

MECANISMOS – TM 111

1. INTRODUÇÃO

1.1 Mecanismos (Definição) – Algumas definições do termo mecanismos:

Mabie e Reinholtz definem mecanismo como a parte do projeto de uma máquina relacionada com a cinemática e cinética de mecanismos articulados, cames, engrenagens e trens de engrenagens.

Wilson e Sandler consideram um mecanismo como um componente de uma máquina que consiste de dois ou mais corpos arranjados de tal maneira que o movimento de um, ou mais, destes corpos implique no movimento dos demais.

Martin relaciona mecanismo ao termo cadeia cinemática como um sistema de corpos rígidos ligados entre si ou em contato direto de tal maneira que se permite o movimento relativo entre eles.

Erdman e Sandor definem mecanismo como um dispositivo capaz de transmitir movimento e/ou força de uma certa fonte de movimento – um motor elétrico, por exemplo – para uma saída de movimento requerida.

1.2 Síntese Cinemática Versus Análise Cinemática: Síntese cinemática é o processo de projetar um mecanismo para uma determinada finalidade sendo conhecidas previamente algumas condições de seu movimento. Em síntese cinemática, portanto, o objetivo consiste na determinação das principais dimensões de um mecanismo.

A análise cinemática, por outro lado, dado um determinado mecanismo, baseando-se em suas propriedades geométricas, são determinados os valores das posições, velocidades e acelerações de suas peças e de pontos de interesse convenientemente escolhidos sobre as peças que compõe tal mecanismo.

A tabela abaixo mostra a aplicação prática de uma quantidade enorme de mecanismos. Ela é bem ilustrativa e didática. Estude a tabela abaixo examinando as figuras segundo Erdman e Sandler [4]. *Procure encontrar aplicações de tais mecanismos na bibliografia, internet, etc.*

Tabela de Erdmas and Sandor

Input	Transmission	Output
Power source	Mechanism types	Applications
Rotary Electric motor AC motors DC motor shunt—adjustable speed DC series—speed = f (torque) Geared motors Stepper motors (control position) in accordance with electrical input) Servomotors (feedback devices & amplifiers) FHP (fractional horsepower) motors	Cams and followers Plate cams Cylindrical or barrel cam Force closed Form closed Roller/flat-faced follower Translating/oscillating Gear trains Spur, helical External, internal Planetary Worm and double-worm Harmonic drives	Automotive valve train Indexing mechanism (Fig. P4.40) Variable-valve timing Automotive transmission (Fig. P7.6) Differential (Fig. 7.20) Speed reducers (Fig. 7.22) Power seat-adjustment mechanism Variable-speed drives (Fig. 5.21) Window actuators (Figs. 1.8, 8.83–8.101) Variable-stroke engine (Figs. 1.10, P1.58) Wiper mechanism Landing gear mechanism (Figs. P1.61, P1.62) Wing flap mechanism (Figs. P1.59, P1.60) Prosthetic devices (Figs. 1.16, 1.17)
Linear Pneumatic cylinder Hydraulic cylinder Ball screws	Belts, ropes, and pulleys Chain and sprocket drives	Braces Shutter mechanism Watch mechanism VCR tape loading mechanism Clamp mechanism (Figs. 3.70, 3.71, P3.83)
Manual Lever Crank	Linkages Four-bar linkage Piston-crank mechanism Six-bar linkages N-bar linkage	Front-end loader (P3.29, Vol. 2) Web-cutter mechanism Screw press/screw jack Shaper mechanism (Fig. P3.11) Deep-drawing press
Energy storage/release Flywheels Springs Rubberbands Muscles	Ratchet and pawl mechanisms Screw mechanisms Combinations of the above	Feeding mechanism (Figs. P1.37, P1.39) Clutch mechanism (Table 1.3) Brake mechanism (Figs. 1.5, 1.6) Dwell mechanism Convertible-top mechanism (Fig. P3.12) Wheel suspension (Fig. P1.10, P1.95–P1.97)

1.3 Tipos de mecanismos. As tabelas abaixo mostram uma grande quantidade de mecanismos. É enfatizado o conceito de transformação de um tipo movimento em outro tipo de movimento usando um mecanismo. **Procure encontrar aplicações de tais mecanismos na bibliografia, internet, etc.** (Table 2.2 – De Erdman and Sandor)

Tabela de Erdmas and Sandor

TABLE 2.2 PHYSICAL BUILDING BLOCKS ENUMERATED ACCORDING TO FUNCTIONAL BUILDING BLOCKS OF: ROTATION ↔ ROTATION, ROTATION ↔ TRANSLATION, TRANSLATION ↔ TRANSLATION, HELICAL ↔ ROTATION, AND HELICAL ↔ TRANSLATION.

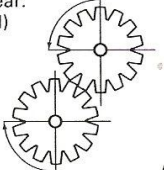
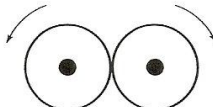
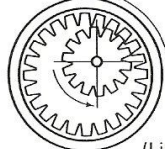

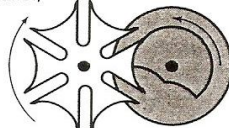
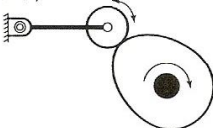
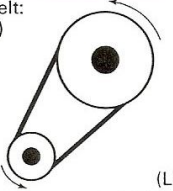
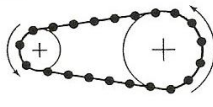
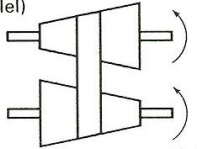

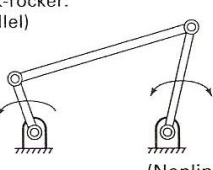
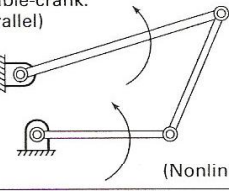
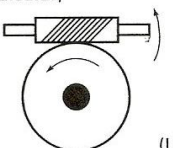
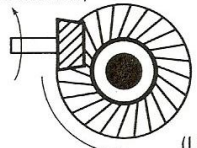
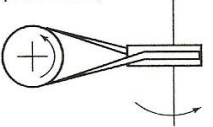
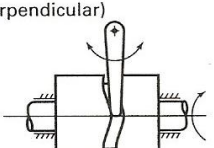
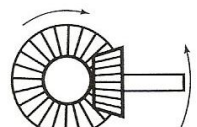

Rotation ← → Rotation		
<p>Spur Gear: (Parallel)</p>  <p>(Linear)</p>	<p>Friction Rollers Pair: (Parallel)</p>  <p>(Linear)</p>	<p>Internal Gear Pair: (Parallel)</p>  <p>(Linear)</p>
<p>Noncircular Gear: (Parallel)</p>  <p>(Nonlinear)</p>	<p>Geneva Wheel: (Parallel)</p>  <p>(Nonlinear)</p>	<p>Cam Follower: (Parallel)</p>  <p>(Nonlinear)</p>
<p>Pulley Belt: (Parallel)</p>  <p>(Linear)</p>	<p>Sprocket and Chain: (Parallel)</p>  <p>(Linear)</p>	<p>Cone Belt: (Parallel)</p>  <p>(Linear)</p>
<p>Pawl Ratchet Wheel: (Parallel)</p>  <p>(Nonlinear)</p>	<p>Crank-rocker: (Parallel)</p>  <p>(Nonlinear)</p>	<p>Double-crank: (Parallel)</p>  <p>(Nonlinear)</p>
<p>Worm Gear: (Perpendicular)</p>  <p>(Linear)</p>	<p>Hypoid Gear: (Perpendicular)</p>  <p>(Linear)</p>	<p>Pulley Belt: (Perpendicular)</p>  <p>(Linear)</p>
<p>Cylindrical Cam-Follower: (Perpendicular)</p>  <p>(Nonlinear)</p>	<p>Bevel Gear: (Perpendicular)</p>  <p>(Linear)</p>	<p>Sprocket Chain: (Perpendicular)</p>  <p>(Linear)</p>

TABLE 2.2 (CONTINUED)

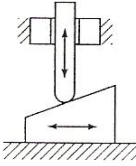
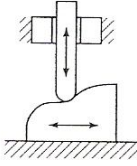
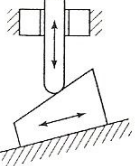
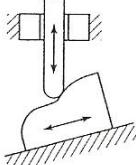
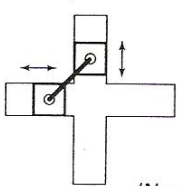
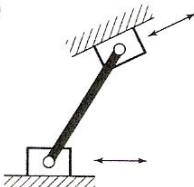
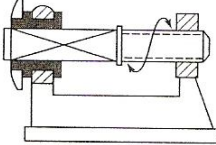
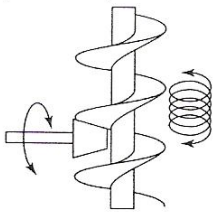
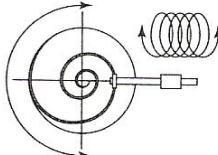
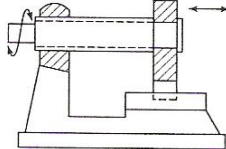
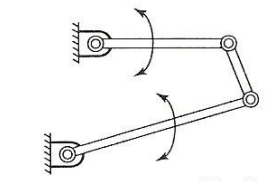
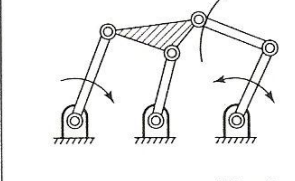
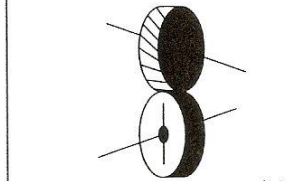
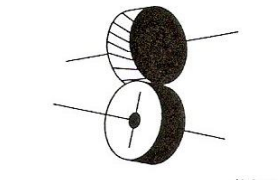
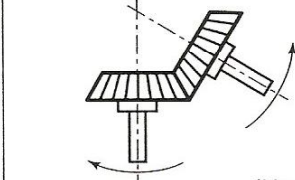

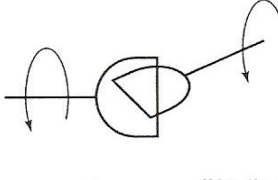
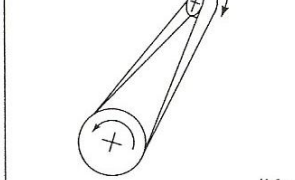
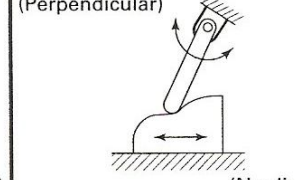
Translation ← → Translation		
<p>Wedge Cam Follower: (Perpendicular)</p>  <p style="text-align: right;">(Linear)</p>	<p>Wedge Cam Follower: (Perpendicular)</p>  <p style="text-align: right;">(Nonlinear)</p>	<p>Wedge Cam Follower: (Skew)</p>  <p style="text-align: right;">(Linear)</p>
<p>Wedge Cam Follower: (Skew)</p>  <p style="text-align: right;">(Nonlinear)</p>	<p>Double-slider: (Perpendicular)</p>  <p style="text-align: right;">(Nonlinear)</p>	<p>Double-slider: (Skew)</p>  <p style="text-align: right;">(Nonlinear)</p>
Helical ← → Rotation		
<p>Screw Mechanism:</p>  <p style="text-align: right;">(Linear)</p>	<p>Screw Bevel Gear: (Perpendicular)</p>  <p style="text-align: right;">(Nonlinear)</p>	<p>Screw Bevel Gear: (Perpendicular)</p>  <p style="text-align: right;">(Nonlinear)</p>
Helical ← → Translation		
		<p>Screw Mechanism: (Parallel)</p>  <p style="text-align: right;">(Linear)</p>

TABLE 2.2 (CONTINUED)

Rotation ← → Rotation		
Double-rocker: Parallel  (Nonlinear)	Six-bar Dwell Linkage: (Parallel)  (Nonlinear)	Helical Gear: (Perpendicular)  (Linear)
Helical Gear: Skew  (Linear)	Bevel Gear: (Skew)  (Linear)	Sprocket Chain: (Skew)  (Linear)
Universal-joint: Skew  (Nonlinear)	Pulley Belt: (Skew)  (Linear)	Rotation ← → Translation Wedge Cam Follower: (Perpendicular)  (Nonlinear)

1.4 Pares Cinemáticos e Mobilidade

Juntas ou Pares Cinemáticos: Juntas ou pares cinemáticos representam os diversos tipos de conexões usadas entre duas ou mais peças de um mecanismo que permite o movimento relativo entre elas dotado de restrições. Os pares cinemáticos podem ser do tipo inferior ou superior.

Os pares cinemáticos do tipo inferior têm teoricamente uma superfície de contato. Os pares cinemáticos superiores têm teoricamente um ponto ou uma linha de contato. Os pares inferiores são mais usados em mecanismos articulados e os pares superiores são mais usados em mecanismos de contato direto.

Os exemplos mais comuns de pares inferiores são os pares de revolução (tipo pino), prismático, helicoidal, cilíndrico, esférico, plano e do tipo junta universal. Observe, através da figura abaixo, que o par de revolução permite apenas uma rotação relativa entre duas peças consecutivas unidas por ele, restringindo duas translações relativas. No caso do par prismático é permitida apenas a translação relativa entre duas peças. O par helicoidal permite uma translação ou uma rotação, pois estes movimentos estão relacionados pelo passo da rosca utilizada. O par cilíndrico permite uma translação e uma rotação. O par esférico permite apenas três rotações, o par plano permite duas translações e uma rotação e a junta universal duas rotações.

Tabela de pares cinemáticos [Tabela de Wilson and Sadler](#)

Type of joint (pair)	Lower pair (L) or higher pair (H)	Symbol	Degrees-of-freedom (connectivity) of the joint in a spatial linkage	Schematic representation	Possible configuration	Descriptive example
Revolute	L	R	1 θ			A pin joint that permits rotation only
Prism	L	P	1 x			A straight spline that permits sliding only
Helix	L	H	1 x or θ			Power screw or helical spline
Cylinder	L	C	2 x, θ			A sleeve that permits both rotation and sliding

Figure 1.1 Common linkage joints (pairs).

Sphere	L	S	3 θ, ϕ, γ			A ball (and socket) joint permitting rotation in three angular directions
Plane	L	P_L	3 x, y, θ			A surface restraint permitting rotation and motion parallel to the plane of the surface
Universal joint	L	U	2 θ, ϕ			The Hooke-type universal joint that combines two revolute pairs
Spur gear pair	H	G	2 (rolling and sliding)			Spur gears, helical gears, and other gears
Cam pair	H	*	2 (rolling and sliding)	*		Disk cam and follower

Figure 1.1 Continued.

Mobilidade para o movimento plano (equação de Gruebler): Mobilidade de um mecanismo é o número de coordenadas independentes necessário para especificar univocamente uma posição de um mecanismo.

Um conjunto de n peças possui $3n$ graus de liberdade. A conexão entre as peças resulta na perda de graus de liberdade, isto é, na perda da mobilidade deste conjunto de peças. Por exemplo, um pino (par inferior) restringe dois graus de liberdade. O mesmo ocorre com um par prismático.

O contato direto entre duas peças com escorregamento, restringe apenas um grau de liberdade (uma translação na normal comum), e permite uma translação na tangente comum entre as peças e a rotação relativa. O contato direto sem escorregamento, por outro lado, restringe dois graus de liberdade, permitindo apenas a rotação relativa.

A mobilidade de um mecanismo é calculada como,

$$F = 3(n - 1) - 2f_1 - f_2$$

onde, f_1 representa agora o número de pares cinemáticos que restringem dois graus de liberdade e f_2 denota o número de pares cinemáticos que restringem apenas um grau de liberdade para o movimento relativo plano entre as peças.

2. SÍNTESE E ANÁLISE CINEMÁTICA DE MECANISMOS ARTICULADOS (Linkages)

2.1 Mecanismo Biela – Manivela

Síntese para o mecanismo biela manivela com pistão na mesma linha do eixo da manivela, vide Figura 1.18 (a) abaixo. A Figura 1.18 (a) mostra as posições dos pontos mortos superior e inferior.

Dado o comprimento da biela L , relaciona-se o curso do pistão S com o comprimento da manivela R como,

$$S = 2R$$

Síntese para o mecanismo biela manivela com pistão fora do eixo de manivela (desalinhado), vide Figuras 1.18 (b) e (c). O comprimento do desalinhamento é E . A Figura 1.18 (b) mostra as posições dos pontos mortos superior e inferior. A figura 1.18 (c) mostra que o deslocamento angular β é menor que o deslocamento angular α . Para uma rotação constante da manivela, este mecanismo pode ser considerado de retorno rápido.

Figura de Wilson and Sadler

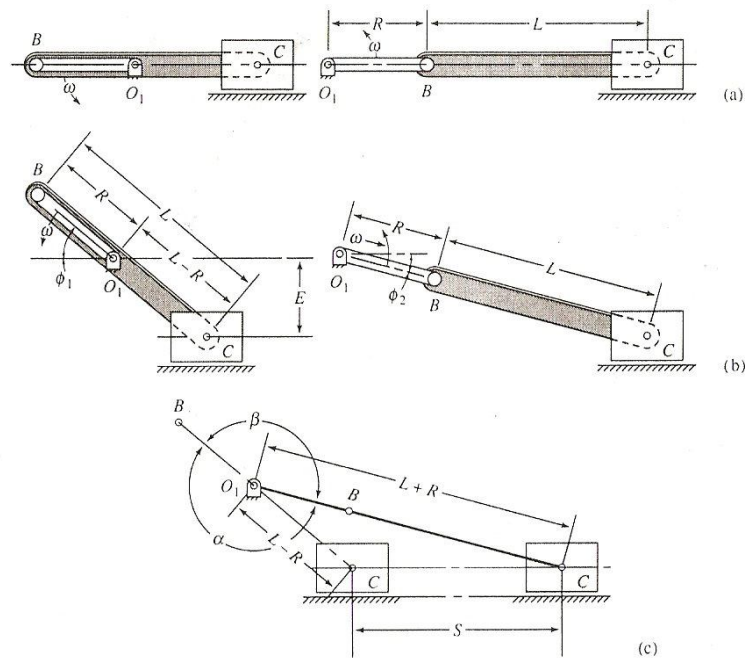


Figure 1.18 (a) The two limiting positions of an *in-line* slider-crank mechanism. (b) The two limiting positions of an offset slider-crank mechanism. (c) The limiting positions of an offset slider-crank mechanism superimposed to find the time ratio of forward to return strokes.

Com base nas figuras 1.18 (b) e (c),

$$\alpha = 180^\circ + \phi_1 - \phi_2 \quad (1)$$

$$\beta = 180^\circ - \phi_1 + \phi_2$$

onde,

$$\phi_1 = \sin^{-1}\left(\frac{E}{L-R}\right) \quad (2)$$

$$\phi_2 = \sin^{-1}\left(\frac{E}{L+R}\right)$$

e

$$S = \sqrt{(L+R)^2 - E^2} - \sqrt{(L-R)^2 - E^2} \quad (3)$$

Usando as equações acima se podem propor diversos problemas de síntese cinemática.

Exemplo 1: Determine o comprimento da manivela R de um mecanismo biela manivela com pistão deslocado de 5 mm, curso S de 25 mm e $L/R = 2.5$. Calcule a relação β/α resultante deste mecanismo. (vide código `biela_manivela_1.m`)

Exemplo 2: Determine o comprimento da manivela R de e o comprimento da manivela L um mecanismo biela manivela com pistão deslocado de 5 mm, curso S de 25 mm e $\beta/\alpha = 0.85$.

Método de Newton Rhapson Uni e Multi-variável

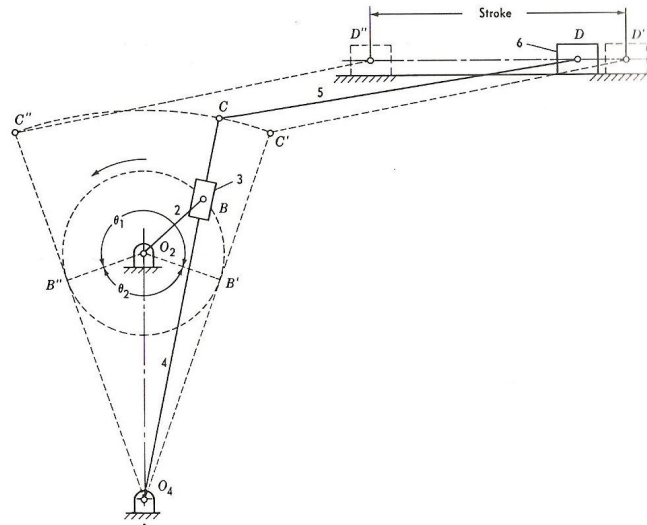
2.3 Análise Cinemática de Mecanismos de Um Único Grau de Liberdade

- 2.3.1 – Análise de Posições de Coordenadas Secundárias
- 2.3.2 – Análise de Velocidades de Coordenadas Secundárias
- 2.3.3 – Análise de Acelerações de Coordenadas Secundárias
- 2.3.4 – Análise de Posições de Pontos de Interesse
- 2.3.5 - Análise de Velocidades de Pontos de Interesse
- 2.3.6 - Análise de Acelerações de Pontos de Interesse

Análise Cinemática do Mec. Biela Manivela (vide código `biela_manivela_2.m`)

2.4 Mecanismos de retorno Rápido

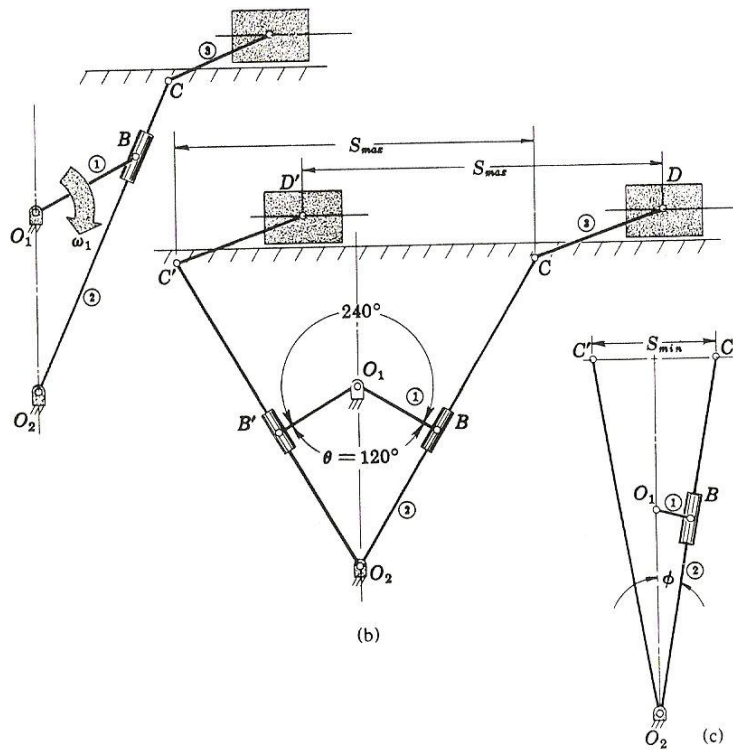
Razão temporal θ_1/θ_2



Mecanismo de Retorno Rápido do tipo ‘Crank Shaper’ [Figura de Martin](#)

Exemplo 3: Projete um mecanismo de retorno rápido com curso que pode variar de 3 a 8 polegadas, com uma razão temporal de 2 para 1 para o curso máximo. O comprimento

da base é ADOTADO $C = O_1O_2 = 4$ polegadas. Calcule qual a razão temporal para o curso mínimo. Utilize esquema baseado na figura abaixo.



Mecanismo de retorno Rápido do tipo 'Crank Shaper' (Wilson and Sadler)

O projeto deste mecanismo consiste na determinação do comprimento da manivela acionadora $R = O_1B$ e no comprimento da barra $L = O_2C$. Dada a relação temporal, com base na figura acima a determinação do ângulo θ é feita como,

$$\frac{360 - \theta}{\theta} = \frac{2}{1} \Rightarrow \theta = 120^\circ$$

Para a condição de ponto morto mostrada na figura (b) acima, o comprimento da manivela acionadora $R = O_1B$ para o curso máximo é determinado por,

$$\sin\left(90 - \frac{\theta}{2}\right) = \frac{R}{C} \Rightarrow R = 4 \sin\left(90 - \frac{120}{2}\right) = 2$$

Com base na figura (b) acima, o comprimento da barra $L = O_2C$ é dado por,

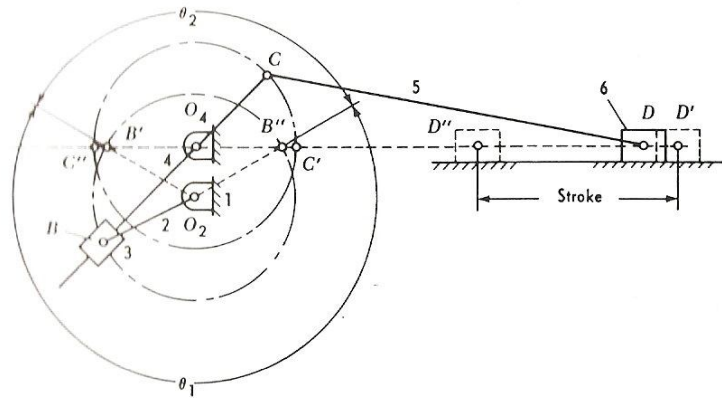
$$\frac{S_{\max}}{2} = L \sin\left(90 - \frac{\theta}{2}\right) \Rightarrow L = \frac{S_{\max} / 2}{\sin\left(90 - \frac{\theta}{2}\right)} = \frac{8/2}{\sin\left(90 - \frac{120}{2}\right)} = 8.$$

Note que o comprimento da peça 3 é arbitrário e que o comprimento da manivela acionadora R_{\min} para o curso mínimo S_{\min} , com base na figura (c) acima é dado por,

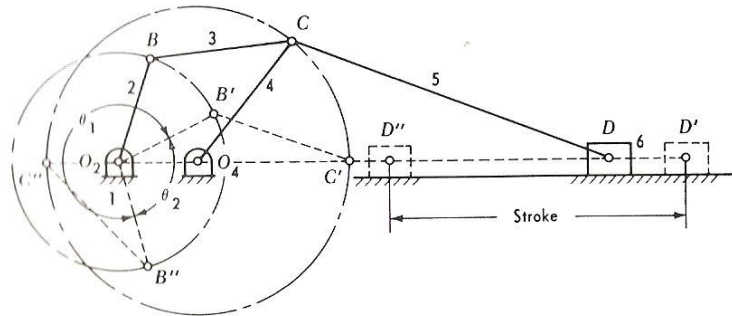
$$R_{\min} = O_1 O_2 \sin(\phi) = O_1 O_2 \left(\frac{S_{\min} / 2}{O_2 C} \right) = 4 \left(\frac{1.5}{8} \right) = 0.75$$

Dado os comprimentos das peças calculados acima, determine agora a razão temporal para o curso menor $S_{\min} = 3$.

Análise Cinemática do Mecanismo de Retorno Rápido do Tipo ‘Crank Sharper’



Mecanismo de Retorno Rápido tipo ‘Whitworth’ [Figura de Martin](#)



Mcanismo de retorno rápido tipo ‘Drag link’ [Figura de Martin](#)

2.5 Mecanismo de Quatro Barras

Critério de Grashof

Usado para a classificação de mecanismos de quatro barras baseado nos comprimentos das barras.

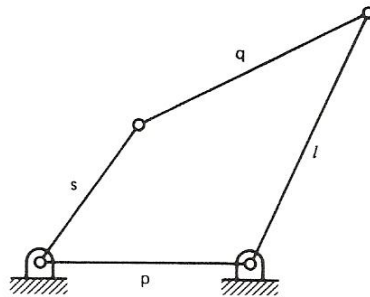


Figure 3.5 Four-bar linkage: shortest link s , longest link l , intermediate length links p and q .

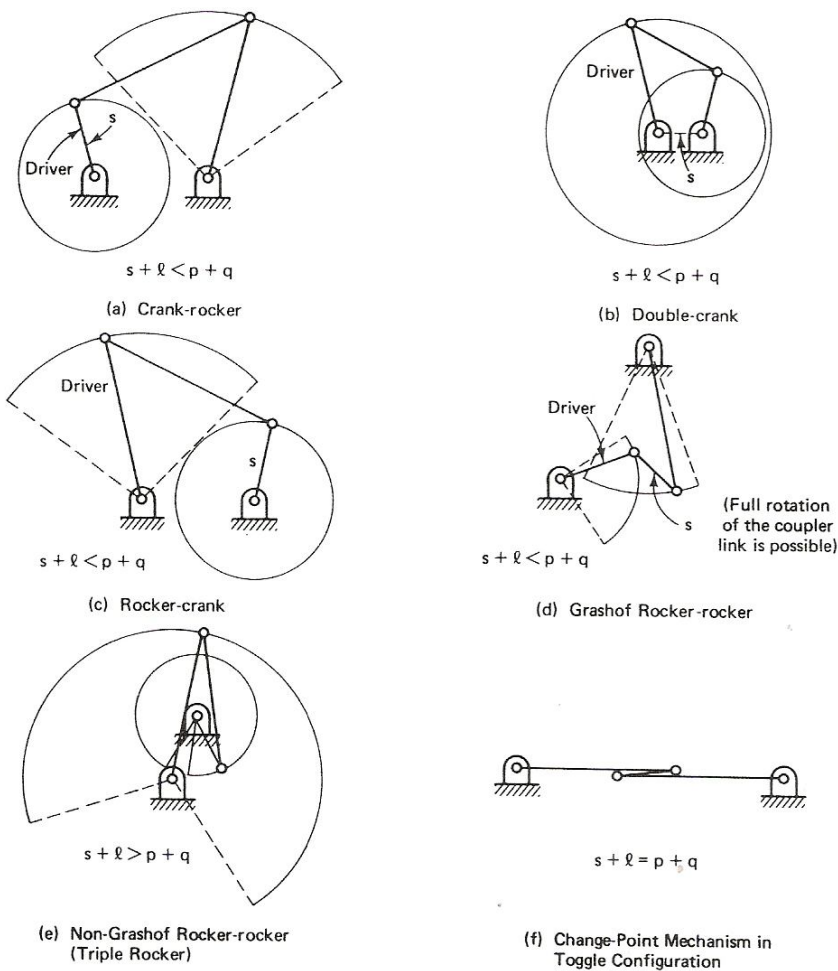


Figure 3.6 Grashof and non-Grashof types of four-bar mechanisms [24].

A figura acima mostra um mecanismo de quatro barras onde s denota o comprimento da menor barra do mecanismo, l denota o comprimento da maior barra e p e q os comprimentos das barras intermediárias.

Caso 1: Se $l + s < p + q$ - Tem-se três possibilidades, dependendo de que peça é fixada como base do mecanismo.

1.a) o mecanismo é do tipo manivela-balancim (*crank - rocker ou rocker - crank*) quando a menor barra for a manivela (isto é gira completamente), a maior barra for movida (oscila) e qualquer uma das barras adjacentes for fixa.

1.b) o mecanismo é do tipo dupla manivela (*double crank*), isto é, as duas manivelas giram completamente, quando a menor barra for fixa.

1.c) o mecanismo é do tipo duplo balancim (*rocker - rocker*), isto é, as manivelas podem apenas oscilar, quando a barra oposta a barra menor é fixada.

Caso 2: Se $l + s > p + q$

Neste caso, qualquer situação, isto é qualquer barra que fixe, sempre resulta em mecanismos do tipo duplo balancim. Geram mecanismos do tipo *non Grashof rocker - rocker*.

Caso 3: Se $l + s = p + q$

Os quatro tipos de mecanismos possíveis são idênticos ao caso 1. Porém, todos eles possuem a condição de alinhamento do acoplador. Um mecanismo importante desta classe (não mostraddo na figura acima) é o paralelogramo, que consiste de duas manivelas do mesmo tamanho e a base e o acoplador também possuem o mesmo comprimento.

Síntese cinemática do mecanismo de retorno rápido do tipo *drag link*

Exemplo 4: Projete um mecanismo de retorno rápido do tipo '*drag link*' com curso de 7 polegadas e razão temporal de 0.3 para 0.1 segundo.

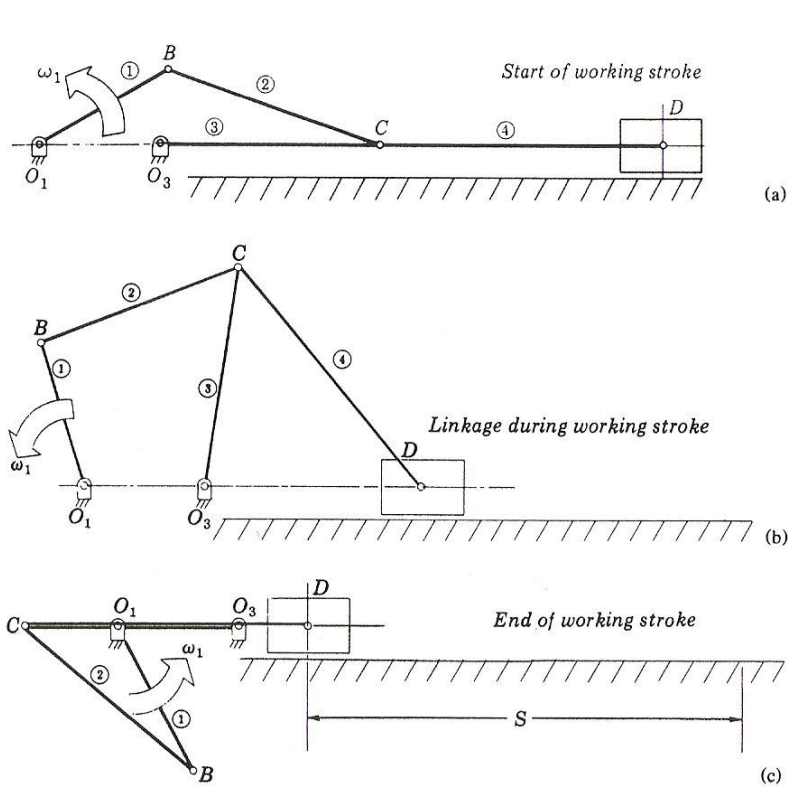


Figura – Pontos mortos para o mecanismo de retorno rápido do tipo *drag link*.

Análise cinemática do mecanismo de retorno rápido do tipo *drag link*

Síntese Cinemática do mecanismo de quatro barras

Análise cinemática do mecanismo de quatro barras

2.6 Mecanismo Roda de Geneva

Projeto do mecanismo roda de geneva (vide Martin)

Análise cinemática do mecanismo da roda de geneva

2.7 Outros tipos de mecanismos articulados

3. VANTAGEM MECÂNICA E DETERMINAÇÃO DE POSIÇÃO DE EQUILÍBRIO DE MECANISMOS USANDO O PRINCÍPIO DO TRABALHO VIRTUAL

Ângulo de transmissão

4. SÍNTESE E ANÁLISE CINEMÁTICA DO MECANISMO CAME-SEGUIDOR

5. TRENS DE ENGRENAGENS

Síntese (vide doughy)

6. APLICAÇÕES PRÁTICAS

Internet – youtube, Google, etc.

Literatura – livros técnicos, catálogos técnicos, revistas etc.

Figuras

Entrevistas

Revistas da área

Etc...

Bibliografia

1 - H.H. Mabie and C.F. Reinholtz, *Mechanisms and Dynamics of Machinery*, John Wiley & Sons (1998).

2 - C.E. Wilson and J.P. Sandler, *Kinematics and Dynamics of Machinery*, second edition, Harper Collins Publishers, 1991.

3 - G.H. Martin, *Kinematics and Dynamics of Machines*, second edition, McGraw-Hill, 1982.

4 - G. Erdman and G.N. Sandor, *Mechanism Design: Analysis and Synthesis*, Prentice Hall, 2nd Edition, (1997).

5 – Norton, R.L., 'Cinemática e Dinâmica de Máquinas', McGraw Hill, 2009

6 – Doughy, S., 'Mechanics of Machines', John Wiley & Sons, 1988