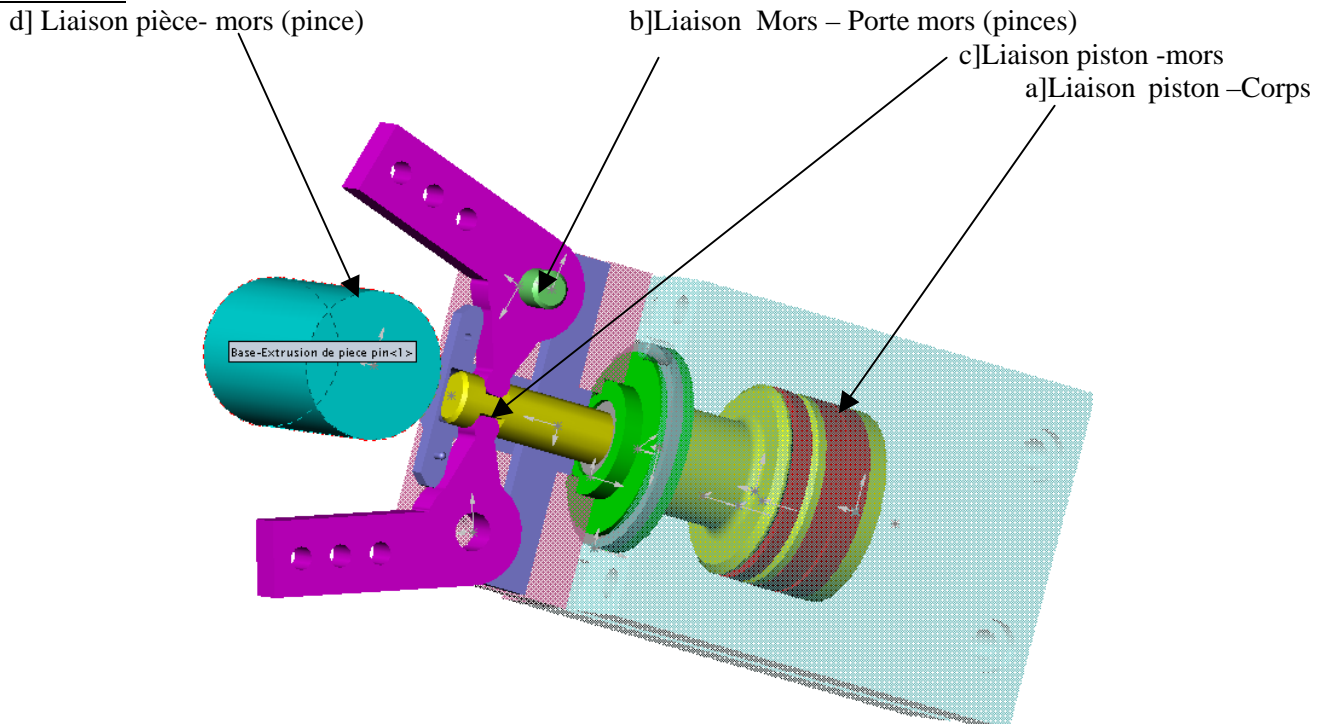


ETUDE DES PINCES FESTO HGW

PROBLEMES A RESOUDRE :

- Modélisation des différentes liaisons (notamment les liaisons entre l'axe du piston et les mors dans le cas de HGR).
- Modélisation d'une prise de pièce (introduction de liaisons avec contact).
- Vérification des calculs donnés par la statique et la dynamique .
- Lois du mouvement dans la cas du serrage , temps de serrage , (modélisation de l'effort dans la liaison motrice).
- Vérification des variations des efforts de serrage en fonction des pièces à serrer .
- Degré de confiance dans les résultats donnés par le logiciel .
- Calcul de résistance au contact mors-tige piston

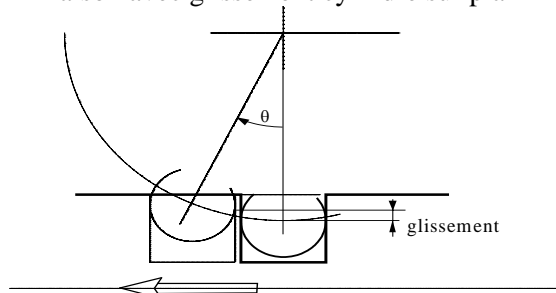
PINCE HGW :



Modélisation des liaisons :

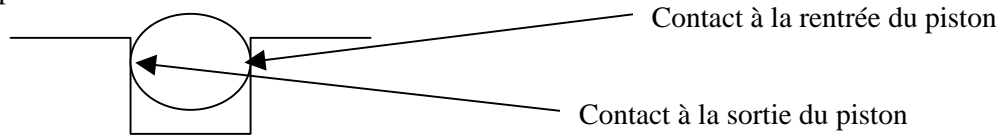
- a] La liaison entre le corps et le piston pourra être modélisée dans un premier temps par une liaison pivot glissant d'axe l'axe du piston . Cette liaison ne pose aucun problème si ce n'est le problème d'initialisation pour les deux libertés (en rotation 0 rad et en translation en amorce de serrage sur l'exemple -0.00047 m).
- b] La liaison entre le corps (porte pince lié au corps par un encastrement) est une liaison pivot d'axe l'axe d'articulation (là encore il se pose le problème de l'initialisation de la liaison pivot $\pm 0,31$ rad).
- c] La liaison entre le mors et la tige de piston est modélisable par plusieurs types de liaisons dans Motion works .

- Liaison avec glissement cylindre sur plan



Cette liaison n'est pas réaliste , car il y a également du roulement.

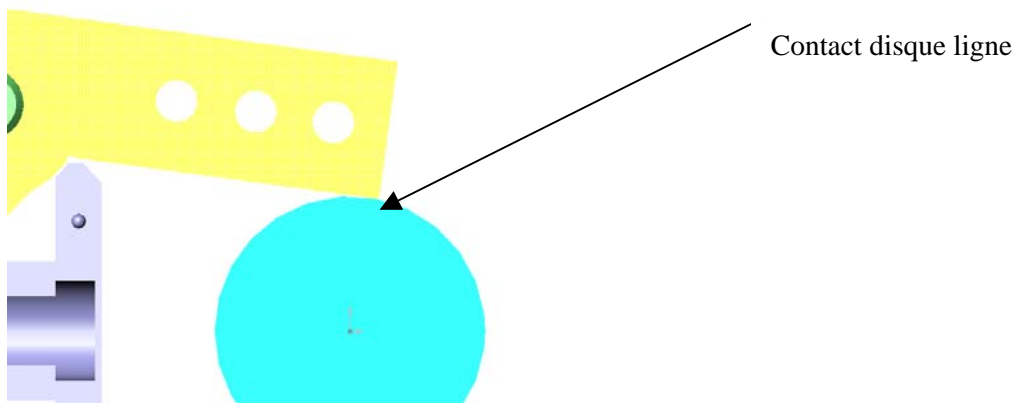
- Liaison avec contact (plusieurs types de contacts sont possibles , ligne disque , ligne point), dans ce cas le contact doit être modélisé de chaque coté du contact pour assurer la permanence du mouvement



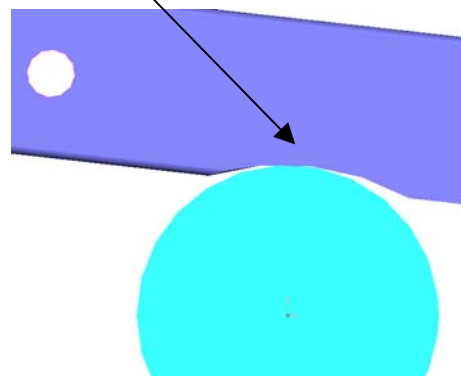
- Liaison de roulement sans glissement avec contact bilatéral (modélisation qui s'éloigne un peu plus de la réalité).

d) Liaison entre la pièce à serrer et les mors . Cette liaison nous permet d'introduire une nouvelle fois des liaisons avec contact .

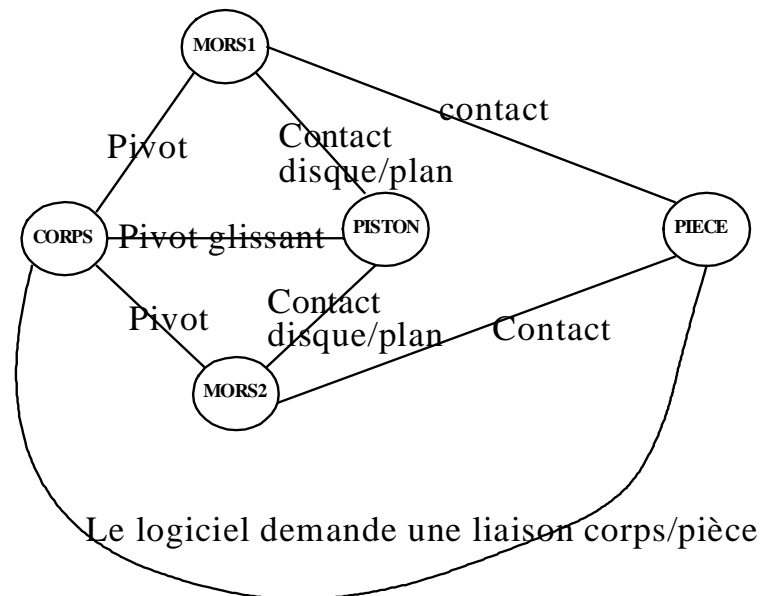
Ces liaisons à contacts seront suivant le type de l'allonge disque dans disque ou disque ligne



Contact disque dans disque



le graphe de liaisons du mécanisme est alors le suivant



Modélisation de l'effort articulaire dans la liaison pivot glissant :

Lors de la mise en pression de la chambre du piston, la pression s'exerce tout d'abord sur une surface annulaire de diamètre extérieur 25 mm et de diamètre intérieur 14 mm, puis dès que le piston s'est déplacé, il s'exerce sur une surface annulaire de diamètre extérieur 25mm et de diamètre intérieur de 7 mm.

Le logiciel permet de donner à cet effort articulaire un effort constant (échelon) ou en sinus ou en rampe avec valeur initiale et valeur finale pendant un intervalle de temps. Aucun de ces cas ne respecte le fonctionnement aussi nous prendront un effort articulaire qui sera un effort constant et de valeur une valeur égale à l'effort appliqué dès que le piston s'est déplacé.

Il est à noter que la modélisation de cet effort a une incidence sur la simulation puisque en dynamique la valeur de l'accélération donné au piston variera en fonction de celle ci.

Simulation du serrage :

Données :

- effort articulaire correspondant à une pression de quatre bars soit 181 N environ
- étude dynamique : temporelle Runge Kutta durée de la simulation sept millièmes de seconde.
- coefficients de contacts 0.2 frottement 0.05

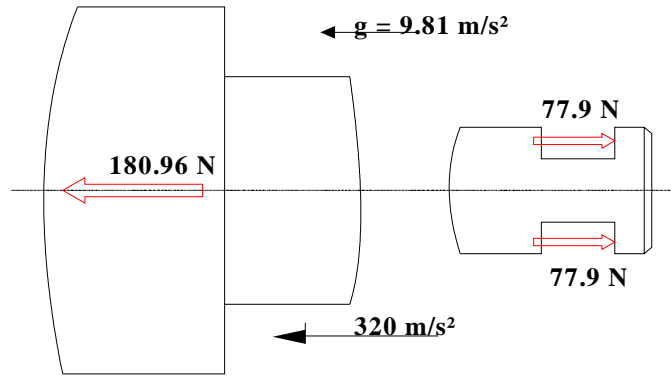
Résultats :

On constate que l'accélération donnée au piston est très élevée 320 m/s^2 et que le cycle se produit en deux temps

- Premier temps : déplacement du piston sans contact avec la pièce à serrer
- Deuxième temps contact des mors avec la pièce

Les résultats sont les suivants :

dans le premier temps les efforts exercés sur le piston au contact mors entaille sont égaux en norme et vérifient à peu près le principe fondamental de la dynamique : théorème de la résultante dynamique en projection suivant l'axe du piston qui est aussi pour cette simulation la direction de la pesanteur. voir schéma suivant



Soit le calcul suivant :
$$\text{soit } m \cdot \gamma = m \cdot g + 180.96 - 77.9 - 77.9$$

$$82.9 \cdot 10^{-3} \cdot 320 = 26.53 = 0.81 + 180.96 - 155.8 = 25.97$$
 ce qui donne un résultat acceptable .

Dans le deuxième temps , les efforts exercés sur le piston par les mors sont de norme plus importante soit 90.48 N , soit en appliquant le théorème de la résultante dynamique en projection sur l'axe $0 = +F_{art} - Fr1 - Fr2$. $0 = +180.96 - 90.48 - 90.48$.

Remarque :

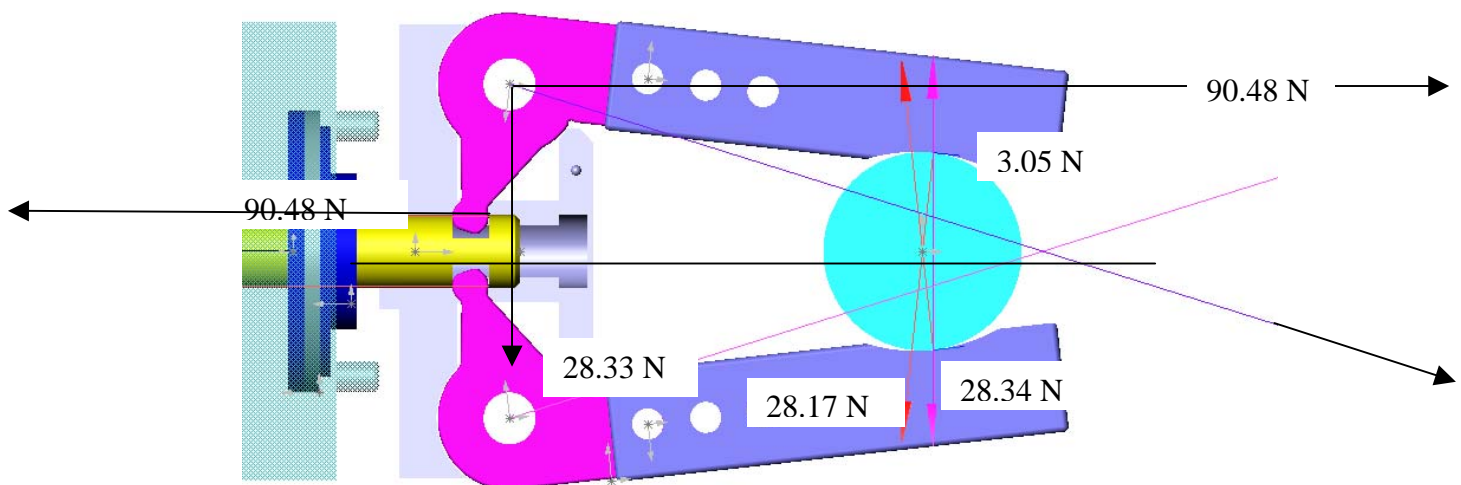
- Nous pouvons introduire du frottement au niveau des liaisons à contact (ce que nous n'avons pas fait jusqu'à présent mais le calcul reste valide).
- Les liaisons à contact nous posent des problèmes puisque il faut introduire des coefficients de restitution (dont nous ne maîtrisons pas le mode de calcul)

Il y a donc une ambiguïté dans le mode de calcul du logiciel et dans la façon dont il gère les liaisons avec contact .

Si l'on regarde à l'instant du contact les actions qui s'exercent sur le mors on retrouve le PFS vérifié

Actions de la pivot corps /mors	pièce sur le mors	piston sur mors	
En z 90.45 N		90.48	
En x 28.3 N	28.34 N resultant		0 N

Ce qui semble valider le calcul . (remarque l'effort de serrage résultant est vertical)



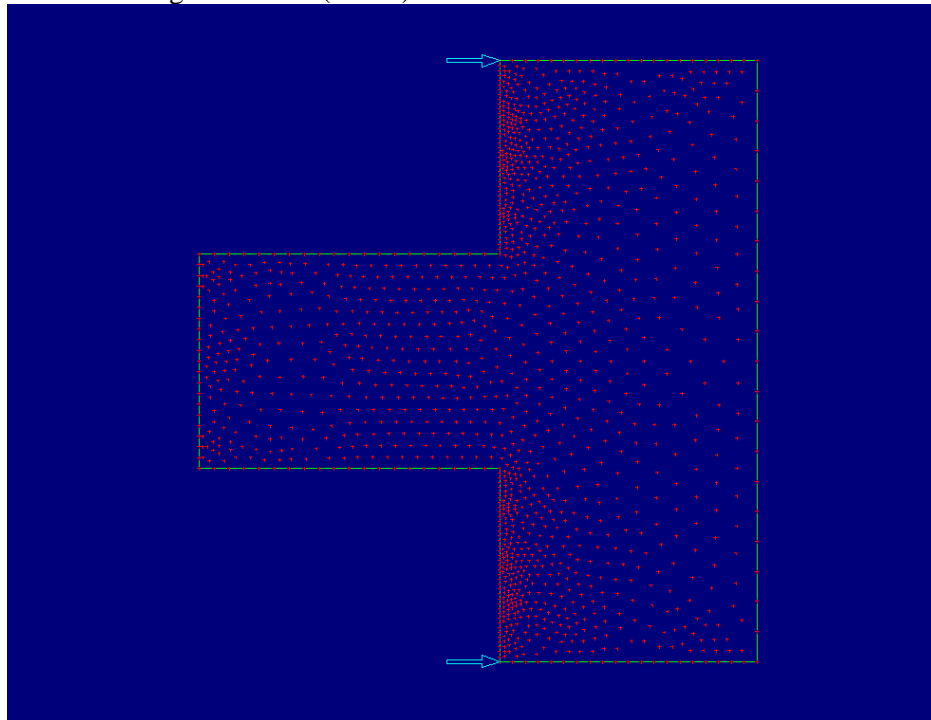
CALCULS DE RESISTANCE :

Sur la pince fournie il est apparue une section cisailée au contact mors / piston .

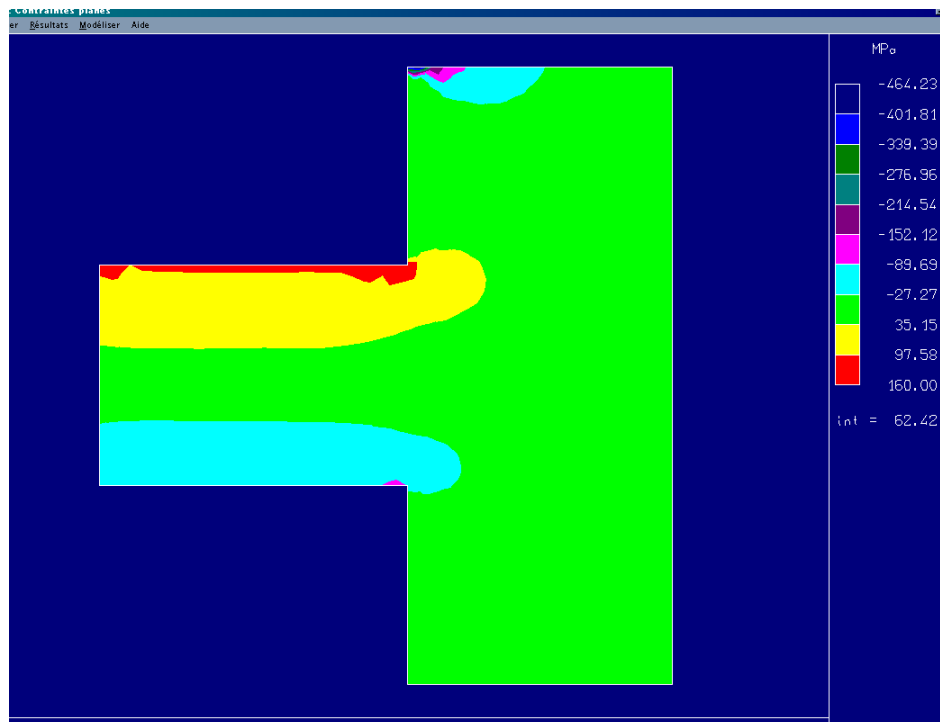
En prenant comme norme de l'effort celle la plus importante fournie par le logiciel on trouve un effort de 180.96 N s'exerçant à une distance d du point de faiblesse . (voir image photo numérique).

Utilisons un logiciel de calcul par éléments finis du type RDM Le Mans , en modélisant le problème comme la figure suivante :

- Matériaux 16 CrNi 6 de $R_m=1150\text{Mpa}$
- Epaisseur la largeur de l'entaille à la base 6.51 mm
- Cas de charge 180.96 N (8 bars) à l'extrémité de l'entaille



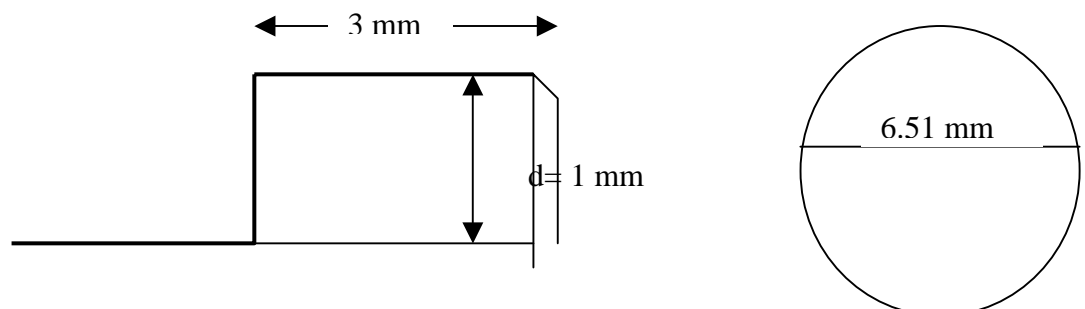
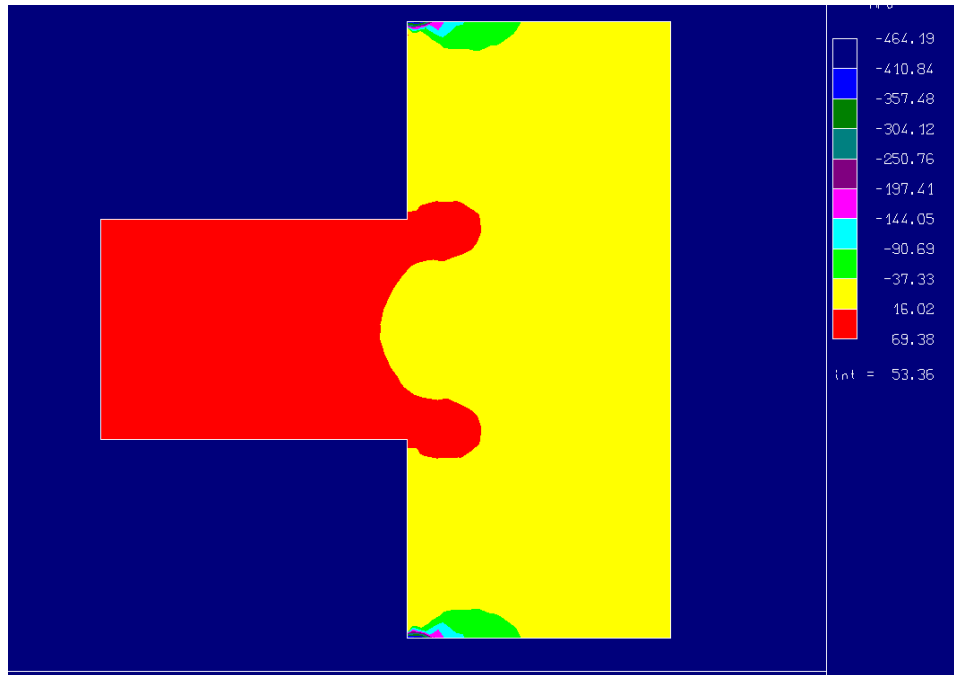
le



le logiciel donne le résultat suivant si l'on considère que le contact s'exerce sur un seul coté

La contrainte maxi au bord de l'entaille est alors de 160 Mpa ce qui est relativement faible pour un acier de ce type .

En considérant que le contact a lieu au même instant des deux coté l'allure des lignes de contraintes a alors les formes suivantes . La contrainte maxi est alors réduite à 69.38 Mpa ce qui reste bien sûr très confortable



Compte tenu des valeurs des contraintes , il faut chercher ailleurs les causes de rupture et il semble très vraisemblable que c'est le choc à l'instant du contact mors /pièce (choc violent compte tenu des valeurs d'accélération du piston à l'instant du choc) qui provoque la cassure que l'on constate sur l'image numérique suivante.

Remarque : le calcul de résistance a été effectué avec le logiciel de calcul RDM mais il pouvait tout naturellement se faire avec le logiciel Cosmos par éléments finis en 3D logiciels compatible avec les résultats fournis par SOLID WORKS et motion .



Variation de l'effort de serrage en fonction du diamètre des pièces à serrer :

On supposera ces pièces de même longueur et de diamètre variant de 9.5 à 15 (9.5 ;10.5 ;12 ;13 ;14 ;15) Et l'on fera varier la pression de 2 à 6 bars (2 ;3 ;4 ;5 ;6) .

La méthode de simulation sera la suivante faire varier tout d'abord la pression pour un diamètre donné , Puis changer le diamètre , adapter la pertinence du point de contact . et recommencer le calcul .

On notera alors l'instant où le contact aura lieu , l'effort de contact sur le mors inférieur et sur celui supérieur [vérifier si le temps de simulation a une influence sur les résultats .]

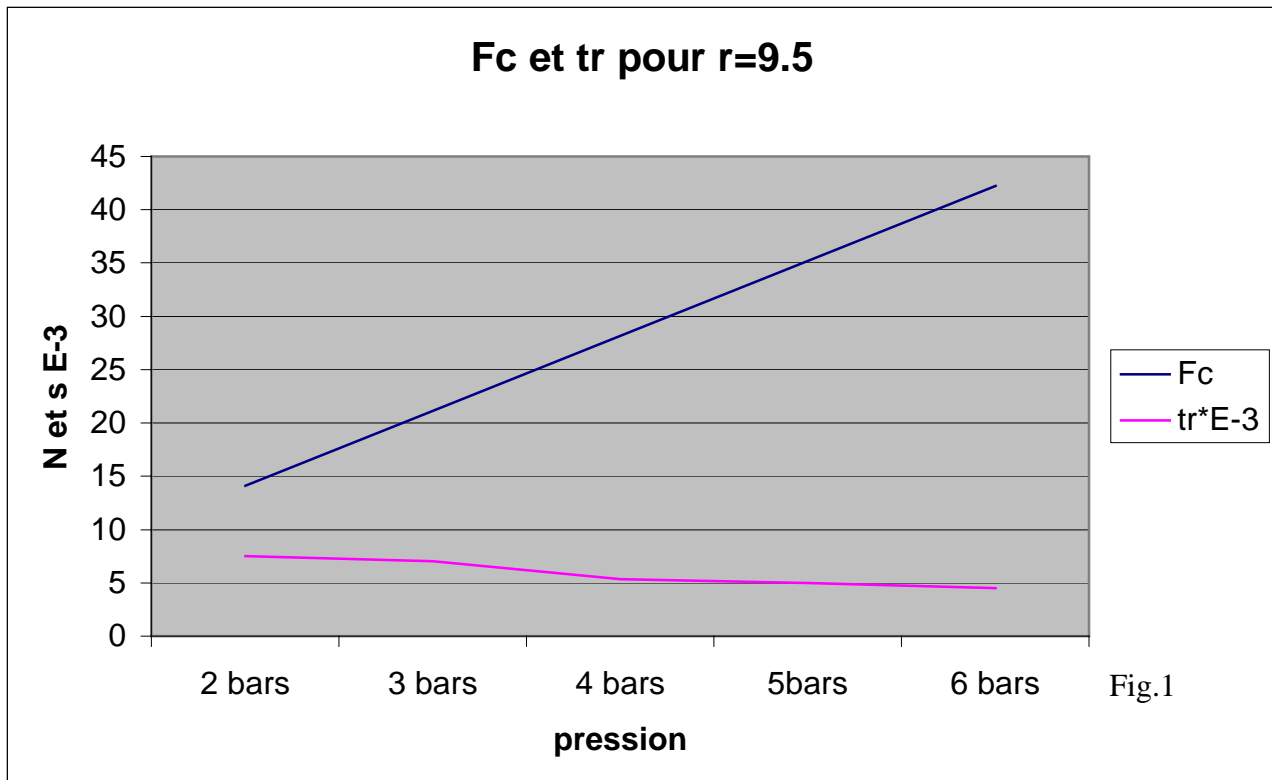
pression	2 bars			3 bars			4 bars			5 bars			6 bars		
R	Fp en N	Fc en N	Tr en $s10^{-3}$	Fp en N	Fc en N	Tr en $s10^{-3}$	Fp en N	Fc en N	Tr en $s10^{-3}$	Fp en N	Fc en N	Tr en $s10^{-3}$	Fp en N	Fc en N	Tr en $s10^{-3}$
9.5	45.23	14.09	7.5	67.86	21.13	7	90.48	28.17	5.35	113.1	35.21	5	135.71	42.26	4.5
11	45.23	14	7.2	67.86	21	5.8	90.48	28	5	113.1	34.75	4.68	135.71	42	4.2
13	45.23	14.2	6.6	67.86	21.4	5.35	90.48	27.5	4.8	113.1	34.64	4.4	135.71	42.5	3.8
15	45.23	14.3	6.2	67.86	21.3	5.3	90.48	27.1	4.3	113.1	34.7	4.1	135.71	42.4	3.5

On remarque plusieurs choses:

- L'effort sur le piston exercé par un mors est constant quelque soit le rayon .
- L'effort exercé sur la pièce varie peu en baisse en fonction du rayon et est proportionnel à la pression à rayon constant.
- Le temps de réponse diminue en fonction du rayon croissant et de l'augmentation de pression

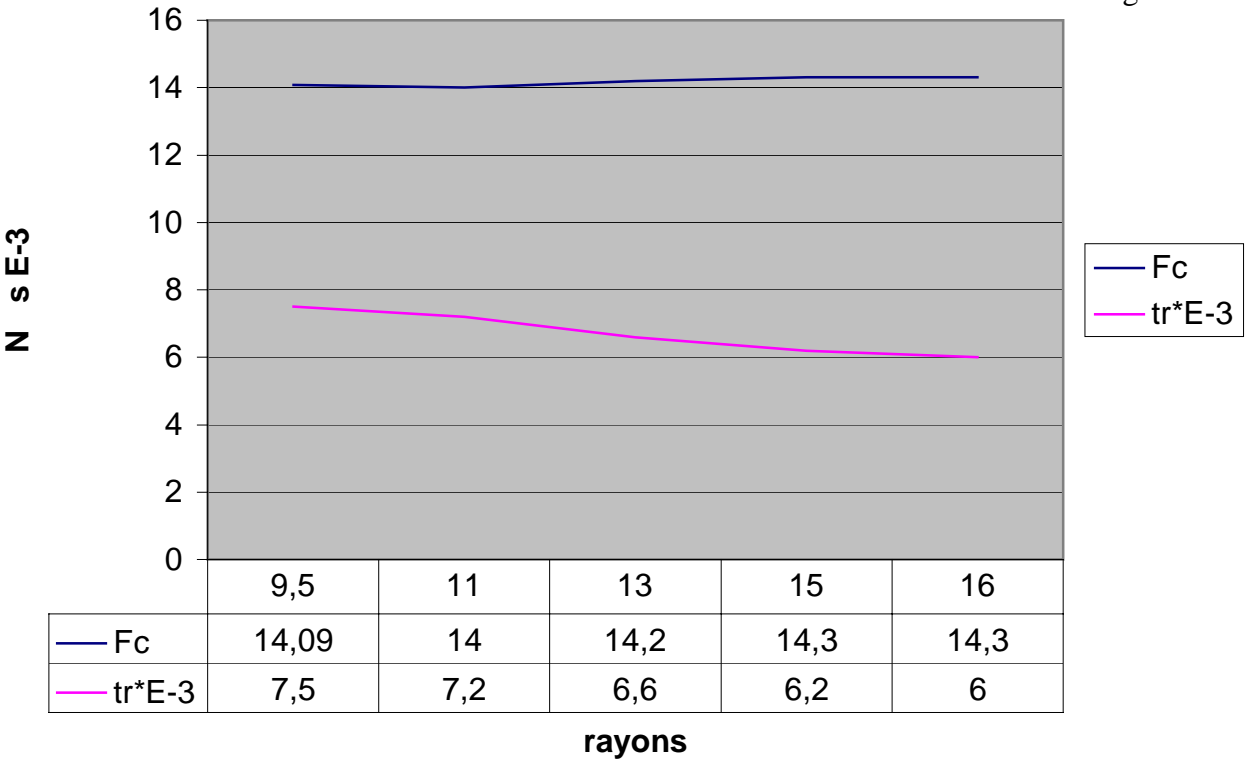
On peut avancer plusieurs hypothèses pour la très faible variation de l'effort sur la pièce , en effet on peut constater qu'en fait le moment des efforts exercés par le piston sur le mors(par rapport à un point de l'axe d'articulation) est constant donc l'effort de serrage varie uniquement à cause de la légère variation de position du point de contact de la pièce sur le mors . le moment exercé par cet effort sur le mors est donc constant .

Le temps de fermeture diminue en fonction de la pression , mais on peut constater que ces temps sont largement inférieurs au temps de serrage donné par le constructeur , qui mesure le temps effectif (tenant donc compte des frottement au niveau du contact joint de piston et segments sur corps)

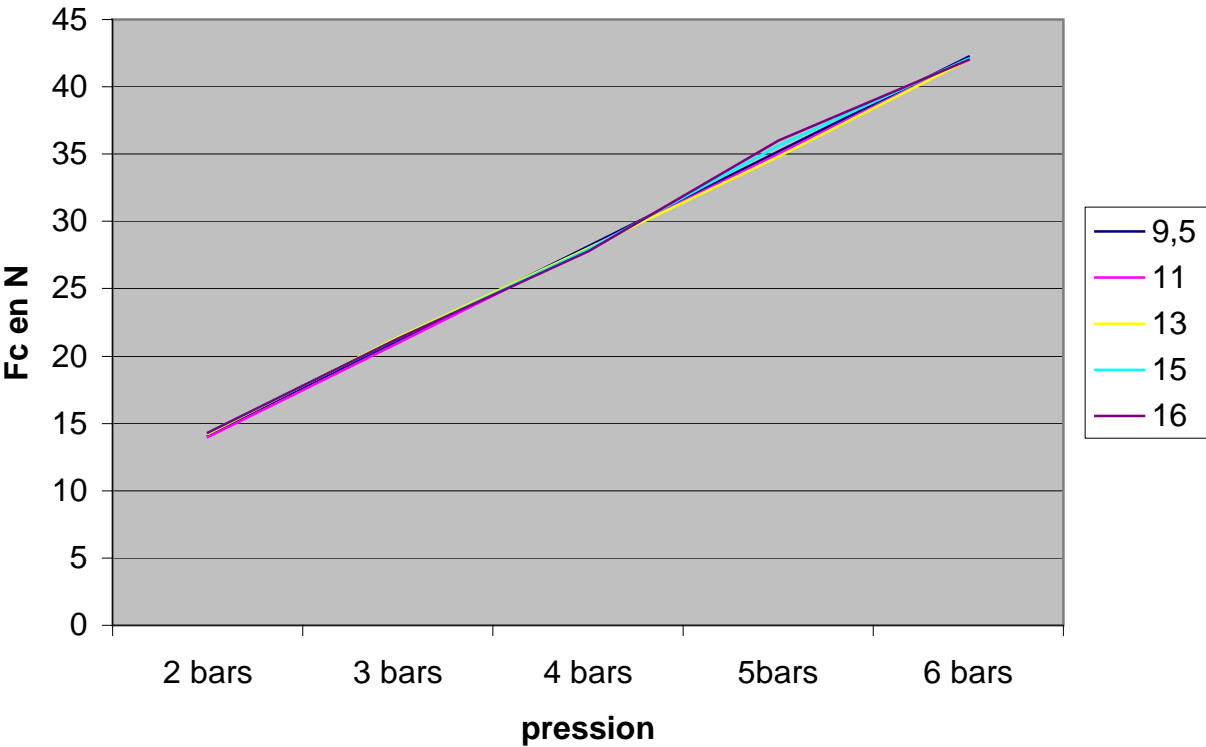


fcet tr f(2bars)

Fig .2

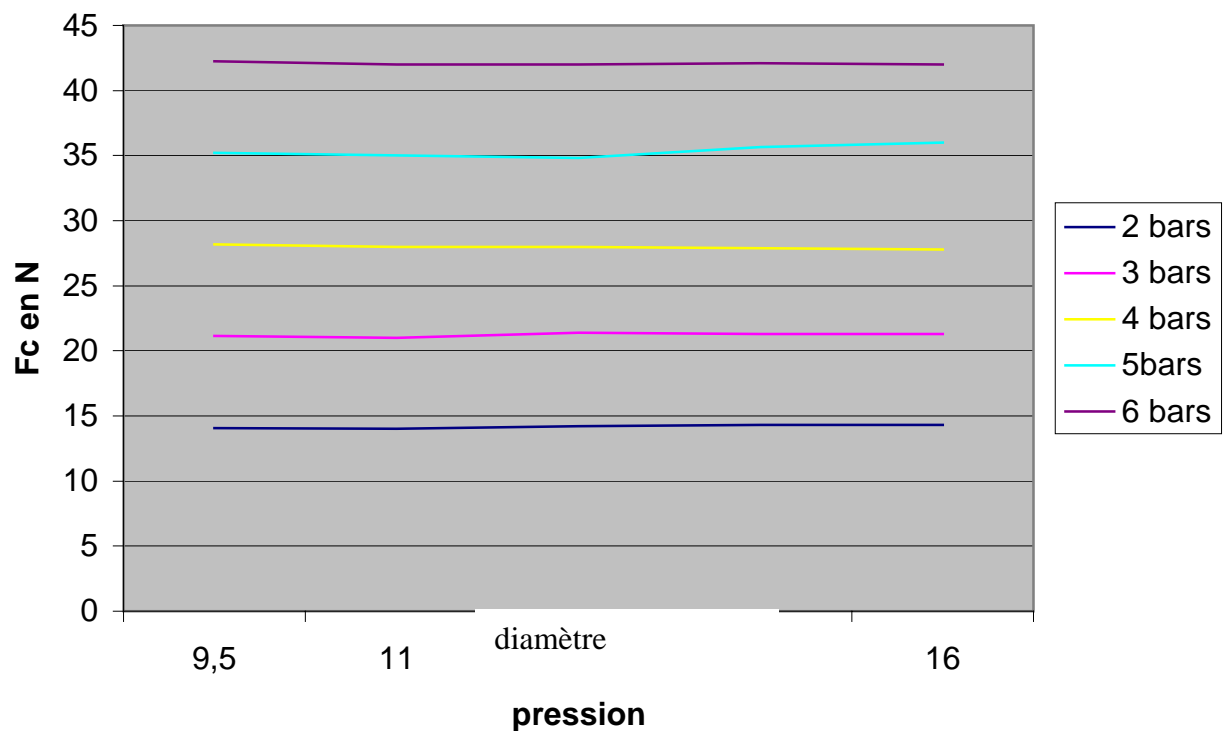


Fc en fonction de la pression r=cti Fig.3



Fc suivant Dia et pression

Fig. 4



On constate que :

- à diamètre constant de pièce Fc croît linéairement et le temps de réponse décroît linéairement (fig. 1) en fonction de la pression dans la chambre.
- A pression constante Fc décroît légèrement en fonction du diamètre (fig.2).
- On remarque que les courbes de la figure 3 ont pratiquement les mêmes pentes ce qui signifie que la croissance de l'effort est due uniquement à l'augmentation de pression.(fig.3)
- Les décroissances légères de l'effort de contact pour des diamètres différents à pression constante ont mêmes allures (fig.4)