} = 0'64P \quad (173)$$

Filete trapezoidal (Acme):

$$\text{altura} = 0'25 + \frac{P}{2} \quad (174)$$

$$\text{ancho en el fondo} . = 0'3606P - 0'129 \text{ mm.} \quad (175)$$

$$\text{„ „ la cabeza} = 0'3706P \quad (176)$$

Filete cuadrado:

$$\text{altura} = \frac{P}{2} \quad (177)$$

$$\text{anchura} = \frac{P}{2} \quad (178)$$

532. **Construcción de tornillos de varias entradas.**— El paso se calcula como si se tratase de tornillos de una sola entrada.

Para pasar de una entrada a la otra hay que seguir distintos procedimientos según los casos:

1.º Cuando el paso que se construye contiene exactamente al del tornillo patrón un número de veces múltiplo del de entradas, se pasa de una entrada a la siguiente aflojando la tuerca del carro,

girando luego a mano el eje del cabezal hasta que el tornillo patrón dé tantas vueltas como unidades tiene el cociente de dividir dicho número de veces por el de entradas, y apretando a continuación la tuerca.

Se trata, por ej., de construir en un torno de $\frac{1}{4}$ de paso un paso de 1 pulgada con dos entradas.

Número de veces que el paso a construir contiene el del tornillo patrón:

$$1 : \frac{1}{4} = 4 \text{ veces.}$$

Número de veces que este número contiene al de entradas:

$$4 : 2 = 2 \text{ veces.}$$

Hecha la primera entrada, pasaremos a la segunda aflojando la tuerca del carro y volviéndola a apretar después de haber hecho girar el tornillo patrón dos vueltas.

2.º Cuando no se cumple la condición anterior, se procura que una de las ruedas conductoras tenga un número de dientes múltiplo del de entradas y en ella se marcan por medio de trazos de yeso tantos dientes como entradas tenga el tornillo a construir, pero elegidos de modo que el conjunto de ellos quede dividido en partes iguales (FIG. 824). Esta rueda así marcada se monta en el eje correspondiente a la primera conductora el cual da siempre el mismo número de revoluciones por minuto que la pieza que se tornea. Para pasar de una entrada a otra se marcan con un trozo de yeso los dos dientes de la conducida entre los cuales engrana uno de los anteriormente marcados de la primera conductora; se desengranan dichas ruedas (FIG. 825) y se vuelven a engranar después de haber hecho girar el eje del cabezal lo suficiente para que venga a ocupar el vano marcado en la conducida otro de los dientes marcados de la conductora.

Por ejemplo: se trata de construir en un torno de 5 mm. un paso de 15 mm. con 7 entradas.

Ruedas necesarias:

$$\frac{15}{5} = \frac{60}{20} \dots \text{conductora}$$

$$\dots \text{conducida}$$

Como la conductora debe tener un número de dientes múltiplo de 7, haremos:

$$\frac{15}{5} = \frac{3}{1} = \frac{21}{7} = \frac{105}{35} \dots \text{conductora}$$

$$\dots \text{conducida}$$

Marcaremos la rueda de 105 dientes de tal manera que sus dientes formen 7 grupos iguales y pasaremos de una entrada a la siguiente empleando el procedimiento que acabamos de explicar.

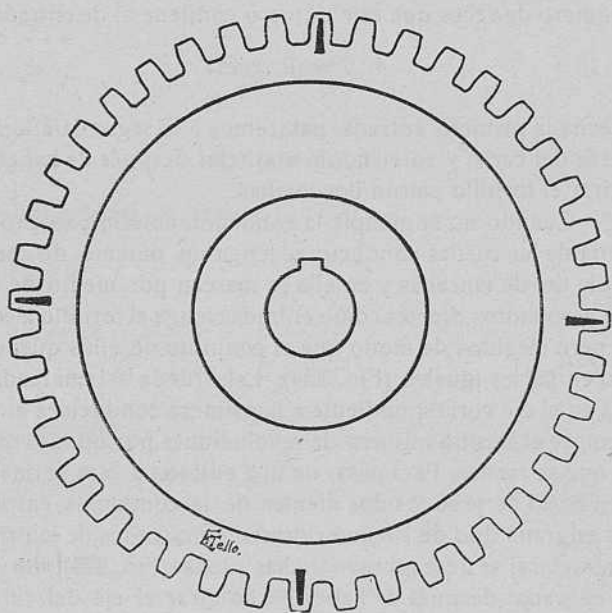


Fig. 824.

3.º Cuando no sea posible la aplicación de ninguno de los procedimientos anteriores, pasaremos de una entrada a la siguiente moviendo a mano el tornillo del charriot de tal manera que la herramienta avance una distancia igual al paso partido por el número de entradas. Esto supone que las guías del charriot estén

en posición paralela a la bancada y que su tornillo tenga un tambor graduado.

533. **Retorno del carro.**—Con las herramientas ordinarias de torno no puede construirse un paso de rosca con una sola pasada, por lo tanto la herramienta tiene que volver varias veces sobre el hilo que se construye hasta su completo acabado. Este retorno del carro generalmente se obtiene haciendo girar el tor-

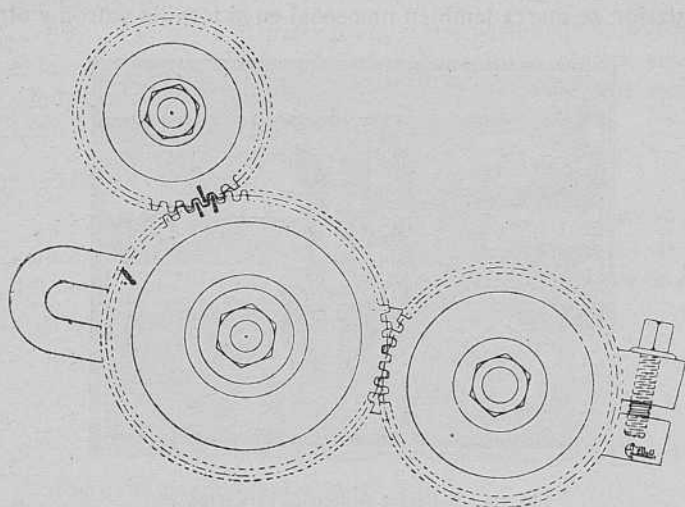


Fig. 825.

no al revés después de haber separado la herramienta, lo cual, sobre todo cuando se trata de tornillos largos, implica una gran pérdida de tiempo aunque el torno disponga de un retroceso acelerado. Esta pérdida de tiempo se evita aflojando la tuerca del carro después de cada pasada y haciéndolo retroceder a mano. Para que al apretar de nuevo la tuerca coincida exactamente la herramienta con el hilo que construye, se han de cumplir ciertas condiciones:

1.º Si el paso que se construye es submúltiplo del del tornillo patrón siempre coincidirá.

2.º Si el paso que se construye es múltiplo del del tornillo patrón se marca con yeso una señal en el plato de arrastre y otra

en un punto fijo del cabezal próximo al anterior. Para cada pasada se ha de apretar la tuerca cuando dichas señales coinciden, teniendo en cuenta que el carro en el momento de apretar ha de ocupar siempre la misma posición en la bancada.

3.º Si el paso que se construye no es múltiplo ni submúltiplo del del tornillo patrón, se marca con yeso una señal en el plato de arrastre y otra en un punto fijo en el cabezal próximo al anterior; se marca también una señal en el tornillo patrón y otra

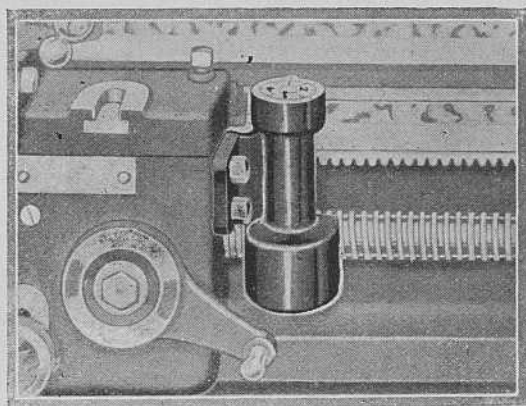


Fig. 826. —Indicador de posición para el roscado.

en su cojinete. Para cada pasada se ha de apretar la tuerca cuando dichas señales ocupan la posición inicial, teniendo en cuenta que en el momento de apretar el carro ha de ocupar siempre la misma posición en la bancada.

Hay tornos en los cuales un disco graduado (FIG. 826) movido por una rueda de visinfín que engrana con el tornillo patrón facilita el roscado con desembrague de la tuerca.

534. **Construcción de espirales planas.**—Al construir espirales planas ha de moverse automáticamente el tornillo transversal al mismo tiempo que gira el eje del torno. Los engranajes que transmiten el movimiento desde el tornillo patrón o barra de cilindrar al tornillo transversal generalmente no están en la razón de la 1 a 1, por lo que el paso de dicho tornillo queda mo-

dificado, y así al calcular los engranajes que se han de colocar en la lira para construir espirales planas no se ha de tener en cuenta el paso que realmente tiene el tornillo transversal, sino el paso de la espiral que se obtiene colocando en la lira ruedas iguales. Para medir este paso se mira lo que avanza el carro transversal después de un determinado número de vueltas del eje del torno y se divide dicho avance por el número exacto de vueltas dadas.

535. Las reglas dadas para la construcción de tornillos en el torno sirven para la construcción de espirales planas, sustituyendo las palabras *paso del tornillo patrón* por las *paso modificado del tornillo transversal*.

536. **Problema:**

Se desea construir una espiral plana en un torno en el cual colocando ruedas iguales en la lira el carro transversal avanza 160 mm. cada 25 vueltas del eje del cabezal. El paso de la espiral es $\frac{1}{4}$ de pulgada. ¿Qué ruedas se necesitan?

Paso modificado del tornillo transversal:

$$\frac{160}{25} = 6'4 \text{ mm.}$$

Reduciremos los mm. a pulgadas:

$$6'4 \text{ mm.} = 6'4 \times \frac{5}{127} = \frac{32}{127} \text{ de pulgada.}$$

Aplicando la regla general:

$$\frac{\frac{1}{4}}{\frac{32}{127}} = \frac{127 \times 1}{4 \times 32} = \frac{127 \times 1}{8 \times 16} = \frac{127 \times 25}{40 \times 80} \begin{array}{l} \dots \text{conductoras} \\ \dots \text{conducidas} \end{array}$$

CAPITULO XXXIV

ACCESORIOS APLICABLES A LOS TORNOS

537. **Aparatos para rectificar en el torno.**— Los más prácticos y generalmente empleados consisten en una muela movida por un pequeño motor eléctrico (Fig. 827).

Otras veces la muela recibe el movimiento de una contramarcha especial (Fig. 828).

538. **Aparato para torneear cónicamente.**— Ya habla-

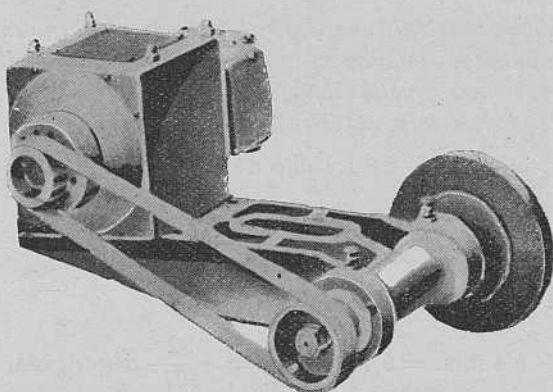


Fig. 827. — Aparato para rectificar en el torno.

mos de él al explicar los distintos procedimientos para torneear superficies cónicas (núm. 506).

539. **Dispositivo para torneear levas.**— Consiste en un eje colocado paralelo a la bancada y que gira generalmente a la misma velocidad que el eje del cabezal. En dicho eje se monta una plantilla de la excéntrica que se ha de reproducir contra la cual se apoya el carro transversal impulsado por un muelle o contrapeso. Si suponemos suprimido el tornillo transversal, al

girar el eje del cabezal y con él el eje lateral la herramienta torneará una excéntrica igual a la que hay en éste montada.

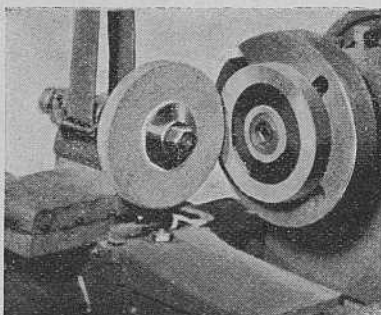


Fig. 828.—Dispositivo para rectificar en el torno tomando el movimiento de una contramarcha especial.

540. **Aparato para destalonar fresas.**—Es análogo al anterior, de él da idea la figura 829.

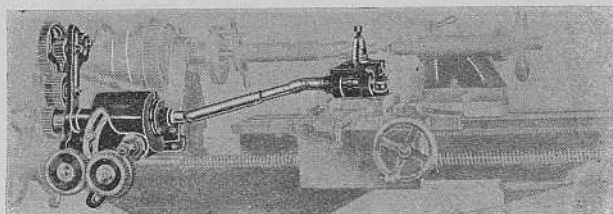


Fig. 829.—Aparato para destalonar fresas en el torno.

541. **Aparato para fresar.**—Las figuras 830 y 831 dan idea clara de sus formas más corrientes.

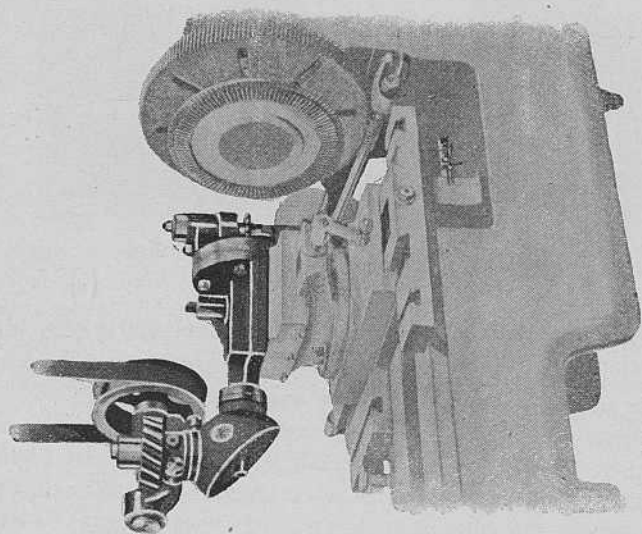


Fig. 830 — Aparato para fresar en el torno.



Fig. 831 — Otra posición del mismo aparato.

CAPITULO XXXV
TORNOS ESPECIALES

542. **Tornos monopolea.** (FIG. 832).—Son aquellos en que las distintas velocidades del eje del cabezal se obtienen mediante el desplazamiento de trenes de engranajes. Presentan sobre los tornos corrientes mayor robustez y capacidad de trabajo, pero son mucho más caros. La maniobra del cambio de marchas resulta facilísima pues se reduce a mover una, dos o tres palancas exte-

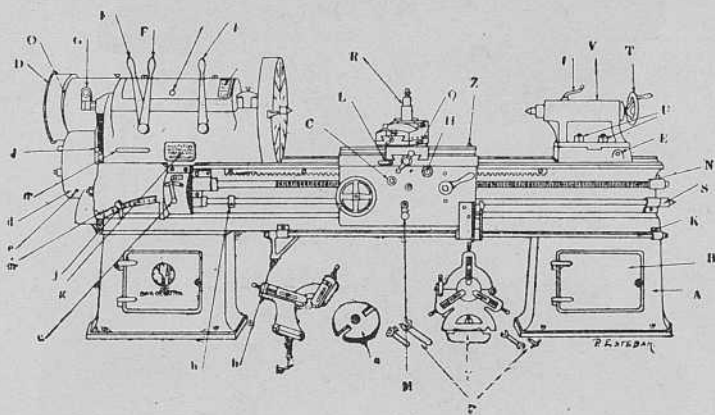


Fig. 832. — Torno monopolea.

riores. Tablas fácilmente visibles indican el número de revoluciones del husillo correspondientes a cada una de las posiciones de estas palancas.

543. **Tornos Norton.**—Así se llaman los tornos en los cuales pueden obtenerse los pasos más comunes desplazando dos o tres palancas. Las posiciones de éstas correspondientes a los pasos que se deseen obtener están indicadas en una tabla fija en la caja de velocidades (FIG. 833).

544. **Tornos al aire.**—Estos tornos están destinados a trabajar grandes piezas. No tienen bancada, y el cabezal, contra-punta y carro se fijan en grandes placas de fundición empotra-

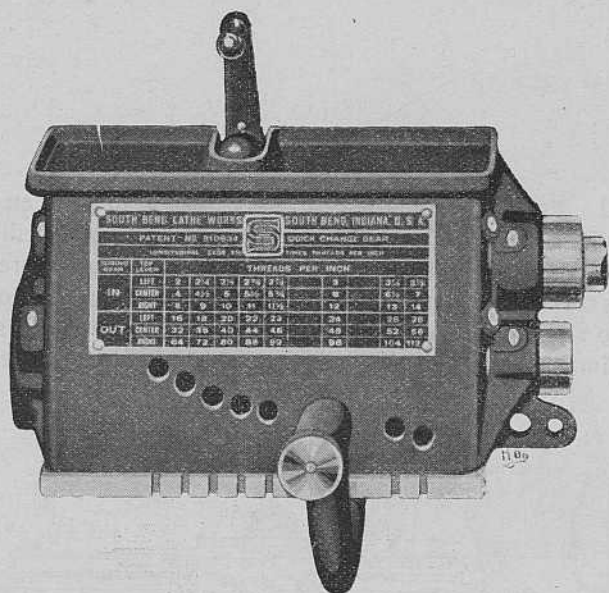


Fig. 833. —Caja de pasos, Norton.

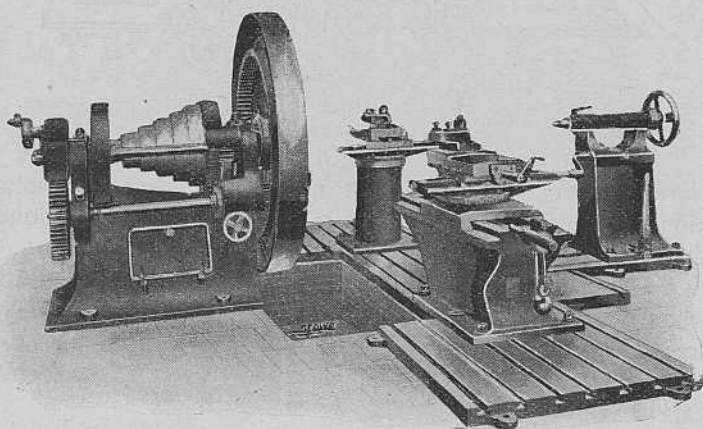


Fig. 834.- Torno al aire.

das en el suelo. Entre el cabezal y la contrapunta hay un foso para poder torneear piezas de gran diámetro (FIG. 834).

545. **Tornos verticales.**—Así se llaman los que tienen

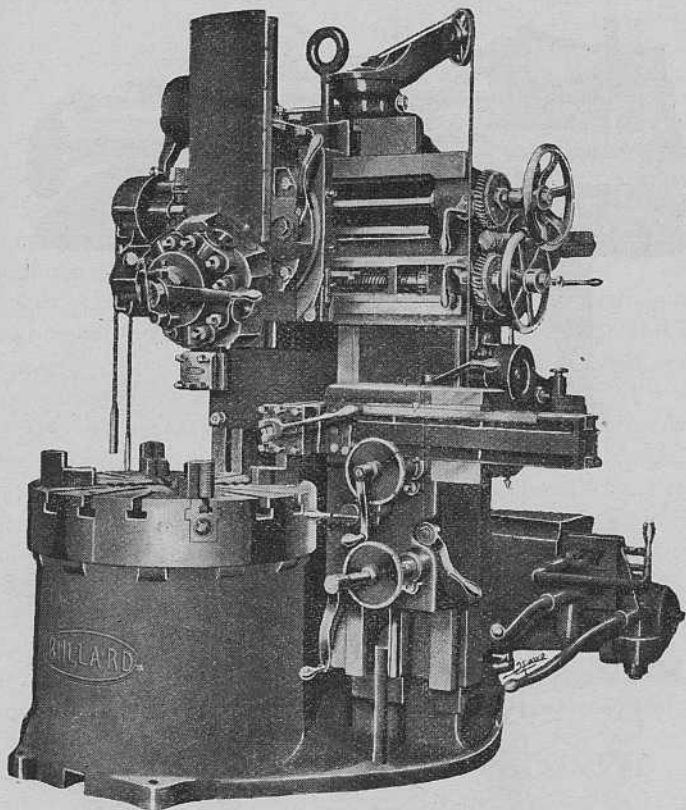


Fig 835.—Torno vertical.

vertical el eje del cabezal. Son utilísimos para torneear piezas pesadas pues el montaje de éstas resulta muy cómodo (FIG. 835).

546. **Tornos revolver.**—Estos tornos en lugar de contrapunta tienen un segundo carro que lleva una torre giratoria en la cual pueden fijarse seis u ocho herramientas a la vez. Al volver atrás este carro gira automáticamente la torre verificándose

así un cambio rápido de las herramientas. Son utilísimos para hacer grandes remesas de piezas iguales. Cuando éstas se obtie-

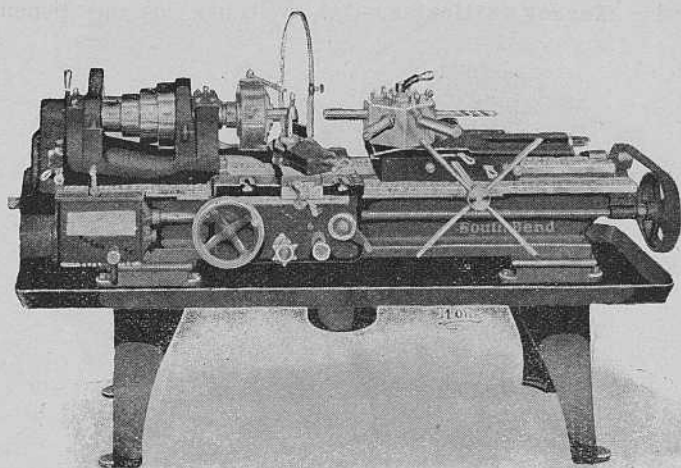


Fig. 836.—Torno revólver.

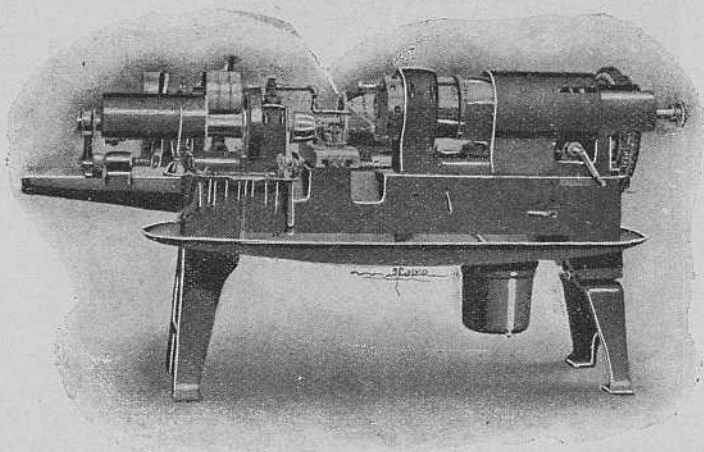


Fig. 837 — Torno automático.

nen de una barra, muchas veces el avance de esta barra es automático para cada nueva pieza. (FIG. 836).

547. **Tornos automáticos.**—Así se llaman aquellos tornos que, preparados para hacer una clase determinada de piezas, las construyen de una manera completamente automática desde su desbaste hasta su acabado (FIG. 837).

CAPITULO XXXVI

MAQUINAS PARA AFILAR Y RECTIFICAR

548. **Muelas.**—Son aglomerados más o menos resistentes de forma circular constituidos por granos duros unidos por un aglutinante.

Los granos duros pueden estar formados por un material natural o artificial. Entre los naturales los más empleados son el *esmeril* y el *corindón*, y entre los artificiales el *electrolón* y el *boro-carbono*.

549. **El electrolón**, llamado también *carborúndum*, *carbomite*, *cristolón* etc. es un carburo de silicio obtenido calentando en un horno eléctrico una mezcla de cok y arena silícea. Presenta una dureza casi tan grande como la del diamante. Es indicado para afilar o desbarbar fundición, cobre, bronce, mármol y granito.

550. **El boro-carbono**, llamado también *alúndum*, *electric*, *aloxite* etc., es un derivado del óxido de aluminio. Se obtiene por fusión en hornos eléctricos de un mineral llamado *bauxita*. Las muelas obtenidas con este material tienen un gran rendimiento y una dureza superior a todas las composiciones hasta hoy empleadas.

551. Estos materiales se pulverizan y luego se tamizan empleando cedazos sucesivamente más finos, obteniéndose así una serie graduada de granos designados con los números 10 (grano muy grueso) 12, 16, 20, 24, 30, 36, 46, 50, 60, 70, 80, 90, 100 y 120 (grano muy fino).

552. Para formar las muelas los granos así obtenidos deben aglomerarse mediante un aglutinante, para lo cual suelen seguirse estos tres procedimientos.

1.º *Muelas vitrificadas.*—Los granos mezclados íntimamen-

te con su aglutinante son moldeados según la forma de la muela que se quiere obtener; luego se secan los moldes y en seguida se los somete a una altísima temperatura que vitrifica el cemento y así constituye con el grano una masa compacta. La mayor parte de las muelas se obtienen con este procedimiento.

2.º *Muelas al silicato.*—El procedimiento de obtención de estas muelas difiere del anterior en que se las moldea a presión y la temperatura a que se las somete no es suficiente para vitrificar el aglutinante.

3.º *Muelas elásticas.*—Estas muelas son moldeadas a una presión muy elevada y luego secadas y cocidas en hornos semejantes a los que se emplean para las muelas al silicato. Además el aglomerante no es rígido sino muy elástico, lo que permite construirlas de un espesor muy pequeño, pues puede ser de 1'6 mm. para 200 mm. de diámetro y 3'2 mm. para 305 mm. de diámetro. Pueden resistir presiones laterales bastante considerables. Se las emplea para trabajos ligeros, como afilado de sierras, fresas, escariadores, dientes de engranajes, etc.

553. **Dureza de las muelas.**—La dureza de la muela depende de la naturaleza de los granos que la constituyen y de la cohesión que entre ellos existe debida al aglutinante.

Prácticamente una muela se llama blanda cuando sus granos se separan fácilmente durante el trabajo y dura en el caso contrario.

Una muela es apropiada para un trabajo determinado, cuando su blandura es necesaria y suficiente para que la superficie cortante de la misma no se ponga brillante al trabajar.

554. **Clasificación de las muelas.**—Las muelas se clasifican atendiendo al tamaño de los granos que las constituyen y a la dureza del aglutinante.

Lo primero se indica por medio de un número y lo segundo por medio de una letra. Las primeras letras del abecedario indican muelas muy blandas y la últimas muelas muy duras, pero no hay acuerdo entre las clasificaciones de las distintas casas constructoras.

La dureza de las muelas elásticas se indica por medio de los números: 1, 1 $\frac{1}{2}$, 2, 2 $\frac{1}{2}$, 3, 3 $\frac{1}{2}$, 4, 5, 6 y 7 siendo el n.º 1 el que indica la muela más blanda y el 7 la más dura.

555. **Elección de las muelas.**—El tamaño y naturaleza del grano de una muela y la dureza de la misma varían con el metal que se ha de trabajar y aún para un mismo metal, según la dureza de éste y la clase de trabajo a realizar (desbarbado, desbastado o acabado) y si el trabajo se hace a mano o a máquina. Por esto es necesario en cada caso particular tener a la vista los catálogos o indicaciones de la casa suministradora.

556. **Velocidad de las muelas.**—Los fabricantes acostumbra a pegar sobre las muelas una etiqueta que indica la velocidad a que deben trabajar. Esta velocidad tangencial suele oscilar entre 20 y 30 m. p. s.

La velocidad tangencial no debe pasar nunca de los 35 m. p. s. por segundo, pues la fuerza centrífuga puede hacerlas estallar con

Tabla XLVI.—Revoluciones por minuto de las muelas

Diámetro en mm. de las muelas	Velocidad tangencial 20 m. p. s.	Velocidad tangencial 25 m. p. s.	Velocidad tangencial 30 m. p. s.
25	15.279	19.099	22.918
50	7.639	9.549	11.459
75	5.093	6.366	7.639
100	3.820	4.775	5.730
125	3.056	3.820	4.584
150	2.546	3.183	3.820
175	2.183	2.728	3.274
200	1.910	2.387	2.865
250	1.528	1.910	2.292
305	1.273	1.592	1.910
355	1.091	1.364	1.637
405	955	1.194	1.432
455	849	1.061	1.273
505	764	955	1.146
515	694	868	1.042
610	637	796	955
660	586	733	879
710	546	683	819
760	509	637	764
810	477	596	716
860	449	561	674
910	424	531	637
965	402	503	603
1015	382	478	573

gravísimo riesgo del operador. También suelen los constructores poner sobre dicha etiqueta la velocidad tangencial a que han sido probadas al salir de la fábrica.

557. La tabla XLVI indica el número de revoluciones por minuto a que deben girar las muelas según su diámetro y la velocidad tangencial que se desee obtener.

Hay que advertir que una misma muela puede aparecer más o menos dura según la velocidad a que gira, de tal manera que

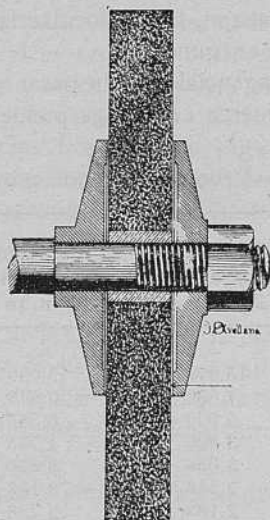


Fig. 838 — Montaje de una muela.

si es un poco blanda para un trabajo determinado y si no se dispone de otra apropiada se le puede hacer girar más deprisa, aunque sin pasar de los límites indicados, y así se comportará como si fuese más dura: viceversa, si fuese más dura de lo que se precisa.

558. **Montaje de las muelas.** — La figura 838 muestra la manera conveniente de montar una muela. Las arandelas que la sujetan son cóncavas y entre ellas y la muela se interpone un disco de cartón blando. Su diámetro debe ser dos tercios del diámetro de la muela.

Nunca debe montarse una muela sin estas arandelas de presión. La tuerca debe apretarse con suavidad y lo necesario y suficiente para que la muela no patine. Nunca debe forzarse una muela sobre su árbol para hacerla entrar en él. Tampoco debe montarse nunca una muela que tiene juego sobre su eje.

Antes de montar una muela debe dársele un ligero golpe con un martillo para deducir por su sonido si está o no agrietada. Siempre que sea posible ha de colocarse una defensa que proteja al operador en caso de una rotura de la muela.

Las muelas deben girar de manera que su parte superior se dirija al operador. Una vez montada una muela, se la debe recti-

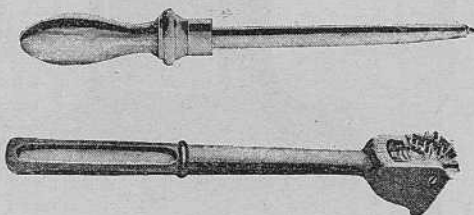


Fig. 839.—Diamante para rectificar muelas.

Fig. 840.—Aparato para rectificar muelas.

ficar escrupulosamente, para lo que se emplea un diamante (Fig. 839) o bien uno de los aparatos representados en la figura 840.

559. **Causas de accidentes.**—Las causas más comunes de accidentes en el empleo de muelas son: El acunamiento de una herramienta entre el soporte y la muela, el calentamiento y dilatación del árbol, el empleo de arandelas de presión demasiado pequeñas o poco cóncavas o prescindir de ellas; apretar demasiado la tuerca; la poca robustez de la máquina; girar a velocidades exageradas.

560. **Máquinas para afilar herramientas de torno, cepilladora, etc.**—La forma de estas máquinas es muy sencilla (Figs. 841 a 843). La muela va montada al aire en un eje que gira sobre dos robustos cojinetes de engrase continuo, entre los cuales está la polea que acciona la muela. Delante y muy próximo a ésta hay un soporte para apoyar la herramienta que se afila.

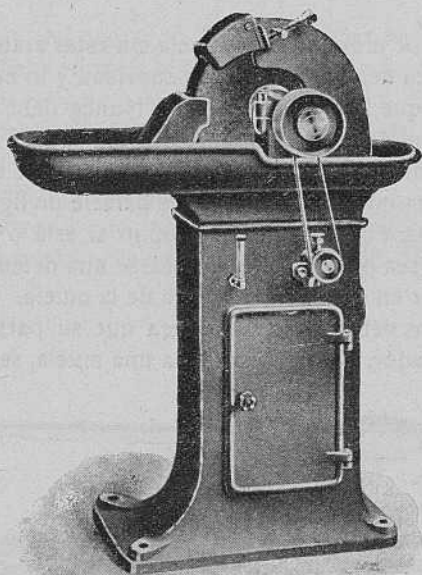


Fig. 841. — Máquina para afilar herramientas.

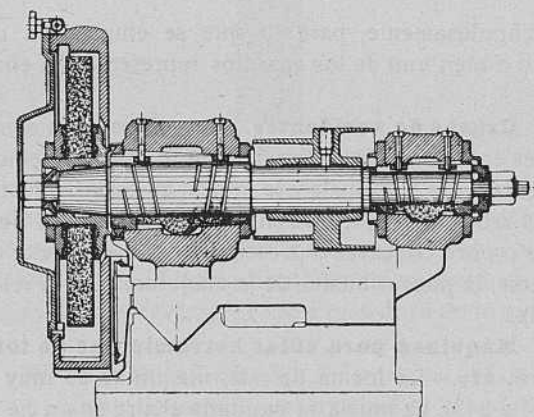


Fig. 842. — Corte del cabezal de una máquina para afilar.

Estas máquinas, aunque sencillas, deben ser muy robustas y sólidamente unidas al pavimento, pues siempre es peligroso montar muelas sobre máquinas que vibran. El árbol debe ser robusto y girar libremente pero sin juego en sus cojinetes. Al afilar las herramientas evítese una presión exagerada.

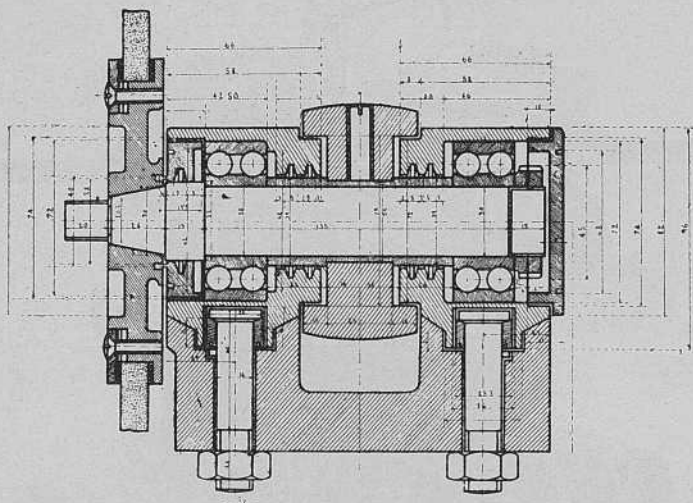


Fig. 843. — Eje portamuelas montado sobre cojinetes de bolas.

Siempre que se observe que la muela no gira céntricamente, debe rectificársela con uno de los aparatos al objeto indicados.

Conviene aumentar el número de revoluciones de la muela cuando su diámetro va disminuyendo con el uso, pues de lo contrario parecería demasiado blanda y se desgastaría rápidamente.

561. **Máquinas para rectificar superficies cilíndricas.**— Estas máquinas se componen en esencia de un eje portamuelas y de una mesa portapiezas en la que éstas pueden colocarse bien entre puntos, bien sobre un plato al aire, y girar a una velocidad variable a voluntad. En unas máquinas el árbol portamuelas y en otras la mesa son susceptibles de moverse a mano o automáticamente en dirección paralela al eje de la pieza, o bien formando con él el ángulo correspondiente a su conicidad cuando son cónicas. Además, el árbol portamuelas es susceptible de avanzar a

mano o automáticamente contra la pieza con el objeto de poder tomar distintas pasadas. Este movimiento debe poder alcanzar una grande precisión. Las máquinas bien construídas llegan a precisar hasta dos milésimas de milímetro.

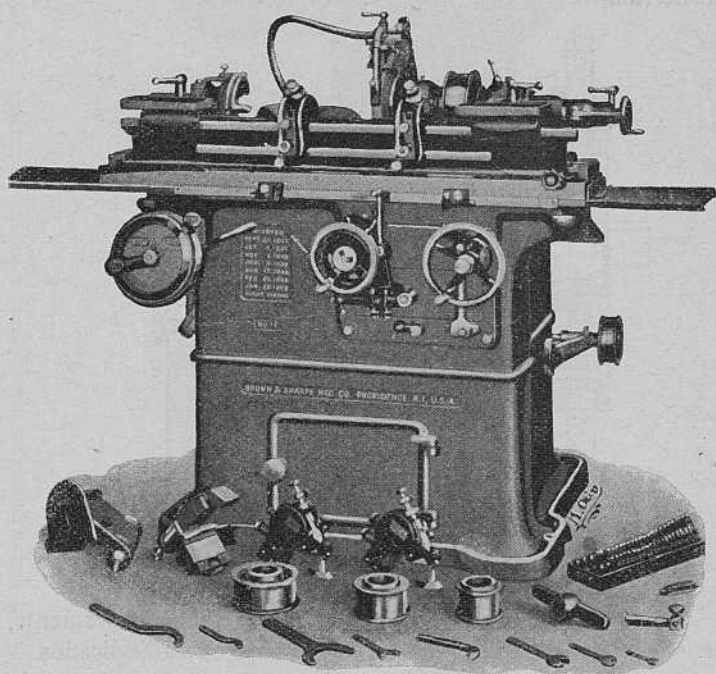


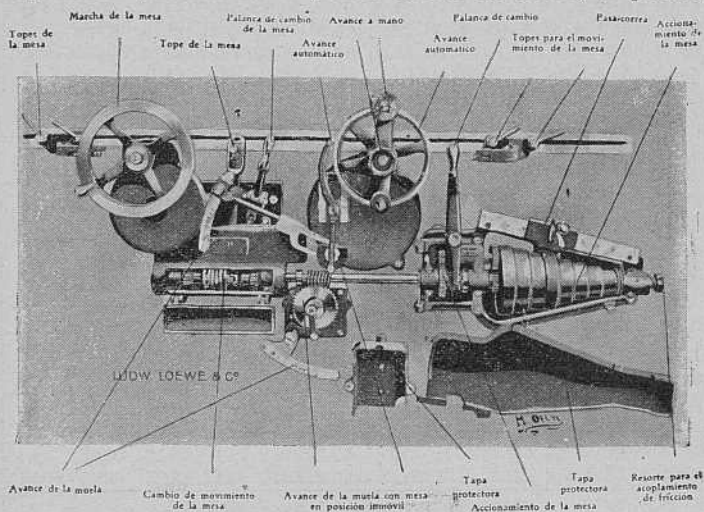
Fig 844.

La velocidad de rotación de las piezas que se han de rectificar oscila entre 1'5 y 12 m. por minuto. Entre estos límites hay que escoger la velocidad a la cual la muela se comporta mejor.

La velocidad de traslación relativa entre la pieza y la muela por vuelta de ésta no debe pasar del ancho de la muela; en la práctica se limita a un valor comprendido entre el ancho de la muela y sus $\frac{3}{4}$ para trabajos de desbaste, reduciéndose en las últimas pasadas a la mitad del ancho de la muela.

La profundidad o penetración por pasada es siempre muy

pequeña, pero variable según se trate de desbastar o acabar. En las primeras pasadas sobre piezas salidas de torno, se pueden



Mecanismo de cambio y de avance.

Fig. 845.

dar pasadas de 0'1 a 0'15 mm., reduciéndose luego sucesivamente a valores de 0'03 a 0'05 mm. con los cuales se terminará el

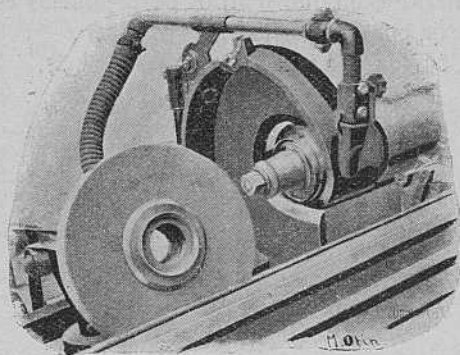


Fig. 845.

desbaste. A continuación se rectifica la muela y se termina la operación con pasadas de menos de 0'01 mm. En las figuras 844,

845 y 846 presentamos la vista de conjunto y algunos detalles de una máquina de rectificar superficies cilíndricas.

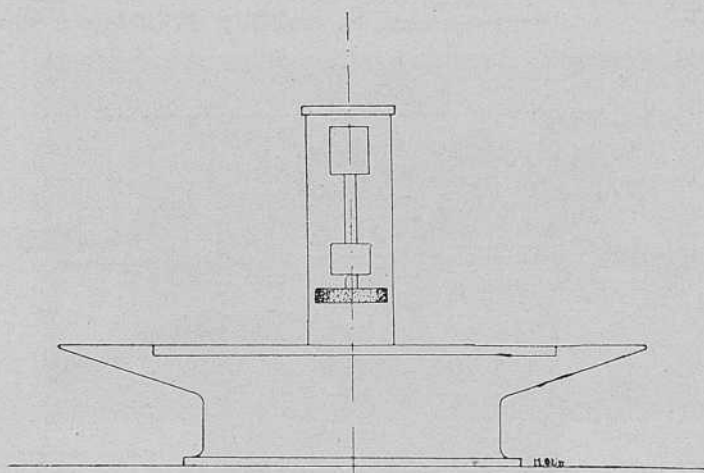


Fig. 847.

562. **Máquinas de rectificar superficies planas.**—Difieren de las anteriores en que el árbol porta-muelas es vertical y la muela trabaja por una de sus caras planas.

La figura 847 da una idea clara de las mismas.

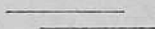


Tabla XLVII. — Senos y Cosenos

sen a

a°	0'	6'	12'	18'	24'	30'	36'	42'	48'	54'	60'	
0	0,0000	0017	0035	0052	0070	0087	0105	0122	0140	0157	0175	89
1	0175	0192	0209	0227	0244	0262	0279	0297	0314	0332	0349	88
2	0349	0366	0384	0401	0419	0436	0454	0471	0488	0506	0523	87
3	0523	0541	0558	0576	0593	0610	0628	0645	0663	0680	0698	86
4	0698	0715	0732	0750	0767	0785	0802	0819	0837	0854	0872	85
5	0,0872	0889	0906	0924	0941	0958	0976	0993	1011	1028	1045	84
6	1045	1063	1080	1097	1115	1132	1149	1167	1184	1201	1219	83
7	1219	1236	1253	1271	1288	1305	1323	1340	1357	1374	1392	82
8	1392	1409	1426	1444	1461	1478	1495	1513	1530	1547	1564	81
9	1564	1582	1599	1616	1633	1650	1668	1685	1702	1719	1736	80
10	0,1736	1754	1771	1788	1805	1822	1840	1857	1874	1891	1908	79
11	1908	1925	1942	1959	1977	1994	2011	2028	2045	2062	2079	78
12	2079	2096	2113	2130	2147	2164	2181	2198	2215	2233	2250	77
13	2250	2267	2284	2300	2317	2334	2351	2368	2385	2402	2419	76
14	2419	2436	2453	2470	2487	2504	2521	2538	2554	2571	2588	75
15	0,2588	2605	2622	2639	2656	2672	2689	2706	2723	2740	2756	74
16	2756	2773	2790	2807	2823	2840	2857	2874	2890	2907	2924	73
17	2924	2940	2957	2974	2990	3007	3024	3040	3057	3074	3090	72
18	3090	3107	3123	3140	3156	3173	3190	3206	3223	3239	3256	71
19	3256	3272	3289	3305	3322	3338	3355	3371	3387	3404	3420	70
20	0,3420	3437	3453	3469	3486	3502	3518	3535	3551	3567	3584	69
21	3584	3600	3616	3633	3649	3665	3681	3697	3714	3730	3746	68
22	3746	3762	3778	3795	3811	3827	3843	3859	3875	3891	3907	67
23	3907	3923	3939	3955	3971	3987	4003	4019	4035	4051	4067	66
24	4067	4083	4099	4115	4131	4147	4163	4179	4195	4210	4226	65
25	0,4226	4242	4258	4274	4289	4305	4321	4337	4352	4368	4384	64
26	4384	4399	4415	4431	4446	4462	4478	4493	4509	4524	4540	63
27	4540	4555	4571	4586	4602	4617	4633	4648	4664	4679	4695	62
28	4695	4710	4726	4741	4756	4772	4787	4802	4818	4833	4848	61
29	4848	4863	4879	4894	4909	4924	4939	4955	4970	4985	5000	60
30	0,5000	5015	5030	5045	5060	5075	5090	5105	5120	5135	5150	59
31	5150	5165	5180	5195	5210	5225	5240	5255	5270	5284	5299	58
32	5299	5314	5329	5344	5358	5373	5388	5402	5417	5432	5446	57
33	5446	5461	5476	5490	5505	5519	5534	5548	5563	5577	5592	56
34	5592	5606	5621	5635	5650	5664	5678	5693	5707	5721	5736	55
35	0,5736	5750	5764	5779	5793	5807	5821	5835	5850	5864	5878	54
36	5878	5892	5906	5920	5934	5948	5962	5976	5990	6004	6018	53
37	6018	6032	6046	6060	6074	6088	6101	6115	6129	6143	6157	52
38	6157	6170	6184	6198	6211	6225	6239	6252	6266	6280	6293	51
39	6293	6307	6320	6334	6347	6361	6374	6388	6401	6414	6428	50
40	0,6428	6441	6455	6468	6481	6494	6508	6521	6534	6547	6561	49
41	6561	6574	6587	6600	6613	6626	6639	6652	6665	6678	6691	48
42	6691	6704	6717	6730	6743	6756	6769	6782	6794	6807	6820	47
43	6820	6833	6845	6858	6871	6884	6896	6909	6921	6934	6947	46
44	6947	6959	6972	6984	6987	7009	7022	7034	7046	7059	7071	45
	60'	54'	48'	42'	36'	30'	24'	18'	12'	6'	0'	a°

cos a

Tabla XLVIII.—Senos y Cosenos

sen a

a°	0'	6'	12'	18'	24'	30'	36'	42'	48'	54'	60'	
45	0,7071	7083	7096	7108	7120	7133	7145	7157	7169	7181	7193	44
46	7193	7206	7218	7230	7242	7254	7266	7278	7290	7302	7314	43
47	7314	7325	7337	7349	7361	7373	7385	7396	7408	7420	7431	42
48	7431	7443	7455	7466	7478	7490	7501	7513	7524	7536	7547	41
49	7547	7559	7570	7581	7593	7604	7615	7627	7638	7649	7660	40
50	0,7660	7672	7683	7694	7705	7716	7727	7738	7749	7760	7771	39
51	7771	7782	7793	7804	7815	7826	7837	7848	7859	7869	7880	38
52	7880	7891	7902	7912	7923	7934	7944	7955	7965	7976	7986	37
53	7986	7997	8007	8018	8028	8039	8049	8059	8070	8080	8090	36
54	8090	8100	8111	8121	8131	8141	8151	8161	8171	8181	8192	35
55	0,8192	8202	8211	8221	8231	8241	8251	8261	8271	8281	8290	34
56	8290	8300	8310	8320	8329	8339	8348	8358	8368	8377	8387	33
57	8387	8396	8406	8415	8425	8434	8443	8453	8462	8471	8480	32
58	8480	8490	8499	8508	8517	8526	8536	8545	8554	8563	8572	31
59	8572	8581	8590	8599	8607	8616	8625	8634	8643	8652	8660	30
60	0,8660	8669	8678	8686	8695	8704	8712	8721	8729	8738	8746	29
61	8746	8755	8763	8771	8780	8788	8796	8805	8813	8821	8829	28
62	8829	8838	8846	8854	8862	8870	8878	8886	8894	8902	8910	27
63	8910	8918	8926	8934	8942	8949	8957	8965	8973	8980	8988	26
64	8988	8996	9003	9011	9018	9026	9033	9041	9048	9056	9063	25
65	0,9063	9070	9078	9085	9092	9100	9107	9114	9121	9128	9135	24
66	9135	9143	9150	9157	9164	9171	9178	9184	9191	9198	9205	23
67	9205	9212	9219	9225	9232	9239	9245	9252	9259	9265	9272	22
68	9272	9278	9285	9291	9298	9304	9311	9317	9323	9330	9336	21
69	9336	9342	9348	9354	9361	9367	9373	9379	9385	9391	9397	20
70	0,9397	9403	9409	9415	9421	9426	9432	9438	9444	9449	9455	19
71	9455	9461	9466	9472	9478	9483	9489	9494	9500	9505	9511	18
72	9511	9516	9521	9527	9532	9537	9542	9548	9553	9558	9563	17
73	9563	9568	9573	9578	9583	9588	9593	9598	9603	9608	9613	16
74	9613	9617	9622	9627	9632	9636	9641	9646	9650	9655	9659	15
75	0,9659	9664	9668	9673	9677	9681	9686	9690	9694	9699	9703	14
76	9703	9707	9711	9715	9720	9724	9728	9732	9736	9740	9744	13
77	9744	9748	9751	9755	9759	9763	9767	9770	9774	9778	9781	12
78	9781	9785	9789	9792	9796	9799	9803	9806	9810	9813	9816	11
79	9816	9820	9823	9826	9829	9833	9836	9839	9842	9845	9848	10
80	0,9848	9851	9854	9857	9860	9863	9866	9869	9871	9874	9877	9
81	9877	9880	9882	9885	9888	9890	9893	9895	9898	9900	9903	8
82	9903	9905	9907	9910	9912	9914	9917	9919	9921	9923	9925	7
83	9925	9928	9930	9932	9934	9936	9938	9940	9942	9943	9945	6
84	9945	9947	9949	9951	9952	9954	9956	9957	9959	9960	9962	5
85	0,9962	9963	9965	9966	9968	9969	9971	9972	9973	9974	9976	4
86	9976	9977	9978	9979	9980	9981	9982	9983	9984	9985	9986	3
87	9986	9987	9988	9989	9990	9990	9991	9992	9993	9993	9994	2
88	9994	9995	9995	9996	9996	9997	9997	9997	9998	9998	9998	1
89	1,9998	9999	9999	9999	9999	0000	0000	0000	0000	0000	0000	0
	60'	54'	48'	42'	36'	30'	24'	18'	12'	6'	0'	a°

cos a

Tabla XLIX.—Tangentes y Cotangentes

tg α

α°	0'	6'	12'	18'	24'	30'	36'	42'	48'	54'	60'	
0	0,0000	0017	0035	0052	0070	0087	0105	0122	0140	0157	0175	89
1	0175	0192	0209	0227	0244	0262	0279	0297	0314	0332	0349	88
2	0349	0367	0384	0402	0419	0437	0454	0472	0489	0507	0524	87
3	0524	0542	0559	0577	0594	0612	0629	0647	0664	0682	0699	86
4	0699	0717	0734	0752	0769	0787	0805	0822	0840	0857	0875	85
5	0,0875	0892	0910	0928	0945	0963	0981	0998	1016	1033	1051	84
6	1051	1069	1086	1104	1122	1139	1157	1175	1192	1210	1228	83
7	1228	1246	1263	1281	1299	1317	1334	1352	1370	1388	1405	82
8	1405	1423	1441	1459	1477	1495	1512	1530	1548	1566	1584	81
9	1584	1602	1620	1638	1655	1673	1691	1709	1727	1745	1763	80
10	0,1763	1781	1799	1817	1835	1853	1871	1890	1908	1926	1944	79
11	1944	1962	1980	1998	2016	2035	2053	2071	2089	2107	2126	78
12	2126	2144	2162	2180	2199	2217	2235	2254	2272	2290	2309	77
13	2309	2327	2345	2364	2382	2401	2419	2438	2456	2475	2493	76
14	2493	2512	2530	2549	2568	2586	2605	2623	2642	2661	2679	75
15	0,2679	2698	2717	2736	2754	2773	2792	2811	2830	2849	2867	74
16	2867	2886	2905	2924	2943	2962	2981	3000	3019	3038	3057	73
17	3057	3076	3096	3115	3134	3153	3172	3191	3211	3230	3249	72
18	3249	3269	3288	3307	3327	3346	3365	3385	3404	3424	3443	71
19	3443	3463	3482	3502	3522	3541	3561	3581	3600	3620	3640	70
20	0,3640	3659	3679	3699	3719	3739	3759	3779	3799	3819	3839	69
21	3839	3859	3879	3899	3919	3939	3959	3979	4000	4020	4040	68
22	4040	4061	4081	4101	4122	4142	4163	4183	4204	4224	4245	67
23	4245	4265	4286	4307	4327	4348	4369	4390	4411	4431	4452	66
24	4452	4473	4494	4515	4536	4557	4578	4599	4621	4642	4663	65
25	0,4663	4684	4706	4727	4748	4770	4791	4813	4834	4856	4877	64
26	4877	4899	4921	4942	4964	4986	5008	5029	5051	5073	5095	63
27	5095	5117	5139	5161	5184	5206	5228	5250	5272	5295	5317	62
28	5317	5340	5362	5384	5407	5430	5452	5475	5498	5520	5543	61
29	5543	5566	5589	5612	5635	5658	5681	5704	5727	5750	5774	60
30	0,5774	5797	5820	5844	5867	5890	5914	5938	5961	5985	6009	59
31	6009	6032	6056	6080	6104	6128	6152	6176	6200	6224	6249	58
32	6249	6273	6297	6322	6346	6371	6395	6420	6445	6469	6494	57
33	6494	6519	6544	6569	6594	6619	6644	6669	6694	6720	6745	56
34	6745	6771	6796	6822	6847	6873	6899	6924	6950	6976	7002	55
35	0,7002	7028	7054	7080	7107	7133	7159	7186	7212	7239	7265	54
36	7265	7292	7319	7346	7373	7400	7427	7454	7481	7508	7536	53
37	7536	7563	7590	7618	7646	7673	7701	7729	7757	7785	7813	52
38	7813	7841	7869	7898	7926	7954	7983	8012	8040	8069	8098	51
39	8098	8127	8156	8185	8214	8243	8273	8302	8332	8361	8391	50
40	0,8391	8421	8451	8481	8511	8541	8571	8601	8632	8662	8693	49
41	8693	8724	8754	8785	8816	8847	8878	8910	8941	8972	9004	48
42	9004	9036	9067	9099	9131	9163	9195	9228	9260	9293	9325	47
43	9325	9358	9391	9424	9457	9490	9523	9556	9590	9623	9657	46
44	9657	9691	9725	9759	9793	9827	9861	9896	9930	9965	1,000	45
	60'	54'	48'	42'	36'	30'	24'	18'	12'	6'	0'	α°

cot α

Tabla L. -- Tangentes y Cotangentes

tg a

a°	0'	6'	12'	18'	24'	30'	36'	42'	48'	54'	60'	
45	1,000	1,003	1,007	1,011	1,014	1,018	1,021	1,025	1,028	1,032	1,036	44
46	1,036	1,039	1,043	1,046	1,050	1,054	1,057	1,061	1,065	1,069	1,072	43
47	1,072	1,076	1,080	1,084	1,087	1,091	1,095	1,099	1,103	1,107	1,111	42
48	1,111	1,115	1,118	1,122	1,126	1,130	1,134	1,138	1,142	1,146	1,150	41
49	1,150	1,154	1,159	1,163	1,167	1,171	1,175	1,179	1,183	1,188	1,192	40
50	1,192	1,196	1,200	1,205	1,209	1,213	1,217	1,222	1,226	1,230	1,235	39
51	1,235	1,239	1,244	1,248	1,253	1,257	1,262	1,266	1,271	1,275	1,280	38
52	1,280	1,285	1,289	1,294	1,299	1,303	1,308	1,313	1,317	1,322	1,327	37
53	1,327	1,332	1,337	1,342	1,347	1,351	1,356	1,361	1,366	1,371	1,376	36
54	1,376	1,381	1,387	1,392	1,397	1,402	1,407	1,412	1,418	1,423	1,428	35
55	1,428	1,433	1,439	1,444	1,450	1,455	1,460	1,466	1,471	1,477	1,483	34
56	1,483	1,488	1,494	1,499	1,505	1,511	1,517	1,522	1,528	1,534	1,540	33
57	1,540	1,546	1,552	1,558	1,564	1,570	1,576	1,582	1,588	1,594	1,600	32
58	1,600	1,607	1,613	1,619	1,625	1,632	1,638	1,645	1,651	1,658	1,664	31
59	1,664	1,671	1,678	1,684	1,691	1,698	1,704	1,711	1,718	1,725	1,732	30
60	1,732	1,739	1,746	1,753	1,760	1,767	1,775	1,782	1,789	1,797	1,804	29
61	1,804	1,811	1,819	1,827	1,834	1,842	1,849	1,857	1,865	1,873	1,881	28
62	1,881	1,889	1,897	1,905	1,913	1,921	1,929	1,937	1,946	1,954	1,963	27
63	1,963	1,971	1,980	1,988	1,997	2,006	2,014	2,023	2,032	2,041	2,050	26
64	2,050	2,059	2,069	2,078	2,087	2,097	2,106	2,116	2,125	2,135	2,145	25
65	2,145	2,154	2,164	2,174	2,184	2,194	2,204	2,215	2,225	2,236	2,246	24
66	2,246	2,257	2,267	2,278	2,289	2,300	2,311	2,322	2,333	2,344	2,356	23
67	2,356	2,367	2,379	2,391	2,402	2,414	2,426	2,438	2,450	2,463	2,475	22
68	2,475	2,488	2,500	2,513	2,526	2,539	2,552	2,565	2,578	2,592	2,605	21
69	2,605	2,619	2,633	2,646	2,660	2,675	2,689	2,703	2,718	2,733	2,747	20
70	2,747	2,762	2,778	2,793	2,808	2,824	2,840	2,856	2,872	2,888	2,904	19
71	2,904	2,921	2,937	2,954	2,971	2,989	3,006	3,024	3,042	3,060	3,078	18
72	3,078	3,096	3,115	3,133	3,152	3,172	3,191	3,211	3,230	3,251	3,271	17
73	3,271	3,291	3,312	3,333	3,354	3,376	3,398	3,420	3,442	3,465	3,487	16
74	3,487	3,511	3,534	3,558	3,582	3,606	3,630	3,655	3,681	3,706	3,732	15
75	3,732	3,758	3,785	3,812	3,839	3,867	3,895	3,923	3,952	3,981	4,011	14
76	4,011	4,041	4,071	4,102	4,134	4,165	4,198	4,230	4,264	4,297	4,331	13
77	4,331	4,366	4,402	4,437	4,474	4,511	4,548	4,586	4,625	4,665	4,705	12
78	4,705	4,745	4,787	4,829	4,872	4,915	4,959	5,005	5,050	5,097	5,145	11
79	5,145	5,193	5,242	5,292	5,343	5,396	5,449	5,503	5,558	5,614	5,671	10
80	5,671	5,730	5,789	5,850	5,912	5,976	6,041	6,107	6,174	6,243	6,314	9
81	6,314	6,386	6,460	6,535	6,612	6,691	6,772	6,855	6,940	7,026	7,115	8
82	7,115	7,207	7,300	7,396	7,495	7,596	7,700	7,806	7,916	8,028	8,144	7
83	8,144	8,264	8,386	8,513	8,643	8,777	8,915	9,058	9,205	9,357	9,514	6
84	9,514	9,677	9,845	10,02	10,20	10,39	10,58	10,78	10,99	11,20	11,43	5
85	11,43	11,66	11,91	12,16	12,43	12,71	13,00	13,30	13,62	13,95	14,30	4
86	14,30	14,67	15,06	15,46	15,89	16,35	16,83	17,34	17,89	18,46	19,08	3
87	19,08	19,74	20,45	21,20	22,02	22,90	23,86	24,90	26,03	27,27	28,64	2
88	28,64	30,14	31,82	33,69	35,80	38,19	40,92	44,07	47,74	52,08	57,29	1
89	57,29	63,66	71,62	81,85	95,49	114,6	143,2	191,0	286,5	573,0	—	0
	60'	54'	48'	42'	36'	30'	24'	18'	12'	6'	0'	a°

cot a

**Explicaremos el uso de las anteriores tablas
por medio de los siguientes problemas:**

1°. *Dado el valor de un ángulo en grados y minutos, hallar su seno.*

Si el ángulo tiene 45° o menos buscaremos su seno en la tabla XLVII leyendo su número de grados en la primera columna de la izquierda y su número de minutos en la primera fila superior; en el vértice del ángulo formado por la columna y fila correspondientes a la graduación del ángulo hallado se encontrará el valor de su *seno*.

Por ejemplo:

$$\begin{aligned} \text{sen } 10^\circ &= 0'1736 \\ \text{„ } 15^\circ 24' &= 0'2656 \\ \text{„ } 30^\circ 48' &= 0'5120 \\ \text{„ } 45^\circ &= 0'7071 \text{ etc.} \end{aligned}$$

Si el ángulo tiene de 45° a 90° se hallará su *seno* en la tabla XLVIII siguiendo un procedimiento análogo al explicado.

Por ejemplo:

$$\begin{aligned} \text{sen } 60^\circ &= 0'8660 \\ \text{„ } 70^\circ 30' &= 0'9426 \\ \text{„ } 89^\circ 40' &= 0'0000 \text{ etc.} \end{aligned}$$

Si el ángulo tiene de 90° a 180°, se hallará su *seno* buscando el de su suplemento.

Por ejemplo:

$$\begin{aligned} \text{sen } 120^\circ &= \text{sen } 60^\circ = 0'8660 \\ \text{sen } 150^\circ 24' &= \text{sen } 29^\circ 36' = 0'4939 \text{ etc.} \end{aligned}$$

2.º Dado el valor de un ángulo en grados y minutos, hallar su coseno.

Se seguirá un procedimiento igual que para buscar el seno, pero teniendo en cuenta que la graduación se lee en la columna derecha y en la fila inferior de la tabla XLVIII si el ángulo tiene 45° o menos, y de la tabla XLVII si tiene de 45° a 90°. Adviértase además que el *coseno* de los ángulos comprendidos entre 90° y 180° son negativos.

Por ejemplo:

$$\cos 15^\circ = 0'9659$$

$$\cos 20^\circ 12' = 0'9385$$

$$\cos 70^\circ 54' = 0'3272$$

$$\cos 130^\circ 24' = -\cos 49^\circ 36' = -0'6481 \text{ etc.}$$

3.º Dado el valor de un ángulo en grados y minutos, hallar su tangente.

Se seguirá el mismo procedimiento que para hallar su seno, empleando las tablas XLIX y L. Las *tangentes* de los ángulos comprendidos entre 90° y 180° tienen valor negativo.

Por ejemplo.

$$tg 28^\circ = 0'5317$$

$$tg 48^\circ 12' = 1'118$$

$$tg 150^\circ = -tg 30^\circ = -0'5774 \text{ etc.}$$

4.º Dado el valor de un ángulo en grados y minutos, hallar su cotangente.

Se seguirá el mismo procedimiento que para hallar el coseno, empleando las tablas XLIX y L. Las *cotangentes* de los ángulos comprendidos entre 90° y 180° tienen valor negativo.

Por ejemplo:

$$\cot 28^{\circ} 30' = 1'842$$

$$\cot 80^{\circ} 18' = 0'1709$$

$$\cot 150^{\circ} 48' = -\cot 29^{\circ} 12' = -1'789$$

5.º *Dado el seno de un ángulo, hallar la graduación del mismo.*

Se busca dicho *seno* en las tablas XLVII y XLVIII y en la primera columna de la izquierda leeremos los grados y en la primera fila superior los minutos. Caso de no encontrarse un *seno* exactamente igual, se tomará el más aproximado.

Por ejemplo:

Los ángulos correspondientes a los *senos*

$$0'4791, 0'9325, 0'8829$$

serán respectivamente:

$$28^{\circ} 36', 68^{\circ} 48' \text{ y } 62^{\circ}.$$

Téngase presente que los suplementos de estos ángulos tienen los mismos *senos* que ellos.

6.º *Dado el coseno de un ángulo hallar la graduación del mismo.*

Se sigue el mismo procedimiento que para el *seno*, pero la graduación se lee en la primera columna de la derecha y en la primera fila inferior.

7.º y 8.º. *Dada la tangente o cotangente de un ángulo, hallar la graduación de dicho ángulo.*

Se sigue un procedimiento respectivamente análogo que para el *seno* y *coseno*, empleando las tablas XLIX y L.

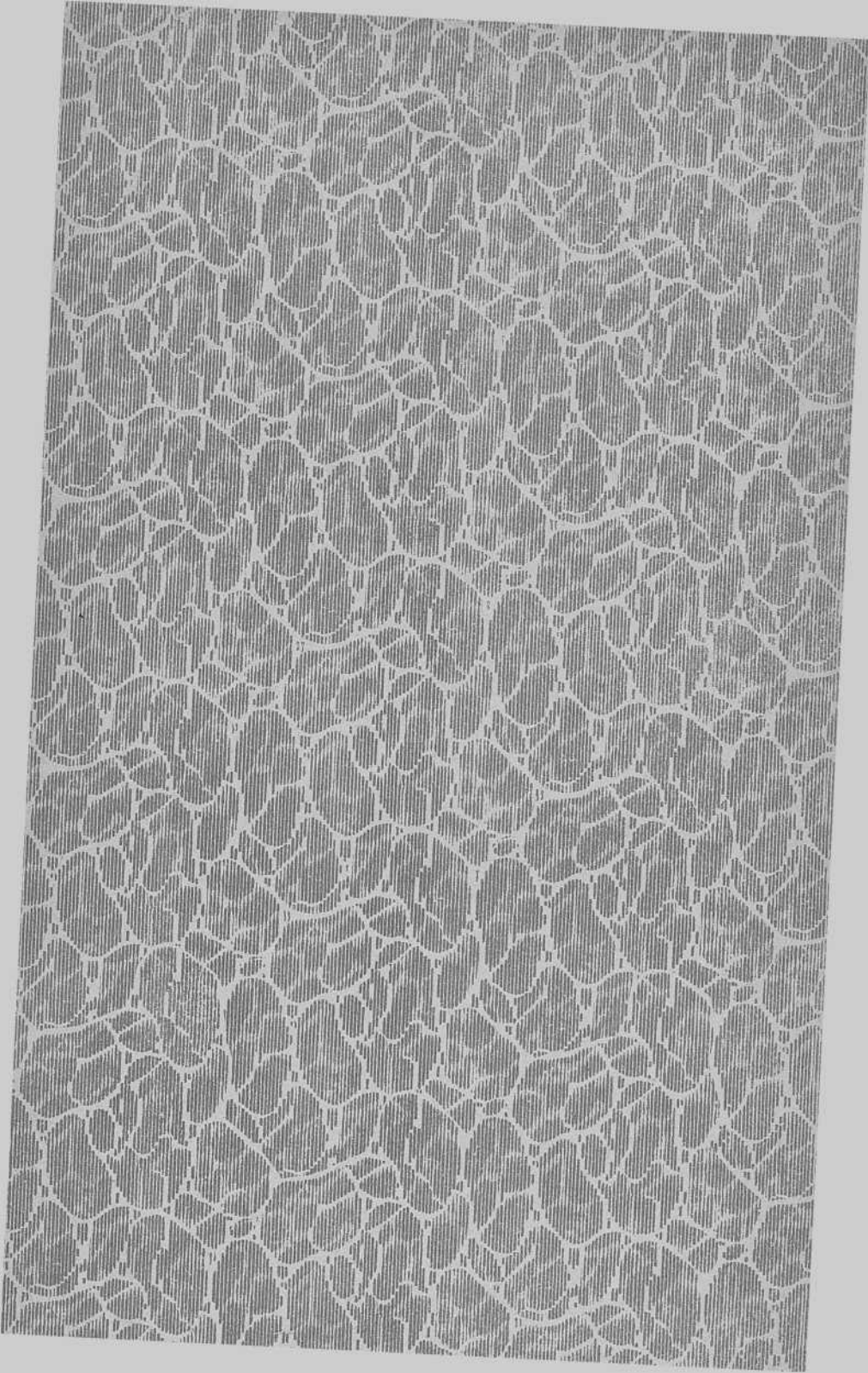
Si el *coseno*, *tangente* y *cotangente* tienen signo negativo, de.

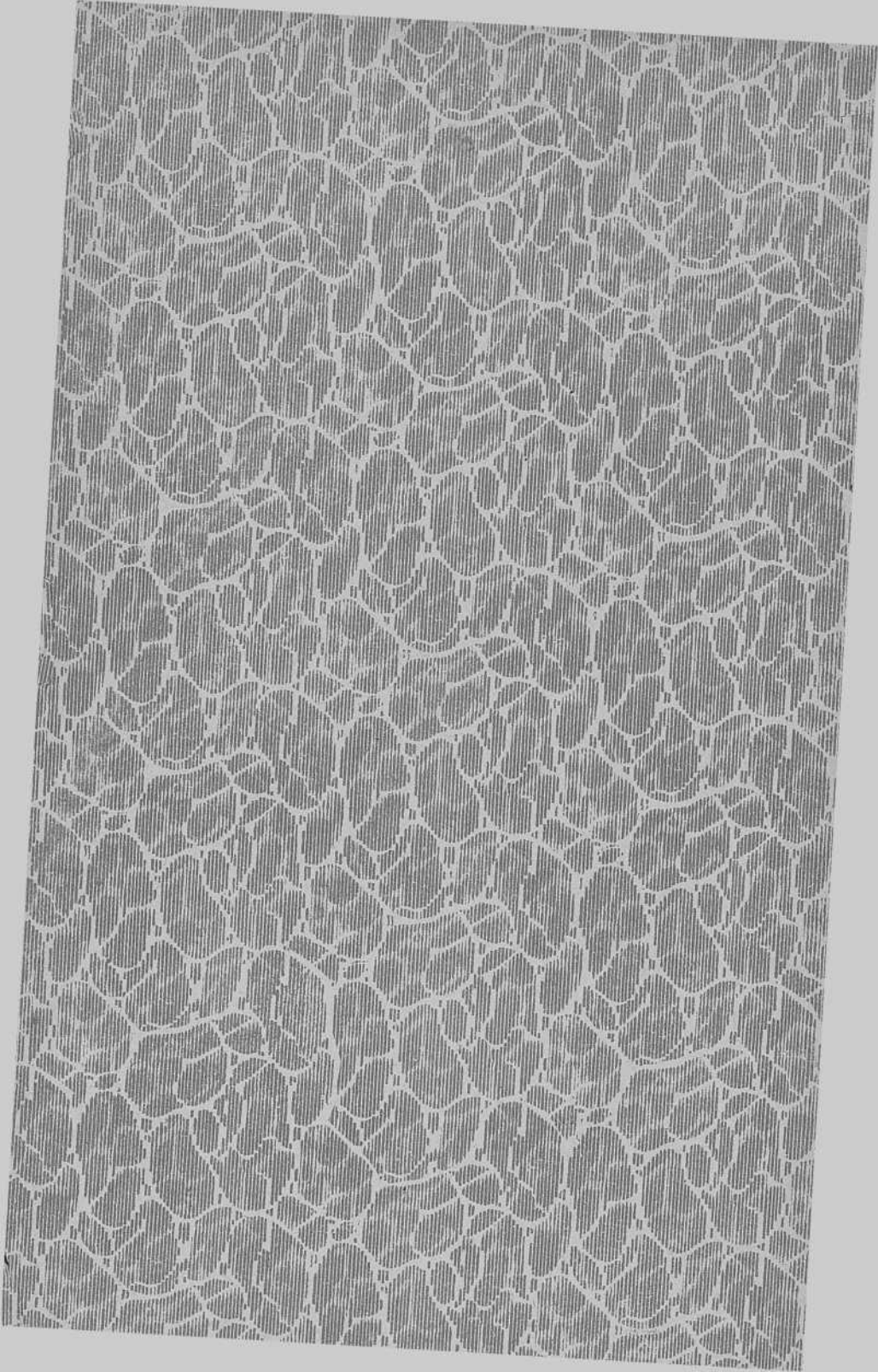
be hallarse el suplemento del ángulo que resulta de las tablas.

Por ejemplo:

<i>Angulo coseno</i>	0'9283 = 21° 48'
" "	0'0087 = 89° 30'
" <i>tangente</i>	0'9326 = 43°
" "	4'331 = 77°
" "	-0'9861 = 135° 24'
" <i>cotangente</i>	1'072 = 43'
" "	-0'0384 = 92° 12'

N. B. En estos problemas se supone que el valor del ángulo no pasa de 180°.







8661/2