

傾斜地用軌道式運搬車の性能

田 辺 一[※]

Hajime TANABE

On the Characteristics of a Monorail Type Carrier on the Slope

緒 言

傾斜地果樹園における運搬労働の解消に、近時、軌道式運搬車の普及は目ざましい。これは既設果樹園の構造を改造することなく容易に設置できることが大きな魅力で、しかも、園内を線で結び、レール上どこでも、随時荷の積みおろしが可能である等多くの利点を持っている。

したがって、これが利用上の問題については、愛媛大学が、昭和40年ころから調査研究を続け、^{1)~5)}また、神戸大学では機械的性能に関して研究を手掛けている。^{6)~8)}

モノレールの型式はいろいろあるが、神戸大学で供試しているものは、レールの上下をゴム車輪で締め付け、摩擦力でけん引力を発揮するものである。ここに記述する軌道式運搬車は、ピンホイール（駆動輪）とラックを有し、通称モノラックと呼ばれているモノレールで、その機械的一般性能を検討したものである。

なお、この実験は昭和44年度に実施したもので、実験

および取りまとめに、当時の農業機械専攻生田仁史、井上信彦両君の労をわずらわした。ここに感謝の意を表する。

1. 駆動車の運動

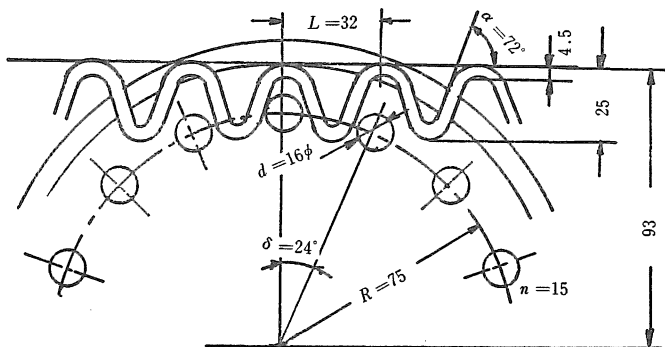
1) ピンとラックの接触点

駆動車は、原動機からVベルトおよび平歯車で減速伝動される回転動力を、駆動輪とラックによって直線動力に変換して、モノレール上をけん引走行する。駆動輪とラックの主要寸法は第1図のとおりである。

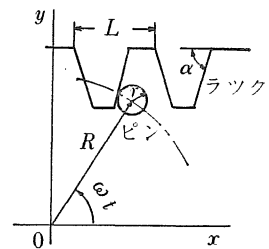
解析を容易にするため、駆動輪とラックを模式的に第2図のように表わし、駆動輪は一定点0のまわりを ω の角速度で回転し、ラックが $-x$ 方向に直線運動すると仮定する。

ピンとラックの接触点の位置は、 R をピンの中心における駆動輪の半径、 r をピンの半径とすると、

$$x = R \cos \omega t - r \sin \alpha \quad (1)$$



第1図 ピンホイールとラックの主要寸法



第2図 模式図

※ 農業機械工学研究室

$$y = R \sin \omega t + r \cos \alpha \quad (2)$$

(1)(2)式両式から ωt を消去すると

$$(x+r \sin \alpha)^2 + (y-r \cos \alpha)^2 = R^2 \quad (3)$$

(3)式は、接触点の軌跡は $(-r \sin \alpha, r \cos \alpha)$ に中心を持つ半径 R の円であることを示している。

2) ラックの速度とかみ合い

ラックは、ピンの x 方向の運動と、 y 方向の運動とから運動を与えられる。

ピンの x 方向の速度は、(1)式より

$$v_x = \frac{dx}{dt} = -R\omega \sin \omega t \quad (4)$$

ピンの y 方向の速度による影響は

$$v_{y \rightarrow x} = -\frac{dy}{dt} \cot \alpha = -R\omega \cos \omega t \cdot \cot \alpha \quad (5)$$

よって、ラックの x 方向の速度は、(4)式と(5)式の和として与えられる。すなわち

$$\begin{aligned} v_R &= v_x + v_{y \rightarrow x} = -R\omega(\sin \omega t + \cos \omega t \cdot \cot \alpha) \\ &= -R\omega(\sin \omega t \cdot \sin \alpha + \cos \omega t \cos \alpha) \operatorname{cosec} \alpha \\ &= -R\omega \cdot \cos(\omega t - \alpha) \operatorname{cosec} \alpha \quad (6) \end{aligned}$$

(6)式から、ラックは $\omega t = \alpha$ のとき最大の速度となる。供試機は $\alpha = 72^\circ$ であるので、 $\omega t = 72^\circ$ のとき最大速度を得る。

また(6)式から、ラックの速度は ωt の関数で一定の速度とならないので、二つ以上のピンが同時にラックにかみ合うことは、ピンの駆動交替時以外にない。

第3図から、二つのピンが同時にラックに接触する位置は、二つのピン O_1, O_2 が同時にラックに接触したと仮定すると、その接触点 B, C の間隔のラック歯面への垂直距離 BC' はラック歯面の垂直距離に等しく、

$$\text{すなわち} \quad \overline{BC'} = \overline{PQ}$$

$$\text{しかも} \quad |v_{Cx}| \geq |v_{Bx}|$$

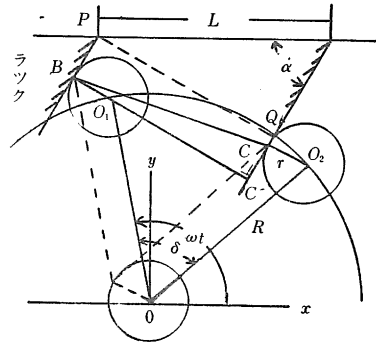
の条件を満たさなければならない。ここに v_{Cx}, v_{Bx} はそれぞれピン O_2, O_1 によるラックの x 方向の速度である。

$\overline{BC'}, \overline{PQ}$ を既知の数値 $R, \delta, \alpha, \omega, t$ で表わすと、

$$\overline{BC'} = 2R \sin \frac{\delta}{2} \cdot \cos\left(\alpha - \omega t + \frac{\delta}{2}\right)$$

$$\overline{PQ} = L \sin \alpha$$

$$\text{ただし、} \quad \delta = \frac{2\pi}{n} \quad \text{隣り合うピンの中心角}$$



第3図 ピンとラック歯の接触

n ピンの数
 L ラックの歯の間隔 (ピッチ)

$$\therefore \cos\left(\alpha - \omega t + \frac{\delta}{2}\right) = \frac{L \sin \alpha}{2 \cdot R \sin \frac{\delta}{2}} \quad (7)$$

供試機は、 $\alpha = 72^\circ, \frac{\delta}{2} = 12^\circ, L = 32\text{mm}, R = 75\text{mm}, \omega = 8.14\text{rad/sec}$ であるから、これらの数値を(7)式に代入して、 $\omega t = 71^\circ, 97^\circ$ を得る。ただし、 $\omega t = 71^\circ$ の場合はラックの高さに制限があり、ピンはラックに接触しない。よって(7)式の解は $\omega t = 97^\circ$ となり、 $\omega t - \delta = 97^\circ - 24^\circ = 73^\circ$ と 97° で二つのピンがラックに同時に接触する。

(6)式より、それぞれの角度におけるラックの速度は、

$$\omega t = 73^\circ \text{ のとき} \quad v_{R(73^\circ)} = -642\text{mm/sec}$$

$$\omega t = 97^\circ \text{ のとき} \quad v_{R(97^\circ)} = -582\text{mm/sec}$$

この値は $|v_{Cx}| > |v_{Bx}|$ を満足するので、ピンは $\omega t = 73^\circ$ でラックに接触しはじめ、 97° で接触を終る。

しかしながら、前述のようにラックは $\omega t = \alpha = 72^\circ$ のとき最大速度となるから、ピンはラックにその最大速度を与える角度で接触しはじめ、ラックを $v_{R(97^\circ)}$ から $v_{R(73^\circ)}$ に急激に加速しなければならないので衝撃を受ける。ちなみに、駆動輪のピン中心における円周速度は $R\omega = 631\text{mm/sec}$ である。

この衝撃を避けるために、隣り合ったピンの駆動交替時の、ラックの急激な速度変化 (加速度) を少なくするよう設計すべきである。

この目的のためには、 α を 90° に近付けることは一つの方策であるが、設計製作上限度がある。駆動輪半径

を大きくし、駆動ピンの数を増加することは、ラックの速度変化を少なくする効果がある。しかしながら、ピンとラックによる動力伝動にはおのずから限度があるので、経費が許されるならば、歯形曲線による歯車駆動にする必要がある。

2. 実験および考察

市販機は定格出力 3PS の空冷エンジンを搭載しているが、所要動力測定のため、3相2極 2.2KW の誘導電動機（原動機）を搭載した。そのため、けん引車の重量は 91.7kg となった。供試電動機の特徴は第4図のとおりである。

レールの勾配は 10°, 20°, 30°, 40°, トレーラーの積載重量は最高 400kg とし、けん引力、駆動輪トルク、駆動輪回転数を動ひずみ計を利用して記録計測した。

1) 効率の相互関係

けん引性能に関係する因子、記号およびそれぞれの相互関係を示すと、第5図 a, b のとおりである。

第5図から

トレーラーのけん引抵抗

$$D_T = W_T \sin \theta \pm \mu_T W_T \cos \theta = -P_T \quad (8)$$

駆動車の走り抵抗

$$D_M = W_M \sin \theta \pm \mu_M W_M \cos \theta = -P_M \quad (9)$$

ただし、正号は登坂時、負号は降坂時を示す。よって駆動車が発揮しなければならない力 P_Z は

$$P_Z = P_T + P_M + C_T$$

ただし、 C_T はピン駆動輪とラックのかみ合い状態等走り抵抗以外の種々の損失力である。

(8)(9)式をトルクの形に書きなおすと

$$T_T = RP_T \quad T_M = RP_M$$

駆動輪が発揮するトルク T_K は

$$T_K = R(P_T + P_M + C_T) = RP_Z \quad (10)$$

けん引性能に関係ある効率はつぎのように表わされる。

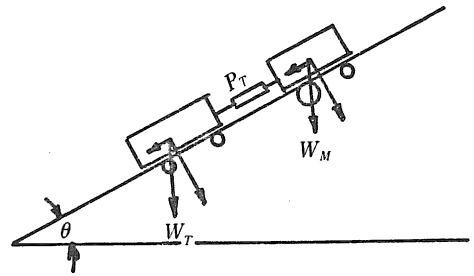
$$\text{力率} \quad \xi = \frac{T_T}{T_K} \quad (11)$$

$$\text{伝動効率} \quad \eta = \frac{N_K}{N_D} \quad (12)$$

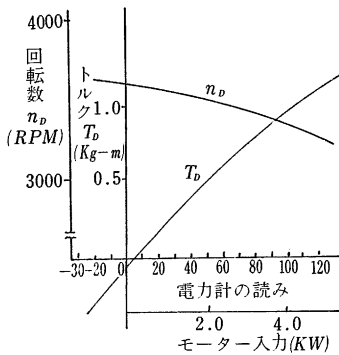
$$\text{けん引効率} \quad \lambda = \frac{N_T}{N_K} \quad (13)$$

$$\text{全効率} \quad \gamma = \frac{N_T}{N_D} \quad (14)$$

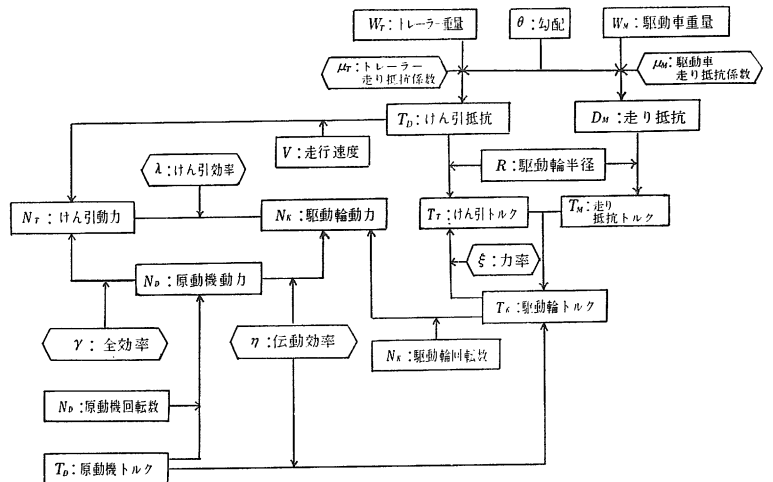
(12)式において



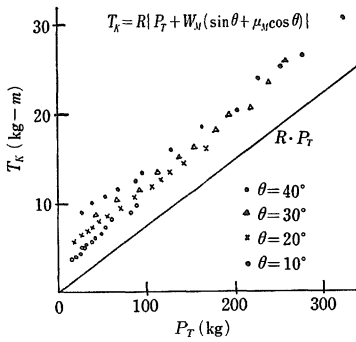
第5図 a



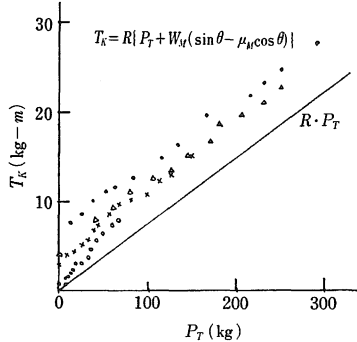
第4図 モーターの特性曲線



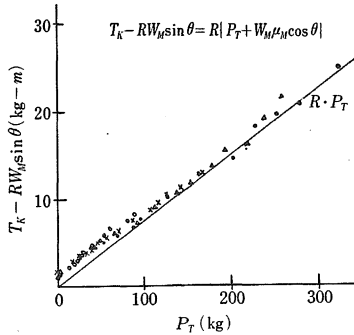
第5図 b 効率の相互関係



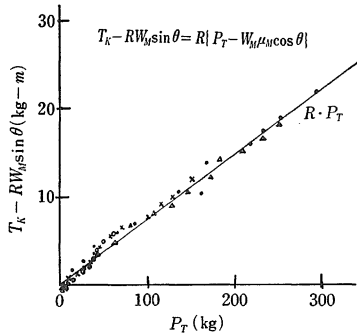
第6図a けん引力和駆動輪トルクの関係(登坂時)



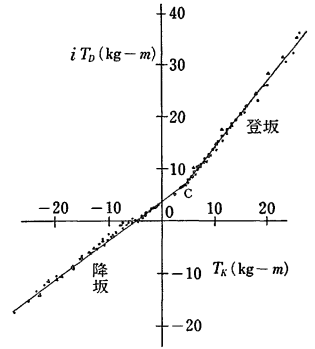
第6図b けん引力和駆動輪トルクの関係(降坂時)



第7図a 勾配抵抗を除いた駆動輪トルクとけん引力の関係(登坂時)



第7図b 勾配抵抗を除いた駆動輪トルクとけん引力の関係(降坂時)



第8図 原動機トルクと駆動輪トルクの関係

駆動輪動力

$$N_K = \frac{2\pi n_K T_K}{75 \times 60}$$

$$\therefore \lambda = \frac{T_T}{T_K} = \xi \quad (17)$$

全効率 (γ), けん引効率 (λ), 伝動効率 (η) の間には, それぞれつぎの関係が成立する,

$$(13)式より \quad N_T = \lambda N_K \quad (18)$$

$$(14)式に代入して \quad \gamma = \lambda \frac{N_K}{N_D} \quad (19)$$

$$(12)を代入して \quad \gamma = \lambda \cdot \eta \quad (20)$$

$$(17)式より \quad \gamma = \xi \cdot \eta \quad (21)$$

2) 走り抵抗

登坂・降坂時のけん引力 (P_T) と駆動輪トルク (T_K) の関係は第6図a, bのとおりである, 駆動輪トルクがけん引力の増加とともに増加することは当然のことであるが, 同じけん引力の大きさでも, 勾配の増加とともに増加する,

(10)式に示すように, 駆動輪トルクとけん引トルクの差が駆動車の走り抵抗トルクおよびその他の損失トルクで, 走り抵抗はまた, ころがり抵抗, 勾配抵抗およびその他の抵抗の和であるので, 駆動車重量の勾配方向分力(勾配抵抗)の影響を除くために

$$T_K - RW_M \sin \theta = R(P_T \pm W_M \mu_M \cos \theta + C_T)$$

を計算すると第7図a, bのようになった,

理論的には ($T_K - RW_M \sin \theta$) の値は, 登坂時には RP_T の値より大きく, 降坂時には小さくなるべきであるから, けん引力 P_T が小さい間はその傾向が現われて

$$\text{駆動輪動力} \quad N_K = \frac{2\pi n_K T_K}{75 \times 60}$$

$$\text{原動機動力} \quad N_D = \frac{2\pi n_D T_D}{75 \times 60}$$

$$\therefore \eta = \frac{N_K}{N_D} = \frac{n_K}{n_D} \frac{T_K}{T_D} \quad (15)$$

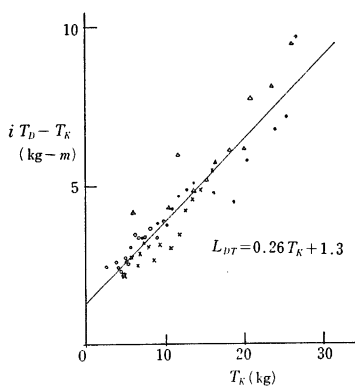
駆動車の動力伝動機構内にすべりがなくと仮定すると, 減速比 $i = \frac{n_D}{n_K}$ が成立し, これを(15)式に代入すると(供試機の減速比は $i=44.3$)

$$\eta = \frac{T_K}{iT_D} \quad (16)$$

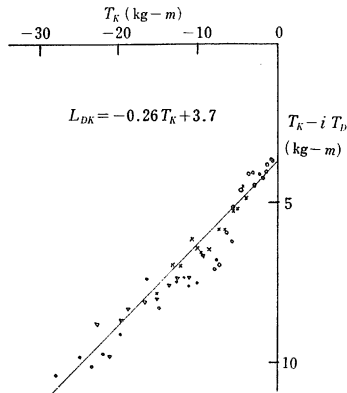
また(13)式において, 駆動輪とレール間にすべりがなく, 駆動車の平均速度 V に $V = \frac{2\pi R n_K}{60}$ の関係が成立するものとする, 次式が成立する, ただし実際にはピンがラックに接触する位置によって, 走行速度が変化することは(6)式に示すとおりであるが, ラックの平均走行速度は, 駆動輪のピン部における周速度と同一となる, すなわち

けん引動力

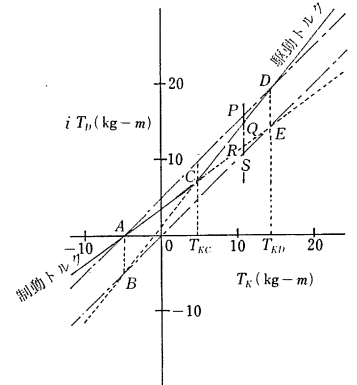
$$N_T = \frac{P_T \cdot V}{75} = \frac{P_T \cdot 2\pi R n_K}{75 \times 60} = \frac{2\pi n_K T_T}{75 \times 60}$$



第9図 a 伝動損失トルク (登坂時)



第9図 b 伝動損失トルク (降坂時)



第10図 駆動車内のトルク伝動

いるのに対し、けん引力の増大とともにその差は無視されるほどになり、勾配間の差も少なくなった、

この原因は、ころがり抵抗およびその他の抵抗の合計値が、けん引力 P_T に対して非常に小さいためである、ちなみに、勾配がなく、変速歯車を中立にした場合の駆動車の走り抵抗は $2\sim 4\text{kg}$ で非常に小さい、

3) 伝動損失

原動機トルクに減速比を乗じた値 (iT_D) と駆動輪トルク T_K の関係を示すと第8図のとおりである。登坂時と降坂時に分かれるが、それぞれ直線的関係にあり、次式で表わされる、

$$iT_D = aT_K + b \quad (22)$$

$$L_D = iT_D - T_K \quad (23)$$

ただし、 L_D は伝動損失トルクである、

a) 登坂時

第8図において $T_K \geq C$ の場合で、(22)式の係数 $a=1.26$, $b=1.3$ を得る、

すなわち

$$iT_D = 1.26T_K + 1.3 \quad (\text{kg-m}) \quad (24)$$

$$L_D = (a-1)T_K + b = 0.26T_K + 1.3 \quad (\text{kg-m}) \quad (25)$$

b) 降坂時

第8図において $T_K < C$ の場合で、(22)式の係数 $a=0.74$, $b=3.7$ を得る、

すなわち

$$iT_D = 0.74T_K + 3.7 \quad (\text{kg-m}) \quad (26)$$

$$L_D = 0.26T_K - 3.7 \quad (\text{kg-m}) \quad (27)$$

(24)式と(26)式を同時に満足する点は C 点で、その場合の駆動輪トルクは、

$$T_{KC} = 4.62 \quad (\text{kg-m}) \quad (28)$$

(25)式と(27)式から、伝動損失トルクは、登坂、降坂ともにそれぞれ T_K に対し一次関係にあり、直線の勾配は同一である、異なる点は伝動損失トルク線の ($iT_D - T_K$) 座標軸の切点のみである、

第9図 a, b の各点は、駆動力の実測値から計算によって求めた伝動損失トルクの図で、(25)式、(27)式の計算式はそれらの値を代表するものであることがわかる、

伝動損失トルクは、登坂時には動力が原動機から駆動輪に向って伝動され、降坂時には、車体重量が大きい場合は、駆動輪から原動機に向って動力が伝動される。したがって、両者の方向は逆で、伝動損失トルクの方法も反対になる、

よって、登坂時には T 、降坂時には K の添字をし、また登坂時に正、降坂時に負の符号を付け、伝動損失トルクは両者の合計であると仮定する、

$$\text{すなわち } L_D = L_{DT} + (-L_{DK}) \quad (29)$$

L_D は実際には測定できない、実測できるのは L_{DT} または L_{DK} である、

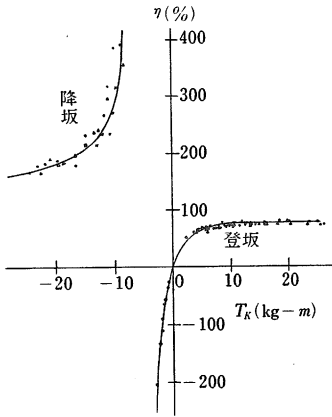
(25)、(27)式を代入して

$$L_D = 5 \quad (\text{kg-m}) \quad (30)$$

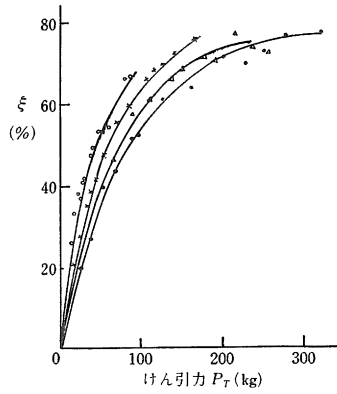
(30)式は、伝動損失トルクの合計は、駆動輪トルク、原動機トルクに関係なく一定であることを示している、

いま、第10図において、(24)式、(26)式の示す直線をそれぞれ \overline{CD} , \overline{CA} とし、

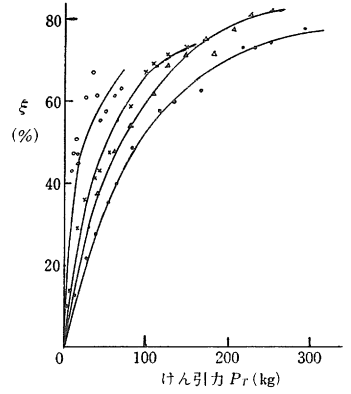
$$iT_D = T_K \quad (31)$$



第11図 伝動効率



第12図 a けん引力率 (登坂時)



第12図 b けん引力率 (降坂時)

の直線 \overline{BOE} を画くと、(24)(26)式から

$$a_T - 1 = 1 - a_K = 0.26 \quad (32)$$

すなわち、駆動輪トルクの係数は、登坂時、降坂時ともに係数 1 に対して 0.26 の数値差を持っているので、直線 \overline{CD} 、 \overline{CA} は直線 \overline{BOE} に対して、それぞれ正および負の側に等しい勾配を増減した勾配の直線である。

いま、 $iT_D = 0$ の点 A をとおり、直線 \overline{BOE} に平行な直線 \overline{AD} を画き、直線 \overline{CD} との交点を D とする。また、直線 \overline{CD} 、 \overline{CA} と直線 \overline{BOE} との交点をそれぞれ B 、 E とすると、

交点 B の T_K 座標は(31)式と(24)式から

$$T_K = -5 \text{ (kg-m)}$$

また、(26)式において、 $iT_D = 0$ とすると、

$$T_K = -5 \text{ (kg-m)}$$

すなわち線分 \overline{AB} は iT_D 座標軸に平行である。

(24)式から $T_K = -5 \text{ (kg-m)}$ の場合

$$iT_D = -5 \text{ (kg-m)}$$

よって A を通る直線 \overline{AD} の方程式は

$$iT_D = T_K + 5 \text{ (kg-m)} \quad (33)$$

すなわち、直線 \overline{AD} は、(29)、(30)、(33)式から、(31)式で示す直線 \overline{BOE} に、登坂、降坂の合計伝動損失トルクを加えた直線である。

また、(26)式と(31)式から交点 E の T_K 座標は

$$T_K = 14.2 \text{ (kg-m)}$$

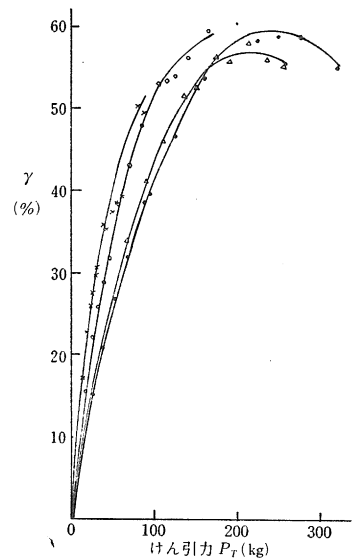
(24)式と(33)式から交点 D の T_K 座標は

$$T_K = 14.2 \text{ (kg-m)}$$

すなわち線分 \overline{DE} も iT_D 座標軸に平行である。

よって、四辺形 $ABED$ は平行四辺形で、線分 \overline{BCD} 、 \overline{ACE} はそれぞれ平行四辺形 $ABED$ の対角線である。

いま、任意の駆動輪トルク T_{KQ} において、 iT_D 座標軸に平行な直線 \overline{PS} を画き、直線 \overline{AD} 、 \overline{BD} 、 \overline{AE} 、 \overline{BE} との交点をそれぞれ P 、 Q 、 R 、 S とすると、平行四辺形の原理から



第13図 全効率 (登坂時)

$$PQ = PS \quad (34)$$

この関係はすべての T_K の値に対して成立する。

以上の計算、考察過程からわかるように、駆動車内の伝動損失トルクを、登坂・降坂過程の各区間に分けて説明することができる。

A 点、すなわち駆動輪トルク $T_K = -5 \text{ (kg-m)}$ において、駆動車は制動作用を行なうが、駆動輪から原動機に向って伝動されるトルク(制動トルク)は、すべて伝動機構内部で消費され、原動機はまったく動力を消費しない、

$T_K < A$ の場合は、 $iT_D < 0$ となり、被けん引車で駆

動車をけん引し、駆動車は制動作用を行なう、

$0 > T_K > A$ では、原動機は動力を発生し、被駆動伝動損失（制動トルク損失）は次第に小さくなり、反対に駆動トルクが発生するが、原動機の発生するトルクは伝動機構内ですべて消費され駆動輪にまで及ばない、

$T_K = 0$ の位置で、被けん引車の下降けん引力と駆動車の駆動けん引力が釣り合い、駆動輪には駆動トルクが現われなくなる、

$T_K > 0$ ではじめて、原動機の動力が被けん引車をけん引する状態となるが、 $T_K = C$ 点において、被駆動伝動損失と駆動伝動損失が等しくなり、降坂（制動）から登坂（駆動）へと状態が変化する、

それ以後は、次第に被駆動伝動損失が少なくなり、駆動伝動損失の割合が増加し、 D 点、 $T_K = 14.2$ (kg-m) において、被駆動伝動損失が0となり、伝動損失は駆動伝動損失のみとなる、

以上のように、(29)式を仮定することによって、動力伝動機構内の動力伝動損失を、降坂から登坂へ、また登坂から降坂への連続変化として明瞭に説明することができる、

4) 伝動効率

$$(16)式と(22)式から \eta = \frac{T_K}{aT_K + b} \quad (35)$$

(24)式と(26)式を用いて η を計算すると、第11図のとおりである、

a) 登坂時

$$(36)式において \lim_{T_K \rightarrow \infty} \eta = \frac{1}{a} = 0.794$$

$$\lim_{T_K \rightarrow 0} \eta = 0$$

$$T_K \rightarrow \frac{b}{a} = -1.03 \text{ のとき}$$

$$\lim_{T_K \rightarrow b/a} \eta = -\infty$$

すなわち、この曲線は $\eta = 0.794$ と $T_K = -1.03$ (kg-m) を漸近線とし、 $T_K = 0$ のとき $\eta = 0$ となる双曲線である、ただし、実物の駆動車で対象となるのは $T_K \geq T_{KC}$ の範囲である、

b) 降坂時

登坂時と同様にして、この曲線は $\eta = 1.35$, $T_K = -5.0$ (kg-m) を漸近線とする双曲線である、

降坂時における $-\frac{b}{a} < T_K < T_{KC}$ の範囲は、降坂でありながら原動機は駆動作用 ($iT_D > 0$) を行なっていることは、前項3) で述べたとおりである、

5) けん引力率 (第12図 a, b)

(8)~(11)式から

$$\xi = \frac{T_T}{T_K} = \frac{P_T}{P_T + W_M(\sin \theta \pm \mu_M \cos \theta) + C_T} \quad (36)$$

(37)式から、勾配が大きくなるにしたがって $W_M \sin \theta$ の値が増加し、力率が低下することは当然であるが、各勾配ごとの比較では、勾配 40° を除いて降坂時の力率が高い、これは(37)式でも理解できるように、走り抵抗力 $\mu_M \cos \theta$ の正負と損失 C_T によって影響されるからである、

また、これらの値は2)項で述べたように小さい値ではあるが、勾配が小さい間は勾配抵抗 $W_M \sin \theta$ も小さく、したがって、ころがり抵抗その他の損失が表面化するのに対し、勾配が大きくなるにつれて、勾配抵抗が大きくなり、ころがり抵抗その他の損失の影響が消失し、登坂時と降坂時の差がなくなる、しかしながら、 $\pm W_M \mu_M \cos \theta + C_T$ の値に関しては、1節2)項との関連も含めて、さらに詳細に検討する必要がある、

6) 全効率

(21)式より全効率を計算すると第13図のとおりである、ただし、図は登坂時のみを示してある、

勾配の増加によって、力率 ξ が低下するので、全効率 γ も勾配の増加とともに低下する、全効率の最大は60%程度で、 $P_T = 200 \sim 240$ kg のところで現われる、

摘 要

ピンホイール（駆動輪）とラックを有する傾斜地用モノレール運搬車の機械的一般特性を調査した、

1. 駆動輪が定点の廻りを回転し、ラックが移動すると仮定した場合、ピンとラックの接触点の軌跡は $(-r \sin \alpha, r \cos \alpha)$ に中心を持つ半径 R の円の一部分である、ここに、 R はピン中心における駆動輪半径、 r はピン半径、 α はラックの圧力角である、

2. 市販のモノレールは、駆動車の瞬間移動速度が、ピンのその方向における速度と一致しないので、接触時に衝撃を受ける、

3. 駆動車の動力伝動損失トルクは、登坂、降坂ともに、駆動輪トルクに対し一次の関係にあり、直線の勾配は同一であるが、座標軸の切点は異なる、

4. 駆動車内の駆動伝動損失トルクと、被駆動伝動損失トルクの合計が一定であることから、駆動、制動時の動力伝動損失の状態を明瞭に説明することができる (第10図)、

5. 全効率の最大は60%程度で、けん引力が $200 \sim 240$ kg のところで現われる、

参 考 文 献

1. 門田協之介他：愛大綜農研彙報第10号：49-56, 1966.
2. 門田協之介他：綜合農学第15卷1, 2号合併号：14-19, 1968.
3. 門田協之介他：愛大綜農研彙報第12号：13-21, 1969.
4. 鶴崎 孝他：愛大綜農研彙報第16号：47-54, 1973.
5. 鶴崎 孝他：農機誌関西支部報第35号：48-52, 1974.
6. 居垣千尋他：農機誌関西支部報第30号：7-9, 1971.
7. 居垣千尋他：農機誌関西支部報第34号：39-41, 1973.
8. 居垣千尋他・農機誌関西支部報第38号：12-14, 1975.
9. 田辺 一他：農機誌関西支部報第28号：71-74, 1970.

Summary

Mechanical properties of monorail carrier for slope land driven by a pair of pin wheel and rack were investigated.

1. Assuming that the pin wheel rotates about the fixed point and the rack moves rectilinearly, driving point of the pin describes a part of locus of circle of radius R with a center of co-ordinates $(-r \cdot \sin \alpha, r \cdot \cos \alpha)$, where r is radius of pin, R is radius of pin wheel at center of pin, and α is pressure angle of rack tooth.

2. As instantaneous travelling velocity of the carrier is not equal to velocity of the pin coming into contact, they receive a impact load each other.

3. Driving and driven losses of torque have linear relations to driving torque, which are the same but opposite slopes each other. And as the sum of them is constant, situations of the loss can be explained clearly in all over the torques (fig. 10).

4. Maximum overall efficiency was about 60% at draft of 200-240kg.