

BTS Mécanique Automatismes Industriels

EPREUVE E4

CONCEPTION DETAILLEE DE LA PARTIE OPERATIVE

Sous-épreuve 41

Dimensionnement et validation des parties opératives

Durée : 3 heures

Coefficient : 2

SUJET DE L'ETUDE

ASSEMBLAGE DE CARTOUCHES PNEUMATIQUES D'ELECTROPILOTES

AUCUN DOCUMENT N'EST AUTORISE

MOYENS DE CALCUL AUTORISES : Calculatrice électronique de poche, y compris calculatrice programmable et alphanumérique à fonctionnement autonome.

DOCUMENTS REMIS AUX CANDIDATS :

- **PRESENTATION GENERALE** (feuilles blanches) pages 1 à 4
- **TRAVAIL DEMANDE** (feuilles jaunes) pages 5 à 11

Compétence CP 33 - Dimensionner, évaluer les performances d'une solution opérative et choisir un constituant ou un composant opératif.

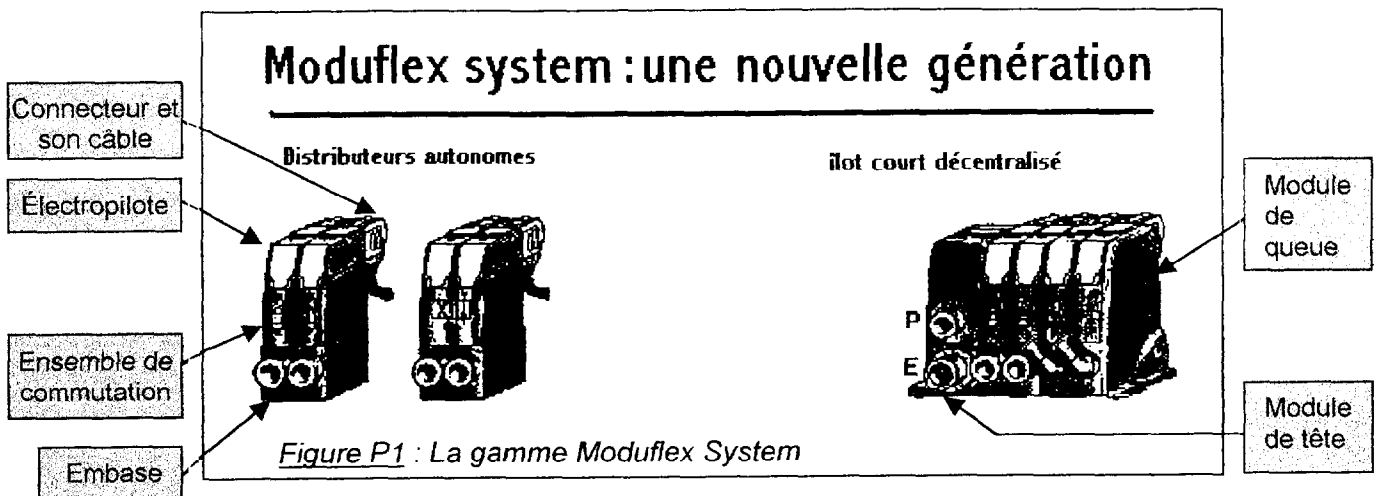
- **DOCUMENTS RESSOURCE** (feuilles vertes) pages 12 à 16

IMPORTANT : il vous est demandé de vérifier que le sujet est complet dès sa mise à votre disposition.

PRÉSENTATION

CONTEXTE DE L'ÉTUDE

Une société spécialisée dans la fourniture de matériel pneumatique a développé une nouvelle gamme de composants modulaires de distribution. Cette gamme se décline en différents modèles selon le type, la taille et la connectique.

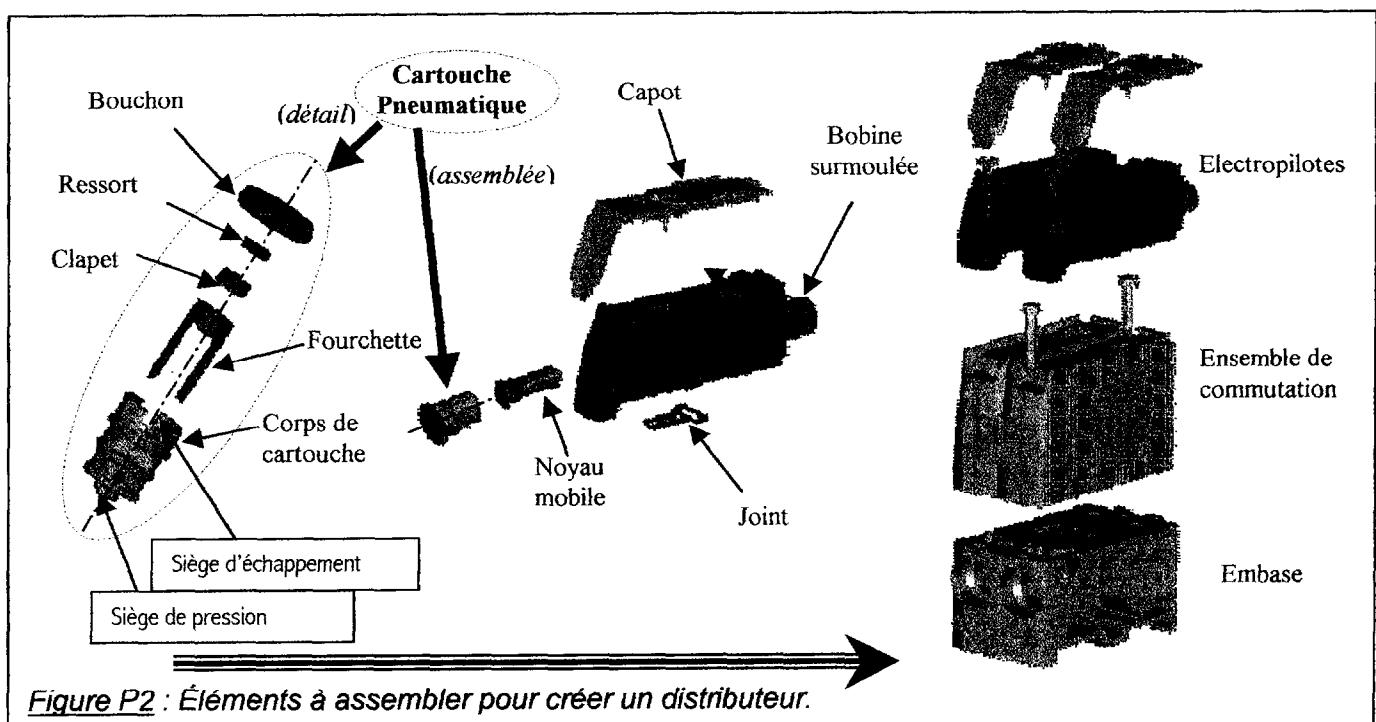


LE PRODUIT

Un distributeur est constitué d'une embase, d'un ensemble de commutation, d'un ou deux électropilotes. Il peut être utilisé en distributeur autonome ou assemblé en îlots de distribution. La commande est assurée par électropilotes pouvant être branchés par connecteurs individuels ou intégrés.

Il existe un seul type d'électropilote pour toute la gamme.

L'étude porte sur la machine d'assemblage de la cartouche pneumatique de l'électropilote



IMPLANTATION GENERALE

Les éléments du distributeur sont assemblés sur une ligne flexible constituée de stations d'assemblage.

La cadence globale est induite par la machine d'assemblage des cartouches pneumatiques

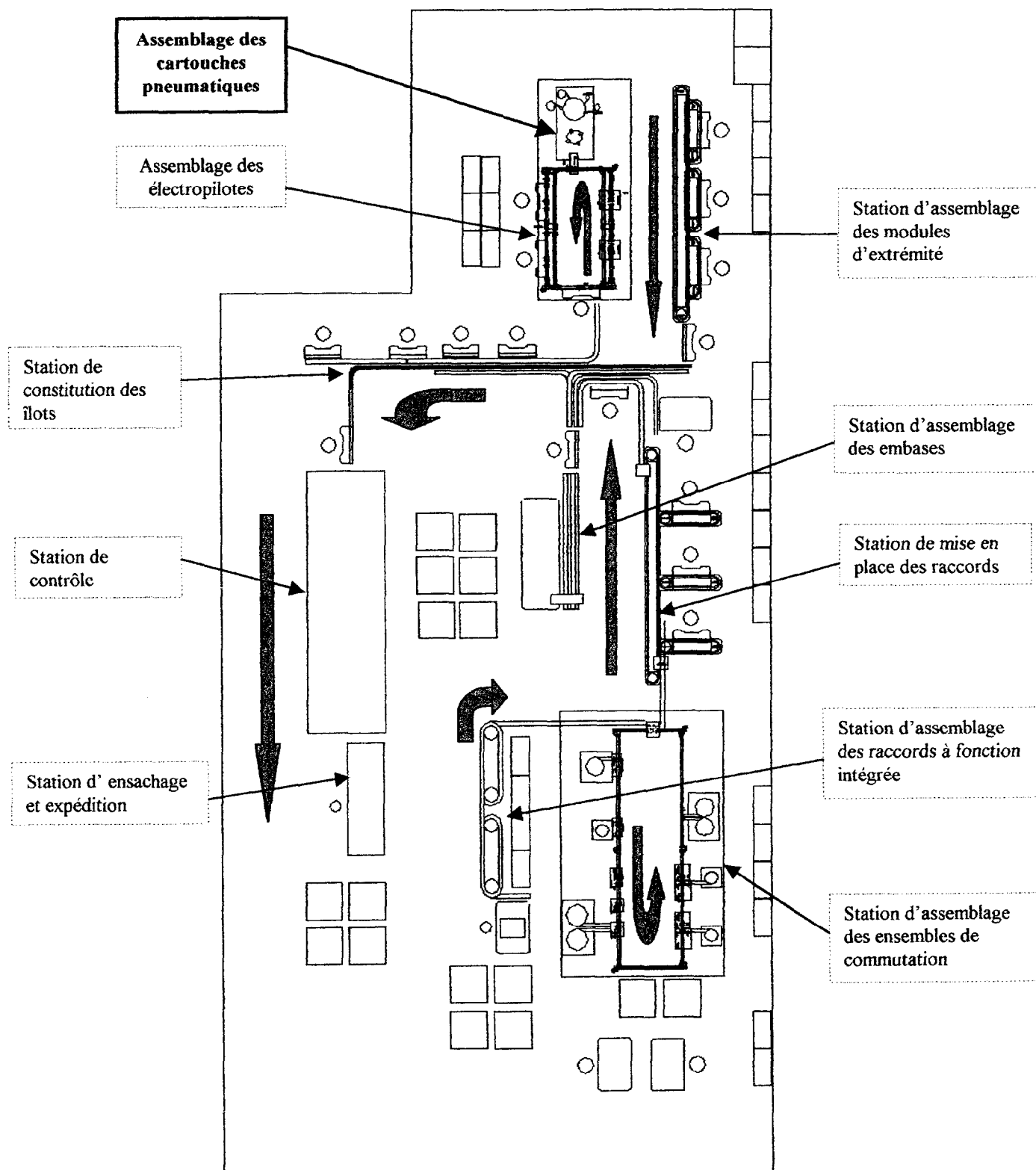
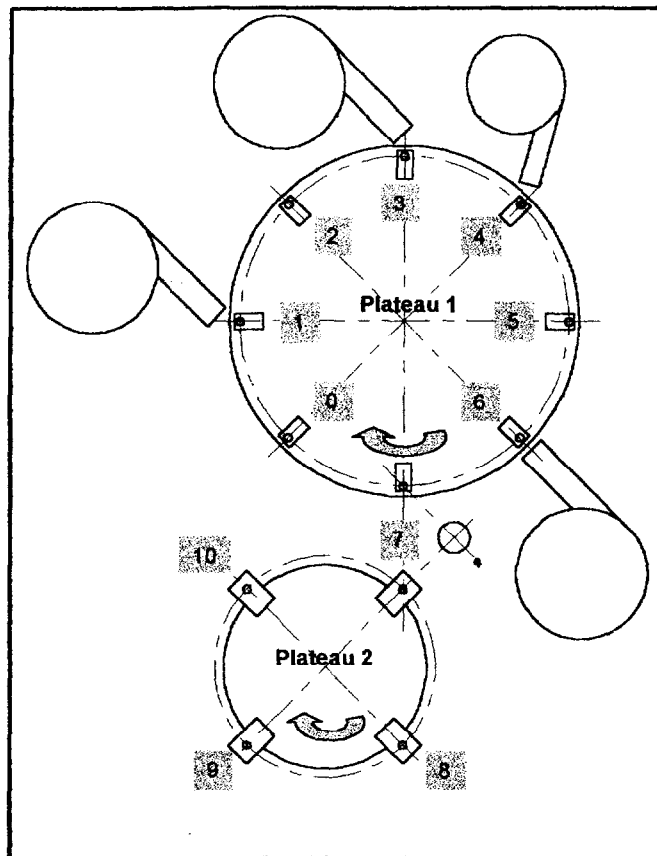


Figure P3 : implantation générale des stations d'assemblage.

SCHÉMA D'ORGANISATION DE LA MACHINE D'ASSEMBLAGE



- 0 Pas d'opération
- 1 Dépose du corps
- 2 Conformation 1*
- 3 Dépose de la fourchette
- 4 Dépose du clapet
- 5 Dépose du ressort
- 6 Dépose et sertissage du bouchon
- 7 Transfert vers plateau 2 puis 1^{er} battement*
- 8 Conformation 2*
- 9 2nd battement*
- 10 Contrôle tri évacuation

* La conformation et le battement sont définis en page 4

Figure P4 : Architecture de la machine d'assemblage des cartouches pneumatiques.

EXTRAIT DU CAHIER DES CHARGES FONCTIONNEL

Fonction	Critère	Niveau	Flexibilité
FP1.1 Alimenter en corps	Diamètre maxi	7,1 mm	F0
	Longueur	8,9 mm	F0
	Positionnement	Orienté	F0
	État des surfaces de frottement	Non abîmées	F0
FP1.5 Monter bouchon	Diamètre maxi	8 mm	F0
	Hauteur	1,5 mm	F0
	Positionnement	Évidement à l'intérieur	F0
	Effort d'enfoncement	15 N	F1
	Précision angulaire à l'enfoncement	Dans cône angle au sommet 1° maximum	F0
FP2.2 Former le siège de pression et la fourchette	Méthode	Formage simultané à chaud	F0
	Température outil	180°C ±5°C	F0
	Temps de conformation	6 s	F0
	Précision de la cote	±0,02 mm	F0
	Évacuation de la chaleur	Aisée	F0
FP4 Contrôler et trier les cartouches	Taux de rebut	1% maximum	F0
FC2 Alimenter en énergie	Électrique	230/400 V	F0
	Pneumatique	P _n = 0,6 MPa au robinet	F0
FC3.1 Gérer le cycle	Nombre de type de cycles	1	F0
	Temps de cycle	8,5 s	F0
FC3.2 Produire	Temps de production journalier	14 heures minimum	F0

OPÉRATIONS DE CONFORMATION - MISE À LA COTE

Les pièces sont en polyamide moulé. Le procédé de moulage ne permet pas d'obtenir une qualité d'état de surface assurant le bon fonctionnement de la cartouche pneumatique (étanchéité et contraintes d'assemblage).

Pour répondre à ces contraintes, deux conformations sont nécessaires. Une conformation est une déformation à chaud (opération de thermoformage), réalisée à l'aide d'une pièce métallique chauffée (outil appelé conformateur) qui déforme la matière plastique.

Conformation 1 : c'est une reprise, au poste 2, du siège d'échappement.

Conformation 2 : c'est une reprise, au poste 8, du siège de pression et de la fourchette permettant de réaliser la cote de $0,3 \pm 0,02$. Pendant l'opération, la fourchette est maintenue en position par des outils manœuvrés par une pince de serrage.

Voir éclaté figure P2 page 1 et figure P5 ci dessous.

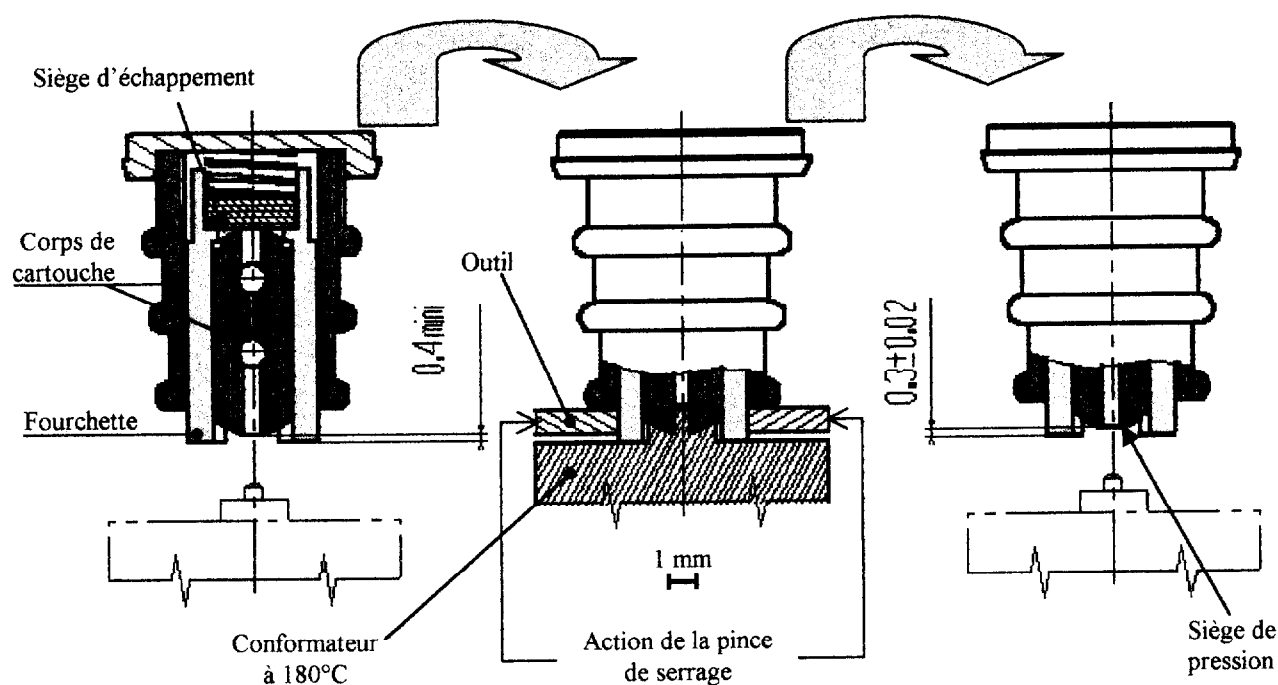


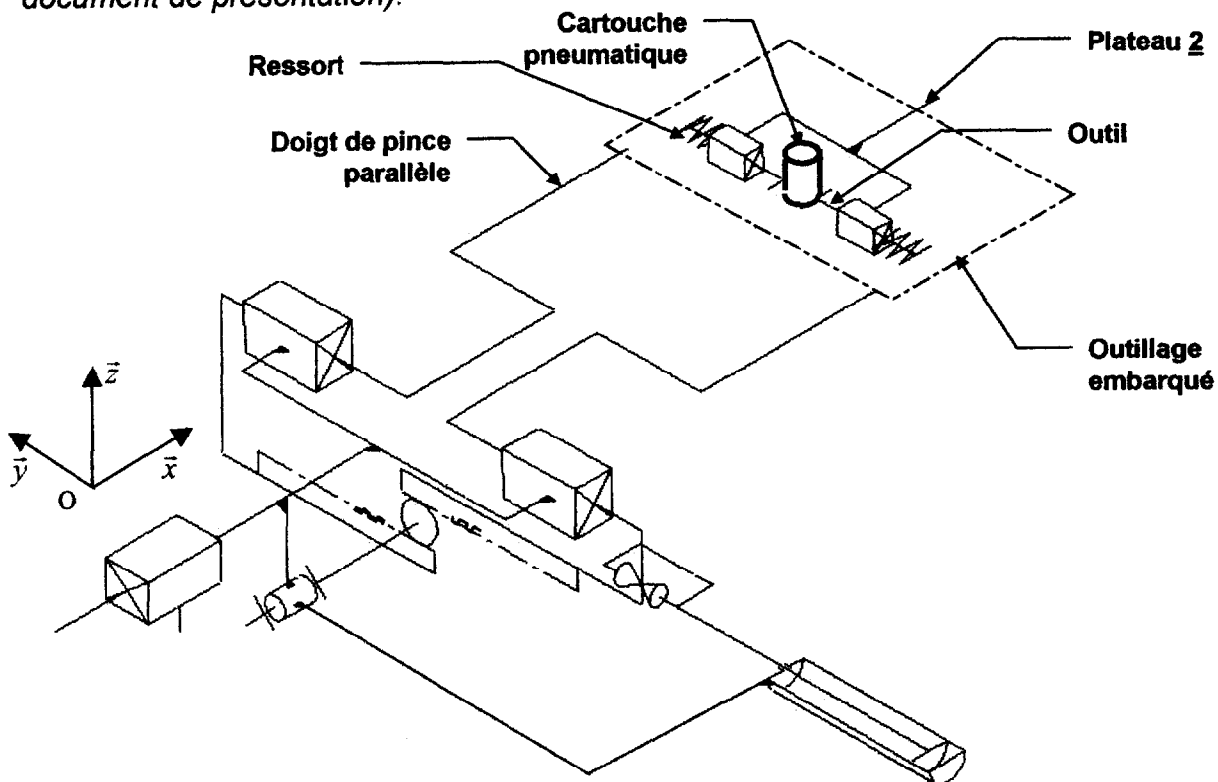
Figure P5 : Conformation du siège de pression et de la fourchette.

OPÉRATIONS DE BATTEMENT

Les opérations de battement consistent à manœuvrer la fourchette dans le corps de la cartouche. Elles visent à roder les surfaces en contact des pièces mobiles de la cartouche pneumatique.

1 – Choix de la Pince de Serrage associée à la conformation de la fourchette

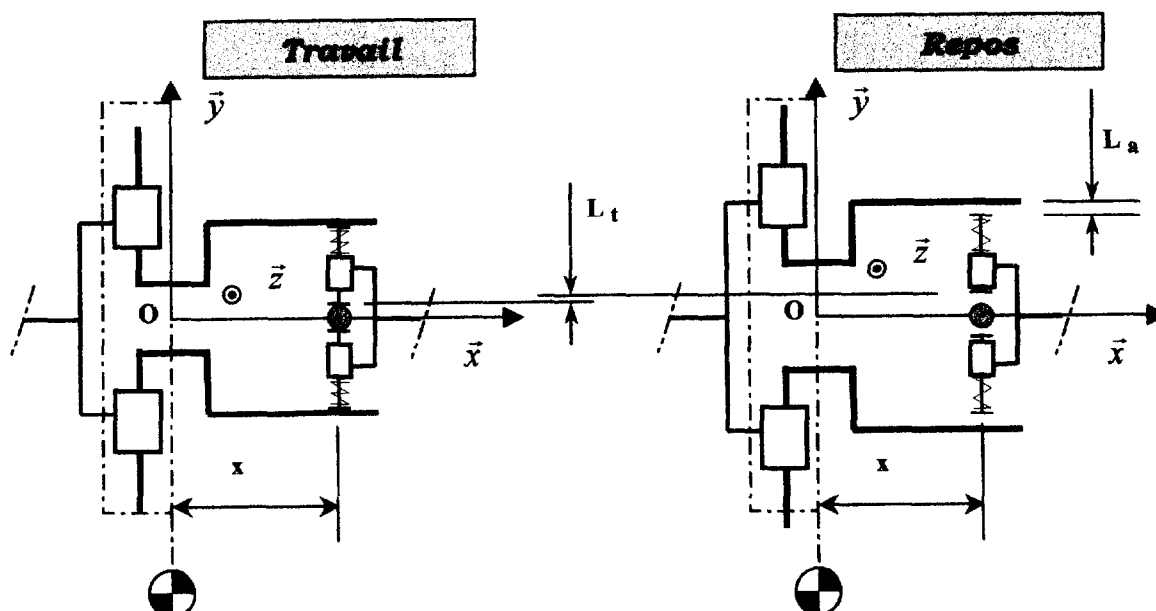
Au poste **8** de conformation, la fourchette du sous ensemble cartouche pneumatique, est maintenue à l'aide d'un outillage embarqué sur le plateau **2** comportant des outils mobiles rappelés par ressorts et manœuvrés par une pince pneumatique parallèle (Voir Fig. P4 et P5 document de présentation).



La pince parallèle assure le pincement de la fourchette par l'intermédiaire des outils.

Enoncé du problème technique : dimensionner et choisir la pince pneumatique.

Fig.1-1 : les deux positions de la pince et de l'outillage



Données (voir Figures 1-1, 1-2 et 1-3) :

Pincés parallèles compacts (Extraits du catalogue pages 12 et 13)

- Pression d'air
- Longueur des doigts

$$p = 0,6 \text{ MPa}$$
$$x = 35 \text{ mm}$$

Ressorts :

- Raideur
- Longueur initiale
- Longueur après montage (position repos) dans l'outillage

$$K = 9 \text{ N / mm}$$

$$L_0 = 16 \text{ mm}$$

$$L_P = 8 \text{ mm}$$

Outils :

- Effort nécessaire au bridage de la fourchette
- Longueur d'approche des doigts
- Déplacement des outils

$$\|\vec{F}_D\| = 50 \text{ N}$$

$$L_a = 2 \text{ mm}$$

$$L_t = 1 \text{ mm}$$

Hypothèses :

- Le problème présente une symétrie plane (O, \vec{x}, \vec{y}).
- Les liaisons seront considérées comme parfaites.
- Les masses des différentes pièces seront négligées.

Fig. 1-2 : les trois états des ressorts

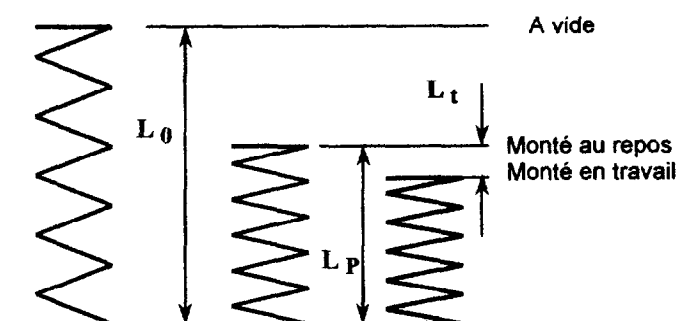
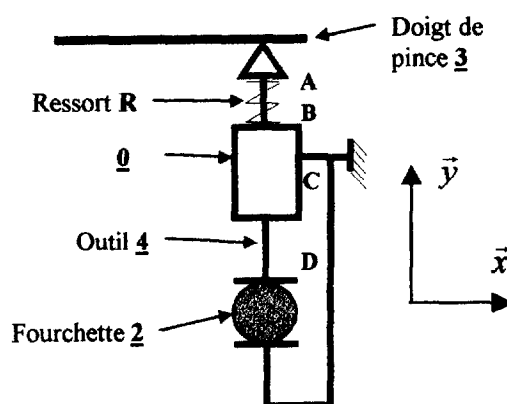


Fig. 1-3 : modèle pour la résolution statique



Questions : (les questions soulignées sont indépendantes)

1 - 1 Déterminer l'effort de serrage de la pince pneumatique pour maintenir la fourchette dans la position travail.

1-1-1 Isoler l'outil 4 (voir modèle Fig.1-3) et faire le bilan des actions mécaniques.

1-1-2 En déduire l'action du doigt de pince 3 sur l'outil 4.

1 - 2 A l'aide des résultats précédents, des données numériques et des graphes du catalogue constructeur - documents ressource p 12 et 13 - choisir la taille de la pince pneumatique répondant au problème technique.

2 – Origine du problème

Au poste **6** le taux de rebut dû au sertissage des bouchons est bien supérieur aux spécifications définies par le cahier des charges. De nouveaux essais conduisent à définir un effort de sertissage de **100 N** et donc d'utiliser un vérin de plus gros diamètre ($\varnothing 16$ mm), équipé d'un limiteur de pression.

Enoncé du problème technique : valider le mécanisme existant pour les nouvelles contraintes imposées.

Structure existante : (poste **6** de la présentation générale).

Le mécanisme oscillant à deux positions permet la prise, le transfert, la dépose et le sertissage des bouchons à l'aide d'un vérin pneumatique vertical **VPS** équipé d'une ventouse **V** contenant une butée mécanique.

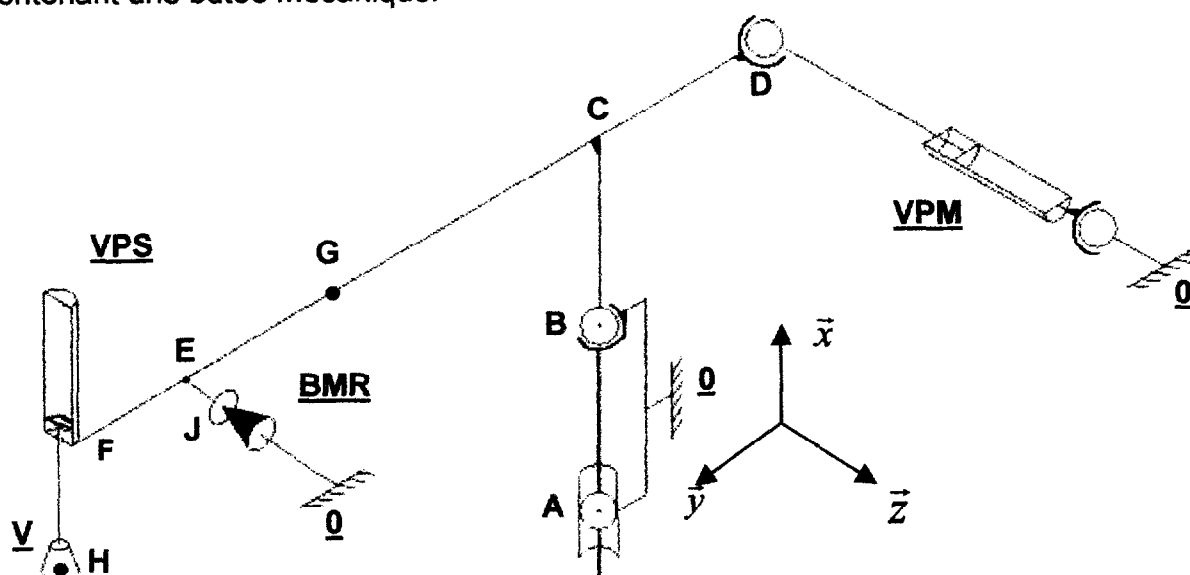


Fig. 2-1 : schéma du mécanisme de pose du bouchon

L'ensemble formé par le vérin **VPS**, la ventouse **V** et les différents raccords, le bras oscillant, l'arbre de guidage et les bagues intérieures des roulements en **A** et **B** avec leurs fixations, sera appelé **équipped mobile (S)**.

Le vérin **VPM** assure la rotation de l'équipped mobile (**S**) et le maintien du contact sur la butée fixe **BMR**.

Données :

Couple de points	Distance en mm	Couple de points	Distance en mm
AB	30	CE	60
BC	70	CF	80
CD	40	EJ	10
CG	35	FH	30

Le point **G** est le centre de gravité de l'équipage mobile (**S**), de masse **0,3 kg**.

On prendra **$g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$** .

Efforts extérieurs à (**S**) (en **N**) :

L'action de sertissage est modélisée par un glisseur dont la résultante est : $\vec{F}_H = 100 \vec{x}$

L'action de **VPM** sur (**S**) est modélisée par un glisseur dont la résultante est : $\vec{F}_D = -60 \vec{z}$

Le guidage en rotation de l'équipage mobile (**S**) / au bâti **0** est réalisé à l'aide de deux roulements à billes en **A** et **B** montés sur un arbre en acier nuance **E 360** de caractéristiques :

R mini = 670 MPa, **Re mini = 360 MPa**, module de Young **E = 220 000 MPa**.

Un dessin partiel de l'arbre est donné Fig. 2-3.

Questions : (les questions soulignées sont indépendantes)

2-1 Validation des roulements à billes

2-1-1 Etablir le bilan des actions mécaniques s'exerçant sur l'équipage mobile (**S**) dans la position « sertissage » représentée sur le schéma Fig. 2-1.

2-1-2 Écrire, au point **B**, les équations scalaires d'équilibre de l'équipage mobile (**S**) dans cette position. (Ne pas résoudre le système)

2-1-3 La résolution à l'aide d'un logiciel d'analyse mécanique nous donne les résultats suivants :

Torseur en **A** de l'action mécanique de **0** → **S**
dans la base de la Fig. 2-1
Nota : **S** est noté **1**.

	Force (N)	Moment (N.mm)
A 0/1	0.000000 -263.233167 -233.333333	0.0000 0.0000 0.0000
B 0/1	-97.057000 263.233167 333.333333	0.0000 0.0000 0.0000

Déterminer pour chaque roulement la charge statique équivalente (Voir document ressource p. 15). En déduire le roulement le plus chargé.

2-1-4 Les roulements sont des **SKF 61801** (voir document ressource p. 14). En utilisant le document ressource p. 15, calculer, pour le roulement le plus chargé, le coefficient de sécurité statique s_0 . Sa valeur est-elle compatible avec la mise en œuvre de ce roulement ? Justifier la réponse.

2-2 Validation des dimensions et formes de l'arbre du guidage en rotation

Hypothèse :

- On néglige la déformation due à l'action du vérin VPM.

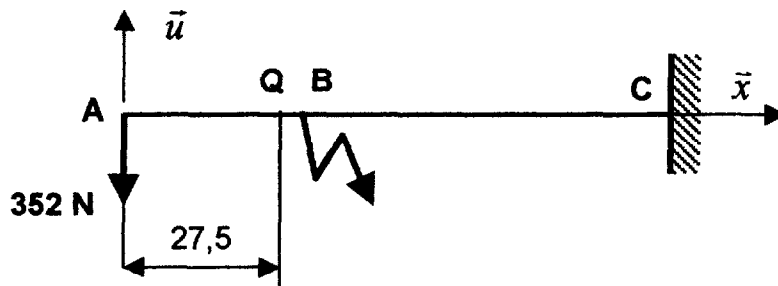


Fig. 2-2 : modèle d'étude

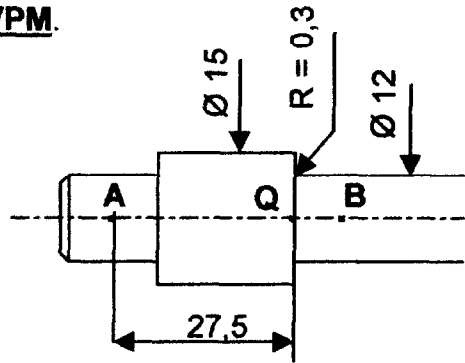


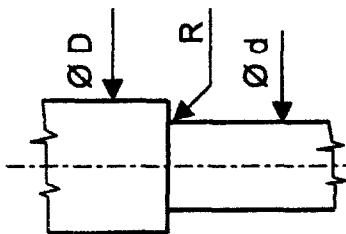
Fig. 2-3 : dessin partiel de l'arbre

Questions :

2-2-1 Déterminer le torseur de cohésion de la matière dans le tronçon]A,B[.

2-2-2 Calculer $\sigma_{Q \text{ maxi}}$ la contrainte normale maxi dans la section Q d'abscisse $x = 27,5$ mm sachant que le module de flexion $\frac{I_{Gy}}{v} = 169 \text{ mm}^3$.

2-2-3 En vous aidant des données ci-dessous, déterminer la valeur du coefficient de concentration de contrainte k dans la section Q.



D/d	1,05	1,1	1,25	1,5
0,025	2	2,2	2,6	2,8
0,05	1,75	1,9	2,2	2,4
0,1	1,5	1,6	1,8	1,92
0,15	1,3	1,45	1,6	1,7

Fig. 2-4 : coefficient k de concentration de contrainte

2-2-4 Déterminer $\sigma_{cc \text{ Q maxi}}$ la contrainte normale maxi due à la concentration de contrainte dans la section Q.

2-2-5 Déterminer le facteur de sécurité. Est-il acceptable pour ce type de construction ?

Usage	Facteur
Fonctionnement sans à coups	1 à 2
Surcharges modérées	2 à 3
Surcharges brutales	3 à 4

Fig. 2-5 : facteur de sécurité s

2-2-6 Lors du montage du bouchon, les sollicitations sur l'équipage mobile (S) entraînent un déplacement angulaire du point F dans le plan (F, \bar{x}, \bar{y}) .

Le cahier des charges (Voir document de présentation : FP1.5 page 3) définit une précision angulaire pour le montage du bouchon.

Une étude réalisée à l'aide d'un logiciel de calcul de structures fournit les résultats suivants :

Déformation de la poutre sous charge
 $F = 100 \text{ N}$ appliquée au nœud 6

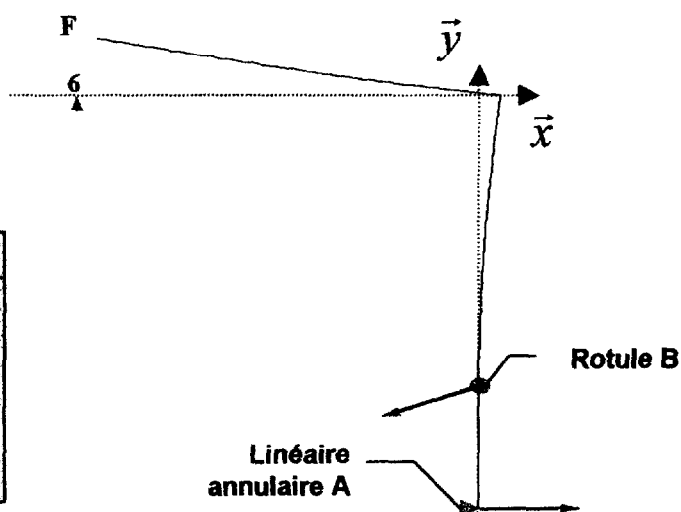
Nœud 6

Déplacement nodal :

$dx = 0.10901$ $dy = 0.35170 \text{ [mm]}$
 $rotz = 0.00516 \text{ [rad]}$

[Nœud libre]

Fig. 2-5



A partir de ces résultats, peut-on valider la fonction au regard du cahier des charges? Justifier votre réponse.

PROBLÈME TECHNIQUE 3

Temps conseillé : 1h

3 – Objectif : augmenter la cadence de production

Compte tenu de l'évolution du marché on prévoit une augmentation de 7% des ventes de distributeurs pneumatiques au cours des prochains mois.

Enoncé du problème technique :

Valider les possibilités d'augmentation de cadence de production en fonction des composants de la partie opérative déjà installés sur la machine.

Déterminer le temps de cycle minimal possible et le gain de production qui en découle.

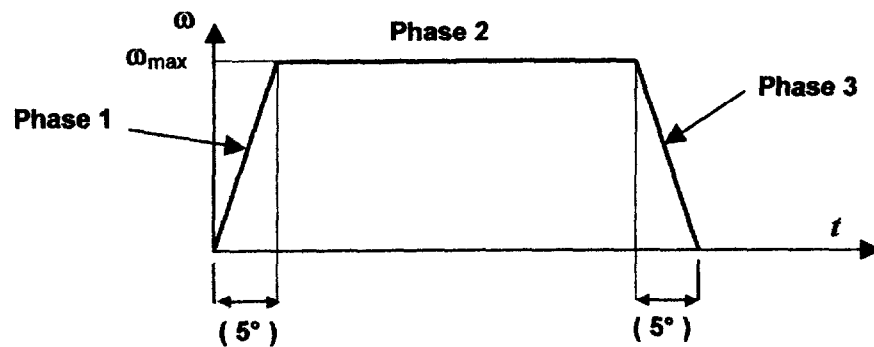
Données :

- Le temps de cycle actuel est de **8,5 s** ; il est déterminé par la durée des opérations les plus longues :
 - conformation de l'échappement : **6 s** incompressibles (contrainte procédé)
 - rotation du plateau 1 ou du plateau 2.
- On ne peut donc agir que sur le temps de rotation des plateaux pour gagner en production.
- Chacun des plateaux est entraîné par un mécanisme d'entraînement de marque **SIEBE** référence **PR270** muni de l'option **régulation**, dont un extrait de documentation est donné *document ressource p. 16*.
- Caractéristiques principales des plateaux :

	Matière	Diamètre	Densité	Épaisseur	Masse d'un outillage	Excentricité des outillages	Nombre d'outillages
		mm		mm	g	mm	
Plateau 1	EN 2017	600	2,7	30	90	280	8
Plateau 2	EN 2017	500	2,7	30	310	214	4

Hypothèses :

- On considérera la masse de chaque outillage concentrée en son centre de gravité.
- L'axe de rotation et l'axe de symétrie naturel de chaque plateau sont supposés confondus.
- Les liaisons sont supposées parfaites.
- La loi des vitesses de rotation des plateaux est supposée conforme à la courbe ci-dessous :



Questions : (les questions soulignées sont indépendantes)

Etude des possibilités de gain sur le plateau 2 (voir caractéristiques *doc. ressource p. 16*) :

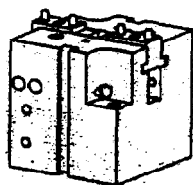
- 3-1** Déterminer J_2 le moment d'inertie, en $kg.m^2$, du système d'entraînement 2, comprenant les éléments internes de l'actionneur et le plateau 2 équipé de ses outillages, par rapport à son axe de rotation.
- 3-2** En se plaçant à la limite des performances du mécanisme, déterminer, à partir de l'énergie cinétique absorbable en phase freinage, la vitesse maximale ω_{\max} .
- 3-3** En adoptant $\omega_{\max} = 2,5 \text{ rd/s}$, déterminer le temps t_2 d'une course du plateau 2.

Conclusion :

Des calculs identiques sur le plateau 1 donnent le résultat suivant : $t_1 = 0,52 \text{ s}$

- 3-4** En déduire t_{\min} , le temps de cycle minimum possible et le gain de temps obtenu.
- 3-5** Peut-on valider les mécanismes installés sur la machine ? Justifiez votre réponse.

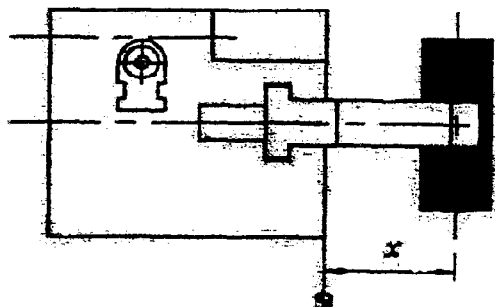
Pinces parallèles compactes



Taille	1	2	3	4	5
Course totale (mm)	4	6	10	13	18
Force de serrage maxi(N)	97	252	715	1128	1767
Longueur maxi des mors (mm)	27	37	52	73	95
ϕ alésage du vérin (mm)	16	25	40	50	63
ϕ orifices d'alimentation (mm)	M5	M5	M5	G1/8	G1/8
Consommation à 6 bar (cm ³ /cycle)	0,75	2,75	11,8	24,2	53,6
Répétabilité (mm)	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
Temps d'ouverture mini (s)	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03
Temps de fermeture mini (s)	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03
Masse avec porte plats (kg)	0,09	0,21	0,45	0,73	1,25
Masse avec porte équerres (kg)	0,10	0,23	0,49	0,78	1,33
Force auto-maintien mini à mi course des mors (N)	11	28	104	142	198
Référence	P5G-RA1	P5G-RA2	P5G-RA3	P5G-RA4	P5G-RA5

Matériau	
Corps	Aluminium anodisé dur
Porte mors	Acier pré-traité 40 CMD8
Joints	Nitrile butadiène (NBR)

Caractéristiques générales	
Pression d'utilisation (bar)	3 à 8
Température de fonctionnement (°C) (avec ou sans détecteurs)	-20 à +70
Fonctionnement	Air sec, lubrifié ou non

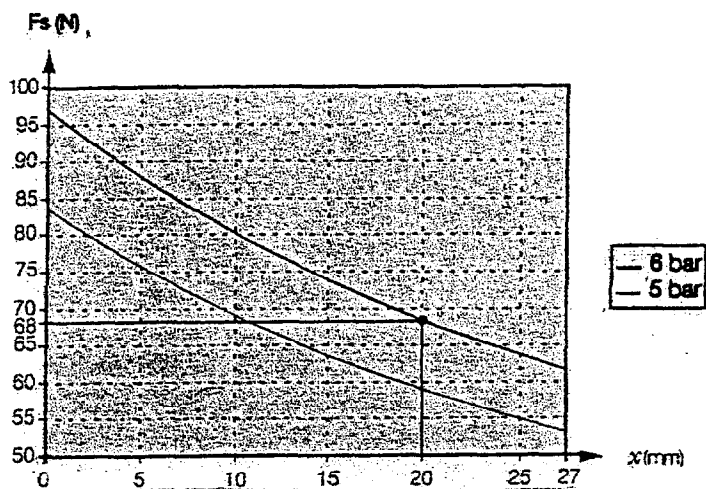


Exemple de valeurs (voir graphiques Force de serrage/longueur des mors) :

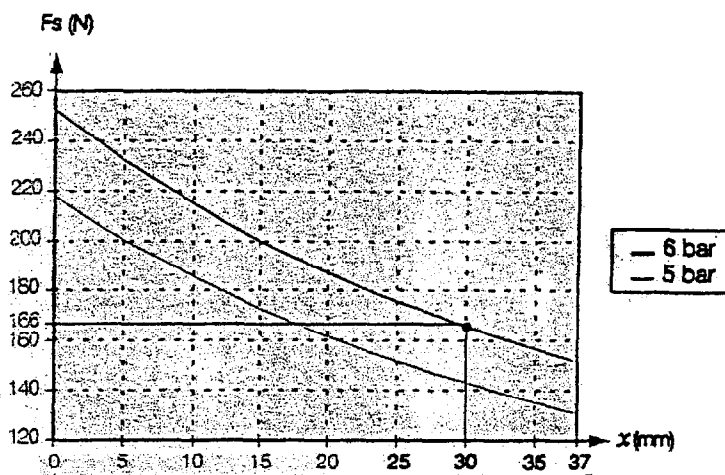
Taille	Pour x(mm) =	Fs (N)=
1	20	68
2	15	200
3	25	550
4	40	800
5	30	1400

Pinces parallèles compactes

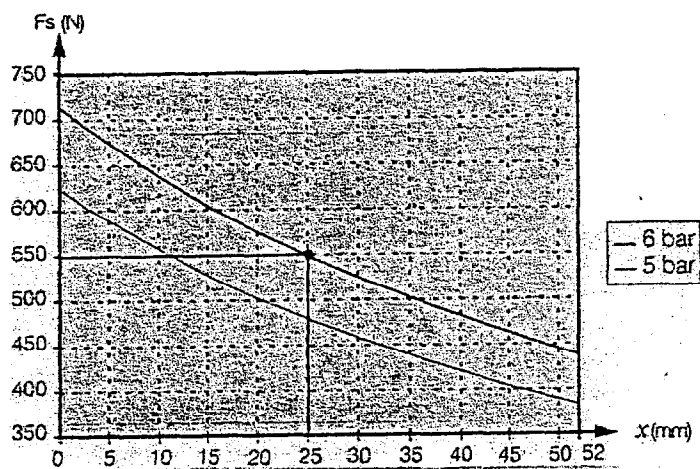
P5G-RA1



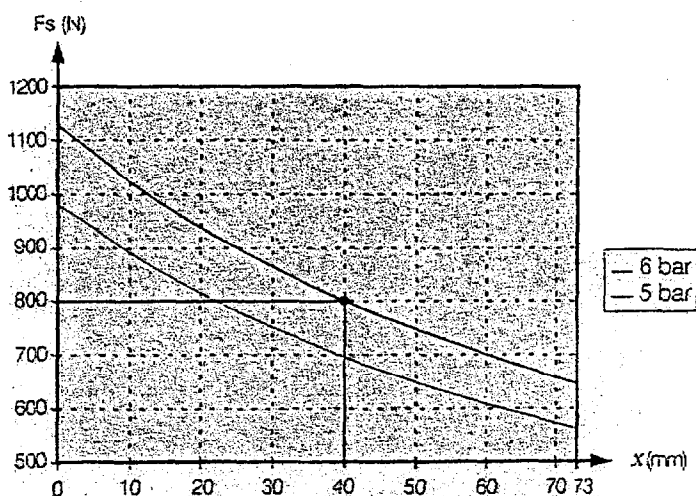
P5G-RA2



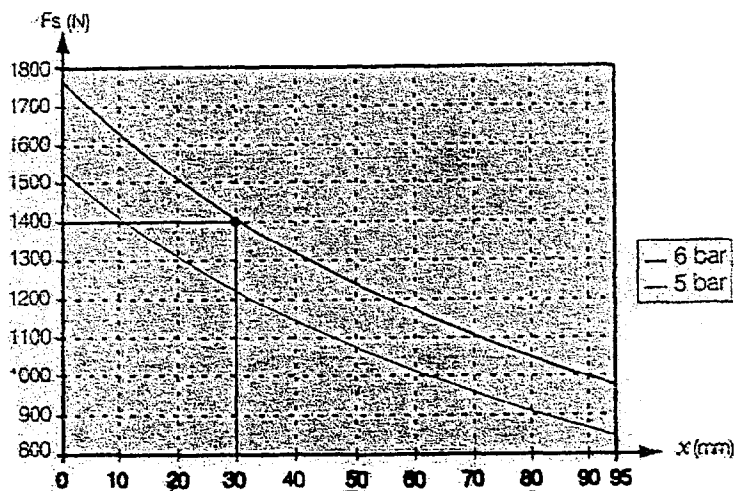
P5G-RA3



P5G-RA4



P5G-RA5

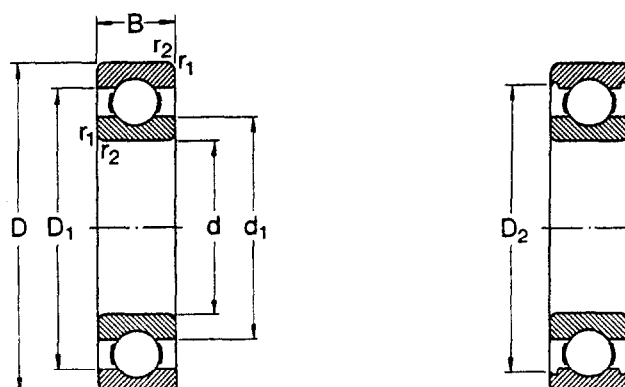


**Force de serrage /
longueur des mors (à
mi-course des mors)**

Parker Pneumatic

Extraits catalogue SKF

Roulements rigides à billes
à une rangée
d 2,5–12 mm



Sans embrèvements

Avec embrèvements

Dimensions d'encombrement			Charges de base dyn. stat.		Limite de fatigue	Vitesses de base		Masse	Désignation
d	D	B	C	C ₀	P _u	Lubrification graisse	huile		
mm			N		N	tr/min		kg	–
2,5	8	2,8	319	106	4	67 000	80 000	0,0007	60/2.5
3	10	4	488	146	6	60 000	70 000	0,0015	623
4	9	2,5	540	180	7	63 000	75 000	0,0007	618/4
	12	4	806	280	12	53 000	63 000	0,0022	604
	13	5	975	305	14	48 000	56 000	0,0031	624
	16	5	1 110	380	16	43 000	50 000	0,0054	634
5	11	3	637	255	11	53 000	63 000	0,0012	618/5
	16	5	1 110	380	16	43 000	50 000	0,0050	625
	19	6	1 720	620	26	36 000	43 000	0,0090	635
6	13	3,5	884	345	15	48 000	56 000	0,0020	618/6
	19	6	1 720	620	26	36 000	43 000	0,0084	626
7	14	3,5	956	400	17	45 000	53 000	0,0022	618/7
	19	6	1 720	620	26	38 000	45 000	0,0075	607
	22	7	3 250	1 370	57	32 000	38 000	0,013	627
8	16	4	1 330	570	24	40 000	48 000	0,0030	618/8
	22	7	3 250	1 370	57	36 000	43 000	0,012	608
9	17	4	1 430	640	27	38 000	45 000	0,0034	618/9
	24	7	3 710	1 660	71	32 000	38 000	0,014	609
	26	8	4 620	1 960	83	28 000	34 000	0,020	629
10	19	5	1 380	585	25	36 000	43 000	0,0055	61800
	22	6	1 950	750	32	34 000	40 000	0,010	61900
	26	8	4 620	1 960	83	30 000	36 000	0,019	6000
	28	8	4 620	1 960	83	28 000	34 000	0,022	16100
	30	9	5 070	2 360	100	24 000	30 000	0,032	6200
	35	11	8 060	3 400	143	20 000	26 000	0,053	6300
12	21	5	1 430	670	28	32 000	38 000	0,0063	61801
	24	6	2 250	980	43	30 000	36 000	0,011	61901
	28	8	5 070	2 360	100	26 000	32 000	0,022	6001
	30	8	5 070	2 360	100	26 000	32 000	0,023	16101
	32	10	6 890	3 100	132	22 000	28 000	0,037	6201
	37	12	9 750	4 150	176	19 000	24 000	0,060	6301

Roulements appariés

Roulements rigides à billes

Charge statique équivalente

Pour les roulements montés séparément ou par paire selon disposition en T

$$P_0 = 0,6 F_r + 0,5 F_a$$

Si $P_0 < F_r$, prendre $P_0 = F_r$. Pour les roulements appariés, F_r et F_a sont les forces agissant sur l'ensemble.

Pour les roulements montés par paire selon disposition en O ou en X

$$P_0 = F_r + 1,7 F_a$$

F_r et F_a sont les forces agissant sur l'ensemble.

Capacité axiale

Si l'on soumet des roulements rigides à billes à une charge purement axiale, celle-ci ne doit pas, d'une façon générale, dépasser $0,5 C_0$; pour les roulements de petites dimensions, ou des séries légères (séries de diamètres 8, 9, 0 et 1), elle ne devrait pas être supérieure à $0,25 C_0$. Les charges axiales excessives peuvent conduire à une réduction appréciable de la durée du roulement.

Charge statique de base nécessaire

La formule suivante donne la charge statique de base C_0 nécessaire

$$C_0 = s_0 P_0$$

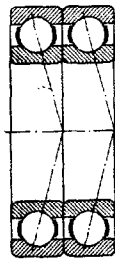
avec

C_0 = charge statique de base, N

P_0 = charge statique équivalente, N

s_0 = coefficient de sécurité statique

Des valeurs de principe basées sur l'expérience sont données dans le tableau 9 pour le coefficient de sécurité statique



Disposition en T
suffixe DT



Disposition en O
suffixe DB



Disposition en X
suffixe DF

s_0 en ce qui concerne les roulements à billes ou à rouleaux, dans différents modes de fonctionnement et avec différentes exigences touchant la régularité de rotation.

Aux températures élevées la capacité de charge statique des roulements est réduite; des informations complémentaires peuvent être fournies sur demande.

Contrôle de la capacité de charge statique

Pour les roulements soumis à des charges dynamiques, qui ont été choisis en se référant à la durée, il est opportun, lorsque la charge statique équivalente est connue, de vérifier que la capacité de charge statique est adéquate. On utilise la relation

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0}$$

Si la valeur s_0 obtenue est inférieure à la valeur de principe recommandée (voir tableau), il faudra choisir un roulement ayant une charge statique de base plus élevée.

Tableau 9 Valeurs de principe pour le coefficient de sécurité statique s_0

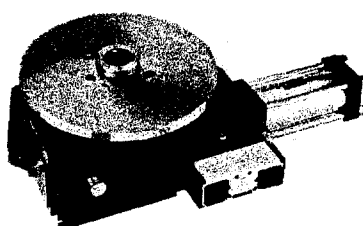
Mode de fonctionnement	Roulements en rotation						Roulements à l'arrêt	
	Exigences de silence de fonctionnement							
	faibles		normales		élevées			
	Roulement à billes	Roulement à rouleaux	Roulement à billes	Roulement à rouleaux	Roulement à billes	Roulement à rouleaux	Roulement à billes	Roulement à rouleaux
Régulier sans vibrations	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Chocs prononcés ¹⁾	≥ 1,5	≥ 2,5	≥ 1,5	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

Pour les butées à rotule sur rouleaux il est recommandé d'utiliser $s_0 \geq 4$

¹⁾ Lorsque l'intensité de la charge n'est pas connue, utiliser des valeurs de s_0 au moins aussi élevées que celles indiquées ci-dessus. Si l'intensité des chocs est connue de façon précise, des valeurs de s_0 plus faibles peuvent être appliquées

SKF

**EXTRAIT DES CARACTERISTIQUES
GENERALES DU MECANISME
D'ENTRAINEMENT DE PLATEAU
PR270 SIEBE PNEUMATIQUE**



Nombre de divisions		4, 6, 8, 12, 24
Précision d'indexage		± 2'30''
Couple d'entraînement théorique	4 bar 5 bar 6 bar	38 Nm 47.5 Nm 57 Nm
<u>Efforts axiaux admissibles</u> en position verrouillées		3000 N
Couple résistant (sens de la rotation)		150 Nm
Moment d'inertie des éléments internes en mouvement par rapport à l'axe de rotation (<i>y compris sous plateau</i>)		0,05 kg.m²
Energie cinétique maxi absorbable en fin de rotation	Avec régulation Sans régulation	2 J 0,7 J