

Norme internationale



5048

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION • МЕЖДУНАРОДНАЯ ОРГАНИЗАЦИЯ ПО СТАНДАРТИЗАЦИИ • ORGANISATION INTERNATIONALE DE NORMALISATION

Engins de manutention continue — Transporteurs à courroie munis de rouleaux porteurs — Calcul de la puissance d'entraînement et des efforts de tension

Continuous mechanical handling equipment — Belt conveyors with carrying idlers — Calculation of operating power and tensile forces

Première édition — 1979-09-01

CDU 621.867.2

Réf. n° : ISO 5048-1979 (F)

Descripteurs : matériel de manutention, transporteur, transporteur à courroie, calcul, puissance, traction.

Avant-propos

L'ISO (Organisation internationale de normalisation) est une fédération mondiale d'organismes nationaux de normalisation (comités membres de l'ISO). L'élaboration des Normes internationales est confiée aux comités techniques de l'ISO. Chaque comité membre intéressé par une étude a le droit de faire partie du comité technique correspondant. Les organisations internationales, gouvernementales et non gouvernementales, en liaison avec l'ISO, participent également aux travaux.

Les projets de Normes internationales adoptés par les comités techniques sont soumis aux comités membres pour approbation, avant leur acceptation comme Normes internationales par le Conseil de l'ISO.

La Norme internationale ISO 5048 a été élaborée par le comité technique ISO/TC 101, *Engins de manutention continue*, et a été soumise aux comités membres en mars 1978.

Les comités membres des pays suivants l'ont approuvée :

Afrique du Sud, Rép. d'	Finlande	Philippines
Allemagne, R. F.	France	Royaume-Uni
Australie	Inde	Suède
Autriche	Italie	Tchécoslovaquie
Belgique	Japon	Turquie
Bulgarie	Mexique	URSS
Corée, Rép. de	Norvège	
Danemark	Pays-Bas	

Aucun comité membre ne l'a désapprouvée.

Sommaire

	Page
0 Introduction	1
1 Objet et domaine d'application	1
2 Symboles	2
3 Résistances aux mouvements du transporteur à courroie	3
4 Effort et puissance d'entraînement	3
5 Débit et sections d'un transporteur à courroie lisse non profilée	7

STANDARDSISO.COM : Click to view the full PDF of ISO 5048:1979

STANDARDSISO.COM : Click to view the full PDF of ISO 5048:1979

Engins de manutention continue — Transporteurs à courroie munis de rouleaux porteurs — Calcul de la puissance d'entraînement et des efforts de tension

0 Introduction

Lors de l'étude des transporteurs à courroie, il y a lieu de calculer d'abord l'effort tangentiel nécessaire au tambour d'entraînement et les efforts de tension dans la courroie qui en résultent, ces valeurs étant déterminantes pour le choix de la commande et la confection de la courroie.

La puissance d'entraînement nécessaire résulte de l'effort tangentiel au tambour d'entraînement et de la vitesse de la courroie.

La largeur de courroie nécessaire est déterminée en fonction de la capacité maximale de la courroie et éventuellement de la granulométrie des matériaux transportés.

Il est à remarquer que les influences sur l'effort tangentiel au tambour d'entraînement sont de natures multiples et diverses et rendent extrêmement difficile une évaluation exacte de la force motrice. La présente Norme internationale doit permettre une étude simple des transporteurs à courroie. Elle n'atteint en conséquence qu'un degré limité de précision, mais suffisant dans la majeure partie des cas. Il n'est pas tenu compte dans les

formules d'un grand nombre d'influences; cependant des précisions sont données quant à leur nature et à leur effet.

Dans les cas simples, les plus courants, il est possible de passer facilement du calcul de la puissance ou de l'effort tangentiel à celui des efforts nécessaires et des efforts réels dans la courroie, qui joueront un rôle déterminant dans le choix de la courroie et des équipements mécaniques.

Mais certains transporteurs posent des problèmes plus complexes, par exemple ceux qui ont plusieurs tambours de commande, ou ceux qui ont des inclinaisons successivement ascendantes ou descendantes. Pour ces calculs, qui ne sont pas prévus dans la présente Norme internationale, il convient de consulter un spécialiste compétent en manutention continue.

1 Objet et domaine d'application

La présente Norme internationale établit des méthodes pour le calcul de la puissance d'entraînement nécessaire au tambour d'entraînement d'un transporteur à courroie, et des efforts de tension s'exerçant sur la courroie.

2 Symboles

Symbole	Désignation	Unité
a_o	Distance entre les trains des rouleaux pour le brin supérieur	m
a_u	Distance entre les trains des rouleaux pour le brin inférieur	m
b	Largeur de la courroie garnie de matériau	m
B	Largeur de la courroie	m
C	Coefficient	—
e	Base des logarithmes naturels	—
f	Coefficient fictif de frottement	—
F_1 F_2	} Efforts dans la courroie selon figure 2	N
F_H		
$F_{\max}$	Résistances principales	N
$F_{\min}$	Effort maximal dans la courroie	N
F_N	Effort minimal dans la courroie	N
F_S	Résistances secondaires	N
F_{S1}	Résistances spéciales	N
F_{S2}	Résistances principales spéciales	N
F_{St}	Résistances secondaires spéciales	N
F_U	Résistances dues à l'inclinaison	N
g	Effort tangentiel nécessaire au(x) tambour(s) d'entraînement	N
$(h/a)_{zul}$	Accélération due à la pesanteur	m/s ²
H	Flèche admissible de la courroie entre deux trains de rouleaux	—
I_V	Hauteur de dénivèlement entre le point de déversement et le point de chargement	m
k	Débit	m ³ /s
L	Facteur d'inclinaison	—
P_A	Longueur du transporteur (entr'axes)	m
P_M	Puissance nécessaire au(x) tambour(s) d'entraînement	W
q_B	Puissance nécessaire au(x) moteur(s) d'entraînement	W
q_G	Masse de la courroie au mètre dans le brin supérieur ou le brin inférieur	kg/m
q_{RO}	Masse du matériau transporté par mètre	kg/m
q_{RU}	Masses des parties tournantes des rouleaux porteurs du brin chargé par mètre	kg/m
S	Masses des parties tournantes des rouleaux porteurs du brin de retour par mètre	kg/m
v	Section du matériau sur la courroie	m ²
γ	Vitesse de courroie	m/s
δ	Masse volumique du matériau transporté	kg/m ³
η	Angle d'inclinaison de l'installation dans le sens du transport	degrés
λ	Rendement	—
μ	Angle de l'axe des rouleaux porteurs en auge par rapport à l'horizontale	degrés
ξ	Coefficient de frottement entre tambour(s) d'entraînement et courroie	—
ρ	Coefficient d'accélération	—
φ	Angle de talus dynamique du matériau manutentionné	degrés
	Angle d'enroulement de la courroie sur le tambour d'entraînement	radians

3 Résistances aux mouvements du transporteur à courroie

3.1 Généralités

L'ensemble des résistances aux mouvements d'un transporteur à courroie est constitué par diverses résistances qui peuvent être divisées en cinq groupes.

- Résistances principales, F_H
- Résistances secondaires, F_N
- Résistances principales spéciales, F_{S1}
- Résistances secondaires spéciales, F_{S2}
- Résistances dues à l'inclinaison, F_{St}

Dans ces cinq groupes sont comprises toutes les résistances que doit vaincre la commande d'un transporteur à courroie pour surmonter les frottements et l'inclinaison du parcours, ainsi que pour accélérer le matériau au point de chargement.

Les résistances principales et secondaires F_H et F_N apparaissent sur tous les transporteurs à courroie, tandis que les résistances spéciales $F_S = F_{S1} + F_{S2}$ n'existent que dans certaines installations.

F_H et F_{S1} agissent de façon continue le long du transporteur à courroie, tandis que F_N et F_{S2} n'existent que localement.

La résistance due à l'inclinaison F_{St} peut avoir des valeurs positive, nulle ou négative, suivant la pente le long du transporteur. Elle peut, en outre, agir de manière continue sur l'ensemble du parcours ou peut ne se manifester que localement sur des sections partielles de la longueur.

Une liste détaillée des diverses résistances peut être établie comme suit :

3.2 Résistances principales, F_H

- Résistance de rotation des rouleaux porteurs du brin chargé et du brin de retour, due au frottement dans les roulements et les joints des rouleaux (voir équation 3).
- Résistance à la progression de la courroie, due à l'enfoncement dans la courroie des rouleaux porteurs, des flexions alternées de la courroie et du matériau.

3.3 Résistances secondaires, F_N

- Résistance d'inertie et de frottement due à l'accélération du matériau au point de chargement.
- Résistance due au frottement sur les parois latérales des goulottes au point de chargement.
- Résistance des paliers de tous les tambours, à l'exception de ceux des tambours d'entraînement.

- Résistance due à l'enroulement de la courroie sur les tambours.

3.4 Résistances principales spéciales, F_{S1}

- Résistance de pincement due à la position oblique ou inclinée des rouleaux porteurs dans le sens de marche de la courroie.
- Résistance due au frottement contre les bavettes de goulottes ou contre les guidages, lorsque ceux-ci agissent sur toute la longueur de la courroie.

3.5 Résistances secondaires spéciales, F_{S2}

- Résistance due au frottement des dispositifs de nettoyage des tambours et de la courroie.
- Résistance due au frottement contre les bavettes de goulottes ou contre les guidages lorsque ceux-ci n'agissent que sur une partie de la longueur de la courroie.
- Résistance due au retournement du brin inférieur de la courroie.
- Résistance due aux socs de déversement des matériaux.
- Résistance due aux chariots verseurs.

3.6 Résistances dues à l'inclinaison, F_{St}

- Résistance due à la dénivellation du matériau lors de son transport sur des parcours inclinés.

La résistance due à l'inclinaison peut, contrairement à certaines autres résistances, être clairement déterminée physiquement; elle a pour valeur :

$$F_{St} = q_G H g \quad \dots (1)$$

La hauteur d'élévation H est positive lorsque les installations sont ascendantes et négative lorsqu'elles sont descendantes.

4 Effort et puissance d'entraînement

4.1 Effort tangentiel au(x) tambour(s) d'entraînement

4.1.1 Formules générales de calcul

L'effort tangentiel, F_U , nécessaire au(x) tambour(s) d'entraînement d'un transporteur à courroie s'obtient en faisant la somme de toutes les résistances, c'est-à-dire :

$$F_U = F_H + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St} \quad \dots (2)$$

Les résistances principales, F_H , peuvent être déterminées de façon simplifiée à l'aide d'un coefficient fictif de frottement, f . En appliquant la loi de frottement de Coulomb, la résistance

principale totale est égale au produit du coefficient fictif de frottement, f , par la longueur de transport, L , et par la somme des forces verticales par mètre linéaire résultant de toutes les masses en mouvement :

$$F_U = f L g [q_{R0} + q_{RU} + (2 q_B + q_G) \cos \delta] + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St} \quad \dots (3)$$

Du fait que l'inclinaison de parcours de 18° représente en général une limite supérieure pour des transporteurs à courroie lisse, on négligera l'angle d'inclinaison et on introduira dans l'équation (3) des charges verticales égales aux charges de parcours ($\cos \delta = 1$).

Par contre, si les inclinaisons de parcours sont supérieures à 18° , ainsi que le permettent les courroies à tasseaux ou à chevrons, les charges de parcours, q_B et q_G , placées entre parenthèses, seront multipliées par $\cos \delta$.

La charge de parcours, q_G , résultant de la masse du matériau, peut être calculée à partir du débit I_V , de la masse volumique, γ , et de la vitesse de transport, v , d'après l'équation (4) :

$$q_G = \frac{I_V \gamma}{v} \quad \dots (4)$$

(par exemple : I_V en mètres cubes par seconde; γ en kilogrammes par mètre cube; v en mètres par seconde; q_G en kilogrammes par mètre).

L'équation (3) est valable pour toutes les longueurs d'installation.

Pour les transporteurs à courroie à grands entr'axes (par exemple, supérieurs à 80 m), les résistances secondaires sont nettement inférieures aux résistances principales de l'installation et peuvent donc être déterminées forfaitairement, de façon simplifiée, sans risque d'une trop grosse erreur. Si l'on introduit à cet effet un coefficient C comme facteur des résistances principales dépendant de la longueur du transporteur à courroie, il en résulte l'équation (5).

$$F_U = C f L g [q_{R0} + q_{RU} + (2 q_B + q_G)] + q_G H g + F_{S1} + F_{S2} \quad \dots (5)$$

Si les inclinaisons de parcours sont supérieures à 18° , ainsi que le permettent les courroies à tasseaux ou à chevrons, les charges de parcours q_B et q_G placées entre parenthèses doivent en outre être multipliées par $\cos \delta$.

4.1.2 Coefficient C

Le coefficient C correspond au quotient :

$$C = \frac{\text{Résistance totale sans résistance due à l'inclinaison et sans résistances spéciales}}{\text{Résistances principales}} = \frac{F_H + F_N}{F_H} \quad \dots (6)$$

Il est fonction de la longueur de l'installation, parce que la majorité des résistances secondaires dans l'équation (6) est indépen-

dante de l'entr'axe du transporteur à courroie et ne se manifeste que localement.

Sur la figure 1, le coefficient C est représenté en fonction de la longueur L du transporteur à courroie. Les valeurs de ce diagramme ont été déterminées surtout pour d'assez grands entr'axes, par des mesurages effectués sur un grand nombre d'installations. Le diagramme montre qu'en appliquant un coefficient C , on n'arrive à des résultats suffisamment précis, en ce qui concerne l'effort tangentiel au tambour d'entraînement, que si l'entr'axe du transporteur à courroie est supérieur à 80 m.

Pour les entr'axes inférieurs à 80 m, la valeur du coefficient C devient incertaine, ainsi que le montre la zone hachurée sur le diagramme. L'aire d'incertitude du coefficient C pour de faibles entr'axes s'explique par la prédominance des résistances secondaires dans la résistance globale de telles installations. Les deux tracés tiretés du coefficient C dans la zone de faibles entr'axes ne représentent pas des courbes limites, mais attirent simplement l'attention sur une incertitude croissante de la valeur C .

Le coefficient C se situe, pour la plupart des transporteurs à courroie de court entr'axe, dans la zone hachurée. Mais on peut avoir aussi, particulièrement dans les installations pour des charges isolées à faibles résistances secondaires, des valeurs plus faibles de C , ou, pour des bandes de mise en vitesse particulièrement courtes, à vitesse élevée et à grands débits, des valeurs beaucoup plus fortes.

Pour le calcul plus précis de la force d'entraînement des transporteurs à courroie de longueur d'entr'axes inférieure à 80 m, il est en conséquence recommandé d'utiliser l'équation (3).

4.1.3 Coefficient fictif de frottement, f

Le coefficient fictif de frottement f comprend la résistance de roulement des rouleaux porteurs, la résistance à la progression de la courroie, et a été calculé pour les transporteurs à courroie entraînés par le moteur, d'après les résultats d'une grande série de mesurages, à 0,020 comme valeur moyenne.

Pour des installations fixes et bien alignées avec rouleaux porteurs tournant facilement, ainsi que pour des matériaux à faible frottement interne, cette valeur peut être inférieure de 20 % et descendre par conséquent jusqu'à 0,016, tandis qu'on peut atteindre pour f , dans le cas de transporteurs à courroie mal alignés avec rouleaux porteurs tournant difficilement et des matériaux à frottement interne important, des valeurs jusqu'à 50 % supérieures à la valeur moyenne et allant ainsi jusqu'à 0,030.

La valeur moyenne indiquée du coefficient fictif de frottement f s'applique à des transporteurs à courroie normalement alignés. Exactement considérée, elle n'est en outre valable que pour des installations utilisées entre 70 à 110 % de leur débit nominal, pour des matériaux ayant un coefficient de frottement interne moyen, pour des trains de rouleaux porteurs à trois rouleaux pour le brin supérieur avec un angle d'auge des rouleaux latéraux de 30° , pour une vitesse de courroie d'environ 5 m/s, pour une température ambiante d'environ 20°C , pour des rouleaux porteurs à joints à labyrinthe ayant un diamètre de 108 à 159 mm et avec des distances entre trains de rouleaux de 1 à 1,5 m pour le brin supérieur de la courroie et d'environ 3 m pour le brin inférieur.

La valeur de f peut, par exemple, être supérieure à la valeur moyenne 0,020 et atteindre des valeurs, jusqu'à environ 0,030 dans les cas suivants :

- matériaux transportés ayant un coefficient élevé de frottement interne;
- angles d'auge des rouleaux latéraux supérieurs à 30°;
- vitesses de courroie supérieures à 5 m/s;
- diamètres de rouleaux porteurs plus petits que ceux indiqués précédemment;
- températures ambiantes inférieures à 20 °C;
- diminution de la tension de la courroie;
- courroies à texture plus souple, ainsi que courroies à revêtements plus souples ou plus épais;
- mauvais alignement de l'installation;
- conditions de travail en atmosphère poussiéreuse ou dans un environnement humide, et/ou collant;
- distances entre les trains de rouleaux porteurs sensiblement supérieures à 1,5 m pour le brin supérieur et à 3 m pour le brin inférieur.

Le coefficient fictif de frottement, f , peut, le cas échéant, être inférieur à la valeur moyenne de 0,020, si les influences précitées sont inversées.

En cas de marche à vide de l'installation, la valeur f peut, selon l'importance des poids morts et la tension de la courroie du transporteur, être inférieure ou supérieure à ce qu'elle est en pleine charge.

Compte tenu des grandeurs d'influence précitées, une valeur f de 0,020 est à considérer comme valeur moyenne; son choix et son appréciation exacts devraient cependant être laissés, en raison des nombreux et différents facteurs d'influence, au soin du constructeur de l'installation. En général, on obtient des résultats suffisamment précis, en ce qui concerne l'effort tangentiel nécessaire pour un transporteur à courroie, si l'on introduit dans les équations (3) ou (5) la valeur moyenne du coefficient $f = 0,020$.

Les installations descendantes qui doivent être freinées par le moteur agissant comme générateur seront calculées, pour plus de sécurité, avec une valeur f inférieure de 40 % à celle prise pour le calcul des transporteurs à courroie commandés. La valeur moyenne de calcul qui en résulte est ainsi, pour ces cas, $f = 0,012$.

4.1.4 Résistances secondaires et spéciales

Pour la détermination plus précise de l'effort tangentiel et de la puissance d'entraînement des transporteurs à courroie courts d'après l'équation (3), les résistances secondaires et spéciales F_N , F_{S1} et F_{S2} de l'installation doivent être connues.

Les formules de calcul pour ces résistances sont données dans les tableaux 1 et 2 et elles peuvent être déterminées à partir des caractéristiques connues du transport à courroie.

Le tableau 1 englobe les résistances secondaires F_N existant en permanence.

Le tableau 2 reproduit les résistances spéciales F_S qui n'existent pas dans toutes les installations.

On peut simplifier le calcul en négligeant celles des résistances secondaires et spéciales qui ont une influence mineure, c'est-à-dire en ne prenant en considération que les résistances d'inertie et de frottement au point de chargement, ainsi que la résistance de frottement entre matériau et guidage dans la zone d'accélération, la résistance de frottement due aux nettoyeurs de courroies, et la résistance due au pincage des rouleaux.

4.1.5 Domaine d'application

Les formules proposées pour le calcul de l'effort tangentiel au tambour d'entraînement ne sont valables que dans la mesure où elles s'appliquent à des installations chargées de manière continue.

Pour les transporteurs à courroie qui traversent un terrain accidenté avec des changements de pente ou qui ne sont inclinés que vers le bas, et pour lesquels il y a presque toujours la possibilité d'un chargement partiel de la courroie, le calcul de l'effort tangentiel au tambour d'entraînement doit être souvent effectué pour différentes conditions de service, telles que, par exemple :

- installation non chargée;
- installation complètement chargée;
- sections de l'installation de tracé ascendant, horizontal, ou légèrement descendant, supposées chargées et demandant ainsi de la puissance; les autres sections de tracé plus fortement descendant et qui seraient motrices si elles étaient chargées, supposées vides;
- sections de l'installation de tracé fortement descendant supposées chargées; sections de tracé ascendant, horizontal ou légèrement descendant supposées vides.

Le plus grand effort tangentiel au tambour d'entraînement trouvé de cette manière est déterminant pour la conception de la commande.

À cet égard, il y a lieu de tenir compte du fait qu'en cas de freinage de l'installation par moteur fonctionnant en générateur, il faut utiliser un coefficient fictif de frottement plus faible que celui utilisé pour les transporteurs à courroie entraînés par le moteur (voir 4.1.3).

Dans de tels cas, la plus grande force motrice nécessaire et la plus grande force de retenue doivent être prises toutes deux en considération pour le calcul du système d'entraînement et de retenue.

4.2 Puissance d'entraînement du transporteur à courroie

La puissance d'entraînement nécessaire au(x) tambour(s) d'entraînement du transporteur à courroie résulte de l'effort tangentiel F_U , c'est-à-dire :

$$P_A = F_U v \quad \dots (7)$$

(par exemple : F_U en kilonewtons; v en mètres par seconde; P_A en kilowatts)

La puissance motrice correspondante s'obtient, compte tenu du rendement, à partir de l'équation (8a) pour les transporteurs à courroie entraînés, et à partir de l'équation (8b) pour les installations retenues par les moteurs.

$$P_M = \frac{P_A}{\eta_1} \quad \dots (8a)$$

$$P_M = P_A \eta_2 \quad \dots (8b)$$

η_1 est généralement choisi entre 0,85 et 0,95, tandis que η_2 est généralement choisi entre 1,0 et 0,95.

4.3 Efforts dans la courroie

4.3.1 Généralités

Les tensions s'exerçant sur la courroie varient sur toute la longueur de la courroie. Leur grandeur dépend :

- du parcours du transporteur à courroie;
- du nombre et de la disposition des tambours de commande;
- des caractéristiques des commandes et des freins;
- du type et de la disposition des dispositifs de tension de la courroie;
- du cas de régime de l'installation : démarrage, régime nominal, freinage, arrêt, soit à vide, soit chargé complètement ou partiellement.

En considération des tensions de la courroie et des efforts dans les autres organes de l'installation dus aux sollicitations de la courroie, les efforts de traction appliqués à la courroie doivent être aussi faibles que possible.

Pour la bonne marche de l'installation, il est cependant indispensable que les tensions dans la courroie remplissent deux conditions :

- Les tensions s'exerçant sur la courroie doivent être assez grandes pour qu'à tous les régimes les forces périphériques appliquées à tous les tambours de commande soient transmises à la courroie par frottement sans qu'il se produise un glissement de la courroie.
- La tension s'exerçant sur la courroie doit être suffisante

pour qu'il n'ait pas de flèche trop importante de la courroie entre deux trains de rouleaux porteurs.

4.3.2 Transmission de l'effort tangentiel par le(s) tambour(s) d'entraînement

Pour la transmission d'un effort tangentiel F_U d'un tambour d'entraînement à la courroie, selon la figure 2, il est nécessaire de maintenir une tension, F_2 , du brin de retour, qui peut être calculée d'après l'équation (9) :

$$F_{2 \min} \geq F_{U \max} \frac{1}{e^{\mu \varphi} - 1} \quad \dots (9)$$

L'effort tangentiel maximal $F_{U \max}$ se produit le plus souvent au démarrage ou au freinage du convoyeur chargé à plein.

L'angle d'enroulement φ d'un tambour d'entraînement est, suivant les conditions géométriques, d'un ordre de grandeur de :

$$\varphi = 2,8 \text{ à } 4,2 \text{ (} 160^\circ \text{ à } 240^\circ \text{)}.$$

Le coefficient de frottement μ entre le tambour d'entraînement et la courroie peut être déterminé d'après le tableau 3.

4.3.3 Limitation due à la flèche de la courroie

La tension minimale, $F_{\min}$, qui doit s'exercer sur la courroie pour limiter la flèche de la courroie entre deux trains de rouleaux porteurs, est obtenue d'après les équations (10a) et (10b) :

Pour le brin supérieur :

$$F_{\min} \geq \frac{a_o (q_B + q_G) g}{8 (h/a)_{zul}} \quad \dots (10a)$$

Pour le brin inférieur :

$$F_{\min} \geq \frac{a_u q_B g}{8 (h/a)_{zul}} \quad \dots (10b)$$

Il ne faut descendre au-dessous de ces valeurs à aucun endroit de l'installation. La flèche admissible de la courroie $(h/a)_{zul}$ est généralement fixée à $(h/a)_{zul} = 0,005$ à $0,02$.

4.3.4 Variation des efforts et effort maximal sur la courroie

La tension nécessaire et sa variation sur la longueur de transport doivent être déterminées pour chaque régime en fonction du nombre, de la disposition et de la caractéristique des dispositifs de commande et de freinage et suivant le type et l'emplacement du dispositif de tension, en ajoutant ou en soustrayant comme il convient aux efforts minimaux les résistances au mouvement, les efforts dus au poids de la courroie et des produits transportés et les efforts tangentiels s'exerçant sur tous les tambours d'entraînement.

La tension minimale nécessaire est fixée soit par l'aptitude à transmettre l'effort tangentiel d'un tambour d'entraînement, soit par la limitation de la flèche de la courroie. Cette valeur maximale de la tension correspondante pour un certain régime est en général maintenue pour tous les autres régimes, même si ceux-ci ne l'exigent pas, parce que, normalement, il n'est ni raisonnable ni pratique de produire différents efforts au dispositif de tension pour différents régimes.

La tension maximale, $F_{\max}$, s'exerçant sur la courroie, qui doit être fixée pour le choix et le dimensionnement de la courroie, ne peut pas être indiquée par une formule universellement valable.

C'est seulement dans des cas simples qui se produisent cependant avec une fréquence relativement élevée, par exemple :

- dans le cas d'un transport horizontal ou à faible pente,
- et s'il y a un seul tambour d'entraînement,
- et si l'effort de freinage pour arrêter l'installation est faible,

qu'on peut calculer la tension maximale s'exerçant sur la courroie, approximativement, à l'aide de la formule (11) (voir figure 2) :

$$F_{\max} \approx F_1 \approx F_U \left(\frac{\xi}{e^{\mu\varphi} - 1} + 1 \right) \quad \dots (11)$$

Le coefficient ξ tient compte du fait que l'effort tangentiel doit être plus grand au démarrage de l'installation qu'en régime nominal. Suivant les caractéristiques de commande, le coefficient ξ est situé entre 1,3 et 2,0.

Dans tous les cas compliqués, les variations de tension s'exerçant sur la courroie doivent être calculées soigneusement par un spécialiste.

5 Débit et sections d'un transporteur à courroie lisse non profilée

Le débit maximal du transporteur à courroie se calcule à partir de la section maximale, S , du matériau sur la courroie, de la vitesse, v , de la courroie et du facteur d'inclinaison, k , de l'installation, selon l'équation (12) :

$$I_V = S v k \quad \dots (12)$$

(par exemple : S en mètres carrés; v en mètres par seconde; I_V en mètres cubes par seconde)

La section maximale du matériau sur la courroie dépend de la largeur de courroie, de la forme de l'auge et de l'angle de talus dynamique du matériau lors de son passage sur les stations de rouleaux porteurs.

Pour les sections d'auge les plus fréquemment utilisées, suivant les figures 3 à 5, la section S du matériau est reproduite dans les tableaux 4 et 5.

Les tableaux comprennent les angles de talus dynamiques $\varrho = 0^\circ, 10^\circ, 20^\circ$ et 30° . Le choix de l'angle de talus correct est fonction du matériau transporté et de la distance parcourue par le matériau. Pour des matériaux à écoulement normal, on peut généralement choisir comme valeur standard : $\varrho = 20^\circ$. Les matériaux à écoulement facile ou presque fluides n'atteignent cependant que des valeurs de ϱ inférieures à 20° et peuvent, en l'occurrence, tomber jusqu'à 0° . Les angles de talus dynamiques supérieurs à 20° se produisent simplement pour des matériaux qui accusent un très important frottement interne.

Il a été généralement adopté pour l'évaluation dans les tableaux 4 et 5 une largeur de courroie, garnie de matériau, de $b = 0,9 B - 0,05$ (B et $0,05$ en mètres).

Le facteur d'inclinaison, k , dans l'équation (12), tient compte de la réduction de section du matériau manutentionné sur la courroie, lorsque le transport est en pente. k est donné dans la figure 6 en fonction de l'angle d'inclinaison δ de l'installation et ne s'applique qu'à des courroies lisses non profilées.

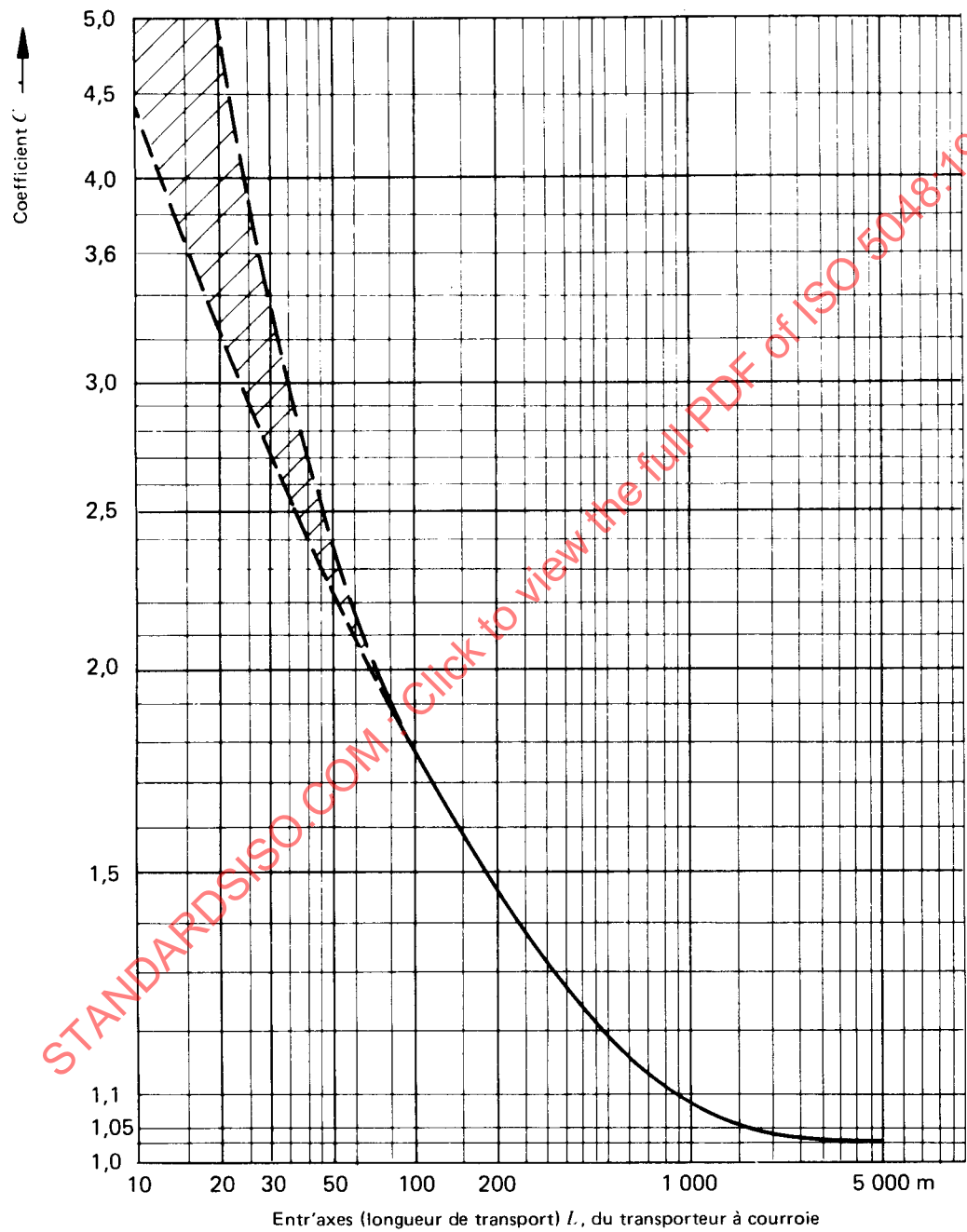


Figure 1 — Coefficient C en fonction de L

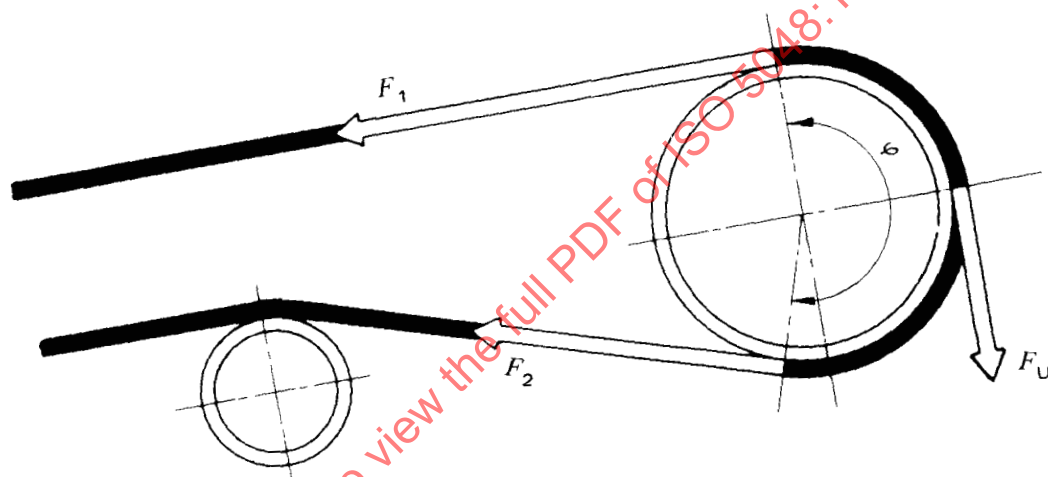
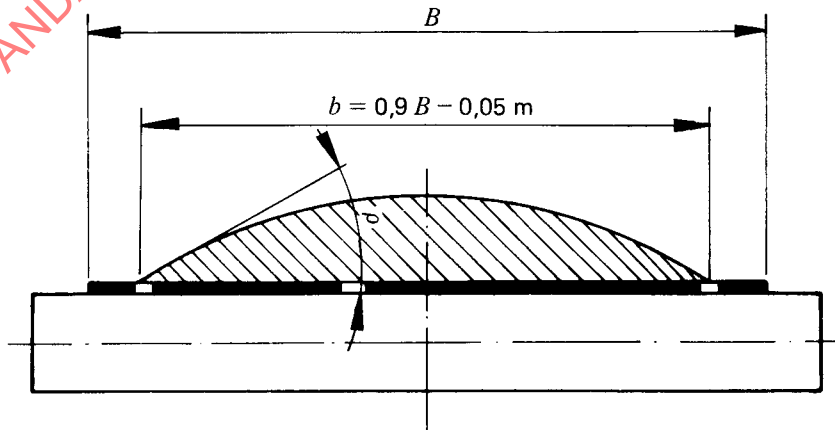
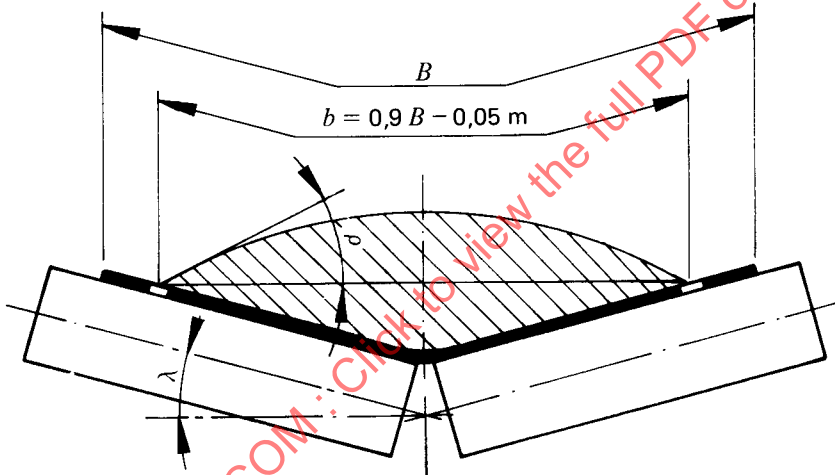
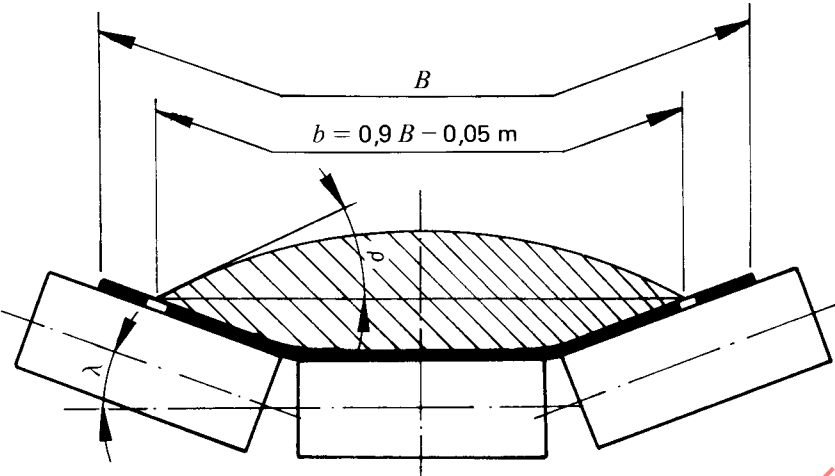


Figure 2 — Tensions de la courroie



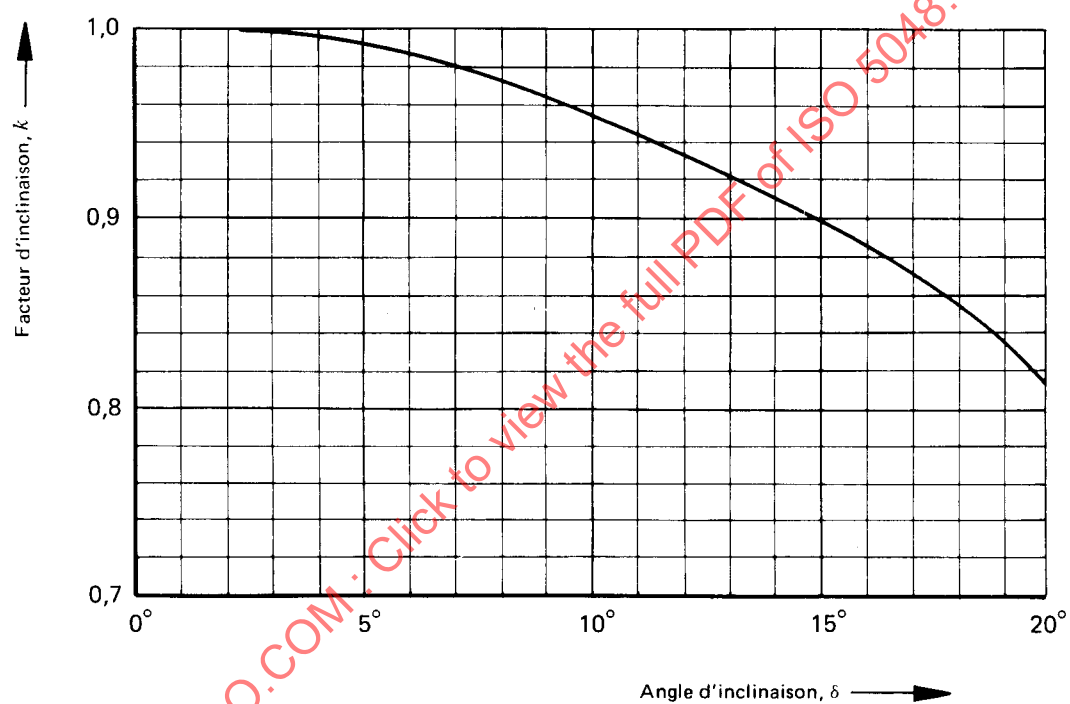
Figure 6 — Facteur k en fonction de δ

Tableau 1 — Règles de calcul des résistances secondaires F_N

Symbole	Type de résistance	Unité	Symboles ne figurant pas dans la liste du chapitre 2		
			Symbole	Désignation	Unité
F_{bA}	Résistance d'inertie et de frottement au point de chargement dans la zone d'accélération, entre matériau manutentionné et courroie $F_{bA} = I_V \gamma (v - v_o)$	N	b_1	largeur entre guidages	m
F_f	Résistance de frottement entre matériau transporté et guidages dans la zone d'accélération $F_f = \frac{\mu_2 I_V^2 \gamma g l_b}{\left(\frac{v + v_o}{2}\right)^2 b_1^2}$	N	D	diamètre du tambour	m
F_l	Résistance d'enroulement de la courroie lors de son passage sur les tambours a) pour courroies à carcasse textile : $F_l = 9 B \left(140 + 0,01 \frac{F}{B} \right) \frac{d}{D}$ b) pour courroies à carcasse métallique : $F_l = 12 B \left(200 + 0,01 \frac{F}{B} \right) \frac{d}{D}$	N	d	épaisseur de la courroie	m
F_t	Résistance des paliers de tambour (ne doit pas être calculée pour les tambours d'entraînement) $F_t = 0,005 \frac{d_o}{D} F_T$	N	d_o	diamètre d'arbre au roulement	m
			F	tension moyenne de la courroie	N
			F_T	somme vectorielle des deux tensions de courroie agissant sur le tambour et de l'effort dû à la masse des parties tournantes du tambour	N
			l_b	longueur d'accélération $l_{b \min} = \frac{v^2 - v_o^2}{2 g \mu_1}$	m
			v_o	composante de la vitesse d'alimentation du matériau dans le sens du transport	m/s
			μ_1	0,5 à 0,7 coefficient de frottement entre matériau et courroie	—
			μ_2	0,5 à 0,7 coefficient de frottement entre matériau et guidage	—

Tableau 2 — Règles de calcul des résistances spéciales F_S

Symbole	Type de résistance	Unité	Symboles ne figurant pas dans la liste du chapitre 2		
			Symbole	Désignation	Unité
F_ϵ	Résistance due au pincement des rouleaux a) pour auge à trois rouleaux d'égale longueur sur le brin supérieur $F_\epsilon = C_\epsilon \mu_o L_\epsilon (q_B + q_G) g \cos \delta \sin \epsilon$ b) pour auge à deux rouleaux sur le brin inférieur : $F_\epsilon = \mu_o L_\epsilon q_B g \cos \lambda \cos \delta \sin \epsilon$	N	A	zone de contact entre courroie et nettoyeur de courroie	m ²
F_{gL}	Résistance de frottement entre matériau transporté et guidages latéraux $F_{gL} = \frac{\mu_2 I_V^2 \gamma g l}{v^2 b_1^2}$	N	b_1	largeur intérieure entre guidages	m
F_r	Résistance de frottement due aux nettoyeurs de courroie $F_r = A p \mu_3$	N	C_ϵ	0,4, facteur d'auge pour auge de 30° 0,5, facteur d'auge pour auge de 45°	—
F_a	Résistance due au frottement par socs de déversement $F_a = B k_a$	N	k_a	facteur de raclage (normalement 1 500 N/m)	N/m
			L_ϵ	longueur de l'installation avec rouleaux porteurs pincés	m
			l	longueur de transport entre les guidages	m
			p	pression entre nettoyeur et courroie	N/m ²
			ϵ	angle de pincement de l'axe des rouleaux porteurs perpendiculairement au sens du transport	degrés
			μ_o	0,3 à 0,4, coefficient de frottement entre rouleaux porteurs et courroie	—
			μ_2	0,5 à 0,7, coefficient de frottement entre matériau et guidage	—
			μ_3	coefficient de frottement entre nettoyeur et courroie	—