

Modélisation d'une transmission continûment variable à train épicycloïdal et application à un véhicule électrique

Mémoire présenté par
Maxime DEBOUCHE , Quentin DEKETELAERE

en vue de l'obtention du grade de Master
ingénieur civil électromécanicien et mécanicien

Promoteur(s)
Paul FISSETTE, Renaud RONSSE

Lecteur(s)
Christophe EVERARTS, Vincent LEGAT

Année académique 2017-2018

Remerciements

La réalisation de ce mémoire n'aurait pas été possible sans l'aide et les conseils avisés de plusieurs personnes. C'est pourquoi, nous tenons à leur exprimer notre gratitude au travers de ces remerciements.

Nous tenons, tout d'abord, à remercier le doctorant Sébastien Timmermans pour sa connaissance approfondie du logiciel *Robotran*.

M. Vollebregt, de l'université de Delft, pour avoir accepté de nous fournir les fonctions de l'algorithme *FASTSIM*, qui furent d'une grande utilité lors de la modélisation des contacts.

M. Dehez, pour son expertise concernant les machines électriques.

M. Deketelaere et Mme. Seret pour les multiples relectures qui ont permis la finalisation du travail.

Enfin, nous tenons à remercier tout particulièrement nos promoteurs M. Ronsse et M. Fisette, pour le temps qu'ils nous ont consacré et les réponses qu'ils ont apportées tout au long de l'année.

Table des matières

Introduction	1
1 État de l'art : Les transmissions continûment variables	3
1.1 Technologies de transmissions continûment variables existantes	3
1.1.1 CVTs à poulies	3
1.1.2 CVTs toroïdaux	5
1.1.3 CVT NuVinci	7
1.2 Transmissions continûment variables développées par l'UCL	8
1.2.1 Prototype α	8
1.2.2 Prototype β	10
1.2.3 IVT	12
1.3 Conclusion	13
2 Modélisation de la transmission	15
2.1 Train épicycloïdal classique	15
2.1.1 Modèle	15
2.1.2 Validation	16
2.2 Train épicycloïdal à contacts lisses	17
2.2.1 Problème normal : Contact de Hertz	18
2.2.2 Effort et comportement dans la zone de contact	20
2.2.3 Cinématique des contacts	21
2.2.4 Problème tangent : Force de Kalker	23
2.2.5 Calcul théorique du couple maximal admissible	24
2.2.6 Validation	25
2.3 Transmission continûment variable	29
2.3.1 Modification du rapport de réduction	29
2.3.2 Cinématique des contacts	30
2.3.3 Forces normales dans les contacts	33
2.3.4 Amélioration du modèle de contact : l'algorithme FASTSIM	35
2.3.5 Modélisation des frottements dans les roulements	40
2.4 Validation du modèle et discussions	43
2.4.1 Validation du mécanisme	44
2.4.2 Validation de l'angle β	46
2.4.3 Validation des forces	47
2.4.4 Couple maximal admissible	47
2.4.5 Rendement et cartographies de la transmission	48
2.4.6 Étude des pertes	51
2.5 Conclusion	59

3	Application à un véhicule électrique	61
3.1	Modélisation du groupe motopropulseur	61
3.1.1	Modélisation du moteur électrique	62
3.1.2	Modélisation du véhicule	64
3.1.3	Rapport de réduction au différentiel	66
3.1.4	Adaptation du CVT	67
3.2	Optimisation	69
3.3	Cycle de conduite, résultats et discussions	72
3.4	Perspectives d'amélioration	76
3.5	Conclusion	77
	Conclusion	79

Liste des symboles et abréviations

Symboles

α	Angle d'inclinaison des satellites	[rad]
β	Angle d'inclinaison des rampes à billes	[rad]
ω_i	Vecteur vitesse de rotation absolue du corps i	[rad/s]
η_{CVT}	Rendement du CVT	[-]
η_{el}	Rendement de la machine électrique	[-]
η_{TE}	Rendement de train épicycloïdal	[-]
γ	Pente de la route	[rad]
μ	Coefficient de frottement aux contacts	[-]
ν	Coefficient de Poisson du métal	[-]
ν_l	Viscosité du lubrifiant	[mm ² /s]
ν_x	Glissement longitudinal	[-]
ν_y	Glissement latéral	[-]
ω_i	Vitesse angulaire du corps i	[rad/s]
ω_n	Vitesse nominale de la machine électrique	[rad/s]
ω_w	Vitesse de rotation des roues du véhicule	[rad/s]
ω_b	Vitesse de base pour le calcul des pertes de la machine électrique	[rad/s]
ω_{el}	Vitesse de la machine électrique	[rad/s]
ω_{in}	Vitesse de l'arbre d'entrée	[rad/s]
ω_{max}	Vitesse maximale de la machine électrique	[rad/s]
ω_{out}	Vitesse de l'arbre de sortie	[rad/s]
ω_{rel}	Vitesse relative entre les deux bagues du roulement	[t/min]
ϕ	Glissement de rotation	[1/m]
ρ	Masse volumique du métal	[kg/m ³]
ρ_{air}	Masse volumique de l'air	[kg/m ³]
σ_y	Limite d'élasticité du métal	[Pa]
$\tau_{CVT,ref}$	Rapport de transmission correspondant à l'état du CVT lorsque le véhicule est à vitesse maximale	[-]
τ_{CVT}	Rapport de transmission du CVT	[-]

τ_{diff}	Rapport de transmission du différentiel	[-]
τ_{opt}	Rapport de transmission optimal du CVT	[-]
τ_{TE}	Rapport de transmission du train épicycloïdal	[-]
τ_{tot}	Rapport de réduction total de la chaîne de transmission	[-]
\mathbf{d}_i	Vecteur position du point de contact par rapport à l'origine du corps i	[m]
\mathbf{p}	Vecteur traction en surface	[Pa]
\mathbf{s}	Vecteur glissement relatif	[-]
\mathbf{u}	Vecteur différence de déplacement de deux particules en contact	[m]
\mathbf{V}_i	Vecteur vitesse linéaire absolue du corps i	[m/s]
\mathbf{v}_i	Vecteur vitesse relative au repère de contact du corps i	[m/s]
\mathbf{w}	Vecteur glissement rigide	[-]
θ	Angle du modèle de Hertz	[rad]
$\{\hat{\mathbf{I}}\}$	Repère inertiel	[-]
$\{\hat{\mathbf{J}}_i\}$	Repère du corps i	[-]
$\{\hat{\mathbf{T}}\}$	Repère de contact	[-]
A	Coefficient du modèle de Hertz issu des rayons en $\hat{\mathbf{T}}_2$	[1/m]
a	Longueur du demi-axe longitudinal de l'ellipse de contact	[m]
B	Coefficient du modèle de Hertz issu des rayons en $\hat{\mathbf{T}}_1$	[1/m]
b	Longueur du demi-axe latéral de l'ellipse de contact	[m]
C_0	Capacité de charge statique du roulement	[N]
C_d	Coefficient de traînée du véhicule	[-]
C_i	Couple sur le corps i	[Nm]
C_n	Couple nominal de la machine électrique	[Nm]
C_r	Couple de frottement dans les roulements	[Nm]
C_w	Couple total aux roues du véhicule	[Nm]
$C_{\hat{\mathbf{T}}_3, i/j}$	Couple au contact i/j	[Nm]
$C_{\hat{\mathbf{T}}_3}$	Couple au contact	[Nm]
C_b	Couple de base pour le calcul des pertes de la machine électrique	[Nm]
C_{el}	Couple de la machine électrique	[Nm]
$C_{i,max}$	Couple maximal admissible sur le corps i	[Nm]
c_{ij}	Coefficient du modèle linéaire de Kalker	[-]
C_{in}	Couple sur l'arbre d'entrée	[Nm]
C_{max}	Couple maximal de la machine électrique	[Nm]
C_{out}	Couple résistant sur l'arbre de sortie	[Nm]
$C_{r,0}$	Terme de vitesse du couple de frottement dans les roulements	[Nm]
$C_{r,1}$	Terme de charge du couple de frottement dans les roulements	[Nm]

d_m	Diamètre moyen du roulement	[m]
dt	Pas de temps du cycle de conduite	[s]
dx_j	Longueur des éléments de la bande j de l'ellipse de contact	[m]
dy	Largeur d'une bande de l'ellipse de contact	[m]
E	Module de Young du métal	[Pa]
$E_{batt,tot}$	Énergie totale consommée dans les batteries	[J]
f_0	Coefficient du terme constant de la résistance au roulement	[-]
f_1	Coefficient du terme linéaire de la résistance au roulement	[s/m]
f_2	Coefficient du terme quadratique de la résistance au roulement	[s ² /m ²]
F_d	Force de traînée aérodynamique du véhicule	[N]
F_p	Composante du poids du véhicule projetée sur la direction de son déplacement	[N]
F_r	Force de résistance au roulement des roues du véhicule	[N]
F_t	Force tangentielle au contact	[N]
f_t	Force tangentielle au contact normalisée	[-]
$F_{\hat{T}_1}$	Force longitudinale au contact	[N]
$F_{\hat{T}_2}$	Force latérale au contact	[N]
$F_{b,a}$	Force axiale sur les billes du mécanisme de rampes à billes	[N]
$F_{b,t}$	Force transversale sur les billes du mécanisme de rampes à billes	[N]
F_b	Force sur les billes du mécanisme de rampes à billes	[N]
$F_{i,b}$	Charge sur la butée du corps i	[N]
$F_{i,r}$	Charge sur les roulements du corps i	[N]
$F_{i/j}$	Force tangentielle au contact, du corps i vers le corps j	[N]
$f_{r,0}$	Coefficient du terme de vitesse du couple de frottement du roulement	[-]
$f_{r,1}$	Coefficient du terme de charge du couple de frottement du roulement	[-]
$F_{r,tot}$	Force totale de résistance au déplacement du véhicule	[N]
F_{SHE}	Force de contact issue du modèle SHE	[N]
$F_{t,max}$	Force tangentielle maximale au contact	[N]
fp	Direction du flux de puissance	[-]
G	Module de cisaillement du métal	[Pa]
g	Accélération gravitationnelle	[m/s ²]
k	Facteur de mise à l'échelle du CVT	[-]
k_d	Coefficient du frottement de l'air	[N/(m/s) ²]
k_{mn}	Coefficient de l'approximation polynomiales des pertes de la machine électrique	[W]
L_i	Flexibilité dans la direction du glissement i	[m/Pa]
m	Coefficient adimensionnel du demi-axe longitudinal de l'ellipse de contact	[-]
m_{car}	Masse du véhicule	[kg]

N	Force normale au contact	[N]
n	Coefficient adimensionnel du demi-axe latéral de l'ellipse de contact	[-]
n_x	Nombre d'éléments par bande de l'ellipse de contact	[-]
n_y	Nombre de bandes de l'ellipse de contact	[-]
$N_{i/j}$	Force normale au contact, du corps i vers le corps j	[N]
N_{max}	Force normale maximale admissible dans le contact	[N]
n_{Sa}	Nombre de satellites	[-]
P_1	Charge sur le roulement	[N]
P_n	Puissance nominale de la machine électrique	[W]
p_t	Traction au contact (tangentielle)	[Pa]
$p_{\hat{T}_3,max}$	Pression maximale de contact (au centre de l'ellipse)	[Pa]
$p_{\hat{T}_3}$	Pression de contact	[Pa]
P_{batt}	Puissance consommée dans les batteries	[W]
P_b	Puissance de base pour le calcul des pertes de la machine électrique	[W]
P_{el}	Pertes totales dans la machine électrique	[W]
$P_{i/j,long}$	Pertes issues du glissement longitudinal aux contacts i/j	[W]
$P_{i/j,rot}$	Pertes issues du glissement de rotation aux contacts i/j	[W]
P_{in}	Puissance à l'arbre d'entrée du CVT	[W]
P_{out}	Puissance à l'arbre de sortie du CVT	[W]
P_r	Pertes dans le roulement	[W]
$p_{t,max}$	Traction maximale au contact (tangentielle)	[Pa]
r_b	Rayon de placement de rampes à billes	[m]
R_i	Matrice de rotation du corps i	[-]
r_i	Rayon du corps i	[m]
r_w	Rayon des roues du véhicule	[m]
$r_{\hat{T}_i,j}$	Rayon de courbure du corps j dans la direction $\hat{\mathbf{T}}_i$	[m]
$R_{i,\zeta}$	Matrice de rotation correspondant à une rotation d'angle ζ autour de l'axe d'indice i	[-]
S	Surface frontale du véhicule	[m ²]
v_m	Vitesse moyenne relative au repère de contact	[m/s]
v_{car}	Vitesse du véhicule	[m/s]
$y_{C,max}$	Position maximale de la couronne en $\hat{\mathbf{I}}_2$	[m]
$y_{C,min}$	Position minimale de la couronne en $\hat{\mathbf{I}}_2$	[m]
y_C	Position de la couronne en $\hat{\mathbf{I}}_2$	[m]
$y_{Sa,s}$	Position du sommet des cônes (satellites) en $\hat{\mathbf{I}}_2$	[m]

Abréviation

C Couronne

CVT	Transmission continûment variable
GMP	Groupe motopropulseur
IM	Machine à induction
IPM	Machine à aimants permanents intérieurs
IVT	Transmission infiniment variable
NEDC	Nouveau cycle européen de conduite
PM	Machine à aimants permanents
PS	Porte satellite
PSi	Porte satellite incliné
Sa	Satellite (relatif au contact avec la couronne)
Sa'	Satellite (relatif au contact avec le soleil)
So	Soleil
SPM	Machine à aimants permanents en surface
TE	Train épicycloïdal

Table des figures

1.1	Transmission continûment variable dessinée par Léonard De Vinci en 1490. Figure extraite de [1].	4
1.2	Disposition de la courroie trapézoïdale sur une poulie conique. Figure extraite de [2].	4
1.3	Deux dispositions du CVT à poulies (parmi une infinité). Adaptées de [2].	5
1.4	Courroie métallique (ou chaîne). Figure extraite de [2].	5
1.5	Jatco CVT 8. Adapté de [3].	6
1.6	Trois configurations du CVT toroïdal. Adapté de [2].	6
1.7	Nissan Extroid CVT. Adapté de [4].	6
1.8	Différents composants du CVT NuVinci. Figure extraite de [1].	7
1.9	Trois configurations du CVT NuVinci. Figure extraite de [1].	7
1.10	Mécanisme NuVinci N360. Figure extraite de [5].	8
1.11	Schéma cinématique du prototype α . Figure extraite de [6].	9
1.12	Vue de dos du modèle α (le porte satellite n'y est pas inclus). Figure extraite de [6].	9
1.13	Vue en coupe des deux contacts des satellites. Figure extraite de [6].	10
1.14	Schéma cinématique du prototype β . Figure extraite de [6].	11
1.15	Rampe à billes et contact soleil/satellite du prototype β . Figure extraite de [6]. .	11
1.16	CVT prototype β sous plusieurs angles de vue. Adapté de [6].	12
1.17	Schéma cinématique du IVT type β . Figure extraite de [6].	13
1.18	Prototype expérimental de l'IVT β réalisé dans le cadre de la thèse de doctorat. Figure extraite de [6].	13
2.1	Schéma cinématique du train épicycloïdal.	16
2.2	Aperçu 3D du train épicycloïdal choisi pour la simulation.	17
2.3	Validation du planétaire de l'équ. (2.4) pour différentes vitesses du porte satellite, positives et négatives.	17
2.4	Schéma cinématique du train épicycloïdal avec contacts lisses.	18
2.5	Représentation du contact de Hertz. Le repère d'axes $\{\hat{\mathbf{T}}\}$ est défini dans la section 2.2.3.	18
2.6	Distribution des contraintes normales au sein de l'ellipse de contact (pour un rapport $\frac{b}{a}=0.75$ [-]). Le point où la pression est maximale se trouve au centre de l'ellipse et vaut $p_{\hat{T}_3,max} = \frac{3}{2} \frac{N}{\pi ab}$	19
2.7	Représentation des cas théoriques : (a) glissement pur donc aucune adhérence; (c) roulement sans glissement donc uniquement de l'adhérence; (b) situation intermédiaire dénommée « pseudo-glissement » composé d'une zone d'adhérence et une zone de glissement. Figure adaptée de [7].	20
2.8	Dans le plan $y = 0$: au dessus, représentation des zones de glissement et adhérence sur la roue; en dessous, traction maximale $p_{t,max}$ en gris et traction effective p_t en bordeaux.	21
2.9	Différents repères et vitesses de rotation du train épicycloïdal à contacts lisses. .	21
2.10	Cinématique générale de deux corps en rotation avec un point de contact.	22
2.11	Force tangentielle en fonction du glissement longitudinal obtenue selon le modèle de Kalker.	24

2.12	Schéma du corps rendu libre du train épicycloïdal.	25
2.13	Aperçu 3D du train épicycloïdal à contacts lisses choisi pour la simulation	26
2.14	Forces tangentielles issues du modèle de Kalker en fonction du glissement longitudinal.	27
2.15	Force tangentielle dans les contacts.	28
2.16	Vitesses de rotation des différents disques; la courbe mauve correspond à la validation de l'équation de contrainte (2.1) où tous les termes sont placés du côté gauche, elle est donc validée lorsque la courbe vaut 0.	28
2.17	Vitesse linéaires dans les contacts, relatives aux repères de contact.	29
2.18	Rendement du mécanisme.	29
2.19	Schéma cinématique du CVT, modèle β	30
2.20	Différents repères et vitesses de rotation du CVT.	31
2.21	Distances entre les contacts et les origines des corps, dans le repère $\hat{\mathbf{J}}_{PS}$	32
2.22	Schéma du corps rendu libre d'un rouleau, d'un satellite et du soleil.	33
2.23	Illustration de la grille utilisée dans l'algorithme FASTSIM avec $n_x = n_y = 5$	37
2.24	Comparaison des différents modèles pour le calcul de la force longitudinale $F_{\hat{T}_1}$ pour un glissement longitudinal ν_x pur.	38
2.25	Les deux régions pour différents glissement ν_x . Les cercles pleins dessinent la zone d'adhésion tandis que la région de glissement est symbolisée par les cercles vides. Le bord d'attaque se trouve du côté droit des ellipses.	39
2.26	Comparaison des différents modèles pour le calcul du moment $C_{\hat{T}_3}$ pour un glissement de rotation ϕ pur.	40
2.27	Les deux régions pour différents glissement ϕ . Les cercles pleins dessinent la zone d'adhésion tandis que la région de glissement est symbolisée par les cercles vides. Le bord d'attaque se trouve du côté droit des ellipses.	41
2.28	Les deux régions pour différentes combinaisons de glissement ν_x et ϕ . Les cercles pleins dessinent la zone d'adhésion tandis que la région de glissement est symbolisée par les cercles vides. Le bord d'attaque se trouve du côté droit des ellipses. Les flèches oranges représentent la direction de la force issue du contact, subie par le corps 1.	42
2.29	Vue en coupe du mécanisme avec les différents roulements pris en compte dans l'étude des pertes. (1.) Roulements à rouleaux des satellites; (2.) Butée à billes entre le soleil et le porte satellite; (3.) Roulements à billes entre le soleil et le porte satellite; (4.) Roulement du porte satellite. Figure adaptée de [6].	43
2.30	Aperçu 3D du CVT.	45
2.31	Évolution des rapports de couples et de vitesses en fonction de la position de la couronne pour différentes conditions de fonctionnement (couples et vitesses). Le cas particulier avec $C_{PS}=0.5$ [Nm] et $\omega_{So}=2500$ [t/min] est représenté en pointillés. Le rapport de réduction théorique τ_{CVT} est également représenté (voir équ. (2.40)).	46
2.32	Couple maximal admissible sur le soleil avant déformation plastique des corps.	48
2.33	Cartographies du rendement en fonction des points (τ_{CVT}, C_{PS}) pour trois vitesses de rotation du soleil. Le flux de puissance est positif.	50
2.34	Cartographies du rendement en fonction des points (τ_{CVT}, C_{So}) pour une vitesse de rotation du soleil de 750 [t/min]. Le flux de puissance est négatif.	51
2.35	Pertes par frottements longitudinaux aux contacts couronne/satellite. Le couple transmis au soleil est exprimé en [Nm]. Les flèches en pointillés décrivent les pertes qui ne sont pas représentées intégralement par soucis de clarté.	52
2.36	Pertes par glissements longitudinaux aux contacts soleil/satellite. Le couple appliqué sur le soleil est exprimé en [Nm].	52
2.37	Pertes par glissement de rotation aux contacts couronne/satellite. Le couple imposé sur le soleil y est exprimé en [Nm].	53

2.38	Pertes par glissements de rotation aux contacts soleil/satellite. Le couple appliqué sur le soleil est exprimé en [Nm].	53
2.39	Pertes par frottements dans les roulements. Le couple imposé sur le soleil y est exprimé en [Nm].	54
2.40	Répartition des pertes pour différents points de fonctionnement du CVT (C_{PS} , ω_{So} , τ_{CVT}).	55
2.41	Comparaison entre la force tangentielle dans les contacts et leur valeur maximale μN (qui correspond au glissement pur), pour les deux types de contact.	56
2.42	Termes de vitesse et de charge des frottements dans les roulements pour $\omega_{So}=500$ [t/min], $C_{PS}=0.5$ [Nm] et $\tau_{CVT}=4$ [-].	57
2.43	Termes de vitesse et de charge des frottements dans les roulements pour $\omega_{So}=500$ [t/min], $C_{PS}=1.5$ [Nm] et $\tau_{CVT}=4$ [-].	58
2.44	Termes de vitesse et de charge des frottements dans les roulements pour $\omega_{So}=2500$ [t/min], $C_{PS}=0.25$ [Nm] et $\tau_{CVT}=4$ [-].	58
3.1	Diagramme en blocs du GMP avec ou sans CVT	62
3.2	Couple maximal d'un moteur électrique et deux zones de fonctionnement.	63
3.3	Cartographie du rendement de la machine électrique SPM. Adaptée de [8]	65
3.4	Différentes forces qui agissent sur le véhicule en mouvement.	65
3.5	Évolution du couple maximal sur le soleil $C_{So,max}$ avec le facteur de mise à l'échelle k	68
3.6	Cartographies du rendement en fonction des conditions (ω_{PS} , C_{PS}) pour trois rapports de transmission τ_{CVT} avec un flux de puissance positif.	69
3.7	Cartographies du rendement en fonction des points (ω_{PS} , C_{PS}) pour trois rapports de transmission τ_{CVT} avec un flux de puissance négatif.	70
3.8	Illustration de l'effet de deux choix du paramètre $\tau_{CVT,ref}$ (à optimiser) qui délimite la plage que peut atteindre un point de fonctionnement sur la cartographie du moteur électrique. Le point rouge correspond à un point de fonctionnement arbitraire du GMP sans CVT ($P_{el} = 30$ [kW] et $\omega_{el} = 6000$ [t/min]).	71
3.9	Diagramme en blocs de l'optimisation « inverse » du rapport τ_{CVT} pour minimiser l'énergie E_{batt}	71
3.10	Vitesse de référence du NEDC. Adaptée de [9].	72
3.11	Couple $C_w(t)$ et vitesse de rotation $\omega_w(t)$ des roues au cours du NEDC.	73
3.12	Points de fonctionnement issus du NEDC sur la cartographie du moteur électrique pour deux configurations de chaîne de transmission et des flux de puissance positifs.	73
3.13	Points de fonctionnement issus du NEDC sur la cartographie du moteur électrique pour deux configurations de chaîne de transmission et des flux de puissance négatifs.	74
3.14	En bleu, gain énergétique $E_{gain} = E_{(a)} - E_{(b)}$ qu'apporte l'ajout du CVT en tout temps sur le NEDC ; en orange, position de l'embrayage qui connecte les roues avec la transmission variable.	75
3.15	Évolution du rapport de réduction du CVT au cours du NEDC.	76
3.16	Version modifiée du prototype β réduisant les pertes par glissements de rotation au contact soleil/satellite. Dans cette configuration, la rampe à billes est placée sur l'axe des satellites.	77

Liste des tableaux

2.1	Propriétés de l'acier <i>AISI1020</i>	17
2.2	Paramètres utilisés lors de la validation du train épicycloïdal à contacts lisses. . .	27
2.3	Paramètres utilisés pour la comparaison des modèles de contact.	38
2.4	Paramètres et variables qui permettent de calculer les pertes dans les roulements. Adaptés de [10].	42
2.5	Dimensionnement du CVT. Extrait de [6].	44
2.6	Propriétés de l'acier à roulement <i>100Cr6</i> . Extraites de [11].	44
2.7	Valeurs théoriques et simulées des couples et des forces qui interviennent dans le CVT pour un couple d'entrée $C_{PS}=1$ [Nm].	47
3.1	Principales caractéristiques du moteur SPM. Adaptées de [8].	64
3.2	Coefficients des pertes normalisées pour la machine SPM. Adaptés de [8].	64
3.3	Propriétés du véhicule de type citadin. Adaptées de [12],[13].	66
3.4	Énergies totales consommées sur le NEDC pour deux configurations de chaîne de transmission.	74
3.5	Rendements énergétiques totaux sur le NEDC pour deux configurations de chaîne de transmission.	74

Introduction

Ce chapitre introductif a pour but d'exposer le contexte global dans lequel s'inscrit ce mémoire. En outre, il permettra d'informer le lecteur des travaux antérieurs à partir desquels l'étude prend forme. Enfin, il présentera les objectifs poursuivis durant la réalisation du travail.

À l'échelle planétaire, la production d'énergie constitue l'un des plus grands défis des années à venir. Le secteur de l'automobile représente une partie non négligeable de la consommation énergétique mondiale. De plus, le transport devient une nécessité pour une fraction croissante de la population en raison de l'apparition de pays émergents.

Historiquement, l'énergie utilisée pour propulser la majeure partie des véhicules provenait de ressources fossiles. Cependant, les réserves naturelles de combustibles sont en train de s'amenuiser et son extraction est de plus en plus coûteuse. De plus, la nocivité des produits de combustion pour l'être humain ainsi que leur impact sur le dérèglement climatique ne sont plus à prouver.

Cela motive le remplacement des moteurs à combustion interne par d'autres technologies de motorisation. Actuellement, le véhicule électrique semble être la solution la plus prometteuse. Il a déjà suscité l'intérêt de la plupart des grands constructeurs qui ont décliné certains de leurs modèles en versions électriques. De plus, le perfectionnement de la capacité des batteries ainsi et leur prix dégressif rendent cette technologie de plus en plus attirante. Cependant, l'autonomie des voitures électriques actuelles reste relativement réduite par rapport aux véhicules conventionnels.

Le groupe motopropulseur d'un véhicule électrique est généralement composé d'une batterie dans laquelle est stockée l'énergie sous forme électrique, d'un convertisseur de puissance permettant de transformer le courant *DC* provenant des batteries en un courant *AC* nécessaire au fonctionnement du moteur, d'une machine électrique qui convertit l'énergie électrique en énergie mécanique et d'une transmission qui se charge d'adapter et transférer l'énergie vers les roues. La machine électrique est aussi utilisée en mode générateur pour récupérer l'énergie lors des freinages.

La plupart des véhicules électriques sont munis d'un rapport de transmission unique. En effet, un moteur électrique est capable de fournir suffisamment de couple sur l'entièreté de la gamme de vitesses que nécessite un véhicule. Il en résulte donc un groupe motopropulseur plus simple que pour les véhicules conventionnels car aucun changement de rapport n'est requis. Par ailleurs, il est moins coûteux à la production et moins lourd. Ceci explique le peu d'efforts réalisés pour y intégrer une boîte de vitesse.

En réalité, il est possible d'améliorer le rendement du groupe motopropulseur en autorisant un rapport de réduction variable. Il existe des mécanismes de transmission qui permettent de modifier continûment le rapport de réduction, sans être limité à quelques rapports discrets. La transmission variable permet de dissocier la vitesse de la machine électrique et celle des roues du véhicule. Le rendement du moteur dépend des conditions de couple et de vitesse qui lui sont imposées. De là, un contrôle du rapport de réduction peut être mis en place pour forcer le moteur électrique à rester dans sa zone de fonctionnement optimale quelle que soit la vitesse du véhicule. La transmission permet donc de réduire l'énergie consommée lors des déplacements du véhicule mais également de maximiser celle récupérée lors de freinages. Une utilisation plus efficace de l'énergie stockée dans les batteries signifie l'augmentation de son autonomie avant la prochaine recharge.

Il existe une multitude de transmissions destinées à l'automobile. Les plus célèbres sont les boîtes de vitesses manuelles et automatiques. Elles sont indispensables dans les véhicules à combustion interne et permettent la sélection de quelques rapports de vitesses discrets. Contrairement à une transmission conventionnelle, la transmission continûment variable (CVT) permet de sélectionner une infinité de rapport de réduction dans un certain intervalle. Cette flexibilité est l'atout recherché pour l'application à un groupe motopropulseur de véhicule électrique. Néanmoins, une transformation d'énergie mécanique supplémentaire implique aussi des pertes additionnelles. L'utilisation du CVT est véritablement intéressante si la réduction des pertes issues de la flexibilité de fonctionnement du moteur électrique compense les pertes mécaniques de la transmission en elle-même. La réponse à cette interrogation constitue le principal objectif du mémoire.

Dans celui-ci, une technologie de CVT est investiguée en particulier afin de modéliser les pertes de ce type de transmission. Dans le cadre de sa thèse de doctorat, Christophe Everarts a développé un CVT destiné à être introduit dans une prothèse de membre inférieur du corps humain. Il est connecté à un moteur qui tourne à vitesse constante et permet de reproduire les mouvements des différentes articulations de ce membre. Initialement conçu pour une application dans le secteur biomédical, une réflexion a été entamée sur d'autres domaines pour lesquels ce mécanisme pourrait se rendre utile, notamment l'automobile. Pour l'inclure dans la transmission d'un véhicule électrique, il faut d'abord identifier et évaluer les pertes qu'il dégage. Pour mener à bien cet étude, un modèle complet du CVT doit être établi en prenant soin de vérifier son efficacité dans l'entièreté de la zone de fonctionnement. Ceci constitue le second objectif du mémoire. Enfin, le modèle doit être adapté pour être compatible avec les conditions de fonctionnement d'un moteur électrique.

Le mémoire est composé de trois chapitres. Dans un premier temps, les technologies de CVT existantes ainsi que celles de la thèse seront exposées dans le but de comprendre le fonctionnement de ces mécanismes. Par la suite, le mémoire présentera une modélisation détaillée de la transmission afin d'en estimer les pertes sous différentes conditions de fonctionnement. Enfin, le CVT est introduite au sein d'un groupe motopropulseur d'un véhicule électrique. Les résultats permettront de déterminer si cette configuration a pu accroître le rendement du véhicule.

Chapitre 1

État de l'art : Les transmissions continûment variables

En mécanique, une transmission est un dispositif qui permet de transmettre un mouvement d'une pièce à une autre. Son objectif est d'adapter le couple et la vitesse entre un organe moteur et un organe entraîné. Il en existe une grande variété, des plus simples comme l'engrenage, aux plus complexes, comme la boîte de vitesse automatique d'une voiture. Nombreuses sont les applications, elles sont notamment présentes dans le domaine du transport, de l'industrie ou encore de l'énergie.

Dans une automobile conventionnelle, la transmission est un élément essentiel de la chaîne de propulsion. En effet, le moteur à combustion interne ne fonctionne proprement que dans un intervalle de vitesses limité. La transmission, ou boîte de vitesse, autorise plusieurs régimes moteur pour une vitesse du véhicule donnée (nombre de vitesses). Par la même occasion, le couple optimal du moteur peut être approché sur toute la plage de vitesses du véhicule.

Plus particulièrement, la transmission continûment variable, en anglais *Continuously Variable Transmission* (CVT), est un concept ingénieux permettant de ne plus se limiter à quelques rapports discrets telle une transmission conventionnelle. En effet, le CVT propose une infinité de ceux-ci compris au sein d'un intervalle limité. Ils peuvent être sélectionnés de manière continue.

Dans ce chapitre, quelques technologies existantes et déjà utilisées dans l'industrie automobile sont examinées. Ensuite, les deux modèles de CVT développés par l'UCL sont présentés, incluant celui étudié dans le cadre de ce mémoire.

1.1 Technologies de transmissions continûment variables existantes

Même si le concept de CVT semble être une technologie récente dans le milieu automobile, il est apparu au XV^e siècle quand Léonard de Vinci a dessiné un mécanisme qui s'apparente à une transmission continûment variable (voir Fig. 1.1) [1]. Il faudra cependant attendre 1886 avant que Daimler & Benz publie un premier brevet de CVT toroïdal. La technologie a depuis été raffinée et la plupart des constructeurs automobiles l'utilisent dans certains de leurs véhicules [2].

Cette section a pour but de détailler quelques-unes des technologies exploitées de nos jours.

1.1.1 CVTs à poulies

Les transmissions continues à poulies sont très intéressantes en raison de leur simplicité. En effet, seulement trois composants permettent de faire fonctionner le système :

- une poulie de rayon variable, connectée à l'arbre d'entrée
- une poulie de rayon variable, connectée à l'arbre de sortie
- une courroie en matériau synthétique ou métallique (chaîne)

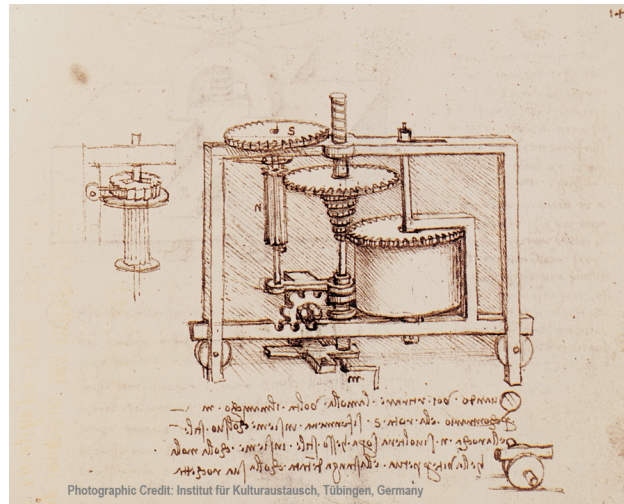


FIGURE 1.1 – Transmission continûment variable dessinée par Léonard De Vinci en 1490. Figure extraite de [1].

Les poulies sont composées de deux cônes métalliques disposés face à face. La courroie sert de connexion entre les deux poulies. Les courroies synthétiques sont trapézoïdales pour assurer un meilleur contact avec les poulies (voir Fig. 1.2).

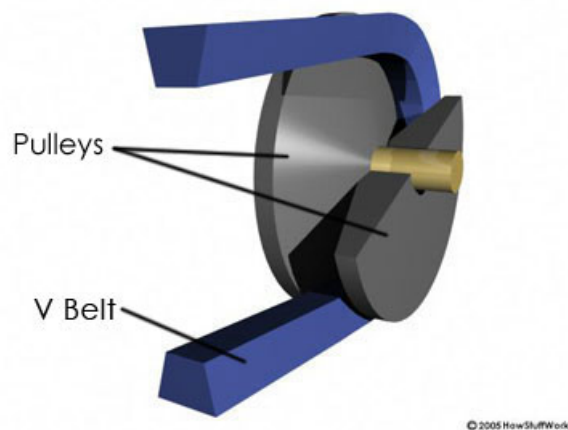


FIGURE 1.2 – Disposition de la courroie trapézoïdale sur une poulie conique. Figure extraite de [2].

Les deux cônes de chaque poulie sont libres de se déplacer axialement. Quand une force de compression est appliquée, ces derniers se rapprochent et la courroie a tendance à s'éloigner de l'axe de la poulie. Au contraire, si la force est relâchée, les cônes s'éloignent et la courroie peut se rapprocher de l'axe. Les deux cas extrêmes de points de fonctionnement sont représentés sur la Fig. 1.3. En agissant sur les deux poulies de façon inverse, un choix infini de rapports de réduction, compris entre ces deux extrémités, peuvent être sélectionnés.

Cependant, les courroies constituées de matériaux synthétiques ont tendance à glisser et se déformer lors du contact avec les poulies. Cela signifie que des pertes non-négligeables apparaissent et affaiblissent le rendement de la transmission. C'est pourquoi, l'introduction de courroies fabriquées avec d'autres matières permet de rendre le mécanisme plus fiable et efficace. La plus connue d'entre-elles est uniquement constituée de métal. Elle consiste en un empilement de fines bandes d'acier, sur lesquelles sont enfilées des pièces de métal robustes, en forme de papillon (voir Fig. 1.4).

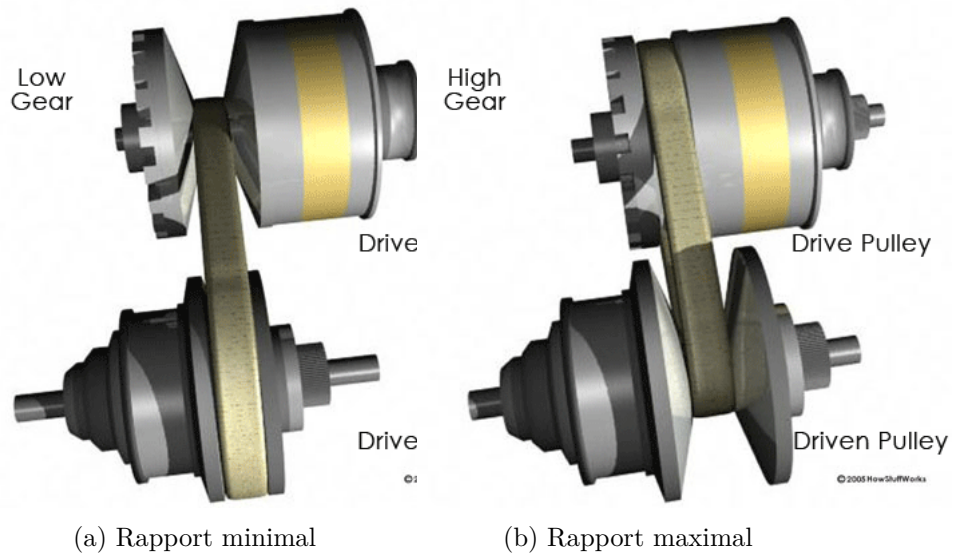


FIGURE 1.3 – Deux dispositions du CVT à poulies (parmi une infinité). Adaptées de [2].

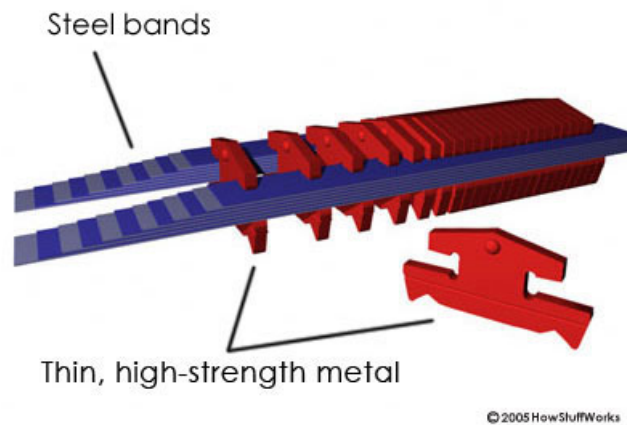


FIGURE 1.4 – Courroie métallique (ou chaîne). Figure extraite de [2].

La Fig. 1.5 montre une application du CVT à poulies conçue par la marque japonaise Jatco, l'un des rares producteurs de transmissions automatiques. Ils sont fournisseurs de constructeurs nippons comme Nissan, Mitsubishi et Suzuki, mais aussi d'autres à travers le monde comme General Motors ou Renault [3].

1.1.2 CVTs toroïdaux

Une autre technologie, le CVT toroïdal, consiste à remplacer la courroie par des rouleaux métalliques. Cette dernière est aussi composée de 3 éléments :

- un disque d'entrée, connecté à la source d'énergie mécanique
- un disque de sortie, connecté aux roues
- des rouleaux métalliques situés entre les deux disques, assurant la transmission de puissance

Le fonctionnement de cette transmission est analogue à celle du CVT à poulies. C'est ici la modification de l'angle des rouleaux qui permet le changement de rapport de réduction de façon continue. En effet, comme le décrit la Fig. 1.6, en modifiant la configuration angulaire des rouleaux, il est possible de jouer sur la position des points de contact entre rouleaux et disques, et donc, sur les rapports de rayons. Quand l'axe des rouleaux est parfaitement perpendiculaire à

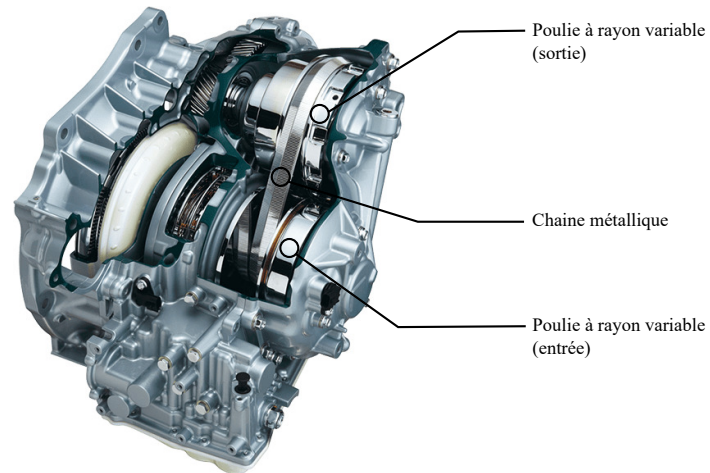


FIGURE 1.5 – Jatco CVT 8. Adapté de [3].

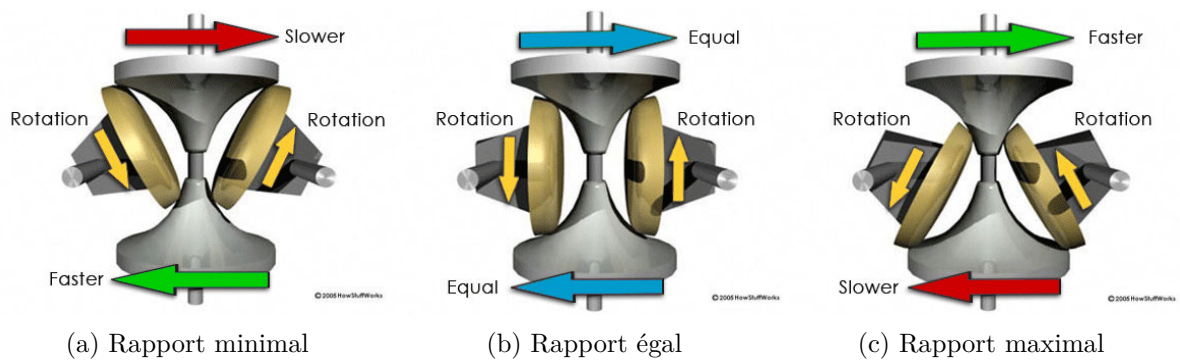


FIGURE 1.6 – Trois configurations du CVT toroïdal. Adapté de [2].

celui des disques, les vitesses d'entrée et sortie sont identiques.

Cette technologie a été développée par le constructeur Nissan sous le nom de *Extroid CVT* (voir Fig. 1.7). Il a été placé pour la première fois dans des véhicules durant la fin des années 90 [4].

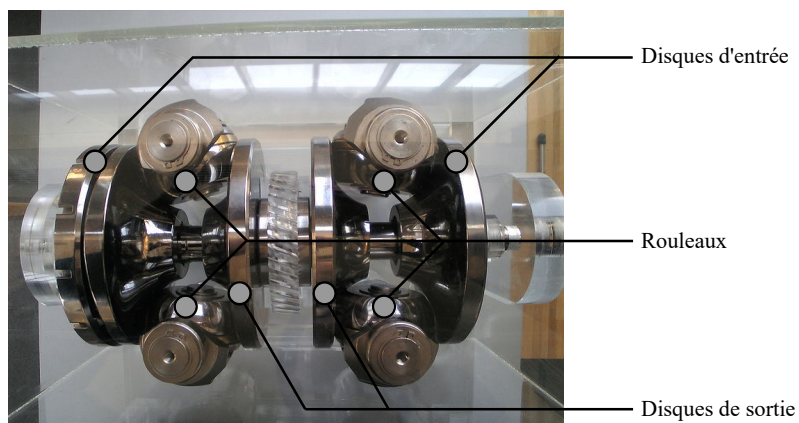


FIGURE 1.7 – Nissan Extroid CVT. Adapté de [4].

1.1.3 CVT NuVinci

Plus récemment, la société Fallbrook Technologies a développé le CVT NuVinci. Introduit en 2006, ce dernier n'équipe pour l'instant que des vélos conventionnels et électriques. Cependant, l'entreprise vise à implémenter leur technologie dans d'autres utilisations comme des véhicules électriques légers ou éoliennes [1].

Semblable au CVT toroïdal, son design est simple, compact, léger, efficace et donc idéal pour des applications comme le vélo. Il est composé :

- d'un disque, ou couronne, lié à la source de puissance
- d'un disque, ou couronne, connecté à la sortie
- d'une série de billes, chacune tournant sur son propre axe, placées entre les deux disques autour d'un « soleil » central, qui maintient les billes en position

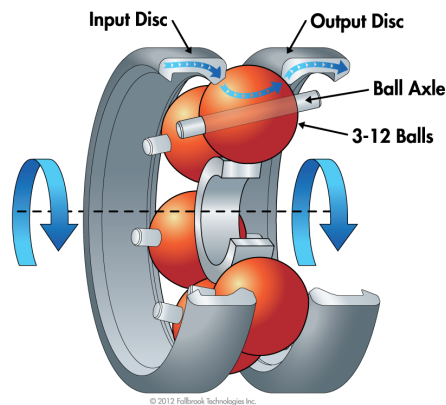


FIGURE 1.8 – Différents composants du CVT NuVinci. Figure extraite de [1].

Comme les flèches l'indiquent sur la Fig. 1.8, le couple provenant du moteur est transféré du disque d'entrée vers les billes via une fine couche de fluide de traction, pour ensuite rejoindre le disque de sortie de la même façon. Ceux-ci sont comprimés contre les billes par une force transversale pour pouvoir supporter le couple que doit le mécanisme.

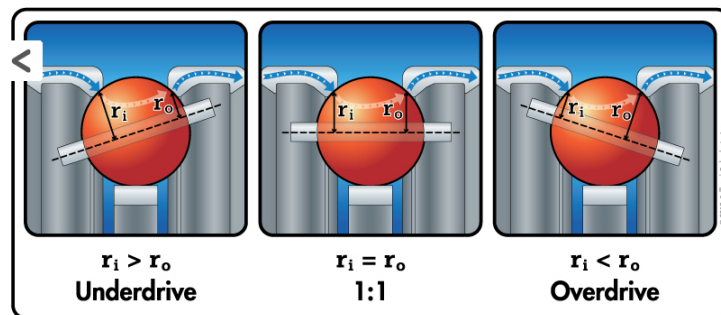


FIGURE 1.9 – Trois configurations du CVT NuVinci. Figure extraite de [1].

De nouveau, le rapport de vitesses est contrôlé par l'angle de l'axe de rotation des billes. Les trois configurations de base sont détaillées sur la Fig. 1.9. Le nombre de billes dépend de plusieurs facteurs, entre autres, la vitesse et le couple maximal requis, les besoins opérationnels et le volume disponible.

La Fig. 1.10 montre une réalisation de NuVinci N360 dont le boîtier a été ôté pour visualiser le mécanisme.



FIGURE 1.10 – Mécanisme NuVinci N360. Figure extraite de [5].

1.2 Transmissions continûment variables développées par l’UCL

Dans le cadre de son doctorat à l’Université catholique de Louvain (UCL), Christophe Everarts, diplômé en ingénierie électromécanique, a travaillé sur une technologie de transmission continûment variable innovante. Celle-ci est basée sur le principe du simple train épicycloïdal. L’ingéniosité réside dans des satellites de forme conique et une couronne extérieure se déplaçant sur ces derniers grâce à des rouleaux en forme de diabolo. Ceux-ci permettent de former un anneau complet autour des satellites comme le ferait la roue dentée d’un train épicycloïdal classique (voir Fig. 1.12). Le principal avantage de cette forme de CVT réside dans la possibilité de changer le rapport de réduction à l’arrêt. Cette particularité ne se retrouve pas sur les transmissions décrites précédemment.

Un premier modèle α a d’abord été développé. Il présentait quelques inconvénients majeurs, qui ont été solutionnés dans une version β , plus performante [6].

1.2.1 Prototype α

La transmission s’inspire du train épicycloïdal dont le schéma cinématique est décrit sur la Fig. 1.11 :

- le soleil, en bleu
- les satellites, en vert, disposés autour du soleil
- le porte satellite, en rouge, qui retient les satellites en position
- la couronne, en orange, placée en périphérie des satellites

Le mécanisme a la particularité de posséder deux degrés de liberté. En effet, étant composé de trois arbres, il faut imposer une vitesse à deux d’entre-eux pour déterminer la vitesse du troisième.¹ Pour l’application étudiée lors de la thèse, le porte satellite et le soleil servent respectivement d’entrée et sortie au mécanisme.

Le train épicycloïdal « classique » existe depuis des siècles et est actuellement présent dans de nombreuses boîtes de vitesses automatiques. Cependant, certaines caractéristiques rendent la transmission de l’UCL particulière. Le rayon des satellites est variable pour permettre la modification du rapport de réduction. Ceci implique des satellites de forme conique et un axe de rotation incliné par rapport à l’axe de rotation des arbres. De plus, la rotation de la couronne est empêchée mais cette dernière peut se déplacer de manière longitudinale. Pour ce faire, la couronne est constituée de rouleaux, en forme de diabolo, voir Fig. 1.12. La position du contact entre les satellites et la couronne peut ainsi être déplacée. Ceci a pour effet de modifier le rayon effectif

1. Les trois arbres sont celui du porte satellite, du soleil et de la couronne. Les satellites servent, quant à eux, d’interface entre les différentes roues.

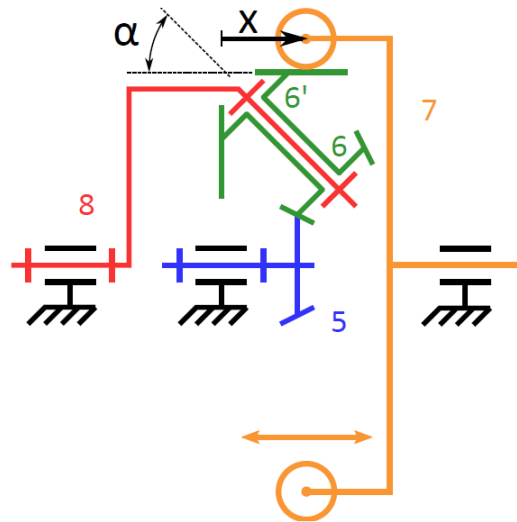


FIGURE 1.11 – Schéma cinématique du prototype α . Figure extraite de [6].

des satellites. Il est alors impossible de conserver des roues dentées pour assurer la transmission de couple. Une alternative consiste à remplacer l'engrenage par de simples corps lisses. Dans ce cas, une force normale suffisante doit être appliquée sur le contact pour assurer la transmission du couple par frottement, et donc éviter toute perte d'adhérence.

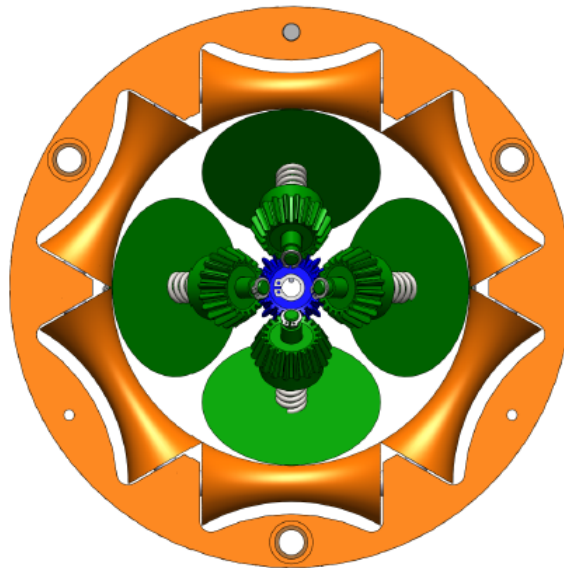


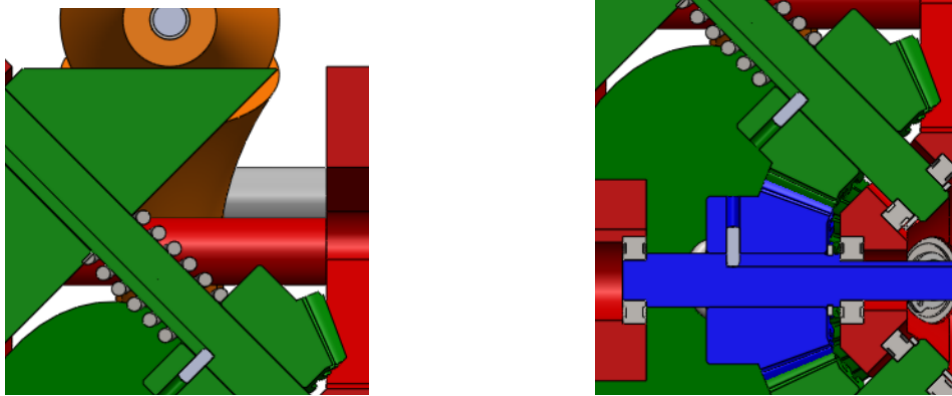
FIGURE 1.12 – Vue de dos du modèle α (le porte satellite n'y est pas inclus). Figure extraite de [6].

Les satellites sont composés de trois pièces principales : un cône, un axe et un pignon conique.

Contact couronne/satellite La force normale au contact est assurée par un ressort pré-contraint (Fig. 1.13a). Son rôle est de pousser le cône des satellites vers l'extérieur. Ce dernier est évidemment libre de se déplacer le long de son axe.

Contact soleil/satellite Entre ces deux pièces, la transmission du couple s'effectue au moyen de pignons coniques (Fig. 1.13b). Dans ce cas, aucune force normale n'est nécessaire et même

totalemment proscrite sous peine d'une large diminution du rendement de l'engrenage.



(a) Ressort assurant la force normale nécessaire au contact avec les rouleaux. (b) Pignon conique permettant la transmission du couple avec le soleil.

FIGURE 1.13 – Vue en coupe des deux contacts des satellites. Figure extraite de [6].

Principaux inconvénients

- **Ressort** Dans cette configuration, le couple maximal admissible avant glissement, est déterminé par la force fournie par le ressort. En d'autres termes, une fois le ressort dimensionné, le couple maximal ne peut être dépassé sous peine d'apparition de glissement. De plus, pour un couple en entrée inférieur à cette valeur maximale, la force normale sera toujours supérieure à ce qui est nécessaire pour éviter le glissement. Les normales sont donc inutilement élevées lors de fonctionnements à charge partielle et causent des pertes par frottements qui amoindrissent le rendement de la transmission.
- **Engrenage conique** D'un point de vue pratique, trouver des engrenages coniques avec un angle d'inclinaison important (de l'ordre de 45°) n'est pas une chose aisée. De plus, le rendement de tels engrenages est peu intéressant.

1.2.2 Prototype β

En raison des inconvénients détaillés dans la Section 1.2.1, un deuxième prototype β a été conçu pour remédier aux défauts cités ci-dessus. Son schéma cinématique (Fig. 1.14) est légèrement différent du précédent. Les satellites sont désormais orientés vers l'extérieur et la position des contacts arrangée de manière plus compacte. Hormis ces petites variations, les équations cinématiques qui régissent la transmission sont identiques. Cependant, d'autres changements ont été effectués mais sont relatifs à la méthode de transmission du couple.

Description des modifications

La principale modification consiste à remplacer l'engrenage conique qui assurait la transmission de couple soleil/satellite par des corps lisses. Comme pour le contact satellite/couronne du modèle α , une force normale est nécessaire pour empêcher tout glissement. Dans ce prototype, les ressort ont été ôtés et remplacés par un mécanisme de rampes à billes. Ce dernier est placé sur l'arbre du soleil comme le décrit la Fig. 1.15. Il réagit à un couple en fournissant une force axiale. Cette force est transmise aux satellites et assure une friction suffisante dans les contacts (voir Section 2.3.3 pour tous les développements relatifs aux forces dans les contacts). Le satellite (qui n'est désormais formé que d'une seule pièce rigide), libre de se déplacer le long de son axe, est retenu par les rouleaux de la couronne. La rampe à billes constitue donc, à elle seule, l'origine des forces normales dans tous les contacts.

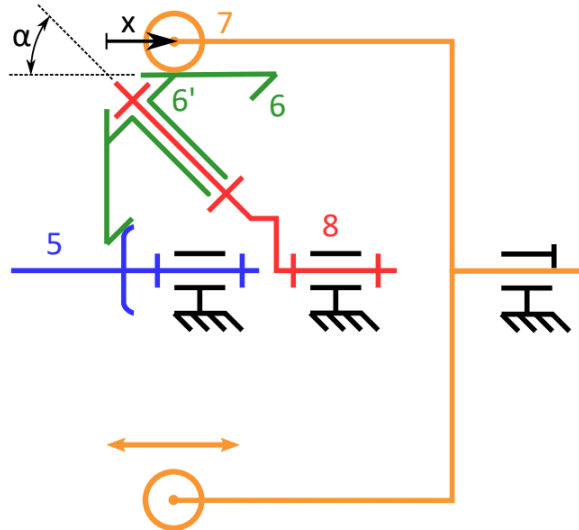


FIGURE 1.14 – Schéma cinématique du prototype β . Figure extraite de [6].

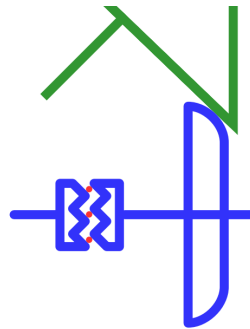


FIGURE 1.15 – Rampe à billes et contact soleil/satellite du prototype β . Figure extraite de [6].

Avantages des modifications

- **Rampe à billes** Ce dispositif permet de rendre plus flexibles les forces normales aux contacts. En effet, lorsque le couple d'entrée (appliqué sur le porte satellite) est faible, le couple sur le soleil est également réduit. Or, les forces normales issues de la rampe à billes, sont linéairement dépendantes de ce couple. Ceci réduit considérablement l'excès de force normale dans les contacts ainsi que les pertes qui en résultent. De plus, ces forces évoluent sans cesse avec le couple. Il n'y a donc de ce point de vue, aucune limite maximale sur le couple d'entrée. En réalité, d'autres facteurs fixent des limites sur le couple maximal admissible, notamment la charge maximale des roulements ou encore la limite d'élasticité des matériaux.
- **Contact lisse soleil/satellite** L'absence d'engrenage permet d'éviter la complexité et les pertes non négligeables issues des engrenages coniques. Les rampes à billes introduisant des efforts normaux élevés, il n'aurait de toute façon pas été possible de garder les pignons coniques. Ceux-ci ne sont pas sensés être soumis à une charge radiale.

Choix des paramètres géométriques du prototype

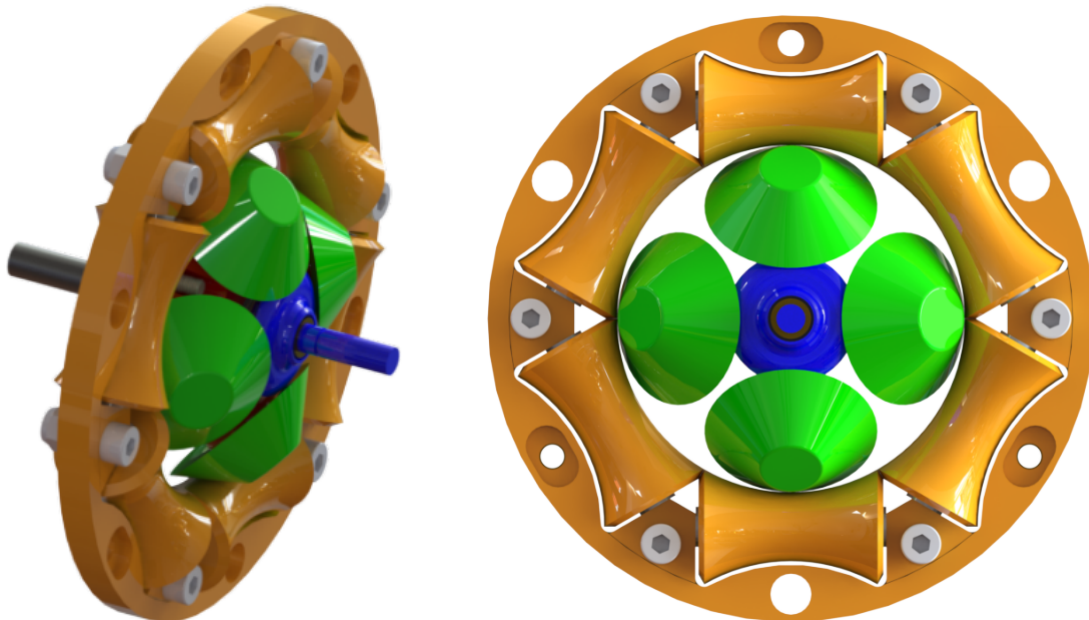
Il est, tout d'abord, intéressant de citer les différentes caractéristiques spécifiques à la géométrie du CVT qui ont influencé certains choix sur le design.

- Le nombre de rouleaux doit être strictement supérieur au nombre de cônes pour éviter que

plusieurs d'entre-eux ne se trouvent simultanément sur le même rouleau. Si tel était le cas, les rouleaux ne seraient pas libres de rouler proprement lors du déplacement longitudinal de la couronne.

- Le nombre de rouleaux ne peut être multiple du nombre de cônes afin d'empêcher que les cônes se retrouvent tous en mêmes temps à la jonction entre deux rouleaux. Cette situation entraînerait des discontinuités dans la transmission du couple.
- Une augmentation du nombre de cônes permet de diminuer le couple à transmettre par satellite. Néanmoins, pour un même encombrement, la dimension des cônes, et donc la gamme de rapports de réduction, est réduite.
- Un angle d'inclinaison des satellites élevé permet d'atteindre une plage de rapports plus large pour une même avance de la couronne mais entraînera un mécanisme de diamètre plus conséquent.

Sur base de ces caractéristiques, ainsi que pour des raisons de compacité et de liberté quant au choix des rapports de réduction, six rouleaux et quatre satellites ont été choisis [6]. La transmission résultante est montrée sur la Fig. 1.16.



(a) Vue de côté, avec les contacts so- (b) Vue de face, qui met en évidence la disposition des
leil/satellite visibles rouleaux autour des satellites

FIGURE 1.16 – CVT prototype β sous plusieurs angles de vue. Adapté de [6].

1.2.3 IVT

La transmission conçue dans la thèse de Christophe Everarts est destinée à la motorisation d'une prothèse du membre inférieur du corps humain. Cette application nécessite des vitesses de rotation à la fois positives et négatives. En effet, lors de la marche, la hanche, le genou et la cheville sont, tous trois, caractérisés par un mouvement périodique bidirectionnel. Il existe heureusement des technologies avec lesquelles il est possible de réduire le rapport de réduction jusqu'à une valeur nulle, et même inverser le sens de la rotation en sortie. Ce mécanisme est communément dénommé « transmission infiniment variable » ou, en anglais, *Infinitely Variable Transmission* (IVT). La dénomination « infinie » est employée ici car la transmission permet d'atteindre un point de fonctionnement avec un rapport de réduction infini (vitesse finie en entrée, vitesse nulle en sortie).

En ajoutant un deuxième train épicycloïdal en série avec le CVT, il est possible de modifier la plage de rapports de réduction pour atteindre des vitesses tant positives que négatives. Le schéma cinématique de cette transmission, plus complexe, est représenté dans la Fig. 1.17. La Fig. 1.18 contient une photographie de la réalisation finale de l'IVT.

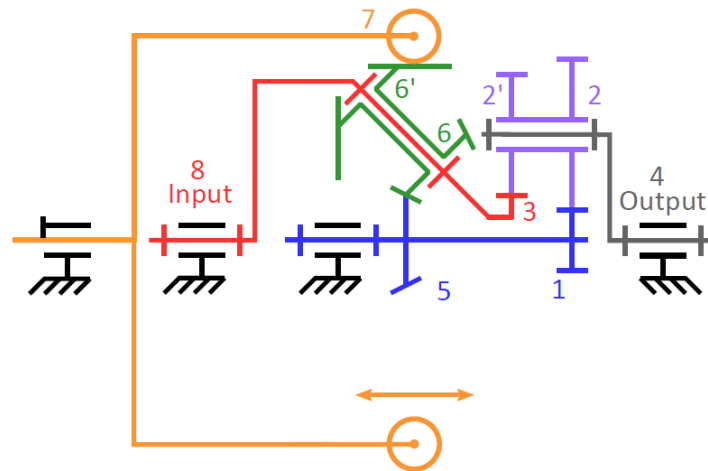


FIGURE 1.17 – Schéma cinématique du IVT type β . Figure extraite de [6].

C'est évidemment ce mécanisme qui est étudié en détail dans la thèse de Christophe Everarts. Néanmoins, le groupe motopropulseur d'un véhicule électrique ne nécessite un mouvement de rotation inverse que lors de manoeuvres en marche arrière. Pour ces rares occasions, le moteur électrique peut simplement être contrôlé pour tourner dans la direction inverse. C'est pourquoi, le CVT seul est considéré dans la modélisation dans le cadre du mémoire.

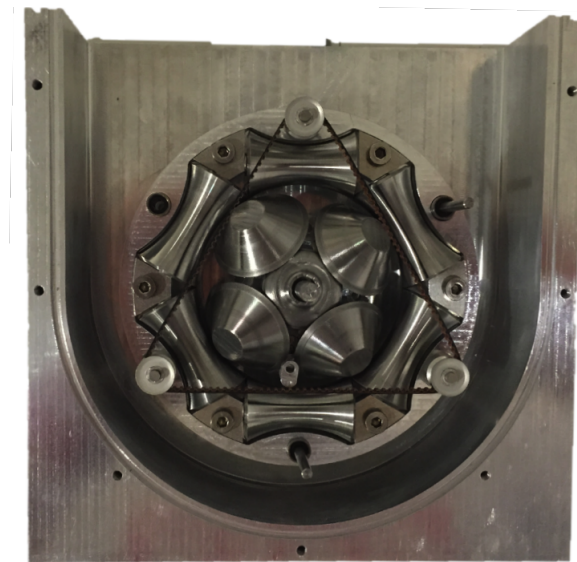


FIGURE 1.18 – Prototype expérimental de l'IVT β réalisé dans le cadre de la thèse de doctorat. Figure extraite de [6].

1.3 Conclusion

Le CVT existe sous plusieurs formes dont la plus ancienne est munie de deux poulies coniques et d'une courroie. Depuis, des technologies plus complexes ont vu le jour et ont comme principal avantage la compacité. Ces CVTs sont moins encombrants, ce qui permet de les inclure plus

facilement dans l'espace restreint qu'offre le châssis d'un véhicule. À tel point que certains d'entre-eux commencent à être intégrés sur des vélos électriques.

Plus récemment, un nouveau type de CVT a été développé au sein de l'UCL. Il a été conçu pour être inclus dans une prothèse du membre inférieur du corps humain, en vue de reproduire le mouvement des articulations. Il s'apparente à un train épicycloïdal auquel les satellites ont été remplacés par des cônes. De plus, la couronne peut se déplacer axialement à l'aide de petits rouleaux. Dès lors, il n'est pas possible de conserver des engrenages entre les satellites et la couronne car les contacts peuvent être déplacés axialement. C'est pourquoi un premier prototype α a été réalisé avec des cônes lisses et des ressorts qui assurent une pression suffisante dans les contacts avec les rouleaux. Le couple maximal du mécanisme dépend du dimensionnement des ressorts.

Enfin, la transmission a été repensée dans un second prototype β dont le couple n'est plus limité. Ceci est rendu possible grâce à l'usage d'un mécanisme de rampes à billes. Ce dernier est disposé sur l'arbre du soleil. Il permet de faire évoluer les pressions de contact avec le couple appliqué sur le mécanisme. Les engrenages entre le soleil et les satellites ont aussi été remplacés par des contacts lisses. Par la même occasion, cela permet d'éviter les pertes élevées que provoquent les pignons coniques. C'est donc ce prototype qui a été choisi pour l'application automobile et qui est modélisé au travers du prochain chapitre.

Chapitre 2

Modélisation de la transmission

Ce chapitre est consacré la modélisation détaillée de la technologie CVT prototype β . Le modèle doit permettre d'évaluer au mieux les différentes pertes lors de la transmission de couple. Il doit ensuite être validé pour en assurer la fiabilité. Enfin, les performances et rendement de la transmission pourront être investiguées.

Pour la réalisation du modèle, il a été décidé de réitérer le raisonnement qui a été suivi pour la conception du CVT [6]. La première étape consiste donc à repartir d'une transmission planétaire, uniquement composée d'engrenages, et de la modifier par palier pour aboutir à la transmission variable finale.

L'implémentation du modèle se distingue en trois étapes :

1. Modélisation d'un train épicycloïdal « classique »
 - Un seul satellite est représenté.
 - Aucune perte n'est prise en compte.
2. Modélisation d'un train épicycloïdal « à contacts lisses »
 - Un seul satellite est modélisé.
 - Les contraintes cinématiques sont remplacées des modèles dynamiques de contact.
3. Modèle du CVT final
 - Les trois autres satellites sont ajoutés.
 - Les satellites sont coniques et inclinés.
 - Toutes les pertes sont prises en compte.

2.1 Train épicycloïdal classique

2.1.1 Modèle

Dans un premier temps, un train épicycloïdal classique est modélisé (Fig. 2.1). Le CVT étant inspiré du fonctionnement de celui-ci, il s'agit d'un point de départ essentiel pour la suite de la modélisation.

Il est composé d'un porte satellite (en rouge), d'un ou plusieurs satellites (en vert) et de deux arbres coaxiaux dits *planétaires* : le planétaire intérieur appelé « soleil » (en bleu) et le planétaire extérieur « couronne » (en orange). Ce code couleurs est conservé pour l'intégralité du chapitre. Pour l'instant, tous les contacts sont de simples engrenages droits. La présence de roues dentées implique des contraintes cinématiques entre les vitesses de rotation des différents composants.

- La première exprime le fait que la vitesse linéaire entre les satellites et le soleil sont identiques aux points de contact,

$$r_{So}\omega_{PS} - r_{Sa'}\omega_{Sa} = r_{So}\omega_{So} \quad (2.1)$$

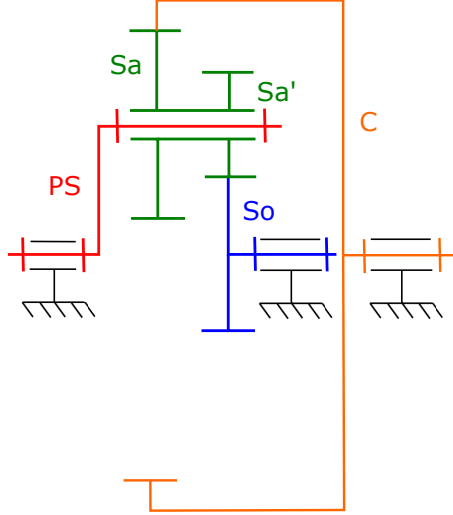


FIGURE 2.1 – Schéma cinématique du train épicycloïdal.

- La seconde, le fait que la vitesse linéaire est identique aux contacts entre les satellites et la couronne,

$$r_C \omega_{PS} + r_{Sa} \omega_{Sa} = r_C \omega_C \quad (2.2)$$

où les r_i sont les rayons et ω_i les vitesses de rotation des corps. Les indices i correspondent à ceux représentés sur la Fig. (2.1). Pour la suite du développement, le degré de liberté de rotation de la couronne est bloqué à l'image du CVT final ($\omega_C = 0$). L'expression (2.2) peut alors se réécrire sous la forme,

$$-\frac{r_C}{r_{Sa}} = \frac{\omega_{Sa}}{\omega_{PS}} \quad (2.3)$$

Il est ensuite possible d'obtenir une relation définissant le rapport de réduction τ_{TE} entre la vitesse en entrée (ω_{PS}) et sortie (ω_{So}), en fonction des dimensions du planétaire. En intégrant l'expression (2.3) dans l'équation (2.1), le rapport de réduction du train épicycloïdal (τ_{TE}) s'obtient,

$$\tau_{TE} = \frac{\omega_{So}}{\omega_{PS}} = 1 + \frac{r_{Sa'} r_C}{r_{Sa} r_{So}} \quad (2.4)$$

Le modèle, tel qu'il est modélisé actuellement, est une transmission *parfaite*, sans pertes.

2.1.2 Validation

Le modèle multicorps a été implémenté au moyen du logiciel *Robotran*, développé par le CEREM¹. Ce logiciel permet de réaliser le montage des corps, de générer les équations symboliques (en *C* ou *Matlab*) et d'étudier la dynamique d'un système mécanique quelconque.

De plus, les différents corps ont été édités avec *Solidworks*, en partant de modèle CAD importé depuis la librairie open source *GrabCAD*². Ceci permet de spécifier un matériau et d'évaluer les différentes matrices d'inertie. Pour l'instant, l'acier *AISI1020*, dont les propriétés sont reprises dans la Table 2.1, a été choisi de manière arbitraire. *Robotran* fournit aussi un module permettant une visualisation des corps en mouvement et offre la possibilité d'importer le modèle CAD de chaque corps. Un rendu 3D du mécanisme actuel est montré à la Fig. 2.2.

Les différentes équations ont ici été générées dans des fonctions *Matlab* (langage de programmation mathématique développé par la société *MathWorks*), dans lesquelles les contraintes supplémentaires (2.1) et (2.2) ont été ajoutées.

1. pour *Center for Research in Mechatronics*, centre de recherche de l'UCL

2. Le mécanisme est disponible en ligne <https://grabcad.com/library/levai-s-epicyclic-planetaries-b-type-1>.

Propriété	Symbole	Valeur	Unité
Masse volumique	ρ	7900	[kg/m ³]
Module de Young	E	200	[MPa]
Coefficient de Poisson	ν	0.29	[-]

TABLE 2.1 – Propriétés de l’acier *AISI1020*.

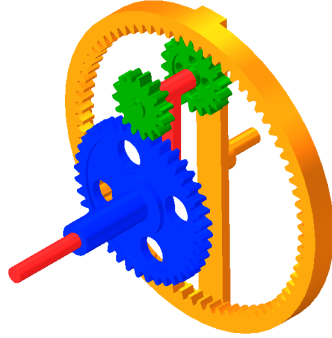


FIGURE 2.2 – Aperçu 3D du train épicycloïdal choisi pour la simulation.

Pour l’instant, une validation de nature uniquement cinématique peut être appliquée à la transmission. Pour les rayons suivants, $r_C=0.146$ [m], $r_{Sa}=0.036$ [m], $r_{Sa'}=0.03$ [m] et $r_{So}=0.08$ [m], l’équation (2.4) indique un rapport de réduction $\tau_{TE}=2.52$ [-]. En faisant fonctionner le train à différents niveaux de vitesses (Fig. 2.3), il est observé que la cinématique est bien respectée pour différentes vitesses de fonctionnement, aussi bien positives que négatives.

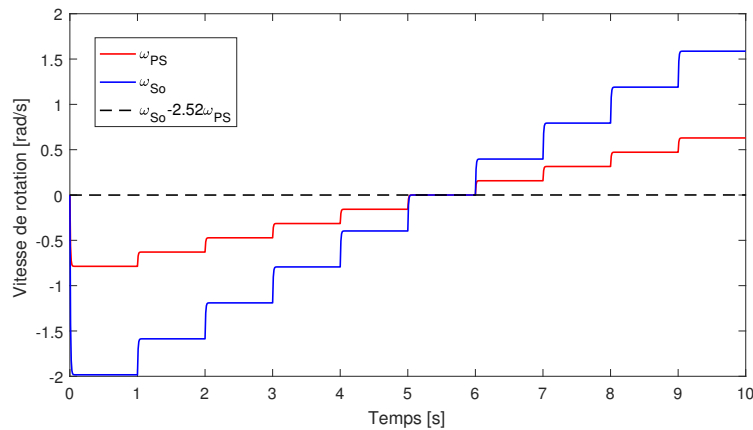


FIGURE 2.3 – Validation du planétaire de l’équ. (2.4) pour différentes vitesses du porte satellite, positives et négatives.

2.2 Train épicycloïdal à contacts lisses

Pour les raisons déjà citées dans la Section 1.2, il est nécessaire de remplacer les engrenages par des contacts lisses. Les équations cinématiques décrites ci-dessus ne sont donc plus applicables car un certain « glissement », mouvement relatif entre les corps au point de contact, va nécessairement apparaître. Une définition mathématique exacte de cette notion sera définie plus loin dans le développement.

L'étape suivante consiste à modéliser un contact désormais dynamique :

- entre la couronne et les satellites
- entre le soleil et les satellites

La couronne est maintenant modélisée par un corps toroïdal pour représenter plus fidèlement la couronne à rouleaux du prototype réel. Le schéma cinématique obtenu est donc légèrement différent et présenté sur la Fig. 2.4.

La détermination des forces de contact est généralement séparée en deux étapes :

- le problème normal (théorie de Hertz)
- le problème tangent (théorie de Kalker)

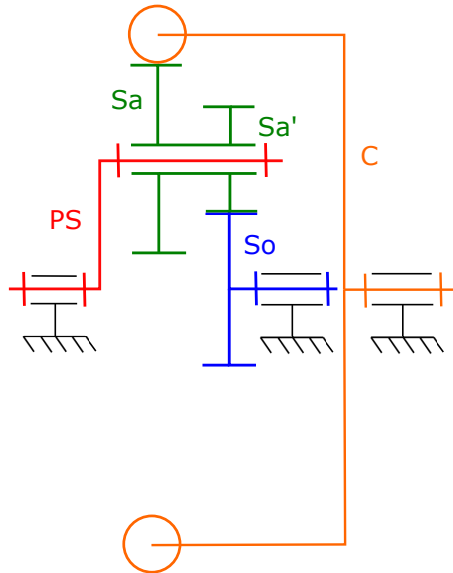


FIGURE 2.4 – Schéma cinématique du train épicycloïdal avec contacts lisses.

2.2.1 Problème normal : Contact de Hertz

Une force normale est exercée entre ces deux corps. Elle est nécessaire pour assurer la transmission de couple par frottement entre les corps. En raison de l'élasticité propre aux matériaux, une déformation élastique apparaît entre les deux pièces. Ceci donne lieu à un écrasement du point de contact qui devient une surface plane de forme elliptique. Cette ellipse est caractérisée par la théorie du contact de Hertz [14] (Fig. 2.5). La distribution des efforts normaux s'apparente alors à une demi-ellipsoïde dont la valeur maximale se situe au centre de l'ellipse de contact.

La théorie de Hertz considère les hypothèses suivantes :

- La pression n'est pas influencée par la frottement.

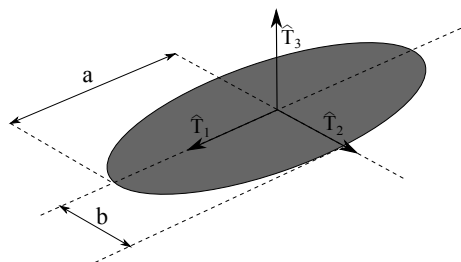


FIGURE 2.5 – Représentation du contact de Hertz. Le repère d'axes $\{\hat{\mathbf{T}}\}$ est défini dans la section 2.2.3.

- Aucune déformation plastique n'a lieu.
- Les rayons de courbure des pièces sont considérés constants au sein de l'ellipse.

Il est possible de déterminer les dimensions de l'ellipse à l'aide de différentes grandeurs géométriques et intrinsèques au matériau. Tout d'abord, les coefficients A et B sont calculés,

$$A = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{r_{\hat{T}_2,1}} + \frac{1}{r_{\hat{T}_2,2}} \right) \quad (2.5)$$

$$B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{r_{\hat{T}_1,1}} + \frac{1}{r_{\hat{T}_1,2}} \right) \quad (2.6)$$

où les $r_{\hat{T}_i,j}$ sont les rayons de courbure dans la direction $\hat{\mathbf{T}}_i$ du corps j . Ces rayons sont négatifs si leur centre de courbure se trouve hors du corps. Ceci permet de trouver l'angle θ ,

$$\theta = \arccos \left(\frac{A - B}{A + B} \right) \quad (2.7)$$

Les longueurs a et b sont ensuite obtenues telles que,

$$a = m \sqrt[3]{\frac{3 N (1 - \nu^2)}{2 E (A + B)}} \quad (2.8)$$

$$b = n \sqrt[3]{\frac{3 N (1 - \nu^2)}{2 E (A + B)}} \quad (2.9)$$

où E et ν sont, respectivement, le module de Young et le coefficient de Poisson du matériau. Les coefficients m et n sont adimensionnels. Il sont disponibles dans des tables et fonction de l'angle θ [7]. Les valeurs des tables ont été approximées analytiquement pour obtenir un problème continu. La contrainte normale $p_{\hat{T}_3}$ est distribuée de la façon suivante au sein de l'ellipse (Fig. 2.6),

$$p_{\hat{T}_3}(x, y) = \frac{3 N}{2\pi ab} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2} \quad [N/m^2] \quad (2.10)$$

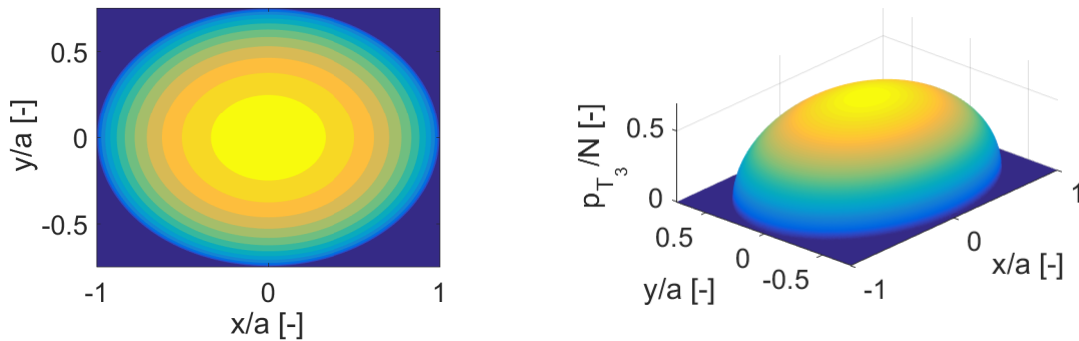


FIGURE 2.6 – Distribution des contraintes normales au sein de l'ellipse de contact (pour un rapport $\frac{b}{a}=0.75$ [-]). Le point où la pression est maximale se trouve au centre de l'ellipse et vaut $p_{\hat{T}_3,max} = \frac{3 N}{2\pi ab}$.

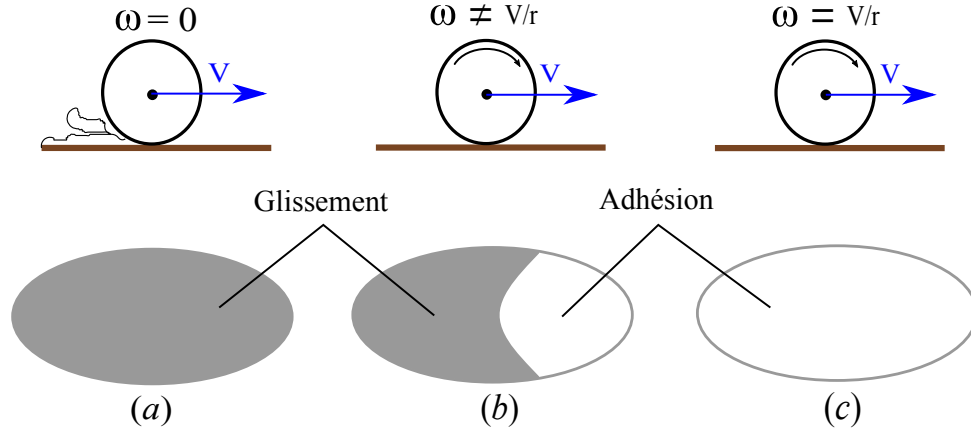


FIGURE 2.7 – Représentation des cas théoriques : (a) glissement pur donc aucune adhérence ; (c) roulement sans glissement donc uniquement de l’adhésion ; (b) situation intermédiaire dénommée « pseudo-glissement » composé d’une zone d’adhésion et une zone de glissement. Figure adaptée de [7].

2.2.2 Effort et comportement dans la zone de contact

Une fois que les efforts normaux sont déterminés dans la zone de contact, il est intéressant de se pencher sur les efforts tangentiels transmis dans la région. En raison de l’élasticité des matériaux, des zones d’adhésion et de glissement apparaissent au sein de l’ellipse. Cette situation représente un cas intermédiaire entre un roulement sans glissement (roue infiniment rigide) et de glissement pur. Ces trois situations sont observables sur la Fig. 2.7.

En réalité, lorsque qu’un disque roule sur une surface, une partie des points matériels du disque adhère à la surface (vitesse nulle dans le repère de contact) mais le reste des points, glissent légèrement dans la zone de contact. En effet, du fait de l’élasticité de la roue, un point attaché à sa circonférence ralentit lorsqu’il entre en contact avec le sol. Cependant, il doit d’une manière ou d’une autre « rattraper » son retard par rapport à sa position initiale sur la roue. Sa vitesse est donc fatalement supérieure à la vitesse de déplacement de la roue. Cette description correspond à la situation de « pseudo-glissement ».

Il est essentiel d’étudier le comportement dans la zone contact car il est à l’origine de l’effort tangential pouvant être transmis entre les deux corps. Pour ce faire, la loi du frottement de Coulomb suggère une force de frottement F_t ,

$$F_t = F_{t,max} = \mu N \text{ dans le cas dynamique (correspondant au glissement)} \quad (2.11)$$

$$F_t < \mu N \text{ dans le cas statique (correspondant à l’adhésion)} \quad (2.12)$$

où μ représente le coefficient de friction et N la normale au contact. Ceci correspond à un point de contact. Dans le cas d’une zone de contact, le comportement est similaire mais dépend de la contrainte normale $p_{\hat{T}_3}$ en chaque point de la zone. La traction maximale transmissible $p_{t,max}$ est donc fonction de sa position dans la zone de contact. Elle est définie par $p_{t,max} = \mu \cdot p_{\hat{T}_3}$ où $p_{\hat{T}_3}$ est exprimé dans l’équ. (2.10). La zone d’adhésion correspond à tous les points où $p_t < \mu \cdot p_{\hat{T}_3}$ et la zone de glissement aux points dont $p_t = \mu \cdot p_{\hat{T}_3}$. Ce phénomène est représenté sur le graphe de la Fig. 2.8.

Dans un cas plus général, cette théorie peut aussi être appliquée à un mouvement transversal (vitesse non nulle en y) mais aussi à un mouvement de rotation autour de l’axe \hat{T}_3 . Dans ce dernier cas, c’est un « moment de frottement » qui apparaît dans la zone.

Dans la plupart des cas, la zone de contact est très petite par rapport à la taille des corps, en raison de la faible élasticité des matériaux. Pour la suite du raisonnement, la zone de contact peut donc être considérée comme un point de contact. Cette hypothèse permet de simplifier la cinématique du contact et le calcul des glissements.

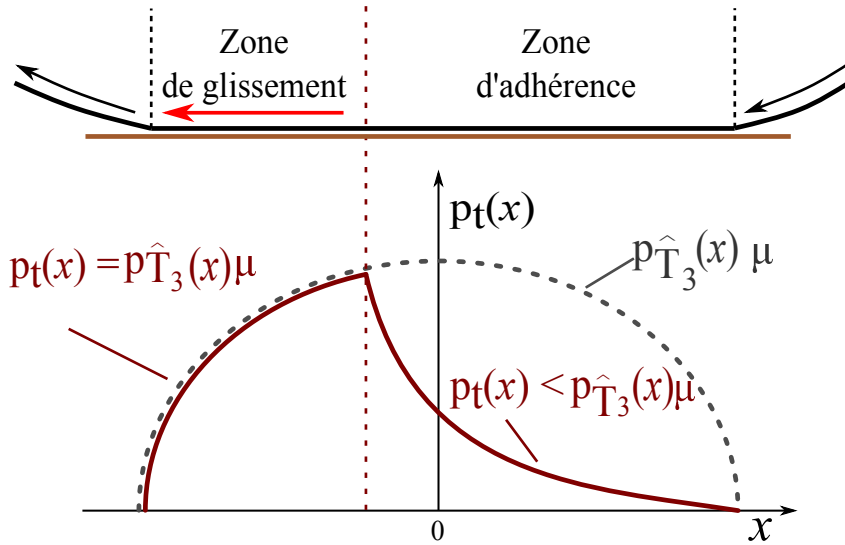


FIGURE 2.8 – Dans le plan $y = 0$: au dessus, représentation des zones de glissement et adhérence sur la roue ; en dessous, traction maximale $p_{t,max}$ en gris et traction effective p_t en bordeaux.

2.2.3 Cinématique des contacts

Tout d'abord, il est nécessaire d'analyser la cinématique du cas du train épicycloïdal. Les repères sont définis comme décrit sur la Fig. 2.9, où :

- $\{\hat{\mathbf{I}}\}$: le repère inertiel fixe.
- $\{\hat{\mathbf{J}}_{PS}\}$, $\{\hat{\mathbf{J}}_{So}\}$ et $\{\hat{\mathbf{J}}_{Sa}\}$: les repères fixés, respectivement, au porte satellite, au soleil et au satellite.
- $\{\hat{\mathbf{T}}\}$: le repère de contact. Son origine est fixée au point géométrique de contact. Il est toujours orienté de façon à ce que $\hat{\mathbf{T}}_1$ soit parallèle à la direction de roulement et $\hat{\mathbf{T}}_3$ équivalente à la direction normale au plan de contact.

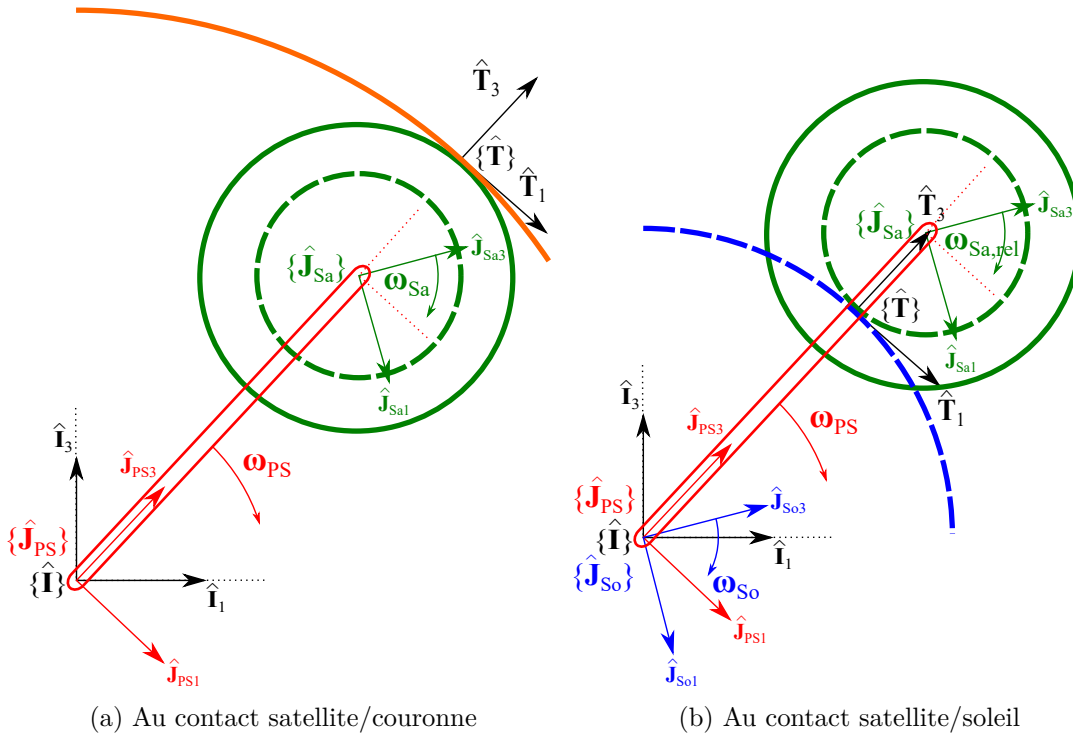


FIGURE 2.9 – Différents repères et vitesses de rotation du train épicycloïdal à contacts lisses.

Il est important de noter que les vecteurs de vitesses de rotation des corps ω_i sont toujours absolus³ et exprimés dans le repère inertiel. Il en sera de même pour les vecteurs vitesse linéaires de l'origine des corps \mathbf{V}_i .

Étant donné que le repère de contact $\{\hat{\mathbf{T}}\}$ est toujours aligné avec celui du porte satellite. Cela correspond à la relation suivante,

$$[\hat{\mathbf{T}}] \equiv [\hat{\mathbf{J}}_{PS}]$$

Il est désormais important de définir les différentes relations entre les repères. Ces derniers sont exprimés par rapport au repère inertiel de la façon suivante :

$$[\hat{\mathbf{J}}_i] = R_i[\hat{\mathbf{T}}] \quad (2.13)$$

où les R_i sont les matrices de rotation des corps respectifs par rapport au repère inertiel.

Pour la suite du raisonnement, le concept de « glissement » doit être expliqué car il permet de déterminer les forces issues des contacts. La Fig. 2.10 décrit le cas général d'un contact entre deux corps en rotation. Dans le repère $\{\hat{\mathbf{T}}\}$, trois types de glissements sont envisageables :

- longitudinal : $\nu_x = \frac{(\mathbf{v}_1 - \mathbf{v}_2) \cdot \hat{\mathbf{T}}_1}{v_m}$ [-]
- latéral : $\nu_y = \frac{(\mathbf{v}_1 - \mathbf{v}_2) \cdot \hat{\mathbf{T}}_2}{v_m}$ [-]
- de rotation : $\phi = \frac{(\omega_1 - \omega_2) \cdot \hat{\mathbf{T}}_3}{v_m}$ [m^{-1}]

où \mathbf{v}_1 , \mathbf{v}_2 et ω_1 , ω_2 sont, respectivement, les vitesses linéaires et angulaires au contact, relatives au repère $\{\hat{\mathbf{T}}\}$. La vitesse moyenne v_m au point de contact est définie telle que $v_m = \frac{1}{2}\|\mathbf{v}_1 + \mathbf{v}_2\|$. Étant donné que le problème étudié dans cette section n'implique aucune rotation autre qu'en $\hat{\mathbf{I}}_2$, aucun glissement de rotation ne peut exister.

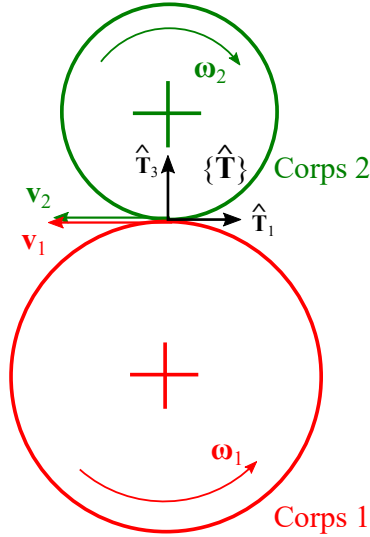


FIGURE 2.10 – Cinématique générale de deux corps en rotation avec un point de contact.

Il est important de remarquer que les vitesses sont perçues depuis le repère de contact $\{\hat{\mathbf{T}}\}$, qui est le repère du porte satellite $\{\hat{\mathbf{J}}_{PS}\}$ pour les deux contacts ici présents. En d'autres mots, il faut veiller à soustraire la vitesse du porte satellite aux vitesses absolues des corps dans le calcul des glissements,

$$\mathbf{v}_i = (\mathbf{V}_i + \omega_i \times \mathbf{d}_i) - (\mathbf{V}_{PS} + \omega_{PS} \times \mathbf{d}_{PS}) \quad (2.14)$$

3. C'est pourquoi, sur les schémas cinématiques, la vitesse angulaire relative du satellite est notée $\omega_{Sa,rel}$.

Les vecteurs \mathbf{d}_i représentent la position du point de contact par rapport à l'origine du repère du corps i . Pour le contact satellite/couronne, en partant de la cinématique décrite dans la Fig. 2.9a, les vitesses linéaires relatives au repère $\{\hat{\mathbf{T}}\}$ s'expriment :

$$\mathbf{v}_{Sa} = (\boldsymbol{\omega}_{Sa} - \boldsymbol{\omega}_{PS}) \times \mathbf{d}_{Sa} \quad (2.15)$$

$$\mathbf{v}_C = -\boldsymbol{\omega}_{PS} \times \mathbf{d}_{PS} \quad (2.16)$$

où $\mathbf{d}_{Sa} = [\hat{\mathbf{J}}_{PS}]^T d_{Sa}$ est le vecteur fixé au repère du porte satellite, de longueur équivalente au rayon du satellite et $\mathbf{d}_{PS} = [\hat{\mathbf{J}}_{PS}]^T d_{PS}$, dont la longueur vaut le rayon de la couronne. Comme défini précédemment, les vitesses de rotation sont exprimées dans le repère inertiel. En veillant à décrire les vitesses selon le repère $\{\hat{\mathbf{T}}\} = \{\hat{\mathbf{J}}_{PS}\}$ (car les glissements doivent être exprimés dans ce repère), les équations (2.15) et (2.16) deviennent⁴ :

$$\mathbf{v}_{Sa} = [\hat{\mathbf{T}}]^T (R_{PS} (\tilde{\omega}_{Sa} - \tilde{\omega}_{PS}) d_{Sa}) \quad (2.17)$$

$$\mathbf{v}_C = [\hat{\mathbf{T}}]^T (-R_{PS} \tilde{\omega}_{PS} d_{PS}) \quad (2.18)$$

En ce qui concerne le second contact, entre le satellite et le soleil, la Fig. 2.9b suggère les vitesses suivantes :

$$\mathbf{v}_{So} = (\boldsymbol{\omega}_{So} - \boldsymbol{\omega}_{PS}) \times \mathbf{d}_{So} \quad (2.19)$$

$$\mathbf{v}_{Sa'} = (\boldsymbol{\omega}_{Sa} - \boldsymbol{\omega}_{PS}) \times \mathbf{d}_{Sa'} \quad (2.20)$$

avec $\mathbf{d}_{So} = [\hat{\mathbf{J}}_{PS}]^T d_{So}$, vecteur fixé au repère du porte satellite, de longueur égale au rayon du soleil et $\mathbf{d}_{Sa'} = [\hat{\mathbf{J}}_{PS}]^T d_{Sa'}$, l'équivalent pour le satellite (direction opposée à \mathbf{d}_{Sa}). En exprimant ces deux relations dans le repère de contact, les vitesses obtenues sont,

$$\mathbf{v}_{So} = [\hat{\mathbf{T}}]^T (R_{PS} (\tilde{\omega}_{So} - \tilde{\omega}_{PS}) d_{So}) \quad (2.21)$$

$$\mathbf{v}_{Sa'} = [\hat{\mathbf{T}}]^T (R_{PS} (\tilde{\omega}_{Sa} - \tilde{\omega}_{PS}) d_{Sa'}) \quad (2.22)$$

2.2.4 Problème tangent : Force de Kalker

La théorie de Hertz permet seulement de calculer les dimensions de la zone de contact et les contraintes normales réparties dans cette région. Cependant, lorsque les corps se mettent en rotation, des forces dans la direction tangentielle au contact apparaissent et assurent la transmission de puissance. Un autre modèle est donc nécessaire pour le problème tangent : le modèle linéaire de Kalker [7]. Il s'agit d'un modèle couramment utilisé dans le monde ferroviaire pour modéliser le contact roue-rail. Il est possible de l'adapter au CVT en calculant la cinématique des corps au point de contact et, plus particulièrement, les glissements. Ceci a été effectué dans la Section 2.2.3.

Les efforts tangentiels issus du comportement des corps dans la zone de contact, décrit dans la Section 2.2.2, sont donc obtenus via une série de coefficients qu'a établi Kalker. La force longitudinale $F_{\hat{T}_1}$, transversale $F_{\hat{T}_2}$ ainsi que le couple $C_{\hat{T}_3}$ sont calculés comme suit :

$$\begin{Bmatrix} F_{\hat{T}_1} \\ F_{\hat{T}_2} \\ C_{\hat{T}_3} \end{Bmatrix} = -G ab \begin{bmatrix} c_{11} & 0 & 0 \\ 0 & c_{22} & \sqrt{ab} c_{23} \\ 0 & -\sqrt{ab} c_{23} & ab c_{33} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \nu_x \\ \nu_y \\ \phi \end{Bmatrix} \quad (2.23)$$

où $G = \frac{E}{2(1+\nu)}$ est le module de cisaillement et les c_{ij} sont les coefficients de Kalker disponibles dans des tables et fonctions du rapport b/a [7]. Une fois de plus, une approximation polynomiale a été effectuée sur chacun d'eux pour obtenir un modèle continu.

4. Le matrice de rotation R_{PS} apparaît dans les équations, même si cela n'a aucun effet sur le calcul des vitesses, car tous les corps tournent selon l'axe $\hat{\mathbf{I}}_2$. Ce ne sera plus le cas pour le CVT.

Les coefficients étant fonctions uniquement du matériaux et de la force normale au contact, le calcul des forces se fait de façon linéaire. Cependant, selon le modèle de Shen, Edricks et Elkins (SHE) [15], il est possible d'ajouter un comportement cubique à la force pour atteindre la force maximale μN progressivement, tout en tenant compte du glissement de rotation. Pour obtenir cet effet de saturation cubique, il faut d'abord exprimer la force tangentielle totale F_t ,

$$F_t = \sqrt{(F_{\hat{T}_1})^2 + (F_{\hat{T}_2})^2} \quad (2.24)$$

Ensuite, la force tangentielle normalisée f_t est définie comme suit,

$$f_t \triangleq \frac{F_t}{\mu N} \quad (2.25)$$

Pour finir la force F_{SHE} du modèle de saturation SHE s'obtient,

$$\begin{aligned} F_{SHE} &= \mu N \left[f_t - \frac{1}{3} f_t^2 + \frac{1}{27} f_t^3 \right] && \text{si } f_t \leq 3 \\ F_{SHE} &= \mu N && \text{si } f_t > 3 \end{aligned} \quad (2.26)$$

L'allure des courbes obtenues en fonction du glissement longitudinal est visible sur Fig. 2.11.

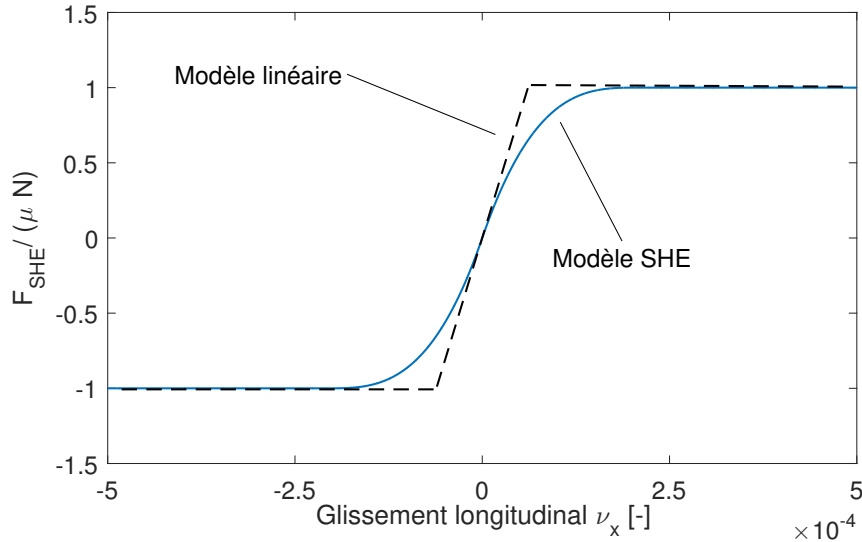


FIGURE 2.11 – Force tangentielle en fonction du glissement longitudinal obtenue selon le modèle de Kalker.

2.2.5 Calcul théorique du couple maximal admissible

Pour dimensionner la force normale nécessaire pour éviter tout glissement pur dans les contacts lisses (cas (a), Fig. 2.7), une analyse d'un schéma du corps rendu libre peut être effectuée. Celle-ci n'est donc correcte qu'en solution de régime. Elle permet cependant d'estimer la force nécessaire dans les contacts sans effectuer une étude dynamique.

La Fig. 2.12 schématise toutes les forces qui agissent sur les différents corps, avec un couple d'entrée sur le porte satellite C_{PS} . Les différentes forces aux contacts sont symbolisées par la notation $F_{i/j}$, force appliquée du corps i vers le corps j .

Tout d'abord, la force sur l'arbre du satellite $F_{PS/Sa}$ se calcule à partir du couple d'entrée C_{PS} ,

$$F_{PS/Sa} = \frac{C_{PS}}{r_{PS}} \quad (2.27)$$

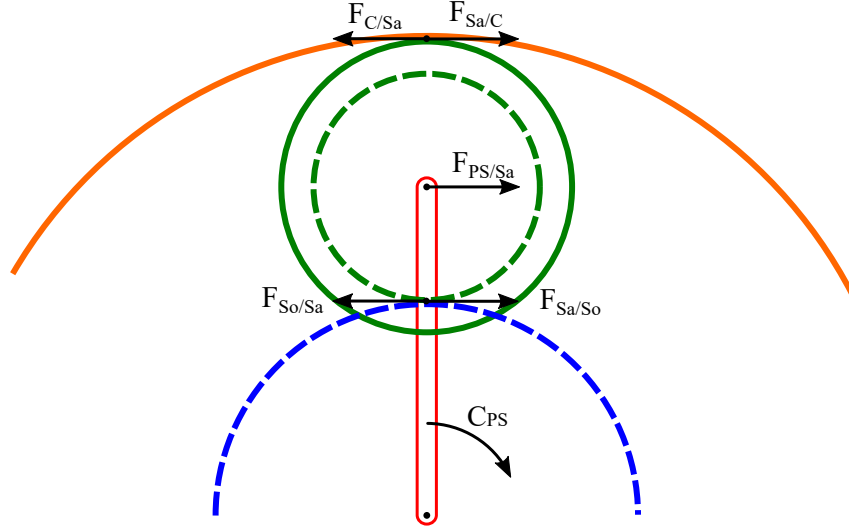


FIGURE 2.12 – Schéma du corps rendu libre du train épicycloïdal.

En appliquant l'analyse des forces sur le satellite, les relations suivantes sont obtenues :

$$F_{PS/Sa} = F_{C/Sa} + F_{So/Sa} \quad (2.28)$$

$$F_{C/Sa} r_{Sa} = F_{So/Sa} r_{Sa'} \quad (2.29)$$

L'équation (2.29) peut se réécrire,

$$F_{C/Sa} = F_{So/Sa} \frac{r_{Sa'}}{r_{Sa}} \quad (2.30)$$

Ceci permet de mettre en évidence l'importance du rapport de rayon $\frac{r_{Sa'}}{r_{Sa}}$. En effet, dans le cas présenté sur la Fig. 2.12, ce rapport est inférieur à l'unité. La force provenant du soleil est donc toujours supérieure. Si les matériaux et forces normales dans les deux contacts sont identiques, c'est alors le contact satellite/soleil qui est susceptible de glisser le premier. Il faut donc toujours étudier le contact issu du rayon le plus faible pour estimer la force normale nécessaire.

En injectant cette dernière relation dans (2.28), l'équation devient,

$$F_{PS/Sa} = F_{So/Sa} \left(1 + \frac{r_{Sa'}}{r_{Sa}}\right) \quad (2.31)$$

Dans le cas extrême où le mécanisme est sur le point de glisser, la force aura atteint le maximum de sa capacité, autrement dit, $F_{So/Sa} = \mu N$. Le couple maximal $C_{PS,max}$ s'obtient en réinjectant l'expression de la force dans l'équation (2.27),

$$C_{PS,max} = \mu N r_{PS} \left(1 + \frac{r_{Sa'}}{r_{Sa}}\right) \quad (2.32)$$

Cette relation met donc en évidence le couple maximal que le train épicycloïdal peut supporter sans glisser, cette valeur sera validée par la suite au moyen des simulations. L'équation peut également être réagencée afin de dimensionner la force normale nécessaire pour un couple d'entrée maximal donné.

2.2.6 Validation

Dans le cadre de cette étude, les rayons des différents corps sont toujours ceux définis dans la précédente validation. Les rapports de rayons sont donc également identiques et le ratio $\tau_{TE} = 2.52$ est conservé. Cependant, le remplacement des contraintes cinématiques par le modèle

dynamique de Kalker autorise des glissements entre les roues. Une légère modification du rapport de vitesses est donc attendue. La couronne est désormais modélisée par un tore pour prendre compte de la courbure supplémentaire, utile au calcul du contact de Hertz. Un aperçu de cet assemblage est montré dans la Fig. 2.13. La transmission est toujours constituée de pièce en acier *AISI1020* (voir les propriétés dans la Table 2.1).

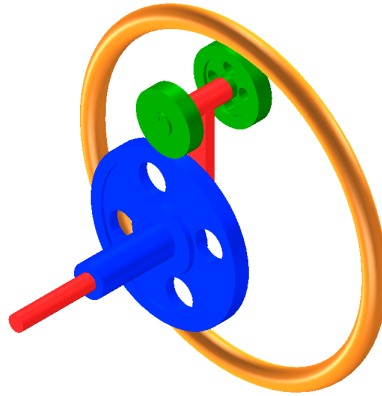


FIGURE 2.13 – Aperçu 3D du train épicycloïdal à contacts lisses choisi pour la simulation

L’objectif de cette validation consiste à jouer sur le couple d’entrée pour en étudier le comportement résultant. Pour l’instant, ce couple sert à déplacer linéairement un véhicule de masse m_{car} soumis à force de résistance de l’air F_d avec,

$$F_d = -k_d \cdot v_{car}^2 \quad (2.33)$$

où k_d est un coefficient à déterminer⁵ et v_{car} la vitesse du véhicule. Les pertes au contact roue/sol sont négligées et le rayon des roues vaut r_w . Les différents paramètres utilisés lors de la simulation sont condensés dans la Table 2.2.⁶ Dans un premier temps, les paramètres permettent de dessiner les courbes de forces du modèle de Kalker dans les deux contacts, voir Fig. 2.14. Vu que les forces normales et coefficients de frottement dans les contacts sont identiques, les forces tangentielles maximales que peuvent supporter les contacts sont aussi égales. Cependant, les pentes des deux courbes, autrement-dit les coefficients de Kalker, sont différentes car les rayons de courbures diffèrent. Le graphe suggère donc que le contact entre le satellite et la couronne provoquera le plus de pertes.

Pour éviter que des problèmes numériques apparaissent lorsque le mécanisme entre en mouvement depuis le repos, la simulation démarre avec un couple d’entrée égal à 0.1 [Nm] et les différentes vitesses qui correspondent à ce couple en régime permanent. De plus, durant la simulation, l’augmentation du couple d’entrée a été performée suffisamment lentement pour rester proche de la solution en régime permanent en tout point. En effet, l’objectif de cette validation intermédiaire n’est pas de mettre en évidence les phénomènes transitoires. Plusieurs résultats sont intéressants à analyser.

Tout d’abord, la Fig. 2.15 montre les forces d’action et réaction dans les contacts lorsque le couple, agissant sur le porte satellite, augmente progressivement. La force au contact satellite/couronne augmente linéairement sans interruption alors que celle issue de l’autre contact atteint la saturation autour de 0.5 [Nm]. Pour les paramètres entrés dans cette simulation, l’équation (2.32) prévoit un couple maximal admissible de 0.495 [Nm]. Elle correspond sensiblement à

5. Le coefficient k_d est développé en détail lors de la modélisation du véhicule à la Section 3.1.2.

6. Un rayon infini correspond à une surface plane. Le soleil devrait aussi posséder un rayon infini en $\hat{\mathbf{T}}_2$, cependant un rayon fini a été choisi ici pour simuler un contact 3D entre le soleil et le satellite. Ce sera le cas pour le CVT.

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité
Rayon de la couronne en $\hat{\mathbf{T}}_1$	$r_{\hat{\mathbf{T}}_1,C}$	-0.146	[m]
Rayon de la couronne en $\hat{\mathbf{T}}_2$	$r_{\hat{\mathbf{T}}_2,C}$	0.01	[m]
Rayon du satellite en $\hat{\mathbf{T}}_1$	$r_{\hat{\mathbf{T}}_1,Sa}$	0.036	[m]
Rayon du satellite en $\hat{\mathbf{T}}_2$	$r_{\hat{\mathbf{T}}_2,Sa}$	inf.	[m]
Rayon du satellite secondaire en $\hat{\mathbf{T}}_1$	$r_{\hat{\mathbf{T}}_1,Sa'}$	0.03	[m]
Rayon du satellite secondaire en $\hat{\mathbf{T}}_2$	$r_{\hat{\mathbf{T}}_2,Sa'}$	inf.	[m]
Rayon du soleil en $\hat{\mathbf{T}}_1$	$r_{\hat{\mathbf{T}}_1,So}$	0.08	[m]
Rayon du soleil en $\hat{\mathbf{T}}_2$	$r_{\hat{\mathbf{T}}_2,So}$	0.08	[m]
Rayon des roues	r_w	0.1	[m]
Force normale aux contacts	N	4.9	[N]
Coefficient de frottement	μ	0.5	[-]
Masse du véhicule	m_{car}	10	[kg]
Couple d'entrée (appliqué sur le porte satellite)	C_{PS}	0.1-0.6	[Nm]
Coefficient de résistance de l'air	k_d	0.15	[Ns ² /m ²]

TABLE 2.2 – Paramètres utilisés lors de la validation du train épicycloïdal à contacts lisses.

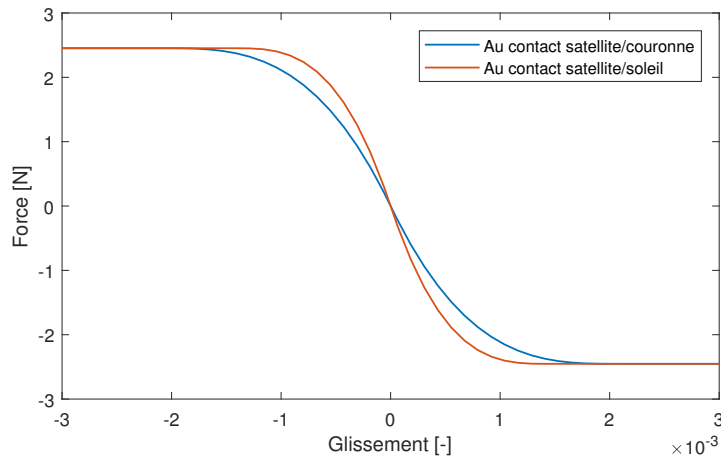


FIGURE 2.14 – Forces tangentielles issues du modèle de Kalker en fonction du glissement longitudinal.

la valeur calculée théoriquement. La force tangentielle a donc atteint le maximum de la force transmissible dans le contact, c'est à dire $\mu N = 2.45$ [N].

Le couple d'entrée dépasse les limites technologiques que peut supporter la transmission. Cette dernière se met donc à glisser. La Fig. 2.16 montre cet effet sur l'évolution des vitesses de rotations des différents disques. Le frottement quasi-statique n'étant plus assuré, les vitesses du soleil et satellite s'emballent rapidement alors que le soleil, directement connecté aux roues, garde une vitesse modérée. Pour qu'il n'y ait pas de glissement et donc que l'équation de contrainte (2.1) soit satisfaite⁷, la courbe mauve doit rester nulle. Le graphe montre que ce n'est pas le cas pour les couples plus grands que 0.5 [Nm].

La Fig. 2.17 permet de mettre en évidence l'évolution des vitesses linéaires de chaque corps dans les deux contacts. Au contact satellite/couronne, les deux vitesses linéaires restent parfaitement égales en tout point. Ceci prouve que le satellite adhère convenablement à la couronne. Ce n'est cependant pas le cas des vitesses linéaires du contact satellite/soleil. À partir

7. Attention que cette équation n'est jamais parfaitement valide dans le cas de glissements.

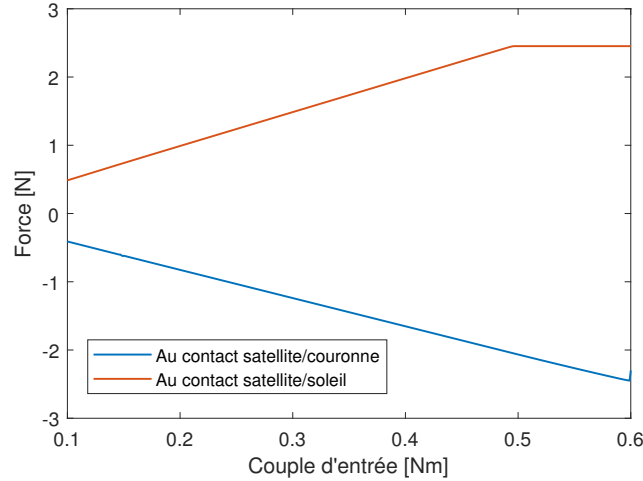


FIGURE 2.15 – Force tangentielle dans les contacts.

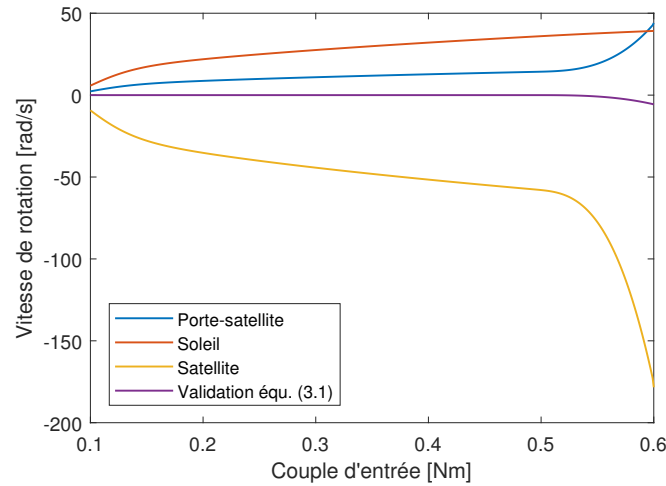


FIGURE 2.16 – Vitesses de rotation des différents disques ; la courbe mauve correspond à la validation de l'équation de contrainte (2.1) où tous les termes sont placés du côté gauche, elle est donc validée lorsque la courbe vaut 0.

de 0.5 [Nm], elle se décolle. Le contact entre donc dans une situation de glissement pur et plus rien n'empêche le porte satellite d'accélérer.

Pour finir, le rendement est calculé sur base de la puissance transmise au porte satellite (entrée) P_{in} et des pertes issues des glissements longitudinaux dans chaque contact $P_{Sa/So,long}$ et $P_{Sa/C,long}$ comme suit,

$$\eta_{TE} = \frac{P_{in} - P_{Sa/So,long} - P_{Sa/C,long}}{P_{in}} \quad (2.34)$$

avec,

$$P_{in} = \omega_{PS} C_{PS} \quad (2.35)$$

$$P_{Sa/So,long} = (\mathbf{v}_{So} - \mathbf{v}_{Sa'}) \cdot \mathbf{F}_{Sa/So} \quad (2.36)$$

$$P_{Sa/C,long} = (\mathbf{v}_{Sa} - \mathbf{v}_C) \cdot \mathbf{F}_{Sa/C} \quad (2.37)$$

Il chute rapidement lorsque le contact se met à glisser (voir Fig. 2.18). Il est bien sûr inadmissible de travailler dans cette zone de fonctionnement. Ceci jouera sur le choix des matériaux et forces normales qui devra être fait lors du dimensionnement. Lorsque les deux contacts adhèrent, la

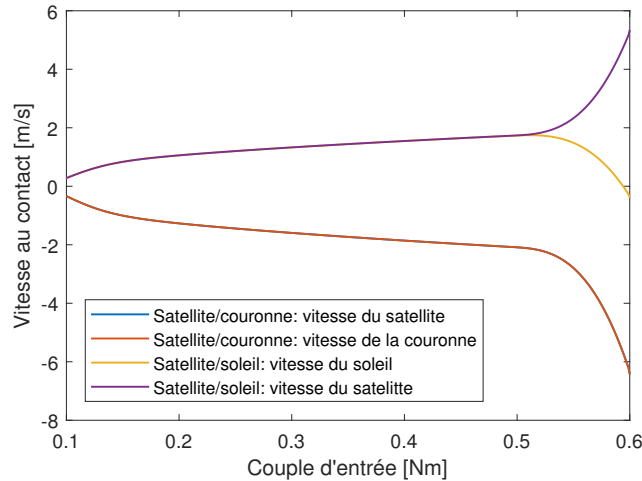


FIGURE 2.17 – Vitesse linéaires dans les contacts, relatives aux repères de contact.

transmission affiche des rendements de 99.9%. Pour l’instant, aucune perte dans les roulements n’a été prise en compte. De plus, la conicité des satellites, présentée dans la section suivante, introduira des forces supplémentaires dans les contacts qui réduiront aussi les performances.

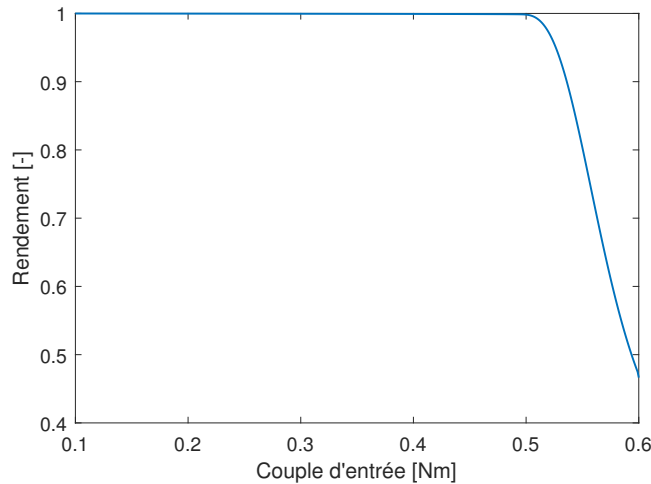


FIGURE 2.18 – Rendement du mécanisme.

2.3 Transmission continûment variable

L’étape finale consiste à remplacer les satellites actuels par des corps coniques qui permettent la modification du rapport de réduction. Cela implique aussi d’incliner leur axe, qui ne sera donc plus parallèle aux arbres du mécanisme. Cela entraînera l’apparition de glissements supplémentaires dans les contacts. En raison des inconvénients mentionnés pour le prototype α (voir Section 1.2.1), le CVT modélisé ici correspond au modèle β , dans lequel les principaux défauts ont été corrigés.

2.3.1 Modification du rapport de réduction

Précédemment, le rapport de réduction du train épicycloïdal était fixé par les différents rapports de rayons entre les corps. Ceci implique donc une valeur de τ_{TE} constante donnée par

l'équation (2.4). En modifiant le mécanisme, tel qu'expliqué dans la Section 1.2, il est possible d'obtenir un rapport de réduction τ_{CVT} variable, dépendant de la position longitudinale de la couronne.

En imposant les deux contraintes cinématiques comme appliquées dans le cas du train épicycloïdal parfait et en négligeant donc les faibles glissements dans les contacts pour l'instant, les vitesses de rotation des corps sont régies par l'équation suivante,

$$\frac{\omega_{S_o} - \omega_{PS}}{\omega_C - \omega_{PS}} = -\frac{r_C r'_{S_a}}{r_{S_a} r_{S_o}} \quad (2.38)$$

Grâce au caractère mobile de la couronne selon $\hat{\mathbf{I}}_2$ et l'aspect conique des satellites, le rayon effectif de ces derniers r_{S_a} est variable et se calcule,

$$r_{S_a} = \sin(\alpha) (y_{S_a,s} - y_C) \quad (2.39)$$

où $y_{S_a,s}$ est la position longitudinale du sommet du cône des satellites et y_C , la position longitudinale de la couronne, décrit sur la Fig. 2.19. Afin d'assurer un contact effectif entre la couronne et le satellite, la valeur de y_C doit rester dans l'intervalle : $[y_{C,min}, y_{C,max}]$. Ces valeurs sont déterminées par le dimensionnement des satellites. Les valeurs minimale et maximale de τ_{CVT} s'obtiennent donc lorsque la position de la couronne se situe aux extrémités des cônes.

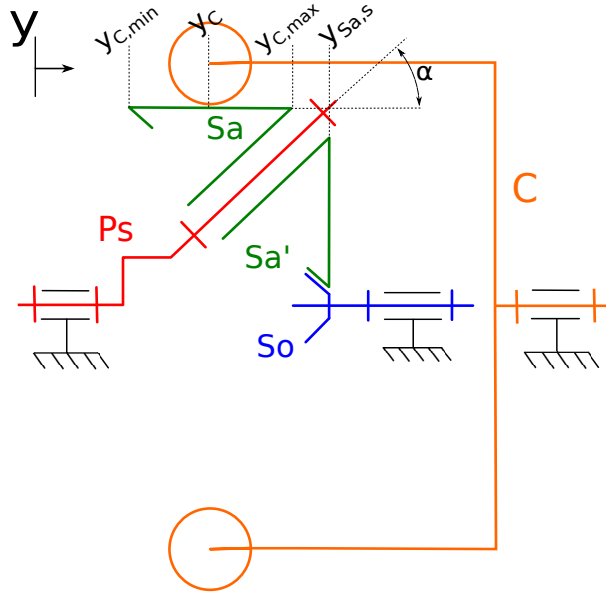


FIGURE 2.19 – Schéma cinématique du CVT, modèle β .

La rotation de la couronne est bloquée autour de son axe de translation ($\omega_C=0$ [rad/s]) et le rapport de réduction dépendant de la position de la couronne $\tau_{CVT}(y_C)$ s'exprime,

$$\tau_{CVT}(y_C) = 1 + \frac{r_C r'_{S_a}}{r_{S_o}} \frac{1}{(y_{S_a,s} - y_C) \sin(\alpha)} \quad (2.40)$$

Le rapport de réduction peut donc varier de manière continue entre les valeurs de $\tau_{CVT,max}$ et $\tau_{CVT,min}$ obtenues respectivement pour les positions $y_{C,max}$ et $y_{C,min}$.

2.3.2 Cinématique des contacts

En raison de l'inclinaison des satellites et de leur forme conique, il est nécessaire de redéfinir certains repères d'axes utilisés pour l'étude cinématique du mécanisme. Ceux-ci sont représentés sur la figure Fig. 2.20. Il est intéressant de préciser que les repères de couleur sont rattachés à

leur corps respectif (point matériel). Les repères $\{\hat{\mathbf{T}}\}$ ont, quant à eux, un point géométrique pour origine, au contact entre deux corps. Pour rappel, l'axe $\hat{\mathbf{T}}_3$ est normal au contact et point vers le corps d'indice 2 (voir Fig. 2.10) tandis que $\hat{\mathbf{T}}_1$ se trouve dans la direction de roulement.

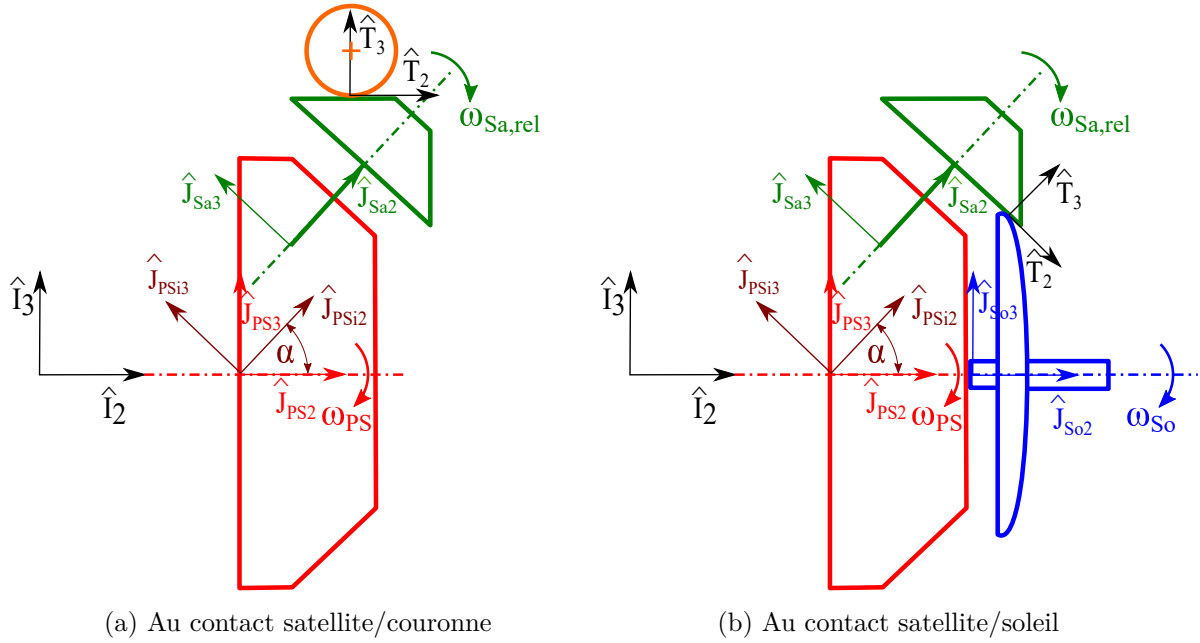


FIGURE 2.20 – Différents repères et vitesses de rotation du CVT.

Un seul repère supplémentaire est nécessaire en raison de l'inclinaison permanente de chaque satellite. Il est noté $\hat{\mathbf{J}}_{PSi}$ ⁸ et défini par une rotation d'angle α selon l'axe $\hat{\mathbf{J}}_{PS1}$, autrement dit,

$$[\hat{\mathbf{J}}_{PSi}] = R_{1,\alpha}[\hat{\mathbf{J}}_{PS}] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha & \sin \alpha \\ 0 & -\sin \alpha & \cos \alpha \end{bmatrix} [\hat{\mathbf{J}}_{PS}] \quad (2.41)$$

C'est désormais autour de l'axe $\hat{\mathbf{J}}_{PSi2}$ que le satellite tourne. Cet axe n'étant plus perpendiculaire à la normale des contacts, le glissement de rotation ϕ doit être pris en compte. Il est dû à la rotation relative des corps selon l'axe $\hat{\mathbf{T}}_3$ qui est non nulle.

L'étape suivante consiste à déterminer les différentes vitesses utiles au calcul des glissements dans les contacts. Une fois de plus, celles-ci sont définies relativement au repère de contact, il faut donc soustraire la vitesse du porte satellite aux vitesses des corps qui sont absolues (équation (2.14)). Pour visualiser au mieux les distances \mathbf{d}_i entre les contacts et les origines des corps, ces dernières sont représentées sur la Fig. 2.21. Les contacts se déplacent avec le porte satellite, il en est de même pour les vecteurs \mathbf{d}_i , qui seront donc exprimés selon $\hat{\mathbf{J}}_{PS}$.

Au contact couronne/satellite Le repère de contact, décrit sur la Fig. 2.20a, est toujours identique au repère du porte satellite, donc $[\hat{\mathbf{T}}] = [\hat{\mathbf{J}}_{PS}]$. De ce fait les vitesses linéaires relatives au contact, issues des équations (2.17) et (2.18) sont calculées exactement comme dans le cas précédent,

$$\mathbf{v}_{Sa} = [\hat{\mathbf{T}}]^T (R_{PS} (\tilde{\omega}_{Sa} - \tilde{\omega}_{PS}) d_{Sa}) \quad (2.42)$$

$$\mathbf{v}_C = [\hat{\mathbf{T}}]^T (-R_{PS} \tilde{\omega}_{PS} d_{PS}) \quad (2.43)$$

8. PSi pour Porte Satellite incliné

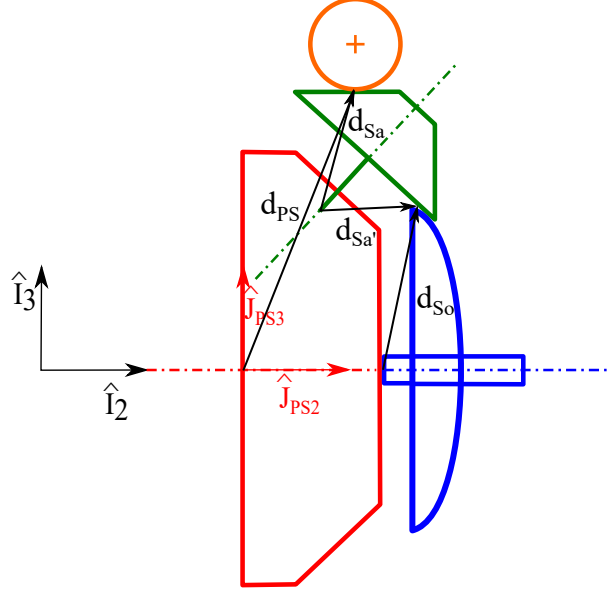


FIGURE 2.21 – Distances entre les contacts et les origines des corps, dans le repère $\hat{\mathbf{J}}_{PS}$.

Il faut désormais évaluer les vitesses de rotation relatives au contact,

$$\boldsymbol{\omega}_{Sa} = [\hat{\mathbf{T}}]^T (R_{PS} (\boldsymbol{\omega}_{Sa} - \boldsymbol{\omega}_{PS})) \quad (2.44)$$

$$\boldsymbol{\omega}_C = [\hat{\mathbf{T}}]^T (-R_{PS} \boldsymbol{\omega}_{PS}) \quad (2.45)$$

Au contact satellite/soleil En inspectant la Fig. 2.9b, le repère du contact est ici de biais par rapport au repère du porte satellite. Il est en fait aligné à l'axe des satellites $\{\hat{\mathbf{J}}_{PSi}\}$. De plus, pour le faire correspondre exactement à la définition décrite sur la Fig. 2.10, il est nécessaire d'appliquer une rotation négative de 90° selon l'axe $\hat{\mathbf{J}}_{PSi1}$,

$$[\hat{\mathbf{T}}] = R_{1,-90^\circ} [\hat{\mathbf{J}}_{PSi}] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} [\hat{\mathbf{J}}_{PSi}] \quad (2.46)$$

Dès lors, la relation entre le repère de contact et le repère du porte satellite s'écrit,

$$[\hat{\mathbf{T}}] = R_{1,-90^\circ} R_{1,\alpha} [\hat{\mathbf{J}}_{PS}] \quad (2.47)$$

Les vitesses linéaires découlent des équations (2.21) et (2.22), tout en veillant à multiplier ces dernières par les matrices de rotation pour faire apparaître le repère de contact,

$$\mathbf{v}_{So} = [\hat{\mathbf{T}}]^T (R_{1,-90^\circ} R_{1,\alpha}) (R_{PS} (\tilde{\boldsymbol{\omega}}_{So} - \tilde{\boldsymbol{\omega}}_{PS}) d_{So}) \quad (2.48)$$

$$\mathbf{v}_{Sa'} = [\hat{\mathbf{T}}]^T (R_{1,-90^\circ} R_{1,\alpha}) (R_{PS} (\tilde{\boldsymbol{\omega}}_{Sa} - \tilde{\boldsymbol{\omega}}_{PS}) d_{Sa'}) \quad (2.49)$$

Pour finir, les vitesses de rotations s'obtiennent,

$$\boldsymbol{\omega}_{So} = [\hat{\mathbf{T}}]^T (R_{1,-90^\circ} R_{1,\alpha}) (R_{PS} (\boldsymbol{\omega}_{So} - \boldsymbol{\omega}_{PS})) \quad (2.50)$$

$$\boldsymbol{\omega}_{Sa'} = [\hat{\mathbf{T}}]^T (R_{1,-90^\circ} R_{1,\alpha}) (R_{PS} (\boldsymbol{\omega}_{Sa} - \boldsymbol{\omega}_{PS})) \quad (2.51)$$

Raisonnement pour les autres satellites Toutes les vitesses obtenues ci-dessus permettent de calculer les glissements et donc modéliser le contact d'un seul satellite, celui qui se trouve dans la continuité de l'axe $\hat{\mathbf{J}}_{PSi3}$ (comme le suggère la Fig. 2.21). Néanmoins, le mécanisme contient quatre satellites pour les raisons citées dans la Section 1.2.

Comme le problème est exactement identique pour les quatre satellites, mise à part leur position angulaire sur le porte satellite, seule une simple redéfinition du repère $\{\hat{\mathbf{J}}_{PS}\}$ est nécessaire. Plus précisément, chaque satellite est déphasé de 90° autour de l'axe $\hat{\mathbf{J}}_{PS2}$ par rapport au précédent. Les trois repères supplémentaires sont donc définis tels que,

$$[\hat{\mathbf{J}}_{PS'}] = R_{2,90^\circ}[\hat{\mathbf{J}}_{PS}] \quad (2.52)$$

$$[\hat{\mathbf{J}}_{PS''}] = R_{2,180^\circ}[\hat{\mathbf{J}}_{PS}] \quad (2.53)$$

$$[\hat{\mathbf{J}}_{PS'''}] = R_{2,270^\circ}[\hat{\mathbf{J}}_{PS}] \quad (2.54)$$

où,

$$R_{2,\zeta} = \begin{bmatrix} \cos \zeta & 0 & -\sin \zeta \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \zeta & 0 & \cos \zeta \end{bmatrix} \quad (2.55)$$

Pour le reste, le raisonnement adopté ci-dessus peut être strictement répliqué avec chaque nouveau repère de référence.

2.3.3 Forces normales dans les contacts

La transmission du couple entre les différents corps en rotation étant assurée par frottements, il est nécessaire d'y appliquer une force normale suffisante. Cependant, un effort trop important est dommageable pour le rendement ainsi que l'usure. En effet, le moment dû à l'inévitable glissement de rotation dans les contacts augmente plus que proportionnellement avec la normale ($C_{T_3} \propto N^{4/3}$, voir la matrice de Kalker (2.23)).

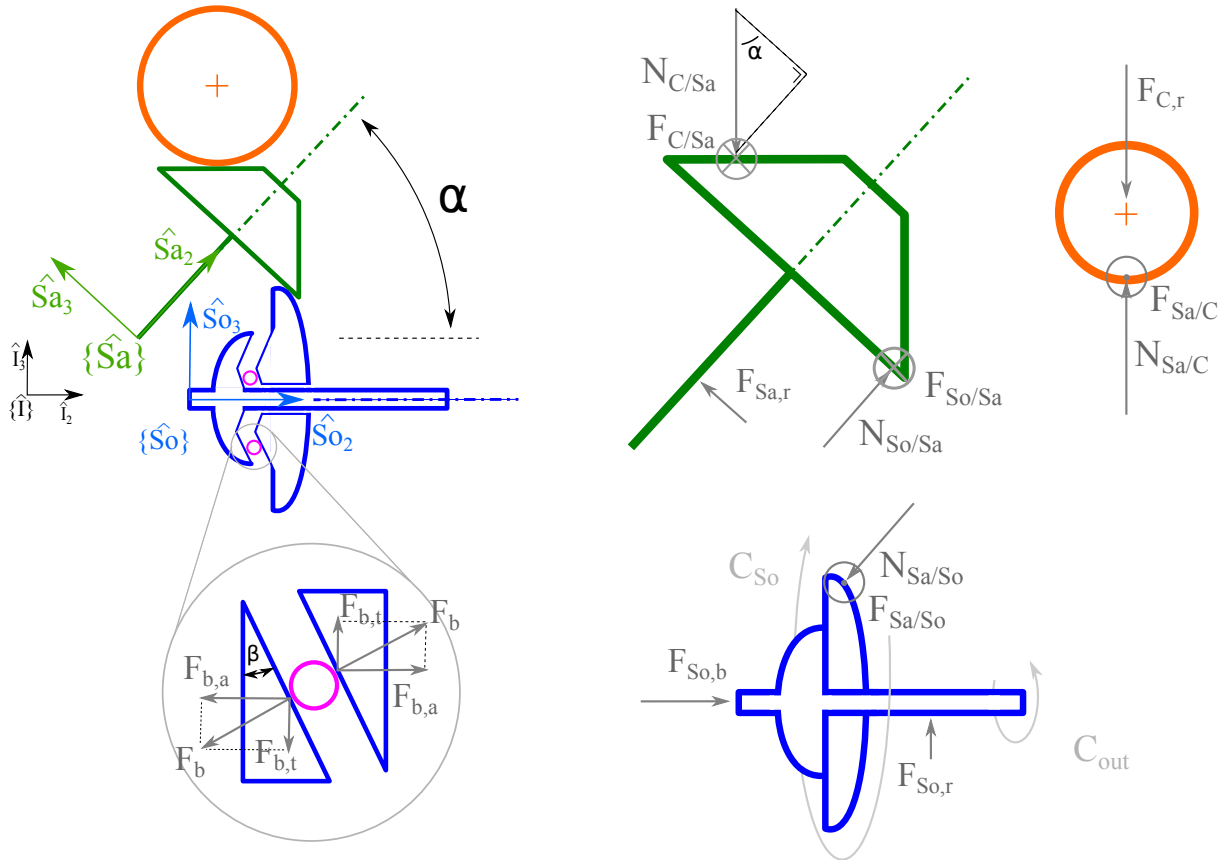


FIGURE 2.22 – Schéma du corps rendu libre d'un rouleaux, d'un satellite et du soleil.

Le soleil est équipé d'un mécanisme de rampes à billes. Le but de celui-ci réside dans l'augmentation progressive des forces normales dans les contacts proportionnellement au couple

appliqué sur le soleil. Contrairement au modèle précédent (voir Section 2.2.5), les normales ne doivent pas être dimensionnées par rapport à un couple maximal, à partir duquel le CVT se mettrait à glisser. Il existe bien sûr d'autres limitations qui imposent une limite maximale au couple applicable à la transmission.

Sur le soleil Dans le modèle β du CVT, le soleil est composé de deux parties distinctes. Elles sont désignées comme composante centrale et annulaire de celui-ci. La partie centrale est bloquée longitudinalement par une butée à billes et directement reliée à la sortie du CVT tandis que la composante annulaire est libre de se déplacer le long de l'axe. Elle effectue le contact avec les satellites. L'interface entre les deux composantes est réalisée au moyen des rampes à billes.

Comme le suggère les schémas de la Fig. 2.22, lorsque le CVT est en fonctionnement, un couple sur le soleil C_{So} est transmis depuis les satellites via la force de contact $F_{Sa/So}$ entre ces deux corps,

$$C_{So} = r_{So} F_{Sa/So} n_{Sa} \quad (2.56)$$

où n_{Sa} est le nombre de satellites.

Ce couple engendre une force tangentielle $F_{b,t}$ sur les billes qui servent d'interface entre les deux parties distinctes du soleil. Elles sont placées dans des couloirs biaisés d'un angle β , appelés « rampes ». Elles sont disposées dans un cercle de rayon r_b autour de l'axe de rotation du soleil, donc,

$$C_{So} = r_b F_{b,t} \quad (2.57)$$

Les rampes ne pouvant qu'appliquer une force perpendiculaire au contact avec les billes, une force axiale $F_{b,a}$ apparaît avec,

$$\tan \beta = \frac{F_{b,t}}{F_{b,a}} \quad (2.58)$$

Sur la partie centrale du soleil, une butée à billes se charge de récupérer l'effort de réaction à cette force axiale. Cependant, la partie annulaire prend appui sur les satellites occasionnant la force normale $N_{Sa/So}$. L'inclinaison α des cônes étant connue, la valeur de la normale $N_{Sa/So}$ s'obtient en combinant les équations (2.57) et (2.58),

$$N_{Sa/So} = \frac{C_{So}}{r_b n_{Sa} \tan \beta \cos \alpha} \quad (2.59)$$

N'étant pas dirigée axialement, la normale $N_{Sa/So}$ entraîne une charge radiale reprises par les roulements ($F_{So,r1}$ et $F_{So,r2}$). Néanmoins, le CVT est composé de plusieurs satellites placés symétriquement, les composantes radiales des forces s'équilibrent et les roulements ne reprennent donc aucune charge.

Sur le satellite Aucune butée n'est présente sur l'axe des satellites, ces derniers sont libres de glisser le long de leur axe de rotation. La force de réaction $N_{So/Sa}$ a donc tendance à pousser les satellites vers l'extérieur. Ils sont retenus radialement par les rouleaux de la couronne extérieure. Le calcul de l'équilibre des forces selon l'axe de rotation du satellite ($\hat{\mathbf{J}}_{Sa2}$) permet d'obtenir l'expression la force normale au contact entre la couronne et le satellite $N_{C/Sa}$,

$$N_{C/Sa} = \frac{N_{So/Sa}}{\sin \alpha} \quad (2.60)$$

La présence de ces deux forces seules provoquerait un moment de force sur le satellite. Celui-ci est maintenu en place grâce aux appuis contre les roulements : $F_{Sa,r}$. Contrairement aux efforts radiaux sur le soleil, la présence de plusieurs satellites ne permettra pas de diminuer la charge dans les roulements qui devront donc être conçus en conséquence.

Valeur de l'angle β

Comme le montre les équations (2.59) et (2.60), les forces normales dans les contacts sont inversement proportionnelles à la valeur de $\tan \beta$. L'angle d'inclinaison des rampes à billes doit être dimensionné de façon judicieuse. En effet, un angle β trop faible, engendrerait des forces normales plus grandes que nécessaires et introduirait des pertes supplémentaires dans les contacts. Un angle d'inclinaison trop élevé ne permettrait pas, quant à lui, de fournir une traction suffisante dans les contacts.

Le choix de l'angle β est donc crucial pour le bon fonctionnement du CVT. Pour que la transmission fonctionne, il est nécessaire qu'aucun des deux contacts ne glisse. En d'autres termes, les inégalités (2.61) et (2.62) doivent être satisfaites.

$$F_{Sa/So} < \mu N_{Sa/So} \quad (2.61)$$

$$F_{C/Sa} < \mu N_{C/Sa} \quad (2.62)$$

Condition au contact soleil/satellite L'injection des équations (2.56) et (2.59) dans l'inégalité (2.61) permet d'obtenir la relation suivante,

$$\frac{C_{So}}{r_{So} n_{Sa}} < \mu \frac{C_{So}}{r_b n_{Sa} \tan \beta \cos \alpha}$$

Après simplification, la condition sur l'angle β s'écrit,

$$\tan \beta < \mu \frac{r_{So}}{r_b \cos \alpha} \quad (2.63)$$

Condition au contact couronne/satellite L'équilibre des couples sur le satellite selon l'axe $\{\hat{\mathbf{J}}_{Sa_2}\}$ donne,

$$F_{So/Sa} r_{Sa'} = F_{C/Sa} r_{Sa} \quad (2.64)$$

Comme ci-dessus, il est possible d'obtenir une condition sur l'angle β en développant l'inégalité (2.62). Pour ce faire, l'usage des équ. (2.56) et (2.64) pour le membre de gauche ainsi que (2.59) et (2.60) pour celui de droite suggère,

$$\frac{C_{So}}{r_{So} n_{Sa}} \frac{r_{Sa'}}{r_{Sa}} < \mu \frac{1}{\sin \alpha} \frac{C_{So}}{r_b n_{Sa} \tan \beta \cos \alpha}$$

En simplifiant et en réarrangeant l'équation, la condition se note,

$$\tan \beta < \mu \frac{r_{So}}{r_b \cos \alpha} \frac{r_{Sa}}{r_{Sa'} \sin \alpha} \quad (2.65)$$

Les inégalités (2.63) et (2.65) sont identiques à un facteur $\frac{r_{Sa}}{r_{Sa'} \sin \alpha}$ près. La condition la plus restrictive dépend, dès lors, du dimensionnement de α , $r_{Sa'}$ et r_{Sa} . De plus, ce dernier rayon étant variable, sa valeur minimale doit être considérée pour le choix de β . En d'autres termes, le cas le plus sévère pour les forces dans les contacts se produit lorsque la couronne se trouve à sa position extrême, en bout de cône.

2.3.4 Amélioration du modèle de contact : l'algorithme FASTSIM

Pour rappel, les forces dans les contacts du train épicycloïdal à contacts lisses, ont été calculées via le modèle SHE (voir Section 2.2.4). Ce dernier prend en compte les coefficients du modèle linéaire de Kalker et procède à une saturation progressive des forces. Le moment $C_{\hat{T}_3}$ est, quant

à lui, simplement linéaire. Pour des grandes valeurs de glissement de rotation, ce moment devrait pourtant saturer mais cet effet n'est pas pris en compte [15]. Il a été vu dans l'analyse cinématique que les cônes engendrent de larges glissements de rotation, de part leur désaxement avec les autres arbres du mécanisme. Il est donc ici question de trouver un modèle plus viable qui modélise convenablement des situations impliquant des glissements de rotation élevés.

Il existe un algorithme rapide basé sur la théorie simplifiée de Kalker, nommé FASTSIM⁹, qui modélise le comportement élastique de la matière par une série de ressorts imaginaires indépendants. La méthode est détaillée par Kalker et Vollebregt [16], mais il est tout de même intéressant d'en retranscrire les étapes fondamentales.

Pour ce faire, il faut tout d'abord introduire la notion de déformation des corps. Lorsque deux corps entrent en contact, des contraintes $\boldsymbol{\sigma}$, déformations $\boldsymbol{\epsilon}$ et déplacements \mathbf{u} naissent au sein des corps et à leur surface. L'étude s'intéresse, plus particulièrement, au déplacement $\mathbf{u}_i(\mathbf{x})$ des particules en surface \mathbf{x} des corps $i = 1, 2$ et à la traction en surface $\mathbf{p}(\mathbf{x})$. Les déplacements importent principalement par leur différence $\mathbf{u}(\mathbf{x}) = \mathbf{u}_1(\mathbf{x}) - \mathbf{u}_2(\mathbf{x})$.

Pour établir les conditions au contact, le concept de glissement relatif \mathbf{s} doit être défini,

$$\mathbf{s} = \mathbf{w} + \dot{\mathbf{u}}/v_m \quad (2.66)$$

La quantité $\dot{\mathbf{u}}$ correspond au taux de variation de la différence de déplacement entre deux particules opposées des corps 1 et 2. La vitesse v_m , déjà définie dans la Section 2.2.3, est la vitesse moyenne de roulement. Pour finir, \mathbf{w} est le glissement rigide relatif des particules en contact dans le système de repère non déformé. Il est obtenu via les différents glissements,

$$\mathbf{w} = [\nu_x - \phi y, \nu_y + \phi x]^T \quad (2.67)$$

où x et y sont les coordonnées de la particule dans l'ellipse de contact. Comme précédemment, le repère de contact est placé au centre de l'ellipse et la direction x correspond à la direction de roulement.

Les conditions au contact s'écrivent :

- hors du contact : \mathbf{s} libre, $\mathbf{p} = \mathbf{0}$,
- dans la zone d'adhésion : $\mathbf{s} = \mathbf{0}$, $\|\mathbf{p}\| \leq p_{t,max}$,
- dans la zone de glissement : $\|\mathbf{s}\| > 0$, $\mathbf{p} = -p_{t,max} \mathbf{s}/\|\mathbf{s}\|$

avec $p_{t,max}$ qui symbolise la limite de traction. Pour rappel, elle dépend de la position dans l'ellipse de contact car la distribution de pression $p_{\hat{T}_3}$ qui y règne, n'est pas uniforme :

$$p_{t,max} = \mu \cdot p_{\hat{T}_3} \quad (2.68)$$

La distribution précédemment employée était de nature demi-ellipsoïdal. Une limite de traction demi-ellipsoïdal a l'inconvénient d'empêcher tout glissement au bord d'attaque de l'ellipse de contact. Une alternative permet d'éviter ce problème. Elle consiste à utiliser une limite de traction parabolique en redéfinissant $p_{\hat{T}_3}$,

$$p_{\hat{T}_3}(x, y) = \frac{2N}{\pi ab} \left(1 - \left(\frac{x}{a} \right)^2 - \left(\frac{y}{b} \right)^2 \right) [N/m^2] \quad (2.69)$$

L'étape suivante repose sur la discrétisation de l'ellipse via une grille, constituée de n_y bandes de largeur constante dy dans la direction y . Ces bandes sont, elles-même, divisées en n_x éléments de longueur équivalente dx_j dans la direction x . Les indices i et j correspondent à l'index des cellules en x et y respectivement. Les éléments sont donc rectangulaires et toutes les quantités sont calculées au centre de ceux-ci. L'esquisse d'une grille arbitraire est montrée sur la Fig. 2.23.

Le modèle simplifié considère que les éléments sont caractérisés par une flexibilité. Cette dernière correspond à la réaction d'une particule à son déplacement par rapport au référentiel non déformé,

9. Pour *FAST algorithm for the SIMplified theory of rolling contact*

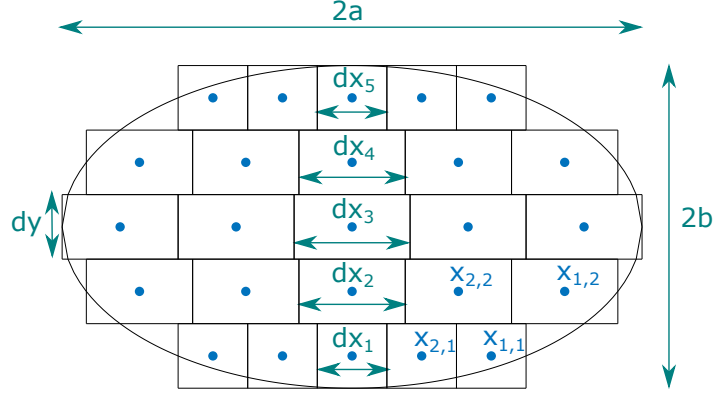


FIGURE 2.23 – Illustration de la grille utilisée dans l’algorithme FASTSIM avec $n_x = n_y = 5$.

$$\mathbf{u}(\mathbf{x}) = L \mathbf{p}(\mathbf{x}) \quad (2.70)$$

En d’autres mots, les corps réagissent comme s’ils contenaient une série de ressorts de flexibilité L à leur surface. L’algorithme emploie ici trois flexibilités différentes, chacune correspondant à la direction d’un glissement,

$$L_{\nu_x} = \frac{8a}{3c_{11}G}, L_{\nu_y} = \frac{8a}{3c_{22}G}, L_{\phi} = \frac{\pi a \sqrt{a/b}}{4c_{23}G} \quad (2.71)$$

L’objectif de l’algorithme consiste à calculer les tractions $\mathbf{p}_{i,j}$ au centre de chaque élément de la grille en discrétisant temporellement l’équation (2.66),

$$\mathbf{s}(\mathbf{x}, t) = \mathbf{w}(\mathbf{x}, t) + (\mathbf{u}(\mathbf{x}, t) - \mathbf{u}(\mathbf{x} - dt\mathbf{v}, t - dt))/v_m dt \quad (2.72)$$

En assumant que $v_m dt = dx$ et que les vecteurs \mathbf{s} , \mathbf{w} et \mathbf{u} ne dépendent pas du temps, l’équation devient,

$$\mathbf{u}_{i,j} = \mathbf{u}_{i-1,j} + dx\mathbf{s}_{i,j} - dx\mathbf{w}_{i,j} \quad (2.73)$$

Ceci peut être vu comme la méthode d’intégration d’« Euler implicite » appliquée à l’équation $-\mathbf{u}' = \mathbf{s} - \mathbf{w}$. La condition initiale correspond à un déplacement tangentiel nul au bord d’attaque de l’ellipse, $\mathbf{u} = 0$.

Pour finir, l’intégration permettant d’obtenir les efforts tangentiels totaux $F_{\hat{T}_1}$ et $F_{\hat{T}_2}$, se résume à sommer chaque traction $\mathbf{p}_{i,j}$ multipliée par la dimension de la cellule correspondante $dx_j \times dy$. Le moment total $C_{\hat{T}_3}$, se calcule de la même façon, en veillant à multiplier chaque force, par la distance relative au centre de l’ellipse. Le coefficient de Kalker c_{33} qui sert à calculer le moment $C_{\hat{T}_3}$ directement en fonction du glissement ϕ n’a, de ce fait, plus raison d’être. Il n’est d’ailleurs présent nulle part dans le raisonnement ci-dessus.

Comparaison des modèles

Cette section se consacre à l’étude des modifications qu’apporte le modèle FASTSIM, par rapport aux modèles précédemment employés. Trois cas sont analysés : cas (a), glissement longitudinal pur ; cas (b), glissement de rotation pur ; cas (c) combinaison des deux glissements. Tous les autres paramètres sont identiques et condensés dans la Table 2.3. Quant au matériau, il est toujours celui choisi pour les validations précédentes, c’est à dire l’acier *AISI1020* (voir les propriétés dans la Table 2.1). L’effort de traction maximal se calcule $F_{t,max} = \mu N = 1$ [N].

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité
Rayon du corps 1 en $\hat{\mathbf{T}}_1$	$r_{\hat{T}_1,1}$	0.1	[m]
Rayon du corps 1 en $\hat{\mathbf{T}}_2$	$r_{\hat{T}_2,1}$	0.05	[m]
Rayon du corps 2 en $\hat{\mathbf{T}}_1$	$r_{\hat{T}_1,2}$	0.2	[m]
Rayon du corps 2 en $\hat{\mathbf{T}}_2$	$r_{\hat{T}_2,2}$	0.05	[m]
Coefficient de frottement	μ	0.1	[-]
Force normale au contact	N	10	[N]
Nombre de bandes	n_y	10	[-]
Nombre de cellule par bande	n_x	10	[-]

TABLE 2.3 – Paramètres utilisés pour la comparaison des modèles de contact.

Cas (a) : glissement longitudinal pur La force longitudinale issue du glissement (a) est représentée sur la Fig. 2.24 pour les différents modèles. En utilisant le modèle linéaire de Kalker, la force $F_{\hat{T}_1}$ évolue, sans grande surprise, linéairement (pente égale au coefficient de Kalker c_{11}) jusqu'à atteindre la saturation $F_{t,max}$. Les courbes obtenues par le modèle SHE (modèle analytique du 3^e degré) et l'algorithme FASTSIM, un peu plus lourd, sont très similaires. Ce n'est donc pas niveau du glissement longitudinal ν_x que FASTSIM améliore significativement le modèle de contact.

L'algorithme permet, cependant, de dessiner les zones d'adhésion ($\mathbf{s} = 0$) et de glissement ($\|\mathbf{s}\| > 0$) au sein de l'ellipse. La Fig. 2.25 montre le rétrécissement de la zone d'adhésion lorsque le glissement longitudinal ν_x augmente. Le comportement est très semblable à celui déjà suggéré dans la Section 2.2.2 (voir Fig. 2.7).

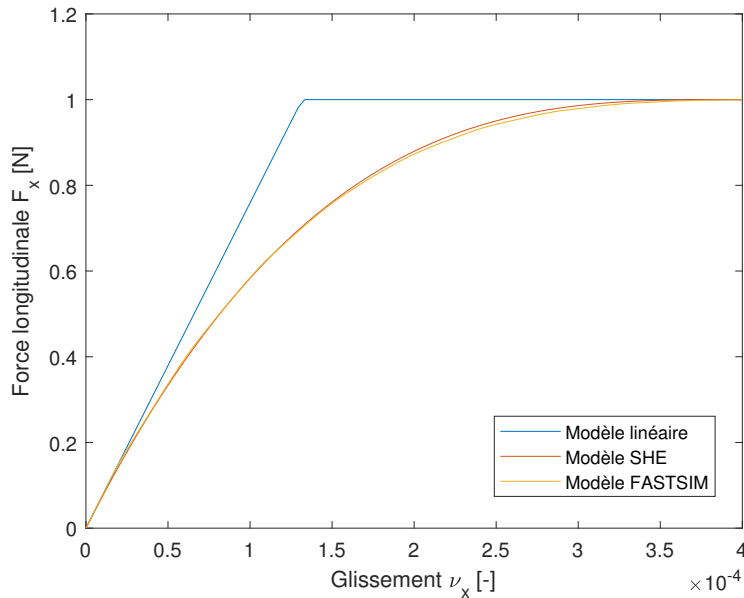


FIGURE 2.24 – Comparaison des différents modèles pour le calcul de la force longitudinale $F_{\hat{T}_1}$ pour un glissement longitudinal ν_x pur.

Cas (b) : glissement de rotation pur La Fig. 2.26 montre l'allure des courbes de moment issues de l'étude du cas (b). Le moment $C_{\hat{T}_3}$, calculé par le modèle linéaire (pente égale au coefficient de Kalker c_{33}), n'est pas limité supérieurement. Au départ, l'algorithme FASTSIM montre une courbe dont la pente est proche de celle du modèle linéaire. Cependant, l'augmentation du moment diminue peu à peu quand le glissement continue de croître. Ceci correspond beaucoup

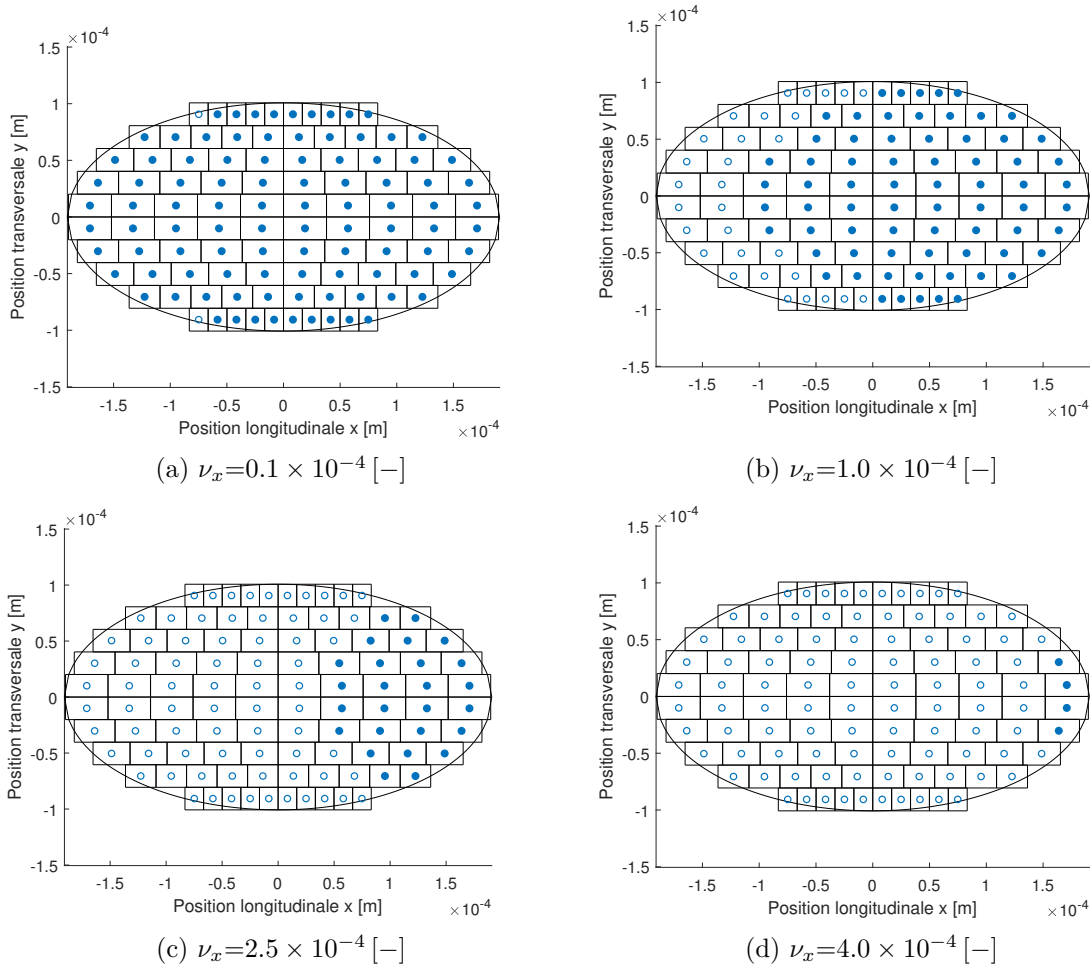


FIGURE 2.25 – Les deux régions pour différents glissement ν_x . Les cercles pleins dessinent la zone d’adhésion tandis que la région de glissement est symbolisée par les cercles vides. Le bord d’attaque se trouve du côté droit des ellipses.

plus à l’intuition physique. En effet, si les forces en chaque point de l’ellipse finissent par saturer, les bras de levier qu’impliquent ces forces devraient saturer eux aussi. C’est là que FASTSIM joue un rôle majeur et améliore significativement le calcul des pertes dans les contacts. En effet, pour un glissement ϕ élevé, le modèle linéaire surestime fortement le moment au sein du contact et donc la perte qui est générée.

Les zones de glissement et d’adhésion sont délimitées sur la Fig. 2.27 pour différents glissements de rotation ϕ . L’évolution de la zone d’adhésion est tout à fait différente que dans le cas (a). Elle rétrécit aussi, mais reste centrée par rapport à l’ellipse. Comme l’indique l’équation (2.67), le glissement de rotation doit être multiplié par la distance par rapport au centre de l’ellipse pour calculer le glissement rigide dans chaque cellule. Ce dernier est donc le plus faible au centre de l’ellipse et c’est là que se forme la zone d’adhésion. Ceci prouve, par la même occasion, que la limite de traction parabolique p_t autorise du glissement s au bord d’attaque (bord droit de l’ellipse sur le graphe).

Cas (c) : glissements combinés Pour finir, le cas (c) s’adresse aux glissements ν_x et ϕ combinés. La Fig. 2.28 dévoile les différents zones dans le contact, pour des valeurs modérées et élevées de chacun des glissements. L’intensité et la direction de la force tangentielle transmise au corps 1 y sont spécifiées. C’est cette étude qui se rapproche le plus du cas auquel les contacts du CVT sont confrontés. Pour des glissements modérés, Fig. 2.28a, la zone d’adhésion s’allonge sur

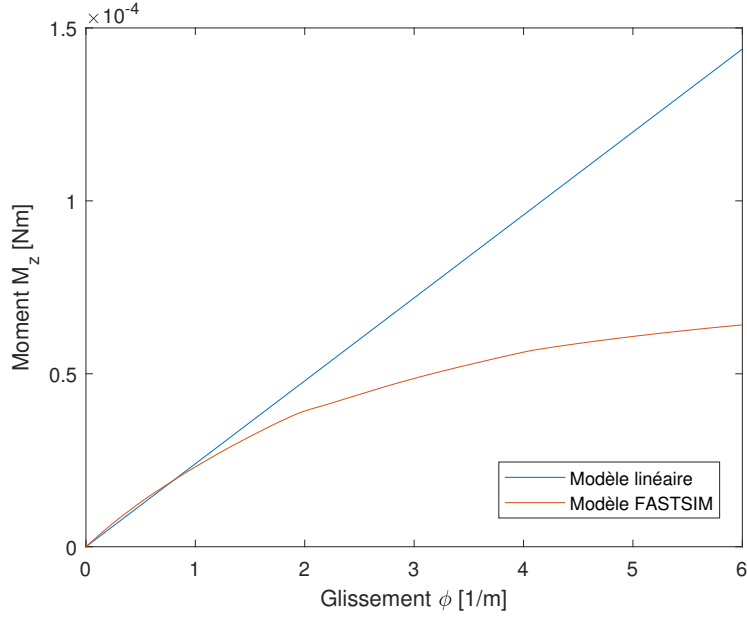


FIGURE 2.26 – Comparaison des différents modèles pour le calcul du moment $C_{\hat{T}_3}$ pour un glissement de rotation ϕ pur.

la partie supérieur droite de l'ellipse. Pour comparer, la Fig. 2.25b correspond aux différentes régions de l'ellipse si seul le glissement longitudinal est présent. À partir de cette configuration, l'ajout de la rotation ϕ amplifie le glissement total en x dans la partie inférieure de l'ellipse mais compense le glissement ν_x dans la partie supérieure (voir équ. (2.67)). C'est donc dans cette dernière que les particules ont tendance à adhérer. La force \mathbf{F}_t est dirigée de façon perpendiculaire à l'interface entre l'adhésion et le glissement. Pour un même ϕ mais un ν_x élevé, le contact de la Fig. 2.28b est proche d'une situation glissement pur ($F_t = 0.98 \approx F_{t,max}$) et la force se dirige naturellement vers la direction longitudinale.¹⁰ Ceci s'explique par le fait que seul ϕ occasionne une composante de force transversale. Cette dernière est de moindre importance par rapport à la force longitudinale issue du glissement ν_x élevé.

Pour des glissements de rotation ϕ élevés, les Fig. 2.28c et 2.28d indiquent un détachement de la zone d'adhésion du bord d'attaque. Dans le premier cas, ϕ est relativement plus intense que ν_x et la force est principalement dirigée latéralement. Dans le second cas, l'effet des deux glissements devient comparable et la zone d'adhésion se loge dans la partie supérieure de l'ellipse. Il est intéressant de remarquer que dans ce cas la force est quasiment identique à celle de la Fig. 2.28a, même si ϕ et ν_x sont beaucoup plus élevés. Intuitivement, une plus grande force tangentielle aurait été attendue. Cependant, il existe une zone où les effets de chacun des glissements s'annulent et donnent lieu à une région d'adhésion.

2.3.5 Modélisation des frottements dans les roulements

Les pertes dans les contacts ne permettent pas, à elles seules, de déterminer le rendement total de la transmission. Le mécanisme est aussi constitué d'une série de roulements. Leur principale fonction est de supporter les différents arbres rotatifs du mécanisme sans empêcher leur rotation. Certains d'entre-eux doivent aussi supporter des charges axiales ou radiales supplémentaires qui proviennent du mécanisme de rampes à billes. Chaque roulement est disposé à l'interface entre deux corps. Ils sont composés de deux bagues, chacune attachée à un corps, et d'une série de billes qui permettent un mouvement de rotation relatif entre celles-ci en les freinant le moins possible. Ces frottements ne sont évidemment pas parfaitement nuls et génèrent des pertes lorsque les

10. La résolution de l'algorithme FASTSIM utilisée pour cette étude ne permet pas de révéler la zone d'adhésion.

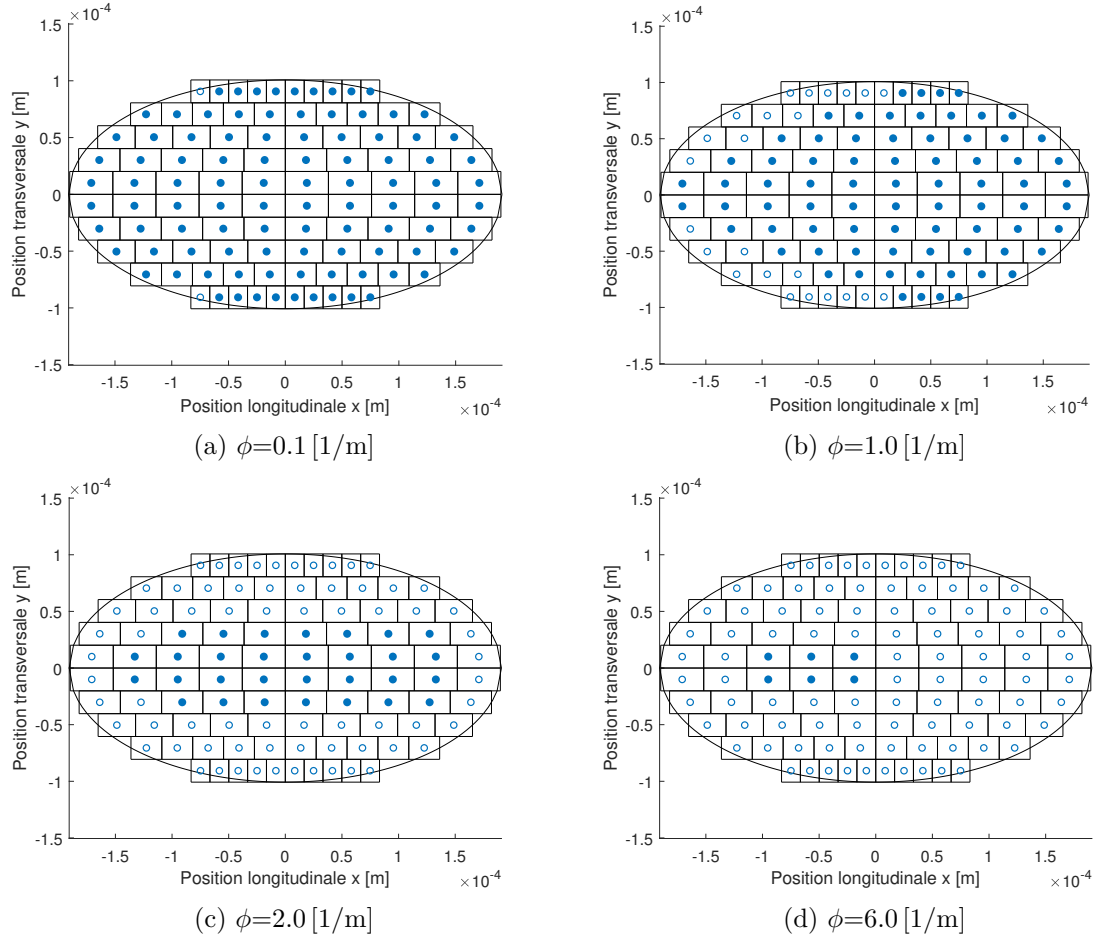


FIGURE 2.27 – Les deux régions pour différents glissement ϕ . Les cercles pleins dessinent la zone d’adhésion tandis que la région de glissement est symbolisée par les cercles vides. Le bord d’attaque se trouve du côté droit des ellipses.

corps sont en mouvement. Ces pertes sont d’autant plus élevées quand le roulement est chargé radialement ou axialement.

Les principaux roulements présents dans le CVT sont repris sur la Fig. 2.29. Afin de simplifier l’étude, chaque paire de roulement d’un corps est considérée comme un roulement unique. Dès lors, leur position le long de leur axe n’est pas définie. Cela permet de ne pas devoir résoudre l’équilibre des moments lors du calcul des charges dans les roulements.

Le couple résistant qui s’oppose au mouvement de rotation, est composé de deux termes [10],

$$C_r = C_{r,0} + C_{r,1} \quad [Nm] \quad (2.74)$$

Le terme de couple $C_{r,0}$ est indépendant de la charge. Il augmente avec la vitesse de rotation relative des corps ω_{rel} , tel que,

$$C_{r,0} = f_{r,0} 10^{-10} (\nu_l \omega_{rel})^{2/3} d_m^3 \quad [Nm] \quad (2.75)$$

Le moment de frottements est aussi composé d’un terme $C_{r,1}$ qui dépend de la charge appliquée sur le roulement,

$$C_{r,1} = f_{r,1} 10^{-3} P_1 d_m \quad [Nm] \quad (2.76)$$

Les différents coefficients qui composent les expressions (2.75) et (2.76) sont décrits dans la Table 2.4.

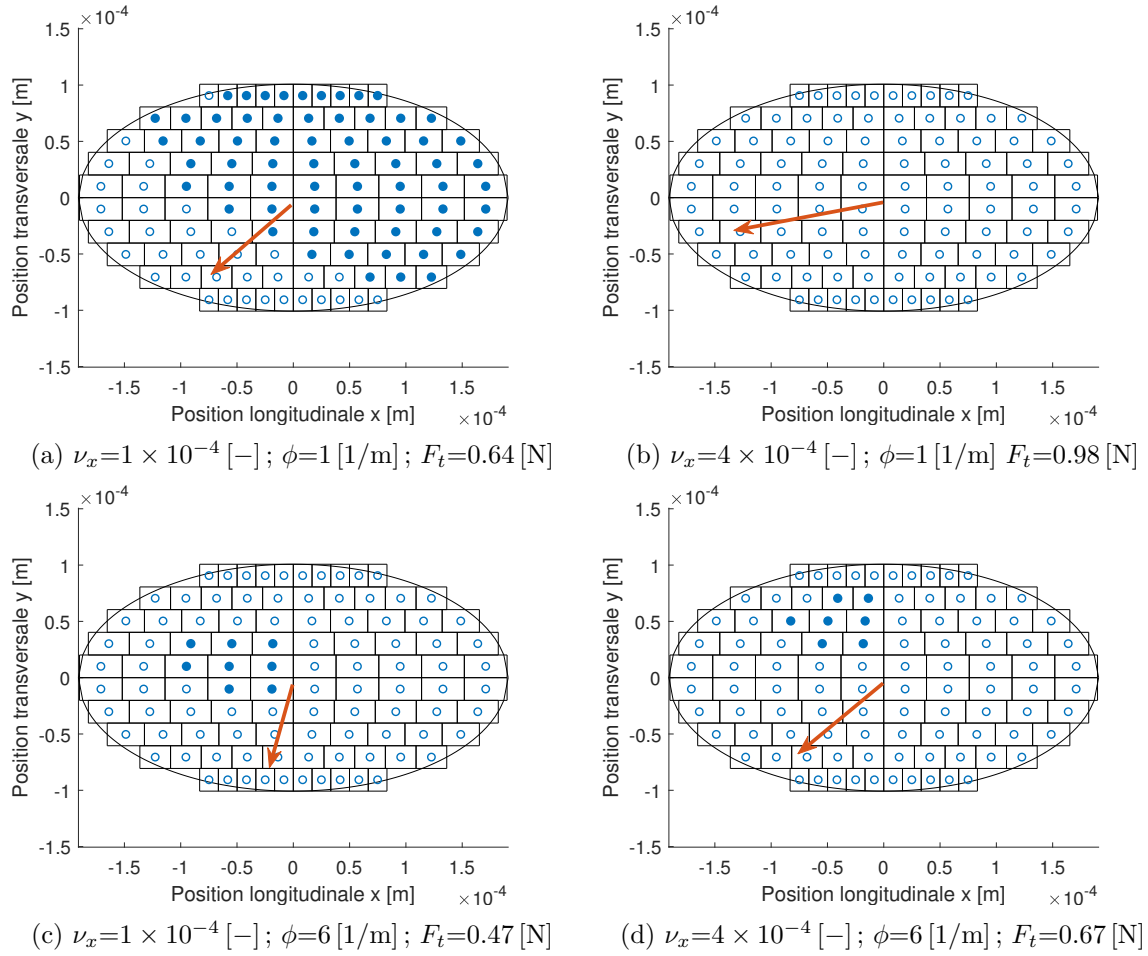


FIGURE 2.28 – Les deux régions pour différentes combinaisons de glissement ν_x et ϕ . Les cercles pleins dessinent la zone d'adhésion tandis que la région de glissement est symbolisée par les cercles vides. Le bord d'attaque se trouve du côté droit des ellipses. Les flèches oranges représentent la direction de la force issue du contact, subie par le corps 1.

Description	Symbole	Unité
Coefficient dépendant du type de roulement	$f_{r,0}, f_{r,1}$	$[-]$
Viscosité du lubrifiant	ν_l	$[\text{mm}^2/\text{s}]$
Vitesse relative entre les deux bagues du roulement	ω_{rel}	$[\text{t}/\text{min}]$
Diamètre moyen du roulement	d_m	$[\text{mm}]$
Charge sur le roulement (axiale ou radiale, selon le type de roulement)	P_1	$[\text{N}]$

TABLE 2.4 – Paramètres et variables qui permettent de calculer les pertes dans les roulements. Adaptés de [10].

Roulements des satellites (1.) La charge radiale $F_{Sa,r}$ qui s'applique sur les roulements des satellites est issue de la force normale fournie par le mécanisme de rampes à billes. La valeur de cette force est obtenue par le développement de la Section 2.3.3. Plus précisément, elle se calcule,

$$F_{Sa,r} = \frac{N_{So/Sa}}{\tan \alpha} \quad (2.77)$$

et correspond au facteur P_1 de l'expression (2.76).

Butée à billes du soleil (2.) La butée à billes est disposée à l'interface entre le soleil et le porte satellite. Pour le calcul de $C_{r,0}$, la vitesse ω_{rel} correspond à la vitesse absolue du soleil à

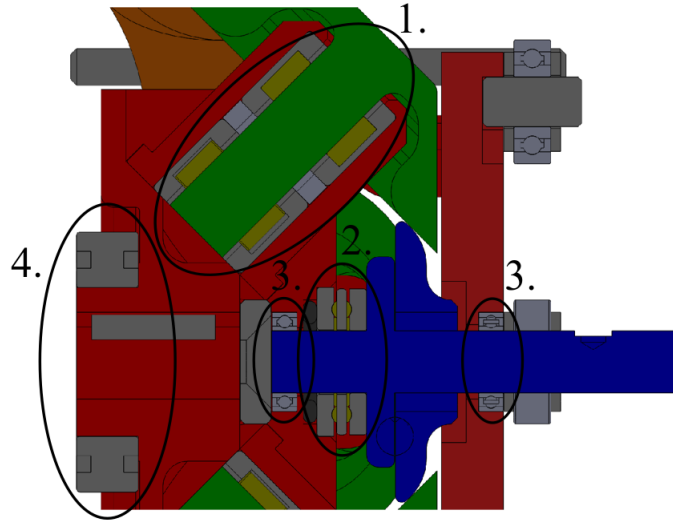


FIGURE 2.29 – Vue en coupe du mécanisme avec les différents roulements pris en compte dans l'étude des pertes. (1.) Roulements à rouleaux des satellites; (2.) Butée à billes entre le soleil et le porte satellite; (3.) Roulements à billes entre le soleil et le porte satellite; (4.) Roulement du porte satellite. Figure adaptée de [6].

laquelle est retranchée celle du porte satellite. Elle est aussi soumise à une charge axiale. La force résulte de la réaction axiale des rampes à billes. Elle dépend donc du couple C_{So} appliqué sur le soleil :

$$F_{So,b} = \frac{C_{So}}{r_b \tan \beta} \quad (2.78)$$

Dans ce cas, le facteur $f_{r,1}$ n'est pas constant. Il varie avec la charge axiale $P_1 = F_{So,b}$ tel que,

$$f_{r,1} = 0.0012 \left(\frac{P_1}{C_0} \right)^{0.33} \quad (2.79)$$

où C_0 correspond à la capacité de charge statique du roulement en [N].

Lorsque le CVT est en mouvement, le soleil tourne toujours plus vite que le porte satellite. Les frottements s'opposent toujours à la direction du mouvement et freinent donc le soleil. Cependant, ils agissent en sens inverse sur le porte satellite et l'accompagnent dans sa rotation.

Roulements entre le soleil et le porte satellite (3.) Le calcul du couple est semblable au précédent, mis à part la nature de la charge qui est désormais radiale. De nouveau, le couple de frottement agit contre le mouvement du soleil mais aussi dans la direction de rotation du porte satellite. Les roulements ne sont que faiblement chargés car ils ne reprennent aucune force issue du mécanisme de rampes à billes. Le terme $C_{r,1}$ peut donc être négligé, de manière à ne garder que le terme indépendant de la charge : $C_r = C_{r,0}$.

Roulement du porte satellite (4.) Ce roulement est attaché au boîtier du mécanisme. C'est pourquoi la vitesse ω_{rel} se réduit à la simple vitesse du porte satellite. Une fois de plus, le roulement ne doit supporter que le poids du porte satellite qui peut être négligé.

2.4 Validation du modèle et discussions

Premièrement, différentes simulations ont été réalisées afin de s'assurer de la validité du modèle du CVT. Tout d'abord, la cinématique est vérifiée en la comparant aux contraintes

théoriques du mécanisme parfait. Ensuite, l'angle d'inclinaison des rampes à billes, indispensable au bon fonctionnement du mécanisme, est calculé et comparé à celui de la thèse. Les forces sont aussi validées en utilisant les équations des corps rendus libres. De plus, une analyse du couple maximal est effectuée en prenant compte la limite d'élasticité du matériau. Pour finir, le rendement du mécanisme est évalué et discuté pour différents points de fonctionnement et comparé brièvement avec les résultats expérimentaux présentés dans la thèse de Christophe Everaerts [6].

Secondement, l'étude est portée sur une analyse plus approfondie des pertes et de leurs origines. Elle permettra de déceler les facteurs qui réduisent le rendement de la transmission.

Le modèle se base sur le dimensionnement réalisé lors du doctorat, aucune grandeur n'a été redimensionnée. Les paramètres de cette conception sont repris dans la Table 2.5. Le matériau qui constitue l'intégralité des pièces, est l'acier à roulement 100Cr6, dont les propriétés sont listées dans la Table 2.6 [11]. Le coefficient de frottement μ prend en compte la présence d'un fluide de traction dans les contacts. Pour des pressions élevées (de l'ordre du GPa), sa valeur tourne autour de 0.1 [17]. Ces dernières sont très proches de celles de l'acier précédemment choisi (voir Table 2.1).

Un aperçu 3D du modèle réalisé au moyen du logiciel *Robotran* et des pièces *Solidworks*, déjà conçues dans le cadre du doctorat de Christophe Everaerts, est présenté Fig. 2.30.¹¹

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité
Angle d'inclinaison des satellites par rapport	α	45	[°]
Angle d'inclinaison des rampes à billes (Fig. 2.22)	β	9.48	[°]
Nombre de satellites	n_{Sa}	4	[-]
Rayon de la couronne, formé par les rouleaux	r_C	0.03	[m]
Rayon du soleil	r_{So}	0.0109	[m]
Rayon du satellite, au point de contact avec le soleil	$r_{Sa'}$	0.012	[m]
Rayon de placement des rampes à billes	r_b	0.006	[m]
Position du sommet des satellites	$y_{Sa,s}$	0.0271	[m]
Position minimale de la couronne	$y_{C,min}$	0.0061	[m]
Position maximale de la couronne	$y_{C,max}$	0.0191	[m]

TABLE 2.5 – Dimensionnement du CVT. Extrait de [6].

Propriété	Symbole	Valeur	Unité
Masse volumique	ρ	7810	[kg/m ³]
Module de Young	E	210	[MPa]
Coefficient de Poisson	ν	0.3	[-]
Limite d'élasticité	σ_y	2.4	[GPa]
Coefficient de frottement (fluide de traction)	μ	0.1	[-]

TABLE 2.6 – Propriétés de l'acier à roulement 100Cr6. Extraites de [11].

2.4.1 Validation du mécanisme

La première validation consiste à vérifier si le comportement du CVT modélisé correspond aux équations théoriques de la dynamique et cinématique parfaite. Il s'agit également de s'assurer qu'il joue correctement son rôle de transmission continûment variable, à savoir, permettre un changement du rapport de réduction de manière continue. Pour ce faire, la simulation est la suivante :

11. Des lignes blanches ont été rajoutées sur les satellites et le soleil dans le but d'améliorer la visualisation de ces corps lors de la rotation de ceux-ci.

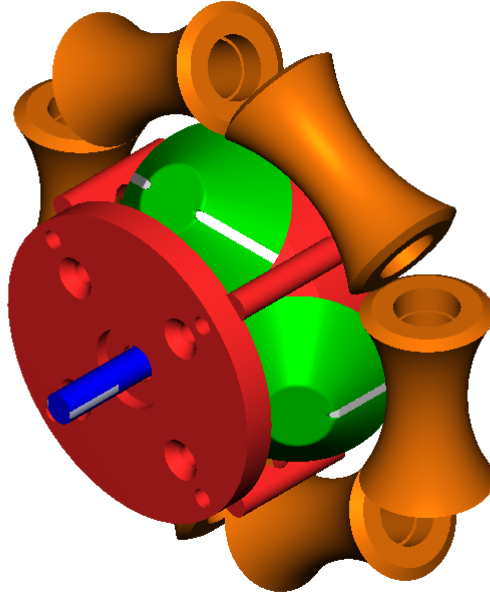


FIGURE 2.30 – Aperçu 3D du CVT.

- Un couple constant de 0.5, 1.0 ou 1.5 [Nm] est appliqué sur le porte satellite.
- Le couple résistant sur le soleil est ajusté pour maintenir une vitesse de rotation de celui-ci de 500, 1500 et 2500 [t/min].
- Toutes les positions longitudinales de la couronne sont balayées afin d’atteindre tous les rapports de réduction τ_{CVT} fonction de la position de celle-ci. La couronne se déplace donc de $y_{C,min}$ à $y_{C,max}$. Cela correspond à une la plage de rapport de réduction [3.22 ; 6.84].
- Le déplacement de celle-ci est effectué de manière assez lente pour éviter les effets d’inertie du mécanisme et de cette manière considérer un fonctionnement en régime stationnaire.

Le rapport des couples est ici calculé comme $\frac{C_{PS}}{C_{S_o}}$ et celui des vitesses comme $\frac{\omega_{S_o}}{\omega_{PS}}$. Le rapport de réduction du mécanisme τ_{CVT} est un rapport théorique qui ne serait égalé que si aucune perte n’était générée par la transmission. En effet, les égalités,

$$\tau_{CVT} = \frac{C_{PS}}{C_{S_o}} = \frac{\omega_{S_o}}{\omega_{PS}} \quad (2.80)$$

ne sont valables que dans le cas d’un mécanisme sans pertes aux roulements, ni glissements. Ce qui n’est évidemment pas le cas du modèle. La Fig. 2.31 illustre ce propos.

Les rapports de couples se retrouvent systématiquement au dessus de la courbe de τ_{CVT} . L’égalité (2.80) devient alors $\tau_{CVT} < \frac{C_{PS}}{C_{S_o}}$. En d’autres mots, le couple résistant, situé sur le soleil, est légèrement inférieur au couple théorique C_{PS}/τ_{CVT} et ce en raison de l’énergie dissipée à travers les roulements et contacts.

Dans le cas des rapports de vitesses, la situation est inverse. La valeur de $\frac{\omega_{S_o}}{\omega_{PS}}$ est constamment sous la courbe de la valeur théorique τ_{CVT} . L’équ. (2.80) devient donc $\tau_{CVT} > \frac{\omega_{S_o}}{\omega_{PS}}$. Il est en réalité impossible de maintenir cette égalité correcte en raison de la situation de pseudo-glissement (Fig. 2.7) inhérente aux contacts lisses. Un rapport parfait ne serait atteignable que lors du cas théorique de roulement sans glissement.¹²

12. Des roues dentées permettent également de maintenir un rapport de vitesses parfait.

De manière générale, on observe une bonne corrélation entre le changement de position de la couronne et les rapports de couples ou vitesses. Ce qui valide le fonctionnement cinématique de la transmission. Cependant, on observe un effondrement de $\frac{\omega_{S_o}}{\omega_{P_S}}$ pour les positions de la couronne qui sont proches du sommet des cônes. Compte tenu de cet écart entre le rapport de vitesses et τ_{CVT} , le glissement longitudinal y est très important. Une baisse importante du rendement est donc attendue pour des rapports de réductions supérieurs à 6. Ce comportement sera investigué lors de l'étude des pertes de la transmission (Section 2.4.6).

Sur la Fig. 2.31, les courbes en pointillés correspondent aux rapports de couples et vitesses pour la vitesse la plus élevée $\omega_{S_o}=2500$ [t/min] et le couple le plus faible $C_{P_S}=0.5$ [Nm]. Pour $\frac{\omega_{S_o}}{\omega_{P_S}}$, il s'agit de la courbe qui chute le plus rapidement lorsque τ_{CVT} dépasse 6. La courbe $\frac{C_{P_S}}{C_{S_o}}$ est la plus éloignée du cas parfait décrit par l'équation (2.80). C'est donc sous ces conditions que le mécanisme semble provoquer le plus de pertes.

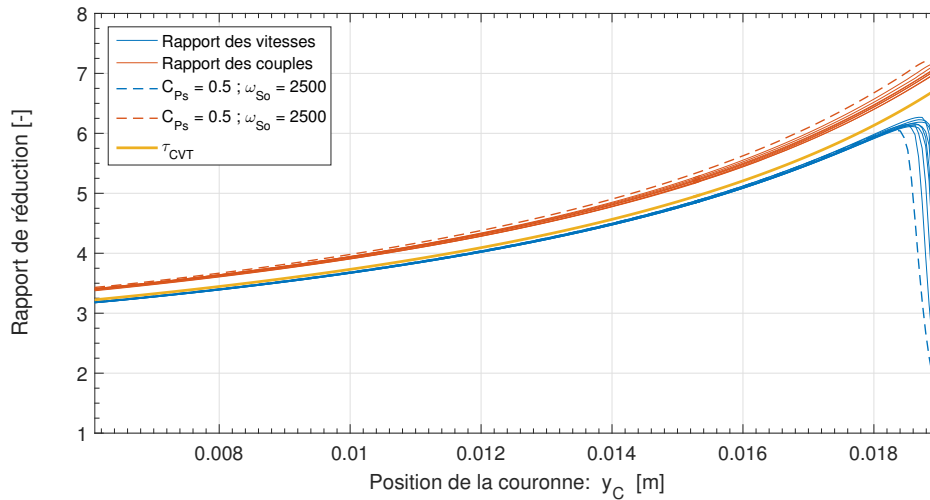


FIGURE 2.31 – Évolution des rapports de couples et de vitesses en fonction de la position de la couronne pour différentes conditions de fonctionnement (couples et vitesses). Le cas particulier avec $C_{P_S}=0.5$ [Nm] et $\omega_{S_o}=2500$ [t/min] est représenté en pointillés. Le rapport de réduction théorique τ_{CVT} est également représenté (voir équ. (2.40)).

2.4.2 Validation de l'angle β

L'angle d'inclinaison des rampes à billes β joue un rôle essentiel dans la dynamique de la transmission. Il doit être dimensionné convenablement pour éviter que l'un des contacts atteigne la situation de glissement pur. Les conditions ont été développées en détail dans la Section 2.3.3.

Pour le dimensionnement de la thèse (voir Table 2.5), le rapport $\frac{r_{S_{amin}}}{r_{S_{a'}} \sin \alpha} = 0.67$ [-] est plus petit que 1. C'est donc la condition (2.63) au contact couronne/satellite qui s'avère être la plus restrictive. L'angle β doit donc respecter la condition suivante :

$$\tan \beta < 0.1713 [-] \iff \beta < 9.72 [^\circ] \quad (2.81)$$

L'angle choisi pour le dimensionnement est $\beta=9.48$ [°].¹³ Il est manifestement plus faible que l'angle minimal calculé ci-dessus. Il n'est pas non plus trop bas pour éviter un surdimensionnement des forces normales dans les contacts qui causerait des pertes plus élevées.

Par contre, il est très proche de la valeur maximale admissible. De plus cette dernière a été calculée pour un mécanisme idéal sans tenir compte des pertes dans les roulements et contacts, ni de la dynamique du mécanisme. Il se peut donc que le mécanisme se mette à mal fonctionner lorsque que la position de la couronne approche le sommet des cônes.

13. Cette valeur n'est pas présente explicitement dans la thèse mais a été déduite du modèle 3D *Solidworks*.

2.4.3 Validation des forces

Une fois la cinématique du mécanisme validée, il est nécessaire de vérifier les différentes forces et couples agissant au sein du CVT. Cela permet de s'assurer de la conformité du comportement dynamique du modèle de la transmission.

Pour ce faire, la simulation suivante est réalisée :

- Un couple d'entrée constant de $C_{PS}=1$ [Nm] est appliqué sur le porte satellite.
- La simulation dynamique est assez longue que pour atteindre le fonctionnement en régime stationnaire.

Cette démarche permet d'obtenir les valeurs numériques des couples et des forces qui interviennent dans le CVT, pour un couple d'entrée donné.

Sur base des équations présentées dans les sections précédentes¹⁴ et du couple d'entrée de $C_{PS}=1$ [Nm], les valeurs théoriques des couples et forces peuvent être évaluées pour le régime stationnaire.

La comparaison effectuée dans la Table 2.7 permet d'évaluer la correspondance entre les équations théoriques et le modèle du CVT. De ce tableau ressort le fait qu'aucune des valeurs numériques ne correspond précisément à sa valeur théorique. Néanmoins, toutes restent relativement proches. Enfin, obtenir une différence nulle correspondrait à modéliser une transmission sans aucune perte, ce qui n'est pas le cas ici.

Symbole	Valeur théorique	Valeur numérique	Unité
C_{So}	0.2105	0.2016	[Nm]
$N_{C/Sa}$	105.05	100.62	[N]
$N_{Sa/So}$	74.28	71.15	[N]
$F_{Sa,r}$	74.28	71.15	[N]
$F_{So,b}$	210.1	201.3	[N]
$F_{Sa/So}$	4.828	4.693	[N]
$F_{C/Sa}$	6.584	6.659	[N]

TABLE 2.7 – Valeurs théoriques et simulées des couples et des forces qui interviennent dans le CVT pour un couple d'entrée $C_{PS}=1$ [Nm].

2.4.4 Couple maximal admissible

Comme déjà mentionné dans la Section 2.3.3, le mécanisme de rampes à billes permet au mécanisme de fonctionner sous n'importe quelle condition de couple car les forces normales dans les contacts évoluent avec celui-ci. Les contacts ne peuvent donc pas atteindre une situation de glissement pur. Cependant, un aspect technologique impose une limite supérieure aux forces normales dans les contacts. À partir d'une certaine pression de contact, la matière qui constitue les différents corps, peut se mettre à se déformer, non plus de manière élastique, mais de manière plastique et donc irréversible. Il faut veiller à ne jamais dépasser la limite d'élasticité σ_y du matériau, reprise dans la Table 2.6.

La théorie du contact de Hertz indique que la pression maximale de contact $p_{\hat{T}_3,max}$ se trouve au centre de la distribution ellipsoïdale et vaut (voir Fig. 2.5),

$$p_{\hat{T}_3,max} = \frac{3}{2} \frac{N}{\pi ab} \quad (2.82)$$

où les longueurs des demi-axes de l'ellipse a et b , sont définies par les équations (2.8) et (2.9). En isolant la normale et en considérant le cas extrême avec $p_{\hat{T}_3,max} = \sigma_y$ dans l'équation 2.82, la

14. Plus précisément à partir des équ. (2.56), (2.59), (2.60), (2.64), (2.77) et (2.78).

force normale maximale N_{max} se calcule,

$$N_{max} = \left(\frac{2}{3} \sigma_y \pi m n \right)^3 \left(\frac{3(1-\nu^2)}{2E(A+B)} \right)^2 \quad (2.83)$$

Or, les forces normales sont, dans les deux contacts, fonction du couple appliqué sur le soleil C_{So} . L'objectif est d'obtenir les deux contraintes sur ce couple. L'une d'elles dérive de la force normale maximale au contact soleil/satellite $N_{So/Sa,max}$ alors que l'autre dérive de la force normale maximale au contact satellite/couronne $N_{Sa/C,max}$. Elles sont respectivement obtenues à partir des équations (2.59) et (2.60) et s'écrivent,

$$C_{So,max,1} = r_b n_{Sa} \tan \beta \cos \alpha N_{So/Sa,max} \quad (2.84)$$

$$C_{So,max,2} = r_b n_{Sa} \tan \beta \cos \alpha \sin \alpha N_{Sa/C,max} \quad (2.85)$$

La première condition est indépendante de la position de la couronne. Cependant, aux contacts entre les satellites et la couronne, le rayon de courbure des satellites dépend de la position des rouleaux sur les cônes. La normale $N_{Sa/C,max}$ et le couple $C_{So,max,2}$ sont donc eux aussi fonction de y_C . Pour les rouleaux, c'est le rayon de courbure le plus faible qui est le plus critique. En effet, plus les rayons sont faibles, plus la zone de contact est petite et plus la pression dans la zone est élevée pour une même force normale. Les dimensions des ellipses de contact s'en voient modifiées et la pression maximale également. En introduisant les dimensions de la thèse, les deux conditions s'apparentent aux courbes de la Fig. 2.32.

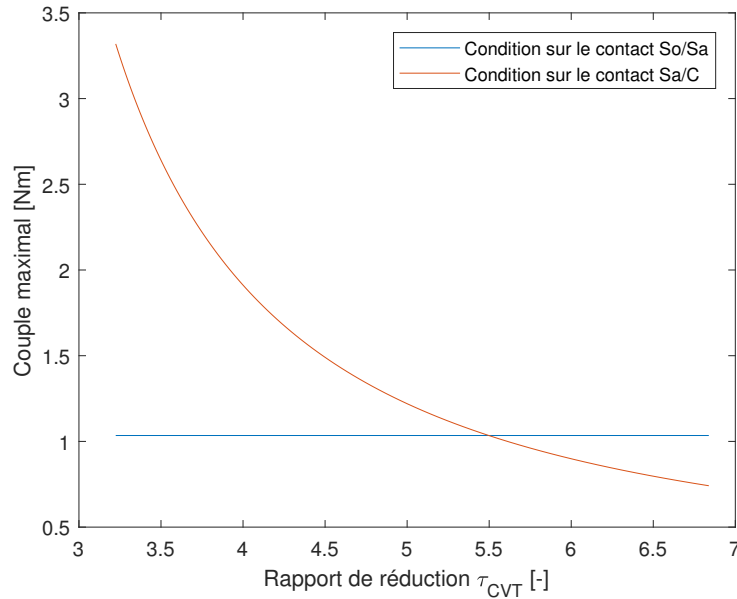


FIGURE 2.32 – Couple maximal admissible sur le soleil avant déformation plastique des corps.

Le point de fonctionnement déterminant pour le couple maximal est celui avec le rapport de réduction le plus élevé ($\tau_{cvt}=6.84$ [-]). C'est à cet endroit que le rayon effectif des satellites est le plus faible. Les ellipses de contact sont donc les plus petites et les densités de forces les plus élevées. Dans ces conditions, le couple maximal pour éviter la déformation irréversible des pièces, vaut $C_{So,max}=0.74$ [N].

2.4.5 Rendement et cartographies de la transmission

Dans le cadre du doctorat de Christophe Everarts [6], les performances en termes de rendement du prototype β (Section 1.2.2) ont été quantifiées lors d'essais expérimentaux.

L'étape suivante de la validation du modèle multicorps est donc de quantifier au moyen de différentes simulations l'efficacité de la transmission et d'en vérifier la concordance.

Il est primordial de s'intéresser au rendement mécanique de la transmission. En effet, celui-ci est d'une importance décisive dans la plupart des applications où elle est utilisée. Une valeur de rendement élevée est synonyme d'une bonne transmission du mouvement sans pertes excessives. En revanche, un rendement faible provoquera une plus grande consommation d'énergie pour la même tâche et peut causer une usure prématurée du mécanisme.

Le rendement est caractérisé par la relation,

$$\eta_{CVT} = \frac{|C_{out}\omega_{out}|}{|C_{in}\omega_{in}|} \quad (2.86)$$

Pour un flux de puissance considéré comme positif, l'entrée (*in*) se trouve sur le porte satellite et la sortie (*out*) est située au soleil. Lors d'un fonctionnement en sens inverse (flux de puissance négatif), l'entrée et la sortie du CVT sont alors interverties.

Flux de puissance positif

Le flux de puissance positif représente le cas où le CVT est alimenté par un moteur électrique au porte satellite et une charge est appliquée sur le soleil.

Le couple au porte satellite est compris entre dans l'intervalle [0.25 ; 1.75] et les rapports de réduction de 3.5 à 6.7 sont balayés. Le couple résistant au soleil est ajusté de manière à ce qu'il conserve une vitesse constante prédéfinie. Cette démarche est effectuée pour trois vitesses de rotation du soleil : faible (500 [t/min]), modérée (1500 [t/min]) et rapide (2500 [t/min]).

Pour chacune des trois vitesses, une cartographie du rendement est esquissée pour toutes les conditions de couples et vitesses (τ_{CVT} , C_{PS}). Elles sont représentées sur la Fig. 2.33.

Les tendances suivantes sont constatées :

- Le meilleur rendement est obtenu à basse vitesse pour un couple faible d'entrée (mais pas minimal) et un rapport de réduction correspondant à une position de la couronne proche de la base du cône ($\eta_{CVT}=94-95\%$)
- De manière générale, le rendement diminue avec l'augmentation de la vitesse.
- Une légère baisse de η_{CVT} se remarque lorsque le couple au porte satellite augmente, principalement à basse vitesse.
- Le rendement a également tendance à baisser lorsque le couple appliqué au soleil diminue.
- L'augmentation du rapport de réduction est accompagné d'un abaissement de η_{CVT} .
- Ce phénomène devient plus flagrant avec l'augmentation de la vitesse de rotation. La chute de η_{CVT} est alors vertigineuse. Elle survient pour un τ_{CVT} encore plus bas lorsque C_{PS} est également faible (zone inférieure droite des Fig. 2.33b et 2.33c).

L'efficacité énergétique reste acceptable ($\eta_{CVT}>88-89\%$) pour la plupart de ses points de fonctionnement. Cependant, certaines zones sont proscrites, particulièrement celles pour lesquelles la couronne se trouve dans une région proche du sommet du cône.

Les résultats obtenus lors de ces simulations montrent des chiffres relativement différents par rapport à ceux de la thèse. Les rendements mesurés numériquement sont tous plus élevés que les chiffres expérimentaux (de l'ordre de 10 à 20% supérieurs). Cette différence peut s'expliquer par des phénomènes qui ne sont pas ou mal pris en compte par le modèle. Les causes de ces divergences peuvent hypothétiquement être les suivantes :

- Une incertitude quant à la valeur du coefficient de friction μ .
- Des pertes aérodynamiques liées à la vitesse de rotation des pièces du CVT.
- Un usinage des pièces du prototype réalisé avec un tolérancement approximatif.
- Une imprécision des capteurs lors de l'étude expérimentale.

Malgré les disparités évoquées par rapports aux expérimentations, il est tout de même intéressant d'analyser les résultats obtenus numériquement afin d'identifier les paramètres qui influent sur le fonctionnement du CVT.

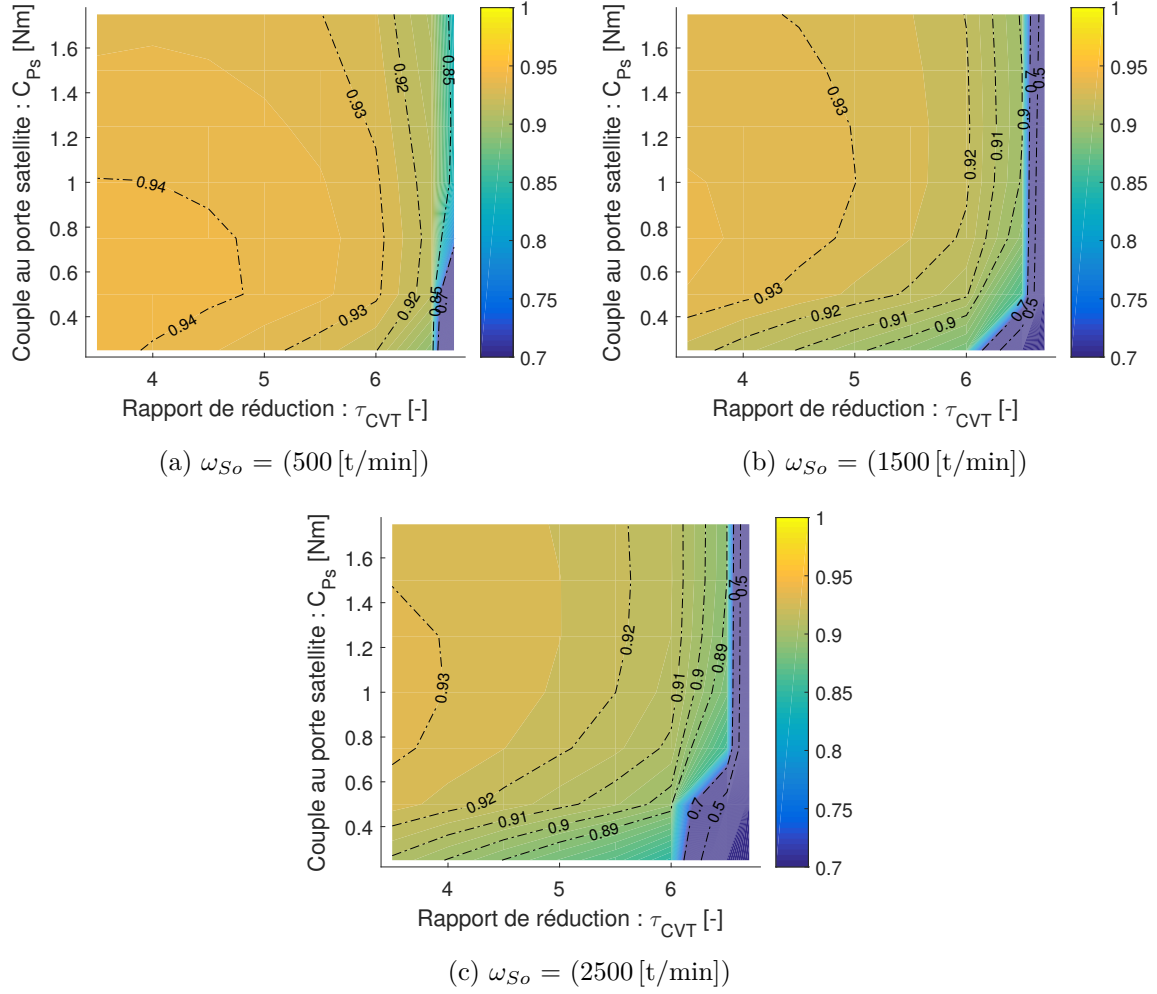


FIGURE 2.33 – Cartographies du rendement en fonction des points (τ_{CVT}, C_{PS}) pour trois vitesses de rotation du soleil. Le flux de puissance est positif.

Flux de puissance négatif

Pour simuler un flux de puissance négatif, le couple d'entrée est situé sur le soleil. Le porte satellite est alors soumis au moment résistant. Cette seconde étude permet d'investiguer si la direction du flux puissance a un impact sur le rendement. La transmission n'étant pas symétrique, il est peu probable que les cartographies soient identiques à celle du cas précédent.

Afin de conserver des puissances d'un ordre de grandeur comparable, le couple imposé au soleil est compris entre 0.05 [Nm] et 0.5 [Nm]. Ceci correspond environ à la plage $[\frac{C_{PS,min}}{\tau_{CVT,max}} ; \frac{C_{PS,max}}{\tau_{CVT,min}}]$, où $C_{PS,min}$ et $C_{PS,max}$ sont les bornes inférieures et supérieures des couples imposés au porte satellite lors des simulations avec le flux de puissance positif. Le couple résistant est contrôlé pour parvenir à une vitesse de rotation proche de celle du porte satellite lors du cas précédent, à savoir $\omega_{PS} = \frac{\omega_{So,max}}{\tau_{CVT,min}}$. Une seule vitesse ω_{PS} est étudiée, celle pour laquelle $\omega_{So,max}$ correspond à 2500 [t/min]. La consigne de vitesse au porte satellite est donc fixée à la valeur de 750 [t/min].

La cartographie affichée sur la Fig. 2.34 montre des tendances assez semblables à celles du flux de puissance positif. Des rendements plus faibles apparaissent également lorsque le couple diminue et quand le rapport de réduction augmente. Cependant une différence majeure est à noter. Aux valeurs de τ_{CVT} supérieures à 6, aucune chute de rendement n'est remarquée, contrairement aux résultats précédents (Fig. 2.33).

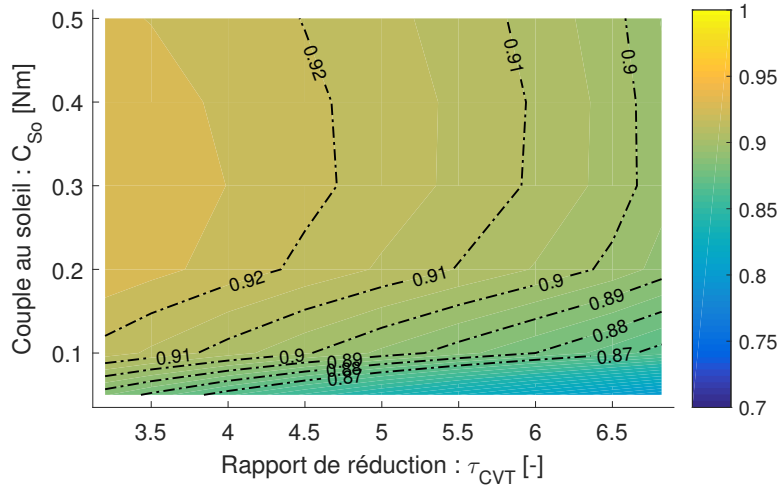


FIGURE 2.34 – Cartographies du rendement en fonction des points (τ_{CVT}, C_{So}) pour une vitesse de rotation du soleil de 750 [t/min]. Le flux de puissance est négatif.

2.4.6 Étude des pertes

Les précédentes cartographies montrent que le rendement du CVT varie selon les conditions de fonctionnement telles que le couple, la vitesse de rotation et le rapport de réduction. Cette section permettra au lecteur de comprendre l'origine des baisses de rendement par une analyse approfondie des pertes.

Pertes dans la transmission

Par définition, une perte est une puissance, ou encore le produit d'une vitesse et d'une force. Dès lors, pour chacune d'elles, les dissipations peuvent plutôt se traduire par une différence de vitesses (un glissement) ou par une réduction du couple (comme les moments de frottement dans les roulements).

Dans un premier temps, chacune des pertes est observée individuellement. De cette manière, les paramètres d'influence de chacune d'elles pourront être identifiés. Dans le but de faciliter la compréhension, chaque perte aura une couleur associée jusqu'à la fin de cette étude.

Le comportement est étudié pour le flux de puissance positif, pour une vitesse de rotation du soleil faible (500 [t/min]), modérée (1500 [t/min]) et élevée (2500 [t/min]). Les couples sont compris entre 0.25 [Nm] et 1.75 [Nm] tandis que les rapports de réduction sont balayés sur l'intégralité de l'intervalle [3.22 ; 6.5]. Le rapport τ_{CVT} ne dépasse pas 6.5 [–] pour éviter les zones de glissement.

Pertes par glissements longitudinaux aux contacts couronne/satellite Ces pertes sont générées par le glissement entre chaque satellite et la couronne en \hat{T}_1 , direction du déplacement. Plus précisément, elles s'obtiennent en multipliant la différence de vitesses des corps au contact par la force transmise dans ce contact (voir équ. (2.37)). Chacun des satellites glisse légèrement sur les rouleaux, la perte totale se calcule en sommant les quatre pertes.

La Fig. 2.35 montre la valeur de ces pertes en fonction du couple transmis au soleil et du rapport de réduction, pour différentes vitesses de rotation. Les comportements suivants sont observés :

- Les pertes les plus minces ont lieu pour de faibles couples et rapports de réduction.
- Les pertes augmentent avec τ_{CVT} et C_{PS} . Elles atteignent leur maximum (pour un fonctionnement sans glissement) lorsque $\tau_{CVT}=6.5$ [–] et $C_{PS}=1.75$ [Nm].

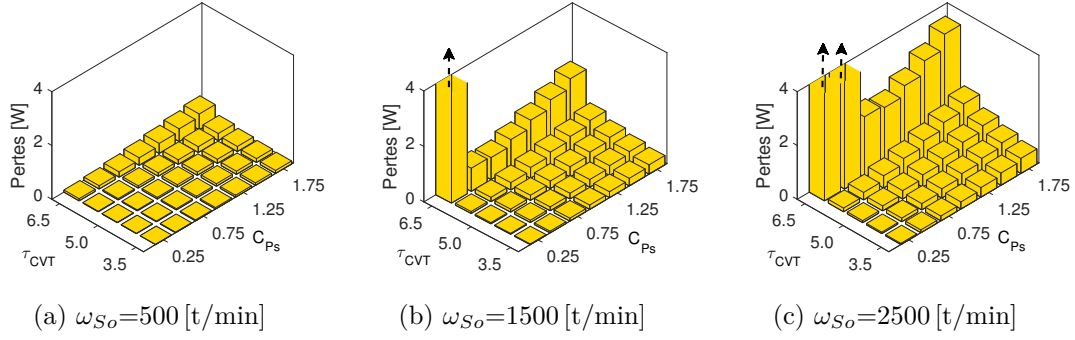


FIGURE 2.35 – Pertes par frottements longitudinaux aux contacts couronne/satellite. Le couple transmis au le soleil est exprimé en [Nm]. Les flèches en pointillés décrivent les pertes qui ne sont pas représentées intégralement par soucis de clarté.

- Dans le cas d'un couple faible dans les régions proches du sommet du cône, les pertes augmentent drastiquement, jusqu'à 30 [W] dans le pire des cas (Fig. 2.35b et 2.35c). En étudiant la cinématique du CVT (Fig. 2.31), il a été remarqué que le rapport de vitesses chutait rapidement au delà d'un rapport de réduction de 6. Le phénomène apparaissait le plus tôt lorsque le couple était faible et la vitesse élevée. La situation est ici identique et le contact entre en situation de glissement pur. L'écart de vitesses est élevé et la force de contact est saturée ($F_{\hat{T}_1, Sa/C} = \mu N_{Sa/C}$). Les pertes résultantes de la multiplication de ces deux facteurs sont donc conséquentes.

Pertes par glissements longitudinaux aux contacts soleil/satellite De la même façon que les pertes précédentes, les pertes longitudinale aux contacts soleil/satellite sont causées par le glissement dans la direction du déplacement \hat{T}_1 . Elles se calculent via l'équ. (2.36).

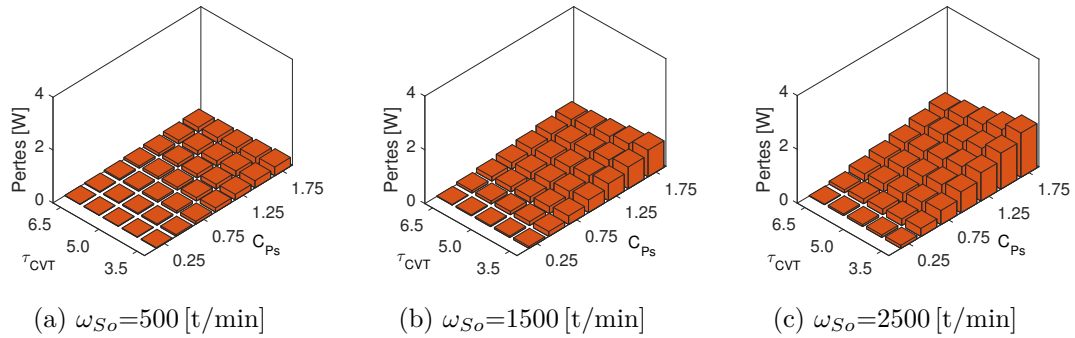


FIGURE 2.36 – Pertes par glissements longitudinaux aux contacts soleil/satellite. Le couple appliqué sur le soleil est exprimé en [Nm].

Pertes par glissements de rotation aux contacts couronne/satellite Du fait de l'inclinaison de l'axe de rotation des satellites, des composantes normales de vitesse angulaire apparaissent à l'interface entre les corps. Le glissement de rotation décrit la différence de vitesses de rotation au contact entre les deux corps (en \hat{T}_3). Elles sont calculées telles que,

$$P_{Sa/C,rot} = (\omega_{Sa} - \omega_C) \cdot C_{\hat{T}_3, Sa/C} \quad (2.87)$$

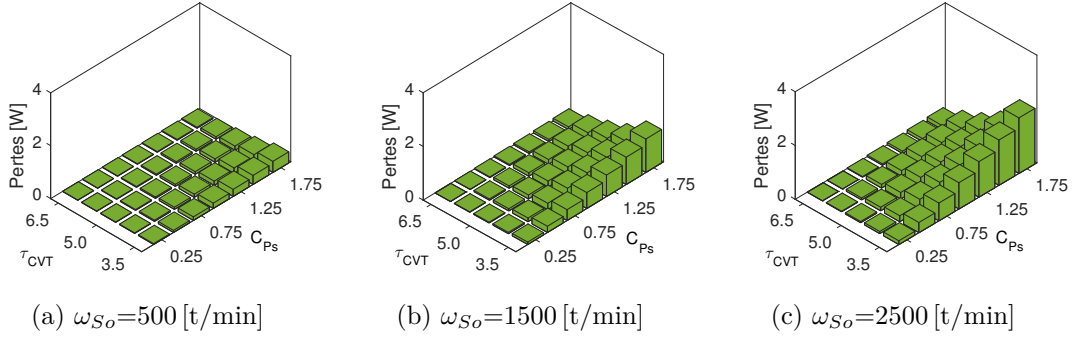


FIGURE 2.37 – Pertes par glissement de rotation aux contacts couronne/satellite. Le couple imposé sur le soleil y est exprimé en [Nm].

Pertes par glissements de rotation aux contacts soleil/satellite Les contacts entre le soleil et les satellites sont également sujets aux glissements de rotation. Les pertes $P_{Sa/So,rot}$ s'obtiennent,

$$P_{Sa/So,rot} = (\omega_{Sa} - \omega_{So}) \cdot C_{\hat{T}_{3,Sa/So}} \quad (2.88)$$

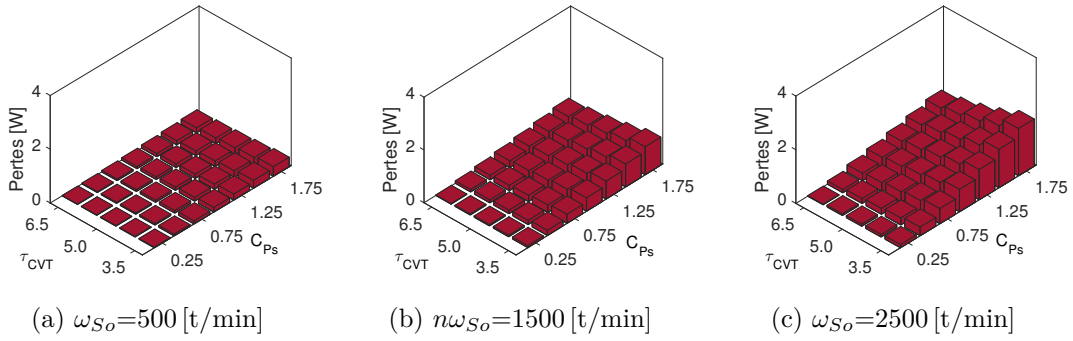


FIGURE 2.38 – Pertes par glissements de rotation aux contacts soleil/satellite. Le couple appliqué sur le soleil est exprimé en [Nm].

Pertes par frottements dans les roulements Les moments résistants présents dans les roulements engendrent, eux-aussi, des dissipations de puissance. Ces dernières sont évaluées telles que,

$$P_r = (C_{r,0} + C_{r,1}) \omega_{rel} \quad (2.89)$$

Le moment de frottement est composé de deux termes. Ils dépendent respectivement de la vitesse relative entre les deux bagues du roulement ω_{rel} et de la charge qu'il subit P_1 . La charge peut être axiale ou radiale selon le type de roulement. L'expression de ces différents termes en fonction de la nature du palier est détaillée dans la Section 2.3.5.

Les résultats présentés sur les Fig. 2.36, 2.37, 2.38 et 2.39 montrent l'évolution de chaque type de pertes selon les conditions de fonctionnement du CVT. Elles se comportent plus ou moins de la même façon. Néanmoins, quelques différences sont à noter.

- Les pertes sont fonction croissante du couple appliqué sur le porte satellite.
 - Lorsque le couple appliqué est faible, les pertes sont pratiquement nulles.
 - Cependant, cette affirmation n'est pas correcte dans les cas des roulements. En effet, le terme dépendant de la vitesse y est toujours significatif.
- La diminution du rapport de réduction augmente les pertes.

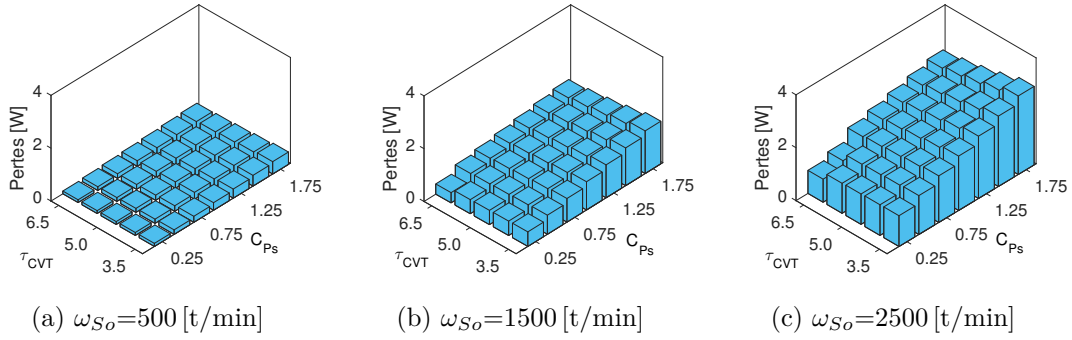


FIGURE 2.39 – Pertes par frottements dans les roulements. Le couple imposé sur le soleil y est exprimé en [Nm].

- Pour un couple au porte satellite identique, la diminution de τ_{CVT} augmente la charge appliquée sur le soleil ($C_{So} \approx \frac{C_{PS}}{\tau_{CVT}}$). La force tangentielle au contact soleil/satellite est également plus importante. Cela accroît donc les pertes $P_{Sa/So,long}$ comme l'illustre la Fig. 2.36.
- Les moments issus des glissements de rotation sont aussi plus élevés en raison de l'augmentation des normales de contact avec le couple C_{So} (mécanisme de rampes à billes). Plus précisément, l'écrasement des corps élargit les ellipses de contact. Les tractions sont aussi plus intenses et engendrent des moments plus élevés par rapport au centre de l'ellipse. Ceci explique la tendance décrite sur les Fig. 2.37 et 2.38.
- Les pertes $P_{Sa/C,rot}$ grandissent plus vite que $P_{Sa/So,rot}$.

Répartition des pertes

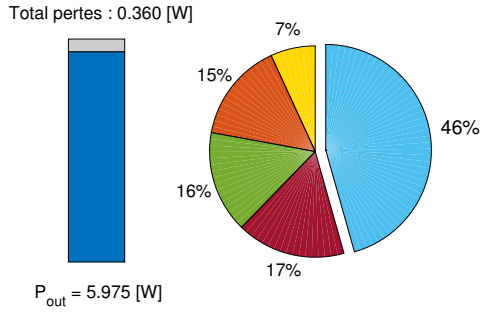
Les pertes évoluent différemment avec les conditions de fonctionnement. Il est aussi intéressant d'observer la répartition de celles-ci plutôt que leur comportement individuel. En effet, un faible rendement peut être causé par une augmentation globale des pertes, mais aussi par un seul type de pertes en particulier. L'information tirée de cette répartition permet d'identifier plus facilement les aspects à prendre en compte en vue d'éventuelles améliorations du mécanisme.

L'objectif de cette étude est d'observer la répartition des pertes pour quelques conditions de fonctionnement. Les résultats des différentes études sont condensés sur la Fig. 2.40.

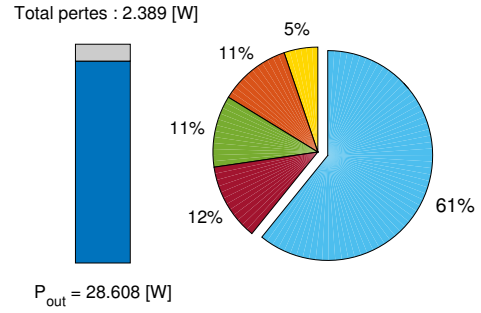
Meilleur rendement Les rendements les plus élevés sont obtenus lorsque la vitesse de rotation, le couple sur le porte satellite et le rapport de réduction sont faibles (Fig. 2.33a). Dans ces conditions, la répartition Fig. 2.40a montre que les pertes $P_{Sa/C,long}$ sont les plus minces. Celles relatives aux glissements de rotation sont plus intenses (de l'ordre de 2 à 2.5 fois supérieures à $P_{Sa/C,long}$). Cependant, ce sont celles des roulements qui représentent la plus grande partie (46%). Enfin, il est important de noter que c'est lorsque la puissance transmise est la plus faible, que le mécanisme offre le meilleur rendement énergétique. De là, les diverses dissipations augmentent plus vite que la puissance transmise et le rendement s'en voit réduit.

Influence de l'augmentation de la vitesse de rotation En gardant les mêmes paramètres que pour la Fig. 2.40a mais en augmentant la vitesse de rotation de 500 à 2500 [t/min] (Fig. 2.40b), la part de puissance dissipée par les roulements devient plus conséquente (61%).

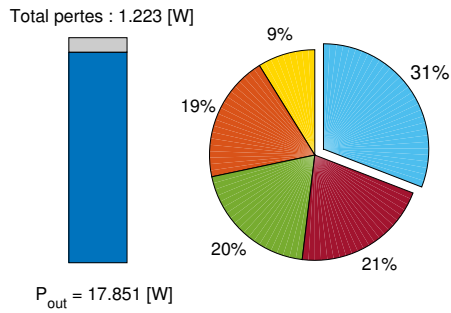
Influence de l'augmentation du couple au porte satellite Lorsque le couple est accru (Fig. 2.40c par rapport à 2.40a), c'est la part des pertes issues des glissements qui devient plus importante. La puissance perdue aux roulements est réduite, quant à elle, à une trentaine de



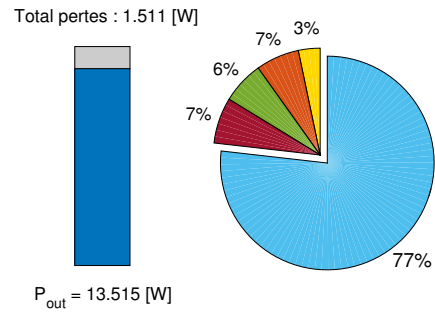
(a) $\omega_{So}=500$ [t/min], $C_{PS}=0.5$ [Nm], $\tau_{CVT}=4$ [-], $\eta_{CVT}=94.3$ [%]



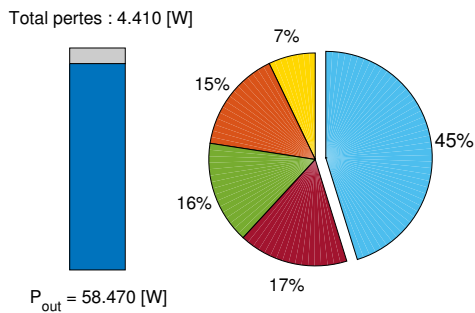
(b) $\omega_{So}=2500$ [t/min], $C_{PS}=0.5$ [Nm], $\tau_{CVT}=4$ [-], $\eta_{CVT}=92.3$ [%]



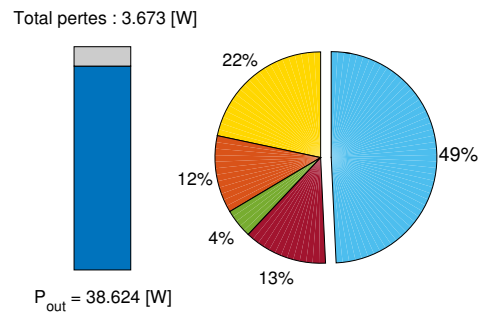
(c) $\omega_{So}=500$ [t/min], $C_{PS}=1.5$ [Nm], $\tau_{CVT}=4$ [-], $\eta_{CVT}=93.6$ [%]



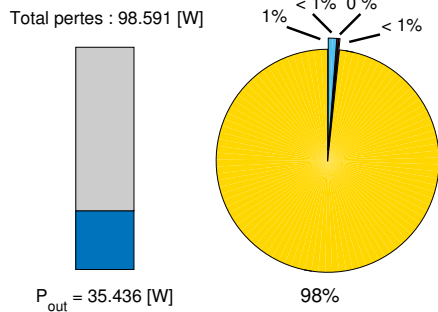
(d) $\omega_{So}=2500$ [t/min], $C_{PS}=0.25$ [Nm], $\tau_{CVT}=4$ [-], $\eta_{CVT}=89.9$ [%]



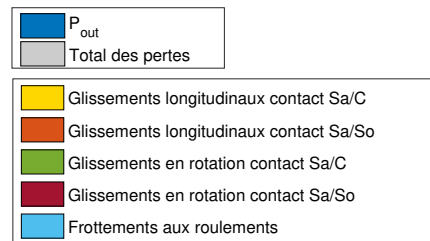
(e) $\omega_{So}=2500$ [t/min], $C_{PS}=1.0$ [Nm], $\tau_{CVT}=4$ [-], $\eta_{CVT}=93.0$ [%]



(f) $\omega_{So}=2500$ [t/min], $C_{PS}=1.0$ [Nm], $\tau_{CVT}=6$ [-], $\eta_{CVT}=91.3$ [%]



(g) $\omega_{So}=2500$ [t/min], $C_{PS}=1.0$ [Nm], $\tau_{CVT}=6.65$ [-], $\eta_{CVT}=26.4$ [%]



(h) Légende

FIGURE 2.40 – Répartition des pertes pour différents points de fonctionnement du CVT (C_{PS} , ω_{So} , τ_{CVT}).

pourcents. Cette observation permet de comprendre que le terme de vitesse des pertes aux roulements joue un rôle beaucoup important que le terme de charge.

Influence de la diminution du couple au porte satellite L'influence est analysée en comparant les Fig. 2.40b et Fig. 2.40d. En diminuant C_{PS} à de très petites valeurs, la puissance introduite dans le système diminue fortement. Cependant, le terme de vitesse des pertes des roulements est resté identique car la vitesse de rotation est conservée (2500 [t/min]). La part des pertes totales est plus élevée et le rendement est plus faible.

Influence de l'augmentation du rapport de réduction En comparant un fonctionnement pour lequel la couronne est positionnée proche de la base du cône (Fig. 2.40e) avec un point plus proche du sommet de celui-ci (Fig. 2.40f), une baisse du rendement de 2% est remarquée. La part des pertes aux contacts a tendance à diminuer. Les pertes issues des glissements de rotation aux contacts couronne/satellite deviennent peu significatives (4%). Toutes les pertes diminuent, à l'exception de la puissance dissipée par les frottements longitudinaux aux contacts avec la couronne. Elles sont à l'origine de la diminution du rendement.

En amenant la couronne dans une zone encore plus proche encore de l'extrémité des satellites (Fig. 2.40g), ces pertes deviennent démesurées et les proportions des autres sources d'inefficacités énergétiques deviennent insignifiantes. Le rendement chute de façon abrupte jusqu'à rendre la transmission totalement inefficace. Cela signifie que les satellites n'adhèrent plus avec les rouleaux de la couronne. En effet, déjà lors de la validation cinématique (Fig. 2.31), le rapport $\frac{\omega_{So}}{\omega_{PS}}$ chutait au delà de $\tau_{CVT}=6 [-]$, indiquant une situation de glissement pur dans un des contacts.

La raison de ce comportement réside dans l'incapacité du mécanisme à fournir des forces normales suffisantes dans les contacts couronne/satellite. Le choix de la valeur de l'angle β a été effectué sur base d'un schéma du corps rendu libre dans lequel les différentes pertes n'étaient pas prises en compte. Bien que la valeur de β ait été choisie avec une petite marge de sécurité ($\beta < 9.72 [^\circ]$, voir Section 2.4.2), la présence de pertes dans la modélisation entraîne un non respect de la condition (2.62). La force tangentielle atteint donc sa valeur maximale (saturation) et ne permet plus une transmission effective du couple. La Fig. 2.41 décrit la valeur des forces de contact par rapport à leur valeur maximale (qui correspond à un glissement pur). L'observation de cette illustration confirme clairement que la force du satellite a atteint le maximum de sa capacité. Cependant, aux contacts avec le soleil, la force tangentielle est inférieure à $\mu N_{Sa/So}$, comme le veut la condition (2.61). Le problème ne provient donc pas de ces contacts.

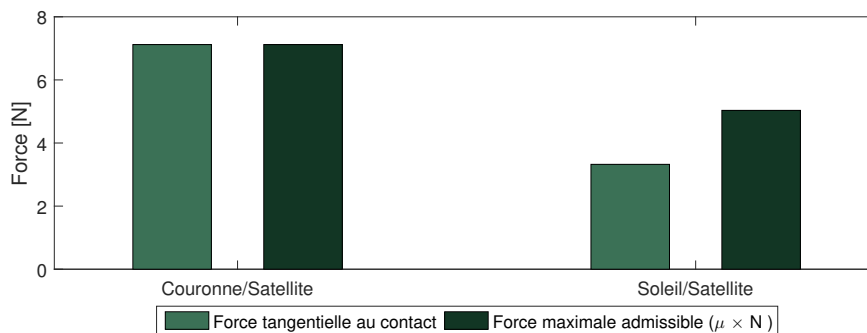


FIGURE 2.41 – Comparaison entre la force tangentielle dans les contacts et leur valeur maximale μN (qui correspond au glissement pur), pour les deux types de contact.

Une façon de remédier à ce problème serait alors de choisir l'angle β avec une plus grande marge de sécurité, de manière à éviter l'apparition du glissement en bout de cône. Cependant, cette décision entraînerait une diminution globale du rendement en raison de l'augmentation des

forces normales aux contacts. À l'inverse, rapprocher l'angle du maximum théorique permettrait d'augmenter le rendement du mécanisme mais élargirait l'intervalle pour lequel le CVT est inutilisable.

Flux de puissance négatif Lors de l'analyse des cartographies pour lesquelles le sens de la puissance était inversé, une différence majeure a été remarquée. En effet, lorsque τ_{CVT} est supérieur à 6 [-], le rendement ne s'effondre plus. Dans cette configuration, les pertes réduisent le couple de sortie, c'est à dire au niveau du porte satellite. Par contre, le couple d'entrée n'est pas influencé par les pertes et le mécanisme de rampes à billes applique des forces suffisantes dans les contacts. En d'autres mots, la marge accordée au choix de l'angle β est suffisante pour empêcher le mécanisme de glisser.

Pertes dans les roulements

Lors de l'observation de la répartition des pertes (Fig. 2.40), il a été remarqué que la dissipation de puissance dans les roulements constitue la majeure partie des pertes totales. Cependant, la transmission est composée de plusieurs types de roulements. Certains sont soumis à des charges importantes alors que d'autres ne sont pas chargés du tout. Pour rappel, le couple de frottement est composé de deux termes. L'un dépend de la vitesse de rotation du corps et l'autre de la charge que subit le roulement (axialement ou radialement). Cette section est destinée à l'analyse de l'évolution de ces termes pour les différentes conditions de fonctionnement de la transmission. Les différents cas sont ceux déjà exposés lors de l'étude précédente (voir Fig. 2.40).

Meilleur rendement Sur la Fig. 2.42, les pertes liées aux roulements représentent 46% du total de la puissance dissipée. La rotation des satellites en constitue la majeure partie. En effet, leur vitesse angulaire est plus élevée que celle des autres arbres du CVT. De plus, chacun de leurs roulements subit une charge radiale importante qui provient des rampes à billes. La butée à billes est également soumise à un effort, mais de nature axiale. Même si le couple est relativement faible ($C_{PS}=0.5$ [Nm]), la baisse de rendement est principalement provoquée par les termes de charge. N'étant pas chargés, les roulements du soleil et du porte satellite ne comportent qu'un terme dépendant de la vitesse. Il est du même ordre de grandeur que celui de la butée à billes.

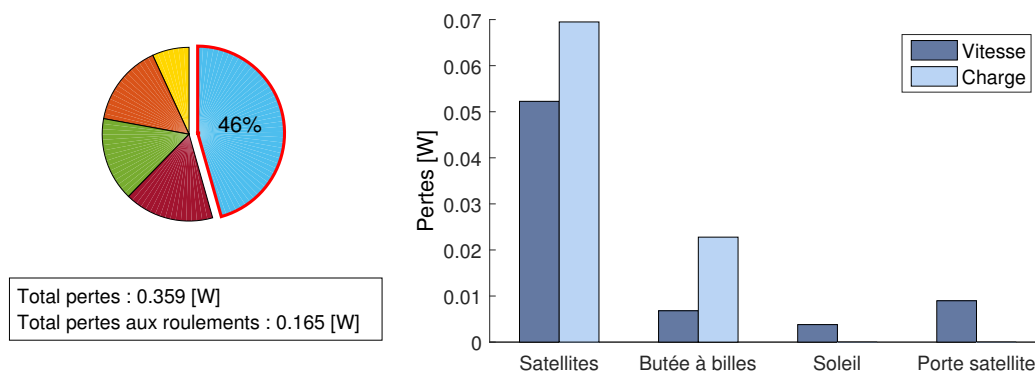


FIGURE 2.42 – Termes de vitesse et de charge des frottements dans les roulements pour $\omega_{S_o}=500$ [t/min], $C_{PS}=0.5$ [Nm] et $\tau_{CVT}=4$ [-].

Couple élevé La Fig. 2.43 décrit les pertes pour un couple au porte satellite accru. Les termes de vitesses sont identiques car la vitesse n'a pas été modifiée. Cependant, le couple au soleil C_{S_o} est plus intense pour conserver la relation $\frac{C_{PS}}{C_{S_o}} \approx \tau_{CVT}$. Les forces normales augmentent

et certains roulements sont soumis à des efforts plus élevés. Il en résulte des termes de charge beaucoup plus importants que les termes de vitesse.

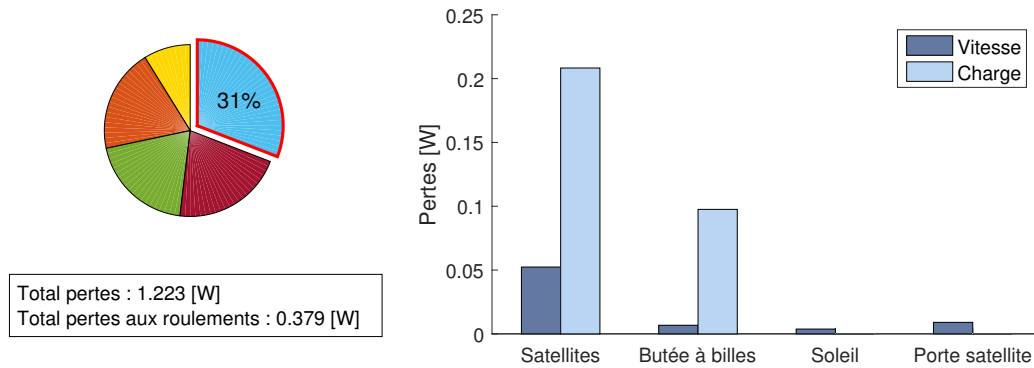


FIGURE 2.43 – Termes de vitesse et de charge des frottements dans les roulements pour $\omega_{S_o}=500$ [t/min], $C_{PS}=1.5$ [Nm] et $\tau_{CVT}=4$ [-].

Haute vitesse et couple réduit Pour de faibles couples mais de grandes vitesses, les pertes aux roulements sont réparties telles qu’illustré à la Fig. 2.44. Pour ces conditions, ce sont les termes de vitesse qui deviennent importants. Il sont même significativement plus élevé que le reste des pertes de la transmission (glissements). C’est d’ailleurs pour ce point de fonctionnement que le rendement de la transmission est le plus faible (89.9%).¹⁵

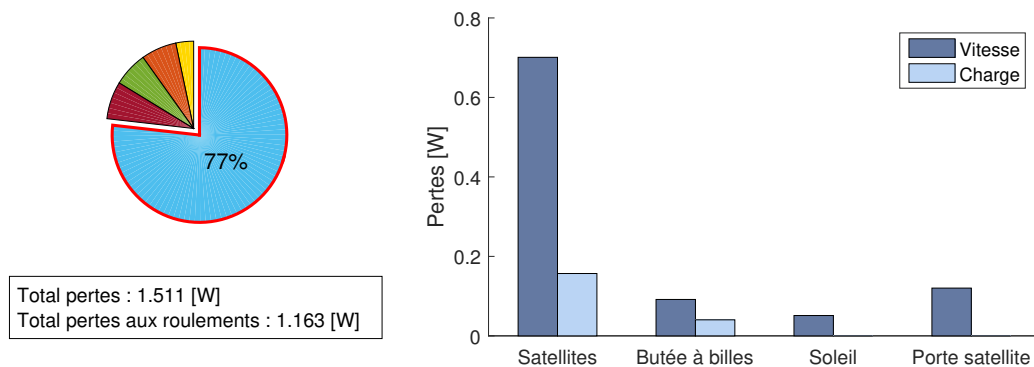


FIGURE 2.44 – Termes de vitesse et de charge des frottements dans les roulements pour $\omega_{S_o}=2500$ [t/min], $C_{PS}=0.25$ [Nm] et $\tau_{CVT}=4$ [-].

15. Lorsque le mécanisme ne glisse pas.

2.5 Conclusion

Ce chapitre était consacré à la conception du modèle multicorps du CVT. La version finale a été obtenue par l'intermédiaire de plusieurs sous-modèles auxquels des degrés de complexité ont été ajoutés successivement. Par la suite, le CVT a été validé au moyen de différentes simulations. Finalement, les pertes provoquées par le mécanisme ont été investiguées.

Dans un premier temps, un modèle très simple de train épicycloïdal a été conçu. La transmission du mouvement s'effectuait au moyen de roues dentées représentées par des contraintes cinématiques imposées entre les différents corps (Fig. 2.2). Elles permettaient à la transmission de transmettre le mouvement sans aucunes pertes.

La phase suivante consistait à tenir compte de la présence des contacts lisses du prototype β . Les roues dentées ont été remplacées par des roues lisses de rayon équivalent et les rouleaux ont été modélisés par un corps toroïdal (Fig. 2.13). Les contraintes cinématiques ont été écartées pour laisser place à un modèle dynamique au sein de chaque contact. D'une part, la théorie du contact de Hertz permet de déterminer la zone de contact et les pressions normales qui apparaissent à l'interface entre deux corps en contact. D'autre part, les phénomènes tangents sont obtenus au moyen de la théorie de Kalker (qui dépendent eux-même des caractéristiques du contact décrites par Hertz). La transmission du couple entre deux roues s'obtient désormais en évaluant les forces tangentielles à l'interface des deux corps. De plus, le modèle de Kalker permet de décrire les glissements inhérents aux contacts lisses. La modélisation de ce train épicycloïdal modifié a permis de mettre en évidence une première forme de pertes : les dissipations par glissements longitudinaux (ν_x).

La dernière étape consistait à modéliser l'intégralité des spécificités du prototype β . Les roues des satellites sont remplacées par des cônes et le tore par une couronne à rouleaux (Fig. 2.30). Le mécanisme de rampes à bille, à l'origine des forces normales dans les contacts, est modélisé par un simple calcul à partir de schémas du corps rendu libre. Jusqu'à présent, les plans dans lesquels se retrouvaient les contacts étaient tous parallèles aux axes de rotation des corps. Les cônes rendent le problème plus complexe car les axes de rotation des satellites ne sont plus parallèles avec le reste des arbres. De ce fait, les composantes de vitesses normales aux contacts ne sont pas nulles. La différence entre ces deux vitesses provoque des glissements supplémentaires (ϕ). Ces derniers sont responsables d'un moment de force perpendiculaire au plan de contact. La première version du modèle de Kalker permettait de calcul du couple $C_{\hat{T}_3}$ de façon linéaire. La précision de ce modèle n'est acceptable que pour de faibles valeurs de ϕ . L'algorithme *FASTSIM* a donc été implémenté pour calculer plus fidèlement les moments dans les contacts. Les glissements de rotation sont des sources de pertes supplémentaires qui ne peuvent pas être négligées. Les roulements ont également été intégrés au modèle. Ils provoquent aussi des pertes par frottements qui détériorent le rendement du mécanisme. Ces pertes sont fonction de la vitesse relative entre les bagues du roulement et de la charge qu'ils doivent supporter.

Une fois le modèle finalisé, différentes simulations ont été effectuées afin de s'assurer de la validité du CVT. Le déplacement de la couronne permet de faire effectivement varier les rapports de couples et vitesses. De plus, le rapprochement des forces issues du modèle et de leur valeur théorique a permis de vérifier la bonne modélisation de la transmission. Ces premiers résultats montrent que le CVT reproduit de manière satisfaisante le fonctionnement du prototype β .

Des cartographies du rendement ont ensuite été produites pour différentes conditions de fonctionnement. Elles permettent d'investiguer les principales tendances du rendement. Entre-autres, l'augmentation du couple réduit légèrement le rendement, une vitesse de rotation élevée associée à un faible couple n'est pas idéale et le rendement η_{CVT} décroît avec le rapport de réduction. Il chute d'ailleurs de manière vertigineuse pour les valeurs de τ_{CVT} proches de la limite maximale. Ce dysfonctionnement n'est pas apparu lors des essais avec un flux de puissance négatif.

Au cours de l'étude des pertes, toutes les observations concernant le rendement ont pu être expliquées. De manière générale, lorsque le couple augmente, les différentes charges radiales,

forces normales et couples de la transmission augmentent et intensifient les pertes. À couple réduit et donc faible puissance, la part des pertes aux roulements qui est fonction de la vitesse devient significative et le rendement s'en voit diminué. Enfin, η_{CVT} décroît avec l'augmentation de τ_{CVT} en raison du glissement croissant aux contacts entre les rouleaux et les satellites. Il a également été décelé que la chute de rendement qui survient en bout de cône est causée par un angle β choisi trop proche du maximum théorique (qui ne tient pas compte des pertes). Le couple sur le soleil est plus faible que prévu et les forces normales dans les contacts couronne/satellite ne sont pas suffisantes pour assurer l'adhérence et la transmission du mouvement. Les glissements y deviennent donc démesurés. Lors du fonctionnement avec un flux de puissance négatif, cette perte d'adhérence n'apparaît pas car le couple est directement appliqué sur le mécanisme de rampes à billes.

Chapitre 3

Application à un véhicule électrique

L'objectif de ce chapitre consiste à déterminer si le CVT étudié lors du chapitre précédent peut apporter une augmentation du rendement énergétique d'un véhicule s'il est inclus dans sa chaîne de transmission. En effet, même s'il complexifie celle-ci et génère des pertes supplémentaires, il permet d'offrir un degré de liberté quant au choix du rapport de réduction (dans une certaine plage). Dès lors, il est possible de faire travailler le moteur électrique dans des zones de rendement plus élevé. Pour répondre à cette question, une étude énergétique basée sur les cartographies du rendement du moteur et de la transmission peut donc être effectuée. Le rapport de transmission du CVT constitue une variable à optimiser pour atteindre le rendement énergétique maximal. Les conditions de couple et vitesse aux roues peuvent être calculées au travers d'un cycle de conduite qu'effectue un usager ordinaire. La comparaison des résultats entre le groupe motopropulseur classique et celui incluant le CVT permettra de conclure si ce dernier est bénéfique à cette application.

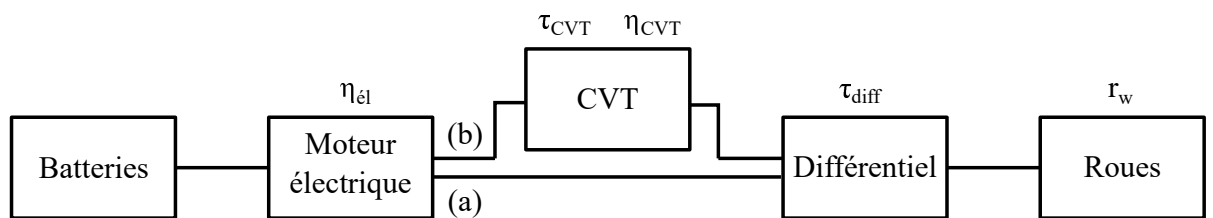
Tout d'abord, le groupe motopropulseur est modélisé en prenant soin d'adapter le CVT aux conditions de couple qu'impliquent le moteur électrique. Ensuite, la méthode d'optimisation du rapport de réduction est décrite. Un cycle de conduite est injecté dans le modèle pour fournir les résultats nécessaires à l'étude. Pour finir, les performances énergétiques et les perspectives d'amélioration sont discutées.

3.1 Modélisation du groupe motopropulseur

Le groupe motopropulseur (GMP) représente l'ensemble des éléments qui permettent la motricité d'un véhicule. Dans le cas d'une voiture électrique conventionnelle, les batteries constituent la source d'énergie électrique. Cette dernière est transmise à un moteur qui se charge de la transformer en énergie mécanique avec un rendement η_{el} . Ensuite, le différentiel joue un double rôle en appliquant un rapport de réduction τ_{diff} et en dirigeant l'énergie vers chaque roue. Pour finir cette énergie est transmise des roues vers le sol pour entraîner le véhicule. Cette chaîne énergétique est représentée sur le cas (a) du diagramme de la Fig. 3.1.

Inclure le CVT dans le GMP revient à ajouter une transformation d'énergie supplémentaire entre le moteur électrique et le différentiel. La transmission est caractérisée par un rendement η_{CVT} et un rapport de réduction τ_{CVT} . Ce scénario correspond au cas (b) de la Fig. 3.1.

Deux hypothèses peuvent être posées avant de rentrer dans les détails du modèle. D'une part, la machine électrique a été nommée « moteur » mais joue aussi le rôle de générateur lorsque la puissance demandée par les roues est négative, en d'autres mots, lorsque le véhicule doit freiner. L'hypothèse qui est faite ici implique que le véhicule est idéal et n'a pas besoin de frein mécanique : il freine en rechargeant ses batteries. D'autre part, le convertisseur de puissance DC/AC qui se trouve entre les batteries et le moteur n'a pas été mentionné. Il sert à transformer le courant continu des batteries en courant alternatif triphasé pour alimenter la machine électrique. Il est considéré comme parfait et ne constituera donc pas une source de pertes d'énergie lors de



Cas (a): groupe motopropulseur électrique classique
 Cas (b): groupe motopropulseur incluant le CVT

FIGURE 3.1 – Diagramme en blocs du GMP avec ou sans CVT

l'analyse.

3.1.1 Modélisation du moteur électrique

L'énergie électrique du véhicule doit être transformée en énergie mécanique à travers un moteur électrique pour pouvoir interagir avec les roues et faire avancer le véhicule. Il existe deux grandes familles de moteurs électriques à courant alternatif, les machines *synchrones* et *asynchrones*. La vitesse du rotor est liée à la vitesse du champ magnétique tournant généré au stator de la machine, communément appelée *vitesse de synchronisme*. Comme son nom l'indique, la vitesse de rotation de la machine synchrone est parfaitement synchronisée avec la vitesse de synchronisme. Ce n'est pas le cas de la machine asynchrone qui est caractérisée par un léger glissement, vitesse relative adimensionnelle entre le rotor et la vitesse de synchronisme.

Types de machines électriques

Les machines synchrones peuvent être subdivisées en deux groupes suivant la méthode de génération du flux magnétique dans le rotor. La première méthode consiste à magnétiser le rotor à l'aide de bobinages et d'un courant d'excitation. Dans ce cas, l'usage de balais est requis pour fournir un courant depuis le châssis statique du moteur jusqu'au rotor qui tourne constamment. La seconde ne nécessite pas de courant car les bobines sont remplacées par des aimants permanents. Cette solution permet d'éviter l'usage des balais, pièces dont la durée de vie est limitée. Cependant, les aimants permanents sont constitués de terres rares qui accroissent le coût total de la machine.

Le rotor de la machine synchrone ne doit pas être excité. Il peut être composé de bobinages ou non, dans quel cas il s'apparente à une simple *cage d'écureuil*. Le champ magnétique au rotor est généré par induction magnétique, c'est pourquoi la machine est souvent appelée *machine à induction*. La vitesse du rotor étant légèrement différente de la vitesse de synchronisme, une variation de flux magnétique est vue par le rotor. Dans ces conditions, une tension est induite dans le circuit du rotor et des courants y circulent. Dès lors, un couple électromagnétique peut être généré par la machine.

Les moteurs employés pour l'application à un véhicule sont principalement les machines à induction (IMs) et les machines à aimants permanents (PMs). Les aimants de ces dernières peuvent être placés à l'intérieur (IPMs) ou à la surface du rotor (SPMs). Les PMs sont de plus en plus populaires dans les véhicules hybrides et électriques pour leur meilleure densité de couple (plus petite taille) et leur meilleur rendement par rapport aux autres types de machine [8].

Zones de fonctionnement des moteurs électriques

Un moteur électrique est caractérisé par un couple nominal C_n et une vitesse nominale ω_n . Lorsqu'il fonctionne dans ces conditions, il développe sa puissance nominale P_n . Ce sont les principales caractéristiques qui sont décrites sur la plaque signalétique placée sur la coque de

la machine. Il est important d'expliquer brièvement les régions de contrôle de la machine qui délimitent la caractéristique de couple maximal que peut développer le moteur en fonction de sa vitesse de rotation, voir Fig. 3.2.

En deçà de la vitesse nominale ω_n , la machine fonctionne dans la zone de *couple constant*. Elle est décrite en vert sur la Fig. 3.2. Dans cette région, le couple maximal C_{max} est constant quelle que soit la vitesse de rotation et sa valeur est liée aux limites technologiques de la machine.

Lorsque la machine dépasse ω_n , elle entre dans la région de *puissance constante*, ou *défluxage*, dans laquelle l'excès de vitesse de rotation est compensé une diminution du couple. Elle correspond à la zone en rouge de la Fig. 3.2. Comme son nom l'indique, elle est limitée par la puissance maximale que peut développer la machine. Les limites technologiques constituent une borne supérieure ω_{max} à la vitesse de rotation.

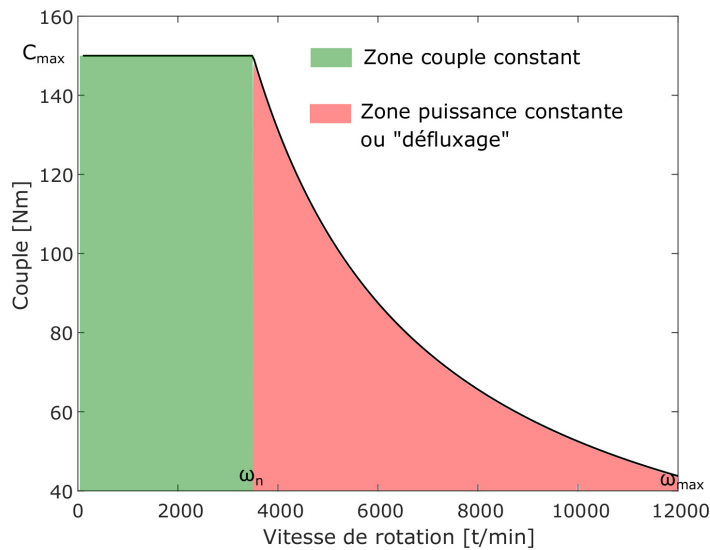


FIGURE 3.2 – Couple maximal d'un moteur électrique et deux zones de fonctionnement.

Modélisation des pertes

Plusieurs familles de pertes sont présentes dans le rotor et le stator de la machine électrique :

- **Pertes cuivres** Pertes issues des courants qui circulent dans les bobinages du stator/rotor (aussi appelées *pertes Joule*).
- **Pertes fers** Pertes dans le circuit magnétique de la machine. Elle sont une combinaison des pertes par hystérésis et par courants de Foucault.
- **Pertes mécaniques** Pertes par frottements liées à la présence de pièces mécaniques tournantes qui nécessitent la présence de roulements.
- **Pertes par ventilation** Pertes par frottements avec la masse d'air présente autour du rotor (liées à la viscosité de l'air).

L'établissement d'un modèle purement analytique des pertes n'est pas chose simple. Il est vrai que les pertes cuivres peuvent être facilement obtenues en établissant les courants dans la machine. Cependant, les pertes fers nécessitent souvent l'emploi de méthodes d'éléments finis. Mahmoudi et al. [8] ont effectués ce genre d'étude détaillée pour une IM, une IPM et une SPM, de puissance nominale $P_n = 50$ [kW]. Ils ont ensuite dérivé un modèle analytique de pertes P_{el} sur base des couples C_{el} et des vitesse ω_{el} dans la machine électrique :

$$\frac{P_{el}}{P_b} = \sum k_{mn} \left(\frac{C_{el}}{C_b} \right)^m \left(\frac{\omega_{el}}{\omega_b} \right)^n [-] \quad (3.1)$$

où m et n sont des entiers et k_{mn} des coefficients qui ont été calculés pour approcher au mieux celles obtenues par éléments finis.¹ Le couple de base C_b vaut 250 [N], la vitesse de base ω_b correspond à la vitesse maximale 12 000 [t/min] et la puissance de base P_b est égale à la puissance des pertes maximales 8 [kW].

Le rendement de la machine électrique s'obtient en appliquant,

$$\eta_{el} = \frac{C_{el}\omega_{el}}{C_{el}\omega_{el} + P_{el}} \quad (3.2)$$

Dans le cadre de cette analyse, c'est la machine SPM qui est considérée. Les machines synchrones à aimants permanents sont plus intéressantes pour les raisons déjà citées précédemment. Les performances des machines IPMs et SPMs sont comparables. Toutefois, les IPMs sont plus adaptées à l'utilisation dans la zone de surcharge ($P > P_n$) tandis que les machines SPMs sont moins coûteuses et plus compactes en raison de leur simplicité [18]. La SPM semble être le plus adaptée à l'étude sachant que l'objectif ici n'est pas d'atteindre les limites de performances de la machine électrique.

Les principales caractéristiques de la SPM sont condensées dans la Table 3.1. Les coefficients qui ont été obtenus lors de l'ajustement de courbe sont repris dans la Table 3.2. La cartographie du rendement obtenue est décrite sur la Fig. 3.3. Elle correspond au fonctionnement en mode moteur de la machine électrique. Or, la machine fonctionne aussi en mode générateur pour recharger les batteries lorsque le véhicule freine. Les pertes seront considérées identiques quelle que soit la direction du flux de puissance à travers la machine.

Caractéristique	Symbole	Valeur	Unité
Puissance nominale	P_n	50	[kW]
Couple nominal	C_n	130	[Nm]
Vitesse nominale	ω_n	3800	[t/min]
Couple maximal	C_{max}	150	[Nm]
Vitesse maximale	ω_{max}	12000	[t/min]

TABLE 3.1 – Principales caractéristiques du moteur SPM. Adaptées de [8].

C_{el}^3	0.942			
C_{el}^2	0.697	-1.043		
C_{el}	-0.065	0.577	-0.542	
1	-0.002	0.175	0.181	0.443
SPM	1	ω_{el}	ω_{el}^2	ω_{el}^3

TABLE 3.2 – Coefficients des pertes normalisées pour la machine SPM. Adaptés de [8].

3.1.2 Modélisation du véhicule

Le mouvement du véhicule est à l'origine des forces que le GMP doit être capable de vaincre. Elles dépendent principalement des propriétés du véhicule, de sa vitesse v_{car} et de l'inclinaison de la route γ qu'il est en train de franchir. Plus précisément, la force totale de résistance au déplacement $F_{r,tot}$ est formée de trois composantes dont la direction est opposée au vecteur vitesse de la voiture [19]. Elle sont toutes trois représentées sur la Fig. 3.4.

La force de résistance au roulement F_r est produite par le processus de déformation qui se produit au contact du pneu avec la route. Beaucoup de facteurs influencent la valeur de cette force, comme le rayon des roues, la pression des pneus, la nature de la route (chemin de terre

1. L'équation des pertes est obtenues à l'aide d'une régression polynomiale du 3^e degré.

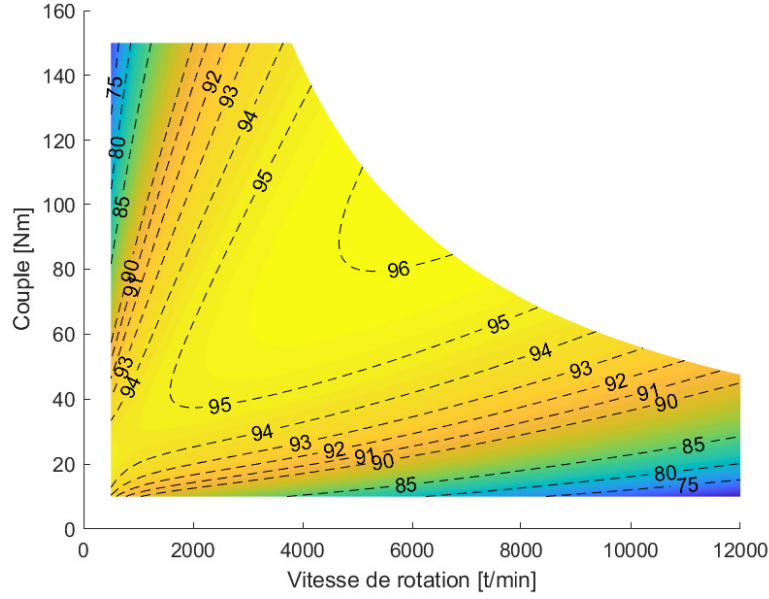


FIGURE 3.3 – Cartographie du rendement de la machine électrique SPM. Adaptée de [8]

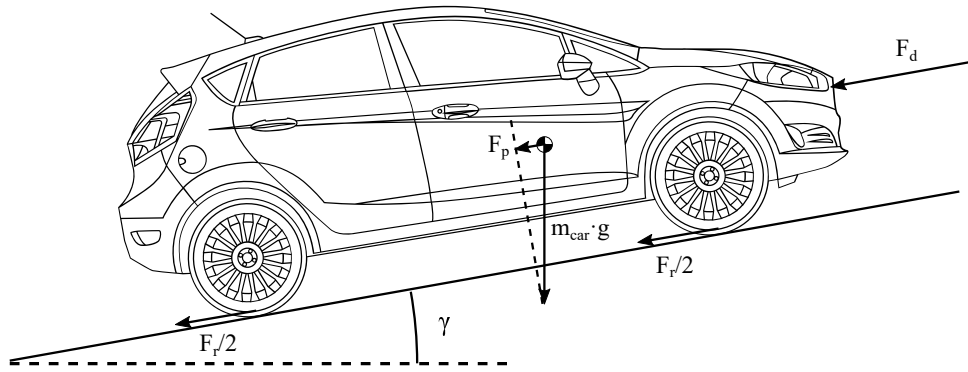


FIGURE 3.4 – Différentes forces qui agissent sur le véhicule en mouvement.

contre autoroute), la vitesse du véhicule ou encore sa masse. Elle est aussi plus élevée lors des virages. Le problème peut devenir très complexe si tous ces facteurs sont pris en compte. Pour simplifier l'analyse, seule la vitesse v_{car} et la masse m_{car} du véhicule sont considérées, telles que :

$$F_r = m_{car}g \cos \gamma (f_0 + f_1 v_{car} + f_2 v_{car}^2) \quad (3.3)$$

avec $g=9.81 \text{ [m/s}^2\text{]}$, l'accélération gravitationnelle et f_0, f_1, f_2 , les coefficients des termes respectivement constant, linéaire et quadratique de l'évolution de la résistance au roulement avec la vitesse v_{car} .

La traînée aérodynamique F_d est la force qui s'oppose au mouvement du corps à travers un fluide. Plus le fluide est dense, plus cette force est intense. Dans le cas d'une voiture, c'est l'air qui joue le rôle du fluide. Le total des forces issues du frottement de l'air dépend aussi du profil de la carrosserie et de la vitesse de l'automobile. La force F_d se calcule,

$$F_d = \frac{1}{2} \rho_{air} S C_d v_{car}^2 \quad (3.4)$$

où $\rho_{air}=1.22 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ représente la densité de l'air, S la surface frontale du véhicule et C_d le coefficient de traînée. Ce dernier est un nombre adimensionnel qui caractérise la qualité du profilage de la carrosserie en termes de pénétration dans l'air.

Lorsque que le véhicule ne roule pas sur sol plat, une composante de son poids agit dans la direction de son déplacement. La force F_p dépend de la pente de la route γ et s'écrit,

$$F_p = m_{car} g \sin \gamma \quad (3.5)$$

La combinaison de ces trois forces exprime la force totale $F_{r,tot}$ qui doit être appliquée aux roues pour conserver la vitesse du véhicule :

$$F_{r,tot} = F_r + F_d + F_p \quad (3.6)$$

La puissance du moteur électrique (50 [kW]) est semblable à celle d'un véhicule de type citadin. C'est pourquoi, les propriétés du véhicules ont été tirées d'une célèbre automobile de cette famille [12],[13]. Elles sont reprises dans la Table 3.3. La masse du véhicule correspond à son châssis et un conducteur de 75 [kg].

Caractéristique	Symbole	Valeur	Unité
Rayon des roues	r_w	0.29	[m]
Masse totale du véhicule	m_{car}	1166	[kg]
Coefficient de traînée	C_d	0.328	[-]
Surface frontale	S	2.57	[m ²]
Coefficient de résistance au roulement, terme constant	f_0	0.01	[-]
Coefficient de résistance au roulement, terme linéaire	f_1	0	[s/m]
Coefficient de résistance au roulement, terme quadratique	f_2	$6.5 \cdot 10^{-6}$	[s ² /m ²]

TABLE 3.3 – Propriétés du véhicule de type citadin. Adaptées de [12],[13].

L'introduction d'un cycle de conduite revient à définir une série de vitesse $v_{car}(t)$ pour des temps donnés t . De là, il est possible d'exprimer le couple total C_w et la vitesse de rotation ω_w à appliquer aux roues :

$$C_w = r_w \left(F_{r,tot} + m_{car} \frac{dv_{car}(t)}{dt} \right) \quad (3.7)$$

$$\omega_w = \frac{v_{car}}{r_w} \quad (3.8)$$

où $\frac{dv_{car}(t)}{dt}$ représente l'accélération du véhicule.

3.1.3 Rapport de réduction au différentiel

Une chaîne de transmission d'un véhicule classique contient toujours un rapport de réduction final situé dans le différentiel. Les moteurs conventionnels, aussi bien qu'électriques, fonctionnent à des régimes de vitesses élevés par rapport aux vitesses de rotation des roues. Un engrenage est donc placé au travers de la chaîne de transmission pour adapter ces vitesses. Par la même occasion, cela permet de multiplier le couple provenant du moteur pour atteindre de meilleures performances en termes d'accélération.

Pour dimensionner le rapport de réduction du différentiel τ_{diff} , une contrainte doit être définie entre les vitesses du moteur et des roues. Celle choisie pour le GMP de cette étude consiste à imposer une vitesse maximale v_{max} du véhicule de 165 [km/h]. Cette vitesse doit être atteinte quand le moteur est au maximum de sa capacité, autrement dit, $\omega = \omega_{max}$. Ceci revient à choisir un rapport de réduction total τ_{tot} de,

$$\tau_{tot} = \frac{v_{max}/r_w}{\omega_{max}} = 0.1258 \quad (3.9)$$

Pour le véhicule électrique, le rapport de réduction du différentiel est le seul présent sur la chaîne de transmission, dès lors, $\tau_{diff} = \tau_{tot}$. Cependant, lorsque le CVT est inclus dans la chaîne de transmission, le rapport total doit être la combinaison du différentiel et du CVT,

$$\tau_{tot} = \tau_{CVT,ref} \cdot \tau_{diff} \quad (3.10)$$

où $\tau_{CVT,ref}$ représente l'état de référence du CVT, c'est à dire le rapport de réduction du CVT qui est choisi lorsque le véhicule se trouve à vitesse maximale. Autrement dit, si ce rapport est constant, les vitesses que subit le moteur électrique sont strictement identiques à celles de la chaîne de transmission sans CVT. Ce paramètre constituera une variable à optimiser durant la suite de l'analyse. Les pertes supplémentaires causées par le différentiel ne sont pas prises en compte.

3.1.4 Adaptation du CVT

Il a été vu dans la Section 2.4.4 que le CVT est soumis à une limite supérieure de couple, en raison de la limite d'élasticité du matériau qui constitue les corps. En effet, les pressions maximales des ellipses de contact ne peuvent pas dépasser la limite d'élasticité σ_y du matériau, sous peine de déformer définitivement celui-ci. Les forces normales les plus critiques se situent aux contacts entre les satellites et les rouleaux, lorsque ces derniers se trouvent au point le plus proche du sommet des cônes (rapport de réduction maximal). Dans ces conditions, le couple maximal au soleil dérivé du dimensionnement de la thèse $C_{So,max,these}$ vaut 0.74 [N]. Il est donc nécessaire de redimensionner le CVT pour supporter les couples plus importants que produit le moteur électrique.

L'approche du redimensionnement consiste à autoriser un facteur de mise à l'échelle des longueurs du mécanisme, noté k , équivalent dans les trois dimensions. Cette mise à l'échelle n'affecte pas la plage de rapports de réduction (voir (2.40)). Cependant, deux effets sur la limite de couple sont liés à l'agrandissement du mécanisme. D'une part, il permet d'augmenter les surfaces de contact entre les corps car les rayons de courbures sont plus élevés. À force normale équivalente, les pressions maximales situées au milieu des ellipses de contact sont donc plus faibles. D'autre part, pour un couple donné, les forces tangentielles dans les contacts sont réduites. Les normales nécessaires à l'adhésion des corps sont donc également plus faibles.

Tout d'abord, le modèle de contact de Hertz prend en compte les rayons de courbure des corps dans les constantes A et B (équations (2.5) et (2.6)). Plus précisément, elles sont inversement proportionnelles au facteur de mise à l'échelle k ($A \propto 1/k$ et $B \propto 1/k$). La normale maximale N_{max} que peut supporter le contact, est fonction de la somme de ces constantes (voir équ. (2.83)),

$$N_{max} \propto \left(\frac{1}{A+B} \right)^2 \iff N_{max} \propto k^2 \quad (3.11)$$

Les conditions sur la valeur maximale que peut prendre l'angle d'inclinaison des rampes à billes β , ne sont pas altérées par la mise à l'échelle (voir (2.63) et (2.65)). C'est d'ailleurs toujours la condition aux contacts couronne/satellite qui est la plus restrictive.

Pour finir, les relations entre le couple au soleil et les normales aux contacts, équ. (2.84) et équ. (2.85), sont fonction du rayon de positionnement des rampes à billes r_b , qui a été agrandi d'un facteur k . Pour rappel, la condition la plus sévère se trouve aux contacts couronne/satellite lors de la sélection du rapport de réduction le plus élevé. Le couple maximal applicable sur le soleil $C_{So,max}$ est proportionnel au cube du facteur de mise à l'échelle k ,

$$C_{So,max} \propto k^3 \quad (3.12)$$

La Fig. 3.5 montre l'évolution de ce couple avec k (calculé avec les équations), pour satisfaire les deux conditions. La tendance cubique de la courbe confirme la relation ci-dessus. Le couple

maximal du moteur choisi pour le GMP du véhicule est caractérisé par un couple maximal $C_{So,max}$ de 150 [Nm]. Dès lors, le facteur de mise à l'échelle s'obtient,

$$k = \left(\frac{C_{So,max}}{C_{So,max,theor}} \right)^{1/3} = 5.87 \quad (3.13)$$

Pour des raisons de simplicité numérique et pour ajouter une marge de sécurité au couple maximal, le facteur k est arrondi à 6. Ceci correspond à un rayon de couronne de 18 [cm]. La largeur de la transmission dépasse donc les 36 [cm].² Pour comparer, le diamètre maximal des boîtes de vitesses automatiques produites par la société américaine *TCI Automotive* s'approche des 50 [cm] [20]. Même si le CVT a été agrandi d'un facteur 6 dans toutes les dimensions, sa taille reste raisonnable pour une application de type automobile.

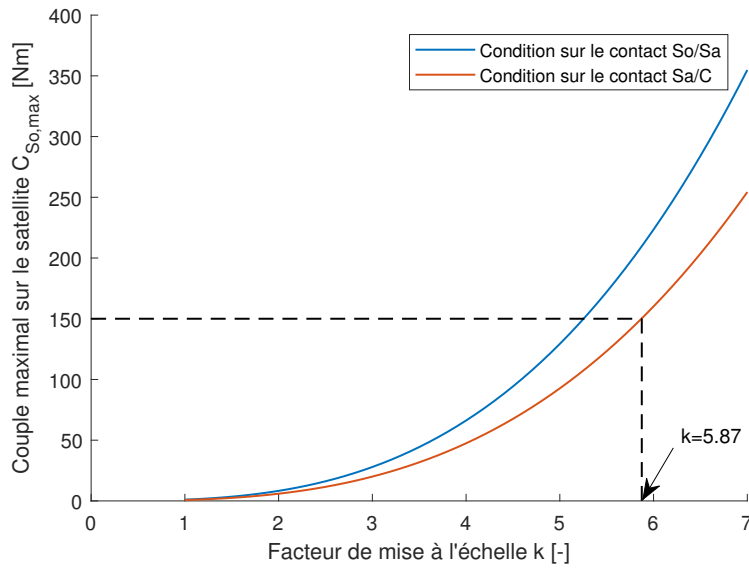


FIGURE 3.5 – Évolution du couple maximal sur le soleil $C_{So,max}$ avec le facteur de mise à l'échelle k .

La plage de rapports de réduction du CVT a été conservée durant le processus de redimensionnement. Il reste tout de même un choix à effectuer, le sens dans lequel le mécanisme est disposé sur la chaîne de transmission. Il peut soit multiplier par un facteur compris entre 3.22 à 6.84, la vitesse de rotation de l'arbre de transmission (en orientant le soleil vers le différentiel), soit la diviser par ce même facteur (en plaçant le porte satellite vers le différentiel). Il a été obtenu dans la Section 3.1.3 que le rapport de réduction total doit valoir $\tau_{tot} = 0.1258 [-]$ pour respecter la contrainte déjà établie dans cette section. Il est donc plus avisé de déjà réduire la vitesse provenant du moteur électrique en disposant le soleil du CVT vers le moteur électrique. Dans ce cas, quelque soit la valeur de $\tau_{CVT,ref}$, le différentiel doit toujours réduire la vitesse de l'arbre de transmission car le rapport de réduction minimal du CVT ($\tau_{CVT} = 1/6.84 = 0.146$) est plus grand que τ_{tot} .

Cartographie

Maintenant que la taille de la transmission a été adaptée pour pouvoir l'inclure dans le GMP du véhicule, les cartographies finales du rendement peuvent être calculées. Elles sont affichées pour le flux de puissance positif et négatif sur les Fig. 3.6 et 3.7. Le flux de puissance positif correspond à une puissance transmise depuis le soleil vers le porte satellite.

2. Il faut encore ajouter l'épaisseur des rouleaux et le boîtier contenant le mécanisme.

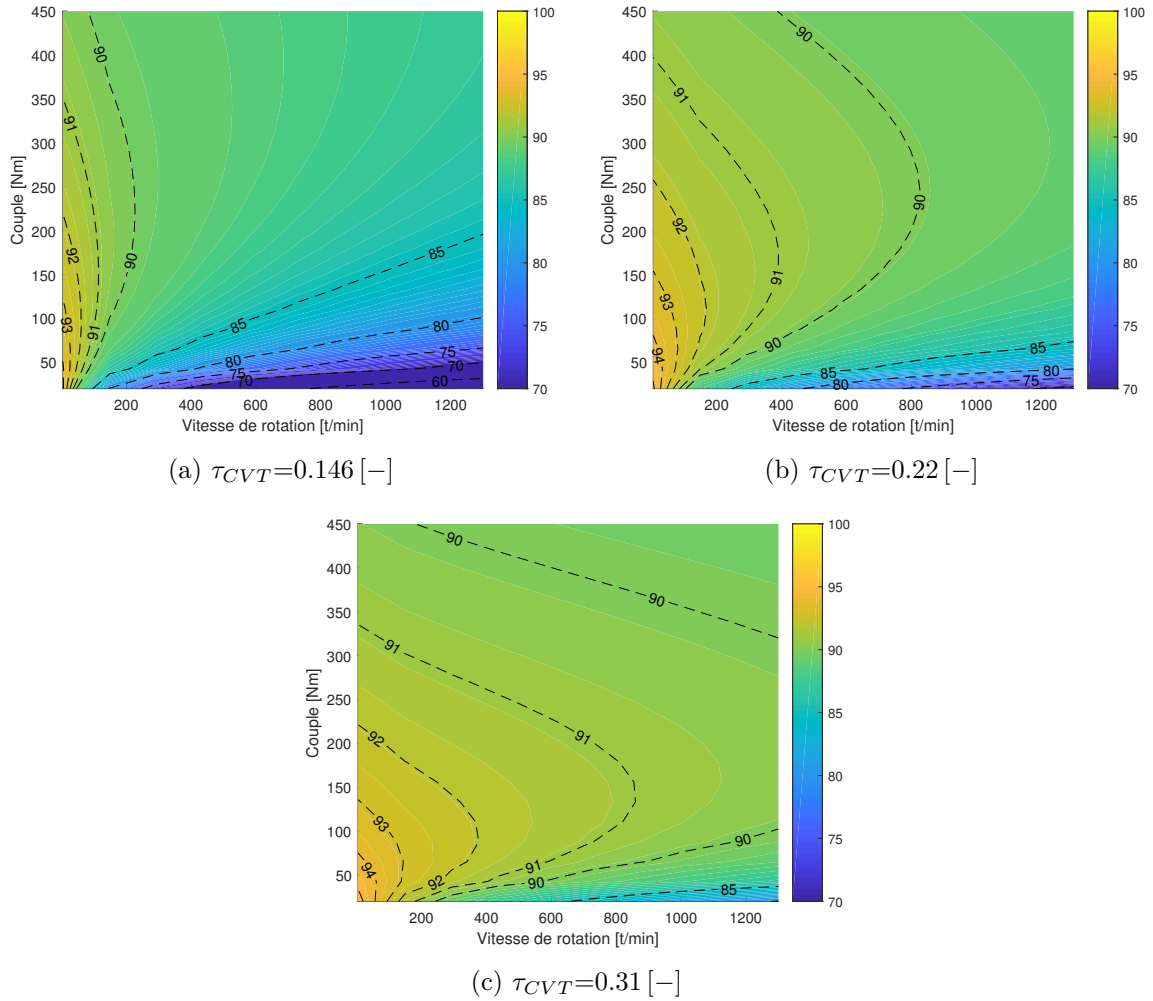


FIGURE 3.6 – Cartographies du rendement en fonction des conditions (ω_{PS}, C_{PS}) pour trois rapports de transmission τ_{CVT} avec un flux de puissance positif.

L'analyse de ces cartographies a déjà été effectuée dans la Section 2.4.5 pour le CVT de petite taille. Il ne s'agit pas ici de réitérer l'analyse pour la transmission redimensionnée. Cependant, l'angle d'inclinaison des rampes à billes β a été légèrement réduit lors des simulations ($\beta=8.5 [^\circ]$). En effet, pour les raisons déjà citées dans la validation, le mécanisme se met à glisser lorsque la couronne se rapproche trop près du bout des cônes. Si l'angle β est laissé d'origine, la transmission n'est pas capable de supporter les vitesses trop élevées, à faibles couples, que demande l'application à un véhicule. Ce défaut est toujours visible (chute du rendement) sur les cartographies avec $\tau_{CVT}=0.146 [-]$ (voir Fig. 3.6a et 3.7a), mais dans des proportions plus raisonnables. Ces zones de fonctionnement sont inacceptables et peu intéressantes énergiquement. L'optimisation du rapport de réduction devrait automatiquement les éviter en choisissant le τ_{CVT} qui est le plus rentable énergiquement (rendement du moteur électrique compris). Pour le reste, les cartographies montrent des rendements supérieurs à 90% pour la plupart des régions.

3.2 Optimisation

L'introduction du CVT permet d'ajouter un degré de liberté sur la chaîne de transmission. En effet, le rapport τ_{CVT} peut être choisi dans la plage $[1/6.84; 1/3.22]$. Pour des mêmes conditions de vitesse et couple à la sortie du CVT, le régime et couple du moteur électrique peuvent être variés, dans un intervalle limité, pour tenter d'accroître le rendement total du GMP.

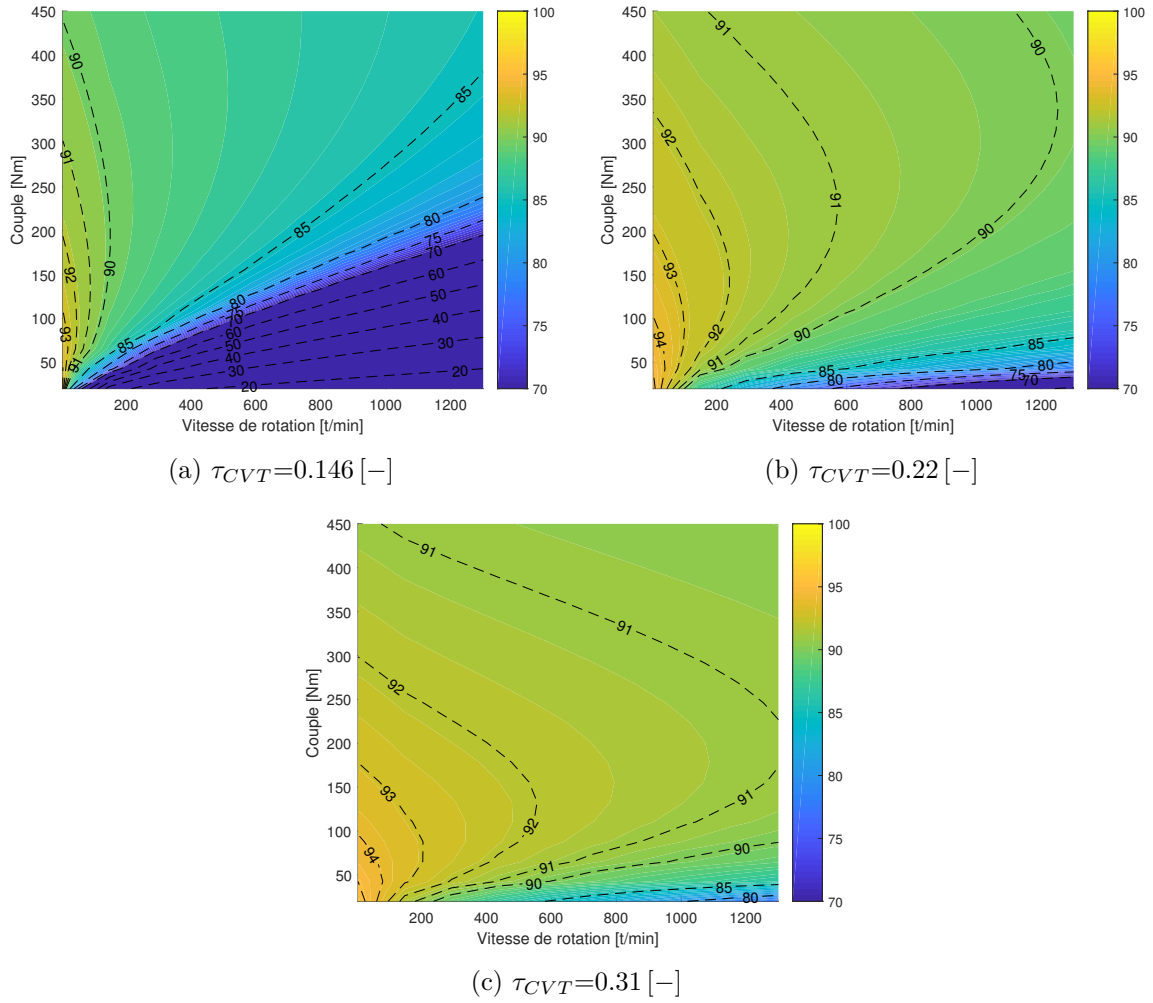


FIGURE 3.7 – Cartographies du rendement en fonction des points (ω_{PS}, C_{PS}) pour trois rapports de transmission τ_{CVT} avec un flux de puissance négatif.

Il existe une autre variable à optimiser, $\tau_{CVT,ref}$, qui représente le rapport de réduction de référence du CVT. Il a déjà été introduit dans la Section 3.1.3 et correspond à l'état du CVT dans lequel le rapport de réduction total τ_{tot} est équivalent à celui du véhicule électrique sans CVT. Il doit être compris dans l'intervalle $[1/6.84; 1/3.22]$. Pour une puissance donnée au moteur électrique, il permet de définir la position de l'intervalle le long d'une courbe iso-puissance sur la cartographie du moteur. Les intervalles issus de deux choix du paramètre $\tau_{CVT,ref}$ sont affichés sur la Fig. 3.8. Pour ce point de fonctionnement arbitraire, il est clairement plus intéressant de choisir $\tau_{CVT}=0.146 [-]$ pour atteindre le rendement η_{el} le plus élevé possible. Bien sûr, ce résultat n'est spécifique qu'à ce point de fonctionnement. Il est important de remarquer que ce rapport de référence $\tau_{CVT,ref}$ n'est défini qu'une fois et permet de dimensionner le différentiel. Par contre, le rapport effectif τ_{CVT} doit être optimisé pour chaque point de fonctionnement issu du cycle de conduite.

La méthode d'optimisation s'apparente fortement à celle appliquée dans [13]. Elle est basée sur une simulation inverse. En ce sens, elle part des conditions aux roues qu'impose le cycle de conduite et aboutit à l'énergie électrique consommée/régénérée dans les batteries. L'optimisation consiste donc à minimiser l'énergie lorsque le flux de puissance est dirigé vers les roues, et la maximiser quand le flux de puissance recharge les batteries. Dans ce dernier cas, le flux est négatif, cela revient donc à minimiser l'énergie également. Le détail des différentes étapes est montré sous la forme d'un diagramme sur la Fig. 3.9.

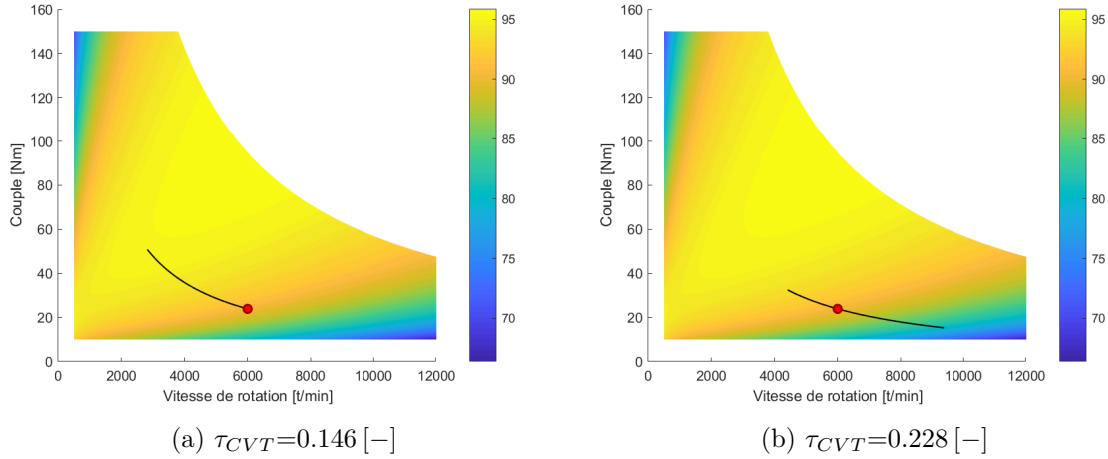


FIGURE 3.8 – Illustration de l’effet de deux choix du paramètre $\tau_{CVT,ref}$ (à optimiser) qui délimite la plage que peut atteindre un point de fonctionnement sur la cartographie du moteur électrique. Le point rouge correspond à un point de fonctionnement arbitraire du GMP sans CVT ($P_{el} = 30 [kW]$ et $\omega_{el} = 6000 [t/min]$).

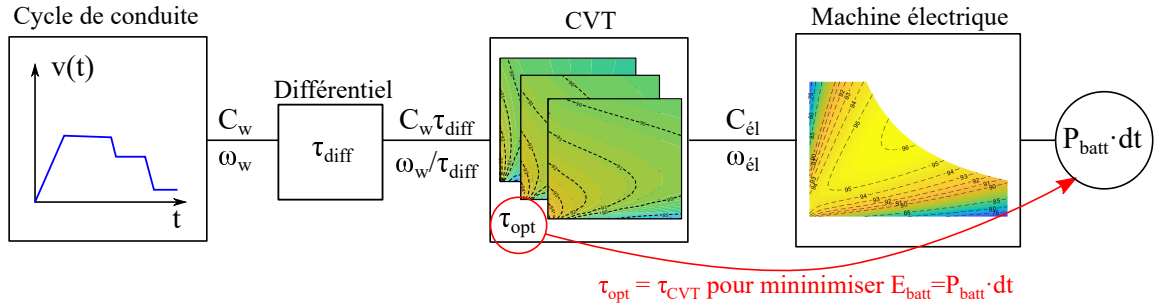


FIGURE 3.9 – Diagramme en blocs de l’optimisation « inverse » du rapport τ_{CVT} pour minimiser l’énergie E_{batt} .

La première étape consiste à déduire le couple C_w et la vitesse de rotation ω_w des roues pour un temps donné du cycle de conduite, selon le raisonnement détaillé dans la Section 3.1.2. Les conditions à la sortie du CVT, C_{CVT} et ω_{CVT} , correspondent au couple et à la vitesse avant la réduction du différentiel, telles que,

$$C_{CVT} = C_w / \tau_{diff} \quad (3.14)$$

$$\omega_{CVT} = \omega_w \tau_{diff} \quad (3.15)$$

Ensuite, les couples C_{el} et vitesses ω_{el} de la machine électrique sont calculés selon la configuration du CVT. Les différents rendements de celui-ci sont calculés au préalable et évalués dans deux tables tridimensionnelles dont les dimensions sont, le couple C_{CVT} , la vitesse ω_{CVT} et le rapport de réduction τ_{CVT} . Il existe une table pour chaque direction du flux de puissance. Les conditions à la sortie du moteur électrique s’obtiennent donc,

$$C_{el} = C_{CVT} / \tau_{CVT} (\eta_{CVT})^{-f_p} \quad (3.16)$$

$$\omega_{el} = \omega_{CVT} \tau_{CVT} \quad (3.17)$$

où f_p vaut 1 ou -1 et représente la direction du flux de puissance (1=positif; -1=négatif). Le rendement du CVT, η_{CVT} , s’obtient par une interpolation tridimensionnelle des tables mentionnées précédemment. Une hypothèse importante a été posée à travers les expressions ci-dessus : le rendement n’agit que sur le couple de la transmission. Il serait plus juste de partager

le rendement sur les vitesses et les couples simultanément. Cependant, il a été vu, au travers de la Fig. 2.31 que les pertes agissaient principalement sur le rapport de couples de la transmission.

Le rendement du moteur électrique η_{el} s'obtient ensuite en employant les relations (3.1) et (3.2). Dès lors, la puissance P_{batt} consommée/regénérée dans les batteries vaut,

$$P_{batt} = C_{el}\omega_{el}(\eta_{el})^{-f_p} \quad (3.18)$$

Au cours de ce processus, le rapport de réduction du CVT optimal τ_{opt} est obtenu en effectuant une minimisation de P_{batt} , au cours de laquelle la seule variable est τ_{CVT} , donc :

$$\tau_{opt} = \tau_{CVT}, \text{ pour } P_{batt} = \min(P_{batt}(\tau_{CVT})) \quad (3.19)$$

Pour finir, le raisonnement est effectué pour chacun des points du cycle de conduite. L'énergie totale consommée $E_{batt,tot}$ s'obtient en sommant chacune des puissances P_{batt} multipliée par le pas de temps dt :

$$E_{batt,tot} = \sum P_{batt}dt \quad (3.20)$$

L'optimisation à 1 variable est exécutée avec la fonction $\min()$ du logiciel mathématique *Matlab*.

3.3 Cycle de conduite, résultats et discussions

Le nouveau cycle européen de conduite (NEDC) a été choisi pour la simulation [9]. Il a été conçu pour reproduire au mieux les conditions rencontrées sur les routes européennes. La courbe de vitesse est décrite à la Fig. 3.10. Elle est composée d'un profil de vitesse urbain durant les 800 premières secondes, puis d'un profil extra-urbain (> 50 [km/h]) durant 400 secondes. Le sol est plat durant l'entièreté du trajet et la force F_p est donc nulle en tout point (voir équ. 3.5).

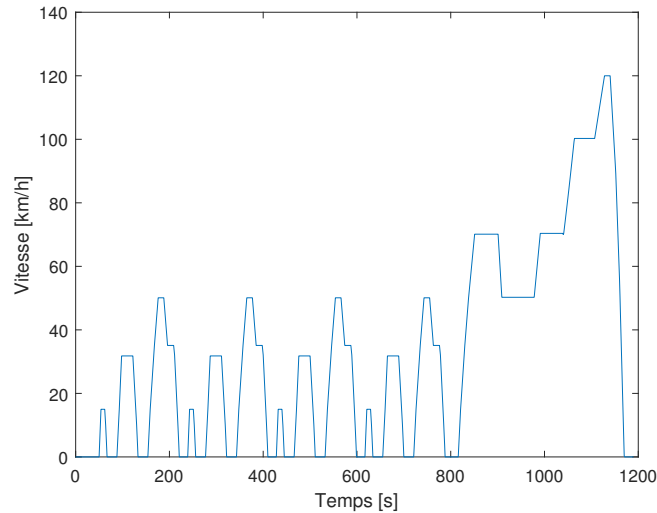


FIGURE 3.10 – Vitesse de référence du NEDC. Adaptée de [9].

Le profil de vitesse est ensuite injecté dans le modèle du véhicule pour obtenir les conditions de couple et vitesse aux roues représentées sur la Fig. 3.11. Les couples négatifs dérivent des situations où le véhicule peut régénérer de l'énergie électrique en freinant. Les moments sont cependant positifs pour la plupart du cycle et le bilan total d'énergie est positif également. Si le GMP ne génère aucune perte, l'énergie consommée dans les batterie vaut $E_{ref} = 1.07$ [kWh]. Cette énergie de référence sera utile au calcul du rendement énergétique total du GMP.

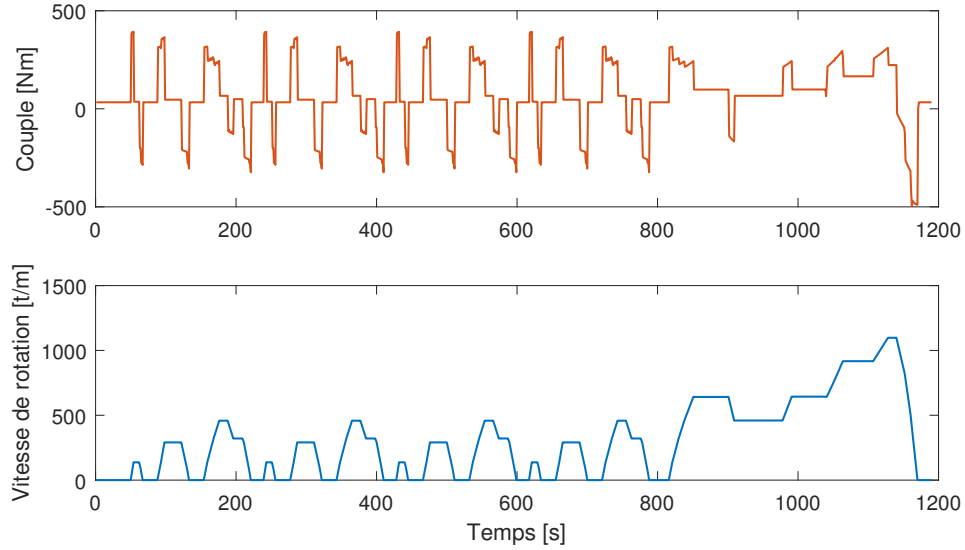


FIGURE 3.11 – Couple $C_w(t)$ et vitesse de rotation $\omega_w(t)$ des roues au cours du NEDC.

Résultats

Deux cas sont étudiés au cours de cette section et permettront de déterminer si le CVT apporte une augmentation du rendement énergétique :

- **cas (a)** : GMP classique
- **cas (b)** : GMP avec CVT

Les cas ont déjà été représentés sur le diagramme en blocs de la Fig. 3.1.

Pour rappel, le rapport de réduction total de la chaîne de transmission τ_{tot} vaut 0.1258 [–]. Cela correspond au rapport du différentiel τ_{diff} du cas (a). Pour le cas (b), il faut d’abord optimiser la valeur de $\tau_{CVT,ref}$ et déduire la valeur de τ_{diff} via l’équ. 3.10.

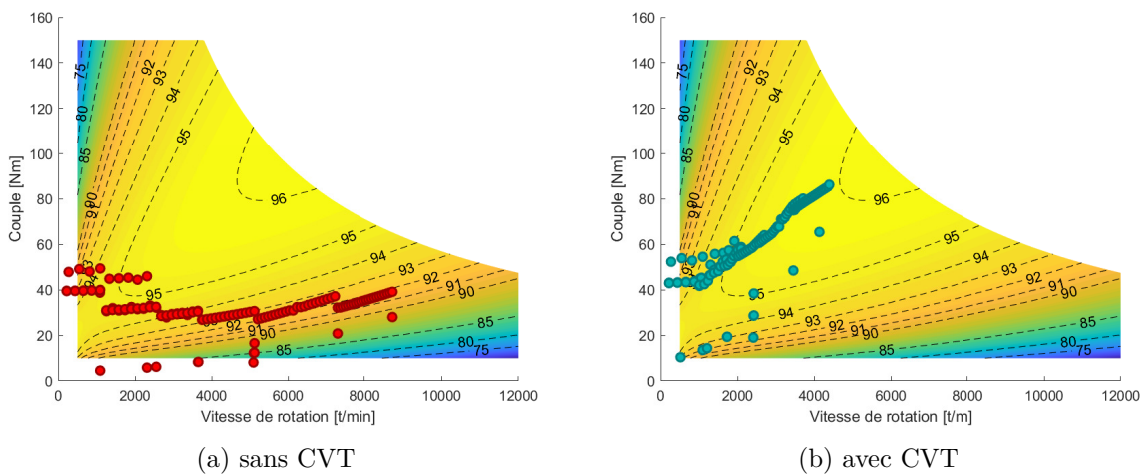


FIGURE 3.12 – Points de fonctionnement issus du NEDC sur la cartographie du moteur électrique pour deux configurations de chaîne de transmission et des flux de puissance positifs.

Les points de fonctionnement du cas (a), et ceux issus de l’optimisation du cas (b) sont affichés sur la cartographie du rendement du moteur électrique pour les deux directions de flux de puissance aux Fig. 3.12 et Fig. 3.13. Plusieurs valeurs du rapport de référence $\tau_{CVT,ref}$ ont été investiguées. La valeur qui convient le mieux est la valeur minimale du rapport de réduction, donc $\tau_{CVT}=0.146$ [–]. Dans ces conditions, le différentiel doit appliquer un rapport de transmission de

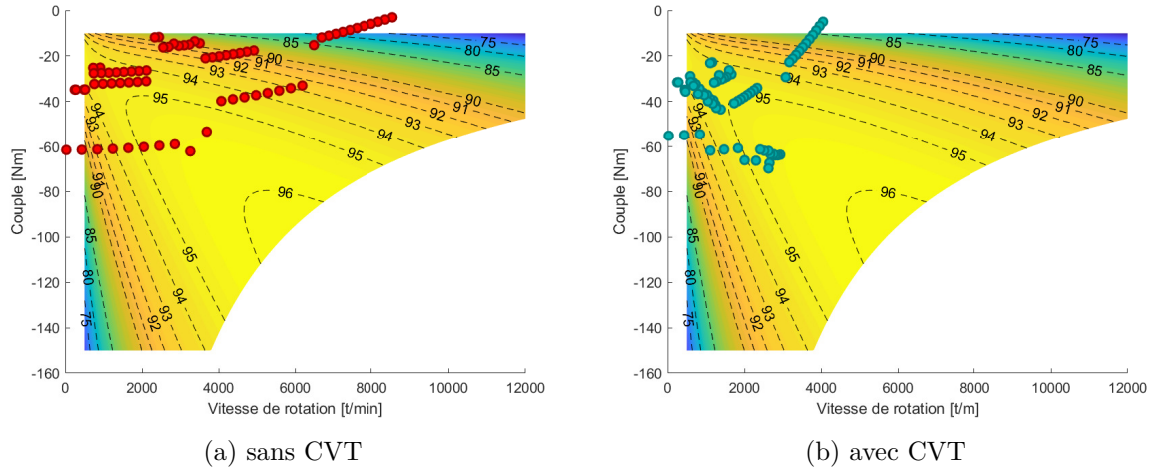


FIGURE 3.13 – Points de fonctionnement issus du NEDC sur la cartographie du moteur électrique pour deux configurations de chaîne de transmission et des flux de puissance négatifs.

$\tau_{diff}=0.85 [-]$. Ce résultat peut être expliqué en inspectant les Fig. 3.12a et 3.13a. La plupart des points se trouvent dans la région de faible couple. Du point de vue rendement moteur, il est plus intéressant de les diriger vers des couples plus élevés en diminuant leur vitesse. C’est en plaçant la plage comme le montre la Fig. 3.8a, que les points de fonctionnement peuvent rejoindre au mieux la zone de rendement élevé. Les résultats de l’optimisation de la Fig. 3.12b et 3.13b montrent clairement que le couple de tous ces points a été augmenté pour entrer dans la zone de rendement $> 94\%$. Par contre, les quelques points caractérisés par de plus haut couple et faible vitesse sont restés à leur position d’origine. Ce résultat n’est pas étonnant car diminuer leur vitesse reviendrait à les diriger vers un zone d’efficacité inférieure.

Les énergies totales consommées et les rendements énergétiques qui y correspondent sont condensés dans les Tables 3.4 et 3.5 pour les deux cas. Le rendement énergétique est plus faible lorsque le CVT est inclus dans la chaîne de transmission. En d’autres mots, la diminution des pertes liées à la modularité des points de fonctionnement du moteur électrique n’a pas permis de compenser les pertes supplémentaires introduites par le CVT. En effet, l’ajout du CVT a accru le rendement total du moteur électrique de 9%. En même temps, le CVT engendre 12.8% de dissipation d’énergie et le rendement total du GMP vaut 81.1%. Ceci correspond à une diminution de 5% du rendement par rapport à la chaîne de transmission sans CVT. Pour obtenir un rendement du GMP avec CVT qui est supérieur à celui du GMP classique, les simulations indiquent qu’il faudrait réduire les pertes du CVT d’un facteur d’au moins 1.7.

Énergie [kWh]	Différentiel	Machine électrique	Batteries
Cas (a) : sans CVT	1.07	1.07	1.25
Cas (b) : avec CVT	1.07	1.23	1.32

TABLE 3.4 – Énergies totales consommées sur le NEDC pour deux configurations de chaîne de transmission.

Rendement [%]	CVT	Machine électrique	Total
Cas (a) : sans CVT	/	85.4	85.4
Cas (b) : avec CVT	87.2	92.9	81.1

TABLE 3.5 – Rendements énergétiques totaux sur le NEDC pour deux configurations de chaîne de transmission.

Il est aussi possible de combiner les cas (a) et (b) et déterminer à chaque pas de temps lequel des deux est le plus intéressant. Ceci revient à installer les deux types de transmission dans le véhicule et ajouter un embrayage idéal sur la chaîne de transmission qui permet de connecter les roues à l'un d'entre-eux à tout moment. Pour définir la position de l'embrayage à un temps donné, il suffit de comparer les énergies consommées dans les batteries dans les deux cas. La transmission qui en consomme le moins, ou qui en produit le plus, doit être connectée. Sur la Fig. 3.14, les énergies ont été comparées en les soustrayant et la position de l'embrayage a été déterminée. Lorsque le gain énergétique est positif, le CVT est plus efficace que le rapport de réduction constant et doit donc être connecté. Il existe visiblement des conditions dans lesquelles le CVT est plus rentable énergétiquement. Même si le gain positif est à peine visible sur la figure, ce troisième type de transmission permet d'atteindre une consommation de 1.24 [kWh] et un rendement total de 86.1%. Ceci représente une augmentation relative d'un peu moins de 1% par rapport au GMP classique. Cette configuration est donc plus intéressante. Cependant, l'embrayage a été considéré comme idéal alors qu'il cause nécessairement des pertes supplémentaires. De plus, la transmission du véhicule devient plus complexe et coûteuse.

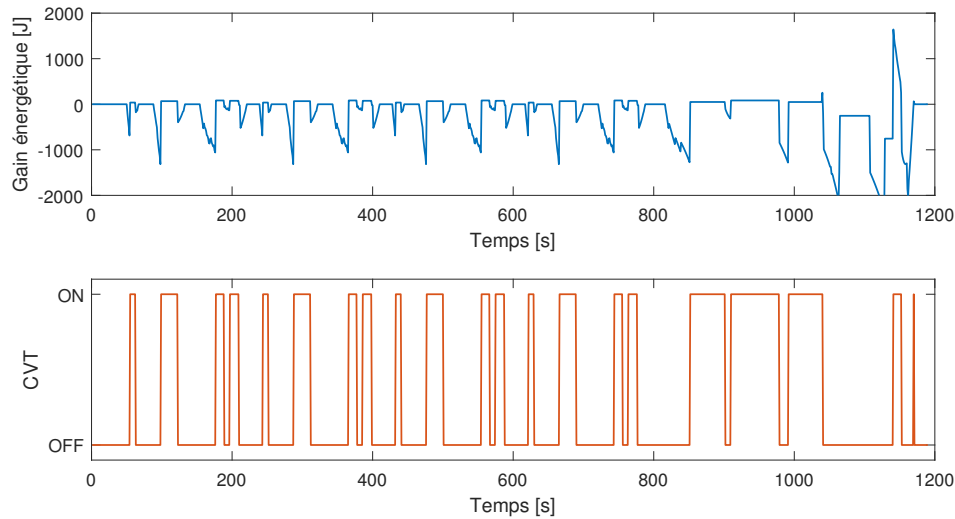


FIGURE 3.14 – En bleu, gain énergétique $E_{gain} = E_{(a)} - E_{(b)}$ qu'apporte l'ajout du CVT en tout temps sur le NEDC ; en orange, position de l'embrayage qui connecte les roues avec la transmission variable.

Pour conclure, la transmission accompagnée du CVT (cas (b)) n'a pas permis d'améliorer le rendement du GMP d'un véhicule électrique type citadin qui roule à travers le NEDC. Néanmoins, il permet d'augmenter le rendement total de la machine électrique. La réduction du rendement total du GMP est clairement due à l'inefficacité du mécanisme CVT. C'est pourquoi, la même optimisation a été effectuée avec un CVT sans perte, pour estimer le gain énergétique que pourrait apporter le mécanisme s'il était idéal. Le rapport de réduction est toujours limité à la plage $[1/6.84 ; 1/3.22]$ que supporte la transmission. Dans de telles conditions, l'énergie consommée dans les batteries s'élève à 1.16 [kWh] et le rendement total du GMP atteint 92.4%. Par rapport au GMP classique, le rendement total a été accru de 8.2%. Ceci prouve qu'il existe un réel potentiel d'économie énergétique à l'ajout d'un degré de liberté sur le rapport de réduction de la chaîne de transmission. La réduction du coût énergétique ne motive cependant pas l'implémentation d'une telle transmission. Au vu du faible prix de l'électricité, l'économie énergétique ne justifie pas le coût supplémentaire qu'amène l'ajout du CVT dans un véhicule électrique. L'intérêt est plutôt d'allonger l'autonomie du véhicule. En effet, les batteries sont lourdes et coûteuses et l'autonomie demeure le principal enjeu des voitures électriques.

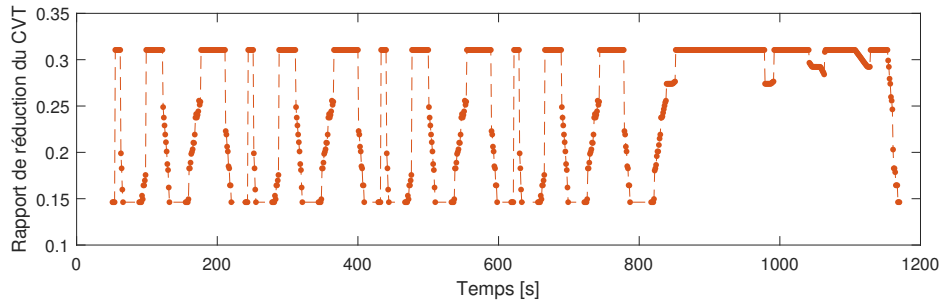


FIGURE 3.15 – Évolution du rapport de réduction du CVT au cours du NEDC.

3.4 Perspectives d'amélioration

Le CVT a été conçu en premier lieu pour reproduire le mouvement du membre inférieur du corps humain. Il n'a donc pas été optimisé pour être inclus dans un véhicule. La seule modification qui a été faite dans le cadre de l'étude consistait à agrandir le mécanisme par un facteur k pour qu'il puisse supporter les couples de la machine électrique. Il existe pourtant une série de paramètres qui pourraient être optimisés pour parvenir à un rendement supérieur. L'objectif est ici d'investiguer brièvement les différentes possibilités d'amélioration de la transmission. Il existe deux façons d'accroître le rendement du GMP.

La première consiste à élargir l'intervalle de rapports de réduction qu'offre le CVT et d'accroître le rendement total de la machine électrique. En effet, comme l'indique la Fig. 3.15, beaucoup de points de fonctionnement plafonnent aux rapports de réduction minimal et maximal. Cela signifie que l'optimisation n'a pas atteint le rendement optimal de la machine électrique et aurait tendance à choisir des rapports de réduction que les limites technologiques du CVT ne permettent pas. Pour atteindre des rapports de réduction plus extrêmes, il est possible d'élargir les cônes des satellites du mécanisme. Dans ce cas, la plage de rayons effectifs des satellites pourrait être étendue. Pour un rapport de réduction plus grand que $1/3.22$, la base du cône doit être allongée. Les satellites deviendraient néanmoins plus encombrants à un point tel que toutes les dimensions du mécanisme devraient être repensées pour les contenir. Pour atteindre un rapport de réduction plus faible que $1/6.84$, il faudrait allonger le sommet du cône tronqué. Il faut cependant être prudent lorsque la couronne se rapproche trop près du cône. En effet, l'angle d'inclinaison β doit dans ce cas être réduit pour accroître les forces dans les contacts et cela diminuerait le rendement global du CVT.

Les simulations ont aussi montré que pour atteindre un rendement semblable au véhicule sans CVT, il faut réduire les pertes de ce dernier de plus de 40%. Il est ici question de trouver des moyens d'améliorer le mécanisme pour réduire au mieux les pertes causées par les contacts et les roulements.

Une première étape pourrait être de sélectionner des roulements plus efficaces. Les analyses ont indiqué que, dans beaucoup de cas, la puissance dissipée aux paliers représente la part la plus importante du total des pertes. Dès lors, remplacer les roulements actuels par des roulements plus adaptés et performants, peut significativement accroître le rendement.

Il est également possible de jouer sur les dimensions caractéristiques du CVT. Plus particulièrement, l'inclinaison des satellites joue un rôle important au sein du mécanisme. Par exemple, augmenter l'angle α permet de diminuer les charges qui s'appliquent sur les roulements des satellites. Les dissipations liées à cette charge pèsent un poids important dans le total des pertes aux roulements. Néanmoins, cette solution provoquerait l'effet inverse à d'autres endroits du CVT. Une augmentation de α doit être accompagnée d'une réduction de l'angle des rampes à billes afin d'assurer des forces normales suffisantes aux contacts. Une diminution de β entraînerait également une augmentation de la charge dans la butée. Ces effets sont néfastes pour le rendement. Il n'existe donc pas de solution intuitive pour le choix de α . Il existe cependant une disposition

qui maximise le rendement, résultat qui peut être obtenu à l'aide d'un travail d'optimisation de cet angle.

Il existe encore un type de pertes qui peut être minimisé. Il s'agit de celles provoquées par les glissements de rotation. Ils sont inévitables lorsque les axes de rotation sont sécants aux plans de contact mais peuvent être réduits en se rapprochant le plus possible d'une situation de parallélisme. De cette manière, les composantes de vitesses angulaires orthogonales et les moments $C_{\hat{T}_3}$ se verront réduits. Une disposition qui réduit ces pertes au contact soleil/satellite est proposée sur la Fig. 3.16.

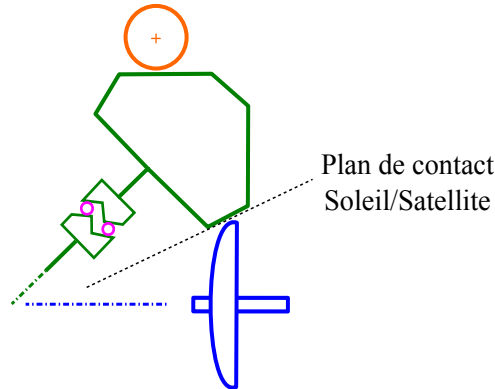


FIGURE 3.16 – Version modifiée du prototype β réduisant les pertes par glissements de rotation au contact soleil/satellite. Dans cette configuration, la rampe à billes est placée sur l'axe des satellites.

Enfin, il est possible de changer le coefficient de frottement. En effet, en augmentant la valeur de μ , les forces normales nécessaires sont réduites. Certaines dissipations s'en voient diminuées telles que celles provoquées par les glissements de rotation et les charges dans les roulements. Cependant, la faible valeur de μ est caractéristique de la présence d'un fluide de traction destiné à protéger les pièces d'une usure prématurée. L'absence de celui-ci risque de diminuer la longévité du CVT.

3.5 Conclusion

Lors de ce chapitre, la transmission continûment variable a été incluse dans le groupe motopropulseur (GMP) d'un véhicule électrique. L'étude consistait à déterminer s'il pouvait contribuer à une diminution de l'énergie totale consommée dans les batteries au travers d'un cycle de conduite. Deux GMP ont donc été analysés, l'un avec un seul rapport de réduction fixe et l'autre avec le CVT et un rapport de réduction final.

Le modèle du GMP est composé de la machine électrique, du CVT (ou non), du différentiel jouant le rôle de réducteur, et des roues à travers lesquelles les couples résistants issus de la dynamique du véhicule sont calculés. Les pertes dans le moteur/générateur sont basées sur un ajustement de courbe d'une machine synchrone à aimants permanents (PM) montés en surface (SPM) de 50 [kW]. Le CVT a été agrandi d'un facteur 6 pour qu'il soit capable de supporter l'entièreté des couples provenant de la PM. Les rendements du CVT ont été calculés au préalable et stockés dans deux tables tridimensionnelles (vitesse, couple, rapport de réduction), une pour chaque direction de flux de puissance. Le rapport de réduction final au différentiel est dimensionné pour que la PM tourne à vitesse maximale lorsque le véhicule roule à 165 [km/h]. Les pertes au différentiel et au convertisseur de puissance sont négligées. La voiture est freinée uniquement par régénération d'énergie.

L'optimisation consiste à minimiser l'énergie consommée dans les batteries et maximiser l'énergie qui y est réinjectée lors de flux de puissance négatifs (freinage). Le rapport de réduction

final est choisi en plaçant au mieux l'intervalle couple/vitesse (iso-puissance) sur la cartographie du rendement de la PM. Le rapport de réduction est optimisé pour chaque condition couple/vitesse issue du cycle de conduite.

Le cycle de conduite européen NEDC a été choisi pour l'analyse. Malheureusement le CVT n'a pas pu augmenter le rendement total du véhicule sur le NEDC. L'efficacité du GMP classique s'élève à 85.4% alors que le GMP avec CVT atteint un rendement de 81.1%. Ce dernier ne permet pas d'augmenter suffisamment le rendement total de la PM pour compenser les pertes qu'il produit. Il est tout de même plus efficace pour certaines paires couple/vitesse. Dès lors, un GMP composé d'une combinaison des deux transmissions, affiche un rendement de 86.1%, supérieur au GMP classique. Ceci peut être réalisé en plaçant un embrayage qui connecte la transmission la plus efficace à tout moment.

Il existe deux moyens de rendre le GMP plus efficient. Le premier consiste à élargir l'intervalle de rapports de réduction du CVT pour atteindre des points de fonctionnement plus efficaces pour le PM. L'autre repose sur la modification des roulements et contacts du CVT pour réduire les pertes qui en découlent. Tous deux se basent sur un redimensionnement des différents corps du mécanisme qui pourrait faire l'objet d'une optimisation dans le cadre d'une étude future.

Conclusion

Tout d'abord, le mémoire s'est porté sur l'étude des transmissions continûment variables (CVTs). Il en existe plusieurs déclinaisons, entre autres, le CVT à poulies, le CVT toroïdal ou encore le CVT NuVinci. Même si leur fonctionnement n'est pas exactement identique, les CVTs sont tous composés d'une ou plusieurs pièces mobiles qui permettent la sélection du rapport de transmission de manière continue. Ils sont principalement utilisés dans le secteur automobile.

Lors de son doctorat à l'UCL, Christophe Everarts a développé un nouveau type de CVT. Il s'apparente à un train épicycloïdal dans lequel des cônes jouent le rôle des satellites. De plus, pour offrir la possibilité de déplacer axialement la couronne sur les cônes, cette dernière est formée de petits rouleaux en forme de diabolo. Le déplacement axial de la couronne constitue donc le moyen de modifier le rapport de réduction. Dans un premier prototype α , les forces normales dans les contacts sont assurées par l'usage de ressorts placés sur chaque satellite. Cette méthode a comme principal désavantage de limiter le couple qui peut être appliqué sur la transmission. C'est pourquoi un prototype β amélioré a été conçu pour résoudre ce problème en remplaçant les ressorts par un mécanisme de rampes à billes.

Ensuite, l'étude s'est consacrée à la modélisation complète de ce prototype β . Le modèle du CVT prend en compte les différents glissements des corps. Ces derniers décrivent les différences de vitesses aux contacts des corps en rotation et sont à l'origine des pertes dans les contacts. Ils sont obtenus à travers les modèles de contact de Hertz et Kalker, ainsi que l'algorithme FASTSIM. Ce dernier permet de décomposer les ellipses de contact en petits rectangles au travers desquels l'algorithme calcule chaque traction de contact indépendamment. Les pertes dans les roulements sont évaluées au moyen d'un simple modèle analytique. Elles dépendent de la nature du roulement et sont composées d'un terme de charge et d'un terme de vitesse.

Le fonctionnement du modèle ainsi que certains choix géométriques de la thèse ont été validés. Les différents types de pertes ont ensuite été évalués pour un certain nombre de conditions de couple et vitesse que peut subir le mécanisme. Les tendances montrent une augmentation des pertes avec la vitesse de rotation, le couple transmis et le rapport de réduction. Les points de fonctionnement pour lesquels le couple est faible et la vitesse est élevée, sont particulièrement défavorables. Par la suite, un examen plus approfondi a été réalisé afin d'identifier l'origine des dissipations. Les frottements aux roulements sont, la plupart du temps, responsables d'une grande partie des pertes, principalement à bas couple. L'augmentation des charges et forces normales dans le mécanisme accroît les pertes aux contacts. Enfin, l'augmentation du rapport de réduction provoque plus de glissements aux contacts couronne/satellite. Ceux-ci deviennent même exagérés pour les valeurs extrêmes de τ_{CVT} . Ce dysfonctionnement provient de la valeur de l'angle β , choisie trop proche du maximum théorique.

Finalement, le CVT a été inclus dans le groupe motopropulseur d'un véhicule électrique. La machine électrique et la dynamique du véhicule ont été modélisées par de simples équations analytiques. Les propriétés des modèles sont semblables à celles d'un véhicule citadin. La transmission a été adaptée pour qu'elle puisse supporter les couples que fournit le moteur électrique. Les performances de deux chaînes de transmissions ont été comparées. La première est constituée d'un simple rapport de réduction telle une voiture électrique conventionnelle et l'autre

est munie du CVT. L'énergie totale consommée à travers un cycle de conduite a été évaluée pour les deux cas. Lorsque le CVT est actif, son rapport de réduction est optimisé tout au long du cycle afin de minimiser l'énergie consommée dans les batteries.

Les résultats ont indiqué qu'inclure le CVT à la chaîne de transmission du véhicule électrique ne permettait pas d'augmenter son rendement. L'optimisation du rapport de réduction autorise le moteur électrique à travailler dans une zone de fonctionnement plus efficace. Le rendement total du moteur électrique est donc accru. Cependant, cela ne compense pas les pertes générées par les roulements et glissements du mécanisme. Par contre, s'il est possible de le connecter et le déconnecter librement à tout moment, la consommation totale est plus faible que celle de la transmission conventionnelle. Cela nécessite l'usage d'un embrayage et rend la transmission plus complexe et coûteuse. De plus, l'embrayage risque d'introduire des pertes supplémentaires.

Il existe deux moyens d'améliorer le CVT pour diminuer l'énergie consommée par le groupe motopropulseur. Le premier consiste à élargir la plage de rapports de réduction pour s'assurer que le moteur électrique fonctionne toujours à son rendement optimal pour une puissance donnée. Le second réside dans une adaptation plus poussée du mécanisme, dans laquelle toutes les dimensions pourraient être modifiées indépendamment afin de minimiser les pertes. Dès lors, l'ensemble des paramètres devrait faire l'objet d'une optimisation plus complexe...

Bibliographie

- [1] “Fallbrook Technologies Inc., *NuVinci* technology.” <http://www.fallbrooktech.com/nuvinci-technology>. Visité le : 20/03/2018.
- [2] W. Harris, “How CVTs work.” <https://auto.howstuffworks.com/cvt.htm>. Visité le : 20/03/2018.
- [3] “JATCO Ltd.” <http://www.jatco.co.jp>. Visité le : 20/03/2018.
- [4] “Nissan Global.” <https://www.nissan-global.com>. Visité le : 17/04/2018.
- [5] “Cyclocross Magazine, sea otter expo.” <https://www.cxmagazine.com/sea-otter-expo-cyclocross-products-%E2%80%93-93-kore-crankset-cobalt-fizik-seatpost-nuvinci-cycle-soles-salsa>, Avril 2010. Visité le : 18/04/2018.
- [6] C. Everarts, *Design and study of a new continuously variable transmission with potential application to lower limb prosthesis*. PhD thesis, Institute of Mechanics, Materials and Civil Engineering (iMMC), Septembre 2017. Prom. : Ronsse, Renaud and Dehez, Bruno.
- [7] J. J. Kalker, *Three-dimensional elastic bodies in rolling contact*, vol. 2. Springer Science & Business Media, 2013.
- [8] A. Mahmoudi, W. L. Soong, G. Pellegrino, and E. Armando, “Efficiency maps of electrical machines,” in *2015 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE)*, pp. 2791–2799, Sept 2015.
- [9] “EUR-Lex, Directive 70/220/CEE.” <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/FR/TXT/?uri=LEGISSUM%3A121047>. Visité le : 02/06/2018.
- [10] FAG Kugelfischer Georg Schäfer AG, Postfach 1260 D-97419 Schweinfur, *Rolling bearing lubrication*, 2002.
- [11] “Steel 100Cr6, Lucefin Group.” http://www.lucefin.com/wp-content/files_mf/1.3505100cr6.pdf. Visité le : 26/05/2018.
- [12] “Carfolio, 2012 Ford Fiesta 1.0 EcoBoost.” <https://www.carfolio.com/specifications/models/car/?car=303094>. Visité le : 01/06/2018.
- [13] F. Bottiglione, S. De Pinto, G. Mantriota, and A. Sorniotti, “Energy consumption of a battery electric vehicle with infinitely variable transmission,” *Energies*, vol. 7, no. 12, pp. 8317–8337, 2014.
- [14] H. Hertz, “Über die berührung fester elastischer körper (sur le contact entre corps élastiques),” *Journal für reine und angewandte Mathematik*, vol. 92, pp. 156–171, 1881.
- [15] K. Knothe and S. Stichel, “Modeling of wheel/rail contact,” in *Rail Vehicle Dynamics*, pp. 33–80, Springer, 2017.
- [16] E. A. H. Vollebregt and P. Wilders, “Fastsim2 : a second-order accurate frictional rolling contact algorithm,” *Computational Mechanics*, vol. 47, pp. 105–116, Jan 2011.
- [17] M. F. Workel, D. Dowson, P. Ehret, and C. M. Taylor, “The influence of mean contact pressure on the friction coefficient of a traction fluid at high pressure,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C : Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 214, no. 2, pp. 309–312, 2000.

- [18] A. Vagati, G. Pellegrino, and P. Guglielmi, “Comparison between spm and ipm motor drives for ev application,” in *The XIX International Conference on Electrical Machines - ICEM 2010*, pp. 1–6, Sept 2010.
- [19] F. Kost, *Basic principles of vehicle dynamics*, pp. 114–129. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014.
- [20] “TCI Automotive, automatic transmission dimensions.” <http://www.tciauto.com/tc/trans-dim/>. Visité le : 30/05/2018.

