

# Cascade conceptuelle de cycles endoréversibles pour la regazéification du GNL

Mohand A. AIT-ALI

Laboratoire de Génie Mécanique et Développement  
Ecole Nationale Polytechnique, B.P.182, Alger 16200  
maitalib@yahoo.fr

**Résumé :** La demande mondiale de GNL progresse à un taux qui fait entrevoir la nécessité de réaliser dans un avenir très proche de nouveaux terminaux de regazéification dans les pays industrialisés. Les contraintes environnementales plus sévères mises en application des accords de Kyoto incitent à la conception de procédés nouveaux intégrant la production de puissance à la regazéification dans les terminaux maritimes. L'écart de température existant entre la source chaude et la température du GNL suggère l'utilisation d'un cycle combiné en une simple cascade Méthane- Ethane de préférence à une cascade à trois cycles qui produirait moins de puissance et nécessiterait plus d'échangeurs. Les paramètres optimaux de cette cascade ont été déterminés sur le concept de la thermodynamique en temps fini ; la cascade de cycles endoréversibles donne lieu à des résultats analytiques où les conductances thermiques des trois échangeurs sont égales et qui laissent le choix entre la maximisation de la puissance du cycle Méthane, ou celle du cycle Ethane, permettant ainsi de choisir les deux températures intermédiaires en fonction des températures de condensation et de vaporisation que l'on souhaite mettre en application.

## Nomenclature

$A$	surface d'échange, $m^2$	$T_h$	température moyenne source chaude, $K$
$C_t$	conductance thermique= $UA$ , $kW.K^{-1}$	$T_{hc}$	isotherme chaudière cycle simple, $K$
$\dot{P}$	puissance, $kW$	$T_{hc1}$	isotherme chaudière cycle supérieur, $K$
$\dot{Q}_h$	flux thermique chaudière, $kW$	$T_{hc2}$	isotherme chaudière cycle inférieur, $K$
$\dot{Q}_c$	flux thermique condenseur, $kW$	$U$	coefficient global d'échange, $kW.m^{-2}.K^{-1}$
$\dot{Q}_i$	flux échangeur intermédiaire, $kW$	$\Delta T$	différence de température, $^{\circ}C$
$T_c$	température moyenne source froide, $K$	$\eta$	rendement énergétique
$T_{ce}$	isotherme condenseur cycle simple, $K$	$\eta_C$	rendement, facteur de Carnot
$T_{ce1}$	isotherme condenseur cycle supérieur, $K$	$\eta_{C-A}$	rendement de Curzon-Ahlborn
$T_{ce2}$	isotherme condenseur cycle inférieur, $K$		

## 1. Introduction

La demande mondiale de GNL a progressé de 6,2% entre 2003 et 2004% ; elle fait entrevoir la nécessité de réaliser de nouveaux terminaux de regazéification dans les pays de la communauté Européenne, aux USA et au Japon dans un avenir très proche. La capacité mondiale de réception est actuellement de 22.578.000  $m^3$  de GNL, le principal importateur de GNL étant le Japon avec une capacité de 14.368.000  $m^3$  soit 64%, dans 25 terminaux et une capacité additionnelle de 580.000  $m^3$  dans deux nouveaux terminaux d'ici 2010. La Corée du Sud est le second importateur avec 3.460.000  $m^3$  dans 4 terminaux et l'Europe occidentale troisième avec 2 141.000  $m^3$  dans onze terminaux [1,2].

Les coûts respectifs imputés aux différents éléments d'une chaîne de GNL sont estimés en USD par million de BTU : de 0,5 à 1,0 à l'entrée usine, 0,8 à 1,2 pour la liquéfaction, 0,4 à 1,0 pour le transport par méthaniers et 0,3 à 0,5 pour la regazéification. Cette dernière apparaît largement surestimée par rapport à celle de la liquéfaction dont l'autoconsommation est de 12 à 15% à laquelle il faudrait ajouter le boil off de stockage et de chargement. La vaporisation conventionnelle par simple échange thermique donnerait 1,7% avec une efficacité de 110%, à comparer avec la valeur de 1,5%

donnée par [3]. La vaporisation par simple échange thermique avec l'eau de mer nécessite de gros investissements en échangeurs et pompes à eau dont les débits élevés sont dus au faible différentiel de température imposé par les contraintes environnementales. La vaporisation la plus utilisée actuellement est relativement moins contraignante; elle consiste à utiliser une combustion de GNL vaporisé dans des brûleurs immergés dans un bain d'eau traversé par des faisceaux tubulaires transportant le GNL à gazéifier; l'énergie de combustion ne sert qu'à la regazéification. La vaporisation avec cogénération de puissance utilise des fumées chaudes qui échangent leur énergie par contact direct avec de l'eau pulvérisée; celle-ci s'évapore puis se condense à 40°C avant d'alimenter un bain d'eau traversé par des faisceaux tubulaires dans lesquels circule le GNL. Cette solution innovante est créditée avec une efficacité énergétique totale de 106%.

Un exemple récent d'une plus grande intégration de terminal de GNL au réseau énergétique est le projet de réalisation d'un cycle combiné au terminal du Port de Barcelone [4]. Cette centrale thermique comportera deux cycles de 400 MWe chacun avec une turbine à gaz, un récupérateur générateur de vapeur HSRG, une turbine à vapeur à triple pression avec réchauffe et une tour de refroidissement hybride. La vaporisation du GNL est obtenue par échange thermique avec une solution de 60% d'eau et 40% de glycol d'Éthylène en circuit fermé qui permet aussi de refroidir l'air admis aux compresseurs. Cette intégration du froid permet d'augmenter la puissance nominale de la turbine à gaz et de la rendre insensible aux variations saisonnières de la température ambiante.

Dans les nouveaux complexes énergétiques, la regazéification du GNL est ainsi abordée dans un contexte d'intégration énergétique élargie; la regazéification qui était à l'origine une simple transformation de phase nécessitée par le transport par canalisations est aujourd'hui intégrée dans la conversion thermomécanique par cycles combinés avec réfrigération de l'air compresseur pour éviter les chutes de puissance du cycle à gaz par temps chaud [5-6-7]. Les aspects essentiels de la regazéification du GNL ont aussi été abordés avec l'extraction des fractions lourdes et autres utilisations du froid dans le contexte du terminal de Fos sur Mer [8]. Une publication plus récente compare six procédés de regazéification [9] :

- par combustion et boucle intermédiaire eau et glycol d'Éthylène
- par combustion avec brûleurs immergés
- par batterie d'échangeurs à eau de mer
- par boucle fermée par tour de chauffage et brûleurs d'appoint
- par boucle fermée à eau chauffée par des gaz d'échappement de turbine à gaz
- par boucle fermée dans le circuit de condensation d'un cycle de Rankine

La regazéification avec une combustion immergée aidée par une boucle fermée chauffée par aéro ventilateurs peut constituer une solution de compromis temporaire [10] entre l'investissement additionnel et la réduction du coût opératoire. Les procédés de regazéification se répartissent généralement en trois catégories : les procédés sans combustion et les procédés avec intégration énergétique sont caractérisés par un investissement relativement élevé ; les procédés avec combustion sont affectés par un coût opératoire croissant. On peut penser que le coût croissant de l'énergie et les contraintes environnementales imposeront de plus en plus les solutions de regazéification intégrées à la production de puissance électrique.

L'intégration énergétique des cycles de conversion et des échangeurs de chaleur doit considérer non seulement les différences de températures qui affectent la taille des échangeurs mais aussi les niveaux de ces températures qui influencent le rendement des cycles thermomécaniques de façon inverse. Le concept de thermodynamique en temps fini permet de concilier ces deux aspects antagonistes dans la production d'une puissance maximum par unité de conductance thermique totale; le critère de puissance maximum semble tout à fait adapté aux cycles combinés. On peut ainsi concevoir que l'énergie utilisée pour la regazéification serve aussi à produire de la puissance mécanique en prenant avantage du potentiel de température ainsi créé.

## 2. Problématique

Le GNL est généralement commercialisé selon sa valeur énergétique, en \$/ MMBTU par exemple, ce qui impose des limites à sa composition ; celle-ci a également ses effets sur les bilans thermiques des flux à regazéifier : à un bar, l'enthalpie de vaporisation du méthane est 511 kJ/kg, celle de l'éthane 488 kJ/kg, et celle du propane 424 kJ/kg. Les standards de Californie par exemple, donnent 88% de Méthane, 6% pour l'Ethane, 3% maximum pour les  $C_3^+$ , et 1,4-3,5% pour  $N_2$  et  $CO_2$  [5]. Les GNL riches en fractions lourdes sont séparés pour produire des GPL et de l'Ethane commercial.

Étant donné le caractère conceptuel de cette étude, le GNL sera considéré ici comme étant du Méthane saturé à 111,6 K; sa courbe de vaporisation sera évidemment différente de celle d'une application réelle pour laquelle un fluide de cycle mélange pourra être envisagé. La figure 1a est un diagramme T-s d'un cycle de puissance endoréversible ; la figure 1b représente une cascade de deux cycles endoréversibles. Ces figures montrent bien qu'une cascade de deux cycles produira moins de puissance qu'un cycle endoréversible pour les mêmes températures des sources chaude et froide, et la même conductance thermique spécifiée parce que la cascade à puissance maximum consomme un plus grand potentiel de température qu'un simple cycle.

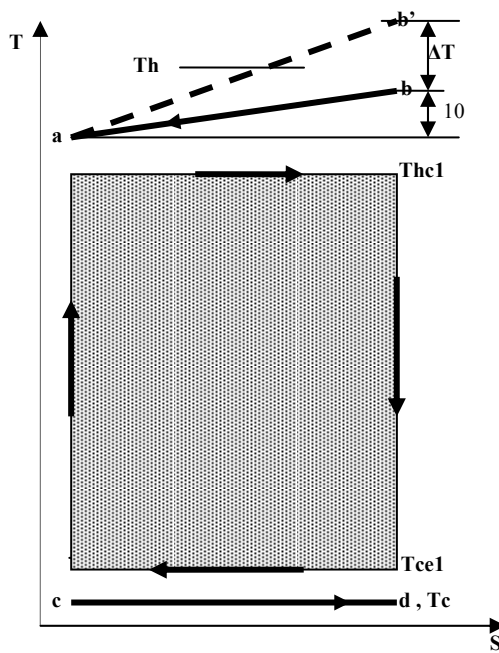


Figure 1a : Diagramme T-s d'un cycle de puissance endoréversible

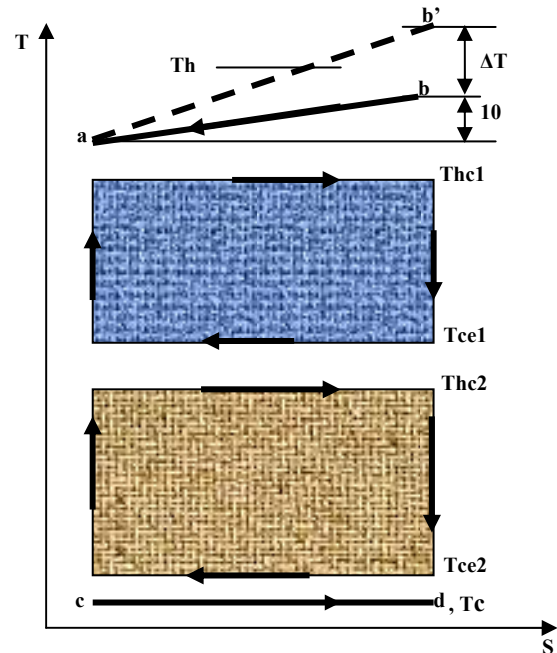


Figure 1b : Diagramme T-s d'une cascade de cycles de puissance endoréversibles

Les résultats de travaux antérieurs sur les cycles endoréversibles et en particulier ceux donnés par [11] pour des écarts de températures moyens arithmétiques dans la chaudière et dans le condenseur, où  $T_h$  est défini par la moyenne  $T_h \equiv (T_a + T_b)/2$ , montrent que la puissance maximum et les flux thermiques par unité de conductance  $C_t$  sont donnés par les expressions:

$$\dot{P}_{\max} / C_t = \frac{T_c}{4} (R-1)^2; \dot{Q}_h / C_t = \frac{T_c}{4} R(R-1); \dot{Q}_c / C_t = \frac{T_c}{4} (R-1) \quad (1)$$

Les isothermes du cycle endoréversible et son rendement sont donnés par les expressions:

$$T_{hc} = \frac{T_c}{2} R(R+1); T_{ce} = \frac{T_c}{2} (R+1); \eta \equiv \dot{P}_{\max} / \dot{Q}_h = 1 - T_{ce} / T_{hc} = 1 - 1/R \quad (2)$$

R est défini par le rapport  $\sqrt{T_h / T_c}$  ; le rapport du rendement de Carnot et du rendement à puissance maximum, dit aussi rendement de Curzon-Ahlborn [12], est compris entre 1 et 2 d'après la relation :

$$\frac{\eta_c}{\eta_{c-A}} = 1 + \frac{1}{R} \quad (3)$$

Ce rendement est crédité pour correspondre à quelques pourcents près, au rendement actuellement observé dans de nombreuses centrales thermiques à énergie fossile ou nucléaire.

A titre d'exemple, la vaporisation d'un kg/s de méthane à 111,6 K donne lieu à un transfert thermique de  $\dot{Q}_c = 510,8 kW$ , donc à une puissance de  $\dot{P} = 302,9 kW$  et à un flux thermique chaudière de  $\dot{Q}_h = 813,7 kW$ . Ainsi, pour un coefficient d'échange global U de  $3 kWm^{-2}.K^{-1}$  pour les deux échangeurs, la surface d'échange nécessaire à la regazéification de 1 kg/s de Méthane serait de  $10,29 m^2$ . D'après ces estimations, la regazéification d'un kg/s de méthane nécessite  $10,29 m^2$  de surface d'échange et 19,5 kg/s de débit d'eau pour produire 302,9 kW de puissance mécanique.

### 3. Cascade conceptuelle à deux cycles endoréversibles

La figure 1b montre la disposition d'une telle cascade qui reçoit un flux  $\dot{Q}_h$  de la source chaude à la température moyenne  $T_h$  et cède un flux  $\dot{Q}_c$  à la source froide à la température moyenne  $T_c$  constituée par le débit de GNL à regazéifier. La définition du problème d'optimisation et sa méthode de solution sont similaires à celles donnée en [11]. La solution du problème laisse le rapport  $T_{ce1}/T_{hc2}$  indéterminé ; cette indétermination est levée en choisissant le cycle supérieur à puissance maximum, la puissance de la cascade et son rendement étant déjà déterminés. Les résultats sont résumés et comparés à ceux d'un simple cycle endoréversible dans le tableau 1 ci-dessous.

Variables et paramètres	Cascade à deux cycles endoréversibles	Un seul cycle endoréversible	Différences entre les deux alternatives
$\dot{P}/C_t, K$	$T_c (R-1)^2/9 = 4,360$	$T_c (R-1)^2/4 = 9,811$	$(5/36)T_c (R-1)^2 = 5,450$
$\dot{Q}_h/C_t, K$	$R. T_c(R-1)/9 = 11,714$	$R.T_c.(R-1)/4 = 26,355$	$(5/36)RT_c(R-1) = 14,64$
$\dot{Q}_c/C_t, K$	$T_c(R-1)/9 = 7,353$	$T_c(R-1)/4 = 16,545$	$(5/36)T_c (R-1) = 9,191$
$T_{hc1}, K$	$R.T_c.(2R+1)/3 = 248,1$	$R.T_c(R+1)/2 = 230,5$	-17,57
$T_{hc2}, K$	$T_c(R+2)^2/9 = 160,1$	N.A	N.A (non applicable)
$T_{ce1}, K$	$T_c(R+2)(2R+1)/9 = 186,5$	$T_c(R+1)/2 = 144,7$	11,03
$T_{ce2}, K$	$T_c(R+2)/3 = 133,7$	N.A	N.A
$T_{ce1}/T_{hc2}$	$(2R+1)/(R+2) = 1,165$	N.A	N.A
$\eta$	$1-R^{-1} = 0,372 = 37,2\%$	$1-R^{-1} = 0,372 = 37,2\%$	0
$A_{mc}, K$	$R. T_c(R-1)/3 = 35,1$	$T_c R.(R-1)/2 = 52,7 K$	15,57
$A_{mi}, K$	$T_c(R+2)(R-1)/9 = 26,4$	N.A	N.A
$A_{me}, K$	$T_c(R-1)/3 = 22,1$	$T_c(R-1)/2 = 33,1 K$	11,03
$\dot{P}/kg \text{ de } C_1, kW$	134,61	302,90	168,29
$\dot{m}_{eau}, kg/s$	19,5	19,5	0
$C_t, kW.K^{-1}$	69,47, soit 23,16 m <sup>2</sup>	30,873, soit 10,29 m <sup>2</sup>	-38,60, soit -12,87 m <sup>2</sup>

Tableau 1 : Comparaison des paramètres de la cascade et du cycle endoréversible pour

$$R \equiv \sqrt{283,2/111,6} = 1,593$$

On peut réduire le débit d'eau et la surface d'échange nécessaires à la regazéification tout en augmentant la puissance mécanique générée ; il suffirait d'augmenter la température de la source chaude en utilisant par exemple en circuit fermé une solution d'eau et glycol d'éthylène chauffée par

des gaz résiduels d'un cycle combiné ou par combustion de gaz naturel à prélever sur la regazéification.

#### 4. Amélioration des performances par la température de la source chaude

La figure 1b ci-dessus représente une augmentation de  $\Delta T$  au-dessus des 10 °C permise par une eau de mer à 15°C. L'eau de condensation d'un cycle à vapeur serait disponible à 30°C, ce qui donnerait un  $\Delta T$  de 15°C ; les fumées résiduelles d'un récupérateur générateur de vapeur permettraient de porter cette température à 80-85°C.

Ces résultats montrent que :

- Le rendement de la cascade est le même que celui du cycle simple, 37,2% pour la valeur de R considérée; mais le flux de chaleur prélevé à la source chaude étant 2,25 fois plus faible dans la cascade, celle-ci produit 2,25 moins de puissance que le cycle simple pour la même conductance totale  $C_t$  donnée ; la cascade nécessite donc 2,25 fois plus de conductance totale, à répartir également entre les trois échangeurs, pour produire la même puissance que le simple cycle endoréversible.
- Le rendement du cycle supérieur, à Ethane, dont la puissance a été maximisée, est égal aux deux tiers du rendement de la cascade,  $\eta_1 = 2(1 - 1/R)/3$ .
- Le rendement du cycle inférieur, à Méthane, est égal à :  $\eta_2 = \left(\frac{R-1}{R+2}\right)$ .
- Le rendement de deux cycles combinés en série étant donné par la relation:  $\eta = \eta_1 + (1 - \eta_1)\eta_2$  , on vérifie bien que le rendement de cette cascade est égal à :  $\eta = (1 - 1/R)$ .

Les résultats obtenus sont résumés dans le tableau 2 ci-dessous.

Variables et paramètres	Cas A : $\Delta T=15$ °C d'où $R=1,6140$	Cas B : $\Delta T=70$ °C d'où $R=1,6886$	Cas de base $R=1,593$
$\dot{P}/C_t, K$	$T_c(R-1)^2/9 = 4,674$	$T_c(R-1)^2/9 = 5,879$	$T_c(R-1)^2/9 = 4,360$
$\dot{Q}_h/C_t, K$	$R \cdot T_c(R-1)/9 = 12,287$	$R \cdot T_c(R-1)/9 = 14,417$	$R \cdot T_c(R-1)/9 = 11,714$
$\dot{Q}_c/C_t, K$	$T_c(R-1)/9 = 7,613$	$T_c(R-1)/9 = 8,538$	$T_c(R-1)/9 = 7,353$
$T_{hc1}, K$	$R \cdot T_c(2R+1)/3 = 253,8$	$R \cdot T_c(2R+1)/3 = 275,0$	$R \cdot T_c(2R+1)/3 = 248,1$
$T_{hc2}, K$	$T_c(R+2)^2/9 = 161,95$	$T_c(R+2)^2/9 = 168,7$	$T_c(R+2)^2/9 = 160,1$
$T_{ce1}, K$	$T_c(R+2)(2R+1)/9 = 189,5$	$T_c(R+2)(2R+1)/9 = 200,2$	$T_c(R+2)(2R+1)/9 = 186,5$
$T_{ce2}, K$	$T_c(R+2)/3 = 134,4$	$T_c(R+2)/3 = 137,2$	$T_c(R+2)/3 = 133,7$
$T_{ce1}/T_{hc2}$	$(2R+1)/(R+2) = 1,170$	$(2R+1)/(R+2) = 1,187$	$(2R+1)/(R+2) = 1,165$
$\eta$	$1-R^{-1} = 0,380 = 38,0\%$	$1-R^{-1} = 0,408 = 40,8\%$	$1-R^{-1} = 0,372 = 37,2\%$
$A_{mc}, K$	$R \cdot T_c(R-1)/3 = 36,9$	$R \cdot T_c(R-1)/3 = 43,3$	$R \cdot T_c(R-1)/3 = 35,1$
$A_{mi}, K$	$T_c(R+2)(R-1)/9 = 27,5$	$T_c(R+2)(R-1)/9 = 31,5$	$T_c(R+2)(R-1)/9 = 26,4$
$A_{me}, K$	$T_c(R-1)/3 = 22,8$	$T_c(R-1)/3 = 25,6$	$T_c(R-1)/3 = 22,1$
$\dot{P}/(kg/s \text{ de } C_1)$	313, 63 kW	351,74 kW	302,89 kW
$\dot{m}_{eau}, kg/s$	7,882	2,517	19,5
$C_t, kW.K^{-1}$	67,10, soit 22,37m <sup>2</sup>	59,83, soit 19,44 m <sup>2</sup>	69,47, soit 23,16 m <sup>2</sup>

Tableau 2 : Performances de la cascade pour deux valeurs de  $\Delta T$  égales à 15 et 70 °C

## 5. Discussion et conclusions

Ces considérations préliminaires relatives à une cascade de puissance de deux cycles endoréversibles montrent que la puissance produite est 2,25 fois inférieure à celle du simple cycle; à puissance égale, la surface d'échange requise par la cascade sera donc 2,25 fois plus que celle d'un simple cycle endoréversible. Ainsi, le recours éventuel à une cascade de deux cycles ne peut être justifié que par la difficulté de réaliser un cycle de puissance utilisant un mélange d'hydrocarbures dont la température d'ébullition et de condensation accommoderaient les températures des sources chaud et froide. Les rendements de la cascade et du simple cycle ont la même valeur ; celui-ci ne dépend que des températures des sources de chaleur et du niveau de la puissance produite.

Le recours à l'augmentation de la température  $T_h$  de la source chaude par une énergie de récupération permet de réduire le débit d'eau de regazéification et la surface d'échange nécessaire. L'économie de surface d'échange est évaluée à 0,23 % par degré pour  $\Delta T=15^\circ\text{C}$  et 0,27% par degré pour  $\Delta T=70^\circ\text{C}$ . Le gain de puissance donne 0,24%/°C pour  $\Delta T=15^\circ\text{C}$  et 0,23%/°C pour  $\Delta T=70^\circ\text{C}$ . On voit ainsi que l'économie de surface d'échange et le gain de puissance donnent des gains constants par °C; à ce niveau de températures, les gains sont donc linéaires avec les  $\Delta T$ . Une valeur de la température de  $85^\circ\text{C}$  à l'entrée de la turbine à Ethane permet d'obtenir un rendement de 40,8%, valeur typique du rendement des centrales thermiques.

Les conductances thermiques et les surfaces d'échange ont été évaluées sur la base d'écart moyen arithmétique et de l'écart moyen logarithmique; l'erreur commise est de 20% pour  $\Delta T=15^\circ\text{C}$  et 37% pour  $\Delta T=70^\circ\text{C}$ . Une évaluation plus précise des inventaires de transferts thermiques et de la puissance des cycles irréversibles pourrait être envisagée.

### Références

1. Gas storage in the APE Region, Asia Pacific Energy Research Center, Institute of Energy Economics, Japan 2002, pp. 25-26.
2. LNG Liquefaction Facilities Worldwide, World LNG Map 2004, Petroleum Economist Ltd.
3. Antoine Gérard et Francis van de Walle, Distrigas N.V. Brussels, "40 MW combined Heat and Power Plant. at Zeebrugge LNG Terminal, Innovations and Performances" World Energy Council Information, London.
4. Rafael Peiro Ripoli et al. , Integration of CCGT plant & Existing LNG Terminal at Barcelona Port, Offshore World, April-May 2006, pp.23-28.
5. J. Mak et al. Fluor Entreprises Inc, "LNG Flexibility", Hydrocarbon Engineering, Oct. 2003, pp.25-29.
6. Ait-Ali M.A., "Optimum Power Boosting of Gas Turbine Cycles with Compressor Inlet Air Refrigeration and Intercooling, the ASME-IGTI-Conference in Birmingham U.K., June 1996.
7. Ait-Ali M.A., "Optimum power boosting of gas turbine cycles with compressor inlet air refrigeration, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, January 1997.
8. P. Petit, « Liquéfaction du gaz naturel », Techniques de l'Ingénieur, J3-601, pp. 9-12.
9. Brian Eizentrout et al., « Study focuses on six LNG regasification systems », LNG Journal, July/August 2006 pp.21-22.
10. W.S. Worthington and B.S. Hubbard, « Improved regasification methods reduce emissions », Hydrocarbon Processing, July 2005, pp. 51-54.
11. Mohand A. Ait-Ali, "Optimum endoréversible power cycle with a specified temperature range", J. Appl. Phys. 76 (6), 15 September 1995, pp. 3231-3236.
12. F.L. Curzon and B. Ahlborn, Am. J. Phys. **43**, 22 (1975).

### Remerciements

L'auteur remercie le Laboratoire de Génie Mécanique et Développement de l'Ecole Nationale Polytechnique pour le support matériel apporté à la présentation de ce travail.