SCIENCES INDUSTRIELLES DE L'INGENIEUR

PÔLE CHATEAUBRIAND JOLIOT-CURIE

CPGE 1re année

MPSI3-PCSI1

Modéliser le comportement cinématique des transmetteurs linéaires

Transmission de puissance – technologie des composants

C 03

2023-2024

https://www.s2i-chateaubriand-joliotcurie.net

Objectifs

Caractériser le comportement cinématique des transmetteurs linéaires usuels sans transformation de mouvement ou avec transformation de mouvement.

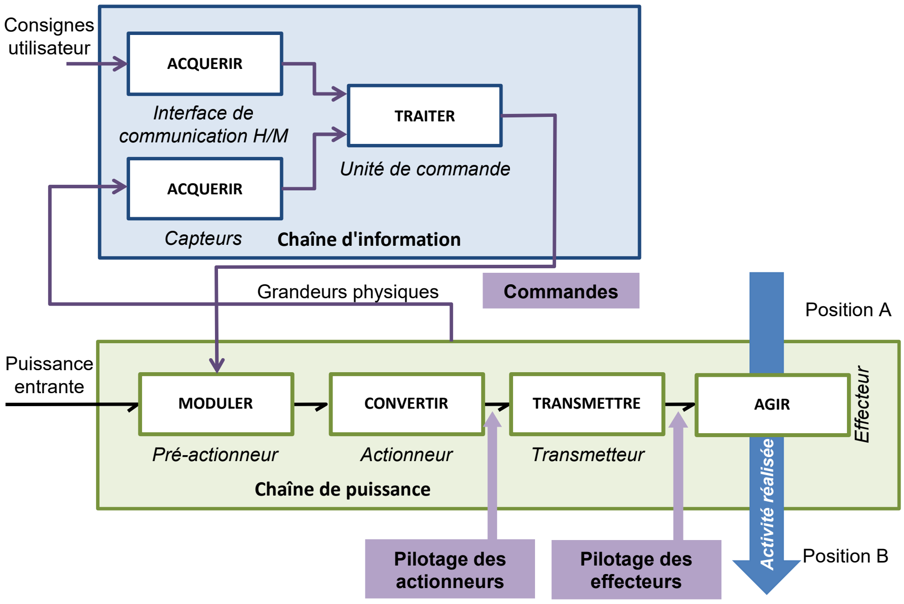
Déterminer le rapport de réduction d'un train d'engrenages simple ou épicycloïdal

Sommaire

I Loi entrée-sortie cinématique d'un transmetteur

I.1 Définition

L'objectif du cours est de définir les lois de **pilotage des actionneurs** à partir des lois de pilotage des effecteurs. Pour cela, il est nécessaire de **modéliser** le **comportement cinématique des transmetteurs**.



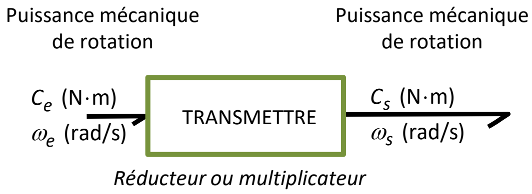
La description de la chaîne de puissance permet, pour chaque transmetteur, de définir une grandeur cinématique d'entrée (grandeur flux de la puissance d'entrée) et une grandeur cinématique de sortie (grandeur flux de la puissance de sortie).

> La **relation mathématique** entre les grandeurs cinématiques **d'entrée** et de **sortie** est appelée **loi d'entrée-sortie cinématique**.
>
> Elle **caractérise** le **comportement cinématique** du transmetteur.

Nous nous limiterons dans ce cours aux **transmetteurs linéaires**. La loi d'entrée-sortie est alors une simple **relation de proportionnalité**.

I.2 Rapport de transmission des réducteurs et multiplicateurs

La puissance mécanique de rotation en sortie d'actionneur est rarement directement utilisable par l'effecteur.



(1) On montrera que si $\omega_s = i\,\omega_e$ alors $C_s \approx \frac{1}{i} C_e$.

> **Réducteur** et **multiplicateur** adaptent la **puissance mécanique de rotation.**
>
> Le **rapport de transmission** est défini comme étant un **rapport entre les taux de rotation** de **sortie**, ω_s , et d'**entrée**, ω_e :
>
> $$\boxed{i = \frac{\omega_s}{\omega_e} \text{ ou } i = \frac{\omega_e}{\omega_s}} \text{ (1)}$$
>
> Pour un **réducteur** : $\omega_s < \omega_e$ Pour un **multiplicateur** : $\omega_s > \omega_e$

On utilisera la lettre *N* lorsque le taux de rotation est en tr/mn. Appelée aussi fréquence de rotation.

Technologiquement, ces transmetteurs sont classés en deux grandes familles :

- transmission par adhérence :
  Roue à friction (ex : dynamo de vélo)
  Poulie-courroie lisse (ex : alternateur de voiture)
- transmission par obstacle :
  Pignon-chaîne (ex : vélo)
  Engrenage (ex : boîte de vitesses)

Application : rapport de transmission ?

A1 - Considérons un réducteur de rapport de transmission $i = 4$. La fréquence de rotation de l'entrée est $N_e = 400$ tr/mn. Quelle est le taux de rotation de sortie en tr/mn et en rad/s ?

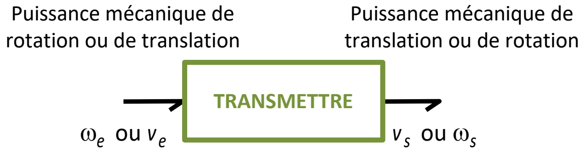
Réducteur, d'où $\omega_s < \omega_e$. $N_s = N_e / i = 100$ tr/mn correspondant à $\omega_s = N_s \dfrac{2\pi}{60} \approx 10{,}5$ rad/s.

A2 - Considérons un multiplicateur de rapport $i = 4$. La fréquence de rotation de sortie est $N_s = 400$ tr/mn. Quelle est la fréquence de rotation d'entrée ?

Multiplicateur, d'où $N_s > N_e$. $N_e = N_s / i = 100$ tr/mn.

I.3 Rayon ou pas des transmetteurs avec transformation de mouvement

Les transmetteurs avec transformation de mouvement permettent de passer d'une puissance mécanique de rotation à une puissance mécanique de translation, ou inversement.

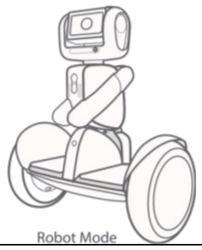


Transmetteur
avec transformation de mouvement

La relation cinématique relie un taux de rotation à une vitesse linéaire : $V = k\omega$.

V étant en m/s et ω en rad/s, le **rapport** k est **nécessairement homogène à une longueur**.

Le tableau ci-dessous reprend les technologies classiques et donne la signification de la longueur k :

Roue - sol	Pignon - crémaillère	Poulie-courroie Pignon-chaîne	Vis-écrou
			
Rayon roue	Rayon pignon	Rayon poulie	Pas de la vis

Systèmes caractérisés par un rayon : roue-sol, pignon-crémaillère, poulie-courroie

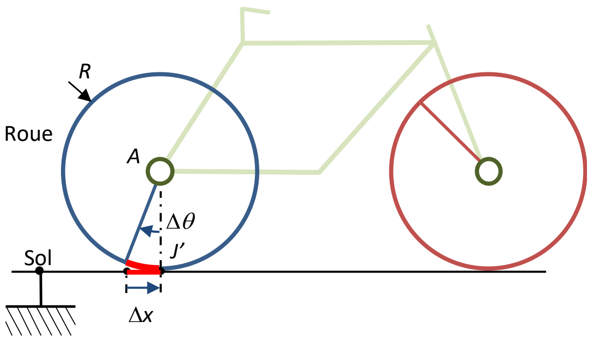
Principe du système roue-sol : on suppose qu'il y a **adhérence entre la roue et le sol** (glissement nul). Pendant une durée Δt, la roue tourne d'un angle noté $\Delta\theta$, en radian. La longueur de l'arc de cercle formé par les points qui viennent en contact avec le sol est $R\Delta\theta$.

Du fait de l'adhérence avec le sol, cette distance correspond au déplacement Δx du point de contact J avec le sol et donc à celui du centre de la roue : $\Delta x = R\Delta\theta$.

D'ou : $\dfrac{\Delta x}{\Delta t} = R\dfrac{\Delta\theta}{\Delta t}$

soit, si Δt est suffisamment petit :

$$V = R\omega .$$



Le système pignon-crémaillère fonctionne exactement sur ce principe, mais avec une transmission par obstacle. Le système poulie-courroie peut utiliser l'adhérence, si la courroie est lisse, ou une transmission par obstacle si la courroie est crantée. Le système pignon-chaîne utilise une transmission par obstacle.

Loi cinématique des systèmes avec **transformation de mouvement roue-sol**, **pignon-crémaillère**, **poulie-courroie**, **pignon-chaîne**,

caractérisée par un **rayon** :

$\boxed{V = R\omega}$ au signe près, ω en **rad** par unité de temps

Application : transmission du TGV Atlantique. La transmission comprend 8 moteurs électriques, chacun associé à un réducteur de rapport k = 2,1894. Les roues neuves ont un diamètre de 92 cm, 85 cm usées. La vitesse maximale en service est de 300 km/h.

A3 - Déterminer la vitesse angulaire des roues usées ω_r à vitesse maximale de service.

$$V_{\max} = 300\frac{1000}{3600} \approx 83{,}3\,\text{m/s}$$

$$\omega_r = \frac{V_{\max}}{R} = \frac{83{,}3}{0{,}85/2} \approx 196 \text{ rad/s}$$

A4 - Déterminer la vitesse angulaire des moteurs ω_m ainsi que la fréquence de rotation du moteur.

$$\omega_m = k \times \omega_r = 2{,}1894 \times 196 \approx 429 \text{ rad/s}$$

$$N_m = 429\frac{60}{2\pi} \approx 4100 \text{ tr/mn}$$

Remarque : pour le record de vitesse de 515 km/h, le diamètre des roues était légèrement plus grand et le rapport de transmission du réducteur proche de 1.

Système caractérisé par un pas : système vis-écrou

Pour un système vis-écrou, la distance caractéristique est le **pas** : **distance** parcourue par l'écrou **par tour** de vis

Loi entré-sortie cinématique d'un système **vis-écrou**,

caractérisée par le **pas** p en **m/tr**.

$\boxed{V = \frac{p}{2\pi}\omega}$ [1] au signe près, ω en **rad** par unité de temps

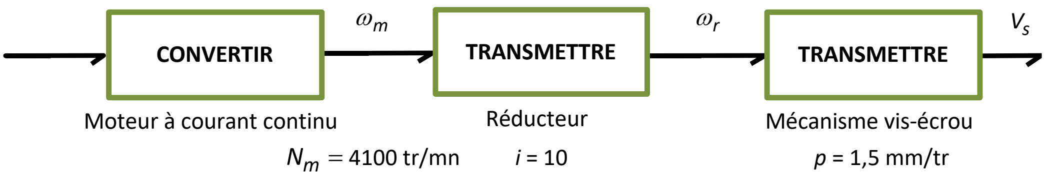
ou $V = p\,N$ avec N une fréquence de rotation en tr par unité de temps.

(1) ou $\omega = \mp\frac{2\pi}{p}V$.

Utiliser l'homogénéité des termes pour vérifier la relation.

Application : pilote automatique. La chaîne de puissance d'un pilote automatique est constituée, entre autres, d'un moteur à courant continu, d'un réducteur de rapport de transmission i et d'un mécanisme vis-écrou de pas p.

Alimenté sous 9 V, la fréquence de rotation du moteur est $N_m = 4100$ tr/mn.



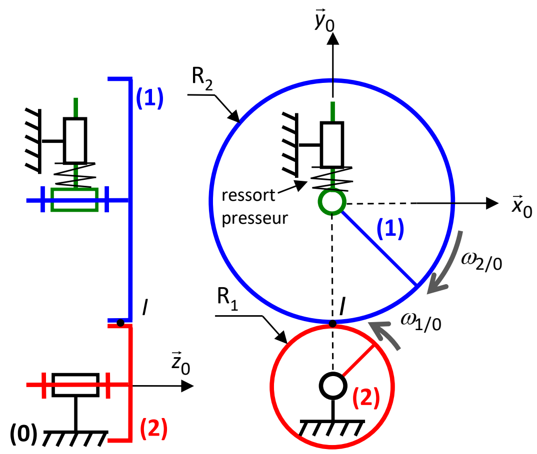
A5 - Déterminer la vitesse de translation de la tige du pilote automatique V_s .

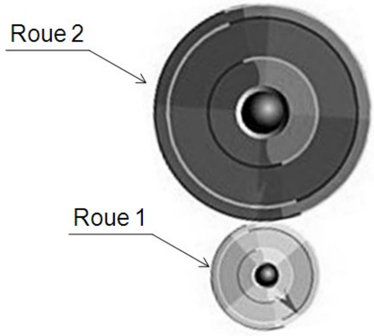
$V_s = pN_r = p\frac{1}{i}N_m$. On vérifie que la vitesse du moteur est bien réduite avant d'être transformée en vitesse linéaire. On vérifie aussi l'homogénéité.

Soit : $V_s = \frac{0{,}0015}{10}\frac{4100}{60} \approx 0{,}01025$ m/s, soit environ 1,03 cm/s.

II Schématisation et technologie des réducteurs et multiplicateurs

II.1 Transmission par adhérence : roues à friction





(1) Pour assurer un roulement sans glissement il faut utiliser :

- un couple de matériaux avec un fort coefficient d'adhérence ;

- un effort presseur entre les deux roues.

Principe Deux roues cylindriques sont en contact. L'adhérence(1) permet d'assurer le **roulement sans glissement** entre les roues et donc de transmettre le mouvement de la roue « menante » 1 à la roue « menée » 2.

Utilisation Transmissions de faible puissance.

Rapport de transmission

Pendant une durée Δt, les positions angulaires varient des angles $\Delta\theta_1$ et $\Delta\theta_2$, de signes opposés.

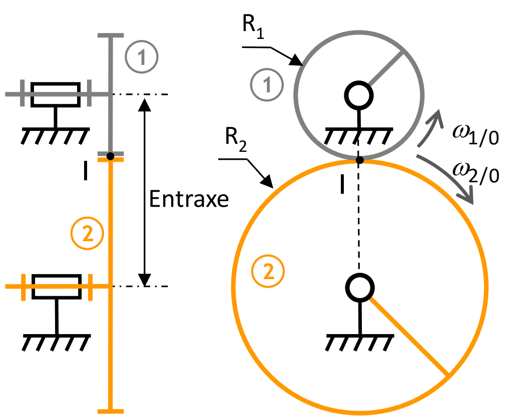
La condition d'adhérence (roulement sans glissement) au point *I* permet d'écrire : $R_1\Delta\theta_1 = -R_2\Delta\theta_2$.

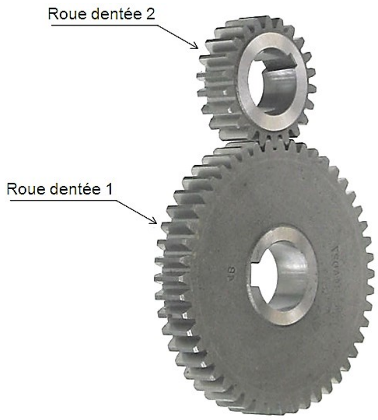
D'où : $R_1\dfrac{\Delta\theta_1}{\Delta t} = -R_2\dfrac{\Delta\theta_2}{\Delta t}$, soit $\boxed{R_1\,\omega_{1/0} = -R_2\,\omega_{2/0}}$

Rapport de transmission des roues à friction : $\boxed{\dfrac{\omega_{2/0}}{\omega_{1/0}} = -\dfrac{R_1}{R_2}}$

Inversion du sens de rotation **croisement des indices**

II.2 Transmission par obstacle : engrenages





(2) La plus petite des roues dentées est appelée parfois « pignon » et la plus grande est appelée « roue » ou « couronne » dans le cas d'un engrenage intérieur.

Principes Un engrenage est constitué de **deux roues dentées**(2) qui engrènent l'une avec l'autre. La géométrie de la denture impose, par **obstacle**, la **cinématique des roues à friction** correspondant aux cercles (dits primitifs) **représentés sur les schémas cinématiques**.

Caractéristiques

Nombres de dents des pignons	notés Z_1 et Z_2
Cercles primitifs	Les cercles primitifs sont associés aux roues de friction équivalentes et sont tangents en un point I, lieu d'engrènement.
Lieu d'engrènement	En I, point de tangence des cercles primitifs, lieu d'adhérence des roues de friction équivalentes.

Utilisation

Transmission de faibles et fortes puissances. Applications : de la montre à la boîte de vitesses automobile et aux éoliennes.

Rapport de transmission

La cinématique étant équivalente à celle des roues de friction : $\dfrac{\omega_{2/0}}{\omega_{1/0}} = -\dfrac{R_1}{R_2}$.

De plus, l'espace entre deux dents doit être identique pour que les pignons engrènent : $\dfrac{2\pi R_1}{Z_1} = \dfrac{2\pi R_2}{Z_2}$

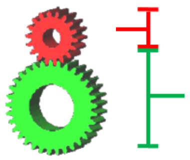
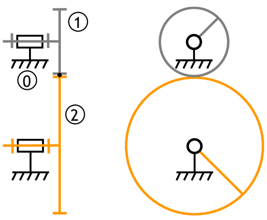
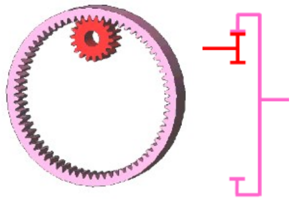
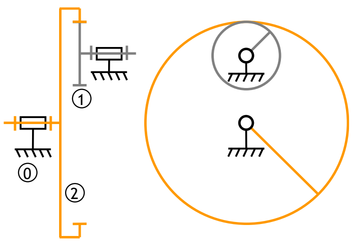
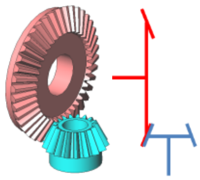
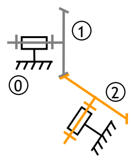
d'où : $\dfrac{R_1}{R_2} = \dfrac{Z_1}{Z_2}$. Cette relation se généralise à tous les engrenages.

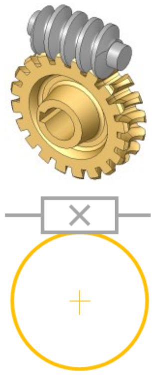
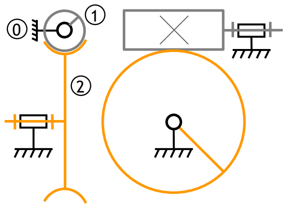
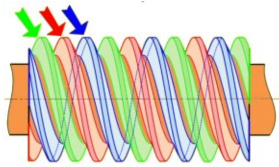
Pour **tous les engrenages** : $\dfrac{\omega_{2/0}}{\omega_{1/0}} = \pm\dfrac{Z_1}{Z_2}$

$-$ si cylindrique, contact extérieur
$+$ si cylindrique, contact intérieur
à identifier ou en valeur absolue, sinon

Croisement des indices :

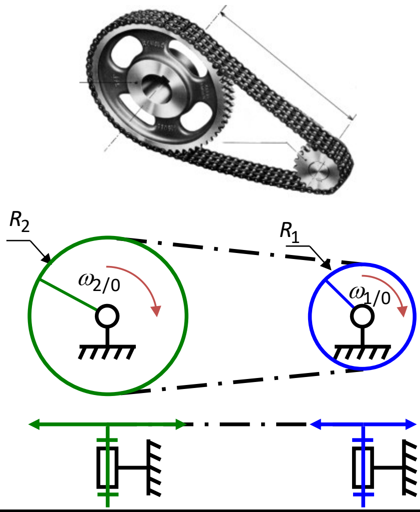
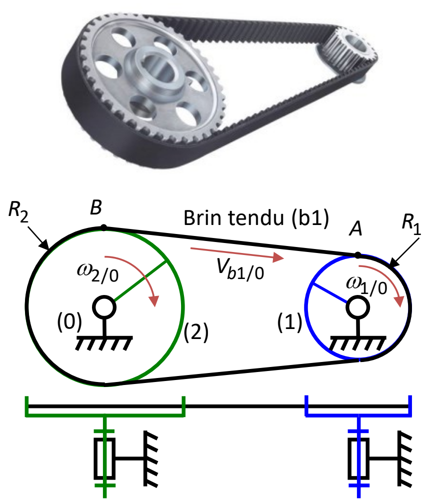
Engrenages usuels

	Engrenage cylindrique extérieur	**Engrenage cylindrique intérieur**	**Engrenage conique**
Forme générale	 	 	 
Axes de rotation	Parallèles	Parallèles	concourants
Signe et rapport	$\dfrac{\omega_{2/0}}{\omega_{1/0}} = -\dfrac{Z_1}{Z_2} = -\dfrac{R_1}{R_2}$	$\dfrac{\omega_{2/0}}{\omega_{1/0}} = +\dfrac{Z_1}{Z_2} = +\dfrac{R_1}{R_2}$	Signe dépendant des conventions

Engrenage roue vis sans fin		
Forme générale	**Axes de rotation**	**Rapport de transmission**
	Perpendiculaires non concourants 	$\boxed{\left\lvert\frac{\omega_{roue/0}}{\omega_{vis/0}}\right\rvert = \frac{Z_{vis}}{Z_{roue}}}$ avec Z_{vis} le nombre de filets de la vis Signe dépendant des conventions Exemple, vis à 3 filets : 
Avantages :	rapport de réduction important (jusqu'à 150) et irréversibilité si nécessaire(1)	
Inconvénients :	faible rendement (60%) et forte usure.	

II.3 Transmission par lien flexible : pignon-chaîne et poulie-courroie

Les liens flexibles sont particulièrement avantageux lorsqu'il s'agit de transmettre un mouvement de rotation entre deux axes parallèles distants. Pour une courroie lisse, la transmission est réalisée par adhérence.

Pignon-chaîne	Poulie-courroie
	

Considérons le brin supérieur (b1) de la courroie, tendu entre les 2 poulies (1) et (2) et tangent en A et B aux poulies. Pendant une durée Δt, les poulies tournent d'angles $\Delta\theta_1$ et $\Delta\theta_2$ de même signe et le brin supérieur avance d'une distance Δx. L'adhérence permet d'écrire :

en A : $\Delta x = R_1\,\Delta\theta_1$

et en B : $\Delta x = R_2\,\Delta\theta_2$

d'où $\Delta x = R_1\,\Delta\theta_1 = R_2\,\Delta\theta_2$, soit $\frac{\Delta x}{\Delta t} = R_1\frac{\Delta\theta_1}{\Delta t} = R_2\frac{\Delta\theta_2}{\Delta t}$, soit $V_{b1/0} = R_1\,\omega_{1/0} = R_2\,\omega_{2/0}$

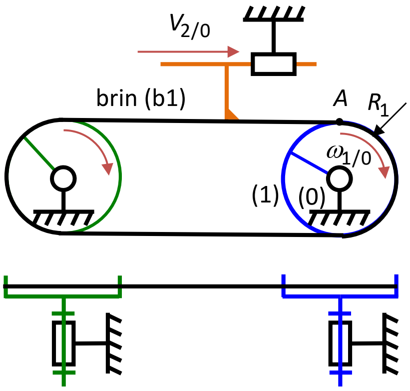
Dans les **transmissions par liens flexibles**, les poulies ou les pignons tournent dans le **même sens**. Le rapport de transmission s'écrit :

$$\boxed{\frac{\omega_{1/0}}{\omega_{2/0}} = \frac{R_2}{R_1}} \quad (1)$$

(1) Noter le croisement des indices.

III Schématisation des transmetteurs avec transformation de mouvement

Système poulie-courroie ou pignon-chaîne



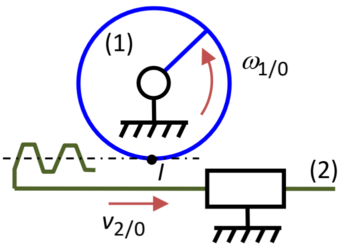
Par adhérence (si courroie lisse) ou par obstacle (si courroie crantée ou chaîne).

Réversible

$$\boxed{\left|\frac{v_{2/0}}{\omega_{1/0}}\right| = R_1}$$

Le signe dépend du paramétrage.

Système pignon crémaillère



Pignon (1) et crémaillère (2)

Par obstacle (cinématique équivalente à celle d'une roue sur un sol), mais la crémaillère est généralement mobile.

Réversible

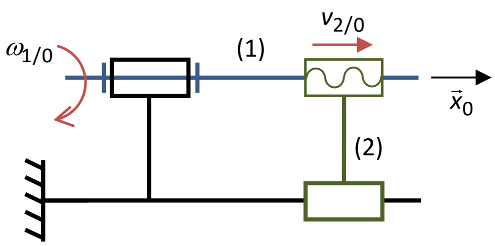
$$\boxed{\left|\frac{v_{2/0}}{\omega_{1/0}}\right| = R_1}$$ (1)

Le signe dépend du paramétrage

(1) ou $\frac{\omega_{1/0}}{v_{2/0}} = \frac{1}{R}$.

Utiliser l'homogénéité des termes pour vérifier la relation.

Système vis-écrou



Liaison hélicoïdale entre la vis (1) et l'écrou (2).

Par obstacle.

Réversible si vis-écrou à billes (billes interposées entre la vis et l'écrou). Généralement irréversible sinon : **l'entrée** est associée au mouvement de **rotation**

$$\boxed{\left|\frac{v_{2/0}}{\omega_{1/0}}\right| = \frac{p}{2\pi}}$$

$-$ pour un pas à droite (cas usuel)
$+$ pour un pas à gauche

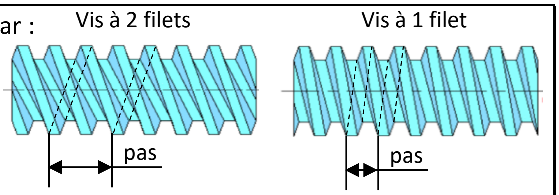
(2) ou $\left|\frac{\omega_{1/0}}{v_{2/0}}\right| = \frac{2\pi}{p}$.

Utiliser l'homogénéité des termes pour vérifier la relation.

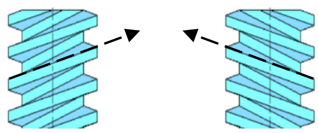
Un système vis-écrou permet une bonne précision du mouvement et génère des efforts qui peuvent être très importants. L'élément d'entrée est généralement la vis, de sortie l'écrou.

Le système vis écrou est caractérisé par :

– un **pas** p en mm/tour



– un **sens**, à **droite** (sens usuel) ou à gauche.

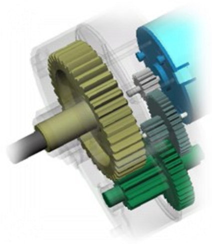


Pas à droite « le filet vis monte à droite »

Pas à gauche « le filet vis monte à gauche »

IV Trains d'engrenages

IV.1 Train d'engrenages simple



Dans un réducteur, pour augmenter le rapport de réduction, on peut associer plusieurs engrenages en série, définissant ainsi un **train d'engrenages**.

Lorsque toutes les roues dentées sont en liaison pivot par rapport à un même bâti, on définit un **« train simple »**.

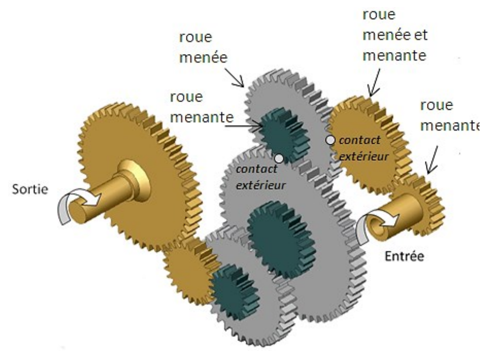
Rapport de transmission d'un train d'engrenages cylindriques :

On suppose que l'une des roues d'entrée / sortie est « menante » et l'autre « menée ».

$$\boxed{\frac{\omega_{menée/0}}{\omega_{menante/0}} = (-1)^n \frac{\Pi Z_{Roues\,menantes}}{\Pi Z_{Roues\,menées}}}$$

avec n : **nombre d'engrenages à contacts extérieurs**

$(-1)^n$ donne le sens de rotation de la sortie par rapport à l'entrée [(1)].

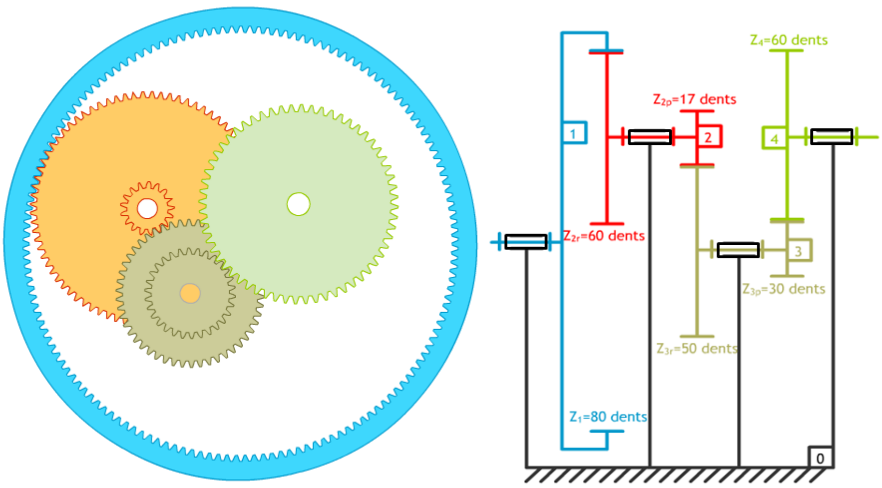


Dans un train d'engrenage, on qualifie de roue **menante** toute roue **motrice** lorsque **l'entrée est motrice**, et de roue menée[(1)] toute roue réceptrice.

(1) Cela n'a de sens que si l'on compare le sens des mouvements de rotation autour d'axes parallèles.

Si un pignon est à la fois menant et mené, son nombre de dents n'intervient pas dans le rapport de transmission, mais il peut avoir une incidence sur le signe.

Exemple : rapport de transmission d'un réducteur à train simple.



A6 - Déterminer le rapport de transmission $i = \dfrac{\omega_{4/0}}{\omega_{1/0}}$

On suppose que 1 est menant. Le rapport de transmission est tel que :

$$i = \frac{\omega_{4/0}}{\omega_{1/0}} = (-1)^2 \frac{Z_1}{Z_{2r}} \frac{Z_{2p}}{Z_{3r}} \frac{Z_{3p}}{Z_4} = \frac{80 \times 17 \times 30}{60 \times 50 \times 60} \text{, soit } \boxed{i = 0{,}23}$$

L'ensemble d'entrée est la couronne (1), celui de sortie le pignon (4).

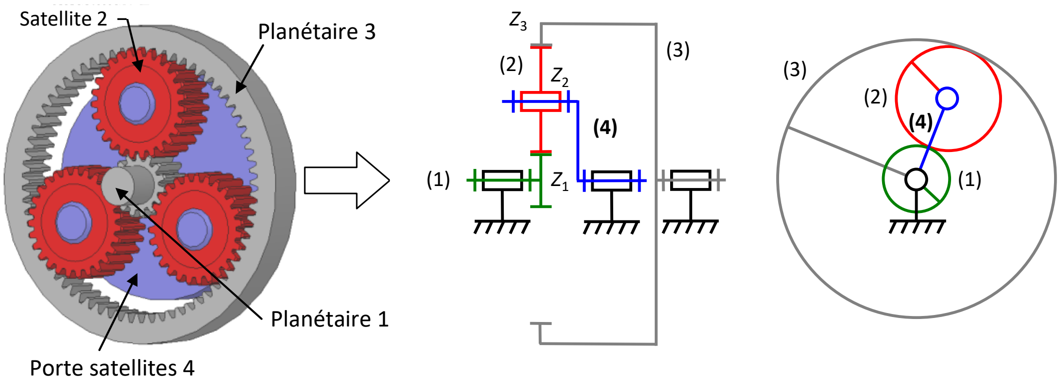
Ce réducteur divise la vitesse angulaire quasiment par quatre.

IV.2 Train d'engrenages épicycloïdal

Les **trains épicycloïdaux** permettent d'obtenir des **rapports de réduction importants dans un encombrement faible** avec des **axes** d'entrée et de sortie **coaxiaux**. Ils sont très souvent associés aux moteurs électriques.

Structure d'un train épicycloïdal

☝ L'utilisation de plusieurs satellites ne modifie pas le comportement cinématique du réducteur mais permet de mieux répartir les efforts.



Structure et modèle de comportement cinématique d'un train épicycloïdal

Le modèle cinématique d'un **train épicycloïdal** comprend **2 engrenages en série**, notés (1)-(2) et (2)-(3) sur le schéma.

L'ensemble intermédiaire (2) est appelé **satellite**, les autres pignons (1) et (3) sont les **planétaires**.

Les engrenages sont donc : planétaire 1 – satellite et satellite – planétaire 2.

Les **spécificités** d'un train épicycloïdal sont que :

- le **satellite est en liaison pivot avec le porte-satellite** et le **porte-satellite est en liaison pivot avec le bâti** ;
- pour des raisons de répartition des efforts, il peut y avoir **plusieurs satellites**. La prise en compte **d'un seul** est suffisante d'un point de vue **cinématique**.

(1) Dans la majorité des cas :

- l'un des deux planétaires est l'entrée ;

- l'autre planétaire est fixe ;

- le porte-satellite est la sortie.

Constituants (1)	
Porte-satellite	Pièce en liaison pivot avec le bâti et les satellites
Satellite	Ensemble engrenant avec les 2 planétaires
Planétaires	Pignon ou roue engrenant avec le satellite

Composition des vitesses angulaire

L'aspect relatif des vitesses permet de montrer que :

Relations de **composition** : $\omega_{2/1} = -\omega_{1/2}$ $\omega_{2/0} = \omega_{2/1} + \omega_{1/0}$

Relations fondamentales

Par rapport au porte-satellite, un train épicycloïdal est un train plan ayant pour entrée un planétaire et pour sortie l'autre planétaire. Pour déterminer la loi entrée-sortie d'un train épicycloïdal, on considère le **train simple relativement au porte-satellite** :

Soit λ, **raison de base du train épicycloïdal**, rapport de transmission du train d'engrenages par rapport au porte-satellite :

$$\boxed{\lambda = \frac{\omega_{Pla.A/Po.Sa}}{\omega_{Pla.B/Po.Sa}}}$$

D'où, par composition des vitesses, la **relation de Willis** : $\lambda = \dfrac{\omega_{Pla.A/0} - \omega_{Po.Sa/0}}{\omega_{Pla.B/0} - \omega_{Po.Sa/0}}$

avec $Pla \cdot A = planétaire\,A$ $\quad Pla \cdot B = planétaire\,B$ $\quad Po \cdot Sa = porte - satellite$

L'utilisation d'un train épicycloïdal comme réducteur ou multiplicateur nécessite d'imposer la vitesse angulaire par rapport au bâti de **deux** des **trois entrées possibles** : $\omega_{Pla.A/0}$, $\omega_{Pla.B/0}$ ou $\omega_{Po.Sa/0}$.

Dans la pratique, on **bloque** souvent l'une d'entre-elles ; on impose la vitesse de rotation à la deuxième ; la troisième est imposée par la relation de Willis.

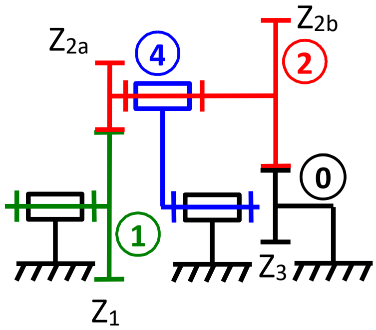
Déterminer la relation de comportement cinématique

Pour déterminer la relation de comportement cinématique d'un train épicycloïdal :

1) **identifier** les composants (satellite, porte-satellite, planétaires) ;
2) **choisir** un **planétaire A** et un **planétaire B** ;
3) **définir la raison de base** λ en fonction des Z_i, nombres de dents des pignons, en utilisant les indices des pièces du système ;
4) **retrouver la formule de Willis** par composition de la vitesse angulaire ;
5) appliquer les **spécificités du train** (entrée, sortie…).

Exemple : soit le train défini ci-contre. (1) est l'entrée.

A7 - Déterminer le rapport de transmission *i*. L'exprimer en fonction des Z_i



1) (2) est le satellite, il engrène avec 2 pignons ;
(4) est alors le porte-satellite ;
(1) et (0) sont les planétaires. (0) est aussi le bâti.

2) Choix : Planétaire A = (1). Planétaire B = (0).
Poser A=(0) et B=(1) est tout à fait juste aussi.

3) En appliquant les formules :

$\lambda = \frac{\omega_{Pla.A/Po.Sa}}{\omega_{Pla.B/Po.Sa}}$ donne, en remplaçant les indices et en vérifiant bien, à la fin du calcul, que les indices sont croisés

Dans cet exemple, on parle de satellite double.

$$\lambda = \frac{\omega_{1/4}}{\omega_{0/4}} = \frac{-Z_{2a}}{Z_1} \times \frac{-Z_3}{Z_{2b}} = \frac{Z_{2a}}{Z_1}\frac{Z_3}{Z_{2b}}$$

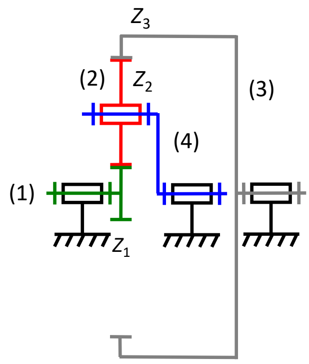
4) D'où : $\lambda = \frac{\omega_{1/4}}{\omega_{0/4}} = \frac{\omega_{1/0} - \omega_{4/0}}{-\omega_{4/0}}$

5) Spécificités : $\omega_e = \omega_{1/0}$ et $\omega_s = \omega_{4/0}$.

On obtient : $\frac{\omega_e - \omega_s}{-\omega_s} = \lambda \Leftrightarrow -\frac{\omega_e}{\omega_s} + 1 = \lambda \Leftrightarrow \frac{\omega_e}{\omega_s} = 1 - \lambda \Leftrightarrow \boxed{i = \frac{\omega_s}{\omega_e} = \frac{1}{1-\lambda}}$

En fonction du sujet, remplacer λ par son expression : $i = \frac{\omega_s}{\omega_e} = \frac{1}{1-\lambda} = \frac{Z_{2b} Z_1}{Z_{2b} Z_1 - Z_3 Z_{2a}}$

Structures usuelles

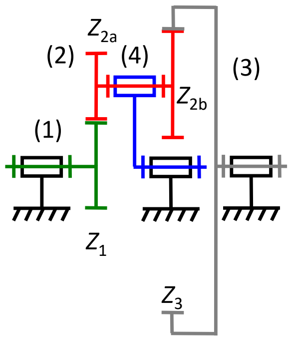


Un planétaire **intérieur** et un planétaire **extérieur**.

1 pignon commun sur le satellite.

$$\lambda = \frac{\omega_{1/4}}{\omega_{3/4}} = \frac{-\cancel{Z_2}}{Z_1}\frac{Z_3}{\cancel{Z_2}} = -\frac{Z_3}{Z_1}$$

(un contact extérieur, croisement des indices).

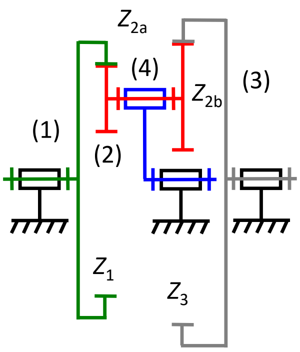


Un planétaire **intérieur** et un planétaire **extérieur**.

2 pignons sur le satellite.

$$\lambda = \frac{\omega_{1/4}}{\omega_{3/4}} = \frac{-Z_{2a}}{Z_1}\frac{Z_3}{Z_{2b}}$$

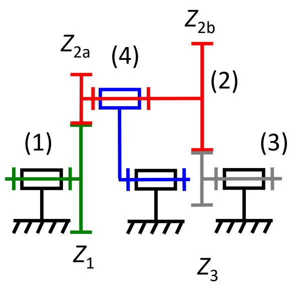
(un contact extérieur. Croisement des indices).



Deux planétaires extérieurs.

$$\lambda = \frac{\omega_{1/4}}{\omega_{3/4}} = \frac{Z_{2a}}{Z_1}\frac{Z_3}{Z_{2b}}$$

(2 contacts intérieurs, croisements des indices)



Deux planétaires intérieurs.

$$\lambda = \frac{\omega_{1/4}}{\omega_{3/4}} = \frac{-Z_{2a}}{Z_1}\frac{-Z_3}{Z_{2b}} = \frac{Z_{2a}}{Z_1}\frac{Z_3}{Z_{2b}}$$

(2 contacts extérieurs, croisements des indices)

Savoirs

Je connais :

- ☐ Les lois entrée-sortie des transmetteurs élémentaires, systèmes à roues à friction, à engrenages extérieur, intérieur ou conique, à roue et vis sans fin, pignon crémaillère et vis-écrou
- ☐ Les principes technologiques des différents transmetteurs
- ☐ La structure d'un train d'engrenages simple
- ☐ La structure d'un train épicycloïdal
- ☐ La définition de la raison de base d'un train épicycloïdal et la relation de Willis

Savoir-faire

Je sais :

- ☐ Reconnaitre les transmetteurs « élémentaires » dans une chaîne d'énergie
- ☐ Déterminer rapidement le rapport de transmission d'un train d'engrenages simple
- ☐ Déterminer le rapport de transmission d'un train épicycloïdal
- ☐ Déterminer le rapport de transmission global d'une chaîne d'énergie