



Capítulo III

III 1. Análisis cinemático de mecanismos. Métodos gráficos.

Capítulo III

Análisis cinemático de mecanismos

- III.1 Análisis cinemático de mecanismos. Métodos gráficos.
 - 1. Introducción al análisis de mecanismos.
 - 2. Métodos gráficos de análisis cinemático.
 - 3. Método de las velocidades relativas.
 - 4. Limitaciones de los métodos basados en velocidades relativas.
- III.2 Métodos analíticos de análisis cinemático.
- III.3. Métodos numéricos de análisis cinemático.

Capítulo III: Tema 1

Análisis cinemático de mecanismos. Métodos gráficos

1. Introducción al análisis de mecanismos.
2. Métodos gráficos de análisis cinemático.
3. Método de las velocidades relativas.
 1. Formulación de velocidades y aceleraciones.
 2. Mecanismos con pares R.
 3. Mecanismos con pares R y P.
 4. Mecanismos con pares R y L.
4. Limitaciones de los métodos basados en velocidades relativas.



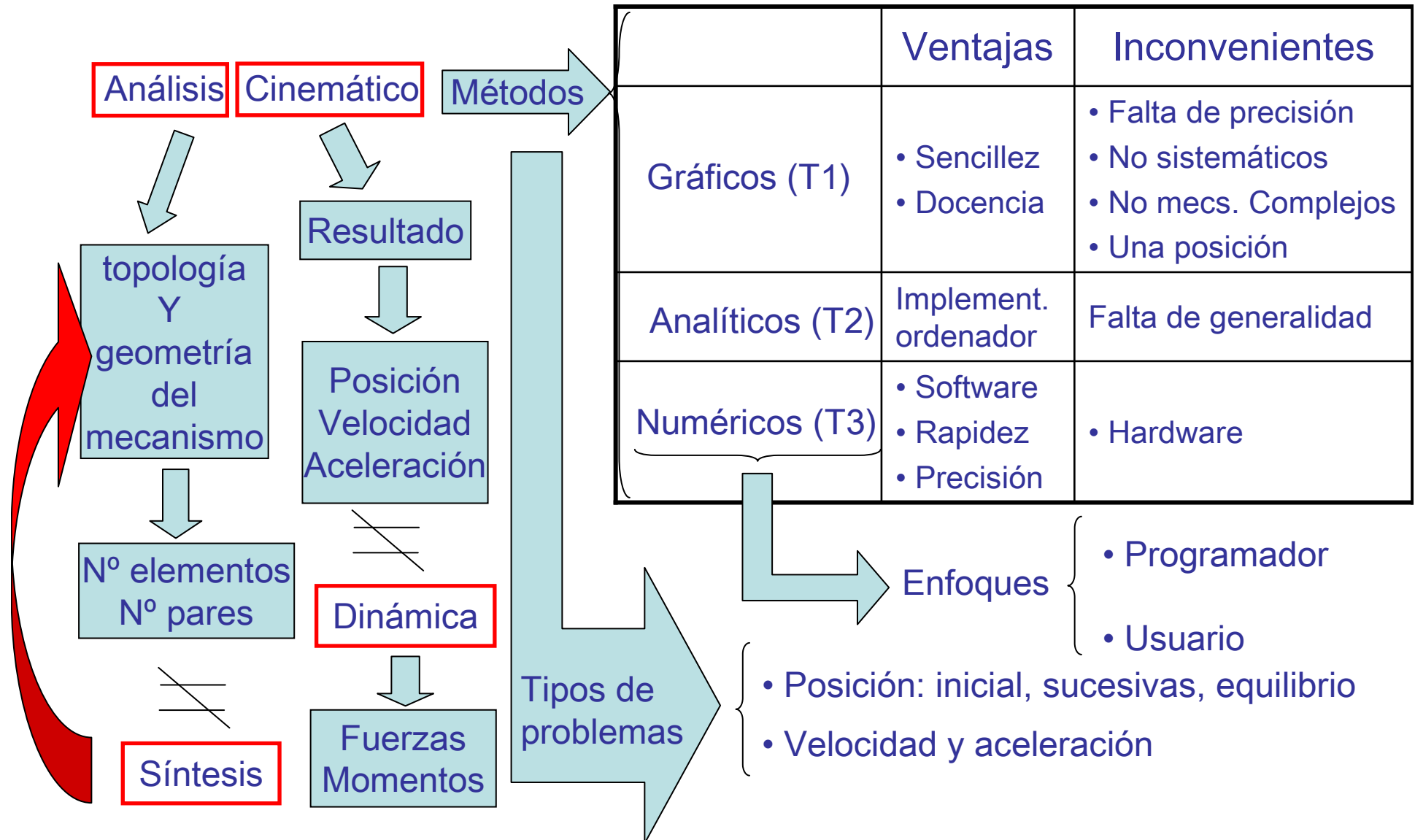
Universidad de Cantabria
Departamento de Ing. Estructural y Mecánica

Capítulo III: Tema 1

Análisis cinemático de mecanismos. Métodos gráficos

1. Introducción al análisis de mecanismos.

Introducción al análisis de mecanismos





Capítulo III: Tema 1

Análisis cinemático de mecanismos. Métodos gráficos

2. Métodos gráficos de análisis cinemático.

Métodos gráficos de análisis cinemático

Existen fundamentalmente dos procedimientos para realizar el análisis cinemático de mecanismos gráficamente: **el método de las velocidades relativas** y **el método de los centros instantáneos de rotación**. La utilización y propiedades de este último ya se han estudiado en el capítulo referente al movimiento plano. Por esta razón, este capítulo se centrará en el procedimiento gráfico basado en velocidades relativas.

Es el método de las velocidades relativas es el más sencillo y general de análisis de mecanismos planos. Aunque su principal aplicación es la resolución gráfica de problemas puede ser aplicado como método analítico, aunque existen otros métodos más apropiados para este último caso. Sus limitaciones residen en el número de elementos considerados, cuando éste es grande el método carece de validez

Capítulo III: Tema 1

Análisis cinemático de mecanismos. Métodos gráficos

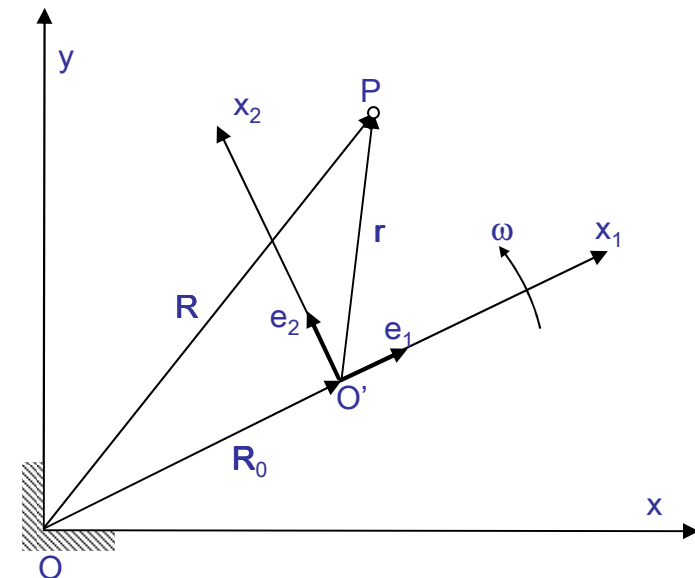
3. Método de las velocidades relativas.
 1. Formulación de velocidades y aceleraciones.
 2. Mecanismos con pares R.
 3. Mecanismos con pares R y P.
 4. Mecanismos con pares R y L.

Formulación de velocidades y aceleraciones

El método de las velocidades relativas se basa en la descomposición del movimiento de un punto en movimiento de arrastre y relativo.

El punto P es el punto el cual se quiere analizar, para ello se supone un sistema de referencia absoluto xy y un sistema de referencia relativo x_1x_2 .

El sistema de referencia relativo tiene una velocidad angular ω y la dirección de sus ejes vienen definidos por dos vectores unitarios: e_1 y e_2 .

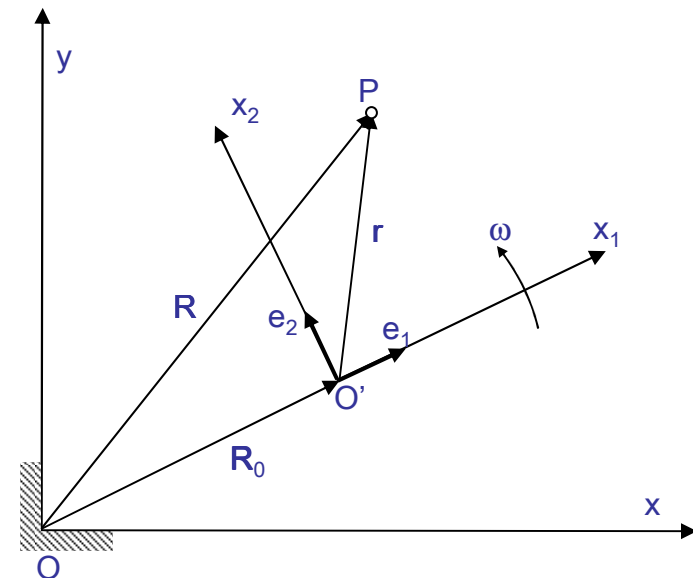


Formulación de velocidades y aceleraciones

La descomposición del movimiento de P depende del sistema de referencia relativo seleccionado.

En principio cualquier selección es válida dando lugar a diferentes descomposiciones del movimiento. Pero es necesario tener en cuenta que no todas las descomposiciones hacen posible la resolución del problema.

Dependiendo de la descomposición seleccionada pueden obtenerse simplificaciones en el análisis que conduzcan a la resolución del problema.



Formulación de velocidades y aceleraciones

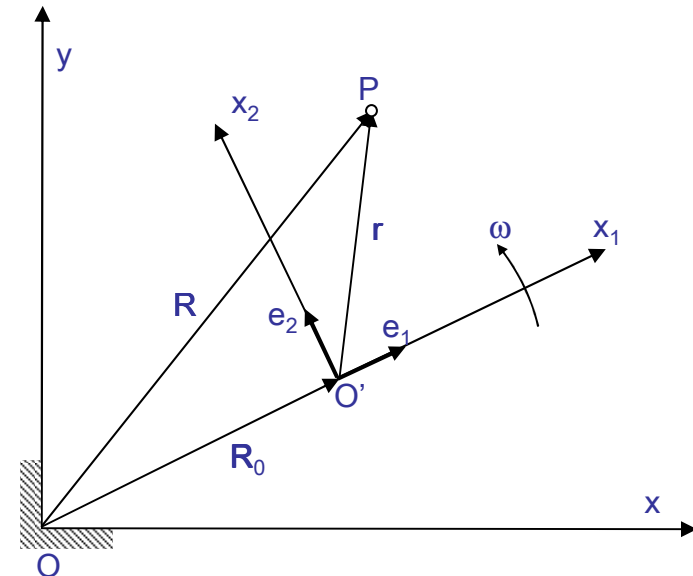
$$\mathbf{R} = \mathbf{R}_0 + \mathbf{r} = \mathbf{R}_0 + \sum_i x_i \mathbf{e}_i$$

$$\mathbf{V} = \frac{d\mathbf{R}}{dt} = \frac{d\mathbf{R}_0}{dt} + \frac{d\mathbf{r}}{dt} = \frac{d\mathbf{R}_0}{dt} + \sum_i \frac{dx_i}{dt} \mathbf{e}_i + \frac{d}{dt} \left(\sum_i x_i \mathbf{e}_i \right) =$$

$$\mathbf{V}_0 + \sum_i \dot{x}_i \mathbf{e}_i + \sum_i x_i (\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{e}_i) =$$

$$= \mathbf{V}_0 + \boldsymbol{\omega} \times \sum_i x_i \mathbf{e}_i + \sum_i \dot{x}_i \mathbf{e}_i = \mathbf{V}_0 + \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r} + \mathbf{V}_r = \mathbf{V}_{arr} + \mathbf{V}_r$$

$$\mathbf{V}_{arr} = \mathbf{V}_0 + \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r}$$



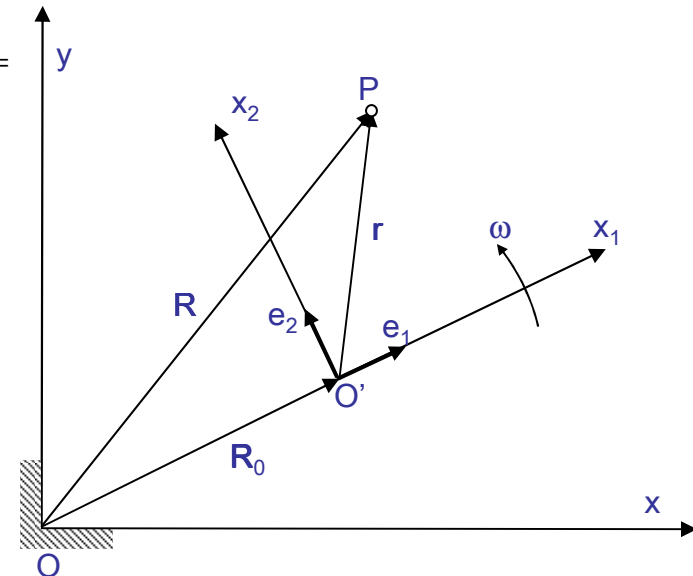
La **velocidad de arrastre** representa la velocidad de un punto que coincide con el P pero se mueve en un plano móvil solidario con el sistema de referencia móvil. La velocidad \mathbf{V}_r representa la velocidad con el que un observador situado sobre el sistema de referencia móvil observa moverse al punto P.

Formulación de velocidades y aceleraciones

$$\begin{aligned} \mathbf{A} &= \frac{d\mathbf{V}}{dt} = \frac{d^2\mathbf{R}}{dt^2} = \frac{d\mathbf{V}_0}{dt} + \frac{d\boldsymbol{\omega}}{dt} \times \sum_i x_i \mathbf{e}_i + \boldsymbol{\omega} \times \frac{d}{dt} \left(\sum_i x_i \mathbf{e}_i \right) + \frac{d}{dt} \left(\sum_i \dot{x}_i \mathbf{e}_i \right) = \\ &= \mathbf{A}_0 + \dot{\boldsymbol{\omega}} \times \sum_i x_i \mathbf{e}_i + \boldsymbol{\omega} \times \sum_i \dot{x}_i \mathbf{e}_i + \boldsymbol{\omega} \times \sum_i x_i (\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{e}_i) + \sum_i \dot{x}_i \mathbf{e}_i + \sum_i \dot{x}_i (\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{e}_i) = \\ &= \mathbf{A}_0 + \boldsymbol{\alpha} \times \mathbf{r} + \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{V}_r + \boldsymbol{\omega} \times (\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r}) + \mathbf{A}_r + \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{V}_r \end{aligned}$$

$$\mathbf{A} = [\mathbf{A}_0 + \boldsymbol{\alpha} \times \mathbf{r} + \boldsymbol{\omega} \times (\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r})] + \mathbf{A}_r + 2\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{V}_r = \mathbf{A}_{arr} + \mathbf{A}_r + \mathbf{A}_{cor}$$

$$\mathbf{A}_{arr} = [\mathbf{A}_0 + \boldsymbol{\alpha} \times \mathbf{r} + \boldsymbol{\omega} \times (\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r})]$$



La aceleración de arrastre se corresponde con la aceleración del punto P si este se mueve solidario con el sistema de referencia móvil. La aceleración \mathbf{A}_r es la aceleración relativa y \mathbf{A}_{cor} la aceleración de Coriolis.

Mecanismos con pares R

CASO 1:

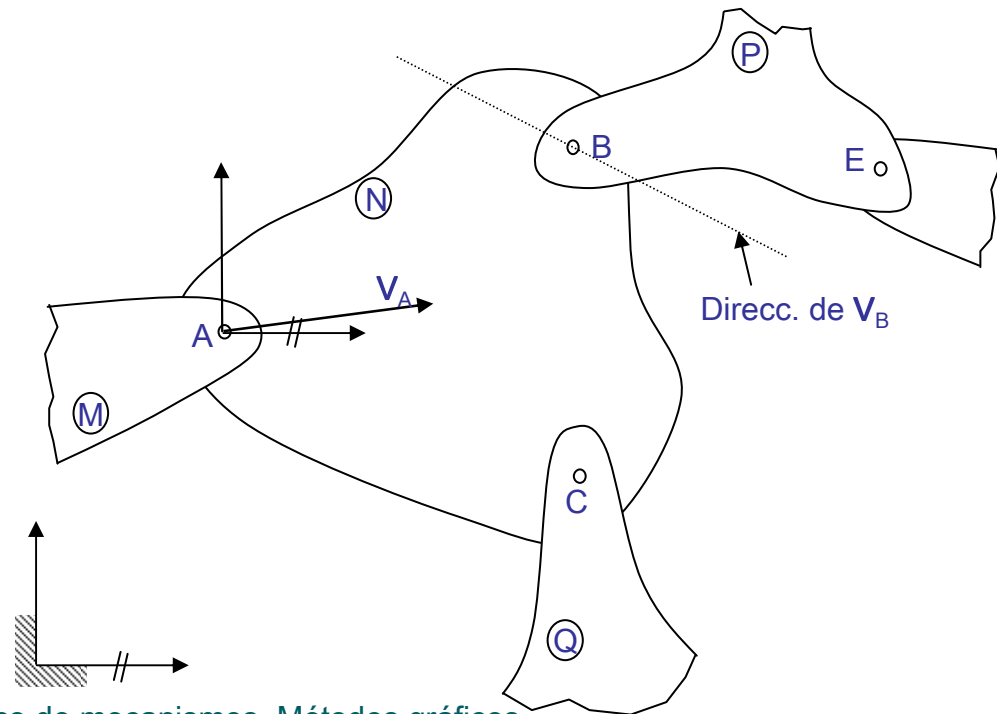
a) velocidades: Se trata de determinar la velocidad del punto B conocida la velocidad del punto A y la dirección de la velocidad de B. Para ello se selecciona un sistema de referencia móvil con sus ejes paralelos a los ejes del sistema de referencia absoluto. Se plantea la siguiente ecuación vectorial:

$$\mathbf{V}_B = \mathbf{V}_{arr} + \mathbf{V}_r$$

$$\mathbf{V}_{arr} = \mathbf{V}_A + 0$$

$$\mathbf{V}_r = \mathbf{V}_{AB} = \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{AB}$$

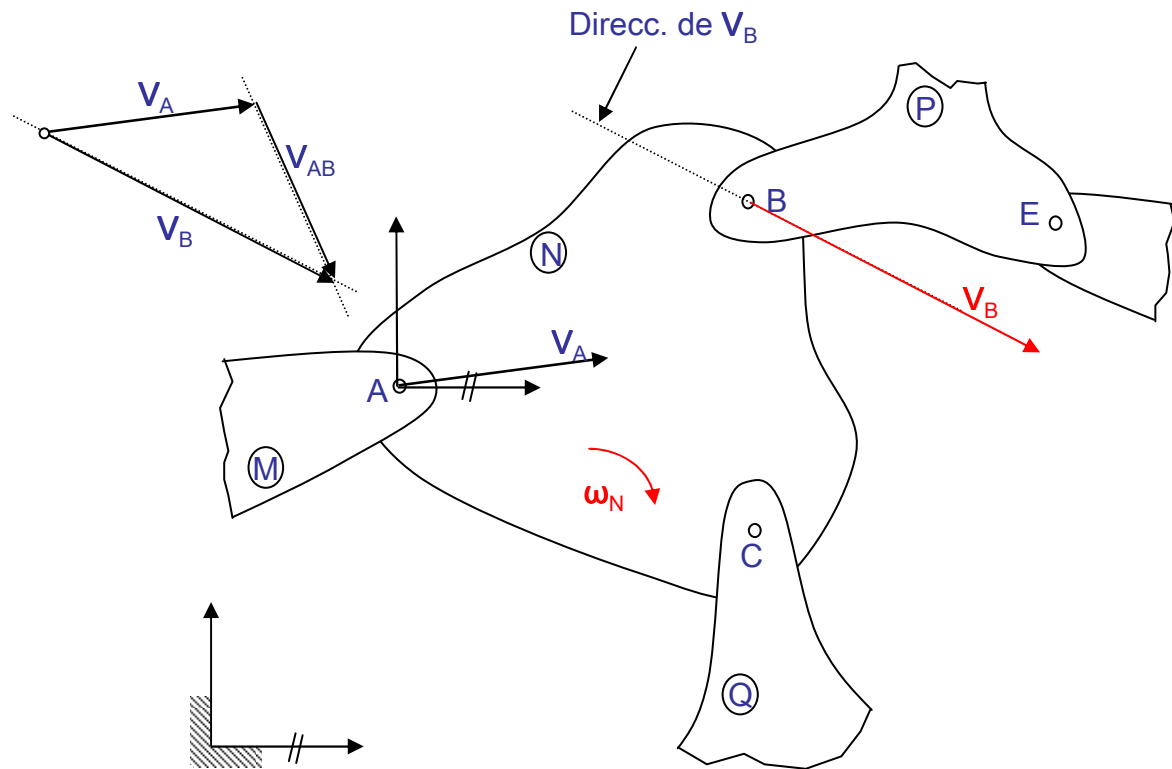
$$? \mathbf{V}_B = {}^M_D \mathbf{V}_{arr} + ? \mathbf{V}_r$$



Mecanismos con pares R

$${}^D\mathbf{V}_B = {}^M\mathbf{V}_{arr} + {}^D\mathbf{V}_r$$

$$\omega_N = \frac{V_{AB}}{AB}$$

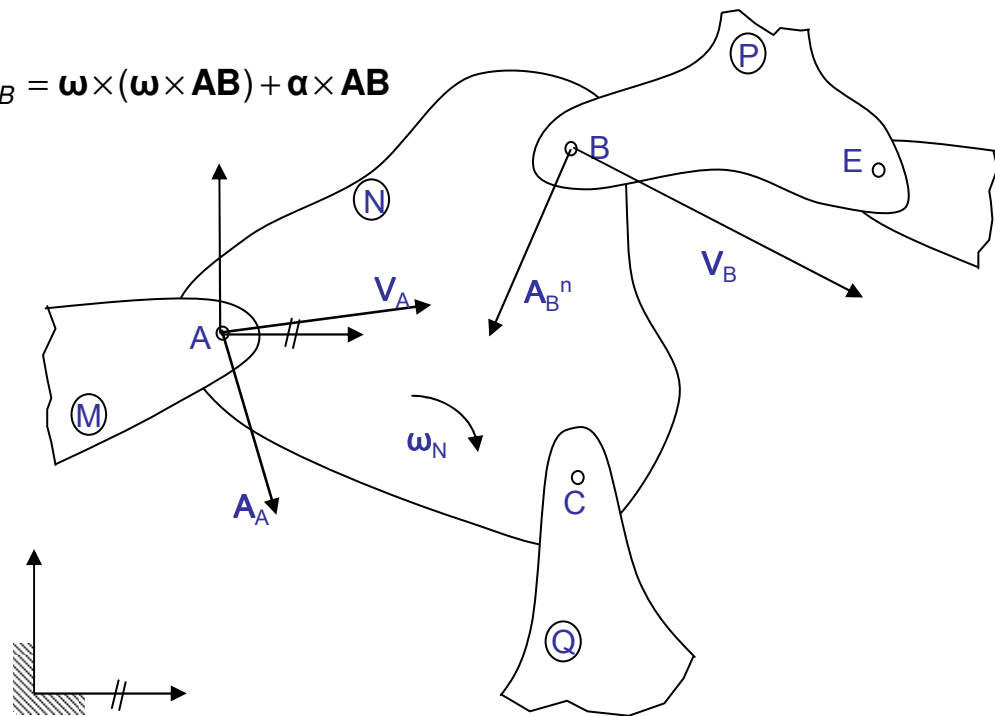


Mecanismos con pares R

b) Aceleraciones: Se trata de determinar la aceleración del punto B conocidas todas las velocidades y el radio de curvatura de la trayectoria de B. Podemos plantear la siguiente ecuación,

$$\mathbf{A}_B = \mathbf{A}_{arr} + \mathbf{A}_r + \mathbf{A}_{cor} \quad \left\{ \begin{array}{l} \mathbf{A}_{arr} = \mathbf{A}_A \\ \mathbf{A}_r = \mathbf{A}_{AB}^n + \mathbf{A}_{AB}^t = \boldsymbol{\omega} \times (\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{AB}) + \boldsymbol{\alpha} \times \mathbf{AB} \end{array} \right.$$

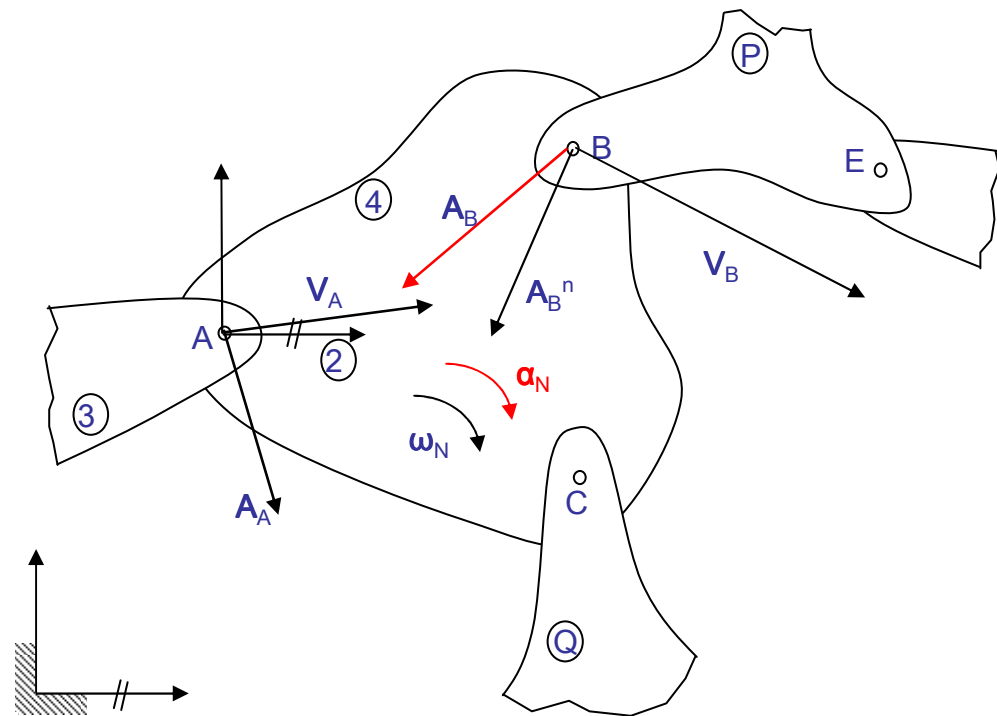
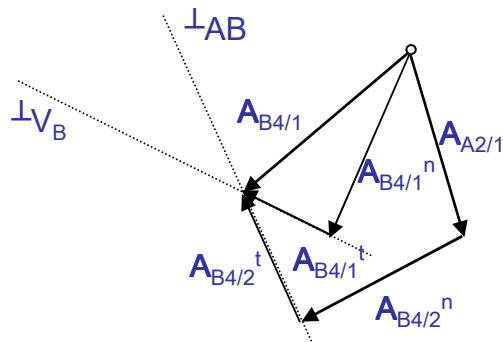
$$\mathbf{A}_B = \frac{M}{D} \mathbf{A}_B^n + \frac{?}{D} \mathbf{A}_B^t = \frac{M}{D} \mathbf{A}_A + \frac{M}{D} \mathbf{A}_{AB}^n + \frac{?}{D} \mathbf{A}_{AB}^t$$



Mecanismos con pares R

$$\mathbf{A}_B = {}^M_D \mathbf{A}_B^n + ? \mathbf{A}_B^t = {}^M_D \mathbf{A}_A + {}^M_D \mathbf{A}_{AB}^n + ? \mathbf{A}_{AB}^t$$

$$\alpha_N = \frac{\mathbf{A}_{AB}^t}{AB}$$

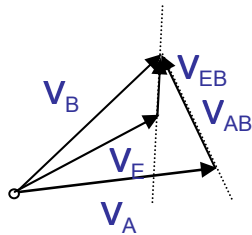


Mecanismos con pares R

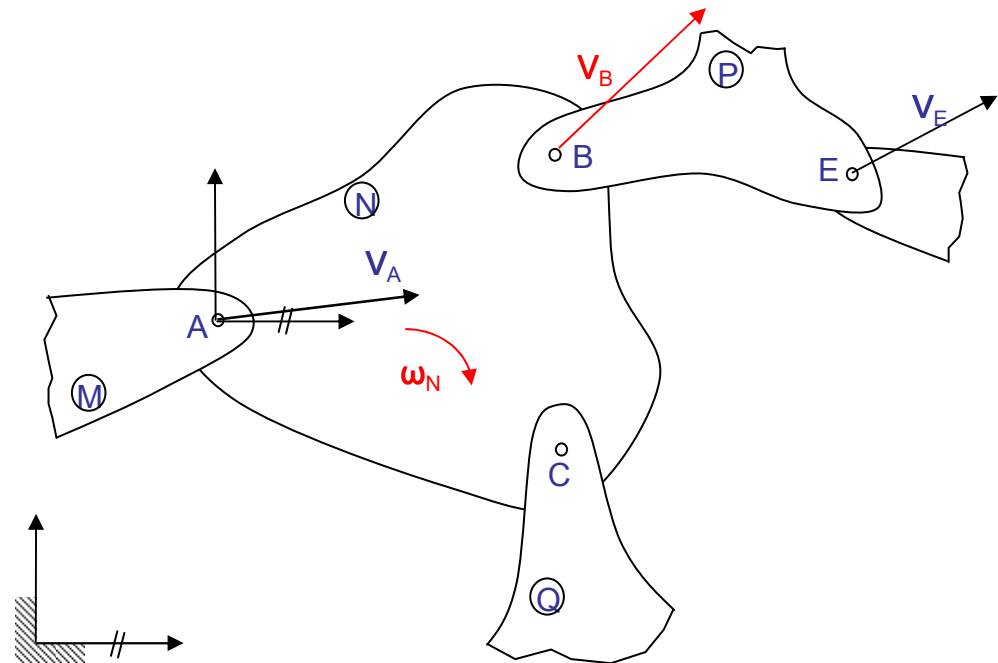
CASO 2

a) Velocidades: Se trata de determinar la velocidad del punto B conocida la velocidad de otros dos puntos: A y E. Para ello se selecciona un sistema de referencia móvil con sus ejes paralelos a los ejes del sistema de referencia absoluto. Se plantean las siguientes ecuaciones vectoriales,

$$\left. \begin{aligned} ? \mathbf{V}_B &= {}^M_D \mathbf{V}_{Aarr} + ? \mathbf{V}_{Ar} \\ ? \mathbf{V}_B &= {}^M_D \mathbf{V}_{Earr} + ? \mathbf{V}_{Er} \end{aligned} \right\}$$



$$\omega_N = \frac{V_{AB}}{AB}$$

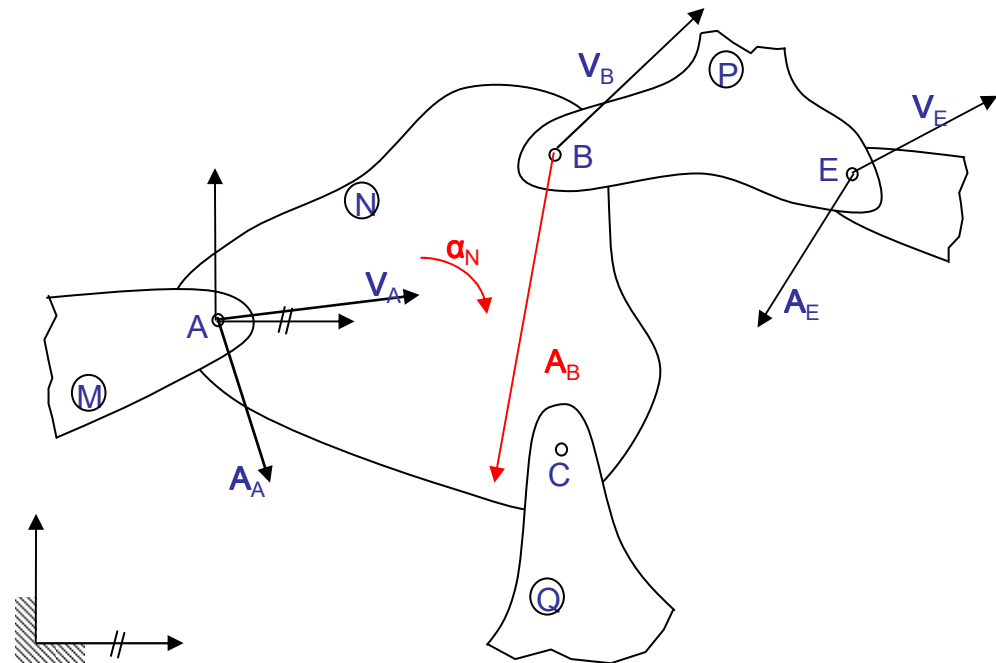
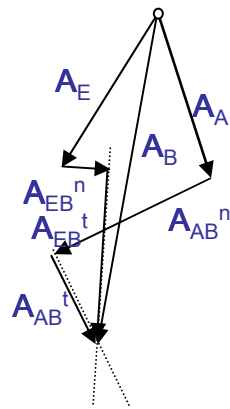


Mecanismos con pares R

b) Aceleraciones: En el caso de las aceleraciones se conocen las aceleraciones de A y E y las velocidades de todos los elementos. Por tanto, se puede plantear de igual forma que en el caso de las velocidades el siguiente sistema para la aceleración de B,

$$\left. \begin{aligned} ? \mathbf{A}_B &= {}^M_D \mathbf{A}_A + {}^M_D \mathbf{A}_{AB}^n + ? \mathbf{A}_{AB}^t \\ ? \mathbf{A}_B &= {}^M_D \mathbf{A}_E + {}^M_D \mathbf{A}_{EB}^n + ? \mathbf{A}_{EB}^t \end{aligned} \right\}$$

$$\alpha_N = \frac{A_{AB}^t}{AB}$$



Mecanismos con pares R

Otra forma: Mecanismo plano con pares R y sistema de referencia móvil con sus ejes fijos al elemento M.

$$\theta_{NM} = \theta_N - \theta_M \quad \omega_{NM} = \frac{d\theta_{NM}}{dt} = \frac{d\theta_N}{dt} - \frac{d\theta_M}{dt} = \omega_N - \omega_M$$

a) Velocidades: Se trata de determinar la velocidad del punto B conocida la velocidad del punto A, la velocidad angular ω_M , y la dirección de la velocidad de B. Se plantea la siguiente ecuación vectorial,

$$\mathbf{V}_B = \mathbf{V}_{arr} + \mathbf{V}_r$$

$$\mathbf{V}_{arr} = {}^M_D \mathbf{V}_A + \mathbf{V}_{B_M A}$$

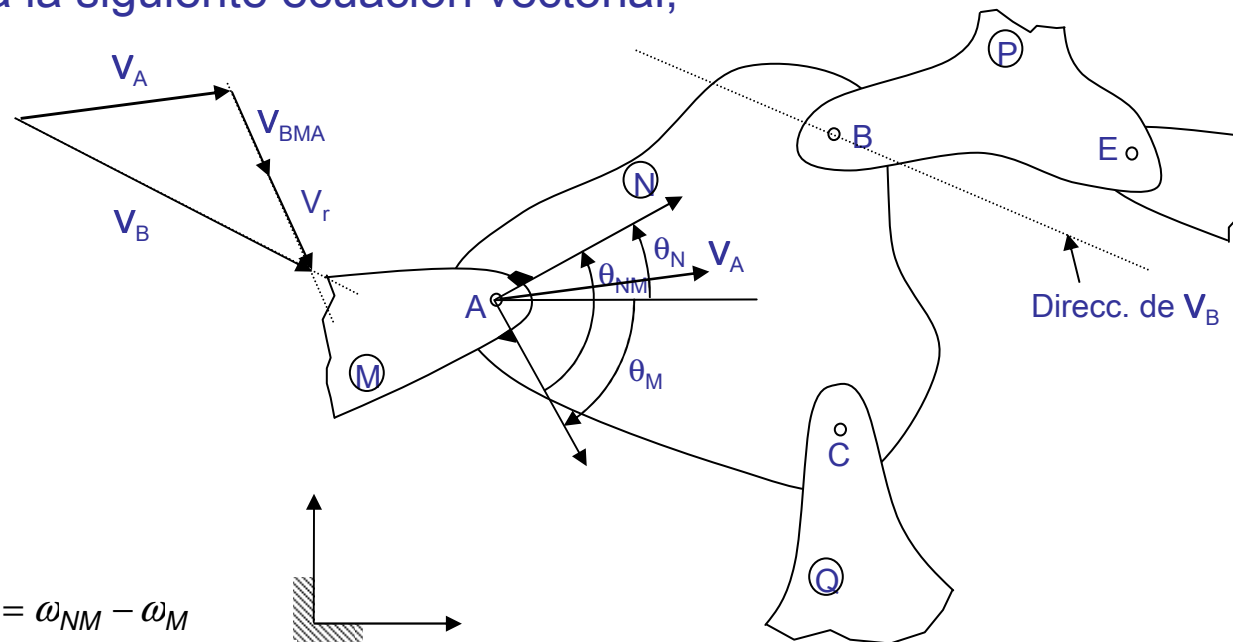
$${}^M_D \mathbf{V}_{B_M A} = \boldsymbol{\omega}_M \times \mathbf{AB}$$

$$? \mathbf{V}_r = ? \boldsymbol{\omega}_{NM} \times {}^M_D \mathbf{AB}$$

$$? \mathbf{V}_B = {}^M_D \mathbf{V}_{arr} + ? \mathbf{V}_r$$

$$\omega_{NM} = \frac{V_r}{AB}$$

$$\omega_N = \omega_{NM} - \omega_M$$



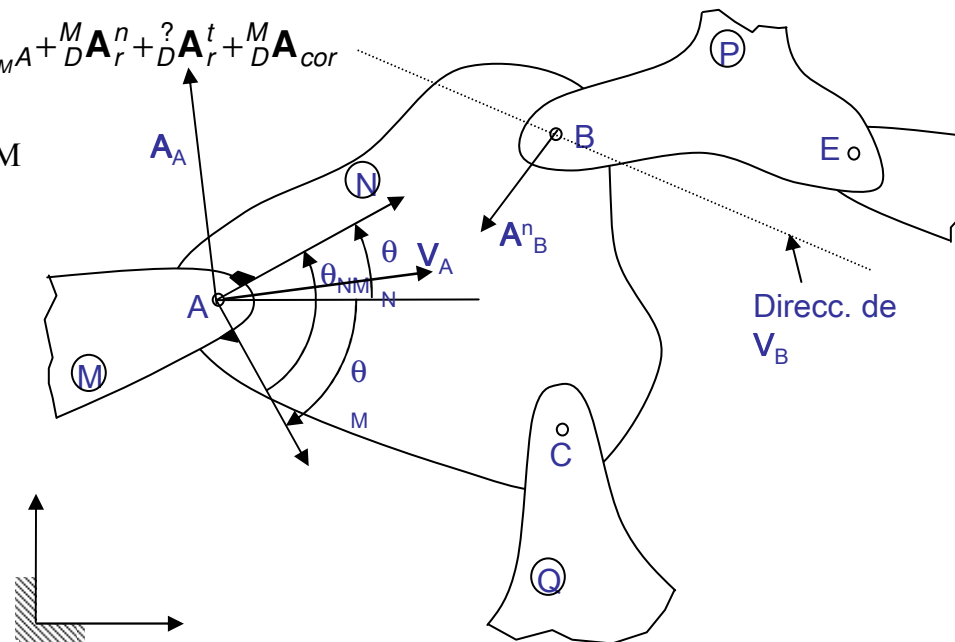
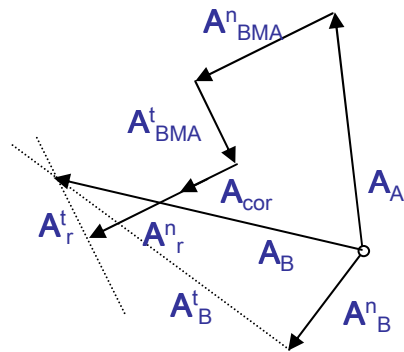
Mecanismos con pares R

b) Aceleraciones: Se trata de determinar la aceleración del punto B conocidas todas las velocidades, la aceleración angular de M, y el radio de curvatura de la trayectoria de B. Podemos plantear la siguiente ecuación,

$$\mathbf{A}_B = \mathbf{A}_{arr} + \mathbf{A}_r + \mathbf{A}_{cor} \quad \left\{ \begin{array}{l} {}^M_D \mathbf{A}_{arr} = \mathbf{A}_A + \mathbf{A}_{BMA}^n + \mathbf{A}_{BMA}^t = {}^M_D \mathbf{A}_A + \boldsymbol{\omega}_M \times (\boldsymbol{\omega}_M \times \mathbf{AB}) + \boldsymbol{\alpha}_M \times \mathbf{AB} \\ \mathbf{A}_r = \mathbf{A}_r^n + \mathbf{A}_r^t = \boldsymbol{\omega}_{NM} \times (\boldsymbol{\omega}_{NM} \times \mathbf{AB}) + \boldsymbol{\alpha}_{NM} \times \mathbf{AB} \\ {}^M_D \mathbf{A}_{cor} = 2\boldsymbol{\omega}_M \times \mathbf{V}_r \end{array} \right.$$

$$? {}^D \mathbf{A}_B = {}^M_D \mathbf{A}_B^n + ? \mathbf{A}_B^t = {}^M_D \mathbf{A}_A + {}^M_D \mathbf{A}_{BMA}^n + {}^M_D \mathbf{A}_{BMA}^t + {}^M_D \mathbf{A}_r^n + ? \mathbf{A}_r^t + {}^M_D \mathbf{A}_{cor}$$

$$\alpha_{NM} = \frac{A_r^t}{AB} \quad \alpha_N = \alpha_{NM} - \alpha_M$$



Mecanismos con pares R y P

Mecanismo plano con pares P y R y sistema de referencia móvil con sus ejes fijos en el elemento M

$$\omega_M = \omega_N \quad \alpha_M = \alpha_N$$

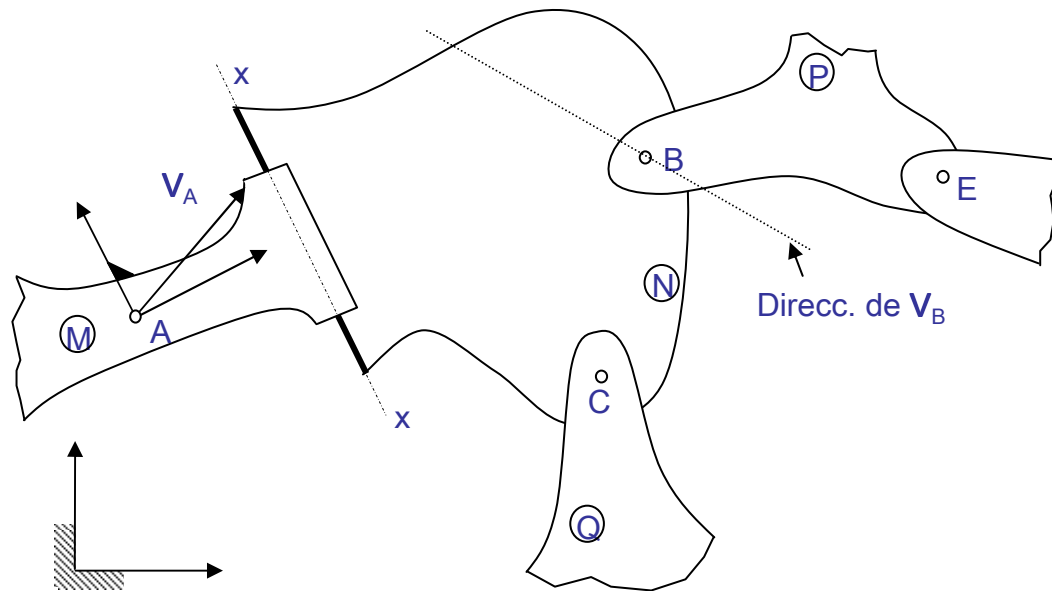
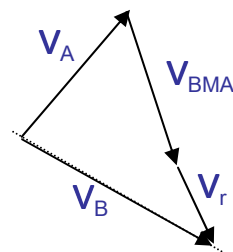
a) Velocidades: Se trata de determinar la velocidad del punto B conocida la velocidad del punto A, la velocidad angular ω_M , y la dirección de la velocidad de B. Se plantea la siguiente ecuación vectorial,

$$\mathbf{V}_B = \mathbf{V}_{arr} + \mathbf{V}_r$$

$$\mathbf{V}_{arr} = {}^M_D \mathbf{V}_A + \mathbf{V}_{BMA}$$

$${}^M_D \mathbf{V}_{BMA} = \omega_M \times \mathbf{AB}$$

$$? \mathbf{V}_B = {}^M_D \mathbf{V}_{arr} + ? \mathbf{V}_r$$

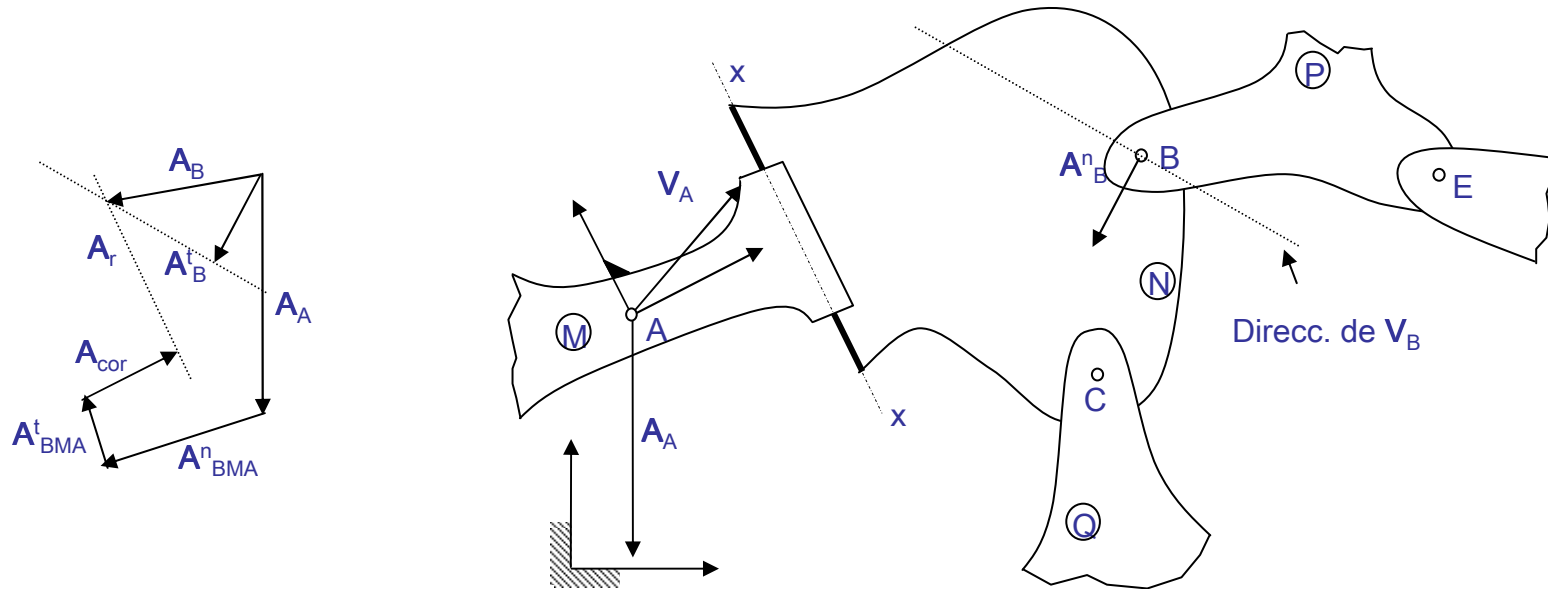


Mecanismos con pares R y P

b) Aceleraciones: Se trata de determinar la aceleración del punto B conocidas todas las velocidades, la aceleración angular de M, y el radio de curvatura de la trayectoria de B. Podemos plantear la siguiente ecuación,

$$\mathbf{A}_B = \mathbf{A}_{arr} + \mathbf{A}_r + \mathbf{A}_{cor} \quad \left\{ \begin{array}{l} {}^M_D \mathbf{A}_{arr} = \mathbf{A}_A + \mathbf{A}_{B_M A}^n + \mathbf{A}_{B_M A}^t = {}^M_D \mathbf{A}_A + \boldsymbol{\omega}_M \times (\boldsymbol{\omega}_M \times \mathbf{AB}) + \boldsymbol{\alpha}_M \times \mathbf{AB} \\ {}^M_D \mathbf{A}_{cor} = 2\boldsymbol{\omega}_M \times \mathbf{V}_r \end{array} \right.$$

$$? {}^D \mathbf{A}_B = {}^M_D \mathbf{A}_B + ? {}^D \mathbf{A}_B = {}^M_D \mathbf{A}_A + {}^M_D \mathbf{A}_{B_M A}^n + {}^M_D \mathbf{A}_{B_M A}^t + ? {}^D \mathbf{A}_r + {}^M_D \mathbf{A}_{cor}$$



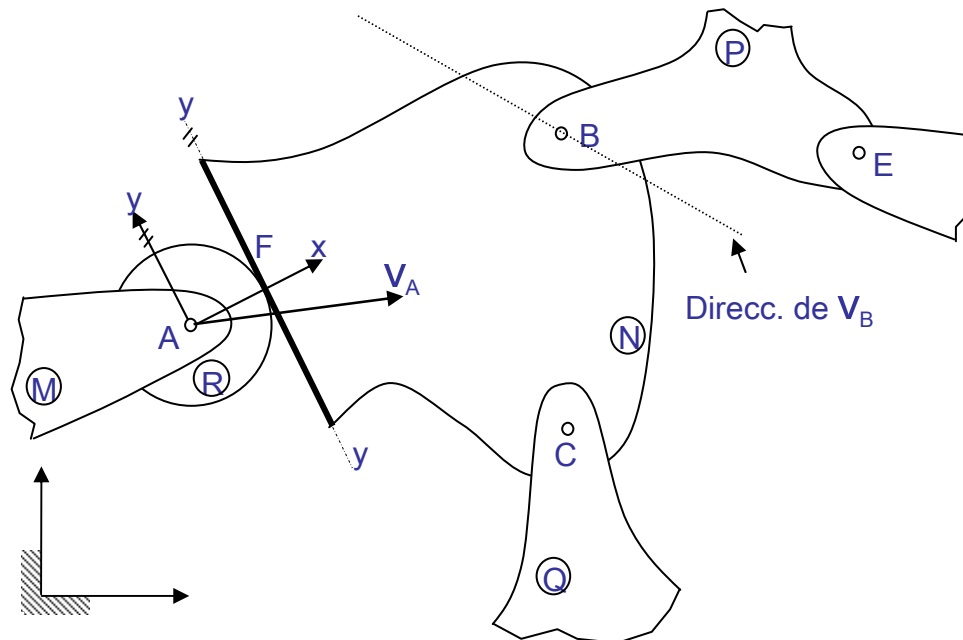
Mecanismos con pares R y L

Se considera un mecanismo plano con pares L y R y sistema de referencia móvil con su eje y paralelo a la superficie de rodadura. Es decir,

$$\omega_{sist} = \omega_N$$

En este caso pueden darse dos situaciones dependiendo del contacto en el par leva: rodadura pura o rodadura y deslizamiento. Se considera en primer lugar rodadura pura y a continuación rodadura con deslizamiento.

a) Velocidades: Se trata de determinar la velocidad del punto B conocida la velocidad del punto A, la velocidad angular ω_M , y la dirección de la velocidad de B. Se plantea la siguiente ecuación vectorial,



Mecanismos con pares R y L

$$\mathbf{V}_B = \mathbf{V}_{arr} + \mathbf{V}_r \quad \left\{ \begin{array}{l} \mathbf{V}_{arr} = {}^M_D \mathbf{V}_A + \mathbf{V}_{B_{sist}A} \\ ? {}^D_D \mathbf{V}_{B_{sist}A} = \boldsymbol{\omega}_{sist} \times \mathbf{AB} \end{array} \right.$$

$$? {}^D_D \mathbf{V}_B = ? {}^D_D \mathbf{V}_{arr} + ? {}^D_D \mathbf{V}_r$$

que es una ecuación que no puede resolverse como las anteriores ya que es necesario conocer más datos, por ejemplo la velocidad del punto E.

$$? {}^D_D \mathbf{V}_B = {}^M_D \mathbf{V}_E + ? {}^D_D \mathbf{V}_{Er}$$

$${}^D_D \mathbf{V}_B = ? {}^D_D \mathbf{V}_{arr} + ? {}^D_D \mathbf{V}_r$$

$$? {}^D_D \mathbf{V}_{F_N} = {}^M_D \mathbf{V}_B + {}^M_D \mathbf{V}_{F_NB}$$

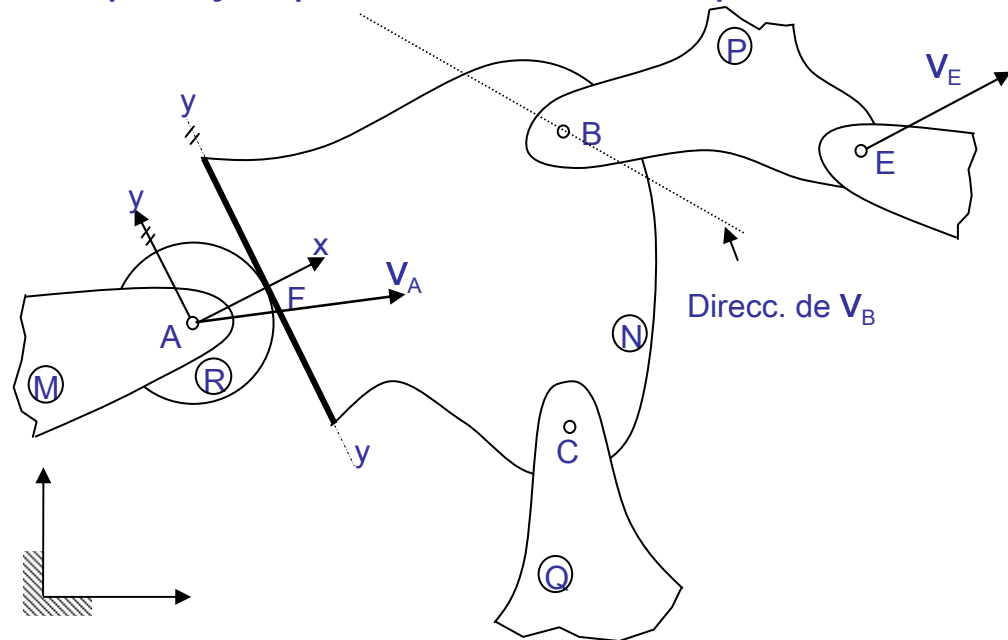
$$\mathbf{V}_{F_NB} = \boldsymbol{\omega}_N \times \mathbf{FB}$$

$$\mathbf{V}_{F_NB} = \mathbf{V}_{F_RB}$$

$${}^M_D \mathbf{V}_{F_R} = {}^M_D \mathbf{V}_A + ? {}^D_D \mathbf{V}_{F_RA}$$

$$\omega_N = \frac{V_{arr}}{AB}$$

$$\omega_R = \frac{V_{F_RA}}{FA}$$



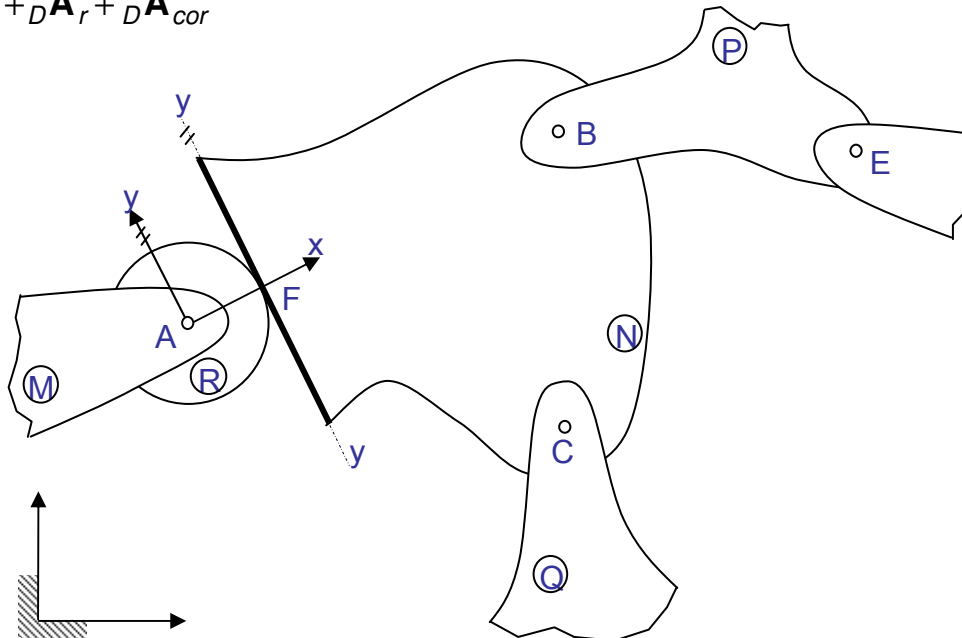
Mecanismos con pares R y L

b) Aceleraciones: Se trata de determinar la aceleración del punto B conocidas todas las velocidades, la aceleración angular de M, y el radio de curvatura de la trayectoria de B. Podemos plantear la siguiente ecuación,

$$\mathbf{A}_B = \mathbf{A}_{arr} + \mathbf{A}_r + \mathbf{A}_{cor} \quad \left\{ \begin{array}{l} ?_D \mathbf{A}_{arr} = \mathbf{A}_A + \mathbf{A}_{B_{sist}^n}^n + \mathbf{A}_{B_{sist}^t}^t = {}^M_D \mathbf{A}_A + \boldsymbol{\omega}_{sist} \times (\boldsymbol{\omega}_{sist} \times \mathbf{AB}) + \boldsymbol{\alpha}_{sist} \times \mathbf{AB} \\ {}^M_D \mathbf{A}_{cor} = 2\boldsymbol{\omega}_{sist} \times \mathbf{V}_r \end{array} \right.$$

$$?_D \mathbf{A}_B = {}^M_D \mathbf{A}_B^n + ?_D \mathbf{A}_B^t = {}^M_D \mathbf{A}_A + {}^M_D \mathbf{A}_{B_{sist}^n}^n + ?_D \mathbf{A}_{B_{sist}^t}^t + ?_D \mathbf{A}_r + {}^M_D \mathbf{A}_{cor}$$

Al igual que ocurría con las velocidades la ecuación debe ser resuelta con la ayuda del dato de la aceleración en otro punto, como por ejemplo el punto E.

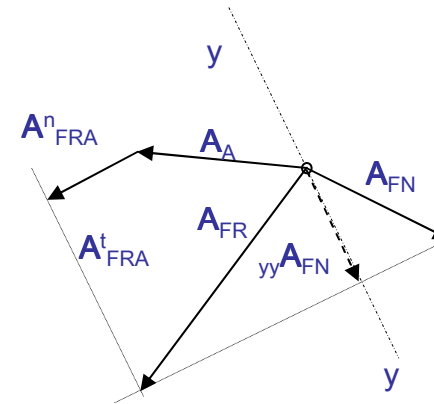


Mecanismos con pares R y L

$${}^? \mathbf{A}_B = {}^M_D \mathbf{A}_B^n + {}^?_D \mathbf{A}_B^t = {}^M_D \mathbf{A}_E + {}^M_D \mathbf{A}_{EB}^n + {}^?_D \mathbf{A}_{EB}^t$$

$${}^M_D \mathbf{A}_B = {}^M_D \mathbf{A}_A + {}^M_D \mathbf{A}_{B_{sist}A}^n + {}^?_D \mathbf{A}_{B_{sist}A}^t + {}^?_D \mathbf{A}_I + {}^M_D \mathbf{A}_{cor}$$

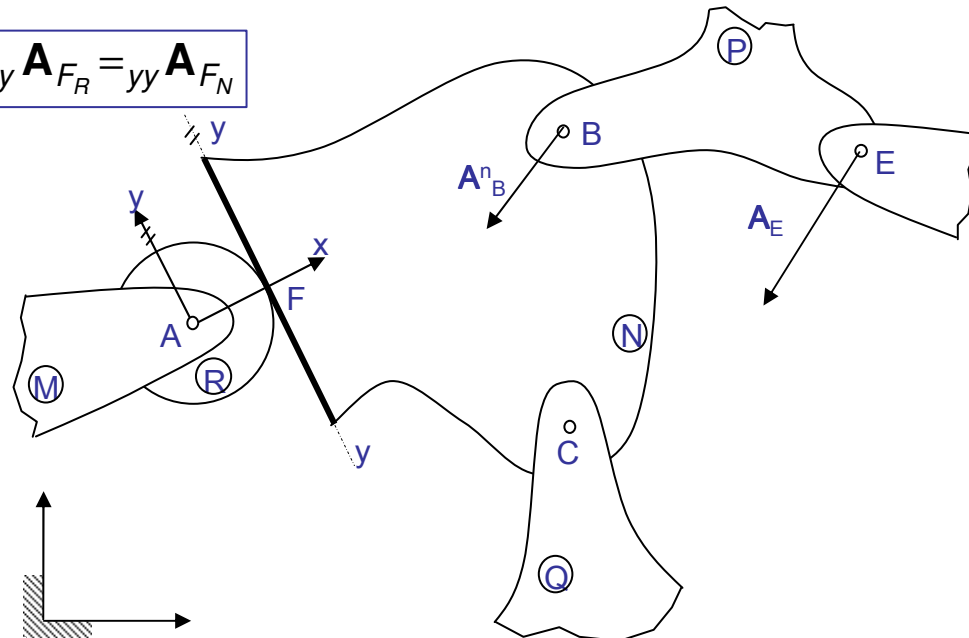
$$\alpha_N = \alpha_{sist} = \frac{A_{B_{sist}A}^t}{BA}$$



Condición de rodadura pura: ${}_{yy} \mathbf{A}_{F_R} = {}_{yy} \mathbf{A}_{F_N}$

$$\left. \begin{aligned} {}^? \mathbf{A}_{F_N} &= {}^M_D \mathbf{A}_B + {}^M_D \mathbf{A}_{F_N B}^n + {}^M_D \mathbf{A}_{F_N B}^t \\ {}^? \mathbf{A}_{F_R} &= {}^M_D \mathbf{A}_A + {}^M_D \mathbf{A}_{F_R A}^n + {}^?_D \mathbf{A}_{F_R A}^t \end{aligned} \right\}$$

$$\alpha_R = \frac{A_{F_R A}^t}{FA}$$



Mecanismos con pares R y L

Ejemplo: rodadura y deslizamiento

En el caso de rodadura y deslizamiento es necesario tener en cuenta las componentes de velocidad y aceleración que aparecen en la dirección de deslizamiento. En este caso debe considerarse que en el punto de contacto la componente de la velocidad en la dirección perpendicular a la superficie de es la misma para los dos elementos.

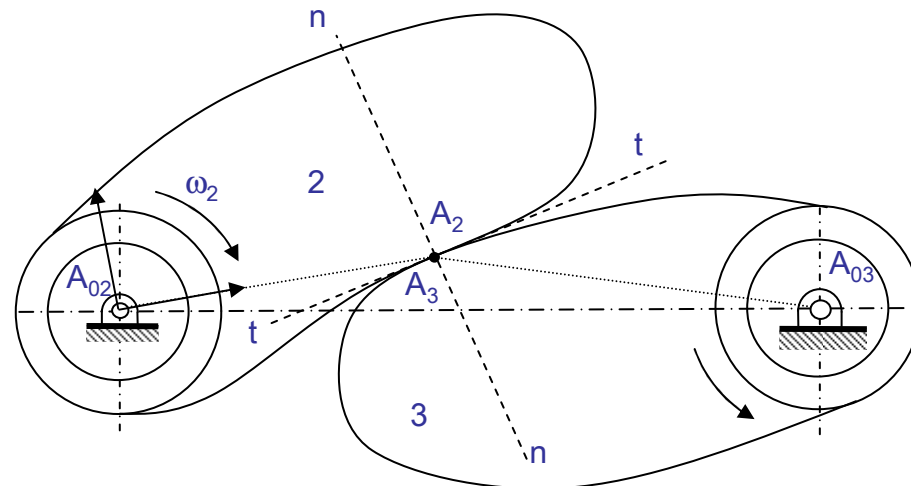
En el mecanismo de la figura se conoce la velocidad de entrada ω_2 y la aceleración α_2 . Se pide:

- Determinar todas las velocidades y aceleraciones.

a) Velocidades.

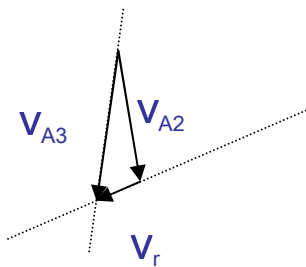
El primer paso consiste en determinar la velocidad del punto A como perteneciente al elemento 2.

$$\mathbf{V}_{A_2} = \boldsymbol{\omega}_2 \times \mathbf{A}_{02} \mathbf{A}_2$$

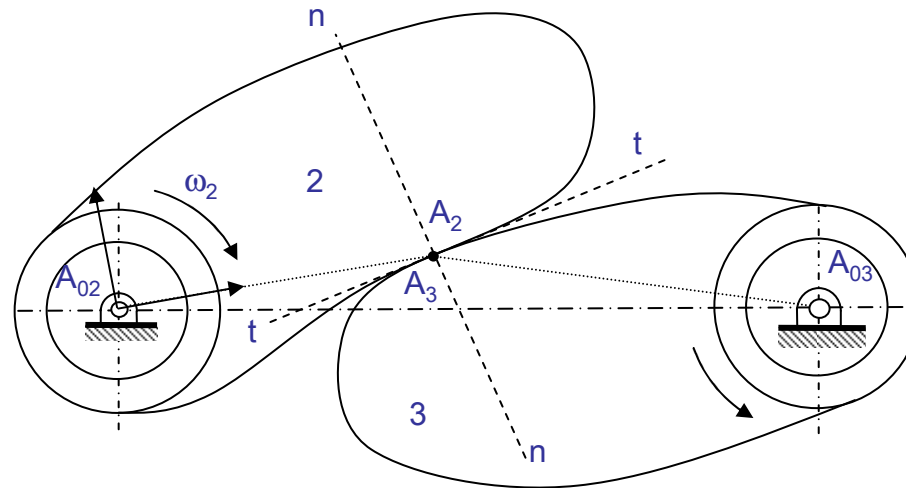


Mecanismos con pares R y L

$${}^?_D \mathbf{V}_{A_3} = {}^M_D \mathbf{V}_{A_2} + {}^?_D \mathbf{V}_r$$



$$\omega_3 = \frac{V_{A_3}}{A_{03} A_3}$$



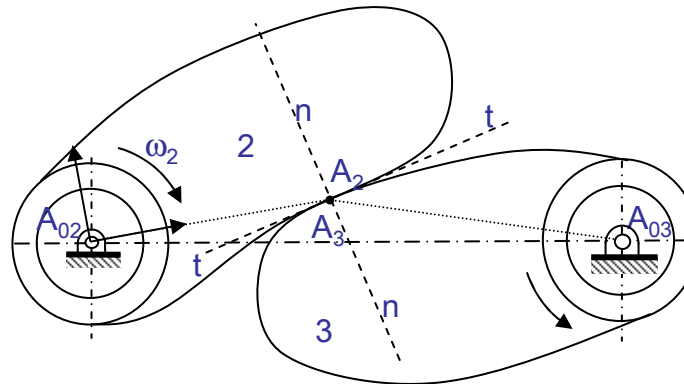
Mecanismos con pares R y L

a) Aceleraciones.

$${}^M_D \mathbf{A}_{A_2} = {}^M_D \mathbf{A}_{A_2}^n + {}^M_D \mathbf{A}_{A_2}^t = \boldsymbol{\omega}_2 \times (\boldsymbol{\omega}_2 \times \mathbf{A}_{02} \mathbf{A}_2) + \boldsymbol{\alpha}_2 \times \mathbf{A}_{02} \mathbf{A}_2$$

$${}^?_D \mathbf{A}_{A_3} = {}^M_D \mathbf{A}_{A_3}^n + {}^?_D \mathbf{A}_{A_3}^t = \boldsymbol{\omega}_3 \times (\boldsymbol{\omega}_3 \times \mathbf{A}_{03} \mathbf{A}_3) + \boldsymbol{\alpha}_3 \times \mathbf{A}_{03} \mathbf{A}_3$$

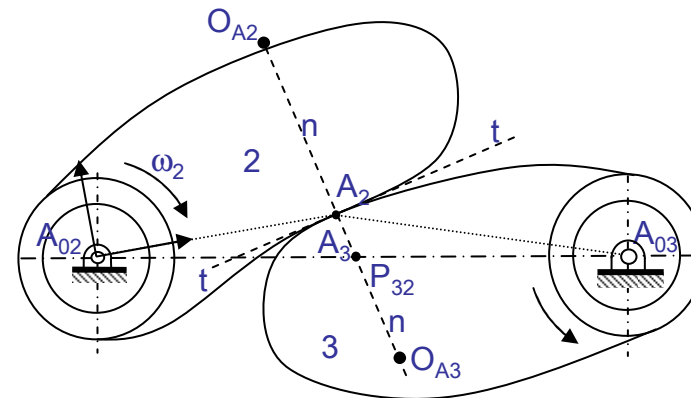
$${}^?_D \mathbf{A}_{A_3} = {}^M_D \mathbf{A}_{A_3}^n + {}^?_D \mathbf{A}_{A_3}^t = {}^M_D \mathbf{A}_{A_2} + {}^?_D \mathbf{A}_r^n + {}^?_D \mathbf{A}_r^t + {}^M_D \mathbf{A}_{cor} \quad {}^M_D \mathbf{A}_{cor} = 2\boldsymbol{\omega}_2 \times \mathbf{V}_r$$



Mecanismos con pares R y L

El problema reside en determinar la componente normal y tangencial de la aceleración relativa. Para ello debe aplicarse la fórmula de Euler-Savary. En primer lugar se obtiene el polo del movimiento relativo de 3 con respecto a 2 aplicando el teorema de Aronhold. Como se considera la geometría de las levas conocida, se puede conocer los centros de curvatura de las superficies.

Considerando O_{A2} y O_{A3} los centros de curvatura del elemento 2 y el elemento 3 en el punto de contacto respectivamente se puede plantear Euler-Savary Estándar y Generalizado,



Mecanismos con pares R y L

E-S Estándar

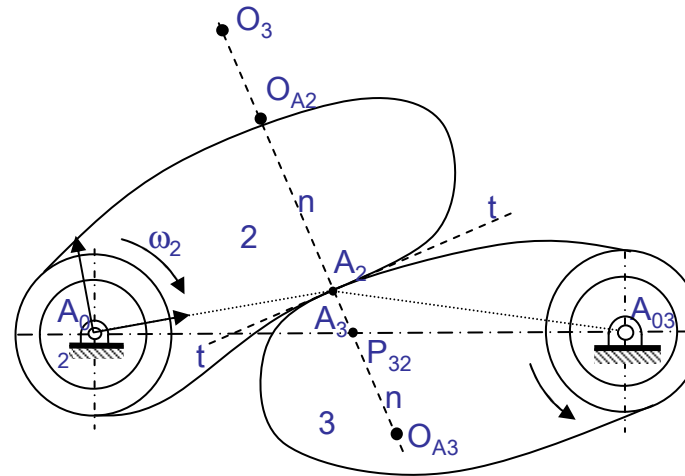
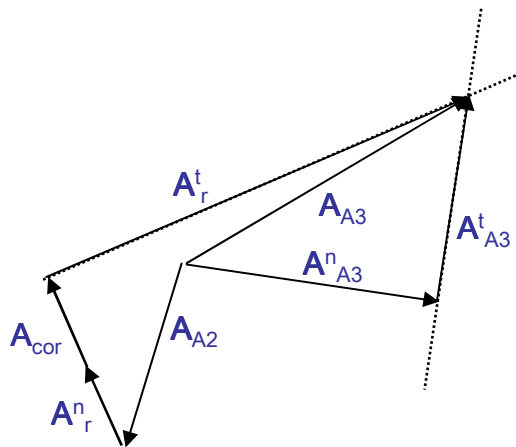
E-S Generalizado

$$\left(\frac{1}{O_3 P_{32}} + \frac{1}{-P_{32} A_3} \right) \text{sen } \phi = \text{cte}$$

$$\left(\frac{1}{O_{A2} P_{32}} + \frac{1}{P_{32} O_{A3}} \right) \text{sen } \phi = \text{cte}$$

$$A_r^n = \frac{V_r^2}{O_3 A}$$

$$? \mathbf{A}_{A_3} = {}^M_D \mathbf{A}_{A_3}^n + ? \mathbf{A}_{A_3}^t = {}^M_D \mathbf{A}_{A_2} + {}^M_D \mathbf{A}_r^n + ? \mathbf{A}_r^t + {}^M_D \mathbf{A}_{cor}$$





Capítulo III: Tema 1

Análisis cinemático de mecanismos. Métodos gráficos

4. Limitaciones de los métodos basados en velocidades relativas.

Limitaciones de los métodos basados en velocidades relativas

Como se ha estudiado en los ejemplos anteriores, si los radios de curvatura de los pares de los elementos son conocidos o pueden determinarse también pueden determinarse las aceleraciones normales. Como consecuencia el problema puede ser resuelto tanto en velocidades como en aceleraciones utilizando el procedimiento de descomposición visto. Los mecanismos en los cuales se da esta condición se denominan “mecanismos simples”.

Si esto no sucede existiendo elementos (y pares) flotantes cuyo radio de curvatura de la trayectoria no puede ser determinado, el análisis del mecanismo no puede ser realizado con el procedimiento de descomposición en aceleraciones relativas. A este tipo de mecanismos que cumplen esta condición se dice que son “cinemáticamente complejos”.

Limitaciones de los métodos basados en velocidades relativas

En ambos casos la ecuación de la aceleración queda como sigue,

$$\mathbf{A}_B = {}^D\mathbf{A}_B^n + {}^D\mathbf{A}_{B_3}^t = {}^M\mathbf{A}_A + {}^D\mathbf{A}_{BA}^n + {}^D\mathbf{A}_{BA}^t$$

que no puede ser resuelta mediante los procedimientos estudiados en este tema. Existen procedimientos alternativos para resolver este tipo de mecanismos mediante aceleraciones relativas (p.ej. mediante cambio de entrada, método de Hirschhern, método de Carter, Punto Auxiliar, etc.) pero quedan fuera del alcance de este tema. Estos métodos tuvieron éxito cuando no se contaba con la ayuda de los ordenadores, siendo en muchos casos el único procedimiento para resolver el análisis cinemático. Sin embargo, hoy en día gracias al desarrollo de los métodos numéricos han quedado prácticamente en desuso.

Limitaciones de los métodos basados en velocidades relativas

Mecanismos cinemáticamente complejos

