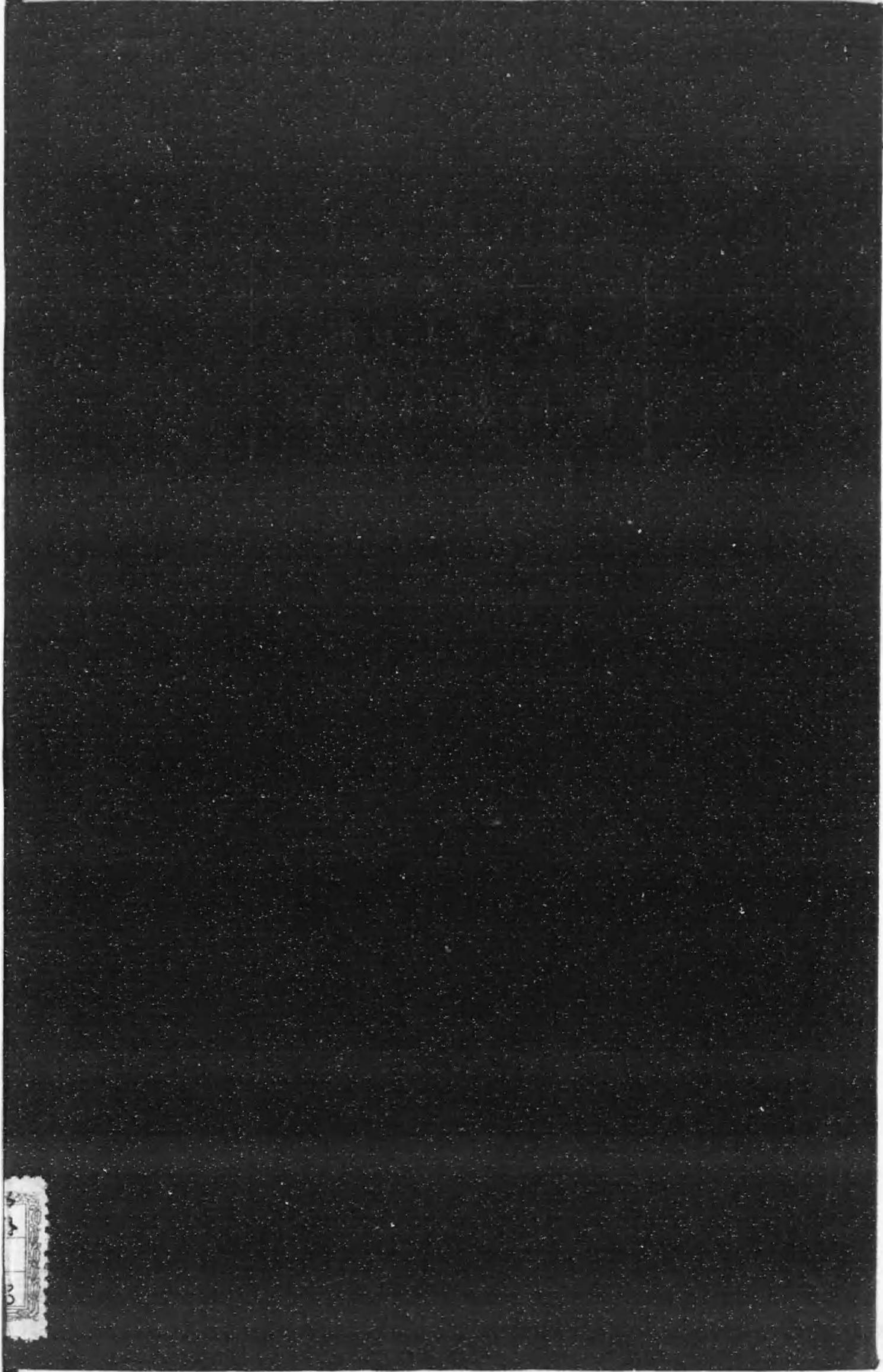
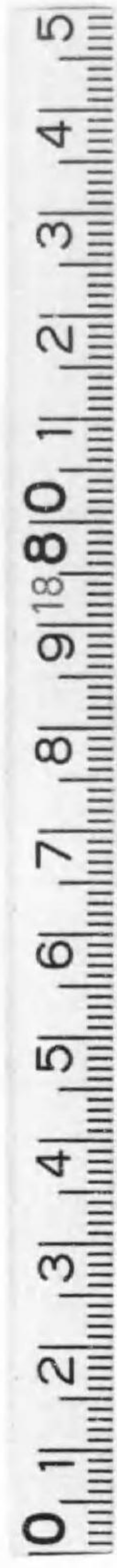




始



國立中央大學

國文系

專修科教科書

特 219
897

財團法人國民工業學院



財團法人國民工業學院

發行

例 言

本書は本學院專修科の通信教科書として編し、實地に必要な知識を成るべく平易に理解させることを主眼としたものである。

專修科の修學期間は一科目毎に三箇月と定めてあるから、本書に依つて學習せられる諸子は其の間に反復精讀して、不審の點は本學院に質問せられ、本學院は力めて丁寧^{ていねい}に回答することとするから、これに依つて研究を重ね、成るべく期間内に學習し終ることを期せられたい。

本書を十分に理解するには凡そ次の三段の手順を踏むがよい。

- (一) **通讀** 初めに一章なり一節なり、適當な區切を定めて置いて、それだけ讀み通して大意を知るのである。此の時には假令分らぬ箇所があつても、それは後で考へることにして兎に角讀み通して大體どんな事が書いてあるかを知るのが肝心である。
- (二) **精讀** 通讀のすんだ所を初めから讀み直して、今度は十分に考へて分らぬ所や曖昧な所が無いやうに理解するのである。これも最初は多少通讀の意味を加へて、十分には行かずとも先づ一應の精讀を試み、相次いで二回三回と繰り返して、最初に分らなかつた所も十分に理解し、幾回も反復して遂に一點の不明な箇所も無いまでに至らねばならぬ。此の時に不審が起れば質問するがよい。自分でよく考へもしないで直ぐに質問するのは良いことではない。また後の章に進めば自ら分るといふ類の事柄は、自分の頭に保留して置いて次に進むがよい。
- (三) **應用** 精讀して理解した事柄は、これを實地に當て嵌めて見ねばならぬ。美しく實地に活用することが出来れば、初めて知識が自分

のものになつたのである。併し應用は複雑なもので、さう容易く出来ない場合がある。諸子が實地に當つて見ると、書物で讀んだのとは勝手が違ふと感ずる事もあるであらう。その場合には書物にあつた説明と實地とを比較してよく考へて見るがよい。すると成程様子は違つて居るけれども同一の原則に依つたものだといふ事が分るであらう。同一の原則を種々の場合に當て嵌めるのが應用であるから、これにも十分に頭腦を働かせねばならぬ。そして最も注意周到に且用心深くすることが肝要である。この時にも不審が起るであらうから、十分に質問するがよい。

以上の手順を採つて章節を逐つて本書全體を終れば即ち修了である。尙修了後も復習を怠らず、又本書を基礎として研究を進めて行くならば、諸子の進歩は必ずや著しく、殆ど無限に伸び得る譯である。

修了生には希望に依つて修了證書を授與し、その修了者には院友徽章を贈つて永く本學院との連絡を保ちたいのであるから、諸子に於いても學問技術の點のみならず、道德の點に於いても本學院の生徒たるの品位を全うせられることを希望する。

昭和九年一月

財團 國民工業學院
法人

蒸 氣 タ ー ビ ン

目 次

1. 蒸氣 タービンの歴史……………1— 3
2. タービンの定義、水 タービン との比較……………3— 5
3. 蒸氣 タービンと蒸氣機關との比較……………5— 7
4. 蒸氣の性質と熱力學の初歩……………7— 18
 - (1) 作業物として蒸氣の持つべき條件
 - (2) 蒸氣の性質
 - (3) 熱力學の第一法則
 - (4) 熱力學の第二法則
 - (5) 瓦斯の状態變化の特性式
 - (6) 蒸氣の膨脹と流動
5. 羽根に於ける蒸氣の作用……………19— 22
6. 蒸氣表と状態線圖……………22— 26
7. 蒸氣 タービンの分類……………26— 30
 - A. シリンダー の數に依り
 - B. 使用の條件に依り
8. タービン 内の蒸氣の壓力及び流速……………31— 35
 - A. 單式衝擊 タービン
 - B. 速度複式衝擊 タービン
 - C. 壓力複式衝擊 タービン
 - D. 軸向流反動 タービン

E. 輻流反動タービン	
9. 蒸気タービンの構造	36—42
10. 衝撃式と反動式との差異(軸流型)	42—43
11. 速度線図	44—47
12. 蒸気タービンの諸損失	47—51
A. 内部損失	B. 外部損失
13. 蒸気タービンの諸効率	51—55
14. 蒸気必要量	55—56
15. 蒸気タービンの調速	56—62
(A) 絞調速	(B) ノズル加減調速
(C) 絞流量組合調速	
16. 羽根、車輪及び危険速度	63—71
(A) 羽根の材料	(B) タービン羽根の構造
(C) 羽根車輪及び危険速度	
17. ノズル及びダイヤフラム	72—74
(A) ノズル	(B) ダイヤフラム
18. ドラヴアールタービン	74—75
19. カーチスタービン	75—76
20. ラトー及びツェリータービン	76—77
21. パーソンスタービン	77—78
22. ユングストロームタービン	78—80
23. 船用タービン	80—84
24. 復水装置	84—90

蒸気タービン

1. 蒸気タービンの歴史

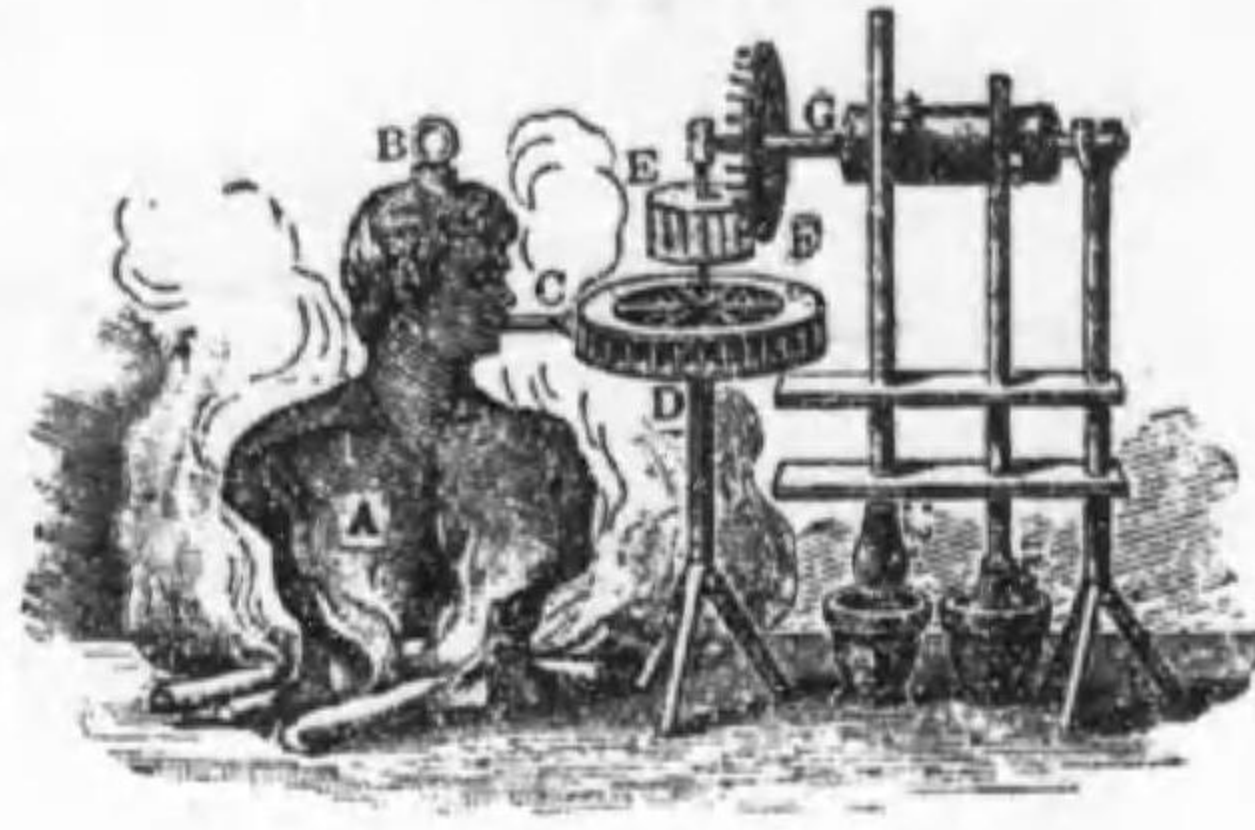
大馬力を要する大型艦船並に大発電機に對し、最も適當な原動力機として、一基で200,000 KW以上の力を出し、海に陸に廣汎なる適用範圍を占めて、しかも將來どこまで發達するのか判らないといふ蒸気タービンが、盛んに實用されるやうになつたのはまだ四十年位のものである。

歴史的にその發達の徑路を調べれば、遠く2,000年の昔即ち西曆紀元前120年に、埃及の一數學者ヒーローが第1圖に示す如きものを考案してゐる。それは冷罐A中に水を満たしこれを下方から熱して蒸氣を作り、管B及びCを経て球D中に導く、DはG及びHを支點として廻轉の出来るやうに支へられ、曲管の尖端から蒸氣を噴出させると、反動作用で蒸氣の出る方向と反對の方向に球が廻轉する。この球の廻轉運動を利用して宮殿の扉を開くやうに仕掛たといはれるが、昔は「不思議の獨樂」として廣く知られてゐた。即ち現在の反動タービンの元祖として有名なものである。これより遙か後になつて今から凡そ300年前(西曆1,629年)伊太利の建築家プランカが、第



ヒーロー機關

2 圖に示すやうな噴汽車を考案した。人形の体内 A (汽罐) に入れてある水を熱して出来た蒸氣を人形の口 C から噴き出させ、羽根車 D に噴き當て、これを廻轉させ、軸に固定した齒車 E から齒車 F を經て横軸 G を廻轉させて、槓を交互に持ち上げて臼の中の穀物を搗かせた。これは前に述べた蒸氣の反動作用の應用ではなく、噴出する蒸氣の力に依つて押し廻はされるもので、現在の**衝撃タービン**の元祖である。



第2圖

ブランカの機關

然しながらこれ等は、唯蒸氣力に依つて簡単な機械装置に廻轉運動を與へたといふ程度のものに過ぎなかつた。

その後バピン等に依り、タービンの原理に依る熱原動機が種々考案されたが、その頃の工作法は幼稚で、高速廻轉に使用し得る材料も貧弱であつたため、實用化されるまでには至らなかつた。

更に十八世紀の末頃、ゼームスワットの蒸氣機關の完成に刺戟されて以來、一般の興味は専らその改良發達に注がれ、工場用の原動機を始めとし、汽車に汽船に各方面に蒸氣機關が採用された結果、蒸氣タービンの發達は自然阻止され勝であつた。十九世紀(西曆1,800~1900年)の文明はワットの蒸氣機關に依つて開拓されたとまでいはれてゐるが、その間に極度の發達を遂げ

た蒸氣機關は、最早その改良進歩の餘地がなくなり、更に原動機としての型式上の不満は、再び(十九世紀末葉)蒸氣タービンの研究の勃興を促し、英國のパーソンズ(1,884年)及び瑞典のドラヴァル(1,888年)の天才的創案と不斷の努力とに依つて、漸く實用的のものが製作されるやうになつた。前者は**反動式**、後者は**衝撃式**といはれる。今世紀の初め頃より工業的に製作を開始し、年と共にその眞價が認められ、尙衝撃式に對するカーチス(米國)、ラトー(佛國)、チェリー(瑞西)等に依る改良、ユングストローム兄弟(瑞典)の特殊反動タービンの創造に依つて、次第に應用範圍が擴大されて、海陸共に多種多様な型式を以て非常な發達を遂げた。

殊に最近數ヶ年の汽力發電所用蒸氣タービンの發達は實に驚嘆に値するものである。即ち一汽筒 80,000 キロワット(KW)、單軸串型複式 160,000 KW、更に多軸型複式 208,000 KW の驚異的記録を示してゐる。我が國に於ても長崎の三菱造船所、石川島造船所等に於ては、多年の努力に依り船用陸用共に外國品に比べて決して劣らない設計及び製作を續け、外國品の驅逐に向つて着々として成果を擧げつゝある。

2. タービンの定義、水タービンとの比較

蒸氣の有する熱を利用して動力を得るものを蒸氣機關といひ、一つを往復蒸氣機關(略して蒸氣機關、又はピストン型機關)、一つを蒸氣タービンと稱することは、既に「汽罐及び汽機」に述べてあるが、一般に原動機の運動部分の廻轉を起し機械的仕事

を得る爲めに、流體の運動量の變化を利用するものをタービンといひ、水、蒸氣、瓦斯等何れのタービンに於てもその原理は同一である。今 $M =$ 單位時間の流量、 $w =$ 流速度とすれば、運動量は Mw にて與へられるから、タービンとしての所要目的を果たすためには、如何にして流速度 w を得、如何にしてその運動量の變化を有効に利用するか、換言すれば、流體のもつエネルギーを如何にして運動のエネルギー（抵抗に逆つて物體を動かす能力）に轉換し、更にその運動のエネルギーを機械的仕事に換へるためには、如何なる機構に依るべきかが、全體としての問題となる。而して流體のエネルギーを廻轉部分に傳へる唯一の手段は流體の速度の變化であり、又同一の容積の流體の運動量の變化は流體の密度と速度差とに比例して増加する。従つて使用する流體の性質に依り、理論の適用並に構造上にも著しい差異を生ずるのである。水タービンと蒸氣タービンとを比較すれば、この関係が一層明瞭に理解が出来る。

(1) 水は常に一定の密度を保ち、殆ど壓縮不能のものと見做されるのに對し、蒸氣は壓縮可能でその密度は溫度及び壓力に依り著しく變化する。そして水の密度は蒸氣に比べて著しく大きいことは第1表に示す通りである。

第1表 蒸氣と水の密度比

蒸氣壓力(氣壓, 絕對) (乾燥飽和)	30	10	5	1	0.5
蒸氣密度 (kg/m ³)	14.730	5.051	2.619	0.579	0.303
水の密度との比	1/68	1/198	1/382	1/1730	1/3300

(2) 水タービンの運動のエネルギーは、位置のエネルギーより轉換され、蒸氣タービンでは熱エネルギーより轉換される。故に前者では水の落差とそれの有効利用装置を必要とし、後者では汽罐設備と蒸氣を膨脹させる適當な形の筒口即ちノズルを必要とする。

(3) 水の流速度は落差に依り限定されるが、蒸氣は膨脹に依り非常な高速度が得られる(後述、第3表参照)。

従つて兩者の設備及び構造上に著しい差異の生ずることは明らかで、水に比較して複雑な性質をもつ蒸氣を用ゐ、而も高速度となる蒸氣タービンの方が、理論上に於ても亦設計、構造上に於ても遙かに複雑且困難で、水タービンが既に十九世紀の末葉に稍完全の域に迄發達した頃にも、蒸氣タービンは漸く發達の道程に就いたに過ぎなかつた理由は茲に存するのである。

3. 蒸氣タービンと蒸氣機關との比較

兩者とも蒸氣を作業物として用ゐる原動機たる點は等しいが、蒸氣の有する有効エネルギーの利用手段が根本的に異なる。即ち蒸氣タービンに於ては、膨脹に依り最初運動のエネルギーに換へられ、更に機械的仕事に換へられ、二重のエネルギー轉換を必要とするに對し、蒸氣機關に於ける熱より機械的仕事への轉換は、直接ピストンに働く靜壓力に依つて行はれ、蒸氣流動に依る力學的の影響は殆ど受けない。以下兩者の主なる差異を列記して見よう。

(1) 熱効率の良好なること

總て熱機關ではなるべく高壓、高温の作業物を用ゐ、これを十分低壓、低温まで膨脹させる程その熱效率はよいのであるが、蒸氣機關ではその構造上、タービンに比べてこの點に大なる制限を受ける。即ち滑油の關係上、蒸氣機關に使用する汽壓の限度は最大 17 氣壓で、汽温にも一定の限度があり、低壓になれば蒸氣の容積が莫大となり、その利用が困難であるが、タービンでは汽罐胴の強さや、汽筒及び羽根の材質が許す程度まで、汽壓及び汽温を高めることが出来、殊に低壓部分にて莫大に容積を増す蒸氣を、さまで困難なく且損失も少く利用出来る故、その熱效率はタービンの方が遙かに大である。

(2) 主要部の構造が簡單なること

原動機としての殆ど總ては廻轉力を必要とする。而してタービンには、面倒なクランク機構がなく、その主要運動部分の構造が簡單である。

(3) 廻轉力が一樣なこと

蒸氣機關のクランクの廻轉力には著しい變動があり、大體は大きいはずみ車にて補正されてゐるが、尙用途に依つては十分の効果を擧げ得ない。然るにタービンの廻轉力は全く一定してゐるから、僅かの變動もなく従つて振動も生じない。殊にその高速廻轉(蒸氣機關の約 10 倍の廻轉數)は發電機直結の運轉に適する所以である。

(4) 据付容積、重量及び容量

蒸氣タービンの据付容積及び重量は著しく小で、船用としては勿論、汽力原動所の床面積を節約し建設費が安くなる。次に蒸

氣機關の容量は四段膨脹のもので 20,000 馬力 (HP.) が世界最大記録であるが、タービンでは 20,000 ~ 30,000 KW 程度は普通で、前述の如く 160,000 KW 更に 208,000 KW といふ大容量のものが、既に實現してゐる。現今の軍艦が總てタービンを主機としてゐる所以のものは、全くこの大容量のものを製作することが出来るからである。

(5) 運轉費少きこと

主要廻轉部分の簡単なタービンの方が、運轉上の人件費が少く、又滑油費(蒸氣機關は燃料費の約 5 %、タービンは約 1 %)の經濟も大である。尙蒸氣機關の廢汽には滑油を混じてゐる故、復水は濾過しなければ汽罐に供給し得ないが、タービンではそんな面倒がない。

斯くの如く蒸氣タービンは蒸氣機關に比較して、種々優れた點を持つてゐるが、1,000 KW 以下の小型のものでは、蒸氣の漏洩熱の損失等が比較的大となり、蒸氣機關を採用する方が經濟とされてゐた。然るに近來はタービンの製造技術が大いに進歩し、小型のものでも經濟上能く蒸氣機關に匹敵し得るに至り、高速廻轉で差支ないものには蒸氣タービンが原動機として採用されるやうになつた。従つて蒸氣機關の用途は、低速運轉を必要とするもの、間歇運轉を必要とするもの、又は時々逆轉を必要とするもの、運轉に限定されて、蒸氣力に依る原動機としては専ら蒸氣タービンが使用される傾向になつた。

4. 蒸氣の性質と熱力學の初歩

既に述べた如く、熱機関は熱を仕事に轉換するものであるから、第一の要件は（機構を論外にすれば）熱の供給である。これは燃料の燃焼に依る熱を利用するのが普通である。第二の要件は熱を吸収して運ぶ媒介物即ち作業物である。今日まで使用して来た作業物は流體で、機関の機構に従つて外部的の仕事をするやうにしたもので、仕事は熱源から作業流體が吸収した熱を消費して出来るのである。外部的の仕事が成し遂げられた後に使用された作業流體は、残の熱を排出して機関の動作を終るのであるが、多くの場合、再び熱源から熱を取つて更に使用することの出来るやうに、流體を元の状態にかへすために凝結させる。この場合、流體はサイクル（循環）をなすといふ。而して作業流體が熱機関中を通過する動作の循環を熱機関サイクルといふ。従つて熱機関の理論の研究には理想的サイクル又は基準サイクルとして、カルノーサイクルやランキンサイクルに就いて述べなければならぬのであるが、此處では略して熱力學の基本的な定律並に若干の術語の説明に止めて置く。

(1) 作業物として蒸気の持つべき條件

- (イ) 多量に自由に而かも安價に得られること
- (ロ) 接觸金屬面を腐蝕せず、又有毒でないこと
- (ハ) 潜熱の大なること
- (ニ) 使用温度内にて分解しないこと
- (ホ) 比較的低压力で飽和温度の高いこと

一般に作業物としては（水以外の）如何なる蒸気でもよいのであるが、水蒸気が廣く用られる理由は、他の蒸気に比べて上記

の諸條件を餘分に持つてゐるからである。

(2) 蒸気の性質

熱の概念は暖かさ冷たさの感覺から得られ、この暖かさ冷たさの度合を示すものが温度であり、熱い物體は冷たい物體に比べて高温度を持つといふ。寒暖計はこの温度測定に用ゐる器具である。高温度の物體を低温度の物體に接觸すれば、前者より後者に向つて熱の移動が行はれ、遂に兩者の温度は平均する。斯くて兩物體間に熱の移動のなくなつた有様を熱平衡の状態にあるといふ。重量、温度共に等しい銅片と鐵片とを、夫々 0°C の水を同量にいた容器内に投入すれば、熱平衡後の温度は鐵片を投入した容器の方が高くなる。此處に温度とは異なり物質の保有する熱量といふ概念が生れて来る。工業上熱量の單位にキログラムカロリー (Kcal) が用ゐられるが、これは大氣壓の下で 1 kg の純水を温度 1°C 高めるに必要な熱量である。水を熱して沸騰點まで高めるに要する熱量を顯熱、蒸發に要する熱量を潜熱、兩者の和を飽和蒸氣（汽罐内にて發生する蒸氣）の保有する全熱量といふことは、汽罐講述の當初に述べた通りである。而して飽和蒸氣の中で何等水滴を浮遊せしめないものを乾燥飽和蒸氣といひ、これに反し若干の水滴を機械的に浮遊させるものを濕飽和蒸氣といふ。飽和蒸氣を更に加熱すれば、壓力は元の儘であるが温度は昇り體積は膨脹する。所謂過熱蒸氣である。

或物質の單位重量を温度 1°C だけあげるに要する熱量を、その物質の熱容量といひ、温度 t に於ける物質の熱容量と同量の水の熱容量との比を、温度 $t^{\circ}\text{C}$ に於けるその物質の比熱とい

ふ。即ち比熱とは一定量の熱に依り一定量の物質の温度の上昇を難易を表す尺度である。従つて重量 G kg の物質の温度を t_1 より t_2 に高めるに要する熱量を Q とすれば、

$$Q = G \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1)$$

此の C_m は温度の t_2 と t_1 との間の平均比熱である。

水の比熱は決して一定ではなく温度と共に變化する(第2表参照)。

第2表 水の比熱

温度(°C)	0	20	40	60	80	100
比熱	1.0094	0.9990	0.9974	0.9994	1.0042	1.0101

即ち 0°C より 40°C 迄は減じ、40°C より 100°C 迄は増し、温度に對して規則正しい變化をしない。

瓦斯は壓力及び容積に依り状態の變化をきたすもので、壓力一定の場合に於ける比熱を等壓比熱 (C_p) といひ、容積一定の場合のものを等積比熱 (C_v) といふ。而して常に $C_p > C_v$ なる關係があつて、 $\frac{C_p}{C_v} = k$ を比熱比といひ常に $k > 1$ である。

蒸気の等壓比熱 C_p は温度と共に變り、又異なる壓力では温度上昇と共に先づ減じ最小値となつた後再び互に接近する。

物體に熱を加へれば温度が昇り、熱を取去れば温度が降る。従つて温度の高低は物體の保有する熱量の多少を示す尺度になる。こゝで蒸気の性質を研究するのに必要であるエントロピーといふ物理量を説明する。物體の有するエントロピーとはその熱的性質をいふのであつて、温度の如く熱を加へれば増し熱を取去れ

ば減る特殊の數量である。物體に熱量 Q を加へた際、その温度の附近で 1°C だけその物體の温度を高めるに要する熱量 S が解つて居れば、温度の上昇は Q/S で與へられる。エントロピーは幾ら増すかといふに、その時の物體の絶対温度を T ($t^\circ\text{C} + 273$, 後述) とすれば Q/T である。温度の増減は寒暖計で測れるが、エントロピーの増減は計器で測れない。要するに物體のエントロピーなるものは單に計算上から見出し得る假想的數量、即ち規約である。尙氷點 ($t = 0^\circ\text{C}$, $T = 273^\circ\text{C}$) の水の有するエントロピーを零(基準)とし、それ以上に水の温度が昇り或は蒸氣となつた場合のエントロピーの増加を以て、水或は蒸氣のエントロピーとする。又斷熱作用(後述)では熱の得失がない故、エントロピーの増減はない。

(3) 熱力学の第一法則

一つの機械は、他よりエネルギーを與へられなければ、仕事を創造することは出来ない。又他より如何なる態でエネルギーを與へられても、その與へられた以上の仕事はなし得ない。即ち他よりエネルギーを補充しないで無限に仕事をする機械は絶対にあるものでない。従つて熱が機械的工作に變つても、又仕事に依つて熱を發生しても、エネルギーとしての兩者の間には數量的に増減がない。今

$$Q = \text{仕事に換へられた熱量 (kg カロリー)}$$

$$L = \text{爲された仕事 (kg m)}$$

$$J = \text{熱の仕事當量 (427 kg·m = ジュールの恒數)}$$

$$A = 1/J = \text{仕事熱當量}$$

とすれば、次の関係式で表すことが出来る。

$$L = JQ \quad \text{又は} \quad Q = AL$$

この L と Q との関係性を稱して **熱力学の第一法則** といふ。

(4) 熱力学の第二法則

熱力学の第一法則に依れば、熱と機械的仕事とは常に一定の関係によつて轉換されることが知れる。さうすると仕事を熱に換へることも、又反對に熱を仕事に換へることも、同じ程度に可能であることにならる。

$$Q \rightleftharpoons AL$$

なる式が成り立つことになるが、然るに自然現象を厳密に觀察すれば、これ等の轉換は決して同じ容易さを以て行はれるものではない。即ち機械的仕事は完全に熱に換へ得るが、熱を仕事に換へる際には常に或制限を受ける。前述の如く物體の持つ熱より直ちに仕事を獲得する爲には、それよりも低温度の他の物體と、エネルギー運搬の役目をなす作業物とが必要である（例へば蒸気機関に於て、汽罐は高熱源、復水器は低熱源、蒸気は作業物である）。さうすればそこに必ず温度の降下と、低温度に於ける熱放射とを伴ふものである。換言すれば熱は一部分しか機械的仕事には換へられないわけである。

斯くの如く一つの熱源よりの熱を、温度の降下もなく又他に何等の變化をも及ぼさないで、機械的仕事に換へて利用し得る永久機関は經驗上からあらうとも思へない。この事實を稱して **熱力学の第二法則** といふ。

A の状態にある物質が B の状態に變じ、再び A の状態に歸

へる場合に、全く元の道とその儘たどつて何等外部に影響を残さなければ、この兩變化は同じ容易さで行はれる譯で、斯かる變化を **逆にされる變化** といひ、然らざるものを **逆にされない變化** と呼ぶ。摩擦に依つて仕事を熱に直接轉換することや、熱の流動する過程等は逆にされない變化である。而して嚴密な意味に於て、自然界には全く摩擦も熱傳導も伴はない過程は存在しない故、換言すれば逆にされる過程は存在しないことになる。即ち熱力学の第二法則とは、自然現象中に逆にされない過程の存在を明示するものであるともいひ得る。クロージュスはこの第二法則を、「熱はそれ自身にては低温度の物體より高温度の物體には移り得ない」といひ表してゐるが、此處にそれ自身とは他よりの助けをからず、周圍に變化を残さずとの重要な意味を持つものである。

(5) 瓦斯の状態變化の特性式

物質には、温度の高低に依つて **固體**、**液體**、**氣體** の三態がある。

現在發見されてゐる瓦斯には液化されないものはないが、熱力学上絶対に液化し得ない物質を假定してこれを **完全瓦斯** といふ。液化することの極めて困難な瓦斯、例へば空氣、水素、酸素、窒素等の如きは、多くの實驗の結果、大體 **ボイル** 並に **ゲイルサックの法則** に従ふことを知る。蒸氣の諸性質を研究するには、先づ基本としてこれ等の瓦斯の性質を知る方が便利である。

(a) ボイル (又は マリョット) の法則

實驗の結果容易に液化し難い瓦斯は、壓力が餘り高くない時、

「温度一定ならば、一定量の瓦斯の容積はその壓力に逆比例する」

これを ボイル 又は マリョットの 法則といひ、次の如く表す。

$$v = \frac{C}{p} \quad \text{又は} \quad pv = C \dots\dots\dots(1)$$

即ち $p_1v_1 = p_2v_2 = p_3v_3 = \dots\dots\dots = C \dots\dots\dots(2)$

茲には $v =$ 比積[m³/kg], $p =$ 比壓[kg/m²], $C =$ 恒數とする。

一般に、斯の如く等温度に於ける壓力, 容積の變化を 等温變化 といふ。

(b) ゲイルサック (又は シャール) の法則

この法則は ボイル の法則と同様、實驗事實より求めた結果で、「壓力一定ならば、瓦斯は温度の増加に比例して膨脹する」といひ、次の如く書き表す。

$$v_1 = v_0(1 + \alpha t_1)$$

茲にある $v_0 = v_0^{\circ}C$ に於ける瓦斯の比積 [m³/kg]

$v_1 = v_1^{\circ}C$ に於ける瓦斯の比積 [m³/kg]

$\alpha = 1^{\circ}C$ に對する膨脹係數 (多くの瓦斯に對し殆ど一定) $= \frac{1}{273}$

である。

今若し $v_1 = 0$ となるべき温度を假想すれば、上の式より

$$t_1 = -273^{\circ}C$$

となる。この零下 273°C を基準として温度を表すことは、熱力學上種々便利な場合が多いので、-273°C を 絶対零 と名付け、その點より測つた温度を一般に瓦斯寒暖計の 絶対温度 といふ。

而して絶対温度は通常 T を以て表すから、 t と T との間には

次の關係が成立する。

$$T^{\circ}C = t^{\circ}C + 273 \quad \text{又は} \quad t^{\circ}C = T^{\circ}C - 273$$

次に 式 (3) に $\alpha = \frac{1}{273}$ 及び $t_1 = T_1 - 273$ を代入すれば

$$v_1 = v_0 \left\{ 1 + \frac{1}{273}(T_1 - 273) \right\}$$

即ち $v_1 = v_0 \frac{T_1}{273}$ 又は $\frac{v_1}{T_1} = \frac{v_0}{273}$

然るに $\frac{v_0}{273} = (\text{恒數}) = C'$ とすれば、

$$\frac{v_1}{T_1} = C'$$

即ち $\frac{v_0}{T_0} = \frac{v_1}{T_1} = \frac{v_2}{T_2} = \dots\dots\dots = C' \dots\dots\dots(4)$

かくて一定壓力の下では、瓦斯容積 v とその絶対温度 T との比は常に一定となることを知る。

(c) 完全瓦斯の特性式

ボイル 並に ゲイルサック の兩法則は、壓力 p , 容積 v , 温度 T の間の關係、即ち 瓦斯の特性式 を與へる。

ボイル の法則 $pv = C$ (但し T は一定)

ゲイルサック の法則 $\frac{v}{T} = C'$ (但し p は一定)

この二條件を満足させる關係式は、

$$\frac{pv}{T} = \text{恒數}$$

又は $pv = RT \dots\dots\dots(5)$

茲に $R (= \frac{pv}{T})$ を 瓦斯恒數 といひ、それぞれの瓦斯に依り一定の數値を持つ。而して式 (5) を 完全瓦斯の特性式 といふ。即ち、 p, v, T の中何れか二つが定まれば、殘の未知數は算出し得る。

(6) 蒸気の膨脹と流動

蒸気が膨脹する間に、その壓力と容積との變化する有様は、膨脹中に蒸氣へ出入する熱量の有無に依りその様子が違ふ。蒸氣機關の汽筒内で蒸氣が膨脹する際、汽筒にジャケットを付けて周囲からこれを温める場合には、膨脹につれて温度が下らうとしても、ジャケットから熱が蒸氣に傳はるからその温度は一定に保たれる。従つてこの場合に蒸氣は所謂等温膨脹をなす。等温膨脹では蒸氣の容積 v と壓力 p との関係は、ボイルの法則即ち

$$pv = \text{恒數}$$

なる式で示され、容積が 2 倍になれば壓力は 1/2 となる。

次にジャケットを付けず、保温劑で汽筒を包んで熱の放散を防ぐ場合には、膨脹の際に外部から熱が蒸氣へ入らず、又蒸氣から外部へ熱が逃げ去ることもない。この場合に蒸氣は所謂断熱膨脹をなす。この時の蒸氣の容積と壓力との関係式は

$$pv^k = \text{恒數}$$

$$\text{茲に } k = \frac{C_p}{C_v} = \text{比熱比} = 1.41 \text{ (空氣, 水素, 酸素, 窒素, 等)}$$

$$= 1.3 \text{ (過熱蒸氣)}$$

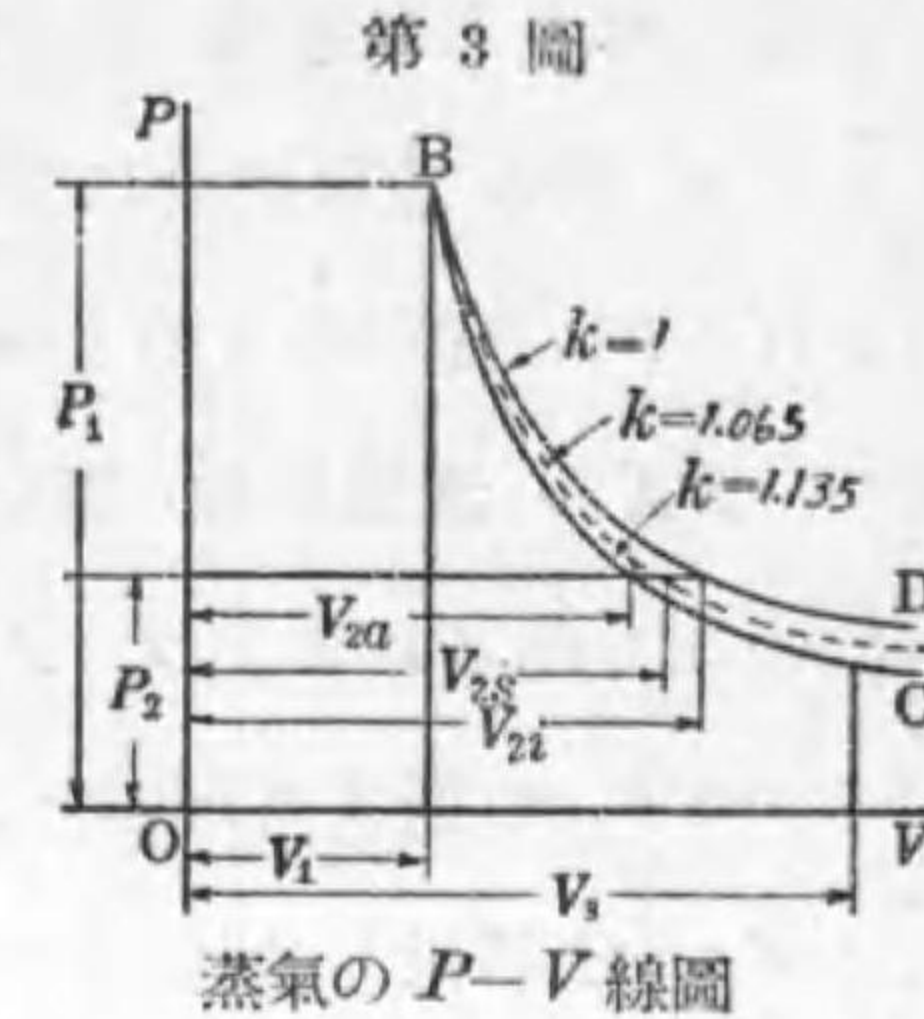
$$= 1.135 \text{ (乾燥飽和蒸氣)}$$

$$= 1.035 + 0.1x \text{ (濕蒸氣, } x = \text{初乾燥度)}$$

である。

上に述べた等温膨脹は、 $k = 1$ なる特別の場合と考へてよい。尙壓力が p_1 で、容積が v_1 の飽和蒸氣が、等温膨脹及び断熱膨脹をなす場合の壓力及び容積の變化を $p-v$ 座標上に表せば、第 3 圖の如くで、圖中の曲線 BD は等温膨脹 ($k=1$)、 BC は断熱

膨脹 ($k=1.135$) を示す。蒸氣の壓力が p_2 に落ちた時、前者では容積が v_{2a} であるが、後者では v_{2b} である。明らかに $v_{2a} > v_{2b}$ 即ち、等温膨脹の方が断熱膨脹よりも、同じ終壓 p_2 に對し容積が大である。



第 3 圖 蒸氣の P-V 線圖

尙蒸氣タービンのノズル(蒸氣を噴出する筒口)内に於ける蒸氣の膨脹は、甚だ短時間内に瞬間的に行はれる故、熱の傳達を省略して熱出入が全然ないもの、即ち断熱膨脹と看做し得るのである。而して蒸氣の流は壓力降下(即ち膨脹)に依つて生じ而かもその壓力の差が大なる程流動速度は大となる。更に高壓蒸氣は即ち高熱蒸氣で、低壓蒸氣よりも燃料を餘分に費した蒸氣である。その高壓蒸氣が低壓の場所に流出して壓力が下る時には、當然その餘分の熱のやり場がなくてはならぬ。この熱が消失して蒸氣の流となる譯で、蒸氣の保有する熱の分量が流を起す資本である。膨脹に依る蒸氣の流速度は第 3 表に示す通りで、例へば 10 氣壓の蒸氣を大氣に噴き出させた場合は秒速 880 m、又これを普通タービンに使つてゐる復水器

第 3 表 蒸氣流速度

蒸氣壓力 (氣壓, 絕對) (乾燥飽和)	30	10	5	1	0.5
流速度 (大氣壓迄膨脹) (メートル/秒)	1055	880	735	0	—
流速度 (0.02 氣壓迄膨脹) (メートル/秒)	1420	1330	1260	1030	935

に放出させると秒速實に 1,330 m に及ぶのである。

ノズル内の蒸気流動に關して、速度及び流量等を理論的に計算されるが、實際のものとの相違を考慮して、ノズル速度係數及びノズル流量係數等を考へると、これ等は實際に對する理論値の比で示される。又ノズル効率といふのは、實際の利用エネルギーに對する理論上利用し得るエネルギーの比である。

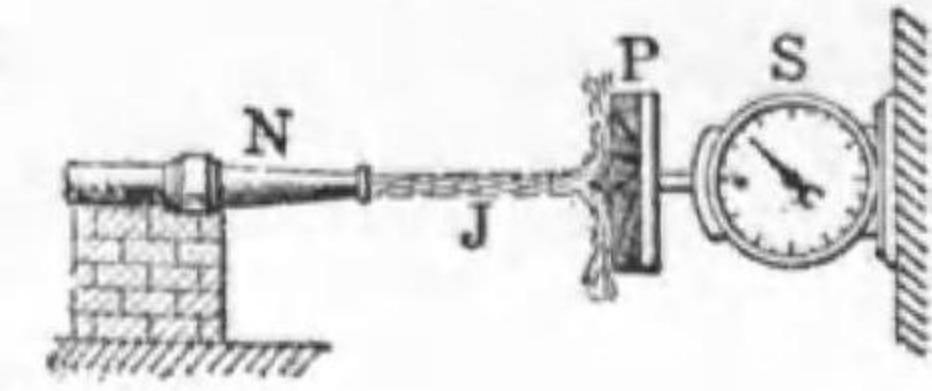
ノズルは羽根と共にタービンに於て最も重要な部分であり、その設計に當つてこれらの係數又は効率を如何に選定すべきか、又これ等の係數の増進を計る上に構造上その他に如何なる注意を拂ふべきかは、極めて大切な事柄である。

勿論これ等の點につき、實驗的には多數の研究がなされてゐるが、不明又は不確の儘に残されてゐる問題もかなり多く、目下英米獨等に於ては大規模の、蒸気ノズルの研究が行はれつゝある。

今初壓 10 kg/cm^2 の乾燥飽和蒸気を、ノズルを通じて 0.5 kg/cm^2 迄膨脹させる時、壓力 5.7 kg/cm^2 附近の處では、ノズルの横斷面の單位面積に對して最も多量の蒸氣を通過させ得る。この壓力を初壓に對する臨界壓力、それに相當する蒸氣の噴出速度を臨界速度、ノズルのこの部分を喉と名付ける。即ち、ノズルに於ける膨脹の終壓が臨界壓力（その値は蒸氣の状態に依り一定）以上の時には、入口から出口に向つて細まつた形（第 50 圖參照）、以下の場合には、入口から喉に向つて細まりそこから出口に向つて廣がつた形（第 51 圖參照）で、前者を細まりノズル、後者を廣がりノズルといふ。

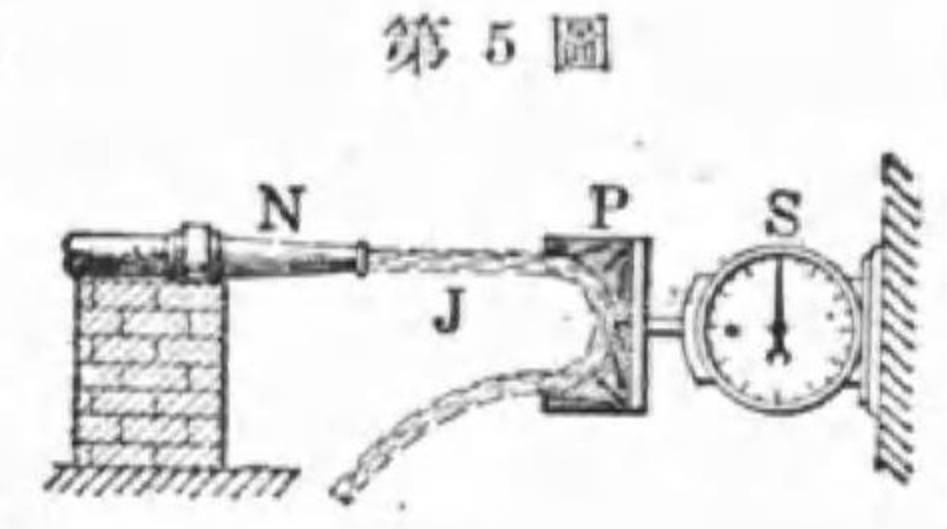
5. 羽根に於ける蒸氣の作用

蒸気タービン工學の術語に衝擊（インパルス）及び反動（リアクション）なるものがある。第 4 圖の如き装置に於て、N はノズル、J は噴流、P は板片、S は力量計とすれば、噴流が板片に作用する力が即ち衝擊で、衝擊力は力量計の目盛で讀むことが出来る。13



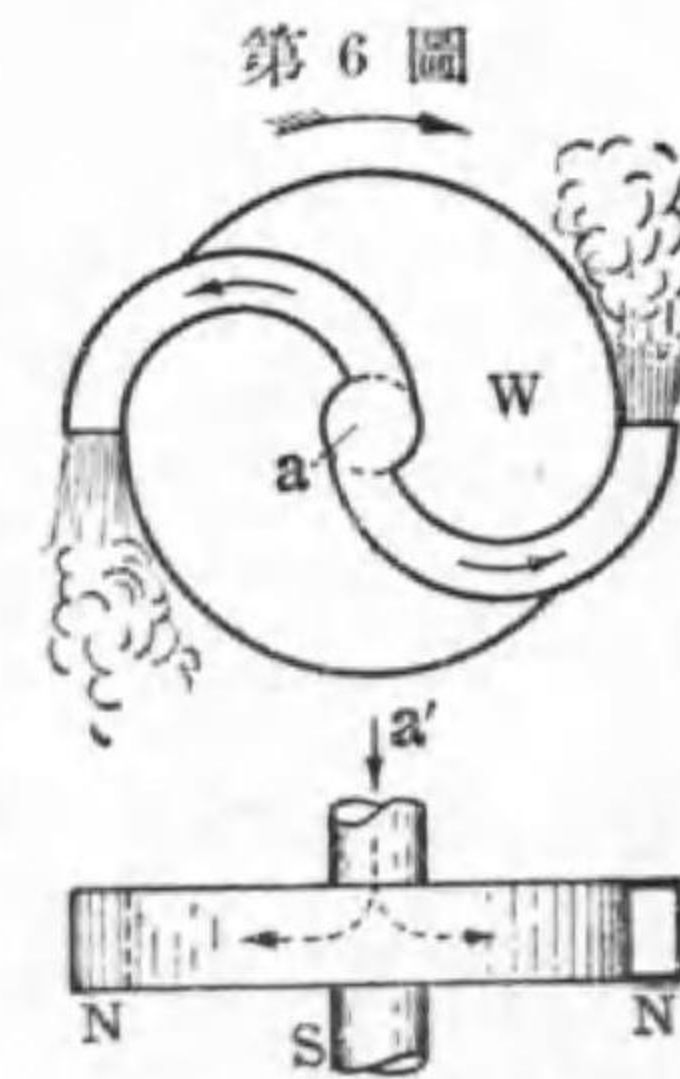
第 4 圖

號の第 2 圖に示したブランカの動力車はこの衝擊の原理に基づくものである。而して大なる衝擊力を獲んが爲には、第 5 圖に示す如く板片に噴き付けた噴流をその反對の方向に向けるやうにすればよい。此の場合の衝擊力は板片に噴き付ける力即ち衝擊と、板片の曲面に沿つて流れ方向轉換して流出する際の反動とが合併したもので、前の場合に比較すれば大凡 2 倍の力になる。



第 5 圖

反動は第 1 圖のヒーロー機關又は第 6 圖に依つて明らかな如く、蒸氣は中空車軸内を通つて車の中央にある蒸氣室に入り、それから巴形に曲つた管を経て噴出口 N から飛び出すと、矢の如く噴出方向の逆方向に廻轉する。この廻轉力は純反動である。純反動は現代の蒸気タービンに實用され

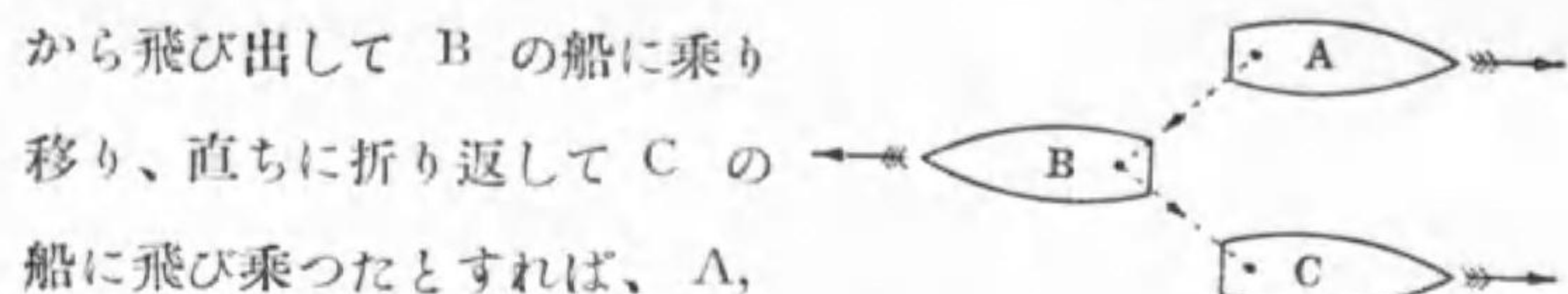


第 6 圖
a. 蒸氣室 a'. 蒸氣の入口 N. 噴出口 W. 廻轉車 S. 車軸

てゐないが、上述のヒーロー機関はその代表的なものといひ得る。現代では第5の衝撃-反動式タービンを簡単に反動タービンと呼んでゐる。

尙これらの術語本来の意味を理解する爲に、第7圖に示す如く静かな水面上に浮んだ3隻の船を想像して見よう。即ち1人の人が點線で示す如く、Aの船

第7圖

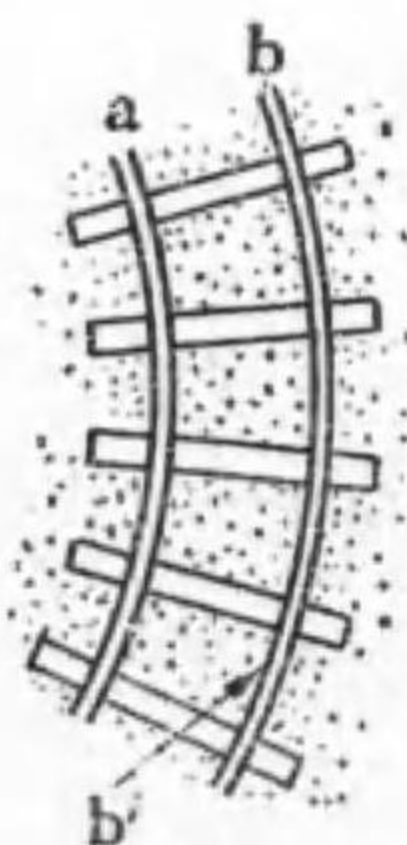


から飛び出してBの船に移り、直ちに折り返してCの船に飛び乗つたとすれば、A、B、Cの3船はそれぞれ矢で示す方向に動き出す。然るにその動き出す原因は3船ともに違つてゐる。Aは飛び出す人が足で蹴り出す勢で(即ち反動)、Cは飛び込んだ勢で(即ち衝撃)、中間のBは飛び込んだ勢と蹴り出す勢との両方(即ち衝撃と反動)で動くのである。

蒸気壓力の降下に依つて生じた高速度を機械的エネルギーに變換する爲には、板車輪の周邊に取付けた断面

第8圖

三日月形の羽根に噴射させるのであるが、この場合の作用は上に述べた衝撃又は反動で、3船の例のやうにその作用が急激であつては宜しくない。元來衝撃といふ言葉は適當ではないのである。常に蒸気を羽根の曲面に沿ふて滑かに流れ込ませる。今汽車が曲線路にさしかゝつた處を想像しよう(第8圖参照)。レールは枕木に固定し、枕木は砂利で埋めてある故、列車は極



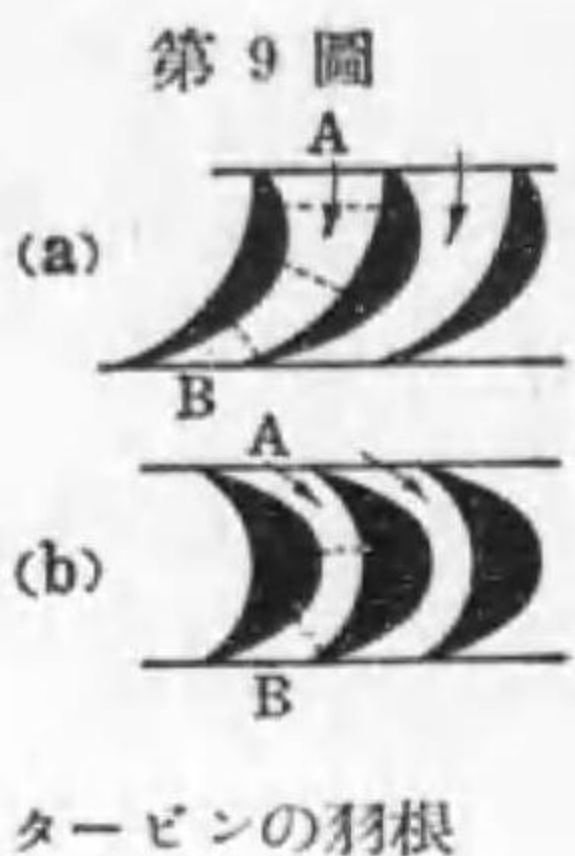
a. 内側レール b. 外側レール
a'. 外側レールの内側

滑かに方向轉換をするが、曲線路の外側レールの内側には目に見えない大きな力が加はつてレールを外方に向つて押してゐる。若し外側レールを枕木にしっかりと取付けてゐなければ、そのレールは外方へ押し出される。蒸気タービンの羽根はこの外側レールに相當し、蒸気は列車に相當するものと見られる(但しタービンではこの線路に相當する根羽は固定的のものと可動的のものがある)。即ちタービン羽根車の廻轉の原因は羽根に依つて蒸氣の流動方向を轉換させるに在る。而してその方向轉換は出来るだけ滑かにさせるのが最もよい。

さて高壓蒸氣が流動速度を得て噴出口から飛び出すのであるが、この噴出口はノズルといつてその入口で高壓だつた蒸氣が出口に来る間に壓力が下る。即ちノズルは熱を速度に轉ずる仕掛であることは既に述べた。蒸氣がノズルから飛び出すと羽根に滑かに流れ込んで上に述べた方向轉換をするが、所謂反動タービン(衝撃反動式)では蒸氣が羽根に浴ふて流れる間に更に壓力が下り従つて流動速度を増す。つまり羽根はノズルと同じ役目をもつて羽根から出る蒸氣に更に勢力をつける。即ち初めの吹き付け(即ち衝動)に加ふるに反動でも廻轉力が得られる。然るに衝撃タービンでは羽根の入口及び出口の間に壓力の差がない、従つてノズルから羽根が受け入れた蒸氣の流動速度そのまま出て行く。何れにしても1枚の羽根の受ける力が無數に集まつて偉大な馬力を出すのである。

尙蒸氣の働方に依つて反動タービン及び衝撃タービンの差別がある通り、又その羽根の形も違ふ。第9圖はこの兩者の羽根

の断面を示す。矢で示した部分は蒸気の通路で、反動式 (a) では蒸気の流動中に速度が増す故、通路は入口 (A) から出口 (B) に行くに従つて漸次狭くなつてゐる。勿論蒸気の圧力が下ればその容積は増すが、その容積の増方



よりも速度の増す方が大きいから何等の差支もない。衝撃式 (b) では蒸気速度が變らないから、通路の幅も大體變がない。尙此處でいふ **通路の幅** とは、圖に點線で二三ヶ所示した如く、羽根の内側曲面に直角に測つた幅である。

6. 蒸気表と状態線圖

一般に蒸気の状態は、

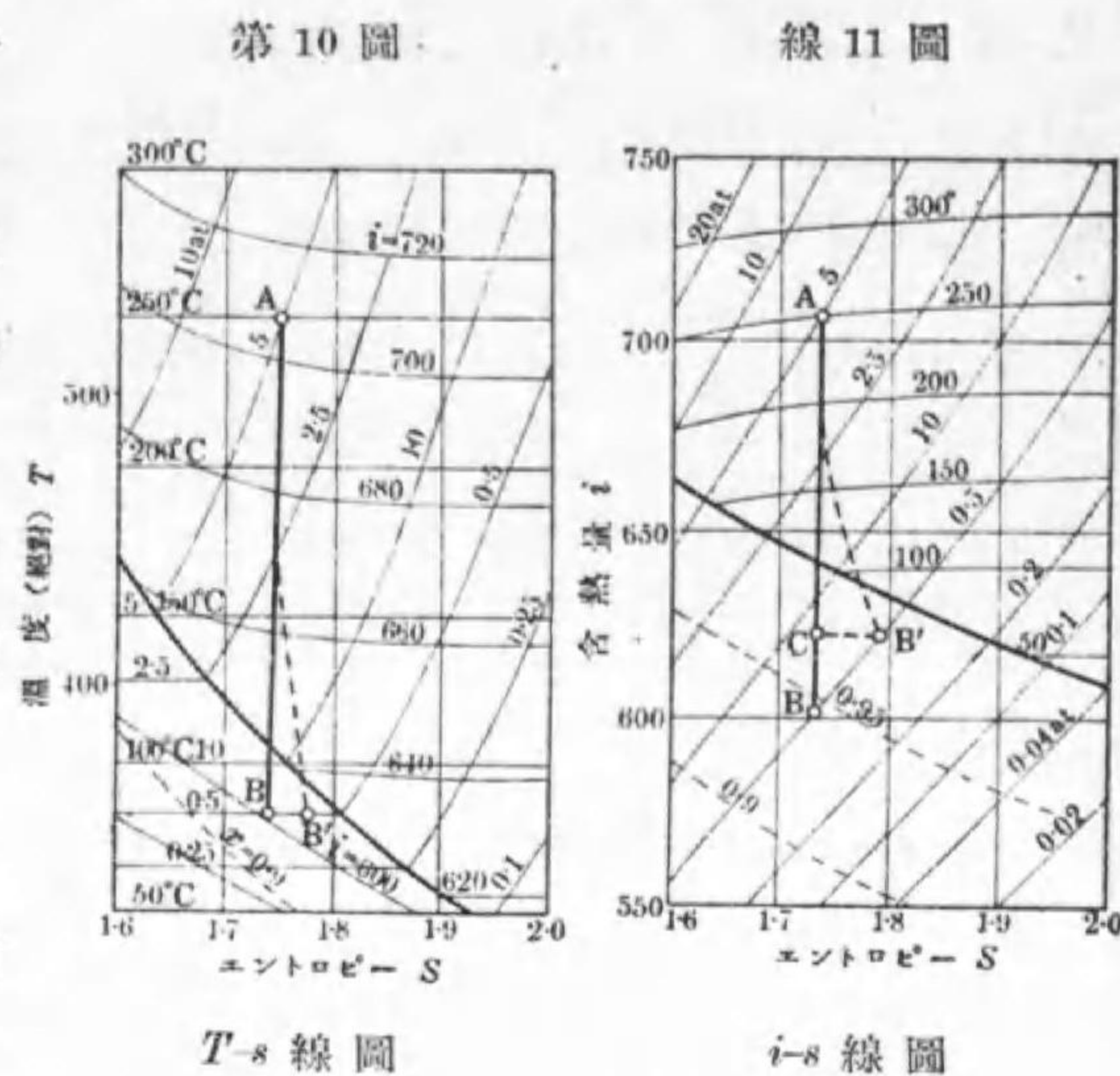
$p =$ 壓力 (絶対) $\cdots \text{kg/cm}^2$ 又は at , $t =$ 溫度 $\cdots \text{°C}$ (絶対溫度 $= T^{\circ}\text{C}$), $v =$ 比容積 $\cdots \text{m}^3/\text{kg}$, $i =$ 含熱量 $\cdots \text{k cal/kg}$, $S =$ エントロピー $\cdots \text{k cal/°C kg}$

の内 2 量を知れば、他の値は必然的に決定される。即ちこれ等の内何れの二つを座標に選んでも、蒸気の状態は 1 點で、従つて状態變化は曲線 (第 3 圖参照) 又は直線 (第 10, 11 圖参照) で圖示することが出来る。かくすれば面倒な計算の必要はなく實用上廣くこれらの線圖が用ゐられる譯で、その内の主なものは

- (1) 溫度-エントロピー (又は $T-s$) 線圖
- (2) 含熱量-エントロピー (又は $i-s$) 線圖

である。(2) は又 **モリエーの線圖** とも稱される。第 10 圖は

$T-s$ 線圖の一部を示し、溫度 (絶対溫度 T 又は $^{\circ}\text{C}$) を縦座標に、エントロピー (s) を横座標に、等壓線 (10, 5, 2.5, \cdots)、等含



熱量線 (720, 700, 680, \cdots)、等乾燥度線 (0.9, \cdots) を記入してゐる。

第 11 圖は $i-s$ 線圖の一部で、含熱量 (i) を縦座標に、エントロピー (s) を横座標に選び、等壓線 (20, 10, 5, \cdots)、等溫度線 (300, 250, 200, \cdots)、等乾燥度線 (0.95, 0.9, \cdots) を同時に記入してゐる。兩線圖共に エントロピー を横座標にとつてゐる故、可逆斷熱 (即ち等 エントロピー) の状態變化は、何れも簡単に垂直線 AB に依つて表され、特に後者では AB の長さそれ自身が直ちに降下熱量を示すので、實用上極めて便利である。

例へば初状態點 $p_1 = 5 \text{ at}$ (絶対), $t_1 = 250^{\circ}\text{C}$ の蒸気が、 $p_2 = 0.5 \text{ at}$ (絶対) 迄斷熱膨脹した時、初状態點は A であり、A より垂直線 AB が等 p_2 線 と交る點 B を求めれば、膨脹後の蒸気の状態となり、第 11 圖では AB の長さが直ちに熱降下 (i_1-i_2) を示すこととなる。

第4表 飽和蒸気表
(Knoblauch-Raish-Hausen に據る)

壓力 kg/cm ² (絶對) <i>p</i>	飽和溫度 °C <i>t</i>	絶對溫度 °C <i>T</i>	飽和蒸氣 比容積 m ³ /kg <i>v</i>	飽和蒸氣 密度 kg/m ³ γ	含熱量		潜熱 <i>k</i> cal/kg $r = i'' - i'$
					飽和水 (焓熱) <i>i'</i> cal/kg	飽和蒸氣 (全熱量) <i>i''</i> cal/kg	
0.02	17.19	290.29	68.2977	0.014642	17.2	604.1 ₅	586.9 ₅
0.04	28.63	301.73	35.4735	0.028190	28.6 ₅	609.5 ₅	580.9
0.06	35.82	308.92	42.2000	0.041322	35.8	612.9	577.1
0.08	41.16	314.26	48.4549	0.054186	41.2	615.3	574.1
0.10	45.44	318.54	54.9584	0.066852	45.4	617.2	571.8
0.15	53.59	326.69	10.2172	0.097874	53.6	620.7	567.1
0.20	59.66	332.76	7.79821	0.12823	59.6 ₅	623.3 ₅	563.7
0.25	64.56	337.66	6.32508	0.15810	64.5	625.4	560.9
0.30	68.68	341.78	5.33093	0.18758	68.7	627.2	558.5
0.35	72.26	345.36	4.61376	0.21674	72.3	628.7	556.4
0.40	75.42	348.52	4.07083	0.24565	75.4	630.0	554.6
0.45	78.27	351.37	3.64571	0.27429	78.3	631.2	552.9
0.5	80.87	353.97	3.30311	0.32074	80.9	632.2 ₅	551.3 ₅
0.6	85.45	358.55	2.78459	0.35911	85.5	634.1	548.6
0.7	89.45	362.55	2.41047	0.41486	89.5	635.7	546.2
0.8	92.99	366.09	2.12725	0.47009	93.0	637.1	544.1
0.9	96.17	369.27	1.99514	0.52490	96.3	638.3	542.0
1.0	99.08	372.18	1.72629	0.57928	99.2	639.4 ₅	540.2 ₅
1.2	104.24	377.34	1.45547	0.68706	104.4	641.4	537.0
1.4	108.73	381.83	1.25990	0.79371	108.9 ₅	643.1	534.1 ₅
1.6	112.72	385.82	1.11188	0.89938	113.0	644.5	531.5
1.8	116.33	389.43	0.99580	1.0042	116.7	645.8	529.1
2.0	119.61	392.71	0.90221	1.1084	120.0	646.9	526.9
2.5	126.78	399.88	0.73201	1.3661	127.3	649.3	522.0
3.0	132.87	405.97	0.61698	1.6208	133.5	651.2	517.7
3.5	138.18	411.28	0.53375	1.8735	139.0	652.8	513.8

4.0	142.91	416.01	0.47082	2.1240	143.8	654.2	510.4
4.5	147.19	420.29	0.42159	2.3720	148.3	655.4	507.1
5.0	151.10	424.20	0.38177	2.6194	152.3	656.4	504.1
5.5	154.71	427.81	0.34889	2.8663	156.0	657.3	501.3
6.0	158.07	431.17	0.32139	3.1115	159.5	658.2	498.7
6.5	161.21	434.31	0.29796	3.3562	162.8	658.9	496.1
7.0	164.16	437.26	0.27780	3.5997	165.8	659.5	493.7
7.5	166.96	440.06	0.26023	3.8482	168.7 ₅	660.1	491.3 ₅
8.0	169.59	442.69	0.24477	4.0855	171.5	660.7	489.2
8.5	172.12	445.22	0.23110	4.3271	174.2	661.2	487.0
9.0	174.52	447.62	0.21887	4.5689	176.6 ₅	661.6 ₅	485.0
9.5	176.82	449.92	0.20790	4.8100	179.1	662.1	483.0
10.0	179.03	452.13	0.19797	5.0513	181.4	662.5	481.1
10.5	181.16	454.26	0.18899	5.2913	183.6 ₅	662.8 ₅	479.2
11.0	183.20	456.30	0.18078	5.5316	185.8	663.2	477.4
11.5	185.18	458.28	0.17326	5.7717	187.9	663.4	475.5
12.0	187.08	460.18	0.16635	6.0114	189.9	663.7	473.8
12.5	188.93	462.03	0.15997	6.2512	191.9	664.0	472.1
13.0	190.71	463.81	0.15406	6.4910	193.8	664.2	470.4
13.5	192.45	465.55	0.14856	6.7313	195.6	664.4	468.8
14.0	194.14	467.24	0.14343	6.9720	197.4	664.6	467.2
14.5	195.77	468.87	0.13868	7.2108	199.1	664.8	465.7
15.0	197.37	470.47	0.13421	7.4510	200.8 ₅	664.9 ₅	464.1
16.0	200.44	473.54	0.12608	7.9315	204.1	665.3	461.2
17.0	203.36	476.46	0.11891	8.4097	207.3	665.6	458.3
18.0	206.15	479.25	0.11246	8.8921	210.2 ₅	665.8	455.5 ₅
19.0	208.82	481.92	0.10670	9.3721	213.1	666.0	452.9
20.0	211.39	484.49	0.10150	9.8522	215.9	666.2	450.3
21.0	213.85	486.95	0.09675	10.336	218.6	666.3	447.7
22.0	216.24	489.34	0.09241	10.821	221.1 ₅	666.4	445.2 ₅
23.0	218.53	491.63	0.08847	11.303	223.6	666.5	442.9
24.0	220.75	493.85	0.08485	11.786	226.1	666.6 ₅	440.5 ₅
25.0	222.90	496.00	0.08146	12.276	228.4	666.7	438.3

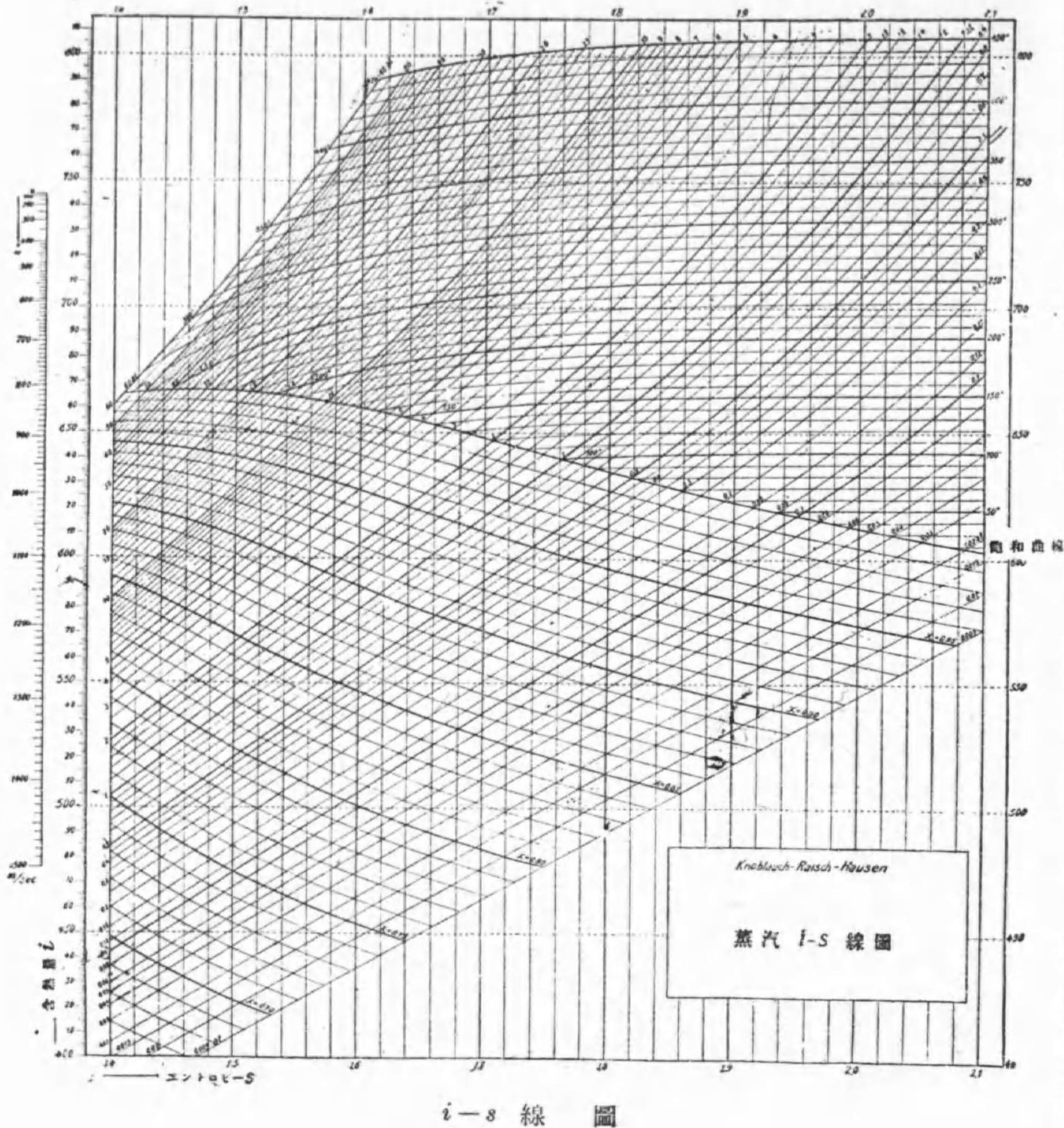
26.0	224.99	798.09	0.07834	12.765	230.7	666.7	436.0
27.0	227.02	500.12	0.07545	13.254	232.9	666.7 ₅	433.8 ₅
28.0	228.99	502.09	0.07277	13.742	235.1	666.8	431.7
29.0	230.90	504.00	0.07024	14.237	237.2	666.8	429.6
30.0	232.77	505.87	0.06789	14.730	239.2 ₅	666.8	427.5 ₅
32.0	236.36	509.46	0.06360	15.723	243.2	666.7	423.5
34.0	239.78	512.88	0.05980	16.722	247.0	666.7	419.7
36.0	243.05	516.15	0.05641	17.727	250.7	666.6	415.9
38.0	246.19	519.29	0.05336	18.741	254.1 ₅	666.5	412.3 ₅
40.0	249.20	522.30	0.05059	19.767	257.5	666.4	408.9
42.0	252.09	525.19	0.04809	20.794	260.8	666.3	405.5
44.0	254.89	527.99	0.04581	21.829	263.9 ₅	666.1 ₅	402.2
46.0	257.58	530.68	0.04372	22.873	267.0	666.0	399.0
48.0	260.19	533.29	0.04180	23.923	270.0	665.9	395.9
50.0	262.72	535.82	0.04001	24.994	272.8 ₅	665.7 ₅	392.9
55.0	268.72	541.82	0.03612	27.685	279.7	665.5	385.8
60.0	274.32	547.42	0.03285	30.441	286.1 ₅	665.2	379.0 ₅

蒸氣機關の設計々算をなすには、蒸氣の諸性質及びこれらの關係を數量的に整理して一目瞭然たらしめることが必要で、蒸氣表及び蒸氣に関する各種狀態線圖はこれが爲に作製されたものである。特に蒸氣タービンに関する諸計算は、蒸氣の吐き出す熱量が基礎となるから、上述の $i-s$ 線圖の詳細を第 12 圖に示して置く。尙壓力を基準とした飽和蒸氣の各性質の表も第 4 表として添へてある。溫度を基準にしたものもあるがこれは略する。

7. 蒸氣タービンの分類

元來衝擊及び反動タービンの名稱は、水力タービンより轉化したものであり、實用に供し得る如何なるタービンの羽根に於

第 12 圖



i-s 線 圖

ても、必ず蒸気の衝撃と反動との両作用を受けるものであるから、蒸気の働方に依つてタービンの型式を衝撃式と反動式とに分類することは^{だたう}妥當でない。然しながら前にも述べたが実際には、第

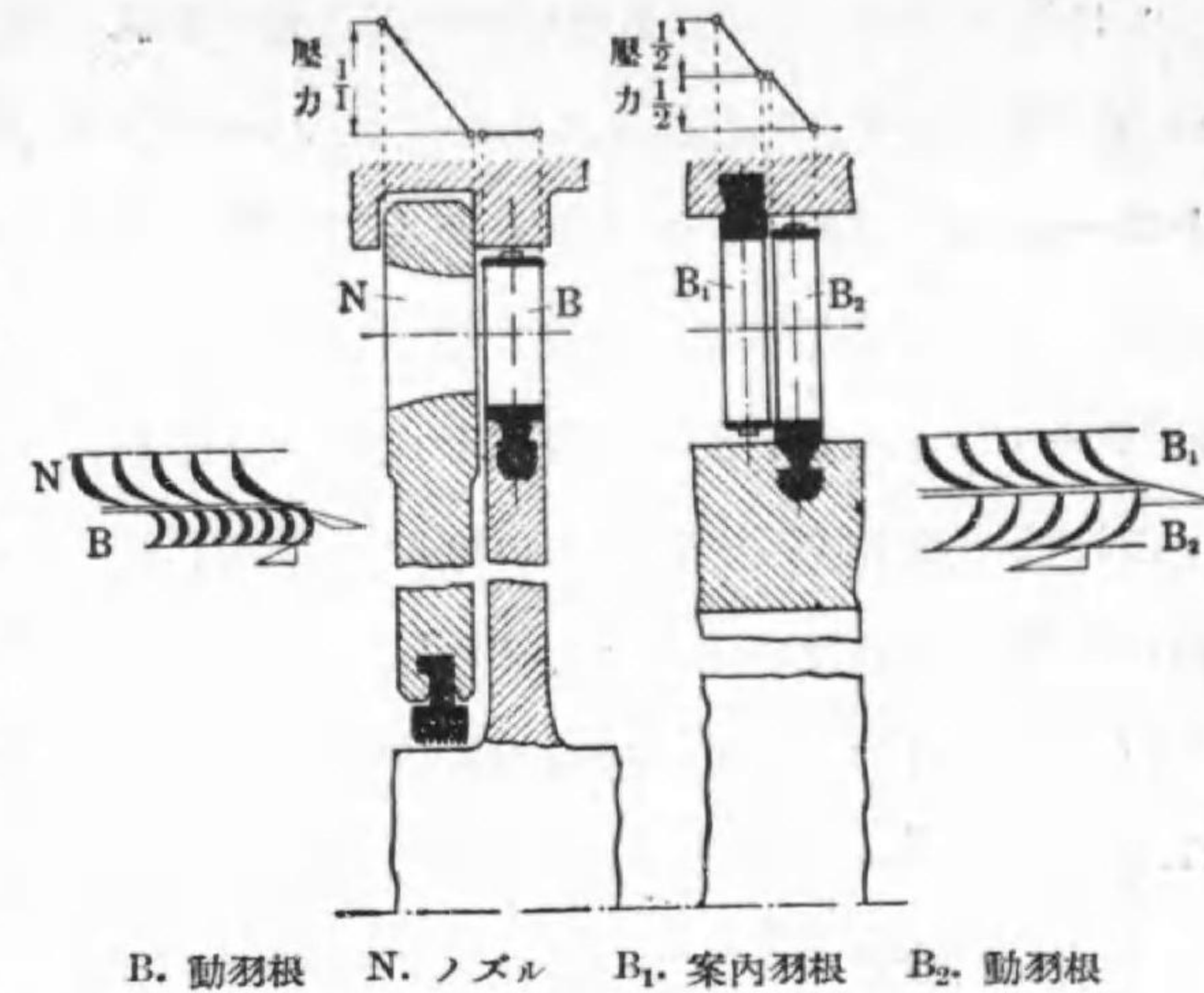
13 圖の如く蒸気の膨脹を唯ノズル N 内で行はしめるか、又は第 14 圖の如く案内羽根 B₁ (静止又は固定羽根ともい

ふ) 及び ^{うごきはね} 動羽根 B₂ の兩者で行はしめるかに依つて分類して、現在廣く習慣的に前者を **衝撃タービン** 後者を **反動タービン** と呼んでゐるが、獨逸では動羽根の入口と出口との壓力の差違に依つて分類して、前者はその壓力が同じであるから **等壓タービン** と呼び、後者に於ては入口の壓力が出口の壓力よりも高いから **不等壓タービン** と名付けてゐる。名稱がその内容を表す點に於て英米の分類よりも^{だたう}妥當といひ得る。然し此處では慣例に従つて衝撃及び反動の名稱を用ゐることとする。即ち

動羽根に對する蒸氣作働上の相違より蒸気タービンの型式を分類すれば、次の如く三つに大別することが出来る。

第 13 圖

第 14 圖



- a. 衝撃 (又は 吹付) タービン (インパルス タービン)
- b. 反動 タービン (リアクション タービン)
- c. 衝撃反動 ^{くみあはせ} 組合 タービン (コンビネーション タービン)

a に属するものには ドラヴァール、カーチス、ラトー、ツェリー式等があり、b に属するものには パーソンス 及び ユングストローム 式がある。c は上記両式の特徴を組合はせたもので、後述の如く普通高圧部に衝撃式を、低圧部に反動式を置く。近時のタービンは多くこの組合式を採用して居る。

これ等の諸型式並に細分類に就いては以下の「蒸気タービン内の蒸気の圧力及び流速度」の項にて略述する。

尙使用の目的等よりの特殊分類を示せば

- A. シリンダーの數に依り
 - a. 單式タービン (シリンダーの數が1個のもの)
 - b. 複式タービン (シリンダーの數が2個以上のもの)

更に後者を軸の配列に依り

- イ. 串型複式 (同一軸に連絡されたもの)
- ロ. 並列複式 (軸を分離して横に並べたもの)
- ハ. 塔型複式 (軸を分離して上下に配列したもの)

ハの塔型複式は最近の高圧大容量タービンの發達に従ひ、据付床面積の節減の爲に試みられた新形式である。

B. 使用の條件に依り

- a. 凝氣式 (又は 復水式)

復水器を用ひて排汽壓を高め蒸気の膨脹範圍を増すもので、大容量高効

率を必要とする一般汽力發電所及び艦船推進用は、専らこの型式である。

- b. 抽汽式

タービン内の蒸気膨脹の途中で (1 點又は多くの異なる壓力の點)、蒸氣の一部分を抽出し、これを工場 煖房 又は生産工程に使用するもので、後で述べる背壓式と異なり所要蒸氣の壓力及び量に變動のある場合に用ゐる。

- c. 再生式 又は 回生式

上の抽汽式に類似してゐるが、その抽出蒸氣を以て汽罐への給水を段階的に加熱して用ゐるもので、一般には復水式で、現在汽力發電所に廣く用ゐられてゐる。

- d. 再熱式

一般に高壓蒸氣をタービンに使用すると、比較的早く濕状態になつて、摩擦、腐蝕等の損失を生ずる故、この缺點を除く爲に、低壓部から濕蒸氣を導き出して汽罐の煙道に装置した過熱器に送入し、再加熱してその壓力の儘十分過熱状態になつたものを再びタービンに送つて膨脹させるもので、これも發電所用が多く復水再生再熱式のものが多い。

- e. 背壓式 (又は 不凝汽式)

全然復水器のないもので、復水器用循環水を利用し得ない場所、就中工場用として動力と同時に生産工程用又は煖房用として低壓蒸氣を必要とする時、比較的高壓の蒸氣を發生し、所要の低壓に落ちる迄はタービン内で膨脹させて動力を發生し、その排氣を目的の用途に供する型式で、所要蒸氣量に餘り變動のない場合に用ゐる。

- f. 排汽式 (又は 廢汽式)

往復蒸氣機關で實際に利用出来ない低壓 (大氣壓位) の排汽を、十分經濟的に利用しようとするもので、汽罐の容量を増さずに既存蒸氣機關の出

力を経済的に増したい場合に使用する。船用の **パウエル ヴアツハ 排汽タービン** (後述) 等はこれである。即ち低圧タービンである。

g. **混圧式**

一種の排汽式で、高圧及び低圧の兩部分を備へ、蒸気機関から十分の排汽が得られる場合は低圧部を働かし、排汽が不足した場合は高圧の生蒸気を高圧部に送つて働かすやうにしたものである。尙排汽の量に依つて生蒸気の供給量を自動的に加減し、高圧部の入口が開かれるに従ひ低圧部の入口は自動的に閉ぢる仕掛になつてゐる。

この他、蒸気が廻轉羽根車に沿つて半徑方向に流れるか軸方向に流れるかに依つて、前者を **輻流タービン** (ラディアルフロータービン)、後者を **軸向流タービン** (アキシアルフロータービン) といふ。輻流タービンは軸が短く、その代表的なものは **ユングストロームタービン** である。一般に軸向流のものが多く製作されるが、これは膨脹段を増す程軸は長くなり、従つてタービン全體が長大となる。尙現今製作されつゝある殆ど總てのタービンは、その軸が水平に置かれたもの即ち **横型** であるが、タービン製作の当初には **カーチス式** (後述) に **豎型** のものがあつた。帝國軍艦の汽罐送風用には豎型が多く使用されてゐることであるが、これは寧ろ特別の場合と考へてよい。

又用途別に考へると發電用、船舶推進用等に區別することが出来る。前者は蒸気タービン發達の中樞をなすものであり、後者並に小型に主用されるものに齒車傳動式がある。齒車式に就いては船用タービンの項で述べることにする。この兩者は使用蒸気の壓力から高壓式及び低壓式タービンと呼ぶこともある。

8. タービン内の蒸気の壓力及び流速

第15圖乃至第19圖は各種蒸気タービンの代表的なものに就き、それぞれ上圖はタービン縦断面、中圖は横断面、下圖の實線は蒸気の壓力降下、點線は蒸気の流速の變化を示すものである。

A. **單式 (又は 單段落) 衝擊タービン (ドラヴァールタービン)**

第15圖に示す如く、1個乃至數個の固定ノズル(1)と1列の羽根を持つ **ローター** (2) より成る最も簡單なものである。蒸気はノズルの入口に於て汽罐壓力 (12 kg/cm²) であるが、その出口に於ては復水器の真空壓力まで低下することは實線の如くである。この間に於ける蒸気の流速は最初の0から最大 1,200 m/sec まで増大し、動羽根の列に放出されて羽根の間の通路を通過する間に、羽根に動的壓力を與へてこれを矢の方向に動かす。斯くして羽根を通過する間にその速度を減じ、最大速度の約 1/2 に落ちて羽根列から去る。羽根列を斯くの如き高速で廻轉させるには、ローターの直徑の大小に應じて車軸は毎分 10,000~30,000 回の高速廻轉を必要とし、従つてこれを實用に供するには製作上特殊の工夫をしなければならない。これは **スウェーデン** の **ドラヴァール** 氏の天才的創案 (西曆 1,888 年) に依り、他の型式のタービンの先驅をしたものであるが、排出蒸気の色度が高き無益に捨てられる損失は利用し得る全動力の一割餘に達し、使用蒸氣壓の範圍も狭いため、一般に小型に用ゐられてゐる。

尙壓力が動羽根の入口及び出口に於て同一で衝擊タービンに屬することは圖に依つて明らかであらう。圖中 m/sec は速度、

kg/cm² は壓力を表すものである。

B. 速度複式衝撃タービン (カーチスタービン)

第 16 圖参照。これは單段落衝撃タービンのローターに 2 列の動羽根 (2) 及び (4) を植ゑ込み、ノズル (1) より噴出した高速の汽流を順次に受けるやうに仕掛けてある。(2) 及び (4) の中間には、逆向に配列した案内羽根 (3) をシリンダー壁に植ゑ付けて、汽流の方向を同一の向に直す役をする。汽壓は前の例と同じく 12 kg/cm² で、その低下の有様も同様であるが、終壓が幾分高くなる。従つてノズル出口の流速度はドラヴァール式の如き高速ではなく、而も動羽根を通る毎に低落し、第二列の動羽根を出る最後の速度は、前の 600 m に比べて 100 m になつてゐる。尚案内羽根を通る間にも摩擦を受けて速度は下るが、動羽根に比べてその低落がゆるやかである。動羽根の列数を増せば羽根の動く速さは更に低下されるが、摩擦等の損失が増す故、三列以上にすることは實際上殆どない。この型式を發明者の名にちなんで **カーチスタービン** といつてゐる。

C. 壓力複式衝撃タービン (ラトー又はツェリータービン)

第 17 圖参照。幾つかの單段落衝撃タービンを直列に並べ、汽壓を段階的に低下させるものと見ることが出来る。勿論多數のタービンを別々に製作することは色々不便が多いので、1 個のシリンダーを **隔壁** (ダイヤフラム) と名付ける隔壁で數室に區分し、各隔壁の外周近くにノズル (1) を設けて各 1 列の動羽根 (2) に蒸氣を吹きつける。而してこの各室即ちノズルと動羽根

との一組を **段落** といひ、各段落のノズル内の壓力は圖の如く順次に低下するが、動羽根の入口及び出口では同様である。尚壓力の降下量は各段落で漸次小となつてゐるが、ノズルにて得られる流速度は何れも同様である。即ち蒸氣は低壓力になる程、一定の壓力降下に對して速度に變るべき熱量の出し方が大きく、仕事が餘計に得られる譯である。つまり單式タービンに比べて廻轉數は著しく低下され、蒸氣の壓力が高ければ高い程、段落數を増して多數のローターを採用し、動羽根の廻轉する速さを通常 150 ~ 200 m/sec 位に止める。

この型式に屬するものは **ラトー式** 及び **ツェリー式** である。

D. 軸向流反動タービン (パーソンズタービン)

第 18 圖参照。前述の A, B, C 衝撃タービンでは、何れも羽根は普通板車輪の周圍に取り付けてあるが、本型式は廻轉胴の周圍に植ゑ込んだ多數列の動羽根 (2) と、これを挟んでシリンダー壁の内面に植ゑ込んだ同一列數の案内羽根 (1) とより成る。汽壓は蒸氣が案内羽根を通る間に落ちる以外に、動羽根を通る間にも落ちる。而して低下する壓力の大いさは兩者共ほぼ同一である。動羽根内の汽流の向を等しくするために、案内羽根の配置の向が反對になつてゐる點は速度複式衝撃タービンの案内羽根に似てゐるが、本型式では上述の如くノズルの作用をなし、速度を増して次の動羽根に入る。動羽根はこの衝撃作用に加ふるに、其處を通過する間にも汽壓が落ちて流速を増す際の反動作用を受けるが、前に定義した如く反動タービンと慣用して置く。この動羽根内の流速の増加がある爲に、動羽根を出る時の流速は衝撃式

に比べて左程に減少しない。尚案内羽根の列から噴出する蒸気の速さを 150 m/sec 程度に止める故、車軸の廻轉數をすつと落すことが出来るが、元來汽壓の降下が小刻であるからその全降下に對して所要羽根列の總數が著しく大となり（數十列に及ぶものあり）、結果として シリンダー 及び廻轉胴の全長が甚だ長くなる。又高壓側で羽根端よりの漏洩が多いのもその缺點である。

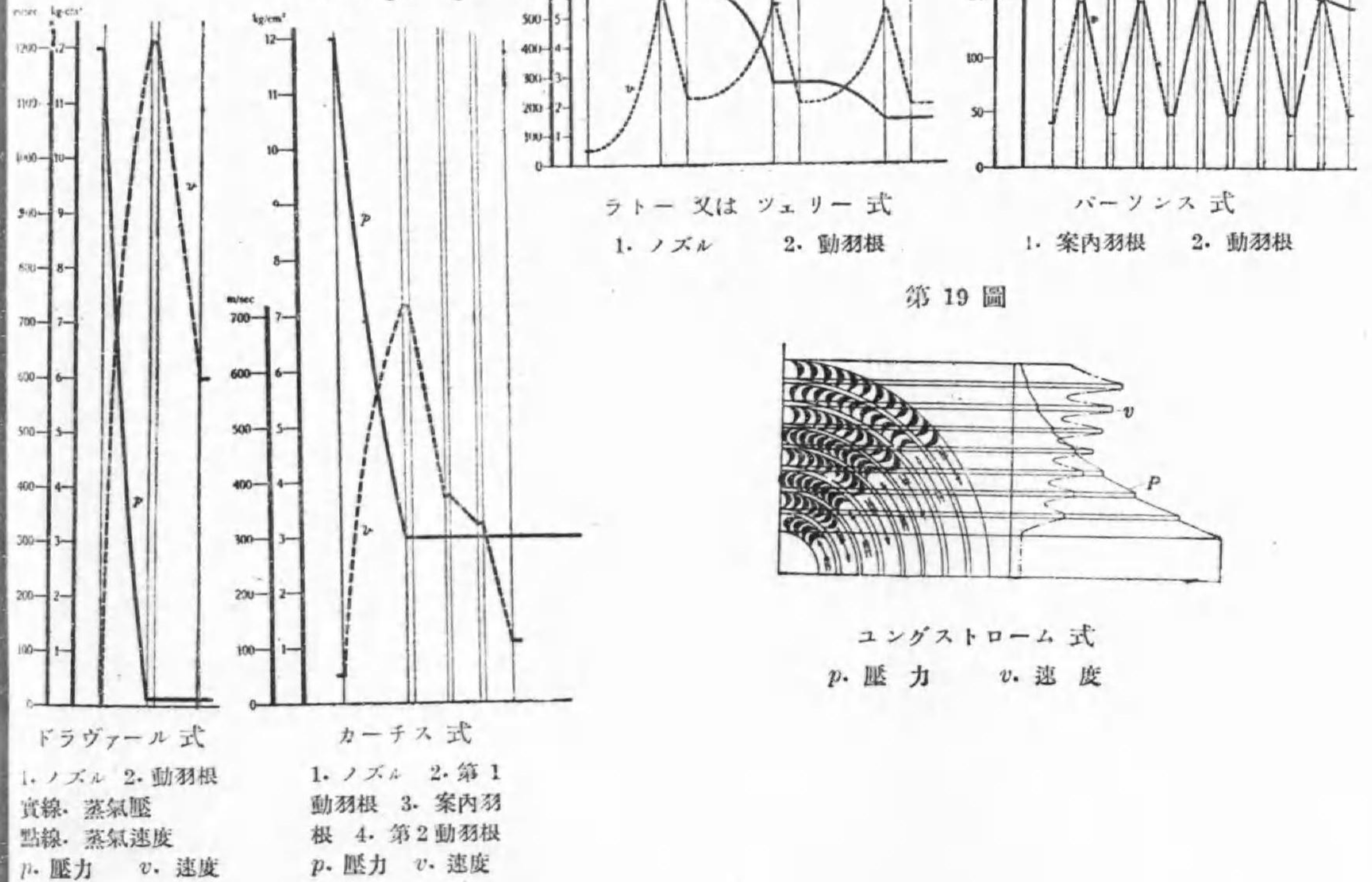
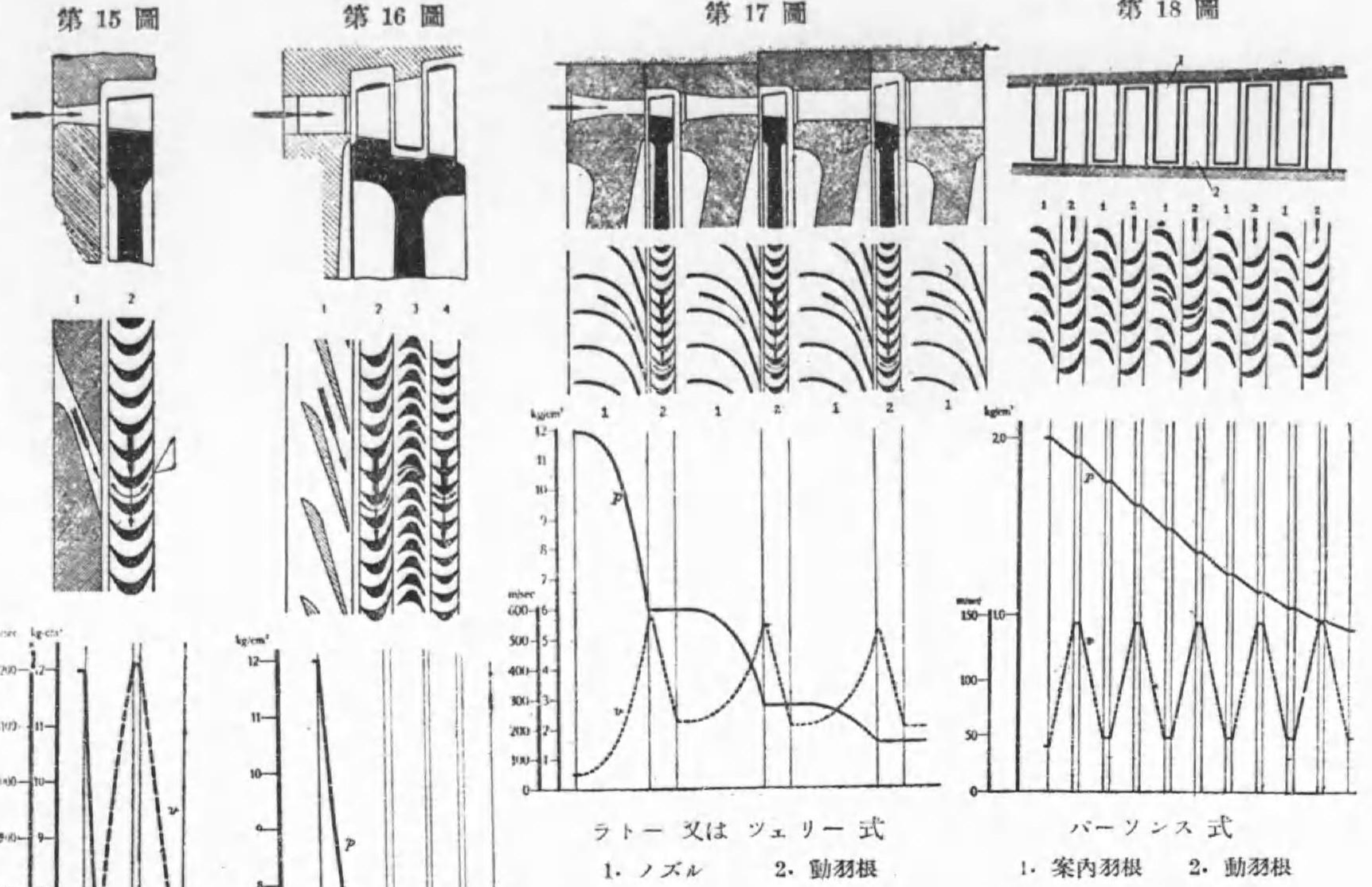
この型式は英國の パーソンス 氏に依つて考案(西曆 1,884 年)されたもので **パーソンス タービン** として廣く知られてゐる。

E. 輻流反動タービン (ユングストローム 又は スタールタービン)

これは今から約 30 年前 (西曆 1,911 年)、瑞典の ユングストローム 兄弟に依つて創案されたもので、ユングストローム 又は スタールタービン として名高い。上述の型式と全く異なり、蒸気は廻轉圓盤に直角に取付けた羽根列を通つて、半徑方向に流動する反動タービンである。詳細は後述するが、凡ての羽根列が動羽根になり、固定羽根がない故、羽根列の總數は軸向流に比べて著しく減少する。汽壓の低下及び流速の増減は、第 19 圖に示す通りである。即ち汽壓が落ちて蒸気の容積が増すに従ひ、羽根輪の直徑が大きくなつて流通面積を増す以外に、羽根の長さをも増して通路が廣くなる。パーソンス 式に比べて全體の構造を小さくつくれるが、反動タービン 特有の漏洩損失は免れがたい。

以上は主としてタービン 内の蒸気の壓力及び流速の關係よりの考察であるが、これを要約すると

衝撃タービン は上述の



- (1) 単段落式又はドラヴァールタービン
- (2) 速度複式又はカーチスタービン
- (3) 圧力複式又はラトー並にツェリータービン

以外に (4) 速度複式 (2) を 2 個以上直列したもの

- (5) 速度複式 (2) に圧力複式 (ラトー又はツェリー) を直列したもの

等があり、更に蒸気の流動の有様に依つて、

反動タービンは上に述べた如く

- (1) 軸向流式又はパーソンズタービン
- (2) 輻流式又はユングストローム又はスタールタービン

に分類する。

衝撃式及び反動式は、上述の他何れも^{どくどく}独特の特徴^{どくちよう}(後述)を持ち互に得失はあるが、概観して前者は後者に比べて高圧高温部分に適當した型である。即ち高圧部分に衝撃段落、低圧部分に反動段落を設けた所謂**組合タービン**の製作される所以で、採用される衝撃段落の型式に依り

組合タービンは

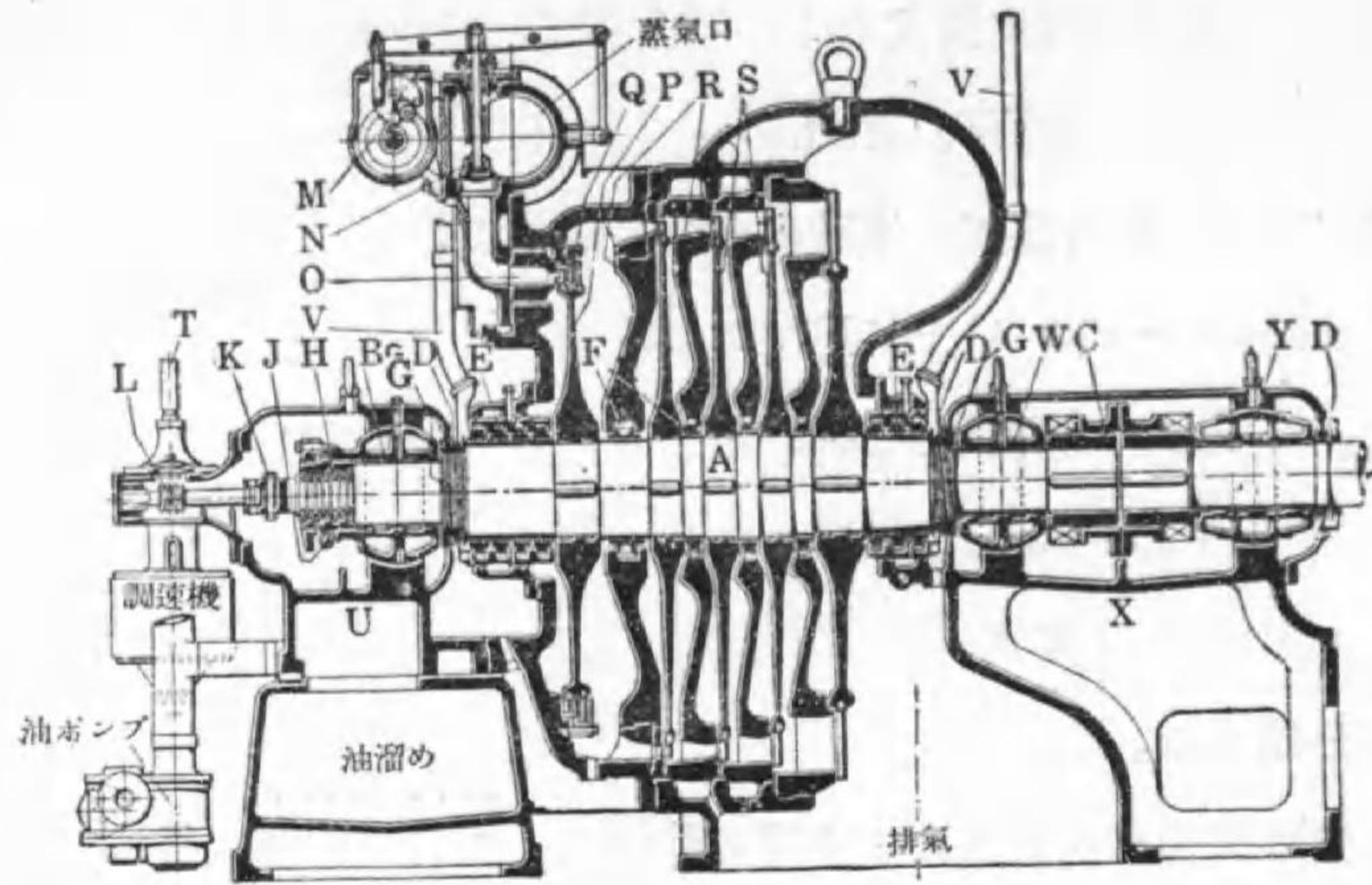
- (1) カーチスパーソンズ式
- (2) ラトーパーソンズ式(又はツェリーパーソンズ式)
- (3) カーチ斯拉トーパーソンズ式(又はカーチスツェリーパーソンズ式)

の 3 型式に分類することが出来る。

9. 蒸気タービンの構造

第20圖に示すタービンは五段落(速度及び壓力複式)組合タービンの切斷面圖である。

第20圖



- A. 車軸 B. タービン 端軸受 C. 咬合接手 D. 油止 E. 軸詰物
- F. ダイアフラム 詰物 G. 水壓 ジャッキ を取付ける ネジ山
- H. スラスト 軸受 J. スラスト 軸受用の齒車装置 K. 非常調速機
- L. 調速機及び油 ポンプ 用の ウォーム 装置 M. ノズル 瓣用 カム
- N. ノズル 制御瓣 O. 第1段落 ノズル P. カーチス 式羽根車
- Q. 中間案内羽根 R. ダイアフラム S. 羽根車 T. 廻轉速度計
- U. 蒸気端軸受臺 V. 詰物押蓋よりの蒸気の吐出管 W. タービン 中央軸受
- X. 中央軸受臺 Y. 發電機中央軸受

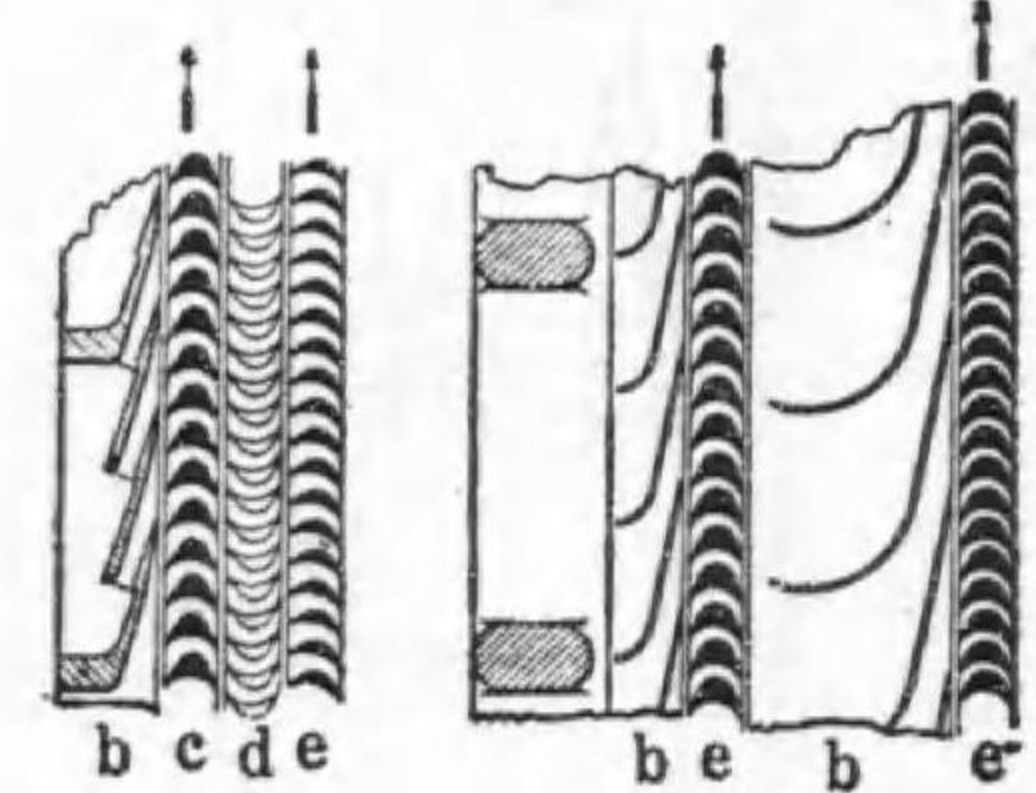
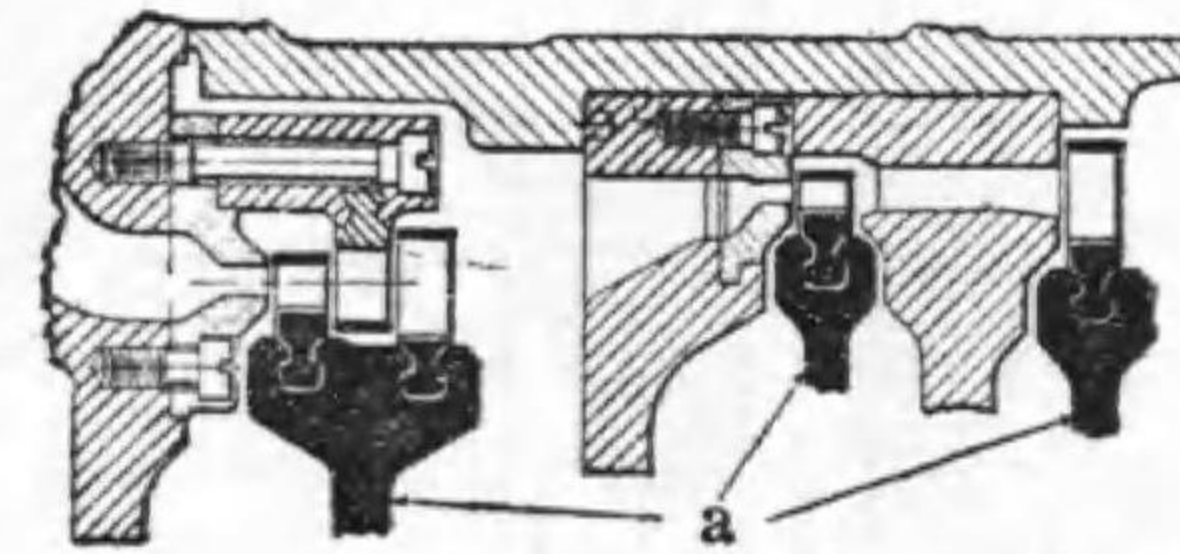
主要部分の名稱は圖の下の説明の通りであるが、これは發電用で、發電機は右端に連絡する譯である。尚油止(D)は軸受の滑油がタービン内に浸入しないやうに設けたもので、スラスト推受(H)は軸方向の隙間を調整するもの、ノズル制御瓣(N)はカム機構(M)の作用を受けて供給蒸氣量の加減をする。蒸

氣は瓣(N)より第一ノズル(O)に入り、カーチス車の2列の羽根列を通過して第一ダイヤフラム(ノズルを取付ける仕切板)のノズル列に進み、次に羽根車の羽根列と以下順次に通過し、最後の羽根列から排汽されて復水器(圖示しないが排汽端の下部に連結する)に入る。

ケーシングは熱應力に對する考慮から高壓及び低壓部に分割し、前者は鑄鋼製後者は鑄鐵製である。タービン中央軸受(W)と發電機軸受(Y)とは、タービンケーシングと一體に鑄造した圍で支へてある故、兩軸の心合が正しくなされる。カーチス車を軸に取付けるにはボスに壓入した青銅ブッシュを用ゐてゐる。車軸は中央部を太くし階段的に左右を細くし、ねぢ(G)に特別な水力ジャッキ

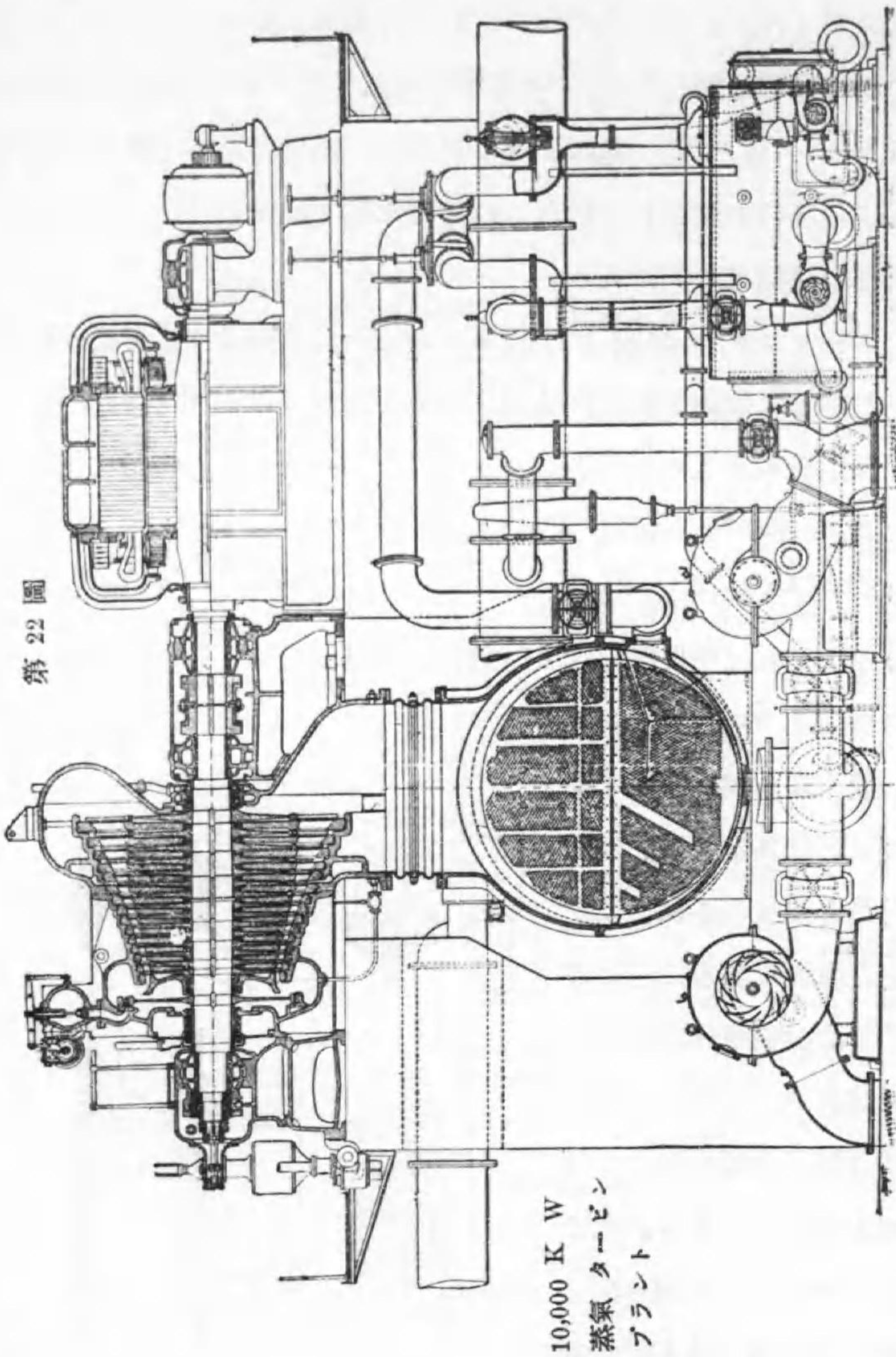
第21圖

を箆めこんで羽根車の壓入又は取外をする。羽根材料は強度と不錆性及び耐浸融性に富むことが必要で、羽根車への取付法及び第一ノズルの取付法は第21圖に依つて了解出来るであらう。尙このタービンの調速法は著しい特徴であるが、此處では略して置く。



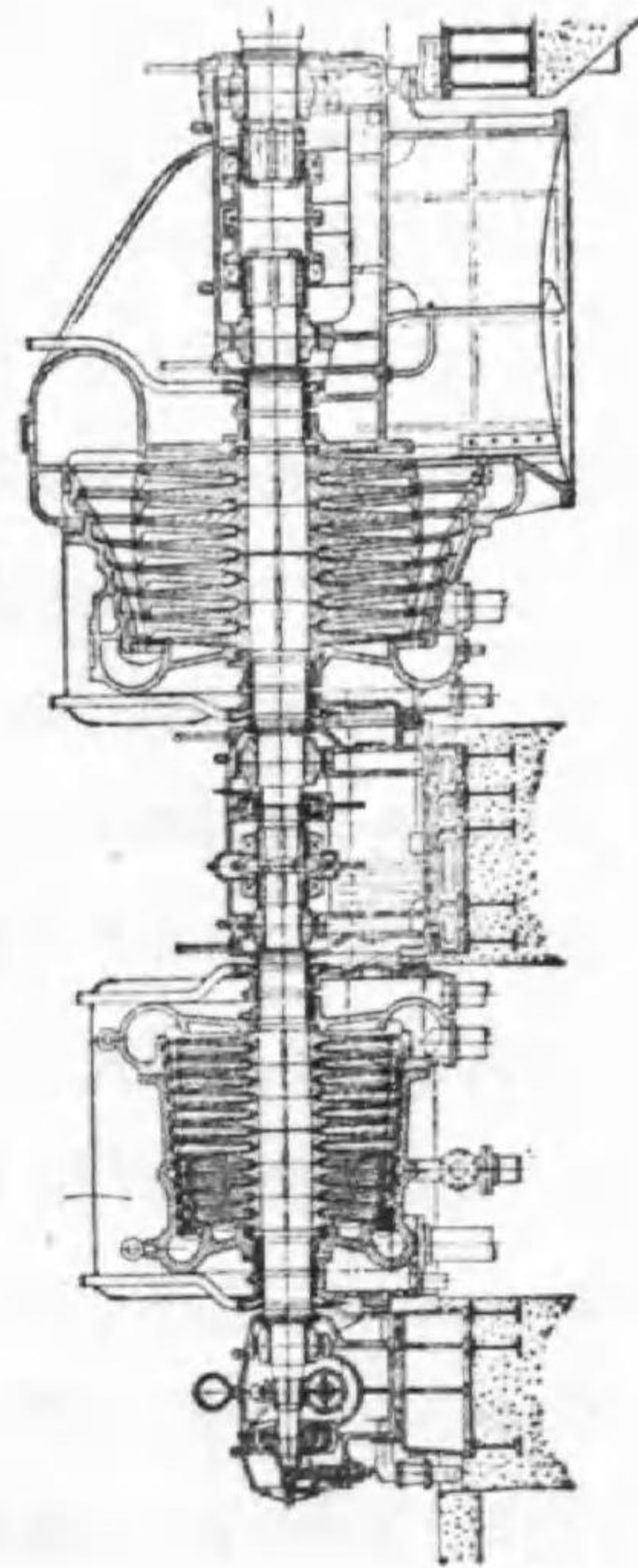
- a. 羽根車 b. ノズル
- c. 動羽根 d. 案内羽根

第22圖は第20圖と同様、速度段落と壓力複式との組合式で



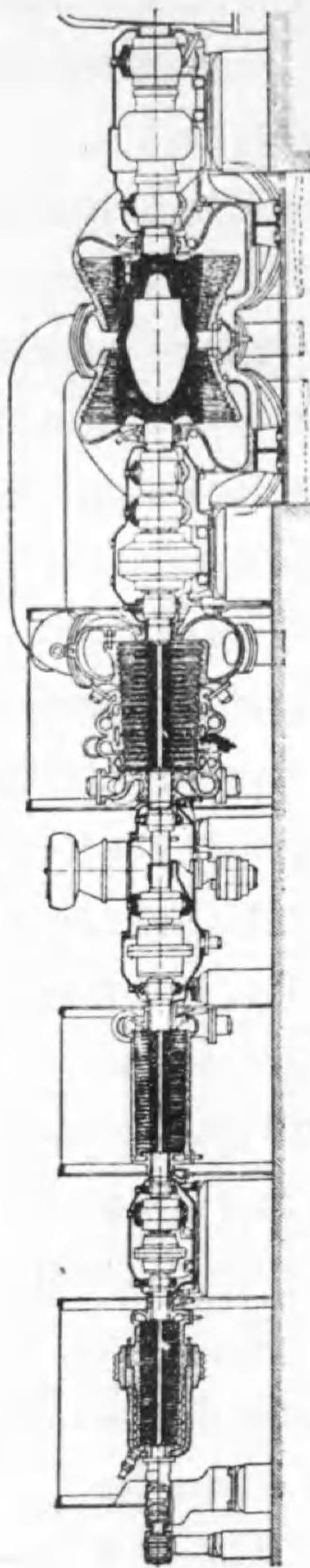
第22圖

第23圖



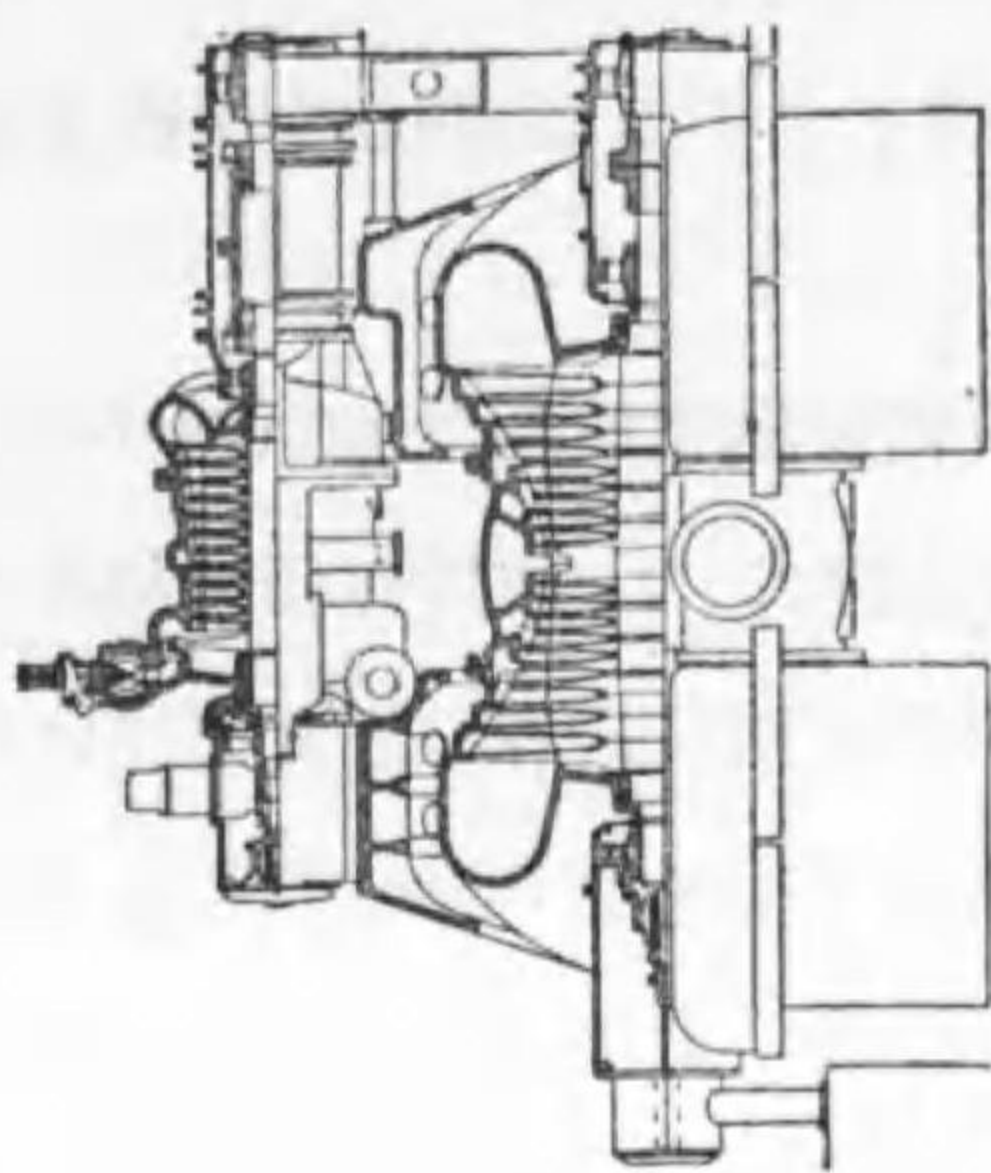
串型複式 25,000 KW タービン (石川島 1931年)

第24圖



四汽筒串型複式 19,000 KW タービン (チェッコスコロフアキヤ 1,928年)

第25圖



塔型複式 110,000 KW (米國 1930年)

あるが、壓力複式の段落数は 15、用途は發電用、出力は 10,000 KW で、發電機及び復水器等全體としての關係位置の概念を得るに便利であらう。

第 23 圖は石川島造船所製作式幡製鐵所設置の 25,000 KW 串型複式の衝擊タービン(兩方共壓力複式)で、使用材料は勿論その設計に於ては一小部分に至るまで我が國技術者の心血を注いで完成したものである。使用蒸氣は壓力 25 氣壓、溫度 370°C、毎分廻轉數 1,500、高壓部(左) 12 段落、低壓部(右) 8 段落である。尙高壓排汽室の他に、低壓タービンの中途段落より二ヶ所、合計三ヶ所から、蒸氣を抽出してこれを給水加熱器に導き、給水を 100°C まで加熱する所謂再生式である。

第 24 圖は四汽筒串型複式 19,000 KW の高壓タービンで、構造は複雑となり据付面積が増すから、特別な高壓、高溫を使用するか又は高速で比較的大出力を得るやうな特殊の場合に限つて使用する。現在では未だ廣く採用もされず製作された數も少い。使用蒸氣は壓力 100 氣壓、溫度 490°C、毎分廻轉數 3,000、各 30 段落をもつ 2 個の高壓(左)と衝擊式の中壓と興味ある低壓(右)とから成る反動型であるが、非常に容積の増加した蒸氣を左右に 2 分して利用した所謂二流排汽式で、反動式に特有な胴型につくつてある。尙衝擊部は高壓、高溫に適するやう普通の板車にせず、鋼塊より削り出してある。

第 25 圖は米國のフォード自動車會社の發電所に設置の塔型複式 110,000 KW タービンで、工場用タービンの世界最高壓、最大出力のものとして有名である。使用蒸氣は壓力 86 氣壓

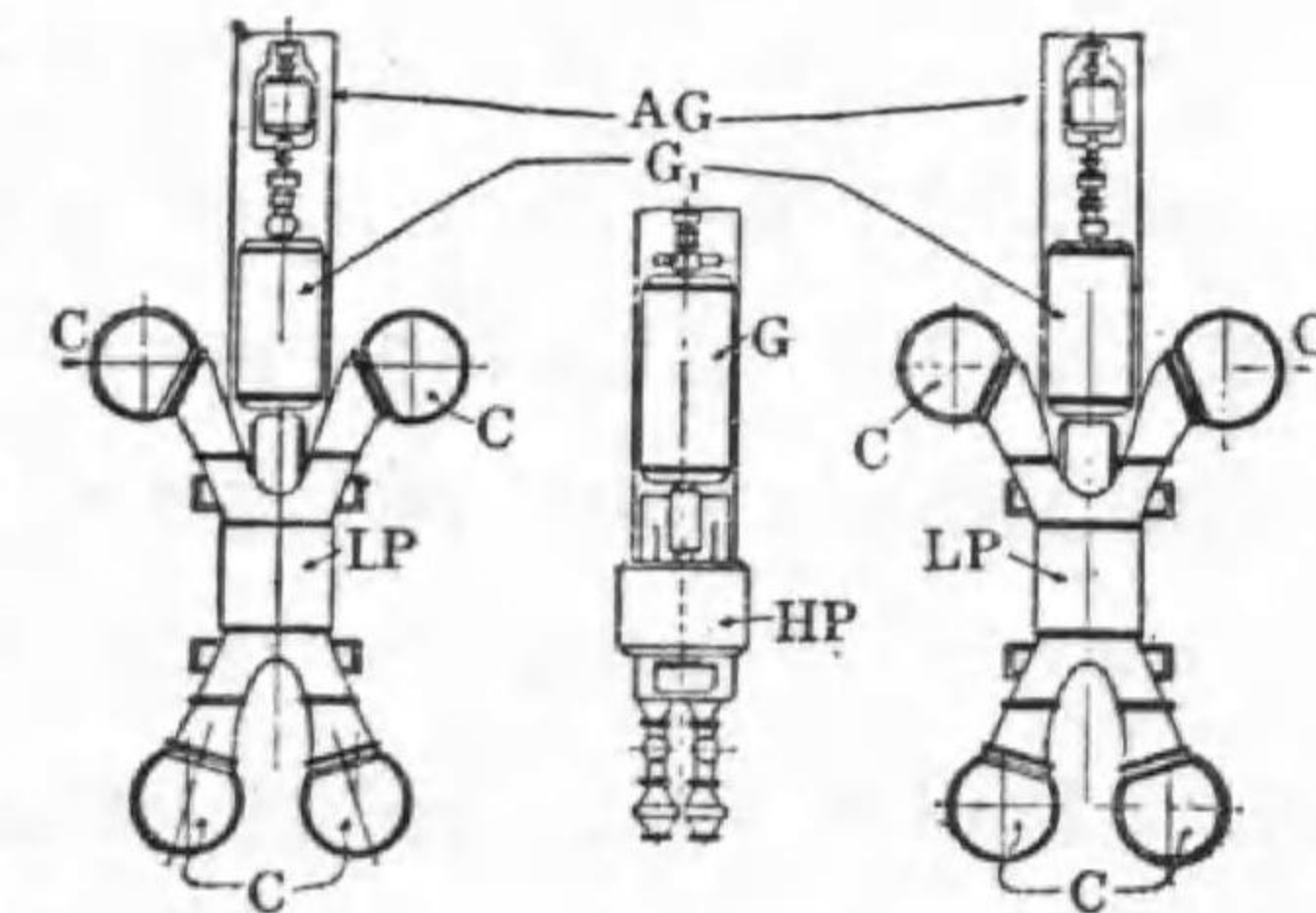
溫度 385°C、毎分廻轉數 1,800、高壓(上部)は速度壓力複式の組合衝擊式、低壓(下部)は二流排汽式のやはり衝擊式で、共に 55,000 KW である。

塔型複式は最近高壓蒸氣使用大出力タービンの發達に従つて据付床面積節減の爲になされた新形式で、この装置では 1 KW の出力に對するタービン室所要容積は僅かに 0.007 立方 m 以下であるといはれ、普通の装置に比べて 25~50% の減少となる。高壓大容量タービン發達の將來に對しこの構造は特に注目しに値する。

並列複式は出力の大小に依り二軸式又は三軸式に配置される。前者には 165,000 KW の記録があり、後者は現在の處製作された數は少いが、北米シカゴ近郊のステートライン發電所に設備されたものは、實に 208,000 KW 現在世界最大タービンとして名高い。第 26 圖はこのタービンケーシングの配置圖で、1 臺の 76,000 KW

第 26 圖

高壓タービン(中央)と、全く同容量(各 66,000 KW)の 2 臺の四流排汽式低壓タービンとより成る。使用蒸氣は壓力 42.2 氣壓、溫度 385°C、毎分廻轉數(各) 1,800、高壓部よりの排汽を生



並列複式 208,000 KW タービン
(米國 1929 年)

A. G. 補助發電機 C. 復水機
G₁ 62,000 KW 發電機 G. 76,000 KW 發電機
HP. 高壓タービン LP. 低壓タービン

蒸気で 260°C まで再過熱して用ゐ、復水器は普通の型式と異なり垂直型で總計 4 個、即ち各低圧タービンの排汽端に 1 個ずつ設備してゐる。

10. 衝撃式と反動式との差異 (軸流型)

衝撃式と反動式とはその構造上大いに異なつてゐる。(A) 前述の如く、各動羽根の入口及び出口の蒸気圧が、衝撃式では一様であるに對し反動式では入口より出口の方が低い。従つて衝撃式では羽根車左右両面の蒸気圧が平均してゐるが (尙この車輪に數個の孔をあけて壓力の一定を計つてゐる)、反動式に羽根車を使ふとその両面壓力の差で車輪は丁度往復蒸気機關ピストンのやうな作用をなし、車軸を軸方向に押し出さうとする各車輪の力が集つて大したものになる。そこで此の原因となる羽根車を廢して回轉胴とし、これに幾列かの羽根を植ゑ付けるのが通例で、この種の反動タービンを **胴型タービン** (第 24 圖の低壓汽筒參照) と名付ける。(B) 何れの形式でも動羽根は板車又は胴の全周に植ゑ付けてあるが、衝撃式の常用第一のノズルは全周のほんの一部分にしか設けてゐない。故に動羽根は 1 廻轉中蒸氣を受入れてゐる部分とゐない部分とがある。これは段數が進むにつれて容積の膨脹する蒸氣を容易に通過させる爲にノズル數を増してダイヤフラムの全圓周にノズルを設ける爲の餘地を存してあるのと、もう一つは負荷が増した場合又は廻轉數を増す場合に必要な豫備ノズルが並べて設けてあるからである。この方法を **部分給汽** と名付ける。反動式では衝撃式のやうなノズルがなく、初めから全周給汽をなし、容積の増大に對しては胴の直徑

を増して羽根の數を増すか、又は羽根の高さを増してこれに應じてゐる。尙全周給汽をすれば豫備ノズルを開口して出力の加減が出来ない。従つて止むを得ず始めの供給蒸氣の壓力を加減して目的を達する。(C) 反動式での缺點は羽根端よりの蒸氣 (有效仕事をしない蒸氣) の漏洩損失が大なることである。羽根端とケーシングとの間隙を小さくすれば幾分この損失は免がれるが、何しろ秒速 200 m といふやうな速度で廻轉してゐる羽根端が、少しでもケーシングに觸れればケーシングを壊すか、羽根がこぼれた上にその破片をかき廻して非常な危害を及ぼすので、運轉するのに一定の隙間が必要である。依つてこの損失を少なくするには各段落の壓力差を出来るだけ少なくする。即ちパーソンスタタービンではこの壓力降下を著しく小刻にする結果、廻轉數が比較的小となり、羽根列が非常に多くなつてタービン全長が長くなる。尙この蒸氣の漏洩量は高壓部に於て割高になり、それだけ損失が増して效率が落ちる。(D) 衝撃式では第一ノズルを出た後の相當壓力の低い蒸氣がケーシングへ入つてくる故、第一ノズルのみを特別に考慮すればよいが、反動式では汽罐壓力の蒸氣が入つてくる故ケーシングを丈夫に造らねばならない。(E) 兩式共車軸がケーシングの兩端を貫く處に蒸氣止 (第 12 章の外部的漏洩損失の項參照) の装置があるが、ケーシング内の蒸氣壓が低い程喰ひ止め易い。従つてパーソンズ式の高壓端の蒸氣止には特別の工夫がなされて居る。

尙兩者の差異に就いては次に述べる速度線圖の項を參照されたい。

11. 速度線圖

蒸気タービンの羽根の役目は第5節に述べてあるが、その羽根間の通路で蒸気の流れが如何に變化し、その結果羽根は如何なる廻轉力と、軸方向推とを受けるかを知るのも亦重要な問題で、これは速度線圖（又は速度三角形）に依るのが便利である。即ち速度なる物理量は大いさと向とをもつベクトルであるから、ベクトルとして圖上で自由に加減法をなし得る。

今 v_1 ノズルから噴出する蒸気の絶対速度

w_1 動羽根に流入する蒸気の相對速度

v_2 動羽根から流出する蒸気の絶対速度

w_2 動羽根から流出する蒸気の相對速度

u 動羽根の線速度

α_1 ノズルの噴出角

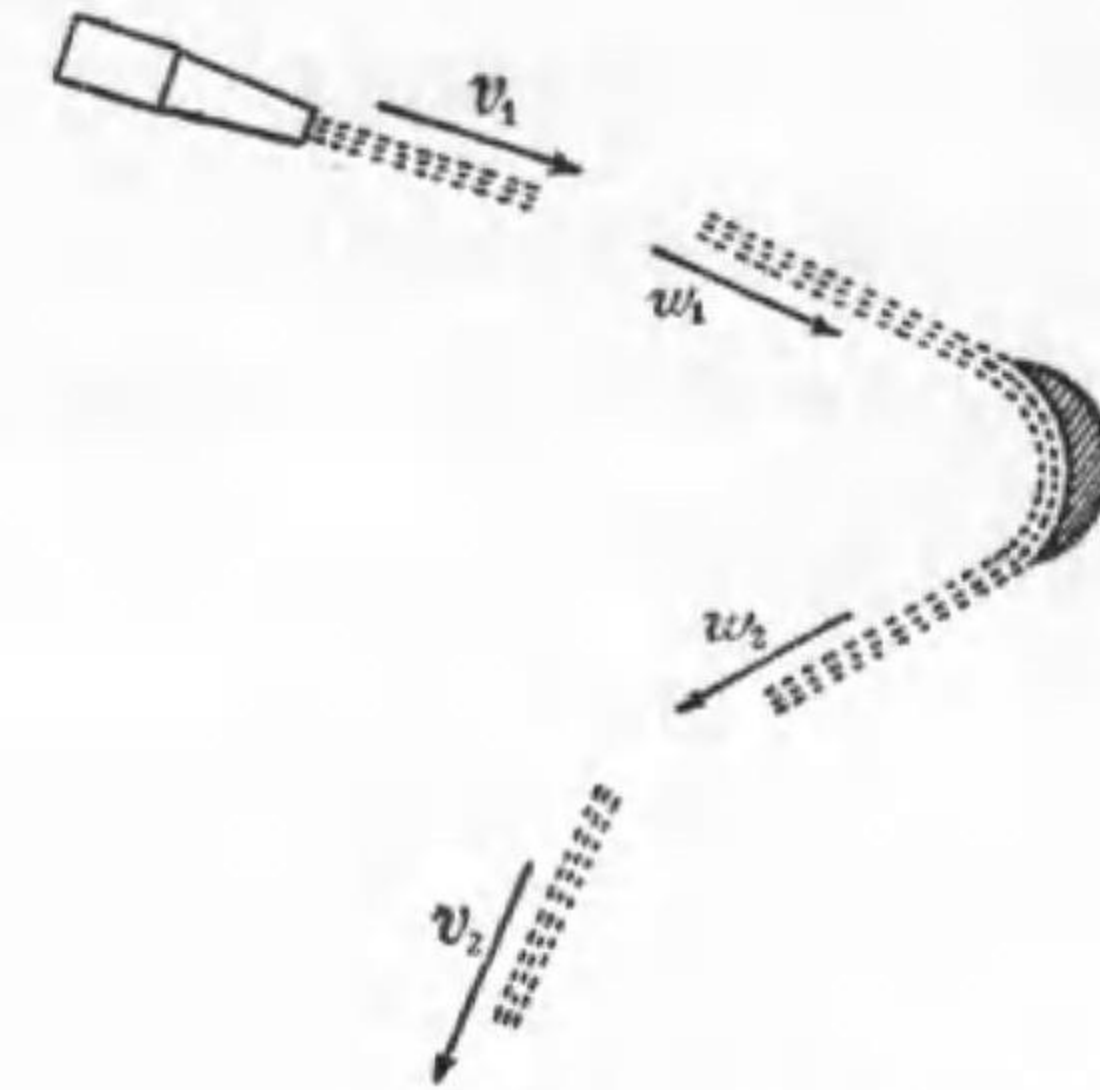
β_1 動羽根の入口角又は流入角

β_2 動羽根の出口角又は流出角

とすれば、速度線圖は此の如くにして求められる（第27及び28圖参照）。

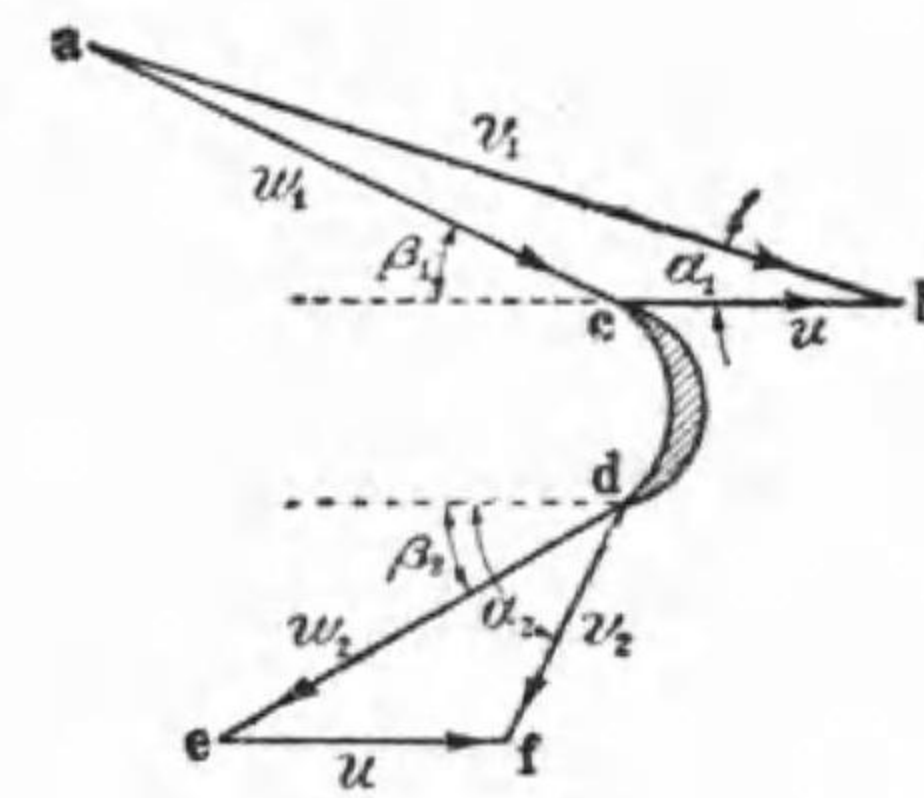
先づ水平線と角 α_1 をなし、 v_1 を適當の長さとする直線 ab を引く。次に b 點から u を代表する水平線 bc を引く。さうすると c 點と a 點とを結ぶ直線 ac は、噴流が動羽根に流れ込む相對速度 w_1 の大いさと向を表すことになる。斜線を施した三日月形は1個の動羽根を示し、羽根の入口で内面に接觸する直線 ac が水平線となす角は流入角 β_1 になり、羽根の出口で内面に接觸する直線 dc が水平線となす角は流出角 β_2 である。流出角 β_2

第27圖



絶対速度と相對速度

第28圖



速度線圖

は流入角 β_1 に等しく（衝撃式）するか又は流入角 β_1 よりも稍小さく（反動式）

定める。蒸気流が羽根の内面に沿ふて流れる際に内面に摩擦が働かなければ、流出の相對速度 w_2 は流入の相對速度 w_1 に等しくなるが、実際には羽根面の摩擦が蒸気流に作用して w_2 は w_1 より小となる。従つて w_2 をあらはす直線 de の長さは直線 ac の長さより短い（但し反動式では反對）。直線 de の下端 e から羽根の速さ u を代表する水平線 ef を引けば、 d 點と f 點とを連結する直線 df は蒸気流が羽根から流出する絶対速度 v_2 の大いさ及び向を表すことになる。

1個の動羽根が速度 u で右方に運動し、蒸気が絶対速度 v_1 でこの羽根通路に流入する譯で、動羽根に對する蒸気の相對速度 w_1 は、ベクトルとして v_1 から u を減じたものに相當する。即ち $w_1 = v_1 - u$ 又は $v_1 = w_1 + u$ 、同様に $w_2 = v_2 - u$ 又は $v_2 = w_2 + u$ である。

尚△abc を 入口三角形, △def を 出口三角形 といふことがある。u と v₁ との比即ち u/v₁ を 速度比 と名付け、設計上必要な数値である。この廻轉速度 u (秒/m), 毎分の廻轉數 N 及び羽根車の直徑 D (m) の間には $u = \pi D \times \frac{N}{60}$ の関係がある。茲に π=圓周率=3.14 とする。ノズルの噴出角 α₁ は噴流が羽根の動く方向となす傾斜角である。

次に第 29 圖は第 28 圖の c 點と d 點とを重ね合はせ羽根を取り去つたもので、v₁ の羽根運動方向に對する分速 v_{1u}, v₂ のそれは -v_{2u} で、従つて羽根に入つてから出る迄の間に u の方向に受ける速さの變化は、v_{1u} - (-v_{2u}) = v_{1u} + v_{2u}} である。u に垂直の方向即ちタービンの軸方向の分速は、羽根の入口で}}}

v_{1a} のものが出口では v_{2a} となる。

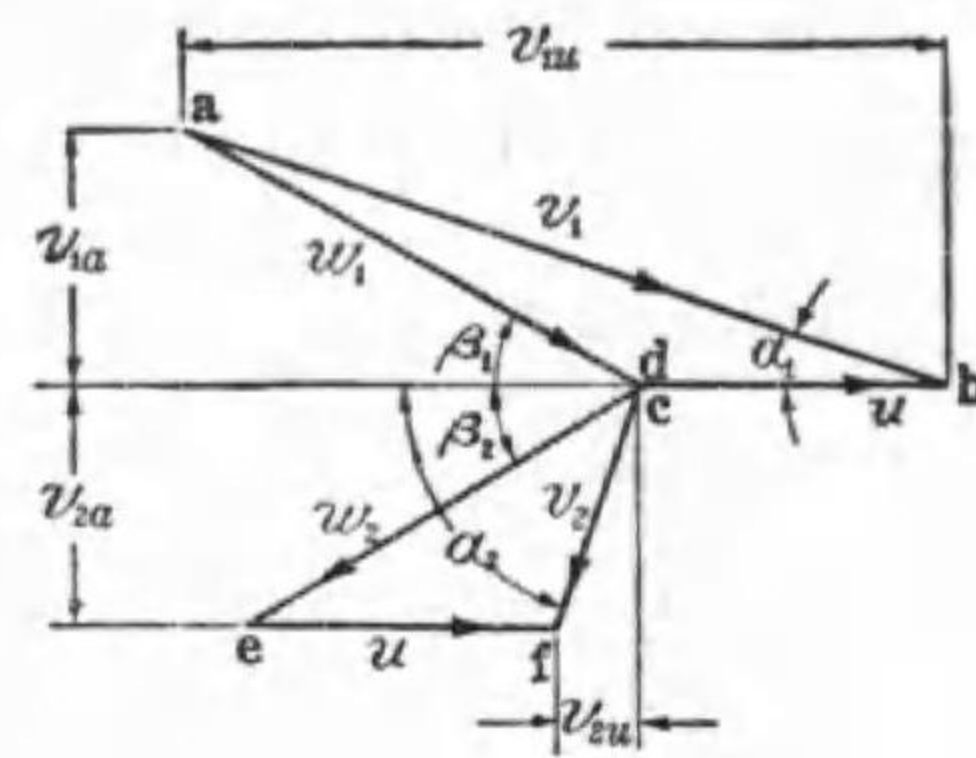
蒸氣流の動羽根に對する作用效率 (又は單に 羽根効率) が最大値を取る爲には (證明は略す) 次の如き關係が成立する。

$$\frac{u}{v_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2} \quad \text{又は} \quad u = v_1 \cdot \frac{\cos \alpha_1}{2} \dots \dots \dots (\text{衝撃式})$$

$$\frac{u}{v_1} = \cos \alpha_1 \quad \text{又は} \quad u = v_1 \cdot \cos \alpha_1 \dots \dots \dots (\text{反動式})$$

即ち上の 2 式より明らかなる如く、羽根の最大效率に對する速さ u は、反動式の方が衝撃式の 2 倍となり、従つて同一の初速 v₁ に對して反動式は衝撃式の 2 倍の速さで動かさねばならない。

第 29 圖



速度線圖

換言すれば u を同様にするには反動式では蒸氣の噴出速さ v₁ を衝撃式の 1/2 にすることが必要であり、これが爲には段數を衝撃式の 2 倍にしなければならない。前章で反動タービンの羽根の列數が多くなると言つたが、この事實も一つの理由である。又現今 Parsons 式の反動羽根が漸次に廢れて、ツェリー式又はラトー式の衝撃羽根が一般に採用されるに至つた主因でもある。

上述の如く反動式の羽根は、流入角 β₁ を大きくして流入口の面積を増し、流出角 β₂ を小さくして通路を絞り、ノズルの吐出口の如くに羽根列を造る (第 9 圖参照)。故に蒸氣が動羽根を通過する間に壓力が降下して流速度を増すため、羽根面の摩擦が働くにも拘らず、流出の相對速度 w₂ は流入の相對速度 w₁ よりも遙かに大となる。

12. 蒸気タービンの諸損失

蒸気タービンの諸損失は、内部的に起るものと外部的に起るものとに 2 大別することが出来る。

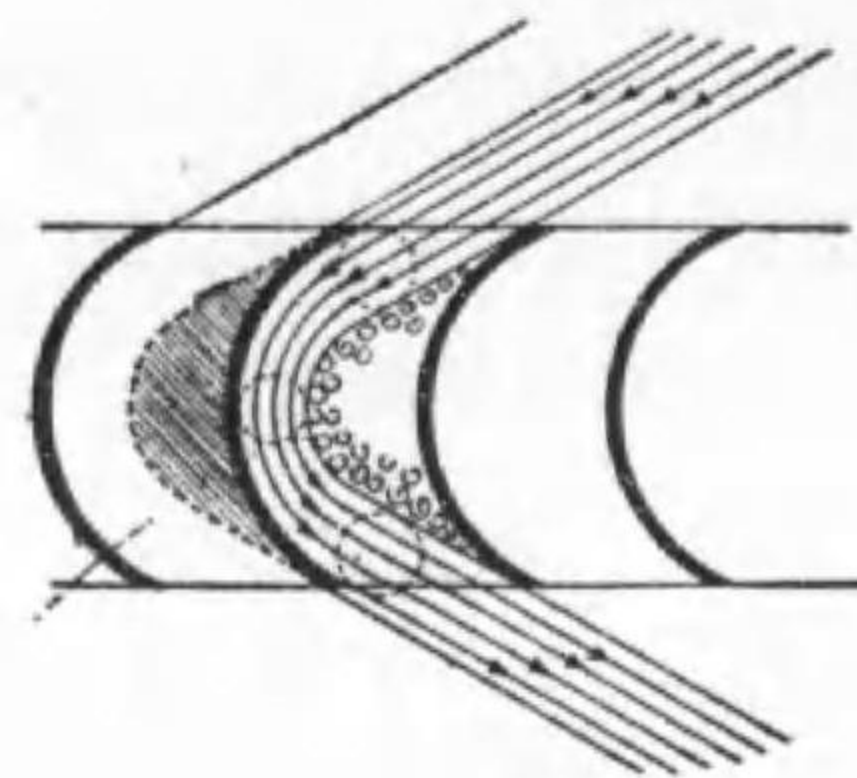
A 内部損失

(a) ノズル (又は案内羽根) 及び動羽根の内の損失 h_n 及び h_b

蒸氣流がノズルを通過する際に、周囲の壁面から摩擦を受けて流速度の一部が減殺される。羽根通路を通過する際にも羽根面の呈する摩擦に依つて同様の結果を來たす。殊に羽根面の滑さ (工作) 如何は大なる影響を及ぼすもので、又ピストン型蒸氣機關の廢汽を利用する低壓タービンでは、潤滑油の細粉を保有してある故、この摩擦を増し且羽根の腐蝕原因となる。

初期のラトタービン等には、第30圖に示すやうな薄板金を曲げて造つた羽根を使用したが、こんな羽根に汽流が進入すれば羽根の裏側に空洞部を生じ、ここに停滞する渦流と汽流本体との接觸面に摩擦を起して損失となる。故に點線で示す如く、羽根の断面は三日月形に中央部を厚肉に造つてこの損失を除くと共に、羽根自身の強度を高めてゐる。

第30圖



汽流が羽根に入り込む際、汽流の傾斜角が羽根の流入角と異なれば、汽流は上圖の如く滑かに羽根通路へ進入しないで、羽根の裏面又は表面に衝突して損失となる。

渦流による損失

(b) 排汽残留 エネルギー 損失 (h_a)

第28圖の、動羽根から流出する蒸気の絶対速度 v_2 に依る損失であるが、反動タービンの場合にはこの損失の大部分は次の段落で利用される。

(c) 圓板羽根車及び動羽根の廻轉損失 (h_d)

一般に衝撃タービンの圓板羽根車の廻轉に依る摩擦損失は、使用蒸気の品質特に單位容積の重量、圓板の直徑、圓周速度(第28圖の u) 等の影響を受ける。羽根の廻轉損失は、更に羽根の長さ及び部分給汽の百分率(即ち全圓周に對するノズルが占める圓弧の長さの比)等に左右される。

圓板羽根車を用ゐず廻轉胴を用ゐる反動タービンでは、これ

と異なり常に全圓周に亙つて蒸氣を流動させるから、前者の損失は一般に少くなる。何れの型式にしるこの兩損失は、單位容積の蒸氣重量が非常に大きい高壓區域に於て著しく大となり、低壓區域に於ては著しく小となる。従つて高壓端で羽根車(又は胴)の直徑を減じ、圓周速度を下げ、動羽根の全圓周に亙つてノズルを設けるやうにする方がよい。

(d) 内部的漏洩損失 (h_e)

衝撃式では各段落の仕切板(又はダイヤフラム)と車軸との間の氣密部分に、反動式では動羽根先端と、ケーシング及び案内羽根の先端と廻轉胴との間隙に、蒸氣の漏洩損失が起る。特に反動式に於けるこの損失が、羽根の長さが短くなり勝な高壓部分で著しくなることは度々述べた通りで、この點に設計上特別な考慮が必要である。

B 外部損失

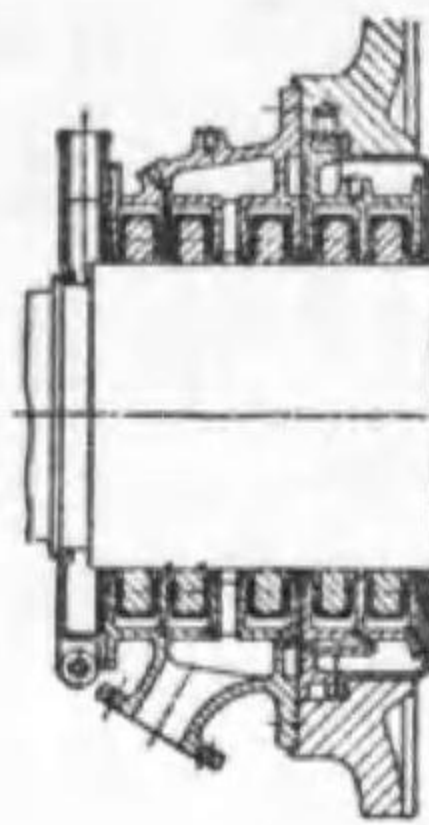
(a) 外部的漏洩損失

廻轉軸がケーシングを貫く部分から外部に向つて蒸氣の漏洩する損失で、その防止のために次の如き氣密装置を用ゐる。

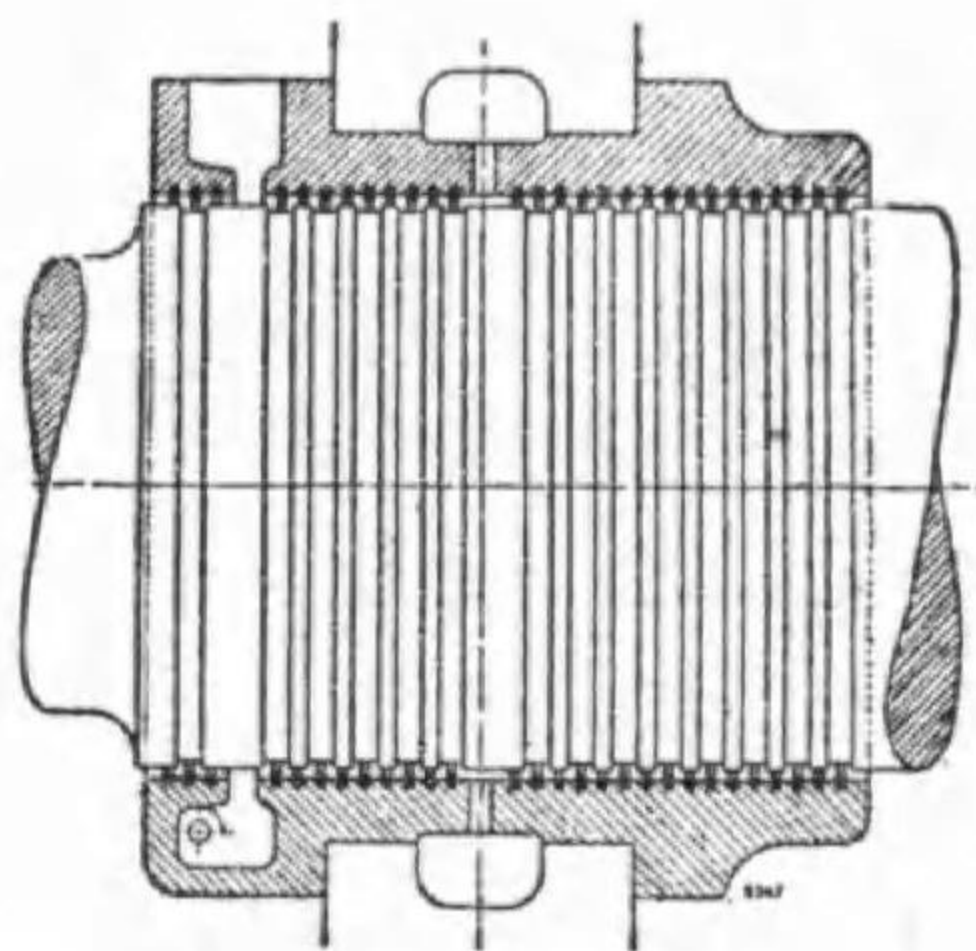
(1) カーボン 詰物押蓋 (2) 水封じ押蓋 (3) ラビリンス 詰物押蓋

(1) は主に衝撃式に用ゐるもので、環状のカーボン部分片で車軸を抱き、その周圍を板状ばね又はガーターばねで締付けたもの(第31圖参照)。(2) はタービンポンプの廻轉子の如きものを主軸に固定し、これが外部から給水される水室内で廻轉する際、遠心力に依つて廻轉子の外周に壓力ある水層をつくり、

第 31 圖

バフキンググランド
カーボン詰物押蓋

第 33 圖



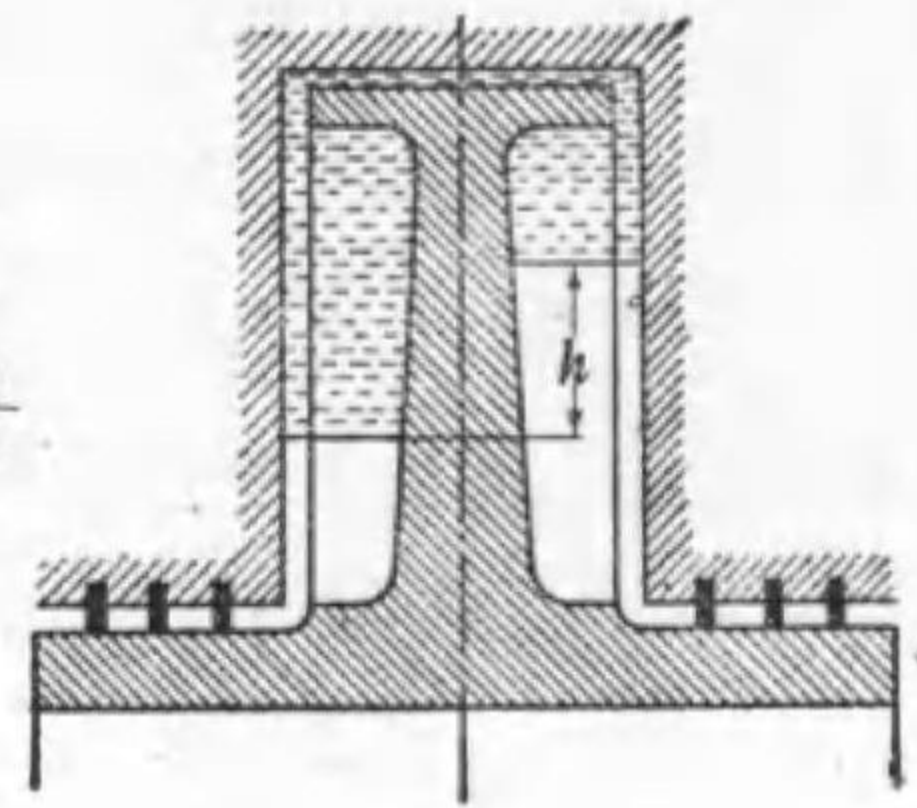
ラビリンス詰物押蓋

完全に蒸気密（又は低圧端の空気密）を保つもの（第 32 圖参照）。(3) は最初は主に パーツ

(b) 機械的損失又は空轉損失

軸受に於ける摩擦損失，車軸端に於ける滑油ポンプ，調速器等を運轉する爲の仕事等を總括した損失で、この損失は同一タービンで廻轉数が一定なら、負荷の増減には無關係に殆ど一定になる。

第 32 圖



水封じ心押蓋

式に用ゐられたが現在は最も一般的に用ゐられ、その型式も多様である。即ち蒸気の漏洩する隙間の全長に亘つて數多の絞通路を設け、なるべく蒸気

ラビリンス詰物押蓋 通路の方向を變換させて、漏洩

蒸気の直通を邪魔するやうにしたものである（第 33 圖参照）。

(c) ケーシングよりの放熱損失

タービンケーシングの外表面より對流及び輻射に依る放熱損失の總稱であるが、この損失は極僅少であるからケーシングの熱絶縁はさほどに必要ではない。

(d) 絞損失

絞られた断面をもつ通路に蒸気を流す時は、この断面を通過後幾分の壓力降下がおこる。この壓力降下を蒸気が絞られたといふ。即ち主蒸気弁及び調節弁が全開の時以外は、常に蒸気が絞られてその爲に有効エネルギーは減少する。

13. 蒸気タービンの諸効率

前章に於て蒸気タービンの内外に生ずる損失の主なものに就いて述べたが、これらの損失を基とする効率の表し方にも種々ある譯で、普通は下の如き表し方にする。

- A. 線圖効率，内部効率，機械効率等の如き各部分の効率
- B. 有効効率（又はタービン効率比），熱効率等の如きタービン全體としての効率
- C. 全原動所効率として汽罐その他補助機械を含めた原動所全装置の効率

而して線圖及び内部効率は内部損失のみを、機械効率は外部損失のみを、有効及び熱効率は内外兩損失を表すものである。

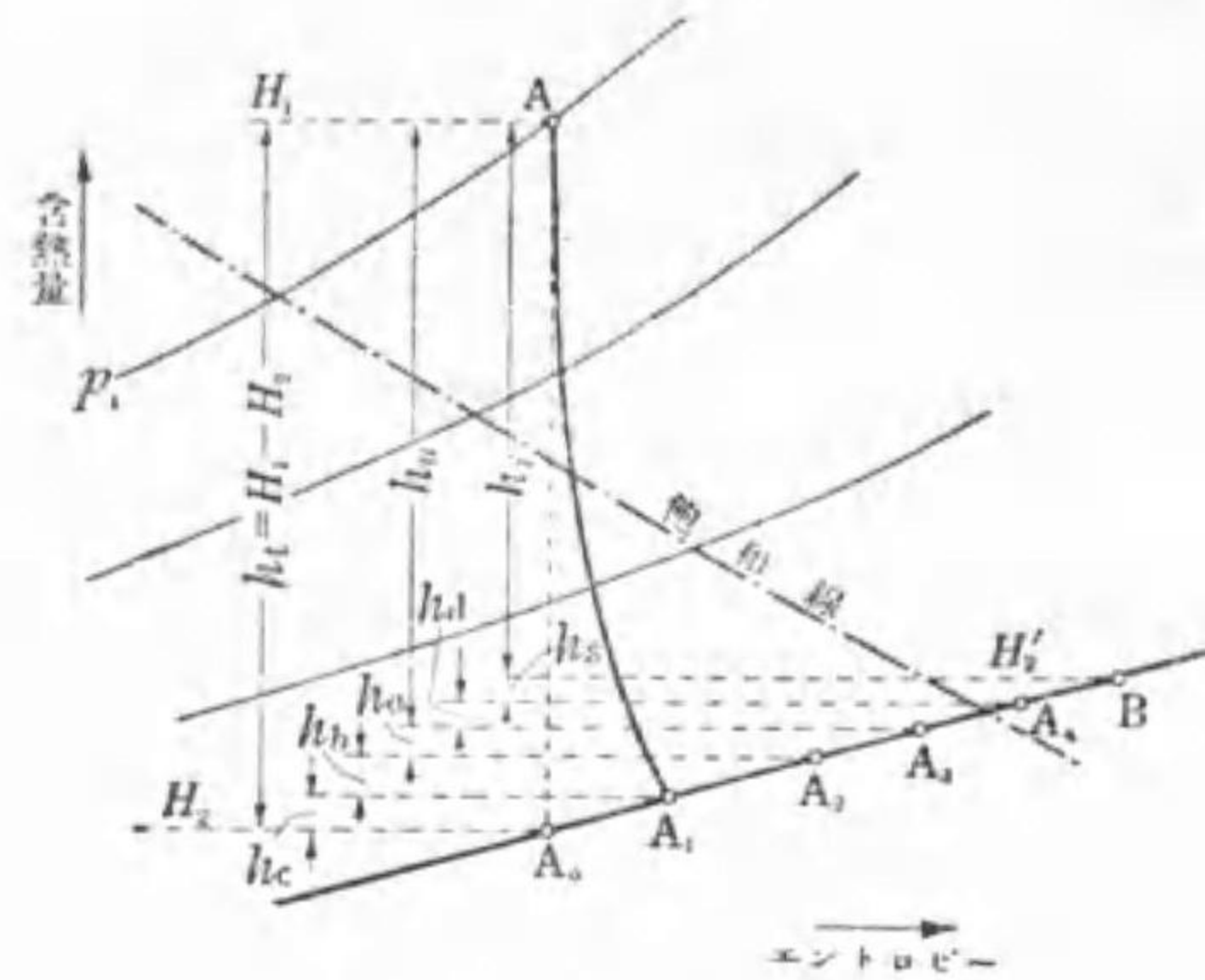
今壓力複式（ラトー又はツェリー式）衝擊タービンを例にとつて、蒸気が流動する際の作用状態を考へて見よう。一段落の場合即ち第 34 圖は、既出の第 11 圖の $i-s$ 線圖（含熱量-エントロピー）の一部分を示すもので、内部損失の熱量が次第に付け加

はつてその含熱量を高めてゆく有様を了解するのに便利な圖である。

即ち A 點は第一段落のノズルに入り込む前の蒸氣状態で、
(1) ノズルから蒸氣が噴出する際に壓力が p_1 から p_2 に落ちて、

A_0 點の状態になる筈であるが、ノズル壁の摩擦に依り流速の一部 h_c が減殺されて熱に變る故、ノズル内の蒸氣膨脹曲線は AA_1 で、その終の状態は A_0 點から A_1 點に移る。(2) ノズルから出た蒸氣が羽根列を通過する際にも、羽根面の摩擦及び彎曲のために流速の一部 h_b が減じ同じく熱に變る故、その状態が A_1 點より A_2 點に移る。(3) 羽根車から流出する蒸氣が次の段落のノズルに達する迄に、排汽損失の一部 h_d が熱に變り、 A_2 點は A_3 點に昇る。更に(4) 圓板羽根車の廻轉摩擦に費される動力が h_a だけ熱に變つて A_3 點から A_4 點に移る。最後に(5) 動羽根列以外の所からの漏出蒸氣が本流に合して加熱する量 h_s に依り、 A_4 點は B 點に移る。結局内部損失に依り A_0 から B に移る譯である。従つて

第 34 圖



状態線圖

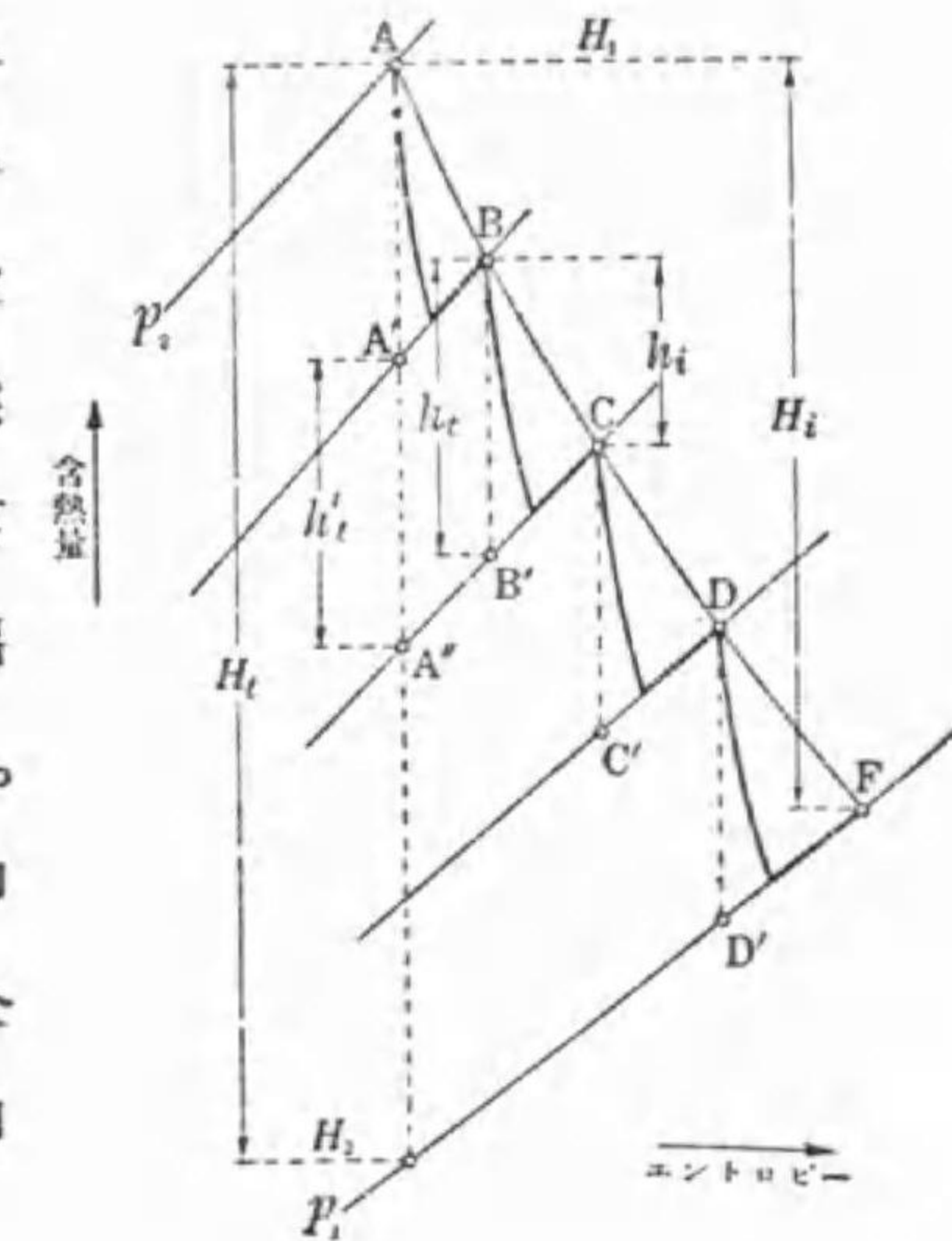
$$\text{線圖效率 } \eta_a = \frac{h_u - (h_a + h_b + h_c)}{h_t}$$

$$\text{内部效率 } \eta_i = \frac{h_t - (h_a + h_b)}{h_t} = \frac{h_t - (h_a + h_b + h_c) - (h_a + h_b)}{h_t}$$

茲に h_t = 段落の 有效熱落差, h_t = 利用し得る熱降下 又は 斷熱落差 と名付ける。

壓力複式では上に示した第 34 圖の如き膨脹作用が幾段落か組合つたもので、第 35 圖は四段落の衝擊タービンの状態線圖

第 35 圖



状態線圖

である。即ち各膨脹は段階的に起り、第一段落に流入する直前の蒸氣状態が A 點で示され、これが第一段落を出る時は B 點の状態になる。更にこの蒸氣が第二段落に入り、これから出る時は C 點の状態になる。各段落の斷熱落差の總和 $\Sigma h_t'$ は、初終兩壓力間の全斷熱落差 H_t よりも大、即ち

$$\Sigma h_t' > H_t$$

で、この差は段落の内部效率悪しきタービン程大となる。尙これを

$$\Sigma h_t' = R \times H_t$$

と表し(但し $R > 1$)、この R を 再熱係數 と名付ける。一般に $R = 1.02 \sim 1.10$ の範圍の數値となる。

尙圖に於て全タービンの内の有効熱落差は H_c 、全熱落差は H_i であるから、全内部効率（又は内部効率比）は H_c/H_i なる比で表せる。

機械効率は外部損失の程度を表すもので、ピストン型汽關の機械効率 η_m に相當し、次に述べるタービン軸端で有効に利用出来る仕事と、タービン内部で有効に利用出来る仕事との比である。

外部損失は内部損失と異なり、作働蒸氣内で利用されず全然損失となる故、實際にタービン軸端で有効に利用出来る仕事は、上述の内部有効熱降下 H_c より外部損失の熱當量 H_e を減じたものに等しく、従つて

$$\text{有効効率 (又はタービン効率比) } \eta_e = \frac{\text{軸端有効仕事の熱當量}}{\text{全熱降下}} \\ = \frac{H_c - H_e}{H_i}$$

尙この効率と上述の内部効率 η_i 、機械効率 η_m との間には、 $\eta_e = \eta_m \cdot \eta_i$ の關係があり、従つて

$$\text{機械効率 } \eta_m = \eta_e / \eta_i$$

今年一流の會社で製造したタービンに就いて實驗した結果に依れば、1,000馬力以下の小型では $\eta_m = 0.96$ で、大型では $\eta_m = 0.98$ であつた。タービンの設計には η_m の値を適當に假定しなければならない。

以上の諸効率は、タービンに流入する蒸氣の持つ熱量の内、損失のない完全タービン内で有効に仕事に變換出来る熱量、即ち熱落差を基準として考へたのであるが、熱効率はタービン内に供給する全熱量を基準として、それに対する軸端でなす有効

仕事の熱當量の割合をいふ。即ち

$$\text{熱効率 } \eta_t = \frac{\text{軸端有効仕事の熱當量}}{\text{タービンに供給する全熱量}} \\ = \frac{\eta_e \cdot H_i}{\text{タービンに供給する全熱量}}$$

最後に

$$\text{全原動所効率 } \eta_0 = \eta_b \cdot \eta_t$$

茲に $\eta_b =$ 汽罐効率 $= 0.80 \sim 0.88$ (但し空氣豫熱器、節炭器及び効率の高い焚燒装置を備へた汽罐に對するもの) とする。高壓、高温の蒸氣を用ゐる最新設備の原動所では $\eta_0 = 0.272 \sim 0.298$ となる。尙發電機及び補機を含めて

$$\text{汽力發電所全熱効率 } \eta = \eta_g \cdot \eta_a \cdot \eta_0 = \eta_b \cdot \eta_g \cdot \eta_a \cdot \eta_t$$

茲に $\eta_g =$ 發電機効率 $= 0.90 \sim 0.97$ 、 $\eta_a =$ 補機のエネルギー消費に對する係數である。現在復水式蒸氣タービン使用の大型汽力發電所の全熱効率は、良好な場合には $\eta = 0.29$ に達しさせることが出来るといふ。

14. 蒸氣必要量

蒸氣タービン能力の經濟的判斷及び比較の爲には、又一定出力に對する蒸氣必要量（若しくは熱消費量）が用ゐられる。特に設計上あらかじめ保證蒸氣必要量を定めることが大切である。

1馬力1時間及び1キロワット1時間當の熱當量は、

$$1 \text{ HPH} = \frac{75 \times 3,600}{427} = 632 \quad \text{キロカロリー/時} \\ 1 \text{ KWH} = 860 \quad \text{キロカロリー/時}$$

従つて完全タービンの蒸氣必要量は、

$$G_t = \frac{632}{\text{全断熱落差}} \text{ kg/HPH} \quad \text{又は} \quad \frac{860}{\text{全断熱落差}} \text{ kg/KWH}$$

實際タービンの場合軸端の出力に対しては、

$$G_a = \frac{632}{\eta_a \times (\text{全断熱落差})} \text{ kg/HPH} \quad \text{又は} \\ \frac{860}{\eta_a \times (\text{全断熱落差})} \text{ kg/KWH}$$

である。茲に η_a はタービン効率比である。

この他に復水式タービンでは、復水器用ポンプその他附属装置の動力を必要とする故、それだけの蒸気量が増すことになる。而してこの復水器用補機の所要動力は、一般にタービン有効出力の2~5%の程度である。

15. 蒸気タービンの調速

負荷の変化に適應するやうにタービンの出力を調整することは、運轉及び經濟の上から極めて重要なことである。而してこの出力の調整にはタービン使用の型式に依つて

- (1) 廻轉調整……發電機用
- (2) 壓力調整……ポンプ及び壓縮機用又は背壓タービン用
- (3) 調速並に調壓調整

の三つの方法がある。(1)は負荷の變化に対する廻轉數の變化を僅かで済まそうとするもの。(2)は排汽の壓力を一定に保たうとするもの。(3)は兩者を同時に行はうとするものである。

第14節に示した通り1KWHに對する排汽の必要量は $G_a = 860/\eta_a \cdot Q_i$ であるから、全出力 N_e に對する全蒸氣量を G とすれば、

$$G = G_a \cdot N_e \quad \text{kg/時} \quad \text{故に出力は}$$

$$N_e = G/G_a = G \cdot \eta_a \cdot Q_i / 860 \quad \text{キロワット}$$

即ちこの式で明らかなる如く、出力の變更はタービン内の熱落差 Q_i を變化しても、蒸氣量 G を變化しても、又兩者を同時に變化してもよい譯である。

流入蒸氣を絞弁で絞り、蒸氣の初状態をかへて熱落差の變化により(それにつれて勿論流量も變る)調速するものを絞調速といひ、蒸氣の初状態を變化させず、ノズルの數を變へて主に蒸氣量の變化により調速するものを流量加減調速(又はノズル加減調速)といひ、負荷の小さい時絞調速のみを行ひ、負荷の大なる時主として流量調速をなすもの、即ち上記の組合を絞流量組合調速と名付ける。

前にも述べた如く純粹の反動タービンでは、全周的に蒸氣を送入する關係上絞調速以外の調速法は無いのであるが、初めの段落にカーチス車を持つ反動タービンに限り、ノズル調速をすることが出来る。衝撃タービンではこの3型式をどれでも用ゐられる。

尙安全に運轉するため主調速機の他に、何等かの原因で廻轉數が10%内外も増加した時には、作働して急速に給汽を遮斷する非常調速機が必要である。

小型タービンでは調速機の働作が直接に調速弁に作用するが、多くは壓力油で作用するサーボモートルを調速機と調整弁との中間に設置し、その作用に依つて弁の開閉をする。前者を直接式調速後者を間接式又はサーボモートル式調速といふ。

(A) 絞调速

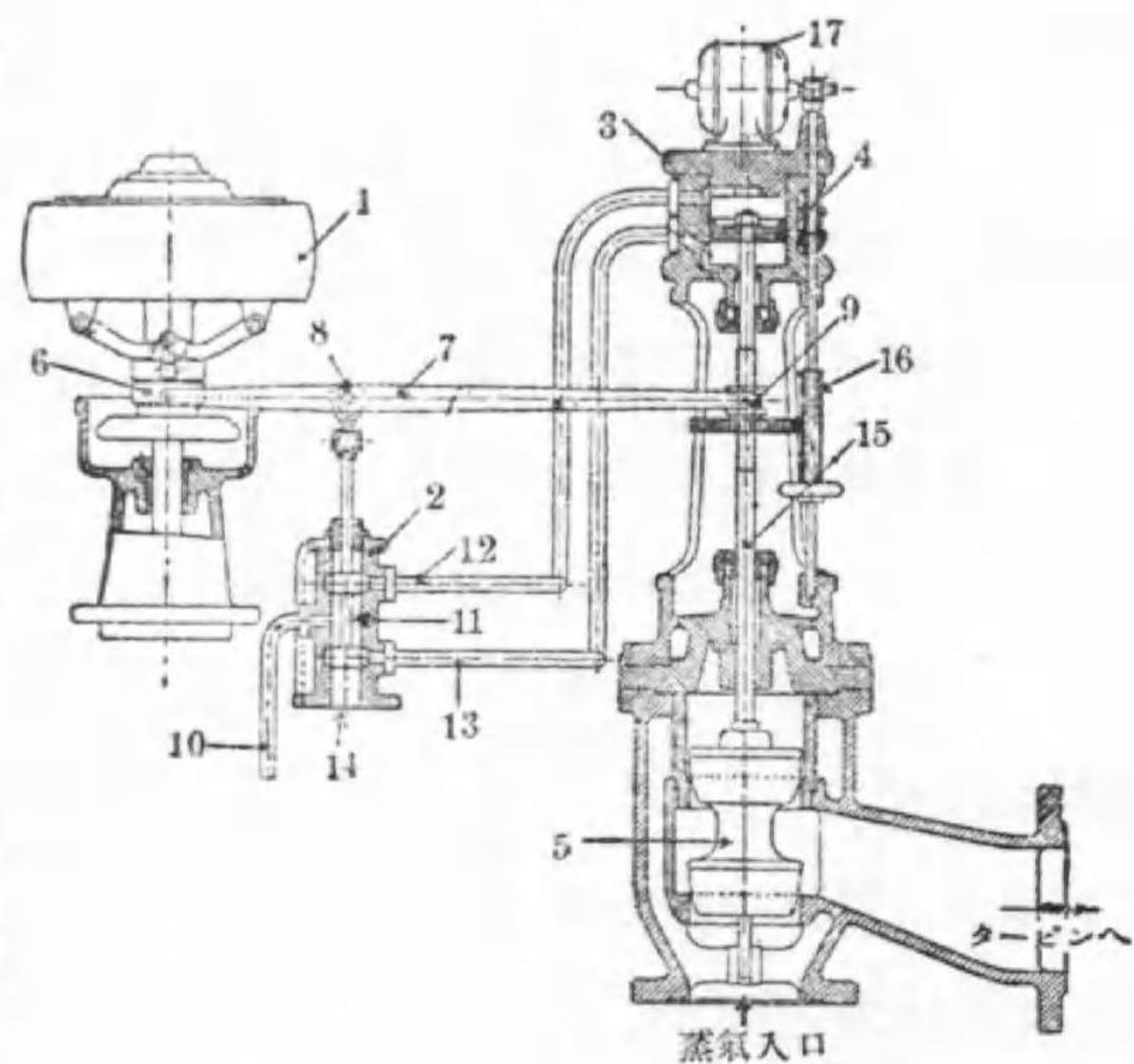
親止弁（又は主止弁）の次に備へる 1 個（時には數個併用）の弁を負荷に應じて自動的に開閉させる装置で、初壓の調節に依り蒸気供給の加減が出来、而も装置が簡単になるから一般に用ゐられてるが、蒸気は絞作用を受ける程その有効エネルギーを減ずる故タービンの効率を減少する。

第 36 圖は最も簡単なサーボモートル式絞調整装置の略圖で、遠心调速機

1, 调速油案内弁 2, サーボモートル 3 の 3 主要部より成り、调速機 1 の働作を 6 に依り、サーボモートルピストン棒 15 上の一 點 9 を支點とするてこ

7 に傳へ、てこ

上の 8 で支持される调速油案内弁 11 を上下に動かし、调速油送管 10 より の 壓油を送油管 12 又は 13 に送り、ピストン 4 の上下の壓力を變へてその働で絞弁 5 を開閉させる。尙ピストン棒 15 の動につれててこの支點 9 の位置は變り、その動によつて通常出力の場合には调速油案内弁 11 を中央位置に保ち



サーボモートル式絞调速装置

作働を敏活にするやうに抑制する。尙特に發電機が並行運轉をして運轉中は一定範圍の廻轉數の變化を必要とする場合には、モーター 17 又は手動輪に依り齒車棒 16 を廻轉させ、それに噛み合ふ齒車（これはピストン棒に固定してゐる）に依りてこの支點 9 の上下の位置を變へれば、调速油案内弁 11 の關係的位置が變つて目的を達し得られる。

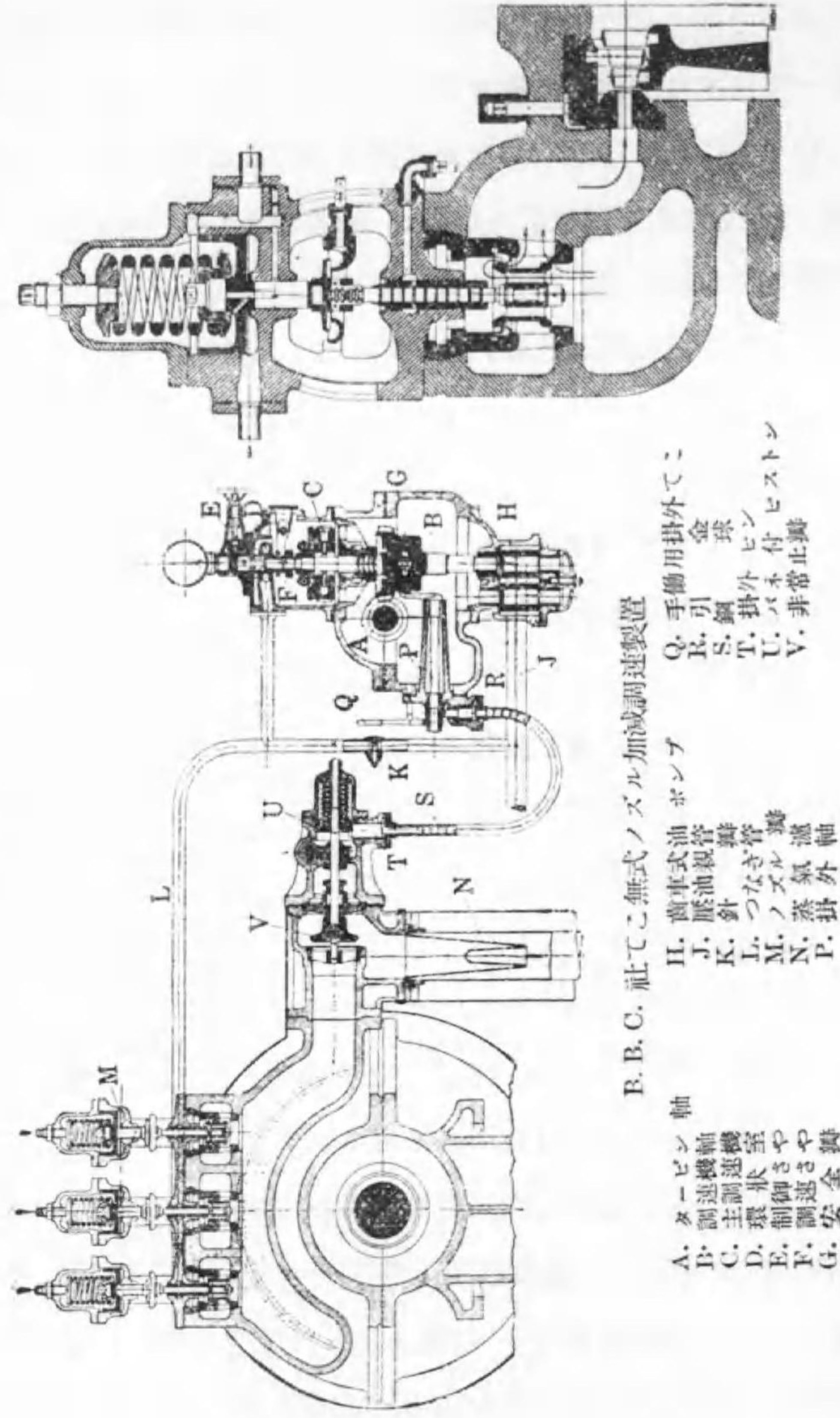
三菱造船所の絞调速装置は、全くこれに類似の作用をするのであるが、サーボモートルピストン 4 の上部にばねを用ゐ、非常调速機が作用する時、迅速に絞弁の閉ぢる點等は異なつてゐる。

(B) ノズル加減调速

高壓部に衝撃式段落をもつタービンにのみ採用されるもので、多數のノズルを數群に分け、負荷に應じて各群の蒸氣弁を順次に締切つて流量を變化させるこの型式は、絞调速と同様蒸氣弁の開閉に依り絞作用を伴ふ故、嚴密にいへば流量调速でなく第三の組合调速と見做されるが、一般にはノズル加減调速と名付けてゐる。

第 37 圖はブラウンボヴェリー (B. B. C. 社) 蒸気タービンの调速装置で、この特徴は凡ての働作がてこ又は棒（ロッド）に依らず全部油壓を用ゐて居る點で、従つて摩擦等の影響がなく非常に確實敏感な性能を保つものといはれてゐる。圖に於て蒸氣濾 N を通つた蒸氣は主止弁 V に進み、これよりノズル弁 M に至り更にノズルに入ることになつてゐる。圖ではノズルは 3 群に分たれてゐる。C は主调速機であり G は非常调速機である。共に调速機軸 B 上に在つてタービン軸 A より芋

第 37 圖



- B. B. C. 社にて無式ノズル加減調速装置
- A. タービン軸
 - B. 調速機室
 - C. 主環制御
 - D. 環制御
 - E. 調速安全
 - F. 鋼球
 - G. 非常調速機
 - H. 齒車式油ポンプ
 - I. 油管
 - J. 油管
 - K. 鋼球
 - L. 鋼球
 - M. 鋼球
 - N. 鋼球
 - O. 鋼球
 - P. 鋼球
 - Q. 手働用掛外てこ
 - R. 引金
 - S. 鋼球
 - T. 鋼球
 - U. 鋼球
 - V. 鋼球

虫歯車で運轉される。H は齒車式油ポンプで、調速用並に軸受部潤滑用の油を送つて居る。

今タービンの速度が變化すると、主調速機 C が開き調速さや F が上下する。この F の上下運動は、その上部にある環状室 D の溢油孔 (油の逃路) を開閉する。油ポンプ H により送り出される油は、J 及び L を通じ壓油筒 (油サーボモートル) のピストンを壓してノズル瓣 M を開く。尙管 L には枝管があつてそれが調速機上の環状室 D に油壓を加へてゐる。

従つて調速機の働で環状室 D の逃路が開くと、ノズル瓣 M はピストンの下の油壓が下つて開が少なくなり、反對に環状室 D の油の逃路が閉ぢると瓣の開が大きくなる。かくしてノズルへ送入する蒸氣量を加減しタービンの速度を調節する。

次に非常調速機 G が働けば偏心棒が飛び出し、掛外軸 P の右端に附けた腕に觸れて P 軸を廻す。次いで P 軸に接觸した引金 R が外れ、鋼球 S を經て親止瓣 V の掛外ピン T が下り、ピストン U がばねの力で左に進み、瓣 P を閉ちて送汽を斷絶しタービンの廻轉を停止することになる。タービン車軸の廻轉數が規定の制限以内に復した時に、止瓣棒に連絡した芋蟲齒車を外側の手輪で廻し、この瓣 V を再び持ちあげてピストン U を元の位置に復する。この時手働用掛外てこ Q に依り軸 P を廻し戻せば、引金 R が降つて他端の S が昇り再びピストン U に引つ掛かる。

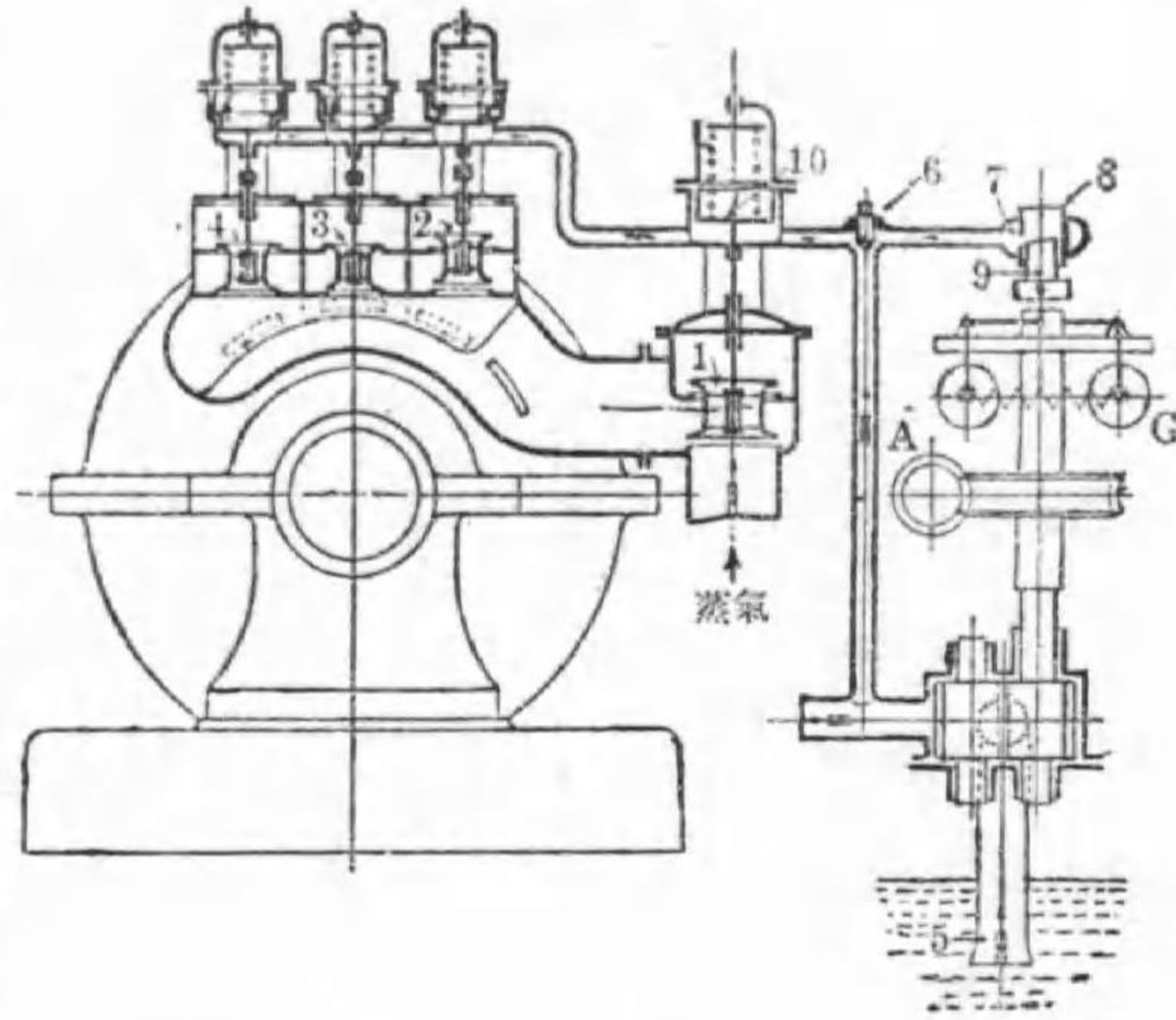
又ノズル瓣の詳細は圖中の右端に示す通りで、油壓に依つてノズル瓣が順次開かれるやうにばねが調整されてある。始動に

際しては別に設けた補助ポンプで豫め圧油を送り、タービンの速度を順次規定速度に達せしめることになつてゐる。

(C) 絞流量組合調速

第38圖に示す如く絞弁1及びノズル弁2, 3, 4より成る。やはりB. B. C. 社のてこなし全油壓式の調速装置で大體第37圖と同様

であるが、この装置では油ポンプより絞弁1の開閉用サーボモートルピストン10の底部に送る圧油管の中途に弁6を設け、圧油を同時に調速機G



B. B. C. 社全油壓式調速装置

の直上の環状室7にも送り、そこに8の調速機で開閉される溢油孔をもつライナー(入れ子)を設備して環状室を作り、その溢油量でサーボモートル用圧油の壓力を加減して調速を行ふ。即ち負荷が増して廻轉數が減すれば、調速機Gで作働する調速さや9は上昇して溢油孔を閉ざすから、同油管従つてサーボモートル底部10の油壓は高まり、蒸気絞弁1の開口を増し、出力及び廻轉數を高め、負荷が減じて廻轉數が増せば上と逆の作用をする。ノズル弁2, 3, 4の作用は前圖と同様である。

16. 羽根、車輪及び危険速度

(A) 羽根の材料

タービンに使用する羽根を適當の材料で製造することは、タービンの構造上最も注意すべきことである。廻轉部に植付ける動羽根は運轉中に遠心力に基づく引張内力を受け、且蒸氣力に基づく曲内力をも受ける。高壓部の羽根は高温度に曝される故、高温度に熱せられても強さのあまり減らない材料で作らねばならない。又低壓部の羽根は蒸氣の含む凝結水分が付着し、遠心力に依つて跳出されるから、羽根の表面は錆びたり傷つけられたりする。この他羽根は化學的に不純の蒸氣に觸れて腐蝕されるから、化學作用に耐へる材料でなくてはならぬ。

一般に羽根表面の損耗は、化學的作用に依るものと機械的作用に依るものとがあり、前者を腐蝕(コロージョン)後者を侵蝕(エロージョン)と呼んで區別する。純侵蝕は羽根の表面が何等の化學的變化を受けず、流動蒸氣の衝撃作用に依つて微粉に崩壊し、表皮が侵される場合であるが、腐蝕及び侵蝕の兩現象は屢同時に關聯して起り、而も外見は相似てゐる。

現在羽根材として廣く用ゐられてゐるのは、主として銅の合金と鐵の合金とで、タービン發達の初期には眞鍮が反動タービン用に燐青銅、炭素鋼、ニッケル鋼等が衝撃タービン用に採用されてゐたが、最近タービンの發達に伴つて高壓、高温、高速度の要求に従ひ、強度が大で而も不錆性及び耐侵蝕性に富む材料として、ニッケル眞鍮、モネルメタル(銅とニッケルの合金)、ニッケル鋼、諸種の不錆鋼等を用ゐるやうになつた。その特性を

概説すれば、

真鍮 (銅 70%, 亜鉛 30%) 抗張力 35 kg/mm² 前後、温度上昇に對して弱く 200°C 以上の区域には不適當、不錆性。

ニッケル 真鍮 (銅 50%, 亜鉛 40%, ニッケル 10%) 抗張力 54 kg/mm²、温度に對して弱くやはり 200°C 以下、耐腐蝕性。

モーネルメタル (ニッケル 67%, 銅 28%, その他 5%) 抗張力 60 kg/mm² 前後、400°C 以上の高温でも強さがあまり減らない、耐腐蝕性、高價 (ニッケル 鋼の約 4 倍)。

飯高メタル 三菱造船所研究の合金、モーネルメタルに類似の特性をもち翼材として優秀の成績を擧げてゐる。

ニッケル 鋼 (ニッケル 5% 迄) 抗張力 60 kg/mm²、ニッケル含有量多きものは不適當、高温蒸氣に適し湿蒸氣に遭へば錆びる。

不錆鋼 (クロム 12~13%, ニッケル 1%, マンガン 0.5%, その他) 抗張力 75 kg/mm²、400°C 迄の高温に適する、モーネルメタルに比べて價格が約半分、不錆性 (但し酸類の化學作用にはモーネルメタル程の抵抗性がない)。

要するに 羽根材料としては

高壓區域	}	275°C 以下.....ニッケル鋼
		275°C 以上.....不錆鋼, モーネルメタル
低壓區域	}	200°C 以下
		低内力 (500 kg/cm ²)..... 真鍮
		中内力 (500~1000 kg/cm ²).....ニッケル 真鍮
		高内力 (1,000 kg/cm ²).....ニッケル 鋼

強度を必要とし、而も水分多き區域...不錆鋼, モーネルメタル

(B) タービン 羽根の構造

羽根には (1) 薄板羽根, (2) 削出羽根の 2 種類がある。前者は第 39 圖の如く厚さの一様な長方形の鋼板を用ゐ、その周邊を所要の形

状に仕上げ、それを適當な半徑に曲げ、流入及び流出端を削り落して蒸氣の流動



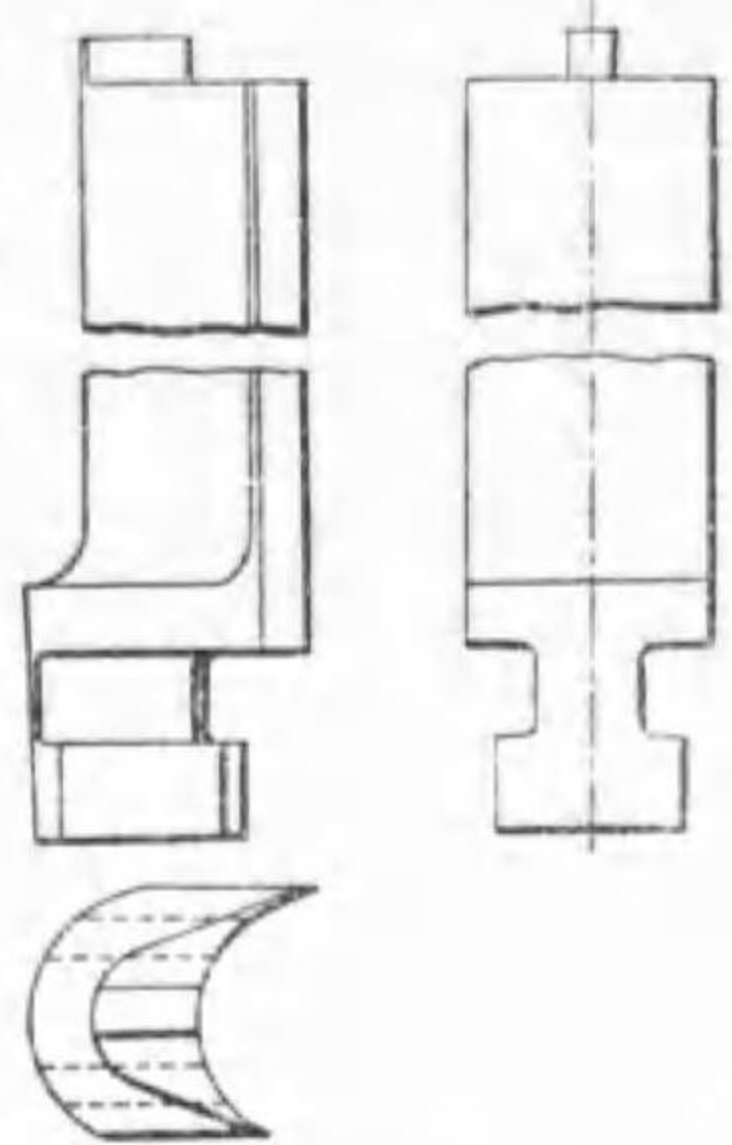
を圓滑ならしめる。これは廣く ツェリー 羽根と呼ばれ、製作が簡單で軽い點を特徴とするが、曲作用に對して同じ強さを保たせるためには幅が大きくなる。圖中下部に示したのは羽根の間に挿入する隔離片の製作工程である。

削出羽根には、第 40 及び 43 圖の如く羽根と隔離片とを一體に作るものと、第 41 圖の如く兩者を別々に作るものがある。これらは ツェリー 羽根に比べて製作は面倒であるが、羽根の間の流路に適當な斷面積を與へて、効率を高められる (第 30 圖参照) と同時に十分な強さも保たせられる。

尙一般に羽根植付後の補強の爲に、羽根の先端 (外周) に 輪を取付ける。そのために羽根の先端には長方形の突起を作る

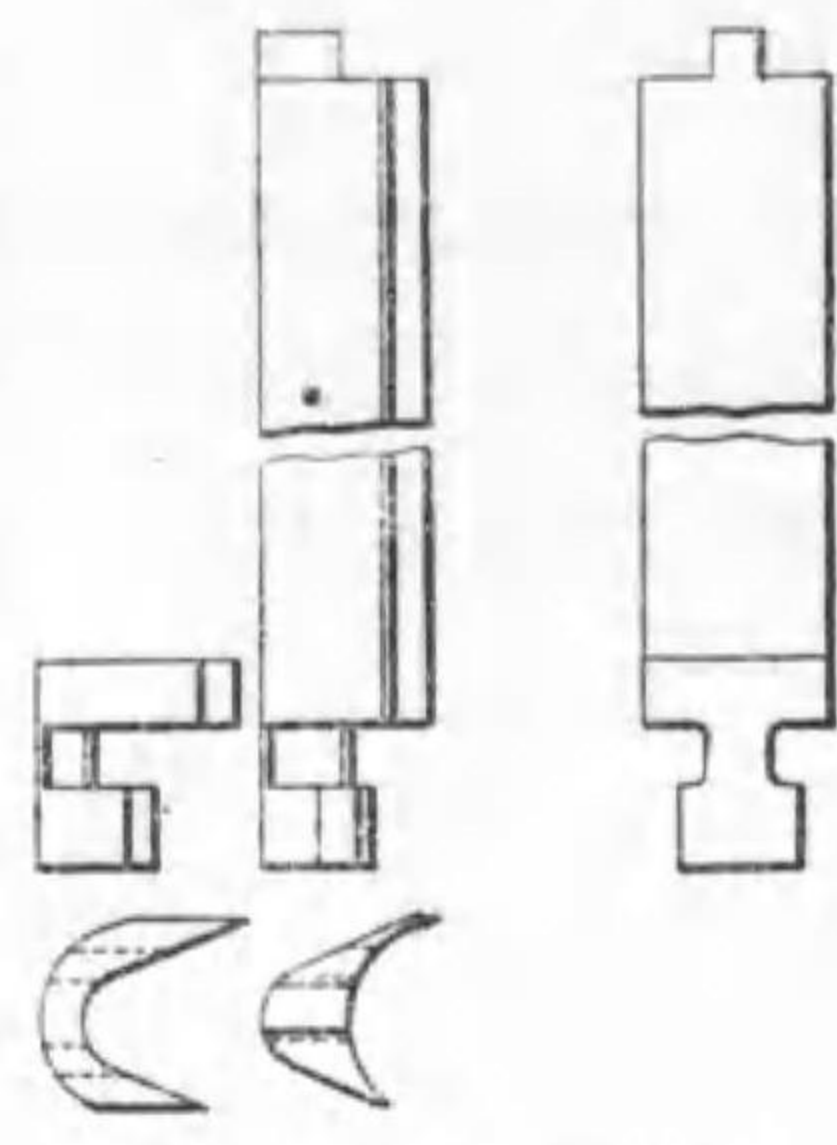
のが普通で
 (第39,40
 及び41圖
 参照)、その
 取付工合は
 第42圖に
 示す如く、
 幅の広い羽
 根では2列
 になつてゐ
 る。

第40圖



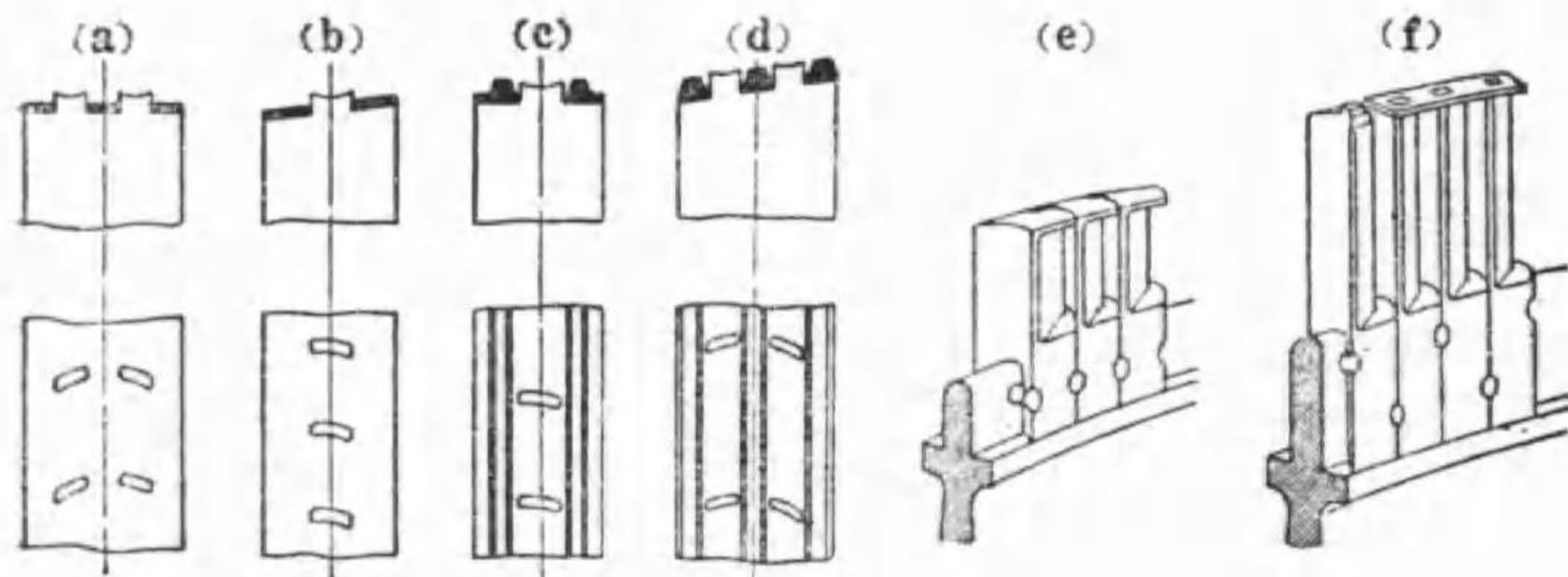
隔離片付衝撃羽根

第41圖



衝撃羽根及び隔離片

第42圖

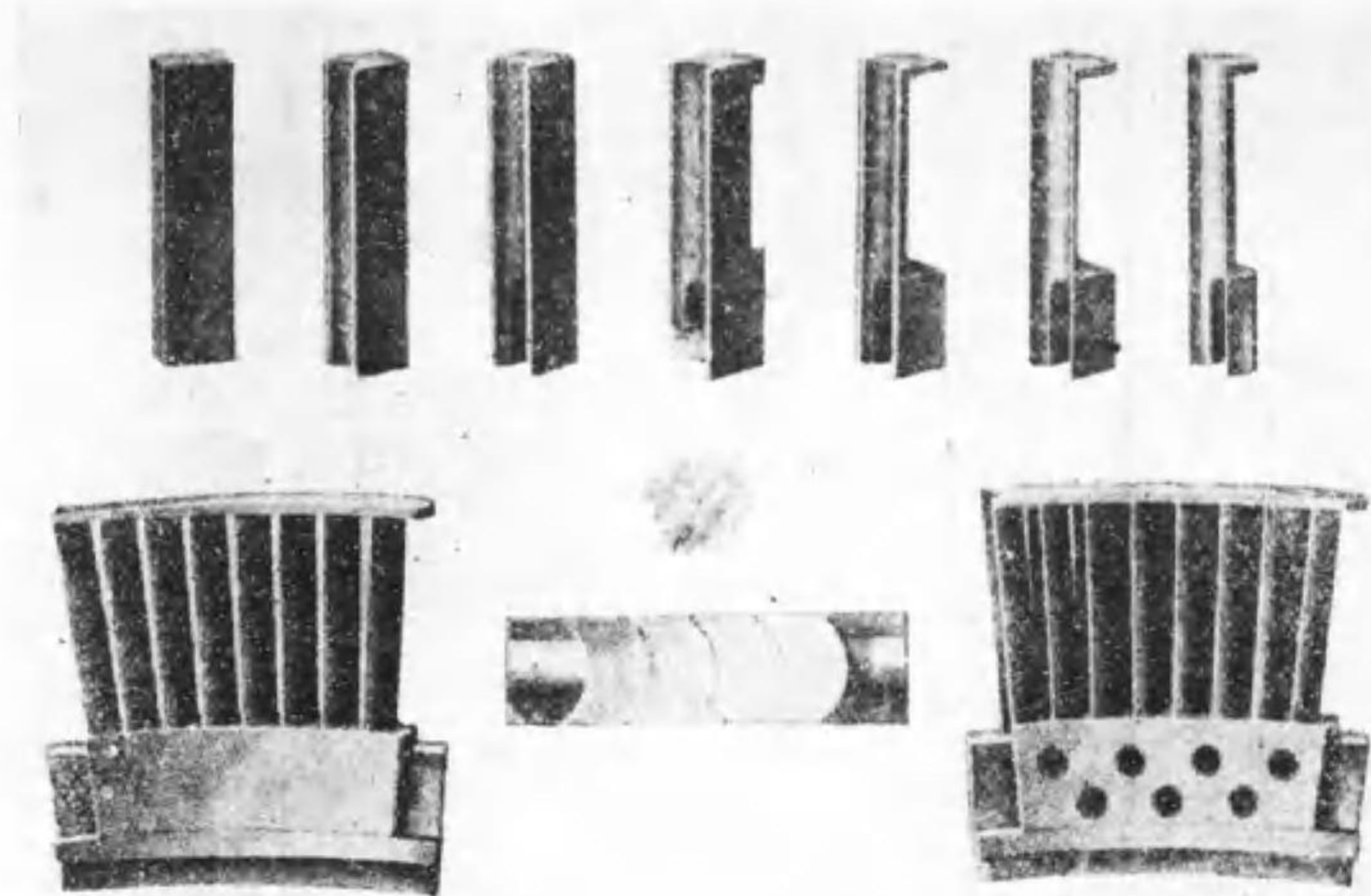


羽根の圍輪

(e) 及び (f) は ラトー 式の羽根である。基底は ツェリー 羽根の T 型に對し二又の フォーク 型に作り、車周に跨らせて鋸付にしてゐる點を特徴とする。尙特別の場合として、(e) の如く羽根の先端の背面に薄片を残し、組立取付後互に密接させて圍輪の役目をさせることがある。勿論構造は丈夫であるが工作費は高價になる。

この種類に屬する ラトー 羽根の工作順序及び取付法を第43圖に示して置く。反動タービンの内には、この圍輪を用ゐず綴針金で補強したものもある。

第43圖

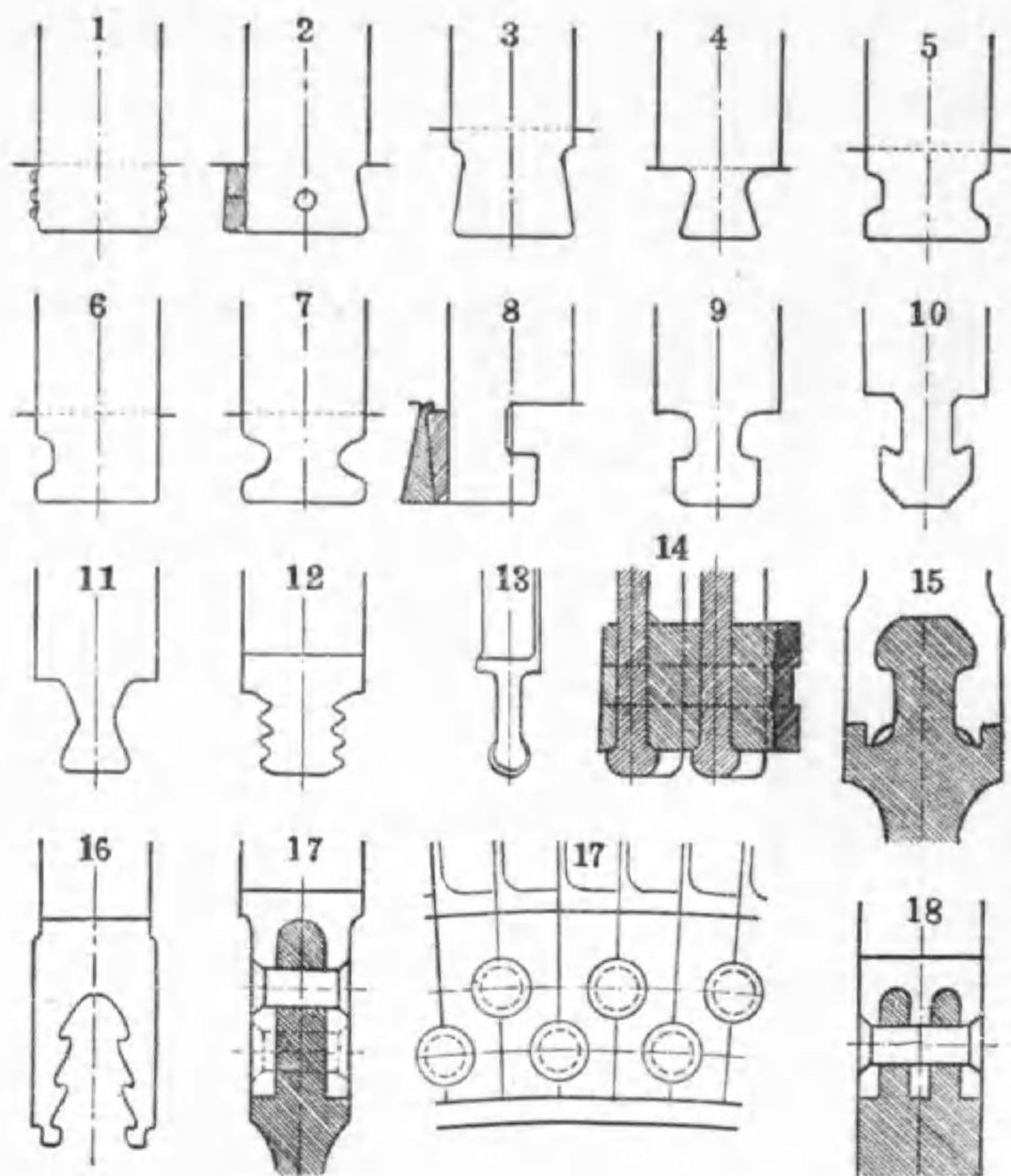


ラトー 羽根の工作及び取付法

運轉中の蒸気タービンの安全性は、主に廻轉車輪圓周上の動羽根植付部分の確實性如何に依つて左右される。従つて動羽根の遠心内力の多少に依り固定法にも種々の型式がある。一般に使用されてる羽根基底の構造は、第44圖に示す通りである。衝撃タービンに比べて軽い羽根を用ゐ、而も圓周速度低く、遠心内力のあまり高くない部分の反動タービン羽根の取付は勿論簡單である。

羽根輪平均半径 (車軸の中心より羽根の有効高さの中心までの距離) に比べて羽根の長さの割合が、増せば増す程羽根の根元と先端と

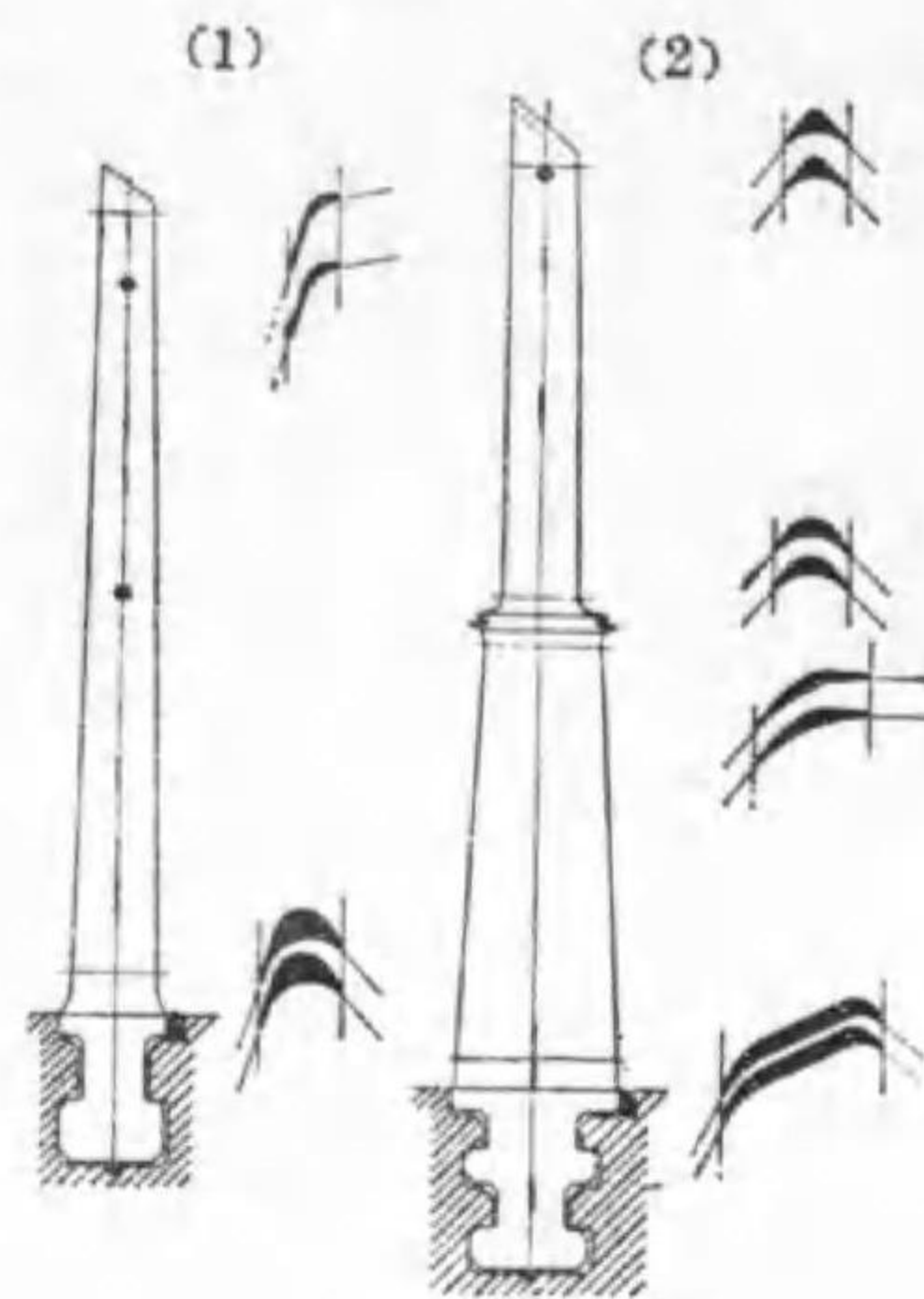
第44圖



羽根取付法

の周速度の差は益大になる。故に第45圖(1)に示す如く羽根の入口角を周速度の相違に順應するやうに、根元より先端にゆくに従つて次第に變化させ同時に幅も狭めてゐる。これを**勾配付羽根**又は**振羽根**といふ。同圖中の(2)は多列排汽式用(第46圖参照)の勾配付羽根で、バウマン羽根ともいふ。即ち第46圖のa, b及びcに相當する羽根で、ノズルdで2分された蒸氣の内、外周を通る蒸氣はタービン端へ排出され、内周

第45圖



(1) 勾配付反动羽根
(2) バウマン羽根

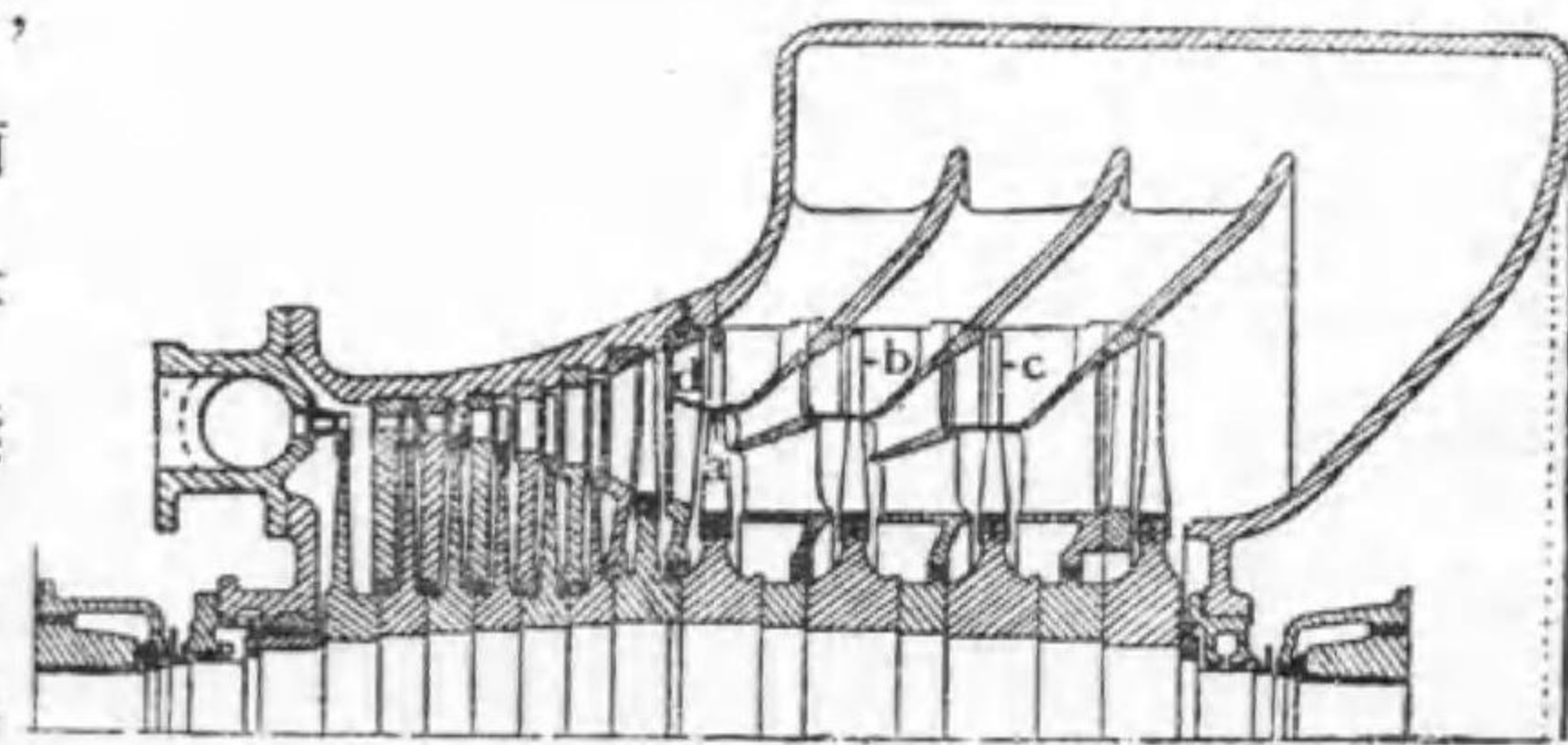
の蒸氣は再び2分されて漸次分流利用される。これは所謂**バウマン**の多流排汽式で、かくすれば低壓で容積の著しく大なる蒸氣を容易に取扱へて便利である。

(C) 羽根車輪及び危険速度
最近タービン出力の増加の要求に促され、設計製作上廻轉部分に特別な注意が拂はれるやうになり、その圓周速度も著しく増加され、既に毎分3,000廻

轉で60,000KW、1,800廻轉で160,000~206,000KWの大容量のものが十分確實性を以て運轉されてゐる。前に述べた通り、動羽根車輪の基本形は板型車輪又は筒型車輪である。

板型車輪は第47圖の如く、廻轉車輪と廻轉車軸とを別個に製作し、組合又は嵌込(a, b, d)により兩者を一體に作るか、或は素材より車軸と一體に削り出して作る(c)。

第46圖



バウマンの多列排汽式タービン

直径、毎分廻轉數及び周速度の關係は各車輪の下に示した數字で了解が出来るであらう。

廻轉筒型車輪は段落數の多くなり勝な反動タービンに專用され、第 48

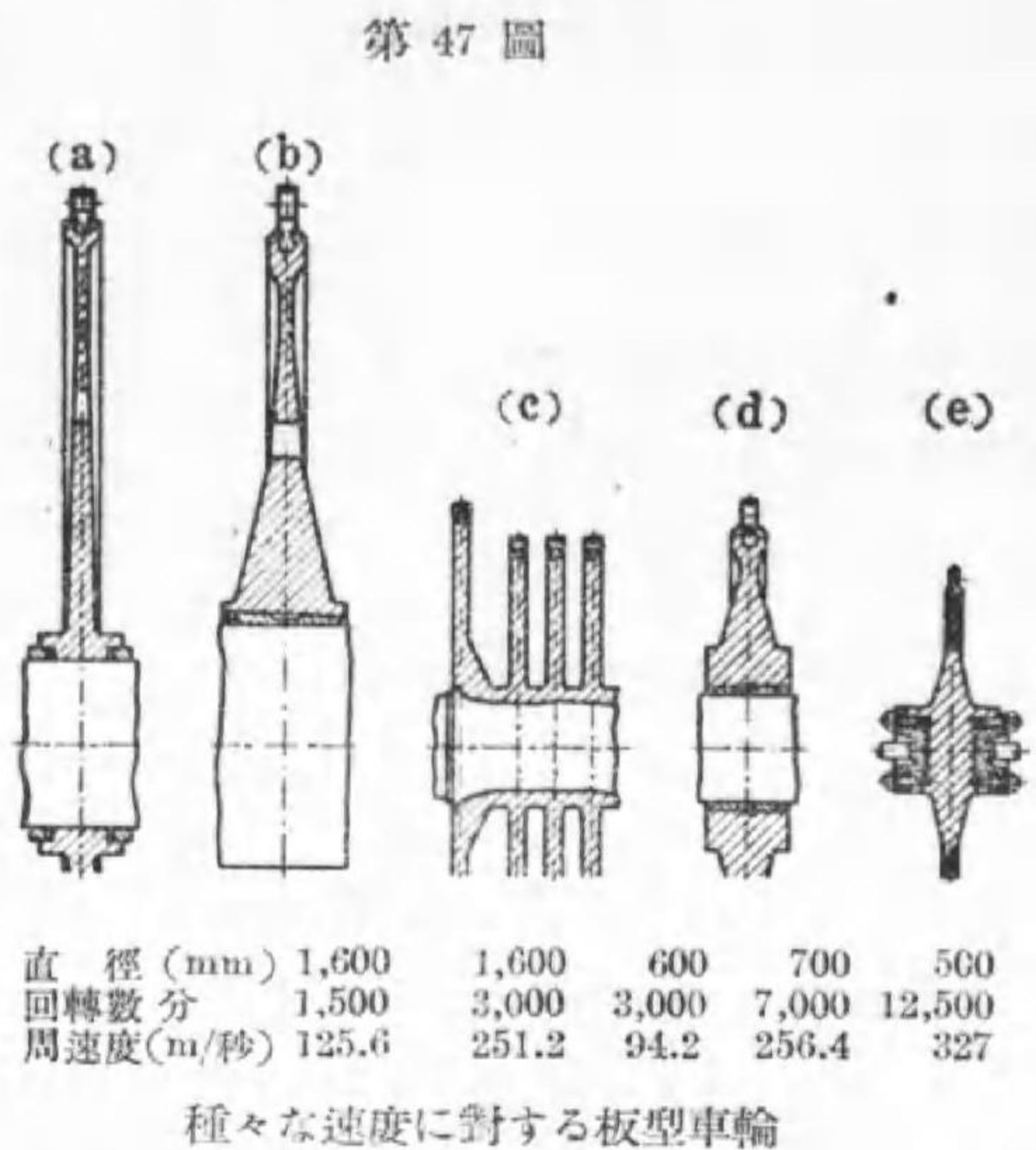
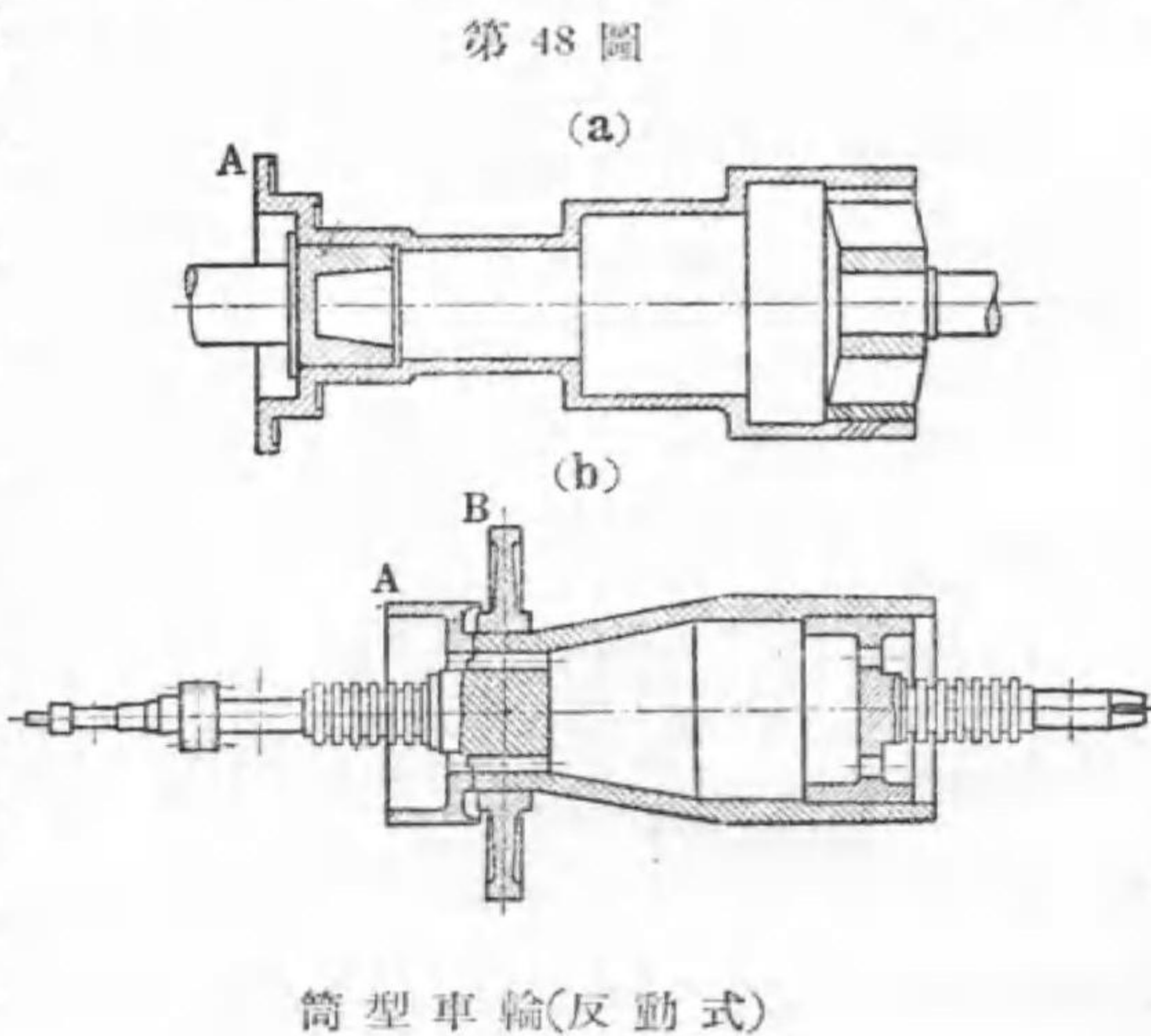


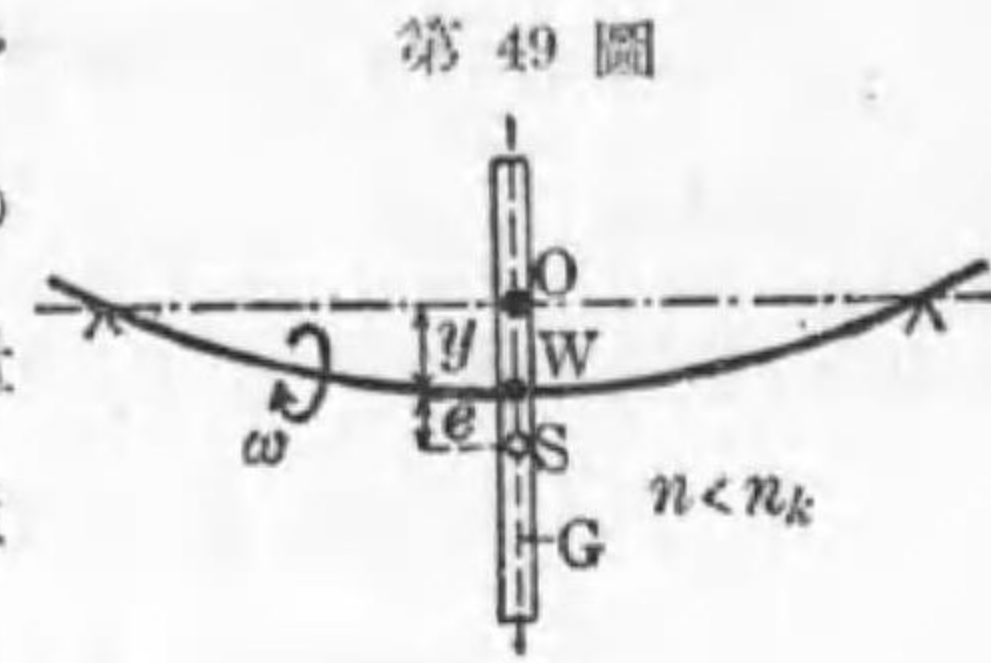
圖 (a) 及び (b) はその代表的構造を示す。前者は筒部が三段に構造されてあり、後者は高壓部に速度段落 B を附し、反動部は始め筒徑が漸増し中程から水平になつてゐる。A は漏止ピストン又は平

均ピストン (後述) といひ反動タービン獨特のものである。

一般に廻轉體の材質が嚴密に均等でない限り、優秀



な技術者が如何に精巧な機械を用ゐて製作しても、その廻轉の軸 (第 49 圖参照) とその質量の中心點とを一致させることは不可能である。



従つて荷重のない車軸でも、實際上の廻轉軸 W と理論上の廻轉軸 O とは一致せず、更に實際タービンの軸上には幾つかの車輪が取り付けられるから、それ等の荷重の爲に車軸は曲げられて益兩者の偏差を増すことになる。又たとひこの偏差が小であつても、廻轉數を高めるにつれて遠心力は増し、その爲に車軸の撓が増す。その結果として車軸に非常な内力が誘起され、タービンの基礎に激動を與へ、車軸にそれを抑制する力が足りなければ遂に破損を來たすことになる。かゝる廻轉數を一般に危険速度といふ。故にタービンの所要廻轉數からこの危険速度を避ける爲には、設計に當つてこの危険速度を大略定めて置かねばならない。

一般に車軸に廻轉體を取付けた後は、質量の釣合が完全にとれてゐるか否かを先以て吟味する必要がある。これに靜的釣合と動的釣合との二法がある。タービン製作上重要な點である。

故末廣博士の創案に成り、三菱造船會社研究所久野技師の考案に基づいて設計された廻轉釣合試験機によれば、靜的及び動的の釣合をなさずに、廻轉體をこの試験機にかけることにより、その釣合に要する附加重量及び附加位置を短時間の運轉試験で決定することが出来る。實に世界に誇るべき邦人の貢獻である。

17. ノズル及びダイヤフラム

(A) ノズル

断面の形状に依りノズルを分類すれば

(1) 細まりノズル (第50圖)

(2) 廣がりノズル (第51圖)

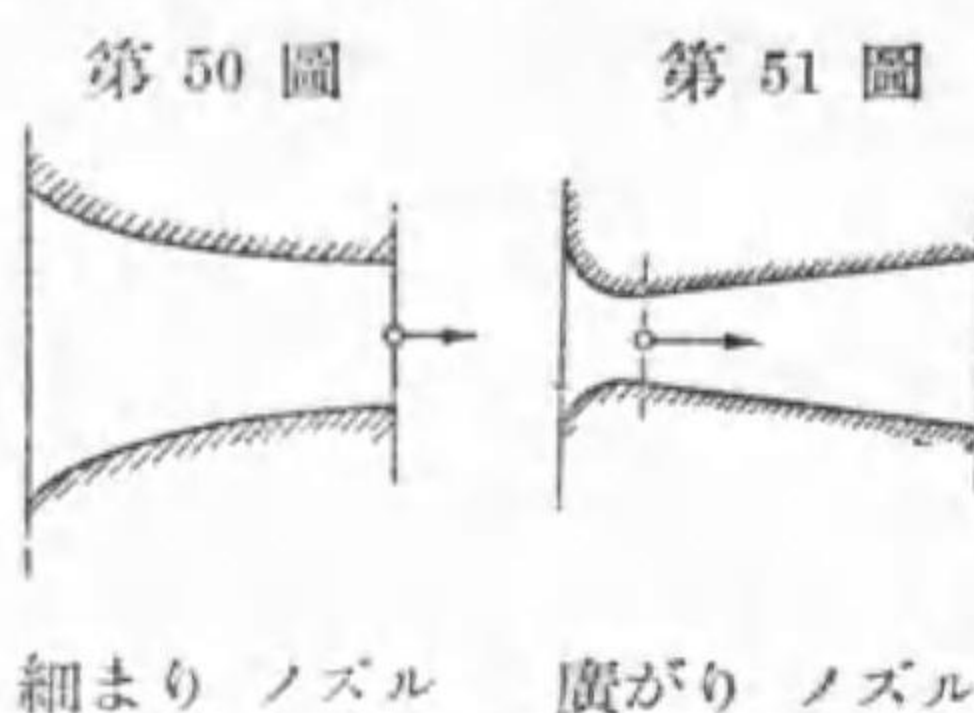
となり、特に後者をその創案者の名をとりドラヴァールノズルといふ。勿論ノズル内の壓力降下即ち流出速度は後者の方が著しい譯であるが、(1)の方が一般的である。使用する蒸気の壓力降下及び流量に従ひ適當な型式を選ぶべきで、又その断面の形にも圓、楕圓、正方形、矩形等があり、その形に依つて製作費、効率等に相違がある。殊に高壓、高温の蒸気に觸れる關係上材料の精選に十分注意しなければならぬ。實にノズルは動羽根と共に蒸気タービンの主要部分を構成するもので、その設計製作上の主眼點である。

次に製作構造上からノズルを分類すれば

(1) 鑄造型 (2) 鑄込型 (3) 組立型

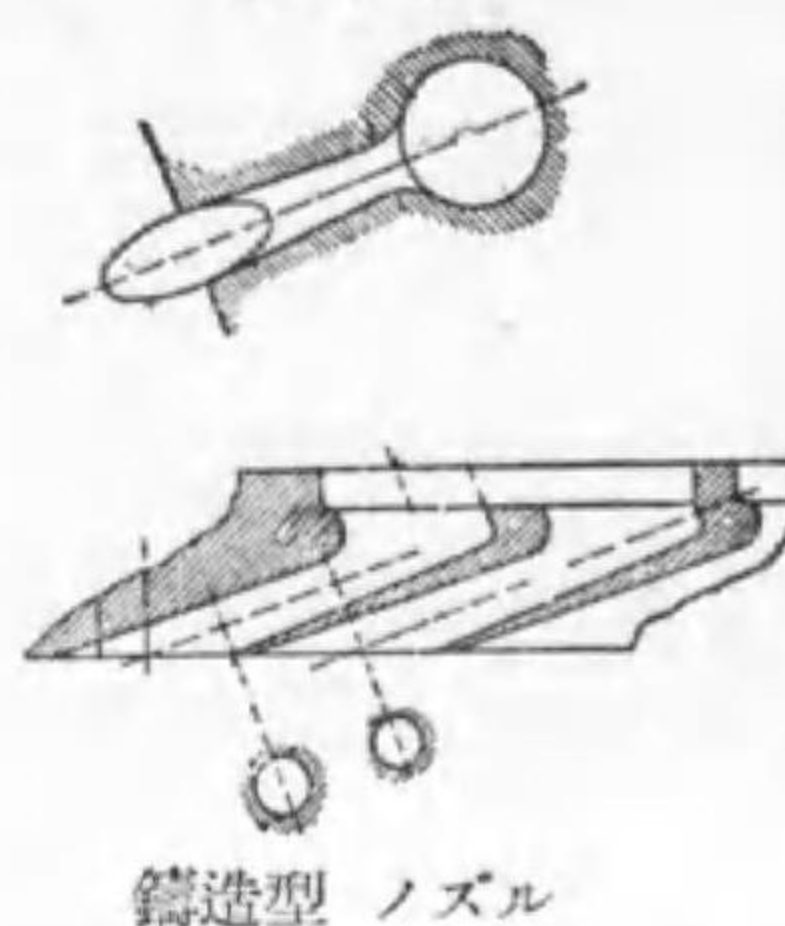
となる。

鑄造型 單に蒸氣流動の摩擦損失の點からのみいへば、ノズル断面の形状は圓形が最も理想的で製作も孔ぐり機械で容易に仕上げられるが、ノズルは蒸気を膨脹させて所要の噴流速度を得る上に、最も有効に動羽根車を驅動しなければならないから、既に



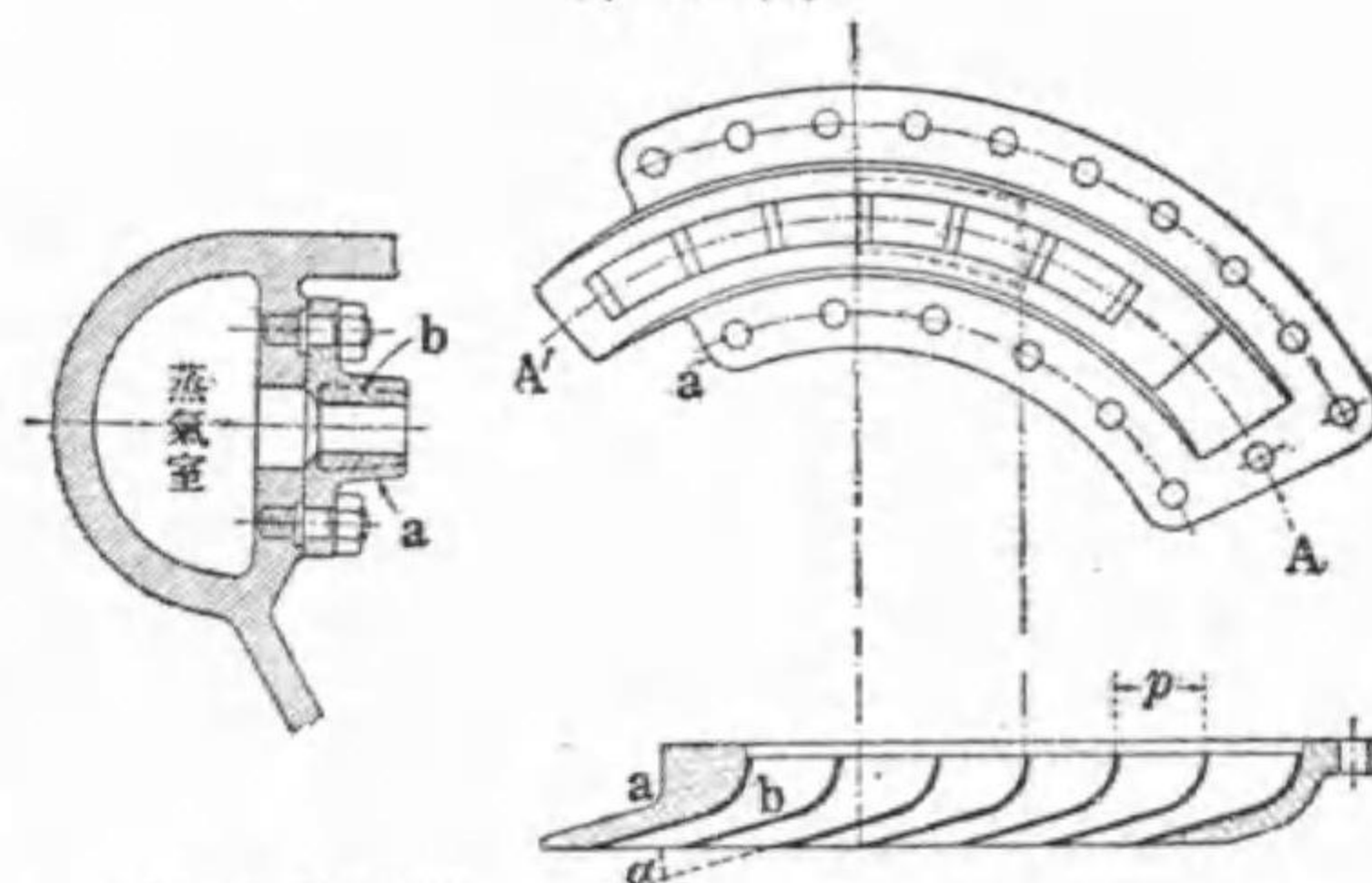
第28圖に示したやうに適當な噴出方向を持たせねばならない。換言すればノズル軸の方向は羽根車の廻轉方向に必ず或角度(12°~26°)をもつやうにしなければならない。即ち圓形ノズルの出口断面は楕圓形となり、噴流の断面は動羽根通路の形状と一致しないこととなり、段落效率を低下する。第52圖は鑄造型圓形ノズルで、效率をあまり問題としない構造の簡單な小型タービンのみに採用され、通常は圓形出口端の断面を四角形に製作してこの缺點を除くやうにしてある。

第52圖



鑄込型 これは厚さ1.5~3.0 mmのニッケル鋼、錆びない鋼又は鐵の薄板を適當に曲げて一定の間隔(p=ピッチ)に保ち、それを仕切板として鑄込んだもので(第53圖

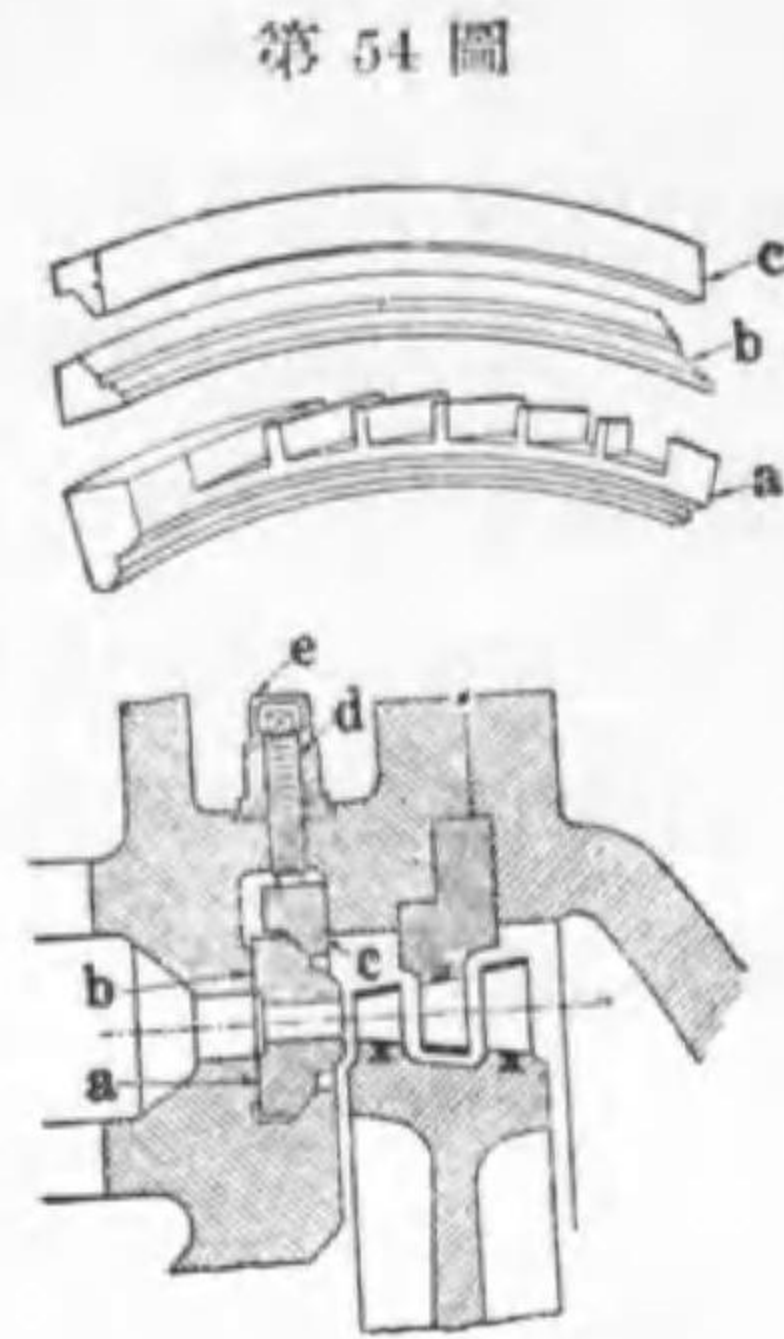
第53圖



参照)、勿論この場合流路断面は四角形となり、表面を特別に機械仕上する必要なく製作も比較的容易であるから、従來低壓段落に廣く採用されてゐる。

組立型 最近高壓、高温蒸氣の使用に伴ひ、特に半徑方向の高さの短いノズルに於て一層正確に而も效率を高める目的から、

製作費は高價となるが全壁面を精密に機械仕上する組立式が、一般的となつて各製作者はそれぞれ獨特の構造を考案してゐる。第 54 圖はその 1 例で、(a) 及び (b) を組合はせて連続ノズルを形成し、支持輪 (c) を當てがひねち (d) で押しへ付けて全體をシリンダー壁に固定してゐる。



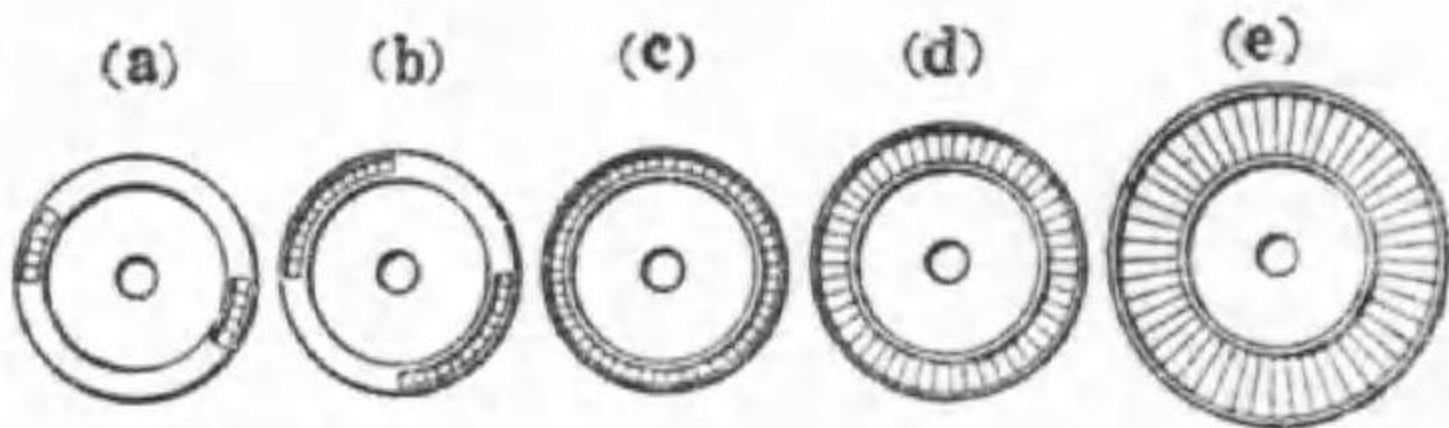
第 54 圖

組立式ノズル

(B) ダイヤフラム (仕切板)

衝撃タービンの高圧部に部分給氣を採用することは、

既に 42 頁に述べて置いたが、第 55 圖に示したのはダイヤ



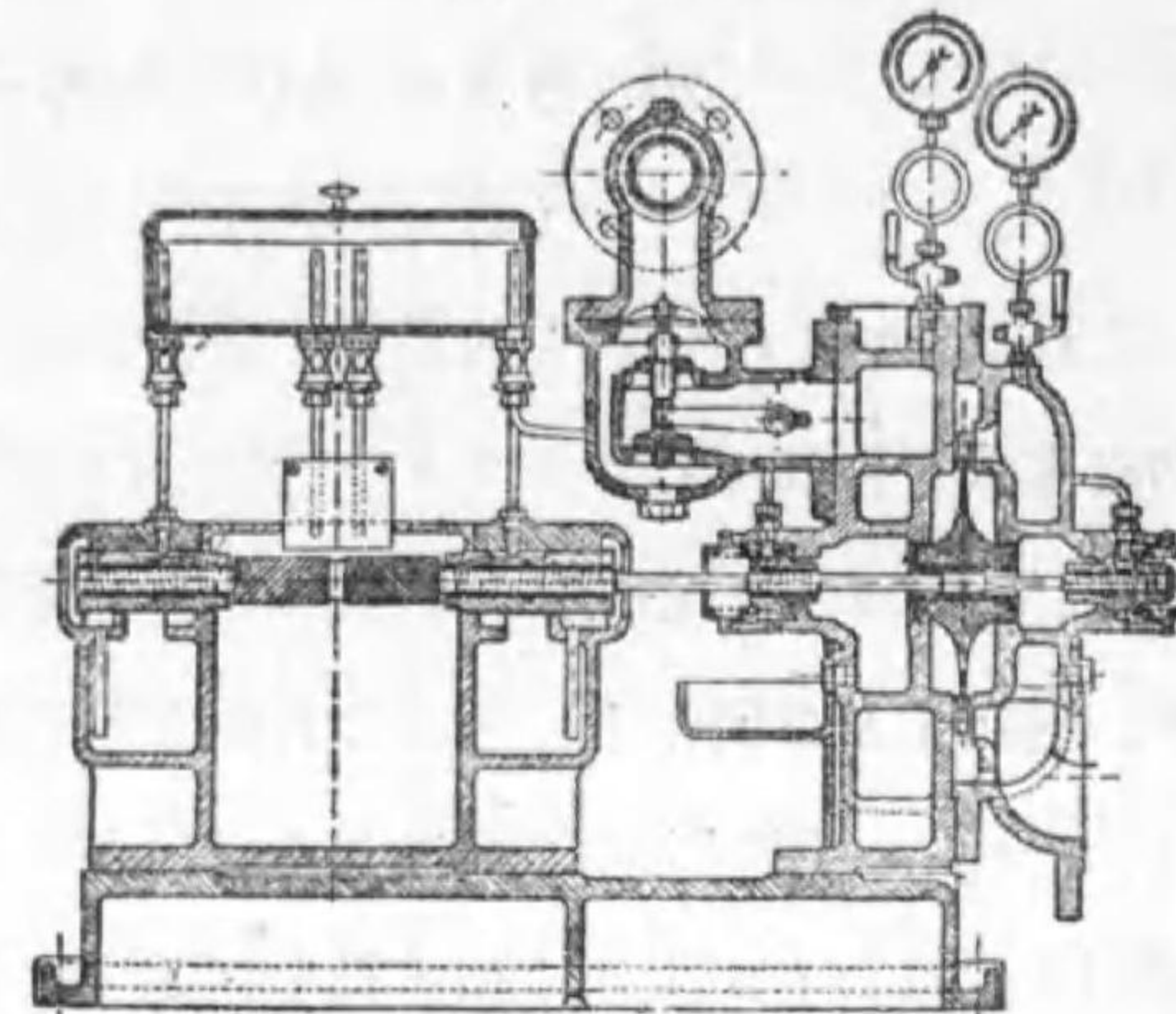
第 55 圖

ダイヤフラム

フラムと稱し第二段落以後のノズルを取付けた仕切板 (鑄鐵製) である。(a) 及び (b) は高圧用で、ノズル列は 2 群に分ち羽根車の振動を防ぐ目的で各對立させてある。(c) (d) 及び (e) は中央段落以下に用ゐる全周給氣で、平均直徑を擴大すると共にノズルの半徑方向の高さを増して蒸氣の容積膨脹に應じてゐる。尙この仕切板は中央の水平面で 2 分し、各部分をシリンダーの上下兩半にそれぞれ嵌入し、ダイヤフラムが羽根車の殻を圍む孔口にはラビリンスパッキングを附して蒸氣の漏洩を防いでゐる。

18. ドラヴァールタービン

これは最初に出來た最も簡単なタービン (第 15 圖及び 31 頁参照) で、今日も尙引續き用ゐられ、高周波の無線信用發電機及びその他小馬力の動力機の運轉に適する。第 56 圖は 30 馬力の



第 56 圖

ドラヴァールタービン

ドラヴァールタービンで、進入した蒸氣は調速機で開閉される二口弁を通り蒸氣室に入る。此處に手で開閉する數個の廣がりノズルを全圓周に配置して斜に取付けた羽根車を廻轉して逃げるが、開口したノズル數に依り出力の加減をする。羽根車は高速廻轉の關係から特に頑丈に作られ (第 47 圖 c 参照) 撓軸で支へられ、撓軸は球入軸受で支へられてゐる。速度が早過ぎて實用に適しないから齒車減速装置 (船用タービン参照) に依り廻轉數を 1/10~1/20 に減じてゐるのが著しい特徴で、羽根取付部分の型式は第 44 圖 (13) に示す通りである。

19. カーチスタービン

概略は既に 32 頁で述べたが (第 16 及び 21 圖参照)、本式は第 20, 22 及び 25 圖の第一段落に示すやうに高壓段落に採用され、タービン全體をカーチス式に構成するのは出力の小さいものに限られる。最近の例では 25 KW のもあるが、出力の大

きいものは數段落に並べて作る。

20. ラトー及びツェリータービン

(第17圖及び32頁参照)

これはカーチス式と前後して完成されたのであるが、効率せうりつは勿論本式ほんしきが優れてゐる。ラトー教授けいじゆう(1930年逝去)に若干遅れて、ツェリー氏が獨立に現在の如き壓力複式發達の基礎きそを作り、構造上及び製作上に多大の貢獻こうけんをした譯である。兩者の間にはタービン原理上の差異さゐりはなく、幾多の經驗と改善の結果互に類似してはゐるが主なる相違點を列記すれば第5表の通りである。

第5表

	ラトー式	ツェリー式
ノズル	鑄造型	鑄込型
羽根(高壓部)	削り出し製 (第43圖参照)	薄板製(第93圖参照)
”(低壓部)	”	削り出し製
羽根の植付法	フォーク型、鋸付	T型、嵌込(隔膜片付)
羽根車	鑄鋼輪に鋼板鋸付 (初期のもの)	火造鋼製
段落數	比較的多し(”)	比較的少し
廻轉數	比較的低速(”)	比較的高速

兩者は次第に改良されて細い部分になるとその構造は類似する點が多くなり、第一段落のノズルには大抵組立型を用ゐてきた。

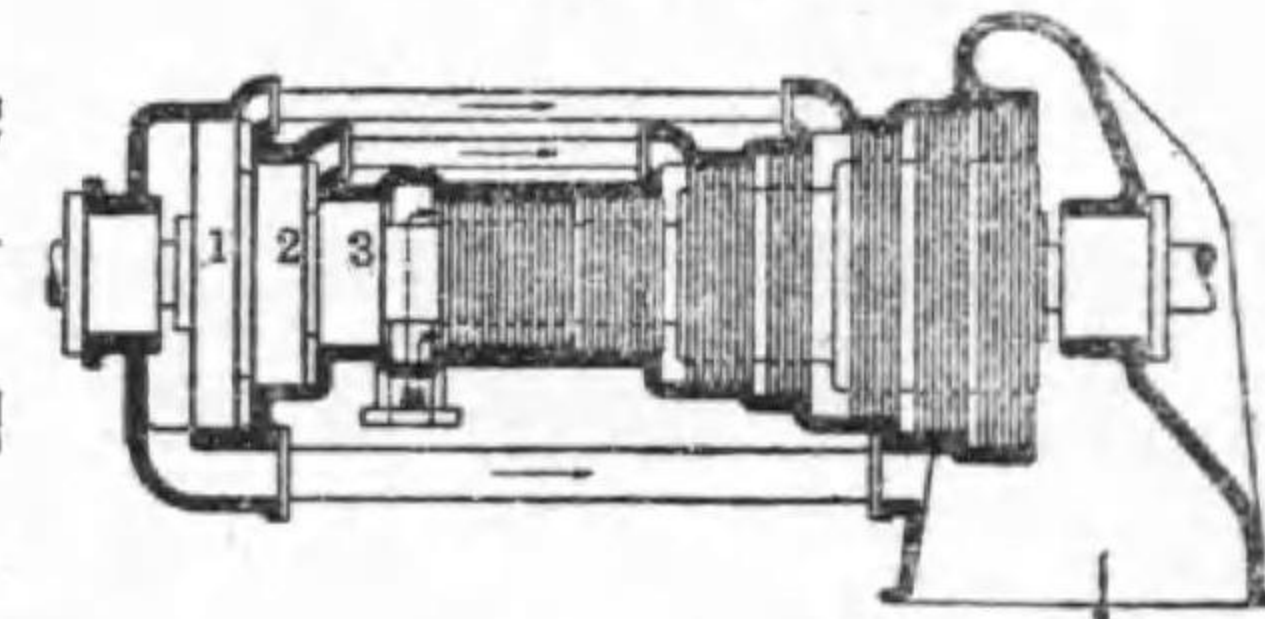
一般にツェリー式は構造を簡單にして製作費を低廉にしたので、ラトー式(1898年)よりも後(1903年)に出現したが廣く用ゐられてゐる。三菱及び石川島造船所は共にツェリー式を

採用して居り(第23圖参照)、第20,22及び25圖に示すものは高壓部にカーチス車を取付けた組合タービン(35頁参照)で、かくすることに依りタービンの全長は短縮され、構造は簡單となり、従つて製作及び建設費は低下する。

21. パーソンスタービン(第18圖及び33頁参照)

前述の如くドラヴァールタービンと前後して實用タービンの先驅をしたものであるが、その後カーチス式、ラトー式及びツェリー式等の衝擊タービンが考案されたので、今日では主として各種タービンの低壓部に置かれて組合タービンとして用ゐられてゐる(35頁参照)。尙前に軸流反動タービンの特質を述べたが、本タービンの獨特のものとしては漏止ピストンがある。

第57圖



パーソンスタービン構造概要

本式では蒸氣が1列の動羽根を通る毎に、入口及び出口の壓力差に基き低壓側に推力を及ぼすから、この推力と釣合はすために又負荷の變化に對しても始終よく釣合を保たすために、第57圖中の(1)(2)及び(3)に示す如く常に高壓端に設けるので、階段的に胴徑を増した低壓部の各階段に對應してそれぞれパイプで兩者を連絡して蒸氣壓を平均させる、この點から釣合ピストンともいはれる。反動タービンの大缺點となる漏洩損失を防ぐ目的で、このピストンの胴周にもラビリンス式の蒸氣止装置をつけてある。その他この推力に對してスラスト軸受をタービ

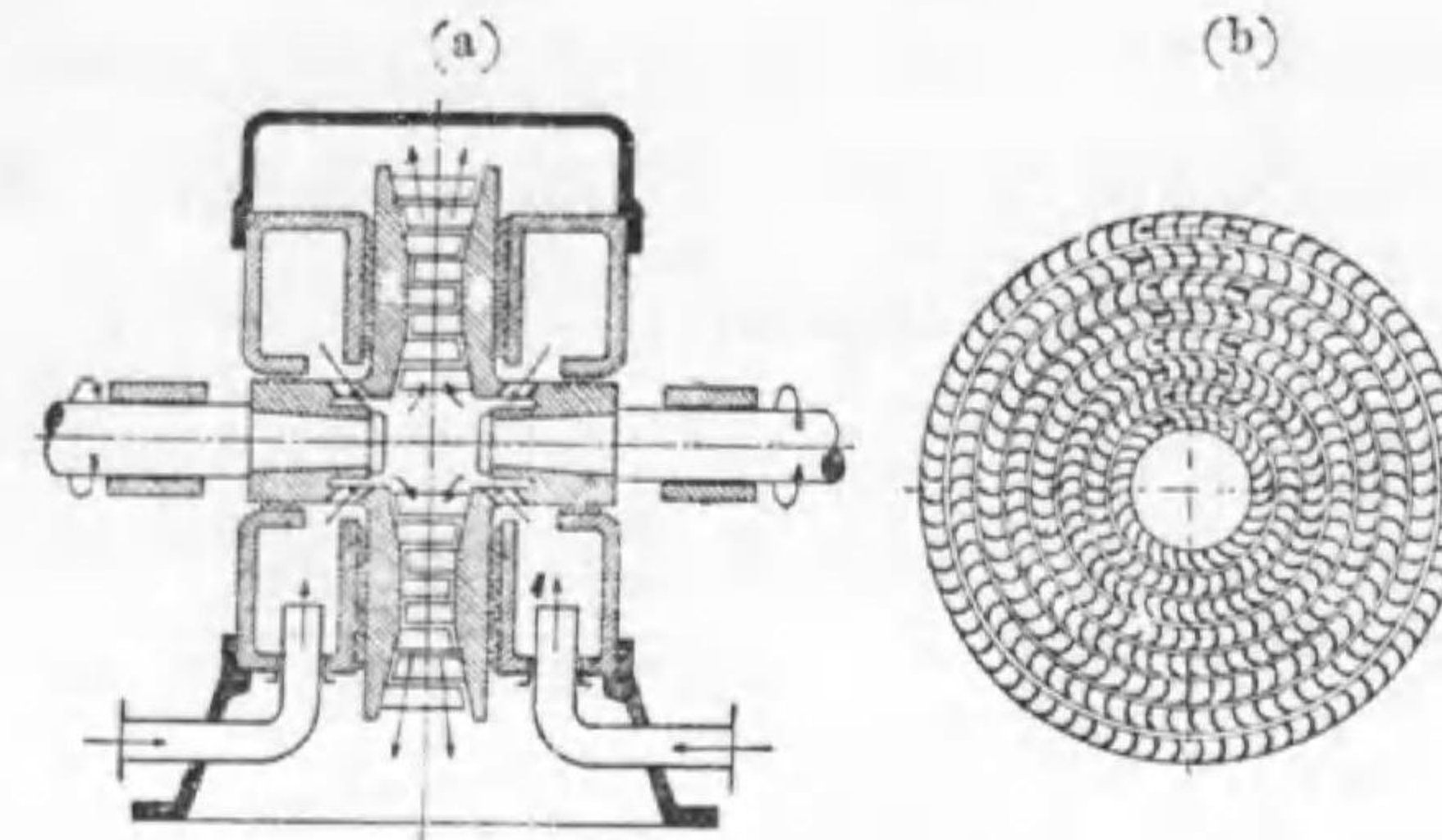
ン車軸の外端に設ける。

一般に數段落を一群としてその羽根の高さ及び羽根車の直徑を同一にして、蒸氣容積の増加に従ひ階段的に通路面積の増加を圖る方法が採用されてゐる。通路面積を増すには羽根の高さ及び羽根車の直徑に就いて何れか一方又は兩方を同時に増し、羽根が著しく長くなれば出口角を増せばよい譯で、壓力の小降下に對しても有效熱量が大きくて而も容積の莫大な低壓蒸氣を取扱ふ點から、その低壓部には特にパーソンズタービンを裝置するのが適當である。純粹のパーソンズ式は初段の羽根から全周給汽をなす故、その調速裝置は絞瓣式に限られる。

22. ユングストロームタービン (又は スター ルタービン (第 19 圖及び 34 頁参照))

このタービンは他の型式と異なり輻流 (半徑方向流動) をなし、總てが動羽根として作用し互に逆廻轉する 2 輻を備へてゐるので (従つて複廻轉式タービンの別名がある)、同じく反動式のパーソンズタービンに比べて羽根列數が少くて済むから全體を極めて小柄に構成することが出来る (同出力の場合には本タービンはパーソンズ式の排汽室に藏め得る大いさになるといはれてゐる)。殊に一般の軸流式に比べて傳熱損失が僅少で運轉上の安全率及び効率も高く、未だ發達の歴史が淺いにも拘らず非常な發展を遂げてゐる。元來このタービンは小出力のものを目標として考案されたものであるが、その後の改良に依り 1 臺一萬 KW 乃至數萬 KW のものも設計され、我が國では神戸の三菱造船所が大正八年以來その製作を續けてゐる。

第 58 圖



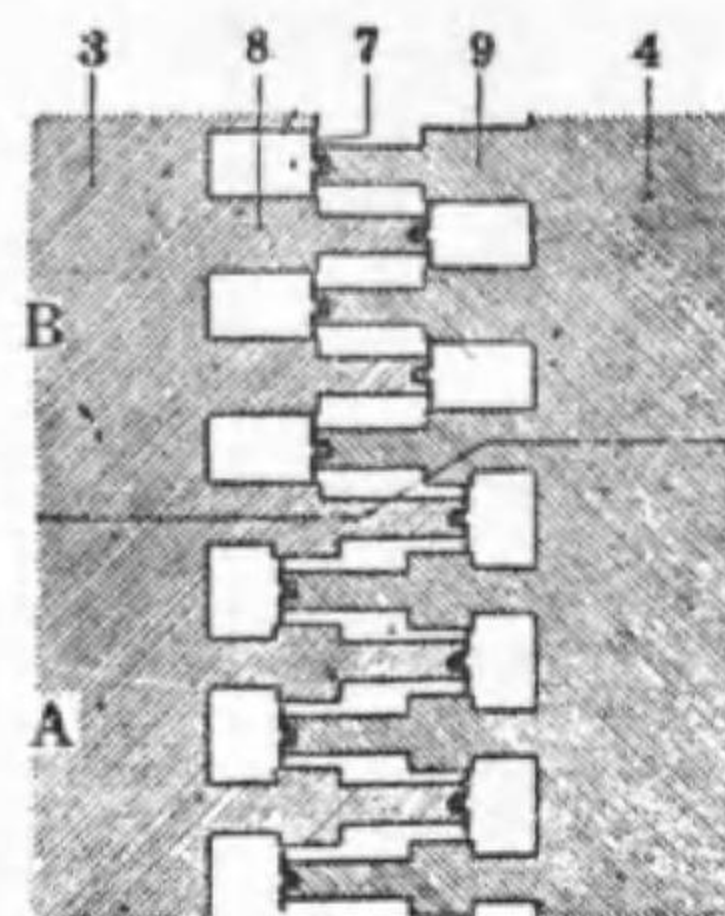
ユングストロームタービン構造概要

この複廻轉式の利點とする處は、相隣る羽根の關係速度が同一廻轉の單獨廻轉のものに比べて 2 倍となる點で、即ちこのタービンの 3,600 廻轉は $2 \times 3,600 = 7,200$ 廻轉の普通タービンに相當する。従つて羽根列數も少數でよく高壓の蒸氣を消化し高い効率を得られる。尙タービン軸が短くて動的不釣合の少い點、及び上述の小柄で重量少く従つて据付簡單で据付面積の節約が出来る點も著しい特徴である。

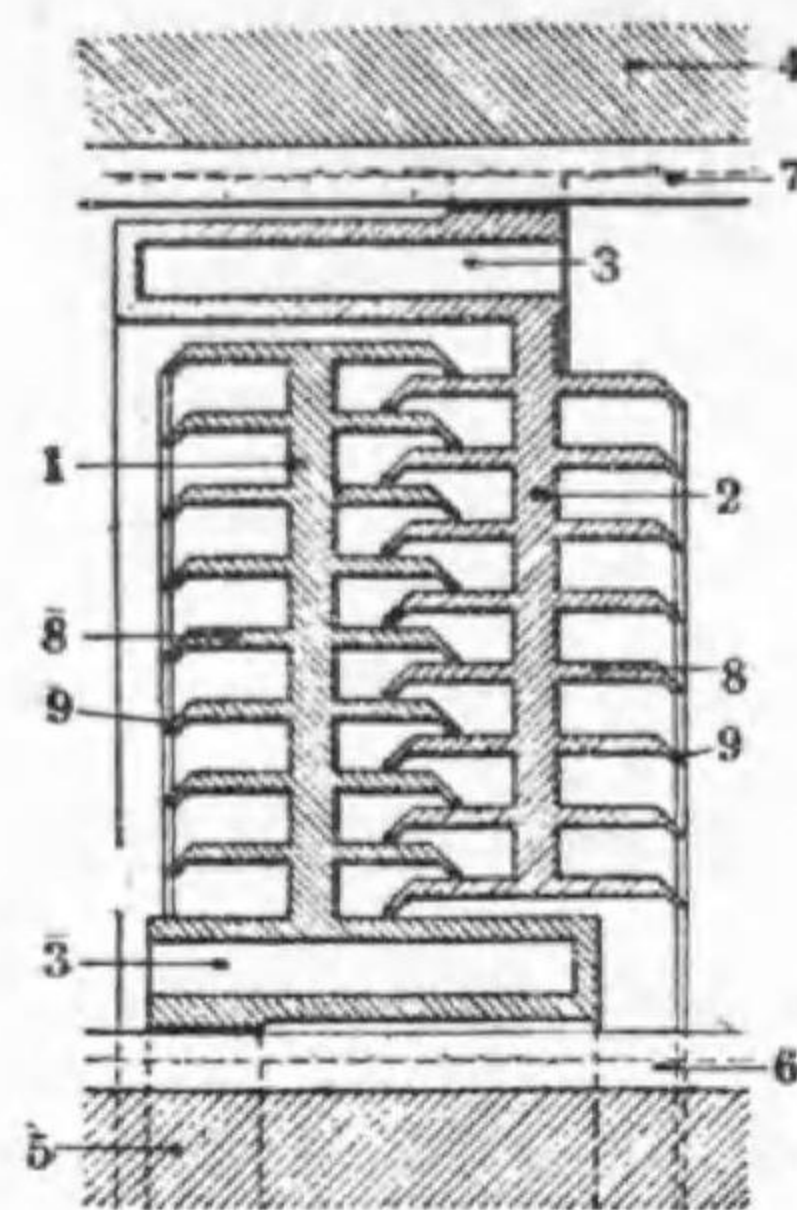
第 58 圖はその構造の概要を示したもので、(a) 圖の左右の軸の外端に發電機を直結し、内端にそれぞれ車盤を固定する。その盤面には同心的に羽根環を取付けて嵌入してあるが、(b) 圖に示すやうに羽根の向が反對だから、兩者は逆廻轉をするのである。高壓蒸氣は左右の蒸氣パイプからシリンダーへ流入し、車盤の殻に穿つた多數の蒸氣孔から兩盤の中央室へ進入する。此處から蒸氣が放射狀に流出する際に、漸次壓力が降下膨脹して羽根列への衝撃及び反動の兩作用により各車盤を駆動する。車盤の後面

とシリンダーの壁面との間、車盤の殻とシリンダーの孔口との間の蒸気止装置（ラビリンスパッキング）は、本タービンの獨特の考案で漏洩量を極少に保つことが出来る。第59圖、第60圖は夫々これらの蒸気止装置を擴大したものである。

第59圖



第60圖



23. 船用タービン

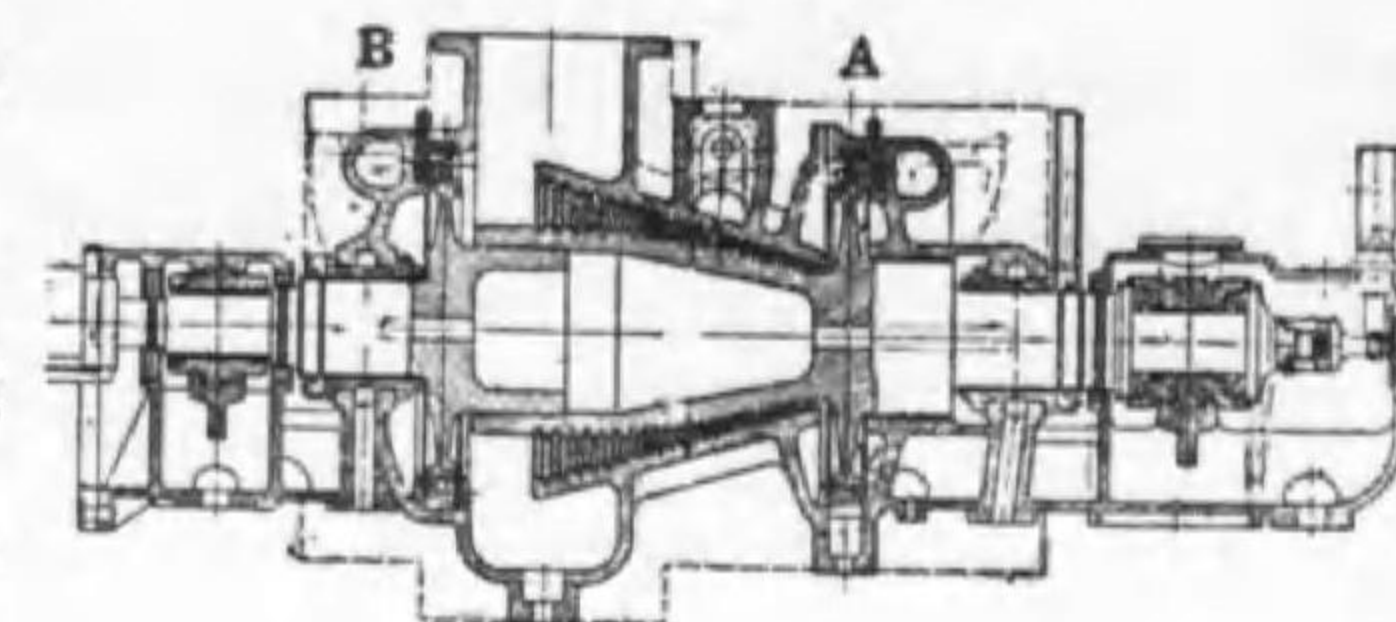
蒸気タービンを始めて船の推進に利用したのは、1897年英國のタービニヤといふ42トンの小船で、これはパーソンズタービンをプロペラ軸に直結し、34ノットの高速を出して世人を驚かした。

元來蒸気タービンを推進機関に採用するに當り、第一の困難は車軸の廻轉數が高過ぎるといふ點である。タービンは大いさにも依るが、毎分2,500~3,500廻轉で效率が良く、これに對し船のプロペラは70~80廻轉から500~600廻轉が實用的範圍である。即ちプロペラをタービン軸に直結して高速廻轉を行へば、プロペラの後方に空所發生を來たし、水が羽根の裏面に

附着しないために推進力を發現することが出来ない。それ故初期のものでは推進軸に小徑のプロペラを2~3個取付け、タービンの段數を増して廻轉數を出来るだけ引下げた。

第二の困難は、船では前進のみでなく時々後退を必要とする。蒸気機関（往復式）は逆轉機構に依り容易に後退され

第61圖



船用タービン

るがタービン自身は逆轉不可能である。それ故に低壓汽筒の排汽室に逆轉胴を取付け（第61圖参照）、これに逆向の羽根列を少数（前進タービンの約60%の馬力）植付ける。即ち後退する場合には前進用の蒸気を断ち、逆轉胴に蒸気を送り車軸を逆廻轉させるのであるが、蒸気消費量は2~3.5倍になる。

減速装置 近代のタービン船ではタービン軸とプロペラ軸との中間に減速装置を採用して、兩者の機能を夫々十分に發揮させ、直結運轉を行ふことは極稀である。現今採用されてる減速装置には

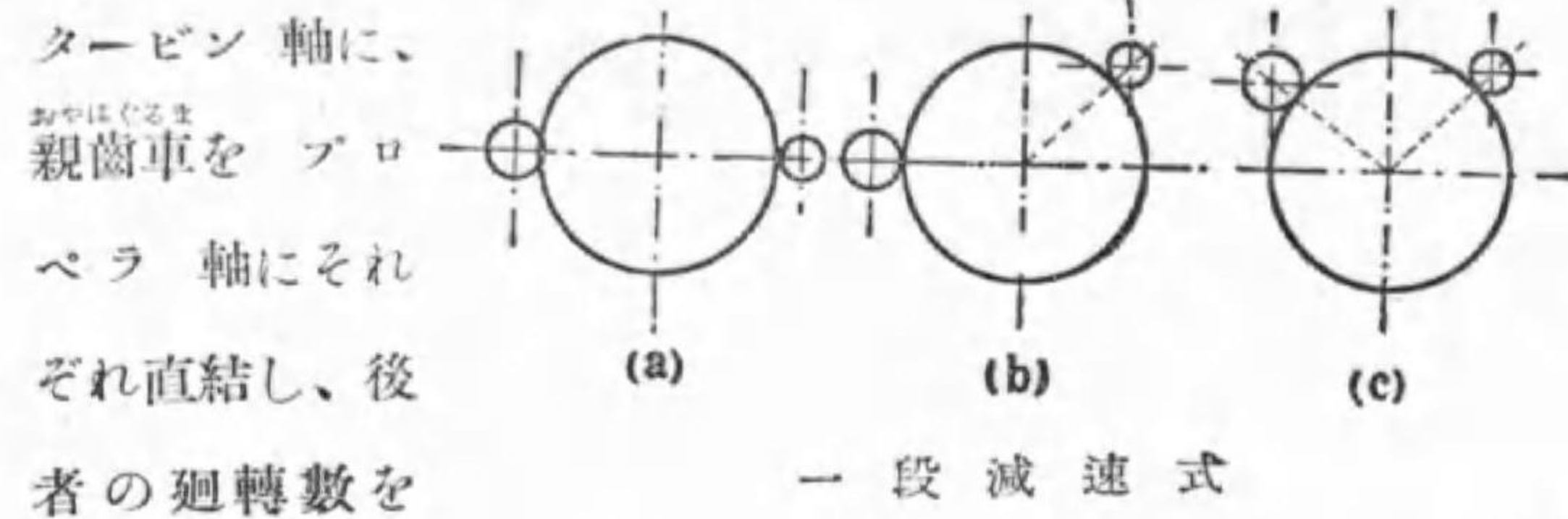
- (1) 齒車傳動（英國式）、(2) 電氣推進（米國式）、
- (3) 水力傳動（獨逸式）

の3種がある。(1)は装置の效率が一番よく最も一般的で、(2)及び(3)は装置が複雑になり特殊の場合にのみ採用されてゐる。

齒車傳動 齒車装置は夙にドラヴァールタービン（小型）に採

用されてゐるが、1,909年パーソンズ氏が成功して以來齒車の
 工作法も進歩し、現今のタービン船はその大小の如何に拘らず
 十中の八九までは齒車式を据付けてゐる。商船及び驅逐艦では殆
 ど總て2軸式で、この他3軸式、更に巡洋戰艦の如き大馬力の
 ものでは4軸式とする場合もある。第62圖は一段減速式の略
 圖で、小齒車を

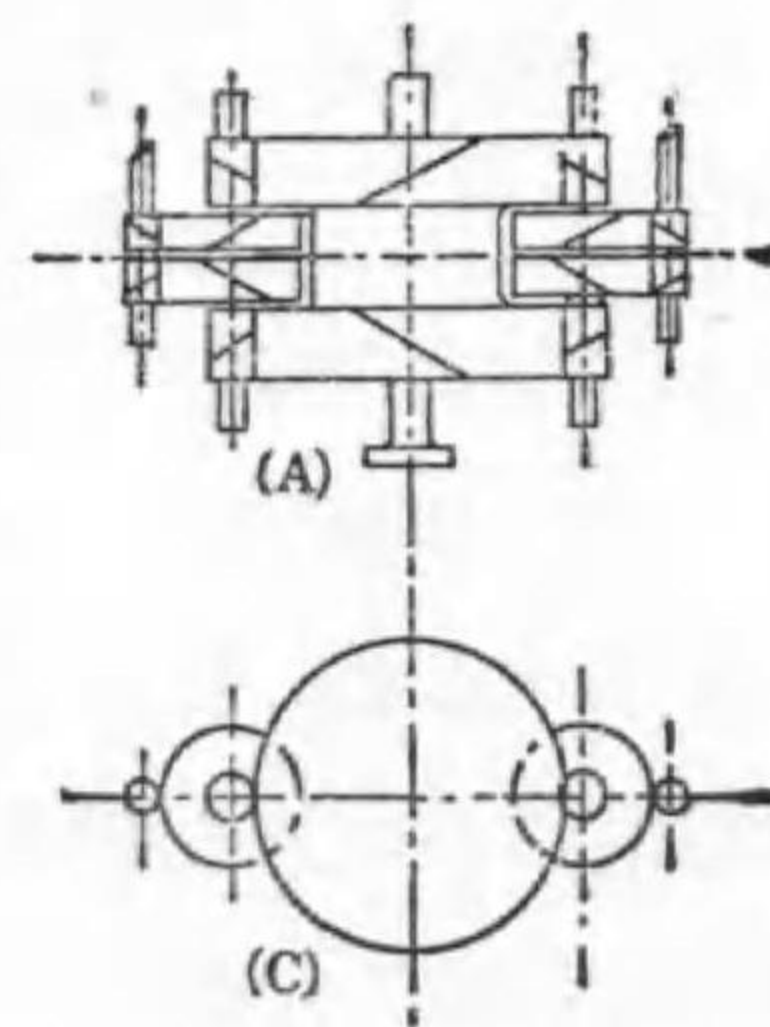
第 62 圖



タービン軸に、親齒車をプロペラ軸にそれぞれ直結し、後者の廻轉數を
 1/10~1/20に落す。(a)を一面式(b)及び(c)を二面式とい
 ひ、後者はタービンの下部に復水器を置く場合、小齒車の位置
 が自然に高まるのが主因であるが、前者の如く幅を廣くとること
 がない。貨物船等ではプロペラの廻轉が遅いのがよいので、更
 に1,917年二段減速式が出現した。

これにも種々の配置があるが、第63
 圖に示すものは中間齒車を親齒車で挟
 んだものでサンドウキチ型とい
 はれてゐる。二段式ではタービン軸
 の廻轉數を1/40~1/50に落せるが、
 傳動效率は一段式の98.5%に對し98.
 5%即ち97%に減少する。尙一般に
 齒車は山形ねち式インヴォリュート

第 63 圖



二 段 減 速 式

齒型で、中心が少々狂つても嚙合には差支ない。

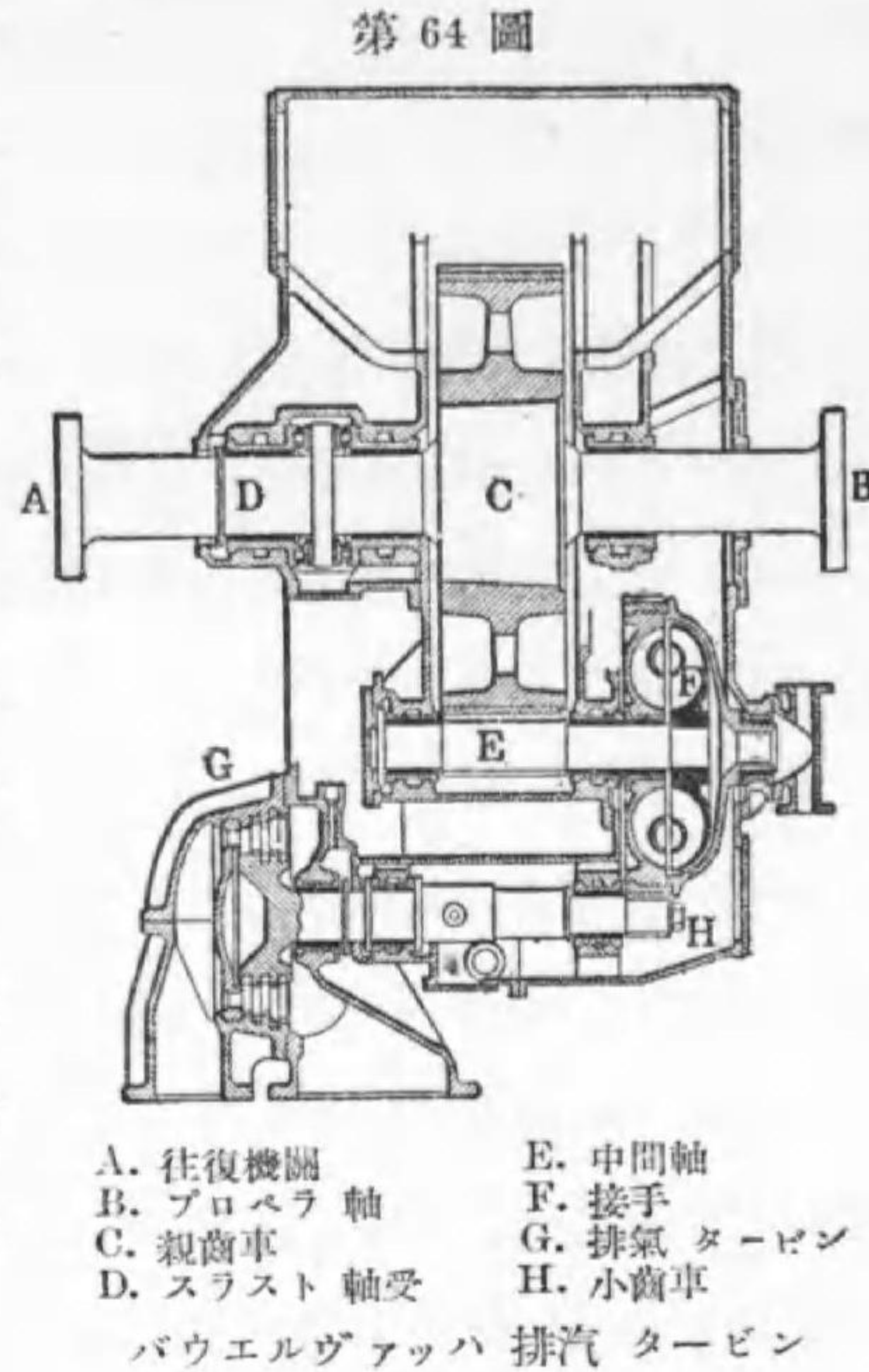
電氣推進 齒車式では矢張り後進タービンが入用であるが、
 電氣推進法ではタービンで發電機を廻轉し、その電力をプロ
 ペラ軸に直結した逆にし得るモートルに供給する。即ちター
 ビンは常に一定方向に廻轉し、唯スイッチの電氣的切換に依
 りモートルを反轉し後進させる(傳動效率は85%位)。米國
 では1,914年以來その主力艦全部にこの装置を採用してゐる。尙
 別に瑞典ではユングストロームタービンを利用してゐるが、
 これは齒車併用式電氣推進法である。

水力傳動 これはタービンで遠心ポンプを廻轉し、その排
 水をプロペラ軸に直結してゐる水タービンに送り、一つの水
 回路をなすもので、同様に後進タービンの必要はないが、更に
 小型の後進用水回路が必要で、プロペラ軸及び上記二つの水回
 路は一直線上に装置する。本式は構造が稍複雑なものと、減速比が
 1/7程度に止り、效率も他式に及ばないので廣く用ゐられない。

往復機關と排汽タービンとの組合

往復機關の排汽をタービンに利用し、前進には兩者協力で働
 かせ、後進は前者のみに依る方法で、低壓蒸氣を有効にタービ
 ンで利用出來、逆轉も容易であるが、動もすれば排汽タービン
 が大きくなるのが缺點である。最近往復機關の車軸に親齒車を取
 付け、高速排汽タービンで運轉される小齒車をこれに仕掛ける
 共軸運轉が考案された。パウエルヴァッハ式(第14號、30
 頁參照)はその代表的なものである。第64圖は兩軸の連絡部分
 を示すもので、即ちこの接手は椀形の羽根盤を兩軸端に向合に

取付け、羽根盤を包む室内に滑油を満たして傳動をなすもので、往復機關の廻轉不整も何等の無理なくタービンと同數の廻轉となり、その效率は95%以上である。尙後進の場合は液體接手を開放してタービン軸と絶縁し、往復機關のみを逆轉し排汽をタービンに送らず直接復水器へ吐き出させるやうにする。



24. 復水装置 (コンデンサー)

蒸氣を作業物とする機關に於て、蒸氣のもつエネルギーから出来るだけ多くの機械的エネルギーを得る爲には、使用した蒸氣を成る可く壓力及び温度の低い處に吐き出させればよい。これをさせるには冷水で排汽を凝結すればよい。即ち排汽を容器内に導いて冷やすと蒸氣は再びもとの水にかへる。これを復水といふ。而してその容器内には大氣壓よりも低い真空を生ずる。これが爲に蒸氣の膨脹程度は大氣中に放出する場合よりも遙かに大となり、所謂背壓 (バックプレッシャー) は非常に低くなる。従つて熱效率は非常に増加する譯である。この容器を復水器 (又は凝汽器) といふ。

勿論この復水器を使用する爲に、冷却水を送る循環ポンプ、復水を汲み出して再び汽罐に送つて使用する復水ポンプ、それから元來汽罐給水中に含まれてゐた空氣及び管の接手等から漏入した空氣を引出して復水器の真空を保つ空氣ポンプ等が入用であるが、これ等の動力を差引いても復水器に依つて得られる利益は、直接大氣中に排出するよりも大である (第 15 號 第 22 圖参照)。

その真空度が高ければ高い程蒸氣の有効熱落差を増し、蒸氣機關に比べて低壓蒸氣を利用するタービン本來の特徴を十分發揮させることになる。通常蒸氣機關で用ゐる真空度 (これは水銀柱の高さで示す) は 660~685mm 位で、完全な真空を 760mm (又は 30 インチ) とすれば 87~90% (又は 26~27 インチ) に相當する。タービンでは 710~736.6mm 即ち 93.5~96.9% (又は 28~29 インチ) が使用されてゐる。

真空度から流入排汽の壓力を求めれば、例へば 95% 真空では $(100-95)/100=0.05$ 氣壓 (絶對) である。

尙タービンでは排壓を一定に保ち初壓を高めて得られる效率増加の割合よりも、排壓を僅か低めて得られる増加の割合の方が著しく大であるから、高壓蒸氣使用による汽罐その他の材料の精選、構造製作等の困難に直面するよりも、寧ろある程度迄の效率増加は復水器の真空度を高める方が遙かに賢明である。併し得られる冷却水の温度に制限があり、製作及び維持の費用よりも效率を問題とする場合には、當然高壓、高温の蒸氣が採用されることになる。

普通使用する復水器を大別すれば、

(1) 噴射復水器 (ジェット コンデンサー)

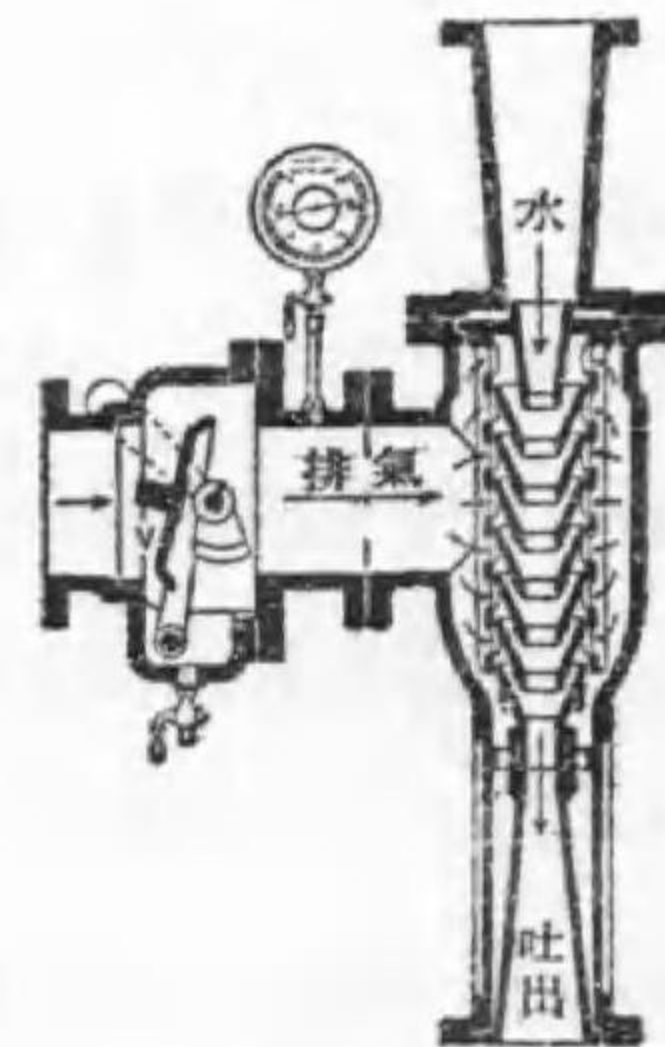
(2) 表面復水器 (サーフェース コンデンサー)

の二型式で、前者は冷却水を排汽に直接接触させるもの、後者は金属管の壁面を隔て、間接に冷却をなすものである。

噴射式では冷却水と復水とが合體するから、冷却水が純良でなければ復水器に溜つた水を汽罐の給水とする譯にはゆかぬ。併し装置全體が小型となり構造は簡單で値段も安價になる。

これに反して表面式では復水をその儘給水として用ゐるから、給水として清水の得難い處には必ず本式が採用され、且冷却水として河水又は海水を利用し得られる爲に廣く用ゐられてゐる。

噴射復水器 第 65 圖は噴射式に屬する エゼクター 復水器で、水は復水器の頂上から入り込み、中心線を同じうして一定の間隔に並べた多くの圓錐形漏斗を経て下部の末廣吐出管に出ると、右端の逆止瓣を通つて來た蒸氣はこの漏斗の間から吸ひ込まれ噴水と接觸して凝結し空氣と共に吹き出される。逆止瓣 V は心棒で蝶番となり萬一故障がおこり復水が逆行して主機に進まうとしてもこれを防止する。冷却水を送るには水タンクを高處に置いて自然落差を利用するか、又は渦巻ポンプを用ゐる高壓水を壓送噴射する。噴射式は空氣ポンプも排水ポンプも不要で比較的小型となり便利である



第 65 圖

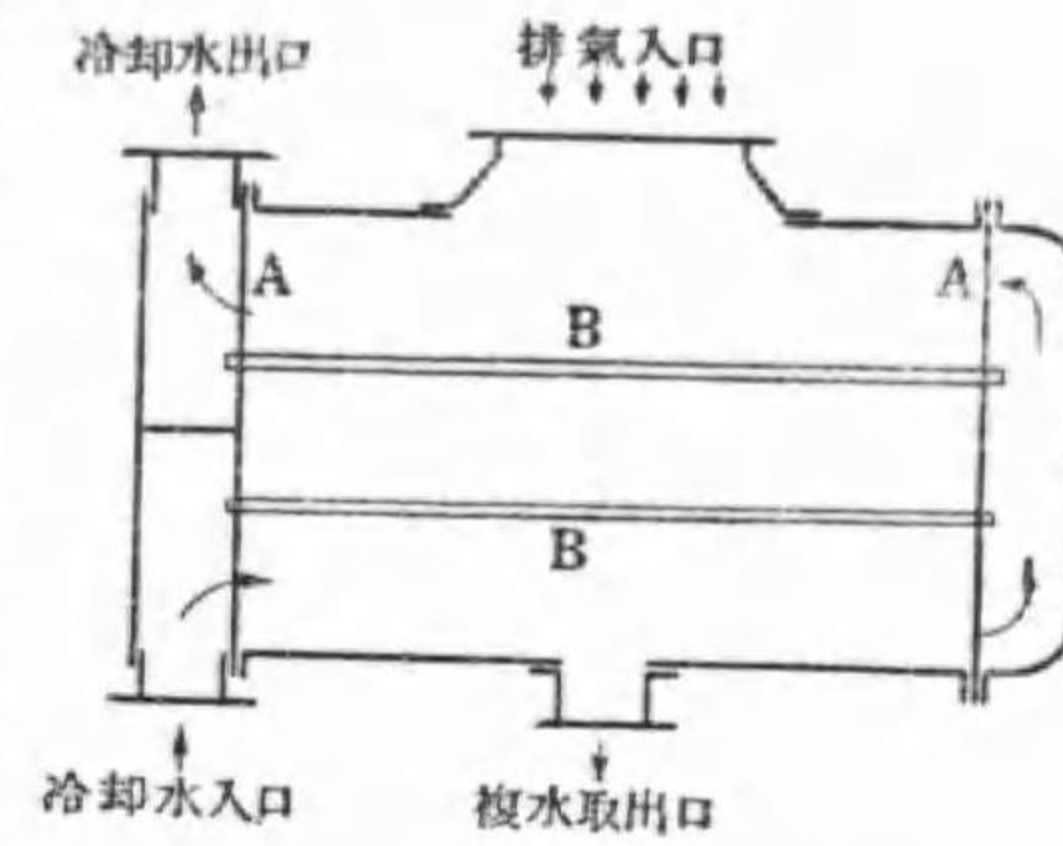
エゼクター 復水器

が、あまり高度の真空は得られない 610mm 即ち 80% (又は 24 インチ) 位のものである。

表面復水器 これは多管式汽罐に似た構造で、普通圓筒形の胴端に近く管板 A を取付け、これ等に多數の冷却管 (通常は眞鍮の引拔管) B を蜂の巣状に挿入し、管板の外側に蓋板をつけてゐる。第 66 圖の略圖で明らかなる如く、胴の左側の蓋板は上下二室に區劃されて居る。循環

第 66 圖

ポンプに依り冷却水は左下から入り、下半部の管巢内を右向に通過した後、折り曲つて上半部の管巢内を左向に通過して入口の上部から矢の如く去る。排汽は中央上部の廣



表面復水器

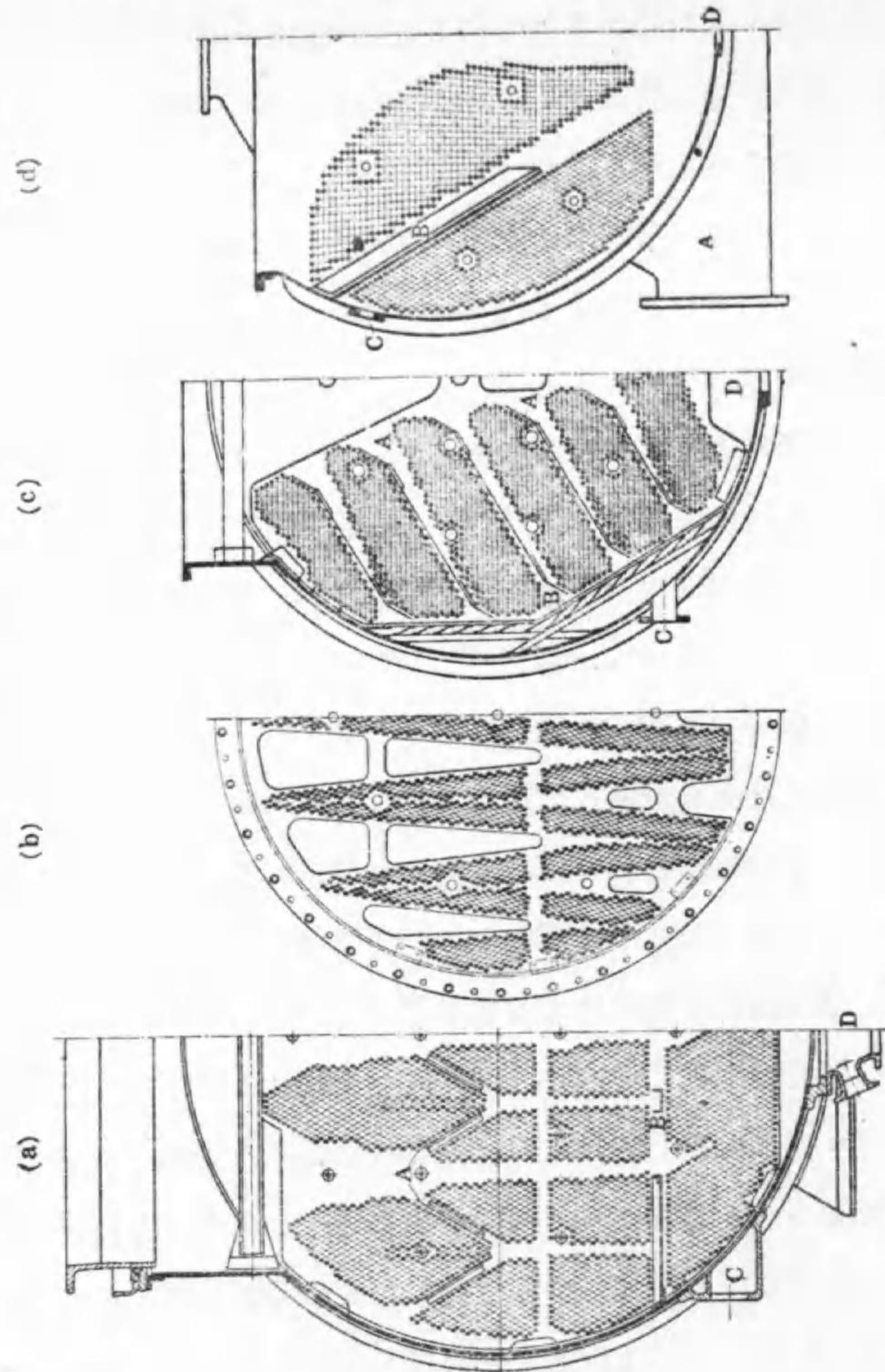
い入口から引込まれ冷却した管壁に當つて凝結し、底部に溜るからポンプで取出す。

船用には専ら表面式が用ゐられ、大汽力發電所でも概ねこれを採用する。殊に後者では高真空度の要求に従ひ、冷却管壁を隔てて、冷却水と凝結中の蒸氣との間の傳熱割合即ち熱貫流率を高め、最小冷却面積で最大効果を擧げようとして、冷却管巢の配置、各管の配列、排汽の流動方向、上列より滴下する復水に對する導板の配置、空氣抜の位置等にそれぞれ考案がめぐらされ、尙運轉中にも容易にその掃除が出来るやうに半分宛使用し、他の半分を交互に掃除するやう設計したもの等がある。

第 67 圖 (a) は冷却効果の最大な排汽が最初に接觸する表面

を増加し、而も全長に亘る分布を良好にするため、管巢に溝を設け復水導板 A 及び復水溜 B により、上部管群よりの復水を堰止め下部管群の効果を高めてゐる。尚空気吸出口 C を冷却水の最低温度の区域に置いて空気ポンプの作用を有効ならしめて

第 67 圖



ゐる。

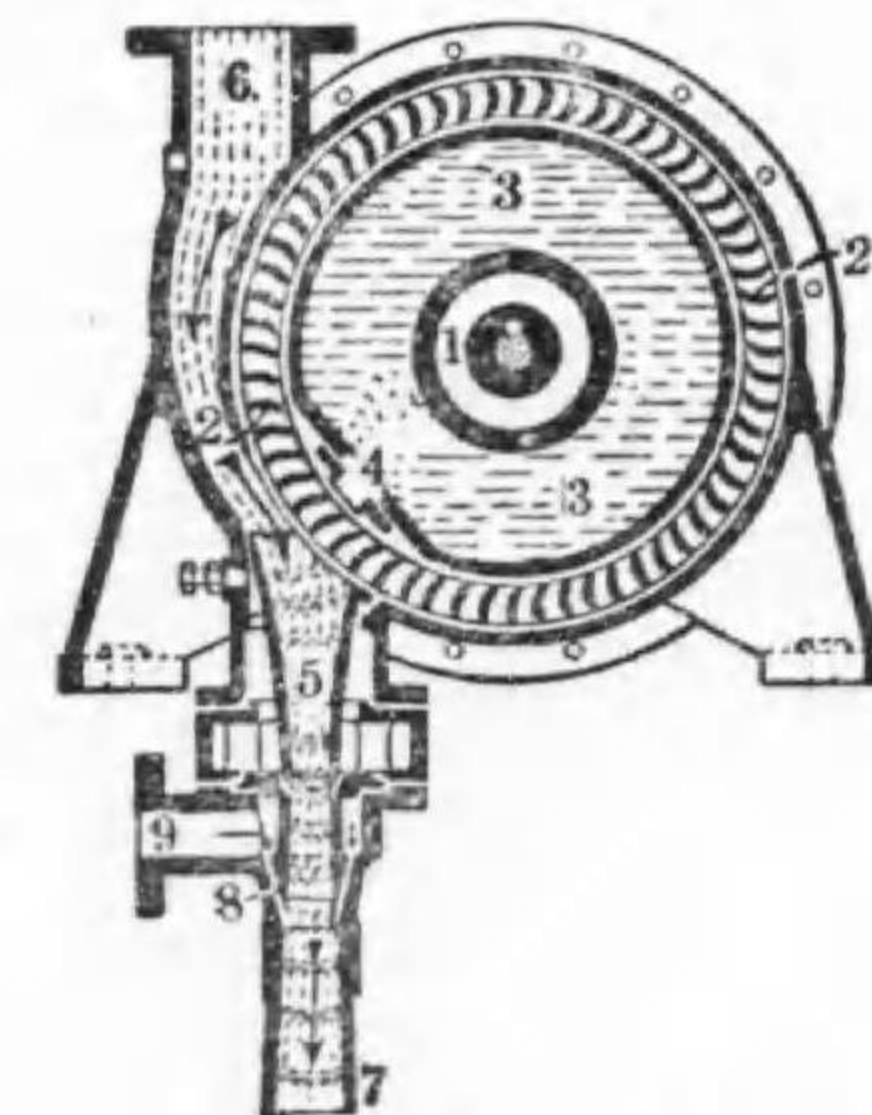
(b) は同様に排汽が最初に接觸する面積を増大し、特に復水の下方滴下を防ぎ熱貫流率を高めるために下部の管配列に考慮を拂つてゐる。

(c) は管巢を排汽の流動方向に細分し、有効接觸面を増すと共に各管巢底部に復水導板 A を設けて下方滴下の悪影響を除いてゐる。B は邪魔板、C は空気ポンプの吸出口、D は復水溜に通ずる孔である。

(d) は排汽の大部分を復水器底部より上昇させ下降復水と排汽とを直接接觸させて復水の温度をなるべく流入排汽と同一に保たすやうにしてゐる。復水取出口 D は下にあるが空気ポンプの吸出口 C は上の諸型式に比べてかなり上部に置いてある。尚この型式を再生型復水器と名付けてゐる。

空気ポンプ 空気ポンプの役目は、復水器から空気を抜き出して所要の真空を作り復水を集合させてこれを排出することであるが、兩者を同時に引出すものを湿式といひ、別々に引出すために空気のみを取扱ふものを乾式といふ。第 68 圖は後者に屬する廻轉型空気ポンプで、(1) は羽根車、(2) は羽根輪、(3) はポンプ輪で、内部に水を充滿させノズル (4) から羽根に

第 68 圖



廻轉乾式空気ポンプ

水を送り出す。復水器から来る空気は高速度で流出する水に依り
 (6) から引かれて (7) より排出される。 (終)

昭和九年七月五日印刷

昭和九年三月十日發行

複不
製許

蒸氣タービン全

定價金七拾五錢

編輯兼 財團 國民工業學院
 發行者 法人

代表者 井上角五郎

東京市小石川區久堅町一〇八番地

印刷者 君島 潔

東京市小石川區久堅町一〇八番地

印刷所 共同印刷株式會社

發行所

財團法人國民工業學院

東京市京橋區銀座六ノ四交詢ビル

電話銀座(57)2-555番

振替東京10-555番

財團 法人 國民工業學院の大要

— 目 的 —

本學院は工業知識の養成、工業道德の涵養、工業従事者間の氣風（きふう）の改善を三大目的として之が達成を圖らんが爲に必要なる事業（じぎょう）を行ふ。

— 財團法人の組織と役員 —

本學院は財團法人である。この財團法人は會員が銘々に醵金（じやくきん）し又は寄附をなし、然も何等の利益をも受けず、全く營利を離れた公益法人であつて、その役員は下の通りである。

- | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|-------------------|-----------------|-----------------|-------------------|-----------|-----------|----------|----------|----------|-----------------|---------|----------|---------|---------|----------|---------|---------|------------|----------|-------------------|-------------------|-----------|------------|-------------|---------------------|----------|---------|---------|---------|----------|---------|----------|----------|---------|----------|-----------|---------|-----------------|-----------------|----------|-----------|------------|---------|---------|----------|---------|----------|---------|----------|----------|---------|----------|---------|----------|---------|
| 理事長 井上角五郎
工学博士 | 顧問 高松豊吉
工学博士 | 顧問 淺野應輔
工学博士 | 教務部長 持田 巽
工学博士 | 協議委員 牧田 環 | 協議委員 鮎川義介 | 理事 磯村豊太郎 | 理事 林 安 繁 | 理事 大澤徳太郎 | 理事 奥主一郎
工学博士 | 理事 片岡 安 | 理事 根津嘉一郎 | 理事 小林一三 | 理事 清水釘吉 | 監事 原 邦 造 | 監事 岡本 櫻 | 監事 中山太一 | 監事 日比谷平左衛門 | 監事 鈴木梅四郎 | 顧問 鎌田 榮 吉
工学博士 | 顧問 曾禰 達 藏
工学博士 | 顧問 青柳 榮 司 | 協議委員 橋本圭三郎 | 協議委員 松永安左工門 | 協議委員 三谷 一 二
工学博士 | 理事 今岡純一郎 | 理事 濱田 彪 | 理事 岡谷惣助 | 理事 鹿島精一 | 理事 金森又一郎 | 理事 矢田 績 | 理事 阿部房次郎 | 理事 弘世助太郎 | 監事 大林義雄 | 監事 岡本友三郎 | 監事 古田 敬 徳 | 監事 平井權七 | 顧問 岡田良平
工学博士 | 顧問 眞野文二
工学博士 | 顧問 斯波忠三郎 | 協議委員 中川末吉 | 協議委員 藤原銀次郎 | 理事 岩崎清七 | 理事 池尾芳藏 | 理事 小畑源之助 | 理事 岡崎忠雄 | 理事 門野幾之進 | 理事 田中 博 | 理事 松本健次郎 | 理事 青木鎌太郎 | 監事 岩原謙三 | 監事 大川平三郎 | 監事 和田嘉衡 | 監事 美濃部俊吉 | 監事 杉山 榮 |
|-------------------|-----------------|-----------------|-------------------|-----------|-----------|----------|----------|----------|-----------------|---------|----------|---------|---------|----------|---------|---------|------------|----------|-------------------|-------------------|-----------|------------|-------------|---------------------|----------|---------|---------|---------|----------|---------|----------|----------|---------|----------|-----------|---------|-----------------|-----------------|----------|-----------|------------|---------|---------|----------|---------|----------|---------|----------|----------|---------|----------|---------|----------|---------|

一 事 業

本學院は前記三大目的を達成せんが爲に、その第一期事業として昭和六年十月より工業通信教授を開始して専ら工業の學識を授けると共に、工業道德の涵養に資し、兼ねて工業従事者間の氣風改善に努力して居るのである。通信教授の概要は次の通である。

通 信 教 授

本科・科目 機械科・電氣科・工業化學科
冶金科・土木科・建築科・採鑛科
各學科共工業學識に兼ねて工業道德を教授する。

専修科・科目及學費 (教科書送料は本學院負擔)

科 目	學費	科 目	學費	科 目	學費
幾何畫法	1,20	電氣工學 卷一 電氣及磁氣、交流理論 電氣測定、電氣材料	1,00	冶金學 卷二 非鐵冶金	1,00
物理學	1,20	電氣工學 卷二 電氣機械器具	1,20	冶金學 卷三 鐵 冶 金	1,00
工業材料	75	電氣工學 卷三 電燈、電力、電燈、 電池、送電及配電	1,20	冶金學 卷四 合金學、金屬鑄造 及加工學	1,00
實用力學	75	電氣工學 卷四 發電機、電氣鑄造、電 信、電話	1,20	測 量	1,00
材料強弱學	75	建築法規工場建築 及機械基礎	75	應用力學 卷一	1,00
水力學及水力機	75	化 學	75	應用力學 卷二	1,00
機械製作法	1,20	無機化學	1,20	建築材料	1,00
工作機械及工具	1,00	有機化學	1,00	土木工學 卷一 土工、基礎工	75
機 構	75	分析化學 卷一 定 檢 分 析	75	土木工學 卷二 樑、墩、橋、石拱 橋、隧道、橋梁、 鐵道、發電水力	1,20
汽罐及汽機	75	分析化學 卷二 定 檢 分 析	1,00	土木工學 卷三 道路及都市計畫、 港灣及河川、上水 道及下水道	1,00
蒸氣タービン	75	工業化學 卷一 工業化學總論	1,00	建築構造學	1,20
内 燃 機	75	工業化學 卷二 鹽業、鹽運、鹽類、肥 料、製糖等	1,00	採 鑛 學	1,20
船舶學大意	75	工業化學 卷三 脂肪、石油、燃料、コ ール、タール、染料、 染色、纖維、紙、セル ロイド、人造絹糸等	1,20	機械工學大意	1,20
航空學大意	75	工業化學 卷四 澱粉、砂糖、酒精、ゴ ム、革、香料、火藥、 硝瓦斯等	1,00	電氣工學大意	1,00
機械設計及製圖	1,20	冶金學 卷一 冶金學總論	1,00	製圖及透視畫法	75

専修科は本科在學中又は修了後各自に必要な科目を選択速修することが出来、苟くも工業に志す人々の勉學に全きを期して居る。

修業期間 本科は各科共に一ヶ年半とし、専修科は各科共三ヶ月である。

新學期 本科は毎年四月と十月の兩度に開始する。但し隨時入學を許すことにしてある。

専修科は別に學期を定めない。何時でも入學することが出来る

學 費 學費は下に示すが如く低廉である。

科 別	月 數	一ヶ月前納	三ヶ月前納	六ヶ月前納	一ヶ年前納	一ヶ年半前納
本 科		65	1,75	3,25	6,00	8,75
専 修 科	各科目毎に之を定める(前掲)					

尙學費は、多數共同して申込まれる場合は、特別に割引する方法を設けて居る。同一工場に従事せられる諸君はこの方法に依られるのが便利である。詳細は問合されたし。

特 典 修業期間中教科書中の疑義に關し質問することが出来る、質問はその趣旨を所定の用紙に簡単に記載し、返信料(三錢郵便切手)を添付して差出すこと。

本科修了者には**修了證書**を、専修科修了者には希望に依り

修了證明書を附與する。

前項の修了者には**院友徽章**を附與する。

内容見本 本學院通信教授の詳細は「内容見本」に依つて明かであるが、内容見本はハガキで申込みは無代で進呈する。

申込所は 東京・銀座・交詢ビル 國民工業學院

— 特 別 冊 子 —

工業道德こうげふだうとくに関しては、隨時特別冊子じゆじとくべつさつしとして、工業道德こうげふだうとくの要諦まうていを編纂へんさんして本科の生徒ほんくわに無代配布むだいはいふする。

本科學期ほんくわがくきの最初に進呈しんていする特別冊子とくべつさつしは、下の通りしたとほである。

前文部大臣、樞密顧問官
帝國教育會々長
財團法人國民工業學院總長

鎌田榮吉先生著

國民の三大要道

全一冊九ボイ
ント組
菊判二百餘頁

從來容易じゆうらいよういに執筆しつひつされぬ鎌田先生かみたせんせいが、特に本學院生徒しんがくせいの爲ために心血しんけつを注ついて著述ちやくじゆつされた稀有けうごうの處世訓じよせいぐんで、立身りつしん、立家りつか、立國りつこくの三大要道さんだいようだうを説き、現代青年げんたいせいねんに適切てきせきなる幾多いくたの活教訓かつけうくんを與あふ。

以後引續いこうりつづき下の如ごとき特別冊子とくべつさつしを發行はつかう無代配布むだいはいふする豫定よていである。

財團 國民工業學院理事長 井上角五郎先生編纂

作業心得

全一冊九ボイ
ント組
菊判百數十頁

工業従事者こうぎょうじゆじしやの作業上さうじやうじやうじやう最も必要ひつやくな心得こころえを能率増進のうりつぞうしん、産業合理化さんぎやうりごうかの趣旨しゆしに照して編纂へんさんした作業者必携ひつせいの要書ようしよ。

慶應大學教授法學博士 氣賀勘重先生著
財團法人國民工業學院教務委員

經濟原論

全一冊九ボイ
ント組
菊判百數十頁

生産せいさんを増進ぞうしんさせ一般いぱんの所得しゆくを増大ぞうだいさせること、それが國民經濟こくみんけいぎの進歩しんぽである。我國わがこく經濟界けいぎかいの泰斗たいと氣賀先生きかせんせいが特に諸子しよこの爲ために最も平明へいめいにその原理げんりを論ろんぜらる。

財團 國民工業學院編纂
法人

我々は諸君に何を望むか

前編 菊判二百餘頁
後編 同 百數十頁

本學院會員ほんがくいん百數十氏ひゃくじゆじしに新あたらに執筆しつひつを請こうたもので、現代産業界げんたいさんぎやうかいの著宿要人しゆくようじんを悉まく網羅まろした觀かんがある。各胸襟かくきようせきんを披ひらいて諸君しよきんに向つて望むのぞむところは果はして何なに？

正 誤 表

頁	行	誤	正
1	1	冷罐	汽罐
10	下より8	といひ常に $k > 1$ である。	と名付ける。(頁16参照)
"	下より6	再び互に接近する。	再び増加し而も温度上昇につれて互に接近する数値である。
13	8~9	存在を明示するもの	あることを示すもの
15	9	(不明) くて	かくて
15	下より4	$R (= \frac{pv}{T})$	$R (= \frac{pv}{T})$
16	下より5	である。	で、常に $k > 1$ である(頁10参照)
20	2	5の	5圖の
26	表 1	798.09	498.09
"	下より4	添へてある	添へて置く
28	下より2	凝氣式	凝汽水式
36	下より2	推受(H)は	軸受(H)は
56	1, 3, 4.	式の分母 $v_{e0} \times$ 全斷熱落差	$v_{e0} H_t$
56	5	である。	として求めることが出来る。
"	"	効率比である。	効率比; H_t は全斷熱落差である。
"	下より3	Q_t	H_t
57	1, 3,		
58	7	調整装置	調速装置
65	下より4	效率を	效率が
69	13	~206,000 kW	~208,000 kW
"	15	筒型	胴型
70	7		
"	14	筒徑	胴徑
70	15~16	平均	釣合
"	第48圖	説明 筒型	胴型
72	12~13	楕圓	楕圓
77	7	先驅	先驅
"	下より7	始終	始終
85	下より7~8	排壓	背壓

特 219
897

終