

復水ポンプについて

On Condensate Pumps

寺田 進*

内 容 梗 概

近年、ピット・バーレル型復水ポンプが、最新式火力発電所の全部に据付けられるようになってきた。本文において、筆者は、横軸および縦軸の復水ポンプの歴史と発展について述べ、ピット・バーレル型復水ポンプが生れた理由について詳しく説明した。

〔I〕 緒 言

新しい大規模な火力発電所が次々と建設されて、その高い熱効率の偉力を発揮し始めているが、その発電装置の血液の主動脈ともいべき水—蒸気の循環系統中に、高圧のバーレル型ボイラ給水ポンプが据付けられて、強力、堅実な心臓の働きを全うしていることが、その成功の最も根本的な要素となつていることは、本誌上にもすでに再三に亘つて述べてきている。ところが、その血液たる蒸気が、タービンで仕事を果した後に、これを復水器中ですみやかに水に復えし、かつこの水を他に排泄する役目、すなわち腎臓の働きをする復水ポンプもまたこれに劣らず重要なものであつて、新型発電所においては、このポンプも数年前まで普通に使われていたものとは全く構造も性能も異なつたすぐれたものに代つてしまつている。本文においては、この復水ポンプの変遷について、われわれの経験を中心にして解説してみようと思う。

〔II〕 復水ポンプの役目とその変遷の概要

高い真空度の復水器内に吸込まれたタービンからの廃蒸気が、循環水ポンプで送られた冷水によつて、飽和点まで冷やされると次々と凝結して水に戻り、復水器内底部の貯水室に集まるが、その集まり方は、発電負荷の変動に応じて、種々に変化する。それを、そこに滞らせることなく、常に連続的に完全に排泄するのが、復水ポンプの役目である。

在来の復水ポンプは、横軸型または縦軸型に作られ、復水器と同じ床面に据付けられるのが普通であつた。

後に述べるような理由によつて、復水器の貯水室の水面は、ポンプの軸心より少なくとも1~2mだけは高くしておくことが、復水ポンプを安全に働かせるには、ぜひ必要な条件であつたし、在来程度の単位出力の発電装置においては、この押込寸法を持たせることも可能であつた。

発電機の単位出力が大きくなるに連れて、復水器の高さが大きくなり、ポンプが要求する押込揚程を満足させ

ようとする、復水器室の天井の高さがずいぶん高いものになつて、建家その他の費用が増してくる。

しかも、そのような条件を一応満足させた場合にも、従来の構造のポンプでは、その効率が悪いとか、羽根車などが傷みやすいとかの欠点を避けることができない。

そこで、ピット・バーレル型という復水ポンプの登場を見るに至つたわけである。

〔III〕 横軸型復水ポンプ

(1) 一般性能と構造

順序として、既存の陸上用発電設備の殆どに使われてきた横軸型のものから始めよう。ポンプの羽根車の入口部附近で、水の圧力がそのときの水温に相当する飽和蒸気圧力以下になると、蒸発し始めて気泡を生じ、いわゆるキャビテーション現象を惹き起こす。それで、各ポンプについて、吸込揚程をきつくして、わざわざキャビテーションを発生させての試験を行い、各水量ごとに、キャビテーション発生限界点での、ポンプの吸込口でのダイナミック揚程（圧力揚程と速度揚程とを加えたもの）と羽根車内の最低圧力部での圧力揚程との差を測定する。この揚程差に余裕を少しつけたものを、ポンプの要求 *NPSH* という。すなわち、ポンプの吸込口でのダイナミック揚程は、その取扱う水の温度に対する飽和蒸気圧力に相当する揚程よりも、この要求 *NPSH* だけ高くしておいて欲しいということになる。一方ポンプの据付現場において、ポンプの吸込口に実際に存在させるダイナミック揚程から、飽和蒸気圧力に相当する揚程を差引いたものを、有効 *NPSH* といい、有効 *NPSH* はもちろん要求 *NPSH* よりも大きくなければならない。

全揚程が極めて低いプロペラポンプの場合を除けば、普通のうず巻ポンプにおいては、実際問題として、ポンプの吸込口において、上に述べたダイナミック揚程の代りに、圧力計で測つた圧力揚程を基準として使う方が便利であり、その簡便法を使つても著しい誤差は表われない。それで、後から(2)項で述べるような各式の取扱方をして結果的にさしつかえない。本文の各数値は、すべてその方針の下に測定し、計算されたものであ

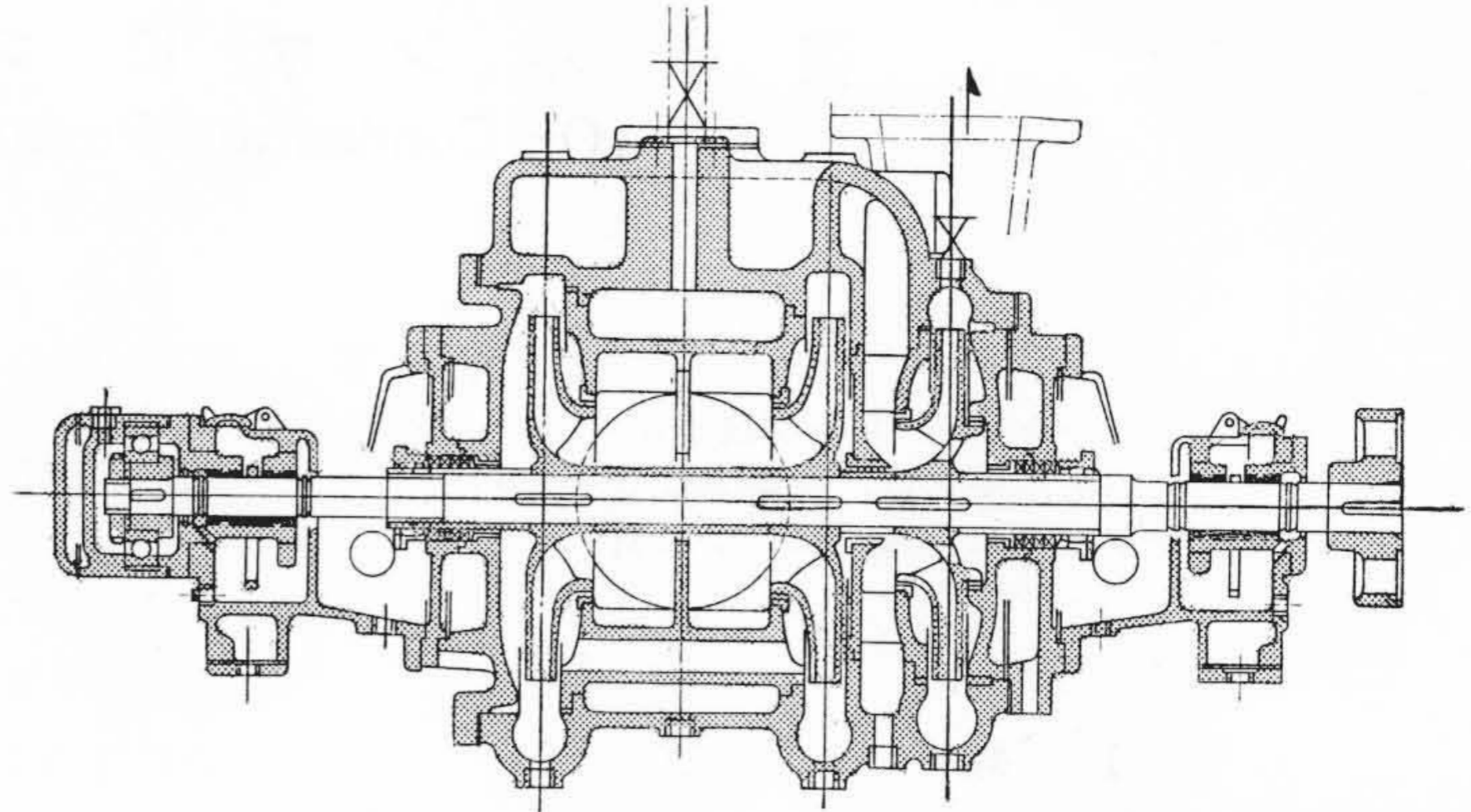
* 日立製作所亀有工場

る。

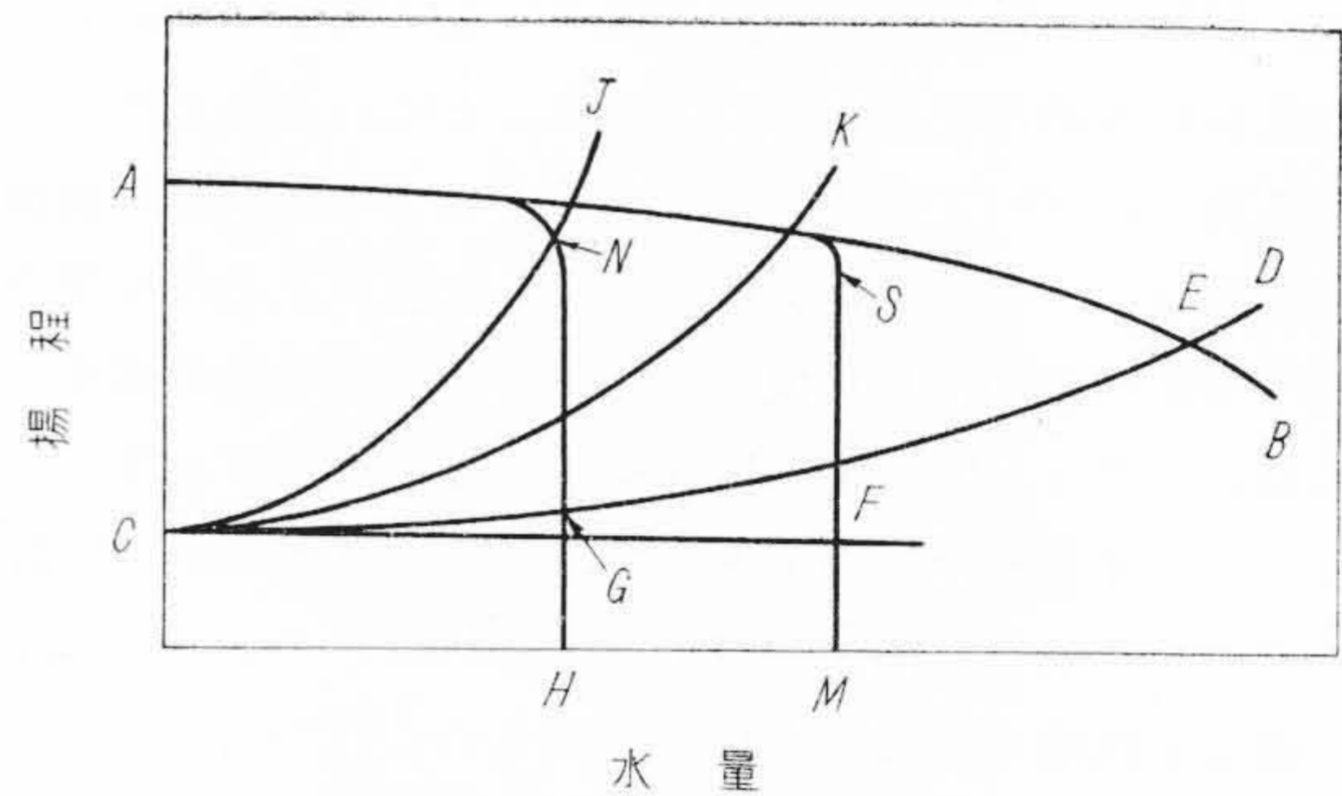
一般用途のポンプにおいては、要求 *NPSH* を決めるために、上記揚程差に加算すべき余裕を1m前後にするのが普通であり、ボイラ給水ポンプにおいては、高温度の給水の温度が2%位上昇してもよいように数m以上の余裕を持たせるが、従来の復水ポンプの場合には、その余裕を全くつけられなかつた。そればかりでなく、有効 *NPSH* として利用しうる高さは、2mもあればよい方であつて、大抵の場合に1m位しかとれず、極端な場合には、0.5m前後にさえなつた。それ程低い有効 *NPSH* では、キャビテーションの発生を完全に防ぐことは全くできない。それで復水ポンプは、キャビテーションを起こしながら運転はするが、烈しい振動や騒音あるいはサージングなどは起こさず、かつ羽根車の損傷が少ないような設計にするのが常識となつていた。

その結果、横軸多段ポンプのときには、第1段目の羽根車を両吸込型にするか、あるいは第1図に示したように片吸込型の羽根車2個を向い合わせにして並列に使うなどの工夫を必要とした。その理由は、発電機の出力が減ると復水器内にできる凝結水の量も減ってくるが、ポンプはかまわず吸水を続けるので、貯水室の水面が降り、有効 *NPSH* が減ってくる。押込高さが十分にあるときには、第2図の *AB* のような揚程曲線上で運転する2段式ポンプが、有効 *NPSH* の減少と共に、*ASFM* または *ANGH* へと順に小水量側に片寄ってくる。ポンプの管路特性が *CD* 曲線で表わされるとすると、そのときどきの凝結水のできる割合と釣合う点 *F* または *G* 上などでポンプが運転を続けることになる。各曲線上の *SFM* および *NGH* はキャビテーション発生時の性能であるから、この各点ではキャビテーションが完全に発生しながら運転していることがわかる。このようになると、ポンプ全体として発生すべき揚程は *FM* または *GH* でよいことになり、それは第2段目の羽根車単独で容易に発生しうる値であることがあり、そのために第1段目の羽根車内を通る水は圧力を発生しないようになり、もし第1段目と第2段目の両方の羽根車が完全に働いているときにだけ平衡軸推力となるような、片側吸込型の羽根車を第1段目に使つておると、推力軸受に過負荷をおよぼすようになるからである。

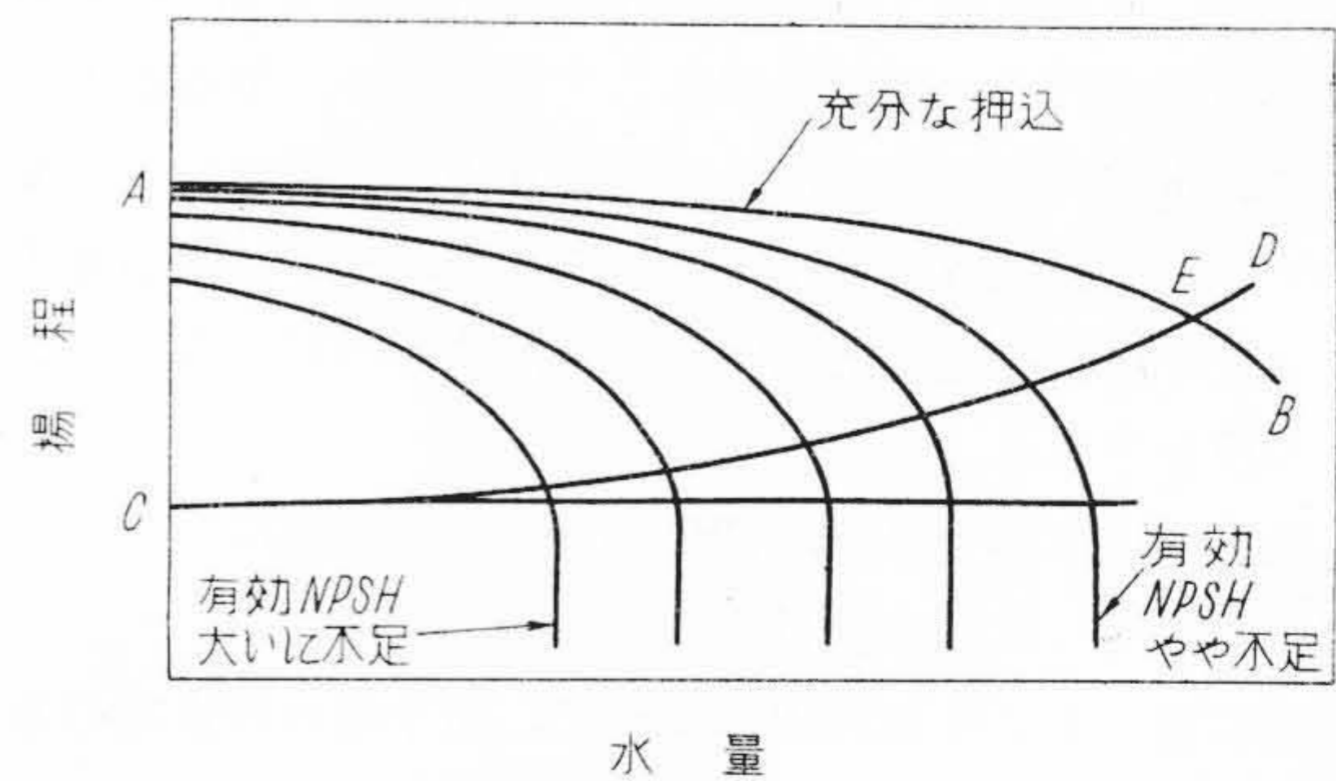
なお第2図のような急に折れ曲がるキャビテーション発生時性能曲線のポンプでは、その折れ曲がりの点附近で運転するとき、不安定な現象を生じて、サージング



第1図 横軸2段型復水ポンプ
Fig. 1. Horizontal Type 2-stage Condensate Pump



第2図 急折れ曲がり型キャビテーション性能を持つポンプの揚程特性
Fig. 2. Characteristic Performance of Pump Designed to Operate with Break Point Type Cavitation Characteristics



第3図 キャビテーションを起こしながら運転するポンプの揚程特性
Fig. 3. Characteristic Performance of Pump Designed to Operate with Cavitation

が発生し易い。

それで、変化する各有効 *NPSH* 毎に、揚水量がしだいに殖えてある点に達すると、急に全面的キャビテーシ

ンが生ずる第2図のような設計の代りに、有効 *NPSH* が減ると共に、水量が零のときからすでに部分的キャビテーションの起こり始めているような第3図の特性のものがむしろ歓迎される。

また第2図において常に *AB* 曲線上で運転させるためには、貯水室水面の高さを一定にするように、ポンプの吐出側に自動開閉弁を設けて、*CJ* または *CK* などの抵抗を与える必要がある。

(2) 要求 *NPSH* を少なくする方法

ポンプの吸込部での、前述の揚程差 h_w (m) は、羽根車1個当りの全揚程を h (m) とし、トーマのキャビテーション常数を σ とすれば、

$$h_w = \sigma h$$

で表わすことができるが、この σ の値は、比較回転度 n_s の大小によつて変わると共に、同一 n_s においても、設計の内容いかんによつて大小のあるもので、たとえば第4図の *A* および *B* を実用上の両限界線とすると、*A* 線より上に σ を見込むことはぜいたくであり、*B* 線より下にすることはずいぶん危険なことである。従来の復水ポンプでは、前に述べたような理由から、一部キャビテーションの発生を承知の上で、*B* 線以下の設計を行つているのが実状である。

しかし、この図で判るように、 n_s の低いものほど σ は小さくなるし、また種々の理由から、通常の経済的設計(例えば、完全に簡単な輻流型羽根車使用)の場合には、安全の σ 線が、*T* 線のように、 n_s の高いところでは *A* に近付き、低いところでは *B* に近寄るので、復水ポンプの初期のものには、つとめて低い n_s のものを採用した。

n_s が低い場合の完全輻流型羽根車についての h_w はつぎのようにして求められる。

ポンプの吸込口での平均流速を V_s 、羽根車流入直後部での水の絶対速度を C_1 、その部分での水の関係速度を W_1 、抵抗係数を λ 、各流速の単位を m/s とし、前に述べたように、*NPSH* の基準圧力をポンプ吸込口での圧力計指度によることとすると、

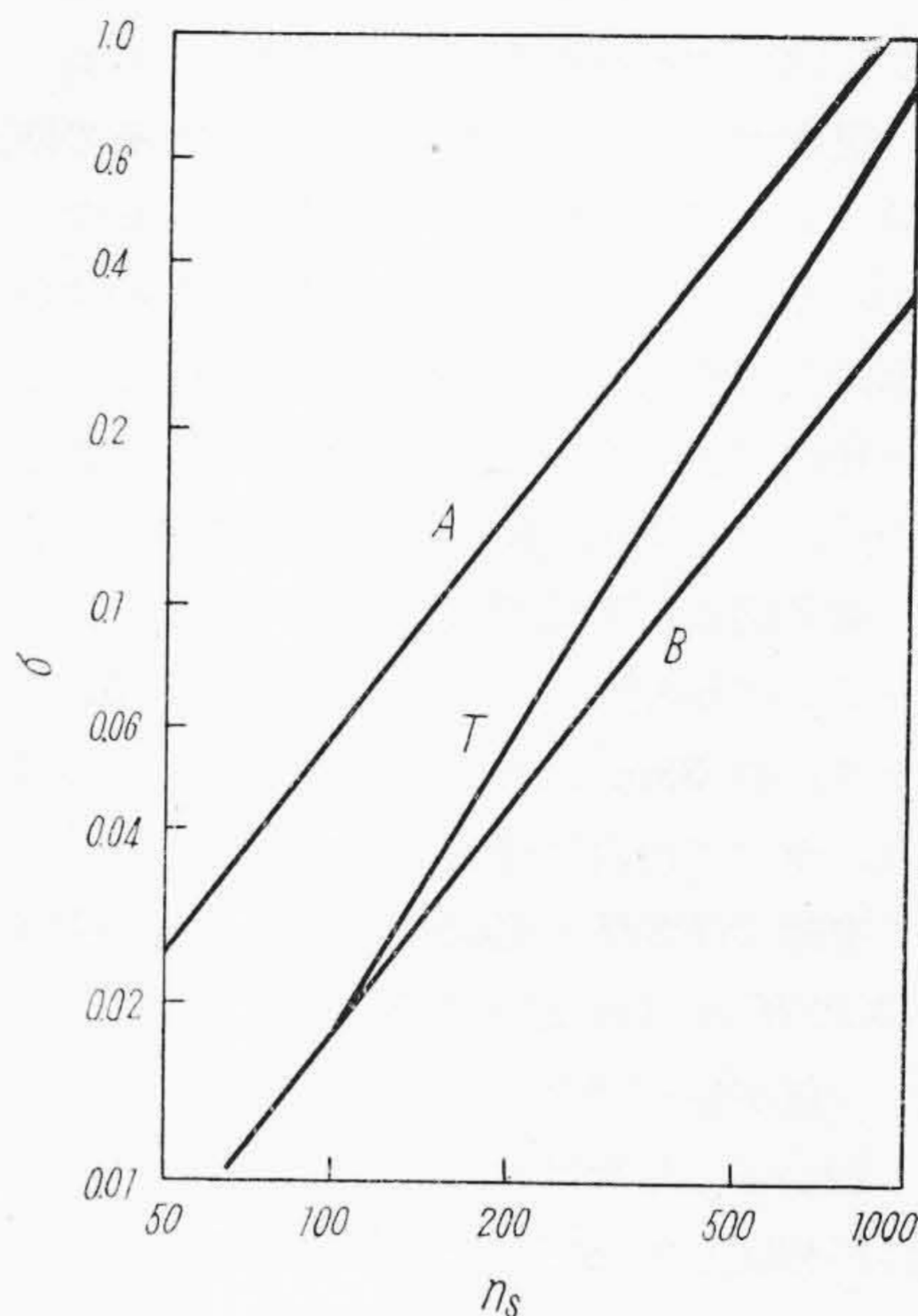
$$h_w = \frac{C_1^2}{2g} - \frac{V_s^2}{2g} + \lambda \frac{W_1^2}{2g}$$

となるが、復水ポンプの場合には特に貯水室からポンプ吸込口までの管径はかなり太くなつていたので $V_s^2/2g$ は、省略することができて、

$$h_w = \frac{C_1^2}{2g} + \lambda \frac{W_1^2}{2g}$$

とすることができる。

λ を摩擦抵抗係数 λ_0 と、水の流入角度の変化に基づく形状抵抗係数 $\lambda(\alpha)$ とに別けると、 $\lambda = \lambda_0 + \lambda(\alpha)$ になるの



第4図 σ 線図
Fig. 4. σ Chart

で、上式は

$$h_w = \frac{C_1^2}{2g} + \lambda_0 \frac{W_1^2}{2g} + \lambda(\alpha) \frac{W_1^2}{2g}$$

となる。

羽根車の羽根の流入端の円周速度を U_1 とし、 C_1 の方向が半径方向であるとすると、

$$\frac{W_1^2}{2g} = \frac{U_1^2}{2g} + \frac{C_1^2}{2g}$$

である。

便宜上、これから後は、最高効率の点の附近において考えることにする。

一方羽根車入口の目玉部分の軸方向平均流速を V_e (m/s) とし、 $C_1 = \rho V_e$ とすると、

$$h_w = \frac{(\rho V_e)^2}{2g} + \lambda_0 \frac{(\rho V_e)^2}{2g} + \lambda_0 \frac{U_1^2}{2g} + \lambda(\alpha) \frac{W_1^2}{2g}$$

となるが、 n_s が低い場合には、完全輻流型の羽根車であっても、羽根の入口角度と水の流入角度とはよく合うことができるから、 $\lambda(\alpha) = 0$ とみなすこともできるので、

$$h_w = (1 + \lambda_0) \frac{(\rho V_e)^2}{2g} + \lambda_0 \frac{U_1^2}{2g} \dots\dots\dots (1)$$

となる。

λ_0 については、カージナル氏の値の 0.15 を、 ρ については筆者の経験値 2.06 を使つて、上式を作図すると、第5図(次頁参照)の *A*, *B*, *C* 線がえられる。それぞれに $h_w =$ 要求 *NPSH* としての数字が書き込んである。その各線の附近にプロットした各点は、各有効 *NPSH*

のときの安全運転の実績である。この図は、第 1 図に示したような低い n_s の復水ポンプに利用される。

(3) 復水ポンプに生ずるサージングとその防止法

局部的であつても、羽根車の内部にキャピテーションが起き始めると、サージング現象が発生しやすい。ことに羽根車流入部直前の管内の旋回流が強くなると、サージングの程度が烈しくなる。第 6 図に示したようなマウスリング附設の整流板を使うと、サージング防止に効果がある。第 7 図はその効果例であつて、(a) は整流板なしでサージングが烈しく、振動数は毎分 115、全振幅は図示のように約 35m におよんだが、(b) の整流板付きのものは、至つて円滑に運転している。

(4) 有効 NPSH の極めて小さいときの対策

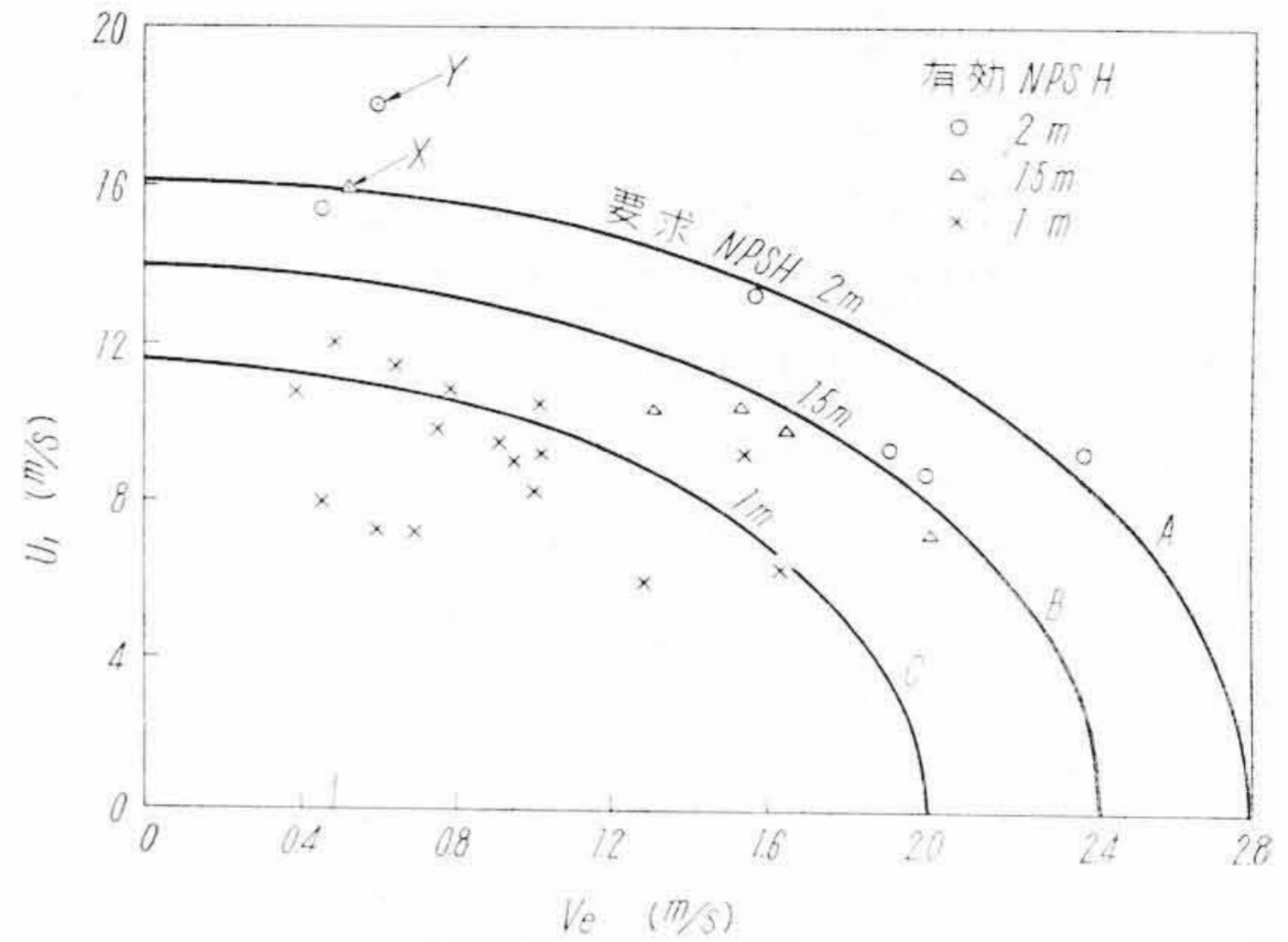
有効 NPSH が 1m 以下 0.5m 近くにもなると、 $\lambda(\alpha)$ $W_1^2/2g$ の値が無視できないようになるし、その他の項の値も一層小さくしなければならなくなる。 V_e と U_1 とは、条件が相反していて、一方を大きくせずに、片方だけを単独に小さくすることはできない。しかし、 V_e に対しては $(1+\lambda_0)$ が、 U_1 に対しては λ_0 だけが関係するし、 V_e は U_1 の 2 乗に逆比例するので、 V_e を小さくする方がこの際大切なことがわかる。したがつて第 8 図の a から b, c へと有効 NPSH の小さくなるに連れて羽根車は変化していく。そして羽根の入口側を十分にねじつて、 $\lambda(\alpha)$ を極めて小さくする。また羽根の両表面を磨き上げて、鏡のようにして、 λ_0 を小さくする。もちろん ρ は 1.0 に近づけねばならないから、ポンプの吸込口から羽根車の入口端までを第 9 図に示したように、大きな曲率の流れ込み型にする。

このように苦労しても、効率がしだいに落ちていくばかりでなく、ポンプが大型になるに連れて目玉部直径 D_e の絶対値が大きくなつて、その据付床面から軸心までないしは羽根車内の最低圧部の円周上の上側にある方

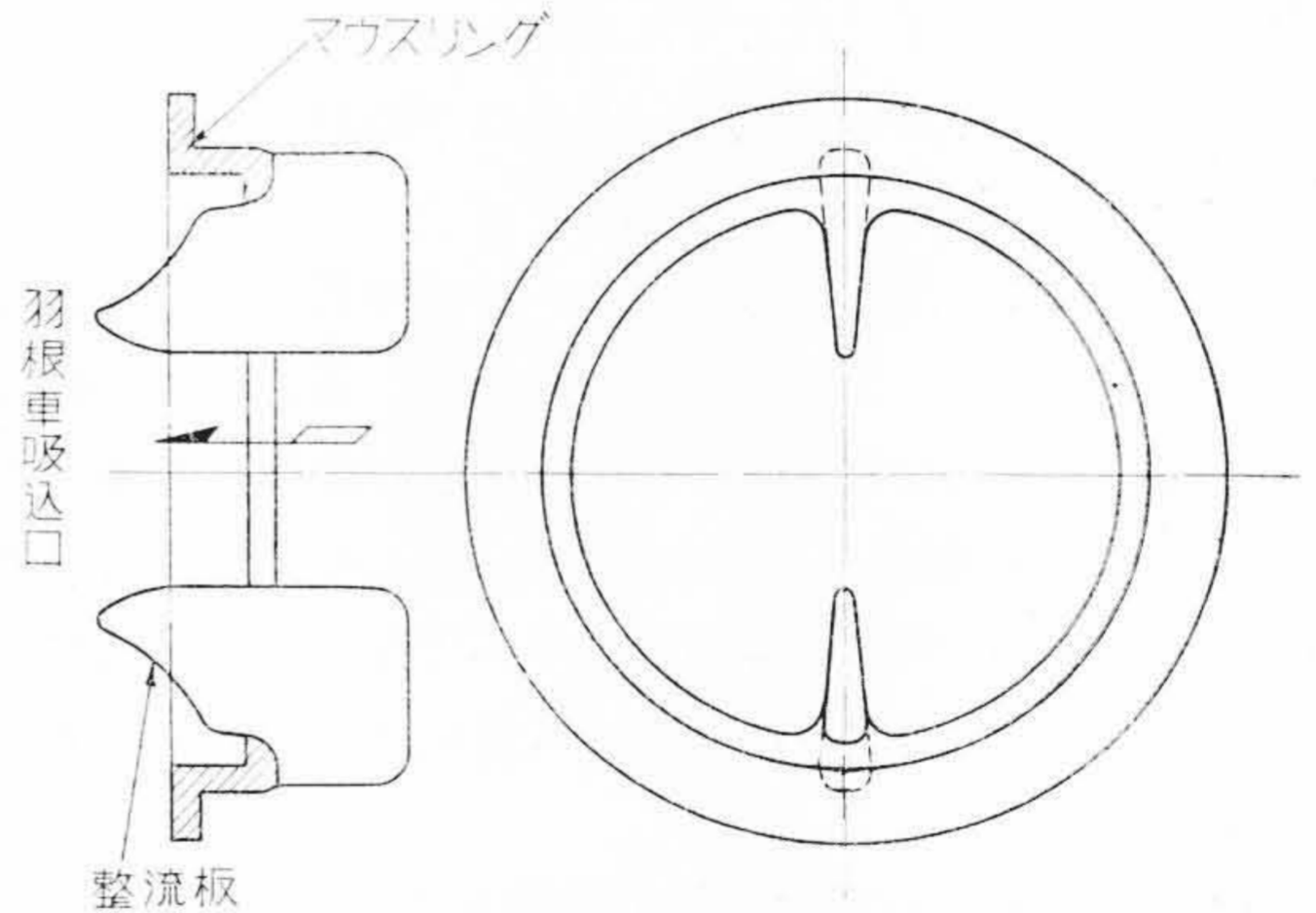
までの高さが大きくならざるをえないので、必然的にその点までの有効 NPSH が小さくなつてしまつて、安全運転ができなくなる。

[IV] 縦軸型復水ポンプ

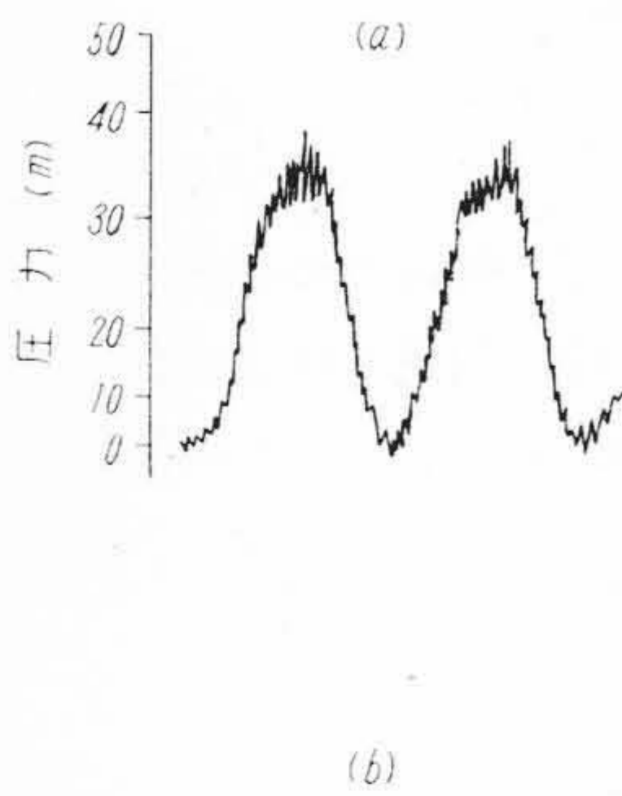
横軸型で限度まで来ると、縦軸型が使われる。第 9 図



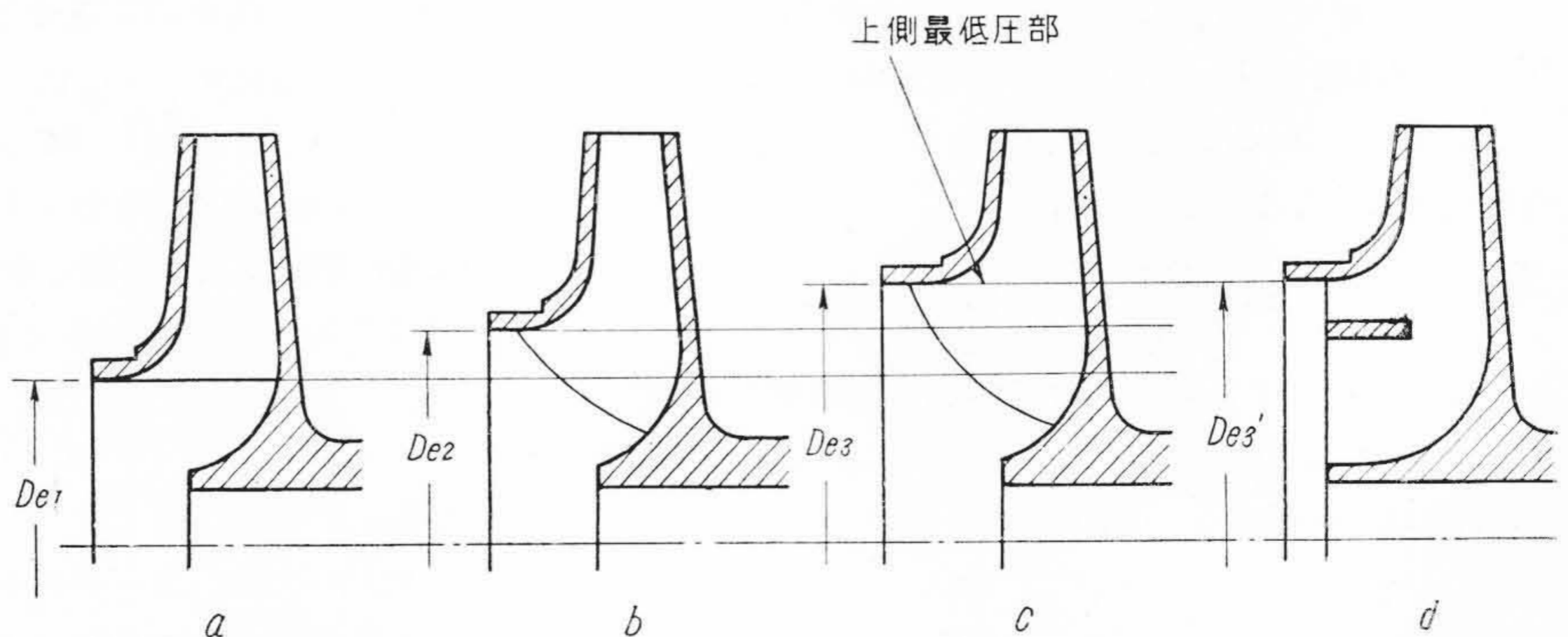
第 5 図 NPSH 決定線図
Fig. 5. Charts for NPSH



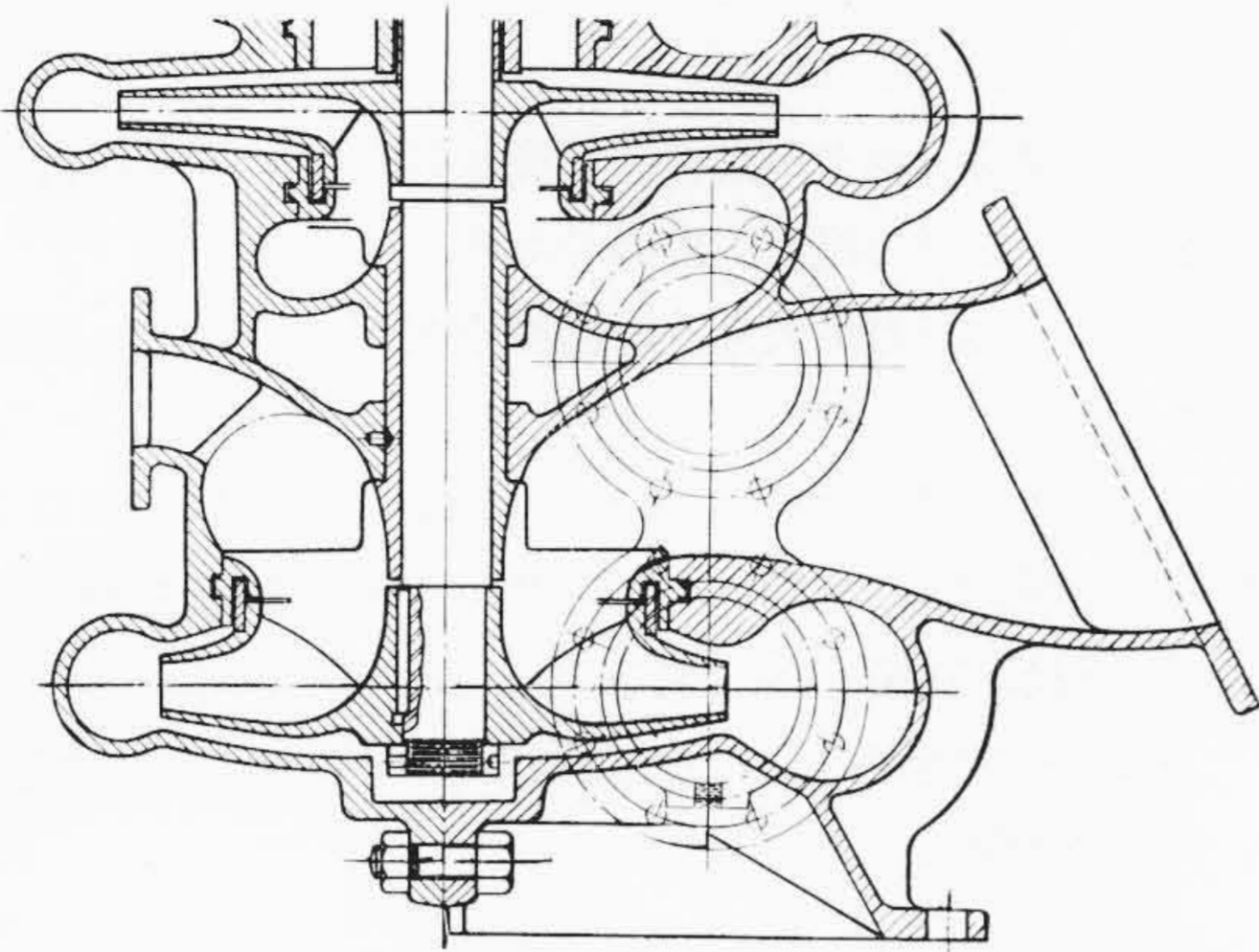
第 6 図 入 口 整 流 板
Fig. 6. Guide Vanes for Inlet



第 7 図 復水ポンプのサージングのオシログラム
Fig. 7. Surging Oscillograms



第 8 図 復 水 ポ ン プ 用 羽 根 車
Fig. 8. Impellers for Condensate Pumps



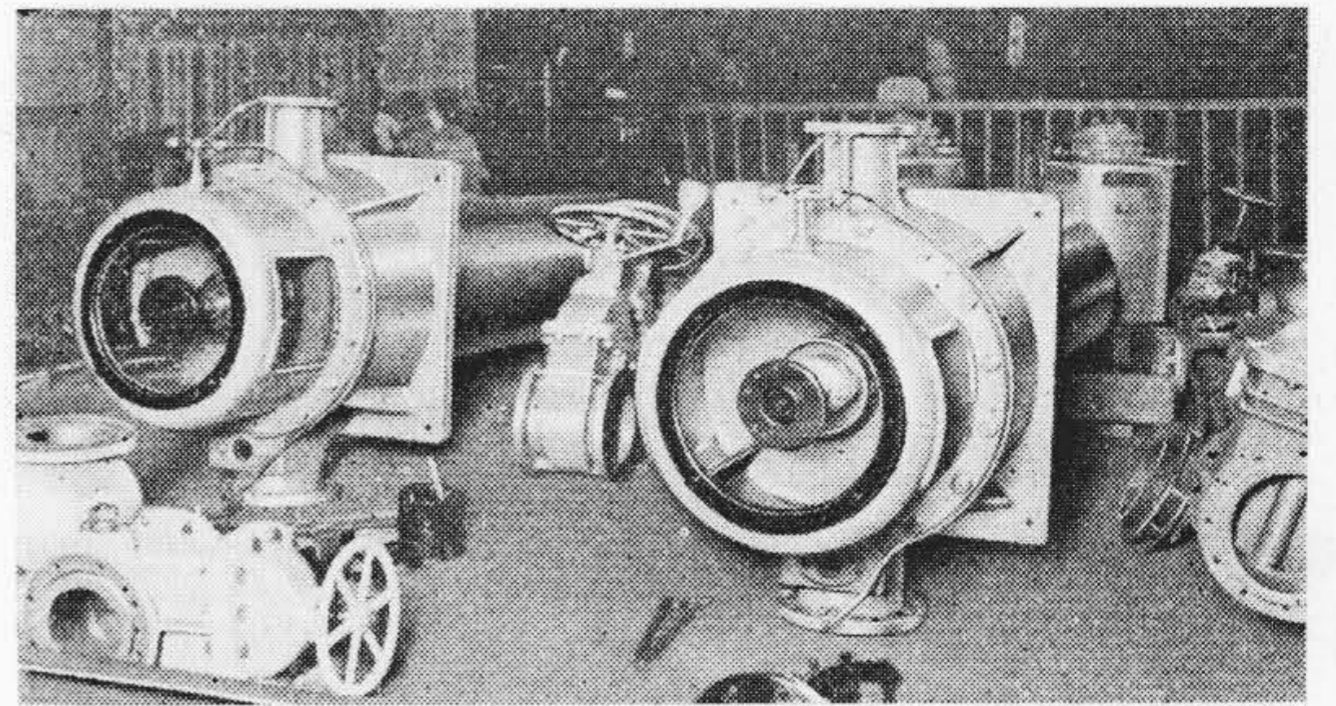
第9図 縦軸型復水ポンプ
Fig. 9. Vertical Type Condensate Pump

にその断面の一部を示したものがそれであつて、第1段目の羽根車の大きな目玉部がポンプの最底部に上向きに水平におかれ、羽根車の吸込部の各羽根は常に平均した一定の有効 *NPSH* を受けている。第2段目の羽根車は上方に位置し、目玉部の小さな高効率型をしている。

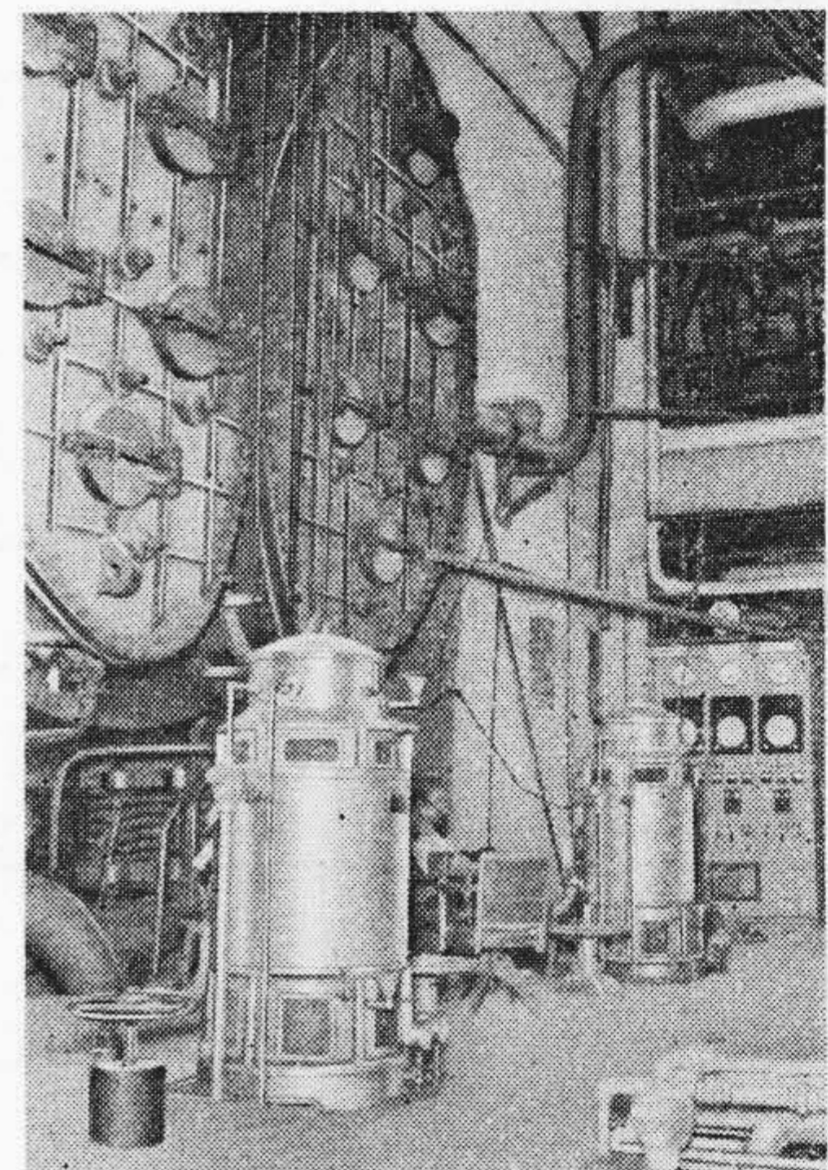
この種のポンプは、船用には好んで使われ、殊に吃水の浅い小型軍艦の場合には、艦底に直に復水器が据付けられるので、艦の2重底の間に円筒(バーレル)を収め、そのなかに縦軸の復水ポンプを取付けて、有効 *NPSH* をなるべく大きくとつている。船はローリングやピッチングを起こすので、最底 *NPSH* が 0.3m 位でも運転できるように、製作に念を入れ、羽根車の形状は第8図の *d* のように、その入口羽根端を軸に垂直な平面まで一様に延ばして、完全なヘリコイダル型の羽根にする。第5図中の左上端に記入した *X* 点および *Y* 点は、この種の設計のそれぞれ片吸込型および両吸込型の実例であつて、いずれも有効 *NPSH* が 0.4m のものである。普通の横軸型の設計のものに比べるとかなりすぐれている。

〔V〕 ピット・バーレル型縦軸復水ポンプ

軍艦用の縦軸復水ポンプの考えをさらに一歩進めたものを陸用大型発電所に適用したものが、これである。復水器は床面に直接に据付け、その床面に深さ数mの防水式ピットを掘り、その中にボアホールポンプ類似の縦軸のバーレル型ポンプを取付ける。凝結水は復水器からそのバーレル中に流れ込んで溜まるから、最底部の第1段目羽根車はたつぷりした有効 *NPSH* を受けるので、効率の高い普通の型で以て安心して運転ができる。横軸型および普通縦軸型の在来でのポンプで、種々苦勞した事柄は全部解決された。この型においても第1段目を両吸込型にすれば、ピットの深さは 2~3m 短縮される。第10図および第11図は、東京電力株式会社新東京発電所そ



第10図 第11図写真のもの
Fig. 10. Pit-Barrel Type Condensate Pumps



第11図 東京電力株式会社第二鶴見および新東京両発電所納め 230 m³/h×125 m×180 HP ピット・バーレル型縦軸復水ポンプ
Fig. 11. Pit-Barrel Type Condensate Pumps for Tokyo Electric Power Co.

の他に納めたこのポンプの写真である。ポンプ部分はピット内に納まつてしまうから、床上には電動機が見えるだけである。

〔VI〕 結 言

ピット・バーレル型ポンプの出現によつて、在来の復水ポンプに関する観念は一掃され、建家の建設費が減じ、電動機の所要出力も低まり、保守も極めて楽になつた。循環水ポンプの縦軸化と軌を同じくするものであり、ボイラ給水ポンプのバーレル化と類をひとしくするものといえよう。

「日立評論」既刊号在庫案内

本誌「日立評論」の既刊号が少数ながら在庫しております。
御入用の方は下記へ直接御申込下さい。

日立評論社
東京都千代田区丸の内1ノ4
(新丸の内ビルディング7階)

新型日立コンデンサモートル

New Style Condenser Start Single Phase Induction Motor

日立製作所では、一昨年より他社にさきがけ画期的な新型分相モートルを完成し好評をえているが、今回さらにこの新系列に入るコンデンサモートルを完成した。

新型コンデンサモートルの特長

(1) 小型軽量になり、取付寸法は日立新型分相および新型反撓モートルと同一である。したがって相手機械の設計が容易になると共に、取付上新型分相および新型反撓モートルとの互換性を有する。

(2) モートルが小型になつたのと相まってコンデンサをモートルの斜上部に取付け、またターミナルボックスを廃しリード線を直接モートルより引出したので、据付容積が著るしく減少し、200W では従来の約 60% と

なつた。

(3) 起動トルクが大きく起動電流が少く、加速特性も優れているので起動が容易である。

(4) 最大出力が大きく、温度上昇が低いので、無理がきく。

(5) コンデンサは優れたものが使用してあるので小型で寿命が長い。またコンデンサカバーを取外すのみで簡単に点検、交換等が出来る。

(6) その他定評ある日立分相モートルの多くの特長をすべて具備している。

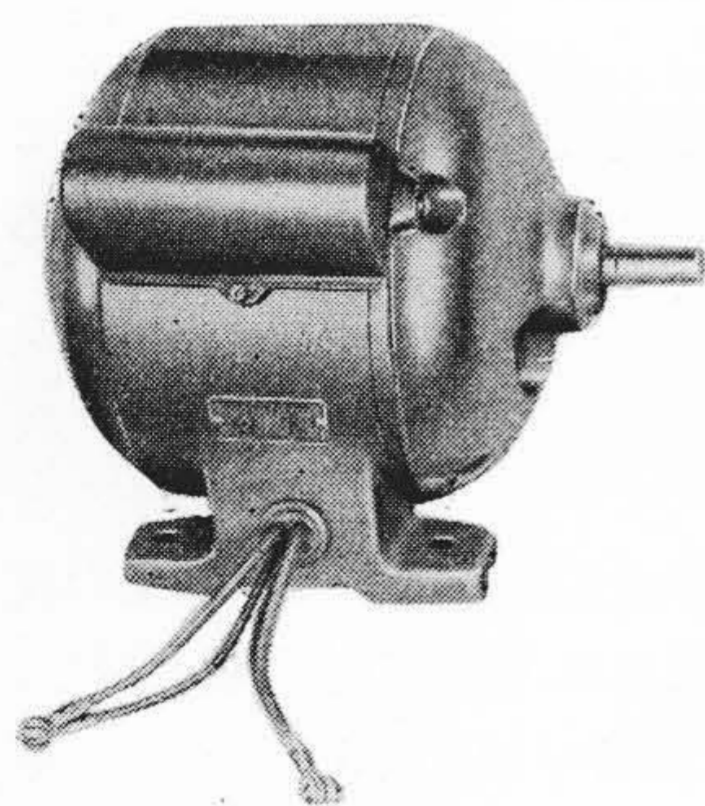
用 途

単相電源により運転する小型機器全般に使用できるが、特に大きな起動トルクを必要とするものや、起動電流の少いことを希望する場合に最も好適である。

例：小型コンプレッサ、電気井戸ポンプ、電気洗濯機、電気冷蔵庫、食品機械、電動工具、農事用機械等

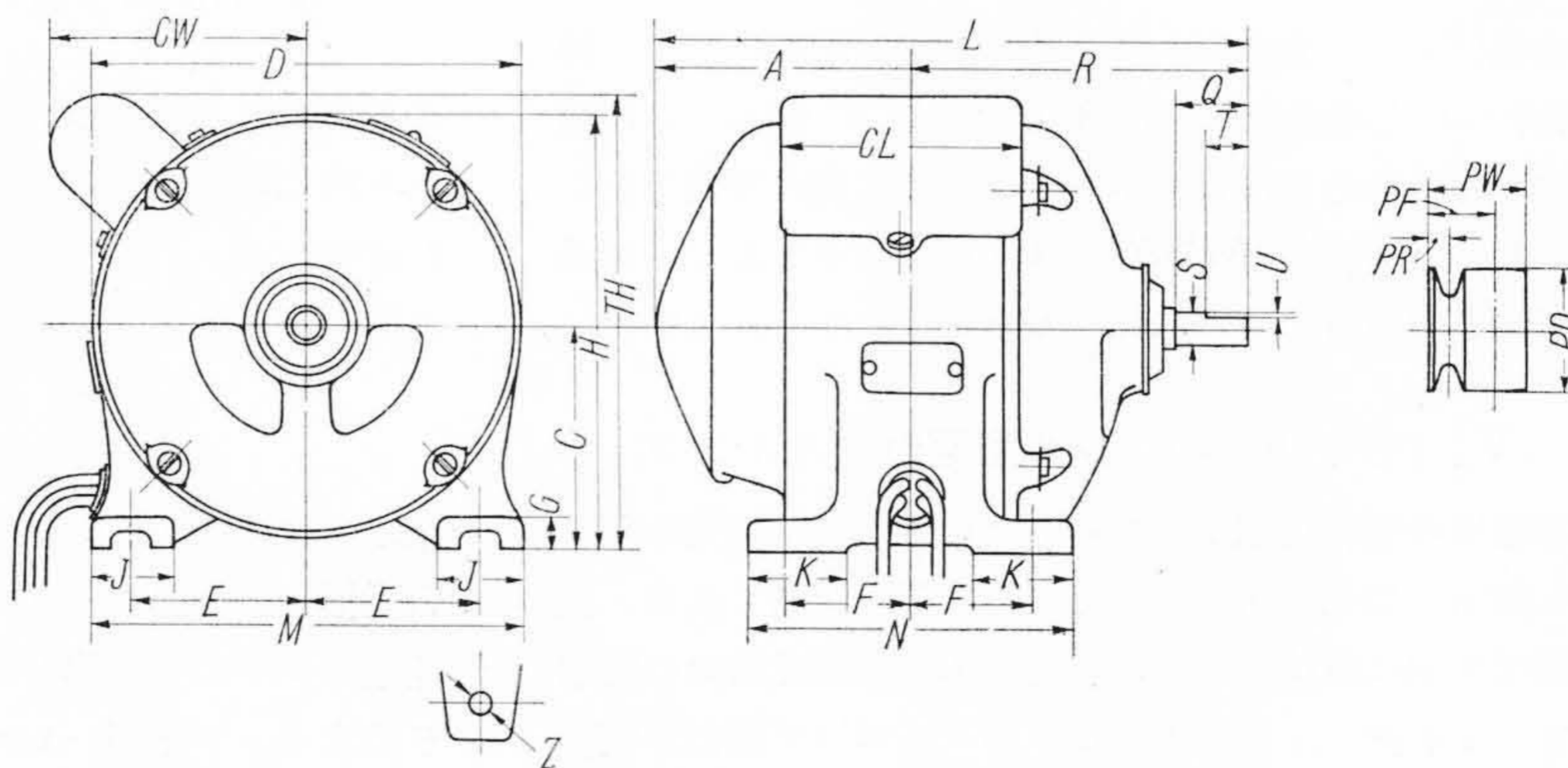
第 1 表 コンデンサモートル仕様表
Table 1. Specification of Condenser Start Single Phase Induction Motor

出力 (W)	型 式	定 格	極 数	電 圧 (V)	電 流 (A)		同 期 速 度 (rpm)		コンデンサ量 (μ F)	重 量 (kg)		荷 造 寸 法 高×幅×長 (cm)	型式承認番号
					50~	60~	50~	60~		裸	荷 造		
200	EFO KR	連 続	4	100	5.5	4.8	1,500	1,800	150	12.0	14.0	22×23.5×27.5	▽9-1046
100	EFO KR	連 続	4	100	3.3	2.8	1,500	1,800	100	9.0	11.0	19×20.5×26.5	▽9-924



第 1 図 新型コンデンサモートル (200W)

Fig. 1. New Style Condenser Start Single Phase Induction Motor



第 2 図 コンデンサモートル寸法図
Fig. 2. Dimensions of Condenser Start Single Phase Induction Motor

機 種	モ ー ト ル																軸 端				プ ー リ				
	L	R	A	D	CW	K	J	H	TH	C	F	E	N	M	G	Z	CL	S	U	Q	T	PW	PF	PR	PD
1- ϕ 200W EFO-KR	236	135	101	174	103	40	34	177	184	90	50	70	130	174	13	9	97	14	1	30	18	40	27.5	8	50
1- ϕ 100W EFO-KR	212	120	92	152	97	36.5	30	156	156	80	45	60	118	150	11	9	97	12	1	30	18	40	27.5	8	50