

Portable Sprinkler に関する研究 (第 1 報)

ローラーポンプの性能, 特にローラー摩損の影響について

中 馬 豊

Studies on the Faculty of Portable Sprinkler

1. On the Characteristics of Roller Pump, with Reference to the Influences of defaced Roller

Yutaka CHUMA

(Laboratory of Agricultural Machinery)

前 言

畑地撒水用可搬式スプリンクラー装置に用いられるローラーポンプは, 多量の水を処理する能力があり, 動噴用としても高压の液を出しうる上に, 極めて軽量小型で可搬性に富むため, 昨今我国に紹介されて以来にわかに注目を浴び, 国内においても二三製作されるに至つた. 筆者はこの種ポンプ導入の嚆矢となつた“Flex” roller pump (Hypro engineering, inc made in U. S. A.) について性能試験を行うと共に, 使用上からみて最大の弱点と思われるローラー摩損が性能に及ぼす影響を検討したので, 結果を報告する.

実 験 方 法

(1) ハイプロポンプ

Fig. 1 は供試ポンプの構造を示す. 一種の Rotary pump で 4 本のローラー (他に 6, 8 本のものもある) を持ち, ローラー材質はハイカーゴムとナイロンとがあり, 高压運転以外は前者を用いる. この試験はハイカーゴムに関するものである.

ケーシングは特殊ブロンズ合金製である.

図においてローターと 4 本のローラーが回転ピストンとして作用する.

標記の吐出圧は $0 \sim 7 \text{ kg/cm}^2$, 回転は $1150 \sim 1750 \text{ r.p.m.}$ である.

(2) 摩損ローラー

ローラーの摩損程度が性能に及ぼす影響を知るため, 次の 3 組のセットを用いた.

i) 完全ローラー 4 本の組合せで全部新品

ii) 摩損ローラー 2 本 (Fig. 2 の A と B) と完全ローラー 2 本 (Fig. 2 の P) との組合せで, 1 本当りの平均摩耗量は 2.6% に相当する.⁽¹⁾

iii) 摩損ローラー 4 本 (A, B, C, D) の組合せで平均摩耗量は 7.1%⁽²⁾ となる.

各ローラーの状況を Fig. 2 に示した.

摩損ローラー A~D は, 灌水運転間に損傷剝離したものを供試した都合上, まちまちの値である. 従つて整理の繁雑をさけるため, 上記 ii) iii) の如く, 1 本当りの平均摩耗量の % 表示を行つた. 厳密には水力学的に問題はあつたが, 摩耗に伴う性能低下の傾向を知るには充分である.

$$(1) \frac{A+B+2P}{4} = 2.6 \quad (2) \frac{A+B+C+D}{4} = 7.1$$

Flex Hypro Pump

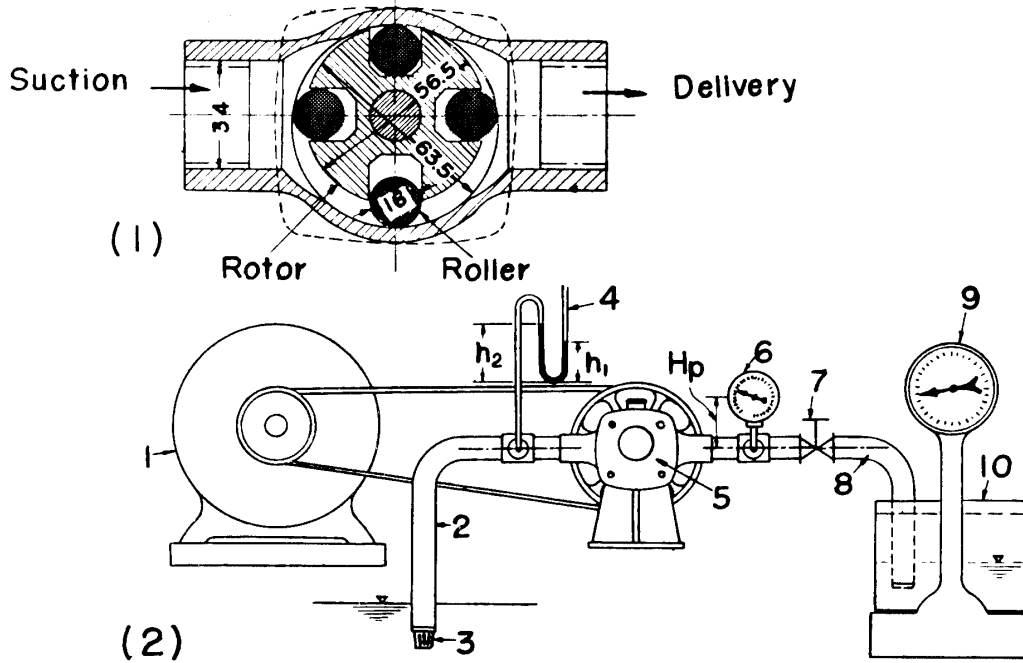
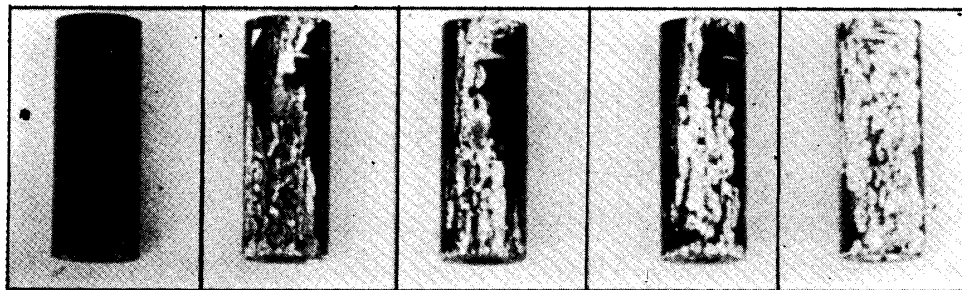


Fig. 1. (1) Cross section of roller pump
(2) Apparatus for measuring

- | | |
|-------------------------|----------------------|
| 1. Electric dynamometer | 6. Pressure gauge |
| 2. Suction hose | 7. Sluice valve |
| 3. Strainer | 8. Delivery gum-hose |
| 4. Vacuum manometer | 9. Balance (150 kg) |
| 5. Roller pump | 10. Measuring tank |



P	A	B	C	D
Normal roller	Worn roller	"	"	"
Volume cc 8.65	" 8.10	" 8.30	" 8.25	" 7.50
Diminished volume % 0	" 6.4	" 4.1	" 4.6	" 13.3

Fig. 2. Normal and Defaced roller of "Hypro pump"

(3) 実験装置 (Fig. 1—(2) 参照)

ポンプの圧力水頭を計るため、吐出側は予め装備されたブルドン圧力計を用い、吸込側の注水漏斗孔にU字管(水銀)を挿入した。

吐出水量は測定時間中に量水槽に溜る水の重量から容積換算した。

馬力測定は東洋電機3馬力電気動力計、横川の自記W計を使用した。

(4) 実験内容

前述の3通りの摩耗段階にあるローラーセットを逐次ポンプに挿入し

i) 回転数を標準一定(1750 r.p.m.)に保ち、仕切弁の調整によつて吐出圧力を0~7 kg/cm²の間に变化させる。

ii) 仕切弁を調整して吐出圧力を一定値(3.0 kg/cm²)に保ちつつ、回転数を1000~2050 r.p.m.の間に变化させる。

iii) ローラーポンプに撒水用ゴムホース(19 m 長, 26 mm φ), スプリンクラー(Oregon 200)を装脱した場合

等について吐出水量, 揚程, 水馬力, 軸馬力, 全効率等の変化を検討する。

計 算 式

(1) 吐出水頭 (Fig. 1—(2) 参照)

$$H_d = \frac{P_d}{w} + H_p + \frac{v_d^2}{2g} \quad \dots\dots\dots (1)$$

P_d : 圧力計読み, w : 水の単位体積の重量, H_p : 測点高差, v_d : 吐出流速,

(2) 吸込水頭

$$H_s = -\gamma(h_2 - h_1) - h_3 + \frac{v_s^2}{2g} \quad \dots\dots\dots (2)$$

γ : 水銀の比重, h_1, h_2 : 水銀柱の読み, v_s : 吸入管内流速, h_3 : 圧力測定孔と基準面との垂直距離(測定孔が基準面より上位におれば h_3 は負の値とする), g : 重力の加速度,

(3) 全水頭

$$\begin{aligned} H_T &= H_d - H_s = \left\{ \frac{P_d}{w} + H_p + \frac{v_d^2}{2g} \right\} - \left\{ -\gamma(h_2 - h_1) - h_3 + \frac{v_s^2}{2g} \right\} \\ &= \frac{P_d}{w} + H_p + \frac{v_d^2}{2g} + \gamma(h_2 - h_1) + h_3 - \frac{v_s^2}{2g} \quad \dots\dots\dots (3) \end{aligned}$$

この装置では $v_d = v_s$, かつ $H_p = 0, h_3 = 0$ としたから (3) 式は

$$H_T = \frac{P_d}{w} + \gamma(h_2 - h_1) \quad \dots\dots\dots (3')$$

(4) 水馬力

$$W \cdot \text{IP} = \frac{wQH_T}{75 \times 60} \quad \dots\dots\dots (4)$$

Q : 吐出水量 lit/min, H_T : 全水頭 m, w : 1 kg/lit,

(5) ポンプ効率

$$\eta_p = \frac{W \cdot \text{IP}}{B \cdot \text{IP}} \times 100 \% \quad \dots\dots\dots (5)$$

B・IP: ポンプ運転に必要な実馬力

実験結果と考察

(1) 測定値からⅢによる計算を行い、その結果を Table 1, 2 に摘記したが、いずれも基本データとして完全ローラーに関するものである。

Table 1 はポンプ回転数を一定とし、吐出圧を $0 \sim 7 \text{ kg/cm}^2$ の間にかえたとき、Table 2 は吐出圧を一定としてポンプ回転数をかえたときの値である。

Table 1. Characteristic Test of "Hypro pump" equipped with rubber roller at 1750 r.p.m.

Delivery pressure (kg/cm^2)	Delivery head (m)	Suction head ($-m$)	Total head (m)	Discharge (lit/min)	Water horse power ($W \cdot HP$)	Shaft horse power ($M \cdot HP$)	Efficiency (%)
0	0	2.27	2.27	70.95	0.036	0.471	7.64
1	10.33	1.85	12.18	63.25	0.171	0.520	32.88
2	20.66	1.61	22.31	56.55	0.280	0.702	39.88
3	30.99	1.33	32.32	53.16	0.382	0.911	41.93
4	41.32	1.14	42.46	49.89	0.471	1.104	42.66
5	51.65	1.03	52.68	46.65	0.547	1.330	41.12
6	61.98	0.95	62.93	45.07	0.630	1.549	40.67
7	72.31	0.87	73.18	43.00	0.699	1.752	39.89

Table 2. Characteristic Test of "Hypro pump" equipped with rubber roller at the delivery pressure of 3 kg/cm^2
(gum-hose, 19 m length, 26 mm ϕ , is connected on the delivery side)

Revolution of Rotor (rpm)	Delivery head (m)	Suction head (m)	Total head (m)	Discharge (lit/min)	Water horse power ($W \cdot HP$)	Shaft horse power ($M \cdot HP$)	Efficiency (%)
1000	30.99	0.05	31.04	17.22	0.119	0.747	15.90
1200	"	0.19	31.18	24.00	0.166	0.855	18.97
1400	"	0.46	31.45	32.82	0.229	0.928	24.71
1600	"	0.87	31.86	42.76	0.303	1.056	28.66
1800	"	1.31	32.30	51.13	0.367	1.092	33.61
2000	"	1.85	32.84	59.40	0.433	1.122	38.59

Fig. 3 は摩損ローラーを用いた同上の試験成績を、完全ローラーと対比して描いたものである。

Fig. 3 より吐出水量はローラー摩耗量に応じて減少するが、とくに高压側で顕著となり、7.1% 摩耗の場合 7 kg/cm^2 で 15 lit/min 減を示した。これは完全ローラーの吐出量の 65% に相当する。

また、摩耗ローラーは同一吐出圧力に対して、多くの B・IP (軸馬力) を必要とし、全効率の値も低下する。7.1% 摩耗ローラーは吐出圧 4 kg/cm^2 において 14% の効率低下を示した。一般に灌漑用水に微細異物を含むことは免れないから、ストレナーの完璧を期することは特にこの種ポンプの取扱いに重要となる。

(2) 完全ローラーの全効率は吐出圧力 $2.5 \sim 5.5 \text{ kg/cm}^2$ の間において比較的 良好である。

この圧力はスプリンクラ組合せ試験の結果、立上り管内の圧力 $2.1 \sim 3.5 \text{ kg/cm}^2$ とうまく均衡するから (ゴムホース 19 m , $26 \text{ mm}\phi$ とスプリンクラ Oregon 200 を配した場合)、中間圧式スプリンクラのポンプとしては好適である。

因みに、立上り管内の圧力によつてスプリンクラは次の如く分類される。⁽¹⁾

$0.35 \sim 1.05 \text{ kg/cm}^2$: 低圧式, $1 \sim 2 \text{ kg/cm}^2$: 普通圧式, $2.1 \sim 3.5 \text{ kg/cm}^2$: 中間圧式, $3.7 \sim 7.0 \text{ kg/cm}^2$: 高圧式。

(3) Table. 3 は代表的な動力噴霧器 (往復プランジャーポンプ)⁽²⁾ との比較表であるが、ローラーポンプは従来の往復動型に比べ実用状態で 30% も効率が低い。

1馬力当り排水量はともかくとして、軽量な事と、機体重量 1 kg 当り排水量が絶対的に多い点は、耕耘機に搭載する場合とか、移動作業の場合には往復動型に比べて遙かに優れている。表の () 内は全装備 (圧力計等を含む) 重量である。

また、Table 1, 2 よりしても、高揚程ポンプとして揚水するにも適切なものと云うことができる。

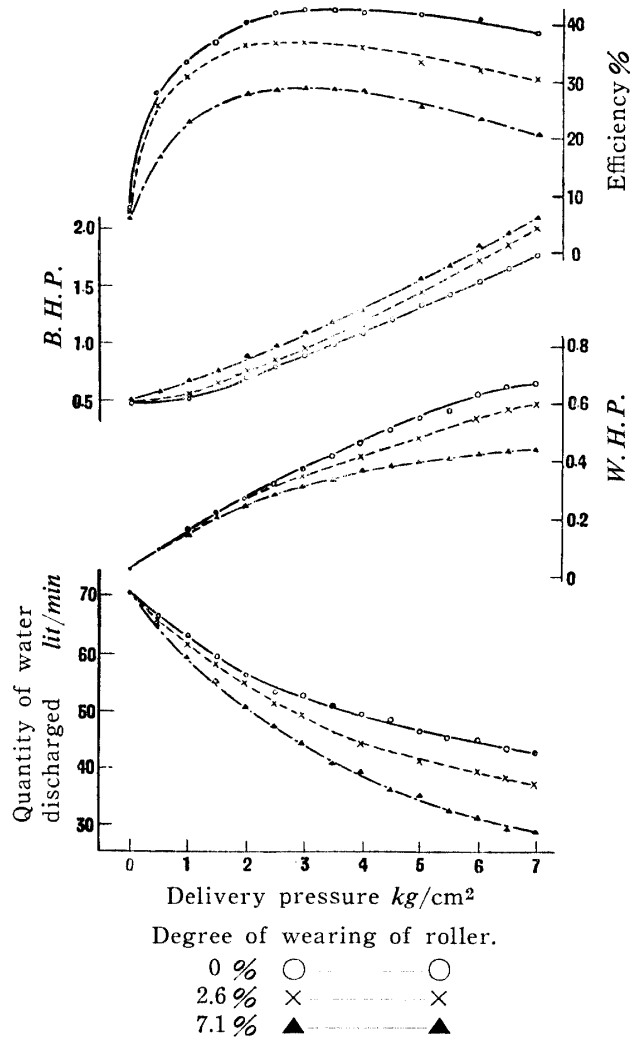


Fig. 3. Characteristics of Hypro-pump with reference to the effect of defaced roller (at 1,750 r.p.m.)

Values in the figures indicate the degree of wearing of roller.

Table 3. Comparison of faculty of Roller pump and Power-sprayer

Item	Revolution per minute <i>r.p.m.</i>	Brake horse power <i>B·HP</i>	Delivery pressure <i>kg/cm²</i>	Total efficiency	Discharge <i>lit/min</i>	Discharge per BHP	Discharge per pump weight	Pump weight <i>kg</i>
						<i>lit</i> <i>B·HP-min</i>	<i>lit</i> <i>kg-min</i>	
Roller pump A (Hypro pump)	1750	1.10	3.5	42.7	49.89	45.3	8.86 (6.83)	5.63 (7.30)
Roller pump B	1185	3.07	21.7	46.9	29.7	9.67	3.71	8.0
Power-sprayer A	38.5	0.70	21.0	73.1	11.0	15.7	0.289	38.0
" B	55.9	0.87	21.0	74.6	14.0	16.1	0.400	35.0

(4) Fig. 4 は仕切弁を調整して吐出圧力を 3 kg/cm^2 に保ち、 $1000 \sim 2000 \text{ r.p.m.}$ の間に対応する測定値を示したものである。

Fig. 3 と比較すれば、同一回転数、吐出圧力に対応する諸性能は Fig. 4 が劣るがこれはホース連結による抵抗増加に基くものである。いずれのローラーも、吐出水量、水馬力、軸馬力、全効率は回転数に比例して上昇する。

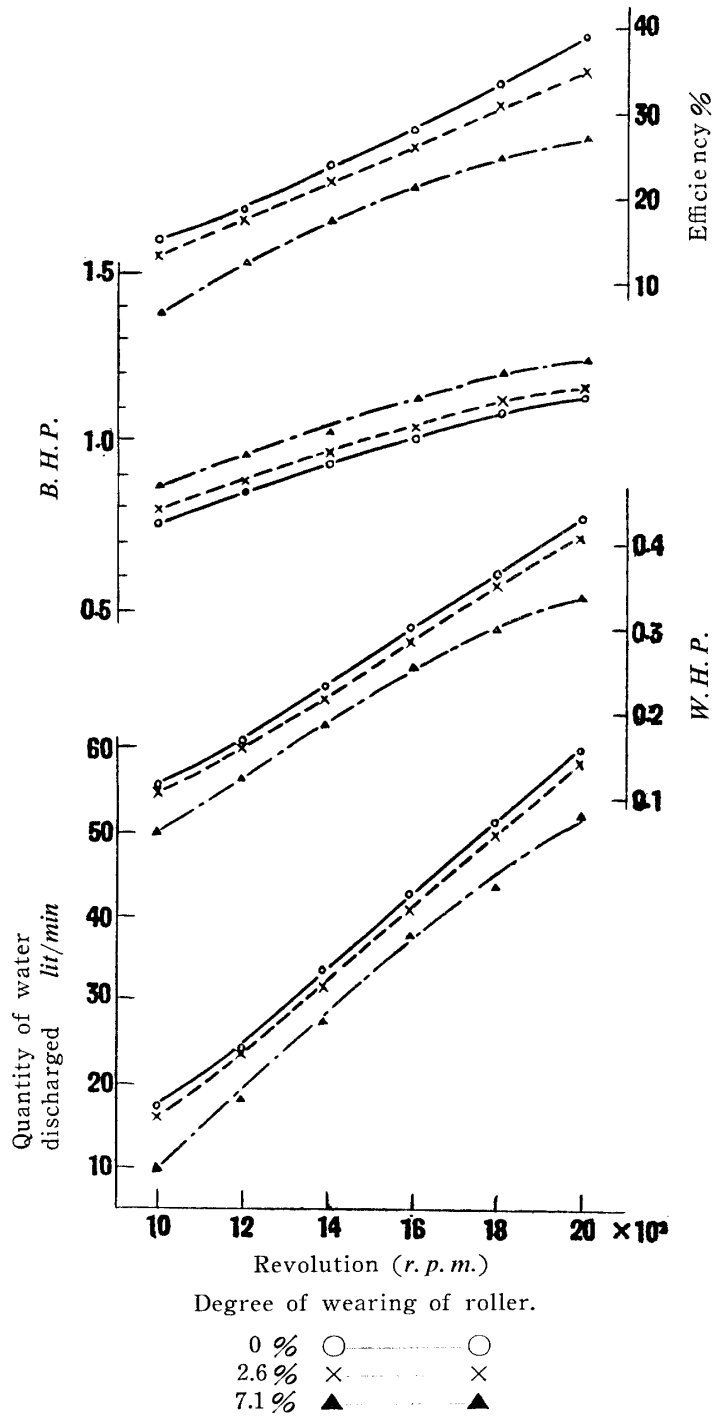


Fig. 4. Characteristics of Hypro-pump with reference to the effect of defaced roller at the delivery pressure of 3 kg/cm^2

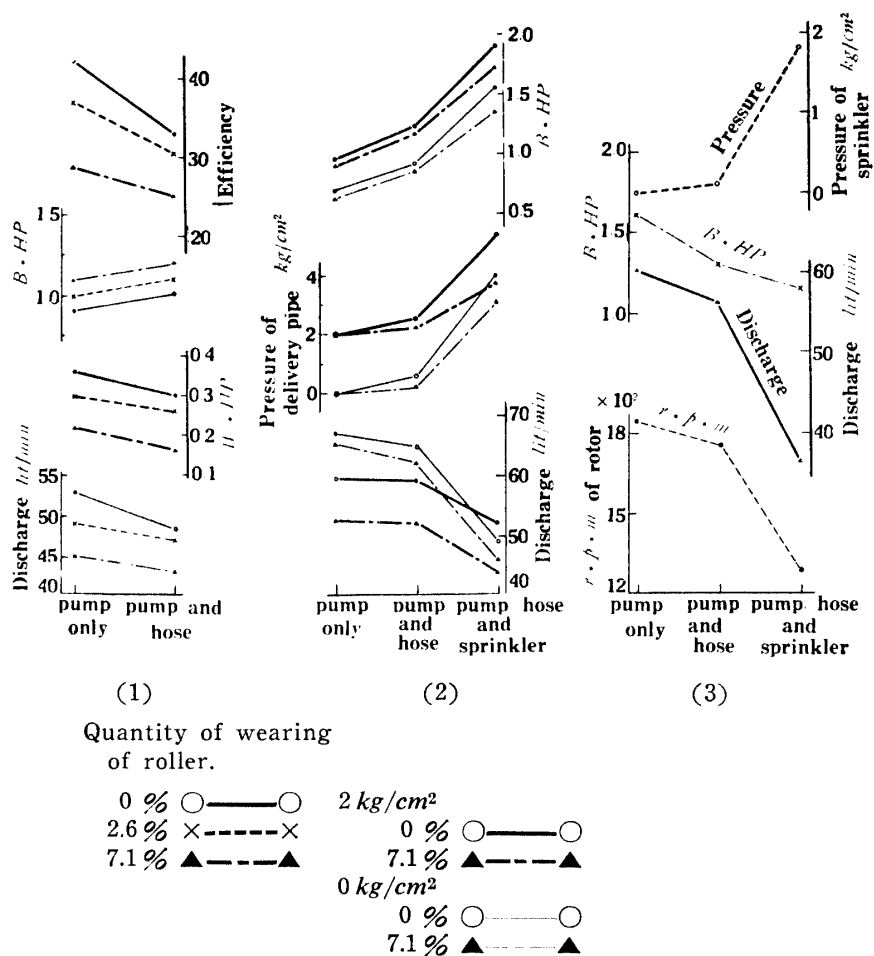


Fig. 5. Characteristics of roller pump connected with gum-hose and sprinkler

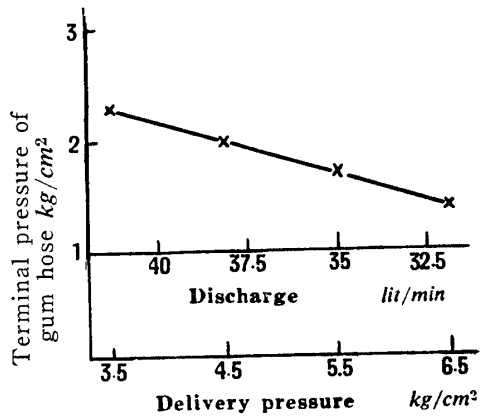
- (1) 1. 1750 r.p.m.
 2. hose: 19 m, 26 mm φ.
 3. Sluice valve is operated to keep delivery pressure of 3 kg/cm².
- (2) 1. hose: 19 m, 26 mm φ.
 2. Sprinkler: Oregon 200.
 3. 1750 r.p.m.
 4. Sluice valve is fixed.
- (3) 1. hose: "
 2. Sprinkler: "
 3. Delivery pressure: 3 kg/cm², Sluice valve is fixed.
 4. r.p.m. is changed to keep delivery pressure of 3 kg/cm².

而して効率の見地からすれば、さらに回転数を上げる余地は認められるが、ハイカーゴムのローラー強度に不安があり、また振動、音響もやや激しくなるので中止した。

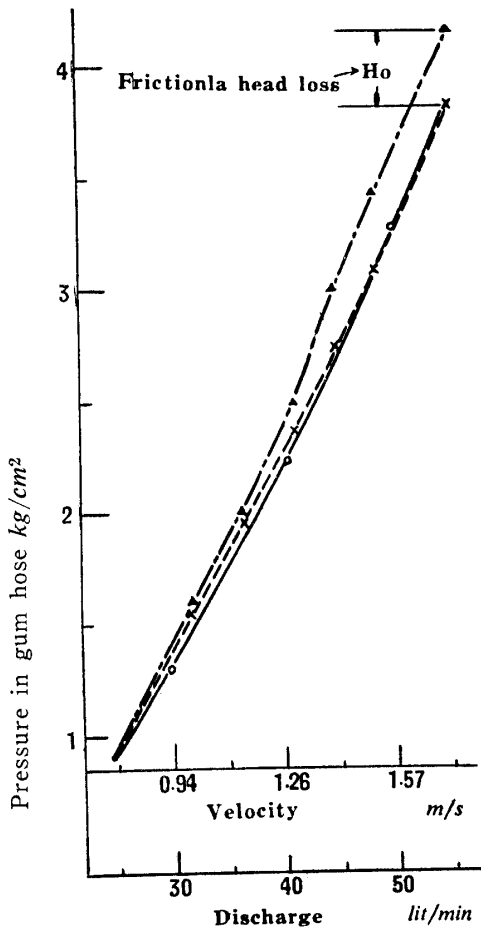
このポンプの標記回転数は 1750 r.p.m. とされている。

(5) 吐出管端にホースおよびスプリンクラーを連結したときのポンプ性能の変化を知ることは実用上有用である。

Fig. 5—(1) は、Fig. 3 と Fig. 4 より 1750 r.p.m. 吐出圧力 3 kg/cm² に相当する諸性能を求めて比較したものである。すなわち、ポンプ吐出端にゴムホース (19 m, 26 mmφ) を装着すれば、吐出水量・水馬力は減少し、軸馬力を増加する結果、全効率はかなり低下する。しかも完全ローラーの効率は 10% も低下するが、摩損ローラーによる低下割合はやや少い。Fig. 5—(2) はポンプ単独時における吐出圧力を夫々 0, および 2 kg/cm² とし、仕切弁を固定し、ゴムホースならびにスプリンクラーを装着したときの変化を示したものである。すなわちホースの影響は比較的少いが、スプリンクラーの影響は著しく、吐出水量は減少し、実馬力、吐出圧力の増加が目立つ。



(1) at 1750 r.p.m



(2) Sluice valve is fixed

- ▲ ——— ▲ Observed value at the entrance of hose.
- × ——— × Observed value at the terminal of hose.
- ——— ○ Calculated head loss is reduced from the entrance pressure of hose.

Fig. 6. Head loss of gum-hose in the system

また Fig. 5—(3)は、ホース、スプリンクラーの装着によつて上昇しようとする吐出圧力を、回転数を低下させることによつて常に 3 kg/cm^2 に保つたときの諸変化である（仕切弁は固定）。

スプリンクラー撒水は、一定の撒水圧力（立上り管内の圧力）を保つことが重要であり、一定圧力を保持する方法は、仕切弁のみならず回転数の調整によることも考えられるので、この試験を試みた。ホース端にスプリンクラーを装着すれば、ポンプ吐出圧力は高まろうとするから、これを 3 kg に抑えるためポンプ回転を 1750 r.p.m. から 1300 r.p.m. に下げた。

その結果、ポンプ吐出水量、軸馬力は減少したが、ホース内（立上り管）の圧力はなおかなり増加を示している。この撒水圧力をも一定に保とうとすれば回転数をさらに下げる必要があるが、実際問題としてこのような広域に亘る回転数の調整は困難を伴うことが多い。従つてこの種の調整はごく狭い範囲においてのみ可能なことが判る。

(6) ローラーポンプにスプリンクラーを連結し、仕切弁を次第に閉ぢてポンプ吐出圧力を高めてゆけば Fig. 6—(1) に示す如く撒水圧力は漸減し、ひいては撒水粒径、撒布図型にも関係する。

しかるに仕切弁を全開に保つたまま、回転数を上げ吐出水量を漸増した結果、吐出圧力（ホース入口圧力に近似）と撒水圧力（ホース末端の圧力に近似）の関係は Fig. 6—(2) の如くなり、撒水圧力はホース内流速に応じて損失水頭分だけ低い値を示した。高流速側で差が明瞭である。

而して動力噴霧機、スプリンクラーに用いられるゴムホースの摩擦抵抗に関する実験は従来ごく稀で、⁽³⁾ 好適な計算例に乏しいが、この測定値は MISES の λ を用いた理論計算と比較的よく近似することを確かめたのでここに附記する。

ゴムホース内損失水頭の計算：

$$\text{管摩擦の一般式 } H_0 = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$\text{MISES の式 } \lambda = 0.0096 + 5.7 \sqrt{\frac{k}{d}} + 1.7 \sqrt{\frac{1}{Re}} \quad \dots\dots\dots (2)$$

λ ：摩擦係数， d ：管の直径

$$Re: \text{ Reynolds number} = \frac{vd}{\nu}$$

$$\nu = 0.01144 \text{ cm}^2/\text{sec} = 11.44 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{sec}$$

但し 15°C の水の動粘性係数とする。

$$d = 26 \text{ mm} = 0.026 \text{ m}$$

$$v = \frac{Q}{\pi \left(\frac{d}{2}\right)^2} = \frac{40.000 \text{ cm}^3/\text{min}}{5.3066 \text{ cm}^2} = 1.26 \text{ m/sec}$$

但し 吐出水量 $Q = 40 \text{ lit/min}$ をとる。

k は MISES の表より新しいゴム管では $(6 \sim 12) \times 10^{-6}$ であるから 10×10^{-6} とする。
これらを (2) に代入すれば

$$\lambda = 0.0096 + 0.01111 + 0.0102 = 0.0309$$

従つて (1) 式より

$$H_0 = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} = 0.0309 \times \frac{19}{0.026} \times \frac{1.26^2}{2 \times 9.8} = 1.47 \text{ m} \doteq 0.14 \text{ kg/cm}^2$$

同様に管摩擦損失水頭は

$$30 \text{ l/min} : 1.07 \text{ m}, 50 \text{ l/min} : 2.73 \text{ m}, 60 \text{ l/min} : 3.81 \text{ m}, 70 \text{ l/min} : 5.14 \text{ m}, \text{ となる。}$$

これらの値を Fig. 6—(2) に併記したが、45 lit/min の近傍では測定値と一致する。

摘 要

スプリンクラー装置に用いられる“Flex” roller pump について性能試験，特にローラー摩擦の影響を検討し次の結果をえた。

(1) 吐出水量，全効率はローラー摩耗量に応じて減少するが，高圧力側で特に著しい。

7.1% 摩耗品を完全ローラーと比較すれば，吐出量，全効率は夫々 35%，14% の低下を示した。

(2) 完全ローラーの全効率は吐出圧力 2.5~5.5 kg/cm² の間において良好である。

(3) この種ローラーポンプの効率は，往復動プランジャポンプに比べ，実用状態で 30% も低い，単位重量当り吐出量は極めて多く，高揚程ポンプとしても好適である。

(4) 正規 (1750 r.p.m.) をこえて 2000 r.p.m. に達しても，吐出圧力 3 kg/cm² においては，効率はなお上昇し続けるが，ゴムローラーではその強度が制限因子となる。

(5) ポンプ吐出管にホース，スプリンクラーを装着すれば，水馬力は低下，軸馬力は増加する結果，効率は低下する。

スプリンクラーを装着したときの変化は比較的著しく，管系内の圧力変動も大となる。

(6) ゴムホースの管摩擦損失を実測したが，MISES の式を用いて計算した管摩擦損失の値と近似し，1.45 m/sec 附近で一致した。

(追記) 最後にこの研究に助力された教室員大迫貞男・専攻学生の稲葉誠一・松元 斎・山下 巧の諸君に謝意を表す。

文 献

- 1) 鈴木博彦：撒水灌溉法, 61 (1956).
- 2) 平田考三：機械化農業, 11, 53 (1957).
- 3) 児玉義彦：農業機械学会誌, 49, 137 (1954).

R é s u m é

The characteristics of "Flex" roller pump with reference to the effect by using defaced roller was investigated, and the following results were obtained.

(1) The discharge and the total efficiency diminish inversely with the wearing of roller fitted into a cage, and remarkably on the side of high delivery pressure.

The wearing of roller by 7.1 % results in the drop of the discharge by 35 % and the efficiency by 14 %.

(2) The excellent efficiency with perfect rubber roller can be seen from 2.5 to 5.5 kg/cm² of delivery pressure.

(3) The efficiency of roller pump is lower by 30 % than that of reciprocating plunger pump.

The quantity of discharge per pump-weight is excellent and applicable as a high head pump.

(4) The durability of rubber roller restrains the limit of application in spite of the possibility of uprising efficiency by increasing revolution.

(5) The fitting of gum-hose or sprinkler lowers the efficiency of roller pump, the latter causes remarkable change upon the pressure in the system.

(6) The frictional head loss observed, coincided with that of calculation by general formula $H_0 = \lambda \frac{1}{d} \frac{v^2}{2g}$, in which λ is calculated by MISES' formula.