

駆動ポンプの開発について

榎 本 喜 七*
堀 井 幸 一*
大 竹 温 世 至*

1 ま え が き

震災時あるいは一般火災時を問わず、初期消火の重要性はいまさら述べるまでもないが、一般に初期消火用具として、小型消火器などが使用されているのみである。

当研究室では、消火用具は使用者、または消火対象物などに適応した性能や形状のものを、開発すべきとの判断から、セパレート消火バケツ、各種消火器および簡易消火用具など、一連の消火用具の研究開発を行なってきた。

ここでは、これら消火用具のうちから、自動車の駆動輪を動力源とした駆動ポンプを紹介する。

2 開 発 の 目 的

最近の市街地の道路事情を考えると、大震災などには、道路に人と車がはらなし、極度に交通事情が悪化し、ポンプ車などの走行が著しく阻害され、消防活動に大きな障害をおよぼすことが予想される。

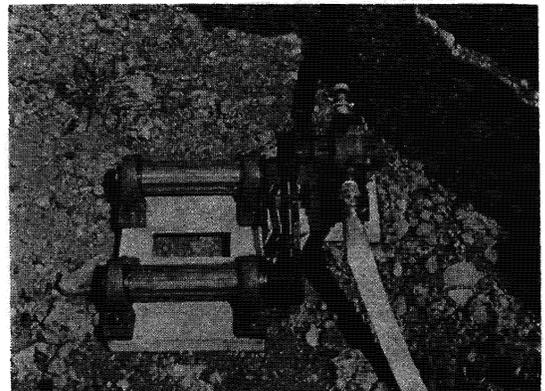
一方、モータリゼーション化の時代といわれるほど、自動車は急激に普及しているので、これら一般の自動車の動力を、消火に利用しようという発想から、駆動ポンプを開発したものである。

3 構 造

駆動ポンプは、自動車の駆動輪を動力源としてポンプを回転し、吸水、加圧および放水するもので、動力伝達装置、ポンプおよび車輪渡り台などからなっている。写真1に示すように、架台上に自動車のタイヤの回転を受ける2本のローラーを組み込み、片方のローラーからポンプへVベルトをかけてある。したがって、駆動輪の回転がローラーへ、さらにローラーからポンプに伝達される。

* 第三研究室

写真1



4 諸 元 ・ 性 能

寸 法 (たて×よこ)	440mm×410mm
重 量 (ポンプ含む)	約23kg
車輪渡り台重量	1.2kg
ポンプ型式	ロータリ・ポンプ
付 属 品	
ホース (内径25.4mm, 長さ10m)	3本
吸 管 (内径25.4mm, 長さ7m)	1本
ノズル (可変ノズル)	1
ポンプ性能	
回転数 —— 全 揚 程 —— 放 水 量	
800rpm —— 2.0kg/cm ² —— 65ℓ/min	
1000rpm —— 4.0kg/cm ² —— 90ℓ/min	
回転比 (タイヤ ; ローラー)	1 ; 9.2356

5 運 転 要 領

駆動ポンプを地上におき、これに車輪渡り台を駆動輪を乗せる方向に設定し、自動車を前進または後進させて、写真2のように一方の駆動輪をローラーのうえに乗せる。

放水は、ロー・ギヤまたはバック・ギヤで、エ

エンジンを約10km/hで回転することによつて、駆動軸がデフアレンシヤル・ギヤ機構のため、負荷の少ないローラー上のタイヤのみが回転して放水される。

写真2

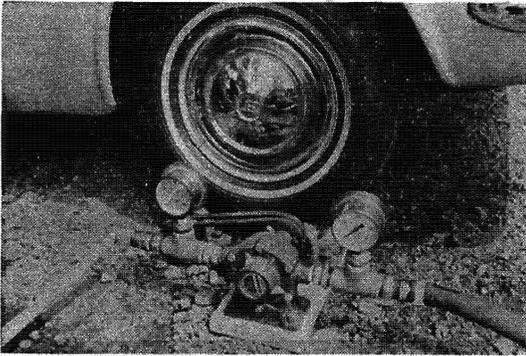
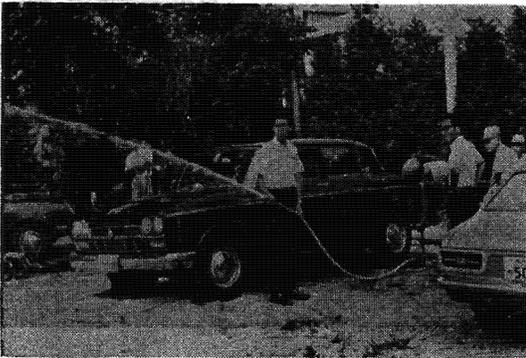


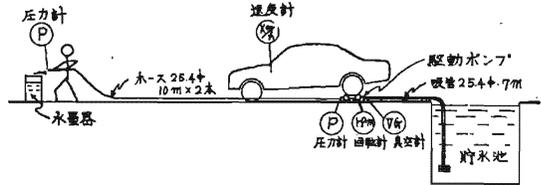
写真3



6 実験結果

駆動ポンプの実験を、図1の体形で行なつた結果を表1に示す。

図1



(1) 車速とポンプ回転

駆動ポンプに用いたロータリ・ポンプは、常用最大回転数が1,000rpmであること、運転上は自動車の計器中、目安となるものは速度計であること、さらに安全性の面などから考えて、車速10km/hのとき、ポンプ回転が800rpmになるように設計したものである。すなわち、自動車のタイヤの直径を平均600mmとし、ローラーの直径を65mmとした場合、すべりを無視すると車速10km/hのとき、ポンプ回転が約817rpmとなる。このようにエンジンを低速回転にすることによつて、バック・ギヤも使用できるのである。

車速とポンプ回転の関係を、実験結果から図示したのが、グラフ1である。

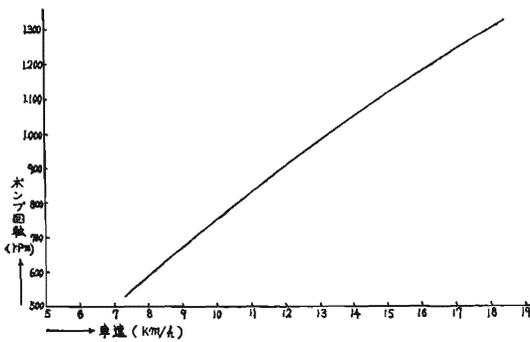
この結果、ポンプ運転の目安を自動車の速度計にお

表1 駆動ポンプ実験結果表

ノズル開度	速度計 (km/h)	ポンプ回転 (rpm)	真空度 (cmHg)	ポンプ圧力 (kg/cm ²)	ノズル圧力 (kg/cm ²)	放水量 (ℓ/min)	備考
ストレート	8	600	7	1.3	1.0	50	ニッサンセドリック タイヤ空気圧1.8kg/cm ² タイヤ直径640mm 重量1,200kg
	10	750	15	2.0	1.5	60	
	13	960	25	3.6	2.6	84	
	17	1,200	33	4.3	3.2	89	
	18	1,330	37	5.0	3.6	95	
	10 (バック)	710	16	2.1	1.6	65	
半開	8	610	6	1.5	0.9	52	
	10	710	14	2.2	1.4	65	
	15	1,210	30	4.2	3.1	90	
全開	8	620	7	1.4	0.8	53	
	10	720	16	2.1	1.5	65	
	15	1,100	35	4.2	3.2	92	

ノズル開度	速度計 (km/h)	ポンプ回転 (rpm)	真空度 (cmHg)	ポンプ圧力 (kg/cm ²)	ノズル圧力 (kg/cm ²)	放水量 (ℓ/min)	備考
ストレート	8	580	8	1.2	1.1	48	ニッサン・ブルーバード タイヤ空気圧2.0kg/cm ² タイヤ直径600mm 重量880kg
	10	730	15	1.9	1.6	64	
	15	1,130	32	4.1	3.1	90	
ストレート	8	590	8	1.3	1.0	53	マツダ・ファミリ タイヤ空気圧1.7kg/cm ² タイヤ直径560mm 重量690kg
	10	740	14	2.1	1.4	63	
	15	1,200	30	4.2	3.2	88	

グラフ 1

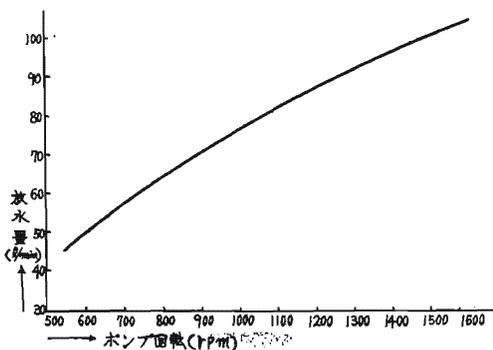


くことも可能である。なお、自動車の第1速またはバック・ギヤで10km/h というのは、エンジンのアイドル状態から、スロットルまたはチョークをわずかに操作した状態である。

(2) ポンプ回転と放水量

ポンプ回転と放水量の関係は、ポンプの性能特性によつて異なるが、ロータリ・ポンプの場合は、ある範囲内において比例関係にある。可変ノズルを使用した場合のポンプ回転と放水量の関係を示すとグラフ2のとおりである。

グラフ 2



したがって、ポンプ回転が1,000rpm のとき、放水量が約75ℓ/min 得られ、放水射程も約17mある(17と

などから、その実用性は十分期待できると考えられる。

(3) 真空度と放水量の関係

一般に流水摩擦損失は、流水管の長さや流水速度の2乗に比例し、流水管の直径に逆比例するといわれ、次式で表らわされる。

$$FL = f \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

FL : 流水摩擦損失 (水頭m)

l : 管の長さ (m)

d : 管の直径 (m)

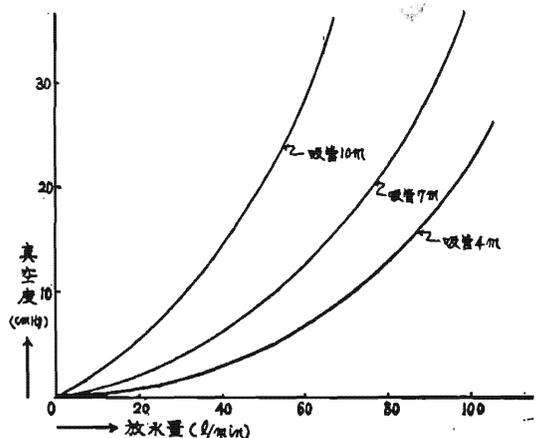
v : 流水速度 (m/sec)

f : 流水摩擦係数

g : 重力の加速度 (m/sec²)

したがって、吸水側における流水摩擦損失は、真空指数として置き換えることができる。吸水側は、吸水管の長さや内径が一定しているため、吸水摩擦損失は吸水量の2乗に比例して真空度が変化することになる。また、吸水側における損失として、吸水管、ストレーナおよび結合金具などが考えられるが、運用面ではこのほかに吸水高さに相当する真空度が加算された

グラフ 3



ものが真空度となつて表らわれる。

内径25.4mmの吸管を4m、7mおよび10mを使用して、真空度と吸水量の関係を、実験結果から図示すると、グラフ3のとおりである。

この結果、吸水管は後で述べるロータリ・ポンプの最大真空度、必要放水量および取扱性などから、総合的に判断するに、内径25.4mmでは7mの吸管がもつとも適当と考えられる。しかし、使用する水利の面を考えると、内径を多少大きくしても10m程度にすることを検討していきたい。

(4) 吸収差別の真空度と吸水量

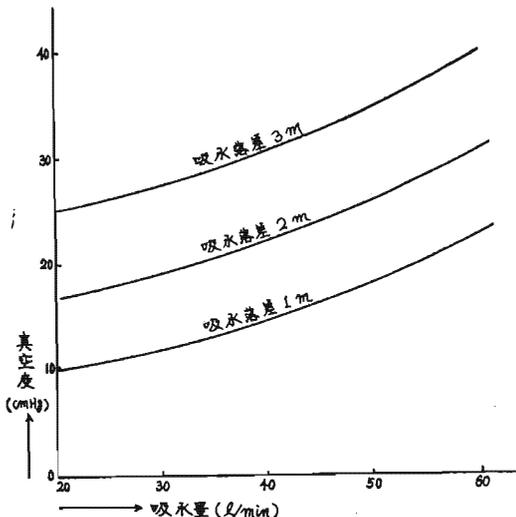
吸水落差のあるところで、ポンプ運転した場合の真空指数は、吸水落差に相当する真空度と吸水量に応じた真空度の和で、次式で表らわされる。

$$\begin{aligned} \text{真空指数 (cmHg)} &= \frac{\text{吸水高さ (m)}}{0.136} + \text{吸水摩擦損失 (cmHg)} \\ &= 7.35 \text{cmHg} \times H + \text{吸水摩擦損失 (cmHg)} \\ H &: \text{吸水落差 (m)} \end{aligned}$$

したがつて、ロータリ・ポンプの最大真空度が一定であるため、吸水摩擦損失(吸水量)を大きくすれば、それだけ吸水落差を小さくしなければならない。

内径25.4mm、長さ7mの吸管を使用し、吸水落差1m、2mおよび3mについて、吸水実験をした結果は、グラフ4のとおり吸水落差に相当する真空指数の差をもつ曲線となる。

グラフ4



(5) 吸水限界

吸水管を閉じてポンプを回転すると、ロータリ・ポンプの性質上真空を作成するが、このときの最大真空指数は約55cmHgであつた。これを必要放水量すなわ

ち吸水量に相当する真空度と、吸水可能落差に相当する真空度に分けて考えられるので、必要放水量70ℓ/minにとると、そのときの真空度は次のようになる。

グラフ3から70ℓ/minに必要な真空度は約18cmHgとなる。したがつて、

$$\begin{aligned} 55 \text{cm} \cdot \text{Hg} &= 18 \text{cm} \cdot \text{Hg} + 37 \text{cm} \cdot \text{Hg} \\ \therefore \frac{37 \text{cm} \cdot \text{Hg}}{7.35 \text{cm} \cdot \text{Hg/m}} &\doteq 5 \text{m} \end{aligned}$$

となり、放水量70ℓ/min程度を必要とするときは、吸水落差が5mになる。

(6) タイヤ直径とポンプ回転

駆動ポンプの2本のローラーは、直径65mm、ローラー間隔を250mmとしたが、使用する自動車のタイヤの直径および空気圧などによる影響について、タイヤ直径500mm(360cc)、560mm(1,000cc)、600mm(1,300cc)および640mm(1,900cc)の4車種を使用して実験した結果、タイヤの大小による差はみられず、回転状況も非常に安定していた。また、空気圧については、タイヤとローラーの接触部に極端なくぼみを生じなかつた。これは、最近の自動車は高速走行にもなつて、空気圧を若干高めに入れてあるためである。

(7) 安全性

駆動ポンプの運転に際しては、非駆動輪に歯止めをする必要があるが、ロータリ・ポンプの性質上、放水側でシャットされるなどによつて、ポンプに異常な負荷が加わつたとき、ローラーの回転が停止し、歯止めを乗り越える可能性を考慮して、ポンプ吐水側に7kg/cm²で作動する安全弁を設けてある。また、実験によると、安全弁がなくても、歯止めを乗り越える前にエンジンが停止する状態であつた。これは、第1速またはバック・ギヤで10km/hというのは、アイドル状態に近いので、トルクが小さいところでの運転によるものと考えられる。

7 強度計算

(1) ローラーおよび軸

ア 荷重

ローラーにかかる荷重は、自動車の重量による曲げモーメント、せん断力および動力伝達によるねじりモーメントである。

イ 曲げモーメント

自動車の重量を1,000kg(1,900ccクラス)の前・後輪の重量比率を3:7とすれば、1後車輪当りの荷重は350kgとなる。

荷重の状態を図2のように仮定し、図3のよ

うに、ローラーと軸に分けて曲げモーメントを
求める。

図2

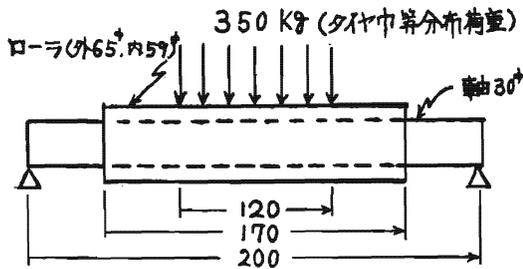
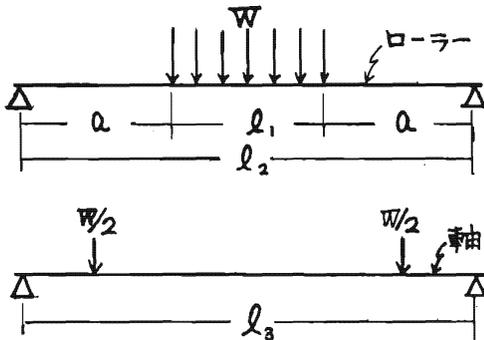


図3



最大曲げモーメントMは、次式で求める。

$$M(\text{ローラー}) = \frac{W}{2} \cdot \frac{l_2}{2} - \frac{350}{l_1} \cdot \left(\frac{l_2}{2} - a \right)$$

$$= 1490 - 525 = 965 (\text{kg} \cdot \text{cm})$$

$$M(\text{軸}) = \frac{W}{2} \times \frac{l_3 - l_2}{2}$$

$$= 263 (\text{kg} \cdot \text{cm})$$

(イ) ねじりモーメント

動力伝達によってローラーおよび軸にかかる
ねじりモーメントは、次式で求める。

$$T = \frac{H \times 75 \times 60 \times 100}{2 \pi N}$$

T : ねじりモーメント (kg · cm)

H : 伝達馬力 (H = I P S)

N : 回転数 (N = 1,000 rpm)

π : 円周率

$$T = \frac{1 \times 75 \times 60 \times 100}{2 \pi \times 1,000}$$

$$= 72 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

(ウ) 相当曲げモーメント, 相当ねじりモーメント

曲げモーメントとねじりモーメントが同時に
働らく場合, 相当曲げモーメントM₀, 相当
ねじりモーメントT₀は, 次式で求める。

$$M_0 = \frac{1}{2} (M + \sqrt{M^2 + T^2})$$

$$T_0 = \sqrt{M^2 + T^2}$$

$$\therefore M_0 (\text{ローラー}) = \frac{1}{2} (965 + \sqrt{965^2 + 72^2})$$

$$= 966 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$T_0 (\text{ローラー}) = \sqrt{965^2 + 72^2} = 966 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$M_0 (\text{軸}) = \frac{1}{2} (263 + \sqrt{263^2 + 72^2}) = 268 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$T_0 (\text{軸}) = \sqrt{263^2 + 72^2} = 273 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

イ 応力

(ウ) 使用材料

ローラー S S 41

基準強さ 曲げ 4,100 kg/cm²

せん断 3,300 kg/cm²

軸 S 25 C

基準強さ 曲げ 4,500 kg/cm²

せん断 3,600 kg/cm²

(イ) せん断応力

$$\tau = \frac{T_0}{Z_p} \quad Z_p = \frac{\pi (d^4 - d_1^4)}{16 d}$$

τ : せん断応力 (kg/cm²)

Z_p : 極断面係数 (cm³)

d, d₁ : 外径, 内径 (cm)

ローラー (d = 65 mm φ, d₁ = 59 mm φ)

$$Z_p = \frac{\pi (6.5^4 - 5.9^4)}{16 \times 6.5} = 17.2 \text{ cm}^3$$

$$\tau = \frac{966}{17.2} = 56 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{安全率} = \frac{3,300}{56} = 5.9$$

軸 (d = 30 mm φ)

$$Z_p = \frac{\pi \times 3^3}{16} = 5.3 \text{ cm}^3$$

$$\tau = \frac{273}{5.3} = 52 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{安全率} = \frac{3,600}{52} = 6.9$$

(ウ) 曲げ応力

$$\sigma = \frac{M_o}{Z} \quad Z = \frac{\pi(d^4 - d_1^4)}{32d}$$

σ : 曲げ応力(kg/cm²)

Z : 断面係数(cm³)

ローラー

$$Z = \frac{\pi(6.5^4 - 5.9^4)}{32 \times 6.5} = 8.6 \text{ cm}^3$$

$$\sigma = \frac{966}{8.6} = 3.6 \text{ kg/cm}^2$$

軸

$$Z = \frac{\pi \times 3^3}{32} = 2.65 \text{ cm}^3$$

$$a = \frac{2.68}{2.65} = 101 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{安全率} = \frac{4500}{101} = 4.4$$

(2) ベルトおよびベルト車

ベルト車は、重量を軽くするために75mmφを使用する。ベルト速度は、次式で求める

$$V = \frac{\pi d N}{60}$$

V : ベルト速度(cm/sec)

d : ベルト車径(cm)

N : 回転数 (rpm)

$$V = \frac{\pi \times 7.5 \times 1,000}{60} = 393 \text{ cm/sec}$$

このベルト車に使用するベルトは、A号ベルトでこの許容張力は15kgであるから、1本のベルトで伝える馬力数は、次式で求める。

$$H = \frac{0.8 P V}{75 \times 100}$$

H : 伝達馬力(P S)

P : 許容張力(kg)

$$\therefore H = \frac{0.8 \times 15 \times 393}{75 \times 100} = 0.63 \text{ P S}$$

ゆえに、所要馬力1 P Sを伝えるのに必要なベルト数は、

$$\frac{1}{0.63} = 1.59$$

すなわち、A号ベルト2本が必要となる。

8 考 察

実験結果から、放水量、放水射程、吸水可能落差および取扱いなどの面を、総合的に考えるに、十分に初期消火あるいは延焼防止に効果的と考えられる。

この駆動ポンプの特長は、

- (1) ポンプ専用のエンジンを必要としない。
- (2) 軽便小型で、取扱い操作が容易である。
- (3) 機構が単純で、維持管理が容易である。
- (4) 自動車のトランクなどに保管できるので、いざというときの行動性がよい。

9 あ と が き

駆動ポンプは、新しいアイデアのもとに開発したもので、今回の試作実験の結果からみても、実用面における効果が大きいものと考えられる。

今後は、ポンプの軽量化と性能向上を図るとともに、水源の問題を震災時の飲料水対策と合わせて研究を進めていきたい。さらに、駆動ポンプのローラーの回転動力源から、回転動力を取り出して、発動発電機などの多目的に使用できる装置を研究・開発したいと考えている。

最後に、試作1号機の製作に際しては、当庁の装備工場のご協力を頂いたことを厚くお礼申し上げます。