

最近の火力発電所用高圧、高温ボイラ 給水ポンプに就いて

寺田 進* 矢野忠雄** 桜井泰男***

The High-pressure High-temperature Boiler Feed Pumps for the Recent Thermal Power Stations

By Susumu Terada and Tadao Yano,
Kameari Works, Hitachi, Ltd.
and Yasuo Sakurai,
Hitachi Works, Hitachi, Ltd.

Abstract

It has become almost customary practice in coal-fired or other type of thermal power plants to employ high pressure high temperature boilers, and, accordingly, high pressure high temperature feed water pumps.

These pumps are now assorted in such a variety of types in American and European countries, each with its merits and demerits.

Generally speaking, ever increasing demand on higher pressure and temperature of the feed water makes imperative the application of double casing barrel type pump with main parts made from highly erosion-resistant stainless steel containing chromium and molybdenum.

Further, H-Q characteristics of the pump have to be most suitable for every condition of operation.

With the above in view, Hitachi, Ltd. has recently completed a self-balanced barrel type boiler feed pump with split casings as a model pump for high pressure high temperature water feeding service. Though the decisive degree of its performance, correctness of its design or construction, appropriateness of materials used, etc. are to be seen only after some period of actual service, it is undeniable that the pump has formed a land-mark in the development of Hitachi Pumps.

〔I〕 緒 言

最近建設せられる火力発電所に於ては、高圧、高温のボイラが採用されることが多く、又既存の設備を改修する場合にも、高効率の高圧、高温ボイラとすることが多い。従つてこれに使用するボイラ給水ポンプも、これに伴つて高圧、高温給水を取り扱うことになり、構造及び材質に慎重な考慮が払われなければならない。

給水ポンプの停止は、その発電所全体の停止を意味するので、安定、確実な作動を行い、保守点検の容易な構造とすることが要求され、その運転馬力も発電所の出力の増大と共に増加して来た。

アメリカ、欧州等海外に於けるこの種のポンプに就いては、多種多様の型式のものが製作されており、それぞれ特色を有している。我国に於ても、今後更に高圧、高温化する火力発電所に使用するボイラ給水ポンプの改良は、ポンプ製作者にとって緊急の課題である。

以下最近のボイラ給水ポンプの特殊性、構造、材質及

* ** 日立製作所亀有工場

*** 日立製作所日立工場

び性能に関する諸問題に就いて述べることにする。

〔II〕 ボイラ給水ポンプの特殊性

一般にボイラ給水ポンプは、他種のポンプに比して極めて高圧であり、殊に最近の火力発電所の如く、我国に於ても、ボイラ蒸気圧力が 90 kg/cm² に達するものでは、ポンプ吐出圧力として 100 kg/cm² を超える圧力が要求されて来る。従つて設計上適当な比較回転度を選定し得るように、できるだけ高速回転を採用しなければならない。電動機によつて駆動されるものは、普通2極電動機を使用し、3,000 r.p.m. 又は 3,600 r.p.m. で運転されることが多く、蒸気タービンによつて駆動する場合には、7,000 r.p.m. 程度まで回転を上げることもある。このように高圧を受けて、高速で回転されることの他に高温の給水を取り扱う場合が多い。最近の発電所では給水温度も 150°C 程度に達するものもある。このような高温の場合、熱膨脹により各部に歪を生じて、過大な熱応力を生じ、そのため常温時に製作調整した間隙、直結等に変化を来し、高速回転で運転される時思わぬ事故を起こすおそれもある。

従つてボイラ給水ポンプはその材質を慎重に選定する必要があるのみならず、形状、構造等に対しても、高圧、高速、高温の下で長年月の間十分安定した作動を許し得るよう考慮しなければならない。

又ポンプ特性に就いても、状況に応じて特殊な要求が為される場合もある。例えばサージングを防止するために下降特性を必要とする場合もあり、他のポンプと並列運転を行うためにポンプ締切り時の揚程を指定されることもある。

この外少水量時のポンプ内給水温度の過度の上昇を防ぐ装置、高圧バルブ等設計上工夫を加うべき附属品が極めて多いことも特色の一つである。

〔III〕 高圧、高温ボイラ給水ポンプの構造

(1) 種類

一般に使われているボイラ給水ポンプの主なる型を表

にしてみると第1表に示すようになる。

No. 1~3 は主として歐洲方面で広く使われ、No. 4~6 はアメリカで使われている。我国では戦後アメリカの影響を直接に受けて、大型のものに No. 4 が使われ始め、近頃は No. 5~6 も採用の機運になつている。欧、米何れの型が優れているかはにわかには判定し難い。何れも習慣に従い、多年にわたつて使われて来ていて、次第に改良されて来ていることであろう。

最高使用温度及び圧力の実績の報告されているものは、No. 2 も No. 6 も殆ど同一であり、実際構造も殆ど接近している。

No. 1 又は No. 3 及び No. 4 はそれぞれ歐洲とアメリカに於ける中圧までのポンプとして広く使われているものであるが、小型であつてあまり高温でない限りはかなり高い圧力のときにも実用される。

(2) ポリュウトポンプか、タービンポンプか

普通の案内羽根を使つたタービンポンプにするか、案内羽根を使わないポリュウトポンプにするかの判断はむづかしい。ポンプの性能上にはこの区別をするような決定的なものはない。原則的な区別なら敢えて申立てることができるが、特殊な用途のための特殊な研究は、何れの型を採用しても具体的には区別のつかない性能のものが得られるようになったし、材料的の研究も大いに進歩したから、適否を軽々しくはいえない。両者が箇々に使われているのは習慣に過ぎないであろうし、強いていえば、水平上下二つ割りのスプリット型には No. 4 のポリュウト型の方が製作上、保守上便利であるとの理由から、アメリカではポリュウト型が今までは圧倒的に使われていたに過ぎないのであると思われる。

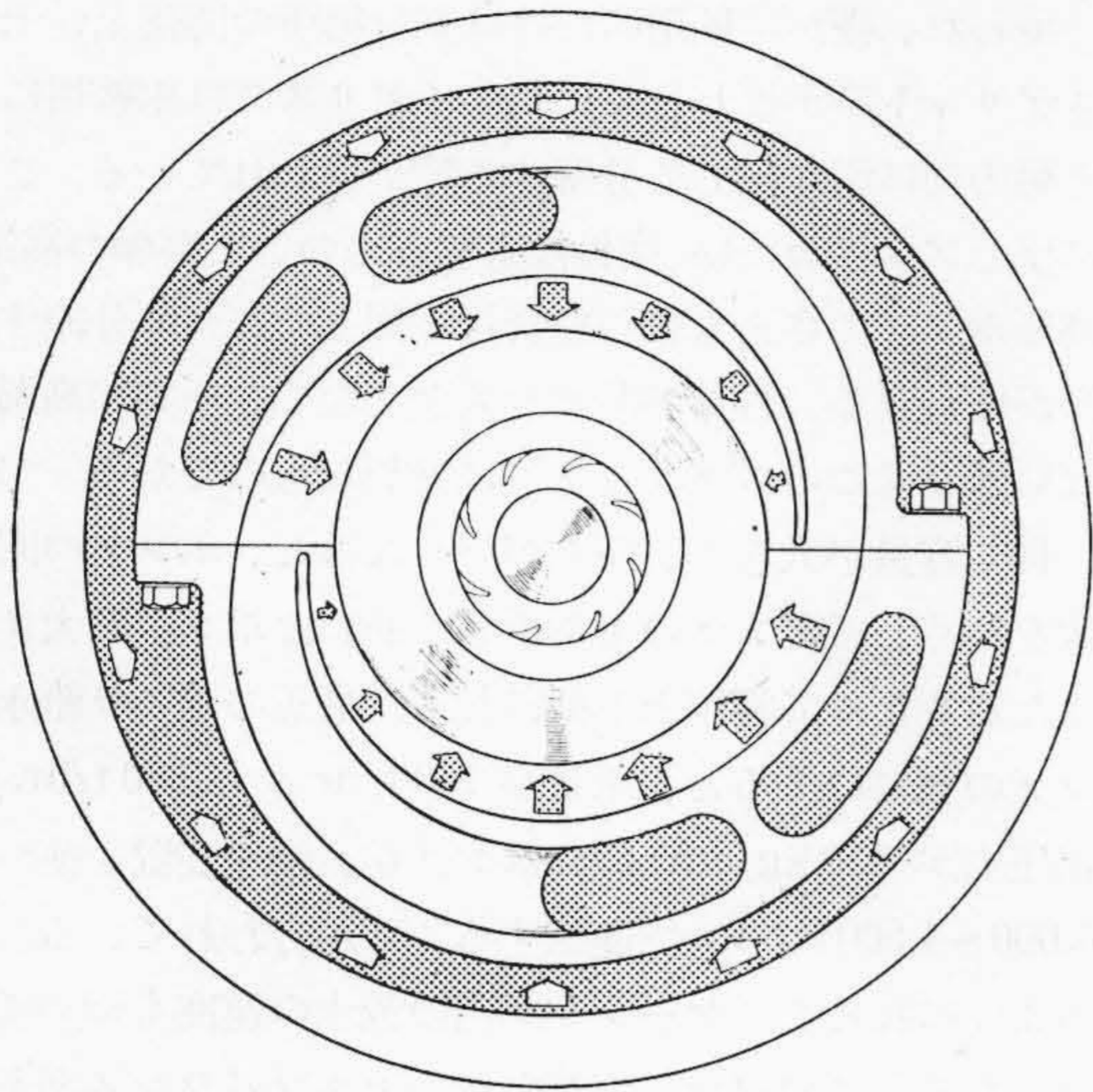
高圧用のポリュウトポンプとしては最も進んだ型として使われ始めた二重ポリュウト型(第1図参照)は、考えようによつては、2枚羽根型の案内羽根を使つたタービンポンプと見做してもよい。

極く少水量で運転するときには、枚数の多い案内羽根を使つたタービンポンプでは、羽根車よりの流出角度と、案内羽根の流入角度とのなはだしい喰い違いのために

第1表 ボイラ給水ポンプの構造による分類

Table 1. Classification of Boiler Feed Pumps by the Structure

No.	外ケーシング	内ケーシング	案内羽根	軸推力支持法
1	なし	輪切型	普通の案内羽根	バランスジスク
2	シリンダ型	輪切型	普通の案内羽根	バランスジスク
3	上下スプリット型	輪切型	普通の案内羽根	セルフバランス型+スラストボール軸受
4	上下スプリット型	なし	単一ポリュウト	セルフバランス型+セグメンタル推力軸受
5	バレル型	スプリット型	二重ポリュウト	セルフバランス型+セグメンタル推力軸受
6	バレル型	輪切型	普通の案内羽根又は二重ポリュウト	バランスジスク



第1図 二重ボリュートケーシング
Fig. 1. Double Volute Casing

振動が生じたり、案内羽根が傷んだりする事故が起こるとの心配をする人もいるが、ボイラ給水ポンプの場合にはボイラでの需要量が激減すると、過熱防止装置が自動作用して適量の水をサージタンクその他に放流するので、ポンプ羽根車としては如何なる場合にも微量水量で運転するようなことはないから、タービンポンプのこの欠点はボイラ給水ポンプの場合には現われない。

また逆に規定揚程に相当する水量よりも遙かに多量の揚水量で運転することも考えられない。

性能の安定性は、タービンポンプとしても、ボリュートポンプとしても同様に確保することができる。

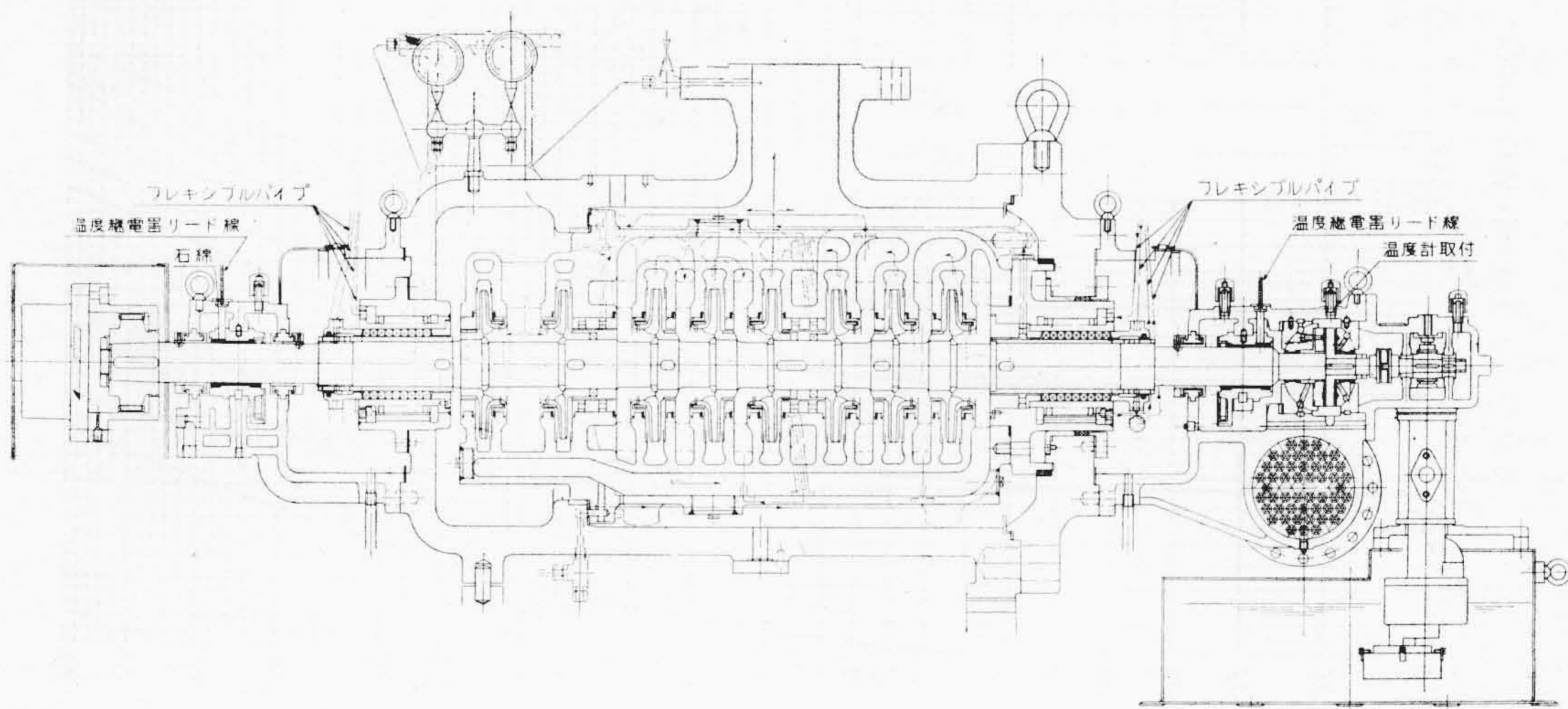
高圧ボリュートポンプに於て近年問題になつて来た半径方向の推力は、在来の型のタービンポンプであれば全く起こらないものであるが、ボリュートポンプの場合にも単一ボリュートの多段の時には、ボリュートの巻き始め即ち舌状部の位置を各段毎に変えて適切に配分することによつて、実用上差支えのない程度の半径方向推力に下げることができるし、二重ボリュートの時には各段毎にタービンポンプの場合と同じく、半径方向推力は円周上完全に釣合るので何等の心配もない。

(3) 軸方向推力に対してはバランスジスクに頼るか
セルフバランス型にするか

バランスジスクを使つて軸方向推力を支持する方法は、水の清冽でない炭鉱の高圧多段タービンポンプに於ても全世界にわたつて多年重用されており、まして純良水を扱うボイラ給水ポンプに於ては歐洲及び我国でも従来何等の心配もなく使われて来ている。ただ多年使つて磨滅した部品を取換えるときには、推力支持用ボールベアリングと異なつて摺合わせを必要とする手数がある。

近時、ばねを併設した小型の移動式推力軸受或は軸方向油膜間隙の大きい推力軸受を外側軸受に取り付け、ポンプの運転休止時及び起動時にはバランスジスクはそのシートと離れており、ポンプの回転数が規定まで上昇して圧力が正規になると、バランスジスクが働き出して推力軸受は遊ぶようになる型のもものが広く使われるようになった。この方法によつてバランスジスクの寿命も推力軸受の寿命も従来のものよりも遙かに長くなつている。No. 6 にはこの方法が採用されている。

多段ポンプの段数を偶数に定め、それを2分して一群をカップリングの反対方向から吸水せしめ、別の一群を



第2図 バレル型ボイラ給水ポンプ 二重ケーシング、内ケーシング水平二つ割れ型
Fig. 2. Barrel Type Boiler Feed Pump, with Double Casing and Horizontally Split Inner Casing

カップリング側から吸水せしめる所謂セルフバランス型(第2図参照)は、原則的には左右の両方向の軸推力が釣合つて、軸方向位置を定めるための小型の推力軸受があれば十分であることになる。併し実際には部品の寸法は全く完全には左右の群が一致しないし、ポンプ内の水の流れ方も負荷の変動その他に依つて不均一になるので軸推力が起こつて来る。ポンプの総揚程の高くなるにつれてこの軸推力も大きくなる。高圧給水ポンプは回転数が高くなるので、軸推力がかなり小さくない限りは推力軸受では安心して支えることができない。

No. 3 又は No. 4 で間に合う程度のポンプ圧力の場合にはセグメンタル推力軸受でも差支えないが、特に高圧になるとバランスジスクを使わないと支え切れなくなる。それでその点からもセルフバランス型は限度に達して、ポンプの型は No. 6 に移る。

吸込側と反対の側のパッキン箱部に作用する内圧は、バランスジスク使用の時にも、セルフバランス型の時にも同様に低くすることができるからこの点に就いての優劣はない。

要するに上下スプリット型のような構造の時には、セルフバランス型にすると重宝であるし、セルフバランス型として作り易い。一方内ケーシングが輪切型の時に簡単な構造ではセルフバランス型にはなし難いし、バランスジスクを使つておるとそのまま超高圧になつても安心して軸推力を支持させることができるのである。

(4) 上下スプリット型か、輪切り型か

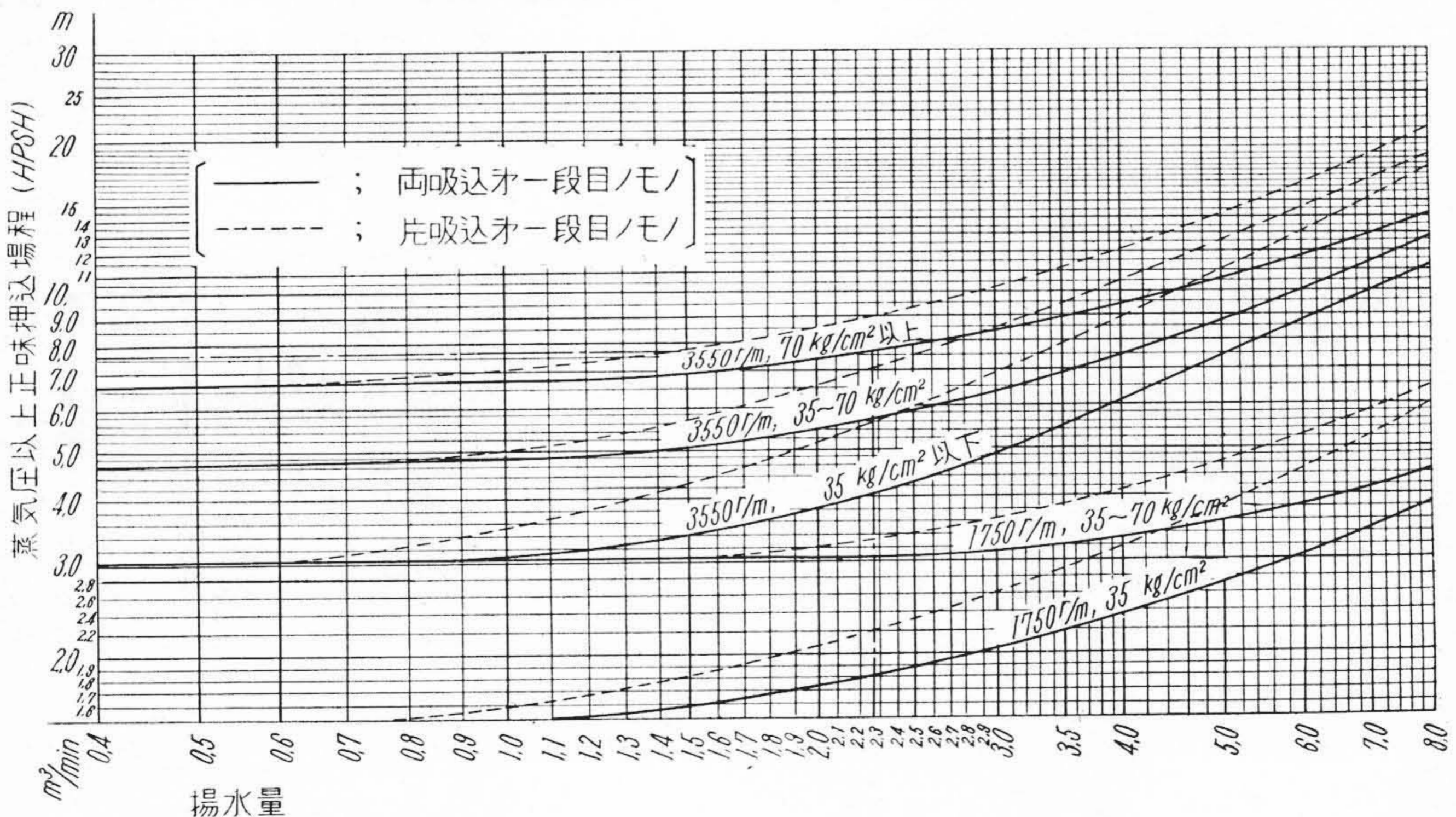
欧洲及び今までの我国では輪切り型の系統のものが多

く使われ、僅かに船用にだけは据付場所の関係上、上下スプリット型が使われていた。イギリスでは軍艦用にさえ軸方向に引き出して分解する型が使われている。これに反しアメリカでは、横軸はもちろんのこと縦軸の高速、高圧ポンプでさえも軸心を含む平面上で二つに分割する型が使われる。容量があまり大きくなく、圧力が高過ぎない限りはこのスプリット型は便利なものである。

併し容量が大きく、圧力が高くなると、ポンプの回転数を高くしてポンプの型を小さくせねばポンプが大きくなりまた重くなつて実用上不便になる。最近のボイラ給水ポンプの資料によると、水量が 150 t/hr から 350 t/hr, 吐出圧力が 130 kg/cm² 位のポンプを、増速装置を使つて 4,000~4,500 r.p.m. で運転することが行われている。このようになると、ケーシング内の流水の速度も極めて大きくなる。この場合、複雑な形のセルフバランス型多段ポリュウトにすると、特殊鋳鋼品の流水通路壁面を極めて平滑にすることが困難であるので、通路内の抵抗が大きくなつてポンプの効率が悪くなる。それでそのような場合には、一部品毎の寸法が小さくて鋳造のやり易い、肌を奇麗に磨き易い輪切り型にした方がよいことになる。

又次に述べるような高温用のバーレル型の時には、内ケーシングを輪切り型にした方が外ケーシングが遙かに小さくなる。その点から見ても特別の大型、高圧、高温の時には輪切り型になる。

ボイラ給水ポンプの材質は後に述べるように耐蝕性に対しても十分に吟味してあるが、給水水質の芳しくない



第3図 熱水渦巻ポンプの NPSH の決定図表
Fig. 3. NPSH Charts in Centrifugal Pumps for Hot Water

ときには、二重ボリュウトの舌状部が傷み易い。その部分だけを新品と容易に取換えることのできる輪切り型がそのようなときには好都合となる。

(5) バーレル型の特長

これは No. 2 のシリンダ型とやや似ているが、在来型のシリンダ型はその内ケーシングが外ケーシングの内側にしつくり嵌まつて、軸方向からも両カバーによつて頑丈に押え付けられているに反し、新しいバーレル型は強固なバーレル状の外ケーシングの内部に内ケーシングが遊動自在に納められていて、外ケーシングと内ケーシングとの温度に差が生じた時にも何れもそれぞれの温度に従つて自由に膨脹して少しの無理も生じない。

また在来の上下スプリット型は、高圧、高温になると長年運転中に上下ケーシングにそれぞれ狂いが生じ、軸心にも歪が出て来て、そのまゝではケーシングの合わせ目に漏水が生じたり、回転部が固定部に接触したりして来る。それを防ぐために、スプリット型では両側軸受を調整、自在に浮かせておくような苦肉の策が施されている。それでも使用数年後には耐久力に不安が感ぜられるという欠点が強く現われて来た。

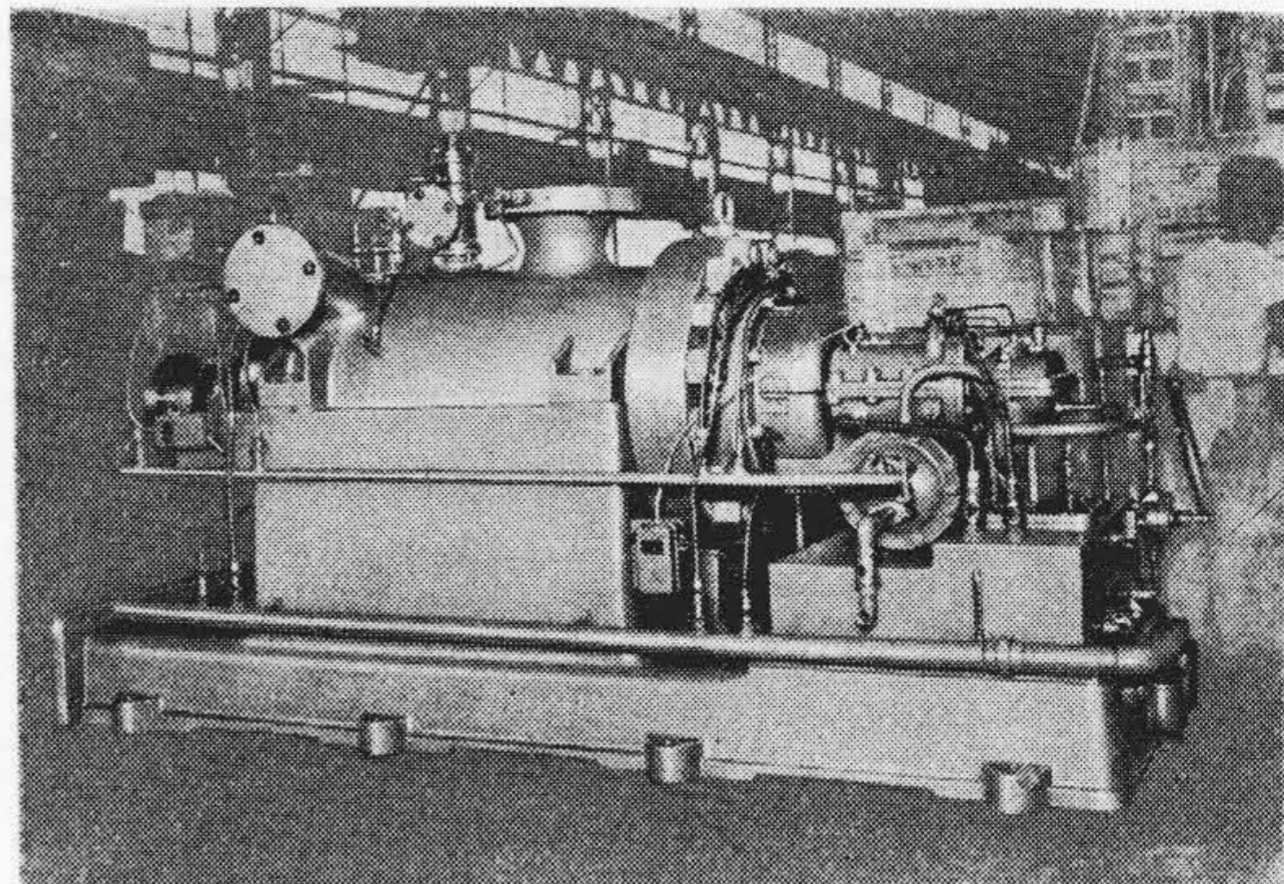
この数年来スプリット型に代つて現われたバーレル型にはこのような欠点は全くない。両軸受は強固な外ケーシングに堅く取り付けられ、温度や圧力の変化には何等の影響をも受けない。それ故超高圧の時ばかりでなく、セルフバランス型で間に合う程度の高圧の時にも高温耐久用にはバーレル型が使われ、次に述べるようなスプリットケーシング付バーレルポンプが現われて来た。第4図にスプリットケーシング付バーレルポンプの一例を示す。

(6) 日立セルフバランス式スプリットケーシング付バーレル型ボイラ給水ポンプ

これは石油精製工場で、クラッキング用として高温油に多年好成績を挙げた型を、ボイラ給水用として更に改良した型であり、セルフバランス式スプリット型の特長とバーレル型の特長とを兼ね備えたものである。

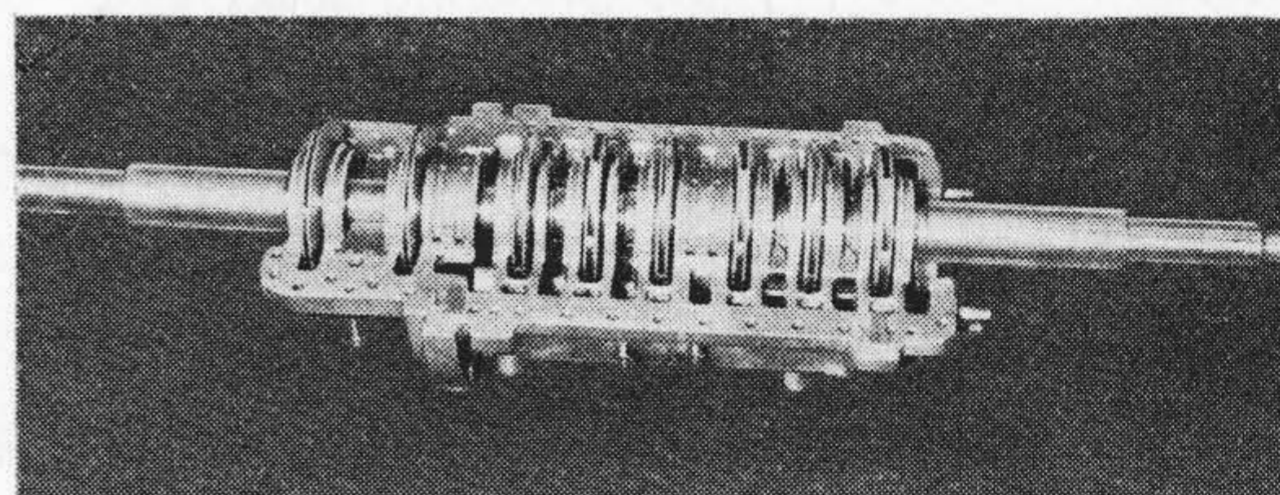
内ケーシングは二重ボリュウト式の上下二つ割り型を採用してある。ポンプの吸込側は特に小型のものを除いては、両吸込型(又は片側吸込型の羽根車2箇を向い合わせて並列運転式にしたもの)の羽根車を使つてある。

第3図に示したように、ボイラ給水ポンプはその給水温度に相当した飽和蒸気圧力よりも NPSH と称されるものだけ高い押込圧力で吸込口に押込まなければならないが、高速、高温、高圧であるので、この NPSH はなかなか大きくなる。それで吸込側第1段目は両吸込型にしてこの NPSH を小さな値でもよいようにして、ポンプに安全性を増してやる必要がある。



第4図 日立セルフバランス式スプリットケーシング付バーレル型ボイラ給水ポンプ

Fig. 4. Hitachi Self-balanced Barrel Type Boiler Feed Pump With Split Casing



第5図 日立セルフバランス式スプリットケーシング付バーレル型ボイラ給水ポンプ内ケーシング及び回転部

Fig. 5. Inner Casing and Rotors

この型に於ては、外ケーシングは円筒バーレル型であつて、両端のパッキンによつて高圧が保たれ、内ケーシングの上下二つ割りの分割平面はグライнда仕上された生地のままパッキンも塗料も施さずに合わせて締め付けられるが、運転中には外ケーシングと内ケーシングとの間に充満した吐出圧力に等しい高圧が、内ケーシングをしつかりと上下外側から押え付けているので各段共永久に漏水もせず、長年使用しても少しの歪も生じない。又内ケーシングも外ケーシングも上下が全く対称型にできているので、圧力や温度の変化が大きくかつ急速であつても上下に寸法の差が全く生じないから無理は決して起こらない。

目下製作中のものには次のようなものがある。

吸出口径.....	180 mm
給水量.....	180 t/hr
吐出圧力.....	87.5 kg/cm ² g.
回転数.....	3,550 r.p.m.
段数.....	7 段
給水温度.....	110°C
押込圧力.....	2.5 kg/cm ² g.
電動機馬力.....	1,000 HP

第4図にその外観、第5図に内ケーシング及び回転部分を示す。

第2表 ボイラ給水ポンプの圧力及び温度に対する適用材質の一例
 Table 2. An Example of Material's Used in Boiler Feed Pump at Various Pressure and Temperature of Feed Water

圧力及び温度	外ケーシング		内ケーシング		ケーシング嵌入部品	回転部品
40 kg/cm ² 90°C 以下	鋳鉄	鉄	鋳鉄	鉄	アルミ青銅	アルミ青銅
40 kg/cm ² 以上 120°C 以下	鋳鉄	鋼	鋳鉄	鋼	アルミ青銅	アルミ青銅
100 kg/cm ² 以下 120°C~180°C	鋳鉄	鋼	5%クロムモリブデン鋼		13クロム鋼	13クロム鋼
100 kg/cm ² 以上 180°C 以上	2%クロム鍛鋼又は鋳鋼		5%クロムモリブデン鋼		13クロム鋼	13クロム鋼

〔IV〕 材 質

ポンプケーシング、羽根車等は絶えず高温、高速の流水に接触している故、機械的な磨耗、高温水による酸化、腐蝕等に長時間にわたってさらされる。又高圧による高い応力に耐えることも要求され、温度が極めて高い時には、材料のクリープ現象に対しても安全でなければならない。又異なつた材質を嵌入してある場合に、熱膨脹係数の差によつて応力を生じる他、回転部分と固定部分との間隙も変わつて来て焼付き等の事故を生じるおそれもある。これ等の理由によりボイラ給水ポンプの主要部分の材質に就いては慎重な考慮をする必要がある。現在は温度、圧力に応じて鋳鋼、普通鋳鋼、クロム鋳鋼及び不銹鋼等が用いられている。これ等の材質の使用基準の一例を示せば第2表の通りである。

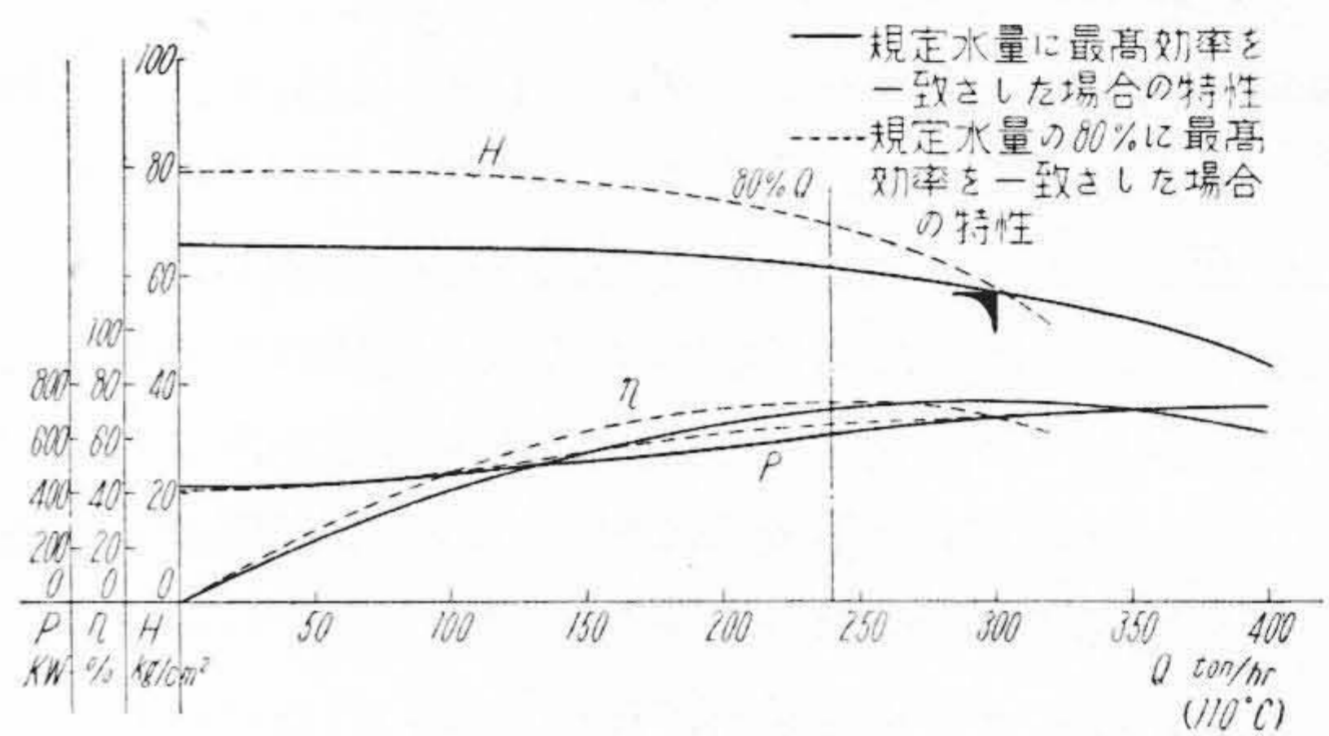
〔V〕 ボイラ給水ポンプの特性

(1) 特性曲線の勾配

一般に渦巻ポンプは吐出水量の増加すると共に吐出圧力の低下する特性を有する。その勾配はポンプの型式、構造、比較回転度等によつて異なる。所論「山高」の特性を示すものもあれば、完全な下降特性とすることもできる。ボイラ給水ポンプとしてはサージング等を防止するために後者が良いとされている。普通ボイラの給水ポンプとして使用される多段ポンプでは、吐出量零の所謂「締切り点」に於て、最高効率の点よりも圧力で10~25% 高くなるのが普通である。

一定回転数のポンプでは締切り点の余りに高過ぎることは、吐出管に高圧を与えるのであまり面白くない。一方締切り点が余りに低過ぎることは、特性曲線が平らとなり過ぎサージング等のおそれが多くなり並行運転が困難となる。

これ等のことを考慮すると、ボイラ給水ポンプとしては、その締切り点が最高効率の点より約20% 高くなるような曲線が一般に適切といふことができる。



第6図 最高効率点を異にした場合の特性の比較
 Fig. 6. Pump Characteristics when Max. Eff. Pt. is Located on 100% and 80% Quantity

(2) 最高効率点は何処へ持つて来るのが良いか

ポンプの設計に際しては、規定の仕様点に最高効率点の位置を置くのが普通である。併しボイラ給水ポンプの場合、その吐出水量は、ボイラ給水量に或る程度の余裕を見込んで決定するのが普通である。従つて常時規定の水量の70~80% で運転することが最も多い。故に規定吐出量の70~80% に最高効率点の位置を置く場合もあるが、これは必ずしも実際的ではない。

今規定水量の位置に最高効率点を置いた場合と、規定水量の80% 吐出水量に最高効率点を置いた場合の両特性を比較してみることにする。第6図に同一仕様点に対して、その最高効率点の位置を異にした場合の特性曲線の比較を示す。この場合その最高効率値は同一であると仮定する。図に示されるように、最高効率点を規定水量より少水量側に移したものは、締切り点の圧力も、規定圧力に比して30~40% も高くなり、前節に述べたような欠点が生ずる。又規定水量に最高効率点を置いたものより、80%水量に最高効率点を置いたものは、当然キャビテーションに対する性能が悪くなる。

以上の理由により、最高効率点を規定水量以下の水量に移すことは、一般にはよい効果を期待することはでき

ない。しかし次のような特殊な場合ではこの方法を有効に使用できる。

多数のポンプを並列運転する時、特に安定運転を行うために運転時水量附近では急な傾斜を必要とする場合は、上記の方法によるのが有効である。但し締切り時の圧力上昇に耐えるだけの強度を、ポンプ及び吐出側給水管系に与えておくことがもちろん必要である。

又最近の発電所に於て屢々行われているように、原動機速度制御により、ポンプの回転数を変えて吐出水量を調整する場合には、締切り点の過度の圧力上昇をなくすることができる。しかし締切り点の圧力があまりに高過ぎると、速度制御の割合が大きくなり、そのために抵抗器損失などが増すから注意する必要がある。

次に締切り点での圧力を低く指定する理由の一つとして、締切り点での圧力が高いポンプは、締切り点での圧力が低いポンプに比べると、締切り点及び部分水量での給水加減器による余剰圧力の絞り殺し量が多いので、動力損失が多いからそれを避けたいという意見のことがある。しかし羽根車とケーシングの設計要素を多少変えても、最高効率点でのポンプの発生圧力と締切り点での発生圧力との比及び最高効率点でのポンプの所要動力と締切り点での所要軸動力との比は何れも殆ど変わらないし、最高効率点附近での百分率で表わした給水量の変化に対する発生圧力の変化の割合の傾きが45度よりも遙かに平らなこの種ポンプに於ては締切り時の発生圧力を極めて低くするためには最高効率点を規定給水量の位置よりも大水量の方に移さざるを得ないから、締切り点の発生圧力を低くすると締切り点での所要軸動力が却つて増加す傾向がある。それは第6図によつても判る。

(3) 少水量時の温度上昇

ポンプを少水量で運転する時、ポンプの損失動力が熱となつて、給水に与えられる故、給水の温度が上昇する。このためにボイラ給水ポンプでは過熱防止装置を使用するのが常である。

ポンプの特性曲線より給水の温度上昇を計算によつて求めることにする。簡単のため、ポンプの損失動力がすべて熱となつてそれが給水に伝えられるものと仮定する。

$$\Delta t = \text{給水の温度上昇 } ^\circ\text{C}$$

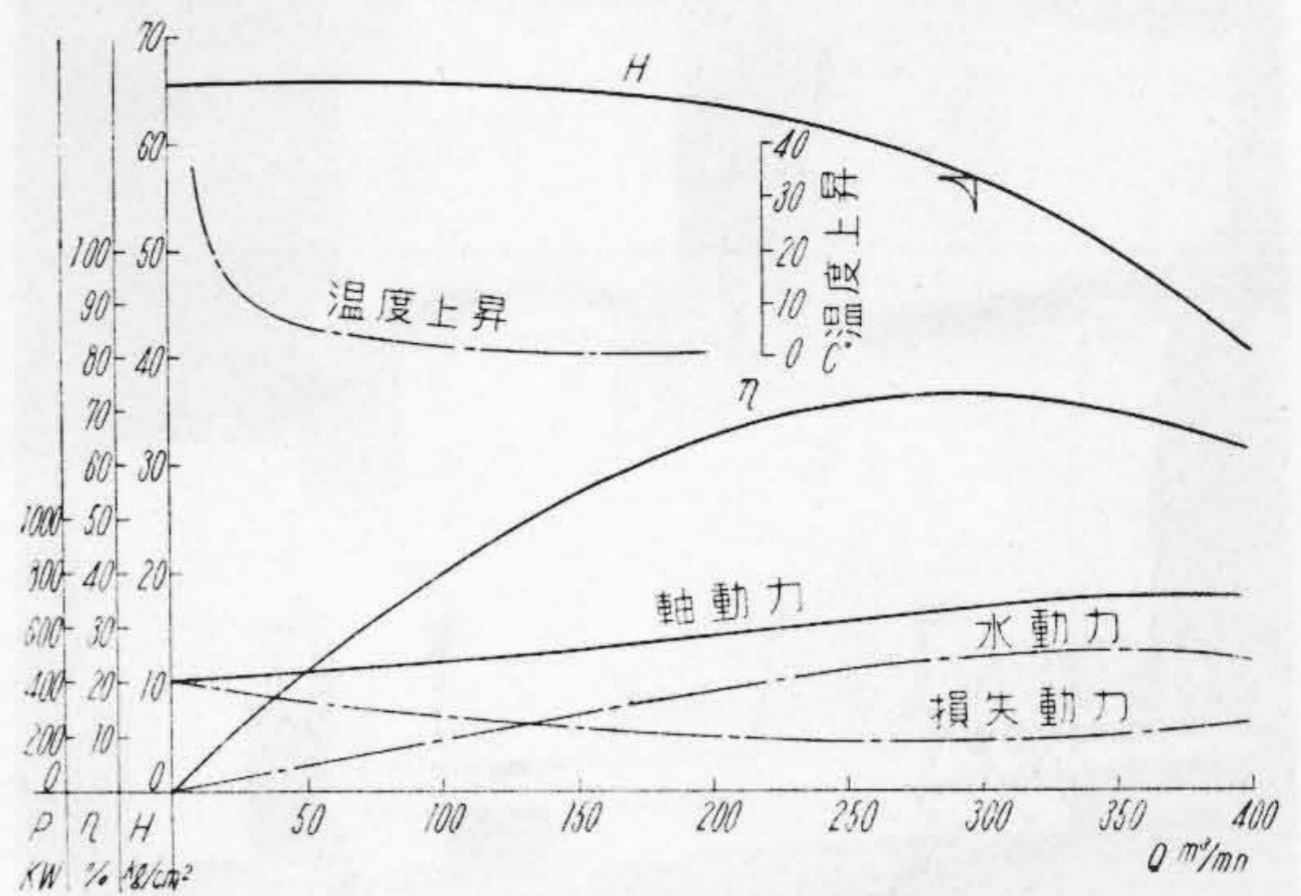
$$Q = \text{給水量 } \text{ t/hr}$$

$$(KW) = \text{損失動力 } \text{ kW}$$

として

$$1 \text{ kW} = 0.239 \text{ kcal/sec} = 14.35 \text{ kcal/min}$$

$$\Delta t \times \frac{Q}{60} = \frac{14.35 \times (KW)}{10^3}$$



第7図 給水の温度上昇線図
Fig. 7. Temperature Rise Chart of Feed Water

即ち

$$\Delta t = \frac{14.35 \times 60 \times (KW)}{Q \times 10^3} = 0.861 \frac{(KW)}{Q}$$

上式によつて計算して各給水量に於ける温度上昇を計算すれば第7図に示す曲線となる。実際には損失動力としては機械的損失動力も含まれている故、この値より温度上昇の値は小さくなるのであるが、一方例えばポンプ内の間隙部に於ける漏洩損失等の起こる部分、例えば羽根車、マウスリング間隙などでは局部的にはこの値より大きな温度上昇があるものと考えられる。

通常のボイラ給水ポンプでは、許し得る給水の平均温度上昇を約 10°C として過熱防止装置を計画するのが良いであろう。

$$(SKW) = \text{給水量 } Q \text{ なるときの軸動力 } \text{ kW}$$

$$(WKW) = \text{給水量 } Q \text{ なるときの水動力 } \text{ kW}$$

$$H = \text{給水量 } Q \text{ なるときの発生揚程 } \text{ kg/cm}^2$$

$$\eta_p = \text{給水量 } Q \text{ なるときのポンプ効率}$$

$$C = \text{常数}$$

とすれば、

$$(KW) = (SKW) - (WKW)$$

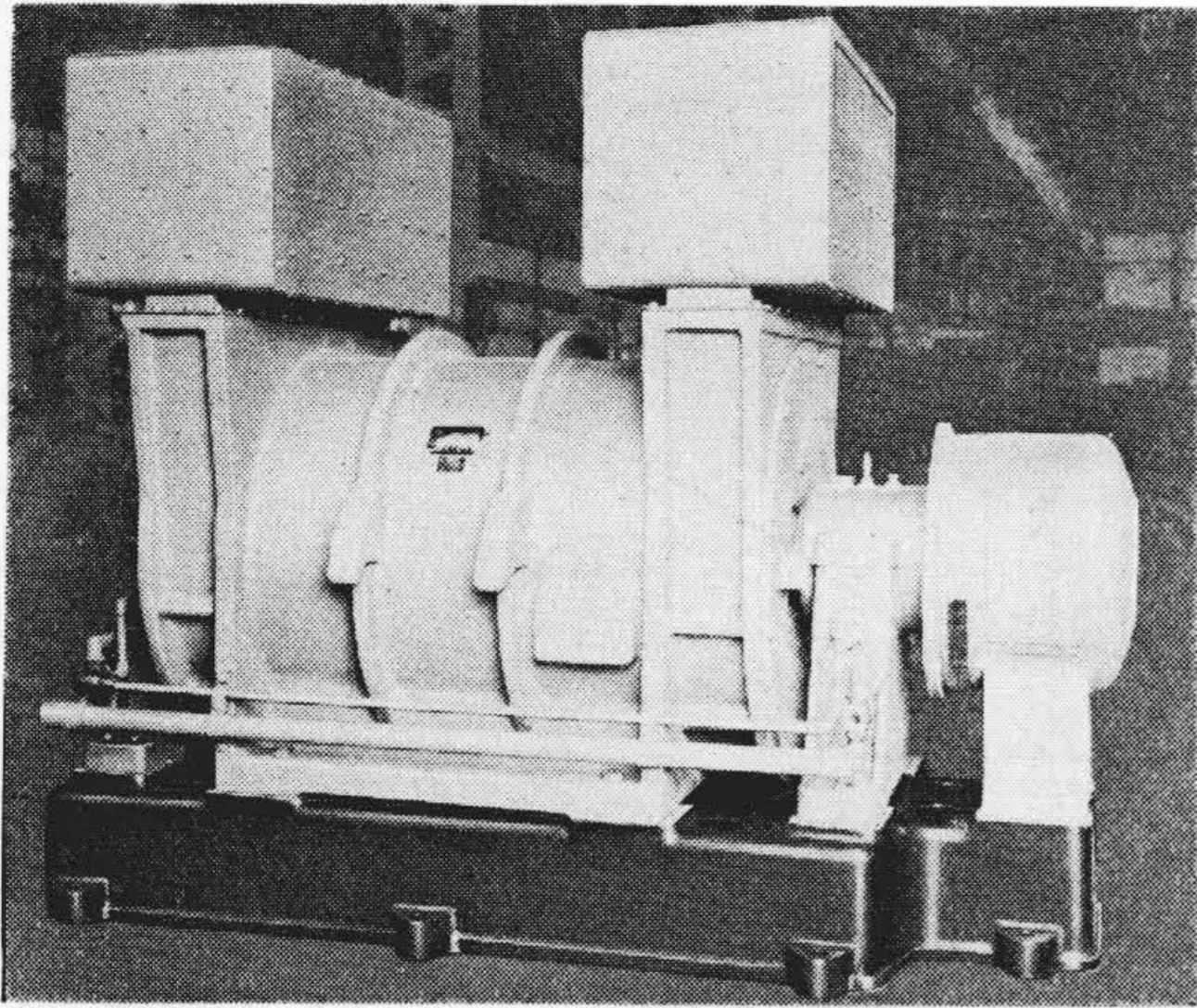
$$= \frac{CQH}{\eta_p} - CQH$$

$$= CQH \left(\frac{1}{\eta_p} - 1 \right)$$

従つて

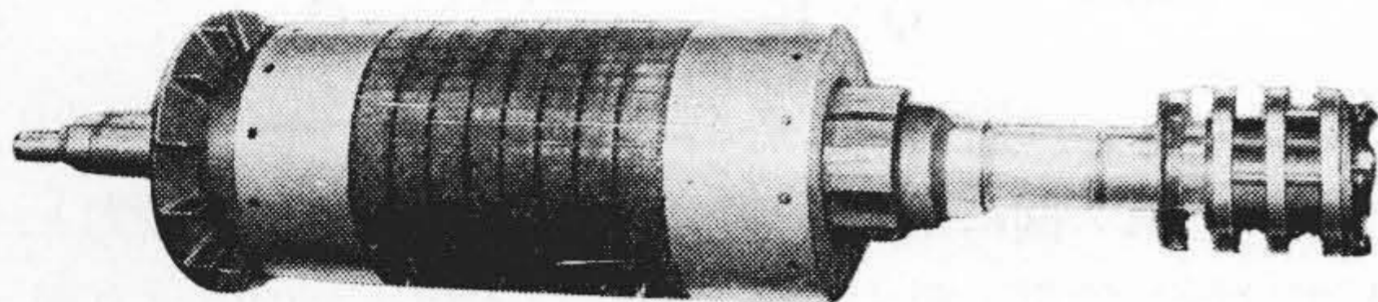
$$\Delta t = 0.861 CH \left(\frac{1}{\eta_p} - 1 \right)$$

この式を吟味してみると、同一 Δt に対しては、 H が高くなればなるほど、 η_p が大きくなるべきことを示している。即ち上昇温度を一定に保つためには高圧のポンプになればなるほど、羽根車を通る最低水量を増大しなければならぬことになる。この中で一部はボイラに送ら



第8図 給水ポンプ用誘導電動機 1,000 HP
2 P 3,600 r.p.m.

Fig. 8. Induction Motor for Boiler Feed Pump



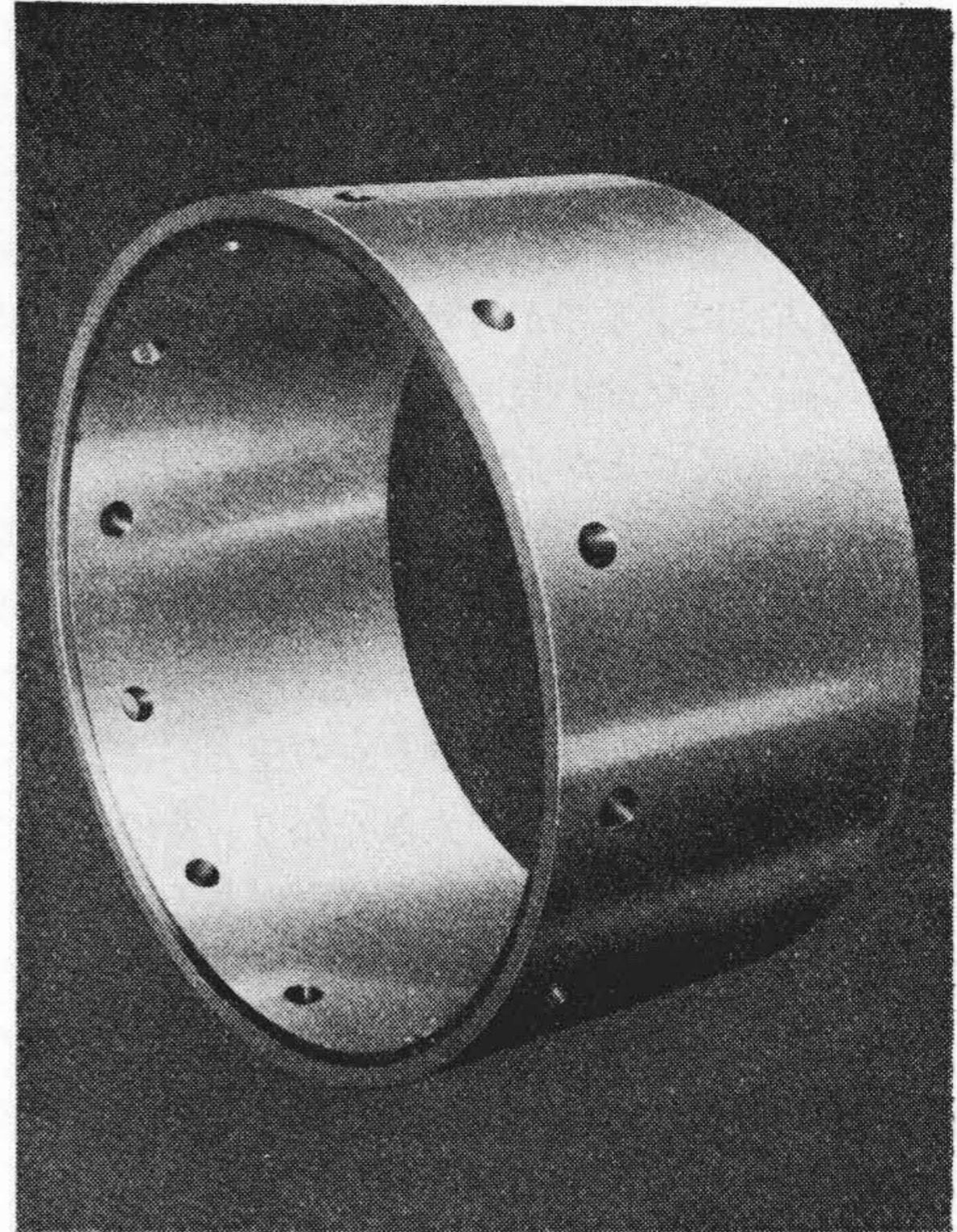
第9図 回 転 子

Fig. 9. Rotor of Induction Motor

れ残部は過熱防止装置によつて外部に放流されるのである。この合計量は規定給水量の10%から20%の範囲内に変わる。効率の低い悪いポンプでは、この放流量が大きな百分率となるべきこともこの式によつて判る。過熱防止装置は放流量を30%までに増量し得るように用意しておくのがよい。

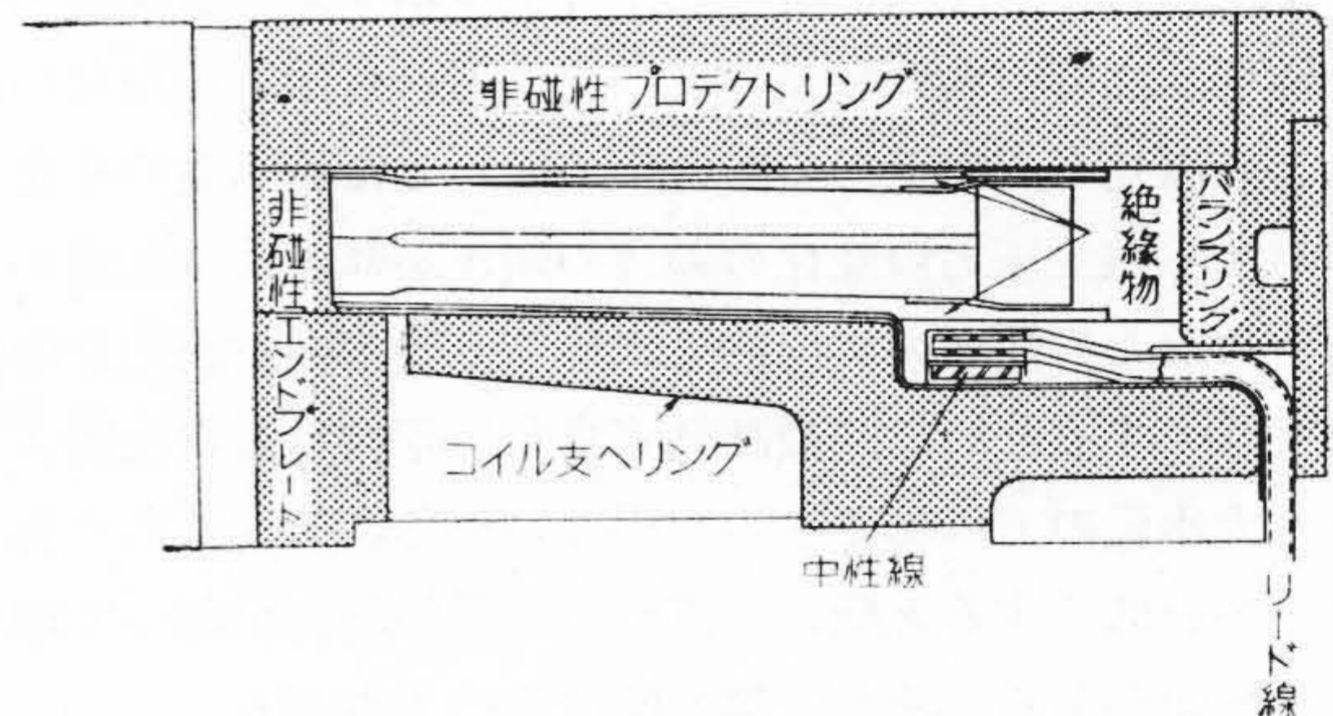
〔VI〕 給水ポンプ用電動機

近時発電設備の単位容量が大きくなるに伴い給水ポンプ、従つて電動機の容量も大きくなる傾向にある。前述の如く給水ポンプは殆ど3,000又は3,600 r.p.m.の2極誘導電動機で駆動される。従来は500 HP級以上は殆ど総て巻線型が使用されて来た。将来も巻線型で抵抗制御で速度を加減する方式が多いと思われるが、最近米国等ではかご形誘導電動機を使用し、速度制御には流体接手を用いる方法も行われている。電動機としてはかご形の方が構造も簡単で小型に出来、価格も安く、又流体接手で無負荷起動を行えば起動時に大した問題も起らないが、起動電流が大きいという欠点を有している。流体接手の価格、据付面積等を考慮するとその利害得失は軽々に論ずることは難しく、結局は総合能率の問題となる。この点は将来の問題として、こゝには最近製作されている1,000 HP級以上の給水ポンプ用高速度巻線型電動機の構造上の特長に就いて述べたい。



第10図 プロテクトリング

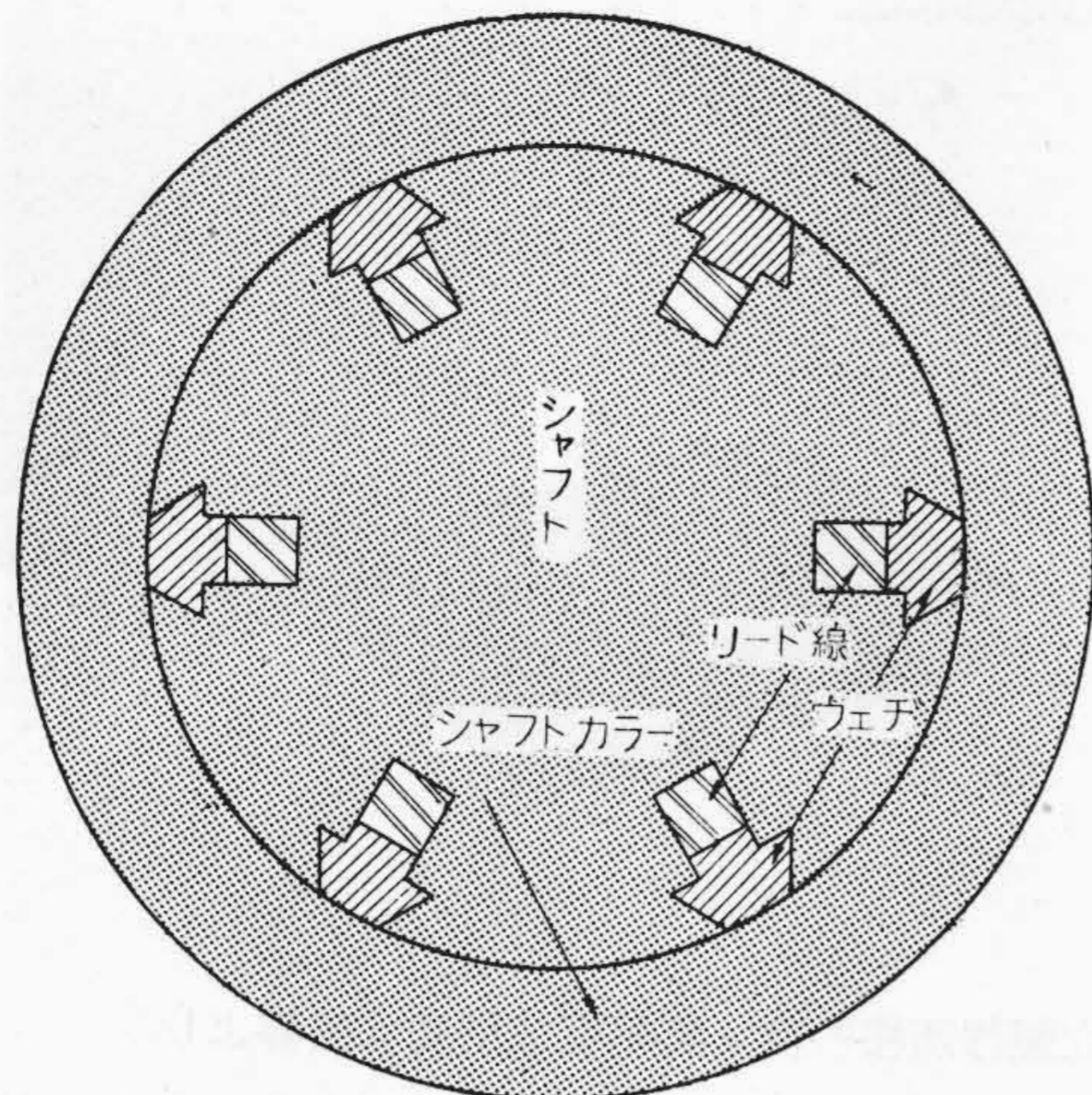
Fig. 10. Protect Ring



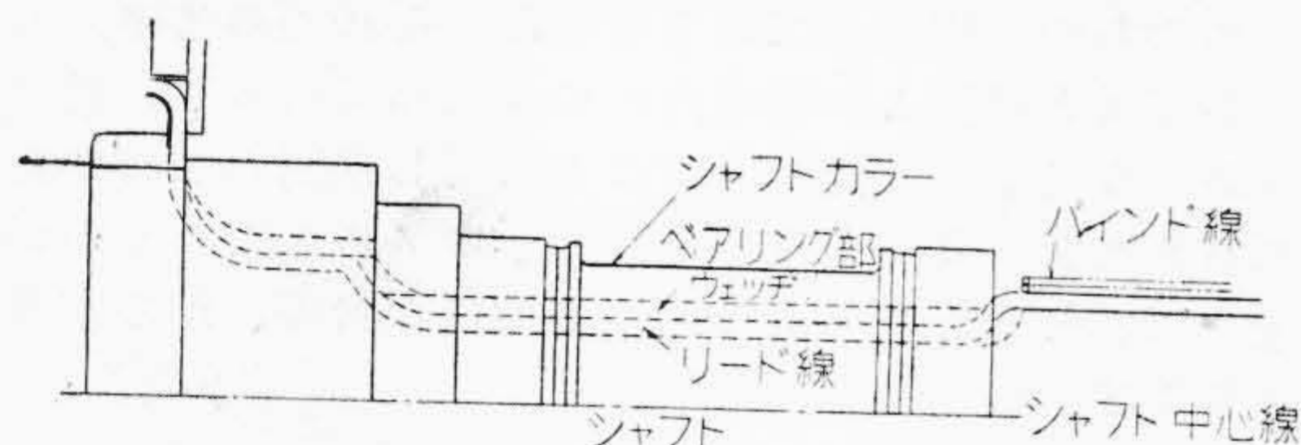
第11図 回転子コイルエンド構造図

Fig. 11. Rotor Coil End

従来のこの種の電動機と最も異なる点は回転子コイルエンドの保護にバインド線の代りに非磁性プロテクトリングを使用している点である。(第9図)バインド線は半田で固定する関係上大型のものに不向であるが、往時は必要な強度を有する非磁性特殊鋼が国内で製作されなかつたためやむを得ずバインド線を使用していたが、近時は日立製作所の自工場で十分な強度を有するものが鍛造出来るようになった。(第10図)プロテクトリングを使用するためにこの部分の信頼度は非常に増大した。(第11図)のように非磁性エンドプレート、プロテクトリング及びバランスリングが一つの箱を形成し、その中にコイルが納められた恰好になっている。リングには適当な箇所を穿孔して通風を行い、コイルエンドの冷却を行っている。必要な箇所を穿孔して冷却することが可能であることもこの方式の利点である。



第12図 ベアリング部シャフト断面図
Fig. 12. Sectional View of Shaft at the Bearing



第13図 軸の貫通部に於けるリード線保持法
Fig. 13. Holding of Lead Wire through the Shaft

中性環及び接続線はコイルの下に納め、この部分の構造はコイルの温度変化による膨脹収縮によつて接続部に無理な力がかゝらないような形になつている。

リード線はシャフトに刻まれた溝中に納り、恰も回転子鉄心スロットと同様の形に楔で押え、その上にシャフトカラーを焼嵌めしてこの部分がベアリングジャーナルになつている。従つてリード線のベアリング貫通部が振動その他で事故を起すおそれが絶対がない。(第12図、第13図)

高速であるため回転子各部の機械的強度が問題になるが、鉄心の空気ダクトにはダクトピースを用いず、ピースに相当する部分と当板の部分とを一体に削り出してあるのでピースが弛んだり飛出したりすることがない。

高速機であるため冷却ファンその他の或程度の騒音があることは本質的に已むを得ないが保守の点を考慮して消音装置を設けてあるので非常に静かに運転できる。

回転子鉄心押えのエンドプレートも非磁性の特殊材料を用いてコイルエンドの漏洩リアクタンスを少くし、且つ渦電流による過熱を防いでいる。

以上高速電動機の構造上最近進歩した点に就いて述べたが、これをかご形にする場合にはプロテクトリングやリード線引出に考慮された複雑な構造はなくなるので非常に簡単となり冷却効果もよい。流体接手を使用して無負荷で起動する場合には起動トルクは小さくて済み、必ずしも特殊かご形にする必要はない。然し流体接手に流体が入っている場合にはその引ずり回転力は大きくなることがあるので、電動機の最大トルクはその点を考慮しなければならないが負荷がポンプであるから引ずり回転力が急激に増大することは考えられないのでそれ程問題にはならない。

〔VII〕 結 言

以上述べて来た如く、今後の火力発電所用高圧、高温ボイラ給水ポンプに於ては、長年月の確実な運転を可能ならしめるためには、圧力及び温度が高くなればなるほど、又給水量が多くなればなるほど、円筒型二重ケーシング構造即ちバーレル型とする方向に進まざるを得ないのであろう。

又これに使用する材料は、耐蝕性の大きいクロム鋼系の不銹鋼を各部に利用して、長期間の苛酷な運転に耐え得るようにしなければならぬ。

特性に就いては、そのポンプの運転方式によつてそれぞれ最適のものを得るよう努めなければならぬことはもちろんであるが、ボイラ給水ポンプの場合、失われる給水の損失の大半は熱として回収し得ることを考えて、与えられた特性曲線の中で最も都合の良い部分を使用するように運転条件を調整することも特性改善の一方法であらう。

吾々は今後の高圧、高温化する火力発電所用ボイラ給水ポンプの一つのモデルを今回製作したのであるが、その構造、材質及びポンプ附属機器、ポンプ運転方式等の細部に就いては、今後の使用実績に基づいて検討すべき幾多の問題を有している。これらの問題に対してはポンプ使用者側とも協力してその究明に当り、ボイラ給水ポンプの今後の発達を念願しているものである。

参 考 文 献

- (1) I. J. Karrassik: Power Eng. 60 (1950-11)
- (2) I. J. Karrassik: Power Eng. 63 (1950-9)
- (3) A. J. Stepanoff: A.S.M.E. Vol. 54, 47 (1932-8)
- (4) I. J. Karrassik: Power 159 (1941-3)
- (5) I. J. Karrassik: Power 318 (1941-5)
- (6) Standards of Hydraulic Institute: Centrifugal Section 18 (1947)

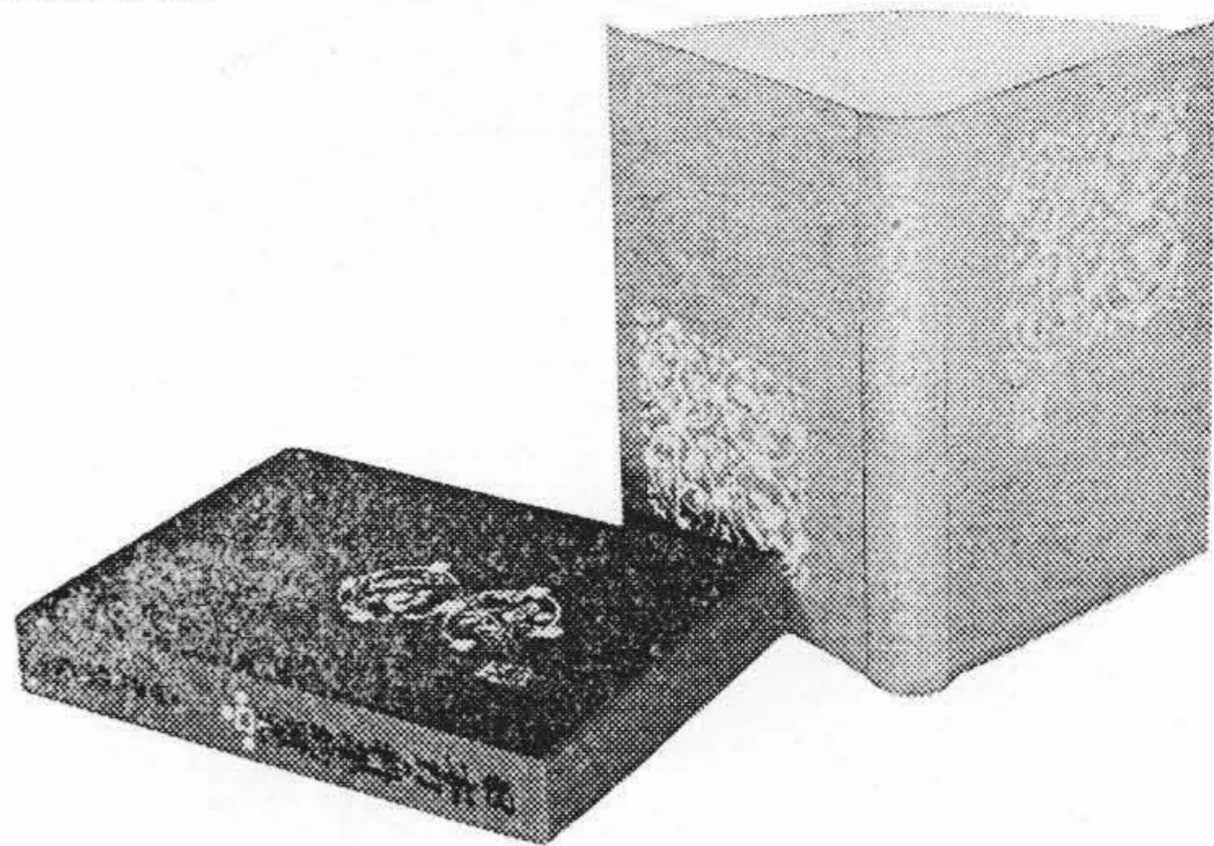
「日本図書館協会選定図書」

日本刀の科学的研究

工学博士 東大名誉教授
日本学士院会員 冶金学者

俵 国 一

新刊（昭和28年7月30日発行） B列5判 444頁
特製豪華美本（装幀 棟方志功画伯） 定価 2,000円



俵国一博士は、我国に於ける鉄鋼学界の長老であり鉄冶金学の泰斗であつて、特にその日本刀に関する研究は前人未踏の境を開かれたものとして全世界に名声噴々たるものがある。

大正十年「日本刀の科学的研究」に対して学士院賞の授賞、昭和十年宮中御前にて「冶金学上より見たる日本刀の特色」を進講せられ、後、文化勲章を受け、文化功労者に推挙せられた博士が、永年にわたり日本刀に関し科学的にあらゆる角度より究明した研究結果を後世の人々に残すべく老齢をも顧みず今回編纂されたもので、日本刀に関する我国唯一の科学的研究書である。日本刀の価値を知る者はもとより苟くも鉄鋼に関心をもつ者の必読すべき名著と信ずる。

日立製作所相談役 高尾直三郎氏 後書より

俵先生の日本刀の研究は、今日から見ても実に立派なものであります。日本刀が世界的に優秀なる鉄製品なることは云う迄もありませんが、日本産の原料を用い日本独自の方法で造られた事に大なる意義があります。即ち独創品であつて模造品ではありません。それ程の日本刀も全てが秘伝と神秘との帳の内につままれて居るし、且つそれがさう云う帳の内に居ることに對し無関心で有つたのであります。さう云うものに科学のメスを入れたのが俵先生で、その発表を纏めたのが此の報告書、即ち本書であります。
(以下略)

略 目 次

緒 論	
第一章	鉄鋼協会に於ける講演
第二章	日本刀の原料として庖丁鉄、卸し鉄
第三章	鋼卸し鉄法及び銑卸し鉄法に就いて
第四章	日本刀の地鉄に関する資料
第五章	日本刀の有する化学成分
第六章	日本刀の「スペクトル」分析に就いて
第七章	日本刀の肌模様と焼入
第八章	機械学会に於ける講演
第九章	日本刀の研磨法に就き
第十章	日本刀の研磨に関する資料
第十一章(一)	刀の研ぎ面の模様と鍛錬組織
第十一章(二)	刀身の研磨法と其外観に就きて
第十二章(一)	日本刀の形状と寸度の測定
第十二章(二)	日本刀表面の肉取曲線に就いて
第十二章(三)	再び日本刀に於ける肉取曲線に就いて
第十三章	日本刀の形状寸度に就いての資料
第十四章(一)	日本刀の反りと切れ味との関係
第十四章(二)	刀の「切れ味」に就いて
第十五章	日本刀の打撃中心に就いて
第十六章	日本刀製作作業法に関する資料に就いて
第十七章	記録より見たる刀剣鍛錬法の異同及びその得失
第十八章	黄金鍛及び銅鉄鍛に就いて

第十九章	日本刀の沸及び匂に就いて
第二十章	日本刀の沸及び匂に関する資料
第二十一章	鋼の加熱温度と焼入組織の関係
第二十二章(一)	日本刀のチケイに就いて
第二十二章(二)	米物のチケイに就いて
第二十三章(一)	日本刀の移り及び地沸に就いて
第二十三章(二)	移りに就いて
第二十四章	日本刀の金筋、双ガラミ及び白ジミに就いて
第二十五章(一)	信国短刀の横断面に就いて
第二十五章(二)	倫光短刀に就いて
第二十六章	日本刀の「焼直し物」と云う事に就いて
第二十七章(一)	日本刀の有する硬度と比重に就いて
第二十七章(二)	再び日本刀の刃部の硬度に就いて
第二十八章	日本刀の疵に就いて
第二十九章(一)	古直刀に就いて
第二十九章(二)	再び古墳発掘の直刀に就き
第三十章	古直刀の焼入組織に就いて
第三十一章	満洲鞍山附近に於いて発掘せる古代の鉄具類その他
第三十二章	鎧の小札に就いて
第三十三章	南蛮鉄について

折込附図 四図

発行所

東京都千代田区丸ノ内一丁目四番地
(新丸ビル七階)

日立評論社 振替 東京 71824 番

発売所

東京都中央区日本橋通二丁目六番地

丸善株式会社 振替 東京 5 番