



ÉTUDE PAR SIMULATION 0D DES SYSTEMES THERMIQUES DU GROUPE MOTOPROPULSEUR ET DE L'HABITACLE D'UN VEHICULE AUTOMOBILE EN VUE DE REDUIRE SA CONSOMMATION DE CARBURANT

S. Saab

► To cite this version:

S. Saab. ÉTUDE PAR SIMULATION 0D DES SYSTEMES THERMIQUES DU GROUPE MOTOPROPULSEUR ET DE L'HABITACLE D'UN VEHICULE AUTOMOBILE EN VUE DE REDUIRE SA CONSOMMATION DE CARBURANT. Milieux fluides et réactifs. Ecole Centrale de Nantes (ECN), 2014. Français. NNT: . tel-01212357v2

HAL Id: tel-01212357

<https://hal.science/tel-01212357v2>

Submitted on 7 Oct 2015

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Ecole Centrale de Nantes

ÉCOLE DOCTORALE

Science Pour l'Ingénieur Géosciences Architecture - SPIGA

Année 2014

Thèse de DOCTORAT

DISCIPLINE : SCIENCES POUR L'INGENIEUR

SPECIALITE : ÉNERGETIQUE, THERMIQUE ET COMBUSTION

Présentée et soutenue publiquement par :

SAMER SAAB

le 17 janvier 2014
à l'Ecole Centrale de Nantes

TITRE

**ÉTUDE PAR SIMULATION 0D DES SYSTEMES THERMIQUES DU GROUPE MOTOPROPULSEUR ET DE L'HABITACLE D'UN
VEHICULE AUTOMOBILE EN VUE DE REDUIRE SA CONSOMMATION DE CARBURANT**

JURY

Président :	M. DESMET Bernard	Professeur - TEMPO (Thermique, Écoulement Mécanique matériaux mise en forme PrOduction) Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis, Le Mont Houy, 59313 Valenciennes Cedex 9
Rapporteurs :	M. HIGELIN Pascal	Professeur - ECM (Énergie Combustion Moteurs), Université d'Orléans, 8 rue Léonard de Vinci, 45072 Orléans
	M. STOUFFS Pascal	Professeur - LATEP (Laboratoire de Thermique, Énergétique et Procédés), Université de Pau et des Pays de l'Adour, Rue Jules Ferry - Bat. D'Alembert, 64075 Pau
Examineurs :	M. CHARBONNELLE François	Ingénieur, Chef de projet - Valeo Systèmes Thermiques, 8 Rue Louis Lormand 78320 La Verrière
	M. HETET Jean-François	Professeur - LMF (Laboratoire de Mécanique des Fluides) CNRS UMR 6598, Ecole Centrale de Nantes, 1 rue de la Noë, 44321 Nantes Cedex 3
	M. MAIBOOM Alain	Maître de Conférences - LMF (Laboratoire de Mécanique des Fluides) CNRS UMR 6598, Ecole Centrale de Nantes, 1 rue de la Noë, 44321 Nantes Cedex 3

Directeur de thèse : **Jean-François HETET, Professeur**
Laboratoire : LHEEA, CNRS UMR 6598, Ecole Centrale de Nantes
Co-encadrant : **Alain MAIBOOM**, Maître de conférences
Laboratoire : LHEEA, CNRS UMR 6598, Ecole Centrale de Nantes

TABLE DES MATIERES

	Page
INTRODUCTION GÉNÉRALE	1
CHAPITRE 1 ÉTUDE BIBLIOGRAPHIQUE	3
1.1. LE CONTEXTE DE L'ÉTUDE	4
1.1.1. <i>Les Réserves de Pétrole</i>	4
1.1.2. <i>Marché Automobile Croissant</i>	5
1.1.3. <i>Les Produits de la Combustion</i>	6
1.1.4. <i>Les Législations</i>	7
1.1.5. <i>Les Cycles d'Homologation</i>	8
1.1.5.1. États-Unis	8
1.1.5.1.1. FTP 75	9
1.1.5.1.2. HWFET	10
1.1.5.1.3. SFTP US06	11
1.1.5.1.4. SFTP SC03	11
1.1.5.1.5. FTP Froid	12
1.1.5.1.6. Conclusion sur les cycles américains	12
1.1.5.2. Europe	13
1.1.5.2.1. NEDC	13
1.1.5.2.2. Autres cycles européens	14
1.1.5.2.3. Conclusion sur les cycles européens	14
1.1.5.3. International - WLTC	15
1.1.5.4. Conclusion sur les cycles d'homologation	16
1.1.6. <i>Conclusion</i>	17
1.2. GENERALITES SUR LES SYSTEMES THERMIQUES AUTOMOBILES	18
1.2.1. <i>La Puissance à Dissiper</i>	18
1.2.1.1. Refroidissement du moteur	19
1.2.1.1.1. Le radiateur de refroidissement	19
1.2.1.1.2. L'échangeur huile-eau	21
1.2.1.2. Refroidissement de l'air de suralimentation	22
1.2.1.2.1. La suralimentation	22
1.2.1.2.2. Le refroidisseur d'air suralimenté	23
1.2.1.3. Exhaust Gas Recirculation - EGR	25
1.2.1.3.1. Le taux d'EGR et les émissions	25
1.2.1.3.2. Le refroidisseur EGR	27
1.2.1.4. La climatisation de l'habitacle	29
1.2.1.4.1. La boucle de climatisation	29
1.2.1.4.2. Les variantes de la boucle	30
1.2.1.4.3. Le condenseur et la puissance à évacuer	31
1.2.1.5. Autres systèmes thermiques	34
1.2.1.6. Conclusion sur la puissance à dissiper	34
1.2.2. <i>Architectures de Refroidissement</i>	34
1.2.2.1. Architectures hydrauliques	35
1.2.2.2. Architectures aérauliques	36
1.2.2.2.1. Buse du ventilateur	36
1.2.2.2.2. Positionnement des échangeurs ou module de refroidissement	38
1.2.2.3. Conclusion sur les architectures de refroidissement	40
1.2.3. <i>Évolution des Systèmes Thermiques</i>	40
1.2.3.1. Contrôle de la température	40
1.2.3.1.1. Ouverture du thermostat	41

1.2.3.1.2.	Split Cooling	42
1.2.3.2.	Actionneurs électriques	43
1.2.3.2.1.	Vanne de contrôle électrique	43
1.2.3.2.2.	THEMIS TM	44
1.2.3.2.3.	Pompe à eau électrique	45
1.2.3.3.	UltimateCooling TM	47
1.2.3.4.	Stockage thermique	49
1.2.3.4.1.	Stockage sensible	49
1.2.3.4.2.	Stockage latent chaud	51
1.2.3.4.3.	Stockage latent froid	53
1.2.3.5.	Volets pilotés	54
1.2.3.6.	Autres systèmes annexes	56
1.2.3.7.	Conclusion sur l'évolution des systèmes thermiques	57
1.2.4.	<i>Conclusion sur les Systèmes Thermiques Automobiles</i>	58
1.3.	METHODES D'ÉVALUATION DE LA CONSOMMATION LIEE AUX SYSTEMES THERMIQUES	59
1.3.1.	<i>Méthodes Expérimentales</i>	59
1.3.1.1.	Banc moteur	59
1.3.1.2.	Banc à rouleaux	60
1.3.1.3.	Essai sur route	61
1.3.1.4.	Conclusion sur les méthodes expérimentales	62
1.3.2.	<i>Méthodes Numériques</i>	62
1.3.2.1.	Modélisation 2D/3D	62
1.3.2.2.	Les tables de correspondance	63
1.3.2.3.	Modèles empiriques et phénoménologiques OD	64
1.3.2.3.1.	Modèles empiriques	64
1.3.2.3.2.	Modèles phénoménologiques OD	65
1.3.2.4.	Conclusion sur les méthodes numériques	66
1.4.	CONCLUSION DE L'ÉTUDE BIBLIOGRAPHIQUE	67
CHAPITRE 2 DÉVELOPPEMENT DU MODÈLE		69
2.1.	LES CHOIX PREALABLES	70
2.1.1.	<i>Choix du Véhicule</i>	70
2.1.2.	<i>Le Logiciel de Simulation</i>	71
2.2.	LA MODELISATION	72
2.2.1.	<i>Le Moteur du Véhicule</i>	73
2.2.1.1.	Modèle Haute-Fréquence (HF)	73
2.2.1.2.	Modèles réduits	75
2.2.1.2.1.	Modèle simplifié	75
2.2.1.2.2.	Modèle à valeur moyenne	76
2.2.1.2.3.	La réduction du modèle	78
2.2.1.3.	Contrôle du moteur	80
2.2.2.	<i>La Ligne d'Air</i>	81
2.2.2.1.	Les conduits d'air	82
2.2.2.2.	Les vannes	83
2.2.2.3.	Le refroidisseur d'air suralimenté	84
2.2.2.4.	L'échangeur EGR	84
2.2.3.	<i>La Ligne de Puissance</i>	85
2.2.3.1.	Les frottements	86
2.2.3.2.	Accessoires	87
2.2.3.2.1.	Pompe à eau	87
2.2.3.2.2.	Pompe à huile	88
2.2.3.2.3.	Le compresseur de climatisation	89
2.2.3.3.	Le système électrique	91
2.2.3.3.1.	L'alternateur	92
2.2.3.3.2.	La batterie	93
2.2.3.3.3.	Le démarreur	94
2.2.3.3.4.	Les consommateurs électriques	94

2.2.3.4.	Le mouvement – Modèle du véhicule	96
2.2.4.	<i>La Ligne Thermique</i>	97
2.2.4.1.	Les sources de chaleur et les masses métalliques.....	98
2.2.4.2.	Le système de lubrification	101
2.2.4.2.1.	Modélisation hydraulique.....	101
2.2.4.2.2.	Modélisation thermique	104
2.2.4.3.	Le système de refroidissement	106
2.2.4.3.1.	Modélisation hydraulique.....	107
2.2.4.3.2.	Modélisation thermique	108
2.2.5.	<i>L'Habitacle et la Climatisation</i>	111
2.2.5.1.	L'habitacle	111
2.2.5.2.	La boucle de climatisation.....	112
2.2.5.2.1.	Modélisation du circuit frigorifique	113
2.2.5.2.2.	Modélisation aéraulique	116
2.2.5.2.3.	Modélisation thermique	117
2.2.6.	<i>La Face-Avant</i>	118
2.2.6.1.	La vitesse d'air de refroidissement	119
2.2.6.1.1.	Le coefficient de pression	119
2.2.6.1.2.	Le ventilateur	121
2.2.6.1.3.	Discrétisation des passages	122
2.2.6.2.	Impact sur la traînée aérodynamique	123
2.3.	CONCLUSION	124
CHAPITRE 3 IMPACT DE L'OUVERTURE D'AIR		125
3.1.	METHODES D'ÉVALUATION DE L'IMPACT.....	126
3.1.1.	<i>Méthodes pour calculer le coefficient de traînée</i>	126
3.1.2.	<i>Méthodes pour calculer la vitesse d'air</i>	127
3.2.	PREPARATION ET DEROULEMENT DES ESSAIS	129
3.2.1.	<i>Les Équipements</i>	129
3.2.2.	<i>Les Configurations Testées</i>	131
3.2.3.	<i>La Procédure des Essais</i>	132
3.3.	LE POST-TRAITEMENT DES RESULTATS	134
3.3.1.	<i>Le Post-Traitement des Essais « Coastdown »</i>	134
3.3.1.1.	Éléments théoriques de la méthode « Coastdown »	134
3.3.1.2.	Méthodes de post-traitement.....	135
3.3.1.2.1.	La méthode semi-analytique	136
3.3.1.2.2.	La méthode des différences finies	137
3.3.1.2.3.	La méthode d'intégration	138
3.3.1.3.	Comparaison des résultats.....	139
3.3.2.	<i>Le Post-Traitement des Essais Thermiques</i>	140
3.3.2.1.	Les formules nécessaires pour le post-traitement	141
3.3.2.2.	Méthode de post-traitement	142
3.3.2.3.	Les résultats des essais thermiques	144
3.4.	CONCLUSIONS DES ESSAIS	147
CHAPITRE 4 ÉTUDE DES NOUVELLES ARCHITECTURES DES SYSTÈMES THERMIQUES		149
4.1.	VALIDATION DU MODELE	150
4.1.1.	<i>Réponse du Modèle</i>	150
4.1.2.	<i>Validation des Débits</i>	151
4.1.2.1.	Débit d'air frais dans le moteur.....	151
4.1.2.2.	Débit de liquide de refroidissement.....	152
4.1.3.	<i>Validation Thermique</i>	153
4.1.3.1.	Température d'air en sortie compresseur	153

4.1.3.2.	Température d'eau et d'huile moteur	155
4.1.3.3.	Boucle de Climatisation	156
4.1.4.	Vérification de la Consommation Horaire Instantanée.....	158
4.1.5.	Critiques	159
4.2.	VERIFICATION AVEC LA LITTERATURE.....	161
4.2.1.	Surconsommation Suite à un Démarrage Froid	161
4.2.2.	Température de l'Huile et du Liquide de Refroidissement	162
4.3.	SURCONSOMMATION DUE A L'UTILISATION DE LA CLIMATISATION	165
4.3.1.	Surconsommation sur des Points Stabilisés	165
4.3.1.1.	Présentation du Protocole de l'ACEA.....	165
4.3.1.2.	Résultats des Simulations	167
4.3.1.2.1.	Calcul de la consommation	168
4.3.1.2.2.	Performances de la climatisation	170
4.3.1.2.3.	Impact sur le moteur	173
4.3.1.3.	Conclusion des simulations stabilisés ACEA.....	175
4.3.2.	Surconsommation sur le Cycle NEDC	175
4.3.2.1.	Conditions des simulations	175
4.3.2.1.1.	Débit d'air régulé	176
4.3.2.1.2.	Débit d'air constant	176
4.3.2.2.	Performances de la climatisation et impact des conditions dans l'habitacle.....	177
4.3.2.3.	Impact sur moteur	180
4.3.2.4.	Surconsommation liée à la climatisation	185
4.3.3.	Surconsommation sur le Cycle SFTP SC03	186
4.3.4.	Surconsommation sur le Cycle WLTC	188
4.3.5.	Conclusions Sur la Surconsommation de la Climatisation.....	189
4.4.	LES VOILETS D'AIR EN FACE-AVANT	190
4.4.1.	Impact sur la Force de Résistance	190
4.4.2.	Impact sur les Systèmes Thermiques et la Consommation	191
4.4.2.1.	Sans climatisation	192
4.4.2.1.1.	Étude sur le cycle NEDC	192
4.4.2.1.2.	Un point du cycle NEDC	197
4.4.2.1.3.	Étude sur le cycle WLTC.....	199
4.4.2.2.	Avec climatisation	200
4.4.2.2.1.	Étude sur le cycle NEDC	200
4.4.2.2.2.	Un point du cycle NEDC	208
4.4.2.2.3.	Étude sur le cycle WLTC.....	212
4.4.3.	Conclusions sur les Volets d'Air.....	214
4.5.	LE REFRIGÉREUR D'AIR SURALIMENTÉ REFRIGÉRIÉ À L'EAU	215
4.5.1.	Modification Due au WCAC.....	215
4.5.2.	Impact sur les Performances.....	217
4.5.3.	Impact sur la Consommation	221
4.5.4.	Conclusions sur le Refroidisseur d'Air Suralimenté Refroidi à l'Eau	226
4.6.	CONCLUSIONS.....	227
CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES.....		229
LISTE DES PUBLICATIONS		232
BIBLIOGRAPHIE.....		234
ANNEXE : ÉTUDE ANALYTIQUE DE L'INFLUENCE DE L'OUVERTURE D'AIR SUR LA TRAÎNÉE AÉRODYNAMIQUE		244

TABLE DES FIGURES

	Page
FIGURE 1-1: LA DISTRIBUTION DES RESERVES DE PETROLE EN BARILS ET NOMBRE D'ANNEES DANS LES REGIONS DU MONDE A LA FIN DE L'AN 2012 (2).....	4
FIGURE 1-2: ÉVOLUTION DES VENTES DES VOITURES DANS LE MONDE ENTRE 2005 ET 2012 (4)	5
FIGURE 1-3 : CYCLE FTP75 POUR LES FAIBLES VITESSES	9
FIGURE 1-4 : CYCLE HWFET POUR LES VITESSES MOYENNES	10
FIGURE 1-5: CYCLE SFTP US06	11
FIGURE 1-6: CYCLE SFTP SC03	11
FIGURE 1-7: CYCLE NEDC	13
FIGURE 1-8: CYCLE WLTC - CLASSE 3	15
FIGURE 1-9: SCHEMATISATION DES TRANSFERTS D'ENERGIE EN REGIME TRANSITOIRE (CYCLE ECE ET EUDC) (11)	19
FIGURE 1-10: LES PRINCIPALES TECHNOLOGIES DES RADIATEURS.....	20
FIGURE 1-11: GEOMETRIE D'UN ECHANGEUR HUILE-EAU FLASQUE CIRCULAIRE TYPE « DONUT »	22
FIGURE 1-12 : TURBOCOMPRESSEUR AVEC WASTEGATE (14).....	23
FIGURE 1-13 : A) RAS TUBES-INTERCALAIRES (17) B) RAS A PLAQUES (SOURCE VALEO).....	25
FIGURE 1-14 : EGR-HP ET EGR-BP SUR LA BOUCLE D'AIR (SOURCE VALEO)	26
FIGURE 1-15 : ÉVOLUTION DES PUISSANCES EVACUEES PAR LES REFROIDISSEURS EGR AVEC LES NORMES EURO (VALEO).....	28
FIGURE 1-16 : REFROIDISSEUR EGR (VALEO)	28
FIGURE 1-17 : TUBES ONDULES UTILISES DANS LES REFROIDISSEURS EGR (VALEO)	28
FIGURE 1-18: CYCLE THEORIQUE ET REEL SUR DIAGRAMME DE MOLLIER DE LA BOUCLE DE CLIMATISATION UTILISANT R-134A COMME FLUIDE	30
FIGURE 1-19 : DEUX TYPES DE BOUCLE DE CLIMATISATION UTILISES DANS L'AUTOMOBILE	31
FIGURE 1-20 : DEUX TECHNOLOGIES DE CONDENSEURS	33
FIGURE 1-21 : CONDENSEUR A PLAQUE AVEC BOUTEILLE INTEGREE (SOURCE VALEO).....	33
FIGURE 1-22 : DIFFERENTES CONFIGURATIONS POSSIBLES DES BOUCLES A BASSE TEMPERATURE (34)	36
FIGURE 1-23 : LES TROIS TYPES DES BUSES DE VENTILATEURS (SCHEMAS INSPIRE DE L'ARTICLE D'AP (35))	37
FIGURE 1-24 : LE COEFFICIENT D'ADAPTATION AVEC LE VENTILATEUR EN MARCHÉ OU EN ARRÊT (36).....	37
FIGURE 1-25 : VOILETS DYNAMIQUES SUR LA BUSE D'UN VOLKSWAGEN TOUAREG 3.0 TDi (2010) (37).....	38
FIGURE 1-26 : DIFFERENTES ARCHITECTURES DE MODULES DE REFROIDISSEMENT EN VUE DE FACE ET DE PROFIL.	39
FIGURE 1-27 : DIFFERENTS REGIMES DE LUBRIFICATION DANS LE MOTEUR PLACES SUR LA COURBE DE STRIBECK (45)	41
FIGURE 1-28 : UN SYSTEME DE REFROIDISSEMENT « SPLIT COOLING » PRESENTE PAR FEV (47)	42
FIGURE 1-29: SCHEMATISATION DU CIRCUIT DE REFROIDISSEMENT CONTENANT LA VANNE THEMIS™ (SOURCE VALEO)	44
FIGURE 1-30 : L'ARCHITECTURE DU SYSTEME ULTIMATECOOLING™ INSTALLE SUR UNE MERCEDES C220 CDI (33)	47
FIGURE 1-31 : MOTEUR VOLKSWAGEN 1.4 TSI 90 kW, WCAC INTEGRE DANS LE REPARTITEUR D'ADMISSION, EN VERT LE REFROIDISSEMENT DU WCAC, ROUGE ET BLEU LA CIRCULATION D'AIR SURALIMENTE (55).....	48
FIGURE 1-32 : CONSOMMATION MESUREE SUR LA FIAT 500 AVEC ET SANS LE SYSTEME EQUIVALENT A ULTIMATECOOLING™ (30)	48
FIGURE 1-33 : A. UNE SCHEMATISATION DE L'INTEGRATION DU VASE DE STOCKAGE DANS LE CIRCUIT DE REFROIDISSEMENT B. COMPARAISON DE CONSOMMATION AVEC ET SANS VASE DE STOCKAGE (IET) SUR UN CYCLE NEDC (59)	51
FIGURE 1-34 : ENTHALPIES DE CHANGEMENT DE PHASE DE QUELQUES MCP EN FONCTION DE LEURS TEMPERATURES DE FUSION (61)	52
FIGURE 1-35 : LA TEMPERATURE DU LIQUIDE DE REFROIDISSEMENT POUR DIVERS CONFIGURATIONS SIMULES PAR KIM ET AL. (61)	53
FIGURE 1-36 : LE SYSTEME DE VOILETS ACTIONNES SUR LA HYUNDAI SONATA (69).	55
FIGURE 1-37 : LE SYSTEME DE VOILETS ACTIONNES SUR LA MERCEDES M-CLASS 350 BLUEtec (2012).....	55
FIGURE 1-38 : GAIN EN CONSOMMATION CALCULE PAR BÜRGIN EN ENCAPSULANT LE SOUS-CAPOT DU MOTEUR (70)	57
FIGURE 1-39 : REPRESENTATION DU VEHICULE SUR LE BANC A ROULEAUX DANS UN CENTRE D'HOMOLOGATION (76)	60
FIGURE 1-40 : RESULTATS DE CALCULS CFD 3D EFFECTUES PAR KNAUS H. ET AL (82) POUR SIMULER L'AIR DANS LE SOUS- CAPOT.....	63

FIGURE 1-41 : EXEMPLE DE MODELISATION PAR TABLE DE CORRESPONDANCE : A) DEBIT EN FONCTION DE LA POSITION D'UNE VANNE (83) B) PUISSANCE ECHANGEES ENTRE LES GAZ ET LA PAROI DES CYLINDRES (49)	64
FIGURE 1-42 : COMPARAISON DE DEUX METHODES EMPIRIQUES AUX RESULTATS EXPERIMENTAUX (88)	65
FIGURE 2-1 : L'APPROCHE DE LA MODELISATION	72
FIGURE 2-2 : MODELE HAUTE-FREQUENCE DU MOTEUR	74
FIGURE 2-3 : MODELE SIMPLIFIE DU MOTEUR	75
FIGURE 2-4 : MODELE DU MOTEUR A VALEUR MOYENNE	77
FIGURE 2-5 : VALEURS INSTANTANEEES ET MOYENNE DU DEBIT D'AIR EN FONCTION DE LA ROTATION DU VILEBREQUIN	79
FIGURE 2-6 : LE MODELE REDUIT DU MOTEUR	79
FIGURE 2-7 : STRATEGIE DU CONTROLE DU MOTEUR	80
FIGURE 2-8 : SCHEMATISATION DE LA LIGNE D'AIR DU MOTEUR MERCEDES OM611 (98)	81
FIGURE 2-9 : PERTE DE CHARGE DU REFROIDISSEUR D'AIR SURALIMENTE.	84
FIGURE 2-10 : PERFORMANCES THERMIQUES DE L'ECHANGEUR EGR.	85
FIGURE 2-11 : SCHEMATISATION DE LA LIGNE DE PUISSANCE	85
FIGURE 2-12 : COURBES CARACTERISTIQUES DE LA POMPE A EAU	88
FIGURE 2-13 : PLUSIEURS TYPES DE POMPES A HUILE (111)	88
FIGURE 2-14 : PLUSIEURS TECHNOLOGIES DE COMPRESSEURS DE CLIMATISATION (SOURCE VALEO)	90
FIGURE 2-15 : SCHEMATISATION DU SYSTEME ELECTRIQUE SUR LES VOITURES	91
FIGURE 2-16 : LIMITES DE FONCTIONNEMENT DE L'ALTERNATEUR (SOURCE : AMESIM HELP)	92
FIGURE 2-17 : SCHEMATISATION DE L'EQUIVALENT ELECTRIQUE DE LA BATTERIE (SOURCE : AMESIM HELP)	94
FIGURE 2-18 : STRATEGIE DE CONTROLE DU VENTILATEUR	95
FIGURE 2-19 : REPRESENTATION DES FORCES AGISSANTES SUR LE VEHICULE	96
FIGURE 2-20 : SCHEMATISATION DE LA LIGNE THERMIQUE	98
FIGURE 2-21 : SCHEMATISATION DES ECHANGES THERMIQUES AU NIVEAU DES PIECES METALLIQUES DU MOTEUR	99
FIGURE 2-22 : SCHEMATISATION DES ECHANGES PAR CONDUCTION ENTRE DEUX PIECES METALLIQUES DU MOTEUR	100
FIGURE 2-23 : CIRCUIT D'HUILE MOTEUR MODELISE	102
FIGURE 2-24 : ABAQUES DE NIKURADSE	104
FIGURE 2-25 : CARTOGRAPHIE DE LA PUISSANCE DE L'ECHANGEUR HUILE/LIQUIDE	105
FIGURE 2-26 : CIRCUIT DE REFROIDISSEMENT MODELISE	106
FIGURE 2-27 : OUVERTURE ET FERMETURE DU THERMOSTAT (EXPERIMENTALE ET MODELISATION)	107
FIGURE 2-28 : SCHEMATISATION DES ECHANGES THERMIQUES DANS UN RADIATEUR	109
FIGURE 2-29 : OUTIL POUR CALCULER LES COEFFICIENTS SERVANT A MODELISER LES ECHANGEURS	110
FIGURE 2-30 : SCHEMATISATION DU FLUX DE LA PUISSANCE DANS L'HABITACLE ET LE SYSTEME DE CLIMATISATION	111
FIGURE 2-31 : SYSTEME DE CLIMATISATION MODELISE	112
FIGURE 2-32 : COMPARAISON DES DIFFERENTES CORRELATIONS DE PERTE DE CHARGE AVEC LES VALEURS EXPERIMENTALES SUR LE CONDENSEUR	114
FIGURE 2-33 : MODELE DE LA BOUCLE DE CLIMATISATION CONSTRUIT SOUS AMESIM	115
FIGURE 2-34 : DETERMINATION DE LA CHARGE DE REFRIGERANT DANS LA BOUCLE	116
FIGURE 2-35 : SCHEMATISATION DES FLUX DE PUISSANCE DANS LES DIFFERENTS PASSAGES D'AIR DANS LA FACE-AVANT	119
FIGURE 2-36 : LES LIGNES DE COURANT EN FACE-AVANT DU VEHICULE (SOURCE HELP DE KULI, MODIFIE)	120
FIGURE 2-37 : COURBE DE L'APPORT DE PRESSION PAR LE VENTILATEUR EN FONCTION DU DEBIT D'AIR	121
FIGURE 2-38 : SCHEMATISATION ECHANGEURS DANS LA FACE-AVANT	122
FIGURE 3-1 : VEHICULE EQUIPE D'UN ANEMOMETRE POUR LES ESSAIS « COASTDOWN »	127
FIGURE 3-2 : LE VEHICULE D'ESSAI EQUIPE DU CAPTEUR OPTIQUE DE VITESSE POUR LES ESSAIS « COASTDOWN »	129
FIGURE 3-3 : LES ECHANGEURS PRESENTS SUR LE VEHICULE D'ESSAI	130
FIGURE 3-4 : PLUSIEURS CONFIGURATIONS TESTEES.	131
FIGURE 3-5 : LES PISTES DISPONIBLES DANS LE CENTRE D'ESSAIS	132
FIGURE 3-6 : ÉLIMINATION DES BRUITS DE HAUTE FREQUENCE DES RESULTATS DES ESSAIS	135
FIGURE 3-7 : COURBE COMPLETE DE LA DECELERATION EN VERSION DE BASE	136
FIGURE 3-8 : LA VITESSE EN FONCTION DU TEMPS SOUS FORME D'UN POLYNOME DE DEGRE 4.	136
FIGURE 3-9 : DETERMINATION DES 3 COEFFICIENTS PAR LA METHODE SEMI-ANALYTIQUE.	137
FIGURE 3-10 : DETERMINATION DES 3 COEFFICIENTS PAR LA METHODE DES DIFFERENCES FINIES AVEC UN FILTRE DOUBLE.	138
FIGURE 3-11 : IMPACT DE LA FERMETURE DE LA SURFACE D'ENTREE D'AIR DANS LE SOUS-CAPOT SUR LE COEFFICIENT DE TRAINEE.	140
FIGURE 3-12 : EXEMPLE DE LA PUISSANCE DISSIPÉE DANS LES PARTIES DU RADIATEUR HAUTE TEMPERATURE A 100KM/H.	142
FIGURE 3-13 : EXEMPLE DE LA PUISSANCE DISSIPÉE DANS LES PARTIES DU RADIATEUR BASSE TEMPERATURE A 100KM/H.	143
FIGURE 3-14 : MODELE UTILISE DU SYSTEME DE REFROIDISSEMENT POUR LA DETERMINATION DE LA VITESSE D'AIR	143

FIGURE 3-15 : LES PASSAGES D’AIR MODELISES DANS LE SOUS-CAPOT.....	144
FIGURE 3-16 : LA DISTRIBUTION DE LA VITESSE LOCALE D’AIR SUR CHACUNE DES SECTIONS ELEMENTAIRES 18 POUR LA CONFIGURATION AVEC 50% DE LA SURFACE OUVERTE.	145
FIGURE 3-17 : LA VITESSE D’AIR MOYENNE DANS LE RADIATEUR EN FONCTION DE LA VITESSE DU VEHICULE POUR DIFFERENTES CONFIGURATIONS.	146
FIGURE 3-18 : REDUCTION DE LA VITESSE D’AIR EN FERMANT LA SURFACE DE PASSAGE DANS LA FACE-AVANT.	146
FIGURE 4-1 : CAPACITE DU MODELE DU CONDUCTEUR A SUIVRE LE CYCLE NEDC.	150
FIGURE 4-2 : VALIDATION DU DEBIT D’AIR SIMULE ET EXPERIMENTAL SUR LE CYCLE NEDC.	151
FIGURE 4-3 : DEBITS DU LIQUIDE DE REFROIDISSEMENT DANS LES DIFFERENTES BRANCHES DU CIRCUIT EN FONCTION DE LA POSITION DU THERMOSTAT ET A UNE VITESSE DE 6000 RPM DE LA POMPE.	152
FIGURE 4-4 : MODELISATION DES TRANSFERTS THERMIQUES DANS NIVEAU DU TURBOCOMPRESSEUR.....	154
FIGURE 4-5 : VALIDATION DE LA TEMPERATURE D’AIR SIMULE ET EXPERIMENTAL SUR LE CYCLE NEDC.....	154
FIGURE 4-6 : VALIDATION DE LA MONTEE EN TEMPERATURE DU LIQUIDE DE REFROIDISSEMENT SUR LE CYCLE NEDC.....	155
FIGURE 4-7 : VALIDATION DE LA MONTEE EN TEMPERATURE DE L’HUILE SUR LE CYCLE NEDC.	156
FIGURE 4-8 : COMPARAISON DES PARAMETRES DE LA CLIMATISATION AU COURS DE L’ESSAI « NEVADA ».	157
FIGURE 4-9 : VALIDATION DE LA CONSOMMATION HORAIRE INSTANTANEE SUR UN CYCLE NEDC A 20° C D’AMBIANCE.	159
FIGURE 4-10 : COMPARAISON DE LA TEMPERATURE DES GAZ EGR CYCLE NEDC A 20° C D’AMBIANCE.	160
FIGURE 4-11 : SURCONSOMMATION SUITE A UN DEMARRAGE FROID SUR UN CYCLE NEDC.....	162
FIGURE 4-12 : ÉVOLUTION DU COUPLE DE FROTTEMENT SUR DEUX CYCLES NEDC A LA SUITE ET A DIVERSES TEMPERATURES D’OUVERTURE DE THERMOSTAT.....	163
FIGURE 4-13 : ÉVOLUTION DE LA TEMPERATURE DU LIQUIDE DE REFROIDISSEMENT SUR DEUX CYCLES NEDC A LA SUITE.....	164
FIGURE 4-14 : LES POINTS ACEA POUR EVALUER LA SURCONSOMMATION DE LA CLIMATISATION.....	166
FIGURE 4-15 : SCHEMATISATION DE L’HVAC AVEC LE VOLET DE MIXAGE.	167
FIGURE 4-16 : TEMPERATURES DU LIQUIDE DE REFROIDISSEMENT ET DE L’HUILE MOTEUR STABILISEES A 90 KM/H.	168
FIGURE 4-17 : DEBIT DU LIQUIDE DE REFROIDISSEMENT DANS LE RADIATEUR ET LA POSITION DU THERMOSTAT A 90 KM/H. ..	168
FIGURE 4-18 : TEMPERATURE D’AIR DANS DIFFERENTS ENDROITS DU CIRCUIT POUR DIFFERENTES VITESSES (RALENTI, 50 KM/H ET 100 KM/H).	169
FIGURE 4-19 : REPRESENTATION DES PERFORMANCES DE LA BOUCLE DE CLIMATISATION SUR LE DIAGRAMME DE MOLLIER POUR LES TROIS POINTS SIMULES (RALENTI, 50 KM/H ET 100 KM/H).....	171
FIGURE 4-20 : LA TEMPERATURE ET LE DEBIT D’AIR DE REFROIDISSEMENT EN SORTIE DU CONDENSEUR POUR LES TROIS POINTS DE FONCTIONNEMENT (RALENTI, 50 KM/H ET 100 KM/H).	172
FIGURE 4-21 : LES RENDEMENTS VOLUMETRIQUES ET ISENTROPIQUES DU COMPRESSEUR AINSI QUE SA VITESSE DE ROTATION POUR LES TROIS POINTS DE FONCTIONNEMENT (RALENTI, 50 KM/H ET 100 KM/H).	173
FIGURE 4-22 : SIMULATION DE LA TEMPERATURE DANS L’HABITACLE AU COURS D’UN CYCLE NEDC.	177
FIGURE 4-23 : SIMULATION DU DEBIT D’AIR SOUFFLE DANS L’HABITACLE AU COURS D’UN CYCLE NEDC.	178
FIGURE 4-24 : SIMULATION DE LA PUISSANCE TOTALE ABSORBEE PAR L’EVAPORATEUR AU COURS D’UN CYCLE NEDC.	178
FIGURE 4-25 : SIMULATION DE LA PUISSANCE DU COMPRESSEUR DE CLIMATISATION AU COURS D’UN CYCLE NEDC.	179
FIGURE 4-26 : AUGMENTATION DE LA PRESSION MOYENNE INDIQUEE (PMI) SUITE AU FONCTIONNEMENT DE LA CLIMATISATION.	180
FIGURE 4-27 : SIMULATION DU COUPLE DU COMPRESSEUR ET DE L’ALTERNATEUR AU COURS D’UN CYCLE NDEC.	181
FIGURE 4-28 : SIMULATION DE LA TEMPERATURE D’AIR EN AMONT DES ECHANGEURS POUR UN POINT DONNE DU CYCLE NEDC.	182
FIGURE 4-29 : SIMULATION DE LA TEMPERATURE D’AIR SURALIMENTE EN ENTREE DU MOTEUR AU COURS DU CYCLE NEDC.	182
FIGURE 4-30 : SIMULATION DE LA PRESSION D’AIR SURALIMENTE EN SORTIE DU CAC AU COURS DU CYCLE NEDC.....	183
FIGURE 4-31 : FERMETURE DES AUBES DE LA TURBINE SUITE AU FONCTIONNEMENT DE LA CLIMATISATION SUR LE CYCLE NEDC (1 OUVERTES, 0 FERMEES).	183
FIGURE 4-32 : FERMETURE DE LA VANNE EGR SUITE AU FONCTIONNEMENT DE LA CLIMATISATION SUR LE CYCLE NEDC (1 OUVERTE, 0 FERMEE).	184
FIGURE 4-33 : AUGMENTATION DU TRAVAIL DE POMPAGE DANS LE MOTEUR SUITE AU FONCTIONNEMENT DE LA CLIMATISATION.	184
FIGURE 4-34 : AMELIORATION DU RENDEMENT INDIQUE DU MOTEUR EN AUGMENTANT LA CHARGE SUITE AU FONCTIONNEMENT DE LA CLIMATISATION.....	185
FIGURE 4-35 : SIMULATION DU COUPLE DU COMPRESSEUR ET DE L’ALTERNATEUR AU COURS D’UN CYCLE NDEC.	187
FIGURE 4-36 : COURBES DE LA FORCE DE RESISTANCE TOTALE EN FONCTION DE LA VITESSE POUR DIFFERENTES FERMETURE DU PASSAGE D’AIR DANS LE SOUS-CAPOT.....	191

FIGURE 4-37 : IMPACT DE LA FERMETURE DU PASSAGE D’AIR DANS LE SOUS-CAPOT SUR LA POSITION DU THERMOSTAT (0 COMPLETEMENT FERME ET 1 COMPLETEMENT OUVERT).....	192
FIGURE 4-38 : AUGMENTATION DU DEBIT DU LIQUIDE DE REFROIDISSEMENT EN REDUISANT LA SECTION DE PASSAGE DANS LE SOUS-CAPOT.....	193
FIGURE 4-39 : IMPACT DE LA FERMETURE DU PASSAGE D’AIR DANS LE SOUS-CAPOT SUR LA TEMPERATURE DU LIQUIDE DE REFROIDISSEMENT DANS LE RADIATEUR.	193
FIGURE 4-40 : VITESSE DE ROTATION DU VENTILATEUR POUR LES DIFFERENTES CONFIGURATIONS DE FERMETURE DANS LE SOUS-CAPOT POUR DEUX CYCLES NEDC.....	194
FIGURE 4-41 : IMPACT DE LA FERMETURE DU PASSAGE D’AIR DANS LE SOUS-CAPOT SUR LA TEMPERATURE D’AIR SURALIMENTE.....	194
FIGURE 4-42 : ÉCART SUR LA CONSOMMATION INSTANTANEE PAR RAPPORT A LA VERSION DE BASE (0 % FERMEE).....	195
FIGURE 4-43 : ÉVOLUTION DE LA TEMPERATURE DE L’HUILE DU MOTEUR POUR LES DIFFERENTES CONFIGURATIONS DE FERMETURE DANS LE SOUS-CAPOT POUR DEUX CYCLES NEDC.....	196
FIGURE 4-44 : REPARTITION DES PUISSANCES AU NIVEAU DU MOTEUR A 100KM/H SANS CLIMATISATION.....	197
FIGURE 4-45 : DECOMPOSITION DE LA PUISSANCE INDIQUEE A 100KM/H SANS CLIMATISATION.	198
FIGURE 4-46 : DECOMPOSITION DE LA PUISSANCE THERMIQUE A 100KM/H SANS CLIMATISATION.	198
FIGURE 4-47 : ÉVOLUTION DE LA TEMPERATURE DE L’HUILE DU MOTEUR POUR LES DIFFERENTES CONFIGURATIONS DE FERMETURE DANS LE SOUS-CAPOT POUR UN CYCLE WLTC.....	199
FIGURE 4-48 : ÉVOLUTION DE LA TEMPERATURE DU LIQUIDE DE REFROIDISSEMENT AU COURS DU CYCLE NEDC AVEC CLIMATISATION POUR DIFFERENTES FERMETURES DANS LE SOUS-CAPOT.	201
FIGURE 4-49 : IMPACT DE LA FERMETURE DU PASSAGE D’AIR DANS LE SOUS-CAPOT SUR LA POSITION DU THERMOSTAT SUR LE CYCLE NEDC AVEC CLIMATISATION.	201
FIGURE 4-50 : PRESSION DU REFRIGERANT EN SORTIE DU COMPRESSEUR POUR LES DIFFERENTES CONFIGURATIONS DE FERMETURE DANS LE SOUS-CAPOT POUR UN CYCLE NEDC AVEC CLIMATISATION.	202
FIGURE 4-51 : VITESSE DE ROTATION DU VENTILATEUR POUR LES DIFFERENTES CONFIGURATIONS DE FERMETURE DANS LE SOUS-CAPOT POUR UN CYCLE NEDC AVEC CLIMATISATION.....	202
FIGURE 4-52 : TEMPERATURE DE L’AIR SURALIMENTE EN SORTIE DE L’ACAC POUR LES DIFFERENTES CONFIGURATIONS DE FERMETURE DANS LE SOUS-CAPOT POUR UN CYCLE NEDC AVEC CLIMATISATION.....	203
FIGURE 4-53 : IMPACT DE LA FERMETURE DU PASSAGE D’AIR DANS LE SOUS-CAPOT SUR LA PUISSANCE DU COMPRESSEUR SUR LE CYCLE NEDC AVEC CLIMATISATION.	204
FIGURE 4-54 : ÉVOLUTION DE LA TEMPERATURE D’AIR SOUFFLE DANS L’HABITACLE AU COURS DU CYCLE NEDC POUR DIFFERENTES FERMETURES DANS LE SOUS-CAPOT.	205
FIGURE 4-55 : STRATEGIE MODIFIEE DE L’ACTIVATION DU VENTILATEUR EN FONCTION DE LA PRESSION EN SORTIE DU COMPRESSEUR.....	205
FIGURE 4-56 : LA VITESSE DE ROTATION DU VENTILATEUR AVEC LA NOUVELLE STRATEGIE.	206
FIGURE 4-57 : LA PRESSION EN SORTIE DU COMPRESSEUR AVEC LA NOUVELLE STRATEGIE.	206
FIGURE 4-58 : LA PUISSANCE DU COMPRESSEUR AVEC LA NOUVELLE STRATEGIE.....	207
FIGURE 4-59 : REPRESENTATION SUR DIAGRAMME DE MOLLIER DE L’IMPACT DU VENTILATEUR SUR LE CYCLE DE CLIMATISATION (EN ROSE VENTILATEUR A VITESSE MOYENNE, EN BLEU VENTILATEUR A FORTE VITESSE).....	207
FIGURE 4-60 : REPARTITION DES PUISSANCES AU NIVEAU DU MOTEUR A 100 KM/H AVEC CLIMATISATION.	208
FIGURE 4-61 : DECOMPOSITION DE LA PUISSANCE INDIQUEE A 100 KM/H AVEC CLIMATISATION.....	209
FIGURE 4-62 : DECOMPOSITION DE LA PUISSANCE THERMIQUE A 100 KM/H AVEC CLIMATISATION.....	210
FIGURE 4-63 : ÉVOLUTION DE LA TEMPERATURE DE L’HUILE DU MOTEUR AU COURS DU CYCLE NEDC ET EN PARTICULIER A LA SECONDE 545 POUR DIFFERENTES FERMETURES DANS LE SOUS-CAPOT.	211
FIGURE 4-64 : REPARTITION DES PUISSANCES AU NIVEAU DU MOTEUR A 50 KM/H AVEC CLIMATISATION.	211
FIGURE 4-65 : DECOMPOSITION DE LA PUISSANCE INDIQUEE A 50 KM/H AVEC CLIMATISATION.....	212
FIGURE 4-66 : PRESSION EN SORTIE DU COMPRESSEUR DE CLIMATISATION SUR LE CYCLE WLTC POUR LES DIFFERENTES CONFIGURATIONS DE FERMETURE DANS LE SOUS-CAPOT.....	212
FIGURE 4-67 : IMPLEMENTATION DU REFROIDISSEUR D’AIR SURALIMENTE DANS LA LIGNE D’ADMISSION.....	215
FIGURE 4-68 : CIRCUIT DE REFROIDISSEMENT DEDIE AU WCAC.	216
FIGURE 4-69 : IMPLEMENTATION DU RADIATEUR BASSE TEMPERATURE DANS LA FACE-AVANT.	217
FIGURE 4-70 : CYCLE DE ROULAGE DEDIE A L’EVALUATION DES PERFORMANCES DU REFROIDISSEUR D’AIR SURALIMENTE.....	217
FIGURE 4-71 : IMPLEMENTATION DU RADIATEUR BASSE TEMPERATURE DANS LA FACE-AVANT.	218
FIGURE 4-72 : COMPARAISON DES TEMPERATURES D’AIR EN ENTREE DU REPARTITEUR D’ADMISSION.....	219
FIGURE 4-73 : IMPLEMENTATION DU RADIATEUR BASSE TEMPERATURE DANS LA FACE-AVANT.	219
FIGURE 4-74 : REPONSE DES REFROIDISSEURS D’AIR SURALIMENTE AUX ACCELERATIONS.	220

FIGURE 4-75 : DIMINUTION DU TRAVAIL DE POMPAGE DANS LE MOTEUR SUITE A L'UTILISATION DU WCAC SUR UN CYCLE NEDC.....	221
FIGURE 4-76 : ÉVOLUTION DE LA POSITION DE LA VANNE EGR AU COURS D'UN CYCLE NEDC POUR DIFFERENTES CONFIGURATIONS DE REFROIDISSEUR D'AIR SURALIMENTE (0 FERMEE, 1 OUVERTE).....	222
FIGURE 4-77 : ÉVOLUTION DE LA TEMPERATURE D'AIR EN ENTREE DU MOTEUR AU COURS D'UN CYCLE NEDC.....	223
FIGURE 4-78 : ÉVOLUTION DE LA PUISSANCE RECUPEREE PAR L'AIR DANS LE TUBE ENTRE LE REFROIDISSEUR D'AIR SURALIMENTE ET LE REPARTITEUR D'ADMISSION AU COURS D'UN CYCLE NEDC.....	223
FIGURE 4-79 : ÉVOLUTION DE LA CONSIGNE DE LA TURBINE AU COURS D'UN CYCLE WLTC (0 FERMEE, 1 OUVERTE).	225
FIGURE ANNEXE : SCHEMATISATION DU SOUS-CAPOT PRIS COMME VOLUME DE CONTROLE	244

LISTE DE TABLEAUX

TABLEAU 1: DESCRIPTION DES POLLUANTS ISSUS DE LA COMBUSTION D'HYDROCARBURE	6
TABLEAU 2: ÉMISSIONS CO ₂ PAR SECTEUR EN 2010 (EN MILLION DE TONNES) (6)	7
TABLEAU 3: PRINCIPALES PARTICULARITES DES CINQ CYCLES AMERICAINS (7).....	9
TABLEAU 4: LES CARACTERISTIQUES DES CYCLES AMERICAINS.....	12
TABLEAU 5: LES CARACTERISTIQUES DU CYCLE NEDC	14
TABLEAU 6: LA CLASSIFICATION DES VEHICULES SUIVANT LA WORLDWIDE HARMONIZED LIGHT VEHICLES TEST PROCEDURE (WLTP).....	15
TABLEAU 7: LES CARACTERISTIQUES DU CYCLE WLTC	16
TABLEAU 8: NIVEAUX DE PUISSANCES D'UN MOTEUR A ESSENCE 2,0 L ET A GAZOLE 2,2 L DE 101 kW (11).....	18
TABLEAU 9: CARACTERISTIQUE DU VEHICULE MODELISE	70
TABLEAU 10: COMPARAISON DES CARACTERISTIQUES DU MOTEUR MODELISE ET DU MOTEUR INSTALLE SUR VEHICULE	73
TABLEAU 11: REPARTITION DES MASSES METALLIQUES DANS LE MOTEUR.....	99
TABLEAU 12: DISTRIBUTION DE LA MASSE DU VEHICULE	129
TABLEAU 13: PARAMETRES DU TEST NEVADA	157
TABLEAU 14: RESULTATS DE LA SIMULATION DE LA CONSOMMATION POUR DIFFERENTES TEMPERATURES D'OUVERTURE DU THERMOSTAT SUR DES CYCLES NEDC.	163
TABLEAU 15: RESULTATS DES SIMULATIONS DES TROIS POINTS DEFINIS PAR L'ACEA A 25° C.....	169
TABLEAU 16: LES RESULTATS SIMULES DE LA BOUCLE DE CLIMATISATION SUR LES TROIS POINTS DEFINIS PAR L'ACEA A 25° C	170
TABLEAU 17: IMPACT DE LA CLIMATISATION SUR LE MOTEUR SUR LES TROIS POINTS DEFINIS PAR L'ACEA A 25°C.....	174
TABLEAU 18: REGLAGE DES PARAMETRES DE LA CLIMATISATION POUR LES SIMULATIONS AVEC DEBIT REGULE	176
TABLEAU 19: REGLAGE DES PARAMETRES DE LA CLIMATISATION POUR LES SIMULATIONS	177
TABLEAU 20: RESULTATS DE LA SIMULATION DE LA SURCONSOMMATION LIEE A LA CLIMATISATION SUR CYCLES NEDC A 35° C D'AMBIANCE.	186
TABLEAU 21: RESULTATS DE LA SIMULATION DE LA SURCONSOMMATION LIEE A LA CLIMATISATION SUR CYCLES SC03 ET NEDC A 35° C D'AMBIANCE.	188
TABLEAU 22: RESULTATS DE LA SIMULATION DE LA SURCONSOMMATION LIEE A LA CLIMATISATION SUR CYCLES WLTC A 35° C D'AMBIANCE.	188
TABLEAU 23: RESULTATS DE LA SIMULATION DE L'IMPACT DE LA FERMETURE DU PASSAGE D'AIR DANS LE SOUS-CAPOT SUR LA CONSOMMATION (SANS CLIMATISATION A 25° C) SUR LE CYCLE NEDC.	196
TABLEAU 24: RESULTATS DE LA SIMULATION DE L'IMPACT DE LA FERMETURE DU PASSAGE D'AIR DANS LE SOUS-CAPOT SUR LA CONSOMMATION (SANS CLIMATISATION A 25° C) SUR LE CYCLE WLTC.....	200
TABLEAU 25: RESULTATS DE LA SIMULATION DE L'IMPACT DE LA FERMETURE DU PASSAGE D'AIR DANS LE SOUS-CAPOT SUR LA CONSOMMATION (AVEC CLIMATISATION A 35°C) SUR LE CYCLE NEDC AVEC DEMARRAGE FROID.....	204
TABLEAU 26: RESULTATS DE LA SIMULATION DE L'IMPACT DE L'AUGMENTATION DE LA VITESSE DU VENTILATEUR SUR LA CONSOMMATION (AVEC CLIMATISATION A 35° C).....	208
TABLEAU 27: RESULTATS DE LA SIMULATION DE L'IMPACT DE LA FERMETURE DU PASSAGE D'AIR DANS LE SOUS-CAPOT SUR LA CONSOMMATION (AVEC CLIMATISATION A 35° C) SUR LE CYCLE WLTC.....	213
TABLEAU 28: CONFIGURATIONS DE REFROIDISSEUR D'AIR SURALIMENTE TESTEES.	218
TABLEAU 29: RESULTATS DE LA SIMULATION DE LA CONSOMMATION EN UTILISANT UN WCAC SUR DES CYCLES NEDC A 25° C D'AMBIANCE.	224
TABLEAU 30: RESULTATS DE LA SIMULATION DU GAIN EN CONSOMMATION EN UTILISANT UN WCAC SUR UN CYCLE WLTC A 25° C D'AMBIANCE.	226

LISTE DES SYMBOLES

Symboles latins :

a_c	Coefficient de performance de l'échangeur
A_f	Surface frontale du véhicule (m ²)
a_{fr}	Coefficient de performance de l'échangeur
A_{min}	Section minimale de passage (m ²)
A_s	Coefficient de résistance au sol
b_c	Coefficient de performance de l'échangeur
b_{fr}	Coefficient de performance de l'échangeur
B_s	Coefficient de résistance au sol (s.m ⁻¹)
C	Couple (Nm)
C_p	Capacité thermique massique (J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)
C_{pe}	Coefficient de pression en entrée du sous-capot
C_{pf}	Capacité thermique massique du MCP à l'état final (J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)
C_{pi}	Capacité thermique massique du MCP à l'état initial (J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)
C_{pol}	Capacité de polarisation (F)
C_x	Coefficient de la traînée aérodynamique
C_y	Cylindrée (m ³)
d	Distance (m)
D	Diamètre (m)
D_h	Diamètre hydraulique (m)
e	Épaisseur (m)
fem	Force ElectroMotrice (V)
f_m	Fraction du MCP ayant subi le changement de phase
F_t	Force de traction (N)
g	Gravité (m.s ⁻²)
G_c	Débit du fluide chaud par unité de hauteur (kg.s ⁻¹ .m ⁻¹)
G_{fr}	Débit du fluide froid par unité de surface (kg.s ⁻¹ .m ⁻²)
h	Enthalpie (J.kg ⁻¹)
h_c	Coefficient de convection du corps chaud (W.m ⁻² .K ⁻¹)
h_{fr}	Coefficient de convection du corps froid (W.m ⁻² .K ⁻¹)
I	Intensité (A)
k	Conductivité thermique (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)
k_m	Coefficient de performance de l'échangeur
l	Longueur (m)
L	Enthalpie de liquéfaction (J.kg ⁻¹)
M	Masse (kg)
$\dot{m}$	Débit massique (kg/s)
n	Coefficient adimensionnel
N	Vitesse de rotation (révolutions par minute)
Nu	Nusselt

P	Puissance (W)
PCI	Pouvoir Calorifique Inférieur (J.kg^{-1})
Poids	Poids (N)
Pr	Pression (Pa)
Q	Débit volumique ($\text{m}^3.\text{s}^{-1}$)
q_{lat}	Énergie des MCP (J)
q_{sens}	Chaleur sensible (J)
r	Constante massique des gaz parfaits ($\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$)
R	Rayon (m)
R_a	Résistance aérodynamique (N)
R_c	Résistance thermique de convection côté chaud (K.W^{-1})
R_{cond}	Résistance thermique de conduction (K.W^{-1})
$R_{contact}$	Résistance thermique de contact (K.W^{-1}).
re	Résistance interne à la batterie (Ω)
Re	Nombre de Reynolds
R_{fr}	Résistance thermique de convection côté froid (K.W^{-1})
$R_{glotale}$	Résistance thermique globale (K.W^{-1})
rr	Rugosité relative
R_s	Résistance au sol (N)
S_c	Surface d'échange côté chaud (m^2)
S_{cond}	Surface de conduction (m^2)
$S_{échange}$	Surface d'échange (m^2)
S_{fr}	Surface d'échange côté froid (m^2)
t	Temps (s)
T	Température (K)
U	Tension (V)
U_{global}	Coefficient global d'échange ($\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$)
v	volume instantané du cylindre (m^3)
V	Vitesse (m.s^{-1})
$W_{pompage}$	Travail des pertes par pompage (W)
W_{th}	Pertes thermiques dans l'alternateur (W)
x	Titre massique en gaz
z	Altitude (m)

Symboles grecs :

Δ	Différence ou variation
δ	Coefficient de débit
ε_{ij}	Coefficient correctif de l'échange par rayonnement
ζ	Coefficient de perte de charge
η	Efficacité ou rendement
λ	Coefficient adimensionnel

μ	Viscosité dynamique (Pa.s)
μ_{pr}	Coefficient de pression
ρ	Masse volumique (kg.m ⁻³)
σ	Constante de Stefan-Boltzmann (= 5.67e-08 W.m ⁻² .K ⁻⁴)
τ	Coefficient de puissance
ν	Viscosité cinématique (m ² .s ⁻¹)
φ	Puissance échangée (W)
ω	Vitesse de rotation (rad.s ⁻¹)

Indices :

∞	Infini
a	Air
alternateur	Alternateur
c	Chaud
carto	cartographie
compresseur	Compresseur
cond	Condenseur
conv	Convection
d	Début
eau	Eau
échange	Échange
eff	effective
entrée	Entrée
f	Finale
fr	froid
global	Global
huile	Huile
i	Initiale
interne	Interne
isentropique	Isentropique
liq	Liquide
max	maximal
méca	Mécanique
min	Minimal
paroi	Paroi
pompe	Pompe
rad	Radiateur
ray	Rayonnement
réelle	Réelle
ref	Référence
réfrigérant	Réfrigérant
s	sol

sat	Saturation
sens	Sensible
sortie	Sortie
t	Traction
th	thermique
vap	Vapeur
vilebrequin	Vilebrequin

Abréviations :

ACAC	Air cooled Charge Air Cooler
ACEA	Association des Constructeurs Européens d'Automobiles
ARTEMIS	Assessment and Reliability of Transport Emission Model and Inventory System
BP	Basse Pression
BT	Basse Température
CAFE	Corporate Average Fuel Economy
CARB	California Air Resources Board
CFC	ChloroFluoroCarbures
ECE	Economic Commission for Europe
EGR	Exhaust Gas Recirculation
EPA	Environmental Protection Agency
EUDC	Extra Urbain Driving Cycle
FTP	Federal Test Procedure
HF	Haute Fréquence
HP	Haute Pression
HWFET	Highway Fuel Economy Test
IFPEN	Institut Français du Pétrole – Énergie Nouvelle
MCP	Matériau à Changement de Phase
MLI	Modulation de Largeur d'Impulsions
MVEG	Motor Vehicle Emissions Group
MVEM	Mean Value Engine Model
NEDC	New European Driving Cycle
OPEP	Organisation des Pays Exportateurs de Pétrole
OT	Orifice Tube
PCI	Pouvoir Calorifique Inférieur
PID	Proportionnel Intégral Dérivé ou Proportional Integral Derivative
PME	Pression Moyenne Effective
PMF	Pression Moyenne de Frottement
PRG	Potentiel de Réchauffement Global
PWM	Pulse Width Modulation
RAS	Refroidisseur d'Air Suralimenté
RPM	Révolutions Par Minute
SAE	Society of Automotive Engineers

SFTP	Supplemental Federal Test Procedure
SOC	State Of Charge
TXV	Thermostatic eXpansion Valve
WCAC	Water cooled Charge Air Cooler
WCDS	Water cooled ConDenSer
WLTC	Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycle
WLTP	Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Depuis près de quarante ans, les constructeurs automobiles s'attachent à diminuer la consommation des véhicules. Avec les années, ce sujet a pris de l'ampleur avec les réglementations qui commençaient à apparaître et devenaient de plus en plus dures. Les premières améliorations au niveau des moteurs ont apporté beaucoup de gain employant peu d'effort, mais avec l'optimisation continue de ces machines la marge de manœuvre est devenue plus restreinte. Afin d'atteindre leurs objectifs de consommation, les constructeurs automobiles cherchent d'une part à améliorer le rendement du moteur, d'autre part ils étudient des moyens permettant de diminuer la consommation en énergie des auxiliaires des moteurs tout en assurant les mêmes prestations de performance du véhicule et du confort des passagers. Les systèmes thermiques dans les véhicules sont d'une grande importance étant donné qu'ils impactent les performances du véhicule, le confort des passagers et finalement la consommation du véhicule. Mais la prévision de l'impact qu'aurait une modification dans ces systèmes thermiques sur la consommation est une tâche ardue qui intéresse les constructeurs automobiles puisqu'elle pourrait leur éviter des mois de développement, de prototypes et d'essais.

Au vu de la problématique annoncée, l'objectif de cette thèse est de construire un modèle de simulation permettant de faire la liaison entre les différents systèmes thermiques d'un véhicule et la consommation du moteur. Afin d'atteindre cet objectif, une approche numérique est suivie, sans négliger l'intérêt des essais expérimentaux qui sont indispensables à la création et la validation du modèle numérique.

Le premier chapitre du mémoire est consacré à la compréhension des nouvelles lois et législations dans le domaine du transport routier et les moyens pour mesurer la consommation normalisée des véhicules. Afin d'avoir une bonne compréhension des systèmes thermiques et de pouvoir les modéliser, une étude détaillée de leur fonctionnement dans les véhicules est présentée. Après, les nouvelles technologies, dans

les systèmes thermiques, qui proviennent de la littérature, sont étudiées dans le but de préparer une modélisation qui soit modulable et facilement adaptable aux modifications futures. Finalement, les moyens utilisés dans la littérature pour évaluer l'impact des modifications des systèmes thermiques sur la consommation sont énumérés.

Une fois les systèmes thermiques présentés et un moyen d'évaluer leur impact sur la consommation choisi, la modélisation commence. Le chapitre deux du mémoire, est dédié à détailler les modèles utilisés ou développés pour construire un « véhicule numérique » avec toutes les interactions entre les systèmes thermiques et la consommation.

Dans le troisième chapitre, des essais nécessaires pour compléter la modélisation sont menés. L'impact de l'ouverture dans le sous-capot sur la traînée aérodynamique et sur les performances thermiques est étudié. Des corrélations sont déduites des essais et implémentées dans le modèle.

Le chapitre quatre est consacré à la validation du modèle puis à son utilisation pour déterminer l'impact sur la consommation de plusieurs modifications dans les systèmes thermiques.

Enfin, la conclusion présente une synthèse des principaux résultats de l'étude et des perspectives de développement sont également proposées.

CHAPITRE 1

ÉTUDE BIBLIOGRAPHIQUE

Diminuer les émissions de CO₂ est le sujet qui préoccupe tous les organismes concernés par le transport et en particulier les constructeurs automobiles. En partant des états qui promulguent des lois de plus en plus sévères pour taxer les émissions, arrivant jusqu'à l'utilisateur final qui s'intéresse à moins consommer de carburant vu la flambée des prix du pétrole, les constructeurs automobiles, se trouvant au cœur de cette problématique, ont été contraints de chercher de nouveaux moyens pour assurer la réduction de la consommation des véhicules.

Les systèmes thermiques dans l'automobile occupent une place importante d'un point de vue énergétique, mais pour le moment l'impact de ces systèmes sur la consommation reste un sujet peu étudié.

Pour ces raisons, et compte tenu des objectifs de la thèse, une étude bibliographique est menée :

- Dans la première partie, le contexte de l'étude est développé afin de comprendre la nécessité d'optimiser la consommation des véhicules.
- La deuxième partie de cette étude est dédiée aux systèmes thermiques dans les véhicules. Une compréhension de ces systèmes, de leurs fonctionnements, et une description des composants existants et des architectures possibles sont nécessaires. En plus, une projection vers les évolutions possibles de ces systèmes dans le but de minimiser la consommation est indispensable.
- La dernière partie est consacrée à la comparaison des différents moyens possibles qui peuvent être utilisés afin d'évaluer l'impact des systèmes thermiques sur la consommation.

1.1. Le Contexte de l'Étude

Des ressources limitées, un marché automobile en explosion dans les pays émergents, des législations de plus en plus restrictives et de nouveaux cycles pour mesurer une consommation plus réaliste des véhicules, voici en deux lignes les contraintes qui poussent les constructeurs automobiles à minimiser la consommation en carburant de leurs véhicules.

1.1.1. Les Réserves de Pétrole

Les ressources fossiles en général, et le pétrole en particulier, restent la première source d'énergie utilisée dans le transport terrestre (98% du marché des véhicules neufs en 2012 (1)). Les véhicules équipés de moteurs à allumage commandé utilisent l'essence et ceux munis d'un moteur à allumage par compression roulent au gazole.

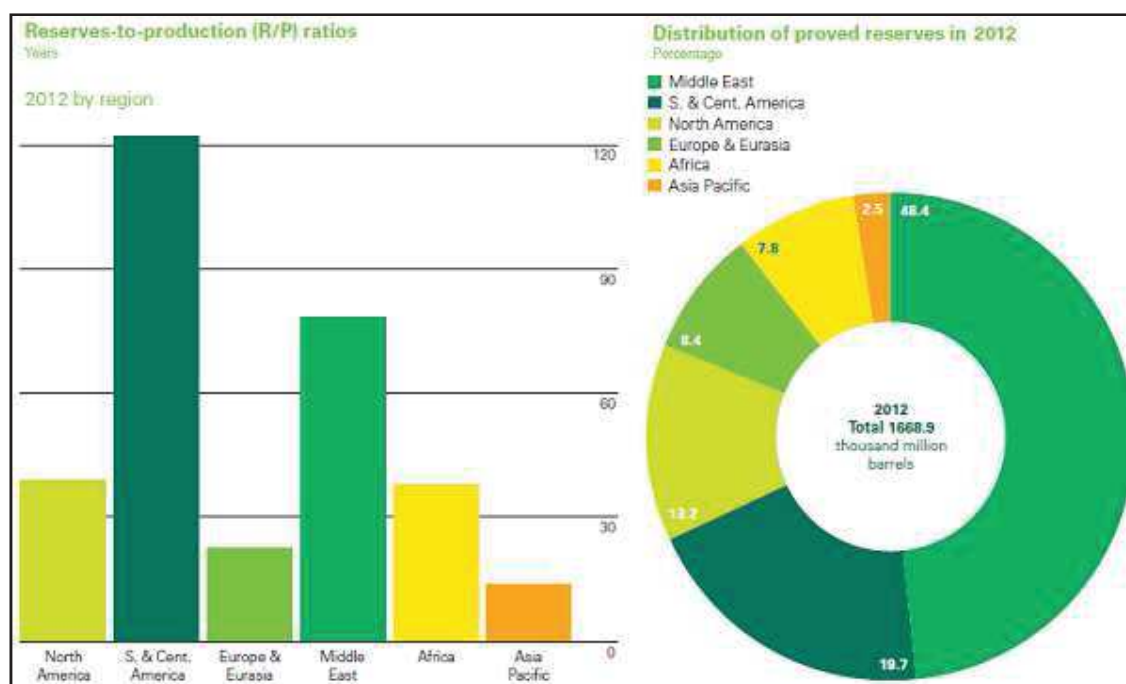


Figure 1-1: La distribution des réserves de pétrole en barils et en nombre d'années dans les régions du monde à la fin de l'an 2012 (2)

Malgré la découverte de plus de 220 milliards de barils de pétrole au Venezuela durant les cinq dernières années (14 % des réserves mondiales actuelles), le pétrole est prévu de s'épuiser d'ici 50 ans en supposant un maintien d'une consommation stable (2). De plus, ces réserves sont réparties d'une façon très hétérogène dans le monde, ainsi les

douze pays de l'OPEP (Organisation des Pays Exportateurs de Pétrole) détiennent 88.5 % de ces réserves.

Cette raréfaction et inéquitable distribution des ressources (Figure 1-1) laissent les pays non-producteurs de pétrole et surtout européens à la merci des crises géopolitiques qui règnent dans plusieurs pays producteurs de pétrole.

1.1.2. Marché Automobile Croissant

Malgré une stagnation voire une baisse du marché automobile en Europe ces dernières années, le marché international reste en croissance avec une moyenne de 3 % par an (hormis la période de crise entre 2008 et 2009) (Figure 1-2). Cette croissance, d'après l'agence internationale de l'énergie, est prévue de se maintenir d'ici 2050 (3).

C'est grâce à la Chine, le nouvel Eldorado, que cette croissance est assurée. Entre les années 2005 et 2012 les ventes de véhicules neufs en Chine ont augmenté de 235 %.

Ainsi, à l'instant où « les vieux marchés » (Europe de l'ouest, États-Unis et Japon) arrivent à leur maturité, de nouveaux marchés, en plus de la Chine, commencent à prendre une taille notable au niveau mondial comme la Russie, le Brésil et l'Inde.

Avec ces changements, sont nés de nouveaux concurrents pour les constructeurs et les équipementiers automobiles. Pour faire face à ces nouveaux arrivants, Valeo, parmi d'autres, a dû élargir sa gamme de produits tout en proposant aussi des systèmes innovants et à des prix compétitifs.

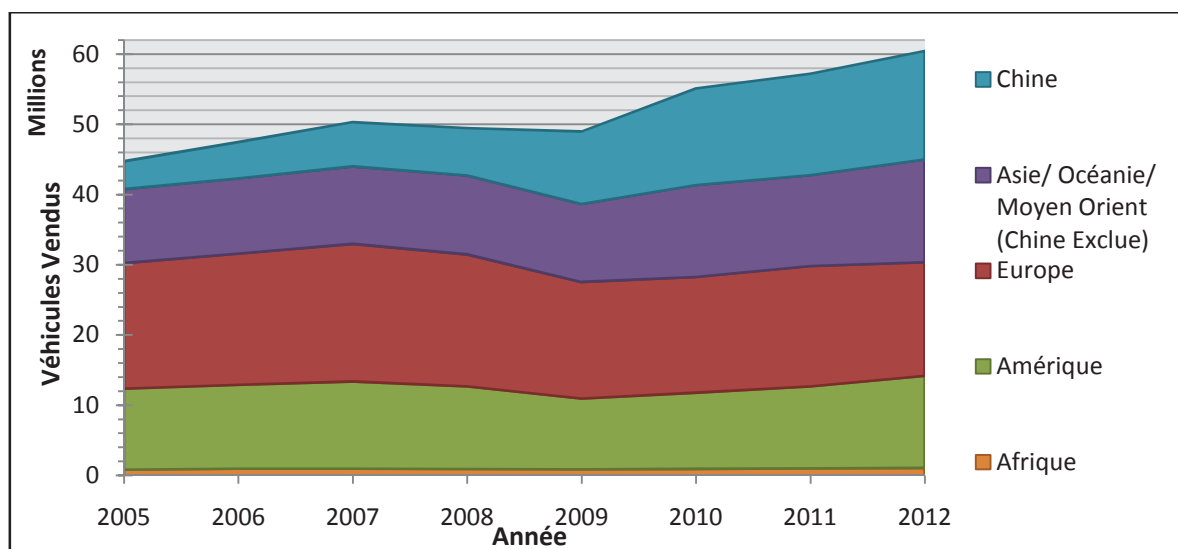
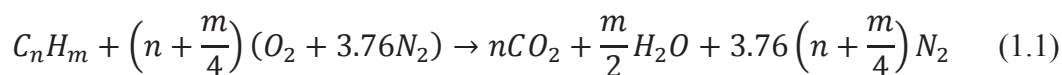


Figure 1-2: Évolution des ventes des voitures dans le monde entre 2005 et 2012 (4)

1.1.3. Les Produits de la Combustion

La combustion des hydrocarbures est une réaction exothermique, qui ne produit théoriquement aucune espèce toxique à la santé de l'homme quand elle est complète.



Mais, la formation de grandes quantités de dioxyde de carbone (CO₂) et de vapeur d'eau (H₂O), produits par la combustion, a un impact sur l'environnement. Ces derniers sont comptés parmi les gaz à effet de serre, des gaz qui absorbent le rayonnement infrarouge et contribuent ainsi à l'augmentation de la température de l'atmosphère terrestre.

Outre les gaz à effet de serre, la combustion n'étant jamais naturellement parfaite, elle s'accompagne de plusieurs réactions annexes qui forment des produits dangereux pour la santé et/ou pour l'environnement. Dans le tableau ci-après (Tableau 1) on résume les produits majeurs possibles de la combustion et leurs impacts.

Tableau 1: Description des polluants issus de la combustion d'hydrocarbure

Famille	Nom	Impact sur l'environnement	Impact sur l'organisme
Produits combustion complète	Dioxyde de carbone (CO ₂)	Gaz à effet de serre	
	Eau (H ₂ O)	Gaz à effet de serre	
Produits combustion incomplète	Hydrocarbures imbrûlés : C _n H _m (paraffine, oléfines, aromatiques,...)		Risque d'irritation à cancérigène
	Hydrocarbures partiellement imbrûlés : C _n H _m CHO (aldéhydes), C _n H _m CO (cétones), C _n H _m COOH (acides carboxyliques), CO (monoxyde de carbone).		Risque d'irritation à cancérigène Asphyxie (CO)
Produits craquage thermique	Acétylène (C ₂ H ₂) Éthylène (C ₂ H ₄) Hydrogène (H ₂) Suie (C)		Risque d'irritation à cancérigène
Sous produits combustion	Liés à l'azote atmosphérique : oxyde d'azote (NO, NO ₂ , NO _x)	Pluies acides	Paralysie irritation pulmonaire
	Liés aux produits de combustion : Ozone troposphérique (O ₃)	Smog des villes Gaz à effet de serre	irritations des voies respiratoires muqueuse oculaire
	Liés aux impuretés du carburant : Oxyde de soufre (SO ₂)	Pluies acides	Risque d'irritation
	Liés aux particules	Pluies acides	

1.1.4. Les Législations

À la suite de la crise pétrolière de 1973, durant laquelle le prix du baril de pétrole a été multiplié par quatre, les États Unis ont décidé de diminuer leur dépendance énergétique et cela en réduisant la consommation dans tous les domaines, y compris le domaine du transport. Ainsi, les premières réglementations concernant la consommation des véhicules sont nées en 1975 sous le nom de « Corporate Average Fuel Economy » également connu par CAFE.

En Europe, depuis le début des années 90, il y a eu des engagements vis-à-vis des Nations Unies à réduire les gaz à effet de serre. Vu que le secteur du transport occupe la deuxième position en termes d'émissions de gaz carbonique (Tableau 2), le parlement européen a approuvé l'objectif de la Commission qui s'est engagée à réduire les émissions des gaz à effet de serre d'au moins 30 % jusqu'en 2020 (par rapport à leur niveau de 1990) (5).

Tableau 2: Émissions CO2 par secteur en 2010 (en million de tonnes) (6)

	Totales des émissions de CO2	Production d'électricité et chauffage	Transformation d'énergie	Industrie et construction	Transport	Dont : transport routier	Autres secteurs
Monde	30276	12480	1570	6186	6755	4972	3282
Amérique du Nord	5905	2424	325	687	1791	1540	676
Europe	3056	1006	160	467	811	760	610
Chine	7258	3576	275	2333	513	400	599
Asie Océanique	1557	673	76	304	318	282	184

A coté des législations visant à diminuer la consommation des véhicules, plusieurs normes ont été établies au cours des années afin de diminuer les émissions nocives. Ces lois restent, pour le moment, propres à chaque région du monde : Europe, États Unis, Japon...

En Europe, les normes dites « Euro » ont été appliquées aux automobiles particulières depuis le début de l'année 1993. Au fil des années, ces normes ont évolué et sont passées d'Euro 1 à Euro 5 (actuellement en place). La norme Euro 6 entrera en vigueur à partir de 2015.

Aux États Unis, l'EPA (Environmental Protection Agency) a créé des standards des émissions polluantes au niveau national. Même si ces standards ont évolué depuis 1994 (Tier 1 ensuite Tier 2), l'état de la Californie a décidé d'être plus restrictif en imposant ses propres standards sur son territoire. Actuellement 16 autres états ont déjà adopté les standards mis en place par la CARB (California Air Resources Board).

D'autres normes et standards existent également aux niveaux locaux des pays (tel que le Japon), mais une majorité des pays du monde appliquent les standards européens ou américains. La Chine, par exemple, déploie actuellement au niveau national des standards équivalents aux normes Euro 4.

1.1.5. Les Cycles d'Homologation

Lors de la mesure de la consommation et des émissions polluantes des véhicules, les organismes utilisent des cycles d'homologation qui sont bien définis. Pour le moment, chaque région (États-Unis, Europe, Japon) possède ses propres cycles d'homologation comme elle possède ses propres normes.

1.1.5.1. États-Unis

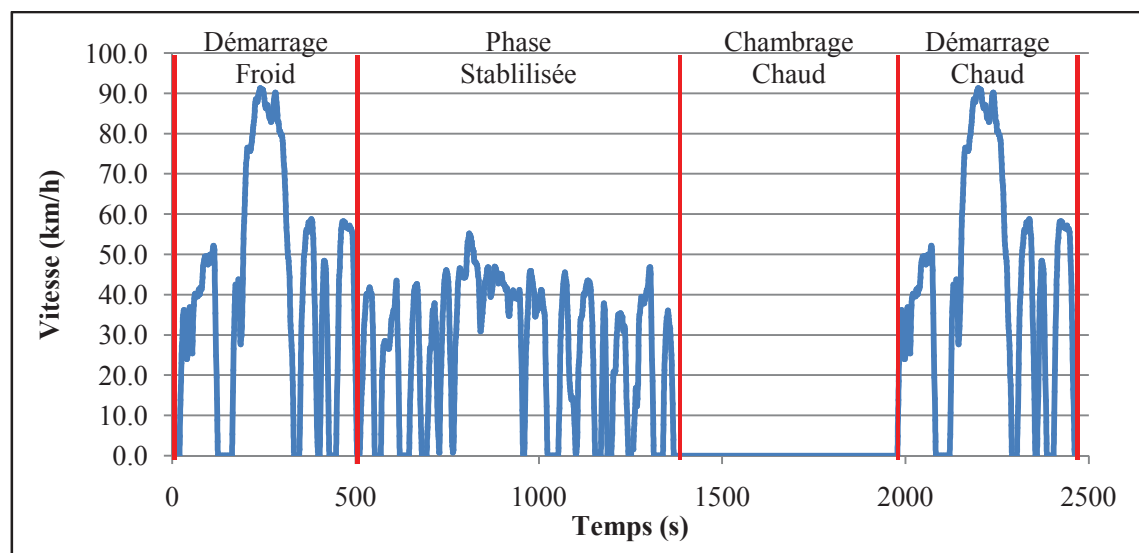
Plusieurs cycles d'homologation existent aux États-Unis, tous définis par l'EPA. Depuis 2008, la méthode des 5-cycles est appliquée, cette méthode consiste à déterminer la consommation moyenne d'un véhicule après l'avoir essayé sur 5 cycles d'homologation. Chacun de ces essais vise un mode d'utilisation ou une température ambiante, le tableau 3 résume les cinq cycles en question avec leurs principales particularités (en italique).

Tableau 3: Principales particularités des cinq cycles américains (7)

Cycle	Niveau de vitesse	Température Ambiante	Moteur au démarrage	Accessoires
FTP75	Faible vitesse	24° C	<i>Froid et chaud</i>	-
HWFET	<i>Vitesse moyenne</i>	24° C	Chaud	-
US06	<i>Agressif, vitesse faible et élevée</i>	24° C	Chaud	-
SC03	Faible vitesse	35° C	Chaud	<i>Climatisation ON</i>
FTP Froid	Faible vitesse	-7° C	Froid et chaud	-

1.1.5.1.1. FTP 75

Le cycle nommé FTP75 (Federal Test Procedure) est le cycle principal d'homologation utilisé aux États Unis pour déterminer la consommation des véhicules particuliers.

**Figure 1-3 : Cycle FTP75 pour les faibles vitesses**

Ce cycle est formé de quatre parties (8) représentées dans la figure 1-3 :

1. La première phase est le démarrage froid, elle dure 505 secondes.
2. La deuxième phase est la phase stabilisée (thermiquement) elle s'étend entre les secondes 506 et 1372.
3. La troisième phase est une phase de chambrage chaud, le moteur est éteint pendant cette phase et aucune mesure ne s'effectue lors de cette phase, elle dure entre 9 et 11 minutes.

4. La quatrième phase est le démarrage chaud, le même cycle que la phase 1 est répété.

Ce cycle se déroule à une température ambiante de 75° F soit près de 24° C, les émissions des phases 1, 2 et 4 sont recueillies séparément et ensuite, les émissions globales sont calculées en ajoutant un facteur multiplicateur pour chaque phase (0.43, 1 et 0.57 pour les phases 1, 2 et 4 respectivement).

La vitesse maximale dans le cycle étant relativement faible (à peine 90 km/h), il représente une circulation urbaine.

1.1.5.1.2. HWFET

Le cycle HWFET (Highway Fuel Economy Test) cible les vitesses moyennes (Figure 1-4), il représente un roulage typique sur une autoroute. Ce cycle est comptabilisé lors du calcul de la consommation moyenne du véhicule, mais c'est un cycle après un démarrage chaud qui est utilisé. Alors, une suite de deux cycles est testée avec un arrêt ne dépassant pas les 17 secondes entre les deux, afin de déterminer la consommation liée à ce cycle (9).

Contrairement aux autres cycles américains, celui-ci ne contient pas de phases de ralenti (Tableau 4), et il est doté d'une vitesse moyenne plus élevée que le cycle principal FTP75.

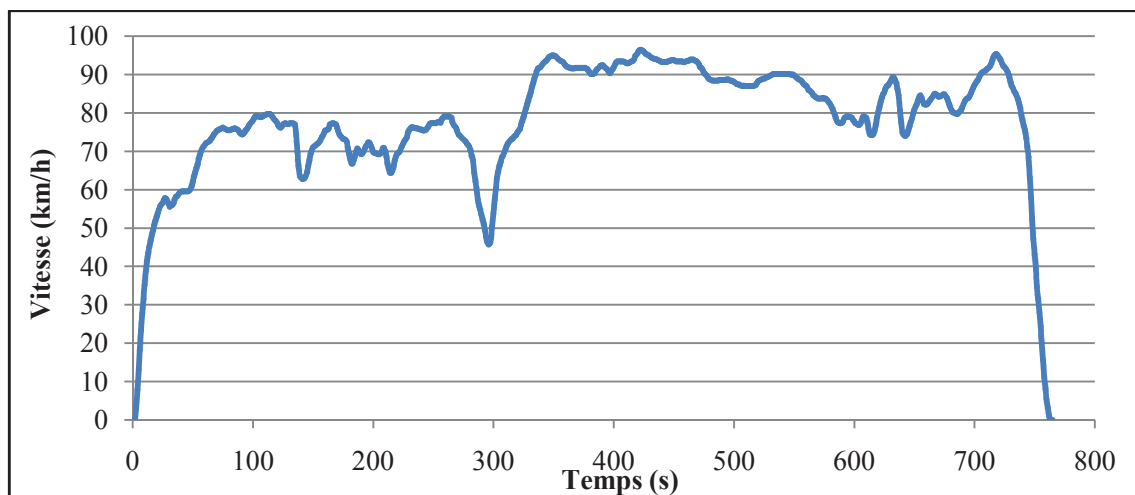


Figure 1-4 : Cycle HWFET dédié aux vitesses moyennes

1.1.5.1.3. SFTP US06

Le cycle supplémentaire SFTP US06 (Supplemental Federal Test Procedure) est utilisé aux États Unis à partir de 2007. Il est développé pour représenter un comportement agressif à haute vitesse, des fluctuations rapides de vitesse et des accélérations élevées (Figure 1-5). Le tableau 4 résume quelques caractéristiques de ce cycle.

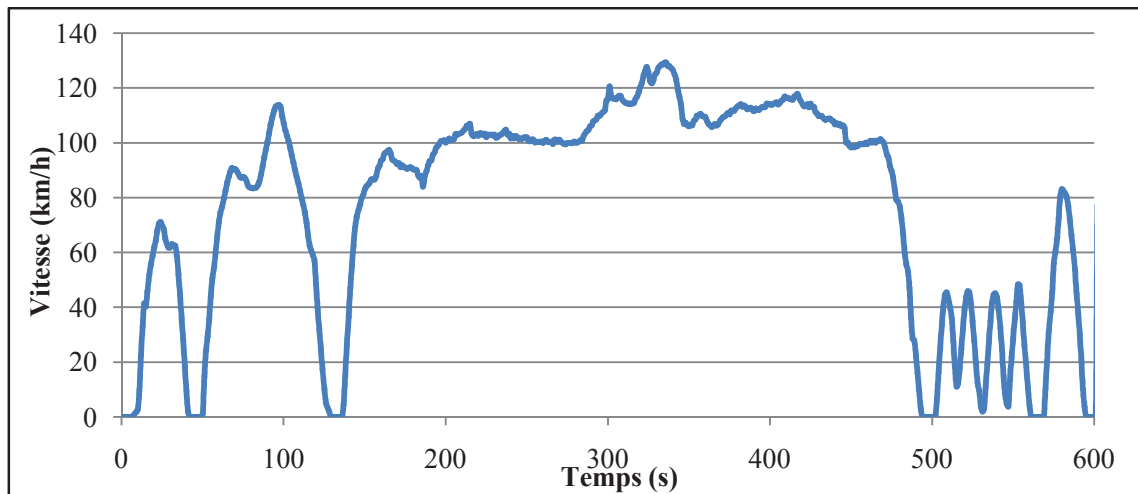


Figure 1-5: Cycle SFTP US06

1.1.5.1.4. SFTP SC03

Le SFTP SC03 a été introduit pour représenter la charge et les émissions du moteur associées à l'utilisation de la climatisation dans les véhicules certifiés.

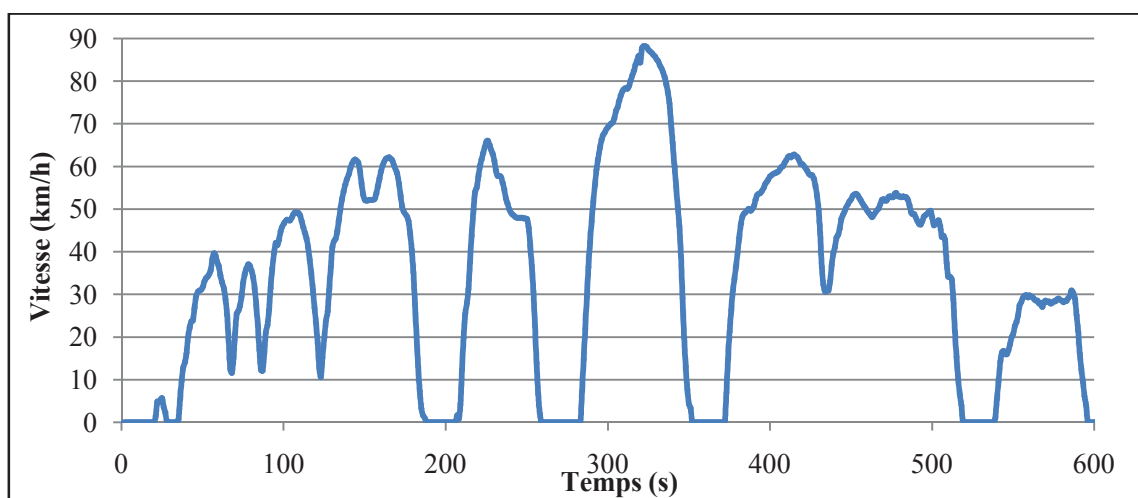


Figure 1-6: Cycle SFTP SC03

Le SC03 est un essai réalisé avec l'unité de climatisation en marche et une température dans la cellule des essais de 95° F (ou 35° C). C'est un cycle ayant une vitesse faible et qui doit être testé avec le moteur chaud. Alors comme les deux cycles précédents, une phase de pré-conditionnement doit être assurée.

Ce cycle reste le seul cycle officiel dans le monde qui se déroule avec la climatisation en marche.

1.1.5.1.5. FTP Froid

Le dernier cycle utilisé par les Américains, est le cycle FTP froid, c'est une reprise du cycle FTP75 mais cette fois la température ambiante est fixée à -7° C au lieu de 24° C.

1.1.5.1.6. Conclusion sur les cycles américains

Afin d'être le plus proche de la consommation réelle des véhicules, les américains ont récemment adopté le processus d'homologation moyennant 5 cycles. Le tableau 4 récapitule les caractéristiques de chaque cycle américain.

Tableau 4: Les caractéristiques des cycles américains

Caractéristiques	Unité	FTP75 (phase 3 exclue)	HWFET	US06	SC03
Température	°C	24° C et -7° C	24° C	24° C	35° C
Distance	km	17.77	16.5	12.8	5.8
Durée	s	1874	765	596	600
Durée en Ralenti	%	19.1	0.6	7.5	19.5
Vitesse Moyenne	km/h	34.2	77.7	77.9	34.8
Vitesse Maximale	km/h	91.2	96.4	129.2	88.2
Accélération Maximale	m/s ²	1.48	1.48	3.61	2.28

À partir de ces cinq tests, la consommation globale moyenne d'un véhicule est déterminée en utilisant des formules pour affecter à chaque test un poids dans la consommation. Le processus d'estimation de la consommation en carburant est alors assez compliqué et nécessite des moyens et du temps, mais il est censé fournir des résultats réalistes.

1.1.5.2. Europe

En Europe, un seul cycle officiel est utilisé pour le moment, c'est le NEDC (New European Driving Cycle). D'autres cycles, développés par des constructeurs ou des organismes privés, sont parfois utilisés.

1.1.5.2.1. NEDC

Le NEDC est connu depuis l'an 2000, il a remplacé le MVEG (Motor Vehicle Emissions Group). La différence entre les deux cycles est l'omission des 40 secondes de ralenti avant le démarrage des mesures, ainsi dans le cycle NEDC, le démarrage du moteur et le prélèvement des gaz commencent en même temps.

Le NEDC est formé d'une suite de cinq morceaux détaillés dans la figure 1-7 et le tableau 5 :

1. La première phase est la phase urbaine, c'est la répétition du cycle ECE quatre fois, chacun dure 195 secondes et est constitué de trois accélérations avec une vitesse maximale de 50 km/h.
2. La deuxième phase est la phase extra-urbaine (EUDC), elle dure 400 secondes durant lesquelles le véhicule atteint une vitesse de pointe de 120km/h.

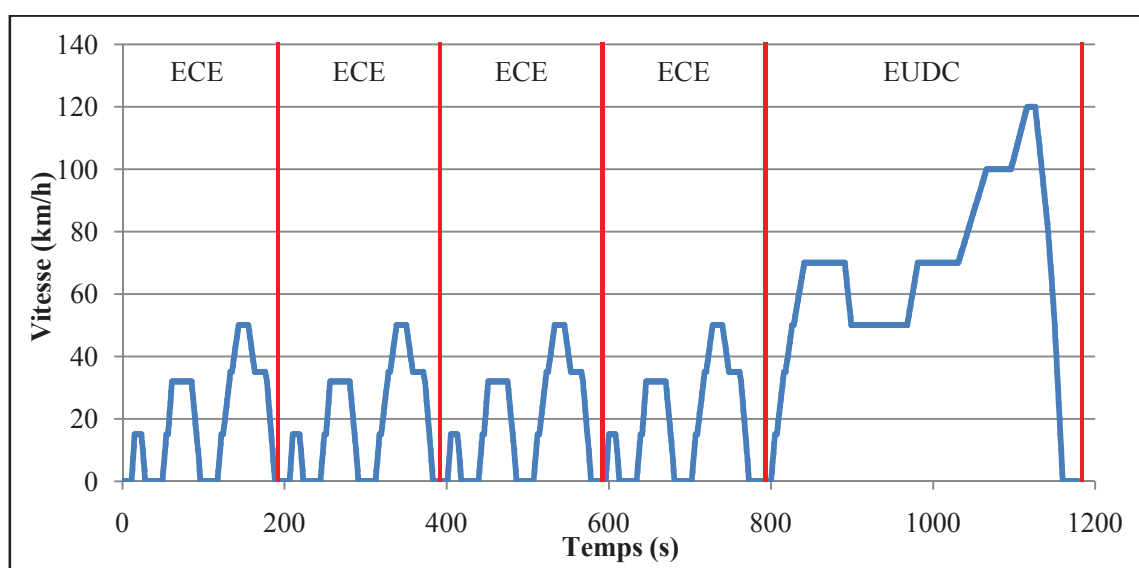


Figure 1-7: Cycle NEDC

Le NEDC est testé à une température ambiante entre 20° C et 30° C, sans climatisation et avec un démarrage à froid (le moteur démarrant après 6 heures de chambrage).

Tableau 5: Les caractéristiques du cycle NEDC

Caractéristiques	Unité	ECE	EUDC	NEDC
Distance	km	4×1.013=4.052	6.955	11.007
Durée	s	4×195=780	400	1180
Durée en Ralenti	%	29.2	9.8	22.6
Vitesse Moyenne	km/h	18.7	62.6	33.6
Vitesse Maximale	km/h	50	120	120
Accélération Maximale	m/s ²	1.05	0.83	1.05

1.1.5.2.2. Autres cycles européens

D'autres cycles européens sont parfois utilisés par les constructeurs afin d'évaluer la consommation de leurs véhicules dans des conditions plus réalistes. Au cours du projet européen ARTEMIS, trois cycles ont été développés et sont parfois utilisés à titre indicatif par les constructeurs sans que ces cycles soient officiels.

1.1.5.2.3. Conclusion sur les cycles européens

Le NEDC, cycle européen officiel est critiqué et accusé de donner des résultats très loin de la consommation réelle mesurée sur les véhicules. Le cycle, étant une succession de quelques points stabilisés, convient aux constructeurs qui arrivent à configurer leurs moteurs afin de minimiser la consommation et les émissions sur ces points. En plus, ce cycle est très faiblement chargé avec des accélérations assez douces. Et finalement, les tests se font seulement entre 20° C et 30° C et sans climatisation ce qui représente une durée assez restreinte de vie réelle du véhicule.

1.1.5.3. International - WLTC

À la suite des critiques vis-à-vis du réalisme du cycle européen (NEDC), des experts européens, japonais et indiens sous les auspices du forum mondial pour l'harmonisation des réglementations sur les véhicules ont développé un nouveau cycle : le WLTC (Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycle). Ce test fait partie d'une procédure complète qui classe les véhicules suivant leur puissance massique et définit ensuite le cycle convenable à chaque classe de véhicules (Tableau 6).

Tableau 6: La classification des véhicules suivant la Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure (WLTP)

Classe	Rapport Puissance/Masse (P/M en W/kg)
Classe 1	$P/M \leq 22$
Classe 2	$22 < P/M \leq 34$
Classe 3	$P/M > 34$

La majorité des voitures particulières appartiennent à la classe 3 (avec une puissance massique supérieure à 34 W/kg). Le cycle correspondant à cette classe est présenté dans la figure 1-8, ce cycle est composé de quatre phases dont les caractéristiques sont regroupées dans le tableau 7.

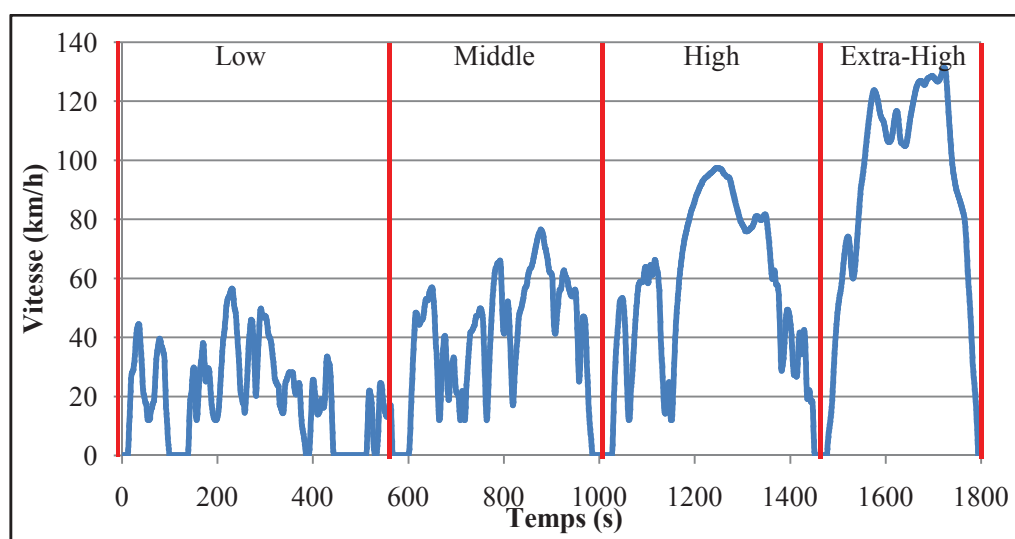


Figure 1-8: Cycle WLTC - classe 3

Cette procédure doit entrer en vigueur à partir de 2014 pour remplacer le NEDC. La procédure n'est pas encore définie sur tous les termes, par exemple la température des essais. Une température aux alentours de 24° C convient au pays « chaud » tel que l'Inde, mais cette température est supérieure à la température moyenne en Europe, alors la commission européenne étudie la possibilité d'introduire des coefficients de correction sur la consommation en fonction de la température (10).

Tableau 7: Les caractéristiques du cycle WLTC

Caractéristiques	Unité	Low	Middle	High	Extra-High	WLTC
Distance	km	3.095	4.756	7.158	8.254	23.263
Durée	s	589	433	455	323	1800
Durée en Ralenti	%	26.5	11.1	6.6	2.2	13.4
Vitesse Moyenne	km/h	18.9	39.5	56.6	92.0	46.5
Vitesse Maximale	km/h	56.5	76.6	97.4	131.3	131.3
Accélération Maximale	m/s ²	1.47	1.57	1.58	1.03	1.58

1.1.5.4. Conclusion sur les cycles d'homologation

Plusieurs cycles d'homologation sont utilisés dans le monde, les plus répandus sont les cycles américains et les cycles européens.

Les cycles américains se constituent de 5 cycles différents qui simulent des conditions variées de vitesse, charge moteur et température ambiante. Les résultats de ces 5 tests servent, suite à une pondération, à déterminer une consommation moyenne des véhicules.

En Europe, pour le moment seulement un seul cycle est utilisé (NEDC), ce cycle est assez critiqué et il sera remplacé par un nouveau cycle qui sera utilisé en Europe ainsi que dans d'autres pays tel que le Japon et l'Inde. Ce nouveau cycle (WLTC) est plus dynamique que le NEDC, et même si elles ne sont pas encore définies, les températures d'essais seront variées pour tenir compte du froid (environ -7° C) de climatisation (environ 35° C) en plus des températures modérées (20~24° C).

1.1.6. Conclusion

Vu les contraintes que rencontrent les constructeurs automobiles, surtout au niveau législatif, ils cherchent à minimiser la consommation de carburant de leurs véhicules. Cette tâche devient de plus en plus difficile alors, ils s'intéressent à tous les systèmes à bord des véhicules qui consomment du carburant et en particulier les systèmes thermiques qui gèrent jusqu'à 40 % de la puissance produite lors de la combustion.

1.2. Généralités sur les Systèmes Thermiques Automobiles

Vu l'importance de la consommation et des émissions polluantes, les constructeurs et les équipementiers automobiles ont commencé à s'intéresser de plus en plus aux systèmes thermiques. Cet intérêt s'explique par la part de puissance gérée par ces systèmes.

1.2.1. La Puissance à Dissiper

Même dans les conditions optimales, le rendement des moteurs dépasse rarement 35 %, alors près de deux-tiers de l'énergie mise en jeu lors de la combustion est perdue et doit être évacuée (Tableau 8).

Tableau 8: Niveaux de puissances d'un moteur à essence 2,0 L et à gazole 2,2 L de 101 kW (11)

		Gazole		Essence	
Régime	(tr/min)	2000	4000	3000	6000
Puissance injectée	(kW)	179	289	163	357
Puissance moteur	(kW)	67	102	55	101
Puissance rejetée vers l'eau	(kW)	43	58	31	51
$P_{\text{moteur}}/P_{\text{injectée}}$	(%)	37	35	34	28
$P_{\text{eau}}/P_{\text{injectée}}$	(%)	24	20	19	14

Sur les cycles d'homologation, les systèmes thermiques (système de refroidissement et inerties thermiques) consomment presque la moitié de l'énergie du carburant injecté, et à peine 20 % de l'énergie sert à faire avancer la voiture (Figure 1-9).

En plus de la puissance provenant de la combustion, des systèmes annexes, tels que la climatisation de l'habitacle, nécessitent aussi une gestion thermique et introduisent quelques kilowatts supplémentaires à dissiper.

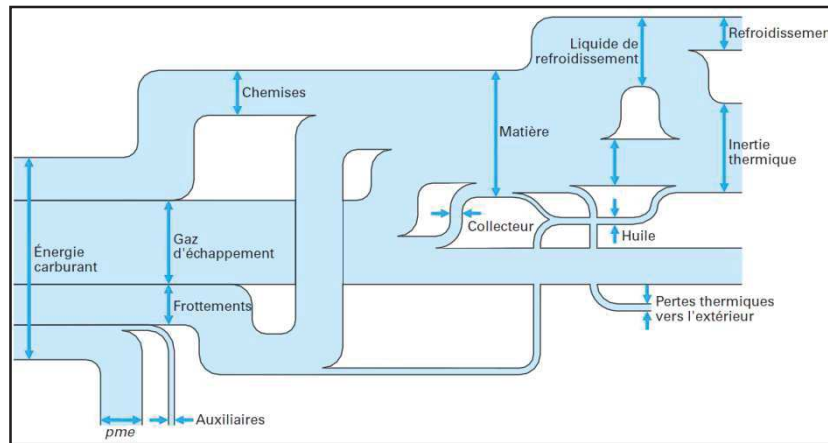


Figure 1-9: Schématisation des transferts d'énergie en régime transitoire (cycle ECE et EUDC) (11)

1.2.1.1. Refroidissement du moteur

Les moteurs sont des machines qui fonctionnent de façon optimale lorsque leur température est à un niveau bien précis. Alors le surplus de puissance doit être géré de la meilleure façon afin de garantir le bon fonctionnement du moteur.

La gestion thermique du moteur est assurée principalement par le système de refroidissement. Le liquide de refroidissement (un mélange d'eau et d'éthylène glycol) est acheminé près de la chambre de combustion pour récupérer l'excédent de chaleur homogénéisant ainsi la température du moteur et quand c'est nécessaire afin d'évacuer cette chaleur vers le milieu ambiant via le radiateur.

La température d'ébullition du liquide de refroidissement, même si le circuit est pressurisé, ne dépasse pas les 120° C ce qui rend le refroidissement de quelques pièces impossible. Dans ces cas-là, l'huile de lubrification, supportant des températures plus élevées, est utilisée pour refroidir ces zones critiques du moteur. Ci-après, on détaille les différents éléments du système de refroidissement.

1.2.1.1.1. Le radiateur de refroidissement

C'est le composant principal dans le système de refroidissement, il sert à évacuer la puissance récupérée par le liquide de refroidissement vers l'ambiance. La puissance dissipée par les radiateurs peut dépasser 100 kilowatts sur les véhicules de grande cylindrée et à vitesse maximale. L'efficacité de cet échangeur est un facteur clef pour son dimensionnement car elle impacte la taille et le prix de cet échangeur.

Plusieurs technologies de fabrication des radiateurs existent. Quand il s'agit des applications dans l'automobile, deux technologies sont les plus courantes : l'assemblage mécanique et le brasage (Figure 1-10).

- L'assemblage mécanique, est une technologie développée par Valeo dans les années 70. L'assemblage du faisceau tubes/ailettes est réalisé selon un processus à froid, donc sans brasage. Les tubes sont enfilés dans des ailettes à collets puis gonflés pour obtenir un sertissage. La conduction thermique entre les tubes et les ailettes, et par conséquent l'efficacité thermique du radiateur, dépend de la qualité des composants et de l'opération de sertissage. Les extrémités des tubes du faisceau sont ensuite chaussées de collecteurs équipés de joints caoutchouc. Enfin les boîtes à eau sont serties par agrafage (12).

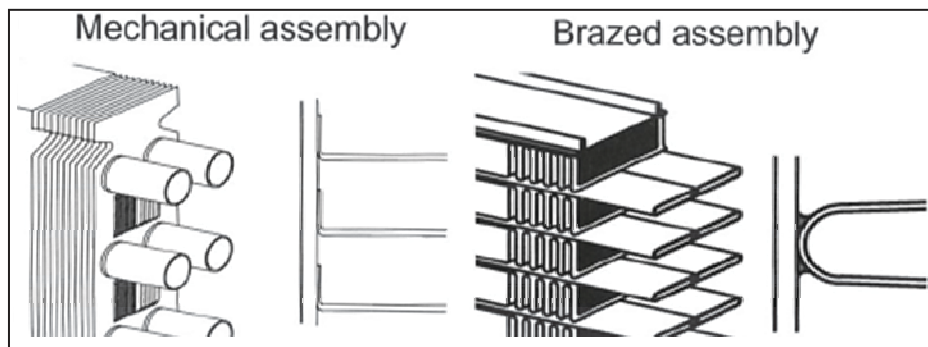


Figure 1-10: Les principales technologies des radiateurs

- Quand il s'agit d'un brasage, le faisceau, qui est un assemblage de tubes et d'intercalaires (au lieu des ailettes), est introduit dans un four ce qui entraîne la fusion du métal de placage qui migre aux points de contact et constitue ainsi la liaison des composants. Des boîtes à eau en aluminium peuvent être brasées en même temps que le faisceau ou bien des boîtes en plastique peuvent être agrafées après le brasage.

Le cuivre est un métal ayant des coefficients d'échange assez élevés, ce qui l'a rendu idéal pour la fabrication des radiateurs. Or, sa masse volumique et son prix constituent ses principaux inconvénients. Pour remédier à ces problèmes, l'aluminium a été introduit comme le matériau de fabrication des radiateurs, ce dernier est plus de trois fois moins lourd que le cuivre et le cours de l'aluminium reste pour le moment plus bas que celui du cuivre. Par contre, quand il s'agit des applications pointues (très forte puissance à évacuer) les équipementiers ont toujours recours au cuivre.

Le radiateur est un échangeur monophasique alors la puissance (en W) qu'il dissipe peut être écrite sous la forme :

$$P_{rad} = \dot{m} \times C_p \times \Delta T \quad (1.2)$$

Où « $\dot{m}$ » est le débit massique du fluide (en kg/s), « C_p » sa capacité calorifique (en J.kg⁻¹.K⁻¹) et « ΔT » la différence de température du fluide entre l'entrée et la sortie du radiateur. Le fluide en question peut être le liquide de refroidissement ou bien l'air externe qui traverse le radiateur.

1.2.1.1.2. L'échangeur huile-eau

Le bloc-moteur étant traversé par l'huile de lubrification et le liquide de refroidissement assure la fonction de transfert de chaleur entre les deux fluides et joue le rôle de l'échangeur. Mais avec le downsizing des moteurs, la densité de puissance augmente de plus en plus d'où la nécessité d'installer un échangeur spécifique. Cet échangeur huile-eau est habituellement de petite taille et la puissance mise en jeu dépasse rarement une quinzaine de kilowatts.

Le choix de nommer ce composant « échangeur » au lieu de refroidisseur repose sur le fait que l'huile peut être chauffée dans ce composant comme elle peut être refroidie.

Après les phases de démarrage à froid du moteur, le liquide de refroidissement chauffe plus vite que l'huile du moteur. Afin de minimiser les pertes par frottement, l'huile est chauffée dans cet échangeur, alors la viscosité de l'huile diminue ainsi que les frottements.

Par contre, une fois que le moteur est chaud, le liquide de refroidissement est maintenu à des températures entre 80° C et 100° C mais l'huile peut atteindre 120° C voire 130° C, et dans ce cas l'huile est refroidie par l'eau.

Plusieurs technologies de fabrication de ce composant existent, la plus récurrente est celle à flasque circulaire type « Donut » (Figure 1-11). Cet échangeur, souvent fabriqué en aluminium, est intercalé entre le moteur et le filtre à huile. Il supporte une pression d'huile supérieure à 15 bars lors d'un démarrage à froid.

La puissance échangée dans ce composant peut être aussi écrite par la formule (1.2).

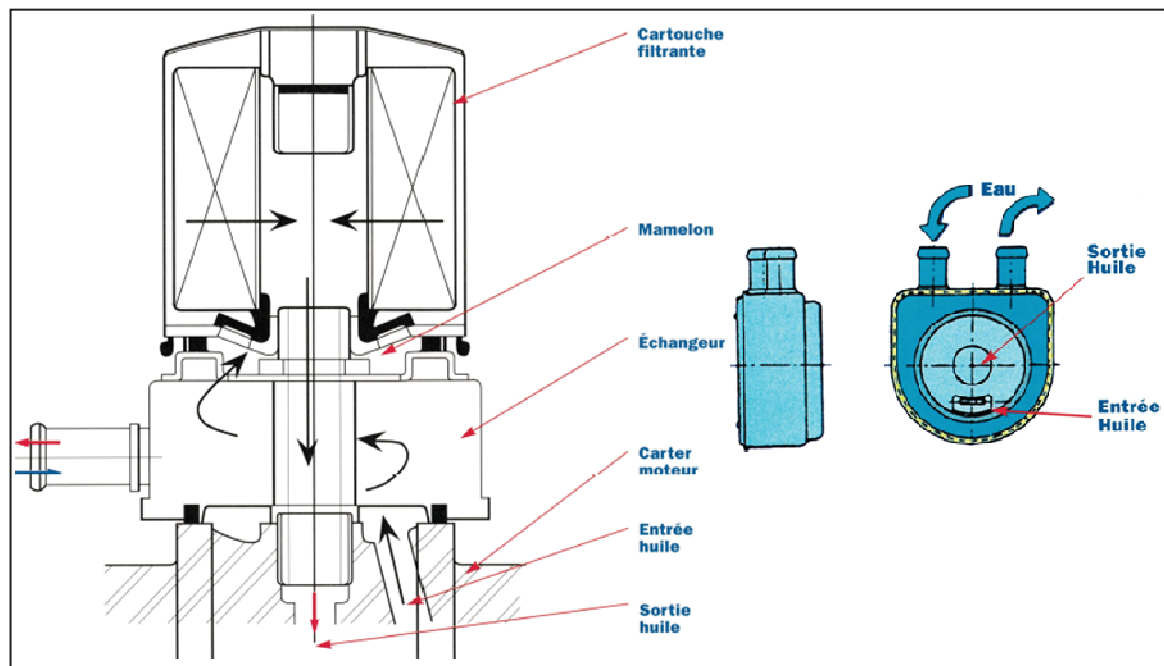


Figure 1-11: Géométrie d'un échangeur huile-eau flasque circulaire type « Donut »

1.2.1.2. Refroidissement de l'air de suralimentation

1.2.1.2.1. La suralimentation

Afin de pouvoir répondre aux nouvelles législations concernant les émissions, les nouveaux moteurs ont tendance à être suralimentés. Les moteurs suralimentés, contrairement aux moteurs atmosphériques, aspirent de l'air comprimé. La suralimentation est assurée pour le moment par des compresseurs installés sur la ligne d'admission d'air, l'entraînement de ces compresseurs varie selon la technologie : les compresseurs mécaniques prennent leur puissance directement du vilebrequin, on les nomme aussi « supercharger », d'autres sont entraînés par une turbine installée sur les gaz d'échappement dans ce cas on parle de « turbosupercharger » ou bien turbocompresseur (Figure 1-12). Récemment, Valeo a communiqué sur des compresseurs entraînés par des moteurs électriques qui sont utiles surtout pour les phases de fortes accélérations (13).

Dans le but de rendre le moteur plus efficient, il est nécessaire de lui fournir une masse d'air dans la phase d'admission pour assurer la combustion dans les phases suivantes. Dans les moteurs atmosphériques, l'air est admis dans le moteur par la dépression créé par le mouvement des cylindres. Ainsi le rendement volumétrique est

situé entre 60 et 90 %, par contre dans le cas des moteurs suralimentés ce rendement peut dépasser facilement les 100 %.

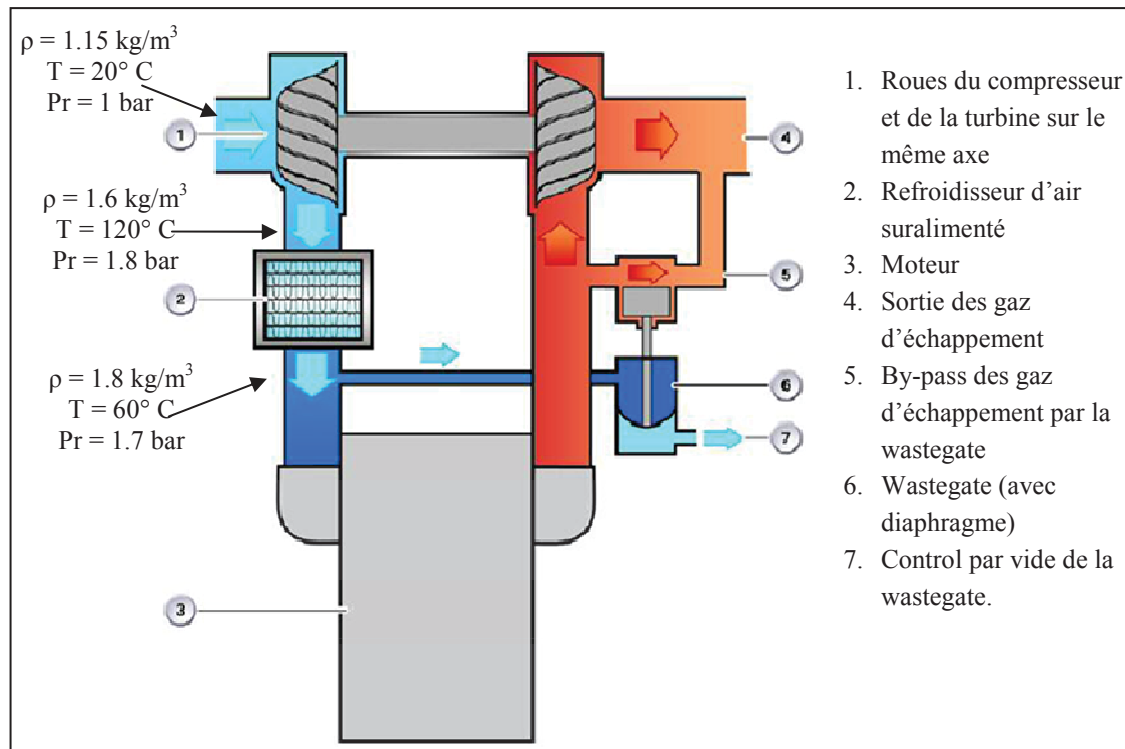


Figure 1-12 : Turbocompresseur avec wastegate (14)

Dans le cas où un turbocompresseur est utilisé, la puissance récupérée par la turbine doit être régulée pour contrôler le débit d'air et protéger le moteur du risque de surpression. Plusieurs systèmes existent pour réguler cette puissance tels que la « wastegate » ou vanne de décharge qui est un by-pass de la turbine sur les gaz d'échappement, ou bien les turbines à géométrie variable dont l'angle des aubes peut varier changeant ainsi la vitesse de rotation et le taux de compression du turbocompresseur.

1.2.1.2.2. Le refroidisseur d'air suralimenté

Comme précisé juste avant, le but de la suralimentation est d'augmenter la masse d'air introduite dans le moteur, autrement dit, il faut augmenter sa densité. Or suite à son passage dans le compresseur, l'air voit sa masse volumique augmenter mais aussi sa température subir le même sort. Afin d'augmenter davantage la masse volumique en sortie du compresseur et réduire le travail de compression, un Refroidisseur d'Air Suralimenté (RAS) est installé sur la ligne d'admission d'air.

En supposant que l'échangeur idéal existe, une efficacité du RAS « ε_{RAS} » peut être définie comme étant le rapport des masses volumiques suivant (15):

$$\varepsilon_{RAS} = \frac{\rho_{sortie} - \rho_{entrée}}{\rho_{idéal} - \rho_{entrée}} \quad (1.3)$$

La masse volumique idéale est calculée en utilisant l'équation d'état en supposant que l'air est un gaz parfait :

$$\rho_{idéal} = \frac{Pr_{entrée}}{r \times T_{ambiante}} \quad (1.4)$$

Où « ρ » est la masse volumique de l'air (en kg.m^{-3}), « $T_{ambiante}$ » la température ambiante de l'air (en K), « $Pr_{entrée}$ » la pression dans le collecteur d'admission (en Pa) et « r » la constante massique des gaz parfaits (en $\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$).

La puissance évacuée par le RAS varie suivant le point de fonctionnement du moteur et peut varier entre quelques centaines de watts (à faible charge et régime) et une vingtaine de kilowatts (à pleine charge). Cette puissance peut aussi être évaluée par l'équation (1.2).

Traditionnellement, les RAS sont refroidis à l'air ambiant, alors il s'agit d'échangeurs type air-air. Ceux-ci peuvent être disposés de différentes manières en face-avant du véhicule (détails dans le paragraphe des architectures de refroidissement). Plus récemment, des RAS refroidis à l'eau ont commencé à être commercialisés à grande échelle. Ces échangeurs type air-eau nécessitent un circuit d'eau dit basse température afin de fournir de l'eau à près de 50° C. Cela implique souvent l'utilisation d'un radiateur dit aussi basse température (BT) pour cette boucle d'eau, cette technologie est développée plus loin dans ce mémoire.

Le remplacement du RAS refroidi à air par un RAS refroidi à eau rapporte des bénéfices conséquents pour les constructeurs et les utilisateurs des véhicules. D'ailleurs, le système de refroidissement de l'air d'admission est plus efficace. Son circuit plus court réduit le délai de réponse transitoire à l'accélération et la perte de charge entre le compresseur de suralimentation et le collecteur d'admission est moindre (16).

Les RAS à air sont fabriqués comme les radiateurs en aluminium avec les mêmes techniques d'assemblage mécanique ou de brasage, mais souvent des turbulateurs dans les tubes d'air suralimenté sont ajoutés pour améliorer les échanges thermiques. Or, les RAS

à eau, s'ils sont fabriqués en aluminium, présentent une gamme de produits plus importante : tubes et ailettes à assemblage mécanique (de moins en moins utilisé), tubes et intercalaires brasés ou bien des plaques.

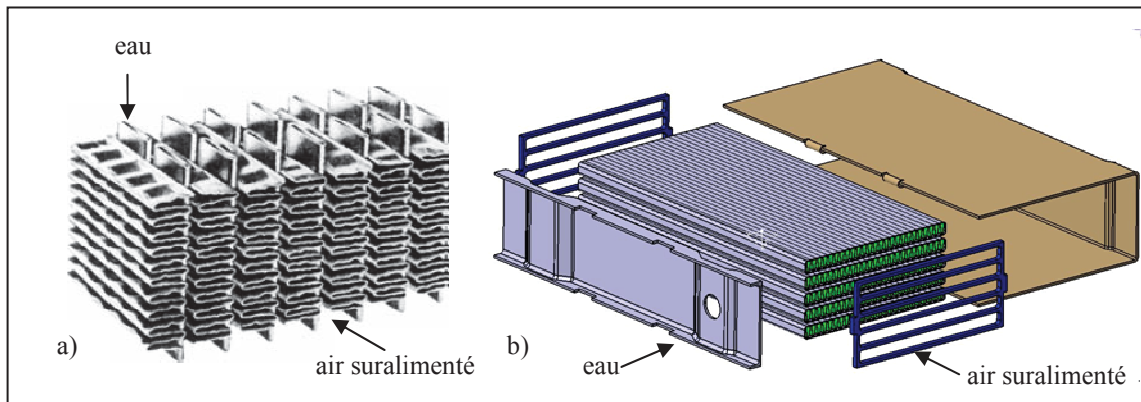


Figure 1-13 : a) RAS tubes-intercalaires (17) b) RAS à plaques (source Valeo)

1.2.1.3. Exhaust Gas Recirculation - EGR

La recirculation des gaz d'échappement connue par EGR (Exhaust Gas Recirculation) est un processus introduit surtout sur les moteurs Diesel afin de pouvoir respecter les normes sur les polluants.

1.2.1.3.1. Le taux d'EGR et les émissions

L'émission des oxydes d'azote, principaux polluants émis par les moteurs à combustion par compression, augmente quand le taux d'oxygène et/ou la température lors de la combustion augmentent. Alors, pour diminuer le taux d'oxygène dans le cylindre, au lieu d'introduire de l'air frais, un mélange d'air frais et des gaz d'échappement sera introduit dans la chambre de combustion. Ainsi une partie de l'oxygène sera remplacée par des produits de combustion (dioxyde de carbone et vapeur d'eau) et alors la température de combustion diminue aussi et par conséquent l'émission des oxydes d'azote est réduite (18).

Deux possibilités concernant le prélèvement des gaz d'échappement se présentent : un prélèvement juste après le collecteur d'échappement (connu sous le nom EGR-HP pour haute pression) ou bien un prélèvement après la turbine du turbocompresseur (connu

sous le nom d'EGR-BP pour basse pression) (Figure 1-14). Des vannes sont installées sur le circuit d'air afin d'assurer le taux d'EGR requis.

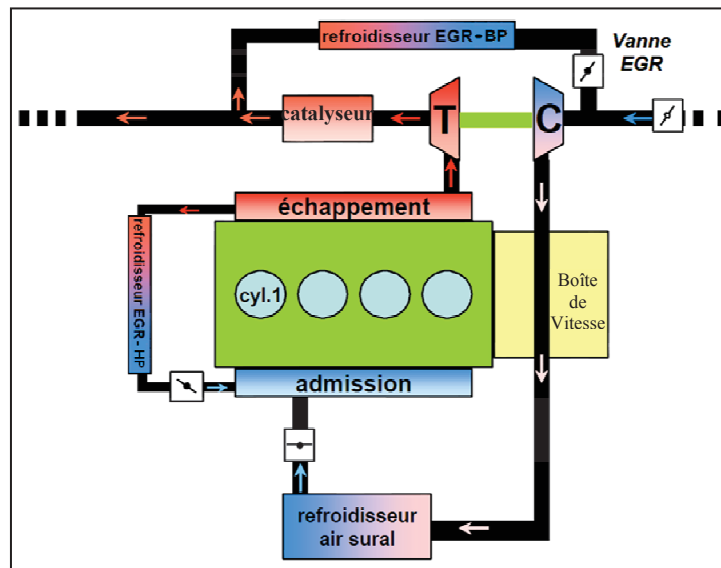


Figure 1-14 : EGR-HP et EGR-BP sur la boucle d'air (source Valeo)

L'EGR-BP a été introduit récemment afin de pouvoir augmenter d'avantage le taux d'EGR. De plus l'EGR-BP a plusieurs avantages en le comparant au HP, surtout que le turbocompresseur ne voit aucune réduction de débit d'où aucune réduction d'efficacité à faibles charges surtout. En plus, le refroidisseur EGR-BP est traversé par des gaz traités dans le catalyseur éliminant ainsi les risques d'encrassement du refroidisseur et de la vanne. Et aussi, en ajoutant les gaz EGR tôt dans la ligne d'air, un mélange bien homogène est assuré avant l'admission.

Par contre, le temps de réponse de la régulation du taux d'EGR devient plus long et aussi un risque de condensation du niveau du refroidisseur EGR-BP se présente puisque ces gaz doivent être refroidis à des températures relativement basses en comparant à l'EGR-HP.

D'après la littérature (19) (20), le taux d'EGR est défini par le ratio de la masse des gaz recirculés sur la capacité totale d'admission du moteur comme inscrit dans l'équation (1.5).

$$\text{Taux d'EGR} = \frac{\text{Masse gaz recirculés}}{\text{Masse totale admise}} \quad (1.5)$$

Une autre formulation du taux d'EGR existe aussi dans la littérature (18) (21), en supposant que l'air frais ne contient pas de CO_2 alors le ratio des masses est remplacé par

la concentration en CO_2 à l'admission et l'échappement comme décrit dans l'équation (1.6).

$$\text{Taux d'EGR} = \frac{\text{Concentration } \text{CO}_2 \text{ en admission}}{\text{Concentration } \text{CO}_2 \text{ en échappement}} \quad (1.6)$$

Cette dernière formulation a un intérêt du point de vue expérimental car l'utilisation des capteurs CO_2 existe et ils sont utilisables sur les bancs d'essai. D'un autre côté, des auteurs (18) (22) ont cherché à comparer un facteur de dilution au taux d'EGR, le facteur de dilution est défini dans l'équation (1.7).

$$\text{Facteur de dilution} = 100 \times \frac{21 - \text{Concentration en } \text{O}_2 \text{ en admission}}{21} \quad (1.7)$$

L'intérêt de ce facteur est surtout de pouvoir comparer l'impact des modifications dans le système d'air ou de refroidissement sur les émissions des oxydes d'azote car la production de ces derniers est proportionnelle à la concentration en oxygène dans la chambre de combustion.

1.2.1.3.2. Le refroidisseur EGR

Pour le moment, dû à des problèmes de corrosion et de tenue mécanique à haute température, les refroidisseurs EGR sont fabriqués souvent en acier inoxydable (stainless steel). De nouvelles technologies en aluminium sont en cours de développement chez plusieurs équipementiers. L'intérêt de l'aluminium est d'être plus léger et moins cher que l'acier et aussi il est doté de coefficients d'échange thermique plus favorables.

La puissance récupérée par le système de refroidissement dans le refroidisseur EGR est calculée par la formule (1.2) comme pour les radiateurs. Avec l'évolution des normes Euro, le taux d'EGR augmente afin de diminuer les émissions, alors la puissance à dissiper dans le refroidisseur EGR augmente. La figure 1-15 montre un ordre de grandeur de cette puissance.

Par contre les niveaux de température du liquide de refroidissement peuvent changer suivant l'application : EGR-HP ou EGR-BP. En EGR-HP, utiliser le liquide de refroidissement du moteur pour refroidir les gaz EGR est possible. Par contre, dans le cas d'EGR-BP, puisque les gaz recirculés sont mélangés à l'air frais à l'entrée du

compresseur, alors la température à la sortie de ce dernier est assez élevée, entraînant ainsi une augmentation de la puissance à dissiper au niveau du refroidisseur d'air suralimenté. Une solution est de refroidir les gaz par un circuit d'eau à basse température.

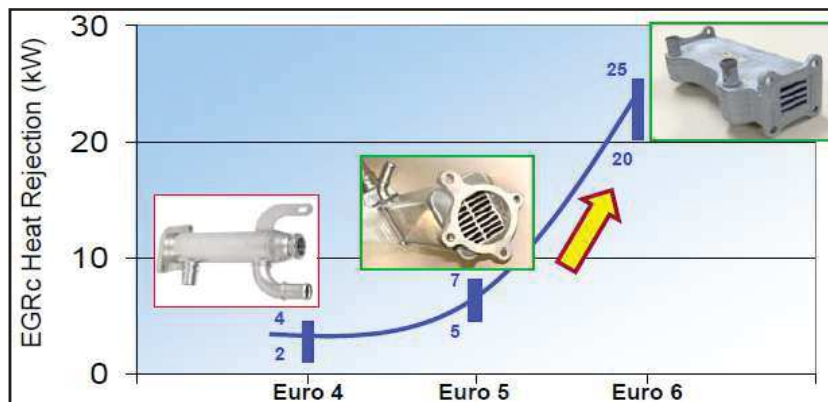


Figure 1-15 : Évolution des puissances évacuées par les refroidisseurs EGR avec les normes Euro (Valeo)

Les premiers refroidisseurs EGR, formés par des tubes, rencontraient souvent le problème d'encrassement (Figure 1-16). Les nouvelles technologies, utilisent des tubes ondulés (Figure 1-17), ces derniers ayant un diamètre plus grand diminuent le risque d'encrassement et les ondulations permettent de garder une capacité de transfert thermique élevée.

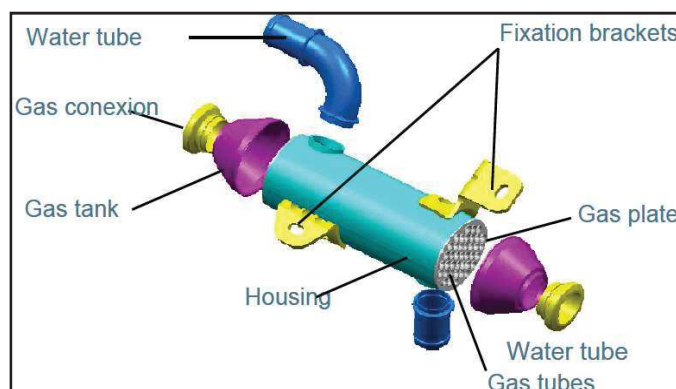


Figure 1-16 : Refroidisseur EGR (Valeo)



Figure 1-17 : Tubes ondulés utilisés dans les refroidisseurs EGR (Valeo)

1.2.1.4. La climatisation de l'habitacle

Les véhicules récents sont tous équipés d'un système capable de gérer la thermique de l'habitacle afin d'assurer le confort des passagers.

Pour les véhicules dotés d'un moteur à combustion, le chauffage n'est pas problématique, en effet, une partie du liquide de refroidissement, qui est chauffé en traversant le moteur, est acheminée vers le radiateur de chauffage. Ce dernier transfère la chaleur à l'air qui entre dans l'habitacle.

Par contre, assurer le refroidissement de l'habitacle est un peu plus compliqué, un système de production de froid est nécessaire. Pour cela une boucle de climatisation est installée à bord des véhicules.

1.2.1.4.1. La boucle de climatisation

La boucle de climatisation, pour son fonctionnement utilise un cycle thermodynamique classique à compression de vapeur. Ainsi, afin de capter de la chaleur de l'habitacle le fluide dans la boucle est détendu (dans le détendeur), alors sa température devient plus basse que la température dans l'habitacle et il refroidit l'air (au niveau de l'évaporateur). Ensuite pour que ce fluide dissipe la chaleur qu'il a capté, il est comprimé (par le compresseur) ainsi sa température sera plus élevée que l'ambiance et il pourra évacuer la chaleur (au niveau du condenseur). Les quatre phases du cycle sont représentées souvent sur le diagramme de Mollier ($\log P-h$) (Figure 1-18), les transformations réelles diffèrent des théoriques à cause des pertes de charge dans les échangeurs, des échauffements parasites et de l'augmentation de l'énergie interne durant la compression.

Plusieurs fluides peuvent être utilisés dans la boucle de climatisation. Depuis les années 1930, le fluide R-12 de la liste des gaz fluorés et frigorigènes, connu aussi sous le nom de Fréon-12, est utilisé. Durant les années 1970, la problématique de la détérioration de la couche d'ozone a émergé, pour cela la recherche d'un fluide de remplacement a commencé. Dans les années 1980, la liaison entre les gaz CFC (chlorofluorocarbures), dont le R-12, et la destruction de la couche d'ozone a été prouvée poussant vers un remplacement progressif du R-12 par le R-134a (23). Depuis les années 1990, une

nouvelle problématique a émergé : le réchauffement climatique. Suite au Protocole de Kyoto les gaz à effet de serre sont classés suivant leur potentiel de réchauffement global (PRG). Le R-134a a un PRG de 1430 en comparaison à 1 pour le dioxyde de carbone. Malgré ce désavantage, le R-134a reste le fluide utilisé pour le moment, mais la recherche d'un fluide de substitution est en cours. L'utilisation du dioxyde de carbone (R-744) comme fluide de remplacement est la voie de recherche suivie par les constructeurs allemands, et en même temps la société des ingénieurs automobiles ou « Society of Automotive Engineers » (SAE) mène aussi un projet afin de valider un autre fluide, le R-1234yf comme remplaçant du R-134a (24). Malgré un PRG de 4 pour le R-1234yf, les constructeurs allemands craignent l'inflammabilité de ce fluide.

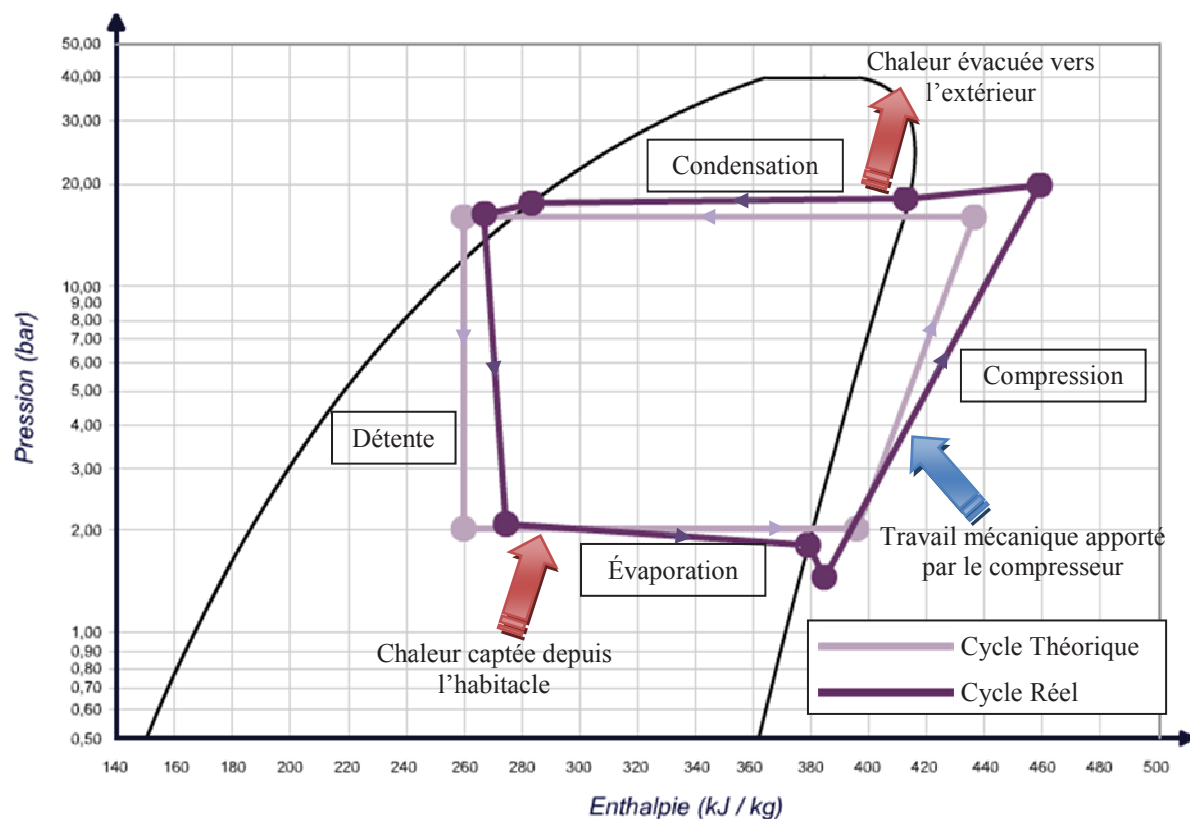


Figure 1-18: Cycle théorique et réel sur diagramme de Mollier de la boucle de climatisation utilisant R-134a comme fluide

1.2.1.4.2. Les variantes de la boucle

Quatre composants principaux existent dans la boucle de climatisation : le compresseur, le condenseur, le détendeur et l'évaporateur. Selon le type du détendeur une des deux boucles de climatisation peut être utilisée (Figure 1-19) : la première utilisant un

détendeur thermostatique (TXV) avec une bouteille déshydratante et la seconde comportant un orifice calibré (OT pour Orifice Tube en anglais) et un accumulateur.

Le détendeur thermostatique utilise la température du réfrigérant en sortie de l'évaporateur afin de réguler la détente et le débit du réfrigérant, ainsi il assure en permanence l'arrivée du réfrigérant sous forme gazeuse à l'entrée du compresseur. Par contre, l'orifice calibré est un composant passif, il assure seulement la détente sans aucun contrôle d'où la nécessité d'installer un accumulateur en entrée du compresseur pour le protéger du risque d'aspirer du réfrigérant sous forme liquide.

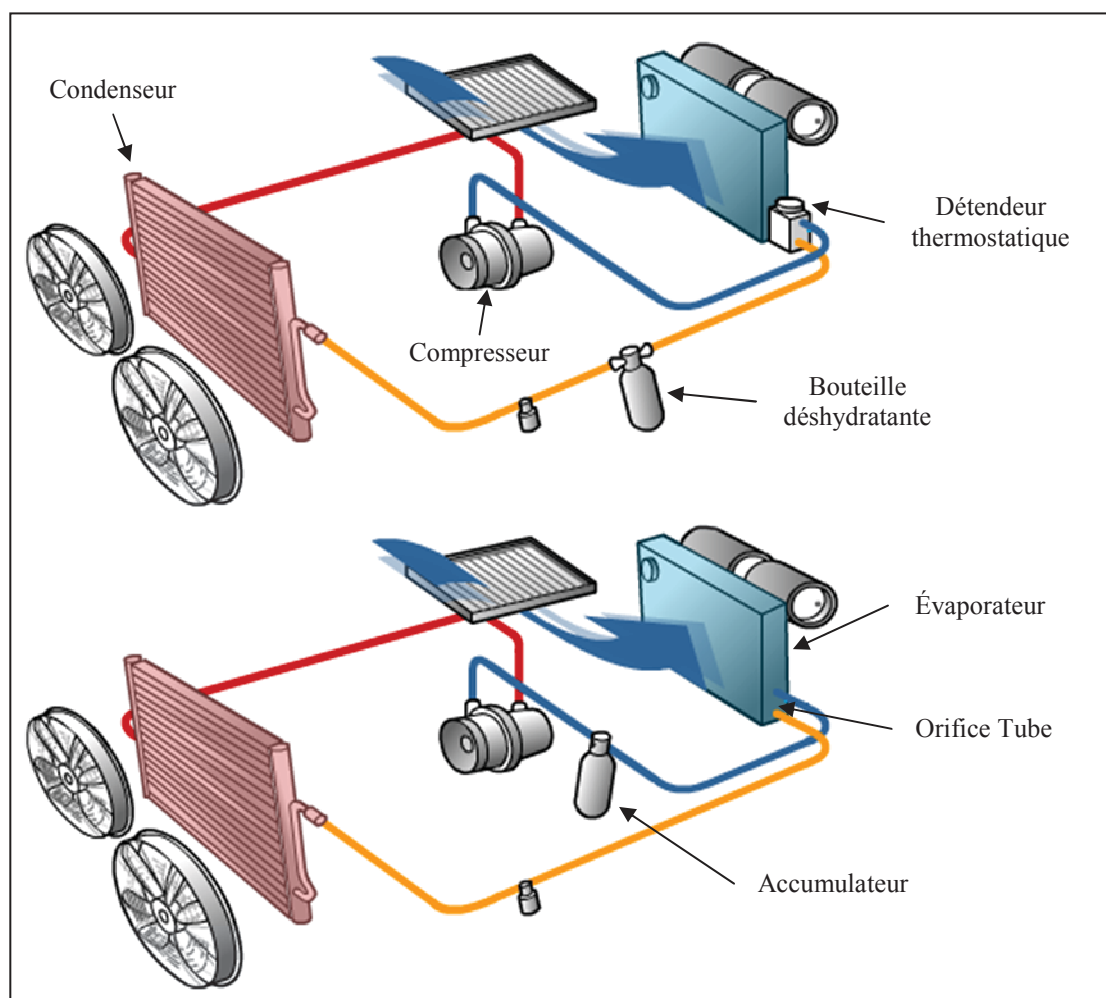


Figure 1-19 : Deux types de boucle de climatisation utilisés dans l'automobile

1.2.1.4.3. Le condenseur et la puissance à évacuer

Deux sources de puissance existent dans la boucle de climatisation : la chaleur récupérée par le réfrigérant au niveau de l'évaporateur afin de refroidir l'habitacle et la chaleur captée par le fluide lors de la compression.

Le composant chargé de dissiper cette puissance est le condenseur. Puisque le réfrigérant (supposant R-134a) change d'état durant la condensation alors la puissance est divisée en trois parties :

- Une partie nommée « désurchauffe » : durant laquelle le réfrigérant gazeux est refroidi jusqu'à la température de saturation.
- Une partie de condensation où le réfrigérant passe de l'état gazeux à l'état liquide à pression et température constantes.
- Une partie nommée « sous-refroidissement » : où le réfrigérant liquide est refroidi d'avantage.

Alors la puissance peut être exprimée comme suit :

$$P_{Cond} = \dot{m}_{réfr} \cdot \left[\underbrace{Cp_{gaz}(T_{entrée} - T_{sat})}_{désurchauffe} + \underbrace{L_{vap-liq}}_{condensation} + \underbrace{Cp_{liq}(T_{sat} - T_{sortie})}_{sous-refroidissement} \right] \quad (1.8)$$

Où « $\dot{m}_{réfr}$ » est le débit massique du réfrigérant (en kg.s^{-1}), « Cp_{gaz} » et « Cp_{liq} » sont les capacités thermiques massiques à pression constante du réfrigérant dans les phases gazeuse et liquide respectivement (en $\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$), « $L_{vap-liq}$ » est l'enthalpie de liquéfaction du réfrigérant (en J.kg^{-1}), « T_{sat} » est la température de saturation (ou de condensation) du réfrigérant (en K), « $T_{entrée}$ » et « T_{sortie} » sont les températures du réfrigérant en entrée et sortie du condenseur respectivement (en K).

L'équation (1.8) peut être simplifiée en utilisant les enthalpies au lieu des températures :

$$P_{Cond} = \dot{m}_{réfr} \times (h_{entrée} - h_{sortie}) \quad (1.9)$$

Où « $h_{entrée}$ » et « h_{sortie} » sont les enthalpies en entrée et sortie du condenseur respectivement (en J.kg^{-1}). La détermination des valeurs des enthalpies nécessite la recherche dans des tableaux ou bien l'utilisation d'un logiciel donnant les caractéristiques des fluides.

Comme les radiateurs, la fabrication des condenseurs a connu quelques évolutions au cours des années. Pendant les années 1950, les condenseurs étaient fabriqués en assemblage mécanique de tubes et d'ailettes, un processus de fabrication sans brasage alors pas cher. Ensuite, dans les années 1970, les premiers radiateurs à serpentin ont vu le

jour dans la climatisation automobile, ce genre de radiateur était par contre brasé. Avec le passage du R-12 au R-134a, une amélioration était indispensable au niveau des performances des condenseurs. Alors, à la fin des années 1980, les condenseurs dits à « flux parallèle » sont apparus, ceux-ci emploient des tubes extrudés à micro-canaux, favorisant les échanges thermiques. De même, les tubes débouchent dans des collecteurs cloisonnés à plusieurs niveaux créant ainsi un circuit à plusieurs passes (Figure 1-20).

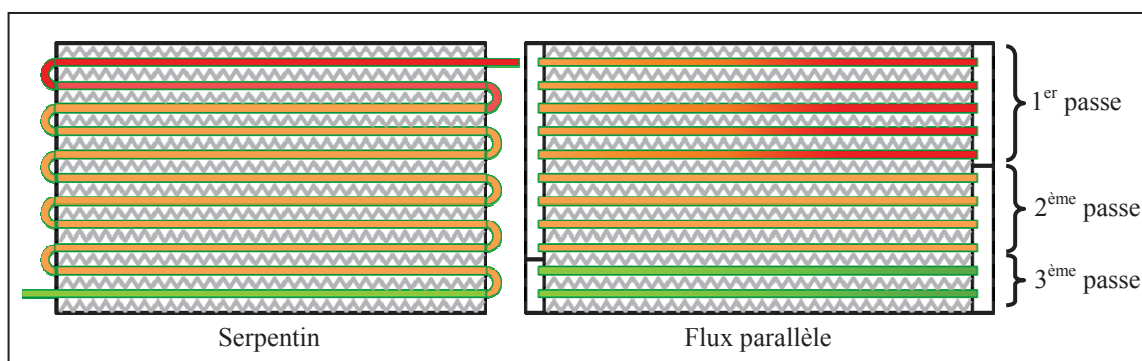


Figure 1-20 : Deux technologies de condenseurs

Toutes les technologies décrites pour le moment concernent les condenseurs refroidis à l'air. Or, récemment, une nouvelle gamme de condenseurs est apparue, ce sont les condenseurs refroidis à l'eau (Figure 1-21). Cette technologie apporte plusieurs bénéfices au fonctionnement de la boucle surtout car ces condenseurs absorbent grâce à l'inertie thermique de l'eau les variations brusques de puissance dues à la variation du régime du compresseur. Et finalement, ce lissage de puissance se traduit même par une diminution de couple sur le compresseur (25).



Figure 1-21 : Condenseur à plaque avec bouteille intégrée (source Valeo)

Les condenseurs refroidis à l'eau restent relativement nouveaux dans le monde automobile. La technologie de fabrication la plus répandue reste celle des plaques (Figure

1-21), Valeo a conçu des condenseurs à plaques avec bouteille et une partie de sous refroidissement forcé en un seul composant (16). Ces condenseurs nécessitent, comme les RAS à eau, une boucle de refroidissement spécifique de basse température, cette boucle à basse température peut être mutualisée entre les deux composants.

1.2.1.5. Autres systèmes thermiques

D'autres systèmes thermiques peuvent être présents dans les voitures, ceux-ci aussi nécessitent une gestion thermique, telle que l'huile de boîte de vitesse ou le carburant. La puissance mise en jeu dans ces systèmes dépend des applications.

Récemment, avec l'apparition des véhicules hybrides et électriques, de nouveaux systèmes sont ajoutés à la liste surtout le système des batteries, des moteurs électriques et de l'électronique de puissance.

1.2.1.6. Conclusion sur la puissance à dissiper

Plusieurs systèmes thermiques sont installés dans les véhicules, ces systèmes sont indispensables pour le bon fonctionnement de la voiture, tels que le refroidissement du moteur ; pour diminuer la consommation et augmenter la puissance, tels que le refroidissement d'air suralimenté ; pour passer les normes de pollution, comme le refroidissement des gaz EGR ou simplement pour le confort des passagers, comme la climatisation de l'habitacle.

1.2.2. Architectures de Refroidissement

Il y a presque autant d'architectures de systèmes de refroidissement que de modèles de véhicules, mais la disposition des composants principaux peut être identifiée en se focalisant du côté hydraulique ou aéraulique.

1.2.2.1. Architectures hydrauliques

Au niveau hydraulique, deux boucles ou systèmes peuvent être identifiés dans les voitures récentes : la boucle haute température et la boucle basse température.

La boucle dite haute température (entre 80 et 110° C) contient le système traditionnel de refroidissement : le moteur, le radiateur et le radiateur de chauffage de l'habitacle principalement, d'autres composants peuvent y être ajoutés comme un échangeur huile-eau, un refroidisseur EGR, ... Les autres composants peuvent se placer en série ou en parallèle (26). La circulation du liquide de refroidissement est assurée souvent par une pompe entraînée mécaniquement par le vilebrequin (27), quelques constructeurs automobiles ont essayé d'utiliser des pompes électriques afin de minimiser la consommation des accessoires (27) (28) (29).

La boucle basse température (moins de 60° C) commence à apparaître sur de nouvelles voitures, cette boucle assure le refroidissement de l'air de suralimentation, la condensation du réfrigérant du système de climatisation (30), le refroidissement des gaz recirculés (dans le cas de la basse pression EGR-BP) (31). Les fonctions attribuées à la boucle basse température évoluent, surtout avec l'hybridation des véhicules, en intégrant les batteries, le moteur électrique et l'électronique de puissance à cette boucle (32). La circulation du liquide de refroidissement est assurée exclusivement par des pompes électriques surtout car la puissance mise en jeu est relativement faible par rapport aux boucles hautes températures (100 W maximum par rapport à une dizaine de kilowatts) (25).

Les composants de la boucle basse température peuvent être placés en série ou en parallèle suivant leur positionnement dans le sous-capot de la voiture et suivant le niveau de perte de charge qu'ils engendrent (25) (33). Placer les composants en série dégrade les performances des derniers échangeurs qui voient du liquide de refroidissement chauffé. Par contre, les placer en parallèle risque aussi de nuire aux performances des composants qui fonctionnent avec des débits de liquide plus faibles puisque le débit global est partagé entre les différentes ramifications.

Une étude qualitative (34) des différentes architectures possibles des boucles à basses températures a mené à une architecture mixte entre série et parallèle (Figure 1-22). Cette architecture mixte assure le débit et la faible température pour les deux composants

schématisés. Cette architecture est une bonne solution tant que la perte de charge des deux parties du radiateur ne réduit pas fortement le débit global. Alors, la conception des architectures hydrauliques est une tâche qui est unique pour chaque application qui dépend des composants utilisés.

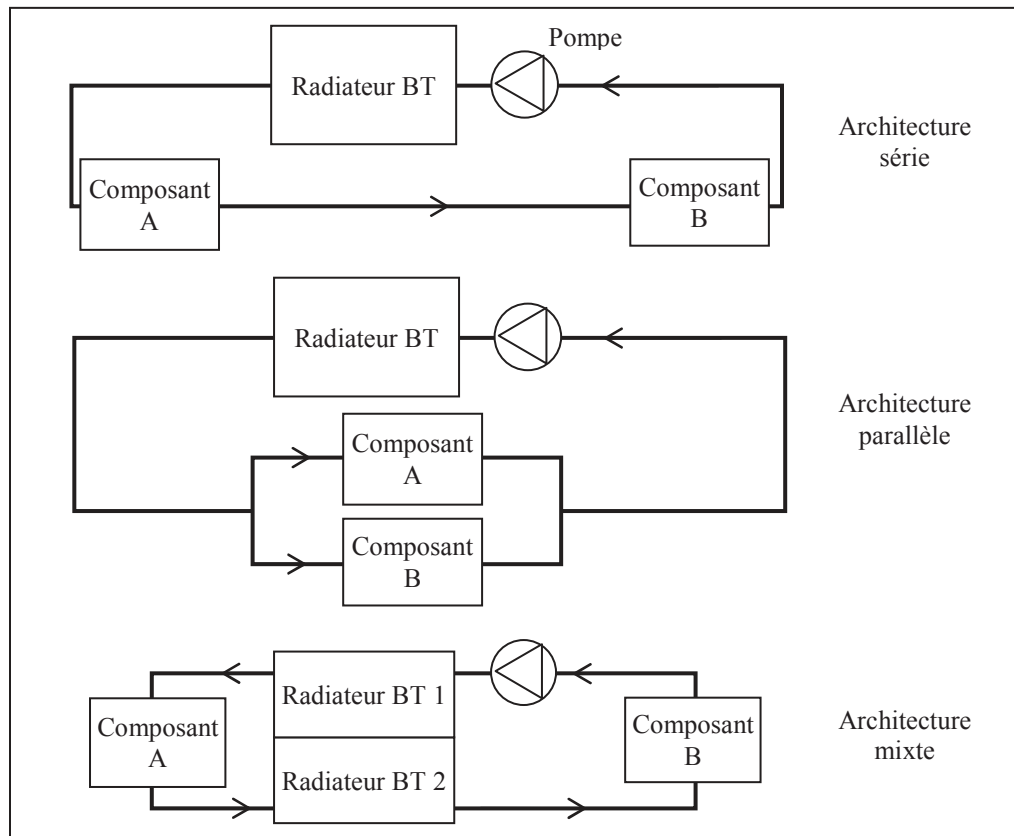


Figure 1-22 : Différentes configurations possibles des boucles à basse température (34)

1.2.2.2. Architectures aérauliques

L'impact de l'architecture aéraulique sur les performances du véhicule est assez important, et il a fait le sujet d'une longue liste de publications surtout que le débit d'air entrant dans le sous-capot est limité et c'est cet air qui va assurer toutes les fonctions de refroidissement.

1.2.2.2.1. Buse du ventilateur

Afin d'augmenter le débit d'air dans les échangeurs, les buses des ventilateurs peuvent être installées pour guider l'air. Ainsi, le ventilateur peut être installé de trois façons différentes (35) (36) (Figure 1-23) :

- Le ventilateur peut être installé simplement sur le radiateur sans aucune buse.
- La buse couvre une partie du radiateur et le reste est dégagé.
- La buse couvre la totalité du radiateur et tout l'air traversant l'échangeur est forcé à traverser le ventilateur.

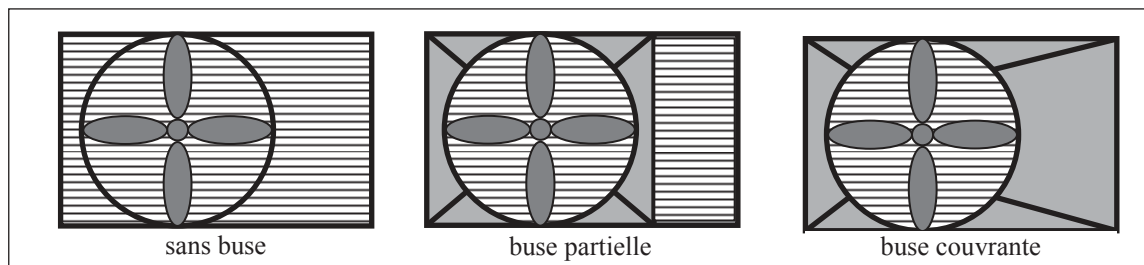


Figure 1-23 : Les trois types des buses de ventilateurs (schémas inspirés de l'article d'Ap (35))

N.S. Ap (35) a établi des comparaisons théoriques et expérimentales entre ces trois architectures. Afin que la comparaison soit plus simple entre différents véhicules, il a introduit un coefficient adimensionnel qu'il a nommé coefficient d'adaptation, comme étant le rapport de la vitesse d'air dans le radiateur sur la vitesse du véhicule. Plus ce coefficient est élevé plus la vitesse d'air dans le radiateur est élevée. Suite à cette comparaison deux zones sont distinguables (Figure 1-24) : la zone de basse vitesse où la présence de la buse apporte un gain significatif et la zone de forte vitesse où la buse gêne l'entrée d'air.

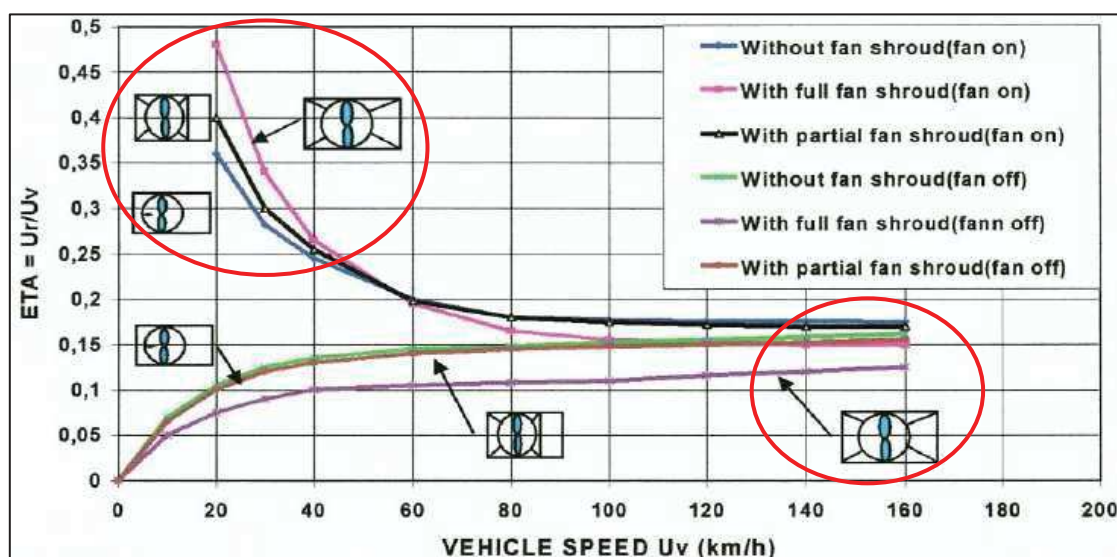


Figure 1-24 : le coefficient d'adaptation avec le ventilateur en marche ou en arrêt (36)

Les véhicules actuels destinés majoritairement à l'utilisation urbaine sont équipés de buse couvrante. Aussi, une solution intéressante est d'ajouter des volets dynamiques,

ces derniers sont fermés à faible vitesse ou quand le ventilateur est en marche et ils s'ouvrent sous l'action de la vitesse. Ainsi ces volets regroupent les avantages des buses couvrantes à faible vitesse et celles des buses à couvertures partielles à vitesse moyenne (Figure 1-25).

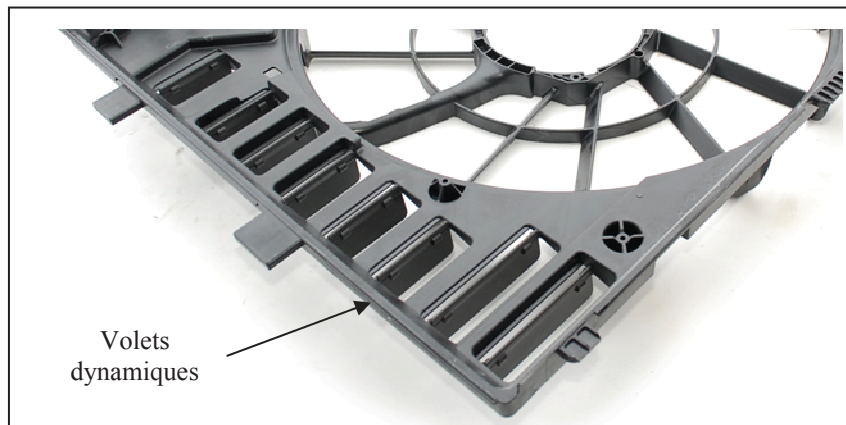


Figure 1-25 : Volets dynamiques sur la buse d'un Volkswagen Touareg 3.0 TDi (2010) (37)

1.2.2.2.2. Positionnement des échangeurs ou module de refroidissement

Différents types de modules de refroidissement existent, cela dépend de la motorisation du véhicule (essence atmosphérique, essence turbocompressé ou Diesel) ainsi que de la présence de la climatisation et d'autres options.

En considérant un véhicule turbocompressé (avec un moteur à essence ou Diesel) avec climatisation, conventionnellement trois échangeurs sont placés en face-avant et peuvent être disposés de différentes manières. Ces différentes architectures dépendent du niveau de puissance mis en jeu et aussi chaque constructeur conserve historiquement une architecture spécifique. La principale différence vient de la forme et l'implantation du RAS, il existe trois formes facilement différenciables (12) :

- Le RAS compact, comme son nom l'indique, il est le plus compact des RAS refroidi à air. Il est souvent placé hors module de refroidissement, parfois dans le passage des roues. Vu son positionnement, il ne perturbe pas l'écoulement d'air mais ne profite pas du ventilateur. La vitesse de l'air de refroidissement qui le traverse est assurée grâce à l'avancement du véhicule (Figure 1-26 a). Cette architecture se trouve montée souvent sur les véhicules Peugeot.

- Le RAS surfacique est relativement mince créant peu de perte de charge, il peut être placé en premier ou en second derrière le condenseur, cela entraîne une perte dans les performances de l'un ou l'autre due à l'échauffement de l'air (Figure 1-26 b).
- Le RAS mosaïque est plus épais que le RAS surfacique ce qui le rend contraignant du point de vue perte de charge. Par contre il a l'avantage de ne pas contaminer l'air qui traverse le condenseur (Figure 1-26 c) et même le radiateur s'il est placé sous ce dernier (Figure 1-26 d).

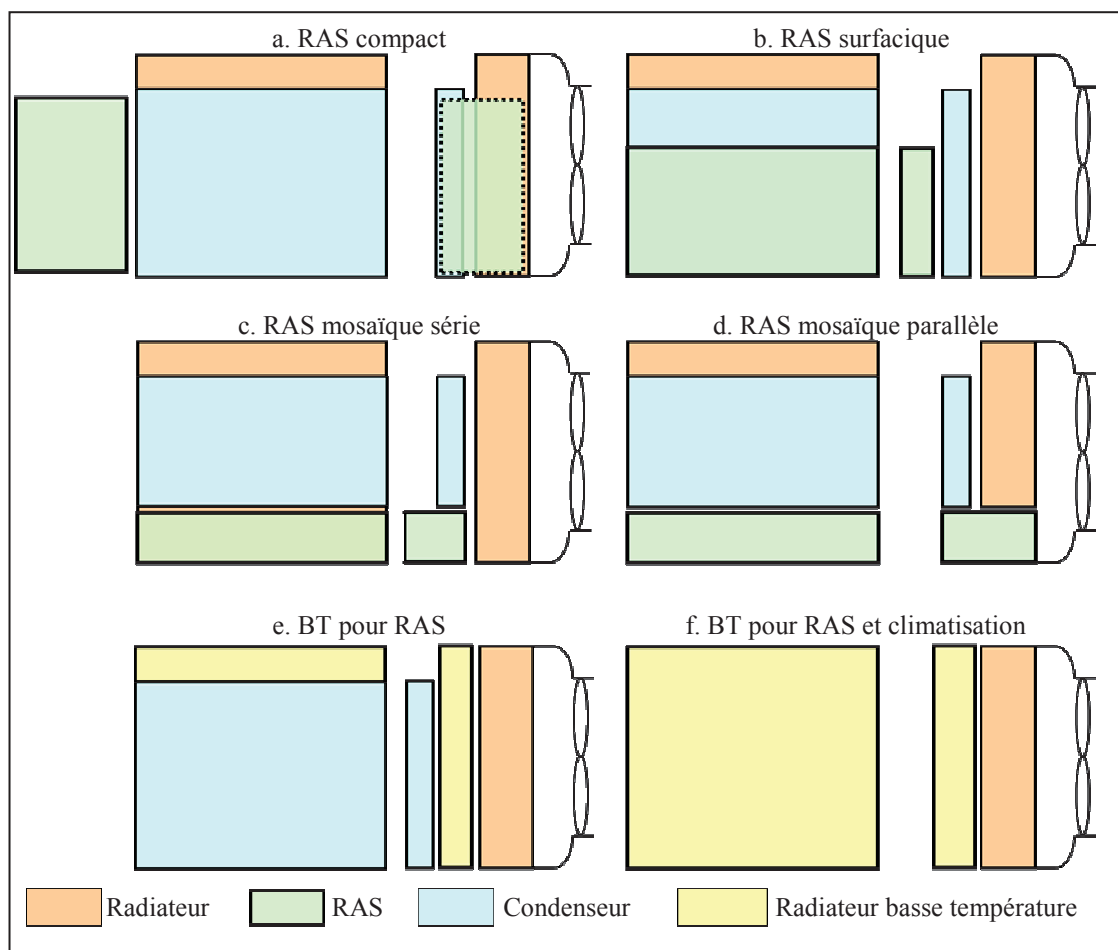


Figure 1-26 : Différentes architectures de modules de refroidissement en vue de face et de profil.

Avec l'apparition des RAS refroidis à eau dans l'automobile, de nouvelles architectures des modules de refroidissement sont apparues aussi. La majeure différence avec les architectures traditionnelles est la suppression du RAS de la face-avant et l'introduction du radiateur basse température (BT). Une problématique surgit, comme dans le cas des RAS surfaciques, la priorité entre le BT et le condenseur (Figure 1-26 e) et la dégradation des performances de l'un ou l'autre des deux composants. Une solution

possible à cette problématique est l'utilisation d'un condenseur refroidi à l'eau. Aussi cette dernière solution a aussi l'avantage de simplifier le module de refroidissement et le rendre plus simple à fabriquer et assembler et le plus important assurer une vitesse d'air uniforme sur la surface entière (Figure 1-26 f).

1.2.2.3. Conclusion sur les architectures de refroidissement

Diverses architectures de refroidissement existent, mais des critères importants sont respectés lors de la conception de celles-ci. Au niveau hydraulique, un bon niveau de débit du liquide de refroidissement à la bonne température doit être assuré pour tous les composants et échangeurs ce qui rend les circuits hydrauliques uniques pour chaque application.

Au niveau aéraulique, plusieurs architectures existent, ces architectures d'un côté sont « historiques » à chaque constructeur mais d'un autre coté respectent aussi les critères de température et de débit d'air. Avec l'introduction des radiateurs à basse température, les architectures aérauliques ont pu être simplifiées.

1.2.3. Évolution des Systèmes Thermiques

Dans le but d'améliorer les performances des systèmes thermiques ou afin de réduire leurs dimensions, même aussi dans le but de réduire la consommation du véhicule des évolutions sont introduites à ces systèmes. Alors des modifications sont apportées aux systèmes traditionnels ou même des sous-systèmes sont ajoutés. Dans ce paragraphe quelques évolutions sont revues.

1.2.3.1. Contrôle de la température

Les circuits de refroidissement traditionnels utilisent un thermostat à cire pour contrôler la température du moteur, ce composant est un élément passif qui s'ouvre et se ferme en fonction de la température du liquide de refroidissement. Tant que le moteur est froid, le liquide de refroidissement sortant du moteur ne passe pas dans le radiateur mais il est directement aspiré par la pompe puis refoulé dans le moteur à nouveau. Une fois que la température avoisine les 85° C le thermostat s'ouvre, gardant ainsi de la marge avant la

surchauffe du moteur dans le cas d'un fonctionnement chargé du moteur (38). Cette température est le résultat d'un compromis entre les performances du moteur, sa consommation et sa protection (28) (39) (40).

1.2.3.1.1. Ouverture du thermostat

Réduire la température d'ouverture du thermostat (aux alentours de 50° C) améliore le remplissage du moteur (41). En fait, en réduisant la température du liquide de refroidissement, la température de la culasse du moteur diminue et par conséquent, l'air aspiré durant la phase d'admission subit moins de réchauffement ainsi sa masse volumique est plus élevée conduisant à un meilleur remplissage du moteur. En plus, une température plus faible refroidit la combustion et en conséquence les émissions des oxydes d'azotes (NOx) sont aussi réduites (41). Alors le taux d'EGR peut être diminué afin de réduire la consommation.

Par contre, une faible température de refroidissement augmente la viscosité de l'huile de lubrification (Figure 1-27) (42), et les pertes par frottement. Aussi, avec une faible température de refroidissement, les pertes thermiques aux parois du cylindre augmentent puisque la différence entre la température des gaz de combustion et la température de la paroi augmente. Ces deux phénomènes ont pour effet d'augmenter la consommation du moteur.

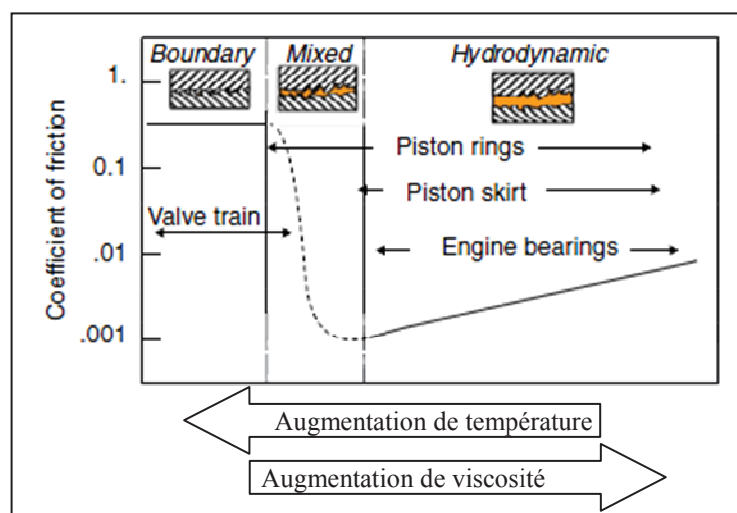


Figure 1-27 : Différents régimes de lubrification dans le moteur placés sur la courbe de Stribeck (43)

Ainsi, en diminuant la température du liquide de refroidissement, plusieurs phénomènes se superposent, les uns contribuent dans la diminution, les autres dans

l'augmentation de la consommation. Mais, le bilan de la consommation est défavorable à faible température du liquide de refroidissement (44).

Cependant, en augmentant la température du liquide de refroidissement, les mêmes phénomènes s'inversent (45) et assurent une réduction de la consommation. Or, si la température devient trop élevée, le film d'huile se rompt et les frottements augmentent en flèche (Figure 1-27) (43).

Rouaud C. *et al.* (46) ont vérifié par calcul le gain apporté en augmentant la température d'ouverture du thermostat de 85° C à 105° C. Sur le cycle NEDC, ils ont calculé une réduction de consommation de 0.6 %. Mais, il est important de mentionner que lors du calcul de la consommation l'impact sur les émissions polluantes n'a pas été étudié.

1.2.3.1.2. Split Cooling

Dans la figure 1-27, il apparaît que la partie bloc-moteur (pistons et paliers) peut fonctionner à une température plus élevée pour réduire les frottements, tandis que la partie culasse doit être refroidie afin d'éviter la perte de rendement de remplissage et pour ne pas avoir de risque de défaillances au niveau des soupapes d'échappement (les points les plus chauds du moteur).

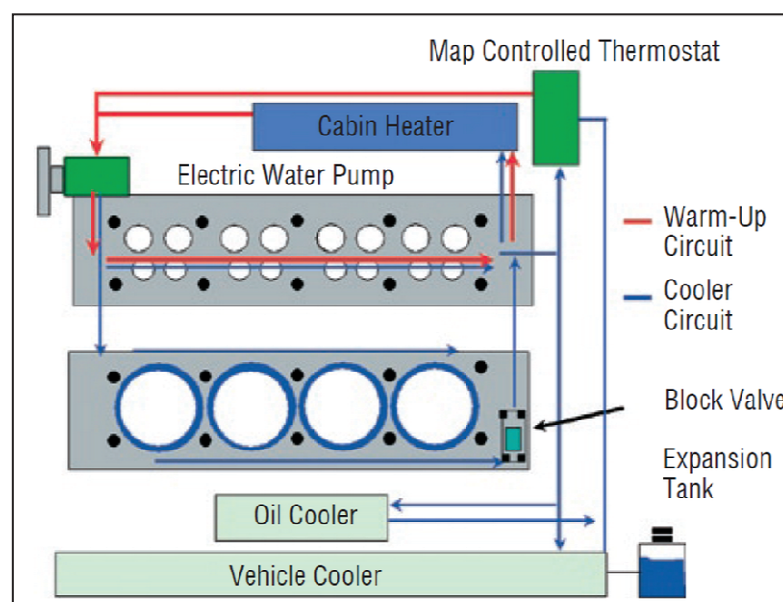


Figure 1-28 : Un système de refroidissement « Split Cooling » présenté par FEV (47)

Suite à cette constatation, des chercheurs ont proposé de refroidir séparément le bloc-moteur et la culasse, ce concept s'appelle « Split Cooling » (Figure 1-28). Un des intérêts de cette technique est de pouvoir assurer une phase de zéro débit dans le bloc-moteur lors de la phase du démarrage à froid ainsi, le moteur chauffe plus vite. La société d'ingénierie allemande FEV annonce dans un communiqué de presse des gains entre 2.4 % et 3.8 % sur le cycle NEDC grâce à la technique de « Split Cooling » (47).

Ford a appliqué ce concept sur leur nouveau moteur « Ecoboost » avec de nombreuses autres améliorations : downsizing (passage de 1.6 litres à 1.0 litres) avec un turbocompresseur à faible inertie, un collecteur d'échappement intégré dans la culasse et une pompe à huile à volume variable (48). Mais le gain apporté grâce au « Split Cooling » n'a pas été communiqué.

1.2.3.2. Actionneurs électriques

Comme déjà mentionné dans le paragraphe précédent, le système de refroidissement fonctionne avec des actionneurs passifs : une pompe mécanique dont le régime dépend de celui du moteur, un thermostat à cire dont l'ouverture est prédéfini en fonction de la température et parfois même un ventilateur lié aussi au vilebrequin du moteur. A cause de cette nature passive, les échangeurs et la pompe du circuit doivent être surdimensionnés afin d'assurer les performances des points extrêmes. Mais dans la majeure partie des cas, ce système ne fonctionne pas de façon optimale, pour cela l'utilisation d'actionneurs électriques ajoute un degré de liberté qui permet d'adapter la stratégie de refroidissement en fonction des conditions de roulage (régime, charge, vitesse...) et des conditions ambiantes.

1.2.3.2.1. Vanne de contrôle électrique

Le remplacement du thermostat à cire par une vanne électrique pour contrôler le débit du liquide de refroidissement est utile pour assurer une régulation fine de la température du moteur surtout avec les tendances à augmenter les températures de fonctionnement (46) (49).

Plusieurs modèles de vannes peuvent être utilisés, Mitchell T. *et al.* (50) en ont cité plusieurs. La conception d'une vanne peut être plus ou moins compliquée, cela dépend

des modes de fonctionnement qu'elle doit assurer. Pendant cette conception il faut s'assurer que la vanne livre les débits requis avec la moindre de perte de charge. Aussi, la vanne doit être la plus compacte possible afin de faciliter son implémentation dans le circuit mais aussi pour limiter son inertie et ainsi augmenter sa réactivité.

Si la vanne est censée remplacer le thermostat sans aucune autre modification au circuit de refroidissement, alors cette vanne doit être dotée d'un moteur (pas à pas ou courant continu) afin de pouvoir réguler sa position et ainsi le débit. Par contre dans le cas où la pompe mécanique est remplacée par une pompe électrique, une vanne à solénoïde peut être utilisée puisque la régulation du débit est assurée par la pompe dans ce cas (51).

Le gain apporté par l'utilisation des vannes électriques est surtout lié à la possibilité d'augmenter la température de fonctionnement du moteur sans risque de surchauffer le moteur.

1.2.3.2.2. THEMIS™

THEMIS™ est une vanne intelligente développée par Valeo assurant la gestion thermique du véhicule (52). C'est une vanne 4 voies actionnée par un moteur à courant continu, elle régule en permanence le débit dans le moteur, le by-pass, le radiateur et le radiateur de chauffage de l'habitacle (Figure 1-29).

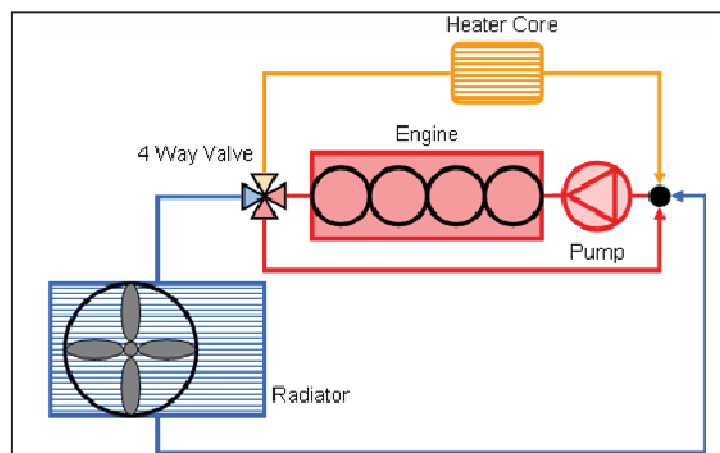


Figure 1-29: Schématisation du circuit de refroidissement contenant la vanne THEMIS™ (source Valeo)

Cette vanne est connectée à une unité de contrôle qui utilise les capteurs déjà installés dans le véhicule et des données enregistrées pour prévoir : la température du métal du moteur, la puissance à dissiper et le temps de réponse du radiateur pour tout

point de fonctionnement du véhicule. Ces données servent à positionner la vanne tout en assurant la température la plus élevée sans mettre le moteur en danger de surchauffe.

Ainsi, cette vanne assure 9 modes de fonctionnement, dont un mode de zéro débit dans toutes les branches, deux autres modes pour la montée en température, un mode pour réduire les chocs thermiques au niveau du radiateur, etc. La multitude des modes de fonctionnement résulte en une complexité du boisseau rotatif de la vanne, son élément principal.

Cette vanne testée à plusieurs reprises, a montré un potentiel de réduire la consommation entre 2 % et 5 %, de plus les émissions polluantes sont aussi réduites : 10 % de moins d'hydrocarbures imbrûlés et 20 % de moins de monoxyde de carbone (33) (52). Ces améliorations sont apportées grâce à une montée en température plus rapide (avec la stratégie de zéro débit au démarrage) et une régulation de la température de liquide de refroidissement à un niveau plus élevé qu'avec un thermostat à cire (passage de 90° C à 110° C) (52).

Par des simulations sur un cycle NEDC, Rouaud C. *et al.* (46) (53) ont isolé l'intérêt apporté par la stratégie du zéro débit assurée par la vanne THEMISTM (estimé entre 0.4 % et 2.2 % de réduction de consommation) de l'intérêt d'avoir augmenté la température à 105° C (estimé entre 0.5 % et 1 %). Aussi, grâce à des modes liés à la température ambiante, l'habitacle est chauffé ou refroidi plus efficacement (52).

Pour le moment, ce qui retient les constructeurs d'installer une vanne de ce type sur les véhicules est la complexité et le prix qui s'élèvent surtout à cause du système de contrôle qui doit être fourni avec la vanne.

1.2.3.2.3. Pompe à eau électrique

Traditionnellement, la pompe qui assure la circulation du liquide de refroidissement est une pompe mécanique, liée par un engrenage ou une courroie au vilebrequin du moteur. Cette liaison rend la vitesse de rotation de la pompe, et par suite le débit délivré, dépendants du régime du moteur. Ainsi le point de dimensionnement de la pompe est le ralenti du moteur et par conséquent, cette pompe est surdimensionnée pour les points de régime supérieur.

En remplaçant la pompe mécanique par une autre à entraînement électrique un dimensionnement plus judicieux est assuré. Malgré la perte de puissance à cause des transformations d'énergie : de mécanique à électrique ensuite à hydraulique, la pompe électrique consomme moins de puissance globale (54).

Les coefficients adimensionnels de Rateau pour les pompes centrifuges (1.10) - (1.11) aident à justifier la réduction significative de la puissance quand le débit est réduit.

Le coefficient de débit s'écrit :

$$\delta = \frac{Q}{N \times R^3} \quad (1.10)$$

Le coefficient de puissance s'écrit :

$$\tau = \frac{P}{\rho \times N^3 \times R^5} \quad (1.11)$$

En combinant les deux coefficients précédents, on trouve que la puissance est proportionnelle au cube du débit délivré par la pompe :

$$P \propto Q^3 \quad (1.12)$$

Chalgren R. et Allen D. (54) ont équipé un véhicule avec une pompe électrique et ils ont mesuré une diminution de plus de 40 % de la puissance consommée par la pompe sur un cycle FTP 75. Et cela a été aussi accompagné par une régulation plus précise de la température du liquide de refroidissement, où tous les pics de température ont été absorbés grâce à une réactivité élevée de la pompe et un découplage entre le débit de pompe et le régime du moteur.

D'un autre côté, Cho H. *et al.* (28) ont calculé une réduction de 85 % de la puissance de la pompe, et ils ont montré qu'un gain supplémentaire peut être atteint si le thermostat traditionnel est modifié. Ils ont proposé de diminuer de 3 à 5° C la température d'ouverture du thermostat afin de diminuer la perte de charge dans ce dernier.

Or cette stratégie va à l'encontre des autres études qui cherchent à augmenter la température du liquide de refroidissement. Les simulations menées par Cho H. *et al.* (28) bien qu'elles prennent en compte le circuit de lubrification, aucune explication concernant la dépendance des frottements de la température de l'huile n'est donnée.

1.2.3.3. UltimateCooling™

UltimateCooling™ est un système innovant de refroidissement développé par Valeo, un seul fluide caloporteur est utilisé pour refroidir le moteur et les autres fluides utilisés dans le véhicule : l'air suralimenté, le réfrigérant de la climatisation, les gaz d'échappement recirculés (EGR), le carburant, etc. (25).

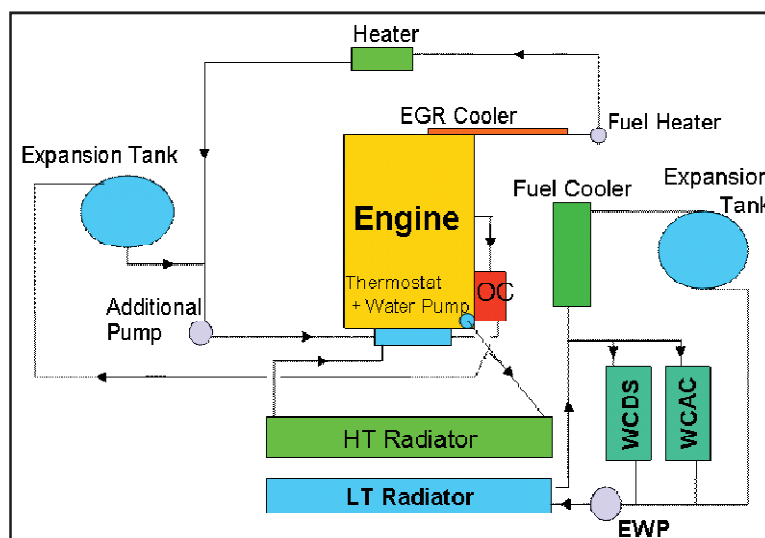


Figure 1-30 : L'architecture du système UltimateCooling™ installé sur une Mercedes C220 CDI (33)

En utilisant un seul fluide caloporteur, la face-avant du véhicule est alors réduite pour utiliser seulement deux radiateurs : un radiateur à haute température et un radiateur à basse température (Figure 1-30). Ainsi, le condenseur classique de la climatisation est remplacé par un condenseur refroidi sur l'eau (WCDS) et le refroidisseur d'air suralimenté classique par un autre refroidi à l'eau (WCAC). Du fait de ce remplacement, les nouveaux échangeurs sont placés près de leur lieu de fonctionnement : le WCDS est placé près du détendeur, et le WCAC près de l'admission du moteur voire même intégré au répartiteur d'admission (55) (Figure 1-31).

Les essais de ce système ont montré des bénéfices à différents niveaux (56) :

- Les performances du moteur sont améliorées surtout en termes de réactivité suite à une demande instantanée de puissance. Le « turbo lag » est réduit grâce à la suppression des longs tuyaux d'air. En plus l'inertie de l'eau absorbe les pics de puissance et assure une température d'air constante.

- Amélioration de la dynamique de climatisation suite à la réduction de la masse de réfrigérant (charge) dans la boucle.
- Standardisation de la face-avant du véhicule avec seulement deux radiateurs.
- Amélioration de la répartition d'air dans la face-avant grâce à l'uniformité de la perte de charge.

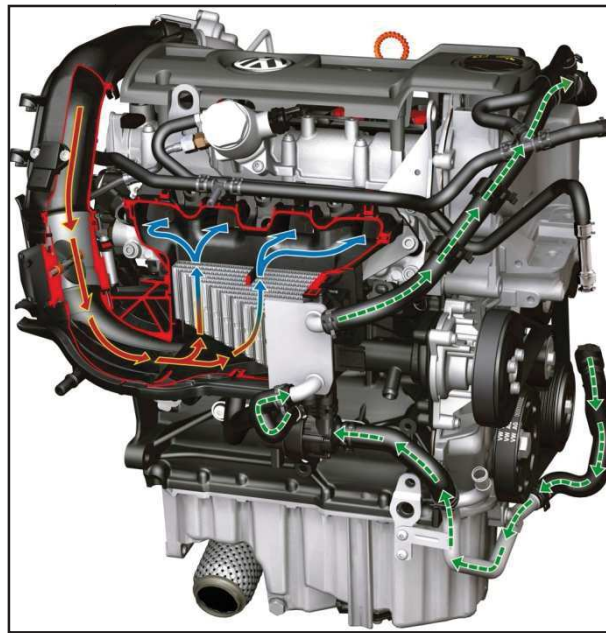


Figure 1-31 : Moteur Volkswagen 1.4 TSI 90 kW, WCAC intégré dans le répartiteur d'admission, en vert le refroidissement du WCAC, rouge et bleu la circulation d'air suralimenté (55)

Avec ces avantages, une réduction de la consommation est constatée. Malvincio C. *et al.* (30) ont mis à l'épreuve une architecture de refroidissement semblable sur une Fiat 500 et ils ont constaté des gains en consommation surtout quand le système de climatisation est en fonctionnement (Figure 1-32).

			Fuel Consumption [l/100 km]		
			ECE	EUDC	NEDC
Baseline	Conditions	TEST			
	20 °C	Homologation	4.7	3.7	4.0
	28°C - 50% R.U.	A/C OFF	4.2	3.6	3.8
A/C ON		6.9	4.5	5.3	
Two Levels	20 °C	Homologation	4.7	3.7	4.1
	28°C - 50% R.U.	A/C OFF	4.2	3.6	3.8
		A/C ON	6.2	4.4	5.1

Figure 1-32 : Consommation mesurée sur la Fiat 500 avec et sans le système équivalent à UltimateCooling™ (30)

Le système UltimateCooling™ peut aussi être utilisé par les véhicules hybrides, ainsi les nouveaux composants à refroidir se connectent sur la boucle basse température déjà existante.

1.2.3.4. Stockage thermique

Étant donnée la nature discontinue du fonctionnement des véhicules, surtout avec les véhicules particuliers, la chaleur produite par le moteur présente des pics qui correspondent à des points de fonctionnement trop chargés mais qui ne sont pas fréquents dans le cycle de vie de la voiture. Ces points sont souvent les points dimensionnant des systèmes thermiques, or si ces pics peuvent être lissés, les dimensions des systèmes thermiques peuvent être alors réduites.

Sur une échelle temporelle plus longue, les voitures subissent presque après chaque démarrage la phase de montée en température qui est une phase coûteuse en terme de consommation et d'émission de polluants. Si par stockage thermique, le moteur atteint sa température de fonctionnement optimale rapidement, un gain peut être attendu.

Ces deux problématiques sont assez différentes alors le type stockage thermique nécessaire pour chacune n'est pas le même.

L'énergie thermique peut être stockée sous diverses formes telles que la chaleur sensible, chaleur latente, chaleur thermochimique ou même une combinaison de ces chaleurs (57). Dans l'automobile, l'utilisation de la chaleur thermochimique est un sujet encore récent et peu étudié, il y a eu récemment des essais utilisant les zéolithes comme matériaux pour un stockage thermochimique (58). Par contre, des stockages latents ou sensibles ont fait l'objet de plusieurs études et publications.

1.2.3.4.1. Stockage sensible

La chaleur sensible est l'énergie gagnée ou perdue par un corps résultant en un changement de température sans changement de phase. Cette chaleur est calculée par l'équation (1.13).

$$q_{sens} = \int_{T_i}^{T_f} M \cdot C_p \cdot dT = M \cdot C_p \cdot (T_f - T_i) \quad (1.13)$$

Où « q_{sens} » est la chaleur sensible mise en jeu (en J), « M » la masse du matériau utilisé, « C_p » est la capacité thermique massique à pression constante du matériau (en $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$), « T_i » et « T_f » sont respectivement les températures initiale et finale (en K).

Le liquide de refroidissement, étant un mélange d'eau et d'éthylène glycol, a une capacité thermique aux alentours de $3700 J/kg \cdot K$. Cette valeur est relativement élevée ce qui le rend favori comme matériau de stockage sensible.

Ap et Golm (59) ont intégré dans le système de refroidissement un vase d'expansion isolé. Ce vase, installé sur la branche contenant le radiateur de chauffage, a deux fonctions :

- Il sert à absorber le changement de volume du liquide de refroidissement avec le changement de température comme un vase d'expansion classique.
- Il joue le rôle de stockeur d'énergie sensible. Cette énergie sert pour accélérer la montée en température du moteur et aussi pour assurer un chauffage plus efficace de l'habitacle.

Une fois que le moteur est chaud, ce vase est rempli de liquide de refroidissement chaud. Étant isolé, le liquide est stocké chaud jusqu'au prochain démarrage du moteur. Lors du prochain démarrage, le volume du liquide chaud est relâché dans le circuit de refroidissement de façon à chasser le liquide froid vers le vase, ce dernier est ensuite fermé afin d'éviter le mélange du liquide froid avec le chaud.

L'avantage d'un tel système est sa capacité de transférer de façon simple et rapide l'énergie du stockeur vers le moteur (200 Wh en 30 secondes) induisant alors de fortes puissances de chauffage. Or, en valeur absolue, l'énergie stockée reste faible.

Un autre problème avec un tel système est l'isolation du vase. En supposant que le liquide est stocké à une température initiale de $100^\circ C$, lors du prochain démarrage (supposé 24 heures plus tard) sa température ne doit pas être moins de $80^\circ C$. Alors, les pertes thermiques ne doivent pas excéder les 3 watts pour 3 litres de liquide ce qui implique des épaisseurs d'isolation conséquentes.

Les gains apportés par ce système sont visibles surtout au cours des premières minutes de fonctionnement du moteur. Sur un cycle NEDC, Ap et Golm (59) ont mesuré une réduction de consommation entre 3 et 6 % à 20° C d'ambiance.

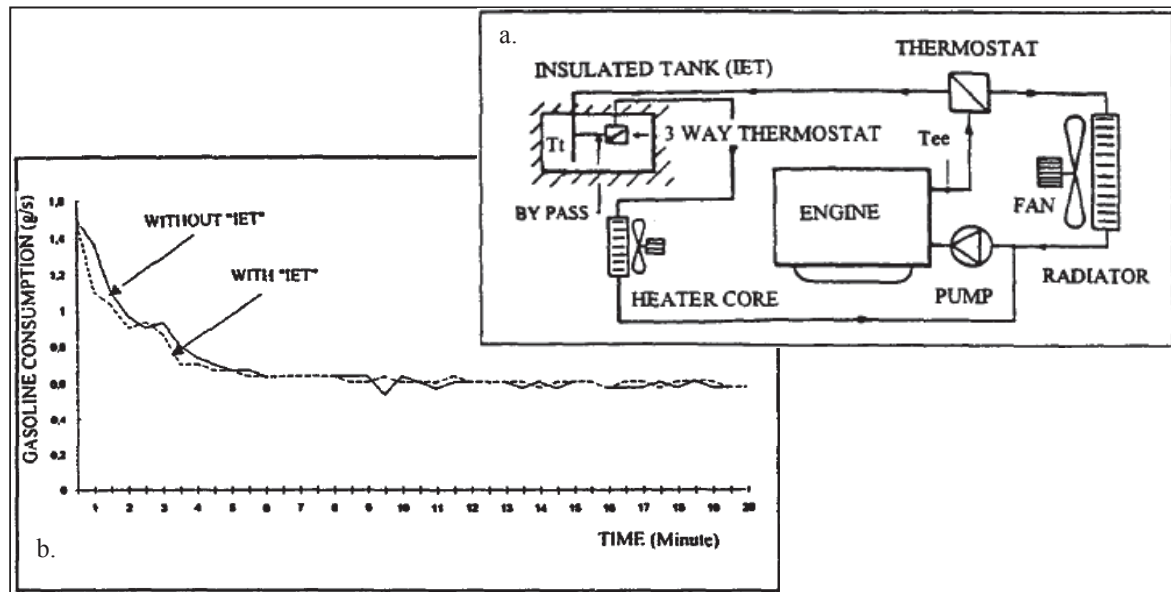


Figure 1-33 : a. une schématisation de l'intégration du vase de stockage dans le circuit de refroidissement
b. comparaison de consommation avec et sans vase de stockage (IET) sur un cycle NEDC (59)

1.2.3.4.2. Stockage latent chaud

La chaleur latente est la quantité d'énergie due à un changement d'état d'une matière qu'elle soit solide, liquide ou gazeuse. L'énergie (en J) mise en jeu par un matériau à changement de phase (MCP) est calculée par la formule (1.14).

$$q_{lat} = \int_{T_i}^{T_m} \underbrace{M \cdot C_{pi} \cdot dT}_{sensible} + \underbrace{M \cdot f_m \cdot L}_{latent} + \int_{T_m}^{T_f} \underbrace{M \cdot C_{pf} \cdot dT}_{sensible} \quad (1.14)$$

Où « T_i », « T_m » et « T_f » sont respectivement les températures initiale, de changement de phase et finale du MCP utilisé (en K), « C_{pi} » et « C_{pf} » sont les capacités thermiques massiques du MCP respectivement avant et après le changement de phase (en $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$), « M » la masse du MCP (en kg), « f_m » la fraction du MCP ayant subi le changement de phase et « L » l'enthalpie de changement de phase (en $J \cdot kg^{-1}$).

Le stockage latent a l'intérêt d'être assez dense énergétiquement, aussi le stockage se fait à une température constante qui correspond à la température de changement de phase (57).

Le choix du MCP est la tâche critique dans la conception du système, le matériau convenable doit avoir les propriétés suivantes (60) :

- Thermiquement, il doit avoir la température de changement de phase adéquate, avoir une enthalpie de changement de phase assez élevée et avoir des coefficients d'échange thermique élevés.
- Physiquement, il doit être stable, avoir une grande masse volumique et subir de faibles variations de volume lors du changement de phase.
- Chimiquement, il doit être non toxique et ininflammable.
- Économiquement, il doit être abondant et à bon prix.

Afin de faciliter le choix, Kim *et al.* (61) ont placé les MCP favoris dans un graphique (Figure 1-34) représentant l'enthalpie de fusion en fonction de la température de fusion. Une telle classification met en évidence le MCP convenable à l'application voulue. Dans le cas de Kim *et al.* l'Érythritol a été choisi afin d'être intégré dans un échangeur installé dans le circuit de refroidissement et ayant pour rôle de lisser la puissance à dissiper et ainsi le système de refroidissement a pu être réduit.

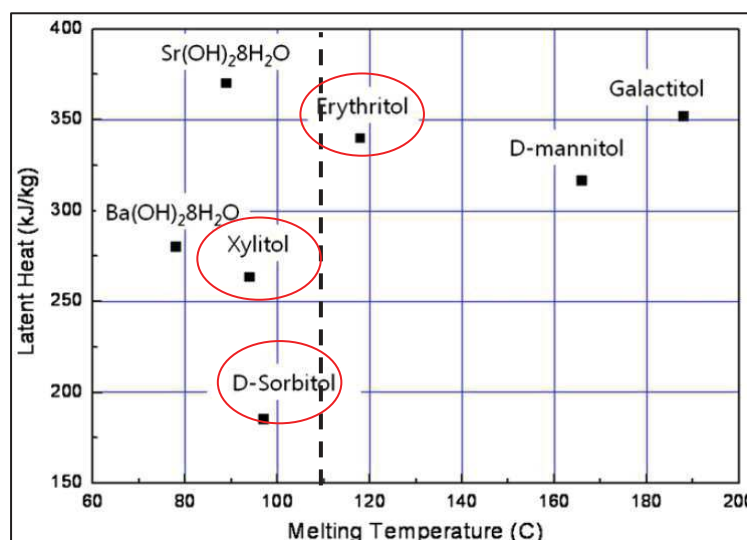


Figure 1-34 : enthalpies de changement de phase de quelques MCP en fonction de leurs températures de fusion (61)

Les simulations menées par Kim *et al.* avaient pour but de calculer la réponse du système de refroidissement à des pics de puissance générée par le moteur (Figure 1-35). Ces calculs ont montré qu'en ajoutant le stockage latent (courbe bleue) le système de refroidissement, malgré un radiateur 30 % plus petit, n'a pas dépassé la température maximale de la configuration de base (courbe rouge).

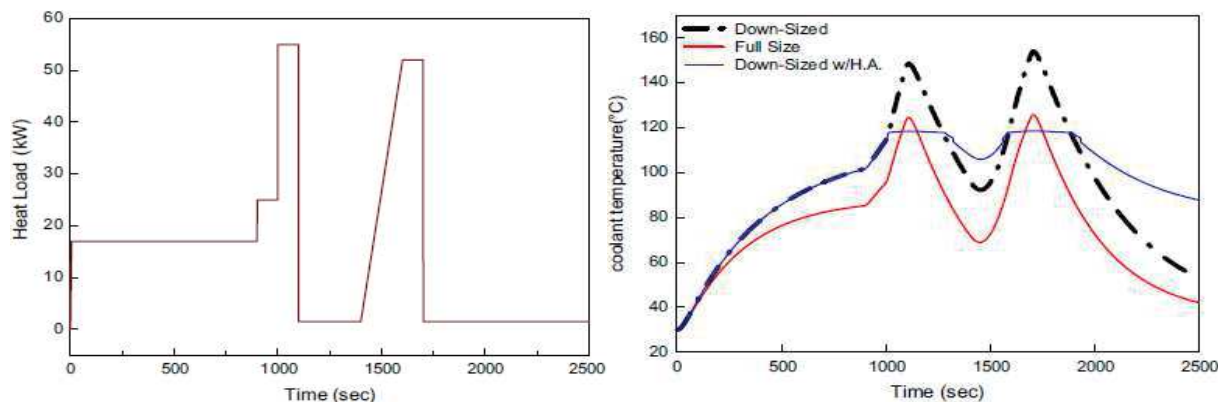


Figure 1-35 : la température du liquide de refroidissement pour diverses configurations simulées par Kim *et al.* (61)

Mais ces calculs ont été menés dans un modèle isolé du véhicule, alors le système de refroidissement entier (avec thermostat) n'a pas été modélisé ainsi l'impact sur la montée en température d'un tel échangeur n'a pas été étudié.

D'autres études consistant à intégrer des accumulateurs à MCP dans le système de refroidissement ont aussi été menées par plusieurs chercheurs (62) (63) (64), ces auteurs ont surtout insisté sur la comparaison entre les performances thermiques des systèmes avec et sans stockage. Azzouz K. (62) a même comparé la masse des deux systèmes un point important que les autres auteurs n'ont pas abordé. Mais rares sont ceux qui se sont intéressés à évaluer l'impact des systèmes sur la consommation.

1.2.3.4.3. Stockage latent froid

Le système nommé « Stop and Start » se répand de plus en plus sur les voitures particulières, ce système arrête le moteur dès que le véhicule s'arrête et le remet en route automatiquement quand le conducteur veut redémarrer. Ce système sert à minimiser la consommation et les émissions dans les embouteillages et aux feux rouges (65).

Or le compresseur de la climatisation de l'habitacle est lié au vilebrequin du moteur, et quand ce dernier est éteint le compresseur s'arrête ce qui signifie que la climatisation ne fonctionne pas durant les phases d'arrêt du système « Stop and Start ». Une fois que

l'air soufflé dans l'habitacle dépasse un certain seuil (aux alentours de 15° C) le moteur est remis en marche pour assurer la climatisation limitant ainsi le gain en consommation du système « Stop & Start ».

Une solution est de stocker du froid quand le compresseur fonctionne de façon à assurer la climatisation durant les phases d'arrêt du moteur (65). Un moyen de stocker le froid est d'intégrer des MCP dans l'évaporateur qui sont refroidis durant la phase de fonctionnement du moteur, et quand la climatisation est arrêtée le ventilateur de l'habitacle reste en marche soufflant ainsi de l'air froid dans l'habitacle repoussant ainsi le redémarrage du moteur.

D'autres auteurs (66) ont repris la même idée récemment pour évaluer l'impact sur la consommation. Un gain pouvant atteindre 9 % est calculé dans le cas des embouteillages.

1.2.3.5. Volets pilotés

Les volets d'air ont été introduits la première fois dans les années 1920 pour aider le moteur à monter plus vite en température. Mais aujourd'hui, les constructeurs les installent surtout pour améliorer la traînée aérodynamique du véhicule (67).

La résistance aérodynamique « R_a » est calculée (en N) par la formule (1.15) où « C_x » est le coefficient de la traînée, « A_f » la surface frontale du véhicule (en m²), « ρ_a » la masse volumique de l'air (en kg.m⁻³) et « V » la vitesse du véhicule (en m.s⁻¹).

$$R_a = \frac{1}{2} \rho_a C_x A_f V^2 \quad (1.15)$$

En fermant les volets, le coefficient de traînée est réduit ce qui se traduit directement par une diminution de consommation. En plus, les volets fermés accélèrent la montée en température du moteur ce qui aide aussi à réduire les émissions polluantes ainsi que la consommation. Et finalement, s'ils sont placés en premier plan, les volets peuvent protéger les échangeurs de la corrosion (68).

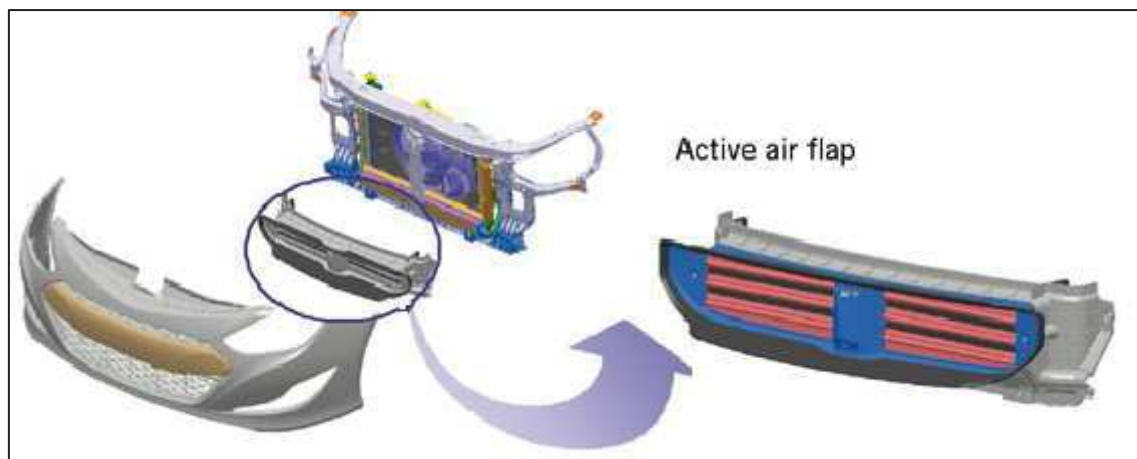


Figure 1-36 : le système de volets actionnés sur la Hyundai Sonata (69).

Différents systèmes et technologies de volets actifs ou actionnés existent déjà sur le marché. Ces systèmes peuvent être séparés en deux catégories : les volets installés entre le module de refroidissement et la calandre (Figure 1-36) et les volets intégrés dans le groupe moto-ventilateur (Figure 1-37). La différence entre les deux technologies du point de vue impact sur la traînée est un sujet qui doit être encore étudié.

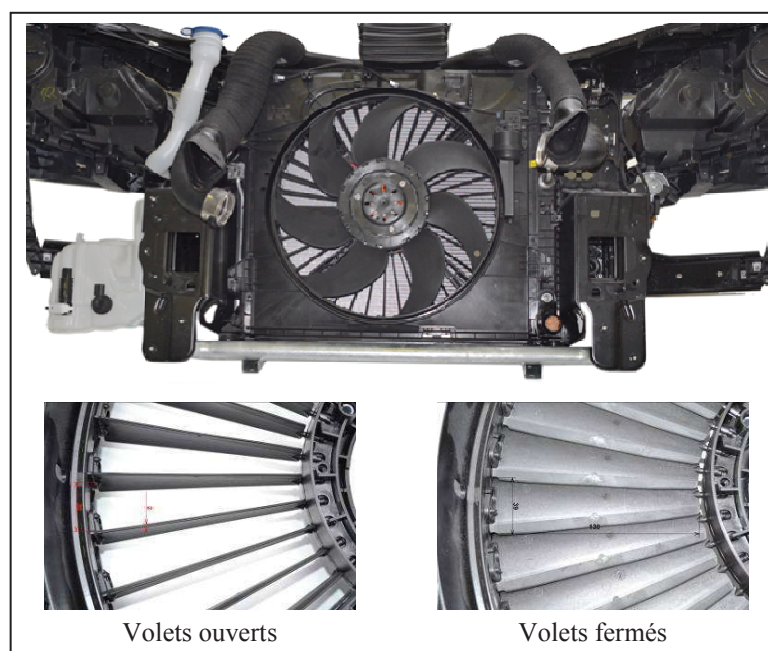


Figure 1-37 : le système de volets actionnés sur la Mercedes M-Class 350 BlueTec (2012).

Si un grand potentiel de réduction de consommation dû à la fermeture de l'entrée d'air existe, il faut aussi vérifier l'impact de cette fermeture sur les performances thermiques des échangeurs spécialement la climatisation d'un côté (67) et sur la température des composants dans le sous-capot comme la batterie ou l'alternateur et même les joints en caoutchouc (70).

Afin de maximiser le potentiel des volets tout en gardant les performances des autres systèmes, un système de contrôle doit être mis en place tout en prenant en considération la charge du moteur, la température des gaz d'échappement, la vitesse du véhicule, la température dans l'habitacle et d'autres paramètres. Aussi, il faut prendre en compte la géométrie des volets pour qu'une fois ces derniers ouverts ils ne perturbent pas le passage d'air.

1.2.3.6. Autres systèmes annexes

Le stockage thermique et les volets actionnés ne sont pas les seuls systèmes ajoutés aux systèmes thermiques, au contraire, la liste peut s'étendre sur des pages, voici ci-après quelques-uns.

Les systèmes de récupération à l'échappement se développent et peuvent avoir un impact sur les systèmes thermiques, à citer les systèmes utilisant le cycle de Rankine (71) (72) qui nécessitent une source chaude (gaz d'échappement ou liquide de refroidissement du circuit haute température) et une source froide pouvant être l'air ambiant ou le liquide de refroidissement (basse température de préférence) pour produire de l'énergie mécanique. Hountalas *et al.* (73) ont estimé des gains en consommation atteignant 11 % dans leur étude pour simuler l'utilisation des systèmes Rankine sur des poids lourds.

Une autre technologie pour récupérer l'énergie à l'échappement est le générateur thermoélectrique (72) (74), ce générateur utilise l'effet Seebeck pour produire de l'électricité grâce à une différence de température. Ainsi ce générateur utilise les gaz d'échappement comme source chaude et le liquide de refroidissement comme source froide. Des chercheurs estiment des gains en consommation avec cette technologie allant jusqu'à 4.7 % (72), mais ils ne clarifient pas la méthode utilisée pour la détermination de ces gains.

L'encapsulation ou l'isolation du moteur (70) (75) afin de garder sa chaleur entre deux démarrages et accélérer sa montée en température, agit aussi sur les systèmes thermiques en imposant plus de puissance à dissiper en minimisant la dissipation de puissance par convection naturelle. Avec un système d'isolation adéquat, Bürgin (70) calcule le gain en consommation en fonction du temps d'arrêt entre deux démarrages (Figure 1-38), un pic de 1.6 % peut être espéré, malgré un surpoids de 6 kg de matières isolantes.

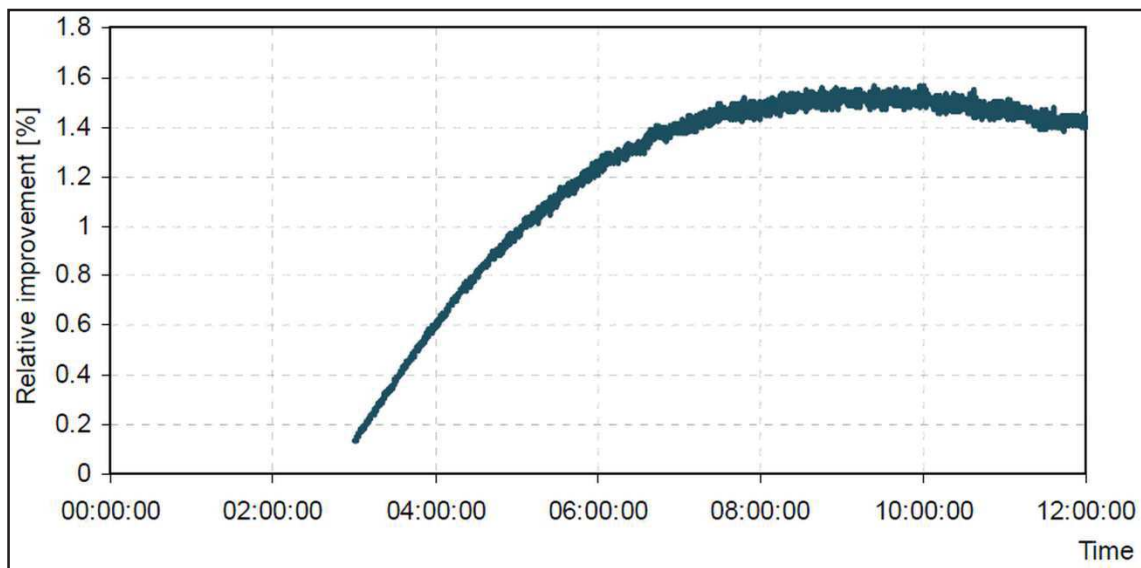


Figure 1-38 : Gain en consommation calculé par Bürgin en encapsulant le sous-capot du moteur (70)

1.2.3.7. Conclusion sur l'évolution des systèmes thermiques

Les systèmes thermiques des véhicules évoluent en permanence et cela afin d'améliorer leurs performances ou bien pour réduire la consommation et les émissions polluantes du véhicule.

Une tendance à augmenter la température d'ouverture du thermostat se remarque sur les nouvelles voitures, et cela afin de diminuer les frottements qui dépendent de la température. Et afin de protéger le moteur tout en accélérant sa montée en température, le « Split Cooling » est utilisé.

Des applications de stockage thermique sous les formes latente ou sensible permettent une montée en température du moteur et un chauffage de l'habitacle plus rapides, une réduction des dimensions des systèmes thermiques et dans le cas des véhicules équipés de « Stop & Start » une climatisation continue de l'habitacle.

Les volets actionnés servent à réduire la traînée aérodynamique du véhicule mais ils nécessitent des stratégies de contrôle assez pointues afin de maximiser les profits sans risques de dégradation des performances des systèmes thermiques.

1.2.4. Conclusion sur les Systèmes Thermiques Automobiles

Dans un moteur Diesel, le système de refroidissement récupère plus de 20 % de l'énergie du carburant. À cette énergie s'ajoutent l'énergie évacuée en refroidissant l'air suralimenté et l'énergie dissipée par le condenseur de la climatisation de l'habitacle. Toute cette énergie est évacuée finalement dans la face-avant du véhicule, mais suivant l'architecture reliant les différents composants des systèmes thermiques, les performances du moteur varient ainsi que son efficacité et par conséquent, l'énergie à évacuer est aussi modifiée.

D'un autre coté, des évolutions dans les systèmes thermiques visent à améliorer le rendement du moteur. Un moyen efficace présenté dans la littérature est de maintenir la température de fonctionnement assez élevée dans le bloc-moteur réduisant ainsi les pertes par frottement. Pour s'assurer que cette température ne cause pas de risques sur la fiabilité du moteur, des actionneurs intelligents sont utilisés tels que des vannes électriques ou des pompes électriques. Aussi des moyens innovants peuvent accélérer la montée en température afin d'atteindre la température voulue tels que les systèmes de stockage ou l'encapsulation du moteur, mais ces systèmes restent victimes de la nécessité d'utiliser des isolants thermiques souvent trop volumineux et lourds.

L'impact de la température d'air suralimenté sur la consommation est un sujet très peu étudié dans la littérature mais qui présente un intérêt sur la consommation. Le refroidissement à eau de l'air de suralimentation présenté dans le système UltimateCoolingTM conduit à des températures d'air d'admission plus faibles que les systèmes traditionnels et des consommations plus faibles, par contre aucune liaison de cause à effet n'est trouvée dans la littérature.

Finalement, les systèmes thermiques étant souvent dimensionnés pour des points de fonctionnement qui ne correspondent ni à l'utilisation quotidienne des véhicules, ni aux cycles d'homologation, alors les systèmes thermiques pénalisent par la traînée aérodynamique la consommation du véhicule sur sa vie entière. Les volets d'air pilotés servent à réduire cette traînée et par conséquent la consommation. Par contre, l'impact qu'auront ces volets sur la climatisation et l'utilisation plus fréquente du ventilateur reste un sujet peu abordé.

1.3. Méthodes d'Évaluation de la Consommation Liée aux Systèmes Thermiques

D'un côté, les études montrent l'impact important des systèmes thermiques sur la consommation des véhicules. Or, d'un autre côté, la multitude des systèmes thermiques et leur interconnexion rendent l'évaluation de la part de la consommation liée à un système thermique bien défini une mission complexe et délicate. Dans ce paragraphe, différentes méthodes utilisables pour accomplir cette mission sont revues.

1.3.1. Méthodes Expérimentales

1.3.1.1. Banc moteur

Dans les bancs d'essais moteurs, on relie le moteur thermique à un frein électrique qui absorbe la puissance produite. Sur ces bancs, diverses études (41) (44) visant l'impact de la température (d'huile et du liquide de refroidissement) sur la consommation du moteur sont menées. D'autres études recherchent à évaluer l'influence du taux d'EGR sur la consommation (18).

Les bancs moteurs sont utilisés surtout dans le cas de recherches visant la diminution des polluants plutôt que la consommation et cela est justifié par la complexité du traitement des gaz d'échappement dans les autres méthodes, seraient-elles expérimentales ou analytiques.

Le plus grand inconvénient des bancs moteurs est l'absence de la majeure partie des systèmes thermiques, ainsi l'habitacle n'est pas présent, les échangeurs de la face-avant du véhicule sont souvent remplacés par des échangeurs refroidis à l'eau du réseau. Même si les bancs moteurs donnent des résultats assez fiables pour les points stabilisés, les résultats sont discutables dans le cadre de l'évaluation des cycles de roulage.

1.3.1.2. Banc à rouleaux

Afin d'évaluer le gain en consommation apporté par une modification sur le véhicule, les constructeurs et les équipementiers ont recours aux essais sur bancs à rouleaux. Ainsi, la modification est mise en place et le véhicule est amené dans un centre d'homologation. Ici, le véhicule est monté sur un banc à rouleaux constituant le frein qui absorbe la puissance du moteur (Figure 1-39), ce banc à rouleaux est programmé avec une « loi de route » préalablement introduite qui définit la puissance à absorber en fonction de la vitesse du véhicule.

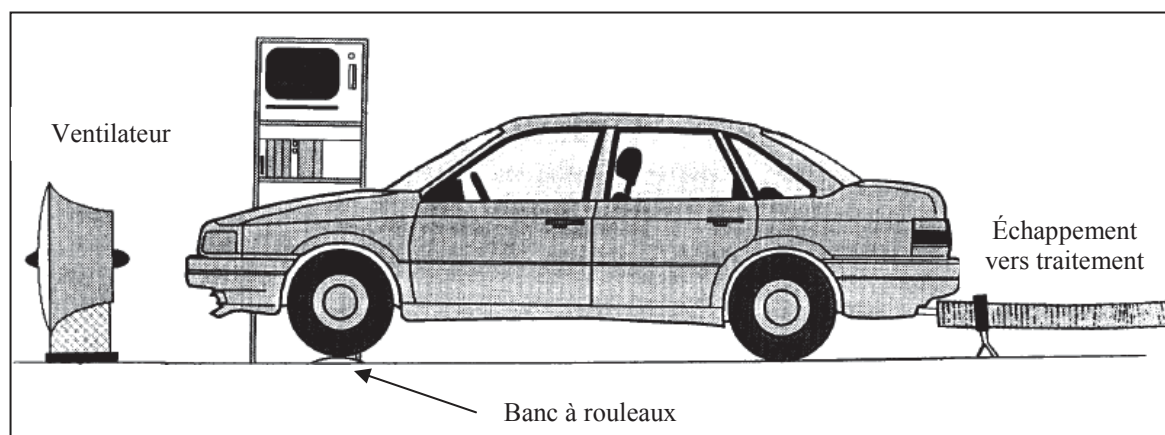


Figure 1-39 : Représentation du véhicule sur le banc à rouleaux dans un centre d'homologation (76)

Puisque le véhicule reste stationnaire dans ce genre d'essais, alors la climatisation de la cellule des essais augmente l'intérêt de ces installations. Ainsi des essais à différentes températures ambiantes peuvent être menés avec une répétabilité des conditions assez élevée. Ce type d'essais est de forte importance pour étudier les systèmes de la gestion thermique de l'habitacle surtout dans les cas des températures extrêmes de froid ou de chaleur (77).

Officiellement, des centres de ce type sont utilisés pour évaluer la consommation des nouveaux véhicules avant leur diffusion sur le marché. Or, la grande majorité de ces centres n'est pas équipée de soufflerie pouvant souffler de l'air dans la veine complète où se trouve le véhicule mais la vitesse de l'air liée à l'avancement du véhicule est simulée par un ventilateur asservi placé en face de la calandre, ce qui ne reproduit pas parfaitement les conditions aérothermiques obtenues sur la route.

Finalement, les forces de résistance subies par le véhicule en roulant sont simulées par le freinage des rouleaux du banc d'essai. La détermination de la puissance électrique à appliquer sur ces rouleaux se fait en calculant « La Loi de Route ». Cette loi représente la puissance des forces de résistance en fonction de la vitesse du véhicule, souvent c'est une fonction du troisième degré. La détermination des paramètres de ce polynôme se fait de manière très approximative en fonction du type du véhicule, sa taille (surface frontale) et sa masse. La valeur du coefficient de traînée est souvent prise aux alentours de 0.3 dans ce calcul. Les rouleaux sont alors programmés pour cette loi de route avant les essais. Alors les véhicules équipés de volets d'air pour la réduction de la traînée aérodynamique ne voient pas de gain au niveau de la consommation sur ce type de banc, puisque la loi de route reste inchangée lors des essais malgré la fermeture des volets.

1.3.1.3. Essai sur route

Les véhicules sont parfois essayés sur la route avec des équipements portables afin de mesurer la consommation instantanée ainsi que les émissions polluantes. Cette méthode assure la plus grande représentation des conditions réelles d'usage des véhicules. Alors les paramètres aérauliques, thermiques et hydrauliques sont bien respectés, et en plus toute modification a son poids sur la consommation.

Par contre, cette méthode présente quelques inconvénients : les essais ayant lieu à l'extérieur, alors les conditions ambiantes dépendent de la météo, et la comparaison des résultats devient plus compliquée.

En plus, si ces essais ont lieu sur la route parmi les voitures, pouvoir suivre un cycle de roulage dépend de l'état du trafic, sinon ces essais peuvent être menés sur des circuits routiers dans des centres dédiés ce qui augmente les coûts des essais et limite aussi les possibilités de parcours.

Finalement, la mesure précise de la consommation nécessite la mesure de la masse de dioxyde de carbone dans les gaz d'échappement. Or, les équipements nécessaires au traitement des gaz d'échappement exigent une puissance assez élevée pour les alimenter (allant jusqu'à plusieurs kilowatts). Ce qui signifie qu'il faut soit changer l'alternateur pour pouvoir produire cette puissance, mais cela impacte la consommation. Soit, il faut installer un petit générateur (groupe électrogène) pour alimenter les équipements mais cette solution nécessite de la place et n'est applicable que sur les véhicules utilitaires. Une

dernière solution consiste à installer à bord des batteries préalablement chargées avec les convertisseurs convenables, malgré la nécessité de recharger les batteries toutes les 2 à 3 heures et le surpoids ajouté au véhicule, cette solution reste la plus utilisée (78).

1.3.1.4. Conclusion sur les méthodes expérimentales

Afin d'évaluer expérimentalement l'impact des systèmes thermiques sur la consommation d'un véhicule diverses méthodes existent : chacune a ses avantages et ses inconvénients. Ainsi, les essais sur les bancs moteurs sont utiles pour évaluer l'impact de la thermique des fluides du moteur en régime stabilisé seulement puisque la reproduction de la dynamique de l'air de refroidissement dans les échangeurs de la face-avant est impossible. Cependant, les essais sur les bancs à rouleaux sont les plus répandus, ils constituent aussi la méthode officielle pour estimer la consommation des véhicules malgré des problèmes au niveau aérothermique, surtout pour les véhicules équipés de volets d'air actionnés. Finalement, les essais sur route reproduisent les vraies conditions d'usage des véhicules mais ces essais dépendent de quelques paramètres incontrôlables (météo et trafic surtout).

1.3.2. Méthodes Numériques

Les méthodes numériques, tout comme les méthodes expérimentales, sont diverses et variées. Albrecht (79) a classé les modèles numériques des moteurs en trois catégories, cette classification est aussi valable pour modéliser d'autres composants que le moteur. Dans ce paragraphe ces trois catégories sont présentées.

1.3.2.1. Modélisation 2D/3D

Le premier niveau de modélisation est la 2D/3D. Cette approche est dédiée surtout à l'étude des écoulements ou des phénomènes précis dont l'observation expérimentale est compliquée : par exemple, l'hétérogénéité de la distribution d'air à travers les échangeurs (Figure 1-40) ou bien l'écoulement d'air dans les répartiteurs d'air d'admission jusqu'aux cylindres (80), ou bien l'étude de la combustion dans les moteurs et de l'impact sur la consommation (81).

Malgré la grande précision des résultats apportés par les modèles multidimensionnels, le temps de calcul engendré est assez élevé, alors les chercheurs se contentent de simuler les régimes établis ou bien juste l'équivalent de quelques secondes en temps réel. Des modèles 2D/3D, modélisant la relation entre les systèmes thermiques et la consommation d'un véhicule, sont presque inexistants.

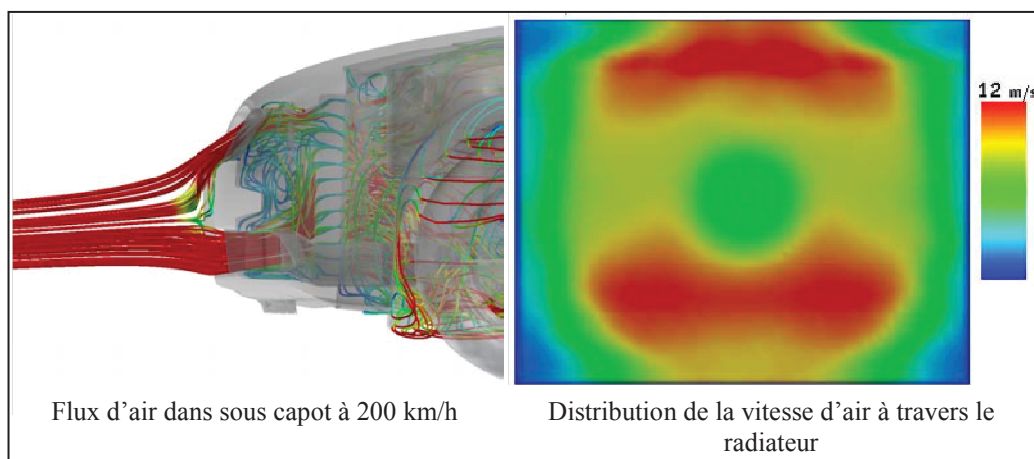


Figure 1-40 : Résultats de calculs CFD 3D effectués par Knaus H. et al (82) pour simuler l'air dans le sous- capot.

1.3.2.2. Les tables de correspondance

Les tables de correspondance représentent le moyen basique de modélisation. Les tables de correspondance ont l'avantage de donner des résultats quasi-instantanés, mais ces résultats ne sont impactés que par quelques paramètres qui sont les données d'entrées de ces tables. Pour simplifier les modèles complexes, des chercheurs utilisent ces tables pour modéliser des paramètres de faible importance dans le système global

Cortona (83) a modélisé, sous forme d'une table à une entrée et une sortie, le débit du liquide de refroidissement dans la branche qui « by-passe » le radiateur en fonction de l'ouverture d'une vanne qui gère la répartition des débits (Figure 1-41 a). Le calcul des pertes de charges internes en fonction de la position de la vanne étant un paramètre qui n'intéressait pas l'auteure, alors elle s'est contentée d'utiliser les tables de correspondance.

Également, des cartographies formées de tables à plusieurs entrées (Figure 1-41 b) sont souvent utilisées pour modéliser les moteurs thermiques et les puissances engendrées. Cortona (49) comme d'autres (84), (85) ou (86) ont eu recours à ces cartographies afin de modéliser le moteur puisque les études qu'ils menaient se focalisent sur des systèmes

annexes rendant ainsi le moteur un élément secondaire. Ainsi, Dubouil (87) s'est basé dans ses travaux sur un modèle de moteur de ce type pour estimer la consommation dans le cas des véhicules hybrides.

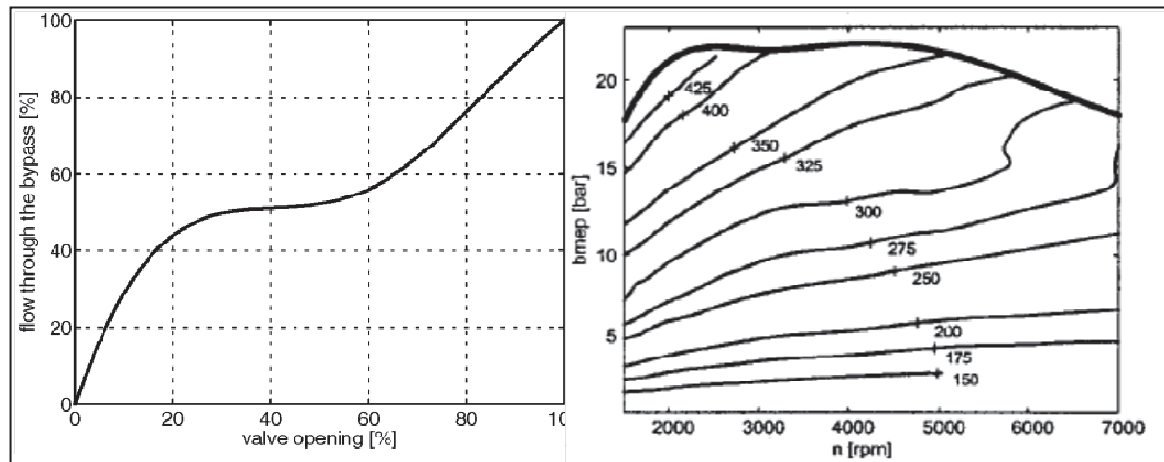


Figure 1-41 : Exemple de modélisation par table de correspondance :
a) débit en fonction de la position d'une vanne (83)
b) Puissance échangée entre les gaz et la paroi des cylindres (49)

1.3.2.3. Modèles empiriques et phénoménologiques 0D

Les modèles empiriques et phénoménologiques 0D se placent entre la modélisation en 3D et les tables de correspondance.

1.3.2.3.1. Modèles empiriques

Les modèles empiriques sont des lois, qui une fois validées dans un domaine d'application défini, sont capables de prédire les résultats d'un certain phénomène. Pour cette raison ces modèles sont plus prédictifs que les tables de correspondance. Mais en même temps, bien que leur utilisation nécessite parfois une certaine discrétisation ou maillage le temps de calcul engendré reste nettement inférieur à celui de la 3D.

Des chercheurs utilisent ce type de modélisation pour définir les caractéristiques des fluides diphasiques, comme la perte de charge ou les coefficients d'échange. Choi *et al.* (88) ont comparé près d'une quinzaine de modèles empiriques qui décrivent la perte de charge d'un fluide dans l'état diphasique. Une grande disparité dans les résultats est observée (Figure 1-42) ce qui montre que le domaine de validité des modèles empiriques

est souvent étroit et il est nécessaire d'ajouter des coefficients de correction pour adapter ces modèles à chaque application.

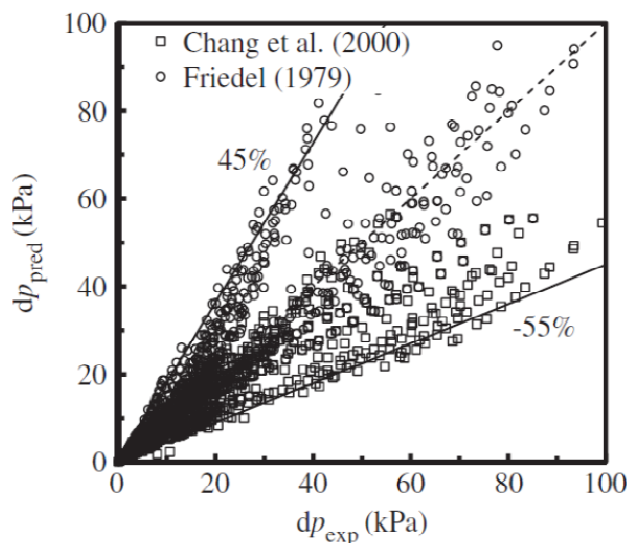


Figure 1-42 : Comparaison de deux méthodes empiriques aux résultats expérimentaux (88)

Aussi, l'utilisation de ces modèles est fréquente pour modéliser la combustion et les échanges dans le moteur, Heywood (89) a cité dans son livre plusieurs de ces lois empiriques, telles que les formulations de Woschni, d'Annand ou de Le Feuve. Plusieurs auteurs (90) (91) ont eu recours à des variantes de ces formulations dans leurs travaux. Ainsi, Rouaud (53) a utilisé des modèles basés sur les formulations de Woschni pour évaluer l'impact de différentes stratégies de refroidissement sur les performances thermiques d'un véhicule, par contre, il a dû mettre le véhicule sur un banc à rouleau pour mesurer l'impact sur la consommation.

1.3.2.3.2. Modèles phénoménologiques 0D

Les modèles phénoménologiques 0D, utilisent des lois empiriques issues des essais expérimentaux comme les modèles empiriques. Mais en plus, ils utilisent les formules de la physique telles que les équations de la conservation de la masse, de l'énergie et de la quantité de mouvement qui s'appliquent sur des volumes de contrôle. L'intérêt de ces modèles, par rapport aux modèles empiriques, réside dans la physique ajoutée dans la résolution des équations.

Comme les modèles empiriques aussi, ces modèles sont souvent utilisés pour modéliser la combustion. Les modèles de Barba (92) et de Chmela (93) représentent des modèles phénoménologiques 0D utilisés pour déterminer la chaleur de la combustion des

moteurs Diesel. En termes de rapidité dans le calcul, ces modèles restent moins rapides que les modèles empiriques (94).

1.3.2.4. Conclusion sur les méthodes numériques

Pour modéliser l'impact d'un paramètre sur la consommation plusieurs méthodes existent, chacune livre un degré de précision et par conséquent le temps nécessaire pour le calcul évolue aussi avec cette précision. Quand il s'agit de vouloir étudier l'impact des paramètres qui ne sont pas en liaison directe avec le moteur, une approche système est nécessaire.

Or, appliquer cette approche avec des modèles 2D/3D implique un temps de calcul inadapté à l'utilisation. Pour cette raison, il est nécessaire de réduire la précision des modèles surtout quand il s'agit de paramètres à faible influence sur les systèmes thermiques. Une combinaison entre modèles empiriques (pour représenter les systèmes thermiques) et des tables de correspondance pour représenter les autres composants peut être une méthode intéressante.

1.4. Conclusion de l'Étude Bibliographique

Depuis plus de deux décennies, l'Europe et le monde cherchent à diminuer la consommation des véhicules et les émissions de ces dernières. Avec l'arrivée de nouveaux cycles et procédures d'homologation, les constructeurs se demandent quelle serait la consommation de leurs véhicules sur ces nouveaux cycles. En plus, avec de nouvelles lois de plus en plus restrictives et des conditions plus sévères, les systèmes thermiques (surtout la climatisation) auront leur poids sur la consommation. Mais quel serait cet impact et sera-t-il le même en changeant le cycle d'homologation ?

On a vu aussi dans l'étude bibliographique qu'un grand nombre de configurations et d'architectures de systèmes thermiques existent sur le marché. Des questions importantes peuvent se poser alors, telles que : « laquelle de ces configurations faut-il utiliser ? ». Jusqu'à aujourd'hui, la réponse reposait sur les critères de prix et de performances thermiques, demain un nouveau critère sera ajouté : l'impact sur la consommation.

En parallèle à ces questions, les constructeurs cherchent de nouvelles voies afin d'améliorer l'efficacité des moteurs. Or, les systèmes thermiques dans un véhicule sont concernés par plus du tiers de l'énergie consommée par le moteur et des modifications sur ces systèmes influencent directement la consommation. Ainsi, des systèmes pour améliorer la performance ou diminuer la consommation énergétique des systèmes thermiques commencent à voir le jour. Un moyen simple et efficace développé dans la littérature est d'augmenter la température du liquide de refroidissement et de l'huile de lubrification.

La littérature présente aussi d'autres technologies permettant de réduire la consommation des véhicules, telles que les volets pilotés. Ces composants peuvent réduire la traînée aérodynamique des véhicules mais réduisent en même temps les performances des systèmes thermiques. Par contre, peu de publications dans la littérature évoquent l'impact de tels composants sur la consommation et sur le confort des passagers dans l'habitacle.

Aussi, dans la littérature on remarque un manque de l'impact de la température d'air suralimenté sur la consommation du véhicule. Bien que quelques publications montrent que le refroidissement à l'eau de l'air suralimenté apporte des gains sur la consommation et les performances du moteur les sources de ces gains ne sont pas claires.

D'un autre côté, la détermination de l'impact des systèmes thermiques sur la consommation s'est avérée être une tâche assez délicate. D'ailleurs, les méthodes expérimentales ne sont pas toujours convenables à cause de la variation des conditions ambiantes ou à cause de l'inadaptation des moyens d'essais. La simulation numérique, étant une autre voie pour évaluer l'impact des systèmes thermiques sur la consommation, ne présente pas des modèles déjà construits pouvant répondre à cette question. Alors, la création d'un tel modèle semble indispensable, et par ailleurs un compromis entre précision et temps de calcul sera un point important.