



SERVICES CULTURE ÉDITIONS
RESSOURCES POUR
L'ÉDUCATION NATIONALE

**Ce document a été numérisé par le CRDP de Bordeaux pour la
Base Nationale des Sujets d'Examens de l'enseignement professionnel.**

Campagne 2013

BREVET DE TECHNICIEN SUPÉRIEUR

MOTEURS À COMBUSTION INTERNE

Session 2013

E 4 - ÉTUDE DES CONSTRUCTIONS

Durée : 6 heures – Coefficient : 4

Documents et matériels autorisés :

- Guide du dessinateur (ou documents équivalents)
- Matériel du dessinateur (té, équerre, compas, ...)

Moyens de calculs autorisés :

Matériel autorisé

Une calculatrice de poche à fonctionnement autonome, sans imprimante et sans moyen de transmission, à l'exclusion de tout autre élément matériel ou documentaire. (Cirulaire n°99-186 du 16 novembre 1999 ; BOEN n°42).

Dès que le sujet vous est remis, assurez-vous qu'il soit complet.

Le sujet comporte 25 pages numérotées de la façon suivante :

- Page de garde :
- Présentation et dossier technique : 8 pages
- Dossier d'étude : 11 pages
- Dossier des documents réponse : 6 pages

Les candidats rédigeront les réponses aux questions posées sur feuilles de copie ou, lorsque cela est indiqué sur le sujet, sur les documents réponse prévus à cet effet.

Tous les documents réponse sont à remettre en un seul exemplaire en fin d'épreuve.

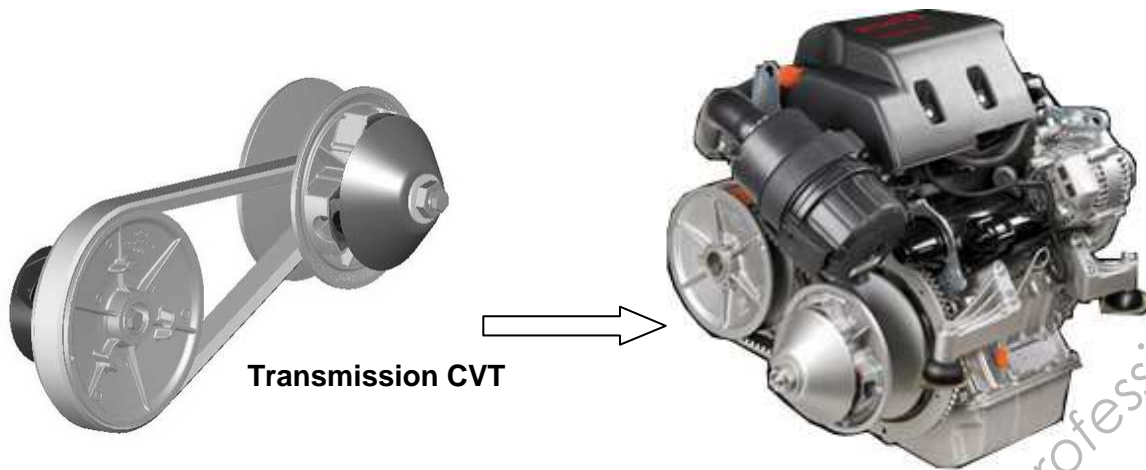
CODE ÉPREUVE : 1306MOEDC		EXAMEN BREVET DE TECHNICIEN SUPÉRIEUR		SPÉCIALITÉ : MOTEURS À COMBUSTION INTERNE	
SESSION : 2013	SUJET	ÉPREUVE : E4 - ÉTUDE DES CONSTRUCTIONS			
Durée : 6h	Coefficient : 4	SUJET N°02ED13		25 pages	

DOSSIER TECHNIQUE

Ce dossier contient 6 documents numérotés de DT1 à DT5

DT1 : Présentation de la CVT	pages 2/25 et 3/25
DT2 : Configuration de la CVT en position « début d'entraînement »	page 4/25
DT3 : Géométrie de la CVT	page 5/25
DT4 : Dessin d'ensemble	page 6/25
DT5 : Nomenclature + Doc écrous pour rainures en « T »	page 7/25
DT6 : Modélisation des actions de contact et coefficients de concentration de contrainte	page 8/25

DOCUMENT DT1 : Présentation de la CVT (Continuously Variable Transmission)



Principes de fonctionnement (voir DT1, DT3, DT4)

La plupart des véhicules qui utilisent un moteur à combustion interne, sont munis d'une transmission. En effet, un moteur thermique développe très peu de puissance à bas régime et le moteur doit tourner relativement vite pour produire un couple intéressant, ce qui implique l'utilisation d'une boîte de vitesses qui permet au moteur de tourner plus vite que s'il était fixé directement aux roues et multiplie en même temps le couple généré par le moteur.

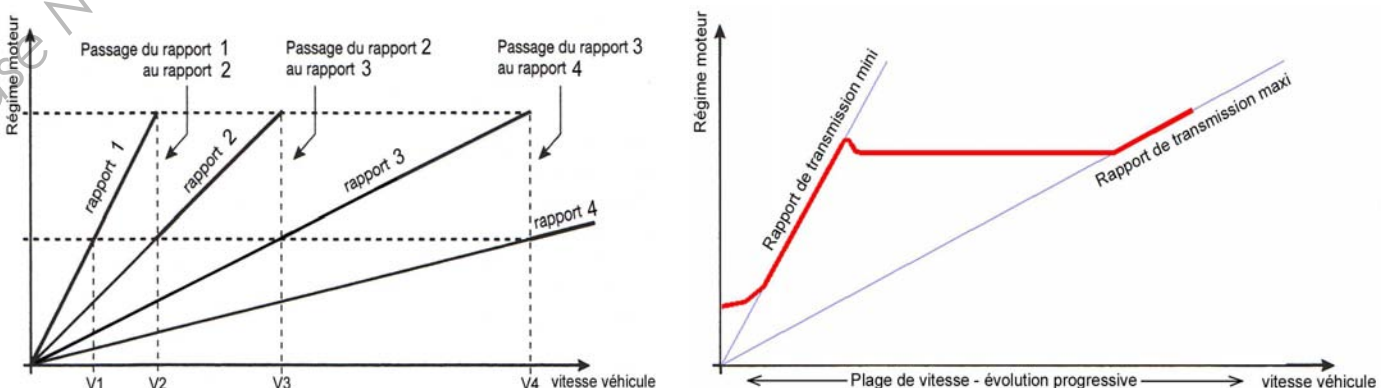
On regroupe généralement les boîtes de vitesses en 3 catégories : les boîtes manuelles, les boîtes automatiques et les **CVT (Continuously Variable Transmission)**.

Les boîtes manuelles et automatiques sont composées d'arbres parallèles munis de pignons de différentes grandeurs qui sont engagés par paire pour établir un rapport entre la vitesse d'entrée (moteur) et la vitesse de sortie (roues).

Pour chacune de ces deux boîtes, il n'y a donc que quelques rapports possibles : 3, 4 ou 5 selon le cas. Comme ces rapports sont fixes, à tout moment le rapport idéal peut se retrouver entre deux rapports et l'opérateur, où le système automatique, doit choisir celui qui se rapproche le plus du rapport idéal. Le fait d'avoir un nombre limité de rapports limite l'accélération du véhicule et augmente la consommation d'essence.

La transmission de type CVT règle une bonne partie de ce problème, car elle est dotée d'une infinité de rapports possibles dans sa plage d'opération. Les transmissions de ce type ont une plage d'opération qui est déterminée par le plus petit et le plus grand rapport de transmission permis par leur géométrie. Tout changement de rapport entre ces deux extrêmes se fait donc de façon continue et sans secousse.

Comparaison du comportement d'un véhicule entre une boîte de vitesse et une CVT



DOCUMENT DT1 : Présentation de la CVT (suite)

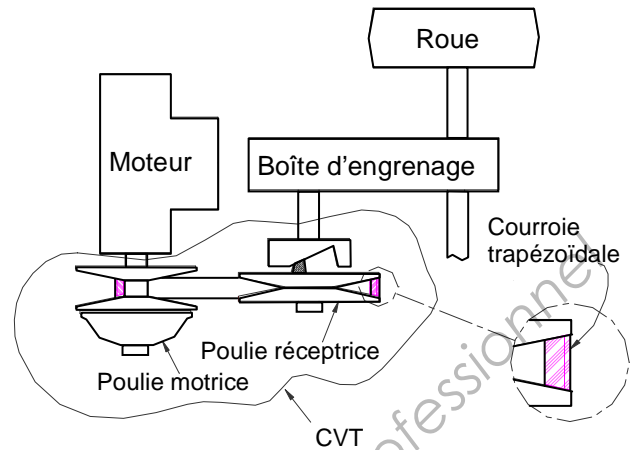
Principe de fonctionnement de la CVT

Le système comprend deux poulies reliées par une courroie trapézoïdale.

La poulie motrice est fixée au vilebrequin du moteur et la poulie réceptrice, est généralement reliée à une boîte d'engrenage qui entraîne les roues.

Ce système de poulies à courroie trapézoïdale transmet le couple par les flancs de la courroie.

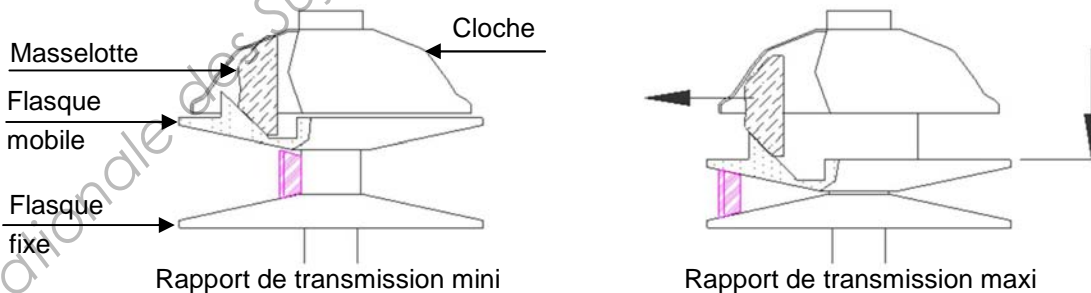
Le changement automatique de rapport entre la poulie motrice et la poulie réceptrice est possible en faisant varier la distance entre les flasques des deux poulies.



Poulie motrice	Poulie réceptrice	
		Rapport de transmission mini (k _{mini})
		k=1
		Rapport de transmission maxi (k _{maxi})

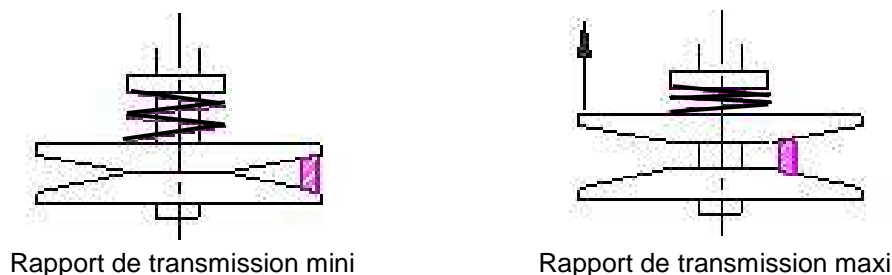
Poulie motrice

La poulie motrice est composée d'un flasque fixe, d'un flasque coulissant et de masselottes. Plus le moteur tourne vite, plus la force centrifuge écarte les masselottes ce qui provoque le déplacement des flasques et de la courroie vers un plus grand diamètre d'enroulement. La forme de la cloche contenant les masselottes gère la loi de mouvement des flasques.

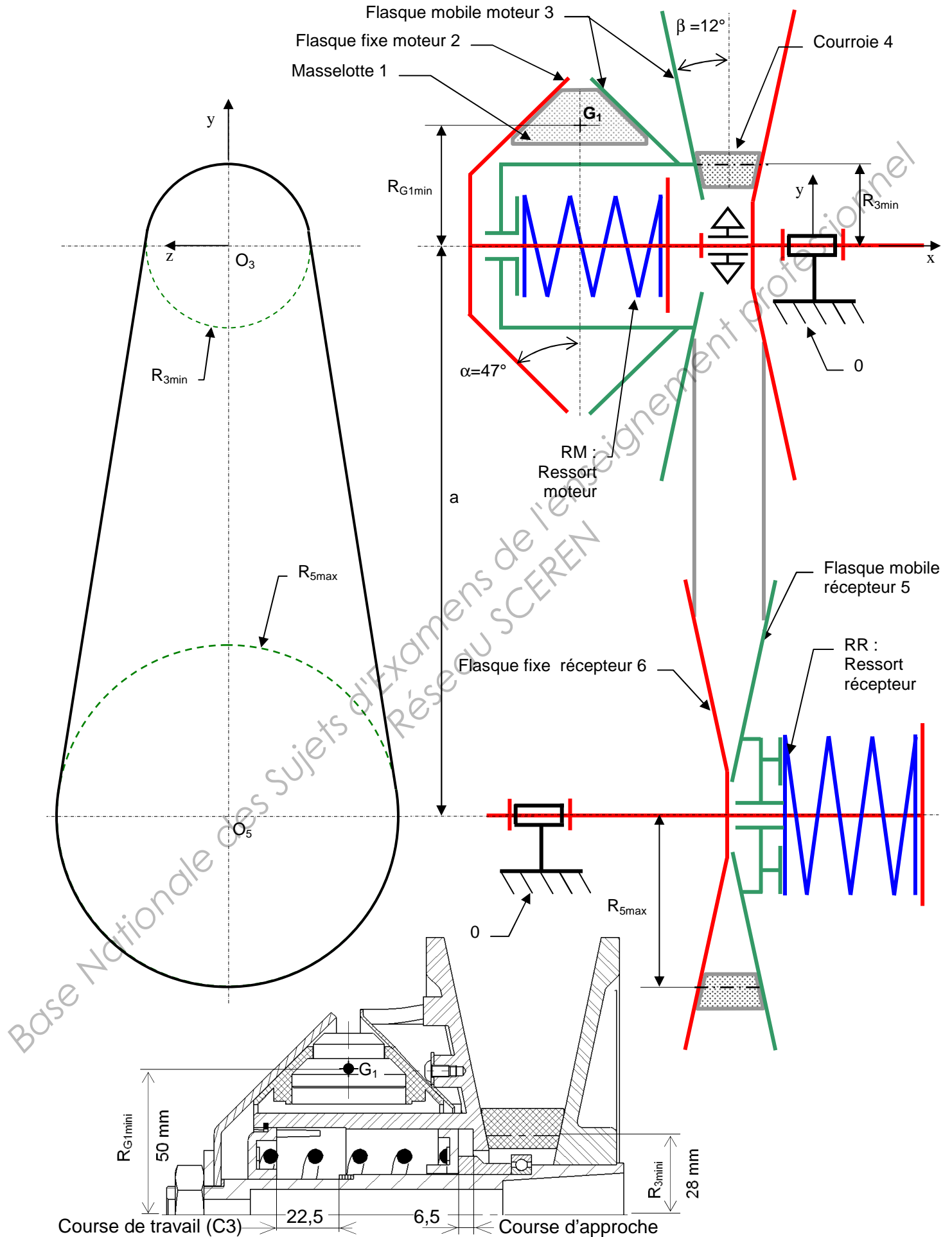


Poulie réceptrice

La poulie réceptrice est composée d'un flasque fixe, d'un flasque coulissant et d'un système de ressort.



DOCUMENT DT2 : Configuration de la CVT «début d'entraînement»
 (Position 1: R_{G1min} , R_{3min} , R_{5max})



DOCUMENT DT3 : Géométrie de la CVT.

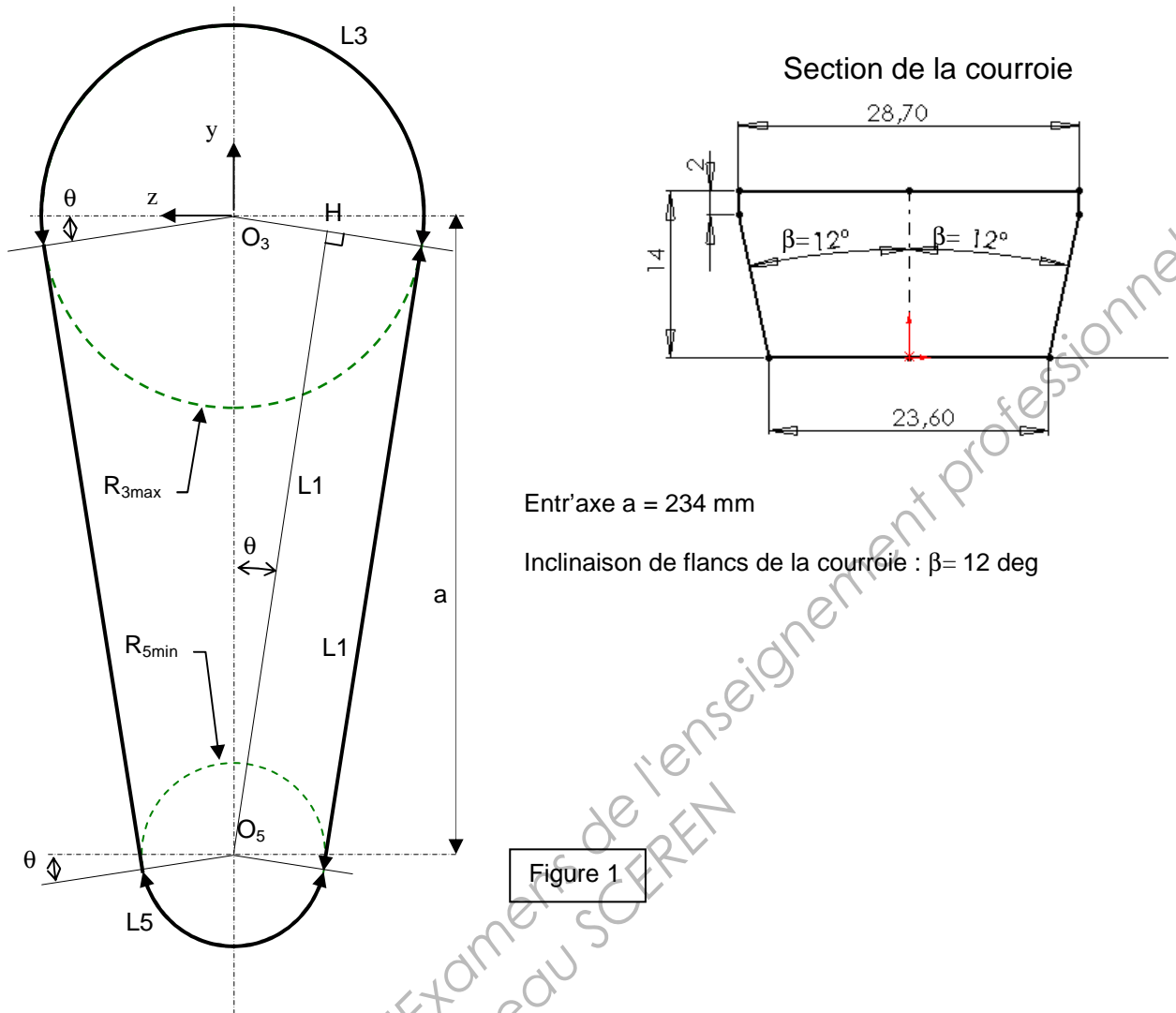


Figure 1

Géométrie des masselottes et du flasque mobile moteur.

— Position initiale

--- Position après déplacement x_3

x_3 : Déplacement quelconque de 3 suivant x tel que $0 < x_3 < C_3$

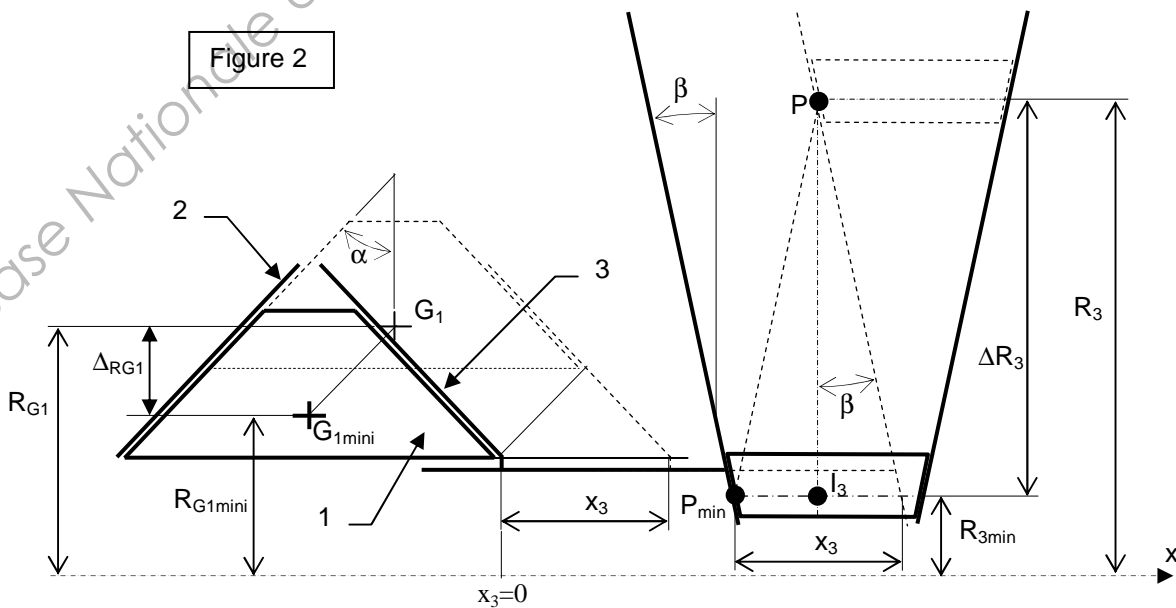
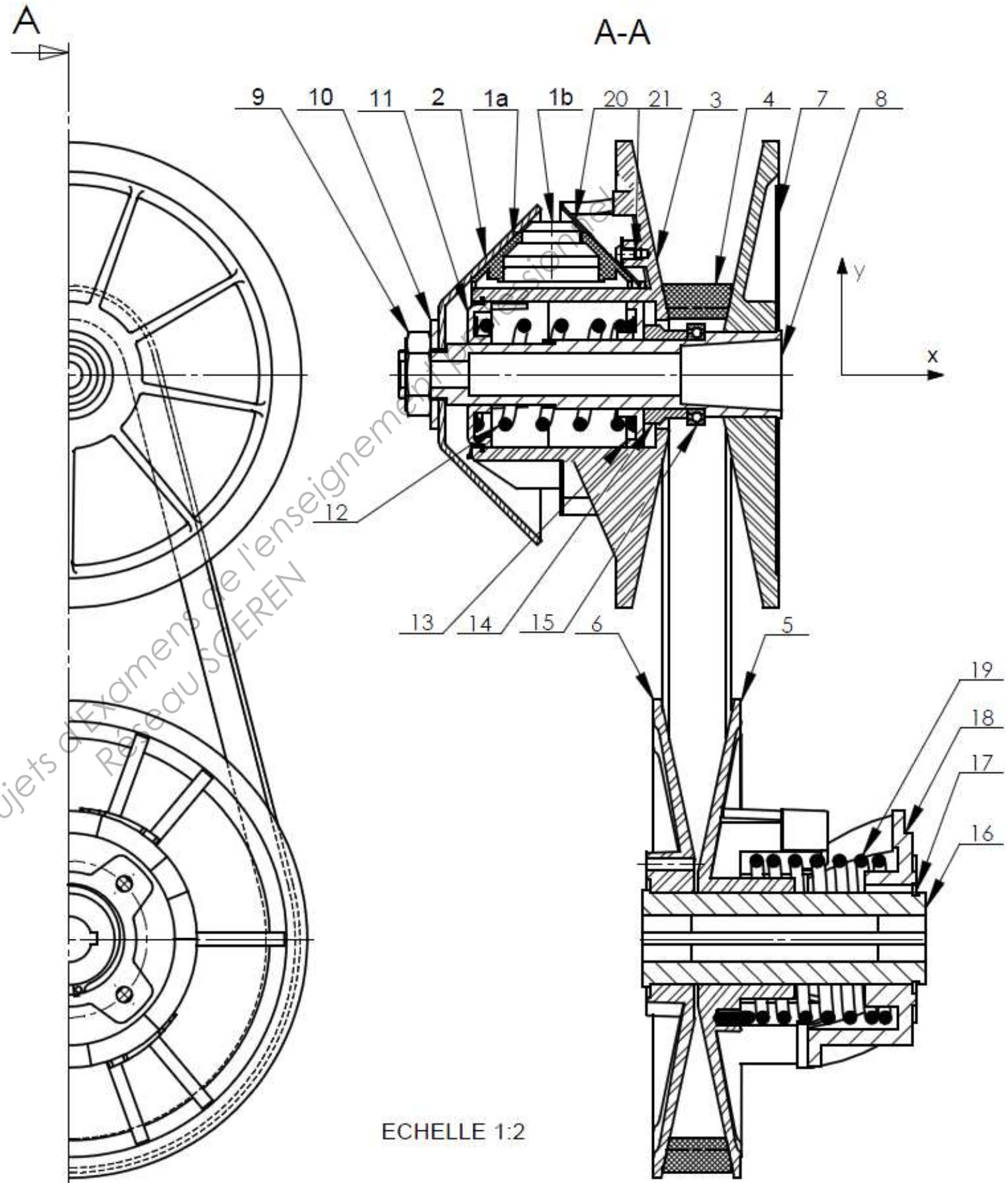
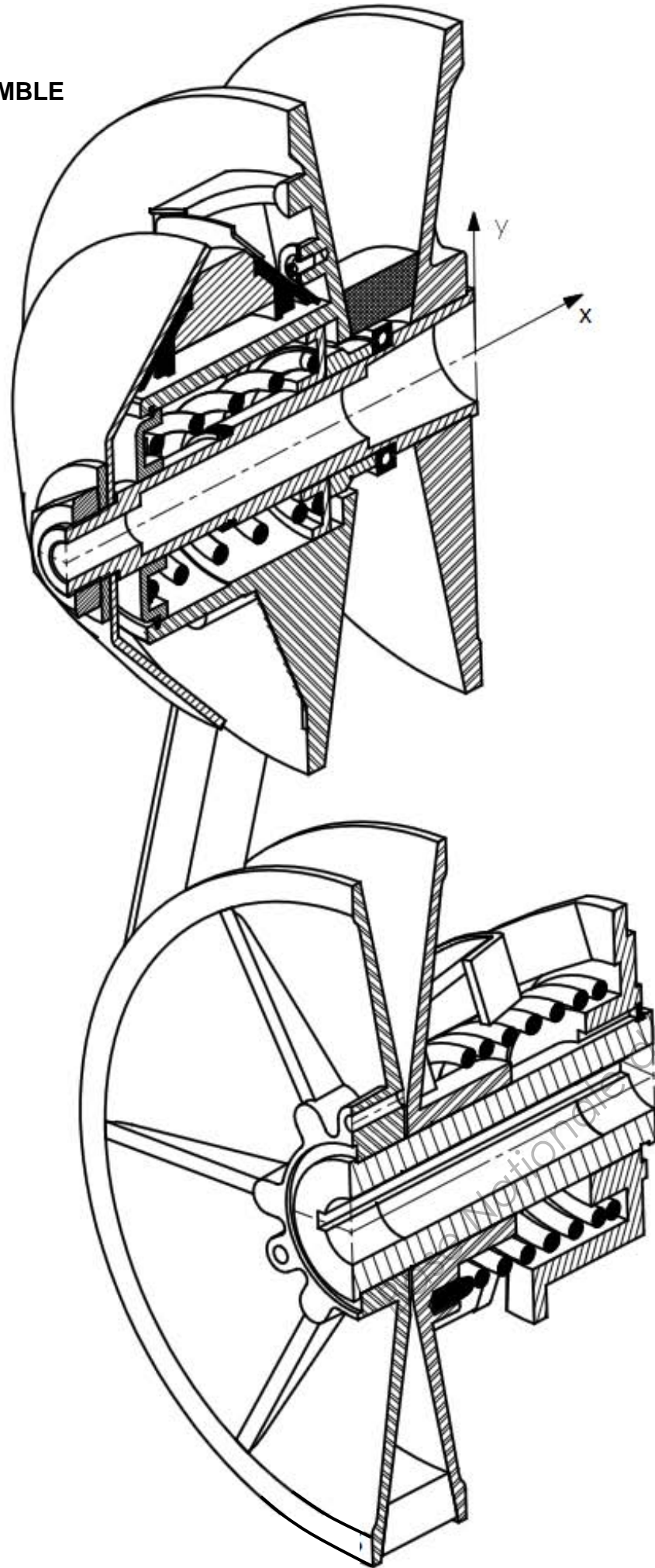


Figure 2

DOCUMENT DT4
DESSIN D'ENSEMBLE



DT4: DESSIN D'ENSEMBLE DE LA CVT
 POSITION DEBUT D'ENTRAINEMENT

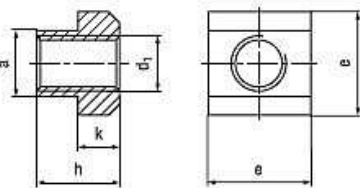
DOCUMENT DT5 : Nomenclature

21	3	Vis BHc M4-6	
20	3	Tôle de glissement	C 60
19	1	Ressort récepteur	C80
18	1	Came	EN AC-AISI5Cu3Mn (45200)
17	1	Anneau élastique pour arbre d = 38 mm	
16	1	Arbre poulie réceptrice	38Cr2
15	1	Roulement (d=28 , D=42 , B=7)	
14	1	Entretoise	2017
13	1	Butée de ressort moteur	PA (Polyamide)
12	1	Ressort moteur	C80
11	1	Bague d'appui de ressort moteur	PA (Polyamide)
10	1	Rondelle série large d = 20	ISO 7093-20
9	1	Écrou Hm M20	ISO 4035-M20-8
8	1	Arbre poulie motrice	38Cr2
7	1	Flasque fixe de poulie motrice	EN AC-AISI5Cu3Mn (45200)
6	1	Flasque fixe de poulie réceptrice	EN AC-AISI5Cu3Mn (45200)
5	1	Flasque mobile de poulie réceptrice	EN AC-AISI5Cu3Mn (45200)
4	1	Courroie	
3	1	Flasque mobile de poulie motrice	EN AC-AISI5Cu3Mn (45200)
2	1	Cloche	C 60
1b	3	Masselotte	S355 (m = 113 gr)
1a	3	Garniture de masselotte	PE-HP (Polyéthylène haute densité)
Rep	Qté	Désignation	Matière / Référence / Remarque

Ecrous pour rainures en T

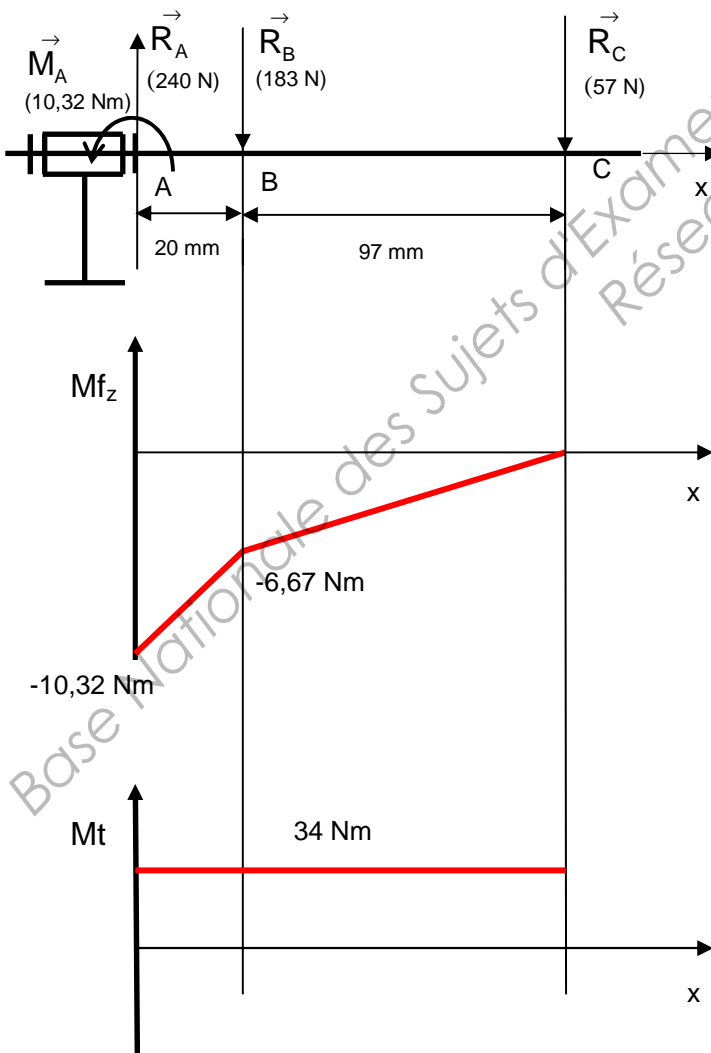
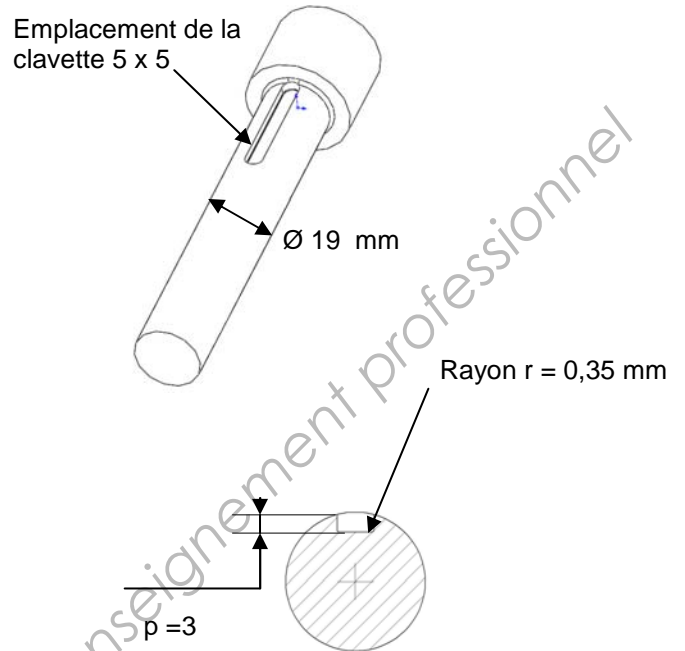
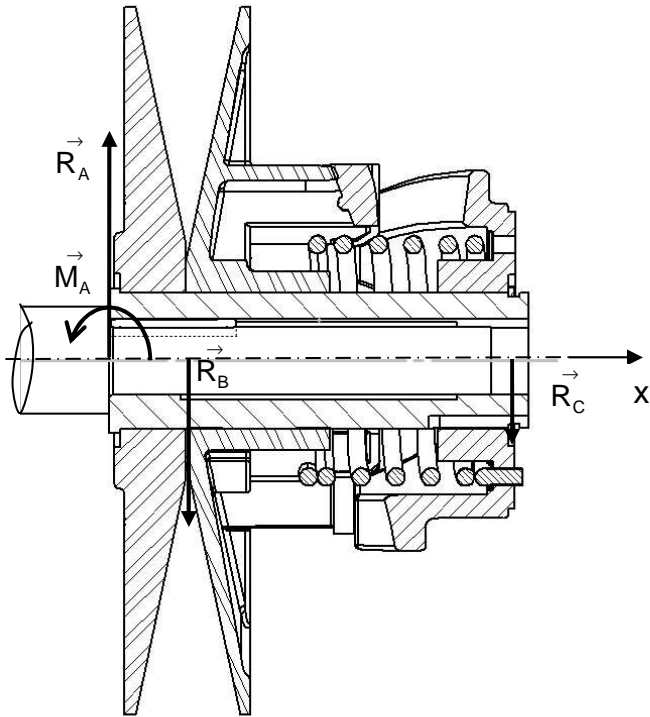
Ecrous pour rainures en T DIN 508

	d _t	a	h	k	e	
□ BN 20195 Acier 8, clair	M5	6	8	4	10	□ ■ ○
■ BN 46110 Acier 10, noir	M6	8	10	6	13	□ ■ ○
	M8	10	12	6	15	□ ■ ○
○ BN 20198 INOX 1.4571	M10	12	14	7	18	□ ■ ○
	M12	14	16	8	22	□ ■ ○
	M14	16	18	9	25	□ ■ ○
	M16	18	20	10	28	□ ■ ○



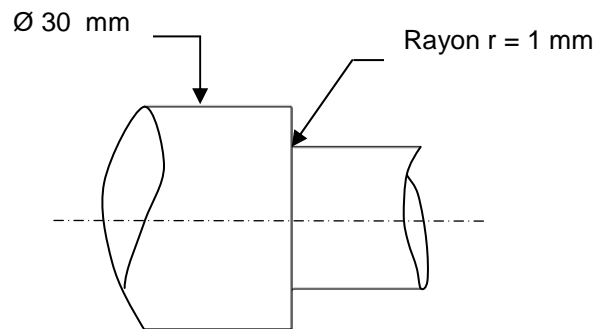
DOCUMENT DT6 :

**Modélisation des actions de contact entre la poulie réceptrice et l'arbre de sortie.
Tableaux des coefficients de concentration de contrainte.**

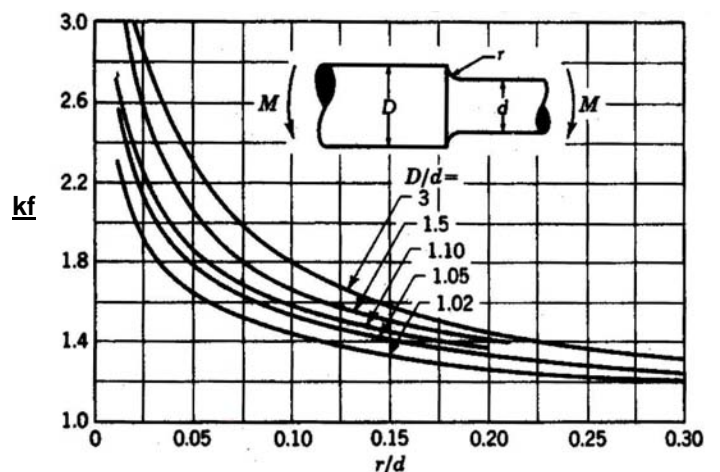


Coefficients de concentration de contrainte kt

r / p	0,1	0,2	0,3	0,5
kt	5,4	3,4	2,8	2,1



Coefficients de concentration de contrainte kf



DOSSIER D'ÉTUDE

Ce dossier contient 6 parties.

Durée lecture conseillée

Durée : 0h30

Partie 1 :

Identification des paramètres influents

Durée : 0h30

Partie 2 :

Caractérisation de la loi d'entrée sortie de la CVT

Durée : 0h30

Partie 3 :

Adaptation des vitesses de la CVT aux caractéristiques du moteur

Durée : 0h50

Partie 4 :

Vérification du dimensionnement de l'arbre récepteur

Durée : 0h35

Partie 5 :

Évaluation des performances dynamiques en phase de démarrage

Durée : 0h35

Partie 6 :

Conception d'un banc d'essai pour la CVT

Durée : 2h30

PARTIE 1 : Identification des paramètres influents

1-1 : Compréhension du mécanisme

Matière d'œuvre : **DT1, DT2, DT3, DT4, DT5, DR1 et DR2**

Objectif : Comprendre le fonctionnement de la CVT.

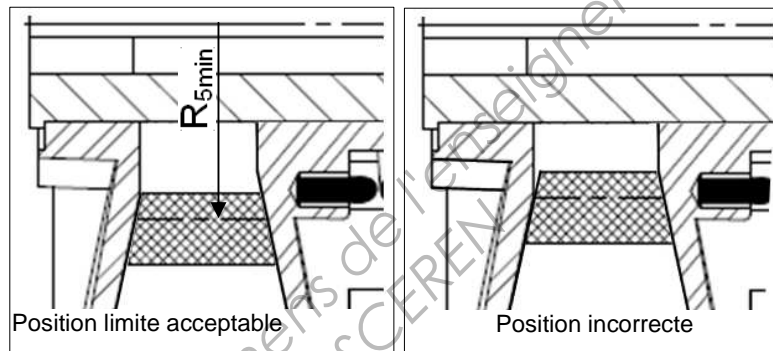
Identifier les caractéristiques dimensionnelles majeures.

1-1-1 : Sur le schéma du document **DR1** représenter, avec le même code de couleurs que le schéma du document **DT2**, les pièces 1, 3, 4 et 5 lorsque les masselottes sont excentrées au maximum (position R_{G1max}).

1-1-2 : La course maxi du flasque 3 est $C3=22,5$ mm.

Sur le document **DR2**, déterminer graphiquement la valeur du rayon maxi d'enroulement sur la poulie motrice (R_{3max})

La totalité des flancs de la courroie doit rester en contact avec les faces coniques des poulies :



1-1-3 : Déterminer R_{5min} , valeur du rayon mini d'enroulement sur la poulie réceptrice en tenant compte de la contrainte énoncée ci-dessus. (Mesurer les dimensions nécessaires sur le dessin d'ensemble document DT4 à l'échelle 1/2)

1-2 : Optimisation du choix de la courroie

Matière d'œuvre : **DT2, DT3**

Objectif : Choisir la longueur de courroie adaptée à la plage maximale de fonctionnement de la CVT, c'est-à-dire pouvoir partir de (R_{3mini}, R_{5max}) et atteindre (R_{3max}, R_{5min}) .

Quels que soient les résultats précédents, on fixe $R_{3max} = 83$ mm et $R_{5mini} = 37$ mm.

1-2-1 : Sur la **figure 1** du document **DT3**, observer le triangle (O3,O5,H) et exprimer θ en fonction de a, R_{3max}, R_{5mini} .

1-2-2 : Exprimer les longueurs

L1 en fonction de a et θ ,

L3 en fonction de R_{3max} et θ ,

L5 en fonction de R_{5mini} et θ .

1-2-3 : Exprimer la longueur de courroie théorique L en fonction de ces mêmes paramètres.

1-2-4 : Calculer θ , puis la longueur de courroie théorique L .

PARTIE 2 : Caractérisation de la loi d'entrée sortie de la CVT

Matière d'œuvre : DT2, DT3 et DR3

Objectifs : - Identifier les paramètres influents du rapport de transmission ($k=N_{\text{sortie}}/N_{\text{entrée}}$).
- Définir l'évolution du rapport de transmission en fonction de la position des masselottes.

Quels que soient les résultats précédents, la longueur de courroie retenue est: **L = 854 mm.**

2-1 : Rappel de la plage de fonctionnement désirée : **$R_{3\text{mini}} = 28 \text{ mm}$ $R_{3\text{max}} = 83 \text{ mm}$.**
Sur le document **DR3- figure 1**, tracer et relever les limites de R5 ($R_{5\text{mini}}$ et $R_{5\text{max}}$).

2-2 : On considère une position quelconque des masselottes ($0 < x_3 < C_3$) (doc DT3-figure 2).
En observant le triangle (P_{min}, P, I_3), exprimer littéralement Δ_{R3} en fonction de x_3 et β .

2-3 : Dans cette position intermédiaire, les rayons d'enroulement sur les flasques 3 et 5 sont respectivement R_3 et R_5 . On simplifie le problème en supposant que $\Delta_{R5} = -\Delta_{R3}$.
Exprimer $k(=N_s/N_e)$ en fonction R_3 et R_5 puis en fonction de Δ_{R3} , $R_{3\text{mini}}$ et $R_{5\text{max}}$.
À partir du résultat de la question 2-2 exprimer k en fonction de x_3 , $R_{3\text{mini}}$ et $R_{5\text{max}}$.

2-4 : Après simplification, la relation précédente s'écrit : $k = \frac{2 \cdot R_{3\text{mini}} \cdot \tan \beta + x_3}{2 \cdot R_{5\text{max}} \cdot \tan \beta - x_3}$.

Calculer les valeurs de k pour les pour $x_3=0$ et $x_3=C_3$.

Calculer la valeur de x_3 pour laquelle $k=1$.

Sur le document réponse **DR3 figure 2**, tracer la courbe $k = f(x_3)$ pour $0 \leq x_3 \leq C_3$.

Indiquer les valeurs de x_3 pour $k=1$, de k_{maxi} ($x_3 = C_3 = 22,5$) et de k_{mini} ($x_3 = 0$).

La variation de position du flasque 3 en fonction du déplacement de la masselotte est donnée par la relation suivante : $x_3 = \frac{\Delta_{RG1} \times 2 \tan \alpha}{2}$

Rappel (**Doc DT3-figure 2**) :

- Δ_{RG1} : Déplacement radial du centre de gravité de la masselotte 1.
- α : demi-angle au sommet du profil conique de la masselotte.

On donne la valeur $\alpha = 47^\circ$.

2-5 : Calculer les valeurs de Δ_{RG1} pour k_{mini} , $k=1$ et k_{maxi} .

Reporter ces valeurs sur l'axe Δ_{RG1} du document **DR3 figure 2**.

PARTIE 3 : Adaptation des vitesses de la CVT aux caractéristiques du moteur

Matière d'œuvre : DT2, DT3, DT4, DT5

Objectifs : Dans le cadre de l'utilisation de la CVT et de son moteur sur un banc d'essai, on désire **évaluer le régime moteur quand la CVT se trouve en position « kmax »**.

Le constructeur préconise de limiter le rapport de transmission à **kmax = 1,74**.

Dans un premier temps cette étude sera menée pour fonctionnement à vide, c'est-à-dire sans couple extérieur sur l'arbre de poulie réceptrice 16 de la CVT.

Hypothèses de travail :

Seule l'adhérence entre la courroie et les flasques des poulies est prise en compte.

L'angle d'adhérence sera noté φ et le coefficient d'adhérence f tel que $f = \tan(\varphi)$.

L'étude est menée dans un cas d'équilibre strict (tendance à l'accroissement du rayon d'enroulement sur la poulie motrice).

Le poids de toutes les pièces est négligé devant les valeurs des actions en présence.

Lors de son fonctionnement, l'inertie de la courroie est négligée.

Le schéma d'étude correspond à celui du document DT2 mais en position « kmax ».

On isole le flasque mobile (5) de la poulie réceptrice.

Bilan des actions mécaniques extérieures :

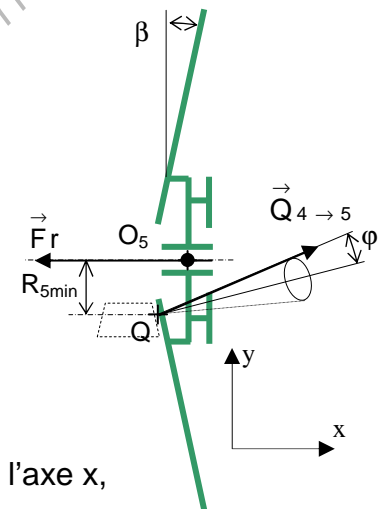
Action du ressort récepteur sur le flasque mobile 5 : $\vec{F}_r = -\|\vec{F}_r\| \vec{x}$

Action de la courroie 4 sur le flasque mobile 5 :

$$\vec{Q}_{4 \rightarrow 5} = X_{4 \rightarrow 5} \vec{x} + Y_{4 \rightarrow 5} \vec{y}$$

Action de l'arbre de poulie réceptrice 16 sur le flasque mobile 5 :

$$\{T_{16 \rightarrow 5}\} = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ Y_{16 \rightarrow 5} & M_{16 \rightarrow 5} \\ Z_{16 \rightarrow 5} & N_{16 \rightarrow 5} \end{Bmatrix}_{O_5} (x, y, z)$$



3-1 : À partir du théorème de la résultante statique en projection sur l'axe x,

exprimer $X_{4 \rightarrow 5}$ en fonction de $\|\vec{F}_r\|$

On isole le flasque mobile (3) de la poulie motrice.

Bilan des actions mécaniques extérieures :

Action du ressort moteur sur le flasque mobile 3 : $\vec{F}_m = -\|\vec{F}_m\| \vec{x}$

Action de la courroie 4 sur le flasque mobile 3 :

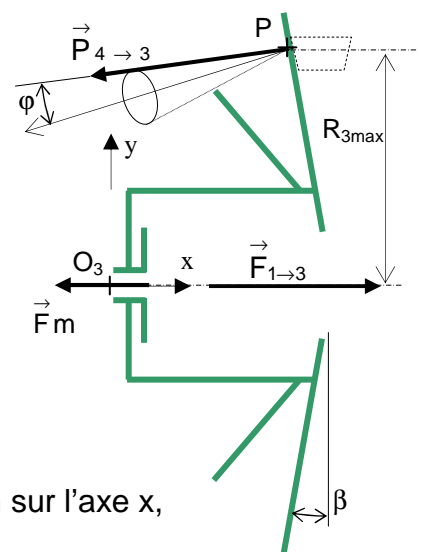
$$\vec{P}_{4 \rightarrow 3} = X_{4 \rightarrow 3} \vec{x} + Y_{4 \rightarrow 3} \vec{y}$$

Action des 3 masselottes 1 disposées à 120 degrés sur le flasque mobile 3 :

$$\vec{F}_{1 \rightarrow 3} = \|\vec{F}_{1 \rightarrow 3}\| \vec{x} \quad (\text{force totale des 3 masselottes})$$

Action de l'arbre de poulie motrice 8 sur le flasque mobile 3 :

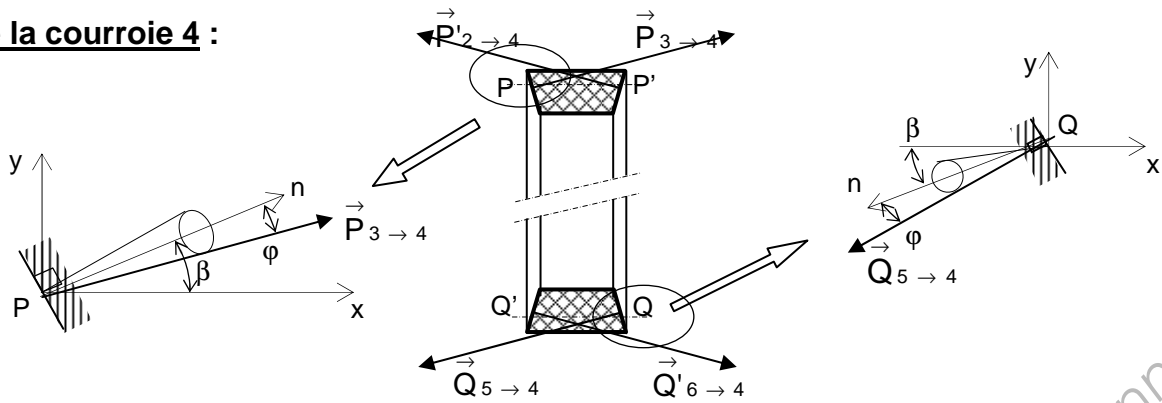
$$\{T_{8 \rightarrow 3}\} = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ Y_{8 \rightarrow 3} & M_{8 \rightarrow 3} \\ Z_{8 \rightarrow 3} & N_{8 \rightarrow 3} \end{Bmatrix}_{O_3} (x, y, z)$$



3-2 : À partir du théorème de la résultante statique en projection sur l'axe x,

exprimer $X_{4 \rightarrow 3}$ en fonction de $\|\vec{F}_m\|$ et $\|\vec{F}_{1 \rightarrow 3}\|$

On isole la courroie 4 :



Bilan des actions mécaniques extérieures :

Action en P du flasque mobile 3 sur la courroie 4 : $\vec{P}_{3 \rightarrow 4} = X_{3 \rightarrow 4} \vec{x} + Y_{3 \rightarrow 4} \vec{y}$

Action en P' du flasque fixe 2 sur la courroie 4 : $\vec{P}'_{2 \rightarrow 4} = X_{2 \rightarrow 4} \vec{x} + Y_{2 \rightarrow 4} \vec{y}$

Action en Q du flasque mobile 5 sur la courroie 4 : $\vec{Q}_{5 \rightarrow 4} = X_{5 \rightarrow 4} \vec{x} + Y_{5 \rightarrow 4} \vec{y}$

Action en Q' du flasque fixe 6 sur la courroie 4 : $\vec{Q}'_{6 \rightarrow 4} = X_{6 \rightarrow 4} \vec{x} + Y_{6 \rightarrow 4} \vec{y}$

Symétrie des actions de contact aux points P et P' et aux points Q et Q' :

$$\begin{cases} X_{2 \rightarrow 4} = -X_{3 \rightarrow 4} & \text{et} & \begin{cases} X_{6 \rightarrow 4} = -X_{5 \rightarrow 4} \\ Y_{6 \rightarrow 4} = Y_{5 \rightarrow 4} \end{cases} \\ Y_{2 \rightarrow 4} = Y_{3 \rightarrow 4} \end{cases}$$

3-3 : Exprimer $Y_{5 \rightarrow 4}$ en fonction de $X_{5 \rightarrow 4}$, β et φ .

Exprimer $Y_{3 \rightarrow 4}$ en fonction de $X_{3 \rightarrow 4}$, β et φ .

3-4 : Ecrire le théorème de la résultante statique en projection sur les axes x et y.

A partir des résultats de la question 3-3, exprimer $X_{3 \rightarrow 4}$ en fonction de $X_{5 \rightarrow 4}$, β et φ .

3-5 : Démontrer que $\|\vec{F}_{1 \rightarrow 3}\|$, l'action des trois masselottes sur 3 (réparties à 3×120 deg)

peut s'écrire : $\|\vec{F}_{1 \rightarrow 3}\| = \|\vec{F}_r\| \times \frac{\tan(\beta + \varphi)}{\tan(\beta - \varphi)} + \|\vec{F}_m\|$

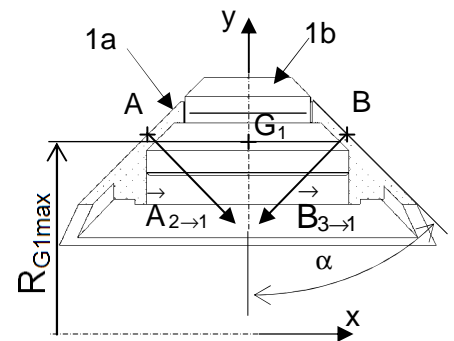
3-6 : Calculer l'action que doivent exercer les 3 masselottes sachant que

$\beta = 12^\circ$, coefficient d'adhérence $f = 0,15$. Dans cette position : $\|\vec{F}_r\| = 532 \text{ N}$ et $\|\vec{F}_m\| = 915 \text{ N}$.

On isole la masselotte 1 :

Données complémentaires et hypothèses :

- Les masselottes sont composées de 2 éléments :
un noyau (1b) en acier, une garniture (1a) en PEHD, générant au contact de la cloche un faible coefficient de frottement.
- Le poids de 1 est négligeable devant les actions en présence.
- La masse de l'ensemble (1a+1b), notée m_1 n'est pas négligée.
- On admet que la masse m_1 est concentrée au point G_1 .
- Dans la phase de régime maxi, $R_{G_1} = R_{G_1 \text{max}}$.
- Les frottements sont négligés.
- Fonctionnement à régime moteur maxi constant, donc la vitesse angulaire de la masselotte : $\omega_{1/0} = \omega_{\text{mot}}$ (rad/s) = constante.



Bilan des actions mécaniques extérieures :

- Action de contact de 2 sur 1 au point A : $\vec{A}_{2 \rightarrow 1} = X_{2 \rightarrow 1} \cdot \vec{x} + Y_{2 \rightarrow 1} \cdot \vec{y}$
avec $\vec{A}_{2 \rightarrow 1}$ perpendiculaire au plan tangent de contact : $Y_{2 \rightarrow 1} = -X_{2 \rightarrow 1} \times \text{tg} \alpha$
- Action de contact de 3 sur 1 au point B : $\vec{B}_{3 \rightarrow 1} = X_{3 \rightarrow 1} \cdot \vec{x} + Y_{3 \rightarrow 1} \cdot \vec{y}$
avec $\vec{B}_{3 \rightarrow 1}$ perpendiculaire au plan tangent de contact : $Y_{3 \rightarrow 1} = X_{3 \rightarrow 1} \times \text{tg} \alpha$
- Symétrie des actions de contact aux points A et B : $X_{3 \rightarrow 1} = -X_{2 \rightarrow 1}$ et $Y_{3 \rightarrow 1} = Y_{2 \rightarrow 1}$

3-7 : Exprimer $\Gamma_{G_1/0}^{\rightarrow}$: accélération de G_1 du solide 1 dans son mouvement par rapport à 0 en fonction de $\omega_{1/0}$ et $R_{G_1 \max}$.
En déduire l'expression de la résultante dynamique.

3-8 : Écrire les équations du théorème de la résultante dynamique en projection sur x et y.
En déduire l'expression littérale de $X_{3 \rightarrow 1}$ en fonction de m_1 , $R_{G_1 \max}$, $\omega_{1/0}$ et α .

On donne $m_1 = 113 \text{ gr}$, $R_{G_1 \max} = 60 \text{ mm}$, $\alpha = 47 \text{ deg}$.

La poussée axiale maxi des 3 masselottes sur le flasque mobile 3 est $\|\vec{F}_{1 \rightarrow 3}\| = 3$. $X_{1 \rightarrow 3} = 4200 \text{ N}$.

3-9 : Calculer la valeur du régime moteur maxi ($N_{\text{mot}_{\max}}$).

PARTIE 4 : Vérification du dimensionnement de l'arbre réceptrice

Matière d'œuvre : **DT6**

Objectif : vérifier le dimensionnement de l'arbre lié à la poulie réceptrice.

La vue en coupe du document **DT6** représente le montage de l'arbre de sortie avec la poulie réceptrice. On donne le schéma associé de l'arbre seul, les diagrammes des moments fléchissants et des moments de torsion.

Dans les conditions les plus sévères d'utilisation, le couple transmis est $C = 34 \text{ Nm}$.

- 4 - 1 : En analysant les diagrammes des sollicitations de l'arbre du document **DT6**, situer la ou les zones les plus sollicitées.
- 4 - 2 : Pour déterminer la résistance d'un arbre sollicité à de la flexion et de la torsion (sollicitations composées), il est important de définir les moments maxi idéaux de flexion et de torsion afin de vérifier les contraintes normales et tangentielles.

Calculer ces 2 moments idéaux.

$$\text{Rappel : } M_{if} = |M_{fz}| + \sqrt{M_{fz}^2 + M_t^2} \quad I_o = \frac{\pi d^4}{32} = I_{GZ} + I_{Gy}$$

$$M_{it} = \sqrt{M_{fz}^2 + M_t^2}$$

Contraintes nominales de flexion et de torsion :

$$\sigma_{nom} = \frac{M_{if}}{I_{GZ} / v} \quad \tau_{nom} = \frac{M_{it}}{I_o / v}$$

- 4 - 3 : L'arbre est en acier de résistance élastique à la traction $\sigma_e = 350 \text{ Mpa}$ et de résistance élastique au cisaillement $\tau_e = 175 \text{ Mpa}$. Le diamètre de l'arbre est $d = 19 \text{ mm}$.

Calculer les contraintes nominales de flexion et de torsion σ_{nom} et τ_{nom}

- 4 - 4 : La rainure de clavetage occasionne une concentration de contrainte donnée par un coefficient k_t . Le changement de section au niveau de l'épaule engendre une concentration de contrainte donnée par le coefficient k_f .

Déterminer les coefficients de concentration de contrainte k_t et k_f d'après les abaques du document **DT6**.

- 4 - 5 : Sachant que le coefficient k_f agit sur la contrainte normale et que le coefficient k_t agit sur la contrainte tangentielle, déterminer la contrainte normale maxi (σ_{maxi}) et tangentielle maxi (τ_{maxi}) et vérifier que l'arbre respecte les conditions de résistance.

- 4 - 6: En déduire les coefficients de sécurité. Lequel faut-il retenir ?

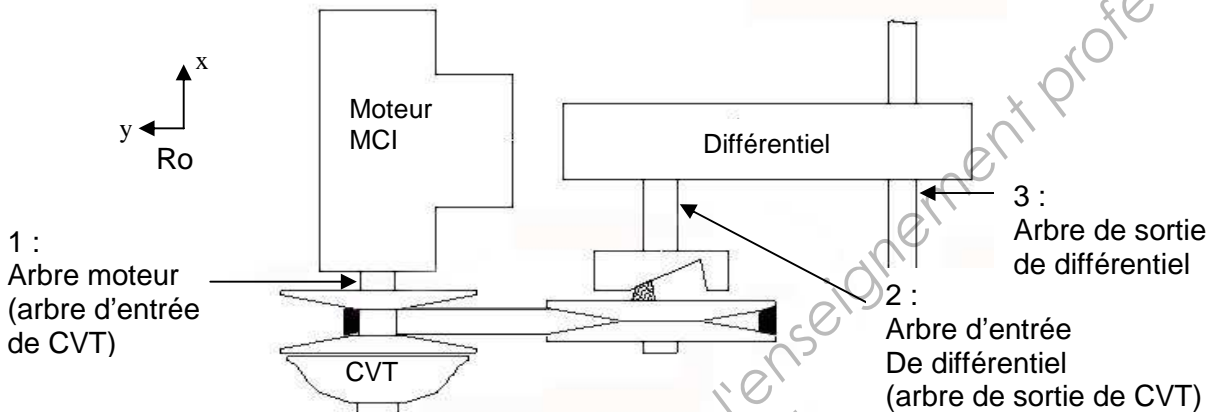
PARTIE 5 : Evaluation des performances dynamiques en phase de démarrage

Objectif :

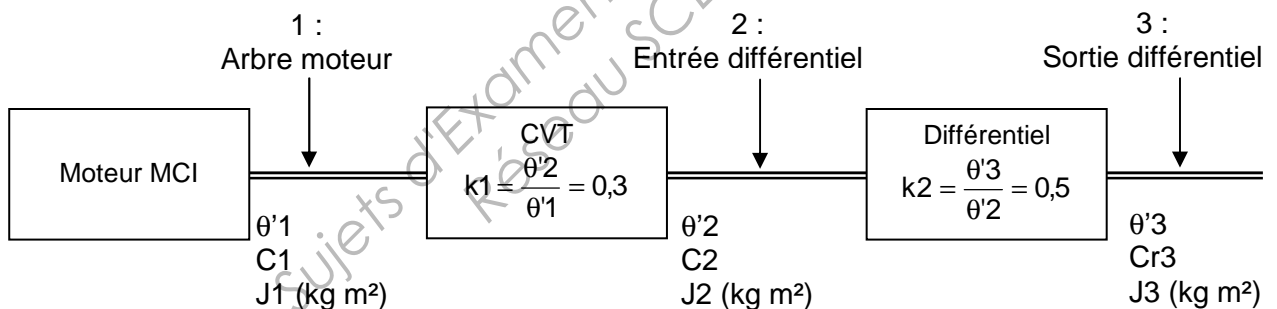
Évaluer le couple résistant en sortie de différentiel en phase de démarrage.

Contexte :

- On se place dans le cas où le moteur, la CVT et le différentiel sont montés sur banc d'essais.
- Dans la phase de démarrage, le couple moteur relevé est $C1=20$ Nm pour un régime moteur maxi $N1 = 2000$ tr/min.
- La phase de mise en vitesse est supposée uniformément accélérée, sa durée est de 6s.
- Dans cette configuration la CVT a un rapport de transmission $k=0,3$.
- La modélisation de l'installation et les caractéristiques dynamiques sont définies ci-dessous :



Caractéristiques de la chaîne cinématique :



Notations :

$\theta'1, \theta'2, \theta'3$ (rad/s) : vitesses angulaires respectivement des arbres 1, 2 et 3.

C1 (Nm) : couple moteur appliqué sur l'arbre 1.

Cr3 (Nm) : couple résistant appliqué sur l'arbre 3.

J1 : Moment d'inertie du vilebrequin et des pièces en rotation d'entrée de CVT.

J2 : Moment d'inertie des pièces en rotation de sortie la CVT et d'entrée du différentiel.

J3 : Moment d'inertie des pièces en rotation de sortie du différentiel.

5-1 : Calculer l'accélération angulaire $\theta''1$ du moteur en rad/s².

5-2 : Exprimer $T1/0$: l'énergie cinétique de l'ensemble tournant lié à l'arbre moteur 1.

Exprimer $T2/0$: l'énergie cinétique de l'ensemble tournant lié à l'arbre d'entrée 2.

Exprimer $T3/0$: l'énergie cinétique de l'ensemble tournant lié à l'arbre de sortie 3.

En déduire $T\Sigma/0$: l'énergie cinétique de l'ensemble $\Sigma = (1+2+3)$.

- 5-3 : Exprimer θ'' en fonction de θ' .
Exprimer θ''' en fonction de θ' .

$$\text{Démontrer que } T_{\Sigma/0} \text{ peut s'écrire } T_{\Sigma/0} = \frac{1}{2} J_{me} \cdot \theta'^2$$

où J_{me} représente le moment d'inertie de l'ensemble ramené à l'arbre moteur.
Donner l'expression de J_{me} en fonction des paramètres de la chaîne cinématique.

- 5-4 : Exprimer P_1 , puissance développée par le couple C_1 (puissance > 0) en fonction de θ' .
Exprimer P_3 , puissance développée par le couple Cr_3 (puissance < 0) en fonction de θ''
puis en fonction de θ' .

Rappel du théorème de l'énergie cinétique : $\frac{dT_{\Sigma/0}}{dt} = P_{ext} + P_{int}$.

La dérivée de l'énergie cinétique de Σ par rapport au temps est égale à la somme des puissances des actions extérieures. (Si on considère le rendement égal à 1 la puissance des actions intérieures est nulle).

Appliquée à notre cas, la relation s'écrit : $\frac{dT_{\Sigma/0}}{dt} = P_1 + P_3$.

- 5-5 : Le rendement de la transmission est supposé égal à 1.

- Appliquer le théorème de l'énergie cinétique à l'ensemble Σ . Rappel : $\frac{d\theta'^2}{dt} = 2 \times \theta' \times \theta''$.

- 5-6 : Démontrer que le couple résistant Cr_3 peut s'écrire sous la forme : $Cr_3 = \frac{C_1 - J_{me} \cdot \theta''^2}{k_1 \cdot k_2}$.

- 5-7 : Application numérique :

$$J_1 = 0,3 \text{ kg.m}^2$$

$$C_1 = 20 \text{ Nm}$$

$$N_1 = 2000 \text{ tr/min}$$

$$J_2 = 1 \text{ kg.m}^2$$

$$k_1 = 0,3$$

$$J_3 = 2 \text{ kg.m}^2$$

$$k_2 = 0,5$$

Calculer J_{me} .

Calculer Cr_3 .

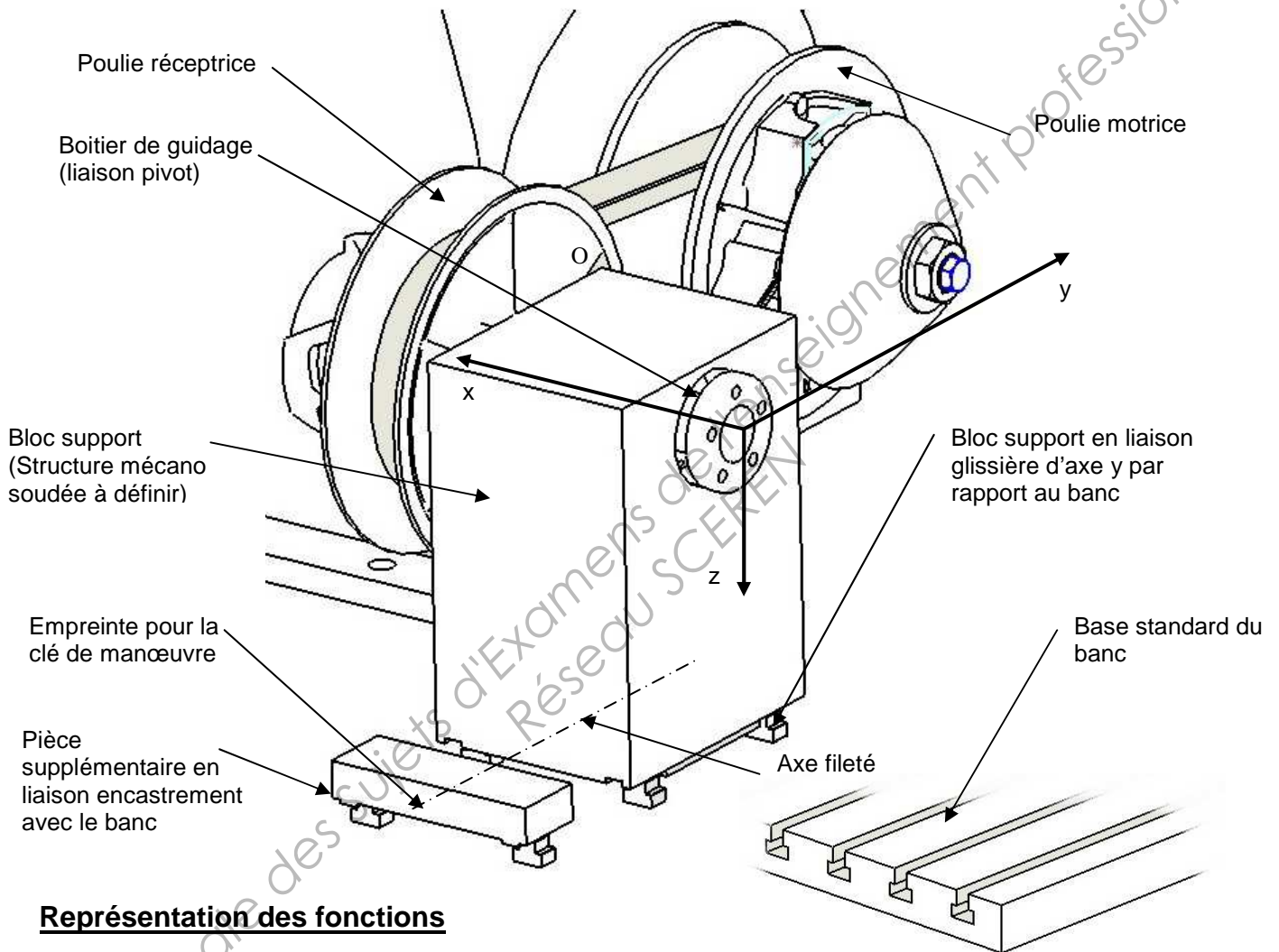
PARTIE 6 : Conception d'un banc d'essai pour la CVT

Matière d'œuvre : DT5, DR5 et DR6

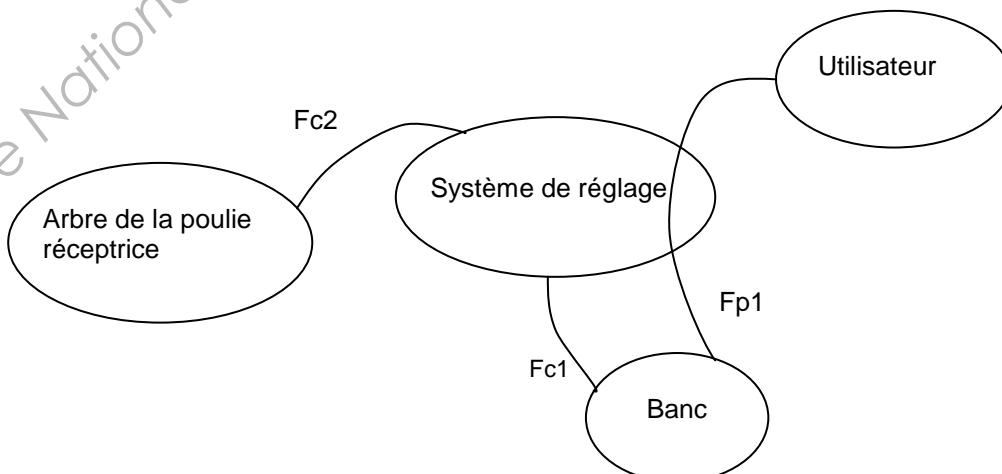
Objectif : concevoir un support de poulie réceptrice et un système de réglage de la CVT.

Le banc d'essai présenté a pour objet de vérifier l'adaptabilité de différents moteurs à la transmission de la CVT. Celui-ci sera composé d'un support moteur (non étudié), de la poulie motrice directement montée sur l'axe du moteur, d'un support poulie réceptrice réglable et d'un support de frein (non représenté).

Le réglage du support a pour but de modifier l'entre axe et d'affiner la valeur de tension de pose. Différentes longueurs et caractéristiques de courroies peuvent être testées.



Représentation des fonctions



Fp1 : Permettre le réglage de l'entre axe entre les deux poulies.

Fc1 : S'adapter sur un banc standard en termes de mise en position et maintien en position.

Fc2 : Permettre de relier de façon rigide le boîtier de guidage avec le support de réglage par une structure mécano soudée.

Extrait du cahier des charges :

Fp1 : - L'utilisateur agit sur le système de réglage à l'aide d'une clé de manœuvre.

Une pièce supplémentaire sera fixée au banc qui inclura une liaison pivot permettant à un axe fileté (vis de réglage de type Chc ou H) de tourner librement.

Un bloc support sera composé de l'association d'une liaison glissière, réalisée avec des écrous pour rainures en T (voir **DT5**) et d'une liaison hélicoïdale avec la vis de réglage permettant d'obtenir une amplitude de 20 mm minimum.

Fc1 : - Le bloc support constitué principalement d'une **semelle épaisse (entre 15 et 20 mm)**, doit pouvoir s'adapter dans les rainures du banc et assurer la mise et le maintien en position. Lors du réglage, seule la translation permettant de faire varier l'entre axe sera effective.

Fc2 : - La structure unissant le bloc support au boîtier de guidage de la poulie réceptrice se compose de tôles d'épaisseur comprise entre 4 et 6 mm soudées entre elles. Cette structure (le bloc support et le boîtier de guidage) forme un seul ensemble mécano soudé. La conception sera étudiée pour obtenir une bonne rigidité quelle que soit la direction des efforts.

Le système de réglage de l'entre axe doit permettre de respecter la procédure suivante :

- Desserrer les éléments de fixation liant le bloc support au banc.
- Agir sur la vis de réglage (translation du bloc support) jusqu'à la tension de courroie désirée.
- Resserrer les éléments de fixation liant le bloc support au banc.

Travail demandé :

On demande de concevoir le système de réglage permettant de remplir les fonctions décrites ci-dessus et en respectant le cahier des charges.

6-1 : Conception sur le document **DR5** :

- Compléter la conception de l'ensemble en coupe BB en faisant apparaître la structure mécano soudée et le guidage du bloc support par rapport au banc.
- Sur la coupe AA, représenter le système de réglage de la tension de la poulie réceptrice en y faisant figurer la liaison hélicoïdale, la liaison glissière ainsi que la pièce supplémentaire. La liaison pivot sera représentée sur cette dernière. Les fixations du bloc support seront représentées en arêtes cachées sur la coupe BB.

6-2 : Perspective de la structure mécano soudée :

- Sur le document **DR6**, représenter à main levée : la structure mécano soudée **seule** en faisant apparaître les cordons de soudure.

DOSSIER RÉPONSE

Ce dossier contient 6 documents numérotés de DR1 à DR6.

DR1 : Configuration de la CVT pour la fréquence de rotation maxi du moteur	page 21/25
DR2 : Détermination de R_{3max}	page 22/25
DR3 : Variation de R_5 en fonction de R_3 Variation du rapport de transmission k en fonction de x_3	page 23/25
DR4 : Montage du palier	page 24/25
DR5 : Perspective de la structure mécano soudée	page 25/25

DR1 : Configuration de la CVT pour la fréquence de rotation maxi du moteur

($R_{G1max} = 60,5 \text{ mm}$, R_{3max} , R_{5min})

En pointillés : position des éléments au début de l'entraînement

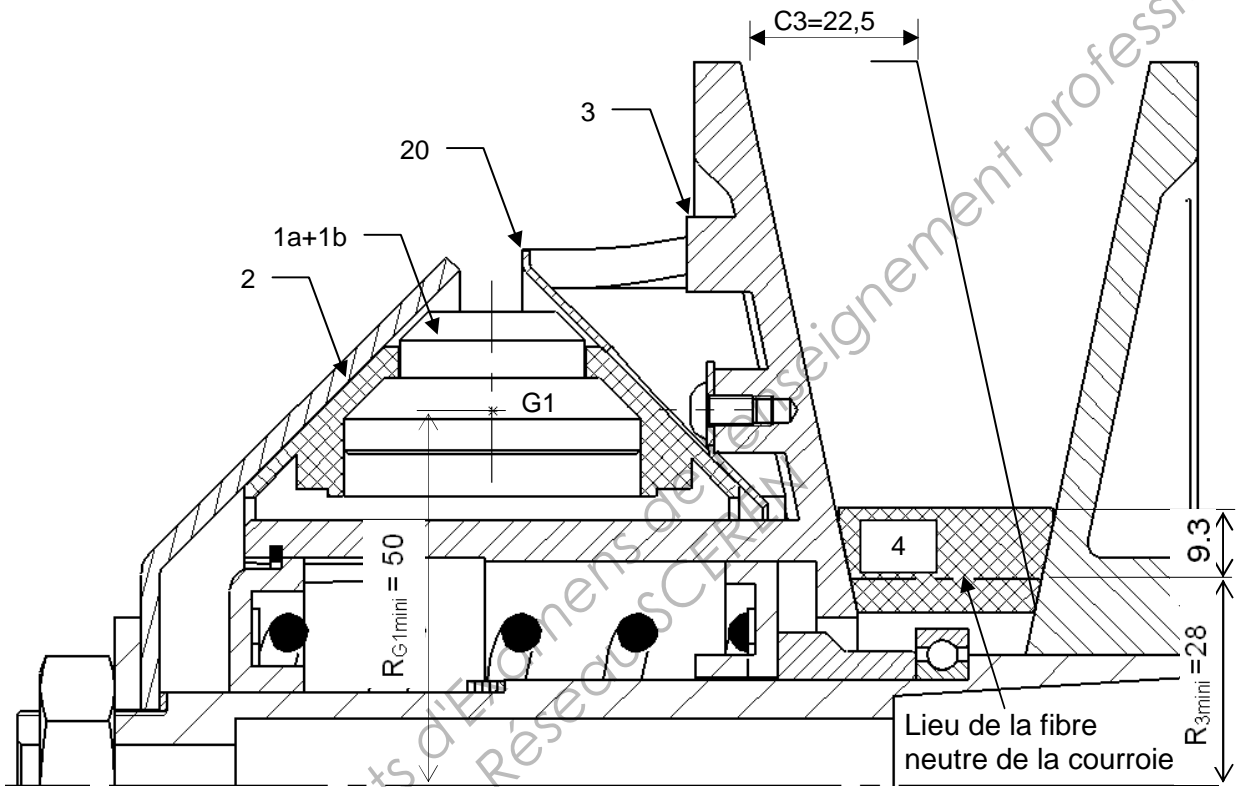
The diagram illustrates the configuration of a CVT (Continuously Variable Transmission) for the maximum motor rotation frequency. It features a red profile with a central horizontal shaft. The shaft is supported by two bearings. The distance between the shaft centers is labeled 'a'. The maximum radius of the profile is $R_{G1max} = 60,5 \text{ mm}$, and the minimum radius is R_{G1min} . The radius of the shaft is R_{3min} , and the radius of the profile at the bottom is R_{5max} . A gear $G1$ is shown in dotted lines, indicating its position at the start of the engagement. The diagram is drawn at a scale of 1:2.

Echelle 1 : 2

EXAMEN : BTS M.CI. – Épreuve : E4 - Étude des constructions – Sujet N°02ED13 - page 21/25

DR2 : Détermination de R3max

Échelle 1



R3max =

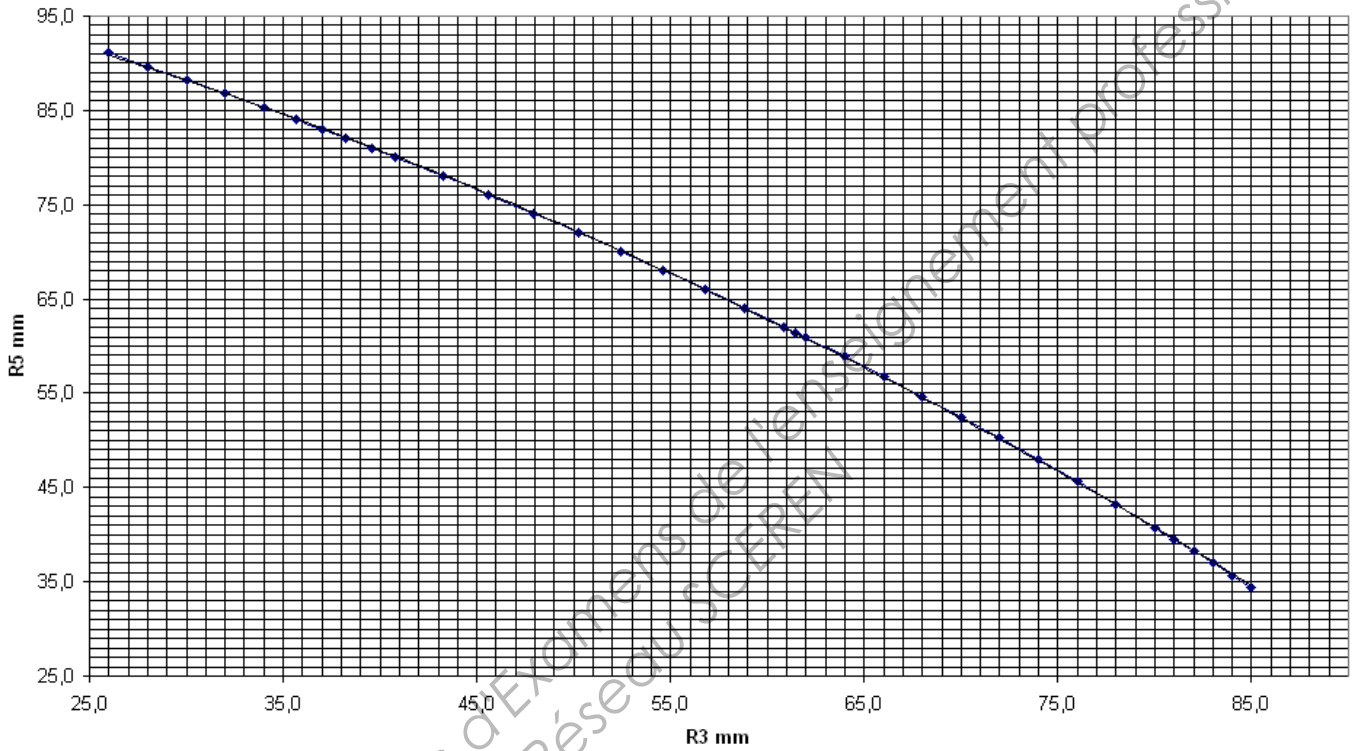
DR3 : Étude graphique des variations de géométrie

Variation de R5 en fonction de R3

Courbe obtenue pour un entraxe « a » = 234 mm
et une longueur primitive de courroie de 854 mm

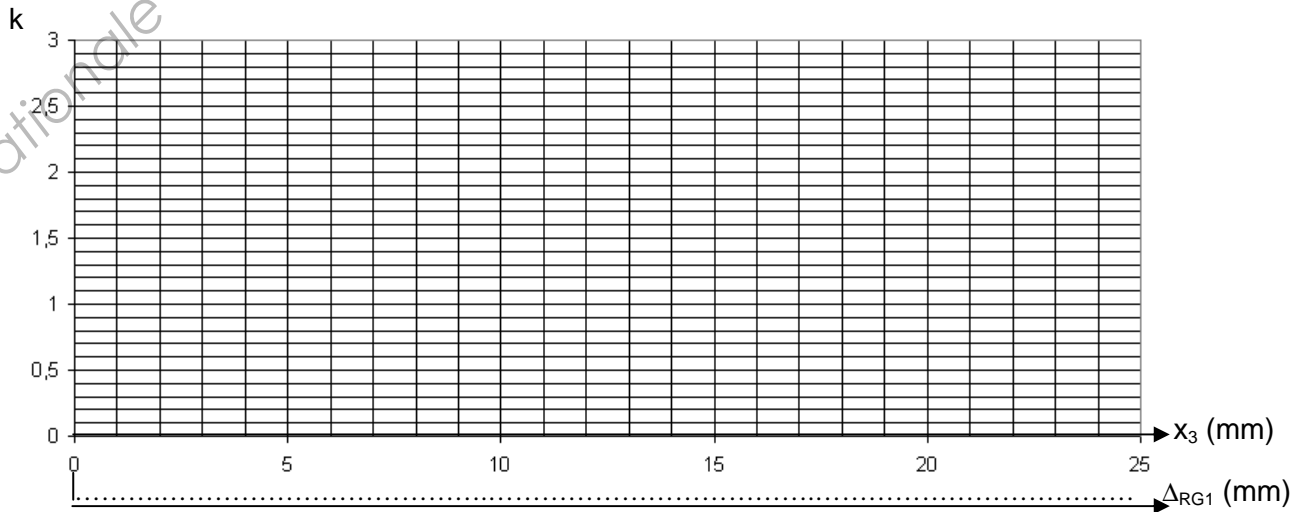
Figure 1

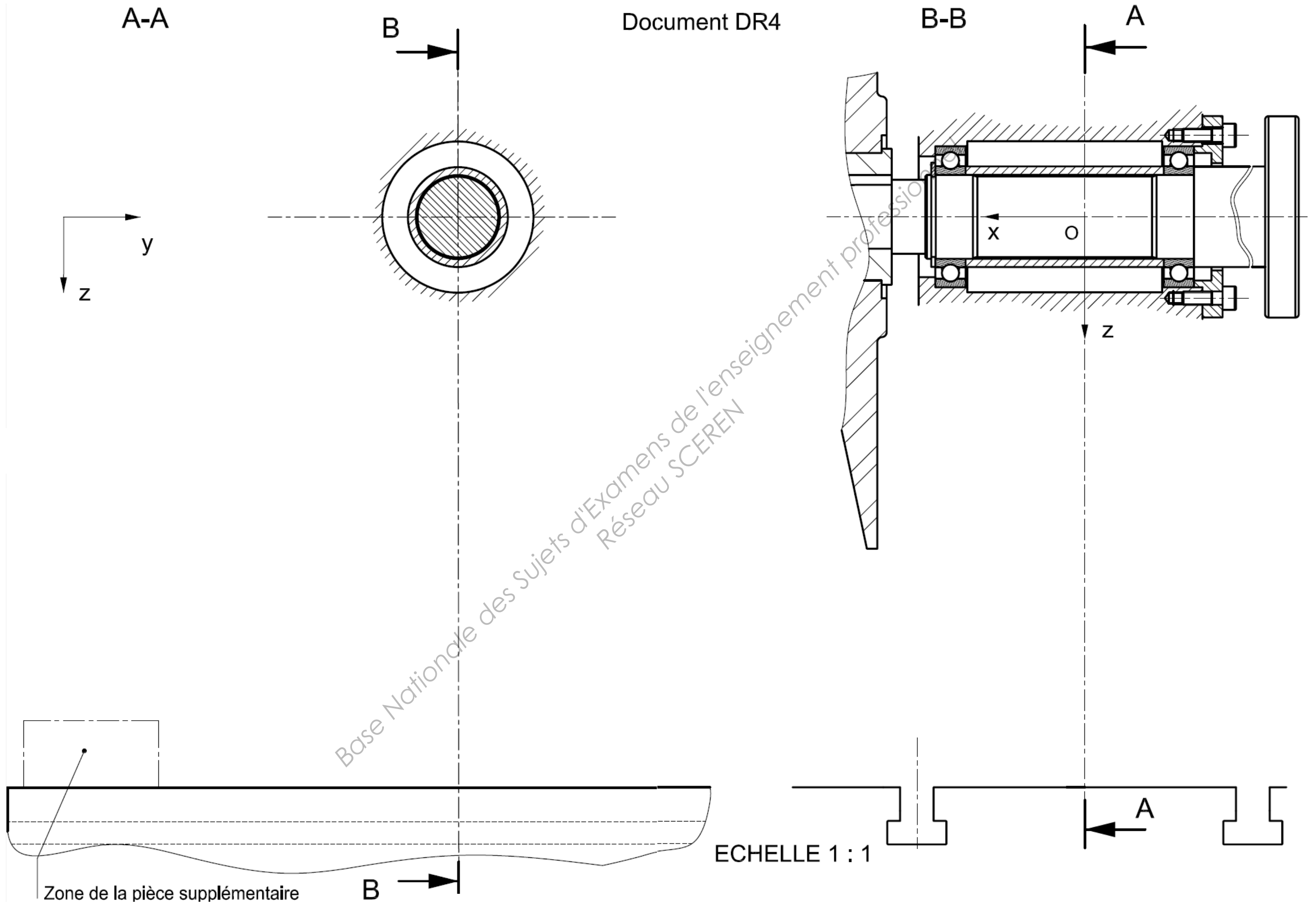
R5min =
R5max =



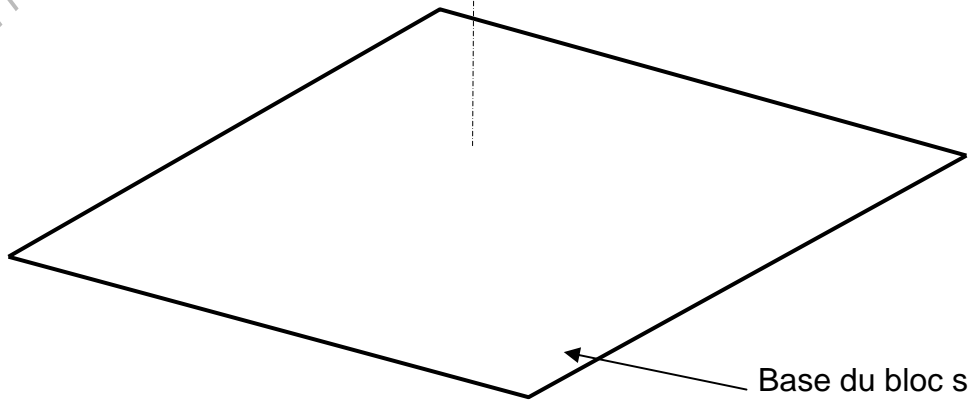
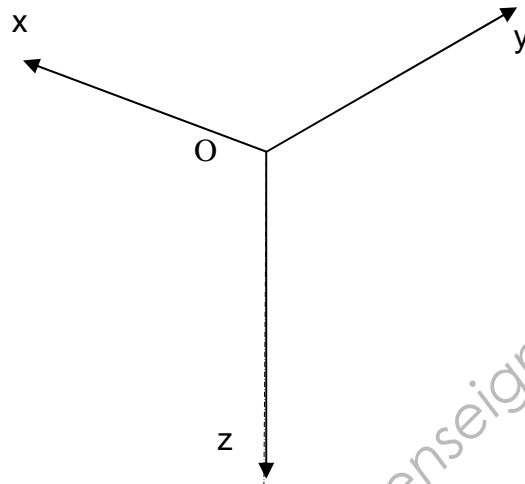
Variation du rapport de transmission k en fonction de x3

Figure 2





DR5 : Perspective de la structure mécano soudée



Base Nationale des Sujets d'Examens de l'enseignement professionnel
Réseau SCEREN