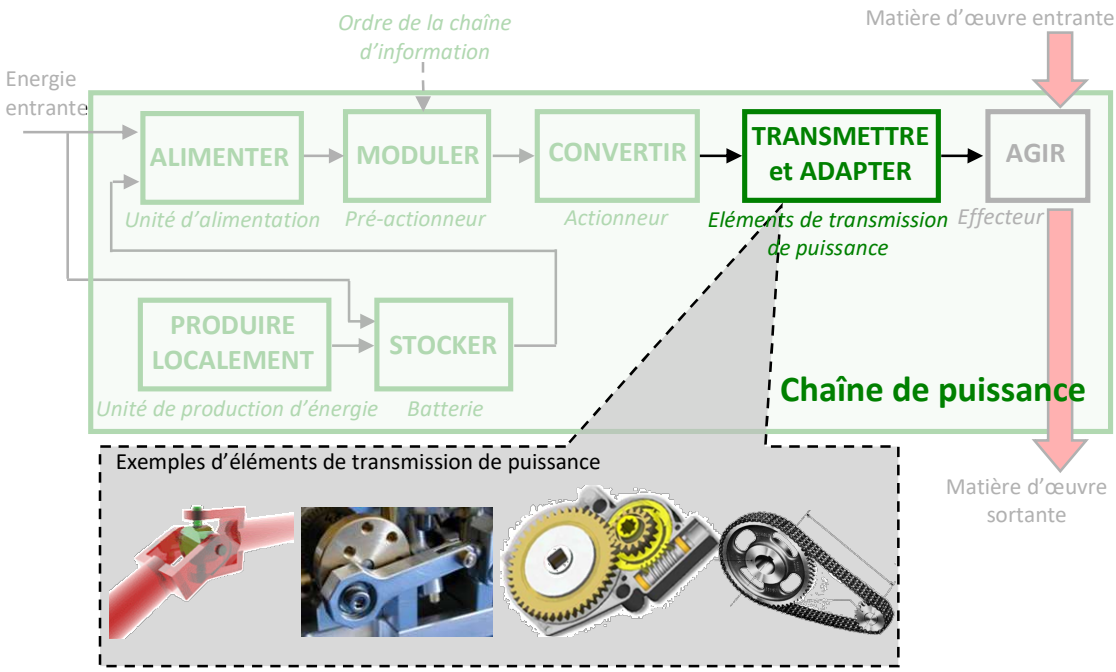
Eléments de Transmission de Puissance - Partie 1



Exemples d'éléments de transmission de puissance

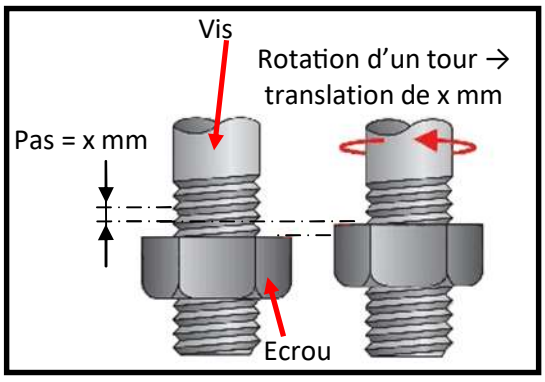
REDUCTEURS, SYSTEMES DE TRANSFORMATION DE MOUVEMENT, …

Lorsque l'on veut que l'énergie mécanique utile produite par l'actionneur ait des caractéristiques bien précises on incorpore dans la chaîne de puissance des **éléments de transmission de puissance** qui adaptent et transmettent l'énergie mécanique utile pour l'effecteur en bout de chaîne. L'objectif de ce cours est d'appréhender les transmetteurs les plus classiques que l'on peut rencontrer dans les systèmes.

1 - LES TRANSFORMATEURS DE MOUVEMENT LES PLUS CLASSIQUES

Les transformateurs de mouvement permettent généralement de transformer un mouvement continu de l'actionneur en entrée (rotation continue le plus souvent) en un mouvement vers l'effecteur en sortie différent. Ce mouvement peut être continu mais aussi alterné ou intermittent. Lorsque l'entrée et la sortie peuvent être permutées, on dit que le système est réversible.

1.1. Le système vis écrou



Type de transformation : Rotation continue en translation continue.

Réversibilité : parfois. Ce système est souvent irréversible lorsque l'on n'a pas interposition d'éléments roulants limitant le frottement.

Utilisation : Vérins électriques, chariots de machines outils, …

Caractéristiques : La cinématique du système vis-écrou est définie par le pas de la vis[(1)] tel que $\lambda = \theta.pas/(2\pi)$ pour un filet à droite (pour un filet à gauche on change le signe).

[(1)] le pas est en mm et il correspond à la distance entre deux filets successifs

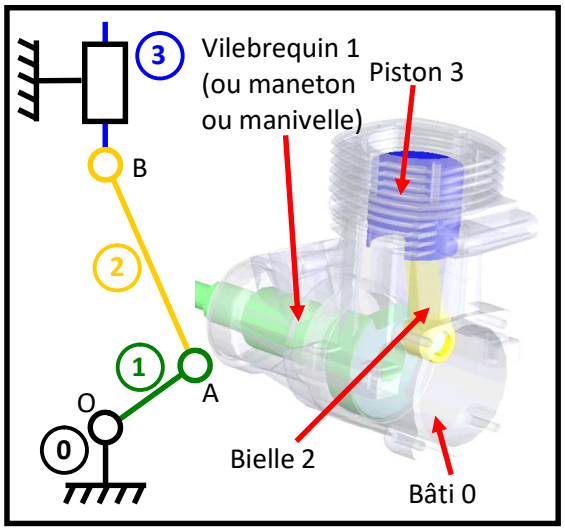
1.2. Le système bielle manivelle

C'est probablement le système de transformation de mouvement le plus connu car il est présent dans les motorisations de nombreux véhicules.

Type de transformation : Rotation continue en translation alternative ou l'inverse.

Réversibilité : oui.

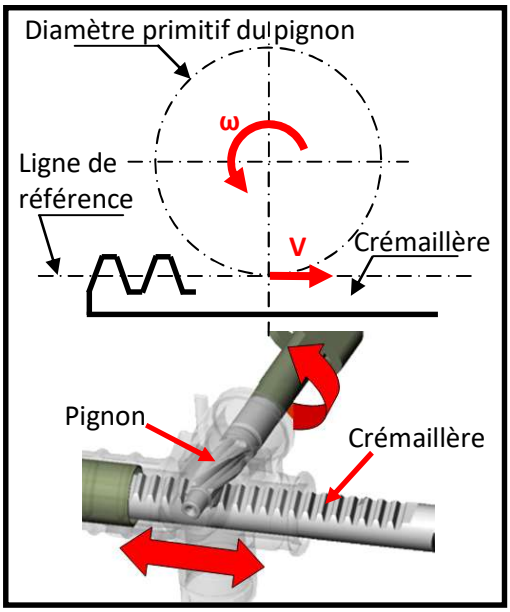
Utilisation : Moteurs thermiques, compresseurs, certaines pompes et moteurs hydrauliques, …



Caractéristiques : La longueur de l'excentration sur le vilebrequin et la longueur de la bielle jouent sur la relation entre l'angle de la manivelle et la translation de la tige [(2)].

[(2)] voir cours 10 pour la loi entrée/sortie. **Les positions extrêmes appelées point mort haut et point mort bas sont toujours obtenues lorsque les 3 points O, A et B sont alignés.**

[(3)] voir chapitre 2 de ce cours.



1.3. Le système pignon crémaillère

Cette transformation fait partie de la famille des engrenages [(3)].

Type de transformation : Rotation continue en translation alternative.

Réversibilité : oui.

Utilisation : Portes de TGV, portes de garage, directions de voiture, …

Caractéristiques : La vitesse de translation de la crémaillère V est fonction du rayon primitif R de la roue dentée et de la vitesse de rotation du pignon ω : $V = R.\omega$.

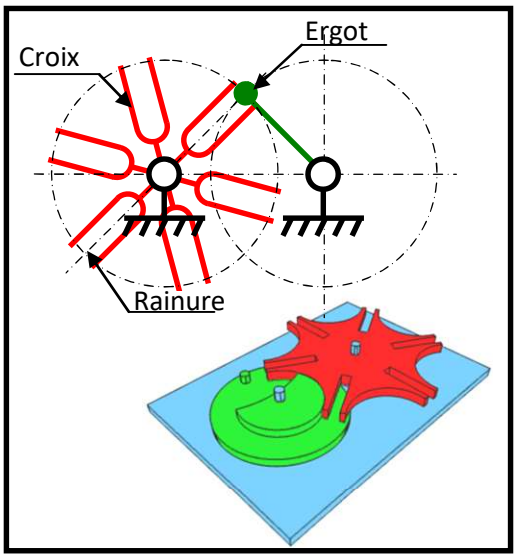
1.4. Le système croix de malte

Type de transformation : Rotation continue en rotation intermittente.

Réversibilité : jamais.

Utilisation : Plateau tournant de machine de transfert, indexage…

Caractéristiques : La rotation continue de l'ergot (de rayon r) est transformée en rotation intermittente par l'intermédiaire des rainures de la croix[(4)].



[(4)] *6 ici sur le schéma soit une rotation de 1/6 de tour de la croix tout les tours d'ergot*

1.5. Le système à came ou excentrique

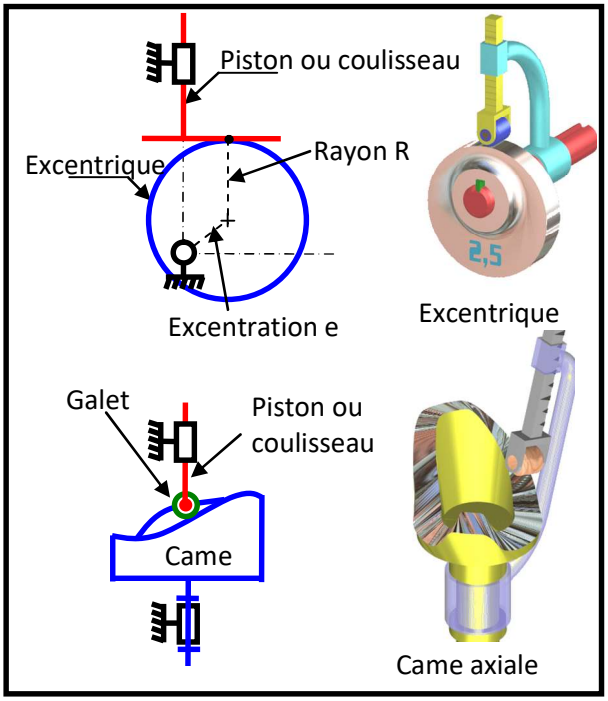
La loi entrée-sortie est fonction du profil de la came ou de la valeur de l'excentration de l'excentrique.

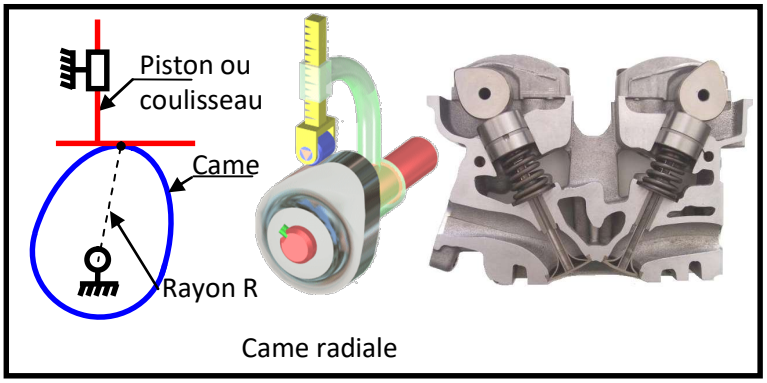
Type de transformation : Rotation continue en translation alternative.

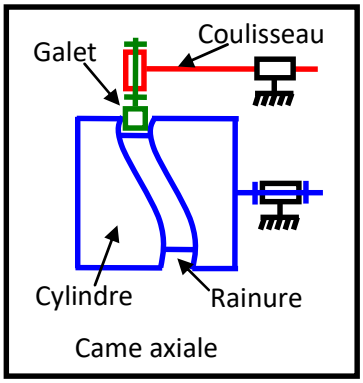
Réversibilité : jamais.

Utilisation : Pompes hydrauliques, arbres à cames,…

Caractéristiques : La rotation continue de la came (de rayon R variable défini en coordonnées polaires) ou de l'excentrique (de rayon R et d'excentration e) est transformée en translation alternative.





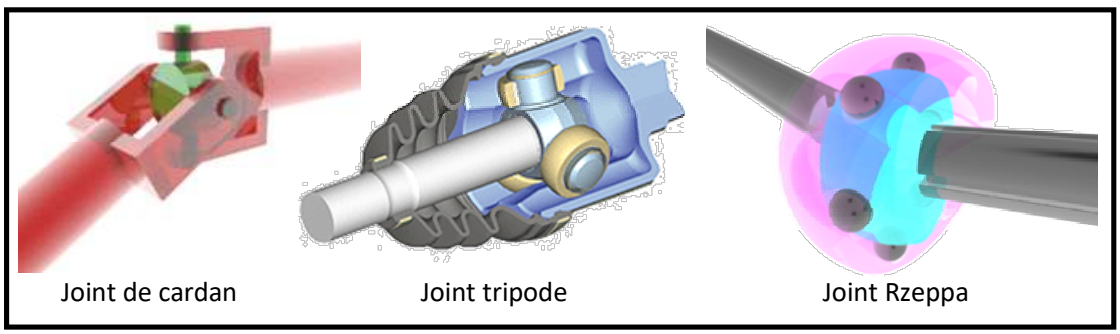


1.6. Joints de transmission ou accouplements mécaniques

Plusieurs solutions permettent de transmettre un mouvement de rotation entre deux arbres concourants (exemple des roues d'automobile). L'homocinétisme[5] est parfois recherché. Ci-dessous, trois solutions technologiques sont présentées (il en existe pleins d'autres). Le joint de cardan n'est pas homocinétique tandis que le tripode l'est quasiment. Le joint Rzeppa est homocinétique [6].

[5] on parle d'homocinétisme lorsque la vitesse de sortie constante est égale à la vitesse d'entrée constante

[6] Sur les automobiles, on ne retrouve pas des joints de cardan, c'est un abus de langage. Ce sont en fait des joints tripodes associés à des joints Rzeppa qui sont réellement utilisés.



2 - Les Reducteurs de Vitesse

2.1 Principe de fonctionnement général d'un réducteur

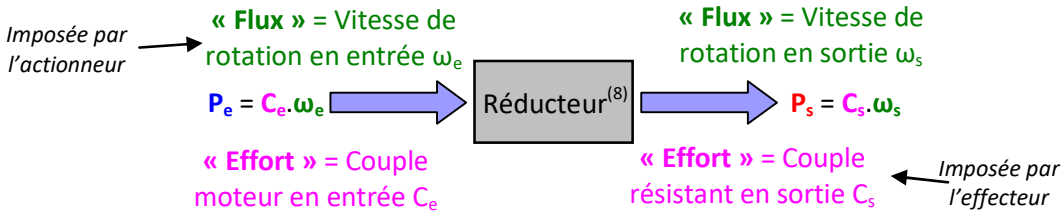
Un réducteur permet de transmettre et adapter une puissance **entrante P_e** délivrée par un

actionneur en une puissance en **sortie P_s** pour un effecteur.

Une puissance (unité : Watt) est une grandeur scalaire qui est toujours le produit de deux grandeurs variables :

- l'une d'entre elle est appelée **« flux »** [7] et notée **f(t)**,
- l'autre est appelée **« effort »** [7] et notée **e(t)**.

Un réducteur est un élément de transmission de puissance et, dans son cas, la grandeur **« flux »** entrante et sortante correspond à **une vitesse de rotation (en rad/s)** et la grandeur **« effort »** entrante et sortante correspond à un **couple (en N.m)**.



On définit pour chaque réducteur un rapport de réduction r tel que $r = \frac{\omega_s}{\omega_e}$

Si r > 1 le système est un multiplicateur de vitesse, si r < 1 le système est réducteur de vitesse.

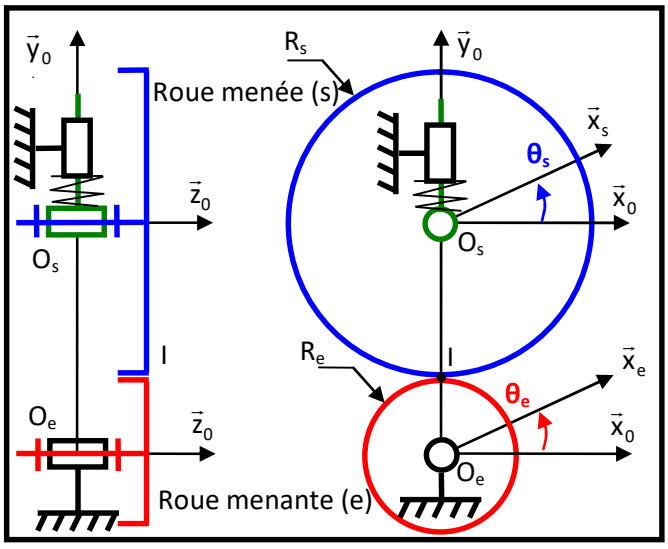
On peut classer les réducteurs en deux grandes familles vis à vis de la technologie employée pour transmettre le mouvement :

- Les réducteurs utilisant la transmission par adhérence : roue à friction (dynamo de vélo, …), système poulie-courroie (alternateur de voiture, …).
- Les réducteurs utilisant la transmission par obstacle : système poulie-courroie avec courroie dentée (courroie de distribution d'une voiture, …), système à chaîne (vélo, moto, …), système à engrenage (boite de vitesse, …).

2.2. Les roues de friction

Principe : Deux roues cylindriques ou coniques sont en contact sur une génératrice et soumises à un effort presseur.
Le frottement au contact des deux roues[9] permet de transmettre le mouvement de la roue motrice vers la roue réceptrice.

Utilisation : transmissions à faible puissance (petits appareil portables), dynamo de vélo, …



Rapport de réduction :

La condition de roulement sans glissement au point de contact I s'écrit $\overrightarrow{V_{I,s/e}} = \vec{0}$.

Soit $\overrightarrow{V_{I,s/e}} = \overrightarrow{V_{I,s/0}} - \overrightarrow{V_{I,e/0}} = R_s.\dot{\theta}_s.\vec{x}_0 + R_e.\dot{\theta}_e.\vec{x}_0 = \vec{0} \rightarrow R_s.\dot{\theta}_s + R_e.\dot{\theta}_e = 0$

On en déduit le rapport de réduction : $\boxed{r = \frac{\omega_{s/Rg}}{\omega_{e/Rg}} = \frac{\dot{\theta}_s}{\dot{\theta}_e} = -\frac{R_e}{R_s}}$

[7] Ces deux termes génériques sont à prendre dans un sens large non liés à un domaine physique ou technique particulier. Par conséquent il ne faut surtout pas penser que terme effort correspond seulement à une force !

[8] La vitesse d'un moteur est souvent trop élevée vis-à-vis de la vitesse souhaitée sur l'arbre en sortie, par conséquent l'interposition du réducteur permet d'adapter cette vitesse de rotation. D'autre part le couple résistant en sortie imposé par l'effecteur est généralement trop important pour le moteur. Le réducteur permet alors de réduire le couple moteur à fournir en entrée.

[9] Pour un bon fonctionnement, il faut donc choisir un couple de matériaux ayant un coefficient de frottement important.

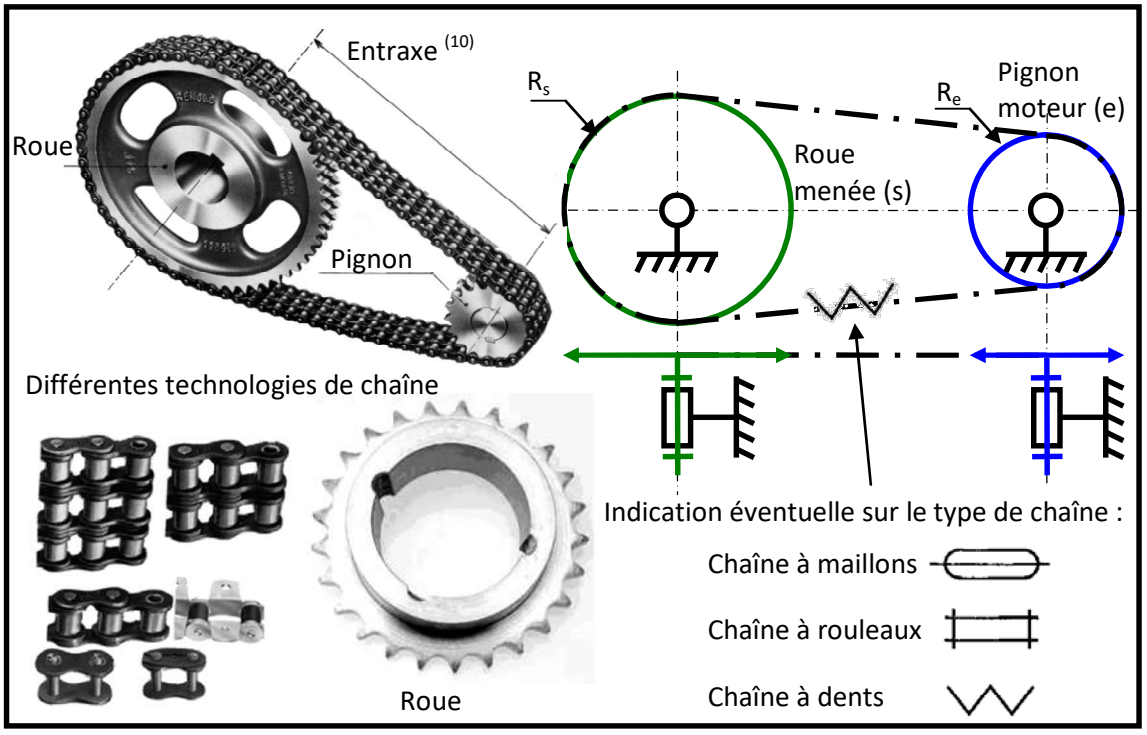
Cette solution reste cependant limitée car elle nécessite des pressions de contact importantes pour assurer le roulement sans glissement en I. Pour pallier à ce problème on utilise plutôt des transmissions par obstacles (voir paragraphe 2.4.).

2.3. Les liens flexibles

Les liens flexibles sont particulièrement avantageux lorsqu'il s'agit de relier de grands entraxes car ils sont moins couteux que les autres solutions techniques. Ils sont utilisés dans tous les secteurs de la construction mécanique (machines outils, moteurs, convoyeurs, engins de BTP, …). Dans les réducteurs à liens flexibles, les poulies et les roues tournent dans le même sens contrairement aux engrenages. Le rapport de réduction s'écrit : $r = \frac{\omega_{s/Rg}}{\omega_{e/Rg}} = \frac{\dot{\theta}_s}{\dot{\theta}_e} = \frac{R_e}{R_s}$

Transmission par chaîne

La transmission de puissance par chaîne se fait par obstacle.

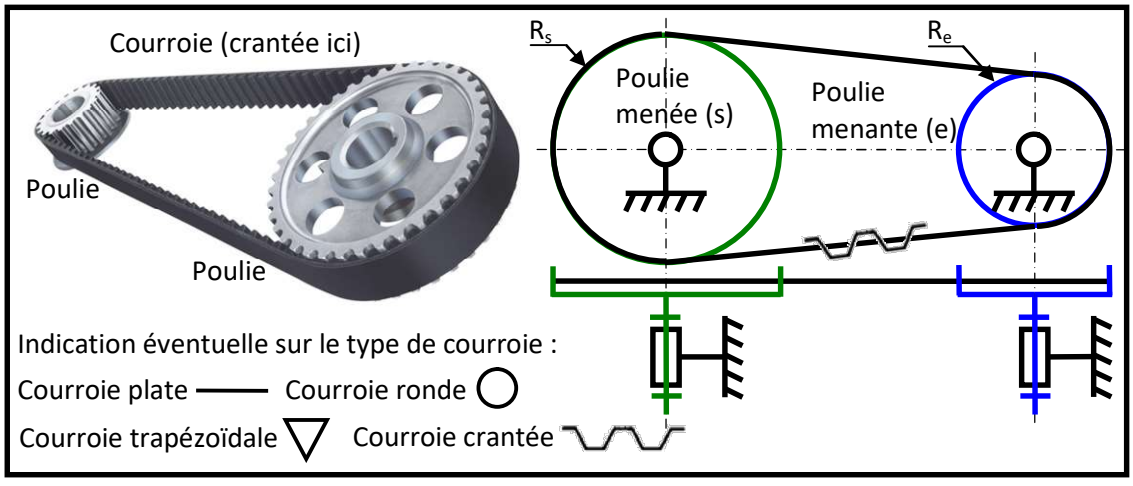


(10) Vocabulaire : L'entraxe correspond à la distance séparant les 2 axes de rotations du pignon (nom pour l'élément denté le plus petit) et de la roue. (nom pour l'élément denté de plus gros diamètre)

☺ Transmission de couples très important.
☺ Aucun glissement.
☺ Entrainement à rapport constant (indépendamment du couple).
☺ Le sens de rotation peut être facilement inversé.
☹ Technologie bruyante.
☹ Lubrification nécessaire.

Transmission par poulie courroie

La transmission de puissance par poulie courroie se fait par l'intermédiaire de l'adhérence entre la poulie et la courroie (sauf pour les courroies crantées).

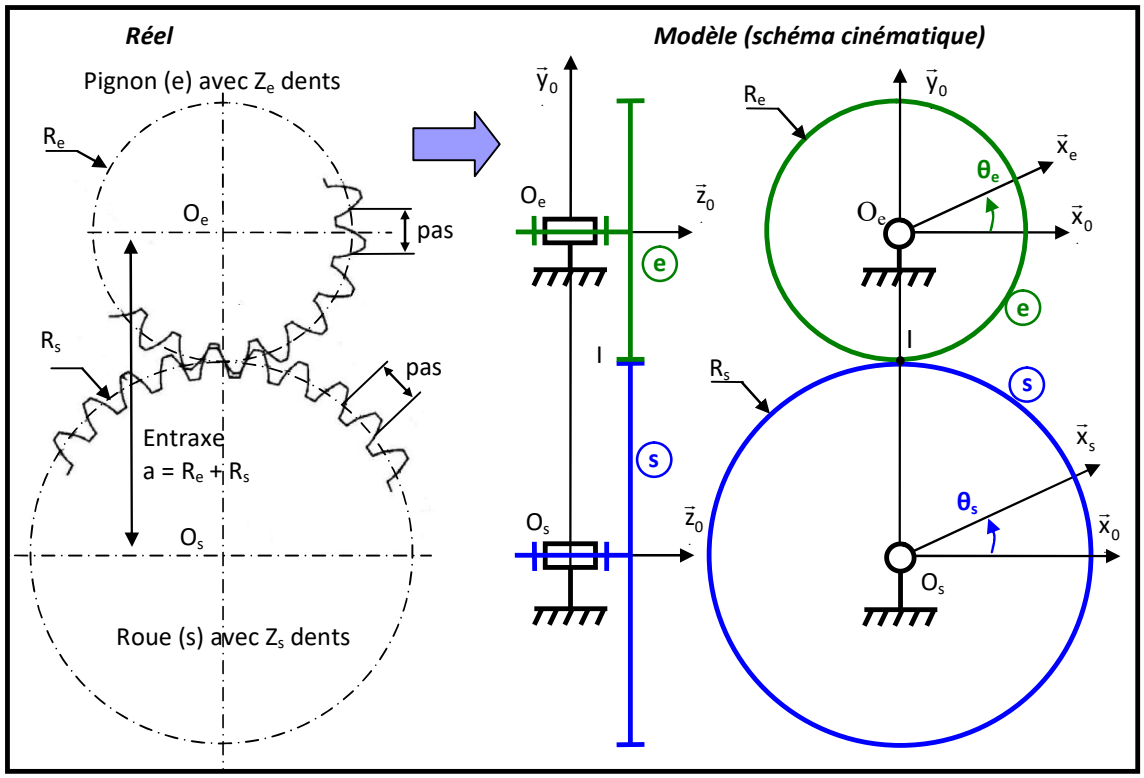


☺ Economique.
☺ Utilisation possible avec axes de poulies non // par ajout de galets intermédiaires.
☺ Silencieux.
☺ Amortissement des à coups grâce à l'élasticité des courroies.
☹ Non adapté aux conditions difficiles à cause des matériaux de la courroie.
☹ Durée de vie limitée.
☹ Glissement possible (sauf courroies crantées)

[11] Un engrenage correspond à l'association de 2 éléments dentés. L'élément denté de plus petit diamètre porte le nom de pignon et l'élément denté de plus diamètre porte le nom de roue.

2.4. Les engrenages

Les engrenages sont constitués de roues dentées[11] engrenant l'une avec l'autre. Chaque roue est en mouvement de rotation autour d'un axe. La transmission de mouvement entre les deux roues se fait par obstacle grâce à l'existence d'une zone de contact entre les différentes dents.



Les cercles représentés sur les schémas cinématiques correspondent aux diamètres primitifs de la roue et du pignon.

Diamètres primitifs :

L'engrènement de dentures assure le roulement sans glissement en I des cercles fictifs de diamètres D_e et D_s. Ces cercles sont appelés cercles primitifs. Ils correspondent aux diamètres des roues de friction qui assureraient le même rapport de réduction.

Pas primitif :

Pour garantir l'engrènement, les pas primitifs respectifs des dentures du pignon et de la roue doivent être égaux. Le pas primitif correspond à la longueur de l'arc de cercle primitif compris entre deux dents consécutives tel que :

$pas = \frac{2.\pi.R_e}{Z_e} = \frac{2.\pi.R_s}{Z_s}$ avec Z_e et Z_s, nombre de dents des éléments de diamètre primitif D_e et D_s. On en déduit alors que $\boxed{\frac{R_e}{Z_e} = \frac{R_s}{Z_s}}$ mais aussi que $\boxed{\frac{D_e}{Z_e} = \frac{D_s}{Z_s}}$

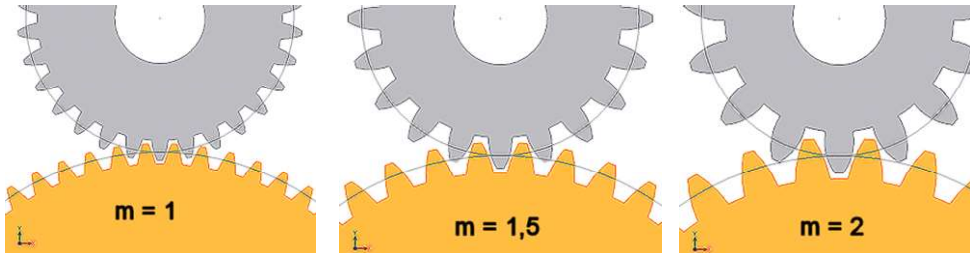
Module :

Le module m caractérise l'aptitude à l'engrènement des engrenages.

Le pignon et la roue doivent constituant un engrenage doivent avoir le même module pour fonctionner.

Pour une roue donnée on a $\boxed{D = m.Z}$ et $\boxed{pas = \pi.m}$.

(11) Un engrenage correspond à l'association de 2 éléments dentés. L'élément denté de plus petit diamètre porte le nom de pignon et l'élément denté de plus diamètre porte le nom de roue.



Rapport de réduction :

La condition de roulement sans glissement au point de contact I s'écrit $\overrightarrow{V_{I,s/e}} = \vec{0}$

Soit $\overrightarrow{V_{I,s/e}} = \overrightarrow{V_{I,s/0}} - \overrightarrow{V_{I,e/0}} = -R_s.\dot{\theta}_s.\vec{x}_0 - R_e.\dot{\theta}_e.\vec{x}_0 = \vec{0} \rightarrow R_s.\dot{\theta}_s + R_e.\dot{\theta}_e = 0$

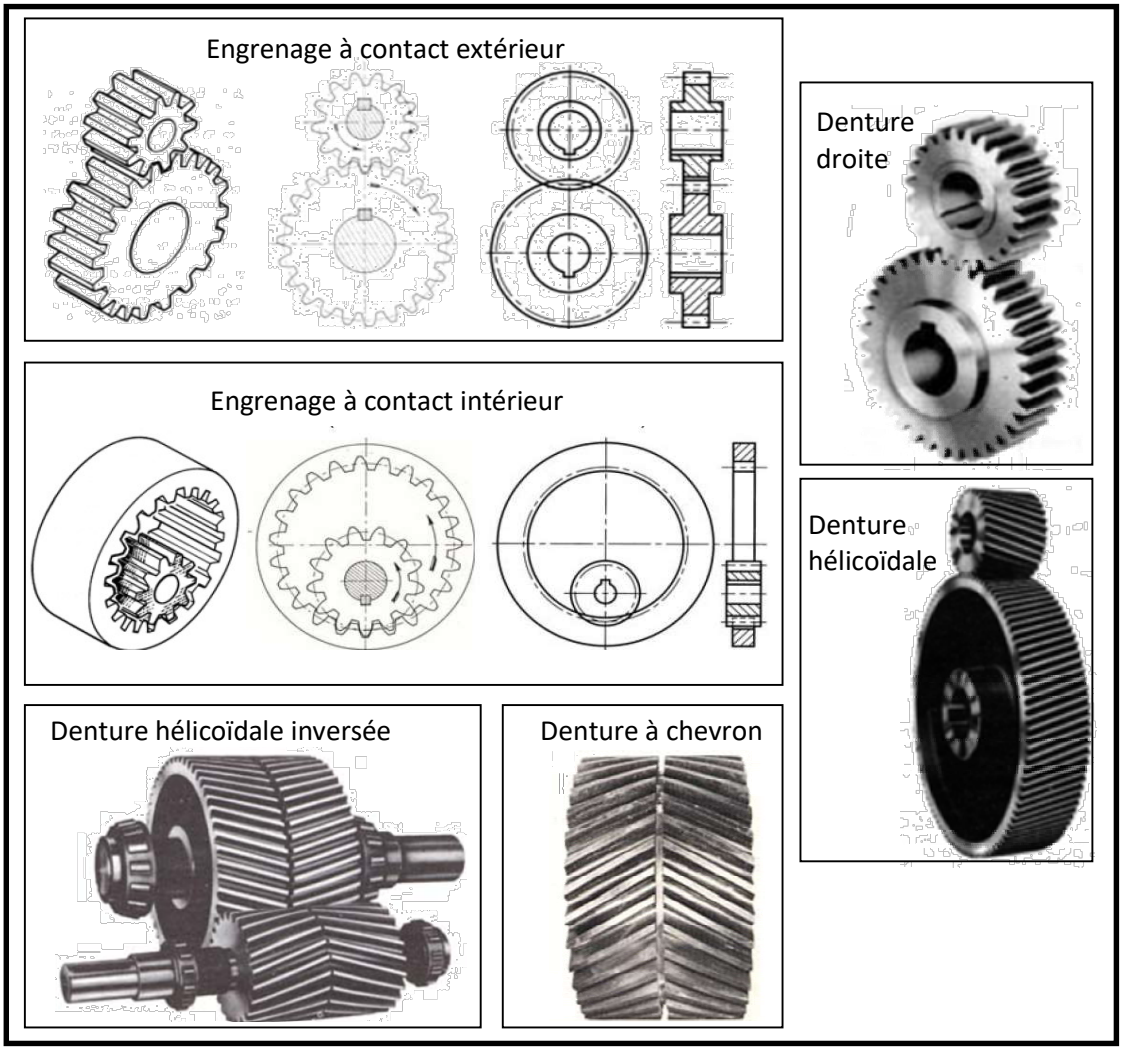
On en déduit le rapport de réduction : $\boxed{r = \frac{\omega_{s/Rg}}{\omega_{e/Rg}} = \frac{\dot{\theta}_s}{\dot{\theta}_e} = -\frac{R_e}{R_s}}$

Cas des engrenages à denture droite :
☺ Ce sont les plus simples et les plus économiques. Comme leurs dents sont parallèles aux axes de rotation, ils peuvent admettre des déplacements axiaux.
☹ Ils sont bruyants.

Cas des engrenages à denture hélicoïdale :
Les deux éléments de l'engrenage doivent avoir leurs hélices de sens opposé pour engrener.
☺ Le nombre de couple de dents en prise est plus important que sur les dentures droites, l'engrènement est donc plus progressif et plus continu. Par conséquent ils sont donc plus silencieux et peuvent transmettre des efforts plus importants.
☹ Employé seul, l'engrenage à denture hélicoïdale génère des efforts axiaux. Pour compenser cet effort, on utilise un jumelage de 2 engrenages à dentures hélicoïdales inversées ou des roues à chevrons.

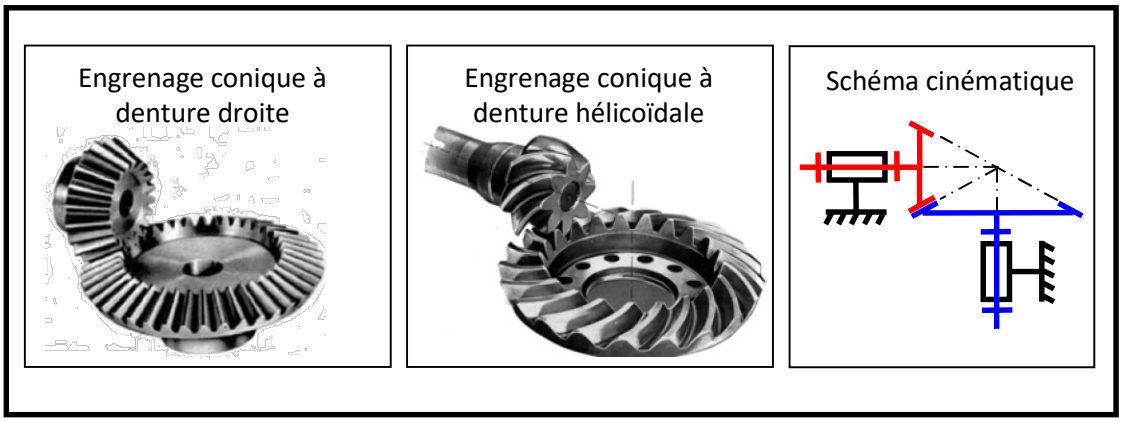
Différentes solutions technologiques pour les engrenages :

Les engrenages cylindriques extérieurs ou intérieurs à denture hélicoïdale ou droite (Ils transmettent un mouvement entre deux arbres parallèles) :



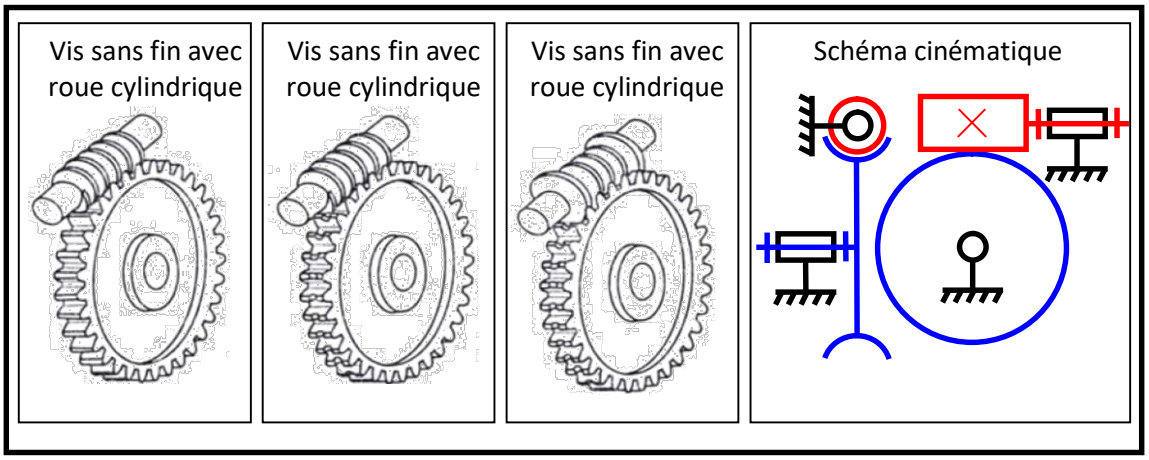
Les engrenages coniques à denture hélicoïdale ou droite (ils transmettent un mouvement entre deux arbres à axes concourants perpendiculaires ou non) :

☹ Les arbres sont en porte à faux.
☹ Ils génèrent des efforts axiaux.
☹ Les sommets des cônes doivent coïncider.



Les engrenages à roue et vis sans fin (ils transmettent un mouvement entre deux arbres à axes non concourants) :

☺ Irréversibilité possible → sécurité anti-retour utile quand le récepteur peut devenir moteur (appareil de levage par exemple).
☺ Grands rapports de réduction (entre 1/5 et 1/150)
☹ L'engrènement se fait avec beaucoup de glissement entre les dentures. Il y a donc une usure importante et rendement faible (entre 50 et 60%).
☹ La vis doit supporter un effort axial important.
Afin d'augmenter la surface de contact entre les dentures, on utilise très souvent des systèmes à roue creuse ou avec une vis globique (encore mieux mais beaucoup plus cher).



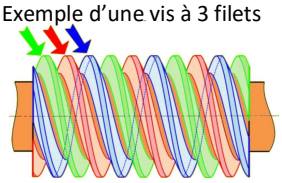
Dans le cas particulier du système roue et vis sans fin le rapport de réduction s'écrit :

$$r = \frac{\omega_{s/Rg}}{\omega_{e/Rg}} = \frac{\omega_{roue/Rg}}{\omega_{vis/Rg}} = \frac{Z_{vis}}{Z_{roue}}$$

Nombre de **filets** de la vis

Nombre de dents de la roue

Exemple d'une vis à 3 filets



2.4. Les trains d'engrenages simples

Pour augmenter le rapport de réduction on peut associer dans un réducteur plusieurs engrenages en série. On parle alors de train d'engrenages.

Dans la pratique, pour calculer la loi entrée sortie de trains d'engrenages, il est inutile de repartir (sauf explicitement demandé) de la condition de RSG au point de contact. On utilise directement la formule pratique suivante qui définit le rapport de réduction r tel que :

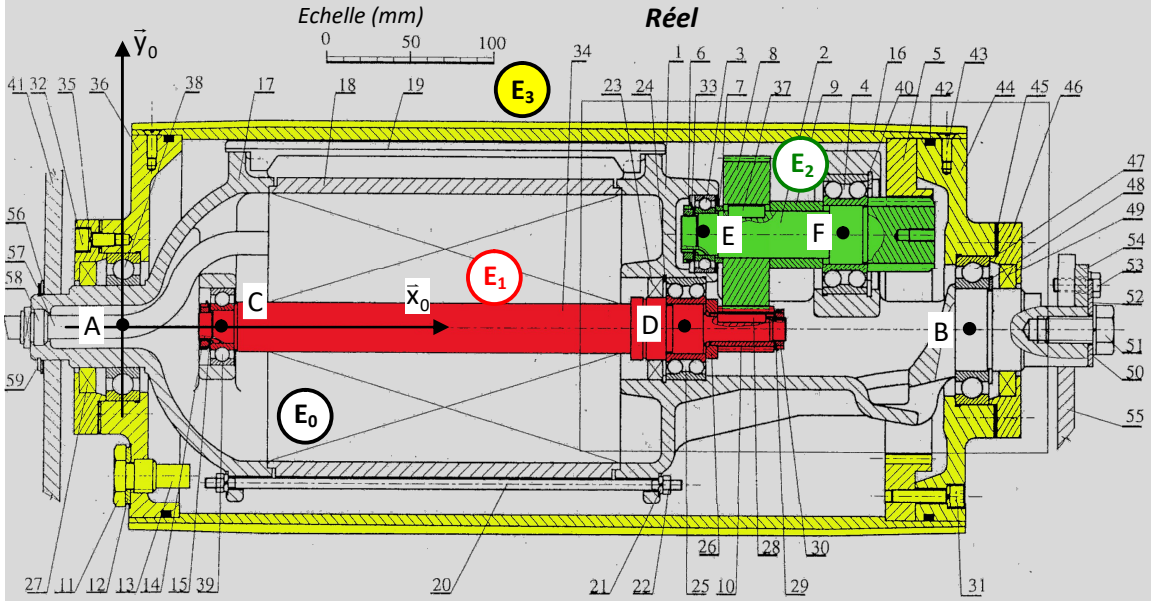
$$r = \frac{\omega_{s/Rg}}{\omega_{e/Rg}} = (-1)^n . \frac{\prod Z_{Rouesmenantes}}{\prod Z_{Rouesmenées}}$$

où $(-1)^n$ donne le sens de rotation de la sortie par rapport à l'entrée, n correspondant au nombre de contact extérieurs entre roues.

On qualifie de roue menante toute roue motrice dans le train d'engrenage et de roue menée toute roue réceptrice dans le train d'engrenage.
On utilise aussi le terme de roue folle qui peut être à la fois une roue menante et une roue menée.

Exemple : Train d'engrenage d'un tambour moteur

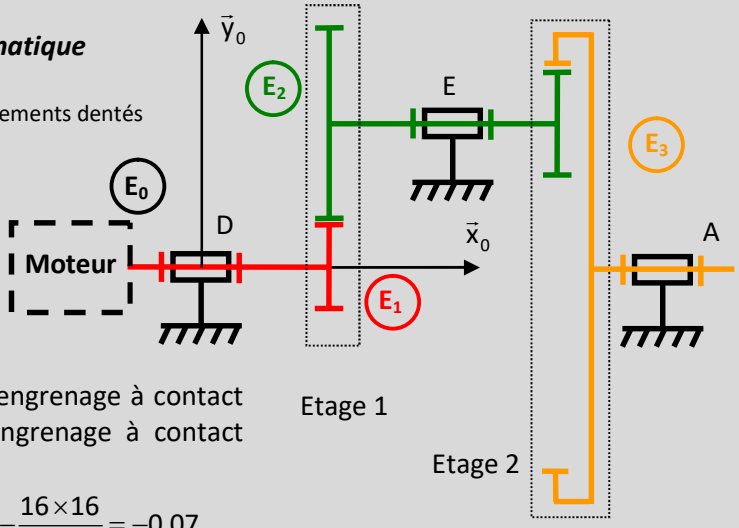
Un convoyeur à bande est un dispositif de transport ou de manutention permettant le déplacement continu de marchandises en vrac ou de charges isolées. Il est constitué essentiellement d'une bande sans fin (ou courroie) en matériau souple entraînée par un tambour moteur. La bande, plus ou moins large, comporte un brin inférieur et un brin supérieur, lequel supporte et entraîne les marchandises posée dessus.



Modèle - Schéma cinématique

Modules et nombres de dents de élements dentés

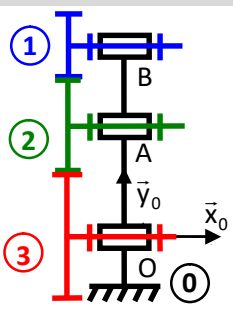
Z_{E1}=16 m=1.5 mm
Z_{E2}=59 m=1.5 mm
$Z_{E2'}$=16 m=2.5 mm
Z_{E3}=62 m=2.5 mm



On a une mise en série d'un engrenage à contact extérieur (train 1) et d'un engrenage à contact intérieur (train 2) → n = 1

$$\rightarrow r = \frac{\omega_{E3/0}}{\omega_{E1/0}} = (-1)^1 . \frac{Z_{E1}.Z_{E2'}}{Z_{E2}.Z_{E3}} = -\frac{16\times16}{59\times62} = -0{,}07$$

Attention au cas de la roue folle sur certains réducteurs ! Sur l'exemple ci contre la roue 2 est menée mais aussi menante, c'est ce que l'on appelle roue folle.



Le rapport de réduction s'écrit ici : $r = \frac{\omega_{3/0}}{\omega_{1/0}} = (-1)^2 . \frac{Z_1.Z_2}{Z_2.Z_3} = \frac{Z_1}{Z_3}$