

# La réfrigération thermoacoustique à 200 K

Adrien BÉTRANCOURT<sup>1,2,3\*</sup>, Thierry LE POLLÈS<sup>4</sup>, Gérard DEFRESNE<sup>1,3</sup>, Diana BALTEAN-CARLÈS<sup>1,2</sup>, Jean-Pierre THERMEAU<sup>5,3</sup>, Maurice-Xavier FRANÇOIS<sup>1,2</sup>

<sup>1</sup>Laboratoire d'Informatique pour la Mécanique et les Sciences de l'Ingénieur (LIMSI-CNRS), BP 133, 91403 Orsay Cedex

<sup>2</sup>Université Pierre et Marie Curie, 4 place Jussieu, 75005 Paris

<sup>3</sup>Université Paris-Sud, 91405 Orsay

<sup>4</sup>Hekyom SARL, 2 rue Jean Rostand, 91898 Orsay Cedex

<sup>5</sup>Institut de Physique Nucléaire (IPN/IN2P3/CNRS), 15 rue Georges Clémenceau, 91405 Orsay

\* (auteur correspondant : [adrien.betrancourt@limsi.fr](mailto:adrien.betrancourt@limsi.fr))

**Résumé** - Les premiers résultats expérimentaux d'un « Tube à Gaz Pulsé » (TGP), permettant un effet de réfrigération de quelques 10 watts à 200 K, sont présentés dans cette communication. Ce « TGP » est alimenté par un générateur d'onde thermoacoustique lui fournissant une puissance acoustique de 100 W. Les résultats obtenus sont en bonne adéquation avec les prédictions de CRISTA, logiciel de simulation numérique des machines thermoacoustiques développé au LIMSI.

## Nomenclature

$A$	aire de la section, $m^2$	$T$	température, $K$
$c$	capacitance, $s^2 \cdot kg^{-1} \cdot m^{-1}$	$W$	puissance acoustique, $W$
$f$	fonction de forme	<i>Symboles grecs</i>	
$g$	terme source, $m^{-1}$	$\gamma$	rapport des chaleurs spécifiques
$\dot{H}$	puissance enthalpique, $W$	$\lambda$	longueur d'onde, $m$
$k$	conductivité thermique, $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	$\rho$	masse volumique, $kg \cdot m^{-3}$
$l$	inductance, $kg \cdot m^{-1}$	$\phi$	porosité volumique
$Q$	puissance thermique, $W$	<i>Indices et exposants</i>	
$p$	pression, $Pa$	$0$	terme moyen
Pr	nombre de Prandtl	$1$	terme 1 <sup>er</sup> ordre
$r$	résistance, $kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$	$k$	terme thermique
$r_h$	rayon hydraulique, $m$	$p$	paroi
$u$	vitesse, $m \cdot s^{-1}$	$S$	solide
$U$	débit volumique, $m^3 \cdot s^{-1}$	$\nu$	terme visqueux

## 1. Introduction

Le procédé de conversion d'énergie thermoacoustique fait l'objet de travaux de recherche et de développement depuis plus de trente ans. Il est bien connu dans le domaine de la réfrigération avec les « Tubes à Gaz Pulsé » (TGP) [1]. Ces derniers, correspondent à un nouveau type de machine thermique fonctionnant en général avec un compresseur mécanique. Cependant, depuis une dizaine d'années, plusieurs équipes se sont spécialisées dans l'étude de « TGP » alimentés en énergie acoustique par un générateur d'onde thermoacoustique [2]. De tels systèmes présentent l'avantage, d'une part, d'être entièrement thermique et d'autre part de pouvoir utiliser des rejets thermiques comme source d'énergie primaire, privilégiant ainsi le développement durable.

Une première version d'un « TGP » a été calculée par l'intermédiaire de CRISTA, logiciel de simulation développé au LIMSI [3], puis mis en place expérimentalement sur un générateur thermoacoustique à ondes stationnaires à l'IPN. Les premiers résultats de ce banc expérimental sont comparés aux prédictions numériques de CRISTA.

## 2. Le logiciel CRISTA

Le logiciel CRISTA est basé sur la théorie linéaire de Rott [4] qui permet de décrire la propagation 1D (axe  $x$ ) d'une onde acoustique, en milieu visqueux, et susceptible d'échanger de la chaleur avec un milieu solide. Utilisant l'analogie électro-acoustique, les équations de bilan de la quantité de mouvement, de la masse et de l'énergie peuvent s'écrire respectivement :

$$\frac{dp_1}{dx} = -(r_v + il\omega)U_1 ; \quad \frac{dU_1}{dx} = -(1/r_k + ic\omega)p_1 + gU_1 \quad (1)$$

$$\frac{dT_0}{dx} = \frac{\dot{H}_2 - \frac{1}{2} \Re e \left( p_1 \tilde{U}_1 \left[ 1 - \frac{f_k - \tilde{f}_v}{(1 + \text{Pr})(1 - \tilde{f}_v)} \right] \right)}{\frac{\rho_0 c_p |U_1|^2}{2\omega A(1 - \text{Pr}^2) |1 - f_v|^2} \Im m(f_k + \text{Pr} \tilde{f}_v) - (kA + (1 - \phi)Ak_s)} \quad (2)$$

avec  $r_v = \frac{\omega \rho_0}{A} \frac{\Im m(-f_v)}{|1 - f_v|^2} ; l = \frac{\rho_0}{A} \frac{1 - \Re e(f_v)}{|1 - f_v|^2} ; c = \frac{A}{\mathcal{P}_0} (1 + (\gamma - 1) \Re e(f_k))$  (3)

$$\frac{1}{r_k} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{\omega A \Im m(-f_k)}{p_0} \text{ et } g = \frac{(f_k - f_v)}{(1 - f_v)(1 - \text{Pr})} \frac{1}{T_0} \frac{dT_0}{dx} \quad (4)$$

où,  $r_v$  correspond à une résistance visqueuse,  $r_k$  à une résistance thermique,  $l$  à une inductance,  $c$  à une capacitance et  $g$  à un terme source dans les cellules actives [5]. Ces « éléments » dépendent de la géométrie au travers des fonctions de forme thermique  $f_k$  et visqueuse  $f_v$  et l'aire de la section  $A$ , ainsi que des paramètres du gaz tels que la pulsation du mode fondamental  $\omega$ , la densité moyenne  $\rho_0$ , la pression moyenne  $p_0$ , le rapport des chaleurs spécifiques  $\gamma$  et le nombre de Prandtl  $\text{Pr}$ .

Pour un empilement de grilles, les équations (1), (2) et (3) deviennent [6] :

$$\frac{dp_1}{dx} = -i\omega \rho_0 \left[ 1 + \frac{(1 - \phi)^2}{2(2\phi - 1)} \right] u_1 - \frac{\mu}{r_h^2} \left[ \frac{c_1(\phi)}{8} + \frac{c_2(\phi) \text{Re}_1}{3\pi} \right] u_1 \quad (5)$$

$$\frac{dU_1}{dx} = -\frac{i\omega \gamma}{\rho_0 a^2} p_1 + \frac{1}{T_0} \frac{dT_0}{dx} u_1 + \frac{i\omega}{T_0} \left[ \frac{1}{\rho_0 C_p} \frac{\varepsilon_s + (g_c + e^{2i\theta_p} g_v) \varepsilon_h}{1 + \varepsilon_s + (g_c + e^{2i\theta_r} g_v) \varepsilon_h} p_1 - \frac{1}{i\omega} \frac{dT_0}{dx} \frac{\varepsilon_s + (g_c - g_v) \varepsilon_h}{1 + \varepsilon_s + (g_c + e^{2i\theta_r} g_v) \varepsilon_h} u_1 \right] \quad (6)$$

$$\frac{dT_0}{dx} = \frac{\Re e \left[ \left( \frac{\varepsilon_s + (g_c + e^{2i\theta_p} g_v) \varepsilon_h}{1 + \varepsilon_s + (g_c + e^{2i\theta_r} g_v) \varepsilon_h} \right) p_1 \tilde{u}_1 \right] - \frac{2\dot{H}_2}{\phi A}}{\frac{\rho_0 C_p}{\omega} \Im m \left[ \frac{\varepsilon_s + (g_c - g_v) \varepsilon_h}{1 + \varepsilon_s + (g_c + e^{2i\theta_r} g_v) \varepsilon_h} \right] u_1 \tilde{u}_1 + 2k_{\text{eff}} \frac{1 - \phi}{\phi}} \quad (7)$$

avec  $c_1(\phi) = 1268 - 3545\phi + 2544\phi^2 ; c_2(\phi) = -2,82 + 10,7\phi - 8,6\phi^2$  (8)

$$b(\phi) = 3,81 - 11,29\phi + 9,47\phi^2 ; \text{Re}_1 = 4|u_1| r_h \rho_0 / \mu_0 \quad (9)$$

$$\varepsilon_s = \phi \rho_0 c_{p,0} / (1 - \phi) \rho_{s,0} c_{s,0} ; \varepsilon_h = 8ir_h^2 / b(\phi) \sigma^{1/3} \delta_k^2 \quad (10)$$

$$\theta_p = \text{phase}(u_1) - \text{phase}(p_1) ; \theta_r = \text{phase}(u_1) - \text{phase}(\langle T \rangle_{u,1}) \quad (11)$$

$$g_c = \frac{2}{\pi} \int_0^{\pi/2} \frac{dz}{1 + \text{Re}_1^{3/5} \cos^{3/5}(z)} ; g_v = -\frac{2}{\pi} \int_0^{\pi/2} \frac{\cos(2z) dz}{1 + \text{Re}_1^{3/5} \cos^{3/5}(z)} \quad (12)$$

où  $\phi$  représente la porosité volumique de ce milieu poreux.

La conduction dans l'empilement de grille est prise en compte dans l'équation (7) par l'intermédiaire du coefficient  $k_{eff}$  qui tient compte des résistances thermiques de contact entre les grilles et qui est déterminé généralement de manière expérimentale. Dans notre étude, ce coefficient est choisi égal à  $k_{eff} = 0,3k_s$  comme préconisé par Gary [7].

Ces équations sont résolues avec le logiciel CRISTA. Elles sont intégrées avec un schéma de Runge-Kutta d'ordre 4 à pas adaptatif. De plus, une méthode de tir permet d'estimer à partir d'une amplitude de pression  $p_1$ , donnée par l'utilisateur, le débit volumique  $U_1$  ainsi que les puissances thermiques dans les échangeurs de chaleur.

### 3. Le banc expérimental

Comme le montre la figure 1, le banc expérimental est constitué d'un « TGP » couplé à un générateur d'ondes thermoacoustique par l'intermédiaire d'un résonateur de diamètre constant de 56,3 mm. L'onde stationnaire est générée par une cellule thermoacoustique dénommée « stack », siège d'un cycle thermodynamique de Brayton. Ce « stack » est composé d'un empilement de plaques planes parallèles, de longueur 200 mm, d'épaisseur 0,2 mm, espacées entre elles de 0,8 mm. L'onde générée est globalement stationnaire dans l'ensemble du résonateur sauf au niveau du « TGP » où un circuit déphaseur de type RLC permet d'obtenir un caractère progressif de l'onde. Dans ces conditions, le déphasage nul entre pression et débit au niveau du régénérateur du « TGP » crée un cycle thermodynamique d'Ericsson. La deuxième fonction de ce circuit RLC est de dissiper l'énergie acoustique présente en sortie du « TGP » au niveau de l'échangeur froid. La résistance R de ce circuit déphaseur se décompose en deux parties. D'une part, une perte de charge est générée par une vanne et d'autre part une dissipation visco-thermique d'origine turbulente est imposée dans l'inductance par le choix de sa géométrie et du Reynolds associé [8]. En effet, des recherches récentes ont permis de proposer un modèle élémentaire de caractérisation de la vanne tout en illustrant la difficulté d'obtenir une bonne modélisation pour les  $C_v$  très faibles, c'est-à-dire pour une perte de charge élevée [9].

Le « TGP » est composé d'un régénérateur encadré par deux échangeurs de chaleur : un premier à température « froide », où s'effectue le pompage de chaleur et un deuxième à température ambiante qui permet le rejet vers l'extérieur du système, de l'énergie acoustique consommée et de la chaleur pompée. Par ailleurs, un tube appelé « buffer » joue le rôle de tampon thermique et permet d'isoler l'échangeur froid du reste du système à température ambiante. Le régénérateur est composé par un empilement de grilles d'inox. La porosité de cette matrice solide est d'environ 67 %. L'échangeur froid est, quant à lui, équipé d'une résistance chauffante pour simuler la puissance équivalente qui serait pompée à une température froide donnée.

Une coupe du « TGP » est représentée sur la figure 2. Un calcul théorique des pertes thermiques a permis d'obtenir une loi estimative de la quantité de chaleur apportée par conduction dans l'isolation. Le rayonnement est considéré ici négligeable car une dizaine d'écrans thermiques constitués d'empilements de feuilles de mylar aluminisées entourent les pièces en polycarbonate. La modélisation des pertes dans l'isolation est de la forme :

$$Q_{pertes} = -\alpha_k (T_{froid} - T_{eau}), \quad (13)$$

avec  $T_{eau}$  la température de l'eau circulant dans les échangeurs situés aux deux extrémités du « TGP » et  $\alpha_k$  un coefficient égale à la somme des parts conductives de chaque pièce. Pour une température de l'eau de 290 K l'intégration de l'expression (13) sur la géométrie du « TGP » aboutit à  $\alpha_k = 0,174 \text{ W.K}^{-1}$ .

Concernant une convection possible dans l'espace rempli de laine, les résultats expérimentaux de mesure de température n'ont pas permis de déceler le déclenchement de ce phénomène. Ce résultat semble en accord avec le faible écart de température entre les deux parois enveloppes de la laine.

#### 4. Résultats expérimentaux

Les résultats expérimentaux présentés ici ont été obtenus avec de l'hélium gazeux, à la pression moyenne absolue de 26 bar. La fréquence de résonance du système en  $\lambda/2$  est de 68,3 Hz  $\pm$  0,1 Hz. Le générateur d'onde fournit une amplitude de pression de 1,05 bar  $\pm$  0,3 bar à l'entrée du « TGP », ce qui correspond à une puissance acoustique de l'ordre de 90 W.

Dans ces conditions de fonctionnement, la courbe de charge du « TGP » est représentée sur la figure 3. À partir des points expérimentaux de température froide (en abscisse) et d'amplitude de pression à l'entrée du « TGP », CRISTA donne la puissance pompée par le « TGP » dans un cas idéal d'isolation thermique parfaite (CRISTA adiabatique). Les écarts entre expériences et simulations de CRISTA adiabatique peuvent être interprétés comme dus exclusivement au caractère non adiabatique du système expérimental et conduisent alors à une première estimation simplifiée des pertes.

En reportant les résultats expérimentaux dans CRISTA non adiabatique comportant la loi de pertes de type (13),

$$Q_{pertes} = -\alpha_{exp} (T_{froid} - T_p) \quad (14)$$

les paramètres  $\alpha_{exp}$  et  $T_p$ , supposés constants, sont déterminés par identification. La meilleure estimation est obtenue pour  $\alpha_{exp} = 0,3 \text{ W.K}^{-1}$  et  $T_p = 273 \text{ K}$ . Le résultat de l'identification propose une loi différente et des pertes plus importantes que celles de l'estimation théorique (13). Par exemple, pour la température de 200 K, l'approche thermique simplifiée de la loi (13) prévoit des pertes de 16 W tandis que l'estimation nous donne 23 W.

La sous-estimation du modèle thermique (13) de 30 % montre qu'il doit être reconsidéré, en particulier, pour les propriétés thermiques des matériaux utilisés données par les fabricants, la présence éventuelle d'une amorce de convection dans la laine et d'échanges radiatifs.

Notons également que du côté expérimental, les résultats portés dans CRISTA peuvent comporter quelques incertitudes au niveau de la mesure des différentes températures et de leur localisation. Notons enfin que la température  $T_p$ , égale à 273 K, devrait être celle du milieu ambiant extérieur soit au minimum celle de l'eau circulant dans les échangeurs. La valeur numérique de  $T_p$  pourrait être la conséquence de présence de glace dans la laine. Une étude plus fine de la mise en froid transitoire du « TGP » permettra de répondre à cette interrogation ou dans le cas contraire, d'indiquer une sous-estimation par CRISTA de la puissance pompée dans l'échangeur froid. Des études sont en cours pour lever cette indétermination.

Les pertes contribuent à une baisse significative des performances de ce « TGP ». CRISTA prévoit que ce système pourrait atteindre son optimum aux alentours de 170 K avec un coefficient de performance (COP) d'environ 19 % par rapport au COP de Carnot (figure 4). Ce dernier est défini par :

$$COP_{Carnot} = \frac{T_{froid}}{T_{chaud} - T_{froid}} \quad (15)$$

Un bilan thermique de ce « TGP » est représenté sur la figure 5. Pour un pompage à 200 K, ce système, de par sa configuration acoustique, ne peut être performant. En effet, le régénérateur ne consomme que 44 % de l'énergie qui lui est fournie. Le COP est donc pénalisé par la nécessaire dissipation des 56 % restants dans le circuit RLC.

Une amélioration du COP de cet ensemble est possible si une grande partie de l'énergie dissipée dans le RLC est renvoyée à l'entrée du « TGP » tout en gardant les conditions d'ondes progressives dans le régénérateur. Ceci peut être obtenu dans une configuration acoustique différente utilisant une boucle de rétroaction [10].

## 5. Conclusion

Les premiers résultats d'un « TGP » 200 K sont reportés dans cet article. Ils sont qualitativement en bon accord avec les résultats du modèle implémenté dans le logiciel CRISTA. Cependant, ils sont fortement pénalisés par une isolation thermique très insuffisante de l'enceinte froide. L'utilisation du code CRISTA pour l'évaluation de ces pertes montre qu'elles peuvent représenter jusqu'à 23 W à 200 K. L'explication de cet écart a été recherchée en utilisant une modélisation très simplifiée de type conduction thermique qui se révèle insuffisamment représentative et doit être améliorée. Une amélioration de l'isolation est en cours par l'intermédiaire d'une double paroi sous vide. Ainsi par exemple, elle doit permettre une forte amélioration du COP qui a été estimé à 18 % de celui d'une machine de Carnot fonctionnant entre 170 et 290 K. Elle offrira également la possibilité d'atteindre des températures cryogéniques.

## Références

- [1] R. Radebaugh, A review of pulse tube refrigeration, *Adv. Cryog. Eng.*, 35 (1990), 1191-1205.
- [2] K. Godshalk, C. Jin, Y. Kwong, E. Hershberg, G. Swift, R. Radebaugh, Characterization of 350 Hz thermoacoustic driven orifice pulse tube refrigerator with measurements of the phase of the mass flow and pressure, *Advances in cryogenic engineering*, 41 (1996), 1411-1418.
- [3] E. Bretagne, A. Bétrancourt, *CRISTA, notice d'utilisation*, LIMSI-CNRS rapport interne (2004).
- [4] N. Rott, Thermoacoustics, *Adv. Applied Mechanics*, 20 (1980), 135-175.
- [5] G.W. Swift, *Thermoacoustics: A Unifying Perspective for some Engines and Refrigerators*, Fifth Draft (2001).
- [6] G.W. Swift, W. Ward, Simple harmonic analysis of regenerators, *J. Therm. and Heat Transfer*, 10 (1996), 652-662.
- [7] J. Gary, O'Gallagher A., Radebaugh R., *A numerical model for regenerator performance*, National Institute of Standards and Technology, Boulder, CO, 1994.
- [8] J. Olson, G.W. Swift, Energy dissipation in oscillating flow through straight and coiled pipes, *J. of Acoust. Soc. of Am.*, 100 (1996), 2123-2131.
- [9] P. Duthil, D. Baltean-Carlès, A. Bétrancourt, M.X. François, Z.B. Yu, J.P. Thermeau, Experiments and valve modelling in thermoacoustic device, *Adv. Cryogenic Eng.*, 823 (2006), 1095-1102.
- [10] G.W. Swift, D.L. Gardner, S. Backhaus, Acoustic recovery of lost power in pulse tube refrigerators, *J. of Acoust. Soc. of Am.*, 105 (1999), 711-724.

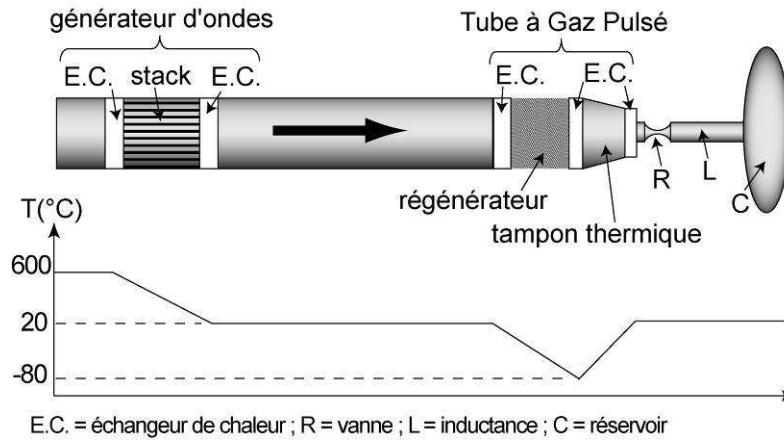


Figure 1 : Schéma du banc expérimental

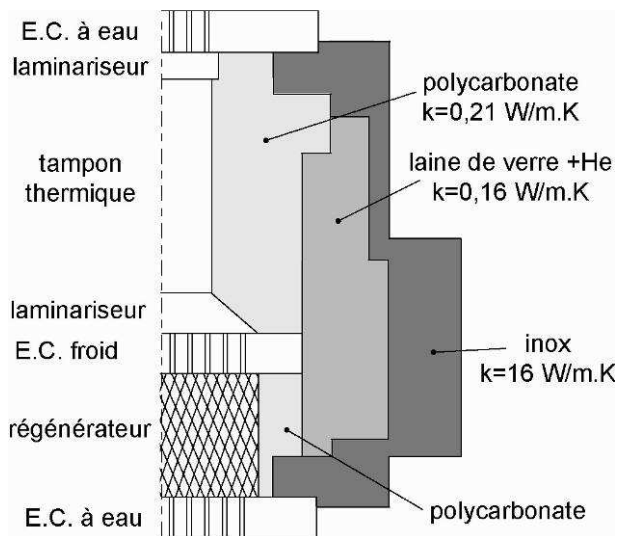


Figure 2 : Coupe axisymétrique du « TGP » et de son isolation. Les coefficients de conductivité thermique  $k$  sont donnés à 293 K.

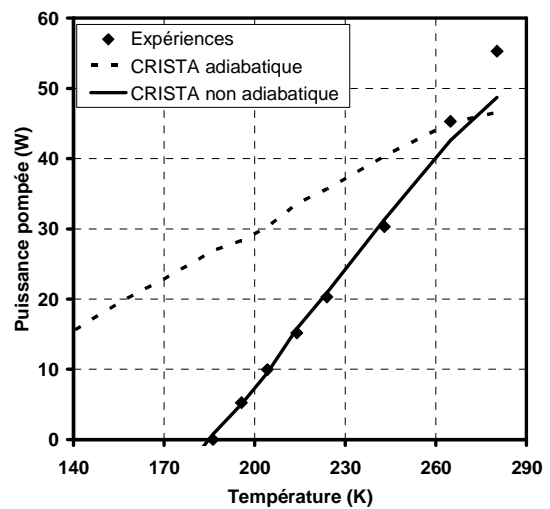


Figure 3 : Puissance pompée par le « TGP » en fonction de la température froide de l'échangeur froid. Les courbes estimées par CRISTA sont reportées pour un « TGP » adiabatique et en tenant compte des pertes dans l'isolation.

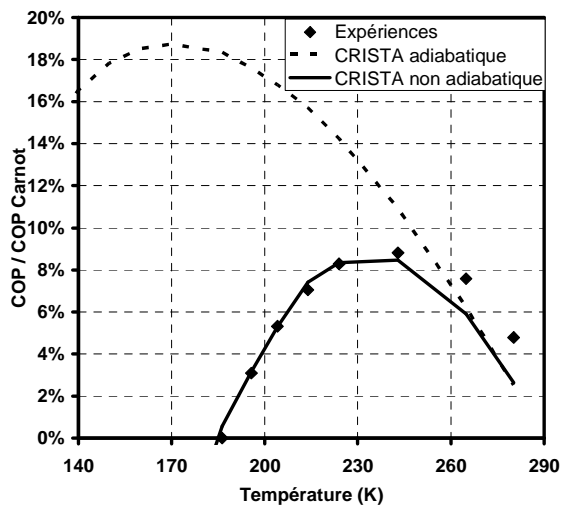


Figure 4 : Rapport du coefficient de performance (COP) du « TGP » par rapport à celui de Carnot en fonction de la température de l'échangeur froid.

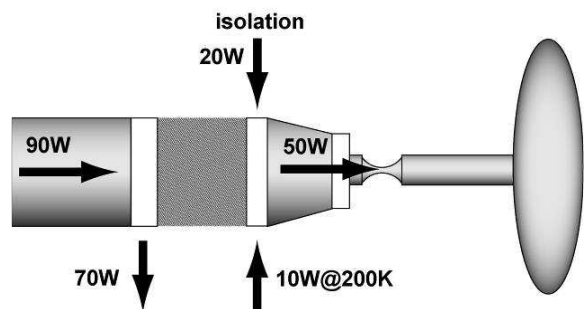


Figure 5 : Bilan énergétique du « TGP » pour un pompage à 200 K