

INSTITUTO TECNOLÓGICO DE VERACRUZ

CINEMÁTICA DE MECANISMOS

Ing. José de Jesus Flores Perez

Octubre 1985

ACERCA DEL AUTOR

El presente documento fue publicado en el año de 1985 por el distinguido Ing. José de Jesus Flores Perez egresado del Instituto Politécnico Nacional y catedrático del Instituto Tecnológico de Veracruz. Las memorias son producto de sus actividades como jefe del laboratorio de mecanismos.

La copia que aquí presentamos fue gentilmente proporcionada por el Dr. Evaristo Hernandez Marcéliz.

El presente documento no contiene las páginas 1, 3, 11, 13, 17, 22, 27, 38, 43, 51, 64 y 79.

MM.XIV

PRESENTACIÓN

El primer tratado de mecanismos fue escrito por el matemático francés Gaspard Monge (1746-1818) fundador de l´École Polytechnique de Paris. Su obra titulada "Geometría Descriptiva" fue publicada por primera vez en 1811 por su colega Hachette quien completó el trabajo. Gaspard Monge creó un curso de elementos máquinas y se dio a la tarea de clasificar todos los mecanismos y máquinas conocidos en aquella la época.

Desde entonces muchos textos sobre mecanismos han sido publicados, cada uno con su enfoque original y con sus objetivos particulares.

La presente obra tenía como propósito reforzar los conocimientos de los estudiantes para una mejor comprensión de los mecanismos que el autor diseñaba en su laboratorio.

Aunque se observa la ausencia de varias páginas, el texto permite la comprensión de los temas tratados.

Dr. José Antonio Garrido Natarén

GÉOMÉTRIE DESCRIPTIVE,

PAR G. MONGE, DE L'INSTITUT DES SCIENCES, LETTRES ET ARTS, DE L'ÉCOLE POLYTECHNIQUE; MEMBRE DU SÉNAT CONSERVATEUR, GRAND-OFFICIER DE LA LÉGION D'HONNEUR ET COMTE DE L'EMPIRE.

NOUVELLE ÉDITION,

Avec un SUPPLÉMENT, par M. HACHETTE, Instituteur de l'Ecole Impériale Polytechnique, Professeur-Adjoint de la Faculté des Sciences de Paris.





PARIS,

J. KLOSTERMANN fils, Libraire de l'École Impériale Polytechnique, rue du Jardinet, n°. 13.

M. DCCC. XI.

I N D I C E

		PAG
I	Conceptos Generales (vocabulario cinemático)	3
II	Analogía del Movimiento Armónico Simple:	I3
III	Estudio del Movimiento Armónico Simple en Cinemática de las Máquinas.	I7
IV	Estudio Cinemático del Mecanismo: Manivela, Biela y Corredera.	22
V	Mecanismo de Retroceso Rápido: Shapper y Withworth.	38
VI	Análisis Cinemático del Movimiento de una Partícula.	43
VII	Centros Instantáneos.	5I
VIII	Breve Estudio del Mecanismo de Levas.	64
IX	Trenes de Engranes.	79

A mi amigo Evaristo Marcenis
Ing. Ind. Mec. M.C.
Dedico estas memorias
como un recuerdo de estas
remembranzas cinemáticas
25/VI/86

VOCABULARIO CINEMATICO

1.- CINEMATICA.- Es el Estudio de la posición geométrica, desplazamiento, rotación, velocidad, rapidez y aceleración.

2.- MECANISMOS.- Es aquella división del diseño de máquinas que está relacionado con el diseño cinemático de sistemas articulados, levas, engranes y trenes de engranajes.

3.- DISEÑO CINEMATICO.- Es el estudio sobre la base de requisitos de movimientos en contraste al diseño sobre la base de requisitos de resistencia.

4.- UN MECANISMO.- Es una combinación de cuerpos rígidos resistentes que se mueven uno con respecto a otro con movimiento relativo definido.

5.- UNA MAQUINA.- Es un mecanismo ó conjunto de mecanismos que trasmiten fuerza desde una fuente de energía, hasta una resistencia por vencer.

6.- MOVIMIENTO PLANO.- Un cuerpo tiene movimiento plano cuando todos esos puntos se mueven en plano paralelo ó coincidentes.

7.- TRASLACION.- Se dice que un movimiento es de traslación si cualquier línea recta dentro del cuerpo conserva la misma dirección del movimiento.

8.- TRASLACION RECTILINEA.- Se dice que un cuerpo tiene traslación rectilínea, cuando la trayectoria de las partículas que lo forman son líneas rectas.

9.- TRASLACION CURVILINEA.- Trayectoria de las partículas del cuerpo con curvas idénticas paralelas.

10.- ROTACION.- Si cada punto de un cuerpo rígido con un movimiento plano permanece a una distancia constante de un eje fijo el cual es perpendicular al plano del movimiento, el cuerpo tiene movimiento de rotación. Si el cuerpo gira hacia adelante y hacia atrás de un ángulo, se dice que oscila.

11.- MOVIMIENTO ELICOIDAL.- Es cuando un cuerpo se mueve de tal manera que cada punto tiene movimiento de rotación alrededor de un eje fijo y al mismo tiempo movimiento de traslación paralelo al eje.

12.- MOVIMIENTO ESFERICO.- Es cuando un cuerpo rígido se — mueve de tal manera que cada punto del cuerpo tiene movimiento - alrededor de un punto fijo mientras permanece a una distancia - constante de él.

13.- C I C L O .- Es cuando las partes de un mecanismo han pasado por todas las - posiciones posibles que ellas — pueden tomar después de iniciado el movimiento a partir de algún conjunto de posiciones relativas y han regresado a sus posiciones relativas originales.

14.- P E R I O D O .- Es el tiempo necesario para - efectuar un ciclo de movimien to.

15.- FASE DE MOVIMIENTO.- Son las posiciones relativas simultáneas de un mecanismo - en cualquier instante un ci— clo de movimiento.

16.- ELEMENTOS DE ACOPLAMIENTO.- Las formas geométricas por me dio de las cuales dos discos de un mecanismo se mantienen en contacto de tal manera que el movimiento relativo entre dos miembros sean constantes. (par de elementos).

17.- ACOPLAMIENTO INFERIOR.- Si la unión por medio de la - cual dos miembros se conectan teniendo contacto a través de una superficie tal como una - unión de pasador ó articula— ciones.

18.- ACOPLAMIENTO SUPERIOR.- Si la conexión entre dos miem bros toman lugar en un punto a lo largo de una línea tal - como en un balero de bola ó - entre dos engranes de contac- to.

19.- E S L A B O N .- Es un cuerpo rígido que tiene dos ó más elementos de acoplamiento por medio de los cuales pueden conectarse a otros cuerpos con el fin de transmitir fuerza o movimiento.

20.- CADEÑA CINEMATICA.- Es cuando un número de eslabones se conectan por medio de elementos de acoplamiento de sistemas.

21.- CADENA BLOQUEADA ó ESTRUCTURA.- Si los eslabones se conectan en tal forma que el movimiento es imposible, resulta una estructura ó cadena trabada.

22.- CADENA RESTRINGIDA.- Es cuando los eslabones se conectan de tal forma que el patrón de movimiento varíe de un instante a otro dependiendo de la cantidad de fricción presente en los acoplamientos.

23.- I N V E R S I O N .- Se realiza una inversión en un mecanismo cuando el eslabón originalmente fijo se le permite el movimiento fijado al mismo tiempo cualquiera de los otros eslabones originalmente movibles.

24.- TRANSMISION DE MOVIMIENTO.- En el estudio de mecanismos es necesario investigar el método en el cual puede - - transmitirse el movimiento de un miembro a otro. El — movimiento puede transmitir se de tres maneras:

a).- Por contacto directo - entre dos miembros tal como una leva y su seguidor ó entre dos engranes.

b).- A través de un eslabón ó biela.

c).- Por medio de un conector flexible tal como una banda ó una cadena.

CONCEPTOS DE DESPLAZAMIENTO, VELOCIDAD Y ACELERACION

El desplazamiento de un cuerpo es un cambio de posición con referencia a un punto fijo, con objeto de definir completamente el desplazamiento de un punto a un cuerpo, es necesario citar tanto dirección como distancia.

La velocidad es el promedio de cambio de posición ó desplazamiento de un punto ó un cuerpo.

Un cuerpo puede cambiar su posición por traslación a — través del espacio ó por movimiento angular.

Velocidad angular es el promedio de un cambio de posición angular de un cuerpo a una línea.

Aceleración es la relación del cambio de velocidad con respecto al tiempo, puesto que la velocidad puede ser lineal ó angular, de igual forma tenemos: Aceleración Lineal y Angular.

La aceleración lineal es la relación del cambio de velocidad lineal. Si un punto ó cuerpo en movimiento tiene velocidad lineal en un cierto instante, de 10 cm./seg., obtenemos un cambio lineal de 8 cm./seg., en el intérvalo de 1 seg. entonces la aceleración por intérvalo considerado es de 8 — cm./seg.

CLASIFICACION DE LAS MAQUINAS

1.- MAQUINAS UTILES:

a).- Hidráúlicas. (Francis, Kaplan, Pelton)
b).- Bombas
c).- Turbinas
d).- Térmicas

-De Combustión Interna: motores - de gasolina de dos y tres tiempos. (Otto y Diesel).

-De combustión Externa: Turbinas de vapor (Fulton).
Turbinas de gas.
Máquinas de vapor.

2.- MAQUINAS HERRAMIENTAS:

a).- Torno
b).- Taladro
c).- Cepillo
d).- Fresadora

CENTRO DE MAQUINADO

3.- MAQUINAS ESPECIFICAS:

a).- Agrícolas.- Tractores
b).- Textiles.- De tejido
De acabado.

MOVIMIENTO ARMONICO SIMPLE

Cuando un Punto A. fig. (1) se mueve en un círculo -- con velocidad uniforme, alrededor del punto fijo O, B, la proyección de A en cualquier diámetro como Xy. se mueve -- con movimiento armónico simple. El período es el tiempo -- requerido para una revolución completa de la línea generativa. O A.

La amplitud es igual a la distancia del radio generativo, OA, ó r.

La fase es la posición angular de la línea generativa en cualquier instante, con respecto a la línea de referencia ó θ.

El mecanismo demostrado en la fig. (I.a), llamado, -- comúnmente "YUGO ESCOCES", proporciona movimiento armónico simple al eslabón (3), cuando la manivela (2) gira con velocidad uniforme.

" YUGO ESCOCES "

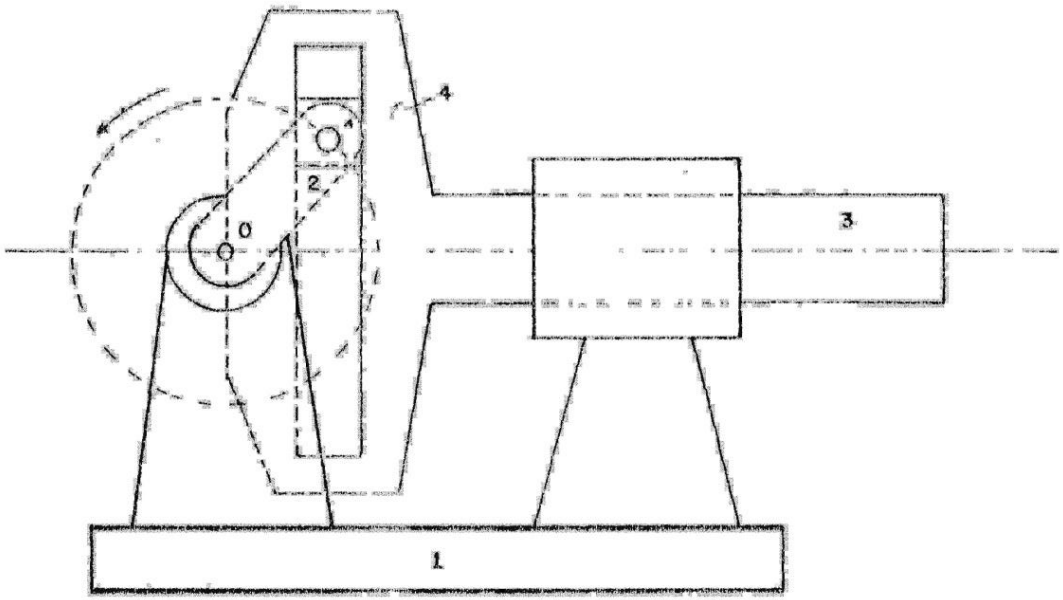


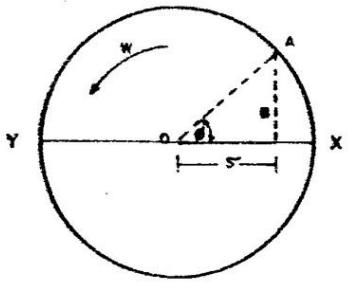
Fig. I-A

1.- MARCO FIJO
2.- MANIVELA
3.- GUIA VASTAGO
4.- RODAJA

I. T. V.	
INVESTIGACIONES CINEMATICAS MECANISMOS	
REALIZO :	ING. M. RODRIGUEZ C.
ASESOR :	ING. J. de J. FLORES PEREZ
FECHA :	OCTUBRE DE 1985

ANALOGIA DEL MOVIMIENTO ARMONICO SIMPLE

Supongamos que OA fig. (1) parte de la posición inicial Ox y gira en sentido contrario a las manecillas del reloj. Sea W su velocidad angular constante, entonces después del período de tiempo T, el ángulo girado será Wt = Ø y el desplazamiento de B de su posición media en O será:



$S = Ob = OA \cos \emptyset = r \cos Wx \ldots (1)$

Fig. 1

Fig. 1

Se podrá observar que el signo del desplazamiento de S puede ser positivo ó negativo, dependiendo del valor de Ø, ó Wt. Refiriéndonos a la ecuación (I), observamos que el valor positivo de S ocurre cuando el punto A se encuentra en el primer ó cuarto cuadrante. Por lo tanto, un valor positivo de S indica su desplazamiento a la derecha del punto medio O, y un valor negativo a la izquierda del punto medio.

La velocidad del punto B, se puede encontrar diferenciando el desplazamiento con respecto al tiempo.

$$S = V = \frac{ds}{dt} = \frac{d\,(r \cos Wt)}{dt} = \frac{r\,(\text{Sen } Wt)\; d\,(Wt)}{dt}$$

$$= rw \text{ Sen } Wt \ldots\ldots (2)$$

Otra vez el signo de la velocidad V será negativo ó positivo, dependiendo del valor de Ø.

TABLA DE VALORES DEL ANALISIS CINEMATICO DE UN YUGO ESCOCES CON M.A.S.

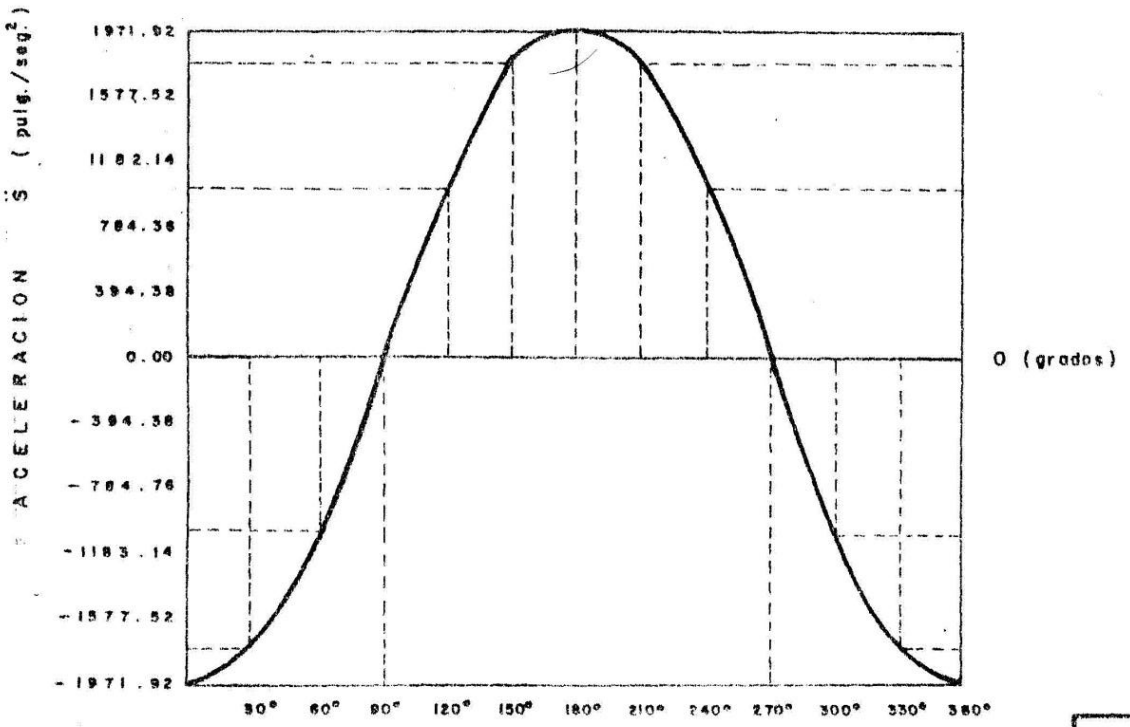
	MANIVELA		VASTAGO		
POSICION	GRADO θ	RADIANES RAD.	S P/Seg	$\dot{S}$ P/Seg.	$\ddot{S}$ P/Seg^2
0	0°	0.000	2.000	0.00	-1971.92
1	30°	0.523	1.732	-31.4	-1707.68
2	60°	1.047	1.000	-54.38	-985.96
3	90°	1.507	0.000	-62.8	0.00
4	120°	2.044	-1.000	-54.38	985.96
5	150°	2.617	-1.732	31.4	1707.68
6	180°	3.141	-2.000	0.00	1971.92
7	210°	3.665	-1.732	31.4	1707.68
8	240°	4.188	-1.000	54.38	985.96
9	270°	4.712	0.000	62.8	0.00
10	300°	5.235	1.000	54.38	-985.96
11	330°	5.759	1.732	31.4	-1707.68
12	360°	6.283	2.000	0.00	-1971.92

I. T. V.

INVESTIGACIONES CINEMATICAS
MECANISMOS

REALIZO:	ING. M. RODRIGUEZ C.
ASESOR:	ING. J. de J. FLORES PEREZ
FECHA:	OCTUBRE DE 1985

GRAFICA $\ddot{S} - \theta$ DE UN YUGO ESCOCES CON M. A. S.



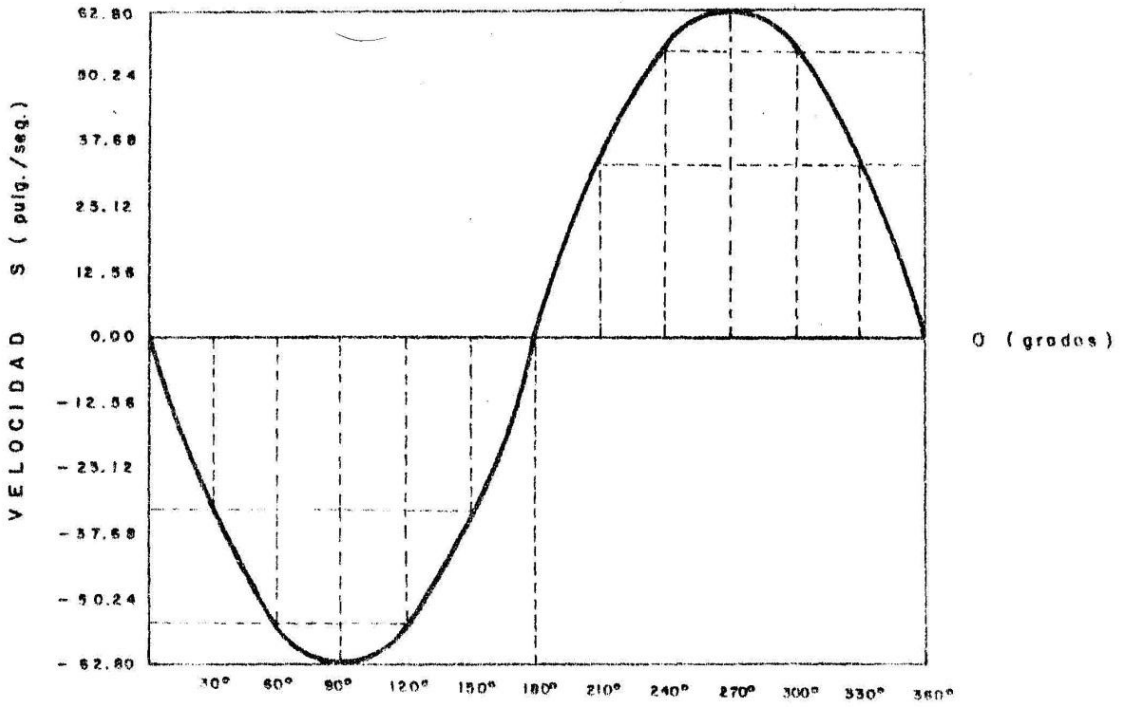
ESCALA :

EJE X = 1 cm. : 30°

EJE Y = 1 cm. : 394.38 pulg./seg.²

I. T. V.	
INVESTIGACIONES CINEMATICAS MECANISMOS	
REALIZO :	ING. M. RODRIGUEZ C.
ASESOR :	ING. J. de J. FLORES PEREZ
FECHA :	OCTUBRE DE 1985

GRAFICA S – θ DE UN YUGO ESCOCES CON M. A.S



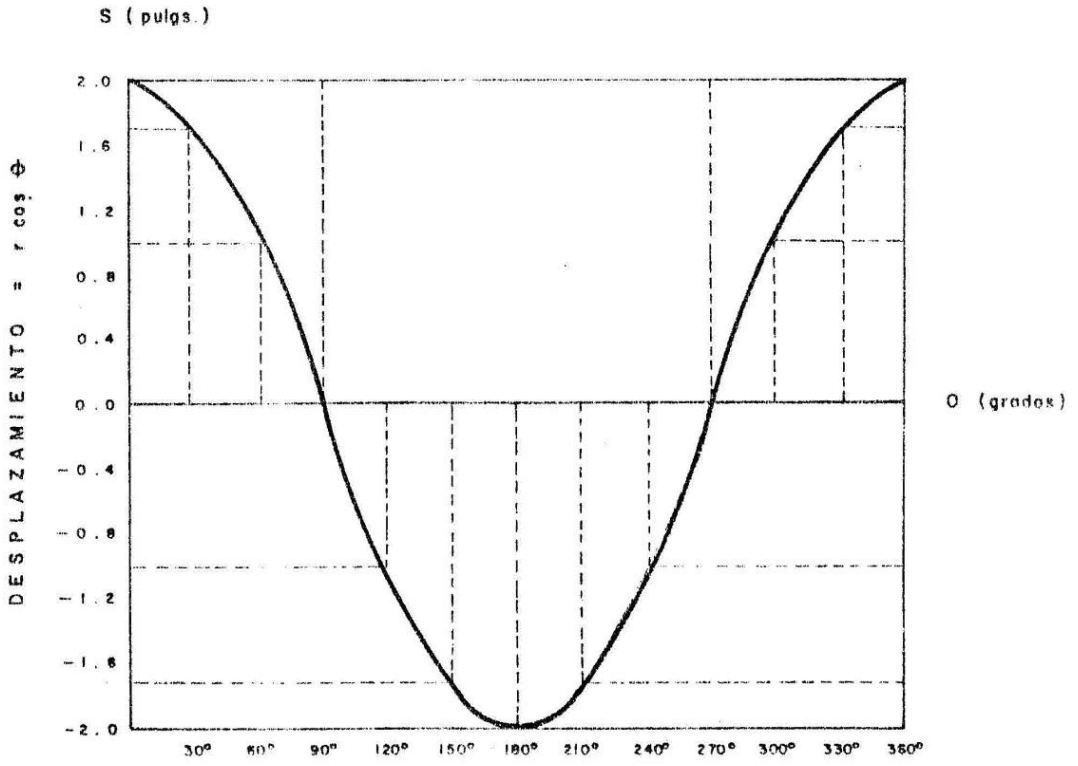
ESCALA :

EJE X = 1 cm. : 30°

EJE Y = 1 cm. : 12.56 (pulg./seg.)

I. T. V.	
INVESTICACIONES CINEMATICAS MECANISMOS	
REALIZO :	ING. M. RODRIGUEZ C
ASESOR :	ING. J. de J. FLORES PEREZ
FECHA :	OCTUBRE DE 1985

GRAFICA S – θ DE UN YUGO ESCOCES CON M.A.S.



ESCALA :

EJE X = 1 cm. : 30°

EJE Y = 1 cm. : 0.4"

I. T. V.	
INVESTIGACIONES CINEMATICAS MECANISMOS	
REALIZO :	ING. M RODRIGUEZ C.
ASESOR :	ING. J. de J. FLORES PEREZ
FECHA :	OCTUBRE DE 1985

ESTUDIO CINEMATICO DEL MECANISMO: MANIVELA, BIELA y CORREDERA.

Los usos del mecanismo de manivela, biela y corredera en sus diferentes formas son tantos y tan importantes que ameritan una consideración cuidadosa. Se puede describir como un mecanismo simple, de cuatro eslabones con movimiento coplanario relativo entre sus componentes, siendo tres pares de sus elementos rígidos y con pernos articulados y el cuarto una corredera y guía que permite el movimiento rectilíneo relativo de un par de eslabones adjuntos. Las figuras: 3, 4, y 5, muestran un proceso del desarrollo del mecanismo de manivela, biela y corredera.

La figura (3) ilustra un cuadrilátero articulado; la figura (4) muestra un dispositivo deribando de él, alterando las superficies rígidas.

Los pernos articulados entre el eslabón 4 y el 1 en la figura (3), han sido cambiados por un taco ó corredera y una guía circular ranurada en la fig. (4).

Si en todo caso, el radio medio del eslabón ranurado I se construye con una longitud igual a la del 4 en el mecanismo anterior, los movimientos de ambos en los eslabones correspondientes son idénticos.

El punto fijo material O, sobre el cual el eslabón 4 se mueve con respecto a I, en el mecanismo del cuadrilátero articulado, queda reemplazado por el punto de piveta - ó imaginario en el mecanismo derivado de éste.

Si la cadena se continúa alterando dando a la ranura en un radio infinito para que ó se desplace hasta el infinito se convierte en un tipo común del mecanismo: manivela, biela y corredera como se ilustra en la fig. (5).

El mecanismo de manivela, biela y corredera tiene 4 eslabones y uno de ellos puede ser el fijo; por consiguiente hay 4 inversiones posibles de los cuales veremos la — tercera inversión.

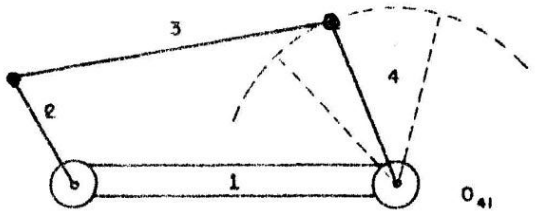


Fig. 3

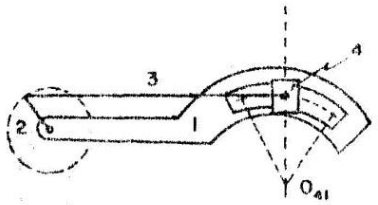


Fig. 4

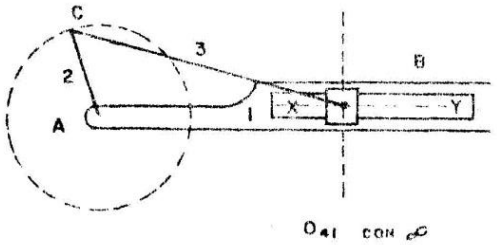


Fig. 5

I. T. V.	
INVESTIGACIONES CINEMATICAS MECANISMOS	
REALIZO :	ING. M. RODRIGUEZ C.
ASESOR :	ING. J de J. FLORES PERCZ
FECHA :	OCTUBRE DE 1985

VELOCIDAD Y ACELERACION DEL PISTON
(METODO ANALICITO)

No obstante que el método gráfico de análisis se debe emplear preferentemente, en algunos casos el método analítico es necesario.

En la figura siguiente, consideremos que (r) sea la longitud de la manivela, (nr) la longitud de la biela y (h) es la relación entre la longitud de la biela y la longitud de la manivela.

Supongamos que la manivela se encuentra a cualquier ángulo θ con respecto a la línea de la carrera y que θ es la inclinación correspondiente de la biela, x es la distancia del centro del perno de la corredera al centro del perno de la manivela. A la mitad de la carrera, evidentemente, $x = nr$.

Para cualquier ángulo θ de la manivela el desplazamiento del pistón (s), desde la posición central $s = x - nr$.

de la fig. anterior:

$$x = r \cos \theta + nr \cos \theta$$

y el desplazamiento del pistón

$$s = x - nr$$

$$s = r \cos \theta + nr \cos \phi - nr$$

$$s = r (\cos \theta + n \cos \phi - n)$$

también:

$$\operatorname{sen} \theta = \frac{h}{r} \quad y \quad \operatorname{sen} \phi = \frac{h}{nr}$$

por división:

$$\operatorname{sen} \phi = \frac{\operatorname{sen} \theta}{n}$$

ahora:

$$\cos \phi = \sqrt{1 - \operatorname{sen}^2 \phi} = \sqrt{1 - \frac{\operatorname{sen}^2 \theta}{n^2}}$$

$$= \frac{1}{n} \sqrt{n^2 - \operatorname{sen}^2 \theta}$$

sustituyendo este valor de cos ϕ en la ecuación I, se obtiene:

$$S = r (\cos \theta + \sqrt{n^2 - \operatorname{sen}^2 \theta} - n \quad \text{(ecuación 2)}$$

Así obtenemos el desplazamiento del pistón en términos del ángulo de la manivela.

Si el pistón se moviera con movimiento armónico simple, su desplazamiento al ángulo de la manivela θ sería - r cos θ.

El "efecto de la biela", debido a su oblicuidad de - este miembro con la línea de la carrera, se representa -- por la ecuación:

$$r = \sqrt{n^2 - \text{sen}^2\,\theta} - n$$

La velocidad del pistón es igual a ds/dt, donde (s) es el desplazamiento del pistón. Sustituyendo el valor de (s) de la ecuación (2), obtenemos:

$$S = \frac{d}{dt}\left[r\left(\cos\theta + \sqrt{n^2 - \text{sen}^2\,\theta} - n\right)\right]$$

$$S = r\left[-\text{sen}\,\theta\,\frac{d\theta}{dt} + \tfrac{1}{2}\left(n^2 - \text{sen}^2\theta\right)^{-\frac{1}{2}}\,\frac{d\left(n^2 - \text{sen}^2\,\theta\right)}{dt}\right]$$

$$S = -\,r\,\frac{d\theta}{dt}\left[\text{sen}\,\theta + \frac{2\,\text{sen}\,\theta\,\cos\theta}{2\sqrt{n^2 - \text{sen}^2\,\theta}}\right]$$

$$S = -\,rw\left[\text{sen}\,\theta + \frac{\text{sen}\,2\,\theta}{2\sqrt{n^2 - \text{sen}^2\,\theta}}\right] \quad \text{.....Ecuación (3)}$$

ya que $d\theta/dt = w$ = velocidad angular de la manivela. Una - forma aproximada de esta ecuación se obtiene omitiendo - - $\text{sen}^2\,\theta$ en el denominador.

El error involucrado no es muy grande, el valor de - (n) en el diseño de máquinas rara vez es menor que 4, y -- $sen^2\theta$ es igual a 1 como un máximo. La ecuación 3 se reduce a la siguiente forma:

$$\text{Velocidad del pistón} = - rw \left(\operatorname{sen}\theta + \frac{\operatorname{sen} 2\theta}{2n}\right) \quad \text{....Ec.4}$$

La aceleración del pistón es igual a dv/dt y tomando la velocidad exacta de la ecuación 3, diferenciada y dividiéndola por dt, puede demostrarse que la aceleración del pistón:

$$\text{Áceleración del pistón} = rw^2\left[\cos\theta + \frac{\cos^4\theta + \cos 2\theta(n^2-1)}{(n^2 - \operatorname{sen}^2\theta)^{3/4}}\right]$$

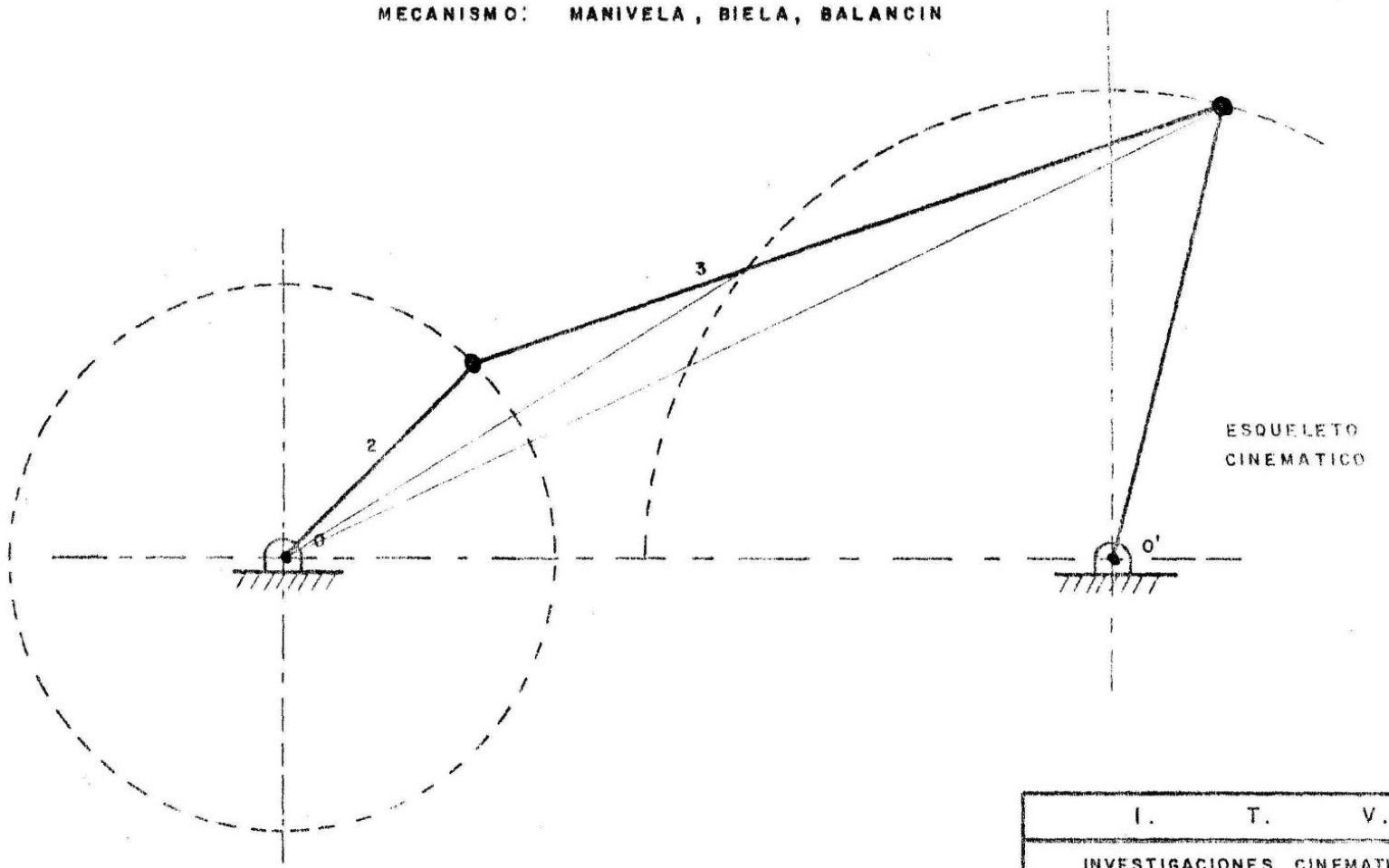
ecuación (5)

Ajustando la ecuación 5 a 3 aproximada en la misma - forma obtenemos:

$$\text{Aceleración del pistón} = rw^2 \left(\cos\theta + \frac{\cos 2\theta}{n}\right) \quad \text{..Ec.6}$$

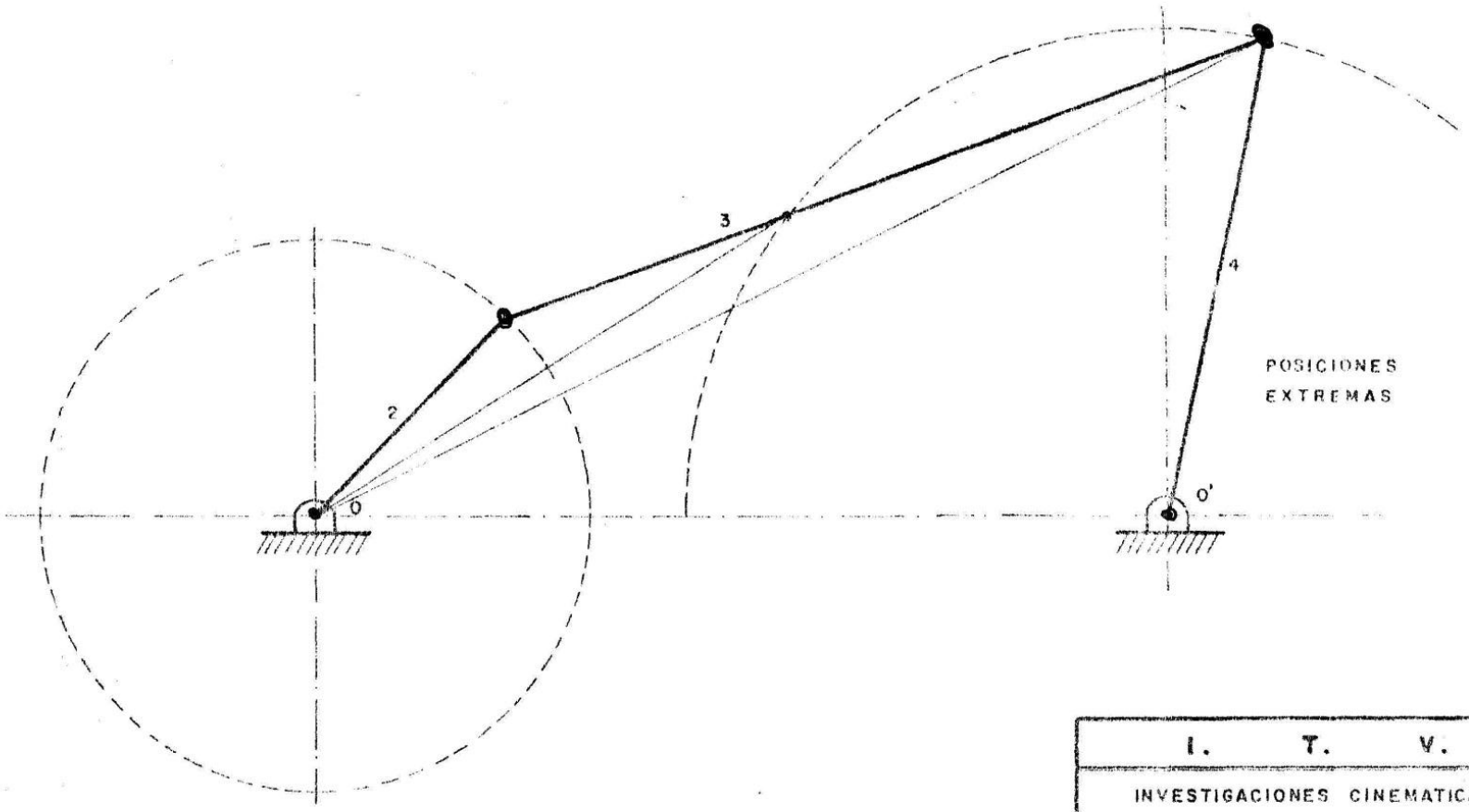
La ecuación (6) es mucho más sencilla que la ecua-- ción (5) por lo que generalmente se emplea cuando no se -- requiera una exactitud extremada. Cuando n es igual a 4 la ecuación aproximada da un error máximo aproximadamente de 0.6 por ciento en su aceleración máxima.

MECANISMO: MANIVELA , BIELA, BALANCIN



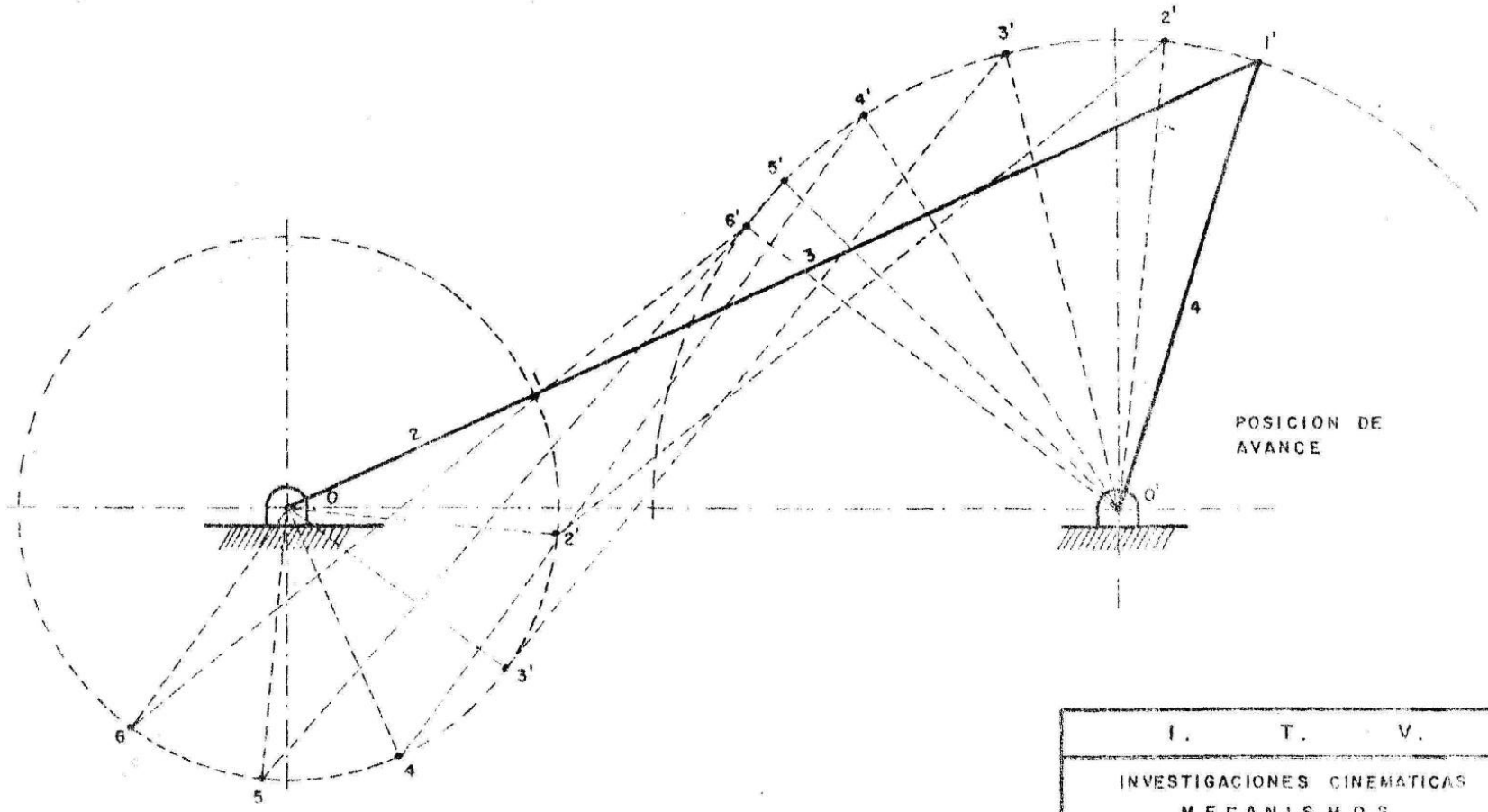
I. T. V.	
INVESTIGACIONES CINEMATICAS MECANISMOS	
REALIZO :	ING. M. RODRIGUEZ C.
ASESOR :	ING. J.de J. FLORES PEREZ
FECHA :	OCTUBRE DE 1985

MECANISMO: MANIVELA , BIELA , BALANCIN



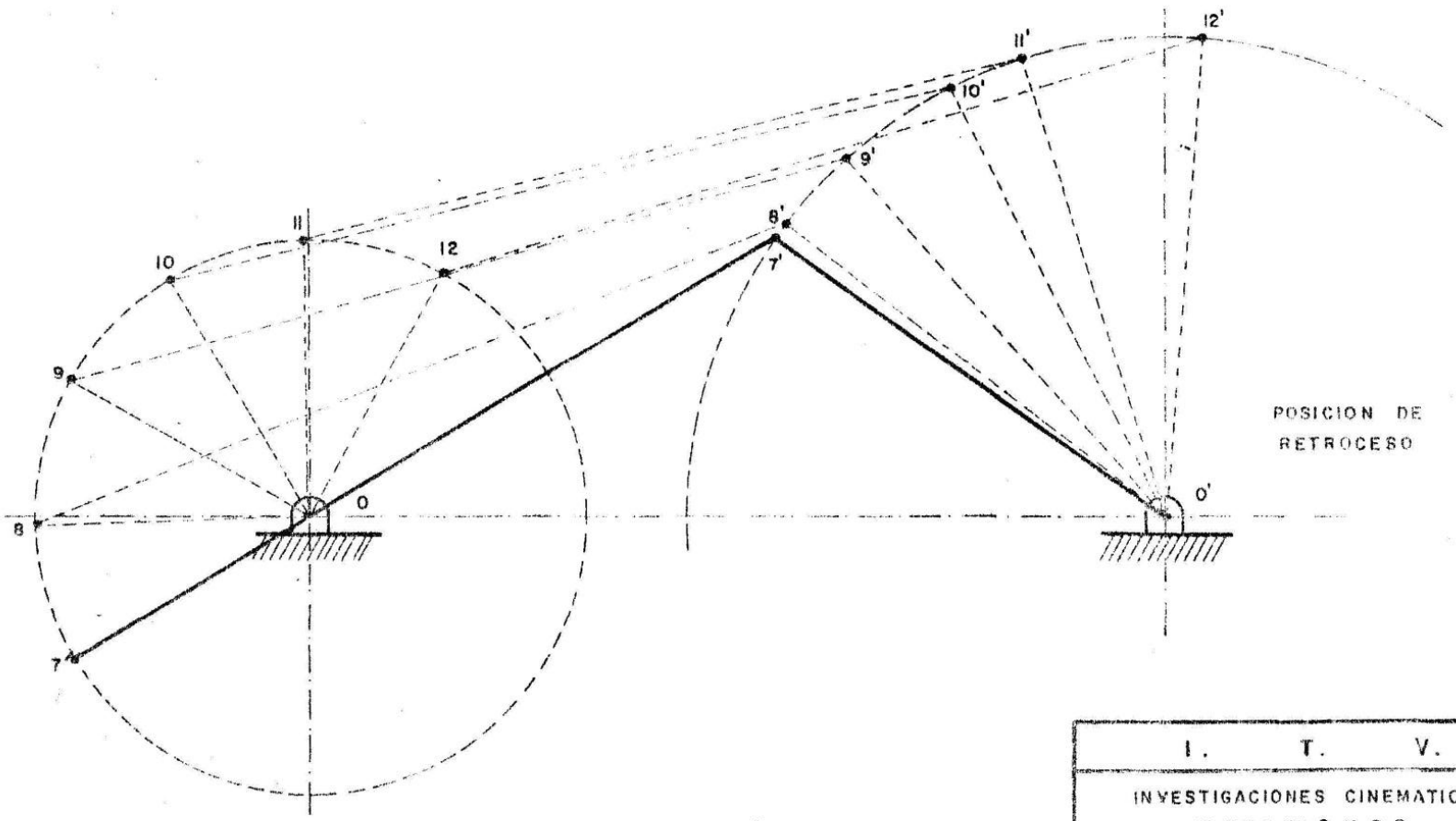
I. T. V.	
INVESTIGACIONES CINEMATICAS MECANISMOS	
REALIZO:	ING. M. RODRIGUEZ C
ASESOR:	ING. J de J FLORES PEREZ
FECHA:	OCTUBRE DE 1985

MECANISMO: MANIVELA, BIELA, BALANCIN



I. T. V.	
INVESTIGACIONES CINEMATICAS MECANISMOS	
REALIZO :	ING. M. RODRIGUEZ C.
ASESOR :	ING. J. de J. FLORES PEREZ
FECHA :	OCTUBRE DE 1985

MECANISMO: MANIVELA, BIELA, BALANCIN



I. T. V.	
INVESTIGACIONES CINEMATICAS MECANISMOS	
REALIZO:	ING. M. RODRIGUEZ C
ASESOR:	ING. J. de J. FLORES PEREZ
FECHA:	OCTUBRE DE 1985

MECANISMO DE LIMADORA

Como ejemplo de este mecanismo del tipo de tercera - inversión, ilustramos con la fig. (2).

El eslabón 1, correspondiente a la manivela 2 en la primera inversión, es el eslabón fijo. Estas unidades se utilizan para obtener movimiento de retorno rápido en las máquinas - herramientas.

La fig. (2) muestra el mecanismo de limadora con retorno rápido. El eslabón 3 es la manivela motriz a la - - cual está adjunta el taco 4.

Este último desliza entre las ranuras del marco en - la palanca 2, La palanca 2 mueve el émbolo 6 por medio de la varilla 5, como se aplica en la limadora. El émbolo 6 soporta la herramienta ó cortador. Este tiene un movimiento recíproco y la carrera de retorno se efectúa en menor tiempo que la carrera para el corte.

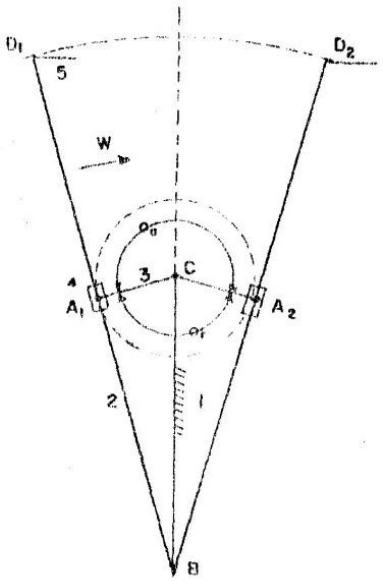


Fig. 1

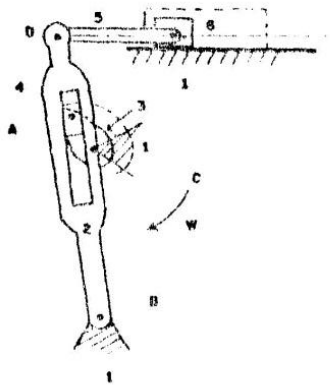


Fig. 2

I. T. V.	
INVESTIGACIONES CINEMATICAS MECANISMOS	
REALIZO:	ING. M. RODRIGUEZ C
ASESOR:	ING. J de J. FLORES PEREZ
FECHA:	OCTUBRE DE 1985

Si tomámos en cuenta que la manivela 3 gira en dirección de las manecillas del reloj, la palanca 2 llegará a su posición extrema de la derecha cuando la manivela 3 está en A, C. Fig. (1), perpendicular a BA, D. De la misma manera llegará a su otra posición extrema cuando la manivela está en la posición Ac.

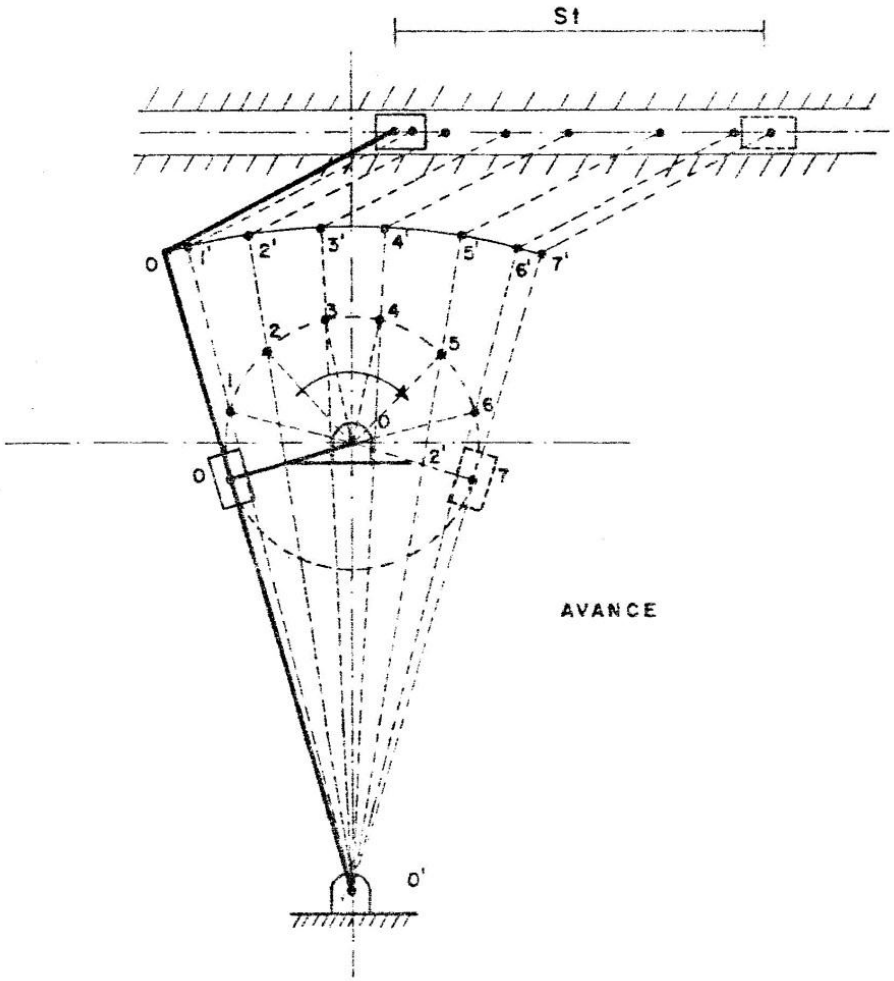
Mientras tanto la manivela gira a través de un ángulo θ, la carrera de retorno toma lugar durante el movimiento de la manivela θr.

Por consiguiente, tomando en cuenta una velocidad constante angular de la manivela 3, la relación del tiempo de ida contra el de retorno de la carrera es igual a $\theta/\theta r$.

A esta relación se le puede dar cualquier valor desde 1 hasta el infinito si se relaciona adecuadamente la relación de la distancia Ac/Bc ó 3/I

MECANISMO DE RETROCESO RAPIDO

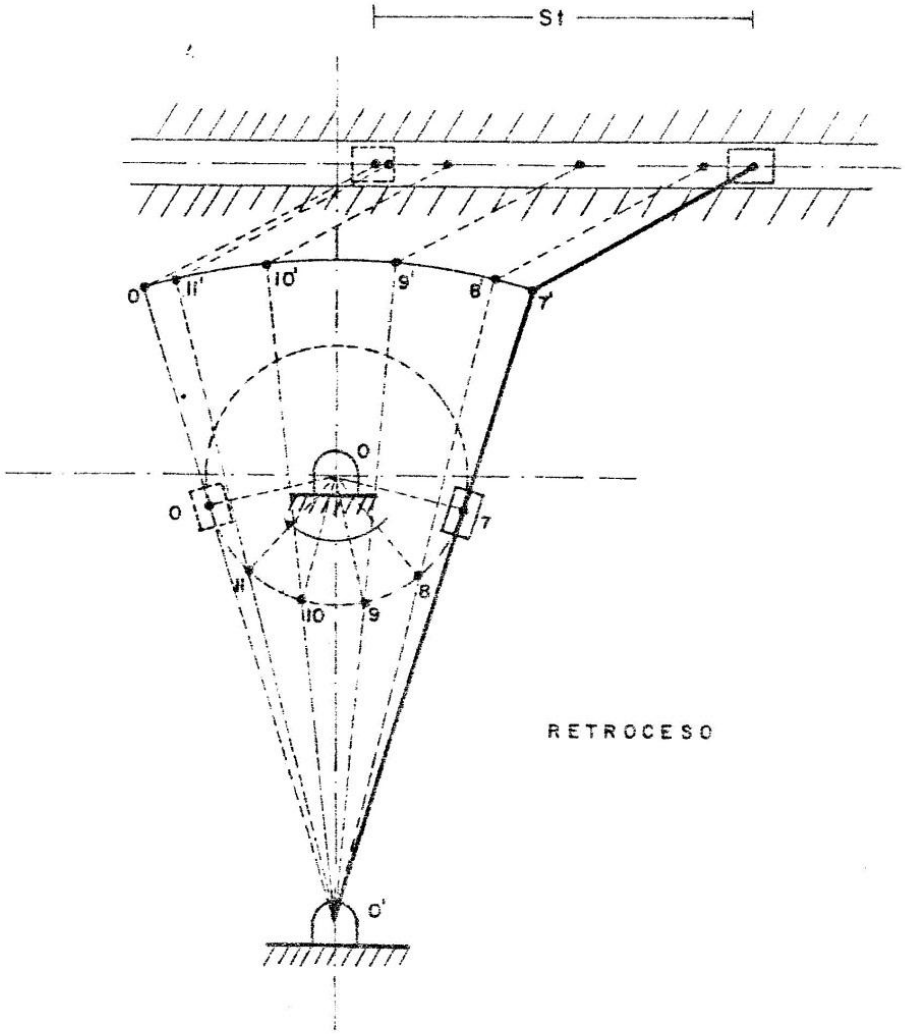
"SHAPPER"



I. T. V.	
INVESTIGACIONES CINEMATICAS MECANISMOS	
REALIZO:	ING. M. RODRIGUEZ C.
ASESOR:	ING. J. de J. FLORES PEREZ
FECHA:	OCTUBRE DE 1985

MECANISMO DE RETROCESO RAPIDO

"SHAPPER"



I. T. V.	
INVESTIGACIONES CINEMATICAS MECANISMOS	
REALIZO:	ING. M. RODRIGUEZ C.
ASESOR:	ING. J. de J. FLORES PEREZ
FECHA:	OCTUBRE DE 1985

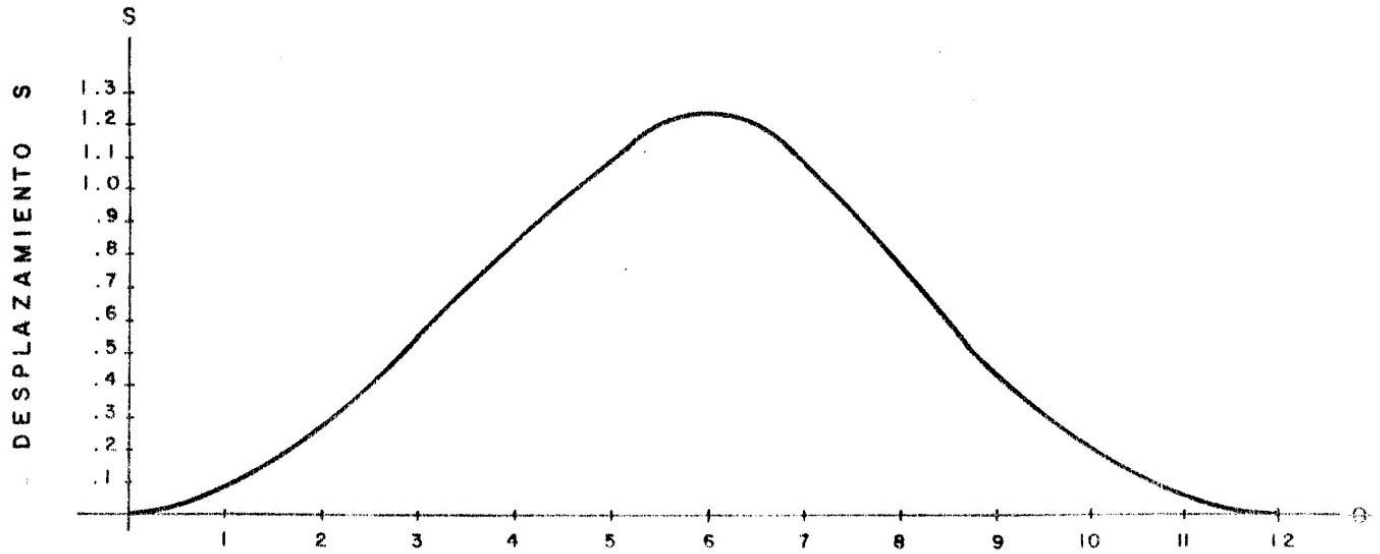
	MANIVELA		BALANCIN	
POSICION	GRADOS	RADIANES Rad.	GRADOS	RADIANES Rad.
0	0	0.000	0	0.000
1	30°	0.5235	4	0.0698
2	60°	1.0471	15	0.2618
3	90°	1.5707	31	0.5237
4	120°	2.0947	48	0.8379
5	150°	2.6179	65	1.0990
6	180°	3.1416	73	1.2570
7	210°	3.6651	61	1.1100
8	240°	4.7123	46	0.8030
9	270°	4.2359	26	0.4540
10	300°	5.2395	11	0.1920
11	330°	5.758	3	0.5200
12	360°	6.283	0	0.000

I. T. V.

INVESTIGACIONES CINEMATICAS
MECANISMOS

REALIZO :	ING. M. RODRIGUEZ C.
ASESOR :	ING. J. de J. FLORES PEREZ
FECHA :	OCTUBRE DE 1985

GRAFICA DESPLAZAMIENTO ROTATIVO DE LA MANIVELA AL MOVIMIENTO OSCILATORIO DE UN BALANCIN



ESCALA :

EJE S 1 cm. : 0. 2 rad.

EJE θ 1 cm. : 20°

I. T. V.	
INVESTIGACIONES CINEMATICAS MECANISMOS	
REALIZO :	ING. M. RODRIGUEZ C.
ASESOR :	ING. J de J. FLORES PEREZ
FECHA :	OCTUBRE DE 1985

DESPLAZAMIENTO DE UNA PARTICULA

Una partícula que se mueve genera una gráfica. La distancia medida a lo largo de la gráfica entre las 2 posiciones de la partícula, es la distancia de la partícula que se ha movido durante el mismo intérvalo de tiempo.

El cambio en la localización de la partícula en el intervalo de tiempo es llamado desplazamiento.

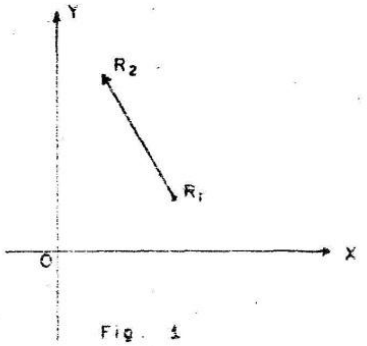


Fig. 1

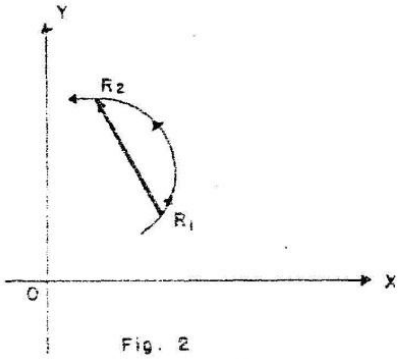


Fig. 2

En la fig. (1), una partícula R se localiza inicialmente en R y después en R_2; el desplazamiento de R en este intervalo de tiempo es un segmento lineal dirigido de R_1 a R_2.

Es la intensidad de un vector que tiene magnitud y dirección. Es importante notar que el desplazamiento es una posiciónde cambio y, por ejemplo, en la fig. (2), se muestra que la partícula R puede ser dirigida de R_1 a R_2 por una ruta circuito.

El desplazamiento de R es el vector de R_1 a R_2 designándose como ΔR, procediendo de la gráfica tomada, ó del - total de la distancia recorrida.

Ahora expresaremos el desplazamiento de una partícula en forma cuantitativa. La fig. (3), nos ilustra el caso -- general del movimiento plano de una partícula.

R_1 y R_2 son las dos posiciones de R que se mueve en - la gráfica. Estos puntos son completamente definidos por - las coordenadas rectangulares R_1, (x_1, y_1) y R_2 (x_2, y_2) - ó las coordenadas polares que son: R_1 (r_1, θ_1) y - - —— R_2 (r_2, θ_2) ó los puntos que pueden ser definidos por la - posición de los vectores R_1 y R_2.

Si la posición de los vectores son situados en la - - fig. (3), entonces las ecuaciones vectoriales son:

$$R_2 = R_1 + R$$

ó

$$\Delta R = R_2 - R_1 \text{ - - - - - - - - (1)}$$

R define el desplazamiento.

Es convenientemente expresar el desplazamiento en - - términos de las componentes "x" y "y".

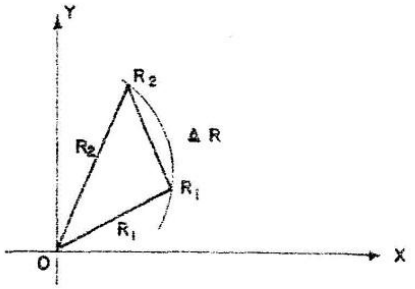


Fig. 3

DESPLAZAMIENTO DE UN CUERPO RIGIDO

Cuando un cuerpo rígido se traslada, el movimiento de una partícula describe el movimiento de que se compone el cuerpo.

Entonces el desplazamiento de una partícula la cual se mueve en traslación, describe el movimiento del cuerpo rígido.

Vemos que cuando un cuerpo rígido gira una construída entre dos partículas separadas en el cuerpo, no permanece paralela.

El desplazamiento se define como un cambio neto en la posición de algún lugar de la gráfica. De aquí que la medición de un ángulo, requiere la existencia de dos líneas, así tenemos en la fig. (4), en la que se supone que la línea Pq está inicialmente localizada en P_1 Q_1 con una localización angular θ, con respecto al eje de las "x".

Entonces, para un instante posterior en un determinado tiempo se considera a la línea P_2 Q_2 y se marca el ángulo θ_2 con respecto al eje "x". La línea ha sido movida con un movimiento de traslación y rotación.

Considerando solamente el de rotación, por el momento vemos que la posición angular ha cambiado de θ_1 a θ_2. Entonces el desplazamiento angular es:

$$\theta = \theta_1 - \theta_2 \quad - - - - - - (2)$$

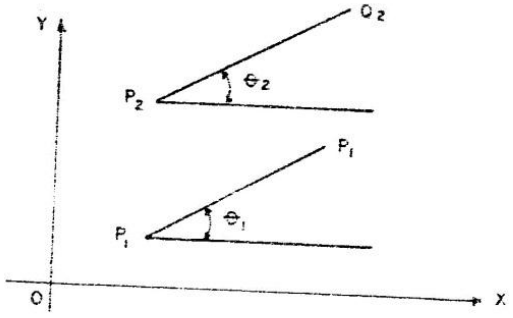


Fig. 4

En este desplazamiento la magnitud es θ en radianes y la dirección en sentido contrario a las manecillas del reloj. El desplazamiento angular no sigue la ley conmutativa de la adición.

Por esta razón no puede ser combinado vectorialmente, trataremos el tema como escaleras, viendo el signo positivo para la rotación levógira y el signo negativo para el - desplazamiento dextrógiro.

En la fig. (5), se muestra otro ejemplo del movimiento de una recta, aquí el movimiento tiene que ser separado en dos componentes de traslación y de rotación para su - - construcción.

La posición inicial es P_1 Q_1 y la final P_2 Q_2. Hay un número infinito de gráficas en las cuales P_1 y Q_1 pueden - llegar a P_2 Q_2 una de estas posibles gráficas es la que se muestra en la fig. (5).

Así en esta figura, el desplazamiento es la componente de traslación, P ó Q y de rotación θ.

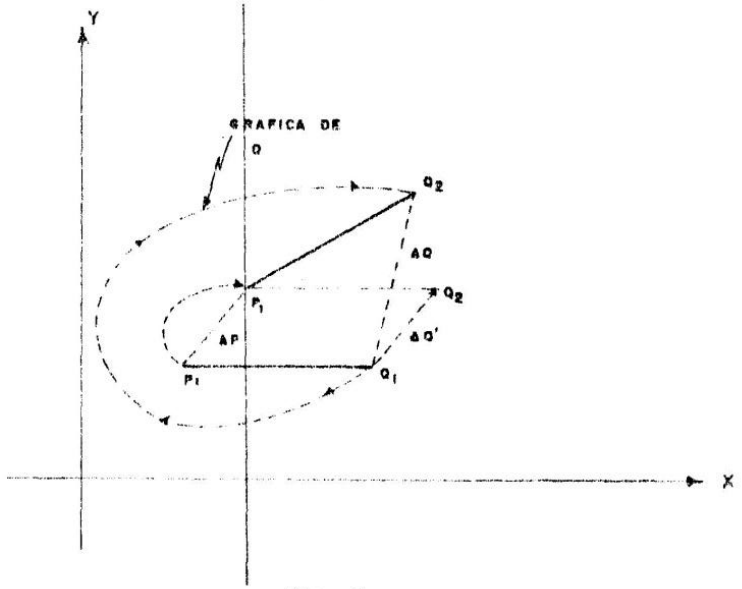
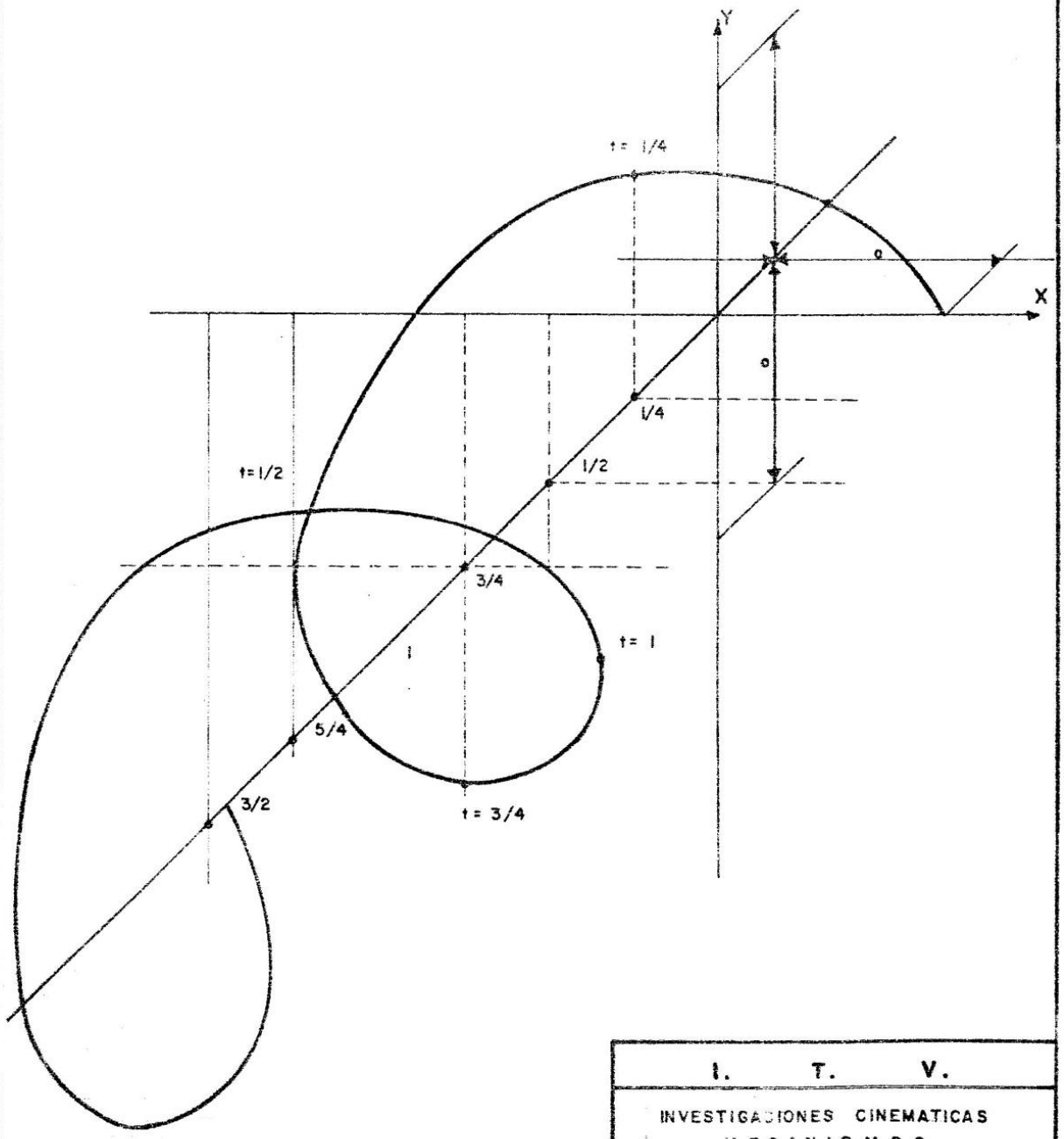


Fig. 5

I. T. V.	
INVESTIGACIONES CINEMATICAS MECANISMOS	
REALIZO :	ING. M. RODRIGUEZ C.
ASESOR:	ING. J de J FLORES PEREZ
FECHA :	OCTUBRE DE 1985

GRAFICA DEL MOVIMIENTO HELICOIDAL DE UNA PARTICULA



I. T. V.	
INVESTIGACIONES CINEMATICAS MECANISMOS	
REALIZO :	ING. M. RODRIGUEZ C.
ASESOR :	ING. J de J. FLORES PEREZ
FECHA :	OCTUBRE DE 1965

CENTROS INSTANTANEOS

Los elementos de las máquinas con movimiento coplanario se pueden dividir en tres grupos:

a).- Aquellos con movimiento angular sobre un eje fijo.

b).- Aquellos con movimiento angular pero que no están sobre un eje fijo.

c).- Aquellos con movimiento lineal, pero sin movimiento angular.

Todos estos movimientos pueden ser estudiados mediante el uso Centros Instantáneos .

Trataremos con las proyecciones de los cuerpos en este plano. Concedamos que (2) en la fig. (1), representa a un cuerpo que tiene movimiento coplanario relativo a un segundo cuerpo (1).

Un punto A sobre (2) se encuentra en la posición A_1 en un determinado instante, y el punto B se encuentra en B_1 en el mismo instante.

Un instante después A se ha movido hacia A_2 y B a B_2, Rs y Tw son respectivamente, las trayectorias marcadas en el cuerpo 1 por los dos puntos A y B, mientras se mueve el cuerpo 2.

En vista de que A y B son dos puntos en el mismo cuerpo, A_1 B_1 y A_2 B_2 son de igual magnitud. Si bisectamos a ángulos rectos A_1 A_2 y B_1 B_2 por medio de KL y MN respectivamente, encontramos la intersección de estas dos líneas en O21.

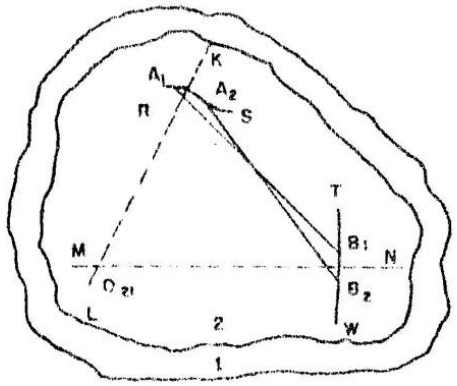


Fig. 1

I. T. V.	
INVESTIGACIONES CINEMATICAS MECANISMOS	
REALIZO :	ING. M. RODRIGUEZ C.
ASESOR:	ING. J. de J. FLORES PEREZ
FECHA :	OCTUBRE DE 1985

En ese caso es evidente que el movimiento de A desde A_1 hasta A_2, y de B desde B_1 hasta B_2 se podría efectuar - por la rotación del cuerpo (2) sobre O_2 -1.

Si las distancias A_1 A_2 y B_1 B_2 son infinitamente pequeñas, entonces O_2 - 1, se convierte en un centro instantáneo para el movimiento relativo y se denomina O_2 - 1, — queriendo decir, "el centro instantáneo para el movimiento del cuerpo (2) con respecto al cuerpo (1). O_2-1 Se podría considerar como la posición de un par de puntos superpuestos, uno en cada cuerpo, no teniendo movimiento los dos — puntos con respecto uno al otro por el instante.

El centro instantáneo por lo anterior, se puede definir de cualquiera de las siguientes maneras:

a).- Cuando dos cuerpos tienen movimiento relativo coplanario, el centro instantáneo es un punto en - un cuerpo sobre el cual otro gira en el instante considerado.

b).- Cuando dos cuerpos tienen movimiento relativo coplanario, el centro instantáneo es el punto en el que los cuerpos están relativamente inmóviles en el instante considerado.

LOCALIZACION DE CENTROS INSTANTANEOS

Los centros instantáneos son sumamente útiles para — encontrar las velocidades de los eslabones en los mecanismos. Su uso algunas veces nos permite sustituir a algún — mecanismo por otro que produce el mismo movimiento y mecánicamente es más aprovechable.

Los métodos para localizar los centros instantáneos - son por lo tanto, de gran importancia. Cuando un cuerpo — tiene movimiento rígido, cualquier punto sobre él proyecta su propia traza en el espacio.

Cuando el movimiento es coplanario, la trayectoria — del punto forma una figura plana indefinida. Muy frecuentemente se puede encontrar las trazas de los puntos correspondientes a los movimientos de dos puntos de un cuerpo.

NUMEROS DE CENTROS INSTANTANEOS.- En cualquier mecanismo que tenga movimiento coplanario, existe un centro — instantáneo para cada par de eslabones.

El número de centros instantáneos es, por lo anterior, igual al número de pares de eslabones. Con "n" eslabones,- el número de centros instantáneos es igual al número de — combinaciones de "n" objetos tomados dos a un tiempo, a saber, como sigue:

$$NCI = \frac{n\,(n - I)}{2}$$

CENTROS INSTANTANEOS PARA EL MECANISMO (MANIVELA - BIELA - CORREDERA)

Es importante que el estudiante aprenda a reconocer el mecanismo de manivela - biela - corredera en cualquiera de sus múltiples formas, ya que su aplicación para - - usos prácticos es muy amplia y variada.

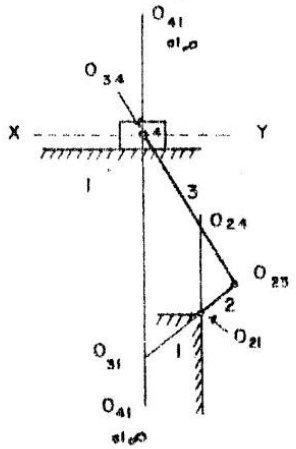
Se podría describir como una cadena cinemática de — cuatro eslabones, en la cual un par de eslabones, tiene - movimiento rectilíneo con respecto a cada uno de los - — otros, mientras que el movimiento relativo de cualquier - otro par de eslabones adjuntos es el de par cerrado.

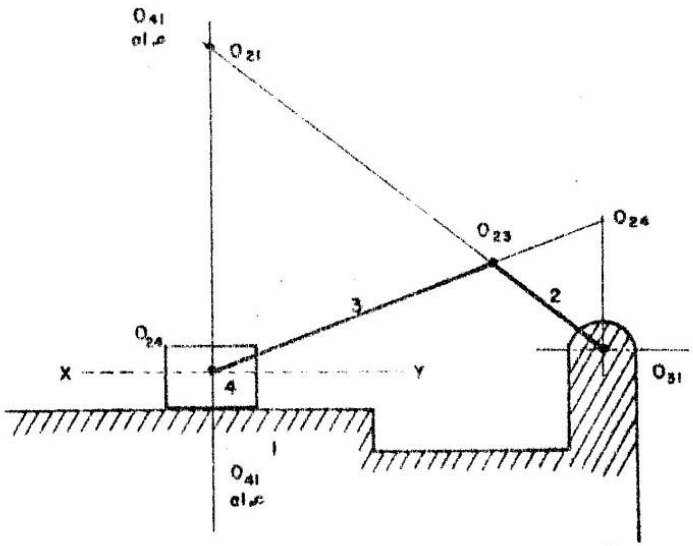
Por consiguiente, el mecanismo tiene tres pares ce— rrados y un par en deslizamiento.

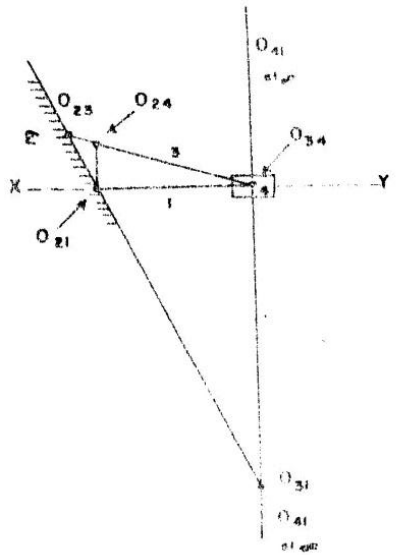
Las figuras (2), (3) y (4) ilustran tres formas del mecanismo de manivela - biela - corredera; los eslabones correspondientes llevan la misma nomenclatura.

Hay seis centros instantáneos, tres de ellos O_{21}, - O_{23} y O_{24} se encuentran localizados en los ejes de apoyo.

Uno O_{41} está en el infinito, ya que su movimiento relativo a 1 y 4 es rectilíneo. Los dos centros restantes, O_{24} y O_{31} se pueden localizar como sigue:







I. T. V.	
INVESTIGACIONES CINEMATICAS MECANISMOS	
REALIZO:	ING. M. RODRIGUEZ C.
ASESOR:	ING. J. de J. FLORES PEREZ
FECHA:	OCTUBRE DE 1985

Para localizar O_{31}, 1 se considera como si estuviera fijo, enseguida el punto O_{34}, se mueve a lo largo de xy y el punto O_{23} se mueve perpendicular al eslabón 2. Como estos son dos puntos sobre el eslabón 3, el centro instantáneo O_{31} está en la intersección de las perpendiculares de las direcciones del movimiento de estos puntos (véanse las figuras).

Similarmente, para O_{24} si 4 es fijo, O_{21} está obligado a moverse paralelo a xy, y el punto O_{23} perpendicularmente a la línea de centro de 3.

Las normales de estas direcciones de movimiento se encuentran en O_{24}.

TABULACION DE CENTROS

Cuando un mecanismo tiene seis eslabones, son quince el número de centros instantáneos a localizar. Entonces - es aconsejable tener un método sistemático para tabular - el progreso y para que ayude en la determinación. Esto se puede complementar por medio de un diagrama circular ó -- por el uso de tablas.

DIAGRAMA CIRCULAR.- Un diagrama de la forma mostrada en la fig. (5) nos sirve para encontrar centros instantáneos, puesto que nos da una visualización del orden en -- que los centros se pueden localizar por el método del teorema de Kennedy y también, en cualquier estado del procedimiento, muestra qué centros faltan por encontrarse.

El diagrama circular será útil para encontrar los -- centros en el mecanismo de seis eslabones de la fig. (6).

El siguiente procedimiento se emplea para localizar-- los.

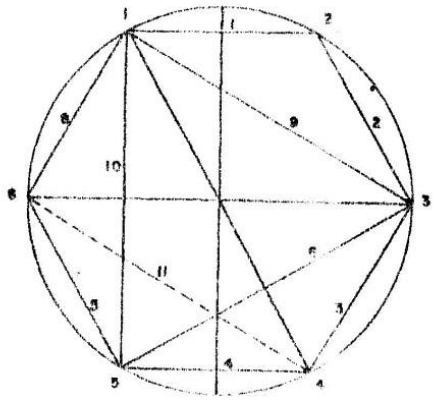


Fig. 5

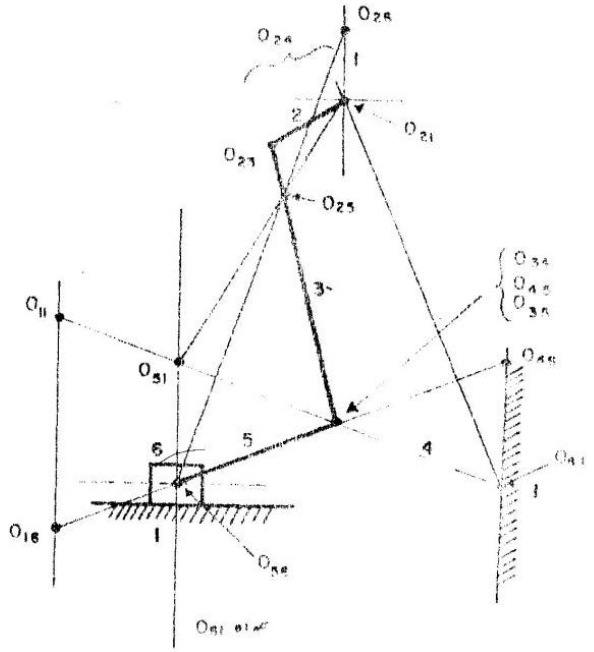


Fig. 6

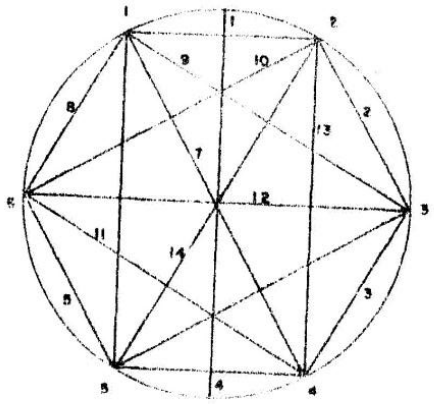


Fig. 7

I. T. V.	
INVESTIGACIONES CINEMATICAS MECANISMOS	
REALIZO :	ING. M. RODRIGUEZ C.
ASESOR :	ING. J. de J. FLORES PEREZ
FECHA :	OCTUBRE DE 1985

Trazamos un círculo como el de la fig. (5) y marcamos los puntos 1, 2, 3, 4, 5 y 6 alrededor de la circunferencia, representando los seis eslabones del mecanismo.

Conforme se van localizando los centros, trazamos - - líneas uniendo los puntos de los números correspondientes en este diagrama. De este modo, la línea 12 se traza una - vez que el centro O_{12} se ha localizado.

La figura tendrá líneas uniendo todos los pares de — puntos; cuando todos los centros instantáneos hayan sido - determinados. Los números en las líneas indican la secuencia en que fueron trazados, para facilitar su cotejo.

En un estado del procedimiento (después de que se han encontrado 10 centros) el diagrama aparecería como lo muestra la fig. (5).

Inspeccionando los diagramas notamos que uniendo 16 - cerramos dos triángulos 4 - 6 - 5 y 4 - 6 - 1, ya que éste es el caso, localizamos el centro instantáneo O_{46} en la — intersección de O_{41} O_{61} y O_{46} O_{54}. Si en su lugar hubiéramos trazado 62, solamente un triángulo, es decir el 6 - 2 - 1 se habría formado; por ésto, el centro O_{62} no se podría — encontrar después de que se ha trazado O_{25} (línea 14). - Por lo consiguiente, la línea 62 se numera 15. El procedimiento es el mismo para los puntos restantes.

La fig. (6) muestra la localización de todos los centros instantáneos y la fig. (7) el diagrama circular terminado.

MÉTODO TABULAR.- El método alternativo para localizar -- centros instantáneos de uso común, es el método tabular. En este método se establece una tabulación general y se - emplea con tabulaciones suplementarias, tal como se muestra a continuación:

1	2	3	4	5	6
~~12~~	~~23~~	~~34~~	~~45~~	~~56~~	
13	24	~~35~~	46		
~~14~~	25	36			
15	26				
~~16~~					

13	15	46
34 21	41 16	41 45
14 23	45 56	61 56

36	24	25
53 31	23 21	21 23
56 61	34 41	51 35

26
21 25
61 65

En las columnas principales de la tabulación general se enumeran los números de eslabones en el mecanismo. En - la primera columna se apuntan el número de la parte superior de la columna, combinado con aquellos números a la derecha del mismo.

En la segunda columna se apuntan el número de la parte superior de esa columna, combinado con aquellos números a la derecha del mismo.

Continuando este procedimiento hasta el final de las tablas, nos dan la lista completa de todos los centros que han de encontrarse.

Conforme los centros se van localizando en el dibujo, se tachan en la tabla, como queda ilustrado. Comúnmente, aproximadamente la mitad de los centros se encuentran por inspección y se tachan inmediatamente.

De este modo, en el ejemplo de la figura anterior, ocho de los centros (O_{12}, O_{23}, O_{34}, O_{45}, O_{56}, O_{14}, O_{16}, O_{35}), se encontraron por inspección. El resto tendría que ser localizado empleando el teorema de Kennedy y con ayuda de las tablas suplementarias.

Supóngase ahora que deseamos encontrar el O_{31}. Establecemos la tabla suplementaria, en la cual los eslabones 1 y 3 se consideran con un tercer eslabón, digamos el 4. Entonces los centros O_{34}, y O_{14} y O_{13} deben coincidir en una línea recta, según el teorema de Kennedy. El tercer eslabón también podría ser el 2, cuando los centros O_{21}, O_{23}, y O_{13}, caigan en una línea recta. Estos centros se apuntan en la tabla suplementaria bajo el encabezado 13. Refiriéndonos a la tabulación general, encontramos que los centros O_{34}, O_{14} y O_{20} han sido tachados y por lo tanto han sido localizados y están disponibles trazando líneas a través de ellos localizamos O_{31}.

De la misma manera, por el uso de las tablas, se pueden localizar todos los centros.

[illegible] DEL MECANISMO DE LEVAS

Los mecanismos de levas se emplean ampliamente en la maquinaria por su facilidad de diseño para producir cualquier movimiento deseado.

Los movimientos necesarios en partes de máquinas, comúnmente son de tal naturaleza que sería muy difícil obtenerla por cualquier otro mecanismo de igual simpleza y accesibilidad.

Por ésto los mecanismos de levas comúnmente se usan para accionar válvulas en las máquinas de combustión interna, en la maquinaria para impresión, en maquinaria para fabricar zapatos, en máquinas automáticas para tornillos en máquinas para bocartear en relojes, cerraduras, etc.

Es difícil encontrar una máquina del tiempo denominado "automático" que no emplee uno ó más mecanismos de levas.

Todos los mecanismos de levas se componen cuando menos de tres eslabones, a saber:

a).- La leva, que tiene una superficie de contacto curva ó derecha.

b).- La varilla, cuyo movimiento se produce por el contacto de la superficie de la leva.

c).- La bancada, que soporta y guía la varilla y la leva.

TIPOS DE LEVAS

Hay muchos tipos de levas, a continuación se describen algunos de los más comunes. En una leva de traslado, el perfil se corta en una cara de un bloque ó de una lámina de metal ó de otro material y la leva tiene un movimiento recíproco sobre una superficie.

Esta es la forma básica, puesto que todas las levas se pueden considerar como cuñas que tienen superficies — uniformes ó mas frecuentemente, con inclinación variable. La desventaja de este tipo, es que se obtiene el mismo movimiento en el orden inverso durante la carrera de retorno.

Esto se puede evitar si envolvemos la cuña alrededor de una circunferencia de un círculo, para formar una leva de disco ó plana.

Cuando la cuña se forma en la superficie ó punta de un cilindro, resulta una leva cilíndrica. Debe tomarse en cuenta que la varilla puede hacerse mover en una línea — recta ó se puede pivotear para obtener un movimiento oscilatorio, en cualquiera de los tipos de levas mencionados.

DISEÑO DEL PERFIL

La forma del perfil de una leva está regida por los requerimentos relativos al movimiento de la varilla. Estos requerimentos dependen de la función que el mecanismo ejecuta en la máquina en la cual se va aplicar.

El ciclo de posiciones de la varilla, determinado por tales consideraciones, puede necesitar ciertos períodos de reposo, durante el cual la varilla no tiene movimiento y ciertos períodos de movimiento de una naturaleza específica, generalmente resulta conveniente empezar con el problema del diseño de la leva, haciendo primeramente una representación gráfica del movimiento de la varilla, a la cual llamaremos diagrama de desplazamiento.

Esta es una curva lineal, en la cual las abscisas representan el movimiento del desplazamiento de la leva y las ordenadas representan el desplazamiento de la varilla. Como los dos miembros pueden tener movimiento lineal ó angular, estos desplazamientos pueden ser lineales ó angulares, dependiendo únicamente de la forma peculiar del mecanismo bajo consideración. El desplazamiento lineal de la varilla comúnmente se denomina la "alzada", aunque algunas veces el movimiento no es una dirección vertical.

Frecuentemente en aplicaciones prácticas, las varillas se mueven exacta ó aproximadamente de acuerdo con una de las siguientes condiciones:

a).- Movimiento con velocidad constante.

b).- Movimiento con aceleración ó desaceleración -- constante.

c).- Movimiento armónico simple.

d).- Cicloidal.

La flecha de excéntricos, donde la leva tiene movi-- miento angular, se considera que gira a una velocidad - - constante.

VELOCIDAD CONSTANTE

En la fig. (1) se muestra el diagrama de desplaza-- miento para el mecanismo de una leva, en el cual la varilla se eleva con velocidad constante durante 90° de movimiento del excéntrico, reposo por 90°, regresa con velocidad constante durante 90° y reposa durante el resto del - ciclo.

Cuando un cuerpo se mueve con velocidad constante, - su desplazamiento es en proporción directa al tiempo - - transcurrido, si se supone una velocidad constante para - la leva, el desplazamiento de la varilla es por consi---- guiente proporcional al desplazamiento de la leva.

La curva AB debe ser, para los primeros 90° una lí-- nea recta; durante el segundo período de 90° una recta — horizontal Bc representando el período de reposo.

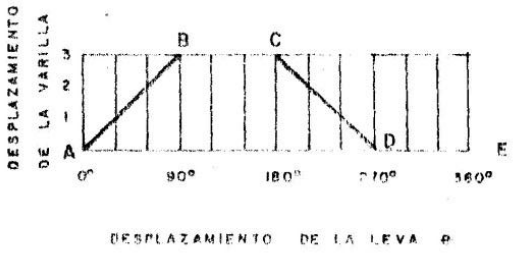


Fig. 1

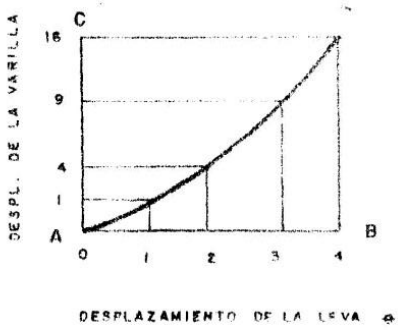


Fig. 2

I. T. V.	
INVESTIGACIONES CINEMATICAS MECANISMOS	
REALIZO :	ING. M. RODRIGUEZ C.
ASESOR :	ING. J de J FLORES PEREZ
FECHA :	OCTUBRE DE 1995

Durante el período de reposo los siguientes 90° del - movimiento de la leva se indica por otra línea recta CD, - ya que tenemos otra vez velocidad constante. La línea CD - se traza horizontalmente para el período final.

Para una aplicación práctica, probablemente el diagrama se modificaría en la forma ilustrada por las líneas punteadas, a menos que la leva girara muy despacio. Esto se - efectúa para evitar cambios bruscos del movimiento cuando empieza y termina la alzada y se sustituye por un cambio - gradual de velocidad que elimina choque y ruido.

ACELERACION CONSTANTE

Para cualquier cuerpo en movimiento con aceleración - constante, según la ecuación $S = \frac{1}{2} a t^2$, donde "S" es el desplazamiento, "a" es la aceleración y "t" es el intervalo de tiempo.

La distancia desplazada es entonces proporcional al - cuadrado del tiempo. Si tomamos intervalos del desplazamiento de la leva de 1, 2, 3, 4, etc. ó sea 1, 4, 9, etc. Este principio se aplica en el diagrama de desplazamiento mostrado en la fig. (2).

Aquí los requisitos son que la varilla se mueva a una distancia AC durante el desplazamiento de la leva AB. La - construcción es como sigue:

AB se divide en cualquier número conveniente de espacios iguales, estos en la figura son en un número de 4. Cada uno de estos espacios representan un intervalo de -- tiempo igual, bajo suposición de que la leva tiene velocidad uniforme.

Los desplazamientos de la leva hasta los finales de estos intervalos son proporcionales a los números 1, 4, - 9 y 16. Pero AC es el desplazamiento al final del cuarto intervalo. Por tanto, dividiendo AC en dieciseis partes - iguales y proyectamos desde la primera, la cuarta, la novena y la dieciseisaba, como se ilustra en la figura, localizando de este modo los puntos sobre la curva requerida.

LEVA CICLOIDAL

Recientemente se ha encontrado que la leva cicloidal tiene muchas ventajas prácticas para obtener una acción - suave considerando los efectos de vibración.

La ecuación para este movimiento es:

$$S = s\,\frac{\theta}{\theta_o} - \frac{s}{2\pi}\,\text{sen}\,2\pi\,\frac{\theta}{\theta_o}$$

Donde (s) es el desplazamiento total que toma lugar durante el ángulo total de la leva θ_o, y S es el desplazamiento que acontece a cualquier ángulo θ de la leva.

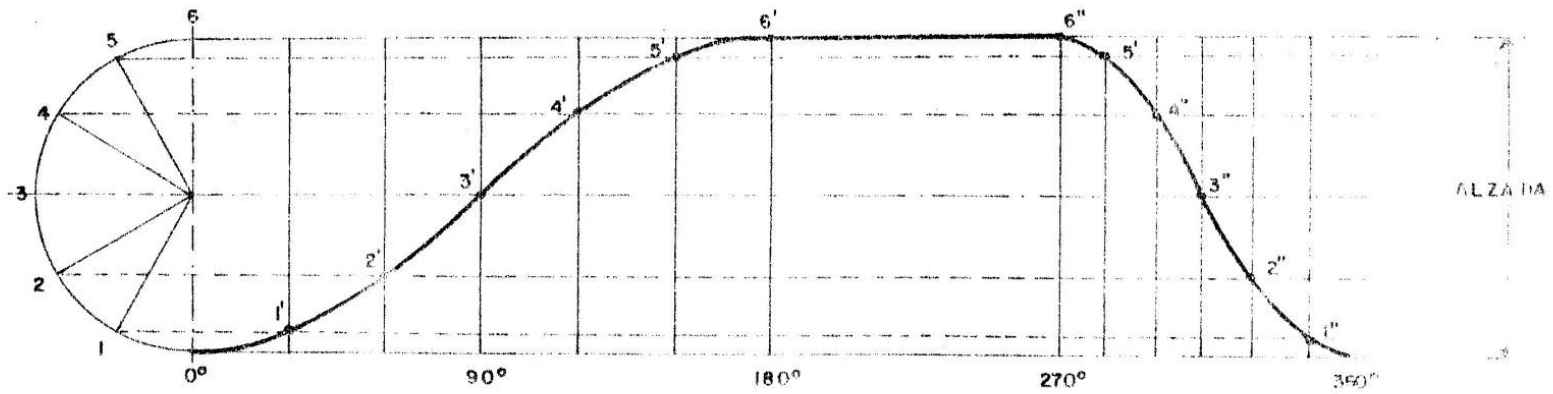
El método gráfico para la construcción de esta curva se muestra a continuación, donde la alzada "s" tiene lugar durante el ángulo θ_o de la leva.

El tiempo total ó el ángulo de la leva se divide en un número conveniente de partes iguales, en este caso — doce.

Una línea puntiada diagonal, marcada OA, se dibuja - entonces a través del diagrama para representar el primer término de la ecuación. En la esquina inferior izquierda del diagrama se dibuja un círculo que tiene un radio s/2 y su circunferencia se divide en el mismo número de divisiones que la abscisa del diagrama.

Los puntos se marcan en el sentido de las manecillas del reloj, como se ilustra en la gráfica.

GRAFICA S — θ DE UN M. A. S. DE UNA "LEVA"



ANGULO DE LA LEVA, θ

I. T. V.	
INVESTIGACIONES CINEMATICAS MECANISMOS	
REALIZO:	ING. M. RODRIGUEZ C.
ASESOR:	ING. J de J. FLORES PEREZ
FECHA:	OCTUBRE DE 1985

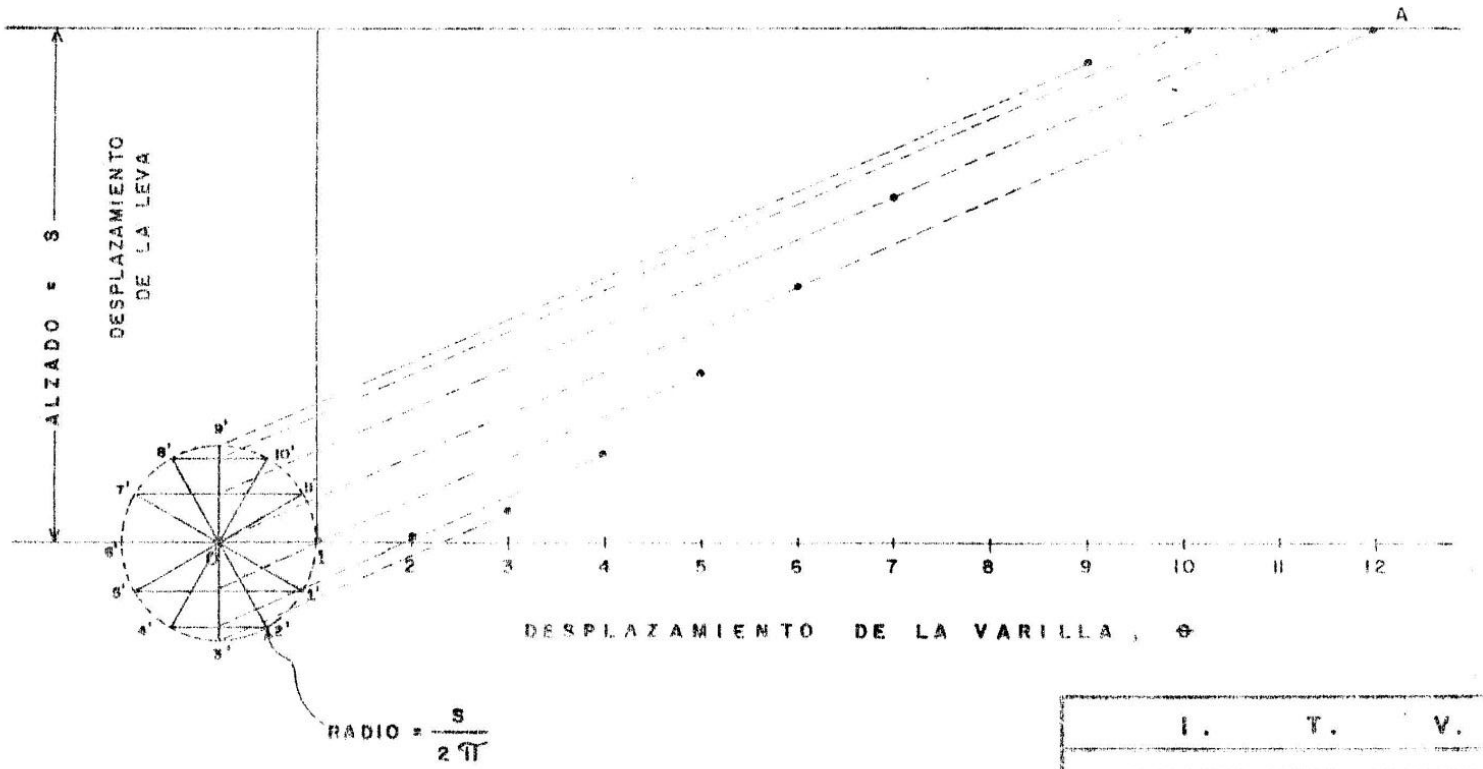
Entonces se proyecta horizontalmente a la línea central vertical del círculo y después paralelamente a la -- línea diagonal OA hasta la división correspondiente de - tiempo y ángulo de la leva.

Esta última construcción complementa el segundo término de la ecuación que se resta del primer término ó sea de la línea recta OA. Para ilustrarlo consideremos un punto, el "S".

La distancia O$" sobre la línea central vertical del círculo, es igual a $/2ρ sen 2 π θ/θc, en vista de que - el radio es $/2π y el ángulo en el círculo 12' 05' es - - igual a 2 π θ/θ°

Dibujando el paralelograma O5" transferimos la distancia O$" desde el círculo hasta el punto requerido en - el diagrama de desplazamiento, para localizar "c" en la - curva deseada.

GRAFICA S - θ DE UNA "LEVA CICLOIDAL"



I. T. V.	
INVESTIGACIONES CINEMATICAS MECANISMOS	
REALIZO :	ING. M. RODRIGUEZ C.
ASESOR :	ING. J. de J. FLORES PEREZ
FECHA :	OCTUBRE DE 1985

SELECCION DEL MOVIMIENTO

En muchos casos de diseño de levas, el tipo de movimiento se basa en los requerimiento de la máquina.

En el diseño de maquinaria automática, no obstante, frecuentemente el problema consiste en obtener un movimiento a través de una distnecia determinada en un tiempo conocido, la única restricción sobre el tipo de movimiento es que debe ser suave y con un mínimo de choque ó fuerzas desbalanceadas.

En tales casos, una curva de velocidad constante sin modificación sería poco aconsejable ya que presenta una tremenda aceleración y desaceleración al terminar los movimientos.

La elección cae entonces dentro del movimiento armónico simple, la leva cicloidal ó el movimiento de aceleración y desaceleración constante en iguales períodos de tiempo.

La gráfica siguiente es una comparación de estos cuatro movimientos cuando conectan dos períodos de reposo. - La parte superior muestra la curva de desplazamiento para la varilla cuando se mueve una unidad de distancia en una unidad de tiempo para la velocidad constante V, para el - movimiento armónico simple (M.A.S.) aceleración y desaceleración constante de iguales proporciones ó gravedad G y una leva cicloidal.

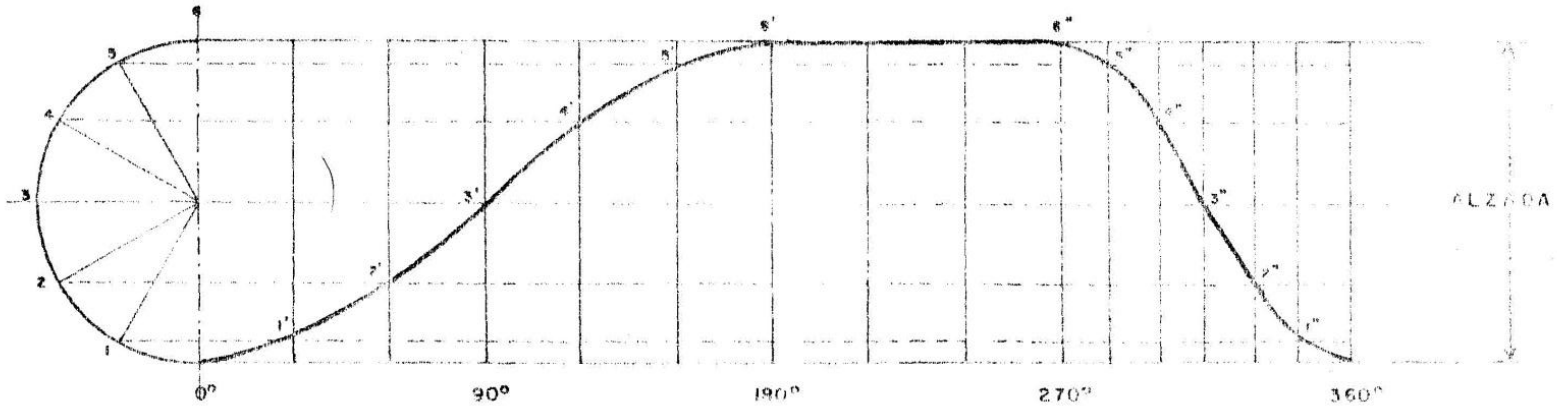
Las curvas de velocidad y aceleración se localizan y trazan gráficamente debajo de la desplazamiento.

De estas curvas, la curva la aceleración-tiempo es - la de mayor interés ya que la magnitud de las fuerzas de choque es una función de la masa de la varilla y de su — aceleración.

Debe observarse que el valor máximo de la acelera—— ción durante cualquiera de estos movimientos es el menor en la leva de "gravedad", lo parece indicar que éste es - el movimiento más aconsejable a emplearse.

De cualquier forma, para ambos movimientos, el de — gravedad y el armónico simple, la aceleración máxima y — por tanto la máxima fuerza de inercia se aplican repentinamente al principio de la carrera. Esto ocasiona severas perturbaciones vibratorias que se pueden reducir empleando la leva cicloidal la cual aplica gradualmente la aceleración.

GRAFICA S - θ DE UN M.A.S. DE UNA "LEVA"



ANGULO DE LA LEVA, θ

I. T. V.	
INVESTIGACIONES CINEMATICAS MECANISMOS	
REALIZO:	ING. M. RODRIGUEZ C.
ASESOR:	ING. J. de J. FLORES PEREZ
FECHA:	OCTUBRE DE 1985

TRENES DE ENGRANAJES

Un mecanismo que transmite movimiento desde una flecha motriz hasta una flecha accionada, por mediación de - dos ó más engranes, se denomina tren de engranaje.

Los problemas concernientes a los cálculos de las -- relaciones de velocidad de estos trenes, se consideran - en este capítulo.

El valor del tren de engranaje se define como la relación de:

$$\frac{\text{Velocidad angular de la última rueda (accionada)}}{\text{Velocidad angular de la primera rueda (motriz)}}$$

Estas velocidades se miden en los trenes de engranaje ordinarios con referencia a la bancada fija sobre la - cual están montadas y soportan las flechas de los engra-- nes.

El signo positivo de un valor del tren indica que la primera y última ruedas giran en el mismo sentido, el signo negativo indica que giran en sentidos opuestos.

TREN DE ENGRANAJE SIMPLE

Es aquel en el cual no existen dos ruedas rígidamente ajustadas a la misma flecha, para que giren a la misma velocidad angular.

La fig. (1) muestra un tren de este tipo. Aquí el movimiento se transmite de 2 hasta 5 veces a través de las ruedas 3 y 4.

Por definición, el valor del tren es w_{51}/w_{21}. Los círculos primitivos de los engranes giran juntos sin deslizamiento, de esta forma la velocidad de la línea primitiva es la misma para todos.

Se deduce que la rueda 5 a través del contacto con la 4 girará a la misma velocidad de la línea primitiva como si estuviera engranada con la 2. Los tamaños de las ruedas intermedias 3 y 4 ó el número de dientes que contengan, no tienen ningún efecto sobre el valor del tren.

Por esta razón 3 y 4 comunmente se denominan locas ó parásitas. Esto en parte no está bien dicho, en vista de que las ruedas transmiten en la misma forma en que lo hacen las ruedas 2 y 5. Si quitáramos la rueda 4 del tren de engranaje y la 5 se moviera desde la 3, la rueda 3 tendría la misma velocidad pero en sentido opuesto. Por lo anterior el número de las ruedas locas controla el signo del valor del tren de engranaje. En vista de lo anterior es evidente que el valor de un tren de engranaje simple, es igual a la relación inversa del número de dientes en la primera y en la última rueda.

Para el tren de engranaje de la fig. (1).

$$\frac{w_{51}}{w_{21}} = - \frac{n_2}{n_3} \quad - - - - - (1)$$

Donde n_2 y n_3 son el número de dientes.

Inspeccionando se observa, que las ruedas 2 y 5 giran en sentidos opuestos, lo cual explica el signo negativo.

Sustituyendo por el número de dientes indicado en la figura, tenemos:

$$\frac{w_{51}}{w_{21}} = - \frac{30}{45} = - \frac{2}{3}$$

La fig. (2) muestra un tren de engranaje simple que contiene un engranaje anular ó interno (2), el cual mueve una rueda loca (3) que a su vez mueve la rueda (4).

La relación del tren es:

$$\frac{w_{51}}{w_{21}} = - \frac{100}{40} = - 2 \frac{1}{2}$$

Empleamos el signo negativo ya que la rueda motriz gira en sentido de las manecillas del reloj, cuando la rueda accionada gira en sentido contrario de las manecillas del reloj.

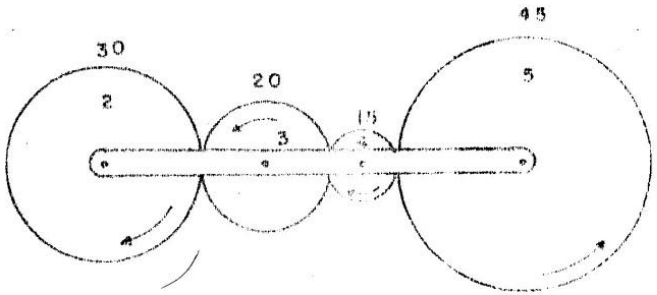


Fig. 1

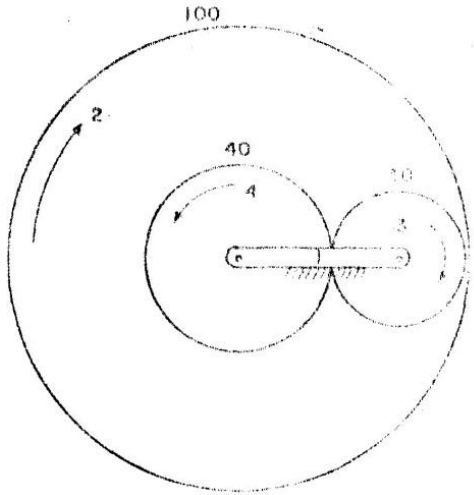


Fig. 2

I. T. V.	
INVESTIGACIONES CINEMATICAS MECANISMOS	
REALIZO :	ING. M. RODRIGUEZ C.
ASESOR :	ING. J. de J. FLORES PEREZ
FECHA :	OCTUBRE DE 1985

TREN DE ENGRANAJE CONVENCIONAL

De aquel en el cual, cuando menos un par de ruedas se encuentran rígidamente fijas a la misma flecha para que las dos giren a la misma velocidad angular. Uno de estos trenes se muestra en la fig. (3).

En este tren de transmisión es a través de 2, 3, 4, - 5, en ese orden y las ruedas 3 y 4 se encuentran montadas sobre la misma flecha. Para localizarlas la relación del - tren proseguimos de la manera siguiente:

Consideramos las ruedas 2 y 3.

$$\frac{w_{31}}{w_{21}} = - \frac{n_2}{n_3} \quad \text{- - - - - - - - - (A)}$$

También consideramos las ruedas 4 y 5.

$$\frac{w_{51}}{w_{41}} = - \frac{n_4}{n_5} \quad \text{- - - - - - - - - (B)}$$

Multiplicando las ecuaciones A y B, obtenemos:

$$\frac{w_{51}}{w_{21}} \times \frac{w_{51}}{w_{41}} = \frac{n_2}{n_3} \times \frac{n_4}{n_5}$$

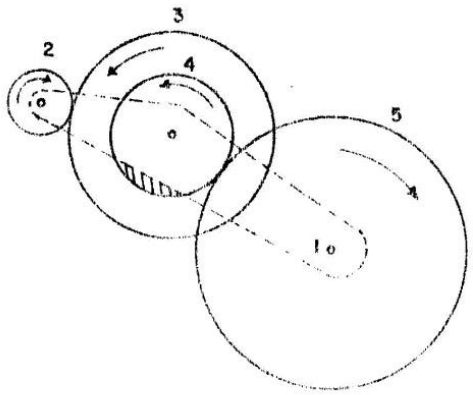


Fig. 3

I. T. V.	
INVESTIGACIONES CINEMATICAS MECANISMOS	
REALIZO:	ING. M. RODRIGUEZ C.
ASESOR:	ING. J de J. FIORI PEREZ
FECHA:	OCTUBRE DE 1985

Pero w_{41} en vista de que estas ruedas están montadas sobre la misma flecha.

Por esto:

$$\frac{w_{51}}{w_{21}} = \frac{n_2 \times n_4}{n_3 \times n_5}$$

Si denominamos a la primera rueda de cada par de engranes la motriz y a la segunda rueda la accionada, podemos escribir:

$$\text{Valor del tren} = \pm \frac{\text{El producto del número de dientes de las motrices}}{\text{El producto del número de dientes de las accionadas}}$$

El signo, como dijimos anteriormente depende de si la rotación del extremo accionado del tren es el mismo, ó si es opuesto al extremo motriz.

Los trenes de engranajes compuestos comúnmente se emplean cuando la reducción de la velocidad es grande. En casos como tales, un tren de engranaje simple con la misma relación de velocidad, podría requerir el uso de un engrane muy grande.