

Cinemática de Mecanismos

2. Análise Descritiva de Mecanismos

Paulo Flores
J.C. Pimenta Claro



Universidade do Minho
Escola de Engenharia

Guimarães 2007

ÍNDICE

2. Análise Descritiva de Mecanismos.....	1
2.1. Tipos de Transformação de Movimento nos Mecanismos.....	1
2.2. Mecanismo de Quatro Barras ou Quadrilátero Articulado.....	2
2.2.1. Descrição do Mecanismo de Quatro Barras	2
2.2.2. Regra de Grashof	2
2.2.3. Ângulo de Transmissão e Vantagem Mecânica.....	4
2.2.4. Fases de Ponto Morto e Ponto de Mudança.....	7
2.2.5. Aplicações do Mecanismo de Quatro Barras.....	11
2.3. Mecanismo Biela-Manivela com Corrediça.....	15
2.4. Mecanismo de Scotch Yoke	20
2.5. Mecanismos de Retorno Rápido.....	24
2.5.1. Generalidades.....	24
2.5.2. Mecanismo de Avanço.....	24
2.5.3. Mecanismo de Whitworth.....	25
2.5.4. Mecanismo de Manivela Deslocada	25
2.5.5. Mecanismo do Limador	26
2.6. Mecanismos Geradores de Trajectórias Rectilíneas.....	28
2.6.1. Generalidades.....	28
2.6.2. Mecanismo de Watt	28
2.6.3. Mecanismo de Scott Russel	32
2.6.4. Mecanismo de Roberts.....	33
2.6.5. Mecanismo de Chebyshev	34
2.6.6. Mecanismo de Peaucellier	35
2.7. Mecanismos de Movimento Intermitente.....	38
2.7.1. Generalidades.....	38
2.7.2. Mecanismo de Genebra ou Cruz de Malta.....	38
2.7.3. Mecanismo de Catraca ou Trinquete	41
2.7.4. Mecanismo de Engrenamento Intermitente	42
2.7.5. Mecanismo de Escape.....	42

Though I am not over anxious after fame, yet I am more proud of the parallel motion than of any other mechanical invention I have ever made.

James Watt

2. ANÁLISE DESCRITIVA DE MECANISMOS

2.1. TIPOS DE TRANSFORMAÇÃO DE MOVIMENTO NOS MECANISMOS

Um critério de classificação dos mecanismos é que tem como base o tipo de transformação do movimento entre os órgãos motor e movido. Os mecanismos podem transformar movimento de rotação em rotação, rotação em translação e translação em translação, como se ilustra e resume na figura 2.1. Nos mecanismos, as principais fontes geradoras de movimento são os actuadores de rotação, *e.g.*, motor eléctricos, e os actuadores de translação, *e.g.*, cilindros pneumáticos.

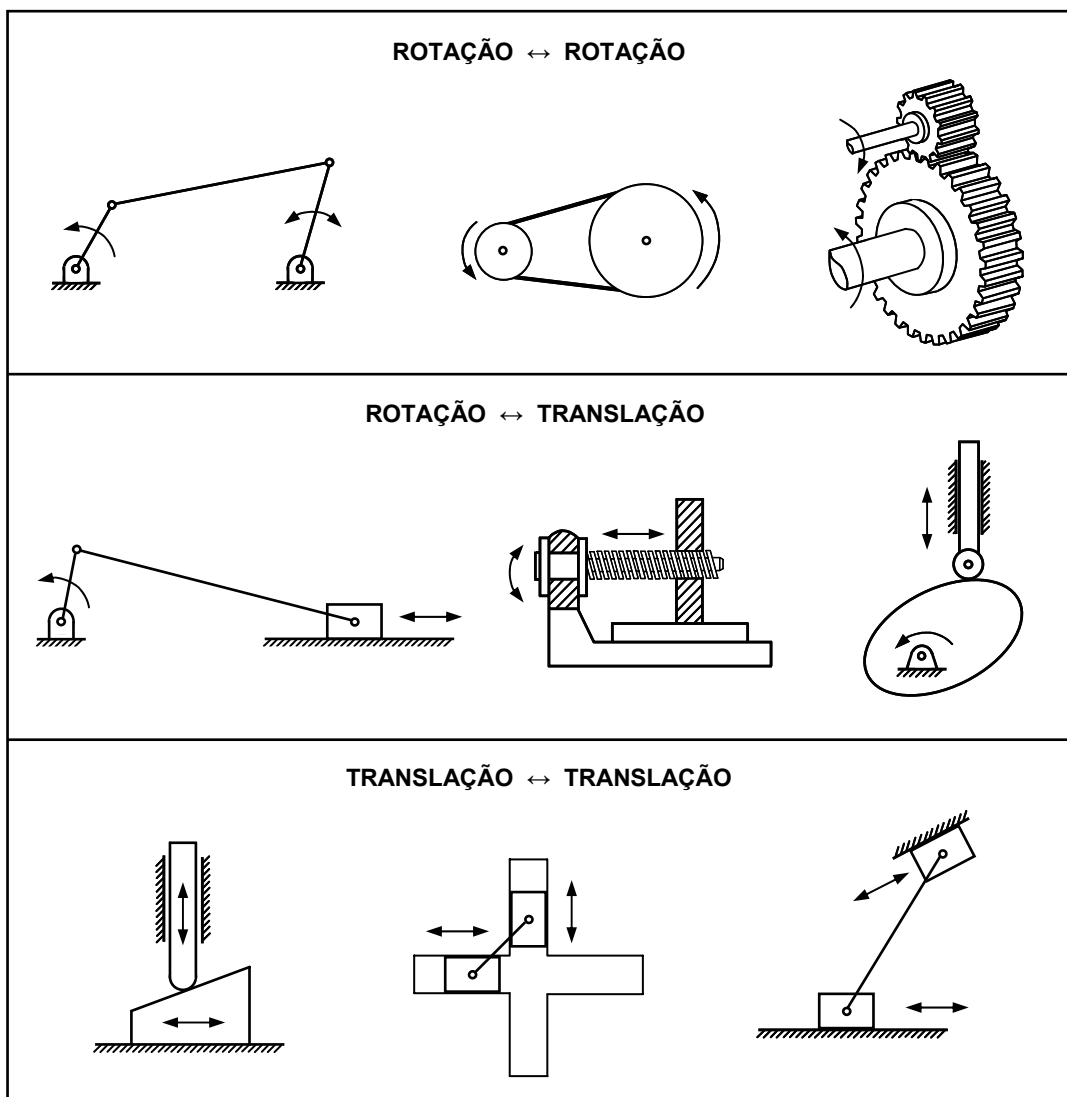


Figura 2.1 – Tipos de transformação de movimento nos mecanismos.

2.2. MECANISMO DE QUATRO BARRAS OU QUADRILÁTERO ARTICULADO

2.2.1. Descrição do Mecanismo de Quatro Barras

O mecanismo de quatro barras ou quadrilátero articulado é, sem dúvida, o mais simples e comum dos sistemas articulados. Os demais mecanismos podem ser obtidos a partir do mecanismo de quatro barras. Esta característica, aliada ao facto de o mecanismo de quatro barras apresentar diferentes relações geométricas entre as barras e, concomitantemente, diferentes relações entre o tipo de movimento de entrada e de saída, justifica a sua popularidade. O mecanismo de quatro barras encontra inúmeras aplicações no âmbito da mecânica, como por exemplo, em mecanismos de accionamento de prensas, mecanismos de accionamento de sistemas de projecção de filmes, mecanismos de retorno rápido, entre outros. A figura 2.2 ilustra dois sistemas mecânicos simples de uso frequente no quotidiano, em que está presente um mecanismo de quatro barras, nomeadamente um alicate e um patim. Ainda na mesma figura estão representados os esquemas cinemáticos relativos aos mecanismos de quatro barras associados a cada um dos sistemas mecânicos. Deve referir-se que do ponto de vista da análise cinemática e dinâmica de mecanismos, os segmentos que unem as juntas cinemáticas são a parte essencial dos mecanismos.

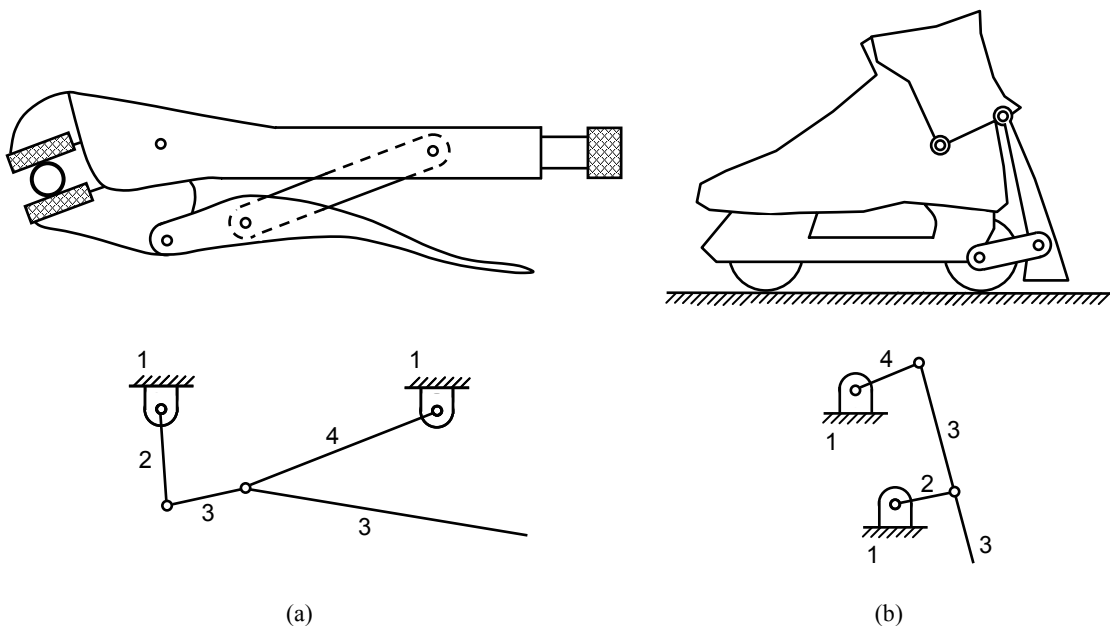


Figura 2.2 – Exemplos de sistemas mecânicos em que são utilizados mecanismos de quatro barras: (a) Alicates; (b) Patim.

O quadrilátero articulado é constituído por quatro corpos ou barras, sendo um fixo, um motor, um intermédio e um movido. Os elementos motor e movido denominam-se manivelas ou barras oscilantes consoante descrevam movimento de rotação contínuo ou movimento de rotação oscilante.

2.2.2. Regra de Grashof

Em geral, no estudo cinemático do mecanismo de quatro barras, e em particular na síntese de mecanismos, é importante saber se o órgão motor pode rodar 360° em

torno do eixo de rotação. Esta propriedade é importante porque os mecanismos são, em geral, accionados por motores eléctricos de movimento contínuo. Assim, os mecanismos articulados em que o órgão motor apenas oscila, dentro de uma determinada amplitude, não são apropriados para empregarem motores que geram movimento de rotação contínuo. No caso do mecanismo de quatro barras há uma regra geral e simples de aplicar que permite verificar se o órgão motor pode rodar continuamente em torno do eixo de rotação, ou, pelo contrário, se apenas pode oscilar numa determinada amplitude. Esta regra, dita regra de Grashof, pode enunciar-se do seguinte modo, “*para mecanismos de quatro barras que descrevem movimento plano, se a soma dos comprimentos das barras mais curta e mais comprida for inferior ou igual à soma dos comprimentos das duas restantes barras, então a barra mais curta pode rodar continuamente em relação às outras barras*”. Matematicamente, o teorema de Grashof pode ser escrito da seguinte forma,

$$c + l \leq r + s \quad (2.1)$$

em que c é comprimento da barra mais curta, l é o comprimento da barra mais longa e r e s são os comprimentos das barras intermédias.

Os mecanismos de quatro barras em que se verifica a condição expressa pela equação (2.1) chamam-se mecanismos de Grashof ou grashofianos. Caso contrário, os quadriláteros articulados denominam-se mecanismos de não-Grashof ou não grashofianos. A figura 2.3 ilustra dois mecanismos de quatro barras, sendo um deles, mecanismo de Grashof (figura 2.3a) e outro mecanismo de não-Grashof (figura 2.3b). No primeiro caso, a manivela 2 pode rodar continuamente em torno do eixo de rotação que passa em A , ao passo que no segundo exemplo, as barras 2 e 4 apenas oscilam dentro da amplitude representada na figura.

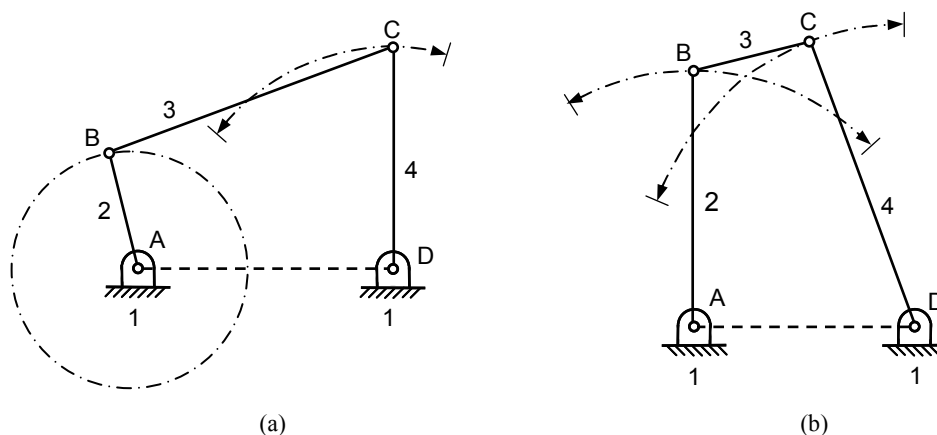


Figura 2.3 – (a) Mecanismo de Grashof; (b) Mecanismo de não-Grashof.

Deve referir-se que no critério de Grashof nada é especificado quanto à sequência como as barras estão ligadas entre si, nem qual das barras é considerada fixa. Assim, nos mecanismos de Grashof em que a barra fixa é adjacente à mais curta, o mecanismo é denominado sistema de manivela e barra oscilante, como se mostra nas figuras 2.4a e 2.4c. Quando a barra mais curta é o fixe, as duas barras que lhe são adjacentes podem rodar continuamente, como é ilustrado na figura 2.4b. Este mecanismo é denominado sistema de dupla manivela, sendo, em geral, o órgão motor a barra mais curta de entre as barras adjacente ao fixe. Este tipo de mecanismo

encontra grande número de aplicações em mecânica corrente. Quando num mecanismo de quatro barras se fixa a barra oposta à barra mais curta, embora a barra mais curta descreva rotações de 360° , nenhuma das barras adjacentes pode rodar continuamente, apenas podem oscilar, como ilustra a figura 2.4d. Este tipo de quadrilátero articulado é designado sistema de dupla barras oscilante.

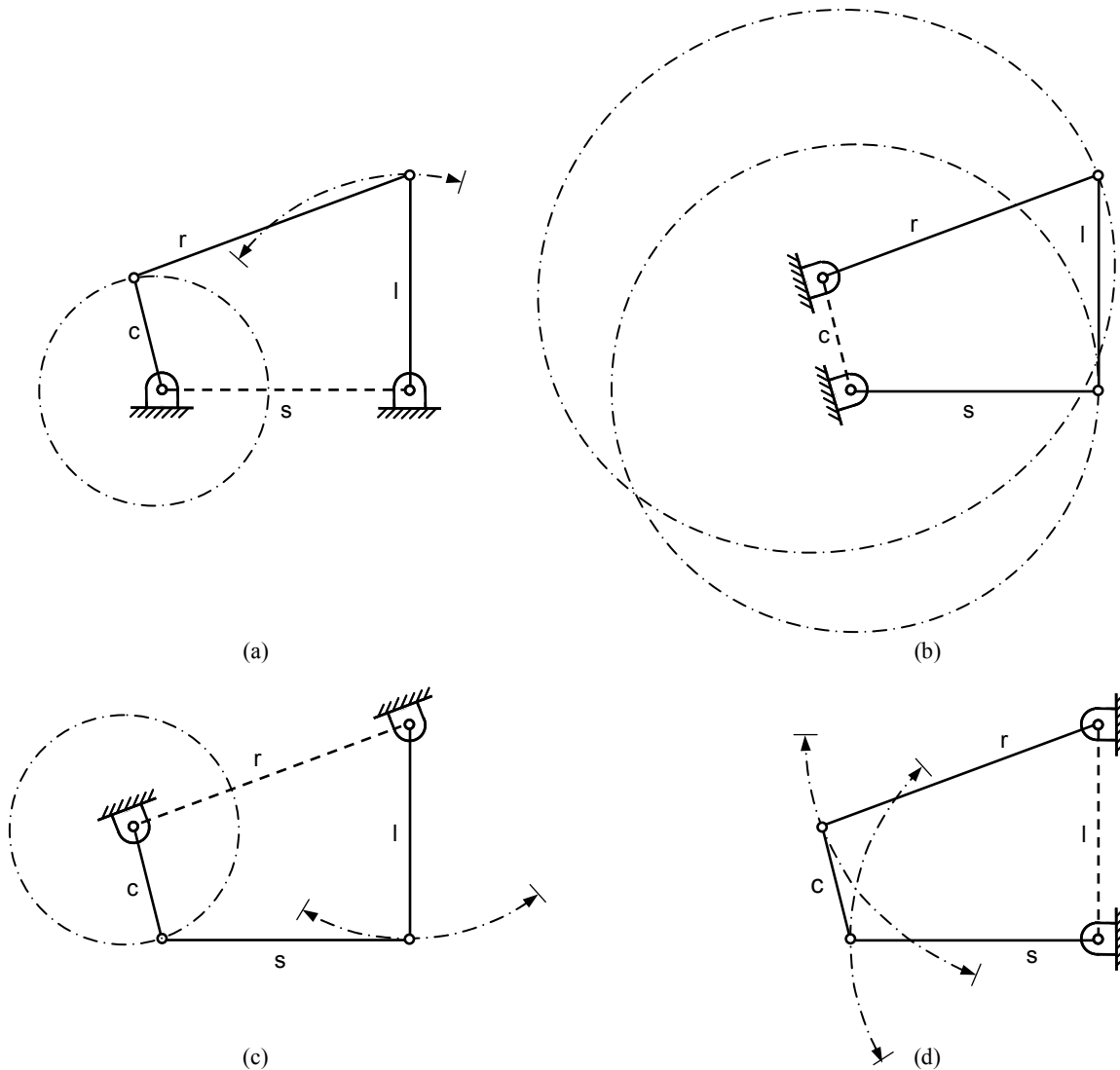


Figura 2.4 – Mecanismos de quatro barras de Grashof e de não-Grashof: (a) Sistema de manivela barra oscilante; (b) Sistema de dupla manivela; (c) Sistema de manivela barra oscilante; (d) Sistema duplamente oscilante ou de dupla barra oscilante.

2.2.3. Ângulo de Transmissão e Vantagem Mecânica

Sendo o quadrilátero articulado um dos mais simples e versáteis mecanismos de uso corrente em mecânica, justifica que algumas das suas características específicas sejam estudadas com algum detalhe. Assim, considere-se o mecanismo de quatro barras ilustrado na figura 2.5, o qual de acordo com o critério de Grashof é um mecanismo do tipo dupla barra oscilante. Em geral, neste tipo de quadrilátero articulado a barra 2 é o órgão motor e a barra 4 o órgão movido. Os comprimentos das barras 1, 2, 3 e 4 são, respectivamente, r_1 , r_2 , r_3 e r_4 , como ilustra a figura 2.5

O ângulo de transmissão, γ , e vantagem mecânica, VM , são dois parâmetros importantes no estudo de mecanismos de quatro barras. O ângulo de transmissão é o ângulo medido entre a barra intermédia e a barra movida, como ilustra a figura 2.5.

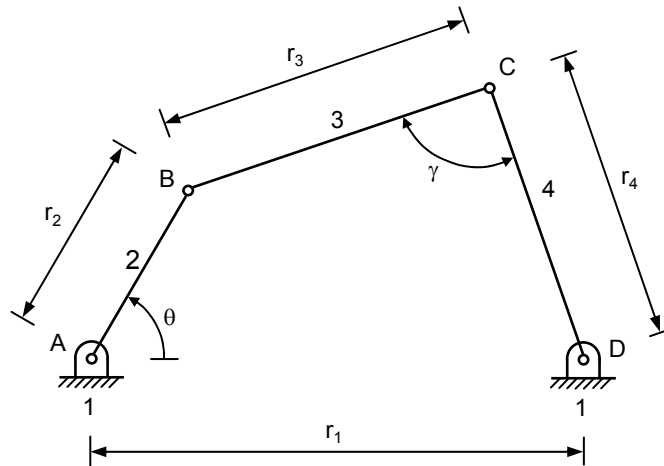


Figura 2.5 – Ângulo de transmissão num mecanismo de quatro barras, γ .

A expressão que relaciona o ângulo de transmissão com os comprimentos das barras e a posição angular da barra 2 pode obter-se aplicando a lei dos cosenos¹ aos triângulos ABD e BCD ,

$$|BD|^2 = r_1^2 + r_2^2 - 2r_1r_2 \cos \theta \quad (2.2)$$

$$|BD|^2 = r_3^2 + r_4^2 - 2r_3r_4 \cos \gamma \quad (2.3)$$

Igualando as equações (2.2) e (2.3) e resolvendo em ordem à variável γ resulta que,

$$\gamma = \arccos\left(\frac{r_3^2 + r_4^2 - r_1^2 - r_2^2 + 2r_1r_2 \cos \theta}{2r_3r_4}\right) \quad (2.4)$$

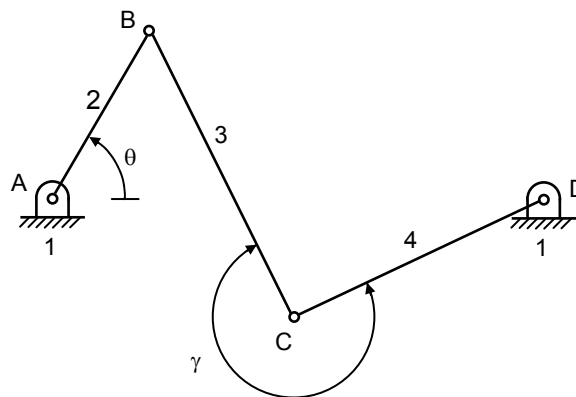


Figura 2.6 – Ângulo de transmissão num mecanismo de quatro barras, γ .

¹ A lei dos cosenos pode traduzir-se do seguinte modo, em qualquer triângulo o quadrado da medida de um lado é igual à diferença entre a soma dos quadrados das medidas dos outros dois lados e o dobro do produto das medidas desses lados pelo coseno do ângulo formado por estes lados.

Da análise da equação (2.4) pode observar-se que o ângulo de transmissão é apenas função da variável θ , que define a posição angular da barra 2, uma vez que os comprimentos das barras, r_1 , r_2 , r_3 e r_4 , são valores conhecidos. Note-se que para cada valor de θ , a função arcocoseno tem duas soluções para γ . Ao primeiro valor de γ corresponde a configuração representada na figura 2.5. Ao passo que para o segundo valor de γ a posição relativa entre as barras 3 e 4 é ilustrada na figura 2.6. Assim, observa-se que para cada valor de θ , o mecanismo de quatro barras pode assumir duas configurações distintas.

O ângulo de transmissão é mínimo quando a barra 2 está na posição AB' , e máximo quando a barra 2 alcança a posição AB'' , como se mostra na figura 2.7. Quando se pretende que um quadrilátero articulado transmita uma dada força ou momento, essa transmissão é tanto mais eficaz quanto mais próximo de 90° for o ângulo de transmissão durante o movimento. Assim, quando se projecta um mecanismo de quatro barras, o ângulo de transmissão deve, em geral, estar compreendido entre $90^\circ \pm 50^\circ$, isto é, 40° e 140° . Quando o ângulo de transmissão está fora deste intervalo, o mecanismo tende a bloquear, por um lado, devido ao atrito existente nas juntas cinemáticas e, por outro, porque as barras, intermédia e movida, tendem a ficar alinhadas uma com a outra. Dado que o ângulo de transmissão é fácil de obter, este parâmetro é comumente aceite como medida do desempenho de um mecanismo de quatro barras².

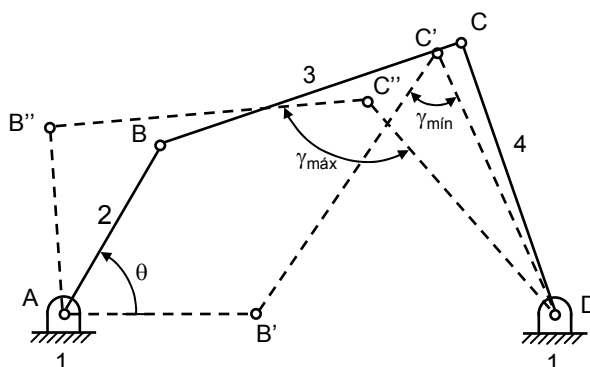


Figura 2.7 – Ângulo de transmissão mínimo e máximo.

Num quadrilátero articulado, o rácio entre a força (ou momento) da saída e força (ou momento) de entrada define a vantagem mecânica do mecanismo, isto é, $VM=M_4/M_2$. A vantagem mecânica pode também ser definida como o inverso da razão entre a velocidade angular de entrada e a velocidade angular de saída, ou seja, $VM=\omega_2/\omega_4$.

Na figura 2.8 estão representados os diagramas do corpo livre de cada uma das barras que constituem o mecanismo de quatro barras. Sendo a barra 2 o órgão motor, nela actua um momento motor M_2 , ao passo que na barra 4, órgão movido, é exercido um momento resistente M_4 . Admitindo que a barra movida está em equilíbrio, desprezando os efeitos devido à inércia do sistema, é nulo o somatório dos momentos

² Para mecanismos do tipo came-seguidor ou de engrenagens, o valor do ângulo de pressão é usado como medida qualitativa do seu desempenho. Nestes casos o ângulo de transmissão é o ângulo medido entre a direcção da força transmitida e a direcção da velocidade do ponto onde essa força é aplicada.

que actuam na barra 4 em relação ao ponto D . Matematicamente, esta condição de equilíbrio é traduzida por,

$$M_4 - F_{34}r_4\text{sen}\gamma = 0 \quad (2.5)$$

em que F_{34} representa a força que a barra 3 exerce sobre a barra 4. Resolvendo a equação (2.5) em ordem a F_{34} vem que,

$$F_{34} = \frac{M_4}{r_4\text{sen}\gamma} \quad (2.6)$$

Da análise da equação (2.6) observa-se que para um dado momento resistente, M_4 , a força exercida ao longo da barra intermédia é mínima quando $\gamma=90^\circ$ e cresce à medida que o valor de γ decresce, tornando-se ∞ quando $\gamma=0^\circ$.

Do mesmo modo, para a barra 2 pode escrever-se,

$$-M_2 + F_{32}r_2\text{sen}\beta = 0 \quad (2.7)$$

Atendendo a que a magnitude da força F_{32} é igual à da força F_{34} , a vantagem mecânica do mecanismo de quatro barras pode ser expressa por,

$$VM = \frac{M_4}{M_2} = \frac{\omega_2}{\omega_4} = \frac{r_4\text{sen}\gamma}{r_2\text{sen}\beta} \quad (2.8)$$

em que β é o ângulo medido entre as barras 2 e 3, como ilustra a figura 2.8.

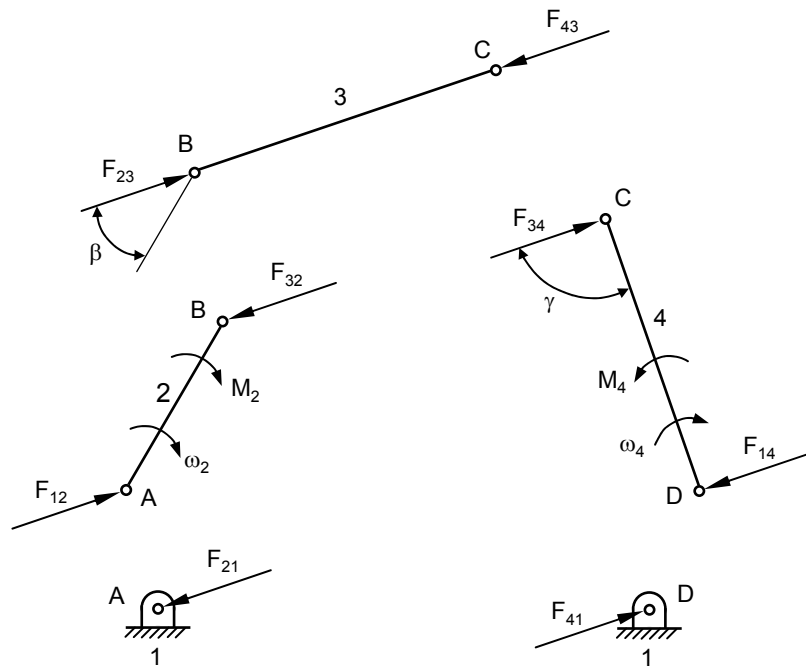


Figura 2.8 – Diagramas do corpo livre das barras do quadrilátero articulado.

2.2.4. Fases de Ponto Morto e Ponto de Mudança

No mecanismo de quatro barras, como em outros mecanismos, é possível que em determinadas fases do movimento duas das suas barras fiquem alinhadas uma com a outra. Quando assim acontece, e se o órgão motor for uma terceira barra, o

mecanismo fica numa fase de instabilidade ou singularidade denominada fase de ponto morto³. Na figura 2.9 está representado um quadrilátero articulado de dupla barra oscilante. Quando a barra 2 está colinear com a barra 3, correspondendo à configuração $AB'C'D$, e se na barra 4 for aplicado um momento, então a barra intermédia 3 apenas induz tracção ou compressão na barra 2 sem que, contudo, esta descreva qualquer movimento. Nestas circunstâncias, o mecanismo está numa fase de instabilidade denominada fase de ponto morto. Porém, ainda para a mesma configuração $AB'C'D$ da figura 2.9, se a barra 2 for o órgão motor, não há qualquer ocorrência de fase de ponto morto.

Utilizando a equação (2.4) para a configuração $AB'C'D$ pode facilmente verificar-se que o ângulo de transmissão é nulo quando um mecanismo se encontra numa fase de ponto morto. Assim, exceptuando os casos em que se pretende transmitir forças extremamente elevadas, como por exemplo, o mecanismo denominado de alavanca articulada, as fases de ponto morto devem ser evitadas de modo a minimizar os esforços a que as barras e juntas cinemáticas estão sujeitas e assegurar que o movimento seja eficazmente transmitido. No projecto de mecanismos, em que se verifica a existência de fases de ponto morto, devem ser tomadas medidas no sentido de ultrapassar estas fases de modo a evitar bloqueios durante o movimento.

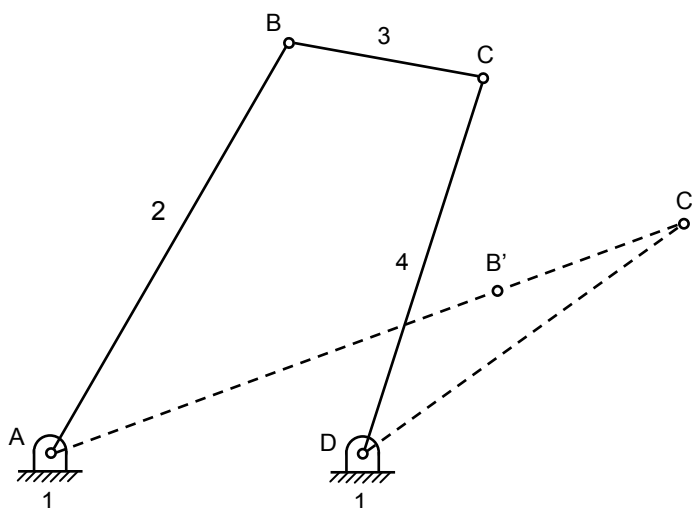


Figura 2.9 – Fase de ponto morto num mecanismo de quatro barras.

Um outro tipo de singularidade ou instabilidade que pode ocorrer nos mecanismos de quatro barras é a que se refere às fases de ponto de mudança. As fases de ponto de mudança acontecem quando todas as barras do mecanismo se encontram colineares. O quadrilátero articulado utilizado nas rodas das locomotivas é um exemplo bem elucidativo de um mecanismo em que ocorrem fases de ponto de mudança, como se mostra na figura 2.10. Deve referir-se que neste mecanismo, denominado mecanismo de paralelogramo, verifica-se a igualdade no critério de Grashof, isto é, a soma dos comprimentos da barra mais curta e da barra mais comprida é igual à soma dos comprimentos das outras duas barras.

³ Watt foi quem primeiramente utilizou a expressão ponto morto para se referir às fases do movimento da máquina a vapor em que uma força aplicada no pistão não originava qualquer movimento na manivela.

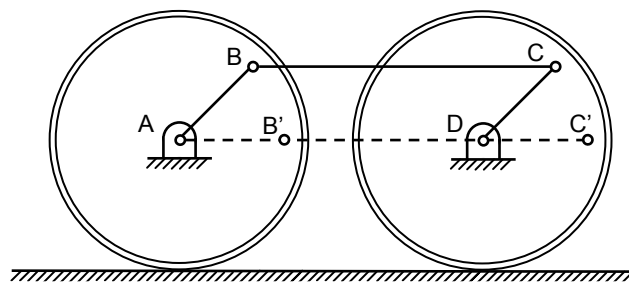


Figura 2.10 – Fase de ponto de mudança num quadrilátero articulado.

Quando o mecanismo se move da configuração $ABCD$ para $AB'C'D$, tal que todas as barras se encontram colineares, o movimento é cinematicamente indeterminado. Assim, se, por exemplo, a roda dianteira se mover de tal modo que o ponto C ocupa a posição C'' , a correspondente posição do ponto B da roda traseira pode ser a ilustrada na figura 2.11a, em que o mecanismo se mantém como paralelogramo, ou a configuração representada na figura 2.11b, sendo este mecanismo vulgarmente denominado de anti-paralelogramo ou contra-paralelogramo⁴.

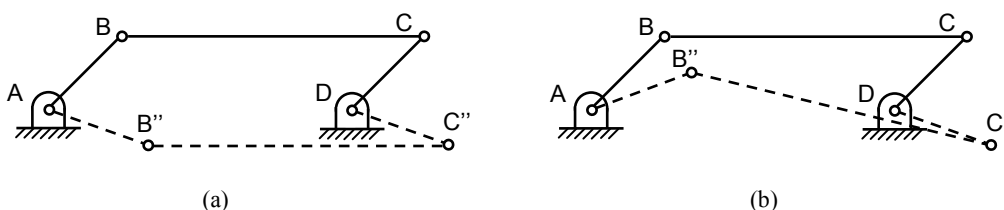


Figura 2.11 – (a) Paralelogramo; (b) Contra-paralelogramo.

Um modo de eliminar esta fase de ponto de mudança consegue-se acoplado volantes de inércia ou contrapesos. Esta solução é apenas válida para velocidades baixas devido aos desequilíbrios dinâmicos que os volantes produzem. Uma outra solução passa pelo acoplamento de uma segunda barra intermédia do outro lado da locomotiva e desfasada de 90° da primeira, de modo a que as fases de ponto de mudança não ocorram em simultâneo, como se mostra na figura 2.12. A experiência de projectistas e engenheiros diz que quando num mecanismo de accionamento de locomotivas uma das barras intermédias parte, a outra barra intermédia tem de ser desmontada antes que a locomotiva retome a marcha. Caso contrário podem ocorrer fases de ponto de mudança e, conseqüentemente, a própria barra ou um dos pinos podem partir.

A ocorrência de fases de ponto morto não deve ser confundida com as fases de ponto de mudança, embora seja possível que as duas situações ocorram em simultâneo. É importante notar uma diferença fundamental entre estas duas fases de instabilidade. A ocorrência de pontos mortos depende da posição da barra motora e do modo como a força motriz é aplicada. Um ponto de mudança, por seu lado, é originado pela configuração geométrica do mecanismo e é independente de qual das barras é a fixa ou motora, uma vez que a cadeia cinemática é a sempre mesma, isto é, o movimento relativa entre as barras é o mesmo independentemente da barra fixa.

⁴ Reuleaux foi quem primeiramente utilizou o nome mecanismo de contra-paralelogramo. Há, ainda autores que preferem a designação mecanismo de borboleta.

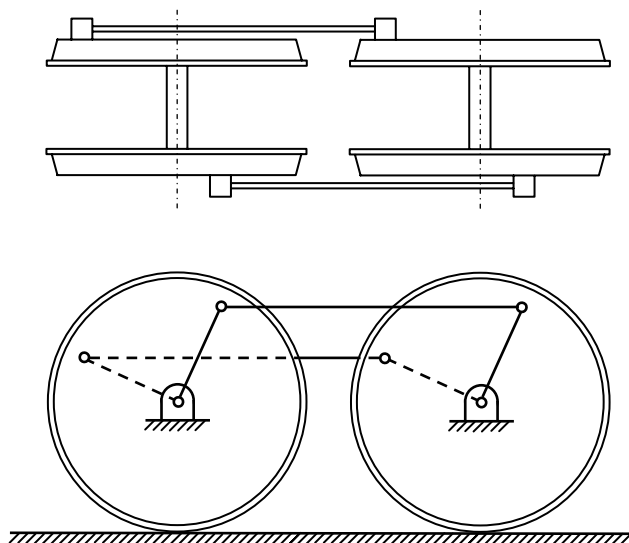


Figura 2.12 – *Quadrilátero articulado ou paralelogramo sem fase de ponto de mudança.*

A figura 2.13 mostra um outro mecanismo de quatro barras em que também ocorrem fases de ponto de mudança durante o movimento. Este mecanismo de quatro barras é do tipo dupla manivela e apresenta ainda outras características específicas, ou seja, não tem fases de ponto morto, ambas as barras 2 e 4 são rotativas e qualquer uma das barras 2 e 4 pode ser motora ou movida.

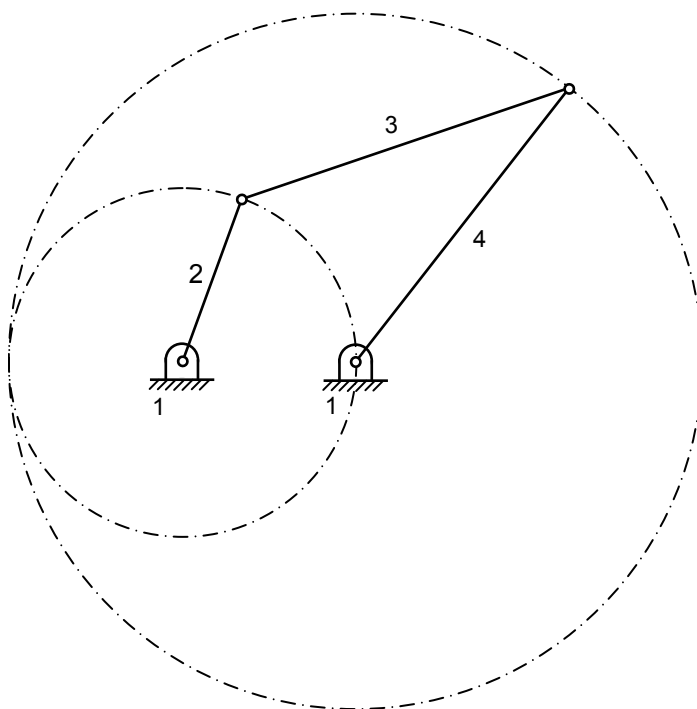


Figura 2.13 – *Mecanismo de quatro barras de dupla manivela.*

Este mecanismo de quatro barras verifica a igualdade no critério de Grashof. Uma outra particularidade do mecanismo de quatro barras de dupla manivela prende-se com o facto de que para uma entrada (órgão motor) a velocidade constante não corresponder uma saída (órgão movido) a velocidade constante. No caso particular

do mecanismo da figura 2.13, o comprimento das barras compridas é igual a duas vezes o comprimento das barras curtas. Nestas circunstâncias, para cada rotação completa da barra 4, a barra 2 descreve duas rotações completas. Por esta razão, este mecanismo é conhecido como mecanismo duplicador de voltas⁵. Esta particularidade pode ser facilmente demonstrável através da sequência de movimentos representados na figura 2.14. Considerando que a posição inicial do mecanismo corresponde à configuração $AB'C'D$, na qual as barras 1 e 2 e as barras 3 e 4 estão sobrepostas duas a duas; quando a barra 4 roda 120° ($120^\circ=180^\circ-60^\circ$), o ponto B descreve uma semicircunferência de tal modo que a configuração do sistema é dada por $AB''C''D$. De seguida a barra 4 roda um arco de 60° e o ponto B descreve um movimento correspondente a uma semicircunferência, sendo a nova posição do sistema definida por $AB'''C'''D$, ficando as barras sobrepostas. Com efeito, após meia rotação da barra 4, a barra 2 descreve uma rotação completa. Assim, continuando a rodar a barra 4 até esta alcançar a posição inicial, facilmente se observa que a barra 2 começa a descrever uma nova rotação completa. Em suma, após cada rotação completa da barra 4, a barra 2 descreve duas rotações.

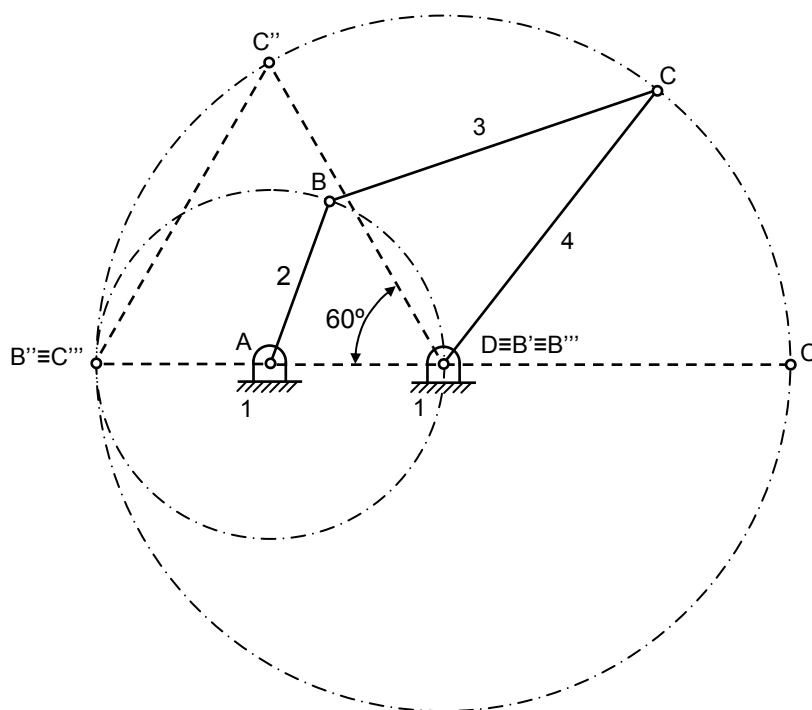


Figura 2.14 – Mecanismo de quatro barras, duplicador de voltas.

2.2.5. Aplicações do Mecanismo de Quatro Barras

Até meados do século XX, os engenheiros, os arquitectos, os projectistas e os desenhadores não dispunham das ferramentas actuais, nomeadamente as informáticas, para auxílio na execução de desenhos e de projectos. Havia, por isso, a necessidade de desenvolver dispositivos capazes de realizar tarefas específicas, tais como a traçagem de elementos geométricos complexos, a execução sistemática de cópias de desenhos, bem como a ampliação e redução de figuras e objectos.

⁵ Reuleaux chama ao mecanismo duplicador de voltas mecanismo de Galloway. Por sua vez, Sylvester designa-o de papagaio devido à propriedade intrínseca de duplicar rotações.

A máquina universal de desenhar, ilustrada na figura 2.15, usa dois conjuntos de quatro barras (quadriláteros articulados) é, ainda hoje, utilizada no traçado de linhas rectas paralelas e perpendiculares, uma vez que os quadriláteros articulados são constituídos por dois pares de barras paralelas duas a duas. Na figura 2.15 estão representadas duas posições distintas da máquina de desenhar, podendo, deste modo, observar-se o seu funcionamento e o paralelismo entre as barras. O primeiro quadrilátero $ABCD$ está fixo à base através das juntas de rotação situadas em A e D , enquanto que o segundo quadrilátero $EFGH$, ligado ao primeiro através de um roda auxiliar, permite que a extremidade, que contém as réguas de desenhar, se mova horizontal e/ou verticalmente. As réguas estão solidárias e perpendiculares entre si e podem rodar em torno de P . Assim, utilizando réguas graduadas é possível traçar e medir distâncias lineares e angulares.

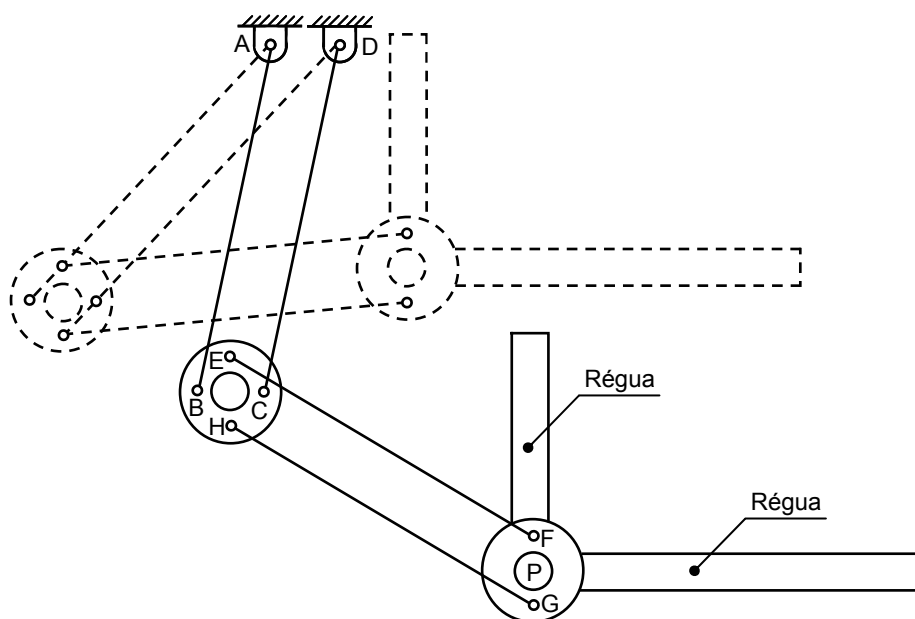


Figura 2.15 – Máquina de desenhar.

O pantógrafo⁶ é um outro dispositivo mecânico em que se utiliza um mecanismo de quatro barras. Este mecanismo, simples e engenhoso, foi inventado em 1603 pelo jesuíta Schreiner com o propósito de copiar⁷, ampliar e reduzir figuras planas. De facto, os pantógrafos são particularmente úteis quando se pretende reduzir ou ampliar desenhos cujas linhas são irregulares, como acontece frequentemente em desenhos topográficos. O pantógrafo também se utiliza em ourivesarias como dispositivo auxiliar na inscrição de alianças, anéis, medalhas entre outros objectos. O comando de máquinas-ferramenta com leitura óptica, como, por exemplo, o corte de chapa, pode ser feito com o recurso a um pantógrafo, sendo frequentemente usado um factor de ampliação de 10:1, entre o desenho e a peça executada.

⁶ Pantógrafo, pantos=tudo + graphein=escrever, é uma palavra de origem grega que traduz a ideia de escrever/copiar tudo.

⁷ A título de curiosidade referia-se que uma das maiores fraudes da História de Portugal foi levada a cabo com o auxílio de um pantógrafo. Decorria o ano de 1928 quando o vigaro Alves dos Reis reproduziu mais de quinhentas mil notas de 500\$00, cujo valor é aproximadamente 2,5€, iguais às que circulavam, copiando as assinaturas do governador e vice-governador do Banco de Portugal, com recurso a um pantógrafo.

A figura 2.16 mostra uma configuração genérica de um pantógrafo em que a junta de rotação situada em P está fixa e é denominada pólo. O pantógrafo⁸ é constituído por um conjunto de quatro barras que formam um paralelogramo. As barras estão ligadas entre si por juntas cinemáticas de rotação nos pontos P , B , C e D . No ponto E é colocado um estilete que permite seguir o desenho a reduzir, enquanto que no ponto L existe um lápis com o qual é traçado o desenho reduzido. Quando se pretende fazer uma ampliação em vez de uma redução, invertem-se as posições do estilete e do lápis. A posição relativa entre pontos C , D , E e L é tal que os pontos P , L e E se situam na mesma linha recta, como ilustra a figura 2.16.

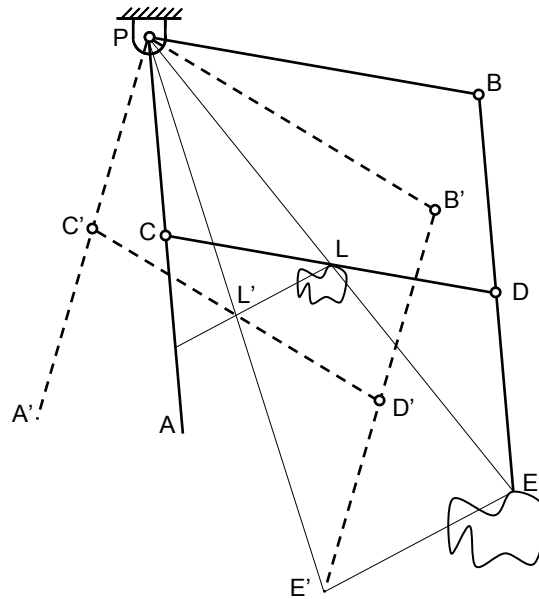


Figura 2.16 – Representação esquemática de um pantógrafo.

A demonstração do funcionamento do pantógrafo pode ser levada a cabo admitindo, por exemplo, que o ponto E se desloca até alcançar a posição E' , passando o pantógrafo a ocupar a posição representada a traço interrompido. Assim, enquanto que o movimento do estilete descreve o segmento EE' , o correspondente segmento descrito pelo lápis é LL' . Da observação da figura 2.16 pode concluir-se que os triângulos PEB e PCL são semelhantes, e, deste modo, pode escrever-se que,

$$\frac{PE}{PL} = \frac{BE}{PC} \quad (2.9)$$

Uma vez que os triângulos $PB'E'$ e $PC'L'$ são também semelhantes resulta que,

$$\frac{PE'}{PL'} = \frac{B'E'}{PC'} \quad (2.10)$$

Como as barras são perfeitamente rígidas, e uma vez que as posições relativas das juntas não varia durante o movimento, são válidas as seguintes relações,

$$BE = B'E' \quad (2.11)$$

$$PC = PC' \quad (2.12)$$

⁸ Note-se que o pantógrafo não é, em rigor, um mecanismo de quatro barras mas sim de cinco barras.

donde,

$$\frac{PE}{PL} = \frac{PE'}{PL'} \quad (2.13)$$

Pelo que LL' e EE' são segmentos paralelos e obedecem à seguinte relação de proporcionalidade,

$$\frac{EE'}{LL'} = \frac{PE}{PL} = \frac{PE'}{PL'} = \frac{BE}{PC} \quad (2.14)$$

Conclui-se, portanto, que os comprimentos traçados pelo lápis são proporcionais aos traçados pelo estilete, sendo a razão de proporcionalidade, isto é, a escala de ampliação ou de redução, a relação entre os comprimentos BE e PC , ou seja, da distância entre a articulação C e o ponto P , uma vez que o comprimento BE não varia. Em geral, a barra CD do pantógrafo do tipo representado na figura 2.16 tem duas corrediças nas extremidades que permitem deslocar as posições das articulações correspondentes. Normalmente, as barras do pantógrafo têm uma graduação que permite marcar directamente as escalas de redução ou de ampliação pretendida.

2.3. MECANISMO BIELA-MANIVELA COM CORREDIÇA

O mecanismo biela-manivela com corrediça é um dos mecanismos mais utilizados em mecânica devido à sua simplicidade e versatilidade. Este mecanismo pode ser considerado como um caso particular do mecanismo de quatro barras em que a barra movida tem comprimento infinito. Esta transformação geométrica está representada na figura 2.17. Na prática, a barra movida transforma-se numa corrediça ou num pistão, constringida de forma a mover-se segundo uma linha recta, por meio de guias ou de um cilindro. A barra 2, que descreve movimento de rotação, é denominada manivela, enquanto que a barra intermédia, barra 3, é designada biela. No mecanismo biela-manivela, a manivela descreve somente movimento de rotação, a corrediça descreve apenas movimento de translação rectilínea e a biela tem um movimento geral ou misto, *i.e.*, co-existem as características cinemáticas associadas aos movimentos de rotação e de translação.

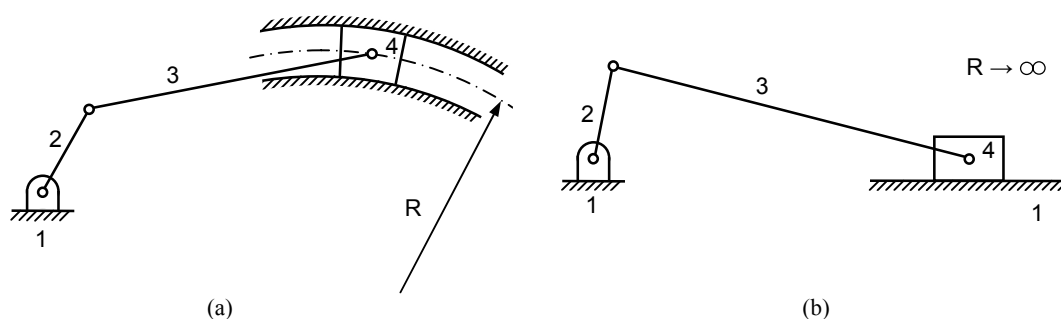


Figura 2.17 – (a) Quadrilátero articulado; (b) Mecanismo biela-manivela.

O mecanismo biela-manivela é largamente utilizado em sistemas mecânicos para transformar movimento de rotação em movimento de translação rectilínea, ou vice-versa. Uma das suas principais aplicações é em motores de combustão interna, como se ilustra em esquema na figura 2.18. Nestes motores, a corrediça representa o pistão sobre o qual os gases exercem pressão, a qual é transmitida à manivela por intermédio da biela. Nos motores de combustão interna, as fases de ponto morto, correspondentes às posições extremas do pistão, são superadas pela introdução de um volante de inércia no eixo da manivela.

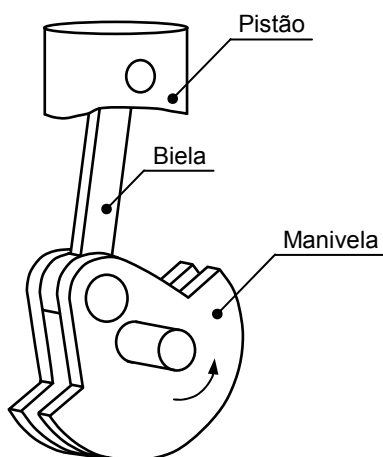


Figura 2.18 – Mecanismo biela-manivela de um motor de combustão interna.

O mecanismo biela-manivela encontra ainda aplicação frequente em compressores de ar, onde a manivela é o órgão motor que recebe o movimento de rotação, por exemplo, de um motor eléctrico, sendo transformado em movimento alternativo de translação que comprime o ar. Deve notar-se que neste tipo de aplicação não existem fases de ponto morto. Contudo, as fases de ponto de mudança podem existir sempre que a biela e manivela tenham o mesmo comprimento.

Uma vez que são quatro os corpos que compõem o mecanismo biela-manivela, há quatro possíveis inversões do mecanismo, como é ilustrado na figura 2.19. Na figura 2.19a está representado o mecanismo biela-manivela básico que existe nos motores de combustão interna. O corpo 4, o pistão, é o órgão motor que é accionado pela expansão dos gases de combustão, a barra 2 é o órgão movido e o fixe é o bloco ou cilindro. Tal como foi referido anteriormente, invertendo os papéis entre o órgão motor e movido, o mesmo mecanismo pode funcionar como compressor. Na figura 2.19b a manivela está fixa, ao passo que a barra 1, anteriormente fixa, pode rodar. Este tipo de mecanismo foi muito utilizado em motores de combustão interna nos primórdios da indústria aeroespacial, sendo conhecidos como motores rotativos porque os cilindros rodam em relação à manivela que está fixa. Uma outra inversão do mecanismo biela-manivela é a que mostra a figura 2.19c, em que biela é o corpo fixo. Este tipo de inversão teve aplicação como mecanismo de tracção nas locomotivas a vapor sendo o corpo 2 a roda. A inversão representada na figura 2.19d, em que a corredeira é o órgão fixo, corresponde ao mecanismo das bombas manuais utilizadas para retirar água de poços.

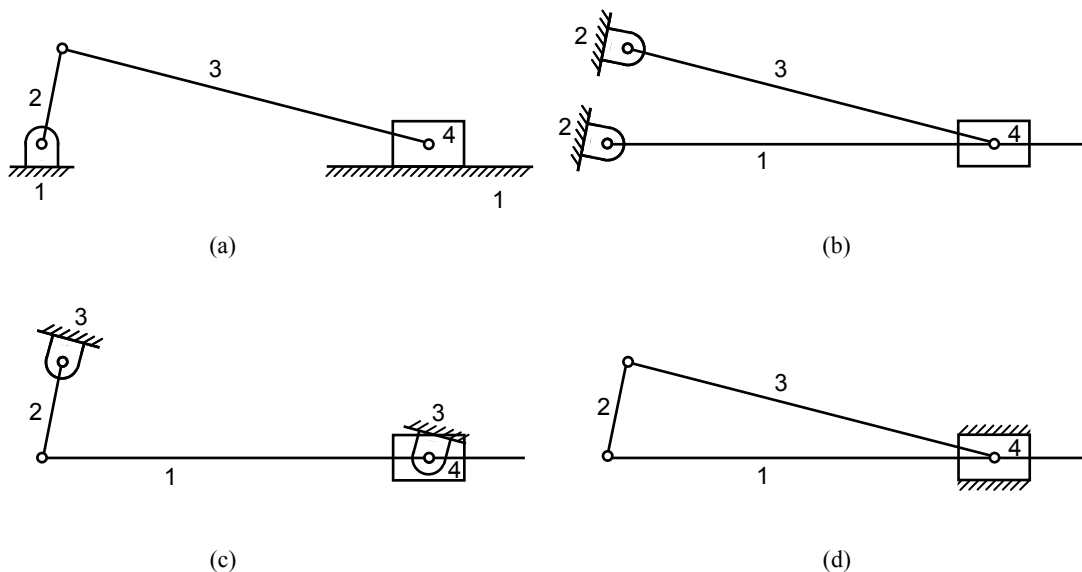


Figura 2.19 – Quatro possíveis inversões do mecanismo biela-manivela.

No mecanismo biela-manivela é comum relacionar a posição linear do pistão com a posição angular da manivela. Assim, atendendo à geometria da figura 2.20, pode escrever-se a seguinte expressão para a posição do pistão,

$$x_4 = AC = AD + DC = r \cos \theta + l \cos \varphi \quad (2.15)$$

em que r e l são, respectivamente, os comprimentos da manivela e da biela, sendo θ e φ as respectivas posições angulares.

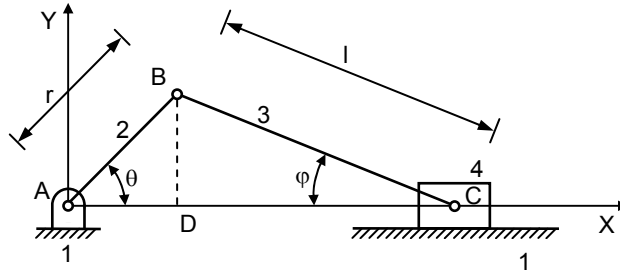


Figura 2.20 – Representação esquemática do mecanismo biela-manivela.

Na equação (2.15), a posição do pistão depende de duas variáveis, θ e φ , uma vez que para um dado mecanismo os comprimentos das barras são conhecidos. Porém, como o mecanismo biela-manivela tem apenas um grau de liberdade, uma das variáveis pode ser expressa como função da outra. Assim, e com o propósito de eliminar a variável φ , pode aplicar-se a lei dos senos⁹ ao triângulo ABC , resultando a seguinte expressão,

$$\frac{r}{\text{sen}\varphi} = \frac{l}{\text{sen}\theta} \quad (2.16)$$

Resolvendo a equação (2.16) em ordem ao $\text{sen}\varphi$ e introduzindo o resultado na equação fundamental da trigonometria, vem que,

$$\cos\varphi = \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \text{sen}^2\theta} \quad (2.17)$$

Substituindo a equação (2.17) em (2.15) obtém-se a expressão que traduz a posição do pistão em função da posição angular da manivela e dos comprimentos da manivela e da biela,

$$x_4 = r \cos\theta + l \sqrt{1 - \frac{r^2 \text{sen}^2\theta}{l^2}} \quad (2.18)$$

Nos mecanismos biela-manivela de uso corrente, o comprimento da biela, l , é cerca de 3 a 4 vezes superior ao comprimento da manivela, r , ou seja,

$$\frac{r}{l} = \frac{1}{4} \quad (2.19)$$

então,

$$\frac{r^2}{l^2} = \frac{1}{16} \quad (2.20)$$

e, conseqüentemente,

$$\frac{r^2 \text{sen}^2\theta}{l^2} \leq \frac{1}{16} \quad (2.21)$$

⁹ A lei dos senos diz que para qualquer triângulo, o quociente entre o comprimento de cada lado e o seno do ângulo oposto a esse lado é uma constante igual a $2R$, sendo R o raio da circunferência circunscrita ao triângulo.

Contudo, da Análise Matemática sabe-se que qualquer expressão do tipo $\sqrt{1-\varepsilon}$ pode ser desenvolvida em uma série de potências do seguinte modo,

$$\sqrt{1-\varepsilon} = 1 - \frac{\varepsilon}{2} - \frac{\varepsilon^2}{8} - \dots \quad (2.22)$$

Porém, para $\varepsilon = \frac{1}{16}$, o terceiro termo é igual a $\frac{1}{2048}$, pelo que este termo e os seguintes podem ser desprezados, sendo aceitável o erro associado a esta simplificação. Com efeito, a equação (2.18) pode ser simplificada e reescrita como,

$$x_4 = r \cos \theta + l - \frac{r^2 \sin^2 \theta}{2l} \quad (2.23)$$

em que o primeiro termo corresponde ao comprimento AD , o segundo é BC e o terceiro é aproximadamente a diferença entre BC e BD . O curso total do pistão, isto é, a distância percorrido pelo pistão durante uma rotação da manivela, é igual ao dobro do comprimento da manivela, ou seja, $2r$.

Uma aplicação em que o mecanismo biela-manivela intervém activamente é no mecanismo de alavanca articulada, como se ilustra na figura 2.21. Este mecanismo é utilizado em situações em que é necessário superar uma elevada resistência à custa de uma força motriz reduzida, como por exemplo, em prensas mecânicas, máquinas de rebitar, britadeiras, embraiagens, dispositivos de fixação de peças a maquinas, sistemas de fecho rápido, entre outras aplicações. A alavanca articulada é usada, quer em situações estáticas, quer em situações dinâmicas.

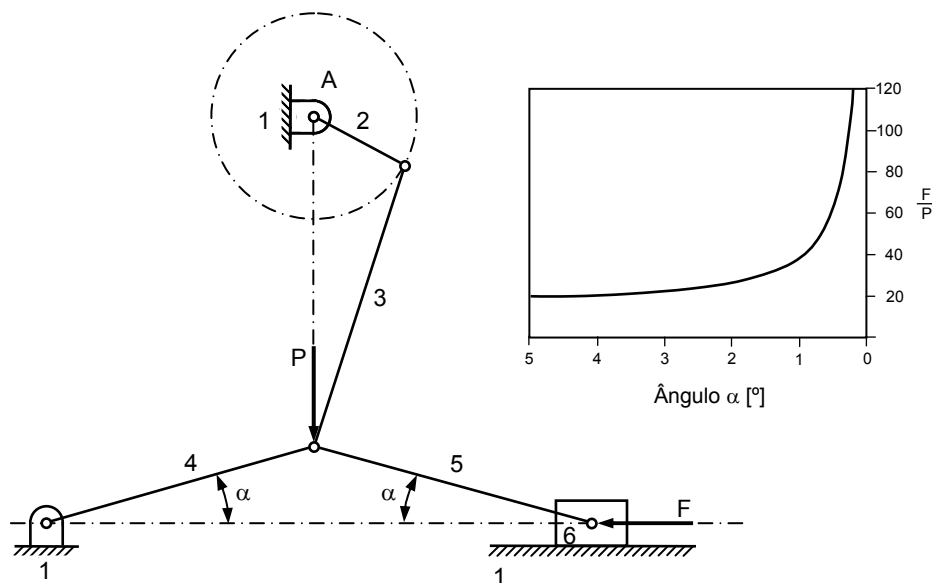


Figura 2.21 – Alavanca articulada.

O funcionamento da alavanca articulada é tal que à medida que o mecanismo biela-manivela, constituído pelas barras 1, 4, 5 e 6, atinge a posição em que a biela e a manivela se encontram colineares, verifica-se uma rápida subida da relação entre a força útil, F , e a força de accionamento, P , como se mostra da figura 2.21. Admitindo que as barras 4 e 5 têm o mesmo comprimento, da análise geométrica da figura 2.21, verifica-se que a relação entre a força útil e força motriz é dada por,

$$F = \frac{P}{2\operatorname{tg}\alpha} \quad (2.24)$$

sendo que, enquanto as barras 4 e 5 tendem para a colinearidade, o ângulo α diminui e, conseqüentemente, F tende para um valor infinito.

Uma outra variante do mecanismo biela-manivela é a que está representada na figura 2.22, em que existe uma excentricidade entre o eixo de rotação da manivela e a linha de acção descrita pelo movimento do pistão. Este mecanismo é também conhecido como mecanismo de manivela deslocada. Uma particularidade deste tipo de mecanismo é a diferença de tempo entre os movimentos de avanço e de recuo, sendo, por isso, usado como mecanismo de recuo rápido.

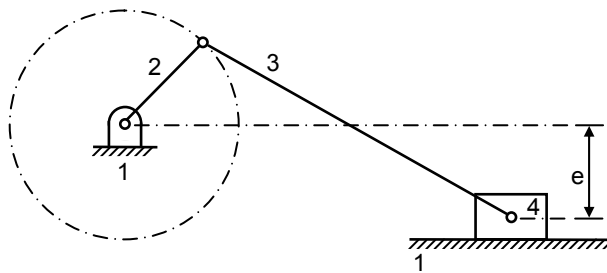


Figura 2.22 – Mecanismo biela-manivela com excentricidade.

2.4. MECANISMO DE SCOTCH YOKE

O mecanismo de scotch yoke, também conhecido como mecanismo de culatra escocesa ou jugo escocês, é um caso particular do mecanismo biela-manivela em que a biela tem comprimento infinito transformando-se numa corrediça, tal como é ilustrado na figura 2.23. O mecanismo de scotch yoke é, pois, constituído por quatro barras, o fixe 1, a manivela 2 e as corrediças, 3 e 4.

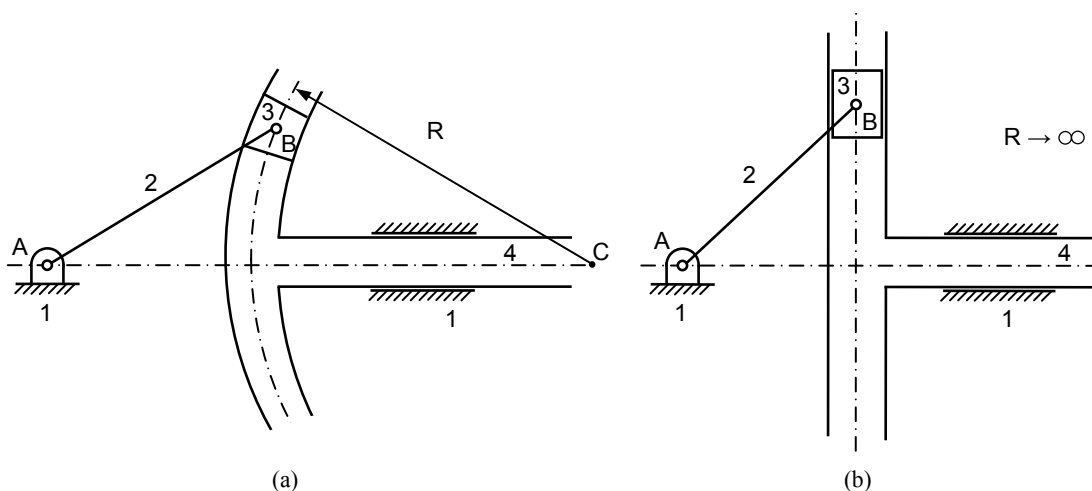


Figura 2.23 – (a) Mecanismo de dupla corrediça; (b) Mecanismo de scotch yoke.

Em relação ao mecanismo de quatro barras representado na figura 2.23a, quando a manivela roda em torno de A , a corrediça 3 desliza dentro da guia, corpo 4, de modo que o ponto B descreve uma trajetória circular e mantém constante a distância ao ponto C que define o centro da curvatura da guia. Deste modo resulta que a segmento de recta BC equivale a uma biela com o mesmo comprimento, e que a corrediça 4 descreve exactamente o mesmo movimento caso fosse uma corrediça do mecanismo biela-manivela equivalente. No mecanismo de scotch yoke da figura 2.23b, a corrediça 3 tem comprimento infinito, sendo a guia perpendicular ao movimento efectuado pela corrediça 4.

A principal aplicação do mecanismo de scotch yoke é em motores de bombas, em que a compacidade, isto é, o reduzido atravancamento e, conseqüentemente, a economia de espaço, é um factor importante. Contudo, o facto de a potência ser transmitida por escorregamento, entre as corrediças 3 e 4, limita, de algum modo, a sua aplicação a pequenos equipamentos em que as cargas em jogo são relativamente baixas. Este mecanismo é também utilizado em sistemas vibratórios, em máquinas laboratoriais, bem como geradores das funções trigonométricas seno e coseno. Aliás, uma das características mais importantes do mecanismo de scotch yoke é a capacidade de transformar um movimento rotativo a velocidade constante em movimento alternativo de vaivém do tipo harmónico simples¹⁰.

A figura 2.24 mostra um esquema de um mecanismo de scotch yoke em que ao ponto A está associado um sistema de eixos XY . Ainda na mesma figura constam as designações das juntas cinemáticas do mecanismo. Assim, atendendo à geometria da

¹⁰ A título de curiosidade, refira-se que um outro exemplo de mecanismo que gera um movimento harmónico simples é o que resulta da associação de um excêntrico com um seguidor do tipo prato.

figura, a expressão que relaciona a posição da corredeira 4 com a velocidade de rotação da manivela pode ser escrita como,

$$x_4 = AB\cos\theta = r\cos\theta \quad (2.25)$$

em que r é o comprimento da manivela e θ é o ângulo que esta faz com o eixo X .

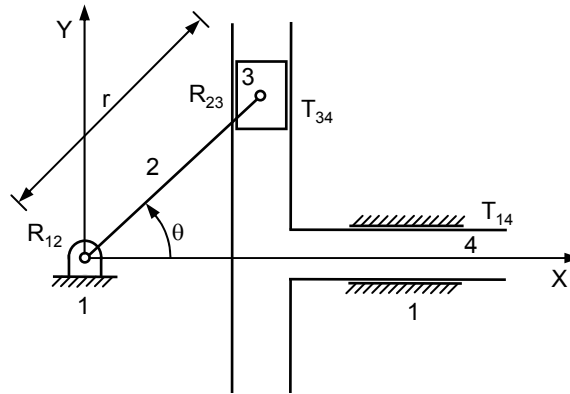


Figura 2.24 – Mecanismo de scotch yoke e respectivas juntas cinemáticas.

Uma das inversões do mecanismo de scotch yoke consiste em considerar fixo o corpo 4 resultando daí um mecanismo de dupla corredeira, vulgarmente denominado de compasso elíptico, como se ilustra na figura 2.25. Esta designação advém do facto de a trajectória descrita por um qualquer ponto situado na barra 2 ser elíptica, sendo, por conseguinte, uma das principais aplicações deste mecanismo o auxílio do traçado de elipses.

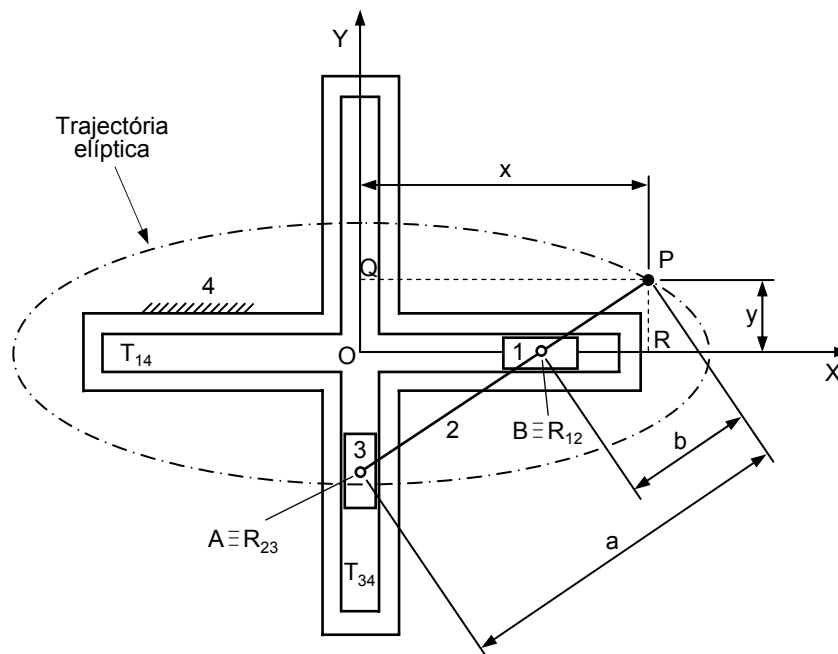


Figura 2.25 – Mecanismo de dupla corredeira ou compasso elíptico.

O funcionamento do compasso elíptico baseia-se no facto de o ponto P da barra 2 se mover ao longo de uma trajectória elíptica cujos eixos são as trajectórias rectilíneas dos pontos A e B , sendo os semi-eixos maior e menor da elipse iguais a

$PA=a$ e $PB=b$, respectivamente. Assim, a expressão matemática que traduz a elipse descrita pela trajectória do ponto P pode ser escrita como,

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1 \quad (2.26)$$

Da análise geométrica da figura 2.25 observa-se que,

$$\frac{x}{a} = \frac{PQ}{PA} \quad (2.27)$$

$$\frac{y}{b} = \frac{PR}{PB} \quad (2.28)$$

Por outro lado, da semelhança entre os triângulos PQA e PRB pode escrever-se a seguinte relação,

$$\frac{PR}{PB} = \frac{QA}{PA} \quad (2.29)$$

Adicionando a ambos os membros da equação (2.29) o factor $\frac{PQ}{PA}$ vem que,

$$\frac{PQ}{PA} + \frac{PR}{PB} = \frac{PQ}{PA} + \frac{QA}{PA} \quad (2.30)$$

Elevando ao quadrado os dois membros da equação (2.30) resulta em,

$$\frac{PQ^2}{PA^2} + \frac{PR^2}{PB^2} + 2\frac{PQ}{PA}\frac{PR}{PB} = \frac{PQ^2}{PA^2} + \frac{QA^2}{PA^2} + 2\frac{PQ}{PA}\frac{QA}{PA} \quad (2.31)$$

ou seja,

$$\frac{PQ^2}{PA^2} + \frac{PR^2}{PB^2} = \frac{PQ^2 + QA^2}{PA^2} + 2\frac{PQ}{PA}\left(\frac{QA}{PA} - \frac{PR}{PB}\right) \quad (2.32)$$

Aplicando o teorema de Pitágoras ao triângulo PQA vem que,

$$PQ^2 + QA^2 = PA^2 \quad (2.33)$$

Donde a equação (2.32) pode ser simplificada e reescrita como,

$$\frac{PQ^2}{PA^2} + \frac{PR^2}{PB^2} = 1 \quad (2.34)$$

que é a equação da elipse que tem como centro a origem O dos eixos coordenados, e que traduz a trajectória do ponto P .

Uma outra inversão do mecanismo de scotch yoke é que consiste em considerar fixa a manivela 2, resultando no mecanismo chamado junta de Oldham, como se ilustra na figura 2.26. A principal característica deste mecanismo é a de transmitir movimento de rotação entre dois veios que são paralelos não coaxiais com um rácio unitário entre as velocidades angulares de entrada e de saída. A não coaxialidade é representada por e na figura 2.26. Embora pareça um mecanismo de movimento tridimensional, a junta de Oldham é, na verdade, um mecanismo de movimento plano uma vez que todos os seus pontos se movimentam em planos paralelos entre si e

perpendiculares ao eixo de rotação. Neste mecanismo, o corpo central 4 tem movimento de escorregamento relativamente aos corpos 1 e 3. Este sistema é, do ponto de vista cinemático, equivalente ao compasso elíptico, sendo possível estabelecer um paralelismo funcional entre o eixo e a ranhura do corpo 3 e, respectivamente, o ponto *A* e a corredeira a que este pertence. O corpo 1 corresponde a ranhura cruciforme onde as corredeiras se movimentam, como mostra a figura 2.25.

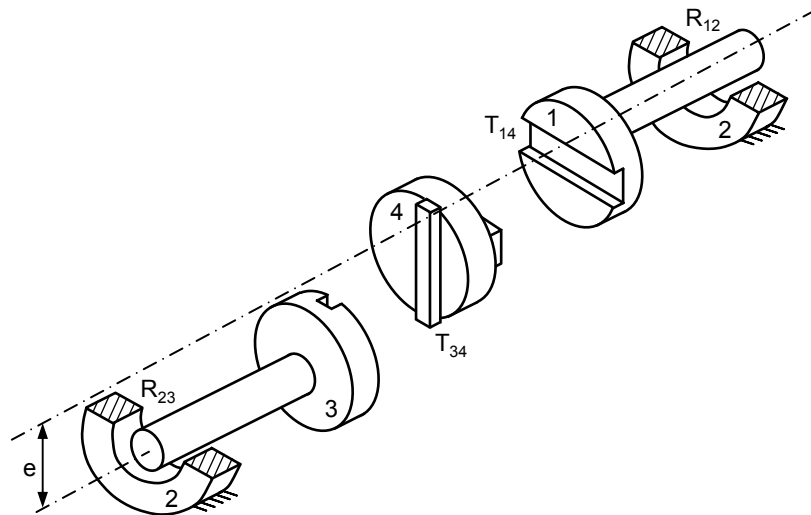


Figura 2.26 – Junta de Oldham.

Uma última inversão do mecanismo de scotch yoke pode obter-se fixando a corredeira 3 resultando um mecanismo semelhante ao da figura 2.23a. Esta inversão não tem qualquer aplicação prática, embora apresente alguns aspectos interessantes do ponto de vista teórico, como por exemplo, o facto de uma das juntas de rotação ser passiva podendo, ser considerada como soldada tornando-se num mecanismo de três barras que tende a bloquear facilmente devido ao excessivo número de constrangimentos.

2.5. MECANISMOS DE RETORNO RÁPIDO

2.5.1. Generalidades

Os mecanismos são utilizados em muitas aplicações industriais para realizarem operações repetitivas, tais como, movimentar peças ao longo de uma linha de montagem, apertar peças enquanto estas são maquinadas, soldadas, etc. Fresadoras, limadores são exemplos de máquinas-ferramenta projectadas de tal modo que a ferramenta depois ter efectuado o curso de corte retorna à posição inicial com uma velocidade superior à do avanço, aumentando, assim, a eficiência e a capacidade produtiva da máquina. É neste contexto que surgem os mecanismos de retorno rápido. Estes mecanismos são vulgarmente utilizados em máquinas-ferramenta e outros dispositivos em que se pretende realizar um movimento de trabalho ou avanço mais lento num sentido, e um movimento de retorno ao ponto de partida mais rápido, utilizando motores rotativos de velocidade angular constante. Os mecanismos de retorno rápido são compostos por combinações de mecanismos elementares como o quadrilátero articulado e o mecanismo biela-manivela com corredeira. De seguida são apresentados alguns exemplos de mecanismos de retorno rápido.

2.5.2. Mecanismo de Avanço

A figura 2.27 ilustra o mecanismo de avanço bem como as posições correspondentes aos extremos das fases de avanço e recuo. O mecanismo de avanço pode ser considerado como uma derivação do mecanismo de quatro barras de dupla manivela em que a barra 2 é órgão motor que roda com velocidade angular constante.

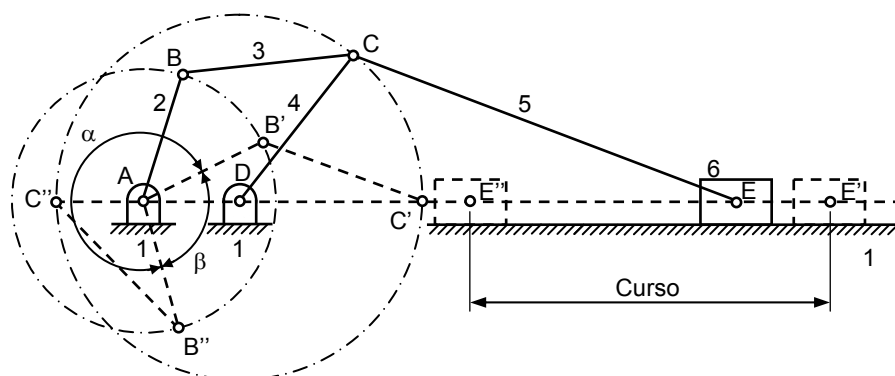


Figura 2.27 – Mecanismo de avanço.

De entre os mecanismos de retorno rápido, o mecanismo de avanço é o único em que não existem juntas cinemáticas de translação ou deslizantes entre as barras que constituem o mecanismo base. No mecanismo de avanço a velocidade de translação da corredeira 6 é aproximadamente constante na maior parte da extensão do percurso de avanço, daí a designação de mecanismo de avanço.

Nos mecanismos de retorno rápido a principal característica é designada razão de tempo (RT) que traduz a relação entre o tempo de avanço e o tempo de recuo. No projecto de mecanismos de retorno rápido deve ter-se em consideração que esta relação seja, tanto quanto possível, maior que a unidade. Assim, um mecanismo é, por definição, mecanismo de retorno rápido se e só se a razão de tempo for maior que

a unidade. Nos mecanismos de retorno rápido, o sentido de rotação do órgão motor não é arbitrário. Aliás quando num mecanismo de retorno rápido se inverte o sentido de rotação do motor, a razão de tempo torna-se menor que a unidade e, por isso, o mecanismo deixa de ser de retorno rápido.

Assim, considerando um accionamento a velocidade angular constante, a razão de tempo pode ser expressa pelo quociente entre o valor do ângulo de avanço ou de trabalho, α , e o valor do ângulo de recuo ou retorno, β , ou seja,

$$RT = \frac{\alpha}{\beta} \quad (2.35)$$

Deve notar-se que a razão de tempo nos mecanismos de retorno rápido não depende do trabalho a realizar nem da velocidade de rotação do órgão motor. A razão de tempo é uma propriedade cinemática intrínseca de um dado mecanismo, sendo determinada a partir da configuração geométrica do mecanismo.

2.5.3. Mecanismo de Whitworth

O mecanismo de Whitworth deriva da inversão do mecanismo biela-manivela quando se considera fixa a manivela, como se mostra na figura 2.28. Neste mecanismo, tanto a barra 2, como a barra 4 descrevem movimento de rotação contínua, sendo, por isso, consideradas manivelas. O movimento da corredeira 3 é condicionado pelo movimento giratório da manivela 4, razão pela qual o mecanismo de Whitworth é também conhecido como mecanismo de corredeira giratória. Este mecanismo é frequentemente utilizado em máquinas-ferramenta, e em particular em máquinas aplicadas à indústria têxtil.

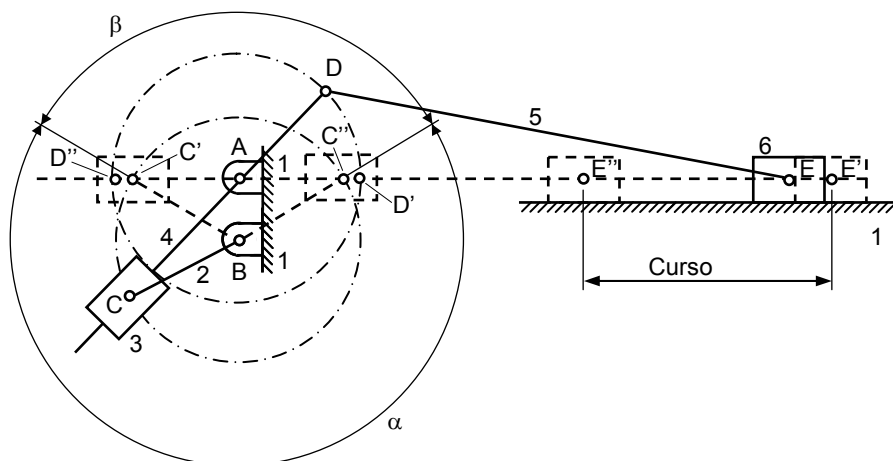


Figura 2.28 – Mecanismo de Whitworth.

2.5.4. Mecanismo de Manivela Deslocada

Este mecanismo é igualmente baseado no mecanismo biela-manivela, em que a configuração do sistema se obtém por deslocação do eixo da manivela para fora da linha de deslizamento, como se ilustra na figura 2.29. Este mecanismo é também conhecido como mecanismo biela-manivela com excentricidade, representada por e na figura. Com este mecanismo conseguem-se baixas razões de tempo, daí que a sua utilização se imponha, sobretudo, pela simplicidade e reduzido atravancamento.

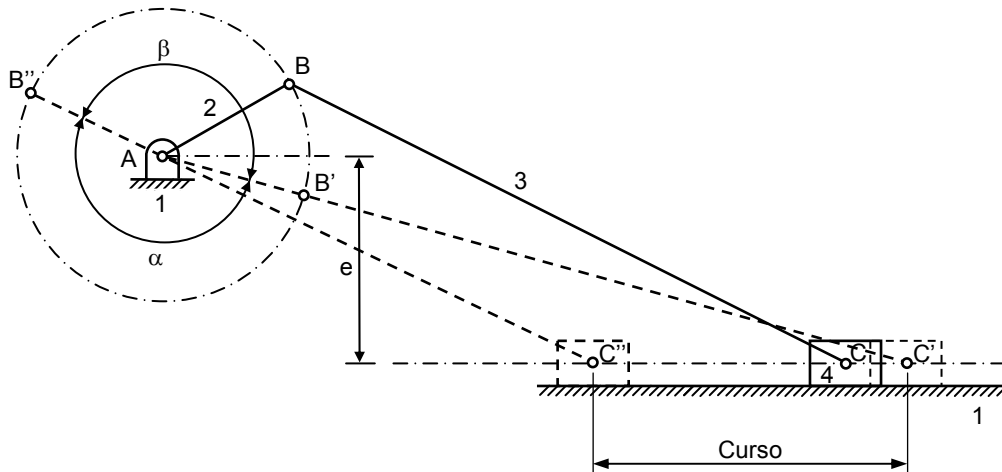


Figura 2.29 – Mecanismo de manivela deslocada.

2.5.5. Mecanismo do Limador

O mecanismo do limador, como o ilustrado na figura 2.30, não é mais do que uma variante do mecanismo de Whitworth, em que o movimento de rotação da manivela 2 é convertido em translação rectilínea na corrediça 6. À semelhança dos demais mecanismos apresentados nesta secção, no mecanismo do limador o movimento de retorno rápido é conseguido uma vez que o pino B da manivela 3 se move ao longo do arco α durante o curso de avanço ou corte, ao passo que durante o recuo ou retorno, o pino descreve um arco menor, β .

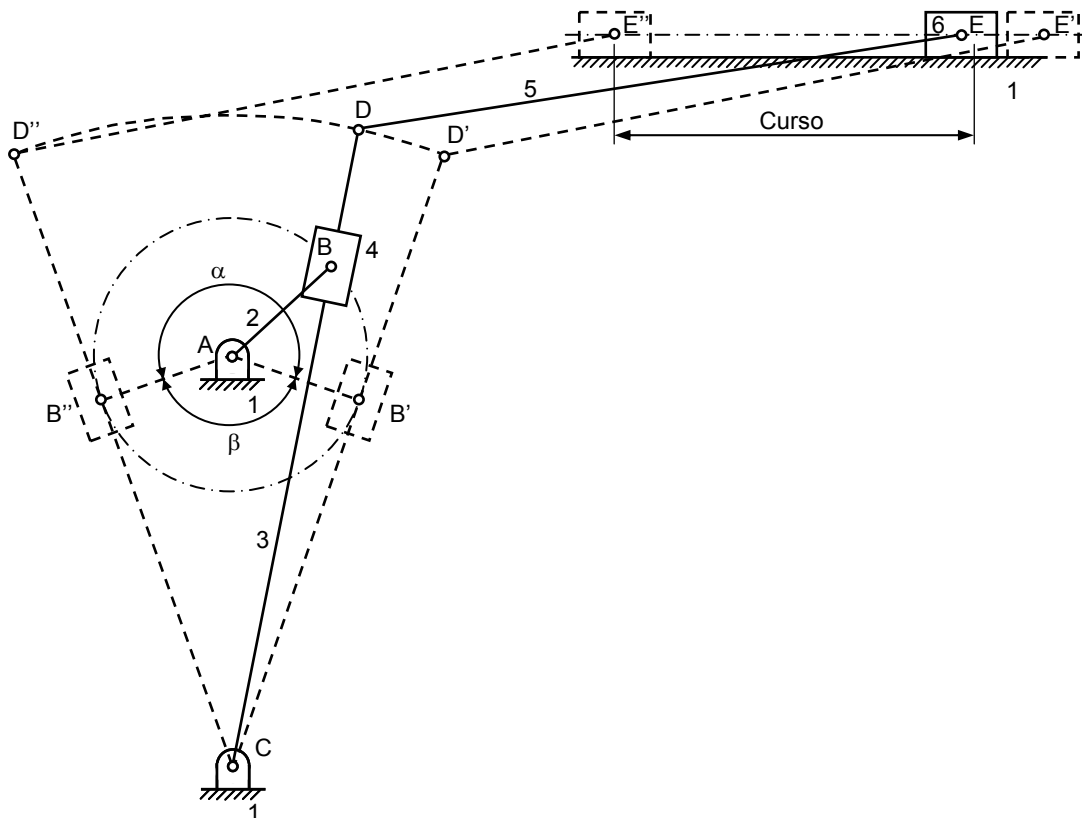


Figura 2.30 – Mecanismo do limador.

A figura 2.31 mostra um esquema simplificado do mecanismo do limador relativo a uma posição genérica. Da análise geométrica da figura pode escrever-se,

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{x}{a+b} \quad (2.36)$$

ou ainda

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{r_h}{r_v + b} \quad (2.37)$$

em que r_h e r_v são, respectivamente, as componentes horizontal e vertical da dimensão r que caracteriza o comprimento da manivela 2. Estas duas componentes podem ser calculadas como função do ângulo de rotação da manivela, θ , que é o órgão motor do mecanismo, isto é,

$$r_h = r \cos \theta \quad (2.38)$$

$$r_v = r \operatorname{sen} \theta \quad (2.39)$$

Substituindo as equações (2.38) e (2.39) na equação (2.37) resulta,

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{r \cos \theta}{r \operatorname{sen} \theta + b} \quad (2.40)$$

Igualando as equações (2.36) e (2.40) e resolvendo em ordem à variável x , que representa a trajectória rectilínea descrita pela corrediça, obtém-se,

$$x = \frac{r \cos \theta}{r \operatorname{sen} \theta + b} (a+b) \quad (2.41)$$

A equação (2.41) traduz a posição da corrediça em função da posição angular do órgão motor e das características dimensionais do mecanismo do limador.

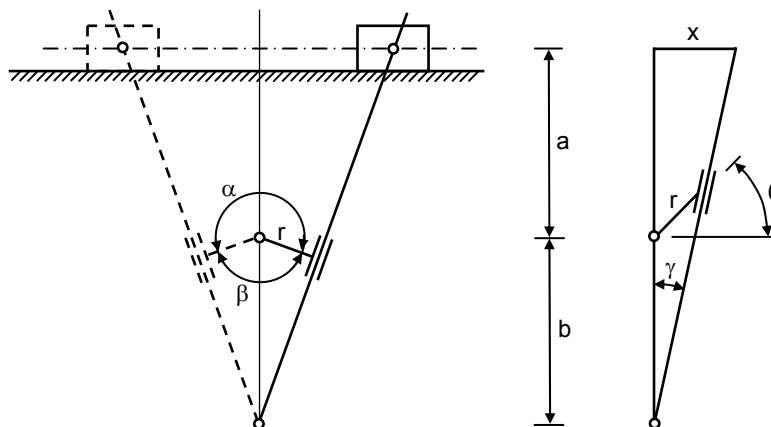


Figura 2.31 – Posição genérica do mecanismo do limador.

2.6. MECANISMOS GERADORES DE TRAJECTÓRIAS RECTILÍNEAS

2.6.1. Generalidades

Os mecanismos geradores de trajectórias rectilíneas, também conhecidos como mecanismos geradores de rectas, são mecanismos em que um ou mais pontos descrevem movimento alternativo ao longo de uma trajectória rectilínea. Esta trajectória, que pode ser aproximada ou exacta, é obtida apenas pela combinação de barras e juntas cinemáticas de rotação, excluindo-se, portanto, as juntas cinemáticas de translação. Deste modo, são eliminados os problemas associados ao atrito e ao desgaste inerentes ao funcionamento das juntas cinemáticas de translação do tipo guia-corrediça, como por exemplo, a que existe no mecanismo biela-manivela.

A origem dos primeiros mecanismos geradores de trajectórias rectilíneas remonta aos finais do século XVIII. Nesta época, o desenvolvimento científico e tecnológico era bastante incipiente e, por isso, a obtenção de superfícies planas com qualidade, quer ao nível dimensional, quer ao nível do acabamento superficial, era bastante difícil, se não mesmo impossível, de obter. É por esta razão que o número de mecanismos que incluem juntas de translação rectilínea, desenhados antes da revolução industrial, é bastante reduzido. É neste contexto, e nesta época, que foi dada especial ênfase ao projecto e concepção de mecanismos capazes de gerar trajectórias rectilíneas apenas pela associação de barras e juntas de rotação. Os mecanismos geradores de trajectórias rectilíneas encontram aplicação, por exemplo, em máquinas a vapor, máquinas-ferramenta, suspensões de automóvel, entre outras. Alguns dos mecanismos que pertencem a esta classe apenas possibilitam que o movimento seja rectilíneo somente em parte da trajectória, limitando, deste modo, o curso útil. Os mecanismos de Watt e de Chebyshev são dois exemplos de mecanismos em que pontos específicos descrevem trajectórias aproximadamente rectilíneas. Estes mecanismos são de uso mais frequente e, em geral, são projectados de tal forma que o ponto médio e os extremos da trajectória rectilínea pretendida se situam numa linha recta e que se minimiza o desvio dos restantes pontos da trajectória relativamente à linha recta que se pretende. O mecanismo de Peaucellier é um dos mais populares mecanismos geradores de trajectórias rectilíneas em que o movimento descrito por um dos seus pontos é exactamente rectilíneo.

De seguida são apresentados alguns dos principais mecanismos geradores de trajectórias rectilíneas disponíveis na literatura temática. Estes mecanismos adoptam, quase sempre, os nomes dos autores que os projectaram e desenvolveram.

2.6.2. Mecanismo de Watt

O mecanismo de Watt ou contra-paralelogramo articulado é, provavelmente, o mais conhecido dos mecanismos capazes de gerar trajectórias rectilíneas. Este mecanismo, ilustrado na figura 2.32, foi concebido por James Watt em 1784 para servir de guia do pistão da máquina a vapor¹¹, cujo curso era aproximadamente 1,2m.

¹¹ A máquina a vapor de Watt foi inventada em 1765, patenteada em 1769 e construída em larga escala em 1774. A França, em 1778, foi o primeiro país, que não o Reino Unido, a ter uma máquina a vapor de Watt. Apesar das grandes restrições inglesas em relação à exportação das máquinas e ferramentas, especialmente as da indústria têxtil do algodão e do linho, até ao ano de 1825 era já mais de 110 o número de máquinas a vapor existentes nos diversos países em vias de industrialização. A primeira máquina a vapor existente em Portugal remonta ao ano de 1803.

Refira-se que o aparecimento das juntas de translação, suficientemente capazes de operar com cursos longos, só se verificou no ano 1817. O mecanismo de Watt é utilizado para transformar movimento rectilíneo alternativo em movimento circular ou de rotação.

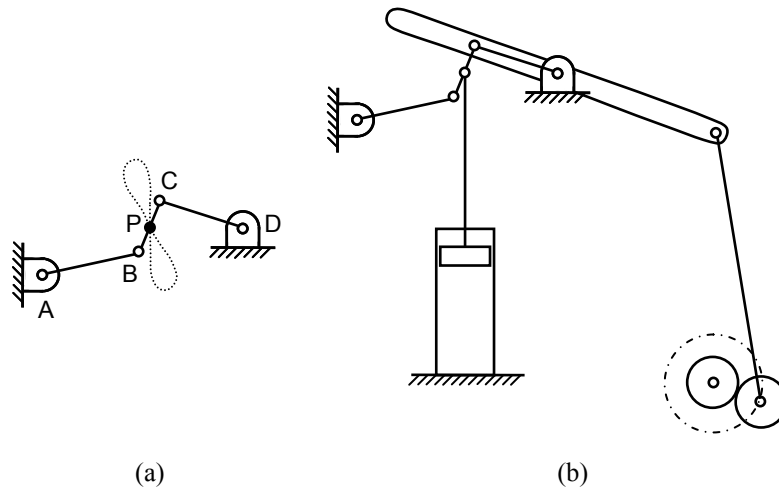


Figura 2.32 – (a) Mecanismo de Watt; (b) Máquina a vapor.

A figura 2.33 ilustra uma suspensão de um automóvel em que é usado um mecanismo de Watt para guiar o eixo de rotação que está ligado por intermédio de uma mola helicoidal. Esta aplicação do mecanismo de Watt é caracterizada por um excelente desempenho dado que envolve um curso relativamente pequeno.

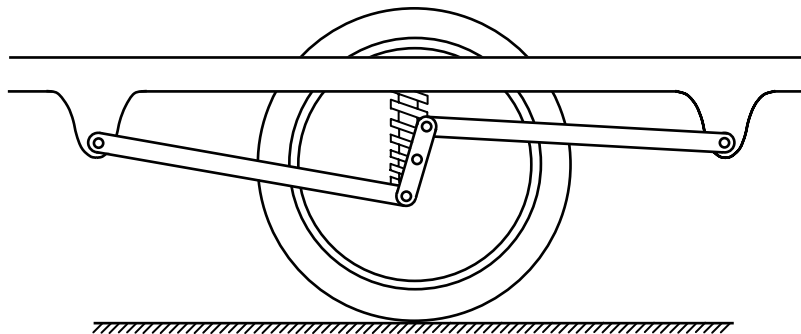


Figura 2.33 – Suspensão de um automóvel guiada por um mecanismo de Watt.

O mecanismo de Watt é constituído por quatro barras articuladas, uma fixa, duas manivelas e uma biela. A figura 2.34 mostra um caso particular do mecanismo de Watt em que as manivelas 2 e 4 são paralelas entre si e perpendiculares à biela 3. Trata-se, pois, de um caso particular do mecanismo de Watt, uma vez que no caso mais geral nada é dito quanto à posição relativa das barras. No caso do mecanismo representado na figura 2.34, as manivelas 2 e 4 podem oscilar livremente em torno das juntas de rotação localizadas em *A* e *D*, respectivamente. A biela estabelece a ligação entre as duas manivelas através das juntas de rotação situadas em *B* e *C*. O movimento do ponto *P*, situado no centro geométrico da biela, descreve uma trajectória aproximadamente rectilínea quando as manivelas 2 e 4 oscilam. Assim, quando a manivela 2 roda no sentido directo, o ponto *B* move-se para a esquerda segundo uma trajectória circular, enquanto que o ponto *C* da manivela 4 se desloca

para a direita, também segundo uma trajectória circular. O movimento da biela é o que decorre pelo facto de estar constrangida pelas juntas cinemáticas de rotação B e C , donde resulta que o ponto P descreve uma trajectória em forma de oito, cujo troço $s-s'$ é aproximadamente rectilíneo. A maximização desta trajectória rectilínea obtém-se quando, na configuração inicial representada na figura 2.34, as manivelas são paralelas entre si e perpendiculares à biela, não devendo a amplitude do movimento angular das manivelas exceder os 20° . Indicações complementares de projecto sugerem as seguintes relações geométricas,

$$AB = CD > \frac{3}{2}s \quad (2.42)$$

e que

$$BC > \frac{4}{7}s \quad (2.43)$$

em que s representa a trajectória rectilínea.

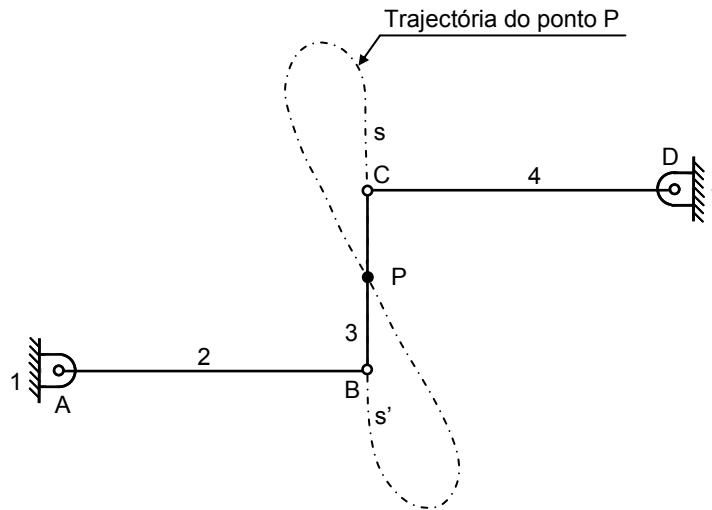


Figura 2.34 – Mecanismo de Watt, caso particular em que $AB=CD$, $AB//CD$ e $AB \perp BC$.

A figura geométrica descrita pelo ponto P denomina-se lemniscata¹² de Bernoulli, razão pela qual o mecanismo de Watt é também conhecido como mecanismo de lemniscata. Lemniscata é uma figura geométrica que é representada por uma equação polinomial de sexta ordem, a qual pode ser facilmente deduzida. Na figura 2.35 está representada a configuração mais genérica do mecanismo de Watt em que o ponto P da biela descreve uma lemniscata hiperbólica¹³. Ainda na figura 2.35 está representado um sistema de coordenadas cartesianas cuja origem é coincidente com o

¹² Lemniscata é curva geométrica de forma semelhante à de um oito em que é constante o produto das distâncias entre dois dos seus pontos fixos. Em 1694 foi concebida pela primeira vez a lemniscata de Bernoulli. Catorze anos antes, no ano de 1680, Cassini já tinha descrito, de modo genérico, uma família de curvas planas, conhecidas actualmente como ovais de Cassini. Mas, muito embora a lemniscata seja um caso particular de uma oval de Cassini, na época de Bernoulli não havia ainda consciência desse facto. Só mais tarde quando as propriedades daquelas curvas foram sendo conhecidas e as suas características mais diversificadas, tal facto se tornou claro. Este tipo de curva geométrica é utilizado em engenharia civil, nomeadamente no traçado de curvas de transição entre alinhamentos rectos e curvos de modo a assegurar variações contínuas da aceleração centrífuga e melhorar a óptica dos traçados.

¹³ Lemniscata hiperbólica é uma curva inversa da uma hipérbole.

centro geométrico da lemniscata. Na presente situação admite-se que as barras 2 e 4 têm o mesmo comprimento a , e que o comprimento da barra 3 é b . A distância entre as juntas cinemáticas de rotação A e D é igual a c .

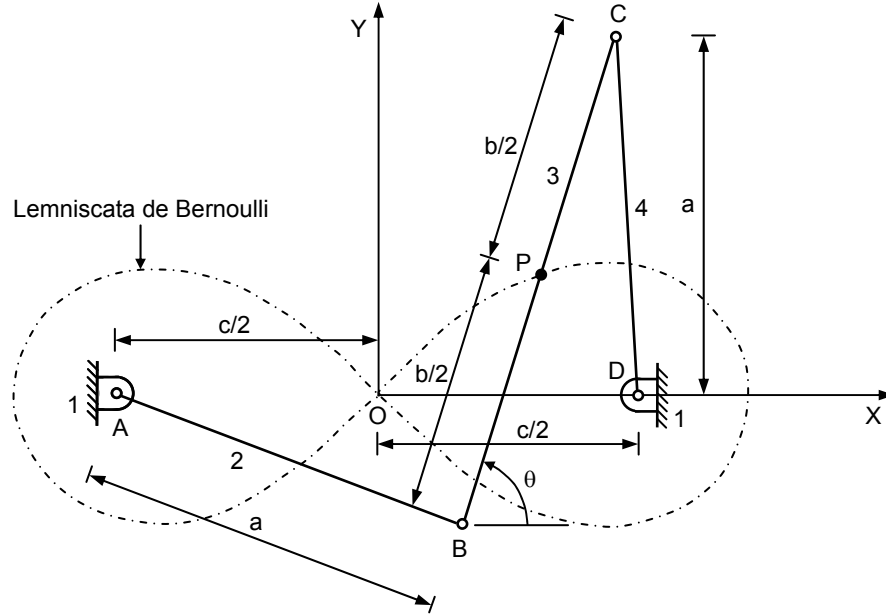


Figura 2.35 – Configuração genérica do mecanismo de Watt.

Atendendo à geometria da figura 2.35, as coordenadas cartesianas dos pontos B e C podem ser escritas como,

$$x_B = x_P - \frac{b}{2} \cos \theta \quad (2.44)$$

$$y_B = y_P - \frac{b}{2} \sin \theta \quad (2.45)$$

$$x_C = x_P + \frac{b}{2} \cos \theta \quad (2.46)$$

$$y_C = y_P + \frac{b}{2} \sin \theta \quad (2.47)$$

Pelo aplicação do teorema de Pitágoras pode escrever-se,

$$(x_B + \frac{c}{2})^2 + y_B^2 = a^2 \quad (2.48)$$

$$(x_C - \frac{c}{2})^2 + y_C^2 = a^2 \quad (2.49)$$

Substituindo as equações (2.44)-(2.47) em (2.48) e (2.49) vem que,

$$(x_P - \frac{b}{2} \cos \theta + \frac{c}{2})^2 + (y_P - \frac{b}{2} \sin \theta)^2 = a^2 \quad (2.50)$$

$$(x_P + \frac{b}{2} \cos \theta - \frac{c}{2})^2 + (y_P + \frac{b}{2} \sin \theta)^2 = a^2 \quad (2.51)$$

As equações (2.50) e (2.51) podem ser reescritas como,

$$x_P^2 + y_P^2 + \frac{b^2}{4} + \frac{c^2}{4} - a^2 - bx_P \cos \theta - by_P \sin \theta - \frac{bc}{2} \cos \theta + cx_P \quad (2.52)$$

$$x_P^2 + y_P^2 + \frac{b^2}{4} + \frac{c^2}{4} - a^2 + bx_P \cos \theta + by_P \sin \theta - \frac{bc}{2} \cos \theta - cx_P \quad (2.53)$$

ou ainda,

$$x_p^2 + y_p^2 + \frac{b^2}{4} + \frac{c^2}{4} - a^2 = \frac{bc}{2} \cos \theta \quad (2.54)$$

$$bx_p \cos \theta + by_p \sin \theta = cx_p \quad (2.55)$$

Da equação (2.54) pode escrever-se que,

$$\cos \theta = \frac{2(x_p^2 + y_p^2 + \frac{b^2}{4} + \frac{c^2}{4} - a^2)}{bc} \quad (2.56)$$

Substituindo a equação (2.56) em (2.55) e resolvendo em ordem ao $\sin \theta$ vem que,

$$\sin \theta = \frac{c^2 x_p - x_p 2(x_p^2 + y_p^2 + \frac{b^2}{4} + \frac{c^2}{4} - a^2)}{bc y_p} \quad (2.57)$$

Aplicando a lei fundamental da trigonometria às equações (2.56) e (2.57), e após tratamento matemático, resulta na seguinte expressão que traduz a equação de uma lemniscata de Bernoulli simétrica, equação (2.58).

$$4y_p^2(x_p^2 + y_p^2 + \frac{b^2}{4} + \frac{c^2}{4} - a^2)^2 + x_p^2[c^2 - 2(x_p^2 + y_p^2 + \frac{b^2}{4} + \frac{c^2}{4} - a^2)] = b^2 c^2 y_p^2 \quad (2.58)$$

2.6.3. Mecanismo de Scott Russel

O mecanismo de Scott Russel¹⁴ está esquematicamente ilustrado na figura 2.36, em que o órgão motor é a manivela 2 que oscila um ângulo 2θ em torno do eixo que passa em A solidário com o fixe. A manivela está ligada ao ponto de traçagem P , ponto médio da biela, por intermédio de uma junta de rotação. Neste mecanismo são iguais os comprimentos AB , BC e BP .

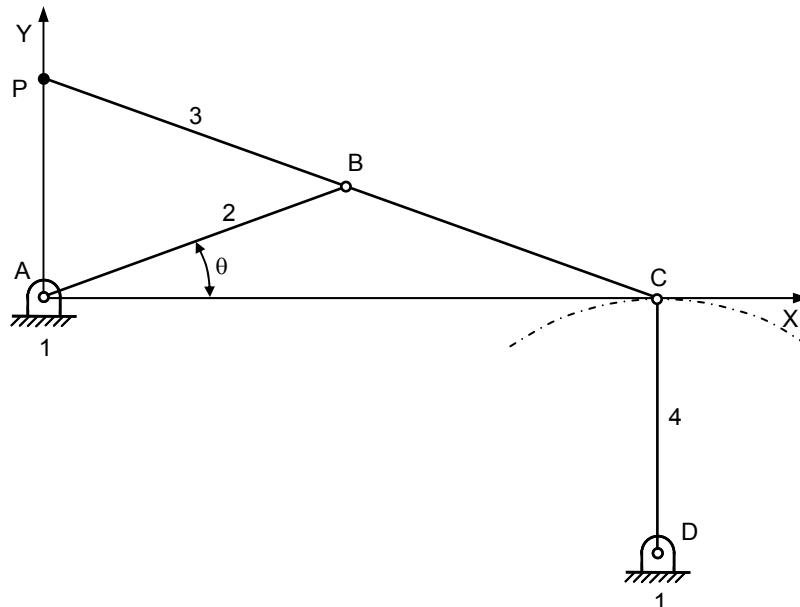


Figura 2.36 – Mecanismo de Scott Russel.

¹⁴ Não é unânime a atribuição da invenção deste mecanismo a Scott Russel, há aliás diversas referências bibliográficas que atribuem a Oliver Evans e também a William Freemantle a descoberta deste mecanismo.

Admitindo que o ponto C se move ao longo do eixo X , então, o ponto P desloca-se segundo o eixo Y , isto é, perpendicular à trajectória do ponto C . Assim, com o mecanismo de Scott Russel consegue transformar-se um movimento rectilíneo em um outro movimento rectilíneo na direcção perpendicular à direcção do primeiro. Na verdade, a trajectória do ponto P é aproximadamente rectilínea uma vez que o ponto C oscila em torno de D . O movimento do ponto P é tanto mais rectilíneo quanto maior for o comprimento da barra 4 e menor for o ângulo θ descrito pela manivela 2.

No mecanismo de Scott Russel verifica-se a seguinte relação geométrica,

$$AB^2 = BC \cdot BP \quad (2.59)$$

Variantes deste mecanismo são aqueles em que BP é maior que AB e aqueles em que BC é meio proporcional a AB e BP , isto é, em que $\frac{AB}{BC} = \frac{BC}{BP}$. Deste modo, consegue-se uma boa aproximação à rectilinearidade.

O mecanismo de Scott Russel foi usado por Oliver Evans na máquina a vapor que inventou, razão pela qual este mecanismo é também conhecido como mecanismo de Evans. William Hedley utilizou o mecanismo de Scott Russel como sistema de accionamento das rodas de locomotivas, em que a sua disposição em funcionamento se assemelhava à locomoção dos gafanhotos, por isso, o mecanismo de Scott Russel é também designado mecanismo de gafanhoto.

2.6.4. Mecanismo de Roberts

O mecanismo de Roberts, ilustrado na figura 2.37 consiste num quadrilátero articulado duplamente oscilante, em que as manivelas AB e CD têm o mesmo comprimento e a barra BC mede metade da dimensão AD .

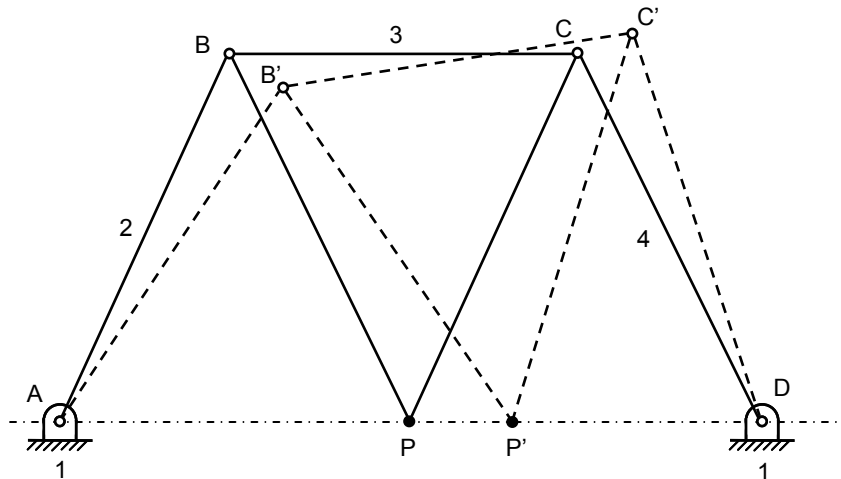


Figura 2.37 – Mecanismo de Roberts.

Este mecanismo fica completo com uma extensão da barra 3 na sua perpendicular e com um comprimento tal que o ponto P fique sobre o ponto médio de AD , quando BC se encontrar paralela a AD . O movimento de rotação das manivelas 2 e 4 é limitado, para um e outro lado, à colinearidade entre BC e AD . O ponto P passa pelo ponto médio de AD , posição representada na figura 2.37, e, próximo dos extremos do percurso, passa por A e D , segundo uma trajectória aproximadamente rectilínea.

No mecanismo de Roberts verificam-se as seguintes relações geométricas,

$$AB = BC = BP = CP \quad (2.60)$$

Deste modo, o triângulo BCP é isósceles.

Do ponto de visto do projecto, o comprimento de AB e de CD deve ser pelo menos igual a 60% de AD , e quanto maior for esta relação mais rectilínea e próxima de AD é a trajectória do descrita pelo ponto P .

2.6.5. Mecanismo de Chebyshev

O mecanismo de Chebyshev, ilustrado na figura 2.38, é também um quadrilátero articulado duplamente oscilante, em que o ponto médio P da barra 3 descreve uma trajectória aproximadamente rectilínea num percurso relativamente longo. Este mecanismo é frequentemente usado como guia linear.

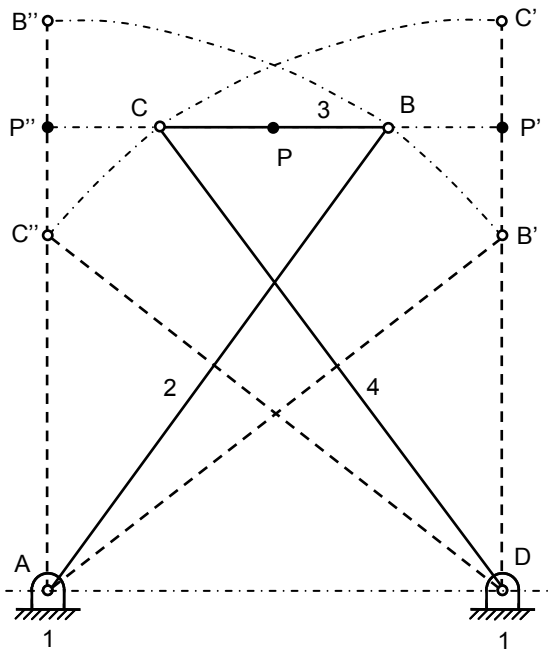


Figura 2.38 – Mecanismo de Chebyshev.

No mecanismo de Chebyshev observam-se as seguintes relações geométricas,

$$AD = 4 \quad (2.61)$$

$$BC = 2 \quad (2.62)$$

$$AB = 5 \quad (2.63)$$

$$CD = 5 \quad (2.64)$$

Do funcionamento do mecanismo de Chebyshev tem-se que, por um lado, na posição em que B está em B' , na perpendicular a AD que passa por D , os pontos C e P estarão em C' e P' , respectivamente, e sobre a mesma linha. Por outro, quando na posição em que B está em B'' , similarmente, os pontos C e P estão em C'' e P'' , sobre a linha perpendicular a AD que passa por A . Assim, o ponto P encontra-se, em três posições distintas, sobre o segmento de recta $P'P''$ paralelo a AD , seguindo uma trajectória aproximadamente rectilínea.

2.6.6. Mecanismo de Peaucellier

O mecanismo de Peaucellier¹⁵ foi inventado em 1864 e consiste em oito barras e seis juntas cinemáticas de rotação, quatro das quais são ligações ternárias, como ilustra a figura 2.39. Este mecanismo funciona com um inversor, isto é, transforma um movimento de rotação em um movimento de translação rectilínea. Peaucellier chamou a este mecanismo compasso composto.

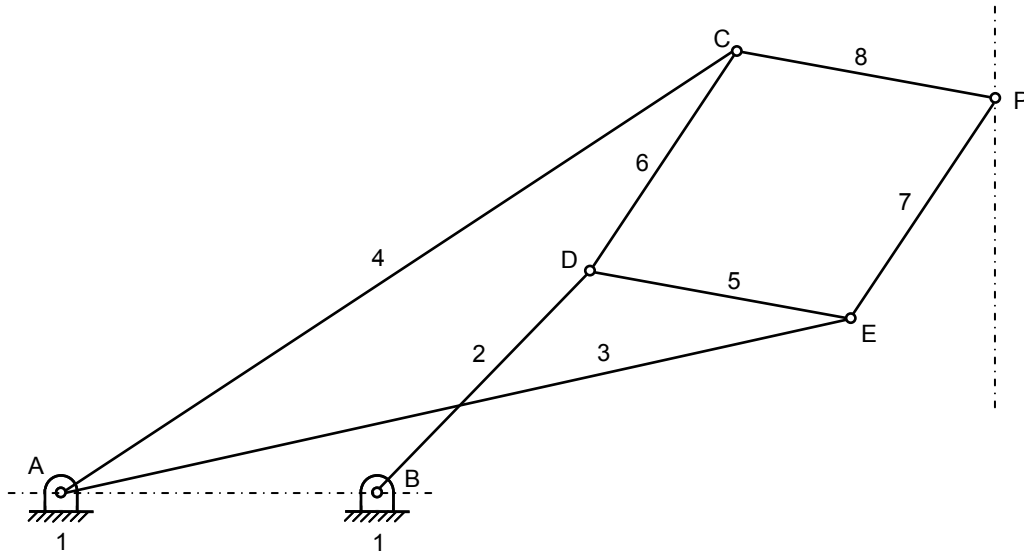


Figura 2.39 – Mecanismo de Peaucellier.

O mecanismo de Peaucellier é de entre os mecanismos geradores de trajectórias rectilíneas apresentadas neste trabalho o único em que o ponto de traçagem descreve uma trajectória exactamente rectilínea¹⁶. Este mecanismo tem aplicação prática em sistemas de controlo, registadores, aparelhos de leitura e seguimento, entre outros.

No mecanismo de Peaucellier verificam-se as seguintes relações geométricas,

$$AB = BD \quad (2.65)$$

$$AC = AE \quad (2.66)$$

$$CD = DE = CP = EP \quad (2.67)$$

O mecanismo de Peaucellier obtém-se acoplando dois rombóides¹⁷ semelhantes. Considerando a circunferência de centro em B e raio $AB=BD$, a potência de A relativamente a essa circunferência é expressa por,

$$AD \cdot AP = AC^2 - CP^2 \quad (2.68)$$

¹⁵ Charles Nicolas Peaucellier foi um oficial de engenharia da armada francesa. À sua descoberta não foi inicialmente dado o seu real valor, tendo caído quase no esquecimento, até ter sido redescoberto por um estudante russo Lippman Lipkin, que recebeu um prémio chorudo do Governo Russo pela sua suposta originalidade. Entretanto, o mérito de Peaucellier foi finalmente reconhecido, tendo sido galardoado com o prémio “Prix Montyon” de Grande Mecânico do Instituto de França. Pelo exposto, este mecanismo é também conhecido como mecanismo de Peaucellier-Lipkin.

¹⁶ Hart também desenvolveu um mecanismo capaz de gerar um movimento exactamente rectilíneo em toda a sua trajectória.

¹⁷ Rombóide é um quadrilátero com dois pares de lados consecutivos iguais, que passam por cada um dos extremos de uma das diagonais. Rombo é um rombóide em que os quatro lados são iguais.

Assim, quando D descreve uma circunferência que passa por A , P descreve uma recta inversa dessa circunferência no inversor de pólo A e potência $AC^2 - CP^2$. Esta recta é perpendicular à recta que passa por A e B .

A figura 2.40 ilustra uma outra configuração do mecanismo de Peaucellier, em que o ponto D descreve uma circunferência. Note-se ainda que as linhas PM e $P'M'$ são perpendiculares a MM' . O ângulo ADR , sendo o ângulo numa semicircunferência é um ângulo recto, pelo que os triângulos ADR e AMP são semelhantes, donde se deduz que,

$$AD / AR = AM / AP \quad (2.69)$$

ou ainda,

$$AD \cdot AP = AM \cdot AR \quad (2.70)$$

qualquer que seja a posição de D sobre a circunferência. Como as dimensões AM e AR são constantes, quando D se move na circunferência, P desloca-se de tal forma que A , D e P estão sempre alinhados, e $AD \cdot AP$ é sempre constante, portanto o ponto P descreve a linha recta PM perpendicular à linha recta AB .

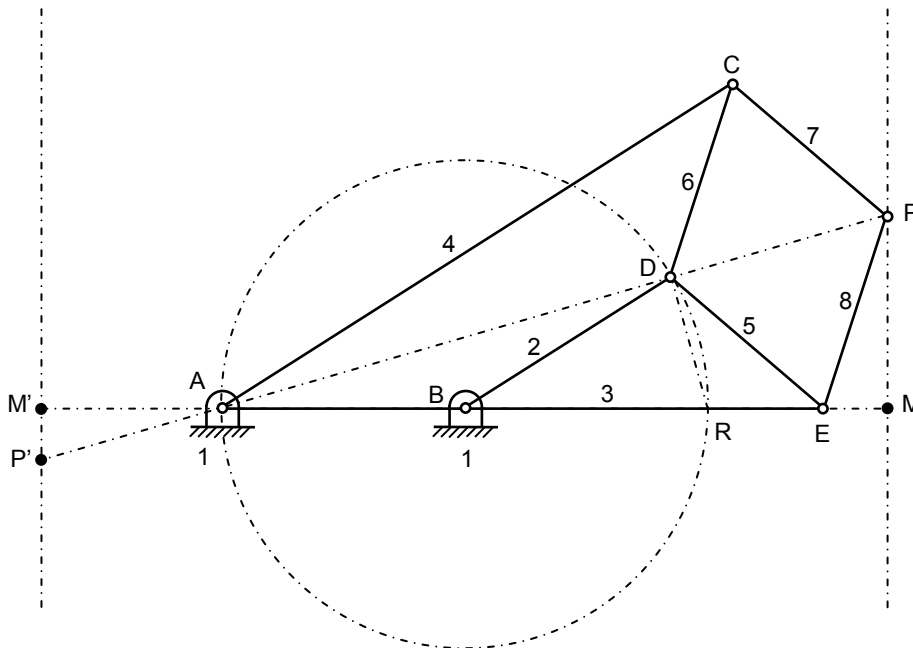


Figura 2.40 – Configuração genérica do mecanismo de Peaucellier.

Do mesmo modo, se se considerar o ponto P' do lado oposto, como $AD \cdot AP'$ é constante, P' descreve uma trajectória rectilínea $P'M'$.

Na figura 2.41 está representada uma configuração particular do mecanismo de Peaucellier, em que se evidencia a simetria do mecanismo, sendo os pontos A , D e P colineares. Considere-se o segmento imaginário CN perpendicular a DP . Pela aplicação do teorema de Pitágoras vem que,

$$AC^2 = AN^2 + CN^2 \quad (2.71)$$

$$CP^2 = CN^2 + NP^2 \quad (2.72)$$

Rearranjando as equações (2.71) e (2.72), pode escrever-se que,

$$AC^2 - CP^2 = AN^2 - NP^2 \quad (2.73)$$

e como $AN^2 - NP^2$ é igual a $(AN - NP)(AN + NP)$, a equação (2.73) pode reescrever-se como,

$$AC^2 - CP^2 = AD \cdot AP \quad (2.74)$$

que é exactamente igual à equação (2.68).

Assim, como AC e CD são constantes, $AD \cdot AP$ é sempre constante, quer D e P estejam perto ou longe de A . Como o ponto A é solidário com o fixe e o ponto D é desenhado de modo a descrever uma circunferência de centro em B , assim o ponto P reúne as condições geométricas necessárias para se deslocar segundo uma trajectória rectilínea. A distância da trajectória rectilínea aos pontos A e B depende de $AC^2 - CP^2$ que pode ser fixada de forma arbitrária.

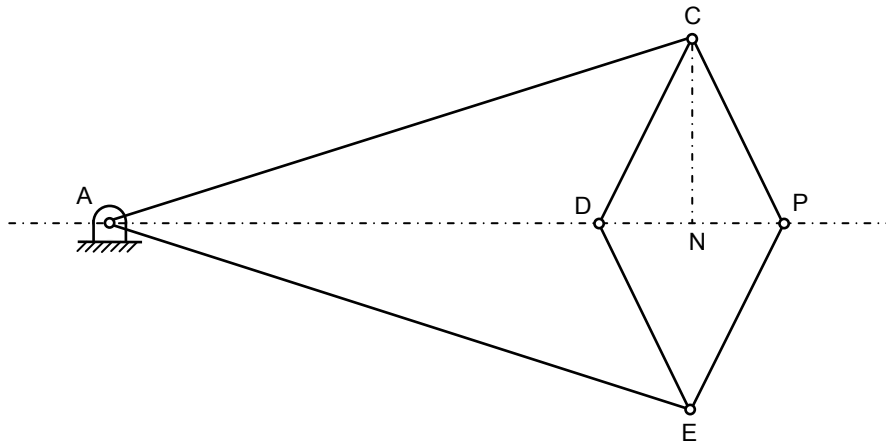


Figura 2.41 – Configuração particular do mecanismo de Peaucellier.

2.7. MECANISMOS DE MOVIMENTO INTERMITENTE

2.7.1. Generalidades

Os mecanismos de movimento intermitente são mecanismos que proporcionam um movimento unidireccional e alternado com o tempo ao órgão movido, à custa de um movimento contínuo de rotação do órgão motor. Um movimento intermitente é caracterizado por uma sucessão de períodos de avanço e de repouso ou estacionamento do órgão movido. Nos mecanismos de movimento intermitente o órgão movido desloca-se sempre no mesmo sentido. Estes mecanismos diferem dos do tipo came-seguidor na medida em que nestes últimos o seguidor descreve movimento alternado num e noutro sentido. Os mecanismos de movimento intermitente são de primordial importância em mecânica quando se pretende converter um movimento contínuo, em geral de rotação, num movimento intermitente. Exemplos típicos são os mecanismos de comando de operações e de alimentação de peças em máquinas-ferramenta e em relojoaria, entre outros.

2.7.2. Mecanismo de Genebra ou Cruz de Malta

O mecanismo de Genebra¹⁸, roda de Genebra ou cruz de Malta é o mais popular dos mecanismos de movimento intermitente. Este mecanismo assemelha-se a um sistema do tipo came-seguidor, no qual o movimento contínuo de rotação da manivela proporciona um movimento intermitente da roda, sendo usado em sistemas de baixa e alta velocidade. O mecanismo de Genebra foi originalmente muito empregue em relógios para evitar que fosse dada corda em excesso. Actualmente, é usado em sistemas mecânicos automáticos, tais como, em mecanismos de projecção para possibilitar o movimento intermitente ao avanço das películas dos filmes.

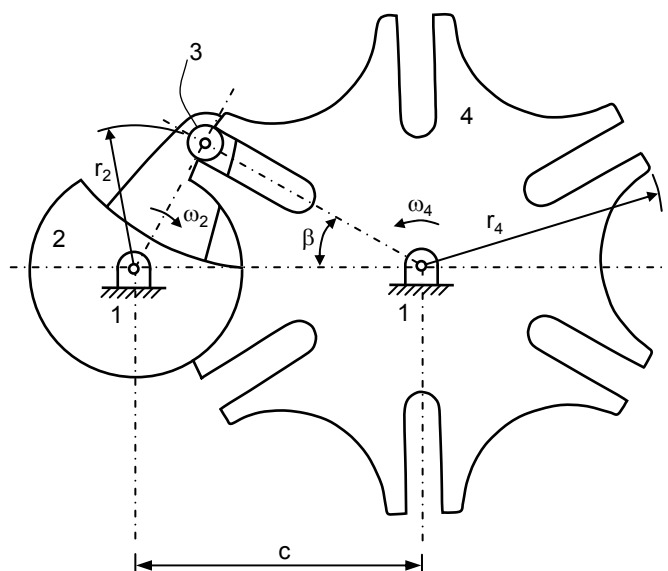


Figura 2.42 – Mecanismo de Genebra ou cruz de Malta.

¹⁸ O nome mecanismo de Genebra deve-se ao facto de este tipo de mecanismo ser muito usado nos relógios, no tempo em que os movimentos mecânicos eram dominantes e a Suíça era o centro mundial da indústria relojoeira.

A figura 2.42 representa um mecanismo de Genebra de seis ranhuras, o qual é constituído por quatro corpos, a saber: o fixe (1), a manivela (2), o pino (3) e a roda (4). A manivela, que é o órgão motor e roda, em geral, com velocidade angular constante, dispõe de um pino que engrena nas ranhuras de roda. Durante uma rotação completa da manivela, a roda descreve um movimento circular equivalente a uma fracção de uma rotação, cuja amplitude depende do número de ranhuras. O ângulo β representa metade do ângulo descrito pela roda durante o período de actuação do pino. Deve notar-se que as linhas de centros das ranhuras e da manivela são perpendiculares nos instantes de engrenamento e desengrenamento, deste modo minimizam-se os choques

A manivela dispõe ainda de um ressalto, ou chapa travadora, destinado a reter a roda quando esta não se encontra actuada pelo pino. A parte convexa do ressalto ajusta-se à parte côncava da roda, enquanto que a interrupção do ressalto permite a passagem correcta da ranhura durante o percurso comandado pela actuação do pino.

O mecanismo de Genebra é caracterizado pelo raio da manivela, r_2 , o raio da roda, r_4 , e o número de ranhuras. O número mínimo de ranhuras é de três, sendo que a maior parte dos mecanismos de Genebra usa entre quatro e doze ranhuras.

O ângulo β , que é metade do ângulo medido entre duas ranhuras adjacentes, pode ser expresso por,

$$\beta = \frac{360}{2n} \quad (2.75)$$

em que n é número de ranhuras. A distância entre eixos pode ser calculado como,

$$c = \frac{r_2}{\text{sen}\beta} \quad (2.76)$$

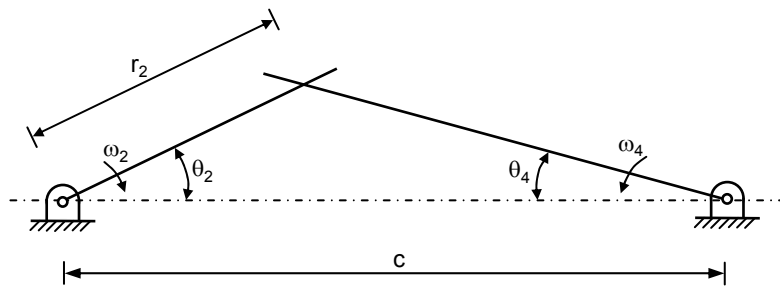


Figura 2.43 – Fase de engrenamento no mecanismo de Genebra.

Depois do pino entrar na ranhura e conduzir a roda, a análise do mecanismo de Genebra é equivalente à análise do mecanismo biela-manivela, como se ilustra na figura 4.43. A relação entre os ângulos θ_2 e θ_4 , que representam os ângulos de rotação da manivela e da roda, respectivamente, pode ser escrita como,

$$\text{tg}\theta_4 = \frac{\text{sen}\theta_2}{(c/r_2) - \text{cos}\theta_2} \quad (2.77)$$

Derivando a equação (2.77) obtém-se a velocidade angular da roda,

$$\omega_4 = \omega_2 \frac{(c/r_2)\text{cos}\theta_2 - 1}{1 + (c/r_2)^2 - 2(c/r_2)\text{cos}\theta_2} \quad (2.78)$$

O valor máximo da velocidade angular da roda verifica-se quando o ângulo da manivela é nulo. Assim, substituindo $\theta_2=0$ na equação (2.78) vem que,

$$\omega_4 = \omega_2 \frac{r_2}{c - r_2} \quad (2.79)$$

A aceleração angular da roda obtém-se derivando a equação (2.78) em ordem ao tempo, resultando,

$$\alpha_4 = \omega_2^2 \frac{(c/r_2) \text{sen} \theta_2 [1 - (c/r_2)^2]}{[1 + (c/r_2)^2 - 2(c/r_2) \text{cos} \theta_2]^2} \quad (2.80)$$

A aceleração atinge o valor máximo quando,

$$\theta_2 = \ar \cos \left\{ \pm \sqrt{\left(\frac{1 + (c/r_2)^2}{4(c/r_2)} \right) + 2 - \frac{1 + (c/r_2)^2}{4(c/r_2)}} \right\} \quad (2.81)$$

o que ocorre quando o pino avança cerca de 30% para dentro da ranhura.

Diversos são os métodos utilizados para reduzir a aceleração da roda com o intuito de minimizar as forças inerciais e, conseqüentemente, reduzir o desgaste nas ranhuras. Um dos métodos é baseado na utilização de ranhuras em forma de curva, reduzindo, assim, a aceleração, porém aumenta a desaceleração e, por conseguinte, o desgaste no outro lado da ranhura.

A figura 2.44 mostra o mecanismo de Genebra inverso, o qual é caracterizado pelo facto de a manivela e a roda descrever um movimento de rotação no mesmo sentido. Este mecanismo necessita de menor atravancamento do que o mecanismo de Genebra apresentado na figura 2.42. A chapa travadora, não ilustrada na figura, actua do modo similar ao demonstrado anteriormente.

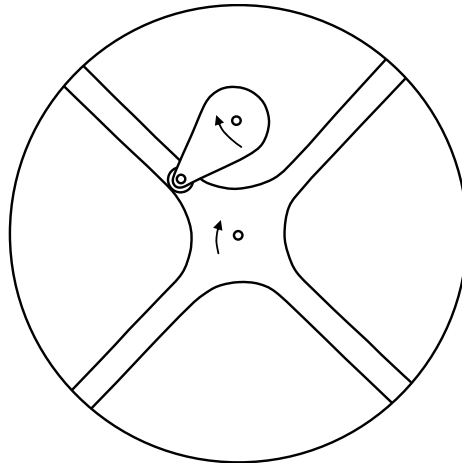


Figura 2.44 – Mecanismo de Genebra inverso.

Existe uma outra variante do mecanismo de Genebra que tem como saída um movimento de translação linear, ilustrado na figura 2.45. Este mecanismo é semelhante ao mecanismo de scotch yoke, a diferença reside no facto de o mecanismo de Genebra ser um mecanismo aberto. Esta variante é usada no accionamento de correias transportadoras intermitentes, em que as ranhuras fazem parte das próprias correias, e o accionamento é feito por um motor de rotação.

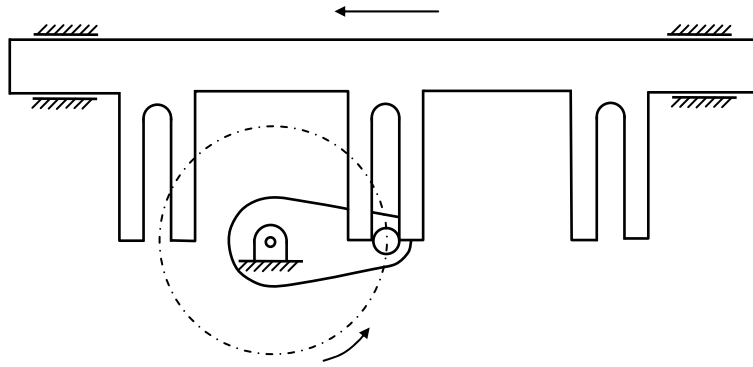


Figura 2.45 – Mecanismo de Genebra linear.

2.7.3. Mecanismo de Catraca ou Trinquete

O mecanismo de catraca ou trinquete pertence à classe de mecanismos que possibilitam que o órgão movido se movimente num sentido e bloqueie no outro. A figura 2.46 ilustra um exemplo simples deste tipo de mecanismo.

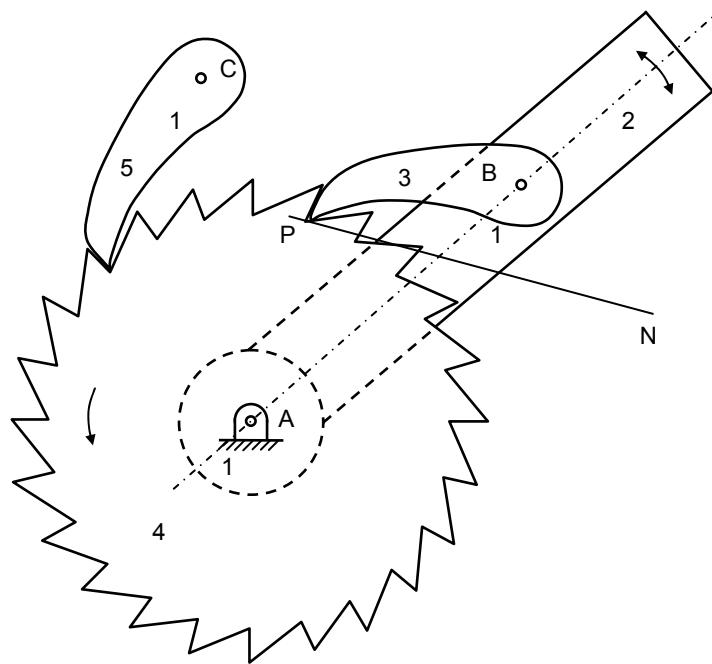


Figura 2.46 – Mecanismo de catraca ou trinquete.

Neste mecanismo, a alavanca 2 é o órgão motor que está dotado de um movimento oscilatório, o qual é transmitido à roda dentada 4 através do trinquete 3. Esta transmissão acontece apenas num dos sentidos da oscilação. O retorno da roda 4 é evitado através de um segundo trinquete 5. Em funcionamento, a linha de acção do trinquete motor 3 sobre o dente actuado, referenciado por PN , deverá passar entre os centros A e B , de forma a manter as superfícies em contacto. Por sua vez, a linha de acção do trinquete 5 sobre o respectivo dente, deverá passar entre os centros A e C .

Este mecanismo encontra aplicação em sistemas de corda de relógios, em freios manuais, em dispositivos mecânicos de contagem, tais como nos sistemas de acesso a recintos desportivos, metropolitanos, entre outros.

2.7.4. Mecanismo de Engrenamento Intermitente

O mecanismo de engrenamento intermitente é constituído por um par de rodas dentadas desenhadas de tal modo que o movimento de rotação contínuo da roda motora induz um movimento de rotação intermitente na roda movida. Este tipo de mecanismo é utilizado em situações em que as cargas envolvidas são baixas ou moderadas, tais como em dispositivos mecânicos de contagem, em sistemas de projecção de películas de filmes, alimentadores mecânicos, entre outras aplicações.

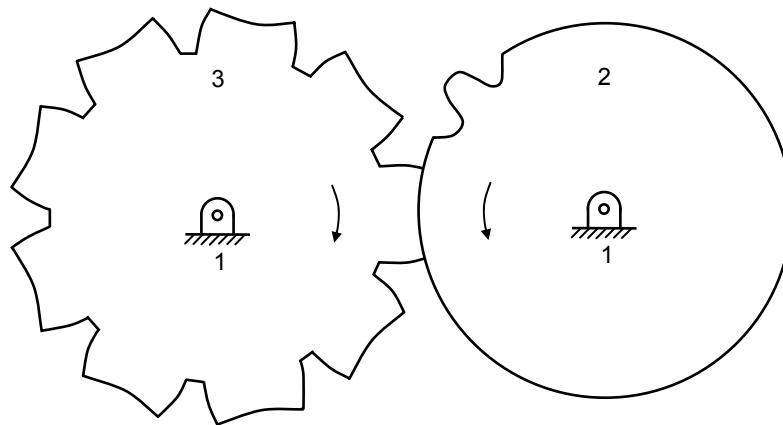


Figura 2.47 – Mecanismo de engrenamento intermitente.

A figura 2.47 mostra uma das configurações mais simples do mecanismo de engrenamento intermitente, em que o órgão movido 3 tem o mesmo tipo de dente que se encontra nas rodas dentadas usadas para movimento contínuo. A roda motora 2 tem apenas um dente que engrena na roda movida, provocando nesta um movimento de rotação intermitente. A travagem ou bloqueio da roda 3, durante o período de não actuação do dente da roda motora, é conseguido através do desenho de um traçado côncavo na crista dos seus dentes, adaptando-se à superfície lateral da roda motora.

Os dentes das rodas podem ser de tal modo desenhados que proporcionem deferentes relações entre os movimentos de entrada e de saída. Assim, por exemplo, a roda motora pode ter um ou mais dentes e os períodos estacionários da roda movida podem ser uniformes ou variar consideravelmente.

2.7.5. Mecanismo de Escape

Um mecanismo de escape é um sistema no qual uma roda move barras distintas, denominadas linguetas, unidas a uma armação que tem um movimento alternativo de rotação ou de translação. A disposição das linguetas é tal que, quando um dente da roda escapa de uma das linguetas, um outro dente contacta a lingueta.

Um dos mais simples mecanismos de escape é o que está representado na figura 2.48, em que a roda motora 2 é dotada de três dentes e a armação 3, que tem duas linguetas, desliza sobre uma guia linear de translação.

No instante representado na figura 2.48, e para o sentido de rotação indicado, o dente *A* termina o contacto com a superfície esquerda da lingueta superior, enquanto que o dente *B* inicia o contacto com a superfície direita da lingueta inferior. Como consequência, a armação termina a sua translação para a esquerda, iniciando, assim, o movimento inverso. Deve referir-se que o mecanismo de escape linear é reversível, isto é, a armação pode ser o órgão motor e a roda o órgão movido.

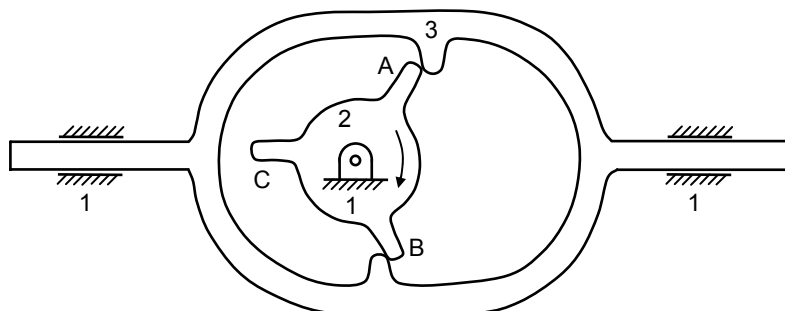


Figura 2.48 – Mecanismo de escape linear.

Um outro mecanismo de escape é a roda de balanço que se encontra representada na figura 2.49. Este mecanismo encontra aplicação em relojoaria.

A roda de balanço está ligada a um pêndulo de período fixo não ilustrado na figura. Este é vulgarmente denominado cabelo nos sistemas mecânicos de menor dimensão. A roda de escape é, em geral, movida por uma mola de torção e possui um movimento intermitente comandado pela alavanca ou âncora.

Para cada oscilação completa da roda de balanço, a âncora permite o avanço de um dente da roda de escape. Simultaneamente, o movimento da roda de escape promove o retorno da âncora à sua posição anterior, transmitindo energia à roda de balanço para iniciar um novo ciclo.

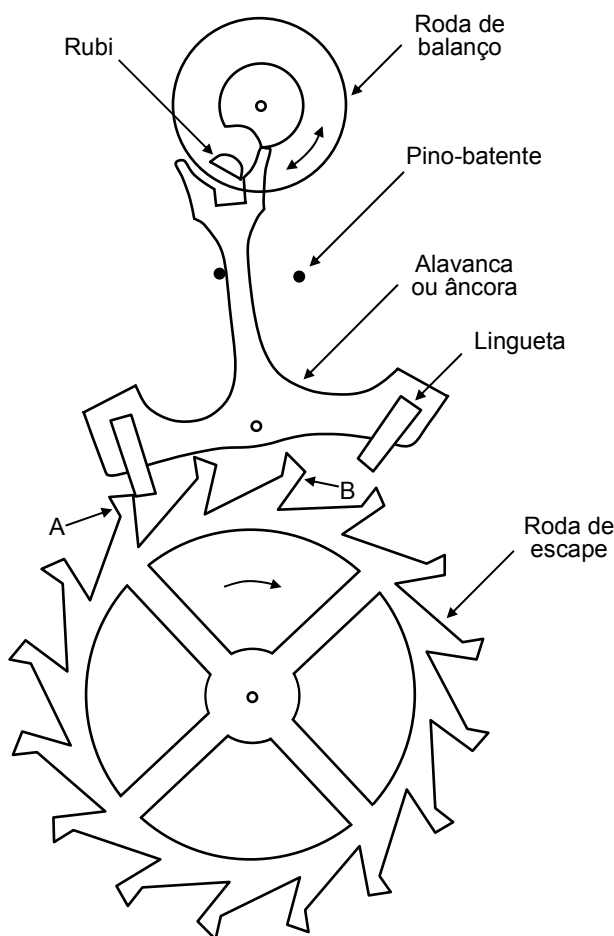


Figura 2.49 – Roda de balanço.

Numa análise mais detalhada do funcionamento deste mecanismo pode considerar-se, como ponto de partida, a posição em que a âncora se encontra encostada ao pino-batente localizado no lado esquerdo. Nesta posição, o dente *A* da roda de escape actua contra a lingueta da esquerda, enquanto que a roda de balanço, rodando no sentido anti-horário por acção da energia acumulada no pêndulo, leva a que o rubi mova a âncora no sentido horário. O movimento da âncora levará a lingueta a soltar o dente *A*, empurrando a lingueta para cima e, a partir deste instante, a âncora fará movimentar o rubi, transmitindo energia ao pêndulo ligado à roda de balanço. Após um certo ângulo de rotação da roda de escape, o dente *B* será bloqueado pela lingueta direita que, entretanto baixou devido à rotação da âncora. O movimento desta é restringido pelo pino-batente da direita, enquanto que a roda de balanço inverte o sentido de rotação, por acção do pêndulo que havia acumulado energia suficiente para o efeito. Uma vez que o rubi contacta com a superfície esquerda do garfo no topo da âncora, esta inicia o movimento de rotação no sentido anti-horário, destravando o dente *B* da roda de escape. Após um certo ângulo de rotação da roda de escape, a lingueta esquerda da âncora bloqueia um novo dente, reiniciando-se o processo.