

Vous exploitez un convoyeur comportant des virages, alors cet article vous en dévoile les règles de l'art !

## Technologie des courbes horizontales ou "Virages" : conception, calcul, maîtrise.

### Terminologie/description :

**Une terminologie précise est nécessaire pour décrire le sujet.**

Dans le langage commun, il est fait état de « courbe horizontale » pour les convoyeurs ayant un profil en long « sinueux » en vue aérienne (plan **XZ**) ; ils ont aussi la dénomination « convoyeur curviligne ». Par comparaison, un convoyeur comportant des tronçons rectilignes horizontaux, ascendants, descendants, avec des courbes convexes (centre de la courbe en dessous du convoyeur) et concaves (centre de la courbe au-dessus du convoyeur), a un profil parfaitement « rectiligne » dans une représentation en vue aérienne ; la représentation d'un tel convoyeur, de manière usuelle, est le plan de coordonnées **XY**, pour être parfaitement descriptive.

Ici, la difficulté tient à la diversité des courbes dites horizontales ; il faudrait plutôt parler de courbe dans le « plan horizontal » de coordonnées **XZ**. Mais si ce plan horizontal est incliné, comment comprendre la définition « courbe horizontale ». Pour clarifier ce point, **C3 Expert** emploie le terme de « **virage** » par analogie aux virages des routes qui peuvent avoir un profil simple et constant ou compliqué en combinant des sections de pente (inclinaison) différente dans le même virage.



*Les convoyeurs rectilignes ou avec une ou des courbes convexes et/ou concaves ont un profil en long (en élévation) parfaitement visible sur un plan de coordonnées **XY**.*

*Lorsque le convoyeur comporte des **virages** simples et constants, ceux-ci sont visibles dans un plan de coordonnées **XZ***

*Lorsque les virages comportent des courbes concaves et/ou convexes, il faut une représentation en **3D**, pour distinguer les subtilités du tracé.*

## Contraintes de calcul des « virages »

Pour le calcul d'un virage, il est nécessaire de connaître les différents paramètres et leur valeur qui le caractérise.

Dans le cas d'un projet de convoyeur, le calcul a la liberté de proposer différentes solutions ; mais il peut devoir se plier à certaines contraintes, par exemple, un tracé qui impose un rayon de courbe dans un gabarit géographique donné.

Dans le cas d'un convoyeur existant, le calcul est contraint par la valeur imposée de nombreux paramètres ; par exemple, le rayon de chaque virage, le modèle et le pas des supports à rouleaux, la localisation des groupes de commande, la référence et la vitesse de la bande, etc.

## Profils des « virages »

- 1) Virage simple, avec paramètres réguliers
  - a. Dans un plan horizontal, ascendant, descendant
  - b. Avec un centre et un rayon uniques.

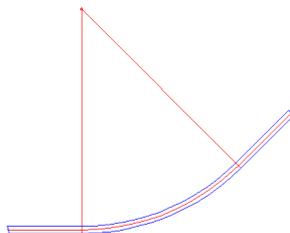


Fig.1 : 1 centre, 1 rayon

- 2) Virage simple, avec paramètres variables
  - a. Dans un plan horizontal, ascendant, descendant
  - b. La section en courbe comporte plusieurs centres et/ou rayons différents.

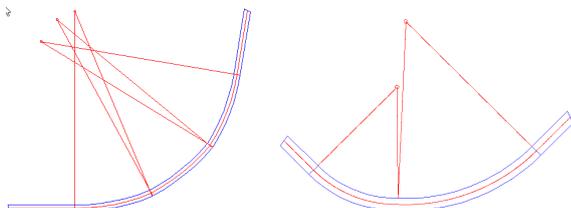


Fig.2.1 : 3 centres, 1 rayon    Fig.2.2 : 2 centres, 2 rayons

- 3) Virage complexe combinant une ou plusieurs courbes dans le plan vertical (concave, convexe) avec un même centre et rayon de virage ou avec plusieurs centres et/ou rayons de virage
  - a. Ce type de profil est des plus compliqués à calculer car il dépend des grandes variations de tension dans la bande tout au long du virage selon que la masse du produit manutentionné représente une force résistante ou motrice. Pour ce type de virage, il est nécessaire de calculer au préalable les tensions mini et maxi de toutes les sous-sections du virage
- 4) Suite de virages de direction alternée, sans section rectiligne intermédiaire ou avec section rectiligne intermédiaire très courte (ex. : longueur égale à 1 pas entre 2 supports consécutifs).

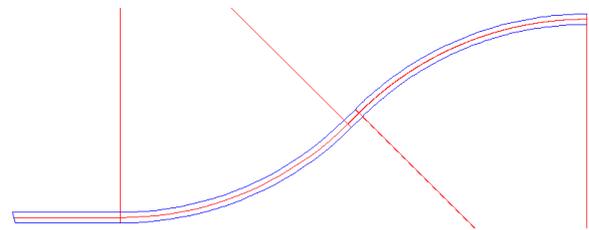


Fig.4 : 2 virages successifs de direction inverse

## Agencement des brins porteur et retour

Les tracés du virage, brin porteur et brin retour, sont :

- 1) Parallèles et superposés
  - a. Le rayon des 2 sections de virage, brin porteur et brin retour, est le même ;



Fig.5.1 : Virages // brin porteur et retour superposés

- 2) Parallèles et côte à côte
  - a. Le rayon du brin retour est augmenté ou diminué de la distance qui le sépare des axes longitudinaux des 2 brins, selon la direction du virage considéré (à droite, à gauche).

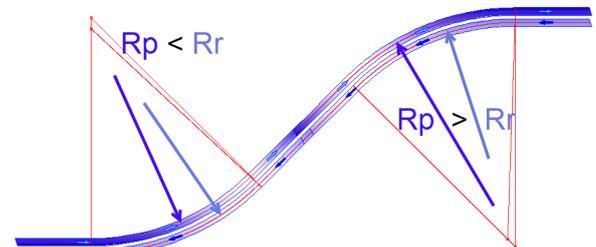


Fig.5.2 : Virages // brin porteur & retour côte à côte

- 3) Non parallèles
  - a. Ici, il s'agit de 2 tracés distincts.
- 4) Sans "brin retour".
  - a. Ce cas pourrait exister dans l'absolu et serait assimilé à un "anneau" ou une boucle. L'intérêt d'un tel tracé est improbable.

## Supports à rouleau(x) / Conception

Il y a une grande variété de supports à rouleau(x) pour soutenir la bande dans les virages ; ils se distinguent suivant 3 principes de fonctionnement :

- 1) Le support est **fixe**, dans le sens où, une fois réglé, il n'a pas de mouvement, de déplacement, automatique ou commandé pour faire varier les angles d'inclinaison et/ou d'orientation. Ce modèle est le plus commun.
- 2) Le support est « **pendulaire** » (balancelle), simple ou double (rouleaux porteurs, porteur + retour). Le principe tient à son inclinaison sous la poussée de la bande, dont la trajectoire tend vers la corde de la courbe, du fait de ses forces de tension. Ainsi, la bande appuie sur les rouleaux du support qui s'incline, en pivotant sur un axe au-dessus de la balancelle, jusqu'à une valeur-limite définie par une butée.
  - a. Ce modèle gère "l'inclinaison variable" du support. L'angle d'orientation du support, ici,

est fixe, mais sensible au « jeu fonctionnel » de l'articulation, dans un état neuf, puis usé ;

- b. Ce modèle permet un rayon de virage plus court que le modèle fixe pour toutes autres caractéristiques identiques du virage (débit, autres facteurs) ;
- c. L'inclinaison limite se définit par l'angle déboulement de talus en phase dynamique du produit manutentionné, de son débit, etc ;
- d. Les performances de ce modèle peuvent être intéressantes si on compare le coût de fabrication des balancelles et de la structure du convoyeur avec l'efficacité à maîtriser la trajectoire de la bande dans le virage :
  - L'efficacité de l'inclinaison se définit par calcul et doit être combinée avec l'angle d'orientation possibles mais fixe des supports ( $0^\circ$  à  $3^\circ$ ).

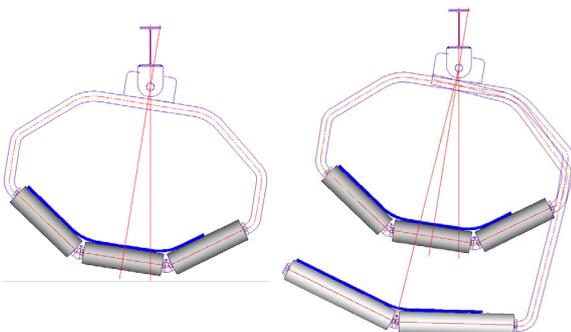


Fig.6.1 : Balancelle simple Fig.6.2 : Balancelle double

- 3) Le support est « à orientation variable » et fait partie de n suites de n supports dans le virage. L'orientation automatique dépend de la tendance de la trajectoire de la bande à l'instant t, vers l'intérieur ou l'extérieur de la courbe.

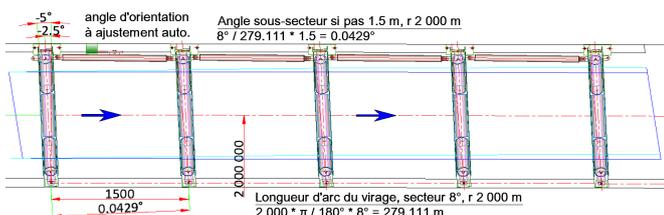


Fig.7 : Système à orientation variable commandé

- a. Ce modèle privilégie la force de direction des rouleaux, qui est considérée comme 1<sup>er</sup> facteur pour la maîtrise de la trajectoire de la bande. Selon le calcul sa performance est complétée par un angle d'inclinaison fixe ;
- b. Ce modèle a une bonne performance puisque l'angle d'orientation de chaque suite de n supports s'ajuste automatiquement pour contrer le déport de bande, en fonction de la charge, la tension de la bande, etc, dans la sous-section de virage considérée ;
- c. Dans ces conditions, une très grande variation de charge sur la bande et/ou de tension dans la bande est gérée par le système. Celui-ci permet un rayon de virage plus court par rapport au modèle de support fixe ;
- d. Pour ce système à orientation variable, il est recommandé de disposer d'une suite de n

- e. supports compatibles avec la variation de charge de telle sorte que la bande n'ait pas le temps de sortir de sa trajectoire calibrée lorsqu'il y a un brusque changement de charge et/ou de tension (vide, pleine charge, vide) ;
- e. Le nombre de supports de la suite se définit aussi par la force à mettre en œuvre pour manœuvrer facilement leur orientation ;
- f. Ce système peut aussi se satisfaire d'un nombre réduit de supports, ce qui en soi contribue à des économies de fournitures et d'énergie consommée ; ce point est à considérer dans le bilan économique.

## Supports à rouleau(x) / Angle d'orientation

Dans l'article ci-dessus, le modèle de support à balancelle, qui privilégie l'angle d'inclinaison, est présenté avant le modèle à *orientation variable*, parce qu'il est plus commun, mais en matière de d'efficacité, c'est l'angle d'orientation qui prime, avec un complément en inclinaison si besoin (idem industrie papetière).

### Angle d'orientation (de direction) :

Dans toute la section en virage, il peut être donné un angle d'orientation à chaque support à rouleau(x) à partir de sa position géométrique de référence parfaitement perpendiculaire à l'axe du convoyeur ;

- Cette **position initiale et de référence** du support est en coïncidence avec le rayon du virage, passant par l'axe des rouleaux du support ( $= 0^\circ$ ). Dans le cas où les forces de direction, générées par les rouleaux, seraient insuffisantes pour maîtriser la trajectoire de la bande, déport maximum admissible compris, alors il faut augmenter cet angle d'orientation, sans toutefois dépasser  $3^\circ$ .

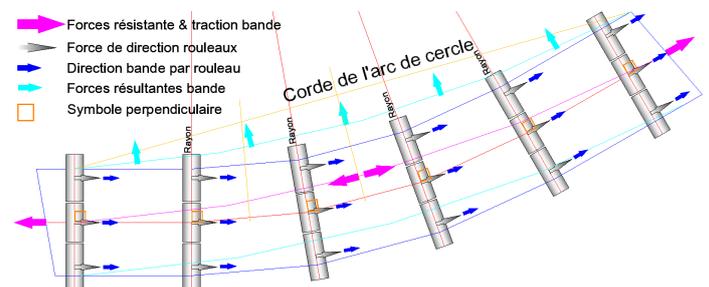


Fig.8.1 : Supports alignés sur chaque rayon virage

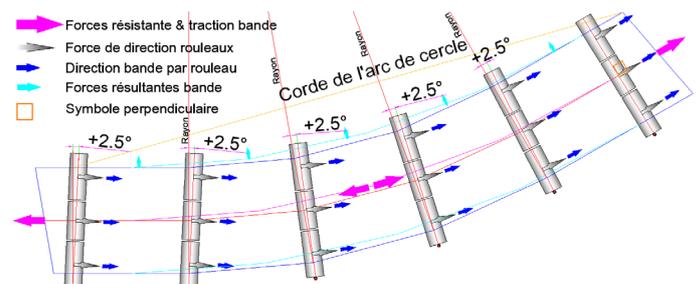


Fig.8.2 : Supports orientés à  $+2.5^\circ$  (réf. axe rouleaux), si l'angle d'orientation  $0.0^\circ$  est **insuffisant** pour limiter l'amplitude de déport de la bande

- Si le virage comporte plusieurs centres de courbe, chaque suite de supports, liée à une sous-section de virage (mêmes centre et rayon), définit une position de référence initiale des supports de 0° au rayon passant par l'axe des rouleaux, puis un angle d'orientation, si besoin > 0°.
- Si le virage a un profil compliqué, incluant des courbes concaves et/ou convexes, dans un profil général variable horizontal, ascendant descendant, l'angle d'orientation des supports pourra être différent de l'un à l'autre, pour un même rayon de courbe de la sous-section. Pour un rayon de courbe donné, c'est la variation de tension dans la bande et la charge (bande, bande+produit), dans chaque sous-section de virage, qui définit l'angle d'orientation des supports, pas à pas, selon que le produit manutentionné génère une force motrice ou résistante appliquée à la bande.

#### Principe de l'angle d'orientation (de direction) :

Dans une section **rectiligne** du convoyeur :

- Les forces de traction et les forces résistantes doivent être parallèles à l'axe convoyeur et lui être symétriques en valeurs, pour ne pas créer un couple de forces qui déporteraient la bande.
  - Dans les sections courbes, cet équilibre de forces dans la bande (tension droite & gauche ≠) n'existe pas. Ce delta de tension augmente en proportion avec la largeur de la bande, aux autres données identiques.
- Les rouleaux, en contact avec la bande, doivent générer une force de direction parfaitement parallèle à l'axe convoyeur, pour ne pas dévier sa trajectoire. Ceci implique des supports parfaitement perpendiculaires à l'axe convoyeur.

Dans une section en "**virage**" :

- Les forces de traction et résistantes dans la bande tendent à ramener sa trajectoire, de son tracé construit en courbe (arc du cercle), vers la **corde** du secteur de cercle, en faisant abstraction des forces de frottement bande/rouleaux.
- Par conséquent, il faut générer des forces, appliquées à la bande, qui s'opposent à la tendance naturelle de sa trajectoire à s'aligner sur la corde de l'arc du secteur de cercle (cf. fig.8.2).

- Forces « dans » la bande : cette approche consiste à réduire au maximum les forces de traction et les forces résistantes, dans la courbe à calculer, mais également sur toutes les autres sections du convoyeur, brin porteur et brin retour. Cette 1<sup>ère</sup> phase implique une révision approfondie de tous les paramètres du convoyeur, comme :
  - La vitesse de la bande ;
  - Le **vrai débit** maximum à assurer (à gérer en amont),
  - Le **débit nominal réel**, c'est-à-dire le **débit constant régulièrement atteint** par l'exploitant, qui est souvent inférieur au débit nominal du cahier des charges initial ;
  - La masse de tous les composants, comme les tambours et rouleaux, en réduisant leur

nombre (ceux qui sont qu'inutiles) ; pour des gains possibles de 30%, 50% et plus.

- La masse de la bande par une architecture plus légère, comme l'épaisseur des revêtements, le poids de la carcasse avec une chaîne aramide ou polyester, contre une en acier ;
  - Une répartition optimale des groupes de commande, avec, parfois, l'ajout de "booster" (long convoyeur dont la longueur s'allonge, ex. : derrière un tunnelier) et de "rétrobooster" avec génératrices dans le cas d'une grande section descendante afin de réguler la tension de la bande avant le virage.
- Forces « sur » la bande : ici il s'agit des forces de direction générées par les rouleaux du virage au contact de la face de roulement de la bande ; ainsi, on devrait dire "**sous**" la bande :
- Rappel : si, dans le virage, chaque support à rouleau(x) est perpendiculaire à l'axe convoyeur, parce que aligné sur le rayon de la courbe passant par l'axe des rouleaux du support, pour la courte section entre supports (½ pas avant, ½ pas après le support considéré), alors les forces de direction, qu'ils génèrent, contribuent à contenir la trajectoire de la bande.

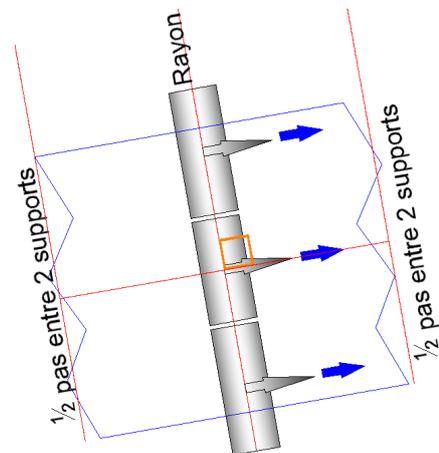


Fig.9: Section courbe entre 2 supports quasiment rectilignes  
Ex.:  $[48.14^\circ/1680] = 0.028^\circ$  ou  $1680 = \text{nbre supports virage}$

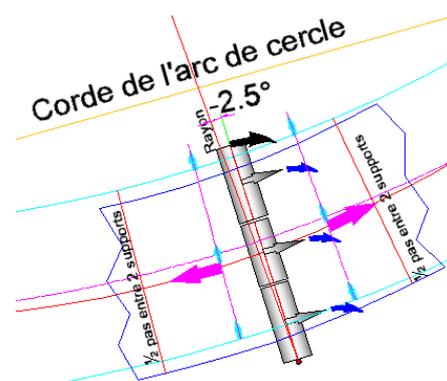


Fig.10 : ex. d'orientation des supports pour contenir la trajectoire de la bande dans le virage

- Pour générer une force de direction supplémentaire sur la bande, **si besoin**, qui s'oppose aux tensions qui l'entraînent vers la corde, il faut donner une orientation identique à chaque support de telle sorte que celle-ci génère une force de direction opposée qui entraîne la bande vers l'extérieur de la courbe.
- Le calcul doit définir un angle d'orientation qui soit compatible avec toutes les phases d'exploitation du convoyeur en tenant compte des variations de charge et de tension appliquées à la bande, en début et fin du virage calculé... Sans perdre de vue que les tensions, dans la bande, en amont et en aval du virage, influencent aussi les résultats de calcul dans le virage.
- Du fait de la fragilité de l'équilibre de la trajectoire de la bande, issue des différents paramètres, qui opèrent sur cette trajectoire, il peut être intéressant de disposer d'une conception qui permet une amplitude de déport supérieure à la valeur normalisée ; par exemple, pour une bande largeur 800 mm, permettre un déport de 100 mm au lieu des 40 mm normalisés.

Ce grand écart de charge et de tension appliqué à la bande est en faveur des supports à orientation variable puisque l'angle d'orientation s'adapte à la charge et à la tension (cf. fig. 7). Le pilotage de l'angle d'orientation des supports à rouleaux permet de réduire l'amplitude de déport de la bande par rapport à celle du modèle à orientation fixe. Ainsi, la masse des rouleaux latéraux peut être réduite puisque ce système peut se satisfaire de rouleaux de longueur standard (même longueur que le rouleau milieu du support).

L'angle d'orientation des supports est toujours de direction opposée à celle du virage.

Par similitude avec le réglage des supports à rouleau(x) des sections rectilignes, il semble qu'il soit plus efficace de préférer un angle d'orientation faible. Ici, il faut tenir compte de l'**interaction** entre les angles d'orientation et d'inclinaison des supports, avec de **brusques ruptures d'équilibre** selon les valeurs retenues (selon nos calculs).

Néanmoins et concrètement un angle d'orientation  $> 0.0^\circ$  serait plus sûr (ex. :  $0.5^\circ$  à  $1.5^\circ$ ) compte tenu de la difficulté à garantir sur site un angle d'orientation sous une tolérance d'ajustement réelle trop large qui pourrait donner un angle d'orientation négatif.

### Supports à rouleau(x) / Angle de pincement

Excepté le modèle à 1 rouleau (profil à plat), tous les supports à rouleaux des virages peuvent être fabriqués **avec** pincement selon la définition de l'ISO 1537. Si le modèle sans pincement est de bonne logique mécanique, les calculs doivent pouvoir tenir compte du cas avec pincement, même si ce modèle est contreproductif à plusieurs titres (force résistante supérieure, ...). Selon le modèle des supports avec

pincement, celui-ci peut être **neutralisé** par un calage approprié sous la base du support.

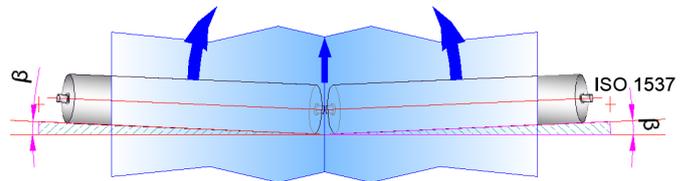


Fig.11.1 : Angle de pincement (vue de dessus)  
Support en vé 2 secteurs,

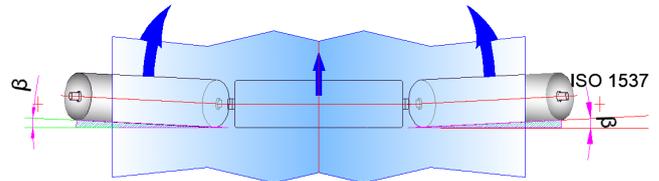


Fig.11.2 : Angle de pincement (vue de dessus)  
Support en auge 3 secteurs

L'explication plausible à l'usage de supports à rouleaux, avec un angle de pincement, dans les virages, tient à la pseudo efficacité de recentrage de la bande avec ce type de support en usage dans les sections rectilignes. Le principe du pincement tient à l'orientation des rouleaux latéraux, en contact avec la bande, dont il résulte une **force convergente** à l'axe convoyeur, de la droite vers la gauche pour le rouleau côté droit, et inversement pour le rouleau opposé. Lorsque la bande se déporte d'un côté du convoyeur, la surface du rouleau latéral couverte par la bande augmente et la force de direction, générée par ce contact, augmente en proportion, quand, pour le rouleau opposé, elle diminue de façon inversement proportionnelle. Pour ce qui est du rouleau du milieu, il est neutre et sans effet parce que censé être perpendiculaire à l'axe convoyeur. Pour les sections rectilignes, le point de rotation du support est son milieu, qui coïncide avec l'axe du convoyeur. Le propos est également vrai pour les supports en vé à 2 rouleaux.

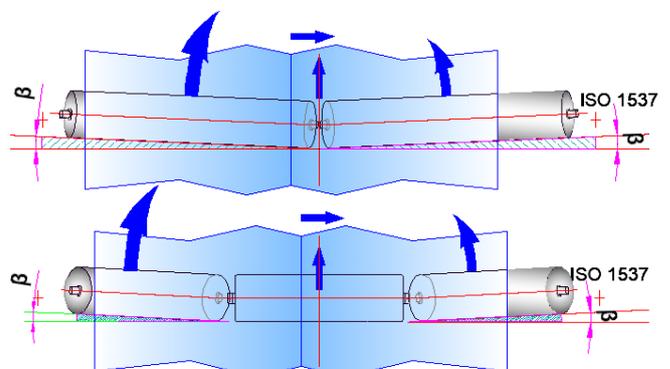


Fig.12 : Bande déportée pour 1 raison quelconque  
Le  $\Delta$  force direction tend à recentrer la bande

Dans le cas des sections courbes, de façon pratique (opérationnelle), le point de rotation ou pivot de référence est transposé, par convention, à une extrémité du support (pivot = boulon de fixation sur le châssis du convoyeur), côté droit ou gauche du convoyeur (côté le plus confortable pour la métrologie).

Dans ce contexte, c'est le support, en tant que bloc, qui est ajusté selon l'angle d'orientation calculé. Un autre point de pivot peut être pris en référence, mais cela compliquerait la transposition des résultats de calcul sur le convoyeur. En pratique, **dans le système de métrologie de C3 Expert**, l'angle d'orientation calculé est converti en différentes longueurs de vecteurs (tubes de longueur calibrée) pour construire une triangulation, à partir du côté directeur, choisi sur le convoyeur.

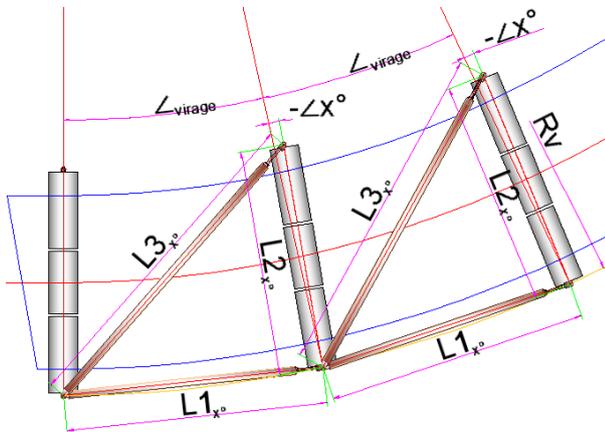


Fig.13 : Angle d'orientation convertit en vecteurs

## Supports à rouleau(x) / Angle d'inclinaison

### Inclinaison mini – maxi / valeur extrême :

L'analyse des inclinaisons extrêmes permet de comprendre le principe de fonctionnement de l'inclinaison des supports. En réalité, la solution sera une valeur intermédiaire, qui dépend d'un équilibre entre plusieurs paramètres antagonistes.

- **Angle d'inclinaison du support = 0° :**  
Support avec 1 rouleau : dans ce cas, seules les forces de frottement bande/rouleau s'opposent aux forces de tensions dans la bande pour l'empêcher de suivre une trajectoire qui tend vers la corde de l'arc de cercle, indépendamment des forces d'orientation des supports.  
Support avec un nombre de rouleaux >1 : (en vé, en auge 3 secteurs, etc) seul le(s) rouleau(x), côté intérieur de la courbe, présente(nt) une force qui s'oppose à la tension dans la bande qui l'entraîne vers la corde de l'arc de cercle. L'efficacité de ce ou ces rouleaux dépend de leur angle d'auge.
- **Angle d'inclinaison extrême du support = 90° :**  
 Tel un **mur, une butée**, les rouleaux des supports, en position verticale, s'opposent à 100 % aux forces de tensions dans la bande pour l'empêcher de suivre une trajectoire qui tend vers la corde de l'arc de cercle. Un tel montage impose que l'angle d'orientation des supports soit à 0°, puisqu'un angle différent ferait monter ou descendre la bande dans ce plan vertical.

Évidemment, une telle inclinaison réduit à 0 t/h le débit admissible de la bande, brin porteur. Il pourrait être envisagé pour le brin retour, si celui-ci est toujours vide, mais dans ce cas la difficulté serait de maintenir la bande à une altitude constante dans tout le virage ; soit beaucoup de complications pour peu d'avantage.

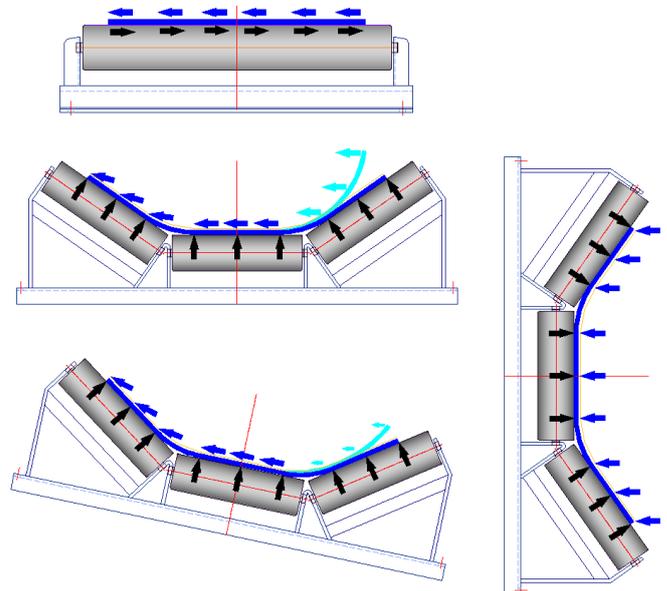


Fig.14 : Forces bande/rouleaux dans le virage  
 Fig.14.1&2 : Angle d'inclinaison 0°, à plat, en auge  
 Fig.14.3 : Angle d'inclinaison 12°  
 Fig.14.4 : Angle d'inclinaison 90°

### Angle d'inclinaison des supports, brin "en charge" :

Le brin de bande en charge est de façon usuelle le brin porteur ; parfois le brin retour peut également être en charge simultanément et/ou selon des séquences d'exploitation différentes.

L'inclinaison maximale admissible des supports, du brin de bande en charge, dépend du profil transversal de la bande (cf. # suivant) et du produit manutentionné en fonction :

- De débit,
- De la densité,
- De la granulométrie
  - dont la forme des grains les plus gros (plutôt plats ou sphériques),
- Du coefficient de frottement interne du produit caractérisé par son angle de talus en phase dynamique,
- Du coefficient de remplissage de la bande, en considérant un produit :
  - étalé jusqu'à la limite fixée par l'ISO 5048 #7 ( $L_{\text{produit}} = [(L_{\text{largeur bande}} \cdot 0,9) - 50 \text{ mm}]$ )
  - concentré sur le milieu de la largeur de la bande.

En définitive, il ne faut pas que l'inclinaison du support provoque le débordement de la bande avec l'éjection du produit manutentionné.

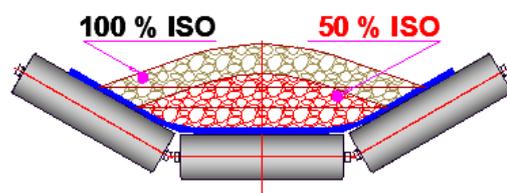
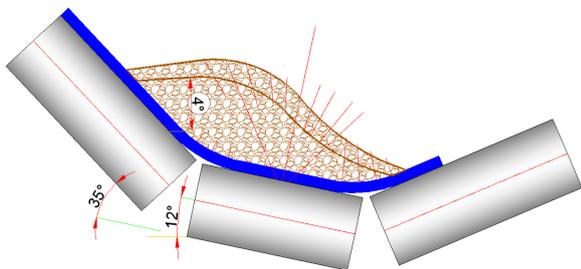


Fig.15.1 : Ratio étalement produit/largeur bande

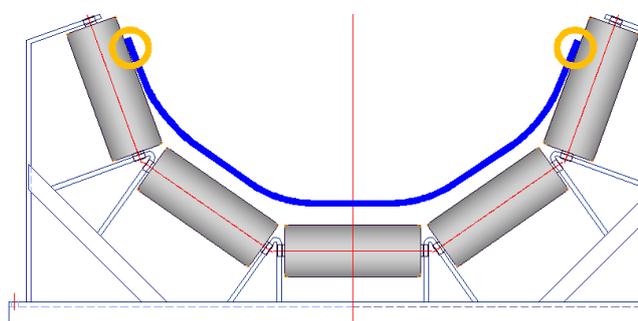


**Fig.15.2 :** Angles d'inclinaison support, angle d'éboulement du produit

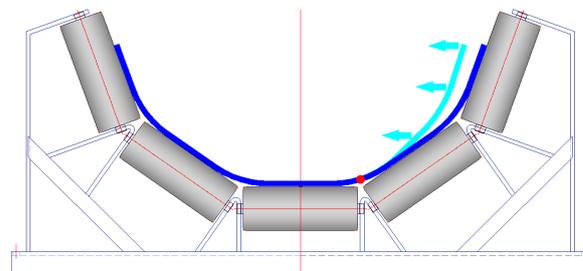
La raideur transversale de la bande est une caractéristique qui influe la stabilité de la bande dans les virages ; elle définit l'angle d'auge admissible du support en fonction de la largeur de bande. Cette raideur doit être faible pour une bonne aptitude à la mise en auge de la bande, notamment pour les auges profondes. À l'inverse, cette qualité présente un risque de voir, environ, le tiers de la largeur de la bande, du côté extérieur de la courbe, réduire son appui radial bande/rouleau des rouleaux de ce même côté, voire de **décoller des rouleaux** ou de se **replier** vers le côté opposé (vers l'intérieur de la courbe). Ce phénomène peut n'apparaître que plusieurs années après la mise en service de la bande, avec comme origine des erreurs sur : les transitions d'auge, les courbes convexes, les retournements de bande, les supports inversés du brin retour. Toutes ces causes affaiblissent, par fatigue ou déformation, la raideur de la carcasse de la bande. Ce phénomène de soulèvement ou repli d'un côté de bande, dans les virages, dépend aussi, d'une plus forte tension de celui-ci, côté extérieur du virage, pour des rayons de virage courts, du fait d'un plus fort  $\Delta$  de tensions entre bords intérieur/extérieur de la bande dans la courbe, à tous autres paramètres identiques.



**Fig.16.1 :** Carcasse trop rigide pour une auge profonde.  
Règle : Contact bande/rouleaux mini = 70% largeur bande



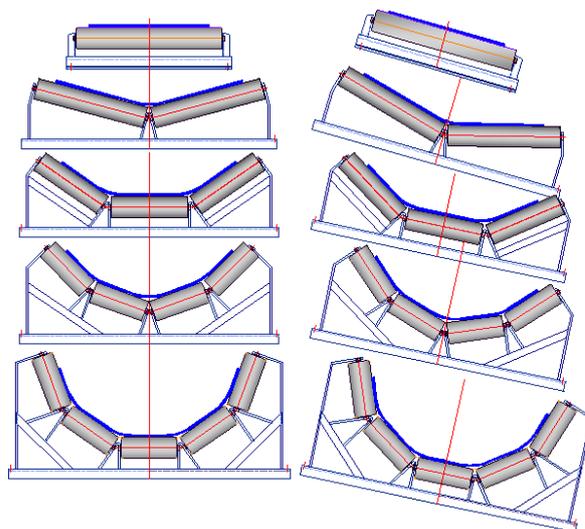
**Fig.16.2 :** Carcasse trop rigide. La trajectoire de bande sera instable, mais elle résiste bien aux contraintes des virages.



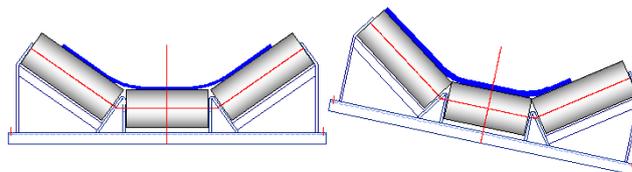
**Fig.16.3 :** Carcasse avec une bonne aptitude à la mise en auge, mais sensible à se replier dans les virages

### Supports à rouleau(x) / Profil transversal

Il y a une grande variété de profil transversal pour les supports des virages avec, en plus, la particularité d'avoir parfois une longueur des rouleaux latéraux plus grande que celle du rouleau milieu du support de manière à permettre une amplitude de déport de la bande plus importante que celle admise par la norme ISO 15236-1 # 7.10 ; exemple : pour une bande largeur 800 mm, le déport de bande maximum normalisé est de 40 mm. Le nombre de secteurs du support va de 1 à 5, voire plus. Les supports à 1 (profil plat) ou 2 rouleaux en vé sont généralement utilisés pour le brin retour, mais dans certains cas, le brin retour peut être constitué avec un nombre de rouleaux supérieurs (3, 4, 5, ...).



**Fig.17.1 :** 5 profils usuels



**Fig.17.2 :** Support avec rouleaux latéraux plus longs

Si, à 1<sup>ère</sup> vue, un support en auge **profonde**, par exemple à 5 secteurs (5 rouleaux), semble plus efficace pour maîtriser la trajectoire de la bande dans les virages, puisqu'il combine 2 types de forces, celle-ci reste relative et dépend de l'aptitude à la mise en auge de la bande qui est une qualité antagoniste à sa résistance à ne pas se "replier" sur elle-même, qualité qui requiert une carcasse suffisamment raide en trame (cf. fig. 16.1 & 16.2).

Par exemple, le tiers de la largeur de bande, côté extérieur du virage, aura son appui radial (bande/rouleau) latéral extérieur qui va se délester, jusqu'à décoller du rouleau. Dans ce cas, la force de direction du rouleau latéral extérieur au virage tombe à 0 N. Ce phénomène peut s'observer plusieurs mois après la mise en service de la bande, notamment sur des convoyeurs avec des erreurs sur les transitions d'auge, les rayons de courbe convexe, les longueurs de retournement de bande. Là est le problème.

Il y a un autre écueil, à l'utilisation de supports en auge profonde à 5 rouleaux et plus, lorsque la bande se déporte d'une amplitude telle que la bande ne couvre plus le dernier rouleau de l'auge ; puis, lorsque les forces à l'origine de ce déport important disparaissent, la bande ne peut plus se recentrer parce que le talon de bande vient buter sur l'arête de ce dernier rouleau de l'auge.



Fig.18 : Support à 5 rouleaux, le talon de bande bute sur l'arête du rouleau extérieur

### Supports à rouleau(x) / Pas entre supports

Les virages, des convoyeurs avec bande en auge, représentent des sections de grande longueur qui impliquent un grand nombre de rouleaux, soit une inertie importante. Une bonne conception des virages doit tendre vers une réduction du nombre de rouleaux de sorte à réduire ces inerties qui influencent la tension dans la bande et, par conséquent, les angles d'orientation et d'inclinaison des supports.

Le pas, c'est-à-dire la distance, entre les supports d'un virage prend en compte de nombreux facteurs, aux contraintes antagonistes pour certains. Un pas long entre supports à rouleaux du brin porteur augmente les forces de foulage du produit, notamment dans le cas d'un produit concentré sur le milieu de la largeur de la bande.

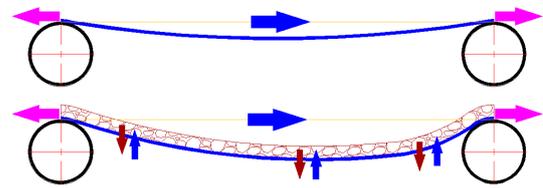


Fig.19.1 : à vide, force résistante de foulage faible

Fig.19.2 : en charge, force importante de foulage

$\Sigma$  de: la charge, la tension, le pas des supports

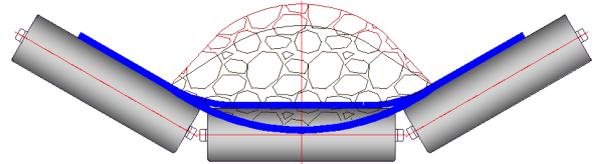


Fig.19.3 : Foulage accentué avec produit concentré

Un pas long implique une force radiale et un arc d'enroulement bande/rouleau proportionnellement plus grands qu'un pas standard court, pour un poids et une tension donnés. Un pas long peut se révéler plus favorable du fait de la réduction de la rigidité longitudinale de la bande, pour pérenniser l'efficacité de la force de direction issue des rouleaux.

Les calculs montrent qu'un pas court ou long influence peu ou pas la longueur du rayon de courbe requis pour garantir la trajectoire de la bande dans le virage, pour un même angle d'orientation et/ou d'inclinaison du support. Quand le pas entre supports double, la pression radiale et l'arc d'enroulement bande/rouleau doublent et idem pour un pas triple, etc.

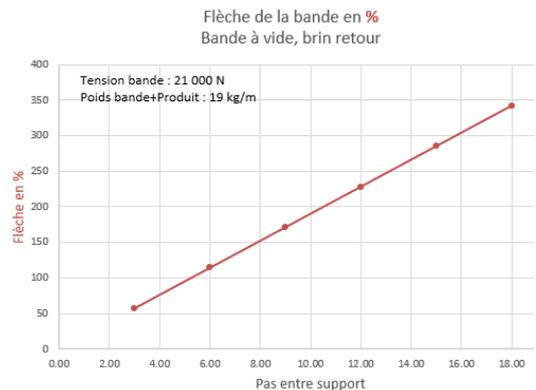
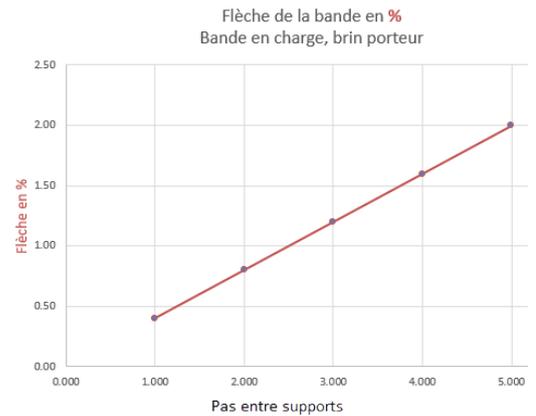


Fig.20.1, 20.2 : La flèche de la bande, en %, est proportionnelle au pas entre supports et l'arc d'enroulement et la force radiale bande rouleau sont proportionnelles et la pression en mm<sup>2</sup> est constante. CQFD

Ce qui change en faveur d'un pas long :

La conception « **pas long** » :

- Favorise une bonne aptitude à la mise en auge de la bande ; ce qui est plus vrai avec une bande à vide.
  - Ceci permet une carcasse de bande plus raide en trame (renfort en trame, breaker) avec des avantages sur cette architecture, dont :
    - une meilleure résistance au phénomène de « repli » de la bande
- Est moins sensible au risque de délestage complet (décollement) ou partiel (pression radiale réduite) du contact bande/rouleau(x) latéral(aux), côté extérieur du virage.
  - Ce point inclut le cas d'un faible contact bande/rouleau, avec un  $\Delta$  de vitesses entre la bande et la vitesse périphérique du rouleau.
    - Ce cas est « *vicieux* » parce que, sur site, il est difficilement détectable à l'œil nu ; ceci conduit à une interprétation erronée en cas de dépôts de bande.
- Est moins sensible aux variations de l'interface bande/rouleau entre un état sec et un état mouillé.
- Réduit la « **rigidité longitudinale** » de la bande, ce qui améliore sa sensibilité à suivre les forces de direction des rouleaux. Ce point est déterminant.

### Les rouleau(x) / Sans – Avec revêtement

If the standard roller design is a steel shell, it can be coated with various materials with a higher belt/roller friction coefficient, which is favorable for the steering effect of the rollers. These coatings are made of rubber, polyurethane or resin with corundum grains (e.g. Belzona product ref. 1821).

However, these higher friction coatings should be used with caution, as their wear and/or the wear of the belt running face coating must be taken into account, as there is always slippage of the belt. The economic approach has to be taken into account and is discussed in relation to the gain on the radius of the planned or constructed (existing conveyor) turn.

The calculation must seek the best compromise between the orientation angle, favouring a low angle of orientation, so as to reduce wear on the rollers' shells and the stresses on their bearings (axial force) which are not calibrated for this.

### La bande

Dans le contexte de convoyeur avec virage, la bande constitue un élément important dans le calcul des différentes caractéristiques du virage, à commencer par le rayon de la courbe, le pas, les angles d'orientation et d'inclinaison des supports.

Pour satisfaire une manutention, par rapport à un produit et son débit, sa densité, son angle d'éboulement, la bande peut être étudiée sous différentes largeurs, profils en auge et vitesses. Parce que les convoyeurs avec virage sont souvent très longs, le choix entre **ces 3 critères est déterminant et**

**difficilement réversible ultérieurement pour les 2 premiers** (largeur, profil transversal).

### Poids de la bande :

Il intervient de façon importante dans les calculs sous 2 aspects antagonistes :

- Un poids de bande important (kg/m) :  
Il est favorable pour réduire le delta des masses bande à vide/en charge, notamment lorsqu'il est fait le choix d'une grande vitesse de bande au regard du débit à manutentionner avec un faible coefficient de remplissage de la bande (< 50% de l'ISO 5048 # 7).  
Dans ce cas, les écarts entre les forces de directions, générées par les rouleaux du virage, bande à vide et en charge, est relativement faible. Ce faible écart est d'autant plus vrai, sur les rouleaux latéraux, dans le cas d'une manutention avec un produit concentré sur le milieu de la largeur de la bande, soit un contact presque constant.

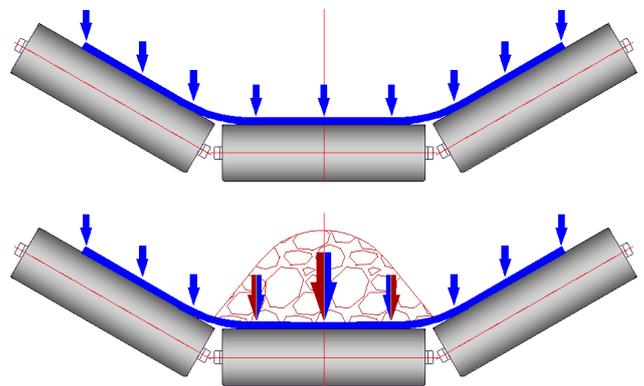


Fig.21.1 : Pression bande/rouleaux à vide

Fig.21.2 : Pression bande/rouleaux en charge avec produit concentré sur le milieu de bande

Dans ce même contexte, avec une poids de bande important pour un poids de produit faible (kg/m), il ressort, un delta réduit de « tension de bande », entre à vide et en pleine charge.

Ce poids important de bande a l'inconvénient de pénaliser toutes les autres sections du convoyeur qui ne sont pas en virage et impacte défavorablement le bilan final des forces résistantes, de la puissance absorbée totale par le convoyeur, de l'énergie consommée.

Le poids important de la bande est un facteur aggravant lorsque le convoyeur comporte une **grande section descendante**. Il participe à abaisser la tension de la bande, au point bas de la descente et peut créer des festons de celle-ci entre les supports ; cette tension peut être proche de 0 N, voire négative... **Ce qui rend la situation rédhibitoire.**

- Un poids relativement faible (kg/m) :  
On retrouve les mêmes arguments que ci-dessus mais à l'inverse.

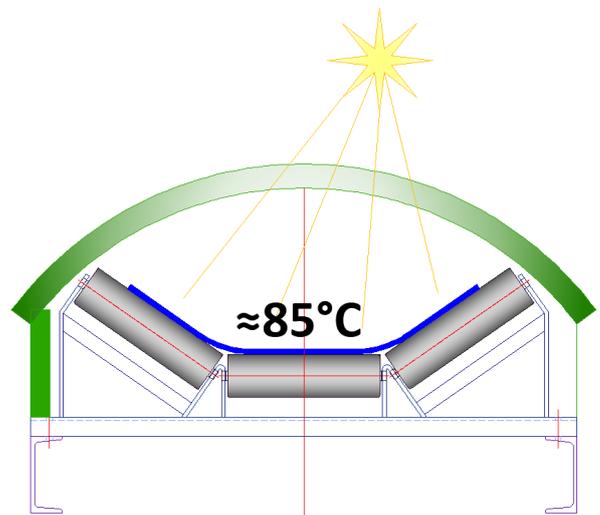
Attention :

Le poids de la bande n'a pas de relation proportionnelle avec sa résistance à la rupture, puisque son poids dépend du poids du matériau de sa carcasse (acier, aramide, polyester), de la présence ou non de renforts en trame, de l'épaisseur et la qualité de ses revêtements caoutchouc.

Aptitude à la mise en auge :

Comme pour le critère poids, l'aptitude à la mise en auge de la bande (ISO 703-1) doit satisfaire 2 aspects antagonistes.

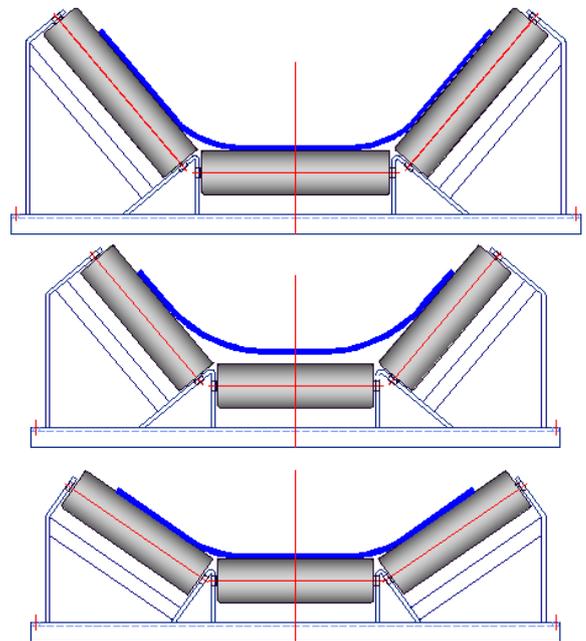
- Une grande aptitude de mise en auge garantit que la bande aura un bon contact sur tous les rouleaux de l'auge (idéalement au moins 70% de sa largeur). L'aptitude à la mise en auge sera nécessairement plus grande pour une auge profonde. Cette grande aptitude à la mise en auge rend la bande plus sensible au décollement des rouleaux latéraux, côté extérieur à la courbe ; un décollement (délestage du contact) rend ces rouleaux inopérants en matière de force de direction appliquée à la bande (cf. fig. 16.3).
- À l'inverse une faible aptitude à la mise en auge (raideur transversale importante) grève le contact bande/rouleau au point que la bande peut avoir une trajectoire instable, notamment à vide, même dans les sections rectilignes, parce que son appui est limité à ses 2 bords ou talons. L'effet d'une telle raideur peut être atténué par une augmentation du pas entre supports. Cette raideur transversale rend la bande moins sensible à un décollement des rouleaux latéraux, côté extérieur de la courbe, ce qui garantit l'effet directionnel de ces mêmes rouleaux (cf. fig.16.1 & 16.2)... faut-il encore qu'il y ait un contact (70%)!
- Une bande neuve peut présenter une bonne aptitude à la mise en auge, pour une largeur et un profil de supports donnés et, **en vieillissant**, devenir plus raide et présenter une trajectoire ingérable. Ce point est plus vrai dans le cas de revêtements caoutchouc de forte épaisseur avec une qualité de gomme qui durcit dans le temps (facteurs aggravants : le soleil, la chaleur, l'ozone) notamment lorsque ce durcissement est plus fort face porteuse que face de roulement. Cet état correspond à une perte en élasticité. Ce vieillissement accéléré du caoutchouc, passant de 60-63 Shore A à > 75 Shore A, peut avoir pour origine les capots qui couvrent tout le convoyeur et dont la conception crée un espace confiné entre bande et capot. Une face extérieure du capot sans traitement au rayonnement solaire peut faire monter la température sous capot à **≈85°C**... où l'art et la manière de cuire le caoutchouc du revêtement de la bande !



**Fig.22 :** Espace confiné / Température sous capot

Attention :

Pour une même architecture de bande, sa largeur influence son aptitude à la mise en auge. On peut constater une bonne aptitude à la mise en auge avec une largeur 1000 mm et une raideur trop importante en largeur 800 mm. Cette même bande, en largeur 800 mm, peut avoir une aptitude de mise en auge conforme pour une auge peu profonde (ex. : 30° au lieu de 40°).



**Fig.23.1 :** Bande largeur 1000 mm, auge 45° : OK

**Fig.23.2 :** Bande largeur 800 mm, auge 45° : Non

**Fig.23.3 :** Bande largeur 800 mm, auge 30° : OK

Attention :

S'agissant de convoyeur avec des sections en virages de grande longueur, **il est coûteux et parfois difficile de remplacer les supports d'origine** par des supports au profil mieux adapté à la bande.

Épaisseur des revêtements et renfort(s) en trame :

Ces 2 critères qui définissent la bande sont décrits dans les paragraphes précédents. Ils concourent principalement au poids de la bande et à son aptitude à sa mise en auge et/ou sa raideur transversale. Le ou

les renforts en trame ou breaker(s) ajoutent de la raideur transversale et du poids. Ces éléments ajoutent également une meilleure résistance à l'agrafage, ce qui peut être considéré comme un avantage non négligeable en cas de dépannage.

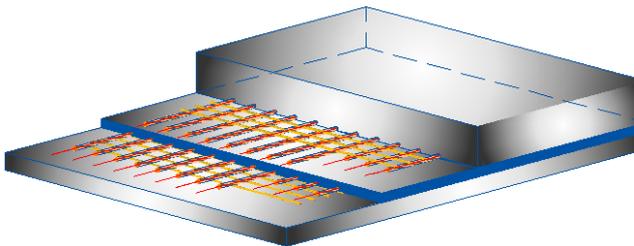


Fig.24.1 : 2 plis polyester "chaîne droite" + 2 trames

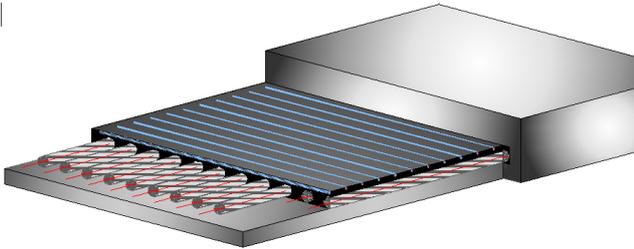


Fig.24.2 : Chaîne Steel cord" + 1 trame acier

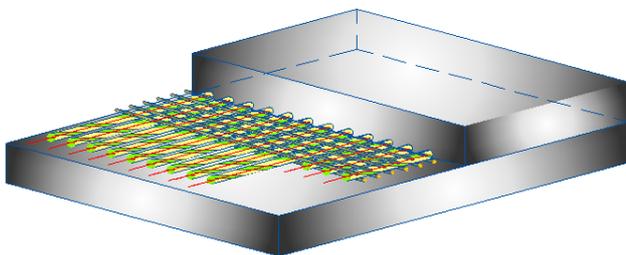


Fig.24.3 : Chaîne aramide + 1 breaker

#### La carcasse :

Habituellement, les convoyeurs de grands entraxes sont équipés de bande à carcasse à câbles d'acier. C'est essentiellement dans cette gamme de convoyeurs que l'on trouve des configurations avec virages. Néanmoins, il est bon de rappeler qu'une carcasse à câbles acier peut être remplacée avantageusement par une carcasse **polyester à câbles droits**, pour des entraxes jusqu'à 1500 - 2000 m ou plus (à calculer), selon la configuration générale, et une carcasse aramide au-delà. Bien que l'aramide soit cher, sur un marché très tendu actuellement, l'étude technique et économique peut montrer des avantages significatifs. Le faible poids de la carcasse aramide incite à reprendre l'étude du convoyeur dans sa totalité et vérifier si une résistance à la rupture plus faible de la bande peut être envisagée (ex. 1<sup>er</sup> calcul : St 2500 N/mm en acier, 2<sup>ème</sup> calcul : D 1600 N/mm en aramide) pour un moindre allongement élastique en faveur de l'aramide et un moindre coût d'achat par rapport à une bande aramide de 2500 N/mm.

Les autres avantages de la carcasse aramide concernent une approche plus globale du calcul du convoyeur en réduisant les inerties, les tensions dans la bande. Ce point est très pertinent dans le cas d'un convoyeur avec une grande section descendante.

#### La largeur :

Les longs convoyeurs ont la particularité d'être conçus avec une bande de faible largeur associée à une grande vitesse, de sorte à nécessiter une résistance à la rupture la plus faible possible (charge de produit en kg/m réduite) et ainsi maîtriser les coûts de construction du convoyeur... mais attention aux coûts d'exploitation (coût énergétique, ...). Lorsque ces longs convoyeurs comportent des virages, certains concepteurs augmentent la largeur de la bande de manière à ce que le produit manutentionné soit contenu sur le tiers milieu de sa largeur et pour que les sections latérales, droite et gauche, soient toujours vides, afin de maintenir ainsi une pression radiale bande/rouleaux latéraux  $\approx$  constante (cf. fig.20.1 & 20.2).

La largeur de la bande répond à plusieurs contraintes comme celles développées dans les paragraphes précédents.

**Une fois que la largeur de la bande est définie, il est quasiment impossible de changer celle-ci ultérieurement.**

#### Le produit manutentionné

Dans le contexte de convoyeur avec virage, il convient d'apporter une attention particulière sur le produit à manutentionner, par son influence majeure sur les paramètres du virage.

#### Le débit du produit :

Cette attention particulière porte tout d'abord sur le ou **les vrais débits** à manutentionner.

D'expérience, on sait que, très souvent, les cahiers des charges font état de débit en pointe ou de débit de dimensionnement extravagant, parce que ceux-ci ne seront jamais atteints et de loin.

Il faut rappeler que celui qui calcule le convoyeur s'oblige à le faire avec les valeurs du cahier des charges. Un débit maximum, qu'il soit en pointe ou de dimensionnement, **supérieur de 20 % au débit nominal** doit attirer l'attention et inciter les partenaires du projet à tout faire pour limiter, réguler, ce débit maximum, en amont du convoyeur à calculer et, tout simplement, à définir des valeurs réalistes.

Parfois, dès le début du projet l'exploitant sait que le débit évoluera dans le temps, à 5-10 ans ou plus. Dans ce cas, il est pertinent de faire plusieurs simulations avec ces évolutions de débit. Le plus facile consiste à augmenter, à terme, la vitesse de la bande. **D'autres solutions consistent à ajouter des boosters et des rétro-boosters + génératrices** en des points particuliers du convoyeur pour maintenir des tensions constantes dans la bande, sans augmenter sa vitesse (= économie d'énergie).

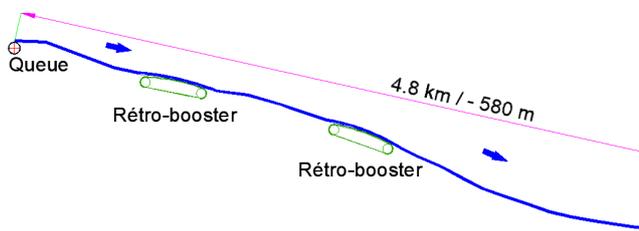


Fig.25.1 : Longue section descendante avec 2 rétroboosters et 8 génératrices auto-pilotées

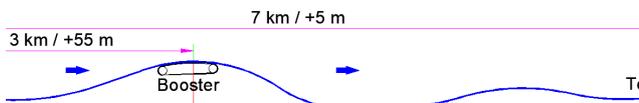


Fig.25.2 : Long entraxe vallonné avec 1 booster

Les boosters et rétro-boosters peuvent être utilisés sur des convoyeurs qui s'allongent dans le temps ; exemple : convoyeur desservant un tunnelier, pour une mine dont le champ d'exploitation s'étend.

L'influence du débit du convoyeur n'est pas limitée au virage lui-même, mais concerne également son influence en amont et en aval du virage. Par exemple, dans le cas d'une grande section descendante avant le virage, ou inclus dans le virage, le produit génère une force motrice qui accélère la vitesse de la bande, par son allongement élastique, de sorte qu'au bas de la descente sa tension est proche de 0 N, voire négative.

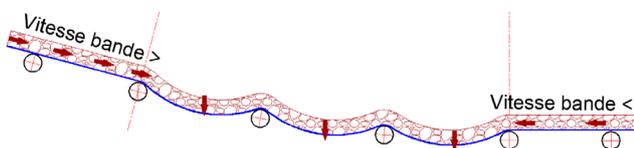


Fig.26 :  $V_{\text{bande}} > T_{\text{bande}}$  = Festons en bas de descente

Un débit réduit et conforme au besoin atténuera ce phénomène de survitesse de la bande à l'origine des festons au bas de la descente. Seul le calcul permet de vérifier la nécessité ou pas d'installer des rétroboosters. Par ailleurs, une section ascendante, en amont du virage, implique une force résistante, donc de tension, importante dans la bande, qui influence fortement les paramètres du virage, notamment lorsque la section amont est pleine et le virage est vide. Seul le calcul permet de vérifier la nécessité ou pas d'installer des boosters.

En définitive, le débit influence de façon plus ou moins importante les paramètres du virage en fonction de la charge de produit sur la bande en amont, dans et en aval du virage.

#### L'angle de talus du produit :

L'angle d'éboulement du talus en phase dynamique détermine l'angle d'auge du rouleau latéral du support, brin porteur, des virages. Cet angle de talus limite l'angle d'inclinaison des supports, pour ne pas risquer un débordement du produit hors de la bande. (cf. fig.15.2).

Il faut tenir compte également de la présence de blocs, dans le produit, qui pourraient être posés sur le tas (au milieu ou en bordure). Ce point concerne essentiellement ceux de forme sphérique, puisqu'ils ont une facilité à rouler. Comme ci-dessus, l'angle

d'inclinaison des supports doit être tel que les blocs sphériques ne soient pas éjectés de la bande.

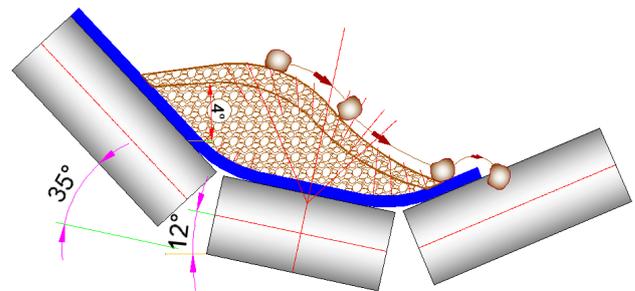


Fig.27.1 : Blocs qui roulent et sont éjectés de la bande

Il existe des produits de type thixotrope, caractérisés par un angle de talus statique très fort et un angle de talus dynamique proche de  $0^\circ$  ; cet angle nul limite considérablement l'angle d'inclinaison admissible des supports.

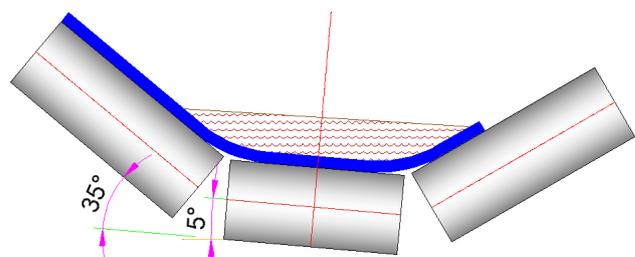


Fig.27.2 : Produit thixotrope: angle talus dynamique  $\approx 0^\circ$

#### Autres caractéristiques du produit :

Les autres caractéristiques du produit manutentionné ont peu ou pas d'influence sur les paramètres des virages.

### Le calcul des virages

Du point de vue du calcul, un virage de convoyeur se considère toujours comme 2 virages distincts (celui du brin porteur, celui du brin retour), même s'ils ont le même rayon (voir # virages parallèles et superposés) ; le traitement doit être complété par le calcul couplé de ces 2 virages pour définir un rayon commun.

La 1<sup>ère</sup> action incontournable, pour une approche rationnelle et efficace du calcul des virages d'un convoyeur, après la révision du cahier des charges, notamment sur la valeur des débits, **consiste à optimiser au mieux la conception du convoyeur dans sa globalité**, pour tous ses composants, y compris la bande, **de sorte à réduire au mieux les forces résistantes**. Cette démarche est largement expliquée dans nos différents articles déjà publiés. Évidemment, il est plus facile d'atteindre un très haut niveau d'optimisation avec un convoyeur en projet, que pour un convoyeur existant qui impose de nombreuses contraintes et des coûts de modifications élevés.

Concrètement, pour atteindre ce 1<sup>er</sup> objectif de la meilleure optimisation, **C3 Expert** propose une formation adaptée au sujet et une licence de son logiciel **C3v22**<sup>®</sup>, ou les prestations d'étude et de calcul nécessaires à l'exécution de cette 1<sup>ère</sup> phase.

La 2<sup>ème</sup> action, s'agissant toujours de longs convoyeurs, consiste à étudier plusieurs solutions pour l'implantation du ou des groupes de commande, de sorte à **maîtriser les tensions** dans la bande avec les **valeurs les plus basses possibles dans les virages** de sorte à pouvoir admettre des petits rayons de courbe. À l'inverse, plus la tension maximale potentielle dans la bande est élevée, plus le rayon de courbe sera grand. Ici, il faut étudier de la même manière le brin porteur et le brin retour et c'est le rayon le plus grand calculé qui fait foi.

Par exemple, un long convoyeur de plusieurs kilomètres, avec une 1<sup>ère</sup> section descendante longue et à très fort dénivelé, équipé d'un seul tambour de commande en queue (concept usuel), fait que les contraintes et les tensions dans la bande seront plus difficiles à gérer, brin retour, que brin porteur. En clair, un tel convoyeur peut exiger un plus grand rayon de virage pour le brin retour que celui en correspondance du brin porteur.

S'agissant toujours de très longs convoyeurs, il peut être intéressant prévoir un ou plusieurs boosters, type cassette à profil convexe, installés de proche en proche, brin porteur et/ou brin retour, de sorte à abaisser la tension de la bande dans les virages pour une meilleure maîtrise de sa trajectoire avec éventuellement des rayons plus courts (cf. fig.24.2).

De la même manière, dans le cas d'une très grande section descendante à fort dénivelé, il est intéressant d'installer un ou plusieurs rétroboosters avec leurs génératrices de sorte à freiner la bande et maîtriser sa tension en bas de la descente pour éliminer le risque de festons (cf. fig. 24.1).

Là encore **C3 Expert** vous propose ses formations et moyens de calcul. À titre d'exemple, nos calculs et notre ingénierie ont permis d'abaisser les masses en mouvement de **833 t à 425 t** ! Dans la même démarche et sur la base de la loi de Newton  $E=1/2 m \cdot V^2$ , le calcul a permis d'abaisser la vitesse initiale de la bande de 3.6 m/s à 2.0 m/s, pour, au final, une bonne maîtrise des virages et une forte économie d'énergie en perspective. Qui dit mieux ?

Après ces 2 préalables, il convient d'extraire, du calcul général du convoyeur, les tensions minimales et maximales en début et fin de virage.

- Pour un profil du virage à faciès constant on peut considérer que l'évolution de la tension dans la bande est linéaire tout au long de la section en virage.
- Dans le cas d'un virage au profil varié et par définition compliqué, il faut développer des calculs intermédiaires pour établir les tensions mini et maxi pour chaque sous-section homogène du virage.

Toutes ces valeurs de tension sont ensuite introduites dans notre logiciel **C3<sup>HC</sup>** spécifique pour le calcul de tous les paramètres du virage. Par différentes itérations, le logiciel **C3<sup>HC</sup>** harmonise les résultats de telle sorte que la trajectoire de la bande soit maîtrisée,

brin porteur et brin retour, tant pour les tracés parallèles superposés (cf. fig. 5.1) ou parallèles côte à côte (cf. fig. 5.2).

## Transposition des résultats de calcul in situ

Le meilleur calcul ou le meilleur plan ne donnera pas de résultat fiable si la mise en œuvre sur le convoyeur n'est pas réalisée avec une procédure et les moyens adéquats, sachant que les ajustements des supports à rouleau(x) des virages exigent des tolérances de **+/- 0.3° – 0.2°**, voire moins.

Si le châssis du convoyeur avec son rayon de virage, de quelques centaines de mètres à plusieurs kilomètres, est construit sous la supervision du géomètre, lors de sa construction, l'ajustement de la position initiale **neutre** de chaque support à rouleau(x) du virage, (en coïncidence avec le rayon de la courbe passant par l'axe des rouleaux de chaque support), puis de leur orientation, selon l'angle calculé, est moins simple à maîtriser. Les difficultés à la réalisation de ces réglages sont d'autant plus vraies pour un convoyeur existant, du fait des capots et autres obstacles qui se sont ajoutés au fil du temps (composants du convoyeur, constructions diverses, arbres et broussailles, etc), auxquelles s'ajoutent les difficultés d'accès le long du convoyeur.

Pour répondre à ce besoin essentiel, **C3 Expert** a développé une procédure rigoureuse associée à un outillage de métrologie, adaptable au convoyeur en l'état (avec les capots en places) dans la mesure où les supports à rouleau(x) sont accessibles. Notre système de métrologie nécessite une simple formation, la notice jointe étant suffisamment explicite pour l'autonomie des opérateurs ; néanmoins ce travail de réglage impose de la rigueur.

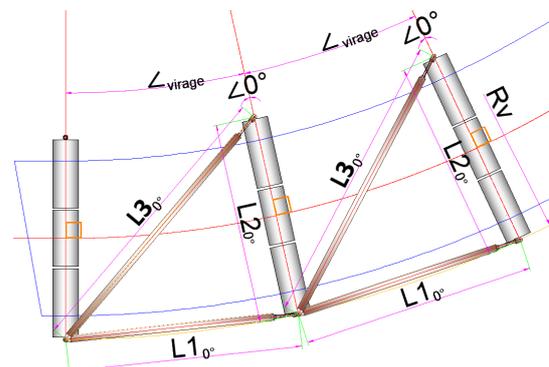


Fig.28.1 : ajustement supports sur le rayon du virage

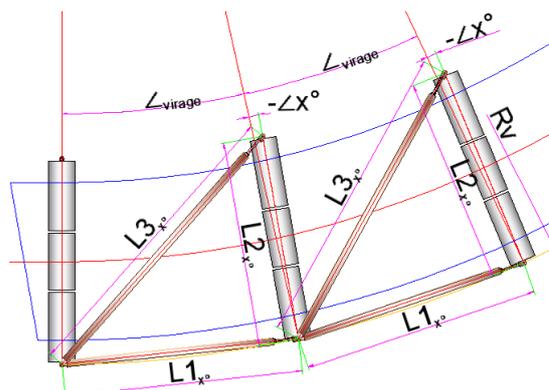


Fig.28.1 : ajout de l'angle d'orientation calculé

## CONCLUSION

Calculer et maîtriser la trajectoire de la bande des convoyeurs avec virage est certainement le sujet le plus complexe du domaine de la manutention.

La réussite d'un projet en travaux neuf ou en réhabilitation d'une machine existante nécessite des connaissances approfondies sur la technologie des convoyeurs et des bandes. Cela impose de prendre en compte les contraintes du projet et de pouvoir négocier avec le client celles qui peuvent être révisées dans l'intérêt du projet, comme les débits.

Une fois le projet établi dans ses détails, il sera difficile et coûteux d'en modifier les caractéristiques ultérieurement.

**Marc des Rieux, Expert**

✉ [marc.desrieux@c3-expert.com](mailto:marc.desrieux@c3-expert.com)

🌐 [www.c3-expert.com](http://www.c3-expert.com)

**NB :** *Nous attendons vos commentaires et remarques sur ce texte. Sa publication établit l'état de l'art.*