



2026

Chronique d'un mécanicien de comptoir



Le moteur on vous dit tout

Ludovic Jolly
www.Trgarage.fr
25/01/2026





Table des matières

Chronique d'un mécanicien de comptoir et course à la performance	2
Fast road	2
Le cheval vapeur (Source Wikipédia)	3
Le horse power (Source Wikipédia)	4
La cylindrée.....	4
Rapport volumétrique	5
Le couple moteur	6
Triumph TR4 – 4 cylindres en ligne standard	8
Pression utile pour le couple : PMI	9
Lissage de couple	11
En résumé :.....	11
Puissance effective	11
Pressions moyennes	12
Triumph TR4 – 4 cylindres en ligne « Fast road »	14
L'arbre à Cames (Le secret du moteur préparé).....	19
Cas n° 1 (AAC standard pour la route 10-12°).....	19
Cas N°2 ~ 23° (Fast Road).....	20
Conclusion technique.....	23
Phrase clé à retenir.....	23
La carburation (ou l'accord parfait).....	23
Analyse par objectif moteur.....	24
Dans le cadre de notre Fast road.....	24
Exemple concret pour une TR4A Fast-Road	24
Quelques conseils de réglage	25
Si on choisit SU HS6 (carburateurs d'origine ou améliorés)	25
Si on choisit des Weber DCOE (par exemple DCOE 40 ou 45).....	26
Budget à prévoir pour le passage en moteur fast road	27
Epilogue	28

Chronique d'un mécanicien de comptoir et course à la performance

Fast road

La traduction en français n'est pas évidente de prime abord. Pourtant, c'est autour d'un repas animé entre amis que le sujet s'est invité à table. Nous parlions de rallye de régularité, tous heureux propriétaires de véhicules d'époque, lorsque la conversation glissa naturellement vers une question récurrente, fallait-il modifier le moteur de nos bolides afin d'en tirer un peu plus de puissance et ainsi affiner nos chronos ?



Chacun y allait de sa rhétorique. Je les observais, admiratif, tandis que ces experts autoproclamés de la motorisation s'écharpaient joyeusement autour d'un débat sans fin, puissance ou couple ? De mon côté, je persistais à penser que le rallye de régularité avait avant tout pour vocation une chose essentielle : la meilleure gestion du temps, bien plus que la quête de chevaux supplémentaires.

L'un d'entre nous, avec un sourire malicieusement provocateur, me demanda pourquoi je n'envisageais pas de passer le moteur de ma TR3 en configuration « fast road ». Par un subtil jeu de sous-entendus, il me fit comprendre qu'ainsi préparée ou non, ma Triumph aurait bien du mal à rivaliser avec sa Porsche lors du prochain rallye.

Ignorant presque tout de ce type de modifications, je m'empressai de détourner la conversation vers des sujets plus consensuels, espérant noyer le poisson. Mais une fois rentré à la maison, piqué au vif, la curiosité l'emporta. Je décidai alors de comprendre de quoi il retournait réellement.

Il suffit de parcourir quelques catalogues pour constater que de nombreux distributeurs proposent aujourd'hui des pièces destinées à améliorer les performances de nos moteurs : préparations « Fast Road », Stage 1, 2 ou 3 — comme ils aiment à les nommer. Mais par où commencer ?

Dans un précédent article du TR Club, on nous expliquait le diagramme de Beau de Rochas et les fondements du moteur à quatre temps. Je décidai donc de reprendre les bases : comprendre les principes, appliquer les formules au moteur de ma TR, puis évaluer les gains potentiels en modifiant certains éléments cylindres et pistons de plus gros diamètre, arbre à cames, et autres raffinements mécaniques.

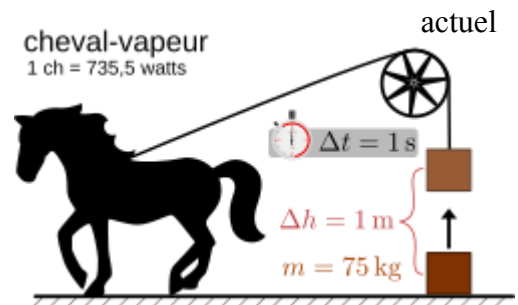
Une démarche non plus dictée par la seule quête de performance, mais par le plaisir de comprendre, d'apprendre, et peut-être, à terme, de faire mentir quelques certitudes autour d'une table bien animée.

Afin de clarifier certains principes fondamentaux, j'ai consulté Wikipédia pour les définitions et les bases théoriques, puis j'ai approfondi la partie mécanique en relisant mes manuels de physique du lycée. Cela m'a rappelé à quel point cette période me semble désormais éloignée.

Mes calculs seront basés sur le moteur de la tr4 de 2138 Cm3, oui mais j'ai une tr3 me direz-vous, mais quand je l'ai achetée elle était montée avec des chemises de 86mm soit l'équivalence du moteur de la tr4.

Le cheval vapeur (Source Wikipédia)

Le cheval-vapeur n'est pas une unité du système métrique (système SI), mais d'un système d'unités associant le mètre au kilogramme-force (ou kilogramme-poids). Dans cet ancien système, l'unité de puissance est le kilogrammètre par seconde, correspondant au travail effectué par une masse de 1 kg tombant de 1 m en 1 s dans un champ de pesanteur uniforme. Le cheval-vapeur français a été défini comme valant exactement 75 kg m s^{-1} , soit la puissance nécessaire pour soulever (verticalement) un poids de 75 kg (le poids d'un objet étant confondu avec sa masse) en 1 s sur une hauteur de 1 m :



$$1 \text{ ch} = 75 [\text{kg poids}] \times 1 [\text{mètre}] / 1 [\text{seconde}] = 75 \text{ kg m s}^{-1}.$$

La 3^e Conférence générale des poids et mesures (CGPM) en 1901 adopte une valeur normale de l'accélération de la pesanteur g égale à $9,806 65 \text{ m/s}^2$. Cette valeur conventionnelle servait de référence pour la définition du kilogramme-force, cette dernière unité étant maintenant abolie.

Le poids (force) exprimé en newtons (N) d'une masse de 1 kg est égal à :

- Masse multipliée par accélération de la pesanteur = $1 \text{ kg (masse)} \times 9,806 65 \text{ m/s}^2$ (accélération de la pesanteur) = $9,806 65 \text{ N}$.

Ainsi, exprimé en watts, 1 W étant la puissance associée au déplacement d'une force de 1 N sur une longueur de 1 m parcourue en 1 s, le cheval-vapeur vaut :

- Le poids (force) d'une masse de 75 kg vaut : $75 [\text{kg}] \times 9,806 65 [\text{m/s}^2] = 735,498 75 \text{ N}$;
- Le cheval-vapeur représente : $735,498 75 [\text{N}] \times 1 [\text{m}] / 1 [\text{s}] = 735,498 75 \text{ W}$.

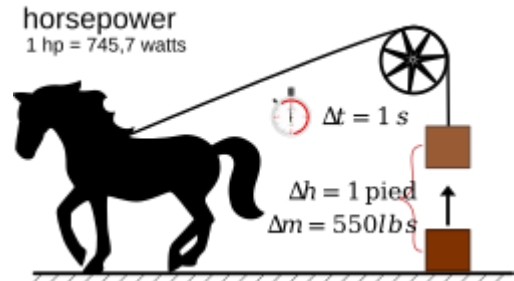
Le horse power (Source Wikipédia)

Le *horsepower* (HP), cheval-vapeur en système anglo-saxon, dit « impérial », se calcule comme suit :

$$P = m \cdot g \cdot v$$

Avec :

- $m = 550$ livres (une livre = 0,453 592 37 kg) ;
- $v = 1$ pied par seconde (un pied = 0,304 8 m) ;
- $g = 9,806\ 65\text{ m/s}^2$;



D'où on déduit :

$$1\text{ HP} = 745,706\ 448\text{ W, erreur de calcul : } 550 \times 0,45359237 \times 0,3048 \times 9,80665 = 745,7\text{W}$$

La définition de l'unité a été effectuée par James Watt à partir de la puissance nécessaire pour faire tourner un moulin à grain de 24 pieds de diamètre avec une force résistante équivalente à 180 livres à une vitesse de 144 tours par heure. L'application numérique fait 32 572 pieds-livres-forces par minute, arrondis à 33 000 pieds-livres-forces par minute, soit 550 pieds-livres-forces par seconde.

La définition anglaise est le déplacement, à la surface de la Terre, d'environ 81 kg dans un sens opposé au champ de gravitation terrestre à une vitesse de 0,93 m/s.

La cylindrée

La cylindrée unitaire est le volume défini entre le point mort haut (PMH) et le point mort bas (PMB) dans un cylindre.

A = Alésage

C = Course

Cylindrée unitaire, en cm^3 : $\Pi \cdot (A/2)^2 \cdot C$ ou $\Pi \cdot A^2 \cdot C/4$ (volume d'un cylindre).

Lorsqu'il y a plusieurs cylindres, la cylindrée du moteur est le produit de la cylindrée unitaire par le nombre de cylindres n.



Cylindrée totale, en cm^3 : $\Pi \cdot (A/2)^2 \cdot C \cdot n$ ou $\Pi \cdot A^2 \cdot C \cdot n/4$ (volume de tous les cylindres du moteur).

Remarques

C'est la géométrie du vilebrequin qui définit la course : $C = \text{rayon de manivelle} \cdot 2$.

Course et alésage s'expriment en général en mm, la cylindrée en cm^3 parfois en litres.

Pour notre Moteur Standard TR4 : $\Pi \cdot (A/2)^2 \cdot C \cdot n = 3,14116 \cdot (86/2)^2 \cdot 92 \cdot 4 = 2138\text{ cm}^3$

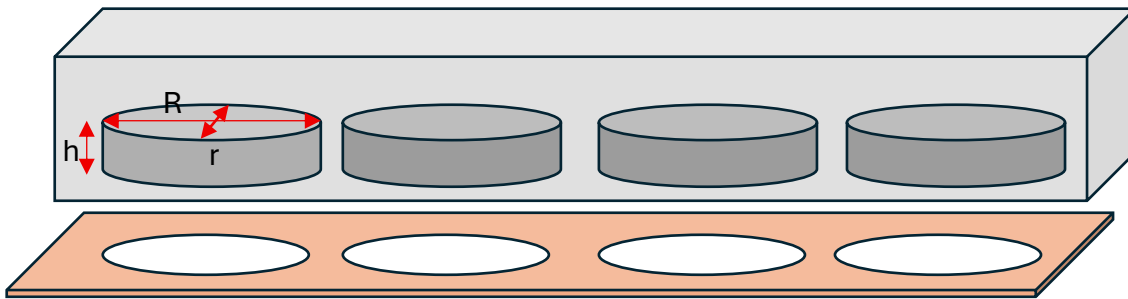
Rapport volumétrique

Le volume compris entre la culasse et le piston lorsque celui-ci se trouve au PMH constitue la chambre de combustion (ou volume mort) v .

Le volume Mort de notre TR4 selon les calculs et suivant la documentation fournie par le trregister France est de 66 cm³ moyen par cylindre (voir documentation) pour un joint de culasse de 1,05mm d'épaisseur

Le rapport volumétrique est le rapport entre le volume total du cylindre, piston au P.M.B. et le volume de la chambre de combustion, piston est au P.M.H.

$$\rho = (V+v)/v = (2138+260) / 260 = 9.09 : 1 \text{ donnée constructeur } 9 : 1$$

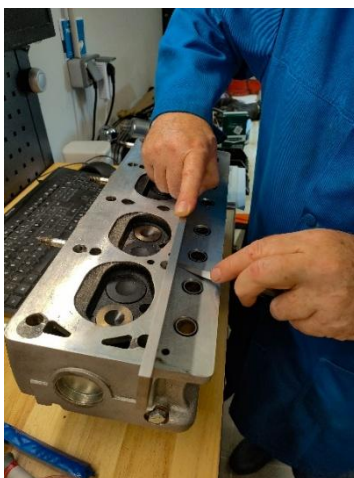
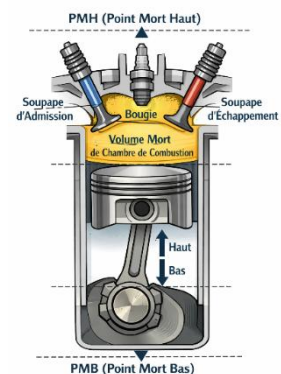


$$V \text{ Volume de la chemise} = \Pi.(A/2)^2.C.n = 3.14 * 43.01^2 * 92 * 4 = 2138 \text{ cm}^3$$

$$v \text{ Volume Mort} = \text{Culasse} (\pi * h * R * r * n) + \text{Joint} (\Pi.(A/2)^2.e.n)$$

$$e \text{ (épaisseur)} = 1,5\text{mm}$$

$$= (61,5 \text{ cm}^3 + 3,5\text{cm}^3) * 4 = 65\text{cm}^3 * 4 = 260\text{cm}^3$$



Remarque :

Il ne faut pas confondre le rapport volumétrique avec le taux de compression. Ainsi un taux de compression de 10 ne signifie pas que la pression dans les cylindres est de 10 bars mais que le rapport volumétrique entre le « point mort bas » et le « point mort haut » est de 10. Par ailleurs, le taux de compression ne tient pas compte du moment d'ouverture des soupapes (admission et échappement). Il ne doit donc être considéré que comme un simple indicateur de performance.

Le couple moteur

En physique, l'action d'une force par rapport à un axe de rotation s'appelle un moment. Le motoriste utilise le terme de " couple " pour la même grandeur. À tout moment, la valeur du couple s'appliquant au vilebrequin est :

$$C \text{ (N.m)} = r \text{ (m)} * F_t \text{ (N)}$$

Le couple moteur s'exprime souvent en m.daN ou en m.kg. F_t est la décomposition de l'action du piston sur la bielle (F_1).

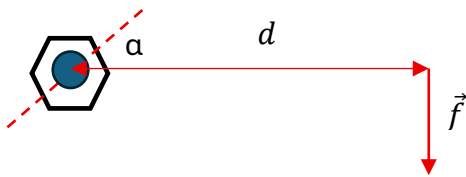
Le travail produit par le couple est :

$$W \text{ (Joule)} = C \text{ (N.m)} * \alpha \text{ (radian)}$$

La force F_1 dépend :

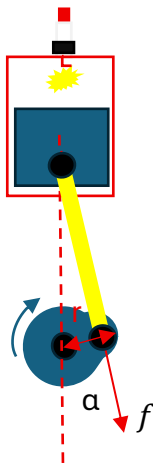
- de la valeur de force engendré par la pression sur le piston ;
- de l'angle (α). Moment d'une force

$$\vec{f} = f \times d \quad N.m = N * m$$

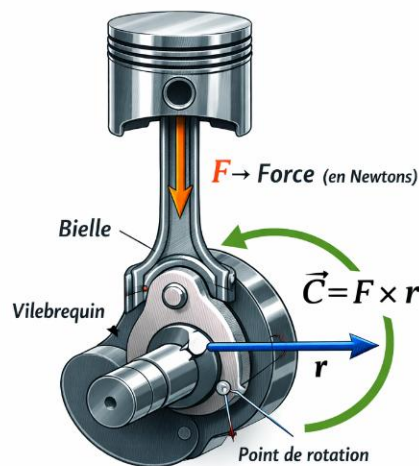


Couple Moteur \vec{C}

$$\vec{C} = f \times r \quad \text{ou } N.m = N * m$$



Phase admission



Couple Moteur

$$\vec{C} = F \times r$$

C : Couple (en Newton-mètres)

$$N.m = N \times m$$

Couple = Force \times Bras de levier

$$C = F \times r$$

C en N.m, F en N et r en m.

La force résultante F est opposée au mouvement du piston, ($P_{carter} > P_{cylindre}$), le couple nécessaire pour effectuer la descente du piston est résistant.

Si la pression d'admission est plus faible (papillon fermé par exemple ou fonctionnement en altitude), le couple résistant sera plus grand.



Phase compression

Le piston a changé de sens de déplacement, tout comme la force engendrée par la pression dans le cylindre. Le couple qui en résulte reste donc résistant, et sa valeur instantanée dépend:

- de la position de la bielle à l'instant t ;
- de la valeur de la pression instantanée dans le cylindre.

Si la masse de gaz admise pendant la phase admission est faible, le couple résistant est moins important.

Phase détente

Cette fois, la force et le déplacement sont dans le même sens, nous avons un couple moteur. S'il n'y a pas de combustion (coupure d'injection en décélération, par exemple), le couple moteur est le symétrique du couple engendré par la compression (aux pertes calorifiques et aux frottements près).

Phase échappement

La force engendrée par la pression des gaz brûlés est opposée au sens de déplacement du piston. Nous avons donc un couple résistant. Si la pression à l'extérieur du moteur augmente (P_{atmo}), le travail résistant de l'échappement sera plus important.

Le travail fourni aux phases d'admission et d'échappement est appelé " travail de pompage ".

Les forces d'inertie

A chaque course, l'attelage mobile (piston + bielle) est accéléré pendant une partie de la course, puis ralenti jusqu'au point mort.

Les forces engendrées dépendent :

- des masses des pièces mobiles ;
- du type de mouvement suivi (rotation, translation, mouvement combiné) ;
- de l'accélération subie (donc du régime).

Remarque:

La somme des couples instantanés dus aux forces d'inertie sur un cycle est nulle.

Le couple réel instantané qui s'applique sur le vilebrequin est donc la somme des couples instantanés dus à la pression et du couple instantané du aux forces d'inertie.

$$C = C_p + C_i$$

Moment du couple moteur: $C_m = F \cdot r$ (en Nm ou mdaN)

travail mesuré sur l'arbre moteur pour un tour: $W = F \cdot l = C_m \cdot 2 \Pi$ et pour n tours: $W = C_m \cdot 2 \Pi \cdot n$

Triumph TR4 – 4 cylindres en ligne standard

Cylindrée totale : 2138 cm³

Cylindrée unitaire :

$$V_c = \frac{2138}{4} = 534,5 \text{ cm}^3$$

Géométrie

- Alésage $D = 86,01 \text{ mm}$
- Course $C = 92 \text{ mm}$
- Rayon de manivelle $r = 46 \text{ mm}$
- Longueur de bielle $l = 158,15 \text{ mm}$
- Rapport $r/l = 0,291$

$$\text{Angle BAO} \sin \alpha = \frac{r}{l} = \frac{46}{158,15} = 0,291$$

$$\alpha = \arcsin(0,291) \approx 16,9^\circ$$

Pressions (point clé corrigé)

- 1 bar \neq 1 daN/m²
- 1 bar = 10⁵ N/m² (100 000 N/m²)

Pression d'admission : $P_1 = 1,013 \text{ bar}$ (1013 mBar pression atmo)

Rapport volumétrique TR4 : $\approx 9 : 1$

Coefficient polytropique : $\gamma = 1,35 \text{ à } 1,4$

Pression en fin de compression : $P_2 = P_1 \times r^\gamma$

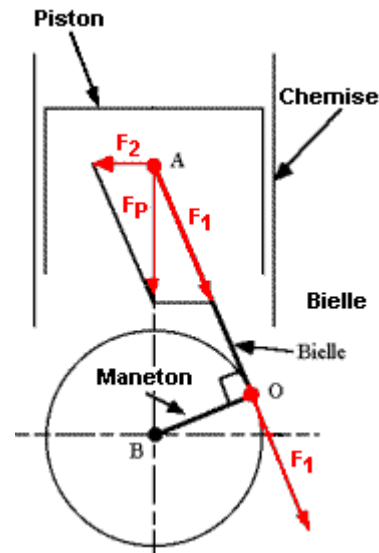
$$P_2 = 1,013 \times 9^{1,4} \approx 22 \text{ bars}$$

Utiliser 22 bars directement pour le couple serait faux (erreur fréquente).

Elle sert de base pour estimer la pression maximale de combustion

$$P_{max} \approx 2,5 \text{ à } 3 \times P_2$$

$$P_{max} \approx 55 \text{ à } 65 \text{ bars}$$





Pression utile pour le couple : PMI

Pour un moteur atmosphérique essence

PMI indiquée réaliste :

$$P_{mi} \approx 7,5 \text{ à } 8,5 \text{ bars}$$

Contrôle de cohérence de la PMI utilisée

$$P_{mi} \approx 0,12 \text{ à } 0,15 \times P_{max}$$

$$0,14 \times 60 \approx 8,4 \text{ bars}$$

On prend ici : $P_{mi} = 8 \text{ bars}$

Surface du piston :

$$S = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$S = \frac{\pi(0,08601)^2}{4} = 0,00581 \text{ m}^2 = 58,1 \text{ cm}^2$$

Force sur le piston :

$$F_p = P \times S$$

$$F_p = 8 \times 10^5 \times 0,00581 = 4650 \text{ N}$$

$$(1 \text{ bar} = 1 \text{ daN/m}^2 \quad 1 \text{ bar} = 10^5 \text{ N/m}^2)$$

Effort dans la bielle :

$$F_t = F_{bielle} \times \sin \alpha$$

$$F_t = 4870 \times \sin 16,9^\circ \approx 1420 \text{ N}$$

Couple instantané pour 1 cylindre :

$$C_{i,1} = F_t \times r$$

$$C_{i,1} = 1420 \times 0,046 = 65 \text{ Nm}$$

Couple total moteur (4 cylindres)

En régime de couple max (chevauchement des temps moteurs) :

$$C_{i,total} \approx 4 \times 65 = 260 \text{ Nm (indiqué)}$$

Avec pertes mécaniques (~20-25 %) :

$$C_{frein} \approx 190 \text{ à } 210 \text{ Nm}$$



Puissance à 3700 tr/min

$$P = C \times \omega$$
$$P = 200 \times 387 = \mathbf{77\,400\,W}$$
$$P \approx 105\,ch$$

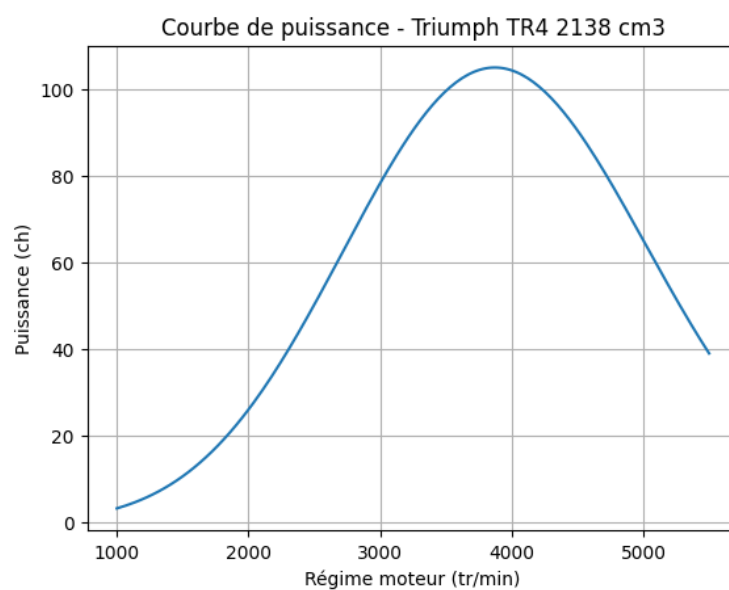
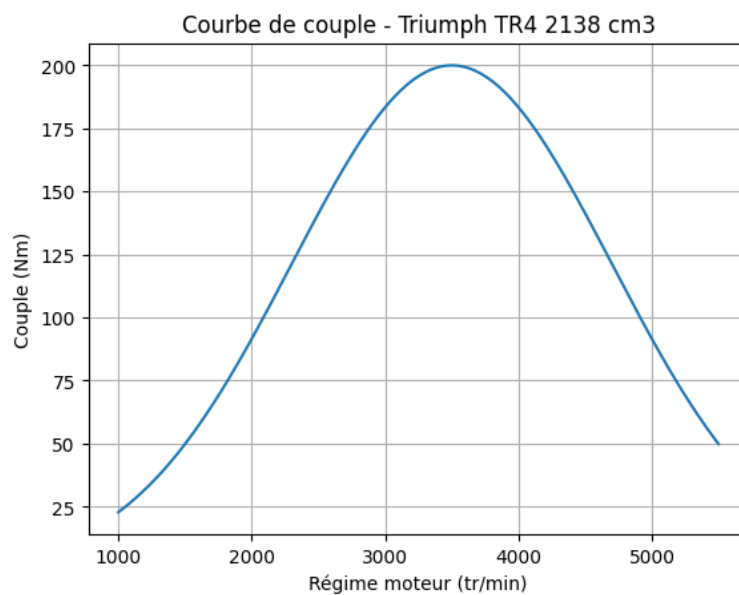
Puissance en Watt $P = C\omega = 200 \times 387$ (3700trs) = 77400 W = **105 ch**

Tout ça ne reste que théorique, en pratique il faut inclure les différentes pertes

Pour rappel, vitesse angulaire ω en rad/s, pour un angle parcouru θ (rad) pendant 1 s.

$\omega = (2\pi n)/60$, avec n en tr/mn

d'où $P = C \cdot (2\pi n)/60$





Lissage de couple

La première solution pour obtenir- un couple moyen toujours positif (à condition d'avoir un temps moteur) est d'adjoindre au vilebrequin un volant d'inertie.

Son rôle est de " stocker " de l'énergie pendant la phase détente (temps moteur), pour la restituer pendant les trois autres temps.

La seconde solution est de multiplier les cylindres, à condition de que leur temps moteur respectifs soient répartis sur les deux tours moteurs que nécessitent les 4 temps.

Cela aura pour effet de produire un couple instantané plus stable, et de permettre de réduire la masse du volant moteur.

Un moteur 8 cylindres pourrait se dispenser de volant moteur. En réalité, ce volant est utilisé pour supporter la couronne dentée sur laquelle vient s'engrener le démarreur électrique, ainsi que le mécanisme d'embrayage (ou convertisseur de couple).

On obtient désormais un couple moteur moyen C, le travail fourni par ce couple en un tour est :

$$W \text{ (Joule)} = C \text{ (N.m)} * 2 \Pi \quad 200 * 2 * 3.14 = \mathbf{1256 \text{ Joules}}$$

et si le moteur tourne à N tr/mn, soit N / 60 tr/s, le travail produit en 1 seconde :

$$W = C * 2 \Pi * N / 60 = 1256 * 3700 / 60 = \mathbf{77453 \text{ Joules}}$$

La puissance est donc :

$$P \text{ (Watt)} = C \text{ (N.m)} * \omega \text{ (radian/s)} \quad 200 * 387 = \mathbf{77400 \text{ Watt}}$$

En résumé :

Vitesse angulaire ω (rad/s) en fonction de l'angle parcouru Θ (rad) durant le temps t (s)

$$\omega \text{ (rad/s)} = \Theta \text{ (rad)} / t \text{ (s)}$$

Expression littérale de la puissance P (w) en fonction de ω (rad/s) et du couple C (Nm).

$$P \text{ (W)} = C * \Theta / t = C \text{ (Nm)} * \omega \text{ (rad/s)}$$

$$\text{Avec } \omega \text{ (rad/s)} = 2 * \Pi * n \text{ (tr/s)}$$

$$P \text{ (W)} = 2 * \Pi * n \text{ (tr/s)} * C \text{ (Nm)}$$

$$C_1 \text{ (Nm)} = P_1 \text{ (W)} / \omega_1 \text{ (rad/s)}$$

Puissance effective

$$P = W / t = C_m * 2 \Pi * n / 60, \text{ en une seconde (en Watts).}$$

$$P = C * \omega \text{ (Nm.rad/s)}$$

Puissance spécifique : puissance effective pour un litre de cylindrée (en kW/l, ch/l).

Appareils de mesure des couples et des puissances :

Freins mécaniques, électromagnétiques, hydrauliques, normes CEE, CUNA, DIN, ISO ou SAE.



Puissance fiscale :

Chiffre permettant d'établir une classification des véhicules, pour les services fiscaux français.

Le couple moteur C dépend :

- du couple résistant engendré par l'admission et l'échappement (travaux de pompage) ;
- du couple engendré par la combustion de la charge ;
- du couple engendré par les frottements internes ;
- du couple résistant engendré par l'entraînement des organes (pompe à huile).

La grandeur prépondérante est l'énergie produite par la combustion de la charge qui dépend essentiellement de la masse de gaz admise pendant la phase admission. On peut agir sur la valeur du couple moteur en réduisant cette charge grâce à un papillon situé dans le conduit d'admission, ou en l'augmentant grâce à un dispositif de suralimentation.

La puissance développée par le moteur dépend :

- du couple moteur ;
- du régime de rotation.

Si le moteur fonctionne en admission atmosphérique, la masse de gaz admise pendant la phase diminue lorsque le régime croît (problème de remplissage), et la puissance d'un moteur est limitée par la dégradation du remplissage à haut régime.

Pressions moyennes

Comment comparer deux moteurs (deux convertisseurs d'énergie) de cylindrées différentes sans savoir lequel des deux transforme le plus efficacement l'énergie chimique du carburant en énergie mécanique ?

On peut utiliser pour cela la notion de rendement global, en remarquant que ce rendement varie selon le régime, et que son calcul impose de connaître la masse de carburant consommée par cycle, ainsi que le pouvoir calorifique du carburant.

Une autre approche est utilisée par les motoristes : les pressions moyennes. Lorsqu'on teste un moteur au frein dynamométrique, on mesure son couple effectif C_e et son régime N , ce qui permet de calculer sa puissance effective :

$$P_e = C_e * \omega = C_e * 2 \pi (N/60)$$

Quelle pression théorique faudrait-il appliquer sur le piston pendant sa course moteur pour obtenir la même puissance effective ?

Cette pression fictive est appelée Pression Moyenne Effective (P_{me})

$$W = F * C ; F = P_{me} * S ; W = P_{me} * S * C$$

Or $S * C = V$ (cylindrée unitaire)

$$\text{Donc } W = P_{me} * V$$



Ceci représente le travail fourni pendant une course et comme il faut 2 tours moteur pour effectuer un cycle sur un moteur 4 temps, et que, par définition, nous cherchons la pression moyenne donnant le même travail effectif, nous aurons l'équivalence :

$$\text{pour un tour : } W_e = P_{me} * V / 2$$

$$\text{et pour un moteur à } n \text{ cylindres : } W_e = P_{me} * V * n / 2$$

et comme $V * n$ représente la cylindrée totale :

$$W_e = P_{me} * Cyl / 2$$

Si le moteur tourne à N tr/mn, soit à $N/60$ tr/sec, le travail fourni en 1 seconde sera :

$$W_e = P_{me} * Cyl / 2 * N / 60 = P_{me} * Cyl * N / 120$$

et comme par définition le travail fourni par seconde est l'expression de la puissance :

$$P_e = P_{me} * Cyl * N / 120$$

Le motoriste dispose des valeurs mesurées au banc P_e et N (une puissance délivrée à un régime donné), il en déduit une PME :

$$P_{me} = P_e * 120 / (Cyl * N)$$

Avec une puissance en Watt, et une cylindrée en m^3 , on trouve une PME en pascal.

Si l'on souhaite que la PME soit exprimée en bar, avec une puissance effective exprimée en Watt et une cylindrée en cm^3 , la formule devient

$$P_{me} = P_e * 1200 / (Cyl * N)$$

On peut utiliser la valeur du couple effectif C_e pour effectuer les calculs.

$$P_e = C_e * \omega \text{ et } \omega = \pi * N / 30$$

$$P_{me} = 40 * \pi * C_e / Cyl$$

On peut donc dire que la PME est proportionnelle au couple effectif par unité de cylindrée. Elle permet de comparer des moteurs de cylindrée différentes. La PMI est la pression théorique qu'il faudrait appliquer sur le piston, pour obtenir le même travail de cycle indiqué

La différence entre ces deux pressions est une pression nommée Pression Moyenne Effective :PME, qui appliquée sur le piston fournirait un travail équivalent à celui absorbé par les frottements.



Triumph TR4 – 4 cylindres en ligne « Fast road »

Nous y voilà ! Arrivé à ce stade, je dois bien l'avouer, un comprimé de paracétamol s'impose, tant la mécanique peut parfois donner mal à la tête. Mais, rassurez-vous, cher lecteur, j'ai désormais assimilé les arcanes et formules qui font tourner comme une horloge le vaillant quatre cylindres de ma TR3 (oui, celle qui, grâce à ses chemises de 86 mm, se prend pour une TR4 et affiche fièrement ses 105 chevaux).

Parlons donc « Fast road » : jusqu'où pousser le bouchon de la performance sans transformer son garage en laboratoire ? Dans cet exercice, je ne m'attarderai que sur quelques modifications accessibles à tout amateur de mécanique qui n'a pas deux mains gauches (et qui sait où se trouve la boîte à outils) :

- Passer les cylindres et pistons à 87 mm (parce que, quitte à ouvrir le moteur, autant voir grand !)
- Équilibrer le vilebrequin (pour éviter que la voiture ne se prenne pour une machine à laver)
- Remplacer l'arbre à cames (AAC, pour les intimes)
- Installer des soupapes plus grosses (parce que la taille, parfois, ça compte)
- Changer les aiguilles et régler les SU (là, c'est pour les puristes du tournevis)

Je vous épargne le polissage des conduits, l'équilibrage au gramme près des bielles (attention, on ne lime pas n'importe où !) et autres astuces de sorcier pour limiter les pertes et les frictions.

L'arbre à cames, ce chef d'orchestre discret, n'augmente pas la pression maximale, mais il agit sur trois points cruciaux : le remplissage volumétrique (plus d'air, c'est la fête !), la pression moyenne effective (PME) et le régime du couple maxi (pour que la cavalerie arrive au bon moment).

Bref, avec ces quelques tours de passe-passe, votre TR3 ne deviendra peut-être pas une bête de course, mais elle saura vous arracher un sourire complice à chaque accélération... et, qui sait, faire douter la Porsche du voisin lors du prochain rallye.

Hypothèses raisonnables

Paramètre	Origine	Préparé
Ouverture admission	~10–12°	23°
Soupapes	Standard	Plus grosses
Rendement volumétrique max	~0,85	0,95–1,00
Régime couple max	3500 tr/min	4200 tr/min

AAC + soupapes = meilleur remplissage à haut régime, moins bon à bas régime.



Profil AAC choisi :

Ouverture admis. BTDC :23°

Pression moyenne indiquée (PMI) pour rappel :

La PMI (Pression Moyenne Indiquée) est une pression fictive constante qui, appliquée sur le piston pendant la course utile, produirait le même travail que celui réellement généré dans le cylindre, avant les pertes mécaniques.

$$PMI \approx 8,0 \text{ bar}$$

Préparé (AAC + soupapes + alésage)

$$P_{mi} = \frac{W_i}{V_d}$$

- W_i = travail indiqué par cycle
- V_d = cylindrée unitaire

On ne peut pas calculer directement W_i sans diagramme réel,
donc on passe par la voie thermodynamique réaliste utilisée en moteur.

Lien PMI ↔ pression maximale

Relation empirique validée sur moteurs essence atmosphérique : $P_{mi} = k \cdot P_{max}$
avec :

- $k = 0,12$ à $0,16$ selon qualité du remplissage et de la combustion

Calcul de la pression de fin de compression P_2

$$P_1 = 1,013 \text{ bar}$$

Rapport volumétrique TR4 préparé (Nous y reviendrons lors du calcul de la nouvelle cylindrée)

$$r = 9,2$$

Coefficient polytropique : $\gamma = 1,35$ à $1,4$

Pression en fin de compression : $P_2 = P_1 \times r^\gamma$

$$P_2 = 1,013 \times 9,2^{1,38} \approx \mathbf{23 \text{ bars}}$$

Pression maximale après combustion

$$P_{max} \approx 2,5 \text{ à } 3 \times P_2$$

$$P_{max} = 2,8 \times 23 = \mathbf{64,4 \text{ bars}}$$



Rendement de combustion et forme du diagramme

Le coefficient k dépend de :

- Qualité de remplissage
- Vitesse de combustion
- Position de P_{max} ($\approx 12-15^\circ$ ATDC)

Pertes thermiques

Valeurs typiques

Moteur	Coefficient k
Série	0,12–0,13
Sport routier	0,14–0,15
Course	0,16–0,18

Avec :

AAC à 23°

Soupapes plus grosses

Bon balayage

Régime plus élevé

On retient : $k = 0,146$

Calcul final de la PM_i

$$P_{mi} = k \cdot P_{max}$$
$$P_{mi} = 0,146 \times 64,4 = 9,4 \text{ bar}$$

Nouvelle force sur le piston :

$$P_{mi} = 9,4 \text{ bar} = 9,4 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$F_p = P \times S$$

$$F_p = 9,4 \times 10^5 \times 0,00595 = \mathbf{5590N}$$



Effort sur la bielle (inchangée géométriquement) :

$$\alpha \approx 16,9^\circ$$

$$F_{bielle} = \frac{F_p}{\cos \alpha} = \frac{5590}{0,956} = \mathbf{5850\ N}$$

$$F_t = F_{bielle} \times \sin \alpha$$

$$F_t = \mathbf{5850 \times \sin 16,9^\circ \approx 1700\ N}$$

Couple instantané pour 1 cylindre :

$$C_{i,1} = F_t \times r$$

$$C_{i,1} = 1700 \times 0,046 = \mathbf{78\ Nm}$$

Couple total moteur (4 cylindres)

En régime de couple max (chevauchement des temps moteurs) :

$$C_{i,total} \approx 4 \times 78 = \mathbf{312\ Nm (indiqué)}$$

Avec pertes mécaniques (~22 %)

$$C_{frein} \approx \mathbf{240\ Nm}$$

Puissance estimée

Régime de puissance max réaliste :

$$n \approx 4800 \text{ à } 5200 \text{ tr/min}$$

À 5000 tr/min :

$$\omega = \frac{2\pi \times 5000}{60} = \mathbf{523\ rad/s}$$

$$P = 240 \times 523 = \mathbf{125500\ W}$$

$$P = \mathbf{170\ ch (théorique indiqué)}$$

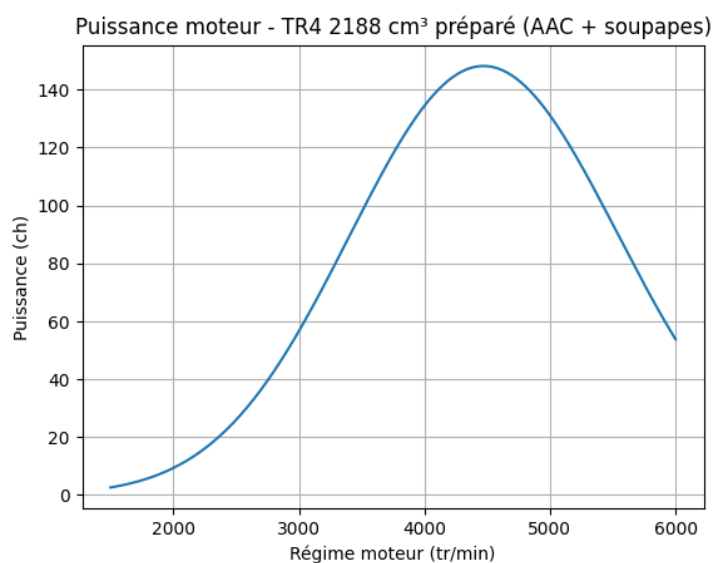
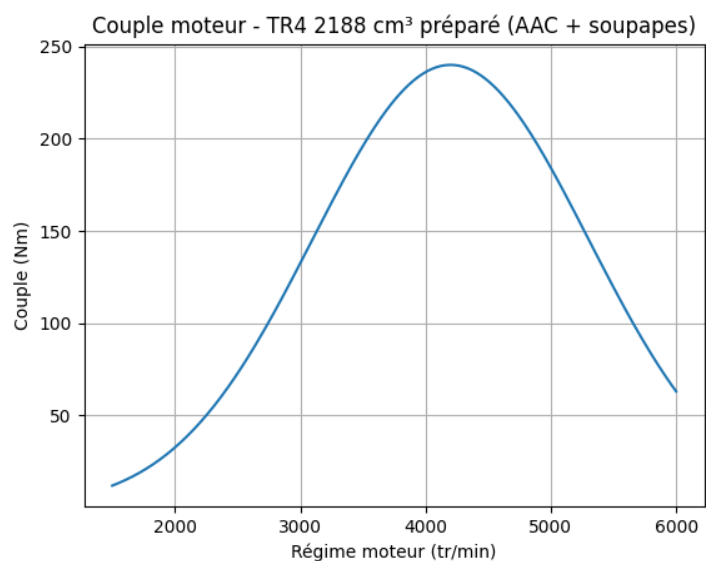
Avec un rendement réel (~0,75) :

$$P_{frein} \approx \mathbf{125 \text{ à } 135\ ch}$$



Résumé comparatif clair

Moteur	Origine	Préparé
Cylindrée	2138 cm ³	2188 cm ³
PMI	8,0 bars	9,4 bars
Couple max	~200 Nm	235–245 Nm
Régime couple max	3500	4200 tr/min
Puissance max	~105 ch	125–135 ch





L'arbre à Cames (Le secret du moteur préparé)

Maintenant vous allez me poser la question de savoir comment choisir un arbre à cames qui corresponde à mes attentes, on ne choisit jamais un AAC au feeling, on commence par décider à quel régime et avec quelle PME je veux mon couple maximal. Reprenons la base de notre TR4.

Objectif :

- Couple cible 185-195 Nm
- Régime cible 3800 tr/min
- Cylindrée 2138 cm³

Calcul de la PEM cible :

$$PME = \frac{2\pi \times C}{V_d}$$
$$PME = \frac{2\pi \times 190}{0.002138} \approx \mathbf{5.58 \text{ bars}}$$

PME Valeur cible $\approx 5,6$ bar

La PME dépend essentiellement de :

$$PME \propto n_v \times r_{eff}$$

On peut agir sur :

- Le rendement volumétrique (n_v)
- Le rapport volumétrique effectif (r_{eff})

Cas n° 1 (AAC standard pour la route 10-12°)

- $\eta_v \approx 0,85$
- $r_{eff} \approx 6,8$

PME atteignable $\approx 5,0$ à $5,2 \text{ bars}$

Insuffisant pour 190 Nm

Cas N°2 ~ 23° (Fast Road)

Effet sur la performance :

- $r_{eff} \downarrow$ à *bas régime*
- $n_v \uparrow$ à *régime cible*

Valeurs réalistes à 3800 tr/min :

- $\eta_v \approx 0,90$
- $r_{eff} \approx 6,4$

PME atteignable $\approx 5,5$ à $5,7$ bars

Déterminer la fermeture admission nécessaire

Le paramètre critique est la **fermeture admission (IVC)**.



Objectif	IVC typique
Couple bas	55–60° ABDC
Compromis	65–70° ABDC
Haut régime	70–75° ABDC

Notre valeur cible ICV + 70) ABCD

ICV $\approx 70^\circ$ ABDC

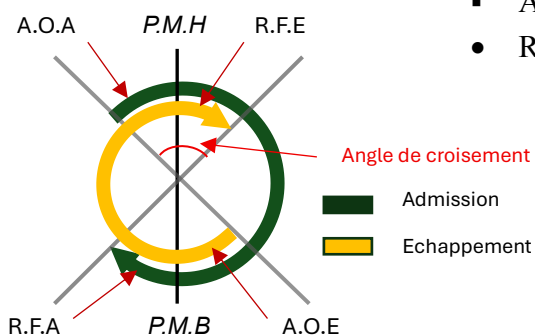
Recouvrement $\approx 22-24^\circ$

Les soupapes sont-elles suffisantes ? Une fois l'AAC choisi, on doit vérifier que les soupapes peuvent passer le débit requis.

Qu'est-ce que le **recouvrement** des soupapes ?

Le **recouvrement** est la **période autour du PMH** (fin échappement / début admission) pendant laquelle

- La soupape d'échappement n'est pas encore fermée
- La soupape d'admission a déjà commencé à s'ouvrir
- Les deux soupapes sont ouvertes en même temps.



- A.O.A = Avance Ouverture Admission (avant PMH) 12°
- R.F.E = Retard Fermeture Échappement (après PMH) 11°

$$\text{Recouvrement} = \text{AOA} + \text{RFE} + 23^\circ$$



Pourquoi il existe du recouvrement ?

Parce qu'on exploite l'inertie des gaz d'échappement.

Quand les gaz brûlés sortent :

- Ils ont une **vitesse élevée**
- Ils créent une **dépression locale**
- Ils peuvent **aspirer le mélange frais**
- C'est l'**effet de balayage** (*scavenging*).

Ce que fait le recouvrement physiquement

À haut régime (3800 tr/min et + effets positifs)

Les gaz sortent vite

L'admission est aspirée

Le cylindre se remplit mieux

Le rendement volumétrique ↑

La PME ↑

À bas régime (+/- effets négatifs)

Les gaz sortent lentement

Le mélange frais repart à l'échappement

Pression effective ↓

Couple ↓

Ralenti instable

Lien direct avec la fermeture admission (IVC)

Un AAC avec :

- IVC tardif ($\sim 70^\circ$ ABDC)
- Aura forcément plus de recouvrement

Pourquoi ?

- Parce que les lois de symétrie de profil
- Imposent une admission plus longue

IVC tardif \Leftrightarrow recouvrement élevé

Pourquoi $22\text{--}24^\circ$ pour notre PME cible ?

Revenons à notre objectif :

- PME cible $\approx 5,6$ bars
- Régime cible ≈ 3800 tr/min



À ce régime :

- L'inertie des gaz commence à être exploitable
- Mais pas encore énorme
- Il faut :
- Assez de recouvrement pour aider le remplissage
- Pas trop pour ne pas tuer le couple en dessous

22–24° est un compromis optimal **“Fast road”**

Les soupapes sont-elles suffisantes ?

Une fois l'AAC choisi, on **doit vérifier que les soupapes peuvent passer le débit requis.**

Débit volumique : $V = \frac{V_d \times N}{2}$

A 3800 tr/min

$$V = \frac{0.002138 \times 3800}{2} \approx 4,06 \text{ m}^3/\text{min}$$

Avec $\eta_v = 0,90$:

$$V_{\text{réel}} \approx 3,65 \text{ m}^3/\text{min}$$

Vérification par la section de rideau de soupape

Section de rideau :

$$S_{\text{rideau}} \approx \pi \times D \times L$$

Qu'est-ce que la section rideau :

La section rideau est la surface annulaire de passage des gaz créée entre la soupape ouverte et son siège, par laquelle le mélange air-carburant (ou les gaz d'échappement) circule.

- Ce n'est **pas** la surface du conduit
- Ce n'est **pas** le diamètre de la soupape
- C'est **la section réellement disponible pour l'écoulement**
- D = diamètre de la soupape
- L = levée instantanée de la soupape

Soupape origine (42 mm, levée 9 mm)

$$S \approx 1188 \text{ mm}^2$$

Grosse soupape (45 mm, levée 10 mm)

$$S \approx 1414 \text{ mm}^2$$

+19 % de section effective



Vitesse des gaz (critère critique)

Vitesse recommandée :

- Optimale : 60–80 m/s
- Limite : ≈ 100 m/s
- Avec soupapes origine + AAC 23° :
vitesse trop élevée → étranglement
- Avec grosses soupapes :
vitesse contrôlée
remplissage cohérent avec la PME cible

Conclusion technique

Étape	Décision
PME cible	5,6 bars
Régime cible	3800 tr/min
AAC	$\sim 23^\circ$
IVC	$\sim 70^\circ$ ABDC
Soupapes	45 / 38 mm
Levée	≥ 10 mm
Résultat	Couple déplacé + augmenté

Phrase clé à retenir

On choisit d'abord la PME et le régime, ensuite l'AAC, puis on vérifie que les soupapes peuvent physiquement fournir le débit.

L'alésage seul apporte peu

L'AAC + soupapes font l'essentiel du gain

Le moteur devient :

- Plus creux en bas
- Beaucoup plus efficace au-dessus de 3500 tr/min
- Mécaniquement plus sollicité (bielle / coussinets)

La carburation (ou l'accord parfait)

Avant que la partition mécanique ne soit complète, il reste à choisir le carburateur, véritable chef d'orchestre du mélange air/carburant. SU ou Weber ? Le choix dépendra de vos attentes : le SU, réputé pour sa simplicité et sa souplesse, conviendra aux amateurs de réglages fins et d'authenticité ; le Weber, plus sportif, séduira ceux qui recherchent la performance pure et une réponse franche à l'accélération. Pensez à la compatibilité avec votre moteur, à la facilité d'entretien et à l'usage que vous visez. Comme en musique, chaque instrument a sa couleur, à vous de composer les accords qui vous ressemblent.



Analyse par objectif moteur

Critère	SU HS6	Weber DCOE 40
Couple bas régime	★★★★	★★★
Réponse progressive	★★★★	★★
Puissance haut régime	★★	★★★★
Réglage fin	★★★	★★★★
Pièces & réglage	★★★★	★★★
Coût & disponibilité	★★★★	★★

Dans le cadre de notre Fast road

Si on veut un moteur :

- Agréable à conduire
- Un couple vif dans les 2000-3500 tr/min
- Une progression douce sur l'accélérateur

Il faut choisir un SU HS6 (ou HIF4), les SU sont cohérents avec un moteur fast road, ils gardent le couple bas régime et s'adaptant bien aux modifications. Ils ont aussi l'avantage d'être simples à régler, meilleurs sur route et plus dociles à l'usage.

Si on veut un moteur :

- Plus puissant au-delà des 4000-4500 tr/min
- Une meilleure réponse à l'accélérateur
- Une ambition sportive légère

Il faut choisir des Weber DCOE (40 ou 45), les Weber sont plus pointus mais permettent un remplissage supérieur à haut régime surtout avec un AAC sport, des conduits soignés, et de grosses soupapes. Ils se marient bien avec un moteur qui respire mieux, ce qui est typique d'un fast-road modérément poussé.

Exemple concret pour une TR4A Fast-Road

Escalier d'évolution	Carbu recommandé
Léger + agréable	2 x SU HS6
Sport-route équilibré	2 x Weber 40 DCOE
Sport / piste légère	2 x Weber 45 DCOE



Quelques conseils de réglage

Pour les SU

- Vérifier la régénération du piston (ressort & piston lisse)
- Régler les gicleurs progressivement
- Synchronisation des deux carburateurs est essentiel

Pour les Weber

- Installer avec plénum d'équilibrage
- Attention à la hauteur des venturis (courts ou long)
- Travailler la mise au point d'avance et richesse (gicleurs, butées)

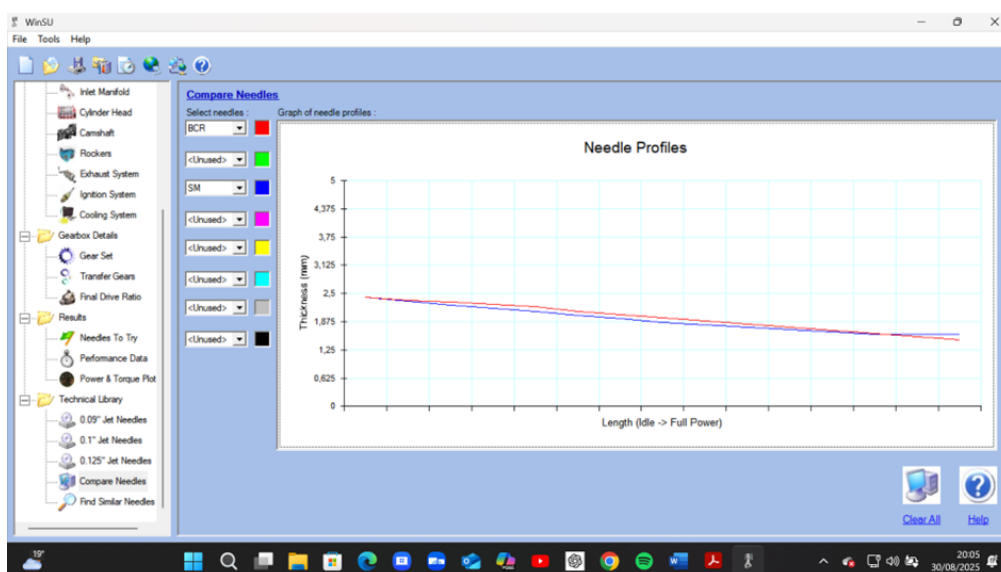
En termes de PME cible :

- Avec SU, une PME de **~5,0–5,3 bars** est réaliste familier
- Avec Weber + AAC + grosses soupapes, on peut viser **~5,5+ bars** à régime plus élevé

Si on choisit SU HS6 (carburateurs d'origine ou améliorés)

Élément	Valeur typique	Remarques
Aiguille	SM – RH – BDR – BAP -TS	Le choix est large à vous de tester
Ressort d'aiguille	Standard (rouge) ou jaune	Pour route dynamique

Il existe + de 600 types d'aiguilles, à vous de choisir, cependant il existe un logiciel pour calculer votre besoin WINSU, je vous le conseil il est très bien fait pour 18£ il est indispensable.



Si on choisit des Weber DCOE (par exemple DCOE 40 ou 45)

Les Weber sont désignés par *jeux gicleurs / puits d'aiguille*.

► Base recommandée (Weber 40 DCOE)

Élément	Valeur / Réf	Pourquoi
Gicleur principal (Air corrector)	135 – 140	Sport-road typique
Gicleur principal (Fuel)	120 – 126	Bon départ, ajustable
Tube d'émulsion	F16	Progressivité route
Richesse ralenti	0.030 – 0.035	Selon température
Gicleur de ralenti	0.028 – 0.030	Ajuste bas régime
Gicleur accélérateur	Standard	Ajustements mineurs possibles
Buses venturi	1¼" (31.75 mm)	Taille équilibre couple/puissance

Commencer par des gicleurs de 120/135, puis enrichir si le moteur chauffe ou cliquette.

Conseils de réglage de base

- Toujours régler un carburateur **un à un** à l'air libre avant synchro.
- Toujours vérifier la **température** du moteur pour qu'elle soit stable avant finalisation.
- Vérifier la couleur des **fumées d'échappement** pour affiner l'air.
- Vérifier l'état des bougies après réglage (voir la documentation sur les bougies sur le site du trgarage.fr).

Exemples de problèmes de réglage :

Avec des SU HS6

- Mauvaise réponse 1200–2000 → aiguille trop basse → vérifier sa position
- Tendance **riche** en haut régime → réduire gicleur principal
- Fumée noirâtre → **trop riche** → réduire gicleur
- Cognements/cliquetis → **trop pauvre** → enrichir

Avec des Weber DCOE

- Sauts en accélération → puce de progression à revoir
- Sursauts 2000–3000 → Tube émulsion à valider
- AFR (air-essence) trop faible (>14:1) → enrichir air corrector
- AFR trop riche (<11:1) → augmenter air

Budget à prévoir pour le passage en moteur fast road

Voilà la fin de notre voyage à travers les arcanes du moteur à explosion, modèle Standard Triumph de 2138 cm³. L'heure est venue de dresser l'inventaire, de compter les pièces et d'évaluer le tribut que réclame cette aventure nommée « Fast Road ». Les distributeurs, proposent une myriade de composants, chacun promettant monts et merveilles à qui saura les choisir avec discernement. Moss, Overdrive, Betaset, Rimmer Bros, Révington TR, ARP, autant de noms qui résonnent comme des promesses de performance et d'excellence. Mais la route vers la préparation idéale est jalonnée de choix et chaque décision façonne le destin mécanique de votre monture. La facture, parfois, atteint des sommets inaccessibles pour le commun des mortels, rappelant à l'apprenti sorcier que la passion a un prix et que la maîtrise du budget est l'ultime épreuve du préparateur. Ainsi, vous seul êtes maître du jeu, à vous de peser chaque option, de comparer, de négocier et de décider du degré d'engagement que vous souhaitez offrir à votre mécanique. Car, au bout du compte, la préparation d'un moteur n'est pas seulement une affaire de puissance ou de vitesse, c'est une quête de justesse, d'équilibre et d'harmonie, où chaque pièce, chaque réglage, chaque choix participe à l'écriture d'une musique unique, celle de votre bolide, celle de votre passion.

Pièce	Référence	Fournisseur	Prix
AAC fast road	TT1004N	Moss	483,24 €
Usinage culasse origine			1200,00 €
Grosse soupapes	TT1135 - 1134	Moss	560,00 €
Guides de soupapes en bronze	TT1419	Moss	78,72 €
Jeu de ressorts	TT11007	Moss	60,00 €
Kit chemises/Pistons Forgés 87mm Mahle	TR 5087	Betaset	1480,00 €
Usinage/ équilibrage vilebrequin			500,00 €
Joint de culasse acier	CM 1006	Betaset	70,00 €
Carb Weber DCOE 40	BET 201-40	Betaset	2530,00 €
Kit goujons ARP	TT 1164	Betaset	243,00 €
Kit de conversion joint spi	TT 1032	Betaset	97,50 €
Volant moteur allégé	VM-TR4C	Betaset	672,00€
Pignon vernier	TT1125	Betaset	160,20€
Jeu de coussinet	Complet	Betaset	200,00 €
Kit filtre à huile KN		Moss	180,00 €
Kit complet joint performance	GEG178-COMP	Betaset	170,0€

Voilà en gros, vous avez le choix entre remplacer la culasse complète ou préparer la vôtre à voir, certaines pièces ne sont pas listées, il faudra les prévoir au fur et à mesure du démontage et remplacer les pièces usées. Le montant total de la préparation s'élève à environ : 8500,00€ le tout sans la main d'œuvre. Pour gagner environ 35cv, à méditer...



Epilogue

Me voici arrivé au terme de mes élucubrations mécaniques, l'esprit aussi essoré qu'un vieux linge mal rincé, mais ravi d'avoir enfin percé les arcanes de ces calculs dignes d'un sorcier du piston. Après avoir jonglé avec les formules et dompté les chiffres, une vérité s'impose, implacable : vouloir transformer son moteur pour briller en rallye de régularité, c'est un peu comme vouloir chausser des crampons pour jouer aux échecs, l'effort est louable, mais l'effet... discutable.

Car, à trop vouloir grappiller des yearlings, on finit par sacrifier le couple, ce fidèle destrier qui vous tire d'affaire à chaque épingle serrée. Le gain ? Néant, si ce n'est celui de flatter son ego de bricoleur du dimanche. Moralité, mieux vaut investir dans un trip master flambant neuf et s'initier à l'art subtil du chronométrage, plutôt que de transformer son garage en laboratoire Motorsport.

Avant de refermer ce chapitre, il convient de rappeler, tel un avertissement murmuré à l'oreille du passionné, que la quête de performance ne saurait se résumer à la seule modification du moteur. Car dans cette métamorphose où l'automobile ordinaire aspire à devenir bête de course, chaque organe, châssis, transmission, freins, pont compose la partition d'une même chanson. Vouloir exalter la puissance sans embrasser la complexité de l'ensemble, c'est s'aventurer, tel un apprenti sorcier, sur des terres où l'ignorance se paie cher. Combien se sont-ils mordus les doigts d'avoir négligé l'essentiel ? Car au cœur de cette transformation, la sécurité demeure le socle sur lequel tout exploit véritable doit reposer. Dans cet article, nous n'avons volontairement pas abordé le rapport poids/puissance, pourtant fondamental dans toute démarche de préparation performante. Faire l'impasse sur ce paramètre, c'est en réalité se tromper d'orientation, car la puissance seule n'a que peu de sens si elle n'est pas mise en perspective avec la masse à déplacer. L'objectif final de toute préparation qu'elle soit moteur, châssis ou transmission reste inchangé : déplacer une masse donnée le plus rapidement et le plus efficacement possible. Or, à puissance égale, un véhicule plus léger accélérera plus fort, freinera plus court et sollicitera moins ses composants mécaniques. À l'inverse, chercher à augmenter la puissance sans maîtriser le poids conduit souvent à une escalade coûteuse, complexe et parfois contre-productive en termes de fiabilité.

Le rapport poids/puissance influence directement :

- L'accélération,
- La capacité de reprise,
- Le comportement dynamique,
- La gestion thermique,
- Et même la longévité du moteur et de la transmission.

Dans une approche rationnelle de la préparation, alléger intelligemment peut parfois apporter autant voire plus de gains réels qu'une augmentation significative de la puissance du moteur. La réduction des masses non suspendues, l'optimisation des périphériques, le choix des matériaux ou suppression d'éléments superflus sont autant de leviers souvent sous-estimés. Cependant, ce sujet mérite une analyse à part entière, tant il touche à des domaines variés, physique du mouvement, compromis châssis/moteur, réglementation, usage visé (route, piste, endurance, drag, etc.). C'est pourquoi nous y reviendrons plus en détail dans un article dédié, afin de comprendre comment le poids et la puissance doivent être pensés ensemble et non comme des paramètres indépendants. Pour ma part, j'ai rangé



mes clés impériales et sorti le chrono, à défaut de gagner en puissance, je gagnerai peut-être en précision... et en tranquillité d'esprit lors du prochain repas avec mes amis les mécaniciens de comptoir.

