

# 367346

7D  
182  
R46  
3/AP/76/5E  
a.1



Environnement  
Canada

Environment  
Canada

Service de la  
protection de  
l'environnement

Environmental  
Protection  
Service

---

# La pollution atmosphérique et les techniques antipollution: la production d'énergie par voie thermique

Volume 1

Les moteurs à combustion interne

---

Analyse économique et technique  
Rapport EPS 3-AP-76-5F

Direction générale de l'assainissement de l'air

## LES RAPPORTS DU SERVICE DE LA PROTECTION DE L'ENVIRONNEMENT

Les rapports d'analyse économique et technique font le point sur l'état des connaissances, présentent des études bibliographiques et des inventaires industriels et comportent des recommandations afférentes, dans la mesure où celles-ci n'impliquent aucune recherche expérimentale. La préparation des rapports peut être confiée soit au personnel du Service de la protection de l'environnement, soit à des entreprises ou organismes dont il sollicite les services.

Le Service publie nombre d'autres rapports dans les collections suivantes : Règlements, codes et méthodes d'analyse, Politique et planification, Développement des techniques, Surveillance, Exposés et mémoires soumis à des enquêtes publiques, Evaluation des incidences sur l'environnement et Guides de formation.

Pour tout renseignement, prière de s'adresser au Service de la protection de l'environnement, ministère de l'Environnement, Hull (Québec), Canada, K1A 1C8.

## ENVIRONMENTAL PROTECTION SERVICE REPORT SERIES

Economic and Technical Review Reports relate to state-of-the-art reviews, library surveys, industrial inventories, and their associated recommendations where no experimental work is involved. These reports will either be undertaken by an outside agency or by the staff of the Environmental Protection Service.

Other categories in the EPS series include such group as : Regulations, Codes and Protocols; Policy and Planning; Technology Development; Surveillance; Training Manuals; Briefs and Submissions to Public Inquiries; and Environmental Impact and Assessment.

Inquiries pertaining to Environmental Protection Service Reports should be directed to the Environmental Protection Service, Department of the Environment, Hull, Québec, Canada, K1A 1C8.

**La pollution  
atmosphérique  
et les techniques  
antipollution:  
la production d'énergie  
par voie thermique**  
Volume 1  
Les moteurs à combustion interne

**N. Ostrouchov**

Direction générale de l'assainissement de l'air  
Direction de la dépollution et du contrôle  
Division des installations fixes

**RAPPORT EPS 3-AP-76-5F**

**ENVIRONNEMENT CANADA**

Publication distribuée  
par le Service de la protection de l'environnement  
Ministère de l'Environnement  
Hull  
K1A 1C8

Édition française de  
*Air Pollution Emissions and Control Technology: Thermal Power Generation* © 1977  
préparée par le Module d'édition française  
Ministère de l'Environnement

**RAPPORT EPS 3-AP-76-5F**

Imprimé par le ministère des Approvisionnements et Services  
N° de catalogue: En 42-3/76-5F  
ISBN 0-662-91442-2

©  
Ministre des Approvisionnements et Services  
1982

## RÉSUMÉ

Le présent rapport esquisse les principes de base relatifs à la combustion et à la formation d'émissions dans le cas des moteurs alternatifs fixes et des machines fixes mues par des turbines à gaz. Ces principes font l'objet de rappels constants tout au long de l'exposé des techniques de lutte contre les émanations d'oxydes d'azote, d'hydrocarbures, d'aldéhydes, de monoxyde de carbone et de fumées. Dans de nombreux cas, l'ouvrage renvoie le lecteur aux travaux cités en annexe.

L'expérience semble démontrer qu'il y a une technique antipollution unique convenant à chaque type de moteur; le rapport ne préconise aucune solution toute faite. Il tente plutôt d'initier le lecteur aux principes et aux techniques de lutte pour qu'il soit en mesure de combattre la forme de pollution à laquelle il se trouve confronté.

## ABSTRACT

The fundamentals of combustion and emission formation in both reciprocating stationary engines and stationary gas turbine systems are delineated. These fundamentals are used to examine the emission control techniques which have been applied to control oxides of nitrogen, hydrocarbons, aldehydes, carbon monoxide and smoke emissions. In many cases the reader is referred to cited literature for further detail.

Because experience shows that emission control tends to be unique to individual engine types, ready-made solutions are not given. Instead, the underlying principles of emission formation are presented, together with various control methods so that the reader may bring them to bear upon individual emission problems.

## TABLE DES MATIÈRES

	RÉSUMÉ ET ABSTRACT .....	III
	LISTE DES TABLEAUX ET DES FIGURES .....	V
	ABRÉVIATIONS ET SYMBOLES .....	VII
<b>1</b>	<b>INTRODUCTION</b>	
1.1	But .....	1
1.2	Objet .....	1
<b>2</b>	<b>TYPES DE MOTEURS ET PROCESSUS DE COMBUSTION</b>	
2.1	Moteurs alternatifs .....	2
2.2	Turbines à gaz .....	4
<b>3</b>	<b>POLLUANTS ÉMIS PAR LES MOTEURS DIESEL ET LES TURBINES À GAZ</b>	
3.1	Formation des émissions de combustion .....	8
3.2	Oxydes d'azote (NO <sub>x</sub> ) .....	8
3.3	Monoxyde de carbone (CO) .....	8
3.4	Dioxyde de soufre .....	9
3.5	Carbures d'hydrogène (HC) .....	9
3.6	Aldéhydes et odeurs .....	9
3.7	Particules (fumée) .....	10
3.8	Brouillard glacé .....	10
<b>4</b>	<b>FACTEURS DES ÉMISSIONS POUR LES TURBINES À GAZ, MOTEURS DIESEL, MOTEURS POLYCARBURANTS ET MOTEURS À GAZ</b>	
4.1	Effets des conditions de fonctionnement .....	11
4.2	Méthodes d'essai .....	14
4.3	Facteurs d'émissions .....	14
<b>5</b>	<b>MÉTHODES DE RÉDUCTION DES ÉMISSIONS POLLUANTES</b>	
5.1	Moteurs alternatifs .....	22
5.2	Turbines à gaz .....	39
<b>6</b>	<b>RÉGLEMENTATION ACTUELLE EN MATIÈRE D'ÉMISSIONS POLLUANTES PAR LES MOTEURS DIESEL ET LES TURBINES À GAZ</b>	
<b>7</b>	<b>MÉTHODES DE MESURE DES ÉMISSIONS DES GAZ D'ÉCHAPPEMENT</b>	
7.1	Évaluations du débit de l'air d'admission et des gaz d'échappement .....	55
7.2	Turbines à gaz .....	56
7.3	Moteurs alternatifs .....	58
<b>8</b>	<b>RELEVÉ NATIONAL DES ÉMISSIONS PRODUITES PAR LES CENTRALES THERMIQUES À MOTEURS DIESEL ET À TURBINES À GAZ</b>	
8.1	Capacité installée et expansion future .....	61
8.2	Production d'énergie et taux d'émissions .....	63
	OUVRAGES DE RÉFÉRENCE .....	66
	ANNEXE DONNÉES RELATIVES AUX ÉMISSIONS .....	69

## LISTE DES TABLEAUX

1	Types de moteurs fixes alternatifs	2
2	Facteurs d'émissions obtenus dans la présente étude	19
3	Facteurs d'émissions (comparaison entre diverses sources)	19
4	Facteurs proposés en vue de l'évaluation du taux d'émission	20
5	Techniques antipollution pour les moteurs alternatifs	22
6	Réduction des émissions par modification des conditions de fonctionnement; moteur Cooper Bessemer GMVA-8, à gaz, allumage commandé, balayage, 2 temps	24
7	Relevé de la production d'énergie électrique en 1973	61
8	Production d'énergie électrique: capacité installée, énergie produite et émissions	64
9	Taux d'émissions pour les centrales thermiques à moteurs à combustion interne et pour l'ensemble des autres sources en 1970 (30)	65

\*

\* \*

## LISTE DES FIGURES

1	Turbine à gaz à récupération	5
2	Chambre de combustion: turbine à gaz	5
3	Évolution des émissions de HC, CO et NO <sub>x</sub> selon le rapport air-combustible	12
4	Influence du rapport d'équivalence sur les émissions de NO <sub>x</sub>	13
5	Influence de la charge sur les émissions de NO <sub>x</sub> dans le cas des moteurs Cooper Bessemer à gaz et au diesel	13
6	Émissions de NO <sub>x</sub> par des moteurs diesel à injection directe et des moteurs à combustible gazeux (essai de 146 moteurs)	17
7	Émissions de NO <sub>x</sub> produites par des moteurs diesel à chambre de précombustion (essai de 35 moteurs)	17
8	Émissions de CO par des moteurs diesel à injection directe et par des moteurs à combustible gazeux (essai de 123 moteurs)	17
9	Émissions de CO par des moteurs diesel à chambre de précombustion (essai de 26 moteurs)	18
10	Émissions de HC par des moteurs diesel (essai de 44 moteurs)	18
11	Émissions de HC des moteurs à combustible gazeux (essai de 19 moteurs)	18
12	Opacité de la fumée produite par des moteurs diesel (essai de 94 moteurs)	18
13	Taux d'émission de NO <sub>x</sub>	21
14	Taux moyen d'émissions des moteurs fixes à combustible interne	21
15	Effets du recyclage des gaz d'échappement et du point d'injection sur la consommation et les émissions d'un moteur diesel suralimenté, à chambre de précombustion	26
16	Influence du recyclage des gaz d'échappement sur les émissions de NO <sub>x</sub> : moteur diesel Caterpillar, 4 temps, à chambre de précombustion	27
17	Influence de l'injection d'eau sur les émissions d'un moteur diesel Comet V à injection directe	28
18	Influence de l'injection d'eau sur les émissions de NO <sub>x</sub> d'un moteur diesel Caterpillar, 4 temps, à chambre de précombustion	30

19	Effets de l'injection d'eau dans un moteur à gaz Ingersoll Rand PKVGR-12, 4 temps, à aspiration naturelle et allumage commandé . . . . .	31
20	Emissions de NO <sub>x</sub> : moteur à chambre de précombustion et moteur à injection directe . . . . .	33
21	Teneur en HC: moteur à injection directe et moteur à chambre de précombustion, aspiration naturelle dans les deux cas . . . . .	33
22	Teneur en CO: moteur à injection directe et moteur à chambre de précombustion, aspiration naturelle dans les deux cas . . . . .	33
23	Comparaison entre les moteurs à injection directe et les moteurs à chambre de précombustion . . . . .	34
24	Effets d'un catalyseur au platine sur les niveaux d'émissions: moteur diesel à injection directe, 2 temps, balayage par air . . . . .	36
25	Réduction catalytique du NO <sub>x</sub> par l'ammoniaque . . . . .	38
26	Réduction catalytique du NO <sub>x</sub> par l'ammoniaque sur un catalyseur au platine . . . . .	40
27	Influence de la température de l'air à la sortie de la chambre de combustion et de l'appauvrissement du mélange dans la zone primaire sur le niveau d'émissions (gaz naturel): turbine à gaz Westinghouse W-251AA, standard . . . . .	42
28	Influence de la température à la sortie de la chambre de combustion et de l'appauvrissement du mélange en zone primaire sur les émissions (huile): turbine à gaz Westinghouse W-251AA, standard . . . . .	42
29	Influence du recyclage des gaz d'échappement refroidis sur les émissions des chambres de combustion en combustibles gazeux et en combustibles liquides: turbine à gaz Westinghouse W-251AA, standard . . . . .	43
30	Effet caractéristique du temps de séjour sur les émissions de NO <sub>x</sub> et de CO dans la chambre de combustion d'une turbine à gaz pour automobile . . . . .	46
31	Schéma de principe des techniques antipollution humides (injection d'eau ou de vapeur) . . . . .	47
32	Efficacité de l'injection d'eau ou de vapeur à entraver la formation de NO <sub>x</sub> dans les chambres de combustion des turbines à gaz . . . . .	48
33	Effet de l'injection d'eau sur les émissions de NO <sub>x</sub> : turbine à gaz Westinghouse W-251, standard (huile distillée n° 2); 32,8 MW . . . . .	48
34	Réduction des émissions de NO <sub>x</sub> au moyen de l'injection d'eau: turbine à gaz Westinghouse W-251 (huile distillée n° 2); 32,8 MW . . . . .	48
35	Effet de l'injection d'eau sur l'indice de fumée: turbine à gaz Westinghouse W-251 (huile distillée n° 2); 32,8 MW . . . . .	50
36	Effet de l'injection d'eau sur les émissions de CO: turbine à gaz Westinghouse W-251 (huile distillée n° 2); 32,8 MW . . . . .	50
37	Effet de l'injection d'eau sur les émissions de HC: turbine à gaz Westinghouse W-251 (huile distillée n° 2); 32,8 MW . . . . .	51
38	Gamme de réduction du NO <sub>x</sub> suivant divers modes d'injection d'eau ou de vapeur: chambres de combustion expérimentales Brown Boveri-Sulzer (huile distillée n° 2) . . . . .	51
39	Émissions de NO <sub>x</sub> : turbines de puissance élevée munies de systèmes de réduction de NO <sub>x</sub> . . . . .	53
40	Section transversale de cheminée circulaire indiquant les points d'exploration sur diamètres perpendiculaires . . . . .	59
41	Section transversale d'une cheminée rectangulaire divisée en 12 carrés, avec point d'exploration au centre de chaque aire . . . . .	59
42	Schéma d'un système de mesure des émissions à l'échappement . . . . .	60
43	Production d'énergie par moteurs diesel et turbines: capacité nominale . . . . .	62
44	Production d'énergie par moteurs diesel et turbines à gaz au Canada . . . . .	63
45	Production d'énergie par moteurs diesel et turbines: total des émissions polluantes . . . . .	65

## ABRÉVIATIONS ET SYMBOLES

A.N.	Moteur à aspiration naturelle	
ASTM	American Society for Testing Materials	
B	Moteur diesel à balayage, 2 temps	
CSF	Consommation spécifique au frein	g/hp·h lb/hp·h g/kWh pi <sup>3</sup> /hp·h Btu/hp·h
DEMA	Diesel Engine Manufacturers Association	
DM <sub>air</sub>	Débit massique de l'air	kg/h, lb/h
DM <sub>comb.</sub>	Débit massique du combustible	kg/h, lb/h
DM <sub>échap.</sub>	Débit massique de l'échappement	kg/h, lb/h
EMS	Émissions massiques spécifiques	g/hp·h lb/hp·h g/kW·h
EPA	Environmental Protection Agency (É.-U.)	
FE <sub>1</sub> , FE <sub>2</sub>	Facteurs d'émission	g/hp·h lb/hp·h g/kWh lb/10 <sup>6</sup> Btu lb/10 <sup>3</sup> lb de combustible
I.D.	Moteur diesel à injection directe	
I.I.	Moteur diesel à injection indirecte (moteur à chambre de précombustion)	
P.C.	Moteur diesel à chambre de précombustion	
SEA	Society of Automotive Engineers	
T.C.	Moteur à turbocompresseur	
T.C.R.	Moteur à turbocompresseur et refroidisseur	
tp	Temps	s (seconde) ms (milliseconde)
λ	Rapport d'équivalence Rapport entre le mélange air-combustible qui est utilisé et le mélange stoechiométrique	

# 1 INTRODUCTION

## 1.1 But

Le présent rapport vise à fournir les renseignements techniques nécessaires à l'élaboration de lignes directrices nationales relativement à la pollution atmosphérique attribuable à la production d'énergie électrique par voie thermique au Canada.

Il recense et classe les différents types de moteurs fixes à combustion interne utilisés pour la production d'énergie électrique, et apporte des renseignements détaillés sur deux types de moteurs thermiques, les turbines à gaz et les moteurs alternatifs.

## 1.2 Objet

L'objet du rapport se définit comme suit:

- a) établir une liste complète des moteurs fixes à combustion interne;
- b) étudier en détail les turbines à gaz et les moteurs alternatifs, et classer les différents types (types principaux et types secondaires) selon le processus de combustion, le combustible employé et la taille, et, dans le cadre de cette étude, aborder l'importance relative des processus de combustion en ce qui concerne les émissions;
- c) déterminer les facteurs d'émissions particuliers aux turbines à gaz, aux moteurs diesel, aux moteurs polycarburants et aux moteurs à gaz;
- d) déterminer les techniques possibles de réduction des émissions;
- e) relever la réglementation actuelle sur les émissions des moteurs fixes à combustion interne;
- f) inventorier les méthodes existantes de mesure des émissions;
- g) déterminer la capacité, la production énergétique et le volume des émissions des installations canadiennes de production d'énergie.

## 2 TYPES DE MOTEURS ET PROCESSUS DE COMBUSTION

L'industrie de la production d'énergie électrique utilise des turbines à gaz et des moteurs alternatifs dans les centrales de base et les centrales de pointe. Les grandes entreprises de service public ont recours à ces moteurs pour la production de pointe, tandis que dans les petites installations municipales on s'en sert pour la production de base.

### 2.1 Moteurs alternatifs

Les moteurs alternatifs fixes se classent en plusieurs catégories, selon la méthode d'allumage du mélange air-combustible, le nombre de temps par cycle et le mode d'alimentation.

Tableau 1 Types de moteurs alternatifs fixes

	Type de moteur		
	Combustible gazeux (moteur à gaz)	Diesel	Polycarburant
Méthode d'allumage	Étincelle	← Compression →	
Combustible	Gaz naturel	Carburant diesel	Gaz naturel 95 % + carburant diesel 5 %
Temps par cycle	← 2 ou 4 →		
Alimentation en air:			
2 temps	← Balayage ou suralimentation →		
4 temps	← Aspiration naturelle ou suralimentation →		
Alimentation en combustible	Carburateur	Injection directe ou en chambre de précombustion	Injection directe et carburateur
Régime du moteur	← Élevé ou lent →		

Dans les moteurs alternatifs, le mélange air-combustible est enflammé par une étincelle électrique (moteurs à allumage commandé) ou par la chaleur de compression (moteurs diesel). Tous ces moteurs fonctionnent selon un cycle à quatre ou à deux temps. Selon le cas, l'alimentation en air se fait par aspiration naturelle ou par suralimentation (surpression ou turbocompression). Le combustible arrive dans le cylindre, soit par l'intermédiaire d'un carburateur, soit par injection directe. Les combustibles utilisés dans les moteurs alternatifs sont le gaz naturel, l'huile distillée, l'huile résiduelle, et, dans une certaine mesure, le pétrole brut.

**2.1.1 Moteurs diesel.**— Tous les types de moteurs diesel fonctionnent selon le principe de l'allumage par compression: l'air est comprimé à l'intérieur du cylindre, puis le combustible liquide y est injecté sous haute pression. Le mélange porté à température très élevée s'enflamme spontanément, ce qui constitue le temps moteur, temps durant lequel le moteur produit un effort. Il existe cependant des moteurs diesel à deux temps (un temps moteur par cylindre, par tour de vilebrequin) et à quatre temps (un temps moteur par cylindre, par deux tours de vilebrequin). L'alimentation des moteurs diesel se fait par aspiration naturelle ou par suralimentation. Dans les moteurs à aspiration naturelle, l'air est tiré de l'atmosphère par l'action aspirante des pistons, sans aucune aide extérieure. La quantité d'air admis est fonction de la vitesse du moteur et de son rendement volumétrique. Les moteurs suralimentés utilisent un ventilateur ou un compresseur d'air pour augmenter le volume d'air aspiré à chaque temps moteur.

La puissance fournie par le moteur dépend de la quantité de combustible injecté. Au ralenti, le moteur ne nécessite que très peu de carburant, mais la consommation devient plus élevée en forte charge ou au régime nominal. Il est pratique d'aborder le fonctionnement du moteur diesel sous l'angle du rapport air-combustible. Ce rapport peut être exprimé en masse ou en volume (dans le cas des combustibles gazeux) et il représente les proportions relatives d'air et de combustible composant le mélange brûlé dans les cylindres des moteurs alternatifs, et dans les chambres de combustion des turbines à gaz. Le paramètre le plus significatif du mélange air-combustible est le rapport d'équivalence,  $\lambda$ , qui est le rapport du mélange utilisé et du mélange stoechiométrique:

$$\lambda = \frac{\text{air/combustible (mélange utilisé)}}{\text{air/combustible (mélange stoechiométrique)}} \dots\dots\dots \text{(équation n° 1)}$$

Lorsque  $\lambda = 1$ , le mélange air-combustible est pauvre.

Dans les moteurs diesel, le rapport air-combustible est d'environ 100:1 au ralenti, mais il se rapproche de 20:1 aux régimes élevés. Un rapport air-combustible d'environ 15:1 donne une proportion d'air et de combustible qui favorise, du point de vue chimique, une combustion complète. Les rapports employés dans les moteurs diesel sont plus élevés; dans l'ensemble ces moteurs fonctionnent avec un mélange riche en air.

La classification des moteurs diesel en fonction du type de chambre de combustion est fondée sur le processus de combustion.

Dans les moteurs à chambre de combustion simple (moteurs à injection directe) le combustible est injecté par un injecteur à trous multiples dans l'espace entre le piston et la culasse. Le dessus du piston a habituellement une forme adaptée à celle du jet de combustible.

Les moteurs à chambre de précombustion comportent une petite chambre solidaire de la culasse et communiquant avec le cylindre par un orifice. Dans ces moteurs, le combustible est injecté non plus directement dans le cylindre, mais dans la petite chambre de précombustion. Après l'allumage initial dans cette dernière, la combustion se poursuit dans la chambre principale. Il existe de nombreuses variantes des chambres de combustion auxiliaires. Le principe de la double chambre de combustion ressemble au principe de la combustion de mélanges stratifiés, à laquelle on songe actuellement pour réduire les émissions de  $\text{NO}_x$  (oxydes d'azote) produites par les moteurs automobiles. De fait, le système à chambre de précombustion offre l'avantage d'une réduction des émissions de fumée, de  $\text{NO}_x$  et de monoxyde de carbone (CO), et des odeurs.

**2.1.2 Moteurs polycarburants.** — Les moteurs polycarburants peuvent fonctionner à l'huile ou avec un mélange de gaz naturel et d'huile (habituellement 95 p. cent de gaz naturel, suivant le pouvoir calorifique). Dans ce type de moteur, l'huile sert d'amorce d'allumage, le gaz naturel étant difficile à allumer par compression seulement. Par rapport aux moteurs à gaz à allumage commandé et aux moteurs diesel, les moteurs polycarburants offrent le double avantage de pouvoir utiliser plusieurs types de carburants et de consommer moins.

**2.1.3 Moteurs à combustible gazeux (moteurs à gaz).** — Dans les moteurs à quatre temps à combustible gazeux, le gaz est mélangé à l'air dans un carburateur, puis envoyé dans le cylindre par une soupape d'admission.

**2.1.4 Moteurs à quatre temps.** — Dans ce type de moteur, le carburant est mélangé à l'air dans un carburateur puis envoyé dans le cylindre en passant par une soupape d'admission, où il est injecté directement dans le cylindre. Ces moteurs sont alimentés par aspiration naturelle, c'est-à-dire que le mélange air-combustible, ou l'air seul, est aspiré dans le moteur sous l'effet naturel de pompage des pistons. La suralimentation et la turbocompression servent à alimenter le moteur en air à une pression supérieure à la pression atmosphérique, et à augmenter la puissance. Le turbocompresseur est entraîné par une turbine actionnée par les gaz d'échappement; le compresseur, par le vilebrequin du moteur.

**2.1.5 Moteurs à deux temps.** — Dans les moteurs à deux temps, le combustible peut-être injecté dans les cylindres, comme c'est le cas pour les moteurs à quatre temps, ou simplement dirigé dans les lumières d'admission ménagées dans les parois des cylindres et qui sont démasquées par le piston lorsqu'il atteint le bas de sa course (carburation). La masse d'air est comprimée dans une chambre de compression propre à chaque cylindre, ou elle est comprimée par un compresseur ou un surpresseur à quelques livres au-dessus de la pression atmosphérique. Les lumières d'admission démasquées par le piston sont ouvertes immédiatement après l'ouverture des lumières d'échappement de sorte que le mélange comprimé, qui entre dans le cylindre, chasse du même coup tous les gaz d'échappement. Il se perd également une partie du mélange avec les gaz d'échappement.

Dans les moteurs à deux temps, le balayage est soit écuicourant, soit à boucle. Dans le premier cas, l'air d'admission vient diluer les gaz d'échappement, puis le mélange brûlé s'échappe par la soupape d'échappement dans la culasse. Avec les moteurs utilisant le principe du balayage à boucle, le mélange composé de l'air d'admission et des gaz d'échappement s'écoule par des lumières d'échappement situées dans la paroi du cylindre. Grâce à un redan sur le dessus du piston, l'air décrit une boucle dans le cylindre et balaie les gaz d'échappement. Le balayage des gaz d'échappement permet de diluer les polluants qu'ils contiennent à entre 50 et 70 p. cent de leur concentration originale. Par conséquent, il est impossible d'évaluer le rapport air-combustible des moteurs à deux temps, directement à partir de leurs gaz d'échappement.

Certains moteurs à deux temps sont suralimentés par turbocompression.

## 2.2 Turbines à gaz

Le fonctionnement de la turbine à gaz repose sur la combustion d'un mélange de combustible et d'air comprimé. Les gaz chauds produits par cette combustion se détendent dans les aubes d'une turbine qui entraîne le compresseur et l'arbre de sortie. Les gaz de combustion atteignent des températures de 480 °C ou plus et s'échappent ensuite dans l'atmosphère.

Une turbine à gaz fixe caractéristique (figure 1) comporte trois sections distinctes: le compresseur, la chambre de combustion et la turbine (entraînée par les gaz provenant de la chambre de combustion).

Le carter externe de la chambre de combustion renferme un tube à flamme distinct (voir figure 2). L'air est entraîné dans la zone primaire par un système d'orifices et de fentes de manière à former un débit recyclé. Cela s'impose afin de réchauffer l'air et le combustible à la température de réaction requise, au moyen des produits de combustion. Habituellement, l'alimentation en combustible est assurée par un injecteur produisant un fin jet de gouttellettes. La combustion se produit au niveau de la zone primaire, à une température d'environ 1 900 °C. Une partie

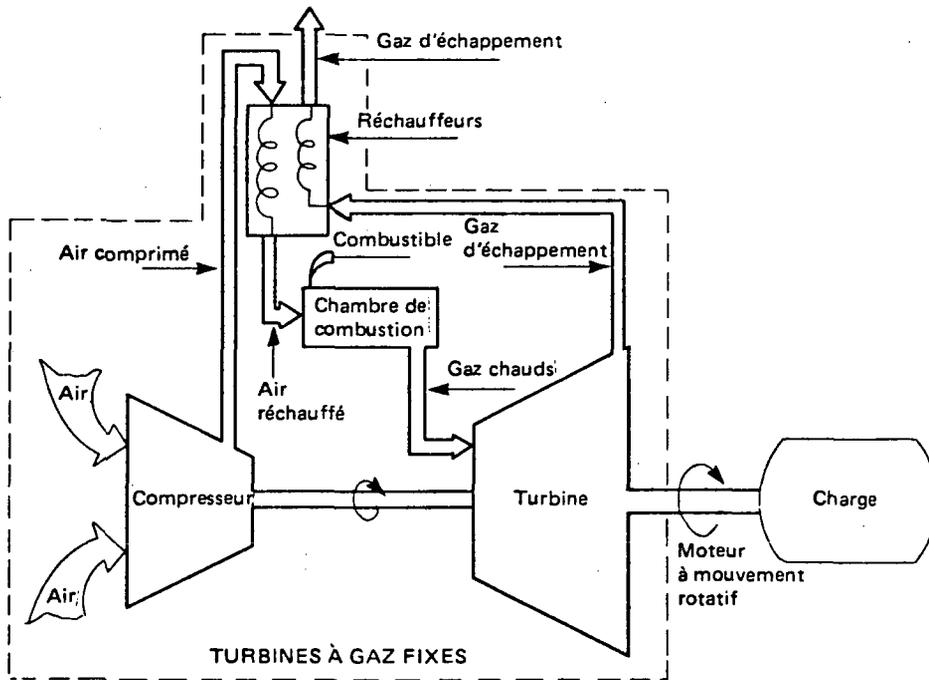


Figure 1 Turbine à gaz à récupération

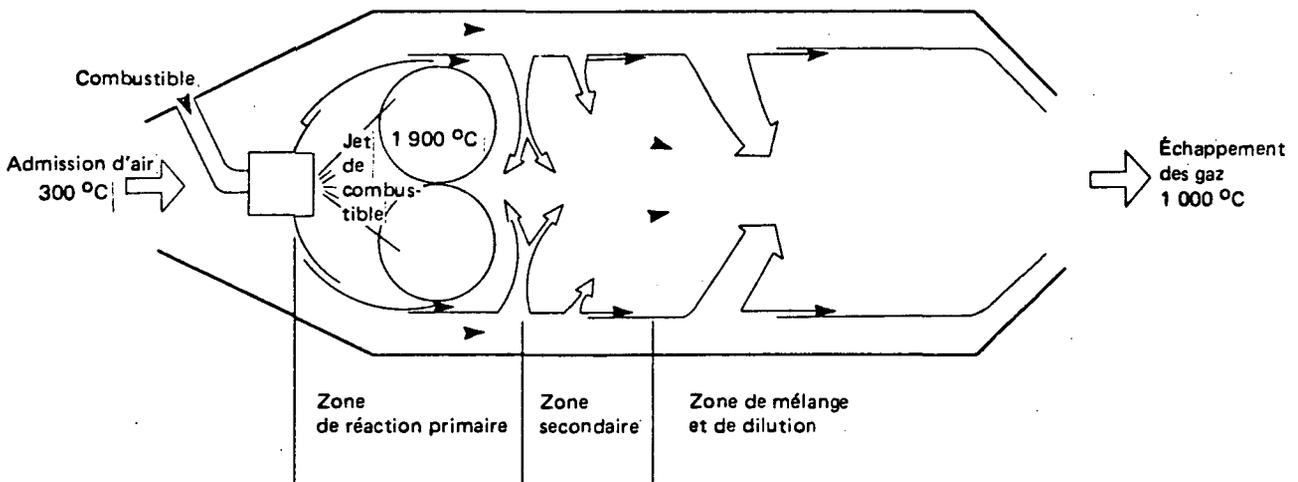


Figure 2 Chambre de combustion: turbine à gaz

de l'air d'admission est injecté à intervalles, par les parois du tube à flamme pour assurer le refroidissement. L'air restant est admis à l'intérieur afin d'abaisser la température des produits de combustion à un niveau que puissent tolérer les aubes de la turbine.

La plupart des turbines actuelles fonctionnent à des températures de 800 à 1 000 °C. Pour accroître le rendement thermique des turbines, les constructeurs poursuivent leurs efforts en vue d'augmenter ces températures. On vise des températures de 1 100 ° à 1 200 °C, à court terme, et de 1 600 °C à plus long terme. Donc, les rapports air-combustible sont élevés, soit de 50:1 à 100:1, trop élevés même pour qu'il y ait combustion, avec le résultat que l'air venant du compresseur est divisé en deux courants dans la chambre de combustion. Environ un tiers de l'air est dirigé dans la zone primaire, où la combustion se produit dans des conditions presque stoechiométriques (15:1).

Il existe des compresseurs de turbine à gaz à rendement élevé. On utilise des compresseurs axiaux sur toutes les turbines de puissance élevée, en raison de leur rendement et de leur capacité supérieurs. Ces compresseurs peuvent fournir des débits de 8 000 m<sup>3</sup> à la minute. À lui seul, le compresseur absorbe une énergie équivalente à deux ou quatre fois la puissance nette de la turbine.

En plus des différents cycles et types de fonctionnement, les turbines se distinguent par le nombre d'arbres qu'elles comportent. Les turbines à un seul arbre sont les plus simples, tous les éléments en rotation étant solidaires du même arbre. Les turbines à arbres multiples ont parfois une turbine motrice distincte montée en série ou en parallèle, ainsi qu'une ou plusieurs turbines entraînant le compresseur. Ce dernier peut fonctionner à des régimes différents, n'étant pas soumis à la turbine motrice. Le rendement thermique des turbines à gaz varie entre 20 et 37 p. cent (1).

La turbine à gaz peut présenter une courbe d'efficacité relativement ouverte à la condition de compliquer la machine par un système de récupération et par la régulation du débit d'air au moyen de tuyères réglables ou d'un système de suralimentation variable.

Plus de la moitié des grosses turbines à gaz industrielles sont affectées à la production d'électricité. Au Canada, les compagnies d'électricité utilisent les turbines à gaz principalement dans les centrales de pointe. On les utilise dans les centrales de base lorsqu'on a besoin rapidement d'une capacité accrue, lorsqu'il est possible de se procurer à un coût modeste du combustible raffiné, par exemple le gaz naturel, ou lorsqu'il est possible d'utiliser l'énergie produite par l'échappement de la turbine. Combinée avec un générateur de vapeur, la turbine à gaz produit un rendement global amélioré.

Voici les principaux types de turbines à gaz.

a) Turbine à circuit ouvert; cycle simple. — Cette turbine ne comporte pas de récupérateur de chaleur des gaz d'échappement. Elle comprend un compresseur d'air à pression atmosphérique, une chambre de combustion où celui-ci est mélangé au combustible, puis brûlé, ainsi qu'une turbine actionnée par la détente des gaz chauds sur ses aubes. Les gaz chauds détendus s'échappent ensuite dans l'atmosphère.

b) Turbine à circuit ouvert; cycle à récupération. — Cette machine comporte un récupérateur ou échangeur de chaleur entre le compresseur et la chambre de combustion. Les gaz d'échappement passent par le récupérateur où ils viennent réchauffer l'air comprimé entrant dans la chambre de combustion (voir figure 1). Ce système, en utilisant une partie de la chaleur qui serait normalement perdue avec les gaz d'échappement, permet de réduire la consommation de combustible et, par conséquent, d'obtenir un rendement thermique supérieur de 5 à 10 p. cent à celui d'une turbine à cycle simple.

c) Turbine à circuit semi-ouvert. — Les gaz d'échappement de ce genre d'installation passent directement de la turbine à une chaudière où ils servent à produire de la vapeur qui sera utilisée comme source d'énergie ou retransformée en vue d'une application particulière. Le rendement thermique de la turbine à circuit semi-ouvert est de 10 à 15 p. cent plus élevé que celui d'une turbine simple.

La turbine à gaz à cycle simple est de loin la plus répandue. Elle nécessite le moins d'investissement et elle offre la plus grande souplesse d'utilisation. Les autres types de turbines sont moins courantes et on les utilise surtout là où elles sont appelées à ne fonctionner que par intermittence, par exemple dans un groupe électrogène de secours. La turbine à circuit semi-ouvert semble se répandre de plus en plus dans les centrales de base et pour la production prolongée d'énergie de pointe. On en fera sans doute une utilisation plus généralisée dans l'avenir (1).

La gamme de puissances des turbines à gaz s'étend de 800 à 80 000 kW. Des puissances supérieures à 80 000 kW sont possibles avec des turbines à circuit semi-ouvert. Dans la catégorie des grosses turbines, notons que la puissance moyenne des installations vendues entre 1968 et 1970 se situait entre 25 000 et 30 000 kW (1).

Les principaux combustibles employés dans les turbines à gaz sont le gaz naturel et les huiles distillées lourdes et légères. Les résidus de distillation peuvent être utilisés s'ils sont débarrassés de certains éléments nuisibles (sels de métaux légers) et si certaines particules corrosives (principalement le  $V_2O_5$ ) sont neutralisées. Enfin, on utilise parfois les gaz de récupération résultant des transformations chimiques.

Il faut ajouter que certaines industries se limitent à certains types de combustibles: l'industrie du transport du gaz naturel, par exemple, utilise surtout ce combustible en raison de sa disponibilité et de son faible coût. On retrouve de nombreux exemples de turbines équipées de manière à pouvoir fonctionner soit au gaz naturel, soit à l'huile.

Le coût en capital relativement faible des turbines à gaz multiplie leurs applications industrielles, principalement pour la production d'énergie captive (1). Un relevé géographique des turbines à gaz utilisées par les compagnies d'électricité indiquerait que leur emplacement correspond à celle des centrales: on les retrouve près des grandes agglomérations. Quant aux turbines employées par l'industrie du transport du gaz naturel, elles sont situées, analogiquement, sur les lignes de transport de cette industrie, principalement dans les régions rurales.

### 3 POLLUANTS ÉMIS PAR LES MOTEURS DIESEL ET LES TURBINES À GAZ

Les émissions d'échappement des moteurs diesel et des turbines à gaz contiennent les mêmes types de polluants que celles des moteurs à combustibles pétroliers. La quantité de ces émissions varie d'un moteur à l'autre, selon le type et selon les paramètres de fonctionnement. La préparation, la distribution et la composition du combustible constituent également d'autres facteurs pouvant influencer sur la quantité d'émissions. Dans de nombreux cas, il est impossible d'isoler les effets d'un seul paramètre de fonctionnement ou d'une seule caractéristique.

#### 3.1 Formation des émissions de combustion

Les moteurs diesel et les turbines à gaz produisent des émissions dont les principaux composants sont communs à beaucoup de sources de combustion; oxydes d'azote ( $\text{NO}_x$ ), monoxyde de carbone (CO), gaz sulfureux ( $\text{SO}_2$ ), carbures d'hydrogène (HC), particules, aldéhydes et odeurs.

La teneur des gaz d'échappement en tel ou tel polluant dépend du processus de formation première et ultérieure de ce dernier et de son élimination, dans la chambre de combustion et le système d'échappement. En général, le processus de formation ultérieure s'applique au  $\text{NO}_x$ ; celui de l'élimination ultérieure s'applique aux produits de l'oxydation partielle. Les taux de réaction (formation et élimination ultérieure) sont fonction de la teneur en oxygène (ou oxydants), de la température du mélange dans la chambre de combustion, du brassage et du temps de séjour dans la chambre de combustion. Ce processus peut être exprimé par la formule suivante:

$$\begin{array}{ccccccc} \text{Émissions} & & & & & & \\ \text{d'échappement} & = & \text{Formation} & + & \text{Formation} & - & \text{Élimination} \\ & & \text{d'émissions} & & \text{ultérieure} & & \text{ultérieure} \end{array}$$

#### 3.2 Oxydes d'azote ( $\text{NO}_x$ )

La formation de  $\text{NO}_x$  dans la chambre de combustion est une réaction dont on ne saisit pas très bien le processus, — d'où les recherches poussées à ce sujet. Ce qui est clair, c'est que la formation de ces oxydes est reliée à la température de la chambre de combustion. Par conséquent, les émissions de  $\text{NO}_x$  sont relativement faibles au ralenti, et elles vont en augmentant à mesure qu'on se rapproche de la puissance maximale.

La production de  $\text{NO}_x$  augmente à mesure que le rapport air-combustible augmente, et elle atteint son maximum lorsque la richesse du mélange est inférieure à celle du mélange stoechiométrique. Ce résultat est attribuable à l'augmentation de la température et à la présence d'une plus grande quantité d'oxygène. Il est plutôt décevant puisque cette méthode permettrait de réduire les émissions d'autres polluants.

Le principal oxyde d'azote formé durant la combustion est l'oxyde nitrique (NO). Il provient de l'oxydation de l'azote, à températures élevées. La plupart des oxydes d'azote réagissent dans l'atmosphère pour former le dioxyde d'azote ( $\text{NO}_2$ ). Dans la présente étude, nous supposons que tout l'azote des émissions s'est combiné pour former du  $\text{NO}_2$ .

#### 3.3 Monoxyde de carbone (CO)

Le monoxyde de carbone est un gaz incolore, inodore, et très toxique. Souvent, il se forme lorsque le mélange brûlé est pauvre en oxygène. La formation de CO est également reliée à la cinétique chimique, comme dans le cas de la combustion dans les moteurs diesel et dans les

turbines à gaz. Heureusement, les émissions des moteurs diesel, et particulièrement, des turbines à gaz, contiennent de très faibles quantités de CO en raison des fortes quantités d'air disponibles. C'est précisément par rapport à la production de ce polluant que la turbine à gaz est nettement plus avantageuse que le moteur à piston.

### 3.4 Dioxyde de soufre

L'anhydride sulfureux est un composé stable qui n'est ni inflammable, ni comburant. Existant sous forme de gaz ou de liquide qui dégage une odeur suffocante, le  $\text{SO}_2$  se combine avec l'eau pour former l'acide sulfureux. Mis en présence de certains catalyseurs et de l'oxygène, il s'oxyde pour former le trioxyde de soufre ( $\text{SO}_3$ ), puis se combine à l'hydrogène pour former l'acide sulfurique.

Tous les hydrocarbures combustibles que l'on retrouve dans la nature contiennent du soufre et dégagent du  $\text{SO}_2$  et du  $\text{SO}_3$  à la combustion. Comme presque tout le soufre est oxydé, les émissions d'oxydes de soufre sont directement proportionnelles à la teneur en soufre du combustible. Les moteurs diesel et les turbines qui brûlent un combustible à faible teneur en soufre ont des émissions de  $\text{SO}_2$  négligeables. Cependant, on tend de plus en plus à utiliser des combustibles plus pauvres, moins raffinés, qui renferment des teneurs de plus en plus fortes en soufre.

Les oxydes de soufre sont une source de corrosion et ils endommagent les plantes, en plus de causer des troubles bronchiques (asthme). L'acide sulfurique en suspension dans l'air corrode les structures métalliques exposées.

### 3.5 Carbures d'hydrogène (HC)

Les carbures d'hydrogène imbrûlés qui passent dans les gaz d'échappement des moteurs diesel et des turbines à gaz sont composés soit de molécules de combustible originales ou décomposées, soit de composés intermédiaires recombines. Une petite partie de ces émissions de HC est attribuable à l'huile de graissage. Les mécanismes de formation et d'oxydation des molécules de HC sont fonction de la plupart des variables qui entrent en jeu dans le fonctionnement du moteur; le rapport du mélange air-combustible, la suralimentation, l'avance à l'injection, la turbulence, le type de système d'injection et la charge du moteur. Tout comme avec le CO, ces produits sont le résultat d'un séjour trop court dans la chambre de combustion, et du refroidissement subséquent des produits de la réaction, soit par l'air de mélange plus froid, soit par l'air de balayage, soit par leur contact avec les parois moins chaudes des cylindres. En gros, ces émissions de HC sont le résultat d'une combustion incomplète. Enfin, disons que les turbines à gaz dégagent relativement moins de carbures d'hydrogène que les moteurs diesel.

### 3.6 Aldéhydes et odeurs

Des études récente (2) montrent que les aldéhydes ne contribuent pas beaucoup à l'odeur caractéristique des gaz d'échappement des moteurs diesel. Pour décrire cette odeur, on parle d'odeur de brûlé et d'odeur de kérosène. L'odeur de kérosène provient principalement d'alkyle benzènes, un groupe d'indanes et de tetralènes, et des principaux composants de la naphthalène. Quant à l'odeur de brûlé, elle est le plus souvent associée aux hydroxy et aux méthoxy indanones, et en partie au méthyle et au méthoxy phénol.

On estime que l'odeur de kérosène peut être causée par 200 espèces chimiques différentes, et l'odeur de brûlé, par environ 2 000 espèces. Les plus importantes semblent être les aromatisants contenus dans le combustible, et, au deuxième rang en importance, la paraffine. Les substances odorantes sont très irritantes pour les yeux et les membranes des muqueuses, même en faibles teneurs.

Peu de travaux ont porté sur les effets des caractéristiques du moteur et du combustible sur l'odeur des gaz d'échappement des moteurs diesel. Quant aux odeurs émises par les turbines à gaz, elles semblent analogues à celles des moteurs à piston. Il se fait très peu de recherches sur l'élimination des odeurs des gaz d'échappement des moteurs diesel et des turbines à gaz.

### 3.7 Particules (fumée)

La fumée des moteurs diesel et des turbines à gaz fut la première forme de pollution remarquée par le public, et c'est elle qui a reçu le plus d'attention jusqu'à maintenant.

Suivant les conditions de fonctionnement, la combustion produit différents types de particules qui se perçoivent sous forme de fumée.

- a) Les particules liquides se présentent sous forme de nuages de vapeur blancs; elles sont émises au moment des démarrages par temps froid, lorsque le moteur tourne au ralenti ou sous faible charge. Il s'agit surtout de particules de combustible et en petite partie d'huile de graissage imbrûlée. Enfin, elles contiennent parfois des produits de l'oxydation partielle.
- b) La suie ou la fumée noire sont le résultat d'une combustion incomplète, particulièrement aux charges maximales.
- c) Parmi les autres particules on remarque de l'huile de graissage imbrûlée et des additifs du combustible.

Les émissions de fumée noire se composent surtout de fines particules de carbone, agglomérées et de forme irrégulière. Nous traiterons seulement de ces particules sèches puisque la majorité des données relatives aux émissions des moteurs se limitent à cette forme d'échappement. Selon les théories actuelles, ces particules de carbone seraient formées à partir des hydrocarbures, en présence ou non d'oxygène, suivant la température et le rapport des teneurs en CO et CO<sub>2</sub>.

La densité de la fumée dépend de nombreux facteurs variables comme la composition du carburant, l'avance à l'injection (dans les moteurs diesel), le débit des injecteurs, le type d'injecteur, la température et la pression de l'air d'admission, la post-injection (dans les moteurs diesel) et le brassage insuffisant de l'air et du combustible.

Une fois formé, le carbone ne brûle pas immédiatement et il est évacué du moteur sous forme de fumée. Contrairement à la fumée des moteurs diesel, qui contient certains cancérigènes connus (par exemple le benzopyrène), la fumée des turbines à gaz est du carbone pur (3). Même si elle est très visible, cette fumée contient une très petite quantité réelle de particules. En général, la fumée est un signe de consommation excessive de combustible ou de mauvais fonctionnement du moteur.

### 3.8 Brouillard glacé

Dans les régions très froides, il peut se former un brouillard glacé local dans les zones d'air saturé. Constitué de minuscules cristaux de glace précipités par des particules en suspension dans l'air, le brouillard glacé réduit la visibilité et nuit à la circulation automobile comme à la circulation aérienne. Ce genre de brouillard se produit au-dessus des lacs et des rivières, ainsi que dans les émissions des automobiles, des centrales et d'autres sources. Son apparition est difficile à prévoir.

## 4 FACTEURS DES ÉMISSIONS POUR LES TURBINES À GAZ, MOTEURS DIESEL, MOTEURS POLYCARBURANTS ET MOTEURS À GAZ

La présente section expose les facteurs qui permettent d'évaluer les émissions de  $\text{NO}_x$ , de CO, de HC de  $\text{SO}_2$  et de particules par les moteurs fixes utilisés dans les centrales canadiennes. Avant de présenter les données, nous examinerons plusieurs points importants qui peuvent influencer beaucoup sur la quantité des émissions de polluants, notamment les conditions de fonctionnement au moment des essais, et les méthodes de mesure.

### 4.1 Effets des conditions de fonctionnement

Les émissions de gaz d'échappement peuvent varier énormément selon l'état du moteur, son fonctionnement et ses caractéristiques de conception. Parmi les conditions de fonctionnement, les plus importantes sont le rapport air-combustible du mélange emprisonné, et la charge du moteur. Parmi les facteurs moins importants, mentionnons le réglage de l'allumage (dans les moteurs alternatifs), la température, la pression et l'humidité de l'air.

**4.1.1 Rapport air-combustible.** — Les données de la figure 3 montrent comment le rapport air-combustible influe sur les teneurs en  $\text{NO}_x$ , CO et HC des émissions des moteurs à essence, quatre temps, essayés en laboratoire. La teneur en  $\text{NO}_x$  atteint une valeur maximale lorsque le mélange air-combustible est légèrement plus pauvre que le mélange stoechiométrique (point S dans la figure 3). Des mélanges plus riches se traduiront par des teneurs plus faibles en oxygène, et des mélanges plus pauvres donneront une température de la flamme moins élevée. Ces deux facteurs entraînent des conditions moins favorables à la formation de  $\text{NO}_x$ . Quant aux émissions de monoxyde de carbone, elles dépendent uniquement de la disponibilité d'oxygène, et, par conséquent, ne sont fortes que lorsque le mélange est très riche. Les émissions d'hydrocarbures résultent d'une combustion incomplète à proximité de la paroi des cylindres. Elles ont tendance à être plus élevées avec un mélange riche ou très pauvre. Dans le premier cas, il y a insuffisance d'oxygène pour la combustion; dans le second, des ratés se produisent à cause d'une trop grande quantité d'oxygène.

La figure 4 montre les effets du rapport air-combustible, ou rapport d'équivalence, (voir 2.1.1) sur les émissions de  $\text{NO}_x$  produites par une turbine à gaz. Les effets sont semblables dans le cas des moteurs à mouvement alternatif.

**4.1.2 Charge du moteur.** — La fluctuation de la charge constitue le principal facteur de variation des émissions des turbines à gaz et des moteurs alternatifs. Cependant, des études menées en laboratoire portent à croire que ce sont les changements instantanés du rapport air-combustible qui sont la vraie cause (4). Il n'en demeure pas moins que la charge agit directement sur les émissions par son effet sur la pression et la température de combustion, qui influent à leur tour sur la formation du  $\text{NO}_x$  et sur la combustion du CO et du HC.

La figure 5 illustre, pour trois moteurs Cooper Bessemer, les effets des variations de charge sur le niveau des émissions massiques spécifiques de  $\text{NO}_x$ , au frein (4). Dans le cas des deux moteurs à gaz à allumage commandé (GMVA-8 et GMVH-8), les émissions de  $\text{NO}_x$  sont très sensibles à la charge, tandis que pour le moteur diesel (KSV-12) elles le sont moins, peu importe que le moteur fonctionne en diesel ou en polycarburant. Les données provenant d'autres sources montrent les mêmes relations pour les moteurs à gaz et les moteurs diesel (5). Dans ces deux types de moteur, le rapport air-combustible diminue et la température de combustion s'élève

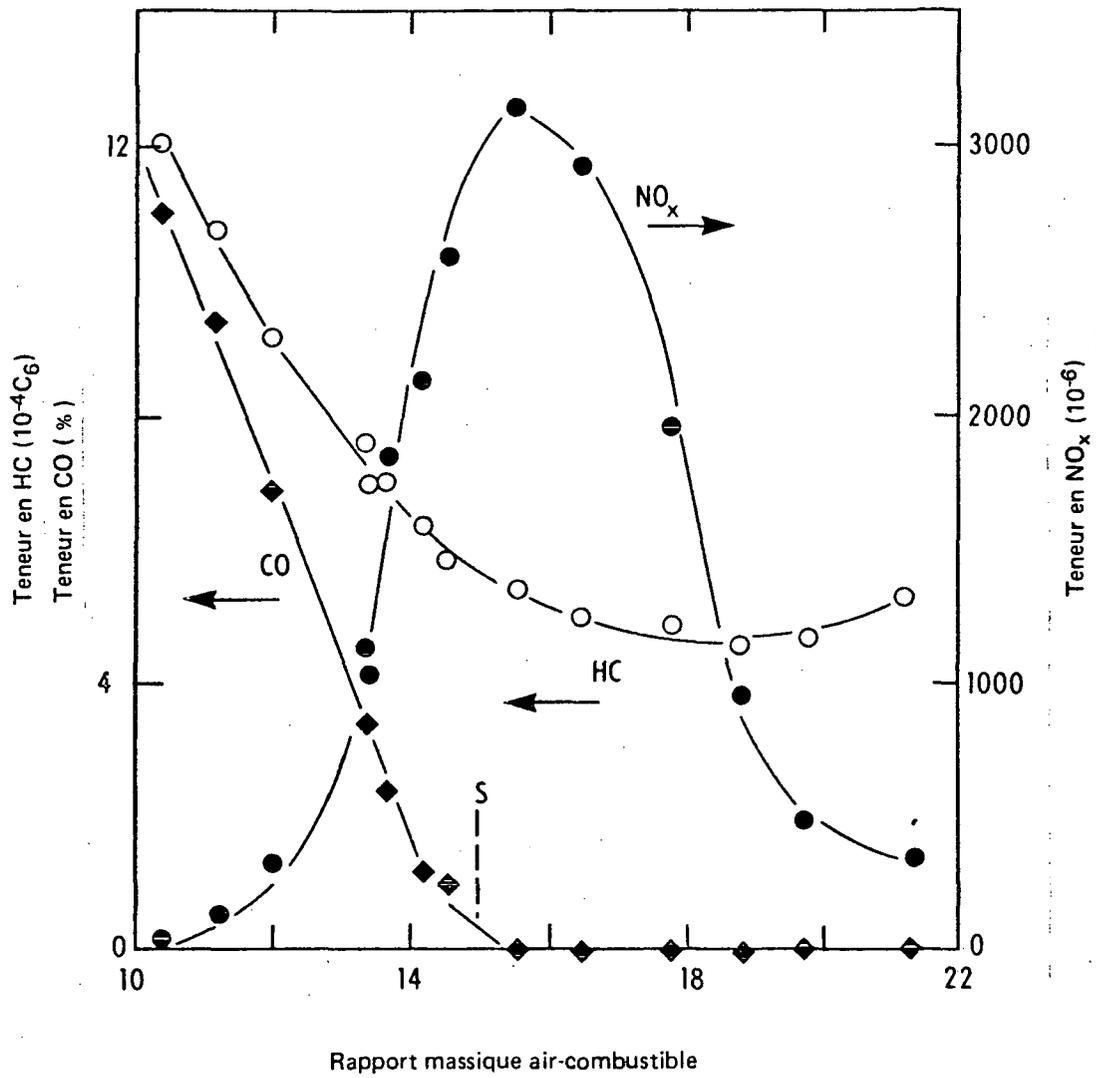


Figure 3 Évolution des émissions de HC, CO et  $NO_x$  selon le rapport air-combustible

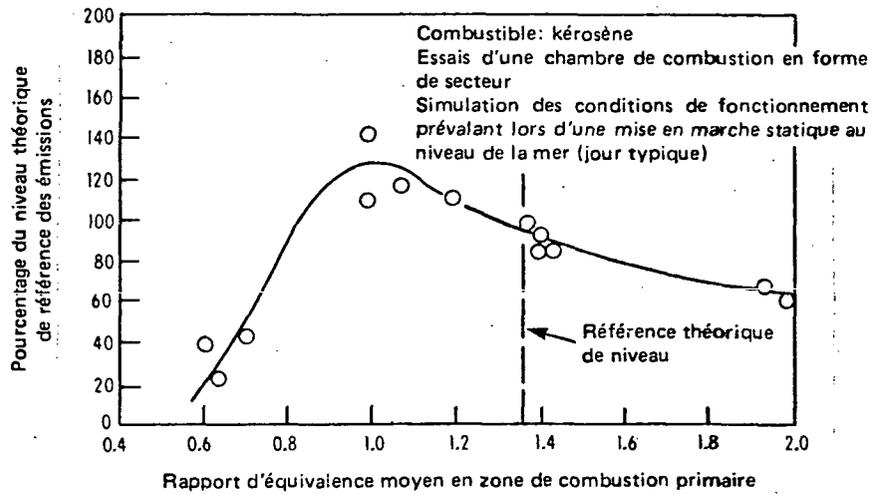


Figure 4 Influence du rapport d'équivalence sur les émissions de  $\text{NO}_x$ , le rapport d'équivalence étant défini:

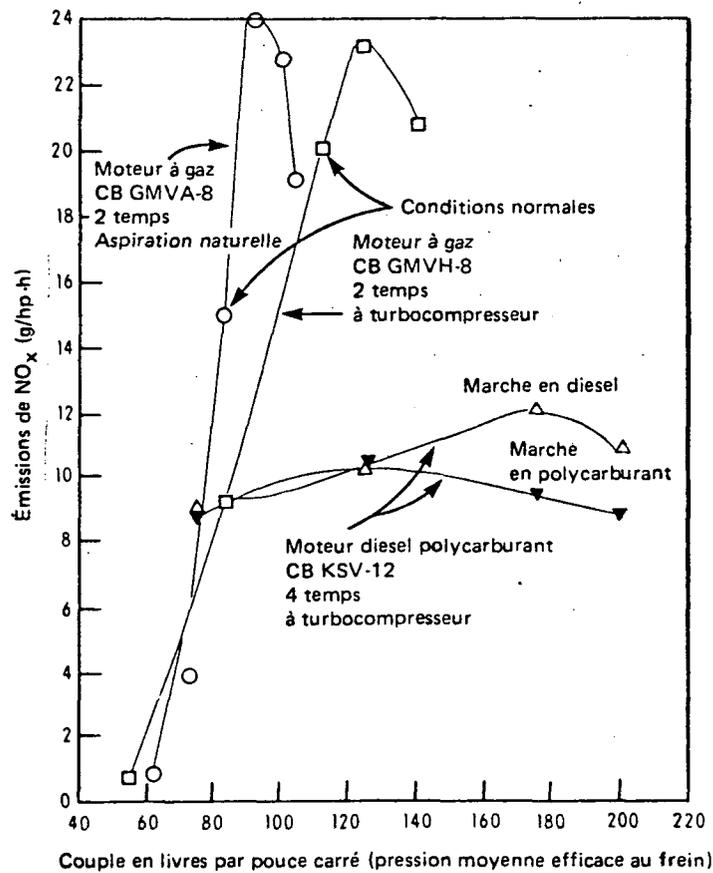
$$\frac{\text{masse air/combustible (mélange utilisé)}}{\text{masse air/combustible (mélange stoechiométrique)}}$$


Figure 5 Influence de la charge sur les émissions de  $\text{NO}_x$  dans le cas de moteurs Cooper Bessemer à gaz et au diesel

à mesure que la charge augmente. Avec la combustion du gaz naturel, ces deux phénomènes tendent à faire augmenter les émissions de  $\text{NO}_x$ , mais ils ont tendance à s'annuler avec l'utilisation d'un combustible liquide dans les moteurs diesel (5). Le mélange air-combustible correspondant au maximum d'émissions de  $\text{NO}_x$  est un mélange riche. Si on l'enrichit davantage, la formation de  $\text{NO}_x$  diminue. Ainsi, dans les moteurs à gaz, les émissions de  $\text{NO}_x$  sont plus sensibles à la charge que dans le cas des moteurs diesel.

La formation de  $\text{NO}_x$  est également sensible à la charge dans le cas des turbines à gaz (4). L'intensité de la combustion et la température augmentent avec la charge, ce qui produit un niveau plus élevé d'émissions de  $\text{NO}_x$ . Mais comme le débit d'air augmente avec la charge, les émissions massiques de  $\text{NO}_x$  des turbines à gaz sont moins sensibles à la charge que celles des moteurs à gaz.

Pour un régime moteur donné, la puissance est proportionnelle à la charge. Ainsi, le fait de faire fonctionner un moteur en deçà de sa charge nominale ne devrait constituer une méthode efficace de réduction des émissions de  $\text{NO}_x$  que dans le cas des moteurs à gaz. Avec les moteurs diesel et les moteurs polycarburants, la diminution de la charge ne modifie pas beaucoup le niveau des émissions de  $\text{NO}_x$  par unité de puissance. Il est également révélateur de constater que dans tous les moteurs alternatifs la réduction de la charge est accompagnée d'une légère augmentation des émissions de HC et de CO (4).

#### 4.2 Méthodes d'essai

Un manque d'uniformité en apparence dans les méthodes d'essai peut entraîner des écarts considérables des niveaux d'émissions d'échappement. Pour calculer les émissions massiques (en grammes par hp [puissance au frein], par heure), il faut déterminer la puissance du moteur et le débit de l'échappement en plus de connaître les teneurs en polluants des gaz d'échappement. Le calcul des émissions massiques nécessite une mesure précise des débits du combustible et de l'air, ou des gaz d'échappement. L'utilisation de plusieurs types d'instruments de mesure risque de produire des résultats différents. La puissance d'un moteur qui entraîne des accessoires supplémentaires n'est pas toujours facile à déterminer, ce qui ajoutera une certaine incertitude aux résultats. Dans le même ordre d'idées, des différences dans le traitement des échantillons de gaz d'échappement et dans le choix des points de prélèvement expliquent certains écarts dans les résultats. Les facteurs d'émissions présentés dans notre rapport comportent donc une bonne mesure d'incertitude; ils ne représentent que des ordres de grandeur approximatifs.

Aux USA, les constructeurs de moteurs ont fait quelques efforts en vue d'uniformiser leurs méthodes d'essai des moteurs fixes. La Diesel Engine Manufacturer's Association a récemment mis au point un code d'essais relatif aux émissions des moteurs diesel fixes (6). Ce code a fait naître l'espoir de voir disparaître en bonne partie les écarts qui caractérisent les résultats des mesures d'émissions.

#### 4.3 Facteurs d'émissions

Les émissions des moteurs diesel et des turbines à gaz sont le plus fréquemment mesurées au cours d'un cycle d'essai. Peu de mesures sont fondées sur une vitesse ou une charge constante, sauf dans le cas des moteurs qui doivent fonctionner à vitesse constante durant de longues périodes, par exemple les moteurs de groupes électrogènes.

La précision des facteurs d'émissions des gaz d'échappement est directement reliée au nombre d'études réalisées sur place et portant sur une source particulière. De façon générale, les travaux sur place les plus poussés ont porté surtout sur les principales sources de pollution.

Comme le facteur d'émission est fondé sur la moyenne statistique de plusieurs études touchant un même type de moteur à combustion, ce facteur risque de devenir très imprécis si on l'applique à un moteur en particulier. Les résultats d'essais sur place réalisés avec le même moteur ont démontré que les émissions de particules apparentes résultant de deux processus de combustion semblables, utilisant le même combustible (afin de produire la même puissance), peuvent présenter un facteur d'écart de 5 suivant la technique utilisée (7).

Les facteurs d'émissions figurant dans la présente étude sont dérivés des données recueillies dans d'autres ouvrages (voir l'annexe). Certains résultats ont été publiés en unités massiques normalisées, c'est-à-dire en g/hp.h, et d'autres ont été calculés à partir de la teneur sous forme de parties par million, d'après le débit d'échappement connu ou évalué selon la méthode exposée à la section 7.1.

**4.3.1 Méthode de calcul.** — Pour chaque type et chaque groupe de moteurs, les facteurs moyens d'émissions massiques spécifiques (EMS) ont été calculés à partir de la masse spécifique en pleine charge, pondérée par le nombre d'essais compris dans les échantillons:

$$FE_1 = \frac{\Sigma \text{EMS}}{\text{nombre d'essais}} \quad (\text{g/kW}\cdot\text{h}) \quad \dots \dots \dots \quad (\text{équation n}^\circ 2)$$

Comme les résultats spécifiques des essais au frein sont fondés sur des débits massiques qui peuvent être combinés puis ramenés à une moyenne, cette méthode est tout à fait justifiée.

Les émissions de gaz sulfureux sont directement proportionnelles à la teneur en soufre du combustible.

Les facteurs moyens d'émissions spécifiques par rapport à la consommation de combustible s'obtiennent en faisant le quotient des facteurs d'émissions massiques par la consommation de combustible, en convertissant les grammes en livres:

$$FE_2 = \frac{\text{EMS} \times 10^6}{\text{CSC} \times 453 \ 59} \quad (\text{lb}/10^6 \text{ Btu}) \quad \dots \dots \dots \quad (\text{équation n}^\circ 3)$$

$$FE_2 = \frac{\text{EMS} \times 10^3}{\text{CSC} \times 453 \ 59} \quad (\text{lb}/10^3 \text{ de combustible}) \quad \dots \dots \dots \quad (\text{équation n}^\circ 4)$$

Comme il existe peu de données relatives aux émissions de particules, le facteur d'émission de suie a été calculé comme suit.

Dans un des documents de référence (8), on précise que 0,5 p. cent du combustible admis en pleine charge, sous forme de carbone, produit une opacité de 46 p. cent. En retenant la corrélation entre l'opacité et la densité de la suie (9), et en supposant une opacité moyenne de 10 p. cent (d'après la figure 12, l'opacité moyenne est de 7,2 p. cent), une consommation moyenne de 0,40 lb/hp.h (puissance au frein) de combustible diesel ayant un pouvoir calorifique inférieur de 18 400 Btu/lb, le facteur d'émission de particules sera 0,05 lb/10<sup>6</sup> Btu ou 0,22/kW.h.

Les données relatives aux émissions de monoxyde de carbone révèlent peu de différences entre les moteurs à gaz et les moteurs diesel à injection directe.

On trouvera aux figures 6 à 12 et aux tableaux 2, 3 et 4 un sommaire des facteurs d'émissions résultant des données figurant en annexe.

Comme il n'existe pour ainsi dire aucune norme de pollution ou aucune unité de mesure des émissions des moteurs diesel et des turbines à gaz fixes, l'unité la plus juste pour l'évaluation des taux d'émissions des moteurs existants serait la livre de polluants émis par rapport à une

certaine consommation de combustible, c'est-à-dire le nombre de livres de polluants par  $10^6$  Btu de chaleur par exemple. On remarquera qu'il n'est pas recommandé d'employer cette unité dans des normes antipollution parce qu'elle n'encourage pas la création de moteurs plus efficaces (lorsque l'écart de rendement n'est pas compensé par un facteur de rendement).

Sauf dans le cas des turbines à gaz et des moteurs diesel à chambre de précombustion, les facteurs de  $\text{NO}_x$  des différents types de moteurs ne présentent qu'un écart minime; ils se situent tous entre 3,0 et 3,5 lb/ $10^6$  Btu. Les turbines à gaz se situent à un ordre de grandeur inférieur surtout à cause des températures maximales moins élevées dans la chambre de combustion. Les émissions de  $\text{NO}_x$  des turbines à gaz alimentées en huile sont de 30 p. cent plus élevées que celles des turbines brûlant du gaz (tableau 4). Les émissions de  $\text{NO}_x$  des moteurs diesel à chambre de précombustion équivalent à environ la moitié de celles des moteurs diesel à injection directe (voir les figures 6, 7 et 13). Cet effet est probablement attribuable à une certaine forme de stratification du mélange air-combustible, la combustion étant amorcée dans une chambre de précombustion renfermant un mélange riche.

Il y a peu de différences dans les données relatives aux émissions de monoxyde de carbone entre les moteurs diesel à injection directe et les moteurs à combustible gazeux. Les moteurs à chambre de précombustion dégagent habituellement moins de CO (figures 8 et 9), à cause du meilleur brassage produit par le mélange stratifié et aussi en raison des plus grandes quantités d'air emprisonnées dans le cylindre durant la combustion.

Les émissions de HC des moteurs à gaz sont généralement plus élevées que celles des moteurs diesel (figures 10 et 11), probablement à cause de la préparation différente du mélange air-combustible. En particulier, le mélange imbrûlé peut s'échapper plus facilement durant le chevauchement des soupapes dans les moteurs à quatre temps, et durant le balayage dans les moteurs à deux temps.

Comme le montre le tableau 3, les émissions de HC et de CO des turbines à gaz n'atteignent habituellement pas un niveau critique. L'air secondaire dilue les gaz d'échappement, l'excédent d'air atteignant 300 p. cent à des températures élevées qui oxydent le HC et le CO imbrûlés.

**4.3.2 Facteurs d'émissions proposés.** — On trouvera à la figure 14 des graphiques comparatifs des facteurs d'émissions, et au tableau 4 les facteurs d'émissions proposés en vue du calcul des émissions. Il est probable que la prise en compte de nouvelles données n'entraînera que des changements mineurs. Il est impossible de trouver des données sur les émissions de suie des moteurs à gaz, mais il y a de fortes chances qu'elles soient nettement inférieures à celles des moteurs diesel de même puissance.

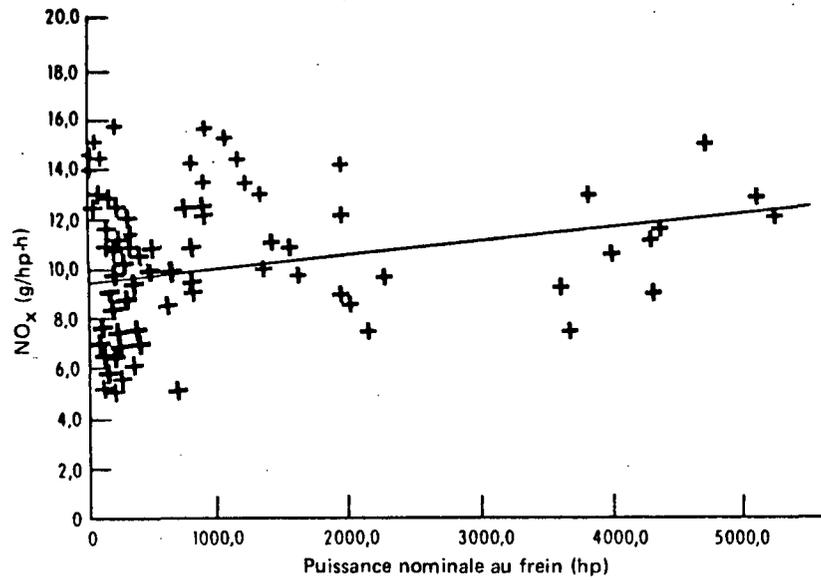


Figure 6 Émissions de NO<sub>x</sub> par des moteurs diesel à injection directe et des moteurs à combustible gazeux (essai de 146 moteurs)

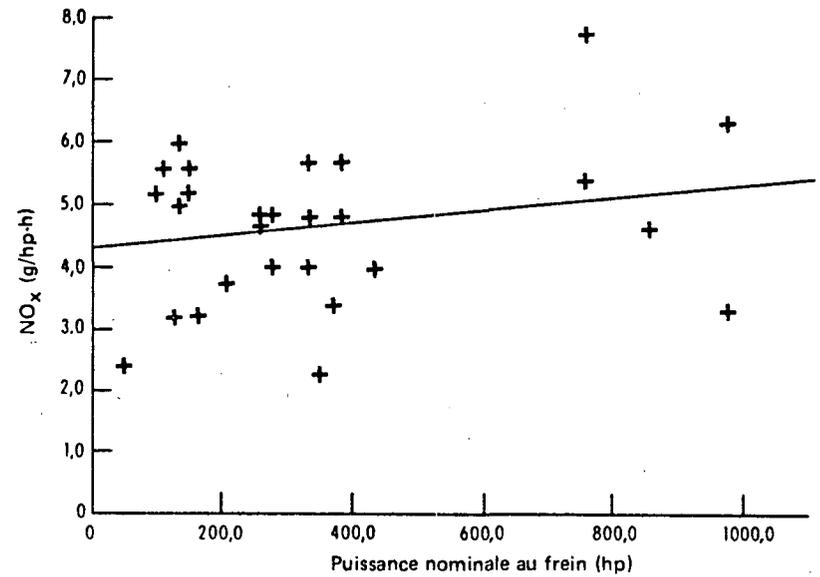


Figure 7 Émissions de NO<sub>x</sub> produites par des moteurs diesel à chambre de précombustion (essai de 35 moteurs)

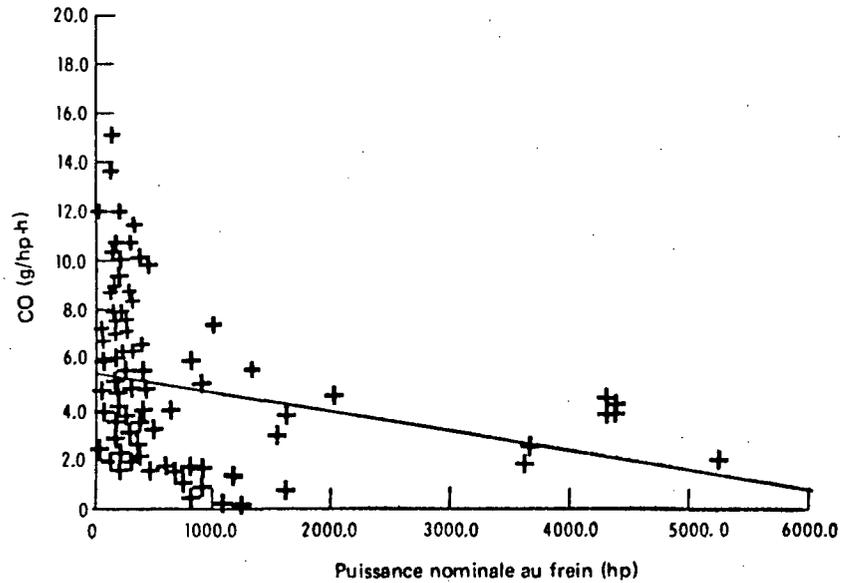


Figure 8 Émissions de CO par des moteurs diesel à injection directe et par des moteurs à combustible gazeux (essai de 123 moteurs)

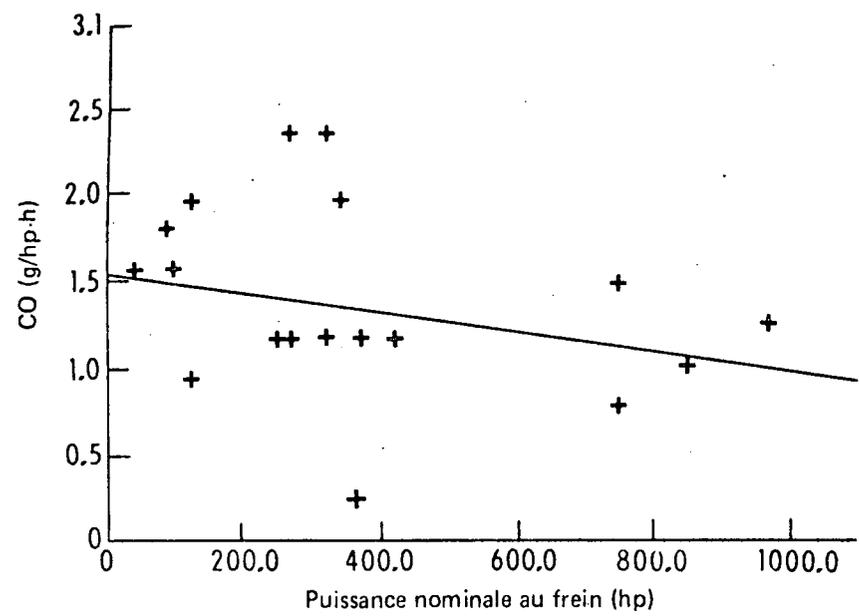


Figure 9 Émissions de CO par des moteurs diesel à chambre de précombustion (essai de 26 moteurs)

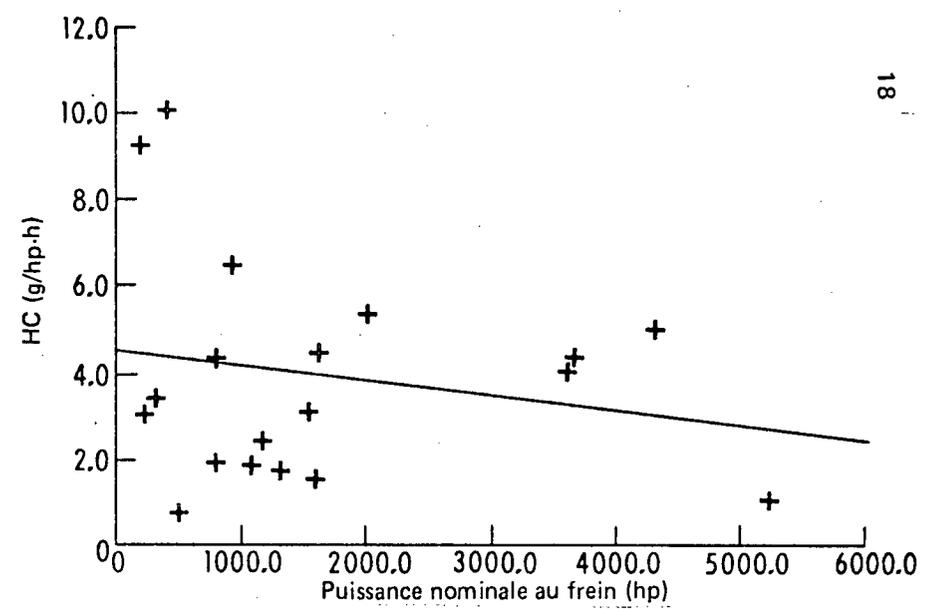


Figure 11 Émissions de HC des moteurs à combustible gazeux (essai de 19 moteurs)

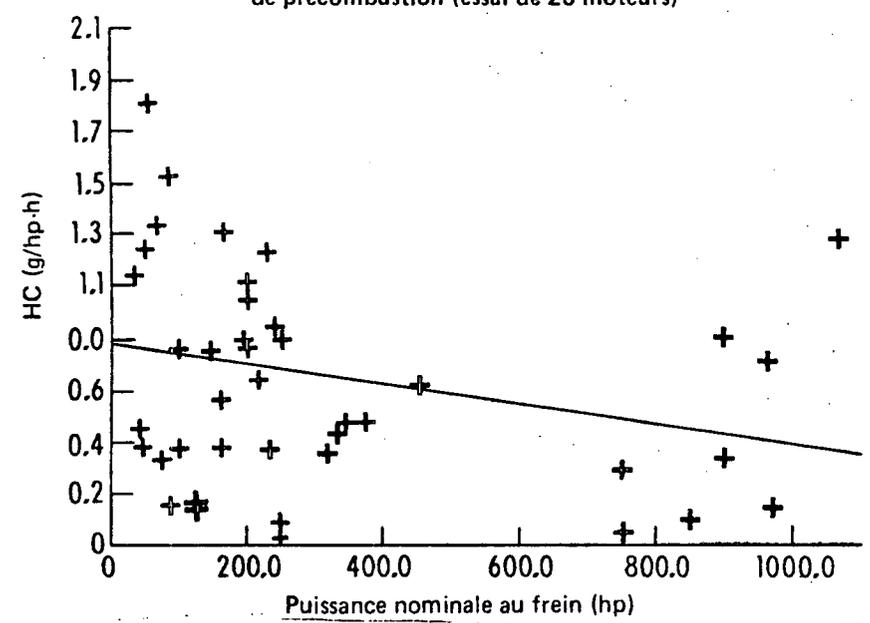


Figure 10 Émissions de HC par des moteurs diesel (essai de 44 moteurs)

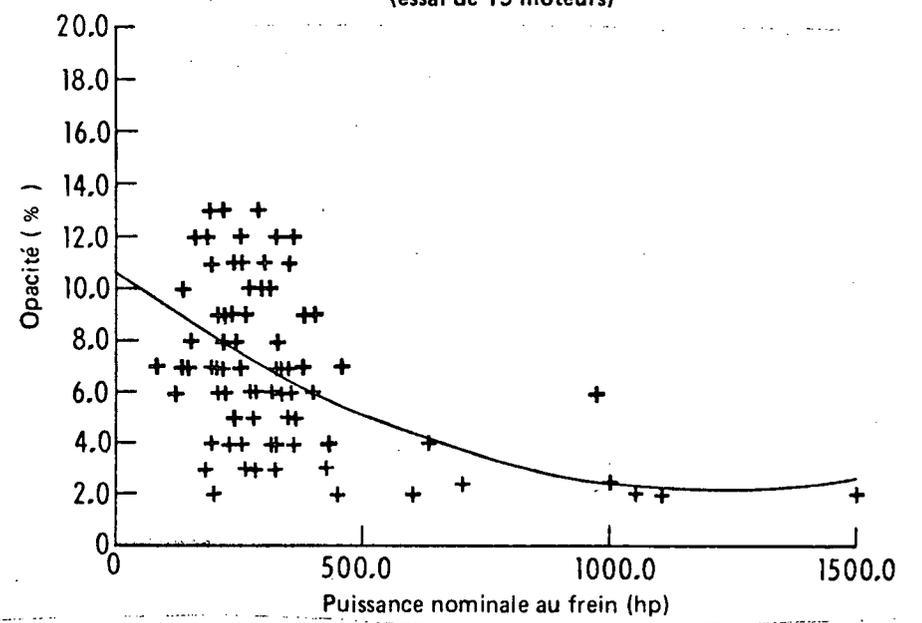


Figure 12 Opacité de la fumée produite par des moteurs diesel (essai de 94 moteurs)

**Tableau 2 Facteurs d'émissions obtenus dans la présente étude**

Type de moteur	Facteur d'émission $\frac{g}{kWh}$			Facteur d'émission $\frac{lb}{10^6 Btu}$			Particules (%)	Opacité	Référence
	NO <sub>x</sub>	CO	HC	NO <sub>x</sub>	CO	HC			
Injection directe	13,13	6,59	0,91	3,25	1,64	0,22		7,2	A
Moteur à gaz	13,13	6,59	5,17	3,25	1,64	1,26			N
Moteur diesel à chambre de précombustion	6,24	1,82	0,91	1,33	0,39	0,22		7,2	N E
Turbine à gaz (huile)	5,35*	0,47*	0,05*	0,8	0,07	0,007	0,07		X E
Turbine à gaz (gaz naturel)	2,61			0,39					

\* Consommation spécifique hypothétique de combustible: 14,740 Btu/kWh.

**Tableau 3 Facteurs d'émissions (comparaison entre diverses sources)**

Type de moteur	Combustible	Facteurs d'émission en lb/10 <sup>6</sup> Btu			Particules	Source
		NO	CO	HC		
Moteur diesel à injection directe	Huile	3,25	1,64	0,22	0,05*	Présente étude 5
		3,29	1,20	0,03		
Moteur à gaz	Gaz naturel	3,25	1,64	1,26		Présente étude 5
		3,65	1,17	1,17		
Turbine à gaz	Gaz naturel	0,39			0,01	Présente étude 5 15 (1973) 15 (1975)
		0,34				
		0,57				
		0,43	0,12	0,04		
Turbine à gaz	Huile	0,80	0,07	0,007	0,07	Présente étude 15 (1973) 16 15 (1975)
		0,84	0	0		
		0,23	0,04	0,005		
		0,52	0,12	0,04		

\* Correspond à une opacité de 10 p. cent.

Tableau 4 Facteurs proposés en vue de l'évaluation du taux d'émission

Type de moteur	NO <sub>x</sub>		CO		HC		Particules	
	g/kWh	lb/10 <sup>6</sup> Btu	g/kWh	lb/10 <sup>6</sup> Btu	g/kWh	lb/10 <sup>6</sup> Btu	g/kWh	lb/10 <sup>6</sup> Btu
Diesel — 4 temps	I.D. — A.N. I.D. — T.C.							
Diesel — 2 temps	I.D. — B. I.D. — T.C.				0,94	0,23	0,22	0,05
		13,40	3,32	6,60	1,64			
Moteur à gaz — 4 temps	A.N. T.C.							
Moteur à gaz — 2 temps	B T.C.				4,0	1,31	INC.	INC.
Moteur polycar- burant — 4 temps	A.N. T.C.							
Diesel — 4 temps	P.C. — A.N. P.C. — T.C.							
Diesel — 2 temps	P.C. — B. P.C. — T.C.	6,70	1,42	1,88	0,40	0,94	0,23	0,22 0,05
Turbine à gaz (gaz naturel)		4,0*	0,60	0,80	0,12	0,27	0,04	0,07 0,01
Turbine à gaz (combustible distillé)								

\* Consommation spécifique hypothétique de combustible : 14740 Btu/kWh.

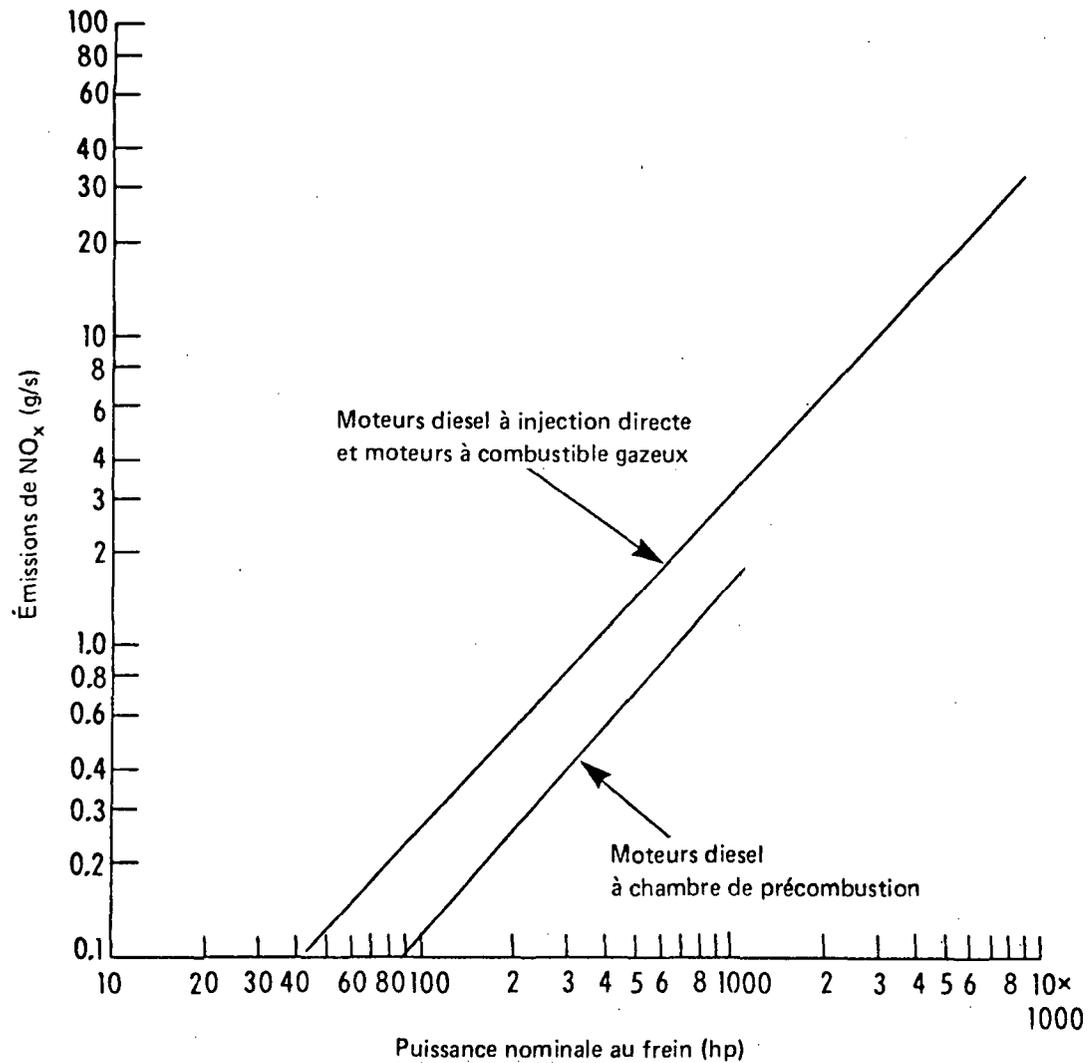


Figure 13 Taux d'émission de NO<sub>x</sub>

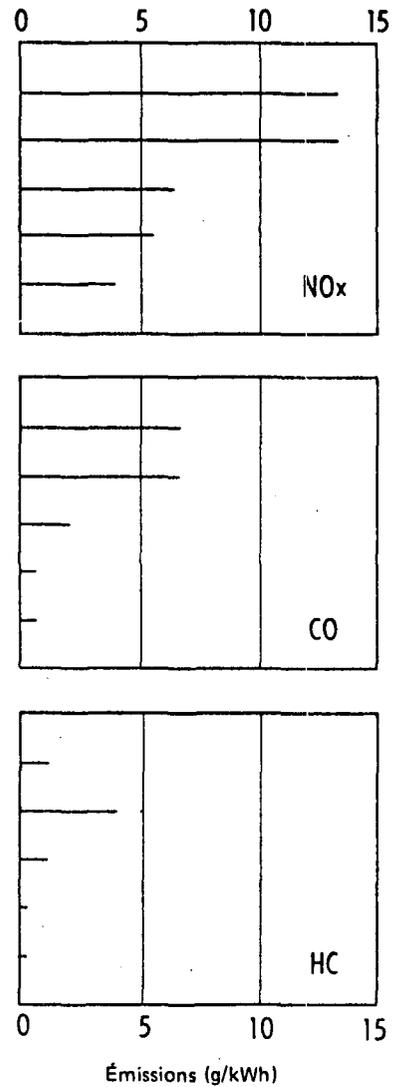


Figure 14 Taux moyen d'émissions des moteurs fixes à combustion interne

## 5 MÉTHODE DE RÉDUCTION DES ÉMISSIONS POLLUANTES

Le présent chapitre résume les méthodes existantes de réduction des émissions des turbines à gaz et des moteurs alternatifs fixes. On y trouve également des observations générales sur les méthodes qui semblent présenter le plus de potentiel pour les moteurs fixes.

### 5.1 Moteurs alternatifs

Il existe trois façons d'abaisser la pollution produite par les moteurs alternatifs: changer les conditions de fonctionnement, modifier le moteur, traiter les gaz d'échappement; elles sont présentées avec plus de détails au tableau 5.

La plupart des modifications des moteurs et de leurs conditions de fonctionnement ne peuvent réduire du même coup les émissions de  $\text{NO}_x$ , de CO et de HC. Les changements qui diminuent les émissions de  $\text{NO}_x$  ont habituellement des effets négatifs en ce qui concerne d'une part les émissions de CO et de HC et d'autre part la consommation. En effet, les conditions qui sont propices à la formation de  $\text{NO}_x$ , températures élevées et grande disponibilité d'oxygène, sont également propices à la combustion du CO et du HC.

Les méthodes de traitement des gaz d'échappement comprennent l'utilisation de réacteurs thermiques, l'oxydation catalytique du CO et du HC, et la réduction catalytique du  $\text{NO}_x$ . Les dispositifs voulus peuvent être ajoutés aux moteurs neufs ou existants, sans causer d'inconvénient notable sur le plan du rendement et de la consommation.

Avec les moteurs fixes, le choix de techniques antipollution impose d'entreprendre une étude approfondie des effets secondaires sur la consommation, la fiabilité, la durabilité et la vie du moteur, et sur l'efficacité des techniques. Les augmentations du prix des combustibles placeront la consommation au premier rang des sujets de préoccupation.

Tableau 5 Techniques antipollution pour les moteurs alternatifs

---

Changements des conditions de fonctionnement	a) Régime b) Charge c) Rapport d'équivalence d) Avance à l'allumage e) Point d'injection f) Température de l'air à l'admission g) Pression de l'air à l'admission h) Contre-pression des gaz d'échappement
Modifications du moteur	a) Recyclage des gaz d'échappement b) Injection d'eau c) Cotes de distribution d) Forme de la chambre de combustion e) Taux de compression
Traitements des gaz d'échappement	a) Réacteur thermique sur échappement b) Épuration des gaz brûlés et adsorption des solides c) Convertisseurs catalytiques

---

D'après les renseignements obtenus, qui sont résumés dans les trois prochaines sections, les moyens suivants sont ceux qui semblent offrir le plus, à court, à long et à moyen termes :

Moteur	Court et moyen termes		Long terme
Diesel	Injection d'eau	Chambre de précombustion	Réduction catalytique
À gaz	injection d'eau	Chevauchement accru des soupapes dans le cas des moteurs à quatre temps à aspiration naturelle	Réduction catalytique

**5.1.1 Conditions de fonctionnement (10-14).** — Il est intéressant d'étudier les effets des conditions de fonctionnement des moteurs fixes sur la consommation et sur l'ensemble des émissions, à puissance constante.

Pour un régime donné, les émissions de  $\text{NO}_x$  des moteurs diesel sont essentiellement proportionnelles à la puissance. À puissance constante, ces émissions ont tendance à augmenter avec le régime. Comme nous l'avons fait remarquer ci-dessus, le moteur diesel présente à cet égard un comportement fondamentalement différent de celui du moteur à gaz (figure 5). Par contre, les émissions de HC et de CO des moteurs diesel varient de façon beaucoup plus marquée suivant le régime.

Le tableau 6 résume les effets de divers changements aux conditions normales de fonctionnement d'un moteur GMVA-8. Le retard de l'avance à l'allumage de 10 à 4 degrés avant le PMH entraîne une réduction des émissions de  $\text{NO}_x$  de 16 p. cent, mais fait augmenter la consommation de 6 p. cent. Le refroidissement de l'air admis de 130 à 80 °F réduit les émissions de  $\text{NO}_x$  de 47 p. cent et augmente la consommation de combustible de 1 p. cent (probablement en raison de la diminution du rendement volumétrique). C'est lorsque le régime passe de 300 à 330 tr/mn qu'on assiste à la plus importante réduction de  $\text{NO}_x$  : le  $\text{NO}_x$  diminue de 58 p. cent, atteignant un niveau de 6,4 g/hp.h pendant que la consommation n'augmente que de 1,6 p. cent.

La vérification simultanée du rapport air-combustible du mélange emprisonné dans le cylindre montre que plusieurs des effets remarqués sont attribuables en partie à une variation simultanée du rapport air-combustible. En réduisant la température de l'air d'admission et en augmentant la pression d'air, on contribue à accroître la densité de l'air dans la tubulure, ce qui donne un mélange plus pauvre et des émissions de  $\text{NO}_x$  moins élevées. On voit donc que l'effet d'un paramètre donné dépend principalement du type de moteur. La même constatation vaut quant à une méthode donnée de réduction des émissions de  $\text{NO}_x$ . Dans le cas des moteurs à turbocompresseur par exemple, il est impossible d'accroître la contre-pression des gaz d'échappement afin de diluer le mélange, et il est difficile d'augmenter la vitesse des moteurs à générateur intégral.

**5.1.2 Modification du moteur.** — La deuxième étape dans l'application de mesures anti-pollution consiste à modifier le moteur. Les changements comprennent le recyclage des gaz d'échappement, l'injection d'eau, un nouveau réglage de la distribution, la transformation de la chambre de combustion et la modification du taux de compression.

**Tableau 6 Réduction des émissions par modification des conditions de fonctionnement;  
moteur Cooper Bessemer GMVA-8, à gaz, allumage commandé, balayage, 2 temps**

Conditions de fonctionnement	Émissions (g/hp·h)			Teneur dans les gaz d'échappement (ppm <sub>v</sub> )			Consommation de combustible (Btu/hp·h)	Écart des valeurs de base (%)	
	NO <sub>x</sub>	HC <sub>t</sub>	CO	NO <sub>x</sub>	HC <sub>t</sub>	CO		Émissions de NO <sub>x</sub>	Consommation de combustible
Conditions de base	15,23	1,94	0,29	1 079	395	34	7 079		
Retard de l'allumage de 10 à 4° avant le PMH	12,75	2,26	0,35	918	466	42	7 496	-16,2	+ 5,8
Augmentation du débit d'air de 161 à 201 % de la cylindrée	14,66	2,14	0,22	842	352	21	7 223	-3,7	+ 2,0
Refroidissement de la tubulure d'admission d'air de 130 à 80 °F	8,09	2,19	0,34	574	446	40	7 169	-46,9	+ 1,2
Augmentation de la contre-pression de l'échappement de 0 à 6" de Hg	9,53	2,16	0,30	686	447	36	7 673	-37,4	+ 8,4
Augmentation du régime de 300 à 330 tr/mn, à puissance constante	6,41	2,24	0,41	418	420	44	7 192	-57,9	+ 1,6
Combinaison des conditions suivantes: avance à l'allumage: 4° avant le PMH Température dans la tubulure d'admission d'air: 100 °F	10,63	2,08	0,32	760	426	38	7 572	-30,2	+ 7,0
Avance à l'allumage: 4° avant le PMH Température dans la tubulure d'admission d'air: 100 °F Débit d'air: 182,0 % de la cylindrée	8,73	2,19	0,31	549	395	32	7 654	-42,7	+ 8,1
Avance à l'allumage: 4° avant le PMH Température dans la tubulure d'admission d'air: 100 °F Débit d'air: 182,1 % de la cylindrée Contre-pression de l'échappement: 8,2" de Hg	5,26	2,28	0,40	332	412	41	8 702	-65,5	+ 22,9

a) Conditions de base: Régime: 300 tr/mn  
Puissance au frein: 1 080 hp  
Couple: 82,5 de pression moyenne efficace au frein  
Avance à l'allumage: 10° avant le PMH  
Débit d'air: 160 % de la cylindrée  
Température de la tubulure d'admission d'air: 130 °F  
Contre-pression de l'échappement: 0" de Hg

5.1.2.1 Recyclage des gaz d'échappement. — L'industrie de l'automobile équipe certains nouveaux modèles d'un système de recyclage des gaz d'échappement pour réduire les émissions de  $\text{NO}_x$ . En gros, il s'agit d'un système qui dilue le mélange, contribuant ainsi à faire baisser les températures et le niveau des émissions de  $\text{NO}_x$ . La figure 15 montre l'évolution des émissions d'un moteur diesel suralimenté à chambre de précombustion suivant le débit de recyclage des gaz d'échappement et avec divers points d'injection (15). À un taux de recyclage de 15 p. cent, les émissions maximales de  $\text{NO}_x$  sont réduites de 75 p. cent. Le graphique montre également qu'à charge constante on peut s'attendre au moins à une légère augmentation des émissions de CO et à une légère diminution des émissions de HC. De plus, comme ce système diminue la température de pointe durant le cycle, il a tendance à réduire l'efficacité du moteur et à faire augmenter la consommation en pleine charge.

La figure 16 présente les données de la société Caterpillar Tractor relativement au système de recyclage des gaz d'échappement d'un moteur diesel à chambre de précombustion (16).

Beaucoup de problèmes techniques doivent être réglés avant de pouvoir appliquer le recyclage des gaz d'échappement aux moteurs fixes. Il faut réaliser un dispositif de dosage précis des volumes de gaz à recycler, et mettre au point un échangeur de chaleur qui puisse refroidir les gaz d'échappement sans condenser la vapeur d'eau qu'ils contiennent. Cela s'impose particulièrement avec les moteurs quatre temps à combustible gazeux dont les gaz d'échappement atteignent une température de 600 à 650 °C. Avec les moteurs diesel, il faut surmonter les problèmes relatifs à l'encrassement, par les particules des tubulures d'admission, des refroidisseurs et d'autres pièces d'équipement. Enfin, il faut évaluer les effets à long terme du recyclage sur l'huile de graissage et la vie du moteur.

5.1.2.2 Injection d'eau. — La réduction des émissions de  $\text{NO}_x$  par injection d'eau part du même principe que le recyclage des gaz d'échappement, c'est-à-dire la dilution du mélange admis (4). Dans le cas qui nous occupe ici, l'eau semble cependant avoir comme fonction principale d'absorber la chaleur et de réduire par voie de conséquence la température de pointe dans la zone de combustion. Cette fonction est réalisée par l'injection d'eau distillée ou déminéralisée, soit directement dans le cylindre, soit au droit de la soupape d'admission. Pour chaque livre de combustible brûlé, l'injection d'au moins une livre d'eau réduira les émissions de  $\text{NO}_x$  d'au moins 70 p. cent.

Toute augmentation du rapport eau-combustible entraîne une augmentation du délai d'allumage, d'où la nécessité d'avancer l'injection de combustible pour obtenir une puissance maximale. On estime dans l'ensemble que deux facteurs influent sur les émissions de  $\text{NO}_x$  ; l'aptitude de l'eau à réduire les températures maximales et la teneur en oxygène, et l'effet de l'avance à l'injection sur les températures maximales. L'avance à l'injection produit une augmentation des émissions de  $\text{NO}_x$  ; l'injection d'eau, une diminution.

L'addition d'eau combinée à l'avance à l'injection dans le but d'obtenir un maximum de puissance influence également les autres types d'émissions, particulièrement aux charges plus élevées. La figure 17 illustre les effets de l'injection d'eau sur un moteur diesel Comet VII à chambre de précombustion à turbulence. Le système d'injection d'eau fait augmenter de façon appréciable les émissions de CO et de HC aux charges élevées.

Les données de la figure 18 portent sur un moteur diesel Caterpillar à chambre de précombustion (5). L'injection de 1,5 livre d'eau par livre de combustible à 100 p. cent du couple nominal fait baisser les émissions de  $\text{NO}_x$  de 600 à 200 g/h, ce qui représente une réduction de 67 p. cent.

On trouve à la figure 19 les résultats d'essais d'un système d'injection d'eau sur un moteur à gaz Ingersoll-Rand RKVGR-12, à quatre temps et aspiration naturelle (4).

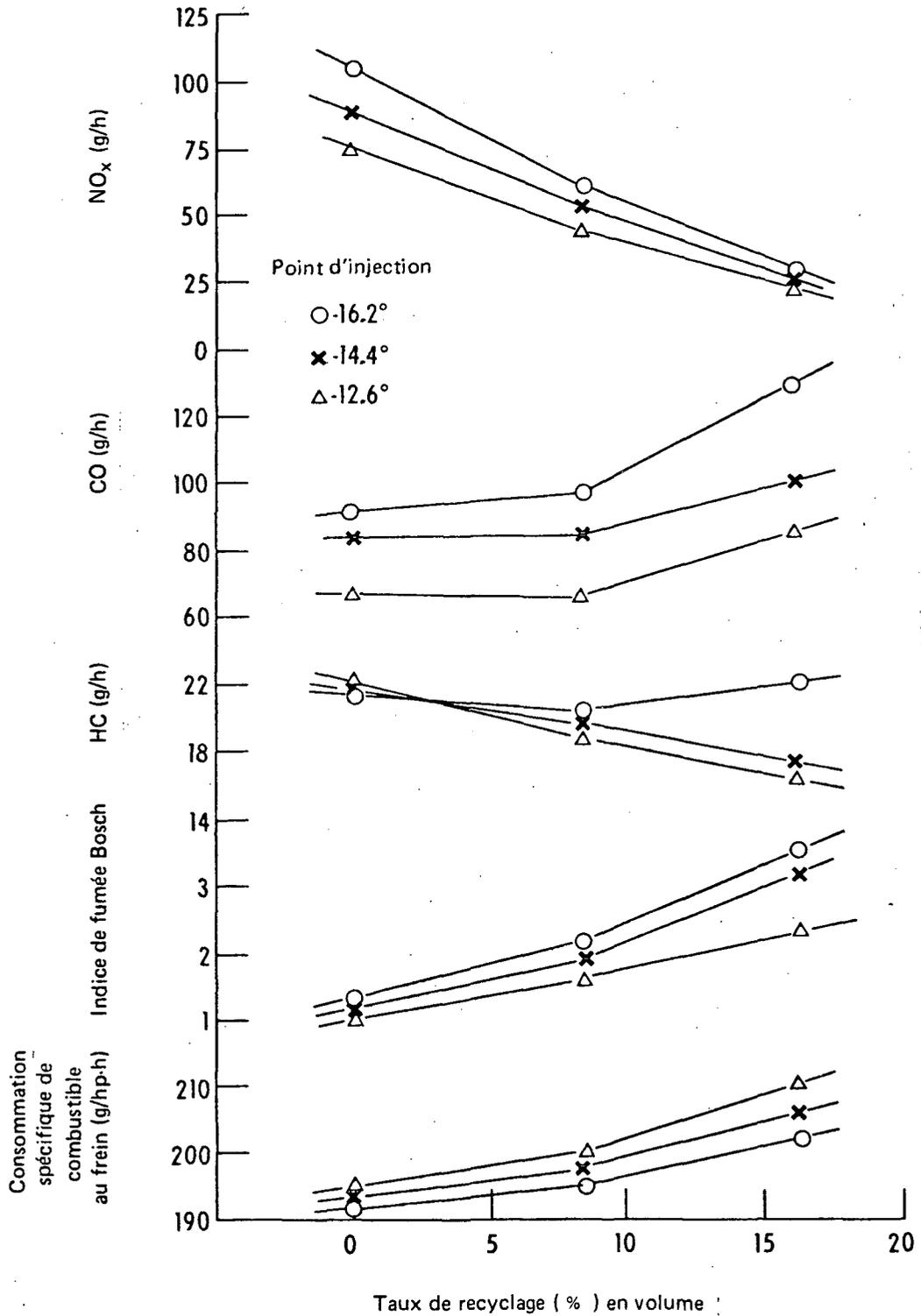


Figure 15 Effets du recyclage des gaz d'échappement et du point d'injection sur la consommation et les émissions d'un moteur diesel suralimenté, à chambre de précombustion

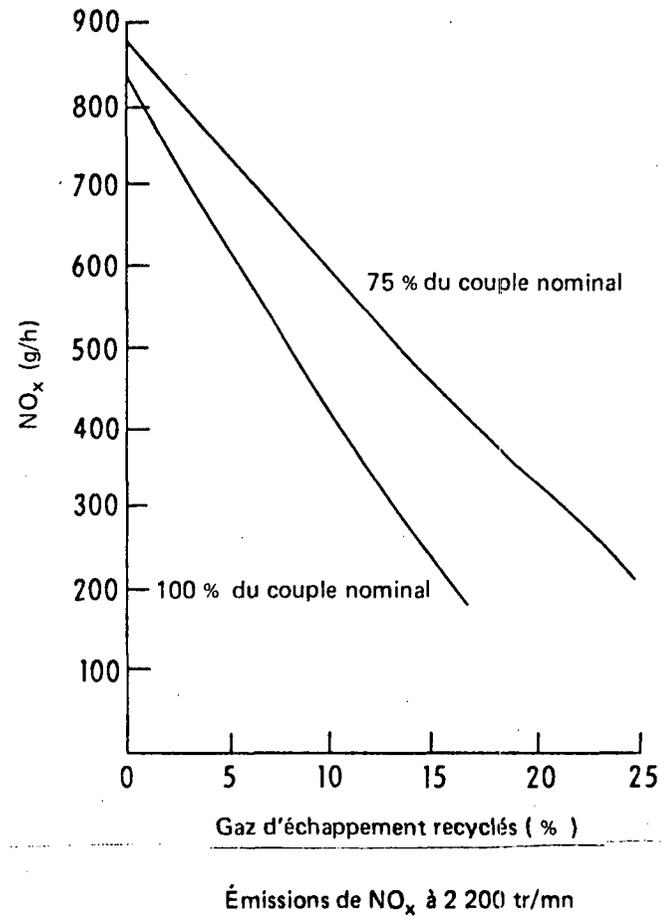
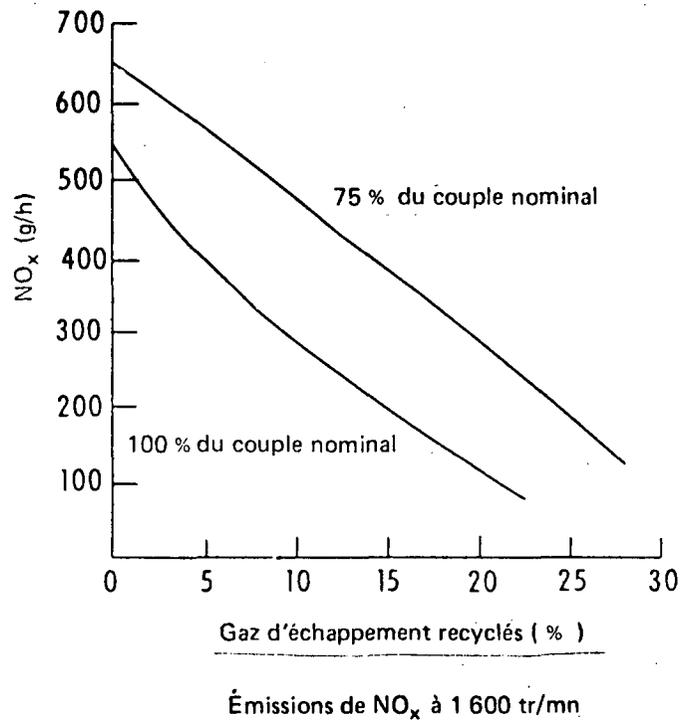


Figure 16 Influence du recyclage des gaz d'échappement sur les émissions de NO<sub>x</sub> : moteur diesel Caterpillar, 4 temps, à chambre de précombustion

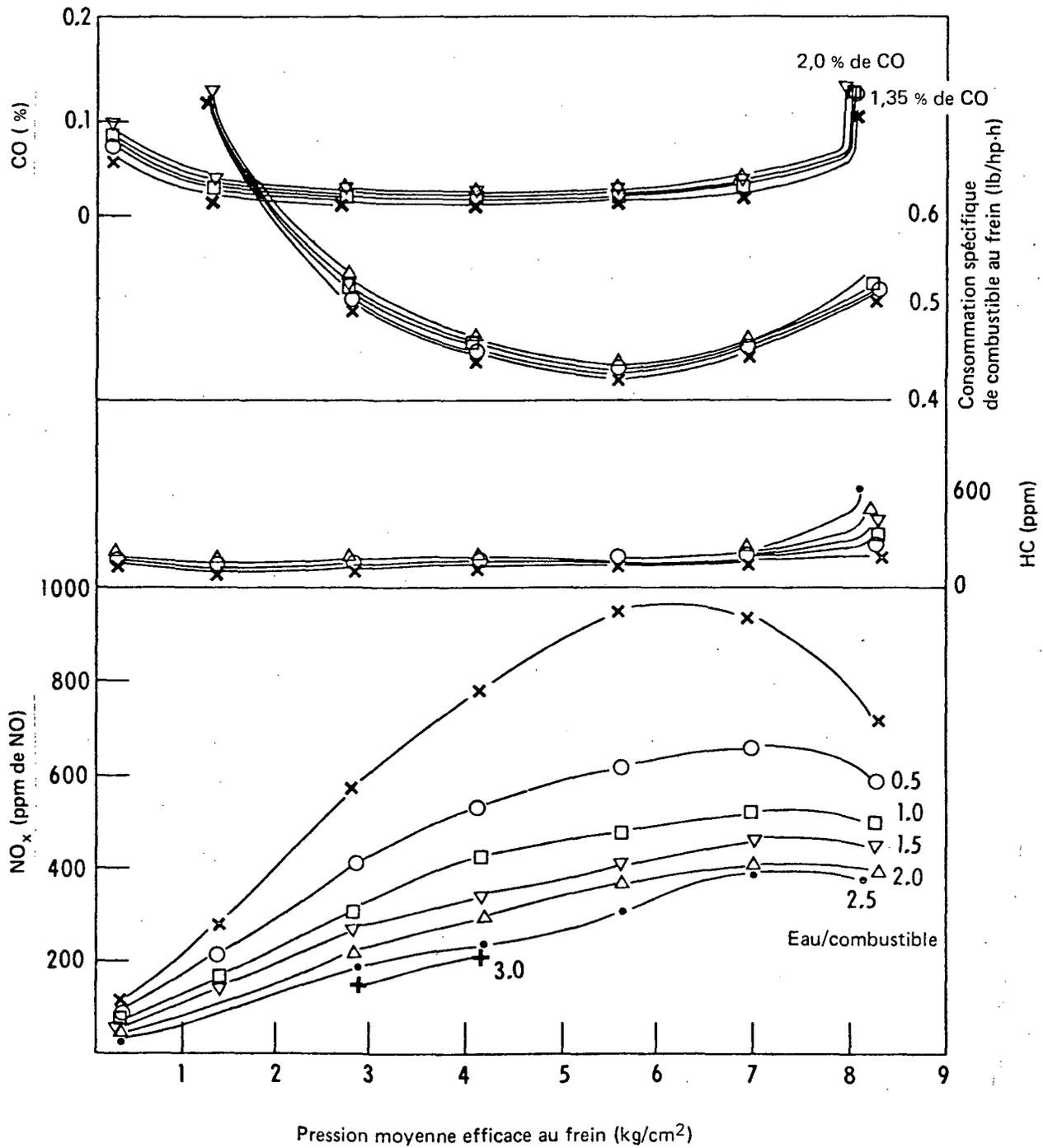


Figure 17 Influence de l'injection d'eau sur les émissions d'un moteur diesel Comet V à injection indirecte

Un débit d'injection de 2 gallons par minute (1,62 lb de H<sub>2</sub>O/lb de combustible) réduit les émissions de NO<sub>x</sub> de 83 p. cent, mais augmente la consommation de 10 p. cent, les émissions de HC de 106 p. cent, et les émissions de CO de 260 p. cent. On ne précise pas si l'allumage a été avancé pour une puissance optimale.

L'injection d'eau n'est pas un remède sans problèmes. Il faut mettre au point des dispositifs de dosage, employer un système à haute pression afin de vaincre la pression des tubulures des moteurs à turbocompresseur, et mettre au point des injecteurs d'eau qui aient une durée de vie acceptable. De plus, une partie de l'eau injectée réussit à entrer dans le carter, où elle risque de causer la formation de cambouis. Il faut également prendre en compte la corrosion des soupapes et des parois de la chambre de combustion. Avant de faire une utilisation répandue de l'injection d'eau, il faut en étudier les effets à long terme sur la vue du moteur. Enfin, précisons qu'à un taux d'injection de 1 livre d'eau par livre de combustible, une installation de 10 000 hp en pleine charge consomme 400 gallons d'eau distillée à l'heure.

5.1.2.3 Réglage de la distribution. — Le réglage de la distribution peut modifier le niveau des différentes émissions polluantes. Sur les moteurs à quatre temps, à aspiration naturelle, l'accroissement du chevauchement des soupapes aura le même effet que le recyclage des gaz d'échappement. À la fin du temps d'échappement, les soupapes d'admission et d'échappement sont toutes deux ouvertes (chevauchement). Les gaz d'échappement risquent de revenir dans le cylindre à cause de la différence de pression entre les tubulures d'admission et d'échappement. Plus le chevauchement croît, plus la proportion de gaz d'échappement présent dans le nouveau mélange est élevée, ce qui crée un effet de recyclage des gaz d'échappement.

Un accroissement du chevauchement réduit les émissions de NO<sub>x</sub> d'environ 60 p. cent; les émissions d'hydrocarbures baissent aussi un peu, mais non les émissions de CO. Il se peut toutefois qu'un chevauchement accru soit accompagné d'une augmentation de la consommation. Cette méthode ne peut être utilisée que dans le cas des moteurs à quatre temps, à aspiration naturelle.

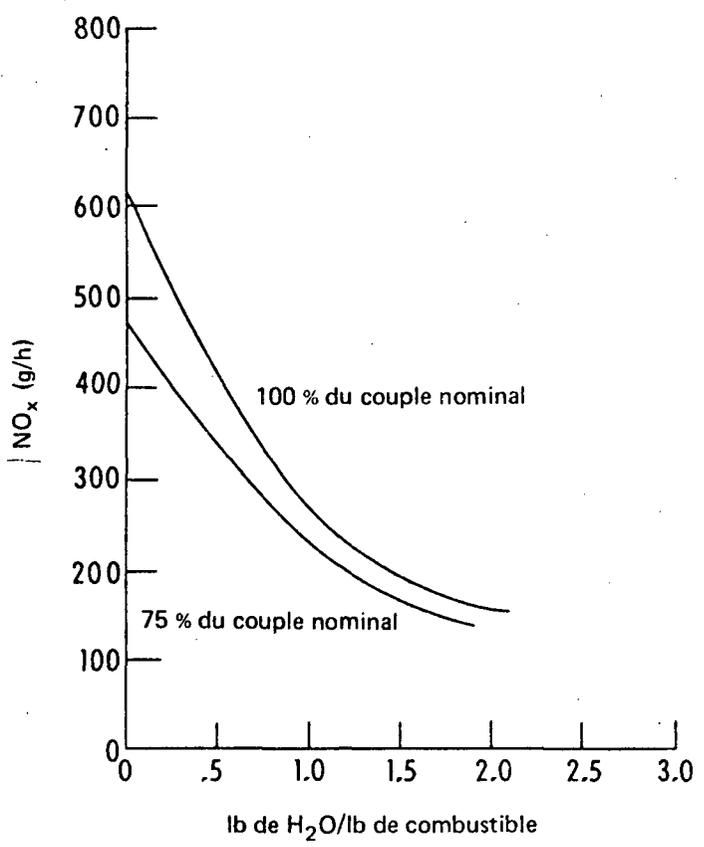
La modification de la distribution offre des possibilités de réduire les émissions polluantes des moteurs fixes. Solution beaucoup plus simple que le recyclage et l'injection d'eau, elle pourrait probablement être appliquée aux moteurs neufs comme aux moteurs en service.

#### 5.1.2.4 Transformation de la chambre de combustion.

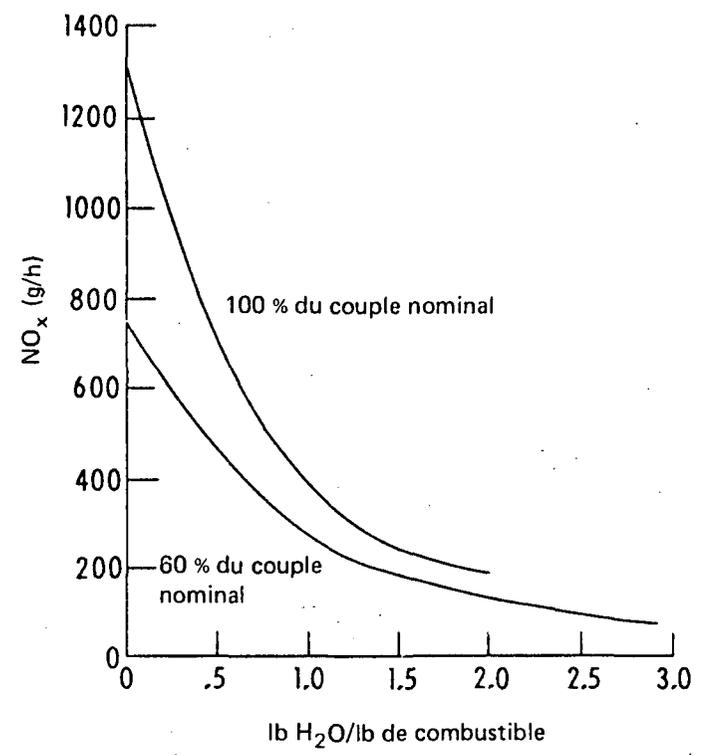
a) Chambre de précombustion. — Certains moteurs avaient des chambres de précombustion avant même que la pollution de l'air ne devienne un sujet de préoccupation dans le public. Leur principal avantage consiste en un fonctionnement plus doux et une plus grande durée du moteur. Les chambres de précombustion présentent également des inconvénients: par rapport au moteur à injection directe, les moteurs à chambre de précombustion sont difficiles à démarrer et consomment plus de combustible en raison des pertes de chaleur élevées attribuables à la surface plus grande de la chambre de combustion.

Dans les moteurs à chambre de précombustion, la combustion fait intervenir un mélange stratifié. L'allumage se produit dans la partie riche du mélange qui, pris dans sa totalité, présente néanmoins un rapport air-combustible faible. Ce système est analogue au principe de l'amenée d'air, en deux étapes, dans les chaudières ou les turbines à gaz, et se traduit par une réduction des émissions de NO<sub>x</sub> à cause de la présence d'un mélange riche dans la seule zone de combustion primaire. La pauvreté du mélange, dans l'ensemble, produit également un faible niveau d'émissions d'hydrocarbures et de CO.

D'après la documentation consultée (4), il est également possible d'appliquer la combustion par mélange stratifié aux moteurs à gaz. Cependant, dans ce cas, il est difficile d'obtenir le dosage requis, et la combustion est très sensible aux conditions de fonctionnement. En fin de compte, la combustion par mélange stratifié risque de ne pas être pratique pour les moteurs à gaz.



Émissions de NO<sub>x</sub> à 1 600 tr/mn



Émissions de NO<sub>x</sub> à 2 000 tr/mn

Figure 18 Influence de l'injection d'eau sur les émissions de NO<sub>x</sub> d'un moteur diesel Caterpillar, 4 temps, à chambre de précombustion

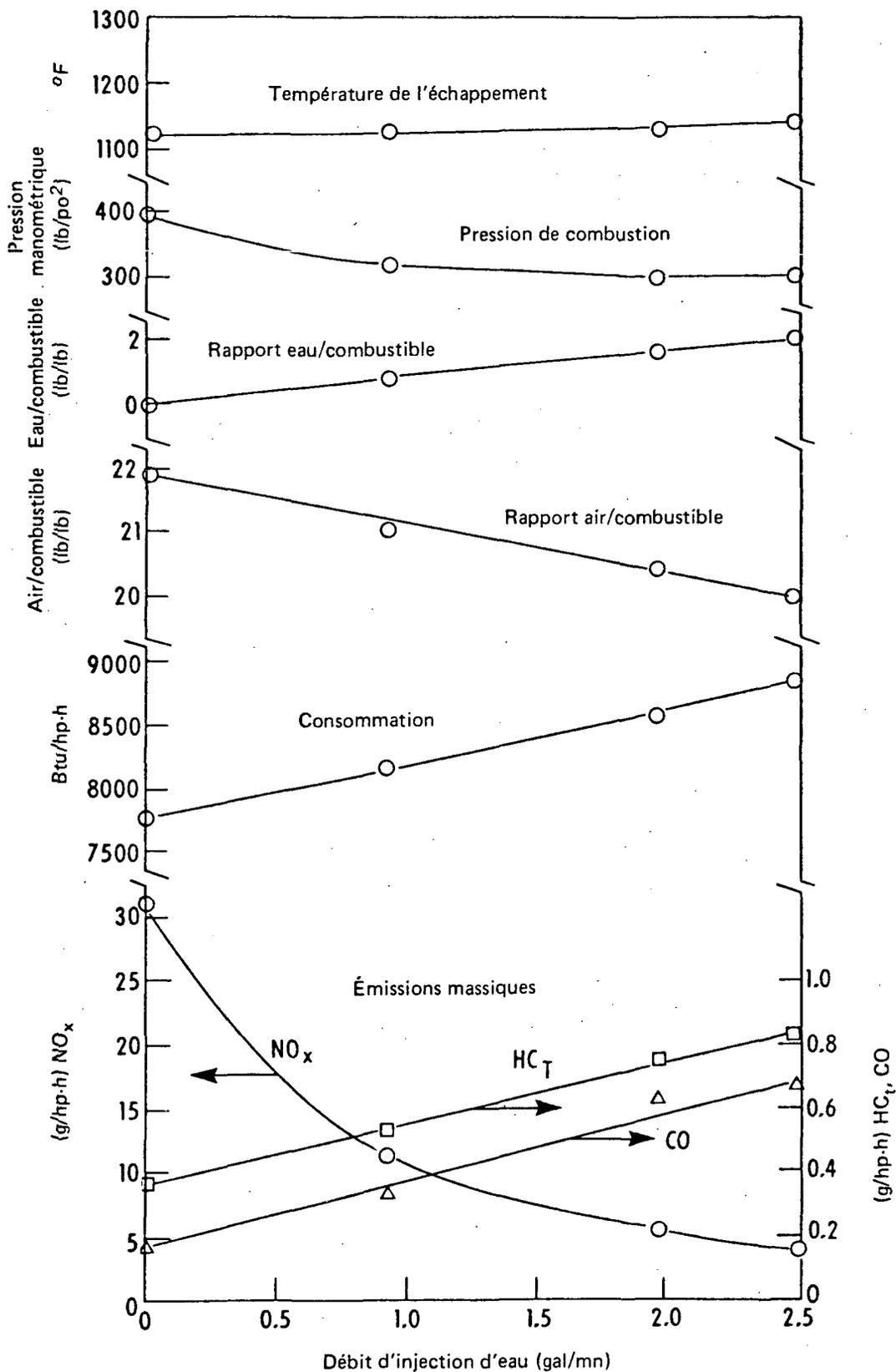


Figure 19 Effets de l'injection d'eau dans un moteur à gaz Ingersoll Rand PKVGR-12, 4 temps, à aspiration naturelle et allumage commandé

Les figures 20, 21 et 22 illustrent l'efficacité de la combustion par mélange stratifié. À la figure 20, on constate que le moteur à chambre de précombustion présente un faible niveau d'émissions de  $\text{NO}_x$  (17). La partie supérieure du graphique donne la courbe des émissions de  $\text{NO}_x$  d'un moteur à chambre de précombustion, suivant la charge, à trois régimes différents. Quant à la partie inférieure du graphique, elle porte sur un moteur diesel à injection directe. Dans ces deux types de moteurs, il faut tenir compte des différences au niveau de la combustion si l'on veut obtenir les niveaux d'émissions les plus faibles. La figure 21 (18) montre que le moteur à chambre de précombustion est nettement supérieur sur le plan de la réduction des émissions de HC. De plus, ce moteur dégage beaucoup moins de CO que le moteur à injection directe (figure 22).

Les machines à chambre de précombustion ne produisent un niveau inférieur d'émissions que lorsqu'elles fonctionnent au point d'injection prévu par le constructeur. Dans les moteurs à injection directe (18), le fait de retarder l'injection réduit les teneurs en  $\text{NO}_x$ . La figure 23 présente les données comparatives d'une série d'essais basés sur un cycle à treize modes. Les quatre moteurs utilisés étaient identiques en tous points, sauf pour le processus de combustion: deux étaient à injection directe; deux, à chambre de précombustion. En retardant l'injection, dans les deux premiers, on peut réussir à abaisser les émissions de  $\text{NO}_x$  à un niveau inférieur à celui des moteurs à chambre de précombustion. Même si la consommation a tendance à augmenter avec un moteur à injection retardée, elle demeure toujours inférieure à celle d'un moteur à chambre de précombustion. Les graphiques montrent également que dans le moteur à chambre de précombustion le retardement de l'injection de combustible fait augmenter la consommation pour une légère diminution des émissions de  $\text{NO}_x$ ; en revanche, avec les moteurs à chambre de précombustion, les émissions de HC et de CO sont toujours moins élevées.

b) Système M (Société M.A.N.). — Avec le système M, le combustible est injecté sur la surface, à température réglée, d'une chambre sphérique ménagée dans le piston. Le taux d'évaporation du combustible dépend de la température des parois et de la turbulence de l'air d'admission. Après s'être mélangée à l'air, la vapeur de combustible est allumée par les nombreuses sources d'allumage qui résultent de l'injection d'un petit pourcentage du combustible dans la chambre, à l'écart des parois. Les émissions d'un moteur équipé du système M ont les mêmes valeurs et les mêmes tendances que celles des autres moteurs à injection directe (14).

**5.1.3 Traitement des gaz d'échappement.** — Les émissions polluantes des gaz d'échappement peuvent être soit éliminées, soit transformées en  $\text{N}_2$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$  ou d'autres produits chimiques inoffensifs, au moyen de dispositifs placés dans le circuit d'évacuation des gaz. Parmi ces dispositifs, on retrouve les réacteurs thermiques sur tubulure d'échappement, les convertisseurs catalytiques, les laveurs de gaz brûlés et les absorbants. Pour des raisons qui seront exposées dans les sections suivantes, notamment des raisons d'efficacité, de facilité d'installation et de compatibilité avec l'économie de combustible, il se peut que le convertisseur catalytique devienne le système de traitement le plus pratique, en ce qui concerne les moteurs fixes.

**5.1.3.1 Réacteur thermique.** — Ce dispositif consiste en une tubulure d'échappement conçue afin de maintenir des températures suffisamment élevées, par exemple entre 700 et 760 °C, pour brûler le CO et le HC imbrûlés contenus dans les gaz d'échappement. Dans l'industrie de l'automobile, on s'est rendu compte qu'il fallait employer des mélanges riches, de manière à produire suffisamment de HC et de CO pour maintenir les températures ci-dessus. On estime qu'il est peu pratique d'utiliser des mélanges riches dans les moteurs diesel fixes, en raison de l'augmentation conséquente de la consommation et des émissions de fumée. Les réacteurs thermiques permettent également d'utiliser des mélanges pauvres; il faut cependant augmenter la température des gaz d'échappement, ce qui amène la nécessité de brûler du combustible en aval de la tubulure d'échappement.

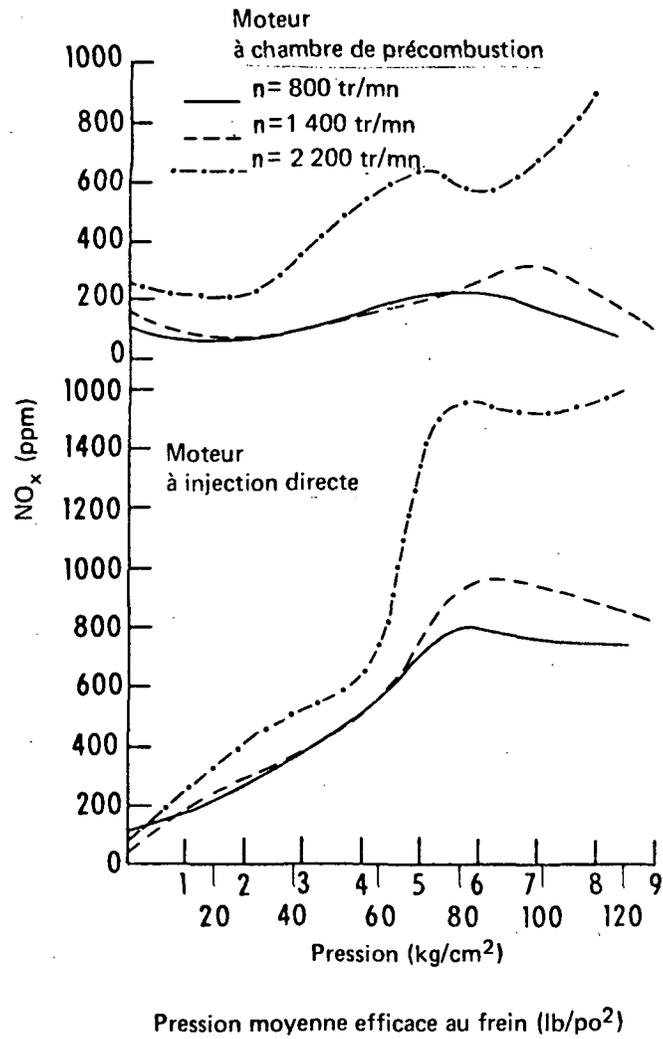


Figure 20 Émissions de NO<sub>x</sub>: moteur à chambre de précombustion et moteur à injection directe

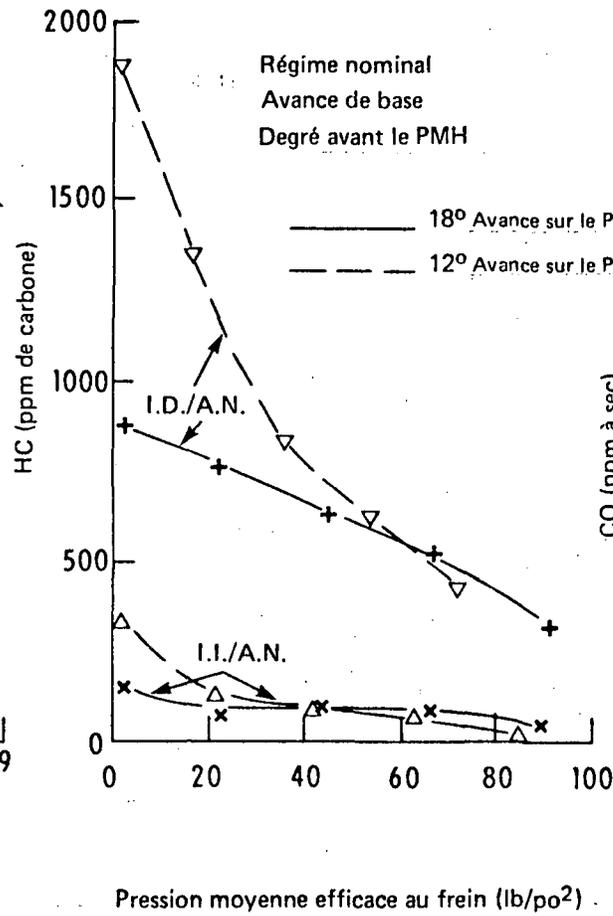


Figure 21 Teneur en HC: moteur à injection directe et moteur à chambre de précombustion, aspiration naturelle dans les deux cas

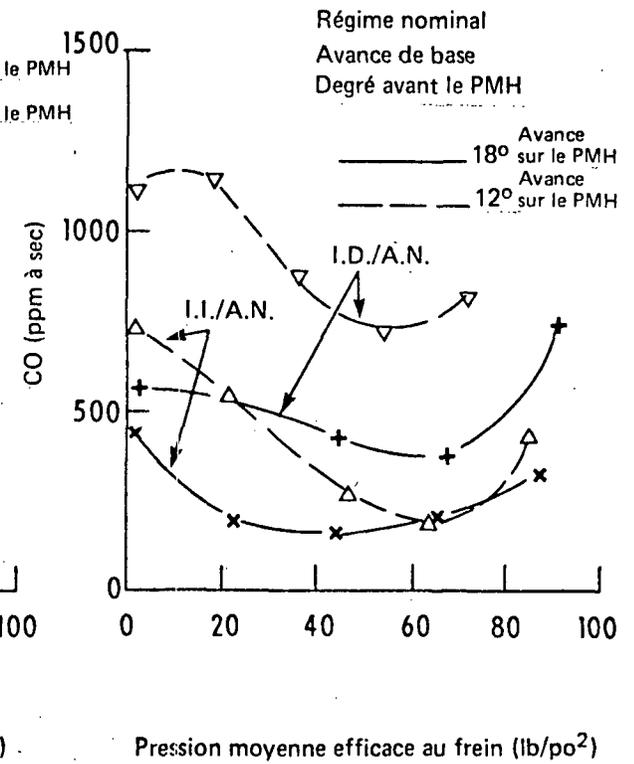


Figure 22 Teneur en CO: moteur à injection directe et moteur à chambre de précombustion, aspiration naturelle dans les deux cas

MOTEUR À INJECTION DIRECTE      MOTEUR À CHAMBRE DE PRÉCOMBUSTION

— A.N.  
 - - - T.C.  
 - - - T.C.R.

— A.N.  
 - - - T.C.

\* Point d'injection de base standard

\* Point d'injection de base standard

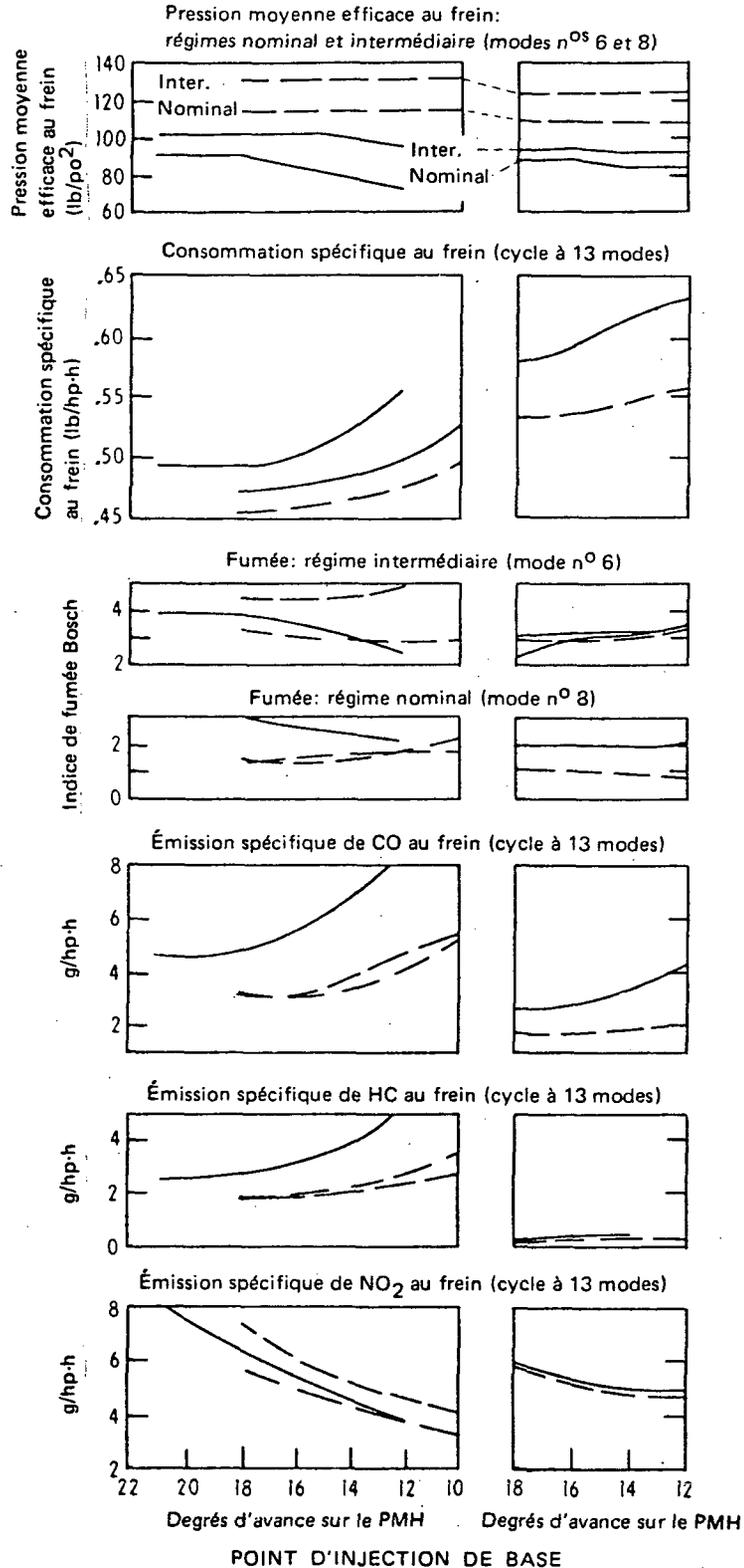


Figure 23 Comparaison entre les moteurs à injection directe et les moteurs à chambre de précombustion

5.1.3.2 Lavage des gaz brûlés et adsorption. — Ces deux moyens de traitement des gaz d'échappement créent des problèmes de pollution secondaire. Le lavage des gaz brûlés produit des déchets liquides tandis que l'adsorption crée des déchets solides. Ces traitements pourraient être groupés dans un seul dispositif pour l'ensemble des gaz d'échappement des moteurs, des chaudières et des autres appareils thermiques d'une installation, mais ils ne semblent pas très prometteurs lorsqu'il s'agit d'épurer les émissions d'un moteur unique. Certains de ces traitements prévoient le passage des gaz d'échappement à travers un jet d'eau ou dans un réservoir d'eau. Ils sont fréquemment appliqués aux véhicules d'exploitation minière en souterrain. Les essais indiquent tout au plus une légère réduction des émissions gazeuses qui font l'objet de la présente étude. Le lavage et l'adsorption ont pour effet le refroidissement des gaz d'échappement et la condensation des hydrocarbures lourds, et peut être aussi la filtration d'une certaine quantité de particules. Le monoxyde de carbone et les  $\text{NO}_x$  sont à toutes fins utiles insolubles dans l'eau, d'où l'inefficacité des laveurs pour réduire ces polluants importants.

5.1.3.3 Convertisseur catalytique. — Au moyen de convertisseurs catalytiques, il est possible de transformer les oxydes d'azote, le CO et le HC en gaz inoffensifs. Le fonctionnement de ces dispositifs est moins complexe avec les moteurs fixes qu'avec les moteurs automobiles, car la nécessité d'un réchauffage ultra rapide et d'un fonctionnement à débits et températures variées ne se pose plus.

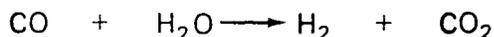
a) Oxydation du CO et des HC. — Le CO et les hydrocarbures imbrûlés sont éliminés par oxydation catalytique produisant du  $\text{CO}_2$  et du  $\text{H}_2\text{O}$ . Grâce au catalyseur, les réactions se produisent à des températures inférieures à celles qui sont requises dans un réacteur thermique non catalytique. La plupart des moteurs diesel à quatre temps fonctionnent avec des mélanges pauvres, et leur échappement contient suffisamment d'oxygène (de 4 à 5 p. cent) pour qu'il y ait oxydation. Pour ce qui est des moteurs à deux temps, leur échappement contient toujours un excédent d'oxygène, résultant de la dilution par l'air de balayage (15 p. cent). Par contre, il faudra injecter de l'air dans l'échappement des moteurs à quatre temps utilisant un mélange riche ou stoechiométrique.

Il existe des catalyseurs (5) qui peuvent réduire davantage les niveaux déjà très faibles de HC et de CO produits par les moteurs diesel. Cependant, des essais ont montré que les convertisseurs catalytiques se détérioraient à la longue et qu'il fallait les remplacer ou les régénérer pour conserver un minimum d'efficacité. Le catalyseur de l'oxydation contribuant à la combustion complète et le  $\text{NO}_x$  étant un produit normal de la combustion, il ne s'effectue aucune réduction des oxydes d'azote.

On a également étudié le rendement des catalyseurs avec des moteurs à deux temps, aux modes de fonctionnement normal et, comme le montre la figure 24, on a pu observer une réduction des émissions de HC et de CO (19). La faible température des gaz d'échappement (particulièrement dans le cas des moteurs à deux temps, à balayage par air) constitue un obstacle majeur à l'utilisation de catalyseurs pour éliminer toutes les matières oxydables contenues dans l'échappement des moteurs diesel. Il serait possible d'augmenter cette température, mais ce serait au détriment de la consommation.

b) Réduction du  $\text{NO}_x$ . — Le processus chimique de la réduction catalytique du  $\text{NO}_x$  est différent du processus de la combustion normale. Cette réduction peut s'opérer par l'introduction d'un agent réducteur comme le CO, le  $\text{H}_2$ , l'ammoniaque ( $\text{NH}_3$ ) ou le gaz naturel.

C'est seulement dans le cas des moteurs à quatre temps fonctionnant avec des mélanges riches qu'on trouvera suffisamment d'hydrogène et de CO pour la réduction du  $\text{NO}_x$ . L'hydrogène est produit par déplacement des molécules d'oxygène de l'eau lorsque le mélange est riche, et il constitue probablement le principal agent de réduction.



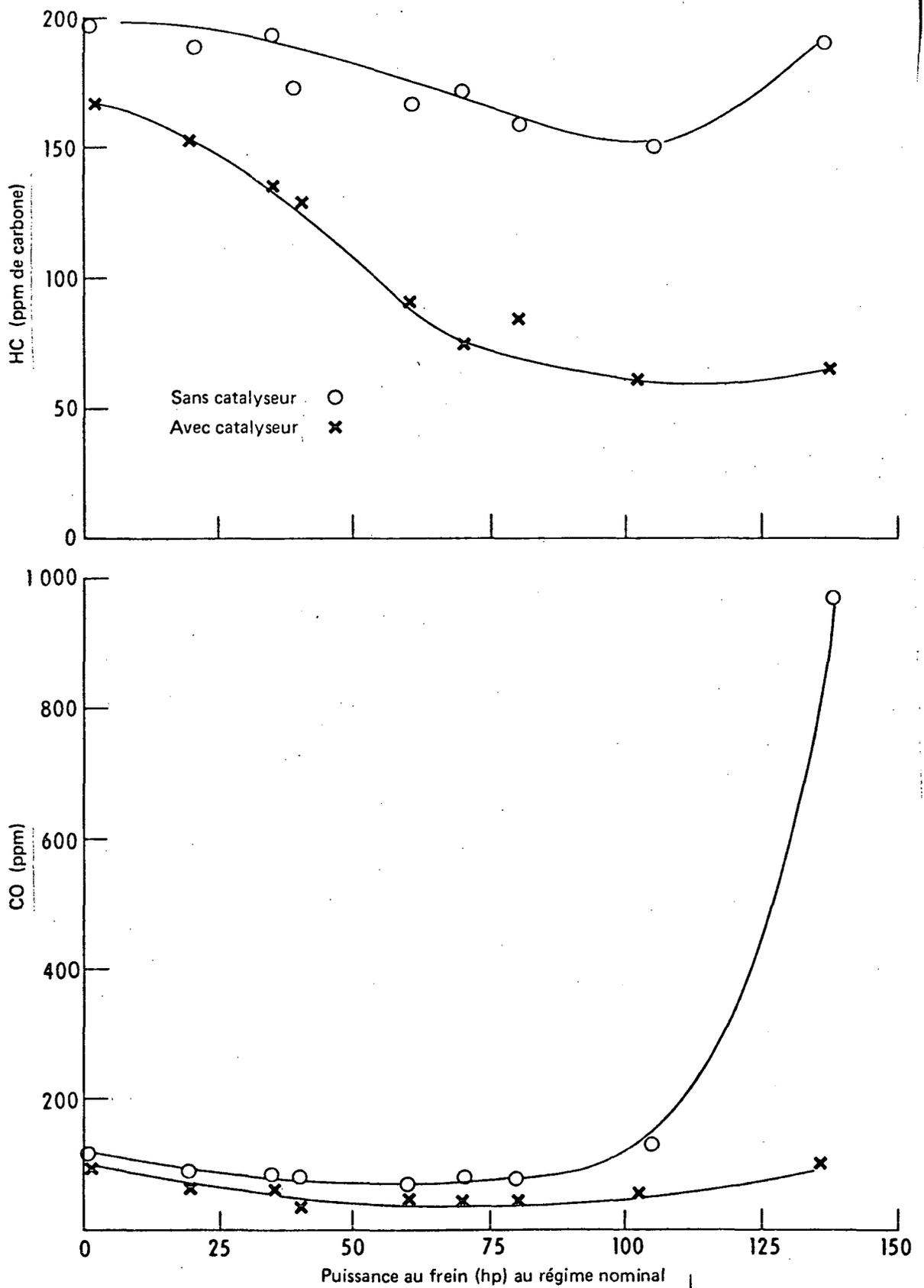
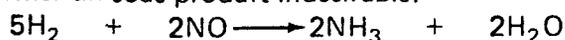


Figure 24 Effets d'un catalyseur au platine sur les niveaux d'émissions: moteur diesel à injection directe, 2 temps, balayage par air

Des recherches de l'industrie automobile ont révélé que dans certaines conditions (faible concentration d'oxygène et basse température) l'hydrogène peut également réduire le NO en NH<sub>3</sub> (4) et former un sous-produit indésirable.



La plupart des moteurs fixes emploient des mélanges pauvres pour obtenir une meilleure consommation. Leurs gaz d'échappement contiennent suffisamment d'oxygène pour qu'il soit nécessaire d'ajouter un agent réducteur comme le H<sub>2</sub>, le gaz naturel ou le NH<sub>3</sub>, avant l'étape de la réduction catalytique. Comme le CO est presque inexistant dans les gaz d'échappement d'un moteur diesel, il faut en produire, ou produire du H<sub>2</sub>, en installant un brûleur au méthane ou au propane dans le flux de l'échappement. De plus, tout excès de CO ou de H<sub>2</sub> doit être oxydé. Dans le cas des moteurs à gaz naturel, il faut ajouter assez de gaz pour qu'il y ait réaction complète avec l'oxygène avant de pouvoir réduire le NO<sub>x</sub>. Si la teneur en oxygène est élevée, comme c'est le cas pour les moteurs à deux temps, il faut procéder à une catalyse en plusieurs étapes, et à l'addition de gaz naturel entre les différentes étapes, de manière à ne pas brûler le catalyseur.

Soulignons toutefois que la technique actuelle n'offre pas de solution pratique aux problèmes complexes que représentent la consommation accrue de combustible, l'oxydation des agents réducteurs en trop, et l'entretien d'un catalyseur en service.

L'ammoniaque réduira le NO<sub>x</sub> même en présence d'oxygène. La figure 25 reproduit les données contenues dans un brevet détenu par Ethyl Corporation (4). Les gaz d'échappement d'un moteur à combustion interne circulent sur un catalyseur à l'oxyde de cuivre et de palladium et des instruments enregistrent la conversion de NO<sub>x</sub> en fonction de la température. La température optimale était de près de 700 °F (370 °C), température à laquelle la conversion de NO<sub>x</sub> dans l'ensemble atteignait une valeur maximale de 75 p. cent. Au-dessus de cette température optimale, l'agent réducteur, l'ammoniaque, commence à s'oxyder pour former du NO et du H<sub>2</sub>O:

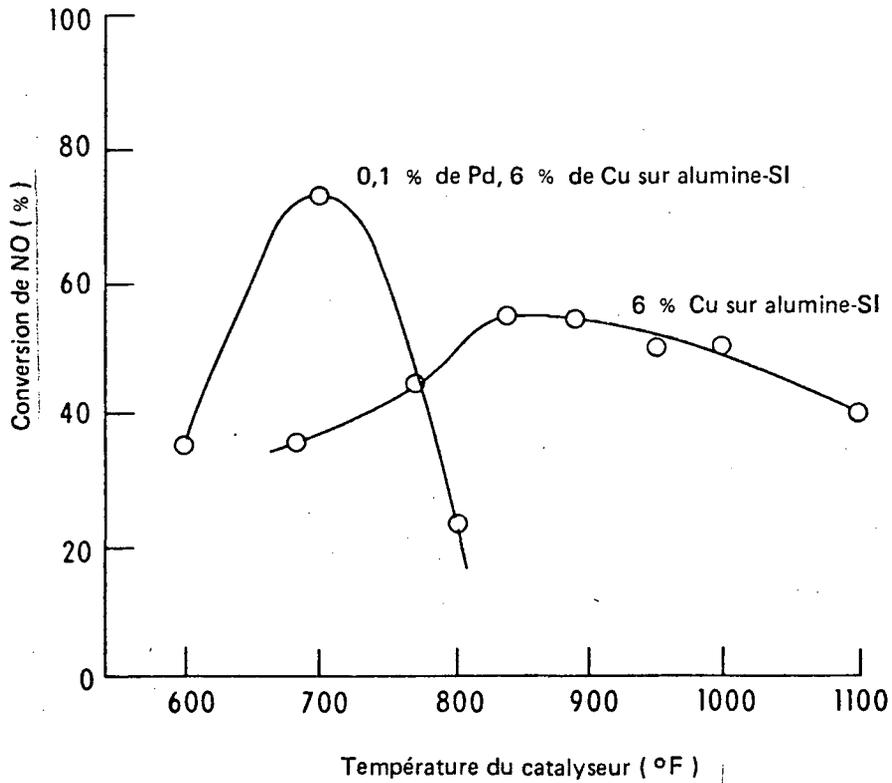
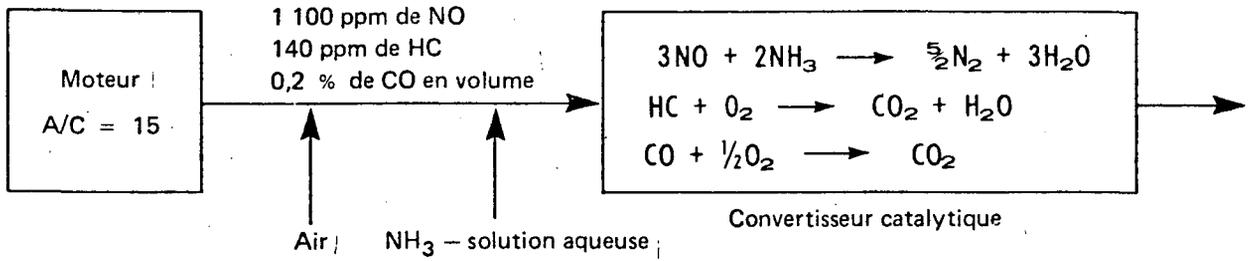


La figure 26 montre des données semblables, obtenues cette fois avec un catalyseur au platine. Le débit de fonctionnement du catalyseur est de l'ordre de 10 000 à 90 000 pieds cubes de gaz à l'heure, par pied cube de catalyseur (4). Avec ce catalyseur, la température optimale se situe près de 428 °F (220 °C). En plus d'être relativement insensible au débit, l'élimination optimale du NO<sub>x</sub> atteint une proportion de plus de 90 p. cent. Ces résultats ont été obtenus au moyen d'un mélange synthétique contenant 3 000 ppm de NO, 3 p. cent de O<sub>2</sub>, 0,8 p. cent de H<sub>2</sub>O en volume, et 3 000 ppm de NH<sub>3</sub>. Dans le cas des moteurs à quatre temps, la teneur en vapeur d'eau est près de 15 p. cent. Par conséquent, il y a de fortes chances que le taux de conversion soit faible étant donné que la vapeur d'eau cherche également à occuper la surface active du milieu catalytique.

Le système de réduction par ammoniaque présente un autre avantage: le même catalyseur poursuivra simultanément l'oxydation du CO et du HC. Le catalyseur à oxyde de cuivre correspondant aux données de la figure 25 élimine 46 p. cent du CO et 38 p. cent du HC à la température optimale de réduction du NO<sub>x</sub>.

Avec un moteur de 1 000 hp au frein, il faudrait un catalyseur d'environ deux pieds cubes pour maintenir un débit de 30 000 à 50 000 pi<sup>3</sup>h/pi<sup>3</sup>.

De toutes les méthodes antipollution existantes, il semble que la réduction catalytique des émissions de NO<sub>x</sub> des moteurs alternatifs fixes par le NH<sub>3</sub>, le gaz naturel ou le CO soit la meilleure à long terme. Cette méthode s'est révélée efficace en ce qui concerne les émissions de NO<sub>x</sub>, de CO et de HC, et elle permet au moteur de fonctionner dans des conditions propices à un rendement maximal, tant du point de vue de la puissance que de la consommation.



(Référence: brevet U.S. 3 449 063)

Figure 25 Réduction catalytique du NO<sub>x</sub> par l'ammoniaque

Il faudra toutefois réaliser des progrès importants avant de répandre l'utilisation de la réduction catalytique. Pour mettre au point un convertisseur catalytique adapté aux moteurs fixes, il faut poursuivre les recherches afin de trouver la meilleure formule de catalyseur, d'en prolonger la durabilité et d'en améliorer la résistance aux poisons contenus dans les combustibles. Enfin, pour ce qui est du système de réduction du  $\text{NO}_x$  par l'ammoniaque, il reste à déterminer s'il fonctionnera aux concentrations d'oxygène présentes dans les gaz d'échappement des moteurs à deux temps.

## 5.2 Turbines à gaz

Au cours des dernières années, le perfectionnement des turbines à gaz a été marqué par une augmentation constante de la puissance spécifique (rapport puissance-poids) et du rendement thermique.

Les polluants atmosphériques produits par les turbines à gaz sont le  $\text{NO}_x$ , le CO, le HC, le  $\text{SO}_2$  et des particules. Si nous ne tenons pas compte des émissions de  $\text{SO}_2$ , ce polluant étant uniquement fonction de la teneur en soufre du combustible, seul les émissions nocives de  $\text{NO}_x$  présentent un problème réel. Les sections suivantes traitent des études réalisées jusqu'à maintenant sur les méthodes possibles de réduction des émissions de  $\text{NO}_x$ , de particules et de fumée.

**5.2.1 Modification des conditions de fonctionnement.** — Une turbine à gaz de puissance élevée (33 MW) sans dispositif de réduction de  $\text{NO}_x$  peut dégager jusqu'à 260 ppm de  $\text{NO}_x$ , soit l'équivalent d'un taux d'émission massique de 426 lb/h. Même si les émissions de CO peuvent être très faibles (20 à 40 ppm) (20), l'installation d'un appareil de réduction du  $\text{NO}_x$ , dans un cas particulier, s'est traduite par une augmentation appréciable des émissions de CO. Dans un autres cas, on a pu observer une diminution des émissions de CO de 67 p. cent, après installation d'un dispositif de réduction du  $\text{NO}_x$  (20).

Les turbines alimentées en combustibles de première qualité à faible teneur en soufre produisent des émissions négligeables de  $\text{SO}_2$ . On se dirige toutefois vers l'utilisation de combustibles de moindre qualité et moins raffinés qui contiennent de plus en plus de soufre.

Les essais de quelques turbines à gaz brûlant un combustible de première qualité donnent, en ce qui concerne le paramètre des émissions visibles, une opacité inférieure à 20 p. cent. Cependant, la tendance vers l'utilisation de combustibles plus pauvres pourrait entraîner un accroissement des émissions de particules.

L'importance accordée récemment à la réduction des émissions de  $\text{NO}_x$  a suscité des recherches considérables sur les mécanismes de formation du  $\text{NO}_x$  et ses méthodes de réduction (20, 21, 22, 23, 24). Ces dernières visent à réduire la température optimale de la flamme ou à raccourcir le temps de séjour du gaz aux températures élevées, ou ces deux résultats à la fois. Ces techniques sont classées en deux groupes généraux; les techniques à sec et les techniques humides.

**5.2.2 Techniques à sec.** — En général, les techniques dites à sec permettent de réduire les émissions des turbines à gaz d'au plus 38 p. cent. Les constructeurs de turbines rapportent même des réductions plus importantes. Des recherches intensives se poursuivent en vue d'accroître l'efficacité des techniques à sec, dans l'espoir d'éviter le recours aux techniques humides, plus coûteuses.

Les modifications à sec de la combustion sont regroupées dans deux catégories générales.

- A. — Techniques de refroidissement: augmenter le rapport air-combustible; recirculer des produits de combustion refroidis; modifier la chambre de combustion.
- B. — Techniques visant à diminuer le temps de séjour aux températures élevées: accélérer l'écoulement dans la chambre de combustion; ajouter de l'air de dilution plus tôt afin d'arrêter la formation du  $\text{NO}_x$ .

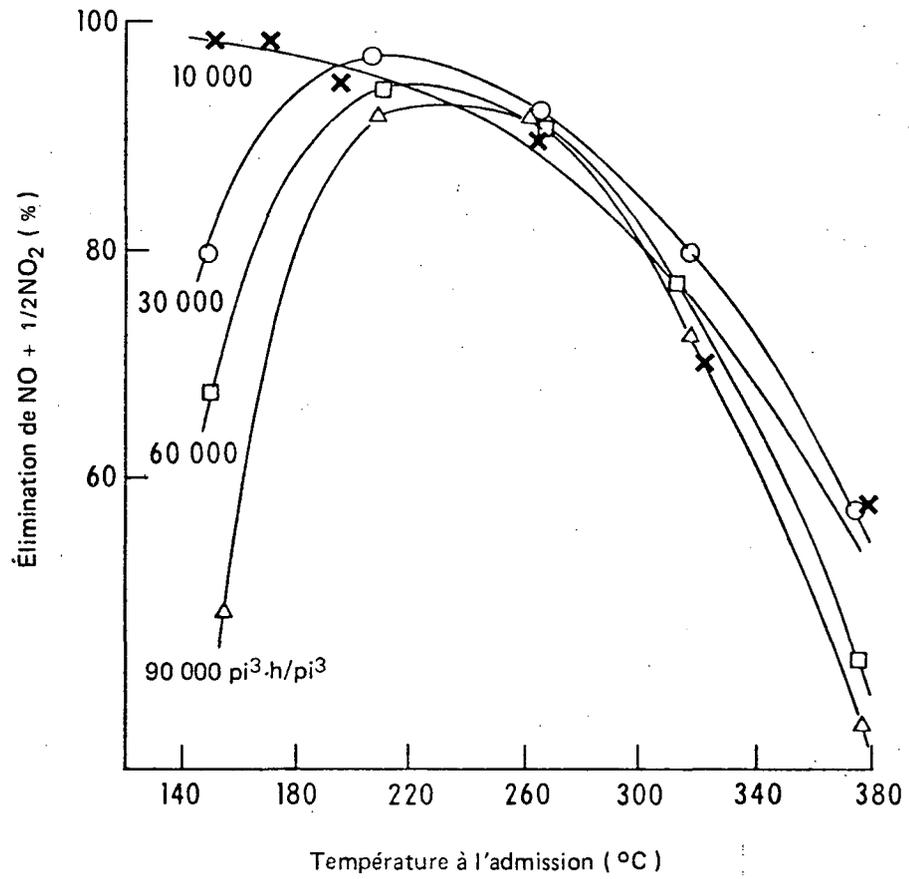


Figure 26 Réduction catalytique du NO<sub>x</sub> par l'ammoniaque sur un catalyseur au platine

### 5.2.2.1 Techniques de refroidissement

**Augmentation du rapport air-combustible.** — Les essais dont il sera question ont été réalisés par Westinghouse Gas Turbine Laboratory à Lester, Pennsylvanie, USA. Les résultats de ces essais sont présentés aux figures 27 et 28. Des changements ont été apportés à la chambre de combustion standard afin d'appauvrir le mélange air-combustible dans la zone de combustion primaire (modification n° 1). Une seconde modification (modification n° 2) a appauvri davantage le mélange dans la zone primaire, produisant ainsi un mélange très pauvre dont l'allumage exige de l'air chauffé à 260 °C. Pour une température d'environ 1 000 °C à la sortie de la chambre de combustion, les émissions de NO<sub>x</sub> de la chambre modifiée (modification n° 2) étaient inférieures de 20 p. cent à celles de la chambre standard. Alimentées en huile, les chambres de combustion standard et modifiées (mod. 2) ont fait l'objet de prélèvements de NO<sub>x</sub>, CO et HC. À une température d'environ 1 000 °C, les émissions de NO<sub>x</sub> étaient réduites de moins de 11 p. cent. Il semble donc que la réduction maximale de NO<sub>x</sub> que l'on puisse obtenir par appauvrissement du mélange en zone primaire se situe entre 10 et 20 p. cent. L'appauvrissement du mélange air-combustible, huile ou gaz indifféremment, produit également des résultats favorables en ce qui concerne les émissions de HC et de CO. Pour ce qui est de l'indice de fumée, il est nul dans le cas de toutes les chambres de combustion (standard et modifiées) alimentées au gaz. Dans le cas des chambres de combustion brûlant de l'huile, les essais ont révélé que l'appauvrissement du mélange dans la zone primaire réduisait l'indice de fumée. L'utilisation de mélanges pauvres présente un inconvénient très sérieux, la perte de stabilité de la plage de fonctionnement, qui se traduit par un mauvais allumage.

**Recirculation de produits de combustion refroidis.** — Les matières inertes qui peuvent le mieux se combiner avec l'air comburant sont les produits de l'échappement refroidis. En effet, les gaz d'échappement recyclés ont été refroidis jusqu'à environ 300 °C, puis combinés avec l'air d'admission, à la température d'oxygène. Des essais ont été effectués avec deux combustibles différents, le combustible diesel n° 2 et le gaz naturel.

La figure 29 présente les données relatives aux émissions de NO<sub>x</sub>, de CO et de HC. La courbe I illustre le fonctionnement sans recyclage et sert de base de comparaison avec les résultats du fonctionnement avec recyclage, illustrés par la courbe II.

Une chambre de combustion sans système de recyclage et présentant une température d'échappement de 1 000 °C a été modifiée de sorte qu'il y ait recirculation d'au plus 26 p. cent de sa capacité normale d'air. À ce taux de recyclage, le NO<sub>x</sub> a été réduit de 38 p. cent en alimentation à l'huile, et de 30 p. cent au gaz naturel.

Le recyclage produit également par ricochet un effet favorable sur les émissions de HC et de CO, aux températures élevées de sortie de la chambre de combustion. La réduction du débit total d'évacuation dans la cheminée est proportionnelle au débit de recyclage. Le recyclage n'a pas entraîné un changement notable de l'indice de fumée. De la même manière, l'augmentation de la température de la chambre de combustion est demeurée la même.

Le recyclage des gaz d'échappement est un moyen très efficace de réduire les émissions de NO<sub>x</sub>. Du point de vue de la thermodynamique, il présente l'avantage de ne pas augmenter la perte par l'échappement comme le fait l'injection d'air neuf.

L'humidité des gaz recyclés constitue un autre facteur indépendant, qui influe sur l'efficacité du système de recyclage. Il est reconnu que la production de NO<sub>x</sub> varie avec l'humidité de l'air, l'addition de 1 p. cent d'humidité en poids à l'air comburant réduisant la production de NO<sub>x</sub> d'environ 20 p. cent (25).

**Modification de la chambre de combustion.** — L'évaluation des techniques antipollution supposant la modification du moteur même portait avant tout sur les catégories d'émissions

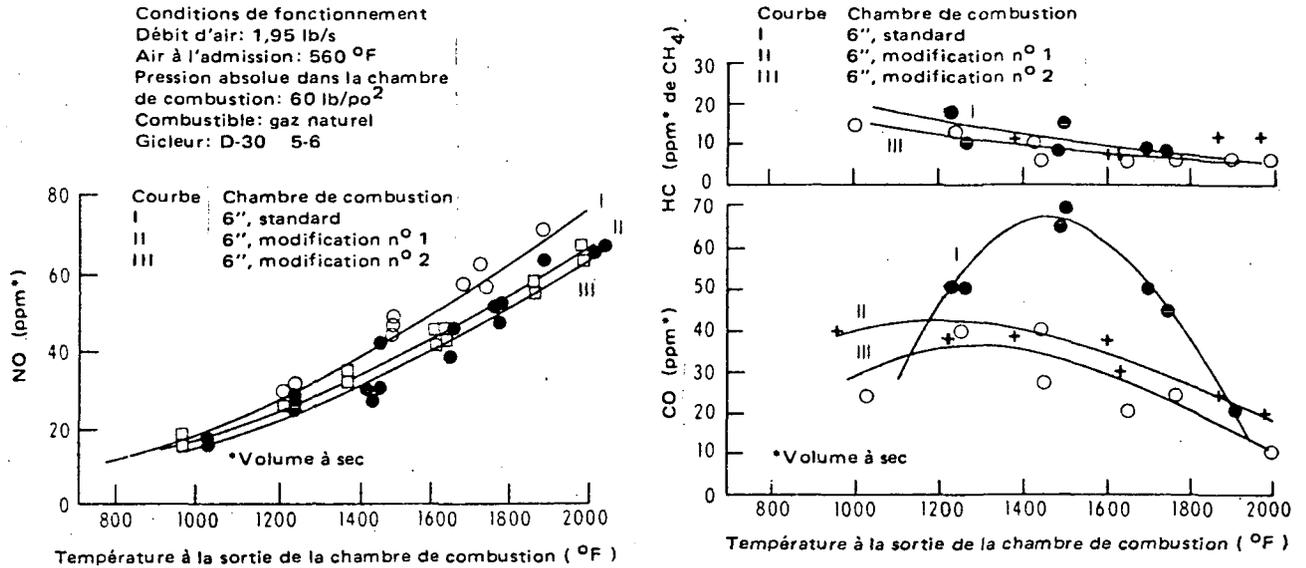


Figure 27 Influence de la température de l'air à la sortie de la chambre de combustion et de l'appauvrissement du mélange dans la zone primaire sur le niveau d'émissions (gaz naturel): turbine à gaz Westinghouse W-251AA standard

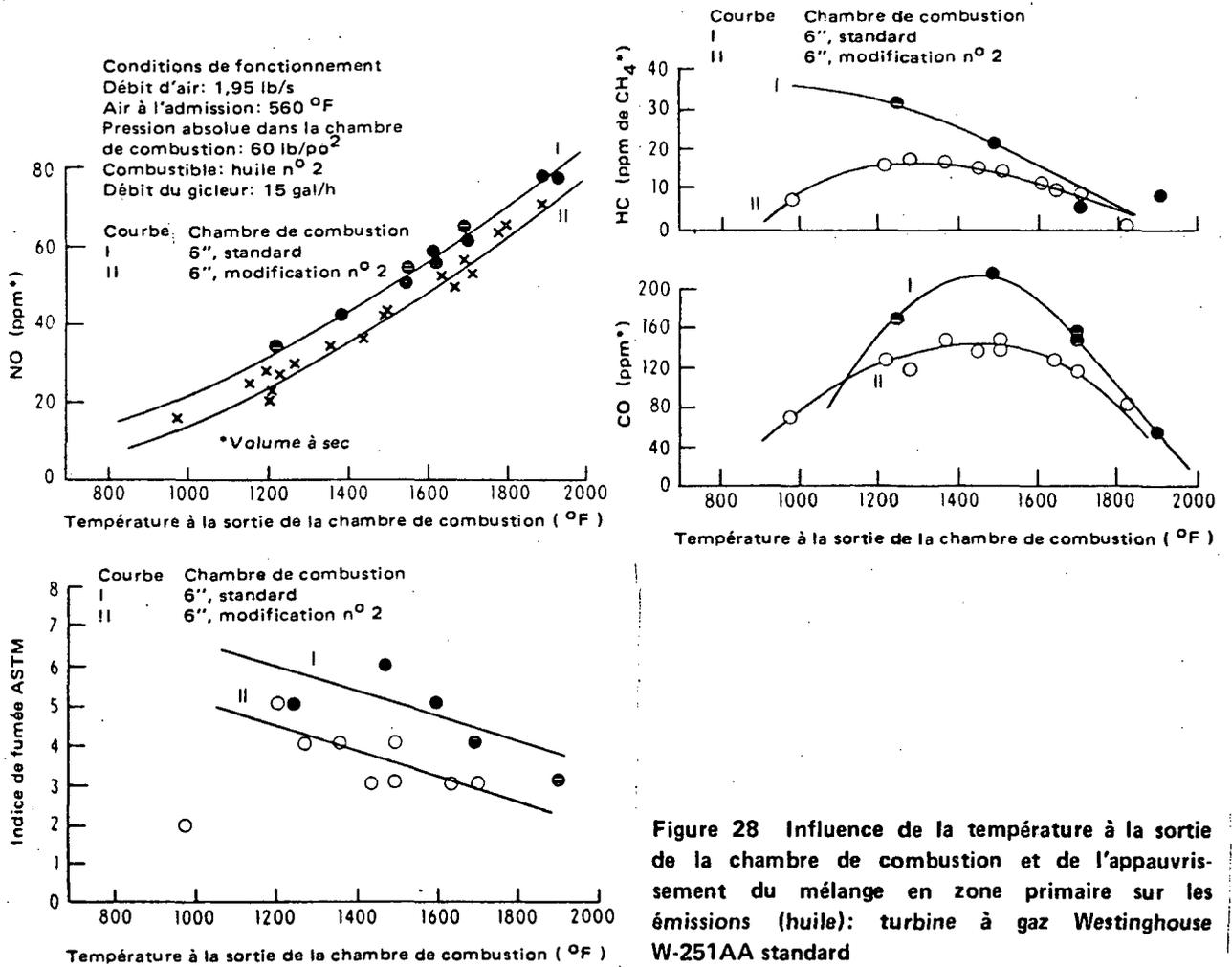
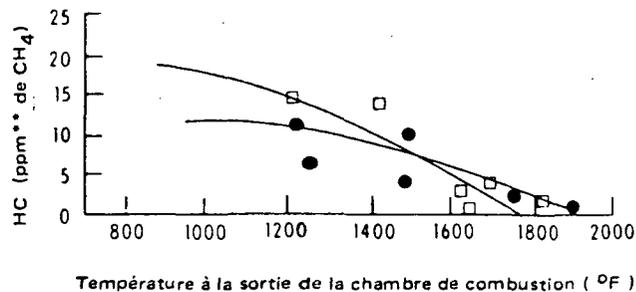
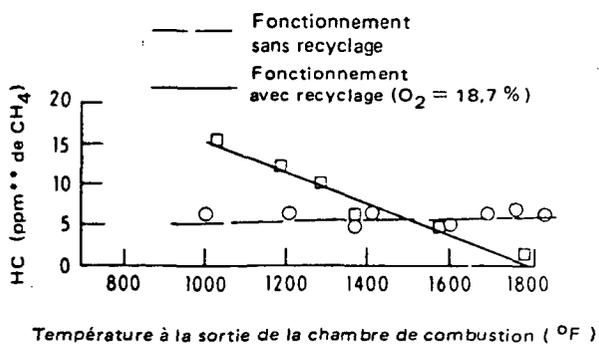
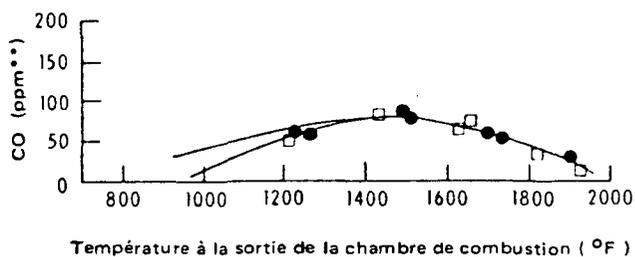
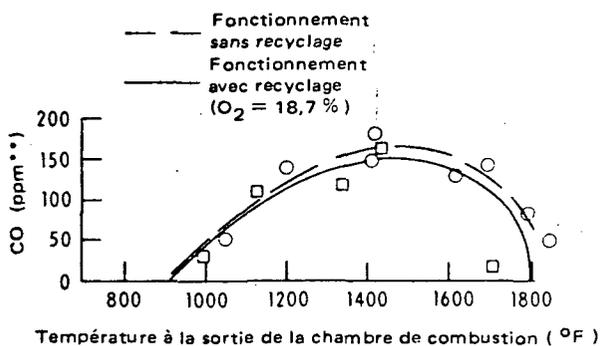
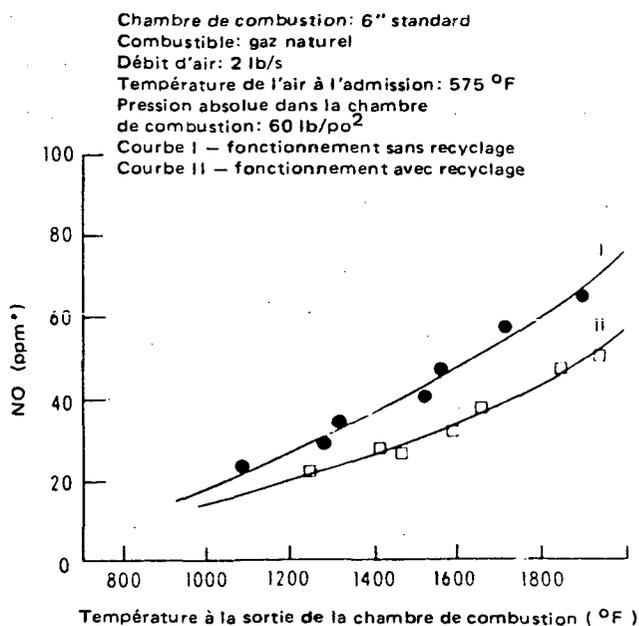
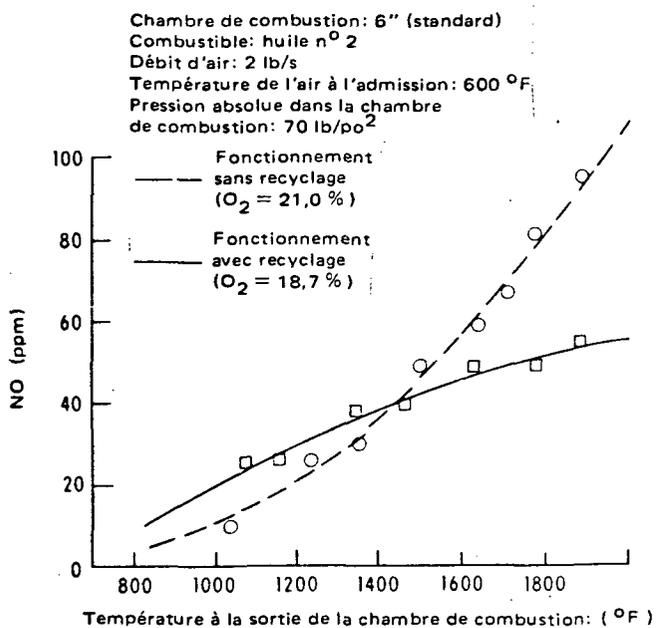


Figure 28 Influence de la température à la sortie de la chambre de combustion et de l'appauvrissement du mélange en zone primaire sur les émissions (huile): turbine à gaz Westinghouse W-251AA standard



\*\* Volume à sec

\*\* Volume à sec

Figure 29 Influence du recyclage des gaz d'échappement refroidis sur les émissions des chambres de combustion en combustibles gazeux et en combustibles liquides: turbine à gaz Westinghouse W-251AA, standard

suivantes: CO, NO<sub>x</sub>, HC, particules sèches et fumée. Comme on n'a pas encore trouvé de techniques de réduction des émissions d'hydrocarbures réactifs, des odeurs ou des aldéhydes, il n'existe aucune évaluation particulière à ces types d'émissions dont la réduction devrait suivre celle des émissions de HC. Toutes les modifications applicables aux turbines à gaz existantes pourraient être combinées pour une plus grande efficacité antipollution.

Pour faciliter l'étude des modifications apportées aux turbomoteurs, on peut classer les turbines à gaz selon leur puissance. Ce classement est très utile aux fins de la présente analyse, puisque dans le cas des moteurs d'une même catégorie les facteurs d'efficacité et les coûts des techniques antipollution sont semblables.

On retrouve deux classes de turbines.

Classe I. — Turbines de puissance faible. Ces machines sont regroupées dans une seule classe en raison des dimensions relativement petites des composantes de la chambre de combustion, ce qui rend la réduction de certaines émissions plus difficile que dans le cas des machines plus puissantes.

Classe II. — Turbines de moyenne et grande puissances. Les techniques antipollution par modification du moteur jugées réalisables sont les suivantes:

- A. — Turbomoteurs existants: 1) modification mineure de la chambre de combustion; 2) modification majeure de la chambre de combustion; 3) circuit d'alimentation partagé; modification du taux de prélèvement d'air sur compresseur.
- B. — Turbomoteurs de l'avenir: 5) chambre de combustion à géométrie variable; 6) chambre de combustion à injection étagée; 7) chambre de combustion à vaporisation externe.

Les quatre premières techniques sont applicables, du moins en principe, aux machines existantes — montage de pièces neuves ou modifiées — et aux machines actuellement en construction. Quant aux trois dernières, leur mise en oeuvre n'est possible qu'avec les moteurs de conception nouvelle, car elles appellent des modifications trop importantes sur les moteurs existants.

Modifications mineures de la chambre de combustion. — Il s'agit de simples modifications de la chambre de combustion et des gicleurs de combustible en vue de ramener les émissions aux niveaux réalisables selon la classe de moteur, mais sans tenir compte des valeurs extrêmes. Règle générale, cette méthode réduit les émissions aux niveaux réalisés avec d'autres moteurs du même type.

Modification majeure de la chambre de combustion. — Cela suppose des modifications importantes de la chambre de combustion et du gicleur de combustible en faisant appel à des techniques avancées d'injection (carburation ou prévaporisation). Il semble que cette technique réussisse à faire diminuer de moitié les indices de fumée, et, supposément, les émissions de particules. De plus, le prémélange du combustible et de l'air permet de réduire le NO<sub>x</sub> de façon appréciable, en diminuant le temps de séjour dans la chambre de combustion.

Circuit partagé d'alimentation. — Le recours à ce moyen permet de régler le mélange air-combustible dans la zone de combustion. Il semble réduire les émissions de HC et de CO seulement au ralenti et aux faibles puissances.

Modification du taux de prélèvement d'air sur compresseur. — Cela consiste à agir par prélèvement accru d'air sur le compresseur, à faible puissance, afin d'augmenter le rapport air-combustible dans la chambre de combustion. Avec un taux maximum de prélèvement d'air de 20 p. cent, on obtient une réduction de 50 p. cent des taux d'émission de CO et de HC (26). Une telle technique n'est utile qu'au ralenti et ne produit aucun effet à charge maximale.

Chambre de combustion à géométrie variable et injection étagée. — Applicables aux moteurs de l'avenir seulement, ces deux perfectionnements semblent être les plus efficaces aux conditions de marche en pleine charge. Ils reposent sur l'utilisation d'une part d'un écoulement d'air variable afin de doser indépendamment le rapport air-combustible dans la zone de combustion,

et d'autre part d'une chambre de combustion de conception avancée, comprenant plusieurs zones de combustion, chaque zone possédant son propre système d'injection de combustible. Ces perfectionnements assurent un bon mélange dans la zone de combustion, et réduisent les émissions de  $\text{NO}_x$  de 75 p. cent, à pleine puissance, et les émissions de particules de 50 p. cent, à tous les niveaux de puissance (27).

Chambre de combustion à vaporisation externe. — La technique antipollution à sec au moyen d'une chambre de combustion à vaporisation externe est également très prometteuse (26). L'injection de combustible atomisé dans un écoulement d'air à température élevée favorise la vaporisation et le brassage préalable tout en empêchant la combustion. L'emploi d'un mélange homogène préparé à l'avance puis vaporisé permet de maintenir la flamme à une température optimale, de sorte que les niveaux de  $\text{NO}_x$ , de CO et de HC demeurent faibles. En modifiant la géométrie de la chambre de combustion, il est possible de maintenir une combustion homogène pauvre dans toutes les conditions de fonctionnement. Il n'existe aucune donnée relativement aux niveaux d'émissions obtenus par suite de l'emploi de cette technique.

Les réductions obtenues par utilisation d'une technique antipollution sont fonction du type de dépolluant, de la classe de moteur et des conditions de fonctionnement.

#### 5.2.2.2 Techniques de réduction du temps de séjour aux températures élevées

a) Parmi les techniques visant à réduire le temps de séjour aux températures élevées dans la zone primaire de combustion, il y en a une qui consiste à accroître la vitesse d'écoulement dans la chambre de combustion. La figure 30 présente des données caractéristiques de l'effet du temps de séjour sur les émissions de  $\text{NO}_x$  et de CO (28). Les émissions de  $\text{NO}_x$  ne réagissent pas de façon linéaire, mais il existe une certaine relation entre les réductions appréciables de CO, particulièrement avec l'utilisation de mélanges très pauvres, et le temps de séjour le plus long.

b) La seconde technique consiste à déplacer les lumières de dilution secondaire en amont. Il n'existe aucune donnée d'essai relativement à cette technique mais on estime qu'elle produira des résultats semblables à ceux obtenus par suite de l'augmentation du rapport air-combustible (5.2.2.1).

5.2.3 Techniques humides. — Les techniques dites humides se résument à l'injection d'eau ou de vapeur dans la zone primaire de la chambre de combustion (figure 31). Qu'elle soit sous forme liquide ou de vapeur, l'eau agit comme refroidisseur et contribue ainsi à réduire la température maximale de combustion. Le degré de réduction du  $\text{NO}_x$  dépend de la quantité d'eau utilisée et de son efficacité. Les constructeurs de turbines ont expérimenté divers moyens d'accroître l'efficacité de cette technique: mélange de l'eau et du combustible avant injection dans la chambre de combustion; injection de l'eau ou de la vapeur dans l'écoulement primaire d'air; injection simultanée du combustible et de l'eau de manière que les deux jets se heurtent. Toutes ces techniques ont produit des réductions considérables des émissions de  $\text{NO}_x$ . Par exemple, la figure 32 illustre les résultats des techniques humides en ce qui concerne la réduction du  $\text{NO}_x$ , résultats compilés à partir de données fournies par trois grands constructeurs de turbomoteurs. Les points inscrits dans la bande hachurée représentent les résultats d'essais menés par l'Environmental Protection Agency (USA) et des utilisateurs. Grâce aux méthodes humides les émissions de  $\text{NO}_x$  ont été réduites de plus de 80 p. cent.

5.2.3.1 Résultats des essais. — Au cours d'essais en laboratoire de la turbine à gaz W-251 (20), on a pu constater la très grande efficacité de l'injection d'eau aux charges maximales, et ce pour une gamme limitée de rapports eau-combustible. L'injection de 35 gallons U.S. d'eau à la minute a permis d'abaisser les émissions de  $\text{NO}_x$  à moins de 140 lb/h (environ 75 ppm à 15 p. cent d'excédent d'oxygène), sur toute la gamme des charges de la machine alimentée en huile n° 2. La figure 33 indique les niveaux de  $\text{NO}_x$  obtenus sans injection d'eau, ainsi que les niveaux

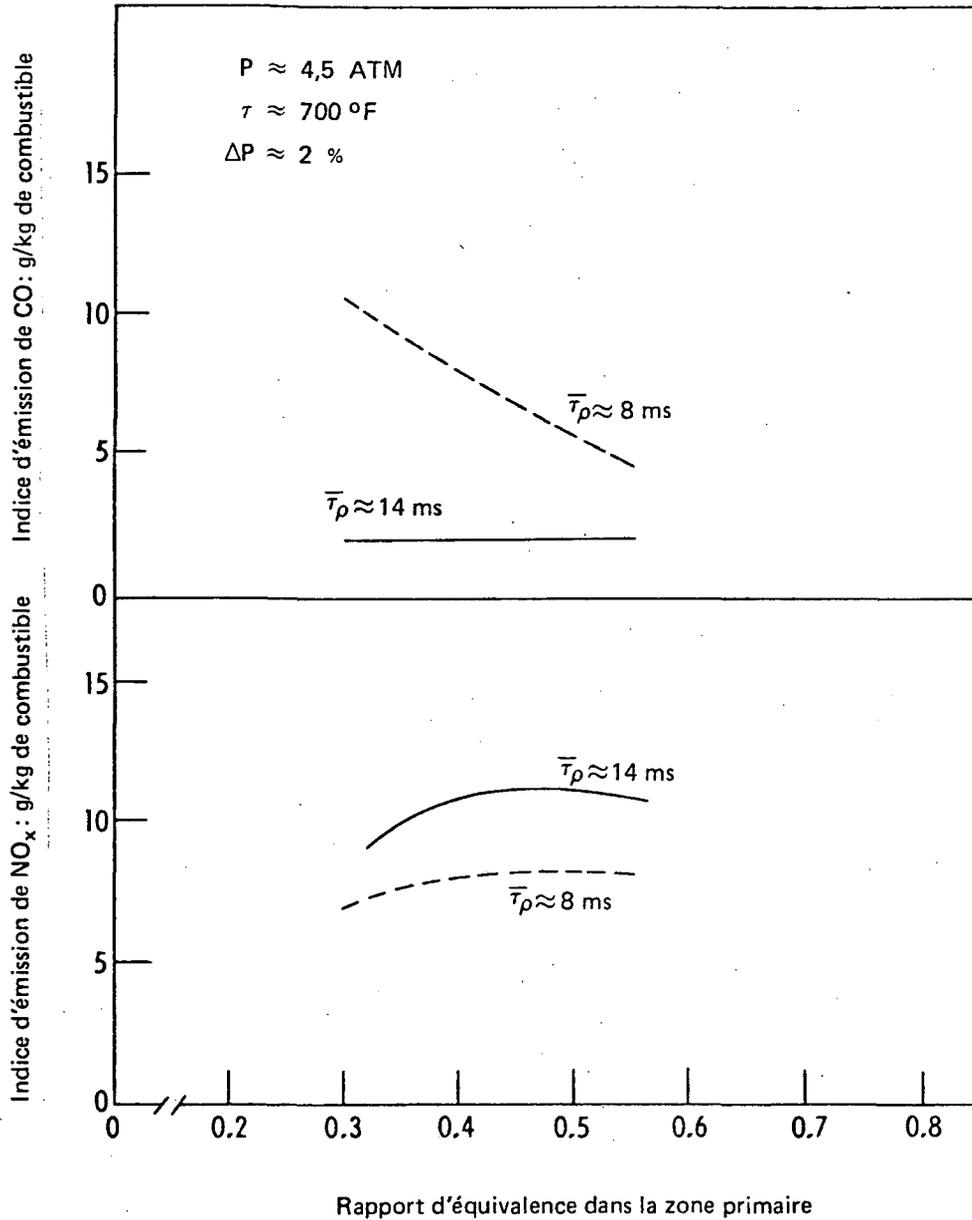


Figure 30 Effet caractéristique du temps de séjour sur les émissions de  $\text{NO}_x$  et de CO dans la chambre de combustion d'une turbine à gaz pour automobile, le rapport d'équivalence étant:

$\frac{\text{masse d'air}}{\text{masse de combustible}}$  (mélange stoechiométrique)

$\frac{\text{masse d'air}}{\text{masse de combustible}}$  (mélange utilisé)

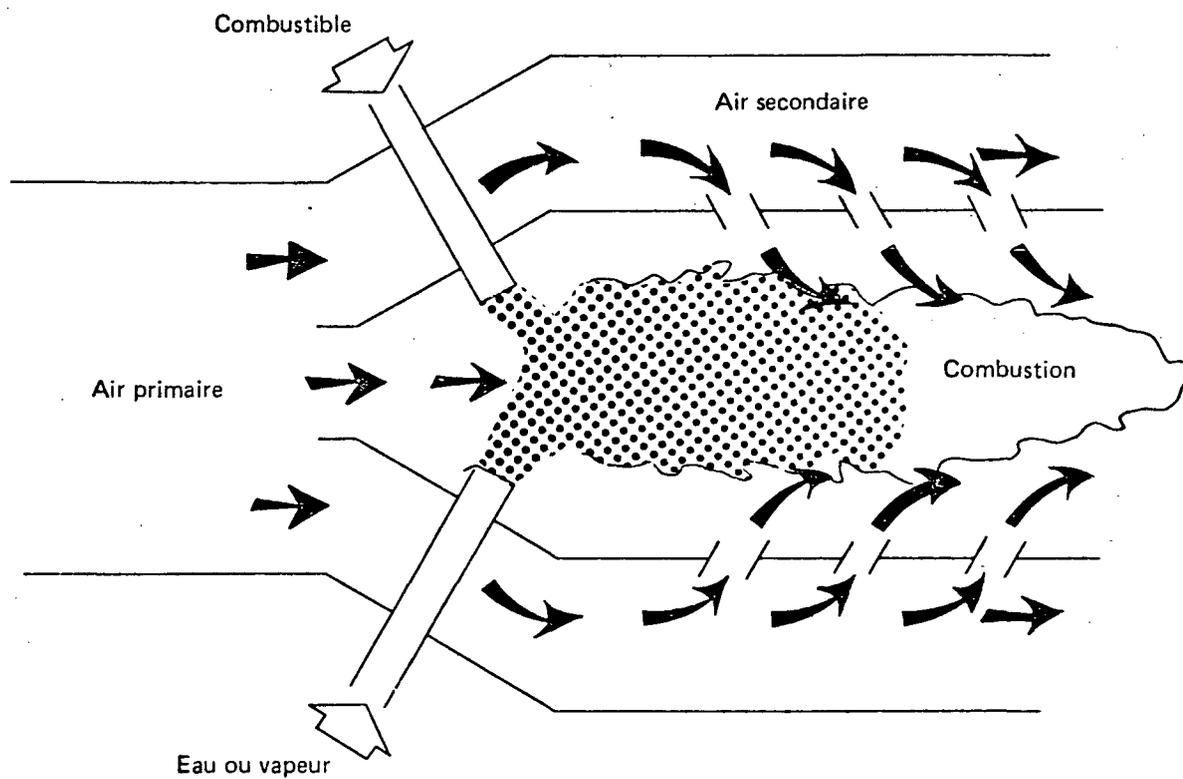


Figure 31 Schéma de principe des techniques antipollution humides (injection d'eau ou de vapeur)

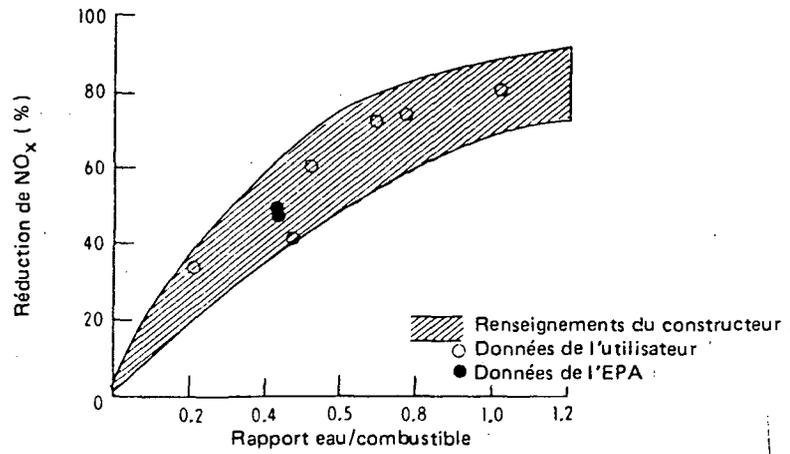


Figure 32 Efficacité de l'injection d'eau ou de vapeur à entraver la formation de NO<sub>x</sub> dans les chambres de combustion des turbines à gaz

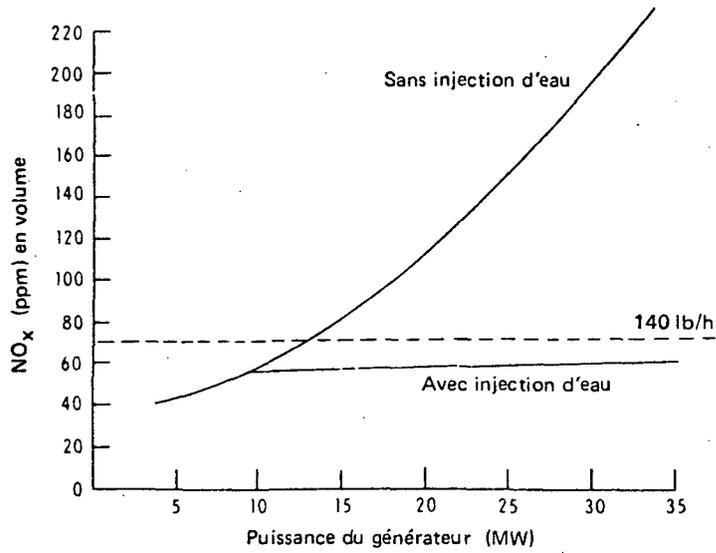


Figure 33 Effet de l'injection d'eau sur les émissions de NO<sub>x</sub>: turbine à gaz Westinghouse W-251 standard (huile distillée n° 2); 32,8 MW

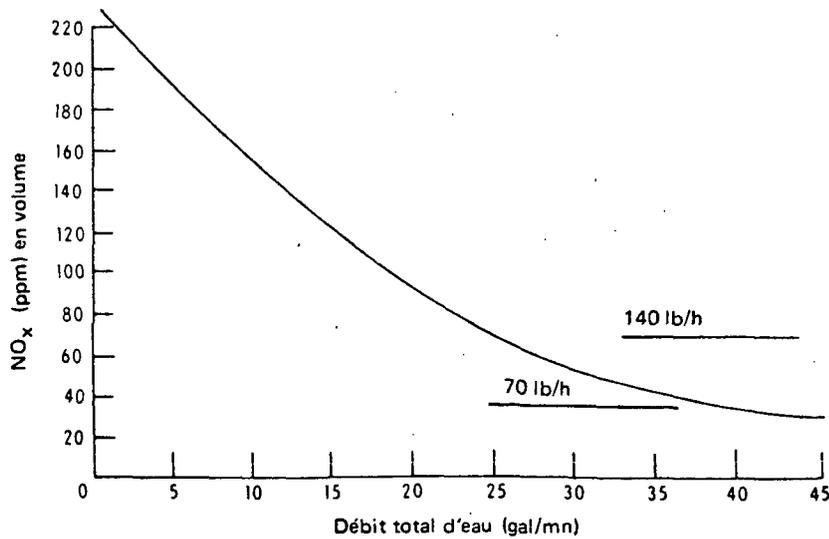


Figure 34 Réduction des émissions de NO<sub>x</sub> au moyen de l'injection d'eau: turbine à gaz Westinghouse W-251 (huile distillée n° 2); 32,8 MW

obtenus avec injection pour se conformer à la réglementation de Los Angeles County et limiter ainsi le taux d'émissions de  $\text{NO}_x$  à 140 lb/h. Comme l'indique la figure 34, il a été possible d'atteindre un niveau de  $\text{NO}_x$  encore plus bas, soit 30 ppm, avec un débit d'injection d'eau de 46 gal U.S./mn.

La figure 35 permet de constater que l'indice de fumée a été ramené de 5 à 3 en charge maximale, grâce à l'injection d'eau.

L'injection d'eau n'a entraîné aucune réduction des émissions de monoxyde de carbone aux charges moyennes, mais elles ont été réduites de 25 à 10 ppm aux charges élevées (voir figure 36).

Aux fortes charges, l'injection d'eau a également permis de réduire les niveaux de HC et de les ramener à l'intérieur d'une plage de 0,70 à 0,96 ppm, tout comme dans le cas de l'hexane (figure 37).

Quant aux émissions de  $\text{SO}_2$ , elles ont accusé une légère augmentation de 10 à 15 ppm pour atteindre un maximum d'environ 20 ppm. La disparition apparente de 10 à 15 ppm de  $\text{SO}_2$ , qui accompagne les émissions plus élevées de fumée lorsque cesse l'injection d'eau, porte à croire que les particules de fumée de carbone peuvent absorber d'importantes quantités de soufre (20).

Il faut souligner que l'injection d'eau entraînait une réduction beaucoup plus importante des émissions de  $\text{NO}_x$  lorsque la turbine était alimentée au gaz naturel (29). Les résultats de ce test sont présentés à la figure 38.

Une turbine de 25 MW a également subi des essais en fonctionnement au gaz naturel et au pétrole à la centrale thermique de British Columbia Hydro, à Port Mann (30). En marche à pleine charge, l'injection d'eau a produit une réduction des émissions de  $\text{NO}_x$  de 83 et de 93 p. cent respectivement en fonctionnement au pétrole et au gaz naturel.

La vapeur d'eau est un autre produit gazeux inerte qui peut être ajouté à l'air pour abaisser la température de la flamme. Au Westinghouse Gas Turbine Laboratory, on a ajouté diverses quantités de vapeur à l'air comburant, en amont de la chambre de combustion, et même de petites quantités ont produit une diminution appréciable des émissions de  $\text{NO}_x$ , diminution qui était accompagnée cependant d'une augmentation notable des émissions de CO et de HC. Cette méthode n'a aucun effet sur les émissions de fumée.

D'après les renseignements contenus dans les ouvrages traitant des turbines à gaz, le  $\text{NO}_x$  est le polluant le plus abondant et le plus difficile à éliminer. Par surcroît, comme les turbines de grande puissance fonctionnent à des pressions et des températures élevées pour consommer moins de combustible, les émissions de  $\text{NO}_x$  tendent à varier en fonction de la puissance dans le cas des turbines non dépolluées.

Les émissions de HC et de monoxyde de carbone varient énormément et semblent diminuer proportionnellement à l'augmentation de la puissance de la turbine. L'addition d'un dispositif de réduction du  $\text{NO}_x$  peut faire augmenter beaucoup les émissions de CO et de HC. Il a cependant été démontré qu'il est possible de réduire en même temps les émissions de HC, de CO et de  $\text{NO}_x$  à de faibles niveaux.

Dans certains cas, on a ajouté du manganèse au combustible afin de diminuer l'opacité de la fumée. Cette méthode est discutable car on signale que les petites particules qui en résultent représentent un danger pour la santé (6).

En gros, les résultats des essais menés avec 21 turbines de 0,03 à 33 MW mènent aux conclusions suivantes.

- a) Les émissions de  $\text{NO}_x$  des turbines alimentées à l'huile sont constamment plus élevées que celles des mêmes machines lorsqu'elles brûlent un combustible gazeux.
- b) Des turbines de même puissance, sans dispositif antipollution, peuvent produire des quantités très inégales de  $\text{NO}_x$ , en raison probablement des différences de conception.

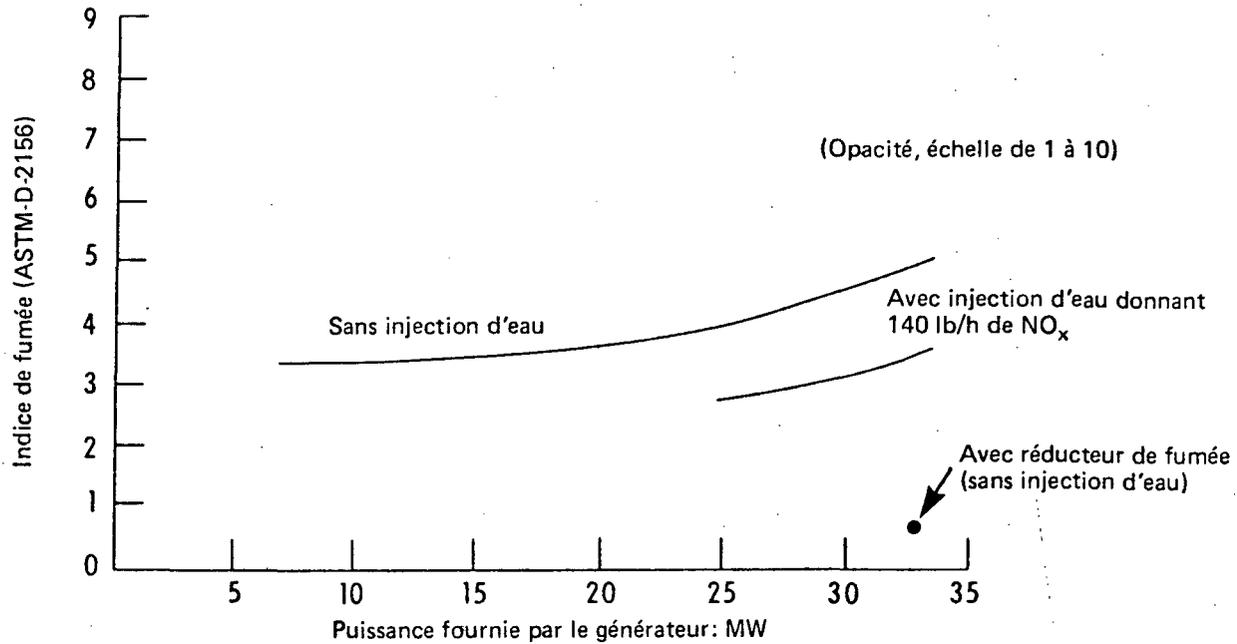


Figure 35 Effet de l'injection d'eau sur l'indice de fumée: turbine à gaz Westinghouse W-251 (huile distillée n° 2); 32,8 MW

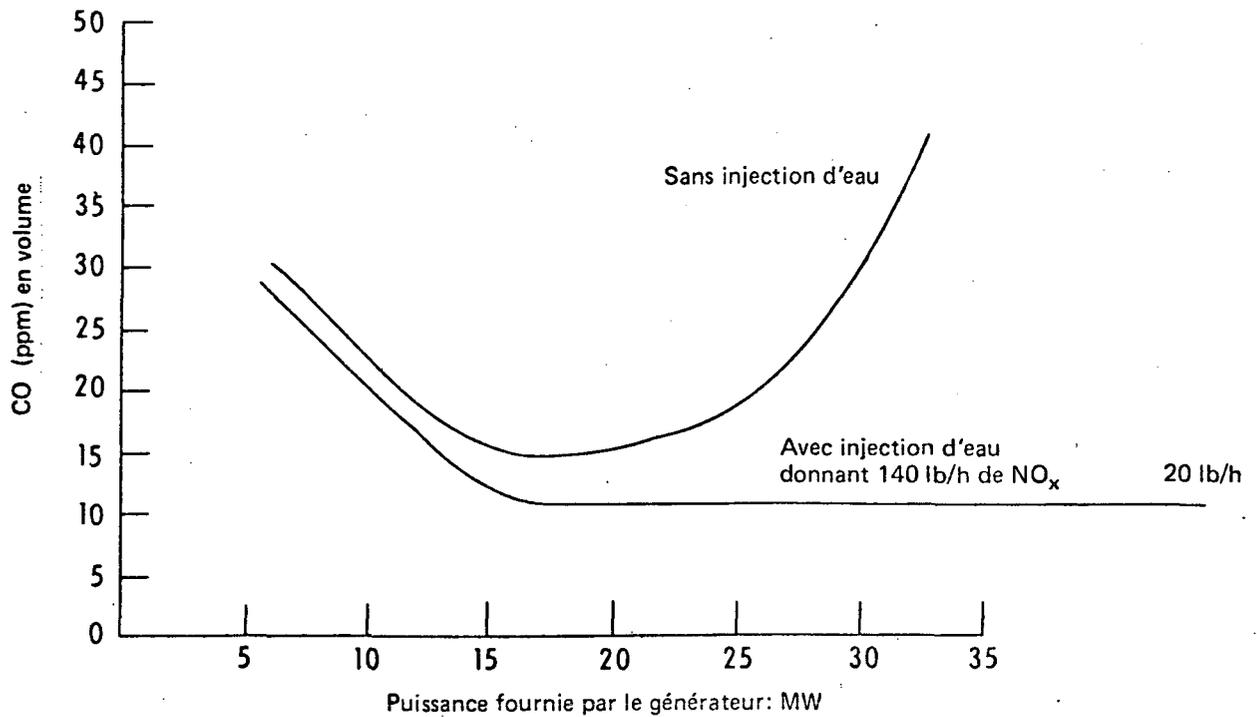


Figure 36 Effet de l'injection d'eau sur les émissions de CO: turbine à gaz Westinghouse W-251 (huile distillée n° 2); 32,8 MW

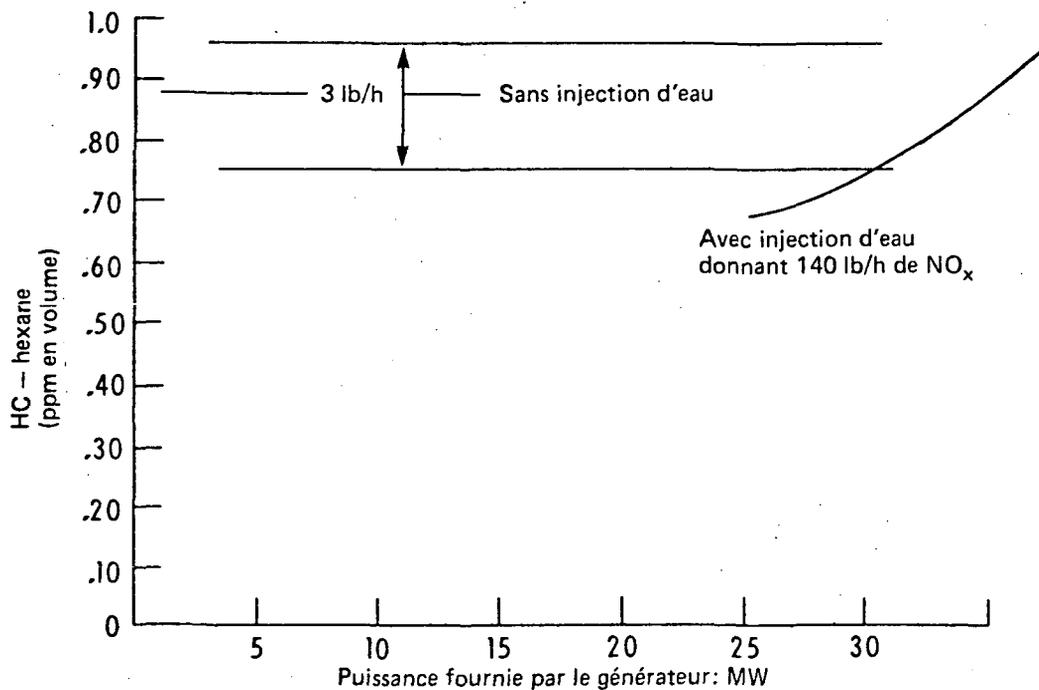


Figure 37 Effet de l'injection d'eau sur les émissions de HC: turbine à gaz Westinghouse W-251 (huile distillée n° 2); 32,8 MW

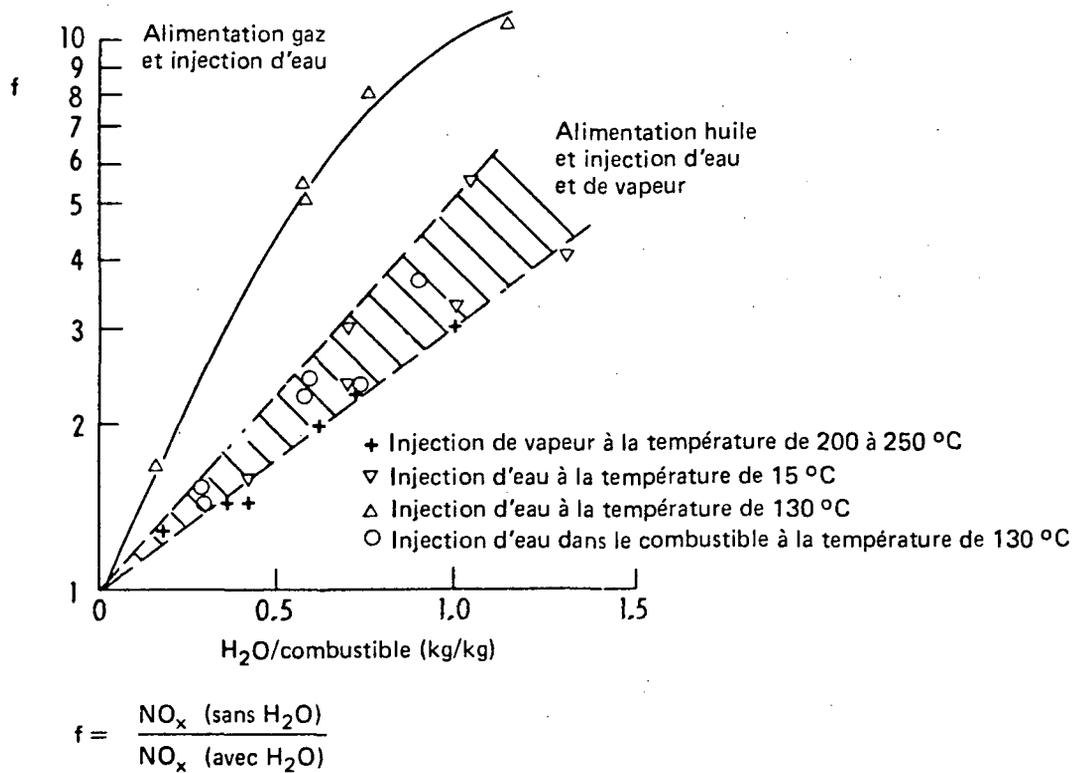


Figure 38 Gamme de réduction du NO<sub>x</sub> suivant divers modes d'injection d'eau ou de vapeur: chambres de combustion expérimentales Brown Boveri-Sulzer (huile distillée n° 2)

- c) Même si les teneurs en  $\text{NO}_x$  ont tendance à augmenter avec la puissance de la turbine, il ne s'agit pas nécessairement d'une relation de cause à effet. Cette augmentation semble plutôt être le résultat de la tendance à faire fonctionner les turbines puissantes à des températures et des pressions plus élevées pour réduire la consommation.
- d) Les constructeurs possèdent les techniques nécessaires pour réduire de manière appréciable les émissions de  $\text{NO}_x$ . À elles seules, les techniques antipollution humides ont permis des réductions de plus de 80 p. cent.
- e) Pour un même rapport d'injection eau-combustible, la réduction de  $\text{NO}_x$  diffère selon le type de turbine.
- f) Des réductions de 38 p. cent des émissions de  $\text{NO}_x$  ont été obtenues grâce aux techniques antipollution à sec.
- g) Les émissions de CO et de HC tendent à diminuer proportionnellement à l'augmentation de la puissance de la turbine.

On trouvera à la figure 39 les résultats d'essais effectués par des constructeurs, des utilisateurs et l'Environmental Protection Agency (USA) sur six turbines à gaz exploitées selon diverses méthodes de réduction de  $\text{NO}_x$ . Au cours de ces essais, cinq machines étaient alimentées en combustible liquide; et trois, en combustible gazeux. Grâce aux techniques antipollution à sec (méthode A) les émissions de  $\text{NO}_x$  ont affiché une réduction moyenne de 37 p. cent.

Les résultats de trois essais effectués par l'EPA donnent une idée des réductions possibles de  $\text{NO}_x$  avec une injection modérée (rapport eau-combustible de 0,4 à 0,7) d'eau ou de vapeur d'eau. Il s'agit en l'occurrence des essais des turbines 2 et 3.

Les émissions de CO produites par une turbine puissante brûlant de l'huile sont de 11 et de 34 ppm, selon qu'elle fonctionne avec ou sans dispositif de réduction de  $\text{NO}_x$ .

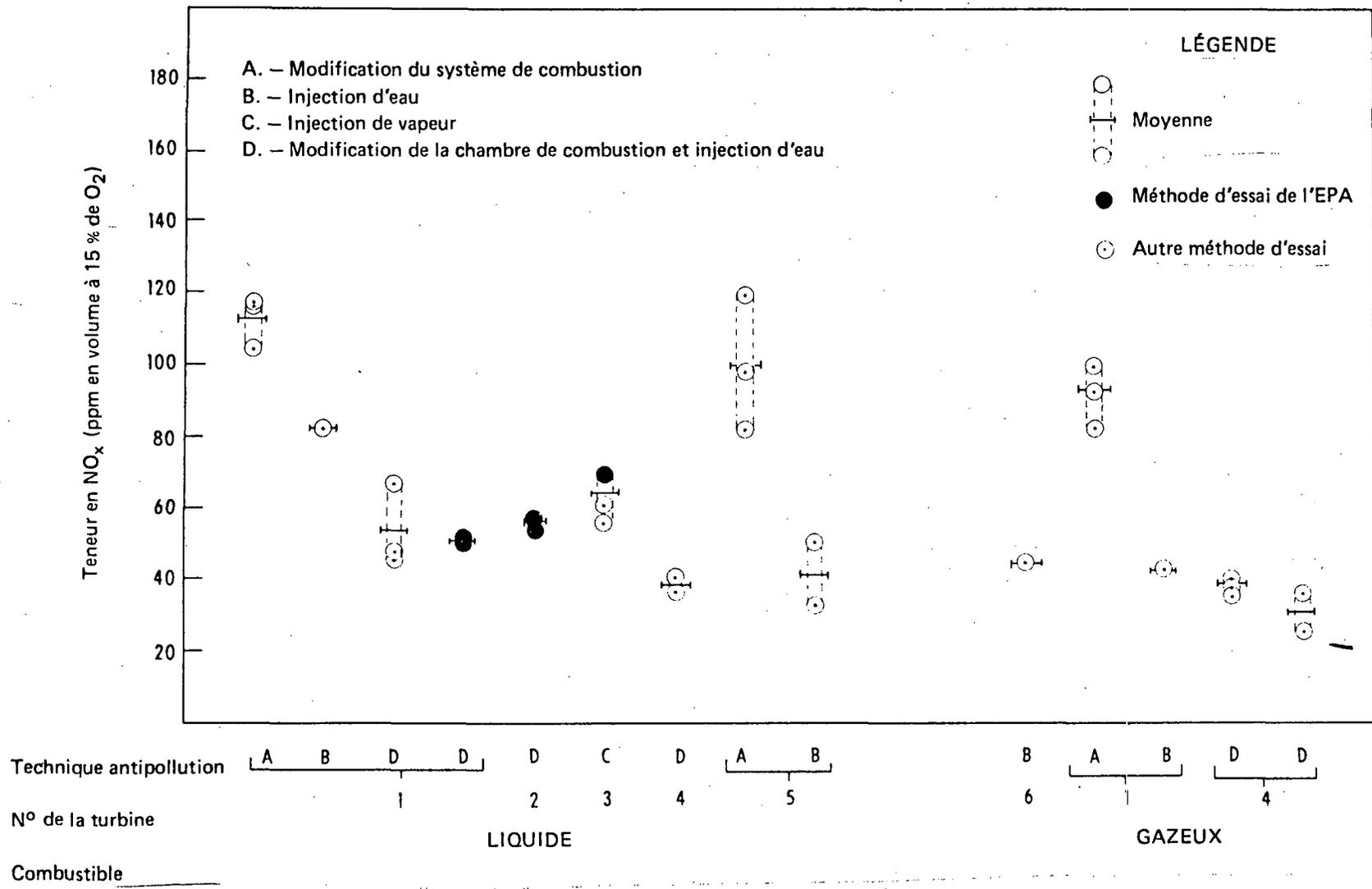


Figure 39 Émissions de NO<sub>x</sub> : turbines de puissance élevée munies de systèmes de réduction de NO<sub>x</sub>

## 6 RÉGLEMENTATION ACTUELLE EN MATIÈRE D'ÉMISSIONS POLLUANTES PAR LES MOTEURS DIESEL ET LES TURBINES À GAZ

À l'heure actuelle, il n'existe aucun règlement fédéral ou provincial, au Canada, sur les émissions produites par les moteurs fixes à combustion interne.

Dans d'autres pays, les émissions des turbines à gaz sont soumises à une réglementation plus rigide que celles des moteurs diesel. On trouvera aux références nos 31 et 32 la nature des règlements sur les émissions de polluants par les turbines à gaz, aux États-Unis et ailleurs.

Dans la plupart des cas, on se fondait au début sur les teneurs observées (ppm en volume) pour exprimer les niveaux des émissions des moteurs diesel et des turbines à gaz. Cependant, cette méthode sous-estimait les niveaux d'émissions, étant donné que les gaz d'échappement de ces moteurs sont dilués par l'excédent d'air propre à leur fonctionnement. L'excédent d'air en pleine charge est d'environ 250 p. cent dans le cas des turbines à gaz, et d'environ 100 p. cent dans le cas des moteurs diesel à régime unique. Dans les moteurs à essence, l'excédent d'air en pleine charge est presque nul. En raison de cette particularité, la plupart des laboratoires d'essai utilisent les unités massiques pour exprimer les émissions des moteurs diesel et des turbines à gaz.

L'unité gramme/heure donne des résultats très variables suivant la puissance du moteur, et n'indique pas la somme de travail effectué. Cette unité aurait tendance à favoriser l'utilisation de moteurs plus petits, moins efficaces, ce qui peut se traduire par une augmentation nette du niveau de pollution atmosphérique.

La notion d'émissions spécifiques au frein, exprimée en grammes par kilowatt-heure semble la meilleure façon d'exprimer les émissions massiques. L'utilisation de cette unité encourage la mise au point de moteurs plus efficaces et exprime les taux d'émissions en fonction de la puissance fournie, principale cause de pollution. Toutefois, il s'impose de faire une analyse distincte pour résoudre les problèmes reliés à la notion d'émissions spécifiques au frein: par exemple, celui de savoir quelle puissance rechercher dans le cas de moteurs identiques présentant la même consommation de combustible, mais ayant un rendement thermique différent (le rendement thermique des turbines à cycle simple, à cycle à récupération et à circuit semi-ouvert varie de 25 à plus de 40 p. cent.)

Dans le passé, la réglementation touchant les émissions par gaz d'échappement, principalement le CO et le HC, visait les moteurs à essence, mais non les moteurs diesel, parce que ces derniers produisent des quantités relativement faibles des polluants gazeux qui sont actuellement la principale source de préoccupations en Amérique du Nord. La fumée des moteurs diesel est désagréable et, bien qu'elle constitue un danger en réduisant la visibilité, le public ne s'en préoccupe surtout que parce qu'elle est plus facilement perceptible que les émissions gazeuses. De nos jours, la plupart des pays possèdent certains règlements limitant les fumées des moteurs diesel, et on peut s'attendre à une plus grande sévérité de ces règlements dans l'avenir.

Comparativement aux efforts déployés pour dépolluer les moteurs à essence, les travaux visant à réduire les émissions de HC, de CO et de NO<sub>x</sub> des moteurs diesel, des moteurs à gaz et des moteurs polycarburants sont minimes.

## 7 MÉTHODES DE MESURE DES ÉMISSIONS DES GAZ D'ÉCHAPPEMENT

Les moteurs fixes à combustion interne diffèrent des moteurs des véhicules automobiles, tant par leur grosseur que par les conditions de fonctionnement auxquelles ils sont soumis. Par exemple, les contraintes de charge et de vitesse imposées aux moteurs d'automobiles varient énormément dans le temps si on les compare aux contraintes de charge et de vitesse des moteurs à combustion interne fixes servant à la production d'énergie électrique. Il faut également avoir recours à des techniques spéciales de prélèvement des échantillons, en raison de la longueur des tubes d'échantillonnage et de la très forte teneur en oxygène des gaz d'échappement de ces derniers. C'est pourquoi on utilise une méthode de mesure distincte pour ces moteurs.

### 7.1 Évaluations du débit de l'air d'admission et des gaz d'échappement

Les instruments de mesure donnent leurs indications en parties de gaz polluants émis (en volume) par millions de parties (en volume) de gaz d'échappement. Il s'agit donc de convertir des résultats volumiques en résultats massiques, c'est-à-dire en grammes de polluant émis par kilowatt-heure, à partir des valeurs mesurées ou calculées du débit de combustible, du débit d'air et de la puissance produite par la machine.

Cette technique comporte une étape difficile et complexe: la mesure précise du débit d'air d'admission, ou de l'échappement, afin de déterminer les émissions massiques à partir de teneurs mesurées.

La méthode recommandée (33) consiste à employer un système de comptage et l'équipement connexe nécessaire pour mesurer les débits des gaz d'échappement des moteurs diesel dans des conditions stables de fonctionnement. Il existe des compteurs commerciaux, mais dans de nombreux cas et surtout à l'extérieur du laboratoire d'essai des constructeurs, il faut utiliser une installation spéciale de comptage, en raison du manque d'espace pour accueillir le système standard. L'obligation d'utiliser des débitmètres de grandeurs différentes pour mesurer les polluants des moteurs de puissances différentes constitue une autre complication.

Dans le cas des turbines à gaz, il est particulièrement difficile de mesurer l'admission d'air sur une machine en exploitation.

Règle générale, le débit massique à la sortie du moteur est égal au débit massique à l'entrée. Par conséquent, le débit de l'échappement est égal au débit de l'air à l'admission plus le débit de combustible. D'où l'équation de base suivante:

$$DM_{\text{échap.}} \rightleftharpoons DM_{\text{air}} + DM_{\text{comb.}} \dots \dots \dots \text{(équation 5)}$$

Au moyen du rapport d'équivalence (équation 1) et de la consommation de combustible, il est possible d'évaluer le débit d'échappement à partir de l'équation suivante:

$$DM_{\text{échap.}} \rightleftharpoons DM_{\text{comb.}} \times 14,5\lambda + DM_{\text{comb.}} \text{ (lb/h)} \dots \dots \dots \text{(équation 6)}$$

Voici quelques rapports d'équivalence caractéristiques:

Moteurs diesels, moteurs polycarburants et moteurs à combustible gazeux, quatre temps, aspiration naturelle	$\lambda = 1,5$
Moteurs diesel, moteurs polycarburants et moteurs à combustible gazeux, quatre temps, suralimentation	$\lambda = 2,0$
Moteurs deux temps, balayage, suralimentation	$\lambda = 2,0$
Turbines à gaz	$\lambda = 3,5$

Cette méthode de calcul du débit des gaz d'échappement est fréquemment employée lorsqu'il est impossible d'utiliser des méthodes plus précises.

La DEMA (6) admet deux façons d'évaluer les débits d'air:

- a) mesure à la source au moyen d'un dispositif de comptage de l'air d'admission (diaphragme, venturi, tube de Pitot);
- b) bilan pondéral de tout le processus de combustion (fondé sur le débit mesuré de combustible, les teneurs en oxygène et en dioxyde de carbone dans les gaz d'échappement, et la composition du combustible).

## 7.2 Turbines à gaz

### 7.2.1 Techniques d'échantillonnage

7.2.1.1 Turbines de puissance élevée. — Comme les usines des constructeurs et leurs installations d'essai ne sont pas équipées pour dissiper l'énergie produite par des turbines à gaz fonctionnant en pleine charge, la mesure des émissions de la plupart des turbines de puissance élevée doit se faire à pied d'oeuvre. D'ailleurs, ces turbines sont généralement montées et envoyées à pied d'oeuvre.

En raison de la conception et des conditions de fonctionnement particulières à chaque machine, il est difficile d'énoncer des critères généraux relativement au prélèvement des échantillons. Les principales caractéristiques qui ont des conséquences sur la méthode d'échantillonnage sont les suivantes:

- Température élevée régnant dans la cheminée d'évacuation des gaz d'échappement
- Teneurs polluantes inférieures à celles des gros générateurs de vapeur
- Vitesse des gaz d'échappement supérieure à 30 m/s
- Inégalités de vitesse et de teneur dans la cheminée
- Cheminées d'évacuation courtes et munies de déflecteurs internes, limitant ainsi le nombre d'endroits où l'on peut faire des explorations
- Turbulence élevée
- Grande section transversale de la cheminée d'évacuation.

Les cheminées d'évacuation des gaz d'échappement des turbines à gaz sont habituellement très courtes et de section relativement importante (les cheminées d'évacuation des turbines de puissance élevée employées pour la production d'énergie électrique au Canada ont une hauteur moyenne de 11 m, et une surface moyenne de 9 m<sup>2</sup> en section transversale.)

Dans certaines turbines à gaz, on introduit de l'air de refroidissement dans la cheminée d'évacuation, ce qui produit un effet de stratification des gaz d'échappement.

Pour surmonter ces difficultés, on a mis au point une méthode d'exploration (34) permettant de prélever des échantillons typiques dans toute la section transversale de la cheminée d'évacuation. Les points d'essai sont sélectionnés au moyen de la méthode des aires égales. L'échantillonnage par points multiples permet de déterminer une meilleure teneur moyenne et élimine toute distorsion des résultats causée par l'air de dilution.

Le nombre de points de prélèvement est déterminé d'après les critères de commodité des essais et de nécessité de réduire au minimum les effets de l'air de dilution stratifié.

On a préféré les méthodes instrumentales aux méthodes manuelles, plus laborieuses et plus coûteuses en raison des faibles teneurs en polluants et du grand nombre de points d'échantillonnage.

7.2.1.2 Turbines à gaz de faible puissance. — Les possibilités suivantes ont été étudiées en vue de mesurer les émissions des turbines de faible puissance: a) mesures sur place; b) mesures des émissions en usine.

À cause des coûts que cela entraînerait, il est presque impossible dans la plupart des cas de soumettre les petites turbines à gaz à des essais sur place; c'est d'ailleurs la raison pour laquelle

elles sont essayées à l'usine avant livraison. Les essais de rendement sont effectués dans des cellules d'essai équipées d'instruments spéciaux. Une cheminée de 0,3 à 0,6 m de diamètre assure l'évacuation des gaz d'échappement. Pour prélever les échantillons de gaz dans cette cheminée, on peut utiliser un dispositif d'étalement ou, si le système d'échappement est conçu pour assurer l'homogénéité des gaz, faire un prélèvement en un seul point.

À cause de la nature répétitive des essais et de la possibilité d'employer des techniciens en instruments plutôt que des chimistes, les méthodes instrumentales reviennent moins cher que les méthodes manuelles. Les instruments utilisés sont semblables à ceux qui servent aux essais des moteurs à réaction. La plupart des constructeurs de turbines possèdent l'équipement nécessaire pour faire ces mesures. Lorsque les mesures des émissions des turbines de faible puissance sont effectuées sur place, il faut employer les méthodes de prélèvement qui sont prescrites pour les machines de puissance élevée. De plus, il est nécessaire d'installer des cheminées d'évacuation sur les machines qui n'en ont pas.

**7.2.1.3 Mesure du  $\text{SO}_2$ .** — La manière la plus précise d'évaluer les émissions de dioxyde de soufre consiste à analyser la teneur en soufre du combustible. Pour plus d'uniformité, cependant, on propose une méthode de rechange fondée sur l'utilisation d'instruments. Dans le commerce, il existe plusieurs types d'instruments assez sensibles pour mesurer des teneurs en  $\text{SO}_2$  de 200 ppm et moins. Parmi ces instruments, on retrouve l'analyseur du type non dispersif à absorption dans l'infrarouge, l'analyseur du type non dispersif à absorption dans l'ultraviolet et les méthodes électrochimiques.

**7.2.1.4 Mesure du CO.** — En raison d'une bonne combustion en pleine charge, la teneur en monoxyde de carbone des émissions des petites turbines à gaz est généralement faible (de 10 à 20 ppm). On se sert habituellement d'analyseurs infrarouges de type non dispersif, cette méthode ayant fait l'objet de recherches poussées. Les méthodes manuelles de mesure du CO ont été rejetées à cause de leur déficience sur les plans de la précision et de la répétabilité aux teneurs caractéristiques des turbines à gaz.

**7.2.1.5 Mesure du  $\text{NO}_x$ .** — Les émissions de  $\text{NO}_x$  des turbines sans dispositif antipollution peuvent varier entre 20 et 250 ppm en volume. Lorsqu'il y a épuration, il faut employer des instruments pouvant mesurer des teneurs dans la cheminée de 20 à 100 ppm.

Les données expérimentales obtenues par analyse manuelle montrent que cette méthode peut engendrer des erreurs sérieuses aux faibles teneurs en  $\text{NO}_x$  que l'on retrouve habituellement dans les gaz d'échappement des turbomachines. Par conséquent, il est préférable d'employer des instruments à lecture instantanée. Quant aux principaux constructeurs de turbines, ils emploient surtout l'analyse par chimiluminescence et des instruments électrochimiques.

## 7.2.2 Méthode proposée d'échantillonnage sur place

- a) Le poste d'échantillonnage doit être le plus près possible de l'échappement de la turbine. Dans la mesure du possible, le point d'échantillonnage choisi doit être situé en amont de l'injection d'air de dilution dans la cheminée. Les lumières d'échantillonnage peuvent être disposées en amont ou en aval du coude de renvoi vers le haut, de manière à assurer l'exploration sur tout le diamètre de la cheminée d'évacuation. Elles doivent être situées en aval de la flasque d'échappement à une distance d'au moins deux diamètres de cheminée, sinon de 5 pieds.
- b) Les lumières d'échantillonnage doivent avoir un diamètre d'au moins 2,5 po.
- c) Le nombre minimal de points d'échantillonnage sera: 8 dans le cas des cheminées de section d'au plus  $1,48 \text{ m}^2$ ; 1 par  $1,85 \text{ m}^2$  de surface, dans le cas des cheminées de  $1,48$  à  $9,3 \text{ m}^2$  de section transversale; 8 par  $0,37 \text{ m}^2$  dans le cas des cheminées de  $9,3 \text{ m}^2$  et plus.

Les figures 40 et 41 indiquent l'endroit des points d'exploration des cheminées circulaires et rectangulaires respectivement.

- d) Avant le début d'un essai d'émissions, la turbine doit fonctionner au niveau de performance prescrit dans la norme applicable, pendant au moins 10 minutes.
- e) Des échantillons doivent être prélevés à chaque point d'exploration pendant un minimum de 3 minutes; il faut également calculer la teneur moyenne en régime stabilisé, pour chaque point.
- f) Il serait préférable de tenir un registre indiquant la puissance fournie par la turbine, par rapport au temps, durant la période d'essai.
- g) Les lumières d'échantillonnage des turbines de faible puissance doivent être situées à des distances d'au moins huit diamètres en aval de toute obstruction et de deux diamètres en amont.
- h) Dans le cas des turbines de faible puissance, on pourra se contenter d'un seul point d'échantillonnage, qui devrait être sur l'axe longitudinal de la cheminée.
- i) Le débit massique de gaz dans la turbine sera déterminé à partir des données du constructeur relativement au débit d'air, d'eau et de combustible admis dans la turbine, ou par mesure au débitmètre de l'admission d'eau et de combustible. Pour tenir compte des conditions réelles, il faudra corriger le débit total à l'admission selon la température moyenne mesurée aux points d'exploration qui sont tenus pour donner des résultats précis. Chaque exploration prend plusieurs heures car il faut compter trois minutes pour les lectures à chaque point d'exploration. Les essais comportant un seul point d'exploration durent 10 minutes.

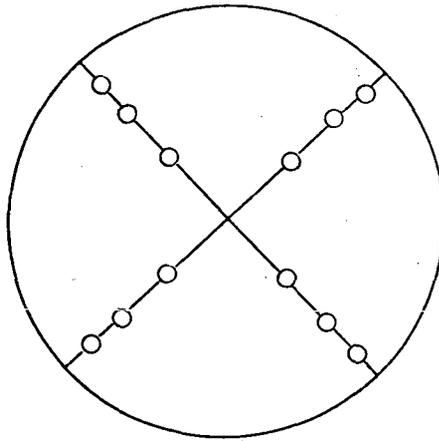
Il est possible de développer des méthodes d'essai et de calcul plus détaillées à partir des méthodes d'essai d'aéronefs et de moteurs d'aéronefs décrites dans le *U.S. Federal Register* (35).

### 7.3 Moteurs alternatifs

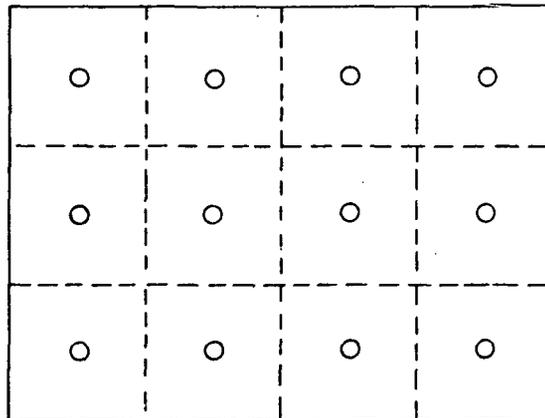
En mettant au point sa méthode de mesure des émissions polluantes des moteurs alternatifs fixes, la DEMA a reconnu qu'il était possible d'employer les méthodes SAE destinées aux moteurs de véhicules automobiles, seulement au prix de modifications importantes. En effet, d'une part les cheminées d'évacuation de grand diamètre nécessitent l'emploi de sondes de dimensions appropriées, et les points de prélèvement imposent des tubes d'échantillonnage pouvant atteindre de 15 à 20 pieds de longueur; d'autre part le moteur doit fonctionner sans variation de vitesse en fonction de la charge.

**7.3.1 Techniques d'échantillonnage.** — Les instruments spécifiés ont été choisis par la DEMA.

- a) Hydrocarbures totaux. — Ces éléments sont mesurés par un détecteur à ionisation de flamme. L'échantillon doit être conservé dans un milieu chaud et humide afin d'empêcher la condensation des hydrocarbures.
- b) Oxydes d'azote. — Pour la mesure du NO et du NO<sub>x</sub>, on a retenu un analyseur à chimiluminescence.
- c) Monoxyde de carbone. — On a sélectionné un analyseur infrarouge non dispersif. Comme la teneur pourrait varier entre 100 et plus de 1 000 ppm dans certaines conditions de charge, il a été jugé essentiel d'employer des analyseurs infrarouges non dispersifs à double cellule, chaque cellule étant utilisée pour une plage de teneurs différente.
- d) Oxygène. — L'oxygène est mesuré au moyen d'un instrument dont le fonctionnement est basé sur les phénomènes paramagnétiques.



**Figure 40** Section transversale de cheminée circulaire indiquant les points d'exploration sur diamètres perpendiculaires



**Figure 41** Section transversale d'une cheminée rectangulaire divisée en 12 carrés, avec point d'exploration au centre de chaque aire

- e) Méthane. — La teneur en  $\text{CH}_4$  est mesurée à l'aide d'un chromatographe. C'est un appareil à ionisation de flamme qui assure la détection.
- f) Particules. — La mesure des particules massiques est effectuée par échantillonnage isocinétique sur sonde d'exploration en cheminée d'évacuation. On mesure la masse des particules recueillies et le volume des gaz d'échappement filtrés pendant une même période donnée, pour obtenir la concentration massique correspondant des particules par unité volumique d'échappement.
- g) Opacité. — L'opacité est mesurée au moyen d'une source de lumière, d'un détecteur et d'un compteur indiquant le pourcentage de lumière absorbée.
- 7.3.1.1 Méthode d'essai suggérée. — Le schéma du dispositif est donné à la figure 42.

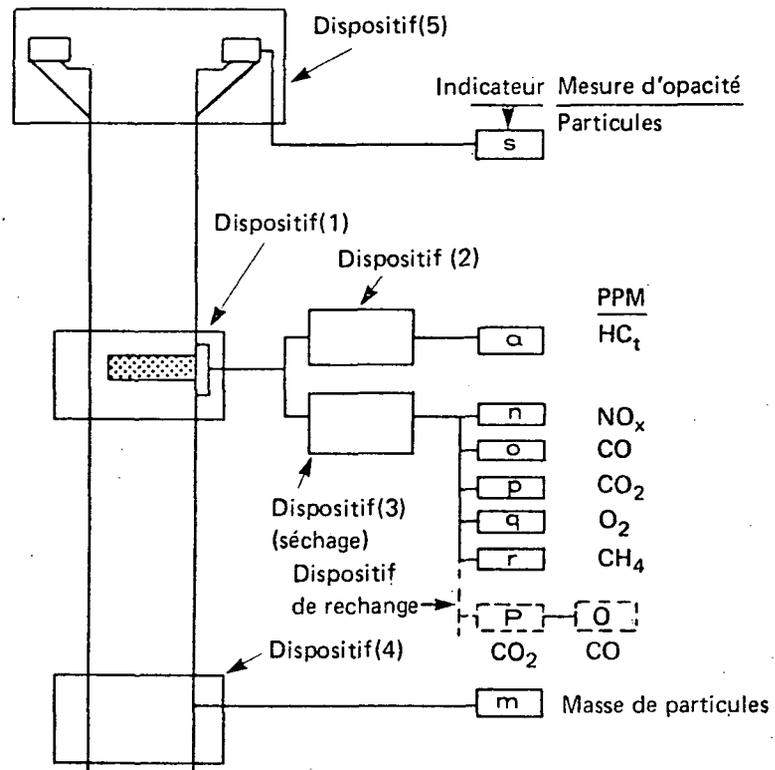


Figure 42 Schéma d'un système de mesure des émissions à l'échappement

Les divers dispositifs remplissent les fonctions suivantes:

- 1) Le dispositif 1 prélève les échantillons en vue de l'analyse de tous les éléments, sauf les particules. La pièce principale est une sonde placée dans la cheminée d'évacuation et perforée sur une longueur égale à 80 p. cent du diamètre de la cheminée.
- 2) Le dispositif 2 se compose d'un tube et d'un filtre chauffés. L'échantillon est amené chaud, humide et libre de particules, vers le détecteur à ionisation de flamme pour la mesure du HC.
- 3) Le dispositif 3 reprend l'échantillon prélevé par le dispositif 1, le filtre, le refroidit, le déshumidifie et l'amène aux divers analyseurs a, n, o, p, q, et r.
- 4) Le dispositif 4 et le dispositif secondaire (m) assurent le prélèvement et la mesure des particules.
- 5) Le dispositif 5 consiste en une source de lumière et un détecteur à mesurer l'opacité. Le système S donne la lecture des instruments.

La méthode d'essai détaillée des moteurs alternatifs fixes est publiée par la DEMA (6).

## 8 RELEVÉ NATIONAL DES ÉMISSIONS PRODUITES PAR LES CENTRALES THERMIQUES À MOTEURS DIESEL ET À TURBINES À GAZ

Les données fournies dans le présent chapitre sont fondées à la fois sur des documents publiés et sur une enquête portant sur les centrales thermiques, menée sous forme de questionnaire. Notre but est de produire, à partir de ces données, des renseignements détaillés sur la capacité énergétique totale par province, et d'évaluer la quantité et les tendances des émissions produites par ces installations.

Les facteurs d'émissions employés pour calculer les taux d'émissions ont été traités à la section 4.3 et sont présentés au tableau 6.

### 8.1 Capacité installée et expansion future

Le tableau 7 donne pour le Canada entier et chacune des provinces la capacité installée, le nombre de machines et le nombre de centrales en 1973. Les puissances totales (en mégawatts) des moteurs alternatifs et des turbines à gaz employés pour la production d'énergie électrique étaient respectivement de 531 98 MW et de 1163 02 MW.

Tableau 7 Relevé de la production d'énergie électrique en 1973

	Diesel		Turbines		Total	
	Nombre de machines	Capacité kW	Nombre de machines	Capacité kW	Nombre de centrales	Capacité kW
Terre-Neuve	227	61 190	2	28 300	69	89 490
Î.-P.-É.	7	6 890	2	38 100	2	44 990
Nouvelle-Écosse	4	6 370	1	25 000	3	31 370
Nouveau-Brunswick	8	6 850	1	23 380	4	30 230
Québec	68	59 030	6	36 000	25	95 030
Ontario	27	34 520	35	472 800	17	507 320
Manitoba	21	33 150	2	27 800	5	60 950
Saskatchewan	16	33 150	6	88 880	7	122 030
Alberta	68	41 640	10	197 640	34	239 280
Colombie-Britannique	210	137 610	15	223 620	82	361 230
Territoires du N.-O.	175	36 450	0	1 500	45	76 630
Yukon	48	36 450	0	0	15	36 450
<b>TOTAL</b>	<b>879</b>	<b>531 980</b>	<b>81</b>	<b>1 163 020</b>	<b>309</b>	<b>1 695 000</b>

En 1973, les moteurs alternatifs et les turbines à gaz figuraient respectivement pour 31 et 68 p. cent de la capacité installée des centrales électriques à moteurs à combustion interne. De ces moteurs à mouvement alternatif, environ 78 p. cent étaient des moteurs diesel; 15 p. cent, des moteurs à chambre de précombustion; 5 p. cent, des moteurs polycarburants; et 2 p. cent, des moteurs à combustible gazeux. Pour ce qui est des turbines, environ 65 p. cent fonctionnaient à l'huile et 35 p. cent utilisaient un combustible gazeux. Il s'agit dans la plupart des cas de turbines à circuit ouvert, sans récupération de chaleur. D'après les données de puissance fournie, les moteurs alternatifs présentent en moyenne un facteur d'utilisation de 27 p. cent et les turbines à gaz, d'environ 10 p. cent. Le faible facteur d'utilisation dans les centrales thermiques s'explique par le fait que les moteurs et les turbines sont utilisés surtout en service de pointe.

Les principaux combustibles utilisés sont le mazout n° 2 dans le cas des moteurs diesel, et le mazout n° 2 et le gaz naturel dans le cas des moteurs polycarburants et des turbines à gaz. Au Canada, environ 2 p. cent des moteurs alternatifs et moins de 5 p. cent des turbines à gaz sont alimentés en combustibles plus lourds, à teneur en soufre supérieure à 0,8 p. cent.

Le programme d'expansion de la capacité installée pour la période 1973-1985 prévoit une augmentation de 1 415 MW à la capacité de production du Canada (388 MW par diesel et 1 027 MW par turbine à gaz).

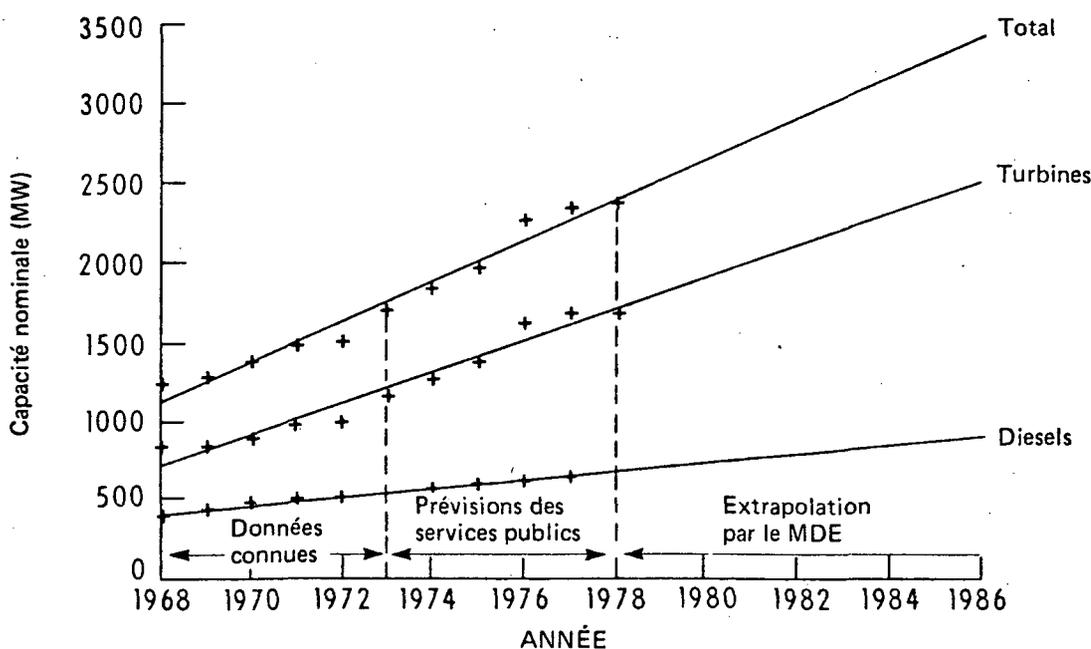


Figure 43 Production d'énergie par moteurs diesel et turbines: capacité nominale

## 8.2 Production d'énergie et taux d'émissions

Le tableau 8 et les figures 44 et 45 présentent l'énergie totale produite au Canada et les taux estimatifs des émissions polluantes des centrales à moteur à combustion interne.

En 1973, les moteurs à combustion interne affectés à la production d'énergie électrique ont libéré dans l'atmosphère 16 640 tonnes de  $\text{NO}_x$ , 3 850 tonnes de CO, 1 740 tonnes de HC, 960 tonnes de particules et 2 740 tonnes de  $\text{SO}_2$ .

Le tableau 9 établit une comparaison entre les émissions dégagées par les centrales électriques à moteur à combustion interne et celles que dégagent les autres sources au Canada, par province. Les données sont celles de 1970. À la lecture du tableau, on se rend compte que les émissions de HC et de CO des centrales électriques sont relativement faibles en comparaison des émissions de  $\text{NO}_x$ , plus de dix fois supérieures. Quant au volume des émissions de  $\text{NO}_x$  produites par les centrales électriques, il demeure infime par rapport au volume des émissions totales provenant de toutes les sources.

En supposant que les taux d'émissions des installations prévues seront les mêmes que ceux des installations existantes et qu'aucune mesure de réduction des émissions ne sera adoptée, les centrales électriques du Canada dégageront dans l'atmosphère, en 1985, approximativement 28 000 tonnes de  $\text{NO}_x$ , 6 000 tonnes de  $\text{SO}_2$ , 5 500 tonnes de CO, 2 000 tonnes de particules et 2 000 tonnes de HC (voir la figure 45).

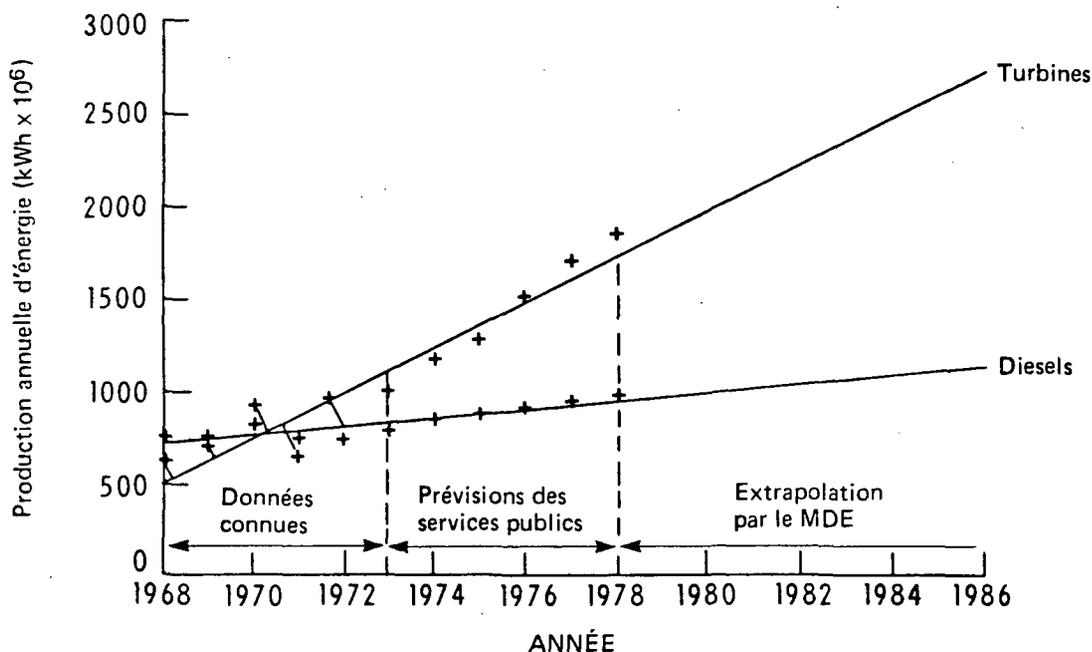


Figure 44 Production d'énergie par moteurs diesel et turbines à gaz au Canada

**Tableau 8 Production d'énergie électrique: capacité installée, énergie produite et émissions**

	Année										
	1968	1969	1970	1971	1972	1973	1974	1975	1976	1977	1978
Énergie produite: diesels kWh x 10 <sup>6</sup>	757,17	752,66	819,30	747,50	736,04	791,74	850,17	884,74	917,21	949,04	981,92
Énergie produite: turbines kWh x 10 <sup>6</sup>	627,67	721,72	925,33	654,53	817,69	1 000,77	1 183,85	1 290,80	1 518,43	1 713,22	1 862,74
Énergie produite: total kWh x 10 <sup>6</sup>	1 384,84	1 474,38	1 744,83	1 402,03	1 553,73	1 792,51	2 034,02	2 175,54	2 435,64	2 662,26	2 844,66
Émissions: tonnes/an											
NO <sub>x</sub>	15 256	15 547	17 825	15 083	14 766	16 639	18 371	19 548	20 575	21 786	22 499
CO	3 655	3 636	3 980	3 602	3 479	3 849	4 141	4 315	4 453	4 585	4 721
HC	2 274	2 141	2 228	1 824	1 644	1 739	1 798	1 823	1 829	1 835	1 838
Particules	731	781	953	866	859	963	1 091	1 182	1 247	1 306	1 363
SO <sub>2</sub>	2 128	2 248	3 291	2 389	2 365	2 739	3 335	3 710	3 937	4 095	4 258
Capacité nominale: diesels MW	392,11	432,16	484,30	501,60	507,89	531,98	565,35	595,85	631,32	657,63	684,63
Capacité nominale: turbines MW	847,75	841,59	898,59	983,20	994,50	1 163,02	1 268,82	1 382,82	1 625,12	1 688,12	1 688,15
Capacité nominale: total MW	1 239,86	1 273,75	1 382,89	1 484,80	1 502,39	1 695,00	1 834,17	1 978,67	2 256,44	2 345,75	2 372,78

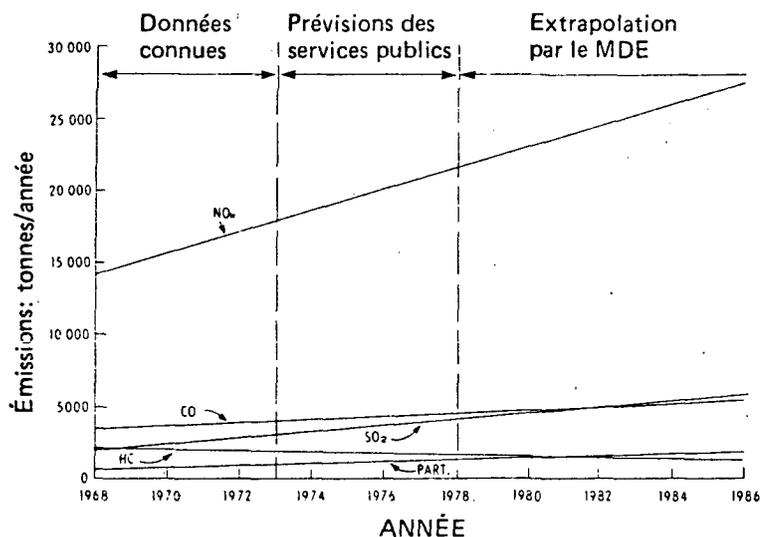


Figure 45 Production d'énergie par moteurs diesel et turbines: total des émissions polluantes

Tableau 9 Taux d'émission pour les centrales thermiques à moteurs à combustion interne et pour l'ensemble des autres sources en 1970 (30)

	Émissions des centrales tonnes X 10 <sup>3</sup>			Ensemble des émissions tonnes X 10 <sup>3</sup>			% de l'ensemble des émissions		
	NO <sub>x</sub>	CO	HC	NO <sub>x</sub>	CO	HC	NO <sub>x</sub>	CO	HC
Terre-Neuve	0,45	0,13	0,03	25,38	63,46	314,66	1,77	0,20	0,01
Î.-P.-É.	0,05	0,02	0,004	6,08	12,95	70,75	0,82	0,15	0,01
Nouvelle-Écosse	0	0	0	45,64	99,65	552,69	0	0	0
Nouveau-Brunswick	0,22	0,07	0,02	36,52	78,91	456,79	0,60	0,09	0
Québec	0,93	0,28	0,07	297,45	731,92	4 217,51	0,31	0,04	0
Ontario	3,55	0,58	0,27	458,73	1 009,69	5 658,02	0,77	0,06	0,01
Manitoba	0,80	0,24	0,05	60,78	176,71	957,07	1,32	0,14	0,01
Saskatchewan	3,51	0,78	0,71	84,40	198,86	1 110,86	4,16	0,39	0,06
Alberta	2,87	0,30	0,33	149,33	285,49	1 595,18	1,92	0,11	0,02
Colombie-Britannique	3,98	1,15	0,62	112,81	334,28	2 058,19	3,53	0,34	0,03
Yukon et T.-N.-O.	1,47	0,44	0,12	15,13	57,55	288,38	2,55	0,77	0,04
Total	17,83	3,98	2,23	282,25	3 049,47	17 280,11	1,38	0,13	0,01

## OUVRAGES DE RÉFÉRENCE

1. Bieser, C.O., *Identification and Classification of Combustion Source Equipment*, Processes Research Inc., Cincinnati, PB 218-933 (1973).
2. Levins, P.I., et al; *Chemical Analysis of Diesel Exhaust Odour Species*, SAE Paper 74021b (1974).
3. Morris, R.E., *Gas Turbine Exhaust Emissions*, United Aircraft of Canada Ltd., Longueuil (1970).
4. Wasser, J.H., *Stationary Internal Combustion Engines in the United States*, EPA Report EPA-R2-73-210 (1973).
5. Bosecker, R.E., Webster, D.F., *Precombustion Chamber Diesel Engine Emissions - A Progress Report*, SAE Paper 710672 (1971).
6. *DEMA Exhaust Emission Measurement Procedure for Low and Medium Speed Internal Combustion Engines*, DEMA (1974).
7. Hilt, M.B., Giovanni, D.V., *Particulate Matter Emission Measurements from Stationary Gas Turbines*, ASME Paper No. 73-Pwr-17 (1973).
8. Khan, I.M., Grigg, H.C., *Progress of Diesel Combustion Research*, CIMAC, Paper A 18 (1971).
9. *Diesel Engine Smoke Measurement (Steady State)* - SAE Information Report J-225 (1971).
10. Marshall, W.F., Fleming, R.D., *Diesel Emissions Related to Engine Variables and Fuel Characteristics*, SAE Paper 710836 (1971).
11. Stumpp, G., *Reduction of Exhaust Emissions of Diesel Engines by Means of the Injection Equipment*, CIMAC, Washington, D.C., p. 441 (1973).
12. Tholen, P., Streicher, K., *New Experiences in the Development of Air-Cooled Diesel Engines with Particular Regard to the Human Environment*, CIMAC, Washington, D.C., p. 511 (1973).
13. *Compilation of Air Pollutant Emission Factors*, 2nd ed., U.S. Environmental Protection Agency (1973).
14. Urlaub, A., Muller, E., *Experimental and Theoretical Investigations into the Question of the Exhaust Gas Quality of M-Diesel Engines*, CIMAC, p. 457 (1973).
15. Fortnagel, M., *Beinflussung der Abgaszusammensetzung durch Abgasruckführung bei einem aufgeladenen Wirbelkammer - Dieselmotor*, MTZ No. 2 (1972).
16. Walder, C.J., *Reduction of Emissions from Diesel Engines*, SAE paper 730214 (1973).
17. Hoffman, H., *Development Work on the Mercedes-Benz Commercial Diesel Engine Model Series 400*, Deimler Benz AG, SAE paper 710558 (1971).

18. Pishinger, R., Cartellieri, W., *Combustion System Parameters and Their Effect Upon Diesel Engine Exhaust Emissions*, SAE Paper 720756 (1972).
19. Marshall, W.F., Hurn, R.W., *Modifying Diesel Engine Operating Parameters to Reduce Emissions*, U.S. Bureau of Mines, Report 7579 (1971).
20. Ambrose, M.J., Obidinski, E.S., *Recent Field Tests for Control of Exhaust Emissions from A 33 Gas Turbine* Westinghouse Electric Corp., Lester, Penn. Engineering Report F-1486, (1972)
21. Singh, P.P., Young, W.E., Ambrose, M.J., *Formation & Control of Oxides of Nitrogen Emissions from Gas Turbine Combustion Systems*, ASME Paper 72-GT-22 (1971).
22. Hazard, H.R., *Reduction of  $NO_x$  by EGR in a Compact Combustion*, ASME Paper No. 73-WA/GT-3 (1973).
23. Jones, R.E., *Advanced Technology for Reducing Aircraft Engine Pollution*, ASME Paper No. 73-WA/Aero-2 (1973).
24. Singh, P.P., Young, W.E., Dilmore, J.A.,  *$NO$  Emissions from Gas Turbine Combustor*, Westinghouse Research Laboratories, Pittsburg, Pa.
25. Hazard, H.R., *Reduction of  $NO_x$  by EGR in a Compact Combustor*, ASME Paper No. 73-WA/GT-3 (1973).
26. Platt, M., Baker, R.C., *The Potential Impact of Aircraft Emissions*, Northern Research and Engineering Corp. (1971).
27. *Aircraft Emissions: Impact on Air Quality and Feasibility of Control*, U.S. Environmental Protection Agency (1972).
28. Dix, D.M., Bastress, E.K., *Approaches to Design of Low-Emission Combustion Chambers*, SAE Paper 720728 (1972).
29. Koch, H., *Investigations and Measures for the Reduction of Gas Turbine Emissions*, CIMAC, p. 1247 (1973).
30. *Port Mann Generating Plant Air Emission Survey*, B.C. Hydro and Power Authority, Vancouver, Project VE 1055 B/C (1974).
31. Dibelius, N.R., Ketterer, R.J., *Status of State Air Emission Regulations Affecting Gas Turbines*, ASME Paper No. 73-WA/GT-8 (1973).
32. Ketterer, R.J., et al; *Status of Air Pollution Regulations Affecting Gas Turbines in 80 Nations*, ASME Paper No. 74-WA/GT-8 (1974).
33. *Measurement of Intake Air or Exhaust Gas Flow of Diesel Engines*, SAE Recommended Practice J-244 (1971).

34. Doyle, B.W., *Sampling a Turbine Engine Exhaust for Average Emissions*, ASME Paper No. 73-WA/GT-9 (1973).
35. "Control of Air Pollution From Aircraft and Aircraft Engines. Emission Standards and Test Procedures for Aircraft", *Federal Register*, 38, (136), Part II, p. 19088-19103 (July 17, 1973).
36. Storment, J.O., et al; *A Surveillance Study of Smoke from Heavy Duty Diesel Powered Vehicles Southwestern U.S.A.*, Report EHS 70-109, Southwestern Research Institute (1973).
37. Power Generation Survey (1974).
38. Schaub, F.S., Beightol, K.V., *NO<sub>x</sub> Emission Reduction Methods for Large Bore Diesel and Natural Gas Engines*, ASME Paper 71-WA/DGP-2 (1971).
39. Marshall, W.F., Hurn, R.W., *Factors Influencing Diesel Emissions*, SAE Paper 680528 (1970).
40. ASME Paper No. 74-WA/RT-1 (1974).
41. Spiers, H.M., "Technical Data on Fuel", British National Committee, *World Power Conference*, London (1962).
42. *The Economics of Clean Air*, Annual Report of the Administrator of the EPA to the Congress of the United States in Compliance with Public Law 91-604, Document No. 92-67 (1972).
43. Lestz, S.S., Mayer, W.E., *The Effect of Direct-Cylinder Water Injection on Nitric Oxide Emission from an S.I. Engine*, SAE Paper (1972).
44. *Federal Register*, 39, (40), (1974) and 40, (48) (1975).
45. Parker, R.F., Walker, J.W., *Exhaust Emission Control in Medium Swirl Rate Direct Injection Diesel Engines*, SAE Paper 720755 (1972).
46. leunig, G. *Zweitakt - Wirbelkammer Dieselmotor mit versogelter Warmefreisetzung und geringem stick-oxidauswurf*, MTZ 34 (1973).
47. Hare, C.T., et al; *Exhaust Emissions from Uncontrolled Vehicles and Related Equipment using Internal Combustion Engines*, Part 6, Southwest Research Institute (1974).
48. Nelson, A.N., "Collection and Assessment of Aircraft Emissions Baseline Data - Turbine Engines", Pratt and Whitney Aircraft, Rept. No. PB-207321.

## ANNEXE: DONNÉES RELATIVES AUX ÉMISSIONS

### Moteurs diesel à injection directe

Moteur	Puissance au frein: hp. (charge nominale)	CSF (lb/hp-h)	Émissions spécifiques (g/hp-h)			Opacité (%)	Référence
			NO <sub>x</sub>	CO	HC		
1	1420	0.42	11.0	-	-	-	16
2	46.7	-	14.7	-	-	-	4
3	172	-	-	3.5	-	-	10
4	120	0.396	5.2	-	-	-	18
5	100	0.42	13.0	2.0	0.8	-	18
6	218	0.39	11.27	10.06	0.68	6	36
7	318	0.39	11.25	8.38	0.37	4	36
8	195	0.40	-	7.64	0.84	11	36
9	250	0.40	5.57	7.70	0.04	-	36
10	240	0.40	7.25	5.62	0.89	11	36
11	335	0.40	10.98	1.93	0.46	6	36
12	235	0.39	9.82	3.61	0.39	11	36
13	250	0.36	12.50	3.95	0.84	11	36
14	175	0.41	9.46	5.88	-	-	36
15	200	0.41	8.52	8.99	1.07	-	36
16	165	0.41	6.76	8.83	1.28	-	36
17	200	0.40	9.28	3.71	0.81	-	36
18	4354	-	11.34	3.82	-	-	37
19	4721	-	14.85	-	-	-	37
20	500	-	10.89	-	-	-	37
21	500	-	9.99	-	-	-	37
22	450	0.36	10.63	1.56	0.65	-	4
23	375	0.36	11.65	1.92	0.5	-	4
24	146	0.40	14.45	5.76	0.80	-	4
25	77.1	-	15.13	4.68	-	-	4
26	85.7	-	9.95	5.88	1.50	-	4
27	4296	0.36	10.98	3.85	0.13	-	38
28	230	0.42	15.78	1.09	1.19	-	10
29	162	0.376	9.0	0.50	0.4	-	11
30	232	-	9.58	-	-	-	39
31	900	-	12.45	0.9	0.35	-	40

## Moteurs diesel à injection directe

Moteur	Puissance au frein: hp (charge nominale)	CSF (lb/hp-h)	Émissions spécifiques (g/hp-h)			Opacité (%)	Référence
			NO <sub>x</sub>	CO	HC		
32	900	-	12.15	1.7	0.35	-	40
33	900	-	13.51	5.1	0.85	-	40
34	190	0.43	9.35	5.28	-	-	41
35	230	-	15.78	1.09	1.19	-	41
36	150	-	8.1	-	-	-	18
37	232	-	9.58	-	-	-	42
38	200	0.375	9.58	3.0	1.0	-	12
39	34.5	-	7.4	12.0	1.1	-	4
40	53.6	-	5.7	5.04	1.8	-	4
41	57.1	-	-	1.7	-	5	4
42	58.1	-	15.20	5.88	1.8	-	4
43	68.1	-	8.08	6.72	1.30	-	4
44	73.0	-	5.85	6.84	0.35	-	4
45	162	-	11.9	1.0	0.6	-	43
46	46.7	-	12.5	7.32	0.4	-	4
47	148	-	11.65	-	-	-	41
48	50	-	14.6	2.5	1.2	-	4
49	148	-	11.65	-	-	-	10
50	400	-	7.01	6.60	-	6	44
51	160	-	6.38	7.91	-	12	44
52	185	-	7.23	10.74	-	12	44
53	210	-	6.80	7.35	-	9	44
54	210	-	5.10	6.22	-	7	44
55	280	-	5.95	2.83	-	3	44
56	325	-	5.95	3.39	-	7	44
57	165	-	5.31	5.40	-	12	44
58	220	-	7.20	8.0	-	6	44
59	365	-	11.25	4.8	-	5	44
60	350	-	10.39	4.0	-	5	44
61	400	-	9.90	5.6	-	6	44
62	295	-	7.65	8.8	-	10	44
63	350	-	7.65	3.2	-	5	44
64	320	-	7.65	3.2	-	3	44
65	240	-	7.65	5.6	-	8	44

## Moteurs diesel à injection directe

Moteur	Puissance au frein: hp (charge nominale)	CSF (lb/hp-h)	Émissions spécifiques (g/hp-h)			Opacité (%)	Référence
			NO <sub>x</sub>	CO	HC		
66	350	-	11.70	4.0	-	5	44
67	400	-	9.45	4.80	-	9	44
68	450	-	9.81	3.20	-	2	44
69	149	-	8.33	15.20	-	8	44
70	202	-	9.90	12.0	-	2	44
71	216	-	8.10	8.0	-	13	44
72	240	-	8.55	4.0	-	5	44
73	635	-	9.90	4.0	-	4	44
74	315	-	11.25	4.8	-	6	44
75	230	-	8.55	4.8	-	4	44
76	600	-	8.55	1.6	-	2	44
77	350	-	7.65	4.8	-	7	44
78	230	-	6.75	6.40	-	9	44
79	136	-	10.88	13.69	-	10	44
80	210	-	11.31	9.52	-	6	44
81	250	-	10.01	17.26	-	12	44
82	219	-	6.96	9.52	-	9	44
83	333	-	10.44	11.31	-	7	44
84	309	-	7.83	10.71	-	10	44
85	456	-	9.57	9.82	-	7	44
86	280	-	9.14	5.36	-	5	44
87	258	-	6.96	7.14	-	9	44
88	182	-	8.99	4.76	-	3	44
89	198	-	9.57	5.36	-	2	44
90	262	-	6.96	2.38	-	3	44
91	350	-	9.57	4.76	-	6	44
92	130	-	9.57	5.95	-	7	44
93	285	-	8.70	16.66	-	13	44
94	380	-	10.88	10.12	-	9	44
95	322	-	9.57	3.57	-	4	44
96	430	-	9.57	4.76	-	4	44
97	360	-	7.40	2.98	-	4	44
98	190	-	8.85	3.96	-	13	44
99	350	-	9.15	2.60	-	11	44

## Moteurs diesel à injection directe

Moteur	Puissance au frein: hp (charge nominale)	CSF (lb/hp-h)	Émissions spécifiques (g/hp-h)			Opacité (%)	Référence
			NO <sub>x</sub>	CO	HC		
100	215	-	10.64	1.80	-	8	44
101	190	-	10.64	1.40	-	7	44
102	180	-	9.55	7.00	-	12	44
103	250	-	10.79	3.0	-	4	44
104	235	-	9.86	2.75	-	9	44
105	280	-	11.21	4.0	-	6	44
106	322	-	10.51	3.0	-	12	44
107	300	-	7.52	1.78	-	11	44
108	355	-	6.23	2.0	-	12	44
109	80	-	7.65	3.9	-	7	44
110	120	-	5.5	3.9	-	6	44
111	145	-	6.0	1.8	-	7	44
112	190	-	9.35	3.0	-	4	44
113	215	-	10.63	3.6	-	6	44
114	155	-	8.25	10.32	-	12	44
115	205	-	9.78	6.0	-	6	44
116	134	-	6.80	3.60	-	10	44

## Moteurs diesel à chambre de précombustion

Moteur	Puissance au frein: hp (charge nominale)	CSF (lb/hp-h)	Émissions spécifiques (g/hp-h)			Opacité (%)	Référence
			NO <sub>x</sub>	CO	HC		
1	125	-	6.0	0.96	0.18	-	4
2	965	0.44	6.4	-	0.75	-	16
3	120	-	3.2	-	-	-	18
4	345	-	2.3	2.0	0.5	-	11
5	250	-	4.86	1.2	-	7	44
6	270	-	4.86	1.2	-	6	44
7	325	-	5.71	1.2	-	3	44
8	325	-	4.86	1.2	-	3	44
9	425	-	4.01	1.2	-	3	44
10	325	-	5.71	2.4	-	8	44
11	325	-	4.86	1.2	-	7	44
12	375	-	4.86	1.2	-	9	44
13	250	-	4.68	1.2	0.1	-	4
14	850	0.40	4.68	1.04	0.1	-	4
15	970	0.43	3.40	1.28	0.15	-	4
16	750	0.40	5.44	1.52	0.3	-	4
17	88.6	-	5.19	1.84	0.17	-	4
18	125	-	5.02	2.00	0.15	-	4
19	200	-	3.74	-	-	-	45
20	250	-	4.86	1.2	-	7	44
21	270	-	4.01	2.4	-	10	44
22	325	-	4.01	1.2	-	3	44
23	425	-	4.01	1.2	-	3	44
24	325	-	5.71	1.2	-	8	44
25	375	-	5.71	1.2	-	7	44
26	155	-	3.22	-	-	-	42
27	365	-	3.41	0.24	-	-	17
28	750	-	7.8	0.8-	0.05	-	4
29	100	-	5.6	1.6-	0.4	-	4
30	1070	0.42	-	-	1.25	-	16
31	140	-	5.2	-	-	-	18
32	140	-	5.6	-	-	-	18
33	200	-	3.74	-	-	-	46
34	42	0.42	2.4	1.6-	0.48	-	15

## Moteurs polycarburants et moteurs fonctionnant au gaz naturel

Moteur	Puissance au frein: hp (charge nominale)	CSF (lb/hp-h)	Émissions spécifiques (g/hp-h)			Opacité (%)	Référence
			NO <sub>x</sub>	CO	HC		
1	1600	6632	—	0.7	1.58	38	
2	2140	7000	7.4	—	—	4	
3	1940	7200	8.9	—	—	4	
4	5233	6110	11.8	2.0	1.1	4	
5	400	7177	7.6	—	—	4	
6	800	7071	14.2	1.7	4.4	4	
7	800	7071	9.4	6.0	—	4	
8	1000	7067	—	7.4	—	4	
9	2260	7500	9.6	—	—	4	
10	1950	7500	12.1	—	—	4	
11	1613	6099	9.7	3.8	4.5	4	
12	1535	6409	10.9	3.0	3.2	4	
13	3600	6123	9.1	1.8	4.1	4	
14	3655	6108	7.4	2.5	4.4	4	
15	2000	7067	8.5	4.6	5.4	4	
16	225	8432	12.6	1.6	3.1	4	
17	800	6509	9.1	0.5	—	4	
18	1170	6509	14.4	1.3	2.5	4	
19	496	6599	10.2	3.2	0.8	4	
20	190	5975	12.8	2.4	9.3	4	
21	800	—	10.9	—	2.0	4	
22	310	—	12.1	6.3	3.5	4	
23	1323	—	13.0	5.6	1.8	4	
24	1218	—	13.42	0.2	—	37	
25	5096	—	12.7	—	—	37	
26	3810	—	12.75	—	—	37	
27	7707	5760	7.7	0.61	1.9	4	
28	4296	6340	8.96	4.50	5.16	38	
29	669	—	5.12	1.5	—	37	
30	4354	—	7.27	4.25	—	37	
<b>31</b>	<b>4721</b>	—	<b>7.12</b>	—	—	<b>37</b>	
<b>32</b>	<b>1950</b>	<b>7300</b>	<b>14.1</b>	—	—	<b>4</b>	
<b>33</b>	<b>4000</b>	<b>6500</b>	<b>10.4</b>	—	—	<b>4</b>	
<b>34</b>	<b>925</b>	<b>7067</b>	<b>15.7</b>	<b>0.9</b>	<b>6.5</b>	<b>4</b>	

**Moteurs polycarburants et moteurs fonctionnant au gaz naturel**

Moteur	Puissance au frein: hp (charge nominale)	CSF (lb/hp-h)	Émissions spécifiques (g/hp-h)			Opacité (%)	Référence
			NO <sub>x</sub>	CO	HC		
<b>35</b>	<b>750</b>	<b>7063</b>	<b>12.5</b>	<b>1.1</b>	<b>-</b>	<b>4</b>	
<b>36</b>	<b>1080</b>	<b>7070</b>	<b>15.23</b>	<b>0.29</b>	<b>1.94</b>	<b>4</b>	
<b>37</b>	<b>1350</b>	<b>7700</b>	<b>10.0</b>	<b>-</b>	<b>-</b>	<b>4</b>	
<b>38</b>	<b>400</b>	<b>7177</b>	<b>7.6</b>	<b>-</b>	<b>10.1</b>	<b>4</b>	

## Turbines à gaz (gaz naturel)

Moteur	Puissance au frein: hp (charge nominale)	CSF (Btu/hp-h)	Émissions spécifiques (lb/Btu × 10 <sup>6</sup> )				Référence
			NO <sub>x</sub>	CO	HC	Particules	
1	6 200	12 377	0.57				4
2	6 900	12 104	0.51				4
3	1 100	11 000	0.17				4
4	1 100	11 000	0.20				4
5	13 950	11 000	0.34				4
6	13 950	11 000	0.30				4
7	14 700	11 000	0.18				4
8	14 700	11 000	0.32				4
9	14 700	11 000	0.30				4
10	-	-	0.62				47
11	-	-	0.66				47
12	-	-	0.7				47
13	-	-	0.46				47
14	-	-	0.39				47
15	-	-	0.45				47
16	-	-	0.16				47
17	-	-	0.26				47

## Turbines à gaz (combustible distillé)

Moteur	Puissance au frein: hp (charge nominale)	CSF (Btu/hp-h)	Émissions spécifiques (lb/Btu × 10 <sup>6</sup> )				Référence
			NO <sub>x</sub>	CO	HC	Particules	
1	JT-9D	16 641	1.0			0.30	48
2	JT-9D	17 052		0.03	0.009	0.01	13
3	JT-8D	8 400	1.01	0.05	0.009		48
4	JT-3D	10 835	0.74	0.06	0.02	0.04	13
5	JT-3D	9 420	0.63				48
6	JT-3C	10 183	0.64	0.05	0.005	0.03	13
7	JT-4A	15 511	0.83	0.07	0.002	0.07	13
8	JT-8D	8 755	1.23	0.25	0.005	0.02	13
9	Jumbo						
	CF 6	13 449		0.03	0.005	0.002	13
10	CJ-805	9 960	0.61	0.16	0.003	0.08	13
11	Rolls- Royce						
	MK 511	7 625	1.09	0.10		0.11	13
12	All						
	T56-A 15	2 393	0.63	0.09	0.01	0.08	13
	T56-A 7	2 079	0.60	0.06	0.01	0.1	13
13	TPE	365	0.54	0.06	0.008	0.12	13
14	TP4-2		0.89				47
15	P & W		0.9				47
16	FT 45C			0.041	0.003		47
17	TP4-2		0.96				47
18	MS5001			0.038	0.003		47
19	MS5001		0.78	0.031			47
20	MS5001		0.55				47
21	MS7001- SC		1.1				47
22	GG4A		0.43			0.02	47
23	GG4A		0.46			0.02	47
24	FT4		0.57				47
25	FT4SC			0.031	0.002		47
26	FT4SC		0.77				47
27	GG4A		0.33			0.038	47
28	MS5001		0.67				47

## Moteurs diesel à chambre de précombustion

Moteur	Puissance au frein: hp (charge nominale)	CSF (lb/hp-h)	Émissions spécifiques (g/hp-h)			Opacité (%)	Référence
			NO <sub>x</sub>	CO	HC		
29	MS5001		0.95				47
30	MS5001-N		0.92				47
31	MS5001-N		0.71				47
32	W251-SC		0.94				47
33	W501-SC		0.84				47
34	W251-AA		0.65				47
35	W251		0.88				47
36	W501		0.88				47