

流体継手の性能に関する研究

(第1報 作動に関する考察)

石垣大連* 濱 邦彦**

(昭和54年5月31日受理)

An Investigation on the Performance of a Hydraulic Coupling (1)

(A consideration on the operation)

Dairen ISHIGAKI and Kunihiko HAMA

The operation of a hydraulic coupling enables a 3 phase cage type induction motor with a heavy inertial load to start safely. The mechanism of the torque transmission, however, has not been cleared up completely yet.

The author considered the relation between the torque and the oil flow from the geometrical view point of the blades, and tried to explain the relation between the angle of attack and the torque. Next he cleared up the mechanism of the start of this coupling when it is connected with the induction motor, and referred to why a cage type motor can take the place of a winding type one.

The coupling can also be simulated by a couple of hydraulic power transmission devices. The author analyzed the mechanism of start about this simulator and concluded that by use of the hydraulic coupling, the accelerating time of the motor can be shortened extremely, which can make the size of the cage type motor much smaller.

1 緒 言

流体継手は籠形三相誘導電動機が重負荷を有する場合にこれと接続使用し、その起動を円滑にする作用をもっている。流体継手に関しては数多くの文献^{1)~7)}が発表されているが、本論文においては見方を変えて、この継手によって伝達されるトルクを翼列の作用の面から考察し、さらに運動量理論を用いて迎角とトルクとの関係を解明することを試みた。また三相誘導電動機と結合した場合の起動の過程が明確化されていないので、この間の現象を明らかにし、どのようにして電動機を小形にしうるかについて説明した。

またこの継手と誘導電動機との結合は2組の油圧伝導装置をカスケードにしたものと等

* 機械工学教室 教授

** 機械工学教室 講師

価と考えられるので、これについて解析を施し、時定数を求めて、第1段すなわち誘導電動機に負荷のかかる時間の短いことを示した。

また最後には油圧回路による起動の模擬回路を示した。

2 流体継手の翼とトルク

Fig. 1 は流体継手のなかのインペラおよびランナの翼と流れの方向とを示す。油流は最

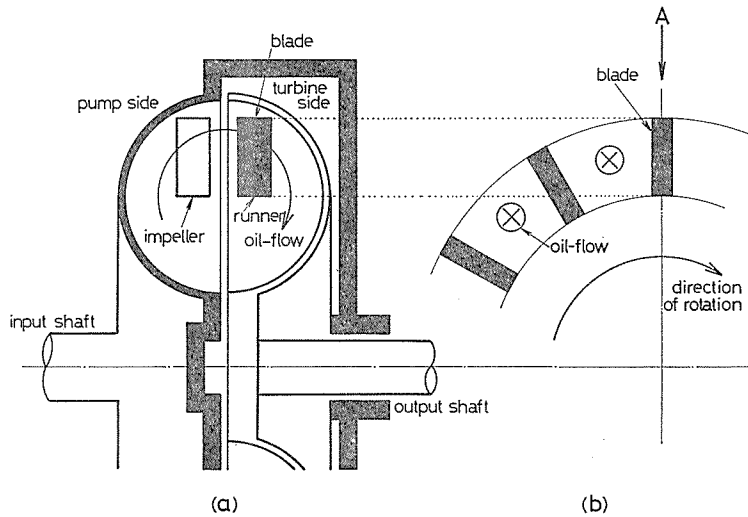


Fig. 1 Schematic view of a hydraulic coupling

初はインペラによって速度を与えられるが、その翼が回転しているので油の速度は紙面に垂直な方向だけでなく回転方向の成分を持つ流れとなる。

いま翼を放射状でなく直線状に並べかえて展開し上方から観察してみよう。インペラの回転により油は Fig. 2 のような絶対速度 v で流れる。流路は Fig. 3 に示すようにドーナツ状であると考えられるので、油は断面内を旋回しながら、しかも円周方向に回転する。ランナを無視してインペラによる油の運動を考察してみよう。

Fig. 4 に示すように無限数翼として翼が流体中で移動する場合は翼は翼面に垂直な力 P' を受ける。通常これを分解して揚力と抗力とに分ける。流体変速機においては翼はインペラに固定されているので流体が翼から力を受けて運動をする。流入する流体の方向が変り $\alpha = 0$ となったときに $P = 0$ であると考えよう。 $P = 0$ になれば抗力 $D =$

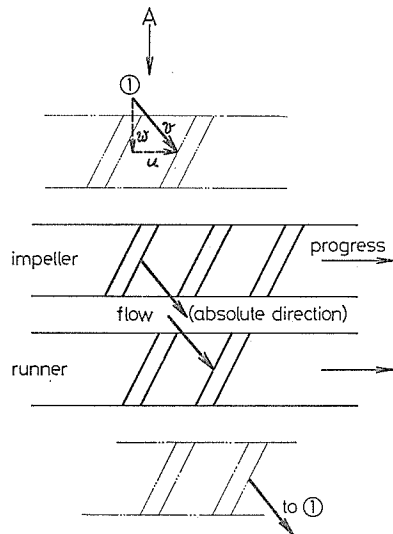


Fig. 2 The fluid flow in a runner and an impeller

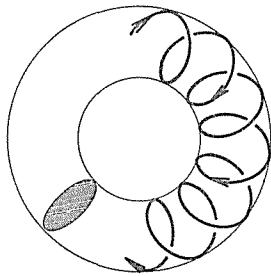


Fig. 3 The spiral motion of the fluid in an impeller

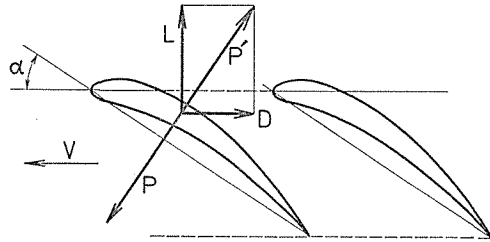


Fig. 4 The force acting on an impeller blade

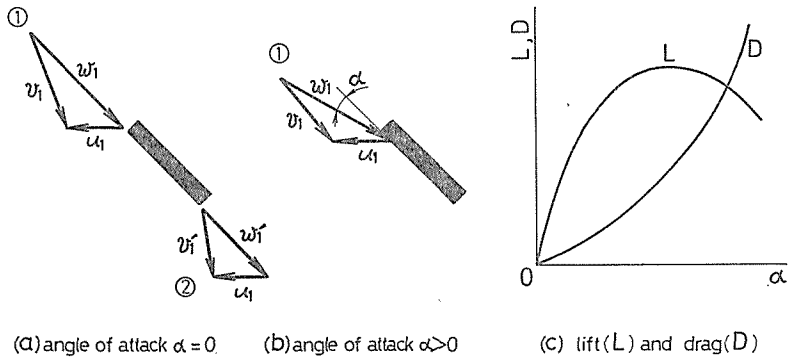


Fig. 5 The flow pattern

- (a) The flow pattern in the case when the angle of attack is zero
- (b) The flow pattern in the case when the angle of attack is positive
- (c) The lift and the drag

0となる。インペラを貫通する流体の定常速度とは Fig. 5 のように絶対速度 v_1 で流入し、 v_1' で流出する場合である。ここに ω_1 はインペラの周速度、 w_1 および w_1' は流体の翼に対する相対速度である。②から出た油は一回りして①から入る。途中の負荷によるエネルギー損失により絶対速度 v_1 が小さくなれば迎角 α が増大し、力 P が生じかつ抗力 D も増大する。よって入力軸にトルクの加わっている状態とは $\alpha > 0$ であり、力 P が生じていることをいうのである。

Fig. 5 (c) の抗力 D に相当する力だけ外部から加えなければこの状態を保つことができない。流体は翼から抗力 D なる力を受けるので速度は減少する。

つぎにランナの翼について考える。Fig. 6 (a) はスリップ $s = 0$ で同期運転をしている場合である。 $P = 0$ であるから $D = 0$ となり、迎角は α_1 も α_2 も 0 であってインペラにもランナにもトルクは加わらない。図 (c) はトルク負荷 T_i を持つ場合である。流れの絶対速度 v は抗力のために図 (a) の場合より減少していると考えられる。速度線図は図 (b) のようになりスリップを生じて $u_1 > u_2$ となる。このとき迎角 $\alpha_1 = \alpha_2 > 0$ となって二つの翼はそれぞれに垂直力 P_1 および P_2 を流体から受ける。 P_1 のうちの抗力 D_1 はモータからのトルク T_i によって打消される。 P_2 のうちの抗力 D_2 が負荷トルク T_i を消化するものであ

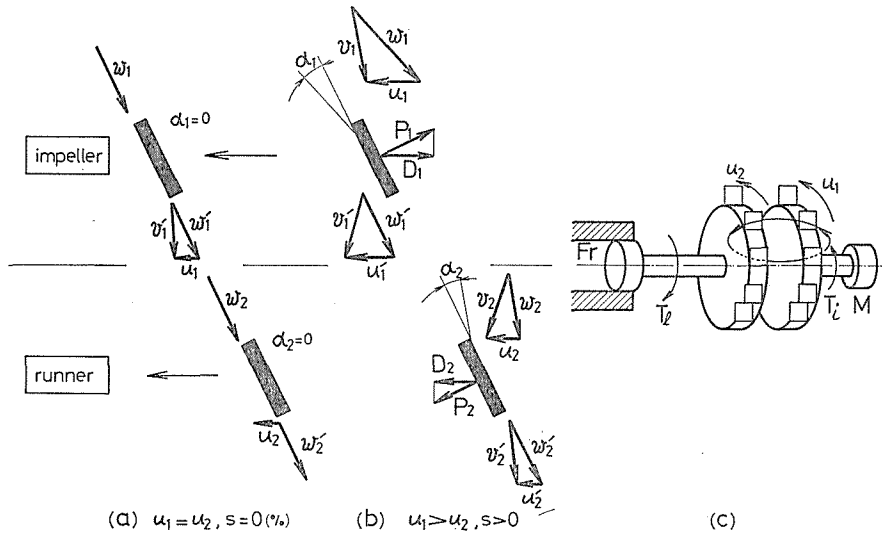


Fig. 6 (a) No torque occurs in the case of a synchronous motion
 (b) The case when slip occurs and forces occur in the blades
 (c) The case when the hydraulic coupling has a load T_l

る。

Fig. 6 に示したものは標準形の同方向回転形の場合である。ランナの翼の取付角を調整して逆方向回転を行なわせることが可能なようにも考えられる。しかしこれは間違いである。運動量の授受は主としてランナとインペラの間だけで行なわれるので回転方向は同じである。鯉轆の二連矢車が逆回転するのは自然の風に対して取付角を逆にしたからであって、流体継手の場合には流れを生ずるのはインペラであるからいくら取付角を変えても逆方向回転を行なわせることはできない。

3 運動量理論

翼理論による考えは正確であるように思われる。しかし無限数翼でないために流入流出角は必ずしも前節で述べたようにはならない。翼の数を増すことは流れの方向を規制する上では有利であるが抵抗が増大し、流量・流速が減少する。よって翼理論を念頭において運動量理論を用いてみる。

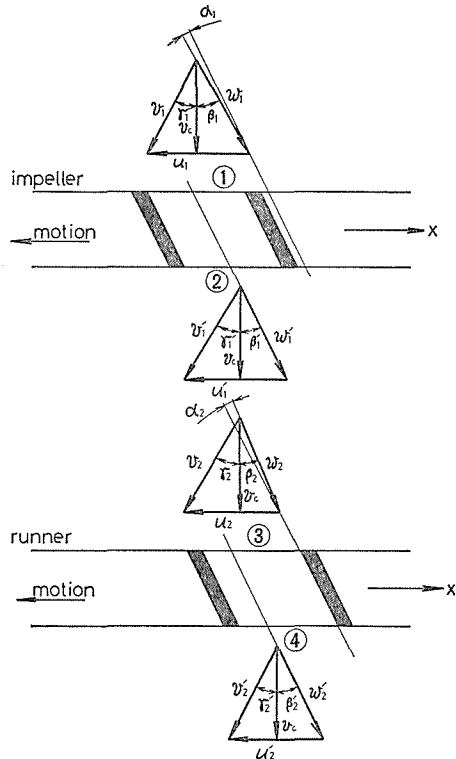


Fig. 7 The flow pattern in the both sides of a runner and an impeller

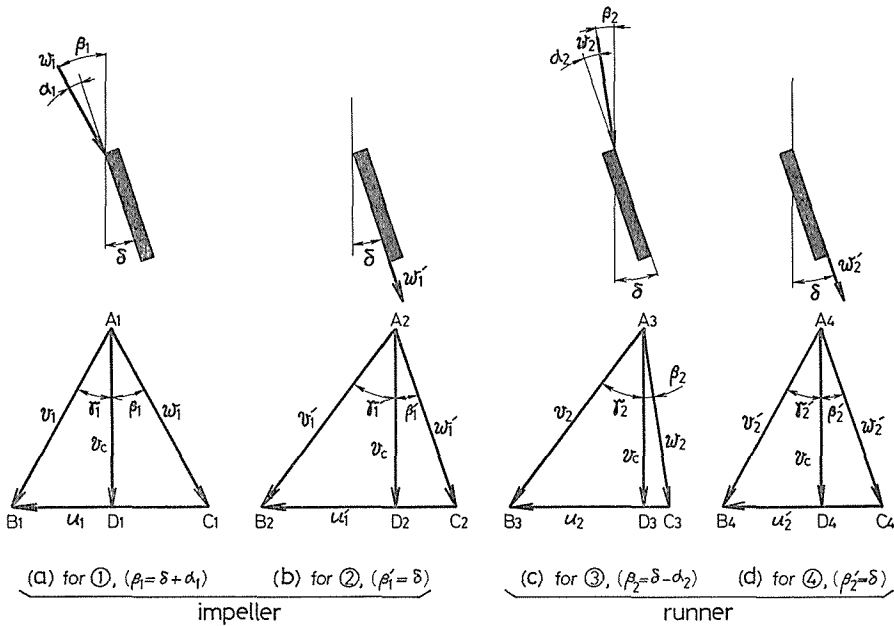


Fig. 8 The flow pattern

- (a) The flow pattern at the inlet of an impeller
- (b) The flow pattern at the exit of an impeller
- (c) The flow pattern at the inlet of a runner
- (d) The flow pattern at the exit of a runner

Fig. 7 に示すごとく流れはすべて平行であり、流出にあたっては翼の方向に出るものとする。ランナおよびインペラの軸方向への流速成分を v_c とすれば Fig. 1 から分るように上部では流路が広がり下部では狭くなるので、同一流量に対しては前者が速度遅く後者では速くなる。しかしここでは簡単のために2次元流を考えよう。流量 Q は K_1 を正の定数と考えて

$$Q = K_1 v_c \tag{1}$$

Fig. 7 ①で翼間の空間に入る運動量の X 成分 (単位時間当り) \dot{m}_1 は

$$\dot{m}_1 = \rho Q v_c \tan \beta_1 = K_1 \rho v_c^2 \tan \beta_1, \tag{2}$$

となる。ここに ρ は流体の密度、 β_1 は軸方向への流速成分 v_c と相対速度 w_1 とのなす角である。

②で翼間の空間から単位時間当り流出する運動量の X 成分 \dot{m}_2 は

$$\dot{m}_2 = \rho Q v_c \tan \beta_1' = K_1 \rho v_c^2 \tan \beta_1', \tag{3}$$

となる。ここに β_1' は Fig. 8 (a) に示すように翼の取付角 δ に等しく一定である。また β_1 はこれに迎角 α_1 を加えたものであるから

$$\left. \begin{aligned} \beta_1 &= \delta + \alpha_1, \\ \beta_1' &= \delta. \end{aligned} \right\} (4)$$

式(2), (4)より

$$\dot{m}_1 = K_1 \rho v c^2 \tan(\delta + \alpha_1). \quad (5)$$

式(3), (4)より

$$\dot{m}_2 = K_1 \rho v c^2 \tan \delta. \quad (6)$$

したがってインペラ翼が流体に与える力 F_i は

$$F_i = \dot{m}_1 - \dot{m}_2 = K_1 \rho v c^2 \{\tan(\delta + \alpha_1) - \tan \delta\} = K_1 \rho v c^2 \frac{\sin \alpha_1}{\cos(\delta + \alpha_1) \cos \delta}. \quad (7)$$

同様のことをランナ翼についても考える。Fig. 7 ③で翼間の空間に入る運動量の X 成分(ただし単位時間当り)を \dot{m}_3 とすれば

$$\dot{m}_3 = \rho Q v c \tan \beta_2 = K_1 \rho v c^2 \tan \beta_2, \quad (8)$$

となる。ここに β_2 は軸方向への流速成分 v_c と相対速度 w_2 とのなす角である。

④で翼間の空間から単位時間当り流出する運動量の X 成分 \dot{m}_4 は

$$\dot{m}_4 = \rho Q v c \tan \beta_2' = K_1 \rho v c^2 \tan \beta_2', \quad (9)$$

となる。ここに β_2' は翼の取付角 δ に等しく一定である。また β_2 は Fig. 8 (c) に示すように取付角 δ から迎角 α_2 を差引いたものである。すなわち

$$\left. \begin{aligned} \beta_2 &= \delta - \alpha_2, \\ \beta_2' &= \delta. \end{aligned} \right\} (10)$$

したがって式(8), (9)および(10)から

$$\dot{m}_3 = K_1 \rho v c^2 \tan(\delta - \alpha_2), \quad (11)$$

$$\dot{m}_4 = K_1 \rho v c^2 \tan \delta. \quad (12)$$

ゆえにランナ翼が流体に与える力 F_0 は

$$F_0 = \dot{m}_3 - \dot{m}_4 = K_1 \rho v c^2 \{\tan(\delta - \alpha_2) - \tan \delta\} = -K_1 \rho v c^2 \frac{\sin \alpha_2}{\cos(\delta - \alpha_2) \cos \delta}. \quad (13)$$

つぎに②と③の関係からランナ翼の迎角 α_2 を算出する。絶対速度の関係ではインペラ翼出口の速度三角形とランナ入口の速度三角形とは同一にならなければならない。したがって Fig. 8 (b) および (c) において $\triangle A_2 B_2 D_2 \equiv \triangle A_3 B_3 D_3$ 。よって図(b)の γ_1' , v_c , v_1' はそのまま図(c)の γ_2 , v_c , v_2 となる。図(b)における β_1' は式(4)より翼の取付角 δ に等しいから

$$\overrightarrow{C_2 D_2} = v_c \tan \beta_1' = v_c \tan \delta. \quad (14)$$

$$\therefore \overrightarrow{D_2B_2} = \overrightarrow{C_2B_2} - \overrightarrow{C_2D_2} = u_1' - v_c \tan \delta. \quad (15)$$

ここでインペラ翼の周速度 u_1' は厳密には翼全体でその値を異にするがここでは平均周速度を使用している。したがってインペラ翼入口の周速度 u_1 と翼出口の周速度 u_1' はほぼ等しいと考えられる。式(15)は

$$\therefore \overrightarrow{D_2B_2} = u_1 - v_c \tan \delta. \quad (16)$$

一方図(c)において

$$\overrightarrow{D_3B_3} = \overrightarrow{C_3B_3} - \overrightarrow{C_3D_3} = u_2 - v_c \tan \beta_2. \quad (17)$$

ところで $\triangle A_2B_2D_2 \equiv \triangle A_3B_3D_3$ であるから

$$\overrightarrow{D_2B_2} = \overrightarrow{D_3B_3}. \quad (18)$$

したがって式(16), (17), (18)から

$$\tan \beta_2 = \frac{u_2 - u_1}{v_c} + \tan \delta. \quad (19)$$

$$\therefore \beta_2 = \tan^{-1} \left(\frac{u_2 - u_1}{v_c} + \tan \delta \right). \quad (20)$$

もし同期していれば $u_1 = u_2$ であるから $\beta_2 = \delta$ となる。勿論ランナ翼の迎角 α_2 は0である。スリップがあれば β_2 は δ より小さくなり α_2 が大きくなる。この様子を式で示すと式(10)および式(20)からつぎのようになる。

$$\alpha_2 = \delta - \beta_2 = \delta - \tan^{-1} \left(\tan \delta - \frac{u_1 - u_2}{v_c} \right). \quad (21)$$

同様にして④と①の関係からインペラ翼の迎角 α_1 はつぎのようになる。この場合の速度三角形はランナ翼の出口については Fig. 8(d)が、インペラ翼の入口については同図(a)が適用される。この場合にも $\triangle A_4B_4D_4 \equiv \triangle A_1B_1D_1$ である。図(d)における β_2' は式(10)より翼の取付角 δ に等しいから

$$\overrightarrow{C_4D_4} = v_c \tan \beta_2' = v_c \tan \delta. \quad (22)$$

$$\therefore \overrightarrow{D_4B_4} = \overrightarrow{C_4B_4} - \overrightarrow{C_4D_4} = u_2' - v_c \tan \delta. \quad (23)$$

前と同じ理由により $u_2' = u_2$ なる故

$$\overrightarrow{D_4B_4} = u_2 - v_c \tan \delta. \quad (24)$$

一方図(a)において

$$\overrightarrow{D_1B_1} = \overrightarrow{C_1B_1} - \overrightarrow{C_1D_1} = u_1 - v_c \tan \beta_1. \quad (25)$$

$\triangle A_4B_4D_4 \equiv \triangle A_1B_1D_1$ であるから

$$\overrightarrow{D_4 B_4} = \overrightarrow{D_1 B_1}. \quad (26)$$

したがって式 (24), (25), (26) より

$$\beta_1 = \tan^{-1} \left(\frac{u_1 - u_2}{v_c} + \tan \delta \right). \quad (27)$$

ゆえに式 (4) より

$$\alpha_1 = \beta_1 - \delta = \tan^{-1} \left(\frac{u_1 - u_2}{v_c} + \tan \delta \right) - \delta. \quad (28)$$

4 トルクと回転数との関係

いま流体と外壁との間の摩擦を無視して考える. 回転中心から各翼までの距離を等しいとすればインペラ翼が流体に与える力 F_i とランナ翼が流体に与える力 F_o とは等しいから式 (7) および式 (13) より

$$\frac{\sin \alpha_1}{\cos(\delta + \alpha_1)} = -\frac{\sin \alpha_2}{\cos(\delta - \alpha_2)}. \quad (29)$$

ここで迎角 α_1 および α_2 の大きさのみに着目すれば $\delta \gg \alpha_1, \alpha_2$ の場合には $\alpha_1 \doteq \alpha_2$ である. このことは式 (21), (28) において $\frac{u_1 - u_2}{v_c}$ が $\tan \delta$ に比較して非常に小さければ $\alpha_1 \doteq \alpha_2$ となることと一致する. 逆に $(u_1 - u_2)$ すなわちスリップが大きくなるとつぎのような現象になる. $\frac{u_1 - u_2}{v_c}$ を u_s とおけば式 (21) および式 (28) はそれぞれつぎのようになる.

$$\alpha_2 = \delta - \tan^{-1}(\tan \delta - u_s), \quad (30)$$

$$\alpha_1 = \tan^{-1}(\tan \delta + u_s) - \delta. \quad (31)$$

$$\therefore \left. \begin{aligned} \frac{d\alpha_2}{du_s} &= \frac{1}{1 + (\tan \delta - u_s)^2}, \\ \frac{d\alpha_1}{du_s} &= \frac{1}{1 + (\tan \delta + u_s)^2}. \end{aligned} \right\} (32)$$

式 (32) より明らかなように $u_s = 0$ ならばすなわちスリップがなく $u_1 = u_2$ のときは $\frac{d\alpha_2}{du_s} = \frac{d\alpha_1}{du_s}$ となる. この場合には当然のことながら $\alpha_2 = \alpha_1$ である. スリップが大きくなった場合には u_s が大きくなるから $\frac{d\alpha_2}{du_s} > \frac{d\alpha_1}{du_s}$. したがってインペラ翼に対する迎角 α_1 はランナ翼に対する迎角 α_2 よりも小さくなる.

入出力軸がともに静止しており出力側に負荷をかけておいて入力軸を次第に加速していく場合には式 (21), (28) からわかるように, 最初は u_1 が小さく $u_2 = 0$ であるから α_1, α_2 は小である. v_c も小さいのではじめは必要トルクは非常に少ない. しかし u_1 が大きくな

ると v_c も大きくなり、 α_1, α_2 も大きくなって駆動にトルクを必要とし、これが負荷の静止摩擦に打勝てば起動するに至る。

いままでは運動量を授受するものはインペラ、ランナおよび流体しか考慮しなかった。しかし大切なことはケーシングであり、内部を満たしている油の昇圧や油からケーシングへの運動量の逸散についても考慮にいれなければならない。

ランナが負荷をもっているときには v_c は無負荷のときよりも減少し、循環流量が少なくなる。式(21), (28)が示すように $(u_1 - u_2)$ が大きくなり α_1, α_2 も負荷に相当した値をとり、式(7), (13)が示すように F_i および F_0 は負荷力に相当した値となる。一見 $(u_1 - u_2)$ が大きくなるほど発生するトルクが大きくなるように考えられるが、迎角が大きくなると抗力が増大し流速の絶対値が小さくなる。また軸方向に対する傾斜も大きくなるので v_c 自体が小さくなり、滑りがある程度大きくなるとトルクはそれ以上大きくならない。

一方 v_c は入力回転数 ω に比例すると考えられる。翼の前後面の圧力差を ΔP とし、流量を Q 、トルクを T とすれば

$$T\omega \propto \Delta P \cdot Q \tag{33}$$

ここで $\Delta P \propto T$ と考えて $Q \propto \omega$ となる。よって v_c はスリップが小さいときには ω に比例するものとする。一方 v_c はスリップが余り増大すると減少するので式(7)および式(13)からトルクは飽和する形となる。

Fig. 9 においてトルクを T_2 、入力軸回転数を ω_1 、出力軸回転数を ω_2 とすればスリップ s_2 は

$$s_2 = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_1} \times 100 \% \tag{34}$$

である。このときトルク T_2 は次式で近似することができる。

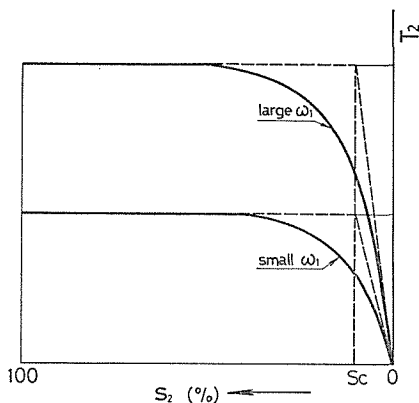


Fig. 9 The relation between the slip and the torque

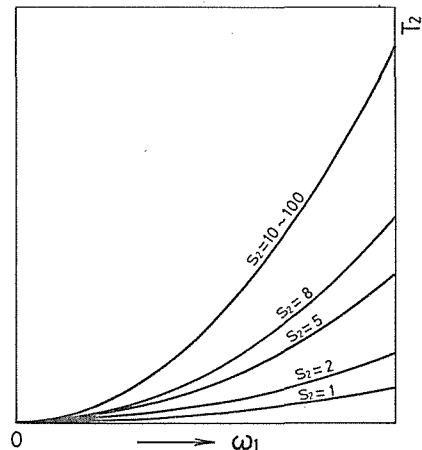


Fig. 10 The relation between the input rpm and the torque, taking slip as a parameter

$$T_2 = K_2 \omega_1^2 (1 - e^{-\frac{s_2}{s_c}}), \tag{35}$$

ここに K_2 は正の定数, s_c はコーナスリップ量であり, 10%程度である.

スリップをパラメータとして $\omega_1 - T_2$ 線図を書けば Fig. 10 のようになる. $\omega_2/\omega_1 = \lambda$ とすれば

$$T_2 = K_2 \omega_1^2 (1 - e^{-\frac{1-\lambda}{1-\lambda c}}), \tag{36}$$

となる. ただし $\lambda c = 1 - \frac{s_c}{100}$ である.

5 電気モータとの結合

Fig. 11 に示すように流体継手は3相籠形電動機に使用され, その起動時に電力とトルクの面で無理がかからないようにする特徴がある. いまこれをその特性の面から検討する. Fig. 12 は誘導電動機の回転数とトルクとの関係を示す. ω_0 はモータの磁界の回転速度すなわち同期速度である. トルクの特性は次式で近似することができる. モータのスリップを s_1 として

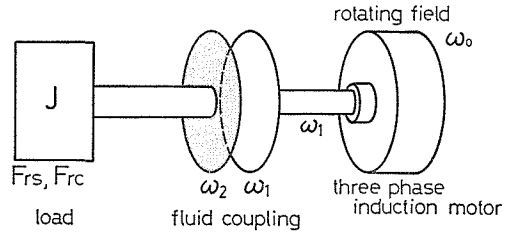


Fig. 11 Connection of a 3-phase induction motor and a load using a hydraulic coupling

$$T_1 = \frac{K_3 \frac{s_1}{s_n}}{\left(\frac{s_1}{s_n} - 1\right)^2 + A \frac{s_1}{s_n}}. \tag{37}$$

s_n および ω_n はトルクにピークの生ずるスリップおよび回転速度である. A は正の定数であり, ピークの高さは A に逆比例する. この式を回転数を用いて表示するとつぎのようになる. モータのスリップ s_1 は

$$s_1 = \frac{\omega_0 - \omega_1}{\omega_0} \times 100 \%. \tag{38}$$

またトルクにピークの生ずるスリップ s_n は

$$s_n = \frac{\omega_0 - \omega_n}{\omega_0} \times 100 \%. \tag{39}$$

ここでつぎのように置換える.

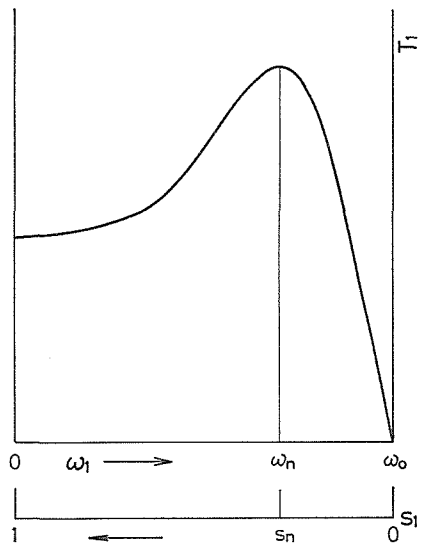


Fig. 12 The relation between an induction motor and its torque

$$\left. \begin{aligned} \frac{\omega_1}{\omega_0} &= \mu, \\ \frac{\omega_n}{\omega_0} &= \mu n. \end{aligned} \right\} (40)$$

$$\therefore s_1 = (1 - \mu) \times 100 \%, \quad (41)$$

$$s_n = (1 - \mu n) \times 100 \%. \quad (42)$$

ゆえに式 (37) は式 (41), (42) を用いることにより

$$T_1 = \frac{K_3 \frac{1 - \mu}{1 - \mu n}}{\left(\frac{1 - \mu}{1 - \mu n} - 1\right)^2 + A \frac{1 - \mu}{1 - \mu n}}. \quad (43)$$

いま起動について考えてみよう。Fig. 11 に示す流体継手の負荷は慣性モーメント J ，クーロン摩擦力 F_{rc} および静止摩擦力 F_{rs} とする。起動に当っては F_{rs} だけを考えればよい。Fig. 13 は Fig. 10 と Fig. 12 とを重ね合わせたものである。 F_{rs1} の場合を考えると最初は $s_2 = 100$ であるからモータの回転数が ω_{1A} に達すると起動する。 F_{rs2} の場合を考えると C 点が生ずるように流体継手がこれだけのトルクを出すためには ω_1 は ω_{1c} にならなければならない。しかるにこの回転数では $T_1 < T_2$ になるから起動はできない。モータは B 点で回転し流体継手はスリップし、負荷は静止のままである。よって起動するためには静止摩擦力 F_{rs} は T_1 と $T_2(s_2=100)$ の交点 B におけるトルクの値以下でなければならない。

いま F_{rs} の値を F_{rs1} とする。起動は A 点において行なわれ、固体摩擦力の値は F_{rc} の大きさまで減少する。 $(T_1 - F_{rs1})$ はモータのロータおよび流体継手の入力軸を加速するために用いられ、 $(F_{rs1} - F_{rc})$ は流体継手の出力側にある負荷を加速するために使用される。 ω_1 が B 点に達すると入力側は定速回転となる。出力側は加速されるので s_2 が小さくなり T_2 曲線は T_2' 曲線へと移行する。よって B' 点が作動点となり $B'B''$ のトルクは負荷を加速し、 BB' のトルクは入力軸を加速する。 D 点に至るとモータは定速運転に入るが DD' のトルクで負荷は加速されてスリップは更に小さくなり T_2'' 曲線へと移行する。結局 F 点に至り入力側回転数 ω_{1F} 、流体継手のスリップ $s_2 = 3\%$ 、出力トルク F_{rc} でバランスする。以上用いてきた T_1 は入力側軸に加えられるトルクであり、 T_2 は流体に与え

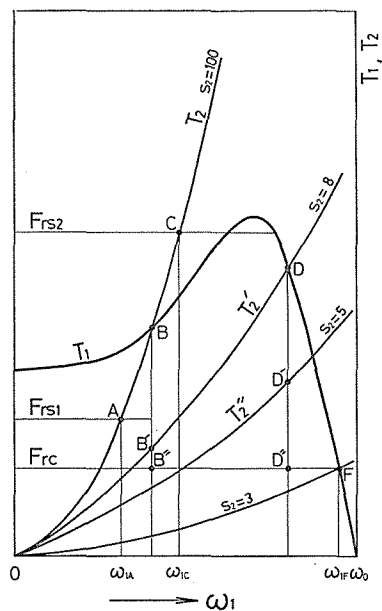


Fig. 13 The starting characteristics of the combination of an induction motor, load and a hydraulic coupling

られるトルクである。その差は入力軸を加速する。

以上述べたことによって流体継手の効果はつぎのように要約することができる。籠形電動機を用いて慣性モーメント J 、静止摩擦力 F_{rs} およびクーロン摩擦力 F_{rc} をもつ負荷を起動させれば、 F_{rs} を克服したとしても大きな慣性モーメント J の加速のために時間がかかり、その間ロータに大きな電流が流れるのでこれを焼損する。よってこのような場合には巻線形ロータを使用し、外部から直列抵抗を接続してやる必要がある。

流体継手を介在させてやればロータと負荷の間にもスリップの可能性があるので、負荷は徐々に加速してこのためのトルクを小さくおさえ、一方ロータの方は先行させて早く加速し、スリップを小さくしてロータ電流を小さくすることができる。この場合にもロータには大電流が流れるがその時間が短いのでロータ焼損の心配はない。したがって籠形でも巻線形と同じように大きな慣性モーメント J の起動に使用することができ、モータを全体として小形にすることができる。

6 油圧模擬回路の伝達関数

三相誘導電動機を一個のスリップを許す系と見なせば、これに接続された流体継手は Fig. 14 に示す 2 組の油圧伝動装置に置換えることができる。

モータの場合の電流に相当するものは圧力 P_1 であり、これがあまり高いまま長時間経過することは避けなければならない。簡単のため各ポンプおよびモータの一ラジアン当りの流入流出量は全て D とし、また圧力は流量に比例するものとする。

いまモータはステップ状に ω_0 なる回転数になったとすればつぎの関係がある。流体抵抗 r_1 を流れる流量を q_1' とすれば

$$P_1 = r_1 q_1' \quad (44)$$

ポンプの流出流量を q_0 、モータへの流入流量を q_1 とすれば

$$q_1' = q_0 - q_1 = D\omega_0 - D\omega_1 \quad (45)$$

したがって式(44)および式(45)から

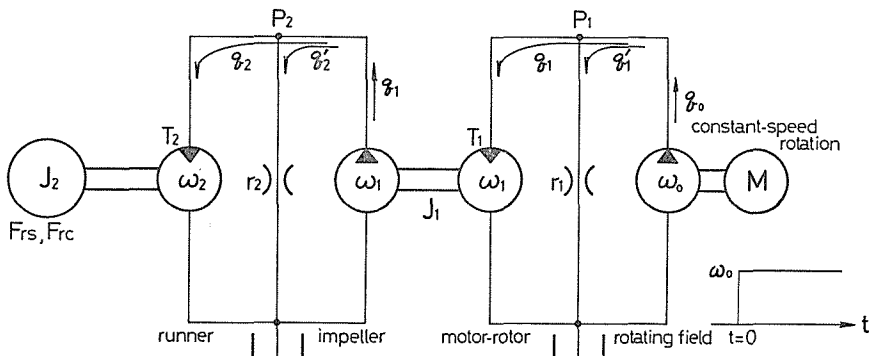


Fig. 14 The hydraulic loop simulating a hydraulic coupling

$$P_1 = r_1 D (\omega_0 - \omega_1). \quad (46)$$

一方モータのトルク T_1 は

$$T_1 = P_1 D = r_1 D^2 (\omega_0 - \omega_1), \quad (47)$$

となるとともに慣性モーメント J_1 およびインペラを回転させるトルクでもあるから

$$T_1 = J_1 \dot{\omega}_1 + P_2 D. \quad (48)$$

つぎに流体抵抗 r_2 を流れる流量を q_2' とすれば

$$P_2 = r_2 q_2'. \quad (49)$$

インペラの流出流量を q_1 , ランナへの流入流量を q_2 とすれば

$$q_2' = q_1 - q_2 = D\omega_1 - D\omega_2. \quad (50)$$

したがって式(49)および式(50)から

$$P_2 = r_2 D (\omega_1 - \omega_2). \quad (51)$$

トルクに関しては

$$T_2 = P_2 D = r_2 D^2 (\omega_1 - \omega_2), \quad (52)$$

$$T_2 = J_2 \dot{\omega}_2 + F_{rs} \quad (\text{停止時}), \quad (53)$$

$$T_2 = J_2 \dot{\omega}_2 + F_{rc} \quad (\text{運動時}). \quad (54)$$

ここで $r_1 = r_2 = r$ と考えて式(47), (48), (51)から

$$D^2 r (\omega_0 - \omega_1) = J_1 \dot{\omega}_1 + D^2 r (\omega_1 - \omega_2). \quad (55)$$

式(52), (53)より

$$D^2 r (\omega_1 - \omega_2) = J_2 \dot{\omega}_2 + F_{rs}. \quad (56)$$

起動を考えると $J_1/D^2 r = \tau_1$, $J_2/D^2 r = \tau_2$ として式(55)と式(56)から

$$\omega_0 - \omega_1 = \tau_1 \dot{\omega}_1 + \tau_2 \dot{\omega}_2 + \frac{F_{rs}}{D^2 r}. \quad (57)$$

$\dot{\omega}_1 = 0$ とすれば $\dot{\omega}_2 > 0$ なるためには

$$D^2 r (\omega_0 - \omega_1) > F_{rs}, \quad (58)$$

を満足しなければならない. 式(46)を用いれば

$$P_1 > \frac{F_{rs}}{D}. \quad (59)$$

つぎに第1段を J_2 に直接接続した場合と第2段を介した場合の応答を比較してみよう. ここでは摩擦負荷を無視して考える.

直接 J_2 を第1段に接続した場合には式(47), (48)において $P_2D = 0$, J_1 を J_2 と置換えて

$$D^2r(\omega_0 - \omega_1) = J_2\dot{\omega}_1. \quad (60)$$

$J_2/D^2r = \tau_2$ であるから

$$\frac{\Omega_1(s)}{\Omega_0(s)} = \frac{1}{1 + \tau_2 s}. \quad (61)$$

第2段挿入の場合にはまず式(55)を整理してラプラス変換すれば

$$\Omega_0(s) = (2 + \tau_1 s)\Omega_1(s) - \Omega_2(s). \quad (62)$$

また式(56)において摩擦負荷を無視して考えているから $F_{rs} = 0$. したがって

$$\begin{aligned} \omega_1 - \omega_2 &= \tau_2 \dot{\omega}_2, \\ \therefore \Omega_1(s) &= (1 + \tau_2 s)\Omega_2(s). \end{aligned} \quad (63)$$

式(62)および式(63)から

$$\frac{\Omega_1(s)}{\Omega_0(s)} = \frac{1 + \tau_2 s}{\tau_1 \tau_2 s^2 + (\tau_1 + 2\tau_2)s + 1}, \quad (64)$$

$$\frac{\Omega_2(s)}{\Omega_0(s)} = \frac{1}{\tau_1 \tau_2 s^2 + (\tau_1 + 2\tau_2)s + 1}. \quad (65)$$

7 油圧模擬回路の応答

前節において得た伝達関数(64), (65)のインディシャル応答を考える. $\omega_0 = u(t)$ すなわち $\Omega_0(s) = \frac{1}{s}$ より

$$\begin{aligned} \Omega_1(s) &= \frac{1 + \tau_2 s}{s\{\tau_1 \tau_2 s^2 + (\tau_1 + 2\tau_2)s + 1\}} \\ &= \frac{1}{\tau_1 \tau_2} \cdot \frac{1}{s\left\{s^2 + \frac{\tau_1 + 2\tau_2}{\tau_1 \tau_2} s + \frac{1}{\tau_1 \tau_2}\right\}} + \frac{1}{\tau_1} \cdot \frac{1}{s^2 + \frac{\tau_1 + 2\tau_2}{\tau_1 \tau_2} s + \frac{1}{\tau_1 \tau_2}}. \end{aligned} \quad (66)$$

ここで

$$s^2 + \frac{\tau_1 + 2\tau_2}{\tau_1 \tau_2} s + \frac{1}{\tau_1 \tau_2} = (s - \alpha)(s - \beta), \quad (67)$$

とおくと

$$\alpha = -\frac{1}{2} \left(\frac{2}{\tau_1} + \frac{1}{\tau_2} \right) + \frac{1}{2} \sqrt{\frac{4}{\tau_1^2} + \frac{1}{\tau_2^2}}, \quad (68)$$

$$\beta = -\frac{1}{2} \left(\frac{2}{\tau_1} + \frac{1}{\tau_2} \right) - \frac{1}{2} \sqrt{\frac{4}{\tau_1^2} + \frac{1}{\tau_2^2}}. \quad (69)$$

よって式(66)から

$$\omega_1(t) = 1 - \frac{1}{2} \left(1 + \frac{1}{\tau_2 \sqrt{\frac{4}{\tau_1^2} + \frac{1}{\tau_2^2}}} \right) e^{\alpha t} - \frac{1}{2} \left(1 - \frac{1}{\tau_2 \sqrt{\frac{4}{\tau_1^2} + \frac{1}{\tau_2^2}}} \right) e^{\beta t}. \quad (70)$$

同様に式(65)から

$$\Omega_2(s) = \frac{1}{s\{\tau_1\tau_2s^2 + (\tau_1 + 2\tau_2)s + 1\}}. \quad (71)$$

$$\therefore \omega_2(t) = 1 - \frac{1}{2} \left(1 + \frac{\frac{2}{\tau_1} + \frac{1}{\tau_2}}{\sqrt{\frac{4}{\tau_1^2} + \frac{1}{\tau_2^2}}} \right) e^{\alpha t} - \frac{1}{2} \left(1 - \frac{\frac{2}{\tau_1} + \frac{1}{\tau_2}}{\sqrt{\frac{4}{\tau_1^2} + \frac{1}{\tau_2^2}}} \right) e^{\beta t}. \quad (72)$$

ここに α および β に対応する時定数を T_α および T_β とすれば式(68)から

$$T_\alpha = -\frac{1}{\alpha} = \frac{2}{\left(\frac{2}{\tau_1} + \frac{1}{\tau_2}\right) - \sqrt{\frac{4}{\tau_1^2} + \frac{1}{\tau_2^2}}}, \quad (73)$$

式(69)から

$$T_\beta = \frac{2}{\left(\frac{2}{\tau_1} + \frac{1}{\tau_2}\right) + \sqrt{\frac{4}{\tau_1^2} + \frac{1}{\tau_2^2}}}. \quad (74)$$

ここで $J_2 \gg J_1$ の場合すなわち $\tau_2 \gg \tau_1$ の場合について考えると式(70), (72), (73) および式(74)から

$$\omega_1(t) \doteq 1 - \frac{1}{2} (e^{-\frac{t}{2\tau_2}} + e^{-\frac{t}{\tau_1/2}}), \quad (75)$$

$$\omega_2(t) \doteq 1 - e^{-\frac{t}{2\tau_2}}, \quad (76)$$

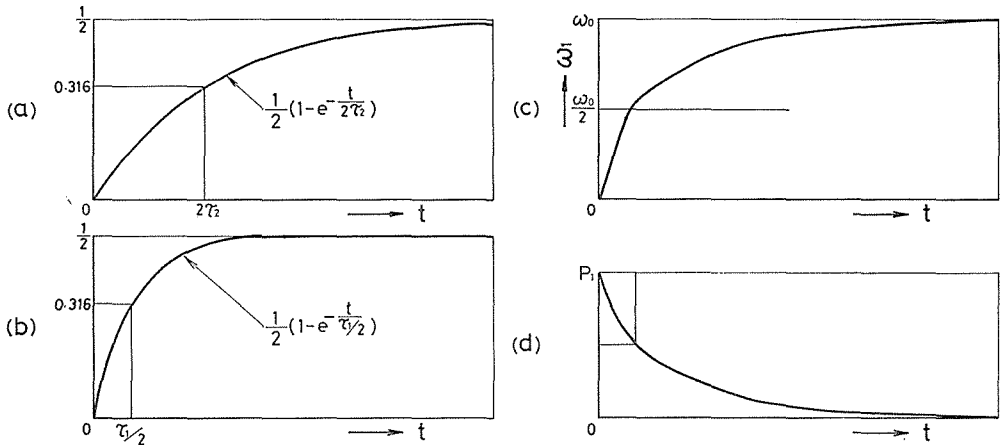


Fig. 15 The response of the output rpm and the pressure

$$T_{\alpha} \doteq 2\tau_2, \quad (77)$$

$$T_{\beta} \doteq \frac{\tau_1}{2}. \quad (78)$$

式(76)により $\omega_2(t)$ の時定数は直接 J_2 を第1段につけたときの2倍になる。しかし式(75)から $\omega_1(t)$ の方は最初の半分は時定数が $\tau_1/2$ で回復し、あとの半分は $2\tau_2$ で回復することを示す。

Fig. 15 は ω_1 および P_1 の時間的変化の割合を示す。 ω_1 は図(a)と図(b)の2つの部分に分けられる。この2つの部分に対する時定数は極端に異なる。図(c)は両者の合計であり $\omega_0/2$ までは急速に加速されるがそれから後の上昇は緩やかである。図(d)は圧力 P_1 の変化の様子を示す。半分までは急激に下がりその後の変化は緩慢である。すなわち高圧のために回路に危険なところは素早く通り去る現象を示している。

8 起動および運動時の固体摩擦の模擬回路

Fig. 16 にその回路を示す。流体継手の出力軸には駆動軸と逆方向に F_{rs} に相当するトルクが加えられアーマチュアを(A)方向に押すが、ストップによって制止されている。いま出

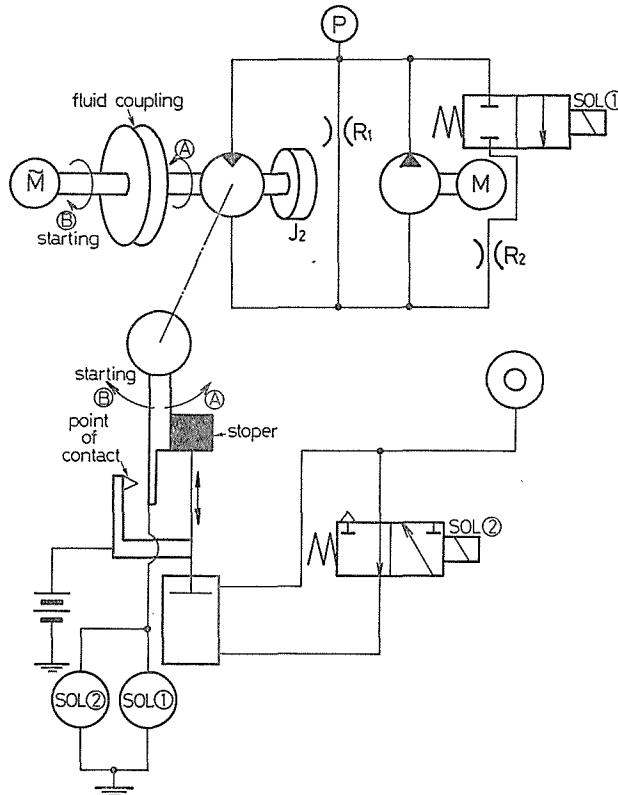


Fig.16 The simulator controlling circuit

力にトルクが出てアーマチャを③の方向へ運動させると、接点が閉じて SOL は二つとも励磁され、ストップおよび接点は後退し、同時に絞り R_2 にも油が流れ油圧モータの④方向に加わる力は小さくなる。これが F_{rc} に相当する。流体継手の両軸を逆回転させてもスリップだけの問題であるからあまり意味のあることではない。

9 結 論

流体継手が伝達しうるトルクは、内部の流体の流れが翼に対してとる迎角の大きさによって定まる。またこの迎角はインペラとランナとの速度差および油の全流量によって定まるものである。この関係からトルクはスリップに対して一種の飽和特性を持つ。

この継手を誘導電動機に結合して使用する場合には負荷と電動機ロータとの間にスリップが許されるので、負荷は回転磁界に対しては二重にスリップすることになる。

重い慣性負荷を起動する場合、これを誘導電動機に直結すると長時間の間スリップが続くのでロータに大電流が流れて不都合である。ここに流体継手を介在させると負荷の加速は徐々に行なわれ、ロータだけは素早く加速することができるので、モータに無理がかかるのは短時間となる。したがって籠形誘導電動機を使用して巻線形電動機と同じ仕事を行なわせることができ、モータを小形にすることができるので非常に有利である。

文 献

- 1) 石原智男ほか：流体変速機，pp. 22~44，オーム社，昭和36年。
- 2) 阿武芳朗ほか：油圧技術便覧，pp. 455~456，日刊工業新聞社，昭和44年。
- 3) 石原智男：流体変速機の特徴，日本機械学会誌，第54巻，第395号，pp. 504~510，(1951)。
- 4) 新潟コンバーター株式会社：ニイガタ流体継手の応用について，新潟コンバーター技術資料No. 1，pp. 1~4，昭和43年。
- 5) 笠原宏二：流体継手の基本設計，機械設計，第16巻，第6号，pp. 147~153，(1972)。
- 6) 笠原宏二：流体継手のデータシート，機械設計，第16巻，第6号，pp. 165~168，(1972)。
- 7) 畑 慶忠：流体クラッチの設計実例・演習，機械設計，第16巻，第6号，pp. 154~160，(1972)。