

## ロータリ除雪機の基礎的研究

(第2報 動力性能におよぼす積雪の切削抵抗の影響)

正 下 田 茂 (新潟大学工学部)

正 \* 木 良 暁 司 (日立造船株式会社)

正 石 橋 達 弥 (新潟大学工学部)

## 1 緒 言

前報<sup>1)</sup>で求めた積雪の切削抵抗理論式をロータリ除雪機に応用して理論除雪作業所要馬力を算出し、除雪機による実験結果と比較検討を行ない、この切削抵抗理論式が除雪機の所要馬力の把握に充分適用しうることを結果を得たのでここに報告する。

## 2 ロータリ除雪機の理論作業所要馬力

作業所要馬力 $N_w$ は、カッター切削馬力 $N_c$ 、ブローアード雪馬力 $N_s$ 、ブローアード摩擦馬力 $N_f$ 、カッター、ブローアの軸受と空気抵抗に対する空転馬力 $N_a$ 、そしてカッター、ブローアから作業用機関までの伝動軸の効率 $\mu_H(=0.95)$ を考慮するとつぎのようになる。

$$N_w = \frac{1}{\mu_H} (N_c + N_s + N_f + N_a) \quad (\text{PS}) \quad \dots\dots (1)$$

## 2.1 ロータリ除雪機のカッター切削馬力の解析

## 2.1.1 バイルハック型除雪機のプレカッター切削馬力

$V$ : 車の進行速度  $n_b$ : プレカッター回転数  $d_r$ : 可く、角  $t_r$ : 切込深さ (ブレード1つあたりの進み量)  $u_r$ : 切削速度  $m$ : ブレード数 (=2)  $\phi$ : プレカッター数 (=2)  $\mu$ : 積雪とプレカッター間の動摩擦係数 ( $=\tan\beta$ )  $\beta$ : 摩擦角  $C_s$ : せん断応力  $\rho$ : 積雪密度  $R_{co}$ : プレカッター外半径 ( $=0.45\text{m}$ )  $h$ : 除雪高さ  $\gamma_h: \sin^{-1}(R_{co}-h)/R_{co}$



バイルハック型除雪機の切削作業部分を国1に示

し、国2にプレカッター部を示す。ブレードの微小部分 $dr$ では国3に示す二次元切削機構となり、二次元比切削抵抗理論式を適用できる。また積雪の大部分を切削している比較的 $r$ の大きな $dr$ 部の周速 $u_r$ は $V$ よりもはるかに大きいので、切削馬力を解析するには回転力と関係のある切削抵抗主分力のみを考えればよい。このときの切削条件はつぎのように近似できる。

$$\alpha_r = \alpha \quad (\alpha = 45^\circ) \quad \dots\dots (2)$$

$$u_r = u_r = \left( \frac{2\pi n_b}{60} \right) r \quad \dots\dots (4)$$

$$t_r = \left( \frac{V}{3.6} \right) / \left( \frac{\pi n_b}{60} \right) m \quad \dots\dots (3)$$

$$\phi = 45^\circ + \alpha - \beta \quad \dots\dots (5)$$

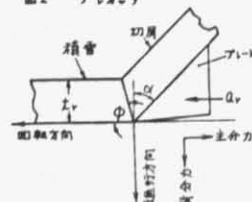
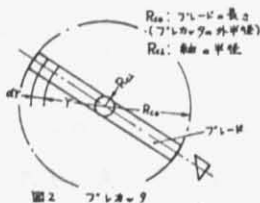


図3 假2分部分...の二次元切削機構

式(2), (4), (5)から二次元切削抵抗主分力 $P_c^{(2)}$ は

$$P_c = \tau_s (1 + \tan \beta) + \frac{P}{g} \left( \frac{2\pi n b r}{60} \right)^2 \quad \dots\dots (6)$$

ここで積雪の上表面がプレカッター軸より下にある場合 ( $0 \leq r \leq R_{co}$ ) と、上にある場合 ( $R_{co} \leq r \leq 2R_{co}$ ) とに分けて解析する。軸の半径 $R_{ci}$ は $R_{co}$ にくらべて小さいので $R_{ci} = 0$ とする。

(i)  $0 \leq r \leq R_{co}$ の場合 プレカッターの切削状況を図4に示す。微少部分 $dr$ に働く力の回転方向成分は式(3), (6)により $P_c tr dr$ となり、角変位 $\varphi$ における瞬間のトルク $T_\varphi$ は

$$T_\varphi = \int_{R_\varphi}^{R_{co}} P_c tr dr \quad \dots\dots (7)$$

またブレード1枚あたりのなす仕事量 $A_m$ は、式(7)から

$$A_m = \int_0^{2\pi} T_\varphi d\varphi = \int_{\varphi_h}^{\pi-\varphi_h} T_\varphi d\varphi \quad \dots\dots (8)$$

ゆえにブレード1枚についての平均トルク $T_M$ は、式(8)から

$$T_M = \frac{A_m}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \int_{\varphi_h}^{\pi-\varphi_h} \int_{R_\varphi}^{R_{co}} P_c tr dr d\varphi \quad \dots\dots (9)$$

図5に、 $T_\varphi$ ,  $A_m$ ,  $T_M$ の関係を示す。したがってプレカッター一切削馬力 $N_c$ は、式(9)から

$$N_c = g m T_M \left( \frac{2\pi n b}{60} \right) / 75 \quad \dots\dots (10)$$

(ii)  $R_{co} \leq r \leq 2R_{co}$ の場合 プレカッターの切削状況を図6に、 $T_\varphi$ ,  $A_m$ ,  $T_M$ の関係を図7に示す。ブレード1枚あたりのなす仕事量 $A_m$ を求めると、この結果は(i)における $A_m$ の式(8)と同じになり、切削馬力 $N_c$ は式(10)で表わされる。

したがって、式(10)により  $0 \leq r \leq 2R_{co}$ におけるプレカッター一切削馬力 $N_c$ は

$$N_c = \frac{1}{75} \left( \frac{V}{3.6} \right) \left[ \tau_s (1 + \tan \beta) \left\{ R_{co}^3 (\pi - 2\varphi_h) + (R_{co} - R)^3 (2 \cot \varphi_h) \right\} + \right. \\ \left. \frac{1}{2} \left( \frac{P}{g} \right) \left( \frac{2\pi n b}{60} \right)^2 \left\{ R_{co}^3 (\pi - 2\varphi_h) - (R_{co} - R)^3 \left( \frac{2}{3} \cot \varphi_h (\cot^2 \varphi_h + 3) \right) \right\} \right] \quad (P5) \quad \dots\dots (11)$$

## 2. 1. 2 ロルバ型除雪機のカッティングロータ切削馬力

$V$ : 車の進行速度  $B$ : カッティングロータ幅  $b$ : 除雪幅 ( $2B = 2m$ )  $R$ : カッティングロータ半径 ( $= 0.5m$ )  $\lambda$ : リボンカッターのねじれ角または $ds$ の傾斜角  
 $\theta_c$ : リボンカッターの $x-y$ 平面の投影角  $\theta_h = \cos^{-1}(R - R)/R$   $\varphi$ :  $x$ 軸を基準としてのリボンカッターの端 $M$ の角変位  $\lambda$ : 端 $M$ を基準としての微少部分 $ds$ の角変位  $S$ : 端 $M$ を基準として微少部分 $ds$ のリボンカッターに沿った変位  
 $m$ : リボンカッター数 ( $= 4$ )  $g$ : カッティングロータ数 ( $= 2$ )

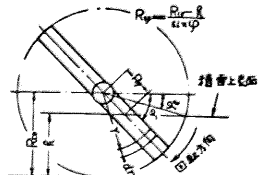


図4 プレカッター切削状況 ( $0 \leq r \leq R_{co}$ )

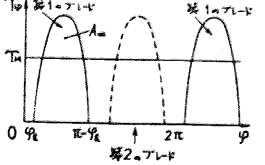


図5  $T_\varphi$ ,  $A_m$ ,  $T_M$ 関係 ( $0 \leq r \leq R_{co}$ )

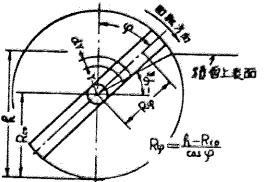


図6 プレカッター切削状況 ( $R_{co} \leq r \leq 2R_{co}$ )

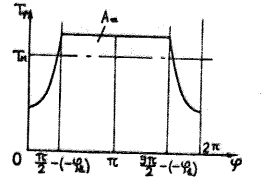


図7  $T_\varphi$ ,  $A_m$ ,  $T_M$ 関係 ( $R_{co} \leq r \leq 2R_{co}$ )

ロルバ型除雪機の切削作業部分を国8に示し、国9にカッ  
テングロータ部を示す。リボンカッターの微小部分 $ds$ では三次  
元切削抵抗理論式を適用できる。さらに、 $ds$ 部の周速 $u$ は $V$   
よりかなり大きいので切削馬力を解析するには回転力と関係  
のある切削抵抗主分力のみを考えればよい。

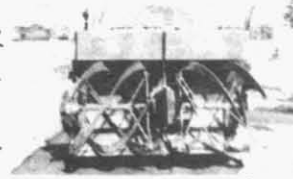


図8 ロルバ型除雪機

国10に、 $\phi$ の角 $dm = 0^\circ$ 、傾斜角 $\lambda = 60^\circ$ をもつリボンカ  
ッターの微小部分 $ds$ の切削状況を示す。これより切削速度は  
カッテングロータの周速 $u$ と考えられる。切込深さ $a$ はリボ  
ンカッター $\phi$ と $\phi$ あたりの進み量に $\sin(\phi + \lambda)$ を乗じたも  
ので近似できるから

$$a = \left(\frac{V}{3.6}\right) \left(\frac{60}{n_c m}\right) \sin(\phi + \lambda) \quad \dots\dots\dots (12)$$

さらに国9から切削幅は

$$\cos i ds = R \cot i d\lambda \quad \dots\dots\dots (13)$$

したがって微小部分 $ds$ に作用する力の回転方向成分は式(12)  
(13)と三次元切削抵抗主分力 $P_t$ から

$$P_t \cos i ds = P_t R \cot i d\lambda \quad \dots\dots\dots (14)$$

リボンカッターの端 $M$ が角変位 $\phi$ であるときの瞬間切削ト  
ルク $T_\phi$ は式(14)から  $P_t R \cos i ds (= P_t R \cot i d\lambda)$  を積雪  
切削中のリボンカッターの部分にわたって積分すれば得られ  
る。さらにリボンカッター $\phi$ と $\phi$ あたりの平均仕事量 $A_m$ は、  
 $T_\phi$ を1周期、すなわちリボンカッター1回転にわたって積分  
して得られた結果を国9、国10の幾何学的関係を使ってまと  
めるとつぎのようになる。

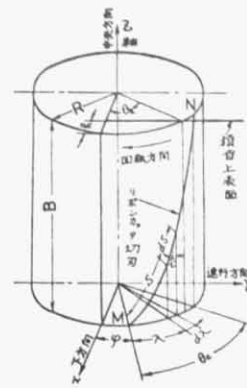


図9 カッテングロータ

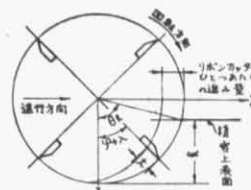


図10 微小部分dsの切削状況

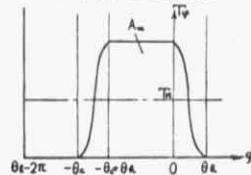


図11  $T_\phi, A_m, T_M$ の関係

$$A_m = P \left(\frac{V}{3.6}\right) \left(\frac{60}{n_c m}\right) B \lambda \quad \dots\dots\dots (15)$$

また、リボンカッター $\phi$ と $\phi$ あたりの平均切削トルク $T_M$ は、式(15)から

$$T_M = \frac{A_m}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{V}{3.6}\right) \left(\frac{60}{n_c m}\right) P B \lambda \quad \dots\dots\dots (16)$$

国11に、 $T_\phi, A_m, T_M$ の関係を示す。

以上のことから、カッテングロータ切削馬力 $N_c$ は、式(16)からつぎのように得られる。

$$N_c = \eta m T_M \left(\frac{2\pi n_c}{60}\right) / 75 = b \lambda P \left(\frac{V}{3.6}\right) / 75 \quad \dots\dots\dots (17)$$

2.2 その他の諸所要馬力の解析 カッターで切削されブローアに送られてくる積雪(除雪量Q)に対してブローア周速 $u_b$ で投出するためブローア投雪馬力 $N_b$ は、

$$N_b = \frac{1}{2} \left( \frac{\rho Q}{g} \right) u_b^2 / \eta_5 = 1.89 \times 10^{-4} b \rho u_b^2 V \quad (PS) \quad \dots\dots\dots (18)$$

このとき、ブローアに送られた積雪はブローア羽根による回転(周速 $u_b$ )をうけてシュートから投出されるまでに遠心カFを与えられ、ブローアケーシングとの間に摩擦(動摩擦係数 $\mu$ )を生ずる。この摩擦に抗するブローア摩擦馬力 $N_f$ は、

$$N_f = \mu F u_b / \eta_5 = 6.3 \times 10^{-4} \mu b \rho u_b^2 V \quad (PS) \quad \dots\dots\dots (19)$$

つぎに実験により空転馬力 $N_a$ を求めた。

(1) バイルハック型  $N_a = 3.40 \times 10^{-5} \eta_b^2 \quad (PS) \quad \dots\dots\dots (20)$

(2) ロルバ型  $N_a = 4.22 \times 10^{-5} \eta_b^2 \quad (PS) \quad \dots\dots\dots (21)$

したがって、理論除雪作業所要馬力 $N_w$ は、式(11)、(17)~(21)、(1)により与えられる。

### 3 試験用除雪車による実験値と理論計算値との比較および考察

実験で使った除雪機は図1、図8に示したバイルハック型、ロルバ型の2機種で、実験の装置、方法は先の報告<sup>(1)</sup>に詳述してある。また積雪条件、作業条件は図12、図13に記してある。図12、図13に、バイルハック型、ロルバ型除雪機の作業所要馬力 $N_w$ の実験値と計算値の比較を進行速度 $V$ に対して示す。以上の2機種について作業所要馬力の理論計算値と実験値とは車の進行速度に比例して増加し、ほぼ一致するという結果を得た。このことから、カッター切削馬力の理論計算値と実験値も大体一致することが推測され、前報で求めた切削抵抗理論式は除雪機の動力性能を把握する上において充分実用的意義を有するものと考えられる。

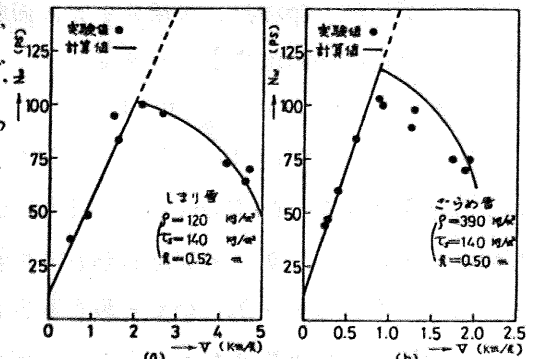


図12 バイルハック型除雪機の作業所要馬力と進行速度の関係

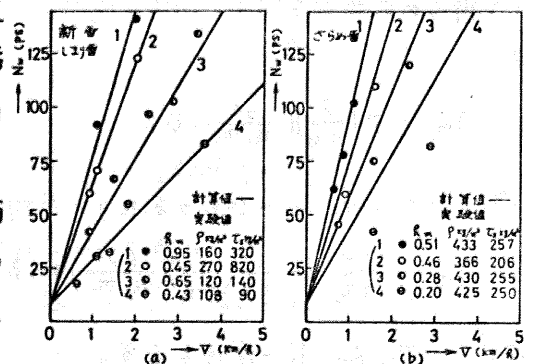


図13 ロルバ型除雪機の作業所要馬力と進行速度の関係

### 4 結 言 (省略)

文 献 (1) 下田・千木良・石橋、機論集 38-312 (昭47-8) (2) 山崎、三菱日本重工業技報、3-2 (昭37-2) (3) 下田・佐藤、雪氷 31-4 (昭44-7)、85。