

**Equipiers du PE :**

Charles KLINGELSCMITT  
Antoine MAROS  
Lahib OUZZINE  
Jacques KOUAKOU  
Nils DEMERLE

**Commanditaire :**

Ecurie Piston Sport Auto

**Tuteurs scientifiques :**

Patrick SERRAFERO  
Jean-Marc VIGNON

**Conseiller en gestion de projet :**

Arnaud BREARD

**Conseiller en communication :**

Nicolas HOURCADE

**Véhicule Vulcanix :  
Ingénierie de la motorisation  
instrumentée**

## Résumé<sup>1</sup>

Le projet d'étude n°52 : *Ingénierie de la motorisation instrumentée du véhicule Vulcanix* est l'un des quatre projets d'étude travaillant en symbiose au sein de l'Ecurie Piston Sport Auto (EPSA) sur le prochain prototype de cette dernière, qui participera au Formula Student à l'été 2018. Le Formula Student est une compétition estudiantine internationale entre les universités du monde entier, qui a lieu chaque été dans de nombreux pays. Nous y aurons l'honneur et le privilège de représenter notre école. Mener à bien un tel projet nécessite de réunir les fonds nécessaires, d'en faire sa publicité et demande du professionnalisme et du sérieux.

Ce projet s'est décliné sur plusieurs phases. La première phase se déroula sur 3 mois d'apprentissage au contact des membres de l'écurie en deuxième année. Ensuite, nous avons travaillé en collaboration avec les trois autres projets d'études de l'EPSA qui sont les PE 51, 53 et 54, chargés respectivement du développement de la liaison au sol mécatronique, de la carrosserie et de l'aérodynamique, et de l'électronique et de l'interface Homme-Machine du véhicule.

Ce travail commun s'est déroulé en plusieurs étapes : la première fut de déterminer les objectifs que nous voulions atteindre à la compétition, en tant qu'équipe. Ces objectifs de résultat nous ont permis de fixer par la suite les objectifs de performance du véhicule, à partir desquels nous avons pu déterminer le cahier des charges fonctionnel du véhicule. Nous nous sommes ensuite réparti les tâches entre les différents membres de l'écurie, et nous avons chacun développé une partie spécifique du véhicule, en interaction avec les autres membres de l'écurie, pour s'assurer de créer un véhicule harmonieux. On développera notamment au sein de ce rapport plus spécifiquement le travail effectué par les équipiers du pôle motorisation, au sein de leur démarche commune avec l'équipe Vulcanix.

## Abstract

The senior project 52 : Engineering of the instrumented engine of race car Vulcanix is one out of four senior projects working together within the Ecurie Piston Sport Auto (EPSA) on its next race car. This prototype is ought to take part to 2018 Formula Student Championship. Formula Student is a worldwide student competition, in which universities from all over the globe compete against each other. We will have the honor of representing our team and school there. Achieving such a project requires gathering the needed funds, doing some advertisement about it, and call for professionalism and hard work from all the team members.

This project can be seen as the succession of different phases. The first one took place during the first three months of the project. During that phase we worked hand-in-hand with the elder members of the team on achieving their car, as it helped us gathering the required knowledge to conceive our own prototype. After that we worked in harmony with the other three EPSA senior projects, n°51, 53 and 54, in charge respectively of developing the ground links, the car body, and the electronics and the man machine interface of the vehicle.

---

<sup>1</sup> Ce résumé a été partiellement rédigé en commun avec les autres PE EPSA, sur les parties concernant le projet global.

That common work was made of several steps. The first one was about determining the goals we wanted to reach for the competition, as a team. These goals allowed us afterwards to decide on the performances the vehicle would have to achieve. Based on these performances, we were then able to determine the technical specifications Vulcanix needs to fill. Then, we divided the different tasks that had to be done during the conception of Vulcanix between the members of the team, and developed individually a given part of the vehicle, in interaction with the other members to be sure to achieve an harmonious vehicle. We will develop in this report the work achieved by the engine team within the Vulcanix team, following a common approach.

## Table des matières

Introduction	7
I – Le Formula Student	8
A – Epreuves statiques	8
B – Epreuves dynamiques	9
C – Présentation des véhicules aînés	9
II – Gestion de projet	10
III – De l’objectif initial au modèle de performance	12
IV – Du modèle prévisionnel de performance au cahier des charges fonctionnels du véhicule Vulcanix	13
V– La motorisation instrumentée	14
A – Objectif de la motorisation instrumentée	14
B – Cahier des charges	14
C – Responsabilités organique	14
VI– Choix des concepts et modélisation	15
A – Choix du moteur	15
1. Contraintes et critères de performance	15
2. Choix du concept	15
B – Transmission secondaire	17
1. Fonction	17
2. Concept pour F1	17
3. Architecture pour F1	19
4. Concept pour F2.	20
5. Architectures pour F2	20
6. Concept et architecture pour F3	22
7. Modélisation des efforts	23
C – Admission	25
1. Choix du concept	25
2. Choix des solutions techniques	27
3. Dimensionnement et modélisation	30
D – Refroidissement	33
1. Présentation	33
2. Choix du concept et de l’architecture : radiateur	35
3. Choix du concept et de l’architecture : ventilateur.	36

4. Modélisation et dimensionnement	36
E – Échappement	40
1. Choix du concept et de l'architecture	40
2. Modélisation	42
VII – Perspectives d'avenir	43
A – Budget prévisionnel	43
B – Tableau d'avancement	44
C – Avenir du projet	45
Conclusion	46

## Table des figures

Figure 1 : Le Formula Student, une compétition internationale (site de Ugracing)	8
Figure 2 : Véhicules EPSA conçus pour le Formula Student	9
Figure 3 : Modèle managérial de la racine-carrée	10
Figure 4 : Responsabilités organiques des membres du PE	14
Figure 5 : Différentiel simple	17
Figure 6 : Différentiel à glissement limité	18
Figure 7 : Différentiel Torsen	18
Figure 8 : Excentrique du véhicule Olympix	20
Figure 9 : Bielle du véhicule Dynamix	21
Figure 10 : Schéma explicatif de la géométrie des joints, vue de derrière	22
Figure 11 : Première modélisation des efforts sur le support de différentiel	23
Figure 12 : Évolution des efforts de liaison en fonction de la vitesse pour le premier rapport	24
Figure 13 : Évolution des efforts de liaison en fonction de la vitesse et d' $\alpha$ pour le premier rapport	24
Figure 14 : Choix du concept pour l'admission	25
Figure 15 : Conception structurelle de l'admission	26
Figure 16 : Différentes solutions techniques possibles pour l'admission	26
Figure 17 : Diagramme araignée issue de la matrice de décision de l'admission	28
Figure 18 : Filtre à air de chez ATPower	29
Figure 19 : Côtes de la bride utilisées pour les modélisations	29
Figure 20 : Pression (en Pa) à l'intérieur de la bride avec papillon	30
Figure 21 : Pression (en Pa) à l'intérieur de la bride sans papillon	31
Figure 22 : Convergent-divergent d'une bride industrielle	31
Figure 23 : Conception structurelle du refroidissement	32
Figure 24 : Schéma du système de refroidissement	33
Figure 25 : Diagramme araignée du refroidissement	35
Figure 26 : Courbe de puissance du moteur Honda	37
Figure 27 : Schéma explicatif du radiateur	37
Figure 28 : Maquette d'intégration architecturale du refroidissement	38

Figure 29 : Principe de la méthode NUT	39
Figure 30 : Maquette d'intégration architecturale du collecteur d'échappements	42
Figure 31 : Budget prévisionnel de la motorisation du véhicule Vulcanix : 20 000€	43
Figure 32 : Maquette d'intégration architecturale du véhicule Vulcanix	45

## Table des tableaux

Tableau 1 : Performances prévues pour le véhicule Vulcanix	12
Tableau 2 : Partie du cahier des charges fonctionnels du véhicule Vulcanix découlant du modèle de performance prévisionnel	13
Tableau 3 : Partie du cahier des charges fonctionnels du véhicule Vulcanix découlant du règlement	13
Tableau 4 : Cahier des charges de la motorisation.	14
Tableau 5 : Caractéristiques des différents moteurs considérés	16
Tableau 6 : Partie du cahier des charges fonctionnels du véhicule Vulcanix découlant du modèle de performance prévisionnel	19
Tableau 7 : Différentes caractéristiques pour les deux solutions	27
Tableau 8 : Matrice décisionnelle des facteurs quantifiables de l'admission	27
Tableau 9 : Présentation des résultats obtenus après la simulation	30
Tableau 10 : Concepts et architectures possibles pour le radiateur	34
Tableau 11 : Les différents concepts possibles pour le collecteur d'échappements	40
Tableau 12 : Matrice de décision pour le concept du collecteur d'échappements	40
Tableau 13 : Tableau d'avancement du pôle motorisation	44

## Remerciements

Merci à Patrick Serrafero, fondateur de l'écurie, pour ses précieux conseils et les formations qu'il nous a apportées tout au long de l'année, qui nous ont été d'une grande aide dans la conduite du projet. Nous le remercions également pour tout le soutien qu'il a apporté à l'ensemble de l'équipe et à son implication continue dans un projet qui n'existerait pas sans lui.

Merci à Christophe Corre, pour ses conseils et son aide précieuse concernant la simulation numérique d'écoulements fluides pour l'admission et l'échappement d'air.

Merci aux anciens membres de l'écurie qui ont su se rendre disponibles pour nous aider et nous apporter leurs connaissances et leur recul, ainsi que pour leur soutien, notamment, Clément Castellan, Thomas Derouin, Simon Charaudeau et Romain Guérout.

Merci aux écoles partenaires de l'écurie, l'école Boisard ainsi que le lycée la Giraudière pour leur implication dans notre projet, et l'intérêt qu'ils ont porté à cette première phase du projet.

Merci à Arnaud Bréard et Nicolas Hourcade, pour leur aide, leurs conseils, et leur suivi dans la gestion de projet et la communication.

## Introduction<sup>2</sup>

L'EPSA est une association de l'école centrale de Lyon fondée en 2002 par Patrick SERRAFERO pour concevoir et assembler une voiture de compétition pour participer au trophée SIA (société des ingénieurs de l'automobile). Cette compétition était pour les étudiants français. En 2013, l'association a décidé de participer au Formula Student, compétition estudiantine internationale et reconnu par le monde industriel. Le projet dure deux ans et applique le cycle en V utilisé dans l'industrie. La première année correspond à la conception du véhicule (descente du cycle en V) tandis que la seconde correspond à la fabrication des pièces, l'intégration du véhicule puis la fiabilisation du prototype avant le départ en compétition (remontée du cycle en V). L'objectif est clair : 20% de performance en plus chaque année.

Notre PE constitue l'un des 4 PE concevant le prototype. Nous sommes en charge de la réalisation de la motorisation instrumentée du véhicule, chargée du bon fonctionnement du moteur et de la transmission de la puissance qu'il développe aux roues, c'est-à-dire la gestion de l'admission d'air, d'essence, l'échappement, le refroidissement, la cartographie du moteur (qui gère les temps du cycle moteur pour optimiser ses performances), et la transmission. Notre problématique est donc de sélectionner un moteur adéquat pour répondre aux exigences fixées par le cahier des charges du véhicule, et concevoir les différentes pièces qui viendront s'agencer autour de ce dernier et interagir avec lui, comme le

---

<sup>2</sup> Cette partie a été partiellement rédigée en commun avec les autres PE EPSA

radiateur, qui doit assurer une température de fonctionnement optimal, l'admission d'air qui cherche à maximiser le débit d'air entrant tout en respectant les limites du règlement, etc.

## I – Le Formula Student<sup>3</sup>

Le Formula Student est une compétition créée en 1981 par la Society of Automotive Engineers (SAE). Elle a pour but de promouvoir l'industrie automobile au travers d'une compétition entre étudiants. Les écoles participantes doivent concevoir leur propre véhicule.



Figure 1 : Le Formula Student, une compétition internationale (site de Ugracing)

Nous participerons à cette compétition durant l'été 2018, et prendrons alors part à différentes épreuves, à l'issue desquelles le véhicule sera classé. Les épreuves de la compétition sont les suivantes :

### A – Epreuves statiques

- L'inspection technique

Elle ne rapporte aucun point, mais si elle n'est pas validée, un véhicule ne peut prendre part à la compétition. Le jury vérifie la conformité des différentes parties du véhicule : il y a vérification des éléments mécaniques et électriques de la voiture, puis le Tilt Test, pour vérifier que le véhicule ne fuit pas, et ne se retourne pas. Enfin, des contrôles du fonctionnement des coupe-circuits et des freins sont effectués ainsi que du volume sonore produit par la voiture.

- L'épreuve de Coût et Fabrication

Un rapport est rédigé puis présenté devant un jury pour présenter les coûts de fabrication du véhicule produit à 1000 exemplaires. Une discussion a lieu, puis une mise en situation.

- L'épreuve de présentation

Elle consiste en une simulation de vente à l'orale visant à vendre le véhicule à des passionnés d'automobile pour rouler sur circuit en loisir.

En Italie, compétition à laquelle nous participons, cette épreuve comporte une partie supplémentaire : le **Real Case**. Quelques mois avant le début de la compétition, les

---

<sup>3</sup> Cette partie est commune à l'ensemble des PE EPSA 51, 52, 53 et 54.



organisateurs de l'événement donne une liste de 3 sous-systèmes sur lesquels chaque écurie doit justifier 20% de réduction par rapport à leurs sous-systèmes actuels. Il s'agit également de quantifier l'impact de cette réduction sur la performance.

- L'épreuve de Design

Cette épreuve vise à évaluer "l'histoire du projet". Les juges cherchent à déterminer pourquoi et comment le véhicule a été conçu. Les choix techniques, de concepts et d'architecture sont à justifier durant cette épreuve.

## **B – Epreuves dynamiques**

- L'épreuve d'accélération

Cette épreuve est un départ-arrêté de 75m en ligne droite. Elle mesure l'accélération du véhicule.

- L'épreuve du Skid-Pad

Le véhicule doit effectuer le tour d'un cercle de 10m de rayon dans un sens puis dans l'autre. Cette épreuve sert à mesurer la tenue de route en virage.

- L'épreuve de l'Autocross

Le pilote doit réaliser un tour d'un circuit contenant des slaloms, chicanes, épingles... Ce circuit mesure environ 1km et la vitesse moyenne est aux alentours des 50km/h avec des pointes à 100km/h. Cette épreuve combine les compétences nécessaires pour l'accélération, le freinage et la maniabilité.

- L'épreuve d'Endurance

Cette épreuve juge l'endurance et la fiabilité du véhicule. Une équipe de deux pilotes doit réaliser une distance d'environ 22km sur le circuit de l'autocross (soit entre 20 et 25 tours). Le changement de pilote a lieu au milieu de l'épreuve.

- L'épreuve d'Efficiency

Au cours de l'épreuve d'endurance, la consommation en carburant est mesurée. Les véhicules possédant la consommation la plus faible sont récompensés.

## **C – Présentation des véhicules aînés**

Ci-dessous figurent les véhicules de l'EPSA ayant participé au Formula Student



**Olympix**  
*Saison 2016-2017*



**Kinetix**  
*Saison 2014-2015*



**Atomix**  
*Saison 2014-2015*



**Dynamix**  
*Saison 2013-2014*

Figure 2 : Véhicules EPSA conçus pour le Formula Student

## II – Gestion de projet<sup>4</sup>

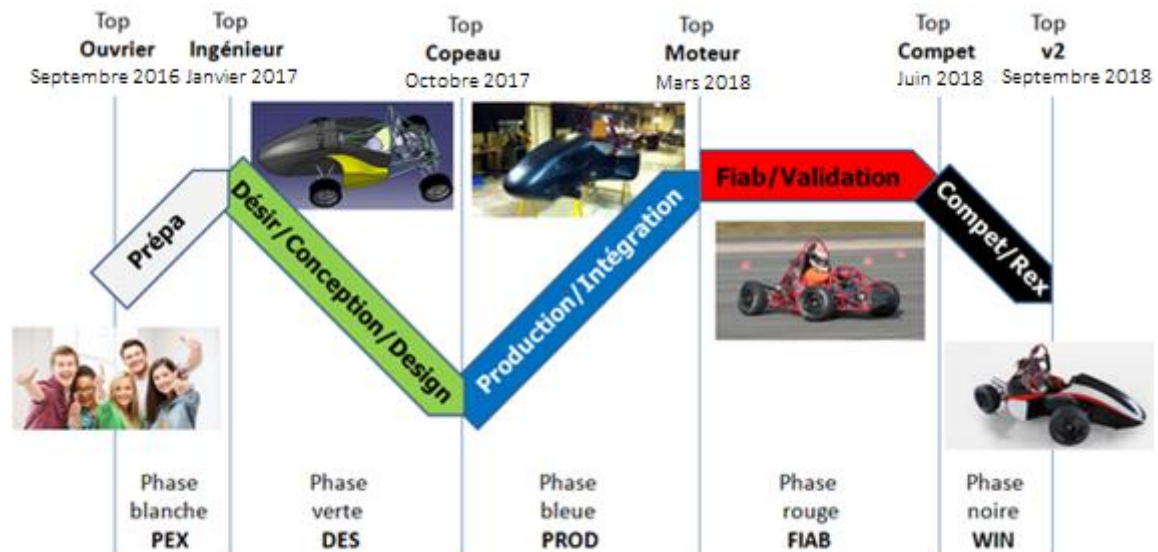


Figure 3 : Modèle managérial de la racine-carrée

L'équipe fonctionne avec un modèle managérial indépendant, intitulé « modèle racine carrée » et schématisé figure 2. Ce modèle est une extension du cycle en V de l'ingénieur. Ainsi, la première partie du projet, qui a duré 3 mois, s'appelait la phase PEX, préparation à l'excellence. Lors de cette phase de démarrage, nous devions travailler sur des thématiques diverses appliquées au véhicule ainé. Ce fut l'occasion d'apprendre énormément aux côtés de nos aînés et de renforcer les liens intergénérationnels. Nous avons, au sein du PE 52, travaillé sur divers sujets :

- *Protocole de test de la rigidité d'un châssis équipé : validation des modèles numériques de Dynamix v1.0, d'Atomix v1.0 et de Kinetix v1.0 et formalisation du PROV (Processus de Validation) de la rigidité du châssis équipé Olympix v1.0* réalisé par Charles. Ce sujet PEX lui a permis de prendre connaissance de l'importance de la raideur du châssis équipé dans la dynamique véhicule. D'après la littérature [1] nous avons pu observer que la raideur du châssis équipé devait être 5 à 10 fois supérieure à celle des suspensions pour que les hypothèses de dimensionnement soient respectées. Les vérifications pour le véhicule Olympix se sont faites sur le logiciel de CAO CATIA et nous ont permis de valider la raideur du châssis équipé.
- *Système efficace et robuste de commande de boîte de vitesse : analyse des systèmes existants de Dynamix v2.0, d'Atomix v2.0 et de Kinetix v1.0 et diagnostic de la performance prévisionnelle du système à venir d'Olympix v1.0.* Réalisé par Nils et Lahib. Ce sujet concernait l'étude du système de passage de vitesse sur les différents véhicules de l'écurie. L'enjeu était de réussir à prévoir le temps de passage de vitesse du système utilisé sur

<sup>4</sup> Cette partie est commune à l'ensemble des PE EPSA 51, 52, 53 et 54.

Olympix et à évaluer sa robustesse au regard des systèmes utilisés sur les véhicules précédents.

- *Analyse des plans de Mise Au Point (MAP) de base des moteurs Dynamix v2.0, d'Atomix v2.0 et de Kinetix v1.0 et diagnostic de la performance et de la complétude prévisionnelle de celui d'Olympix v1.0.* Réalisé par Antoine. Ce sujet PEX était l'occasion d'en apprendre davantage sur le réglage de la cartographie du moteur afin d'en tirer la quintessence. En effet, ce réglage, largement bénéfique aux performances du véhicule, a pourtant rarement été réalisé dans de bonnes conditions, faute de temps pour effectuer les réglages et acquérir les connaissances nécessaires. Ainsi, cette première sensibilisation nous permettra sans aucun doute de gagner du temps l'an prochain au moment d'organiser cette optimisation, ce qui améliore ainsi les conditions dans lesquelles nous pourrons réaliser ce réglage, à budget temporel égal.
- *Freinage performant et robuste : conduire l'analyse critique de l'avarie Freinage de Kinétix v1.0 à Parme'2016 et justifier pourquoi cela n'arrivera pas à Olympix v1.0.* Réalisé par Jacques

La première année correspond à la phase descendante du cycle en V, qui correspond à la phase verte de la figure 2. Pour rappel, les dates des différents TOPs (réunions de suivi du projet qui donnent le feu vert pour l'étape suivante) sont rappelées en annexe (cf. annexe 1).

Cette phase correspond au design complet du véhicule, débutant de l'objectif initial de résultat à la compétition pour aboutir à la maquette numérique complète et détaillée du véhicule. Nous allons d'abord de l'objectif initial vers les scores (donc les temps) que nous devons réaliser aux épreuves pour tenir cet objectif (cf. partie III et le modèle de performance). Ensuite, à l'aide de modélisations de complexité variable, les différents paramètres scalaires permettant de tenir les temps annoncés en sont déduits. Cela permet ensuite de fixer nos cahiers des charges : c'est ce que l'on appelle les spécifications techniques. Enfin, à partir des résultats des études menées sur nos sous-systèmes, nous modélisons sous CAO nos pièces. Cette phase a débuté suite au Top Appro qui nous autorise à commander les pièces à approvisionnement long telles que le moteur.

Le Top copeau qui aura lieu le 11 & 18 octobre marquera, s'il est franchi, la fin de la descente du cycle en V. Pour ce Top, la maquette numérique finale du véhicule doit avoir été réalisée ainsi que la preuve qu'elle est fabricable.

De plus, cette année, pour s'entraîner à la compétition, des épreuves blanches ont été réalisées, portant sur le Cost report de certains sous-systèmes des véhicules aînées (cf. exemple en annexe n°4), le Design report de notre véhicule Vulcanix (cf. annexe n°3) ainsi que le Real case de certains sous-systèmes des véhicules aînés. Le Cost Report et le Real case ont été réalisés sur les véhicules aînées car le prototype Vulcanix n'était pas assez mature pour cela.

### III – De l’objectif initial au modèle de performance<sup>5</sup>

Notre objectif initial est de finir dans le Top 5 en Italie en 2018. Nous avons donc ensuite, en se basant sur les résultats de 2016, déduit de cet objectif un score total de 590 points, que nous avons réparti sur les différentes épreuves en fonction des résultats des années précédentes et des épreuves sur lesquelles nous avons jugé qu’une marge de progrès existait. Sur les épreuves statiques, nous désirons capitaliser par rapport à ce qui a été fait. Sur les épreuves dynamiques, c’est sur l’épreuve d’endurance que nous ambitionnons d’améliorer les résultats.

	Maximum	Top15	Top10	Top5	Performances prévues (au TOP Maquette)
Score Total	1000	407	500	582	590
Score Cost	100	76	77	90	75
Score Presentation	75	57	63	68	60
Score Design	150	100	132	145	125
Score Accélération	75 (100)	31 (41)	52 (69)	57 (76)	65
Temps Accélération		4.8 sec	4.2 sec	4.0 sec	4.3 sec
Score Skid Pad	50,0 (75)	22,5 (34)	30,0 (45)	45,0 (68)	45,0
Temps Skid Pad		5,6 sec	5,4 sec	4,9 sec	5,3 sec
Score Autocross	150 (125)	54 (45)	65 (54)	120 (144)	60
Temps Autocross		66,6 sec	63,0 sec	56,4 sec	63,0 sec
Score Efficiency	100	0	58	64	plus de 10
Score Endurance	300 (275)	13 (12)	20 (18)	164 (150)	150
Temps Endurance		1690 sec	1615 sec	1550 sec	1850 sec

Tableau 1 : Performances prévues pour le véhicule Vulcanix

<sup>5</sup> Cette partie est commune à l’ensemble des PE EPSA 51, 52, 53 et 54.

## IV – Du modèle prévisionnel de performance au cahier des charges fonctionnels du véhicule Vulcanix<sup>6</sup>

A partir de ces temps, nous devons donc maintenant déterminer les paramètres scalaires du véhicule. Nous avons commencé par modéliser l'épreuve d'accélération (cf. annexe n°2). Le modèle réalisé ainsi que les données sur les anciens véhicules et certains points du règlement nous ont permis de fixer les paramètres scalaires généraux du véhicule. Nous les avons regroupés dans ce cahier des charges fonctionnel du véhicule.

Fonction	Critère fonctionnel	Niveau	Flexibilité
<b>F1 : Réaliser 4.3 secondes à l'accélération</b>	Masse	220kg	+5/-15 kg
	Empattement	1600 mm	
	Répartition de masse avant/arrière	50/50	+0/+5
	Hauteur du centre de gravité	300 mm	+43/-50 mm
	Rayon des roues	13 pouces	aucune
<b>F2 : Réaliser 5.3 secondes au skid-pad</b>	Accélération latérale maximale à supporter	12,5 m/s <sup>2</sup>	+inf/-0
<b>F3 : Réaliser 63 secondes à l'autocross</b>	Rayon de braquage	4000 mm	+500/-500
	Voie pour optimiser le passage entre les cônes	1300 m	+50/-50
<b>F4 : Obtenir plus de 10 points à l'efficiency</b>	Consommation	15L/100km	-5/+2
<b>F5 : Réaliser 1850 secondes à l'endurance</b>	Volume réservoir	10 L de carburant	+2/-0

Tableau 2 : Partie du cahier des charges fonctionnels du véhicule Vulcanix découlant du modèle de performance prévisionnel

Fonction contrainte	Critère fonctionnel	Niveau	Flexibilité
<b>FC1 : Réussir le test de freinage</b>	Bloquer les roues	4	aucune
<b>FC2 : Réussir le Tilt-test</b>	Pas de fuite avec les réservoirs plein	45°	aucune
	Hauteur du centre de gravité maximale	0.346m (pour une voie moyenne de 1.2m)	+0/-1.5
<b>FC3 : Réussir le Noise Test</b>	Ne pas dépasser un certain niveau sonore à l'arrêt	maximum 103 dBC	aucune
	Ne pas dépasser un certain niveau sonore en course	maximum 110 dBC	aucune
<b>FC4 : Autres contraintes du règlement</b>	Valeur minimale d'empattement	1525 mm	aucune

Tableau 3 : Partie du cahier des charges fonctionnels du véhicule Vulcanix découlant du règlement

<sup>6</sup> Cette partie est commune à l'ensemble des PE EPSA 51, 52, 53 et 54.

## V– La motorisation instrumentée<sup>7</sup>

### A – Objectif de la motorisation instrumentée

Les objectifs du PE sont fixés par le commanditaire de notre projet d'études (EPSA). Pour la première année, la conception est orientée sur le choix et la justification des concepts, architectures et technologies pour les différents les systèmes et sous-systèmes ainsi que les premières estimations de budget d'approvisionnement et de fabrication. L'équipe PE 52 est donc chargé d'assurer ce travail pour la partie motorisation du véhicule Vulcanix. Notre rôle est donc de concevoir et apporter des solutions performantes pour les différents sous-systèmes qui constituent la motorisation. Ces différents sous-systèmes sont l'admission d'air, le contrôle électronique du moteur, l'échappement des gaz, l'injection d'essence, le refroidissement du moteur et la transmission mécanique de la puissance du moteur aux roues.

### B – Cahier des charges

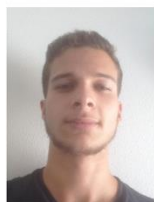
Fonction principale ou contrainte	Critère fonctionnel	Niveau	Flexibilité
FP1 : Propulser la voiture	Avoir une puissance et un couple max	A définir	A définir
FP2 : Transformer l'énergie chimique en énergie mécanique	Carburant	Essence ou E85	A définir
FP3 : Répondre aux sollicitations du pilote	Etre relié mécaniquement à la pédale d'accélérateur	2 ressorts sur le papillon	A définir
FP4 : Etre robuste et fiable	Supporter sans panne la phase d'essai + le(s) FS	200h	+/- 10%
FP5 : Etre léger	Masse (sans transmission)	80 kg	+/- 10kg
FP6 : Etre efficace énergétiquement	Consommation	< 16l/100km	+ 3L/100km
FP7 : Passer les vitesses rapidement	Temps de passage de rapport	< 150ms	Aucune
FP8 : Faciliter l'accès et l'entretien	Accès au moteur	Total	Aucune
FC1 : Respecter la limite de cylindrée	Cylindrée max	< 710 cm³	Aucune
FC2 : Limiter l'émission de bruit	Niveau sonore (à 50cm et à 45° du pot d'échappement)	< 110 dB	Aucune
FC3 : Etre refroidit	Nature du liquide de refroidissement	Eau	Aucune
FC4 : Protéger la chaîne	Protection de chaîne	3 fois plus large que la chaîne et épaisseur minimale de 2,6mm	Aucune
FC5 : Etanchéité	Epaisseur de tuyaux	3mm pour les tuyaux de refroidissement	Aucune

Tableau 4 : Cahier des charges de la motorisation.

Afin de respecter les critères du cahier des charges global, nous avons établi une première version du cahier des charges spécifique à la motorisation instrumentée. Cette définition du cahier des charges s'est basée sur les contraintes du règlement FS, l'état de l'art réalisé sur les précédents véhicules de l'EPSA ainsi que nos premières modélisations.

Les niveaux de performances du cahier des charges tels que la consommation ont été déterminés par les objectifs établis précédemment. Le modèle prévisionnel de performance nous a permis d'établir le nombre d'heures de test nécessaire pour assurer la fiabilité du moteur lors de la compétition.

### C – Responsabilités organique



DÉMERLÉ Nils  
Chef de PE  
Responsable du moteur



KLINGELSCHMITT Charles  
Responsable Admission



KOUAKOU Jacques  
Responsable Transmission



MAROS Antoine  
Responsable Refroidissement



OUZZINE Lahib  
Responsable échappement

Figure 4 : Responsabilité organique des membres du PE

<sup>7</sup> A partir de ce point et jusqu'aux annexes, le présent rapport a été rédigé unilatéralement par le PE 52.

## VI– Choix des concepts et modélisation

### A – Choix du moteur

Le choix du moteur est un aspect déterminant de notre travail car il est au centre du sous-système qu'est la motorisation. Au vu de l'objectif de masse de notre véhicule et de l'étude des choix des écuries concurrentes, nos recherches se sont naturellement orientées vers un moteur de moto.

#### 1. Contraintes et critères de performance

La première contrainte dans le choix du moteur pour le véhicule provient du règlement : le moteur doit être un moteur à essence 4 temps d'une cylindrée maximum de 710cc.[2] Il faut également être conscients qu'une bride est imposée sur l'admission[2] donc les performances du moteur sont limitées par rapport au moteur d'origine.

Les critères que nous avons jugés pertinents dans le choix du moteur sont :

- La puissance maximale : le moteur doit être suffisamment puissant pour assurer les performances.
- La courbe de couple/puissance du moteur
- Le poids : le poids du moteur doit permettre de satisfaire nos objectifs de masse véhicule.
- La connaissance du moteur : facilite l'intégration et la prévision des performances
- Le prix
- La boîte de vitesse : sur un moteur de moto la boîte de vitesse est intégrée au bloc moteur et difficile à modifier
- La consommation

#### 2. Choix du concept

Le premier choix d'architecture concerne le nombre de cylindre. Deux modèles représentatifs et choisis parmi plusieurs modèles de même architecture ont été choisis pour mener une étude comparative

- Moteur monocylindre

Les moteurs monocylindres sont très légers, souvent fiables et robustes, mais ils développent peu de puissance. Ces moteurs ne sont envisageables que pour un prototype très léger, ce qui n'est pas dans les objectifs de Vulcanix. On n'étudiera donc pas précisément ce genre de moteur.

- Moteur bicylindre

Le bicylindre est un compromis entre le 4-cylindre et le monocylindre, ayant presque le même poids qu'un monocylindre mais développant plus de puissance.

Moteur type étudié : **Aprilla 550 SXV/RXV**

- Moteur 4-cylindre

Type de moteur le plus maîtrisé par l'écurie, proposant un fort couple. De plus le moteur Honda utilisé sur les véhicules précédent de l'écurie est très répandu et on trouve donc des pièces assez facilement.

Moteur type étudié : **Honda CBR 600RR**





	<b>Aprilla 550 SXV/RXV</b>	<b>Honda CBR 600 RR</b>
Cylindrée	550 cc	600 cc
Architecture	Bicylindre en V à 77°	4-cylindre en ligne
Puissance maximal	66ch à 9500rpm	120ch à 13500rpm
Masse	35kg	57kg
Dimension (mm)	420 x 430 x 290	480 x 440 x 450
Prix		
Temps simulé à l'épreuve d'accélération	<b>4.27s</b>	<b>4.19s</b>
		

Tableau 5 : Caractéristiques des différents moteurs considérés

Le moteur Honda a été utilisé sur toutes les voitures de l'EPSA ayant participé au Formula Student. Le but de cette étude a été de chercher à évaluer si un moteur de plus faible cylindrée pourrait suffire en termes de puissance. En effet, le moteur Aprilla par exemple est plus léger de 22kg que celui Honda, et du fait de ses dimensions moindres on pourrait gagner davantage de masse au dimensionnement de la cellule moteur et du véhicule de manière générale. De plus, un moteur moins puissant permettrait de consommer moins, ce qui est évalué lors de l'épreuve d'endurance.

L'épreuve d'accélération est l'épreuve de la compétition la plus contraignante en termes de puissance du moteur. Le programme de modélisation de l'épreuve présenté précédemment a permis d'évaluer les besoins en puissance. En effet, un des paramètres d'entrée de la simulation est la courbe de puissance du moteur. Aux autres paramètres fixés, en simulant l'épreuve avec les deux moteurs différents on constate que l'on perd environ 2 dixième de seconde avec le moteur Aprilla. Cette faible différence s'explique que toute la puissance de moteur Honda n'est pas exploitée complètement, étant limitée par la perte d'adhérence des roues. Ce résultat est néanmoins partiel car les courbes moteurs utilisées ne sont pas fidèles aux caractéristiques du moteur une fois intégré dans le véhicule, une bride étant imposée sur l'admission par le règlement dont il est difficile de modéliser l'impact sur les performances moteur.

D'autres éléments impactent également le choix du moteur. Le moteur Aprilla est réputé pour manquer de fiabilité et au vu de l'exploitation intensive qui en serait fait sur Vulcanix cela représente un facteur de risque important. A l'inverse, le moteur Honda est un moteur de moto de course réputé pour sa fiabilité, et sa popularité rend l'approvisionnement des pièces bien plus aisé.

Pour conclure, nous avons choisi le **moteur Honda** pour Vulcanix, en raison du manque d'arguments assez forts attestant de la performance d'un moteur de plus faible cylindrée.



## B – Transmission secondaire

### 1. Fonction

La transmission secondaire se situe à l'arrière du véhicule, et doit respecter les fonctions suivantes :

- F1) transmettre la puissance mécanique entre le pignon de sortie de la boîte de vitesse et les roues.
- F2) assurer une pré-tension optimale de la chaîne.
- F3) accompagner le mouvement de translation verticale du châssis par rapport aux roues autorisé par les suspensions, sans altération de la transmission de puissance.

### 2. Concept pour F1

Les choix de concepts pour F1 sont essentiellement tournés vers le différentiel, car le règlement de la compétition est très précis et fournit très peu de degré de liberté quant à la fonction F1. Voici donc les différentes possibilités :

- **Spool (sans différentiel)**
  - *Avantages* : Prix, freinage, poids (donc épreuve d'accélération et consommation)
  - *Inconvénients* : Patinage, faible conception, épreuve de skidpad et endurance
- **Différentiel simple**
  - *Avantages* : répartition du couple aux roues à 50%-50% sur chacune même en virage, épreuves de skidpad et d'endurance.
  - *Inconvénients* : patinage, poids

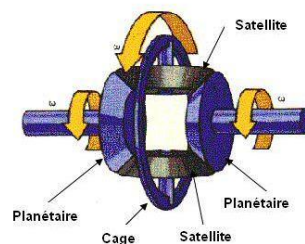


Figure 5 : Différentiel simple

- **Différentiel à glissement limité (limited-slip differential) (DGL)**
  - *Avantages* : permet une meilleure gestion du patinage. Lorsque la roue patine, les planétaires, par force centrifuge, s'écartent de la cage, ce qui crée des frottements internes entre les disques (cf. figure 6 page suivante). Par conséquent, la roue ralentit, adhère à la route et le couple est à nouveau transmis. Technologie valorisable au design. Meilleure conduite lors des épreuves de skidpad et

d'endurance. Choix technologique sûr et efficacité acquise dans l'ensemble du sport auto.

- *Inconvénients* : Freinage, poids.

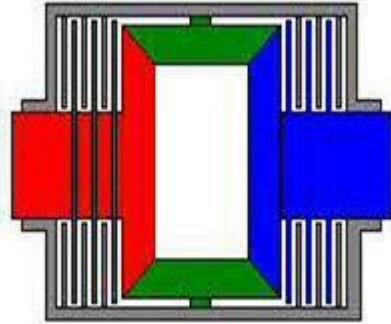


Figure 6 : Différentiel à glissement limité

#### - Différentiel Torsen

Le principe de fonctionnement d'un différentiel Torsen est basé sur le fait qu'il est (quasi) impossible d'entraîner une vis sans fin avec une roue dentée mais que l'inverse est possible. Les planétaires sont des pignons hélicoïdaux taillés dans le même sens. Les satellites sont remplacés par des pignons hybrides composés d'une vis sans fin et aux extrémités une roue dentée à denture droite. Les satellites engrènent avec les planétaires via leur partie centrale. Les satellites fonctionnent par paire (un pour chaque planétaire) et engrènent entre eux via les roues dentées.

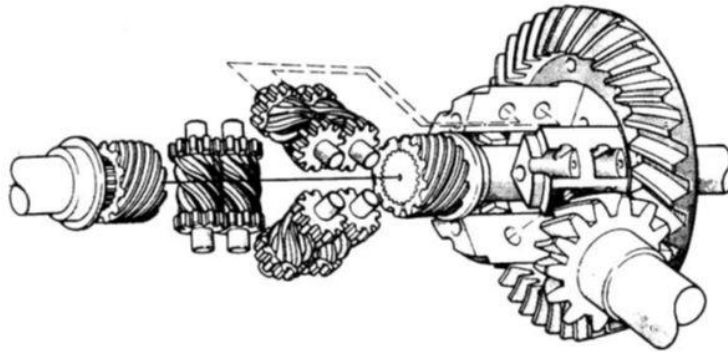


Figure 7 : Différentiel Torsen

En ligne droite, la couronne entraîne en rotation les planétaires qui tournent dans le même sens. Chaque planétaire entraîne facilement les satellites qui tournent donc dans le même sens. Cependant, les satellites étant reliés par l'intermédiaire de roues dentées, ce mouvement est impossible et les satellites se bloquent. Le système se comporte comme une liaison rigide et les deux arbres tournent à la même vitesse.

En virage, la roue extérieure tourne plus vite que la couronne du différentiel et la roue intérieure moins vite. La différence de vitesse des planétaires permet aux satellites de tourner en sens inverse. La fonction principale du différentiel est donc réalisée.

Lors d'une perte d'adhérence, la roue qui tourne le plus vite va entraîner son planétaire qui entraînera lui-même le satellite qui aura tendance à faire tourner l'autre satellite dans le sens inverse. Cependant, le deuxième satellite ne pouvant que très faiblement faire tourner son planétaire (à cause de la remarque préliminaire), le système restera bloqué.

- Avantages : patinage, épreuves de skidpad et d'endurance.
- Inconvénients : prix, poids.

### Choix du concept

Le DGL à disques possède le meilleur compromis entre les différents critères d'évaluation, comme le montre le tableau suivant : Les notes sont sur 5 et la pondération est entre parenthèses.

	Spool	Différentiel classique	Différentiel à glissement limité	Différentiel Torsen
Patinage (30%)	1	2	5	4
Freinage (10%)	4	2	2	2
Masse (20%)	5	2	2	2
Conduite (15%)	1	3	4	4
Contraintes de conception (15%)	4	3	3	2
Prix (10%)	4	3	2	3
<b>Total pondéré</b>	2.85	2.40	3.35	3.00
<b>Classement</b>	3	4	1	2

*Tableau 6 : Partie du cahier des charges fonctionnels du véhicule Vulcanix découlant du modèle de performance prévisionnel*

### 3. Architecture pour F1

- **Différentiel dans le châssis** : le différentiel est inclus à l'intérieur de la structure tubulaire, au même titre que le moteur, la boîte de vitesse, etc. ...
- **Différentiel hors-châssis** : le différentiel dépasse du châssis et n'est retenu que par ses supports, dont l'architecture doit être adaptée à une géométrie surplombant le vide.

### Choix de l'architecture

La logique est toujours la même : toute économie de matière entraîne un gain de masse. Le différentiel hors châssis permet de libérer de la place à l'intérieur de la cellule arrière, et donc de supprimer les tubes du châssis équipé qui sont inutiles. C'est la solution architecturale que nous avons tout naturellement choisie, comme l'ont fait nos 2 prédécesseurs Olympix et Kinétix.

#### 4. Concept pour F2.

La tension  $T_{chain}$  de la chaîne se divise en 2 composantes : la tension fluctuante  $T_{fluctuations}$  et la pré-tension  $T_0$ . La première provient des à-coups subis par la chaîne lors des phases d'accélération et de changement de vitesse essentiellement. La seconde est un terme constant et assure une forme optimale de la chaîne, c'est-à-dire ni trop tendue pour ne pas qu'elle se brise pas au moindre à-coup, mais suffisamment tendue car sinon celle-ci n'épouserait pas convenablement la forme des pignons et il y aurait alors beaucoup de frottements (donc de pertes mécaniques) et d'usure (donc une faible longévité).

$$T_{chain} = T_0 + T_{fluctuations}$$

NB : La chaîne est un élément imposé par le règlement, un arbre de transmission n'est donc pas envisageable.

Le seul concept permettant un réglage variable de la pré-tension de la chaîne consiste en ce qui suit : Ajustement de la position du différentiel par rapport au châssis par translation de celui-ci lors de la phase de réglage.

Dès lors, plusieurs solutions architecturales sont envisageables.

#### 5. Architectures pour F2

- **Excentriques** : cette solution est celle retenue sur les véhicules aînés Atomix, Kinétix, et Olympix.

L'axe du différentiel est excentré par rapport à l'axe du porte-excentrique (appelé plus généralement support de différentiel). L'excentrique à proprement parler est la pièce blanche sur la figure 8 page suivante. On règle sa position angulaire en effectuant une rotation autour de l'axe du porte excentrique et en fixant cette position à l'aide de 2 vis dont l'une est visible sur la figure. Ainsi, la position de l'axe du différentiel est définie, et avec elle, la tension de la chaîne.



*Figure 8 : Excentrique du véhicule Olympix*

- **Biellettes (vis-en-lanterne) :**

Cette solution est utilisée par le premier véhicule de l'écurie participant à ce format de compétition : Dynamix. Cette fois-ci, l'axe du différentiel est tout le temps confondu avec l'axe du support de différentiel, mais c'est le support de différentiel lui-même qui change de position, grâce à l'association d'une liaison pivot le liant au bas du châssis, et d'une vis-en-lanterne (modélisable grossièrement par une glissière de réglage) en haut. Sur la figure ci-contre on voit très clairement ces vis (appelées par abus de langage biellettes) sur Dynamix. La différence de taille avec le projet de véhicule Vulcanix est l'orientation de celles-ci, ainsi que des supports. Sur Vulcanix, le différentiel sera hors-châssis, donc la liaison au châssis sera tournée vers l'avant et non vers l'arrière, contrairement à Dynamix.



*Figure98 : Biellette du véhicule Dynamix*

### Choix de l'architecture

La solution retenue sur Vulcanix est la solution la plus légère mais potentiellement la moins robuste. Il s'agit de la solution avec biellettes. En effet, cette solution permet une économie de matière assez conséquente et donc un gain de masse. Le principal risque que nous avons identifié est le flambage. Etant donné la géométrie de la transmission secondaire, au moins une des deux biellettes travaille forcément en **compression**. Nous n'avons pas commencé la phase de dimensionnement mais une étude pour prévenir ce risque s'imposera lorsque nous entrerons dans cette phase. Remarque : une des biellettes de Dynamix a déjà flambé auparavant, l'écurie connaît donc ce risque, pour y avoir déjà remédié.

## 6. Concept et architecture pour F3

La solution de référence pour transmettre la puissance mécanique entre le différentiel et les roues, même s'il y a des variations d'altitude du différentiel par rapport à la route, consiste à placer des joints entre le différentiel et les roues. Ceux-ci doivent respecter les conditions suivantes :

- Etre homocinétiques : la vitesse de rotation doit être la même avant et après le joint.
- Assurer un axe des roues horizontal

Le premier point élimine la solution classique du joint de cardan comme on l'utilise pour la direction (où il n'est pas nécessaire qu'il soit homocinétique).

Le deuxième point impose l'utilisation de 2 joints en série pour chaque côté donc 4 au total.

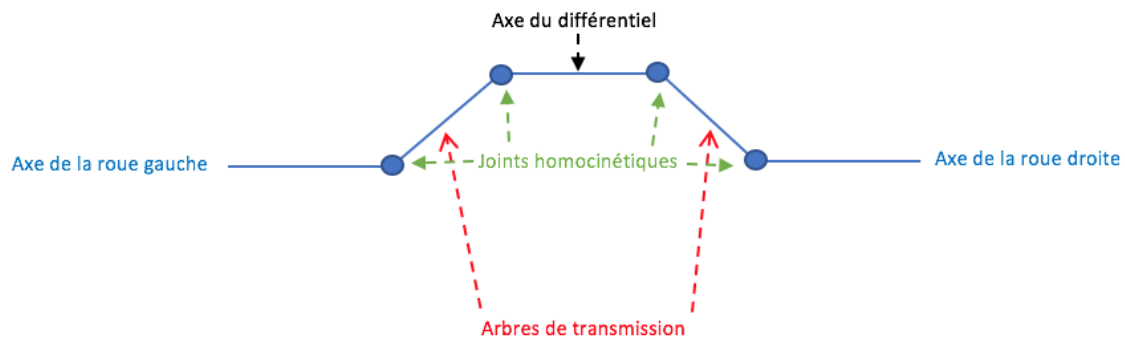


Figure 10 : Schéma explicatif de la géométrie des joints, vue de derrière

Notre choix s'est arrêté sur les **joints tripode**, utilisés très largement dans la compétition et bien moins chers que les joints Rzeppa.

## 7. Modélisation des efforts

La modélisation effectuée sur la transmission secondaire consiste en la chose suivante : Etant donnée l'architecture choisie, comment se répartissent les efforts dans les différentes liaisons entre le châssis et les supports de différentiel, et quel est leur ordre de grandeur ?

Cette première modélisation va permettre plus tard de dimensionner les pièces sur CATIA et d'avoir des valeurs de référence.

Cette modélisation aura permis d'identifier par ailleurs un paramètre adimensionnel  $\alpha$  caractéristique de la géométrie de la transmission secondaire. En le faisant varier, on peut identifier la configuration optimale de celle-ci. On peut également vérifier que cette configuration, si elle doit être imposée pour une raison ou pour une autre (contrainte de technologie de fabrication, contrainte imposée par un autre pôle au sein de l'EPSA etc. ...), résistera aux efforts mis en jeu.

Ci-dessous une illustration volontairement simplifiée expliquant l'influence du paramètre alpha. Le point C correspond à la chaîne, le point G correspond au support de différentiel gauche et le point D celui de droite.

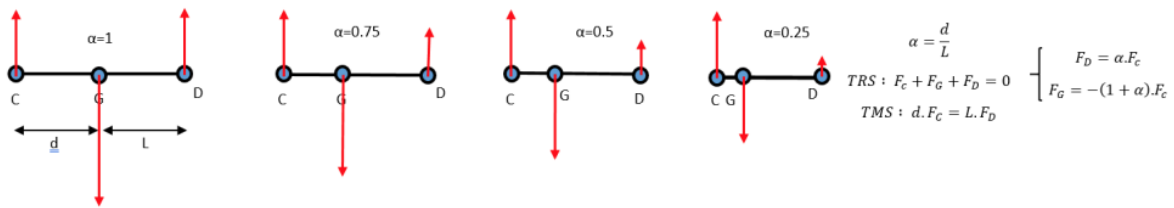


Figure 11 : Première modélisation des efforts sur les supports de différentiel

$$\alpha = \frac{\text{distance entre la chaîne et le support de gauche}}{\text{écartement des deux supports de différentiel}} = 0.27 \text{ sur Olympix}$$

Bien entendu, pour calculer plus précisément ces efforts qui proviennent essentiellement des fluctuations de la chaîne  $T_{fluctuations}$ , il faut ensuite décomposer pour chaque support de différentiel les efforts dans chaque liaison grâce à un raisonnement géométrique assez basique.

Grâce à un tableur Excel, nous avons pu tracer, pour  $\alpha=0.27$ , et pour chaque rapport de vitesse, l'évolution des forces subies par chaque liaison en fonction de la vitesse du véhicule. C'est bien évidemment le maximum de ces courbes qui nous intéresse pour dimensionner les pièces (qui peut le plus peut le moins). Voici pour le premier rapport la courbe obtenue :

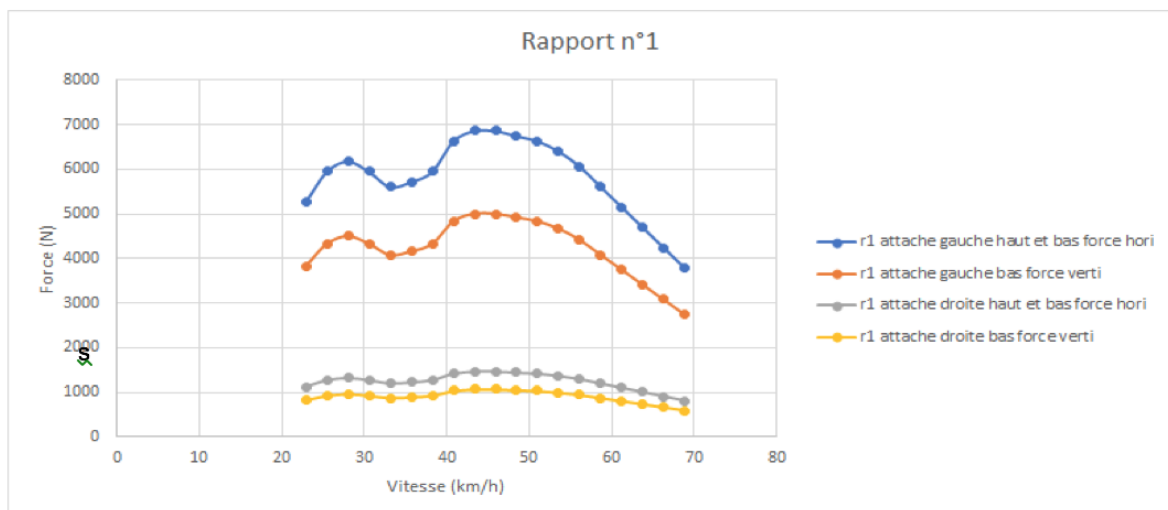


Figure 12 : Évolution des efforts de liaison en fonction de la vitesse pour le premier rapport



Il apparaît très clairement deux couples de courbes en termes d'efforts : le support de gauche, et le support de droite. Cette distinction permet déjà de prévoir que les deux supports ne seront pas fabriqués de la même manière, car cela impliquerait un surdimensionnement du support de différentiel de droite (qui est moins contraint que celui de gauche). Par ailleurs, nous avons tracé la courbe bleue ci-dessus sur Matlab en ajoutant un axe pour alpha. Voici le résultat obtenu :

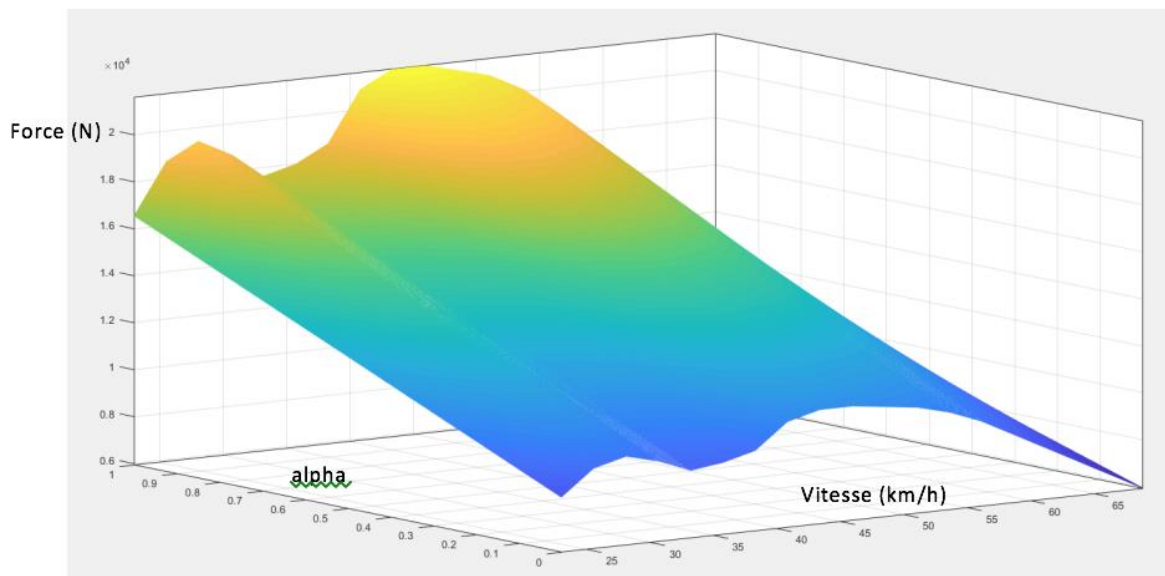


Figure 13 : Évolution des efforts de liaison en fonction de la vitesse et d'alpha pour le premier rapport

**Conclusion :** La transmission secondaire de Vulcanix a pour objectif de reprendre ce qui a déjà été fait dans l'écurie mais en ne gardant que les meilleures solutions afin d'assurer une masse optimale. Il n'y a pas d'innovation majeure, mais la modélisation est à refaire entièrement car l'architecture finale est nouvelle. La principale difficulté sera la robustesse des biellettes car elles sont légères mais fragiles. Pour nous aider dans cette tâche, nous bénéficierons de l'aide précieuse de Matei Badalan (ECL 1A) qui possède une formation solide en mécanique (notamment suite à un stage en Allemagne), et qui travaillera avec nous pendant l'été pour fournir une méthode d'optimisation de masse.

## C – Admission

### 1. Choix du concept

Le système d'admission d'air permet d'acheminer l'air de l'atmosphère jusqu'aux cylindres du moteur où a lieu la combustion du carburant. Son rôle est donc très important dans la propulsion du moteur. Il est possible d'avoir recours à un turbocompresseur qui

compresse les gaz d'échappement pour accélérer l'air entrant. Cependant ce système n'a pas été retenu par l'écurie car il est très complexe, mal connu de l'écurie et le système actuel est encore améliorable. Ce système est composé de 4 parties majeurs : le filtre à air, la bride, le plénum et les tubulures.

Le moteur étant bridé il n'est pas possible de satisfaire ses besoins en oxygène. L'objectif est donc d'optimiser un maximum le flux d'air qui arrive dans les cylindres pour que la combustion ait le meilleur rendement possible.

Le règlement [2] impose une ligne d'admission composée d'un papillon suivi d'une bride qui doit avoir un diamètre minimum de 20mm. Un papillon est un système qui permet de bloquer l'entrée d'air lorsque le pilote n'appuie pas sur la pédale d'accélération et qui s'ouvre au fur et à mesure que le pilote accélère jusqu'à ne plus gêner l'arrivée d'air. La bride permet quant à elle de limiter la quantité d'air qui arrive dans les cylindres du moteur pour obtenir une certaine équité entre les équipes qui participent au FS.

Le filtre à air permet d'éviter l'entrée de poussières, de cailloux et d'impuretés dans les cylindres du moteur ce qui entraînerait une casse moteur. Pour passer de la bride aux cylindres du moteur on utilise une boîte à air qui permet d'avoir une réserve d'air utilisée le temps que l'air ambiant arrive dans les cylindres. Sans cette boîte à air (plénum) le moteur serait à certains moments déficient en air et ne pourrait pas fonctionner. Ensuite on utilise des tubulures pour acheminer l'air aux différents cylindres du moteur.

Ainsi on obtient le concept suivant pour l'admission :

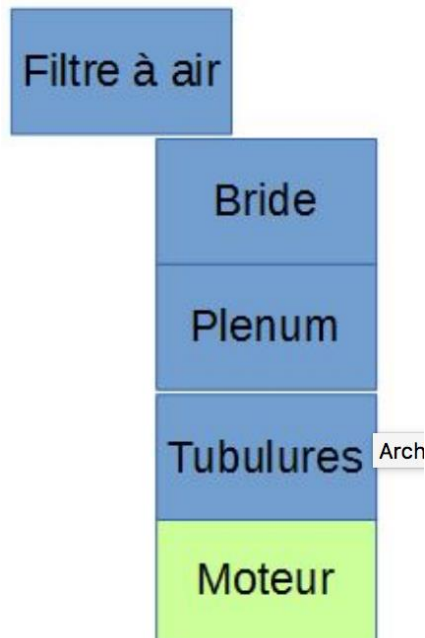


*Figure 14 : Choix du concept pour l'admission*

En ce qui concerne l'architecture on a le choix entre deux possibilités, soit on place le plénum avant les tubulures soit après. Il est plus logique de placer le plénum avant les tubulures pour que chaque cylindre soit alimenté de la même manière. Avec cette

architecture les tubulures bénéficient de la totalité des réserves du plénum ce qui assure l'apport en air nécessaire au moteur.

Figure 15 : Conception structurelle de l'admission



## 2. Choix des solutions techniques

Pour ce système deux solutions techniques sont à notre disposition :

- Le râteau : Admission à droite de la figure ci-dessous
- Le dôme : Admission à gauche de la figure ci-dessous



- |   |
|---|
| 1. Filtre à air<br>2. Bride + Papillon<br>3. Plénum<br>4. Tubulures |
|---|

Figure 16 : Différentes solutions techniques possibles pour l'admission

	Dôme	Râteau
Plénum	Axisymétrique	Parallélépipédique
Tubulures	Forme complexe, de longueurs différentes.	Droites de même longueur
Véhicules qui l'utilise	Dynamix	Olympix, Atomix

Tableau 7 : Différentes caractéristiques pour les deux solutions

Ces différences induisent des avantages pour chacune des solutions techniques. Le râteau avec des longueurs de tubulures identiques permet d'optimiser la résonance acoustique [3] cependant la forme du plénum ne garantit pas une répartition égale de l'air dans les différentes tubulures. Pour le dôme l'axisymétrie garantit une répartition homogène de l'air dans les tubulures mais leur forme complexe rend l'optimisation de la résonance acoustique difficile.

Pour déterminer laquelle de ces solutions techniques choisir, nous allons nous baser sur différents critères. Les critères d'évaluation sont :

- La facilité de fabrication.
- Le poids
- La facilité de modélisation du système
- La maîtrise de l'écurie
- Le prix
- La quantité d'air admissible dans le système

Le tableau suivant donne les différences entre les grandeurs quantifiables pour les différentes solutions techniques :

	Dôme	Râteau
Poids en kg	1,5	2
Prix en euro	1800	2800
Volume d'air en Litre	3,5[4]	3

Tableau 8 : Matrice décisionnelle des facteurs quantifiables de l'admission

Le tableau précédent nous permet d'établir certains niveaux pour la figure suivante. Pour ce qui est de la fabrication, les partenaires que nous possédons nous fournissent facilement les différentes pièces. La modélisation et la maîtrise de l'écurie est plus importante pour le dôme puisque qu'il est utilisé depuis 4 ans par l'écurie.

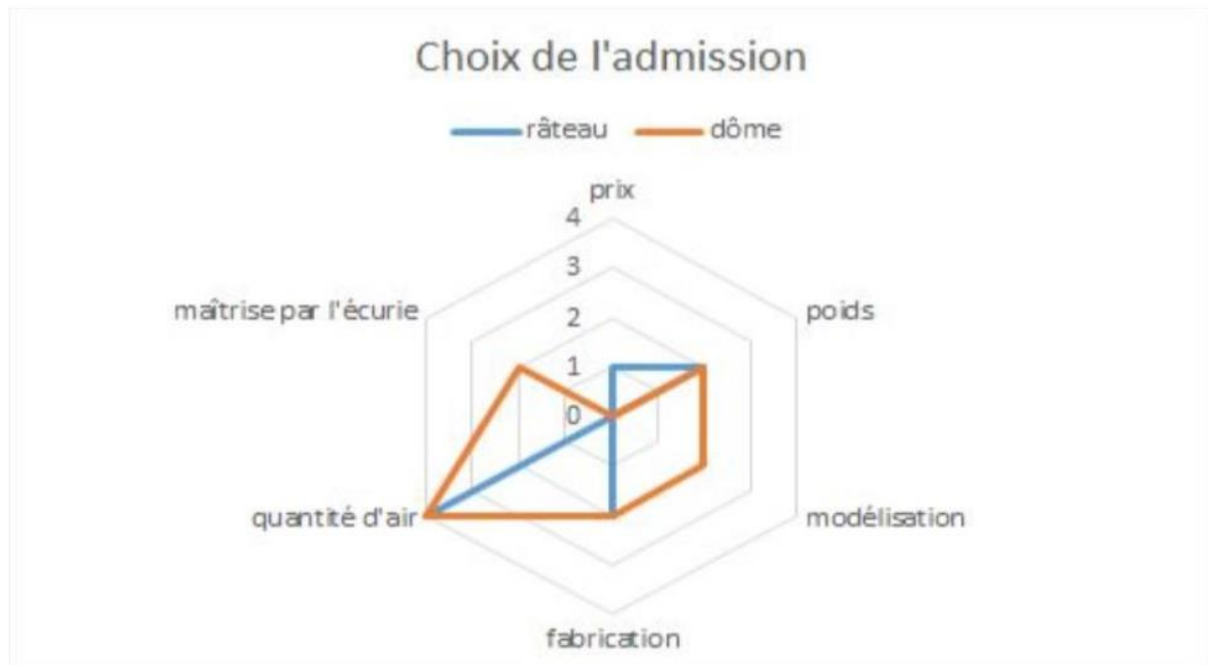


Figure 17 : Diagramme araignée issue de la matrice de décision de l'admission

La figure 17 nous invite donc à choisir le dôme comme solution technique pour l'admission. De plus l'année précédente de fortes modélisations ont été réalisées sur la forme et le volume du plénum. Ainsi on pourra capitaliser sur cette étude pour développer d'autres parties de l'admission.

La modélisation des phénomènes acoustiques dans les tubulures étant très complexe, on a décidé en accord avec le directeur technique de réaliser notre étude sur le système bride-papillon. Il est depuis toujours acheté par l'écurie ce qui fait perdre des points à l'épreuve de design, il peut être également optimisé au niveau du papillon.

On souhaite ici déterminer l'impact du papillon sur les pertes de charges et la vitesse de l'écoulement. Les modélisations seront réalisées sous le logiciel Fluent qui permet de traiter numériquement les problèmes d'écoulement.

### 3. Dimensionnement et modélisation

En ce qui concerne le filtre à air les pertes de charges sont extrêmement faibles [4], comparées à celles dans le reste de l'admission, pour des filtres axisymétriques coniques comme celui de la figure 18. Il est donc acheté directement chez l'un de nos fournisseurs.



Figure 18 : Filtre à air de chez ATPower

#### Hypothèse et description de la modélisation.

On souhaite ici déterminer l'impact du papillon sur les pertes de charges qui correspondent à la différence de pression entre l'entrée et la sortie de la bride et la vitesse de l'écoulement. Pour trouver les conditions aux limites on se place à un régime moteur donné (ici 10000 tr/min) ce qui nous permet d'en déduire un débit avec le volume des cylindres. Après calculs on obtient un débit d'entrée de  $0.1225 \text{ kg.s}^{-1}$ . En sortie on impose la pression égale à la pression atmosphérique.

Pour le forme du domaine fluide on se base sur la figure 19.

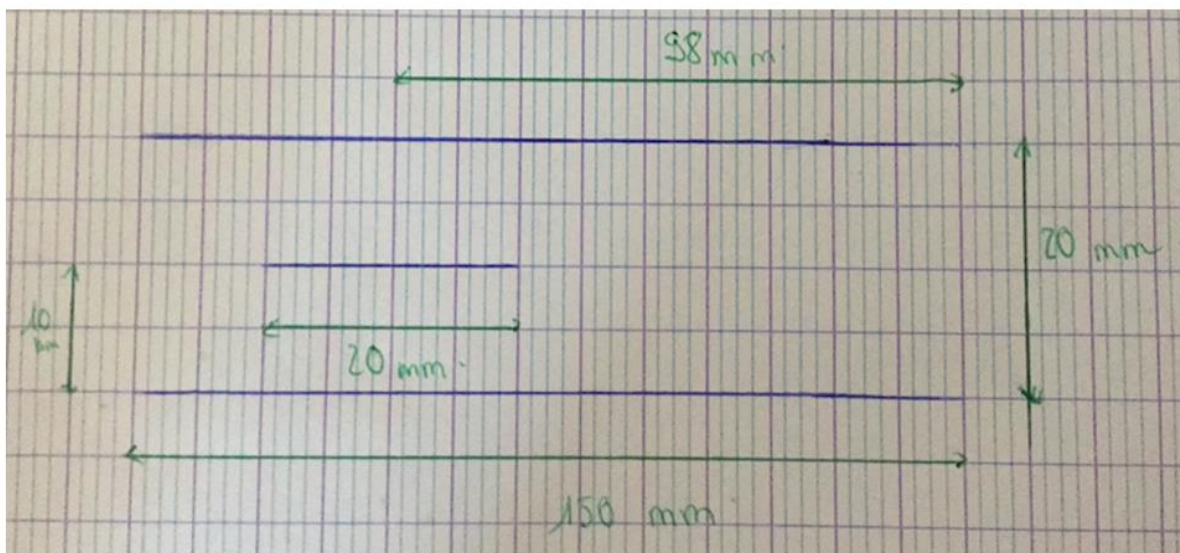


Figure 19 : Côtes de la bride utilisées pour les modélisations

Pour le maillage on utilise un maillage plus fin au niveau des parois et du papillon puisque les variations de vitesse et de pression sont plus importantes que dans les zones où l'écoulement est "libre".

#### Étude papillon.

Une fois le maillage réalisé, on lance ensuite les calculs avec un écoulement compressible car la vitesse de l'écoulement ne permet pas de considérer l'air comme un fluide incompressible. Cependant on considère l'air comme un gaz parfait, et on applique un modèle de turbulence k.epsilon qui était utilisé dans une étude similaire [5].

Pour savoir si les solutions ont convergé on affiche la valeur d'une variable, par exemple la pression moyenne en entrée de la bride et une fois que la valeur est constante la solution a convergé. On récupère les valeurs qui nous intéressent ici la pression totale et la vitesse en entrée et sortie de bride. Ce qui nous donne les valeurs du tableau 9.

	Pertes de charges (Pa)	Vitesse entrée (m.s-1)	Vitesse sortie (m.s-1)
Avec Papillon	7612	219,4	219
Sans Papillon	5981	220,9	220,6

Tableau 9 : Présentation des résultats obtenus après la simulation

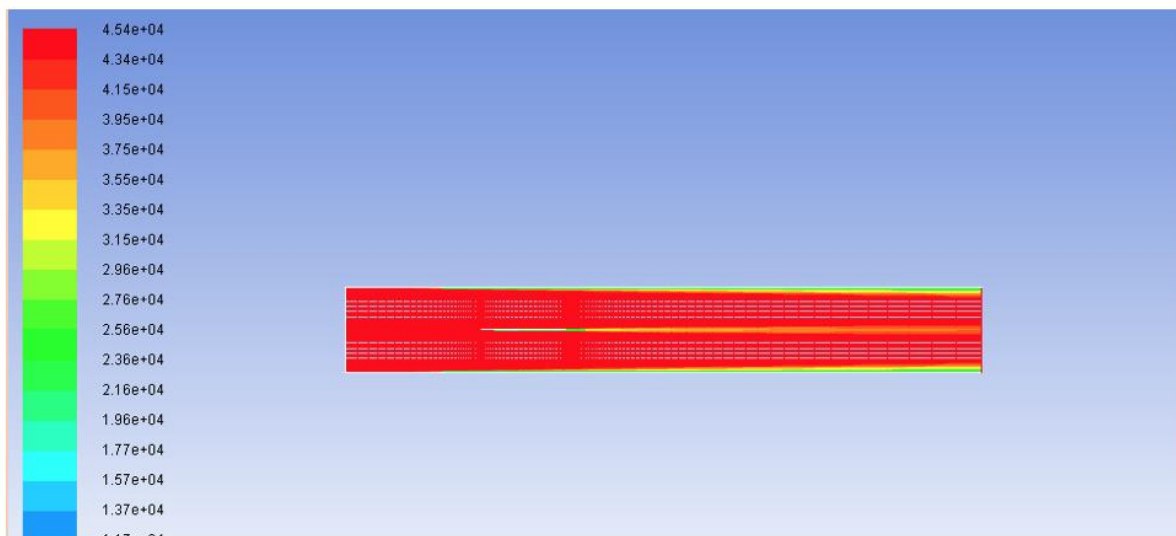


Figure 20 : Pression (en Pa) à l'intérieur de la bride avec papillon

On observe sur la figure 20 une trainée en aval du papillon (qui n'est pas présente sur la figure 21) ce qui explique l'augmentation des pertes de charges entre les deux modélisations.

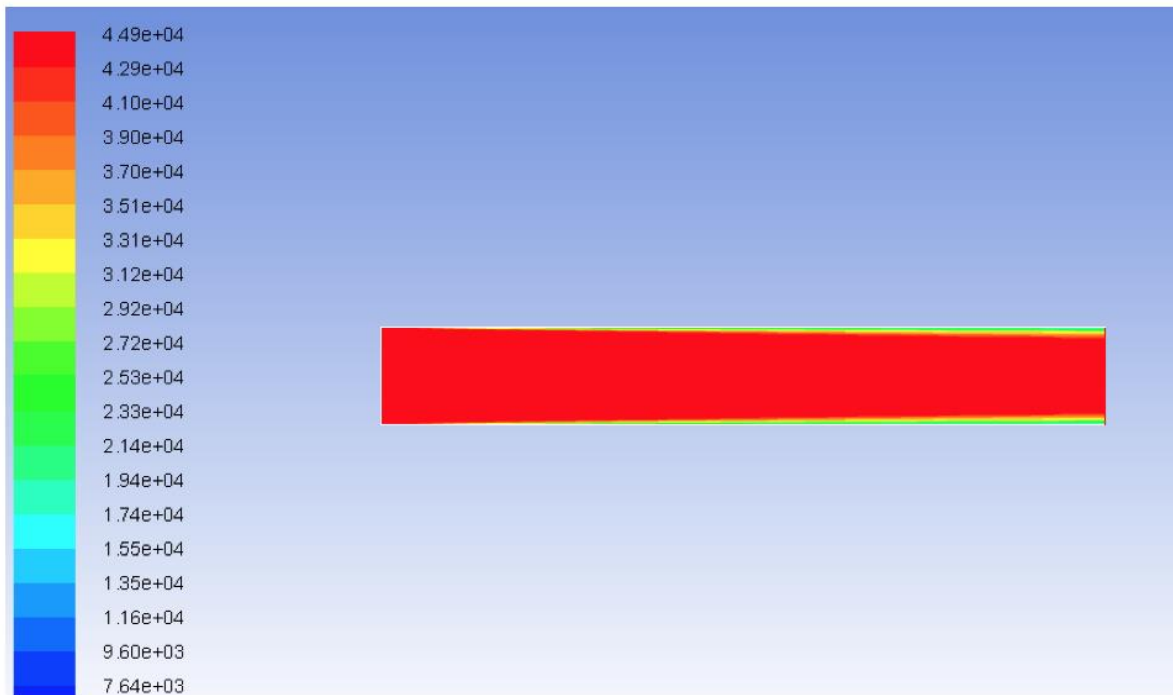


Figure 21 : Pression (en Pa) à l'intérieur de la bride sans papillon

L'écart entre les deux pertes de charges correspond à environ 10% des pertes de charges présentes dans le plénum [5] ce qui n'est pas négligeable.

#### Étude convergent-divergent.

L'étude faite sur le convergent-divergent vise à optimiser l'angle représenté à droite de la figure 22. Cette étude porte à la fois sur l'angle du convergent et celui du divergent. Les hypothèses de modélisation sont identiques à celles réalisées précédemment.

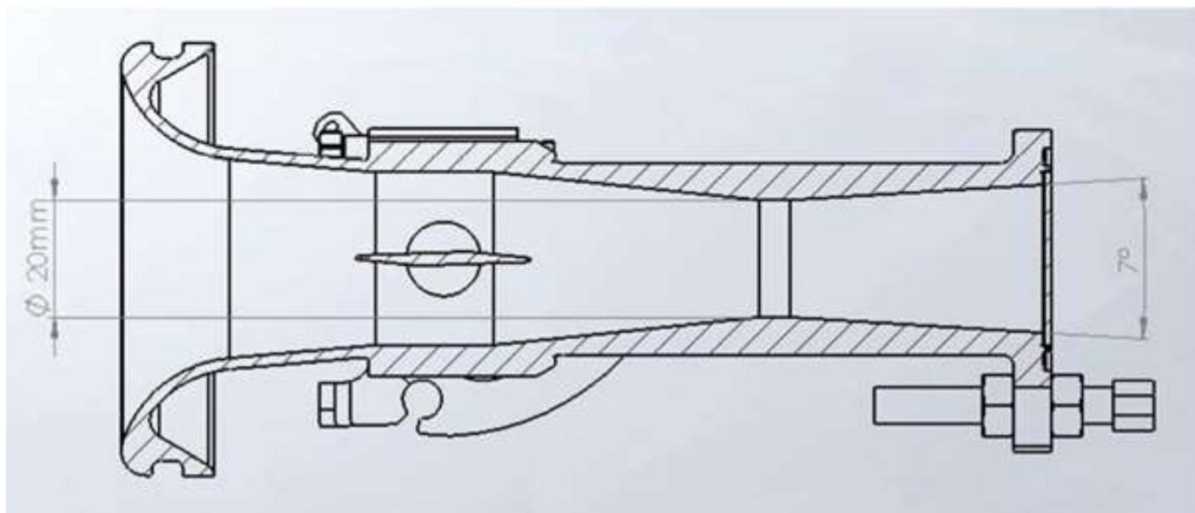


Figure 22 : Convergent-divergent d'une bride industrielle



Cette étude est encore en cours puisque les résultats obtenus ne sont pas cohérents sûrement à cause d'un mauvais maillage.

Pour le dimensionnement du plénum on a étudié une modélisation réalisée l'année précédente [5] sur un modèle similaire à celle réalisée plus haut et qui avait pour but d'étudier l'impact des différentes formes de plénum sur les pertes de charges à l'intérieur de celui-ci.

Cette étude a établi que la forme du plénum impactait que très peu les pertes de charges, à l'intérieur les variations sont de l'ordre de 1% entre les différentes formes étudiées. On en conclut donc que la forme du plénum sera déterminée par la place disponible dans la voiture.

En se basant sur l'étude précédente, on note que l'écart entre les deux pertes de charges correspond à environ 10% des pertes de charges présentes dans le plénum [5] ce qui n'est pas négligeable. Ainsi on optera pour un système de guillotine pour réguler l'arrivée d'air dans le plénum et donc au moteur.

## D – Refroidissement

### 1. Présentation

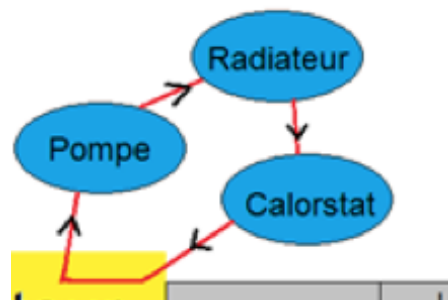


Figure 23 : Conception structurelle du refroidissement

Le moteur thermique réalise, en brûlant le mélange air-essence, une conversion d'énergie chimique en énergie mécanique de rotation. Le but du bloc motorisation est d'ensuite transmettre la plus grande partie de cette puissance aux roues pour avoir le rendement le plus élevé possible. Cependant, les rendements des moteurs thermiques restent faibles, car la combustion dégage une énergie thermique qu'il est nécessaire d'évacuer pour garantir un fonctionnement optimal du moteur, et garantir l'intégrité et la longévité de ce dernier. Par ailleurs, une trop grande température entraîne une dilatation importante des gaz, ce qui diminue ainsi le taux de remplissage des cylindres et, par voie de conséquence, la puissance effective du moteur.

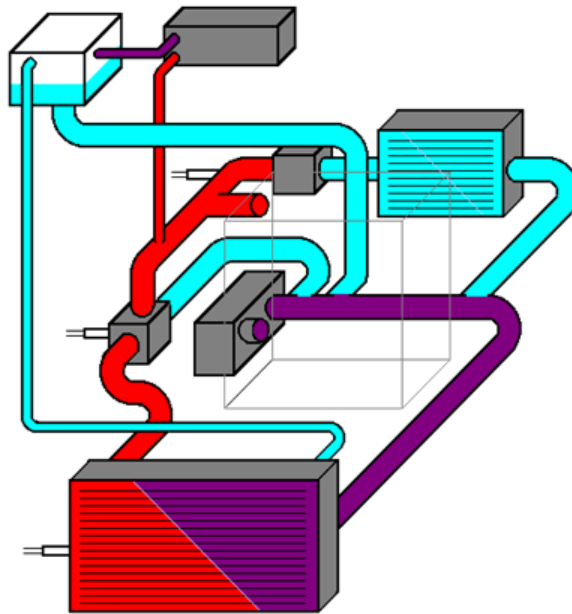


Figure 24 : Schéma du système de refroidissement

A ces inconvénients vient encore s'ajouter la dilatation conséquente des pièces pour des températures trop importantes. Si une grande partie de cette puissance est évacuée par le biais des gaz d'échappement, environ un tiers, la puissance que ces derniers dissipent reste bien en deçà de la puissance thermique dégagée par le moteur. C'est ainsi au circuit de refroidissement qu'il incombe de dissiper la puissance thermique restante, et ainsi d'assurer la performance du moteur.

Le fluide caloporteur, chargé d'extraire la chaleur du moteur, rentre froid dans le moteur, où il est réchauffé, refroidissant du même coup le bloc moteur. Il circule ensuite jusqu'au radiateur, où s'opère un second transfert de chaleur, du fluide caloporteur vers l'air qui traverse le radiateur. En théorie, le circuit de refroidissement peut fonctionner sans ventilateur ni pompe à eau, les différences de chaleur dans l'air et le fluide caloporteur générant des mouvements de convection. En pratique, ils s'avèrent nécessaire pour assurer des débits d'eau et d'air suffisants, paramètres influant directement sur l'efficacité d'un circuit de refroidissement.

On pourra par ailleurs ajouter que le règlement du Formula Student nous impose de prendre de l'eau comme fluide caloporteur [2].

Le calorstat ou thermostat permet par ailleurs d'atteindre le régime de fonctionnement le plus rapidement possible. En effet, si des températures trop élevées sont néfastes au moteur, il en va de même pour les températures trop basses, empêchant une combustion correcte du mélange air-essence. Il est ainsi nécessaire de minimiser le temps de chauffe de ce dernier. C'est le rôle du calorstat : celui-ci consiste en une soupape, qui ne s'ouvre qu'une fois que le moteur a atteint sa température de fonctionnement. Il empêche ainsi le fonctionnement du circuit de refroidissement, puisqu'il annule le débit de fluide

caloporteur, lorsque le moteur est trop froid et permet au moteur de chauffer plus rapidement.

Enfin, le vase d'expansion, visible en haut à gauche de la figure précédente, consiste en une réserve de fluide qui nous permet de s'assurer que le circuit de refroidissement est rempli de fluide caloporteur tout en parant aux éventuels problèmes liés à la dilatation de ce dernier, que son réchauffement au sein du bloc moteur peut engendrer.

## 2. Choix du concept et de l'architecture : radiateur

Le système de refroidissement ne permet pas, par nature, une grande liberté concernant le choix du concept. Le choix réel est davantage réalisé dans l'architecture et dans la mise en place de ce dernier. Ainsi, les trois architectures que l'on peut distinguer sont celles visibles dans le tableau suivant :

Unique radiateur latéral	Deux radiateurs latéraux	Un radiateur de face
		

Tableau 10 : Concepts et architectures possibles pour le radiateur

Mettre un radiateur de chaque côté peut sembler l'idée d'architecture la plus naturelle de prime abord, mais elle s'avère très difficile à mettre en place : en effet, il faut pouvoir assurer une répartition équitable du flux entre les deux radiateurs, sans quoi l'un des deux ne sera qu'un poids mort, et l'autre sera sous-dimensionné pour maintenir la température du moteur à lui seul. Ce constat nous pousserait donc à nous orienter vers un système où les deux radiateurs seraient en série, ce qui complique et rallonge le circuit de refroidissement, et augmente d'autant les pertes de charges dans ce dernier. Cette augmentation des pertes de charges résultera en un débit plus faible dans le circuit, et donc une efficacité moindre à surface d'échange égale. Par ailleurs, l'utilisation de deux radiateurs entraîne une augmentation de la masse, car l'armature de radiateur est plus conséquente, toutes choses égales par ailleurs.

Par ailleurs, l'utilisation d'un radiateur frontal peut sembler une bonne idée, car le placer en amont des roues avant permet de s'affranchir des perturbations qu'elles causent. Cependant nous avons pris le parti cette année de créer nous-même notre crash-box, dispositif placé dans le nez du véhicule censé absorber les chocs frontaux. Ce choix se justifie par le nombre de points significatif qu'il peut nous apporter à l'épreuve de design, cependant les tests à réaliser sur l'armature nécessitent de reproduire l'avant du véhicule, et donc créer autant de radiateurs que nous réaliserions de crash-test, ce qui engendrerait un coût bien trop

élevé pour le faible gain que ce choix pourrait apporter. Nous avons donc pris le parti de prendre un unique radiateur latéral. Cela engendre un déséquilibre dans la structure de la voiture, mais il peut être compensé par les autres éléments qui la constituent. Le diagramme araignée ci-contre reprend les principaux critères qui ont influencé notre choix.



Figure 25 : Diagramme araignée du refroidissement

### 3. Choix du concept et de l'architecture : ventilateur.

Comme déjà mentionné plus haut, il est tout à fait envisageable d'implémenter un circuit de refroidissement sans ventilateur. Cependant, cela le rendrait inopérant à l'arrêt, lorsque le moteur tourne au ralenti, puisque le débit d'air serait seulement issu de la convection, et ainsi beaucoup trop faible pour assurer un refroidissement suffisant. Par ailleurs, les périodes d'attente au ralenti peuvent être longues dans la compétition, avant les différentes épreuves dynamiques. Nous avons ainsi choisi d'implanter un ventilateur sur le radiateur du système de refroidissement.

Il faut maintenant déterminer la position du ventilateur par rapport au radiateur sur lequel il doit se positionner. Il y a deux positionnements possibles pour le ventilateur : il peut être placé en amont du radiateur (poussant) ou en aval (tirant). En principe, le placement du ventilateur en poussant permet d'augmenter davantage le débit massique de l'air entrant dans le radiateur, puisque l'air froid a un taux de compressibilité supérieur à celui de l'air chaud. Cependant, un tel placement est davantage préjudiciable qu'avantageux, car le placement du ventilateur en poussant fait que celui-ci « masquerait » le radiateur. Ainsi, toutes les écuries de Formula Student placent leur ventilateur en tirant. C'est également le parti que nous avons pris.

Les choix d'architecture et de dimensionnement ont été réalisées en lisant diverses documentations générales et en réalisant des modèles basiques, permettant de quantifier les gains et les pertes liées aux différents sous-systèmes [8]

### 4. Modélisation et dimensionnement

Nous avons utilisé deux méthodes pour dimensionner la surface d'échange nécessaire pour dissiper une puissance thermique suffisante pour nous permettre de maintenir le moteur à une température optimale. La première méthode s'appuie sur la loi de Newton. Elle est simple mais également approximative, et vise avant tout à obtenir un ordre de grandeur, et à comprendre physiquement le fonctionnement de l'échangeur thermique. La deuxième, la

méthode NUT, est une méthode plus fine et plus performante qui visait, elle, à obtenir une surface d'échange précise nécessaire pour assurer le refroidissement du moteur.

### Bilan thermique

Cette méthode permet d'obtenir un dimensionnement préliminaire de notre radiateur et ainsi servir de base pour le dimensionnement de la pièce finale. Elle a été utilisée pour justifier les dimensions préliminaires du radiateur au Top Approvisionnement, dernier jalon du projet à avoir été franchi à ce jour, qui valide un dimensionnement préliminaire du véhicule, les concepts choisis et autorise l'approvisionnement des pièces à approvisionnement long.

Le but principal des modèles de refroidissement est d'obtenir une surface nécessaire pour assurer les échanges thermiques à partir de certaines hypothèses.

Les hypothèses que nous avons formulées dans ce modèle préliminaire sont les suivantes :

- Vitesse de l'air : 64.8 km/h (estimée à partir des observations des années précédentes)
- Capacité thermique de l'eau constante
- Rendement du moteur de 30%
- Puissance évacuée à l'échappement d'un tiers de la puissance totale du moteur
- Modélisation de l'échange thermique par la loi de Newton
- Fluide caloporteur (eau) incompressible, non visqueux
- Température du fluide caloporteur de 100°C à l'entrée du radiateur (température d'ouverture du calorstat)

Les deux modèles se basent sur la même démarche, la seule distinction résidant dans la modélisation des transferts thermiques entre l'eau et l'air au sein du radiateur. Celle-ci est détaillée ci-dessous.

### Initialisation des paramètres physiques

Cette étape, fondamentale à l'utilisation des deux modèles que nous avons mis en place, contient l'ensemble des constantes physiques nécessaires à la modélisation du problème : puissance maximale du moteur, rendement du moteur, pression, température, conductivité thermique, viscosité et capacité calorifique massique des fluides mis en jeu, longueurs caractéristiques de l'écoulement, masse molaire de l'air, constante des gaz parfaits...

### Calcul de la puissance à dissiper

La plupart des constantes du problème sont des constantes physiques bien connues. Cependant, certaines d'entre elles doivent être estimées, comme par exemple la puissance totale du moteur. Cette dernière est estimée à partir des courbes expérimentales du moteur, définie sur la figure ci-contre.

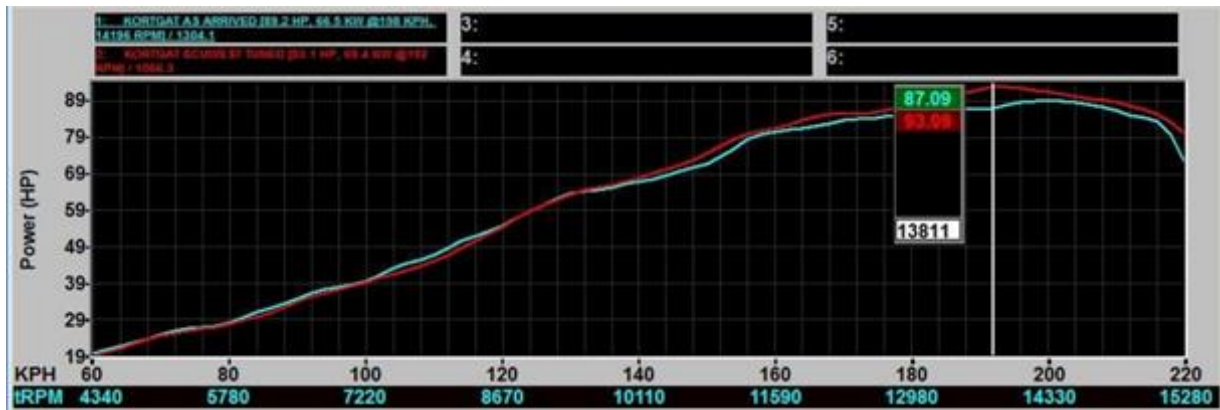


Figure 26 : Courbe de puissance du moteur Honda

On se place dans le cas le plus critique, c'est-à-dire le cas où le moteur développe une puissance maximale, puisque c'est le cas où la puissance thermique à dissiper dans le radiateur est la plus élevée. On prend ainsi une puissance utile maximale du moteur de 87cv soit une puissance totale issue de la combustion de 170kW.

Enfin, on déduit la puissance à dissiper thermiquement par un bilan de puissance, sachant les autres puissances mises en jeu :  $P_{thermique} = P_{totale} - P_{utile} - P_{échappement}$ . On obtient ainsi une puissance thermique à dissiper, de l'ordre de 62kW.

Estimation de la surface d'échange nécessaire grâce à un modèle de transfert thermique entre l'eau et l'air

En modélisant le transfert thermique par la loi de Newton que l'on a pu récupérer dans la documentation [6][7], on obtient ainsi la surface d'échange nécessaire pour évacuer la puissance thermique inutile du moteur.

Calcul des dimensions du radiateur

Cependant, cette surface ne permet pas d'aboutir directement à un dimensionnement du radiateur. En effet, la surface obtenue est en réalité la surface des *ailettes* qui constituent le radiateur. Leur largeur, qui correspond donc à la profondeur du radiateur, est fixée par le fabricant. La figure vise à éclaircir les différentes dimensions du radiateur.

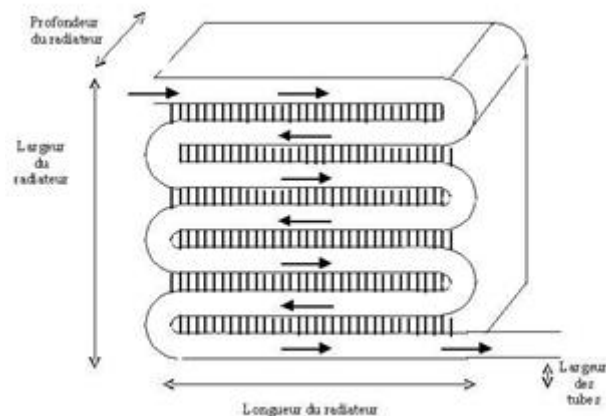


Figure 27 : Schéma explicatif du radiateur

En revanche sa largeur et sa hauteur doivent être choisies. Celles-ci sont limitées par le règlement : en effet, le radiateur ne doit pas dépasser l'axe des roues d'après le règlement [2], mais cette dimension-ci reste encore à déterminer par le PE Liaison au Sol, nous avons donc pris le parti de ne pas réaliser de dimensionnement définitif du radiateur. Nous avons cependant réalisé un dimensionnement approximatif, basé sur les années précédentes. La maquette préliminaire, réalisée à partir de formes géométriques simple et visant à arrêter les choix conceptuels et le dimensionnement préliminaire, est visible sur la figure ci-dessous.

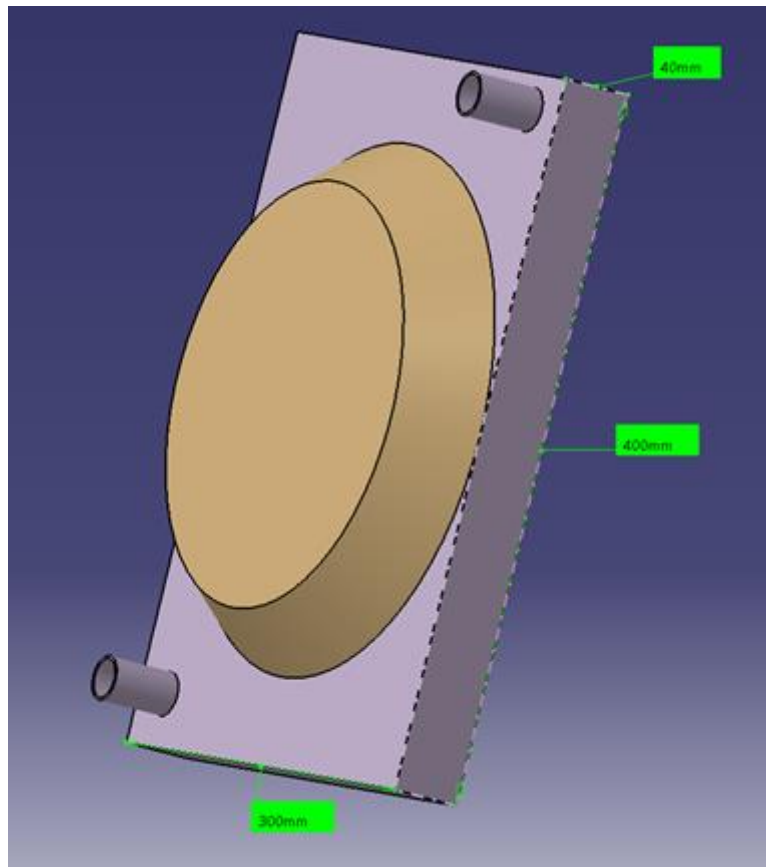


Figure 28 : Maquette d'intégration architecturale du refroidissement

### Second modèle : la méthode NUT

La démarche, comme mentionné précédemment, reste la même, aussi elle ne sera pas de nouveau détaillée. On change en revanche le modèle de transfert thermique, trop simpliste, que l'on remplace par une autre méthode, appelée NUT pour Nombre d'Unités de Transfert. Cette méthode fournit un modèle plus fin des transferts thermiques qui ont lieu dans le radiateur, mais elle est, paradoxalement, peu adaptée pour le dimensionnement dans la mesure où elle prend la surface d'échange comme une entrée du problème déterminée, et qu'il n'est pas possible de déduire celle-ci du modèle. C'est donc une méthode itérative, c'est-à-dire que nous fixons arbitrairement une surface d'échange de départ, que l'on augmente par un pas, défini à  $10^{-3} \text{ m}^2$  dans notre modèle, tant que la puissance théoriquement dissipée dans le radiateur est inférieure à la puissance qu'il doit être capable de dissiper.

La puissance dissipée par le radiateur est calculée dans ce modèle par l'efficacité. En effet, on a, par définition :  $P_{\text{thermique dissipée}} = \varepsilon \times P_{\text{max}}$  avec  $\varepsilon$  l'efficacité du radiateur et  $P_{\text{max}}$  la puissance maximale à dissiper, autrement dit la puissance thermique de l'eau qui rentre dans le radiateur. Le nombre d'unités de transfert, qui a donné son nom à la méthode est utilisé pour quantifier  $\varepsilon$ . Les deux sont liés, pour un radiateur, par la relation

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(\frac{-NUT^{0.22} \times \exp(-C_r \times NUT^{0.78} - 1)}{C_r}\right) [7]$$

Par ailleurs, le NUT peut être évalué par une formule fournie dans les modèles [6], qui tient compte des capacités calorifiques, d'un coefficient d'échange et de la surface d'échange. La figure suivante résume le principe de la méthode NUT en elle-même, une fois que la puissance thermique à dissiper et les autres grandeurs du problème ont été quantifiées.

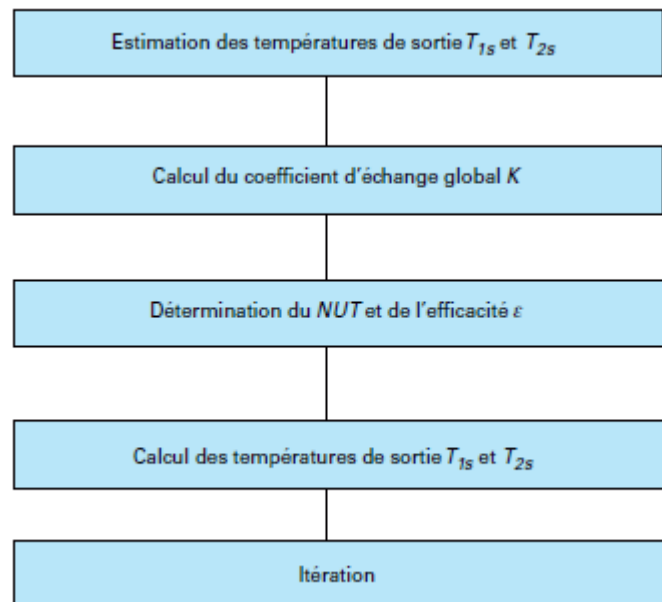


Figure 29 : Principe de la méthode NUT

## E – Échappement

### 1. Choix du concept et de l'architecture

Le système d'échappement, constitué de trois parties principales (collecteur, ligne d'échappement et pot d'échappement), a pour but de permettre l'écoulement des gaz d'échappement et de réduire au plus l'intensité sonore due à cet écoulement. Les différents choix techniques seront établis à la lumière de ces objectifs principaux.

Trois solutions techniques pour le collecteur sont possibles : le collecteur 4 en 2 en 1, le collecteur 4 en 1 et le collecteur en râteau, visibles sur le tableau suivant. Les deux premiers collecteurs, du fait de leur changement de section brutal au niveau des regroupements de tubes, font que des résonances sonores ont lieu. En effet, sur une certaine plage de régime



moteur, un phénomène de résonance d'onde sonore peut permettre d'augmenter le remplissage des chambres de combustion et de faciliter l'évacuation des gaz brûlés : ceci permet d'augmenter les performances du moteur en termes de puissance. Cependant toute la difficulté réside dans le fait de bien concevoir la longueur des tubulures et de pouvoir se placer dans la plage de régime moteur idéale afin de profiter de ce gain de puissance. C'est pourquoi le collecteur en râteau, bien que ne présentant pas d'effet résonant, permet par sa simplicité de gagner en masse, en argent, et en temps de conception. De ce fait, notre étude nous pousse à retenir le collecteur en râteau comme concept pour le collecteur.



Tableau 11 : Les différents concepts possibles pour le collecteur d'échappements

Pour expliciter notre choix, nous avons jugé les trois solutions techniques sur différents critères afin de mettre en évidence la solution la plus avantageuse.

	Performance	Masse	Maîtrise par l'écurie	Temps d'approvisionnement et d'ingénierie	Durabilité	Prix	Total
4 en 2 en 1	5	3	3	2	4	3	<b>20</b>
4 en 1	4	3	0	2	4	3	<b>16</b>
<b>Râteau</b>	<b>3</b>	<b>5</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>24</b>

Tableau 12 : Matrice de décision pour le concept du collecteur d'échappements

C'est donc suivant ces différents critères que nous avons choisi d'opter pour le collecteur en râteau.

De surcroît, un traitement thermique de la ligne d'échappement est primordial étant donné que la ligne est soumise à des températures élevées d'environ 300°C en entrée de collecteur. La solution thermique, qui était utilisée les deux années précédentes, de choisir un revêtement en céramique a fait ses preuves. Ainsi, on choisit donc de poursuivre avec cette solution qui permet de réduire la dilatation de la ligne d'échappement.

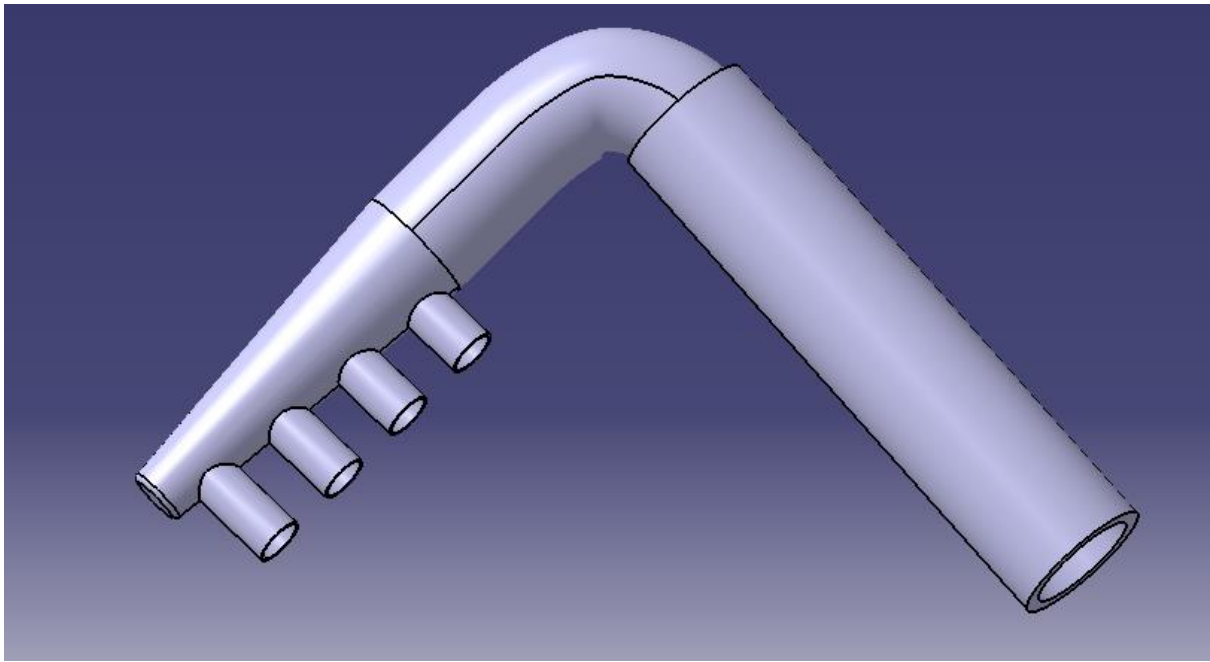
Concernant le pot d'échappement, ce qui est ressorti des discussions avec les aînés, est de prévoir un pot d'échappement suffisamment long et de bonne qualité qui permettra au véhicule de passer le Noise Test. De ce fait, choisir un pot de 50 cm de long permettrait de satisfaire cette exigence. De plus, l'expérience des aînés a révélé que l'angle d'inclinaison du pot d'échappement par rapport au sol avait une incidence sur le Noise Test. En effet sur un ancien véhicule EPSA, l'échappement étant dirigé vers le sol, les ondes sonores étaient réfléchies et faisaient que le véhicule produisait une intensité sonore de plus de 110 dB(C). Ainsi, nous avons choisi de diriger le pot d'échappement à l'horizontal. De plus, nous le disposerons vers l'arrière du véhicule pour que les gaz ne soient pas propulsés vers le pilote.

## 2. Modélisation

Après discussion avec M. Corre, enseignant-chercheur en mécanique des fluides, nous avons envisagé une simulation sur ANSYS FLUENT en vue d'établir la performance du râteau conique (voir figure ci-dessous) sur la base d'un critère de minimisation des pertes de charges. Cette simulation n'a pas été finalisée dans la mesure où il nous manque encore des données complexes à obtenir (car confidentielles pour les constructeurs de motorisation) comme la vitesse de l'écoulement ou la température des gaz d'échappement en sortie de chambre de combustion à 10 000 tr/min. Nous essayons en effet d'optimiser la forme et les dimensions du système échappement à 10 000 tr/min car nous voulons optimiser le comportement du véhicule à l'accélération et donc à haut régime.

De plus, après discussions avec nos aînés, il s'avère que l'angle du coude influe sur l'acoustique de la ligne d'échappement. Plus l'angle de celui-ci est élevé plus l'intensité sonore sera élevée. Ainsi, il est important de réduire cet angle le plus possible, en cohérence avec les autres sous-systèmes proches de l'échappement comme le châssis équipé ou la transmission.

Voici ci-dessous la modélisation préliminaire 3D de notre système échappement sous le logiciel Catia V5.



*Figure 30 : Maquette d'intégration architecturale du collecteur d'échappement*

## **VII – Perspectives d'avenir**

### **A – Budget prévisionnel**

L'avancement du projet à l'heure actuelle est tel que pour ainsi dire aucune dépense n'a été engagée. Suite au franchissement du dernier jalon en date, nous allons commencer à chercher le moteur pour Vulcanix, ce qui constituera la dépense majeure du véhicule pour cette première année. Le reste des dépenses, lié aux commandes de pièces, viendra bien plus tard, après la validation de la maquette numérique détaillée définitive du véhicule, à la fin du mois d'octobre prochain. Le budget présenté n'est donc qu'un budget prévisionnel, qui peut être amené à changer, selon les réductions commerciales obtenues notamment.

## BUDGET PRÉVISIONNEL DE LA MOTORISATION

■ Admission      ■ Pièces de rechange      ■ Moteur      ■ Calculateur  
 ■ Transmission      ■ Refroidissement      ■ Echappement      ■ Injection

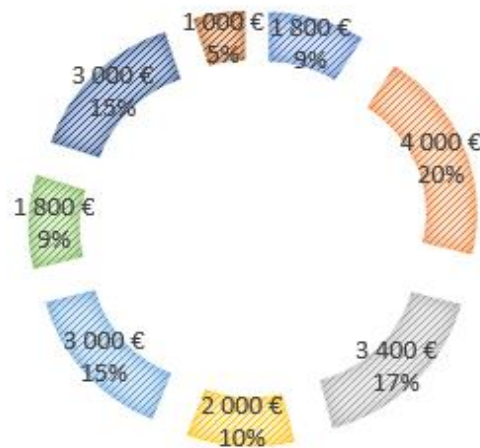


Figure 31 : Budget prévisionnel de la motorisation du véhicule Vulcanix : 20 000€

Nous avons prévu de réaliser certaines innovations qui peuvent être potentiellement coûteuses sur d'autres parties du véhicule, comme par exemple concevoir nous-même la « crash box » chargée d'absorber les chocs en cas d'impact frontal et située dans le nez, ce qui rapporte beaucoup de points à l'épreuve de design mais peut coûter cher car il faut réaliser des tests jusqu'à valider cette dernière. Ainsi il est nécessaire de gérer le budget avec une attention renforcée par rapport aux années précédentes, afin de minimiser les coûts de la motorisation.

### B – Tableau d'avancement

Nous présentons ci-dessous le tableau d'avancement des tâches à effectuer ainsi que leur potentiel risque dans la mesure où certaines opérations sont plus complexes que d'autres et nécessitent un investissement important. Ce tableau a été actualisé à chaque étape majeure de l'avancement de notre projet afin de gérer l'organisation de notre travail. Le tableau ci-dessous est ainsi la dernière version de notre avancement. Sans parler des tâches finalisées, on peut s'intéresser plus particulièrement aux étapes en cours de franchissement.

Le dimensionnement des solutions techniques a bien débuté car les modélisations des phénomènes physiques intervenant dans chaque sous-système ont été menées et l'interaction entre les différents sous-systèmes a été prise en compte afin d'assurer une parfaite intégration de chaque sous-système au sein du véhicule global. Le modèle de validation des performances est aussi en bonne voie et à finaliser en fonction des choix de dimensionnement établis. Ce modèle est primordial dans la mesure où il assure que le cahier des charges sera bien respecté à partir des différents choix qui seront pris.

**Tableau d'avancement**

Structure du projet	Analyse de risques	Situation actuelle	Décisions à prendre
Modèle prévisionnel des performances		Tâche finalisée	
Définition du cahier des charges des pôles		Tâche finalisée	Affiner les exigences
VALPERF : validation des performances prévisionnelles		Bon commencement	Compléter le modèle VALPERF
Se documenter sur les solutions techniques		Tâche finalisée	Poursuivre les liens avec les aînés
Choix des solutions techniques		Tâche finalisée	A finaliser à partir du modèle VALPERF
Dimensionnement numérique des solutions techniques retenues		En cours	Poursuivre en échangeant avec les aînés et avec les autres PE
Validation de la compatibilité avec les sous-systèmes des autres PE		En cours	A poursuivre

**Légende :**

 : peu risqué  
 : risqué

*Tableau 13 : Tableau d'avancement du pôle motorisation*

### **C – Avenir du projet**

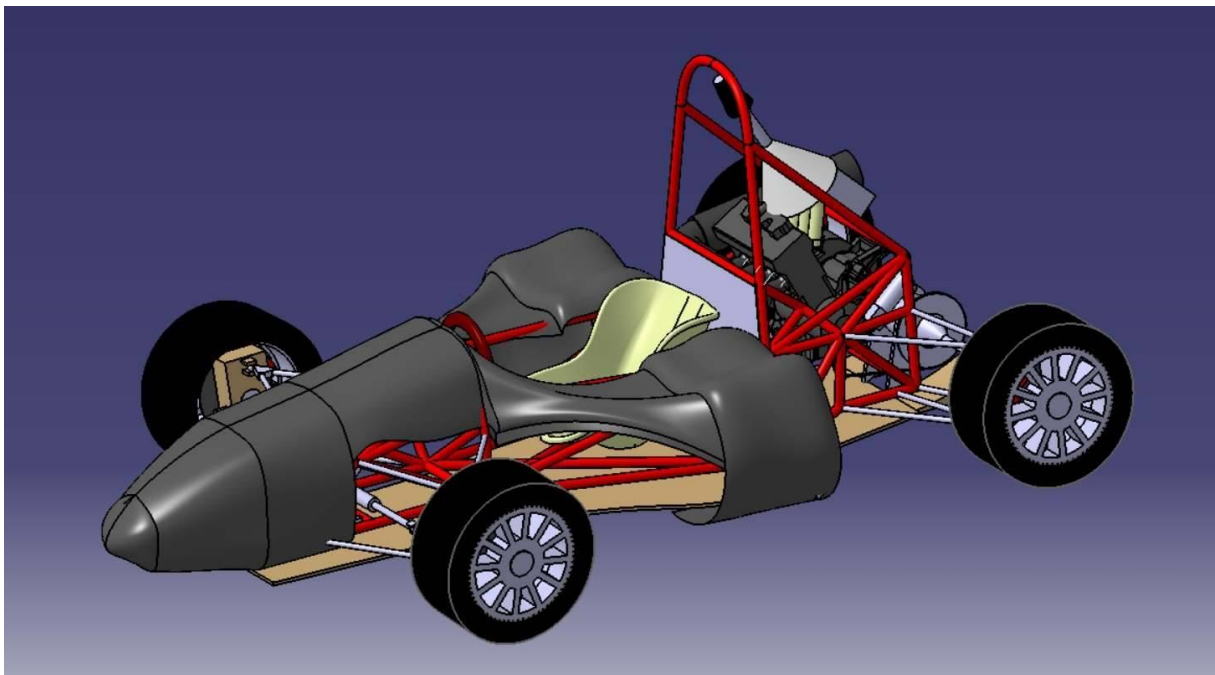
La conception et la fabrication des véhicules de l'EPSA s'étale sur deux ans traditionnellement. Ce découpage permet aux membres de l'écurie de disposer d'un an pour acquérir des connaissances et concevoir leur véhicule, et de l'année suivante pour faire fabriquer les pièces, intégrer le véhicule et l'optimiser. Cependant, si le projet semble respecter son calendrier jusqu'ici, l'expérience nous a montré que les facteurs de risque se situaient principalement en deuxième année, et que la tenue des délais est finalement principalement impactée par les délais de livraison des pièces commandées et le succès de l'intégration du véhicule une fois les commandes récupérées.

Les effectifs sont toujours amenés à changer légèrement entre la première et la deuxième année, et chacun a été encouragé à réfléchir sur son implication dans la poursuite du projet. Nous avons par ailleurs commencé à discuter avec les personnes intéressées pour rejoindre l'écurie l'année prochaine pour les intégrer de la façon la plus harmonieuse possible au sein du projet existant, et d'exploiter au mieux les compétences de chacun.

## Conclusion

Le modèle managérial « racine carrée », utilisé depuis cette année a profondément redéfini les repères temporels des projets EPSA. En effet, la réalisation des phases PEX a permis aux équipiers d'acquérir un socle de connaissances avant de se lancer dans leur projet, et on peut voir aujourd'hui que si le décalage temporel avec les générations précédentes a tendance à se résorber, il ne l'est pas encore totalement. Cependant, l'objectif est de terminer la phase de conception à la même période que nos aînés. Il faut donc poursuivre nos efforts pour respecter les délais, mais le projet semble sur la bonne voie, les dimensionnements prévisionnels ayant été validés à la fin du mois dernier.

Nous entrons donc dans la dernière phase de conception, qui est la conception détaillée des maquettes, et le choix des composants que l'on achète dans le commerce. Cette dernière phase s'appuie bien évidemment sur la phase de conception préliminaire qui vient de s'achever et fixe l'organisation dans l'espace des différents organes du véhicule. Cette phase a été achevée officiellement par la réalisation en commun de la maquette préliminaire du véhicule, qui constitue une première ébauche de la maquette finale, et peut être observée sur la figure suivante.



*Figure 32 : Maquette d'intégration architecturale du véhicule Vulcanix*

## **Bibliographie**

- [1] Seward, Derreck, "*Race car design* ", éditeur : Palgrave Macmillan, 2014, 288 pages.
- [2] Society of Automotive Engineers, Formula SAE 2017 Preliminary Rules disponible sur : <http://www.fsaonline.com/content/2017-18%20FSAE%20Rules%20PRELIMINARY.pdf> (consulté le 21-11-2016)
- [3] Réflexion d'une onde progressive -onde stationnaire (page 5-6) [en ligne] disponible sur : [https://www.equipes.lps.u-psud.fr/gr\\_15/SMPEHTML/polypdf/ondchap4.pdf](https://www.equipes.lps.u-psud.fr/gr_15/SMPEHTML/polypdf/ondchap4.pdf) (consulté le 01/03/2017)
- [4] Racecar Engineering. Technology explained : F1 airboxes & filters [en ligne] disponible sur : <http://www.racecar-engineering.com/articles/f1/technology-explained-f1-airboxes-filters/> (consulté le 25/02/2017)
- [5] Modélisation du CFD du plénum [http://epsabox.epsa-team.com/w/Mod%C3%A9lisation CFD du plenum d%27Olympix](http://epsabox.epsa-team.com/w/Mod%C3%A9lisation_CFD_du_plenum_d%27Olympix) (consulté le 27/03/2017)
- [6] Echangeurs de chaleur, définitions et principes généraux, par André Bontemps et Jean-François Fourmigue, publié dans les techniques de l'ingénieur le 10 janvier 2014
- [7] Echangeurs de chaleur, dimensionnement thermique, par André Bontemps et Jean-François Fourmigue, publié dans les Techniques de l'Ingénieur le 10 janvier 2014
- [8] Formula SAE cooling system design, Lisa Van der Berg et Brandon Lofaro, final senior project report for CalPoly, publié en 2014

## Annexe n°1 :



## Annexe n°2 :



<sup>8</sup> Ces annexes montrent l'organisation générale du projet et les documents que nous nous sommes entraînés à produire collectivement, elle est commune à l'ensemble des PE EPSA.



## **EPSA team, car N. 81**

### **Design report**

## **Introduction:**

Our Formula Student prototype, named Vulcanix, will be the fifth designed by the Ecurie Piston Sport Auto from the Ecole Centrale Lyon (France). We form a team composed by 19 Bachelor students in general engineering, who started the project in September 2016 and will participate with the prototype in 2018 Formula Student season. Our work is led by the willing of designed effective car on both static and dynamic event.

### **Design goals:**

Reliability: The vehicle must complete all dynamic events and obtain enough points to reach the top 5 of the overall ranking.  
Weight reduction: The vehicle has to weigh less than 220kg.  
Manufacturability: The manufacturing of the vehicle must be simple and cost-effective.

## **Powertrain**

The work on the powertrain was focused on three parts about the powertrain: the air intake, the consumption and the engine setup.

### **Engine choice**

The team decided to replicate the choice of the previous Formula Student prototype to use the engine of a Honda CBR600RR and more specific the PC40 model. This choice is justified by the knowledge the team gathered during the past four years. This motor is also powerful and is able to deliver enough torque. Another important characteristic for the choice was the reliability.

### **Intake and exhaust system**

The team continues last year work on the intake system. Last year, research was done on the plenum by testing many geometries of plenum with Fluent. The goal of these simulations was to find the geometry which limits pressure drops in order to optimise the flow. This year, we concentrate on the restrictor and the throttle. The work goal was to minimize the pressure drop caused by the throttle when the engine is at full load. Another study was made to determine the best angle of the convergent-divergent.

The plenum is made in polymer with rapid prototyped. This manufacture method allows us to have complex and affordable pipes

For the exhaust system, the team decided to use a rake configuration. This solution gives us more space near the engine and is cheaper. With this configuration, we can increase the size of the fuel tank and designed a more compact rear frame.

## Drivetrain

The team decided to use a chain to transfer power from the gear box to the differential. We also use a slip limited differential manufactured by Drexler to increase traction during turns. This year, we replace the eccentric used to adjust the chain tension by turnbuckle. This solution was chosen to reduce the complexity, weight and price of bearing carrier.

## Cooling system

The cooling system is based on a single radiator on the left of the car. The air flow that goes through the radiator is amplified by a fan with two different speeds. The fan is active only when the water temperature reaches 90 degrees and the rotation speed will increase if the temperature keeps rising, it's a security to protect the engine.

## Engine setup

The electrical control of the engine is made with a DTAfast S80 ECU. This ECU is connected to speed sensors on the front wheels and rear wheel, a lambda sensor, throttle position sensor, has access to the engine rpm and some other information. The team controls the ignition and the fuelling map, and this year we decided to program two sets of maps, one centred on the performance for the acceleration, skid-pad and autocross event and the second was created to find an optimum between performance and fuel consumption for the endurance.

## Suspension

### Tire choice

We decided to maintain the use of the 13" wheel. Our choice is based on several points. Firstly the 13" wheel leaves more space for the upright and the brake disk. The team chose the Hoosier slip tire, because it has the best grip regarding tire data.

### Suspension

The suspension system is based on a double wishbones geometry, which allows us a better control and positioning of the wheel during the race. We designed the suspension to have a camber angle near  $-1.5^{\circ}$  to optimize the grip of the tires.

The team uses different architecture for the suspension. We chose a pull rod for the front wheels. For the rear, we chose a push rod suspension to gain space and place the suspension overhead the drivetrain. The spring rates were determined to have a natural frequency near 3Hz.

The geometry of the A-arms was designed to control rolling movements, when turning to give the driver a good handling with small variation and appropriate response time. Then the team determines the points where to attach the A-arms to counter pitching motion with anti-squat at the rear and anti-dive at the front.

### Steering

The steering system was designed to have a turning radius of 3.5 meters. Another goal of the steering system was the feeling of driving the car. The driver mustn't be exhausted after the endurance. To complete this objective, the team chose to use one universal joint to take advantage of the multiplication for a small angle. A control of the caster angle was also necessary.

## Frame and body

### Frame

After studying the advantages and disadvantages of different solutions we decided to choose a tubular space frame design, because it was a concept mastered the team EPSA with room for improvement. It was created with the software CATIA V5 and designed in order to be easily alterable thanks to parameters so it can fit with other systems like the suspensions.

We also decided to develop a tubular structure with a differential out of the frame to reduce the number of tubes in the back of the structure and so reduce the weight of the frame. The front is thin and ends on a front bulkhead designed to receive a custom impact attenuator.

### Body

For our vehicle, we chose a 4-piece body: the nose, the cockpit cover with the side pods and 2 carbon side plates. We chose not to cover the rear of the car to facilitate the cooling of the engine and reduce the cost of the body. Carbon fibre was chosen for its lightness and its ease to take curves. The nose and the cockpit cover were designed to be able to be taken off fast to facilitate the work on the vehicle or the scrutineering. The side pods were designed according to fluids simulations to improve the flow into the radiator.

## Cockpit and electronic

### Dashboard

The dashboard is minimalist, it provides only the information that we considered important when driving. We have put two light bars, one the engine rpm, one for the water temperature. We also put a LED to indicate to the pilot the best moment to change gears. The start, contact, and emergency button are also on the dashboard.

### Electronic

The electronics are one of the main innovations on the car, we decided to install a telemetry system. This choice is led by the objective of a minimalist dashboard and has a constant access to data, which flows in the car. The telemetry allows us to analyse the properties of the car. The analysis of the data will be done with two PICs controllers, which communicate with each other and the ECU with a BUS-CAN to reduce the number of wires.

## Annexe n°4 :

#### Annexe 4.1- Cost report d'un assemblage, exemple de l'assemblage du différentiel

[illegible]

#### Annexe 4.2- Cost report sur une pièce, exemple du porte différentiel

[illegible]

### Légende des annexes 4.1 et 4.2

- (1) Références Assemblée : université, Système, Assemblage (nom et code), description
- (2) Total de l'assemblage
- (3) Liste des composants de l'assemblage répertoriés dans l'onglet « Parts »
- (4) Liste des matériaux utilisés pour l'assemblage
- (5) Liste des procédés de fabrication utilisés pour l'assemblage
- (6) Liste des procédés de fixations de l'assemblage
- (7) Liste des outils secondaires utilisés pour l'assemblage
- (8) Références Part : université, Système, Assemblage d'origine, Part (nom et code)
- (9) Total de la Part
- (10) Liste des matériaux utilisés pour la Part
- (11) Liste des procédés utilisés pour la Part
- (12) Image de la pièce sous Catia

**Check-list de rapport de Projet d'Etudes**  
**A remplir par les rédacteurs (élèves)**  
**et à insérer en dernière page du rapport**

Renseigner la case par le nom du responsable, ou la date ou une simple croix lorsque la vérification a été faite.

Vérification présence	Vérification qualité
-----------------------	----------------------

**Contenu**

Résumé en français		
Résumé en anglais		
Table des matières		
Table des figures		
Introduction		
Conclusion générale		
Bibliographie		
Citation des références dans le texte		

**Forme**

Vérification orthographe		
Pagination		
Homogénéité de la mise en page		
Lisibilité des figures		