





ENSC-2015/586

THÈSE DE DOCTORAT
DE L'ÉCOLE NORMALE SUPÉRIEURE DE CACHAN

Présentée par

Jean-Laurent Duchaud

pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE L'ÉCOLE NORMALE SUPÉRIEURE DE CACHAN

Domaine

ÉLECTRONIQUE - ÉLECTROTECHNIQUE - AUTOMATIQUE

Sujet de la thèse

Conception, modélisation et dimensionnement d'un système de levée de soupape à trois positions discrètes pour un moteur essence automobile.

Soutenue à Cachan le 26 Juin 2015 devant le jury composé de :

Abdellatif Miraoui	Professeur des universités à l'UCA, Marrakech	Président du jury
Guy Friedrich	Professeur des universités à l'UTC, Compiègne	Examinateur
Radu Munteanu	Professeur des universités à l'UTCN, Cluj-Napoca	Examinateur
Yacine Amara	Maître de conférences – HDR, Université du Havre	Rapporteur
Frédéric Gillon	Maître de conférences – HDR, École Centrale Lille	Rapporteur
Mohamed Gabsi	Professeur, ENS de Cachan	Directeur de thèse
Sami Hlioui	Maître de conférences, CNAM	Co-encadrant
François Louf	Maître de conférences, ENS de Cachan	Co-encadrant
Julien Marcinkowski	Ingénieur, Valeo	Invité

SATIE
ENS Cachan / CNRS
61 avenue du Président Wilson, F-94235 Cachan cedex, France

Je tiens tout d'abord à remercier M. Abdellatif Miraoui pour avoir présidé mon jury. Merci également à MM. Guy Friedrich et Radu Munteanu d'avoir accepté de faire partie de celui-ci en tant qu'examinateurs.

J'aimerais remercier très chaleureusement MM. Mohamed Gabsi, Sami Hlioui et François Louf. Tout d'abord pour m'avoir fait confiance en me proposant ce sujet à cheval entre la mécanique et l'électromagnétisme. Je voudrais les remercier aussi pour leur encadrement et leur engagement tout au long de mes travaux. Ils ont été remarquablement disponibles et de bon conseil lorsque j'avais besoin d'eux. Outre leurs compétences scientifiques, ils ont contribué à l'ambiance de travail agréable qui règne au SATIE.

Merci aussi à l'équipe de Valeo qui m'a accueilli pendant les premiers mois de ma thèse, notamment à Julien Marcinkowski qui m'a fait le plaisir de faire partie de mon jury.

Je voudrais remercier également tous les membres du SATIE, pour la bonne ambiance, les conseils et les séminaires délocalisés à Morillon. Merci à Agathe, Hiba, Julien, André et Sylvain pour leur bonne humeur, pour m'avoir supporté dans le bureau et pour les séminaires d'intégration numérique.

Mais la thèse, ce n'est pas que le labo et je remercie aussi ceux avec qui j'ai fréquemment bu un verre ou joué aux cartes : Fabien, Charlie, Maxou, Pascal, Barry, Lou, Manon et tous ceux que j'ai oubliés. C'est bien de décompresser de temps en temps !

Je tiens par ailleurs à remercier mes parents pour leur soutient sans faille et leurs conseils.

Enfin, un énorme merci à Cécile pour son aide, pour les maths et les relectures. Merci pour sa présence de tous les jours, sa patience et ses encouragements. Bref, merci pour tout !

Table des matières

Table des matières v

Introduction générale 1

1 État de l'art de la distribution à levée variable dans les moteurs thermiques 5

1 Fonctionnement d'un moteur thermique quatre temps 7

1.1 Généralités à propos des moteurs thermiques 7

1.2 Rendements d'un moteur thermique 10

1.3 Présentation d'un système de distribution en attaque directe . . . 11

1.4 Définition des pertes par pompages 15

2 Potentiel des levées variables des soupapes 16

2.1 Principes de la déconnexion de cylindre 17

2.2 Cycle de Miller-Atkinson 18

3 Mécanismes à levée variable 21

3.1 Suppression de l'arbre à cames 21

3.2 Variation du calage 22

3.3 Variation de la durée et/ou de la hauteur 23

3.4 Systèmes à plusieurs cames 26

3.5 Déconnexion par mouvement perdu 29

3.6 Conclusion 29

4 Sujet d'étude – Objectif de la thèse 30

2 Dimensionnement d'un mécanisme de levée variable à trois états 33

1 Fonctions et performances attendues du composant eLift^3 35

2 Lois de levées réalisables par eLift^3 35

3 Solutions techniques proposées 39

4 Modélisation mécanique du poussoir lors d'une levée 47

4.1 Calcul des efforts de contact 48

4.2 Modèle statique d'un ressort 52
4.3 Pression de Hertz au contact came/poussoir 53
4.4 Largeur et rayon de base des cames et courbure du poussoir . . . 56
4.5 Dimensionnement des goupilles 57
5 Résultats du dimensionnement des différentes architectures 64
5.1 Architecture à poussoirs en série 64
5.2 Architecture à trois ressorts parallèles 65
5.3 Architecture sans ressort intérieur 66
5.4 Discussion et choix de l'architecture 67
6 Conclusion 68

3 Dimensionnement d'un système de verrouillage électro-magnéto-mécanique 71
1 Objectifs 73
2 Architectures d'actionneurs et méthodes de calcul 75
2.1 Actionneurs linéaires 76
2.2 Méthodes de calcul de champ magnétique 80
2.3 Méthodes d'optimisation 81
3 Modélisation de l'actionneur linéaire 84
3.1 Géométrie détaillée 86
3.2 Modèle magnétique 88
3.3 Modèle électrique 96
3.4 Modèle mécanique dynamique 97
3.5 Couplage des modèles 101
4 Optimisation de l'actionneur 104
4.1 Optimisation de l'alimentation 104
4.2 Optimisation de la géométrie 108
4.3 Résultats et discussion 111
5 Conclusion 113

4 Réduction du temps de calcul dans une optimisation grâce au krigeage 117
1 Introduction 120
2 Méthodes d'échantillonnage et de substitution 122
2.1 Échantillonnage des sites d'apprentissage 122
2.2 Création du modèle de substitution 125
3 Principe du krigeage 127
3.1 Fonctions de corrélation 128

3.2 Estimation de l'erreur 130
3.3 Qualité du prédicteur 131
3.4 Autres krigeages 132
4 Utilisation d'un modèle de substitution dans une optimisation 135
4.1 Optimisation directe 136
4.2 Krigeage sur hypercube latin 138
5 Ciblage des points de simulation 139
5.1 Description de l'algorithme 140
5.2 Applications du krigeage adaptatif 147
5.3 Améliorations envisagées 151
6 Optimisation auto enrichie 152
6.1 Présentation de l'algorithme 153
6.2 Application à une machine à commutation de flux 153
6.3 Améliorations envisagées 156
7 Conclusion 157

Conclusion générale et perspectives **161**

Bibliographie **167**

Introduction générale

Cette thèse porte sur la recherche, la conception et le dimensionnement d'un mécanisme de poussoir à levée variable à trois états pour un moteur thermique, ainsi que sur le dimensionnement et l'optimisation de son actionneur électromagnétique de commande. Les problématiques liées aux problèmes multiphysiques couplés et aux temps de calculs y sont aussi abordées. Ces travaux ont été effectués au sein du SATIE et s'inscrivent dans le cadre d'un projet de Fond Unique Interministeriel (FUI 11) en partenariat avec PSA, Valeo, CEDRAT, Danielson, EMC et PRISM.

Les contraintes environnementales et législatives incitent les constructeurs automobiles à réduire la consommation de leurs véhicules. De nombreuses voies d'amélioration sont possibles, comme la réduction de la trainée aérodynamique ou de la masse, l'amélioration des pneumatiques, l'hybridation électrique ou l'augmentation du rendement du moteur.

Cette dernière piste constitue une tâche complexe car les moteurs sont utilisés sur une multitude de points de fonctionnement. Cependant, plusieurs axes d'amélioration existent. Nous pouvons citer par exemple l'adaptation du taux de compression avec les moteurs à taux de compression variable, les nouveaux modes de combustion, comme la combustion homogène spontanée (HCCI) et, de manière plus répandue, la suralimentation par turbocompresseur ou la variation de calage des levées de soupape avec l'emploi de déphaseurs d'arbre à cames.

Ces derniers adaptent la levée de soupape en fonction du point de fonctionnement du moteur. Ils ne permettent cependant que de la décaler par rapport à l'angle vilebrequin. Cette stratégie se retrouve dans les composants de levée variable émergeant à l'heure actuelle sur le marché.

Ceux-ci sont soit continument variables, soit discrets à deux états. Au cours de cette thèse, nous cherchons à développer un système intermédiaire permettant à la soupape de pouvoir suivre trois profils de levée différents. Le premier sera utilisé lorsque le moteur devra fournir une puissance importante. Pour les charges intermédiaires, un profil avançant la fermeture de la soupape est envisagé. Le dernier profil aura pour effet de maintenir

les soupapes fermées, ce qui diminuera virtuellement la cylindrée du moteur. Le gain de consommation offert par ces deux profils est principalement obtenu en augmentant la pression d'admission à une valeur proche de 1 bar, ce qui diminue les pertes dites par pompages, représentées par l'aire de la boucle basse pression du cycle de Beau de Rochas.

La particularité de ce système est qu'il doit pouvoir être monté sur un moteur à trois cylindres. La déconnexion pose alors des problèmes d'irrégularité de couple, sauf si le composant est capable de changer d'état à chaque tour moteur. Nous avons donc opté pour un actionneur de commande électromagnétique, plus rapide qu'une commande hydraulique.

Chaque soupape doit être équipée de deux de ces actionneurs. Ceux-ci sont difficiles à intégrer compte tenu de leur nombre, de leur volume et du manque d'espace dans l'environnement moteur. Afin de faciliter cette intégration en conservant les performances souhaitées, nous proposerons une optimisation géométrique sous contraintes qui permettra de réduire l'encombrement des actionneurs tout en définissant une commande électrique et des composants de rappel élastique adaptés.

Cette optimisation a soulevé des problèmes de temps de calcul, notamment à cause du modèle éléments finis décrivant le comportement magnétique de l'actionneur. Nous nous sommes donc intéressés à la création de modèles de substitution par krigeage ainsi qu'à une méthode de raffinement adaptatif, à l'origine développée en géostatistique mais suffisamment générique pour être employée dans d'autres domaines. Enfin, nous proposerons un algorithme mêlant une optimisation par essaims particulaires et une approximation par krigeage enrichie automatiquement. Cette méthode pourrait permettre de réduire le nombre d'appels à une fonction coûteuse à évaluer au sein d'une optimisation.

Cette thèse s'articule donc autour de trois volets, dont chacun fera l'objet d'un chapitre. Dans le premier chapitre, nous commencerons par rappeler le fonctionnement d'un moteur thermique et nous détaillerons l'origine des pertes par pompage. Les méthodes et les composants permettant de les réduire seront ensuite présentés dans un état de l'art de la distribution variable.

Le deuxième chapitre portera sur la conception du composant mécanique de transmission de mouvement des cames à la soupape. Après avoir détaillé deux composants de levée variable existants, trois architectures seront proposées puis modélisées. Nous détaillerons notamment une méthode permettant de définir la géométrie d'une came associée à un poussoir bombé à partir du profil de levée à réaliser. Nous calculerons ensuite les efforts de contact entre les pièces au cours d'une levée de soupape afin de déterminer les paramètres des ressorts nécessaires pour éviter l'affolement de la distribution. Nous présenterons ensuite les équations permettant de calculer les dimensions d'un ressort à

partir de sa course, sa précharge et sa raideur. Après avoir rappelé certaines notions de la théorie du contact de Hertz, nous montrerons les effets du rayon de base de la came et du rayon de courbure du poussoir sur la largeur des cames. Enfin nous calculerons le diamètre des goupilles pour qu'elles supportent le cisaillement et nous présenterons les résultats du dimensionnement de trois architectures. Suite à cela, une architecture sera choisie puis transmise à nos partenaires pour le dimensionnement final et la fabrication.

Le troisième chapitre traitera de la modélisation et de l'optimisation de l'actionneur de commande du poussoir. Tout d'abord, plusieurs propositions d'actionneurs seront envisagées. L'actionneur retenu sera ensuite modélisé. Cela nécessite un modèle complexe qui doit tenir compte de l'évolution de la force magnétique et de l'inductance en fonction de la course et de l'intensité ainsi que du possible décollement entre les masses mobiles lors d'une transition. Ainsi la modélisation se fera par trois sous modèles couplés : un modèle magnéto-statique éléments finis, un modèle électrique et un modèle mécanique. Le modèle magnéto-statique créera les cartographies de la force et de l'inductance en fonction de la course et du courant en amont de l'intégration des modèles électrique et mécanique (couplage faible). Afin de vérifier ces résultats, nous proposerons plusieurs méthodes de mesure de l'inductance adaptées aux faibles valeurs à mesurer ainsi qu'une méthode de mesure de la force magnétique. Le modèle électrique simulera l'évolution du courant dans le circuit et le modèle mécanique le déplacement des masses mobiles. Comme celles-ci peuvent se séparer durant la transition, le modèle mécanique devra tenir compte de l'état du contact à chaque pas d'intégration. Ces deux modèles seront intégrés simultanément (couplage fort) et permettront de vérifier si le temps de transition est assez court. Ils seront utilisés dans une première boucle d'optimisation par point intérieur qui, pour une géométrie donnée, déterminera la raideur des ressorts ainsi que le profil de commande permettant la transition dans le temps imparti tout en minimisant l'énergie consommée et en ne dépassant pas une intensité maximale admissible. Cette optimisation sera englobée, tout comme le modèle magnétique, dans une seconde boucle d'optimisation par essaims particulaires en vue de réduire les dimensions de l'actionneur afin de faciliter son intégration.

Le quatrième et dernier chapitre sera consacré aux pistes de réduction de temps de calcul des optimisations grâce à l'utilisation de méta-modèles construits par krigeage. Nous commencerons par montrer l'intérêt d'utiliser une surface de réponse construite en amont de l'optimisation pour approximer la fonction objectif lorsqu'elle est coûteuse à évaluer. Nous présenterons ensuite une méthode de raffinement adaptatif permettant d'obtenir une surface de réponse de meilleure qualité que si les points avaient été tirés par hypercube latin. Cette méthode enrichit le prédicteur en ses extrema et ses points sta-

tionnaires ainsi qu'aux points maximisant la variance de krigeage. Enfin, nous décrirons un algorithme d'optimisation par essaims particulaires utilisant une approximation de la réponse construite au cours des itérations. L'algorithme utilise le critère de variance de krigeage pour déterminer si la fonction objectif d'une particule doit être calculée ou si le modèle de krigeage est assez précis pour l'approximer et ainsi éviter ce calcul. Dans le cas où la fonction est calculée, elle sert à raffiner le prédicteur et améliorer sa précision.

Nous conclurons en évoquant les perspectives, tant de la levée variable à trois états que de l'utilisation du krigeage adaptatif dans le domaine électromagnétique et mécanique.

Chapitre 1

État de l'art de la distribution à levée variable dans les moteurs thermiques

Dans ce chapitre introductif, nous commencerons par rappeler le fonctionnement d'un moteur thermique quatre temps à allumage commandé. Nous verrons comment sont actionnées les soupapes et quels facteurs influent sur le rendement du moteur. Nous verrons ensuite les gains que pourrait apporter l'utilisation de soupapes à levée variable et, au cours d'un état de l'art des composants existants, quelles solutions ont été développées pour adapter la loi de levée à la demande du moteur. Nous détaillerons quelques architectures remarquables, leurs fonctionnements et les degrés de liberté qu'elles offrent. Enfin, nous conclurons ce chapitre en présentant les objectifs et la démarche de la thèse.

Sommaire

1 Fonctionnement d'un moteur thermique quatre temps 7

1.1 Généralités à propos des moteurs thermiques 7

1.2 Rendements d'un moteur thermique 10

1.3 Présentation d'un système de distribution en attaque directe 11

1.4 Définition des pertes par pompages 15

2 Potentiel des levées variables des soupapes 16

2.1 Principes de la déconnexion de cylindre 17

2.2 Cycle de Miller-Atkinson 18

3 Mécanismes à levée variable 21

3.1 Suppression de l'arbre à cames 21

3.2 Variation du calage 22

3.3 Variation de la durée et/ou de la hauteur 23

3.4 Systèmes à plusieurs cames 26

3.5 Déconnexion par mouvement perdu 29

3.6 Conclusion 29

4 Sujet d'étude – Objectif de la thèse 30

1 Fonctionnement d'un moteur thermique quatre temps

1.1 Généralités à propos des moteurs thermiques

Les moteurs quatre temps sont aujourd'hui utilisés dans la plupart des véhicules [1]. Ils fonctionnent en transformant l'énergie potentielle chimique du carburant en énergie cinétique. Différentes architectures existent mais les plus courantes sont des moteurs alternatifs à combustion interne. Un exemple est détaillé en figure 1.1.

Ces moteurs sont composés de plusieurs cylindres dans chacun desquels coulisse un piston. Ce mouvement de translation entraine la rotation du vilebrequin par l'intermédiaire d'une bielle. L'alimentation de la chambre de combustion se fait via le conduit d'admission, dont l'embouchure peut être fermée par une ou plusieurs soupapes, dites soupapes d'admission [2]. Selon les moteurs, le combustible est injecté dans ce conduit (injection indirecte) ou dans le cylindre (injection directe). L'évacuation des gaz brulés se fait par le conduit d'échappement, obturable grâce aux soupapes d'échappement. Dans un moteur à essence, l'explosion est déclenchée par l'étincelle d'une bougie un peu avant que le piston soit au point le plus haut de sa course (Point Mort Haut ou PMH), on parle alors de moteur à allumage commandé. Dans les moteurs diesels, le combustible est injecté à haute pression et s'enflamme spontanément. Il existe aussi des prototypes utilisant l'auto inflammation de l'essence (combustion HCCI [3, 4, 5]) mais ce concept n'est pas encore mature.

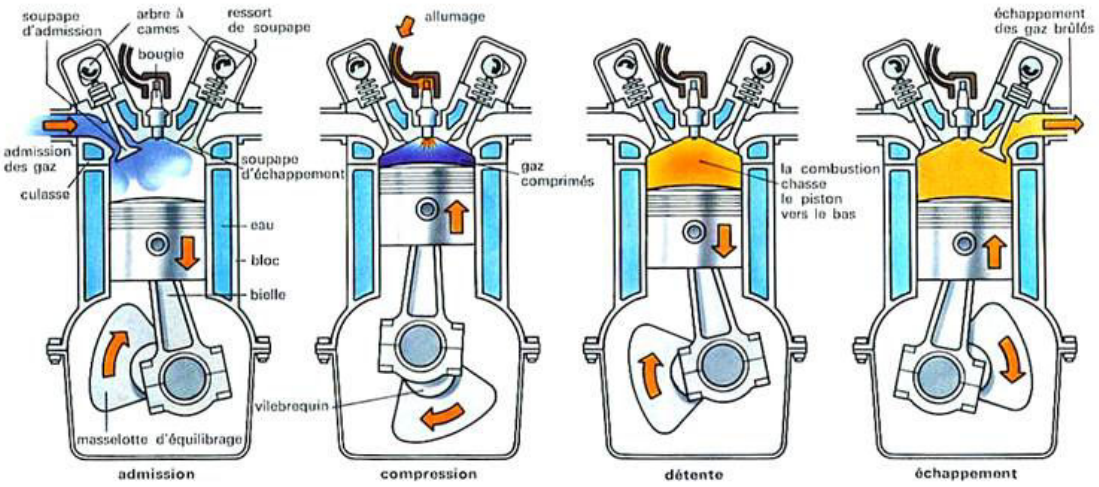


FIGURE 1.1: Les quatre temps d'un moteur thermique essence à injection directe et double arbre à cames en tête.

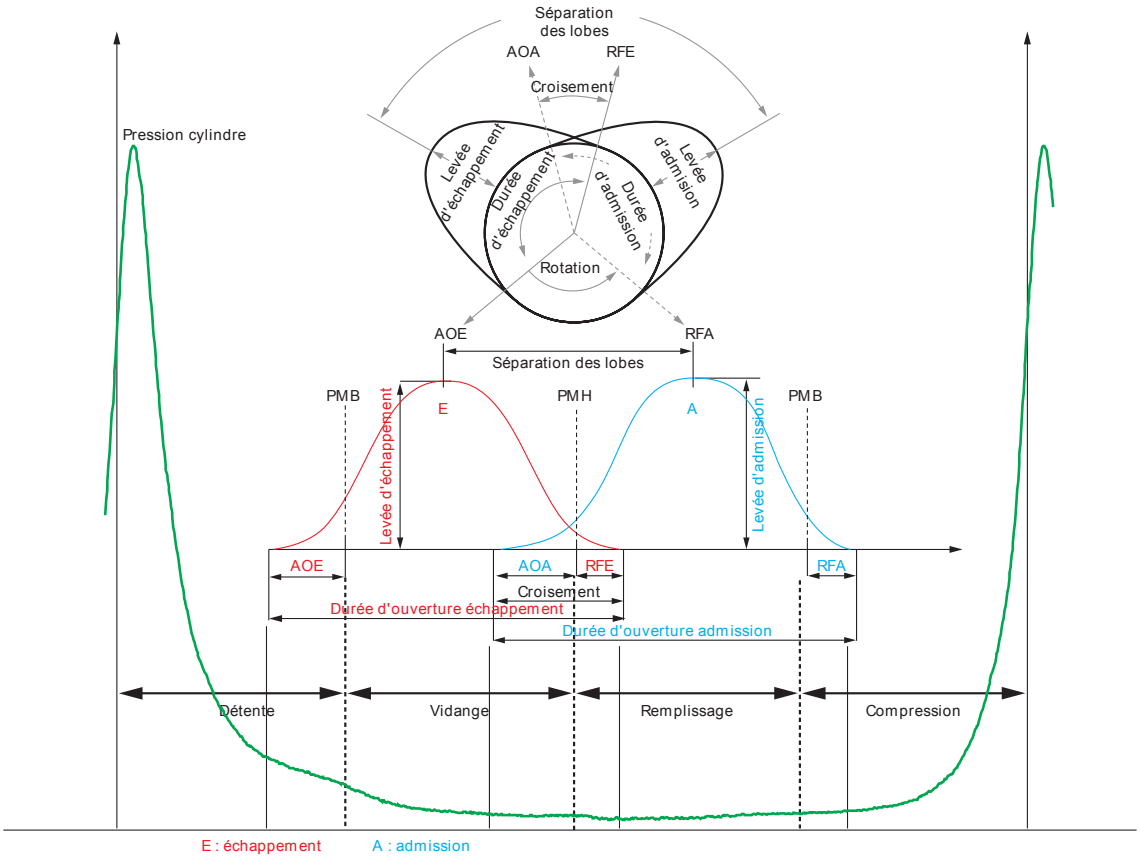


FIGURE 1.2: Diagramme de distribution pour un moteur essence quatre temps classique. [6]

AOE : Avance de l'Ouverture de l'Échappement ;
RFE : Retard de Fermeture de l'Échappement ;
AOA : Avance de l'Ouverture de l'Admission ;
RFA : Retard de Fermeture de l'Admission ;
PMH : Point Mort Haut ; PMB : Point Mort Bas.

Le cycle de fonctionnement de ces moteurs se fait sur deux tours et est divisé en quatre étapes [1], représentées en Figure 1.2 : l'admission, la compression, la détente et l'échappement.

Sur cette figure, nous pouvons voir la phase d'admission (ou remplissage) où le piston passe du PMH au Point Mort Bas (PMB). Les soupapes d'admission sont alors ouvertes et le cylindre se remplit d'air, additionné d'essence si l'injection est indirecte puis elles se referment légèrement après le PMB. Le décalage entre l'angle d'ouverture des soupapes et le PMH est appelé l'Avance d'Ouverture de l'Admission (AOA) et celui entre l'angle de fermeture et le PMB est appelé Retard de Fermeture de l'Admission (RFA).

Vient ensuite la phase de compression où les deux jeux de soupapes sont fermés et le piston remonte vers son PMH. La pression et la température des gaz augmentent et, un peu avant d'atteindre le PMH, l'explosion est déclenchée, par l'étincelle de la bougie pour un moteur à allumage commandé ou par autoallumage pour un moteur à allumage par compression. Nous sommes alors à la moitié du cycle moteur et le vilebrequin a fait un tour.

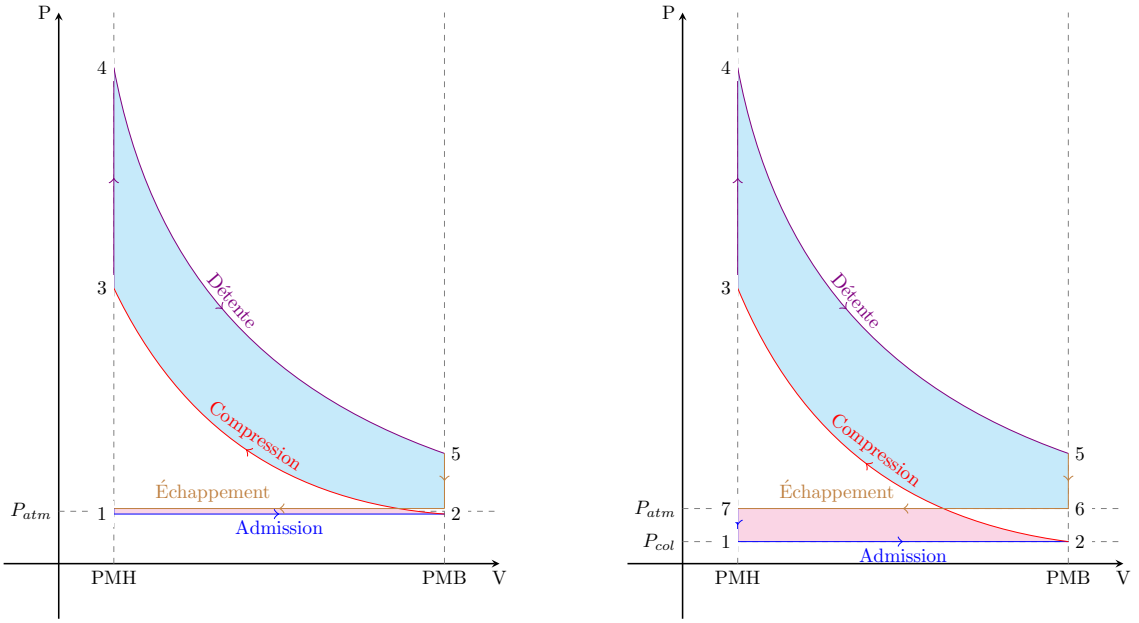
L'étape suivante est l'étape moteur du cycle. La pression dans le cylindre augmente brusquement à cause de l'explosion et fournit le travail au piston qui retourne à son PMB en détendant les gaz.

Les résidus de la combustion sont évacués pendant la phase d'échappement, qui conclut le second tour moteur et le cycle. Durant celle-ci, les soupapes d'admission s'ouvrent et le piston chasse les gaz brulés dans le conduit d'échappement. De la même manière que pour l'admission, le décalage entre le l'angle d'ouverture des soupapes d'échappement et le PMB est appelé l'Avance d'Ouverture de l'Echappement (AOE) et celui entre l'angle de fermeture et le PMH est appelé Retard de Fermeture de l'Echappement (RFE). Notons qu'à un moment, les deux jeux de soupapes sont ouverts. C'est ce qui s'appelle le croisement de la distribution.

Ces étapes peuvent êtres représentées dans un diagramme volume - pression, comme en Figure 1.3.

— La phase d'admission ($1 \rightarrow 2$) peut être considérée comme une phase où le volume augmente à pression et température constantes. À pleine charge, cette pression est proche de la pression atmosphérique (Fig .1.3a) mais est inférieure à faible charge (Fig .1.3b). Cette boucle basse pression représente des pertes, appelées les "pertes par pompages" et détaillées en paragraphe 1.4.
— La phase de compression ($2 \rightarrow 3$) est suffisamment rapide pour que les échanges de chaleur soient négligeable et peut être considérée comme une compression adiabatique. Elle permet de placer le mélange dans de bonnes conditions thermodynamiques pour la combustion.
— L'explosion se représente comme une augmentation de la pression à volume constant ($3 \rightarrow 4$) puis la détente ($4 \rightarrow 5$) par une augmentation adiabatique du volume.
— Enfin, l'échappement ($5 \rightarrow 1$) peut être considéré à pression atmosphérique et à température constante.

Nous retrouvons bien une boucle qui fournit du travail en bleu et une qui en consomme, en rouge.



(a) Admission à la pression atmosphérique pour pleine charge.

(b) Admission à pression réduite pour faible charge.

FIGURE 1.3: Cycles Beau de Rochas dans le plan volume - pression pour deux charges différentes.

1.2 Rendements d'un moteur thermique

La source d'énergie d'un moteur est l'énergie chimique contenue dans le réservoir. Avant d'arriver à une énergie mécanique, elle passe par différentes étapes, schématisées en figure 1.4. La combustion du carburant transforme l'énergie chimique en énergie calorifique. Le rapport entre les deux est appelé "rendement de combustion". Cette énergie calorifique peut être récupérée sous forme de travail théorique dans un cycle thermodynamique parfait. C'est le "rendement thermodynamique théorique". Ce cycle thermodynamique n'est en réalité pas parfait. Le travail récupéré par les pistons est appelé "travail indiqué". Le rapport avec le travail théorique est le rendement de cycle. Enfin les frottements des pièces mécaniques dissipent encore de l'énergie et le travail de l'arbre de sortie du moteur est appelé "travail effectif". Le rapport avec le travail indiqué est le "rendement organique".

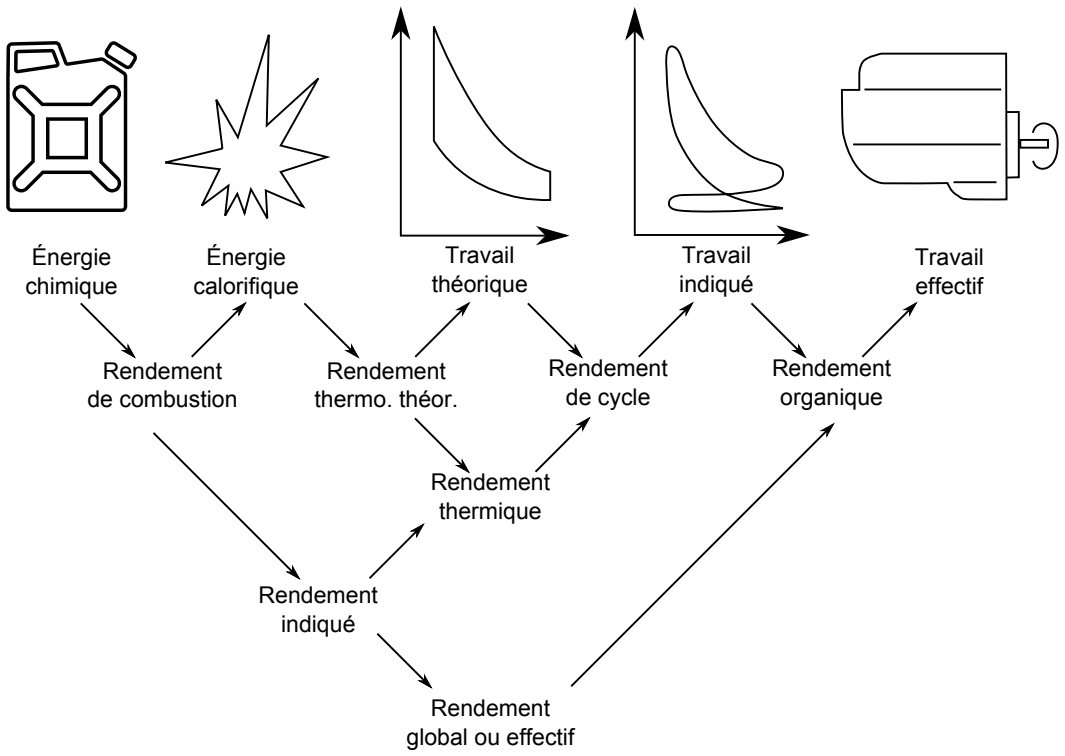


FIGURE 1.4: Chaine de rendements dans un moteur.

1.3 Présentation d'un système de distribution en attaque directe

La distribution d'un moteur à combustion interne est constituée de l'ensemble des mécanismes qui permettent l'admission des gaz frais et le refoulement des gaz brulés. De nombreuses solutions, comme la distribution à fourreaux ou à lumières ont existé mais, à l'heure actuelle, la distribution se fait essentiellement par des soupapes actionnées par des cames [2].

Ces mécanismes peuvent être regroupés en quatre catégories :

— les systèmes à tige et culbuteur ;
— les systèmes à culbuteur ;
— les systèmes à attaque directe ;
— les systèmes à linguet.

Les soupapes les plus utilisées sont placées au dessus du cylindre et sont appelées "soupapes en tête". Historiquement, leur actionnement était effectué grâce à des tiges et des culbuteurs, comme représenté en figure 1.5. Dans cette configuration, l'arbre à cames est situé à proximité du vilebrequin et est synchronisé avec celui-ci grâce à des

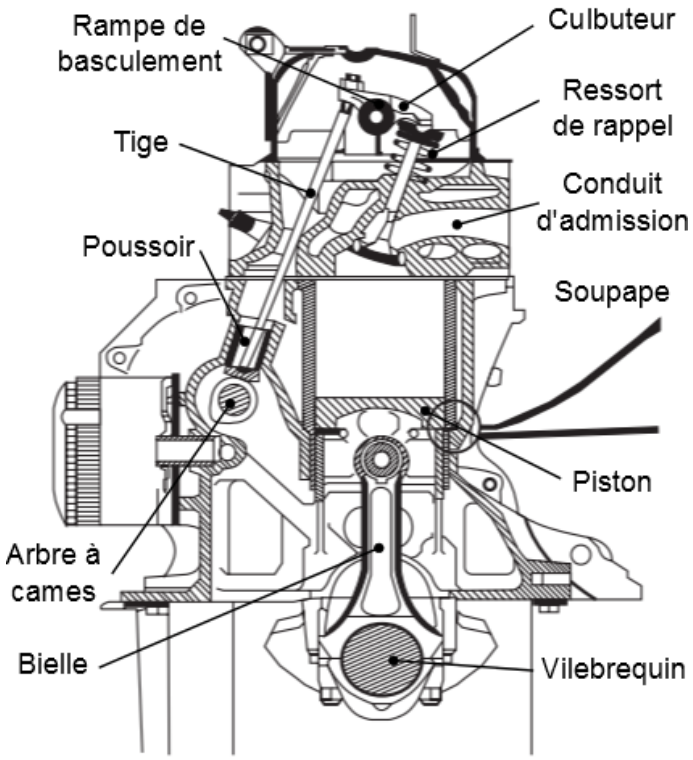


FIGURE 1.5: Distribution à arbres à cames latéral par tiges et culbuteurs. [6]

pignons. Les cames appuient sur les tiges, souvent équipées d'un rouleau pour réduire les frottements, qui font pivoter le culbuteur et actionnaient ainsi la soupape. Ces systèmes sont compacts, simples à concevoir et à entretenir mais l'inertie des nombreuses pièces mobiles limite le régime maximum du moteur et sa puissance spécifique, ce qui fait que cette architecture est rarement utilisée à l'heure actuelle.

Pour réduire l'inertie de la distribution, il a fallu s'affranchir des tiges de culbuteurs et déplacer l'arbre à cames au dessus des cylindres (Fig. 1.6). Ces systèmes sont appelés "systèmes culbutés à arbre à cames en tête". La synchronisation avec le vilebrequin se fait grâce à une chaine, une courroie crantée ou plus rarement une cascade de pignons. Les cames entrainent les culbuteurs qui actionnent les soupapes en pivotant. Pour limiter les frottements avec les cames, les culbuteurs peuvent être équipés d'un rouleau.

Afin de réduire à nouveau l'inertie, il est possible de s'affranchir des culbuteurs. Dans ce cas, les soupapes sont alors actionnées via des poussoirs en translation (Fig. 1.7) ou, plus rarement, directement par les cames. Cela s'appelle "l'attaque directe". Les cames d'admission et d'échappement doivent se trouver sur des arbres à cames différents. On parle de "double arbre à cames en tête". Chaque soupape est généralement associée à un

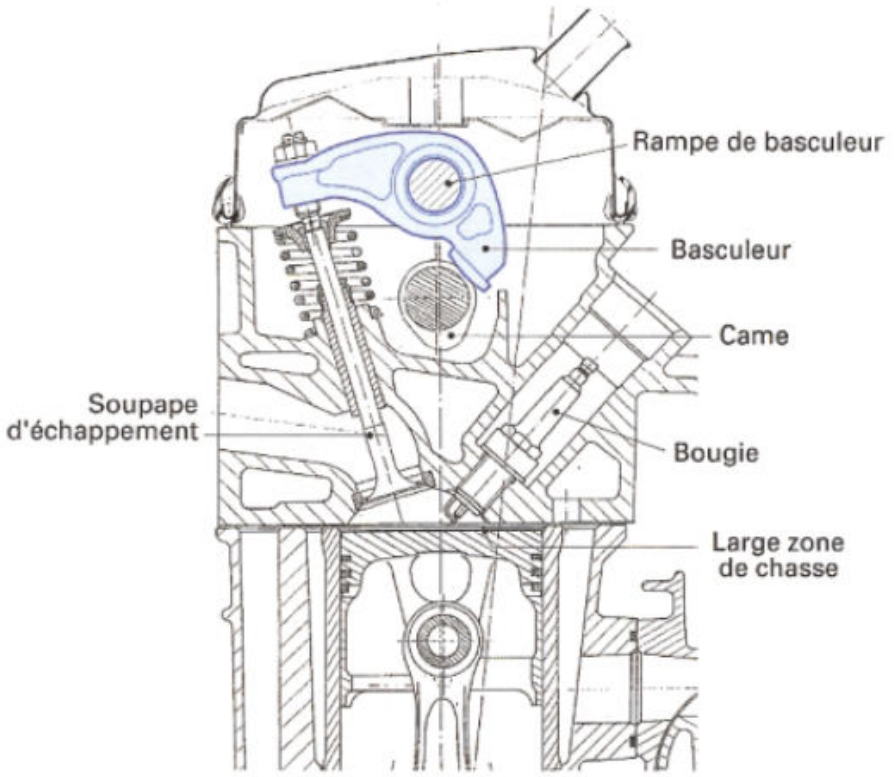


FIGURE 1.6: Distribution par culbuteurs et arbre à cames en tête. [2]

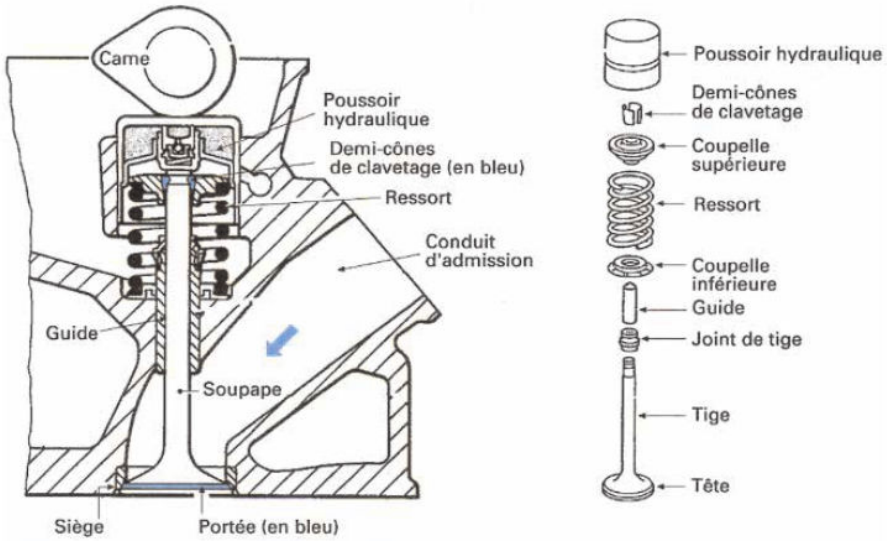


FIGURE 1.7: Distribution par attaque directe avec rattrapage de jeu hydraulique. [2]

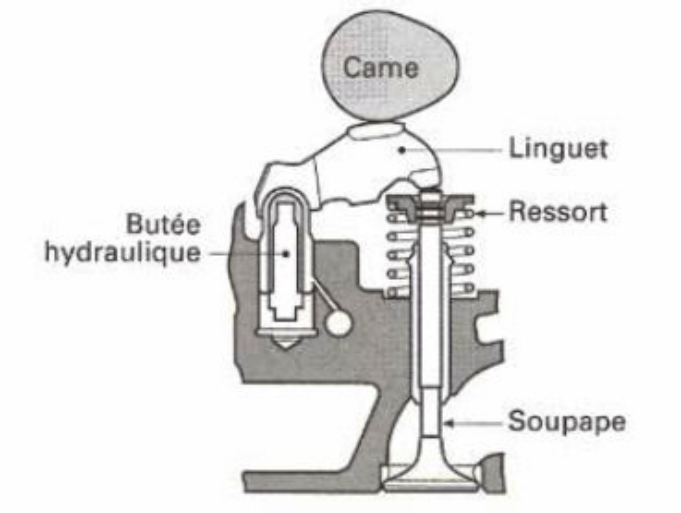


FIGURE 1.8: Distribution par linguet avec rattrapage de jeu hydraulique. [2]

poussoir et une came. Ces systèmes permettent des régimes élevés mais la suppression des rouleaux augmente les frottements et l'usure. De plus, dans cette configuration, les jeux sont difficiles à maîtriser. Bien que des butées hydrauliques de rattrapage de jeu existent, celles-ci sont coûteuses et augmentent les masses mobiles. Le jeu est donc généralement réglé au montage en intercalant un grain calibré entre le poussoir et la soupape ou en utilisant un poussoir calibré.

L'architecture à linguet, présentée en figure 1.8 est l'intermédiaire entre les culbuteurs et l'attaque directe. À la différence d'un culbuteur, l'axe de rotation d'un linguet est situé à l'une de ses extrémités. Cela permet une plus grande souplesse sur les lois de levées et facilite l'utilisation d'une butée hydraulique de rattrapage de jeu. Le linguet porte un rouleau sur lequel appuie l'arbre à cames, ce qui limite les frottements. Les moteurs utilisant une telle configuration ont une puissance spécifique importante et sont principalement utilisés dans le sport et la compétition.

Grâce aux progrès réalisés dans les matériaux et les traitements de surface, les problématiques liées à l'attaque directe sont de moins en moins importantes. La qualité des usinages permet de réduire les jeux de montage et les nouveaux matériaux traités permettent de réduire l'usure des cames et des poussoirs. Ces avancées, couplées à la facilité de conception, au faible coût et à la compacité, expliquent l'utilisation courante de l'attaque directe dans les véhicules de tourisme moderne [7].

Ces systèmes de distribution ouvrent les soupapes selon une loi de levée définie lors de la conception du moteur. Son profil est inscrit dans une came dont la rotation est synchronisée avec le vilebrequin par une courroie ou une chaîne. La levée doit faire des

compromis sur, entre autres, la puissance maximale à haut régime, le rendement, l'usure des pièces et les frottements. Elle joue un rôle important au niveau du rendement de cycle et notamment avec pertes de charges dans le conduit d'admission, appelées "pertes par pompage".

1.4 Définition des pertes par pompages

Dans un diagramme volume - pression, comme celui de la figure 1.3a, le travail fourni est représenté par l'aire délimitée par les segments orientés dans le sens horaire. Il dépend de la quantité de carburant injectée. Si la quantité d'air admise dans le cylindre, et donc d'oxygène, n'est pas ajustée, la combustion ne se fera pas forcément aux conditions stœchiométriques. Dans le cas d'un mélange pauvre en carburant, le rendement est élevé mais l'excédant d'O_2 va oxyder les molécules d'azote et former des oxydes d'azote (NO_x), qui sont toxiques et dangereux pour l'environnement car ils sont entre autres à l'origine des pluies acides [1]. La combustion d'un mélange riche, en revanche, génère moins de NO_x mais dégrade le rendement et rejette des hydrocarbures imbrulés et du monoxyde de carbone. Il n'est pas possible de trouver un compromis et les constructeurs emploient des pots catalytiques pour réduire les émissions polluantes. Or ces catalyseurs ont une meilleure efficacité lorsque le mélange est stœchiométrique [8]. Pour cela, mis à part des cas de fonctionnement particuliers [1], la quantité de carburant injectée est régulée pour que la combustion soit totale.

Pour piloter la quantité d'air admise, une vanne dans le conduit d'admission appelée "papillon" crée une dépression en obturant partiellement le conduit. L'air enfermé dans le cylindre se retrouve à une pression inférieure à la pression atmosphérique, il y a moins d'oxygène donc moins de carburant est injecté et donc la puissance de sortie est plus faible tout en restant à la stœchiométrie. Comme l'admission se fait à une pression inférieure à la pression atmosphérique, le diagramme volume - pression (Fig. 1.3b) comporte une boucle basse pression (en rouge). Son aire correspond au travail à fournir par le moteur pour admettre de l'air, donc à des pertes, que l'on appelle les "pertes par pompage".

Les pertes par pompage sont importantes à faible charge c'est à dire lorsque la section du conduit d'admission est réduite par le papillon. À titre d'exemple, sur le moteur que nous avons étudié, elles peuvent représenter jusqu'à 15 % des pertes totales et de nombreux constructeurs développent des méthodes permettant de réduire les pertes par pompage et d'augmenter le rendement.

2 Potentiel des levées variables des soupapes

Pouvoir actionner les soupapes selon différentes levées présente de multiples avantages, dont notamment celui de pouvoir réduire les pertes par pompage. Plusieurs stratégies sont envisageables selon le jeu de soupape équipé et ses degrés de liberté. Avec un système de distribution suffisamment flexible, le papillon devient inutile et les pertes sont réduites au maximum. Ce principe est appelé "dethrottling" [9, 10], que l'on pourrait traduire par "désétranglement".

Les soupapes d'admission à levée variable permettent de suivre des cycles de Myler-Atkinson à faible charge en avançant ou retardant l'instant de fermeture de la soupape [6, 11, 12, 13]. Cela permet de diminuer les pertes par pompage en régulant la quantité d'air admise grâce à la soupape et non grâce au papillon. Cette stratégie de distribution est détaillée en paragraphe 2.2. De plus, une fermeture retardée à haut régime permet de profiter de l'inertie de la colonne de gaz du conduit d'admission pour continuer à remplir le cylindre après le point mort haut et ainsi suralimenter le moteur sans utiliser de turbocompresseur.

À bas régime, la vitesse d'entrée des gaz dans le cylindre est faible. Cela réduit le mouvement tourbillonnaire du mélange et diminue le rendement du cycle [14]. Grâce à des soupapes à levée variable, cette vitesse peut être augmentée en réduisant la section de passage au niveau des soupapes. Cela peut se faire soit en diminuant la hauteur de levée, soit en ne levant qu'une seule soupape si le cylindre est équipé de plusieurs soupapes d'admission. Il est aussi possible de créer un mouvement tourbillonnaire des gaz frais dans le cylindre en utilisant des levées différentes pour les soupapes d'un même jeu. L'air admis a alors tendance à tourner autour de l'axe du piston (mouvement de *swirl*, Fig. 1.9) et favorise le mélange [2].

De la même manière, l'ouverture retardée des soupapes d'admission facilite le démar-

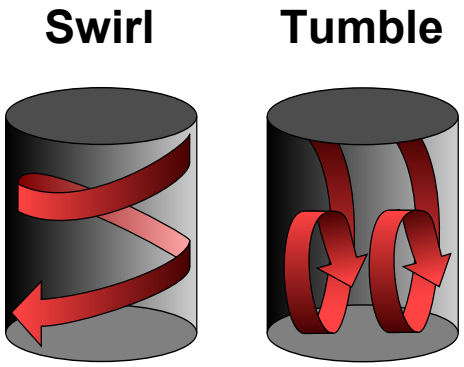


FIGURE 1.9: Deux types de mouvement des gaz frais dans un cylindre.

rage à froid en augmentant la turbulence dans le cylindre [11].

Les gains offerts par une distribution variable à l'échappement sont différents. Sur un moteur suralimenté, le turbocompresseur utilise la vitesse des gaz d'échappement pour comprimer les gaz d'admission et offrir un meilleur remplissage. Bien que ce système soit couramment répandu, son manque de réactivité lui est souvent reproché. Si les soupapes d'échappement s'ouvrent avant le point mort bas, la pression dans le cylindre sera plus importante. La vitesse des gaz brulés sera donc plus élevée et le régime de la turbine augmentera plus rapidement, diminuant ainsi le temps de réponse du moteur à une demande d'accélération brusque [15].

Ces gaz seront aussi plus chauds car moins détendus et permettront au catalyseur d'atteindre plus rapidement sa température de fonctionnement optimale. Même si cela réduit la puissance du moteur, cette stratégie est intéressante au démarrage car, le catalyseur étant en dessous de sa température d'amorçage, les émissions de polluants sont importantes [16, 17].

D'un autre côté, la fermeture retardée des soupapes d'échappement permet un meilleur balayage à haut régime et un meilleur contrôle de la recirculation des gaz d'échappement (EGR pour Exhaust Gaz Recirculation) [18].

En plus de ces avantages, s'il est possible d'avoir une levée nulle à l'admission et à l'échappement, le cylindre peut rester fermé pendant un ou plusieurs tours moteur. Le moteur se comporte alors comme s'il avait un cylindre de moins. On parle alors de déconnexion de cylindre.

2.1 Principes de la déconnexion de cylindre

La déconnexion de cylindre permet de réduire la puissance du moteur, de manière discrète et sans utiliser le papillon, donc sans augmenter les pertes par pompage. La première solution pour déconnecter un cylindre est de ne pas lui injecter de carburant sans modifier le comportement de ses soupapes. Cela crée cependant un balayage d'air frais qui refroidit le cylindre et défavorise la reprise de la combustion. De plus les pertes de charge au niveau des soupapes diminuent le rendement. D'autre part, l'oxygène supplémentaire qui passe par le conduit d'échappement empêche le catalyseur de fonctionner en mélange stœchiométrique. Pour éviter ces problèmes, il est avantageux de maintenir les soupapes fermées. Les gaz sont alors détendus puis comprimés à chaque tour moteur. Cela ne demande que peu d'énergie car celle fournie par le moteur pour la détente sera presque intégralement récupérée pendant la compression.

Différents scénarios sont possibles selon l'instant du cycle où les soupapes sont dé-

connectées. Si les soupapes d'admission sont déconnectées après la phase d'échappement, comme présenté en figure 1.10, l'air contenu dans le volume mort va être détendu pendant les phases correspondant à l'admission et à la détente. La pression dans le cylindre va chuter et peut entrainer l'admission accidentelle de gaz frais et des remontées d'huile dans le cylindre qui, une fois celui-ci reconnecté, va bruler et générer des polluants.

Si les soupapes sont déconnectées après la détente, comme dans la figure 1.11, ce sont les gaz d'échappement, chauds et déjà sous pression qui seront comprimés. Comme la pression reste au dessus de 1 bar, il n'y a plus de problème de remontée d'huile mais les résidus de combustion risquent de se fixer aux parois et de détériorer l'huile plus rapidement.

Un autre problème se pose dans le cas de moteurs avec un nombre de cylindres impair, notamment les trois cylindres, très répandus sur les véhicules citadins. Si pour un moteur à nombre de cylindre pair, déconnecter un cylindre sur deux permet de garder une séquence d'allumage régulière, ce n'est pas le cas lorsque le nombre de cylindres est impair, voir figure 1.12. La solution consiste à désactiver un cylindre à chaque tour moteur. Ainsi un trois cylindres peut fonctionner sur deux cylindres sans engendrer d'irrégularité de couple. Cela a aussi pour avantage de garder de bonnes conditions de température pour la reprise de la combustion.

Si par ailleurs le cylindre possède plusieurs soupapes d'admission, il est intéressant de pouvoir déconnecter chaque soupape indépendamment. A bas régime, les gaz d'admission rentrent dans le cylindre à faible vitesse. Or, plus le mélange est turbulent, plus la combustion est rapide et efficace. Déconnecter une soupape tout en ouvrant l'autre diminue la section de passage, augmente la vitesse de passage des gaz, rend le mélange plus turbulent et donc améliore le rendement [2, 11]. Ce principe se retrouve dans les systèmes utilisant une petite levée, où la section de passage est limitée par une faible hauteur d'ouverture de soupape.

2.2 Cycle de Miller-Atkinson

Les cycles dits de Miller-Atkinson sont caractérisés par une détente plus longue que la compression. Ils peuvent être réalisés grâce à la mécanique liant le piston au vilebrequin, comme l'a fait James Atkinson en 1886, mais la complexité de ce mécanisme est rédhibitoire. Ralph Miller, en 1947, a proposé d'obtenir le même cycle en retardant la fermeture de soupape d'admission pour que le piston refoule une fraction du mélange carburé dans le conduit d'admission [19].

Cette stratégie, appelée LIVC pour Late Intake Valve Closing, diminue le taux de

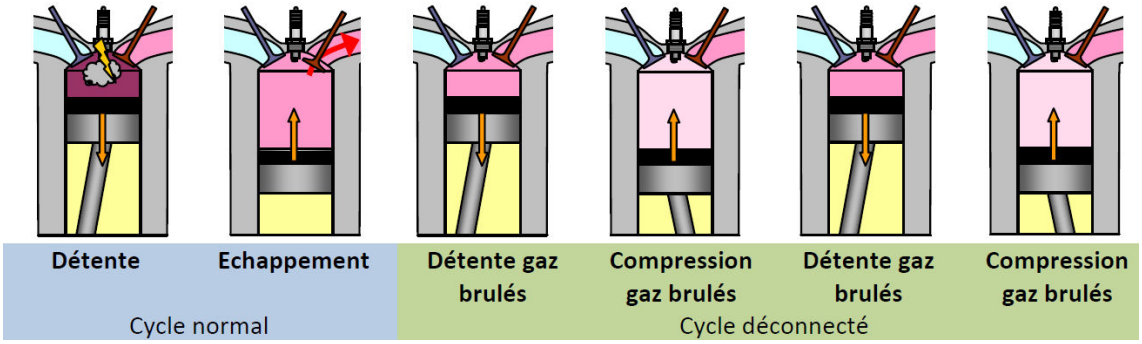


FIGURE 1.10: Déconnexion après la phase d'échappement.

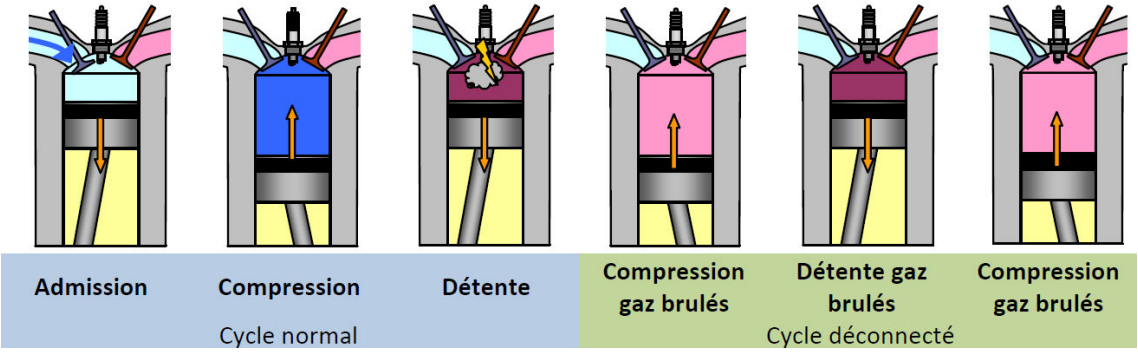


FIGURE 1.11: Déconnexion après la phase de détente.

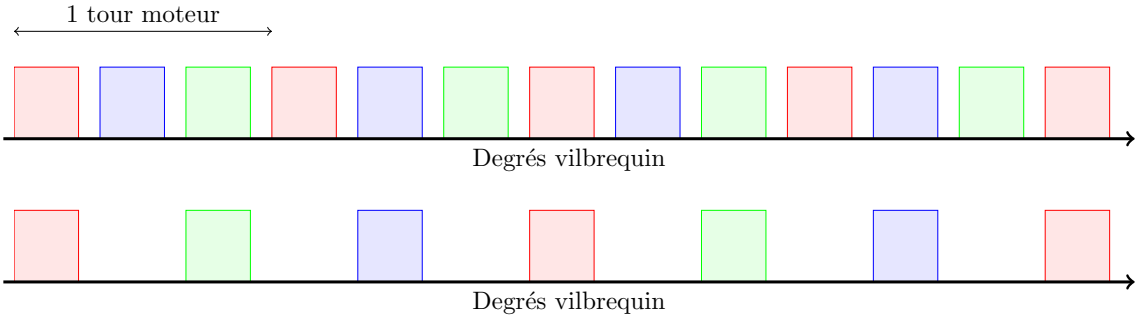
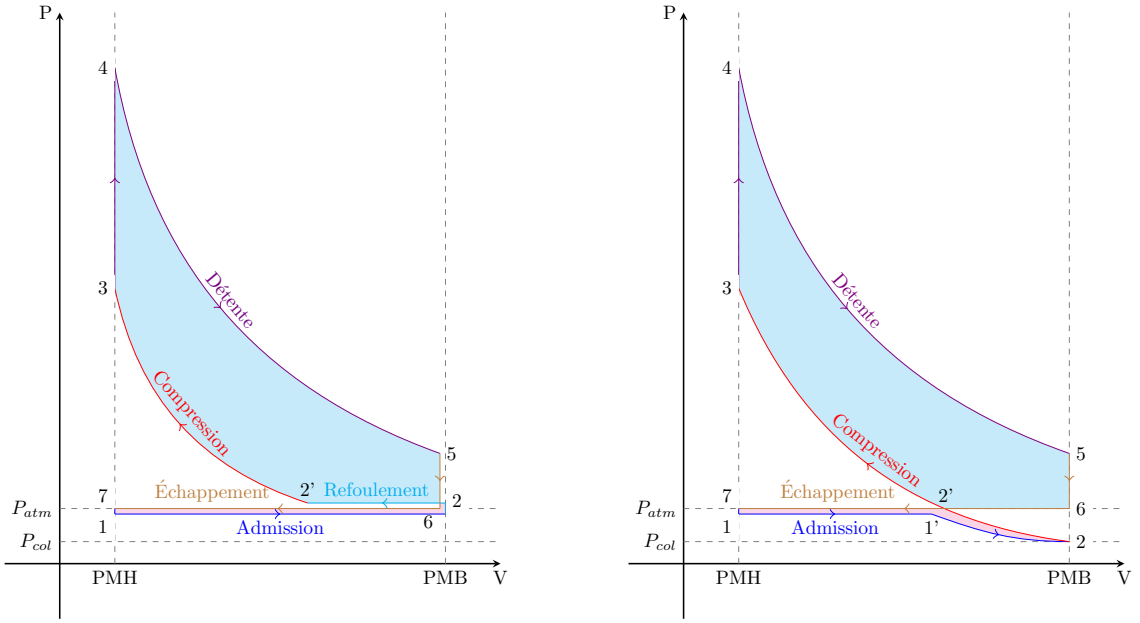


FIGURE 1.12: Utilité de la déconnexion tournante pour un moteur à trois cylindres. Cycle normal en haut, déconnexion tournante en bas. **Pas un tour moteur ...**



(a) Fermeture retardée de la soupape d'admission.

(b) Fermeture anticipée de la soupape d'admission.

FIGURE 1.13: Cycles Miller-Atkinson dans le plan volume - pression pour deux stratégies de levée.

compression du moteur donc le rendement thermodynamique théorique. Cependant, elle permet de réduire drastiquement les pertes par pompage à faible charge, d'où une amélioration du rendement du cycle [12]. En effet, dans ce cycle, représenté dans le diagramme PV de la figure 1.13a, l'admission ($1 \rightarrow 2$) se fait à pression atmosphérique, papillon ouvert, même à faible charge. Au lieu de se fermer en (2), la soupape d'admission se ferme en (2') et l'excédent d'air est refoulé dans le conduit d'admission avant la compression ($2 \rightarrow 2'$) puis le cycle continue comme un cycle de Beau de Rochas classique. Cette stratégie LIVC a un meilleur rendement global dans le cas de faibles charges que le cycle Beau de Rochas et est utilisée, entre autres, par Toyota sur la Prius [20]. Cependant, le refoulement de l'air dans le conduit d'admission entraine des pertes de charges dues à la faible section de passage des soupapes et détériore l'aérodynamique des gaz d'admission. De plus, dans le cas de très faibles charges, l'instant d'allumage optimal peut se retrouver avant la fermeture de la soupape d'admission. Pour ces raisons, les stratégies LIVC sont délaissées au profit de la fermeture anticipée de la soupape d'admission.

Le cycle EIVC, pour Early Intake Valve Closing [6, 11], est représenté en figure 1.13b. L'admission ($1 \rightarrow 1'$) se fait à pression atmosphérique jusqu'à ce que la quantité d'air

nécessaire soit entrée dans le cylindre. En (1'), la soupape d'admission se ferme et les gaz sont détendus jusqu'au point mort bas. Ils sont ensuite recomprimés en début de compression (2 $\rightarrow$ 2'). Le trajet de (1' $\rightarrow$ 2') consomme peu de travail car il est effectué suffisamment rapidement pour que les pertes thermodynamiques restent faibles et que le gaz se comporte comme un ressort. Le cycle reprend avec la compression (2 $\rightarrow$ 3), la détente (3 $\rightarrow$ 5) et l'échappement (5 $\rightarrow$ 7). Comme l'admission se fait à pression atmosphérique, c'est à dire avec le papillon ouvert, les pertes par pompage sont faibles. Sur la 1.13b, cela est représenté par la petite surface de la boucle basse pression, en rouge. Ce cycle est préconisé pour les faibles charges et est actuellement utilisé sur la solution Twinair de Fiat [21, 22].

Pour réaliser ces lois, les constructeurs ont dû utiliser des mécanismes de distribution non conventionnels. Le paragraphe suivant présente les architectures à levée variable les plus remarquables présentes sur le marché.

3 Mécanismes à levée variable

De nombreux systèmes de levées variables existent, à l'état de prototypes ou déjà commercialisés [6, 23]. Les solutions offrant le plus de libertés sont celles qui se passent d'arbre à cames, dites "camless". Les paragraphes suivants présentent et décrivent brièvement les principales architectures de distribution variable.

3.1 Suppression de l'arbre à cames

En se passant d'arbre à cames, la solution *Active Valve Train* de Lotus [24] permet d'effectuer n'importe quelle loi de levée. Elle utilise des vérins hydrauliques double effet pour piloter les soupapes. Cependant, les accélérations requises nécessitent des puissances importantes et imposent des composants hydrauliques volumineux. Cette architecture n'est pas adaptée à une utilisation embarquée et est utilisée en laboratoire pour évaluer le potentiel de certaines lois de distribution, notamment dans les travaux sur la combustion HCCI.

Une solution plus compacte a été développée [25, 26, 27, 28] grâce à des aimants permanents et des bobines permettant de contrôler un système oscillant qui entraine la soupape. Un tel système est à l'heure actuelle proposé par Valeo sous le nom commercial eValve [29]. En position soupape fermée, l'armature aimantée est collée en butée supérieure et comprime le ressort supérieur (Fig. 1.14). Lors de l'ouverture de la soupape, un champ magnétique dans la bobine supérieure annule l'effort de l'aimant et l'armature

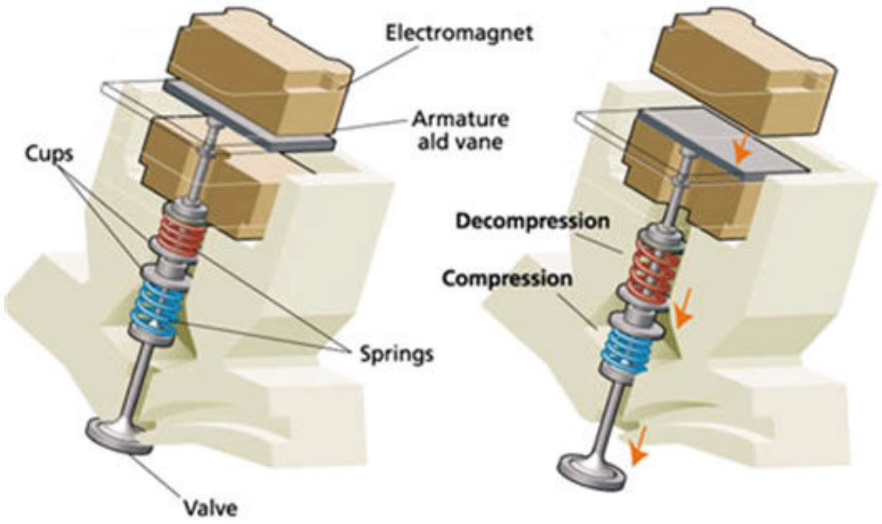


FIGURE 1.14: Schéma de l'actionneur électro-magnétique eValve de Valeo.

est propulsée vers le bas, entrainant la soupape. La bobine inférieure crée un champ magnétique pour, d'une part, compenser les pertes mécaniques et d'autre part, en inversant la polarité, assurer une faible vitesse de contact en butée inférieure. L'armature reste en position sur cette butée jusqu'à ce que la bobine inférieure annule le champ de l'aimant et que le ressort inférieur referme la soupape. Ce système permet de réduire la consommation de 20 à 30 % sur cycles normalisés.

Ces deux systèmes sont couteux et encombrants. Des solutions moins complexes existent. Elles ne permettent pas autant de liberté et de gain de consommation mais sont plus facilement intégrables.

3.2 Variation du calage

La façon la plus répandue pour faire varier la levée de soupape est de décaler angulairement la levée par rapport au vilebrequin sans affecter ni la hauteur de levée ni la durée d'ouverture. Cette solution a été utilisée en série pour la première fois en 1954 par Alpha Roméo. Elle utilisait un système hydraulique tout ou rien qui permettait de passer d'une position haut régime à une position bas régime. Depuis, des déphaseurs continus sont apparus [30], permettant ainsi un réglage plus fin du calage. La plupart sont encore hydrauliques mais Toyota a récemment commercialisé des déphaseurs électriques qui permettent de compenser la faible pression de l'huile à bas régime sans rajouter de pompe hydraulique.

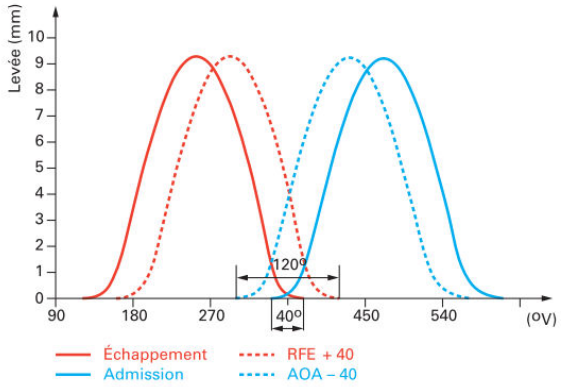


FIGURE 1.15: Effet d'un déphaseur d'arbre à cames sur la levée de soupape. Le croisement de soupape passe de 40° à 120° [6].
RFA : Retard de Fermeture de l'Admission ;
AOA : Avance de l'Ouverture de l'Admission.

À haut régime, retarder l'instant de fermeture de la soupape d'admission permet de profiter de l'inertie des gaz d'admission pour continuer à remplir le cylindre après le point mort bas du piston. Cette stratégie est représentée en traits pleins sur la figure 1.15 et est aussi employée à très bas régime. En effet, elle réduit le temps où les deux jeux de soupapes sont ouverts simultanément, c'est-à-dire le croisement de soupape. Cela provoque une recirculation des gaz d'échappement (EGR) qui est néfaste à la stabilité de combustion. Pour les régimes intermédiaires, l'instant de fermeture de la soupape est avancé pour éviter qu'une partie des gaz frais ne soit refoulée dans le conduit d'admission et pour profiter de l'EGR induit par le croisement des soupapes [8]. Les déphaseurs apportent une amélioration sur les performances moteur mais n'offrent qu'un seul degré de liberté sur la levée. Ces dernières années ont vu l'émergence de systèmes permettant de modifier la durée et la hauteur de levée de la soupape.

3.3 Variation de la durée et/ou de la hauteur

Le système BMW valvetronic [31, 32], permet de faire varier la hauteur de la levée continument. La came actionne un linguet monté sur un excentrique (figure 1.16). La hauteur de la levée de soupape est donnée par la position de cet excentrique, pilotée grâce à un moteur électrique. Les différentes levées possibles sont dessinées en figure 1.17. Ce système, couplé à un déphaseur, permet le fonctionnement du moteur sans papillon grâce à la fermeture anticipé de la soupape d'admission, qui sera présentée en paragraphe 2.2. Cela mène à une réduction de consommation de 12 % par rapport à un système à

déphaseur [8]. Le moteur électrique permet une transition entre deux positions extrêmes en 0,3 s mais il est volumineux. De plus, la précision de l'usinage des pièces entraine un surcoût système important. Honda, avec l'Advanced VTEC utilise un système similaire [33].

La solution UniAir de Fiat [22, 34, 21, 35], présentée en figure 1.18, ajoute un composant hydraulique permettant d'absorber une partie de la course de la soupape d'admission. L'échappement se fait en attaque directe. Les cames d'admission sont montées sur le même arbre à cames mais sont actionnées par des linguets. Chaque linguet appuie sur un piston et met en pression un circuit hydraulique. Une électrovanne permet de diriger l'huile soit vers un réservoir haute pression, soit vers les vérins ouvrant les soupapes. En pleine levée, toute la pression est amenée vers les soupapes. À tout moment, la vanne peut être actionnée pour rediriger l'huile dans le réservoir. La soupape est alors ramenée sur son siège par le ressort de soupape avant la durée de la levée initiale. Pour limiter l'impact sur le siège, un amortisseur hydraulique ralentit la soupape en fin de course. L'énergie em-

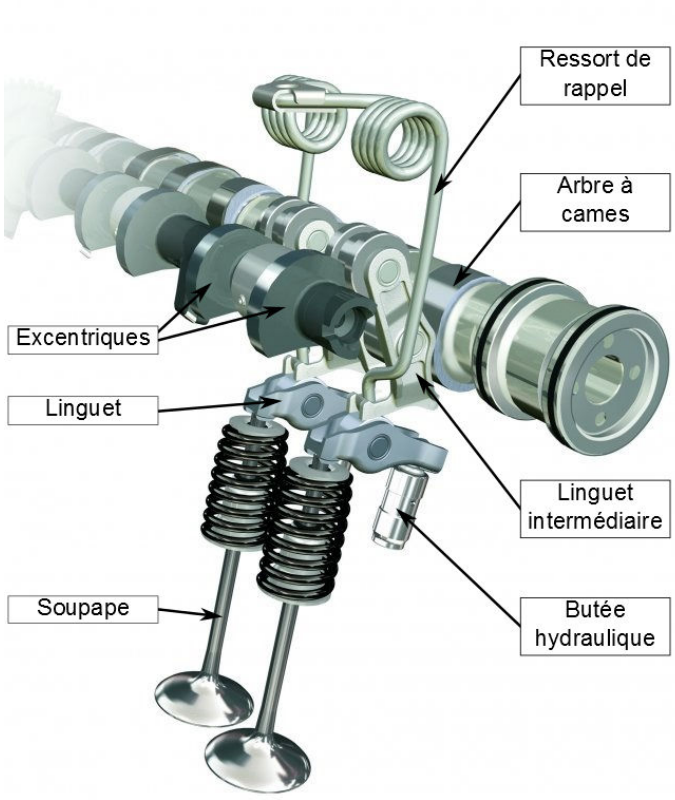


FIGURE 1.16: Vue d'un cylindre équipé du BMW Valvetronic.

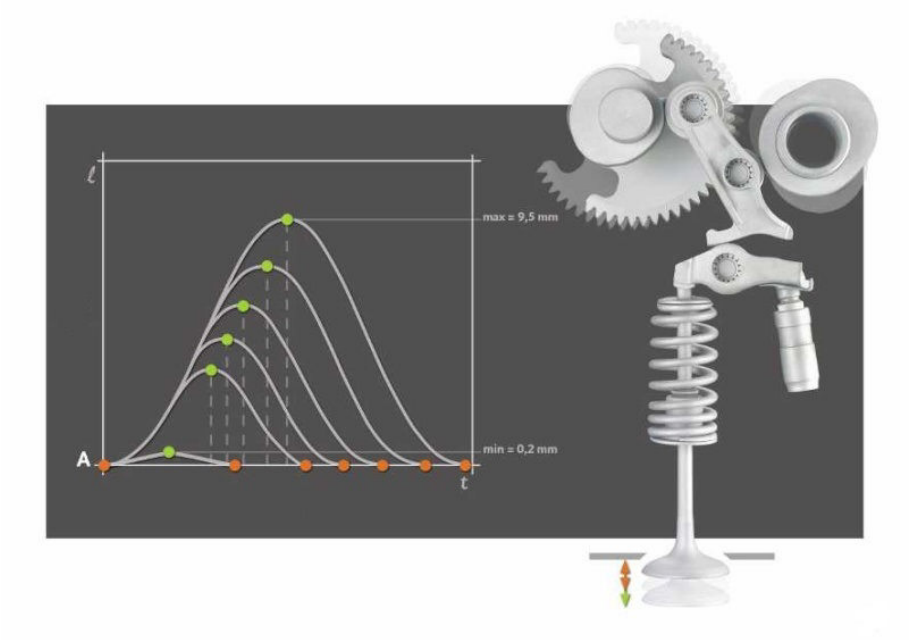


FIGURE 1.17: Vue de profil du BMW Valvetronic et différentes lois de levée possible en le couplant avec un déphaseur.

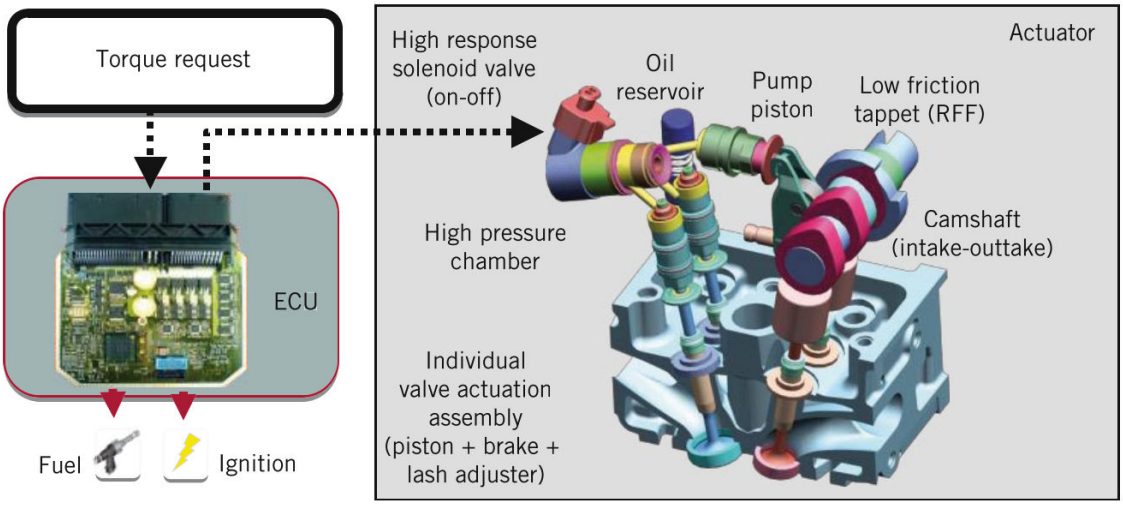


FIGURE 1.18: Schéma 3D d'une culasse équipée du système UniAir de Fiat. [22]

magasinée par le réservoir est restituée à l'arbre à cames lorsque le linguet revient à sa position initiale.

Les différentes lois réalisables ainsi que leur domaine d'utilisation sont présentées en figure 1.19. Ce système permet une réduction de consommation jusqu'à 25 % sur un point de fonctionnement et une réduction de 60 % des émissions de NO_x sur un cycle NEDC. Malgré de bonnes performances, ce composant hydro-electro-mécanique est complexe, volumineux et bruyant.

La difficulté d'intégration et de commande de ces systèmes pousse les constructeurs à se tourner vers des solutions discrètes, plus compactes et moins couteuses.

3.4 Systèmes à plusieurs cames

Les systèmes de distribution variable à cames multiples utilisent plusieurs cames pour une même soupape. Porsche par exemple équipe certains de ses modèles du système Variocam Plus [37] qui est l'association d'un déphaseur et d'un mécanisme permettant de choisir parmi deux levées. Il est composé de deux poussoirs imbriqués (Fig. 1.20) pouvant être liés par une goupille. Le poussoir extérieur est entrainé par les cames extérieures selon la loi de haute levée, utilisée pour les fortes charges. Le poussoir intérieur entraine la soupape et est entrainé par la came intérieure selon la loi de levée utilisée pour les faibles charges. La goupille, commandée par un circuit hydraulique, permet de lier ces deux poussoirs. À faible charge, les poussoirs sont indépendants. Le poussoir extérieur suit la loi de haute levée et est maintenu au contact des cames par son ressort. La came intérieure entraine le poussoir et la soupape selon la loi de petite levée. À forte charge, la

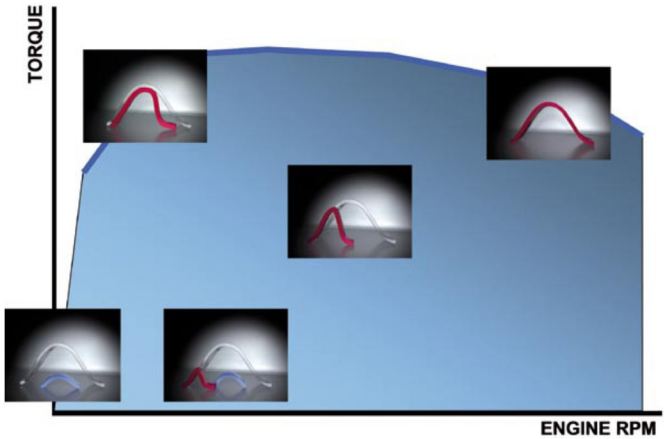


FIGURE 1.19: Lois de levée du Fiat UniAir en fonction du régime et du couple demandé. [21]

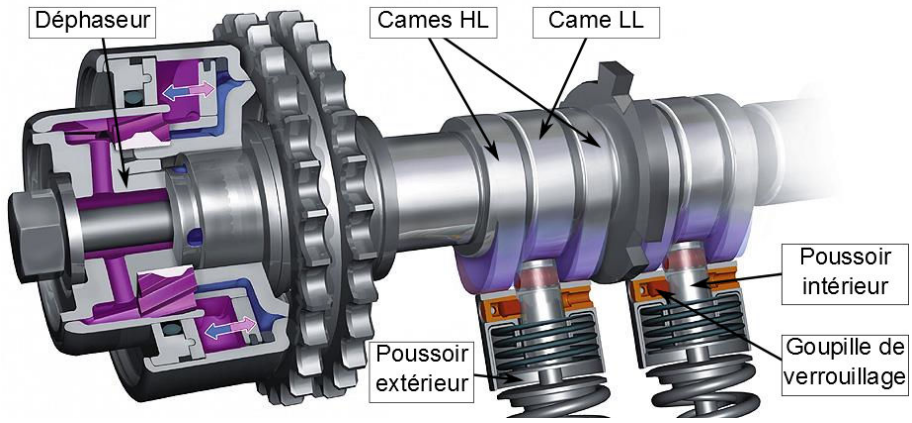


FIGURE 1.20: Déphaseur et poussoirs du Porsche Variocam Plus en position petite levée. [36]

goupille lie les deux poussoirs. Le poussoir extérieur entraine alors le poussoir intérieur selon la loi de haute levée. Ce dernier n'est plus en contact avec la came intérieur. Par contre, il entraine la soupape selon la loi de haute levée. Ce système permet l'utilisation de n'importe quelle loi de petite levée incluse dans la loi de haute levée, notamment une loi permettant de faire de l'EIVC ou une loi de levée nulle pour de la déconnexion. Le problème de ce système est sa commande hydraulique, trop dépendante de la pression moteur et de la viscosité de l'huile, qui varie avec la température et l'usure. De plus une commande cylindre à cylindre est complexifiée par l'intégration des différentes vannes et du circuit d'huile [38]. Il parait donc difficile d'équiper un tel système sur un moteur trois cylindres pour faire de la déconnexion tournante.

Le système Honda VTEC, représenté en figure 1.21 utilise le même principe pour une distribution à linguet, en actionnant les deux soupapes d'admission d'un cylindre avec la même came de haute levée [39, 40].

Audi, avec son système Valvelift, représenté en figure 1.22 s'affranchit de la commande hydraulique au profit d'une commande électro-magnétique. Les cylindres sont équipés de deux soupapes d'admission actionnées par des linguets. Les cames sont usinées sur des coulisseaux montés sur l'arbre à cames et entrainés par des cannelures. Chaque coulisseau correspond à un cylindre et est équipé de deux rainures hélicoïdales, une première pour passer de la haute levée à la petite levée, et l'autre pour revenir en haute levée. En vis-à-vis de ces rainures se trouvent des actionneurs électro-magnétiques chargés de déplacer le coulisseau d'une position à l'autre. L'actionneur représenté en vert sur la figure 1.22 permet de passer de la haute levée vers la petite levée. Lorsqu'il est alimenté, il libère une goupille qui vient se loger dans la rainure et, avec la rotation de

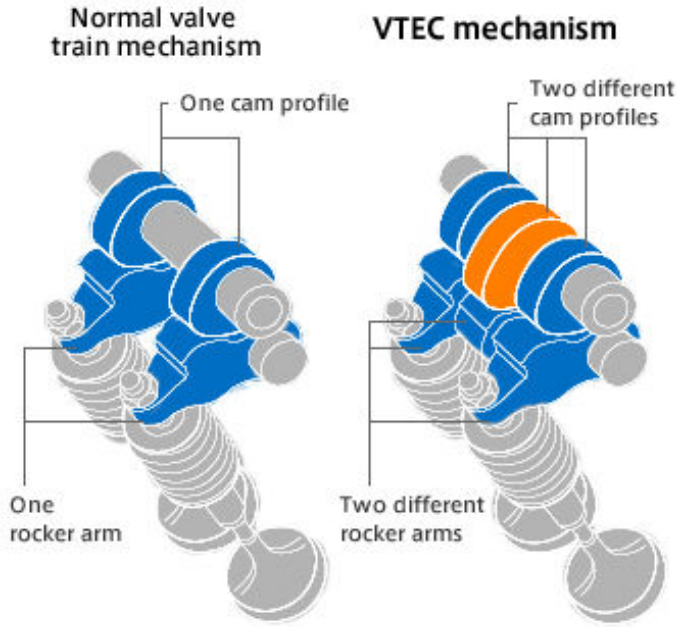


FIGURE 1.21: Honda VTEC à deux levées discrètes pour une distribution à linguets.

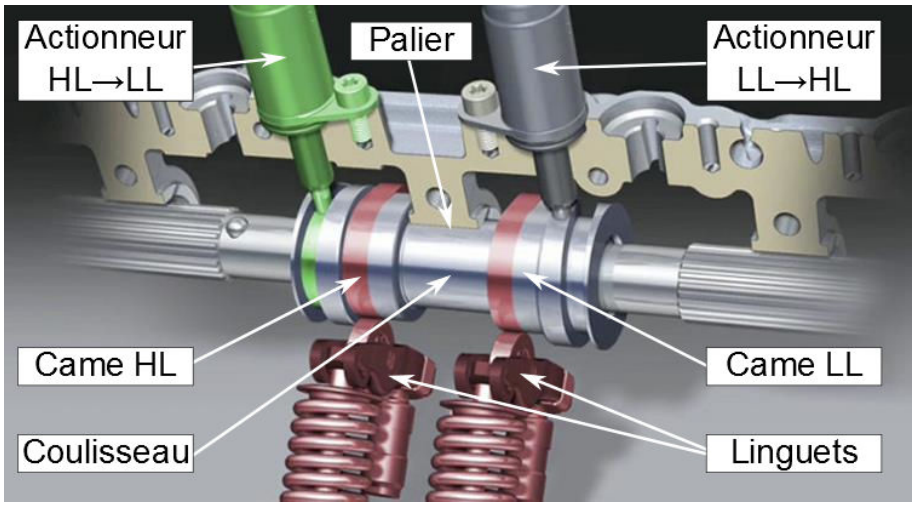


FIGURE 1.22: Audi Valvelift en position haute levée (HL). La gorge de gauche, en vert, sert à déplacer le coulisseau vers la gauche pour passer en petite levée (LL).

l'arbre a came, celle-ci déplace le coulisseau de sorte que la came de petite levée appuie sur le linguet. Un plan incliné rétracte alors la goupille et le coulisseau est maintenu en position grâce à des billes d'indexage. Pour revenir en haute levée, le principe est le même avec le second actionneur.

Ce système a pour avantage d'avoir des lois de levées totalement indépendantes et permet de faire au choix de l'EIVC, du LIVC ou de la déconnexion. De plus, les lois sont différentes d'une soupape à l'autre, ce qui améliore la combustion en favorisant l'aérodynamique du mélange. Les actionneurs qu'il emploie ne consomment que très peu de puissance et uniquement lors des transitions. Ils ne nécessitent pas une synchronisation précise avec le vilebrequin car, peu importe le moment où ils sont actionnés, la transition se fera en dos de came. Cependant ce système est volumineux, nécessite des pièces complexes et augmente le jeu de distribution.

Les systèmes utilisant plusieurs cames permettent l'utilisation de deux levées, dont une peut être nulle pour faire de la déconnexion. Si la déconnexion est le but recherché, il est possible d'utiliser des systèmes moins complexes.

3.5 Déconnexion par mouvement perdu

Le système Honda HyperVTEC (Fig. 1.23) est constitué d'un poussoir contenant une goupille percée au diamètre de la queue de soupape. Cette goupille est actionnée par la pression d'huile du moteur et est rappelée par un ressort. À haut régime, la pression d'huile déplace la goupille de sorte que son perçage et la queue de soupape ne soient pas alignés. Lorsque le poussoir est actionné, la goupille entraine la soupape et l'ouvre. À bas régime, la pression est diminuée et le ressort aligne le perçage avec la queue de soupape. Lorsque le poussoir descend, la queue coulisse dans la goupille et la soupape est déconnectée. Ce système, monté sur une des deux soupapes du cylindre, augmente la turbulence du mélange et offre un meilleur couple à bas régime.

Ce principe existe aussi pour les linguets (INA Schaeffler [41], Ford [42], Eaton [43]) et les culbuteurs (Valeo [44]) et peuvent être commandés hydrauliquement et électromagnétiquement.

3.6 Conclusion

Afin d'adapter la loi de levée à la demande du moteur, les constructeurs ont installé des déphaseurs entre l'arbre à cames et le vilebrequin. Cela permet de retarder ou d'avancer la loi de levée afin d'améliorer le rendement et les performances du moteur. Pour offrir

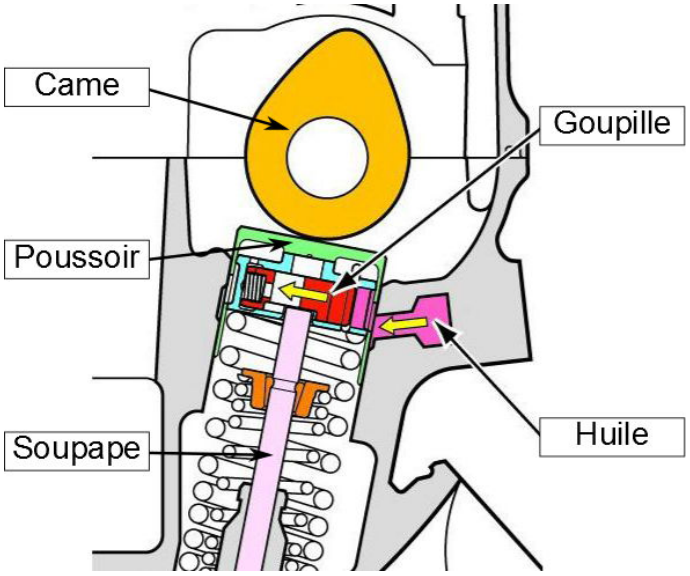


FIGURE 1.23: Coupe du système Honda Hyper VTEC en position connectée.

plus de degrés de liberté à la loi de levée, ces dernières années ont vu l'émergence des composants à levée variable.

La figure 1.24 est un tableau non exhaustif des systèmes de distribution variable. Ils sont classés en fonction de leur type actionnement et de la liberté qu'ils offrent sur le profil de levée.

Les composants les plus performants – à droite – n'utilisent plus d'arbre à cames et diminuent la consommation de 20 %. Ils sont cependant chers et la combinaison d'un déphaseur et d'un système pouvant faire varier continument la hauteur de levée de la soupape permet d'atteindre des rendements comparables.

Les systèmes de levée variable les moins coûteux sont des systèmes discrets ne permettant que deux levées de soupape différentes. L'une d'elle est généralement utilisée à forte charge et l'autre pour les faibles charges. Cette dernière peut être une loi de levée nulle, permettant alors la déconnexion d'une soupape ou du cylindre.

Entre ces systèmes à deux états et les systèmes continus, peu de composant à trois états existent. Cependant, ils pourraient offrir un gain de consommation supérieur à celui des systèmes deux états tout en étant moins chers que les systèmes continus.

4 Sujet d'étude – Objectif de la thèse

En vue d'une amélioration du rendement d'un moteur thermique essence, ce mémoire porte sur la conception, le dimensionnement et l'optimisation d'un composant de levée

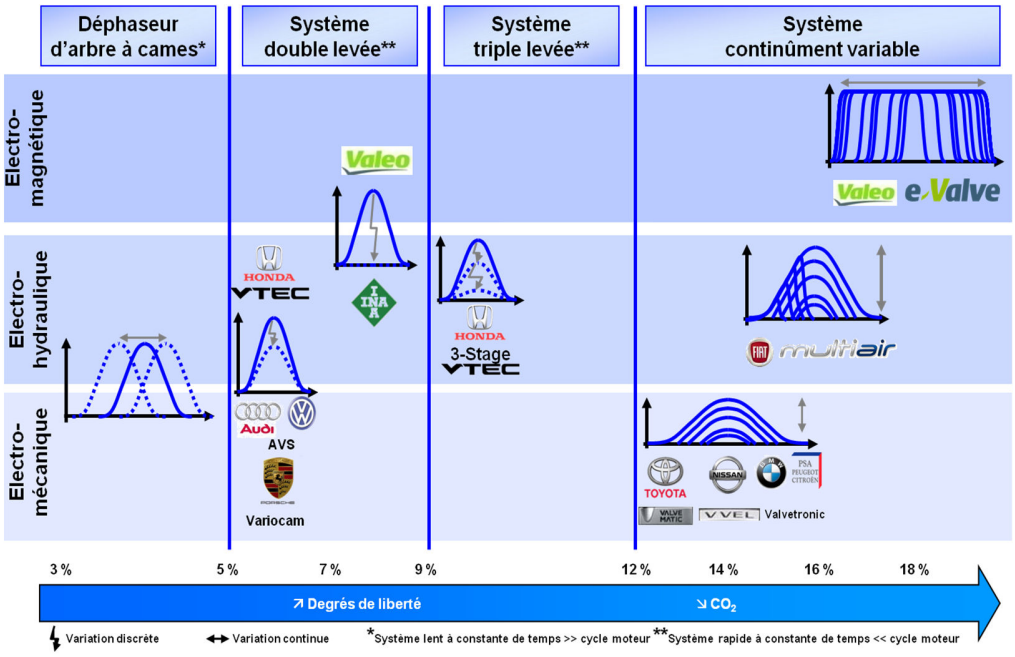


FIGURE 1.24: Différentes solutions de distribution variable présentes sur le marché.

variable à trois états, commandé électromagnétiquement, permettant de faire de la déconnexion à chaque tour moteur et s'intégrant sans nécessiter des usinages trop importants.

L'étude a été réalisée au laboratoire SATIE en partenariat avec les entreprises Valeo, PSA, Cedrat, EMC et Danielson ainsi qu'avec le laboratoire Prisme de l'université d'Orléans. Le composant, baptisé "eLift^3", a été développé pour être intégré sur le moteur EB2, un trois cylindres de 1200 cm^3 qui développe 60 kW (82 cv) à 6250 tr/min. Ses soupapes sont actionnées par deux arbres à cames en tête en attaque directe. Chaque cylindre est équipé de quatre soupapes, deux pour l'admission et deux pour l'échappement. Ce moteur équipe la Peugeot 208 et PSA fournira un prototype pour les essais sur circuit.

Le composant développé devra assurer une haute levée pour les fortes charges, une petite levée pour les charges moyennes et une fonction de déconnexion de cylindre pour les faibles charges. Il doit être capable de passer d'une levée à l'autre à chaque tour moteur jusqu'à 4500 tr/min.

Au cours de ce manuscrit, les différents volets de la conception d'un mécanisme à levée variable ainsi que l'optimisation de ses actionneurs et les problématiques liées au temps de calcul seront traités.

Le premier chapitre a rappelé le fonctionnement d'un moteur thermique, présenté des axes d'amélioration du rendement ainsi que les mécanismes de levée variable existants. Le chapitre suivant est consacré à la recherche d'une architecture mécanique offrant trois

levées discrètes à la soupape, et à son dimensionnement. Le troisième chapitre porte sur la modélisation et l'optimisation de l'actionneur de commande en vue de faciliter son intégration. Enfin le dernier chapitre propose des méthodes de réduction du temps nécessaire à l'optimisation grâce à des modèles de substitution par krigeage.

Chapitre 2

Dimensionnement d'un mécanisme de levée variable à trois états

Ce chapitre présente la recherche et le pré-dimensionnement d'un poussoir de levée variable à trois états. Nous verrons tout d'abord quelles levées doit effectuer notre composant puis une méthode de calcul de la géométrie des cames. Nous présenterons ensuite différents concepts de poussoirs trois états puis nous détaillerons les trois architectures retenues pour un pré-dimensionnement. La suite du chapitre est consacrée à la modélisation de ces architectures pour calculer les efforts de contact entre les pièces. Grâce à ces efforts, nous déduirons les caractéristiques des ressorts de rappel et, avec un calcul de la pression de Hertz, les largeurs des cames nécessaires à la tenue mécanique des composants. Nous vérifierons aussi la contrainte de cisaillement dans les goupilles. Une fois ces calculs effectués, nous comparerons les dimensions des systèmes afin d'en sélectionner un pour le dimensionnement final.

Sommaire

1 Fonctions et performances attendues du composant eLift³ 35

2 Lois de levées réalisables par eLift³ 35

3 Solutions techniques proposées 39

4 Modélisation mécanique du poussoir lors d'une levée 47

4.1 Calcul des efforts de contact 48

4.2 Modèle statique d'un ressort 52

4.3 Pression de Hertz au contact came/poussoir 53

4.4 Largeur et rayon de base des cames et courbure du poussoir 56

4.5 Dimensionnement des goupilles 57

5 Résultats du dimensionnement des différentes architectures 64

5.1 Architecture à poussoirs en série 64

5.2 Architecture à trois ressorts parallèles 65

5.3 Architecture sans ressort intérieur 66

5.4 Discussion et choix de l'architecture 67

6 Conclusion 68

1 Fonctions et performances attendues du composant eLift³

L'objectif de ce chapitre est de présenter la recherche d'un composant de levée variable à trois niveaux discrets ainsi que les étapes de son pré-dimensionnement. Ce système, baptisé eLift³, doit pouvoir s'intégrer dans un système de distribution en attaque directe pour un moteur à trois cylindres. Le but est de modifier le poussoir d'origine pour lui permettre de transmettre la consigne d'ouverture de la soupape choisie par l'ordinateur de bord afin d'optimiser la consommation. Les levées réalisables doivent être : une pleine (haute) levée reprenant la loi existante pour le fonctionnement à forte charge, une petite levée pour les charges intermédiaires, et une levée de déconnexion pour un fonctionnement en bi-cylindre à faibles charges.

L'intégration est étudiée sur une Peugeot 208 équipée du moteur EB2 de PSA. Ce moteur est un trois cylindres atmosphérique de 60 kW (82 cv) avec un régime maximum de 6750 tr/min. Par sécurité, le composant sera dimensionné pour assurer le bon fonctionnement des soupapes jusqu'à 7750 tr/min en haute levée et 4500 tr/min pour les deux autres modes. En cas de défaut d'actionnement, les soupapes doivent revenir en haute levée automatiquement pour assurer un bon fonctionnement du véhicule. Le mécanisme devra être suffisamment rapide pour répondre à la problématique de déconnexion tournante des trois cylindres présentée en section 2.1 du chapitre précédent, donc doit pouvoir passer d'un mode de levée à l'autre à chaque tour moteur. Afin d'avoir un temps de réponse court, de s'affranchir des problématiques liées à l'hydraulique et de se démarquer des concepts actuels, la commande et l'actionnement du changement de levée sont réalisés électromagnétiquement.

Le système de levée variable doit pouvoir s'intégrer à l'admission comme à l'échappement et ne doit pas entraîner une augmentation de la hauteur de plus de 40 mm par rapport au système initial. Dans le cas contraire, des usinages coûteux devraient être réalisés afin de modifier le couvre culasse, le conduit d'admission et d'autres éléments de l'environnement moteur.

Les études préliminaires réalisées par PSA ont estimé un gain de consommation de l'ordre de 10 % grâce à la diminution des pertes par pompages aux charges faibles et intermédiaires.

2 Lois de levées réalisables par eLift³

Le composant de distribution doit pouvoir réaliser trois levées. La loi dite de "haute levée" est la loi utilisée sur le moteur d'origine. La loi de déconnexion correspond à une

levée nulle. La loi de petite levée, utilisée pour les charges intermédiaires doit être contenue dans la loi de haute levée. Pour la phase de pré-dimensionnement la loi de petite levée est créée par homothétie de la loi de haute levée. Les parties initiale et terminale d'une loi de levée, appelées les rampes de silence, sont conçues pour rattraper les jeux et éviter les chocs entre les pièces. Celles de la loi de petite levée sont prises identiques à celles de la loi d'origine. La hauteur de levée maximale est ensuite imposée à 3 mm et l'accélération maximale à 2/3 de l'accélération maximale de la loi de haute levée. L'accélération, la vitesse et la position des lois de petite et haute levée sont représentées en Figure 2.1. Les études menées par le laboratoire PRISME (Poly'Tech Orléans) permettront de déterminer la loi de petite levée permettant d'obtenir le meilleur gain de consommation.

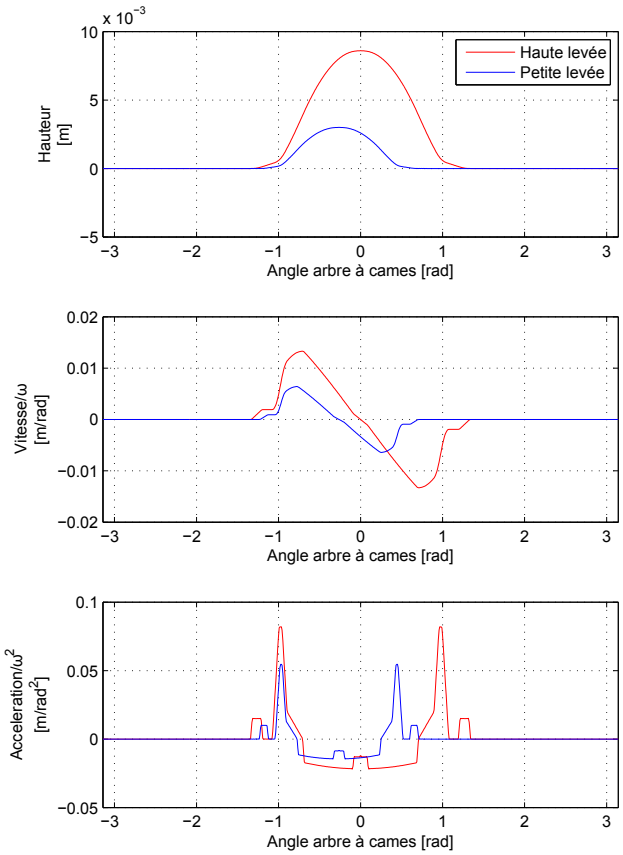


FIGURE 2.1: Hauteur, vitesse et accélération par rapport à l'angle vilebrequin des lois de petite et haute levées.

La forme des cames dépend des lois de levée et du rayon de courbure du poussoir.

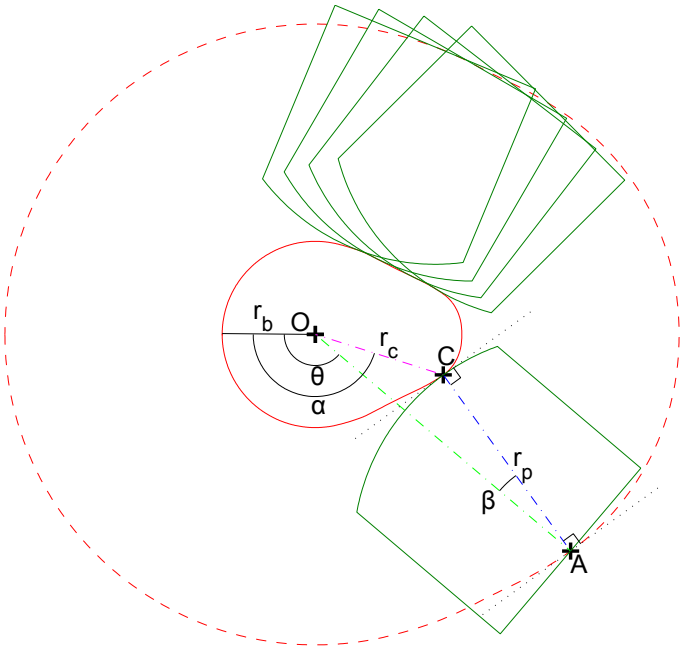


FIGURE 2.2: Géométrie et paramètres du contact came/poussoir.

La loi de levée impose la position du poussoir en fonction de l'angle vilebrequin θ. Pour dessiner la came, il faut imaginer le mécanisme inverse, c'est-à-dire que la came est fixe et que le poussoir tourne autour d'elle (Fig. 2.2). Le poussoir est assimilé à une portion de cercle de rayon r_p et de centre A. Le point A décrit autour de O une trajectoire appelée "came augmentée", en pointillés rouges sur la figure 2.2. Le profil de la came réelle est l'enveloppe de l'ensemble des cercles de rayon r_p dont les centres parcourent la came augmentée.

En notant r_b le rayon de base de la came et $x(\theta)$ la levée pour l'angle θ, l'affixe Z_A du point A s'écrit en notation complexe :

$$Z_A = (r_b + r_p + x(\theta))\, e^{i\theta} \tag{2.1}$$

Notons $\overrightarrow{T}$ le vecteur tangent à la came augmentée passant par A. Son affixe Z_T se calcule en dérivant l'équation (2.1) par rapport à θ (2.2). L'affixe Z_{AC} du vecteur $\overrightarrow{AC}$ normal à la came augmentée, de norme r_p et passant par A, est donnée par l'équation (2.3).

$$Z_T = \frac{dZ_A}{d\theta} \tag{2.2}$$

$$Z_{AC} = r_p \frac{Z_T}{|Z_T|} e^{i\frac{\pi}{2}} \tag{2.3}$$

L'affixe du point de contact C, $Z_c = r_c \cdot e^{i\alpha}$ s'écrit en additionnant les affixes de A et de $\overrightarrow{AC}$ (2.4) et la came est définie en polaire par (r_c, α) donnés par (2.5)

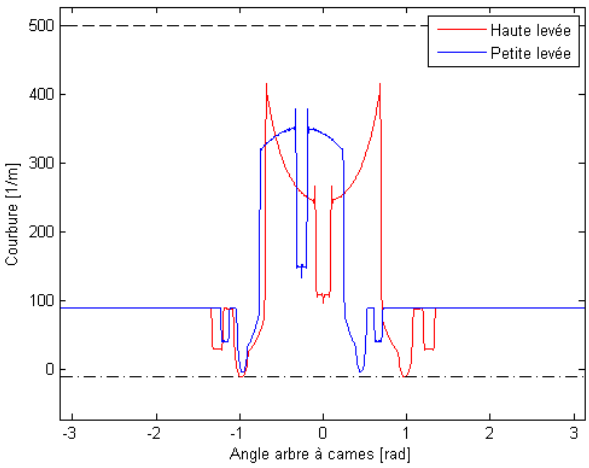


FIGURE 2.3: Courbure des cames haute et petite levée en fonction de l'angle arbre à cames, ainsi que les limites d'usinage, en pointillés.

$$Z_C = Z_A + Z_{AC} \qquad (2.4) \qquad\qquad r_c = |Z_C| \text{ et } \alpha = \arg Z_C \qquad (2.5)$$

Ces équations permettent d'obtenir le profil des cames, dont il faut étudier la faisabilité. En effet, les procédés de fabrication des cames limitent leur rayon de courbure. Le rayon de la fraise $R_f = 100\,\text{mm}$ impose une courbure de la came $c(\theta) > -1/R_f$. D'autre part, pour des problèmes d'échauffement et d'épaisseur de matière, le rayon convexe ne doit pas être inférieur à $R_c = 2\,\text{mm}$ soit $c(\theta) < 1/R_c$. La courbure de la came en un point θ est donnée par l'équation (2.6). La Figure 2.3 représente les courbures des deux cames, ainsi que les limites acceptables pour l'usinage décrites précédemment.

$$c(\theta) = \frac{2\dot{r_c}^2 + r_c^2 - r_c \cdot \ddot{r_c}}{(\dot{r_c}^2 + r_c^2)^{\frac{3}{2}}} \qquad (2.6)$$

Les affixes Z_A et Z_C permettent de calculer l'angle β qui repère la position du point de contact sur le poussoir. Cet angle indique l'écart entre l'axe de la soupape (OA) et le point de contact. Cela permet de définir la longueur de la piste de frottement entre le poussoir et la came, qui est un paramètre dimensionnant du diamètre du poussoir. Plus un poussoir est plat, plus la bande de frottement sera longue donc plus le diamètre du poussoir devra être important. En revanche, un poussoir bombé aura une piste de frottement courte mais son faible rayon de courbure entrainera une pression de contact importante. Les cames devront être plus larges, ce qui pourrait à nouveau augmenter le diamètre du poussoir.

Il est aussi possible de diminuer la hauteur totale du système en réduisant le rayon de base de la came. Toutefois cela entraine une augmentation de la pression de contact

donc l'augmentation de la largeur des cames. De plus certaines combinaisons de rayon de courbure de poussoir et de rayon de base ne sont pas usinables car les cames sont soit trop concaves, soit trop convexes, voir figure 2.3. La détermination du rayon de courbure et du rayon de base est un problème à part entière qui sera traité en section 4.4.

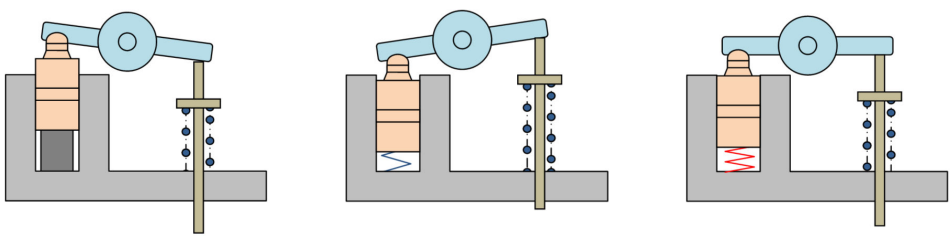
3 Solutions techniques proposées

Les solutions techniques envisagées dans cette thèse sont issues d'une collaboration entre le SATIE et Valeo. L'idée originelle était un composant de déconnexion pour un moteur à linguet dont le schéma de principe est représenté en figure 2.4. Celui-ci prévoit de désactiver la soupape en utilisant une butée débrayable commandée électromagnétiquement [45].

Le linguet est en appui sur la soupape d'un côté et sur la buté hydraulique de l'autre. Cette dernière peut coulisser dans la culasse en comprimant un ressort, moins raide que le ressort de soupape. Lorsque la pleine levée est demandée, la butée est verrouillée. Le linguet agit alors normalement et ouvre la soupape (Fig. 2.4a). Pour le mode déconnecté, la butée est déverrouillée. Elle s'enfonce alors et comprime son ressort de rappel qui absorbe le mouvement du linguet (Fig. 2.4b).

Il a été brièvement envisagé d'équiper la butée d'un ressort identique à celui de la soupape (Fig. 2.4c). Ainsi, lorsque la butée aurait été libérée, les deux ressorts se seraient comprimés en même temps et la soupape se serait ouverte, mais avec une hauteur réduite. Cependant, les tolérances de fabrication des pièces, les écarts entre les caractéristiques des ressorts et la force des gaz sur la soupape auraient entrainé une oscillation du linguet. Le profil de levée n'aurait plus alors été maitrisé, faussant ainsi le remplissage du cylindre et provoquant des chocs entre la soupape et son siège, néfastes à la durée de vie.

La recherche s'est ensuite orientée vers les moteurs à attaque directe, compte tenu



(a) Haute levée **(b)** Déconnexion **(c)** Petite levée

FIGURE 2.4: Butée débrayable pour architecture à linguet.

de leur utilisation fréquente sur les véhicules citadins pour lesquels l'effet des pertes par pompage est important. Au vu du développement des moteurs trois cylindres pour ce type de véhicule, l'intérêt d'un composant capable de faire de la déconnexion tournante est aussi apparu.

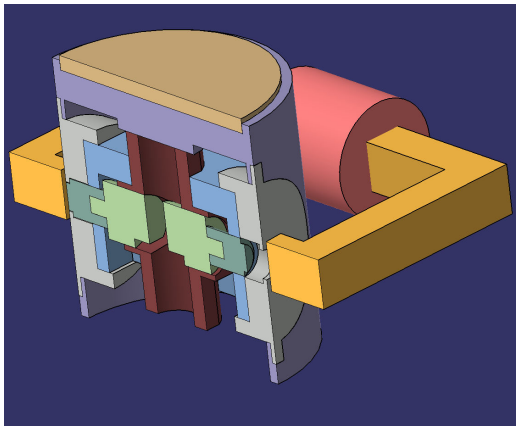
Nous avons tout d'abord cherché des solutions sans contact entre les poussoirs et les actionneurs. Par exemple, celle présentée sur la figure 2.5 où le circuit magnétique se divise en deux portions. La première est fixée dans la culasse et est alimentée par une bobine. L'autre partie se trouve à l'intérieur du poussoir et comporte deux goupilles mobiles qui, selon leur position, autorisent ou non la queue de soupape à coulisser dans le poussoir. Par souci de compacité, la goupille de gauche est représentée en position "soupape désactivée" et celle de droite en position "soupape activée".

Lorsque le poussoir est en dos de came, le circuit magnétique de la culasse est aligné avec les goupilles. Quand la bobine est alimentée, il produit une force magnétique qui a tendance à écarter les goupilles et ainsi déconnecter la soupape. Des ressorts de rappel, non représentés sur la figure, ramènent les goupilles en position connectée lorsque le circuit n'est plus alimenté.

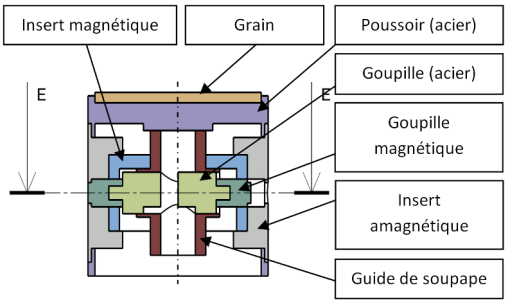
La figure 2.5c montre les lignes de flux magnétique dans un plan du circuit. Les inserts amagnétiques servent de guide pour les goupilles tout en empêchant le flux de passer dans le poussoir. Un modèle simplifié a montré qu'un courant d'excitation élevé (1500 A tr) est nécessaire pour effectuer la transition pendant que le poussoir est en dos de came. Cela est dû à l'entrefer important entre le circuit magnétique de la culasse et les goupilles. De plus, les ressorts de rappel, non représentés sur les figures, sont difficiles à intégrer dans cette architecture.

Nous nous sommes ensuite orientés vers la solution présentée en figure 2.6 utilisant un entrefer en biseau pour améliorer la force à course maximale. Là encore le circuit magnétique de la culasse et la bobine sont fixes mais le circuit est cette fois situé d'un seul côté du poussoir et est interrompu pour laisser passer la goupille. La forme en biseau permet d'obtenir un effort quasiment linéaire au long de la course tout en permettant le déplacement de la goupille dans l'axe de la soupape lorsque le poussoir est actionné par la came.

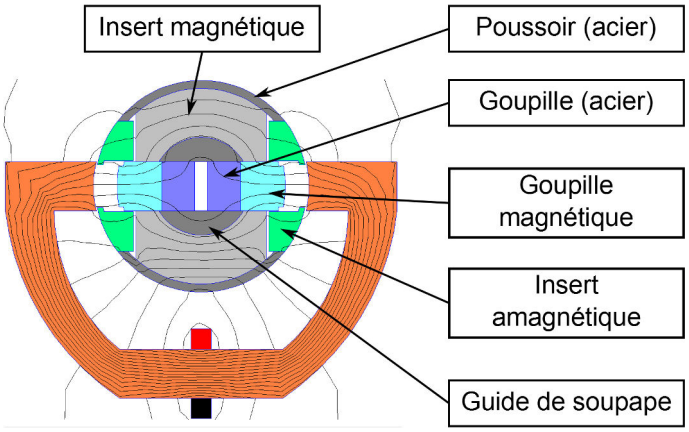
La goupille est constituée de deux pièces emmanchées. La première complète le circuit magnétique et est réalisée dans un matériau ayant de bonnes caractéristiques électromagnétiques. La seconde partie doit supporter les efforts d'entrainement de la soupape et doit être réalisée dans un acier suffisamment résistant. Le principe de déconnexion est inspiré de la solution de Honda de la figure 1.23 dans sa déclinaison électromécanique [46]. Il consiste à aligner la queue de soupape avec le perçage de la goupille lorsque la



(a) Vue isométrique coupée.



(b) Coupe dans l'axe de la soupape.



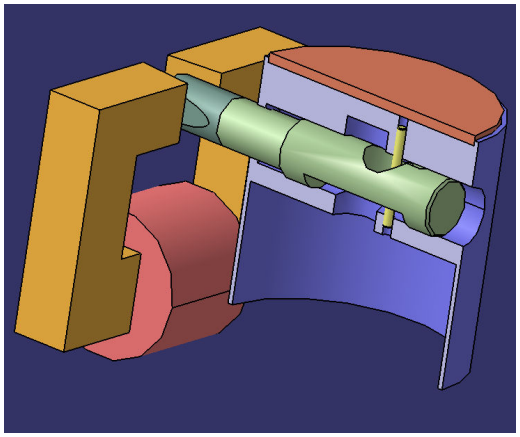
(c) Lignes de flux.

FIGURE 2.5: Actionnement sans contact à goupilles internes.

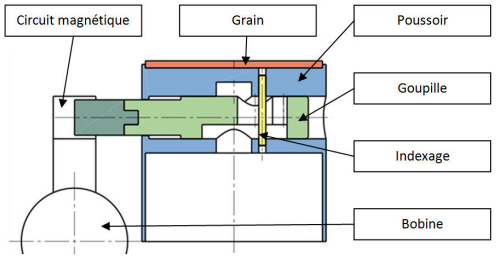
soupape doit être déconnectée. Cette architecture est plus compacte que la précédente et nécessite moins de courant et le ressort y est plus facile à intégrer.

Ces configurations ont été présentées pour la déconnexion mais peuvent être adaptées pour de la sélection de levée. Cependant, elles demandent un volume d'intégration important et nous ne disposons d'aucun retour d'expérience sur leur fonctionnement. Les contraintes industrielles nous ont poussés à adapter des solutions techniques présentes sur le marché et dont la fiabilité et l'efficacité ont été éprouvées.

Nous nous sommes donc inspirés du système Honda HyperVTEC pour la fonction de déconnexion et du Porsche VarioCam pour la sélection de levée. Le composant eLift[3] sera composé de trois mobiles : la soupape, le poussoir intérieur et le poussoir extérieur. Un détail d'une des architectures envisagées est présenté en figure 2.7 et 2.8. La figure 2.9 présente les coupes des quatre modes de fonctionnement du poussoir, à savoir : haute levée



(a) Vue isométrique coupée.



(b) Vue en coupe.

FIGURE 2.6: Actionnement sans contact à goupille externe.

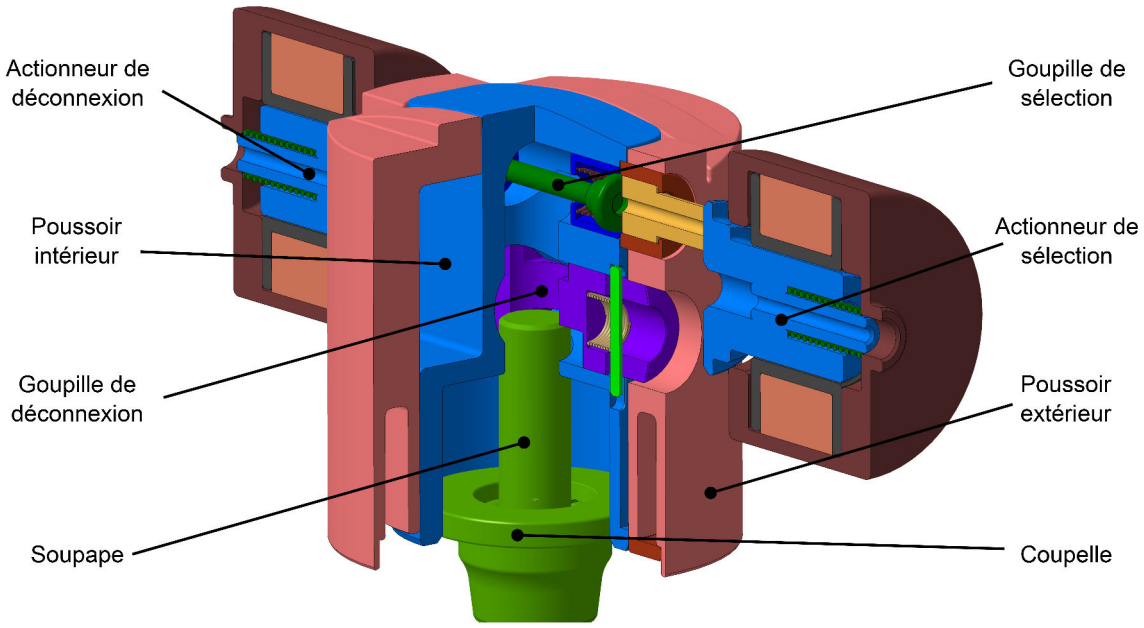


FIGURE 2.7: Écorché du poussoir à trois états en mode petite levée déconnectée.

connectée, haute levée déconnectée, petite levée connectée et petite levée déconnectée.

Le poussoir intérieur contient une goupille percée, appelée "goupille de déconnexion", qui entraine ou non la soupape selon sa position. En mode connecté, le perçage et la queue de soupape sont désaxés et le poussoir entraîne la soupape. Le mode déconnecté s'obtient en alignant le perçage et la queue de soupape grâce à un actionneur électromagnétique commandé par le calculateur du contrôle moteur (ECU). Dans ce cas, lorsque le poussoir est actionné, la queue de soupape coulisse dans la goupille et la soupape n'est pas ac-

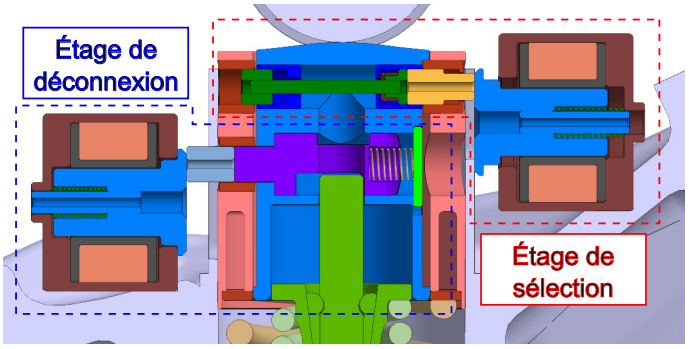


FIGURE 2.8: Décomposition des fonctions de déconnexion et de sélection de levée.

tionnée. Afin de limiter la taille de l'actionneur, sa course est délibérément choisie égale au rayon de la queue de soupape, ce qui fait qu'en mode connecté la soupape appuie sur une zone de contact en forme de croissant. Cette solution a été adoptée par Honda depuis 2001 sans impacter la fiabilité du composant. Par mesure de sécurité, la soupape doit être activée en cas de défaillance de l'alimentation. La goupille est ramenée dans la position connectée par un ressort de rappel lorsque l'actionneur n'est plus alimenté. Cette partie du poussoir constitue l'étage de déconnexion.

Le poussoir intérieur est entrainé par la came intérieure qui impose la petite levée. Il est logé dans le poussoir extérieur qui est entrainé par les cames de haute levée. Ces deux poussoirs peuvent être solidarisés par le biais d'une goupille, appelée "goupille de sélection". En mode petite levée, les deux poussoirs sont indépendants : le poussoir extérieur suit la loi de haute levée et le poussoir intérieur celle de petite levée. Si la soupape est connectée, elle est entrainée par le poussoir intérieur selon la loi de petite levée. En mode haute levée, la goupille de sélection lie les deux poussoirs et ils suivent la loi de haute levée, permettant ainsi à la soupape de s'ouvrir entièrement. Ces composants forment l'étage de sélection.

Ces poussoirs doivent être maintenus en contact avec les cames par des ressorts. Dans l'architecture employée par Porsche pour le Variocam, le ressort de poussoir extérieur est en appui sur le poussoir intérieur. Cette configuration est employée dans l'architecture à ressorts en série présentée en Figure 2.10. Le ressort du poussoir extérieur est en appui sur le poussoir intérieur à une extrémité et sur le poussoir extérieur de l'autre. La soupape et le poussoir intérieur ont quant à eux leur ressort en appui sur la culasse. Cela permet de diminuer le diamètre du composant au niveau du joint de queue de soupape mais augmente les masses mobiles. Ainsi les raideurs des ressorts doivent être augmentées afin d'assurer le bon fonctionnement à haut régime. D'autre part il faut ajouter la longueur du ressort intermédiaire lorsqu'il est à spires jointives à la hauteur du composant. Pour réduire cette

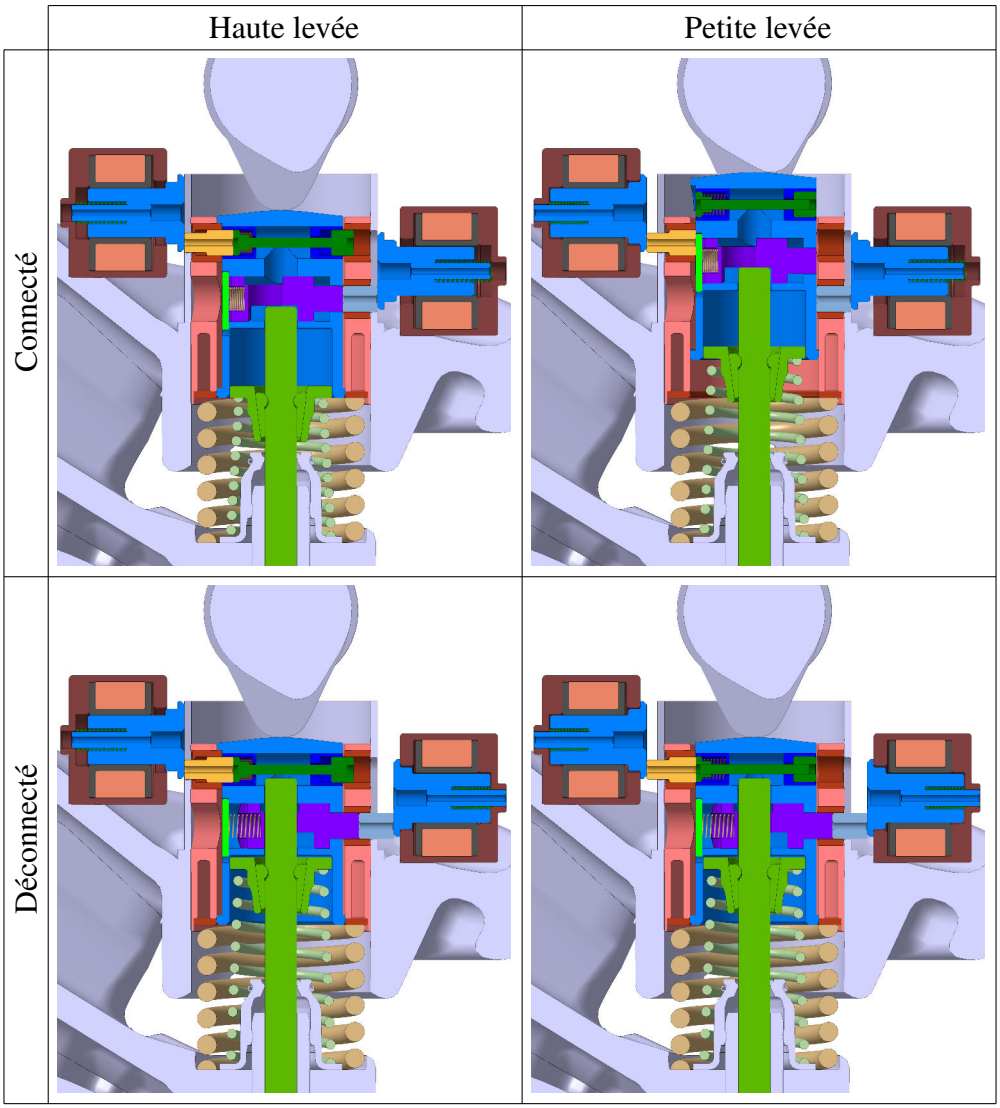


FIGURE 2.9: Coupe du poussoir à trois états pour les quatre modes de fonctionnement possibles.

hauteur Porsche utilise un ressort à section rectangulaire dont le coût n'est pas compatible avec notre projet.

Le second agencement, présenté en Figure 2.11, est celui où chaque mobile possède son ressort de rappel en appui avec la culasse. Le poussoir intérieur est évidé sur une longueur égale à la course afin de laisser passer la soupape en mode déconnecté. Le jeu entre les deux poussoirs doit leur permettre de ne pas entrer en contact lors de la petite levée. Avec les lois utilisées, cela correspond à la course, soit 8,6 mm. Cette solution a l'avantage d'avoir des masses mobiles faibles mais le volume occupé par les trois ressorts

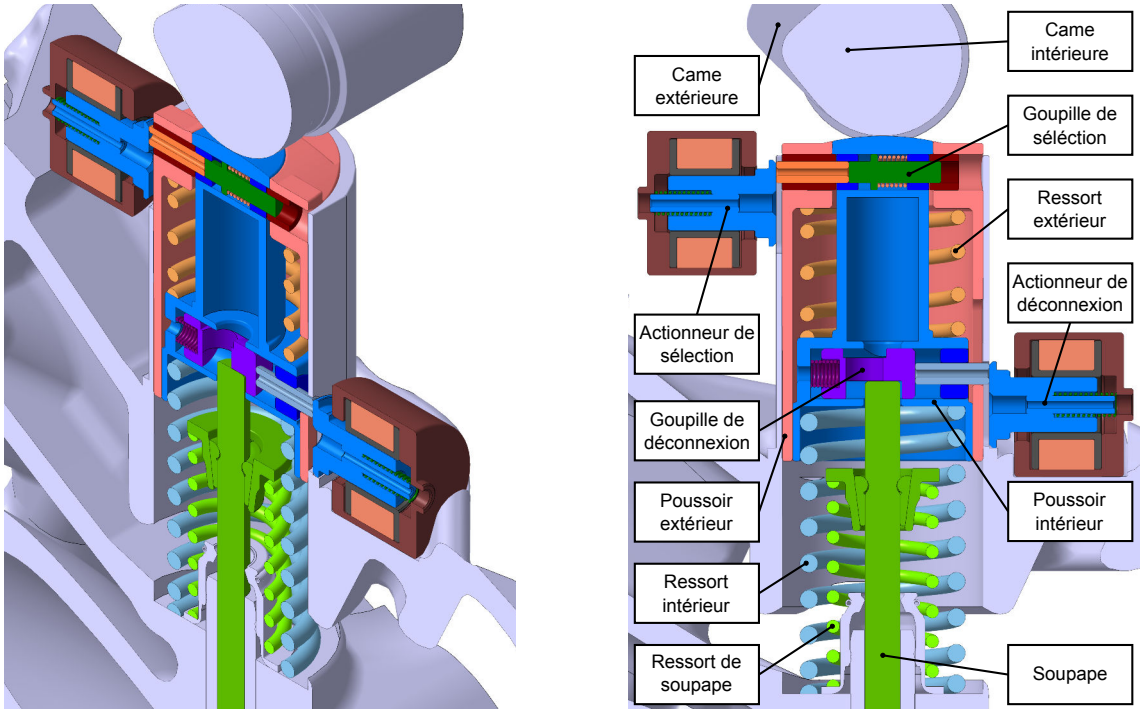


FIGURE 2.10: Architecture à ressorts en série en fonctionnement petite levée déconnectée.

imbriqués complique son intégration.

La troisième architecture, présentée en Figure 2.12, ne comporte que deux ressorts : un pour la soupape et un pour le poussoir extérieur. En mode haute levée déconnectée, les poussoirs sont solidaires et ne sont rappelés que par le ressort extérieur. En mode petite levée connectée, le ressort de soupape maintient le contact entre la came et le poussoir intérieur. Le mode petite levée déconnectée ne doit pas être utilisé mais, en cas de défaillance de la commande, la goupille de déconnexion lie les poussoirs intérieur et extérieur pour éviter que le poussoir intérieur ne soit libre. Cette architecture gagne en masse mobile et en hauteur mais demande des usinages précis au niveau des jeux de fonctionnement.

Ces architectures sont pré-dimensionnées pour vérifier qu'elles puissent s'intégrer dans la culasse à moindre coût. Le paragraphe suivant présente les différents aspects de la modélisation ainsi que les critères dimensionnant en prenant pour exemple l'architecture à ressorts en série. Les résultats des deux autres architectures sont présentés au paragraphe 5.

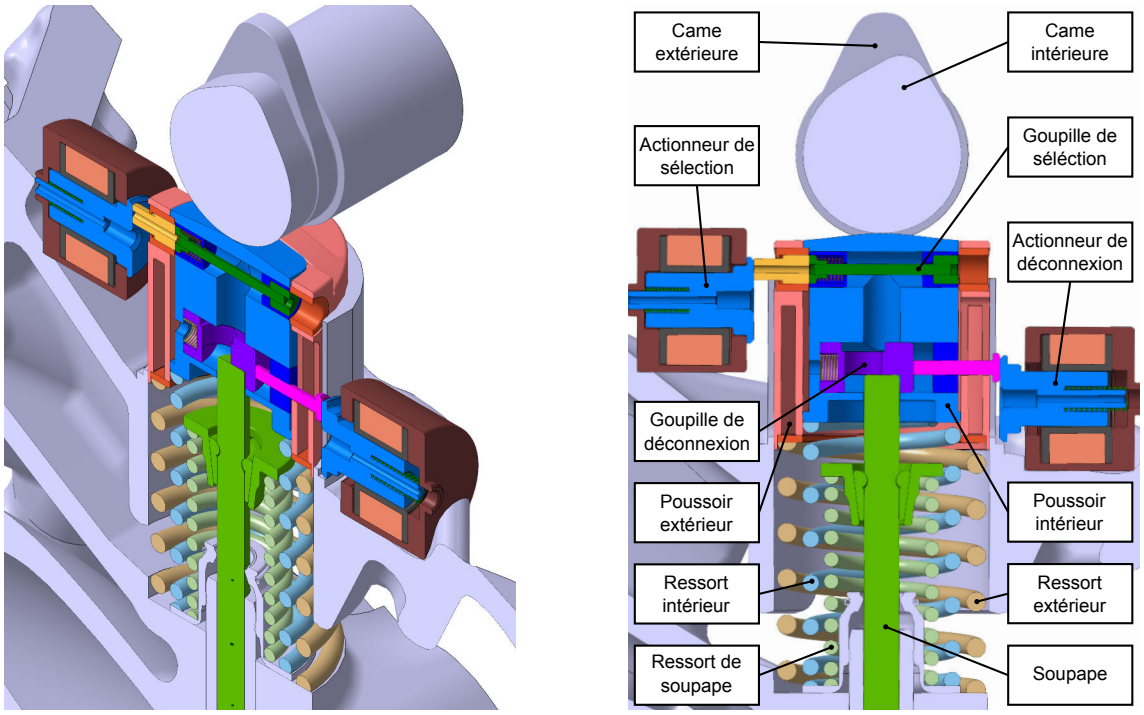


FIGURE 2.11: Architecture à trois ressorts parallèles en petite levée connectée.

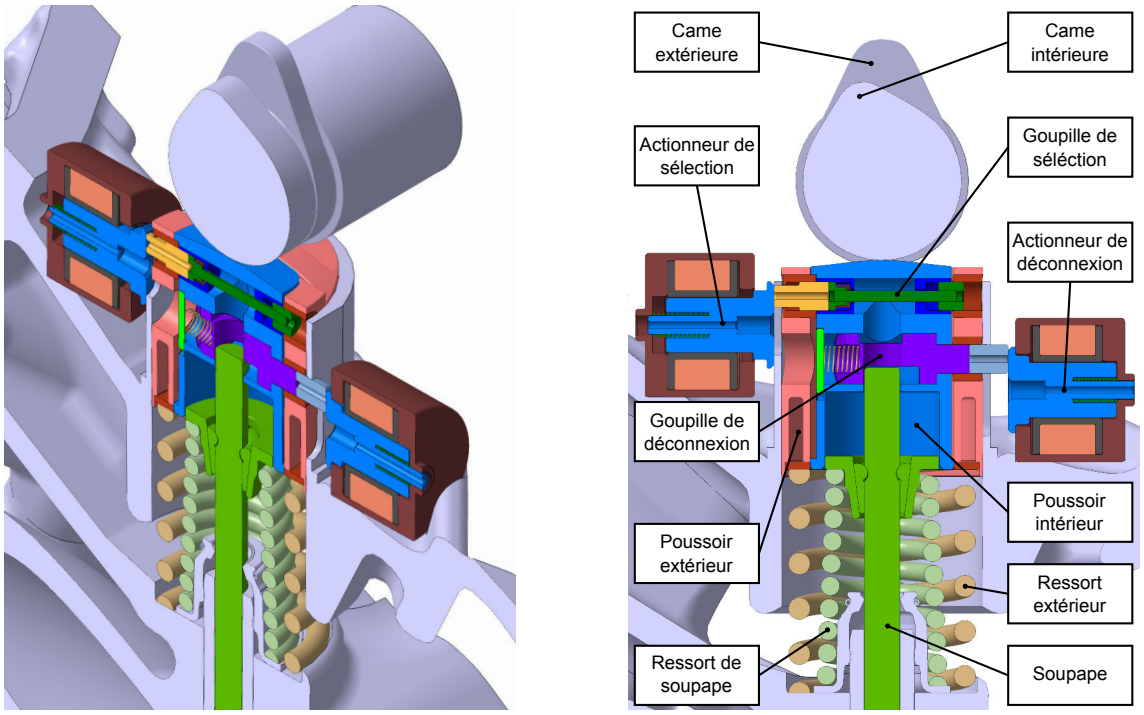


FIGURE 2.12: Architecture à deux ressorts parallèles en haute levée déconnectée.

4 Modélisation mécanique du poussoir lors d'une levée

Pour pré-dimensionner ces architectures, il faut tout d'abord calculer les efforts que subissent les pièces en fonctionnement normal puis déterminer les ressorts permettant d'appliquer ces efforts, compte tenu de leur géométrie et du volume disponible dans la culasse. La largeur des cames, leur rayon de base et le rayon de courbure du poussoir sont ajustés pour minimiser la hauteur du composant tout en assurant la tenue mécanique des pièces et leur intégration. Enfin, les contraintes de cisaillement subies par les goupilles sont vérifiées afin de valider leur diamètre. Ces étapes sont présentées synthétiquement en figure 2.13.

Lors du pré-dimensionnement de ces architectures, les points critiques à vérifier sont :

— le diamètre des poussoirs,
— la pression de contact entre les cames et les poussoirs,
— l'intégration des cames,
— la tenue mécanique des goupilles,
— l'affolement de la distribution.

L'affolement de la distribution se produit lorsque la soupape ne suit plus la consigne de la came [2]. Cela se traduit par le décollement de deux pièces. Un modèle mécanique est créé pour calculer les efforts de contact entre chaque pièce afin de dimensionner les ressorts pour éviter l'affolement. Les résultats de ce modèle permettent aussi de dimensionner les goupilles et de calculer la pression de Hertz au contact entre les cames et les poussoirs. La largeur des cames et le rayon de courbure du poussoir sont ajustés pour maintenir cette pression en dessous de la contrainte admissible par les matériaux. Le diamètre des poussoirs dépend lui de la largeur des cames et de la longueur de leur piste de

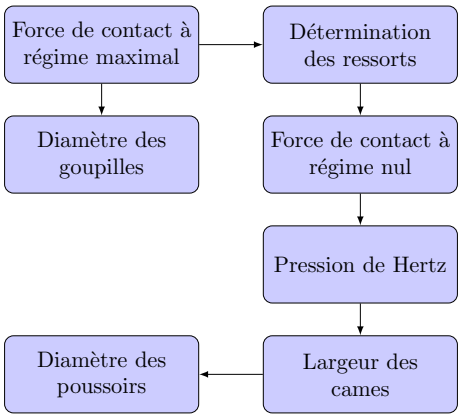


FIGURE 2.13: Algorithme de pré-dimensionnement mécanique d'une architecture.

frottement. Il faut vérifier que la largeur des cames soit compatible avec l'écart entre les paliers et que le diamètre des poussoirs n'est pas trop important.

Afin de présenter la méthode de dimensionnement, l'architecture à ressorts en série est prise comme exemple et détaillée. La méthode étant similaire pour les deux autres architectures, elle ne sera présentée qu'une fois et les résultats seront présentés en paragraphe 5.

4.1 Calcul des efforts de contact

Les efforts de contact sont calculés à partir des lois de levée en supposant que toutes les pièces suivent les lois imposées. Les efforts sont déduits à partir des accélérations et le décollement est détecté lorsqu'un effort de contact change de signe.

Plusieurs hypothèses on été adoptées pour ce calcul :

— les frottements sont négligés,
— les efforts se font dans l'axe de la soupape,
— il n'y a pas de jeu de distribution,
— les contacts sont bilatéraux,
— les ressorts sont dans leur domaine linéaire.

L'hypothèse des contacts bilatéraux permet d'écrire des équations linéaires, comme si les pièces étaient soudées. S'il n'y a pas affolement de la distribution, donc si les efforts gardent le même signe, cette hypothèse est vérifiée. L'hypothèse des ressorts linéaires permet d'écrire que la force qu'ils appliquent est proportionnelle à leur allongement mais représente mal la réalité car les ressorts généralement utilisés pour la distribution à soupape ont une raideur variable pour réduire les risques d'affolement [2]. Cette hypothèse est néanmoins acceptable dans le cadre d'un pré-dimensionnement.

Dans ce paragraphe, la notation $F^{L}_{A\to B}$ désigne la force appliquée par la pièce A sur la pièce B en levée L. Les abréviations sont définies dans le tableau 2.1.

L'accélération des pièces est calculée à partir de la dérivée seconde de la levée par rapport à l'angle arbre à cames $\frac{\mathrm{d}^2x}{\mathrm{d}\theta^2}$ et de la vitesse de rotation $\frac{\mathrm{d}\theta}{\mathrm{d}t}$: $a = \frac{\mathrm{d}^2x}{\mathrm{d}\theta^2} \cdot \left(\frac{\mathrm{d}\theta}{\mathrm{d}t}\right)^2$. Les calculs se font dans l'axe de la soupape, en choisissant le sens positif comme la direction d'ouverture de la soupape.

Le Principe Fondamental de la Dynamique appliqué à la soupape donne l'expression de l'effort du poussoir intérieur sur la soupape (Fig. 2.14a). Par exemple en haute levée connectée, elle subit les efforts du poussoir intérieur $F^{HC}_{PI\to SO}$ et du ressort de soupape $-F_{0RS} - K_{RS} \cdot x^{HC}$; avec x^{HC} la position de la loi de haute levée.

TABLE 2.1: Nomenclature

(a) Grandeur

a	Accélération
F	Force
K	Raideur
x	Déplacement
M	Masse
F_0	Précharge

(b) Pièce (indice)

PE	Poussoir extérieur
PI	Poussoir intérieur
SO	Soupape
CE	Came extérieure
CI	Came intérieure
RS	Ressort de soupape
RE	Ressort de poussoir extérieur
RI	Ressort de poussoir intérieur

(c) Levée (exposant)

HC	Haute levée connectée
HD	Haute levée déconnectée
LC	Petite levée connectée
LD	Petite levée déconnectée

$$(M_{SO} + 1/3 \cdot M_{RS}) \cdot a^{HC} = F^{HC}_{PI \to SO} - F_{0RS} - K_{RS} \cdot x^{HC} \tag{2.7}$$

Le seul terme inconnu étant $F^{HC}_{PI \to SO}$, nous pouvons écrire son expression en équation (2.10).

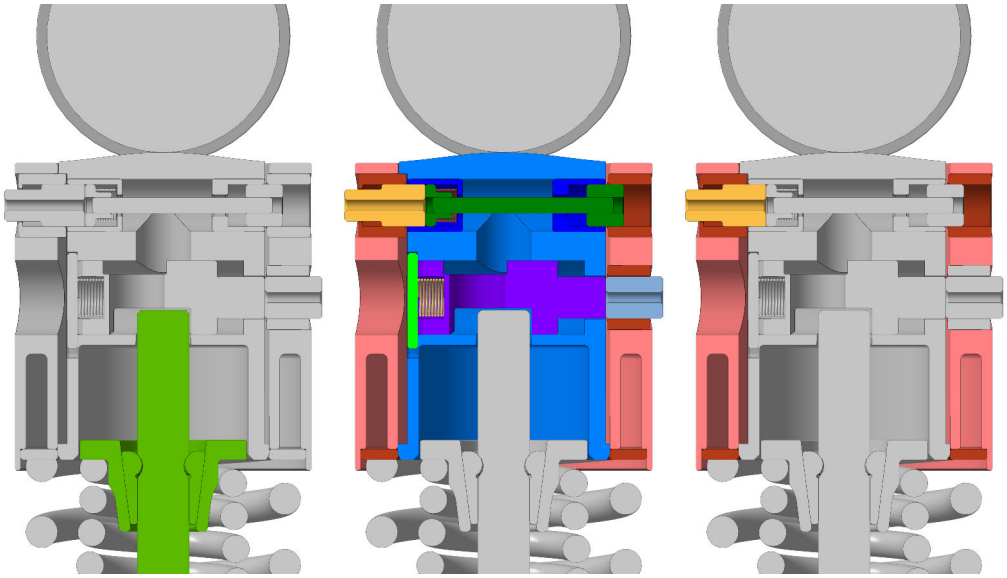
En haute levée connectée, la came intérieure et le poussoir intérieur ne sont pas en contact donc $F^{HC}_{CI \to PI} = 0$, d'où la relation (2.11).

Les poussoirs intérieur et extérieur sont solidarisés par la goupille de sélection (Fig. 2.14b). Les efforts qu'ils subissent sont la force de la came extérieure sur le poussoir extérieur $F^{HC}_{CE \to PE}$, la force de la soupape sur le poussoir intérieur $F^{HC}_{SO \to PI}$ et l'effort du ressort intérieur $-F_{0RE} - K_{RI} \cdot x^{HC}$:

$$(M_{PE} + M_{PI} + M_{RE} + 1/3 \cdot M_{RE}) \cdot a^{HC} = F^{HC}_{CE \to PE} + F^{HC}_{SO \to PI} - F_{0RI} - K_{RI} \cdot x^{HC} \tag{2.8}$$

Cette équation permet de tirer la force $F^{HC}_{CE \to PE}$ (équation (2.13)). Enfin, nous isolons le poussoir extérieur (Fig. 2.14c), qui lui subit l'effort de la came extérieure $F^{HC}_{CE \to PE}$, la force du poussoir intérieur $F^{HC}_{PI \to PE}$ et l'effort du ressort. Ce dernier ne se comprimant pas, seul sa précharge $-F_{0RE}$ s'applique.

$$M_{PE} \cdot a^{HC} = F^{HC}_{CE \to PE} + F^{HC}_{PI \to PE} - F_{0RE} \tag{2.9}$$



(a) Soupape **(b)** Poussoirs **(c)** Poussoir extérieur

FIGURE 2.14: Isolement des systèmes mécaniques.

Cette dernière relation permet d'écrire l'équation (2.12). Nous pouvons donc calculer les efforts entre les pièces grâce au système d'équations ci-dessous. La figure 2.15 montre les résultats obtenus à 7750 tr/min.

$$\begin{cases} F^{HC}_{PI\to SO} = (M_{SO} + 1/3 \cdot M_{RS}) \cdot a^{HC} + F_{0RS} + K_{RS} \cdot x^{HC} & (2.10) \\ F^{HC}_{CI\to PI} = 0 & (2.11) \\ F^{HC}_{PI\to PE} = M_{PE} \cdot a^{HC} - F_{CE\to PE} + F^{HC}_{0RI} & (2.12) \\ F^{HC}_{CE\to PE} = (M_{PE} + M_{PI} + M_{RE} + 1/3 \cdot M_{RE}) \cdot a^{HC} - F^{HC}_{SO\to PI} + F_{0RI} + K_{RI} & (2.13) \end{cases}$$

La raideur et la précharge des ressorts sont déterminées afin d'assurer le mode connecté jusqu'à 7750 tr/min (régime maximal plus 1000 tr/min de sécurité) et les modes déconnectés ainsi que la petite levée jusqu'à 4500 tr/min.

Il a été décidé de conserver le même ressort de soupape avec une raideur de 12 N/mm et une précharge de 175 N. La précharge du ressort de poussoir extérieur est fixée à 15 N pour assurer le contact en dos de came malgré les vibrations. Cette valeur a été calculée à partir de la masse des poussoirs et du profil vibratoire du moteur. La raideur du ressort de poussoir extérieur est dimensionnée pour éviter le décollement en petite levée connectée. Dans ce cas, le poussoir extérieur suit la loi de haute levée x^{HC}, le poussoir intérieur celle de petite levée x^{LC} et l'effort de contact entre les poussoirs est nul. L'accélération du pous-

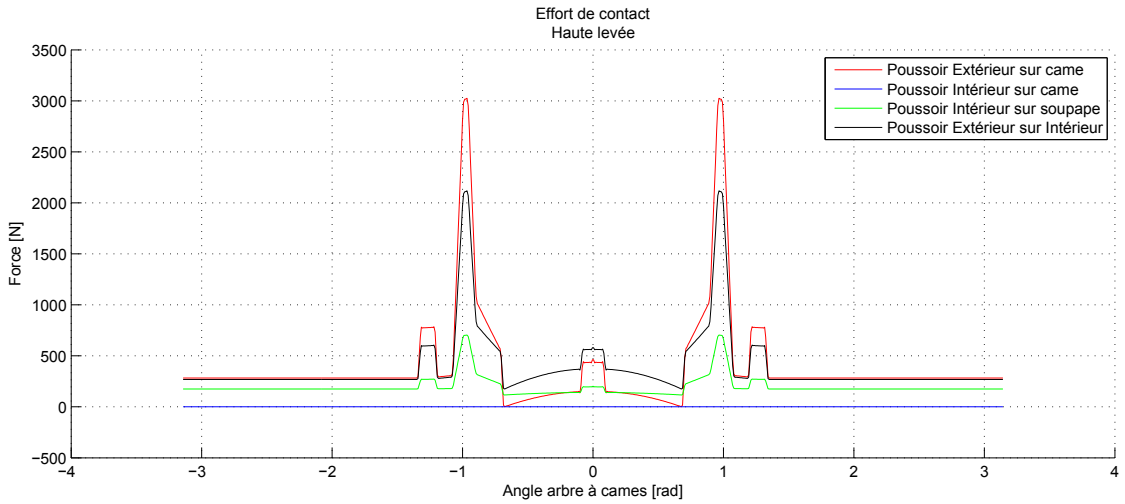


FIGURE 2.15: Effort de contact entre les pièces du composant à ressorts en série à 7750 tr/min.

soir est a^{HC} et il subit l'effort de la came extérieure $F^{LC}_{CE\to PE}$ et celui du ressort extérieur qui s'écrit $-F_{0RE} - K_{RE} \cdot \left(x^{HC} - x^{LC}\right)$. L'équation de l'effort de contact came/poussoir s'écrit :

$$F^{LC}_{CE\to PE} = (M_{PE} + 1/3 \cdot M_{RE}) \cdot a^{HC} + F_{0RE} + K_{RE} \cdot \left(x^{HC} - x^{LC}\right) \tag{2.14}$$

Il y a décollement lorsque $F^{LC}_{CE\to PE} = 0$. Pour la première itération, la masse du ressort est inconnue et est considérée comme nulle. Une fois la raideur du ressort déterminée, ses paramètres géométriques et donc sa masse sont calculés selon la norme NF EN 13906-1 [47]. Le calcul est itéré jusqu'à convergence. La raideur minimale est calculée pour le mode de levée le plus contraignant. Dans l'exemple choisi, le ressort obtenu a une raideur de 16,9 N/mm, une précharge de 15 N pour une masse de 15 g.

Le ressort intérieur doit maintenir le poussoir intérieur en contact avec sa came en petite levée déconnectée, quelle que soit la position du poussoir extérieur. Or, à cause du déphasage entre les lois, lorsque le poussoir extérieur est à levée maximale, le poussoir intérieur est proche de sa position de repos, voir Fig. 2.1. Le ressort de poussoir extérieur applique donc un effort de 160 N qui a tendance à faire décoller le poussoir intérieur. Le ressort de poussoir intérieur doit compenser cette force. Or il n'est quasiment pas comprimé donc sa raideur influe peu. En conséquence, sa précharge est fixée à 160 N pour la première itération. Ce critère n'est pas forcément suffisant pour assurer le contact à tout instant de la levée. D'autre part, lors de la haute levée déconnectée, le ressort de poussoir intérieur doit assurer le contact entre l'ensemble constitué des deux poussoirs et

du ressort de poussoir intérieur avec les cames extérieures. Ces deux conditions imposent un ressort de raideur 28,3 N/mm. Ces calculs sont itérés pour tenir compte de la masse des ressorts et les valeurs convergent vers une raideur de 55,3 N/mm et une précharge de 108 N pour le ressort de poussoir intérieur.

4.2 Modèle statique d'un ressort

Dans le paragraphe précédent, nous avons vu que la masse du ressort est nécessaire à la détermination de sa raideur. De manière plus générale, la définition géométrique d'un ressort en connaissant sa raideur K, sa précharge F_1 et sa course c est un problème récurrent au cours du dimensionnement des architectures, notamment pour déterminer sa masse et le volume qu'il occupe. La méthode employée est issue des références [47, 48, 49] et est détaillée ci-après.

Soit un fil d'acier de module de cisaillement G enroulé avec un diamètre D donné. Le diamètre de fil d est déterminé parmi 60 valeurs normalisées allant de 0,12 mm à 15 mm [49]. Pour chaque d le nombre de spires n est calculé grâce à la formule suivante, obtenue grâce à la théorie des poutres en considérant que le fil ne se déforme qu'en torsion :

$$n = \frac{Gd^4}{8KD^3} \tag{2.15}$$

Ce nombre représente les spires utiles. Dans le cas de ressorts enroulés à froid tels que ceux utilisés ici, il faut ajouter deux spires dites "mortes" pour obtenir le nombre de spires total : $n_t = n+2$. La hauteur d'un ressort à extrémités rapprochées et meulées lorsqu'il est à spires jointives s'écrit alors $L_c = dn_t$. Au cours du fonctionnement, il est censé y avoir un jeu entre chaque spire utile. La somme de ces jeux, notés S_a est donnée par la formule :

$$S_a = n\left(0.0015\frac{D^2}{d} + 0.1d\right) \tag{2.16}$$

La longueur minimale admissible s'écrit $L_n = L_c + S_a$. En considérant la longueur minimale en fonctionnement L_2 égale à la longueur minimale admissible L_c, la longueur en place s'obtient en lui ajoutant la course L_1=$L_2 + c$ et la longueur à vide $L_0 = L_1 + \frac{F_1}{K}$. Nous avons donc les longueurs du ressort (L_0,L_1,L_2,L_n,L_c) pour différentes charges (0,F_1,F_2,F_n,F_c) en fonction de son diamètre de fil d.

Lors de la fabrication, les ressorts doivent êtres portés à spires jointives. Il faut donc que la contrainte de cisaillement à spires jointives soit inférieure à la contrainte admissible du matériau. L'effort à spires jointives F_c s'écrit $F_c = K \cdot (L_0 - L_c)$ et la contrainte à spires jointives

$$\tau_c = \frac{8DF_c}{\pi d^3} \tag{2.17}$$

Cette valeur doit être inférieure à la contrainte de cisaillement admissible $\tau_{c\,\text{zul}} = 0.56R_m$ avec R_m la résistance à la traction du matériau.

Les ressorts doivent avoir une durée de vie équivalente à la durée de vie du moteur. Nous utiliserons les diagrammes de Goodman fournis par la norme pour calculer le nombre de cycles admissibles par le ressort en fonction de sa sollicitation. Au final, pour un diamètre d'enroulement donné, le ressort choisi est celui qui a la plus petite longueur en place et qui vérifie les contraintes de cisaillement et de cyclage.

Par exemple, le ressort intérieur de l'architecture série doit avoir une raideur de 28 N/mm, une précharge de 159 N, une course de 8,6 mm et un diamètre extérieur d'enroulement inférieur à 23 mm.

Les ressorts qui peuvent supporter la contrainte à spires jointives ont un diamètre de fil compris entre 2,7 mm et 9 mm mais ceux ayant un diamètre supérieur à 3,4 mm n'ont pas une durée de vie suffisante. Entre 2,7 mm et 3,4 mm les ressorts ont tous un rapport d'enroulement $\frac{D}{d}$ compris entre 4 et 20 et plus de deux spires utiles. Le ressort choisi est donc celui ayant un diamètre de fil de 2,7 mm car il offre la plus petite longueur en place.

Nous pouvons calculer ses autres caractéristiques, compilées en table 2.2. Sa masse étant de 30 g, elle influe sur la dynamique du poussoir. La recherche de ressort est donc itérée jusqu'à convergence, ce qui donne un ressort de raideur 50 N/mm et une précharge de 108 N.

Il est aussi possible de ne pas imposer de diamètre d'enroulement. Dans ce cas, déterminer le ressort revient à un problème de minimisation où l'on cherche D tel que L_1 soit minimal et D soit inférieur à la limite donnée par la géométrie. Cette recherche est effectuée grâce à un algorithme de point intérieur, choisi pour sa facilité d'emploi. Cette méthode sera utilisée pour déterminer les ressorts de l'actionneur dans le chapitre 3.

4.3 Pression de Hertz au contact came/poussoir

Une fois la raideur et la précharge des ressorts déterminées, les efforts entre les pièces sont connus et notamment les efforts de contact entre les cames et les poussoirs. Cela permet, grâce à la théorie de Hertz [50], de calculer la pression de contact et de définir, entre autres, la largeur minimale des cames pour éviter leur endommagement.

La théorie de Hertz donne la zone de contact, la pression maximale et la contrainte entre deux solides semi-infinis en contact en fonction de l'effort de contact, de leur courbure et des caractéristiques de leurs matériaux. Cela permet de dimensionner la largeur des cames, leur rayon de base et le rayon de courbure du poussoir pour que la pression de contact reste sous la contrainte admissible, c'est-à-dire pour les aciers traités utilisés pour

TABLE 2.2: Paramètres du ressort de poussoir intérieur de l'architecture à ressorts en série. Notations de la norme NF EN 13906-1.

Module de cisaillement	G [N/mm^2]	79500	Résistance à la traction	Rm [N/mm^2]	2060
Raideur	R [N/mm]	12	Course de travail	sh [mm]	8.60
Nb total de spires	nt	9.5	Rap. enroulement	Dm/d [N/mm]	6.42
Nb de spires utiles	n	7.5	Angle de pas	aw [°]	11.9
Nb de spires mortes		2	Masse unitaire	m [g]	16.4
Fréquence propre	fe [Hz]	482	Agrandissement diamètre	De' [mm]	18.0
Hauteur libre	$L0$ [mm]	49.0	Correction contrainte	k	1.22
Hauteur sous charge	$L1$ [mm]	34.4	⌀ fil	d [mm]	2.40
	$L2$ [mm]	25.8	⌀ extérieur	De [mm]	17.8
	Ln [mm]	25.8	⌀ moyen	Dm [mm]	15.4
Hauteur à bloc	Ls [mm]	22.9	⌀ intérieur	Di [mm]	13.0
Flèches	$s1$ [mm]	14.6	Charges	$F1$ [N]	175
	$s2$ [mm]	23.2		$F2$ [N]	278
	sn [mm]	23.2		Fn [N]	278
Flèche à bloc	sc [mm]	26.1	Charge à bloc	Fc [N]	313
Taux de contrainte	$\tau 1$ [N/mm^2]	496	Taux de contrainte corrigé	$\tau k1$ [N/mm^2]	606
	$\tau 2$ [N/mm^2]	789		$\tau k2$ [N/mm^2]	963
	τn [N/mm^2]	789		τkn [N/mm^2]	9632
Taux de contrainte à bloc	τc [N/mm^2]	889	Taux de contrainte corrigé à bloc	τkc [N/mm^2]	728
	$\tau n/Rm$	0.383		$\tau kn/Rm$	0.468

ces pièces, en dessous de 1000 MPa. Pour cette étude, les effets de bords sont négligés. Cela revient à faire l'hypothèse que la largeur des cames est grande comparée aux autres dimensions.

Soit deux solides 1 et 2 en contact selon une ligne (Figure 2.16). À partir des rayons de courbure des deux solides R_1 et R_2, de leurs modules de Young E_1 et E_2 et de leurs coefficients de Poisson ν_1 et ν_2, on définit :

$$\frac{1}{R^*} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \qquad (2.18) \qquad\qquad \frac{1}{E^*} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \qquad (2.19)$$

L'épaisseur de la zone de contact a et la pression maximale p_0 s'écrivent :

$$a = \sqrt{\frac{4PR^*}{\pi LE^*}} \qquad (2.20) \qquad\qquad p_0 = \sqrt{\frac{PE^*}{\pi LR^*}} \qquad (2.21)$$

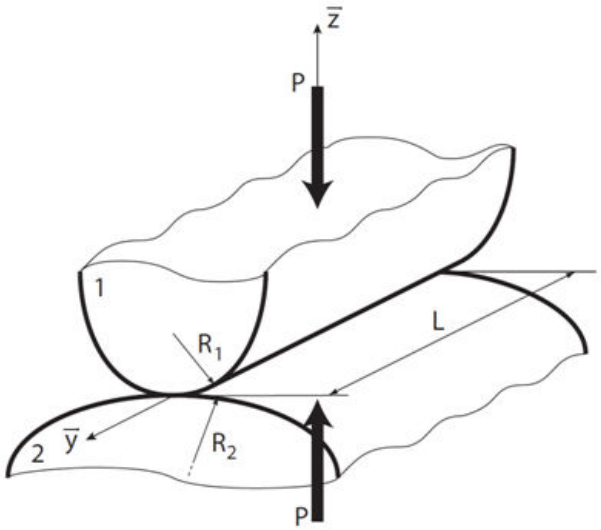


FIGURE 2.16: Solides de révolution en contact selon une ligne.

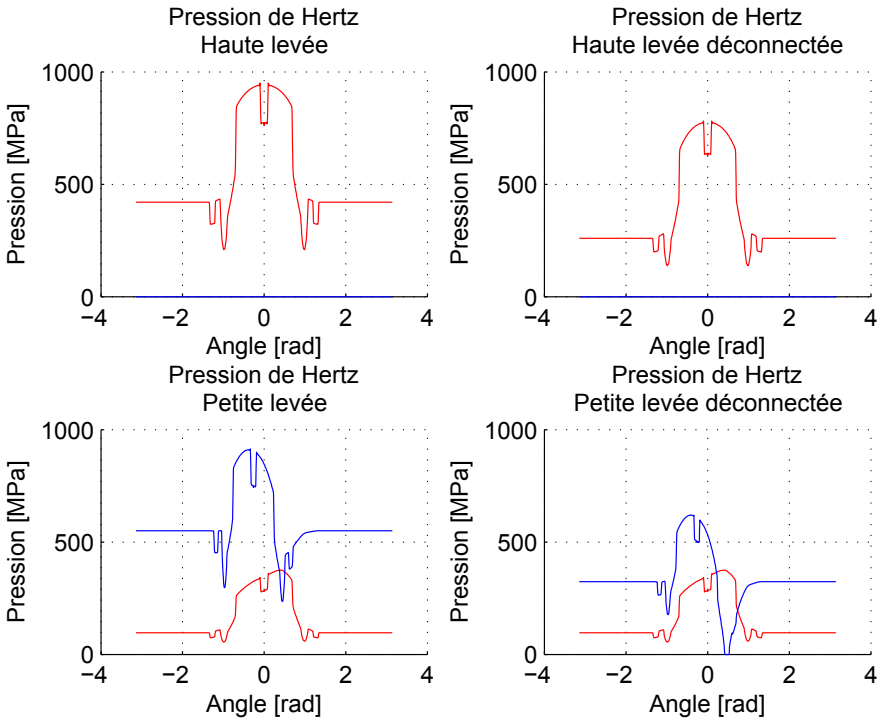


FIGURE 2.17: Pressions de Hertz aux contacts cames/poussoirs à 0 tr/min pour l'architecture à ressorts en série. Cames extérieures en rouge, came intérieur en bleu.

Dans le cas du contact came/poussoir, P est l'effort de contact calculé en paragraphe 4.1 et $1/R_1$ représente la courbure de la came à un angle vilebrequin donné $(c(\theta))$, calculée par l'équation (2.6). R_2 quant à lui, est le rayon de courbure du poussoir. Les pièces étant réalisées en acier, E_1 et E_2 sont pris égaux à 210 GPa et les coefficients de Poisson ν_1 et ν_2 égaux à 0.3.

Nous avons vu en figure 2.15 qu'il y a un effort important en début et en fin de levée. Or cela correspond à une zone où la courbure de la came est proche de zéro (Fig. 2.3), donc la pression de Hertz est faible. En revanche, à proximité de la levée maximale, la courbure est élevée et les ressorts appliquent une force importante aux poussoirs. Cependant, en fonctionnement, la dynamique des poussoirs fait que l'effort de contact avec la came est faible. C'est pour cela que la pression de contact maximale se retrouve proche du nez de came à 0 tr/min, comme présenté en figure 2.17.

4.4 Largeur et rayon de base des cames et courbure du poussoir

L'équation (2.21) permet de déterminer la largeur de came L nécessaire afin d'éviter l'endommagement en fonction des efforts de contact P et de la contrainte admissible p_0. Dans l'exemple du poussoir à ressorts en série, les cames extérieures doivent avoir une largeur totale de 5,6 mm et la came intérieure une largeur de 3,1 mm. Grâce à l'angle β, présenté en figure 2.3, nous pouvons déterminer la longueur de la zone de contact, ce qui définit, avec la largeur calculée précédemment, un rectangle de 8,7 mm de long et 3,1 mm de large qui doit être inscrit dans le diamètre du poussoir intérieur, voir figure 2.18. Cela donne un poussoir de diamètre 5,6 mm et, compte tenu du jeu à laisser de sorte que les lobes des cames de haute levée passent de part et d'autre en petite levée, impose un espacement entre les cames de 3,8 mm. La largeur totale des cames est donc de 16,2 mm, ce qui est compatible avec l'écart entre les paliers de l'arbre à cames, égal à 17,5 mm.

Pour diminuer la hauteur du système, le rayon de base de la came peut être réduit. Il faut cependant vérifier que les cames soient usinables et adapter la courbure du poussoir le cas échéant. La figure 2.19 présente l'évolution de la largeur de l'ensemble des cames en fonction du rayon de courbure et du rayon de base. Les zones rouges représentent les cames non usinables. Pour obtenir un système compact et fonctionnel, il faut choisir le plus petit rayon de base qui permet une largeur totale inférieure à 17,5 mm et le rayon de courbure du poussoir correspondant. Ici, le rayon de base des cames est réduit à 14 mm, ce qui engendre une augmentation de la largeur des cames à 3,4 mm et 3 mm respectivement pour les cames intérieure et extérieure. Les cames sont maintenant espacées de 4,2 mm, portant la largeur totale à 16,7 mm.

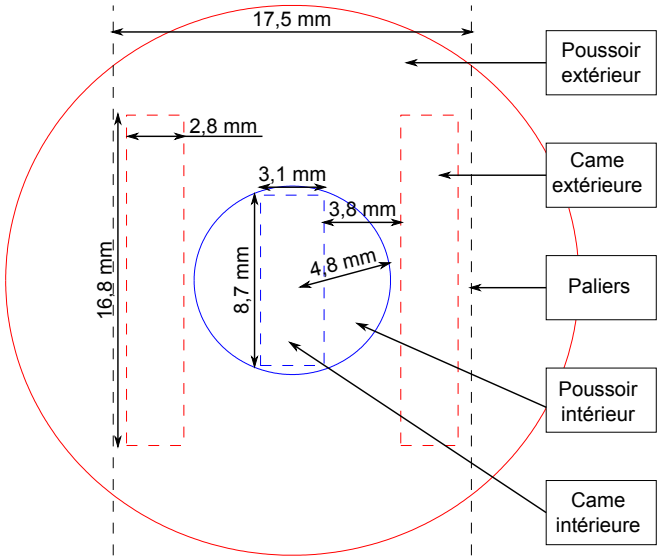


FIGURE 2.18: Vue de dessus des poussoirs, extérieur en rouge, intérieur en bleu. Les zones de contact entre les cames et les poussoirs sont représentées en pointillés de couleur. La largeur limite est déterminée par les paliers et représentés en pointillés noirs.

Dans l'architecture à ressorts en série, comme les poussoirs sont circulaires, la largeur des cames est grandement impactée par le dégagement entre la came intérieure et les cames extérieures, ménagé pour laisser le passage au poussoir intérieur en petite levée. Il existe des poussoirs non circulaires, conçus pour réduire l'inertie de la distribution et utilisés notamment en compétition, qui permettent de rapprocher les cames extérieures et ainsi gagner en largeur totale. Cependant, leur utilisation avec un ressort série est difficile et ils seront employés uniquement dans les architectures à ressorts en parallèle et à deux ressorts.

4.5 Dimensionnement des goupilles

4.5.1 Calcul analytique de la pression et des contraintes dans les goupilles

Toujours à partir des efforts de contact, nous pouvons déterminer le diamètre et la longueur en prise des goupilles nécessaires à la tenue mécanique du composant. Pour cela, nous ferons l'hypothèse de négliger le jeu entre les poussoirs et celui entre la goupille et son logement. La goupille est assimilée à une poutre de section circulaire dont le diamètre est imposé par la contrainte de cisaillement qu'elle subit. Celle-ci est maximale en haute levée connectée et est donnée en équation (2.22) issue de la théorie des poutres [51]. Cette

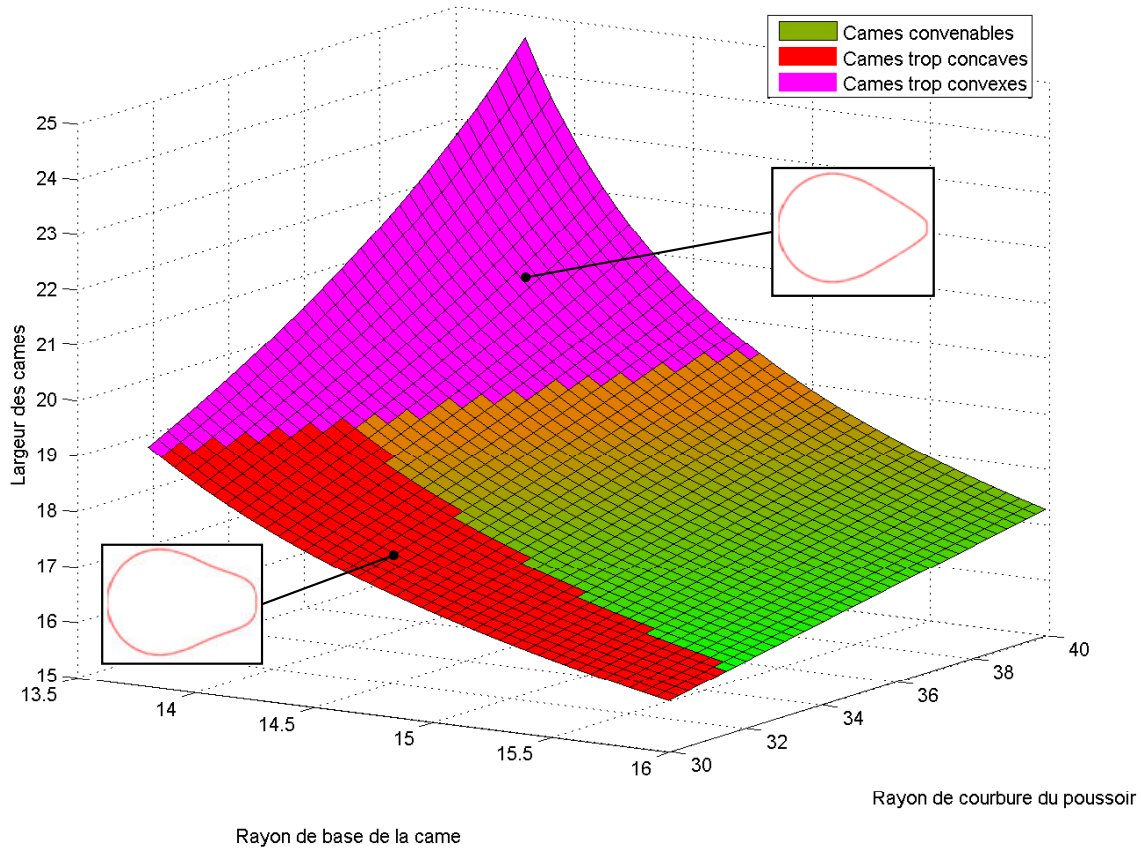


FIGURE 2.19: Influence du rayon de base de la came et du rayon de courbure du poussoir sur la largeur des cames nécessaires pour supporter la pression de contact.

valeur doit être inférieure à la limite d'élasticité au glissement R_{eg}. Elle se calcule à partir des limites d'élasticité à la traction R_e et à la compression R_{ec}.

$$\tau_{\max} = \frac{4F}{3\pi r_g^2} \qquad (2.22) \qquad\qquad R_{eg} = \frac{R_e^2}{R_{ec} + R_e} \qquad (2.23)$$

Dans le cas d'un acier trempé de nuance 34 Cr Mo 4 [52], R_e et R_{ec} peuvent être considérés comme égaux à 800 MPa. Cela donne une contrainte de cisaillement admissible de 400 MPa.

Les goupilles doivent avoir une longueur engagée dans les poussoirs suffisante pour transmettre les efforts sans être endommagées. Le dimensionnement se fait en calculant la pression de contact entre la solide et les poussoirs et en vérifiant qu'elle est inférieure à la pression de matage admissible.

Pour cela, nous faisons l'hypothèse que la goupille est indéformable, qu'elle ne subit que des petits déplacements et qu'il n'y a pas de jeu. Lorsqu'elle transmet un effort F

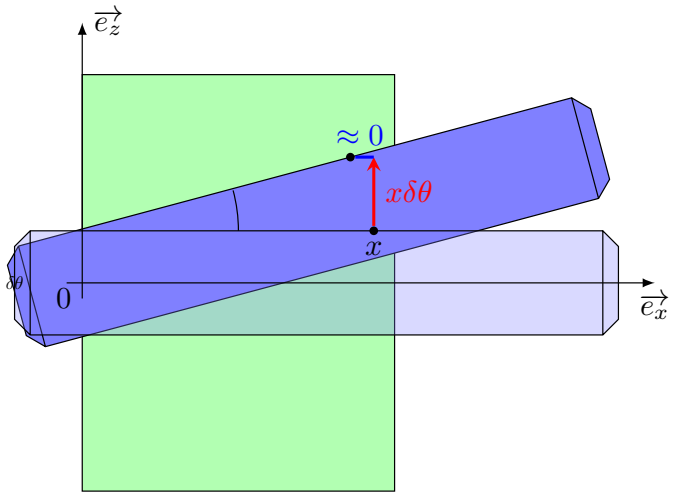


FIGURE 2.20: Déplacements infinitésimaux de la goupille.

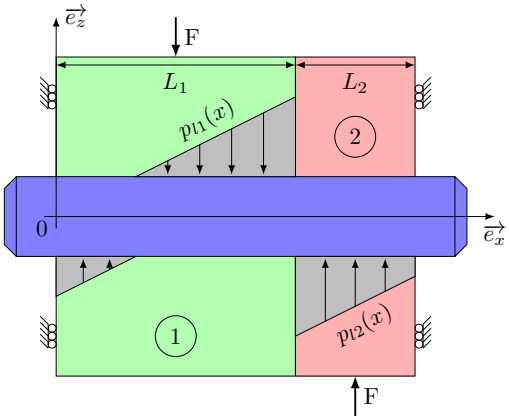
du poussoir (1) au poussoir (2), son déplacement en un point d'abscisse x par rapport au poussoir (1) est assimilé à une translation δu sur $\overrightarrow{e_z}$ et une rotation $\delta\theta$ autour de $\overrightarrow{e_y}$ (Fig. 2.20). Il peut s'écrire en projection sur $\overrightarrow{e_z}$:

$$\delta u_1 + x\delta\theta \tag{2.24}$$

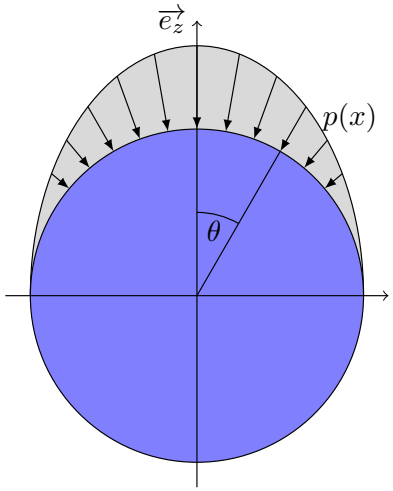
Comme nous supposons que la pression de contact est proportionnelle à la pénétration et que la pénétration de la goupille dans le poussoir (1) est linéaire selon x, nous pouvons déduire que la forme de la pression linéique $p_{l1}(x)$ est une fonction affine : $p_{l1}(x) = ax + b$. D'autre part, comme les poussoirs sont guidés, il n'y a pas de rotation entre (1) et (2). Donc le déplacement de la goupille par rapport à (2) peut s'écrire $\delta u_2 + x\delta\theta$, avec le même $\delta\theta$. Nous en concluons que la pente a de $p_{l1}(x)$ est la même que celle de $p_{l2}(x)$ et donc que $p_{l2}(x)$ peut s'écrire

$$p_{l2}(x) = ax + d \tag{2.25}$$

En écrivant que la résultante de p_{l1} et celle de p_{l2} doivent être égales à la force F et l'équilibre en moment de la goupille, nous obtenons un système à 3 inconnues et 3



(a) Répartition de la pression dans l'axe de la goupille.



(b) Répartition de la pression dans une section de la goupille.

FIGURE 2.21: Hypothèses de répartition de pression au contact entre la goupille et les poussoirs.

équations :

$$\begin{cases} \displaystyle\int_0^{L_1} (ax+b)\cdot \mathrm{d}x = -F \\ \displaystyle\int_{L_1}^{L_2} (ax+d)\cdot \mathrm{d}x = F \\ \displaystyle\int_0^{L_1} (ax+b)\cdot \mathrm{d}x + \int_{L_1}^{L_2} (ax+d)\cdot \mathrm{d}x = 0 \end{cases} \tag{2.26}$$

$$\begin{cases} L_1\, b - \dfrac{{L_1}^2\, a}{2} = -F \\ \dfrac{a\,{L_2}^2}{2} + d\,L_2 = F \\ \dfrac{a\,{L_1}^3}{3} - \dfrac{b\,{L_1}^2}{2} + \dfrac{a\,{L_2}^3}{3} + \dfrac{d\,{L_2}^2}{2} = 0 \end{cases} \tag{2.27}$$

La résolution de ce système donne l'évolution des pressions linéiques :

$$\begin{cases} p_1(x) = -\dfrac{F\left(4{L_1}^2 - L_1L_2 + 6xL_1 + {L_2}^2\right)}{L_1\left({L_1}^2 - L_1L_2 + {L_2}^2\right)} \\ p_2(x) = \dfrac{F\left({L_1}^2 - L_1L_2 + 4{L_2}^2 - 6xL_2\right)}{L_2\left({L_1}^2 - L_1L_2 + {L_2}^2\right)} \end{cases} \tag{2.28}$$

Supposons maintenant que dans une section d'abscisse x, la pression soit répartie selon un cosinus d'amplitude maximale p_m :

$$\overrightarrow{p}(\theta) = p_m(x)\cos(\theta)\overrightarrow{e_r} \tag{2.29}$$

L'intégrale de cette pression sur la section est égale à la pression linéique en x

$$\int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \overrightarrow{p}\, r_g \mathrm{d}\theta = p_l(x)\overrightarrow{e_z} \tag{2.30}$$

En utilisant l'expression de la pression linéique calculée précédemment, nous pouvons écrire :

$$p_l(x) = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} r_g p_m \cos^2(\theta)\mathrm{d}\theta = \frac{r_g p_m \pi}{2} \tag{2.31}$$

$$\begin{cases} p_{m1}(x) = -\dfrac{2F\left(4{L_1}^2 - L_1L_2 + 6xL_1 + {L_2}^2\right)}{r_g\pi L_1\left({L_1}^2 - L_1L_2 + {L_2}^2\right)} \\ p_{m2}(x) = \dfrac{2F\left({L_1}^2 - L_1L_2 + 4{L_2}^2 - 6xL_2\right)}{r_g\pi L_2\left({L_1}^2 - L_1L_2 + {L_2}^2\right)} \end{cases} \tag{2.32}$$

La pression de contact est donc connue en tout point et les longueurs en prise de la goupille doivent vérifier que la pression est inférieure à la pression de matage de l'acier.

4.5.2 Validation du modèle par éléments finis.

Afin de valider les calculs analytiques, nous avons calculé les contraintes dans la goupille et les poussoirs grâce à une modélisation par éléments finis. Le problème simulé est présenté en figure 2.22. Pour réduire le temps de calcul, seuls des inserts des poussoirs et une goupille sont modélisés. Un des inserts est fixe alors que l'autre subit une force verticale, calculée en 4.1. Pour simuler le fait que le poussoir est guidé, son déplacement n'est autorisé que dans l'axe vertical.

Le contact entre la goupille et les inserts est supposé sans jeu ni frottement. Comme cela pourrait entrainer un déplacement de la goupille selon son axe, le déplacement d'une

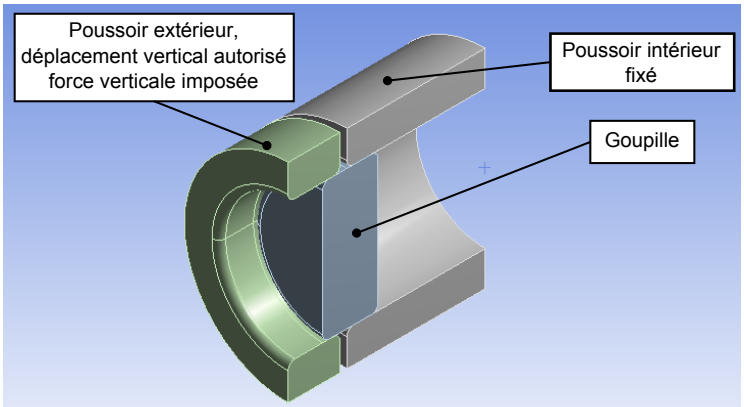


FIGURE 2.22: Présentation du problème de contact entre la goupille et les poussoirs.

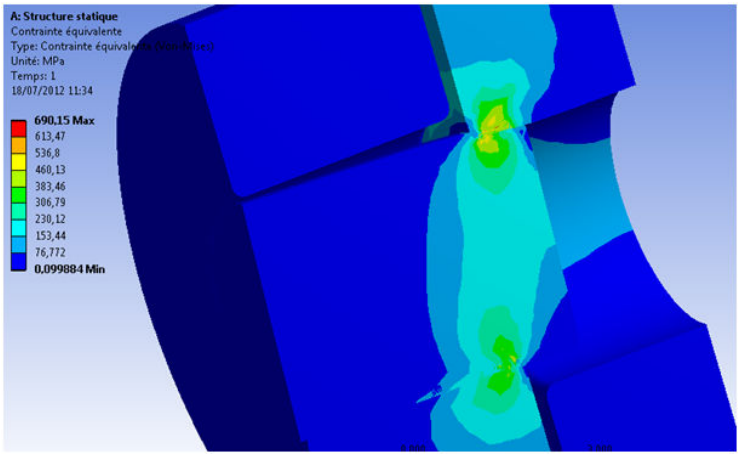


FIGURE 2.23: Contrainte dans la goupille et les poussoirs.

de ses faces est fixé. Le maillage des pièces est délicat car il faut s'assurer que les nœuds de la goupille et des poussoirs soient en vis-à-vis pour éviter des irrégularités lors du calcul des pressions de contact.

Enfin, compte tenu de la symétrie du problème, le modèle peut être simplifié en ne prenant en compte que la moitié des pièces et en bloquant les déplacement dans le plan de symétrie.

À partir des résultats des éléments finis, nous avons pu extraire les pressions de contact dans une section de la goupille et selon son axe (Fig. 2.24). En comparant avec le calcul analytique, nous trouvons que l'hypothèse de la répartition sinusoïdale dans une section est correcte mais que celle dans l'axe de la goupille ne correspond pas. L'écart important entre simulation et calcul ne nous permet pas d'utiliser ces équations pour déterminer la longueur en prise des goupilles.

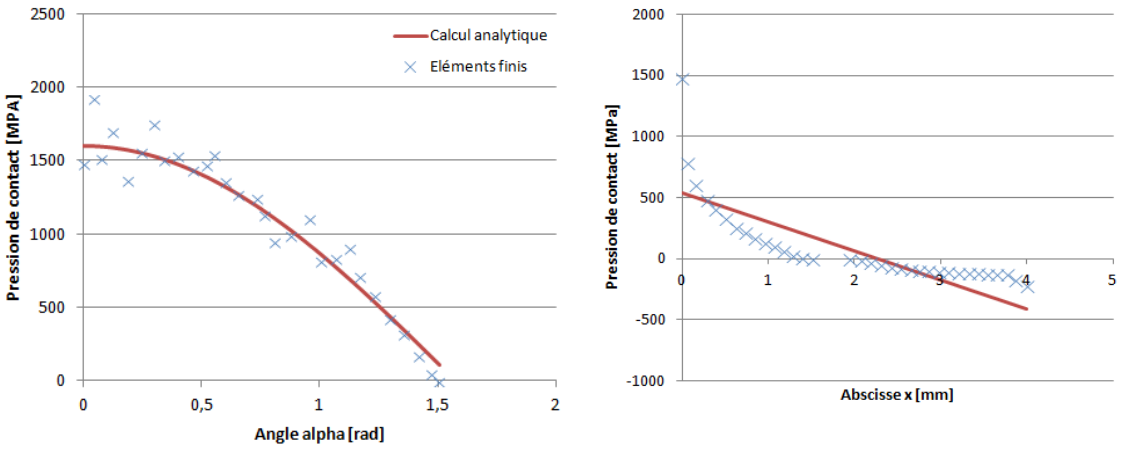
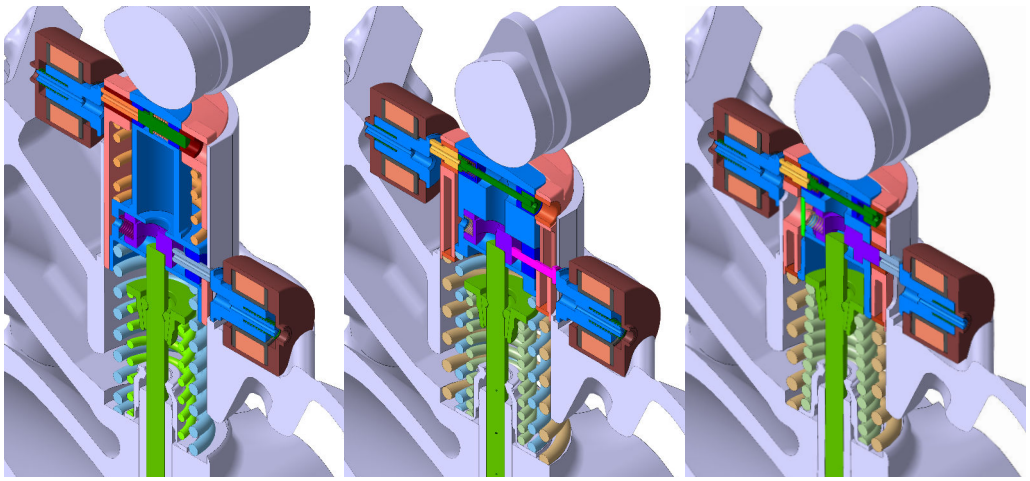


FIGURE 2.24: Comparaison des pressions de contact calculées par éléments finis et analytiquement. À gauche dans une section de la goupille, à droite selon l'axe de la goupille.

4.5.3 Conclusion

Ces calculs analytiques nous permettent de dimensionner le diamètre des goupilles pour qu'elles supportent la contrainte de cisaillement mais pas leur longueur engagée. Le diamètre de la goupille de déconnexion est donné par le diamètre de la queue de soupape. Il doit être suffisant pour permettre un perçage laissant passer la queue de soupape et un méplat sur lequel celle-ci viendra s'appuyer en haute levée. Pour cela, le diamètre choisi est de 7 mm. L'effort maximal qu'elle doit transmettre est de 704 N, ce qui entraîne une contrainte de cisaillement de 12 MPa d'après l'équation (2.22). Sa course est fixée égale au rayon de la queue de soupape. En mode connecté, le contact se fait sur une surface en forme de croissant de 12 mm^2, ce qui donne une pression de contact, supposée uniforme, de 59 MPa, inférieure à la pression de matage.

La goupille de sélection de levée doit, quant à elle, pouvoir transmettre un effort de 2053 N. Son diamètre est fixé à 3 mm afin de correspondre à la valeur trouvée par l'équation (2.22). Ne pouvant pas calculer la longueur engagée minimale permettant de vérifier la contrainte de matage, nous nous sommes tournés vers nos partenaires qui, grâce à leur expérience, ont fixé la course de la goupille de sélection à 1,7 mm.



(a) Ressorts en série **(b)** Ressorts parallèles **(c)** Deux ressorts

FIGURE 2.25: Architectures dimensionnées

5 Résultats du dimensionnement des différentes architectures

La modélisation présentée ci-dessus permet de pré-dimensionner les architectures et de déterminer laquelle est la plus facilement intégrable afin de la transmettre à nos partenaires ayant les compétences et le savoir-faire en matière de distribution nécessaires pour le dimensionnement final. La méthode de dimensionnement étant sensiblement la même pour les trois architectures, nous nous contenterons de présenter les résultats.

5.1 Architecture à poussoirs en série

Dans cette architecture, les ressorts intérieur et extérieur sont montés en série (Fig. 2.25a). Comme vu dans les paragraphes précédents, le ressort de poussoir intérieur a une raideur de 50 N/mm et une précharge de 108 N. Les cotes des autres pièces donnent une longueur en place d'au minimum 40,6 mm. D'après la norme [47], le plus petit ressort ayant ces paramètres a une longueur de 50 mm. Il a cependant un diamètre intérieur trop petit (15 mm) qui ne lui permet pas de s'intégrer autour de la coupelle et du ressort de soupape.

Le ressort de poussoir extérieur doit être préchargé à 15 N et doit avoir une raideur de 17 N/mm. Le ressort le plus court satisfaisant ces caractéristiques doit avoir une longueur en place de 24,2 mm. Cela impacte grandement la hauteur du poussoir et est un inconvénient majeur de cette architecture. Les différentes contraintes de dimensionne-

	Ressorts série	Ressorts parallèles	Deux ressorts	Contrainte
Hauteur totale [mm]	107.7	74.7	70	
Diamètre poussoir extérieur [mm]	28	30	28	< 29
Largeur des cames [mm]	16.3	16.2	16.5	< 17.4
Pression de Herz [MPa]	955	965	808	< 1000
Rayon de base came [mm]	14	11	11	
Rayon de courbure poussoirs [mm]	35	35	35	
Raideur ressort extérieur [N/mm]	17	12	5	
Précharge ressort extérieur [N]	15	15	15	
Diamètre maxi ressort extérieur [mm]	25	29	28	< 29
Longueur ressort extérieur [mm]	24.2	34.7	30	
Raideur ressort intérieur [N/mm]	50	11.9	X	
Précharge ressort intérieur [N]	108	15	X	
Diamètre mini ressort intérieur [mm]	15	19	X	> 15
Longueur ressort intérieur [mm]	50	36.5	X	

TABLE 2.3: Récapitulatif des grandeurs caractéristiques des différentes architectures.

ment imposent une distance de 107,7 mm entre le plan d'appui des ressorts et l'axe de l'arbre à cames ce qui complexifie grandement l'intégration.

Le rayon de base des cames est pris le plus petit possible, soit 14 mm (voir Fig. 2.19). Pour supporter les pressions de contact, la largeur de la came intérieure doit être de 3,4 mm et celle de chacune des cames extérieures de 3 mm. Comme le poussoir intérieur est circulaire, il faut laisser un jeu de 4,2 mm entre les cames. Les cames ont donc une largeur totale de 16,7 mm et s'intègrent bien entre les paliers de l'arbre à cames, distants de 17,5 mm (Fig. 2.18).

Cette architecture ne peut pas s'intégrer dans le moteur car sa hauteur forcerait la reconception du couvre culasse et du conduit d'admission. En diminuant la masse mobile, comme dans l'architecture suivante, en plaçant le ressort du poussoir extérieur en appui sur le bâti, le ressort de poussoir intérieur sera d'une part moins volumineux et, d'autre part, la hauteur du système ne sera pas affectée par la longueur en place du ressort de poussoir extérieur.

5.2 Architecture à trois ressorts parallèles

Cette architecture utilise trois ressorts indépendants : un pour le poussoir intérieur, un pour le poussoir extérieur et un pour la soupape, qui sera pris identique à celui du moteur d'origine (Fig. 2.25b). Le poussoir intérieur est un poussoir tranché pour diminuer sa

masse et faciliter l'intégration des cames.

Les ressorts de soupape, de poussoir intérieur et de poussoir extérieur sont en appui sur la même surface de la culasse. Les masses mobiles en haute levée sont réduites de 161 g à 117 g. Cela permet de réduire les raideurs et les précharges à 12 N/mm et 15 N appliquant un contact maximal est de 1918 N.

Le ressort de poussoir intérieur a un diamètre de 19,7 mm pour un diamètre de fil de 2,3 mm. Il peut donc être intégré autour du ressort de soupape. Le ressort de poussoir extérieur s'intègre lui autour du ressort intérieur mais son diamètre d'enroulement de 26,3 mm et de fil de 2,7 mm imposent un diamètre de poussoir de 30 mm. Cette dimension n'est plus compatible avec les exigences du constructeur. En revanche, les longueurs des ressorts étant respectivement de 36,5 mm et 34,7 mm pour les ressorts intérieur et extérieur, la hauteur du système est réduite à 74,4 mm.

Une telle compacité peut être atteinte grâce à la réduction du rayon de base des cames à 11 mm. Avec des cames de largeur 4 mm pour les cames extérieures et 6,2 mm pour la came intérieure nous obtenons une pression de contact maximale de 808 MPa. La largeur du poussoir intérieur est imposée par le diamètre de la goupille de déconnexion à 9 mm. Pour tenir compte du jeu de l'arbre à cames, la largeur de la came intérieure est fixée à 8 mm. Cela entraine une largeur totale de came de 16,2 mm, intégrable entre les paliers.

Comme attendu, cette architecture diminue la hauteur mais pose des problèmes d'intégration au niveau des ressorts. La haute levée déconnectée et la petite levée déconnectée sont redondantes et le ressort de poussoir intérieur n'est utile qu'en petite levée déconnectée. Il est donc possible de s'en affranchir en interdisant la petite levée déconnectée. Par sécurité, cela est réalisé mécaniquement et au niveau de la commande.

5.3 Architecture sans ressort intérieur

Avec seulement deux ressorts (Fig. 2.25c), cette architecture est la plus compacte. La hauteur des poussoirs est réduite en réduisant l'écart entre la goupille de déconnexion et la goupille de sélection. Cela est rendu possible en n'utilisant jamais la loi de petite levée déconnectée.

Les masses mobiles sont grandement réduites : 85 g au lieu de 117 g en loi de haute levée ce qui réduit l'effort de contact à 1371 N. Le ressort de poussoir extérieur doit assurer le contact des deux poussoirs avec la came extérieure en haute levée déconnectée à 4500 tr/min. Il doit aussi assurer, avec le ressort de soupape, le bon fonctionnement de la distribution en haute levée à 7750 tr/min. Ces conditions imposent un ressort de 5 N/mm préchargé à 15 N.

Le diamètre de la goupille impose une largeur de came intérieure de 8 mm. L'espace restant est divisé entre les cames extérieures afin de réduire la pression de Hertz. Cela donne des cames extérieures de 6,5 mm supportant une pression de 808 MPa. Ces cames ont une largeur totale de 16,5 mm et s'intègrent entre les paliers.

Cette architecture utilise des cames de 11 mm de rayon de base et impose une distance de 70 mm entre le plan d'appui des ressorts et l'axe de l'arbre à cames. C'est la solution la plus compacte. De plus les ressorts déterminés s'intègrent dans le volume disponible.

5.4 Discussion et choix de l'architecture

Au vu des dimensions de ces trois architectures, celle permettant l'intégration la plus aisée est l'architecture à deux ressorts. Sa hauteur en place est raisonnable et les autres dimensions sont dans les tolérances. Cependant, la faible raideur du ressort peut entrainer des décollements dus à la résonance. Une ébauche de modélisation dynamique, fondée sur les travaux de Ritter [53] a été réalisée mais la complexité du modèle, ainsi que le manque de données expérimentales nous empêche de tirer des conclusions. De plus, il existe déjà des codes de calcul fiables pour ce problème. Ainsi, nous avons transmis notre architecture prédimensionnée à l'un de nos partenaires ayant le savoir-faire et les moyens pour dimensionner le poussoir et les ressorts en tenant compte de la dynamique des spires.

Avec cette nouvelle modélisation, le ressort de poussoir doit avoir une raideur qui varie entre 24 N/mm 30 N/mm. Sa longueur en place est de 37,8 mm, ce qui porte la hauteur totale du système à 77.8 mm. Cette hauteur ne permet plus une intégration facile. Il faudrait concevoir un nouveau couvre culasse et un nouveau conduit d'admission. Ce sont des études coûteuses qui ne seraient rentables que dans un processus de reconception du moteur dans son ensemble. Cette architecture a toutefois fait l'objet d'un dépôt de brevet [54] afin de protéger son utilisation éventuelle sur un moteur offrant plus d'espace pour son intégration.

Un système à trois états n'étant pas intégrable dans ce moteur, nous nous sommes tournés vers un système à deux états reprenant les modèles présentés précédemment [55, 56]. Ce système reprend le principe de sélection de levée du composant trois états, sans l'étage de déconnexion. Cela permet de réduire la hauteur du composant de la levée de soupape et du diamètre de la goupille de déconnexion. Cela ramène la hauteur de ce composant à 55 mm et allège les poussoirs. Les ressorts nécessaires sont moins raides et ce système est plus facile à intégrer.

La simulation numérique a montré que sur le moteur étudié, l'utilisation d'une petite levée pour faire de la fermeture anticipée de soupape d'admission (EIVC) n'était pas utile.

En effet, le déphaseur d'arbre à came a une plage suffisamment grande pour retarder la fermeture de la soupape d'admission après le point mort bas et ainsi refouler des gaz frais dans le conduit d'admission (LIVC). Ainsi, les deux levées choisies sont la pleine levée et la déconnexion. La loi de la came centrale est donc une loi de levée nulle.

Un prototype de ce composant a été réalisé pour évaluer le gain de consommation sur banc moteur et sur véhicule. Trois essais ont été effectués : allumage de tous les cylindres, déconnexion fixe et déconnexion tournante.

Comme attendu, nous obtenons des consommations plus faibles pour les modes déconnectés que pour le mode connecté. Cependant ces modes ne sont pas atteignables pour tous les régimes à cause des vibrations importantes. Les gains observés sont prometteurs et le post-traitement, ainsi que la mise au point du calculateur sont en cours afin de pouvoir effectuer des essais sur véhicule et chiffrer l'amélioration de rendement sur les cycles normalisés.

6 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté la recherche du composant mécanique de levée variable à trois états. Plusieurs architectures étant envisagées, nous les avons prédimensionnées afin de choisir celle qui s'intègrerait le plus facilement dans le moteur. Pour cela, nous avons calculé les efforts de contact entre les pièces et nous en avons déduit la précharge et la raideur des ressorts nécessaires pour éviter l'affolement de la distribution. Les autres caractéristiques des ressorts, comme leur longueur, leur diamètre et leur masse, ont été déterminées selon la norme en vigueur. Une fois les ressorts connus, nous avons pu calculer les largeurs des cames nécessaires à leur tenue mécanique grâce à la théorie de Hertz. Ces dimensions ont permis de déterminer les diamètres des poussoirs. À partir des efforts de contact, nous avons aussi vérifié que le diamètre des goupilles était suffisant pour supporter la contrainte de cisaillement. Il n'a cependant pas été possible de dimensionner leurs longueurs en prise.

Les hauteurs des systèmes calculés ont montré qu'il serait difficile d'intégrer le composant dans le moteur choisi. Il faudrait pour cela réhausser le couvre culasse et modifier les conduits d'admission. De plus l'étude effectuée par nos partenaire a montré que la petite levée n'offrait que très peu de gain de rendement à cause de la large plage de fonctionnement du déphaseur d'arbre à cames.

Le projet industriel s'est ensuite orienté vers un composant deux états dérivé d'eLift[3]. Il reprend notamment l'étage de sélection de levée ainsi que son actionneur électromagnétique. Celui-ci doit pouvoir changer l'état du composant d'un tour moteur à l'autre

pour être capable de faire de la déconnexion tournante. Comte tenu de la course nécessaire, cela demande un actionneur volumineux, ce qui peut compliquer l'intégration du système. Le chapitre suivant est consacré au choix du type d'actionneur, de la conception de sa commande, de son dimensionnement et de son optimisation afin d'obtenir le composant le plus compact possible.

Chapitre 3

Dimensionnement d'un système de verrouillage électro-magnéto-mécanique

Le troisième chapitre s'intéresse à l'actionneur électromagnétique utilisé pour déplacer les goupilles de sélection et de déconnexion du poussoir. Plusieurs solutions ont été envisagées et un actionneur linéaire a été choisi pour sa simplicité. Son principal défaut est son volume, qui le rend difficile à intégrer. Ce chapitre présente l'optimisation de l'actionneur en vue de réduire sa taille en gardant des performances équivalentes. Pour cela, son comportement magnétique est modélisé par éléments finis et ses comportements électrique et dynamique sont simulés par intégration numérique. Le couplage de ces modèles permet de déterminer les paramètres des ressorts et de l'alimentation et donne les performances d'une géométrie d'actionneur donnée. Après validation expérimentale, ces modèles sont utilisés dans une boucle d'optimisation par essaims particulaires pour réduire la longueur et le rayon de l'actionneur. Le composant, ainsi plus compact, sera plus facile à intégrer.

Sommaire

1 Objectifs 73

2 Architectures d'actionneurs et méthodes de calcul 75

2.1 Actionneurs linéaires 76

2.2 Méthodes de calcul de champ magnétique 80

2.3 Méthodes d'optimisation 81

3 Modélisation de l'actionneur linéaire 84

3.1 Géométrie détaillée 86

3.2 Modèle magnétique 88

3.3 Modèle électrique 96

3.4 Modèle mécanique dynamique 97

3.5 Couplage des modèles 101

4 Optimisation de l'actionneur 104

4.1 Optimisation de l'alimentation 104

4.2 Optimisation de la géométrie 108

4.3 Résultats et discussion 111

5 Conclusion 113

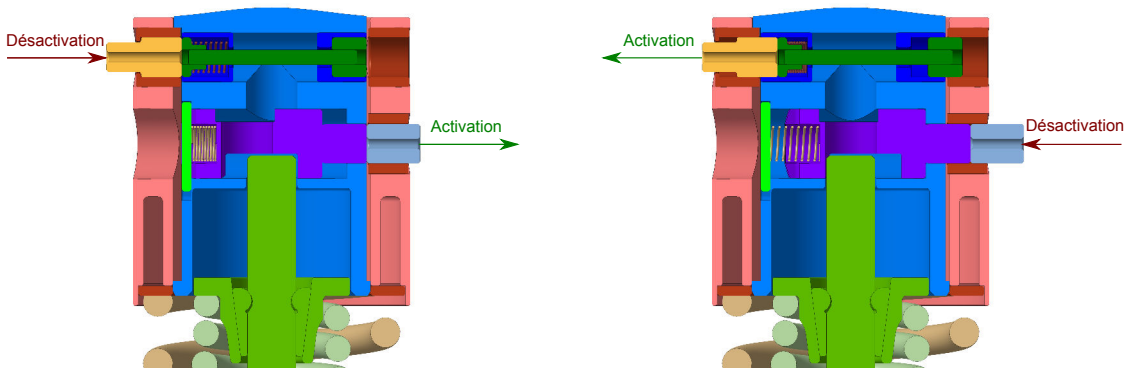
1 Objectifs

Dans le chapitre précédent, nous avons vu un poussoir à levée variable dont le mode de fonctionnement dépend de la position des goupilles de sélection et de déconnexion. Celles-ci sont déplacées en activant ou désactivant des actionneurs de commande, comme représenté en figure 3.1. Leur action doit être fiable, rapide, précise et répétable. Le composant de levée variable doit avoir la même durée de vie que le moteur soit environ 300 000 000 de cycles. La durée de transition doit être inférieure à 15 ms. En effet, il est impossible de déplacer les goupilles lorsque les poussoirs sont en mouvement car elles sont bloquées par les efforts dynamiques entre les poussoirs. Elles devront donc être actionnées en dos de came, ce qui laisse une fenêtre de 15 ms à 4500 tr/min. Au delà de ce régime, la petite levée et la déconnexion offrent peu de gain et seul le mode haute levée connecté est autorisé donc il n'y aura pas de transition.

L'état du composant mécanique doit pouvoir être changé à chaque tour moteur afin d'être capable d'effectuer la déconnexion tournante présentée au paragraphe 2.1 du chapitre 1. Comme deux tours moteurs correspondent à un tour d'arbre à cames et que l'actionneur doit être alimenté un tour d'arbre à cames sur deux, cela correspond à une fréquence d'utilisation inférieure à 20 Hz.

Les courses des goupilles sont des paramètres très influents pour le dimensionnement des actionneurs. Elles doivent être prises les plus petites possibles et valent respectivement 1,7 mm et 2,5 mm pour la sélection de levée et pour la déconnexion. Cela requiert alors des jeux de fonctionnements faibles et un positionnement des goupilles précis.

Dans les systèmes discrets de levée variable présents sur le marché à l'heure actuelle,



(a) Passage de la petite levée connectée vers la haute levée déconnecté.

(b) Passage de la haute levée déconnecté vers la petite levée connectée.

FIGURE 3.1: Changement de mode de levée en activant et désactivant les actionneurs.

l'actionnement se fait généralement grâce à des actionneurs hydrauliques alimentés par l'huile moteur. Ces solutions sont fiables, peu coûteuses et faciles à intégrer si tous les actionneurs obéissent à la même commande. Elles souffrent en revanche de certains défauts. La pression d'huile dépend du régime moteur, donc à bas régime, les goupilles peuvent avoir du mal à transiter. De même, au démarrage, surtout par temps froid, la viscosité de l'huile est augmentée et cela peut impacter le temps de transition. En outre, si chaque actionneur doit avoir une consigne différente, il faut équiper chaque conduit d'huile par une électrovanne. Cela complique le système et lui fait perdre son avantage de coût.

Pour limiter ces problèmes et atteindre les objectifs fixés comme la déconnexion tournante, ainsi que pour nous démarquer des solutions existantes, nous proposons dans ce chapitre l'usage d'actionneurs électromagnétiques. Ils sont moins sensibles à la température que les actionneurs hydrauliques, peuvent être plus facilement commandés indépendamment et ont un meilleur temps de réponse du fait qu'il n'y ait pas toute une colonne d'huile à déplacer. Afin de garantir une meilleur fiabilité du moteur en cas de défaut de l'actionneur – panne d'alimentation, court circuit...– le système doit revenir en mode haute levée connectée. Cela impose une position stable pour les actionneurs lorsqu'ils ne sont pas alimentés. Le système complet a besoin de deux actionneurs par soupape. Sur le moteur EB2, un trois cylindres à deux soupapes d'admission et deux soupapes d'échappement, cela revient à 24 actionneurs pour équiper l'admission et l'échappement. Le coût unitaire d'un actionneur influe donc grandement sur le coût global du système. Ainsi nous nous tournerons vers l'architecture permettant d'avoir l'actionneur le plus économique. Il faudra en outre optimiser ses dimensions pour lui permettre de s'intégrer dans l'environnement moteur sans demander d'importantes modifications à la culasse moteur qui augmenteraient à nouveau le coût total du système.

Au cours de ce chapitre, nous commencerons par présenter différents types d'actionneurs électromagnétiques puis nous verrons les méthodes permettant de calculer leurs caractéristiques magnétiques. Nous ferons ensuite un rappel synthétique des méthodes d'optimisation qui seront utilisées pour le dimensionnement. Après avoir précisé le type d'actionneur auquel nous allons nous intéresser, nous modéliserons son comportement magnétique. Ses comportements électrique et mécanique ne pouvant pas êtres dissociés nous verrons ensuite deux modèles électrique et mécanique couplés permettant d'obtenir la position de la tige d'actionneur et des goupilles en fonction du temps. Il faudra en outre prendre en compte les risques de décollement entre ces deux pièces.

Cette modélisation sera utilisée dans une optimisation qui aura pour but de déterminer le profil de commande en tension de l'actionneur d'une part et d'autre part de réduire le volume extérieur occupé afin de faciliter son intégration [57, 58].

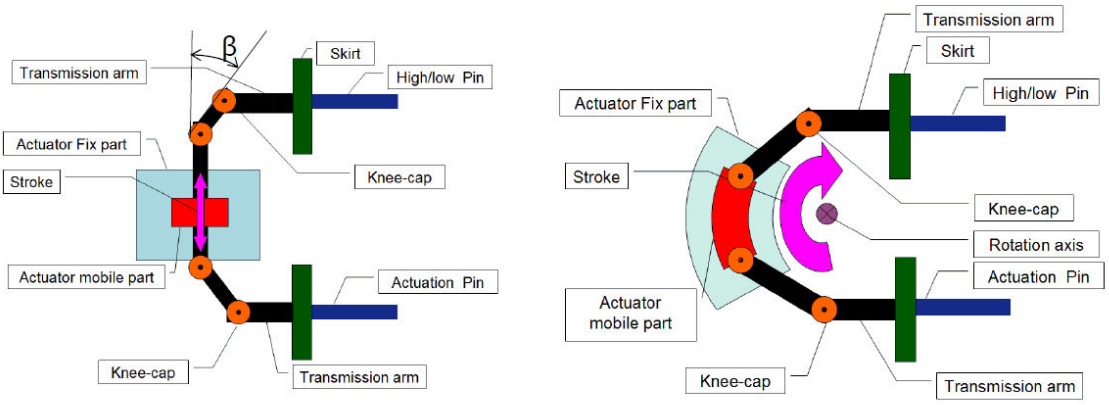


FIGURE 3.2: Actionneurs trois états proposés par CEDRAT, linéaire à gauche et rotatif à droite, ainsi que leurs mécanismes de transmission aux goupilles.

2 Architectures d'actionneurs et méthodes de calcul

Le poussoir d'eLift[3] ayant trois modes de fonctionnement, il parait naturel d'utiliser un actionneur trois états comme ceux présentés en figure 3.2. Ces actionneurs, proposés par la société CEDRAT, utilisent soit deux bobines et une tige passive, soit une bobine et un aimant permanent. Une architecture à deux bobines occupe un volume important et force à espacer les goupilles. L'architecture à aimant permanent est plus compacte mais la température de fonctionnement avoisine les 100 °C et demande donc des aimants performants et chers. De plus, les chocs et les vibrations qu'ils subissent pourraient impacter la fiabilité de l'actionneur. D'autre part, dans un actionneur trois états, la tige n'est en butée qu'aux positions extrêmes. Ce qui fait que sa position par défaut n'est pas précise et les frottements, les effets d'inertie et les vibrations pourraient entrainer une erreur de positionnement.

Au lieu d'utiliser un actionneur trois états, nous pouvons utiliser un actionneur deux états par goupille. Ces actionneurs ont une butée pour chaque position de leur tige. Cela diminue les risques de mauvais positionnement de la goupille. Comme pour un actionneur trois états, l'utilisation d'aimants permet de gagner en volume mais augmente le coût et les risques de défaillance. Nous avons décidé d'utiliser deux actionneurs deux états, sans aimants pour actionner les goupilles. Le paragraphe suivant présente trois architectures d'actionneurs qui pourraient convenir au poussoir à deux ressorts présenté dans le chapitre précédent.

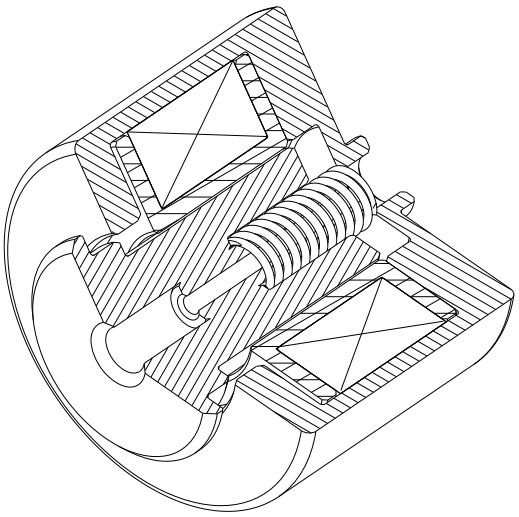


FIGURE 3.3: Écorché de l'actionneur linéaire.

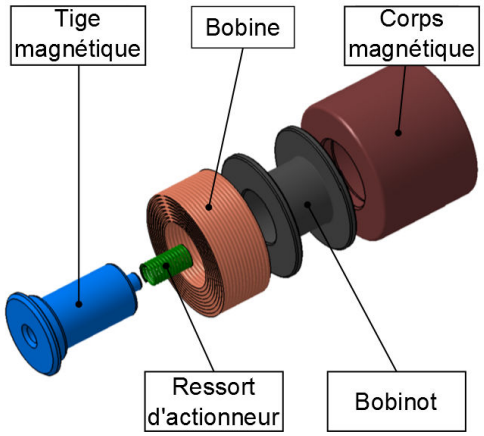


FIGURE 3.4: Éclaté de l'actionneur linéaire.

2.1 Actionneurs linéaires

2.1.1 Actionnement et maintien magnétique

La première architecture présentée est un actionneur linéaire, cylindrique et à bobinage fixe. Son circuit magnétique est composé d'une partie fixe : le corps ; et d'une partie mobile : la tige. Lorsque la bobine est alimentée, la tige subit un effort tendant à diminuer la réluctance du circuit magnétique donc à diminuer l'entrefer. Elle comprime alors un ressort qui rappellera la tige vers sa position initiale lorsque l'alimentation sera coupée.

La figure 3.5 montre, pour cette architecture, les différents types d'entrefers rencontrés. Ceux-ci peuvent être axiaux ou radiaux. Les entrefers axiaux produisent une force importante au contact. Ils sont utiles pour maintenir le ressort d'actionneur comprimé en demandant peu de courant. En revanche, leur force diminue rapidement avec la distance et ils sont inutiles pour attirer la goupille à course maximale. Les entrefers radiaux produisent moins de force mais restent efficaces tout au long de la course de la tige. L'actionneur linéaire doit avoir une force à entrefer maximum suffisante pour vaincre l'effort du ressort et donner suffisamment d'accélération à la tige. Cela implique un actionneur volumineux et des entrefers spécifiques.

Un soin particulier doit être appliqué à l'alimentation de cet actionneur. Pour minimiser le temps de transition, il est intéressant de lui appliquer une tension élevée afin d'obtenir une montée rapide du courant et de la force magnétique. Cependant, si l'intensité augmente trop, la chaleur dégagée par effet Joule peut endommager l'isolant de la

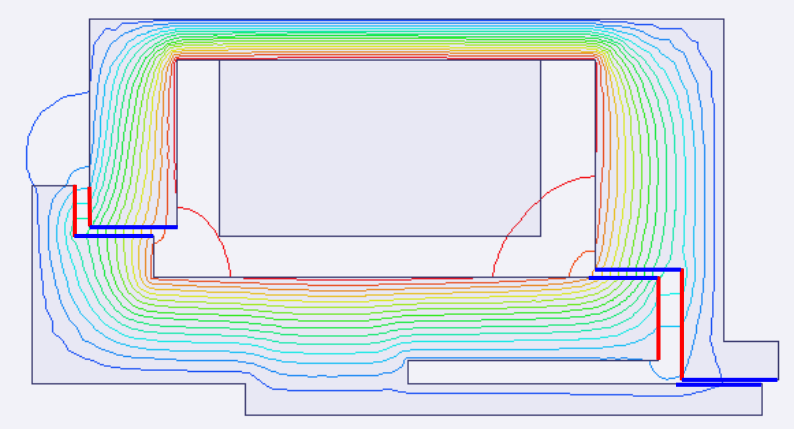


FIGURE 3.5: Lignes de flux dans l'actionneur linéaire – En bleu les entrefers radiaux, en rouge les entrefers axiaux.

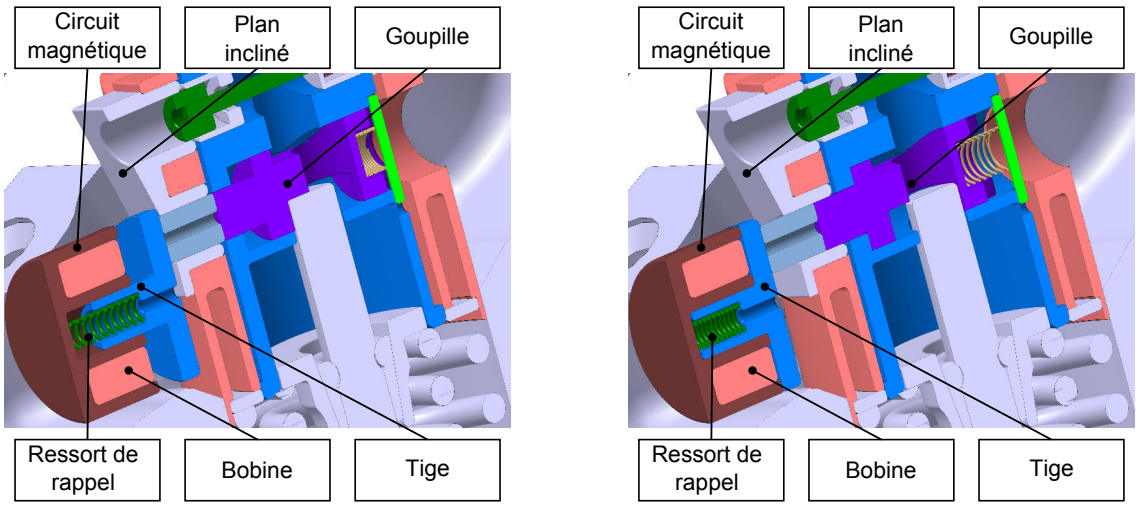
bobine, donc la tension doit être réduite au cours de la transition. Une fois la tige en butée, les entrefers sont faibles donc il n'est plus nécessaire d'avoir un courant important dans la bobine. Une nouvelle tension, plus faible, peut être appliquée pour assurer le maintien.

L'architecture présentée dans le paragraphe suivant utilise le déplacement du poussoir pour effectuer une partie de la course de la tige à chaque tour moteur. L'actionneur n'a plus qu'à appliquer un effort à un entrefer très faible pour amener la tige en butée assurer le maintien. Il est donc beaucoup plus compact.

2.1.2 Actionnement mécanique, maintien magnétique

Dans le schéma de principe présenté en figure 3.6, un plan incliné monté sur le poussoir et sur lequel s'appuie la tige, la rapproche du circuit magnétique à chaque tour moteur. La goupille en vis-à-vis est quant à elle maintenue dans son logement à cause des efforts entre les pièces. Si maintenant l'actionneur est alimenté, lorsque le plan incliné amène la tige à proximité du circuit magnétique, celle-ci est attirée et maintenue en place tant que le courant circule. Lorsque le poussoir retourne à sa position initiale, en dos de came, la goupille ne transmet plus d'effort et peut être déplacée par son ressort pour se mettre en position déconnectée ou petite levée.

Le principal avantage de cette architecture est que la plus grande partie de course de l'actionneur, appelée course mécanique sur la figure 3.7 est réalisée par le plan incliné. Seule la fin de la course, qui correspond au jeu de fonctionnement, est réalisée magnétiquement. Le circuit magnétique ne doit donc assurer que la force de maintien. Cette force est bien plus faible que celle produite par l'actionneur du paragraphe précédent. Ainsi



(a) Non alimenté – Mode connecté **(b)** Alimenté – Mode déconnecté

FIGURE 3.6: Coupe de l'actionneur de maintien lorsque la soupape est fermée.

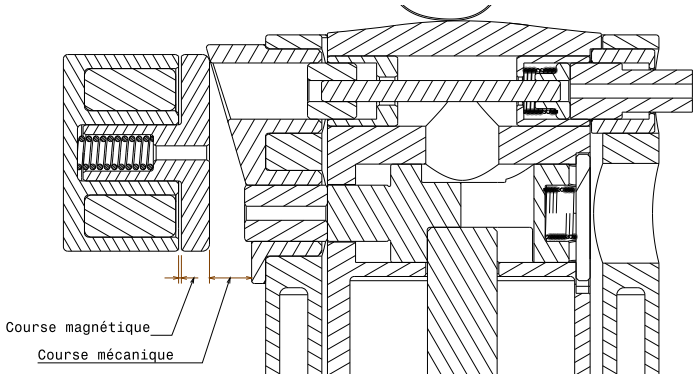


FIGURE 3.7: Dessin technique de l'actionneur de maintien lorsque la soupape est ouverte.

l'actionneur de maintien est plus petit et consomme moins d'énergie. La commande de cet actionneur est aussi simplifiée. En effet, un simple interrupteur, commandé à n'importe quel moment du cycle moteur, suffit à provoquer un changement de mode de levée au tour suivant.

Cependant, lorsqu'un actionneur n'est pas alimenté, sa tige est entrainée à chaque tour moteur. Or cela correspond à la loi de haute levée, utilisée pour les régimes élevés. Le ressort d'actionneur doit donc être capable de maintenir le contact avec le plan incliné jusqu'à 7750 tr/min pour éviter les chocs. De plus, ce mouvement répété présente des risques d'usure importants. Pour éviter ces problèmes, nous proposons dans le paragraphe suivant une architecture d'actionneur qui maintient la tige dans les modes connectés, sans consommer d'énergie.

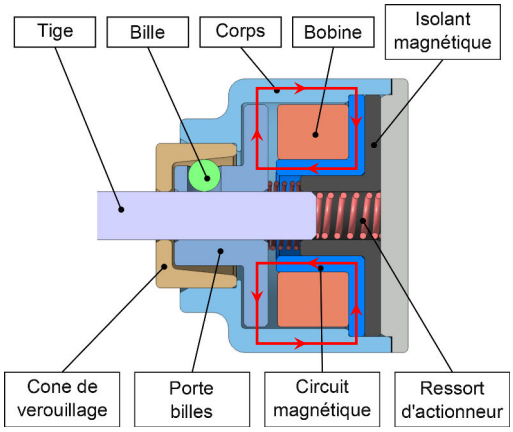


FIGURE 3.8: Coupe du verrou à billes. Les pièces du circuit magnétique sont représentées en nuances de bleu.

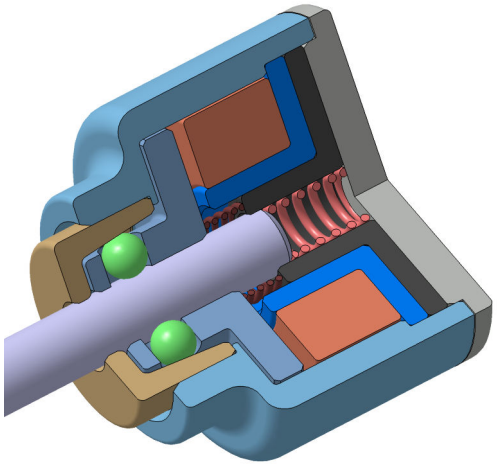


FIGURE 3.9: Écorché du verrou à billes.

2.1.3 Verrou à billes

Cet actionneur est inspiré de celui utilisé par Audi dans son système Valvelift [40]. L'actionnement et le maintien sont effectués mécaniquement. La force électromagnétique n'intervient que lorsqu'il faut libérer la tige. En effet, lorsqu'il n'est pas alimenté, cet actionneur autorise le déplacement de la tige dans un seul sens et bloque son déplacement dans l'autre.

Les figures 3.8 et 3.9 présentent cette architecture adaptée au poussoir à levée variable étudié.

Comme pour l'actionneur précédent, lorsque le poussoir descend, un plan incliné enfonce la tige dans l'actionneur. Le corps de l'actionneur est équipé d'une partie conique dans lequel viennent se loger des billes, réparties angulairement et guidées par une pièce mobile. Cette pièce peut être déplacée en alimentant la bobine et est rappelée par un ressort. La tige d'actionneur passe entre les billes et est en appui sur un second ressort. Elle pousse alors les billes hors du logement conique et peut librement coulisser. En revanche, lorsque le poussoir retourne à sa position en dos de came, la tige a tendance à ressortir sous l'action de son ressort de rappel. Le frottement des billes provoque alors un phénomène de coincement et la tige est maintenue en position. Au niveau du poussoir, la goupille est alors en position par défaut sans que la tige soit déplacée à chaque tour moteur.

Lorsque l'actionneur est alimenté, la pièce portant les billes est attirée par le circuit magnétique et déplace les billes, libérant ainsi la tige. Celle-ci, rappelée par son ressort,

plus raide que le ressort de goupille, entraine la goupille vers la position permettant la déconnexion ou la petite levée. La tige et la goupille oscillent alors à chaque tour moteur mais, comme ces modes sont limités à 4500 tr/min, les phénomènes d'usure et de décollement sont moins importants que dans l'architecture précédente.

Malheureusement, un tel actionneur est complexe et sa fabrication est coûteuse. Il nécessite un ressort supplémentaire pouvant être à l'origine d'une défaillance. De plus le plan incliné qui entraine la tige génère des frottements et de l'usure et présente un risque d'arc-boutement. Le remplacer par un bras pivotant règlerait ces problèmes mais augmenterait considérablement le volume occupé, la complexité du mécanisme et son coût.

2.1.4 Conclusion

Au final, pour des raisons de coût et de fiabilité, nous avons choisi d'utiliser l'actionneur linéaire pour équiper nos poussoirs. Cependant, une optimisation est nécessaire afin de réduire sa taille et permettre son intégration. Le comportement de l'actionneur doit être modélisé avant d'être simulé. Le paragraphe suivant présente des méthodes de calcul de champ magnétique permettant d'obtenir les caractéristiques magnétiques d'un composant à partir de sa géométrie.

2.2 Méthodes de calcul de champ magnétique

Pour effectuer l'optimisation de l'actionneur, il est nécessaire de connaitre la force qu'il produit et l'inductance de sa bobine à partir de sa géométrie et de son alimentation. Il existe plusieurs méthodes permettant d'obtenir ces valeurs. Elles peuvent être regroupées en deux catégories : les modèles analytiques et les modèles numériques.

Les modèles analytiques, comme ceux utilisant la résolution formelle des équations de Maxwell, déterminent l'expression exacte du potentiel vecteur dans l'entrefer. Ils nécessitent cependant de faire l'hypothèse forte que les matériaux ferromagnétiques ont une perméabilité infinie. Bien que très rapide à exécuter, il demande un temps de développement long, est spécifique à une architecture donnée et ne prend pas en compte la saturation du matériau.

Toujours dans les modèles analytiques, nous pouvons citer les modèles à réluctance [59]. Chaque partie de l'actionneur est modélisée par un tube de flux dont les caractéristiques (section, longueur, perméabilité) peuvent varier en fonction de la géométrie et de l'excitation magnétique. Cependant, lorsque la géométrie évolue trop, comme par exemple au cours d'une optimisation, le modèle doit être capable d'ajouter ou d'enlever

des tubes de flux. Cela fait que, bien que ces modèles puissent tenir compte des effets de la saturation tout en ayant un temps de calcul réduit, ils restent difficiles à utiliser dans des boucles d'optimisation [60].

Les codes de calcul les plus utilisés dans l'industrie aujourd'hui sont des modèles éléments finis qui permettent de dessiner une machine, de mailler sa géométrie puis de calculer les grandeurs magnétiques dans chaque élément. Cette méthode est précise à condition d'avoir un maillage suffisamment fin, mais demande alors un temps de calcul important. Cependant, dans le cas de structures simples, comme des structures périodiques ou symétriques, des simplifications permettent de garder un coût de calcul raisonnable sans réduire la précision.

L'actionneur que nous voulons modéliser fonctionne en régime saturé. Nous ne pouvons donc pas utiliser de résolution formelle. De plus, comme nous allons faire varier ses dimensions, il parait difficile d'utiliser un modèle à réseau de réluctances. En revanche, sa géométrie peut être simplifiée en deux dimensions en tenant compte de son axi-symétrie. Nous utiliserons donc un modèle éléments finis, réalisé avec ANSYS Maxwell, pour simuler le comportement magnétique de l'actionneur.

2.3 Méthodes d'optimisation

Afin de réduire le volume et de déterminer la loi de commande, nous avons besoin d'algorithmes d'optimisation. Ceux-ci peuvent être classifiés en deux catégories : les algorithmes stochastiques et les algorithmes déterministes.

2.3.1 Algorithme de point intérieur

Parmi les algorithmes déterministes, nous pouvons citer l'algorithme du point intérieur [61, 62, 63, 64]. Il permet de résoudre des problèmes d'optimisation sous contraintes.

Soit une fonction $f(x)$ de $\mathbb{R}^n$ dans $\mathbb{R}$ dont nous cherchons le minimum. Les solutions doivent vérifier les m contraintes $c_i(x) \geq 0$. Pour cela, $f(x)$ est pénalisée par une fonction barrière :

$$B(x,\mu) = f(x) - \mu \sum_{i=1}^{m} \ln(s_i(x)) \tag{3.1}$$

avec μ un paramètre positif et $s_i(x)$ tel que :

$$s_i(x) = \begin{cases} c_i(x) & \text{si } c_i(x) \geq 0 \\ 0 & \text{si } c_i(x) < 0 \end{cases} \tag{3.2}$$

De cette façon, lorsque $c_i(x)$ tend vers 0, $\ln(s_i(x))$ tend vers $-\infty$ et $B(x,\mu)$ vers ∞. Notons ∇B le gradient de $B(x,\mu)$. Il s'écrit :

$$\nabla B = g - \mu \sum_{i=1}^{m} \frac{1}{s_i(x)} \nabla s_i(x) \tag{3.3}$$

avec $g =^t [\frac{\mathrm{d}f}{\mathrm{d}x_1}, \cdots, \frac{\mathrm{d}f}{\mathrm{d}x_n}]$ le gradient de f et ∇s_i le gradient de s_i.

Nous introduisons maintenant m paramètres λ_i tels que $\forall i,\ s_i(x)\lambda_i = \mu$, ce qui peut s'écrire sous la forme :

$$C\lambda = \mu \mathbb{I}_m \tag{3.4}$$

avec C la matrice diagonale $[m \times m]$ contenant les s_i et $\mathbb{I}_m$ la matrice identité de taille m. Ces paramètres sont inconnus mais nous permettent d'écrire :

$$\nabla B = g - \sum_{i=1}^{m} \lambda_i \nabla s_i(x) = g - \begin{bmatrix} \lambda_1 \frac{\mathrm{d}s_1}{\mathrm{d}x_1} & + & \cdots & + & \lambda_m \frac{\mathrm{d}s_m}{\mathrm{d}x_1} \\ \vdots & & & & \vdots \\ \lambda_1 \frac{\mathrm{d}s_1}{\mathrm{d}x_n} & + & \cdots & + & \lambda_m \frac{\mathrm{d}s_m}{\mathrm{d}x_n} \end{bmatrix} \tag{3.5}$$

Ce qui peut s'écrire sous la forme d'un produit matriciel :

$$\nabla B = g - \begin{bmatrix} \frac{\mathrm{d}s_1}{\mathrm{d}x_1} & \cdots & \frac{\mathrm{d}s_m}{\mathrm{d}x_1} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\mathrm{d}s_1}{\mathrm{d}x_n} & \cdots & \frac{\mathrm{d}s_m}{\mathrm{d}x_n} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \lambda_1 \\ \vdots \\ \lambda_m \end{bmatrix} = g - {}^t J\lambda \tag{3.6}$$

avec J le jacobien des contraintes.

Les minima de la fonction $B(x,\mu)$ se calculent en trouvant les zéros de son gradient ∇B. Le problème approché de minimisation de $f(x)$ sous les contraintes $c_i(x) \geq 0$

$$B(x,\mu) = f(x) - \mu \sum_{i=1}^{m} \ln(s_i(x)) \tag{3.7}$$

peut donc se mettre sous la forme :

$$\text{Trouver } (x,\lambda) \text{ tels que } \begin{cases} g - {}^t J\lambda = 0 \\ \mu \mathbb{I}_m - C\lambda = 0 \end{cases} \tag{3.8}$$

Ce système se résout grâce à un algorithme de descente, initialisé en x_0 et représenté en figure 3.10. Les λ_i initiaux sont calculés par $\lambda_i = |c - i(x_0)|$ et le μ initial est pris petit et positif. À chaque itération, nous calculons les directions de descente pour x et pour λ, notées respectivement p_x et p_λ. Pour cela, nous employons la méthode de Newton lorsqu'elle est applicable et celle du gradient conjugué, plus lente, dans le cas contraire.

Nous calculons alors le nouveau couple (x, λ) en s'assurant toutefois que λ reste positif. Nous mettons alors à jour les valeurs de g, J et C qui dépendent de x et nous effectuons un nouveau calcul de descente. Lorsque les valeurs de x et de λ commencent à converger, la valeur de μ est réduite.

Cet algorithme permet donc de se rapprocher d'un minimum local de f en s'assurant que les contraintes (c'est-à-dire les λ_i) restent vérifiées. Il utilise le gradient de la fonction objectif, ce qui lui donne l'avantage de converger rapidement. Ce gradient est soit calculé directement, soit approximé en calculant plusieurs réponses au voisinage d'un point. Cette méthode est donc rapide lorsque le gradient est connu ou qu'il peut être calculé facilement. Cependant, elle peut converger vers un minimum local et doit donc être initialisée avec précaution.

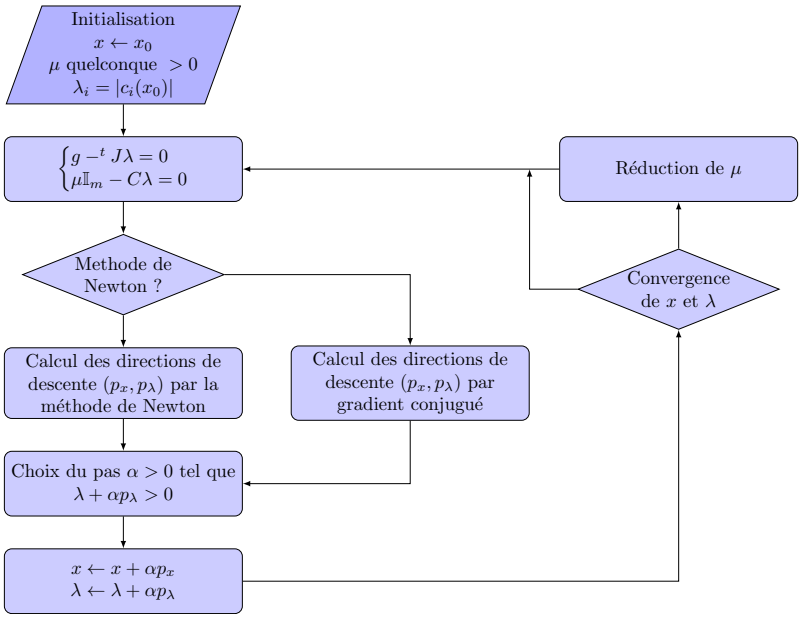


FIGURE 3.10: Algorithme d'optimisation du point intérieur.

2.3.2 Algorithme des essaims particulaires

Les algorithmes stochastiques utilisent un paramètre aléatoire dans la recherche du minimum. Cela permet de sortir des "puits" et d'atteindre le minimum global de la fonction. Dans l'algorithme d'optimisation par essaims particulaires [65, 66, 67, 68, 69], chaque particule est un vecteur contenant les variables d'entrée. L'ensemble des particules d'une itération forme un essaim. À chaque itération, la fonction objectif de chaque particule est calculée et celle-ci se voit attribuer une vitesse. Cette vitesse est une combinaison linéaire

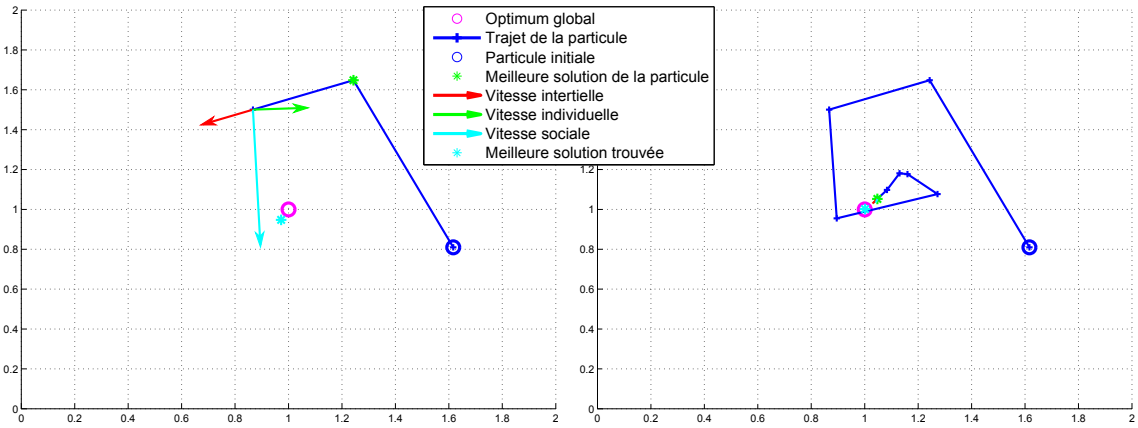


FIGURE 3.11: Chemin d'une particule au cours de l'optimisation par essaim particulaire.

de trois composantes, représentées en figure 3.11 :

- La vitesse inertielle, qui est la vitesse de la particule à l'itération précédente. Elle a tendance à faire continuer la particule sur sa lancée et est affectée d'un poids qui diminue au cours des itérations.
- La vitesse individuelle, qui a tendance à ramener la particule vers le meilleur point qu'elle a trouvé aux itérations précédentes.
- La vitesse sociale, qui elle oriente la particule vers le meilleur point trouvé par toutes les autres particules et pour toutes les itérations.

Afin d'éviter les extrema locaux et explorer le domaine, les composantes des vitesses individuelle et sociale sont affectées d'un paramètre aléatoire. Pour les mêmes raisons, certaines particules, tirées aléatoirement, subissent une perturbation, elle aussi aléatoire.

Une fois que les valeurs des objectifs et des contraintes de toutes les particules de l'essaim ont été calculées, le front de Pareto est créé. Il est constitué de l'ensemble des particules non dominées, c'est à dire les particules vérifiant les contraintes et dont un objectif ne peut pas être amélioré sans dégrader l'autre.

Cette méthode permet d'étudier des problèmes d'optimisation multi-objectifs sous contraintes sans nécessiter de calcul du gradient. Elle sera utilisée dans notre cas comme méthode d'optimisation de la géométrie de l'actionneur.

3 Modélisation de l'actionneur linéaire

L'actionneur linéaire a été choisi pour sa simplicité et sa fiabilité. Un premier dimensionnement a été réalisé par le CEDRAT et un prototype a été réalisé. La figure 3.12 présente une coupe de cet actionneur et de ses poussoirs. Cet actionneur permet de réa-

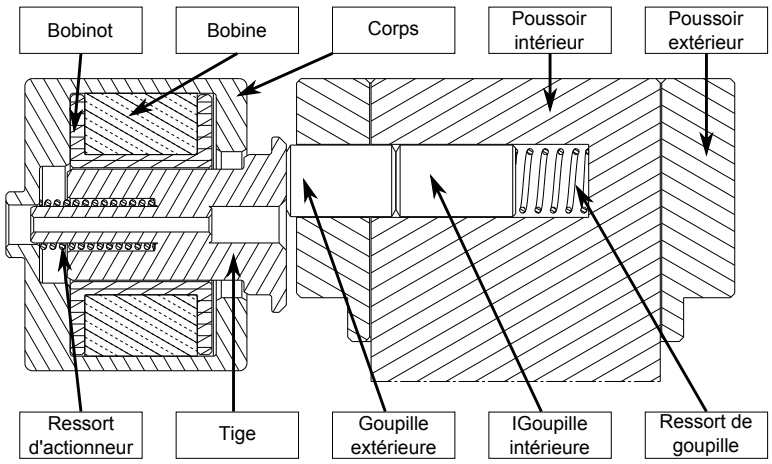


FIGURE 3.12: Coupe de l'actionneur linéaire et des goupilles de poussoir au niveau de l'étage de sélection de levée. **Coquille dans la légende**

liser la transition des goupilles en moins de 15 ms mais, au vu de ses dimensions, il est nécessaire d'effectuer des usinages importants dans la culasse pour pouvoir l'intégrer. Nous proposons dans ce chapitre une optimisation visant à réduire la taille de l'actionneur afin de l'intégrer en ne modifiant que très peu la culasse. Au cours de celle-ci, nous déterminerons aussi les raideurs des ressorts et le profil de la tension de commande qui offrent les meilleurs performances. Cette optimisation a besoin d'un modèle pour évaluer le comportement d'une géométrie donnée. Le comportement de l'actionneur met en jeu plusieurs physiques, c'est pourquoi trois sous modèles ont été créés : un modèle magnétique permettant d'obtenir la force et l'inductance de l'actionneur, un modèle électrique donnant l'évolution de l'intensité dans la bobine et un modèle dynamique calculant le déplacement de la goupille.

La figure 3.13 montre les interactions entre les modèles : le modèle magnétique fournit les points des cartographies de force et d'inductance. Ces données sont interpolées pour donner la force et l'inductance en fonction de la position de la tige et de l'intensité de la bobine. L'inductance est utilisée dans le modèle électrique pour calculer l'intensité mais elle dépend aussi de la position de la tige. C'est le modèle dynamique mécanique qui va donner cette information. Il a besoin pour cela de la force magnétique qui dépend du courant, calculée par le modèle électrique.

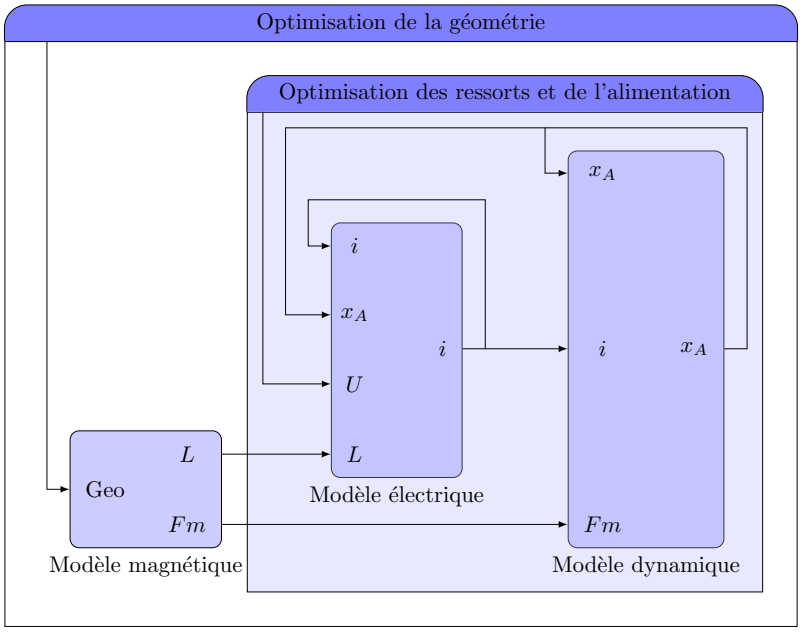


FIGURE 3.13: Interactions entre les modèles magnétique, électrique et dynamique.

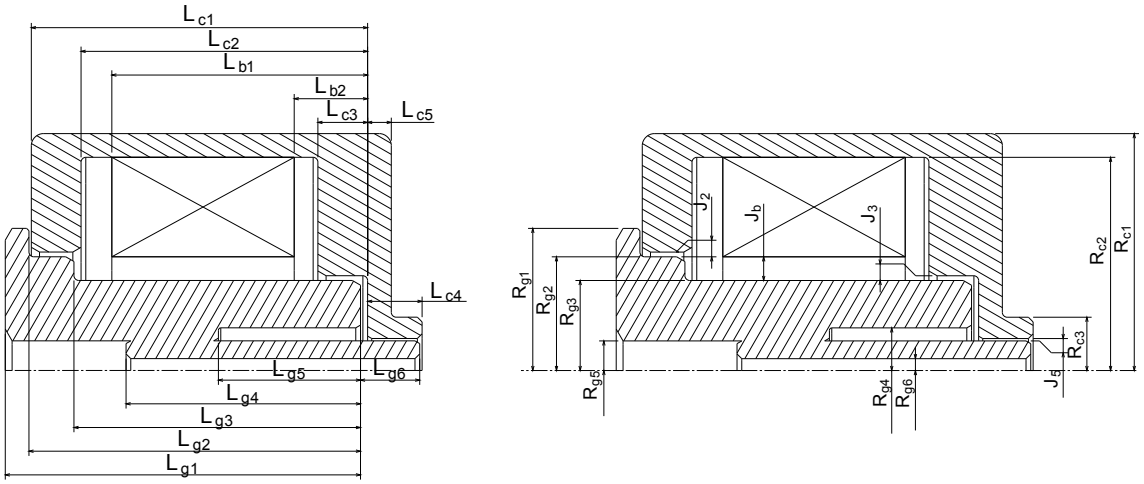


FIGURE 3.14: Cotations de l'actionneur utilisées dans ce chapitre.

3.1 Géométrie détaillée

La géométrie de l'actionneur peut être déterminée par 22 cotes, présentées en figure 3.14, auxquelles il faut ajouter le nombre de spires, les paramètres d'alimentation et la raideur des ressorts. Cela signifie qu'un plan d'expérience à deux niveau nécessiterait plus de $67 \cdot 10^6$ calculs. Un algorithme d'optimisation sur un problème de cette dimension aurait besoin d'un nombre d'itérations bien trop important pour converger. Toutefois, le nombre de paramètres peut être réduit à l'aide de règles de conception.

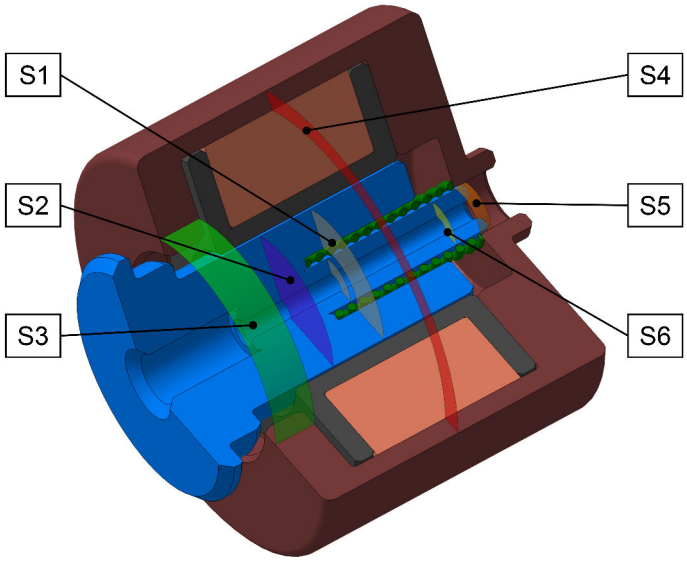


FIGURE 3.15: Sections de passage de flux dans l'actionneur linéaire.

Nous pouvons remarquer que les surfaces notées S_1, S_2, S_3 et S_4 représentées en figure 3.15 voient passer le même flux. En imposant que l'induction doit être la même, nous pouvons éliminer trois paramètres (points 3, 4, 8 et 13 dans la séquence présentée ci-dessous).

En imposant que la longueur L_{g2} de la goupille doit être égale à L_{c1} moins un jeu de fonctionnement J_e, nous avons encore un paramètre en moins (point 14). La longueur L_{c4} est prise de sorte que le guide de ressort de la tige ne dépasse pas à entrefer nul (point 20), supprimant à nouveau un paramètre. La géométrie peut être aussi légèrement modifiée sans influer sur le fonctionnement en imposant $L_{c5} = L_{c4}$. Cela permet d'éliminer deux paramètres (point 21 et 22). Les flancs du bobinot sont pris aussi fins que possible compte tenu des contraintes d'usinage, soit 1 mm (points 10 et 12), ce qui supprime à nouveau deux paramètres. Un dernier paramètre peut être éliminé en forçant à ce que le flux traversant S_5 dans le guide de ressort puisse passer dans le corps en gardant une section S_6 constante à entrefer maximal (point 19).

L'actionneur se reconstruit selon la séquence suivante :

1. $R_{g6} = p_1$
2. $R_{g5} = R_{g6} + p_2$
3. $R_{g3} = R_{g5} + p_3$
   $S_1 = \pi \cdot (R_{g3}^2 - R_{g5}^2)$
4. $R_{g4} = \sqrt{R_{g3}^2 + R_{g5}^2 - \frac{S_1}{\pi} - R_{g6}^2}$
5. $R_{g2} = R_{g3} + p_4$
6. $R_{g1} = R_{g2} + p_5$
7. $R_{c2} = R_{g2} + J_2 + p_6$
8. $R_{c1} = \sqrt{\frac{S_1}{\pi} + R_{c2}^2}$
9. $L_{c3} = p_7$
10. $L_{b2} = L_{c3} + 1$ mm
11. $L_{b1} = L_{b2} + p_8$
12. $L_{c2} = L_{b1} + 1$ mm
13. $L_{c1} = \frac{S_1}{2\pi R_{g1}} + R_{Lc2}$
14. $L_{g2} = L_{c1} - J_e$
15. $L_{g1} = L_{g2} + p_9$
16. $L_{g3} = L_{g2} - p_{10} \cdot (L_{c1} - L_{c2})$
17. $L_{g4} = L_{g2} p_{11}$
18. $L_{g5} = L_{g4} p_{12}$
19. $L_{g6} = \frac{R_{g5}^2 - R_{g6}^2}{2R_{g5}} + J_e + x_0$
20. $L_{c4} = L_{g6} + J_e$
21. $L_{c5} = L_{c4}$
22. R_{c3} n'existe plus
23. $N_s = p_{13}$

Ces considérations permettent de définir la géométrie de l'actionneur avec seulement 13 paramètres : $[p_1, \ldots, p_{13}]$. Cela simplifie l'optimisation en limitant le nombre de variables d'entrée. La force magnétique appliquée sur la tige et l'inductance de la bobine en fonction de l'intensité et de la position sont calculées par un modèle magnétique éléments finis.

3.2 Modèle magnétique

Dans le cas général, le comportement magnétique de l'actionneur dépend de la position de la goupille, du courant dans la bobine et de la dynamique de ce courant. En effet, une variation du courant dans la bobine entraine une variation du champ magnétique dans l'actionneur, ce qui induit des courants de Foucault dans le circuit magnétique. Ces courants sont concentrés dans l'épaisseur de peau et dirigés dans le sens orthoradial. Les circuits magnétiques sont usuellement feuilletés pour atténuer ces effets mais cette méthode ne peut pas s'appliquer dans le cas de notre actionneur.

Nous avons simulé deux réponses à un échelon de tension ; la première est réalisée en tenant compte des courants de Foucault, avec la résistivité du XC18 trouvée dans la littérature [70]. La seconde simulation est effectuée sans prendre en compte les courants induits. Ces deux évolutions de l'intensité sont représentées en figure 3.16. Les courbes, bien que similaires, ne sont pas identiques. Si nous voulions tenir compte de ces diffé-

rences dans la modélisation de la transition, il faudrait coupler à chaque pas d'intégration les modèles magnétique, électrique et mécanique. Un tel calcul nécessiterait environ 4 min pour une géométrie et une alimentation donnée, sans prendre en compte le temps de communication entre les différents logiciels [1]. Le processus d'optimisation de l'alimentation a besoin d'environ 200 itérations pour converger, soit 13 h par actionneur. L'optimisation de la géométrie a quant à elle besoin d'au moins 3000 itérations pour donner un résultat satisfaisant, donc une telle modélisation n'est pas adaptée à une optimisation.

Les courbes de la figure 3.16 sont toutefois suffisamment proches pour nous permettre de réaliser les calculs d'inductance en magnéto-statique. L'inductance est alors calculée avant l'intégration pour différents entrefers et intensités. Cela permet de créer une cartographie qui sera interpolée pour obtenir la valeur de l'inductance pour chaque pas d'intégration. En plus de l'inductance, ce modèle doit aussi calculer la valeur de la force magnétique en fonction des paramètres géométriques. L'actionneur est modélisé par éléments finis en 2D axi-symétrique avec un comportement magnéto-statique, voir figure 3.17a. Le courant et la position de la tige sont discrétisés et, pour une position et une excitation données, la géométrie est maillée, grossièrement dans un premier temps puis raffinée progressivement jusqu'à convergence. Le calcul est ensuite effectué pour une autre excitation en gardant le même maillage. Quand toutes les valeurs de l'excitation ont

1. Les calculs ont étés effectués sur un serveur de calcul doté 47,1 Gio de mémoire vive. Il est constitué de 20 processeurs Intel Xenon X6590 cadencés à 3,47 GHz mais la licence dont nous disposons ne nous permet de n'en utiliser que deux.

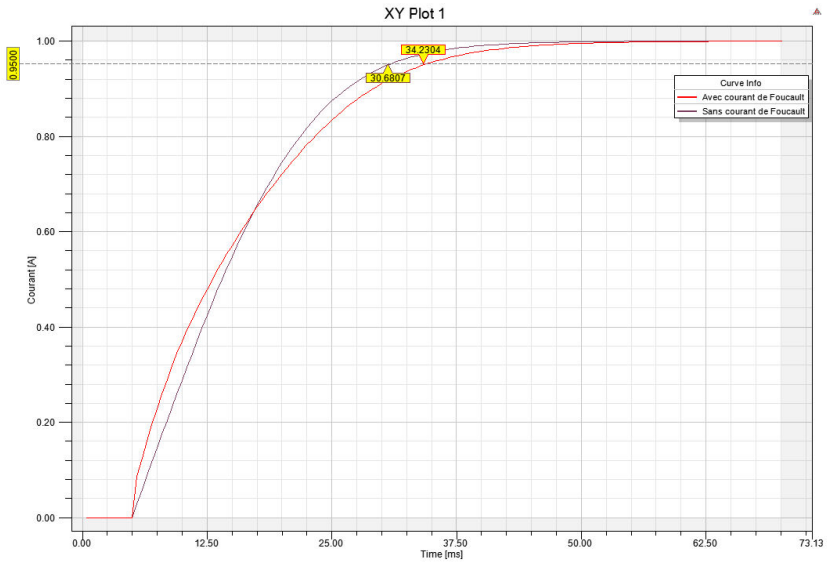
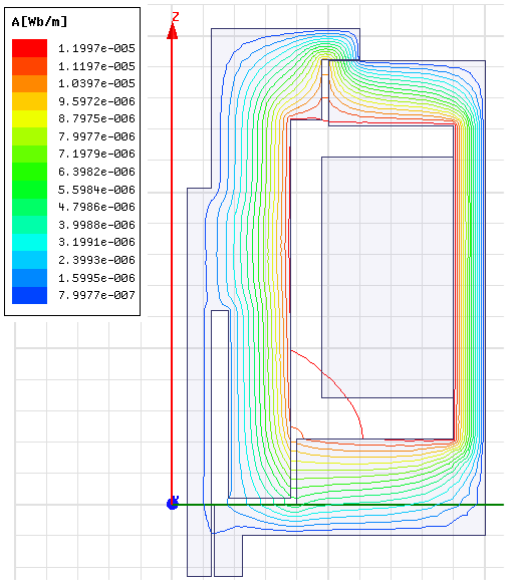
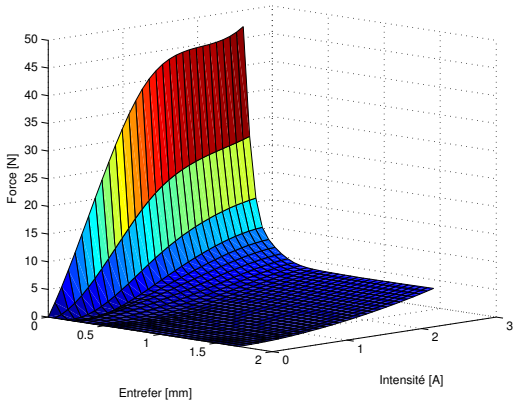


FIGURE 3.16: Réponses indicielles avec (rouge) et sans (mauve) courants de Foucault.



(a) Lignes de flux dans l'actionneur initial. Simulation pour 300 A.tr.



(b) Force magnétique en fonction de l'entrefer et du courant.

FIGURE 3.17: Résultats de la simulation éléments finis de l'actionneur initial.

été calculées, la goupille est déplacée, l'actionneur remaillé et le calcul est itéré jusqu'à ce que tous les cas soient traités. Les résultats obtenus sont utilisés pour calculer les gradients d'inductance et interpolés pour les modèles suivants. La figure 3.17b montre l'allure de la cartographie de l'effort magnétique.

La création des cartographies pour un actionneur prend environ 3 min. Comme la force et l'inductance sont déjà calculées, la simulation de la transition n'est plus que de 150 ms, soit 30 s pour optimiser l'alimentation. L'optimisation géométrique est alors faisable et prend environ une semaine pour converger.

Afin de valider les valeurs de l'inductance obtenue par éléments finis, nous avons procédé à des mesures sur un prototype. Cependant, compte tenu des faibles valeurs de l'inductance (inférieure à 10 mH) et de la dépendance à l'intensité, nous avons utilisé plusieurs méthodes de mesure.

3.2.1 Validation expérimentale de l'inductance

Les résultats du modèle magnétique sont comparés aux mesures réalisées sur le prototype. L'actionneur est fixé sur un support en aluminium qui permet d'imposer précisément la position de sa tige (Fig. 3.18).

Pour obtenir la valeur de l'inductance, nous avons utilisé plusieurs méthodes de me-

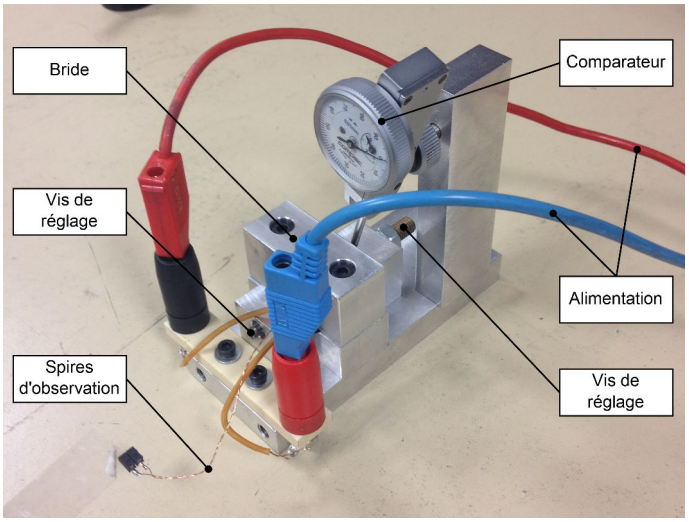


FIGURE 3.18: Montage de mesure de l'inductance de l'actionneur.

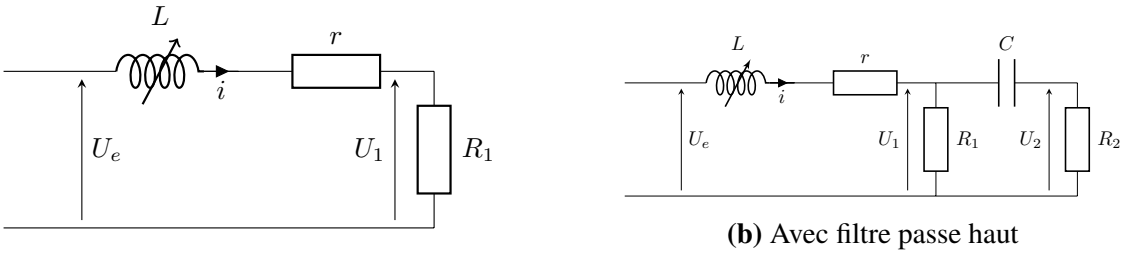
sure. Premièrement, nous avons utilisé un impédance-mètre puis nous avons mesuré le déphasage induit par une excitation harmonique et le temps de réponse à une excitation indicielle. Nous avons ensuite ajouté des spires d'observation pour mesurer le flux créé par la bobine. Enfin, nous avons mesuré les puissances actives et réactives absorbées par le circuit à l'aide d'un wattmètre.

La valeur donnée par l'impédance-mètre est d'un ordre de grandeur identique à celui des simulations mais l'appareil n'est pas prévu pour des niveaux de tension et de fréquence correspondant à notre utilisation. Les valeurs qu'il nous a données ne sont donc pas significatives.

Pour les mesures de déphasage et de temps de réponse, nous avons utilisé un générateur de signal et un amplificateur linéaire. Tout d'abord, nous avons réalisé le circuit de mesure de la figure 3.19a.

Une tension sinusoïdale U_e de valeur moyenne nulle et de pulsion ω est appliquée à la bobine. La tension U_1, image du courant dans le circuit, est mesurée aux bornes d'une résistance R_1 de faible valeur. En faisant l'hypothèse que l'inductance L varie peu, nous pouvons écrire la fonction de transfert $\frac{U_1}{U_e}$. Le déphasage φ_1 entre ces deux tensions est l'argument de cette fonction de transfert et permet de calculer l'inductance L grâce à l'équation (3.9).

Or, dans la plage de fonctionnement de l'actionneur, la simulation a montré que l'inductance pouvait varier de 80 % en fonction de l'intensité. L'amplitude d'excitation doit donc rester faible pour que l'inductance puisse être considérée constante mais doit aussi être suffisante pour permettre de mesurer le déphasage.



(a) Sans filtre

(b) Avec filtre passe haut

FIGURE 3.19: Montages électriques pour la mesure de l'inductance de l'actionneur.

$$L = \frac{r+R_1}{\omega}\tan\varphi_1 \tag{3.9}$$

Pour mesurer l'inductance pour différentes intensités, nous allons faire varier la valeur moyenne de U_e. Nous devons donc mesurer le déphasage entre deux tensions d'amplitudes faibles et qui possèdent une valeur moyenne qui peut être élevée. Cette composante continue nous empêche d'augmenter la sensibilité de l'oscilloscope et rend la mesure difficile.

Nous avons donc modifié le circuit de mesure pour ajouter un filtre passe haut, comme présenté en figure 3.19b. La tension U_2 se retrouve donc centrée sur zéro, ce qui nous permet d'utiliser un calibre plus petit afin de faciliter la lecture du déphasage φ entre U_e et U_2. Le déphasage φ_1 induit par le filtre entre U_1 et U_2 s'exprime en fonction de la capacité C et de la résistance R_2 (équation (3.10)). Enfin la valeur de l'inductance est donnée par l'équation (3.11)

$$\varphi_2 = \frac{\pi}{2} - \arctan(CR_2\omega) \tag{3.10}$$

$$L = \frac{r+R_1}{\omega}\tan(\varphi_2 - \varphi) \tag{3.11}$$

Nous avons d'autre part effectué des mesures de temps de réponse à un échelon. L'inductance se calcule alors grâce à la formule $\tau = \frac{L}{r}$. Comme pour la mesure précédente, cette relation n'est vraie que si L est constante. Ainsi, nous imposerons un échelon de tension centré autour d'une valeur moyenne non nulle. Il est cette fois-ci possible d'effectuer la mesure sans montage supplémentaire en ajoutant un offset sur l'oscilloscope.

Nous avons ensuite rajouté deux spires d'observation autour de la bobine. La tension induite est une image du flux Φ dans le circuit magnétique de l'actionneur. Nous pouvons donc calculer l'inductance $L = \frac{\Phi}{i}$. Cependant, les niveaux de tensions sont trop faibles pour être mesurés directement et un montage amplificateur donne des résultats trop bruités pour être exploités.

Enfin, nous avons alimenté la bobine avec une amplitude faible et une valeur moyenne variable et mesuré la puissance réactive Q grâce à un wattmètre. Toujours en faisant l'hy-

TABLE 3.1: Extrait des résultats de la simulation et des mesures.

Course [mm]	Excitation [AT]	Simulation [mH]	Déphasage [mH]	Wattmètre [mH]	Temps de réponse [mH]
0	165	5,10	4,94	8,10	4,09
0	330	5,74	5,68	6,89	4,52
1,7	165	2,85	1,58	2,35	1,41
1,7	330	2,54	1,64	2,40	1,46

pothèse que l'intensité, donc l'inductance, varie peu, nous pouvons retrouver la valeur de l'inductance par :

$$L = \frac{Q}{\omega I^2} \tag{3.12}$$

Un extrait des résultats de ces différentes mesures est présenté dans le tableau 3.1. La colonne "simulation" montre la valeur de l'inductance obtenue par la simulation d'un échelon de tension. Elle est comparée aux mesures de déphasage, de puissance réactive et de temps de réponse pour des tensions U_e sinusoïdales d'amplitude faible et de valeur moyenne variable.

Les écarts peuvent s'expliquer de plusieurs manières. Tout d'abord, la précision des instruments de mesure entre en jeu. En effet, l'intensité s'obtient à partir de la tension aux bornes d'une résistance de mesure. Les niveaux de tensions sont faibles, de l'ordre de 10 mV, car la résistance de mesure est de 0,01 Ω. Une résistance plus grande faciliterait la mesure de tension mais diminuerait le temps de transition et le déphasage, rendant leur lecture difficile.

D'autre part, la courbe $B(H)$ n'est pas parfaitement connue. Bien que le prototype soit censé être réalisé en acier XC18, nous n'avons pas mesuré sa courbe de première aimantation. Nous avons utilisé à la place la courbe mesurée sur un échantillon d'XC18 lors d'une étude précédente. De plus, l'usinage génère des contraintes thermiques et mécaniques qui peuvent modifier le comportement magnétique du matériau. Ces contraintes sont usuellement éliminées en faisant un recuit mais, comme nous ne disposions que d'un actionneur et que nous craignons que les déformations thermiques modifient les jeux fonctionnels, nous n'avons pas recuit le prototype.

Les pertes par courants de Foucault influent elles aussi sur les grandeurs mesurées. Nous avons utilisé la résistivité du XC18 trouvée dans la littérature [70] pour réaliser les simulations. Enfin, les nombreux entrefers présents dans l'actionneur sont autant de sources d'erreur. Si la position axiale peut être précisément imposée, les dispersions d'usinage entrainent une incertitude sur les entrefers axiaux. De plus, les jeux de fonctionne-

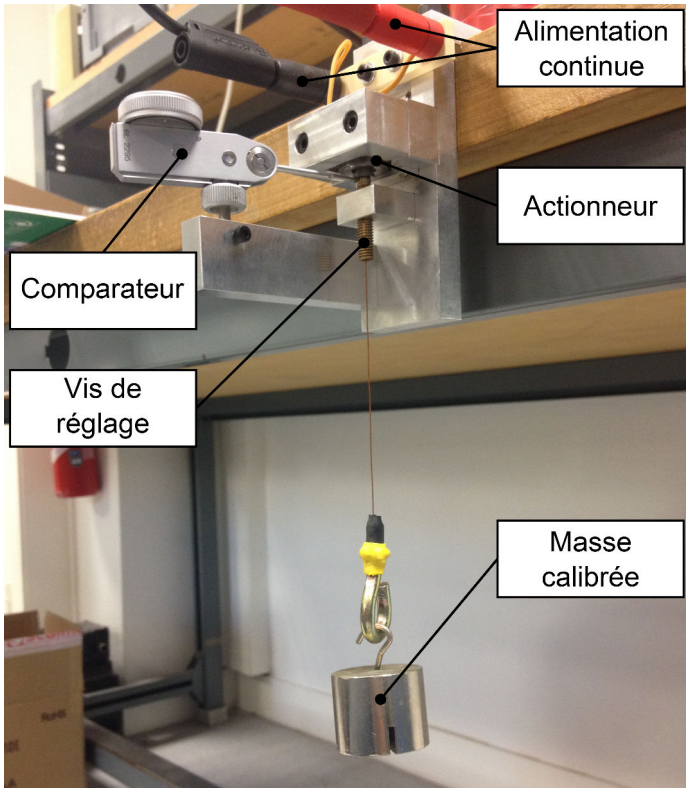


FIGURE 3.20: Montage de mesure de la force magnétique de l'actionneur.

ment autorisent un léger déplacement axial et un rotulage de la tige qui font varier les entrefers radiaux.

3.2.2 Validation expérimentale de la force

Nous voulons maintenant vérifier le calcul de force magnétique de l'actionneur. Pour cela, le support est placé à la verticale et l'actionneur doit soulever des masses tarées, comme présenté en figure 3.20. Un crochet de masse 13,5 g est fixé à la tige et permet l'accrochage des différentes masses. Une vis creuse permet de régler la butée de la tige afin de mesurer l'effort pour différents entrefers.

Dans un premier temps, nous remarquons que la tige coulisse sous l'effet de son poids et de celui du crochet. Cela signifie que les frottements secs sont inférieurs à 0,2 N. Cependant, ils peuvent varier avec la lubrification, l'usure et les déformations thermiques. Les frottements visqueux ne sont en outre pas pris en compte. Nous prendrons donc par sécurité des frottements secs égaux à 1 N dans la modélisation mécanique du paragraphe 3.4.

La cartographie de force de l'actionneur se construit en positionnant la tige à un entre-

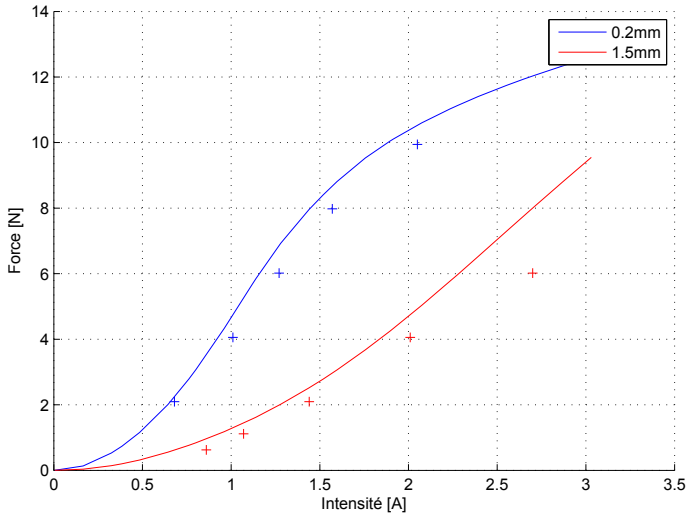


FIGURE 3.21: Résultat du modèle en traits pleins et points de mesure de force pour deux courses différentes.

fer donné grâce au comparateur et à la vis de réglage. La tige est lestée par une masse et nous imposons une tension constante aux bornes de la bobine. La tension est progressivement augmentée jusqu'à ce que la tige décolle. La valeur de l'intensité est alors relevée et consignée dans un tableau. Cette opération est répétée pour différents masses et entrefers.

Les résultats obtenus sont présentés pour deux courses différentes en figure 3.21. Nous avons tracé en traits pleins les courbes obtenues par éléments finis en faisant varier l'intensité et nous avons reporté les points de mesure correspondants. La force mesurée est inférieure à la force simulée. Cela s'explique par les frottements secs qui ne sont pas pris en compte. Il arrive aussi que la tige ne transite pas à cause de phénomènes d'arcboutement. D'autre part, comme pour la mesure d'inductance, les écarts peuvent être dus à l'incertitude sur la courbe $B(H)$.

3.2.3 Conclusion

Les valeurs de l'inductance obtenues varient selon la méthode de mesure. Cependant, elle restent proches des valeurs simulées. Les écarts peuvent s'expliquer par les dispersions d'usinage, les jeux de fonctionnement ainsi que par l'écart entre la courbe $B(H)$ réelle et celle utilisée dans le solveur éléments finis. Bien que travaillant à basse fréquence, les pertes fer peuvent aussi influer sur la valeur de l'inductance.

La mesure de force a donné des résultats satisfaisants, bien qu'en certains points l'erreur peut être importante. Cela peut s'expliquer notamment par les frottements et l'arcboutement de la goupille. Encore une fois, les jeux, les dispersions et la courbe $B(H)$ sont

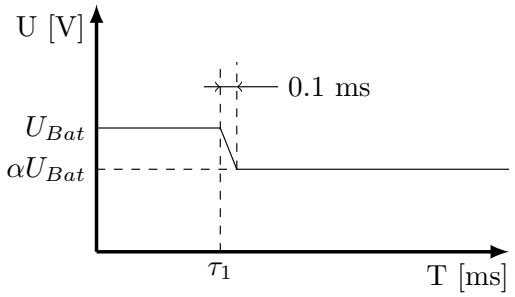


FIGURE 3.22: Profil de la tension imposée aux bornes du circuit.

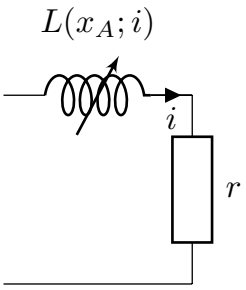


FIGURE 3.23: Schéma électrique du circuit.

des paramètres non maitrisés qui influent grandement sur les résultats.

Au final, compte tenu de la précision voulue et des résultats de la campagne de mesure, nous avons conclu que le modèle éléments finis offrait une représentation suffisamment fidèle du comportement magnétique de l'actionneur pour être utilisé dans une optimisation.

3.3 Modèle électrique

Le modèle électrique donne l'évolution du courant dans la bobine en fonction de la tension. Le circuit est assimilé à une résistance et une inductance variable L dont la valeur est donnée par la cartographie calculée par éléments finis au paragraphe 3.2. Celle-ci dépend donc de l'intensité i et de la position de la tige d'actionneur x_A. La résistance r est obtenue à partir de la longueur du fil et de la conductivité du cuivre. L'équation sur le courant s'écrit :

$$U(t) = i\left(r + \frac{\partial x_A}{\partial t}\frac{\partial L}{\partial x_A}(x_A,i)\right) + \frac{\partial i}{\partial t}\left(L(x_A,i) + i.\frac{\partial L}{\partial i}(x_A,i)\right) \tag{3.13}$$

L'allure la tension $U(t)$ est dessinée en figure 3.22. Elle est définie par un palier d'une valeur de U_{bat} pendant une durée τ_1 puis un second palier de niveau αU_{bat} jusqu'à la fin de la simulation. La transition entre ces deux paliers est supposée linéaire et durer 0,1 ms. Ce modèle donne la valeur du courant qui sera utilisée pour calculer l'effort $F_m(x_A,i)$ nécessaire au modèle dynamique. Ces deux modèles doivent être couplés car le modèle électrique utilise la position de la tige x_A.

3.4 Modèle mécanique dynamique

Le modèle dynamique permet d'accéder, d'une part à la précharge du ressort d'actionneur, calculée analytiquement, et d'autre part à la position de la tige d'actionneur et des goupilles en fonction du temps lorsque l'actionneur est alimenté, grâce à une intégration numérique. Pour obtenir ces résultats, les hypothèses suivantes ont été faites :

— Les goupilles intérieure et extérieure sont liées et sont appelées "goupilles".
— La masse des goupilles est donnée par la CAO et vaut 0.7 g.
— La densité de la tige d'actionneur est de 8000 kg/m^3.
— Les vibrations sont négligées pendant la transition.
— La force de frottement est de 1 N maximum pour chaque pièce.
— Les ressorts ont un comportement linéaire.

Afin de différencier les grandeurs correspondant à l'actionneur et à la goupille, nous utiliserons respectivement les indices $\square_A$ et $\square_G$. Les positions seront notées $x_\square$, la précharge des ressorts sera notée $F_{0\square}$ et leur raideur $K_\square$. Les forces de frottement seront notées F_f, la force de contact de la tige sur les goupilles F_c et l'effort du bâti sur les goupilles F_{bat}.

Nous commencerons par déterminer les précharges des ressorts nécessaires au maintien d'un effort de contact de 1 N lorsque les pièces sont en butée. Nous déterminerons ensuite la condition sur la précharge du ressort d'actionneur pour que la transition se fasse en moins de 15 ms lorsque l'alimentation est coupée. Enfin, nous écrirons les systèmes d'équations différentielles à intégrer afin de simuler le comportement des pièces mobiles lorsque l'actionneur est alimenté.

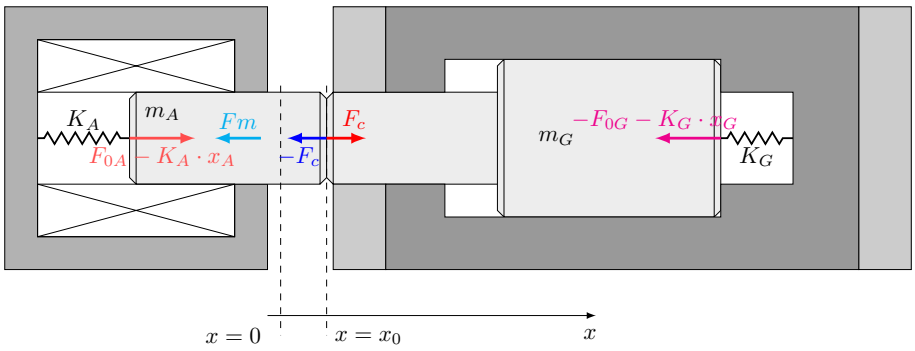


FIGURE 3.24: Schéma de l'actionneur simplifié et des goupilles ainsi que des forces s'appliquant sur les parties mobiles.

3.4.1 Précharge des ressorts

L'étude du profil vibratoire du moteur a montré qu'un effort de contact $F_{\min} = 1\,\mathrm{N}$ est suffisant pour maintenir les goupilles en butée. Lorsque l'actionneur est alimenté et que la goupille a transité ($x_A = x_G = 0$), l'effort sur sa butée est F_{0G} donc :

$$F_{0G} = F_{\min} = 1\,\mathrm{N} \tag{3.14}$$

En position par défaut $x_A = x_G = x_0$, la condition sur la précharge du ressort d'actionneur est :

$$F_{0A} - F_{0G} - K_G x_0 \geq F_{\min} \tag{3.15}$$

3.4.2 Transition actionneur non alimenté

La précharge du ressort d'actionneur doit aussi être suffisante pour que la tige et les goupilles transitent en moins de $t_0 = 15\,\mathrm{ms}$ lorsque l'actionneur cesse d'être alimenté. Au cours de cette transition, il n'y a pas de risque de décollement entre la tige et la goupille donc $x_A = x_G = x$. L'équation différentielle du déplacement de l'ensemble {tige, goupille} s'écrit :

$$(m_G + m_A)\ddot{x} = F_{0A} + K_A x_0 - F_{0G} - (K_A + K_G)x - 2F_f \tag{3.16}$$

avec les condition initiales :

$$\begin{array}{ll} x_A(t=0) = 0 & x_G(t=0) = 0 \\ \dot{x_A}(t=0) = 0 & \dot{x_G}(t=0) = 0 \end{array} \tag{3.17}$$

Cette équation peut s'écrire :

$$\ddot{x} + \frac{K_A + K_G}{m_G + m_A} \cdot x = \frac{F_{0A} + K_A x_0 - F_{0G} - 2F_f}{m_G + m_A} \tag{3.18}$$

Ou encore :

$$\ddot{x} + \omega^2 \cdot x = \lambda \tag{3.19}$$

Ce qui se résout en utilisant les conditions initiales par :

$$x(t) = \frac{\lambda}{\omega^2}\left[1 - \cos(\omega \cdot t)\right] \tag{3.20}$$

$$x(t) = \frac{F_{0A} + K_A x_0 - F_{0G} - 2F_f}{K_A + K_G}\left[1 - \cos\left(t\sqrt{\frac{K_A + K_G}{m_G + m_A}}\right)\right] \tag{3.21}$$

À partir de cette équation, la condition sur la précharge d'actionneur pour que le temps de transition de l'actionneur non alimenté t_n soit inférieur à t_0 est :

$$F_{0A} \geq F_{0G} - K_A x_0 + 2F_f - \frac{x_0(K_G + K_A)}{\cos\left(t_0\sqrt{\frac{K_G+K_A}{m_G+m_A}}\right) - 1} \tag{3.22}$$

La valeur de la précharge du ressort de l'actionneur est choisie comme la plus petite valeur vérifiant les inéquations (3.15) et (3.22). Dans la plupart des cas, c'est la condition d'effort de contact de l'équation (3.15) qui est prépondérante. Le terme $F_{0A} + K_A.x_0 - F_{0G}$ peut alors s'écrire :

$$F_{0A} + K_A x_0 - F_{0G} = F_{\min} + x_0(K_G + K_A) = F_{\min} + x_0 \Sigma K \tag{3.23}$$

Cela explique que les résultats ne dépendent pas de la répartition des raideurs du moment que de la somme est constante.

3.4.3 Validité et intégration des ressorts

Nous cherchons maintenant à intégrer les ressorts dans la géométrie définie par les paramètres p. D'après les équations du paragraphe précédent, la répartition des raideurs n'influe généralement pas sur la transition des goupilles. Nous utiliserons donc la somme des raideurs $\Sigma K = K_G + K_A$.

Ce problème peut s'apparenter à une optimisation sous contrainte où nous cherchons le diamètre du fil, le diamètre d'enroulement la longueur en place et la raideur des ressorts d'actionneur et de goupille tels que la somme des raideurs soit égale à ΣK, que les précharges vérifient les conditions (3.14), (3.15) et (3.22) et que les ressorts supportent les contraintes mécaniques et s'intègrent dans le volume disponible. L'optimisation peut être résumée dans le tableau 3.2.

Les calculs sont effectués d'après les relations tirées de la norme présentées en paragraphe 4.2 du chapitre 2. Cette optimisation est réalisée par un algorithme de point intérieur et permet de vérifier s'il est possible de trouver les ressorts voulus. Si les ressorts vérifiant ces conditions sont trouvés, la transition lorsque l'actionneur est alimenté est effectuée. Dans le cas contraire, il faut relancer la recherche de ressorts avec une nouvelle raideur.

3.4.4 Transition actionneur alimenté

Une fois les paramètres des ressorts déterminés, la transition des goupilles et de la tige est simulée. Comme le contact entre ces deux pièces est unilatéral, il peut y avoir un décollement. Ce problème à deux degrés de libertés est formalisé ci-dessous.

TABLE 3.2: Présentation de l'optimisation

Recherche des ressorts d'actionneurs	
Type d'algorithme	Point intérieur
Paramètres d'entrée	Paramètres des ressorts
Objectifs	Masse
Contraintes	$F_{0A} > F_{\min} + F_{0G} + K_G \cdot x_0$ $t_n < t_0$ Contraintes géométriques
$[K_A, K_G, N_{sA}, N_{sG}, \ldots] = \arg\min M$ tels que $\begin{cases} F_{0A} > F_{\min} + F_{0G} + K_G \cdot x_0 \\ t_n \leq 15\,\text{ms} \\ 2R_{g5} < D_{int_A}, D_{ext_A} > 2R_{g4} \\ L_{0A} < L_{g5} \\ \vdots \end{cases}$	

— Conditions initiales :

$$\begin{aligned} x_A(t=0) &= x_0 \qquad x_G(t=0) = x_0 \\ \dot{x}_A(t=0) &= 0 \qquad \dot{x}_G(t=0) = 0 \end{aligned} \tag{3.24}$$

— Équations différentielles du mouvement :

$$m_A \ddot{x}_A = F_m(x_A, i) + F_{0A} + F_f - K_A(x_A - x_0) - F_c \tag{3.25}$$

$$m_G \ddot{x}_G = F_{\text{bat}} - F_{0G} - K_G x_G + F_f + F_c \tag{3.26}$$

— Conditions sur la force de contact :

$$\begin{cases} Fc \geq 0 \\ x_G - x_A = 0 \end{cases} \quad \text{ou} \quad \begin{cases} Fc = 0 \\ x_G - x_A \geq 0 \end{cases} \tag{3.27}$$

Ce problème est résolu numériquement avec un schéma d'intégration Runge Kutta 4-5 [71] ainsi qu'un algorithme pour la détection du contact présenté en figure 3.25. Il est inspiré de la méthode des statuts décrite dans [72] et utilisée dans [73]. Lorsque les pièces sont en contact, $x_A = x_G = x$ et l'équation différentielle devient :

$$(m_A + m_G)\ddot{x} = F_m(x, i) + F_{0A} + 2F_f - K_A(x - x_0) + F_{\text{bat}} - F_{0G} - K_G x \tag{3.28}$$

La force de contact de la tige sur les goupilles est déduite à partir de l'équation calculée ci-dessus et de l'équation (3.26).

$$F_c = m_G \ddot{x} - F_{\text{bat}} + F_{0G} + K_G x - F_f \tag{3.29}$$

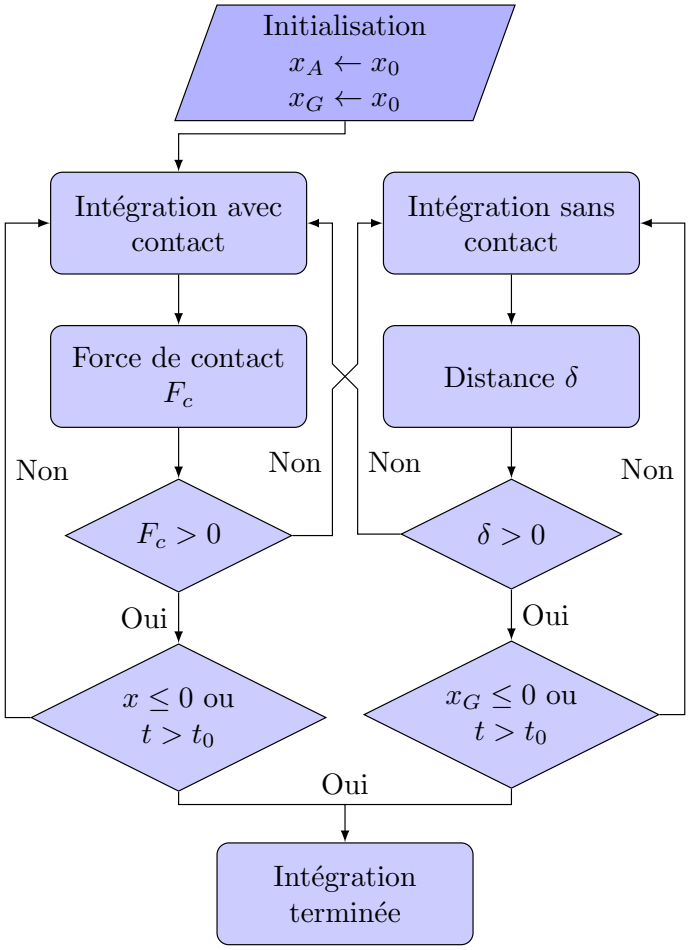


FIGURE 3.25: Algorithme de résolution et d'intégration du modèle mécanique.

Si la force est positive, il y a effectivement contact et les accélérations $\ddot{x_A}$ et $\ddot{x_G}$ sont égales pour ce pas de temps. Dans le cas contraire, les deux masses sont traitées séparément et l'effort de contact est nul. Les équations différentielles (3.25) et (3.26) sont intégrées avec $F_c = 0$ pour calculer la distance $\delta = x_G - x_A$. Le calcul continue ainsi tant que δ est positif ou que la goupille n'a pas atteint sa butée. Lorsque la position de la goupille atteint 0 ou que la simulation dépasse t_0, l'intégration est arrêtée. Cela défini alors le temps de transition de la goupille lorsque l'actionneur est alimenté : t_a. Les résultats obtenus sont détaillés dans le paragraphe suivant.

3.5 Couplage des modèles

La simulation des modèles présentés au paragraphe précédent donne l'évolution de la position de la goupille et de la tige d'actionneur, de l'intensité, de la force magnétique

et de l'inductance. À un pas d'intégration donné, si les pièces ne sont pas en contact, le système d'équations à intégrer est :

$$\begin{cases} m_A \cdot \ddot{x}_A = F_m + F_{0A} + F_f - K_A \cdot (x_A - x_0) - F_c \\ m_G \cdot \ddot{x}_G = F_{\text{bat}} - F_{0G} - K_G \cdot x_G + F_f + F_c \\ \left(L + i \cdot \dfrac{\partial L}{\partial i}\right) \cdot \dfrac{\partial i}{\partial t} = U - i \cdot \left(r + \dot{x}_A \cdot \dfrac{\partial L}{\partial x_A}\right) \end{cases} \tag{3.30}$$

Si elles sont en contact, il faut alors intégrer :

$$\begin{cases} (m_A + m_G) \cdot \ddot{x} = F_m(x,i) + F_{0A} - K_A(x - x_0) + 2F_f + F_{\text{bat}} - F_{0G} - K_G \cdot x \\ \left(L + i \cdot \dfrac{\partial L}{\partial i}\right) \cdot \dfrac{\partial i}{\partial t} = U - i \cdot \left(r + \dot{x} \cdot \dfrac{\partial L}{\partial x}\right) \end{cases} \tag{3.31}$$

Les résultats sont présentés en figure 3.26. Le palier de tension à U_{bat} entraine une augmentation rapide de l'intensité dans la bobine entre 0 et 1 ms (1). La tension est ensuite réduite à αU_{bat} pour éviter que le courant ne dépasse la limite $I_{\max}$. Durant cette période, la force magnétique augmente mais, tant que les frottements et la précharge des ressorts ne sont pas compensés, les masses restent immobiles (2). Une fois que la force est suffisante, la tige est attirée et permet au ressort de goupille de se détendre (3). La réduction de l'entrefer entraine l'augmentation de la force magnétique. Lorsqu'il devient très faible, la tige d'actionneur se colle à sa butée et se décolle des goupilles (4). Celles-ci terminent leur course poussées par leur ressort et la simulation s'arrête définissant ainsi le temps de transition t_a. L'énergie consommée est calculée par la formule $W_{\text{el}} = \int_0^{t_a} U(t) \cdot i \cdot \mathrm{d}t$. Les deux grandeurs, t_a et W_{el}, serviront respectivement de contrainte et d'objectif pour l'optimisation de l'alimentation. Lorsque la tige arrive en butée, sa vitesse est fixée à zéro. Le terme $\frac{\partial x}{\partial t}$ de l'équation (3.13) devient donc nul, d'où la singularité de l'intensité en fin de simulation.

Afin de vérifier la modélisation, nous avons réalisé une transition sur le prototype en mesurant ses paramètres électriques. Le temps de transition est déterminé en observant la singularité de l'intensité correspondant à l'arrivée en butée de la tige. Nous voulions essentiellement valider le comportement électrique et magnétique de l'actionneur, donc nous avons réalisé cette transition sans goupille ni ressort afin de réduire les risques d'incertitude.

La figure 3.27a montre la mesure et la transition simulée. Bien que les temps de transition correspondent, l'évolution de l'intensité est différente. En effet, la simulation ne prend pas en compte la résistance des contacts électriques ($\approx 0{,}5\,\Omega$). De plus, l'induc-

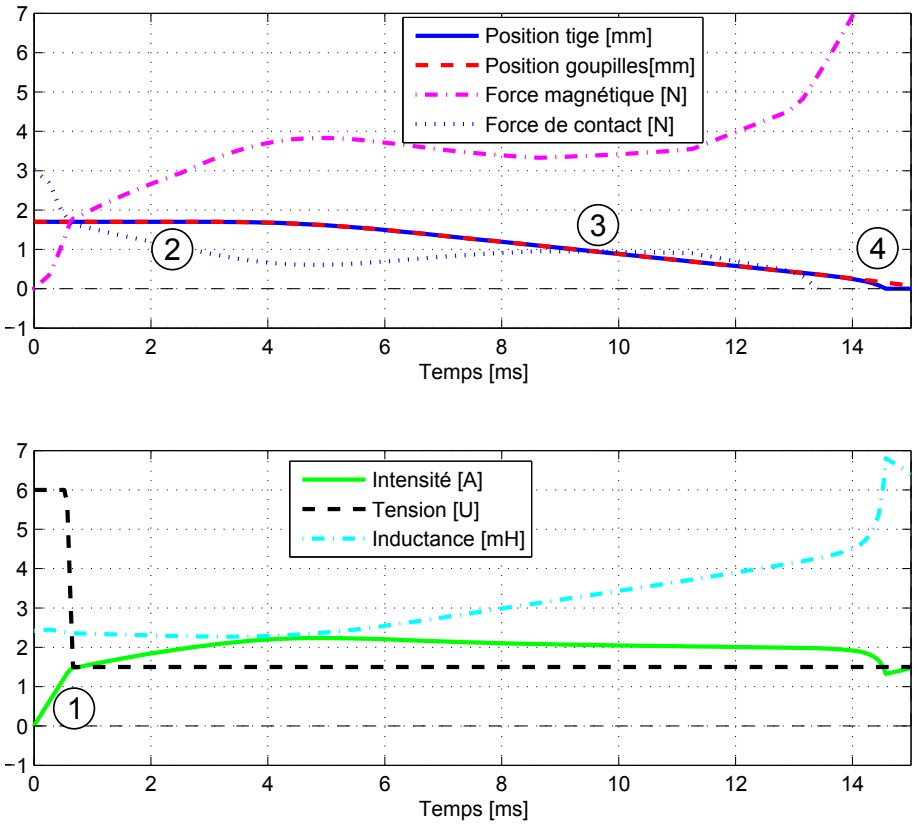
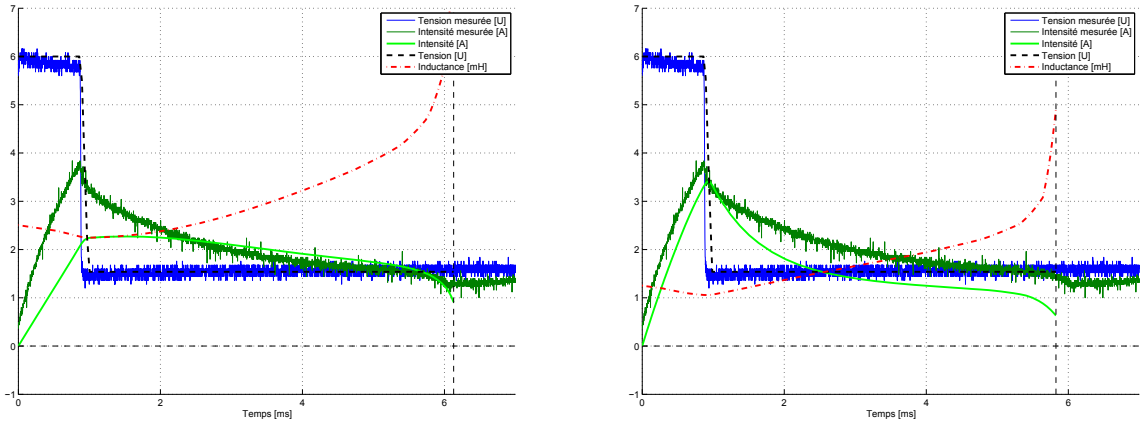


FIGURE 3.26: Évolution de la position de la tige d'actionneur et des goupilles, ainsi que la force magnétique sur la tige et de la force de contact entre la tige et les goupilles sur le premier graphique. Évolution du courant dans la bobine, de la tension à ses bornes, et de son inductance sur le second. Simulation pour l'actionneur initial.



(a) Paramètres d'origine

(b) Résistance et inductance recalées.

FIGURE 3.27: Simulation et mesure d'une transition de l'actionneur prototype.

tance mesurée et celle simulée ne sont pas identiques à cause des raisons évoquées précédemment. Nous avons donc réalisé une seconde simulation en ajustant l'inductance et la résistance. Celle-ci, représentée en figure 3.27b est plus fidèle à la mesure.

4 Optimisation de l'actionneur

Suite à la validation des différents modèles, l'optimisation de l'actionneur se fait par deux boucles imbriquées. La première détermine le profil d'alimentation et les ressorts. Chaque itération est rapide car elle ne fait intervenir que les modèles électrique et mécanique. La seconde boucle modifie la géométrie de l'actionneur donc les cartographies de force et d'inductances doivent être recalculées à chaque itération. Cette opération est lente et rend l'optimisation globale coûteuse. Le processus d'optimisation est présenté synthétiquement en Figure 3.28.

Le cas étudié ici est un cas particulier. En effet, il n'y a pas besoin de simuler la transition pour connaitre la valeur des objectifs. Cela est cependant nécessaire pour vérifier les contraintes. Nous pourrions utiliser cette propriété afin de réduire le temps d'optimisation, par exemple en ne calculant que les machines qui améliorent le front de pareto actuel. Cependant, la méthode décrite ici se veut générique et doit rester valable si l'objectif est de minimiser l'énergie consommée par exemple. Par conséquent, nous calculerons au moins une transition pour chaque machine.

4.1 Optimisation de l'alimentation

4.1.1 Profil de courant optimal

Dans un premier temps, nous avons cherché le profil de courant optimal pour réaliser la transition en moins de t_0 et en minimisant l'énergie consommée pour une géométrie donnée. Pour cela, nous sommes passés outre le modèle électrique et nous avons supposé que nous pouvions imposer n'importe quel profil d'intensité compris entre 0 et $I_{\max}$. Le couplage est donc magnéto-mécanique. La cartographie de force en fonction de la position et de l'intensité est calculée par le modèle éléments finis présenté au paragraphe 3.2 et le déplacement des pièces par le modèle mécanique du paragraphe 3.4.

Nous avons discrétisé le profil d'intensité en k segments et imposé que le courant initial soit nul. La valeur entre les points est obtenue par interpolation linéaire. Nous nous sommes ramenés à un problème d'optimisation à k paramètres d'entrée ayant pour objectif de minimiser l'énergie consommée et le temps de transition qui a été résolu par

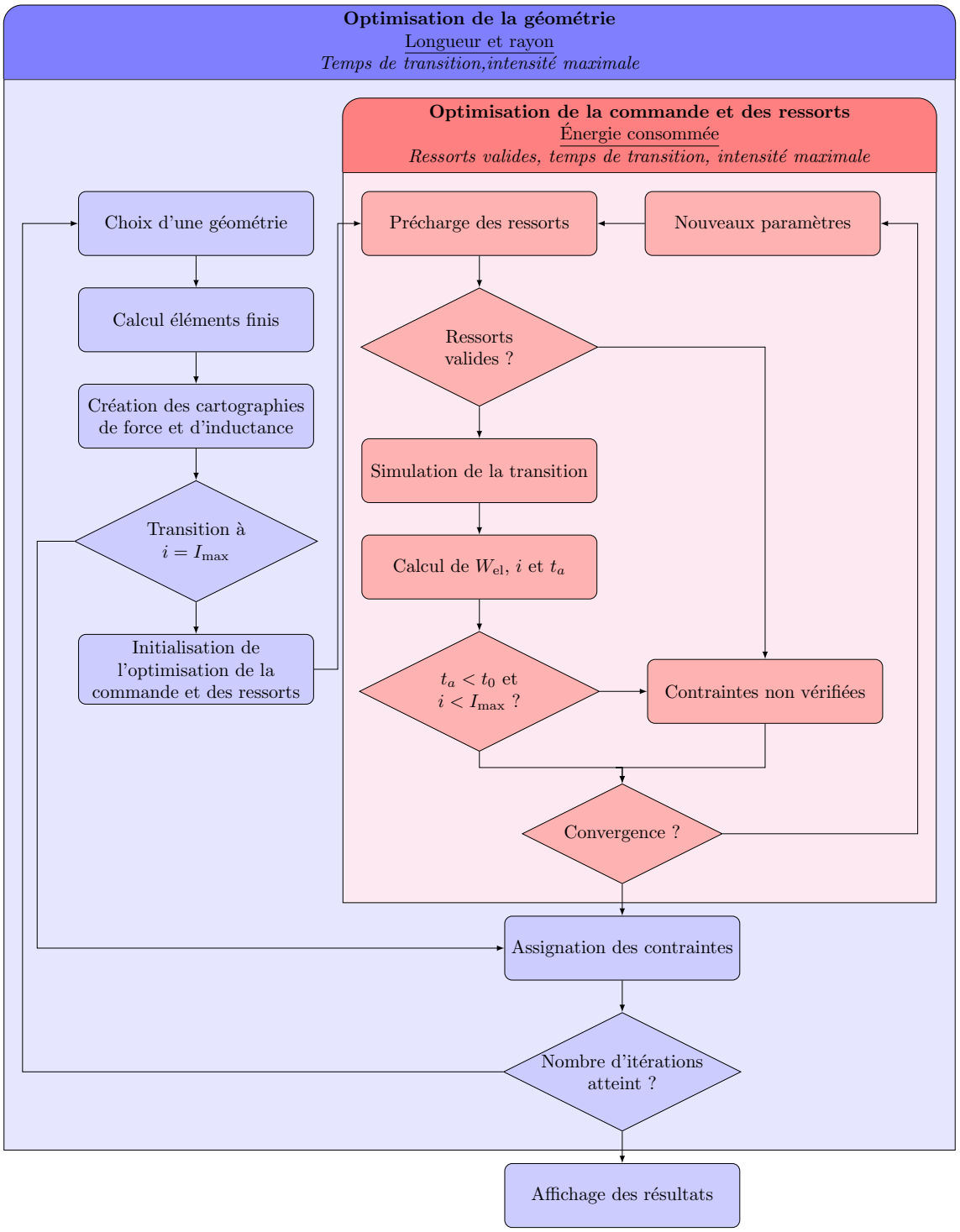


FIGURE 3.28: Algorithme d'optimisation. Les fonctions objectifs sont soulignées et les contraintes en italique.

essaims particulaires présentée en table 3.3.

TABLE 3.3: Présentation de l'optimisation

Profil d'intensité optimal	
Type d'algorithme	Essaim particulaire
Paramètres d'entrée	Profil d'intensité discrétisé
Objectifs	Énergie consommée W_{el}
Contraintes	$t_a < t_0$
$[I_1, I_2, \ldots] = \arg\min W_{el}$ tels que $t_a < t_0$	

La figure 3.29 montre la transition des goupilles avec un des profils du front de Pareto. L'alimentation se fait à intensité maximale puis passe à zéro pendant la transition. Nous allons nous servir de ce résultat pour initialiser l'optimisation de la commande dans le couplage électro-magnéto-mécanique.

4.1.2 Initialisation de l'algorithme

Pour initialiser l'algorithme d'optimisation de la commande de l'actionneur, nous cherchons analytiquement le profil de tension permettant de se rapprocher du profil d'intensité optimal calculé sans le modèle électrique.

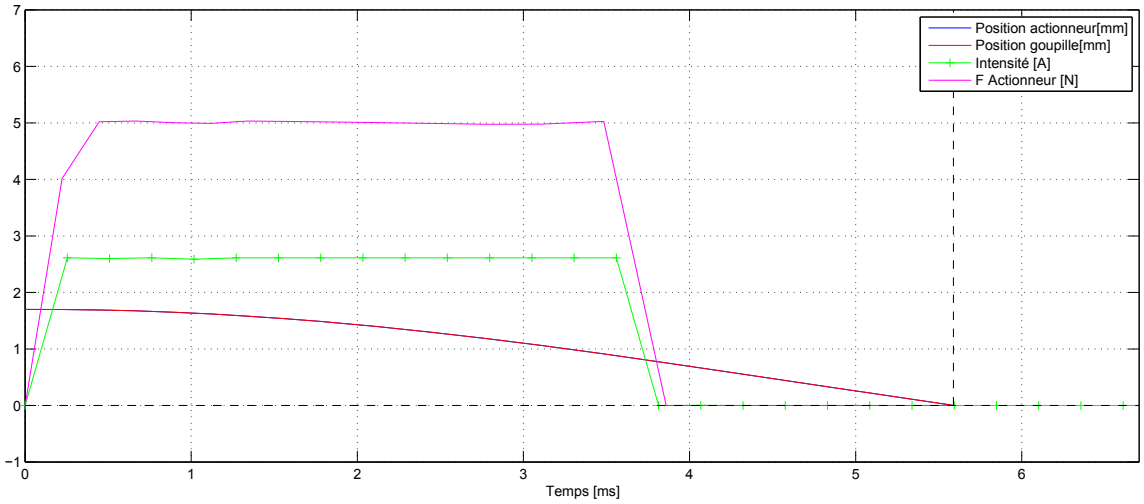


FIGURE 3.29: Profil d'intensité optimal minimisant l'énergie consommée et le temps de transition.

Nous allons donc imposer la tension maximale jusqu'à ce que l'intensité atteigne $I_{\max}$ puis réduire la tension pour que l'intensité reste légèrement inférieure à $I_{\max}$. Nous faisons l'approximation que la bobine est un circuit RL avec une inductance constante $L_0 = L(x_A = 0, i = I_{\max})$. L'équation différentielle régissant l'intensité dans ce circuit s'écrit :

$$U = r \cdot i + L_0 \frac{\mathrm{d}i}{\mathrm{d}t} \tag{3.32}$$

avec comme condition initiale $i(0) = 0$.

Ce qui donne l'évolution du courant en fonction du temps :

$$i(t) = \frac{U}{r}\left(1 - \mathrm{e}^{-\frac{tr}{L_0}}\right) \tag{3.33}$$

À partir de cette équation, nous pouvons déduire que, pour une tension d'alimentation U_{bat} donnée, l'intensité atteint sa valeur maximale $I_{\max}$ en τ_0 avec :

$$\tau_0 = -\frac{L_0}{r} \ln\left(1 - \frac{rI_{\max}}{U_{\text{bat}}}\right) \tag{3.34}$$

Nous en déduisons aussi que, pour que l'intensité dans ce circuit en régime établi soit égale à $I_{\max}$, il doit être alimenté par une tension $\alpha_0 U_{\text{bat}}$ avec :

$$\alpha_0 = \frac{rI_{\max}}{U_{\text{bat}}} \tag{3.35}$$

Avec α_0 et τ_0, nous avons un profil d'alimentation qui a de grandes chances de permettre à l'actionneur de transiter. Nous nous servirons de ces valeurs pour initialiser l'algorithme de point intérieur. Pour ce qui est des raideurs des ressorts, n'ayant pas de modèle simple pour trouver une solution approchée, nous utiliserons celles des ressorts du prototype ΣK_0.

4.1.3 Profil de la tension et définition des ressorts

Le but de cette optimisation est de définir les ressorts et les paramètres d'alimentation. C'est dans cette boucle que sont utilisés les trois modèles électro-magnéto-mécanique couplés du paragraphe précédent pour vérifier que l'actionneur est capable de déplacer la tige et les goupilles. Cette optimisation est réalisée avec un algorithme de point intérieur.

La transition de la goupille est fonction de la durée du premier palier d'alimentation τ_1 et la hauteur du second palier α, de la raideur du ressort d'actionneur K_A et de celle du ressort de goupille K_G. Cependant les résultats ne dépendent pas des deux raideurs K_A et K_G mais plutôt de leur somme ΣK.

Les paramètres d'entrée de l'optimisation sont donc ΣK, τ_1 et α. La valeur à minimiser est l'énergie consommée W_{el}. Les contraintes à vérifier sont que l'intensité maximale soit inférieure à la limite $I_{\max}$, que le temps de transition soit inférieur à t_0 et que les ressorts satisfassent la norme NF EN 13906-1 [47], comme présenté en table 3.4 L'algorithme est initialisé avec les valeurs ΣK_0, τ_0 et α_0 du paragraphe précédent.

TABLE 3.4: Présentation de l'optimisation

Optimisation de l'alimentation et des ressorts	
Type d'algorithme	Point intérieur
Paramètres d'entrée	$(\Sigma K, \tau_1, \alpha)$
Objectifs	Énergie consommée W_{el}
Contraintes	$i < I_{\max}$ $t_a < t_0$ Ressorts valides
$[\Sigma K, \tau_1, \alpha] = \arg\min W_{\text{el}}$ tels que $\begin{cases} t_a \leq 15\,\text{ms} \\ \max j \leq 15\,\text{A/mm}^2 \\ \text{Ressorts intégrables} \end{cases}$	

Pour un jeu de paramètres $(\Sigma K, \tau_1, \alpha)$ donné, les paramètres des ressorts sont définis de manière à vérifier les équations (3.14), (3.15) et (3.22) ainsi que les contraintes de la norme [47] tout en s'intégrant dans la géométrie. Si de tels ressorts peuvent être trouvés, les modèles sont simulés pour calculer l'énergie consommée, le temps de transition et le maximum d'intensité. Dans le cas contraire, ou si la transition est trop lente ou l'intensité dépasse la valeur admissible, un autre jeu $(\Sigma K, \tau_1, \alpha)$ est cherché.

À la fin de l'optimisation, nous avons, pour une géométrie donnée, les raideurs, les précharges et les dimensions des ressorts ainsi que le temps du premier palier d'alimentation et le niveau du second palier. Nous connaissons aussi le temps de transition t_a des goupilles et l'énergie consommée W_{el}.

Cette optimisation est incluse dans une seconde boucle qui vise à minimiser les dimensions de l'actionneur.

4.2 Optimisation de la géométrie

L'optimisation de la géométrie est multi-objectifs et sous contrainte. Elle vise à réduire à la fois la longueur et le rayon de l'actionneur. Elle est effectuée avec un algorithme d'optimisation par essaims particulaires [66, 65].

Nous avons choisi un algorithme stochastique pour plusieurs raisons. La première est que le calcul par éléments finis ne permet pas d'obtenir les dérivées des objectifs et des contraintes. Il faudrait les approximer numériquement ce qui demanderait énormément de temps compte tenu du nombre de variables d'entrée et du temps nécessaire pour évaluer la fonction. D'autre part, les algorithmes stochastiques sont moins sensibles aux minima locaux de part leur composante aléatoire et permettent de mieux explorer le domaine qu'un algorithme déterministe. Enfin, nous avions à notre disposition l'algorithme développé par Aubry [67] qui permet d'effectuer des optimisations multi-objectifs.

Les variables d'entrée sont les 12 paramètres géométriques de l'actionneur et son nombre de spires. Chaque particule de l'essaim est donc un vecteur de 13 paramètres $[p_1, \ldots, p_{13}]$. Ceux-ci permettent de calculer toutes les cotes de l'actionneur, la masse de sa tige, la résistance de sa bobine ainsi que son rayon et sa longueur. L'optimisation est présentée synthétiquement en table 3.5.

TABLE 3.5: Présentation de l'optimisation

Optimisation géométrique	
Type d'algorithme	Essaim particulaire
Paramètres d'entrée	Géométrie : p Nombre de spires
Objectifs	Longueur Rayon
Contraintes	$i < I_{\max}$ $t_a < t_0$
$[p_1, \ldots, p_{13}, N_s] = \arg\min [Longueur, Rayon]$ tels que $\begin{cases} i < I_{\max} \\ t_a < t_0 \end{cases}$	

Le calcul éléments finis est piloté par des fichiers texte qui contiennent les paramètres de la simulation. À titre d'exemple, nous avons isolé la partie définissant les variables géométriques de l'actionneur :

```
$begin 'AnsoftProject'
    [...]
    $begin 'Maxwell2DModel'
        [...]
        $begin 'ModelSetup'
            [...]
            $begin 'Properties'
                VariableProp('Rg3', 'UHD', '', '0.0038')
                VariableProp('Rg2', 'UHD', '', '0.0048')
                VariableProp('Rg1', 'UHD', '', '0.006')
                VariableProp('Rg4', 'UHD', '', '0.0018')
                VariableProp('Lg3', 'UHD', '', '0.0121')
                [...]
            $end 'Properties'
            [...]
        $end 'ModelSetup'
        [...]
    $end 'Maxwell2DModel'
$end 'AnsoftProject'
```

Ce fichier est modifié grâce à la fonction d'expression régulière de Matlab pour que les paramètres correspondent à ceux de l'actionneur étudié. Le calcul éléments finis est ensuite lancé pour créer les cartographies de force et d'inductance en fonction de l'entrefer et du courant. Les points calculés sont exportés dans un fichier texte et importés dans Matlab pour l'interpolation. Ce calcul demande un temps conséquent – environ 3 min – et doit être effectué pour chaque actionneur.

Pour ne pas perdre davantage de temps à optimiser la commande d'un actionneur ne produisant pas assez de force, nous commençons par vérifier que la transition peut se faire à pleine puissance, sans prendre en compte la contrainte d'intensité maximale. L'optimisation de l'alimentation est réalisée le cas échéant.

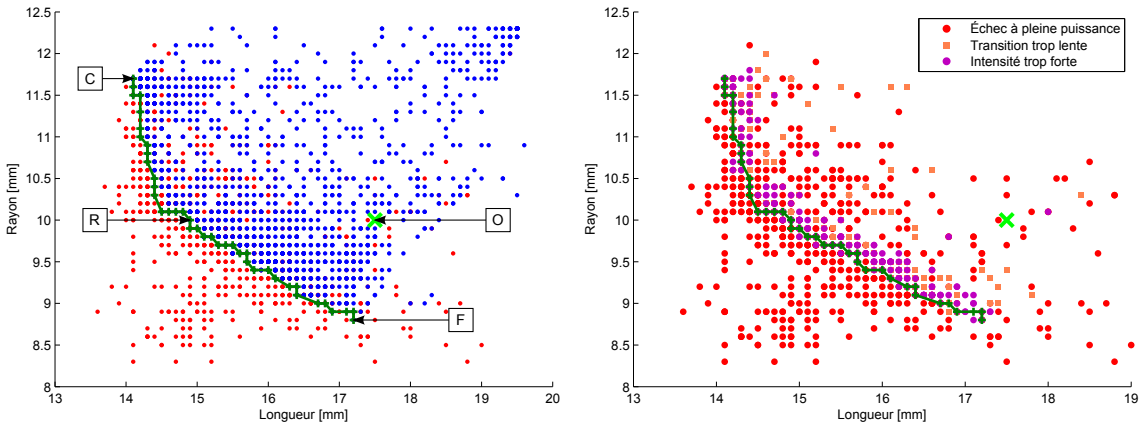
Les valeurs des contraintes obtenues sont réutilisées pour l'optimisation géométrique. Les résultats sont présentés par un front de Pareto en figure 3.30, où pour chaque actionneur du front, la longueur ne peut pas être diminuée sans augmenter le rayon et vice-versa.

4.3 Résultats et discussion

L'optimisation est initialisée avec les dimensions du prototype de l'actionneur. Sa longueur et son rayon serviront de référence pour mesurer les améliorations et sont marqués d'une croix verte dans la figure 3.30. Dans cette figure, chaque point correspond à un ou plusieurs actionneurs. Si pour un couple [rayon, longueur] donné, au moins un actionneur respecte toutes les contraintes, ce point est représenté en bleu, sinon il est représenté en rouge. La répartition des points sur une grille est due à l'arrondi des paramètres géométriques pour rester cohérent avec des contraintes d'usinage.

Sur la figure 3.30b, nous voyons quelles contraintes n'ont pas été respectées par les actionneurs. Les actionneurs qui ne transitent pas à pleine puissance, c'est à dire en imposant l'effort magnétique à partir de $t = 0$ sans tenir compte de la dynamique du circuit électrique, sont représentés en rouge. Ils sont situés majoritairement sous le front de Pareto et ont une longueur et un rayon très petits. Les actionneurs qui ne transitent pas lorsque la dynamique du courant est prise en compte et ceux qui transitent mais en dépassant l'intensité admissible sont représentés respectivement en orange et en mauve. Ils sont généralement situés au dessus du front de Pareto, ce qui signifie que l'algorithme a trouvé d'autre actionneurs ayant les mêmes dimensions externes et vérifiant les contraintes.

Nous avons repéré sur la figure 3.30a quatre actionneurs : l'actionneur d'origine (O), l'actionneur le plus court (C), l'actionneur le plus fin (F) et l'actionneur ayant le même rayon que (O) mais avec une longueur optimisée. Le tableau 3.6 reprend les caractéristiques de ces actionneurs.



(a) Actionneurs valides et non valides.

(b) Détail des actionneurs non valides.

FIGURE 3.30: Actionneurs simulés représentés dans le plan rayon/longueur. Les actionneurs marqués O, R, C et F sont détaillés dans la section Résultats

TABLE 3.6: Comparaison entre l'actionneur initial (O) et les actionneurs court (C) fin (F) et iso rayon (R).

Grandeur	Initial (O)	Court (C)	Fin (F)	Iso rayon (R)
Longueur [mm]	17,5	**14,1**	17,2	**14,9**
Rayon [mm]	10	11,7	**8,8**	10
Volume $[cm^3]$	5,5	6	4,2	4,7
Nombre de spires	130	80	88	80
Masse de la tige [g]	6,3	7,2	5,0	4,6
Précharge ressort actionneur [N]	2,7	2,4	2,7	2,6
Raideur totale [N/mm]	1,2	1,6	1,6	1,4
Surface bobinable $[mm^2]$	32,3	32,0	34,8	33,2
Courant maximal [A]	2,3	4,1	4,1	4,3
Densité de courant max $[A/mm^2]$	13,3	14,8	14,8	14,8
Temps de sortie [ms]	11	13,4	15	14,9
Force à entrefer max [N]	5	3,3	3,5	3,4
Inductance initiale [mH]	2,4	0,8	0,8	0,7
Perméance initiale [nWb/A]	130	105	89,4	97,9
Résistance du bobinage [mΩ]	543	247	213	202
Énergie consommée [mJ]	37,5	51,5	55,2	56,5
Pertes Joule[mJ]	23,6	37,7	41,1	42,5

Les actionneurs du font de Pareto ont une répartition d'induction plus homogène que l'actionneur initial. L'épaisseur $L_{c1} - L_{c2}$ offrait une section de passage S_3 plus grande que nécessaire et elle a été réduite pour s'approcher de S_1, S_2 et S_4 en figure 3.15. Cela a permis de diminuer la longueur de l'actionneur. Les actionneurs optimisés ont aussi moins de spires que l'actionneur initial, ce qui diminue leur résistance et leur inductance. Indépendamment des spires, le circuit magnétique des actionneurs optimisés offre une inductance plus faible, ce qui permet un temps d'établissement du courant plus court. Ces actionneurs consomment aussi plus d'énergie mais cela est négligeable car la puissance demandée par le système complet comprenant 24 actionneurs représente moins de 0,1 % de la puissance du moteur.

Notons aussi que l'actionneur initial n'est pas utilisé au maximum de ses capacités. Les actionneurs (C), (F), et (R) atteignent eux, pendant un court instant, la densité maximale de courant admissible. De plus, la transition l'actionneur initial se fait en 11 ms alors que celles des actionneurs optimisés sont plus proches de la limite des 15 ms.

L'actionneur le plus court (C) a un diamètre plus important que l'actionneur initial (O). Cela implique une section de passage de flux plus importante mais une masse de goupille plus élevée. La réduction de la longueur de la bobine est compensée par l'augmentation de son rayon moyen et la surface de cuivre n'est que très légèrement réduite. Il permet de gagner 20 % sur la longueur mais cela se fait au prix d'un rayon 17 % plus grand.

L'actionneur (F) minimisant le rayon utilise lui 88 spires. La diminution du rayon de la goupille permet de réduire sa masse et de faciliter la transition. La diminution du rayon de la bobine est compensée par l'augmentation de sa longueur et la surface de cuivre est augmentée. Cet actionneur permet de gagner à la fois sur le rayon (12 %) et sur la longueur (1,7 %).

Enfin, l'actionneur (R) permet de gagner 15 % sur la longueur de l'actionneur tout en gardant le même rayon. Il présente des caractéristiques similaires à l'actionneur (F), à savoir une goupille plus fine et des sections S_3 et S_4 réduites. Il offre un bon compromis entre les actionneurs (C) et (F). Comte tenu de la géométrie de la culasse, c'est cet actionneur qui s'intègrera le mieux pour notre application.

5 Conclusion

Ce chapitre a permis de présenter le composant électromagnétique permettant de changer le mode de fonctionnement du poussoir du chapitre 2. Après avoir fait un choix technologique nous avons modélisé l'actionneur. Dans un premier temps, nous nous sommes intéressés à son comportement magnétique afin d'obtenir l'évolution de la force qu'il applique et de son inductance en fonction de l'intensité et de la position de sa tige. Les valeurs trouvées ont été vérifiées expérimentalement et, compte tenu des incertitudes sur la caractéristique du matériau et sur les entrefers, la mesure et la simulation sont suffisamment proches pour exploiter les modèles dans une boucle d'optimisation.

Grâce à ces cartographies, nous avons pu modéliser ses comportements électrique et mécanique, liés par un couplage fort. Ces trois modèles nous ont permis de mettre en relation la géométrie de l'actionneur, sa commande, ses ressorts et ses performances. La commande et les ressorts sont définis dans une première boucle d'optimisation afin d'assurer la transition sans surchauffer l'actionneur. Cette optimisation est peu coûteuse et est réalisée par un algorithme déterministe de point intérieur autour d'une solution calculée analytiquement.

Elle est incluse dans une seconde boucle d'optimisation visant à minimiser la longueur et le rayon de l'actionneur. Celle-ci requiert un calcul élément finis à chaque itération et est donc plus coûteuse. Cette optimisation se fait par la méthode des essaims particulaires,

un algorithme stochastique pouvant travailler avec plusieurs objectifs.

A l'issue de l'optimisation, trois machines ont retenu notre attention. La première a le même rayon que l'actionneur initial, mais une longueur plus faible. Une autre solution permet de gagner à la fois sur la longueur et le rayon. Enfin la dernière permet, en augmentant le rayon, de réduire significativement la longueur.

Ces résultats permettent de faciliter l'intégration de l'actionneur mais le processus d'optimisation est coûteux. Le chapitre suivant propose une méthode d'interpolation de données qui pourrait permettre de réduire les temps de calcul dans des cas similaires d'optimisation.

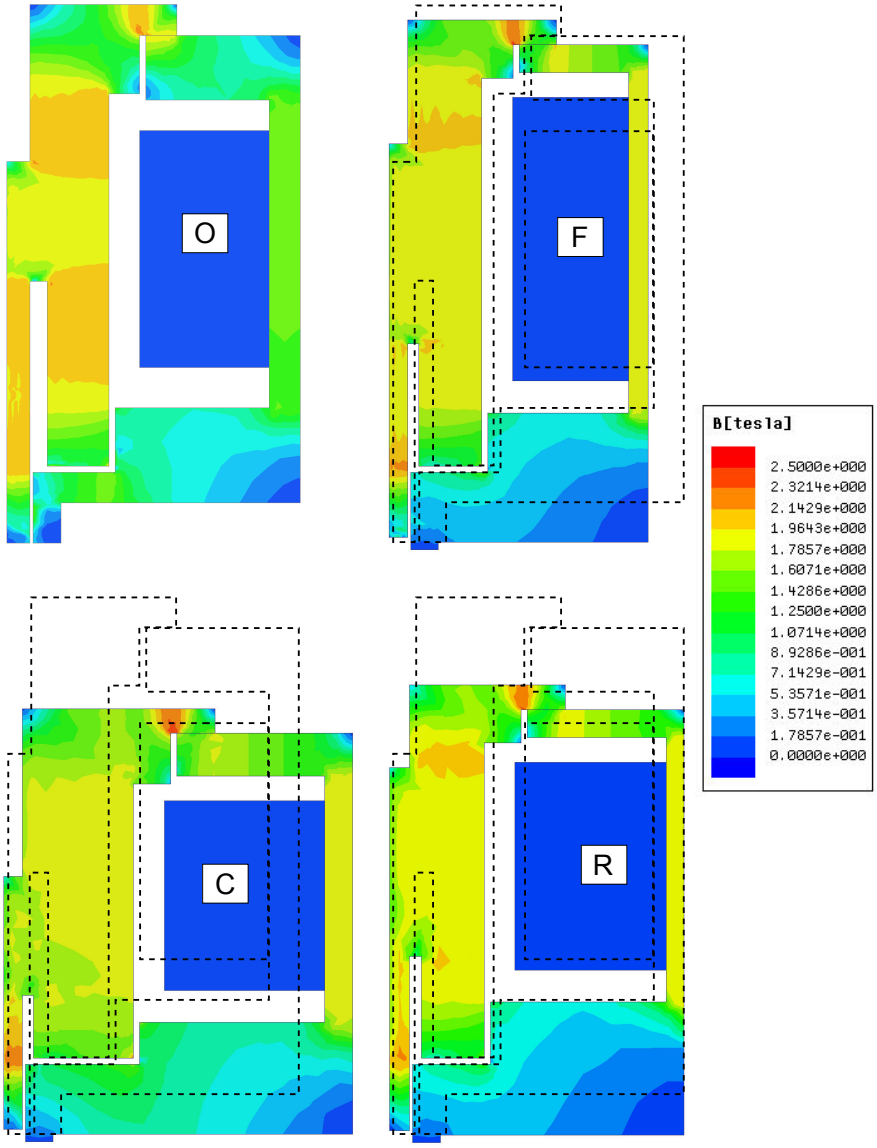


FIGURE 3.31: Comparaison des géométries et de l'induction des actionneurs initial (O), court (C), fin (F) et iso-rayon (R) pour une excitation de 15 A/mm^2 à entrefer nul. La géométrie de l'actionneur initial est reportée en pointillés sur les actionneurs optimisés.

Chapitre 4

Réduction du temps de calcul dans un processus d'optimisation : utilisation du krigeage

Ce dernier chapitre s'intéresse aux problématiques de temps de calcul rencontrés lors de l'optimisation de l'actionneur de commande. En effet, les méthodes d'optimisations requièrent bien souvent un nombre important d'itérations, parfois coûteuses. Dans ce chapitre, nous présenterons dans un premier temps différentes méthodes d'échantillonnage et de création de modèle de substitution. Nous verrons dans un deuxième temps une méthode permettant de cibler les sites d'apprentissage de manière efficace afin de créer un prédicteur à un coût raisonnable. Nous comparerons ensuite une optimisation directe et une réalisée sur une surface de réponse construite par krigeage. Nous illustrerons aussi les avantages de la méthode de ciblage par rapport à un hypercube latin. Enfin, nous proposerons un algorithme d'optimisation qui inclut l'approximation par krigeage de la fonction objectif ainsi que son raffinement. Ces algorithmes seront illustrés sur l'optimisation d'une machine à commutation de flux car ils ne sont pas encore assez performants pour être appliqués sur des problèmes aussi complexes que le dimensionnement de l'actionneur électromagnétique et de ses ressorts.

Sommaire

1 Introduction 120

2 Méthodes d'échantillonnage et de substitution 122

2.1 Échantillonnage des sites d'apprentissage 122

2.2 Création du modèle de substitution 125

3 Principe du krigeage 127

3.1 Fonctions de corrélation 128

3.2 Estimation de l'erreur 130

3.3 Qualité du prédicteur 131

3.4 Autres krigeages 132

4 Utilisation d'un modèle de substitution dans une optimisation 135

4.1 Optimisation directe 136

4.2 Krigeage sur hypercube latin 138

5 Ciblage des points de simulation 139

5.1 Description de l'algorithme 140

5.2 Applications du krigeage adaptatif 147

5.3 Améliorations envisagées 151

6 Optimisation auto enrichie 152

6.1 Présentation de l'algorithme 153

6.2 Application à une machine à commutation de flux 153

6.3 Améliorations envisagées 156

7 Conclusion 157

1 Introduction

Dans le chapitre précédent, nous avons présenté l'optimisation de l'actionneur de commande du poussoir à levée variable. Le temps de calcul passé à estimer la valeur de la fonction objectif pour un jeu de paramètres est de 3 min, principalement à cause du calcul éléments finis du comportement magnétique. Comme l'algorithme doit faire un nombre important d'itérations avant de converger, le processus d'optimisation est long. Cette problématique est commune à la plupart des optimisations car, malgré l'augmentation de la puissance de calcul, les fonctions objectif restent coûteuses, notamment lorsqu'il s'agit de calculs éléments finis en trois dimensions, des modèles complexes de pertes fer ou, dans un autre domaine, du calcul des déformations d'une pièce. Les temps de convergence ne se comptent alors plus en jours mais en semaines ou en mois et rendent souvent l'optimisation infaisable.

Il existe des exemples dans la littérature [74, 75, 76, 77] où la fonction objectif coûteuse à estimer est remplacée par un modèle de substitution. Cette approximation de la fonction objectif est créée à partir de réponses de la fonction fine en des points appelés des "sites d'apprentissage", voir figue 4.1.

Cette approche est nouvelle pour le laboratoire SATIE et nous avons développé des algorithmes basés sur l'approximation par krigeage afin de réduire le temps d'optimisation de l'actionneur. Malheureusement, ces codes de calcul ne sont pas encore assez matures pour être appliqués à des problèmes de dimension aussi élevée. Ainsi, ils seront présentés sur un problème d'optimisation d'une machine électrique ainsi que sur des fonctions analytiques.

Pour créer un modèle de substitution, les sites d'apprentissage sont choisis par une méthode d'échantillonnage. La valeur de la fonction à approximer est calculée en ces points puis les données discrètes sont exploitées pour générer une représentation ap-

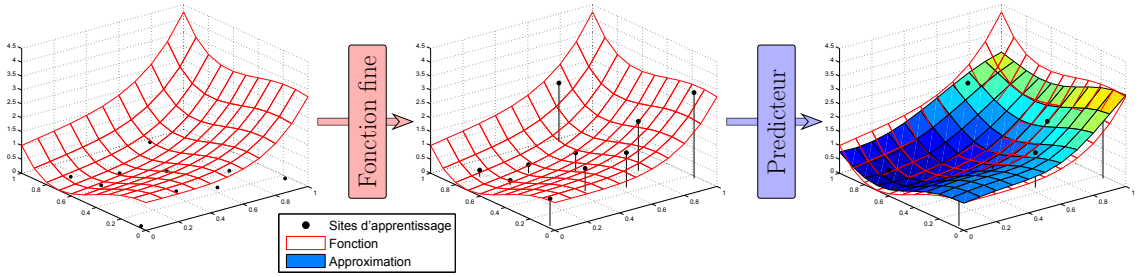


FIGURE 4.1: Fabrication d'un prédicteur : échantillonnage, simulation et création du prédicteur.

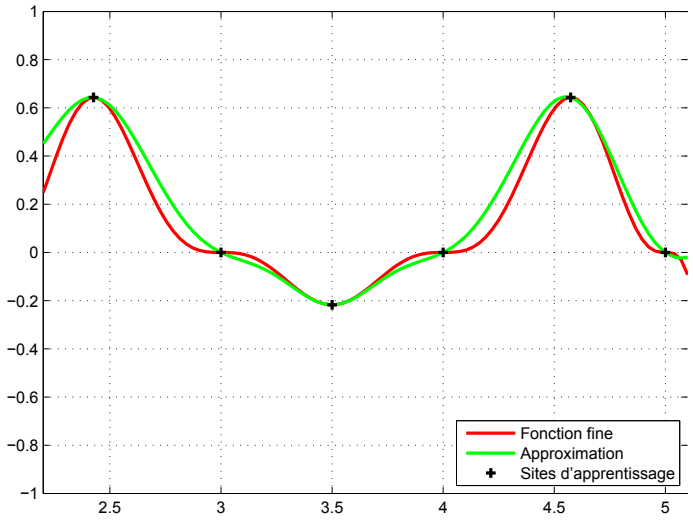


FIGURE 4.2: Fonction fine analytique en rouge, approximation en vert et sites d'apprentissage en noir.

prochée continue de la fonction objectif. Là encore, différentes méthodes permettent de construire un prédicteur de la fonction objectif à partir de ces données.

Sur la figure 4.2 par exemple, la courbe rouge est approximée à partir des 6 sites d'apprentissage en noir par la courbe verte. Celle-ci est donc un métamodèle de la courbe rouge et permet d'avoir une estimation de la réponse entre les points d'apprentissage.

La méthode d'échantillonnage utilisée dans ce chapitre est celle des hypercubes latins [78]. Elle offre un remplissage homogène avec moins de points que d'autres plans d'expériences comme par exemple les plans factoriels. Cependant la qualité de l'approximation dépend du nombre de sites d'apprentissage et la difficulté est de choisir un nombre de points qui corresponde à la précision voulue car l'enrichissement d'un plan hypercubique n'est pas trivial [79].

Pour créer le prédicteur, nous avons choisi d'utiliser la méthode dite de "krigeage", du nom de l'ingénieur allemand Krige qui a introduit cette méthode en géostatistique dans les années 1950 [80]. Après les travaux de Matheron [81, 82] cette méthode a été employée dans différents domaines comme la météorologie [83], la modélisation des expériences simulées [75], la mécanique [84, 85, 86] et l'électromagnétisme [87, 88, 89, 90, 91].

L'avantage du krigeage est qu'il est un estimateur non biaisé. C'est à dire que la valeur qu'il fournit en un site d'apprentissage est bien égale à la valeur de la fonction objectif fine qu'il approxime. Il donne aussi une estimation de l'erreur de prédiction en chaque point du domaine.

Toujours en géostatistique, Scheidt [92, 93] a utilisé cette information pour créer un

algorithme de raffinement adaptatif qui offre un bon compromis entre la précision de la prédiction et le nombre de sites d'apprentissage nécessaire. Cet algorithme cible en effet les points améliorant fortement la qualité de prédiction, c'est à dire les extrema locaux, les points stationnaires et les zones où l'erreur estimée est maximale.

D'autre part, au cours d'une optimisation, il est possible de se servir de la valeur de l'erreur estimée pour décider si le prédicteur est suffisamment fiable pour être utilisé à la place de la fonction objectif, souvent coûteuse à évaluer. Lorsque la précision estimée n'est pas suffisante, il faut alors évaluer la fonction objectif. Cela donne un site d'apprentissage supplémentaire et permet de raffiner le prédicteur.

Dans ce chapitre, nous commencerons par présenter succinctement différentes méthodes existantes pour l'échantillonnage des sites d'apprentissage et pour la création de prédicteurs. Nous nous attarderons sur le principe de l'interpolation par krigeage et nous verrons comment ces modèles sont créés, comment est estimée l'erreur de prédiction et comment juger de la qualité d'un prédicteur.

Nous illustrerons ensuite l'intérêt de l'utilisation d'un modèle de substitution dans une optimisation en prenant l'exemple d'une machine à commutation de flux. Nous comparerons les résultats obtenus en faisant une optimisation directe et ceux obtenus grâce à un méta-modèle créé en utilisant un nombre d'appels équivalent aux éléments finis.

La troisième partie du chapitre se consacre au ciblage des sites d'apprentissage afin de créer une approximation fidèle avec peu de points. Pour cela, nous verrons une méthode de raffinement itératif basée sur les travaux de Scheidt [92, 93].

Enfin, nous présenterons un algorithme qui combine l'optimisation par essaims particulaires et l'approximation de la fonction objectif par krigeage. Il a l'avantage de n'exécuter la fonction objectif que lorsque la valeur prédite par le krigeage n'est pas fiable. Dans ce cas, la valeur obtenue servira à l'optimisation et à l'enrichissement de l'approximation.

2 Méthodes d'échantillonnage et de substitution

2.1 Échantillonnage des sites d'apprentissage

Au cours d'une optimisation, l'étape la plus coûteuse est bien souvent l'évaluation de la fonction objectif. Afin de réduire le coût, cette fonction est parfois approximée par une fonction analytique, plus rapide à évaluer [74, 75, 76, 77]. Pour cela, des méthodes d'échantillonnage de sites d'apprentissage et de création de modèles de substitution sont employées.

Ces méthodes ont été développées dans le cadre d'analyse d'expériences et peuvent

prendre en compte le caractère aléatoire des phénomènes réels et des mesures. Nous allons les appliquer à l'analyse des résultats de simulations informatiques qui elles, sont déterministes, c'est-à-dire que les mêmes entrées produisent les mêmes sorties. Dans ce manuscrit, nous emploierons indifféremment les termes "expérience" et "simulation".

La fonction créée est appelée "prédicteur", "modèle de substitution" (*surrogate model*) ou métamodèle. Elle est construite à partir de réponses de la fonction fine en des points appelés "sites d'apprentissage" puis une méthode d'approximation permet d'obtenir une valeur approchée de la réponse en tout point du domaine d'étude. La thèse de Laurent [84] présente un état de l'art fourni en matière de méthodes d'échantillonnage et de modèles de substitution. Ce paragraphe en présente succinctement quelques-unes des plus utilisées.

Les sites d'apprentissage doivent être choisis de manière judicieuse pour obtenir le meilleur compromis entre la précision du métamodele et le coût de sa construction. Parmi les différentes méthodes d'échantillonnage, nous pouvons citer les plans d'expériences et les méthodes de remplissage de l'espace.

Les plans d'expériences (ou *Design of Experiments* (DoE) en Anglais) ont été introduits pour modéliser les résultats d'expériences grâce à des fonctions polynomiales de degré faible [78]. Nous pouvons citer :

— Les plans factoriels complets (Fig. 4.3a). Dans ce type de plan, les d dimensions de l'espace sont divisées en k niveaux. Cela produit une grille régulière de k^d points à évaluer. Ces plans offrent un bon remplissage de l'espace mais le nombre de points augmente rapidement avec la dimension du problème ou le nombre de niveaux choisis. Ils ne sont donc adaptés qu'aux problèmes de faible dimension.

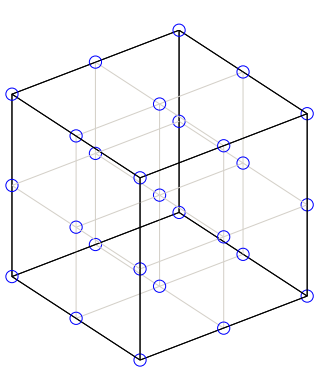
— Les plans factoriels fractionnaires (Fig. 4.3b). Ce sont des sous ensembles de plans factoriels complets. Ils permettent de réduire le nombre d'évaluations mais perdent aussi en précision.

— Les plans composites (Fig. 4.3c). Ils proposent d'enrichir les plans factoriels en ajoutant des points dans chaque direction à une distance donnée du centre. Ils forment un intermédiaire entre les plans factoriels de taille k et ceux de taille $k+1$.

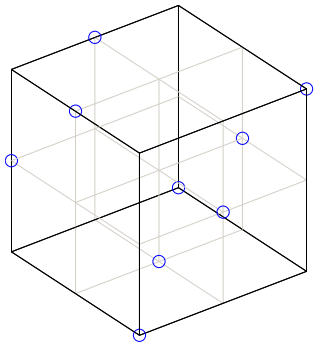
— Les plans de Box-Behnken (Fig. 4.3d). Ils n'utilisent que trois niveaux par facteur. Les points sont situés au milieu des arrêtes de l'hypercube. Le point central y est parfois ajouté.

De nombreux autres plans d'expériences sont disponibles et il serait inutile de les présenter tous ici. Une description plus détaillée de ces plans peut être retrouvée en [78].

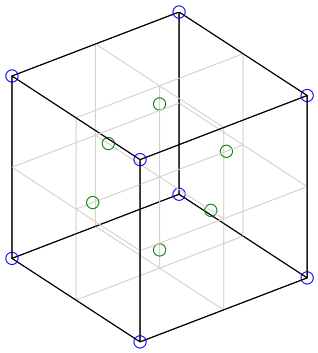
Les plans d'expériences offrent un bon remplissage du domaine étudié mais au prix d'un nombre de points important. C'est pourquoi les méthodes de remplissage de l'espace



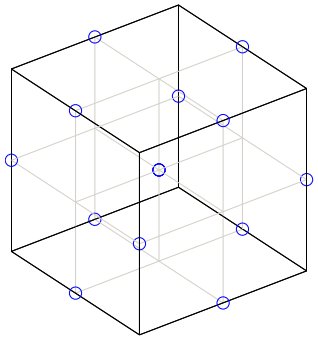
(a) Factoriel complet



(b) Factoriels fractionnaires



(c) Composite



(d) Box-Behnken

FIGURE 4.3: Plans d'expériences usuels

leur sont préférées. Ces méthodes comprennent entre autres :

— Les hypercubes latins [94, 95]. Ces plans créent des sous domaines en découpant chaque dimension en intervalles de même longueur. Pour chaque intervalle d'un axe, un seul sous domaine est sélectionné, comme présenté en figure 4.4 puis les sites d'apprentissage sont tirés aléatoirement dans chaque sous domaine. Le tirage peut éventuellement être effectué plusieurs fois afin de sélectionner le meilleur plan selon un critère donné. Les critères usuels visent à réduire la corrélation entre les points, à maximiser la distance entre deux sites ou à minimiser la distance maximale entre un point quelconque et un site.

— Les tableaux orthogonaux [96]. Parfois appelés plans de Taguchi, ils créent des sous domaines de l'espace en divisant les axes en intervalles, de la même manière que les plans hypercubiques latins. La sélection de ces sous domaines se fait de sorte qu'ils forment un tableau orthogonal. Pour la suite, la méthode est identique à celle des hypercubes latins.

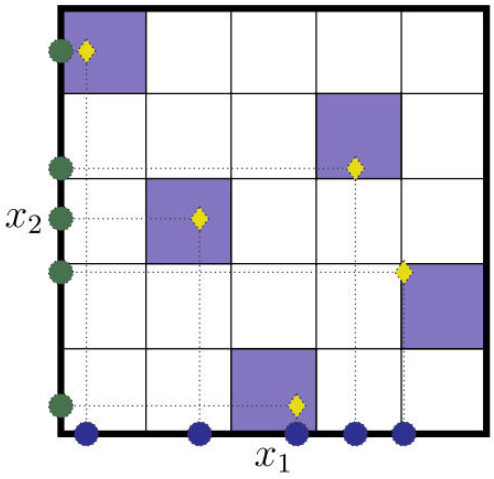


FIGURE 4.4: Exemple de 5 sites obtenus par hypercube latin [84].

— Les plans optimaux [97]. Ils se basent sur des critères statistiques pour produire les plans optimaux au sens d'un critère qui peut être, entre autre, le déterminant de la matrice de covariance, le maximum de la variance prédite ou l'entropie.

Une fois les sites sélectionnés, la fonction à approximer est évaluée en ces points et les réponses obtenues sont ensuite traitées pour obtenir un modèle de substitution.

2.2 Création du modèle de substitution

Les méthodes de substitution permettent de créer une approximation $\widehat{f}$ de la fonction à étudier f à partir des sites échantillonnés. Parmi les nombreuses méthodes existantes, il est bon de différencier les méthodes de régression, qui ont une erreur non nulle aux sites d'apprentissage, des méthodes d'interpolation qui elles, fournissent la réponse exacte aux points de mesure. La liste ci-dessous présente les principales méthodes utilisées, ainsi qu'une brève description.

— La régression polynômiale. Historiquement employée en dimension 2 pour créer des surfaces de réponses d'un plan d'expériences, cette méthode consiste à trouver le polynôme qui minimise le carré de l'erreur aux points mesurés. En effet, il n'est pas possible, dans le cas général, de trouver un polynôme de degré donné qui passe par toutes les valeurs des sites d'apprentissage. Elle est facile à mettre en œuvre pour des fonctions simples à peu de paramètres d'entrée. Pour des fonctions plus complexes, il faut utiliser des polynômes de degré supérieur, ce qui augmente le nombre de coefficients à déterminer et peut entrainer des oscillations parasites. De plus pour des problèmes de dimension élevée, le nombre de coefficients du poly-

nôme devient très important, ce qui augmente le nombre d'évaluations nécessaires et donc le coût de calcul.

— Les réseaux de neurones [98]. Construit comme le premier système artificiel capable d'apprendre par expérience, il est constitué de plusieurs couches de fonctions algébriques non linéaires appelées neurones. Les paramètres de ces neurones sont déterminés par une optimisation visant à minimiser l'erreur quadratique moyenne de l'approximation. Cela rend la mise en place de tels réseaux coûteuse pour des problèmes de grande dimension.

— Les fonctions de base radiale [99]. C'est une méthode interpolante qui consiste à chercher l'approximation sous la forme d'une combinaison linéaire de fonction dites radiales. Ces fonctions sont dépendantes de la distance entre le point courant et un centre, généralement choisi comme les sites d'apprentissage. Les réseaux de fonctions de base radiales peuvent être comparés aux réseaux de neurones dont ils forment une alternative moins coûteuse à mettre en place. Leur construction nécessite le choix d'une forme de fonction parmi des fonctions usuelles puis une optimisation visant à obtenir les hyper-paramètres minimisant l'erreur d'approximation. Cette méthode peut aussi estimer l'erreur de prédiction en un point et utiliser la valeur de la dérivée de la réponse aux site d'apprentissage pour construire un modèle plus performant.

— Le krigeage [82]. Cette méthode utilise une première régression, souvent polynômiale et suppose que les résidus sont la réalisation d'un processus aléatoire gaussien. Le résultat en un point du domaine est donné par la fonction de corrélation, dont la forme est choisie arbitrairement et dont les paramètres sont déterminés afin de minimiser la variance. C'est une méthode d'interpolation couramment utilisée du fait de sa facilité de mise en place et de la bonne précision qu'elle offre. Tout comme les réseaux fonctions de base radiale, le krigeage peut prendre en compte la dérivée de la réponse aux sites d'apprentissage et donner une estimée de l'erreur de prédiction. Plus de détails seront donnés dans la suite de ce chapitre.

Parmi les méthodes d'échantillonnage, nous avons choisi d'utiliser celle des hypercubes latins pour leur facilité d'emploi et leur répartition homogène des points dans le domaine. Pour créer le modèle de substitution, nous nous sommes tournés vers la méthode du krigeage qui a l'avantage de donner la réponse exacte aux points de mesure. De plus elle fournit une estimation de la dérivée, utile pour la recherche des points stationnaires et une estimation de l'erreur d'approximation qui peut être utilisée soit pour le raffinement du prédicteur soit comme indice de confiance de la réponse.

3 Principe du krigeage

À l'origine développée en géostatistique par l'ingénieur minier Krige en 1950 [80], cette méthode avait pour but d'estimer la concentration en or d'un gisement en pondérant les résultats obtenus sur quelques forages en fonction de leur distance. Elle a été ensuite formalisée par Matheron et enrichie au cours du siècle dernier [100]. Nous pouvons notamment citer les travaux de Sacks sur le *Design and Analysis for Computer Experiments* (*DACE*) où le krigeage est appliqué aux réponses d'une simulation numérique.

Le krigeage permet d'obtenir le meilleur estimateur linéaire non biaisé d'un jeu de données. Sa qualité de prédiction et sa facilité d'implémentation font qu'il est de plus en plus utilisé dans de nombreux domaines [101, 102, 103, 104].

Ce paragraphe présente les bases du krigeage et à introduit le formalisme utilisé dans ce chapitre. Les références [81, 82, 105] offrent plus de détails sur cette méthode.

Soit une fonction $f\left(\mathbb{R}^d \to \mathbb{R}\right)$ coûteuse à évaluer, par exemple car elle fait appel à une résolution par éléments finis. Nous cherchons à construire un prédicteur $\widehat{f}$ qui soit plus rapide à évaluer que f. La fonction fine est évaluée en n points x_i appelés "sites d'apprentissage". Chaque x_i est un vecteur de dimension d et l'ensemble des sites d'apprentissage est noté X. Les résultats associés à X sont notés $Y = f(X)$.

Une fonction de régression g est tout d'abord ajustée aux sites d'apprentissage et les résidus $Z = Y - g(X)$ sont calculés. La fonction g modélise l'allure globale de la fonction fine. Le type de krigeage dépend de la forme de g :

— Si g est une constante connue, le krigeage est dit "simple".

— Si $g = \alpha$ une constante indéterminée, le krigeage est dit "ordinaire".

— Si g est un polynôme quelconque, le krigeage est dit "universel".

Si la tendance de f est connue, il peut être envisageable de l'employer dans g afin de minimiser les résidus et d'améliorer la précision du krigeage. La fonction fine peut s'écrire :

$$f(x) = g(x) + Z(x) \tag{4.1}$$

Or, les résidus Z ne sont connus qu'aux sites d'apprentissage X. Le principe du krigeage est de considérer qu'ils sont la réalisation d'un processus gaussien aléatoire $\widehat{Z}$. Si la fonction g est ajustée pour minimiser les moindres carrés, l'espérance de $\widehat{Z}$ est nulle. Nous faisons de plus l'hypothèse que $\widehat{Z}$ est stationnaire. Ainsi le résidu en un point quelconque peut être approximé par $\widehat{Z}(x)$, une combinaison linéaire des Z_i aux points d'apprentissage dont les poids dépendent de x. Ces poids sont déterminés en écrivant la condition de non biais et en minimisant la variance de krigeage. Nous obtenons :

$$\widehat{Z}(x) = {}^t\, r(x) R^{-1} Z \tag{4.2}$$

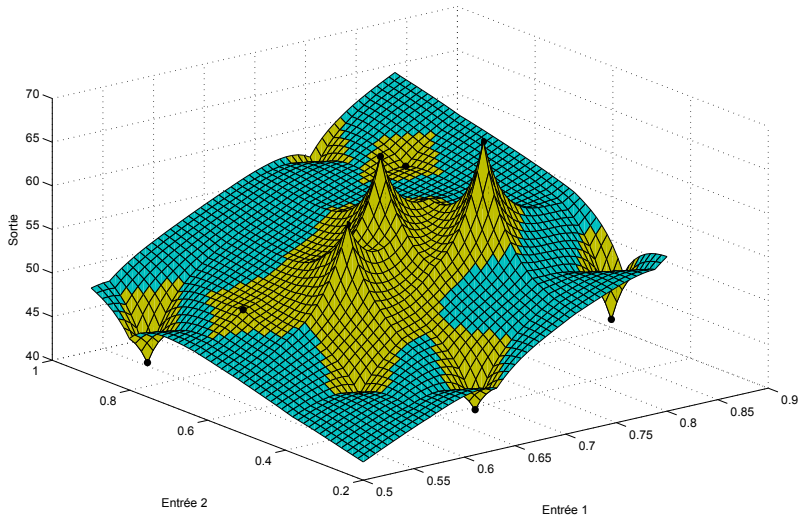


FIGURE 4.5: Krigeage altéré. Sites d'apprentissage en noir et contribution de $g(x)$ en bleu et $\widehat{Z}(x)$ en jaune.

avec R, la matrice symétrique $[n \times n]$ de corrélation des différents points évalués X et $r(x)$ le vecteur $[n \times 1]$ de corrélation entre le point x et les autres points X.

Ainsi, la fonction f peut être approximée par l'équation :

$$\widehat{f}(x) = g(x) +^t r(x)R^{-1}Z \tag{4.3}$$

La construction du krigeage fait que l'erreur aux sites d'apprentissage est nulle. Il fournit de plus une estimation de l'erreur des moindres carrés de la réponse en chaque point ce qui donne une idée de la confiance à accorder à la valeur prédite, ainsi que les zones où l'ajout de point est intéressant.

Sur la figure 4.5, le krigeage a été altéré pour mettre en évidence les deux composantes $g(x)$ en bleu et $\widehat{Z}(x)$ en jaune. Nous retrouvons bien que l'erreur soit nulle aux sites d'apprentissage. Plus nous nous éloignons de ces points, plus la contribution de $\widehat{Z}(x)$ diminue pour laisser place à la tendance $g(x)$.

L'évolution de $\widehat{Z}(x)$ en fonction de la distance avec un site x_i – qui est la contribution du résidu $Z(x_i)$ – est donnée par la fonction de corrélation. Plus la distance est faible, plus le poids de $Z(x_i)$ sera important.

3.1 Fonctions de corrélation

En un point quelconque, le résidu est approximé par $\widehat{Z}(x)$, une combinaison linéaire des résidus Z connus. Nous avons vu dans l'équation (4.2) que ces poids étaient fonction

de la corrélation entre les résidus mesurés $Z(x_i)$ et $Z(x)$, le résidu en x qui n'est pas connu. Le vecteur $r(x)$ et la matrice R s'écrivent :

$$r(x) = \begin{bmatrix} \mathrm{Cor}\,(Z(x), Z(x_1)) \\ \vdots \\ \mathrm{Cor}\,(Z(x), Z(x_n)) \end{bmatrix} \tag{4.4}$$

$$R = \begin{bmatrix} \mathrm{Cor}\,(Z(x_1), Z(x_1)) & & \text{Sym.} \\ \vdots & \ddots & \\ \mathrm{Cor}\,(Z(x_1), Z(x_n)) & \cdots & \mathrm{Cor}\,(Z(x_n), Z(x_n)) \end{bmatrix} \tag{4.5}$$

La fonction de corrélation $\mathrm{Cor}\left(Z(x_i), Z(x_j)\right)$ est supposée stationnaire. La valeur de $\mathrm{Cor}\left(Z(x_i), Z(x_j)\right)$ ne dépend donc que de la distance entre x_i et x_j notée $\mathrm{d}(x_i, x_j)$. Par abus de langage les notations $\mathrm{Cor}\left(\mathrm{d}(x_i, x_j)\right)$ et $\mathrm{Cor}\left(x_i, x_j\right)$ sont couramment utilisées. Les expressions de $r(x)$ et de R deviennent :

$$r(x) = \begin{bmatrix} \mathrm{Cor}\,(x, x_1) \\ \vdots \\ \mathrm{Cor}\,(x, x_n) \end{bmatrix} \tag{4.6}$$

$$R = \begin{bmatrix} \mathrm{Cor}\,(x_1, x_1) & & \text{Sym.} \\ \vdots & \ddots & \\ \mathrm{Cor}\,(x_1, x_n) & \cdots & \mathrm{Cor}\,(x_n, x_n) \end{bmatrix} \tag{4.7}$$

Une approximation de la fonction de corrélation peut être déterminée à partir d'un grand nombre de résultats en interpolant ce que l'on appelle un variogramme expérimental. Lorsque trop peu de résultats sont disponibles, la fonction est choisie parmi des fonction de régression usuelles dont certaines sont représentés en Figure 4.6. La classe de fonctions la plus utilisée est :

$$\mathrm{Cor}\,(h) = \exp\left[-\sum_{i=1}^{d} \theta_i h_i^p\right] \tag{4.8}$$

Cette fonction de corrélation est appelée *exponentielle* pour $p = 1$ et *gaussienne* pour $p = 2$. D'autres fonctions usuelles, comme la fonction sphérique, spline ou cubique peuvent être trouvées dans [105]. Le vecteur des hyper-paramètres θ donne la dépendance de la fonction de corrélation dans les différentes directions du domaine. Dans les algorithmes de krigeage courants, il est déterminé par maximum de vraisemblance [106].

3.2 Estimation de l'erreur

En un point inconnu x du domaine, la variance de krigeage – appelée parfois "erreur quadratique moyenne" (MSE) – peut être calculée par l'équation ci-dessous.

$$s^2(x) = \mathrm{Var}\left[\varepsilon(x)\right] = \mathrm{Var}\left[\widehat{f}(x) - f(x)\right] = \mathbb{E}\left[\left(\widehat{f}(x) - f(x)\right)^2\right] \tag{4.9}$$

En supposant que le processus Z suive une loi normale centrée sur $\widehat{f}(x)$, nous pouvons calculer la probabilité que $f(x)$ soit dans l'intervalle $\left[\widehat{f}(x) - \delta, \widehat{f}(x) + \delta\right]$ grâce à l'équation suivante.

$$P\left(f(x) \in \left[\widehat{f}(x) - \delta, \widehat{f}(x) + \delta\right]\right) = \frac{1}{s(x)\sqrt{2\pi}} \int_{-\delta}^{\delta} \mathrm{e}^{-\frac{t^2}{2s(x)^2}} \mathrm{d}t \tag{4.10}$$

Cette expression permet de créer des intervalles de confiances du prédicteur. Par

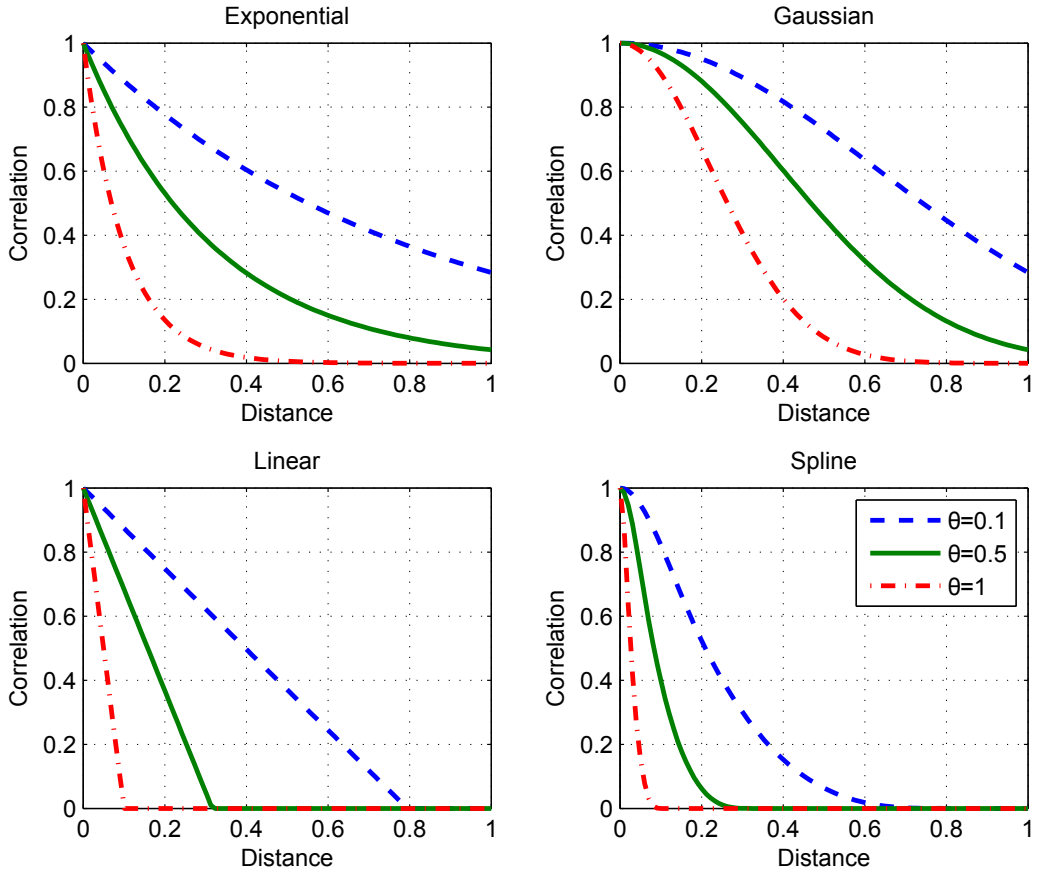


FIGURE 4.6: Fonctions de corrélation exponentielle, gaussienne, linéaire et spline pour $\theta = [0.1, 0.5, 1]$.

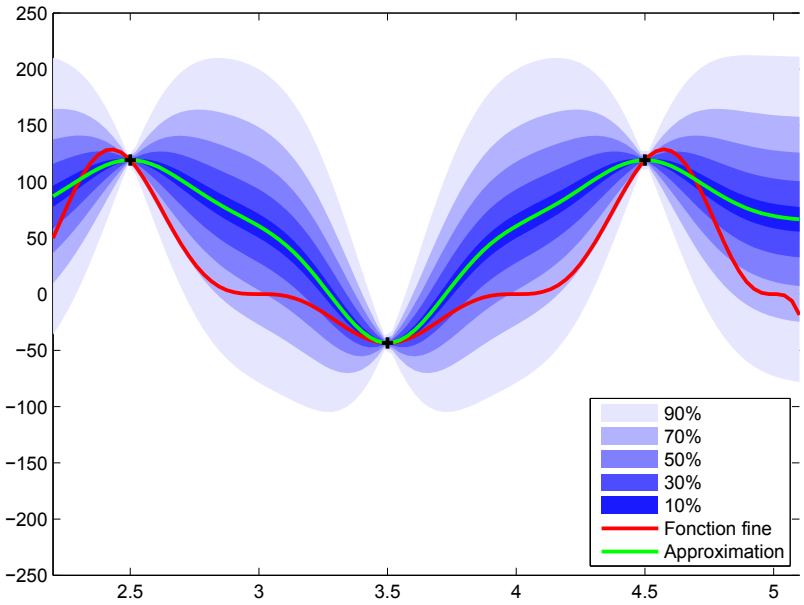


FIGURE 4.7: Fonction fine, approximation par krigeage et différentes zones de confiance.

exemple, il y a 68 % de chances que $f(x)$ soit dans $\left[\widehat{f}(x)-s(x),\widehat{f}(x)+s(x)\right]$ et 95 % de chances dans $\left[\widehat{f}(x)-2s(x),\widehat{f}(x)+2s(x)\right]$. Nous avons représenté sur la figure 4.7 une fonction polynomiale en rouge, son approximation grossière en vert et différents intervalles de confiance de part et d'autre de l'approximation.

D'autre part, comme la variance de krigeage augmente avec la distance aux sites d'apprentissage, elle est un indicateur efficace pour déterminer les zones du domaine peu échantillonnées où l'ajout de points augmenterait la qualité de l'approximation.

3.3 Qualité du prédicteur

Comme l'erreur aux points d'apprentissage est nulle, il n'est pas possible de calculer un coefficient de détermination R^2 sans rajouter de points de confirmation, comme cela se fait usuellement pour les régressions. Nous pouvons cependant calculer un coefficient de prédictivité Q^2_{pre}, parfois noté R^2_{cv} pour "*cross-validated*" [107].

Ce calcul se fait en enlevant le i-ème point x_i de X puis en recréant une approximation par krigeage $\widehat{f}_{-i}$ de cet ensemble X_{-i}. L'écart entre $\widehat{f}_{-i}(x_i)$ et $f(x_i)$ permet de calculer le coefficient Q^2_{pre}. Cette méthode est appelée dans la littérature "*leave one out cross*

validation".

$$Q^2_{\text{pre}} = 1 - \frac{\sum_{i=1}^{n} \left[\widehat{f}_{-i}(x_i) - f(x_i)\right]^2}{\sum_{i=1}^{n} \left[f(x_i) - \overline{Y}\right]^2} \tag{4.11}$$

À première vue, cette méthode peut sembler coûteuse car il faut créer n modèles de krigeage de dimension $n-1$. Toutefois, nous utilisons une propriété mathématique détaillée dans [102] qui permet de réduire le temps de calcul.

Nous pouvons calculer un second coefficient en calculant n_{c} points de confirmation $x_{\text{c}i}$ dans les zones où l'erreur estimée est maximale, et en comparant la valeur simulée et la valeur prédite. Ce coefficient, noté Q^2_{post} reprend la forme de Q^2_{pre} et s'écrit :

$$Q^2_{\text{post}} = 1 - \frac{\sum_{i=1}^{n_{\text{c}}} \left[\widehat{f}(x_{\text{c}i}) - f(x_{\text{c}i})\right]^2}{\sum_{i=1}^{n_{\text{c}}} \left[f(x_{\text{c}i}) - \overline{Y}\right]^2} \tag{4.12}$$

Ces deux coefficients permettent de quantifier la qualité de notre modèle. Plus ils sont proches de 1, plus le modèle est précis. Le Q^2_{pre} peut être calculé facilement car il ne nécessite pas d'évaluation de f supplémentaire alors que le Q^2_{post} est plus coûteux à évaluer à cause du calcul de la réponse aux points de confirmation. Cependant, ces points peuvent ensuite être ajoutés à l'approximation pour augmenter la précision.

Le krigeage se décline sous plusieurs variantes selon le problème étudié. Dans le paragraphe suivant, nous présenterons succinctement les méthodes dites de cokrigeage et de "*blind kriging*".

3.4 Autres krigeages

3.4.1 Cokrigeage

Dans le cas général, le cokrigeage consiste à utiliser les information d'une ou plusieurs variables secondaires Y_i pour déduire la valeur de Y. Les sites d'apprentissage des Y_i peuvent être les mêmes que Y ou non. Nous allons présenter deux utilisations du cokrigeage. Dans la première, les sites d'apprentissage de Y et de Y_1 ne sont pas les mêmes et Y_1 est obtenu par une approximation grossière de f. Dans la seconde, les Y_i sont les dérivées partielles de f aux points d'apprentissage de Y.

Dans le premier cas, le cokrigeage peut être assimilé à l'utilisation d'un premier krigeage sur une fonction grossière comme fonction de régression g [108]. Supposons qu'en plus de la fonction fine à approximer, nous disposions d'un modèle grossier donnant une

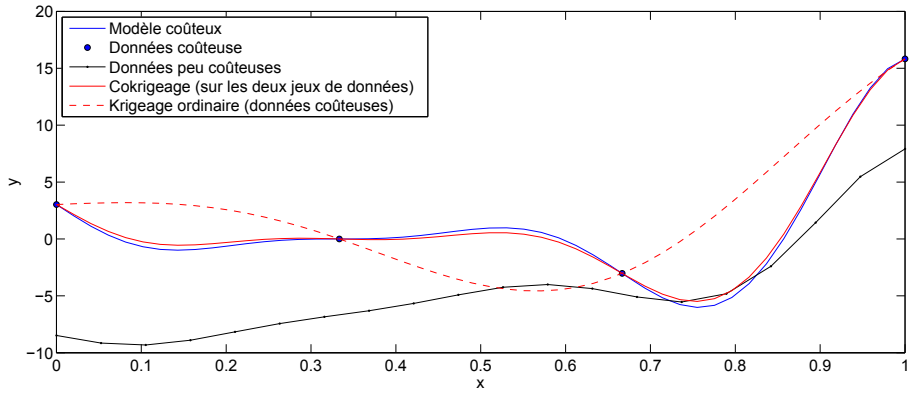


FIGURE 4.8: Krigeage et cokrigeage appliqués à un exemple mathématique 1D. Le cokrigeage interpole les données coûteuses et est corrigé par les données peu coûteuses. Extrait de [109].

valeur approchée de la fonction (Fig. 4.8). Ce modèle grossier est évalué en différents sites d'apprentissage X_g et un premier krigeage est créé $\widehat{f}_g$. L'évaluation de la fonction fine aux points X_f donne les résultats Y_f. Le cokrigeage consiste à effectuer un second krigeage sur la grandeur $Y_f - \rho \cdot \widehat{f}_g(X_f)$, ρ étant un paramètre déterminé en même temps que θ par maximum de vraisemblance. L'approximation finale peut donc s'écrire :

$$\widehat{f}(x) = \rho \cdot \widehat{f}_g(X_f) + \widehat{Z}(x) \tag{4.13}$$

Cette méthode permet, en combinant les informations d'un modèle grossier et d'un modèle fin, d'obtenir une approximation plus fiable que si nous n'avions utilisé qu'un modèle fin. Le cokrigeage permet d'autre part de tenir compte des dérivées de la réponse aux points de mesure.

Le cokrigeage avec gradients permet de prendre en compte les valeurs des dérivées partielles de la réponses aux sites d'apprentissage lorsque celles-ci sont connues. Cela permet d'imposer que les dérivées partielles de l'approximation $\frac{\partial \widehat{f}}{\partial u_i}(X)$ soient égales à celles de la fonction fine $\frac{\partial f}{\partial u_i}(X)$ aux sites d'apprentissage, comme cela est représenté en figure 4.9. Ces informations supplémentaires améliorent considérablement la précision du prédicteur mais cette méthode n'est rentable que lorsque le gradient est disponible à faible coût. En effet, calculer numériquement un gradient approché en dimension d demande d évaluations supplémentaires de f.

3.4.2 Blind kriging

Le *blind kriging* (krigeage aveugle) [110] tire son nom du fait que la fonction de régression g n'est pas connue. Elle est exprimée comme un polynôme de degré p qui

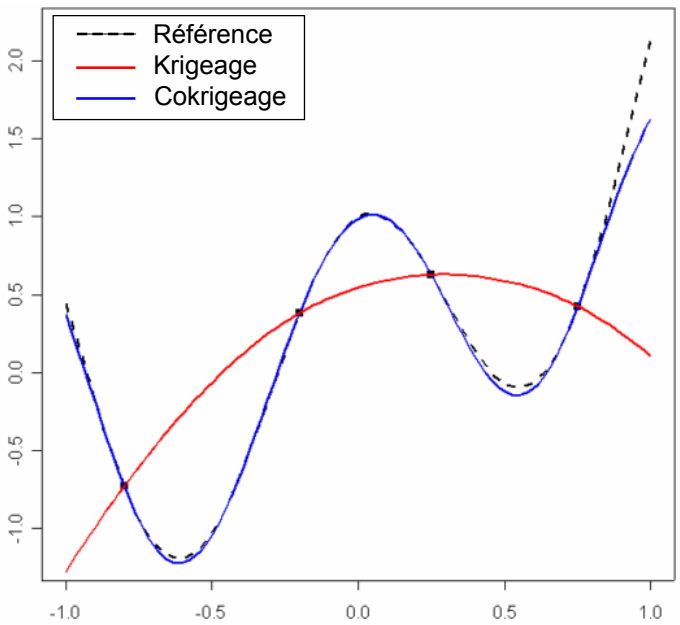


FIGURE 4.9: Comparaison d'un krigeage et d'un cokrigeage avec gradient. Extrait de [92]

est déterminé comme pour le krigeage universel, auquel est ajouté une série de fonctions candidates c_i :

$$g(x) = \underbrace{\sum_{i=1}^{p} \alpha_i b_i(x)}_{\text{Polynôme}} + \underbrace{\sum_{i=1}^{t} \beta_i c_i(x)}_{\text{Fonctions candidates}} \tag{4.14}$$

Le polynôme est déterminé indépendamment sans tenir compte du second terme. Les poids β_i des t fonctions candidates sont déterminés par une sélection bayésienne de variables utilisant la matrice de corrélation du krigeage. Cette méthode permet de choisir des fonctions candidates formant une fonction de régression simple et interprétable [109].

Un modèle de *blind kriging* se construit en effectuant un premier krigeage puis en améliorant sa fonction de régression grâce à des fonctions candidates en gardant les mêmes hyper-paramètres. Lorsque les poids β_i maximisant le Q^2_{pre} ont été trouvés, le modèle final est créé en ajustant le θ.

3.4.3 Conclusion

D'autres méthodes de krigeages existent et sont propres à des problèmes spécifiques. Cependant, les méthodes que nous voulons présenter dans ce chapitre se veulent génériques. Nous avons donc choisi d'utiliser le krigeage ordinaire, qui peut être utilisé dans

la plupart des cas, sans nécessiter ni les dérivées de la réponse ni un modèle grossier. Il est aussi peu coûteux à mettre en place, comparé au blind kriging qui doit itérativement améliorer sa fonction de régression.

Nous verrons, à travers un exemple, l'avantage qu'offre le krigage au cours d'une optimisation. Nous présenterons ensuite une méthode de raffinement adaptatif permettant d'obtenir un prédicteur de meilleur qualité que celui issu d'un échantillonage par hypercube latin pour un nombre de sites d'apprentissage équivalent. Enfin, nous proposerons une méthode d'optimisation mêlant le krigeage et les essaims particulaires qui permet de réduire le nombre d'appels à la fonction fine et ainsi diminue le coût de l'optimisation.

4 Utilisation d'un modèle de substitution dans une optimisation

Les méthodes d'optimisation usuelles utilisent une fonction – appelée "fonction objectif" ou "fonction coût" – pour obtenir la valeur des paramètres à optimiser ainsi que celle des contraintes pour un jeu de paramètres d'entrée donné, voir figure 4.10. À partir des résultats, un nouveau jeu de paramètre est créé, selon une stratégie propre à la méthode d'optimisation. Le calcul est ensuite itéré jusqu'à ce qu'un critère de convergence ou de nombre d'itérations soit atteint.

En fonction des problèmes rencontrés, la fonction objectif peut être analytique ou faire appel à une résolution numérique comme par exemple les éléments finis. Il est alors courant que le temps nécessaire pour une itération rende l'optimisation extrêmement coûteuse, voire irréalisable. Dans ce cas, certains auteurs [76, 77, 111, 112] proposent de

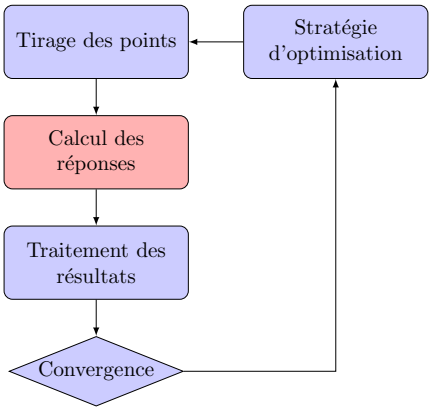


FIGURE 4.10: Algorithme générique d'une optimisation.

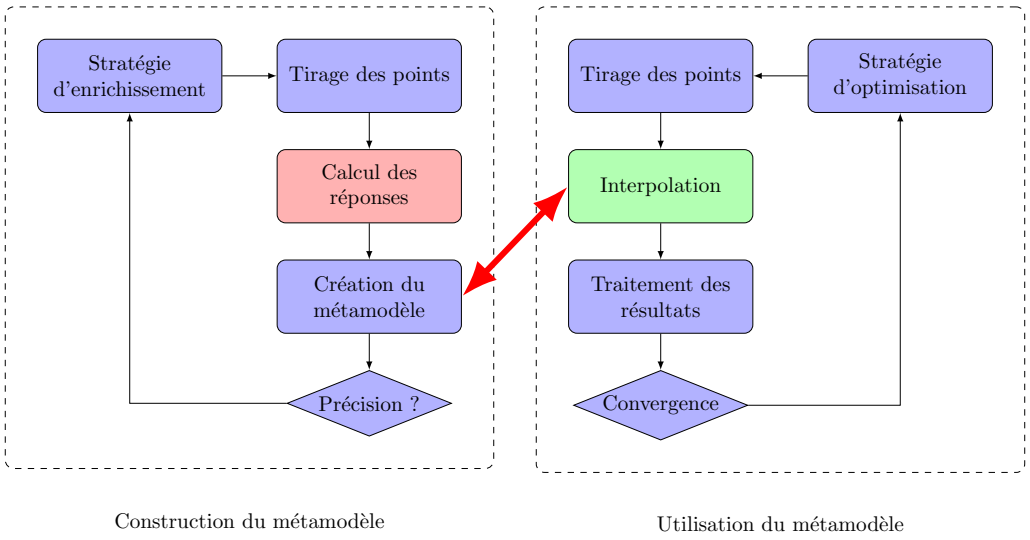


FIGURE 4.11: Algorithme d'optimisation sur un modèle de substitution.

remplacer la fonction objectif coûteuse, que nous appellerons "fonction fine", par un modèle de substitution analytique qui permet d'obtenir une approximation de la fonction fine à un coût bien inférieur, comme présenté en figure 4.11.

Pour créer ce modèle de substitution, appelé parfois "prédicteur", "métamodèle" ou "*surrogate model*" en anglais, de nombreuses méthodes sont disponibles. Nous nous attarderons en particulier sur la méthode d'échantillonnage par hypercube latin et sur celle d'interpolation par krigeage.

Dans ce paragraphe, nous allons utiliser l'exemple d'une machine à commutation de flux sur laquelle nous ferons varier deux paramètres afin d'illustrer l'avantage d'une optimisation sur une fonction d'approximation.

4.1 Optimisation directe

La machine étudiée est un moteur à commutation de flux à 24 dents et 10 pôles, réalisée en tôles FeSi et représentée en figure 4.12. Cette configuration a l'avantage d'avoir un rotor passif ce qui facilite son alimentation et son refroidissement [113, 114]. Elle est particulièrement adaptée aux applications embarquées qui requièrent des densités de couple et de puissance importantes [115]. Le volume disponible pour l'intégration étant faible, la conception de telles machines est complexe et il est souvent nécessaire de réaliser une optimisation pour satisfaire les contraintes et les attentes du cahier des charges. La structure étudiée est présentée en figure 4.12. La géométrie est définie par 8 paramètres et sa commande par deux : la densité de courant et l'angle de contrôle.

À titre d'exemple, nous ne ferons varier que deux paramètres : le rayon d'entrefer qui est un pourcentage du rayon extérieur et la largeur de l'aimant qui lui est un pourcentage de la distance entre deux encoches de la même phase. Nous nous intéressons au couple moyen produit, à l'ondulation de couple et aux pertes Joule. Ces valeurs sont obtenues par un calcul éléments finis qui prend environ 40 s.

L'exemple que nous choisissons de traiter est l'optimisation du rayon d'entrefer et de la largeur de l'aimant afin d'obtenir le maximum de couple et le minimum des pertes Joule sous la contrainte d'une ondulation de couple inférieure à 5 %. Cette optimisation est effectuée grâce à l'algorithme des essaims particulaires que nous avons présenté au paragraphe 2.3.2 du chapitre 3 et peut être synthétisée dans le tableau ci-dessous :

TABLE 4.1: Présentation de l'optimisation

Machine à commutation de flux à 2 paramètres	
Type d'algorithme	Essaim particulaire
Paramètres d'entrée	Épaisseur de l'aimant Rayon d'entrefer
Objectifs	Couple moyen Pertes Joule
Contraintes	Ondulations $< 5\,\%$
$[L_{aimant}, R_{efer}] = \arg\,[\max < C >, \min P_j]$ tels que $\Delta C < 5\,\%$	

Nous utilisons dans un premier temps une optimisation sans modèle de substitution.

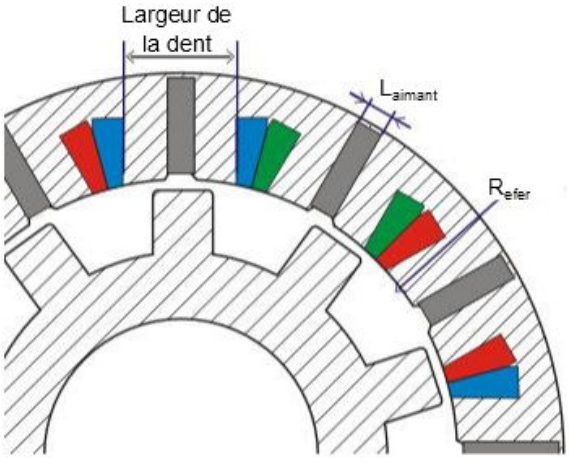


FIGURE 4.12: Machine à commutation de flux, 24 dents, 10 pôles. Deux paramètres d'entrée.

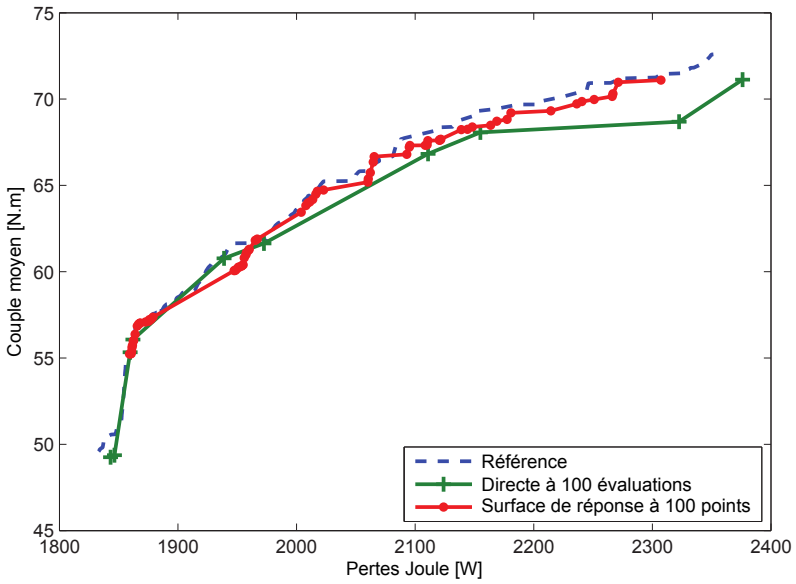


FIGURE 4.13: Fronts de Pareto. La référence est tracée en pointillés bleus, le front obtenu par optimisation directe en vert et celui par l'optimisation sur la surface de réponse en rouge.

L'algorithme est arrêté au bout de 4 itérations de 25 particules, soit 100 appels aux éléments finis, ce qui prend environ une heure. Le front de Pareto obtenu, représenté en vert en figure 4.13, ne comporte que 8 machines. Il est comparé au front de référence en pointillés bleus, obtenu en effectuant 30 itérations de 100 particules, soit un peu moins d'un jour et demi de calcul.

Plutôt que de lancer un calcul éléments finis à chaque itération, nous allons effectuer une série de calculs en amont de l'optimisation et, à partir des résultats, créer un modèle de substitution par krigeage de la fonction objectif. Nous ferons en sorte de n'utiliser que 100 appels aux éléments finis afin de comparer les front de Pareto obtenus pour un même coût de calcul.

4.2 Krigeage sur hypercube latin

Nous allons maintenant remplacer l'appel aux éléments finis dans l'optimisation par une interpolation. Pour cela nous allons créer, avant de lancer l'optimisation, trois prédicteurs par krigeage à partir de points tirés par hypercube latin. Ceux-ci donneront une valeur approchée du couple moyen, des pertes Joule et de l'ondulation de couple.

Nous cherchons donc à fabriquer trois prédicteurs liant le rayon d'entrefer et la largeur de l'aimant aux contraintes et aux objectifs de l'optimisation. Pour cela, nous effectuons

75 calculs éléments finis répartis dans le domaine par hypercube latin puis nous créons les trois modèles de krigeage grâce à ces résultats. Après l'optimisation, nous effectuerons de nouveau des calculs éléments finis pour valider les 25 machines du front de Pareto. Ainsi, les fronts seront comparés pour 100 calculs éléments finis.

Pour les approximations du couple moyen, des pertes Joule et de l'ondulation de couple, nous avons calculé, grâce à des points de confirmation, une erreur de prédiction moyenne de 2,26 %. Cela montre que le métamodèle de krigeage construit à partir de 75 points est proche du modèle éléments finis.

Comme l'évaluation du modèle de substitution est beaucoup plus rapide que les éléments finis (0,4 ms), nous pouvons nous permettre d'augmenter le nombre d'itérations de l'algorithme d'optimisation. Le front de Pareto obtenu est représenté en rouge sur la figure 4.13.

Le résultat de l'optimisation sur le modèle de substitution est généralement meilleur que celui de l'optimisation directe : en effet, son front de Pareto est plus proche de la référence et est aussi plus peuplé. Cela s'explique par un plus grand nombre d'itérations de l'algorithme d'optimisation, qui ont été faites à un coût très faible (10 ms par itération contre 17 min pour l'optimisation directe).

L'optimisation par surface de réponse présente aussi un autre avantage. Imaginons maintenant que nous voulons les machines maximisant le couple moyen et minimisant les pertes Joule mais que nous relâchons la contrainte d'ondulation de couple à 10 %. Sans l'approximation par krigeage, nous devrions refaire tous les calculs éléments finis, mais, comme nous disposons déjà des prédicteurs l'optimisation peut être relancée sans faire appel aux éléments finis. Elle est donc réalisée très rapidement et seules les machines du front de Pareto auront besoin d'être simulées.

Bien que le métamodèle créé à partir de 75 points d'un hypercube latin offre une bonne précision, nous verrons qu'il est possible, grâce à une méthode de raffinement adaptatif, d'atteindre la même qualité de prédiction avec moins de sites d'apprentissage.

5 Ciblage des points de simulation

Nous pouvons trouver dans la littérature différentes méthodes de raffinement de prédicteurs [79, 87, 88, 116]. Ces stratégies visent à minimiser tantôt la précision sur tout le domaine, tantôt en une zone d'intérêt.

La méthode présentée ici est inspirée des travaux de la thèse de Scheidt [92, 93]. Elle permet de construire un prédicteur d'une fonction en ciblant ses sites d'apprentissage. C'est un processus de raffinement itératif qui consiste à ajouter des points choisis

judicieusement jusqu'à atteindre la qualité de prédiction voulue. L'intérêt est qu'il permet d'obtenir un prédicteur de qualité égale à un créé à partir de points échantillonnés par hypercube latin avec un nombre de points inférieur. Le prédicteur peut ensuite être utilisé dans le cadre d'optimisations où nous avons besoin d'évaluer la performance de nombreux candidats. De la même manière, les études de sensibilité de type Monte-Carlo pourraient être facilitées.

5.1 Description de l'algorithme

5.1.1 Généralités

En reprenant le formalisme du paragraphe 3, nous noterons la fonction à approximer f. Cette fonction a pour entrée un vecteur $x = [u_1, \ldots, u_d]$ de dimension d. La valeur de la fonction fine f en ce point est notée $y = f(x)$. L'ensemble de tous les sites d'apprentissage est noté X.

Nous cherchons à construire un prédicteur $\widehat{f}$ offrant un bon compromis entre le nombre de sites d'apprentissage et la précision. Pour cela, nous enrichissons X au cours d'itérations qui comportent trois étapes, synthétisées en figure 4.14 : la recherche d'extrema, la recherche de point stationnaires et la recherche de points de faible confiance. La recherche se fait grâce à l'algorithme de point intérieur sur la fonction approximée $\widehat{f}$, qui est enrichie à chaque point trouvé. Cela permet de faire converger les extrema et le points stationnaires de $\widehat{f}$ vers ceux de f. Un point extremum est un point où toutes les dérivées $\frac{\partial \widehat{f}}{\partial u_i}$ s'annulent, un point stationnaire est un point où au moins une des dérivées $\frac{\partial \widehat{f}}{\partial u_i}$ s'annule et un point de faible confiance où la variance de krigeage s est élevée.

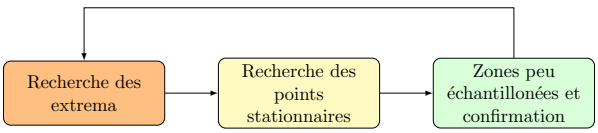


FIGURE 4.14: Les trois étapes d'une itération de l'algorithme de krigeage adaptatif.

La figure 4.15 illustre l'avantage de cibler ces points. Sur chaque ligne, une approximation par krigeage d'un polynôme est réalisée avec 3, 6 et 9 points. Dans les graphes de gauche, les points sont répartis uniformément sur le domaine. Dans ceux de droite les points ciblés sont les 3 extrema sur la première ligne, auxquels sont ajoutés les 3 points stationnaires sur la deuxième ligne puis les 3 points maximisant la variance de krigeage sur la dernière. Nous voyons, graphiquement et grâce au coefficient de détermination R^2, qu'à nombre de points égal, l'approximation est plus proche de la fonction fine lorsque

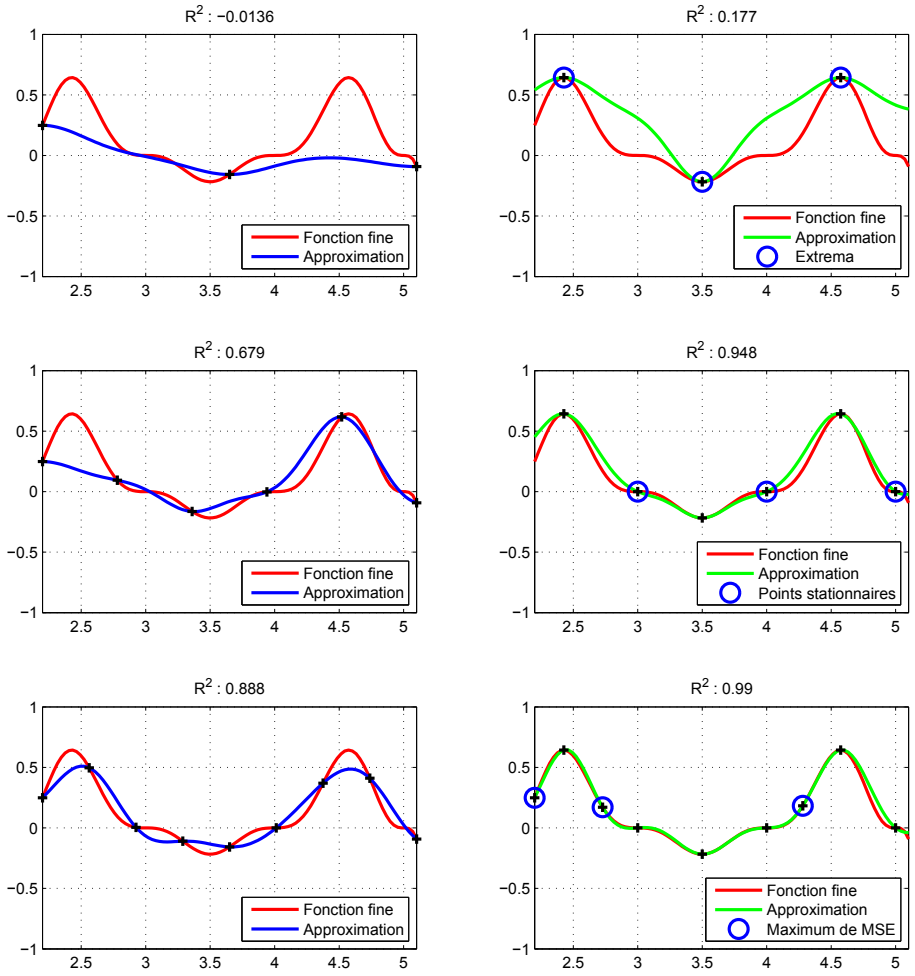


FIGURE 4.15: Krigeage d'une fonction polynomiale pour 3, 6 et 9 points. À gauche, répartition uniforme des points ; à droite, points ciblés

les points ont été ciblés. C'est cette intuition qui est développée au cours de l'algorithme de raffinement adaptatif.

Avant d'ajouter un point, l'algorithme vérifie qu'il ne soit pas trop proche d'un autre. Cela permet d'éviter d'ajouter plusieurs fois le même point et d'avoir des matrices de covariance singulières. Lorsque la fonction fine est utilisée, l'écart entre la valeur prédite et la valeur exacte est calculé. Les n_g dernières valeurs sont sauvegardées et servent à calculer un coefficient de prédictibilité Q^2_{gli}, similaire à ceux qui seront décrits en paragraphe 3.3. Son expression est présentée en équation (4.15).

$$Q^2_{\text{gli}} = 1 - \frac{\sum_{i=n-n_g}^{n} \left[\widehat{f}(x_i) - y_i\right]^2}{\sum_{i=n-n_g}^{n} \left[y_i - \overline{Y}\right]^2} \tag{4.15}$$

Ces points ne sont pas forcément bien placés pour juger de la qualité de l'approximation donc ce critère n'est pas un critère d'arrêt. Au delà d'une certaine valeur, il déclenche une étape de confirmation, présentée plus loin, qui pourra stopper l'algorithme.

5.1.2 Initialisation

Les premiers points X_{init} sont répartis dans l'espace d'étude par un hypercube latin. La fonction fine est évaluée en ces points et une approximation par krigeage est créée. Nous avons donc, en chaque point du domaine, une approximation de la réponse $\widehat{f}$, de ses dérivées $\frac{\partial \widehat{f}}{\partial u_i}$ et une estimée de son erreur quadratique moyenne s^2.

5.1.3 Détection des maxima et minima locaux

Nous allons maintenant rechercher les maxima et les minima locaux de $\widehat{f}$. La méthode étant identique, nous ne présenterons que la recherche de minima, détaillée en figure 4.16.

Nous utilisons un algorithme de points intérieurs [61, 64, 62, 63] comme présenté au paragraphe 2.3.2 du chapitre 3. Pour chaque point simulé de X, l'algorithme cherche un minimum local x_{m1} à partir de $x_{m0} = x_i$. La fonction fine est évaluée et le point de coordonnée x_{m1} ayant pour réponse y_{m1} est ajouté à X puis une nouvelle approximation $\widehat{f}$ est créée. Du fait de la faible précision de l'approximation, rien n'assure que x_{m1} soit proche d'un minimum de la fonction fine f. Nous calculons donc la valeur de la fonction fine en x_{m2}, le symétrique de x_{m0} par rapport à x_{m1} puis comparons les valeurs y_{m1} et y_{m2}. Si $y_{m2} < y_{m1}$, x_{m1} ne peut pas être considéré comme un minimum de f. La recherche se poursuit dans la direction définie par la droite (x_{m0}, x_{m1}) en ajoutant les points $x_{m3}, \ldots, x_{mk}$ jusqu'à ce que $y_{mk+1} > y_{mk}$. Le point x_{mk} est alors considéré comme proche du minimum de f et est ajouté à l'ensemble des sites d'apprentissage puis la recherche des minima se poursuit alors à partir du point suivant de X.

Par exemple, sur la figure 4.17, le point x_{m1} est calculé en cherchant le minimum de $\widehat{f}$ à partir de x_{m0}. La valeur y_{m1} est calculée et, comme $y_{m1} < y_{m0}$, la recherche se poursuit. Le point x_{m2} est calculé comme le symétrique de x_{m0} par rapport à x_{m1} et les valeur y_{m1} et y_{m2} sont comparées. Comme ici $y_{m2} < y_{m1}$, le point x_{m1} est considéré proche du minimum local de f et la recherche s'arrête.

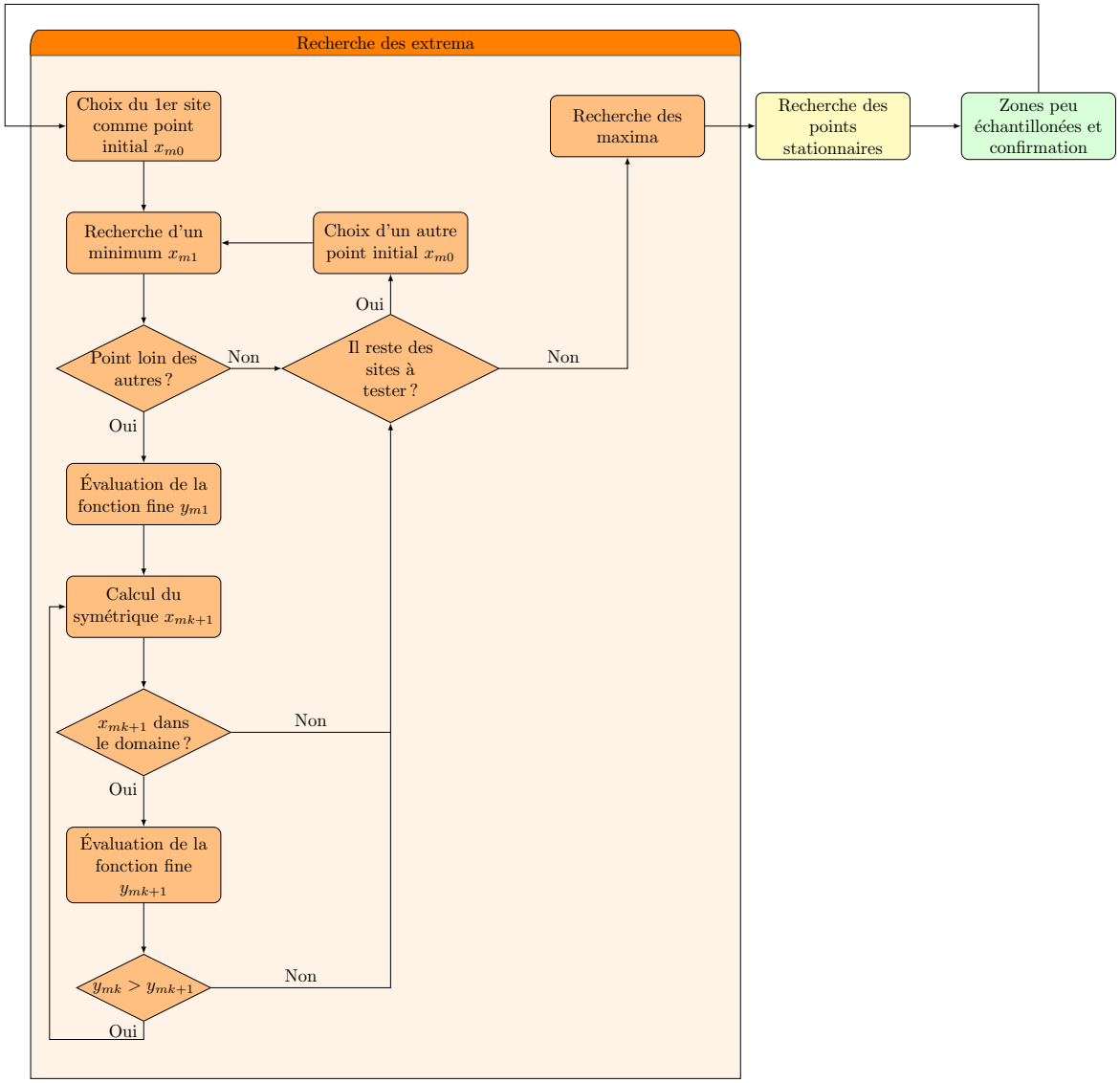


FIGURE 4.16: Étape de recherche des minima du krigeage adaptatif.

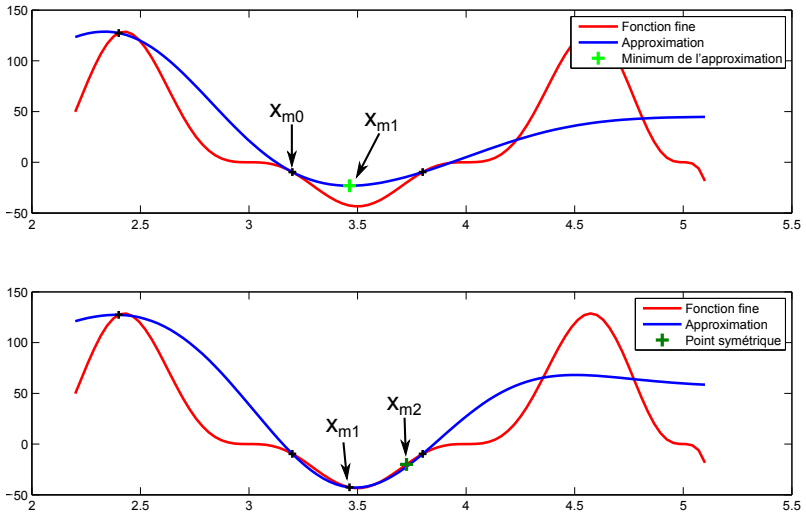


FIGURE 4.17: Exemple de recherche de minima sur une fonction analytique 1D.

Une fois tous les points de X testés, nous passons à la recherche de maxima puis à celle des points stationnaires.

5.1.4 Détection des points stationnaires

Le raffinement se fait ensuite aux points stationnaires, c'est à dire lorsqu'une des dérivées partielles $\frac{\partial \widehat{f}}{\partial u_i}$ de l'approximation s'annule. Ces dérivées sont calculées analytiquement à partir de l'expression (4.3) et nous utilisons une fois de plus l'algorithme de point intérieur pour la recherche des points. Cette étape est présentée sous forme d'organigramme en figure 4.18.

Pour chaque composante u_i de x, nous cherchons le minimum de $\left(\frac{\partial \widehat{f}}{\partial u_i}\right)^2$ avec la contrainte que $\left\|\frac{\partial \widehat{f}}{\partial u_i}\right\| < \delta$ afin d'obtenir les zéros de $\frac{\partial \widehat{f}}{\partial u_i}$. De la même manière que pour la recherche d'extrema, l'algorithme est initialisé pour chaque point de X. Lorsqu'un point stationnaire de $\widehat{f}$ est trouvé, sa réponse à la fonction fine est calculée puis une nouvelle approximation est créée et la dérivée de $\widehat{f}$ est recalculée.

Si elle est loin de zéro, la recherche reprend à partir de ce point, sinon l'algorithme de recherche est initialisé avec le point suivant de X. Lorsque tous les points de X ont été utilisés comme point initiaux, la recherche se fait pour la dérivée partielle selon u_{i+1} jusqu'à ce que les zéros des dérivées partielles par rapport à toutes les composantes aient été trouvés. L'algorithme passe alors à une phase de confirmation.

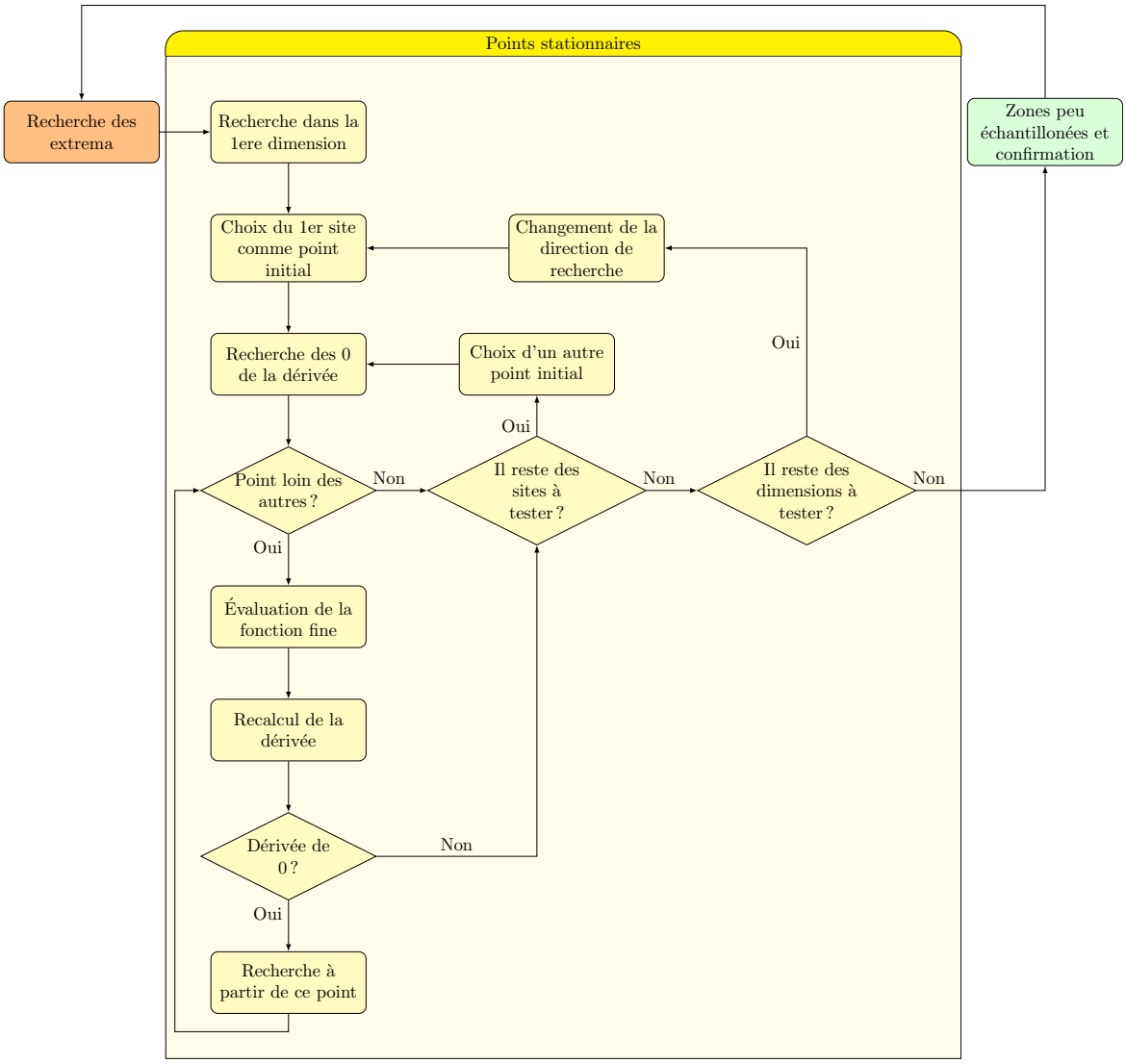


FIGURE 4.18: Étape de recherche des points stationnaires.

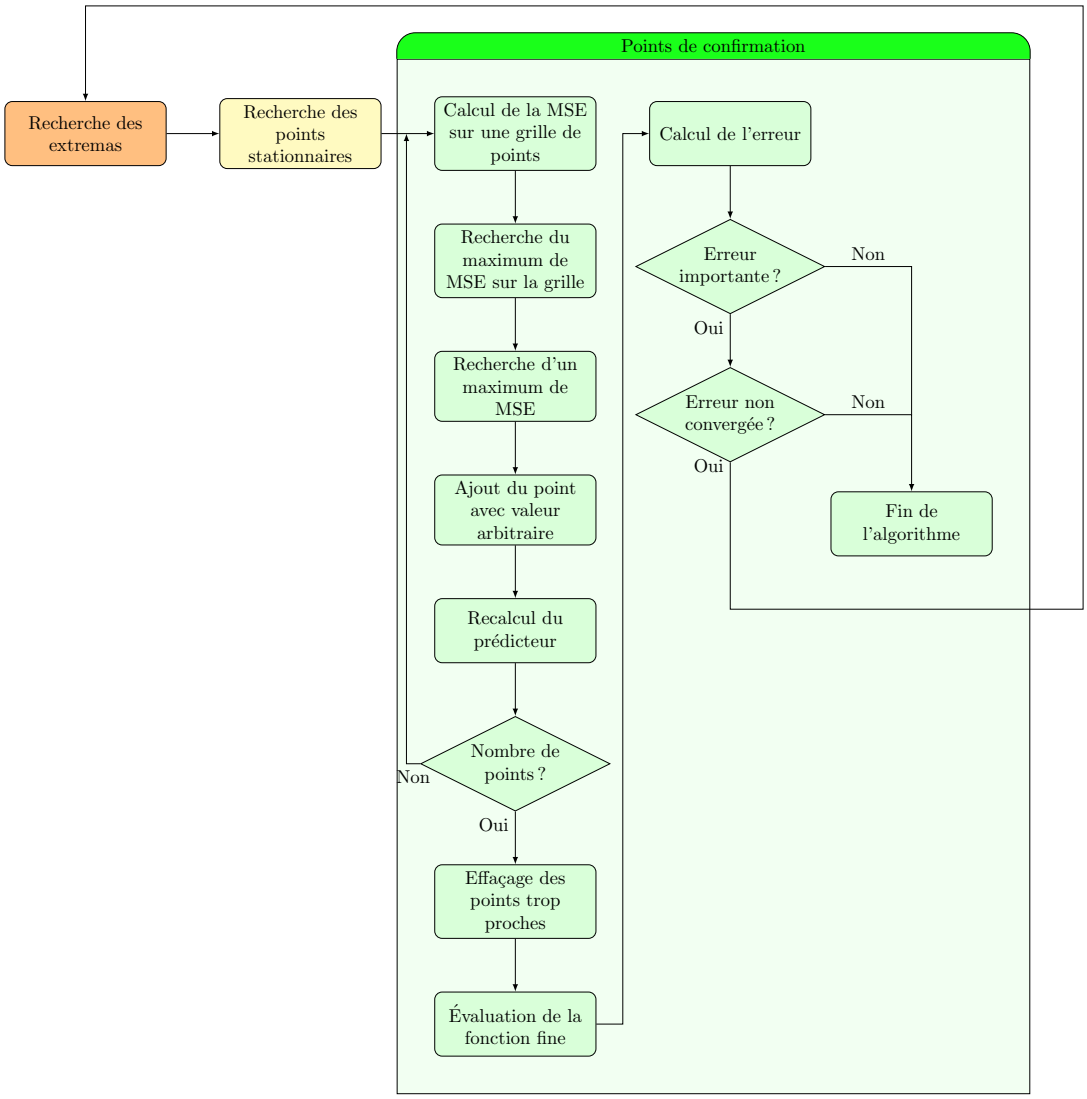


FIGURE 4.19: Raffinement dans les zones peu échantillonnées et évaluation de la précision.

5.1.5 Raffinement dans les zones sous échantillonnées

Cette étape réalise deux fonctions. Elle permet d'évaluer la qualité de l'approximation et, si elle est insuffisante, d'ajouter des points dans les zones du domaines peu échantillonnées. Elle est présentée en figure 4.19. Toujours grâce au même algorithme de point intérieur, nous recherchons les n_c points maximisant la fonction erreur s^2 et nous calculons, en ces nouveaux points, la valeur de f. En comparant les valeurs prédites et calculées, nous pouvons obtenir le coefficient Q^2_{post} présenté au paragraphe 3.3. Les points sont ensuite ajoutés à X et une nouvelle $\widehat{f}$ est créée.

Dans le cas où Q^2_{post} est proche de 1, l'algorithme s'arrête. Dans le cas contraire, une nouvelle itération est effectuée avec une recherche d'extrema et de points stationnaires. Les points de confirmation ajoutés à cette étape améliorent considérablement la précision de l'approximation car ces points sont situés dans les zones peut échantillonnées du domaine. Cela offre une composante exploratoire à la méthode de raffinement.

5.2 Applications du krigeage adaptatif

Nous avons codé cet algorithme sous Matlab et nous l'avons utilisé appliqué aux fonctions objectif de la machine à commutation de flux [117] ainsi qu'à une fonction analytique. Nous avons comparé les qualités de prédiction des métamodèles obtenus par la méthode adaptative et ceux obtenus par échantillonnage sur hypercube latin.

5.2.1 Application à la machine à commutation de flux

Nous avons repris l'exemple de la machine à commutation de flux du paragraphe 4 présenté en figure 4.12. L'échantillonnage par hypercube latin a permis d'obtenir une erreur relative de 2,26 % pour 75 simulations.

L'algorithme de krigeage adaptatif est initialisé avec 10 points tirés par hypercube latin. Dans le cas général, nous aurions fixé un Q^2_{post} à atteindre mais, comme nous disposons de points de confirmation grâce à l'étude précédente, nous pouvons calculer l'erreur relative à chaque ajout de point afin de comparer l'hypercube latin et le krigeage adaptatif à précision égale.

Le prédicteur atteint une erreur de 2,26 % au cours de la 3e itération, avec seulement 52 calculs éléments finis. Cela représente 30 % d'évaluations en moins soit une réduction de temps de calcul de 15 min.

Cependant, le krigeage adaptatif a besoin de plus de temps en dehors des éléments finis, notamment pour le calcul des hyper-paramètres θ. Toutefois, ce temps reste négli-

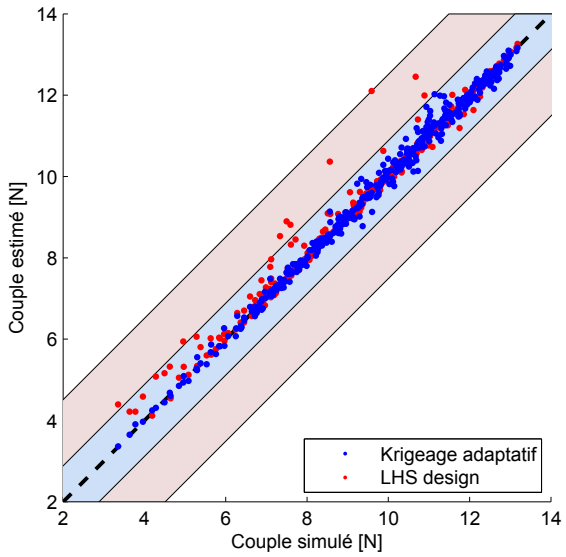


FIGURE 4.20: Erreur d'interpolation de la méthode de krigeage adaptatif comparée aux points tirés par hypercube latin. Calcul pour 140 évaluations.

geable comparé au gain obtenu en réduisant le nombre d'appels aux éléments finis.

La figure 4.20 compare les valeurs simulées et obtenues par l'hypercube latin et par le krigeage adaptatif, cette fois pour 140 sites d'apprentissage. Les résultats obtenus par krigeage adaptatif sont plus proches de la référence que ceux de l'hypercbe latin, ce qui montre encore une fois l'avantage de la méthode.

5.2.2 Application à une fonction analytique

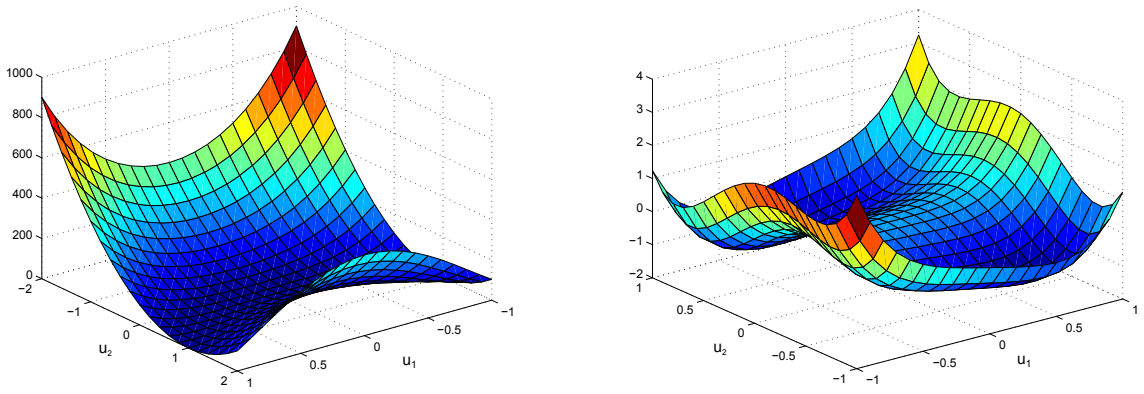
L'algorithme de krigeage adaptatif a été d'autre part appliqué à des fonction tests analytiques. Cela permet de créer les prédicteurs et de calculer les erreurs plus rapidement. Nous avons utilisé notamment la fonction de Rosenbrock (Fig. 4.21a) [118] et la fonction chameau (Fig. 4.21b) ci-dessous :

$$f_{\text{Rose}}(x) = \sum_{i=1}^{d-1} \left[100(u_{i+1} - x_i^2)^2 + (u_i - 1)^2\right] \tag{4.16}$$

$$f_{\text{Cham}}(x) = 4u_1^4 - \frac{21}{10} \cdot u_1^4 + \frac{1}{3} \cdot u_1^6 + u_1 u_2 - 4u_2^2 + 4u_2^4 \tag{4.17}$$

$$\text{avec } x = [u_1, u_2] \tag{4.18}$$

Nous avons lancé l'algorithme de krigeage adaptatif sur la fonction de Rosenbrock en fixant le critère d'arrêt à $Q^2_{\text{post}} > 0.998$, ce que l'algorithme obtient en 125 évaluations.



(a) Fonction de Rosenbrock **(b)** Fonction chameau

FIGURE 4.21: Fonction tests.

À chaque ajout de point, nous avons calculé le coefficient de détermination Q^2_{post} sur un jeu de 100 points de confirmation. Dans le même temps, nous avons créé des modèles de krigeage à partir d'hypercubes latin en faisant varier leur taille entre 10 et 120 points. Nous avons calculé de la même manière leur Q^2_{post} sur les mêmes points de confirmation.

Les évolutions de ces coefficients en fonction du nombre de points sont présentés en figures 4.22. La première remarque est que celle de l'hypercube latin est bruitée. Cela s'explique par le fait que les plans ne sont pas enrichis mais recréés à chaque fois. Le bruit est dû au positionnement aléatoire des points qui favorise ou non la précision. Dans le cas du krigeage adaptatif en revanche, le jeu d'apprentissage est enrichi progressivement et

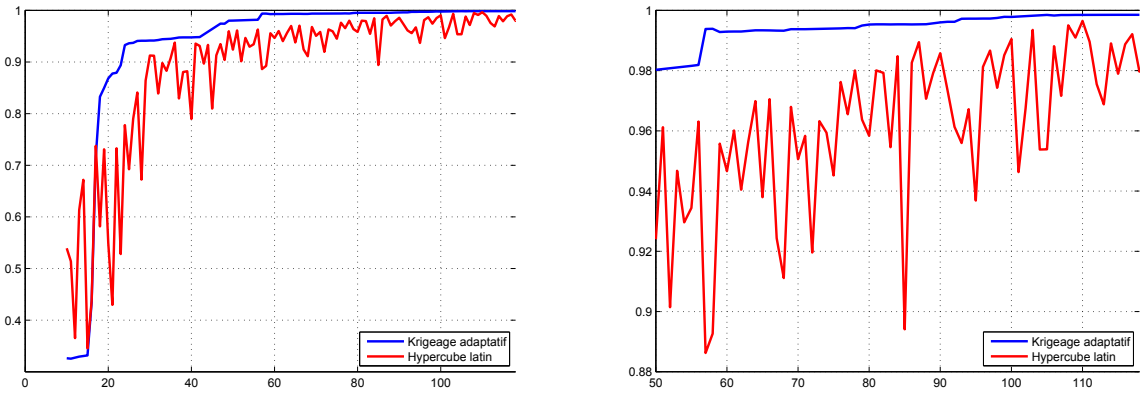
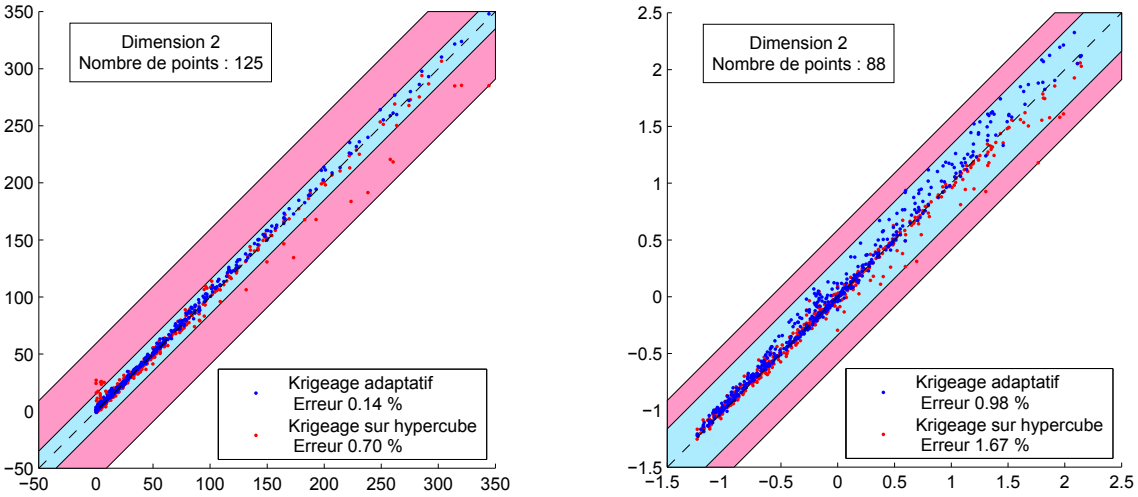


FIGURE 4.22: Évolution du coefficient de détermination Q^2_{post} en fonction du nombre de points pour le krigeage adaptatif et pour des plans hypercubiques latins. – Détail entre 50 et 120 points à droite.



(a) Fonction de Rosenbrock

(b) Fonction chameau

FIGURE 4.23: Comparaison des valeurs exactes et prédites, à nombre de points égal, pour deux fonctions test.

montre une évolution plus lisse.

À faible nombre de points, l'hypercube latin semble avoir une meilleur précision. Cependant cet effet est dû, encore une fois, au caractère aléatoire du tirage. En effet, comme les points initiaux sont choisis par hypercube latin, à faible nombre de points nous comparons essentiellement deux hypercubes latins et, dans ce cas précis, la position des points initiaux de l'algorithme adaptatif entraîne une mauvaise prédiction. Cependant, cela est rapidement corrigé par l'ajout de points ciblés et la précision du krigeage adaptatif est reste supérieure à celle du krigeage sur hypercube.

Une fois l'algorithme convergé, nous avons comparé les valeurs exactes et celles prédites par le krigeage, construit en utilisant la méthode adaptative et par hypercube latin, respectivement en bleu et en rouge sur le figure 4.23. Nous présentons les résultats pour la fonction de Rosenbrock en 4.23a et pour la fonction chameau en 4.23b. Dans les deux cas, le krigeage adaptatif a une erreur et une dispersion plus faibles que le krigeage construit sur hypercube latin.

Les performances que nous avons obtenues sont similaires à celles présentées dans la thèse de Scheidt [92]. Selon elle, la méthode adaptative serait encore plus efficace pour les fonctions ayant plus de deux variables d'entrée. Cependant, lorsque la dimension du problème augmente, les recherches d'extrema et de points stationnaires ainsi que les créations des nouveaux modèles de krigeage ralentissent cet algorithme. Le code que nous avons créé n'est malheureusement pas encore suffisamment mature pour être utilisé sur

des fonctions avec un nombre d'entrées important.

Notamment, le problème de l'optimisation géométrique de l'actionneur n'a pas pu être traité. En effet, l'algorithme n'est pas assez performant pour créer un prédicteur à un coût raisonnable. Avant d'utiliser cet algorithme pour des problèmes d'une telle dimension, il faudra d'abord le perfectionner. Le paragraphe suivant présente les pistes d'amélioration envisagées.

5.3 Améliorations envisagées

Le krigeage adaptatif permet effectivement d'atteindre une précision donnée avec moins de simulations qu'un plan d'expériences par hypercube latin. Cependant, le temps nécessaire à la création du modèle de krigeage augmente avec le nombre de paramètres d'entrée et le nombre de sites d'apprentissage.

Le nombre de sites d'apprentissage influe sur le temps de calcul des distances entre les sites. Pour n sites, il faut calculer $\frac{n^2-n}{2}$ distances entre les sites. À chaque fois qu'un site est rajouté, tous les calculs sont refaits alors qu'il suffirait de ne calculer que les n nouvelles distances. Pour intégrer cela, il faudrait modifier les modules *DACE* ou *ooDACE* utilisés pour le krigeage.

Le nombre de paramètres d'entrée influe lui sur le temps nécessaire à la recherche des hyper-paramètres θ. Ceux-ci étant déterminés par une optimisation, le temps de calcul est fortement dépendant de la dimension du problème. Cependant il semblerait que, au bout d'un certain nombre de sites d'apprentissage, la valeur de ces hyper-paramètres converge. Si cela se vérifie, il serait intéressant de détecter cette convergence et de garder un θ constant pour ne pas subir le coût de l'optimisation.

D'autre part, la recherche des points d'intérêt se fait à partir de chaque point simulé. Cela représente un grand nombre d'optimisations à réaliser et, bien que chacune d'entre elles soit rapide, cela rallonge le temps d'exécution de l'algorithme adaptatif. Dans sa thèse, Scheidt [92, 93] considère qu'une fois qu'un point a été trouvé, que son voisinage a été exploré et qu'il n'est pas nécessaire d'effectuer une nouvelle recherche dans cette zone. Cette méthode mériterait d'être étudiée pour réduire le temps nécessaire à l'algorithme pour converger.

Enfin, toujours d'après Scheidt, l'utilisation de sites d'apprentissage fictifs pourrait permettre d'améliorer la précision de l'interpolation pendant les phases intermédiaires sans appel à la fonction fine. Les gains de cette méthode restent encore à étudier.

L'algorithme de krigeage adaptatif fournit un prédicteur de bonne qualité sur l'ensemble du domaine d'étude. En amont d'une optimisation il permet de créer un métamo-

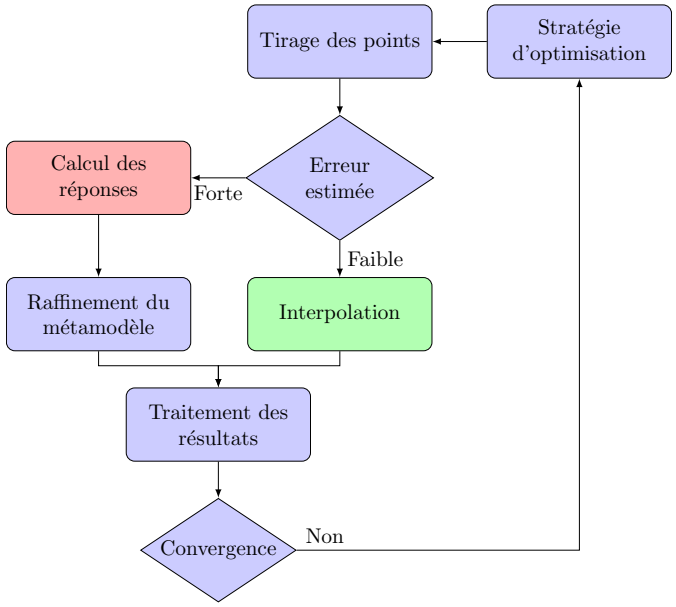


FIGURE 4.24: Organigramme de l'optimisation couplée avec le krigeage.

dèle de la fonction objectif. Les objectifs et les contraintes de l'optimisation seront alors approchés par les prédicteurs. Comme montré au paragraphe 4, cela réduira le temps de calcul et améliorera la solution.

Dans le paragraphe suivant, nous verrons une méthode d'optimisation utilisant deux niveaux de modélisation : un modèle fin et une approximation par krigeage qui sera affinée lorsque nécessaire.

6 Optimisation auto enrichie

Plutôt que de créer le métamodèle sur tout le domaine en amont de l'optimisation, nous proposons maintenant de le créer et de le raffiner pendant l'optimisation.

L'algorithme présenté est semblable à ceux présentés en [119, 111], et peut, soit utiliser la fonction fine, soit son prédicteur, moins coûteux. Il est représenté sous forme d'organigramme en figure 4.24. Pour chaque candidat, il calcule l'erreur de prédiction estimée et donc la confiance à accorder à l'approximation. Si elle est fiable, la valeur de l'objectif est déterminée grâce au prédicteur. Dans le cas contraire, c'est la fonction fine qui est utilisée, d'une part pour l'optimisation et d'autre part pour raffiner le prédicteur.

6.1 Présentation de l'algorithme

Nous avons adapté cette méthode à l'algorithme d'optimisation par essaims particulaires utilisée précédemment. Pour reprendre le formalisme du paragraphe 5, la fonction objectif est notée f et son approximation par krigeage $\widehat{f}$.

Lorsque l'algorithme d'optimisation cherche la valeur de f pour un candidat x, nous calculons d'abord l'erreur quadratique moyenne estimée associée à ce point $s(x)^2$. Selon sa valeur, nous avons deux possibilités :

— Soit l'erreur estimée en ce point est faible. Dans ce cas, la fonction objectif n'est pas calculée et les valeurs des objectifs et des contraintes sont données par le krigeage.

— Soit l'erreur estimée est élevée. Le prédicteur n'est pas fiable en ce point. Nous calculons donc la fonction objectif et nous rajoutons le point au krigeage qui gagne ainsi en précision.

Au début de l'optimisation, nous ne disposons pas d'assez de points pour créer une approximation fiable de la fonction objectif. Celle ci est donc fréquemment appelée jusqu'à ce que le modèle de krigeage ait une bonne qualité. La fonction fine n'est ensuite employée que lorsque cela est nécessaire. L'essaim progresse vers le front de Pareto en utilisant l'approximation lorsqu'il le peut et la fonction fine le cas échéant, tout en améliorant l'approximation dans les zones où le front est censé converger.

Cependant cette méthode peut ne pas donner un résultat satisfaisant si l'optimisation n'a pas été correctement initialisée. Il est en effet possible, lorsque le prédicteur est de mauvaise qualité, que la zone où se trouve l'optimum global soit ignorée, malgré la composante exploratoire de la méthode des essaims particulaires.

Afin d'illustrer cette méthode, nous reprenons l'exemple de la machine à commutation de flux du paragraphe 4, cette fois ci avec 8 paramètres d'entrée.

6.2 Application à une machine à commutation de flux

Afin d'illustrer cette méthode d'optimisation, nous avons réutilisé l'exemple de la machine à commutation de flux présentée en 4. Cette fois ci, tous les paramètres géométriques sont optimisés, soit 8 variables d'entrée citées ci-dessous et représentées en figure 4.25 :

— le rayon moyen de l'entrefer R_{entrefer},

— la hauteur de l'isthme H_{is},

— l'épaisseur de l'aimant E_{A},

— la hauteur de l'ergot de maintien de l'aimant H_{er},

— la largeur de la dent statorique L_{ds},
— la hauteur de la culasse statorique H_{cs},
— la largeur de la dent rotorique L_{dr},
— la hauteur de la dent rotorique H_{dr}.

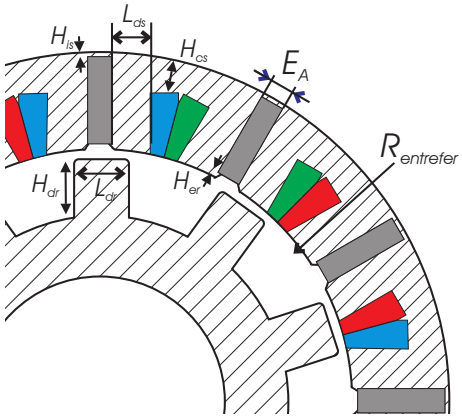


FIGURE 4.25: Machine à commutation de flux, 24 dents, 10 pôles. Huit paramètres d'entrée.

Les objectifs de l'optimisation sont toujours de maximiser le couple moyen, de minimiser les pertes Joule et d'avoir une ondulation de couple inférieure à 5 %, comme présenté en table 4.2.

TABLE 4.2: Présentation de l'optimisation

Machine à commutation de flux à 8 paramètres	
Type d'algorithme	Essaim particulaire
Paramètres d'entrée	Paramètres géométriques
Objectifs	Couple moyen Pertes Joule
Contraintes	Ondulations $< 5\,\%$
$[R_{\mathrm{entrefer}}, H_{\mathrm{is}}, E_{\mathrm{A}}, H_{\mathrm{er}}, L_{\mathrm{ds}}, H_{\mathrm{cs}}, L_{\mathrm{dr}}, H_{\mathrm{dr}}] = \arg\left[\max < C >, \min P_j\right]$ tels que $\Delta C < 5\,\%$	

L'optimisation se fait grâce à l'algorithme d'optimisation par essaims particulaires avec 100 machines par génération que nous initialisons avec un hypercube latin. Ce problème d'optimisation est résolu deux fois. La première fois en n'utilisant que des éléments finis et la seconde fois avec la méthode d'optimisation auto enrichie.

L'optimisation sans krigeage présente un front de Pareto stable à la 23ème itération, soit au bout de 2400 calculs éléments finis. Celle avec krigeage donne le même front à la

35ème itération. Cependant elle n'a effectué que 970 calculs éléments finis, soit 60 % de moins. La fonction objectif du reste des particules a été calculée par krigeage car leurs variances de krigeage normalisées s_N^2 étaient inférieures à 1 %, avec

$$s_N^2(x) = \frac{s(x)^2}{\max(Y) - \min(Y)} \tag{4.19}$$

La figure 4.26 montre le nombre d'évaluations de la fonction éléments finis pour chaque itération. Au début de l'optimisation, le modèle n'est pas assez fiable donc toutes les machines sont calculés mais, à partir de la 13ème itération, moins de 10 particules doivent faire appel aux éléments finis.

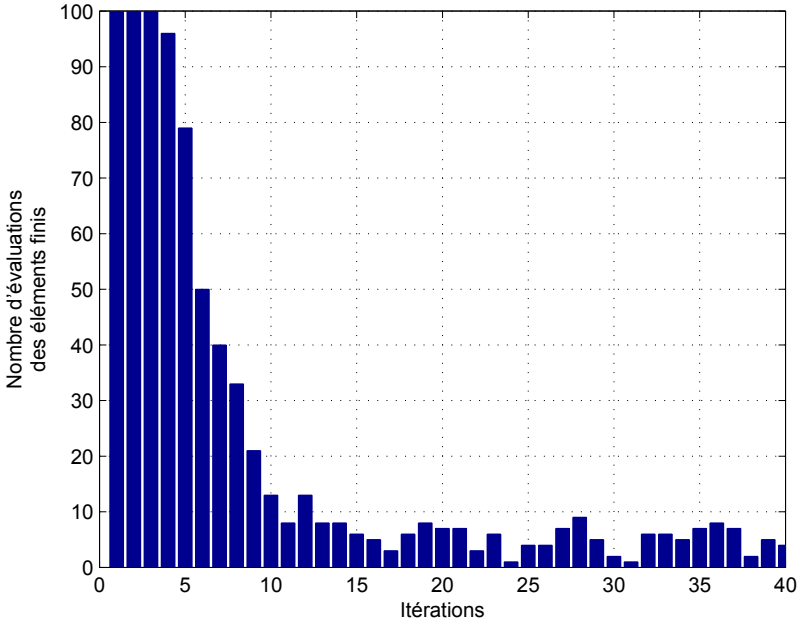


FIGURE 4.26: Nombre de calcul éléments finis pour chaque itération.

En matière de temps de calcul, la fonction éléments finis a besoin de 46 s pour donner la valeur du couple moyen, des pertes Joule et de l'ondulation de couple. La création des modèles de krigeage dépend fortement du nombre de sites d'apprentissage. Nous avons mesuré un temps de 36 s pour créer les trois modèles de krigeage correspondants avec 970 points. La prédiction par krigeage requiert quant à elle un temps négligeable (0,4 s)

Il faut donc 31 heures pour obtenir le front de Pareto sans utiliser de krigeage et seulement 20 heures avec le krigeage enrichi, ce qui fait une réduction de 35 % (Fig. 4.27). Ce gain dépend du temps d'évaluation de la fonction éléments finis, qui est généralement plus coûteuse que dans cet exemple.

En plus du front de Pareto, nous avons construit un modèle de substitution de la fonction éléments finis. Si l'optimisation doit être relancée avec des objectifs ou des contraintes différents, ce modèle de substitution peut être réutilisé et permet d'orienter les premières itérations vers le nouveau front de Pareto à un coût très faible. Ce fonctionnement est avantageux lorsqu'il faut concevoir plusieurs machines de même type répondant à des cahier des charges différents.

Pour l'actionneur électromagnétique du chapitre précédent une telle approche pourrait être intéressante mais cet algorithme est encore en phase de développement. Les d'améliorations envisageables sont présentées au paragraphe suivant.

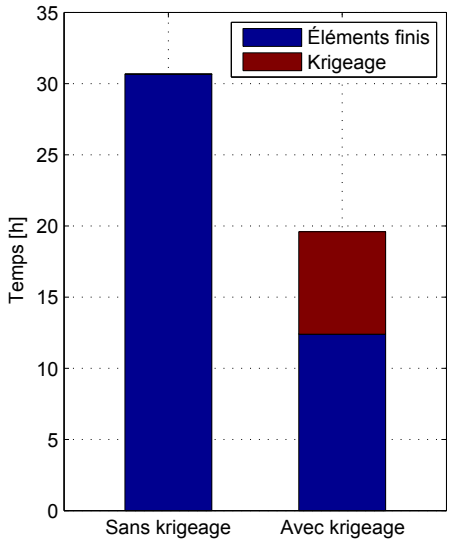


FIGURE 4.27: Décomposition des temps de calcul pour l'obtention de fronts de Pareto équivalents pour l'optimisation avec et sans krigeage.

6.3 Améliorations envisagées

Comme pour l'algorithme de ciblage des points, le modèle de krigeage est raffiné progressivement. Dans l'algorithme actuel, il doit être entièrement recalculé à chaque itération. Nous envisageons de coder une fonction qui permette de raffiner un modèle de krigeage de manière moins coûteuse, notamment sur le calcul des distances entre les points et sur l'optimisation des hyper-paramètres.

D'autre part, le raffinement du modèle se fait dès qu'un calcul éléments finis a été effectué. En groupant les ajouts de points, nous pourrions diminuer le nombre de modèles de krigeage calculés et paralléliser les calculs éléments finis [112], ce qui permettrai de réduite le temps de calcul.

Il semblerait aussi que la position des points initiaux influe sur la convergence. Ici les premiers points sont tirés par un hypercube latin et le premier krigeage n'est effectué qu'au bout d'un certain nombre d'évaluations (10 fois le nombres de paramètres d'entrée). L'utilisation de l'algorithme de krigeage adaptatif du paragraphe 5 avec un critère d'arrêt grossier pourrait fournir un modèle de krigeage initial plus précis à coût équivalent.

D'autre part, pour augmenter la précision de la solution convergée, il pourrait être utile d'ajouter les points du front de Pareto au modèle de krigeage. Cependant cela demande d'avantage d'appels à la fonction fine donc un coût plus important. Toujours pour améliorer la précision, nous pensons diminuer à chaque itération la valeur de l'erreur estimée à partir de laquelle la fonction fine est utilisée. En effet, cela permettrait de raffiner le prédicteur près du front de Pareto convergé. D'autre part, pour éviter que des zones du domaines soit complètement inexplorées, nous pourrions rajouter à chaque itération des points d'enrichissement aux points où l'erreur moyenne estimée est maximale. Cela permettrait d'augmenter la précision du prédicteur à un coût modéré.

Enfin, nous pourrions nous inspirer de la littérature sur l'*expected improvement* [116, 120] et traiter plus finement les cas où l'erreur estimée est au dessus de notre critère. En effet, grâce à la valeur prédite et à sa variance, nous pouvons déterminer la probabilité qu'une particule donnée améliore le front de Pareto actuel. Selon cette probabilité nous pourrions prendre la décision soit d'effectuer le calcul de la fonction fine si les chances d'amélioration sont raisonnables, soit de pénaliser la particule et de continuer l'optimisation.

Ces améliorations pourraient permettre de gagner en temps de calcul et en précision et augmenteraient le gain offert par cette méthode d'optimisation.

7 Conclusion

Ce chapitre a apporté quelques éléments de réponse aux problématiques de coût de calcul des optimisations, notamment en utilisant des métamodèles par krigeage.

Après un état de l'art des méthodes d'échantillonnage et de substitution usuelles, nous nous sommes intéressés à l'interpolation par krigeage du fait de sa qualité de prédiction et de son estimée de l'erreur.

Nous avons tout d'abord illustré l'avantage d'une optimisation sur un modèle de krigeage remplaçant les calculs éléments finis. Nous avons vu que, pour un coût de calcul équivalent, nous pouvons obtenir un front de Pareto meilleur et plus peuplé. Cependant un prédicteur précis demande généralement un nombre de sites d'apprentissage élevé notamment lorsque le nombre de paramètres d'entrée augmente.

Leur emplacement joue aussi un rôle important. Aussi, nous avons présenté une méthode de raffinement adaptatif capable de créer une approximation par krigeage précise avec un nombre de points limité grâce au ciblage des points d'intérêt. Une fois le modèle de krigeage créé, il peut être utilisé dans une optimisation qui sera peu coûteuse grâce à la rapidité d'évaluation du prédicteur. Dans le cas où plusieurs optimisations avec des objectifs ou des contraintes différentes doivent être réalisées, il ne sera plus nécessaire d'évaluer la fonction fine. Nous pourrons donc obtenir les machines optimales à très faible coût. Cette méthode a montré de bons résultats sur des essais avec peu de paramètres d'entrée mais l'algorithme n'est pas encore capable de traiter les cas de grande dimension auxquels nous sommes confrontés.

Enfin, nous avons regroupé l'optimisation et le krigeage dans un seul algorithme afin de raffiner le prédicteur aux alentours du front de Pareto. Grâce à l'erreur de prédiction estimée, il est possible de décider s'il est nécessaire d'exécuter la fonction fine où si l'approximation est assez fiable pour être utilisée à la place. Le raffinement du prédicteur se fait lorsque l'erreur est importante en des points déterminés par l'optimisation, donc de plus en plus proches de la solution optimale. Ainsi nous évitons de rajouter des points dans les zones du domaine où la réponse à la fonction objectif n'est pas intéressante. Cela permet de n'évaluer la fonction fine que sur une fraction des candidats et ainsi de réduire le temps nécessaire à l'optimisation. Cependant, nous avons rencontré des cas où le prédicteur ignorait les minima de la fonction fine lorsqu'elle était trop bruitée et ne permettait pas à l'optimisation de converger. Ces fonctions sont toutefois rares dans les exemples liés à l'électromagnétisme et nous espérons en outre améliorer l'algorithme pour éviter ces problématiques.

À l'origine développés dans ce ce but, ces algorithmes n'ont pas étés appliqués au dimensionnement de l'actionneur. En effet, il s'agit d'un problème ayant un grand nombre de paramètres d'entrée : les 13 paramètres géométriques, le nombre de spires, la raideur des ressorts et les deux paramètres d'alimentation. D'autre part, il s'agit de deux optimisations imbriquées, ce qui crée parfois des discontinuités difficiles à approximer. Dans l'algorithme de krigeage adaptatif, la recherche des points d'inflexion demande beaucoup d'évaluations et donc de temps. L'optimisation auto enrichie elle, a besoin de beaucoup de sites d'apprentissage avant d'avoir une qualité de prédiction suffisante. De plus, en dimension 17, le temps de création d'un modèle de krigeage n'est pas anodin.

Les résultats obtenus sont cependant encourageants et présentent encore de nombreux points d'amélioration pour des travaux futurs. Nous espérons notamment améliorer l'algorithme de raffinement adaptatif pour qu'il puisse interpoler efficacement des fonctions avec un nombre de paramètres d'entrée important. Cela permettrait de constituer rapide-

ment des abaques pour une géométrie de machine donnée qui seraient utilisés à la place des éléments finis dans une procédure d'optimisation. D'autre part, la prise en compte de la probabilité d'amélioration du front dans l'optimisation auto enrichie pourrait augmenter son efficacité.

Conclusion générale et perspectives

Cette thèse est consacrée à la conception d'un poussoir à levée variable trois états pour un moteur essence et aux problématiques d'optimisation mutliphysiques qui lui sont associées ainsi qu'aux méthodes de réduction de temps de calcul.

La réduction de la consommation des véhicules particuliers est une volonté majeure de l'industrie automobile, motivée notamment par la règlementation, les contraintes écologiques et la hausse du prix du carburant. La déconnexion de cylindre, qui consiste à réduire temporairement la cylindrée effective d'un moteur, donc sa puissance maximale, est une des nombreuses stratégies envisagées pour augmenter l'efficacité des moteurs. En effet, pour garder une puissance de sortie constante avec un cylindre déconnecté, la section de passage de la vanne d'admission des gaz doit être plus grande, ce qui réduit les pertes par pompages.

Une autre stratégie développée par les constructeurs est l'adaptation de la hauteur de levée de la soupape qui, elle aussi, diminue les pertes par pompage sur les faibles charges. Certains systèmes actuels permettent de faire varier continument la hauteur de levée, offrant ainsi un gain important de consommation au détriment de leur coût. Les systèmes discrets présentent eux un gain intéressant tout en restant compétitifs.

Or il n'existait pas, à notre connaissance, de systèmes discrets permettant une haute levée, une petite levée et la déconnexion de cylindre. D'autant que, dans l'optique d'implémentation sur un trois cylindres, le système doit être suffisamment réactif pour permettre la déconnexion tournante. Nous avons proposé dans ce but trois poussoirs capables d'imposer une haute levée ou une petite levée à la soupape ou la maintenir sur son siège pendant tout le cycle moteur.

Plusieurs points de dimensionnement ont été étudiés pour chacune de ces architectures. Nous avons tout d'abord calculé le profil de la came en fonction de la levée à imposer, du diamètre du poussoir et de son rayon de base. Cela a permis de réduire l'encombrement en jouant sur ce dernier paramètre. Nous avons ensuite calculé les paramètres des ressorts nécessaires au bon fonctionnement de la distribution ainsi que leurs dimensions. Ces calculs ont mis en évidence la difficulté de leur intégration ainsi due à leurs

diamètres et leurs hauteurs. À partir des efforts des ressorts, nous avons calculé la pression de contact maximale entre les cames et les poussoirs grâce à la théorie de Hertz. Nous avons pu ainsi déterminer les largeurs de cames nécessaires à la tenue mécanique des pièces tout en veillant à ce qu'elles s'intègrent entre les paliers de l'arbre à cames. Enfin, nous avons vérifié que la contrainte de cisaillement dans les goupilles de verrouillage reste bien dans en dessous de la valeur admissible.

À partir de ces résultats, nous avons choisi l'architecture la plus compacte et nous l'avons transmise à nos partenaires pour le dimensionnement final et la réalisation de prototype. Il s'est avéré qu'il n'était pas possible d'intégrer un poussoir trois états dans le moteur étudié sans effectuer des modifications trop coûteuses dans la culasse. D'autre part, la simulation du comportement moteur effectuée par PRISM a montré que l'utilisation du déphaseur d'arbre à cames était redondante avec la petite levée. Une solution à deux états a été retenue et le prototype réalisé ne permet que la pleine levée et la déconnexion tournante. Ce prototype a montré des résultats encourageants au cours des essais sur banc moteur et est, à l'heure actuelle, en train d'être configuré pour des essais sur véhicule afin de valider ses performances.

Toujours est-il que les actionneurs électromagnétiques prennent une place considérable dans le couvre-culasse et l'intégration du système serait facilitée par des actionneurs de taille réduite. Pour cela, nous avons présenté une modélisation et une optimisation de l'actionneur. Du fait du problème multi-physique, trois sous-modèles ont dû être réalisés. Nous avons tout d'abord utilisé un modèle magnétostatique éléments fini afin de calculer la force de l'actionneur sur sa tige ainsi que l'inductance de la bobine pour différents entrefers et excitations en tenant compte de la non linéarité de la courbe d'aimantation du matériau. Nous avons ensuite créé un modèle électrique pour calculer l'évolution de l'intensité en fonction du temps et de la tension d'alimentation. Il a cependant dû être couplé avec un modèle mécanique car l'inductance dépend de la position de la tige. Ce dernier modèle calcule la position de la tige et de la goupille en fonction du temps lorsque l'actionneur est alimenté et lorsque l'alimentation est arrêtée. Il utilise pour cela la force calculée par le modèle magnétique et l'intensité calculée par le modèle électrique. Comme la tige d'actionneur et la goupille du poussoir sont en contact unilatéral, il y a possibilité de décollement au cours de la transition. Le modèle mécanique vérifie l'état du contact et intègre les équations correspondantes. Il donne au final le temps de transition de la goupille et les précharges des ressorts.

Ces modèles ont été utilisés dans deux optimisations imbriquées. La boucle interne a permis de définir le profil de tension de commande de l'actionneur ainsi que les paramètres des ressorts pour un actionneur donné, tout en assurant que la transition se fait

pendant que le poussoir est en contact avec le dos de came. La seconde boucle vise à minimiser la longueur et le rayon de l'actionneur en s'assurant qu'il transite en moins d'un tour moteur. Les résultats de l'optimisation ont montré que l'actionneur peut offrir les mêmes performances que l'original avec une longueur 20 % plus courte ou un rayon 12 % plus faible.

Ces optimisations ont soulevé le problème des temps de calculs, notamment à cause des calculs éléments finis qui rallongent chaque itération. Nous nous sommes orientés vers la création de modèles de substitution grâce à l'interpolation par krigeage.

Nous avons utilisé un algorithme de raffinement adaptatif se concentrant sur les extrema et les points stationnaires de la fonction ainsi que les zones peu échantillonnées. Il permet d'approximer une fonction avec moins de points qu'un plan d'expériences classique et a montré de bons résultats sur un cas test à deux dimensions. En utilisant cette approximation pour obtenir la valeur de la fonction objectif, nous avons pu lancer des optimisations ayant des nombres de particules et d'itérations importants à un faible coût. Une fois l'optimisation terminée, cette même approximation peut servir à l'étude de sensibilité ou à une autre optimisation, avec des objectifs et des contraintes différents. Cependant, nous n'avons pas pu employer cette méthode dans des cas aussi complexes que la modélisation multiphysique de l'actionneur de commande présentée au chapitre 3.

Dans l'approche précédente, le raffinement du prédicteur et l'optimisation sont découplés. Le prédicteur est raffiné dans toutes les zones du domaine, ce qui est intéressant dans le cas général mais, pour une optimisation à objectifs et contraintes donnés, certaines zones n'ont pas besoin d'être explorées. Nous avons proposé un algorithme qui crée l'approximation par krigeage au cours de l'optimisation. La confiance en une valeur prédite est déterminée par la variance de krigeage. Si la valeur est fiable elle est utilisée dans l'optimisation. Sinon la fonction fine est utilisée pour raffiner le prédicteur et pour obtenir la valeur de l'objectif. Cela permet de n'exécuter la fonction fine que lorsque cela est nécessaire. Sur un exemple à 8 paramètres d'entrée, nous avons pu réduire le nombre d'appel de 60 %. Là encore, l'emploi de cette méthode pour l'optimisation de l'actionneur n'a pas été possible à cause de la dimension du problème.

Le poussoir à levée variable présenté dans cette thèse pourrait permettre une réduction de la consommation d'un moteur à allumage commandé située entre 5 et 10 %. Son utilisation sur les moteurs auto-allumés offrirait un gain moindre à cause de l'absence de papillon mais pourrait tout de même favoriser l'aérodynamique des gaz frais et ainsi améliorer le rendement de combustion. Un tel moteur profiterait aussi des avantages offerts à l'échappement comme une montée plus rapide de la température du catalyseur et une meilleur réactivité du turbo-compresseur. Ces améliorations n'ont toutefois pas encore

été validées expérimentalement. L'ajout d'un composant de levée variable sur un véhicule hybride pourrait aussi donner des performances intéressantes, notamment pendant les phases de récupération où les cylindres pourraient être déconnectés afin de limiter le frein moteur. Nous n'avons d'autre part effectué que le pré-dimensionnement du poussoir et nous pourrions prendre en compte d'autres phénomènes afin d'obtenir un modèle plus fiable. Nous pourrions par exemple calculer les efforts du flux d'air sur la soupape qui à tendance à la faire décoller pendant les phases d'admission. De plus, l'ajout de ressorts et de poussoirs par rapport au moteur d'origine augmente les frottements de la distribution. Nous pourrions utiliser les travaux existants sur les contact entre les cames et les poussoirs pour évaluer les pertes supplémentaires et vérifier qu'elles restent faibles par rapport à la réduction des pertes par pompage. Pour nos calculs, les ressorts ont été modélisés par une raideur et une précharge. Nous pourrions affiner ce modèle pour prendre en comte des ressorts non linéaires, couramment utilisés dans la distribution, ainsi que leur comportement dynamique, comme proposé dans la thèse de Ritter [53]. Nous pourrions, en outre, réaliser un calcul éléments finis pour vérifier que les poussoirs supportent les contraintes mécaniques lors d'un cycle moteur. Cependant, ce calcul serait extrêmement coûteux du fait des nombreuses pièces et leurs contacts à modéliser. Il serait avantageux d'avoir un modèle simplifié de la pression de contact au niveau des goupilles afin de déterminer leurs longueurs en prise minimales et ainsi réduire les courses des actionneurs électromagnétiques.

Le modèle électro-magnéto-mécanique des actionneurs pourrait, lui aussi, être affiné au prix de l'augmentation du temps de calcul. Dans le modèle actuel, la simulation s'arrête lorsque la goupille arrive en contact avec sa butée. Or, il s'avère qu'elle peut rebondir et nous pourrions modéliser les chocs afin de vérifier qu'elle est bien dans la position voulue lorsque le poussoir est actionné. Nous pourrions, en outre, tenir compte des phénomènes magnétodynamiques pendant la transition. Cela nous forcerait à faire appel au solveur éléments finis à chaque pas de temps et augmenterait considérablement le temps de simulation d'une transition. Il ne serait plus alors possible de découpler le calcul éléments finis et l'optimisation de la commande, rendant ainsi cette dernière, ainsi que l'optimisation géométrique, très coûteuse. Il pourrait alors être intéressant de se pencher vers d'autres méthodes d'optimisation, comme celle du contrôle optimal. D'autre part, nous pourrions mettre en place un modèle thermique qui remplacerait la contrainte d'intensité maximale dans l'optimisation de la commande. Cela pourrait se faire soit par éléments finis, lents mais faciles à mettre en œuvre et à modifier, soit de manière analytique, plus rapide mais plus complexe. Il faudrait pour cela attendre que la mise au point du calculateur moteur soit terminée afin d'en déduire le temps passé dans chaque mode d'actionnement pendant

un cycle normalisé. Cela permettrait d'estimer la fréquence d'utilisation de l'actionneur et ainsi calculer son échauffement au cours d'un profil d'utilisation représentatif. Avec ces données, nous pourrions aussi optimiser l'actionneur en tenant compte des phases de maintien en plus des transitions, ce qui pourrait favoriser des actionneurs ayant des architectures différentes. En couplant le modèle thermique et le modèle magnétodynamique, nous pourrions calculer l'échauffement dû aux pertes fer et avoir ainsi un modèle plus fin. Toutefois le temps de calcul risque d'être prohibitif. L'emploi d'un réseau de réluctances pour modéliser le comportement magnétique de l'actionneur réduirait le temps de calcul mais sa mise en place pourrait s'avérer complexe. Il devra en effet tenir compte des différents chemins que les lignes de flux pourront emprunter lorsque la géométrie évolue au cours de l'optimisation. De manière générale, la prise en compte de phénomènes supplémentaires entraine une augmentation du coût d'une simulation qui, multiplié par le nombre d'évaluations requises par l'algorithme d'optimisation, rend celui-ci encore plus coûteux qu'il ne l'est déjà.

Les méthodes de substitution par krigeage pourraient devenir alors encore plus avantageuses. À l'heure actuelle, les prédicteurs par krigeage que nous utilisons ne sont pas conçus pour être raffinés itérativement. Nous envisageons donc de créer nos propres algorithmes en facilitant l'ajout de points, notamment en évitant de recalculer toute la matrice de corrélation à chaque ajout et en améliorant la recherche des hyperparamètres. Cela pourrait être bénéfique à la fois pour la méthode de krigeage adaptatif et pour l'optimisation auto enrichie. Dans la méthode de krigeage adaptatif, la recherche d'extrema pourrait être facilitée en utilisant la dérivée du prédicteur ou en employant la méthode de l'*expected improvement*. De plus, dans ses travaux, Scheidt [92, 93] utilise des points, qu'elle appelle des points fictifs, dont la valeur n'est pas simulée mais optimisée pour améliorer la qualité de la réponse. Si, grâce à ces améliorations, nous parvenons à créer un modèle de substitution suffisamment fin, nous pourrions réaliser autant d'optimisations que souhaité en utilisant le prédicteur donc à un coût très faible. De plus, une étude de sensibilité serait là encore très rapide car nous n'utiliserions que les réponses approchées. L'optimisation auto enrichie, quant à elle, pourrait bénéficier de l'*expected improvement* afin de ne faire appel à la fonction fine que lorsque la probabilité d'améliorer le front de Pareto est raisonnable. Il faudrait d'autre part étudier l'effet de l'évolution du seuil de confiance en fonction de l'itération afin d'obtenir un résultat précis tout en s'assurant d'avoir exploré toutes les zones du domaine. Un autre aspect à étudier est la parallélisation de l'évaluation de la fonction fine et de l'ajout de points afin de réduire le temps consacré à la création du métamodèle. Enfin, nous pourrions modifier l'algorithme d'optimisation par essaims particulaires afin de prendre en compte la dérivée du prédicteur, par exemple

en ajoutant une quatrième composante à la vitesse des particules qui serait orientée grâce au gradient de la réponse.

Bibliographie

[1] J. Trapy, "Moteur à allumage commandé," *Techniques de l'ingénieur*, no. BM 2540, 2000.

[2] B. Geoffroy, "Distribution à soupapes," *Techniques de l'ingénieur*, no. B 2805, 1995.

[3] A. G. Charalambides, "Homogenous Charge Compression Ignition (HCCI) Engines," in *Advances in Internal Combustion Engines and Fuel Technologies*, H. K. Ng, Ed. InTech, Mar. 2013, ch. 4, pp. 119–148.

[4] R. K. Maurya and A. K. Agarwal, "Experimental study of combustion and emission characteristics of ethanol fuelled port injected homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion engine," *Applied Energy*, vol. 88, no. 4, pp. 1169–1180, Apr. 2011.

[5] S. Gan, H. K. Ng, and K. M. Pang, "Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) combustion : Implementation and effects on pollutants in direct injection diesel engines," *Applied Energy*, vol. 88, no. 3, pp. 559–567, Mar. 2011.

[6] P. Podevin and A. Clenci, "Technologies de distribution variable pour moteurs à combustion interne," *Techniques de l'ingénieur*, no. BM 2580, 2012.

[7] IHS, *Global Insight*, 2010.

[8] Robert Bosch GmbH, *Bosch Automotive Handbook*. Society of Automotive Engineers, 2007.

[9] C. Sauer, A. Kulzer, M. Rauscher, and A. Hettinger, "Analysis of Different Gasoline Combustion Concepts with Focus on Gas Exchange," *SAE International Journal of Engines*, vol. 1, no. 1, Apr. 2008.

[10] R. Fiorenza, M. Pirelli, E. Torella, P. Pallotti, P. E. Kapus, G. Kokalj, and M. Lebenbauer, "VVT+Port Deactivation Application on a Small Displacement SI 4 Cylinder 16V Engine : An Effective Way to Reduce Vehicle Fuel Consumption," in *SAE 2003 World Congress & Exhibition*, vol. 2003, no. 724. SAE, Mar. 2003.

[11] M. Sellnau and E. Rask, "Two-step variable valve actuation for fuel economy, emissions, and performance," *SAE Technical Paper*, 2003.

[12] M. Anderson, D. Assanis, and Z. Filipi, "First and Second Law Analyses of a Naturally Aspirated, Miller Cycle, SI Engine With Late Intake Valve Closure," *SAE Transactions*, 1998.

[13] M. Jankovic and S. Magner, "Variable cam timing : Consequences to automotive engine control design," *IFAC World Congress*, 2002.

[14] K. Lee, C. Bae, and K. Kang, "The effects of tumble and swirl flows on flame propagation in a four-valve S.I. engine," *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, no. 11-12, pp. 2122–2130, Aug. 2007.

[15] J. A. Schwoerer, K. Kumar, B. Ruggiero, and B. Swanbon, "Lost-Motion VVA Systems for Enabling Next Generation Diesel Engine Efficiency and After-Treatment Optimization," SAE, Tech. Rep., Apr. 2010.

[16] S. Alain, R. Emmanuel, and B. Gérard, "Post-traitement des émissions polluantes des moteurs thermiques à combustion interne Moteurs à allumage commandé," *Techniques de l'ingénieur*, no. BM 2508, 2011.

[17] D.-I. M. Diezemann, D.-I. R. Pohlke, D.-I. M. Brauer, and D.-I. C. Severin, "Increasing Exhaust Gas Temperature in the Diesel Engine Using a Variable Valvetrain," *MTZ worldwide*, vol. 74, no. 4, pp. 32–38, Apr. 2013.

[18] L. Das and R. Mathur, "Exhaust gas recirculation for Nox control in a multicylinder hydrogen-supplemented S.I. engine," *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 18, no. 12, pp. 1013–1018, Dec. 1993.

[19] M. Ralph, "Supercharged engine," *Patent*, no. US 2 817 322, 1957.

[20] C. D. Anderson and J. Anderson, *Electric and Hybrid Cars : A History, 2d ed.* McFarland, 2004.

[21] D. L. Bernard, D. I. A. Ferrari, D. I. D. Micelli, D. I. A. Perotto, D. R. Rinolfi, and D. F. Vattaneo, "Electro-hydraulic valve control with multiair technology," *MTZ worldwide*, vol. 70, no. 12, pp. 4–10, Dec. 2009.

[22] G. Mastrangelo, D. Micelli, and D. Sacco, "Extreme Downsizing by the two-cylinder gasoline engine from fiat," *ATZautotechnology*, vol. 11, no. 1, pp. 18–25, Feb. 2011.

[23] S. Hara, S. Suga, S. Watanabe, and M. Nakamura, "Variable Valve Actuation Systems for Environmentally Friendly Engines," *Hitachi Review*, vol. 58, no. 7, pp. 319–324, 2009.

[24] F. Liu, H. Li, F. Gao, and Y. Wang, "A new electro-hydraulic variable valve-train system for I.C engine," *2010 2nd International Asia Conference on Informatics in Control, Automation and Robotics (CAR 2010)*, pp. 174–179, Mar. 2010.

[25] M. Lecrivain, M. Gabsi, A. H. Ben, E. Sedda, and C. Fageon, "Actionneur électromécanique de commande de soupape pour moteur à combustion interne et moteur à combustion interne muni d'un tel actionneur," *Patent*, no. EP1703089 B1, 2011.

[26] C. Bernez, M. Gabsi, H. Ben Ahmed, M. Lecrivain, and E. Gimet, "High-acceleration linear drives : dimensioning and constraints relative to electromagnetic valves," in *Fourtieth IAS Annual Meeting. Conference Record of the 2005 Industry Applications Conference, 2005.*, vol. 3. IEEE, 2005, pp. 2091–2098.

[27] C. Bernez, "Conception et modélisation d'actionneurs électriques à très forte accélération : application aux soupapes électromagnétiques," Ph.D. dissertation, ENS Cachan, 2006.

[28] I. Boldea, S. Agarlita, F. Marignetti, and L. Tutelea, "Electromagnetic, thermal and mechanical design of a linear PM valve actuator laboratory model," in *2008 11th International Conference on Optimization of Electrical and Electronic Equipment*. IEEE, May 2008, pp. 259–264.

[29] V. Picron, Y. Postel, E. Nicot, and D. Durrieu, "Electro-Magnetic Valve Actuation System : First Steps toward Mass Production," *SAE Technical Paper*, Apr. 2008.

[30] T. M. Lancefield and I. Methley, "Variable phase coupling," *Patent*, no. US 6 253 720 B1, 1999.

[31] W. Christgen, H. Smola, K. Bonaventura, and H. Döppling, "Intermediate lever for a variable valve train of an internal combustion engine," *Patent*, no. US 7 055 478 B2, 2005.

[32] B. Morrn, "Mechanical control of the intake valve lift adjustment in an internal combustion engine," *Patent*, no. US 2002/0162522 A1, 2002.

[33] M. Cho, T. Niino, and T. Sato, "Valve train of internal combustion engine," *Patent*, no. US 8 499 742 B2, 2013.

[34] M. Haas, "UniAir - The first fully-variable, electro-hydraulic valve control system," *Schaeffler Symposium*, 2010.

[35] M. Haas and M. Rauch, "Electro-hydraulic fully variable valve train system," *MTZ worldwide*, vol. 71, no. 3, pp. 16–21, Mar. 2010.

[36] BMW Group, "Pressclub." [Online]. Available : www.press.bmwgroup.com

[37] M. Haas, G. Maas, W. Speil, and B. Wollboldt, "Engageable tappet for a valve drive of an internal combustion engine," *Patent*, no. US 5 782 216, 1997.

[38] V. M. Patel and W. C. Albertson, "Individual hydraulic circuit modules for engine with hydraulically-controlled cylinder deactivation," *Patent*, no. US 6 584 951 B1, 2003.

[39] Honda, "Honda Worldwide | Technology Picture Book | VTEC." [Online]. Available : http://world.honda.com/

[40] N. Nitz, H. Elendt, A. Ihlemann, and A. Nendel, "INA cam shifting system," *Schaeffler Symposium*, pp. 226–237, 2010.

[41] M. Proschko and B. Rorig, "Switchable finger lever of a valve train of an internal combustion engine," *Patent*, no. US 7 174 869 B2, 2007.

[42] M. B. Diggs, G. W. Sweetnam, F. Follower, and R. Arm, "Finger follower rocker arm with engine valve deactivator," *Patent*, no. US 5 544 626, 1996.

[43] M. Cecur, F. P. Principe, B. A. M. Scalet, F. Contarin, and K. L. Church, "Rocker arm arrangement for dual valve timing with single cam lobe," *Patent*, no. EP 1 712 748 A1, 2006.

[44] N. Gelez, J. Hobraiche, G. Kopp, and B. Maurice, "Locking device for valve actuating stem and push rod of transmission system of movement of cam to e.g. intake valve, of internal combustion engine of vehicle, has pin moved toward or from position under magnetic field effect," *Patent*, no. FR2985541A1, 2013.

[45] N. Gelez, J. Hobraiche, G. Kopp, and B. Maurice, "Butted disconnecting element for actuating e.g. exhaust valve of cylinder of e.g. thermal engine for vehicle, has circular groove formed in transmission system along longitudinal axis and configured to cooperate with latch," *Patent*, no. FR2985541A1, 2013.

[46] N. Gelez, J. Hobraiche, G. Kopp, and B. Maurice, "Système de transmission du mouvement d'une came à au moins une soupape," *Patent*, no. FR2979944A1, 2013.

[47] AFNOR, "Cylindrical helical springs made from round wire and bar. Calculation and design. Part 1 : Compression springs," NF EN 13906-1, 2013.

[48] M. Duchemin, "Ressorts à Force coaxiale," *Techniques de l'ingénieur*, no. B 5435, 1986.

[49] J.-C. Corbet, A. Ducruet, and L. Huchet, *Le CODOTEC : compilation de documentation technique*. Codotec, 1996.

[50] G. Inglebert, T. Da, S. Botelho, and I. L. Caron, "Théorie du contact de Hertz - Contacts ponctuels ou linéiques Théorie du contact de Hertz Contacts ponctuels ou linéiques," *Techniques de l'ingénieur*, no. TRI 200, 2011.

[51] S. Timoshenko, *Resistance des materiaux : theorie elementaire et problemes*. Dunod, 1968.

[52] ThyssenKrupp Materials, "34 Cr Mo 4," 2001. [Online]. Available : http://www.thyssenfrance.com/

[53] X. Ritter, "Modélisation de la distribution d'un moteur à arbre à cames en tête," Ph.D. dissertation, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2006.

[54] N. Gelez, J. Hobraiche, and G. Kopp, "Système de transmission du mouvement de cames à une soupape," *Patent*, no. FR2980518A1, 2013.

[55] N. Gelez, J. Hobraiche, and G. Kopp, "Dispositif d'actionnement de soupape d'un moteur à combustion interne," *Patent*, no. FR2976971A1, 2012.

[56] N. Gelez, J. Hobraiche, G. Kopp, and B. Maurice, "Système de transmission du mouvement d'au moins deux cames à au moins une soupape," *Patent*, no. FR2979945A1, 2013.

[57] J.-L. Duchaud, S. Hlioui, F. Louf, and M. Gabsi, "Modélisation multi-physique et optimisation d'un actionneur linéaire deux états, destiné à la commande des soupapes automobiles." in *Symposium de Génie Électrique 2014*, Jul. 2014.

[58] J.-L. Duchaud, S. Hlioui, F. Louf, J. Ojeda, and M. Gabsi, "Modeling and optimization of a linear actuator for a two-stage valve tappet in an automotive engine." *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, pp. 1–1, 2014.

[59] C. Chillet and J.-Y. Voyant, "Design-oriented analytical study of a linear electromagnetic actuator by means of a reluctance network," *IEEE Transactions on Magnetics*, vol. 37, no. 4, pp. 3004–3011, Jul. 2001.

[60] A. Nasr, "Modélisation numérique et analytique d'un actionneur électromagnétique 2 états," 2014.

[61] J.-F. Bonnans, J. C. Gilbert, C. Lemarechal, and C. A. Sagastizábal, *Numerical Optimization : Theoretical and Practical Aspects (Universitext)*. Springer, 2006.

[62] R. Byrd, J. Gilbert, and J. Nocedal, "A trust region method based on interior point techniques for nonlinear programming," *Mathematical Programming*, 2000.

[63] R. Waltz, J. Morales, J. Nocedal, and D. Orban, "An interior algorithm for nonlinear optimization that combines line search and trust region steps," *Mathematical Programming*, vol. 107, no. 3, pp. 391–408, Nov. 2005.

[64] R. Byrd, M. Hribar, and J. Nocedal, "An interior point algorithm for large-scale nonlinear programming," *SIAM Journal on Optimization*, 1999.

[65] R. Eberhart and J. Kennedy, "A new optimizer using particle swarm theory," in *MHS'95. Proceedings of the Sixth International Symposium on Micro Machine and Human Science*. IEEE, 1995, pp. 39–43.

[66] J. Kennedy and R. Eberhart, "Particle swarm optimization," in *Proceedings of ICNN'95 - International Conference on Neural Networks*, vol. 4. IEEE, 1995, pp. 1942–1948.

[67] J. Aubry, "Optimisation du dimensionnement d'une chaîne de conversion électrique directe incluant un système de lissage de production par supercondensateurs : application au houlogénérateur SEAREV," Ph.D. dissertation, ENS Cachan, 2011.

[68] J. Aubry, H. Ben Ahmed, and B. Multon, "Bi-objective sizing optimization of a PM machine drive on an operating profile," in *The XIX International Conference on Electrical Machines - ICEM 2010*. IEEE, Sep. 2010, pp. 1–7.

[69] J. Aubry, H. Ben Ahmed, and B. Multon, "Sizing Optimization Methodology of a Surface Permanent Magnet Machine-Converter System Over a Torque-Speed Operating Profile : Application to a Wave Energy Converter," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 59, no. 5, pp. 2116–2125, May 2012.

[70] D. M. Postariu, "Contribution à l'étude des courants de palier dans les moteurs de traction," Ph.D. dissertation, Université Joseph-Fourier, 2009.

[71] J. C. Butcher, *The Numerical Analysis of Ordinary Differential Equations : Runge-Kutta and General Linear Methods*. Wiley, 1987.

[72] J. Moreau, "Some numerical methods in multibody dynamics : application to granular materials," *European journal of mechanics. A. Solids*, 1994.

[73] F. Louf, "Sur le contrôle des analyses éléments finis avec contact et frottement : application aux simulations d'impact," Ph.D. dissertation, ENS Cachan, 2003.

[74] Z. Malik, D. Dyck, and J. Nelder, "Response surface models using function values and gradient information, with application to the design of an electromagnetic device," *Technical report, Imperial College*, pp. 199–209, 1998.

[75] J. Sacks, W. Welch, T. Mitchell, and H. Wynn, "Design and analysis of computer experiments," *Statistical science*, 1989.

[76] D. Dyck, D. Lowther, Z. Malik, R. Spence, and J. Nelder, "Response surface models of electromagnetic devices and their application to design," *IEEE Transactions on Magnetics*, vol. 35, no. 3, pp. 1821–1824, May 1999.

[77] D. Woo, I. Kim, and H. Jung, "Optimal Rotor Structure Design of Interior Permanent Magnet Synchronous Machine based on Efficient Genetic Algorithm Using Kriging Model," *Journal of Electrical Engineering & Technology*, vol. 7, no. 4, p. 530˜537, 2012.

[78] W. Tinsson, *Plans d'expérience : constructions et analyses statistiques*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010.

[79] R. Stocki, "A method to improve design reliability using optimal Latin hypercube sampling," *Computer Assisted Mechanics and Engineering Sciences*, vol. 12, p. 138, Jan. 2005.

[80] D. G. Krige, "A Statistical Approach to Some Basic Mine Valuation Problems on the Witwatersrand," *Journal of the Chemical, Metallurgical and Mining Society of South Africa*, vol. 52, no. 6, pp. 201–215, 1952.

[81] G. Matheron, *Traité de géostatistique appliquée, Volume 1*. BRGM, 1962.

[82] G. Matheron, *Traité de géostatistique appliquée : Le Krigeage, Volume 2*. BRGM, 1963.

[83] J. Delhomme, "Kriging in the hydrosciences," *Advances in Water Resources*, vol. 1, no. 5, pp. 251–266, Sep. 1978.

[84] L. Laurent, "Stratégie multiparamétrique et métamodèles pour l'optimisation multiniveaux de structures," Ph.D. dissertation, ENS Cachan, 2013.

[85] A. J. Forrester, A. Keane, and N. Bressloff, "Design and analysis of" Noisy" computer experiments," *AIAA journal*, 2006.

[86] N. Roussouly, J. Morlier, M. Charlotte, and M. Salaün, "Approche fiabiliste pour l'optimisation locale d'un problème couplé fluide-structure," Mar. 2013.

[87] Y. Zhang, D. Xie, and C. S. Koh, "Shape optimization of a PMLSM using Kriging and genetic algorithm," in *2010 5th IEEE Conference on Industrial Electronics and Applications*. IEEE, Jun. 2010, pp. 1496–1499.

[88] B. Xia, Z. Ren, Y. Zhang, and C.-S. Koh, "An Adaptive Optimization Algorithm Based on Kriging Interpolation with Spherical Model and its Application to Optimal Design of Switched Reluctance Motor," *Journal of Electrical Engineering and Technology*, vol. 9, no. 5, pp. 1544–1550, Sep. 2014.

[89] A. C. Berbecea, R. Ben-Ayed, F. Gillon, S. Brisset, and P. Brisset, "Comparison of efficient global optimization and output space mapping on the biobjective optimization of a safety isolating transformer," *IEEE Transactions on Magnetics*, vol. 48, no. 2, pp. 791–794, 2012.

[90] M. Dahmane, "Machine à reluctance variable en fonctionnement moteur/générateur : contribution à l'optimisation de la structure et de l'alimentation," Ph.D. dissertation, Institut National Polytechnique de Lorraine, 2002.

[91] L. Moreau, "Modélisation, conception et commande de génératrices à réluctance variable basse vitesse," Ph.D. dissertation, Université de Nantes, Dec. 2005.

[92] C. Scheidt, "Analyse statistique d'expériences simulées : Modélisation adaptative de réponses non régulières par krigeage et plans d'expériences, Application à la quantification," Ph.D. dissertation, Université Louis Pasteur, 2006.

[93] C. Scheidt, I. Zabalza-Mezghani, M. Feraille, and D. Collombier, "Toward a Reliable Quantification of Uncertainty on Production Forecasts : Adaptive Experimental Designs," *Oil & Gas Science and Technology - Revue de l'IFP*, vol. 62, no. 2, pp. 207–224, Apr. 2007.

[94] M. D. McKay, R. J. Beckman, and W. J. Conover, "A Comparison of Three Methods for Selecting Values of Input Variables in the Analysis of Output from a Computer Code," *Technometrics*, vol. 21, no. 2, p. 239, May 1979.

[95] M. Stein, "Large sample properties of simulations using Latin hypercube sampling," *Technometrics*, 1987.

[96] G. Taguchi and A. P. Organization, *Introduction to quality engineering : designing quality into products and processes*. Quality Resources, 1986.

[97] Gauchi, "Plans d'expériences optimaux : un exposé didactique," *Revue Modulad*, no. 33, Oct. 2014.

[98] W. McCulloch and W. Pitts, "A logical calculus of the ideas immanent in nervous activity," *The bulletin of mathematical biophysics*, 1943.

[99] D. S. Broomhead and D. Lowe, "Multivariable Functional Interpolation and Adaptive Networks," *Complex Systems*, vol. 2, pp. 321–355, 1988.

[100] N. Cressie, "The origins of kriging," *Mathematical Geology*, vol. 22, no. 3, pp. 239–252, Apr. 1990.

[101] E. Siah, M. Sasena, J. Volakis, P. Papalambros, and R. Wiese, "Fast Parameter Optimization of Large-Scale Electromagnetic Objects Using DIRECT with Kriging

Metamodeling," *IEEE Transactions on Microwave Theory and Techniques*, vol. 52, no. 1, pp. 276–285, Jan. 2004.

[102] M. Bompard, "Modèles de substitution pour l'optimisation globale de forme en aérodynamique et méthode locale sans paramétrisation," Ph.D. dissertation, Université Nice Sophia Antipolis, 2013.

[103] S.-I. Seo, M. K. Lee, S.-J. Kim, and N. Kim, "Robust optimum design of a bearingless rotation motor using the Kriging model," *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, vol. 12, no. 6, pp. 1043–1050, Dec. 2011.

[104] J.-P. Costa, L. Pronzato, and E. Thierry, "Inversion d'un canal de communication non-linéaire par krigeage," in *Proc.\ GRETSI'99 (17ème colloque GRETSI sur le traitement du signal et des images)*, Vannes, 1999, pp. 953–956.

[105] M. L. Stein, *Interpolation of Spatial Data*. Springer Science & Business Media, 1999.

[106] S. Sundararajan and S. S. Keerthi, "Predictive approaches for choosing hyperparameters in gaussian processes." *Neural computation*, vol. 13, no. 5, pp. 1103–18, May 2001.

[107] R. D. Cook and S. Weisberg, *Residuals and Influence in Regression*. Chapman and Hall, 1982.

[108] I. Couckuyt, T. Dhaene, and P. Demeester, "ooDACE Toolbox : A Flexible Object-Oriented Kriging Implementation," *Journal of Machine Learning Research*, vol. 15, pp. 3183–3186, 2014.

[109] I. Couckuyt, T. Dhaene, and P. Demeester, "ooDACE toolbox, A Matlab Kriging toolbox : Getting started," 2013.

[110] V. R. Joseph, Y. Hung, and A. Sudjianto, "Blind Kriging : A New Method for Developing Metamodels," *Journal of Mechanical Design*, vol. 130, no. 3, p. 031102, Mar. 2008.

[111] J. Gong, A. C. Berbecea, F. Gillon, and P. Brochet, "Multi-objective optimization of a linear induction motor using 3D FEM," *COMPEL : The International Journal for Computation and Mathematics in Electrical and Electronic Engineering*, vol. 31, no. 3, pp. 958–971, 2012.

[112] A. C. Berbecea, S. Kreuawan, F. Gillon, and P. Brochet, "A parallel multiobjective efficient global optimization : The finite element method in optimal design and model development," *IEEE Transactions on Magnetics*, vol. 46, no. 8, pp. 2868–2871, 2010.

[113] G. Li, X. Ojeda, E. Hoang, M. Gabsi, and C. Balpe, "Design of double salient interior permanent magnet machine based on mutually coupled reluctance machine for increasing the torque density and flux-weakening capability," in *2010 IEEE International Symposium on Industrial Electronics*. IEEE, Jul. 2010, pp. 1253–1258.

[114] J. Ojeda, M. G. Simoes, G. Li, and M. Gabsi, "Design of a Flux-Switching Electrical Generator for Wind Turbine Systems," *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 48, no. 6, pp. 1808–1816, Nov. 2012.

[115] E. Hoang, Y. Amara, M. Gabsi, S. Allano, and J.-Y. Routex, "Entraînement électrique d'un déshuileur aéronautique," *Revue internationale de génie électrique*, vol. 10, no. 3-4, pp. 429–448, Jun. 2007.

[116] D. R. Jones, M. Schonlau, and W. J. Welch, "Efficient Global Optimization of Expensive Black-Box Functions," *Journal of Global Optimization*, vol. 13, no. 4, pp. 455–492, Dec. 1998.

[117] J.-L. Duchaud, S. Hlioui, F. Louf, and M. Gabsi, "Electrical machine optimization using a kriging predictor," in *2014 17th International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*. IEEE, Oct. 2014, pp. 3476–3481.

[118] H. H. Rosenbrock, "An Automatic Method for Finding the Greatest or Least Value of a Function," *The Computer Journal*, vol. 3, no. 3, pp. 175–184, Mar. 1960.

[119] M. Li, G. Li, and S. Azarm, "A Kriging Metamodel Assisted Multi-Objective Genetic Algorithm for Design Optimization," p. 031401, 2008.

[120] J. Gong, B. Aslan, F. Gillon, and E. Semail, "High-speed functionality optimization of five-phase PM machine using third harmonic current," *COMPEL - The international journal for computation and mathematics in electrical and electronic engineering*, vol. 33, no. 3, pp. 879–893, 2014.