



HAL
open science

Etude d'une centrale électrique à biomasse de 200 kWe. Quelle filière choisir ?

P. Garin

► **To cite this version:**

P. Garin. Etude d'une centrale électrique à biomasse de 200 kWe. Quelle filière choisir ?. Revue de Physique Appliquée, 1982, 17 (9), pp.519-530. 10.1051/rphysap:01982001709051900 . jpa-00245029

HAL Id: jpa-00245029

<https://hal.science/jpa-00245029>

Submitted on 4 Feb 2008

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

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

Classification
Physics Abstracts
86.10Z

Etude d'une centrale électrique à biomasse de 200 kWe. Quelle filière choisir ?

P. Garin

GESER, Ecole Centrale, 92290 Châtenay-Malabry, France

(Reçu le 14 octobre 1981, révisé le 23 avril 1982, accepté le 3 mai 1982)

Résumé. — On évalue deux filières possibles pour la production d'énergie électrique par conversion thermodynamique en utilisant pour combustible de la biomasse. La première solution consiste à gazéifier la biomasse sous pression dans un four à pyrolyse, à brûler le gaz produit dans une chambre à combustion et à détendre le gaz chaud produit, dans une turbine à gaz avec échangeur récupérateur. La seconde solution consiste à alimenter un moteur à gaz pauvre dual-fuel, à partir d'un gazogène. Les bilans énergétiques de ces deux filières sont comparés sur la base d'un modèle numérique.

Abstract. — This article presents an evaluation of two solutions selected in order to produce electricity by small power plants burning biomass. The former solution uses a gas turbine cycle fed by the hot pressurized gas produced in a pyrolysis furnace followed by a combustion chamber. The latter solution consists in a biomass gasifier feeding an internal combustion engine. A numerical model of the former solution is described and the energy balance of both solutions is discussed.

1. Introduction. — Les pays en voie de développement ont un besoin évident de centrales électriques de petite puissance (de 100 à 1 000 kWe). Or, parmi ces pays, nombreux sont ceux qui doivent importer pour le moment la quasi-totalité de leur énergie (pétrole, charbon, gaz). Par contre ils possèdent souvent des ressources en énergies renouvelables qu'il serait intéressant d'exploiter : soleil, biomasse.

Pour mener notre étude, nous nous sommes placés dans le contexte d'un tel pays, le Sénégal, par exemple. Nous avons analysé deux valorisations énergétiques possible de la biomasse, ces filières nous étant apparues les plus favorables après le raisonnement succinct suivant :

1) Les engins moteurs susceptibles d'entraîner un alternateur sont :

- une turbine (à gaz ou à vapeur),
- un moteur à combustion interne.

Nous pouvons d'ores et déjà éliminer les turbines à vapeur car elles ne permettent pas d'atteindre des rendements convenables pour des puissances inférieures au MW.

2) Le combustible peut être :

- la biomasse brute,
- un gaz pauvre obtenu par « voie sèche »,
- un alcool ou un gaz obtenu par « voie humide ».

La biomasse brute nous semble très difficilement utilisable dans un moteur ou dans la chambre de combustion d'une turbine à gaz. En fait elle ne peut être brûlée que dans des fours d'incinération dont la technologie nécessite encore quelques perfectionnements ; citons néanmoins, à titre d'exemple, le four de type cyclône qui semble être promis à un bel avenir. Dans l'état actuel de la technique il apparaît que pour produire de l'électricité à partir de biomasse il faut recourir à un combustible intermédiaire. Nous avons évoqué plus haut des voies classiques possibles. En fait, pour les pays où nous envisageons d'implanter la centrale, nous préférons éliminer les voies humides qui ne sont pas bien adaptées aux climats semi arides (essentiellement pour des raisons économiques). Finalement il nous reste donc les voies thermochimiques (ou sèches) dont nous ne retenons que la gazéification. Nous avons en effet déjà parlé de la combustion de la biomasse brute et d'autre part de la pyrolyse qui fournit une panoplie de produits dont certains sortent du cadre de cette étude.

Cette brève analyse nous a conduit à étudier et à comparer deux utilisations possibles du gaz pauvre :

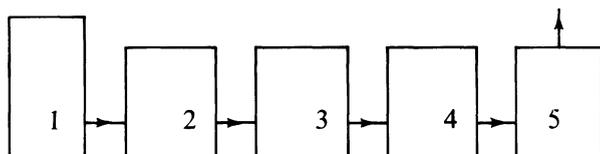
- dans un moteur à combustion interne,
- dans une turbine à gaz.

Le premier type d'installation existe déjà au niveau industriel, le deuxième, par contre, n'est pas arrivé au

même niveau de développement et les résultats énoncés ci-dessous ne s'appuient que sur un modèle mathématique qui demande encore à être confirmé par l'expérience. Nous sommes bien conscients du risque que comporte la comparaison de tels résultats et il faut attendre que des confrontations avec l'expérience puissent être menées à bien dans le futur. Un premier pas dans ce sens, consistant à effectuer un essai de cent heures en alimentant une turbine avec les gaz issus d'un pyrolyseur lui-même alimenté en déchets agricoles solides, va être réalisé prochainement. Il s'agit d'une initiative du Centre Commun de Recherches de la Commission des Communautés Européennes, basée sur une idée initiale de Mrs Guillot et Bulhon ; l'expérience est menée par un opérateur privé avec la participation du C.N.R.S. et du C.E.A.

2. Présentation des filières. — Nous avons vu comment nous étions amenés à utiliser un gaz pauvre comme combustible. L'idée qui paraît la plus simple est donc de produire ce gaz pauvre dans un gazogène. Le gaz pauvre peut alors être brûlé dans un moteur ou la chambre de combustion d'une turbine à gaz.

Plusieurs constructeurs de moteurs diesel se sont intéressés à ce problème et ont été conduits à apporter quelques modifications à leurs moteurs de manière à les adapter à la combustion du gaz pauvre. Le schéma de principe d'une telle installation est le suivant :



- 1 : gazogène [gasogene]
 2 : refroidisseur et laveur [gas cooler and scrubber]
 3 : compresseur [compressor]
 4 : réfrigérant air carburé [vaporized air cooler]
 5 : moteur [engine]

Il s'agit du schéma Duvant avec un compresseur Roots. S.A.C.M. et S.E.M.T. n'emploient à ma connaissance qu'une turbine de suralimentation.

Sur ce schéma, nous n'avons pas fait figurer l'introduction d'air. En effet selon les procédés, cet air peut être soit mélangé au gaz pauvre avant le compresseur 3, soit être introduit dans le moteur par un collecteur différent de celui du gaz. Le premier système a été adopté par S.E.M.T. et la S.A.C.M. (Société Alsacienne de Constructions Mécaniques) et le second par les établissements Duvant.

Les moteurs brûlant un gaz pauvre sont classiquement dénommés dual-fuel ou diesel-gaz car ils dérivent des moteurs diesel à quatre temps et brûlent un mélange de Gasole et de gaz dans des proportions variables, allant de 10 à 100 % pour la part de fuel oil. Il est en effet difficile de concevoir un moteur à gaz

pauvre seul. On sait que des moteurs à gaz pauvre existent, ce sont d'ailleurs des moteurs à allumage électrique qui s'apparentent aux moteurs à essence. Mais le gaz utilisé a un PCI d'au moins 3 000 kcal/m³ (gaz naturel, de ville, d'épuration biologique...), et l'adaptation de ces engins au gaz pauvre (d'un PCI de l'ordre de 1 000 kcal/m³ nécessiterait une suralimentation qui ne convient pas aux moteurs à allumage commandé. En outre pour des cylindrées égales, la puissance des moteurs à gaz pauvre à allumage électrique est de l'ordre de la moitié de celle des moteurs diesel-gaz. Enfin si l'on regarde les rendements, les premiers moteurs ne peuvent prétendre qu'à un rendement global de 30 % environ contre 35 à 37 % pour les seconds préparés spécialement. Ces différentes raisons font que les constructeurs ont finalement adopté la solution du moteur dual-fuel.

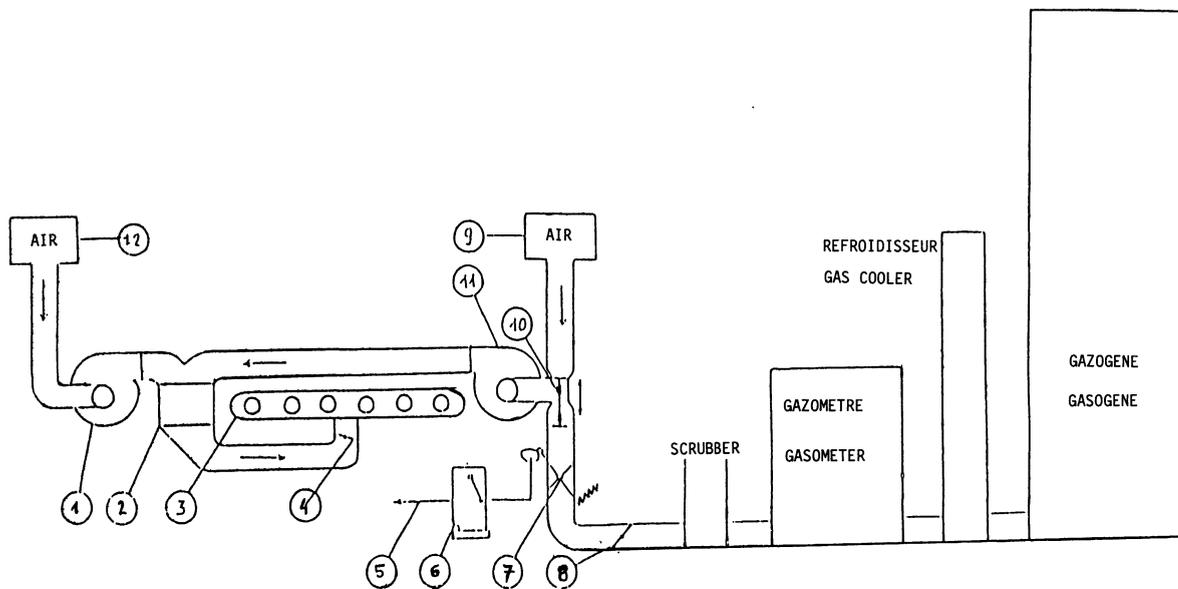
3. Les moteurs de la S.A.C.M. — La Société Alsacienne de Constructions Mécaniques, spécialisée depuis longtemps dans la production de moteurs diesel, a commencé par proposer des moteurs à gaz dérivant des moteurs diesel ; ils permettent trois utilisations :

- en diesel pur,
- en diesel-gaz,
- en gaz pur.

La modification apportée pour pouvoir brûler un gaz pauvre consiste à augmenter le débit de combustible en adjoignant au moteur un turbocompresseur entraîné par les gaz d'échappement du moteur. Cette nouvelle configuration ne permet plus que l'alimentation en diesel pur et en diesel-gaz. Le schéma de principe de l'installation S.A.C.M. est représenté sur la figure 1. Le gaz pauvre issu du gazogène est refroidi puis lavé avant d'être mélangé à l'air. Ce mélange est comprimé dans le turbocompresseur puis refroidi avant son introduction dans le collecteur unique. Le débit de gaz est régulé en fonction de la vitesse du moteur, et l'air de combustion en fonction du débit de gaz à l'aide d'une vanne automatique. Dans le moteur, le combustible liquide est injecté dans le mélange d'air et de gaz comprimé. La haute température atteinte par ce mélange en fin de compression permet l'inflammation du combustible finement pulvérisé. La chaleur ainsi dégagée allume le gaz qui est complètement brûlé.

4. L'installation des établissements Duvant [8]. — Alors que la S.A.C.M. propose une adaptation de ses moteurs à l'utilisation du gaz pauvre, les établissements Duvant présentent une installation complète, y compris en particulier le gazogène. Le schéma de cette unité est représenté sur la figure 3.

Le gazogène est du type à tirage inversé (Fig. 3). Il est constitué d'une cuve dont le bas se rétrécit en entonnoir. L'alimentation se fait par le haut et, à mesure qu'il descend, le matériau se carbonise. La



- | | |
|---|----------------------------|
| 1 : Turbocompresseur Air | 7 : Volet de dosage du gaz |
| 2 : Réfrigérant air carburé | 8 : Volet de fermeture |
| 3 : Collecteur d'admission | 9 : Filtre à air |
| 4 : Volet de stop | 10 : Vanne automatique |
| 5 : Tringlerie de commande des crémaillères | 11 : Turbocompresseur gaz |
| 6 : Régulateur de vitesse | 12 : Filtre à air |

Fig. 1. — Schéma : Alimentation en gaz de gazogène du moteur AG.

gazéification a lieu dans la partie basse, au niveau de l'entonnoir. Les gaz sont aspirés par le bas et collectés à la périphérie du lit de cendres. Ils remontent ensuite le long de la cuve et, en partie haute, retrocedent une partie de leurs calories à l'air avant que ce dernier soit envoyé dans le gazogène. Cet appareil est limité en puissance car la taille du col, pour que la gazéification soit totale, ne doit pas être trop large. Ainsi lorsque la puissance excède 500 à 600 kW on commence à trouver des goudrons dans le gaz pauvre. Toutefois son intérêt réside dans son faible encombrement : diamètre 1,5 m et hauteur 4 m pour une puissance de 600 kW. Ce gazogène qui fait partie de la famille des réacteurs verticaux à lit fixe, ne peut traiter que des substrats d'assez forte granulométrie.

Les moteurs utilisés dérivent, comme pour la S.A.C.M., des moteurs diesel à quatre temps de série. L'alimentation, par contre, est différente puisqu'il y a deux soupapes, une alimentée en gaz pauvre seul à partir d'un collecteur de gaz, et une deuxième reliée à un collecteur qui amène l'air de combustion et de balayage. Dans la suralimentation, ces collecteurs sont alimentés :

- en air par un turbocompresseur réservé au service air de combustion plus air de balayage,
- en gaz par un turbocompresseur comprimant le gaz pauvre.

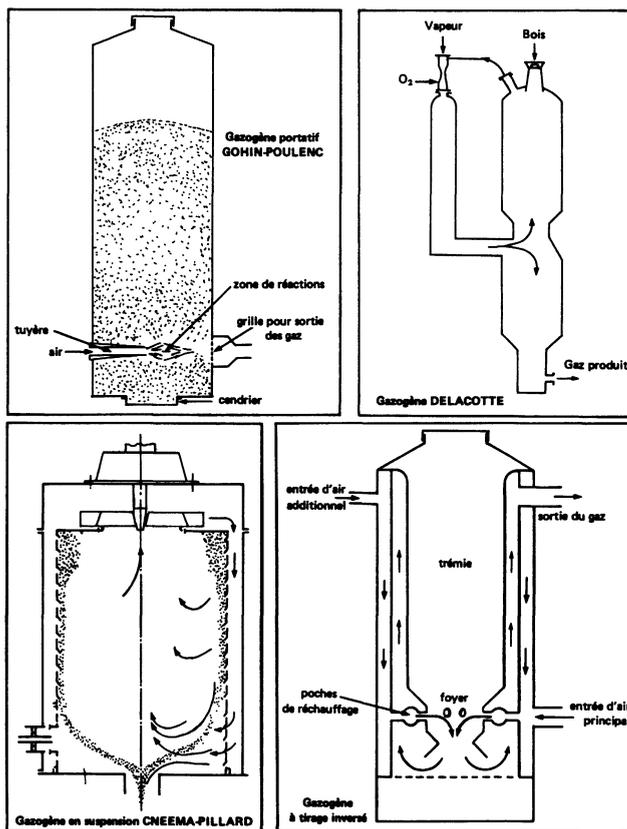


Fig. 3. — Les filières thermo-chimiques de valorisation de la biomasse.

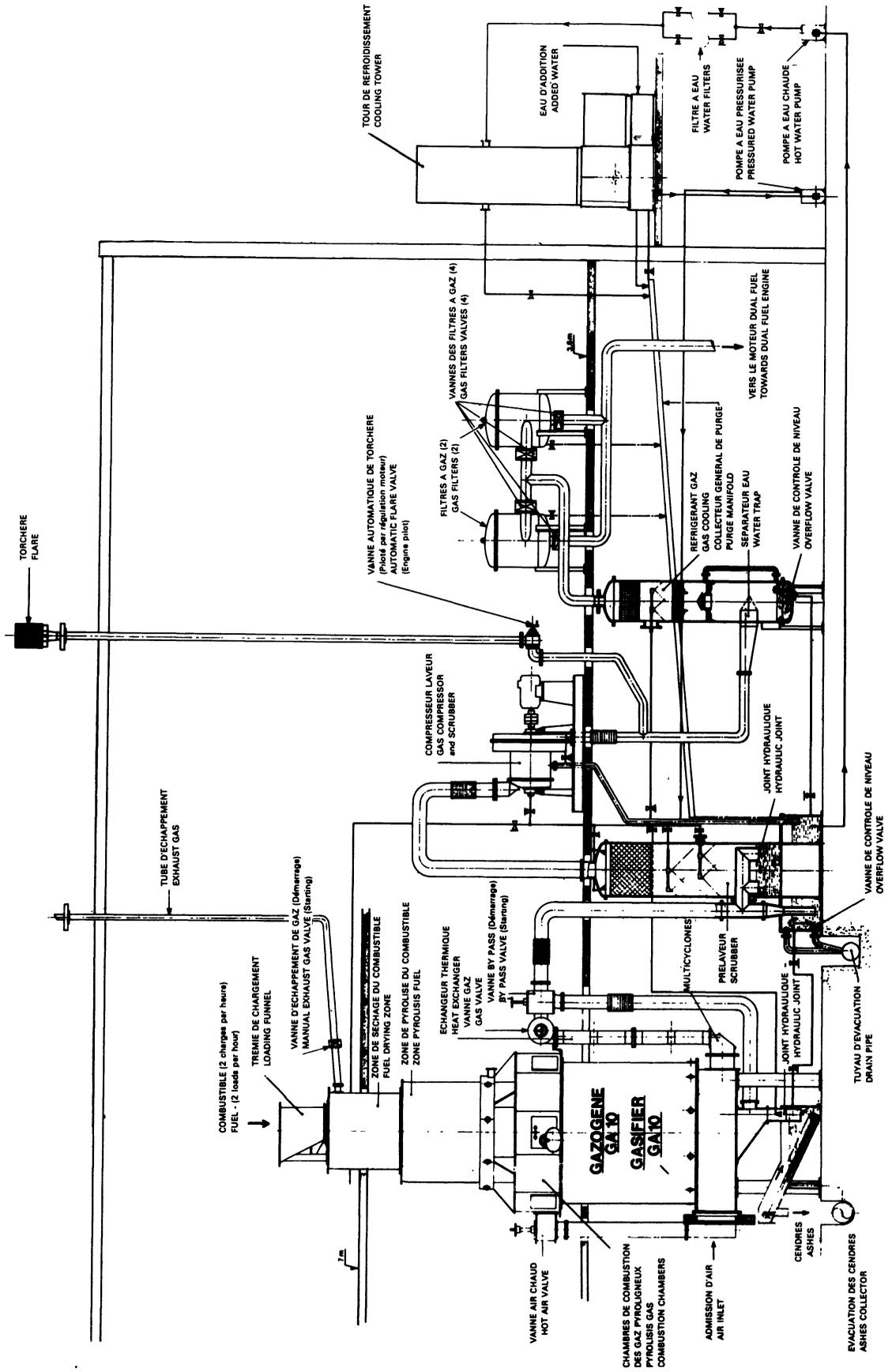
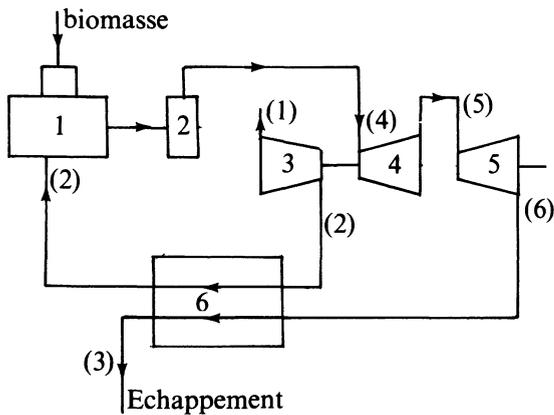


Fig. 3. — Générateur de gaz. Schéma général. GASIFIÉRIER. General scheme.

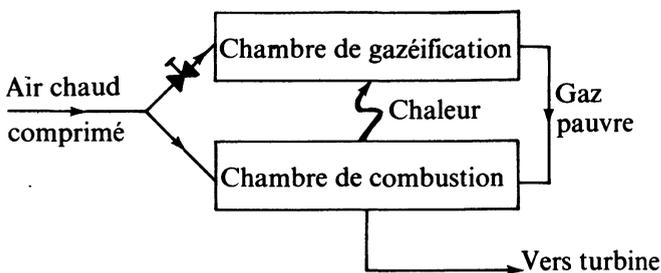
5. **L'installation avec turbine à gaz.** — Le principe adopté pour les moteurs dual-fuel peut également convenir à une turbine à gaz. Le gazogène produit un gaz pauvre qui sert alors de combustible pour la chambre à combustion d'une turbine. Mais notre étude s'est attachée à une autre configuration, hypothétique, dont l'organe original est appelé four à pyrolyse. Ce dernier regroupe les fonctions de gazogène et de chambre à combustion dans la même enceinte. Le schéma de principe d'une telle installation est le suivant :



- 1 : four à pyrolyse [pyrolysis furnace]
- 2 : cyclône [cyclone]
- 3 : compresseur [compressor]
- 4 : turbine haute pression [high pressure turbine]
- 5 : turbine basse pression [low pressure turbine]
- 6 : échangeur de chaleur [heat exchanger]

L'air ambiant est comprimé puis préchauffé dans un échangeur rotatif de grande efficacité à l'aide du gaz d'échappement de la turbine. Cet air pénètre dans le four où il assure la gazéification de la biomasse et la combustion du gaz pauvre ainsi produit. Le gaz chaud (environ 1 100 °C) est ensuite détendu dans un premier étage haute pression de la turbine, solidaire du compresseur, puis dans un second étage basse pression, couplé à l'alternateur.

Le principe de fonctionnement du four à pyrolyse peut être schématisé de la façon suivante :



L'air chaud comprimé pénètre dans le four où une partie est envoyée dans la chambre de gazéification. Le débit de cet air est régulé en fonction du débit de

combustible introduit dans cette même chambre. La chaleur nécessaire à la gazéification est fournie par une fraction de celle dégagée lors de la combustion du gaz pauvre. Ce transfert peut se faire par rayonnement ou convection et conduction. Le gaz pauvre produit est donc injecté dans la chambre de combustion avec le restant de l'air initialement introduit dans le four.

6. **Comparaison des filières.** — Le point le plus marquant qui différencie les deux filières est sans aucun doute le couplage du moteur ou de la turbine à l'unité productrice de gaz pauvre. Dans le cas du moteur dual-fuel on devrait d'ailleurs plutôt parler d'un raccordement, puisque le gazogène n'est là que pour fournir le combustible nécessaire au moteur, avec un appoint au fuel oil. En particulier d'éventuelles fluctuations des conditions de gazéification ne se feront pas directement sentir au niveau de la production d'électricité puisqu'il suffira d'adapter le débit de gasole.

En ce qui concerne l'installation avec turbine à gaz, le problème est différent. En particulier, elle est avant tout étudiée pour ne fonctionner qu'avec la biomasse comme combustible, même si un appoint de gasole peut être envisagé en cas de fluctuations de la production de gaz pauvre. D'autre part on peut dire, à la limite, que la turbine à gaz et le four à pyrolyse font un ensemble indissociable. Pour mieux s'en rendre compte, regardons ce qui pourrait se passer si l'on diminuait le débit de combustible en partant du régime nominal. En premier lieu, cette diminution va se traduire par une baisse de production du gaz pauvre. La température du gaz à l'admission de la turbine va donc également diminuer, et cette baisse va se répercuter d'une part sur la production d'électricité du groupe, d'autre part sur les caractéristiques de l'air à l'échappement du compresseur et donc à l'entrée du four. Les conditions de fonctionnement du four vont donc être changées et en particulier au niveau de la gazéification car l'on sait que celle-ci est influencée par les conditions du milieu réactionnel. Une baisse de température de ce dernier peut se traduire par une diminution du taux de gazéification. Finalement, une telle variation du débit de biomasse à l'entrée du four peut avoir deux impacts, du fait du couplage entre la turbine et le réacteur : une baisse des performances thermodynamiques à l'admission de la turbine et du four, et une baisse du taux de gazéification.

Donc, si l'on veut avoir une production d'électricité constante avec un appoint au fuel, celui-ci devra tenir compte des faits qui viennent d'être signalés.

7. **Résultats d'une installation avec moteur dual-fuel [8].** — Les consommations d'énergie, à pleine charge, des moteurs dual-fuel S.A.C.M. et Duvant sont tout à fait comparables et sont de l'ordre de 2 500 kcal/kWh produit. Pour le moteur Duvant cette consommation se répartit de la manière suivante :

- 225 kcal soit 22 g de fuel oil,
- 2 275 kcal soit 2 m³ de gaz environ.

Cette consommation correspond à un rendement du moteur de l'ordre de 34 %. Le gazogène est alimenté en bois et le gaz pauvre produit à la composition chimique approximative suivante :

$$\begin{aligned} \% \text{CO}_2 &= \% \text{CO} = 15; \% \text{CH}_4 = 2, \\ \% \text{N}_2 &= 50; \% \text{H}_2 = 18. \end{aligned}$$

La masse de bois anhydre nécessaire pour produire un kWh est comprise entre 0,8 et 0,9 kg. A ces chiffres correspond un rendement de gazogène ⁽¹⁾ compris entre 75 et 85 %.

Donc si l'on regarde l'installation complète (moteur et gazogène) la consommation devient :

- 22 g de fuel oil,
- 0,9 kg de bois anhydre.

Le rendement global correspondant est de l'ordre de 20 %.

$$\eta_{\text{dual - fuel}} = 20 \%$$

A cette production d'électricité peut également s'ajouter la production d'eau chaude ou de vapeur d'eau, ou de gaz chaud pour le séchage par récupération des calories dissipées en cours de fonctionnement des moteurs utilisés en service continu. Cette récupération peut se faire sur les circuits d'huile et d'eau, à l'échappement du gaz. Par ailleurs, le cycle thermodynamique des moteurs nécessite l'alimentation en gaz froid. Une récupération supplémentaire de chaleur peut donc également être réalisée sur les gaz du générateur.

Un premier système utilisé pour la production d'eau chaude de 85 °C à 90 °C récupère les calories dissipées au moyen d'échangeurs supplémentaires placés sur les circuits d'huile et d'eau, ainsi que d'un échangeur inséré sur le trajet de sortie des gaz d'échappement. De cette façon, la récupération calorifique annexe est comprise entre 0,8 et 1,2 thermie par kWh produit, soit environ 40 % des calories introduites.

Un deuxième système (dit à énergie totale) permet la production de vapeur d'eau à 110 °C. Dans ce système l'eau du circuit de refroidissement en sortant du moteur est dirigée vers une chaudière basse pression chauffée par le passage des gaz d'échappement du moteur et dans laquelle la récupération de la chaleur se fait par évaporation. L'eau de condensation retourne au circuit de refroidissement du moteur. La quantité de vapeur engendrée est de l'ordre de 2 kg/h par kW produit à pleine charge. On peut ajouter un circuit séparé pour la récupération de l'énergie calorifique dissipée par le refroidissement de l'huile de graissage et du gaz sortant du gazogène.

8. Résultats de l'installation avec turbine à gaz. — Nous avons signalé en introduction que cette instal-

lation était hypothétique. Pour pouvoir donner des résultats, nous avons donc dû établir un modèle mathématique dont le principal objectif est d'optimiser la consommation de la centrale.

MODÈLE MATHÉMATIQUE [5, 6]. — Les indices de grandeur aux différents points caractéristiques du cycle ont été répertoriés sur le schéma de principe de l'installation décrit plus haut. Les données et hypothèses de ce modèle sont les suivantes :

— la composition chimique de la biomasse est connue,

— la production d'électricité est fixée à 200 kWe,

— la régulation d'air dans la chambre de gazéification est telle que le débit d'air représente 45 % du pouvoir comburivore A_0 du combustible,

— le rendement isentropique du compresseur est $\eta_C = 70 \%$,

— le rendement isentropique de chaque étage de la turbine est $\eta_T = 85 \%$,

— le rendement du couplage entre la turbine HP et le compresseur est $\eta_{TC} = 90 \%$,

— le rendement du groupe turboalternateur est $\eta_{TA} = 77 \%$,

— si $\tilde{\omega}$ est le rapport de compression du compresseur, on a $\tilde{\omega} = P_2/P_1 = P_4/P_6$,

— on suppose $P_2 = P_3 = P_4$ et $P_1 = P_6 = P_7$,

— l'efficacité E de l'échangeur rotatif est égale à 85 %.

La démarche suivie dans le modèle mathématique est la suivante : on choisit en premier un rapport de compression $\tilde{\omega}$. Connaissant la production de la turbine, on peut déterminer les températures, pression et débit d'air aux différents points caractéristiques du cycle dans la turbine. On calcule en particulier T_3 et T_4 ainsi que le débit d'air DA à l'entrée du four, de manière à déterminer la quantité de biomasse nécessaire pour élever la température de l'air débité DA kg de T_3 à T_4 .

Les températures et pressions sont calculées grâce aux enthalpies et entropies aux mêmes points caractéristiques. Le débit d'air est calculé à partir de la production d'électricité demandée aux bornes de l'alternateur.

$\tilde{\omega}$, T_1 et P_1 sont connus, donc H_1 et S_1 ,

avec η_C on calcule H_2 , S_2 puis T_2 et P_2 ,

avec η_{TC} on calcule $H_4 - H_5$, et avec η_T $H_4 - H_6$ ($S'_6 = S_4$) $P_5 = \sqrt{\tilde{\omega}} P_6$. On détermine ainsi H_5 , S_5 , H_4 , S_4 , T_4 et T_5 .

Avec η_T , on peut calculer H_6 et S_6 et donc T_6 puis avec η_{TA} , on calcule DA .

Pour calculer la consommation de biomasse correspondante, il a fallu modéliser le four à pyrolyse.

P_{Ci} HUMIDE DE LA BIOMASSE. — Nous commençons par calculer cette grandeur qui est obtenue en partant de la formule de Boie donnant une valeur théorique du P_{CS} du combustible pur, connaissant sa composition chimique.

(1) On appelle rendement de gazogène le rapport :

$$\frac{\text{énergie contenue dans le gaz pauvre}}{\text{énergie apportée par la biomasse}}$$

$$P_{CS}(\text{pur}) = 84 C + 277,65 H - 26,5 O + 25 S + 15 N$$

$$P_{Ci}(\text{humide}) = \frac{100 - E}{100} \times \frac{100 - Ce}{100} [P_{CS}(\text{pur}) - 53,5 H] - 5,98 E$$

où Ce est la teneur en cendres dans le combustible sec
 E est la teneur en eau.

P_{Ci} DU GAZ PAUVRE. — Connaissant la composition chimique du gaz pauvre, on calcule son P_{Ci} , exprimé en kcal/Nm³, par :

$$P_{Ci} = 30,6 CO + 30,9 H_2 + 61 CH_4.$$

BILANS DE MASSE. — Deux types de bilans peuvent être dressés. Le premier porte sur l'ensemble des matières entrant et sortant du four (biomasse, air, gaz, cendres); le deuxième sur les équations des réactions de gazéification et de combustion.

Si DB désigne le débit de biomasse à l'entrée du four,

- DA — le débit d'air à l'entrée du four,
- DC — le débit des cendres récupérées,
- DG — le débit de gaz à la sortie du four,
- DGP — le débit de gaz pauvre formé dans la chambre de gazéification,
- DAP — le débit d'air assurant la gazéification,
- DAC — le débit d'air assurant la combustion du gaz pauvre,

on peut écrire les bilans suivants :

$$DG = DB + DA - DC \quad (1)$$

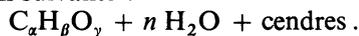
$$DA = DAP + DAC \quad (2)$$

$$DGP = DB + DAP - DC. \quad (3)$$

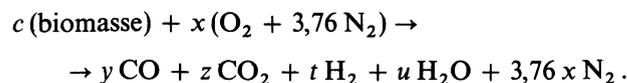
Avec nos hypothèses, nous avons de plus

$$DAP = 0,45 A_0 DB.$$

Nous avons supposé que la biomasse avait la composition suivante :



Les réactions de gazéification peuvent être schématisées par :



Nous avons supposé négligeable la quantité de

méthane produite. Celle-ci, en effet, est en général de l'ordre de 2% et nous avons estimé que nous pouvions la négliger dans l'écriture des bilans de matière.

c représente le nombre de moles de biomasse introduite dans le four. Si M représente la masse molaire de $C_\alpha H_\beta O_\gamma$, que nous appellerons biomasse pure, à une mole de cette dernière va correspondre ag d'eau et bg de cendres tels que :

$$b = M \frac{Ce}{100 - Ce}, \quad a = (M + b) \frac{E}{100 - E},$$

$$n = \frac{a}{18}, \quad c = \frac{DB}{M + a + b}.$$

La conservation de la matière s'écrit :

$$C : \alpha c = y + z \quad (4)$$

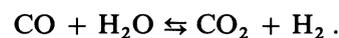
$$H : \beta c + 2nc = 2t + 2u \quad (5)$$

$$O : \gamma c + nc + 2x = y + 2z + u. \quad (6)$$

Le débit masse de gaz pauvre formé s'exprime donc par :

$$DGP = (28y + 44z + 2t + 18u + 28 \times 3,76x) \times 10^{-3}. \quad (7)$$

L'équation de conversion fournit une équation supplémentaire



Cet équilibre est caractérisé par une constante

$$k(TP) = \frac{P_{CO_2} P_{H_2}}{P_{CO} P_{H_2O}},$$

où TP est la température des gaz produits supposés à l'équilibre.

BILAN D'ÉNERGIE DE LA GAZÉIFICATION. — En partant de l'équation globale de gazéification (écrite plus haut) nous pouvons écrire le bilan suivant :

$$\begin{aligned} Q_{Ci \text{ bio}} + T_3(c C_{p \text{ sec}} + nc C_{p \text{ H}_2\text{O}} + x C_{p \text{ O}_2} + 3,76 x C_{p \text{ N}_2}) = \\ = TP(y C_{p \text{ CO}} + z C_{p \text{ CO}_2} + t C_{p \text{ H}_2} + u C_{p \text{ H}_2\text{O}} + 3,76 x C_{p \text{ N}_2}) + y Q_{Ci \text{ CO}} + t Q_{Ci \text{ H}_2}. \end{aligned} \quad (8)$$

Pour une température moyenne TP comprise entre 700 °C et 900 °C on prend comme valeurs moyennes :

$$C_{p \text{ CO}} = 7,44 \times 10^{-3} \text{ kcal/mol } ^\circ\text{C}$$

$$C_{p \text{ CO}_2} = 11,57 \times 10^{-3} \text{ kcal/mol } ^\circ\text{C}$$

$$\begin{aligned}
 C_{pH_2} &= 7,07 \times 10^{-3} \text{ kcal/mol } ^\circ\text{C} & C_{pH_2O} &= 8,91 \times 10^{-3} \text{ kcal/mol } ^\circ\text{C} \\
 C_{pN_2} &= 7,36 \times 10^{-3} \text{ kcal/mol } ^\circ\text{C} \\
 Q_{Ci_{bio}} &= P_{Ci} (\text{humide}) \times (M + a + b) \\
 C_{p_{sec}} &= 95,23 \times 10^{-3} \text{ kcal/mol } ^\circ\text{C} \\
 Q_{Ci_{co}} &= 67,6 \text{ kcal/mol} & Q_{Ci_{H_2}} &= 57,7 \text{ kcal/mol} .
 \end{aligned}$$

C_{pO_2} , C_{pN_2} et C_{pH_2O} sont calculées à partir de la température T_3 de l'air à l'entrée du four. On obtient donc l'équation :

$$TP = \frac{c Q_{Ci_{bio}} + T_3(95,23 \times 10^{-3} c + nc C_{pH_2O} + 3,76 x C_{pN_2}) - 67,6 y - 57,7 t}{10^{-3}(7,44 y + 11,57 z + 7,07 t + 8,91 u + 27,67 x)} . \quad (9)$$

BILAN D'ÉNERGIE DE LA COMBUSTION. — Ce bilan est difficilement évaluable, à cause de l'échange de chaleur entre les chambres de gazéification et combustion. Mais compte tenu de la configuration du four à pyrolyse, nous avons choisi un rendement de combustion de 80 %.

$$H_4 - H_3 = 0,8 \times DGP \times P_{Ci} (\text{gaz pauvre}) . \quad (10)$$

Ce bilan fournit la dernière équation nécessaire à la résolution du système. Les inconnus sont DB , DG , DC , DGP , y , z , t , u et TP . Les données sont DA , DAP , α , β , γ , n , P_{Ci} (humide), T_3 et T_4 .

MÉTHODE UTILISÉE POUR RÉSOUDRE LE SYSTÈME. — Nous supposons que nous avons déterminé dans un premier temps les différentes grandeurs aux points caractéristiques de la turbine, et en particulier DA , T_3 et T_4 .

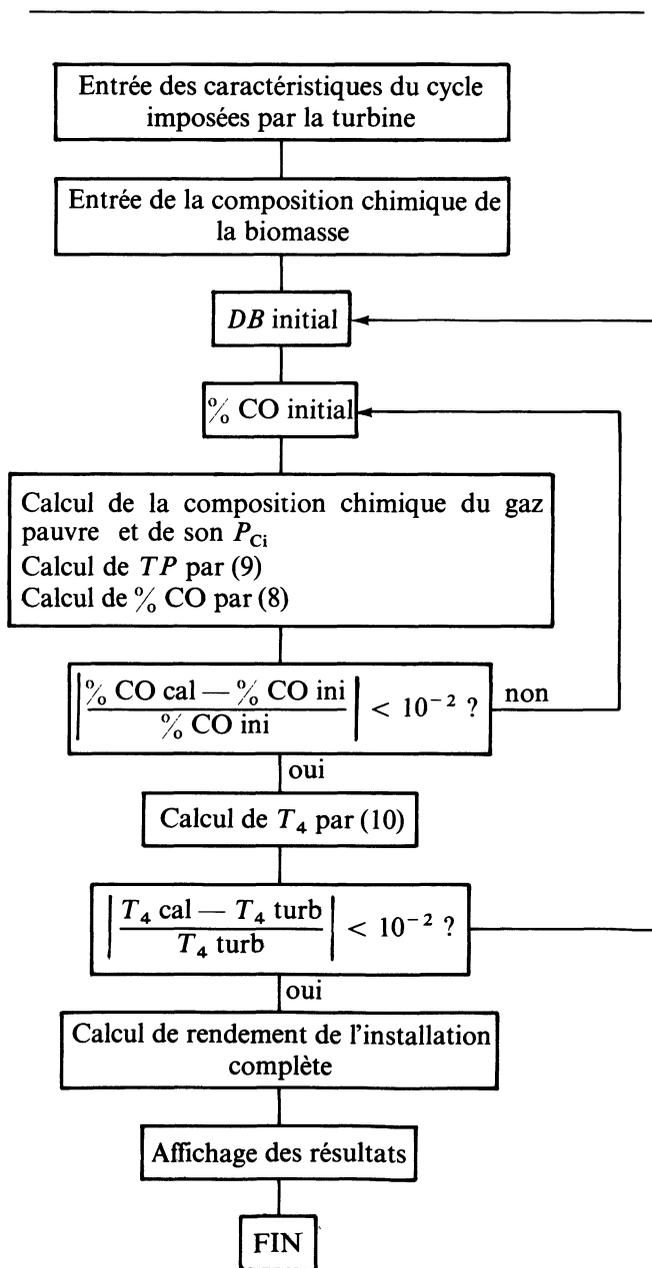
Nous prenons ensuite une valeur initiale pour le débit de biomasse introduite dans le four, et également une valeur initiale pour le nombre de moles de CO produites par gazéification. Nous calculons alors z , t , u et TP par les équations (4, 5, 6) et (9). Nous calculons y par l'équation (8), et comparons cette dernière valeur à la valeur initiale. S'il n'y a pas égalité, nous reprenons le calcul précédent avec une valeur initiale de y . Lorsqu'il y a égalité à moins de 1 % près, nous calculons la température T_4 (Eq. (10)) correspondant au débit de biomasse initiale. Si cette température n'est pas celle imposée par la turbine, il faut reprendre tous les calculs précédents en changeant le débit DB initial.

L'organigramme de calcul est donc :

RÉSULTATS DU MODÈLE MATHÉMATIQUE : nous avons appliqué ce modèle mathématique à quatre types de biomasse dont nous connaissons la composition chimique. Il s'agit de

- coques de tournesol,
- pépins de tomate,
- pépins de raisin,
- sciure de bois.

Afin d'essayer d'optimiser le rendement d'une telle installation avec turbine à gaz, nous avons fait varier



le rapport de compression. Pour chacun de ces rapports nous déterminons les températures et pressions aux différents points caractéristiques du cycle et nous en déduisons la consommation en biomasse.

Les résultats sont regroupés dans les tableaux suivants. Nous rappelons les notations :

- T_1 est la température ambiante,
- T_2 — — à la sortie du compresseur,
- T_3 — — à l'entrée du four,
- T_4 — — à la sortie du four,
- T_5 — — à l'échappement de la turbine HP,
- T_6 — — à l'échappement de la turbine BP,
- DA est le débit d'air à l'entrée du four, exprimé en kg/s,
- DB — — de biomasse à l'entrée du four,
- DGP — — de gaz pauvre fourni par gazéification de la biomasse,
- η_p est le rendement de gazéification = $\frac{DGP \times P_{Ci} \text{ (gaz pauvre)}}{DB \times P_{Ci} \text{ (biomasse)}}$
- η_G est le rendement global de l'installation :

$$\eta_G = \frac{\text{Production aux bornes de l'alternateur}}{DB \times P_{Ci} \text{ (biomasse)}}$$

CONSOMMATIONS DE L'INSTALLATION

	TOURNESOL	TOMATE	RAISIN	BOIS
TURBINE				
$P_2/P_1 = 2 \quad DA = 2,497 \text{ kg/s}$ $T_1 = 15 \text{ °C} \quad T_2 = 105 \text{ °C} \quad T_3 = 648 \text{ °C} \quad T_4 = 976 \text{ °C} \quad T_5 = 876 \text{ °C} \quad T_6 = 784 \text{ °C} .$				
<i>DB</i>	0,062 kg/s	0,045 kg/s	0,063 kg/s	0,060 kg/s
η_G	22,67 %	24,35 %	24,74 %	22,77 %
Cons.	1,09 kg/kWh	0,79 kg/kWh	1,11 kg/kWh	1,05 kg/kWh
$P_2/P_1 = 3 \quad DA = 1,557 \text{ kg/s}$ $T_1 = 15 \text{ °C} \quad T_2 = 167 \text{ °C} \quad T_3 = 654 \text{ °C} \quad T_4 = 1\ 092 \text{ °C} \quad T_5 = 924 \text{ °C} \quad T_6 = 776 \text{ °C}$				
<i>DB</i>	0,052 kg/s	0,036 kg/s	0,051 kg/s	0,047 kg/s
η_G	27,42 %	30,78 %	30,99 %	28,82 %
Cons.	0,90 kg/kWh	0,62 kg/kWh	0,88 kg/kWh	0,83 kg/kWh
$P_2/P_1 = 4 \quad DA = 1,222 \text{ kg/s}$ $T_1 = 15 \text{ °C} \quad T_2 = 215 \text{ °C} \quad T_3 = 660 \text{ °C} \quad T_4 = 1\ 182 \text{ °C} \quad T_5 = 960 \text{ °C} \quad T_6 = 771 \text{ °C}$				
<i>DB</i>	0,047 kg/s	0,032 kg/s	0,046 kg/s	0,044 kg/s
η_G	30,36 %	34,04 %	34,09 %	31,05 %
Cons.	0,81 kg/kWh	0,56 kg/kWh	0,80 kg/kWh	0,77 kg/kWh
$P_2, P_1 = 5 \quad DA = 1,044 \text{ kg/s}$ $T_1 = 15 \text{ °C} \quad T_2 = 255 \text{ °C} \quad T_3 = 666 \text{ °C} \quad T_4 = 1\ 256 \text{ °C} \quad T_5 = 989 \text{ °C} \quad T_6 = 768 \text{ °C}$				
<i>DB</i>	0,044 kg/s	0,030 kg/s	0,043 kg/s	0,040 kg/s
η_G	32,45 %	36,53 %	36,30 %	33,82 %
Cons.	0,76 kg/kWh	0,52 kg/kWh	0,75 kg/kWh	0,71 kg/kWh

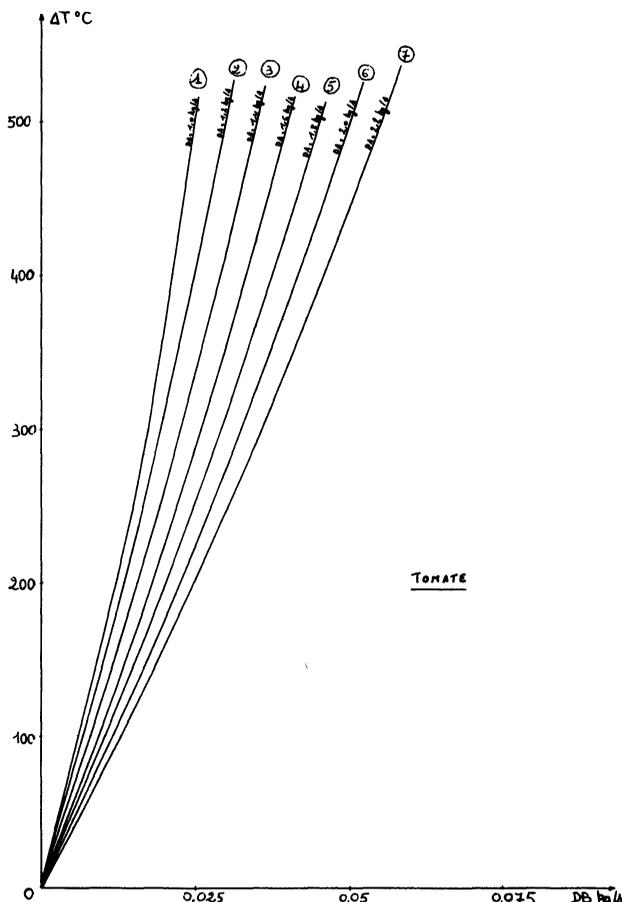
CARACTÉRISTIQUES BIOMASSE
GAZ PAUVRE PRODUIT

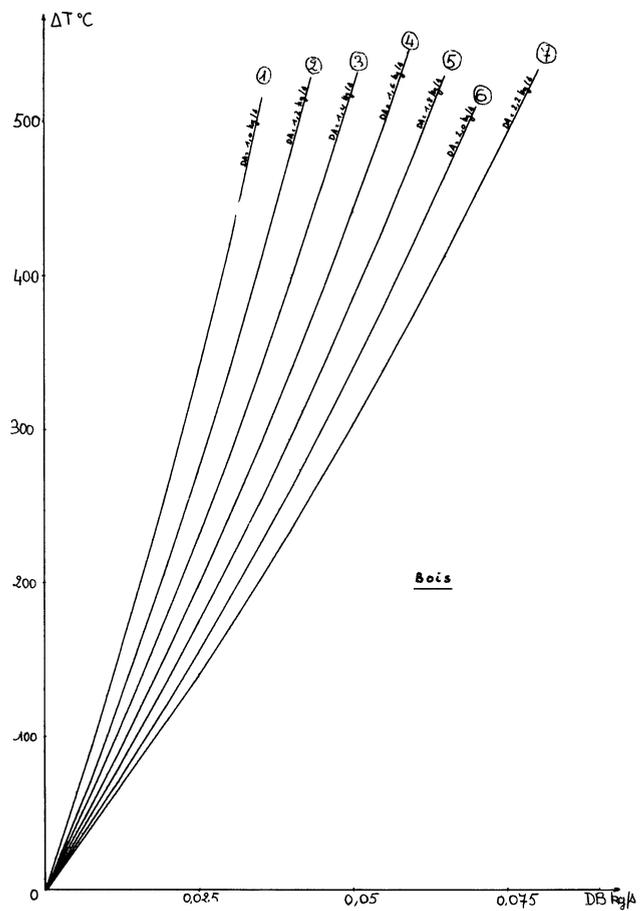
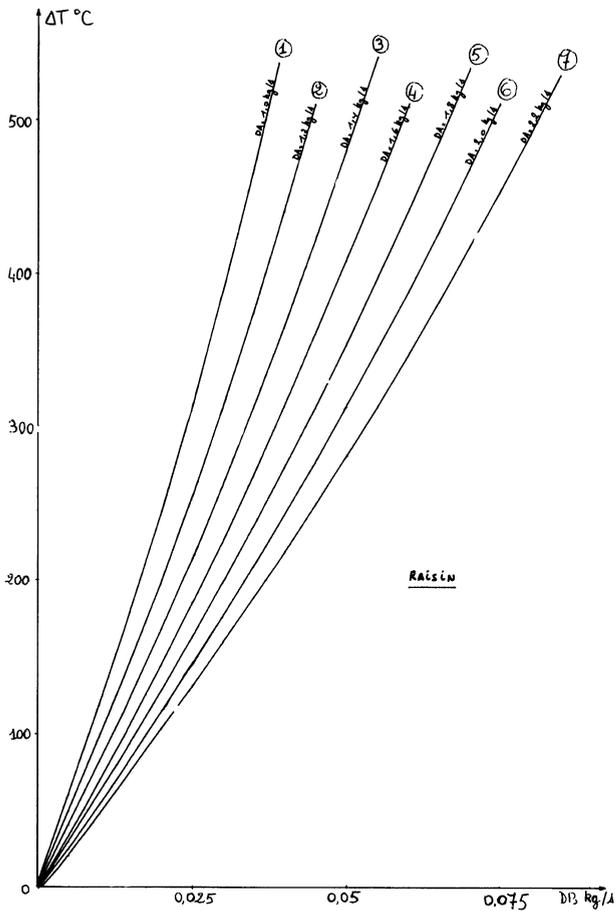
BIOMASSE				
	TOURNESOL	TOMATE	RAISIN	BOIS
% C	44,90	51,30	44,00	46,00
% H	5,38	7,28	4,57	5,70
% O	34,92	24,04	30,54	32,20
% N	0,58	4,86	1,52	0,10
% S	0,32	0,62	0,07	0,00
Humidité	11,30 %	8,70 %	16,60 %	15,00 %
Cendres	2,60 %	3,20 %	2,70 %	1,00 %
P_{Ci}	3 484 kcal/kg	4 497 kcal/kg	3 142 kcal/kg	3 607 kcal/kg
GAZ PAUVRE				
% CO	15,75	17,12	15,84	14,86
% CO ₂	11,29	8,06	11,71	11,05
% H ₂	15,95	18,91	16,31	16,48
% H ₂ O	8,01	5,25	7,66	8,45
% N ₂	48,99	50,67	48,48	49,17
P_{Ci}	959 kcal/m ³	1 090 kcal/m ³	973 kcal/m ³	948 kcal/m ³
η_P	86,45 %	98,56 %	94,57 %	87,32 %

Nous avons pensé qu'il serait également intéressant de déterminer les caractéristiques de fonctionnement du four. Pour cela nous avons tracé, pour chaque biomasse, des faisceaux de courbes donnant la différence des températures entre la sortie et l'entrée du gazogène en fonction du débit de biomasse et en fonction du débit d'air. De cette manière, connaissant les caractéristiques de la turbine, on obtient par simple lecture le débit de biomasse correspondant. Remarquons que nous avons porté en ordonnées la différence de température $T_4 - T_3$. En effet, les variations de la température T_3 ne sont pas significatives sur la production de gaz pauvre ni sur les performances thermodynamiques à l'entrée du four.

COMMENTAIRES SUR LES RÉSULTATS. — Si nous regardons les rendements globaux, nous nous apercevons que la filière turbine à gaz pourrait sérieusement concurrencer la filière moteur dual-fuel. Rappelons néanmoins qu'il s'agit de résultats mathématiques qui attendent une confirmation expérimentale. Il faut en effet souligner que la réalisation pratique peut rencon-

Tomate : ① $DA = 1,0$ kg/s, ② $DA = 1,2$ kg/s,
 ③ $DA = 1,4$ kg/s, ④ $DA = 1,6$ kg/s,
 ⑤ $DA = 1,8$ kg/s, ⑥ $DA = 2,0$ kg/s,
 ⑦ $DA = 2,2$ kg/s

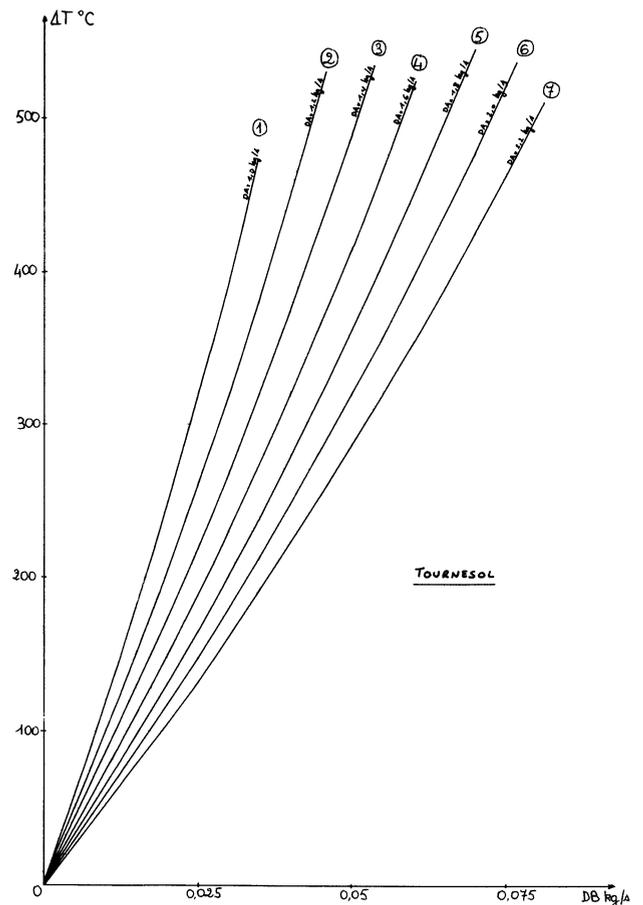




- Raisin : ① $DA = 1,0 \text{ kg/s}$, ② $DA = 1,2 \text{ kg/s}$,
 ③ $DA = 1,4 \text{ kg/s}$, ④ $DA = 1,6 \text{ kg/s}$,
 ⑤ $DA = 1,8 \text{ kg/s}$, ⑥ $DA = 2,0 \text{ kg/s}$,
 ⑦ $DA = 2,2 \text{ kg/s}$

- Bois : ① $DA = 1,0 \text{ kg/s}$, ② $DA = 1,2 \text{ kg/s}$,
 ③ $DA = 1,4 \text{ kg/s}$, ④ $DA = 1,6 \text{ kg/s}$,
 ⑤ $DA = 1,8 \text{ kg/s}$, ⑥ $DA = 2,0 \text{ kg/s}$,
 ⑦ $DA = 2,2 \text{ kg/s}$

- Tournesol : ① $DA = 1,0 \text{ kg/s}$, ② $DA = 1,2 \text{ kg/s}$,
 ③ $DA = 1,4 \text{ kg/s}$, ④ $DA = 1,6 \text{ kg/s}$,
 ⑤ $DA = 1,8 \text{ kg/s}$, ⑥ $DA = 2,0 \text{ kg/s}$,
 ⑦ $DA = 2,2 \text{ kg/s}$



trer des problèmes qui n'apparaissent pas automatiquement dans les calculs théoriques. Nous pouvons signaler à ce sujet le problème des cendres dans le gaz pauvre qui peuvent endommager les aubages de la turbine. La résolution d'un tel problème peut se répercuter au niveau du rendement de l'installation (le lavage du gaz engendrant, par exemple, des pertes de charges supplémentaires).

Les tableaux de résultats nous montrent également

que l'on a intérêt à choisir un taux de compression élevé (dans le domaine étudié) : on est en fait limité par les températures que l'on ne peut pas augmenter indéfiniment à cause, en particulier, des matériaux : un rapport $P_2/P_1 = 4$ nous semble correct. Nous obtenons alors les rendements globaux suivants :

Tournesol	$\eta_G = 30,36 \%$
Tomate	$\eta_G = 34,04 \%$
Raisin	$\eta_G = 34,09 \%$
Bois	$\eta_G = 31,05 \%$

Nous constatons des variations significatives qui se retrouvent bien entendu au niveau des rendements de pyrolyse. Ceci s'explique par le fait que, pour obtenir une gazéification optimale, il faut adapter les conditions de réaction à chaque biomasse. Or ici, pour une production donnée de la centrale et un taux de détente de la turbine, les températures et pressions à l'entrée et à la sortie du four sont identiques pour tous les combustibles. De plus, la régulation d'air dans la chambre de gazéification a été choisie telle que $DAP = 0,45 A_0$, ce qui ne correspond pas obligatoirement au débit optimum de chaque biomasse. Cette régulation a été adoptée à la suite d'une étude précédente et s'est avérée être un des meilleurs compromis : pour mener cette étude nous avons suivi l'évolution du rendement de gazéification η_p en faisant varier le débit d'air de pyrolyse DAP à débit de biomasse constant.

Signalons enfin qu'une récupération de chaleur résiduelle peut être faite à la sortie de l'échangeur (placé à l'échappement de la turbine). Cette récupération est du même ordre de grandeur que celle qui est faite sur les moteurs à explosion.

9. Conclusion. — Si l'on regarde les performances des deux filières, on se rend compte qu'il y a un léger avantage pour la turbine à gaz, pour peu que l'on accepte les résultats mathématiques concernant cette

centrale. On obtient en effet des rendements globaux de 20 % pour la première contre 30 % environ pour la seconde.

Cette différence est essentiellement due au four à pyrolyse qui regroupe sous la même enceinte les fonctions de gazogène et de chambre de combustion, réduisant ainsi au maximum les pertes thermiques. Or il est difficile de concevoir un tel module pour un moteur à combustion interne, fonctionnant par cycles. Les fonctions de gazéification et de combustion peuvent être menées simultanément pour une turbine à gaz, puisque la combustion est continue. La gazéification, quant à elle, est un processus continu, que ce soit pour le moteur dual-fuel ou pour la turbine.

Ajoutons, pour la centrale avec turbine, que si elle peut fonctionner au gaz pauvre seul (ce qui n'est pas le cas du moteur dual-fuel) il faut lui ajouter un appoint au fuel si l'on recherche une production constante. Nous avons en effet signalé plus haut qu'une fluctuation du taux de gazéification se retrouvait amplifiée aux bornes de l'alternateur. Or une telle fluctuation est inévitable puisqu'elle peut être engendrée par une modification de la qualité de la biomasse introduite, ou par une variation de la demande en énergie électrique.

De telles installations dans la gamme de puissance étudiée (100 à 1 000 kWe) peuvent être intéressantes, dans des pays possédant la matière combustible. Elles pourraient de plus être couplées à des centrales solaires pour produire l'électricité pendant les périodes de non ensoleillement. Elles ont le mérite de pouvoir s'adapter à des situations très diverses et il est donc souhaitable d'encourager les études et développements dans cette voie en cette période où la course aux économies d'énergie devient si pressante.

Remerciements. — L'auteur exprime ses remerciements au C.N.R.S. (Mr. Etiévant) et à EURATOM-ISPRA (Mr. Bonnaure et Mr. Fontaine) qui lui ont permis de mener à bien cette étude.

Bibliographie

- [1] COMES, Document sur l'énergie verte préparé par la mission consultative « Biomasse et Energie » auprès du Commissariat à l'Energie Solaire (février 1980).
- [2] COMES, L'énergie solaire ; Biomasse (Fiches documentaires).
- [3] INRA, La biomasse, source d'énergie (novembre 1979).
- [4] BIOMAS BRIGHTON, 1980, Energy from Biomass (4-7 novembre 1980).
- [5] CNEEMA, Les travaux et les avis du CNEEMA sur la valorisation énergétique de la biomasse (février 1980 ; figure 3).
- [6] CEMAGREF, Adaptation de petits gazogènes au chauffage domestique (mars 1981).
- [7] CEMAGREF, La gazéification de la biomasse. Essais du gazogène à lit fixe à recyclage. Rapport de la phase A (février 1981).
- [8] DUVANT, Solution aux problèmes d'économie d'énergie et de valorisation des déchets.