

MODELISATION DES PERFORMANCES D'UNITES COGENEREES DE PRODUCTION D'ENERGIE PAR TURBINES A GAZ ET MOTEURS

Serge Boudigues, Georges Descombes, Pierre Neveu et Laurent Prévond

Conservatoire national des arts et métiers, 292 rue saint Martin 75141 Paris cedex 03

RESUME

Le contexte énergétique et environnemental de ce début de 21^{ème} siècle impose à l'ingénieur énergétique d'optimiser sans relâche les rendements des moteurs et machines thermiques en réduisant de manière drastique leurs sources de nuisances.

L'application du concept de valorisation des rejets thermiques est illustré par quelques exemples représentatifs de cogénération par turbine à gaz et moteur Diesel. On présente ensuite les résultats détaillés d'une modélisation de cycles thermodynamiques combinés en vue de maximiser l'efficacité de la conversion d'énergie.

Le calcul montre que ces cycles a priori réalisables industriellement peuvent générer une amélioration potentielle de l'ordre de 10 à 20% de l'efficacité énergétique. Ils engendrent évidemment une complexité technologique et le surcoût complémentaire reste à chiffrer. On conclut en insistant sur l'intérêt de renforcer la synergie qui existe entre les turbomachines et les moteurs alternatifs.

MOTS CLES: turbine à gaz, moteurs à combustion interne, cogénération, rendement, cycles thermodynamiques

MODELLING OF ENERGY RECOVERY POWER UNITS WITH GAS TURBINES AND THERMAL ENGINES

ABSTRACT

The current environmental context dictates to reduce the pollution emissions by improving thermal efficiency of the energetic units production. The authors present some examples of cogeneration applications using gas turbines and thermal engines. The on-going research concerns a detailed study of a thermodynamic modelling cycles with energy recovery.

These combined cycles with gas turbine and ICE can generate a potential increase about 10% of the energetic efficiency. They generate a technological complexity and the over-charge stays to estimate. In last, the authors insist on the necessary synergy between gas turbines and thermal engines.

Key words: gas turbine, internal combustion engine, cogeneration, efficiency, energy recovery, cycles

INTRODUCTION

Le rendement d'une machine thermique s'exprime par le rapport de l'énergie mécanique w produite et de l'énergie thermique q reçue. L'exergie E_x de ce flux de chaleur q à un niveau de température T correspond au travail w récupérable sur l'arbre.

Dans le cas d'une succession d'évolutions idéalisées, le rendement maximal de la transformation est égal au rendement de Carnot η_c (relation 1). Le travail mécanique w associé à cette quantité de chaleur q répond à l'égalité (2) où T et T_0 identifient les températures respectives de l'émetteur et du récepteur.

$$\eta_c = 1 - \frac{T_0}{T} \quad (1)$$

$$w = q \left[1 - \frac{T_0}{T} \right] \quad (2)$$

Les contraintes technologiques minorent de manière marquée le rendement η_g du moteur exprimé selon la relation (3) où $\dot{W}_{arbre}$ identifie la puissance mécanique

produite, $\dot{m}$ ($C_x H_y$) le débit masse de carburant, P_{ci} le pouvoir calorifique inférieur.

$$\eta_g = \frac{\dot{W}_{arbre}}{\dot{m}(C_x H_y).P_{ci}} \quad (3)$$

Cette relation traduit l'inaptitude de la machine thermique à transformer intégralement l'énergie chimique contenue dans le carburant en énergie mécanique récupérable sur l'arbre. Une part importante de l'énergie du combustible est en effet rejetée à l'atmosphère sous forme d'énergie thermique. Le mélange réactif est transformé en chaleur à haute température au moment de la réaction de combustion.

Cette énergie thermique est ensuite convertie partiellement en travail mécanique sur l'arbre, l'énergie thermique restante étant rejetée à l'atmosphère qui constitue le récepteur usuel. Le bilan de conservation d'énergie répond à la relation (4) exprimée en régime stationnaire. h est l'enthalpie statique, v la vitesse, $\dot{m}$ le

débit masse du mélange gazeux, $\dot{W}_{arbre}$ la puissance produite sur l'arbre, $\dot{Q}_k$ la puissance thermique échangée par chacun des k sous-ensembles du moteur avec l'extérieur, les indices 1 et 2 identifiant les états énergétiques respectifs à l'entrée et à la sortie de la machine thermique.

$$0 = \left[h_1 + \frac{v_1^2}{2} \right] \dot{m}_1 - \left[h_2 + \frac{v_2^2}{2} \right] \dot{m}_2 + \dot{W}_{arbre} + \sum_k \dot{Q}_k \quad (4)$$

Le bilan d'évolution d'entropie restreint aux transferts thermiques répond à la relation (5) dans laquelle Q est la quantité de chaleur échangée avec l'extérieur au niveau de température T, δf représente la dissipation d'énergie utilisable en chaleur.

$$T dS = \delta Q + \delta f \quad (5)$$

L'application des bilans [1] à [5] est à la base du schéma de modélisation qui est développé dans la suite de cet article. On aboutit à un ensemble de préconisations destinées à promouvoir une utilisation conjointe des turbomachines thermiques et des moteurs alternatifs.

CONCEPT DE RECUPERATION D'ENERGIE

L'analyse du bilan énergétique d'une machine thermique montre que de l'ordre de 50 à 80% de l'énergie thermique dégagée lors de la combustion sont évacués sous la forme de rejets thermiques selon qu'il s'agit d'un moteur de 50 cm³ de motocyclette ou d'une installation énergétique dont l'unité de puissance est de l'ordre du MW ou davantage.

La plage usuelle de conversion d'énergie chimique en énergie mécanique recueillie sur l'arbre d'un moteur de centrale électrique évolue classiquement dans une plage de 40 à 50% selon le niveau de puissance produit. Il est donc naturel de valoriser les rejets thermiques afin de mieux utiliser l'énergie primaire. Un cas usuel d'application concerne la production simultanée d'électricité et d'énergie thermique sous la forme de chaleur ou de froid [1, 2].

La figure 1 illustre les domaines de prédilection des moteurs et des turbomachines thermiques et l'on constate que dans la plage des puissances modérées, l'efficacité de la conversion d'énergie du moteur Diesel est prépondérante tandis que la tendance s'inverse nettement au delà d'un niveau de puissance de l'ordre de 10MW [3].

Turbine à gaz

La figure 2 illustre le cas d'une installation cogénérée par turbine à gaz sur son point nominal de fonctionnement. La puissance mécanique produite aux bornes de l'alternateur est de 1050 kW. Le débit de gaz à l'échappement est égal à 5,45 kg/s et la puissance

thermique récupérée est égale à 2175 kW en refroidissant les gaz d'échappement de 500° à 150°C.

Le débit d'eau chaude est égal à 95000 kg/h tandis que la production de vapeur saturée à 4 b est de l'ordre de 33000 kg/h. L'efficacité énergétique de la conversion d'énergie primaire en énergie mécanique et thermique est ainsi de l'ordre de 85%.

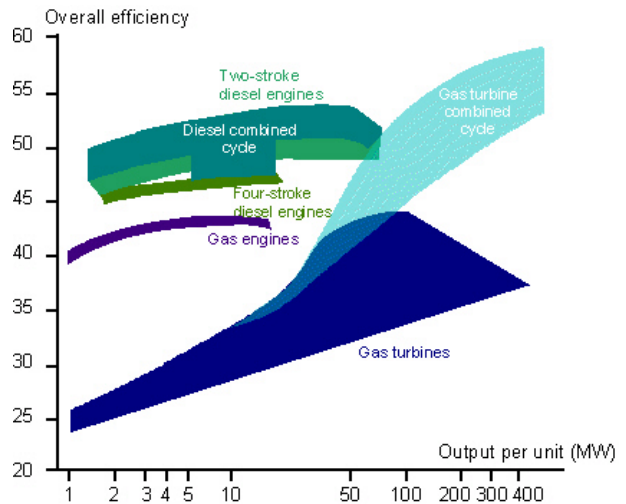


Figure 1. Comparative energy recovery application.

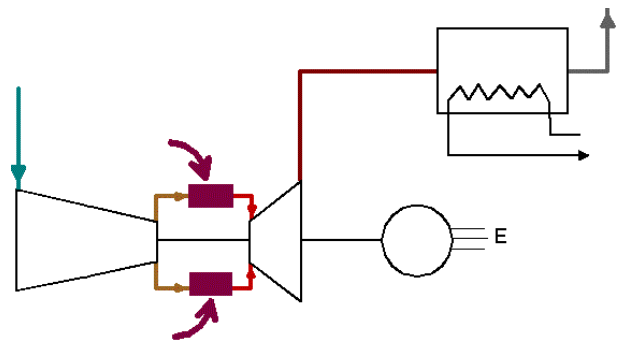


Figure 2. Energy recovery within a gas turbine.

Moteur Diesel

La figure 3 illustre le cas d'une unité cogénérée par moteur Diesel turbosuralimenté pour la production d'électricité et d'eau chaude d'une cité urbaine [4]. Les deux moteurs 18 cylindres sont alimentés par un fioul lourd dont la viscosité est de 180 centistoke à 50°C et dont la teneur en soufre est inférieure à 1,5%. La puissance électrique développée par l'ensemble des deux alternateurs est de 38,5 MWe.

Le procédé de récupération permet de réaliser une production simultanée d'eau chaude pressurisée à 120°C qui correspond à une puissance de 30MW destinée au chauffage urbain. 80% de l'énergie primaire du combustible sont ainsi utilisés et ceci correspond à une économie annuelle de l'ordre de 10000 TEP en comparaison avec une unité non cogénérée.

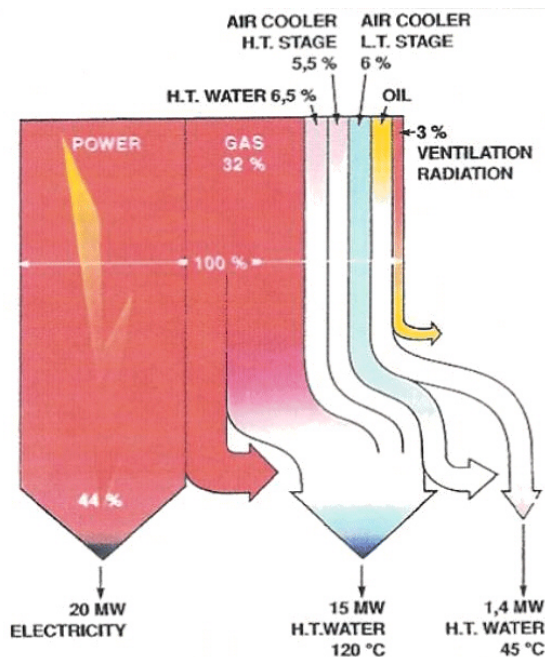


Figure 3. Energy recovery within a thermal engine (2x20 MW).

Efficacité énergétique comparée

L'efficacité de la conversion d'énergie primaire du carburant est dans ces deux exemples de l'ordre de 80%. On observe néanmoins que le rapport de l'énergie mécanique produite sur l'arbre du moteur Diesel à l'énergie thermique récupérable est réduit par rapport à celui d'une turbine à gaz [5].

L'utilisateur de récupération d'énergie thermique aux bornes d'un moteur Diesel doit en effet accepter à la fois le niveau de température T de cette énergie et le rapport de la puissance thermique à la puissance mécanique imposé par le moteur. Or, ces deux valeurs peuvent être très différentes d'une industrie à l'autre et elles peuvent varier au cours des saisons ou même des journées.

Un avantage majeur de la turbine à gaz sur le moteur alternatif réside dans sa capacité d'adaptation à répondre aux besoins variés d'énergie thermique en fonction de la finalité de l'unité de production d'énergie. La turbine à gaz peut proposer une large plage de niveaux de température et de flux thermique à l'échappement. Une adaptation rapide à la demande est possible en agissant sur une simple dérivation sur le circuit des échangeurs et des radiateurs.

Cette adaptation des niveaux respectifs d'exergie et d'anergie d'une turbine à gaz permet d'élargir la plage de son rendement de cogénération E_c exprimé par le rapport de l'énergie thermique E_{th} récupérable et de l'énergie mécanique E_m (relation 6).

$$E_c = \frac{E_{th}}{E_m} \quad (6)$$

Ce rendement évolue pour la turbine à gaz dans une plage de 2 à 6 et il est donc sensiblement supérieur à

celui plus restreint d'un moteur à pistons au détriment néanmoins de la consommation d'énergie primaire [6, 7].

Les rejets thermiques d'une turbine à gaz sont par ailleurs concentrés à l'échappement de la machine contrairement au cas du moteur alternatif où les possibilités de récupération concernent les circuits d'échappement et de refroidissement d'eau, d'huile et d'air de suralimentation (figure 4). Ceci se traduit par une complexité technologique accrue ainsi qu'un surcoût de mise en œuvre pour le moteur alternatif.

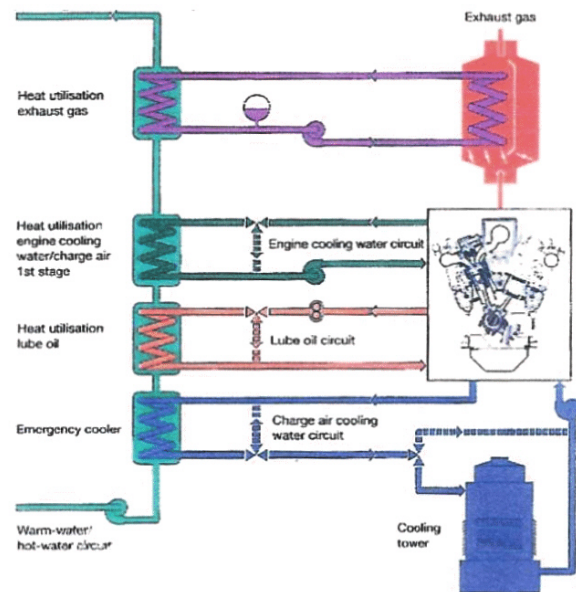


Figure 4. Diagram of recovery energy on a thermal engine.

Turbines aéronautiques

La turbine à gaz est généralisée pour la propulsion aéronautique des avions civils subsoniques. Elle transforme une fraction de l'ordre de 45% des joules thermiques introduits dans le foyer par la combustion du kérosène en énergie cinétique dans les jets propulsifs. Il reste donc sous forme thermique 55% des joules émis et malgré les protestations des écologistes, on voit mal comment récupérer ces joules thermiques dans ce cas d'application.

Turbines à gaz terrestres

La situation est tout autre dans le cas des applications terrestres où les moteurs Diesel et les turbines à gaz dont les cycles sont globalement équivalents ont pour objectif commun de transformer les joules apportés sous forme thermique en énergie mécanique, électrique ou cinétique.

On observe toutefois que dans le cas du moteur alternatif, la compression du fluide compressible est réchauffée par les parois qui sont plus chaudes que l'air admis tandis que la détente est refroidie par les parois qui sont plus froides que les gaz détendus [8, 9].

Le cycle de Carnot impose des processus isothermes pour les apports et les retraits d'énergie thermique. Ces

évolutions sont isobares dans une turbine à gaz alors qu'elles sont isochores et isobares sur un moteur Diesel. Le cycle de la turbine à gaz peut donc se rapprocher du cycle de Carnot en refroidissant la compression et en réchauffant la détente. Le moteur Diesel n'a pas ces possibilités et le refroidissement de la culasse et des cylindres a au contraire tendance à échauffer la compression de l'air et à refroidir la détente des gaz.

MODELISATION DES CYCLES

Afin de souligner les diverses possibilités d'adaptation de la turbine à gaz à la cogénération, une série de cycles dérivés du cycle théorique de base est modélisée. Ces cycles sont a priori réalisables industriellement avec la complexité et les inévitables aléas qui peuvent en résulter.

Le cycle de base d'une turbine à gaz idéale utilise des évolutions isentropiques pour la compression et la détente ainsi que des évolutions isobares pour les apports et les retraits d'énergie thermique. Les frottements imposent des créations parasites d'entropie dans les cycles réels.

Cycles combinés

On peut dériver de nombreux cycles destinés à la mise en œuvre des processus appelés ci après.

- Les échangeurs notés (E) prélèvent adiabatiquement l'énergie thermique vers le fluide réfrigérant.
- Les radiateurs (r) refroidissent l'air de suralimentation par un fluide extérieur au moyen d'air ou d'eau.
- La sur-détente (S) détend les gaz au-dessous de la pression ambiante. Ces gaz sous-détendus sont ensuite refroidis par un échangeur (cycle SE) ou par un radiateur (cycle SEr) et ramenés ensuite à pression ambiante.
- La rechauffe (R) apporte des joules thermiques au fluide compressible en cours de détente.
- Le cycle inverse (CI) apporte une énergie thermique à la pression ambiante sans compression préalable. La détente des gaz chauds précède la recompression de ces gaz refroidis par un échangeur (CIE) suivi éventuellement par un ou plusieurs radiateurs (C1Er).
- Le cycle à échangeurs intermédiaires (E_{in}) intervient en cours de détente avec détente des gaz refroidis par un échangeur.

Résultats

La figure 5 présente le cycle de base et de quelques uns des cycles dérivés. Les processus de compression et de détente sont supposés isentropiques afin de faciliter la lisibilité des diagrammes. Les échangeurs et les radiateurs sont supposés sans perte de charge et d'efficacité égale à l'unité.

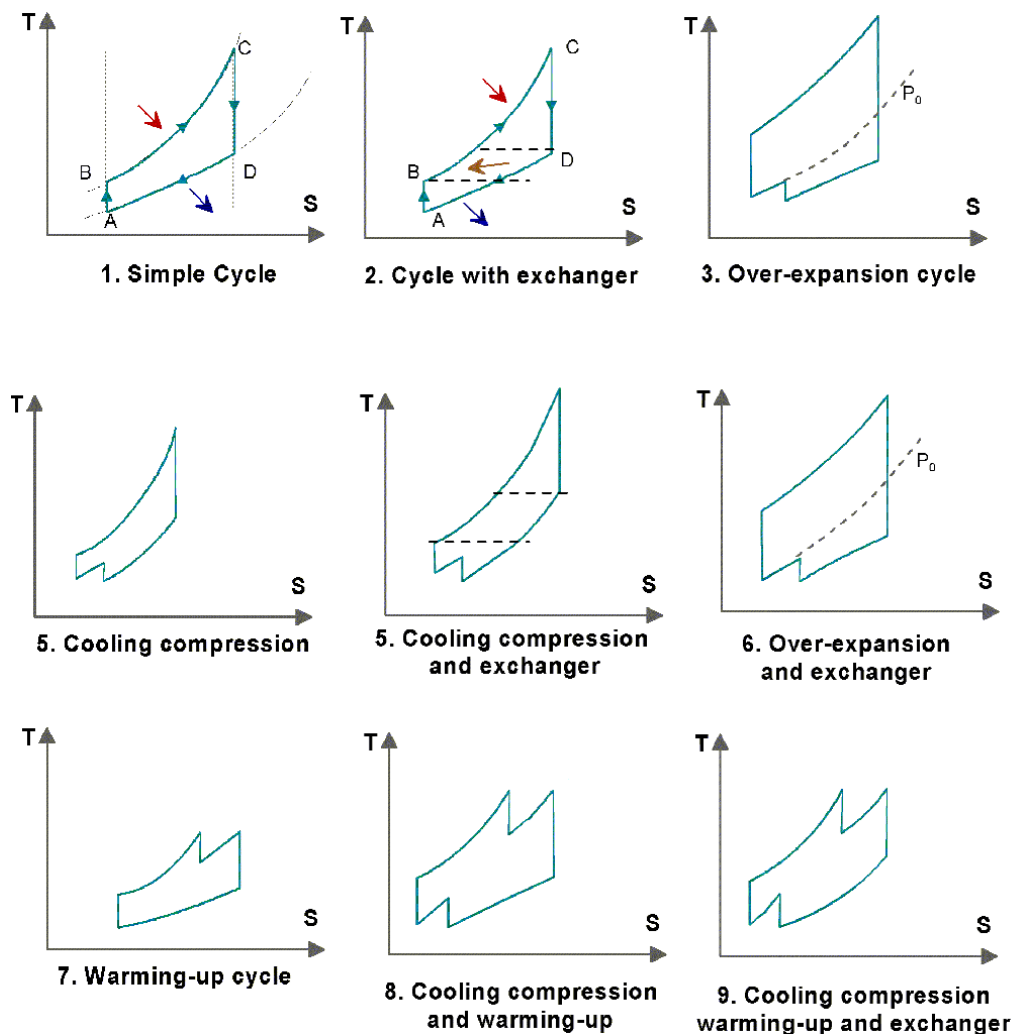


Figure 5. Entropic diagrams.

Les cycles dérivés du cycle théorique d'une turbine à gaz concernent successivement le cycle avec échangeur, à sur-détente, à compression refroidie, puis à compression refroidie avec échangeurs et enfin avec sur-détente. On poursuit par le cycle avec rechauffe de base, puis avec compression refroidie et complété enfin par échangeur.

La figure 6 rétablit les performances calculées de ces cycles pour lesquels les dissipations d'énergie sont prises en compte. Les échangeurs et les radiateurs ont des efficacités de 0,9 et la plage de pertes de charge évolue de 2 à 7% selon le cas étudié. On distingue deux classes principales de puissance.

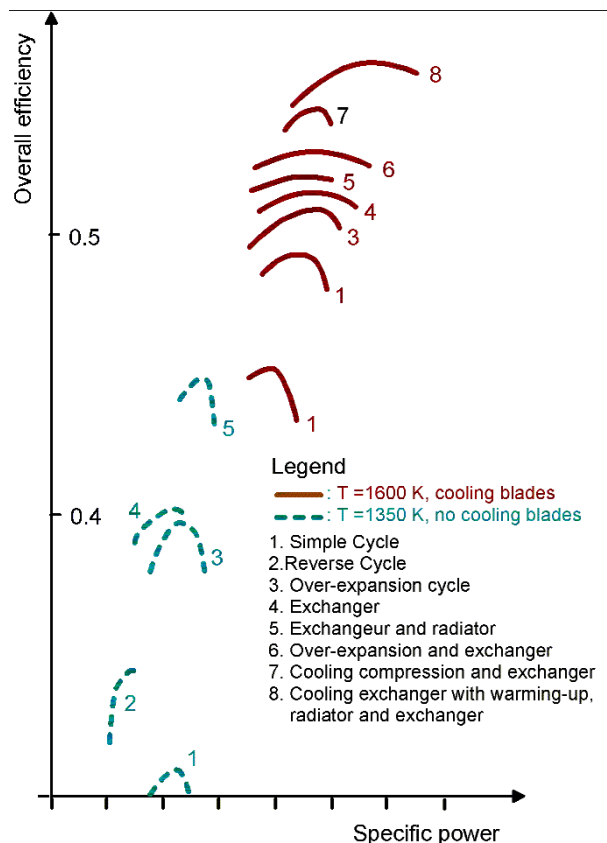


Figure 6. Comparative efficiency ratio as a function of the cycle.

Les puissances supérieures à 9000kW peuvent utiliser des aubes de turbine refroidies et tolèrent ainsi des niveaux de températures maximales de 1600K. Ces puissances qui nécessitent des débits supérieurs à 20 kg/s autorisent des rapports de pression élevés et imposent l'utilisation d'écoulements axiaux en compression et en détente auxquels on peut aujourd'hui associer des rendements polytropiques de l'ordre de 0,9.

Les puissances inférieures à 5000kW ne tolèrent pas le refroidissement des aubes de turbine, ce qui limite à 1300K les températures maximales admissibles. Corrélativement, les écoulements centrifuges en compression et centripètes en détente ne peuvent guère dépasser 0,85 pour les rendements polytropiques. Par ailleurs, les débits modérés ne tolèrent pas des rapports

de pression élevés, ce qui exclut les cycles fortement comprimés.

La figure 7 montre à titre d'exemple le cycle E_{in} à échangeur intermédiaire. On constate que l'on peut faire évoluer les performances d'une même machine par simple dosage de l'air traversant l'échangeur. Les résultats de calcul conduisent à une augmentation potentielle de 20% du rendement en le portant de 0,4 à 0,482. Le rapport de l'énergie thermique récupérée à l'énergie mécanique produite augmente de 40% lorsque les niveaux de température progressent de 500 à 900K.

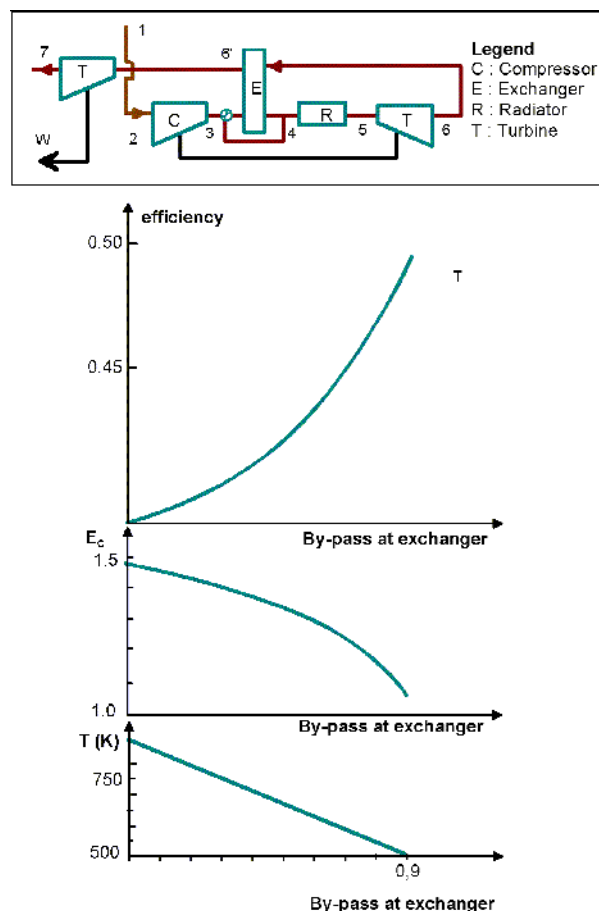


Figure 7. Reverse cycle with intermediate exchanger.

COGENERATION INVERSE

La cogénération récupère à usage thermique des joules thermiques. A l'inverse, on peut utiliser grâce à la combustion externe d'une turbine à gaz les joules thermiques émis par la combustion des déchets tels que les ordures ménagères, les huiles de vidange, les pneus usagers ou les sciures de bois [10].

Certes, la turbine à vapeur réalise cette cogénération inverse pour les ordures ménagères, mais préférentiellement sur des fortes puissances réservées aux grandes agglomérations. La turbine à gaz est capable de s'adapter à toutes les puissances et à tous les foyers, ce qui lui permet d'être installée à proximité des sources de déchets et d'utilisation de l'énergie thermique.

COGENERATION MOBILE

Nous avons souligné que la cogénération est pratiquement impossible pour les turboréacteurs. En propulsion marine au contraire, elle est usuelle, que la propulsion soit confiée à un moteur Diesel ou à une turbine à gaz. Ainsi, la production d'électricité par détente de vapeur au sein d'un turboalternateur constitue-elle une solution retenue sur certains navires dont la plage de puissance est de l'ordre de 10 à 20 MW.

La cogénération sur le circuit d'échappement permet de produire de la vapeur qui est détendue au sein d'un turboalternateur. L'électricité produite pour les besoins du bord peut constituer également une énergie additionnelle de l'ordre de 6 à 7% transmise sur l'arbre d'hélice de propulsion par l'intermédiaire de l'alternateur utilisé alors en moteur électrique. La récupération d'énergie thermique sur les circuits de réfrigération du moteur est destinée à la production d'eau chaude pour les besoins de l'équipage.

Pour les véhicules de transport terrestre, la suralimentation qui est généralisée sur les moteurs Diesel est un hommage rendu à la turbine à gaz. Mais on doit aller plus loin dans l'intégration de ces deux machines thermiques à l'instar de la chimie et de la biologie qui se sont unies pour fonder la très performante biochimie [11, 12].

A titre d'exemple, on applique le cycle à sur-détente à l'échappement d'un moteur dont le niveau de température est de l'ordre de 1000K (figure 8). Le calcul laisse espérer une récupération de l'ordre de 10 à 20% de la puissance du moteur de base (courbes en pointillé). Sur un moteur Diesel terrestre plus puissant (courbes en trait plein), on pourrait récupérer jusqu'à 28% de la puissance de base.

Le concept de suralimentation par turbocompresseur constitue une pratique éprouvée et reconnue dans l'augmentation substantielle du couple et de la puissance d'un moteur d'automobile. S'il ne s'agit pas à proprement parler de cogénération, il n'en demeure pas moins que la turbine de suralimentation prélève l'énergie thermique rejetée à l'échappement du moteur pour produire une énergie mécanique destinée à l'entraînement du compresseur [13].

On peut imaginer également des dispositifs de conversion d'énergie thermique en énergie électrique ou frigorifique qui permettraient de mieux répondre aux exigences d'utilisation rationnelle de l'énergie et de réduction des nuisances.

On observe néanmoins que l'importante variabilité des débits enthalpiques des moteurs d'automobile constitue une contrainte supplémentaire. Le moteur fonctionne en effet le plus souvent en charges partielles dans une plage de débit masse modéré de l'ordre de quelques dizaines de g/s.

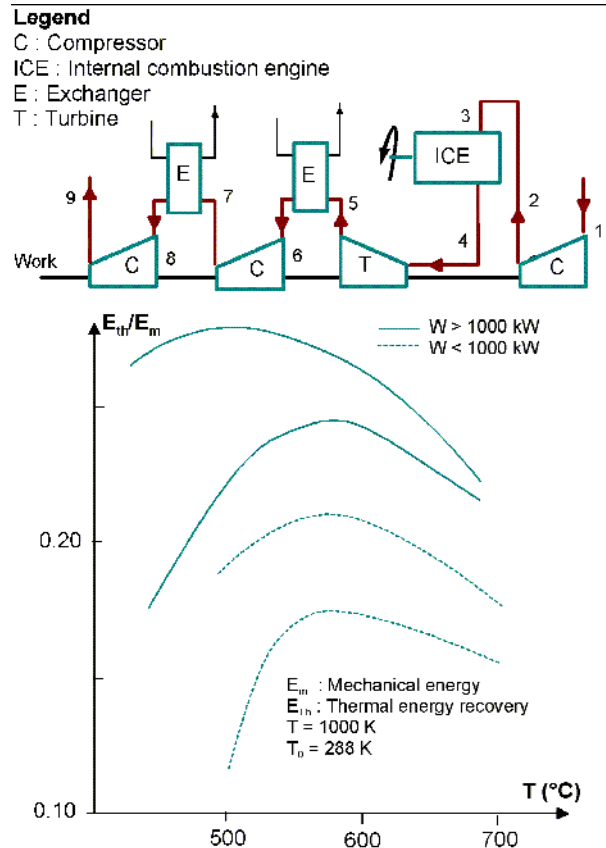


Figure 8. Over-expansion cycle.

CONCLUSION

Par cette apologie de la turbine à gaz, l'intention des auteurs n'est pas de l'opposer au moteur Diesel dans les utilisations pour lesquelles il satisfait la demande. Il s'agit plutôt d'orienter vers la cogénération des utilisateurs plus exigeants sur le rapport $W_{\text{thermique}}/W_{\text{mécanique}}$ et sur la température des joules thermiques utilisés sous cette forme grâce à la turbine à gaz. Nous avons également suggéré une véritable intégration des moteurs alternatifs et des turbines à gaz et insisté sur la souplesse de la combustion externe de la turbine à gaz.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] Sinatov, St, 1998, Turbocharging helps to Diesel engine in cogeneration and combined cycles, International council on combustion engines, 22nd CIMAC, Copenhagen, 18-21 may 1998, Vol. 6, pp. 1607-1612.
- [2] Haushalter, J., 1993, La cogénération par moteurs alternatifs, Revue générale de thermique n° 383, novembre 1993.
- [3] Grone, O. and Lausch, W., 1998, Prime mover systems for Diesel power plants, International council on combustion engines, 22nd CIMAC, Copenhagen, 18-21 may 1998, Vol. 6, pp. 1621-1634.
- [4] Magnet, J.L., 1997, International business conference on cogeneration, note Semt Pielstick, Rio de Janeiro, 1997.

- [5] Duclos, A., 1993, La cogénération en France, état de l'art, Revue générale de thermique n°383, novembre 1993.
- [6] Bidaud, M., 1985, Les transferts thermiques dans le bilan énergétique des moteurs Diesel, Société française des thermiciens, Journée d'études du 3 mai 1985.
- [7] Charlet, A., Higelin, P., Andrzejewski, J., 1995, Moteurs Diesel adiabatiques, utopie ou réalité, Entropie n°190, 1995.
- [8] Rasihhan, Y., 1990, Further developments in performance prediction techniques of adiabatic Diesel engines, Thesis Ph.D of Bath University, U.K., 1990.
- [9] Kawamura, H., Higashino, A., Sekiyama, S., 1996, Combustion and combustion chamber for a low heat rejection engine, SAE Paper 960506, 1996.

- [10] Marque, M., 1990, Production combinée de force, chaleur et froid, rapport de l'association technique de l'industrie du gaz en France, 1990.
- [11] Tennant, D. W. H., Walsham, B. E., 1989, The turbocompound Diesel engine, SAE Paper 890647
- [12] Descombes, G., Duan, R., Jullien, J., Pichouron, J.F., 2000, A new computer modelling for variable nozzle on an advanced supercharging engine, ASME congress, International Centre of heat & mass transfer, Heat transfer in gas turbine systems, 13-18 august 2000, Cesme, Turkey.
- [13] Toussaint, M., Descombes, G., Pluviose, M., 1999, Research into variable geometry turbochargers without wastegates, IMechE, 3rd European conference on turbomachinery, fluid dynamics and thermodynamics, 2-5 march 1999, London, pp. 883-891, ISSN 1356-1448.

MODELLING OF ENERGY RECOVERY POWER UNITS WITH GAS TURBINES AND THERMAL ENGINES

ENERGY RECOVERY

The energetic efficiency η of a thermal machine is given by relation (1) where T_0 and T are the hot and cold temperatures of the heat respective sources. The heat flux q is produced by the combustion reaction. $\Delta_i S$ is the entropy production due to the losses within each sub-block of the machine.

$$\eta = \left[1 - \frac{T_0}{T} \right] \left[1 - \frac{T_0 \Delta_i S}{q \left[1 - \frac{T_0}{T} \right]} \right] \quad (1)$$

The exergy E_x of the heat flux q at temperature T is equivalent to the mechanical work w produced on the crankshaft of the engine.

$$|E_x| = q \left[1 - \frac{T_0}{T} \right] - T_0 \Delta_i S \quad (2)$$

The global energy balance shows that a major ratio A_n of chemical energy E_n is lost at atmosphere. Nevertheless, a fraction of these energy A_n can be used partially for energy recovery applications (figure 1).

$$E_n = E_x + A_n \quad (3)$$

Figure 2 gives the comparative efficiency of energy recovery applications between gas turbines and thermal engines as a function of output of the machines.

Two advantages concern the gas turbine. The levels of the exhaust gas temperature and mass flow can be adapted with a simple branch circuit on the heat exchangers. So, the cogeneration efficiency E_c which is the ratio between recovery thermal energy E_{th} and mechanical work E_m is higher in gas turbine than in thermal engines (relation (4)).

$$E_c = \frac{E_{th}}{E_m} \quad (4)$$

MODELLING CYCLES

Identification of the sub-blocks

Several cycles are modelled for cogeneration applications.

- The exchangers (E) take the heat flux toward the cooler fluid on the exhaust gas.
- The heaters or radiators (r) cool the supercharging flow.
- The over expansion (S) depressurizes the compressible flow under the ambient pressure line. An exchanger (cycle SE) or radiator (cycle SEr) cool the compressible gas which comes back to ambiente pressure.
- The warming up (R) is used during the expansion toward the compressible flow.
- The reverse cycle (CI) brings a thermal energy at ambiente pressure without preliminary compression. The expansion of the heat gas precedes their over-compression. The gas can be cooled by an exchanger (cycle CIE) and eventual radiators (cycle CIEr).
- The exchanger cycle intervenes during the expansion (Ein) with an expansion of the gas already cooled.

Results

The modelling is led to progress from the simple to the complex. The cycles of a gas turbine are studied one after the other and shown on an entropic diagram. They are the basis cycle, then the exchanger cycle, the cycle with an over compression, then cooling compression, cooling compression and exchanger, over expansion and exchanger, warming up, cooling compression and warming up, cooling compression with warming up and exchanger.

A study concerns a reverse cycle with intermediate exchanger. The performances of a same machine can be changed as a function of the mass flow who is by-

passed in the exchanger. The results of the calculus give a potential increase of the efficiency about 20% (from 0.4 to 0.482). The ratio of the recovery thermal energy and mechanical work increases to 40% when the levels of gas temperature change from 500 to 900K.

Figure 3 concerns the over-expansion cycle within the exhaust gas of a thermal engine. The level of the gas temperature is 1000K. The calculus shows a potential thermal energy recovery from 10 to 20% of mechanical power.

CONCLUSION

The authors think that a better utilization of synergy between gas turbines and thermal engines must be encouraged within cogeneration applications.

References

13 papers

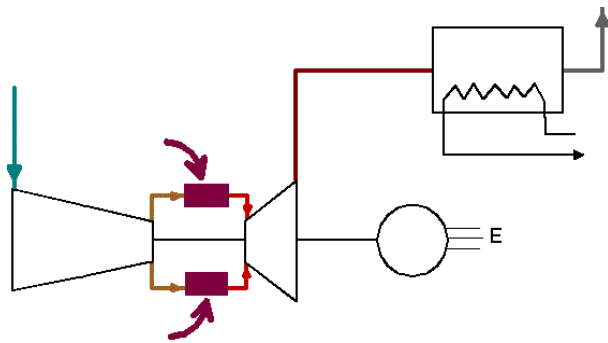


Figure 1. Energy recovery within a gas turbine.

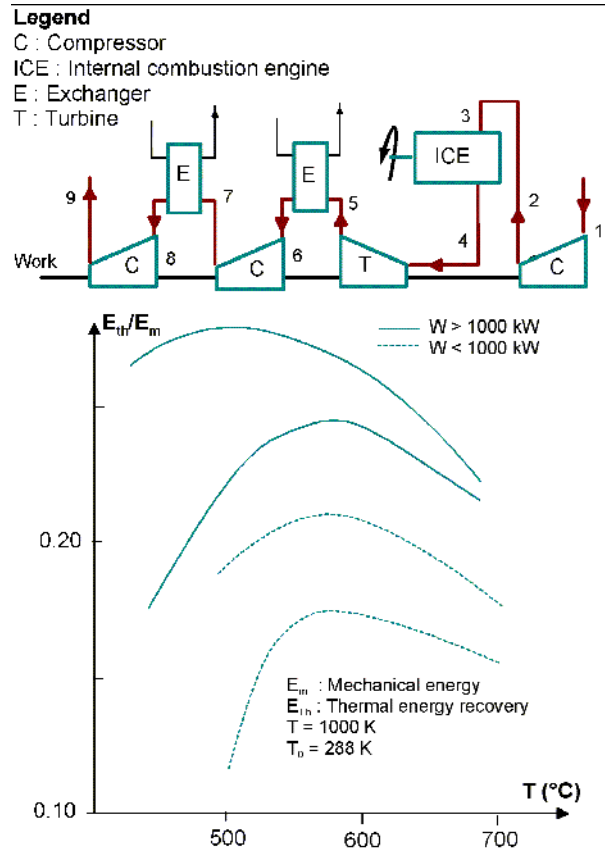


Figure 3. Over-expansion cycle

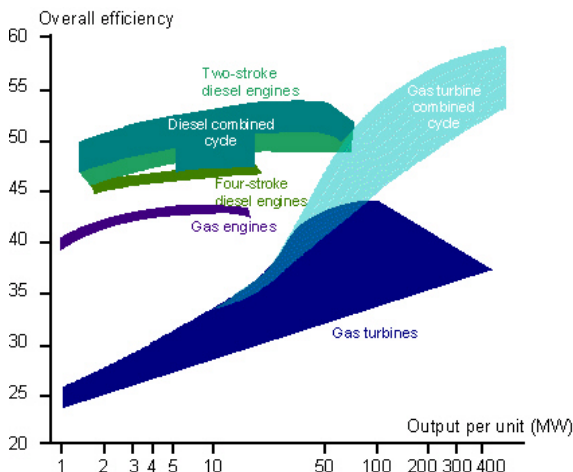


Figure 2. Comparative energy recovery application.