蒸気タービン用油噴射ポンプ

Oil Jet Eductor for Steam Turbine

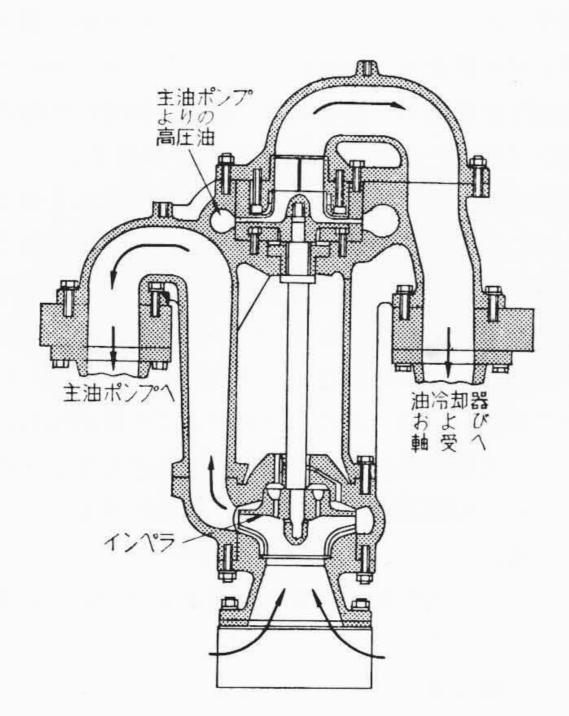
条野幸三*高須徳二*矢吹義正* Kōzō Kumeno Tokuji Takasu Yoshimasa Yabuki

内 容 梗 概

高温高圧中容量火力発電設備におけるタービン発電機の制御および潤滑油の供給源としてタービン軸に直結された遠心式主油ポンプが使用される。

この遠心式主油ポンプは油槽配置の関係上吸込油圧を必要とし、そのために一般に油タービン駆動の遠心式 ブースタ油ポンプが使用される。しかし 15,000 kW ないし 25,000 kW 程度の中形タービン用としてはブース タ油ポンプを使用するかわりに油噴射ポンプを採用するのが普通である。

ここに中形タービン用油噴射ポンプに関する運転実績を取りまとめることができたので, その概要について紹介する。



第1図 ブースタ油ポンプ構造図

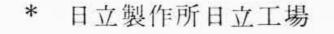
1. 緒 言

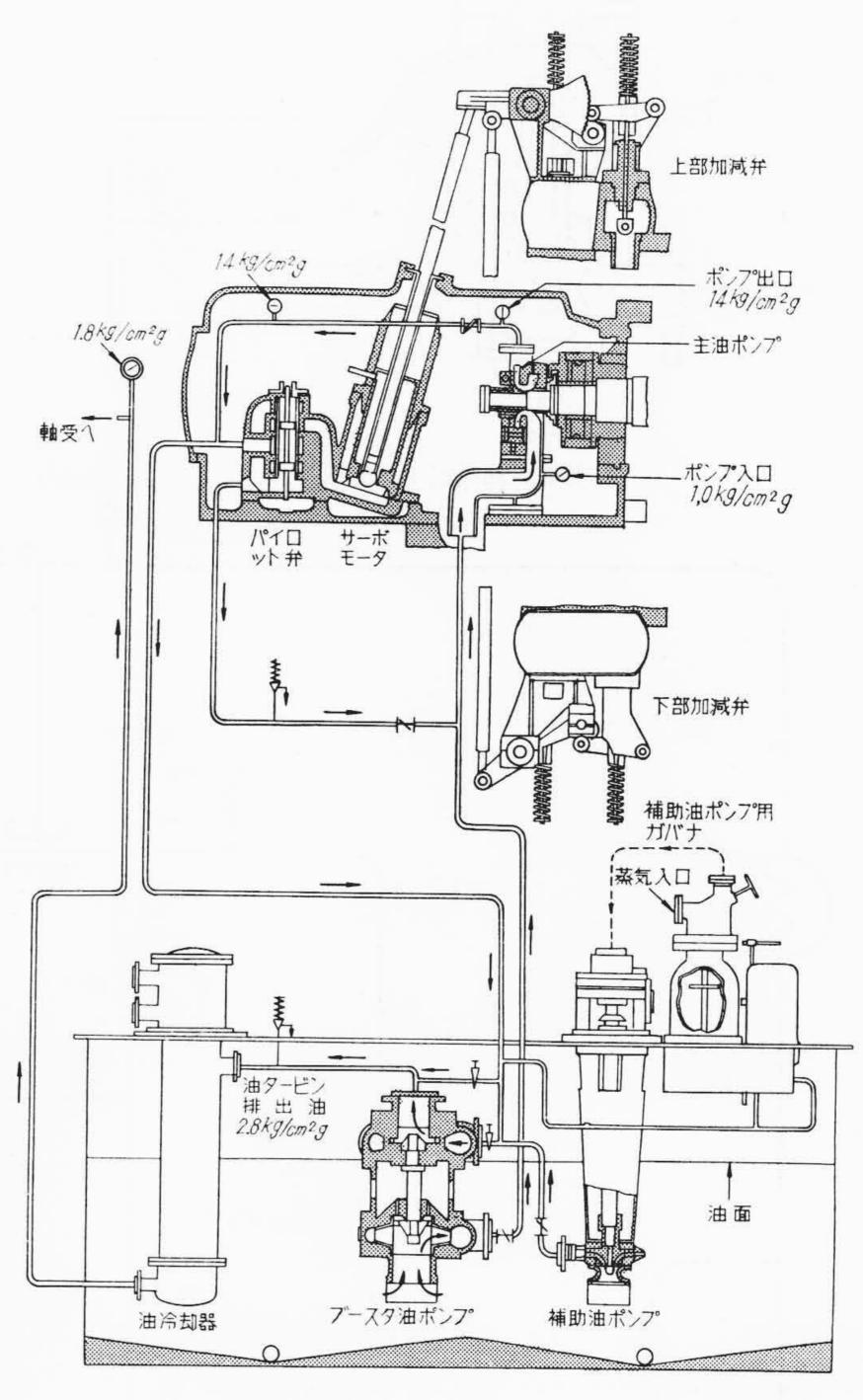
遠心式主油ポンプの吸込油圧を与えるために使用されるブースタ 油ポンプの構造および系統図を第1図および第2図に示す。

ブースタ油ポンプは主油ポンプから吐出された 14 kg/cm²g の高 圧油が制御用の油を供給した後、約 2.8 kg/cm²g の軸受用の油に減 圧される過程において油槽内に配備された油タービンを駆動し、こ の油タービンに直結された遠心式ブースタ油ポンプによって約 1.0 kg/cm²g の主油ポンプ吸込圧(主油ポンプ吸込口において)を保持 する。また油タービンを駆動した排出油は、そのまま軸受用油とな り油冷却器を経て各軸受に供給される。

ブースタ油ポンプは約2,000 rpm の比較的高速回転で運転される油タービンと遠心ポンプであるために精密部品が多く、構造も複雑であり、高精度の設計製作技術が要求される。

これに対して油噴射ポンプは**第3**図に示すように吸引室の下部に 圧力室を持つ本体にノズル,デフューザおよびストレーナを取付け た簡単な構造で,ブースタ油ポンプに比較すると非常に小形簡易化 されており,回転部分がないので摩耗による故障もなく,据付面積 が狭小でしかも縦横いずれに取り付けても性能は変らないなど,タ ービンの潤滑系統に配備される潤滑機器として油噴射ポンプ開発の もたらす意義はきわめて大なるものがある。

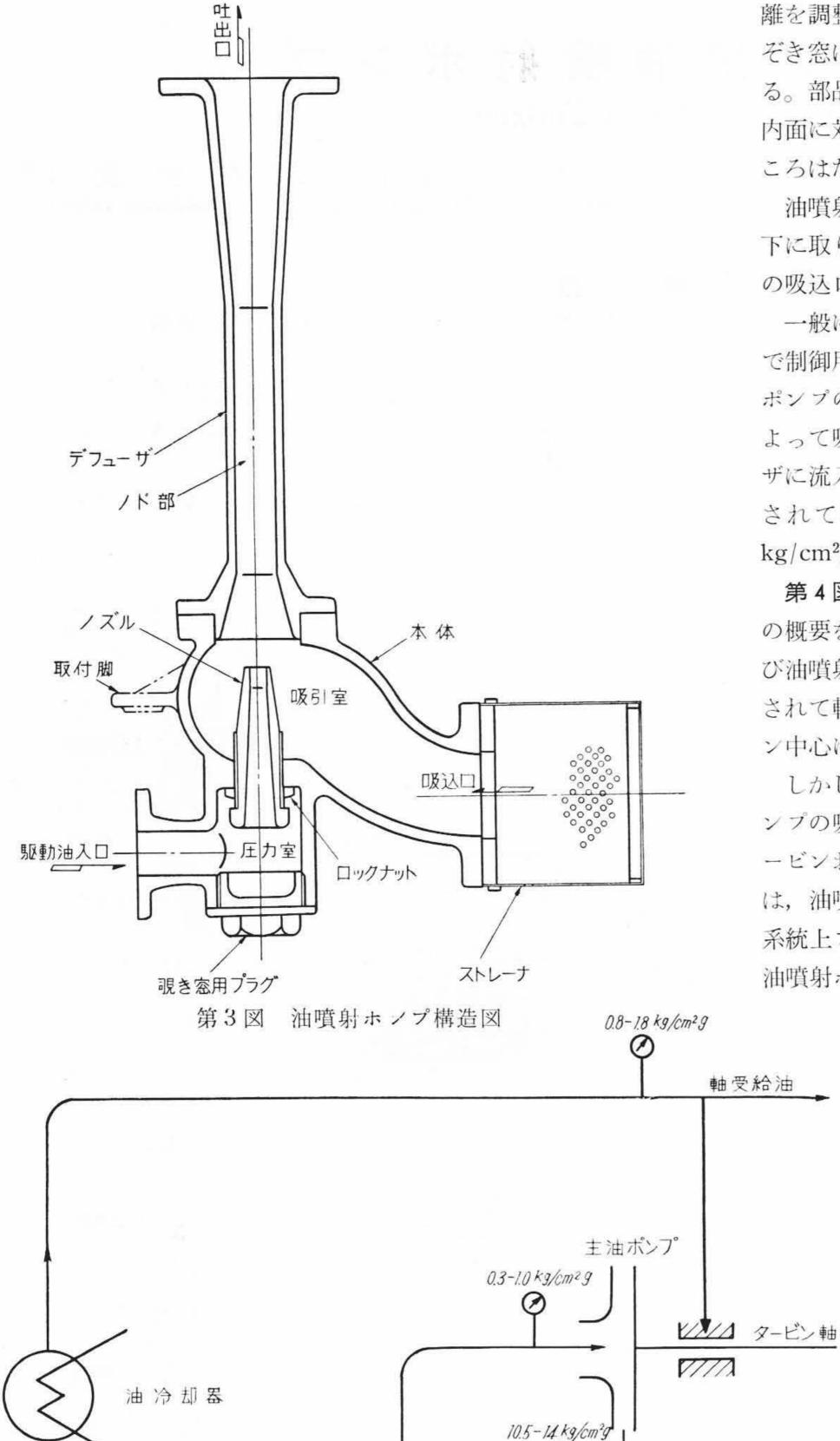




第2図 ブースタ油ポンプを使用する場合の潤滑油系統図

2. 油噴射ポンプの概要

油噴射ポンプは上端にデフューザ取付フランジ側面に吸込口を持つ吸引室、およびその下側に圧力室を持つ砲金製の油噴射ポンプ本体に一対のノズルとデフューザが取付けられ、吸引室側方の吸込口にはストレーナが装備されている。ノズルは圧力室下端の調整用のぞき窓から圧力室を介してその先端とデフューザのど部入口間の距



第4回 油噴射ポンプを使用する場合の潤滑油系統図

油噴射ポンプ

吸 込

油逃し弁

減圧弁

8-12kg/cm2g

Ø

→ 減圧弁

離を調整したのちにロックナットによって完全にロックされる。の ぞき窓はノズル位置の調整後プラグされて圧力室の油密を保持す る。部品は流体の摩擦抵抗を減ずるために、ノズルとデフューザの 内面に対し精密仕上げを施しているが、その他特種加工を要すると ころはない。

油噴射ポンプは吸引室外部に張り出した取付脚によって油槽油面 下に取り付けられ,圧力室は制御油圧系統に,吐出口は主油ポンプ の吸込口に接続される。

一般に中形タービン用主油ポンプの吐出油は約 10.5—14kg/cm²g で制御用油となり、その一部が 8—12kg/cm²g に減圧されて油噴射ポンプの圧力室にはいりその駆動油となる。この駆動油はノズルによって吸引室に噴射され、ヘッド圧を持つ吸込油とともにデフューザに流入する。駆動油と吸込油はデフューザ内部において混合整流されて吐出口から吐出され、主油ポンプの吸込口で約 0.3—1.0 kg/cm²g の吸込油圧を保持する。

第4図に油噴射ポンプを配備した場合の制御,および潤滑油系統の概要を示す。同図に示すように主油ポンプ吐出油は制御油圧および油噴射ポンプの駆動油圧を供給したのちに,減圧弁によって減圧されて軸受油圧を構成し、油冷却器を経て各軸受に供給されタービン中心において約0.8—1.8kg/cm²gの圧力を保持する。

しかし油噴射ポンプの駆動油は吸込油と合流してそのまま主油ポンプの吸込口に環流する。つまり主油ポンプ吐出油量のうちで、タービンおよび発電機に対する制御潤滑油として有効に使用しうる量は、油噴射ポンプの駆動油量を差し引いた残量ということになる。系統上ブースタ油ポンプと異なる点は実にここにある。したがって油噴射ポンプの設計に当っては、主油ポンプの決められた容量によ

って制御潤滑系統に油量不足をきたすことのないよう にその駆動油量をなるべく少なくすることが必要であ る。

次に油噴射ポンプと主油ポンプの組合せ運転特性に ついて述べる。

第5図はその組合せ運転特性を示す。すなわち上段は主油ポンプ,下段は油噴射ポンプの特性を示すものである。

タービンが正常運転しているとき、主油ポンプは吐出圧 P_1 、吐出油量 Q_1 を保持し、油噴射ポンプは駆動油圧 P_1 相当特性上の吐出圧 p_1 、吐出油量 Q_1 点において両者がつりあいを保ち安定している。

今タービンの負荷変動その他の原因によって,主油 ポンプの吐出油量が Q_1 から Q_2 に増加した場合を想定 する。吐出油量の増加によって, 主油ポンプの吐出圧 は P_1 より P_2 に低下し、必然的に油噴射ポンプの駆動 油圧も P_1 相当点から P_2 相当点へと低下する。したが って、油噴射ポンプは駆動油圧 P_1 相当特性が P_2 相当 の特性に移動すると同時に, その吐出油量は主油ポン プに追従して Q_2 点まで増加し、吐出圧は p_1 から p_2 へと *Ap* だけ低下することになる。さらにこの間にお ける油噴射ポンプの吐出圧低下は, そのまま主油ポン プ吸込圧の低下となって現われる。しかるに主油ポン プの特性はその吸込圧をベースとして示されるので, 吸込圧 p1 相当の特性から p2 相当の特性に移動しなが ら油量 Q2 を維持することになる。結局油噴射ポンプ の吐出圧 p_2 , 主油ポンプの吐出圧 P_2 において双方の 吐出油量は Q₂ を保持してつりあいを保ちながら安定 な運転にもどるわけである。

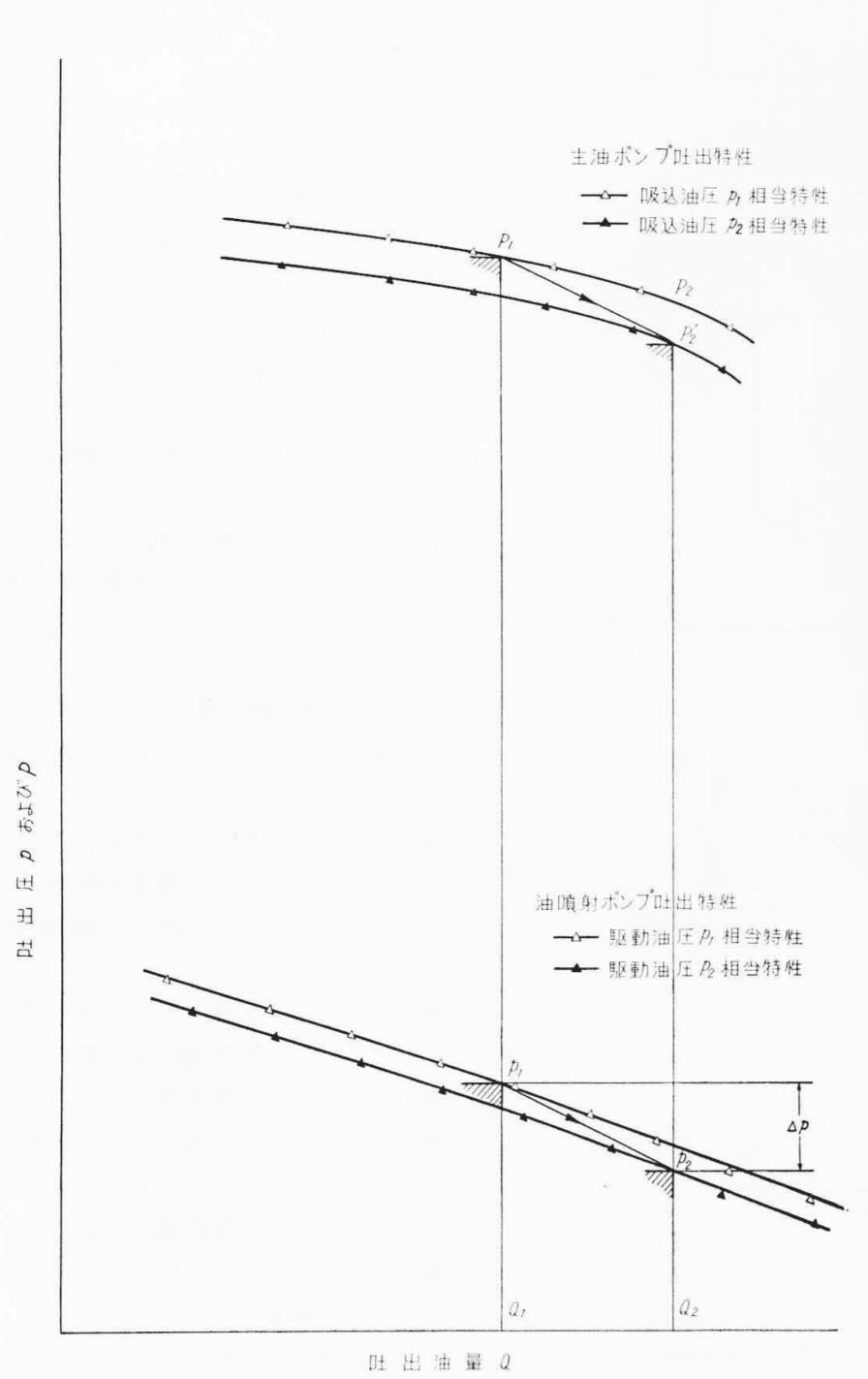
すなわち、主油ポンプの吐出量 Q_1 が Q_2 まで増加し

逆止弁

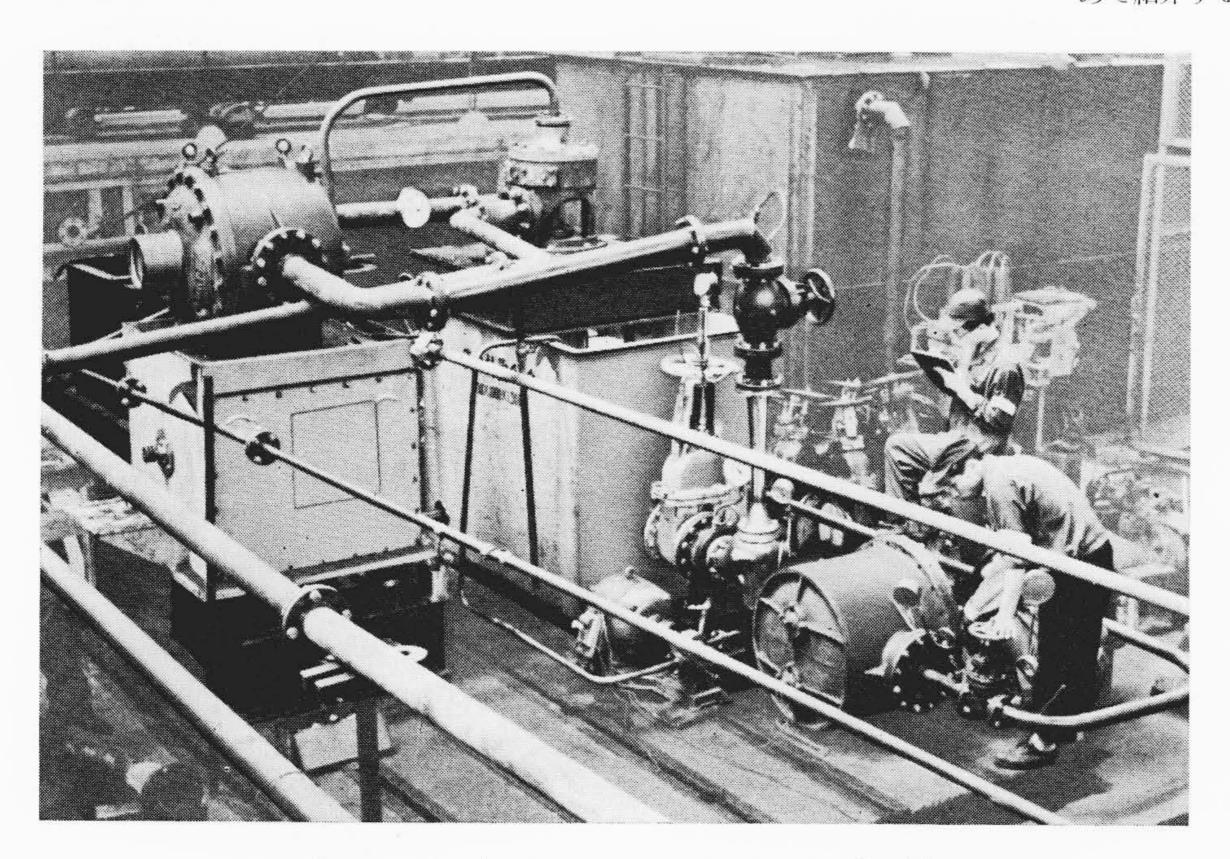
逆止弁

制御油圧

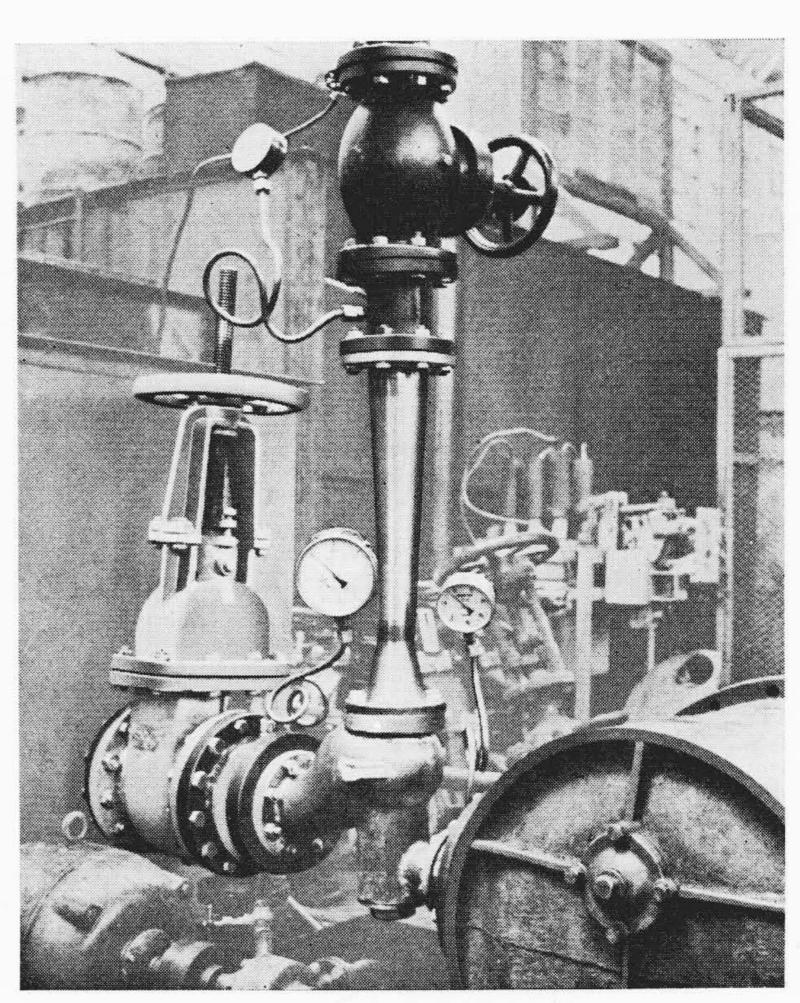
モータ



第5図 主油ポンプと油噴射ポンプの組合せ運転特性



第7図油噴射ポンプ試験装置



第6図 試験用油噴射ポンプ

た場合における主油ポンプの特性は $P_1 \rightarrow P_2'$ であり、油噴射ポンプの特性は $p_1 \rightarrow p_2$ の過程をたどることになる。

ここにおいて組合せ運転下における主油ポンプに対し、より高い安定性を与えるためには油噴射ポンプの特性が水平に近く、かつ駆動油圧の変化による特性の移動量が少ないほど効果的であることがわかる。

3. 油噴射ポンプの単独試験結果

油噴射ポンプの運転結果をまとめるに当っては、総合的な単独試験を行ったのでその試験結果を取りまとめて紹介する。

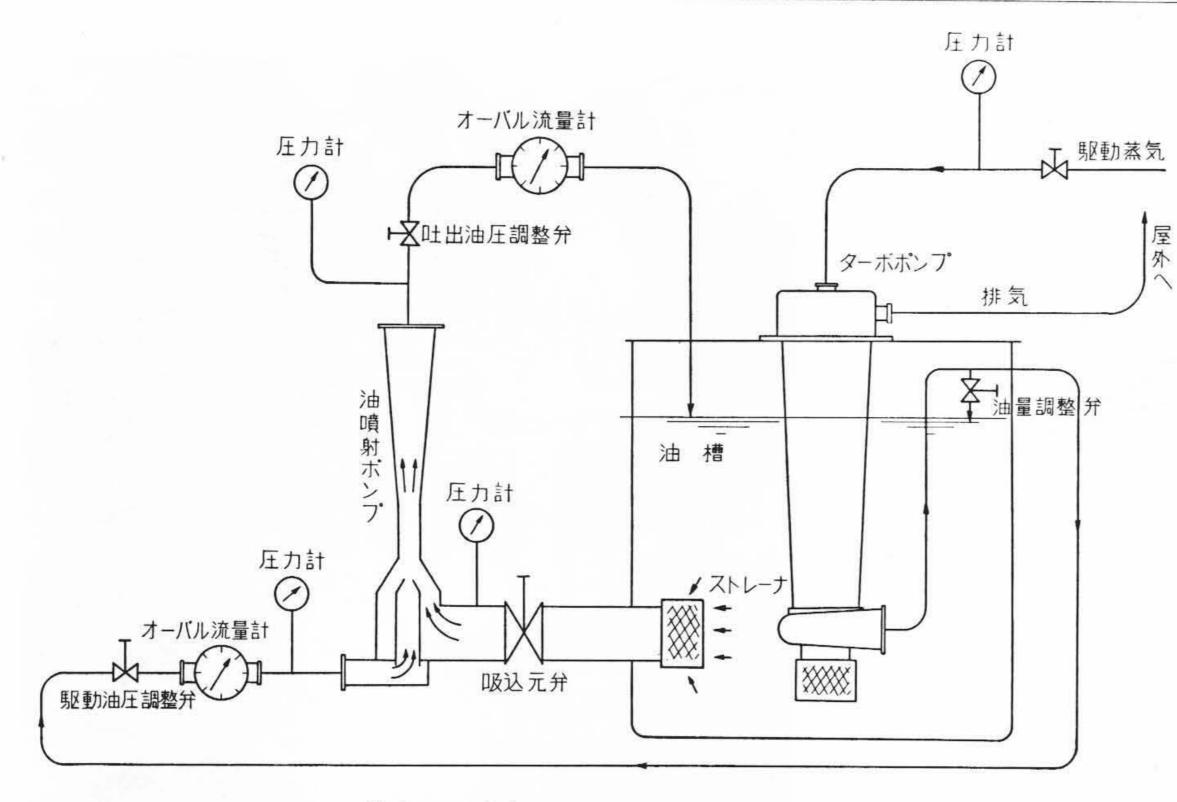
3.1 試 験 装 置

第6図に試験用油噴射ポンプの外観第7図に試験中の試験装置全体を示し,第8図に試験装置系統図を示す。

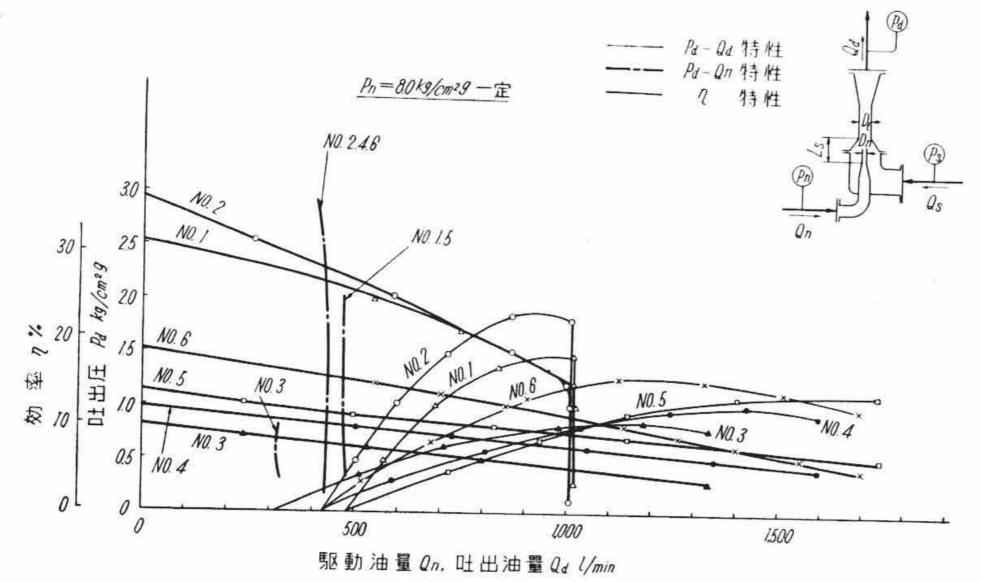
ターボポンプからの吐出油は,駆動油 圧調整弁によって圧力室入口の油圧を設 定し,オーバル流量計を経て圧力室には いり,駆動油圧を形成してノズルから噴 射される。この際ターボポンプ吐出油の 余剰分は駆動油圧調整弁前の油量調整弁 によって直接油槽内に排出される。

一方吸込油は油槽内の横形ストレーナを通って油槽外に導かれ、吸込側元弁を介して油噴射ポンプの吸込口に流入する。この場合吸込口は油槽油面下にあって約 0.07 kg/cm²g のヘッド圧を持つように設置されているが、構造上吸引室においては約 0.05 kg/cm²g 程度の値になると考えられる。

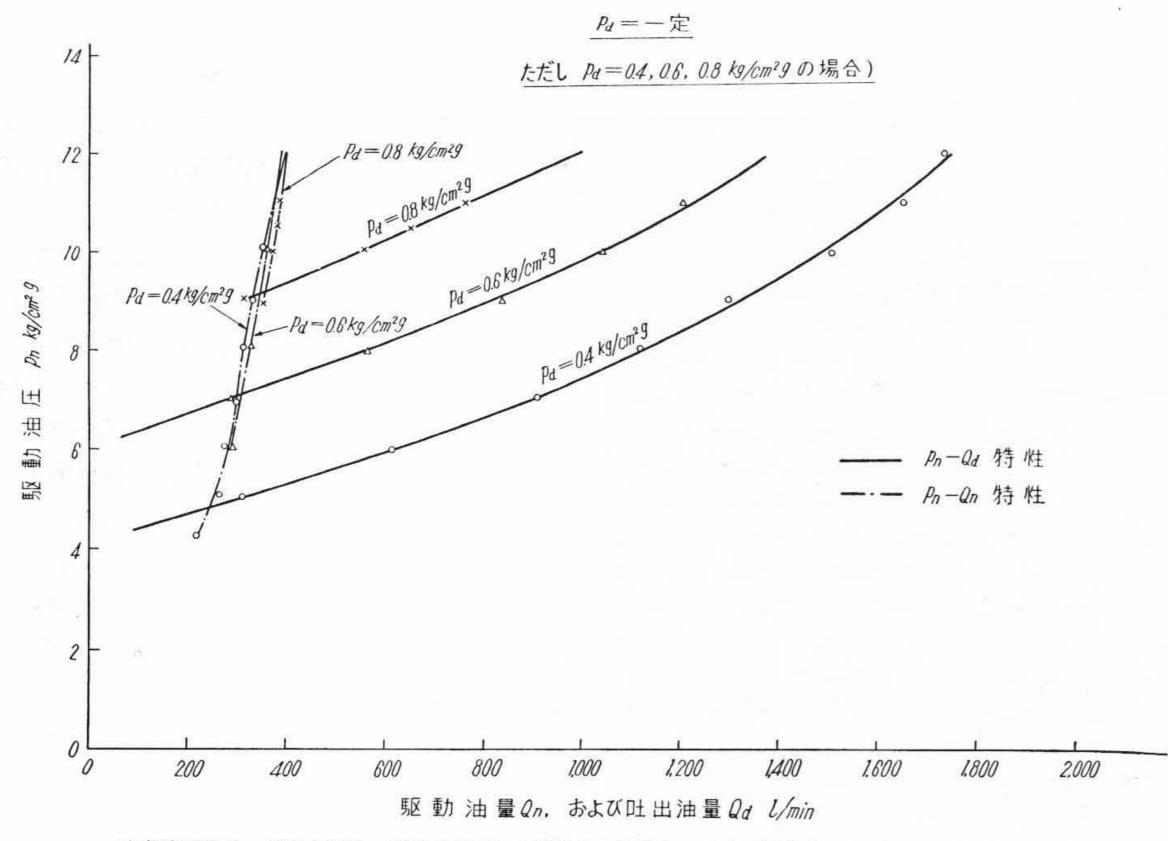
さらに吐出油はデフューザ吐出口直後



第8図 油噴射ポンプ試験装置系統図



ノズルとデフューザの組合せ 6 種類に対し,駆動油圧 P_n を 8.0 kg/cm2g にしたときの吐出油圧一駆動油量 (P_d-Q_n) 吐出油圧一吐出油量 (P_d-Q_d) 特性。以下各特性に対する記号は本図右上の略図参照 第 9 図 油 噴 射 ポ ン プ 特 性 (その 1)



吐出油圧 P_d を一定に保持し、駆動油圧 P_n を変化させた場合における駆動油圧一駆動油量(P_{n} - Q_n) 駆動油圧一吐出油量(P_{n} - Q_d)特性

第10図 油 噴 射 ポ ン プ 特 性(その2)

に配備された吐出油圧調整弁によって吐 出圧を調整され,オーバル流量計を経て 油槽内に環流される。

以上に述べた試験装置によって実施し た試験内容は下記の点である。

- (1) 駆動油圧一定のもとにおけるノ ズルとデフューザの面積比変化に対す る駆動および吐出特性
- (2) 同じく吐出油圧を一定に保特し た場合の駆動および吐出特性
- (3) 同一組合せのノズルとデフュー ザに対する駆動油圧の変化と駆動およ び吐出特性
- (4) 同じく同一組合せのノズルとデフューザにおけるノズル位置がその特性に及ぼす影響
- (5) 油温の特性に及ぼす影響

3.2 試 験 結 果

今回の試験によって得たおもな特性の 一部を図示すると

第9図 組合せの異なる6組のノズルとデフューザに対し、駆動油圧を一定に保持した場合の吐出特性と駆動特性および効率特性

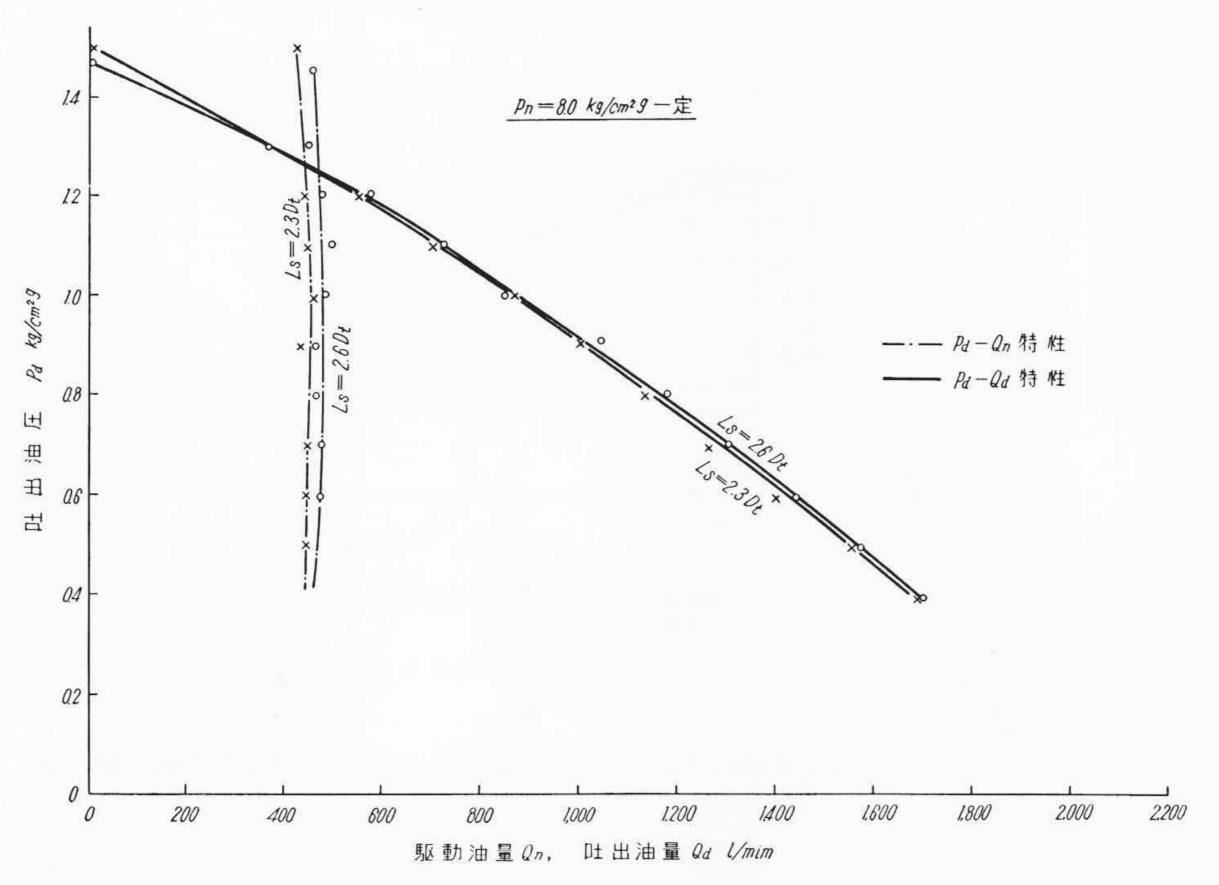
第10図 同一組合せのノズルとデフーザにおいて,吐出油圧を一定にした場合の吐出および駆動特性

第11図 ノズル先端とデフューザの ど部入口間の距離と駆動および吐出特 性の関係,ただし駆動油圧一定

第12図 油温変化と吐出および駆動 特性ただし駆動油圧一定

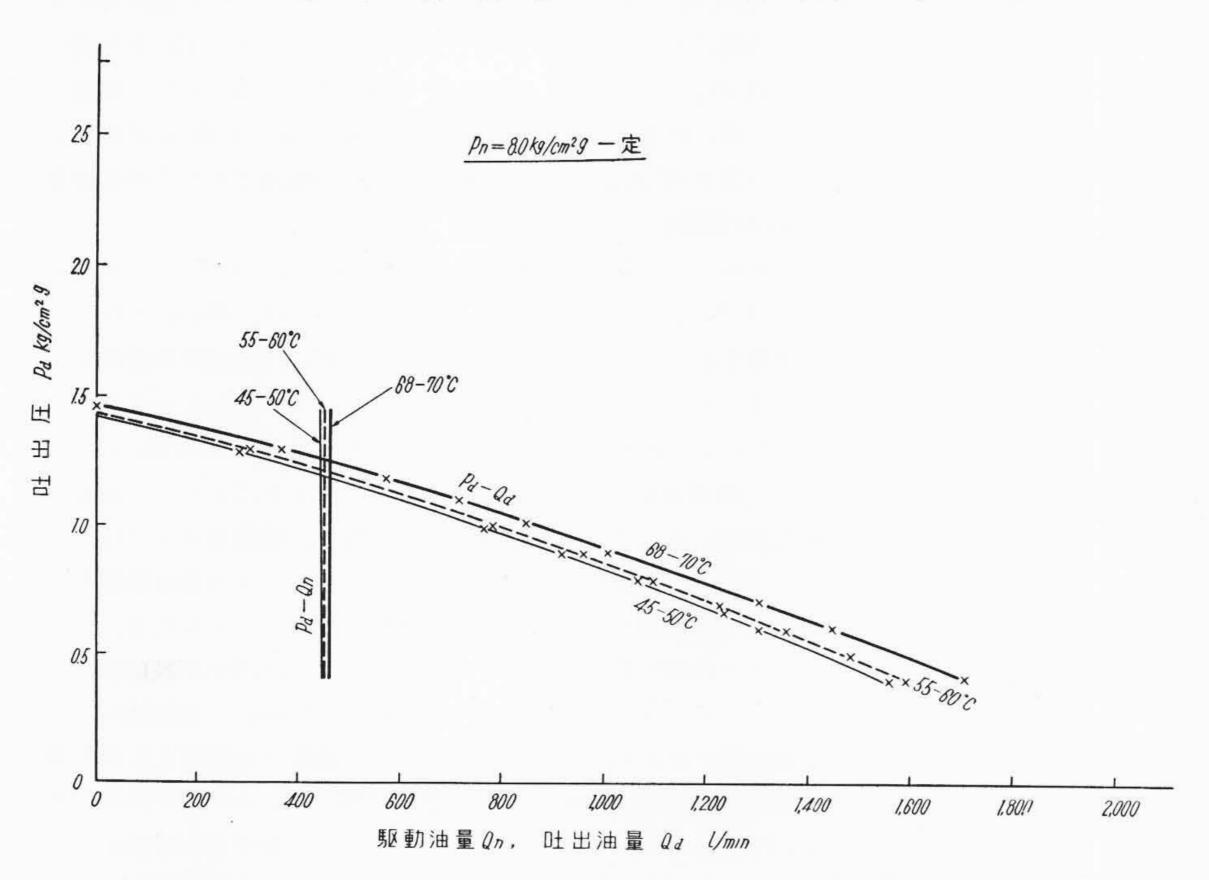
- これらの特性から判断しうるおもな点は (1) 駆動油圧一定のもとにおける油 噴射ポンプの吐出特性は,一定回転数 における遠心ポンプの特性に類似し, しかもほぼ直線に近いものとなる。
 - (2) 同一駆動条件における油噴射ポンプの吐出特性は、ノズルとデフューザの面積比の増加に従って、その特性の傾斜角が大きくなる。
 - (3) ノズルとデフューザの面積比が ある限度以上になると,遠心ポンプの キャビテーション現象に類似の流量限 界点を生ずる。
 - (4) 駆動油圧一定ならば,駆動油量 は吐出条件に無関係に一定である。
 - (5) 吐出油圧一定の場合の駆動油量と吐出油量は,駆動油圧にほぼ比例する。
 - (6) ノズル距離の変化が設定値の15 %以下の程度ならば、その特性にはほとんど影響がない。
- (7) 駆動および吐出特性は油温の増 減に従って上下する。

などの諸点である。図中使用した記号は



駆動油圧 P_n を $8.0 \, \mathrm{kg/cm^2g}$ に保持し、ノズル距離 L_S を変化させた場合の吐出油圧一駆動油量 $(P_d - Q_n)$ 吐出油圧一吐出油量 $(P_d - Q_d)$ 特性

第11図 油 噴 射 ポ ン プ 特 性(その3)



駆動油圧 P_n を 0.8 kg/cm²g に保持し、油温を変化させた場合の吐出油圧—駆動油量(P_d - Q_n) 吐出油圧—吐出油量(P_d - Q_n)特性

第12図 油 噴 射 ポ ン プ 特 性(その4)

次のとおりである。

 $P_n =$ 駆動油圧, kg/cm^2g

 P_d =吐出油圧, kg/cm^2g

 Q_n =駆動油量, $1/\min$

 $O_d =$ 吐出油量, $1/\min$

 η =効率, %

 $L_S=$ ノズル距離,mm

 D_t =デフューザのど径,mm

4. 試験結果に対する考察

油噴射ポンプの駆動油圧 P_n および駆動油量 Q_n は主油ポンプによって供給噴射され、吸込油量 Q_s は吸込油圧 P_s のもとにストレーナを経て吸引室に流入し、駆動油と合流して吐出口から吐出される。

4.1 吐出および駆動特性と効率

第9図は面積比の異なる6組のノズルとデフューザを同一本体に取付け、同一駆動油圧のもとで試験した吐出、駆動および効率特性であるが、これらの特性は駆動特性を除きノズルとデフューザの面積比によって決定される。

油噴射ポンプの特性は

 $\gamma = Q_S/Q_n$

 $\alpha = (P_d - P_s) / (P_n - P_d)$

 $\varepsilon = A_n/A_d = D_n^2/D_t^2$

ただし

 $P_n =$ 駆動油圧 kg/cm²g

 P_d =吐出油圧 kg/cm²g

 P_s =吸込油圧 kg/cm^2g

 $Q_n =$ 駆動油量 $1/\min$

Qa=吐出油量 1/min

 Q_s =吸込油量 $1/\min$

α=圧力比

γ=流量比

 ε =面積比

 A_n =ノズル面積 mm^2

 A_d =デフューザのど部面積 mm^2

 $D_n = J$ ズル直径 mm

 D_t =デフューザのど部直径 mm

によって示されるが, さらに

$$Q_d = Q_n + Q_s$$

である。

吐出特性を左右する ε の値は,大きくなるほど吐出特性の傾斜角が立ってくるが,いま ε と α . γ を関係づけるために第9回の分析結果を第13回および第14回に示す。

第13 図は6種類の ε に対するそれぞれの α と γ の関係を示したものである。この α - γ 特性は P_a - Q_a 特性と相似になるが、この α - γ 特性上の一点を α 1、 γ 1 とし、締切点における α 1、 γ 2 の値を α 3、 γ 3 の値が α 4、 γ 5 であるからにおける α 7 の値が一1 であるから

 $\tan\alpha = (\alpha_0 - \alpha_1) / (1 + \gamma_1)$

の関係が成立する。この $\tan \alpha$ と ε の関係をまとめたものが 第 14 図 の ε — $\tan \alpha$ 特性である。

筆者の知る限りにおいては ε と $\tan \alpha$

の関係を導き出す計算式はないが**,第13**図および**第14**図によってこれらの関係を求めることができる。

すなわち設計点における駆動条件 P_n , Q_n と吐出条件 P_d , Q_d および吸込圧 P_s 締切圧 $P_{d'}$ が決定すれば

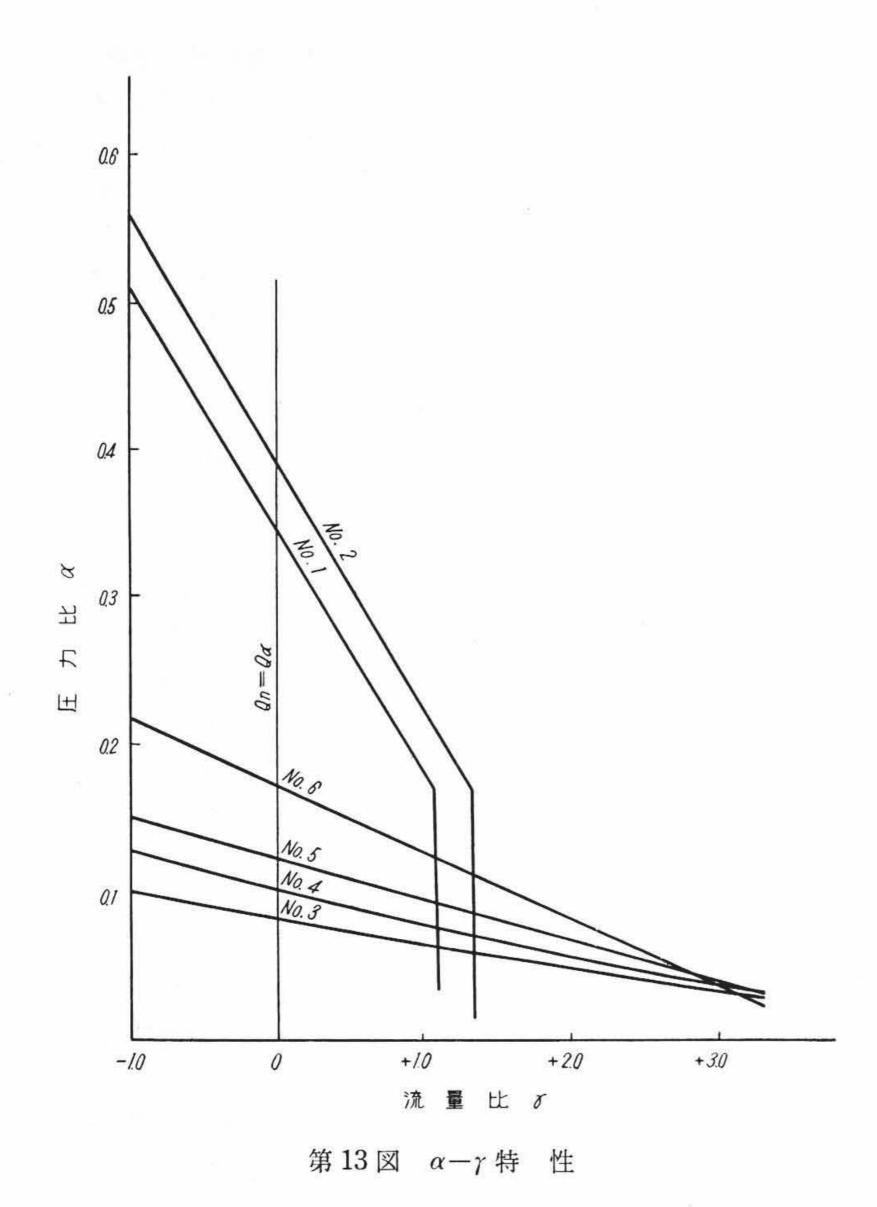
$$\alpha = (P_d - P_s) / (P_n - P_d)$$

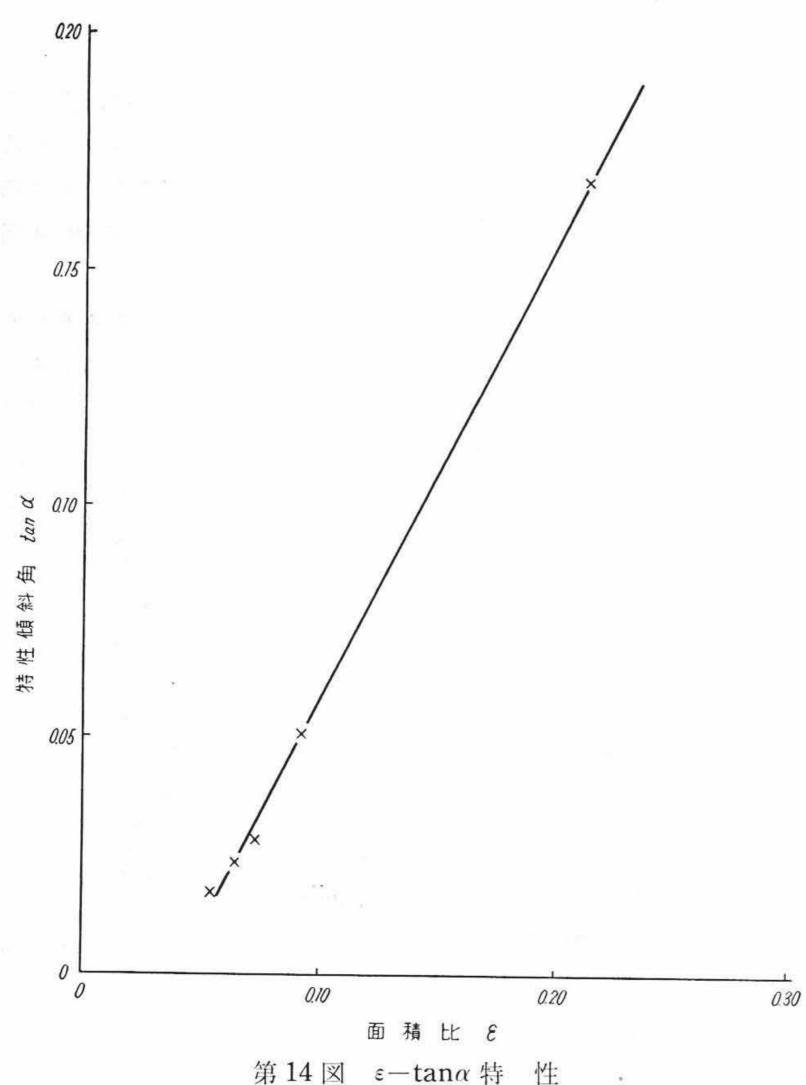
 $\gamma = (Q_d - Q_n) / Q_n$

 $\alpha_0 = (P_d' - P_s) / (P_n - P_d')$

 $\tan\alpha = (\alpha_0 - \alpha)/(1 + \gamma)$

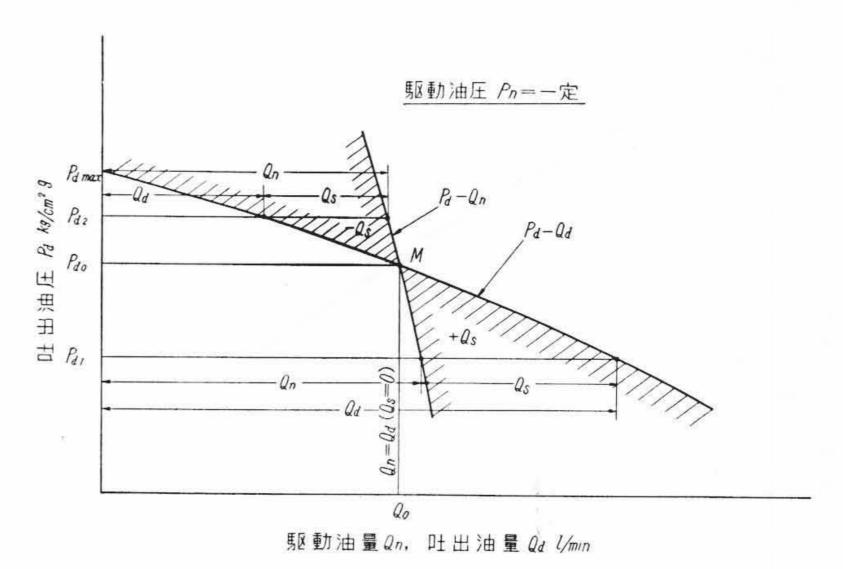
となり、この $\tan \alpha$ を ε $-\tan \alpha$ の特性上に乗せれば ε の値が決定されるわけである。また逆に ε の値を先に決定して $\tan \alpha$ を求め、最後に α_0 より締切圧 $P_{a'}$ を求めることもできる。





次に Q_a に対し Q_n と Q_s が占める割合を特性の上から観測して見よう。

第15 図は P_n 一定時における, $P_d - Q_n$, $P_d - Q_d$ 特性の一例であるが, 両特性は特性上の一点Mにおいて交わっており、このとき



駆動油圧 P_n を一定に保持し、吐出圧 P_d を変化させた場合の吸込油量の割合を示す。

第15図 油噴射ポンプ特性(その5)

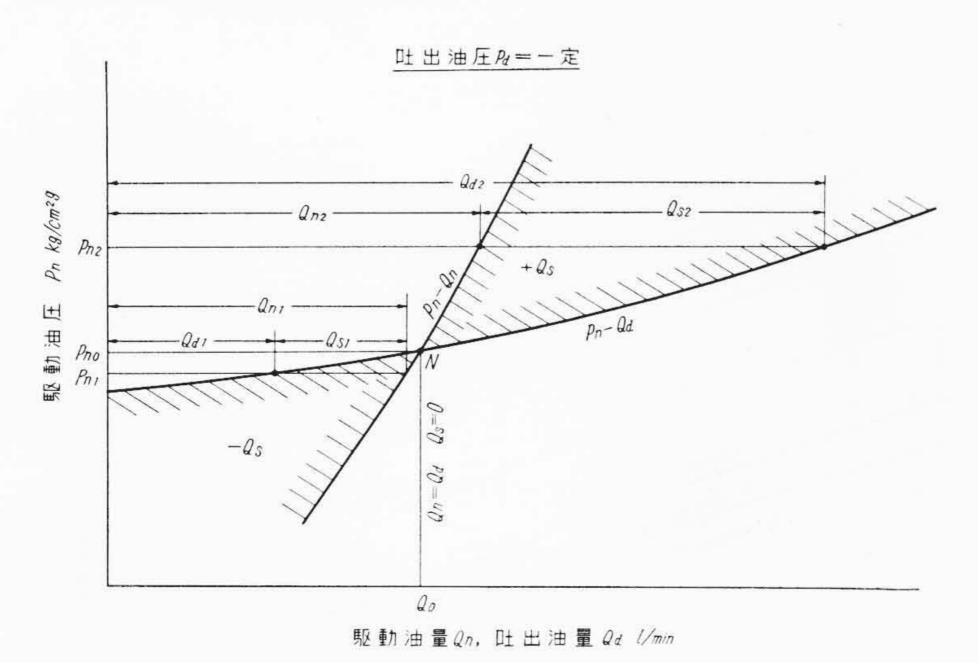
の吐出圧は P_{d_0} 吐出油量は Q_0 である。そして P_{d_0} 点は $Q_n = Q_d = Q_0$ であるから

$$Q_d = Q_n + Q_s$$
 \sharp \mathfrak{h} $Q_s = 0$

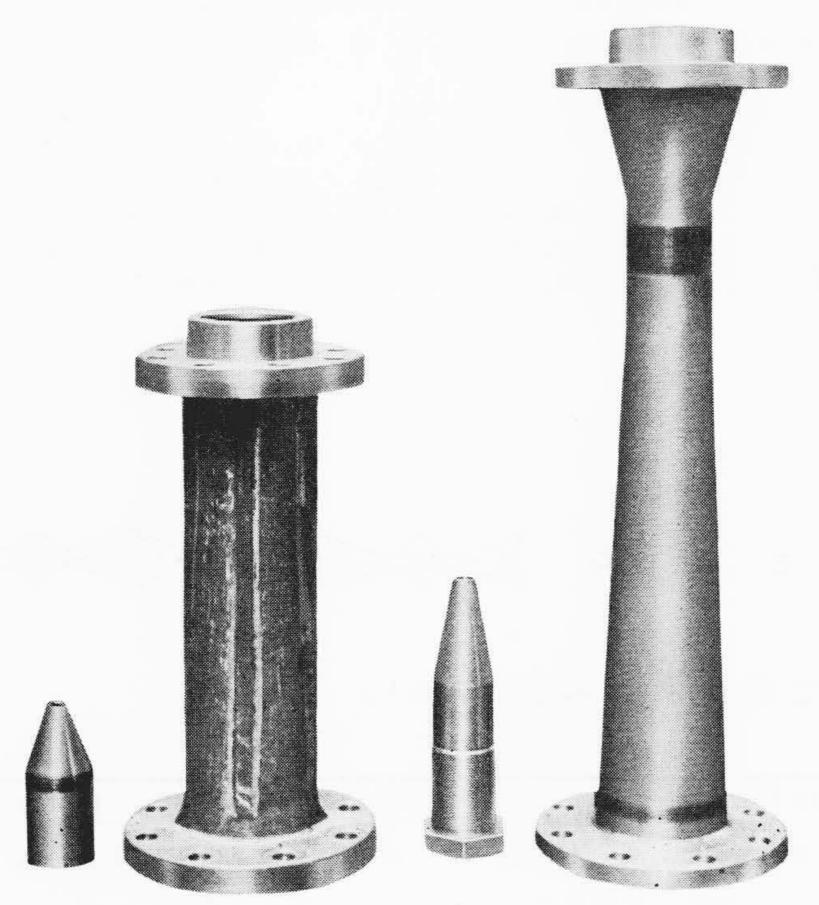
の点である。M点すなわち吐出圧 P_{d_0} をさかいにして, P_d が上昇すると $Q_d < Q_n$,降下すると $Q_d > Q_n$ となり, P_{d_0} から離れるに従ってその差はますます大きくなる。たとえば吐出圧が P_{d_0} より高い任意の点 P_{d_2} においては, $Q_d < Q_n$ で Q_s は負の値を示し,同様に P_{d_0} より低い任意の点 P_{d_1} においては, $Q_d > Q_n$ で Q_s は正の値となる。つまり M 点より上の斜線部は $-Q_s$ の範囲であり下の斜線部は $+Q_s$ の範囲を示すことになる。

ここにおいて-Q_s の油噴射ポンプは意味がないので,この油噴射 ポンプは P_n をこの圧力に押える限りにおいては、 P_{d0} 以上の吐出 圧で使用することはできないことになり、 P_{d0} は吐出圧の最高限界 点である。タービンの正常運転下においては $Q_a < Q_n$ という条件は あり得ないが、起動および停止の途上においては、 $Q_a < Q_n$ および $Q_d = 0$ (締切運転)という過程も生ずる。たとえばタービン起動時 に補助油ポンプによって運転されている間は,補助油ポンプ吐出圧 によって油噴射ポンプが駆動されるが、主油ポンプは無吐出運転で あるために油噴射ポンプもまた締切運転を続けることになる。そし てタービンの回転数が上昇して, 主油ポンプの吐出圧が補助油ポン プとバランスを保つ状態になった時に吐出を開始し、補助油ポンプ が締切状態すなわち、完全に主油ポンプの運転下に切替えられた時 に、油噴射ポンプは初めて正規の運転状態にはいるわけである。 タ ービン停止時においては全くこの逆となり, 正規の運転状態から主 油ポンプの吐出量の低下とともに、油噴射ポンプも締切点に向って その特性上を移動する。そして、主油ポンプから補助油ポンプへの 切替えが完了した時に油噴射ポンプは締切運転となり, タービンが 停止し,補助油ポンプが運転を停止するまで締切運転を持続する。 ただしこの締切圧は,補助油ポンプ吐出圧相当の締切圧となるから, 実際には P_{a} maxより低い吐出圧を示すことになる。

同様に第16図は P_a =一定の場合の P_n - Q_d , P_n - Q_n 特性の一例であるが,これも同じくN点において両特性が交わっている。ただしこの場合には Q_s と+ Q_s の位置が上下逆となり,N点の上側が+ Q_s ,下側が- Q_s の領域となっている。 P_n -定時と同じく- Q_s は油噴射ポンプの使命に反するから,吐出圧をこの圧力に押える限りにおいて駆動油圧は,N点相当の P_{n0} 点が最低限界点でなければならない。ただし本特性は, P_n を変化させた場合における特性で, P_n の変化はありえないので, P_n -定時における P_n 0 まよび締に P_n 0 の変化はありえないので, P_n -定時における P_n 0 まよび締



吐出油圧 P_d を一定に保ち,駆動油圧 P_d を変化させた場合の吸込油量の範囲を示す第 16 図 油 噴 射 ポ ン プ 特 性 (そ の 6)



第17図 ノズルおよびデフューザ外観

切運転の条件については考慮する必要はない。

次にノズルの流量特性について検討すると、第9図の P_d-Q_n 特性に見るように、 P_n 一定なる限り、 P_d の変化に関係なく Q_n の値は常に一定である。また第10図においては、 P_d を変化させると P_n-Q_d は大幅な変化を示すにかかわらず、 P_n-Q_n はほぼ同一直線上に重なって表われる。

この二つの実績より Q_n は P_a に無関係であることがわかる。よってノズルの駆動油量 Q_n は P_n と P_s によって決定されるものと考えれば一般に用いる計算式

 $Q_n = C_n A_n \sqrt{2 g \Delta H}$

ただし $C_n = J$ ズル流量係数 $\Delta H = P_n - P_s$ (水頭換算値), m

 $\sharp \mathfrak{h} \qquad C_n = Q_n / A_n \sqrt{2 g \Delta H}$

を得る。実測値を代入して求めた計算結果では

 $C_n = 0.98$

程度の値になる。

第17図は試験用として製作したノズルとデフューザの 外観を示す。

さらに効率特性に関する考察を加えれば 油噴射ポンプの効率^りは

$$\eta = Q_s(P_d - P_s) / Q_n(P_n - P_d) = \alpha \cdot \gamma$$

となる。 $\alpha-\gamma$ 特性はほぼ直線となるので最大効率点 η max は, γ が 0 と max の $\frac{1}{2}$, α が $\gamma=0$ 点における α の $\frac{1}{2}$ の点において生ずる。 $\gamma=\max$ の値を γ_1 , $\gamma=0$ 点における α の値を α_1 とすれば

$$\eta = \alpha \cdot \gamma \quad \sharp \quad \emptyset$$

$$\eta \max = \alpha_1 / 2 \cdot \gamma_1 / 2 = \alpha_1 \cdot \gamma_1 / 4$$

$$\vdots \quad \alpha_1 \cdot \gamma_1 = 4 \quad \eta \max$$

の関係を得る。 $\alpha-\gamma$ 特性が決定すれば上式より効率特性は簡単に求めることができ、その特性は最高効率点に対して左右対称である。また効率の高い油噴射ポンプほどより大きな α と γ の値を示すことになり、 $\alpha-\gamma$ 特性の位置はその効率によって決定される。

第9図の効率曲線によってこれらの点は証明される。同図における $\eta=0$ 点は $\gamma=0$, すなわち $Q_n=Q_d$, $Q_s=0$ の点である。

4.2 デフューザ、ノズル距離および油温の影響

油噴射ポンプのデフューザは吸込部とのど部によって吸込量を確保し、吐出拡大部において駆動油と吸込油を混合整流して吐出する役目を成すものである。すなわち、デフューザ吸込部より流入した油はのど部を経て拡大部にはいり混和されながら、速度エネルギーが圧力のエネルギーに変換されて吐出されるわけである。

特異現象として注目すべき点は第9図 No.1,2の吐出特性において流量の限界現象を呈していることである。しかしこれはデフューザ単独の問題ではなく、ノズルとの組合せすなわち、この選定不良によるものと解される。なぜならばこのデフューザにおいては、締切点から限界点に至る過程においてなんらの異状現象も示さず、限界点に達すると突然流量の固定化現象となって現われるからである。ただし限界現象中においても遠心ポンプのキャビテーション現象に見るような騒音振動を発することはなく、正常吐出時同様静粛な運転状態を持続することは、油噴射ポンプの持つ利点の一つにあげてよいと思われる。

流量の限界点は ε の選定いかんにかかるが、その位置のいかんによっては主油ポンプの運転性能に影響を及ぼすから慎重に考慮した上で ε の値を選定しなければならない。

第11 図は No. 6 に関する $L_s=2.3\,D_t$ および $2.6\,D_t$ についての吐出特性と駆動特性であるが、この程度の L_s の変化においてはその特性上特に取り上げるべき点はなく、駆動油量に若干の差を示すのみで性能上に影響を及ぼすほどの心配はない。なお別の組合せにおいては $L_s=0.25\,D_t$ と $0.5\,D_t$ の双方について試験してみたが大きな変化は示さなかった。油温が特性に及ぼす影響に関しては 第12 図にその一例を示している。同図に見るように油温の上昇に従ってその特性も若干移動するが、タービンの起動時と正常運転時における油の温度差程度では、潤滑系統に悪影響をもたらすほどの変化は認められない。

4.3 駆動油圧の変化による特性の影響

油噴射ポンプにおける駆動油圧の変化は、主油ポンプの回転数変化に相当するものであるが、そのさいの P_d-Q_a は主油ポンプの回転数変化における特性の移動と類似の特性を記録することができ

日

第 18 図 における太線の特性は No. 6 の実測特性, P_d-Q_n , P_d-Q_d であり,細線に示す特性は駆動油圧 P_n を変化させた場合の計算による予想特性である。

油噴射ポンプにおいて駆動油圧を変化 させた場合には

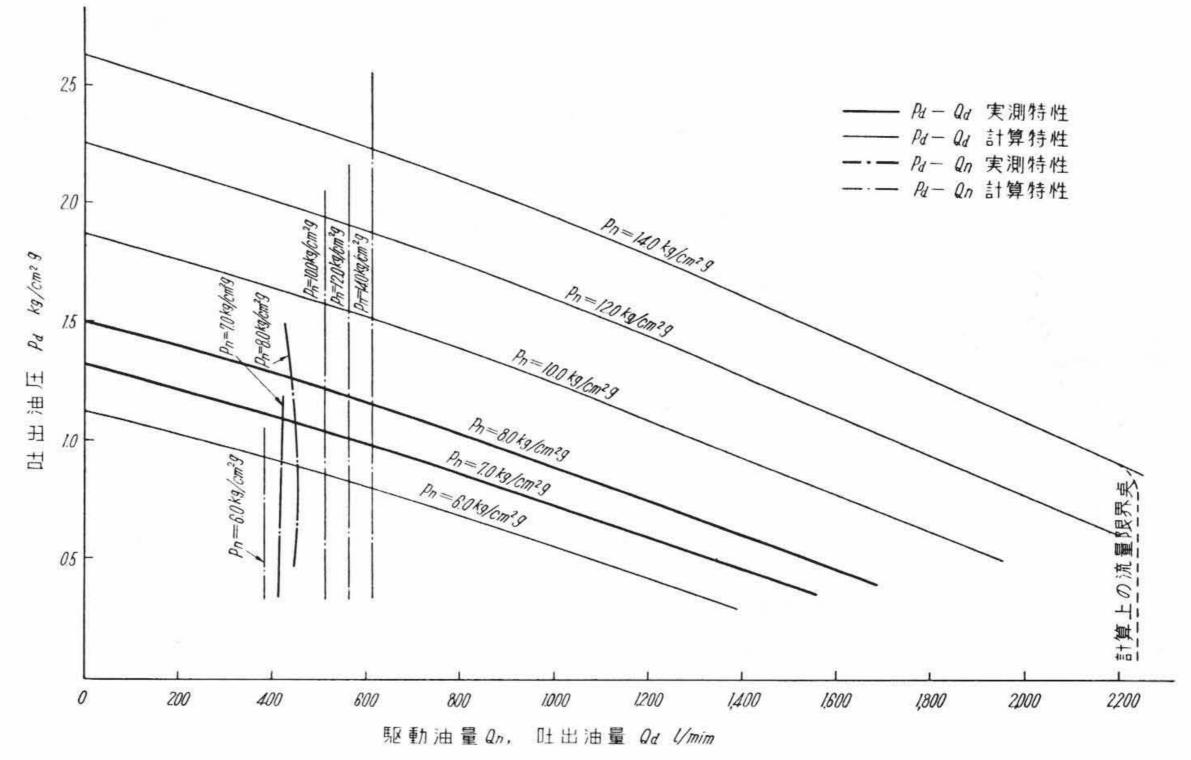
$$P_{d_2}/P_{d_1}\!=\!P_{n_2}/P_{n_1}$$
 $Q_{d_2}/Q_{d_1}\!=\!(P_{n_2}/P_{n_1})^{2/3}$ $HP_2/HP_1\!=\!(P_{n_2}/P_{n_1})^{5/3}$

ただし各記号に関する添字1は己知特性に対するものであり、添字2は予想特性に対するものである。

上記の算式によって已知の特性に対する 予想特性を求めることができる。

第18図には馬力特性,効率特性については省略してあるが,今までに述べてきた算式により容易に求めうるものである。

なお同図に流量限界点についても予想点 を算出表示した。



駆動油圧 P_n を変化させた場合の吐出油圧—駆動油量 (P_d-Q_n) 吐出油圧—吐出油量 (P_d-Q_d) 特性 第 18 図 油 噴 射 ポ ン プ 特 性 (その 7)

5. 結 言

以上発電用蒸気タービンに使われる油噴射ポンプの試験結果についてその大要を紹介したが、潤滑油機器としての油噴射ポンプに関する文献が比較的少ないので、本実験の記録が業界のためにいくぶんでも貢献しうるならば誠に幸である。

参考文献

- (1) 白倉昌明,藤井澄二,共訳 遠心ポンプと軸流ポンプ 丸善
- (2) 大山義年, 伊藤四郎, 共著 分離および混合 丸善
- - 大山義年,高島洋一,共著 液体混合器としてのインヂェクター

特 許 と 新 案



最近登録された日立製作所の特許(その1)

特許番号	名	称	氏 名	登録年月日	特許番号	名	称	氏 名	登録年月日
529717	深井戸ポンプの	起動停止装置	木 暮 健三郎 山 内 章 正	36. 2. 16	529687	測 定 量	伝 送 装 置	小沢重樹	36. 2. 10
529724	コンベヤ用テ	ークアップ	山 崎 勇野 村 茂	"	529690	直送式テレ	メータ送受信装置	鈴 木 一 夫	"
529726	縦形ポンプにおけ	る揚水管の連結装置	堂 後 寿 彦	"	529693	警報接点	付マノメータ	小野寺 進 佐 藤 圭 一	"
E20727	* - 1 + +				529695 529697	計 数 i 遠 心	記 憶 装 置 分 離 機	小沢重樹川崎光彦	"
529727	ダストプラウを有		亀 井 茂 樹 飛知和 友 明	"	529713		ま機	門馬光男	
529728	縦軸ポンプの	自動給油装置	宮崎 勇堀 江俊 夫	"				高 橋 喜美雄	"
529737	BY the 12 x/ -2 (7) the AN	湖 海小 小 4 6人 井 50	富 田 輝 男		529715 529719	緩衝のシリン	ま 置 ダ 手 動 鎖 錠 装 置	田 沢 阜 小野寺 進	"
329131	竪軸ポンプの軸受	[矢 島 光 吉 次	"				松井伸晴	,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,
529759	均熱炉用鋼塊起重	機のトング開閉装置		",	529720	パワシリン	ダの手動鎖錠装置	小野寺 進松 井 伸 晴	"
E20762		TATOR OF TAKE HIS POST CONT.	渋 谷 喜 義	120	529732		用 分 配 器	杉浦慎三	"
529763 529771	ケ ー ブ ル 巻 上 機 の 非	常制動装置	赤木進渡部富治	",	529746	ホイスト	自動走行装置	古市光之繁	"
			渡 部 富 治 健 利 場 勝 利		529756	気	化器	大 藤 満 雄	"
529772	巻上機の	制 動 装 置		"	529757 529760	気ホイスト	化 器 是 行 制 御 装 置	大藤満雄河村三郎	"
			渡 部 富 治 健 利 場 勝 利			DE ME PILL DE COM		佐々木 繁	(56)
529788	歯 車 軸 の 可	焼 支 持 装 置	保延 誠生 稲 千 洲	"	529761 529787	ホイストの 点 火	き上下制御装置 コーイール	河 村 三 郎 井 上 利 夫	"
529792	巻上機の巻上	回数記録装置	五十嵐 健 二	"		23		井 上 利 夫 宮 崎 達三郎 乾 知 次	
529700	輪転機における印	刷紙折畳み装置		,,	529685	X線透視台の	散乱線し遮へい装置	和田正脩	"
			大野光寿					小 林 長 平 市 川 義 三	
529707	バネを利用した	田 甲 切 換 装 置	阿 武 芳 朗 力 石 修 徳	"	529699	回路遮断	器の接続装置	石塚蓬洋千原錦吾	"
529712	砥石カバの		加 藤 淳	"	529722	端端	子 箱	橋本勲一	",
529734	メカニカルシ	ール保護管	大 谷 厳	"				永 野 茂	1250