



Représentativité thermique d'essais tribologiques à échelle réduite

Olivier Roussette, Yannick Desplanques, Gérard Degallaix *

Laboratoire de mécanique de Lille, UMR CNRS 8107, École centrale de Lille, BP 48, 59651 Villeneuve d'Ascq cedex, France

Reçu le 6 septembre 2002 ; accepté après révision le 1^{er} avril 2003

Présenté par Évariste Sanchez-Palencia

Résumé

La conception et l'analyse des performances d'un système de freinage nécessite la caractérisation de son comportement tribologique. Pour réaliser cette caractérisation en fonction de paramètres d'arrêt tels que la pression apparente de contact, le temps de freinage ou la vitesse de glissement, les essais sur tribomètre de freinage à échelle réduite sont plus adaptés que les essais à l'échelle 1, à condition de respecter les sollicitations thermiques de surface rencontrées à l'échelle 1. A partir d'une discussion sur les facteurs d'échelle et d'une analyse des flux de chaleur et d'énergie, tout un ensemble de conditions expérimentales peuvent être définies, qui respectent la même réponse théorique en température de surface. Une série d'essais simulant des freinages d'arrêt à partir de 140 km/h a été réalisée. Elle montre la très bonne corrélation entre prédictions et mesures expérimentales. *Pour citer cet article : O. Roussette et al., C. R. Mecanique 331 (2003).*

© 2003 Académie des sciences. Publié par Éditions scientifiques et médicales Elsevier SAS. Tous droits réservés.

Abstract

Thermal representativity of tribological reduced-scale testing. Friction behaviour is a critical factor in brake system design and performance. To describe the frictional behaviour as a function of the local conditions such as contact pressure, braking time, and sliding speed, it is more convenient to perform tribological investigations on a reduced-scale braking tribometer, if the surface thermal-loading encountered at full scale is effectively respected. Based on a discussion of scale factors, and on an analysis of heat flux and energies, various experimental conditions can be defined, respecting the same theoretical response in surface temperature. A series of simulating stop brakings from 140 km/h was conducted. It shows a very good correlation between predicted and experimental values. *To cite this article: O. Roussette et al., C. R. Mecanique 331 (2003).*

© 2003 Académie des sciences. Publié par Éditions scientifiques et médicales Elsevier SAS. Tous droits réservés.

Mots-clés : Frottement ; Freinage ; Thermique ; Tribologie ; Essais ; Échelle réduite

Keywords: Friction; Braking; Thermal analysis; Tribology; Testing; Reduced-scale

* Auteur correspondant.

Adresse e-mail : gerard.degallaix@ec-lille.fr (G. Degallaix).

Abridged English version

The more and more severe specifications in railway braking require the material tribological behaviour under high thermal loadings to be studied. For reasons of versatility and capability of instrumentation and analysis, it is more convenient to perform such investigations on a reduced-scale braking tribometer.

On reduced-scale friction testing, friction materials can be easily tested without vehicle-specific fixtures and brake hardware. Accordingly, producing results are more accurate and reproducible by eliminating full-scale hardware effects. The use of a small specimen size ensures more uniform contact conditions at reduced-scale than full-scale. Design of a reduced-scale tribometer begins with the choice of scaling relations (3) that allows one to obtain the same surface thermal-loading encountered at the two scales.

The thermal aspects around the contact region can be studied by examining the heat transfer between a stationary body (pad) and a moving body (disc). Owing to the geometry of the brake system at reduced and full scales (Fig. 1), the interfacial dissipated power partition coefficient (1) between the pad and the disc is different at the two scales (4). Based on the Newcomb thermal model (2), the thermal analysis at the contact shows it is critical to have equivalent thermal flux dissipation per unit area (flux density) and equivalent energy dissipation per unit area (energy dissipation density). As a consequence of the interfacial dissipated power partition coefficient change, the heat partition fraction ratio between disc and pad is different at the two scales. On the other hand, the interfacial dissipated power per unit of area ratio between disc and pad is respected (5). So, whatever the ratio of rubbing (pad) and rubbed (on disc) surfaces at the reduced scale, the partition of thermal flux density and of energy dissipation density is identical at both scales. Accordingly, we can determine experimental parameters for which the energy quantity Q_r produced at the reduced scale leads to the same thermal loading at full scale.

Based on this discussion of geometrical scale factors and on the analysis of heat flux and energies, three energetical scale factors k_q , k_ϕ and k_θ can be defined (7). The respect of these factors leads one to keep identical at the two scales, the energy input per unit contact area, the heat flux input per unit contact area and the surface temperature, respectively. If the time braking is equal at both scales, these three factors are equal and the same surface thermal loading is encountered for both scales. Otherwise, the energy dissipation density and the flux density should be adapted at the reduced scale, in respect of relation (8).

Various experimental conditions can be defined (relatively to the triplet of parameters: mean pressure, initial velocity, time braking), respecting the same theoretical response in surface temperature. A series of simulating stop brakings from 140 km/h was conducted. It shows a very good correlation between predicted and experimental values. Some physical aspects of contact are discussed. It shows that all parameters are not strictly thermally equivalent and how is important to well choose the braking simulating parameters.

1. Problématique des essais à échelle réduite

Un frein à friction est un mécanisme tribologique complexe. L'analyse et la compréhension des phénomènes physiques mis en jeu lors d'un tel contact frottant nécessitent de découpler la contribution des matériaux de celles de la structure et de l'environnement extérieur. Pour ce faire, des dispositifs d'essais spécifiques [1,2], à échelle réduite, ont été développés afin de caractériser le comportement tribologique de couples de matériaux tant au niveau macroscopique que microscopique.

En freinage ferroviaire, la taille du contact disque – garniture, mais aussi la nature des matériaux de friction (composites fortement hétérogènes) [3] et donc de contact [4], impose d'utiliser en laboratoire une surface frottante S_{gr} (Fig. 1(b)) suffisamment grande pour être représentative de l'échelle 1. Néanmoins, l'étude fine du troisième corps et des mécanismes physiques d'accommodation de vitesse entre les premiers corps nécessite de limiter S_{gr} pour que les conditions apparentes de contact soient les plus uniformes possible à l'échelle macroscopique.

Ces considérations nous amènent à travailler à l'échelle réduite avec un contact plan sur plan rigide, de type pion – disque, avec une aire frottante S_{gr} de quelques cm^2 [2].

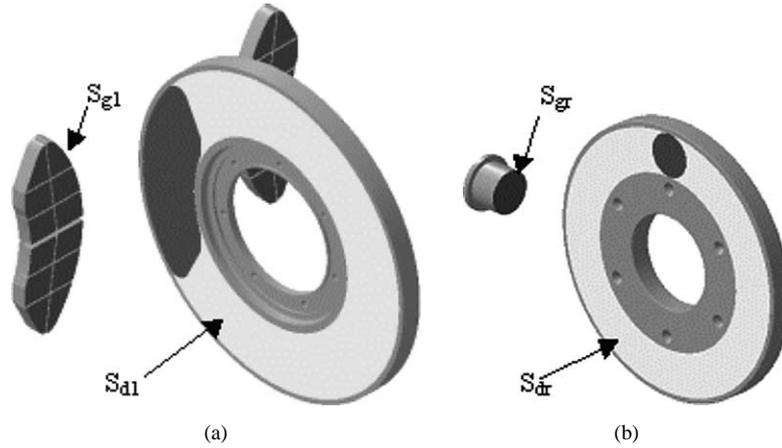


Fig. 1. Géométrie de contact à l'échelle 1 (a) et à l'échelle réduite (b).

Fig. 1. Contact geometry for scale full (a) and reduced-scale (b).

Lors d'un freinage d'arrêt, cas de l'étude, la thermique de contact est pilotée par les surfaces frottante S_g et frottée S_d , et en particulier par leur rapport. Le rapport des surfaces frottantes et frottées étant différent aux deux échelles (comme le montre la Fig. 1), les règles de changement d'échelle doivent permettre la reproduction de la sollicitation thermique du contact de l'échelle 1 en préservant la représentativité des paramètres d'essais en particulier la durée du freinage T_f , la pression apparente de contact P et la vitesse initiale de glissement V_0 .

2. Sollicitation thermique du contact

Les freinages d'arrêt, dans le domaine ferroviaire, sont des freinages relativement courts, à décélération constante, déclenchés à des vitesses de glissement initiales de plusieurs dizaines de $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$. Dans ces conditions, l'hypothèse de l'égalité des températures de surface sur le disque et la garniture est admise. Les pertes par convection et rayonnement sont négligeables et toute la puissance mécanique $\phi(t)$ ($\phi(t) = \mu P S_g V_0 (1 - t/T_f)$, avec t le temps $\in [0, T_f]$, μ le coefficient de frottement) est transformée en un flux de chaleur dans le contact [5]. Ce flux de chaleur se partage en deux flux dissipés dans le disque $\phi_d = \alpha \phi(t)$ et dans la garniture $\phi_g = (1 - \alpha) \phi(t)$, où α est le coefficient de partage du flux :

$$\alpha = \frac{S_d \xi_d}{S_g \xi_g + S_d \xi_d} \quad (1)$$

où ξ_d et ξ_g sont les effusivités thermiques du disque et de la garniture. On peut alors introduire les densités de flux dissipés dans le disque et la garniture par les expressions $\varphi_d = \phi_d/S_d$ et $\varphi_g = \phi_g/S_g$.

Les caractéristiques d'un freinage d'arrêt ferroviaire et les hypothèses retenues permettent d'estimer l'élévation de température de contact pendant le freinage à partir du modèle thermique de Newcomb [6,7]. Elle peut se mettre sous la forme :

$$\Delta\theta(\tau) = \frac{2}{\sqrt{\pi} \xi_d} \varphi_d \sqrt{T_f} \left(1 - \frac{2}{3}\tau\right) \sqrt{\tau} \quad (2)$$

où τ est une variable adimensionnelle qui varie de 0 (début de freinage) à 1 (fin du freinage).

Ainsi la température de surface, qui dépend de l'effusivité des matériaux, est proportionnelle à la densité de flux dissipé sur la surface frottée et à la durée du freinage. Les principales grandeurs qui pilotent la sollicitation thermique du contact pendant un freinage sont la densité de flux et la densité d'énergie dissipée par le disque.

Afin de comparer les sollicitations thermiques aux deux échelles, l'échelle 1 et l'échelle réduite,¹ on définit :

$$\begin{aligned} k \text{ le facteur d'échelle en surface frottante : } k &= S_{g1}/S_{gr} \\ nk \text{ le facteur d'échelle en surface frottée : } nk &= S_{d1}/S_{dr} \end{aligned} \quad (3)$$

L'expression des coefficients de partage de flux aux deux échelles est donnée par les relations (4). Les rapports des densités de flux dissipés dans le disque et la garniture à l'échelle réduite et à l'échelle 1 se réduisent dès lors aux relations (5) :

$$\alpha_r = \frac{1}{1+A} \quad \text{et} \quad \alpha_1 = \frac{n}{n+A} \quad \text{avec} \quad A = \frac{S_{gr}\xi_g}{S_{dr}\xi_d} \quad (4)$$

$$\left(\frac{\varphi_g}{\varphi_d}\right)_r = \frac{\xi_g}{\xi_d} \quad \text{et} \quad \left(\frac{\varphi_g}{\varphi_d}\right)_1 = \frac{\xi_g}{\xi_d} \quad (5)$$

Les relations (4) montrent que si les facteurs d'échelle en surface frottante et en surface frottée ne sont pas égaux (c'est-à-dire si $n \neq 1$), les coefficients de partage de flux α_r et α_1 sont différents aux deux échelles, et donc que la répartition des flux thermiques dissipés dans le disque et la garniture est différente. En revanche, les relations (5) montrent que ce n'est pas le cas des rapports des densités de flux dissipés dans le disque et la garniture, puisqu'ils ne dépendent que du rapport des effusivités des matériaux. On établit aisément les mêmes conclusions en termes d'énergies dissipées et de densités d'énergie dissipée dans le disque et la garniture en contact.

Ainsi, quelque soit la taille des surfaces frottée et frottante, le partage des densités de flux et d'énergie est identique aux deux échelles. Une surface frottée du disque S_{dr} trop grande par rapport à S_{d1} ($n < 1$) est compensée par un partage de flux α_r plus grand que α_1 . Il existe donc une quantité d'énergie à dissiper à l'échelle réduite Q_r qui conduit à la même sollicitation thermique du contact aux deux échelles.

3. Choix des paramètres expérimentaux

On définit mk le facteur d'échelle en énergie dissipée (m , scalaire quelconque) : $Q_1 = mk Q_r$. A partir de l'énergie dissipée Q pendant le freinage ($Q = (\mu P S_g V_0 T_f)/2$), on définit les densités d'énergie dissipée dans le disque et la garniture : $q_d = \alpha Q/S_d$, $q_g = (1 - \alpha) Q/S_g$. Exprimées aux deux échelles, ces densités d'énergie dissipée sont reliées par :

$$q_{d1} = \frac{m(1+A)}{n+A} q_{dr} \quad \text{et} \quad q_{g1} = \frac{m(1+A)}{n+A} q_{gr} \quad (6)$$

Ceci permet de définir un facteur d'échelle en énergie k_q qui permet de travailler à densités d'énergie dissipée par le disque et la garniture identiques aux deux échelles. Il est également possible de définir les facteurs d'échelle en énergie k_ϕ et k_θ qui donnent respectivement les mêmes densités de flux dissipé à travers la surface frottée et frottante et la même température de surface au sens de Newcomb :

$$k_q = \left(\frac{n+A}{1+A}\right)k; \quad k_\phi = \left(\frac{n+A}{1+A}\right)\frac{(T_f)_1}{(T_f)_r}k; \quad k_\theta = \left(\frac{n+A}{1+A}\right)\sqrt{\frac{(T_f)_1}{(T_f)_r}}k \quad (7)$$

Ainsi, le respect de la durée de freinage entre les deux échelles conduit à l'égalité de ces trois facteurs d'échelle. La sollicitation thermique du contact à l'échelle réduite est alors la même qu'à l'échelle 1. On peut généraliser l'approche au cas où la durée de freinage n'est pas respectée, le facteur d'échelle k_θ est alors encadré par les valeurs k_ϕ et k_q . Pour atteindre la même température de surface dans le cas d'une durée du freinage à l'échelle

¹ $(\cdot)_1$: grandeurs relatives à l'échelle 1 $(\cdot)_r$: grandeurs relatives à l'échelle réduite.

réduite plus longue que celle à l'échelle 1, les densités de flux devront être plus faibles et les densités d'énergie plus fortes à l'échelle réduite qu'à l'échelle 1 et inversement pour une durée de freinage plus courte à l'échelle réduite.

La règle de changement d'échelle en énergie permettant de respecter une température identique aux deux échelles ($Q_1 = k_\theta Q_r$) permet alors de définir les conditions expérimentales comme une fonction des paramètres de freinage à l'échelle 1 et d'un terme propre à la géométrie adoptée à l'échelle réduite, soit :

$$k_\theta = \frac{Q_1}{Q_r} = \frac{(\mu \cdot P \cdot S_g \cdot V_0 \cdot T_f)_1}{(\mu \cdot P \cdot S_g \cdot V_0 \cdot T_f)_r} \quad \text{d'où} \quad (P \cdot V_0 \cdot \sqrt{T_f})_r = \frac{(1 + A)}{(n + A)} \cdot (P \cdot V_0 \cdot \sqrt{T_f})_1 \quad (8)$$

Cette expression montre qu'un même niveau de température peut être obtenu par tout un choix de triplets (P, V_0, T_f) pour mener les essais.

4. Etude expérimentale et discussion

Dans l'objectif de valider cette approche, une campagne expérimentale a été réalisée sur un tribomètre de freinage [2]. Elle met en œuvre un pion en matériau composite à matrice organique, utilisé en freinage ferroviaire, frottant sur un disque en acier XC 48. Le Tableau 1 regroupe les principales données expérimentales relatives aux matériaux et aux géométries à l'échelle 1 et à l'échelle réduite. Dans les conditions adoptées, le scalaire n vaut 0,5, c'est-à-dire que le rapport S_d/S_g est 2 fois plus grand à l'échelle réduite qu'à l'échelle 1.

Le Tableau 2 présente, dans la première colonne, les conditions à l'échelle 1 d'un freinage d'arrêt d'un train lancé à $140 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ qui conduit selon le modèle de Newcomb à une augmentation maximale de température de surface de 270°C . Les conditions d'essais 1, 2 et 3, données dans les colonnes suivantes, présentent 3 combinaisons possibles des paramètres P, V_0 et T_f conduisant à l'échelle réduite au même écart de température de 270°C . Pour les conditions 1, la vitesse initiale de glissement et la pression apparente au contact sont respectées. Pour les conditions 2, le temps de freinage est respecté et pour les conditions 3, un compromis sur le triplet de paramètres permettant de peu s'écarter des paramètres de freinage à l'échelle 1 a été choisi.

Les courbes de la Fig. 2(a) donnent l'évolution (en $^\circ\text{C}$) de la température de surface frottée du disque relevée par pyrométrie infra-rouge sur le rayon moyen de frottement (émissivité du disque = 0,25 [8]) comparée à l'évolution calculée selon Newcomb. La Fig. 2(b) donne l'évolution de la température de masse du disque mesurée par thermocouples placés à 2 mm sous la surface frottée. Ces relevés sont présentés en fonction de la variable adimensionnelle τ variant de 0 au début du freinage à 1 à l'arrêt. Pour chaque essai, la température initiale de freinage est de 50°C .

Tableau 1
Caractéristiques géométriques et matériaux aux 2 échelles

Table 1 Geometrical and material characteristics at the two scales		
Géométrie/matériaux	Ech. 1	Ech. r
S_g (cm ²)	400	9,73
S_d (cm ²)	2014,5	97,3
ξ_g (kg·K ⁻¹ ·s ^{-1/2})		4170
ξ_d (kg·K ⁻¹ ·s ^{-1/2})		13800
k		41,1
n		0,5
α (%)	94,3	97,1

Tableau 2
Paramètres de freinage aux 2 échelles

Table 2 Braking parameters at the two scales				
Conditions d'essai	Ech. 1	1	2	3
P (daN/cm ²)	8	8	11	10,5
V_0 (m/s)	22	22	30,5	28,5
T_f (s)	36	135	36	47
Q (kJ)	4 466	405	210	239
$\varphi_d(0)$ (kW/cm ²)	115	60	115	101
q_d (kJ/cm ²)	2,1	4	2,1	2,4
$\Delta\theta_{\text{max Newcomb}}$ (°C)	270	270	270	270

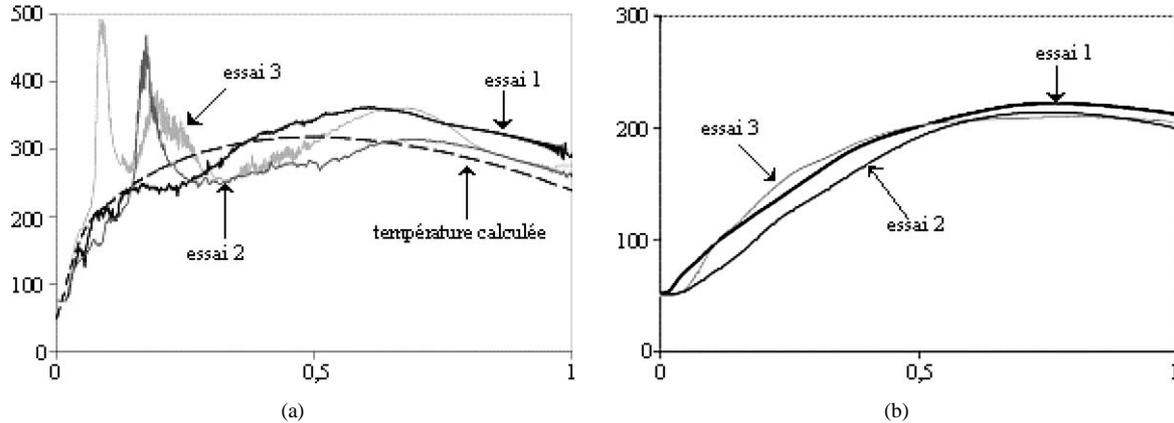


Fig. 2. Températures de surface mesurées et calculée (a) et températures de masse (b) du disque.

Fig. 2. Measured and calculated surface temperatures (a) and mass temperatures (b) of the disc.

La Fig. 2(a) montre que l'enveloppe dans laquelle s'inscrivent les températures de surface mesurées est en très bon accord avec la valeur calculée selon Newcomb. On note cependant la présence de pics en début des freinages 2 et 3, expliquée ci-après. La Fig. 2(b) montre que les 3 courbes de températures de masse sont comparables. Les 3 essais présentent donc, tant en température de surface que de masse, des allures et des niveaux équivalents.

Les pics de température constatés en début des freinages 2 et 3 traduisent une distribution de température non uniforme sur la surface de frottement, leur largeur correspondant au passage devant le pyromètre de localisations de portée observées sur le disque. Celles-ci se traduisent par des « cercles chauds » qui « migrent » sur la surface de contact pendant le freinage. Ces cercles chauds, constatés également lors de freinages à l'échelle 1 [7], sont bien localisés en surface puisqu'il n'altèrent pas l'évolution de la température de masse. Ce phénomène de localisations, qui n'est bien sûr pas pris en compte dans le modèle de Newcomb, est essentiellement amorcé par les déformations thermomécaniques des premiers corps (le disque et le pion) induites par les forts gradients thermiques présents en surface au début du freinage lorsque la puissance dissipée est maximale [7]. Ceci conduit aux localisations de portée, avec des zones de pressions de contact élevées, donc de forts flux de chaleur. Ensuite, localement, il y a compétition entre la déformation thermomécanique des corps en contact et le comportement tribologique des matériaux (en particulier l'usure, mais aussi le frottement) qui entraîne la migration de la portée pendant le freinage.

Cette campagne de validation montre que l'approche développée sur le choix des triplets de paramètres P , V_0 et T_f à l'échelle réduite permet, non seulement, d'obtenir une même température de surface aux deux échelles, mais également une même évolution de la température de masse.

5. Conclusion

La représentativité thermique d'essais de freinage à échelle réduite est liée à l'aptitude à reproduire la sollicitation thermique subie par les matériaux de friction à l'échelle 1. Nous avons montré analytiquement qu'une température de surface identique peut être obtenue aux deux échelles même si les facteurs d'échelle en surface frottante et en surface frottée ne sont pas égaux. De plus d'un point de vue expérimental, nous avons obtenu des évolutions comparables, tant en termes de température de surface que de température de masse du disque, lors de freinages pour différents triplets de paramètres P , V_0 et T_f .

L'approche développée constitue ainsi un outil d'analyse des paramètres les plus influents sur le comportement tribologique des matériaux, permettant, par exemple, à température de surface constante, d'étudier l'influence de la pression moyenne de contact, de la vitesse initiale de glissement ou de la densité de flux absorbé. Toutefois, le

choix raisonné de l'expérimentateur garde toute son importance lorsque l'on cherche à reproduire les phénomènes thermiques locaux rencontrés à l'échelle 1. Le respect de la température de surface est nécessaire mais le tribologue, ne peut, ni ne doit, s'affranchir des couplages complexes entre la thermique, la mécanique et la tribologie.

Remerciements

Les auteurs tiennent à remercier la société Alstom Transport, la Région Nord Pas-de-Calais et le FEDER pour leur soutien.

Références

- [1] P.G. Sanders, T.M. Dalka, R.H. Basch, A reduced-scale dynamometer for friction characterisation, *Tribol. Int.* 34 (2001) 609–615.
- [2] Y. Desplanques, G. Degallaix, R. Copin, Y. Berthier, A tribometer for the study of materials under railway braking conditions, in: G. Dalmaz, et al. (Eds.), *Tribology Research: From Model Experiment to Industrial Problem*, Elsevier, 2001, pp. 381–391.
- [3] H.S. Kim, J.S. Huh, Role of ceramic fillers in the friction and wear behaviour of phenolics resin composites, *J. Mater. Sci. Lett.* 17 (1998) 501–502.
- [4] M. Eriksson, F. Bergman, S. Jacobson, Surface characterisation of brake pads after running silent and squealing conditions, *Wear* 232 (1999) 163–167.
- [5] J. Denape, N. Laraqui, Aspect thermique du frottement : Mise en évidence expérimentale et éléments de modélisation, *Mécanique et Industrie* 6 (2000) 563–578.
- [6] T.P. Newcomb, Transient temperatures attained in disk brakes, *British J. Appl. Phys.* 10 (1959) 339–340.
- [7] P. Dufrenoy, Etude du comportement thermomécanique des disques de freins vis à vis des risques de défaillance, Thèse de doctorat, Université de Lille 1, 1997.
- [8] D. Pajani, *Mesure par Thermographie Infrarouge*, 1^{ère} édition, ADD Editeur, Le Plessis Robinson, 1989, p. 418.