

1° CHAÎNE DE SOLIDES

Les mécanismes sont constitués de nombreuses pièces, certaines restant en permanence liées à d'autres au cours du fonctionnement du mécanisme. Ces groupes de pièces sont liés à d'autres groupes de pièces par des liaisons mécaniques. On fait ainsi apparaître des chaînes de solides.

Pour mener correctement une étude de mécanisme il est essentiel, en plus de la notion de liaison, de bien appréhender la notion de chaîne cinématique et la notion de mobilité.

2° RAPPEL SUR LES LIAISONS ÉLÉMENTAIRES

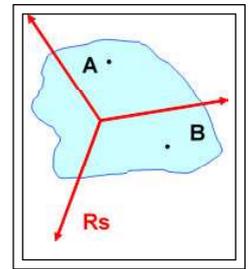
2.1. Etude sur les Solides indéformables :

C'est un solide physique dont on peut **négliger** la déformation sous l'effet des actions mécaniques qui lui sont appliquées.

Cela implique que, quels que soient les points **A** et **B** appartenant à ce solide, la distance **AB** reste constante dans le temps.

$$\left(\frac{d\overline{AB}}{dt} \right)_{R_S} = \vec{0}$$

R_S est un repère lié au solide S



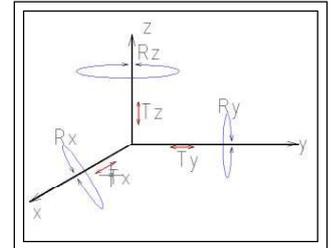
Voir cours EC01-05-01-01-01 - Leçon Schematisation

2.1.1. Classe d'équivalence :

C'est l'ensemble des pièces d'un même système mécanique qui sont en permanence en liaison encastrement, et dont le comportement du point de vue cinématique est équivalent au comportement de l'une d'entre elles.

2.1.2. Liaison élémentaire :

Modèle retenu pour traduire la relation physiquement établie entre deux solides ou classe d'équivalence par l'intermédiaire d'une ou plusieurs surfaces de contact, et autorisant un nombre défini de degrés de liberté (mouvements) de l'un par rapport à l'autre. Il y a au total 10 liaisons élémentaires autorisant des mouvements relatifs



2.1.3. Torseurs associés à une liaison élémentaire :

On suppose que les liaisons entre solides sont parfaites, c'est-à-dire que : les surfaces en contact sont géométriquement parfaites il n'y a pas de frottement.

Chaque liaison élémentaire autorise un comportement mécanique de l'un des solides par rapport à l'autre.

Des torseurs traduisent ce comportement :

- Le torseur "cinématique" dont les éléments de réduction par projection dans font apparaître **n_c paramètres (ou inconnues) cinématiques.**

Ce nombre correspond aux degrés de liberté de la liaison.

- Le torseur « statique » : dont les éléments de réduction par projection dans font apparaître **n_s paramètres (ou inconnues) statiques.**

Ce nombre correspond aux degrés de liberté supprimés de la liaison.

Il existe une relation particulière entre ces deux nombres : **$n_c + n_s = 6$**

$$\{ \mathcal{V}_{(S/R)} \}_A = \begin{Bmatrix} \overline{\Omega}_{(S/R)} \\ \overline{V}_{(A,S/R)} \end{Bmatrix}$$

$$\{ \mathcal{T}_{(S \rightarrow R)} \}_A = \begin{Bmatrix} \overline{R}_{(S \rightarrow R)} \\ \overline{M}_{(A,S \rightarrow R)} \end{Bmatrix}$$

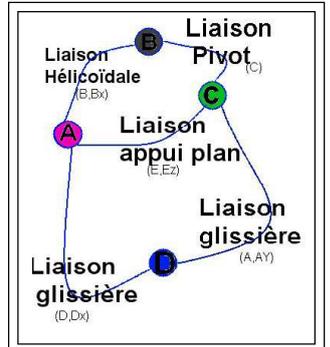
2.1.4. Graphe de structure (ou graphe des liaisons).

Voir cours
 EC01 - 05 - 01 - 01 - 01 - Leçon
 Schematisation

Graphe où les classes d'équivalence sont représentées par des cercles et les liaisons par des arcs (ou des segments) joignant les cercles.

Suivant la représentation obtenue, on pourra distinguer:

- des chaînes ouvertes continues de solides
- des chaînes fermées simples de solides
- des chaînes fermées complexes de solides.



On appelle "p" le nombre de solides (Classe d'Equivalence) et "L" le nombre de liaisons intervenant dans la chaîne.

On remarque que :

- pour une chaîne ouverte continue : **$L = p - 1$**
- pour une chaîne fermée simple : **$L = p$**
- pour une chaîne fermée complexe : **$L > p$** .

a) Nombre cyclomatique "γ" :

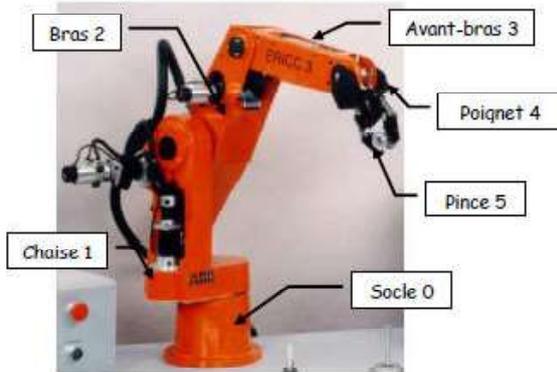
Le nombre cyclomatique "γ" caractérise la complexité de la chaîne, il précise le nombre minimal de boucles (cycles) qu'il est nécessaire d'étudier pour définir complètement le mécanisme. Le nombre de boucles indépendantes à prendre en considération est déterminé par ce nombre cyclomatique défini par la relation :

$$\gamma = L - p + 1$$

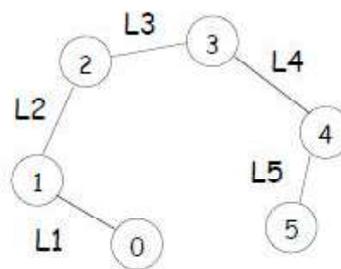
3° CHAINE OUVERTE CONTINUE

On appelle chaîne ouverte une chaîne de "n" solides assemblés par "n-1" liaisons liés les uns aux autres sans bouclage dit en série.

C'est le cas des bras de robot manipulateurs par exemple.



Graphe de structure :



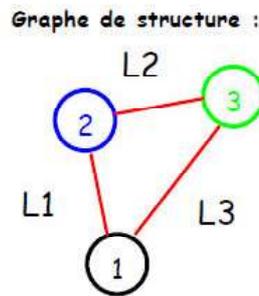
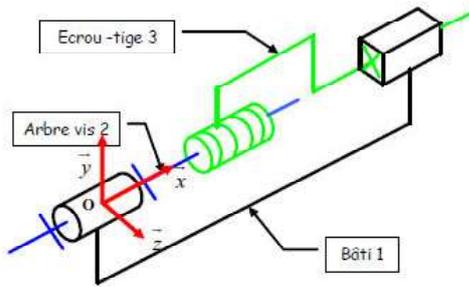
REMARQUE:
 Il n'y a pas de cycle (boucle):
 $\gamma = L - p + 1 = n - (n + 1) + 1$
cas ci-contre
 $\gamma = 5 - 6 + 1 = 5 - (5 + 1) + 1$
 $\gamma = 0$

Ici, les liaisons L_i sont toutes des liaisons pivots

4° CHAÎNE FERMÉE SIMPLE

En reliant les deux solides extrêmes d'une chaîne continue ouverte, on obtient une chaîne fermée simple. Les " p " solides sont donc reliés par " L " liaisons.

Une chaîne fermée simple possède autant de solides que de liaisons.



Exemple de chaîne fermée simple:
Vérin électrique

REMARQUE:

La chaîne fermée forme 1 cycle :

$$\gamma = L - p + 1$$

cas ci-contre

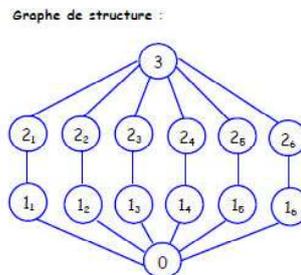
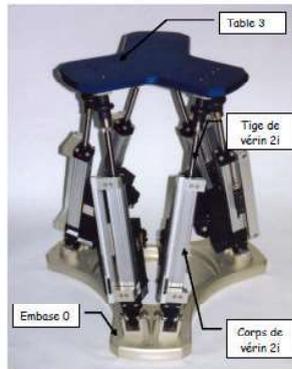
$$\gamma = 3 - 3 + 1$$

$$\gamma = 1$$

5° CHAÎNE FERMÉE COMPLEXE

Une chaîne fermée complexe possède un nombre de liaisons supérieur au nombre de solides dû à la présence de plusieurs boucles imbriquées. L'étude d'une chaîne complexe reprend la même démarche que celle d'une chaîne simple.

Mais la présence de plusieurs cycles amène à des relations prenant en compte le **nombre cyclomatique " γ "**.



Liaisons 0/1 et 3/2 : liaisons sphériques
Liaisons 1/2 : liaisons pivot glissant

Exemple de chaîne fermée complexe:
Positionneur 6 axes

REMARQUE:

La chaîne fermée complexe forme différents cas de cycle .

cas ci-contre

$$\gamma = L - p + 1 =$$

$$\gamma = 18 - 14 + 1 \Rightarrow \gamma = 5$$

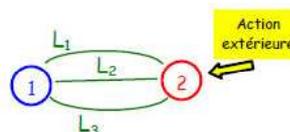
Ces boucles permettent d'écrire des équations de fermeture et donc de réduire le nombre de paramètres nécessaire à la modélisation complète de la cinématique du système.

6° LIAISONS ÉQUIVALENTES

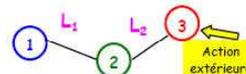
Dans un graphe de structure, il est possible de remplacer un sous-ensemble de liaisons liant deux ou plusieurs pièces par une seule liaison entre deux solides, équivalente théorique du point de vue cinématique et statique (si on se place dans le cas des liaisons parfaites).

On distingue deux cas :

- les liaisons en parallèle



- les liaisons en série

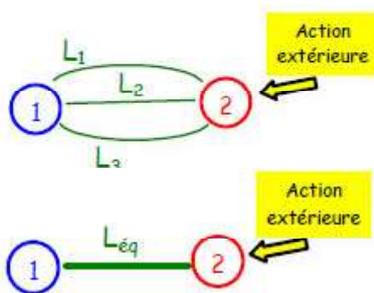


Pour déterminer une liaison équivalente, on peut rechercher soit le **torseur statique équivalent**, soit le **torseur cinématique équivalent**.

On parle dans le 1er cas de méthode statique, le but est de savoir si les efforts extérieurs étant connus, on est capable de déterminer toutes les actions mécaniques de liaisons. Si tel n'est pas le cas, alors le mécanisme est dit «**hyperstatique**».

dans le 2ème de méthode cinématique, le but est de dégager le nombre de paramètres cinématiques à imposer afin de déterminer toute la cinématique et déduire les lois entrées-sorties.

6.1. Liaisons en parallèle.



Des liaisons sont disposées en parallèle entre deux solides 1 et 2 si chaque liaison relie directement ces 2 solides.

Par exemple: On considère une portion de graphe liant deux solides 1 et 2 par l'intermédiaire de plusieurs liaisons.

On cherche à déterminer la liaison équivalente, qui pourrait être une liaison élémentaire.

6.1.1. Méthode statique.

Le solide 2 est soumis à une action extérieure autre que celles dues aux liaisons:

à savoir : $\{ \tau_{ext/2} \}$.

On note : $\{ \tau_1 \} = \{ \tau_{(1/2)_{L1}} \}$

$\{ \tau_2 \} = \{ \tau_{(1/2)_{L2}} \}$ $\{ \tau_3 \} = \{ \tau_{(1/2)_{L3}} \}$

et $\{ \tau_{equi} \} = \{ \tau_{(1/2)_{equi}} \}$

Ramenez tous les torseurs au même point pour le calcul

On applique le PFS au solide 2. Et on obtient :

$$\{ \tau_1 \} + \{ \tau_2 \} + \{ \tau_3 \} + \{ \tau_{ext/2} \} = \{ \vec{0} \}$$

En considérant la liaison équivalente, on obtient :

$$\{ \tau_{(1/2)_{equi}} \} + \{ \tau_{ext/2} \} = \{ \vec{0} \}$$

Par substitution, on obtient :

$$\{ \tau_1 \} + \{ \tau_2 \} + \{ \tau_3 \} = \{ \tau_{(1/2)_{equi}} \}.$$

D'une manière générale, le torseur statique d'une liaison équivalente à "n" liaisons en parallèle s'exprime par :

$$\{ \tau_{equi} \} = \sum_{i=1}^n \{ \tau_i \}$$

6.1.2. Méthode cinématique.

On note: $\{ \mathbf{v}_1 \} = \{ \mathbf{v}_{(1/2)_{L1}} \}$

$\{ \mathbf{v}_2 \} = \{ \mathbf{v}_{(1/2)_{L2}} \}$ $\{ \mathbf{v}_3 \} = \{ \mathbf{v}_{(1/2)_{L3}} \}$

et $\{ \mathbf{v}_{equi} \} = \{ \mathbf{v}_{(1/2)_{equi}} \}$

Le comportement cinématique du solide 2 par

rapport à 1, est induit par la liaison L1, mais aussi L2 et L3 et également par la **liaison équivalente**.

On traduit cela par l'égalité de tous les torseurs entre eux:

$$\{ \mathbf{v}_1 \} = \{ \mathbf{v}_2 \} = \{ \mathbf{v}_3 \} = \{ \mathbf{v}_{equi} \}$$

D'une manière générale, le torseur cinématique d'une liaison équivalente à n liaisons en parallèle s'exprime par :

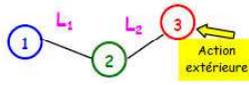
$$\{ \mathbf{v}_1 \} = \dots = \{ \mathbf{v}_3 \} = \dots = \{ \mathbf{v}_n \} = \{ \mathbf{v}_{equi} \}$$

6.1.3. Conclusion.

Dans le cas des liaisons en parallèle, on privilégiera la méthode statique.

Afin de simplifier les écritures, on aura intérêt à rechercher si les ensembles de points conservant pour chaque torseur sa forme particulière ont une intersection. On écrira alors les éléments de réduction des torseurs en un point de cette intersection.

6.2. Liaisons en serie.



On considère une portion de graphe liant "n" solides 1, 2 et 3 par l'intermédiaire de "n-1" liaisons en série.



On cherche à déterminer la liaison équivalente, qui pourrait être une liaison élémentaire.

6.2.1. Méthode statique.

Le solide 3 est soumis à une action extérieure autre que celles dues aux liaisons

à savoir : $\{\tau_{ext/3}\}$.

On note : $\{\tau_1\} = \{\tau_{(1/2)_{L1}}\}$

$\{\tau_2\} = \{\tau_{(2/3)_{L2}}\}$

et $\{\tau_{equi}\} = \{\tau_{(1/3)_{equi}}\}$

On applique le PFS au solide 3. Et on obtient :

$$\{\tau_2\} + \{\tau_{ext/3}\} = \{\vec{0}\}$$

On applique le PFS au solide (2+3). Et on obtient :

$$\{\tau_1\} + \{\tau_{ext/3}\} = \{\vec{0}\}$$

On applique le PFS au solide 3 en considérant la liaison équivalente, on obtient :

$$\{\tau_{(1/3)_{equi}}\} + \{\tau_{ext/3}\} = \{\vec{0}\}$$

Par substitution, on obtient :

$$\{\tau_1\} = \{\tau_2\} = \{\tau_{(1/3)_{equi}}\}.$$

D'une manière générale, le torseur statique d'une liaison équivalente à n liaisons en parallèle s'exprime par :

$$\{\tau_1\} = \dots = \{\tau_3\} = \dots = \{\tau_n\} = \{\tau_{(1/3)_{equi}}\} \quad (2)$$

6.2.2. Méthode cinématique.

On note: $\{v_1\} = \{v_{(2/1)_{L1}}\}$

$\{v_2\} = \{v_{(3/2)_{L2}}\}$

et $\{v_{equi}\} = \{v_{(3/1)_{equi}}\}$

Le comportement cinématique du solide 3 par

rapport à 1, est induit par la liaison L1, mais aussi L2 et L3 et également par la liaison équivalente.

La composition de mouvements de 3 par rapport à

1 s'exprime par la composition des torseurs cinématiques :

$$\{v_1\} + \{v_2\} = \{v_{equi}\}$$

D'une manière générale, le torseur cinématique d'une liaison équivalente à n liaisons en série s'exprime par :

$$\{v_{equi}\} = \sum_{i=1}^n \{v_i\}$$

6.2.3. Conclusion.

Dans le cas des liaisons en série, on privilégiera la méthode cinématique.

Afin de simplifier les écritures, on aura intérêt à rechercher si les ensembles de points conservant pour chaque torseur sa forme particulière ont une intersection.

On écrira alors les éléments de réduction des torseurs en un point de cette intersection.

7° MOBILITÉ ET HYPERSTAISME

Après avoir réduit le système au nombre de boucle minimum pour réaliser une étude, réécrivez le graphe des liaisons et ses torseurs associés aux nouvelles liaisons.

7.1. Nombre d'équations cinématiques

Les relations entre les mobilités sont obtenues par des fermetures angulaires et géométriques.

En spatial 6 équations (3 rotations + 3 positions) par cycles indépendants.

En problème plan, il ne reste que 3 équations (1 rotation + 2 positions) par cycles indépendants :

Problème spatial: $E_c = 6.(L-p+1)$

Problème plan: $E_c = 3.(L-p+1)$

avec **Ec**: Le nombre d'équations cinématiques

L: Le nombre de liaison

p: le nombre de pièces (ensembles cinématiques).

Exemple : Pilote de bateau électrique. problème spatial :

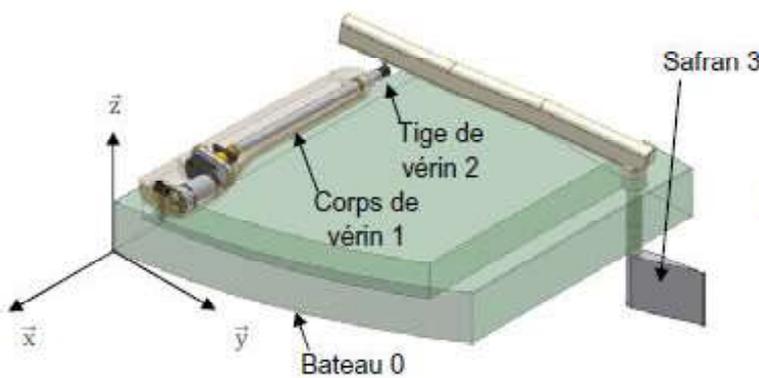


Figure 1 : Perspective du pilote automatique de safran

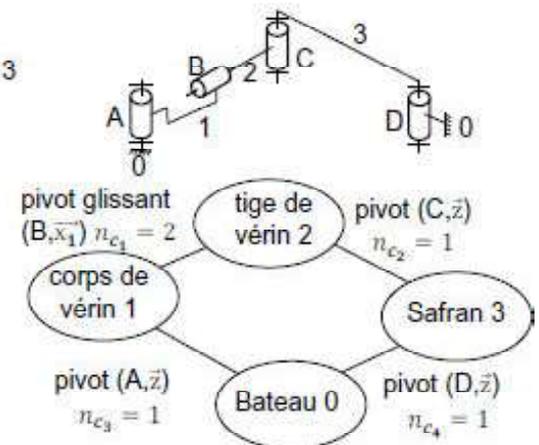


Figure 2 : Modélisation des liaisons (schéma cinématique et graphe de liaisons)

$E_c = 6.(L-p+1)$ $E_c = 6.(4-4+1)$ $E_c = 6$

7.2. Degré de Mobilité.

7.2.1. Nombre d'inconnues cinématiques.

On appelle " ic_i " le **nombre d'inconnues cinématiques** introduites par la liaison Li . Alors le nombre total d'inconnues cinématiques de la liaison équivalente " Ic " vaut :

$$Ic = \sum_{i=1}^n nc_i$$

Pour l'exemple du Pilote de bateau électrique. $Ic = ic_1 + ic_2 + ic_3 + ic_4 = 2 + 1 + 1 + 1 = 5$

7.2.2. Mobilité

Chaîne continue ouverte.

On appelle « m », le degré de mobilité cinématique de la **chaîne continue ouverte** constituée des " n " liaisons en série. Il est égal au nombre total d'inconnues cinématiques:

$$m = Ic$$

Chaîne fermé simple ou complexe

On appelle « m » le degré de mobilité d'une **chaîne fermé**. Il est égal à la différence entre le nombre total **cinématiques cinématique " Ic "** et le nombre d'équations indépendantes les liant " Ec ":

$$m = Ic - Ec$$

Pour l'exemple du Pilote de bateau électrique. Il s'agit d'une chaîne fermée donc $m = Ic - Ec$

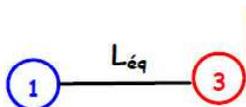
$$\Rightarrow m = 6 - 5 \quad m = 1$$

2 Cas :

$m = 0$: la seule solution au système d'équations est la solution triviale, toutes les inconnues cinématiques sont nulles et la chaîne est immobile. Elle ne transmet aucun mouvement.

$m > 0$: Il existe alors " m " inconnues principales qui peuvent prendre des valeurs arbitraires, on dit que le mécanisme est à " m " **degrés de liberté**. C'est-à-dire qu'il faut fixer les valeurs de " mc " paramètres pour connaître à tout instant la configuration complète du système.

a) On appelle « mu », la ou les mobilités souhaitées du mécanisme mais aussi toute mobilité qui entraîne le mouvement de plusieurs pièces et donc le degré de mobilité de la liaison équivalente :



$$mu = ic_{éq}$$

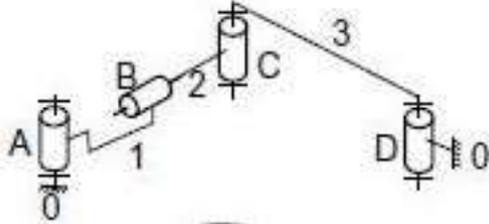
" mu " équations lient exclusivement les efforts d'entrée-sortie (efforts extérieurs). Ces deux mobilités ne sont pas systématiquement égales. En effet " m " peut être supérieure à " mu ".

Pour l'exemple du Pilote de bateau électrique.

Il s'agit d'une chaîne fermée donc qui peut être réduit à une liaison équivalente à une liaison: Glissière. $ic_{éq} = 1 \Rightarrow mu = 1$ De plus le système n'a qu'un actionneur: le vérin.

b) On définit alors la mobilité interne «mi», mobilité existant dans le mécanisme indépendamment de la mobilité utile.
telle que :

$$m = m_u + m_i$$



Cette mobilité peut se déterminer en supposant les deux solides terminaux de la chaîne ouverte immobile l'un par rapport à l'autre et en observant les mouvements internes possibles.

Pour l'exemple du Pilote de bateau électrique.
 $m_u=1$ et $m=1$ donc $m_i=m-m_u=1-1=0$

Astuce : dans un mécanisme fonctionnel, le nombre de mobilités utiles correspond au nombre de mobilités pilotées par les actionneurs intervenant dans le mécanisme.

7.3. Degré d'hyperstatisme.

Le **degré d'hyperstatisme** (nombre d'équations de fermetures cinématiques redondantes par rapport aux inconnues cinématiques) est donné par la formule :

$$h = m + E_c - I_c$$

ou
$$h = m + 6 \cdot \gamma - I_c$$

$$h = m + E_c - I_c \quad \Rightarrow \quad h = 1 + 6 - 5 \quad h = 1 + 6(L - p + 1) - I_c = 1 + 6(4 - 4 + 1) - 5 \quad h = 2$$

- Si $h=0$: le mécanisme est **isostatique**,
- Si $h>0$: le mécanisme est **hyperstatique**,
- Si $h<0$: le mécanisme est **hypostatique** (cela est caractéristique d'un mécanisme mal conçu qui a plus de mobilités que souhaitées).

Les mécanismes fonctionnels sont soit isostatiques soit hyperstatiques.

8° MÉCANISME ISOSTATIQUE OU HYPERSTATIQUE, LEQUEL CHOISIR ?

La tendance naturelle pour un concepteur est de s'orienter vers un mécanisme isostatique. En effet, un **mécanisme isostatique présente de nombreux avantages** :

Le **PFD** permet de déterminer toutes les actions mécaniques de liaison et donc de faire les choix technologiques adaptés.

- Pas de contraintes internes
- Le montage est facilité car les liaisons n'ont pas besoin d'être parfaitement positionnées. Le mécanisme trouve «seul» sa position de fonctionnement.

Mais un mécanisme isostatique présente aussi un inconvénient majeur : si une liaison se détériore, tout le mécanisme est mis hors service. Un concepteur expérimenté pourra donc dans certaines situations tirer profit des **avantages des mécanismes hyperstatiques** :

Le mécanisme est plus rigide car certains degrés de liberté sont bloqués plusieurs fois Le mécanisme est plus robuste.

L'inconvénient majeur d'un mécanisme hyperstatique est que le montage nécessite un soin particulier pour ne pas mettre en place des contraintes internes non souhaitées.

Pour qu'un mécanisme hyperstatique soit montable, il faudra prévoir :

- **des conditions géométriques** entre les directions caractéristiques des liaisons
ou
- **du jeux** dans les liaisons
ou
- **des pièces suffisamment flexibles** pour que les défauts géométriques ne génèrent pas des efforts trop grands dans les liaisons
ou,
- **une modification des liaisons** permettant de rendre le système isostatique (on augmente les degrés de mobilité de certaines liaisons sans trop augmenter les mobilités internes).

De plus, le calcul des actions de liaisons est plus complexe car il faut prendre en compte la relation effort/déplacement des pièces mises en jeu.

Les mécanismes hyperstatiques sont **plus difficiles à réaliser donc plus coûteux**.

Astuce : dans une phase de bureau d'étude d'avant projet le palliatif consiste à étudier une suite de mécanismes isostatiques obtenus en enlevant les blocages surabondants du mécanisme principal. On dimensionne alors les composants au pire des cas obtenus.

Il n'y a donc pas obligatoirement une solution unique à un problème donnée mais bien souvent plusieurs solutions acceptables qui ont chacune des avantages et des inconvénients. Il appartient au concepteur de faire les choix qui lui paraissent les plus adaptés à la situation.

La recherche d'une liaison **isostatique** est **préférable** (*simplicité, facilité de réalisation, économie*).

Cependant, on est souvent contraint de la concevoir « hyperstatique » pour répondre à la qualité du produit exigée par le cahier des charges (*rigidité, résistance aux efforts...*)

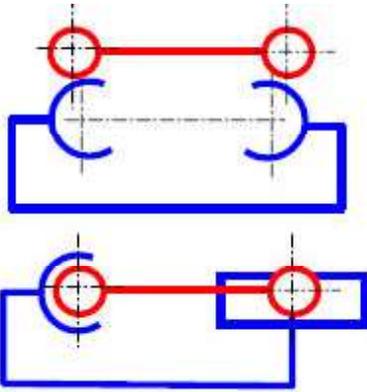
8.1. A propos des mécanismes hyperstatiques et isostatiques.

Lors d'une étude d'avant projet, avant de « mettre » de la matière et de rechercher des solutions techniques, il faut choisir un squelette au mécanisme, c'est à dire réaliser son schéma cinématique.

Si nous sommes en présence d'un mécanisme **hyperstatique**, il est impossible de déterminer les inconnues statiques de liaison. Il manquera alors des critères importants pour faire les choix de conception de ces liaisons : roulements, paliers lisses, matériaux, dimension... plusieurs possibilités se présentent :

8.1.1. Rendre le système isostatique.

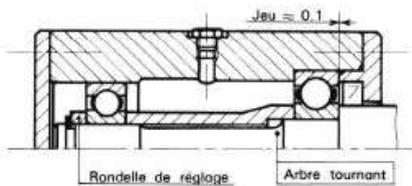
Le degré d'hyperstatisme étant égal à h , il faut ajouter h degrés de liberté aux différentes liaisons pour le rendre isostatique. La détermination des bons degrés de libertés à ajouter est intuitive.



Il faut rechercher les liaisons qui bloquent, si on considère la définition cinématique de l'hyperstatisme :

certain paramètres cinématiques sont déjà définis par les pièces elles-mêmes et sont contradictoires avec le montage.

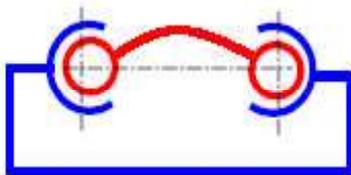
Les entre-axes sont nécessairement différents, car en réalité, il est impossible de garantir des dimensions rigoureusement identiques. Dans le cas de solides indéformables, le montage est donc impossible, il y a **hyperstatisme**. Il faut libérer les degrés de liberté dus à la liaison surabondante C c'est ce que l'on fait en modifiant une rotule par une linéaire annulaire. La mise en place se fait naturellement.



Il faut bien sûr s'assurer que le mécanisme final aura bien pour modèle, le modèle isostatique. Pour cela, il est possible de modifier complètement la liaison, d'augmenter les jeux, ou d'intercaler de nouvelles pièces.

Pour notre exemple, on réalisera un montage de roulements dont un sera arrêté en translation alors que l'autre non (un roulement à billes est modélisé par une rotule, car il ne supporte pas de couple).

8.1.2. Garder un système hyperstatique et trouver un autre moyen pour calculer les efforts.



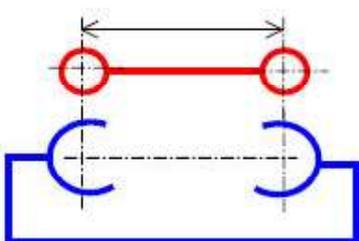
Il est impossible de déterminer les inconnues de liaison, si on garde l'hypothèse de solides indéformables.

Pour calculer les inconnues de liaisons d'un système hyperstatique il faut prendre en compte leurs déformations.

Les inconnues de liaison dépendent de la résistance à la déformation des matériaux. Si le matériau est souple, le montage du mécanisme se fera sans mal. S'il est raide, des contraintes internes vont apparaître.

Quoiqu'il en soit, en étudiant leurs déformations, il est possible de prévoir les inconnues hyperstatiques et de faire les choix appropriés.

8.1.3. Garder un système hyperstatique et s'assurer que les inconnues hyperstatiques soient nulles.



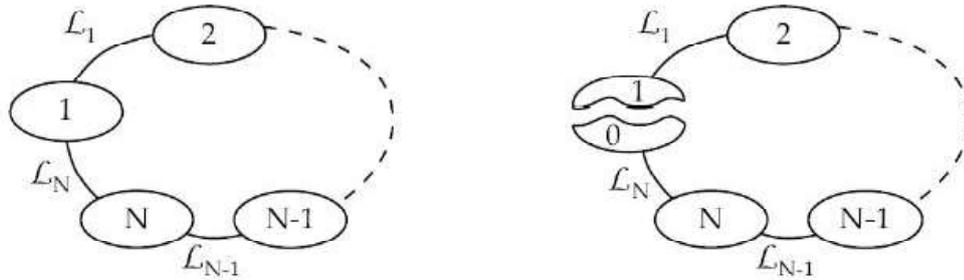
Si on s'assure que les inconnues statiques sont nulles, il est alors possible de terminer les calculs afin de prévoir.

Pour cela, il est nécessaire d'imposer des conditions géométriques sur les pièces pour éviter le conflit entre les liaisons surabondantes. Dans ce cas, les déformations seront faibles car les efforts nuls.

Les conditions géométriques sont du genre : dimensions, parallélisme, perpendicularité, coaxialité.

8.1.4. Influence de l'hyperstatisme au montage.

La connaissance du degré d'hyperstatisme est importante dans l'étude des mécanismes. En effet, un hyperstatisme induit des contraintes géométriques lors du montage des différentes pièces. Il s'agit d'être capable de fermer la (ou les) boucle(s).



Pour illustrer ce propos sur une chaîne fermée simple, la démarche consiste à briser artificiellement un solide, puis à essayer de repositionner les 2 parties en face l'une de l'autre afin de réaliser la liaison encastrement. Ceci consiste à positionner le solide 2 sur le solide 1 via la liaison L1, puis le solide 3 sur le solide 2 via la liaison L2... et on arrive au solide 0 positionné sur le solide N via la liaison LN.

2 cas peuvent alors se produire :

Soit le nombre de mobilité des liaisons en série vaut 6 ($m=6$), et alors, il est possible de bouger comme on le souhaite le solide 0 dans l'espace, et donc de le positionner parfaitement par rapport au solide 1 (on peut recoller sans problème les deux morceaux même si les pièces intermédiaires ont des défauts ce qui est le cas dans la "vraie vie" après l'opération de fabrication)

Soit le nombre de mobilité de la liaison en série est inférieur strictement à ($m < 6$). Dans ce cas, à cause des défauts de fabrication des pièces intermédiaires, le solide 0 ne peut pas se retrouver dans la bonne position par rapport au solide 1.

Technologiquement :

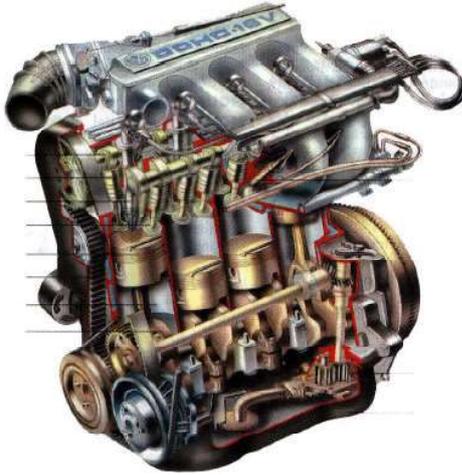
Soit on réalise des liaisons avec jeu, ce qui permet de retrouver un peu de mobilité et donc de compenser les défauts de fabrication afin de monter l'ensemble des pièces (attention, les jeux ne sont pas mis au hasard, ils sont déterminés analytiquement en fonction des défauts de fabrication et réduit le plus possible afin de conserver une "qualité acceptable" du produit).

Soit on déforme les pièces lors du montage, ce qui a pour effet de rigidifier le mécanisme (il se déformera moins en utilisation) et d'augmenter les efforts de contact dans les liaisons (les calculs sont faits en modélisant les pièces par des solides déformables et nécessitent la connaissance des défauts de fabrication).

8.1.5. Conclusion.

Tant que possible, il est préférable d'avoir un mécanisme isostatique :

- Car imposer des conditions géométriques implique des coûts de fabrication plus élevés en raison du soin à apporter à la réalisation.

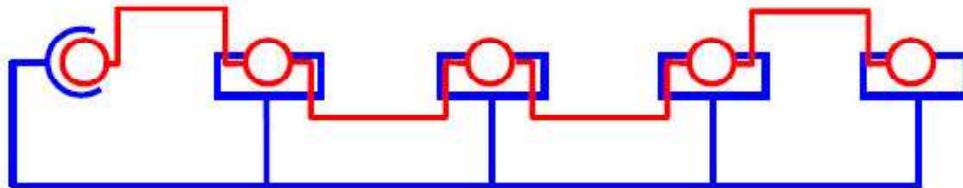


- Car s'engager dans des calculs de RdM augmente les coûts de développement. Les résultats trouvés avec cette méthode impliquent généralement des solutions techniques plus onéreuses que pour un mécanisme isostatique.

Il est parfois préférable d'avoir un mécanisme hyperstatique :

- lorsque les efforts rentrant en jeu, sont si importants que l'isostatisme n'empêche pas les déformations. Un mécanisme hyperstatique, grâce à des liaisons intermédiaires peut limiter les déformations, augmenter sa rigidité. Toutefois, il n'est pas possible de se passer des conditions géométriques à imposer.

C'est le cas d'un vilebrequin à 5 paliers :



8° THÉORIE DES MÉCANISMES

8.1. Introduction.

Lors de la conception d'une machine, il est nécessaire de s'assurer que chaque mécanisme envisagé donne bien les mobilités souhaitées. L'étude du mécanisme permet également d'obtenir des informations précieuses pour la conception des liaisons.

La théorie des mécanismes a donc pour but :

- Dans un contexte d'analyse, de vérifier l'aptitude d'un mécanisme existant à réaliser la loi entrée/sortie recherchée, et de mettre en évidence les conditions géométriques dont dépend éventuellement le bon fonctionnement de l'appareil.

- Dans un contexte de conception, de rechercher des dispositions constructives qui réalisent la loi entrée/sortie souhaitée d'une part, et pour lesquelles on est certain de pouvoir calculer les actions mécaniques internes en vue du dimensionnement, des organes mécaniques d'autre part.

C'est à la fois :

Une méthode d'analyse qui conduit à une mise en équation

Une méthode de résolution qui met en évidence le fonctionnement cinématique Une méthode de contrôle qui fournit des conditions de compatibilité.

