室蘭工業大学
学術資源アーカイブ
Muroran Institute of Technology Academic Resources Archive

機械油圧式変速機の設計

メタデータ	言語: jpn 出版者: 室蘭工業大学 公開日: 2014-03-04 キーワード (Ja): キーワード (En): gear, hydraulic transmission, snow plow, hydro-mechanical transmission, split drive, automatic transmission, design engineering 作成者: 渡部, 富治, 久保田, 譲, 柳沢, 雄二 メールアドレス: 所属:
URL	http://hdl.handle.net/10258/764

機械油圧式変速機の設計

渡　部　富　治・久保田　　譲・柳　沢　雄　二（開発局）

The Design of a Hydro-Mechanical Transmission for a Snow Plow

TOMIJI WATABE, YUZURU KUBOTA & YUHJI YANAGISAWA

Abstract

The improvement of efficient snow plowing is still a big problem in the heavy snow regions. This paper is concerned with gaining a greater capacity of snow plowing, not by increasing the engine power, but only by using an automatic transmission.

We have studied a hydro-mechanical transmission (HMT) for this pupose. The HMT requires such complicated investigations in design, that it has been seldom used except in military or aviation fields.

A case of an input of 200PS was investigated and the results were shown including a general view of the HMT which is almost the same size as a simple mechanical transmission.

It was proved by 300hrs of snow plowing tests, that the HMT increases the snow plow's capacity 20% more than the one equiped with a manual transmission.

key words: gear, hydraulic transmission, snow plow, hydro-mechanical transmission, split drive, automatic transmission, design engineering

1．緒　　言

多降雪地帯における除雪作業の能率化は，今日なお重要な課題である。積雪深さ１ｍ以上ではロータリ除雪車が必要となるが，この性能向上と運転合理化を狙った研究が，北海道開発局を中心に進められてきた[1)]。この一環として，今回の新形変速機を検討し試作した。

ロータリ除雪車の効率を高めるには，状況に応じた最適ブロワー回転速度を選択するとともに，常時エンジンの最大出力が利用できる運転に改めることが必要である。さらに自動制御を採用して運転を合理化すれば，操作が容易になり，除雪能率や作業の安全性を向上させることができる。

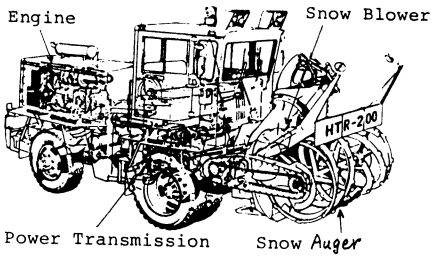
こうした目的に最も適した変速機として，機械油圧式変速機を採りあげ，ブロワー駆動用として今回研究した。機械油圧式は，差動歯車機構と静油圧駆動装置の組合せからなり，歯車機構の小形高率性と油圧装置の変速制御性とを兼備する。しかしこの設計は高度の技術を必要とし，主に航空機や戦闘車両の変速機に採用されているに過ぎなかった。幸運にも今回は，比較的容易な条件下にあり，かつこの採用によって除雪能力の向上が十分に期待できた。以下，今回の機械油

圧式変速機の設計について報告する。

2．ロータリ除雪車の構造と課題

(A) 構　造

図―1は北海道における代表的ロータリ除雪車の例である。エンジン動力は，パワートランスミッションにより，表―1の2系統に伝えられる。



図―1　ロータリ除雪車の構造

投雪距離を大きくする場合は除雪系を高速に切替え，投雪距離が小さい場合は低速に切替える。除雪量は，車体ごと移動してフィードする際のフィードスピードによってコントロールする。除雪量および負荷の微妙な調節が重要であり，このため走行系には油圧式による無段変速駆動が採用されている。除雪作業中のエンジン回転速度は一定で，変速機の操作によってフィードスピードが制御される。

以上のような動力伝達方式は，採炭機械やリクレーマにおける方式と同じである[2),3)]。

表―1　除雪車の動力系統

系統	作　業　内　容	動力伝達方式	系　　路	備　考
(1)除雪系	雪の粉砕・かき込み・投雪	機械式	プロペラ軸(ブロワーおよびオーガ)	高・低速2段切替
(2)走行系	走　　行	油圧式	油圧ポンプ　油圧モータ　走行車輪	無段変速

(B) 課　題

以前からロータリ除雪車に関する検討が重ねられてきた。現在も問題として検討が続けられているものを整理すると，運転の合理化と作業効率の向上に集約される。表―2にまとめ示した。

表―2によれば，市街地区域などでの除雪能力は，公称値の50％以下となっていることが想像

表―2　除雪車の問題

課題名	内　　容（対象の望まれている問題点）	対策案など
(1)運転の合理化	現車輌は運転操作が複雑である。このため，安全性，除雪作業能率の確保，異常運転の防止には，高度の技術と細心の注意が必要である。これを改める。	自動化，最適制御の導入
(2)除雪作業効率の向上	作業が苛酷なので，実除雪能力は公称値の約50～80％である。異常負荷による稼動率低下も見逃せない。これらを改め効率向上を図る。	トータルパワーコントロール

される。これらの問題を改めることにより，エンジンパワーの増大を行なわなくても，かなりの除雪能力向上を期待することができる。

3．ブロワー用変速機と除雪能力

ブロワー回転数 N_b は，投雪距離によって設定される。ブロワー軸動力 L_b は式(1)で示されるから，単位動力当り除雪量 G/L_b を高めるには，投雪距離（したがって N_b）を必要最小値にとどめる必要がある[4]。

$$L_b \fallingdotseq C_b G N_b^2 \tag{1}$$

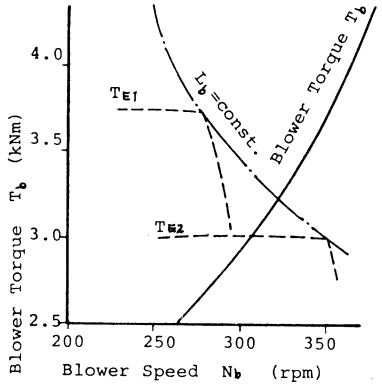
$$\therefore G/L_b \fallingdotseq (C_b N_b^2)^{-1} \tag{2}$$

ここで，L_b＝ブロワー軸動力，C_b＝定数，G＝単位時間当り除雪量，N_b＝ブロワー回転数

図2は雪質が一定と見なせる場合，除雪量G＝一定としたブロワー軸トルク T_b である。除雪系が2段変速のとき，ブロワー軸上に換算したエンジントルクは点線で示される。図より，N_b＝230または350rpmのときエンジン出力が最大になり，これ以外の速度では出力が低下することになる。

除雪系を無段変速にすれば，エンジン回転数を最大出力状態に固定したままでブロワー速度の加減ができる。したがって，投雪距離が小さくかつ頻繁に調節せざるをえない市街地区域での運転においても，エンジンパワーは常に最大値が活用される。$G \propto L_b$ だからゆ結果的に除雪量Gを増すことになる。

今回の機械油圧変速機は，パワーコンスタント制御も可能であるから，オーバートルク状態に入った場合でもエンジンストールを避けることができる。この特性は実際の作業性を著しく向上させうる[5]。



図—2　ブロワー軸トルク

表—3　ブロワー用変速機の基本仕様[3]

入力	＝200PS/1241rpm
出力	＝180PS/250～350rpm
速度比 e	＝0.201～0.282
寿命	＝3500h（耐用10年）
塔載車輌	＝HTR－200
エンジン	＝213PS/2000rpm（定格）

4．機械油圧方式の検討

今回の研究対象では，表―3に示した仕様の変速機とした。出力180PS，250～350rpmである。変速範囲から単式遊星歯車1段減速の出力分割形が適当である[6]。電気式，流体式，摩擦式などの変速機に比較して，機械油圧式の優位性が現われる領域にあると考えられる。

これを，現在の動力分配機（除雪・走行2系統歯車を1つの歯車箱に組込んだもの）内に収容し，かつ遊星歯車の減速比をブロワー最終段減速比に一致させれば，減速機1組が不用になり合理化する。これは車輌前部重量軽減にもなり，これまでの走行安定不良問題が解決することになる。ただし，油圧ポンプ・モータ1組とこの制御系が追加になっている。

図―3は，以上の動力伝達系をスケルトン図として示したものである。従来の動力分配機では，低速，高速の2段切替歯車が含まれていた。図―3ではこれが遊星歯車に入れ替ったが，最終段減速機はない。

5．ブロワー用機械油圧変速機の設計

今回は，図―3の構造を対象として，表―3の仕様を満足する機械油圧式変速機の設計を行った。

(A)　設計式（記号は図―4参照）

リングを固定した場合の遊星歯車の減速比（基準速度比 e_c はつぎに示される。

$$e_c=Z_s/(Z_s+Z_r) \qquad (3)$$

内・外接噛部の強度と動力等配との整合性をうるため，リングギヤ歯数を標準より1枚多くする。またプラネットピニオン3個を等配する[7]。

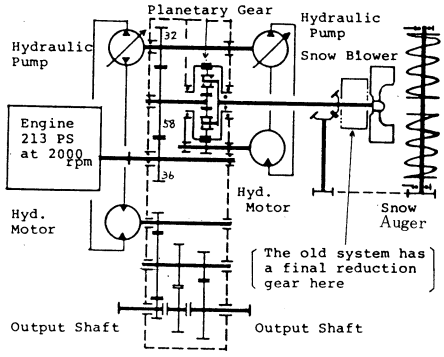
$$Z_r=Z_s+2Z_p+1=3B-Z_s \qquad (4)$$

ただし，B＝任意の整数

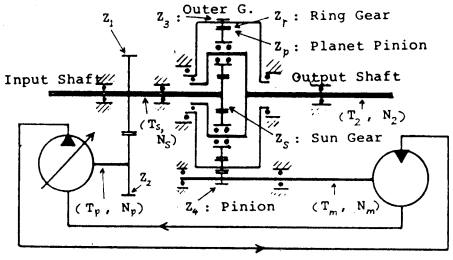
必要な油圧モータトルク T_m は，遊星歯車の出力軸トルク T_2 より求まる。

$$T_m=\frac{Z_4 T_2}{(1+Z_s/Z_r)Z_3\eta_g} \qquad (5)$$

ここで，η_g＝歯車効率



図―3　ブロワー用機械油圧変速機と動力伝達系



図―4　対象変速機の構造と記号

T_m の値から油圧モータの押しのけ容積 D_m の大きさが定まる。

$$D_m=\frac{2\pi T_m}{\Delta p\eta_s\eta_{mt}} \tag{6}$$

ここで，Δp=圧力差，η_s=回路効率，η_{mt}=トルク効率

遊星歯車の入出力軸速度から油圧モータ回転速度 N_m が決まり，油圧ポンプの仕様も定まる。

$$N_m=(N_2-e_cN_s)(1+Z_s/Z_r)(Z_3/Z_4) \tag{7}$$

$$D_pN_p\eta_{pv}=D_mN_m/\eta_{mv}=Q \tag{8}$$

ここで，D_p=油圧ポンプの押しのけ容積，η_{pv}=油圧ポンプの容積効率，η_{mv}=油圧モータの容積効率，Q=流量

(B) 遊星歯車装置

リングギヤとプラネットキャリアとを非浮動，サンギヤを浮動支持にした場合を検討する。このように，構成歯車の一部を浮動支持することにより，寸法誤差によって発生する荷重の不等配が防止される[8]。今回リングギヤを非浮動にしたのは，リングギヤが回転するので，構造の複雑化を嫌ったからである。

歯車中心距離 a は，2組の噛合において同一値をとる。

$$a=\{(Z_s+Z_p)/2+y_1\}m=\{(Z_r-Z_p)/2+y_2\}m \tag{9}$$

したがって，式(4)および(9)よりつぎが導かれる。

$$y_1=y_2+0.5 \tag{10}$$

ここで，y_1=外接噛合の中心距離増加係数，y_2=内接噛合の中心距離増加係数

Z_r 歯車の転位係数 $x_r=-0.4$ として y_2 を仮定すると[9]，式(10)から y_1 が決まる。さらに噛合圧力角 α_b および (x_s+x_p) が求められる。

$$y_1=\frac{Z_s+Z_p}{2}\left(\frac{\cos\alpha_0}{\cos\alpha_b}-1\right) \tag{11}$$

$$x_s+x_p=\frac{1}{2}(Z_s+Z_p)\frac{\mathrm{inv}\,\alpha_b-\mathrm{inv}\,\alpha_0}{\tan\alpha_0} \tag{12}$$

ここで，α_0=工具圧力角，$x_s=Z_s$ 歯車の転位係数，$x_p=Z_p$ 歯車の転位係数

同じく y_2 から (x_r-x_p) を求め，$x_r=-0.4$ として x_p を決定し，ついで (x_s+x_p) から x_s 値が定まる。各転位係数の値が，強度・噛合率などの点で不適当ならば，y_2 値を変え計算を繰返す。その結果，式(9)により中心距離を決定する。

(C) 油圧駆動装置

機械油圧式変速機はすぐれた特徴を持ちながら，ほとんど普及することがなかった。その主な原因は，このシステムに組込まれるべき油圧駆動装置には，極めて苛酷な条件が課せられるからである。したがって，これに耐えられる油圧駆動装置の開発と，条件緩和方策の探究が鍵とされていた。

機械油圧式変速機に用いられる油圧駆動装置には，つぎの事項が求められる[10]。

(1)許容速度範囲や負荷トルク範囲が極めて広いものであること。

(2)低速安定性がすぐれていること。

(3)部分負荷運転の動力伝達効率低下が小さいものであること。

今回の変速範囲は（350−250)/350＝0.286に過ぎない。図—3～4に示したが，ポンプだけを可変形にした。上記事項から，油圧ポンプはアキシャルピストン形（斜板式)，油圧モータにはアキシャルピストン形（斜軸式）を組合せることにした。現在では最もすぐれた組合せの一つと考えられている*。また実用性から，既に市場にある油圧ポンプ・モータから適当なものを選択し，この特性に合せて遊星歯車装置の設計を行うことにした。

一般的には，与えられた速度比 e に対し，基準速度比 e_c を選ぶ程，全動力中に占める油圧動力（油圧動力比ら）が増し，油圧系は苛酷になる反面，歯車系が楽になる。油圧モータの低速安定性の難しさも減る。

また Z_3 の歯数を小さくする程，油圧モータは高速低トルク負担になり，低速安定性が増す。一方で Z_3 歯車の負荷条件は厳しくなる。

(D)　油圧ポンプ・モータの選定と歯車仕様

油圧ポンプ・モータは表—4により選定した。これらの機器は一般産業用であるが，C_p 値[6]および単位質量当りの出力[11]が高く，−40℃の低温試験による耐寒候性も確認されている。航空用の水準に接近しており，一頃に比較し著しく進歩している。今回の目的に適した機器の一つであると判断した[12]。

表—4の仕様を基準にして検討し，遊星歯車の仕様を後

表—4　油圧ポンプ・モータの選定基準と選択機器

	選定基準	選択機器
ポンプ	可変容量形，小形軽量，高信頼性，電子機器との適合性，耐寒候性，高効率，低価格……	形式　NV80—100R D_p＝0～81mℓ/rev 定格　34.3MPa 2200rpm C_p＝13000，2.2kW/kg （川崎重工）
モータ	定容量形，小形軽量，高信頼性，低速安定性，耐寒候性，高効率，低価額……	形式　LX—120 D_m＝124mℓ/rev 定格　34.3MPa 1800rpm C_p≒16000，3.4kW/kg （川崎重工）

*例えば，NATO軍の戦車用操向変速機には，この組合せが採用されている。

述の表―6のように決定した。この場合の検討項目を表―5に整理した。この条件はかなり複雑であるといえる。

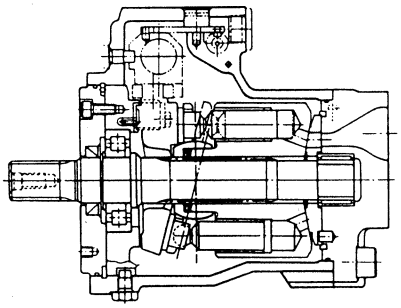
図―5～6は，油圧ポンプおよびモータの構造を示す。油圧ポンプおよびモータは，いずれも球面弁板を使用しておるから，キャビテーション限界が高く高速運転に適している。球面に働く油圧によって，シリンダブロックにはモーメントが作用するが，その方向はピストンによるモーメントを打消すから，全体として設計が有利になる。ポンプの斜板は，ピストン反力をその背面で支える構造である。小形になるが斜板を操作する際の摩擦モーメントが大きく，このため主回路圧力で働くサーボ装置を備えている。これからは主流になる構造と思われる。

図―5のポンプは，外部からの油圧アナログ信号で押しのけ容積が制御される。電気油圧サーボ弁を利用すれば電子制御システムとの組合せが容易である。

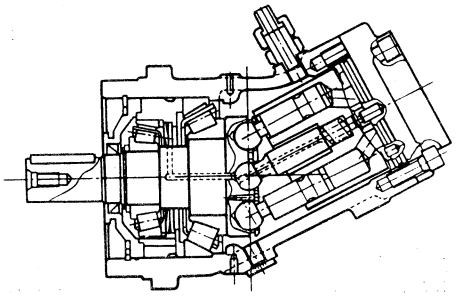
図―7は今回のポンプ特性を示す。N_p＝2200rpmの場合であり，効率的に厳しい高速

表―5　仕様決定のための検討項目

	検討項目
油圧系	(1)$N_p \leqq 2200$rpm，$D_p \leqq 0 \sim 81$mℓ/vevのこと。 (2)最大圧力≦定格圧力の90％≒30.9MP_aのディレイティング値を用いること。 (3)油圧動力比 ζ を小さくするため，N_m の最小値を300rpm以下に選ぶこと。 (4)低速安定性から，N_m の最小値＞200rpmのこと。
歯車系	(1)基本仕様表3を満足すること。 (2)プラネットピニオンの数＝3 (3)現在の歯車箱寸法内に収容できること。 (4)軸受が苛酷な条件下に置かれぬこと。



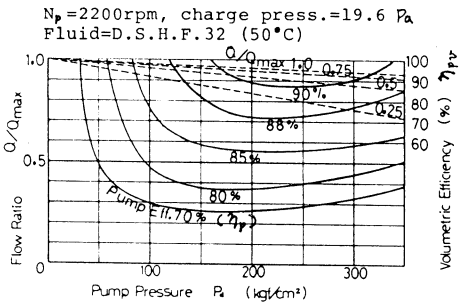
図―5　油圧ポンプの構造（NV80―100R）



図―6　油圧モータの構造（LX―120）

運転といえるが，部分負荷時を含め高い効率を示している。最高効率は，$\eta_p \fallingdotseq 90\%$である。

表—6の内容は，歯車系と油圧系の苛酷さが，ほぼバランスしたもになっている。歯車系の歯面荷重は，滲炭焼入研磨仕上げなどの処置を施した歯車によって支えられる。各歯車の歯数の選択，転位係数の値は適正レベルにある。したがって強度・性能面から妥当な歯形になっている。油圧ポンプに対しては，定格の102%速度，



図—7　油圧ポンプの特性（NV80—100R）

表—6　検討結果の変速機・設計仕様

	歯車番号	歯数	歯幅 mm	モジュール	ピッチ円直径 mm	ねじれ角 °	転位係数	中心距離 mm	速度比	接線荷重 kN	ヘルツ応力 N/mm²	熱処理	噛合圧力角 °
歯車系	Z_s	20	37	3.25	65.00	0	0.457	91.500	e_c= 0.18018	11.0× 3箇所	1000	滲炭焼入	23.3
	Z_p	35			113.75		0.250					滲炭焼入	
	Z_r	91			295.75		−0.400					窒　化	19.2
	Z_3	83	60	4.5	381.844	12	−0.60	216.225	Z_4/Z_3= 0.13253	22.9	1030	滲炭焼入	
	Z_4	11			50.606		0.60					滲炭焼入	20.4

油圧系		運転速度rpm	運転油圧MP_a	備　考	＊印は，表—5の条件をわずかに超えた値になっている。
	ポンプ	2250＊	max. 31.6＊	D_p=18.3〜68.8mℓ/rev	
	モータ	243〜1163		T_m(max)=5.54kNm	

ポンプ・モータに対しては定格の92%油圧になっているから，表—5の条件をわずかながら超えている。全体のバランスから考慮し，油圧系でこの苛酷さを負担させた。歯車系ではZ_4ピニオンのヘルツ応力，ピニオン軸の曲げ剛性を適性レベル内に保つため，2〜3の試行設計を要した。

表—6に基き，つぎにより変速機特性を推定した。

N_2およびT_2が与えられれば，式(5)〜(8)によりN_m，T_m，QおよびΔpが求まる。ただし，η_{mv}，η_{mt}は油圧モータ単体試験よりえた値を用いる。

QおよびΔpが与えられると，図—7のη_{pv}を用い式(8)よりD_pが求まる。ただしN_p=2250rpmである。図のポンプ効率η_pからポンプ駆動動力も計算できる。したがって，変速機全入力L_tによるL_pの割合（油圧動力比ζ）も判る。

$$L_p = \Delta p\, Q/\eta_p \tag{13}$$

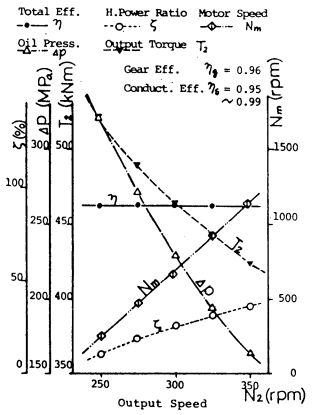
$$\zeta = L_p/L_t \tag{14}$$

以上により理論的に変速機特性を求めた結果を図―8に示す。ただしL_t＝200PSとしてある。N_2＝250～350rpmにおいて，総合効率η≒89～91％であり，電気式，流体式，摩擦式変速機などに比較して高い値になる。

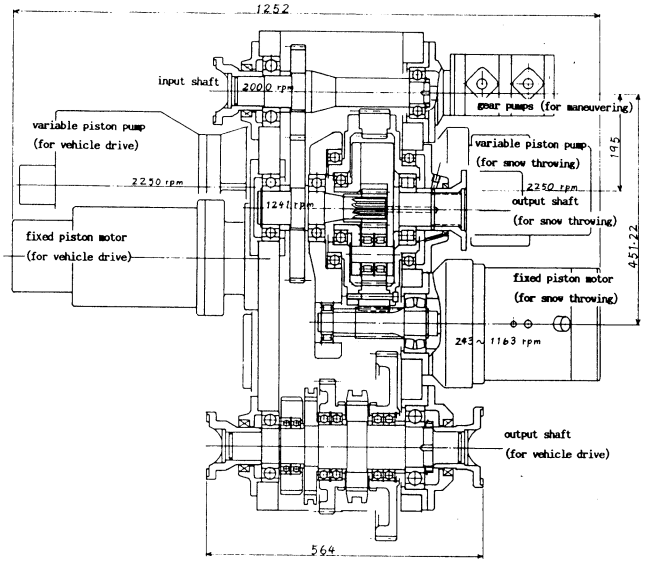
図―9は，動力分配機歯車箱に今回の変速機を組込んだ場合の構造図である。現除雪車の動力分配機と主要寸法は同じであり，従来の動力分配機に替え搭載できるよう配慮されている。

図―9では，一部に非標準軸受が用いられた。直径寸法に比較し荷重が極めて小さい箇所が存在するからである。プラネットピニオンの軸受は標準形である。

組立方法を考え，軸受や歯車構造が決定された。一方向からの挿入組立が可能であり，位置決めおよびスラスト荷重の処理ができる。サンギヤは軸心でスプライン嵌合している。これはルー



図―8　機械油圧変速機の理論特性



図―9　機械油圧変速機を組み込んだ動力分配機の構造

ズフィットであり，歯車ピッチ誤差などによる偏荷重に対しては，容易に軸心移動を許容するので，3噛合点の荷重はほぼ等しく分配される。

6．考　　察

表―6の結果は，油圧モータの高速側運転速度に余裕があり，これを改めれば，ζが低下するのでさらに総合効率は上昇すると思われる。

この手段は，歯数比Z_4/Z_3＝11/83≒0.133をさらに小さくすることである。しかし全体構造から1段減速に限定せざるをえない。

今回の検討では，ピニオン強度とその軸剛性とから，Z_4＜11の範囲は実用できないと結論した。

また歯車箱内のスペースから，歯末高さの修正を行ったうえで，$Z_3 \leqq 83$が実現可能範囲であることが判った。

しかし，$D_m \fallingdotseq 50 m\ell/rev$クラスの油圧モータ２台により，$Z_4$ ピニオン２個を用いてZ_3 歯車を駆動するように変更すれば解決する。当然ながら，構造は複雑化し製造コストが著しく上昇するであろう。特別用途を除き適当ではない。

これから，表―６，図―８～９の結果は，実用的観点からの限界に近いものと思われる。

今回は，この検討結果に基いて変速機を試作し，この変速機を搭載した除雪車による試験が実施された。この試験では，除雪能力を向上させる目的の自動制御方式の研究に主眼が置かれた。この実車試験は延300時間行われた。この結果，除雪能力（単位時間当りの除雪量）は20％増加することが確められた。エンジンパワーとしては，20％以上の増加が可能であったが，現在の投雪機構では雪詰まり状態になり，これが能力限界を決める原因になった[13]。

これらの試験期間中，今回の変速機に対する性能測定は定施できなかった。しかし全期間を通して，異常状態（振動，騒音，軸受過熱，油温上昇……など）は全く生じなかった。この除雪車は現在も正常運転ができる状態を保っている。したがって，今回の設計の妥当性がほぼ認められたものと考えている。

7．結　　言

以上の研究により，つぎのように結論できる。

(1) 基準速度比$e_c \fallingdotseq 0.18$の遊星歯車と，$D_p \fallingdotseq 18 \sim 70 m\ell/rev$，$D_m \fallingdotseq 120 m\ell/rev$の適切な油圧ポンプ・モータを和動的に組合せ，目的の変速機を設計することができた。

(2) 200PS入力で運転中，歯車および油圧系に生ずる応力や圧力は，妥当な水準に収まる。

(3) 総合効率は89～91％であり，他の可変速動力伝達方式よりもかなり高い。

(4) 今回の設計は，現在稼働中の除雪車輌に搭載できる寸法・形状である。

(5) 実車に搭載し300時間の除雪運転を実施した結果，何ら異常が認められていない。

(6) これらより実用性の高い変速機であると考えられる。

この研究は北海道開発局建設機械工作所を中心にして実施された。これに関連し，三井三池製作所，川崎重工業および日本除雪機製作所の協力をえた。

参考文献

1）柳沢，除雪機械に関する調査試験，建設機報，61（昭58）
2）青木，200kWドラムカッターローダー，日立評論，Vol. 48，No. 12，1966
3）渡部，石原，リクレーマの油圧駆動，日立評論，Vol. 48，No. 12，1966
4）北海道開発局，除雪機械に関する調査試験報告書（昭57）
5）渡部・ほか，除雪車用機械油圧式変速機の試作，日機講論集，22回シンポジウム No. 850―3（昭60）

6）石原・ほか，油圧工学，朝倉書店（昭43）
7）中田，機械の数学解析（昭26）
8）山下，遊星歯車装置の機構と応用，機械設計，Vol. 22，No. 5（昭53）
9）日本機械学会，機械工学便覧，7編　機械の要素，6章歯車，転位係数の選び方，（昭52）
10）宮尾，自動車用油圧変速開発の技術的動向，油圧と空気圧，Vol. 5，No. 2（昭49）
11）渡部，産社機械における油圧と空気圧の応用，油圧と空気圧，Vol. 4，No. 1（昭47）
12）渡部・ほか，ロータリ除雪車における HST の寒冷対策，油圧技術，Vol. 20，No. 1（昭56）
13）久保田・ほか，パワーコントロールによる除雪能力の向上，油圧技術，Vol. 26，No. 2（昭62）