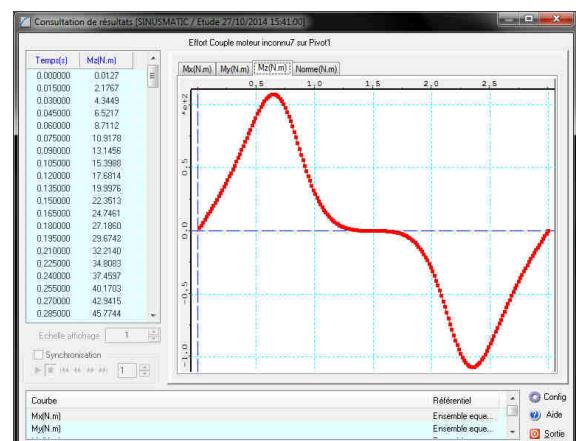
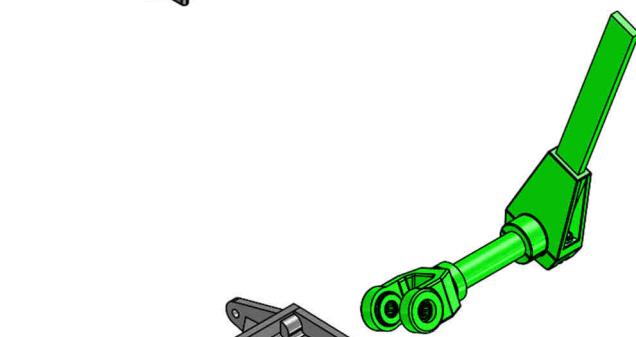
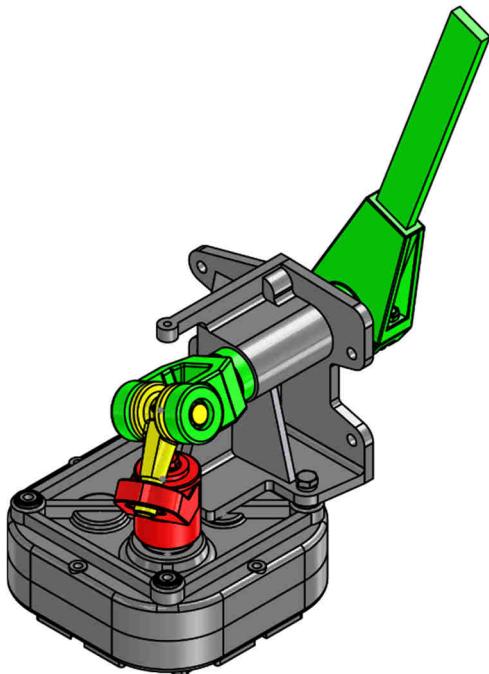




03

# Conception d'un guidage par paliers lisses



03

1

## Mise en situation

Le système étudié l'ouverture et la fermeture automatique de barrières légères. On rencontre ce type de barrière dans les parkings souterrains ou aux péages autoroutiers. Le dispositif mécanique qui fait l'objet de notre étude permet la transformation d'un mouvement de rotation continue (provenant d'un motoréducteur) en un mouvement de rotation alternative d'amplitude 90° (angle entre la barrière baissée et la barrière levée).

Sur le plan d'ensemble proposé, seule la roue de sortie 8 du réducteur est représentée.

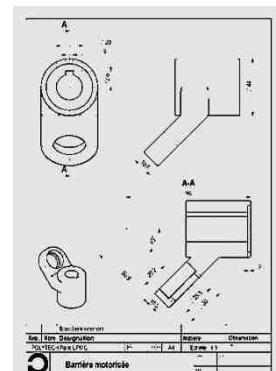
## Travail préliminaire

### Modélisation du bras

À l'aide du dessin de définition du bras fourni et éventuellement du fichier de visualisation mesurable,

**QUESTION** Modéliser le bras dans SolidWorks en respectant les consignes suivantes :

- Minimiser le nombre d'opérations volumiques
- N'utiliser que des esquisses totalement contraintes (par des dimensions ou des contraintes géométriques entre entités), on rappelle pour cela qu'une esquisse contrainte ne comporte plus d'entités bleues.
- Repérer en rouge les surfaces usinées et en gris les surfaces brutes de fonderie
- La représentation des congés n'est pas exigée



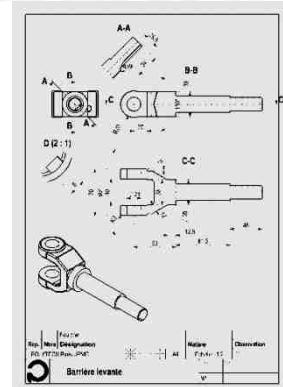
### Modélisation de la fourche

### Travail à réaliser en fin de TP

À l'aide du dessin de définition du bras fourni et éventuellement du fichier de visualisation mesurable,

**QUESTION** Modéliser le bras dans SolidWorks en respectant les consignes suivantes :

- Minimiser le nombre d'opérations volumiques
- N'utiliser que des esquisses totalement contraintes (par des dimensions ou des contraintes géométriques entre entités), on rappelle pour cela qu'une esquisse contrainte ne comporte plus d'entités bleues.
- Repérer en rouge les surfaces usinées et en gris les surfaces brutes de fonderie



**DANGER** Durée maximale conseillée pour la modélisation : 1 H

### Assemblage de la barrière motorisée

**INFO** En cas d'échec de la modélisation des deux pièces précédentes ou pour vous assurer de la conformité de la géométrie, des pièces de remplacement sont fournies (le bras et la fourche).

À l'aide du dessin d'ensemble, de l'animation de l'éclaté et du fichier de visualisation,

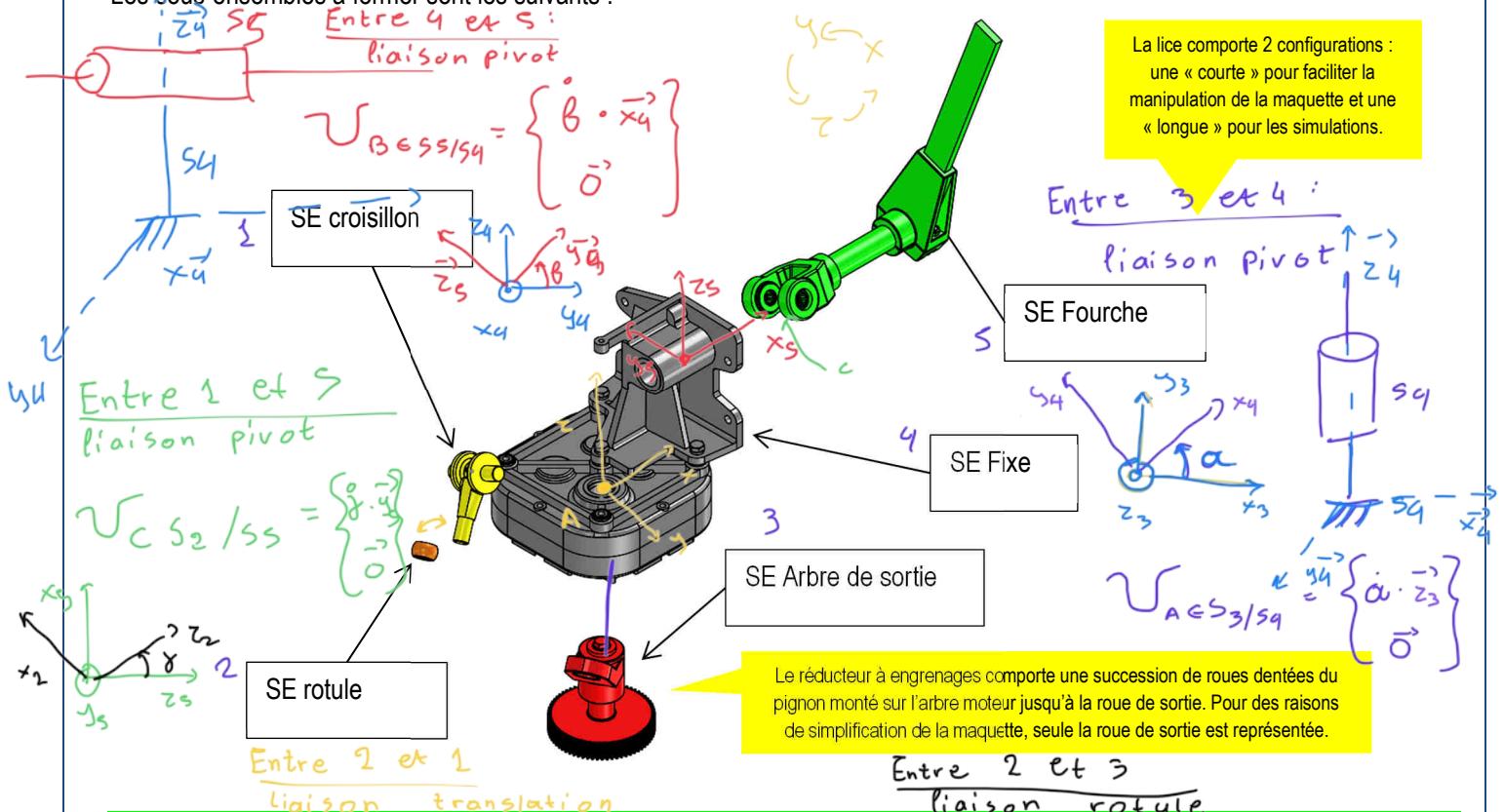
- QUESTION** Ouvrir l'assemblage de la barrière motorisée **barriere.sldasm** et le compléter en utilisant les fichiers fournis.
- DANGER** Certains sous-assemblages sont déjà fournis (voir dossier comportant les composants).
- QUESTION** Animer le mécanisme à l'aide de l'outil « déplacer le composant » pour vérifier la conformité du mouvement.

## Formation des sous-ensembles

Afin de mener une étude de simulation, il convient de regrouper les différentes pièces en sous-ensembles cinématiquement liés (classes d'équivalence).

Pour faciliter cet assemblage, vous avez à votre disposition une maquette au format edrawing avec une extension .easm (visualisation 3D du système monté).

Les sous-ensembles à former sont les suivants :



**Exercice :** Former les sous-assemblages dans SolidWorks correspondants aux classes d'équivalence identifiées sur la figure précédente (voir [annexe dédiée](#))

**Exercice :** Représenter le graphe des liaisons de ce mécanisme en précisant la nature des liaisons entre sous-ensembles. Justifier le choix des liaisons retenues en s'appuyant sur les surfaces en contact (faire des croquis).

## Constitution d'un modèle mécanique dans SolidWorks motion

### Travail préliminaire, modification des contraintes de SolidWorks

Afin de constituer un modèle exploitable dans SolidWorks Motion, il convient d'effectuer quelques modifications sur les contraintes.

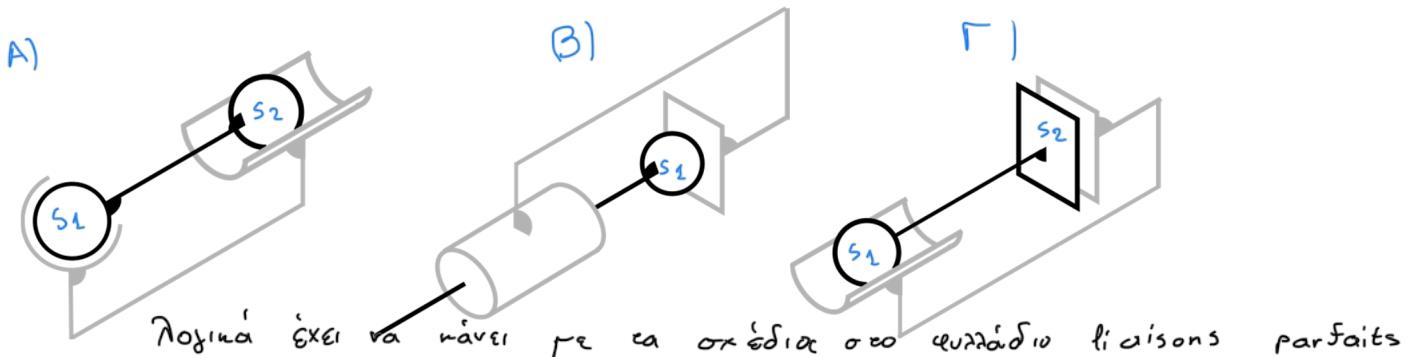
Les contraintes d'assemblage héritées des contacts entre solides ne sont pas forcément les plus pertinentes pour réaliser un modèle mécanique.

C'est le cas notamment pour les liaisons qui résultent de l'association de plusieurs contacts.

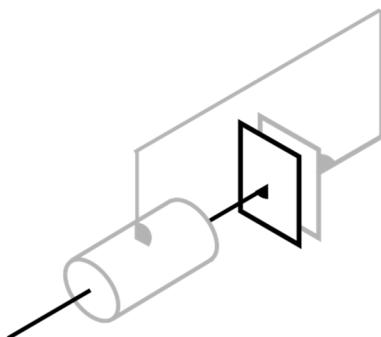
### Cas de la liaison pivot :

Selon les entités sélectionnées pour la déclaration des contraintes, le modèle mécanique associé peut conduire à une liaison isostatique ou une liaison hyperstatique comme l'illustrent les figures ci-dessous :

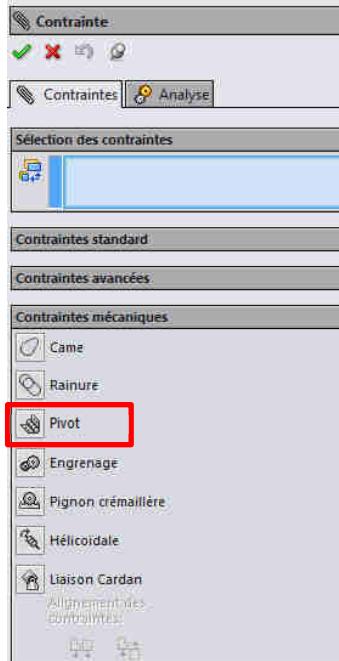
☛ Justifier que ces cas d'association conduisent à une liaison isostatique :



☛ Justifier que ce cas d'association (très fréquent !) conduit à une liaison hyperstatique :



Une manière de résoudre ce problème revient à utiliser la contrainte dédiée dans SolidWorks pour la déclaration d'une liaison pivot :



Dans la fenêtre de saisie des contraintes ; il est possible de saisir une liaison de type « pivot ».

Cette contrainte nécessite la saisie de

- ➔ deux entités coaxiales (cylindres, axes)
- ➔ deux entités coïncidentes (plans, plan et point, etc.)

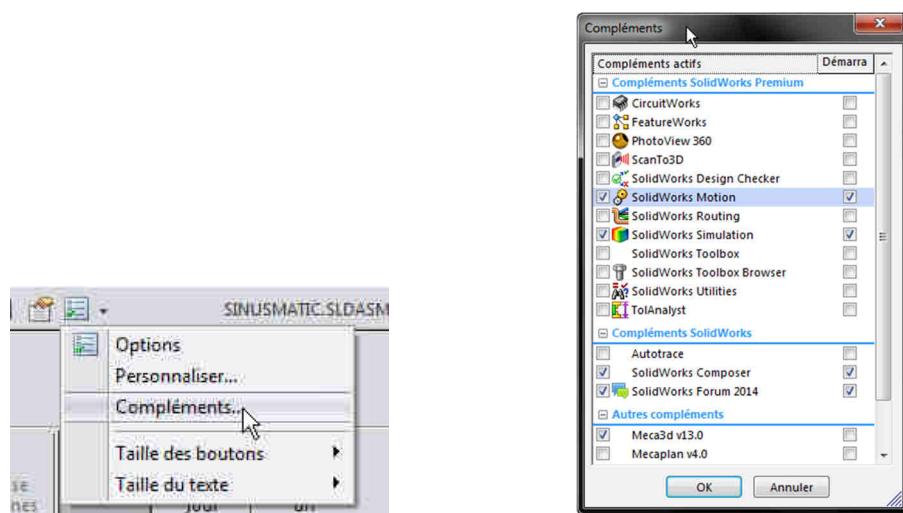
**⚠️** Les entités sélectionnées doivent appartenir à deux **pièces** différentes (et pas plus)

☛ Saisir les nouvelles contraintes répondant à la problématique soulevée ci-dessus

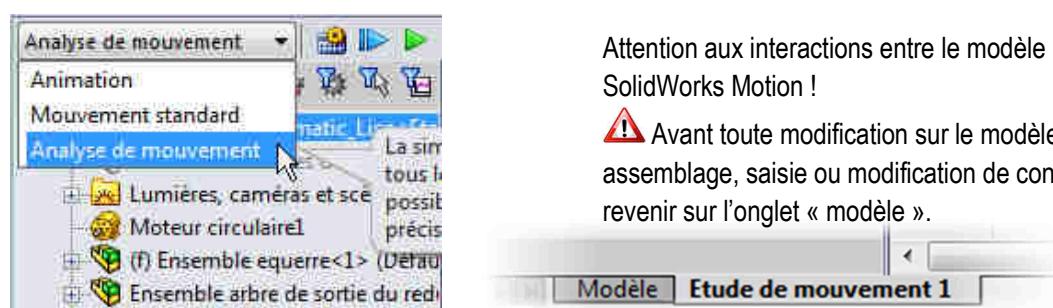
## Analyse du mécanisme

- Écrire pour chacune des liaisons identifiées sur le graphe des liaisons, les torseurs statique (actions mécaniques transmissibles) et cinématique
- En déduire, à l'aide notamment de la fiche de rappel de cours fournie en annexe, le degré d'hyperstatisme du mécanisme.

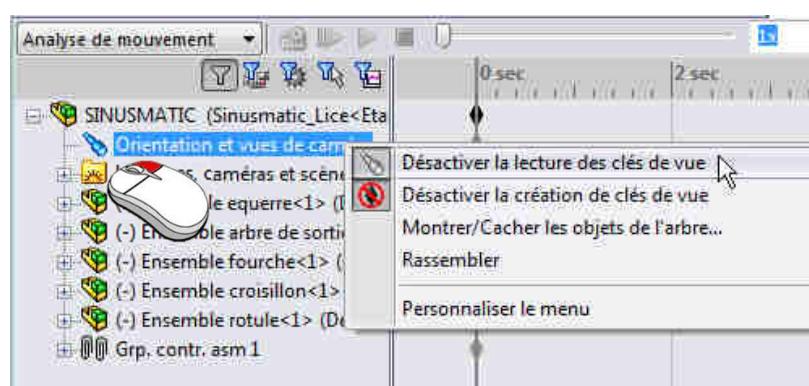
### Activer le complément SolidWorks Motion :



### Choisir dans le menu déroulant l'option analyse de mouvement :

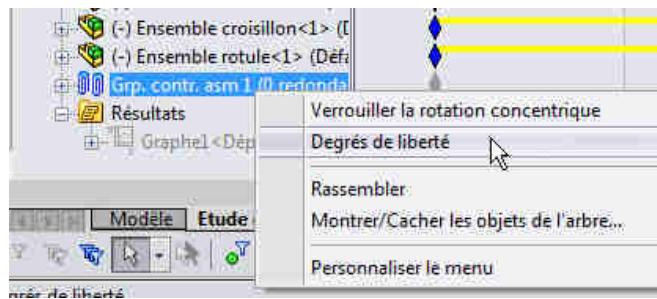


### Désactiver les clés de vue



☐ Déclarer un actionneur de type « moteur circulaire » et saisir une fréquence de rotation de la roue de sortie du réducteur de 20 tr·min<sup>-1</sup>.

☐ Lancer l'analyse pour une durée du mouvement correspondant à un tour de la roue de sortie.  
☐ Lancer la fenêtre « degrés de liberté ».



☒ Comparer l'analyse théorique réalisée précédemment et les résultats du logiciel.

### Constitution d'un modèle mécanique dans Méca3D

☐ À l'aide la fiche fournie en [annexe](#), construire le modèle du mécanisme sous méca3D, c'est-à-dire :

- ➔ Déclarer les « pièces » (équivalent des sous-assemblages ou des classes d'équivalence)
- ➔ Déclarer les liaisons entre les pièces
- ➔ Contrôler votre saisie par l'affichage du graphe des liaisons
- ➔ Lancer la fenêtre de calcul

☒ Comparer avec les résultats précédents les résultats donnés par méca3D

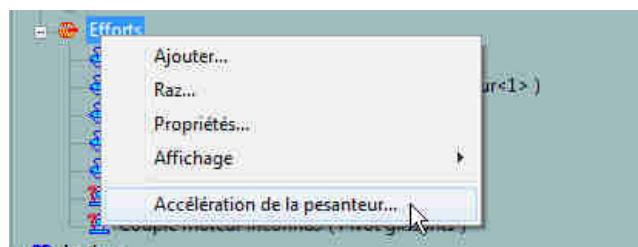
☒ Rapprocher les résultats donnés par le logiciel des notions de mobilité interne et mobilité utile

☒ Justifier la possibilité de mener une étude d'efforts

### Exploitation du modèle méca3D.

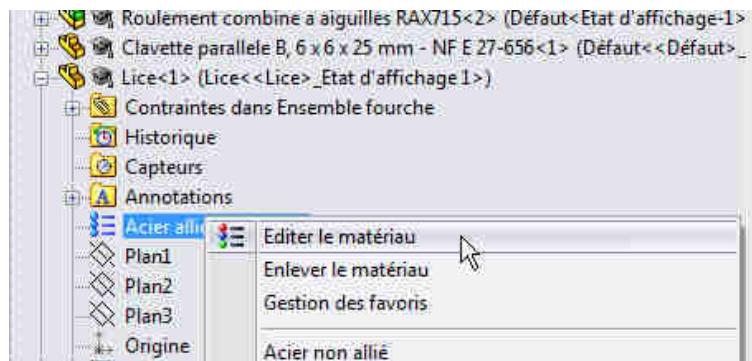
Le moteur installé dispose d'une puissance de 150 W. On estime le rendement du réducteur à 60%.

☐ Dans méca3D, prendre en compte le poids des pièces en choisissant une accélération de la pesanteur de 9,81 m.s<sup>-2</sup> et en choisissant la direction du champ de pesanteur.



Pour appliquer le poids aux pièces, Méca3D aspire les données de masse saisies dans SolidWorks. En l'absence d'information contradictoire, c'est la masse volumique de l'acier (environ  $7800 \text{ kg.m}^{-3}$ ) qui est prise en compte.

- 💡 Modifier le matériau de la lice et choisir un alliage d'aluminium. Constater la modification des paramètres dans méca3D et revenir à un acier allié.



- 💡 Pour résoudre, il faut définir dans le logiciel une action mécanique inconnue pour chaque mouvement pilote. Saisir les actions mécaniques correspondantes.

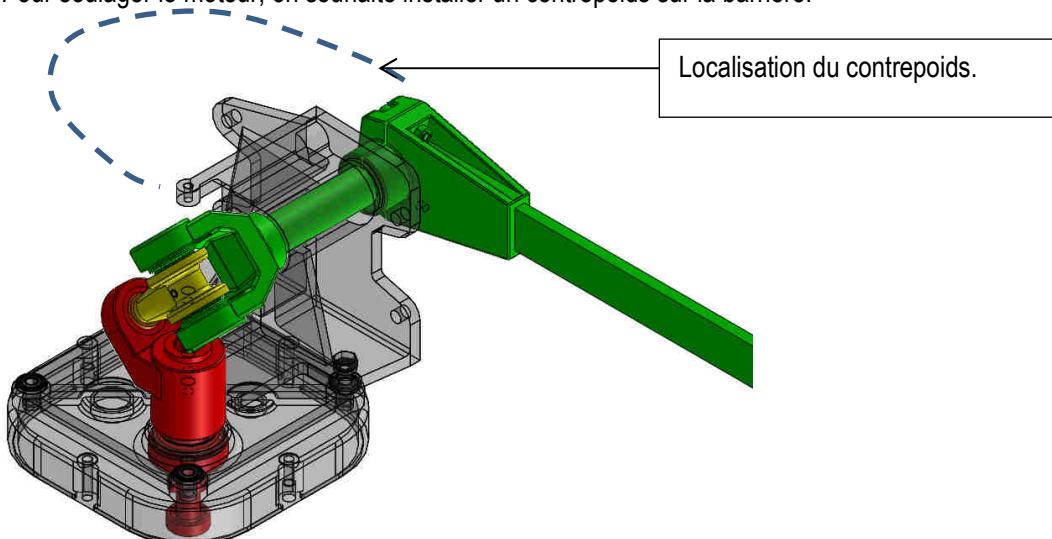
- 💡 Lancer un calcul cinématique et statique et montrer l'insuffisance du moteur choisi.

- 💡 Proposer des pistes possibles pour résoudre cette problématique. Argumenter.

## Fin approximative de la première séquence de 4h

### Modification de la lice, installation d'un contrepoids

Pour soulager le moteur, on souhaite installer un contrepoids sur la barrière.



- 💡 Choisir librement une forme de contrepoids et le modéliser en concevant également sa liaison à la barrière.

- 💡 Décrire la méthode utilisée et justifier les choix de dimensionnement.

- 💡 Vérifier la bonne adéquation au moteur choisi

## Détermination des efforts dans la liaison pivot

 Déterminer à l'aide de méca3D, les efforts au contact de la fourche et de l'équerre.

On estime pour des questions d'usure et compte tenu des matériaux en présence dans le cas de ce contact direct, une pression maximale, une vitesse maximale et un produit ( $pV$ ) maximal :

$$p_{max} = 0,5 \text{ MPa} \quad V_{max} = 1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1} \quad pV_{max} = 0,1 \text{ MPa}\cdot\text{m}\cdot\text{s}^{-1}.$$

 En menant un calcul à la pression diamétrale, estimer à l'aide du logiciel la pression maximale au contact entre la fourche et l'équerre.

 Déterminer à l'aide de Méca3D (utiliser l'outil « courbe combinée ») la vitesse de glissement  $V$

 Créer dans Méca3D la courbe d'évolution du produit  $pV$

 Conclure.

On souhaite interposer des paliers lisses entre l'équerre et la fourche.

## Dimensionnement et choix d'un montage de paliers lisses

 Justifier l'utilisation de coussinets à collarette plutôt que des coussinets cylindriques

 Faire le choix parmi les modèles proposés en prenant en considération :

- La vitesse de glissement  $V$
- La pression de contact  $p$
- Le produit  $pV$

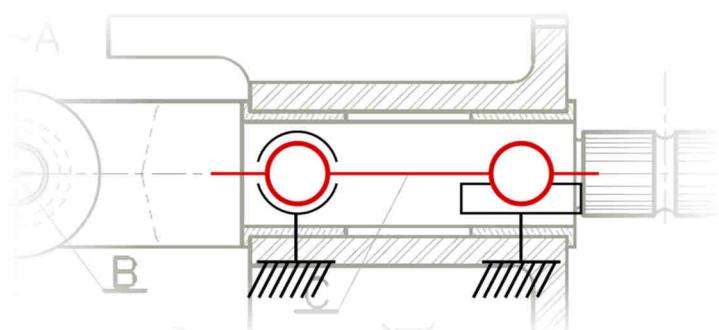
On essaiera, si possible de minimiser les modifications du mécanisme.

 Modéliser votre solution dans le logiciel.

## Changement de modèle mécanique

La répartition des efforts sur les deux paliers lisses n'est pas forcément uniforme et l'un des deux paliers peut être plus chargé que l'autre.

Pour estimer cet écart de chargement, on emploie un modèle différent.



- ☛ Justifier l'emploi de ce nouveau modèle
- ☛ Faire les modifications correspondantes dans Méca3D pour déterminer les efforts radiaux supportés par chacun des paliers.
- ☛ Déterminer ces efforts radiaux.
- ☛ Conclure sur le bien-fondé de ce nouveau modèle.

### Analyse d'un modèle plus élaboré de distribution de la pression de contact

L'annexe correspondante, démontre la relation suivante entre la pression maximale  $p_{\max}$  et l'effort radial  $F_R$  ( $D$  désigne le diamètre nominal et  $L$  la longueur du contact).

Pour  $\theta_0 = \frac{\pi}{2}$  (hypothèse d'un jeu nul),

$$p_{\max} = \frac{4F_R}{\pi LD}$$

- ☛ En déduire la nouvelle pression à considérer et le nouveau produit  $pV$  correspondant.
- ☛ Conclure.

## Travail facultatif

### Validation du dimensionnement du bras

L'étude de Méca3D permet de déterminer tous les efforts et en particulier les efforts sur le bras d'entraînement. On souhaite ici utiliser le code de calcul par éléments finis Simulation intégré dans SolidWorks pour valider la tenue de cette pièce aux efforts.

Pour faciliter l'utilisation de ce logiciel, il est préférable de travailler dans le contexte d'un document « pièce » et donc d'ouvrir le bras en tant que pièce seule. Il faut donc relever au préalables les efforts qui s'appliquent, dans le cas le plus défavorable, avant de commencer l'étude sous Simulation.



Image illustrant les étapes de construction d'un modèle par éléments finis.

Pour mettre en place le calcul par éléments finis de validation, il s'agit :

- D'ouvrir la pièce seule et d'activer le complément « Simulation » de SolidWorks
- De créer une nouvelle étude statique
- De définir le matériau constitutif (alliage d'aluminium 1060)
- De définir les blocages pertinents (déplacements imposés)
- De saisir les actions mécaniques subies par la pièce
- De créer le maillage
- D'exploiter les résultats de l'étude pour conclure

- ☛ Mettre en œuvre le calcul par éléments finis
- ☛ Conclure sur le choix des formes et des dimensions et proposez une remédiation le cas échéant.

## Annexe : nomenclature

40	1	Coussinet GLYCODYUR	
39	1	Rotule partie male	
38	1	Vis Hc à bout pointu M5x6	
37	1	Axe d'articulation	
36	1	Croisillon	C40
35	1	Noyau	Alliage d'aluminium
34	2	Vis CHc M6x30	
33	2	Écrou H M6	
32	1	Lice	Alliage d'aluminium
31	1	Clavette parallèle B, 6 x 6 x 25 mm - NF E 27-656	
24	2	Douille	
23	1	Fourche	C40
22	1	Joint en feutre	
21	1	Rotule partie femelle	
20	1	Rondelle spéciale	
19	1	Bras d'entraînement	
18	1	Clavette parallèle B, 6 x 6 x 38 mm - NF E 27-656	C45
17	1	Roulement à billes SKF 6005_balls	
14	1	Roulement à billes SKF 6001_balls	
11	2	Goupille A 6 x 16 - NF E 27-484	
10	1	Roue denture droite m=1,5 mm z=67 b=19 mm	
9	1	Arbre sortie réducteur	18 NCD 6
8	1	Carter inférieur réducteur	Polyamide
7	2	Vis CS M2x10	
6	1	Corps minirupteur	
5	4	Vis H M8-20 NF E 25-114	
4	3	Rondelle W8 NF E 25-515	
3	1	Équerre	EN AB-43 000 (AISI10Mg)
2	5	Insert métallique avec collerette	
1	1	Carter supérieur réducteur	Polyamide
Rep	Nb	Désignation	Observations / matière

## Annexe : Documentation constructeur (Metafram Syntertech) – paliers lisses

COUSSINET AUTOLUBRIFIANTS A COLLERETTE METAFRAM®				
BAGUES A COLLERETTE NUANCE FP 20 en alliage ferreux				
Ø Intérieur mm (Ø1)	Ø Extérieur mm (Ø2)	Collerette Ø Extérieur mm (Ø3)	Epaisseur mm (e)	Longueur Coussinet (L)
C3 +20 +6	6 +37 +19	9	1,5	4
C6 +28 +10	10 +45 +23	14	2	6-10-16
C8 +35 +13	12 +55 +28	16	2	8-12-16
C10 +35 +13	15 +55 +28	20	2,5	10-16-20
C12 +43 +16	15 +55 +28	18	1,5	12-16-20
C12 +43 +16	17 +55 +28	22	2,5	12-16
C14 +43 +16	18 +55 +28	22	2	14-18-22
C16 +43 +16	20 +68 +35	24	2	16-20
C16 +43 +16	22 +68 +35	28	3	16-20-25
C18 +43 +16	24 +68 +35	30	3	18-22

Ø Intérieur mm (Ø1)	Ø Extérieur mm (Ø2)	Collerette Ø Extérieur mm (Ø3)	Epaisseur mm (e)	Longueur Coussinet (L)
C20 +53 +20	24 +68 +35	28	2	16-20-25
C20 +53 +20	26 +68 +35	32	3	16-20-25
C22 +53 +20	29 +68 +35	36	3,5	18-22-28-36
C25 +53 +20	30 +68 +35	35	2,5	20-32
C25 +53 +20	32 +82 +43	39	3,5	25-32
C30 +53 +20	38 +82 +43	46	4	30
C32 +64 +25	40 +82 +43	48	4	20-32
C36 +64 +25	45 +82 +43	54	4,5	22-36
C40 +64 +25	50 +82 +43	60	5	25-32-40
C50 +64 +25	60 +99 +53	70	5	50
C60 +76 +30	70 +105 +59	80	5	60

Tolérances en microns

### BAGUES A COLLERETTE NUANCE BP 25 en bronze

Ø Intérieur mm (Ø1)	Ø Extérieur mm (Ø2)	Collerette Ø Extérieur mm (Ø3)	Epaisseur mm (e)	Longueur Coussinet (L)
C3 +20 +6	6 +37 +19	9	1,5	4-6-10
C4 +28 +10	8 +45 +23	12	2	4-8-12
C6 +28 +10	10 +45 +23	14	2	6-10-16
C8 +35 +13	12 +55 +28	16	2	8-12-16
C9 +35 +13	14 +55 +28	19	2,5	6-10-14
C10 +35 +13	13 +55 +28	16	1,5	10-16-20
C10 +35 +13	15 +55 +28	20	2,5	10-16-20
C10 +35 +13	16 +55 +28	22	3	8-10-16
C12 +43 +16	15 +55 +28	18	1,5	12-16-20
C12 +43 +16	17 +55 +28	22	2,5	12-16-20-25
C12 +43 +16	18 +55 +28	24	3	8-12-20
C14 +43 +16	18 +55 +28	22	2	14-18-22
C14 +43 +16	20 +68 +35	26	3	14-18-22
C14 +43 +16	20 +68 +35	26	3	14-18-22-28
C15 +43 +16	19 +68 +35	23	2	16-20-25
C15 +43 +16	21 +68 +35	27	3	16-20-25-32
C16 +43 +16	22 +68 +35	28	3	16-20-25-32
C18 +43 +16	22 +68 +35	26	2	18-22-28
C18 +43 +16	24 +68 +35	30	3	18-22-28
C20 +53 +20	24 +68 +35	28	2	16-20-25

Ø Intérieur mm (Ø1)	Ø Extérieur mm (Ø2)	Collerette Ø Extérieur mm (Ø3)	Epaisseur mm (e)	Longueur Coussinet (L)
C20 +53 +20	26 +68 +35	32	3	16-20-25-32
C22 +53 +20	27 +68 +35	32	2,5	18-22-28
C22 +53 +20	28 +68 +35	34	3	15-20-25-30
C22 +53 +20	29 +68 +35	36	3,5	18-22-28-36
C25 +53 +20	30 +68 +35	35	2,5	20-25-32
C25 +53 +20	32 +82 +43	39	3,5	20-25-32
C28 +53 +20	33 +82 +43	38	2,5	22-28-36
C28 +53 +20	36 +82 +43	44	4	22-28-36
C30 +53 +20	38 +82 +43	46	4	20-25-30
C32 +64 +25	38 +82 +43	44	3	20-25-32
C32 +64 +25	40 +82 +43	48	4	20-25-30-32
C36 +64 +25	42 +82 +43	48	3	22-28-36
C36 +64 +25	45 +82 +43	54	4,5	22-28-36
C40 +64 +25	46 +82 +43	52	3	25-32-40
C40 +64 +25	50 +82 +43	60	5	25-32-40
C45 +64 +25	51 +99 +53	57	3	28-36-45
C45 +64 +25	56 +99 +53	67	5,5	28-36-45
C50 +64 +25	56 +99 +53	62	3	32-40-50
C50 +64 +25	60 +99 +53	70	5	32-40-50
C60 +76 +30	70 +105 +59	80	5	50-60

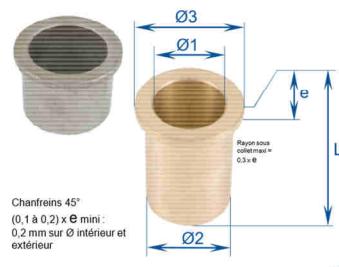
Tolérances en microns

#### Tolérances

- Ø intérieur - Ø1 Tolerance F8
- Ø extérieur - Ø2 Tolerance s8
- Longueur - L>10 Tolerance ± 1%
- Longueur - L≤10 Tolerance ± 0,10 mm
- Collerette : Ø ext. - Ø3 Tolerance js13
- Epaisseur : e Tolerance js14

Ecart de lectures extrêmes au comparateur pour un tour complet du coussinet monté sur mandrin.

- Ø intérieur ≤ 20 Tolerance 60µm
- Ø extérieur 20 < a ≤ 35 Tolerance 80µm
- Ø intérieur > 35 Tolerance 100µm



2

#### Désignation

- Un coussinet à collerette de Ø int. 22 - Ø ext. 29 - L 36 est désigné par :
- sa nuance Coussinet METAFRAM® BP25 (ou FP20)
  - son symbole dimensionnel C22/29x36 ("C" désignant les coussinets à collerette)

## PRODUITS AUTOLUBRIFIANTS

**METAFRAM<sup>®</sup>**

NUANCES STANDARD	Bronze BP 25	Alliage ferreux FP 20	Alliage ferreux SO 16 (uniquement en ébauche)
Equivalent AFNOR	C-T10-K140	F-00C2-K200	Hors Norme
DIN 30 910	Sint A50	Sint A10	Hors Norme
Masse volumique (g/cm <sup>3</sup> )	6,2	5,6	6
Pression Maxi (daN/cm <sup>2</sup> )	100	225	600
Vitesse linéaire Maxi (m/s)	6	4	0,3
PV Maxi hydrodynamique (daN/cm <sup>2</sup> x m/s) (V <sub>mini</sub> 0,5 m/s)	18	18	9
Plage de température (°C)	-5 / +90	-5 / +90	-5 / +105
Huile d'imprégnation	MT100	MT100	METADOP
Porosité ouverte minimale	23	20	16

### Comment choisir la nuance adaptée ?

Bronze BP 25	Alliage ferreux FP 20	Alliage ferreux SO 16
Bon coefficient de frottement	Conseillé pour des vitesses moyennes ou faibles	Conseillé pour des vitesses moyennes ou faibles
Bonne résistance à la corrosion	Bonne résistance au matage	Bonne résistance au matage
Conseillé pour des vitesses élevées	Conseillé pour des charges élevées	Conseillé pour des charges très élevées
Arbre de rugosité Ra ≤ 0,6	Arbre de rugosité Ra ≤ 0,3	Arbre de rugosité Ra ≤ 0,3
Dureté de l'arbre ≥ 80 kg/mm <sup>2</sup>	Dureté de l'arbre ≥ 120 kg/mm <sup>2</sup>	Dureté de l'arbre ≥ 120 kg/mm <sup>2</sup>

### Nuance avec lubrifiant antifriction

Désignation	Vitesse Maxi (m/s)	Charge maxi (daN/cm <sup>2</sup> )	Charge x vitesse (daNcm <sup>2</sup> x m/s)	Température d'utilisation (°C)	Charge à V=0 (daN/cm <sup>2</sup> )	Arbre Ra Maxi	Dureté HB
BP 25 + PTFE	1	100	3	-180 / +180	200	0,3	240
FP 20 + PTFE	1	225	3	-180 / +180	450	0,3	300
BP 25 +MoS <sub>2</sub>	0,1	225	1	-180 / +300	200	0,3	355
FP 20 + MoS <sub>2</sub>	0,1	100	1	-180 / +300	450	0,3	355
BG 10 à 5% de graphite	0,1	60	1	-180 / +250	120	0,3	355

### Pièces avec dimensions hors standard et autres huiles

Pour des petites quantités, nos partenaires pourront vous proposer un usinage sur nos ébauches suivant préconisation **METAFRAM<sup>®</sup>** et vos plans.  
Pour des séries plus importantes et répétitives, nous pouvons réaliser un outillage spécifique (nous consulter).

Dans un soucis d'optimisation de vos matériaux, nous pouvons réaliser des coussinets de formes répondant à plusieurs fonctions (nous consulter).

**Forte charge, faible vitesse** (laminoire, presse, palan, choc, engins TP, ...)  
Ebauches Standard en nuance SO16 et TR16 (voir nuancier).

#### Haute ou basse température

Dans le cas où la température d'utilisation se situe en dehors de la plage -5 / +90°C, nous adaptons le lubrifiant d'imprégnation.

#### Immersion, projection de fluide corrosif, ...

Se reporter au paragraphe "Nuance avec lubrifiant antifriction".

**Imprégnation avec huile pour contact alimentaire (norme FDA).**

## Annexe : éléments de théorie des mécanismes

### a. Rappels des définitions

- ⌚ : le nombre cyclomatique
- ⌚ n : le nombre d'éléments de la Chaîne Cinématique
- ⌚  $N_s$  : Nombre total d'inconnues statiques «  $n_s$  » du torseur statique de chaque liaison
- ⌚ m : Le **degré de mobilité de la chaîne cinématique** qui est le nombre de paramètres indépendants nécessaires pour fixer chaque élément dans l'espace.

La mobilité m est définie comme la somme de :

- la **mobilité utile  $m_u$**  qui est égale au nombre d'éléments menant d'un mécanisme (pratiquement, le nombre d'actionneurs à utiliser).
- Et la **mobilité interne  $m_i$**  qui est égale au nombre de mouvements des pièces de la chaîne quand on bloque soit l'élément d'entrée, soit l'élément de sortie.
- ⌚  $h = N_s - r_s$  :
- ⌚  $r_s$  : le rang du système de  $3 \times n$  équations issues du P.F.S (principe fondamental de la statique) :

en d'autres termes,  $r_s$  est le nombre d'équations indépendantes utilisables pour résoudre les équations issues du P.F.S  
 $r_s = 3 \times n - m$  dans le plan et  $r_s = 6 \times n - m$  dans l'espace. m représente le nombre d'équations « 0=0 ».

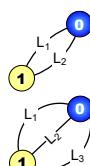
$h = 0 \Leftrightarrow$  le mécanisme est **isostatique**

$h > 0 \Leftrightarrow$  le mécanisme est **hyperstatique** de degré  $h$  ( $d^h$ )

$h < 0 \Leftrightarrow$  le mécanisme est **hypostatique**

⌚  $N_c$  : Nombre total d'inconnues cinématiques «  $n_c$  » du torseur statique de chaque liaison

⌚ La loi de composition des vecteurs vitesses, étendue au torseur des vitesses décrit une équation de fermeture du mécanisme, en effet :



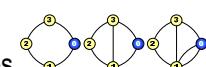
Dans ce cas on écrit  $\{V_{L_1}(1/0)\} + \{V_{L_2}(0/1)\} = \{V(0/0)\} = \{0\}$

De même, dans ce cas on écrit :

$$\{V_{L_1}(1/0)\} + \{V_{L_2}(0/1)\} = \{0\}$$

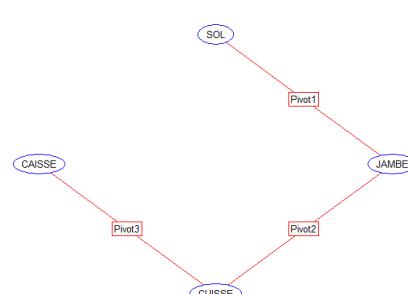
$$\{V_{L_2}(1/0)\} + \{V_{L_3}(0/1)\} = \{0\}$$

$$\{V_{L_1}(1/0)\} + \{V_{L_3}(0/1)\} = \{0\} : \text{Cette relation dépend des deux autres } \Rightarrow \text{on ne la compte pas.}$$

On peut aisément étendre le raisonnement à d'autres graphes  et remarquer, comme on vient de le faire, qu'il y  $3 \times \gamma$  (dans le plan) et  $6 \times \gamma$  équations (dans le plan) scalaires cinématiques.

Le cas particulier de 0 boucle correspond à 0 équation scalaire de fermeture (c'est normal). Exemple 

Analyse cinématique:	Analyse statique:
Le graphe de structure du mécanisme présente 0 cycle(s) indépendant(s).	Le mécanisme comprend 3 pièce(s) (bâti non compris).
Le système cinématique comporte: 0 équation(s) et 3 inconnue(s) cinématique(s).	Le système statique comporte: Le mécanisme comprend 3 pièce(s) 6 inconnue(s) de liaison(s) et 0 inconnue(s) de effort(s) extérieur(s).
L'étude des effets est possible...	
En résumé:	
Le mécanisme est isostatique et possède un degré de mobilité égal à : 3	



On appelle aussi  $n_s$ , le nombre d'inconnues statiques

(le nombre d'inconnues dans le torseur statique)

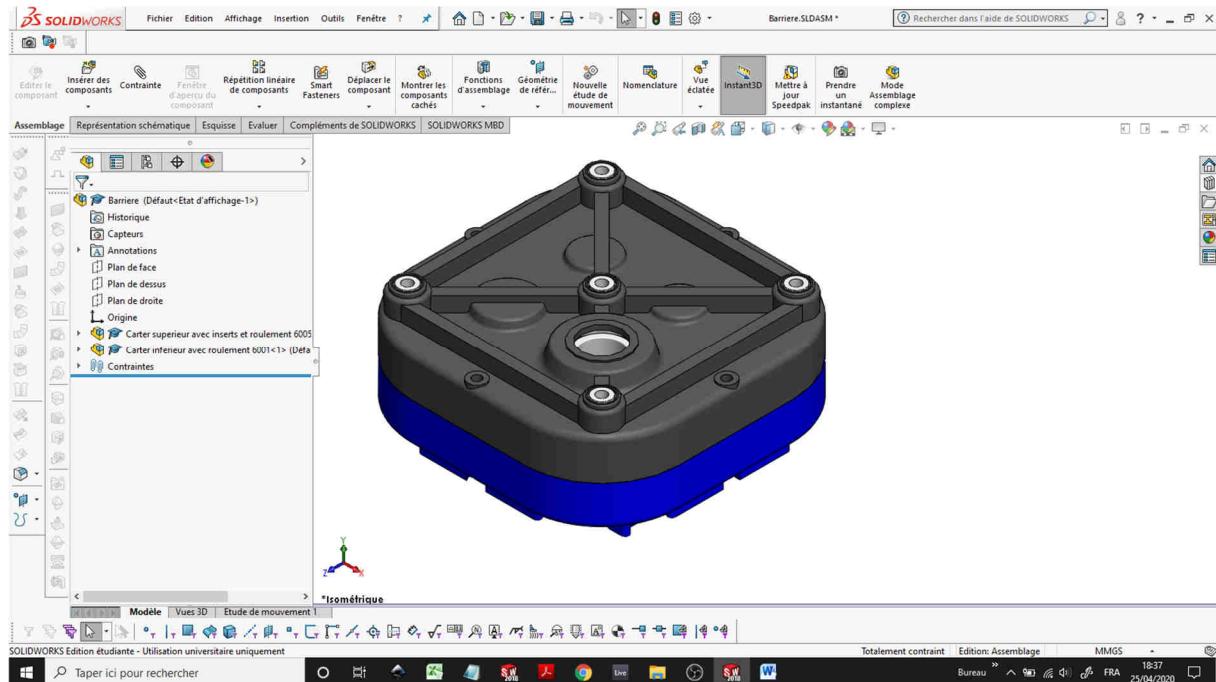
	Espace	Plan-XY
aucun effort n'est transmissible	$n_s = 0$	$n_s = 0$
$n_s$ efforts sont transmissibles	$0 < n_s < 6$	$0 < n_s < 3$
la liaison est complète	$n_s = 6$	$n_s = 3$
Torseurs correspondant en A dans la base $b_i$ pour i isolé.	$\begin{cases} X_{i/j} & L_{i/j} \\ Y_{i/j} & M_{i/j} \\ Z_{i/j} & N_{i/j} \end{cases}_{(A,b_i)}$	$\begin{cases} X_{i/j} & - \\ Y_{i/j} & - \\ - & N_{i/j} \end{cases}_{(A,b_i)}$
Formule de changement de point	$\vec{M}(B,i/j) = \vec{M}(A,i/j) + \vec{R}_{i/j} \wedge \vec{AB}$	

On appelle aussi  $n_c$ , le nombre d'inconnues cinématiques (le nombre d'inconnues dans le torseur cinématique)

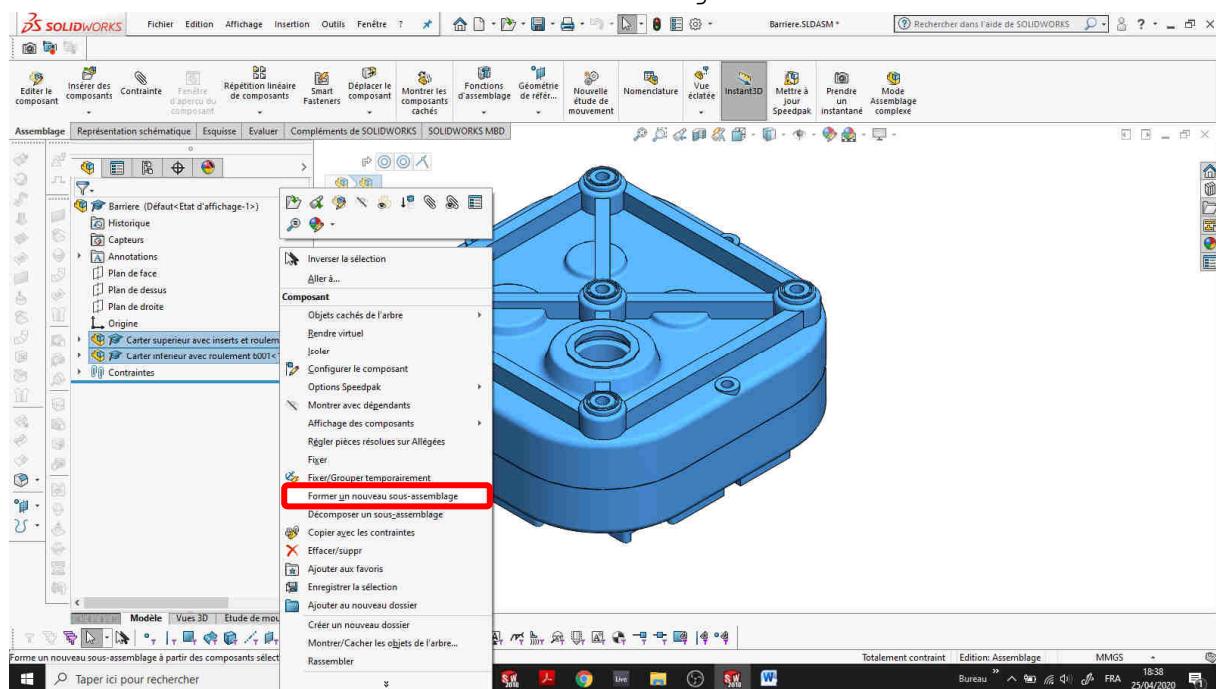
	Espace	Plan-XY
ddls de j/i	$n_c = 6 - n_s$	$n_c = 3 - n_s$
Torseurs cinématiques en A dans la base $b_i$ (Référence)	$n_c = 6$ $\begin{cases} \omega_{j/i}^x & v_{j/i}^x \\ \omega_{j/i}^y & v_{j/i}^y \\ \omega_{j/i}^z & v_{j/i}^z \end{cases}_{(A,b_i)}$	$n_c = 3$ $\begin{cases} - & v_{j/i}^x \\ - & v_{j/i}^y \\ \omega_{j/i}^z & - \end{cases}_{(A,b_i)}$
Formule de Changement de point	$\vec{V}_{B \in j/i} = \vec{V}_{A \in j/i} + \vec{\Omega}_{j/i} \wedge \vec{AB}$	

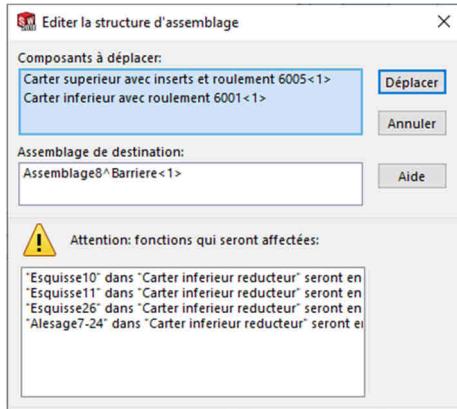
## Annexe : La création de sous assemblages dans SolidWorks

Dans cet exemple, nous souhaitons créer un sous assemblage de l'assemblage général Barriere qui sera constitué lui-même de deux assemblages carter inférieur et carter supérieur



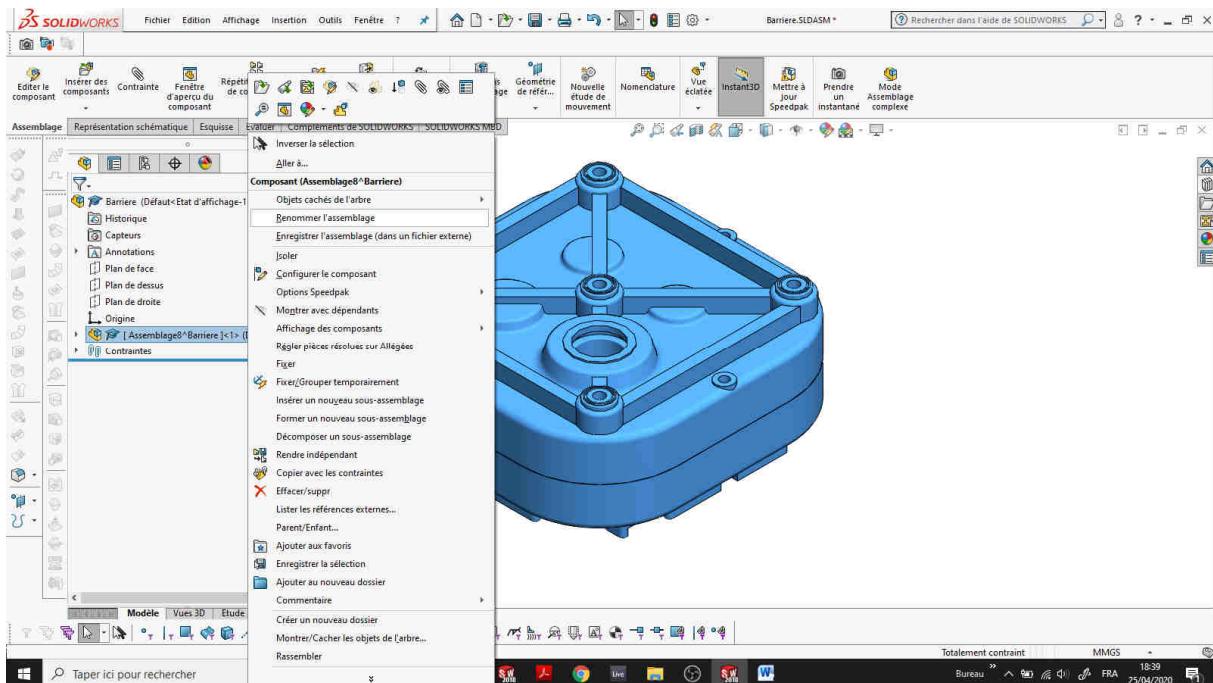
Pour cela, il s'agit de les sélectionner avec la touche **ctrl** et de faire un clic droit pour faire apparaître le menu, et sélectionner former un nouveau sous assemblage



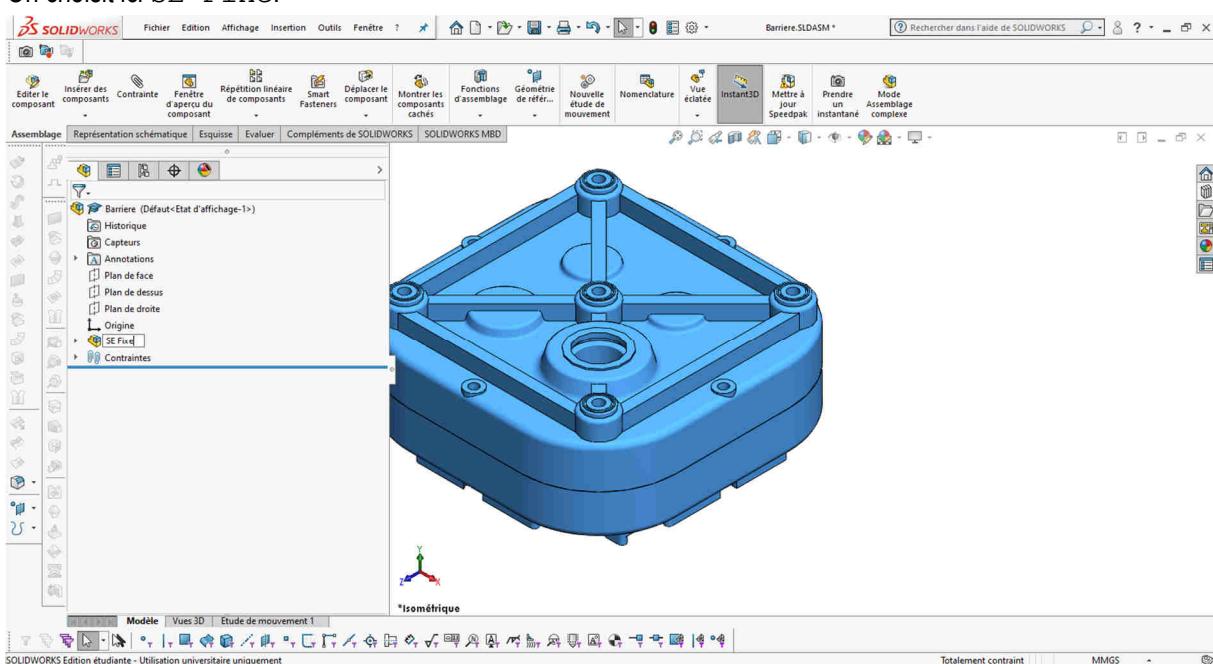


La fenêtre ci-contre est susceptible d'apparaître. La question est de savoir si les contraintes saisies dans l'assemblage initial entre les composants doivent être déplacées vers le sous-assemblage en cours de création. On peut dans la grande majorité des cas valider en cliquant sur déplacer.

Il est indispensable de renommer l'assemblage ainsi constitué pour pouvoir l'identifier facilement.

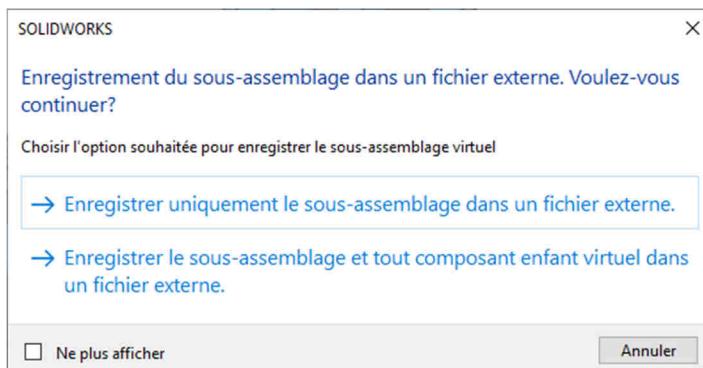
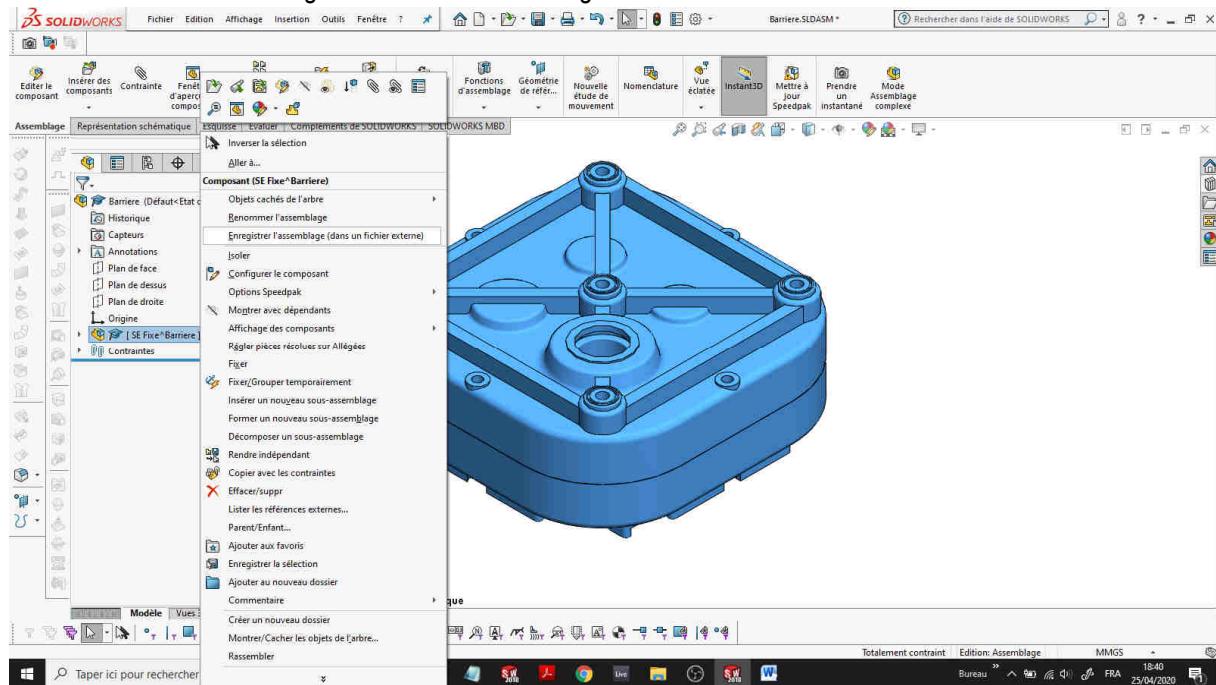


On choisit ici SE Fixe.

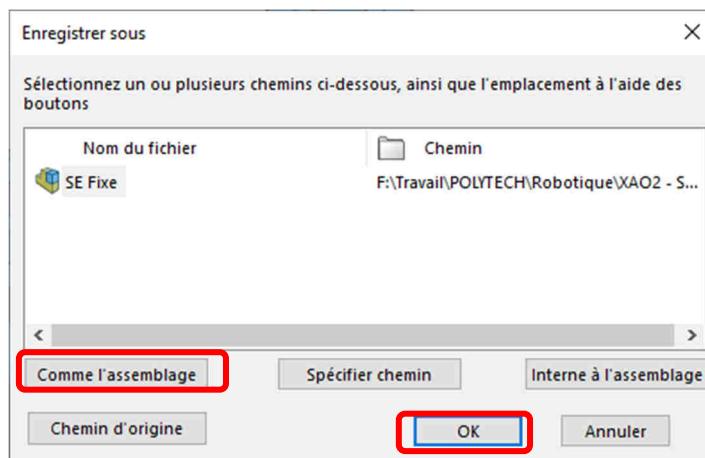


Enfin, à ce stade, le sous-assemblage est un composant virtuel faisant partie intégrante de l'assemblage (il n'y a pas de fichier SE Fixe dans l'explorateur). Les composants virtuels peuvent être repérés par la notation SE Fixe<sup>\*</sup>Barrière

Il est vivement conseillé de générer un fichier en enregistrant dans un fichier externe



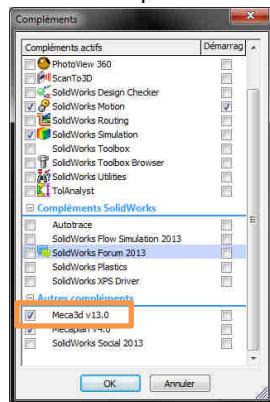
On peut alors choisir d'étendre cette action aux autres composants et d'enregistrer le nouvel assemblage dans le même dossier que l'assemblage général.



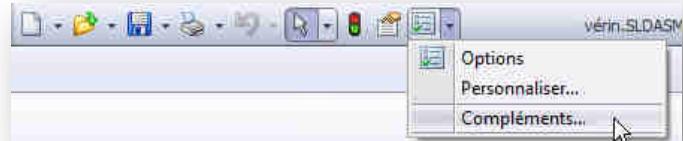
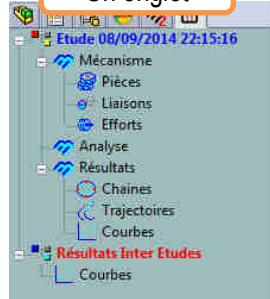
## Annexe : Fiche d'utilisation de Méca 3D

### ACTIVATION :

Méca 3D se trouve dans la liste des compléments de SolidWorks. La liste des compléments est accessible comme indiqué ci-contre.



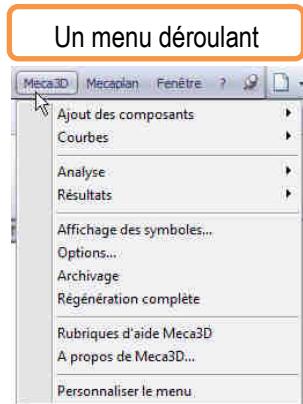
Un onglet



Les compléments peuvent être activés soit au démarrage de SolidWorks, soit pour la session active. Lorsque le complément est activé dans le contexte d'un assemblage, un onglet supplémentaire apparaît.



L'interface de méca 3D intègre 3 interfaces utilisateur possible :



Un menu déroulant



Une barre d'outils

### PRINCIPE D'UTILISATION DE MÉCA3D

Le logiciel Méca3D permet d'effectuer des calculs tridimensionnels de mécanique du solide indéformable. Le logiciel s'appuie sur la géométrie définie dans le modeleur volumique. Bien que les données de SolidWorks soient interprétées par le logiciel Méca3D, il faut avoir conscience que le modèle constitué dans Méca3D est indépendant de la maquette numérique. Par exemple, les liaisons saisies dans Méca3D n'affectent pas le modèle SolidWorks.

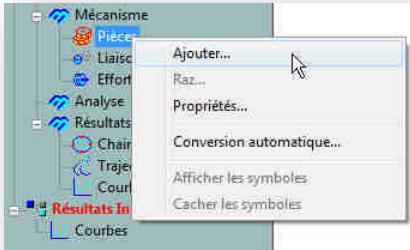
Ce qui pourrait apparaître comme une insuffisance de ce logiciel apporte en réalité une grande souplesse au modèle.

Définir un modèle mécanique, c'est :

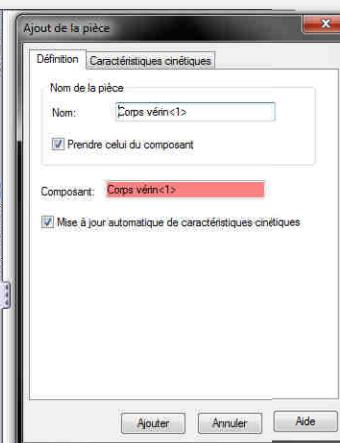
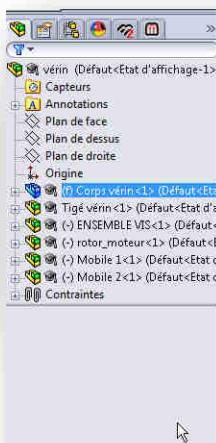
#### ➊ Déclarer des classes d'équivalence

Pour rappel, une classe d'équivalence est un ensemble de solides cinématiquement liés (en liaison complète). La transcription dans SolidWorks d'une classe d'équivalence (au sens de méca3D) est un sous-assemblage. En effet, un sous-assemblage est un ensemble de pièces fixées rigidement dans un assemblage global. Il est à noter qu'une classe d'équivalence peut être constituée d'une pièce unique, auquel cas il n'est pas nécessaire de créer un sous-assemblage. Ce travail préliminaire de regroupement en sous-assemblage est à réaliser en amont de l'utilisation de Méca3D (avec ou sans le complément activé) dans SolidWorks. Ces classes d'équivalence sont nommées « pièces » dans Méca3D ce qui peut malheureusement prêter à confusion.

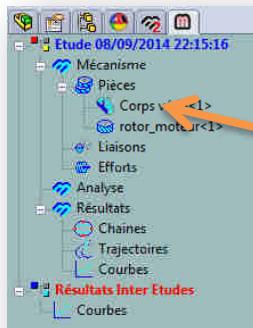
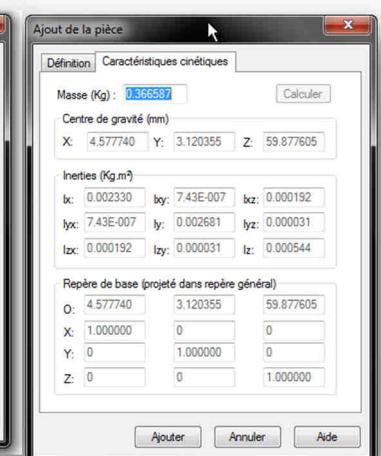
Pour déclarer une classe d'équivalence, il faut faire un clic droit sur « pièces » puis « ajouter ».



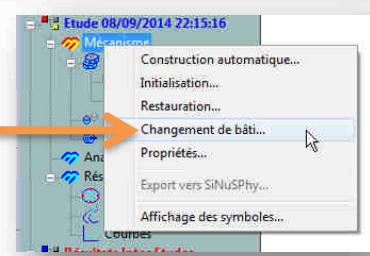
Il suffit alors de désigner le sous assemblage de SolidWorks puis de cliquer sur ajouter



Les caractéristiques cinétiques extraites de SolidWorks sont alors accessibles



La première classe d'équivalence déclarée dans Meca3D détermine le Repère de référence (bâti) et est repérée par un symbole différent. Il est possible de changer cette classe de référence en faisant un clic droit sur « mécanisme » puis « changement de bâti ».



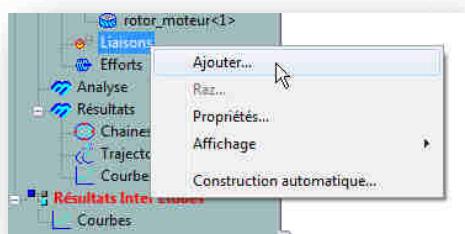
## ● Déclarer des liaisons

Lorsqu'au moins deux classes d'équivalence sont déclarées, on peut saisir une liaison. La liaison entre deux classes d'équivalence définit non seulement les mobilités autorisées mais également les actions mécaniques transmissibles. Le choix des liaisons est crucial dans la construction du modèle mécanique car la possibilité de résolution en dépend.

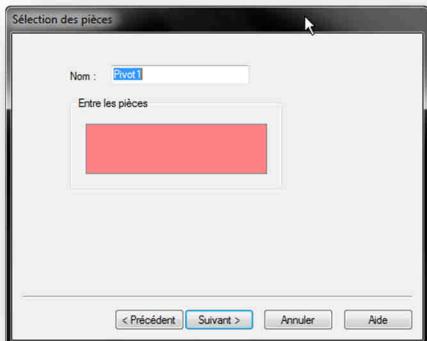
En effet, pour rappel, la résolution d'un problème de mécanique dite générale (cinématique, statique ou dynamique) n'est rien d'autre que la résolution d'un système d'équations. Le nombre d'équations est dicté par les lois de la mécanique Newtonienne et le nombre d'inconnues est directement conditionné par le choix des liaisons entre solides.

Meca3D propose un choix élargi de liaisons par rapport aux 11 liaisons normalisées. Ces liaisons additionnelles (engrenages, cames, liaisons anti-retour, etc.) sont particulièrement utiles dans la modélisation de systèmes mécaniques.

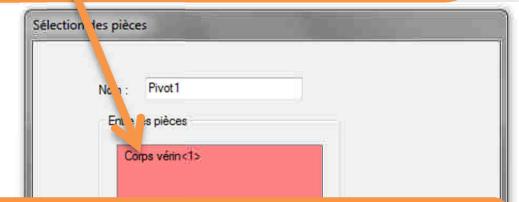
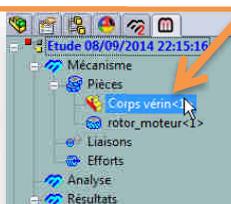
Pour saisir une liaison, il faut faire un clic droit sur « liaisons » puis « ajouter ».



Cette manipulation ouvre le panneau de sélection des liaisons. Ne pas hésiter à se référer à l'aide en ligne, relativement bien documentée, en cas de doute sur les caractéristiques d'une liaison.



Lorsque le choix de la nature de la liaison est fait, il faut définir les classes d'équivalence qui font l'objet de cette liaison.  
Il s'agit simplement de sélectionner ces éléments dans la liste des « pièces » déclarées précédemment. Il faut exactement 2 sélections.



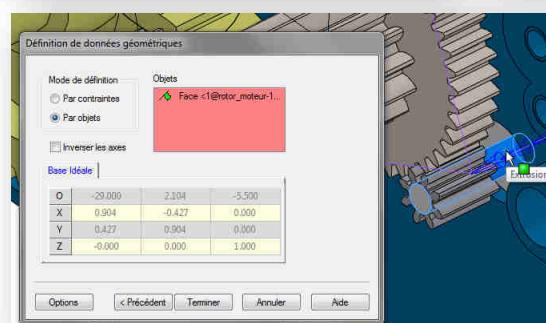
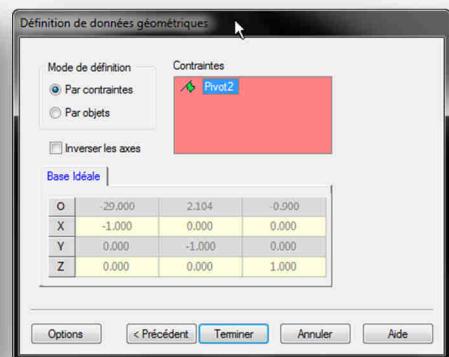
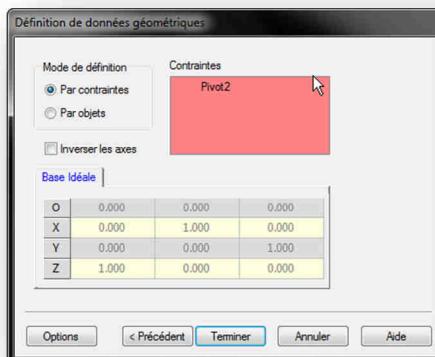
Deux modes de saisie sont possibles, par objets ou par contraintes (parfois).

Lorsque Méca3D détecte dans la liste des contraintes de SolidWorks une contrainte d'assemblage interprétable, il peut l'utiliser pour déterminer les caractéristiques de la liaison, ce qui permet une saisie accélérée.

Il reste alors à cliquer sur la contrainte pour valider (drapeau vert).

Le mode de saisie par objets consiste à sélectionner des entités géométriques de l'assemblage.

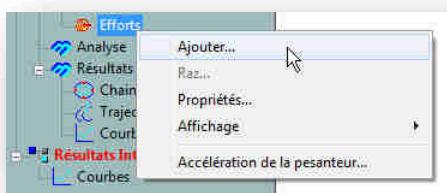
La liste des objets acceptables en fonction de la liaison sélectionnée est accessible dans l'aide de Méca3D.



### ➊ Déclarer des efforts

Il va de soi que la déclaration d'efforts doit être faite que dans le cas où une étude statique ou dynamique est menée. Dans le cas d'une étude géométrique ou cinématique, le lancement du calcul peut être fait sans passer par cette étape.

Pour saisir une liaison, il faut faire un clic droit sur « efforts » puis « ajouter ».



Le panneau des efforts est alors accessible

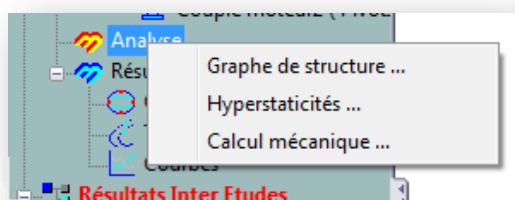
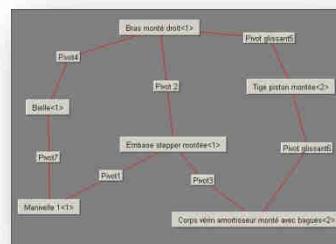


Les actions mécaniques inconnues sont particulièrement importantes car Méca3D refusera de faire la résolution si aucune inconnue n'est déclarée.

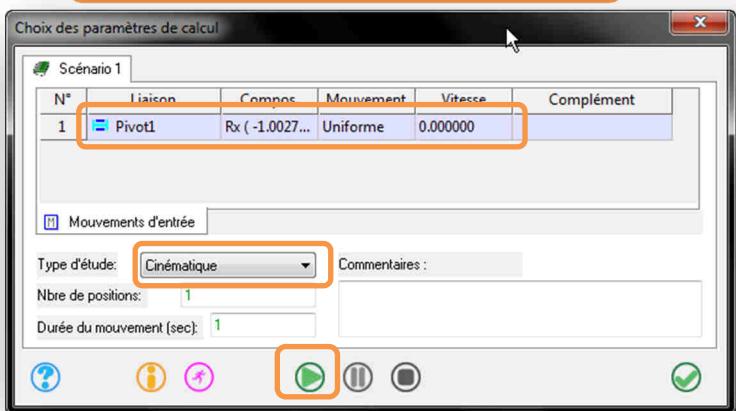
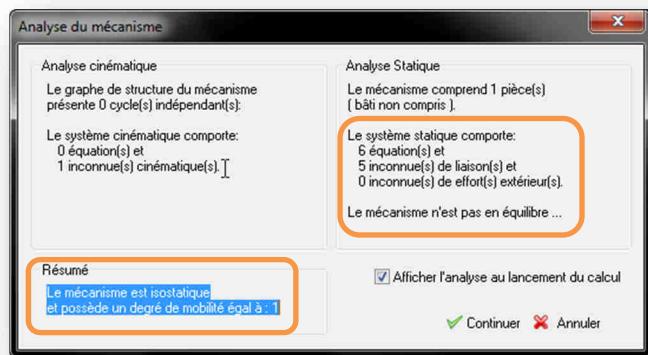
## ⇒ Lancer le calcul

La ligne analyse permet d'obtenir une vue d'ensemble du modèle saisi par le biais des outils « graphe de structure » ou « hyperstaticités ». L'accès à l'interface des paramètres de calcul est également possible.

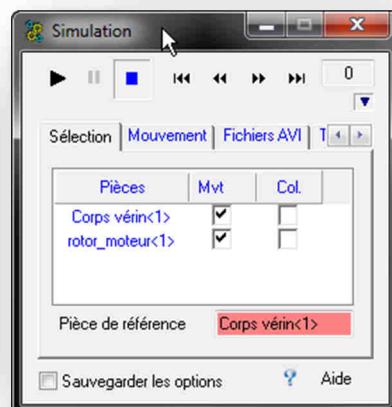
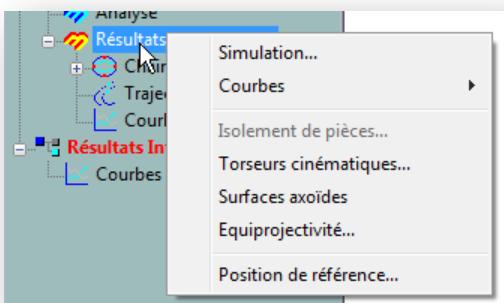
Graphe de structure :  
vue d'ensemble des  
liaisons et des classes  
d'équivalence saisies



Fenêtre de calcul mécanique : la 1<sup>ère</sup> fenêtre  
fait le bilan des équations et des inconnues

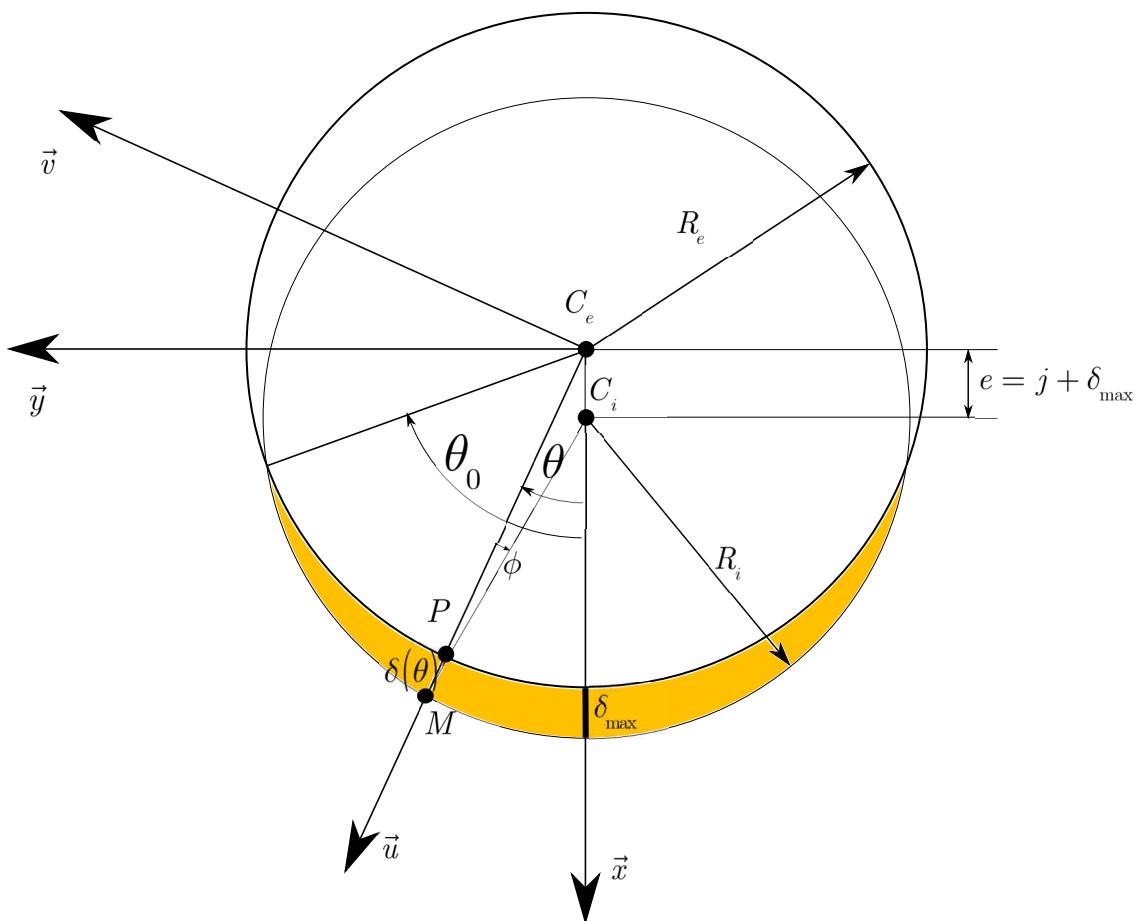


## ⇒ Exploiter les résultats



Les exploitations sont nombreuses à commencer par l'outil de simulation qui permet d'avoir un contrôle visuel sur le comportement du système.

## Annexe : modèle élaboré de pression de contact dans un palier :



La zone colorée représente l'intersection de deux cylindres. C'est donc l'image de la déformation supposée des deux corps au contact. On recherche un modèle de répartition de pression qui soit davantage l'image de cette déformation que le modèle très simplifié de la pression diamétrale.

Fermeture de chaîne géométrique :

$$\overrightarrow{CC_i} + \overrightarrow{C_iM} + \overrightarrow{MP} + \overrightarrow{PC_e} = \vec{0} \text{ Avec} \begin{cases} \overrightarrow{CC_i} = e\vec{x} = e \cos \theta \vec{u} - e \sin \theta \vec{v} \\ \overrightarrow{C_iM} = R_i \cos \phi \vec{u} + R_i \sin \phi \vec{v} \\ \overrightarrow{MP} = -\delta(\theta) \vec{u} \\ \overrightarrow{PC_e} = -R_e \vec{u} \end{cases}$$

En projection sur la base  $(\vec{u}, \vec{v}, \vec{z})$  :

$$\begin{cases} e \cos \theta + R_i \cos \phi - \delta(\theta) - R_e = 0 \\ -e \sin \theta + R_i \sin \phi = 0 \end{cases}$$

Si l'on fait l'hypothèse de  $\phi$  petit :

$$\begin{cases} (j + \delta_{\max}) \cos \theta + R_i - \delta(\theta) - R_e = 0 \\ -(j + \delta_{\max}) \sin \theta + R_i \phi = 0 \end{cases} \quad \begin{cases} (j + \delta_{\max}) \cos \theta = \delta(\theta) + j \\ -(j + \delta_{\max}) \sin \theta + R_i \phi = 0 \end{cases}$$

Les conditions aux limites :

Pour  $\theta = \theta_0$ ,  $\delta(\theta_0) = 0 \Rightarrow (j + \delta_{\max}) \cos \theta_0 = j \Rightarrow \delta_{\max} = j \left( \frac{1 - \cos \theta_0}{\cos \theta_0} \right)$

Pour  $\theta = 0$ ,  $\delta(\theta) = \delta_{\max}$

On en déduit l'expression : 
$$\delta(\theta) = j \left( \frac{\cos \theta}{\cos \theta_0} - 1 \right)$$

Relation de comportement :

On considère généralement pour le contact des relations de comportement du type :  $p(M) = K \cdot \delta(M)^\alpha$

Dans l'hypothèse où  $\alpha = 1$  :

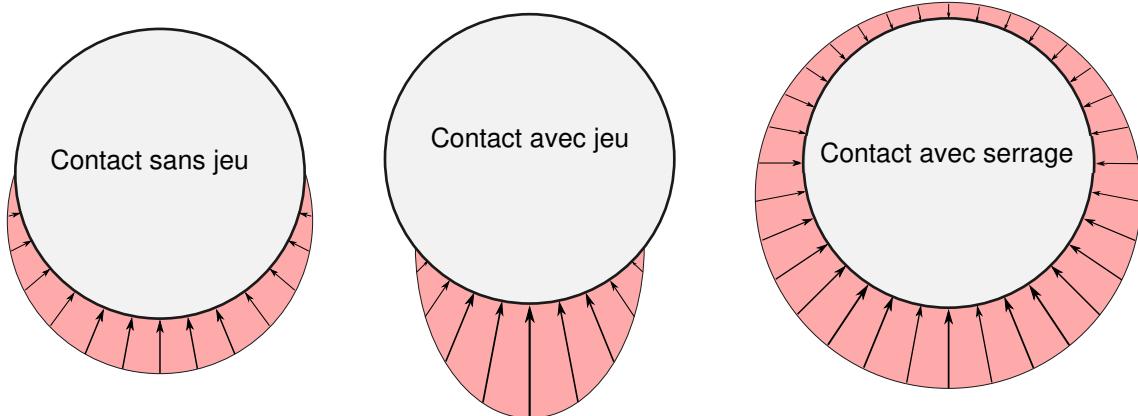
$$\delta(\theta) = j \left( \frac{\cos \theta}{\cos \theta_0} - 1 \right)$$

$$p(\theta) = Kj \left( \frac{\cos \theta - \cos \theta_0}{\cos \theta_0} \right)$$

$$\delta_{\max} = \frac{j(1 - \cos \theta_0)}{\cos \theta_0}$$

$$p_{\max} = K \delta_{\max} = Kj \frac{1 - \cos \theta_0}{\cos \theta_0}$$

La répartition des forces de pression diamétrale dépend de la présence ou de l'absence de jeu dans le contact cylindrique. On considère généralement les 3 modèles suivants :



Détermination de la résultante des forces de pression dans le cas d'un contact avec jeu.

$$p_{\max} = Kj \frac{1 - \cos \theta_0}{\cos \theta_0} \Rightarrow Kj = p_{\max} \frac{\cos \theta_0}{1 - \cos \theta_0}$$

$$p(\theta) = p_{\max} \left( \frac{\cos \theta - \cos \theta_0}{1 - \cos \theta_0} \right)$$