

TRANSPORTADORES DE CINTA

Ing. Roberto Salvadeo

Primera parte: PREDIMENSIONAMIENTO

1. Introducción

En la fase de diseño de sistemas de cintas transportadoras de materiales a granel, resulta imprescindible una evaluación previa al proyecto definitivo, tal que nos permita anticipar parámetros característicos de las unidades de transporte, como por ejemplo ancho de cinta, velocidad, potencia, características de la banda, compatibilidad con el material y tamaño de los terrones, etc.

Con ello se puede ya intentar un primer análisis crítico del sistema propuesto, tener idea de inversiones a realizar, comparar con otros tipos de transportadores, etc. Ello lo haremos por métodos gráficos en esta primera parte.

En la segunda parte se analizará el cálculo completo de un equipo a fin de afinar los valores provisorios obtenidos, agregando además la influencia de factores no incluidos en los cálculos corrientes.

En la tercera parte se brindarán modelos de pliegos de especificaciones y detalles que permitan realizar pedidos o contratación de fabricación o comparaciones objetivas de distintas propuestas de provisión.

Una cuarta parte estará destinada al diseño por computadora de este tipo de transportadores.

NOMENCLATURA

| Símbolo | Designación | Unidades |
|---------|---|-----------|
| A_1 | Espesor superior de revestimiento de goma | mm |
| A_2 | Espesor inferior de revestimiento de goma | mm |
| B | Ancho de la banda | m, cm, mm |
| b | Ancho cubierto por el material | m |
| C | Coefficiente de relación de resistencias | — |
| D | Diámetro del rolo o tambor motriz | mm |
| d_j | Diámetros de rolos secundarios | mm |
| e | Base de logaritmos naturales | |
| F_1 | Resistencia al avance por rozamiento | Kg |
| F_2 | Resistencia por pendiente | Kg |
| F_3 | Resistencia por dispositivos de descarga | Kg |
| F_4 | Resistencia por inercia y fricción en el punto de carga (zona de aceleración) entre cinta y material | Kg |
| F_5 | Resistencia por fricción entre material con laterales de goma en punto de carga (zona de aceleración) | Kg |

| | | |
|-------------------|---|--------------------|
| F_6 | Resistencia por ángulo de convergencia de los rodillos | Kg |
| F_7 | Resistencia por fricción entre material y laterales de contención | Kg |
| F_8 | Resistencia por rascadores o limpiadores | Kg |
| F_9 | Resistencia por rozamiento entre banda y laterales de goma | Kg |
| F_{10} | Resistencias especiales | Kg |
| F_i | Resistencia genérica $1 < i \leq 10$ | |
| F_T | Fuerza de tracción resultante | Kg |
| f | Coefficiente de roce entre rodillo y cinta | — |
| f_1 | Coefficiente de roce entre material y cinta | — |
| f_2 | Coefficiente de roce entre materia y guías | — |
| f_3 | Coefficiente de roce entre rascador y banda | — |
| f_i | Factor de irregularidad de carga | — |
| f_5 | Factor de servicio en elementos de transmisión | |
| f_t | Factor de selección T y F_T | |
| f_β | Coefficiente de corrección por inclinación de rodillos | — |
| $f_{\beta\delta}$ | Coefficiente de equivalencia $f_{\beta\delta} = f_\beta \cdot f_\delta$ | — |
| f_δ | Coefficiente de corrección por talud dinámico | — |
| f_φ | Coefficiente de corrección por inclinación del transportador | — |
| G_c | Peso del contrapeso tensor | Kg |
| $\pm H_m$ | Diferencia de altura entre punto de descarga y carga | m |
| i | Relación de transmisión global | — |
| K_r | Factor de rascado | Kg/— cm |
| k_{ad} | Esfuerzo admisible por tele y cm. de ancho | Kg/tele cm |
| k_z | Esfuerzo de trabajo por tele y cm. de ancho | Kg/tele cm |
| L | Longitud horizontal del transportador | m |
| L_m | Longitud horizontal cargada de material | m |
| L_o | Carrera del tensor | m |
| M_f | Momento del freno antirretroceso | Kg cm |
| M_t | Momento torsor en el árbol motriz | Kg cm |
| N | Potencia de accionamiento del árbol motriz | CV |
| N_1 | Potencia de rozamiento | CV |
| N_2 | Potencia de elevación | CV |
| N_3 | Potencia absorbida por descargadores | CV |
| N_i | Potencia correspondiente al esfuerzo F_i | CV |
| N_m | Potencia brindada por el motor | CV |
| n_m | Velocidad del motor | rpm |
| n_r | Velocidad del rolo motriz | rpm |
| p | Presión entre rascadores y cinta (0,3 a 1 kg/cm ²) | Kg/cm ² |
| Q | Potencialidad de transporte | t/h |
| Q_p | Potencialidad pico | t/h |
| q_c | Peso de la correa por unidad de longitud | Kg/m |
| q_e | Peso de elementos móviles por metro de transportador | Kg/m |

| | | |
|------------|---|------------|
| q_m | Peso de material por unidad de longitud | Kg/m |
| S | Sección neta en las condiciones de funcionamiento | m^2 |
| S_0 | Sección neta básica | m^2 |
| T | Tensión máxima sobre la correa | Kg |
| t | Tensión en un punto cualesquiera de la correa o banda | Kg |
| t_c | Tiempo demorado por la correa en recorrer el trayecto completo (avance y retorno) | min |
| t_0 | Tensión mínima sobre la correa | Kg |
| v | Velocidad del transportador | m/s |
| Z | Número de telas | — |
| Φ | Tamaño medio de los terrones | mm |
| α | Angulo abrazado sobre rolo motriz | Rad.-Grad. |
| β | Angulo de inclinación de rodillos | grados |
| γ_a | Peso específico aparente del material | t/m^3 |
| δ | Angulo de talud dinámico | grados |
| ϵ | Angulo de convergencia de los rodillos | grados |
| η_m | Rendimiento de transmisión | — |
| μ | Coefficiente de fricción correa-rolo motriz | — |
| ρ | Angulo de talud en reposo | grados |
| φ | Angulo de pendiente del transportador | grados |

2. Procedimiento

- Paso N^o 1: Determinación del ancho de cinta, selección de velocidad, compatibilidad entre ancho y tamaño de terrones.

La sección neta de material S_0 (m^2) puede expresarse por la siguiente expresión, válida para un ángulo de rodillos de $\beta = 20^\circ$ y un ángulo de talud $\rho \cong 35^\circ$ en función del ancho de banda B (m).

$$S_0 = 0,00158 (B + 4,6) \cdot B^2$$

Se propone corregir esta expresión tomando en cuenta el hecho de que para favorecer la capacidad se suelen adoptar valores de β superior a 20° compatibles con el ancho y la flexibilidad lateral de la cinta, y la importante influencia del ángulo de talud dinámico δ .

En general $\delta = \rho - (10 \text{ a } 15^\circ)$

Es decir que $S = S_0 \cdot f_\beta \cdot f_\delta$ (m^2)

Como f_β y f_δ son interdependientes, los agrupamos en un único factor $f_{\beta\delta} = f_\beta \cdot f_\delta$

Asimismo influye en la capacidad, el ángulo de pendiente del transportador φ . Esa influencia se hace notar en el coeficiente de corrección por pendiente f_φ cuyo valor es aproximadamente $f_\varphi \cong \cos^3 \varphi$ para φ positivos.

Será por lo tanto:

$$S = S_0 \cdot f_\varphi \cdot f_\beta \cdot f_\delta = S_0 \cdot f_\varphi \cdot f_{\beta\delta} \quad (m^2)$$

La potencialidad media será:

$$Q \text{ (t/h)} = S \text{ (m}^2\text{)} \cdot v \text{ (m/s)} \cdot \gamma_a \text{ (t/m}^3\text{)} \cdot 3600 \text{ (s/h)}$$

Reemplazando:

$$Q \text{ (t/h)} = 57 \cdot \gamma_a \cdot v (B + 4,6) B^2 \cdot f_\varphi \cdot f_{\beta\delta}$$

Si el transportador recibe una alimentación irregular, habrá que dimensionarlo para absorber los picos, tal que:

$$Q_p = Q \cdot f_i$$

El nomograma N° 1 está trazado respetando estas ecuaciones, y nos brinda una serie de soluciones v , B con las que la capacidad solicitada es lograda.

No obstante, debemos trabajar dentro de los campos de velocidad que la experiencia aconseja como compatibles con los materiales, su abrasividad, tamaño, etc.

Esto nos lleva a optar por la solución

$$B = 500 \text{ mm} \qquad v = 2 \text{ m/s}$$

Para el caso propuesto en el nomograma, la parte derecha del mismo nos muestra que el tamaño de los terrones a transportar es inferior al máximo admitido para nuestro caso en función del tipo de granulometría y del ancho de la cinta, por lo que se mantienen los valores propuestos.

Paso N° 2: La potencia consumida en vencer las resistencias principales (rozamiento, elevación, descargadores) resulta en la suma de las correspondientes potencias.

N_1 - Potencia destinada a vencer rozamientos primarios

- Resistencia a la rodadura de los rodillos portantes bajo la carga de material, banda y peso de la parte móvil de los rodillos de retorno en la zona inferior.
- Resistencia al avance de la cinta que deriva de la rodadura de la misma contra los rodillos.
- Resistencia en rolos o tambores motrices, tensores y contrarrodillos.
- Resistencia, que por efecto del rozamiento interno entre los terrones del material transportado (al cambiar la configuración cuando pasa por los sucesivos rodillos portantes) indirectamente afecta el avance.

El cálculo preciso se verá en la segunda parte, no obstante una buena orientación de los valores de N_1 para transportadores medianos puede obtenerse del gráfico N° 1 en función de la potencialidad Q (t/h) y de la longitud del transportador L (m). Es decir:

$$N_1 = f(Q, L)$$

N_2 - Potencia por pendiente

$$N_2 = \frac{F_2 \cdot v}{75} \qquad N_2 = \frac{q_m \cdot H_m \cdot v}{75} = \frac{Q \cdot H_m}{270}$$

Donde:

$$q_m = \frac{Q}{3,6 v} \qquad F_2 = q_m \cdot H_m$$

En el gráfico N° 2 se obtiene:

$$N_2 = f(Q, H_m)$$

La altura H_m , salvada por el material, se tomará positiva para cintas ascendentes y negativa para cintas descendentes.

N_3 - Potencia en descargadores

El uso de descargadores fijos, móviles, etc., crea una resistencia adicional. En los gráficos 4, 5 y 6 se observan valores experimentales para distintos tipos.

$$N_3 = f(B, \text{tipo de descargador})$$

Potencia total: No incluyendo las resistencias especiales (rozamientos de cinta y material con guías y faldones laterales en zona de carga, convergencia de rodillos, limpiadores, rascadores, etc.).

$$N = N_1 + N_2 + N_3$$

La potencia que debe suministrar el motor será:

$$N_m = \frac{N}{\eta_m}$$

El rendimiento global de la transmisión depende del tipo de la misma. Como valores de orientación pueden aceptarse:

- Transmisión por correa 2 etapas $\eta_m = 0,90 - 0,95$
- Transmisión por reductor a engranajes en carter cerrado $\eta_m = 0,85$ a $0,90$.
- Transmisión a tornillo sin fin rueda helicoidal (sólo en pequeños transportadores) η_m es función de la relación de transmisión i .
- Por embragues hidráulicos deducir en 4 a 6% según el deslizamiento.

Con N_m se puede seleccionar el motor de accionamiento. En caso de motor eléctrico será el de potencia normalizada próxima superior.

Paso N° 3: Características de la cinta.

En primer lugar determinaremos la fuerza de tracción útil F_T .

Siendo:

$$N = \frac{F_T \cdot v}{75}$$

$$F_T = \frac{75 N}{v}$$

El cálculo puede realizarse sobre la parte izquierda del nomograma N° 2. La máxima tensión sobre la correa se obtiene en el mismo nomograma.

$$T = F_T \cdot \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\alpha}} = f_r \cdot f_t \quad \alpha \text{ (radianes)}$$

$$T = T(F_T, \mu, \alpha)$$

Los valores de μ a utilizar sobre la cinta revestida de goma sobre rodillo liso de acero con superficies secas y limpias.

$$\mu = 0,35$$

Para otras condiciones agregamos las siguientes tablas de μ aconsejables. La primera de norma UNE 58-204-75, la otra de Zignoli - Transporte Mecánico - Tomo 2 - Pág.1094 - Ed: Hoepli

| Condiciones de trabajo | Revestimiento del rolo motriz | | | |
|------------------------|-------------------------------|----------------|--------------|-----------|
| | Acero Torneado Liso | Goma Acanalada | Goma Nervada | Cerámico |
| En seco | 0,35-0,40 | 0,40-0,45 | 0,35-0,40 | 0,40-0,45 |
| Húmedo - Limpio | 0,1 | 0,35 | 0,35 | 0,35-0,40 |
| Húmedo - Sucio | 0,05-0,1 | 0,25-0,30 | 0,20 | 0,35 |

| Tipo tensor | Revestimiento del rolo motriz | |
|--------------|-------------------------------|----------|
| | Acero, fundición | Engomado |
| A tornillo | 0,22 | 0,25 |
| A contrapeso | 0,30 | 0,35 |

En lo referente a α , en tambores normales $\alpha = 180^\circ$, con contrarrodillo 210° a 240° ; mandos tandem 420 a 480° (se aconseja mando individual de cada tambor).

Una vez fijados μ y α , en la parte derecha del nomograma, obtenemos:

$$T = \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\alpha}} \cdot F_T = f_T \cdot F_T$$

es decir la máxima tensión de la cinta en su entrada al rolo motriz. La tensión a la salida será:

$$t_s = T - F_T$$

Finalmente en la parte superior del nomograma se puede determinar el número de telas necesario z .

La tensión media por centímetro de ancho de cada tela será:

$$k_z = \frac{T \text{ (Kg)}}{B \text{ (cm)} \cdot z} \leq k_{ad}$$

$$z \geq \frac{T}{B \cdot k_{ad}}$$

En caso de terrones minerales pesados que caigan de cierta altura, el número de telas debe ser quizá más elevado a fin de tolerar tal situación.

Esesor del revestimiento A_1 y A_2

Para goma calidad común, y según el tamaño y el tiempo de ciclo t_c , se aconsejan los valores del nomograma N° 3.

- 4° Paso - Velocidad de rolos - Relación de transmisión

$$V_T = \frac{\pi D_m n_r}{60 \times 1000} \qquad n_r = \frac{60000 V_T}{\pi D_m}$$

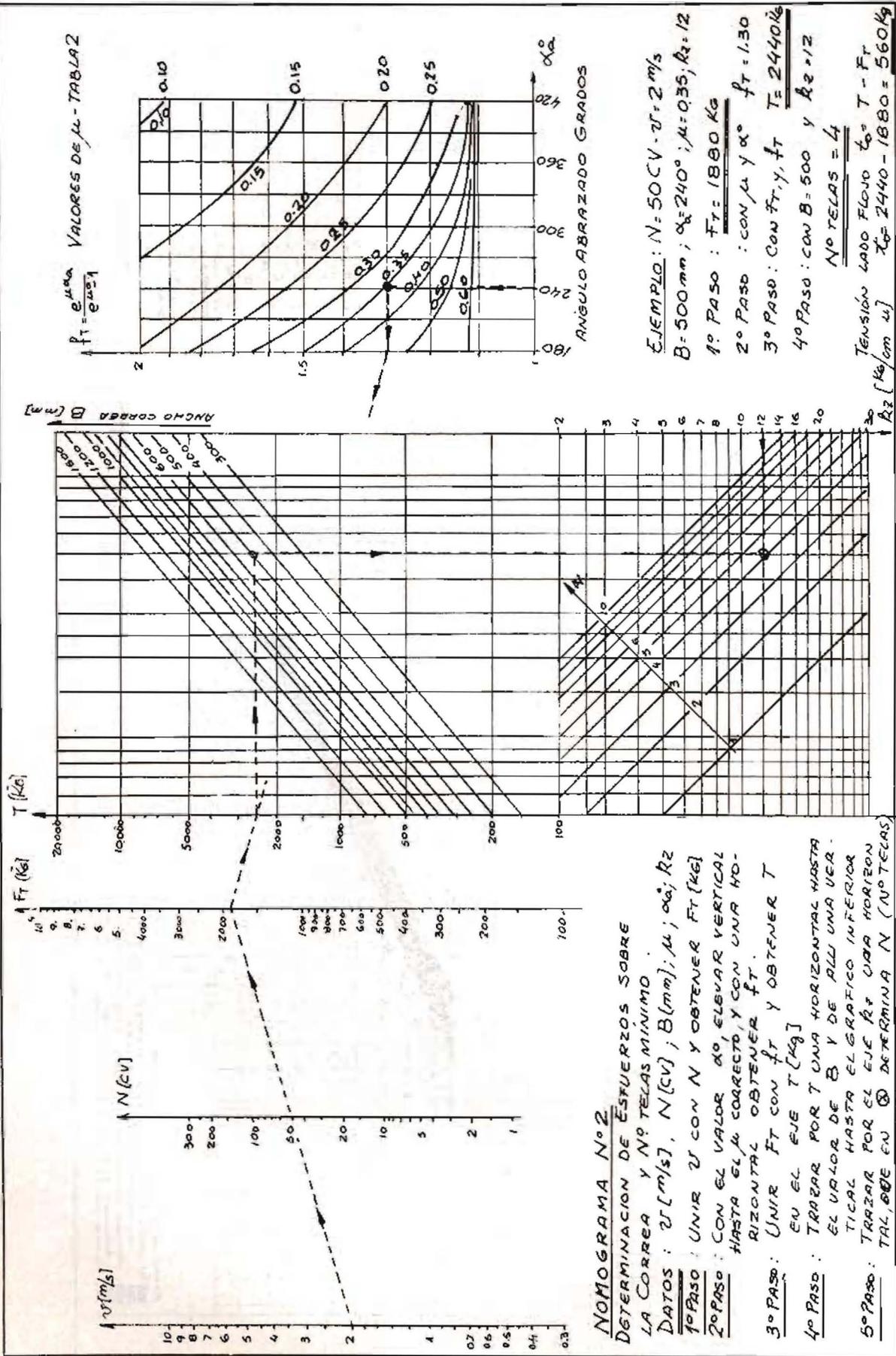
EL nomograma N° 4 da $n_r = f(v, D_m)$ y en la parte derecha se determina:

$$i = \frac{n_r}{n_m} \quad \text{relación de transmisión total}$$

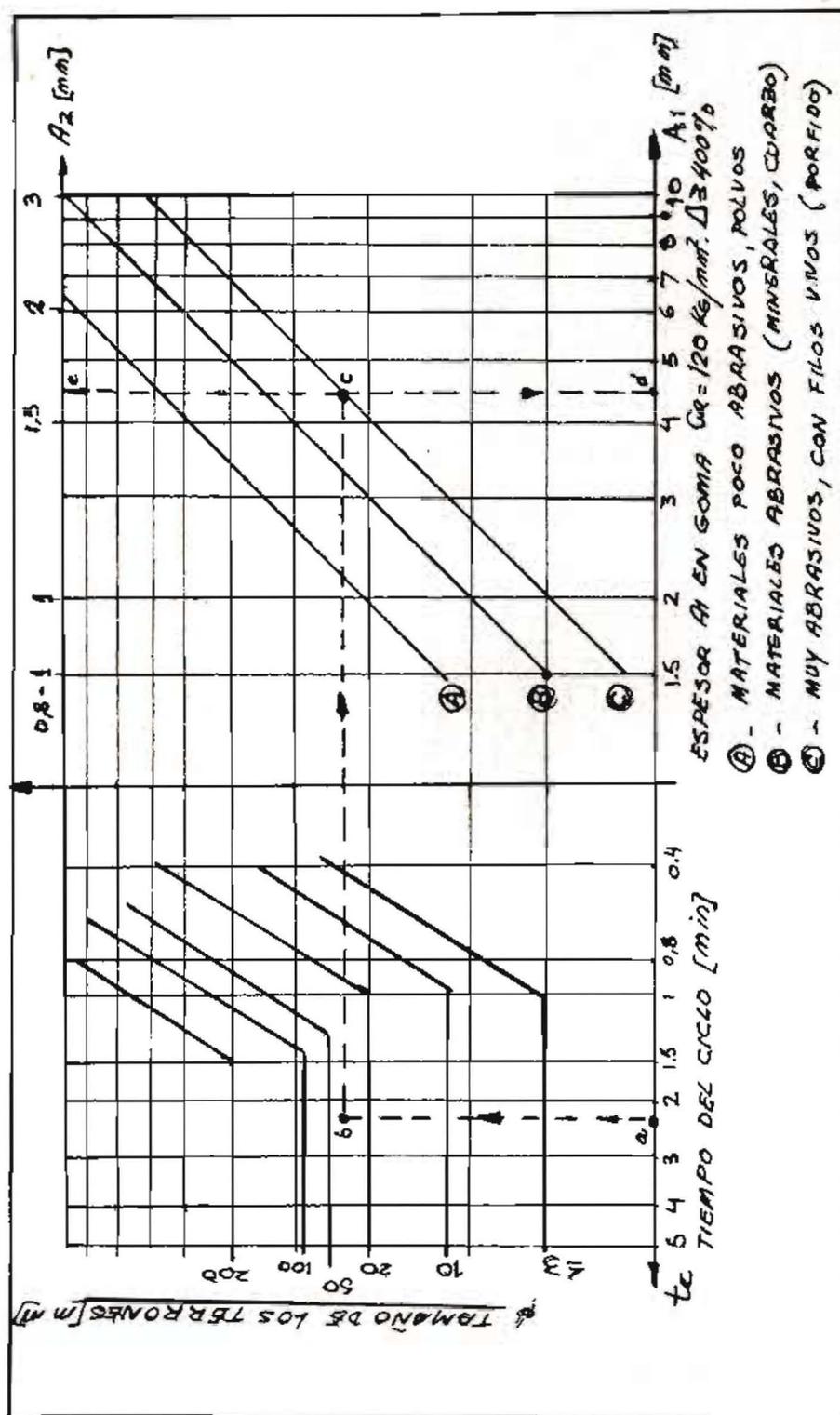
Con esta relación de transmisión y con la potencia de selección

$$N_{sel} = N \cdot f_s$$

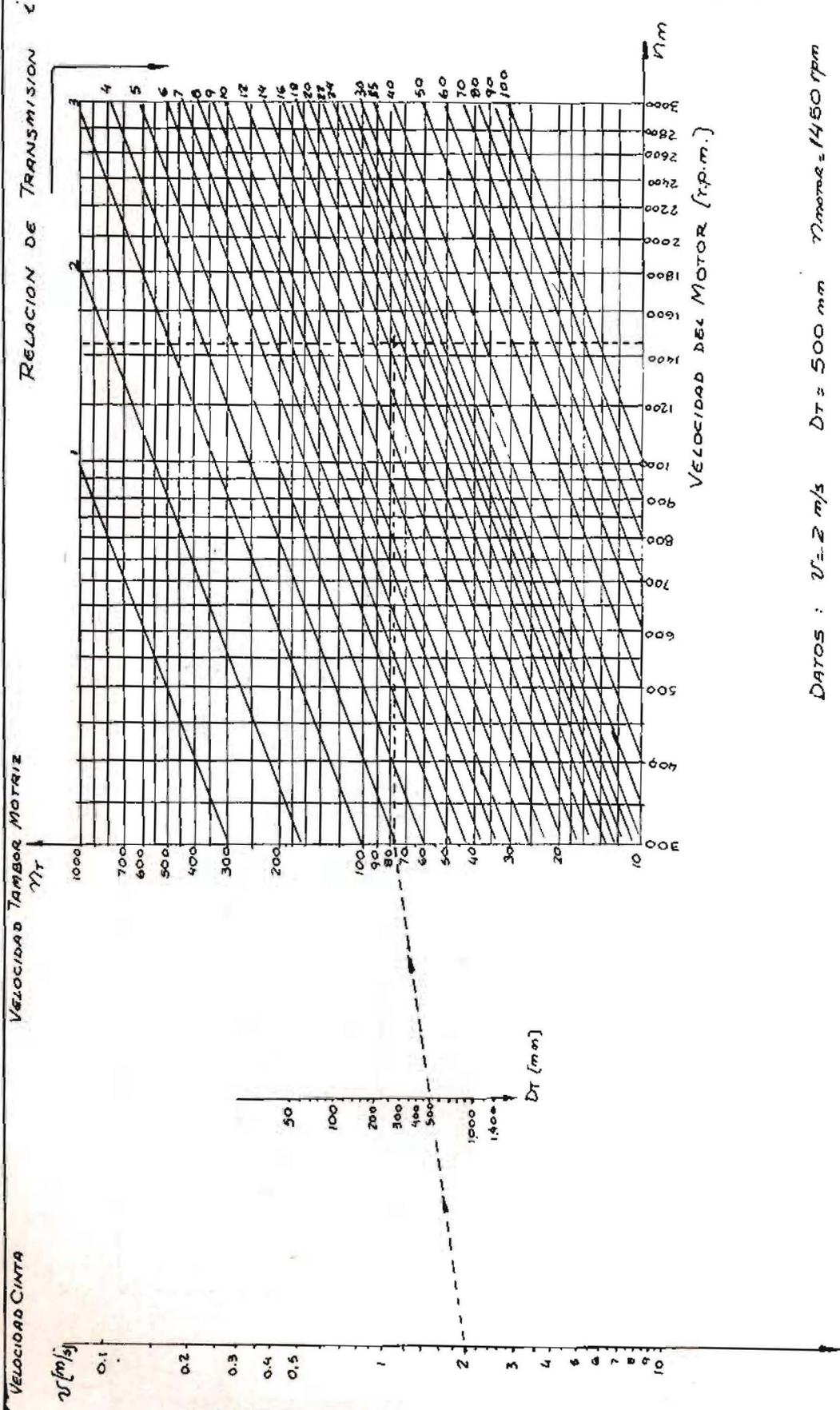
puede seleccionarse el reductor y demás elementos de la transmisión.



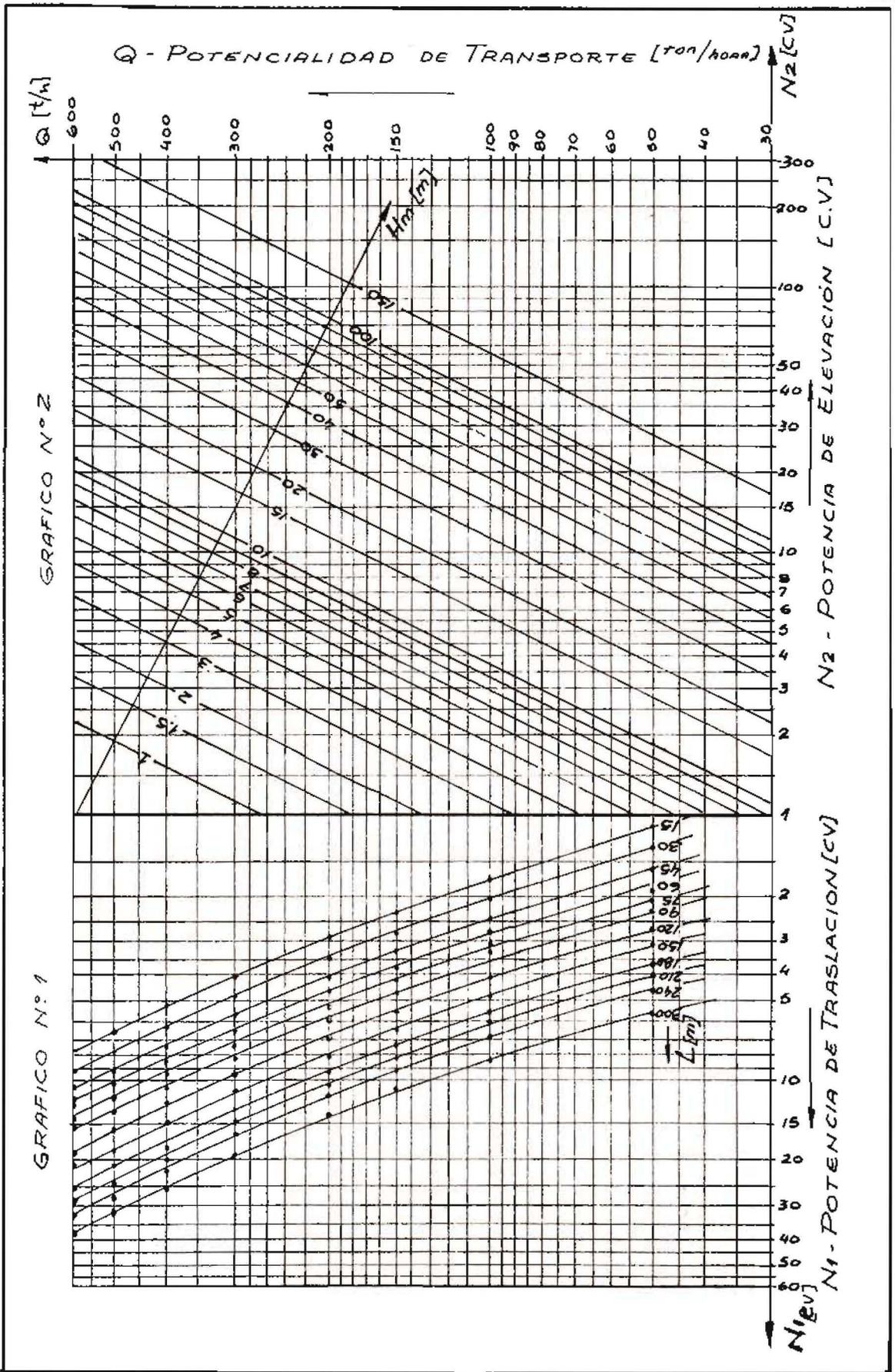
MONOGRAMA No 3



NOMOGRAMA N°4



DATOS : $v = 2$ m/s $D_T = 500$ mm $n_{motor} = 1450$ rpm
 $L = 19$



N_3 [CV] POTENCIA CONSUMIDA POR EXISTENCIA DE UN DESCARGADOR
 TIPO FIJO-ROLOS/RODAMIENTOS
 N_3 [CV] POTENCIA CONSUMIDA POR EXISTENCIA DE UN DESCARGADOR
 TIPO MOVIL MOTOORIZADO
 RASCADOR

