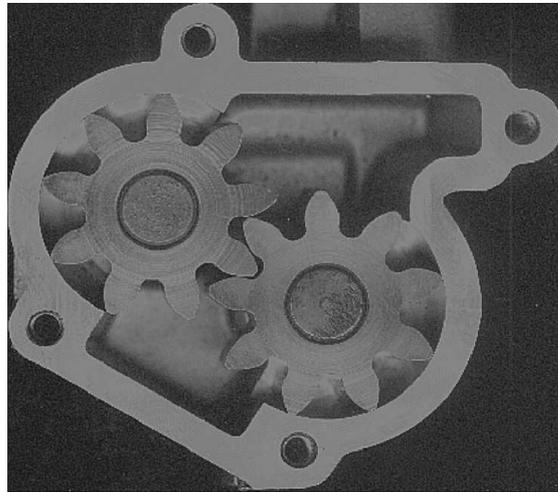


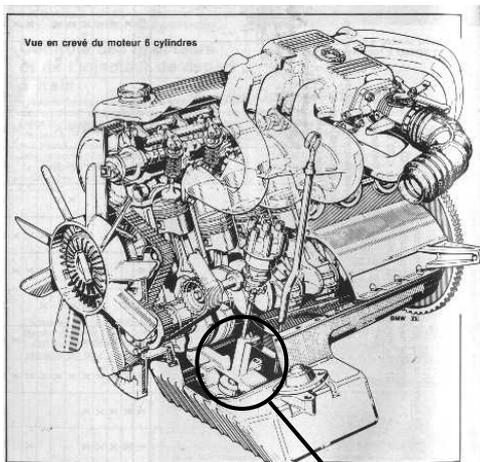
# Modélisation d'une pompe hydraulique à engrenage avec CosmosMotion et CosmosWorks

## Introduction

Je propose de soumettre à nos outils de MAO (mécanique assistée par ordinateur) Cosmos pack éducation 2006, cette pompe hydraulique très simple du point de vue du nombre de pièces. Le profil en développante de cercle des dents n'est pas représenté rigoureusement dans la maquette numérique mais approché par un arc de cercle, ce qu'il ne faudra pas perdre de vue. Cet article vise principalement des utilisateurs chevronnés et veut mettre en garde les utilisateurs plus « hâtifs ». J'espère soulever quelques réactions et échanges fructueux qui nous permettraient d'avancer tous dans la modélisation des systèmes réels.



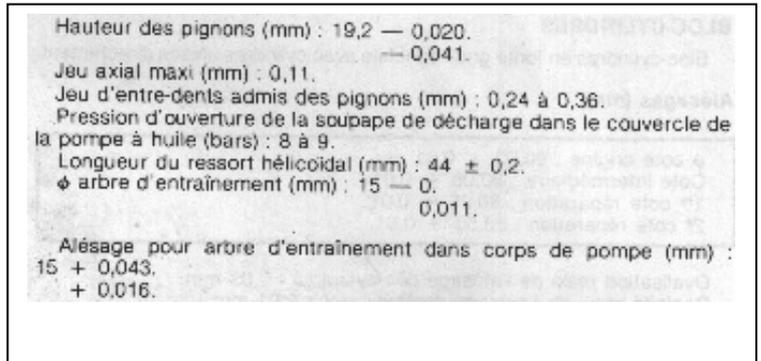
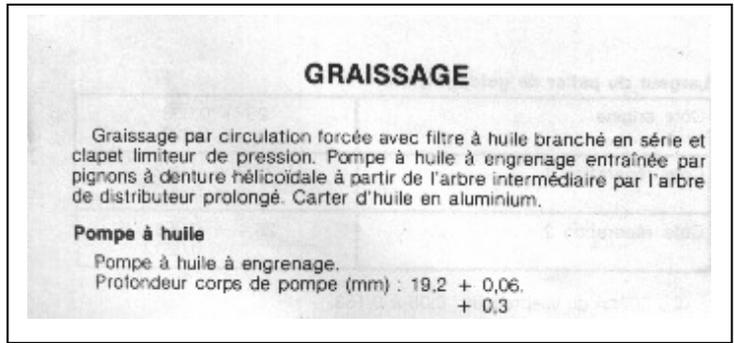
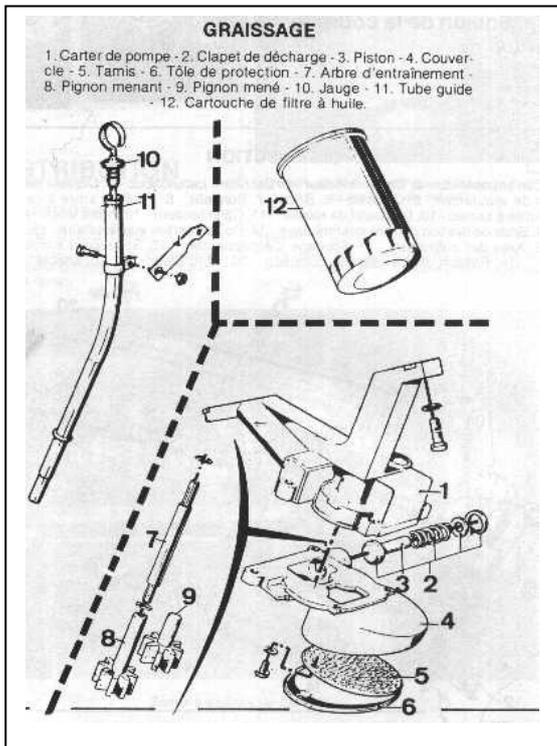
## Mise en situation



Afin de lubrifier sous pression les moteurs BMW de la série E30 avec un débit d'huile proportionnel au régime moteur, la pompe à huile à engrenage offre une solution technologique fiable (seulement 2 pièces en mouvement) et durable par l'utilisation de paliers lisses et de l'étanchéité directe avec film d'huile. Les conditions de température et de lubrification sont exceptionnellement favorables car la pompe est noyée dans le carter d'huile. Cependant, pour limiter les vibrations et les fuites internes à des valeurs raisonnables, les surfaces fonctionnelles doivent être usinées avec des tolérances serrées. Les équipements annexes tels que le filtre et le limiteur de pression sont montés en série en sortie de pompe.

La pompe à engrenage

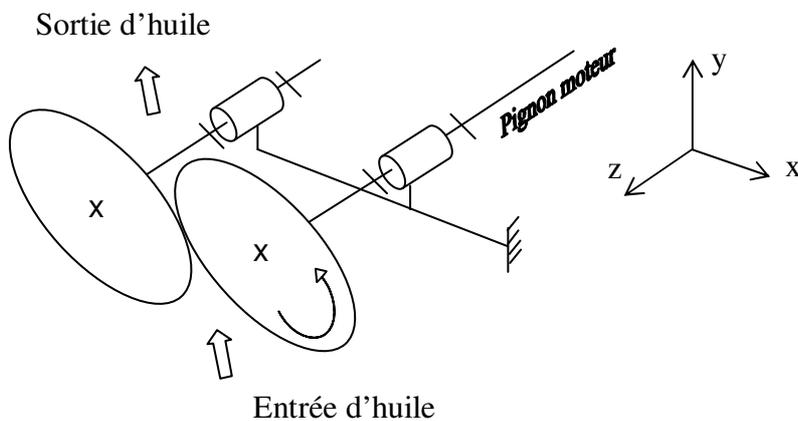
**Dossier technique (source RTA)**



## L'engrenage

m	= 4	Module
Z	Z1 = Z2 = 9	Nombre de dents
p	$m\pi = 12,56637$	Pas primitif
d	$mZ = 36$	Diamètre primitif
h	$2,25m = 9$	Hauteur de la dent
da	$d + 2m = 44$	Diamètre de tête
db	$d \cdot \cos\alpha = 32,62708$	Diamètre de base
b	$k \cdot m = 19,2$	Largeur de denture
$\alpha$	= $25^\circ$	Angle de poussée
a	$(d1 + d2)/2 = 36$ mm	Entraxe (O <sub>1</sub> O <sub>2</sub> )

## Le schéma cinématique minimal

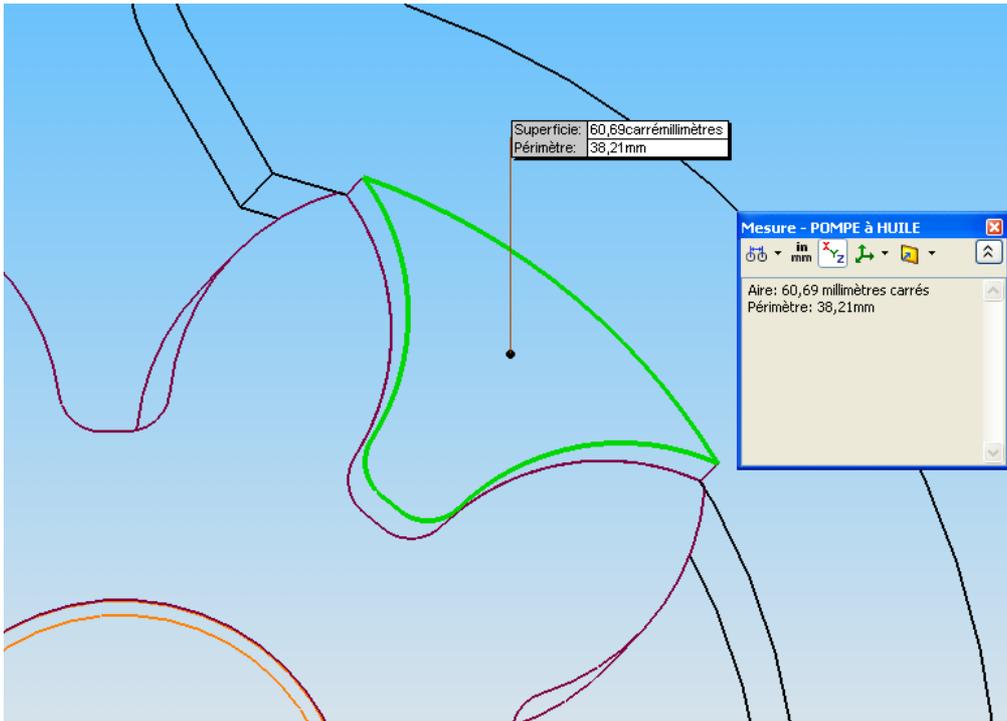


## Les calculs analytiques

La pression de refoulement maximale vaut  $P_r = 9$  bars et la vitesse de rotation vaut au plus  $N = 3200$  tr/min soit la moitié du régime moteur (pompe sur l'axe du distributeur d'allumage)

### Puissance hydraulique en sortie

Volume d'entre dents : Utilisation du logiciel pour trouver l'aire d'un volume extrudé dans l'assemblage puis supprimé. On trouve  $V_{ed} = A \times b = 60,69 \times 19,2 = 1100 \text{ mm}^3$  environ.



La puissance est donnée en régime permanent par

$$P_h = \frac{2 P_r Z V_{ed} N}{60} = \frac{2 \cdot 9 \cdot 10^5 \cdot 9 \cdot 1100 \cdot 10^{-9} \cdot 3200}{60} = 950 \text{ W}$$
 prélevée du moteur qui peut fournir 95 KW

au roues au régime de 6400 tr/min.

Le débit théorique dépasse alors 1 l/s.

### Pseudo-statique

Le rendement en régime établi est supposé unitaire.

Par symétrie on peut considérer que chaque pignon fournit  $P_h/2$  en moyenne.

Ils supportent alors un couple résistant  $C_r = P_h/2/\omega = 1,417 \text{ Nm}$ .

- On isole le pignon mené : l'équilibre en rotation à vitesse constante donne  $C_r - d/2 F = 0$  avec  $F$ , l'effort tangentiel au contact des pignons.
- On isole le pignon moteur :  $C_r + d/2 F = C_m$ , le couple moteur.

On déduit des 2 équilibres :

$$C_m = 2C_r = 2,84 \text{ Nm et}$$

$$F = 2C_r/d = 78,75 \text{ N.}$$

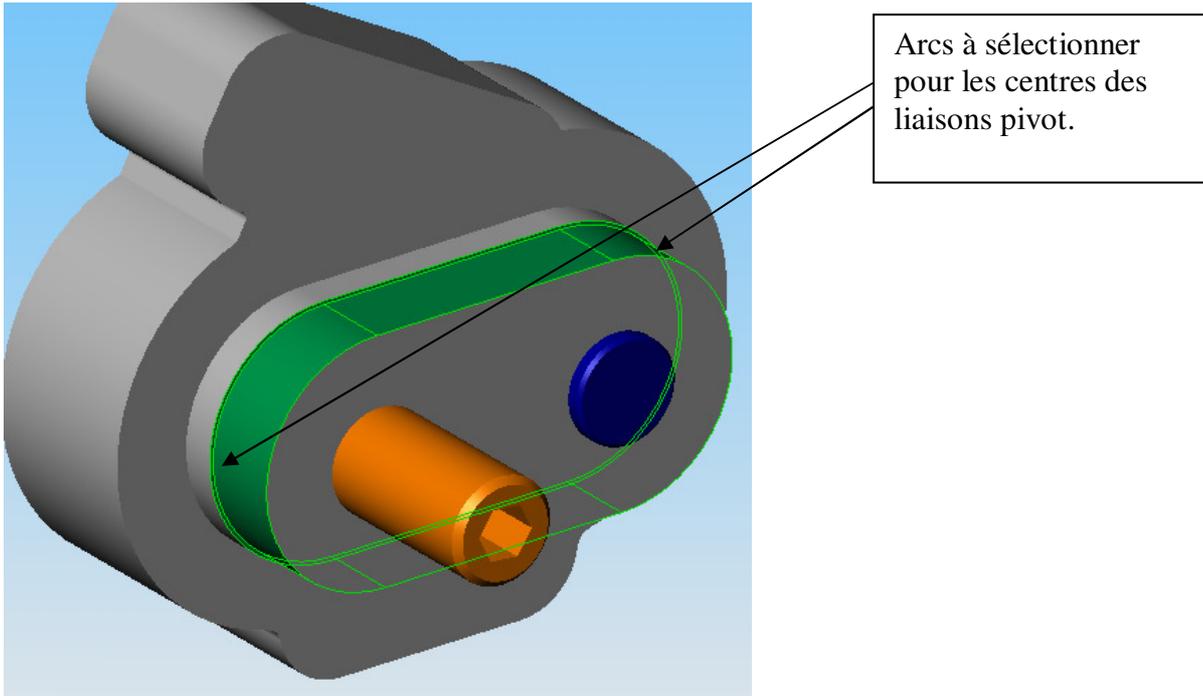
$$\text{Ainsi que les efforts radiaux } F \cdot \tan \alpha = 36,72 \text{ N}$$

## Etude avec CosmosMotion

On fait l'étude dynamique sur 1 neuvième de tour.

La durée de simulation vaut alors  $T=1/f/9 = 1/(3200/60)/9 = 2,084\text{ms}$ .

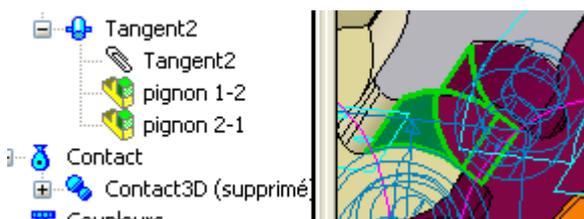
Afin de ne pas découper les surfaces cylindriques au milieu des axes des pivots (en prévision d'une étude MEF qui va suivre), je propose de réaliser un enlèvement de matière sur l'extérieur du corps d'une profondeur égale à la moitié de la longueur de guidage. Cela permettra de sélectionner des arcs pour la localisation des centres des pivots.



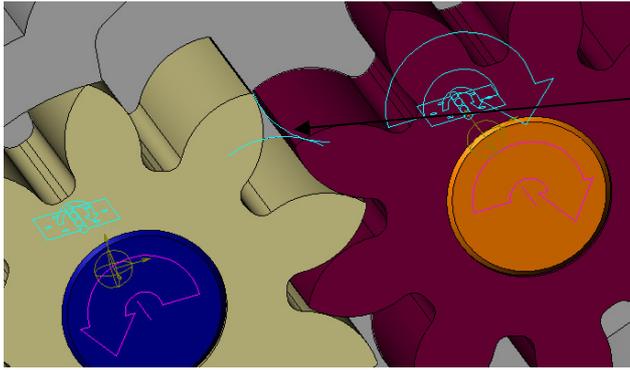
Dans les propriétés du pivot moteur, on impose un mouvement de vitesse  $-19200 \text{ deg/s}$ .

Pour l'engrenage, 4 possibilités à priori :

- 1) Le coupleur : facile et rapide pour la cinématique, les efforts radiaux ne sont alors pas calculés. (aucun effort transmis)
- 2) Le contact 3d : consomme des ressources et donne des résultats de puissance consommée et d'efforts faux. ( pas de transmission d'efforts)
- 3) Le contact courbe-courbe qui donne parfois des résultats justes est raisonnable en besoin de ressources.
- 4) La liaison tangente (qui n'apparaît qu'à l'initialisation : on ne peut pas la déclarer par la suite) : Elle transmet des efforts justes mais le centre de la liaison n'est pas définissable donc les moments résultants sont faux.

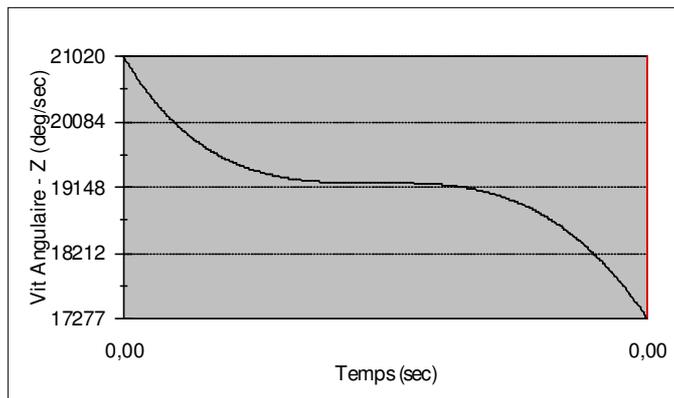


## Résultats et commentaires de la troisième possibilité

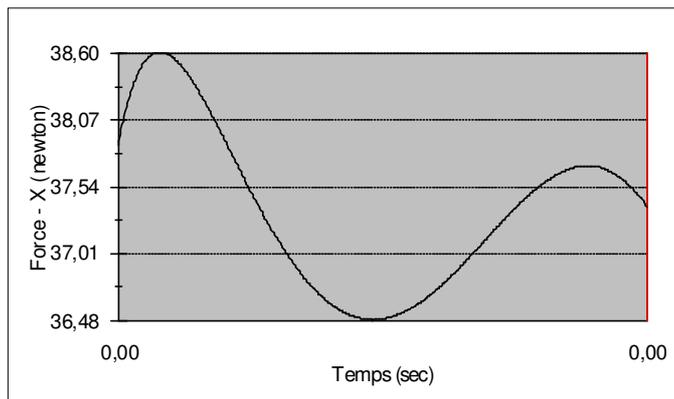


Arcs pour le contact  
Courbe/Courbe

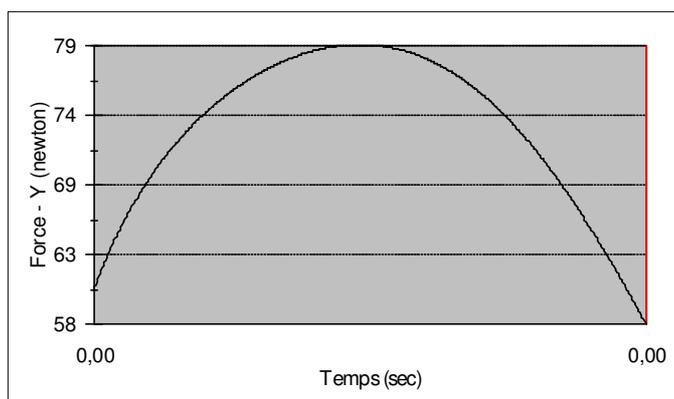
On préférera un contact au « fond » car le porte à faux des pignons va engendrer une flexion pour favoriser le contact dans cette zone



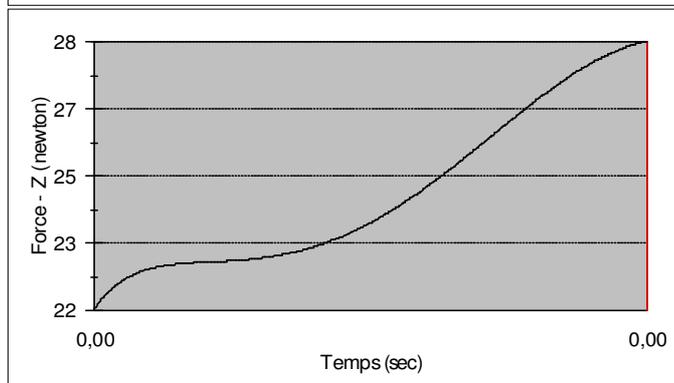
Ci-contre la vitesse du pignon mené. On constate des variations lorsque le point de contact s'éloigne de la ligne d'entraxe. Ceci est dû à la définition approximative de la denture. On ne s'intéresse dorénavant qu'à la valeur centrale des courbes pour cette raison car la transmission y est homocinétique.



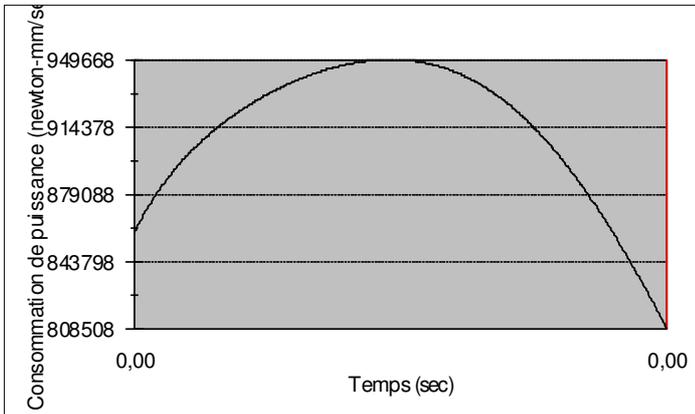
L'effort radial est retrouvé en traçant la force de réaction dans le pivot de ce même pignon.



La force tangentielle suivant Y est correcte en interrogeant le contact CvCv.



Une mystérieuse force arrive en Z, (rien à voir avec la gravité ! ) et qui augmente beaucoup si on prend les courbes de contact sur l'avant ! Cette force fausse alors les moments de réaction dans les pivots ! Notons au passage un moment dans le pivot mené parfaitement nul autour de Y !



La consommation de puissance est conforme (en mW)

Remarquons en passant les axes « automatiques » qu'il faut ajuster sans cesse et les unités un peu farfelues ! Pour contourner ce bug il faut modifier le nombre de décimales dans le réglage par défaut des graphes !

## Conclusion pour CosmosMotion

Les coupleurs et contacts 3d sont à réserver pour des études cinématiques. Le contact CvCv limite les cas d'études à des mouvements plans et induit des efforts hasardeux dans la direction perpendiculaire. S'il faut vérifier tout les résultats du logiciel !?...

La liaison tangente pose des problèmes de définition mais donne des résultats moins « mystérieux ». Il est intéressant de l'utiliser au prix de quelque ruse sur les entités à contraindre dans solidworks (lignes de séparation). Attention : elle apparaît au premier chargement de CosmosMotion et ne revient plus si on l'enlève !

## Etude avec CosmosWorks

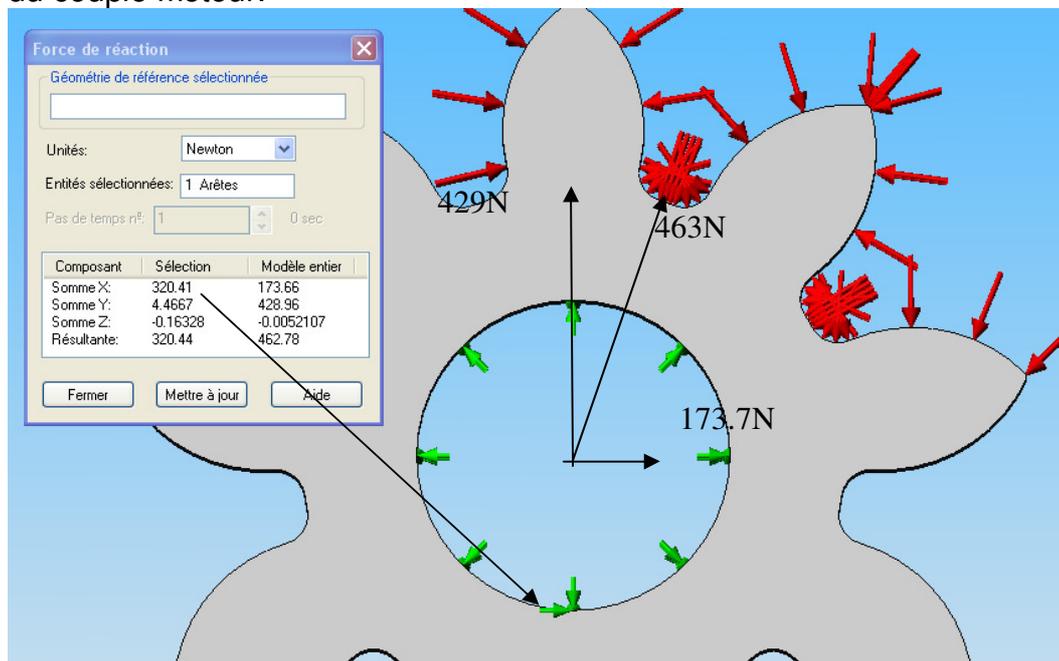
On calcule la résultante due à une pression d'huile uniforme sur 2,5 dents environ.

L'angle de la surface projetée moyenne vaut  $2,5 \times 2\pi/9 = 1,745$  rad

Un calcul analytique de la résultante des forces de pression sur la surface primitive donne 400N :

$$\text{Calcul : } \vec{R} = Pr \frac{d}{2} \int_0^{1,745} \vec{e}_r d\theta \quad \text{avec } \vec{e}_r = \vec{x} \cos \theta + \vec{y} \sin \theta$$

Une étude du pignon soumis à la pression et à une liaison cylindrique donne une résultante de 463N et un couple déduit d'un déplacement bloqué d'une génératrice de l'alésage suivant x de  $320,41 \times 0,0075$  (rayon de l'axe du pignon) = 2,4 Nm soit la quasi-totalité du couple moteur.



Cette étude de pièce permet d'affirmer que les couples résistants sur chaque arbre ne sont pas constants et égaux comme l'étude analytique le prédit. En fait, les effets de la pression sur une roue varient en fonction de sa position par rapport au corps. Le couple résistant sur une roue peut alors varier entre 2,4 et 0,44 (Cm-2,4).

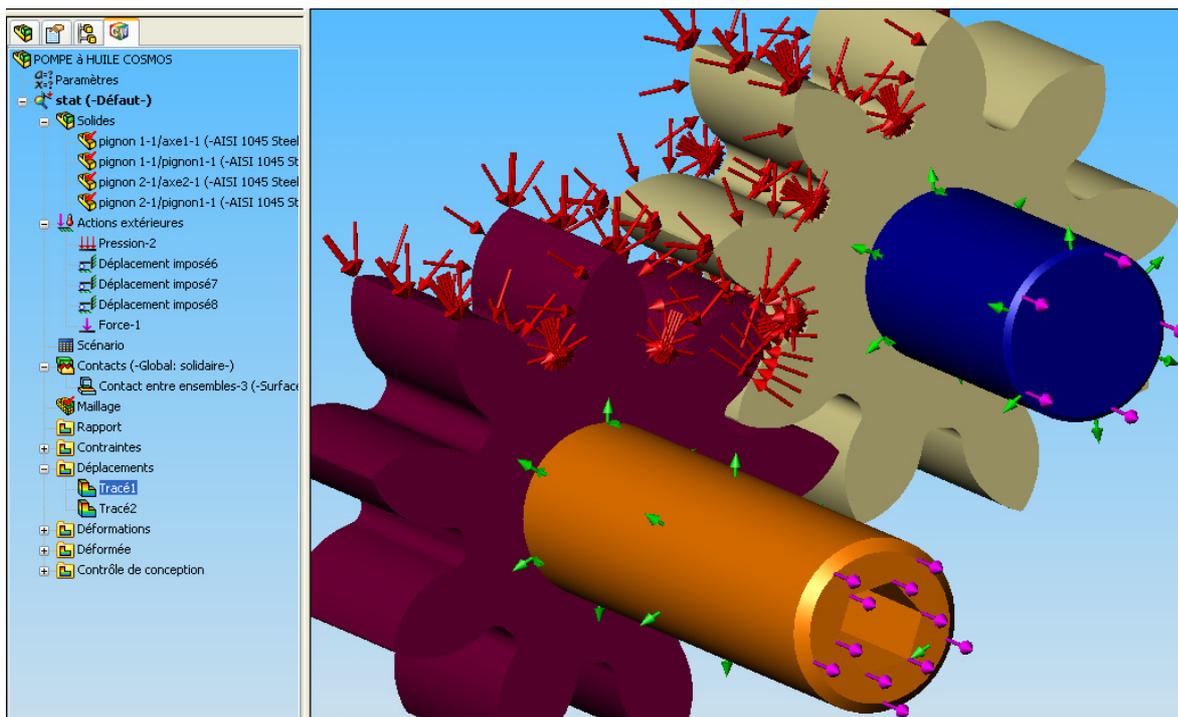
Des efforts axiaux vers le fond de la pompe existent aussi du fait que les arbres soient débouchants. Ces efforts sont limités à la valeur  $F_a = Pr Sa = 159N$  où  $Sa$  est la section droite de l'axe ( $176mm^2$ )

Je propose une étude statique dans une position particulière ou il semble que le nombre maximal d'entre dents soit soumis à la pression. Le gradient de pression existant dans les entre dents (fuites) situées entre basse et haute pression est négligé.

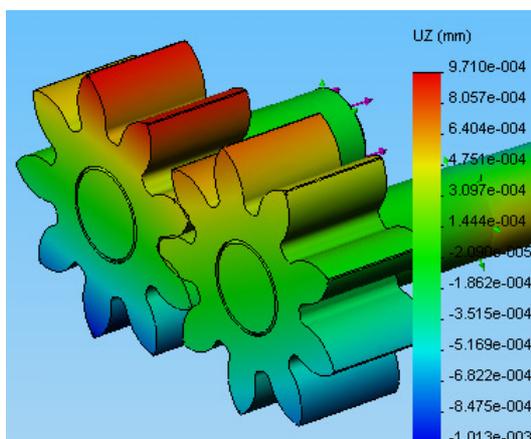
Le corps est enlevé de l'assemblage pour simplifier les calculs. Cette étude a pour but de retrouver le couple moteur par un déplacement imposé sur celui-ci (dep imposé8 de l'assemblage pompe à huile cosmos) et des valeurs de déplacement de sommets de denture qui engendrent des traces d'usure sur le couvercle (non représenté)

Les résultats :

- dep8 et 10:337 N à un rayon de 7,83/2 soit  $C_m = 2,64 Nm$  ( Analytique 2,84 en moyenne)
- Déplacement maximal suivant z : 1 micron environ.



Les déplacements :



Les réactions dans le plan des roues:

Pivot pignon menant : 468N  
Pivot pignon mené : 651N

### Bilan pour CosmosWorks

Les résultats sont corrects, CosmosWorks serait peut-être le logiciel de statique idéal pour nos élèves. Les problèmes d'hyperstatisme ne se posent pas avec la MEF.... A méditer !