Concours e3a-Polytech, France

Session 2017, filière PSI

Sciences industrielles de l'ingénieur

Durée : 5 heures

Ce que traite le sujet

- Partie I : données techniques de la presse
- Partie II : structure mécanique de la presse
- Partie III : frein mécanique à deux mâchoires
- Partie IV : asservissement de vitesse du moteur synchrone
- Partie V : estimation de l'énergie récupérable

Sujet reproduit sans retouche à partir de la page suivante.

Résumé des parties, chapitres de cours liés et autres années : prepahelp.com/annales/e3a/psi/2017/si

Prepa Help ne revendique aucun droit sur le sujet, propriété de l'organisateur du concours.

e3a

CONCOURS ARTS ET MÉTIERS ParisTech - ESTP - POLYTECH

Épreuve de Sciences Industrielles PSI

Durée 5 h

Si, au cours de l'épreuve, un candidat repère ce qui lui semble être une erreur d'énoncé, d'une part il le signale au chef de salle, d'autre part il le signale sur sa copie et poursuit sa composition en indiquant les raisons des initiatives qu'il est amené à prendre.

L'usage de calculatrices est autorisé.

AVERTISSEMENT

La **présentation**, la lisibilité, l'orthographe, la qualité de la **rédaction, la clarté et la précision** des raisonnements entreront pour une **part importante** dans **l'appréciation des copies**. En particulier, les résultats non justifiés ne seront pas pris en compte. Les candidats sont invités à encadrer les résultats de leurs calculs.

Le candidat devra porter l'ensemble de ses réponses sur le cahier réponses, à l'exclusion de toute autre copie. Les résultats doivent être reportés dans les cadres prévus à cet effet.

Tournez la page S.V.P.

Il est interdit aux candidats de signer leur composition ou d'y mettre un signe quelconque pouvant indiquer sa provenance.

Presse à vis

QUESTIONNAIRE



Le sujet remis aux candidats comprend :

- un questionnaire
- un dossier d'annexes
- un cahier de réponses

Le questionnaire est composé de 5 parties indépendantes :

- I : Vérification des données techniques de la presse SPR400 — pages 5-6
- II : Etude de la structure mécanique de la presse — page 7
- III : Etude du frein mécanique — pages 8-11
- IV : Etude de l'asservissement de vitesse du moteur électrique — pages 12-17
- V : Estimation de l'énergie récupérable — page 18

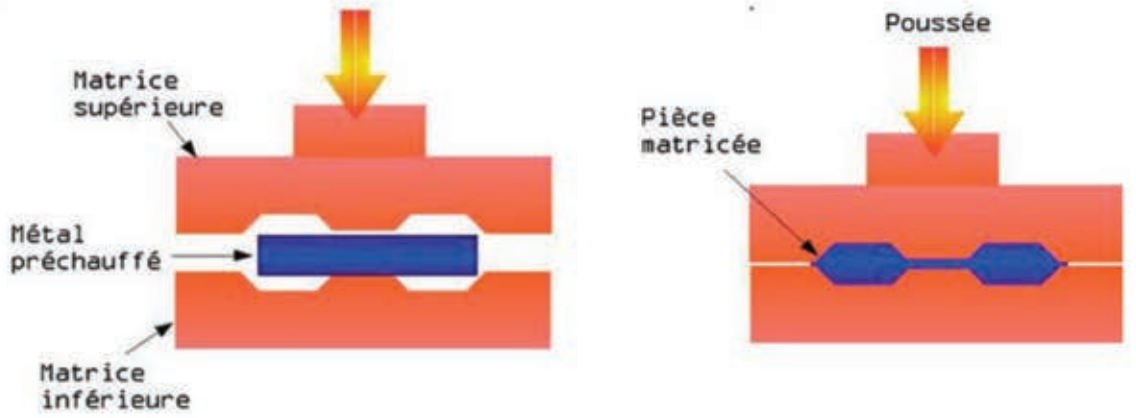
Certaines parties sont décomposées en sous-parties indépendantes les unes des autres pour la plupart des questions.

Il est précisé que le candidat devra porter l'ensemble de ses réponses sur le cahier prévu à cet effet, à l'exclusion de toute autre copie.

Présentation de la presse à vis

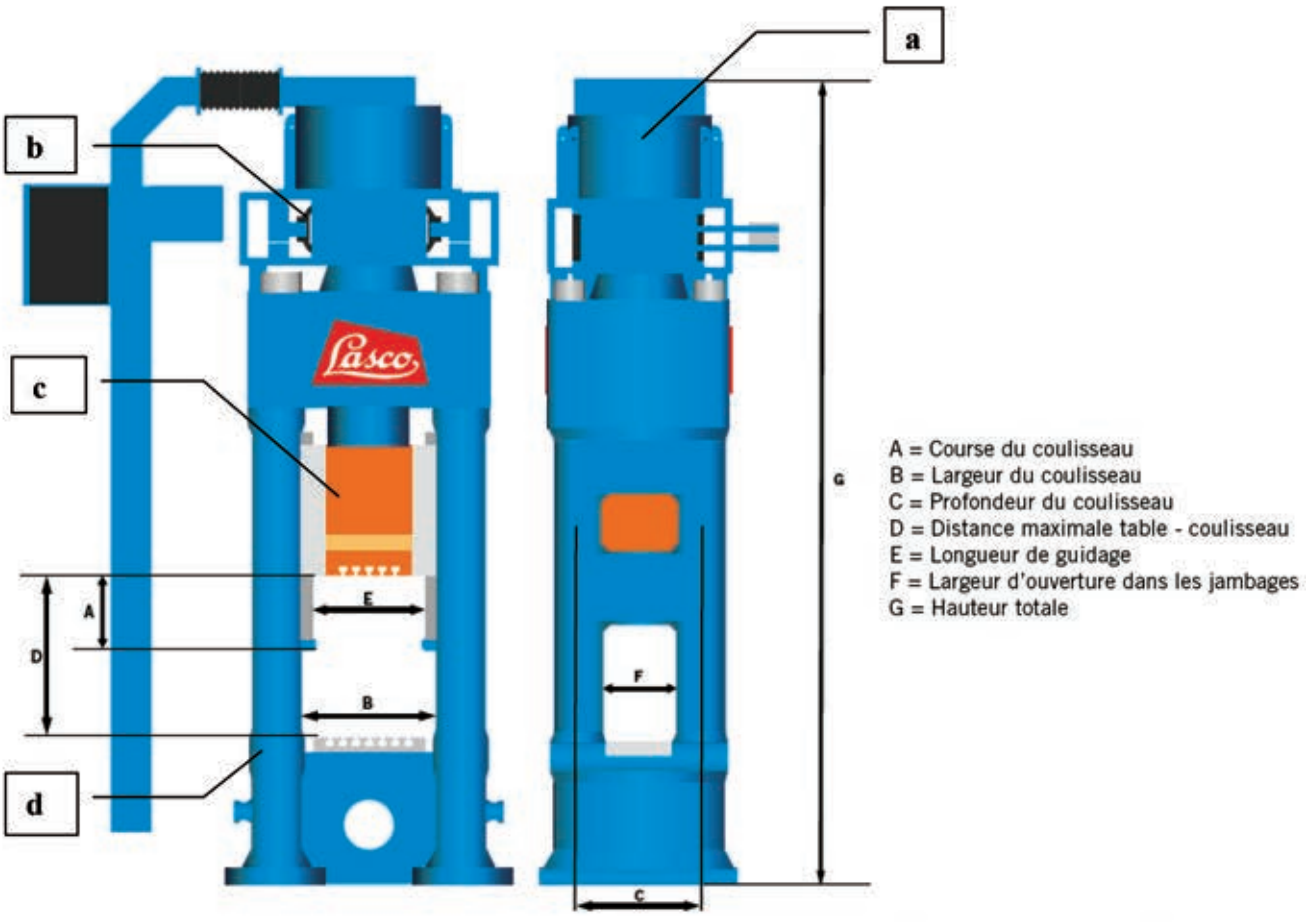
Les presses à vis électriques sont des machines utilisées dans l'industrie pour forger, ou calibrer à chaud et/ou à froid l'acier, l'aluminium et autres métaux non ferreux ou matières fortement alliées.

Principe de l'estampage :



L'ensemble matrice supérieure-matrice inférieure représente l'outillage, conçu et fabriqué sur mesure en fonction de la pièce à forger.

Nous nous intéresserons dans cette étude au modèle **SPR400** de la société LASCO, installée sur la plateforme VULCAIN dédiée à la mise en forme des matériaux du campus des Arts et Métiers de Metz.



Tournez la page S.V.P.

La presse à vis est principalement constituée de :

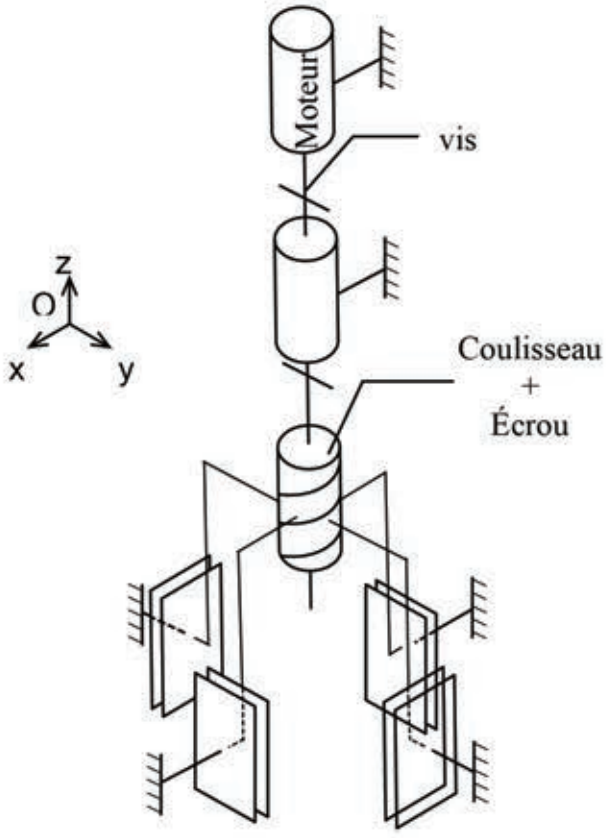
- Un moteur électrique (**a**) en entrainement direct avec la vis
- Un frein à deux mâchoires (**b**) pouvant freiner la rotation de la vis
- L'écrou de la vis solidaire du coulisseau (**c**). La matrice supérieure est solidaire du coulisseau.
- Un bâti (**d**). La matrice inférieure est solidaire du bâti.

Les caractéristiques techniques de la série SPR sont données dans le tableau ci-dessous :

Série SPR		250	315	400	500	630	800	1000
Force de frappe nominale	[MN]	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10
Force de frappe maxi autorisée en permanence	[MN]	4	5	6,3	8	10	12,5	16
Force de frappe maxi	[MN]	5	6,3	8	10	12,5	16	20
Energie brute	[kJ]	16	22	31,5	45	63	90	125
Course du coulisseau	[mm]	300	355	355	420	450	500	500
Diamètre de la vis	[mm]	170	190	210	240	265	300	335
Largeur / Profondeur du coulisseau	[mm]	550/600	600/630	670/710	750/800	750/800	850/900	880/1000
Distance maximale table - coulisseau	[mm]	750	850	950	1070	1240	1350	1530
Longueur de guidage	[mm]	560	610	680	720	760	860	892
Largeur d'ouverture dans les jambages	[mm]	250	260	280	450	520	520	540
Hauteur totale	[m]	4,1	4,3	4,8	5,3	5,6	6,5	6,7

Le schéma cinématique de la presse est donné ci-dessous :

Attention, le frein à deux mâchoires n'est pas représenté sur ce schéma.



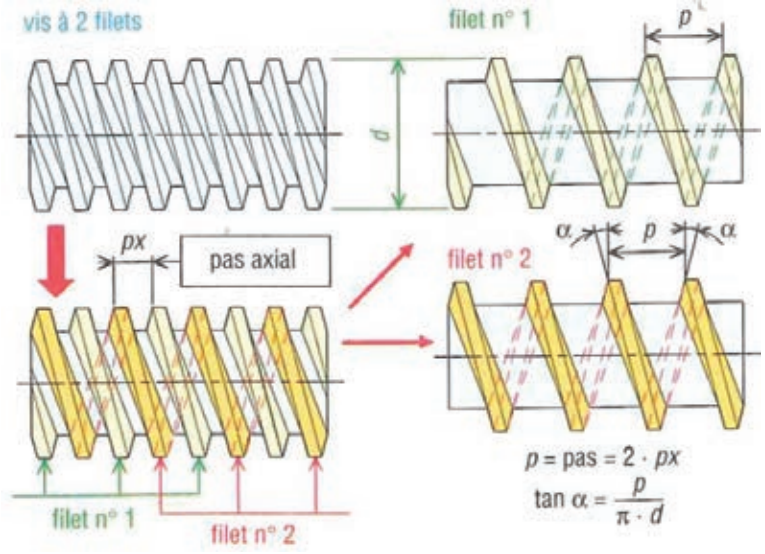
PARTIE I

Vérification des données techniques de la presse SPR400

Objectifs : **- Vérifier l'énergie brute de la presse SPR400**
- Comprendre pourquoi la structure de la presse permet d'obtenir une capacité à forger peu sensible aux changements d'outillage de forgeage.

Données :

- La vis est à 4 filets
- Le pas axial p_x de la vis est égal à 40mm/tr
- La vitesse de rotation nominale de l'arbre moteur est N_v=266,25 tr/min
- La masse de l'ensemble coulisseau {coulisseau-écrou-matrice supérieure} est m_c=1500kg



Question I.1

- **Calculer le pas p de la vis.**

Question I.2

- **Calculer la vitesse de translation V_c de l'ensemble coulisseau.**

Question I.3

- **Calculer l'énergie cinétique Ec(c) de l'ensemble coulisseau.**

Les caractéristiques des parties tournantes sont fournis en annexe A.

Question I.4

- **Justifier pourquoi les produits d'inertie de la vis et du volant d'inertie sont nuls.**
- **Justifier pourquoi les moments d'inertie de la vis et du volant d'inertie sont égaux sur les axes $\vec{x}$ et $\vec{y}$.**
- **Dans quelles bases les matrices d'inertie de la vis et du volant d'inertie restent-elles identiques ?**

Question I.5

- **Calculer J_{rz} le moment d'inertie du rotor moteur par rapport à l'axe $(A,\vec{z})$.**
- **En déduire J_z le moment d'inertie de l'ensemble parties tournantes par rapport à l'axe $(A,\vec{z})$.**

Pour la suite du sujet, on considèrera que le moment d'inertie de l'ensemble parties tournantes par rapport à l'axe $(A,\vec{z})$ est J_z=80kg.m^2.

Question I.6

- **Calculer l'énergie cinétique Ec(pt) de l'ensemble parties tournantes.**
- **En déduire l'énergie cinétique totale des pièces en mouvements.**
- **Comparer votre résultat avec l'énergie brute annoncée dans le tableau des caractéristiques techniques de la série SPR en page 4.**

Question I.7

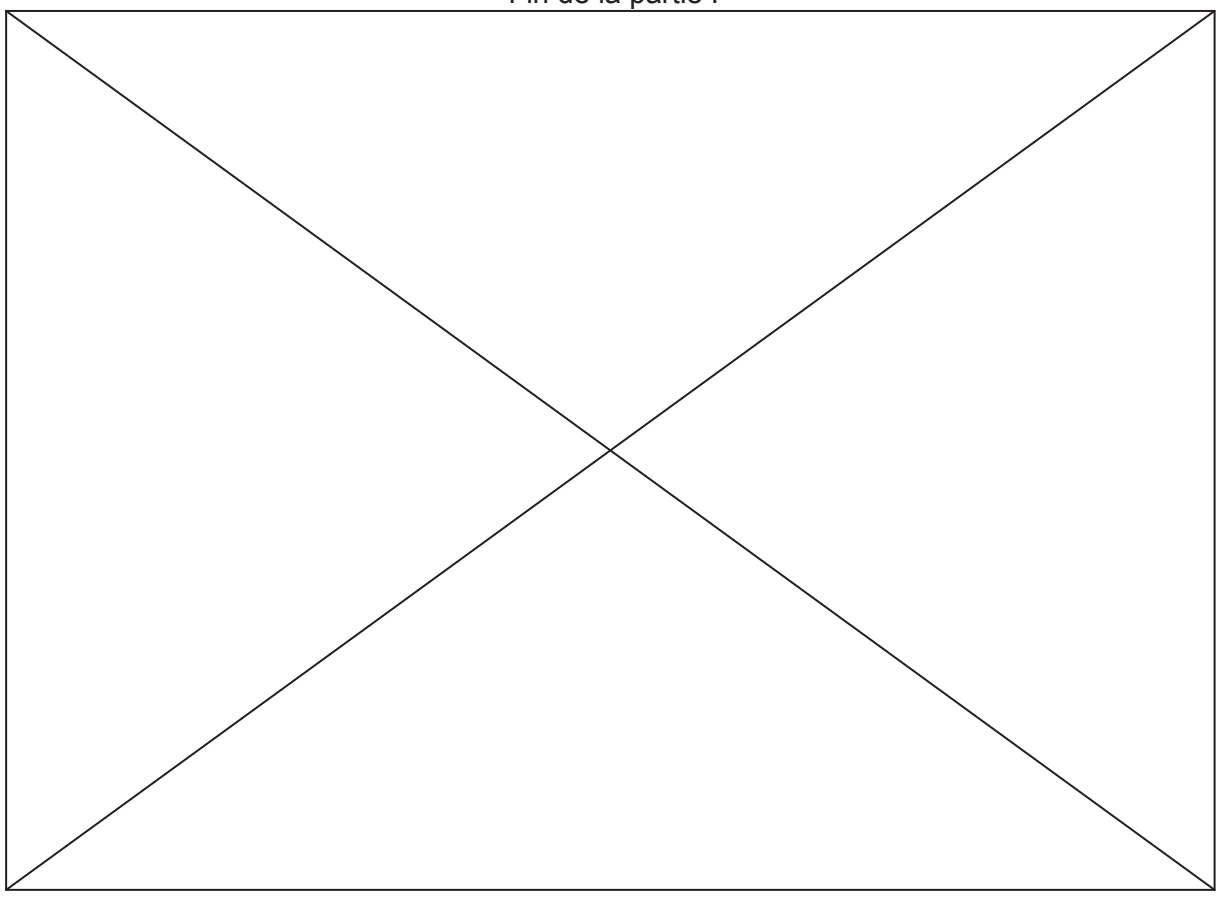
- **Calculer l'inertie équivalente ramenée à l'arbre moteur.**

La capacité à forger de la presse dépend de son énergie brute.

Question I.8

- **Comparer, en pourcentage, l'influence des parties tournantes à celle du coulisseau dans la valeur de l'inertie équivalente. Pourquoi la capacité à forger de la presse est-elle peu sensible aux changements d'outillage de forgeage?**

---------- Fin de la partie I ----------



PARTIE II

Etude de la structure mécanique de la presse

<u>Objectifs :</u> Analyser l'hyperstatisme du modèle retenu ainsi que les conditions géométriques associées.

Le schéma cinématique de la presse est fourni en annexe B.

<u>Données :</u> les coordonnées des points dans le repère R(O,$\vec{x},\vec{y},\vec{z}$) sont :

- $O\begin{vmatrix}0\\0\\0\end{vmatrix}$, $A\begin{vmatrix}d\\0\\0\end{vmatrix}$, $B\begin{vmatrix}0\\d\\0\end{vmatrix}$, $C\begin{vmatrix}-d\\0\\0\end{vmatrix}$, $D\begin{vmatrix}0\\-d\\0\end{vmatrix}$

<u>Question II.1</u>

- **Compléter, grâce au schéma cinématique donné sur l'annexe B, le graphe des liaisons du mécanisme constitué des solides vis, coulisseau et bâti.**
- **Nommer et caractériser toutes les liaisons.**
- **Donner le nombre cyclomatique γ (ou nombre de boucles indépendantes).**

<u>Question II.2</u>

- **Par analyse du mécanisme, donner le degré de mobilité m.**
- **En déduire le degré d'hyperstatisme h du modèle proposé.**

Dans le but d'analyser plus finement l'hyperstatisme, on considère maintenant uniquement le mécanisme constitué des solides : coulisseau et bâti.

<u>Question II.3</u>

- **Donner le nom de la liaison équivalente entre le coulisseau et le bâti. Justifiez votre réponse.**

<u>Question II.4</u>

- **Déterminer le degré d'hyperstatisme h_{eq} de cette liaison équivalente.**

<u>Question II.5</u>

- **Déterminer le système d'équations permettant d'exprimer les composantes du torseur des actions mécaniques de la liaison équivalente au point O.**

<u>Question II.6</u>

- **En déduire les conditions géométriques d'orientation et de position pour assurer le bon guidage du coulisseau par rapport au bâti.**

PARTIE III

Etude du frein mécanique

<u>Objectifs :</u> Vérifier le dimensionnement du frein mécanique à deux mâchoires.

A – Modélisation des efforts de freinage

<u>Objectif :</u> Choix du matériau de friction

Le schéma du frein mécanique à deux mâchoires est fourni en annexe C.

<u>Données :</u>

- Le couple de freinage nécessaire est C=12,5kN.m.
- La composante normale N de la force exercée par chaque mors sur le volant d'inertie est estimée à 44kN lors du freinage.

<u>Question III.A.1</u>

- **Calculer la composante tangentielle T que chaque mors doit exercer sur le volant d'inertie.**

<u>Question III.A.2</u>

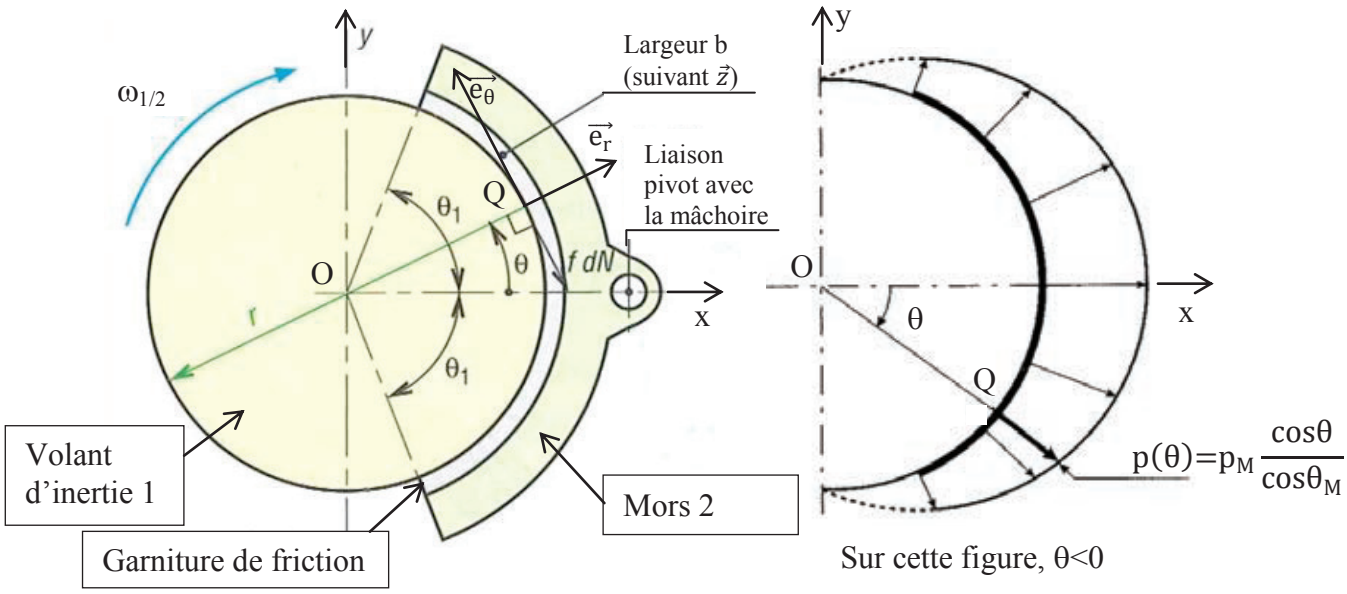
- **Calculer le coefficient de frottement minimum f nécessaire pour le matériau des garnitures de friction équipant les mors. Justifier votre démarche en utilisant les lois de Coulomb.**

Les figures ci-dessous indiquent le paramétrage ainsi que la distribution de la pression pour une garniture de friction :

$$p(\theta)=p_M\frac{\cos\theta}{\cos\theta_M}$$

Avec :

- p_M : pression maximale exercée
- θ_M : angle ou la pression est maximale. Dans notre cas, θ_M = 0°



La force de freinage exercée par un mors 2 sur le volant d'inertie1 est :

$$\overrightarrow{F_{2/1}} = \int_{-\theta_1}^{\theta_1} d\overrightarrow{Q_{2/1}}$$

avec la force élémentaire en Q : $d\overrightarrow{Q_{2/1}} = d\overrightarrow{N_{2/1}} + d\overrightarrow{T_{2/1}} = -dN_{2/1}.\overrightarrow{e_r} + dT_{2/1}.\overrightarrow{e_\theta}$

de plus, $dN_{2/1} = p(\theta).dS = p(\theta).b.r.d\theta$

et $dT_{2/1} = f.dN_{2/1}$ à la limite du glissement

Question III.A.3

- **Déterminer l'expression littérale donnant la norme du couple de freinage pour un mors $C_{2/1} = f(r, b, f, \theta_1, p_M)$**

Les documents techniques concernant les matériaux de friction sont donnés en Annexe D.
La pression maximale admissible par la garniture de friction devra être supérieure à la pression maximale p_M

Données :

- largeur du contact garniture-volant d'inertie : b=120mm
- θ_1=30°
- r=375mm
- coefficient de sécurité s, pour le choix de la pression admissible, supérieur à 1,8 :

$$s = \frac{\text{pression maximale admissible}}{\text{pression maximale } p_M}$$

- on considérera que les pressions dans les deux mâchoires sont identiques.

Question III.A.4

- **A partir de l'expression littérale du couple déterminée à la question précédente, calculer la pression maximale p_M que devra supporter le matériau de friction.**

Question III.A.5

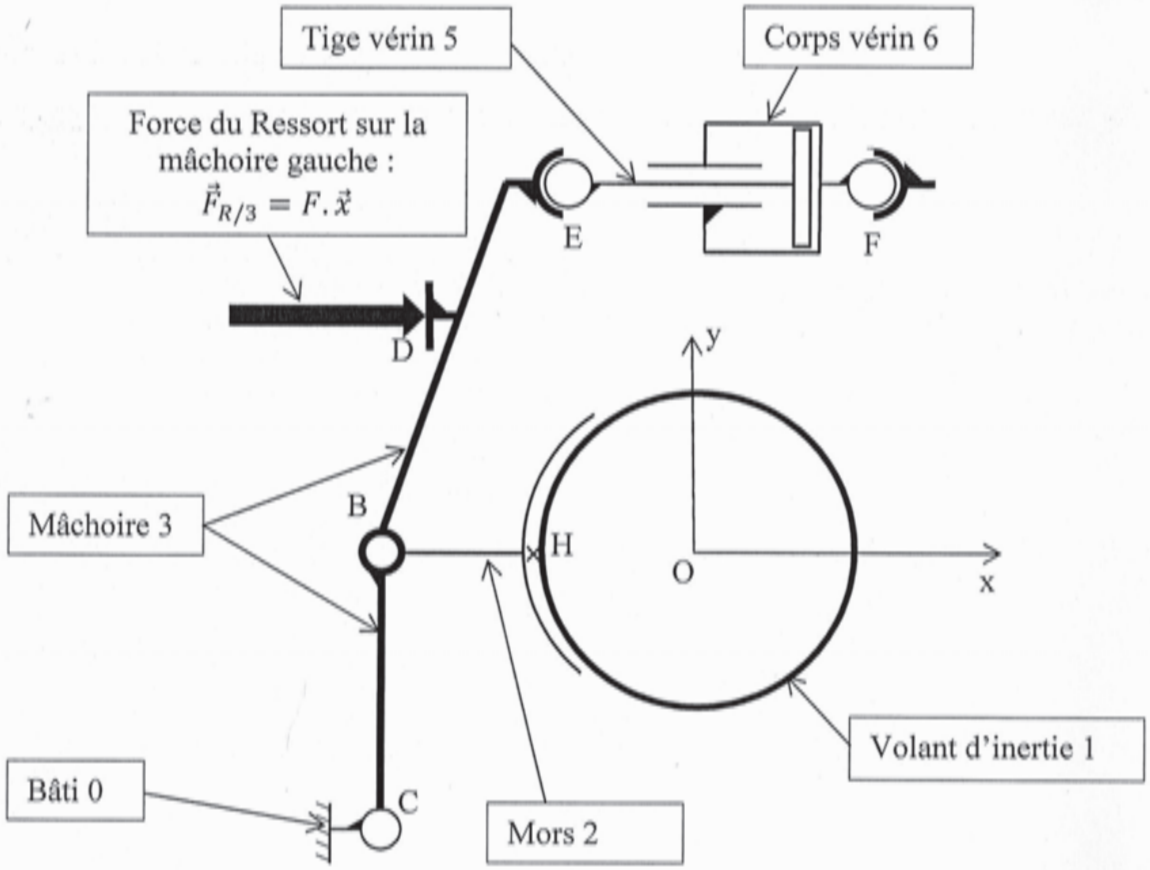
- **Choisir un matériau de friction dont le coefficient de friction moyen à sec (coefficient de frottement) et la pression maximale admissible correspondent au besoin. Vous justifierez votre choix.**

B – Etude statique du frein mécanique

Objectifs : Déterminer l'effort de fermeture du ressort en vue de dimensionner le vérin pneumatique

Hypothèses :

- Le problème est plan $(O, \vec{x}, \vec{y})$.
- Par raison de symétrie, nous n'étudierons que la moitié gauche du mécanisme.
- Les liaisons sont parfaites, à l'exception du contact entre l'ensemble mors-garniture de friction et le volant d'inertie.
- L'action de la pesanteur est négligée.



Données :

- L'action mécanique exercée par le volant 1 sur le mors 2 est modélisée par :

$$\{\tau_{1/2}\} = \begin{Bmatrix} X_H & 0 \\ Y_H & 0 \\ 0 & N_H \end{Bmatrix}_H$$

- La norme de la composante normale N de la force entre le mors et le volant d'inertie est estimée à 44kN
- La norme de la composante tangentielle T de la force entre le mors et le volant d'inertie est estimée à 17kN
- Le sens de la rotation éventuelle du volant d'inertie 1 par rapport au mors 2 est négatif suivant $\vec{z}$.
- $O\begin{vmatrix}0\\0\\0\end{vmatrix}$, $C\begin{vmatrix}-500\\-250\\0\end{vmatrix}$, $B\begin{vmatrix}-500\\0\\0\end{vmatrix}$, $D\begin{vmatrix}-450\\410\\0\end{vmatrix}$, $E\begin{vmatrix}-350\\670\\0\end{vmatrix}$, $H\begin{vmatrix}-375\\0\\0\end{vmatrix}$, $F\begin{vmatrix}375\\670\\0\end{vmatrix}$ les cotes sont en mm.

Question III.B.1

- **Isoler le mors 2, faire le bilan des actions mécaniques extérieures sous forme de torseurs.**
- **Appliquer le principe fondamental de la statique et déterminer les inconnues.**

Phase de freinage : (questions III.B.2 à III.B.3)

On souhaite déterminer l'effort de fermeture que le ressort doit appliquer lors de la phase de freinage.

Le vérin pneumatique n'étant pas alimenté en air comprimé lors de cette phase de freinage, on considérera que l'action mécanique en E entre la tige de vérin 5 et la mâchoire 3 est nulle.

Il est demandé d'étudier l'équilibre statique de la mâchoire 3 afin de déterminer l'effort du ressort.

Question III.B.2

- **Réaliser le bilan des actions mécaniques extérieures appliquées à 3 et écrire les éléments de réductions de chaque torseur d'actions mécaniques.**

Question III.B.3

- **Quel théorème doit être appliqué et sur quel axe de projection, pour déterminer l'effort du ressort ?**
- **Déterminer l'effort du ressort.**

Phase d'ouverture : (questions III.B.4 et III.B.5)

On souhaite déterminer l'effort d'ouverture que le vérin pneumatique doit appliquer lors de la phase d'ouverture du frein.

On considérera que dans cette phase de fonctionnement, l'action mécanique en H entre le mors 2 et le volant d'inertie 1 est nulle.

L'intensité de l'action mécanique exercée par le ressort sera considérée égale à 16700N.

Question III.B.4

- **Quelle pièce (ou ensemble de pièces) faut-il isoler afin de déterminer l'effort d'ouverture du vérin pneumatique ? Réaliser le bilan des actions mécaniques extérieures appliquées à cet isolement.**
- **Quel théorème doit être appliqué et sur quel axe de projection, pour déterminer l'effort du vérin pneumatique ?**
- **Déterminer l'effort du vérin pneumatique.**

Les documents techniques concernant le vérin sont donnés en Annexe E.

La pression d'alimentation sera de 6 bars.

Question III.B.5

- **En suivant les conseils de la société Parker, choisir le vérin parmi les 4 tailles proposées (première colonne du tableau constructeur). Vous justifierez votre choix.**

PARTIE IV

Etude *de l'asservissement de vitesse du moteur électrique*

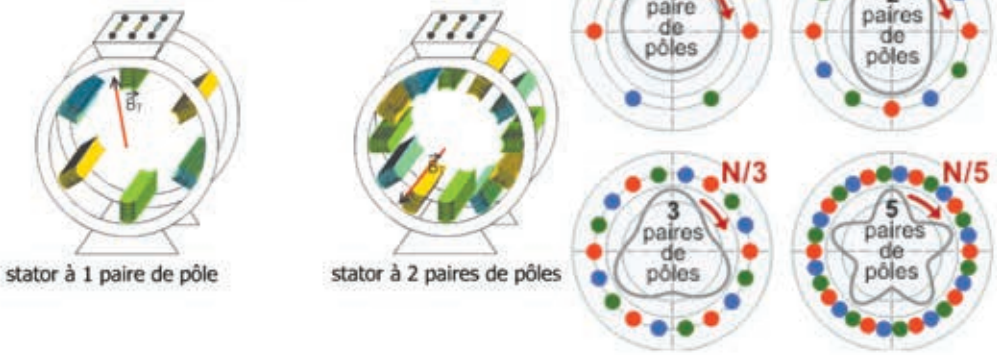
<u>Objectifs :</u> calculer le correcteur de vitesse du moteur de la presse à vis afin de contrôler la vitesse de montée et de descente de la presse.

Présentation : Il est très facile d'asservir la vitesse des moteurs à courant continu (MCC) car les grandeurs de contrôle sont constantes et permettent d'imposer les références de vitesses désirées.
Le moteur utilisé pour déplacer le coulisseau est un moteur à courant alternatif, alimenté par des tensions triphasées sinusoïdales **voir Annexe H.**

Il est donc difficile dans ces conditions, d'imposer des références constantes dans le but d'un asservissement, les références sinusoïdales sont quasi impossibles à « poursuivre ».

Pour la MCC, c'est la tension aux bornes de son induit qui permet de faire varier la vitesse de rotation. Pour les machines à courant alternatif, c'est la fréquence ***fs*** [Hz] des tensions sinusoïdales qui impose la vitesse de synchronisme. Cette vitesse de synchronisme notée (***Ωs***) dépend aussi du nombre de paires de pôles « p_p » de la machine. Le stator crée un champ magnétique tournant à la vitesse de synchronisme

$$\Omega s = \frac{2.\pi.fs}{p_p} \text{ [rad/s]}$$



Sur le réseau EDF ***50Hz***, la vitesse de la machine ne pourra jamais être modifiée : on utilisera alors un onduleur (**voir Annexe I)** pour adapter la fréquence des tensions à la vitesse désirée.
Les détails de la mise en équation électrique du moteur ne seront pas données, mais seulement la méthode d'obtention des tensions triphasées à partir de grandeur constante : ceci *s'apparente* à un changement de base pour la réduction des endomorphismes (*diagonalisation des matrices par exemple*).
La machine utilisée est une machine synchrone à aimant permanent ***MSAP*** (*flux rotor fixe*). De plus, l'onduleur n'apparait pas dans le schéma de la ***MSAP*** des différents asservissements afin de ne pas complexifier l'étude.

A – Etude de la création des tensions triphasées à fréquence variable

Objectif : Obtenir des grandeurs constantes pour contrôler le moteur synchrone.

Soit **θ(t)**, la position réelle du rotor et p_p le nombre de paires de pôles de la machine.
On définit l'angle **β(t)** de la façon suivante : **β(t) = p_p.θ(t)**, angle issu des inductances mutuelles (***Annexe L***) , et **βo** (*constante*) la condition initiale de **β(t)**.
Les tensions triphasées s'écriront de la manière suivante :

$$\begin{bmatrix} V_1(t) \\ V_2(t) \\ V_3(t) \end{bmatrix} = Xmaxi. \begin{bmatrix} \cos(\beta(t) + \beta o) \\ \cos(\beta(t) + \beta o - \frac{2.\pi}{3}) \\ \cos(\beta(t) + \beta o - \frac{4.\pi}{3}) \end{bmatrix}$$, *Xmaxi* étant l'amplitude des tensions triphasées.

Question IV.A.1 : On pose : $\alpha(t) = \beta(t) + \beta o$,

- **Nous désirons écrire les tensions triphasées sous la forme suivante :**

  $$\begin{bmatrix} V_1(t) \\ V_2(t) \\ V_3(t) \end{bmatrix} = [T_{32}]. \begin{bmatrix} V_\alpha(t) \\ V_{\beta(t)} \end{bmatrix}$$ **avec la matrice $[T_{32}]$ étant inconnue.**

  Sachant que les deux variables $V_\alpha(t)$ et $V_\beta(t)$ s'écrivent sous la forme $V_\alpha(t) = Xmaxi.\cos(\alpha(t))$ et $V_\beta(t) = Xmaxi.sin(\alpha(t))$, trouver la valeur de la matrice [T32] .

  Cette transformation est appelée transformation de ***Concordia*** *et $[T_{32}]$ matrice de Concordia. $V_\alpha(t)$ et $V_\beta(t)$ représentent les coordonnées du vecteur triphasé* $\begin{bmatrix} V_1(t) \\ V_2(t) \\ V_3(t) \end{bmatrix}$ *dans la nouvelle base (α,β).*

Question IV.A.2 : en considérant maintenant que : $\beta(t) + \beta o = \alpha(t)$:

- **Nous désirons écrire le vecteur** $\begin{bmatrix} V_\alpha(t) \\ V_\beta(t) \end{bmatrix}$ **sous la forme suivante :**

  $$\begin{bmatrix} V_{\alpha(t)} \\ V_{\beta(t)} \end{bmatrix} = [R(\beta(t))]. \begin{bmatrix} V_{sd} \\ V_{sq} \end{bmatrix}$$ **avec la matrice $[R(\beta(t))]$ étant inconnue**

  Sachant que les deux variables V_{sd} et V_{sq} s'écrivent sous la forme $V_{sd} = Xmaxi.\cos(\beta o)$ et $V_{sq} = Xmaxi.sin(\beta o)$, trouver la valeur de la matrice $[R(\beta(t))]$. On remarque que les deux variables V_{sd} et V_{sq} sont deux constantes.

  Cette transformation est appelée transformation de ***Park****. V_{sd} et V_{sq} représentent les coordonnées du vecteur* $\begin{bmatrix} V_\alpha(t) \\ V_\beta(t) \end{bmatrix}$ *dans la nouvelle base (d,q).*

En ***Annexe J*** est représenté le schéma bloc de la simulation correspondant aux calculs ci-dessus, et les tensions triphasées obtenues pour V_{sd} =5V et V_{sq} = 3V .

Les 2 « transformations » représentent un changement de base, de la base triphasée (1,2,3) vers la base biphasée (d,q), dans laquelle les coordonnées du vecteur triphasé sont constantes et permettront de contrôler la machine à courant alternatif de la même manière que la MCC : nous avons résolu le problème de la nécessité d'avoir des références sinusoïdales.

Le passage des tensions dans la base (d,q) est donc réalisé, mais il nous faudra connaitre aussi les courant i_{sd} et i_{sq} *(constantes)*, qui représentent les coordonnées des courants triphasés ($i_1(t)$, $i_2(t)$, $i_3(t)$) : la transformation inverse d'une rotation d'angle $\beta(t)$ est connue, c'est une rotation d'angle $-\beta(t)$, et pour la transformée de Concordia, la transformation inverse est la transposée de la matrice $[T_{32}]$.
Nous n'étudierons pas cette partie, et considérerons que la transformation est effectuée.

Les équations de la MSAP dans le repère triphasé initial, sont très compliquées. Nous avons un système différentiel d'ordre 3, à coefficients non constants. **voir *Annexe L***

Par contre dans le repère (d,q), le système différentiel est d'ordre 2 et très simple à résoudre, car à coefficients constants. **voir *Annexe L***

Le schéma bloc final des transformations nécessaires est donné en ***Annexe K :***
Il faudra contrôler ***2*** courants : I_{sd} (***partie B***) et I_{sq} (***partie C***)

A contrario, pour la MCC, ***seule*** la tension d'alimentation est contrôlée.

➔ Il y aura ici ***2 boucles de régulation*** à mettre en œuvre.

Il y a ainsi 2 entrées V_{sd} *et* V_{sq} *(voir **Annexe K**) , 2 sorties que l'on veut asservir* i_{sd} *et* i_{sq}*, et une entrée « **Couple résistant** » qui agit sur l'arbre moteur (noté **Cr(t)** par la suite).*

Les équations électriques de la MSAP sont données en ***Annexe M***.

Nous prendrons « ***p*** » comme variable de Laplace, qu'il ne faudra pas confondre avec le nombre de paires de pôles « p_p » du moteur électrique.

B – Régulation du courant i_{sd} :

*Objectif : Contrôler le courant **i_{sd}** afin de minimiser la puissance réactive (non étudiée dans ce sujet) consommée par le moteur triphasé (contrainte imposée par EDF).*

Hypothèse 1 : on considérera que la vitesse de rotation **Ω** de la MSAP varie peu, ce qui permettra de se placer autour d'un point de fonctionnement et de ***négliger*** les parties « $L_s.p_p.\Omega.i_{sq}$ » et « $L_s.p_p.\Omega.i_{sd} + p_p.\Phi_{sd}.\Omega$ » dans les ***équations électriques 1*** et ***2*** de l'***Annexe M***.

*La régulation de **isq** n'est pas étudiée dans cette partie*

Question IV.B.1 :

- **Ecrire l'équation 1 donnée en *Annexe M* dans le domaine de Laplace, en tenant compte de l'hypothèse 1, et ce en considérant toutes les conditions initiales nulles.**

Question IV.B.2 :

- **En déduire la fonction de transfert en boucle ouverte : $FTBO_{isd}(p) = \frac{i_{sd}(p)}{V_{sd}(p)}$ sous forme canonique.**

Question IV.B.3 : Pour réaliser un asservissement en courant ***i_{sd}***, nous utiliserons un correcteur proportionnel de gain ***K_{id}***, l'entrée de référence sera notée ***i_{sdref} (p)***.

- **Compléter sur le document réponse le schéma « bloc » correspondant.**

Question IV.B.4 :

- **En déduire la fonction de transfert en boucle fermée $FTBF_{isd}(p) = \frac{i_{sd}(p)}{i_{sdref}(p)}$ sous forme canonique.**

Question IV.B.5 :

- **Calculer le gain K_{id} de manière à obtenir une erreur statique égale à 5%**
  Vous trouverez les caractéristiques moteur en ***Annexe N*.**

Question IV.B.6 :

- **Comment pourrait-on avoir une erreur statique nulle ?**

Question IV.B.7 : Pour des raisons de « bon » comportement par rapport au réseau EDF, le courant ***i_{sd}*** doit être constamment maintenu à « ***0*** ».

- **Donner la valeur de $i_{sdref}(p)$ à imposer pour obtenir cette condition, en supposant que le correcteur K_{id} joue correctement son rôle. Expliquer.**

C – Régulation du courant i_{sq} :

***Hypothèse 2** : On considère pour la suite que l'asservissement du courant i_{sd} est correctement réalisé, et nous prendrons $i_{sd} = 0$ afin de simplifier les équations de la MSAP.*

Question IV.C.1 :

- **Simplifier les équations 2 et 3 de l'annexe M grâce aux hypothèses 1 et 2 définies précédemment.**

Question IV.C.2 :

- **En déduire la fonction de transfert en boucle ouverte : $FTBO_{isq}(p) = \frac{i_{sq}(p)}{V_{sq}(p)}$ sous la forme canonique.**

La valeur du correcteur proportionnel K_{id} de la **Question IV.B.5** sera utilisée pour réaliser l'asservissement du courant i_{sq}, dans les mêmes conditions que celui de i_{sd}.

Question IV.C.3 :

- **Donner la fonction de transfert en boucle fermée corrigée par le correcteur proportionnel : $FTBF_{isq}(p) = \frac{i_{sq}(p)}{i_{sqref}(p)}$ sous la forme $FTBF_{isq}(p) = \frac{A}{1+\tau_A.p}$**
- **Vous donnerez les expressions et les valeurs des constantes A et τ_A .**

D – Régulation de la vitesse du moteur

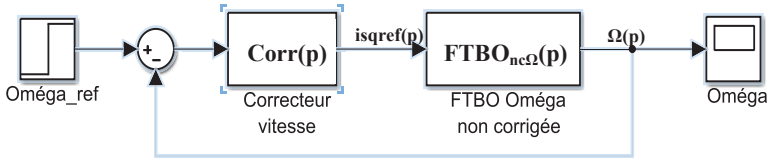
*Dans cette partie le couple résistant sera considéré comme nul : **Cr = 0***

Question IV.D.1 : En négligeant les frottements « ***f*** », à partir de l'**équation 4 Annexe M** :

- **Donner la fonction de transfert en boucle ouverte de la vitesse non corrigée : $FTBO_{nc\Omega}(p) = \frac{\Omega(p)}{i_{sqref}(p)}$ sous la forme $FTBO_{nc\Omega}(p) = \frac{B}{p.(1+\tau_B.p)}$.**
- **Vous donnerez l'expression des constantes B et τ_B.**

(Φsd : flux stator qui sera considéré constant)

La régulation de vitesse sera réalisée de la manière présentée sur le schéma bloc ci-contre :



Question IV.D.2 :

- **Discuter tout d'abord de la stabilité de la boucle ouverte de la vitesse non corrigée, par exemple en donnant l'évolution de la vitesse en envoyant un échelon sur $i_{sqref}(t)$.**

Le correcteur de vitesse utilisé (***Corr(p)*** sur la figure précédente) est un correcteur ***proportionnel intégral***.

La fonction de transfert de ce dernier est la suivante : $Corr(p) = Kpi.\frac{Tpi.p+1}{Tpi.p}$

Le correcteur de vitesse devra permettre d'obtenir ***aucun dépassement***, et un ***temps de réponse maximal*** de ***20ms***.

Question IV.D.3 :

- **Donner la fonction de transfert en boucle ouverte de la vitesse corrigée, notée $FTBO_{\mathrm{corr}\Omega}(p)$ sous la forme canonique** *(le retour est unitaire)***.**

Question IV.D.4 :

Nous prendrons : $Tpi = \delta.\tau_B$, avec « δ » une constante supérieure à 1,

- **Tracez les diagrammes de BODE asymptotique de la fonction de transfert $\frac{Tpi.p+1}{\tau_B.p+1}$**
- **Quelle est alors la fonction réalisée par cette fonction de transfert ?**

Question IV.D.5 :

- **Trouver la pulsation ω_{maxi} pour laquelle la phase est maximale, en fonction de δ et de τ_A, à partir des diagrammes de BODE ou d'un calcul mathématiques.**

Question IV.D.6 :

- **Calculer la valeur de « δ » pour obtenir une phase maximale de 45° à $\omega=\omega_{maxi}$.**

Question IV.D.7 :

- **Donner l'expression de K_{pi} et calculer sa valeur tel que la $FTBO_{\mathrm{corr}\Omega}(p)$ ait un gain de 0_{db} à l'endroit où la phase est maximale (en ω_{maxi}).**
- **Vous expliquerez pourquoi on désire remplir cette condition.**

Question IV.D.8 : La courbe simulée de la vitesse du moteur avec le correcteur à avance de phase est donnée en ***annexe O***.

- **Analyser cette courbe par rapport aux critères demandés.**
- **Comment serait modifiée selon vous, la réponse du système en fonction de la valeur de δ choisie ?** *(sans faire de calculs)*

PARTIE V

Estimation de l'énergie récupérable

Objectif : Faire une estimation de l'énergie récupérable grâce à des mesures de puissances faites sur la presse pour estimer la rentabilité d'un tel système.

En ***Annexe P***, on donne le chronogramme de la vitesse du coulisseau de la presse en fonction du temps.
L'équipement d'une presse à vis avec un régulateur de fréquence réversible (*notre onduleur*) permet l'utilisation des moteurs en générateur, augmentant ainsi considérablement le rendement électrique de la machine. On peut en effet récupérer de l'énergie grâce au freinage en génératrice.
Sur un cycle, le coulisseau est accéléré à la vitesse maximale, puis freiné par le moteur à la vitesse correspondant à l'énergie choisie pour la frappe. Après l'opération de forgeage et le rebond éventuel, le coulisseau est « repris en main » par la régulation, accéléré, puis de nouveau freiné par le moteur de façon à ce qu'il revienne exactement au point mort haut.

Des mesures de puissances ont été pratiquées sur la presse, en ***Annexe Q*** est donné un relevé simplifié de puissance moyenne réalisée chaque 1/8^{ième} de seconde (numéro point acquisition indiqués en abscisses) lors de la remontée du coulisseau. Le temps de remontée jusqu'à l'arrêt dure 1seconde. La partie utile se trouve entre t_3 et t_4.
Sur le document réponse, le programme qui permet de calculer l'énergie récupérable lors de la remontée par la méthode des rectangles par défaut est donné.

Question V.1 :

- **Compléter sur le document réponse les points qui permettront de calculer l'énergie récupérable. (***ligne points=[…….] Sur le document réponse)*
- **Compléter sur le document réponse le programme qui permettra de calculer l'énergie récupérable lors de la remontée par :**
    - **la méthode des rectangles par excès,**
    - **la méthode des trapèzes.**

Question V.2 :

Le résultat du calcul de l'énergie récupérable est de 17,4kJ. L'énergie totale dépensée pour le cycle de forgeage est de 71kJ.

- **Conclure sur l'intérêt d'un tel système de récupération d'énergie.**

PRESSE A VIS

-ANNEXES-

Annexe A **p.2**
Caractéristiques des parties tournantes

Annexe B **p.3**
Schéma cinématique de la presse

Annexe C **p.4**
Schéma cinématique et caractéristiques du frein mécanique

Annexe D **p.5**
Matériaux de friction

Annexe E **p.6**
Vérin pneumatique

Annexe H **p.7**
Les tensions triphasées

Annexe I **p.7**
L'onduleur de tension

Annexe J **p.8**
Création des tensions triphasées sinusoïdales

Annexe K **p.8**
Schéma de la machine synchrone dans le repère (d, q)

Annexe L **p.9**
Equations des flux et tensions de la MSAP

Annexe M **p.9**
Equations électriques de la MSAP

Annexe N **p.10**
Données moteur MSAP

Annexe O **p.10**
Courbe vitesse simulée

Annexe P **p.11**
Courbe vitesse coulisseau

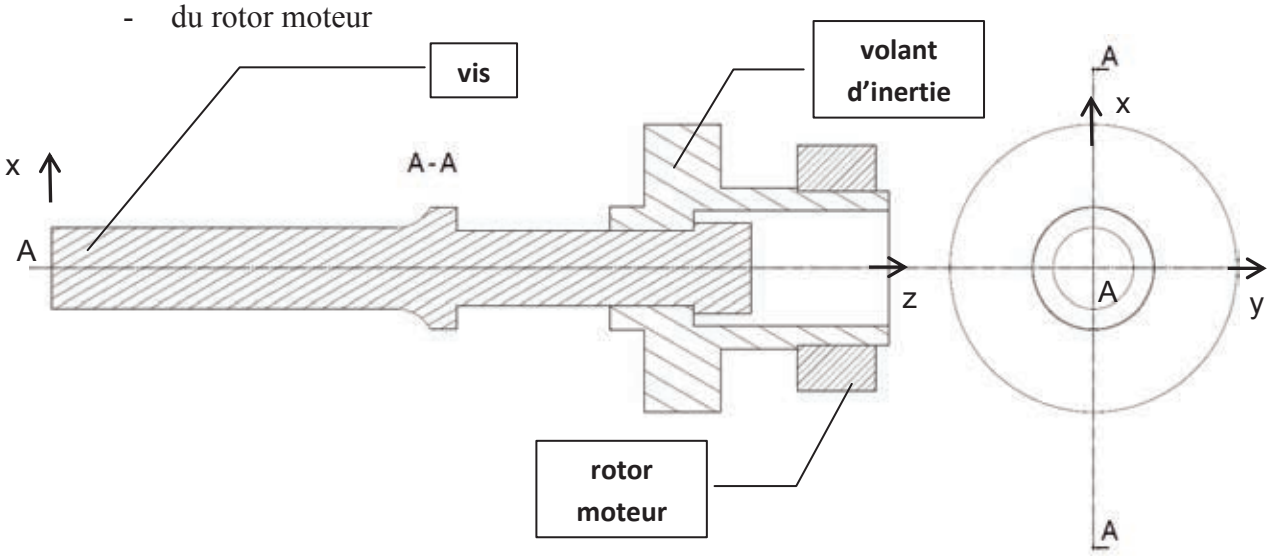
Annexe Q **p.12-13**
Courbe de puissance simplifiée

Annexe A

Caractéristiques des parties tournantes

Les parties tournantes de la Presse SPR400 peuvent être modélisées par l'association :

- de la vis
- du volant d'inertie
- du rotor moteur



Données :

- vis :
  - Acier de masse volumique ρ_a=7860kg/m^3
  - masse m_v=515kg
  - matrice d'inertie $J(A,v)=\begin{bmatrix}142,7 & 0 & 0\\ 0 & 142,7 & 0\\ 0 & 0 & 3,2\end{bmatrix}_{A,(\vec{x},\vec{y},\vec{z})}$ (unités kg.m^2)

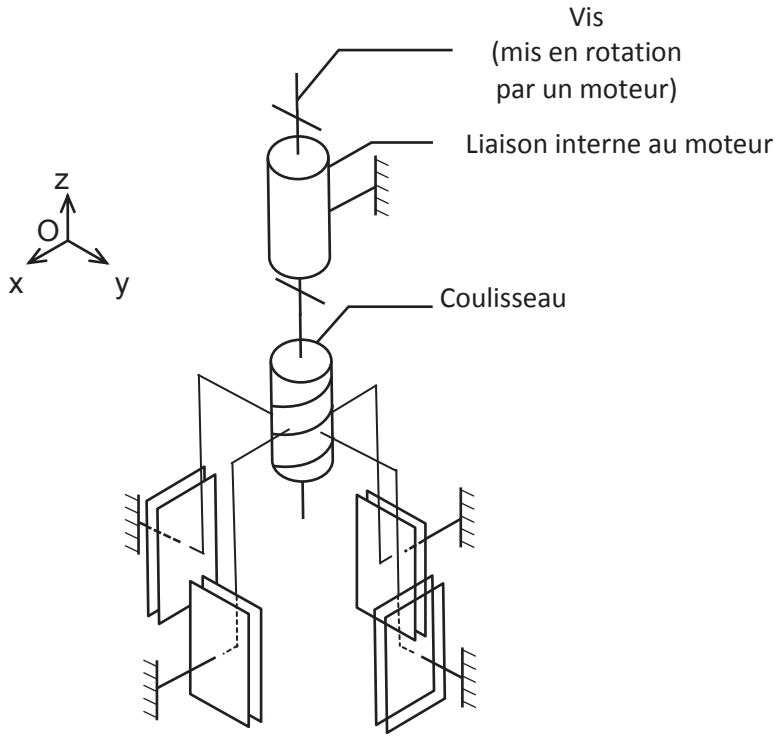
- volant d'inertie :
  - Acier de masse volumique ρ_a=7860kg/m^3
  - masse m_v=870kg
  - matrice d'inertie $J(A,v\text{-}i)=\begin{bmatrix}50,2 & 0 & 0\\ 0 & 50,2 & 0\\ 0 & 0 & 51,8\end{bmatrix}_{A,(\vec{x},\vec{y},\vec{z})}$ (unités kg.m^2)

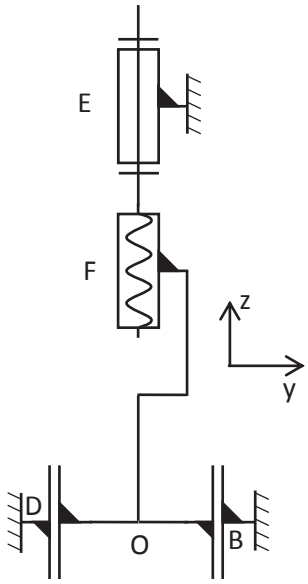
- rotor-moteur :
  - Cuivre de masse volumique ρ_c=8900kg/m^3
  - Diamètre extérieur : D=640mm, Diamètre intérieur : d=400mm, longueur : L=200mm
  - Pour un cylindre creux de masse m, de rayon extérieur R et de rayon intérieur r, le moment d'inertie porté par l'axe du cylindre et exprimé en un point de cet axe est de la forme : $m.\frac{R^2+r^2}{2}$

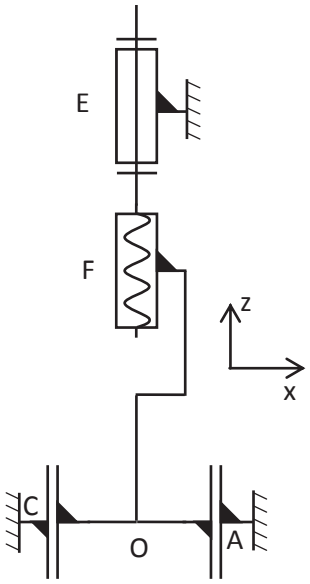
Annexe B

Schéma cinématique de la presse

Attention, le frein à deux mâchoires n'est pas représenté sur ces schémas.







Tournez la page S.V.P.

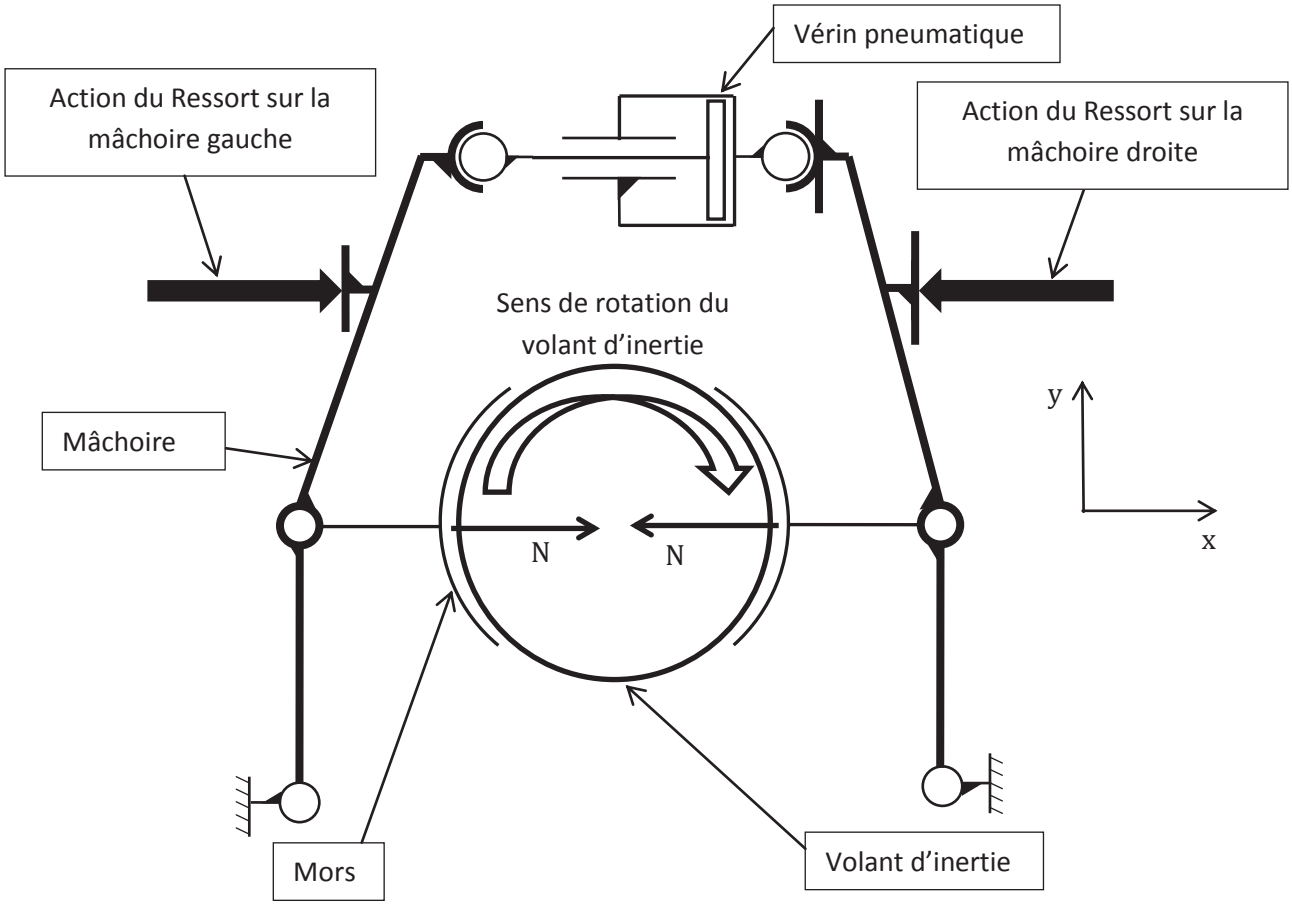
Annexe C

Schéma et caractéristiques du frein mécanique

Dans le cycle de fonctionnement de la presse à vis, pendant la remontée du coulisseau, le frein mécanique freinera le volant d'inertie et arrêtera les masses en rotation immédiatement avant que le point mors haut ne soit atteint.

Le frein mécanique à deux mâchoires est normalement fermé, c'est-à-dire que les forces de fermeture, permettant de plaquer les deux mâchoires (équipées de leur mors revêtue de garniture de friction) sur le volant d'inertie, sont exercées par les ressorts.

L'ouverture du frein est réalisée à l'aide du vérin pneumatique. Dans cette phase de fonctionnement, on considérera que les mors restent en contacts avec le volant d'inertie, mais l'effort normal N est insuffisant pour freiner son mouvement.



Sur ce schéma, par soucis de lisibilité, les mors ne sont pas représentés en contacts avec le volant d'inertie.

N indiqué sur la figure représente la composante normale de la force exercée par chaque mors sur le volant d'inertie

Rayon du volant d'inertie : r=375mm

Matière du volant d'inertie : acier 25CD4

Annexe D

Matériaux de friction

(sources : DIPOSTEL)

Réf. Matériau BREMSKERL	Coefficient de friction moyen à sec	Température maxi d'utilisation (°C) a) Continu b) Courte durée	Contraintes maxi admissibles a) Pression (daN/cm²) b) Vitesse (m/s)
BK 5300	0,35	a) 250 b) 400	a) 20 b) 36
BK 5518	0,35	a) 250 b) 400	a) 20 b) 36
BK 4818	0,40	a) 250 b) 450	a) 16 b) 40
BK 6707	0,34	a) 250 b) 400	a) 25 b) 20
BK 4500	0,39	a) 250 b) 400	a) 20 b) 24

- GARNITURES À TRAME MÉTALLIQUE POUR TAMBOURS INTÉRIEURS OU EXTÉRIEURS

Machines agricoles, machines-outils, convoyeurs, applications générales, systèmes de levage, presses.



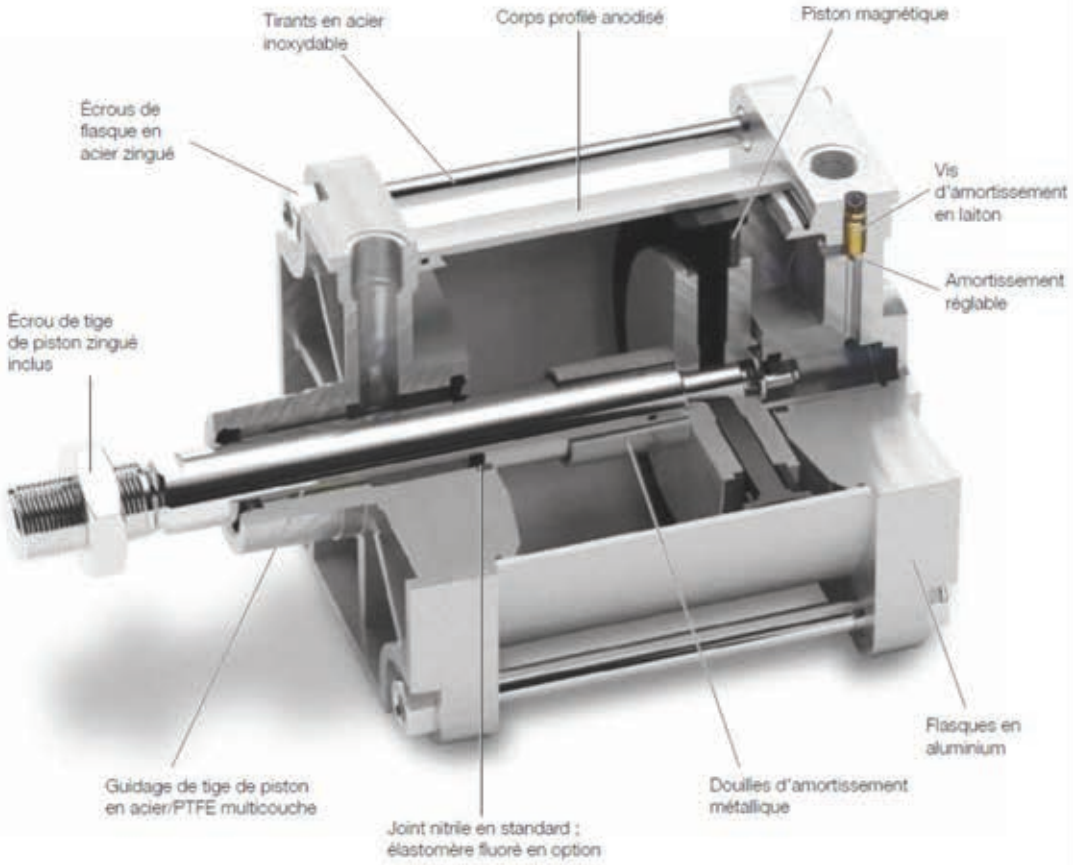
Tournez la page S.V.P.

Annexe E

Vérin pneumatique (sources : Parker)

PDE2667TCFR

Vérins pneumatiques P1D-T - Ø160 à 320 mm



Forces des vérins, variantes à double effet

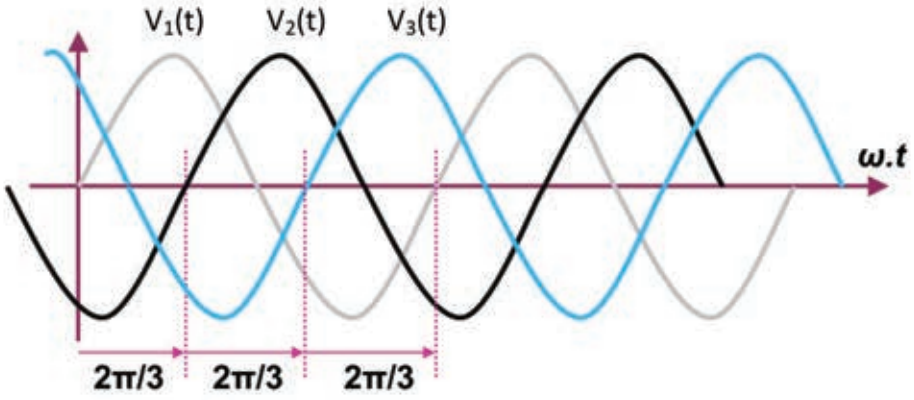
Alésage de vérin/ tige de piston mm	Course	S. piston cm²	Force théorique maximum en N (bar) 1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
160/40	+	201,0	2010	4019	6029	8038	10048	**12058**	14067	16077	18086	20096
	-	188,4	1884	3768	5652	7536	9420	**11304**	13188	15072	16956	18840
200/50	+	314,2	3142	6283	9425	12566	15708	**18850**	21991	25133	28274	31416
	-	294,5	2945	5891	8836	11781	14727	**17672**	20617	23562	26508	29453
250/50	+	490,9	4909	9818	14726	19635	24544	**29453**	34362	39270	44179	49088
	-	471,3	4713	9425	14138	18850	23563	**28275**	32988	37700	42413	47125
320/63	+	804,25	8043	16085	24128	32170	40213	**48255**	56298	64340	72383	80425
	-	773,1	7731	15462	23192	30923	38654	**46385**	54116	61846	69577	77308

+ = Course en sortie de tige
- = Course en rentrée de tige

Remarque :
Sélectionnez une force théorique 50 à 100 % plus importante que la force requise.

Annexe H
Les tensions triphasées

Les 3 tensions simples triphasées sont tracées sur le chronogramme ci-dessous :



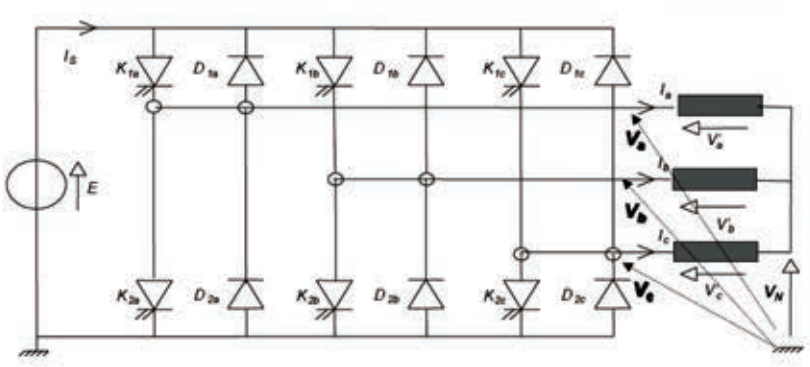
Caractéristiques : les 3 tensions de période T (20ms=1/50Hz) :

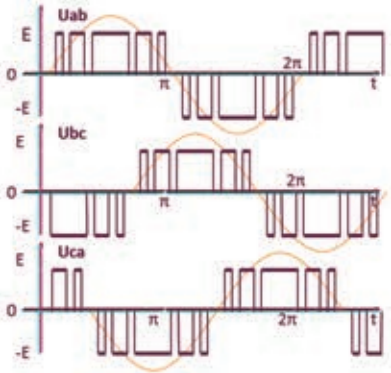
- ont la même valeur efficace (230V sur le réseau EDF)
- sont décalées de 2π/3 l'une par rapport à l'autre
- ont leur somme qui est nulle à chaque instant

Annexe I

L'onduleur de tension

L'onduleur permet d'obtenir 3 tensions quasi sinusoïdales (au sens de FOURIER) à partir d'une tension E constante. La fréquence du fondamental du signal obtenu est réglable grâce à la commande des interrupteurs (diodes + transistors).

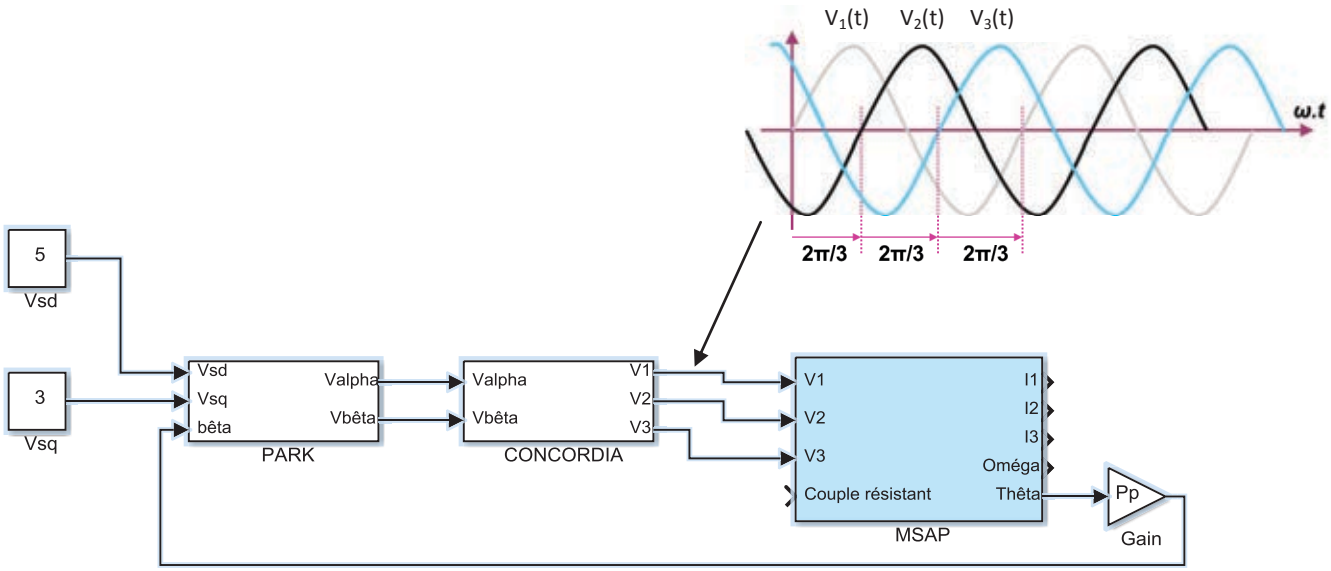




Tournez la page S.V.P.

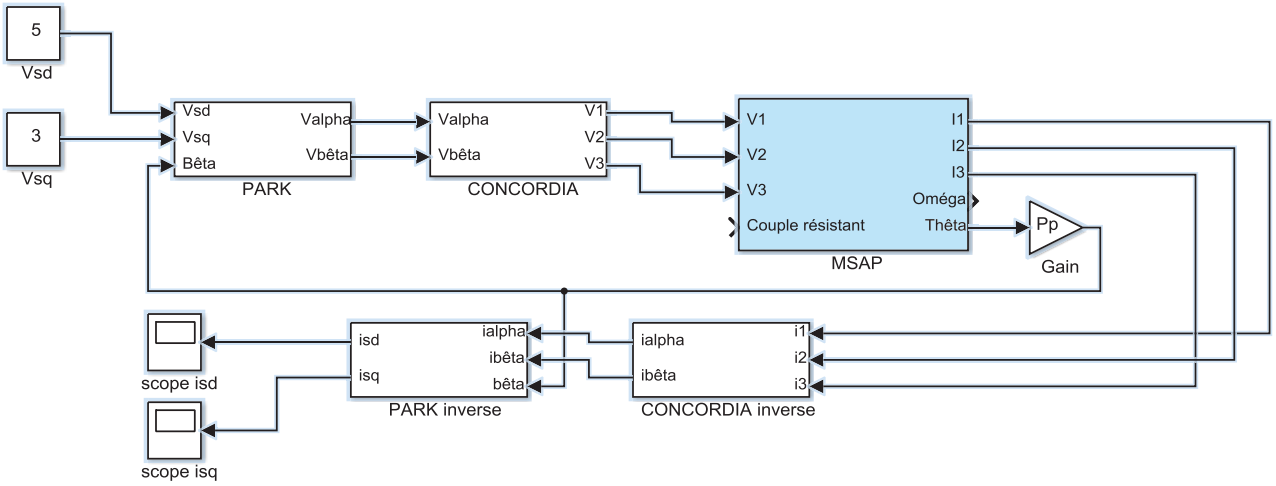
Annexe J

Création des tensions triphasées sinusoïdales



Annexe K

Schéma de la machine synchrone dans le repère (d,q)



Annexe L

Equations des flux et tensions de la MSAP

Dans le ***repère triphasé***, équations du flux :

$$\begin{cases} \Phi_{s1}(t) = L_s.i_{s1}(t) + M_s.i_{s2}(t) + M_s.i_{s3}(t) + M_{sr}\cos(p_p.\theta(t))\cdot i_{r1}(t) + M_{sr}.\cos\left(p_p.\theta(t)+\frac{2\pi}{3}\right)\cdot i_{r2}(t) + M_{sr}.\cos\left(p_p.\theta(t)+\frac{4\pi}{3}\right)\cdot i_{r3}(t) \\ \Phi_{s2}(t) = M_s.i_{s1}(t) + L_s.i_{s2}(t) + M_s.i_{s3}(t) + M_{sr}.\cos\left(p_p.\theta(t)+\frac{4\pi}{3}\right)\cdot i_{r1}(t) + M_{sr}.\cos(p_p.\theta(t))\cdot i_{r2}(t) + M_{sr}.\cos\left(p_p.\theta(t)+\frac{2\pi}{3}\right)\cdot i_{r3}(t) \\ \Phi_{s3}(t) = M_s.i_{s1}(t) + M_s.i_{s2}(t) + L_s.i_{s3}(t) + M_{sr}.\cos\left(p_p.\theta(t)+\frac{2\pi}{3}\right)\cdot i_{r1}(t) + M_{sr}.\cos\left(p_p.\theta(t)+\frac{4\pi}{3}\right)\cdot i_{r2}(t) + M_{sr}.\cos(p_p.\theta(t))\cdot i_{r3}(t) \end{cases}$$

Ls, Ms, Msr étant des constantes, $i_{ri}(t)$ et $i_{si}(t)$ courants triphasés rotor et stator, on en déduit que les 3 flux stator dépendent de la position du rotor, $\theta(t)$: transformation dans le domaine de Laplace très compliquée.

Dans le ***repère (d,q)*** , équations du flux stator et de la tension stator :

$$\begin{bmatrix}\Phi_{sd}\\ \Phi_{sq}\end{bmatrix} = L_{s1}.\begin{bmatrix}i_{sd}\\ i_{sq}\end{bmatrix} + \tfrac{3}{2}.M_{sr}.\begin{bmatrix}i_{rd}\\ i_{rq}\end{bmatrix} \qquad \begin{bmatrix}V_{sd}\\ V_{sq}\end{bmatrix} = Rs.\begin{bmatrix}i_{sd}\\ i_{sq}\end{bmatrix} + \frac{d}{dt}\begin{bmatrix}\Phi_{sd}\\ \Phi_{sq}\end{bmatrix}$$

Ls1, Msr, et Rs étant des constantes, le flux et la tension dans le repère (d,q) aurons donc 2 composantes constantes.

Dans ces conditions, le couple s'écrira de la manière suivante dans le repère (d,q) (calcul non détaillé) : $Cem = \mathrm{p_p}.(-i_{sd}.\Phi_{sq} + i_{sq}.\Phi_{sd})$: Il ne dépend que de paramètres « stator » qui sont constants.

Annexe M

Equations électriques de la MSAP

- Tension stator dans le repère (d,q) : *équations valables pendant le régime transitoire*
  - $V_{sd}(\mathrm{t}) = R_s.i_{sd}(\mathrm{t}) + L_s.\frac{di_{sd}(t)}{dt} - L_s.p_p.\Omega(\mathrm{t}).i_{sq}(\mathrm{t})$ ***équation 1***
  - $V_{sq}(\mathrm{t}) = R_s.i_{sq}(\mathrm{t}) + L_s.\frac{di_{sq}(\mathrm{t})}{dt} + L_s.p_p.\Omega(\mathrm{t}).i_{sd(\mathrm{t})} + p_p.\Phi_{sd}.\Omega(t)$ ***équation 2***
- Equation mécanique :
  - $C_{em}(t) = p_p.(-i_{sd}(t).\Phi_{sq} + i_{sq}(t).\Phi_{sd})$: couple moteur ***équation 3***
  - $J.\frac{d\Omega(\mathrm{t})}{dt} = C_{em}(t) - C_r(t) - f.\Omega(\mathrm{t})$: théorème du moment dynamique ***équation 4***
  - avec : ***f*** coefficient de frottements fluide, et ***J*** l'inertie totale ramenée sur l'arbre moteur.

Tournez la page S.V.P.

Annexe N

Données moteur MSAP

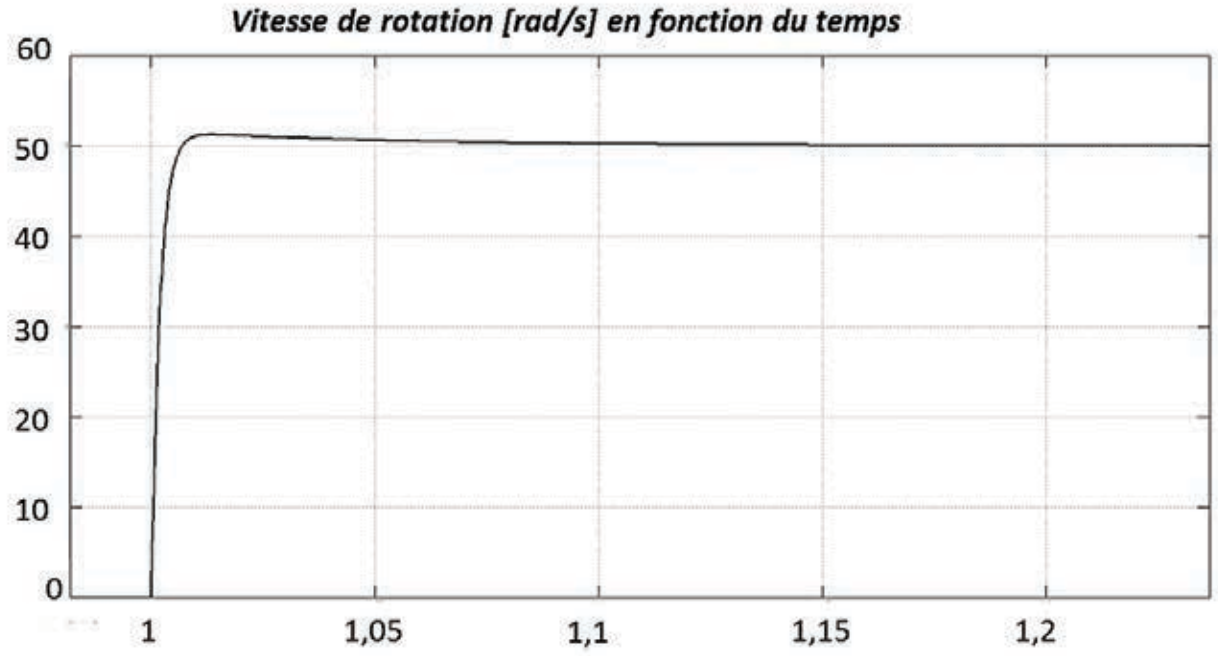
- p_p = 10 (10 paires de pôles)
- Rs = 0.31 Ω
- Ls = 0.21 H
- ϕ_{sd} = 22,5 wb
- ϕ_{sq} = 0 : flux rotor orienté suivant axe « d » uniquement !!
- J = 4,75 Kg.m²



Annexe O

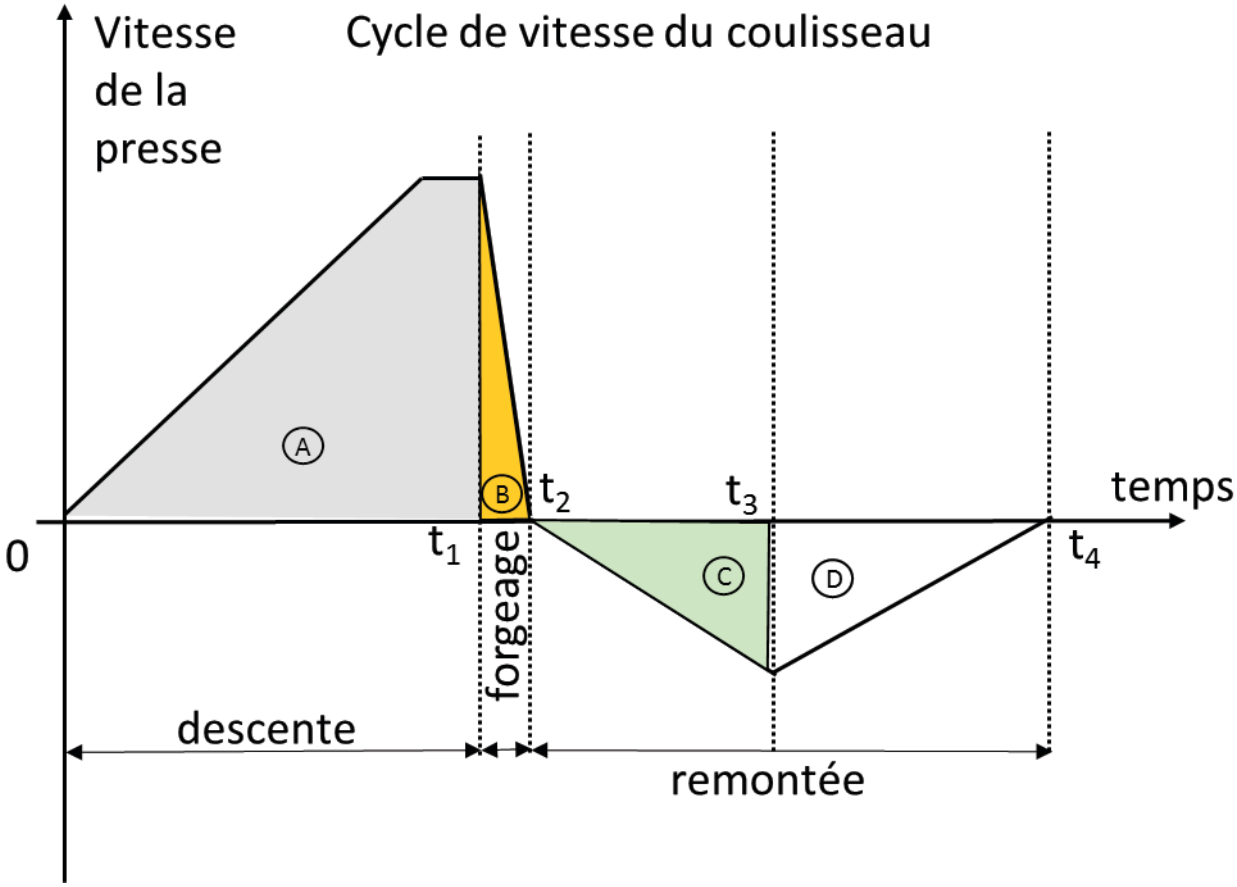
Courbe vitesse simulée

Résultat régulation de vitesse en fonction du temps. Echelon 50 rad/s qui démarre à t = 1s



Annexe P

Vitesse de déplacement du coulisseau

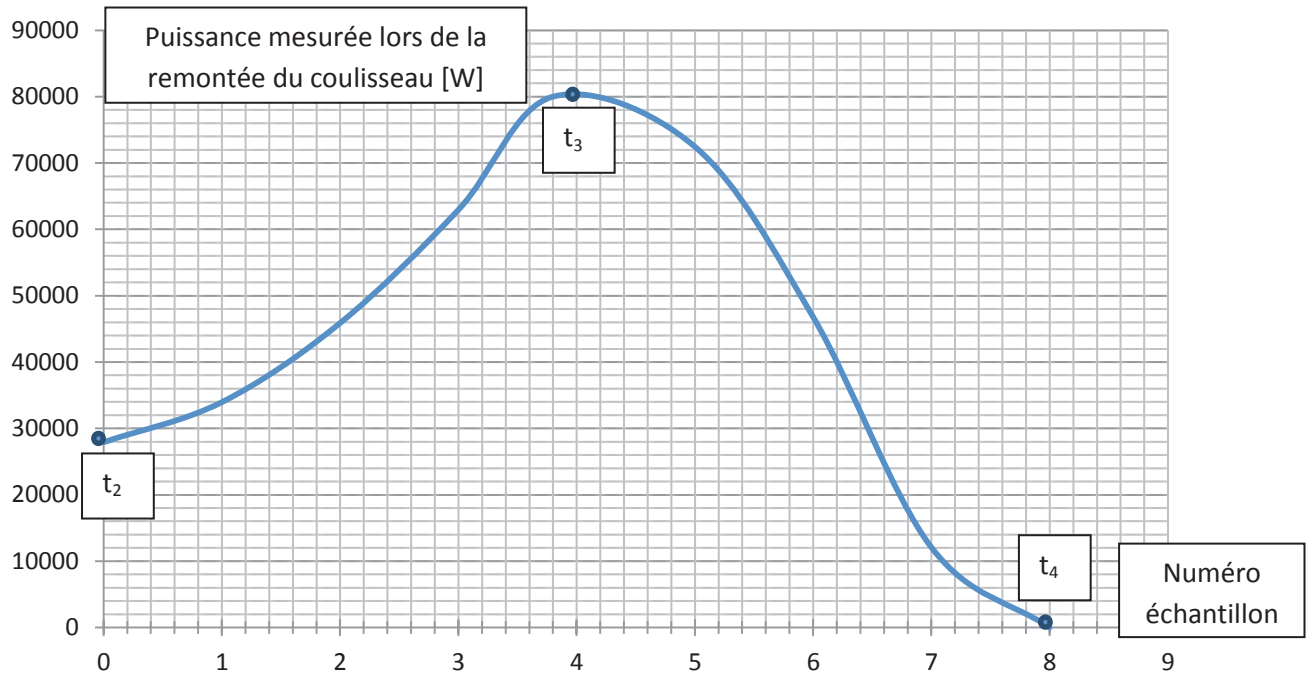


La récupération de l'énergie est uniquement possible en zone (D)

Tournez la page S.V.P.

Annexe Q

Courbe de puissance simplifiée



n° point acquisition	puissance [W]
0	27925
1	33962
2	45887
3	62943
4	80000
5	72453
6	46792
7	12075
8	0

Points de mesures effectués lors de la remontée du coulisseau.

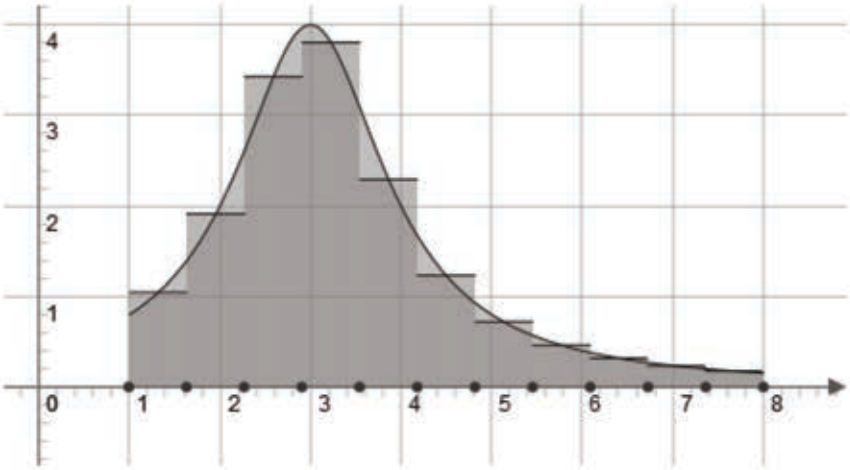
Représente les zones de t2 à t4 de l'annexe P.

8 points de mesures ont été relevés entre t2 et t4.

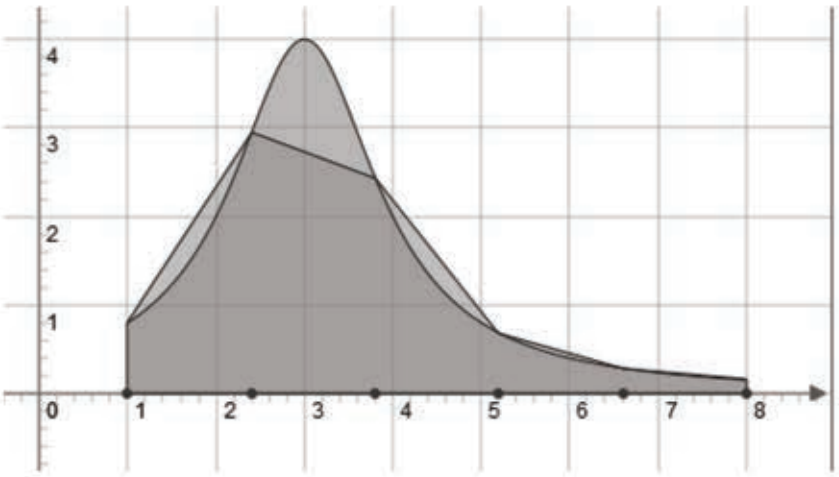
En abscisse est indiqué le numéro du point de mesure effectué.

Rappels :

Méthode des rectangles



Méthode des trapèzes



Académie : Session : Modèle EN.

Examen ou Concours : Série* :

Spécialité/option : Repère de l'épreuve :

Épreuve/sous-épreuve :

NOM :

(en majuscules, suivi, s'il y a lieu, du nom d'épouse)

Prénoms :

Né(e) le

N° du candidat

(le numéro est celui qui figure sur la convocation ou la liste d'appel)

DANS CE CADRE

NE RIEN ÉCRIRE

L'usage de calculatrices est autorisé

Presse à vis

Cahier réponses

Épreuve de Sciences Industrielles

Concours e3a - PSI

Toutes les réponses seront portées sur ce cahier de réponses à l'exclusion de toute autre copie.

Ne pas dégrafer

Tournez la page S.V.P.

Il est interdit aux candidats de signer leur composition ou d'y mettre un signe quelconque pouvant indiquer sa provenance.

C

NE RIEN ÉCRIRE DANS CE CADRE

R I.1

• Pas p de la vis

R I.2

• Vitesse de translation V_c de l'ensemble coulisseau

R I.3

• Energie cinétique Ec(c) de l'ensemble coulisseau

R I.4

• Justifier pourquoi les produits d'inertie de la vis et du volant d'inertie sont nuls.

• Justifier pourquoi les moments d'inertie de la vis et du volant d'inertie sont égaux sur les axes $\vec{x}$ et $\vec{y}$.

• Dans quelles bases les matrices d'inertie de la vis et du volant d'inertie restent-elles identiques ?

NE RIEN ÉCRIRE DANS CE CADRE

R I.5	• J_{rz} le moment d'inertie du rotor moteur par rapport à l'axe $(A, \vec{z})$.

• J_z le moment d'inertie de l'ensemble parties tournantes par rapport à l'axe $(A, \vec{z})$:

R I.6	• Energie cinétique Ec(pt) de l'ensemble parties tournantes

• Energie cinétique totale des pièces en mouvements :

• Comparer votre résultat avec l'énergie brute annoncée dans le tableau des caractéristiques techniques de la série SPR :

R I.7	• Inertie équivalente ramenée à l'arbre moteur

R I.8	• Comparer, en pourcentage, l'influence des parties tournantes à celle du coulisseau dans la valeur de l'inertie équivalente. Pourquoi la capacité à forger de la presse est-elle peu sensible aux changements d'outillage de forgeage?

Tournez la page S.V.P.

NE RIEN ÉCRIRE DANS CE CADRE

R II.1

• Graphe des liaisons



Classes d'équivalences en liaison : ……../……..	Nom de la liaison
……../……..	
……../……..	
……../……..	
……../……..	
……../……..	
……../……..	
……../……..	

$\gamma =$

NE RIEN ÉCRIRE DANS CE CADRE

R II.2

• Degré de mobilité m

• Degré d'hyperstatisme h :

R II.3

• Nom de la liaison équivalente entre le coulisseau et le bâti.
Justifiez votre réponse.

R II.4

• Degré d'hyperstatisme h_{eq} de cette liaison équivalente

Tournez la page S.V.P.

NE RIEN ÉCRIRE DANS CE CADRE

R II.5	• Déterminer le système d'équations permettant d'exprimer les composantes du torseur des actions mécaniques de la liaison équivalente au point O.
R II.6	• En déduire les conditions géométriques d'orientation et de position pour assurer le bon guidage du coulisseau par rapport au bâti.

NE RIEN ÉCRIRE DANS CE CADRE

R III.A.1	• Composante tangentielle T que chaque mors doit exercer sur le volant d'inertie.
R III.A.2	• Coefficient de frottement minimum f nécessaire pour le matériau des garnitures de friction équipant les mors. Justifier votre démarche en utilisant les lois de Coulomb
R III.A.3	• Expression littérale donnant la norme du couple de freinage pour un mors $C_{2/1}$= f(r, b, f, θ_1, p_M)

Tournez la page S.V.P.

NE RIEN ÉCRIRE DANS CE CADRE

R III.A.4	• A partir de l'expression littérale du couple déterminée à la question précédente, calculer la pression maximale p_M que devra supporter le matériau de friction
R III.A.5	• Choisir un matériau de friction dont le coefficient de friction moyen à sec (coefficient de frottement) et la pression maximale admissible correspondent au besoin. Vous justifierez votre choix
R III.B.1	• Isoler le mors 2, faire le bilan des actions mécaniques extérieures sous forme de torseurs

• Appliquer le principe fondamental de la statique et déterminer les inconnues de liaisons.

NE RIEN ÉCRIRE DANS CE CADRE

R III.B.2	• Réaliser le bilan des actions mécaniques extérieures appliquées à 3 et écrire les éléments de réductions de chaque torseur d'actions mécaniques.
R III.B.3	• Quel théorème doit être appliqué et sur quel axe de projection, pour déterminer l'effort du ressort ?
	• Déterminer l'effort du ressort.

Tournez la page S.V.P.

NE RIEN ÉCRIRE DANS CE CADRE

R III.B.4	• Quelle pièce (ou ensemble de pièces) faut-il isoler afin de déterminer l'effort d'ouverture du vérin pneumatique ? Réaliser le bilan des actions mécaniques extérieures appliquées à cet isolement.

• Quel théorème doit être appliqué et sur quel axe de projection, pour déterminer l'effort du vérin pneumatique ?

• Déterminer l'effort du vérin pneumatique.

R III.B.5	• En suivant les conseils de la société Parker, choisir le vérin parmi les 4 tailles proposées (première colonne du tableau constructeur). Vous justifierez votre choix.

• Taille du vérin choisie :

Alésage de vérin/tige de piston en mm :……/…….

NE RIEN ÉCRIRE DANS CE CADRE

R IV.A.1

• écrire $\begin{bmatrix} V_1(t) \\ V_2(t) \\ V_3(t) \end{bmatrix}$ sous la forme suivante : $\begin{bmatrix} V_1(t) \\ V_2(t) \\ V_3(t) \end{bmatrix} = [T_{32}].\begin{bmatrix} V_\alpha(\boldsymbol{t}) \\ V_{\beta(t)} \end{bmatrix}$

• **Solution** : $[T_{32}]$=

R IV.A.2

• écrire $\begin{bmatrix} \boldsymbol{V_\alpha}(t) \\ \boldsymbol{V_\beta}(t) \end{bmatrix}$ sous la forme suivante : $\begin{bmatrix} \boldsymbol{V_\alpha}(t) \\ \boldsymbol{V_\beta}(t) \end{bmatrix} = [R(\beta(t))].\begin{bmatrix} V_d \\ V_q \end{bmatrix}$

• **Solution :** $[\boldsymbol{R}(\boldsymbol{\beta}(\boldsymbol{t}))] =$

Tournez la page S.V.P.

NE RIEN ÉCRIRE DANS CE CADRE

R IV.B.1

• écrire ***l'équation 1*** simplifiée

• réponse :

$$V_{sd}(p) =$$

R IV.B.2

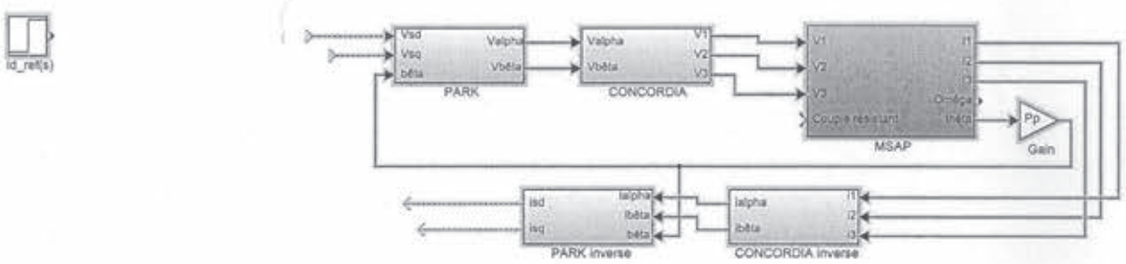
• déduire la $FTBO_{id}$ **(p)**

• réponse :

$$FTBO_{isd}(p) = \frac{i_{sd}(p)}{V_{sd}(p)} =$$

R IV.B.3

• compléter le schéma « bloc » représentant l'asservissement du courant i_{sd} :



NE RIEN ÉCRIRE DANS CE CADRE

R IV.B.4	• Calculer la fonction de transfert en boucle fermée la $FTBF_{isd}(p)$:

• réponse :

$$FTBF_{isd}(p) = \frac{i_{sd}(p)}{i_{sdref}(p)} =$$

R IV.B.5	• Calculer le gain K_{id} tel que $\varepsilon s = 5\%$

• réponse :

K_{id} = **Application numérique :** K_{id} =

R IV.B.6	• Comment pourrait-on avoir une erreur statique ε_s nulle ?

Tournez la page S.V.P.

NE RIEN ÉCRIRE DANS CE CADRE

R IV.B.7	• i_{sdref}(p) à imposer pour obtenir ***isd = 0*** :

• réponse :

$$i_{sdref} =$$

R IV.C.1	• écrire les ***équations 2*** et ***3*** simplifiées : Explications :

• réponse :

$V_{sq}(\mathrm{t}) =$ $C_{em}(t) =$

R IV.C.2	• déduire la $FTBO_{isq}(p)$ sous la forme canonique :

• réponse :

$$FTBO_{isq}(p) = \frac{i_{sq}(p)}{V_{sq}(p)} =$$

NE RIEN ÉCRIRE DANS CE CADRE

R IV.C.3	• Calculer la fonction de transfert en boucle fermée du courant corrigée $FTBF_{isq}(p)$ sous la forme $\frac{A}{1+\tau_A.p}$:

$$\boldsymbol{FTBF_{isq}(p)} = \frac{i_{sq}(\boldsymbol{p})}{i_{sqref}(\boldsymbol{p})} =$$

• réponse : ***A =*** ***τA=***

R IV.D.1	• Calculer la fonction de transfert en boucle ouverte de la vitesse ***non corrigée*** $FTBO_{\mathrm{nc}\Omega}(p)$ sous la forme $\frac{B}{p.(1+\tau_B.p)}$:

$$\boldsymbol{FTBO_{\mathrm{nc}\Omega}(p)} = \frac{\boldsymbol{\Omega(p)}}{i_{sqref}(\boldsymbol{p})} =$$

• réponse :

B = ***τB =***

R IV.D.2	• stabilité de la régulation de vitesse :

Tournez la page S.V.P.

NE RIEN ÉCRIRE DANS CE CADRE

R IV.D.3

• Calculer la fonction de transfert en boucle ouverte de la vitesse ***corrigée***, notée : $FTBO_{\text{corr}\Omega}(p)$ sous la forme canonique :

• ***réponse :***

$$FTBO_{corr\Omega}(p) =$$

R IV.D.4

• diagrammes de BODE de la fonction de transfert $\frac{Tpi.p+1}{\tau_B.p+1}$:



• ***Fonction réalisée :***

NE RIEN ÉCRIRE DANS CE CADRE

R IV.D.5

• pulsation ω_{maxi} pour laquelle l'avance de phase est maximale :

• Solution :

$$\omega_{MAXI} =$$

R IV.D.6

• valeur de « δ » telle que la marge de phase est de 45° :

• Application numérique :

$$\delta =$$

Tournez la page S.V.P.

NE RIEN ÉCRIRE DANS CE CADRE

R IV.D.7	• valeur de K_{pi} de la $FTBO_{\mathrm{corr}\Omega}(p)$ tel que l'on ait un gain de 0_{db} à ω_{MAXI} :

• Justification :

• réponse : $Kpi =$ ***Application numérique :*** $Kpi =$

• Explication :

R IV.D.8	• à partir de la courbe ***Annexe O***, critique/amélioration(s) possible(s) :

NE RIEN ÉCRIRE DANS CE CADRE

R V.1

• Programme de calcul de l'énergie récupérable par les 3 méthodes proposées :

```
# Données
points = [……..]

ΔT=1/8
def aire_rectangle_defaut():
    aire = 0
    for i in range(len(points)-1):
        aire += min(points[i],points[i+1])* ΔT
    return aire

def aire_rectangle_exces():
    aire = 0









    return aire


def aire_trapeze():
    aire = 0









    return aire

print(aire_rectangle_defaut())
print(aire_rectangle_exces())
print(aire_trapeze())
```

R V.2

• Conclure sur l'intérêt d'un tel système de récupération d'énergie:

NE RIEN ÉCRIRE DANS CE CADRE

Travailler les chapitres de ce sujet

Prepa Help suit le programme de PSI chapitre par chapitre : cours détaillé, méthodes, pièges, exercices et problèmes corrigés pas à pas, tirés des concours. L'essai gratuit donne accès aux chapitres offerts de ta filière, sans carte bancaire.

Chapitres liés à ce sujet

- Géométrie des masses : centre d'inertie, matrice d'inertie, théorème de Huygens
- Cinétique : torseurs cinétique et dynamique, énergie cinétique, inertie équivalente
- Transmetteurs de puissance et trains d'engrenages
- Chaînes de solides : liaisons équivalentes, mobilité et hyperstatisme
- Modélisation des liaisons, graphe des liaisons et schéma cinématique
- Modélisation des actions mécaniques : modèles local et global, frottement, torseurs des liaisons
- Statique des solides : principe fondamental et stratégie d'isolement
- Modélisation des systèmes asservis : structure, SLCI, transformée de Laplace, schéma-blocs

Ouvrir l'essai gratuit

Scanne le code ou clique sur le bouton.

prepahelp.com/#essai

Une question sur le concours ou sur ta filière :
écrire sur WhatsApp

Les autres années et épreuves : prepahelp.com/annales/e3a/psi