

Projet Scooter Suzuki Bergman 650

(7 séances de 3 heures)

Thèmes d'étude : embrayages, variateur poulies courroie

Objectif du projet :

On souhaite simuler le fonctionnement de la chaîne de transmission de puissance du scooter. Pour ce faire, on doit obtenir

1 : les ressorts de rappel dans l'embrayage et la relation entre le couple transmis par l'embrayage et sa vitesse de rotation d'entrée (3 premières séances).

2 : dimensionner le ressort du variateur de vitesse à courroie (ce qui permettra dans un autre projet de dimensionner le moteur à courant continu associé.) (4 dernières séances)

Déroulement du projet : vous êtes en équipe de 3 ou 4 (groupes aléatoires). Chaque groupe est constitué d'un rapporteur et d'un planificateur (ces postes changent toutes les semaines, planning prédéfini fourni en début de semestre).

Rôle du planificateur : mise en place d'un planning numérique des tâches sur les 7 (ou 14) semaines du projet. Il met à jour ce planning (tâches effectuées, en cours et à faire) toutes les semaines et il le présente. Il rend un document final récapitulatif la progression du projet avec le temps passé par tâche.

Rôle du rapporteur : il s'approprie le travail du groupe; il l'explique ensuite pendant 5 à 10 minutes -à l'aide de documents clairs et concis- à l'enseignant. Il restitue ensuite au groupe les remarques.

Rôle de chaque membre du groupe : il tient à jour un portfolio numérique (outil non imposé) dans lequel il répertorie **les tâches qu'il a effectuées** à chaque séance, chronologiquement (seul ou en groupe), pendant et en dehors des cours avec le temps consacré, les problèmes rencontrés, les solutions apportées. Le temps total hors séance doit apparaître. L'étudiant doit faire apparaître qu'il a participé à chaque compétence visée du projet (pas d'étudiant mono tâche !). Les brouillons, ordonnés chronologiquement, feront foi (à présenter dans un classeur).

Temps à allouer au projet par personne : 21 (ou 42) heures encadrées + 10.5 (ou 21) heures « maison » environ.

De plus, « un classeur de projet » sera tenu à jour avec les documents exposés par le rapporteur, classeur consultable à tout moment par l'enseignant. L'évaluation prendra fortement en compte la capacité du groupe à fournir des documents rigoureux et exploitables : professionnels.

Evaluation du projet : chaque audition d'un rapporteur + planificateur est évaluée et contribue à la note de contrôle continu du groupe. Leurs portfolios sont examinés en même temps et leur apporte une note personnelle. L'évaluation finale (toute l'équipe) complète la note du groupe : pendant 5 minutes le résultat des travaux est présenté et commenté, un bilan est attendu (prendre du recul), mais aucun dossier (5 slides environ) : les conclusions étayées sont évaluées prioritairement, ainsi que le planning restituant la démarche scientifique.

Présentation :

Le deux-roues Burgman 650 de Suzuki comporte une transmission variable continue commandée électriquement désignée par SECVT (Voir DT1 à DT9). Ce contrôleur mesure la vitesse de rotation du moteur et ajuste le rapport de réduction de la transmission à la vitesse du scooter suivant trois modes de commande de puissance :

- le mode « normal ou économie » (ME, non étudié) qui optimise le rapport de transmission pour réduire la consommation de carburant ;
- le mode « puissance » (MP, seul étudié) qui calcule le rapport de transmission permettant de faire fonctionner le moteur au régime de puissance maximum ;
- le mode « séquentiel ou manuel » (MS, non étudié) qui permet de simuler le fonctionnement d'une boîte séquentielle.

En mode « puissance », la commande agit sur la transmission CVT pour atteindre la vitesse maximale du véhicule de la manière suivante :
Au démarrage, le rapport de la transmission CVT est maintenu égal à la valeur $K_{CVT,mini}$ jusqu'à ce que la puissance P_{max} du moteur soit atteinte. La vitesse du deux-roues est alors égale à $V_{MP,mini}$. Le régime moteur est ensuite maintenu constant pour que le moteur fonctionne à la puissance maximale et c'est donc le rapport de la transmission CVT K_{CVT} qui varie de manière continue pour que le véhicule puisse atteindre sa vitesse maximale $V_{MP,maxi}$. A la vitesse maximale, le rapport de la transmission CVT est $K_{CVT,maxi}$.

La puissance du moteur et son couple sont fournis par le document DT10.

La puissance consommée par le véhicule est principalement due au rendement de la transmission de puissance entre le moteur et la roue, aux actions aérodynamiques et à la résistance au roulement. La résistance aérodynamique R_a dépend de la masse volumique ρ de l'air, la surface de traînée $S.C_x$ déterminée expérimentalement et la vitesse V du véhicule. La résistance au roulement R_r est la conséquence des divers frottements qui apparaissent pendant le mouvement du véhicule. Les valeurs numériques des paramètres sont données en document technique DT10.

Embrayage du scooter :

Fonctionnement : l'embrayage est composé de 6 disques. 20 cylindres en acier ($L=20\text{mm}$, $D=14\text{mm}$) sont entraînés en rotation par l'arbre d'entrée de l'embrayage. De 1750 à 2000 tr/mn (moteur), les cylindres se déplacent sur une came inclinée à 45° (course axiale : 2 mm) et compriment les 3 ressorts de rappel du plateau par effets inertiels. Au-delà de 2000 tr/mn, les cylindres appuient sur le plateau sur un rayon de 67 mm et ne se translatent plus.

Coefficient de frottement disques-garnitures = 0.3.

Surfaces de contact (couronnes) : $R_i=55\text{mm}$, $R_e=68\text{mm}$

Longueur des ressorts de rappel du plateau embrayage au repos : 9 mm (7 mm embrayage en prise)

On négligera l'action des rondelles Belleville entre les disques (elles ne servent qu'à décoller les disques entre eux lorsque l'effort presseur disparaît)

Embrayage multi disques : <https://www.youtube.com/watch?v=h3RP2nSmjkg>

Variateur à courroie du scooter

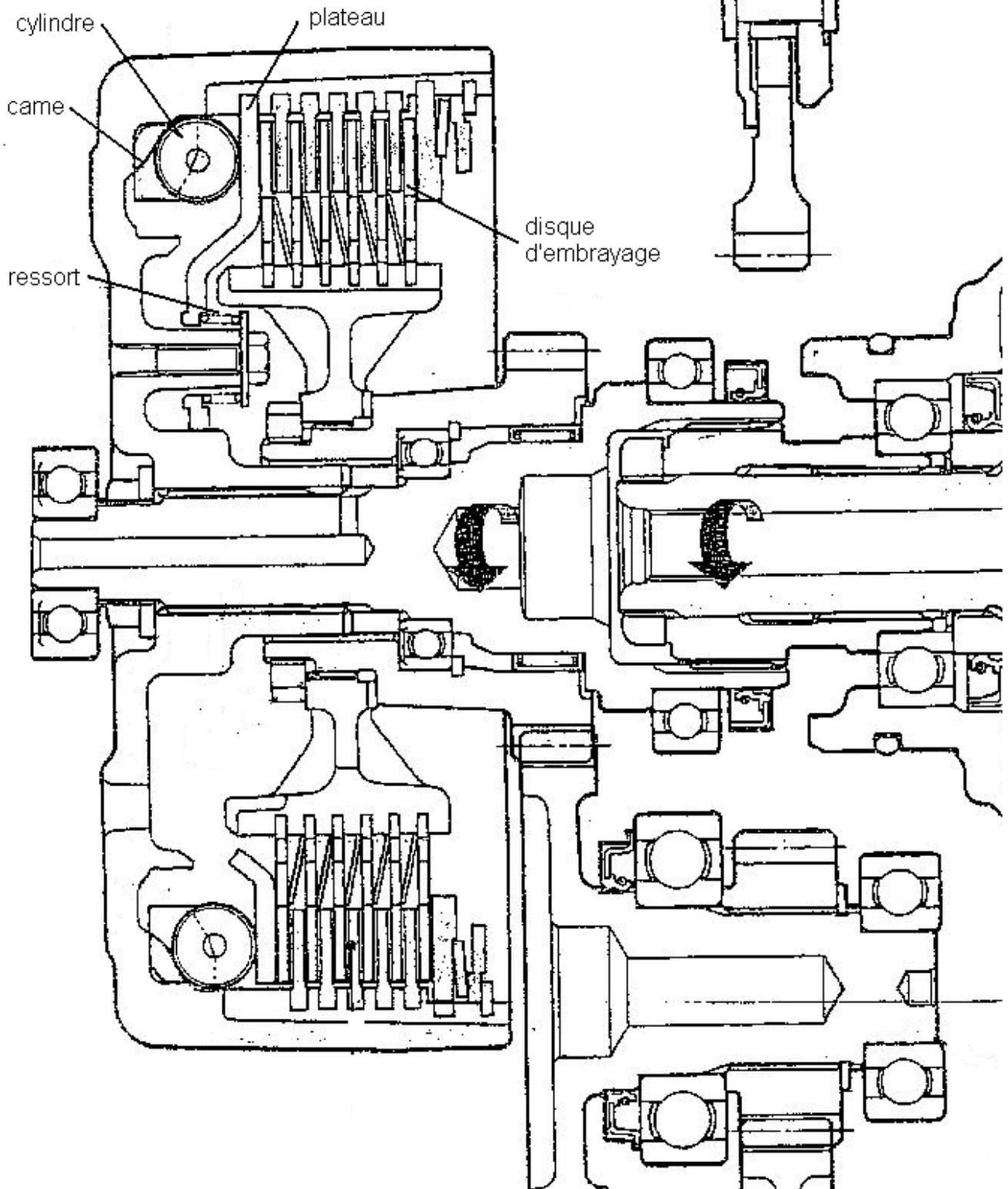
Données :

Rayon apparent des poulies : $31\text{mm} < R < 67\text{mm}$

Longueur du ressort pré chargé dans la position du DT6 : 68mm

Tous les calculs se font sur la petite poulie, là où le glissement s'initie.

NB : la courroie réelle est une courroie métallique poussante. Nous la considérerons trapézoïdale en polymère armé (courroie « classique »).



Ressources :**Cours sur les embrayages**

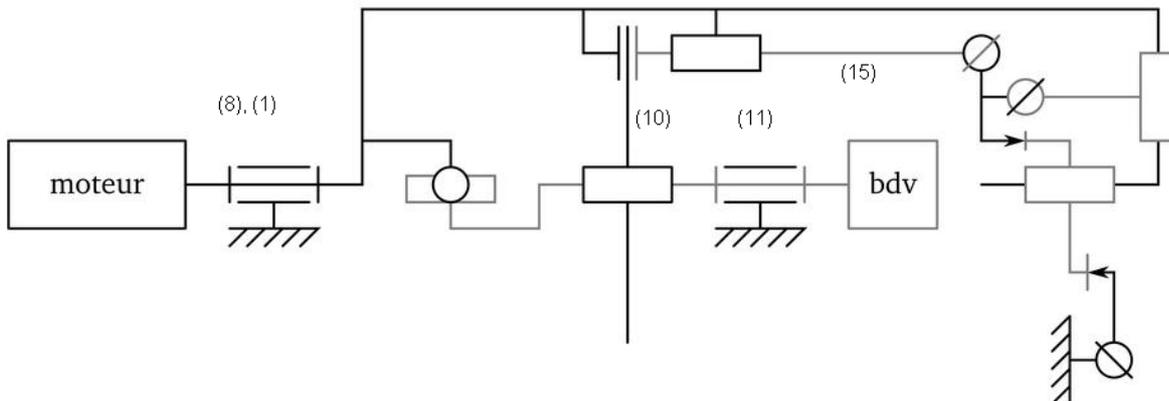
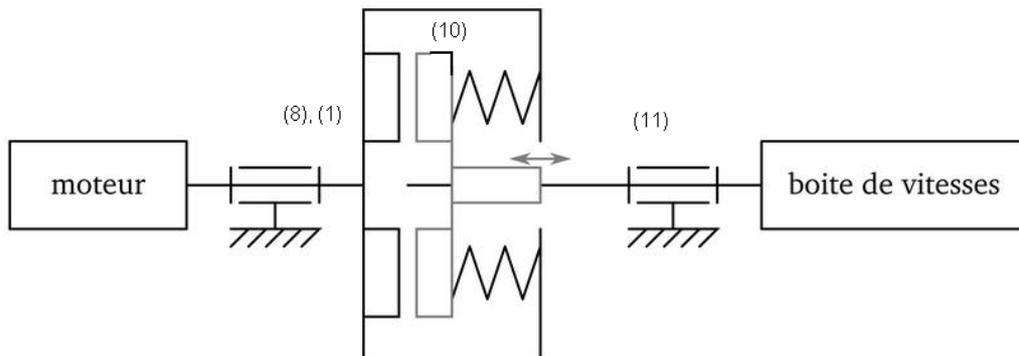
Intérêt : l'embrayage permet

- De lancer le moteur sans récepteur (les moteurs thermiques ont un couple nul au démarrage) puis d'accoupler le moteur au récepteur.
- Une mise en vitesse progressive.

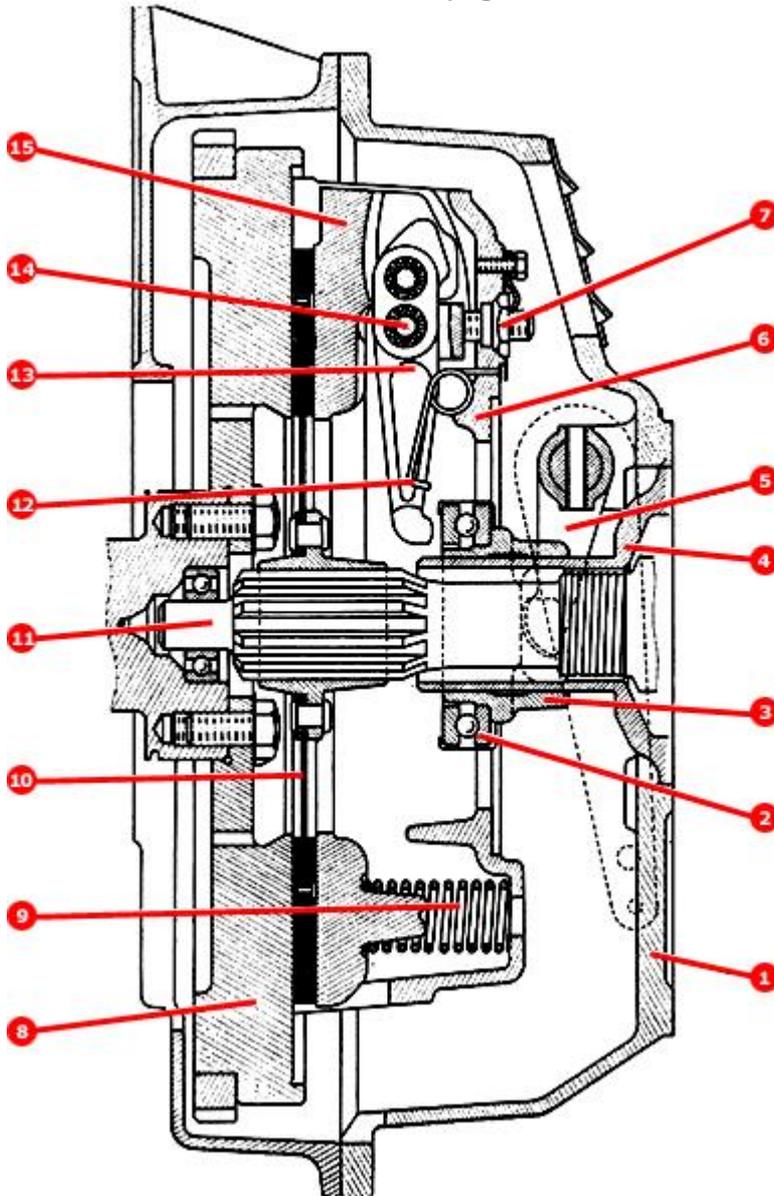
Les conditions que doivent remplir un embrayage sont :

- le non patinage en régime établi
- un débrayage complet (désaccouplement total possible)
- un embrayage progressif.

Il existe donc un couple maximal transmissible par l'embrayage.

Chaîne de transmission de puissance d'une voiture :**Schéma technologique puis cinématique d'un embrayage de voiture :**

Dessin de définition d'un embrayage de voiture :



Nomenclature :

- 1 Carter d'embrayage
- 2 Butée d'embrayage
- 3 Fourchette d'embrayage
- 4 Guide de butée d'embrayage
- 5 Manchon de butée
- 6 Couvercle
- 7 Erou de réglage des leviers
- 8 Volant moteur
- 9 Ressort (9)
- 10 Disque d'embrayage
- 11 Arbre de sortie
- 12 Ressort de rappel des leviers
- 13 Levier de débrayage
- 14 Axe avec méplat
- 15 Plateau de pression

Données générales sur les embrayages :

Coefficient de frottement disque-garnitures : $f = 0,3$

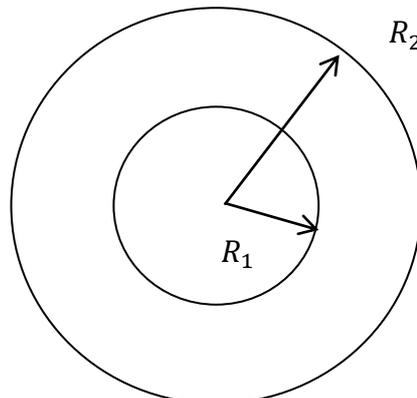
Pression de contact admissible par les garnitures : $p = 2 \text{ Mpa}$

Puissance calorifique admissible par les garnitures en surface : $P_{calo} = 0,5 \text{ W/mm}^2$

Energie calorifique admissible par les garnitures en surface : $E_{calo} = 0,45 \text{ J/mm}^2$

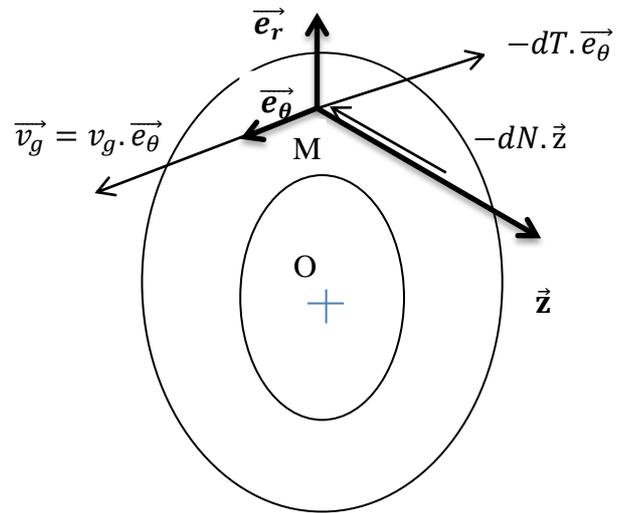
Couple transmissible C_e

Surfaces de contact entre (15) et (10):
Couronne



(10) est en mouvement par rapport à (15)
On exerce un effort presseur $-dN \cdot \vec{z}$
Le couple est donc transmis
par frottements de Coulomb

On isole (10) :



dN : effort presseur dû aux ressorts (9) (porté par $-\vec{z}$)

\vec{v}_g parallèle à $-dT \cdot \vec{e}_\theta$ et opposée.

\vec{v}_g : vitesse de glissement du disque par rapport aux deux couronnes (porté par \vec{e}_θ)

dT : force de frottements (porté par $-\vec{e}_\theta$)

avec : $\frac{dT}{dN} = f$

f : coefficient de frottement fonte – ferodo (disque – garnitures)

couple transmissible maximal : $C_{e_{max}}$

en régime établi : $C_e = C_{moteur}$

Pendant la phase de glissement : $C_e = T * R_{moyen} = N * f * R_{moyen}$

$$C_{e_{max}} = N_{max} * f * R_{moyen} * 2 * n$$

$C_{e_{max}} > C_{moteur}$, n nombre de disques d'embrayage.

Calcul du rayon moyen :

$$dN = P \cdot dS$$

Hypothèse : P pression de contact uniforme entre le disque et les garnitures (9 ressorts (9)).

$$N = \int P \cdot dS = P \int dS = P\pi(R_2^2 - R_1^2)$$

NB : le calcul est fait pour une couronne. Ici le contact se fait sur deux couronnes : contact (15) - (10) et contact (10) - (8)

$$C_{e_{max}} \cdot \vec{z} = \int \overrightarrow{OM} \times -dT \cdot \vec{e}_\theta$$

$$\overrightarrow{OM} = r \cdot \vec{e}_r; dT = f \cdot dN = f \cdot P \cdot dS; dS = r \cdot dr \cdot d\theta$$

$$C_{e_{max}} \cdot \vec{z} = \iint r \cdot \vec{e}_r \times -f \cdot P \cdot \vec{e}_\theta \cdot r \cdot dr \cdot d\theta$$

$$|C_{e_{max}}| = f \cdot P \cdot \int_{R_1}^{R_2} r^2 dr \int_0^{2\pi} d\theta = f \cdot P \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{R_2^3 - R_1^3}{3}$$

Or $C_{e_{max}} = N_{max} * f * R_{moyen} = P\pi(R_2^2 - R_1^2) \cdot f \cdot R_{moyen}$ (pour une surface de contact)
donc

$$R_{moyen} = \frac{2}{3} \frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2}$$

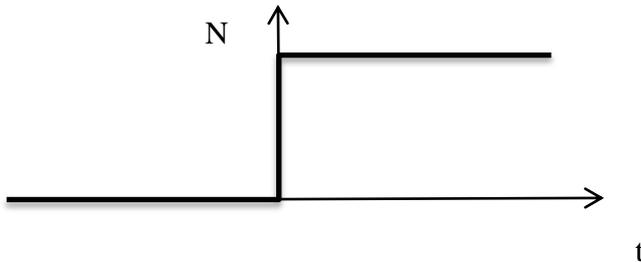
Etude de la phase d'embrayage, énergie dissipée, durée d'embrayage (t_e)

Hypothèses : on maintient le régime moteur constant en accélérant, le couple récepteur reste constant car la vitesse évolue peu (frottements secs prépondérants par rapport aux frottements visqueux).

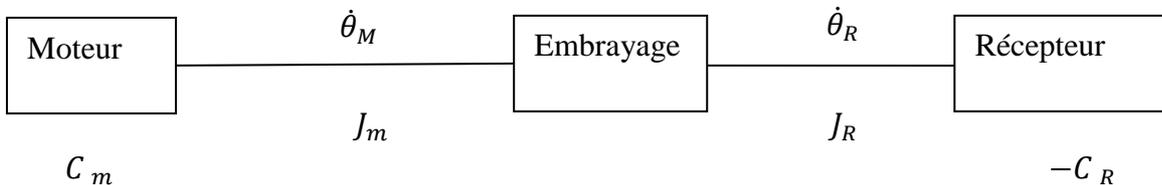
Effort presseur constant $N = cte$ (hypothèse non réaliste mais qui facilite les calculs pour une pré-étude)

Pendant la phase de glissement :

$$\dot{\theta}_M = cte, C_R = cte$$

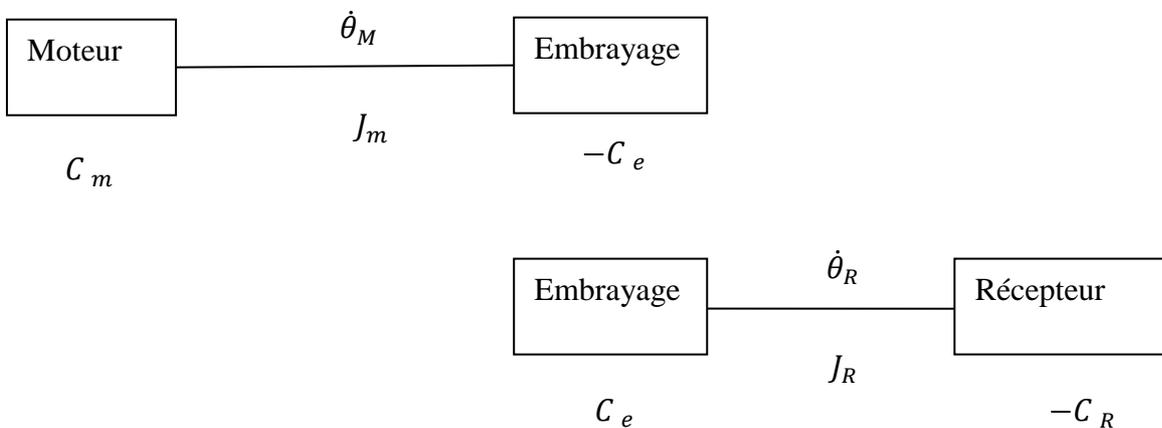


Chaîne cinématique :



Tant que l'embrayage patine, $\dot{\theta}_M$ et $\dot{\theta}_R$ sont indépendants

On obtient donc deux chaînes cinématiques :



Et donc deux équations de mouvement :

$$\text{Côté moteur : } J_m \cdot \ddot{\theta}_M = C_m - C_e$$

$$\text{Avec } \dot{\theta}_M = cte \text{ donc } C_m = C_e$$

$$\text{Côté récepteur : } J_r \cdot \ddot{\theta}_R = C_e - C_R$$

$$\text{Avec } N = cte \text{ donc } C_e = cte$$

$$\text{On a alors : } \dot{\theta}_R = \frac{C_e - C_R}{J_r} t$$

$$\text{Or } \dot{\theta}_R(t_e) = \frac{C_e - C_R}{J_r} t_e = \dot{\theta}_M ; \text{ donc } t_e = \frac{J_r \cdot \dot{\theta}_M}{C_e - C_R}$$

Energie dissipée dans l'embrayage :

$$\begin{aligned}
 E_e &= \int P_e dt \\
 P_e &= C_e \cdot (\dot{\theta}_M - \dot{\theta}_R) \\
 E_e &= \int_0^{t_e} C_e \cdot \left(\dot{\theta}_M - \frac{C_e - C_R}{J_r} t \right) dt \\
 E_e &= C_e \cdot \dot{\theta}_M \cdot t_e - C_e \frac{C_e - C_R}{2 \cdot J_r} t_e^2 = t_e \left(C_e \cdot \dot{\theta}_M - \frac{C_e \cdot \dot{\theta}_M}{2} \right) \\
 E_e &= \frac{C_e \cdot \dot{\theta}_M}{2} t_e
 \end{aligned}$$

Energie moteur :

$$\begin{aligned}
 E_m &= \int P_m dt \\
 E_m &= \int_0^{t_e} C_m \cdot \dot{\theta}_M dt \\
 E_m &= C_e \cdot \dot{\theta}_M \cdot t_e
 \end{aligned}$$

La moitié de l'énergie fournie par le moteur est dissipée sous forme de chaleur dans l'embrayage !

Remarque : pour des raisons d'encombrement, il peut être avantageux d'avoir plusieurs disques empilés, avec $\Sigma S_i = S_{totale}$ (comme pour le scooter)

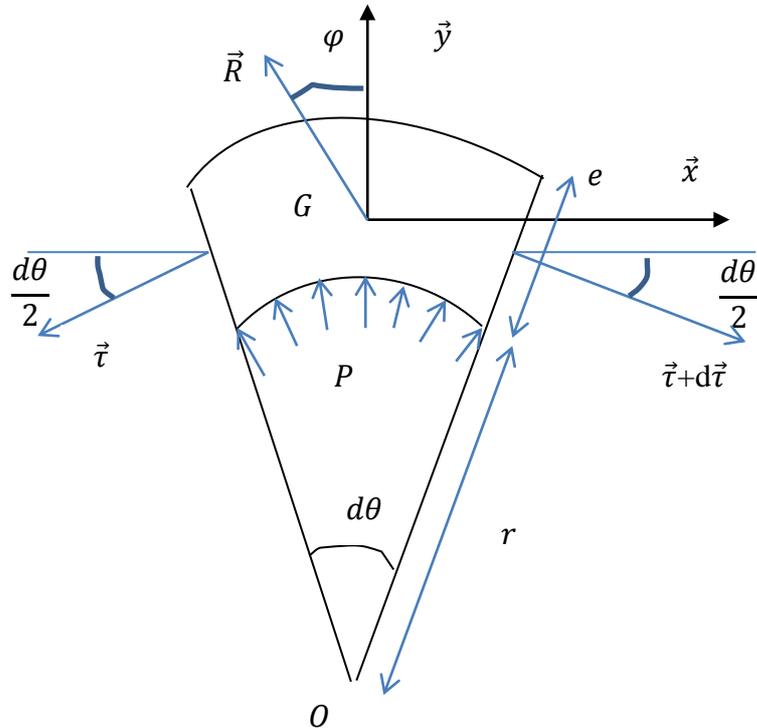
Cours sur les poulies-courroie

Relation entre la tension du brin tendu T et celle du brin mou t

I : courroie plate

On isole une portion de courroie. $\vec{\tau}$ et $\vec{\tau} + d\vec{\tau}$ créent une pression P de contact poulie-courroie.

$P \cdot dS$ est équivalente à un glisseur \vec{R}_y appliqué en G suivant \vec{y} tel que : $R_y = P \cdot dS$ avec \vec{R} action de la poulie sur la courroie : $\vec{R} = R_x \vec{x} + R_y \vec{y}$



r : rayon de la poulie
e : épaisseur de la courroie
l : largeur de la courroie

hypothèse : $\frac{e}{2} \ll r$

On obtient :

dû à P : $R_y = Prld\theta$

dû aux frottements de Coulomb : $R_x = -Prld\theta \cdot \tan\alpha$

On note f coefficient de frottement poulie-courroie, $f = \tan \varphi_0$. Condition de non glissement de la courroie sur la poulie : $\varphi < \varphi_0$; f (caoutchouc-aluminium) = 0,2

Principe Fondamental de la Dynamique : PFD, équation de la résultante : $\sum \vec{F}_{ext} = m\vec{a}_G$

On supposera que $OG \cong r$.

Si l'on se place à vitesse de rotation constante, l'accélération est centripète (purement normale) :

$$m\vec{a}_G = -r\omega^2 \rho d\theta e l \vec{y} \text{ avec } m = \rho r d\theta e l$$

d'où les équations :

$$\begin{cases} -Prld\theta \tan\varphi + (\tau + d\tau) \cos \frac{d\theta}{2} - \tau \cos \frac{d\theta}{2} = 0 \\ Prld\theta - (\tau + d\tau) \sin \frac{d\theta}{2} - \tau \sin \frac{d\theta}{2} = -\omega^2 \rho r^2 d\theta e l \end{cases}$$

En effectuant un développement limité au premier ordre : $\sin \frac{d\theta}{2} \sim \frac{d\theta}{2}$, $\cos \frac{d\theta}{2} \sim 1$, $d\tau \cdot d\theta \sim 0$

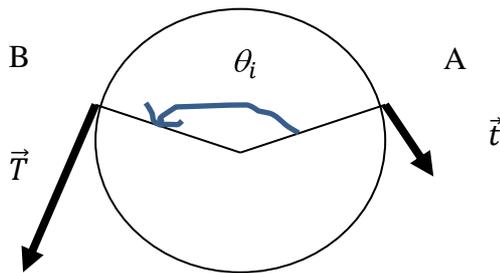
$$\begin{cases} -Pr l \cdot \tan\varphi \cdot d\theta + d\tau = 0 \\ Pr l - \tau = -\omega^2 \rho r^2 e l \end{cases}$$

D'où le rapport des deux équations :

$$\frac{d\tau}{\tau - \omega^2 \rho r^2 e l} = \tan\varphi \cdot d\theta$$

Conditions aux limites :

Hypothèse : φ constant, indépendamment de θ_i angle d'enroulement de la courroie autour de la poulie n°i.



On intègre la relation : $[\ln(\tau - \omega^2 \rho r^2 e l)]_t^T = \tan\varphi \cdot \theta_i$

On obtient la relation d'Euler (1775) : $T = t \cdot e^{\tan\varphi \cdot \theta_i} - \omega^2 \rho r^2 e l (e^{\tan\varphi \cdot \theta_i} - 1)$

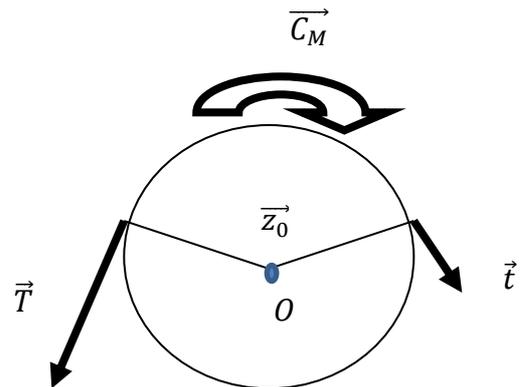
Remarque : lorsque la vitesse tangentielle de la courroie est modérée ($\mathbf{Vt} = \mathbf{r} \cdot \boldsymbol{\omega} < 8 \text{ m/s}$), les efforts inertiels (« force centrifuge ») sont négligeables par rapport aux autres efforts en présence.

On obtient la **relation d'Euler simplifiée** : $T = t \cdot e^{\tan\varphi \cdot \theta_i}$

Pour déterminer T et t, il nous faut une deuxième relation les liant : c'est l'équation du moment (PFD) à vitesse de rotation constante :

$$\begin{aligned} \sum \overrightarrow{M_O} \cdot \overrightarrow{z_0} &= 0, \\ C_M - RT + Rt &= 0 \end{aligned}$$

$$C_M = R(T - t),$$



Remarques :

La limite de glissement est atteinte pour $f = \tan \varphi_0 = \tan\varphi$.

La première poulie à patiner sera toujours la plus petite (θ_i le plus faible).

On peut augmenter artificiellement θ_i en ajoutant un galet tendeur et en plaçant le brin mou au-dessus (ventre par gravité).

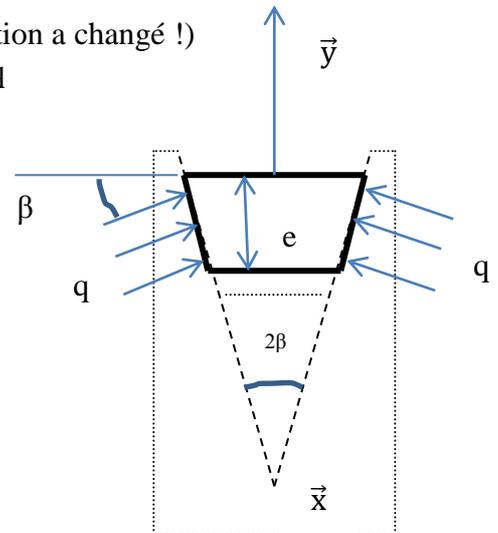
II : courroie trapézoïdale

On isole une portion de courroie (attention, le plan de représentation a changé !)

La pression radiale P est remplacée ici par une pression latérale q

La résultante : $\vec{R} = R_x \vec{x} + R_y \vec{y}$

$$\begin{cases} R_x = -2q \frac{e}{\cos\beta} \cdot r \cdot \tan\varphi \cdot d\theta \\ R_y = 2q \sin\beta \cdot r d\theta \cdot \frac{e}{\cos\beta} = 2 \tan\beta \cdot e q r d\theta \end{cases}$$



la projection de l'équation de la résultante devient alors :

$$\begin{cases} -2q \frac{e}{\cos\beta} \cdot r \cdot \tan\varphi \cdot d\theta + (\tau + d\tau) \cos \frac{d\theta}{2} - \tau \cos \frac{d\theta}{2} = 0 \\ 2 \tan\beta \cdot e q r d\theta - (\tau + d\tau) \sin \frac{d\theta}{2} - \tau \sin \frac{d\theta}{2} = -\omega^2 \rho r^2 d\theta e l \end{cases}$$

on effectue le développement limité d'ordre 1 :

$$\begin{cases} d\tau = 2q \frac{e}{\cos\beta} \cdot r \cdot \tan\varphi \cdot d\theta \\ \tau - \omega^2 \rho r^2 e l = 2 \tan\beta \cdot e q r \end{cases}$$

On intègre : on obtient la relation d'Euler : $T = t \cdot e^{\frac{\tan\varphi}{\sin\beta} \cdot \theta_i} - \omega^2 \rho r^2 e l (e^{\frac{\tan\varphi}{\sin\beta} \cdot \theta_i} - 1)$

Et si la vitesse tangentielle est inférieure à 8 m/s : Euler simplifié : $T = t \cdot e^{\frac{\tan\varphi}{\sin\beta} \cdot \theta_i}$

Remarques :

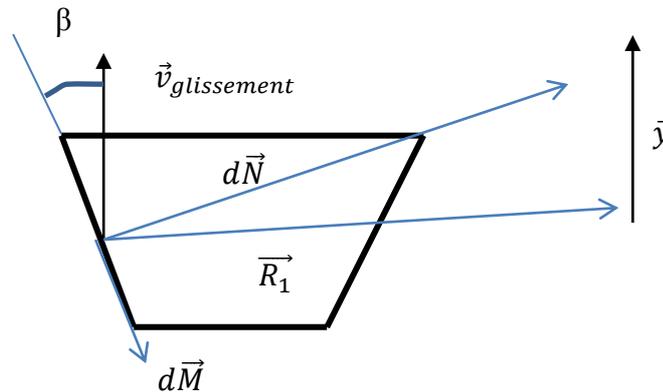
En comparant les résultats sur les deux types de courroies, on constate que :

$$\tan\varphi / \sin\beta > \tan\alpha, f = \tan\varphi_0 > \tan\varphi$$

On a donc augmenté grâce à la section trapézoïdale l'action du coefficient de frottement f (multiplié par $\frac{1}{\sin\beta} \sim 3$). Il en résulte un t faible et un couple transmissible bien supérieur.

Néanmoins, la valeur de β est limitée par le phénomène d'arc-boutement de la courroie en sortie de poulie. La courroie se dégagera de la poulie en V si une vitesse de glissement existe entre la poulie et la courroie.

Remarque : ce phénomène de coincement se fera au démarrage (ω petit), car les phénomènes inertiels auront tendance ensuite à aider le décoincement de la courroie de sa gorge.



Glissement donc : $\frac{dM}{dN} = \tan \varphi_0 = f$

$$dN = q \cdot dS = q \cdot r \cdot dr \cdot d\theta,$$

Equation de la résultante suivant \vec{y} : pour que la vitesse de dégagement (ou de glissement) existe, il faut que la résultante des forces soit orientée vers $+\vec{y}$.

$$\begin{aligned} d\vec{N} \cdot \vec{y} &> d\vec{M} \cdot \vec{y} \\ q \cdot r \cdot dr \cdot d\theta \cdot \sin\beta &> q \cdot r \cdot dr \cdot d\theta \cdot f \cdot \cos\beta \end{aligned}$$

Conclusion : il faut que : $2\beta \geq 23^\circ$

Etude poulie-courroie du scooter : résumé

La courroie réelle est une courroie métallique poussante. Nous la considérerons trapézoïdale en polymère armé (courroie « classique ») pour cette étude.

La tension de courroie s'obtient grâce au ressort (41) du DT 6.

Le glissement s'initie toujours au niveau de la petite poulie (angle d'enroulement le plus faible).

Il y aura risque de glissement lorsque le moteur délivrera son couple maximum (60 N.m à 5000 tr/mn).

Le couple transmis permet d'obtenir les tensions dans le brin mou t et le brin tendu T . On suppose que la variation de tension varie linéairement de t à T tout au long de l'enroulement autour de la poulie.

Il faut étudier les deux positions extrêmes ($R_{20} = 31 \text{ mm}$ puis $R_{43} = 31 \text{ mm}$).

Pour chaque position, on va obtenir un T et un t , puis une répartition de pression de contact $q(\theta)$ entre la poulie et la courroie, qui –par intégration– nous donnera l'effort délivré par le ressort (41) du DT 6.

Une fois déterminée sa raideur et sa longueur à vide, rechercher sa référence dans un catalogue.

Conclure sur le choix du constructeur pour une courroie métallique poussante.

Paramètres et hypothèses système poulies-courroie du scooter :

On note :

θ_{43} : l'angle d'enroulement de la courroie autour de la poulie motrice

θ_{20} : l'angle d'enroulement de la courroie autour de la poulie réceptrice

R_{43} : le rayon d'enroulement de la courroie autour de la poulie motrice

R_{20} : le rayon d'enroulement de la courroie autour de la poulie réceptrice

$a = 147\text{mm}$: l'entraxe entre les deux poulies

α : l'angle d'inclinaison de la courroie par rapport à la droite $O_{43}O_{20}$

L : la longueur de la courroie

$\beta = 14^\circ$: l'angle de gorge de la poulie

$e = 12\text{mm}$: épaisseur de la courroie

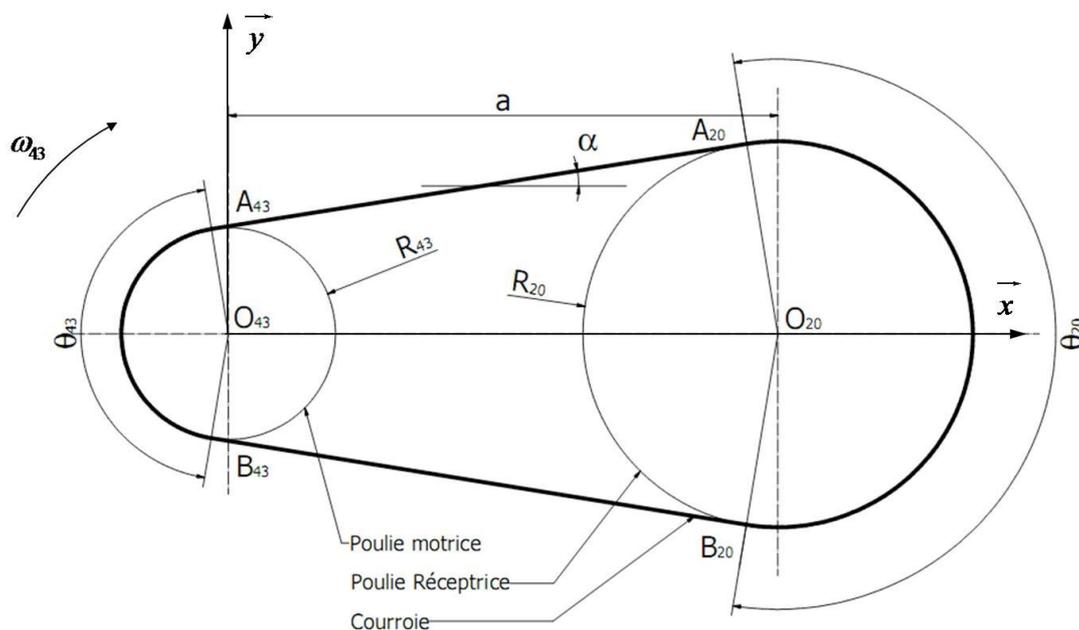
$l = 20\text{mm}$: largeur de la courroie en son milieu

$R_0(O, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$: le repère associé au carter (8) du variateur

$\vec{\Omega}_{43/8} = -\omega_{43} \cdot \vec{z}$: la vitesse de rotation de la poulie motrice (43) par rapport au référentiel R_0

$\vec{\Omega}_{20/8} = -\omega_{20} \cdot \vec{z}$: la vitesse de rotation de la poulie réceptrice (20) par rapport au référentiel R_0

On suppose que la courroie épouse parfaitement les poulies le long des arcs d'enroulement et que les brins $A_{43}A_{20}$ et $B_{43}B_{20}$ sont rectilignes.



DT 1 : Mise en situation du variateur

$\vec{C}_{20/8} = C_{20} \cdot \vec{z}$ le couple exercé par le réducteur secondaire sur l'arbre 20

T_A : la tension de la courroie dans le brin $A_{43}A_{20}$

T_B : la tension de la courroie dans le brin $B_{43}B_{20}$

$\mu = 0.6 \text{ kg/m}$: la masse linéique de la courroie

$f = 0.2$: le coefficient de frottement entre la courroie et les poulies. Il est supposé identique sur les deux poulies.

v : la vitesse linéaire de la courroie.

On supposera en première approximation que le rendement est égal à 1. Cela suppose que l'on néglige le glissement fonctionnel, l'énergie dissipée par la déformation de la courroie, le frottement parasite lors de l'engagement et du déengagement de la courroie sur les poulies.

On note :

\vec{dF} : la résultante des efforts exercés par un flasque de poulie sur le tronçon de courroie

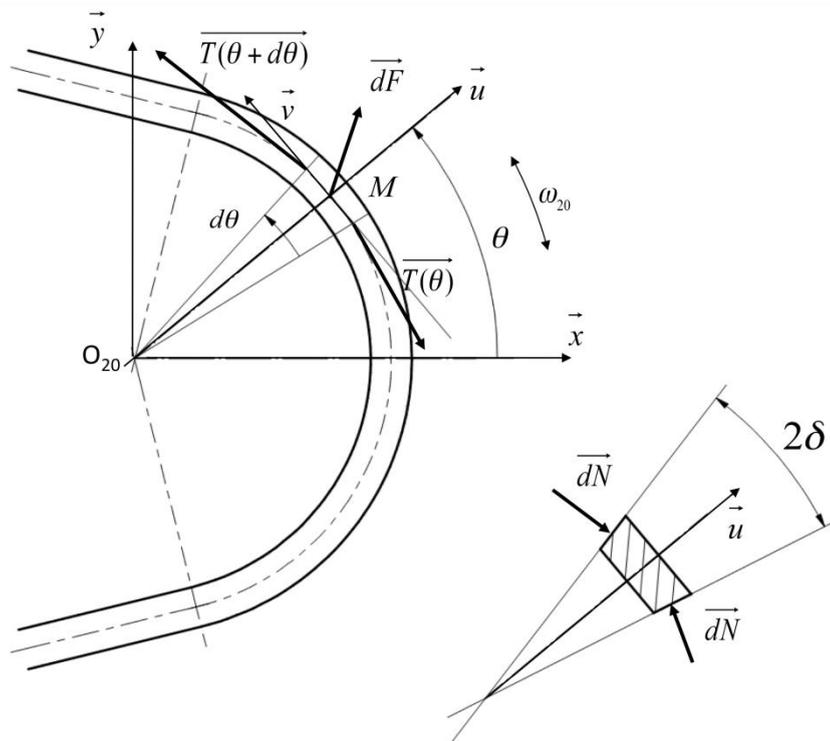
\vec{dN} : la composante normale au contact de \vec{dF}

\vec{dT} : la composante tangentielle au contact de \vec{dF}

M : un point courant de la courroie

$\vec{T}(\theta + d\theta)$: la tension dans la section repérée par l'angle $\theta + d\theta$

$\vec{T}(\theta)$: la tension dans la section repérée par l'angle θ



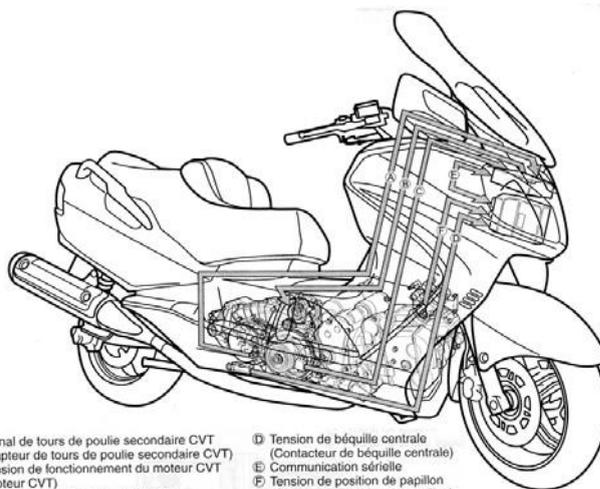
On négligera l'action du ressort et les liaisons sont supposées parfaites dans cette partie. On supposera une variation linéaire de la tension de courroie entre T_A et T_B .

DT 1 : Mise en situation du variateur

Mise en situation du variateur SECVT à sélection continue ou séquentielle SECVT: Suzuki Electronically-controlled Continuously Variable Transmission

Le Burgman 650, scooter de Suzuki, est le premier deux-roues au monde à intégrer une transmission variable continue électriquement commandée (SECVT Suzuki).

À la différence des variateurs à courroie conventionnels (centrifuge) présents sur une grande majorité de scooter qui ajuste le rapport de transmission uniquement en fonction de la vitesse de rotation du moteur, le système SECVT calcule le rapport de transmission en prenant en compte différents mode de commande de puissance.



- A Signal de tours de poulie secondaire CVT (Capteur de tours de poulie secondaire CVT)
- B Tension de fonctionnement du moteur CVT (Moteur CVT)
- C Tension de position de poulie CVT (Capteur de position de poulie CVT)
- D Tension de béquille centrale (Contacteur de béquille centrale)
- E Communication sérielle
- F Tension de position de papillon (Capteur de position de papillon)

Le contrôleur de SECVT calcule et pilote la vitesse de rotation du moteur en fonction de la vitesse du véhicule et de la position de commande de puissance, et ajuste automatiquement le rapport du variateur CVT en changeant le diamètre de la poulie motrice à l'aide d'un moteur électrique.

Le calculateur du SECVT, propose deux modes entièrement automatiques :

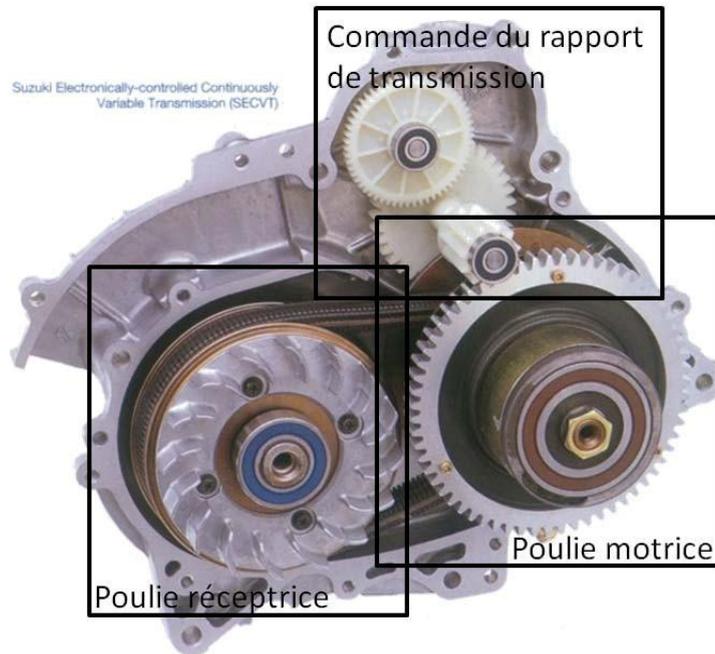
- "**le mode normal ou économie (ME)**" qui fournit le rapport de l'optimum CVT pour la consommation de carburant minimum,
- "**le mode puissance (MP)**" qui calcule le rapport permettant de faire fonctionner le moteur au régime de puissance maximum afin de maximiser les performances du scooter.

Un **mode** de fonctionnement **manuel ou séquentiel (MS)** est également proposé permettant de simuler une boîte séquentielle.



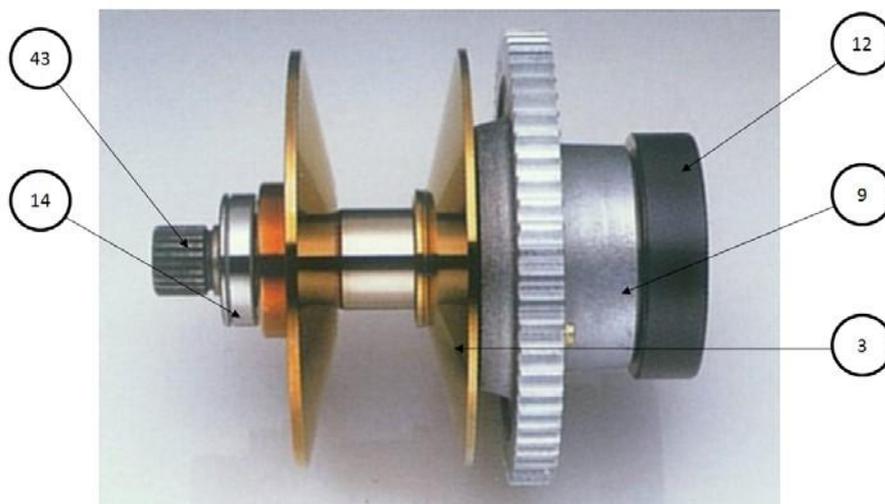
DT 2 : Constitution du variateur

Constitution du variateur SECVT à sélection continue ou séquentielle



Le variateur SECVT est constitué d'une poulie motrice, d'une poulie réceptrice, d'une courroie et d'une commande électrique du rapport de transmission via un moteur électrique et de deux trains d'engrenages

La poulie motrice



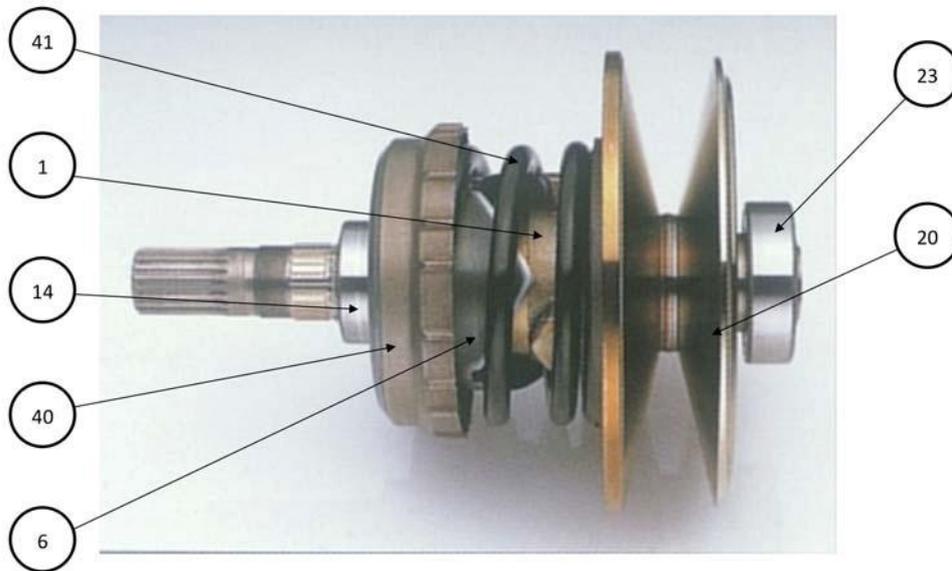
La poulie motrice est constituée de la flasque mobile 3 et de l'arbre flasque primaire 43. La flasque mobile 3 est en liaison glissière par rapport à l'arbre flasque primaire 43.

La roue dentée 9 est en liaison hélicoïdale par rapport à la vis de commande 47 qui est fixe par rapport au couvercle et en liaison pivot par rapport à la flasque mobile primaire 43.

La rotation de la roue 9 permet d'écarter ou rapprocher les deux flasques permettant ainsi de faire varier le diamètre d'enroulement de la courroie et donc le rapport de réduction.

DT 3 : Constitution du variateur

La poulie réceptrice

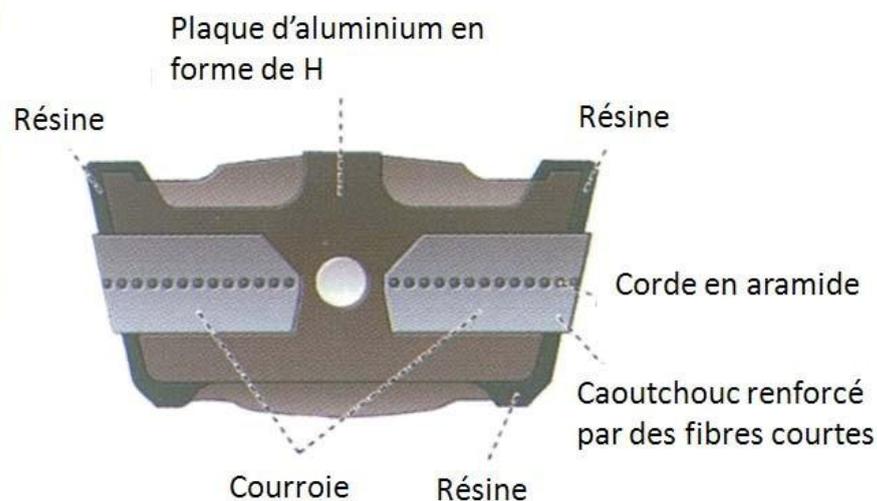


La poulie réceptrice est constituée du flasque mobile 1 et de l'arbre flasque secondaire 20.

Le flasque mobile 1 est en liaison pivot glissant par rapport à l'arbre flasque secondaire 20. La came couple 51 et la cible 40 sont fixes par rapport à l'arbre flasque secondaire 20. Quand la came couple 6 et le flasque mobile 1 sont en contact, la liaison correspondante peut être assimilée à une liaison hélicoïdale.

La vitesse de sortie du variateur est donnée par l'association du capteur 29 et de la cible 40.

La courroie

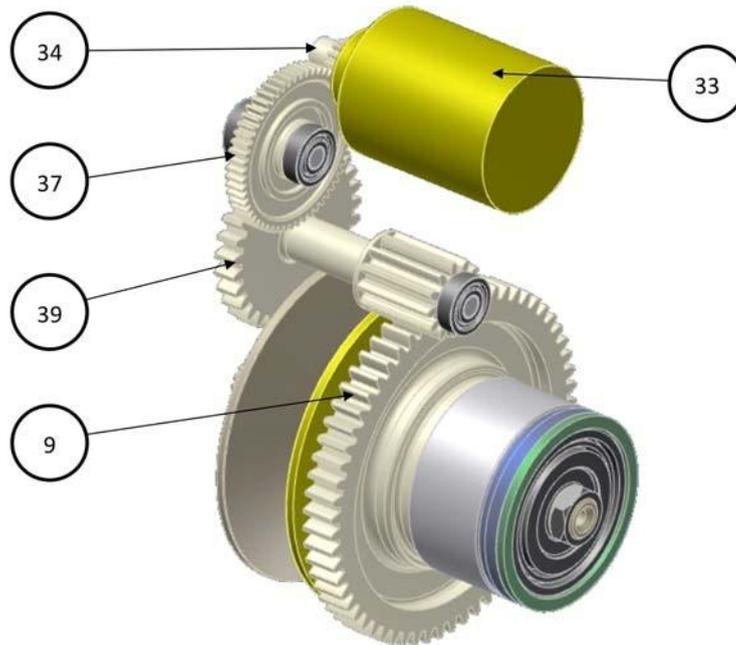


La courroie utilisée a été spécifiquement développée pour ce variateur. C'est une courroie composite hybride. Elle est constituée de 204 plaques d'aluminium reliées à deux courroies de caoutchouc renforcées par des fibres courtes et résistantes à la température. Le tout est recouvert de résine. Cette courroie permet d'assurer un rendement de 97%.

DT 4 : Constitution du variateur

La commande du rapport de transmission

La rotation de la roue dentée 9 permettant de modifier le rayon d'enroulement de la courroie sur la poulie motrice est commandée par le moteur 33 via des trains d'engrenages constitués par le pignon 34, les arbres de transmissions 37 et 39 et la roue dentée 9.



La poignée de commande permet de sélectionner les modes de fonctionnement du variateur :

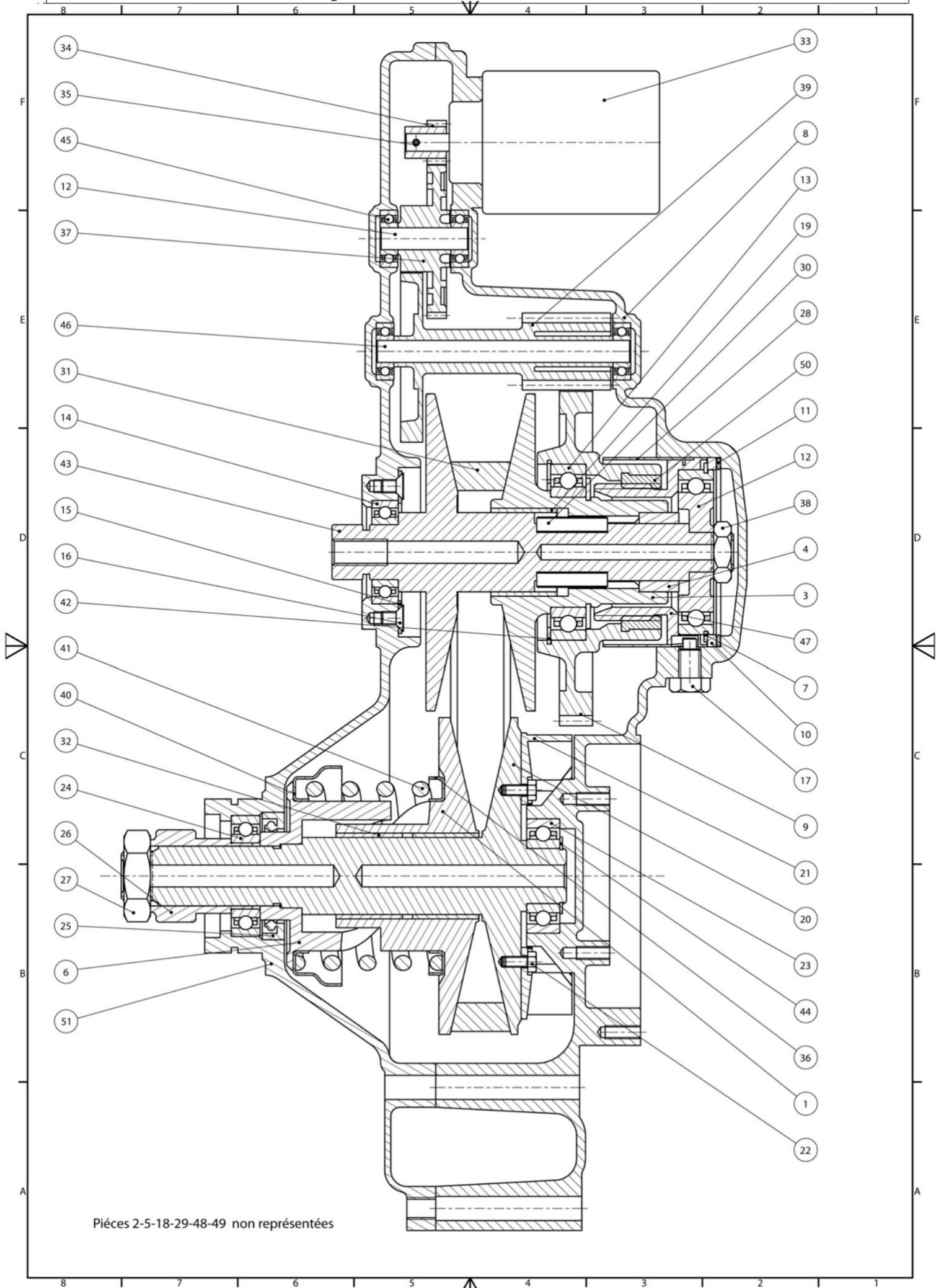
D-M : Mode automatique ou manuel

Power : Mode puissance

Up-Down : Montée et descente des vitesses en mode manuel

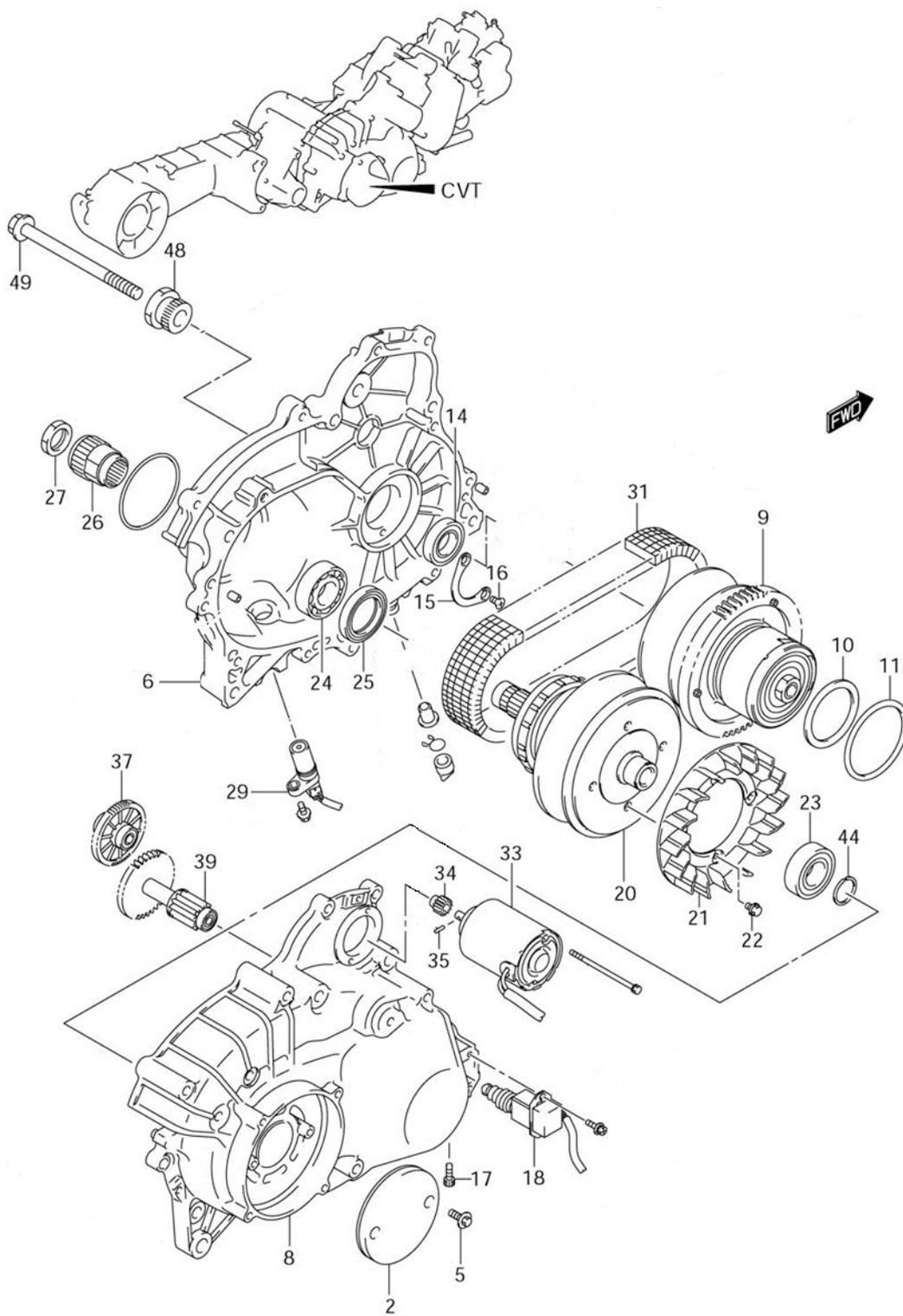


DT 6 : Coupe du variateur SECVT du scooter



Pièces 2-5-18-29-48-49 non représentées

DT 7 : Eclaté du variateur



DT 8 : Nomenclature

RP	NB	Désignation	Matières	Remarques
1	1	Flasque mobile	A-S 10 G	Poulie secondaire
2	1	Filtre CVT		
3	1	Flasque mobile	C35	Poulie primaire
4	1	Coussinet	Cu Sn 12 Pb	
5	2	Vis H M6-20		
6	1	Came couple	C35	
7	1	Circlips		
8	1	Couvercle CVT	A-S 10 G	
9	1	Roue dentée	A-S 10 G	pas =5mm , Z=61 m=2.5
10	1	Cale	S235	
11	1	Joint torique		
12	1	Roulement		
13	1	Roulement		50BC10
14	1	Roulement		25BC10
15	1	Plaque d'arrêt	S235	
16	1	Vis FHC M6-10		
17	1	Vis d'arrêt H M10-15 PY		
18	1	Capteur de position		
19	1	Coussinet	Cu Sn 12 Pb	
20	1	Arbre flasque secondaire	C35	
21	1	Ventilateur	A-S 10 G	
22	4	Vis M5-10		
23	1	Roulement		25BC02
24	1	Roulement		30BC10
25	1	Joint à lèvres		type A, 40x58x10
26	1	Adaptateur	C50	
27	1	Ecrou H, M24		
28	1	Tôle de protection	S235	
29	1	Capteur de vitesse		
30	1	Clavette	S235	
31	1	Courroie		
32	2	Coussinet	Cu Sn 12 Pb	
33	1	Moteur CVT		
34	1	Pignon	Nylon	Z=14 m=1.25
35	1	Goupille élastique		3x15
36	1	Centrage ressort	S235	
37	1	Arbre de transmission	Nylon	Z=10 m=2.5, Z=56 m=1.25
38	1	Ecrou H, M18		
39	1	Arbre intermédiaire	Nylon	Z=12 m=2.5, Z=31 m=2.5
40	1	Cible	S235	
41	1	Ressort		
42	1	Circlips		
43	1	Arbre flasque primaire	C35	
44	1	Circlips		
45	4	Roulement		10BC10
46	1	Arbre	C35	
47	1	Vis de commande	C35	pas=5 mm
48	1	Adaptateur arbre primaire	C35	
49	1	Vis		
50	1	Insert écrou	Cu Sn 12 Zn 1 P	
51	1	Carter	A-S 10 G	
52	1	Arbre	C35	

DT 9 : Caractéristiques de la transmission de puissance

Chaîne de transmission de puissance :

Moteur, réducteur 1, variateur, (embrayage), réducteur 2, réducteur 3, réducteur 4, réducteur 5, réducteur 6, réducteur 7, réducteur 8, roue arrière

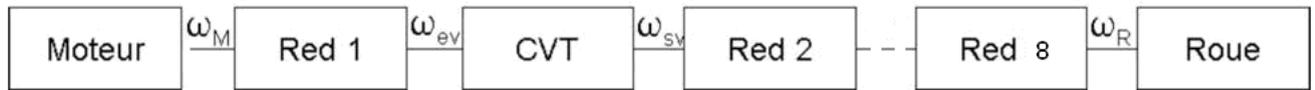


Schéma de la transmission

Caractéristiques de la transmission

Réducteur	Rapport $k_i = \frac{\omega_s}{\omega_e}$
1	1/1.32
2	1/1.24
3	1/1.58
4	1/1.71
5	1
6	1
7	1
8	1/1.53

Rapports du variateur continu $\frac{\omega_{sv}}{\omega_{ev}}$

1 - En mode économie ou puissance

Rapport mini : 31/67

Rapport maxi : 67/31

2 - En mode séquentiel (**non étudié**)

Le variateur continu simule une boîte séquentielle 5 rapports

Vitesse	1	2	3	4	5
Rapport	0.465	0.652	0.914	1.283	1.8

Caractéristiques complémentaires du deux roues

Rayon de la roue arrière en prenant en compte l'écrasement du pneu : 315 mm

Masse du deux-roues et de son pilote : 320 kg

DT 10 : Caractéristiques moteur et aérodynamique châssis

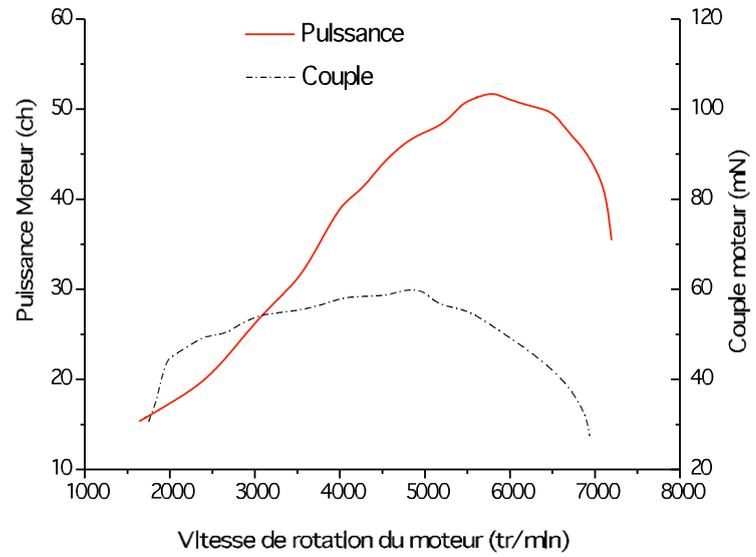
Puissance moteur :

La puissance et le couple ont été mesurés à la roue puis ramenés au niveau du vilebrequin du moteur.

$$P_M = 55cv (\approx 40.5 kW)$$

$$N_{\min} = 1500tr / \min$$

$$N_{P_{Max}} = 5700tr / \min$$



$$\text{Coefficient } S * Cx = 0.5 m^2$$