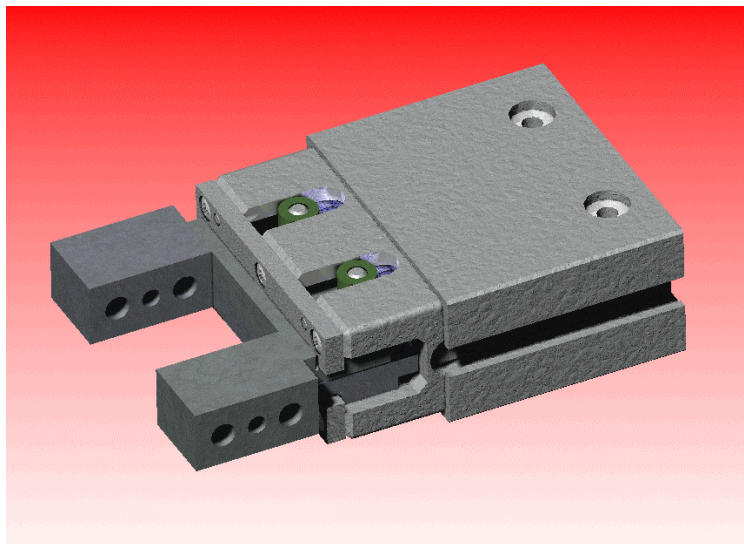
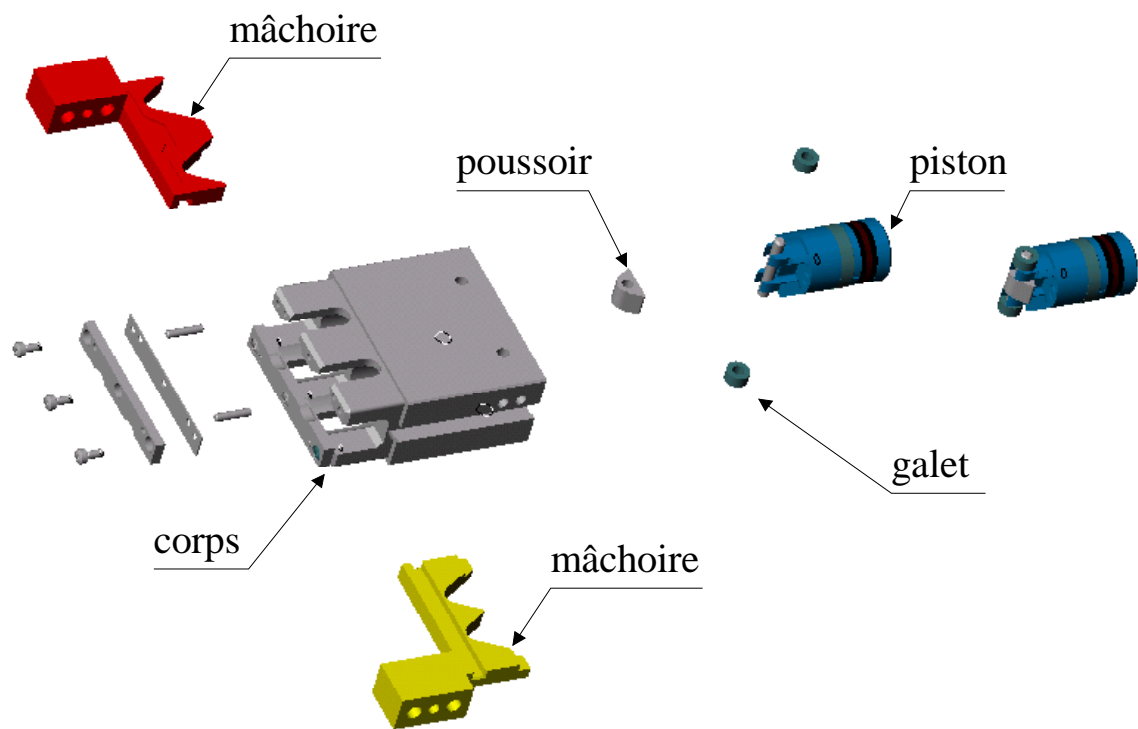


Pince FESTO à mors parallèles

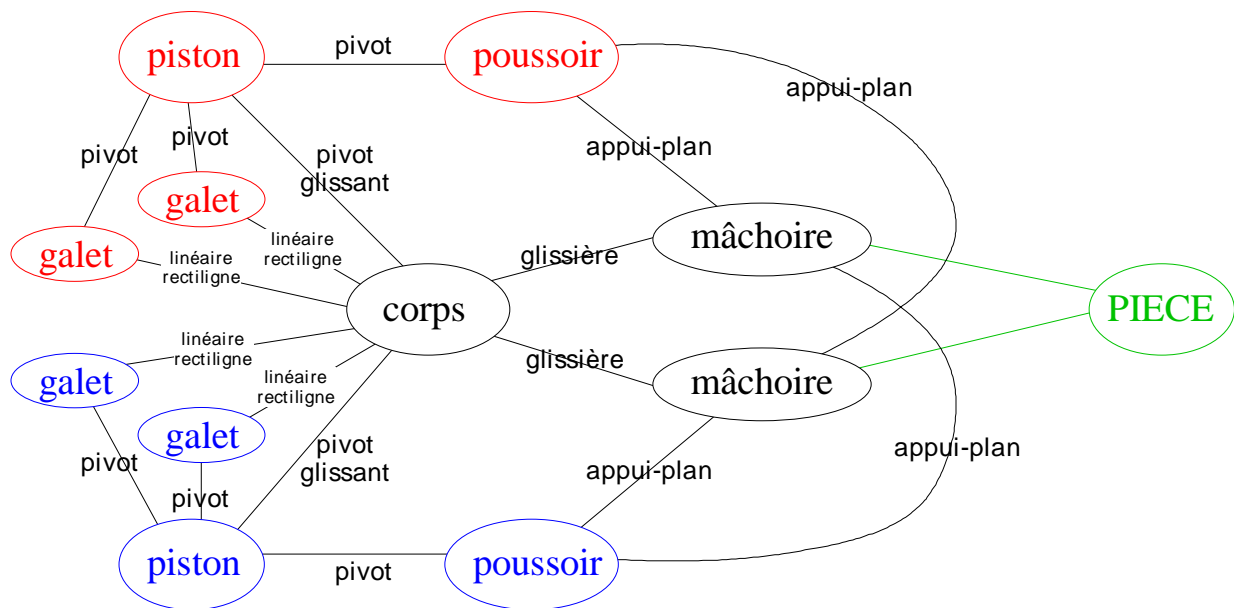
- 1- Description de la pince
- 2- Modélisation des liaisons
- 3- Détermination de l'effort de serrage d'une pièce
- 4- Données constructeur

Description de la pince



Modélisation des liaisons

Une première analyse du mécanisme amène fort logiquement à effectuer le choix suivant pour les liaisons entre les divers groupes cinématiques :



L'étude du mécanisme nous montre que celui-ci est **hyperstatique d'ordre 13** (sans tenir compte d'une éventuelle pièce serrée entre les mâchoires).

Les équations de la dynamique sont donc en nombre très inférieur au nombre d'inconnues d'efforts dans les diverses liaisons.

➔ Il est intéressant de constater qu'un logiciel nous donnera toujours des valeurs.

✎ Celles-ci seront "correctes" si le mécanisme est isostatique.

⇒ On peut chercher une modélisation des liaisons permettant de rendre le mécanisme isostatique. On sera alors amené à se poser les questions suivantes :

- N'est-on pas trop loin de la réalité ?
- Les valeurs obtenues ont-elles un sens ?

Il convient, de toute façon, d'étudier chacune des liaisons afin d'identifier, le cas échéant, celles pouvant être modifiées de façon réaliste.

↳ Lors de l'étude d'un mécanisme hyperstatique, certaines composantes des inter-efforts au sein des liaisons sont-elles réalistes? Si oui, comment les identifier?



Essayons de réduire le degré d'hyperstatisme de notre mécanisme.

◆ Nous étudierons la phase de fermeture de la pince.

⇒ Seul le piston permettant la fermeture est pris en compte.

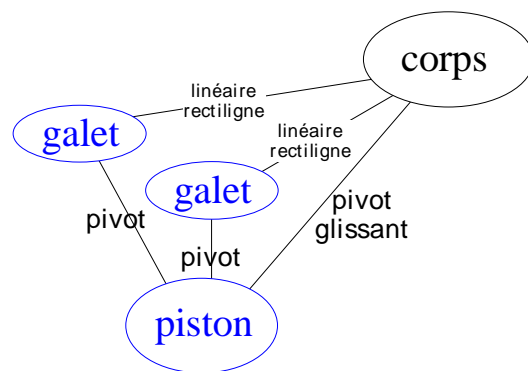


Construisons le mécanisme de façon progressive.

L'hyperstatisme ne peut apparaître que lorsqu'il y a une chaîne fermée de solides.

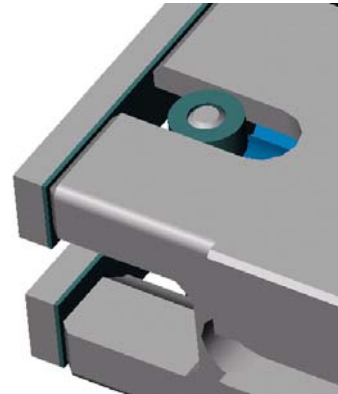
◆ Premières chaînes:

Ce sous-ensemble est hyperstatique d'ordre 5, ce que l'on peut vérifier à l'aide du logiciel.



Remarque 1:

Un galet peut-être en contact linéaire rectiligne avec l'une ou l'autre des faces de la rainure usinée dans le corps. Le côté du contact est choisi de façon arbitraire, c'est le signe de la résultante de l'action mécanique qui permettra de savoir si le choix effectué est le bon.

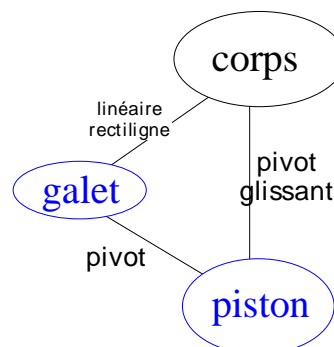


Remarque 2:

Seul un galet sera réellement en contact avec le corps (si l'on ne remet pas en cause la modélisation des liaisons précédemment effectuée). Il est donc inutile de modéliser les deux liaisons linéaires rectilignes. Le choix du galet en contact est nécessairement arbitraire. Étant donnée la symétrie du mécanisme, les résultats obtenus sont tout à fait exploitables.

Conséquence:

Le degré d'hyperstatisme est maintenant égal à 1.



→ Motion Works ne permet pas de créer une liaison linéaire rectiligne entre le corps et le galet. Ceci n'est pas illogique puisque, au cours du mouvement, l'axe de cette liaison change pour un observateur situé sur le corps (l'axe décrit le plan de contact: le base du mouvement) comme pour un observateur situé sur le galet (l'axe décrit le cylindre extérieur: la roulante du mouvement).

→ La logique voudrait donc que l'on crée une liaison de roulement entre ces deux pièces. Or:

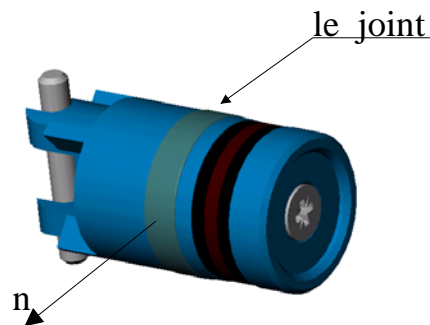
- Motion Works ne permet de simuler que le roulement d'un cercle sur une ligne, supprimant ainsi un degré de liberté, ce qui rend le mécanisme isostatique, mais de façon non réaliste: les galets n'auraient pour fonction

que d'empêcher le mouvement de rotation du piston; or leur rôle est de supporter la composante radiale des efforts générés aux contacts avec les mâchoires.

- Le contact serait (comme précédemment) supposé bilatéral alors qu'il ne l'est pas.

→ Une analyse plus fine du mécanisme nous permet de constater que le contact piston-corps ne se fait qu'au niveau du joint!

Dès lors, il est plus logique de modéliser la liaison piston-corps par une liaison linéique annulaire. Avec ce type de liaison, les galets jouent pleinement leur rôle.



⇒ Apparaît cependant une mobilité supplémentaire: une rotation du piston suivant la normale n au plan formé par l'axe du piston et celui des galets. C'est l'élasticité du joint qui empêche ce mouvement (ce qui est suffisant car il n'y a pas d'effort dans cette direction). Nous supprimerons ce mouvement en bloquant le degré de liberté correspondant.

⇒ Les liaisons galets-corps seront modélisées par des liaisons de type *contact*.

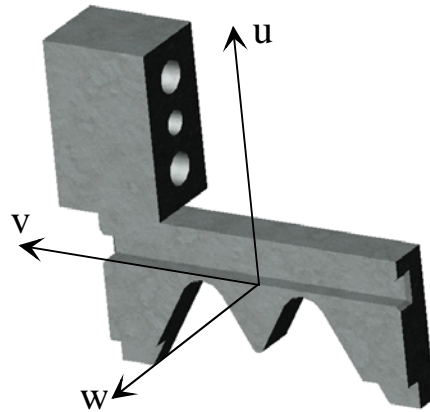
- Ces liaisons sont unilatérales et, de ce fait, plutôt réalistes. On modélisera quatre contacts (deux pour chaque galet).
- Motion Works ne permet la modélisation que de contacts 2D. Nous choisirons des contacts de type cercle-ligne, ce qui n'est pas aberrant étant donnée la faible épaisseur (3 mm) des galets par rapport à leur écartement (16,3 mm). Mais cela correspond à une approximation. Il faudra en être conscient lors de l'éventuelle exploitation des résultats correspondant aux efforts exercés sur les galets.

Remarque:

Si l'on considère que le contact avec le corps ne se fait qu'au niveau d'un galet, on peut le modéliser par deux contacts de type disque-ligne entre un plan du corps et les cercles situés sur les faces planes du galet considéré.

◆ Liaisons mâchoires-corps

Nous avons précédemment choisi de modéliser la liaison entre le corps et chacune des mâchoires par une glissière.



Or

- cette liaison glissière est unilatérale dans le sens w ;
- il y a un appui plan entre les deux mâchoires, appui plan non pris en compte dans la modélisation précédemment adoptée.

Il semble difficile de trouver une modélisation "moins irréaliste".

Nous nous contenterons donc de celle-ci, tout en étant conscient que les composantes d'inter-efforts corps-mâchoire correspondant à la résultante suivant w et aux moments suivant u et v ne reflètent sans doute pas à la réalité.

◆ Intégration du poussoir



La création de la première liaison appui-plan avec une mâchoire ne pose aucun problème (au logiciel) étant donné les choix préalablement effectués, en particulier les liaisons de type *contact* entre les galets et le corps.

Il est cependant légitime de s'interroger:

- y aura-t-il réellement un contact plan entre le poussoir et la mâchoire, et donc un seul galet en appui sur le corps?

ou

- y aura-t-il deux galets en appui sur le corps et donc un contact suivant un segment de droite entre le poussoir et la mâchoire?

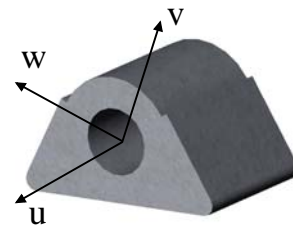
Il est impossible de répondre à cette question. La réponse dépendra des dimensions réelles des pièces assemblées, ainsi que de leurs défauts géométriques.

Sans doute faudrait-il également tenir compte des déformations des pièces (en particulier lors d'un contact non surfacique par lequel transite un effort).

Enfin l'usure des pièces fera que la réalité des liaisons évoluera au cours du temps.

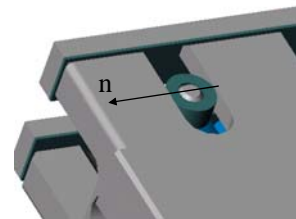
⇒ On ne peut qu'adopter le type de liaison qui nous semble le plus réaliste; tout en étant conscient que ce choix est subjectif.

Cette subjectivité se traduira par le fait que la valeur de la composante, suivant v , du moment de l'inter-effort mâchoire-poussoir (dans le cas du choix d'un appui-plan) n'est pas nécessairement réaliste.



Il en est de même pour les valeurs des actions au niveau des contacts galets-corps.

Si la valeur globale de la composante, suivant la normale n , de la résultante est sans doute réaliste, le fait qu'elle transite par un galet ou deux (et, dans ce cas, sa répartition entre les deux galets) ne peut être précisé.



→ Le problème se complique encore lorsque l'on intègre la seconde mâchoire:

- on est, bien entendu, amené à se poser les mêmes questions que précédemment;
- que l'on choisisse un contact plan ou linéique rectiligne entre le poussoir et chacune des mâchoires, le problème est maintenant hyperstatique (en fait le logiciel ne le considèrera pas comme hyperstatique, mais les contacts galets-corps ne seront plus tous assurés).

Nous avons fait le choix suivant: des liaisons linéaires rectilignes pour les contacts entre le poussoir et chacune des mâchoires.



Détermination de l'effort de serrage d'une pièce

Il est intéressant de savoir si l'effort de serrage dépend de l'écartement des mâchoires de la pince.

La réponse à cette question peut-être obtenue en effectuant plusieurs études statiques, en serrant des pièces de dimensions différentes.

Dans le cas où les liaisons sont supposées parfaites, on peut utiliser une méthode énergétique beaucoup plus rapide :

Modélisons l'action de la pression par un glisseur d'axe central l'axe du piston permettant la fermeture et de module 121 N (pression de 0,6 Mpa pour un piston de 16 mm de diamètre). Notons F_p cet effort.

Modélisons les actions exercées sur chacune des mâchoires, et permettant l'équilibre de l'ensemble, par des glisseurs (notés respectivement F_{M1} et F_{M2}) de direction celle du vecteur vitesse de la mâchoire concernée, et de sens opposé à celui-ci.

Les liaisons étant supposées parfaites, et en ignorant les effets dynamiques puisqu'on s'intéresse à une succession d'études statiques, la puissance, calculée dans un repère lié au corps fixe de la pince, des actions mécaniques exercées par le milieu extérieur sur la pince est nulle :

$$F_p \cdot V_p - F_{M1} \cdot V_{M1} - F_{M2} \cdot V_{M2} = 0$$

(En notant respectivement V_p , V_{M1} et V_{M2} , la vitesse du piston, de la mâchoire 1 et de la mâchoire 2 par rapport au corps)

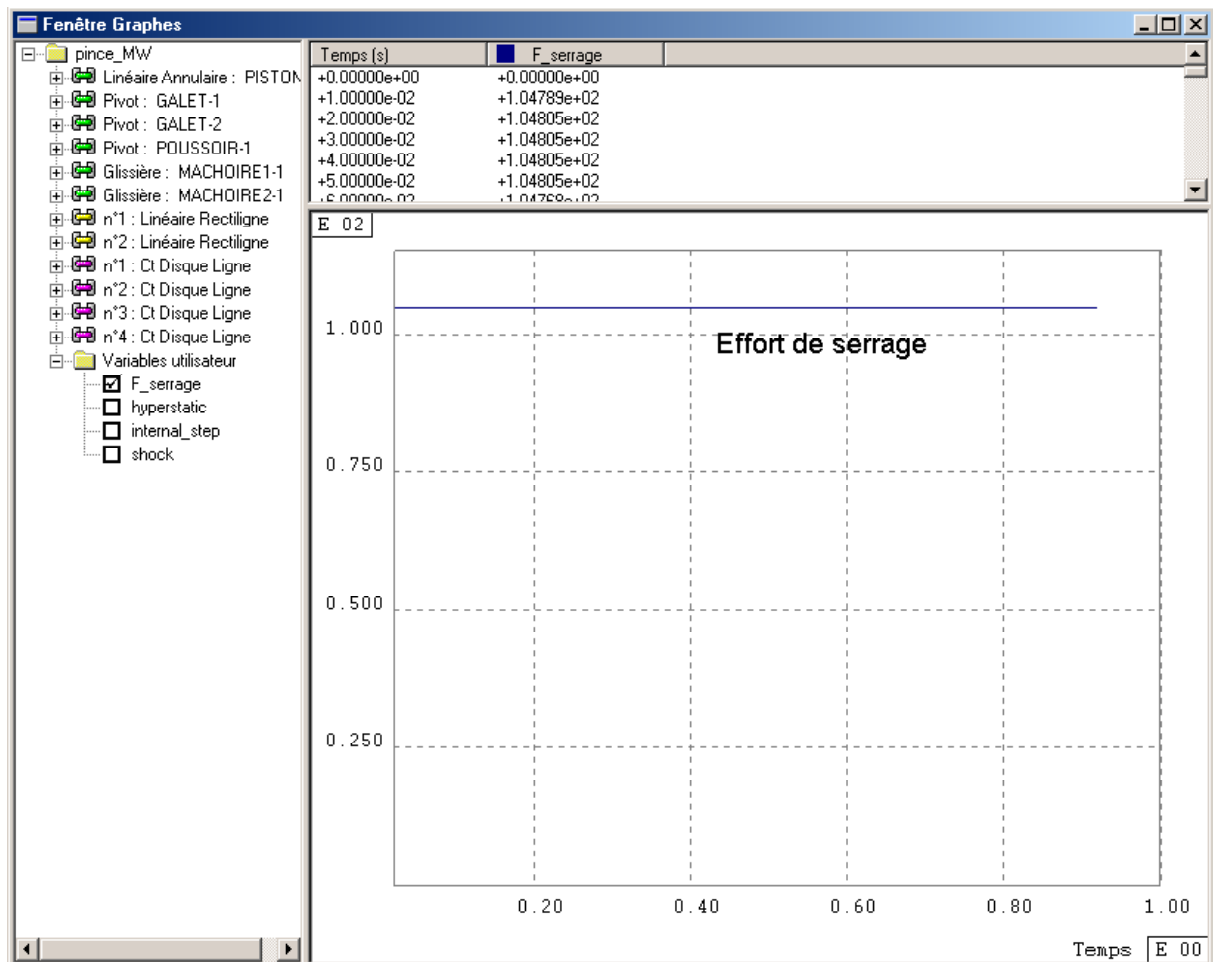
Ce qui nous donne $F_p \cdot V_p - F_{M1} \cdot V_{M1} - F_{M2} \cdot V_{M2} = 0$.

Or l'équilibre de la pièce serrée impose $F_{M1} = F_{M2}$ (dans la cas où le poids de celle-ci a un support perpendiculaire à celui de F_{M1} et F_{M2}).

On obtient donc $F_{M1} = F_{M2} = F_p \cdot \frac{V_p}{V_{M1} + V_{M2}}$

↳ L'analyse des résultats donnés par Motion Works permet de constater que $V_{M1} = V_{M2}$.

↳ En demandant le tracé de la variable correspondant à $F_p \cdot \frac{V_p}{V_{M1} + V_{M2}}$, on obtient la courbe suivante :

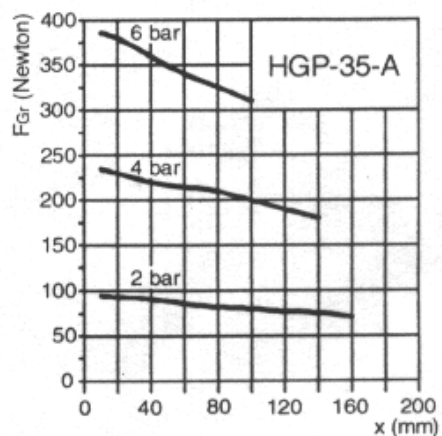
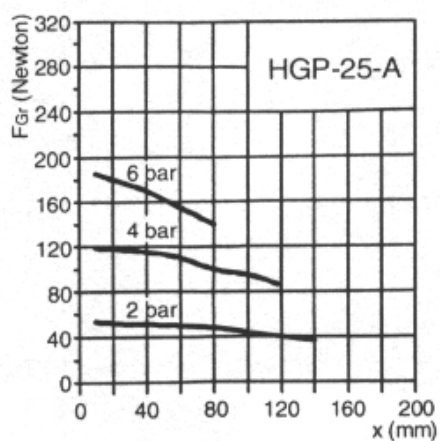
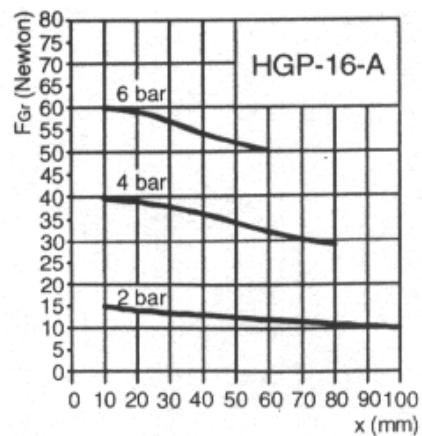
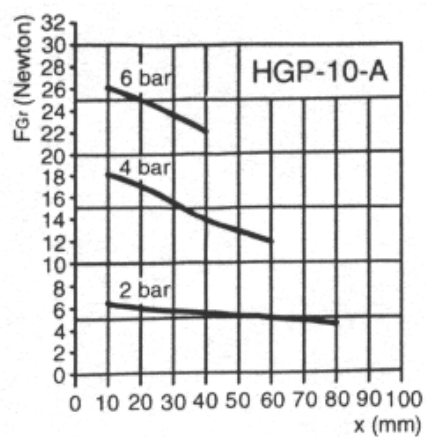
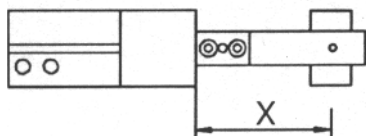


➔ Il est intéressant de constater que l'effort de serrage est indépendant de l'écartement des mâchoires (on obtient une valeur constante de 105 N).

Données constructeur

Type	HGP-10-A	HGP-16-A	HGP-25-A	HGP-35-A	
N° de pièce	161 825	161 826	161 827	161 828	
Type de construction	Pince à serrage parallèle				
Fluide	Air comprimé filtré, lubrifié ou non				
Position de montage	Au choix				
Air comprimé - Plage de réglage à 23°C	2 ... max. 8 bars				
Course par doigt	3 mm	5 mm	7.5 mm	12.5 mm	
Longueur max. des outils de préhension sous 6 bars	40 mm	60 mm	80 mm	100 mm	
Plage de température admissible	+5 ... +60°C				
Force de préhension max.\6 bars\ point de maintien 0 mm	27 N	60 N	190 N	390 N	
Force Fg adm	statique dynamique	25 N 2 N	50 N 7 N	100 N 15 N	200 N 20 N
Couple Mq adm	statique dynamique	15 Ncm 4 Ncm	30 Ncm 14 Ncm	80 Ncm 25 Ncm	150 Ncm 40 Ncm
Couple Mt adm	statique dynamique	25 Ncm 5 Ncm	50 Ncm 15 Ncm	170 Ncm 30 Ncm	350 Ncm 50 Ncm
Le temps de fermeture en fonction du poids du préhenseur	0.1 s 0.2 s 0.3 s	0.2 N 0.35 N 0.5 N	0.5 N 0.75 N 1 N	1 N 1.5 N 2N	1.5 N 2 N 3.5 N
Moment d'inertie de masse (uniquement pince)	0.070 kg.cm ²	0.440 kg.cm ²	3.610 kg.cm ²	9.80 kg.cm ²	
Temps de fermeture sous 6 bars (sans charge)	0.01 s	0.02 s	0.03 s	0.06 s	
Temps de cycle sous 6 bars (sans charge)	30 ms	60 ms	90 ms	180 ms	
Consommation d'air par cycle sous 6 bars	0.0024 NI	0.0105 NI	0.0383 NI	0.1269 NI	
Fréquence de fonctionnement max.	4 Hz (240/min) Une fréquence de fonctionnement élevée réduit la durée de vie				
Précision répétitive	± 0.02 mm				
Précision d'échange max.	0.2 mm				
Matériaux	Corps : Al (nickemé), Guide : acier (trempé), Joints : NBR, Piston : POM, Capot : PA 6				
Poids (sans capteur)	0.07 kg	0.185 kg	0.69 kg	1.21 kg	

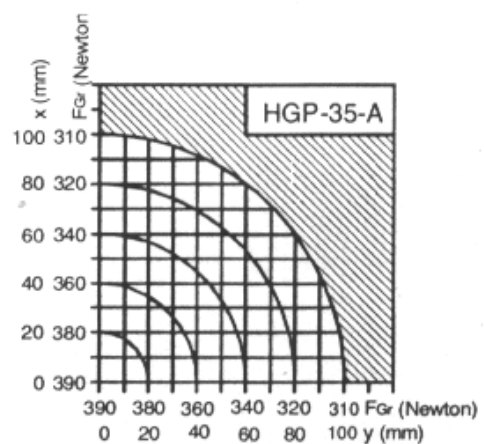
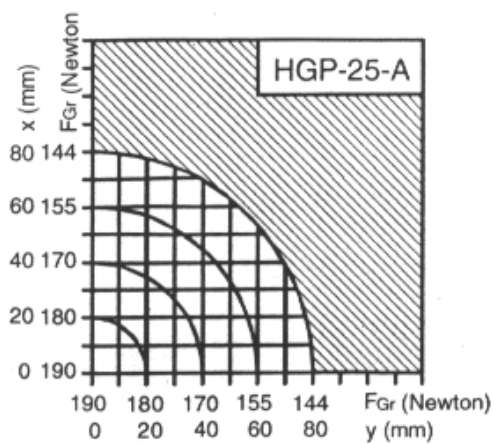
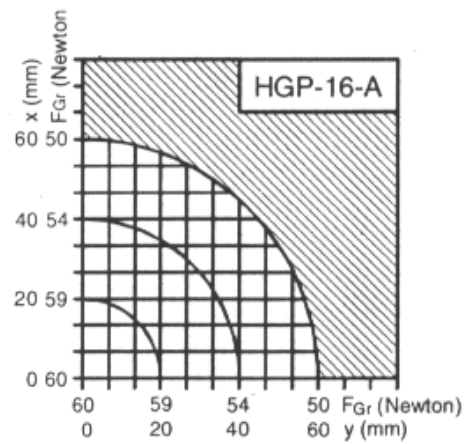
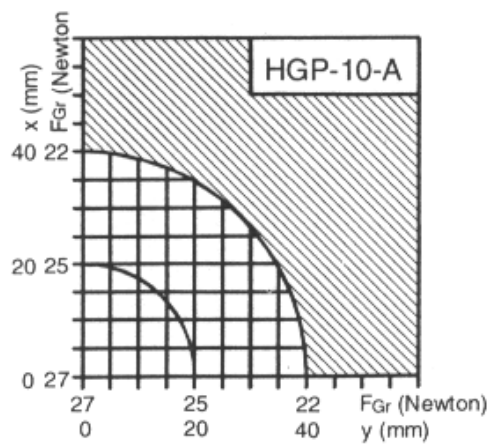
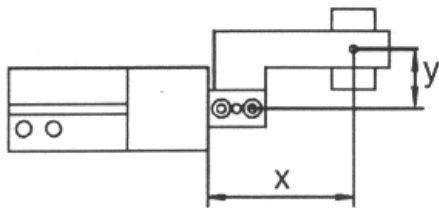
Force de préhension maximale en fonction du bras de levier x



bras de levier : x

force de préhension : F_{Gr}

Force de préhension maximale en fonction de l'excentricité y



bras de levier : x

excentricité : y

Force de préhension : F_{Gr}