

Thermodynamique - Écoulements stationnaires

EX 1 – Cycles de Rankine et de Hirn

Le cycle de Rankine est le cycle de base des centrales nucléaires. La pompe d'alimentation porte l'eau liquide saturante de la basse pression P_0 du condenseur (état 0) à la pression P_1 du générateur de vapeur (GV) de façon adiabatique et réversible (état 1). L'eau liquide comprimée est ensuite chauffée de façon isobare dans le générateur de vapeur jusqu'à la température T_2 du changement d'état (état 1'), puis totalement vaporisée (état 2). La vapeur saturante sèche produite subit ensuite une détente adiabatique réversible (2-3) dans une turbine calorifugée, sans variation notable d'énergie cinétique. Le fluide pénètre ensuite dans le condenseur pour y être totalement condensé de façon isobare à la température T_1 .

Données : $T_1 = 30^\circ\text{C}$; $T_2 = 300^\circ\text{C}$ et la température critique de l'eau $T_C = 374^\circ\text{C}$.

P (bar)	T ($^\circ\text{C}$)	État	s ($\text{kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$)	h (kJ.kg^{-1})
0,04	30	Liquide saturant	0,44	126
0,04	30	Vapeur saturante sèche	8,46	2566
85,9	300	Liquide saturant	3,24	1345
85,9	300	Vapeur saturante sèche	5,57	2749

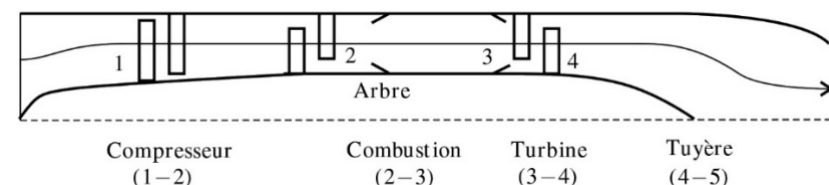
- Représenter l'allure du cycle dans les diagrammes (T, s) et (P, h) .
- À partir des données, évaluer la capacité thermique de l'eau liquide c_ℓ sur le domaine étudié. Comment expliquer l'écart avec la valeur connue pour $P = 1 \text{ atm}$, à l'origine de la définition de la *calorie* ?
- Déterminer le titre massique et l'enthalpie massique de la vapeur à la sortie de la turbine.
- Montrer qu'on peut considérer que $h_1 \approx h_0$ en évaluant l'ordre de grandeur de la différence. Que peut-on dire du travail consommé par la pompe en comparaison du travail fourni à l'extérieur par la turbine ?
- Calculer le rendement η du cycle, et le comparer à celui du cycle réversible fonctionnant entre les mêmes températures extrêmes. D'où provient cet écart ? Évaluer la production d'entropie massique.
- Quel débit massique de fluide est nécessaire pour obtenir une puissance convertie par l'alternateur de 100 kW ?
- Quel inconvénient comporte ce cycle pour les parties mobiles de la turbine ?
- Vérifier la cohérence des données et des valeurs calculées avec les diagrammes (T, s) et $(\ln P, h)$ de l'eau fournis en annexe (R718).

On imagine modifier ce cycle en ajoutant un surchauffeur entre le générateur de vapeur et la turbine, de façon à déplacer l'état 3 sur la courbe de rosée à la même température (cycle de Hirn).

- Représenter l'allure du nouveau cycle en diagrammes (T, s) et (P, h) , en introduisant les nouveaux états 2' et 3'. En utilisant le *Diagramme de Mollier* fourni en annexe, indiquer approximativement la température $T_{2'}$ et l'enthalpie massique $h_{2'}$ atteintes en sortie de surchauffeur.
- En déduire le nouveau rendement η' du cycle, le nouveau rendement de Carnot auquel on pourrait le comparer, et la production d'entropie massique. Commenter.

EX 2 – Turboréacteur à simple flux

Le schéma de principe du turboréacteur à simple flux est représenté ci-dessus (moitié supérieure de la section méridienne, avec l'axe de symétrie en pointillés, l'avant de l'avion est à gauche).



Un compresseur axial aspire l'air ambiant, à la pression $P_1 = 1,00 \text{ bar}$ et la température $T_1 = 288 \text{ K}$. Après compression, l'air est chauffé dans la *chambre de combustion* jusqu'à la température $T_3 = 1250 \text{ K}$. Après détente partielle dans la *turbine* axiale, l'air est envoyé dans la *tuyère* où la détente s'effectue jusqu'à la pression ambiante $P_5 = 1,00 \text{ bar}$. Le compresseur est uniquement entraîné par la turbine, qui lui transmet intégralement la puissance mécanique que lui fournit l'écoulement via l'*arbre* commun. On donne le taux de compression du compresseur : $\frac{P_2}{P_1} = 6,15$.

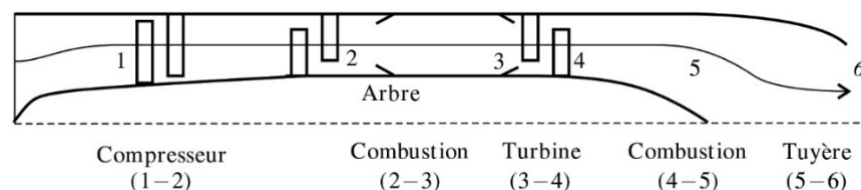
L'air est assimilé à un gaz parfait, de capacité $c_p = 1,00 \text{ kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ et de coefficient $\gamma = 1,40$. On négligera le changement de sa composition lié à la combustion. L'énergie cinétique sera négligée, sauf à la sortie de la tuyère. Le débit massique d'air aspiré par le turboréacteur vaut $D_M = 50,00 \text{ kg.s}^{-1}$. Les évolutions à l'intérieur des turbomachines (compresseurs et turbines) et des tuyères sont supposées adiabatiques, réversibles. On négligera les pertes de charge de l'air à l'intérieur des chambres de combustion : les évolutions y sont supposées isobares. On définit le *rendement thermique* du turboréacteur η_{th} comme le rapport de l'énergie cinétique massique reçue par l'air sur la chaleur massique fournie par la combustion.

- Calculer la température T_2 (sortie du compresseur), le *travail indiqué*¹ massique de compression, la température T_4 et la pression P_4 à la sortie de la turbine, la température T_5 et la vitesse c_5 à la sortie de la tuyère.

1. Synonyme de travail utile.

- Calculer la quantité de chaleur massique fournie à l'air lors de la combustion, notée q_{23} . Calculer l'énergie cinétique massique de l'air à la sortie de la tuyère. En déduire le rendement thermique η_{th} de ce turboréacteur.

On s'intéresse maintenant à un turboréacteur à simple flux à *post-combustion*.



La configuration est identique à la précédente, sauf que l'on insère une seconde chambre de combustion entre la turbine et la tuyère, qui amène l'air jusqu'à la température $T_5 = 1930 \text{ K}$. La détente s'effectue ensuite dans la tuyère jusqu'à la pression ambiante $P_6 = 1,00 \text{ bar}$. Rien n'est modifié en amont.

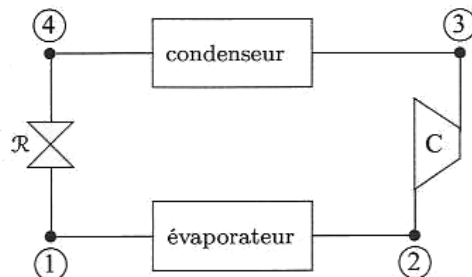
- Calculer la température T_6 et la vitesse c_6 en sortie de tuyère.
- Calculer la quantité de chaleur massique q_{45} fournie à l'air lors de la seconde combustion. En déduire le rendement thermique η_{th} de ce turboréacteur. Comparer les paramètres des deux turboréacteurs étudiés et conclure.

Ce type de turboréacteur est adapté aux applications militaires, au-delà de Mach 1. La seconde combustion est utilisée sur des temps courts.

EX 3 – Pompe à chaleur à fréon

Une pompe à chaleur à fréon R22, de masse molaire $M = 86,5 \text{ g.mol}^{-1}$ prélève de la chaleur à un circuit d'eau froide et en cède à l'eau chaude qui circule dans le sol de l'habitation. Le fluide réfrigérant décrit le cycle thermodynamique suivant :

- état 1 (diphasique) $\rightarrow$ état 2 (vapeur saturante) : vaporisation à la pression $P_2 = 5,0 \text{ bar}$.
- état 2 $\rightarrow$ état 3 : compression jusqu'à la pression $P_3 = 15 \text{ bar}$.
- état 3 $\rightarrow$ état 4 (liquide saturant) : refroidissement et liquéfaction. On appellera 5 l'état intermédiaire de vapeur saturante.
- état 4 $\rightarrow$ état 1 : détente.

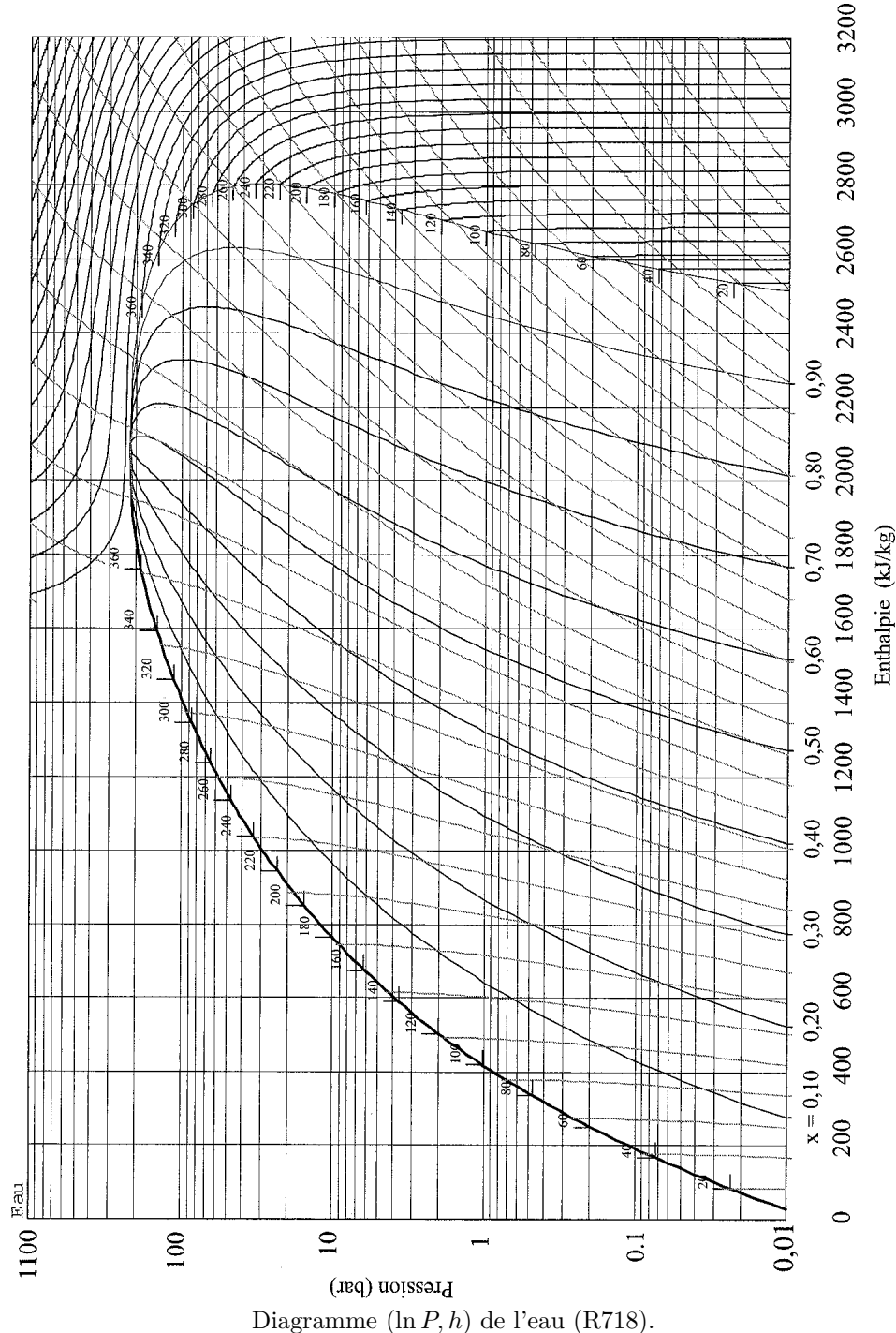
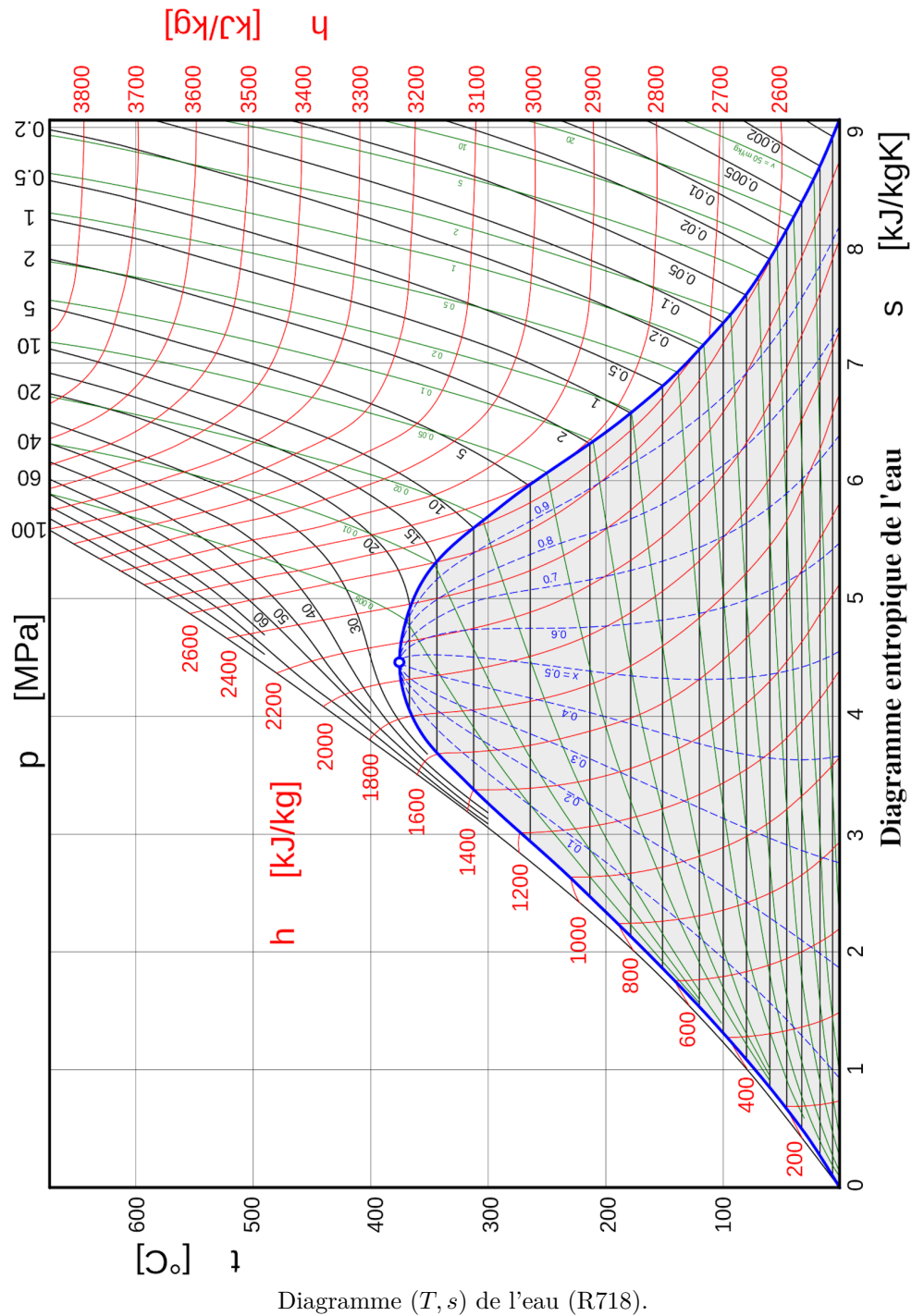


L'installation est entièrement calorifugée. Les variations d'énergie cinétique macroscopique sont partout négligeables.

- Rappeler la nature des transformations entre les différents états.
- Placer les points 1, 2, 3, 4 et 5 sur le diagramme $(\ln P, h)$ fourni en annexe, et représenter le cycle. Lire les valeurs des températures T , entropie massique s ,

enthalpie massique h , pression P aux points 1, 2, 3, 4 et 5. Récapituler vos résultats dans un tableau. Lire également la valeur de x_1 .

- À partir du diagramme, calculer les caractéristiques du fluide suivantes :
 - Coefficient γ du fréon assimilé à un gaz parfait.
 - Chaleurs latentes de vaporisation aux températures T_2 et T_3 . Commenter.
 - La capacité thermique massique du fréon liquide c_ℓ .
- Déterminer les travaux et transfert thermiques échangés par unité de masse dans les différents éléments. Récapituler vos résultats dans un tableau.
- À partir des résultats précédents, vérifier le 1er principe de la thermodynamique.
- Définir et calculer l'efficacité de cette pompe à chaleur. Définir et calculer l'efficacité du cycle de Carnot associé, et représenter ce cycle sur le diagramme. Conclure.



© Department of Mechanical Engineering, Stanford University

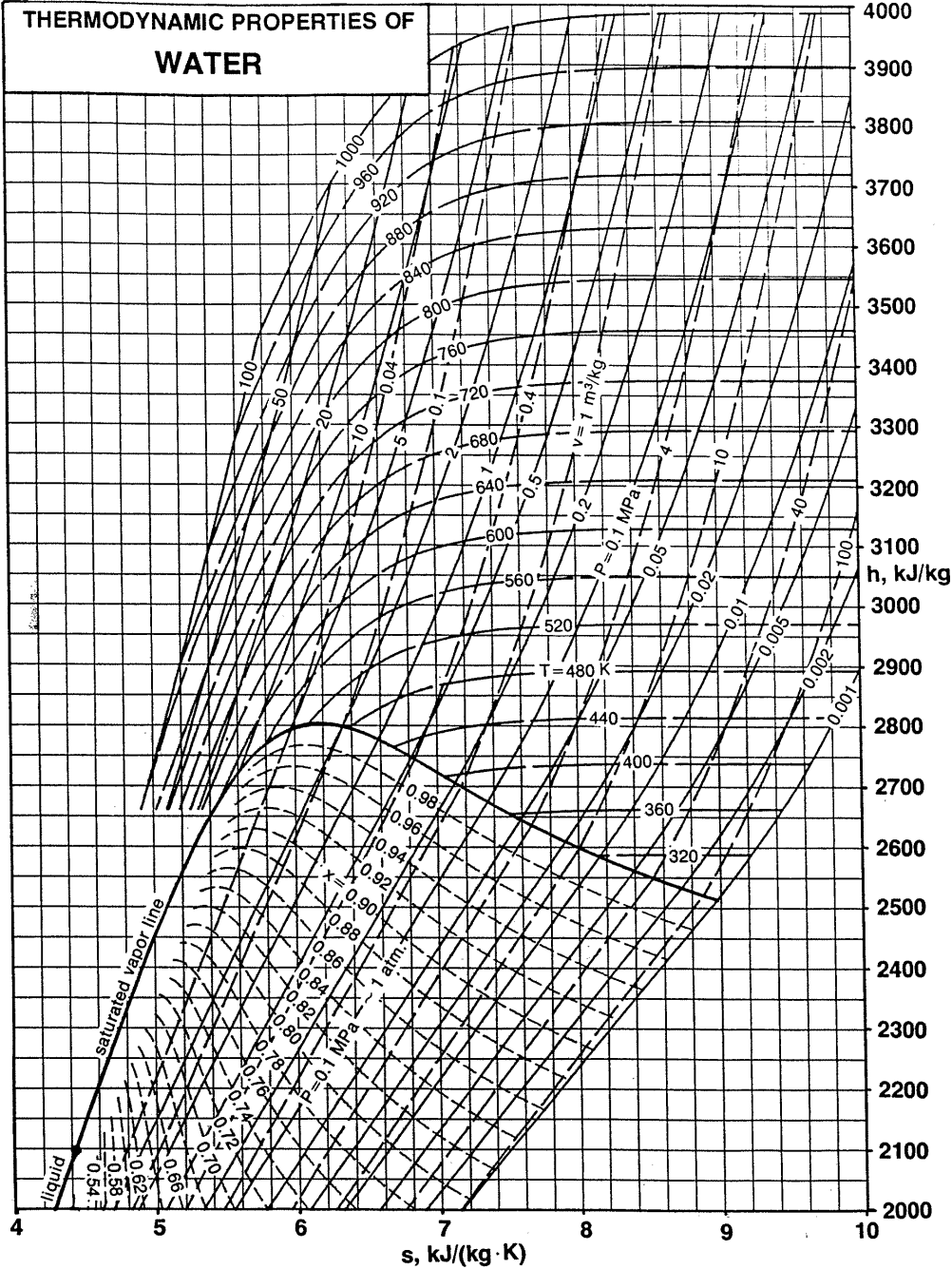


Diagramme (h, s) (dit de *Mollier*) de l'eau (R718).

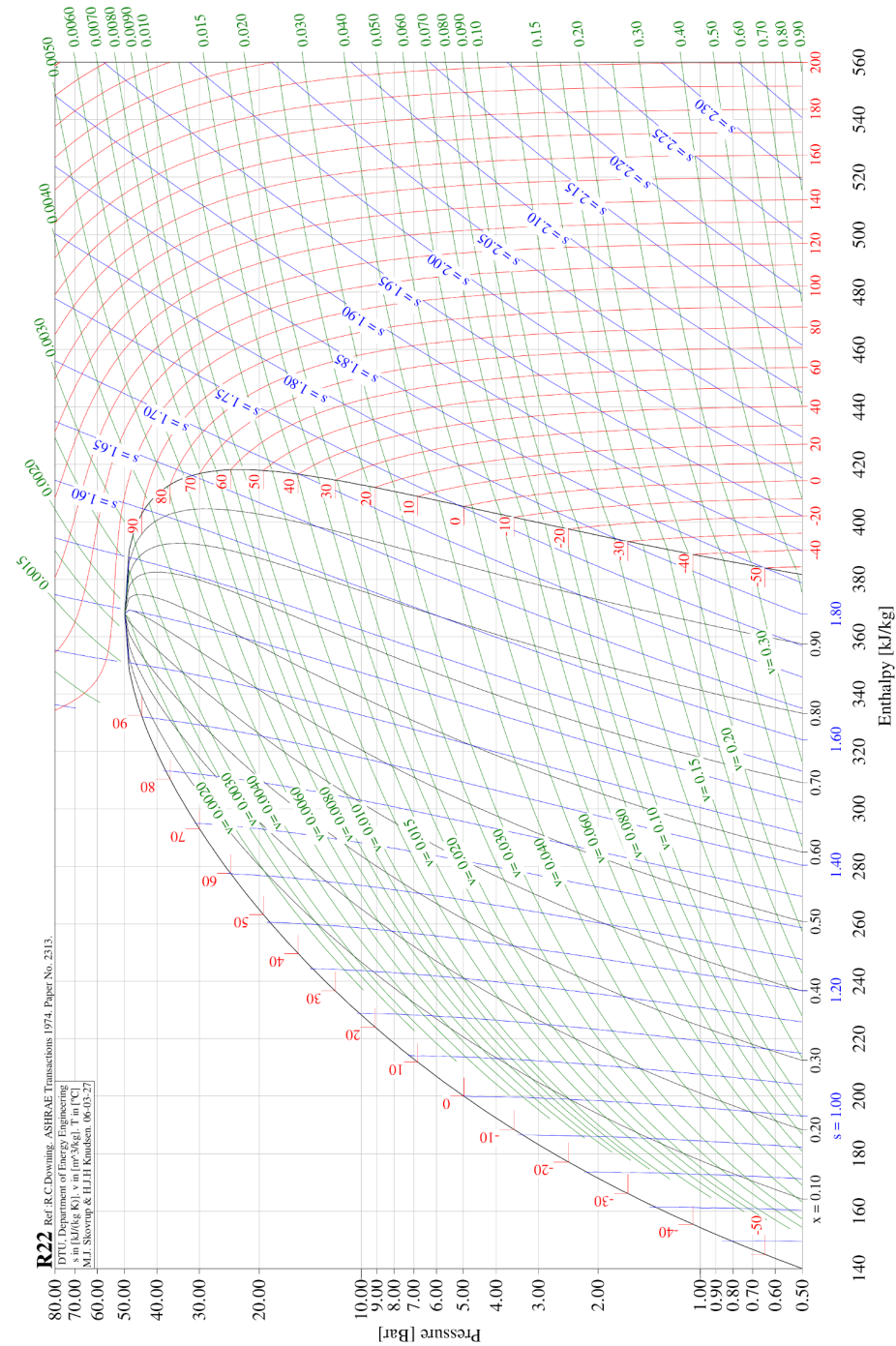


Diagramme ($\ln P, h$) du fréon R22 (Chlorodifluorométhane, CHClF_2).