

DOSSIER CORRIGÉ 1^{ère} PARTIE

Performances industrielles

1.1- Analyse de la performance de productivité

Q1.1.1 et Q1.1.2 . Compléter les cellules vides

T E M P S en Heures		Janvier	Février	Mars
Temps requis		504	456	528
Temps d'arrêt fonctionnels		7,75	4,75	9,50
Temps d'arrêt d'exploitation		0,00	0,00	0,00
Temps de pannes		3,50	8,25	5,25
Q1.1.1	Temps d'arrêt propre (sans les micro-arrêts)	11,25	13,00	14,75
	Temps d'arrêt induit	0,00	0,00	0,00
	Cadences relevées en étuis / heure	2220	2340	2520
	Quantité totale d'étuis produits	955675	926033	1124809
	Rebuts (pertes qualité)	7023	6770	5358
	Quantité d'étuis acceptés	948652	919263	1119451
	Nombre théorique d'étuis par heure	2700	2700	2700
	Quantité d'étuis théoriquement réalisable	1360800	1231200	1425600
	Temps de fonctionnement	430,48	395,74	446,35
	Temps net	353,95	342,98	416,60
	Temps utile	351,35	340,47	414,61
	Q1.1.2	Disponibilité opérationnelle	0,854	0,868
Taux de performance		0,822	0,867	0,933
Taux de Qualité		0,992	0,993	0,995
TRS		0,697	0,747	0,785
Q1.1.4	Temps perdu par les micro-arrêts (en heure)	62,27	47,26	66,90

Q1.1.3 Conclusion générale sur la valeur du TRS. Proposer des pistes d'amélioration.

Les TRS mensuels s'approchent de l'objectif visé. Le TRS est impacté par la Disponibilité opérationnelle et le Taux de performance qu'il faudrait améliorer soit en optimisant la maintenance ou en diminuant les temps de changement de format (SMED). Etudier également les causes de ralentissement de cadence.

Q1.1.4 Comparaison des temps de micro-arrêt par rapport aux différents temps d'arrêt propre.

Les micro-arrêts sont vraiment très importants aux regards des autres temps d'arrêt propre, largement plus que les temps d'arrêts dus aux pannes, c'est principalement cela qu'il faut chercher à diminuer en priorité. L'utilisation d'une caméra pourrait aider aux diagnostics.

DOSSIER CORRIGÉ 2^{ème} PARTIE

Schéma de principe du dépileur d'étuis

2.1- Analyse du réducteur SH47/T AQH100/4

Q2.1.1 Avantages et inconvénients d'un réducteur à roue et vis sans fin.

AVANTAGES	INCONVENIENTS
<ul style="list-style-type: none">• Compacité notamment pour les rapports élevés• Système pouvant être irréversible pour certains rapports de réduction• Niveau sonore réduit, exempt de vibration donnant une bonne qualité d'entraînement• Charge radiale admissible élevée en sortie,• Rapport performance/prix intéressant,• Bonne capacité d'absorption des surcouples• Facilité de remise en état (pièce d'usure)	<ul style="list-style-type: none">• Échauffement plus important que dans d'autres technologies,• Les arbres d'entrée et de sortie sont perpendiculaires• Roue bronze pouvant engendrer une usure.• Rendement variable en fonction du rapport de réduction et de la vitesse

Q2.1.2 Numéro des composants du réducteur dans l'ordre chronologique permettant la transmission du couple du moteur vers l'arbre de sortie.

1 → 2 → 31 → 5 → 6 → 19 → 7

Q2.1.3 Eléments à surveiller dans le cadre de la mise en place d'un plan de maintenance préventive.

En premier lieu c'est l'huile, son niveau et sa qualité physico-chimique, ceci permettra de voir lors de vidange s'il y a de la limaille de bronze due à l'usure de la roue dentée en bronze.

Q2.1.4 Vérification du rapport de réduction du réducteur indiqué sur la plaque signalétique du réducteur.

Rapport de réduction = **4500 / 102 = 44,11. Sur la plaque on peut lire i = 44,22**

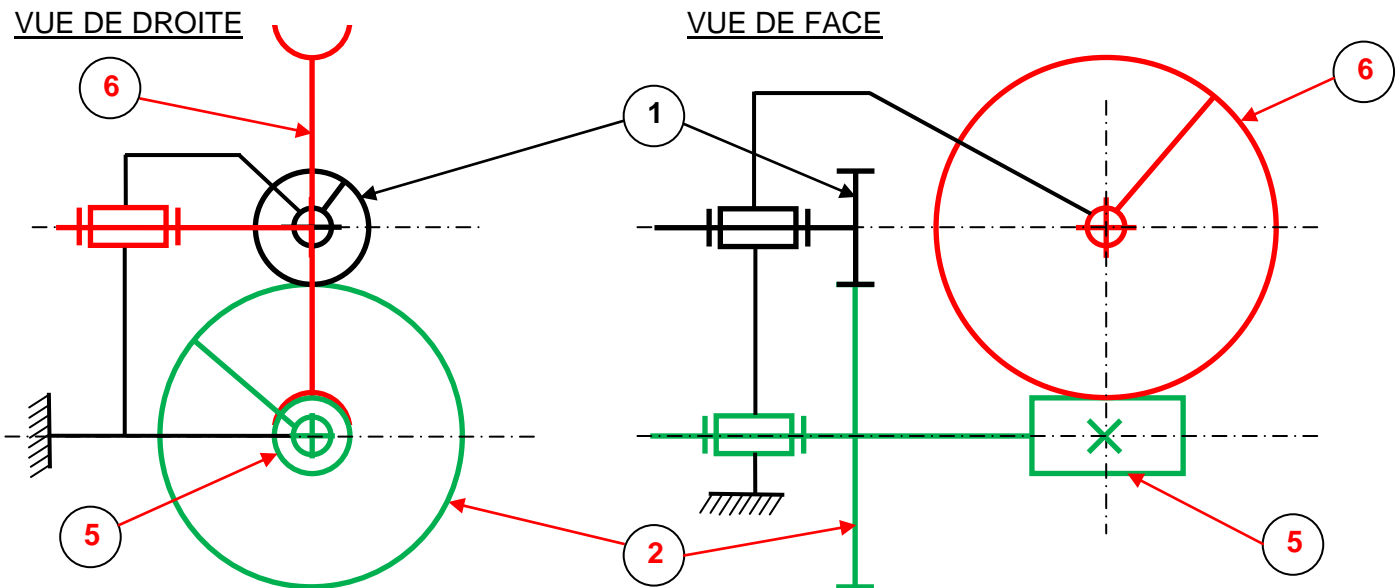
Q2.1.5 Vérification du couple nominal moteur / couple de sortie maximal admissible du réducteur

$$P_{\text{réd}} = \eta \cdot P_{\text{mot}} \rightarrow \eta = P_{\text{réd}} / P_{\text{mot}} = C_{\text{réd}} \cdot \omega_{\text{réd}} / C_{\text{mot}} \cdot \omega_{\text{mot}} = C_{\text{réd}} / C_{\text{mot}} \cdot 1/44,22$$

$$C_{\text{réd}} = C_{\text{mot}} \cdot 44,22 \cdot \eta = 5,7 \cdot 44,22 \cdot 0,77 = 194 \text{ Nm}$$

Sur la plaque on peut lire $M_{a\text{pk}} = 195 \text{ Nm}$, en conclusion le couple moteur est supportable par le réducteur

Q2.1.6 Schéma cinématique minimal du réducteur, à compléter. (Une couleur par classe d'équivalence)



Q2.1.7 Avantages, inconvénients et précautions à prendre pour un montage frette de serrage.

AVANTAGES DANS LE CAS GENERAL	PRECAUTIONS
<ul style="list-style-type: none"> • Permet des grandes vitesses de rotation (sans balourd) • Pas de concentrations de contraintes • Démontage facile • Pas de jeu 	<ul style="list-style-type: none"> • Respect des limites de désalignements. • Bien dégraisser l'arbre • Respecter le processus de montage • Serrer au couple prescrit à la clef dynamométrique.
AVANTAGES LORS DU REGLAGE ÉTUYEUSE	
<ul style="list-style-type: none"> • Permet le réglage manuel lors de la mise en référence du grand plateau (alignement des ventouses et contre ventouses) 	

2.2- Analyse cinématique du dépileur d'étuis

Q2.2.1 Cadence théorique maximum pouvant être atteinte avec quatre bras porte ventouses

Avec deux bras nous avons 48 étuis par minute, avec 4 bras cela fait donc 96 étuis par minute

Q2.2.2 Sens de rotation des différents éléments jusqu'au bras porte ventouses

Repère	Descriptions	Sens de rotation
1	Planétaire	Fixe
	Grand Plateau	TRIGONOMETRIQUE
2	Satellite	Trigonométrique
3	Pignon	Horaire
4	Planétaire fixé sur le grand plateau	FIXE
	Plateau porte ventouses	Horaire
5	Satellite	Horaire
6	Pignon	Trigonométrique
	Bras porte ventouses	Trigonométrique

Q2.2.3 Calcul des rapports d'engrètements entre le grand plateau et le bras porte ventouses

Quand le grand plateau fait un tour, le pignon 3 et le plateau porte ventouses font :

$$\frac{Z1 \times Z2}{Z2 \times Z3} = \frac{120 \times 30}{30 \times 30} = 4$$

Quand le plateau porte ventouses fait un tour, le pignon 6 et le bras porte ventouses font :

$$\frac{Z4 \times Z5}{Z5 \times Z6} = \frac{30 \times 30}{30 \times 30} = 1$$

Le rapport d'engrènement entre le grand plateau et le bras porte ventouses est de 4

Q2.2.4 Fréquence de rotation du moteur en tr/min pour avoir 80 étuis déposés par minute sur le tapis

80 étuis par minute déposés sur le tapis aval de l'étuyeuse à l'aide des 4 bras cela donne une fréquence de rotation du grand plateau de 20 tr.min⁻¹.

Le rapport du réducteur est égal à 44,22 soit la fréquence de rotation du moteur égale à :
 $\text{fréq}_{\text{mot}} = 20 \times 44,22 = 884,4 \text{ tr.min}^{-1}$

Q2.2.5 Expression littérale de la Vitesse d'avance du tapis / vitesse de rotation moteur. Plus application numérique

$$\begin{aligned} V_{\text{Tapis}} &= \text{fréq}_{\text{mot}} \times 1/i \times E_{\text{étuis}} \times \text{Nb bras} \\ &= 884,4 \times 1 / 44,22 \times 1,5 \times 4 = 120 \text{ mm.min}^{-1} \end{aligned}$$

Q2.2.6 Expression littérale de la composition de Vitesse de rotation du point V / S0 (avec $\theta_1 = \theta_2 = \theta_3 = 0$)

$$V_{V,S3/S0} = [\omega_1 (r_1 + r_2 + r_3) + \omega_2 (r_2 + r_3) + \omega_3 r_3] Y_0 = V_{V,S1/S0} + V_{V,S2/S1} + V_{V,S3/S2}$$

Q2.2.7 Valeur numérique de la Vitesse de rotation du point V / S0 au **Poste P1**

$$V_{V,S3/S0} = V_{V,S1/S0} + V_{V,S2/S1} + V_{V,S3/S2} = \omega_1 (r_1 + r_2 + r_3) - 4\omega_1 (r_2 + r_3) + 4\omega_1 r_3 = \omega_1 (r_1 - 3r_2 + r_3)$$

$$= 2\pi \cdot 24 / 60 (210 - 3 \cdot 120 + 42,5) = -270,2 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$$

Cette valeur calculée correspond à la valeur lue sur la courbe pour le point P1

Q2.2.8 Relevé des valeurs d'accélération du point V / S0

	P1	P2	P3	P4
Temps en s	0	0,625	1,25	1,875
Accél x (mm.s ⁻²)	a _x = - 8428	0	8428	0
Accél Y (mm.s ⁻²)	a _y = 0 + g	-8428 + g	0 + g	8428 + g

Q2.2.9 Calcul des forces de maintien des ventouses F_{HX} et F_{HY} suivant les axes X et Y

$$\text{Axe X : } F_{Hx} = \{ F_{\text{Arrachement}} + m \times (g + a_x) \} \times S = \{ 15 + 0,07(0 + 8,428) \} \times 1,5 = 23,38 \text{ N}$$

$$\text{Axe Y : } F_{Hy} = (m / f) \times (g + a_y) \times S = (0,07/0,2) \times (9,81 + 0) \times 1,5 = 5,15 \text{ N}$$

Q2.2.10 Vérification si le diamètre de ventouse convient.

Avec un $\varnothing = 30 \text{ mm}$ le \varnothing d'aspiration efficace est de 20,9 mm

Soit une section S= 343 mm²

Ce qui donne une force de préhension F_p = 3,43 x 0,5 = 17,15 N

Sachant que nous avons deux ventouses par bras, cela donne 34,3 N pour 23,38 N demandés, cela convient donc.

2.3- Implantation d'un vérin pneumatique

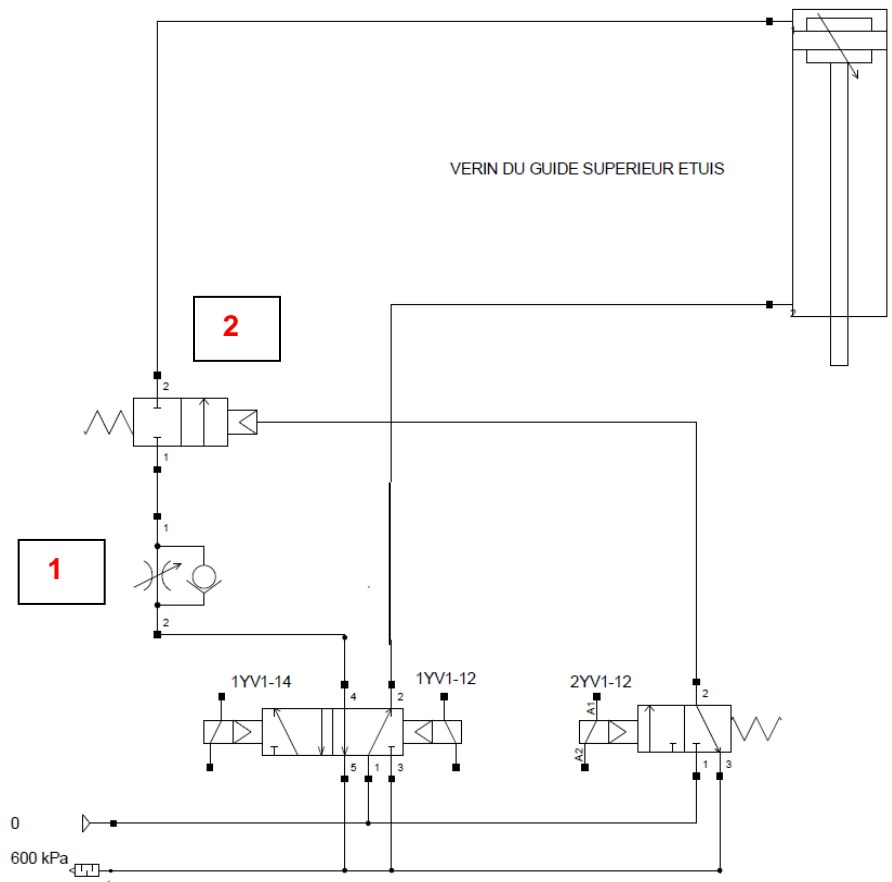
Q2.3.1 Noms des composants du réseau pneumatique et leur fonction.

Rep	Noms des composants	Fonction
01	Filtre avec séparateur et purge manuelle	Sert à filtrer l'air du réseau à l'entrée du circuit machine
02	Manodétendeur réglable avec orifice d'écoulement	Permet de réguler la pression dans le circuit pneumatique de la machine
03	Lubrificateur	Sert à lubrifier l'air entrant dans le réseau de la machine

04	Démarreur progressif	Permet une mise en pression du réseau pneumatique de la machine de façon progressive afin d'éviter des mouvements brusques de certains actionneurs
05	Manocontact - Pressostat	Permet d'envoyer une information à l'automate pour lui signifier que le réseau pneumatique est à la pression réglée
06	Manodétendeur proportionnel	Permet de maintenir et de réguler la pression au niveau de la pompe des pistolets à colle

Q2.3.2 Schéma pneumatique complété :

Repère	Nom de vos deux composants insérés
1	Limiteur de débit unidirectionnel réglable
2	Bloqueur ou distributeur 2/2 mono stable à commande pneumatique



Q2.3.3 Calcul du dimensionnement du vérin pneumatique permettant de soulever le guide supérieur :

$$M = 80 \text{ Kg} ; G = 9,81 \text{ m.s}^2 \rightarrow F = M \times G = 80 \times 9,81 = 784,8 \text{ N} = 78,48 \text{ daN}$$

$$P = 600 \text{ kPa} = F / S \rightarrow S = 78,48 / 6 = 13,08 \text{ cm}^2$$

$$S = \pi \times r^2 \rightarrow r = (S / \pi)^{1/2} = (1308 / \pi)^{1/2} = 20,4 \text{ mm}$$

Soit le diamètre du piston est égal à $20,4 \times 2 = 40,8 \text{ mm}$ soit un vérin de diamètre 50 mm

Q2.3.4 Vérification de la tenue au flambement. Calcul de la charge admissible

Le vérin peut s'assimiler à une poutre articulée aux deux extrémités, pas de déplacement latéral. Soit $L_0 = L = 1255 \text{ mm}$

Moment quadratique I_{Gz}

$$I_{Gz} = (\pi \cdot D^4) / 64 = (\pi \cdot 20^4) / 64 = 7853,98 \text{ mm}^4$$

Elancement de la poutre λ

$$\lambda = L_0 / \rho \text{ avec } \rho = (I_{Gz} / S)^{1/2} = (7853,98 / (\pi \cdot 10^2))^{1/2} = 5 \text{ soit } \lambda = 1255 / 5 = 251$$

Elancement critique de la poutre λ_c

$$\lambda_c = ((\pi^2 \cdot E) / Re)^{1/2} = ((\pi^2 \cdot 210 \cdot 10^9) / (600 \cdot 10^6))^{1/2} = 58,77$$

D'où le calcul de la charge admissible : Poutre longue ($\lambda > \lambda_c$)

$$F_{adm} = (R_{pc} \cdot S) / (2 (\lambda / \lambda_c)^2) = ((600 / 2) \cdot (\pi \cdot 10^2)) / (2 (251 / 58,77)^2) = 2583,48 \text{ N}$$

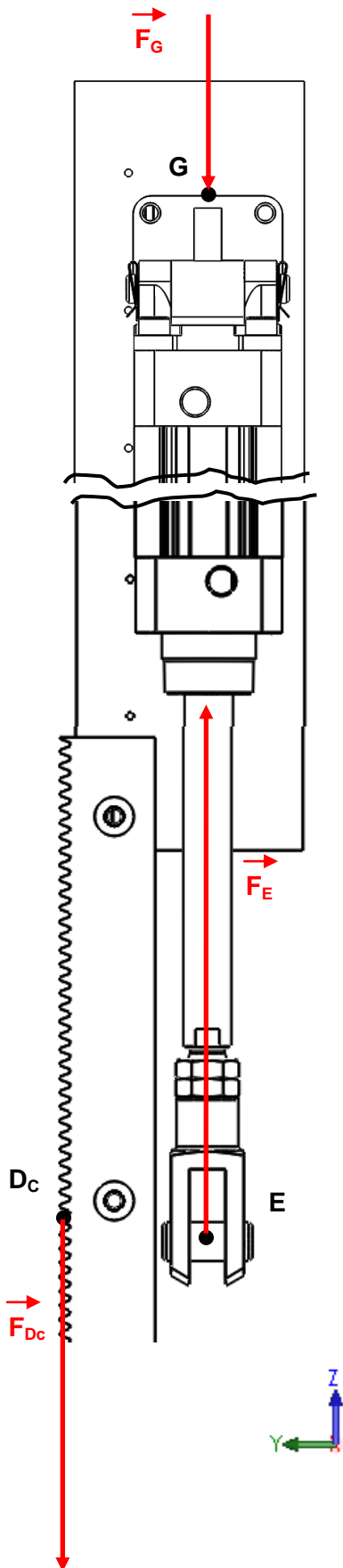
Q2.3.5 Détermination graphique, à l'aide de l'abaque, de la force du piston admissible et conclure sur le choix d'un \varnothing de tige de 20 mm.

Sur l'abaque on peut lire pour une course de 500 mm et un \varnothing de tige de 20 mm, une force de 3000 N. C'est du même ordre de grandeur, avec sûrement une moins bonne précision que le résultat obtenu à la Q2.3.4

Le choix du \varnothing de tige de 20 mm permet une résistance au flambement largement supérieur à l'effort demandé d'une valeur de 785 N. (voir Q2.3.3)



Représentation du bilan des actions mécaniques suivant l'axe Z (Echelle : 1cm pour 100 N)



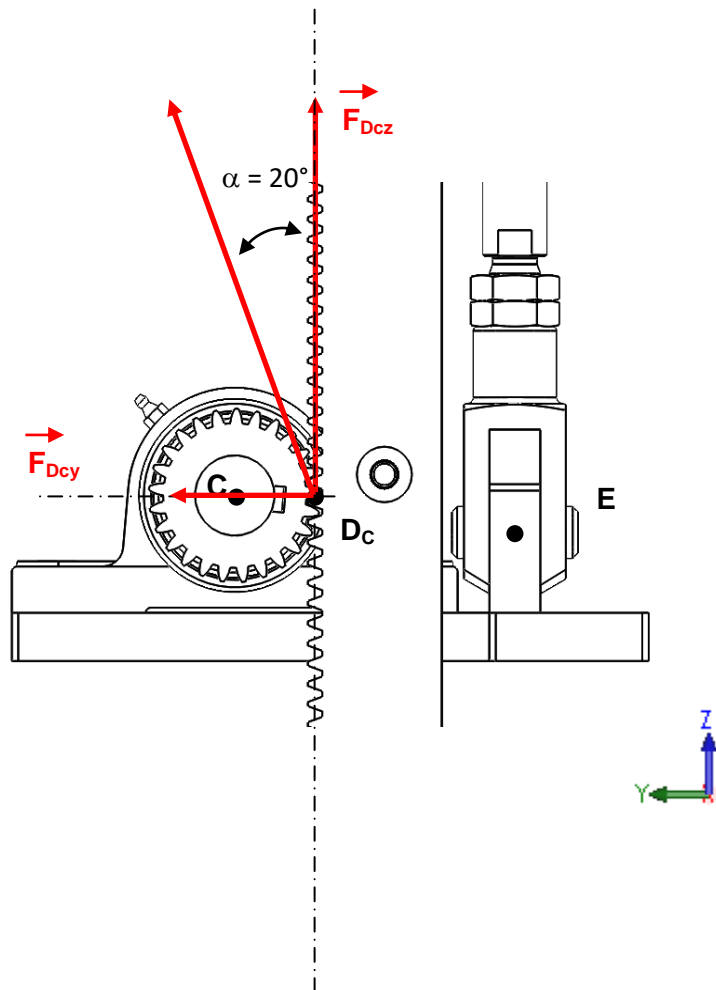
Au point E, la force F_E développée par la tige du vérin est égale à 785 N
 L'ensemble S1 est soumis à trois forces parallèles, au point E la Force développée par la tige de vérin correspond à la totalité du poids du guide supérieur d'étuis, au point D la force exercée par le pignon sur la crémaillère correspond aux 2/3 du poids et au point G au 1/3 du poids exercé par le guide supérieur sur le haut de ce montant.

$F_E = P = 785 \text{ N}$
 $F_{Dc} = 785 \times 2/3 = 523,2 \text{ N}$
 $F_G = 785 \times 1/3 = 261,6 \text{ N}$

Q2.3.6 Détermination des composantes (Y_C, Z_C) ainsi que le couple suivant l'axe X. Puis tracer les composantes à l'échelle.

$F_{Dcz} = 523,2 \text{ N}$
 $F_{Dcy} = 523,2 \times \tan \alpha = 523,2 \times \tan 20^\circ = 190,43 \text{ N}$
 $L_c = 523,2 \times m \times Z / 2 = 523,2 \times 2 \times 25 / 2 = 13 \text{ N m}$

$$T_{C,(x,y,z)} = \begin{pmatrix} 0 & -13 \\ 190,4 & 0 \\ 523,2 & 0 \end{pmatrix}$$



Q2.3.7 Ecriture de la condition de rigidité. Calcul de la dimension minimale du diamètre de l'arbre.

$$\frac{Mt}{G.I_G} \leq \theta_{max} \quad \text{avec } I_G = \pi \cdot D^4 / 32 \text{ et } d/r = \beta$$

d = 1 mm sur une longueur de 2 mètres soit

d / r = 1 / 25 = 0,04 rad soit pour une longueur de 2 mètres ==> $\theta_{max} = 0,04 / 2000 = 2 \cdot 10^{-5}$ rad / mm

$$D \geq [(Mt \times 32) / (\pi \cdot G \cdot 2 \cdot 10^{-5})]^{1/4} \implies [(16000 \times 32) / (\pi \cdot 80000 \cdot 2 \cdot 10^{-5})]^{1/4} \geq 17,86 \text{ mm}$$

En conclusion, le diamètre du pignon de 50 mm est adapté au dimensionnement du diamètre de l'arbre à pignons répondant à cette condition de rigidité.

On pourra prévoir un montage par frettage ou clavetage.

DOSSIER CORRIGÉ 3^{ème} PARTIE

Affectation adresse Ethernet IP v4 - Enregistrement caméra

3.1-Analyse réseau existant

Q3.1.1

192								.	167							.	99						.	243										
1	1	0	0	0	0	0	0	.	1	0	1	0	0	1	1	1	.	0	1	1	0	0	0	1	1	.	1	1	1	1	0	0	1	1

Q3.1.2

L'adresse de l'automate de l'étuyeuse écrite sur 4 octets : 227.115.111.230

227								.	115							.	111						.	230										
1	1	1	0	0	0	1	1	.	0	1	1	1	0	0	1	1	.	0	1	1	0	1	1	1	1	.	1	1	1	0	0	1	1	0

Compléter l'adresse du masque sous-réseau à écrire sur 4 octets : /18

1 1 1 1 1 1 1 1								.	1 1 1 1 1 1 1 1							.	1 1 0 0 0 0 0 0						.	0 0 0 0 0 0 0 0					
255								.	255							.	192						.	0					

Q3.1.3 Déterminer l'adresse du réseau

1 1 1 0 0 0 1 1								.	0 1 1 1 0 0 1 1							.	0 1 0 0 0 0 0 0						.	0 0 0 0 0 0 0 0					
227								.	115							.	64						.	0					

Soit l'adresse réseau : 227.115.64.0

Q3.1.4 L'adresse du masque sous-réseau /18 a été défini à la question **Q3.1.2**

Complément à 1 du masque sous-réseau : /18

0 0 0 0 0 0 0 0								.	0 0 0 0 0 0 0 0							.	0 0 1 1 1 1 1 1						.	1 1 1 1 1 1 1 1					
0								.	0							.	63						.	255					

Q3.1.5 L'adresse du broadcast

1 1 1 0 0 0 1 1								.	0 1 1 1 0 0 1 1							.	0 1 1 1 1 1 1 1						.	1 1 1 1 1 1 1 1					
227								.	115							.	127						.	255					

Q3.1.6 Première adresse attribuable à la caméra sur ce réseau :

227.115.64.1

Q3.1.7 Dernière adresse attribuable à un périphérique sur ce réseau :

227.115.127.254

Q3.1.8 Le nombre d'adresses de ce réseau attribuables à des périphériques :

$2^{14} - 2 = 16\ 382$ périphériques

Q3.1.9 Requête « Ping », connectivité de la caméra au réseau

**On peut lire sur la capture d'écran de la requête « Ping » :
{ Paquets : envoyés = 4, reçus = 4, perdus = 0 (perte 0%) },
on peut donc en conclure que la caméra est bien reliée au réseau**

3.2- Capacité d'enregistrement de la caméra

Q3.2.1 Le nombre de bits pour coder une image en HD

Nombre de bits en HD = $921\ 600 * 3 * 8 = 22\ 118\ 400$ bit

Q3.2.2 Valeur de la question précédente exprimée en octet puis en Mio pour la taille d'une image en HD

$22\ 118\ 400 \text{ bit} / 8 = 2\ 764\ 800 \text{ octet} = 2\ 764\ 800 / 1024^2 = 2,64 \text{ Mio}$

Q3.2.3 Taille en GiB pour 1 heure d'enregistrement pour une vidéo en HD

$2,6 / 1024 * 30 * 3600 = 274,22 \text{ GiB}$

Q3.2.4 Taille en GiB pour 1 heure d'enregistrement pour une vidéo compressée en HD

$274,22 / 20 = 13,71 \text{ GiB}$

Q3.2.5 Déduire la capacité de stockage en GB de la carte mémoire SD pour 4 heures d'enregistrement

13,71 x 4 = 54,84 GiB soit une carte mémoire de 64 GB qui a en réalité une capacité de stockage que de 59,6 GiB

DOSSIER CORRIGÉ 4ème PARTIE

Motorisation du dépilleur – Sécurité de l'encaissage

4.1- Servo moteur et servo variateur

Q4.1.1 Caractéristiques du servo moteur Lexium **SH31003P02A2000**

	SH3	100	3	P	0	2	A	2	0	00
Servo moteur Lexium										
Taille de bride : 100 mm										
Longueur : 3 tailles										
Bobinage : optimisé couple et vitesse										
Sortie d'arbre : lisse										
Capteur intégré haute résolution optique : Multitours										
Frein de parking : Sans										
Raccordement : connecteur coudé 90° rotatif										
Indice de protection : IP54 / IP 65										
Type de moteur : standard										

Q4.1.2 Références du servo variateur Lexium 52

LXM52DD30C41000

Q4.1.3 Cohérence des caractéristiques indiquées de Puissance par rapport au Couple pour une tension triphasée de 400 V

$P_W = C_{N.m} \times \omega_{rd/s} = 5,7 \times 418,88 = 2387,61 \text{ W}$

Tension V	Puissance indiquée W	Couple N.m	Vitesse de rotation tr/min	Vitesse de rotation rd/s	Puissance calculée W
115	790	7,5	1000	104,72	785,40
230	1470	7	2000	209,44	1466,08
400	2390	5,7	4000	418,88	2387,61
480	2560	5,1	4800	502,65	2563,54

Q4.1.4 Calcul la fréquence maxi

$$N_{tr/min} = (60 \times f_{Hz}) / p_{\text{paire de pôles}} \implies f_{Hz} = (6000 \times 2) / 60 = 200 \text{ Hz}$$

Q4.1.5 Calcul du courant I_m traversant le moteur

$$I_m = C_m / K_m = 9 \text{ N.m} / 1,22 \text{ N.m/A} = 7,37 \text{ A}$$

Q4.1.6 Signification du symbole présent à l'intérieur du cercle sur le schéma **DR16**

Câble blindé relié à la terre

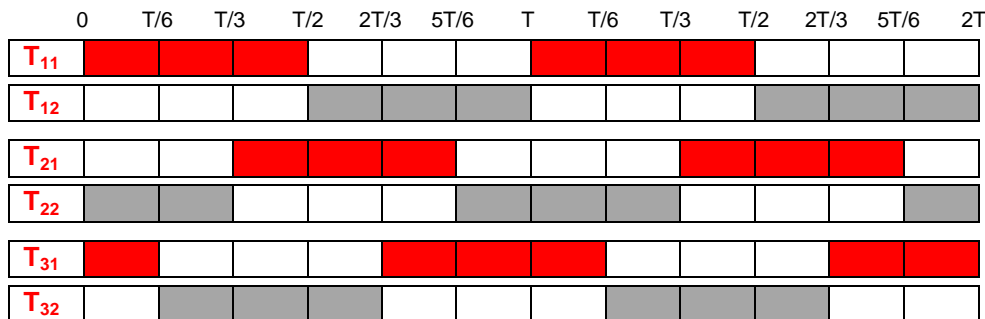
Q4.1.7 Référence du disjoncteur magnétique ainsi que la justification du choix.

**La protection thermique du moteur est assurée par le servo variateur
Le choix se fait par rapport au I_{nom} du variateur ($I_{nom} = 10 \text{ A}$) soit le **GV2L14****

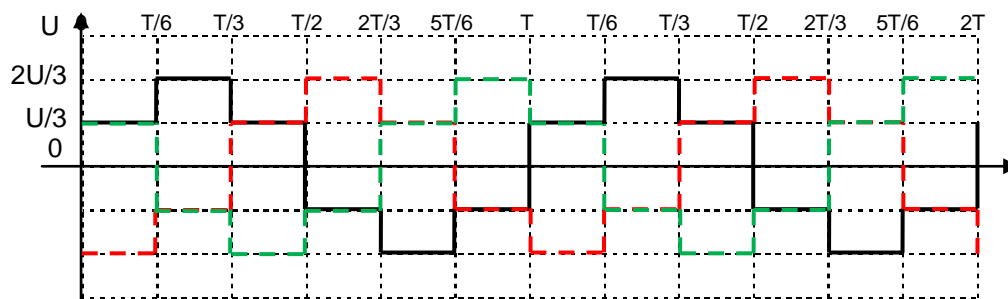
Q4.1.8 Schéma de câblage du servo moteur à faire sur le document **DR15**

4.2- Onduleur

Q4.2.1 Colorier ou hachurer les zones durant lesquelles T_{11} ; T_{21} et T_{31} sont commandés à la fermeture



Q4.2.2 Tracer les représentations instantanées $v_2(t)$ (en rouge) et $v_3(t)$ (en vert).



Q4.2.3 La tension $U = 400 \text{ V}$, en déduire la valeur maximale de la tension

$$2U/3 = (2 \times 400) / 3 = 267 \text{ V}$$

Q4.2.4 Calcul de la fréquence fondamentale pour $v_1(t)$

$$F = 1/T = 1 / 40 \text{ ms} = 1 / 0.04 \text{ s} = 25 \text{ Hz}$$

4.3- Barrière immatérielle

Q4.3.1 Justifier le choix de la référence de la barrière immatérielle suivante **XUSL2E4BB091N**

- **besoin d'une détection uniquement pour un corps**
- **Type 2 moins coûteuse que celle de Type 4**
- **hauteur à protéger est de 900 mm**
- **4 faisceaux avec un espacement de 300 mm est suffisante pour détecter un corps**
- **la barrière à 4 faisceaux est moins onéreuse que celle à 46 faisceaux (236 € de moins)**

Q4.3.2 Calcul de la résolution R

$$R = P + E = 300 + 9 = 309 \text{ mm}$$

Q4.3.3 Distance D minimale par rapport au risque de réflexion avec une surface réfléchissante

$$D = 262 \text{ mm}$$

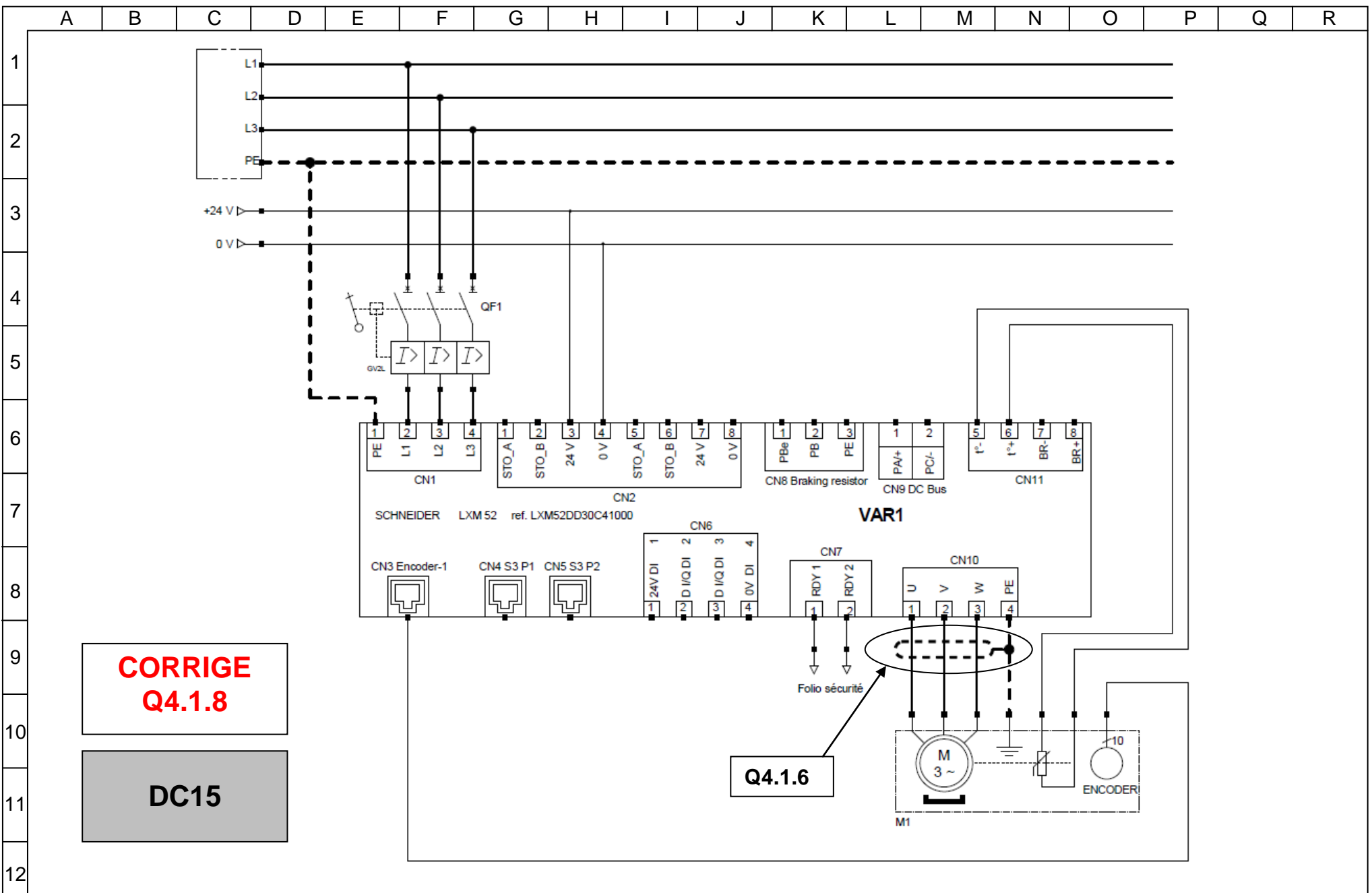
Q4.3.4 Distance S minimale entre la barrière immatérielle et la zone dangereuse

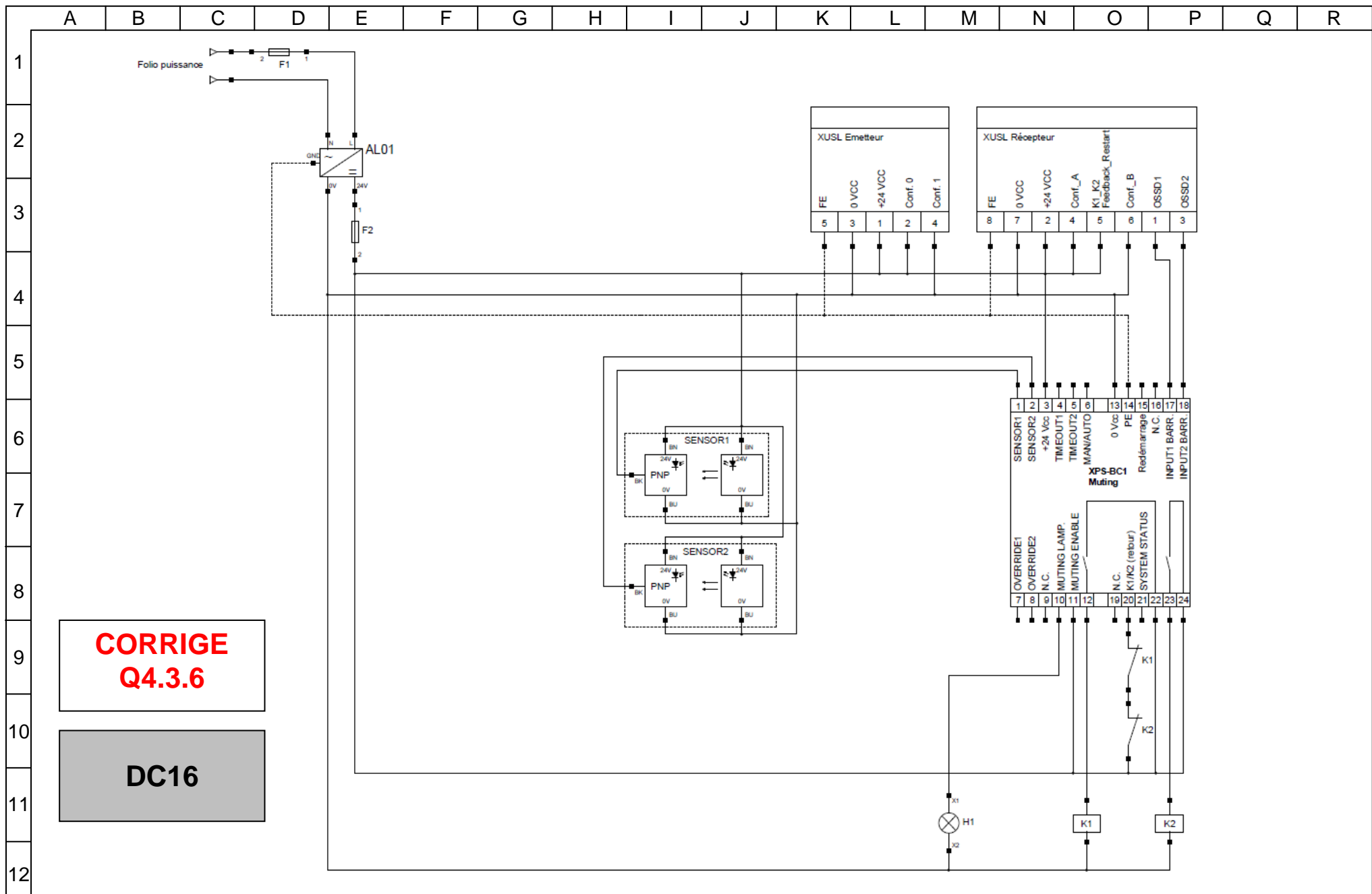
$$S = K (t_1 + t_2) + C = 1600/1000 (3,5 + 20) + 1000 + 850 = 2487,6 \text{ mm} = 2,48 \text{ m}$$

Q4.3.5 Points à respecter lors de l'implantation des grillages de protection et des capteurs de muting

La cote X < 200 mm pour éviter l'intrusion d'une personne en même temps que le passage d'un paquet

Q4.3.6 Schéma de câblage de la barrière immatérielle ainsi que le module de sécurité à faire sur le document **DR16**





**CORRIGE
Q4.3.6**

DC16

DVOPEK FRANCE

ETUYEUSE CONTINUE
SCHEMA SECURITE BARRIERE SYSTEME DE MUTING

Dessiné le : 13/03/2019
Modifié le :
Par : BUREAU PROJET

68
68