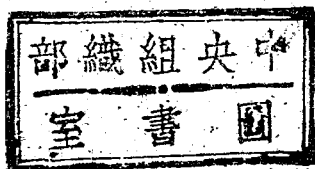


大學用書

工程熱力學

戈本捷編著



正中書局印行

MG
TK123

大學用書
工程熱力學
戈本捷編著



正中書局印行



2900

446
5344

序

我國自然科學，多傳自西國；專門書籍，甚少有國文譯本，以故國內各大學，率多採用西文課本，且每由異邦人士任教，遂演成不諳外國語文，即不能研究科學之勢，識者憂之。近年編譯工作，雖稍見活躍，然猶未足以言適應時代之洪流也。良以抗戰軍興，輸入困難，西文書籍購置尤為不易，因而一般學者，對於國文譯本，需求益亟。編者有鑒於此，爰不揣謏陋，於課暇編譯此書，經年稿成，方將付梓，值正中書局需此，乃即以畀之。

本書非僅為學理之研究，尤注重工程方面之實用，浮泛理論，力求刪減；工程上之實際問題，則每有涉及。此書可充作大學工科機械系及電機系之課本；機械從業者，如欲致力於熱機之設計或改進，本書亦示以努力之途徑，以及可能之範圍。

本書編譯時，多參考次列各書：

Barnard, Ellenwood & Hirshfeld: Heat Power Engineering.

Goodenough: Principles of Thermodynamics.

Moyer: Elements of Engineering Thermodynamics.

Gebhardt: Steam Power Plant Engineering.

Roberts: Heat and Thermodynamics.

本書所用專門名詞，遵部定物理學名詞，其未見者，則以劉仙洲

工 程 熱 力 學

先生所著之英漢機械工程名詞爲準。書中每一名詞初見時，隨綴以英名，以資參證。

編者學殖荒落，書中訛謬難免，極盼讀者不吝指正，俾於再版時，得臻完善。

編譯進行中，多承李一匡君協助，特誌謝於此。

戈本遠 二十九年三月

目 次

第一章	緒論	1
	1. 熱力學	
	2. 熱及熱源	
	3. 熱之單位	
	4. 溫度	
	5. 比熱	
	6. 體積	
	7. 壓力	
	8. 能	
	9. 工作	
	10. 功率	
	11. 熱力第一定律	
	12. 熱力第二定律	
	13. 永動機械	
	14. 熱容	
	15. 資料	
	16. 焓	
第二章	可逆性	14
	1. 平衡	
	2. 能之可用性	
	3. 機械過程之可逆性	
	4. 可逆熱力過程之例解	
	5. 不可逆過程之例解	
	6. 焦耳試驗	
第三章	氣體之性質	19
	1. 物態	
	2. 理想氣體	
	3. 波義耳定律	
	4. 查理定律	
	5. 氣體特性方程式	
	6. 氣體之等容比熱	
	7. 焦耳定律	
	8. 氣體之等壓比熱	
	9. R, K_v, K_p 及 k 之關係	
	10. 真氣之變量比熱	
	11. 真氣之特性方程式	
	12. 混合氣體	
第四章	氣體之熱力過程	33
	1. 等容過程	
	2. 等壓過程	
	3. 等溫過程	
	4. 可逆絕熱過程或等熵過程	
	5. 不可逆絕熱過程	

	6. 複熱過程 ... 7. 指數方程式圖解法 ... 8. 各種熱力過程之比較	
第五章	器示壓容圖 62	
	1. 指示器 ... 2. 器示壓容圖 ... 3. 器示壓容圖面積之量法	
第六章	氣體循環 68	
	1. 循環 ... 2. 循環之分析 ... 3. 加諾循環 ... 4. 加諾機之可逆性 ... 5. 加諾定理 ... 6. 加諾機與真實發動機之比較 ... 7. 等容蓄熱循環 ... 8. 等壓蓄熱循環 ... 9. 林奧循環 ... 10. 鄂爾循環 ... 11. 狄賽爾循環 ... 12. 雙燃循環 ... 13. 布雷吞循環 ... 14. 組合循環 ... 15. 高熱值及低熱值 ... 16. 循環之應用及比較	
第七章	發動機之效率及工況 107	
	1. 效率之意義 ... 2. 加諾效率 ... 3. 理想循環效率 ... 4. 熱效率 ... 5. 機械效率 ... 6. 發動機效率 ... 7. 熱消耗量 ... 8. 工況之表示法 ... 9. 載荷對經濟之影響	
	10. 概要	
第八章	蒸汽之性質 115	
	1. 等壓情形蒸汽之發生 ... 2. 飽和線 ... 3. 品質 ... 4. 濕汽之品質 ... 5. 蒸汽之熱容及熵 ... 6. 限定蒸汽之條件 ... 7. 蒸發 ... 8. 沸騰 ... 9. 液體及蒸汽之不安定情形 ... 10. 液體及氣體狀態之連續 ... 11. 溫德威爾方程式 ... 12. 克萊培仁方程式 ... 13. 蒸汽之比	

較	14. 水蒸汽之性質	
第九章	蒸汽之熱力過程	142
	1. 等壓過程	
	2. 等容過程	
	3. 等焓或可逆絕熱過程	
	4. 等溫過程	
	5. 液體及蒸汽之節流	
	6. 蒸汽卡計	
	7. 蒸汽圖表	
	8. 大氣中之水分	
第十章	蒸汽循環	162
	1. 蒸汽循環及發動機循環	
	2. 加諾蒸汽循環	
	3. 絕熱過程之熱容	
	4. 理想及實際汽率	
	5. 郎肯發熱機循環	
	6. 郎肯蒸汽循環	
	7. 以郎肯循環為比較之標準	
	8. 可用能之節流損失	
	9. 無膨脹發動機循環	
	10. 無膨脹蒸汽循環	
	11. 不完全膨脹發動機循環	
	12. 不完全膨脹蒸汽循環	
第十一章	蒸汽循環(續)	183
	1. 再熱之原理	
	2. 無再熱損失之理想發動機循環及蒸汽循環	
	3. 包括再熱損失之理想再熱發動機循環	
	4. 蓄熱循環之原理	
	5. 包括定數加熱器之理想蓄熱發動機循環	
	6. 包括定數加熱器之蓄熱蒸汽循環	
	7. 包括再熱損失及定數加熱器之理想再熱蓄熱發動機循環	
	8. 再熱蓄熱蒸汽循環	
	9. 兩合蒸汽循環	
第十二章	流體之流動	207
	1. 動能	
	2. 穩定及不穩定流動	
	3. 穩定流動能力之方程式	
	4. 噴咀及孔	
	5. 最大噴射能及噴咀之	

7. 氣缸大小之決定法 ... 8. 丙燃機之工況

第十七章 往復蒸汽機 304

1. 往復蒸汽機之動作 ... 2. 蒸汽在實際汽機中之情形

3. 汽缸中蒸汽品質之決定 ... 4. 荷恩分析法 ... 5. 克萊敦分析法 ... 6. 減少汽缸凝結之方法 ... 7. 單流汽機

第十八章 蒸汽輪機 316

1. 蒸汽輪機與往復蒸汽機之比較 ... 2. 汽輪機之種類

3. 噴注之工作 ... 4. 單級速度汽輪機 ... 5. 複合 ...

6. 複級速度汽輪機 ... 7. 包括壓力級及速度級之汽輪機 ...

8. 壓力汽輪機 ... 9. 壓力汽輪機之速度圖解 ...

10. 壓力汽輪機輪葉之長 ... 11. 混合汽輪機 ... 12. 汽輪機中之損失

工程熱力學習題

附表

中西名詞對照表

第一章 緒 論

1:1 熱力學 (thermodynamics) 熱力學者,廣義言之,乃研究熱能 (heat energy) 與他種能之關係之一種科學。因能之種類甚繁,故熱力學之範圍亦殊廣汎。茲爲工程 (engineering) 上之需要,本書僅論述熱能與機械能 (mechanical energy) 之變化,及氣體 (gases) 與蒸汽 (vapors) 之性質。至物質在熱力過程中,其分子所受之影響,爲使讀者便於了解起見,亦稍有涉及。

由觀察及覺察物質之特性 (characteristic) 變化,如壓力 (pressure)、體積 (volume)、溫度 (temperature)、速度 (velocity) 等過程,所得之結果,歸納爲種種之定理與定律,是爲熱力學之基礎。

由工程熱力學之研究,得知如何改善蒸汽機 (steam engine) 及蒸汽輪機之工況 (performance); 遂有高壓 (high pressure)、高度真空 (high vacuum)、再熱 (reheating)、蓄熱 (regenerative) 及兩合循環 (binary cycle) 等之採用。

內燃機點火之先,其壓縮比 (compression ratio) 之增加,對於效率 (efficiency) 之影響,及複級壓氣機 (multi-stage air compressor) 所耗之工作 (work) 較單級者爲少等,皆可依熱力學原理計算



1.2 熱及熱源 (heat and heat sources) 種種之能，可變為熱，而熱亦可變為種種之能。故知熱亦能之一種。至熱究以何種情形存在於物質中，雖未確知，然謂為物質分子之動能 (kinetic energy)，則似近理。

熱源甚夥，其能供工業之利用者，僅二三端焉，略述如次。

太陽熱 (solar heat) —— 太陽之熱，博大無極，生物發育，膏利賴之，其影響於地球表面者，殊非淺鮮；顧其供工業之用途，僅晒乾一項。晚近學者，深慮燃料日耗，薪煤等不可久恃，思欲直取太陽之熱，以為動力之源，曾利用反射鏡聚集其熱，以發生蒸汽，第以晴雨不時，困難良多，而其機械龐大複雜，所耗過鉅，故尚未臻成功之境。

機械能所成之熱 (heat from mechanical energy) —— 上古之世，鑽木取火，乃變機械能為熱之顯例。機械之動轉，亦恆因磨擦而生熱。至磨擦制動器 (friction brake) 於制止機械動轉時，急遽間變動能為熱能，庶免許多災害之發生，則斯種變化之作福人羣，豈不大哉。然日常所需之熱，多由他種能轉變而來，非取自機械能，是殆以由他種能得熱，較方便也。

電能所成之熱 (heat from electrical energy) —— 近年冶金方面，採用電爐者日多。即吾人日常炊爨或取暖，亦漸趨電化之途；故自電能得熱，已甚普遍，無待申論。

化學反應所生之熱 (heat from chemical reaction) —— 物質起化學反應時，恆生放熱或吸熱之現象。煤之燃燒，即放熱反應之一例。當碳 (carbon) 與氧 (oxygen) 化合為二氧化碳 (carbon dioxide) 時，其間之化學勢能 (chemical potential energy) 變為熱能而顯於

外，倘更取而利用之，可得工作(work)，工程上所用之熱，幾盡得自燃料(fuel)之燃燒(combustion)，亦即得自化學反應也。

1:3 熱之單位 (unit of heat) 欲為量之計算，須先定其單位；於熱亦然。熱單位之規定，各國異趣，工業上所常用者，為仟克卡 (kg-calorie 略書 Cal.) 及英熱單位 (British thermal unit, 略書 B.T. U.) 二種，本書採用英制。

在標準大氣壓力 (standard atmospheric pressure, 760 mm. 水銀柱, 14.7 磅) 下，取華氏 32 度 (32°F.) 之水 1 磅，加熱至華氏 212 度，所加熱量之 $\frac{1}{180}$ 為 1 英熱單位 (212 - 32 = 180)。

取攝氏零度 (0°C.) 之水 1 仟克，在標準大氣壓力下，熱之至攝氏 100 度，所需熱量之 $\frac{1}{100}$ ，謂之 1 仟克卡。

$$1 \text{ B.T.U.} = 0.252 \text{ Cal.}$$

$$1 \text{ Cal.} = 3.968 \text{ B.T.U.}$$

1:4 溫度 (temperature) 因物質分子之運動速度不同，遂生冷煖之別。此冷煖之計量，謂之溫度。用以測量溫度之器具，謂之溫度計 (thermometer)。普通所用溫度計有攝氏 (Centigrade, 略書 C.) 及華氏 (Fahrenheit, 略書 F.) 兩種。攝氏計以標準氣壓下水之冰點為零度，而以其沸點為 100 度。華氏計則以冰點為 32 度，以沸點為 212 度。

$$\text{華氏計所示溫度} = \text{攝氏計所示溫度} \times \frac{9}{5} + 32.$$

物之溫度，既由其分子之運動而來，故於其分子完全停止運動時所呈示之溫度，謂之絕對零度 (absolute zero)，此溫度為攝氏計零下 273 度，為華氏計零下 460 度。自絕對零度起算之溫度，謂之絕對溫度 (absolute temperature)。^{*}

1:5. 比熱 (specific heat) 使單位重量之物質，起一度溫度之過程，其所需之熱，謂之比熱。

設 W = 物重，

T_1 = 過程前之溫度，

T_2 = 過程後之溫度，

ΔQ = 熱量 (quantity of heat) 之過程；

$$\text{則比熱} \quad C = \frac{\Delta Q}{W(T_2 - T_1)}. \quad (1)$$

$$\text{而} \quad \Delta Q = WC(T_2 - T_1). \quad (2)$$

當比熱之值為變數 (variable) 時，則熱量過程應為

$$\Delta Q = \int_{T_1}^{T_2} WCdT \quad (3)$$

$$= W\bar{C}(T_2 - T_1). \quad (4)$$

式中 \bar{C} 為比熱之平均值 (mean value)。

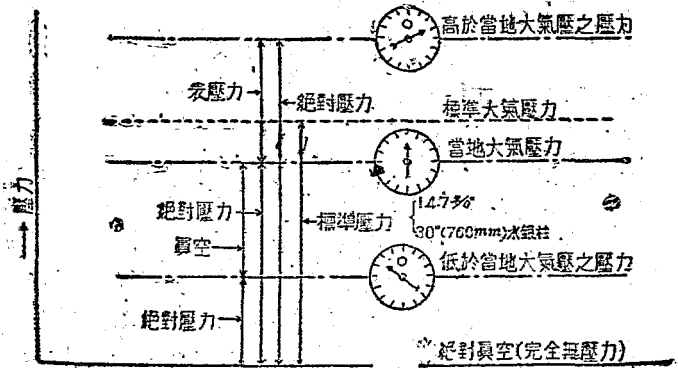
1:6 體積 (volume) 物之存在，恆據有一定之空間 (space)。

^{*}參閱 3:4 節

此空間即謂為該物之體積，單位重量物質之體積，謂之容度 (specific volume)。體積之單位，為立方呎 (cubic foot)、立方米 (cubic meter) 等。

1.7 壓力 (pressure) 因流體分子之運動，與其容器之壁發生衝擊 (bombardment)；此衝擊力之大小，因分子運動之遲速及其數目之多寡而有不同。容器壁每單位面積所受力，謂為該流體之壓力。氣體或蒸汽之壓力，以磅每平方吋 (pounds per square inch, 縮書 磅)，磅每平方呎 (磅)，仟克每平方厘米 (kg/cm^2)，水銀柱之高 (如若干吋或若干厘米水銀柱)，大氣壓 (atmosphere) 等表示之。

$$1 \text{ 標準大氣壓} = 14.7 \text{ 磅} \\ = 30'' \text{ 水銀柱。}$$



第 1 圖

$$1 \text{ 磅} = 0.0708 \text{ kg/cm}^2.$$

常用壓力計 (pressure gage) 測量壓力時, 計上所指示者, 乃以當地之大氣壓為基點 (datum) 而計量之壓力。如壓力低於當地之大氣壓力時, 謂之真空 (vacuum)。計上所示之壓力, 名計壓力 (gage pressure) 或相對壓力 (relative pressure), 亦名有效壓力 (effective pressure)。計壓力與大氣壓力之和, 名絕對壓力 (absolute pressure) 第 1 圖示各種壓力之關係。

1:8 能 (energy) 如一物因改變其性形而有工作之產生, 則謂其有能。速度、壓力、體積及溫度等, 為決定一物性形之條件; 故任何特性之變化, 恆伴以能之變化。能普通可分為勢能 (potential energy) 及動能 (kinetic energy) 兩種。

1:9 工作 (work) 加力於物而移其位, 此力與位移 (displacement) 之乘積, 謂之工作。工作之單位, 普通用呎磅表示之, 即以一磅力生一呎位移之工作也。

設以壓力 P 作用於面 A 上, 則總壓力應為 $P \times A$ 。如面積 A 發生位移 S , 則 $P \times A \times S$ 當為所得之工作。惟 $A \times S =$ 體積之變化, 故可謂

$$\text{壓力} \times \text{體積變化} = \text{工作}.$$

如壓力 P 與體積 V 同為變數時則工作 W_k 應為

$$W_k = \int P dV. \quad (5)$$

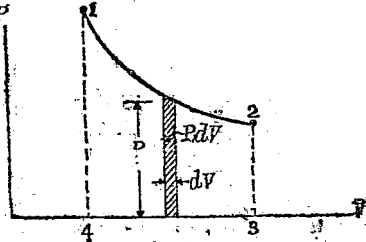
如以壓力及體積為坐標，則壓力及體積之變化可以一曲線表示之，而工作可以曲線下之面積表示之（第2圖）。於體積變化甚小

如 dV 之一段，可視壓力 P 為 P 不變。則相當於此段變化之工作為 PdV 。如變化之範圍為自 1 至 2，則其相當之工作應為

$$W_{1-2} = \int_1^2 PdV.$$

惟 $\int_1^2 PdV = \text{面積 } 1234$;

故 W_{1-2} 可以面積 1234 表之。



第2圖 P-V圖解

1.10 功率 (power) 單位時間之工作謂之功率。功率之單位，普通為馬力 (horsepower, 縮書 HP.) 或仟瓦 (kilowatt 縮書 kw.) 等。凡能於一分鐘內完成 33,000 呎磅之工作者謂之一馬力。

$$1 \text{ HP.} = 33,000 \text{ ft-lbs/min.}$$

$$= 2,545 \text{ B.T.U./hr.}$$

$$1 \text{ kw} = 1.341 \text{ HP.}$$

$$= 3,413 \text{ B.T.U./hr.}$$

如以一馬力之功率，在一小時內所作之工作，謂之一馬力小時 (HP-hr.)。以一仟瓦之功率，在一小時內，所作之工作，謂之一仟瓦小時 (kw-hr.)。

$$1 \text{ HP-hr.} = 1,980,000 \text{ ft-lbs} = 2,545 \text{ B.T.U.}$$

$$1 \text{ kw-hr.} = 1.341 \text{ HP-hr.} = 3,413 \text{ B.T.U.}$$

1:11 熱力第一定律 (first law of thermodynamics) 能可以不同之種類呈現於吾人之前，惟不能毀滅或創造之。此為能常住定律 (law of conservation of energy)，為曾習物理學或力學者所深悉。熱與機械能既同為能，自亦應適用此定律，論述熱能與機械能互為變化之定律，謂之熱力第一定律。其文曰：熱能與機械能可互易其形式而存在；惟不能創造或毀滅之。

由此定律得知某定量之熱，可變為單位機械能；而單位機械能，亦可變為某定量之熱。此變化之關係，經實驗測定為：每英熱單位之熱相當於 778 呎磅 (foot-pounds) 之機械能，即

$$1 \text{ B.T.U.} = 778 \text{ ft-lbs.}$$

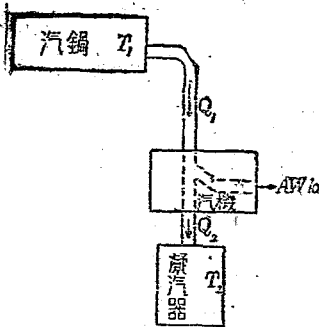
工作之產生，端賴運動，當實際上運動進行時，必遇阻力。無論此阻力之種類為何，其消耗能力當無疑義。皮帶耗機械能；導體 (conductor) 導電，耗電能之一部；如運動發生聲響，則空氣中之音波，亦須耗能之一部。凡此種種，皆為損失；故機械之持續動轉，不得不假外力之補充。倘斷絕外力之供給，雖在動轉中之機械，其速度亦必漸減，卒底停止也。

1:12 熱力第二定律 (second law of thermodynamics) 試觀察蒸氣機，當汽自汽鍋 (boiler) 來時，溫度頗高，攜有多量之熱，經汽機，變其熱之一部為工作，溫度降低；乃攜其餘熱入凝汽器 (condenser, 第 3 圖)。由事實之經驗，吾人不能將高溫蒸汽所有之熱盡變為工作。

設 高溫汽之熱量為 Q_1 ，其溫度為 T_1 ；

低温汽之熱量为 Q_2 ，其温度為 T_2 ；

汽機所生之工作為 AWb (用呎磅表示)；



第 3 圖

$$A = \frac{1}{778}$$

則 $AWb + Q_2 = Q_1$,

$$Q_1 - Q_2 = AWb. \quad (6)$$

由上式得知， Q_2 之值愈小，則所得之工作愈多。然無論汽機之構造如何進步， Q_2 值不能為零，亦即自汽機入凝汽器之汽，必含有一部之熱。非僅蒸汽機為然，任何熱機

(heat engine) 實莫不具與此類似之情形，故熱力第二定律曰：無任何機械可持續盡變熱能為機械能。

1:13 永動機械 (perpetual motion) 往昔科學未甚昌明，嘗有人欲得永動機械，絞盡腦汁，卒歸失敗；今以熱力定律律之，固不難知其不可能也。其曾經為古代學者所思及之永動機械，凡有三種：

第一種永動機械為能創造能力之機械。於其動轉之時，雖遇外來阻力，彼將以其所創造之能力勝之，此與能常住定律相抵觸，其不可實現也必矣。

第二種永動機械為無磨擦之機械，一經起動，永不停止。吾人稍具機械常識，當知磨擦之莫能免除，故此種純理想之機械，不能實現。

第三種永動機械爲一種持續盡變熱能爲機械能之機械。因其不容於熱力第二定律，故莫能實現。

1:14 熱容 (heat content) 物質所含之熱，謂之熱容。

加熱於物，則其溫度上升，或體積增大，或溫度與體積並增，此所加之熱，實供三種用途：(1) 增加該物分子之運動速度，因而升高其溫度；溫度之變化，易於覺察，故熱之用於改變物質分子之運動速度者，謂之顯熱 (sensible heat)。(2) 改變物質分子之排列，如冰化爲同溫之水，水化爲同溫之汽，皆需熱之供給；而其所含之熱量確有增加，其溫度並無變化；因知所加之熱，必大量用於改變其分子之排列。熱之用於此種情形者，謂之內潛熱 (internal latent heat)。(3) 物質受熱，其體積多有增加；因體積之擴展，勢須排開環境之壓迫，即必有工作之發生。故熱之用於增加體積所生之工作者，無寧謂其爲暫寄於週圍環境之中，故名之爲外潛熱 (external latent heat) 普通亦稱外潛熱爲外熱 (external heat)；顯熱及內潛熱之和爲稟熱 (intrinsic heat)，或內熱 (internal heat)。

設

$$\Delta Q = \text{熱量之過程,}$$

$$\Delta S = \text{顯熱之過程,}$$

$$\Delta I = \text{內潛熱之過程,}$$

$$\Delta E = \text{外潛熱之過程,}$$

則

$$\Delta Q = \Delta S + \Delta I + \Delta E.$$

(7)

由上式觀之，得知物質之熱容，當爲內熱與外熱之和。

1:15 資料 (working substance)、當變熱為機械能時，恆須一種物質為其媒介，此媒介物質，謂之資料。汽為汽機之資料，空氣及他種之氣為內燃機 (internal combustion engine) 之資料，氨 (ammonia) 或二氧化碳等為發冷機 (refrigerating machine) 之資料，皆其例也。同種資料可用於不同之熱機，如蒸汽機，蒸汽輪機 (steam turbine) 等是，而不同之資料，亦可用於同種之熱機，如蒸汽輪機，水銀輪機 (mercury turbine)、氣輪機 (gas turbine) 等是。

在冷藏廠中，資料自被冷藏之物吸熱，經壓縮而溫度增高，俾傳其熱於常溫之物，此常溫之物，普通多用流動之水。

資料之選擇，至為重要；熱機之大小及其管理之方法，莫不隨資料而決定。普通以壓力，體積及溫度等之變化範圍，為選擇資料之條件。

1:16 熵 (entropy) 為解決熱力問題之方便，恆借助於熵。熵者，乃物之一種性質 (property)，其變化可以下式表之。

$$d\phi = \frac{dQ}{T} \quad (8)$$

式中 $d\phi$ 為熵之微分數， dQ 為熱量之微分數， T 為絕對溫度。如變化之範圍為自 a 至 b ，則熵之變化應為

$$\Delta\phi_{a-b} = \int_a^b \frac{dQ}{T} \quad (9)$$

工程上所用者，僅熵之變化，知兩種情形之熵差，已足應用。故對某情形下熵之絕對值為若干，無細究之必要。

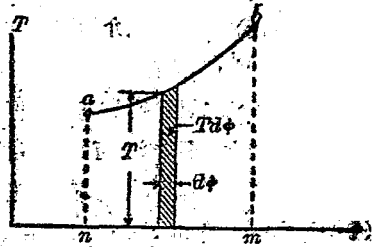
由(8)式知熱量之過程為

$$dQ = Td\phi,$$

$$\Delta Q_{a-b} = \int_a^b Td\phi \quad (10)$$

式中 ΔQ_{a-b} 為 ab 間之熱量變化。

如用 $T-\phi$ 坐標，作 ab 曲綫(第4圖)，則 Q_{a-b} 之值可用面積 $abmn$ 表之。如熵之變化



第4圖 $T-\phi$ 圖解

甚小， $d\phi$ 之一段可視溫度 T 為不變，故相當此小段變化之熱量變化， $dQ = Td\phi$ ，可以繪有斜綫之面積表示。如積分之，則 ab 間之熱量變化為

$$\Delta Q_{a-b} = \int_a^b dQ = \int_a^b Td\phi,$$

蓋 $\int_a^b Td\phi =$ 面積 $abmn$ ，故 ΔQ_{a-b} 可以面積 $abmn$ 表之。

由(8)式知熵為熱量與絕對溫度之商，故熵之單位，應為每度溫度之熱單位數，B.T.U./degree。惟普通對熵之變化，多以不名數表之，或逕稱若干熵單位。

在一定範圍之變化內，熱量之增減與物重成正比。因熵與熱量成正比，故熵亦與物重成正比。

如每磅物質之熵變化為 $\Delta\phi_1$ ，則 W 磅之熵變化應為

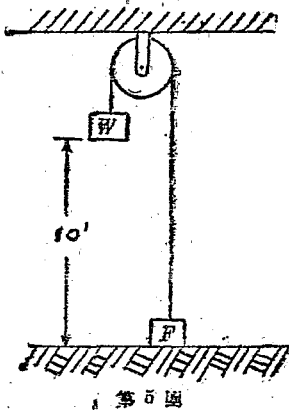
$$\Delta\phi_W = W\Delta\phi_1. \quad (11)$$

重量、溫度、壓力、距離、體積等乃物性之可測量者，而熱量、力矩(moment)、轉動慣量(moment of inertia)、內能(internal energy)

等，則為一種數值，僅能由他量計算得之，而不能直接測量。熵亦然，僅能由熱量之變化及絕對溫度計算，而不能測量。初學者每對熵之變化一詞，感覺生疏，用之既慎，當能漸熟習也。

第二章 可逆性(Reversibility)

2:1 平衡 (equilibrium) 平衡者，乃保持均勢之謂。如無外力之干涉，其自身不能起任何變化。故熱力平衡 (thermodynamic equilibrium)，乃指不能自動發生熱力變化之狀態而言。凡不平衡之狀態，必起自然之變化，不達平衡不已。茲舉例以明之：使溫度不同之物相接觸，則高溫之物傳熱於低溫者，終至兩者溫度相同而止。以二器分盛壓力不同之氣體，而於二器間以裝有氣塞 (valve) 之管連之。倘啓氣塞，則氣自高壓方面流向低壓方面，兩器中壓力卒達相等而止。



2:2 能之可用性 (availability of energy) 如第 5 圖，設以無重量之繩繫 W 與 F 於無磨擦滑輪之兩側，而當 W 與 F 上升或下降時，空氣對之毫無阻力。設 W 之重為 10 磅，其距地面之高為 10 呎，則吾人謂 W 具有 100 呎磅之勢能；因自地面將 W 提高 10 呎，需 100 呎磅之工作也。今如 F 之重為零 (或將繫於 F 上之繩

剪斷)，而任 W 自由降落；於其着地時，與地面衝擊，變其勢能為熱而散播於大氣之中。於是因提高 W 所耗之工作完全變為無用。故在此種情形，謂 W 之勢能無可用性。

如 F 之重為 5 磅，則當 W 下降着地後， F 必被提高 10 呎。是因 W 之降落，可得 50 呎磅之工作，即 W 勢能之可用性為 50% 也。在此種情形， W 降落之速度，必較其自由降落時為小。

如 F 之重增至 9.99 磅，則因 W 降落可得 99.9 呎磅之工作，亦即可用性增至 99.9%。在理想情形， F 之重可增至與 W 相等。當 W 與 F 重量相等時，平衡構成，倘無外力之干涉， W 將不能降落。惟如加極小之衝擊力於 W ，則平衡破壞， W 必緩緩下降，直達地面；而同時 F 亦必被提高 10 呎，所得之工作，為 100 呎磅，亦即 W 之勢能其可用性為 100%。

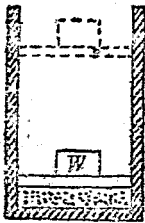
2.3 機械過程之可逆性 (reversibility of a mechanical process) 由上試驗，於 W 着地後， F 已升高 10 呎，斯時如以極小之衝擊力加於 F ，則 F 下降， W 上升，其程序適與前述（即下降時）相反。卒至 F 着地， W 被提高 10 呎，而恢復其原有情形，無任何能力之消失。因兩次破壞平衡所需之衝擊力為極小，理論上以零為其極限，故可略而不計。 W 降 F 升，與 F 降 W 升兩種過程，皆在平衡之狀況，其往返變化之趨勢相等，無稍差別，且可用性為最大；此種過程謂之可逆過程 (reversible process)。

可逆過程應備下列條件：(1) 此種過程進行之趨勢，不因變化方向不同而有差別；(2) 在過程進行中，各物體皆在平衡狀態；(3)

無能力之消失；(4) 可用性為最大。

故可逆過程，可反轉其進行方向，而不至影響外界物體或能力。可逆過程中包含熱與機械能之互為傳遞者，謂之可逆熱力過程 (reversible thermodynamic process)。如因反轉某過程之進行方向，致使外界物質或能力與之俱變，則該變化為不可逆過程 (irreversible process)。其包含熱與機械能之互為傳遞者，謂之不可逆熱力過程 (irreversible thermodynamic process)。

2:4 可逆熱力過程之例解 設於不傳熱亦不吸熱之筒 (cylinder) 內盛理想氣體* (ideal gas)，氣上為一無磨擦之活塞 (frictionless piston)，活塞亦為不傳熱不吸熱之質料所製成。活塞之上置一重物 (weight) W ，(第 6 圖)。如氣體膨脹 (expand)，則其體積擴大，



第 6 圖

活塞與重物被迫上升。因筒與活塞皆不傳熱，升高活塞與重物所須之工作，惟取給於氣體之內熱，故氣體之溫度降低。

於活塞達某種位置後，如活塞與重物下降，則氣體被壓縮，體積縮小，溫度升高，恢復其原有情形，而不給外界以任何物質或能力之變更。故此種變化謂之為可逆熱力過程。

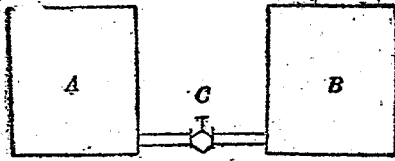
惟理想氣體與不傳熱不吸熱之物質無由選得，故於實際試驗時，僅能達近似情形，不能與理論絕對一致。

*內質熱力學，參閱 2:3 節。

2:5 不可逆過程之例解 設於與外界隔熱之環境中，使溫度不同之二物相接觸，由試驗得知低溫之物將自高溫之物得熱以易其形態，或升其溫度，或擴其體積，或增其壓力，至兩物之溫度相同而後已。

於兩物之溫度相同後，實無法反轉其過程，以得溫度不同之二物並存，而仍不貽外界之能力或物質以變化。故自高溫之物傳熱於低溫者，為不可逆熱力過程。

2:6 焦耳試驗 (Joule's experiment) 焦耳試驗亦為不可逆熱力過程之一例。設有同容積之 A B 二器，連以裝器之管(第7圖)。



第7圖

於 C 器關閉時， A 器中盛某壓力之理想氣體， B 器中為絕對真空，斯時倘開啓 C 器，則 A 中之氣必衝入 B 內，終至兩器中所盛之氣相等，而溫度及壓力

亦相同。此種過程情形，謂之自由膨脹 (free expansion)，氣體之體積既經擴大，其壓力必減低，由公式(7)，

$$\Delta Q = \Delta S + \Delta I + \Delta E。$$

今在此過程中，無熱之加入或吸出，故含熱量之變化 ΔQ 為零。氣為理想氣體，不因改變其分子之排列而耗能，故內潛熱之變化 ΔI 為零。因 B 器中原為真空，氣入其內，不遭抵抗，故外潛熱之變化 ΔE 為零。於是顯熱之變化為

$$\begin{aligned}\Delta S &= \Delta Q - \Delta I - \Delta E \\ &= 0 - 0 - 0 \\ &= 0.\end{aligned}$$

即過程前與過程後氣體溫度相等也。

倘欲使此過程返其原有情形，即使氣體盡入 A 器而 B 為真空，勢須外力以壓縮之，因壓縮所耗之功，必將變為熱而使氣體之溫度升高。故於氣體盡入 A 器時，其溫度已有變更，非其原有情形矣，故此過程為不可逆熱力過程。

茲試更深考此過程進行中之實際情形，於 C 器驟啓之頃， A 內之氣以高速衝入 B 內。氣體分子之動能，必得自其內熱，因之氣體之溫度降低。是初入 B 器之氣，其溫度較低於其在 A 內時也。惟當氣體分子入 B 器時，以高速與器壁衝擊，復變動能為熱，而為其自身所吸收。故於過程終了之後，其溫度仍與過程前相同。

當 C 器初啓， A 內氣體分子之一部流入 B 內，一部仍留於 A 內。流入 B 內之分子以高速運動，溫度降低，而留於 A 內者則未改原狀。是在此過程進行中，氣體本身已失其平衡。由前知當可逆過程進行時，各物體應皆在平衡狀態。故焦耳試驗為不可逆，亦可由此知之。由此更知倘氣體於可逆過程進行中，有擾動 (turbulent) 發生，致失其各分子間之平衡，則該過程即變為不可逆。

第三章 氣體之性質

3:1 物態 (states of a substance) 資料各因其內部分子排列之情形，呈不同之形態：(1) 其分子排列能保持形狀 (shape) 與體積不起劇烈之變化者，謂之固體 (solid)。(2) 如體積一定而形狀隨容器而改變者，謂之液體 (liquid)。(3) 體積與形狀皆隨容器而改變，惟其分子間之距離較近，分子間之引力 (attraction)，於研究熱力問題時，不可略而不計者，謂之蒸汽 (vapor)。(4) 體積與形狀皆隨容器而改變，且其分子之距離較遠，分子間之引力，於研究熱力問題時，不呈顯著之影響者，謂之氣體 (gas)。

物可自一種形態變為他種形態，亦可以不同之形態同時存在。僅知某物之形態，不足以決定其確切情形。故於解決熱力問題時，尚須知其他特性，如體積，溫度，壓力，速度，內熱，熱容，等等。

3:2 理想氣體 (ideal gases) 為研討方便起見，設想有一種氣體，其分子間之距離為無限大，亦即分子間無引力；且無論在何種情況，其內潛熱為零，其比熱為常數。此種氣體，非實際所有，謂之理想氣體。

實際存在之氣體，謂之真氣 (real gases)。其分子間有一定之距離，具微弱之引力，故不能視為理想氣體。然於研究熱力問題時，

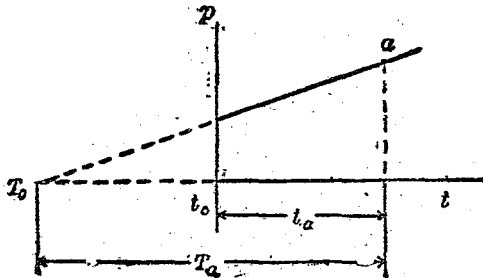
可視理想氣體為真氣之極限情形。此後如非特別指明，凡謂氣體，皆指理想氣體而言。

3.3 波義耳定律 (Boyle's law) 當氣體之重與溫度保持不變時，其體積與壓力成反比。即

$$PV = \text{常數} = K_1 (\text{溫度不變}) \quad (12)$$

如測得某氣體之壓力與體積，則可知常數 (constant) K_1 之值。設重量與溫度不變，則其於任何壓力下所佔之體積，或佔有任何體積時之壓力，皆可由計算得之。

1.4 查理定律 (Charles's law) 經查理氏試驗之結果，知定



量之氣體，如其體積保持不變，則壓力之變化與溫度之變化成正比。

即

$$\frac{\Delta p}{\Delta t} = \text{常數}$$

如以壓力及溫度為坐標，則此種變化可以一直線表示之，而式中之常數即為直線之坡度 (slope)。如第 8 圖， p 為壓力， t 為溫度計所示之溫度，由圖知當壓力為零時，氣體之溫度已至溫度計零度以下。經精確之試驗，知其溫度為華氏零下 460 度 或 攝氏零下 273 度。此溫度稱絕對零度。自絕對零度起算之溫度，謂之絕對溫度。

故查理氏之定律曰：如氣體之重量及體積保持不變。其壓力與絕對溫度成正比，即

$$\frac{P}{T} = \text{常數} = K_2, \quad P = K_2 T (\text{體積不變}). \quad (13)$$

壓力乃由流體分子運動而來，故當壓力為零時，流體分子必停止其運動。亦即當溫度為絕對零度時，物之分子停止其運動也。*

物之溫度為其分子運動之表現；而顯熱者，即與分子動能相當之熱。故於溫度為絕對零度時，其分子之運動停止，顯熱之值亦應為零。惟理想氣體之內潛熱為零。故當絕對零度時，氣體之內熱（＝顯熱＋內潛熱）為零。於是可稱絕對零度之定義曰：當氣體所含之熱，俱變為外熱（即內熱為零）時，其溫度謂之絕對零度。

查理氏復試驗，於壓力不變時，氣體體積與溫度之關係，其結論曰：如氣體之重量及壓力保持不變，其體積與絕對溫度成正比。即

$$\frac{V}{T} = \text{常數} = K_3, \quad V = K_3 T (\text{壓力不變}). \quad (14)$$

依此定律，當溫度為絕對零度時，氣體之體積應等於零。然物質之體積為零，是失其存在矣。由物質不滅定律知物質不能失其存在，

*參閱 1: 節及 5: 11 節

在此極端情形，查理氏之定律，似有討論之餘地，此查理定律之所以僅能應用於理想氣體，*

3:5 氣體特性方程式 (the characteristic equation of gases)

波義耳及查理定律，於應用時，須溫度，壓力，體積三者之一為不變，始克決定其他二者之關係，惟實際情形，每三者同時變化。故為便利計，將波查爾氏之定律合併，謂之氣體特性方程式。

設有某定量之氣體，自 P_1, V_1, T_1 ，之情形變至 P_2, V_2, T_2 ，其間之變化，可設想為經過兩種步驟：(1) T_1 保持不變， P_1, V_1 ，變為 P_1', V_2 ；(2) V_2 保持不變， P_1', T_1 變為 P_2, T_2 。當第一步變化時，由波義耳定律知

$$P_1 V_1 = P_1' V_2 (T_1 \text{ 不變})。$$

$$P_1' = \frac{P_1 V_1}{V_2} \quad (15)$$

式中 P_1' 乃相當於 T_1, V_2 之壓力。於第二步變化時， V_2 保持不變，由查理定律知。

$$\frac{P_1'}{P_2} = \frac{T_1}{T_2}$$

$$P_2 = \frac{P_1' T_2}{T_1} \quad (16)$$

將(15)式於(16)式中，則得

$$P_2 = \frac{P_1 V_1}{V_2} \cdot \frac{T_2}{T_1}$$

*真氣於未達飽和溫度之前，即已液化。

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2}$$

按此類推 當知

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2} = \frac{P_3 V_3}{T_3} = \dots = \frac{P_n V_n}{T_n} = \text{常數} = K_1$$

如以概括之公式表之，則為

$$\frac{P\bar{V}}{T} = \text{常數} = K_1 \quad (17)$$

設氣體之重為 1 磅，其所占之體積謂之容度，以 \bar{V} 表示之。於此情形，(17)式中之常數以 R 表示之，謂之氣體常數。即

$$\frac{P\bar{V}}{T} = R \quad (18)$$

如氣體之重為 W 時，則其體積應為 $W\bar{V}$ ，而(18)式遂為

$$\frac{PW\bar{V}}{T} = WR,$$

或

$$\frac{PV}{T} = WR,$$

$$PV = WRT \quad (19)$$

是為氣體特性方程式。

波義耳及查理定律，皆為應用於理想氣體者；而(19)式乃由波查爾氏之定律引申而來，故亦只適用於理想氣體。然真氣之去液體情形甚遠者，其分子間之距離較大，一切特性，與理想氣體相差無多，故理想氣體之諸方程式，亦得應用。

3:6 氣體之等容比熱 (constant-volume specific heat of

grases') 設於體積不變之情形下, 加熱於氣體, 則其溫度與壓力之變化, 可由查理定律決定之。因其體積不變, 外潛熱無變化; 故所加之熱, 必用於增加其溫度, 即

$$\Delta Q_0 = \Delta S_0,$$

式中 ΔQ_0 為所加之熱, ΔS_0 為顯熱之變化。設 C_v 為氣體體積保持不變時之比熱, 則

$$\Delta Q_0 = \Delta S_0 = WC_v(T_2 - T_1),$$

$$C_v = \frac{\Delta Q_0}{W(T_2 - T_1)}. \quad (20)$$

式中 $(T_2 - T_1)$ 為溫度之變化。

C_v 乃氣體之體積不變時, 相當於其溫度變化 1 度之熱量變化, 稱為等容比熱。即在體積不變之情形下, 倘使氣體之溫度升高一度, 須以 C_v 之熱加入; 使氣體之溫度降低一度, 亦須自氣體取出 C_v 之熱也。

C_v 既表示熱量, 其單位為 B. T. U., 加以呎磅為單位時, 則以 K 表示之。因每 B. T. U. 相當於 778 呎磅, 故 K 與 C_v 之關係為

$$K_v = 778 C_v. \quad (21)$$

由試驗之結果與推論之證明, 理想氣體之等容比熱應為常數。至真氣之等容比熱, 則隨壓力與溫度之變化而有不同, 惟在常溫 (usual temperature) 情形, C_v 之變化甚小, 可略而不計, 然當溫度甚高時, 如在鍋爐或內燃機之氣缸中, C_v 之值, 有顯著之增加, 故除在常溫情形作精確計算外, 普通皆視真氣之等容比熱為常數。

3:7 焦耳定律 (Joule's law) 顯熱與內潛熱之和為稟熱 (參閱 1:14 節)。理想氣體之內潛熱為零, 故由前節得知: 理想氣體之稟熱, 僅為溫度之函數 (function), 是為焦耳定律。依今日科學進步之程度, 絕對零度之溫度, 尚無法達到; 氣體之稟熱, 亦不能盡量取出。故其稟熱之總量, 不可測計; 惟當溫度變化時, 稟熱之變化, 則不難測量, 而於工程上之需要, 僅知其變化已足。無論變化之情形如何, 如氣體之溫度自 T_1 變至 T_2 , 則其稟熱之變化為

$$\Delta Q_p = WC_p(T_2 - T_1) \text{ B. T. U.} \quad (22)$$

式中 W 為氣體之重量。

3:8 氣體之等壓比熱 (constant-pressure specific heat of gases) 如氣體之壓力保持不變, 則其溫度與體積之關係, 可由查理定律決定之, 因其體積發生變化, 故須伴以外潛熱之變化。故當壓力保持不變時, 熱力之變化應包括顯熱及外潛熱之變化 (理想氣體之內潛熱為零), 即

$$\Delta Q_p = \Delta S_p + \Delta E_p$$

設 C_p 為等壓比熱, 則

$$WC_p = \Delta S_p + \Delta E_p = WC_p(T_2 - T_1) \quad (23a)$$

$$C_p = \frac{\Delta Q_p}{W(T_2 - T_1)} \quad (23b)$$

式中 $(T_2 - T_1)$ 為溫度之變化。

如以呎磅為單位時, 則等壓比熱之值為

$$K_p = 7780; \quad (24)$$

3:9 E, K_p, K_v 及 R 之關係 由焦耳定律, 知顯熱之變化, 僅視溫度之變化而定, 與壓力體積無關, 故無論在等容或等壓情形, 氣體顯熱之變化, 原無二致。因知等壓比熱與等容比熱之差, 適為外潛熱之變化 ΔE_p , 即當溫度變化為 $(T_2 - T_1)$ 時,

$$\begin{aligned} \Delta S_p &= \Delta S_v, \\ \Delta Q_p &= \Delta S_p + \Delta E_p \\ &= \Delta Q_v + \Delta E_p, \\ C_p &= C_v + \frac{\Delta E_p}{W(T_2 - T_1)}. \end{aligned} \tag{25}$$

設體積之變化為 $(V_2 - V_1)$, 則

$$\text{外工作}^* = P(V_2 - V_1) \text{ 呎磅.}^{**}$$

即

$$\Delta E_p = \frac{P(V_2 - V_1)}{778} \text{ B. T. U.}$$

代入(25)式

$$C_p = C_v + \frac{P(V_2 - V_1)}{778W(T_2 - T_1)} \text{ B. T. U.}$$

設氣體之重量為 1 磅, 溫度之變化為 1 度 則

$$C_p = C_v + \frac{P(V_2 - V_1)}{778} \tag{26}$$

或

$$K_p = K_v + P(V_2 - V_1). \tag{27}$$

茲更考 K_p, K_v 與 R 之關係: 設有在 P, V_1, T_1 情形之氣體一磅, 如在等壓情形加熱, 使其溫度升高 1 度至 T_2 , 其體積變為 V_2 , 則其

* external work.

** 參閱 1: 9 節

$$\text{外工作} = P(V_2 - V_1) \quad (28)$$

惟
故

$$\frac{PV_1}{T_1} = \frac{PV_2}{T_2} = R.$$

$$\text{外工作} = R(T_2 - T_1)$$

$$= R \times 1$$

$$= R.$$

因知 1 磅氣體，在等壓情形，如溫度升高 1 度，其外工作為常數，且等於 R 。於是(27)式可書為

$$K_p = K_v + R \quad (29)$$

且

$$C_p = C_v + AR \quad (30)$$

$$\text{式中 } A = \frac{1}{778}.$$

等壓比熱與等容比熱之比，為熱力問題中所習用，以 k 表示之。

即

$$\frac{K_p}{K_v} = \frac{C_p}{C_v} = k. \quad (31)$$

因等壓比熱大於等容比熱，故 k 之值大於 1。以 K_v 除(29)式之各項，則得

$$1 = \frac{K_p}{K_v} - \frac{R}{K_v}$$

$$= k - \frac{R}{K_v}$$

$$K_v = \frac{R}{k-1}. \quad (32)$$

第一表所示，乃數種常見氣體在 32°F. 及 14.7 磅時之常數，為解決熱力問題時所常用者。

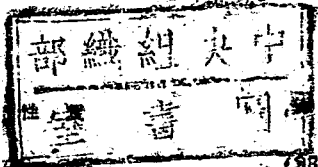
第一表 氣體常數

氣體名稱	分子式	分子重	C_p	C_v	$\frac{C_p}{C_v}$	$\frac{R=778}{(C_p-C_v)}$	容積 cu.ft./lb.	密度 lbs./cu.ft.
空氣(air)		(29)	0.240	0.171	1.40	53.3	12.49	0.0307
氬(argon)	Ar	40	0.126	0.073	1.67	59.6	9.21	0.1685
氦(helium)	He	4	1.251	0.754	1.66	386.6	90.0	0.111
一氧化碳(carbon monoxide)	CO	28	0.248	0.177	1.40	55.3	12.86	0.0773
氫(hydrogen)	H ₂	2	3.140	2.160	1.46	762.0	177.1	0.0055
氧化氮(nitric oxide)	NO	31	0.231	0.167	1.38	49.5	11.52	0.0869
氮(nitrogen)	N ₂	28	0.248	0.177	1.40	55.3	12.83	0.0778
氧(oxygen)	O ₂	32	0.217	0.158	1.40	48.2	11.22	0.0891
二氧化碳(carbon dioxide)	CO ₂	44	0.202	0.157	1.28	35.0	8.14	0.1230
氧化二氮(nitrous oxide)	N ₂ O	44	0.226	0.175	1.29	40.6	9.49	0.1030
乙炔(acetylene)	C ₂ H ₂	26	0.391	0.314	1.243	59.5	13.02	0.0713
甲烷(methane)	CH ₄	16	0.54	0.416	1.295	96.5	22.40	0.0445
乙烯(ethylene)	C ₂ H ₄	28	0.357	0.283	1.25	55.3	12.83	0.0778

此表各數，乃指 32°F 溫度，14.7 磅壓力之情形。

3:10 真氣之變量比熱(variable specific heats of real gases)

當真氣之溫度變化甚大時，其 C_p 與 C_v 之值，呈顯著之溫度變化，經試驗，知比熱之值，受壓力變化之影響甚微，而溫度變化之影響則較大。多次試驗之結果，非盡相同；欲為精確之決定，殊非易事。古依那(Goodenough)及弗百克(Falbeck)試驗之結果，較為精確，多採用之。其方程式為



熱力學之性質

$$C_p = M + B_1T + CT^2 \quad (33)$$

$$C_p = M' + BT + CT^2 \quad (34)$$

式中 T 為絕對溫度; M, M', B, C , 皆為常數。

茲將數種氣體之 M, M', B, C 列表如次:

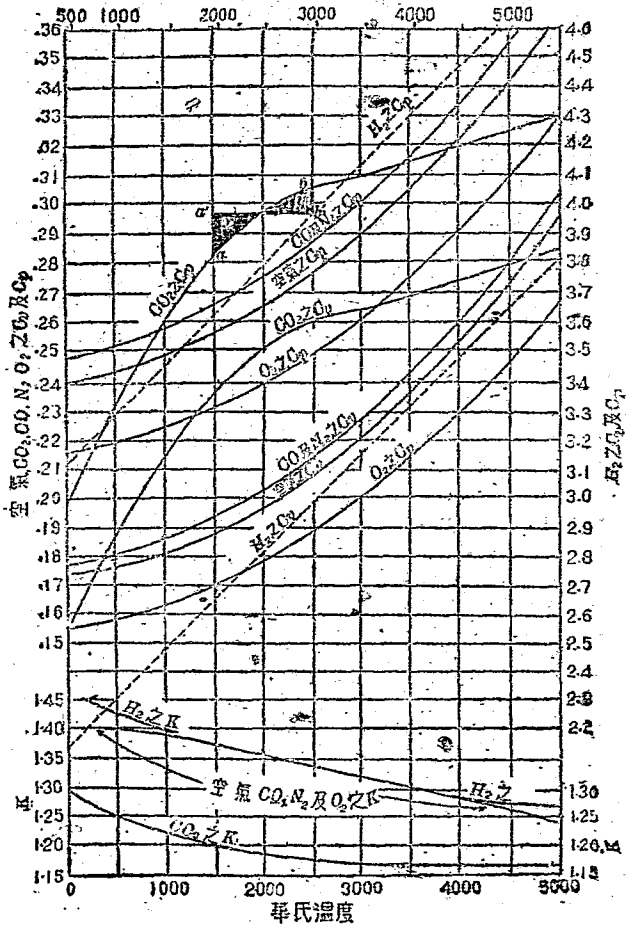
第二表 變量比熱方程式中之常數

氣體類別	M'	M	B	C	$T=400$		$T=2000$	
					C_p	C_v	C_p	C_v
CO	0.2476	0.1765	0	$4.28(10)^{-9}$	0.2485	0.1775	0.265	0.194
H ₂	0.98	2.00	$3.31(10)^{-4}$	0	3.145	2.160	3.64	2.63
N ₂	0.2475	0.176	0	$4.28(10)^{-9}$	0.2485	0.1775	0.265	0.194
O ₂	0.216	0.154	0	$3.75(10)^{-9}$	0.217	0.155	0.231	0.169
Air	0.239	0.1705	0	$4.188(10)^{-9}$	0.240	0.1715	0.255	0.187
CO ₂ ($T < 2300$)	0.1025	0.1175	$3.85(10)^{-5}$	$-1.56(10)^{-8}$	0.2025	0.1575	0.235	0.240
CO ₂ ($T > 2300$)	0.277	0.232	$9.65(10)^{-5}$	0				
C ₂ H ₂	0.238	0.161	$3.11(10)^{-4}$	0	0.391	0.314	0.869	0.783
CH ₄	0.216	0.092	$5.59(10)^{-4}$	0	0.540	0.416	1.55	1.41
C ₂ H ₄	0.258	0.167	$2.42(10)^{-4}$	0	0.357	0.286	0.732	0.651

第9圖示各氣體 C_p, C_v 及 b 之變化。

如欲知 ab 間比熱之平均値, 可繪 $a'b'$ 綫, 使面積 α 等於面積 ν , 則 $a'b'$ 綫與曲綫之交點, 即示所求之數。

工程熱力學
華氏絕對溫度



第9圖

3:11 真氣之特性方程式 如 C_p 及 C_v 之值可依 (33) 及 (34) 兩式計之, 則雖氣體之比熱為變量, 等壓與等容比熱之差 ($C_p - C_v$) 仍為常數, 且等於 $(M' - M)$ 。於是各氣體之 $R = (C_p - C_v) \times 778$, 可由第二表計之。而 $PV = WRT$ 之方程式, 雖在高溫高壓情形, 仍可應用。且

$$M' = M + AR \quad (35)$$

式中 $A = \frac{1}{778}$ 。

3:12 混合氣體 (gas mixtures) 實際情形, 恆以數種氣體混合應用, 故關於混合氣體, 有研討之必要。達爾吞定律 (Daltan's law) 曰: 當數種無化學愛力之氣體同在一容器中時, 其任一氣體存在之情形, 如無其他氣體同時存在者然。故混合氣體對容器壁所呈示之壓力, 應為各氣體壓力之和。

混合氣體中某一氣體之壓力, 謂之部分壓力 (partial pressure) 即混合氣體之壓力為部分壓力之和。

設組成混合氣體各氣之重量為 $W_1, W_2, W_3, \dots, W_n$, 則混合氣之重應為 $W_m = W_1 + W_2 + W_3 \dots + W_n$ 。因各氣體為均勻之混合, 故 $V_m = V_1 = V_2 = V_3 \dots = V_n$, 且 $T_m = T_1 = T_2 = T_3 \dots = T_n$ 。如各氣體皆可適用理想氣體之特性方程式, 則

$$P_1 = \frac{W_1 R_1 T_m}{V_m}, P_2 = \frac{W_2 R_2 T_m}{V_m} \dots P_n = \frac{W_n R_n T_m}{V_m};$$

於是 $P_m = \frac{(W_1 R_1 + W_2 R_2 \dots + W_n R_n) T_m}{V_m} = \frac{\Sigma (WE) T_m}{V_m}$ 。 (6)

混合氣體之特性方程式，可書為

$$P_m = \frac{W_m R_m T_m}{V_m}$$

式中之 $R_m = \Sigma(WR) / W_m$ 。 (37)

混合氣體之比熱，可以下列兩式計算之：

$$C_{pm} = \frac{(W_1 C_{p1} + W_2 C_{p2} + \dots + W_n C_{pn})}{W_m} = \frac{\Sigma(WC_p)}{W_m}; \quad (38a)$$

$$C_{vm} = \frac{\Sigma(WC_v)}{W_m} \quad (38b)$$

如一種混合氣體，由適用(33)及(34)兩式之真氣組成，則於計算該混合氣體之比熱時，所用各常數為

$$M' = \frac{\Sigma(WM')}{W_m}, \quad (39a)$$

$$M = \frac{\Sigma(WM)}{W_m}, \quad (39b)$$

$$B = \frac{\Sigma(WB)}{W_m}, \quad (39c)$$

$$O = \frac{\Sigma(WO)}{W_m}. \quad (39d)$$

第四章 氣體之熱力過程

在熱力過程中，氣體所吸入或排出之熱，及其外工作等，皆為研究熱機者所當注意。為決定熱及工作之過程，氣體之壓力、體積、溫度、內熱、熱容、焓等過程，亦有確知之必要。於研究熱力過程時， $P-V$ 及 $T-\phi$ 兩種圖解，應用頗廣。

因熱力過程進行之情況不同，有可逆及不可逆兩種。不可逆過程須詳知其實際情形與不可逆之程度，始克為確切之研究；故本章僅論過程之可逆者。

4:1 等容過程 (the constant volume, or isovolumic process)

設有某氣體，其體積保持不變，如加熱其中，或吸出其熱，則得等容過程。欲加熱於氣，必有熱體 (hot body) 以為供熱之源；自氣吸熱，亦需冷體 (cold body) 以受吸出之熱。如於等容過程進行中，熱體或冷體之溫度，與氣體同時升降，則其過程係由一組連續之平衡狀態所構成，為可逆過程，倘熱之傳遞，非在平衡狀態，則為不可逆。

如過程之範圍為自 a 至 b ，則由查理定律知等容過程之方程式為：

$$\frac{P_b}{P_a} = \frac{T_b}{T_a} \quad (40)$$

因無體積之變化，故氣體所作之工作為

$$W_{b_{ab}} = \int_{V_a}^{V_b} P dV = 0 \quad (41)$$

由(3)式知於此過程中，加於氣體之熱為

$$\Delta Q_{ab} = W \int_{T_a}^{T_b} C_v dT = W \bar{C}_v (T_b - T_a) \text{ B. T. U.} \quad (42)$$

式中 W 為氣體之重， \bar{C}_v 為 ab 間等容比熱之平均數。如計算之結果為正數，即示氣體於過程中獲得外界之熱；如為負數，即示氣體之熱被奪去也。

經此過程，氣體所獲之內熱為

$$\Delta U_{ab} = \Delta Q_{ab} - \Delta W_{b_{ab}} = \Delta Q_{ab} = W \int_{T_a}^{T_b} C_v dT \text{ B. T. U.} \quad (43)$$

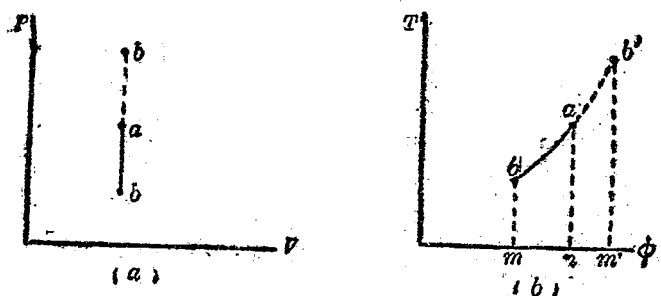
由(8)式知熵變化為

$$\begin{aligned} \Delta \phi_{ab} &= \int_{T_a}^{T_b} \frac{dQ}{T} = W \int_{T_a}^{T_b} C_v \frac{dT}{T} \\ &= W \bar{C}_v \log_e \frac{T_b}{T_a}. \end{aligned} \quad (44)$$

如 T_b 大於 T_a ，則 $\Delta \phi_{ab}$ 為正數；否則為負。亦即加熱於氣，則熵增加；自氣中取熱，則熵減少也。

ab 間等容過程之 $P-V$ 及 $T-\phi$ 圖解，如第 10 圖 (a) (b) 所示。當加熱於氣，其壓力及溫度增高，如 ab' 虛線所示。反之自氣取熱，則壓力及溫度減低，如 ab 所示。第 10 圖 (a) 示體積不變而有壓力之增減。線下之面積為零，故無工作可言，在第 10 圖 (b) 中， $\Delta \phi_{ab}$

* $\log_e N = 2.3026 \log_{10} N$.



第 10 圖 等容比熱

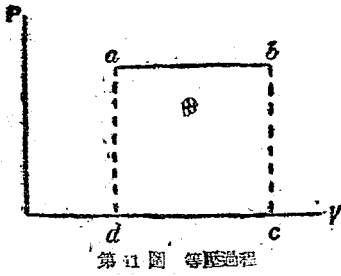
可以距離 mn 表示之，而 ΔQ_{ab} 則可以面積 $abmn$ 表示之。

如 $C_v = M + BT + CT^2$ ，則(42)及(44)兩式應為

$$\begin{aligned} \Delta Q_{ab} &= W \int_{T_a}^{T_b} (M + BT + CT^2) dT \\ &= W \left[MT + \frac{BT^2}{2} + \frac{CT^3}{3} \right]_{T_a}^{T_b} \\ \Delta \phi_{ab} &= W \int_{T_a}^{T_b} (M + BT + CT^2) \frac{dT}{T} \\ &= W \left[M \log_e T + BT + \frac{CT^2}{2} \right]_{T_a}^{T_b} \end{aligned}$$

4.2. 等壓過程 (the constant pressure, or isobaric process)

設氣體之體積起膨脹 (expansion) 或壓縮 (compression) 之變化，而其壓力保持不變；則該氣體之變化，謂之等壓過程。在 $P-V$ 圖解中，此過程應為一水平綫，如第 11 圖 ab 所示。由查理定律，等壓過程之方程式為



第 11 圖 等壓過程

$$\frac{V_b}{V_a} = \frac{T_b}{T_a} \quad (45)$$

因壓力 P 為常數，

$$\begin{aligned} Wk_{ab} &= \int_{V_a}^{V_b} P dV \\ &= P(V_b - V_a), \text{ ft.-lbs.} \quad (46) \\ &= \text{面積 } abcd \text{ 之數值。} \end{aligned}$$

惟 $PV = WRT$ ，故

$$Wk = WR(T_b - T_a) \text{ ft.-lbs} \quad (47)$$

= 面積 $abcd$ 所表示之數。

Wk 之單位為呎磅，因壓力 P 為磅每平方呎， V 為立方呎故也。

設 W 為氣體之重，則加於氣體之熱為

$$\Delta Q_{ab} = W \int_{T_a}^{T_b} C_p dT = W \bar{C}_p (T_b - T_a). \quad (48)$$

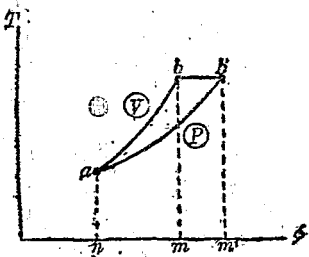
由焦耳定律，知內熱之變化為

$$\Delta U_{ab} = W \int_{T_a}^{T_b} C_v dT = W \bar{C}_v (T_b - T_a) \text{ B. T. U.} \quad (49)$$

焓之變化為

$$\begin{aligned} \Delta \phi_{ab} &= \int_{T_a}^{T_b} \frac{dQ}{T} = W \int_{T_a}^{T_b} \frac{C_p dT}{T} \\ &= W C_p \log_e \frac{T_b}{T_a}. \quad (50) \end{aligned}$$

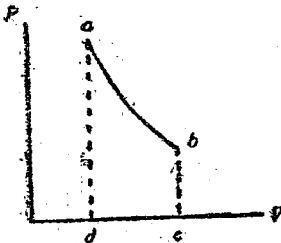
比較(44)及(50)兩式，如氣體之重量及過程中之溫度範圍 (temperature limits) 皆相同時，因 C_p 大於 C_v ，得知等壓過程中之焓變化應



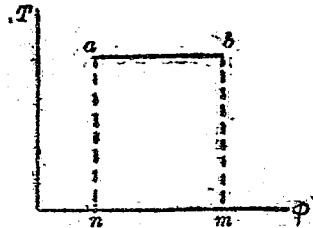
第 12 圖 等壓與等容過程之比較

大於等容過程中之熵變化，第 12 圖曲線 ab 示等容過程， ab' 示等壓過程， $T_b = T_{b'}$ ，圖中 nm' 示等壓過程中之熵變化，其值較大於等容過程中之熵變化 nm ，因面積 $ab'm'n$ 較大於面積 $abmn$ ，故由圖復可知 $\Delta Q_{ab'}$ 大於 ΔQ_{ab} 。①及②為表示等容及等壓之符號。

4:3 等溫過程 (isothermal process) 等溫過程者，乃保持溫度不變之過程也。其 $P-V$ 及 $T-\phi$ 圖解，如第 13 圖及第 14 圖所示。



第 13 圖 等溫過程



第 14 圖 等溫過程

因溫度保持不變，由波義耳定律， $PV =$ 常數。故等溫過程，於 $P-V$ 圖解中，可以正雙曲綫 (rectangle hyperbola) 表示之，如第 13 圖。

因 $PV = P_a V_a = P_b V_b = \text{常數}$,

故 $\frac{P_a}{P_b} = \frac{V_b}{V_a} = \gamma$ (51)

如 $V_b > V_a$ ，式中之 γ ，謂之脹比 (ratio of expansion)。經此過程，氣體所作之工作為

$$Wk_{ab} = \int_{V_a}^{V_b} P dV = \int_{V_a}^{V_b} \frac{PV}{V} dV.$$

惟 $PV = P_a V_a = \text{常數}$ ，而 P_a 及 V_a 皆為已知之數，

故 $Wk_{ab} = P_a V_a \int_{V_a}^{V_b} \frac{dV}{V} = P_a V_a \log_e \frac{V_b}{V_a} \text{ ft.-lbs}$ (52a)

$$= P_a V_a \log_e \frac{P_a}{P_b} = P_a V_a \log_e \gamma \text{ ft.-lbs} \quad (52b)$$

$$= WRT \log_e \frac{P_a}{P_b} \text{ ft.-lbs} \quad (52c)$$

$$= WRT \log_e \frac{V_b}{V_a} = WRT \log_e \gamma \text{ ft.-lbs} \quad (52d)$$

= 第 13 圖中面積 $abcd$ 之數值。

如 V_b 小於 V_a 時，由 (52a) 式知 Wk_{ab} 為負數，即當氣體被壓縮時，須加工作於氣。倘以 γ 表示 $\frac{V_a}{V_b}$ ，則 Wk 為壓縮工作 (work of compression) 仍為正數。如是則 γ 之值稱為縮比 (ratio of compression)。

因溫度不變，故無顯熱之變化， ΔS 為零；且理想氣體之 ΔI 為零。故在等溫過程，無內熱之變化，即加於氣體之熱，盡變為工作也。

$$\Delta U_{ab} = \int_{T_a}^{T_b} C_v dT = 0. \quad (53)$$

$$\begin{aligned} \Delta Q_{ab} &= \Delta U_{ab} + \Delta Wk_{ab} \\ &= 0 + \frac{WRT}{778} \log_e \gamma \text{ B. T. U.} \end{aligned} \quad (54)$$

因 $T = \text{常數}$ ，由 (9) 式知熵之變化為

$$\Delta \phi_{ab} = \frac{1}{T} \int_a^b dQ = \frac{\Delta Q_{ab}}{T}$$

$$= \frac{WART \log_e \gamma}{T} = WAR \log_e \gamma \quad (55)$$

= 第 14 圖中 nm 綫段之值。

4.4 可逆絕熱過程或等熵過程 (reversible adiabatic, or isentropic process) 於氣體起變化時, 不加以熱, 亦不自氣體取熱, 則得絕熱過程, 故絕熱過程者, 乃氣體之總熱量保持不變, 亦即等熱量之變化也。因未以熱加於氣體, 氣體所作之工作, 必需由其內熱而來, 因知在絕熱過程, 其工作應等於其內熱之變化。

在絕熱情形下, 氣體之過程, 有可逆及不可逆兩種。如於變化過程中, 有磨擦或擾動之發生, 則該變化為不可逆。茲先述可逆過程:

在普通過程中, 加於氣體之熱為

$$\begin{aligned} \Delta Q &= \Delta U + AW \\ &= W \int C_v dT + A \int PdV. \end{aligned}$$

故 $dQ = WC_v dT + APdV$ 。

今絕熱過程中, 無熱加於氣體, 故 $dQ = 0$ 。

$$0 = WC_v dT + APdV. \quad (56)$$

由(19)式, $PV = WRT$;

當 P, V, T 皆為變數時, 則由微分得

$$\begin{aligned} PdV + VdP &= WRdT, \\ dT &= \frac{PdV + VdP}{WR}. \end{aligned}$$

代 dT 之值於(56)式中,

$$APdV + WC_v \left(\frac{PdV + VdP}{WR} \right) = 0,$$

$$ARPdV + C_v PdV + C_v VdP = 0.$$

以 PV 除上式中各項

$$AR \frac{dV}{V} + C_v \frac{dV}{V} + C_v \frac{dP}{P} = 0.$$

$$(AR + C_v) \frac{dV}{V} + C_v \frac{dP}{P} = 0.$$

惟由(30)式知,

$$AR + C_v = C_p.$$

故

$$C_p \frac{dV}{V} + C_v \frac{dP}{P} = 0.$$

積分之,

$$C_p \log_e V + C_v \log_e P = \text{常數}.$$

$$\frac{C_p}{C_v} \log_e V + \log_e P = \text{常數}.$$

$$\log_e V^{C_p} + \log_e P = \text{常數}.$$

$$\log_e PV^{C_p} = \text{常數}.$$

$$PV^{C_p} = \text{常數}.$$

惟 $\frac{C_p}{C_v} = k$, 故絕熱過程之方程式為

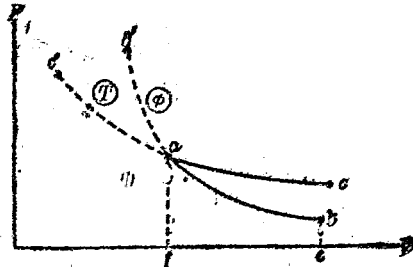
$$PV^k = P_a V_a^k = P_b V_b^k = \text{常數}. \quad (57a)$$

即

$$\frac{P_a}{P_b} = \left(\frac{V_b}{V_a} \right)^k. \quad (57b)$$

式中之 k 大於 1。

依(57a)式, $P-V$ 圖解中之絕熱曲線如第 15 圖 ab 所示。 ac 為等溫曲線,所以供比較者也。虛線表示壓縮時之情形。



第 15 圖 絕熱與等溫過程之比較

絕熱過程之工作為

$$\begin{aligned}
 Wk_{ab} &= \int_{V_a}^{V_b} P dV \\
 &= \int_{V_a}^{V_b} \frac{PV^k}{V^k} dV \\
 &= P_a V_a^k \int_{V_a}^{V_b} \frac{dV}{V^k} \\
 &= P_a V_a^k \frac{V_b^{1-k} - V_a^{1-k}}{1-k} \\
 &= \frac{1}{1-k} (P_a V_a^k V_b^{1-k} - P_a V_a^k V_a^{1-k}) \\
 &= \frac{1}{1-k} (P_b V_b^k V_b^{1-k} - P_a V_a^k V_a^{1-k}) \\
 &= \frac{P_b V_b - P_a V_a}{1-k} = \frac{P_a V_a - P_b V_b}{k-1} \quad (58a)
 \end{aligned}$$

$$= \frac{WB(T_a - T_b)}{k-1} \text{ ft.-lbs} \quad (58b)$$

= 面積 $abef$ 所示之數。

由上式知如 T_a 大於 T_b , 則 Wk_{ab} 為正數。即當氣體絕熱膨脹時, 其溫度下降; 絕熱壓縮時, 其溫度上升。因氣體所作之工作, 乃由其

顯熱變成者，故有此現象。

在 T_a, T_b 溫度範圍內，內熱之變化為

$$\Delta U_{ab} = W \int_{T_b}^{T_a} C_v dT = -WC_v(T_a - T_b) \quad (59a)$$

僅由(32)式，

$$C_v = AK_v = \frac{AR}{k-1}$$

故
$$\Delta U_{ab} = -\frac{WAR}{k-1}(T_a - T_b) \text{ B. T. U.} \quad (59b)$$

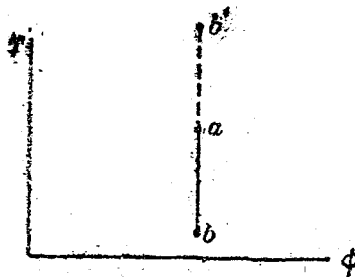
$$= -\frac{WR(T_a - T_b)}{k-1} \text{ ft.-lbs.} \quad (59c)$$

式中之負號(-)示氣體內熱被取出。由(58b)及(59c)兩式，亦可知工作等於內熱之變化。

因熱量保持不變，故 $dQ=0$ ，

$$\Delta Q_{ab} = 0 \quad (60)$$

$$\Delta \phi_{ab} = \int_a^b \frac{dQ}{T} = 0 \quad (61)$$



第16圖 絕熱過程

由上式知可逆之絕熱過程中，無熵之變化。故可逆絕熱過程又名等熵過程 (isentropic process)。

因熵無變化，故於 $T-\phi$ 圖中，可以一垂直線表示之。如第16圖 ab 。

如圖， ab 線下之面積為零。

故 $\Delta Q_{ab} = 0$ 。

因絕熱過程中, P, V, T , 皆為變數; 為應用方便計, 茲將三者相互關係, 臚列如次: 氣體特性方程式為應用於任何情況者, 故絕熱過程中, 仍可應用。其式為

$$\frac{P_a V_a}{T_a} = \frac{P_b V_b}{T_b}, \quad (62)$$

$$P_a V_a^k = P_b V_b^k, \quad (63)$$

$$\frac{P_a}{P_b} = \left(\frac{V_b}{V_a}\right)^k, \quad (64)$$

$$\frac{V_b}{V_a} = \left(\frac{P_a}{P_b}\right)^{\frac{1}{k}}, \quad (65)$$

由(62)式, $\frac{T_a}{T_b} = \frac{P_a V_a}{P_b V_b} = \frac{P_a}{P_b} \cdot \frac{V_a}{V_b}$ 。

代(64)式於上式中, 則得

$$\frac{T_a}{T_b} = \left(\frac{V_b}{V_a}\right)^{k-1} \quad (66)$$

$$\frac{V_b}{V_a} = \left(\frac{T_a}{T_b}\right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (67)$$

由(65)及(67)兩式,

$$\frac{T_a}{T_b} = \left(\frac{P_a}{P_b}\right)^{\frac{k-1}{k}}, \quad (68)$$

$$\frac{P_a}{P_b} = \left(\frac{T_a}{T_b}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (69)$$

以上所述, 乃就理想氣體而言。在常溫情形, 真氣之比熱可視為常數, 故上列各方程式仍可應用。惟在內燃機中, 或其他相似之情形

下，溫度甚高，且資料為複雜之混合氣，比熱之變化較大；故欲得精確之計算時，不得不考慮比熱對 k 之影響。然 C_p 及 C_v 縱為變數，其差 $C_p - C_v = AR$ 仍為常數（參閱 3:11 節）；故 $PV = WRT$ 仍可應用。且 $dQ = dU + APdV$ ， $dU = WC_v dT$ ，及 $dQ = 0$ 等關係，仍保持不變，設 $C_v = M + BT + CT^2$ ；則因 $P = \frac{WRT}{V}$ ，

$$-WC_v dT = APdV = \frac{WARTdV}{V}$$

$$\frac{C_v dT}{T} = -\frac{ARdV}{V}$$

$$(M + BT + CT^2) \frac{dT}{T} = -\frac{ARdV}{V}$$

設 1 為變化前之情形，則無論變化至任何情形，其關係可由上式之積分得之。即

$$M \log_e \frac{T}{T_1} + B(T - T_1) + \frac{C}{2} (T^2 - T_1^2) = -AR \log_e \frac{V}{V_1} \quad (70)^*$$

在實際問題中，多知變化後之體積 V_2 ，而不知其溫度 T_2 ，如以 V_2 代上式之 V 而求 T 之值，頗非易事，故多採曲線法 (curve plotting method) 或裁試法 (cut and try method)。前法乃以不同之值代 T ，得不同之 $\frac{V}{V_1}$ ，以 T 及 $\frac{V}{V_1}$ 為坐標，繪 T 及 $\frac{V}{V_1}$ 之各相當點，連各點為一曲線，則於曲線上相當於 $\frac{V_2}{V_1}$ 之溫度，即 T_2 是也。後法乃以不同之數值

代 T ，以求 $\frac{V}{V_1}$ ，直至計算之結果適為 $\frac{V_2}{V_1}$ ，則代入之數，即所求之溫度

*如氣中有 CO_2 ，則 M, B, C 等數於 $T=2900$ 時變值，見前第二表。

T_2 ,

如欲得溫度與壓力之關係，可以 $\frac{PT_1}{P_1T}$ (氣體特性方程式 $\frac{PV}{T} =$
 $\frac{P_1V_1}{T_1}$ ，故 $\frac{V_1}{V} = \frac{PT_1}{P_1T}$) 代(70)式之 $\frac{V_1}{V}$ ，則得

$$M \log_e \frac{T}{T_1} + B(T - T_1) + \frac{C}{2}(T^2 - T_1^2) = AR \log_e \frac{P}{P_1} + AR \log_e \frac{T}{T_1}$$

$$(M + AR) \log_e \frac{T}{T_1} + B(T - T_1) + \frac{C}{2}(T^2 - T_1^2)$$

$$= AR \log_e \frac{P}{P_1} \quad (71)$$

此式仍須採曲線法或裁試法以解之。

以變量比熱之氣體，經等燃過程，其所完成之工作，可由其內熱之變化得之。

$$W_{k,12} = - \int_{U_1}^{U_2} dU = - \int_{T_1}^{T_2} W C_v dT$$

$$= -W \int_{T_1}^{T_2} (M + BT + CT^2) dT$$

$$= -W \left[M(T_2 - T_1) + \frac{B}{2}(T_2^2 - T_1^2) + \frac{C}{3}(T_2^3 - T_1^3) \right]$$

$$= W \left[M(T_1 - T_2) + \frac{B}{2}(T_1^2 - T_2^2) + \frac{C}{3}(T_1^3 - T_2^3) \right] \text{B.T.U.} \cdot 72^*$$

例題 1 於某內燃機中，其資料為混合氣體。氣體膨脹之先，其絕對溫度為 4500°F，氣體之 R 值為 54.0，其等容比熱為 $C_v = M + BT + CT^2$ ，式中 $M = 0.2021$ ， $B = 5.64(10)^{-7}$ ， $C = 5.065(10)^{-9}$ 。求每

*如*氣中有 CO_2 ，則 M, B, C 等數於 $T = 300$ 時變值。見前第二表。

磅氣體等熵膨脹之工作，並繪溫度曲線。脹比 = $\frac{V_2}{V_1} = 5$ 。

解。溫度 T 與 $\frac{V}{V_1}$ 之各相當值，須先決定，以 2.3026 M 除 (70)

式之各項，

$$\log \frac{T}{T_1} + \frac{B(T-T_1)}{2.3026M} + \frac{C(T^2-T_1^2)}{4.6052M} = \frac{AR}{M} \log \frac{V_1}{V}. \quad (70a)$$

上式可書為

$$\log \frac{T}{T_1} + K_1(T-T_1) + K_2(T^2-T_1^2) = K_3 \log \frac{V_1}{V}. \quad (70b)$$

$$\text{式中 } K_1 = \frac{B}{2.3026M} = \frac{5.64(10)^{-7}}{2.3026 \times 0.2021} = 1.211(10)$$

$$K_2 = \frac{C}{4.6052M} = \frac{5.065(10)^{-9}}{4.6052 \times 0.2021} = 5.45(10)$$

$$K_3 = \frac{AR}{M} = \frac{54}{778 \times 0.2021} = 0.3435.$$

以不同之值代 T ，則得第三表。

以 T 及 $\frac{V}{V_1}$ 為坐標，由第三表可得第 17 圖之 T 曲線。由 T 曲線

知相當於 $\frac{V}{V_1} = 5$ 之溫度為 $T_2 = 2992^\circ\text{F}$ 。(絕對溫度)。

$$\text{由(66)式 } \frac{T_1}{T} = \left(\frac{V}{V_1}\right)^{b-1}$$

$$\log \frac{T_1}{T} = (b-1) \log \frac{V}{V_1},$$

$$b = \left(\log \frac{T_1}{T} \div \log \frac{V}{V_1}\right) + 1.$$

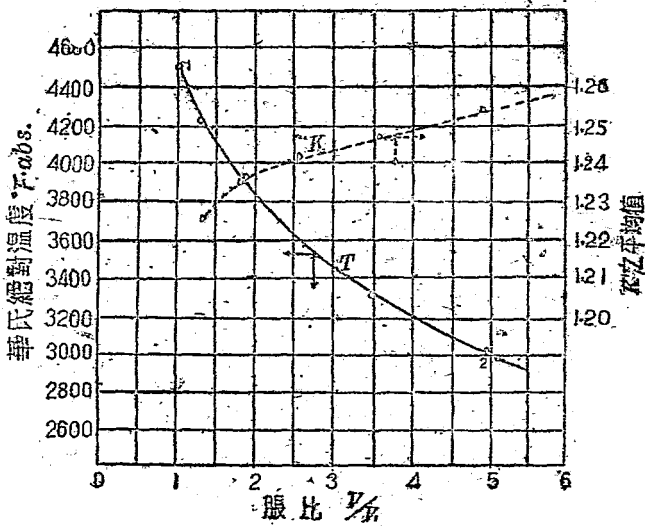
第三表

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)
T_1	$\frac{T}{T_1}$	$\frac{T_1}{T}$	$\log \frac{T}{T_1}$	$\frac{T-T_1}{T_1}$	$K_1(T-T_1)$	$T^2-T_1^2$	$K_2(T^2-T_1^2)$	$\frac{(4)+(5)+(8)}{-K_3} = \log \frac{V}{V_1}$	$\frac{V}{V_1}$	$\frac{T_1}{T} - \left(\frac{V}{V_1}\right)^{k-1}$ 式中 k 之平均值
4500	1.07	0.930	-0.030	-200	-3.633(10) ⁻⁴	-2.67(10) ⁶	-0.01423	-0.120	1.85	1.229
3900	1.105	0.903	-0.062	-600	-7.266(10) ⁻⁴	-5.04(10) ⁶	-0.02745	-0.2625	1.84	1.286
3500	1.25	0.800	-0.097	-1000	-1.0869(10) ⁻³	-7.29(10) ⁶	-0.0397	0.401	2.52	1.211
3300	1.365	0.733	-0.1345	-1200	-1.4652(10) ⁻³	-9.37(10) ⁶	-0.05105	0.845	3.61	1.246
3000	1.50	0.667	-0.176	-1500	-1.8166(10) ⁻³	-1.125(10) ⁷	-0.0618	0.695	4.90	1.253

$\log \frac{T_1}{T}$ 及 $\log \frac{V}{V_1}$ 可由上表知之，故

$$n = \frac{-(4)}{(9)} + 1。$$

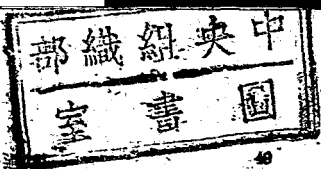
以不同之值代入上式，則得第三表之最末行各數。以 n 及脹比為坐標，可繪第 17 圖之 n 曲線。由此曲線知相當於 $\frac{V}{V_1} = 5$ 之 n 為 1.253。



第 17 圖

由(72)式，

$$W_{12} = W \left[M(T_1 - T_2) + \frac{B}{2}(T_1^2 - T_2^2) + \frac{O}{8}(T_1^3 - T_2^3) \right]$$



氣 體 之 熱 力 學

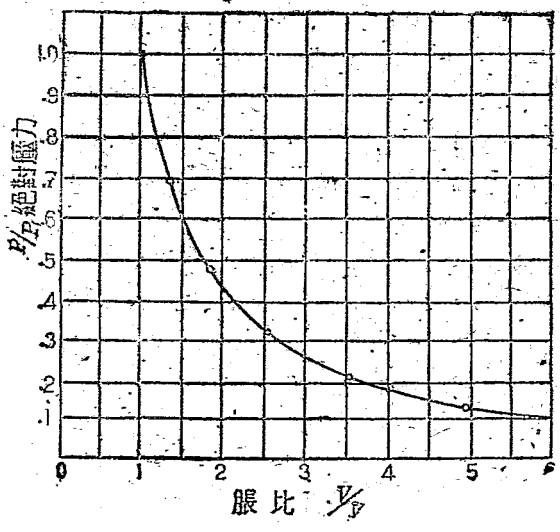
49

$$\begin{aligned}
 &= 1 \left[0.2021(4500 - 2992) + \frac{5.64(10)^{-7}}{2} \{ (4500)^2 - (2992)^2 \} \right. \\
 &\quad \left. + \frac{5.065(10)^{-9}}{3} \{ (4500)^3 - (2992)^3 \} \right] \\
 &= 415.4 \text{ B. T. U.}
 \end{aligned}$$

更由(58b)式,

$$\begin{aligned}
 Wk_{12} &= \frac{WR(T_1 - T_2)}{b - 1} = \frac{1 \times 54(4500 - 2992)}{1.253 - 1} \\
 &= 322,000 \text{ ft.-lb.}
 \end{aligned}$$

兩次計算,所得之工作相同。



第 15 圖

例題2 試繪前題等熵過程之 $P-V$ 曲線。

解

$$\frac{PV}{T} = \frac{P_1 V_1}{T_1},$$

$$P = P_1 \left(\frac{T}{T_1} \right) \left(\frac{V_1}{V} \right)$$

僅知氣體膨脹前之溫度 T_1 ，未便決定其壓力 P_1 及體積 V_1 。然如用 P_1 為壓力單位， V_1 為體積單位，則 $P-V$ 曲線，不難繪製。以 $\frac{T}{T_1}$ 及 $\frac{V_1}{V}$ 各相當值代入上式，即得 P 與 P_1 之關係。以 $\frac{P}{P_1}$ 及 $\frac{V}{V_1}$ 為坐標，則得第 18 圖之曲線。

氣體自 $T_1 = 4500$ 開始為等熵之膨脹，此曲線始能應用。如 T_1 為其他數值，則不得由此圖以定其壓力及體積之關係。

4.5 不可逆絕熱過程 (irreversible adiabatic process) 當絕熱過程進行中，如有摩擦或擾動發生，則工作之一部，用於克服氣體內部之阻力，而其可用性減低。故於過程終了時，不克以其所做之工作反轉該過程至原始情形，遂成不可逆絕熱過程。

焦耳試驗 (參閱 2.6 節)，即不可逆絕熱過程之一例。該試驗為不可逆，已詳論矣。於其試驗進行中，未加熱於氣，亦未自氣取出熱量。故為絕熱過程，茲考其熵之變化：

由 (8) 式，

$$d\phi = \frac{dQ}{T}$$

$$= \frac{dS + dI}{T} + \frac{dE}{T}$$

$$= \frac{dS + dI}{T} + \frac{APdV}{T}$$

過程前與過程後之溫度相同，故無顯熱之變化， $dS=0$ 。且理想氣體之內潛熱無變化， $dI=0$ 。故

$$d\phi = A \frac{PdV}{T}, \quad (73)$$

由氣體特性方程式，

$$PV = WRT,$$

$$P = \frac{WRT}{V},$$

代上式 P 之值於 (62) 式，

$$d\phi = A \frac{WRTdV}{TV}$$

$$= A \frac{WRdV}{V}$$

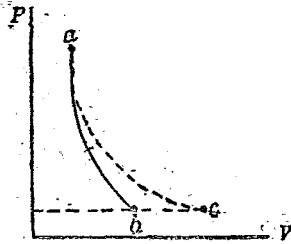
$$\Delta\phi_{ab} = \int_a^b d\phi = AWR \int_{V_a}^{V_b} \frac{dV}{V}$$

$$= ARW \log_e \frac{V_b}{V_a} \quad (74)$$

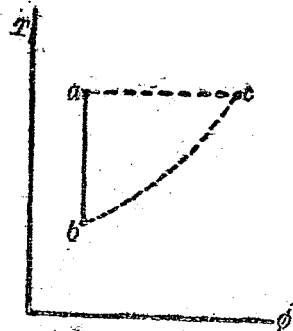
上式中 V_b 與 V_a 不等， $\Delta\phi_{ab}$ 不等於零。故經不可逆絕熱過程，氣體之熵已有增加，非為等熵之過程明甚。

第 19 圖及第 20 圖之 ab 線示可逆絕熱過程。於焦耳試驗，其過程後之溫度與過程前之溫度相同，而熵之過程則可用 (74) 式求得，故於第 20 圖中，可以 c 點表示過程後之情形。由氣體特性方程式，於第 19 圖中，亦可得 c 點。然過程終了之情形，雖能於 $P-V$ 及 $T-\phi$ 兩圖解中指定，僅過程進行時，氣體分子非在平衡狀態；故 ac 線不

能代表過程演進之軌跡。



第 1 圖 可逆與不可逆絕熱過程之比較



第 2 圖 可逆與不可逆絕縮過程之比較

4.6 複熱過程 (polytropic process) 複熱過程之方程式為

$$PV^n = \text{常數} \quad (75)$$

式中之 n 為一常數。此種過程，至關重要，在壓氣機 (air compressor) 及內燃機之問題中，每多用之。本章所述各過程，皆可以 (75) 式表示之，惟視 n 之值為何耳。如 $n=1$ ，則 $PV = \text{常數}$ ，為等溫過程； $n=0$ ，則 $PV^0 = \text{常數}$ ，為等壓過程； $n = \infty$ ，則 $P^\infty V = \text{常數}$ ，為等容過程； $n=k$ ，則 $PV^k = \text{常數}$ ，為絕熱過程。因知任何熱力過程，皆為複熱過程之一種。

$$PV^n = P_a V_a^n = P_b V_b^n = \text{常數。}$$

故

$$\frac{P_a}{P_b} = \left(\frac{V_b}{V_a}\right)^n \quad (76)$$

$$\frac{V_b}{V_a} = \left(\frac{P_a}{P_b}\right)^{\frac{1}{n}} \quad (77)$$

惟

$$\frac{P_a V_a}{T_a} = \frac{P_b V_b}{T_b},$$

$$\frac{P_a}{P_b} = \frac{T_a}{T_b} \cdot \frac{V_b}{V_a}.$$

代上 $\frac{P_a}{P_b}$ 之值於(76)式,

$$\left(\frac{V_b}{V_a}\right)^n = \frac{T_a}{T_b} \cdot \frac{V_b}{V_a},$$

$$\frac{T_a}{T_b} = \left(\frac{V_b}{V_a}\right)^{n-1} \quad (78)$$

$$\frac{V_b}{V_a} = \left(\frac{T_a}{T_b}\right)^{\frac{1}{n-1}} \quad (79)$$

(77)及(79)兩式相等,故

$$\frac{T_a}{T_b} = \left(\frac{P_a}{P_b}\right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (80)$$

$$\frac{P_b}{P_a} = \left(\frac{T_a}{T_b}\right)^{\frac{n}{n-1}} \quad (81)$$

資料經複熱過程,所完成之工作應為

$$\begin{aligned} W_{lab} &= \int_{V_a}^{V_b} P dV = \int_{V_a}^{V_b} \frac{P V^n}{V^n} dV \\ &= P_a V_a^n \int_{V_a}^{V_b} \frac{dV}{V^n} \\ &= P_a V_a^n \left[\frac{V_b^{1-n} - V_a^{1-n}}{1-n} \right] \\ &= \frac{P_b V_b^n V_b^{1-n} - P_a V_a^n V_a^{1-n}}{1-n} \\ &= \frac{P_b V_b - P_a V_a}{1-n} = \frac{P_a V_a - P_b V_b}{n-1} \text{ ft.-lbs.} \quad (82) \end{aligned}$$

$$= -\frac{WR}{n-1}(T_a - T_b) \text{ ft.-lbs.} \quad (83)$$

內熱之變化爲

$$\Delta U_{ab} = W \int_{T_a}^{T_b} C_v dT \quad (84a)$$

如 C_v 爲常數，則

$$\Delta U_{ab} = WC_v(T_b - T_a) \text{ B. T. U.} \quad (84b)$$

熱量之變化，爲內熱變化與工作之和，即

$$\Delta Q_{ab} = W \int_{T_a}^{T_b} C_v dT + \frac{WAR}{n-1}(T_a - T_b) \text{ B. T. U.} \quad (85)$$

如 C_v 爲常數，則

$$\Delta Q_{ab} = WC_v(T_b - T_a) + \frac{WAR}{n-1}(T_a - T_b),$$

惟 $AR = C_v(b-1)$ ，故

$$\begin{aligned} \Delta Q_{ab} &= WC_v(T_b - T_a) + \left(\frac{b-1}{n-1}\right)WC_v(T_a - T_b) \\ &= WC_v(T_b - T_a)\left(1 - \frac{b-1}{n-1}\right) \\ &= WC_v\left(\frac{n-b}{n-1}\right)(T_b - T_a) \text{ B. T. U.} \end{aligned} \quad (86a)$$

$$= WC_v\left(\frac{b-n}{n-1}\right)(T_a - T_b) \text{ B. T. U.} \quad (86b)$$

熵之變化爲

$$\begin{aligned} \Delta \phi_{ab} &= \int_{T_a}^{T_b} \frac{dQ}{T} = W \int_{T_a}^{T_b} \frac{C_v dT}{T} - \frac{WAR}{n-1} \int_{T_a}^{T_b} \frac{dT}{T} \\ &= W \int_{T_a}^{T_b} \frac{C_v dT}{T} - \frac{WAR}{n-1} \log_e \frac{T_b}{T_a} \end{aligned} \quad (87)$$

如 C_v 為常數，則

$$\begin{aligned} \Delta\phi_{ab} &= WC_v \log_e \frac{T_b}{T_a} - \frac{WAR}{n-1} \log_e \frac{T_b}{T_a} \\ &= WC_v \left(\frac{n-1}{n-1} \right) \log_e \frac{T_b}{T_a} \end{aligned} \quad (88)$$

如比熱為變數， $C_v = M + BT + CT^2$ 時，則(85)及(87)兩式應為

$$\begin{aligned} \Delta Q_{ab} &= W \int_{T_a}^{T_b} (M + BT + CT^2) dT + \frac{WAR}{n-1} (T_a - T_b) \\ &= W \left[M(T_b - T_a) + \frac{B}{2}(T_b^2 - T_a^2) + \frac{C}{3}(T_b^3 - T_a^3) \right] \\ &\quad + \frac{WAR}{n-1} (T_a - T_b) \end{aligned} \quad (89)$$

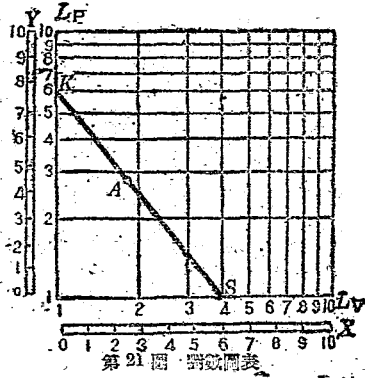
$$\begin{aligned} \Delta\phi_{ab} &= W \int_{T_a}^{T_b} \left(\frac{M + BT + CT^2}{T} \right) dT - \frac{WAR}{n-1} \log_e \frac{T_b}{T_a} \\ &= W \left[M \log_e \frac{T_b}{T_a} + B(T_b - T_a) + \frac{C}{2}(T_b^2 - T_a^2) \right] \\ &\quad - \frac{WAR}{n-1} \log_e \frac{T_b}{T_a} \end{aligned} \quad (90)$$

4:7. 指數方程式圖解法 (graphic solution of exponential equation) 於解決熱機問題時，指數方程式之應用，數見不鮮。如欲由一方程式求許多結果，採用曲線法，實較方便。

複熱過程方程式， $PV^n = K$ ，如用對數解，則得 $\log P = -n \log V + \log K$ 。設以 $y = \log P$ ， $x = \log V$ ， $C = \log K$ ，則上式為 $y = -nx + C$ ，此式乃一直線，其斜度為 $-n$ ，且與 y 軸交於 C 。第 21 圖 KS 為代表上式之直線，依均等標 (uniform scale) x, y 繪成者。設取 KS 線上任

意一點 A ，其於 x 標上所示之數，應為 $\log V_A$ ；於 y 標上所示之數為 $\log P_A$ 。

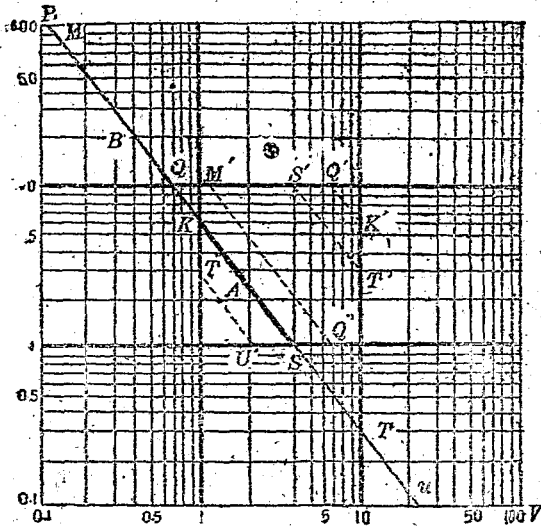
如於坐標線加另一種標，使 1-2, 1-3, ... 諸線段之長各等於 2, 3, ... 之對數值，則由此對數標 (logarithmic chart) 可直接讀出 P 及 V 值，而無須借助於對數表。



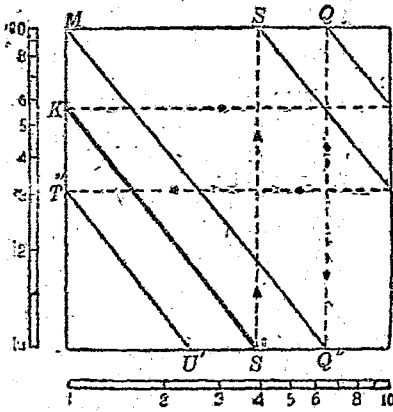
第 21 圖 對數圖表

第 21 圖之對數圖表 (logarithmic chart) 可讀出自 1 至 10 之數，惟 0.1 之對數與 1 之對數相同，1 之對數與 10 之對數相同，故第 21 圖之對數尺度，可用以代表 0.1 至 1，或 10 至 100，或 100 至 1000 等，故當所需之位數較多時，可以數個如第 21 圖之圖表，合組為一較大之圖表，如第 22 圖，稱網紋對數圖表 (checkerboard)。圖中 KS 線與第 21 圖所示者相同。倘延長之，則得 MU 線。任何點之縱橫坐標，皆可由圖表直接讀出，例如相當於 B 點之 $P=25$ ， $V=0.35$ 。

第 22 圖中用粗線畫成之各方形，其構造相同，僅其標以 10 之倍數而改變。如於中央之方形內作 $S'T'$ 線，使其位置與下部方形中 ST 線相似，則 $S'T'$ 線可為 ST 線之代；惟於實用之時，其縱坐標所示之數，須以 10 除之；仿此如以 10 之倍數變更坐標之標，則 $T''U'$ 、 $K'Q'$ 、 $Q''M'$ 等線可用以分別代 TU 、 KQ 、 QM 等線，故僅用中央之對數圖表，亦可代網紋對數圖表之用。如第 23 圖，於線越過橫坐標時，



第 22 圖 氣體對數圖表



第 23 圖 以對數圖表內線求對數圖表之用法

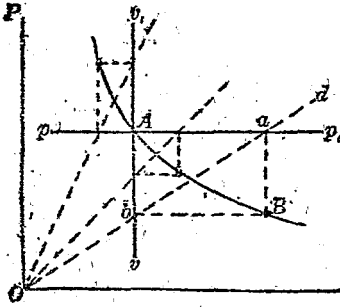
縱坐標 改變其標，線越過
縱坐標時，橫坐標 改變其
標。

如 $PV^n = K$ 式中之
 $n=1$ ，則線之斜度為 -45° 。

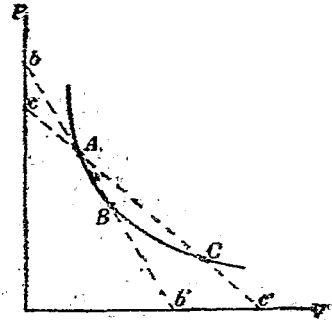
如 $n > 1$ ，則線之斜度較陡；

如 $n < 1$ ，則線之斜度較平。

設測得某過程之兩組
 P, V 之值，則可於對數圖表
中，繪直線以求其 n ，且頗
準確。



第 24 圖



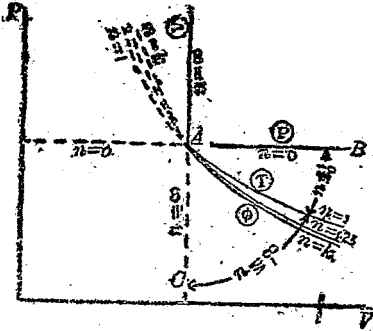
第 25 圖

第 24 圖及 25 圖 P-V 圖解中， $PV = \text{常數}$ 曲線之畫法。

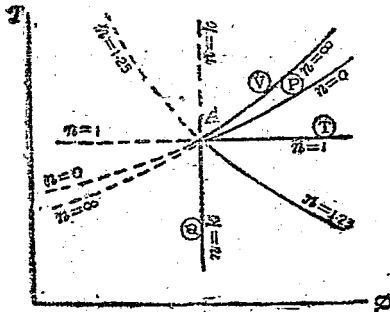
方程式 $PV = \text{常數}$ ，於 P-V 圖解中為正雙曲線，其繪法甚簡。設已知 A 為曲線上之一點，則有二法可求得該曲線。(1) 如第 24 圖所示，經 A 點作垂線 vv_1 及橫線 pp_1 。自 O 作任意斜度 (如 Od) 與 pp_1 及 vv_1 相交 (如 a 及 b)。自兩交點作垂線及橫線 (如 aB 及 bB)。此垂線及橫線之交點 (如 B)，即為所求曲線上之一點。(2) 如第 25 圖所示，經 A 任意作斜線，如 bb' ， cc' ，……；取 $b'B = Ab$ ， $c'C = Ac$ ，……；則 A, B, C, …… 為所求曲線上之點。

4:8 各種熱力過程之比較 等容，等壓，等溫，絕熱及複熱諸過程，為熱機之基礎，應用甚廣。為使讀者易於明瞭，特將各過程曲線繪於一圖中而比較之。第 26 及 27 兩圖所示，氣之原始情形 (initial condition) 為 A。其 $k=1, 4$ 。實線示膨脹，虛線示壓縮。

如第 26 圖之 ABC 象限內，各曲線皆為膨脹線 (expansion—



第 25 圖



第 27 圖

第 25 及 27 圖。PVⁿ=常數，n 值對熱力過程之關係。

line)。自 AB 以迄 AC, $PV^n = K$ 式中之 n, 逐漸增大, 如 $n < 1$, 則其曲線之斜度較等溫線為平。如 $n > 1$, 則其曲線之斜度較等溫線為陡。

任何複熱過程, 如其 n 之值在 1 與 ∞ 之間, 則其曲線, 應在等溫線及等熵線之間。該種過程之特性為: 當膨脹時, 雖加熱於資料, 因所加之熱較所得之工作為少, 其溫度必降低, 且隨增加, 反之如壓縮時, 雖自資料取熱, 其溫度必升高, 且隨減少。

第四表所示, 為各過程之方程式。適用於理想氣體, 如用之於真氣, 則比熱之值, 應用過程範圍內之平均值。

過程類別 Process	方程式 PV-Relation	終 壓 Final Pressure	終 容 Final Volume	終 溫 Final Abs. Temp.
		P_b	V_b	T_b
等 壓 Isobaric	$P_a V_a^0 = P_b V_b^0$ $P = \text{常數}$	P_a $\frac{WRT_a}{V_b}$	$V_a \frac{T_b}{T_a}$ $\frac{WRT_b}{P_b}$	$T_a \frac{V_b}{V_a}$ $\frac{P_b V_b}{WR}$
等 容 Isometric	$P_a V_a^\infty = P_b V_b^\infty$ $V = \text{常數}$	$P_a \frac{T_b}{T_a}$ $\frac{WRT_b}{V_a}$	V_a $\frac{WRT_b}{P_b}$	$T_a \frac{P_b}{P_a}$ $\frac{P_b V_b}{WR}$
等 溫 Isothermal	$P_a V_a = P_b V_b$ $\frac{P_a}{P_b} = \frac{V_b}{V_a}$	$P_a \frac{V_b}{V_a}$ $\frac{WRT_b}{V_a}$	$V_a \frac{P_a}{P_b}$ $\frac{WRT_b}{P_b}$	T_a $\frac{P_b V_b}{WR}$
等 熵 Isentropic	$P_a V_a^k = P_b V_b^k$ $\frac{V_b}{V_a} = \left(\frac{P_a}{P_b}\right)^{\frac{1}{k}}$	$P_a \left(\frac{V_a}{V_b}\right)^k$ $\frac{WRT_b}{V_b}$	$V_a \left(\frac{P_a}{P_b}\right)^{\frac{1}{k}}$ $\frac{WRT_b}{P_b}$	$T_a \left(\frac{V_a}{V_b}\right)^{k-1}$ $T_a \left(\frac{P_b}{P_a}\right)^{\frac{k-1}{k}}$ $\frac{P_b V_b}{WR}$
多 變 Polytropic	$P_a V_a^n = P_b V_b^n$ $\frac{V_b}{V_a} = \left(\frac{P_a}{P_b}\right)^{\frac{1}{n}}$	$P_a \left(\frac{V_a}{V_b}\right)^n$ $\frac{WRT_b}{V_b}$	$V_a \left(\frac{P_a}{P_b}\right)^{\frac{1}{n}}$ $\frac{WRT_b}{P_b}$	$T_a \left(\frac{V_a}{V_b}\right)^{n-1}$ $T_a \left(\frac{P_b}{P_a}\right)^{\frac{n-1}{n}}$ $\frac{P_b V_b}{WR}$

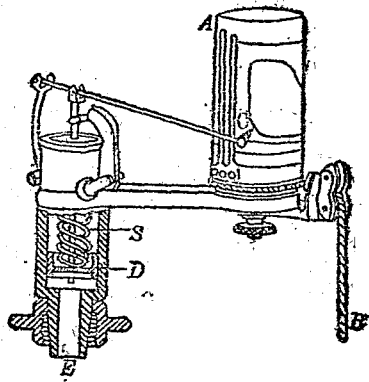
表

熵 增 加 量 Gain in Entropy	加於氣體之熱 Heat Added to Gas in B. T. U.	氣體所作之工作 Work Done by Gas in ft.-lbs.
$\Delta \phi_{ab}$	ΔQ_{ab}	Wk_{ab}
$WC_p \log_e \frac{T_b}{T_a}$ $WC_p \log_e \frac{V_b}{V_a}$	$WC_p(T_b - T_a)$ $W\left(\frac{k}{k-1}\right)AR(T_b - T_a)$	$P(V_b - V_a)$ $WR(T_b - T_a)$
$WC_v \log_e \frac{T_b}{T_a}$ $WC_v \log_e \frac{P_b}{P_a}$	$WC_v(T_b - T_a)$ $W\left(\frac{1}{k-1}\right)AR(T_b - T_a)$	0
$WAR \log_e \frac{V_b}{V_a}$ $WAR \log_e \frac{P_a}{P_b}$ $W(k-1)C_v \log_e \frac{P_a}{P_b}$	$T(\phi_b - \phi_a)$ $W(k-1)C_v T \log_e \frac{P_a}{P_b}$ $WART \log_e \frac{V_a}{V_b}$	$P_a V_a \log_e \frac{V_b}{V_a}$ $WRT \log_e \frac{P_a}{P_b}$ $W(K_p - K_v)T \log_e \frac{V_b}{V_a}$
0	0	$\frac{P_a V_a - P_b V_b}{k-1}$ $\frac{WR(T_a - T_b)}{k-1}$ $WK_c(T_a - T_b)$
$WC_p \log_e \frac{T_b}{T_a} + W(k-1)C_p \log_e \frac{V_b}{V_a}$ $W\left(\frac{n-k}{n-1}\right)C_v \log_e \frac{T_b}{T_a}$ $WC_v \log_e \frac{T_b}{T_a} \left(\frac{V_b}{V_a}\right)^{\frac{k}{n-1}}$ $WC_p \log_e \frac{P_b}{P_a} \left(\frac{V_b}{V_a}\right)^{\frac{k}{n-1}}$ $WC_p \log_e \frac{T_b}{T_a} \left(\frac{P_a}{P_b}\right)^{\frac{k-1}{n}}$	$W\left(\frac{n-k}{n-1}\right)C_v(T_a - T_b)$ $W\left(\frac{k-n}{n-1}\right)C_v(T_a - T_b)$	$\frac{P_a V_a - P_b V_b}{n-1}$ $\frac{WR(T_a - T_b)}{n-1}$ $W(k-1)K_v\left(\frac{T_a - T_b}{n-1}\right)$

第五章 器示壓容圖(The Indicator Diagram)

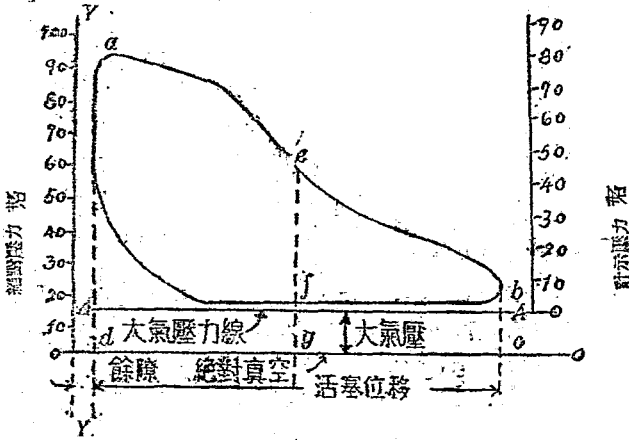
凡往復機或唧筒 (reciprocating engines or pumps) 皆可用指示器 (indicator) 接於其氣缸以測定資料之 $P-V$ 關係。由指示器繪製之 $P-V$ 圖解，稱器示壓容圖 (indicator diagram)。資料在氣缸內之情形，及熱能傳遞之效率，皆可由器示壓容圖知之。於是器示壓容圖遂成爲改進熱機之依據。

5:1 指示器 指示器之種類甚繁，第 23 圖所示，即其一也。 A 爲圓筒，可裝紙於其上。 B 爲聯於機械往復部分之繩，筒內有彈簧 (spring)，使繩保持緊張。當發動機往復運動時， A 亦左右轉動。 C 爲鉛筆，與 A 接觸。 D 爲指示器活塞 (piston)，由彈簧 S 壓之向下。 E 爲接通於氣缸之口，氣缸內之氣則壓 D 向上。經聯動裝置 (linkage) 傳 D 之上下運動於 C 。於是紙之轉動，與氣缸內活塞之動程 (stroke) 成比例； C 之上下運動，與氣缸內之壓力成比例，聯動裝置之構



第 23 圖 指示器

造，使鉛筆之運動方向，與紙之轉動方向保持垂直，故可用以繪製直交坐標之 $P-V$ 圖解，如第 29 圖所示。

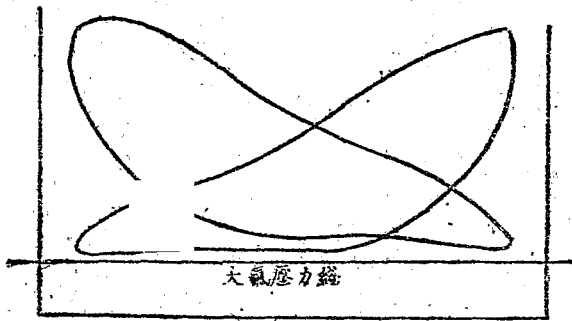


第 29 圖 器示壓容圖

如當 A 轉強時， D 下之壓力為大氣壓；則鉛筆 C 於紙上繪一橫線，稱大氣壓力線 (atmospheric line)，器示壓容圖中，皆須繪大氣壓力線以為添繪壓力標之依據。

5:2. 器示壓容圖 用指示器所繪之器示壓容圖，其坐標為壓力及體積。惟此種 $P-V$ 圖解，與前章所述者未盡一致。前章所述之各 $P-V$ 圖解，乃用以表示固定重量氣體之過程，器示壓容圖所示者，雖亦為 $P-V$ 過程，然資料之重量則非為固定。故在固定重量條件下所求得之各方程式，僅能應用於器示壓容圖之某種線段；即當繪製時，資料之重量未起變化之線段也。

在器示壓容圖上，如欲添繪壓力標 (pressure scale) 應先求絕對真空線，此線所表示之壓力為絕對零，縱坐標每單位長所表示之壓力，稱壓力標，其大小視指示器彈簧 (第 28 圖中之 S) 之強弱，及指示器活塞 (第 28 圖中之 D) 之大小而定。既知壓力標，復從氣壓計 (barometer) 知當地之大氣壓力，乃可於大氣壓力線下相當於大氣壓力之距離處做一橫線，是為絕對真空線，如第 29 圖之 $O-O$ 。器示壓容圖之長，與活塞位移成比例。活塞位移者，即活塞一動程 (stroke) 所經之容積；如知氣缸之直徑及活塞之動程，則可決定之。既知活塞位移與器示壓容圖之長，則可知器示壓容圖橫坐標，每單位長所代表之容積，是為容積標 (volume scale)。如知餘隙 (clearance) 相當於活塞位移之百分數，則可繪表示容積為零之線，如第 29 圖之 $Y-Y$ 。既得 $O-O$ 及 $Y-Y$ 兩軸，則任何點之壓力及容積，皆可直接於器示壓容圖讀之矣。如機械為雙動作 (double acting) 者，可繪活塞兩方之器示壓容圖於一紙上，如第 30 圖。



第 30 圖 雙動作機械之器示壓容圖

器示壓容圖為 $P-V$ 圖解，故可用曲線下之面積為工作之代表。如第 29 圖所示，相當於 ae 線之工作，可以面積 $abcd$ 表示之，相當於 bfa 線之工作，可以面積 $bcidaf$ 表示之，惟 acb 線與 bfa 線之方向相反，工作之一部互相抵銷，故可用之工作，應為器示壓容圖所包括之面積。 acb 線上 e 點之壓力為 eg ， bfa 線上 f 點之壓力為 fg ，兩者相減，所餘壓力 ef 稱為有效壓力，各縱坐標上有效壓力之平均值，謂之平均有效壓力 (mean effective pressure; 縮書 M. E. P.)。設以平均有效壓力加於活塞，則一動程所作之工作，應等於繪製器示壓容圖時，發動機所做之工作。於是器示壓容圖之面積，可以與其同長之長方形代之，該長方形之高等於平均有效壓力。平均有效壓力，可以器示壓容圖之長除同圖之面積得之。所有發動機，至少須兩動程，始可繪成一器示壓容圖，內燃機則有須四動程者。

器示壓容圖面積所代表之工作，稱每循環之器示工作 (indicated work per cycle)。如用呎磅單位，則每循環之器示工作為：

$$P_m \times A \times L,$$

式中 P_m = 平均有效壓力，單位磅每平方吋； A = 活塞之面積，單位為平方吋； L = 動程之長，單位為呎。

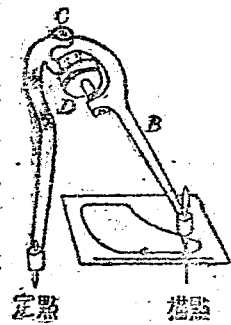
由器示壓容圖計算之馬力，稱指示馬力。設 N 為每分鐘之循環數；則指示馬力為

$$\text{I.H.P.} = \frac{P_m L A N}{33000}. \quad (91)$$

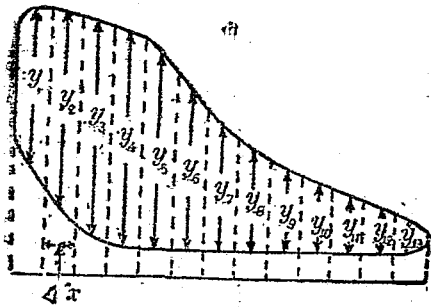
在發動機，指示馬力為其所生之功率；在唧筒，則指示馬力為其所需之功率。

5:3 器示壓容圖面積之量法 器示壓容圖之平均高，與平均有效壓力相當。欲知器示壓容圖之平均高，可以其圖之長除其面積。因圖之形狀頗不規則，計算之法有下列數種。

(1) 用測面儀 (planimeter) 量面積法—第 31 圖所示，為測面儀之一種。A 及 B 為兩臂，於 C 處相聯。兩臂各於其端嵌小針，一稱定點 (fixed point)，一稱描點 (tracing point)。D 為記錄輪。使用時，將器示壓容圖鋪於平板上，保持定點之位置，不可移動，置描點於圖上任意一點，以手轉 D 至零，於是依表針同向 (clockwise)，使描點循圖巡行一週，則 D 軸所示，即圖之面積。



(2) 縱標法 (method of ordinates)—第 32 圖 測面積 如第 32 圖，在器示壓容圖上繪許多縱標，各縱標之距離 Δx 皆相等。



第 32 圖

則圖之面積被劃為許多條。於每條之中間繪垂線 y_1, y_2, y_3, \dots 。設認為每條為一長方形，則圖之面積應為

$$\begin{aligned}
 A &= y_1 \times \Delta x + y_2 \times \Delta x \\
 &\quad + y_3 \times \Delta x + \dots \\
 &= (y_1 + y_2 + y_3 \\
 &\quad + \dots) \Delta x
 \end{aligned}$$

$$= \Sigma y \times \Delta x.$$

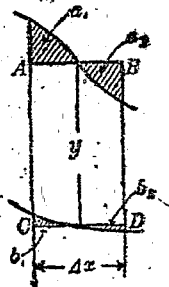
面積之平均高爲：

$$y_m = \frac{A}{L} = \frac{\Sigma y \times \Delta x}{L}$$

$$= \frac{\Sigma y \times \Delta x}{n \times \Delta x} = \frac{\Sigma y}{n},$$

式中 n 爲條數。

Δx 愈小，則所得之結果愈精確，如各條之高 y 以第 33 圖所示之法決定之，則結果可更臻精確。作 AB 及 CD 兩線，用目力之判斷，使 $a_1 = a_2$ ， $b_1 = b_2$ ，則兩線之中點距離，爲此條之平均高。



第 33 圖

第六章 氣體循環(Gas Cycles)

6:1 循環(cycles) 以定量之氣體，置發動機中，使之於當時情況下，作最多之工作。於作工作後，氣體已非其原有情形(initial conditions)。如欲更使之作同量之工作，必使之返至原有情形而後可。例如以一磅氣體，使之絕熱膨脹，自溫度 T_1 至 T_2 ，而 T_2 為當時情形下最低之溫度，則氣體已作最多可能之工作。倘欲氣體復作同量之工作，須使其返至 T_1 之溫度。

欲求工作之連續發生，有兩種方法：(1)使資料依一定之週期返至其原有情形，或(2)於一定之時間，以能作工作之資料加入。後者為普通所採用。例如用自高處下注之水發生動力，使用後之水洩於低處，則自然之蒸發，使水復至高處，以供應用。燃煤於空氣中，得高溫之 CO_2 及 N_2 ，可用以發生動力。高溫之 CO_2 及 N_2 作工作後，其溫度降低，乃自發動機排出，入於大氣。則自然界之植物，分解 CO_2 為 C 及 O_2 ，於是復可用供燃燒，資料所具之能，經工作消耗後，復以各種方法得能而工作，謂之一循環。

循環乃一組聯續之動作，使資料依週期返至其原有情形。

熱機之為用，在變熱能為機械能。其使資料返至原有情形之法，類於其所作工作之一部，及燃料之燃燒。

6:2 循環之分析(method of analysis of a cycle) 熱機循環

之種類頗多，其所採用之資料及變化，各有不同，然無論如何，分析其理想循環之方法，則無二致。

在循環之某過程中，加於資料之熱，謂之充熱 (heat supplied)，以 Q_1 示之。在循環之某過程中，資料排出其熱，此排出之熱，謂之却熱 (heat rejected)，以 Q_2 示之。

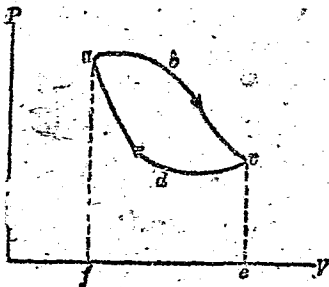
研討理想循環，所用之熱機，亦應為理想者，即設其為無洩漏 (leakage)、磨擦、輻射 (radiation)、傳導 (conduction)、對流 (convection) 等損失；且資料無自由膨脹 (free expansion)* 或擾動等現象。則由能常住定律知氣體所作之工作應為

$$W_b = Q_1 - Q_2$$

理想熱機之效率 (efficiency)，又稱理想循環之效率，以工作及充熱之比表示之。如以 $Eff.$ 表示理想循環效率，則

$$Eff. = \frac{W_b}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad (92)$$

由上式知充熱及却熱之比愈小，則循環效率愈高。



第 34 圖

$P-V$ 及 $T-\phi$ 圖解，於研討循環時，應用甚多。設某循環之 $P-V$ 及 $T-\phi$ 圖解如第 34 及第 35 圖所示，由 34 圖，於 ab 及 bc 過程中，氣體所作之工作為

$$\int_a^b P dV = \text{面積 } abcef$$

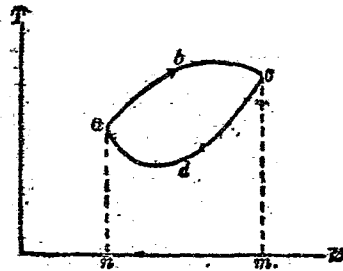
* 蓋耳試驗，即自由膨脹之一例，參閱第 35 節。

於 cd 及 da 過程中，發動機之活塞，壓縮氣體，即以工作加於氣體，此加於氣體之工作為

$$\int_a^c P dV = \text{面積 } cdafe.$$

故每循環氣體所作有用之工作為兩面積之差，即面積 $abcd$ 所表示之數。

由第 35 圖知於 ab 及 bc 兩過程中，加熱於氣，而於 cd 及 da 過程中，則氣體排出其熱，故



第一圖

$$Q_1 = \int_a^c T d\phi = \text{面積 } abcmn;$$

$$Q_2 = \int_c^a T d\phi = \text{面積 } cdanm.$$

則於一循環中，變為工作之熱為

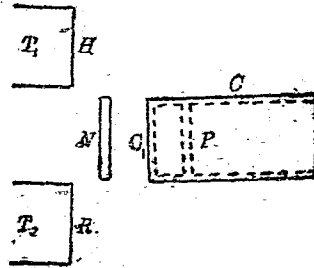
$$Q_1 - Q_2 = \text{面積 } abcd.$$

加於氣體之熱，恆多於該過程中氣體所作之工作。即面積 $abcmn$ 所表示之熱量，恆較相當於面積 $abcef$ 之熱量為多，故當求循環效率時，應以 $T-\phi$ 圖解中之面積 $abcmn$ 除面積 $abcd$ ；切不可用 $P-V$ 圖中之面積 $abcef$ 除面積 $abcd$ 。

6:3 加諾循環 (Carnot cycle for gases) 實際所用之熱機，無不依加諾循環而工作者。然以其效率最高，故雖為理想循環，在熱力學

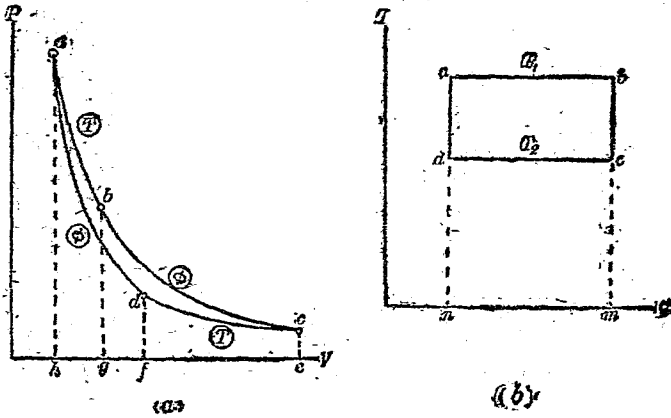
中，仍具首要之價值，為研究熱機者之準繩。

如第 36 圖，設 H 為熱體 (hot body)，其溫度永為 T_1 ， R 為冷體 (cold body, or refrigerating body)，其溫度永為 T_2 ， C 為氣缸， N 為隔熱板 (non-conducting plate)，可裝於 C 上。 P 為無摩擦之活瓣。 C_1 為氣缸蓋，為理想導體，對熱之傳遞，毫無阻力。 C 及 P 皆為隔熱材料製成。能保持一定溫度之爐 (furnace)，與熱體類似。用流水 (flowing water) 冷却之器物，與冷體類似。隔熱材料及理想導體，則頗難實際得到。故於試驗加諾循環時，僅能達近似情



第 36 圖 加諾發動機

類似。用流水 (flowing water) 冷却之器物，與冷體類似。隔熱材料及理想導體，則頗難實際得到。故於試驗加諾循環時，僅能達近似情



第 37 圖 加諾循環

形。

設有 W 磅氣體存於氣缸 C 中，氣體之壓力、體積、溫度等，如第 37 圖 (a) (b) 之 a 點所示。置熱體 H 於氣缸之一端，使氣爲等溫之膨脹，至 b 點所示之情形，其熱之增加爲 $\Delta\phi_{ab}$ ，自 H 加於氣體之熱爲 $Q_1 = \text{面積 } abmm$ 。

移去 H ，置 N 於氣缸之端，使氣爲等熵之膨脹至 c ，其溫度 $T_c = T_b$ 。

移去 N ，置冷體 R 於氣缸之端，使氣體等溫壓縮至 d 。自氣體排出之熱，爲 R 所吸收，其量爲 $Q_2 = \text{面積 } cdmm$ 。

移去冷體，置 N 於氣缸之端，於等熵情形下壓縮氣體至 a ，其溫度爲 $T_a = T_c$ ，於是一循環遂告完成。

於第 37 圖 (a)，面積 $abcc'b$ 表示氣體於膨脹時所作之工作，面積 $cdabc$ 則表示壓縮時加於氣體之工作。故一循環之純工作 (net work) 爲面積 $abcd$ 。如壓力標爲磅每平方呎，體積標爲立方呎，則面積 $abcd$ 所表示爲呎磅。

加諸循環爲兩等溫過程及兩等熵過程所組成，在 ab 過程中，溫度爲 T_1 ，脹比爲 $\frac{V_b}{V_a} = \gamma$ ；在 cd 過程中，溫度爲 T_2 ，縮比爲 $\frac{V_c}{V_d} = \gamma_1$ ， bc 及 da 皆爲等熵過程。由 (66) 式，

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{T_b}{T_c} = \left(\frac{V_c}{V_b}\right)^{\gamma-1}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{T_a}{T_d} = \left(\frac{V_d}{V_a}\right)^{\gamma-1}$$

故

$$\frac{V_c}{V_b} = \frac{V_d}{V_a}$$

或
故

$$\frac{V_b}{V_a} = \frac{V_c}{V_d}$$

$$\gamma = \gamma_1$$

各過程之熱量變化及工作，皆可用第四章之方程式計算，其結果如第五表所示。

第五表

過程	曲線	氣體所受之熱		氣體所作之工作	
		B. T. U.	面積	Ft.-lbs	面積
等溫膨脹	ab	$WART_1 \log_e \gamma$	abmn	$WRT_1 \log_e \gamma$	abgh
絕熱膨脹	bc	0	0	$\frac{WR}{k-1}(T_1 - T_2)$	bceg
等溫壓縮	cd	$-WART_2 \log_e \gamma$	-cdmh	$-WRT_2 \log_e \gamma$	-dcgf
絕熱壓縮	da	0	0	$-\frac{WR}{k-1}(T_1 - T_2)$	-adfh

每循環變為工作之熱為

$$Q_1 - Q_2 = WART_1 \log_e \gamma - WART_2 \log_e \gamma$$

$$= WAR(T_1 - T_2) \log_e \gamma \text{ B. T. U.} \quad (93a)$$

每循環氣體所作之純工作為

$$WR = WRT_1 \log_e \gamma + \frac{WR}{k-1}(T_1 - T_2) - WRT_2 \log_e \gamma - \frac{WR}{k-1}(T_1 - T_2)$$

$$= WR(T_1 - T_2) \log_e \gamma \text{ ft.-lbs.} \quad (93b)$$

加諾循環之效率為

$$Eff. = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{WAR(T_1 - T_2) \log_e \gamma}{WART_1 \log_e \gamma} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} \quad (94a)$$

或由充熱及工作求之，則

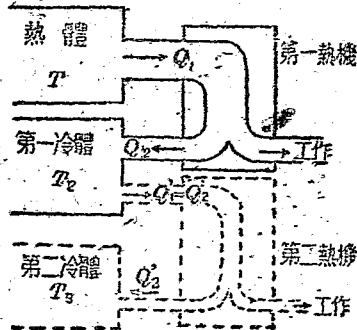
$$Eff. = \frac{\text{純工作}}{\text{充熱}} = \frac{WR(T_1 - T_2) \log_e \gamma}{WR T_1 \log_e \gamma} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} \quad (94b)$$

或由 $T-\phi$ 圖解之面積求之，則

$$Eff. = \frac{\text{面積 } a}{\text{面積 } abmn} = \frac{(T_1 - T_2)(\phi_b - \phi_a)}{T_1(\phi_b - \phi_a)} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} \quad (94c)$$

當氣體等溫膨脹時，自熱體吸入之熱為 Q_1 。等溫壓縮時，氣體排出於冷體之熱，為 Q_2 。此熱量 Q_2 ，不能復用於原熱機中，俾生工作；蓋氣體必在 T_1 溫度吸熱，而 Q_2 之熱，乃在 T_2 溫度；熱不能自低溫物質自動流入高溫物質，故 Q_2 之熱，祇能視為廢棄，然如有第二冷體，其溫度 T_3 ，低於 T_2 ，則可使第二熱機工作於 T_2 與 T_3 溫度範圍內，其資料於 T_2 溫度吸熱， T_3 溫度排熱，如第 88 圖虛線所示。

絕對零度之溫度，無法達到，故無論冷體之溫度低至如何程度，終須有少量之熱，自資料排入其中，即無論如何不能使 Q_1 盡變為工作，倘一旦能得絕對零度之冷體，則熱力第二定律失其價值，而加諾機遂成為第二種永動機械。



第 88 圖

6.4. 加諾機之可逆性 (reversibility of Carnot engine) 於加諾循環中，資料之吸熱及排熱皆為等溫過程，即熱之傳遞，皆在熱力平衡之情況下，故為可逆，而等溫過程亦為可逆，故可使加諾機成

其循環之反方向動作，當氣體在第 37 圖 a 點所示之情形時，使氣體絕熱膨脹至 d ，其溫度為 $T_2 = T_1$ ；繼以等溫膨脹至 c ，氣體自冷體吸熱；自 c 至 b 為絕熱壓縮，以工作加於氣體， b 點之溫度為 $T_2 = T_1$ ；復經等溫壓縮至 a ，氣體排出熱量，入於熱體；於是循環以反方向完成，經此一循環，加於氣體之工作為面積 $adcb$ 所示，當加諸機循其循環之反方向動作時，資料自冷體吸熱，放入熱體之中，猶唧筒之舉低處之水至高處然，故有熱唧筒 (heat pump) 之稱，茲舉反方向動作之關係，列為第六表，

第 六 表

正 方 向 動 作	反 方 向 動 作
資料自熱體所吸之熱 = Q_1	= 資料放入熱體之熱。
資料放入冷體之熱 = Q_2	= 資料自冷體所吸之熱。
所作之工作 = $Q_1 - Q_2$	= 所耗之工作。

夏時炎熱，用熱唧筒自冷體取熱，放入常溫之物，以保持冷體之低溫 (low temperature)，是為發冷機 (refrigerating machine)，冬時嚴寒，用熱唧筒自室外冷空氣取熱，放入於室內溫度較高之空氣中，以保持室內之溫暖，是為保溫機 (warming machine)。發冷機，已應用甚多；而保溫機，則因種種關係，未甚發達。邇來機械工業日昌，保溫機亦有漸趨商業化之勢。

發冷機之優劣，多以性能係數 (coefficient of performance, 縮書 C. o. P.) 表示之，如第 37 圖所示

$$\begin{aligned}
 \text{C. o. P.} &= \frac{\text{自冷體吸出之熱}}{\text{使機械動作所需之能}} \\
 &= \frac{\text{面積 } dcmn}{\text{面積 } abcd} = \frac{T_c (\phi_c - \phi_d)}{(T_1 - T_2)(\phi_c - \phi_d)} = \frac{T_2}{T_1 - T_2} \quad (95)
 \end{aligned}$$

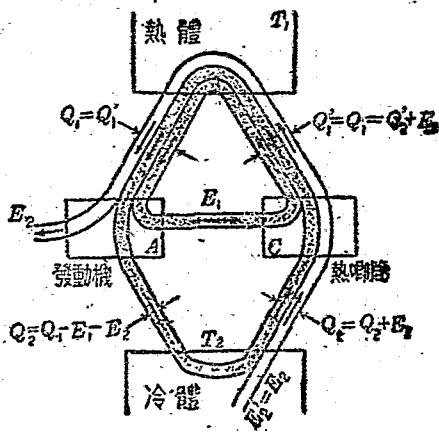
保溫機之性能係數為

$$\begin{aligned}
 \text{C. o. P.} &= \frac{\text{放入熱體之熱}}{\text{使機械動作所需之能}} \\
 &= \frac{\text{面積 } abmn}{\text{面積 } abcd} = \frac{T_1 (\phi_b - \phi_a)}{(T_1 - T_2)(\phi_b - \phi_a)} = \frac{T_1}{T_1 - T_2} \quad (96)
 \end{aligned}$$

6:5. 加諾定理 (Carnot's principle) 經加諾之證明, 得知二事: (1) 如工作時之溫度範圍相同, 無任何發動機, 其效率能在加諾機效率之上; (2) 凡可逆之發動機, 其效率皆與加諾機之效率相等。

(1) 設有發動機 A , 其效率較高於加諾機 C 之效率, 如 A 及 C 皆自熱體吸取同量之熱, 因 A 之效率較高, 自 A 放入冷體之熱, 應較少於自 C 放入者, 其量應為兩機所作工作之差。

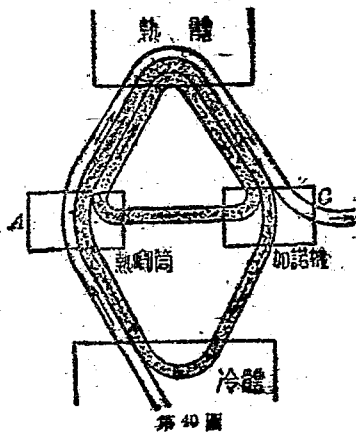
設以 A 為發動機, C 為熱唧筒; 由 A 帶動 (drive) 之, 能之傳遞當如第 39 圖所示。



第 39 圖

C 自冷體所吸之熱為 Q'_2 ，其受自 A 之能為 E_1 ，故其放入熱體之熱應為 $Q'_1 = Q'_2 + E_1$ ， A 自熱體所吸之熱為 $Q_1 = Q'_1$ ，其因帶動 C 所需之能為 E_1 ，如 A 之效率等於 C ，則 A 放入冷體之熱應為 $Q_1 - E_1 = Q'_1 - E_1 = Q'_2 = C$ 自冷體所吸之熱；今 A 之效率高於 C ，則其放入冷體之熱必少於 Q'_2 ，設其差為 E_2 ，則 A 之工作，除推動唧筒外，尚有 E_2 可供他用， A 放入冷體之熱，應為 $Q_2 = Q_1 - E_1 - E_2$ 。於是每經一循環，必有 E_2 之熱量自冷體取出，變為工作。持續既久，冷體之溫度，終至無限低，倘視 A 及 C 為一機，是其持續盡變熱能為機械能，適與熱力第二定律相抵觸，故知 A 之效率不能高於 C ；即無任何發動機，其效率能高於加諾機之效率。

(2) 設 A 為可逆發動機而其效率低於加諾機 C 之效率，如 A 及 C 皆自熱體吸取同量之熱，則自 A 放入冷體之熱，應較多於自 C 放入者，倘以 A 為熱唧筒，而以 C 帶動之，則能之傳遞，如第 40 圖所示，與第 39 圖所示者相同，故知其與熱力第二定律不合，為不可能，故知 A 之效率不能低於 C ；即可逆發動機之效率，應與加諾發動機之效率相等。



6:6. 加諾機與真發動機之比較 因實際無完全隔熱與完全導熱之物質，故上述之加諾機，純為理想。且縱令材料不成問題，而熱之傳遞，端賴溫度之差，倘在可逆等溫情形，其傳遞必極端遲緩，熱之傳遞愈緩，則所需之機械愈笨重，價亦愈昂。然可改進真發動機使與加諾機趨於近似，故可視加諾機，為實際構造之極限情形，用為比較真發動機之標準。

真發動機運動部分，必有摩擦；且須有蓄能設備，以便存儲氣體膨脹時所作工作之一部為壓縮之用。此蓄能設備，亦損失能之一部。例如往復機每用飛輪蓄能，因飛輪之摩擦及風力，耗能之一部。

下列諸損失在真發動機中，莫能避免：

1. 為謀熱能傳遞之迅速，當氣體吸熱或排熱之際，氣體與熱體或冷體間保有一定之溫差。
2. 氣體自熱體吸取之熱，經傳導，輻射，或對流，損失一部。
3. 氣體所作之工作，必有一部耗於機械之摩擦。
4. 蓄能以壓縮氣體，必伴以一部之損失。

6:7 等容蓄熱循環 (constant-volume regenerative cycle)

等容蓄熱循環，為施德林所首創，故又名施德林循環 (Stirling-cycle)。其 $P-V$ 及 $T-\phi$ 圖解，如第 41 圖所示，氣體依 ab 等溫過程自熱體吸熱，依 cd 等溫過程排熱於冷體， bc 及 da 為等容線，故 $\frac{V_c}{V_d} = \frac{V_b}{V_a} = \gamma$ 。自 b 至 c ，氣體排熱於蓄熱器 (regenerator) 自 d 至 a ，蓄熱器則以其所蓄之熱，還於氣體，因 $T_c = T_b =$ 熱體之溫度 T_1 ， $T_d = T_a =$

$=T_2$ = 冷體之溫度 T_2 , 而 bc 及 da 爲等容過程, 故 bc 所蓄之熱, 適足供 da 之用, 於是 bc 及 da 兩等容過程, 不影響外界之熱, 故氣體之吸熱及排熱, 皆在等溫情形, 則由 (54) 式及第 41 圖 (b) 知

$$Q_1 = \text{面積 } abmn = WAR T_1 \log_e \gamma \text{ B.T.U.}$$

$$Q_2 = \text{面積 } cdln = WAR T_2 \log_e \gamma$$

$$\text{純工作} = Q_1 - Q_2 = \text{面積 } abcd = WAR(T_1 - T_2) \log_e \gamma \text{ B. T. U.} \quad (97a)$$

純工作亦可由 (52) 式及第 41 圖 (a) 求之:

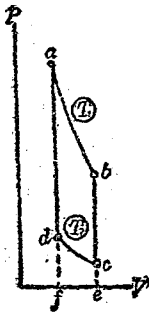
$$Wk_{ab} = \text{面積 } abef = WRT_1 \log_e \gamma \text{ ft. lbs.}$$

$$Wk_{bc} = 0$$

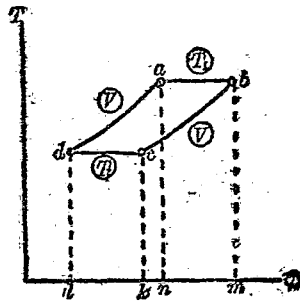
$$Wk_{cd} = \text{面積 } cdfc = WRT_2 \log_e \gamma$$

$$Wk_{da} = 0$$

$$\text{純工作} = Wk = \text{面積 } abcd = WR(T_1 - T_2) \log_e \gamma \text{ ft. lbs} \quad (97b)$$



(a)



(b)

第 41 圖 熱氣機循環

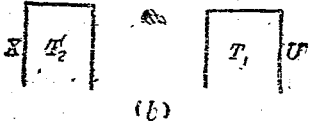
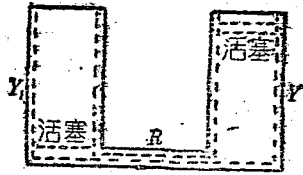
施德林循環之效率為

$$\frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{W_{AB}(T_1 - T_2) \log_e \gamma}{W_A R T_1 \log_e \gamma} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} \quad (98)$$

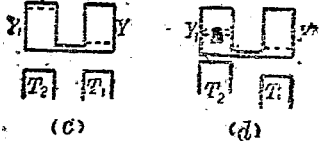
如過程之溫度範圍相同時，由上式知施德林循環之效率等於加諾循環之效率，利用蓄熱器，在 bc 及 da 兩過程中，無能之損失，而氣體之吸熱及排熱，皆在等溫情形，故施德林循環為可逆。

取不傳熱之長管，中實以鐵絲紗 (wire gauze)，管一端之溫度為 T_1 ，他端為 T_2 ，當熱體沿 $T_1 T_2$ 之方向流動，則漸減其溫度；於出管時，溫度為 T_2 ，可得 bc 過程。反之，則得 da 過程，故該管可充蓄熱器之用。

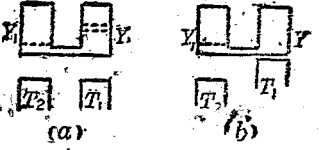
施德林循環，可用第 42 圖之簡單機械得之， Y 及 Y_1 為氣缸， U 為熱體，其溫度為 T_1 ， X 為冷體，其溫度為 T_2 ， R 為蓄熱器，其內部容積甚小，可略而不計。



設 Y_1 內之活塞在底部， Y 內裝氣體，其活塞在頂部，如 (b) 圖，此時 Y 內之氣體，為第 41 圖 b 點所示之情形。



壓 Y 內之活塞向下，同時提起 Y_1 內之活塞，使氣體之體積保持不變，如 (c) 圖所示情形時，氣體已



全入於 Y_1 ，因經蓄熱器 R ，氣體之溫度由 T_1 變為 T_2 ，是於第 41 圖之等容過程 bc 得以完成。

如(d)圖，固定 Y 內之活塞於底部，置冷體於 Y_1 之端，壓 Y_1 內之活塞向下，至氣體之體積如第 41 圖 d 點所示，遂得等溫過程 cd 。

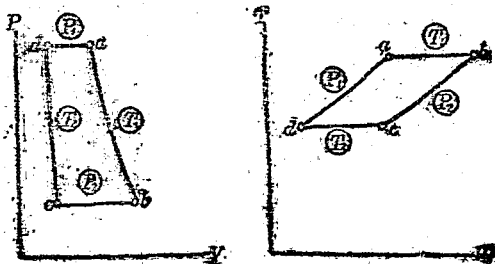
移去冷體，壓 Y_1 內之活塞向下，同時提起 Y 內之活塞，使氣體之體積保持不變，於達(a)圖所示之情形時，氣體已全入 Y 中，其溫度由 T_2 變為 T_1 ，是為第 41 圖之等容過程 da 。

置熱體於 Y 之端，使氣體為等溫之膨脹，至其活塞上升至頂，如(b')圖，於是第 41 圖之等溫過程 ab 得以完成，而氣體已遍歷一循環矣。

6.3 等壓蓄熱循環 (constant pressure regenerative cycle)

等壓蓄熱循環，又名伊瑞森循環 (Ericsson cycle)，其 $P-V$ 及

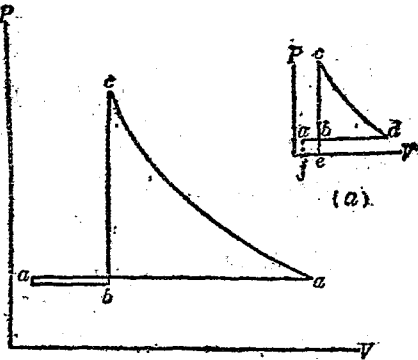
$T-\phi$ 圖解，如第 43 圖。此循環與施德林循環類似，可於同一機械執行之；其異於施德林循環者，僅在氣經蓄熱器時為等壓而非等容，此亦為可逆循環之一，其效率與加爾機之效率相等。



第 43 圖 伊瑞森循環

6:9 林奧循環 (Lenoir cycle) 此為最早採用於內燃機之循

環,如第44圖當活塞前進時,吸“進料”(charge)入氣缸中,如 ab 。當達半動程之先,進氣(admission)停止,點火爆發(ignite and explode),其壓力陡增,如 bc 。繼以絕熱膨脹, cd 。至動程終了,氣體之壓力,稍高於大氣壓力,於是開啓排出器,由活塞之反動程,排出廢氣。

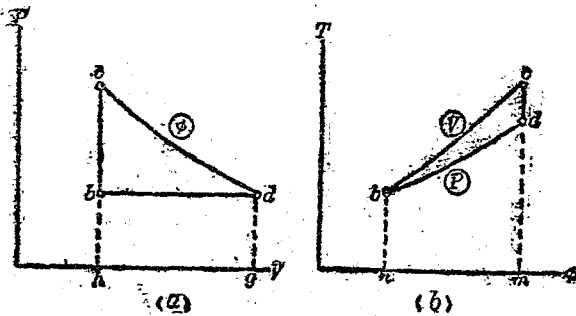


第44圖

當吸氣之時,氣缸內之壓力較大氣壓力稍低;而於排氣之時,氣缸內之壓力較大氣壓力稍高,然於理想情形,則無論吸氣或排氣,氣缸內之壓力,皆應為大氣壓力。爆發(explosion)所需之時間甚短,可視 bc 為等容過程,於是此循環遂成第44圖之情形。

當吸氣時,氣體所做之工作為面積 $abcf$ 所示之數,而排氣時加於氣體工作之一部,面積 $bafe$,適與之相抵,故當研討此循環時,僅用 bc, cd, db 三線已足;而理想林奧循環遂成第45圖所示之情形。

研究林奧循環時,普通認為氣體永在氣缸之內,無吸氣或排氣等動作,氣體在等容情形,自熱體吸熱,其變壓力逐漸增高,如 bc 。自 c 至 d 為絕熱膨脹, db 為等壓壓縮,氣體放出之熱,為冷體所吸收,於是此循環以等容,絕熱,等壓三過程而完成。



第 45 圖 理想奧爾循環

氣體每循環自熱體吸取之熱及其排於冷體之熱為

$$Q_1 = WC_v(T_c - T_b) \text{ B. T. U.}$$

$$Q_2 = WC_p(T_c - T_b) \text{ B. T. U.}$$

每循環之工作為，

$$W_b = Q_1 - Q_2 = WC_v(T_c - T_b) - WC_p(T_c - T_b) \text{ B. T. U.}$$

或
$$W_b = \frac{P_b V_c - P_a V_d}{k-1} - P_a(V_d - V_b) \text{ ft-lbs.}$$

其效率為

$$Eff. = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - k \frac{T_d - T_b}{T_c - T_b}.$$

氣體在等容情形，自熱體吸熱，熱體之溫度，不能低於 T_c ，故在 bc 過程中，熱之傳遞永為自高溫之熱體傳於溫度較低之氣，故 bc 變為不可逆，氣體於等壓情形，排熱於冷體，冷體之溫度，不能高於 T_b ，故於 dc 過程中，熱之傳遞，永為自溫度較高之氣，傳於冷體，故

此過程亦為不可逆。因林奧循環中有兩不可逆之過程，故此循環為不可逆循環。

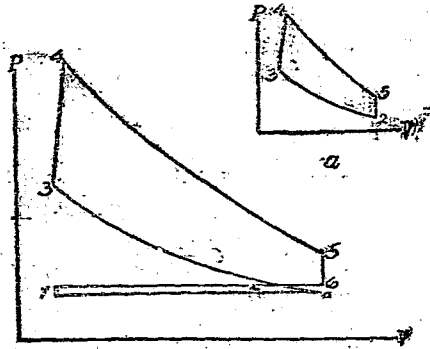
6:10 鄂圖循環 (Otto cycle) 今日所用之內燃機，多依此循環而動作，如第 46 圖所示，第一動程為吸氣動程，吸“進料”入氣缸中，如 1-2 線。

第二動程為壓縮動程，壓縮吸入之氣，自 2 至 3。於是點火爆發，壓力陡增，如 3-4 線，當爆發之時，活塞方在死點 (dead center)，其移動甚緩，故 3-4 線類似等容過程。

第三動程為膨脹動程，氣體依 4-5 線，而膨脹，於是開啓排出器，壓力驟降，呈自由膨脹之象，如 5-6 線，謂之放氣 (release)。此時活塞方在死點，其移動甚緩，故 5-6 線似等容過程。

第四動程為排氣動程，由活塞驅廢氣於氣缸之外，而循環完成。凡由四動程完成之循環，稱四動程循環。

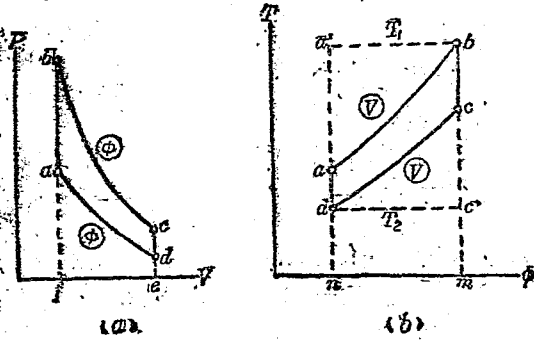
亦有由兩動程完成 2-3-4-5-2 循環者，稱二動程循環，惟於此種情形，關於進料之噴射 (injecting) 及廢氣之清除 (scavenging)，須別具設施，因之其效率亦較低於四動程循環者。



第 46 圖

於理想循環，設想氣體永在氣缸中，無吸氣及排氣兩動程，且
 爲壓縮及膨脹皆爲等熵過程，以熱體於等容情形加熱於氣，以代實
 際之燃燒，以冷體於等容情形自氣吸熱，以代實際之放氣，以兩動程
 完成一循環，

而其熱量過程
 及工作等，皆
 與實際之一
 循環相當，理
 想鄂圖循環
 之 $P-V$ 及
 $T-\phi$ 圖解，如



第 47 圖。

第 47 圖 理想鄂圖循環

以下計算此循環之充熱、却熱、工作及效率等：由第 47 圖(b)及
 (42)式，

$$Q_1 = \text{面積 } abmn = WC_v(T_b - T_a) \text{ B. T. U.},$$

$$Q_2 = \text{面積 } cdnm = WC_v(T_c - T_d).$$

$$\text{純工作} = Q_1 - Q_2 = \text{面積 } abcd = TC_v(T_b - T_a - T_c + T_d) \text{ B. T. U. (99a)}$$

由第 47 圖(a)及(42)式，

$$W_{bc} = \text{面積 } bcef = WK_v(T_b - T_c) \text{ ft.-lbs.},$$

$$W_{cd} = 0,$$

$$W_{da} = \text{面積 } dafe = WK_v(T_d - T_a),$$

$$W_{ab} = 0.$$

$$\text{純工作} = W_{bc} = \text{面積 } abcd = WK_v(T_b - T_c - T_a + T_d) \text{ ft.-lbs. (99b)}$$

$$Eff. = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{WC_v(T_b - T_a - T_c + T_d)}{WC_v(T_b - T_a)} = 1 - \frac{T_c - T_d}{T_b - T_a} \quad (100)$$

惟由(66)式, $T_c = T_b \left(\frac{V_b}{V_c}\right)^{\gamma-1} = T_b \left(\frac{V_a}{V_d}\right)^{\gamma-1}$

$$T_d = T_a \left(\frac{V_a}{V_d}\right)^{\gamma-1}$$

4 代入(100)式, 則

$$Eff. = 1 - \frac{T_b \left(\frac{V_a}{V_b}\right)^{\gamma-1} - T_a \left(\frac{V_a}{V_d}\right)^{\gamma-1}}{T_b - T_a} = 1 - \left(\frac{V_a}{V_d}\right)^{\gamma-1} \quad (101)$$

設活塞位移 = $P.D.$, 餘隙與活塞位移之比 = C , 則

$$V_c = C(P.D.), V_d = (1+C)(P.D.)$$

代入(101)式,

$$Eff. = 1 - \left[\frac{C(P.D.)}{(1+C)(P.D.)} \right]^{\gamma-1} = 1 - \left(\frac{1+C}{C} \right)^{\gamma-1} \quad (102a)$$

$$= 1 - \frac{1}{\gamma^{\gamma-1}} \quad (102b)$$

式中 γ = 縮比 = $\frac{V_d}{V_c} = \frac{1+C}{C}$ = 脹比 = $\frac{V_c}{V_b}$ 。

由上式知縮比或脹比愈大, 亦即餘隙愈小, 則循環之效率愈高, 惟實際縮比不能超越某種限度, 蓋以縮比過大, 則進料之溫度升高過甚, 有自燃(self-ignition)之虞。

熱體之溫度, 不能低於 T_b ; 冷體之溫度, 不能高於 T_a , 故 ab 及 cd 兩過程為不可逆, 於是鄂圖循環, 為不可逆之循環, 其效率低於加諾循環之效率, 由第 47 圖(b), 如溫度範圍相同, 加諾之工作應為面積

$a'bc'd$, 大於面積 $abcd$, 可知鄂圖之效率較低

於真鄂圖機中, 資料為混合氣體, 且因溫度頗高, C_p 之值為變數, 故計算之手續較繁, 欲繪製 $P-V$ 及 $T-\phi$ 圖解, 須先決定每過程終點之壓力、體積、溫度等, 於是 $\Delta\phi_{ab}$ 及 $\Delta\phi_{cd}$ 可由計算得之。分析此循環時, 多自 d 點着手, d 點之壓力, 普通視為當地之大氣壓力; 其溫度則可設為 $200^\circ F.$, 或 $T_d = 660$, 此數頗與實際情形相近, 脹比或縮比, 可由活塞位移及餘隙計之。

於一循環中, 氣缸內混合氣體之成分, 非盡一致, 當壓縮動程, 氣缸內含有燃料、空氣及殘留廢氣 (residue), 自爆發以迄放氣, 氣缸內皆為燃燒產物 (products of combustion)。

取定量之燃料, 使為完全燃燒, 於是吸取燃燒產物之熱以冷却之, 使達室內溫度。由吸出之熱量, 可計算每磅燃料之高熱值 (higher heating value, 縮書 H. H. V.)*。如每循環所燃之燃料為 W_f 磅, 則充熱為

$$Q_1 = W_f (\text{H. H. V.}) \quad (103)$$

每循環之純工作為

$$\begin{aligned} W_k &= Wk_{da} + Wk_{ab} + Wk_{bc} + Wk_{cd} \\ &= (U_d - U_a) + 0 + (U_b - U_c) + 0 \\ &= U_d - U_a + U_b - U_c. \end{aligned} \quad (104)$$

由 (103) 及 (104) 兩式, 可得循環之效率:

$$\text{Eff.} = \frac{\text{純工作}}{\text{充熱}} = \frac{U_d - U_a + U_b - U_c}{Q_1} \quad (105)$$

*參閱 6:15 節

欲決定 U_a, U_b, U_c, U_d 諸內能之值，須先選定一基點 (datum)，設定其處之內能為零。為計算時之方便，普通以絕對零度為基點，且設比熱之各方程式可用於該低溫情形。使 $T_0=0$ ，則於 1 之情形，內熱應為：

$$\begin{aligned} \text{如 } T_1 < 2900^\circ, \quad U_1 &= W \int_{T_0}^{T_1} C_p dT = W \int_{T_0}^{T_1} (M + BT + CT^2) dT \\ &= W \left[MT_1 + \frac{B}{2} T_1^2 + \frac{C}{3} T_1^3 \right] \end{aligned} \quad (106a)$$

$$\text{如 } T_1 > 2900^\circ, \quad U = U_{2900} + \left[MT + \frac{B}{2} T^2 + \frac{C}{3} T^3 \right]_{2900}^{T_1} \quad (106b)$$

例題 1. 有內燃機，縮比為 5 比 1，進料空氣與汽油之比為 15:1，汽油每磅之高熱值為 20,000 B. T. U.，低熱值 (lower heating value, L. H. V.) * 為 18,675 B. T. U. 燃燒產物之成分，以重量計之，為 $H_2O=8.4\%$ ， $CO_2=19.4\%$ ， $N_2=72.2\%$ ，水蒸汽之 $C_p=0.355-1.533(10)^{-5}T+2.35(10)^{-8}T^2$ ， $R=85.8$ ；汽油之 $C_p=0.3188+3.333(10)^{-5}T$ ， $R=13.53$ 。設每循環所用之資料為 1 磅，而資料之 10% 為殘餘廢氣，即當壓縮時，氣缸中有殘餘廢氣 0.1 磅，空氣 0.8438 磅，汽油 0.0562 磅。求理想鄂圖循環之充熱，純工作及效率。

解：當壓縮動程，由 (37) 及 (39) 兩式求得氣缸內混合物之

$$R=50.33, \quad M=0.1799, \quad B=2.032(10)^{-5},$$

$$C=3.7275(10)^{-9}. \quad (T < 2900).$$

當燃燒產物之溫度 $T < 2900$ ，則得

* 參閱 C: 15 節

$$R=54.01, M=0.1799, B=1.591(10)^{-5}, C=2.425(10)^{-9}$$

當燃燒產物之溫度 $T > 2900$ ，則得

$$R=54.01, M=0.2021, B=5.64(10)^{-7}, C=5.065(10)^{-9}$$

用上列各值於 (106) 式，則任何溫度之內能，皆可求得，其結果如第 48 圖。(a) 為壓縮曲線， $T < 2900$ 。(b) 為燃燒產物之膨脹曲線， $T > 2900$ 。

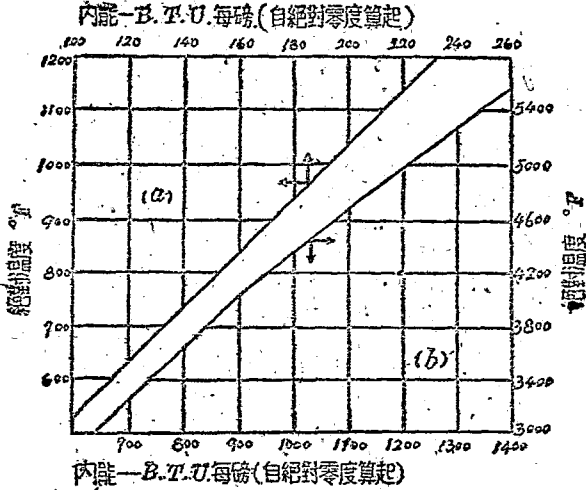


圖 38

設 $T_a = 660$ ，由第 48 圖(a)得

$$U_a = 123.7 \text{ B. T. U. 每磅。}$$

以 T_a 及各常數代入 (70 a) 式可得 T_a ，惟此式頗不易解，須採用曲線

* 參閱第四章例題 (1)

法，其曲線如第 49 圖之壓縮曲線，由曲線上相當縮比為 5 之處，知 $T_2 = 1120$ 。更由第 48 圖 (a) 知

$$U_a = 215.8 \text{ B. T. U. 每磅。}$$

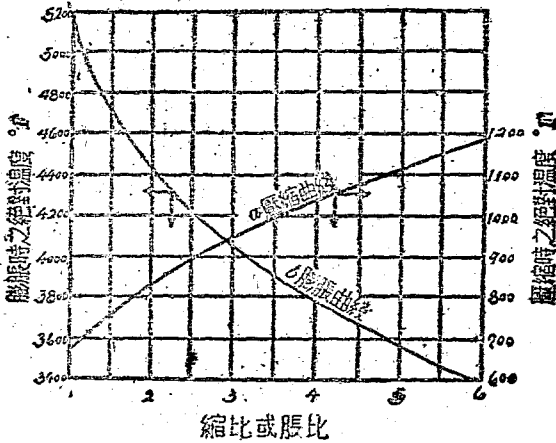
於壓縮終點，燃料燃燒，由 (103) 式知每循環之充熱為

$$Q_1 = W_f (\text{H. H. V.}) = 0.0562 \times 20000 = 1124 \text{ B. T. U.}$$

然可用以增高溫度之熱，應為

$$Q_2 = W_f (\text{L. H. V.}) = 0.0562 \times 18675 = 1050 \text{ B. T. U.}$$

Q_2 乃用以升高燃燒產物之溫度，非用以升高進料之溫度，燃燒產物在溫度 $T_2 = 1120$ 時，其內能應為：



第 49 圖

$$U'_a = 1 \left[0.1799 \times 1120 + \frac{1.591}{2} (10)^{-5} \times (1120)^2 + \frac{2.425}{3} (10)^{-9} \times (1120)^3 \right] = 212.6 \text{ B. T. U. 每磅。}$$

故 $U_b = U_a' + Q_t = 212.6 + 1050 = 1262.6$ B. T. U. 每磅。

由第 48 圖 (b), 相當於 $U_b = 1262.6$ B. T. U. 之溫度為

$$T_b = 5165^\circ \text{華氏絕對溫度。}$$

由 (70 a) 式, 採曲線法, 可得 T_c 。其曲線如第 49 圖之膨脹曲線, 相當於脹比為 5 之溫度為 $T_c = 3553$, 由第 48 圖 (b) 得

$$U_c = 778 \text{ B. T. U. 每磅。}$$

由 (104) 式, 純工作為

$$\begin{aligned} W_b &= U_a - U_a' + U_b - U_c \\ &= 129.7 - 215.8 + 1262.6 - 778 = 392.5 \text{ B. T. U. 每磅。} \end{aligned}$$

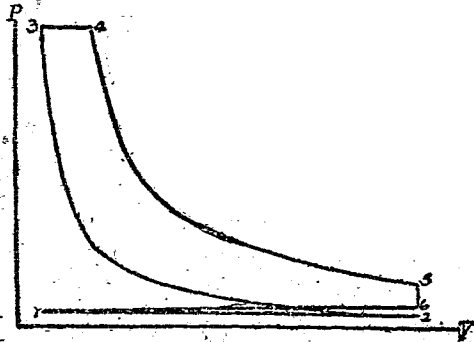
由 (105) 式, 效率為

$$\text{Eff.} = \frac{\text{純工作}}{\text{充熱}} = \frac{392.5}{1124} = 0.349, \text{ 或 } 34.9\%。$$

6.11 狄賽爾循環 (Diesel cycle) 此循環為狄賽爾內燃機所採用, 可由兩動程或四動程完成之。第 50 圖為四動程機之 $P-V$ 圖解, 第一動程為吸入動程, 吸空氣入氣缸中, 如 1-2 線。

第二動程為壓縮動程, 如 2-3 線。

縮比 $\frac{V_2}{V_3}$ 之大, 及 3 點壓力之高, 遠超鄂圖循環上。3 點之溫度在燃料燃點



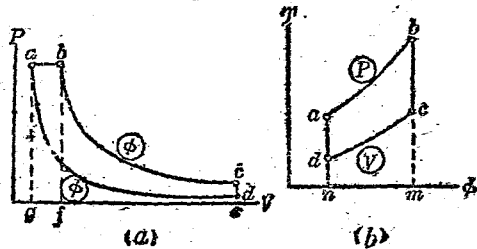
第 50 圖

(ignition point) 以上, 此時如以燃料加於氣缸中, 則自動燃燒, 無須點火裝置。

第三動程為膨脹動程, 自 3 至 4, 噴射燃料於氣缸中, 使與氣缸內之高溫空氣接觸而燃燒, 其燃燒之速度, 適足保持等壓。於 4 點停止燃料之供給, 謂之停給 (cut-off)。於是燃燒產物, 循 4-5 線而膨脹。至 5 處, 開啓排氣閥而放氣, 壓力驟減, 如 5-6 線。

第四動程為排氣動程, 活塞排廢氣於氣缸之外, 而循環完成矣。

於理想循環, 如第 51 圖, 無吸氣及排氣動程, 以等壓情形加熱於氣體, 使其體積膨脹。膨脹之大小, 視所加熱量以為斷。停止加熱後, 氣體為等熵之膨脹。冷體在等容情形, 自氣體吸熱, 復經等熵壓縮以完成一循環。因無吸氣及排氣兩動程, 故理想狄賽爾循環能於兩動程間完成。



第 51 圖 理想狄賽爾循環

在真狄賽爾機中, 資料之重量非為常數。當壓縮終了, 燃料噴入; 有時燃料之噴射, 須賴高壓空氣之助, 而壓縮噴射空氣, 須有能之消耗, 故於研討理想循環時, 可視噴射空氣為在主氣缸 (main cylinder) 中壓縮者。至泵動 (pumping) 燃料所需之工作, 為量甚微, 多略而不計。

由 (22), (23) 兩式及第 51 圖, 如資料之重為 M 磅, 則

$$Q_1 = \text{面積 } abmn = WC_p(T_b - T_a) \text{ B. T. U.}$$

$$Q_2 = \text{面積 } cdnm = WC_v(T_c - T_d)$$

$$\begin{aligned} \text{純工作} &= Q_1 - Q_2 = \text{面積 } abcd \\ &= WC_p(T_b - T_a) - WC_v(T_c - T_d) \text{ B. T. U.} \end{aligned} \quad (107)$$

循環之效率為

$$\begin{aligned} \text{Eff.} &= \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{WC_p(T_b - T_a) - WC_v(T_c - T_d)}{WC_p(T_b - T_a)} \\ &= 1 - \frac{WC_v(T_c - T_d)}{WC_p(T_b - T_a)} = 1 - \frac{1}{k} \left[\frac{T_c - T_d}{T_b - T_a} \right] \end{aligned} \quad (108)$$

上式中 T_b 及 T_d 須視 ab 過程而決定，故不便於應用。停給點之容積與縮壓終點容積（即餘隙容積）之比，稱停給比。如以 γ_c 代表停給比， γ_a 代表絕熱壓縮比，則

$$\gamma_c = \frac{V_b}{V_a}, \quad \gamma_a = \frac{V_d}{V_a} = \frac{V_c}{V_a}$$

由(45)及(66)兩式，

$$T_b = \frac{V_b}{V_a} T_a = \gamma_c T_a$$

$$T_c = T_b \left(\frac{V_b}{V_c} \right)^{k-1} = \gamma_c T_a \left[\frac{\frac{V_b}{V_a}}{\frac{V_c}{V_a}} \right]^{k-1} = T_a \frac{\gamma_c^k}{\gamma_a^{k-1}}$$

$$T_d = T_a \left(\frac{V_a}{V_d} \right)^{k-1} = T_a \frac{1}{\gamma_a^{k-1}}$$

代各值於(108)式，

$$\text{Eff.} = 1 - \frac{1}{k} \left[\frac{\gamma_c^k - 1}{\gamma_a^{k-1} (\gamma_c - 1)} \right] \quad (109)$$

由上式可知，效率之大小，視 γ_a , γ_c 及 r_c 三者而定。如 r_c 及 r_c 為定值，則縮比愈大，效率亦愈高。蓋以停給後之膨脹，可因之加大也。依同種理由，如 γ_a 及 r_c 為定值，則停給比愈小，效率愈高。停給比減小，則載荷 (load) 減小，而氣缸中空氣與燃料之比以增。如 γ_a 及 γ_c 為定值，則 r_c 之值愈大，效力愈高。

如 (109) 式所示，效率之高低，無關於資料之重量，茲設資料之重量，等於實際停給時之重量，則停給比，可由下列 (111) 式求之。

- 設 W_f = 實際每循環所用燃料之重，磅；
 W_A = 實際每磅燃料所用之空氣，磅 (如實際需噴射空氣，其重量亦包括於 W_A 內)；
 W_B = 實際每磅燃料殘留於氣缸中之廢氣；
L. H. V. = 每磅燃料之低熱值；B. T. U.；
 $Q_f = W_f(\text{L. H. V.})$ = 實際每循環中，能之可用於增高混合氣體之溫度者；
 Q_1 = 在與實際相當之理想循環中，每循環之充熱，
 $(1 + W_A + W_B)W_f$ = 資料之重，
 $Q_1 = (1 + W_A + W_B)W_f C_p (T_b - T_a)$
 $= (1 + W_A + W_B)W_f C_p (\gamma_c - 1) T_a$ (110)

惟 $Q_1 = Q_2$ ，於是

$$(1 + W_A + W_B)W_f C_p (\gamma_c - 1) T_a = W_f (\text{L. H. V.}).$$

$$\gamma_c = 1 + \frac{\text{L. H. V.}}{(1 + W_A + W_B) C_p T_a} \quad (111a)$$

$$= 1 + \frac{\text{L. H. V.}}{(1 + W_A + W_B) C_p T_a r_c^{\gamma_c - 1}} \quad (111b)$$

當研討實際情形，資料在循環進行中變其性質，如研討圖 52 循環者然。比熱之過程，不可忽視，設於壓縮之先，溫度 $t_a = 200^\circ\text{F}$ ，或 $T_a = 660$ ；壓力 $P_a =$ 大氣壓力。

如燃料之高熱值為 H. H. V. B. T. U. 每磅，每循環燃燒之燃料為 W_f 磅，則充熱為

$$Q_1 = W_f (\text{H. H. V.}) \quad (112)$$

循環之純工作，應等於組成循環各過程工作之和，如第 52 圖所示。

$$W_{fs} = W_{fs_{a-a}} + W_{fs_{a-b}} + W_{fs_{b-c}} + W_{fs_{c-d}}$$

$$= U_a - U_a + AP_a(V_b - V_a) + U_b - U_c + 0$$

$$= U_a - (U_a + AP_a V_a) + (U_b + AP_b V_b) - U_c$$

$$= U_a - Q_a + Q_b - U_c$$

$$(113)$$

上式各項，皆與資料之重量成正比。

由(112)及(113)兩式，可計算循環之效率，

$$\text{Eff.} = \frac{\text{純工作}}{Q_1} = \frac{U_a - Q_a + Q_b - U_c}{W_f (\text{H. H. V.})} \quad (114)$$

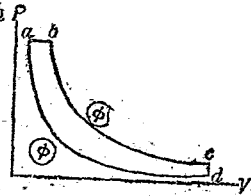
上式中內能之值，可由(106)式得之，茲述熱容之求法：由熱容之定義知

$$Q_b = U_b + AP_b V_b, \quad Q_a = U_a + AP_a V_a$$

$$\text{則} \quad Q_b - Q_a = U_b - U_a + AP_b V_b - AP_a V_a$$

$$= W \int_{T_a}^{T_b} C_v dT + AP_b V_b - AP_a V_a \quad (115)$$

如 C_v 為常數，則



第 52 圖

$$\begin{aligned}
 Q_b - Q_a &= WC_p(T_b - T_a) + W AR(T_b - T_a) \\
 &= W(C_p + AR)(T_b - T_a) \\
 &= WC_p(T_b - T_a)
 \end{aligned} \tag{116}$$

如 $C_p = M + BT + CT^2$, 則

$$\begin{aligned}
 Q_b - Q_a &= W \int_{T_a}^{T_b} (M + BT + CT^2) dT + AP_b V_b - AP_a V_a \\
 &= W \left[M(T_b - T_a) + \frac{B}{2}(T_b^2 - T_a^2) + \frac{C}{3}(T_b^3 - T_a^3) \right] \\
 &\quad + AP_b V_b - AP_a V_a
 \end{aligned} \tag{117a}$$

因 $AP_b V_b = WART_b$, $AP_a V_a = WART_a$, $M' = M + AR$,

$$Q_b - Q_a = W \left[M'(T_b - T_a) + \frac{B}{2}(T_b^2 - T_a^2) + \frac{C}{3}(T_b^3 - T_a^3) \right] \tag{117b}$$

設以絕對零度為基點, 則 $T_0 = 0$; 而於 1 之情形, 其熱容應為

$$\begin{aligned}
 Q_1 &= W_1 \left[M' + \frac{BT^2}{2} + \frac{CT^3}{3} \right]_{T_0}^{3900} \\
 &\quad + W_1 \left[M'T + \frac{BT^2}{2} + \frac{CT^3}{3} \right]_{3900}^{T_1}
 \end{aligned} \tag{118}$$

例題 2 某狄賽爾機之縮比為 15 比 1, 燃料之高熱值為 19150 B. T. U. 每磅; 低熱值為 18650 B. T. U. 每磅。燃料每磅需空氣 25 磅; 燃燒產物之成分, 以重量計, 為 $\text{CO}_2 = 11.8\%$, $\text{H}_2\text{O} = 4.0\%$, $\text{N}_2 = 73.9\%$, $\text{O}_2 = 10.3\%$ 。當地之大氣壓力為 14.7 磅, 當壓縮時, 有 3% 廢氣殘留於氣缸中, 求理想循環之效率。

解 為計算之方便, 設於絕熱膨脹時, 資料之重為 1 磅, 則於壓縮時, 空氣之重為 0.9327 磅, 殘餘廢氣之重為 0.06 磅, 水蒸汽之比熱為

$$C_p = 0.353 - 1.533(10)^{-5}T + 2.35(10)^{-8}T^2,$$

$$C_p = 0.463 - 1.533(10)^{-5}T + 2.35(10)^{-8}T^2$$

當膨脹及壓縮時，混合氣體之成分不同，其 M, B, C, M', R 等值，可由(35)及(39)式計之。

膨脹混合氣體，即燃燒產物之各值為：

如 $T < 2900$,

$$M = 0.1743, M' = 0.2432, B = 0.9842(10)^{-5}, C = 2.884(10)^{-9};$$

如 $T > 2900$,

$$M = 0.1878, M' = 0.2567, B = 0.5137(10)^{-6}, C = 4.489(10)^{-9};$$

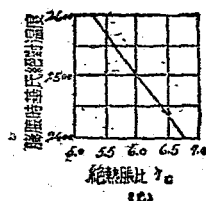
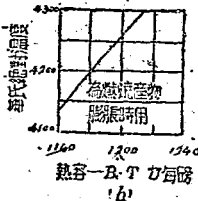
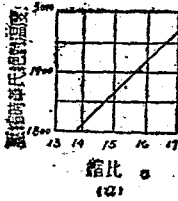
$$R = \frac{M' - M}{A} = 53.6.$$

壓縮混合氣體之各值為：

如 $T < 2900$,

$$M = 0.1706, M' = 0.2391, B = 3.067(10)^{-7}, C = 4.099(10)^{-9};$$

$$R = 53.29.$$



第 52 圖

第 52 圖 d 點之溫度為 $T_d = 660$ ，由(106)式，

$$U_d = 113.1 \text{ B.T.U. 每磅。}$$

以適當之常數代入(70a)式，可作曲線，如第 53 圖(a)；於曲線上相當 $\gamma_a = 15$ 之處，可知

$$T_a = 1881^\circ \text{ 華氏絕對溫度。}$$

由(118)式可得 a 點之熱容爲

$$Q_a = 459.4 \text{ B. T. U. 每磅。}$$

壓縮之後，繼以燃燒，噴入之燃料應爲 $0.9327 \times \frac{1}{25} = 0.0373$

磅。燃燒既畢，可用於增高資料溫度之熱量爲

$$Q_c = 0.0373 \times 18650 = 695 \text{ B. T. U.}$$

由(118)式，知燃燒產物之熱容，在 $T_a = 1881^\circ$ 時，爲

$$Q'_a = 481.3 \text{ B. T. U. 每磅。}$$

在 ab 等壓過程中，加於資料之熱爲 Q_c ，故 B 點之熱容爲

$$Q_b = Q'_a + Q_c = 481.3 + 695 = 1176.3 \text{ B. T. U. 每磅。}$$

利用(118)式，繪第 53 圖(b)之曲線；由曲線知 b 點之溫度爲

$$T_b = 4187^\circ \text{ 華氏絕對溫度。}$$

自 b 至 c ，爲絕熱膨脹，利用(70 a)式，可繪第 53 圖(c)之曲線，倘知 V_c 與 V_b 之比，則 c 點之溫度，可由曲線知之。因 ab 爲等壓過程，

$$P_a = P_b,$$

$$\frac{V_b}{V_a} = \frac{W_b R_b T_b}{W_a R_a T_a} = \frac{1 \times 53.6 \times 4187}{0.9627 \times 53.29 \times 1881} = 2.326;$$

故絕熱脹比爲

$$\gamma' = \frac{V_c}{V_b} = \frac{\gamma_a V_a}{V_b} = \frac{15}{2.326} = 6.45.$$

由第 53 圖(c)，相當此脹比之溫度爲

$$T_c = 2438^\circ \text{ 華氏絕對溫度。}$$

由(106)式，計得 c 點之內能爲

$$U_c = 468.2 \text{ B. T. U. 每磅。}$$

於是由(113)式，循環之純工作為

$$\begin{aligned} W_k &= U_a - Q_a + Q_b - U_o \\ &= W_a(\bar{U}_a - \bar{Q}_a) + W_b(\bar{Q}_b - \bar{U}_o) \\ &= 0.9627(113.1 - 459.4) + 1176.3 - 468.2 \\ &= 874.7 \text{ B. T. U. 每磅膨脹混合氣體} \end{aligned}$$

由高熱值計充熱之量為

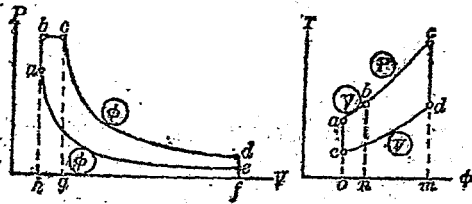
$$Q_1 = W_f(\text{H. H. V.}) = 0.0373 \times 19150 = 714.3 \text{ B. T. U.}$$

故循環之效率為。

$$\text{Eff.} = \frac{874.7}{714.3} = 0.525, \text{ 或 } 52.5\%$$

6:12 雙燃循環 (dual combustion cycle) 有許多油機，其燃燒初為等容，繼為等壓，此種發動機名為雙燃機 (dual combustion engine)，或半狄賽爾機 (semi-Diesel engine)，或混燃機 (mixed combustion engine)。燃料之點火，多不賴點火設備 (igniting device)。普通藉稍高之壓力，使燃料着火；亦有借助於氣缸蓋之高溫部分，以點火者。

噴入燃料之一部，因種種限制，燃燒較遲，其理想循環，如第 54 圖所示。



(a) 第 54 圖 理想雙燃循環 (b)

如資料之重為 W 磅，則每循環之純工作及循環效率可計之如次：

$$Q_1 = WC_p(T_b - T_a) + WC_p(T_c - T_b)$$

$$Q_2 = WC_v(T_a - T_d)$$

$$\text{純工作} = Q_1 - Q_2 = WC_p \left[(T_b - T_a) - (T_a - T_d) \right]$$

$$+ WC_p(T_c - T_b), \text{ B. T. U.} \quad (119)$$

$$\text{Eff.} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{WC_v(T_a - T_d)}{WC_p(T_b - T_a) + WC_p(T_c - T_b)}$$

$$= 1 - \frac{T_a - T_d}{T_b - T_a + k(T_c - T_b)} \quad (120)$$

設 $\gamma_a = \text{絕熱縮比} = \frac{V_c}{V_a};$

$$\gamma_b = \text{停給比} = \frac{V_d}{V_b};$$

$$x = ab \text{ 等容過程中壓力之比} = \frac{P_b}{P_a}.$$

則 $T_b = \frac{P_b}{P_a} T_a = x T_a;$

$$T_c = \left(\frac{V_c}{V_b} \right) T_b = x \gamma_a T_a;$$

$$T_d = T_c \left(\frac{V_c}{V_d} \right)^{k-1} = T_c \left(\frac{r_c}{r_d} \right)^{k-1} = x \gamma_a^k \frac{T_a}{\gamma_b^{k-1}};$$

$$T_d = T_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{k-1} = \frac{T_a}{r_a^{k-1}}.$$

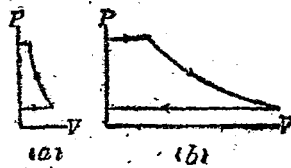
以各值代入(120)式, 則效率為:

$$\text{Eff.} = 1 - \frac{1}{r_a^{k-1}} \left[\frac{x r_c^k - 1}{(x-1) + kx(\gamma_c - 1)} \right] \quad (121)$$

雙燃循環, 實由鄂圖循環及狄賽爾循環合併而成。如欲分析實際用混合氣體時之情形, 可仿(3), (4)兩例題之解法為之。因太繁複, 茲不備述。

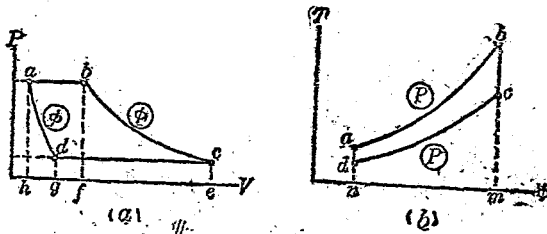
6:13 布雷吞循環 (Brayton cycle) 布雷吞循環, 又名焦耳循環 (Joule cycle), 於鄂圖機成功之先, 布雷吞機嘗有長足之發展, 此機於主氣缸外, 別具第二氣缸, 以為壓縮進料之用, 因其笨重價昂, 迨鄂圖機出, 遂取其地位而代之, 惟如使其循循環之反方向動作, 可充冷藏機, 故仍不失其重要性。

第 55 圖 (a) 為壓縮氣缸之圖解。低壓之資料, 入氣缸內, 經壓縮而壓力增高, 排於受器 (receiver) 中, 第 55 圖 (b) 為主氣缸之圖解, 進料自受器入主氣缸, 且入且燃, 為等壓之



第 55 圖

膨脹, 於停給後, 燃燒產物繼續膨脹, 至其壓力為排出壓力時, 排出器開, 活塞驅廢氣於氣缸之外, 此兩氣缸之純工作與第 56 圖所示者相等, 故於分析布雷吞循環時, 可依第 56 圖為之。



第 56 圖 完全膨脹之理想布雷吞循環

$$Q_1 = WC_p(T_b - T_a), \text{ B. T. U.}$$

$$Q_2 = WC_p(T_c - T_d)$$

$$\text{純工作} = Q_1 - Q_2 = WC_p(T_b - T_a - T_c + T_d) \text{ B. T. U.} \quad (122)$$

$$Eff. = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{WC_p(T_c - T_d)}{WC_p(T_b - T_a)} = 1 - \frac{T_c - T_d}{T_b - T_a} \quad (123)$$

由(68)式,

$$T_c = T_b \left(\frac{P_c}{P_b} \right)^{\frac{k-1}{k}} = T_b \left(\frac{P_d}{P_a} \right)^{\frac{k-1}{k}},$$

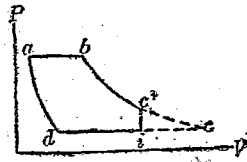
$$T_d = T_a \left(\frac{P_d}{P_a} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$\begin{aligned} \text{故 } Eff. &= 1 - \frac{T_b \left(\frac{P_d}{P_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} - T_a \left(\frac{P_d}{P_a} \right)^{\frac{k-1}{k}}}{T_b - T_a} = 1 - \left(\frac{P_d}{P_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} \\ &= 1 - \left(\frac{V_a}{V_d} \right)^{k-1} = 1 - \left(\frac{1}{r_d} \right)^{k-1} \end{aligned} \quad (124)$$

式中 $r_c = \frac{V_d}{V_a}$ = 絕熱縮比,

$$= \frac{V_c}{V_b} = \text{絕熱脹比.}$$

如布魯吞機之膨脹不完全, 如第 57 圖所示, 則循環之效率稍減, 然可使發動機之體積縮小, 因而減低其價格。此循環之效率可以 1 代(127)式之 r 得之。



第 57 圖

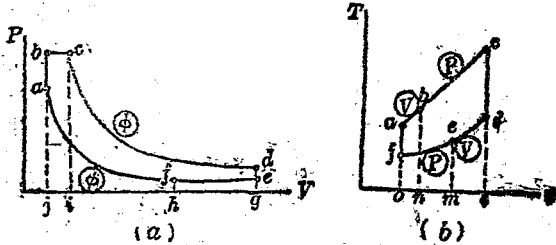
$$Eff. = 1 - \frac{1}{r_d^{k-1}} \left[\frac{r_c^k}{Z^{k-1} - Z + k(Z-1)} \right], \quad (125)$$

$$\frac{P_d}{P_a} = \left(\frac{V_d}{V_a} \right)^k, \quad \frac{P_b}{P_c} = \left(\frac{V_c}{V_b} \right)^k.$$

$$\text{能 } P_a = P_b; \quad P_c = P_d; \quad \frac{V_d}{V_b} = \frac{V_c}{V_a}.$$

式中 $Z = \frac{T_i}{T_d} = \frac{V_i}{V_d}$

6:14. 組合循環 (composite cycle), 此循環為近年溫克爾 (W. J Walker) 所創, 故又名溫克爾循環。其歷史較淺, 且機械之構造, 甚為複雜, 故溫克爾機, 尚未臻商業化之境。惟以其效率頗高, 殊不容忽視。組合循環之圖解, 如第 58 圖, 由等容、等壓、等熵之過程各二所組成, 其循環效率為:



第 58 圖 理想組合循環

$$\begin{aligned}
 \text{Eff.} &= 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{WC_p(T_d - T_c) + WC_p(T_e - T_f)}{WC_p(T_b - T_a) + WC_p(T_g - T_h)} \\
 &= 1 - \frac{T_d - kT_f + (k-1)T_c}{(1-k)T_b - T_a + kT_g} \quad (126)
 \end{aligned}$$

$\gamma_s = \frac{V_f}{V_a} = \left(\frac{T_a}{T_f}\right)^{\frac{1}{k-1}}$ 絕熱縮比;

$r_c = \frac{V_c}{V_b} = \frac{T_c}{T_b}$ 傳給比;

$\alpha = \frac{P_b}{P_a} = \frac{T_b}{T_a}$ 等容燃燒時壓力之比;

$$Z = \frac{V_c}{V_f} = \frac{T_c}{T_f} = \text{等壓壓縮時體積之比。}$$

則

$$T_b = xT_a; \quad T_c = \gamma_c T_b = x\gamma_c T_a;$$

$$T_d = T_c \left(\frac{V_c}{V_d} \right)^{k-1} = \frac{x\gamma_c^k T_a}{(r_a Z)^{k-1}};$$

$$T_e = ZT_f = \frac{ZT_a}{r_a^{k-1}}; \quad T_f = \frac{T_a}{r_a^{k-1}};$$

代各值於(126)式，則

$$\text{Eff.} = 1 - \frac{1}{r_a^{k-1}} \left[\frac{x\gamma_c^k}{Z^{k-1}} - Z + k(Z-1) \right] \quad (127)$$

因此循環爲布雷吞、狄塞耳、鄂圖，三循環所合成，如以適當數值代(127)式之各比，則可用上式求此數種循環之效率，茲以各比之值列下：

布雷吞循環（完全膨脹）， $x=1$ ， $Z=\gamma_c$ ；

鄂圖循環， $\gamma_c=1$ ， $Z=1$ ；

狄塞爾循環， $x=1$ ， $Z=1$ ；

雙熱循環， $Z=1$ 。

3.15. 高熱值及低熱值 (higher and lower heating values)

內燃機所用之燃料，多含有氫，燃燒時，氫氧化合爲水。設使一磅燃料完全燃燒，自其燃燒產物吸出熱量，至水汽凝爲水；則吸出之熱量謂之高熱值 (H. H. V.)。如於吸熱時，水汽未凝爲水；則所吸出之熱量，謂之低熱值 (L. H. V.)。工程問題中，關於此兩種熱值之取舍，莫衷一是。計算熱效率 (thermal efficiency) 時，德國多用高

熱值；英國則多用低熱值。

計算內燃機之熱效率時，或謂以用低熱值為較宜。因燃燒產物中所含之水汽無多，其部分壓力甚低，在氣缸中，絕難至水汽之凝結溫度 (temperature of condensation)。

或謂廢氣離氣缸時，其溫度應為室溫，水汽當盡凝為水；如非然者，須歸罪於機械構造之不良。故在計算熱效率時，以用高熱值為較宜。

更有兩種熱值並用者，其結果距事實較近。計算充熱，用高熱值；計算資料溫度之升高及純工作，用低熱值，本書即採此法。

6:16. 循環之應用及比較 欲知理想循環適於實用與否，須注意下列數端（第五表）：

- (1) 循環之效率須高。
- (2) 循環中之最高壓力不至過高，致使機械過笨重，因之價亦過昂。
- (3) 平均有效壓力須高，俾能獲得較多之工作。
- (4) 最高溫度不至過高，致使氣缸，活塞氣密等發生弊害。
- (5) 循環之各過程，須為實際動作所能仿效。
- (6) 循環之各過程，須能於急遽間完成之，藉得輕巧之機械。

由上所述，知不同之循環，可為種種之比較，得不同之結論。自熱力觀點言之，工作溫度範圍須相同，加諾循環之效率最高；然自他點觀之，加諾循環反較劣。

鄂圖、狄賽爾及雙燃循環，自各點觀之，皆難分其優劣。故在內

燃機，上述三循環實呈並駕齊驅之勢，無所軒輊。惟依使用之目的及環境，為決擇之途徑而已。

加諾、鄂圖及布雷吞循環，可以其吸熱及排熱之過程為比較，加諾循環之吸熱及排熱，皆在等溫情形，故亦稱之為等溫式 (constant-temperature type)。同理稱鄂圖循環為等容式，布雷吞循環為等壓式。除吸熱及排熱過程外，其餘皆為可逆絕熱過程。

加諾、鄂圖及布雷吞循環，復可以相同之絕熱縮比為比較，由(94)式加諾循環之效率為

$$\begin{aligned} \text{Eff.} &= \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_d}{T_a} \\ &= 1 - \left(\frac{V_a}{V_d} \right)^{\gamma-1} = 1 - \left(\frac{1}{r_a} \right)^{\gamma-1} \end{aligned} \quad (128)$$

上式之結果與(102b)及(124)兩式相同，故三種循環之效率，皆可用(128)式計之，因知如絕熱縮比相同，則加諾、鄂圖及布雷吞循環之效率相等。

第七章 發動機之效率及工況

(Efficiencies and Performances of Engines)

7:1 效率之意義 (significance of efficiencies) 原動機所生之功率，多以制動式功率計 (brake-type dynamometer) 測定之，稱為制動輸出 (output)。如以馬力為功率單位，則為制動馬力 (brake horsepower)，基於制動輸出所求得之效率，稱制動效率 (brake efficiencies)。

有時發動機直接聯接於被動機 (driven machine)，不克分離之為各別之試驗，或發動機之輸出甚巨，不能以普通之功率計測量時，則舉發動機及被動機合併試驗，稱其工況及效率為合併工況 (combined performance) 及合併效率 (combined efficiencies)。

原動機恆因其載荷 (load) 之大小而異其效率，故稱相當於其最經濟工況之輸出，為額定 (rated) 輸出。發動機每能發生多於額定輸出之功率，以禦意外之過荷 (overload)。

7:2 加諾效率 (Carnot efficiency) 加諾效率為 $(T_1 - T_2) / T_1$ ， T_1 及 T_2 為熱體及冷體之絕對溫度，如以加諾循環與實際力廠之效率為比較，則 T_1 及 T_2 為實際力廠中最高及最低之絕對溫度，如以實際發動機與其相當之加諾機為比較，則以資料在發動機中之最高

或最低絕對溫度為 T_1 及 T_2 。

7.3 理想循環效率 (ideal cycle efficiency) 設有理想發動機或力廠，依與實際情形相似之循環而動作，其循環效率，稱理想循環效率。在實際情形中，必不免漏洩 (leakage)、節流 (throttling)、擾動、磨擦及熱之輻射、傳導、對流等損失；如發動機為內燃式，或力廠中包括有鍋爐，則不良之燃燒，亦為損失之一種。理想循環，則無上述諸損失；故充熱 Q_1 及却熱 Q_2 之差，應為工作，即

$$\text{理想循環效率} = \text{Eff}_i = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$$

7.4 熱效率 (thermal efficiencies) 變為工作之熱，與加於發動機熱量之比，稱熱效率。如發動機之工作乃自器示壓容圖計算而得，則稱其熱效率為指示熱效率 (indicated thermal efficiency, I. T. Eff.)。器示壓容圖所示之工作，乃熱在活塞處所變或者，故亦稱指示熱效率為活塞熱效率 (piston thermal efficiency)。

如計算熱效率時，所用工作，為發動機制動輸出，則稱之為制動熱效率 (brake thermal efficiency, B. T. Eff.)，或稱發生熱效率 (delivered thermal efficiency)，間亦有稱為軸效率 (shaft efficiency) 或飛輪效率 (flywheel efficiency) 者。

用合併輸出所計算之熱效率，謂之合併熱效率 (combined thermal efficiency, C. T. Eff.)，用以示加於發動機之熱究有幾許變為被動機之工作。

在蒸汽力廠中，除發動機及被動機外，尚有鍋爐、管路、及輔機 (auxiliaries) 等。故全廠之熱效率，包括各種損失及輔機所耗之能，稱為廠熱效率 (plant thermal efficiency, P. T. Eff.)，乃示力廠所生之機械能及所需燃料熱量之比。

在內燃機力廠中，僅包括原動機及被動機，故廠熱效率即合併熱效率。

7:5 機械效率 (mechanical efficiency) 功率之發生於發動機之軸者，與所加於活塞者之比，謂之機械效率，亦即制動馬力與指示馬力之比也。指示馬力及制動馬力之差，乃功率之耗於磨擦者，稱磨擦馬力 (friction horsepower)。如以 F 表示磨擦馬力與指示馬力之比，則 $1 - F$ 為機械效率。

因不能用指示器於汽輪，故莫能測定其指示馬力，故於求汽輪之機械效率時，須計算或估計其機械損失。

7:6 發動機效率 (engine efficiencies) 發動機熱效率與理想循環效率之比，謂之發動機效率 (engine efficiency, Eng. Eff.)，亦有稱為效率比者，由不同之熱效率，可得不同之發動機效率。

指示熱效率與理想循環熱效率之比，或理想發動機每馬力所需熱量與實際發動機每指示馬力所需熱量之比，謂之指示發動機效率 (indicated engine efficiency, I. Eng. Eff.)，可用以表示漏洩、紛擾、節流及磨擦等損失之多寡；在內燃機，且示燃燒之良否。

制動發動機效率 (brake engine efficiency, B. Eng. Eff.) 亦

稱發生發動機效率 (delivered engine efficiency), 乃制動熱效率與理想循環效率之比, 或理想發動機每馬力所需熱量與實際發動機每制動馬力所需熱量之比。如非特別指明, 普通所謂發動機效率, 乃指制動發動機效率而言。

包括被動機損失之發動機效率, 稱為合併發動機效率 (combined engine efficiency, C. Eng. Eff.), 即合併熱效率與理想循環效率之比, 亦等於、理想發動機每仟瓦小時所需之熱 / '被動機每仟瓦小時所需之熱'。

7:7 熱消耗量 (heat consumption) 欲使熱機或熱力廠發生工作, 必以熱供給之。每單位輸出, 如馬力小時或仟瓦小時等, 所需之熱, 謂之熱消耗量 (H.C.)。如某時間內熱之總消耗量 (total consumption) 為 $T. C.$, 以同時間之工作除之, 即得熱消耗量。可以下列各式表示之:

$$H. C. \text{ 每 } 1 \text{ H.P. - hr.} = T. C. / \text{總 } 1 \text{ H.P. - hr.} = 2545 / \text{I. T. Eff.},$$

$$H. C. \text{ 每 } B. \text{ HP - hr.} = T. C. / \text{總 } B. \text{ HP - hr.} = 2545 / B. \text{ T. Eff.},$$

$$H. C. \text{ 每 } \text{kw - hr.} = T. C. / \text{總 } \text{kw - hr.} = 3413 / C. \text{ T. Eff.},$$

加於熱機或熱力廠之熱量, 等於每磅燃料熱值及所需燃料重量之乘積, 在蒸汽力廠中, 計算加於發動機之熱量時, 涉及蒸汽之性質, 容後論之。

7:8 工況之表示法 (methods of expressing performances)

在一定情況之下, 發動機單位輸出之熱消耗量, 或發動機之熱效率,

為售者與購者兩方供求之條件，此種工況之計量，可據以估計燃料之費用，亦可藉以為熱機或熱力廠之比較。

僅知某發動機較他者之熱效率高，或熱消耗量較低，實不足以判斷其設計或構造之良否；蓋以工作時之溫度範圍，實關重要。譬之兩相同之水輪機 (water turbines)，如置於不同水頭 (water head) 之下，其水消耗量，自亦未能一致也，且由較高熱效率所得之利益，每為較高之設備費及保管費所抵消，亦為購置發動機時所應考慮者。

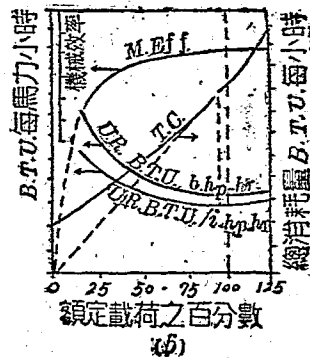
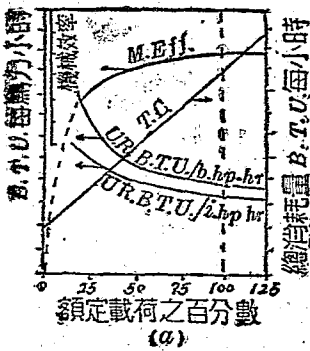
發動機之設計者或製造者，可依熱效率之高低，判損失之大小，亦即可判出品之優劣。如欲改進某一發動機或比較熱量之損失時，則指示發動機效率，可為比較之依據。

7:9 載荷對經濟之影響 (effect of load on economy) 磨擦馬力乃用於勝過機械磨擦。雖發動機之輸出為零時，倘欲維持其動轉，仍須能之供給，故在無載荷 (no load) 情形下，機械效率為零。概言之，如變更發動機之載荷，其磨擦幾為常數，因知載荷較大時，機械效率亦較高。仿此，熱之損失，雖載荷變更，幾為常數；故指示發動機效率，隨載荷之增減而有高低。循環效率，普通不受載荷之影響，惟在狄賽爾機，如載荷減少，則停給比減少，而循環之效率增高。

表示熱之經濟情形，多用工況曲綫 (performance curves)。此種曲綫，以效率或消耗量為縱坐標；而以輸出如馬力，仟瓦或額定載荷之百分數等，為橫坐標。第 59 圖示兩種工況曲綫。(a) 圖所示，設每小時熱之總消耗量 (T. C.) 與輸出保持直綫關係，其與縱坐標之

變點，表示在無載荷情形下，因勝過損失所需之能。設額定載荷為 $T.C.$ ，以相當之制動馬力除 $T.C.$ 之縱坐標，則得每制動馬力小時所需之熱量(B.T.U./b.hp-hr.)，亦稱熱消耗量之單位率(unit rate, U.R.)。此圖之U.R.曲綫，連續下降，雖至載荷超過額定數值猶然。由機械效率曲綫(M. Eff.-curve)及用制動馬力所求之U.R.曲綫，可得每指示馬力小時所需之熱量。

(b)圖所示， $T.C.$ 綫為曲綫，如自原點(origin)作 $T.C.$ 綫之切綫，則切點之下方，適為U.R.綫之最低值。發動機之使用，普通多欲其在熱消耗量最低之情形，然有時因考慮其他經濟因子，不在此情。使用之發動機之工況與此圖相似者，其額定輸出，多在最低熱消耗量所示載荷之附近。



第 59 圖

7:10 概要 (summary) 本章所述各種效率，於分析熱機之

工況時，應用甚多，茲列其相互關係於次：

$$\begin{aligned} \text{機械效率 (M. Eff.)} &= \frac{b. hp}{i. hp} = \frac{B.T. Eff.}{I.T. Eff.} \\ &= \frac{\text{每指示馬力所需之熱}}{\text{每制動馬力所需之熱}} \end{aligned} \quad (129)$$

$$\begin{aligned} \text{指示發動機效率 (I. Eng. Eff.)} &= \frac{I.T. Eff.}{\text{循環效率}} \\ &= \frac{\text{理想發動機每馬力小時所需之熱}}{\text{實際發動機每指示馬力小時所需之熱}} \end{aligned} \quad (130)$$

$$\begin{aligned} \text{發動機效率 (B. Eng. Eff.)} &= \frac{B.T. Eff.}{\text{循環效率}} \\ &= \frac{\text{理想發動機每馬力小時所需之熱}}{\text{實際發動機每制動馬力小時所需之熱}} \end{aligned} \quad (131)$$

$$\begin{aligned} \text{合併發動機效率 (C. Eng. Eff.)} &= \frac{C.T. Eff.}{\text{循環效率}} \\ &= \frac{\text{理想發動機每仟瓦小時所需之熱}}{\text{被動機每仟瓦小時輸出所需之熱}} \end{aligned} \quad (132)$$

$$\begin{aligned} \text{指示熱效率 (I.T. Eff.)} &= \text{循環效率} \times I. Eng. Eff. \\ &= \frac{2545}{\text{發動機每指示馬力小時所需之熱}} \end{aligned} \quad (133)$$

$$\begin{aligned} \text{制動熱效率 (B.T. Eff.)} &= \text{循環效率} \times B. Eng. Eff. \\ &= \frac{2545}{\text{發動機每制動馬力小時所需之熱}} \end{aligned} \quad (134)$$

$$\begin{aligned} \text{合併熱效率 (C.T. Eff.)} &= \text{循環效率} \times B.T. Eff. \\ &\quad \times \text{被動機之效率} \end{aligned} \quad (135a)$$

$$= \frac{3413}{\text{被動機每仟瓦小時輸出所需之熱}} \quad (135b)$$

$$\text{廠熱效率(P.T.Eff.)} = \frac{2545}{\text{力廠發生每馬力小時所需之熱}} \quad (186a)$$

$$= \frac{3413}{\text{力廠發生每仟瓦小時所需之熱}} \quad (186b)$$

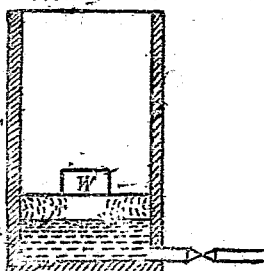
第八章 蒸汽之性質(Properties of Vapors)

蒸汽乃介於液體與氣體間之一種物態，其性形頗似氣體，惟不依氣體定律之規定。

在熱機中，蒸汽之應用甚廣，經多次試驗及計算之結果，以蒸汽在各種情形下之性質，列為表，稱蒸汽表 (vapor table)；繪為圖，稱蒸汽圖表 (vapor chart)。此表及圖表，須了解其所含各項之意義，方能使用。

8:1 等壓情形蒸汽之發生 在等壓*情形中，加熱於液體，使其溫度升高，達於某點後（此點之溫度，視壓力之大小而不同），倘再繼續加熱，則溫度不復升高，而液體之一部，則變為蒸汽。加以充分之熱，可使液體完全變態。

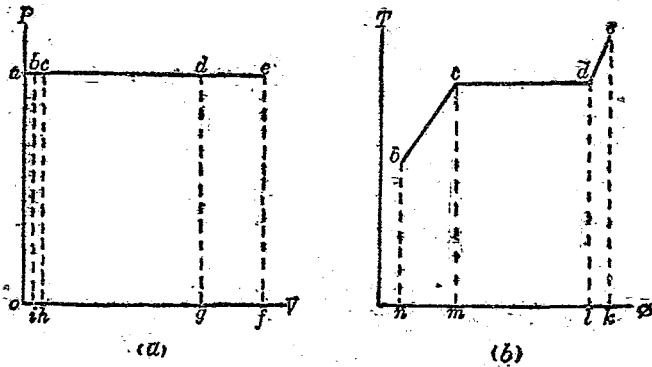
設有直立之圓筒，內裝無磨擦之活塞，活塞上置重塊；筒之下部，裝有卷之管，如第 60 圖。活塞及重塊之重，並大氣壓力，合成一向下之壓力 P_0 磅。設以一磅華氏 32 度之液體，泵入活塞之下，其所佔之體積為 V_0 立方呎，因泵入液體所需



第 31 圖

* 此壓力須小於臨界壓力，參閱 7:2 節

之工作為 $P_b V_b$ 呎磅，或 $AP_b V_b$ B. T. U. 此工作可以第 61 圖(a)之面積 $abio$ 表示之。在低壓情形下， P_b 之值較小；當計算熱力問題時， $AP_b V_b$ 之值每略而不計，惟如壓力頗高，則 $AP_b V_b$ 不可忽視。



第 61 圖

設閉管上之器，以保持此一磅液體於筒中，而從筒外加熱(筒為良導體)，則液體之溫度升高，其體積亦略增，如第 61 圖之 bc 。迨達 c 點後，雖繼續加熱，溫度不復升高；液體逐漸變為蒸汽，其體積激增。此時之溫度，稱為該壓力下之飽和溫度 (saturation temperature)，或稱為該壓力下之汽化溫度 (temperature of vaporization)，以 t_s 表示之。液體於達 c 點後，不能復加熱其中而使其無變態發生；故 c 點之液體，稱飽和液體 (saturated liquid)，飽和液體之體積以 V_s 表代之。壓力愈高，則飽和溫度愈高。

在等壓變化 bc ，加於每磅液體之熱，可以第 61 圖 (b) 之面積 $bcmn$ 表示之；此熱稱為液體熱 (heat of liquid)，其記號為 q 。設液

體之等壓比熱為 C_p , 則因 $t_0 = t_0$,

$$q = \int_{t_b}^{t_0} C_p dt. \quad (137)$$

由上式知 b, c 間之焓變化為

$$\begin{aligned} \Delta\phi_{b0} &= \int_{T_b}^{T_0} \frac{dQ}{T} \\ &= \int_{T_b}^{T_0} \frac{C_p dT}{T} = \bar{C}_p \log_e \frac{T_0}{T_b} \end{aligned} \quad (138)$$

式中 \bar{C}_p 為 b, c 間之平均等壓比熱, $\Delta\phi_{b0}$ 之值, 可以第 61 圖 (b) 之 nm 表示之。

加熱於飽和液體, 則在等溫等壓之情況下汽化 (vaporization)。如加以適量之熱, 可使液體完全汽化, 如第 61 圖 d 點所示, 在 cd 變化中, 蒸汽與液體之溫度相同。液體表面與活塞底面之間, 充分為蒸汽所充滿。在此變化中, 蒸汽之密度 (density) * 保持不變, 且為該種壓力下之最大密度, 在此種情況之蒸汽, 稱飽和蒸汽 (saturated-vapor); 其相當之壓力及溫度, 稱飽和壓力 (saturation pressure) 及飽和溫度 (saturation temperature)。

由第 61 圖知 c 及 d 兩點之溫度及壓力皆相等, 故飽和液體之飽和壓力及飽和溫度, 亦即飽和蒸汽之飽和壓力及飽和溫度。蒸汽表之飽和壓力及飽和溫度, 可適用於液體及蒸汽兩者。

使一磅飽和液體完全汽化, 其所需之熱量, 謂之汽化潛熱 (latent heat of vaporization), 以 r 表示之。由第 61 圖 (b), $r =$ 面積 $cdlm$ 。

* 密度 = 質量 ÷ 體積

等壓汽化時，熱之增加量，謂之汽化熵 (entropy of vaporization)；單位重量之汽化熵以 ϕ_0 表示之，因當汽化時，溫度為常數，

$$\phi_0 = \frac{r}{T_0} \quad (139)$$

其值以第 61 圖 (b) 之 ml 表示之。

當汽化時，體積之增加，以 u 表示之。設 \bar{V}_g 代表一磅飽和蒸汽之體積， \bar{V}_f 代表飽和液體之體積，則 $u = \bar{V}_g - \bar{V}_f$ ， APu 為因汽化時體積增大所作之外工作，其單位為 B. T. U. 此 APu 之熱量，稱為外潛熱 (external latent heat)。

汽化潛熱之量為 r ，外潛熱 APu 僅為 r 之一小部，故 r 與 APu 之差，應為等壓汽化時內熱之增加，稱為內潛熱 (internal latent heat)，以 ρ 表示之。

$$\rho = r - APu \quad (140)$$

當汽化時，因分離液體之分子，使其彼此間之距離增大，以自液體變為汽體，須耗大量之能，即內潛熱之為用也。

迨達 d 點後 (第 61 圖)，液體已盡變為蒸汽，如繼續加熱，則蒸汽之溫度與體積並增，此時之蒸汽，謂之過熱蒸汽 (superheated-vapor)，如過熱之情形為 e 點所示，過熱蒸汽與飽和蒸汽之溫度差，稱過熱度 (degree of superheat)，以 D 表示之。當壓力為 P_0 時，

$$D_0 = t_e - t_d = (t_{\text{過熱}} - t_{\text{飽和}})_{P_0} \quad (141)$$

於 d_0 變化所需之熱，稱過熱熱 (heat of superheating)，其量為 $\bar{C}_p P_0$ ， \bar{C}_p 為該壓力下該溫度範圍內蒸汽比熱之平均值。 \bar{C}_p 之值，在各種情形中，變化甚大，容後詳論之。

d_s 間積之增加，稱過熱熵 (entropy of superheating)，以 ϕ_D 表示之。每磅過熱蒸汽之過熱熵為

$$\phi_D = \int_{T_d}^{T_s} \frac{dQ}{T} = \int_{T_d}^{T_s} \frac{C_p dT}{T} = \bar{C}_p \log_e \left(\frac{T_{\text{過熱}}}{T_{\text{飽和}}} \right)_{T_s} \quad (142)$$

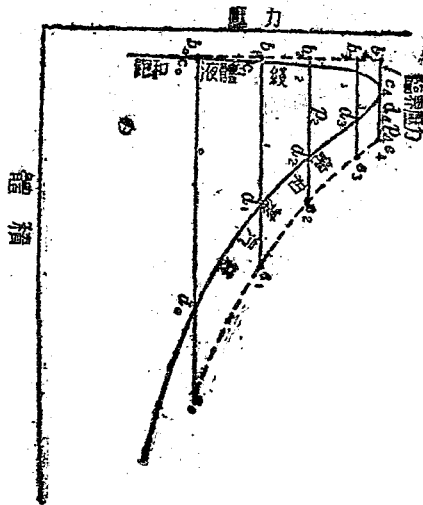
= lk 綫段所示之數，(第 61 圖 b)。

8.2 飽和綫 (the saturation lines) 設仍以 前節之圓筒及液體，變更重塊之重，即變更壓力，使 32°F. 之液體在等壓情形下受熱；經重複試驗，可得如第 62 圖所示之結果。圖中 p_0, p_1, p_2, p_3, p_4 示每次試驗之壓力； b_0, b_1, b_2, b_3, b_4 為在不同壓力 32°F. 液體之情形。由第 62 圖 (a)，可知液體之壓縮性 (compressibility) 甚小；故在不同之壓力下， b_0, b_1, b_2, b_3, b_4 各點之體積幾相等； $b_0 b_4$ 綫近似垂直。由第 62 圖 (b) 可知 32°F. 之液體，在不同之壓力下，其焓微有不同；壓力較高時，焓較少。

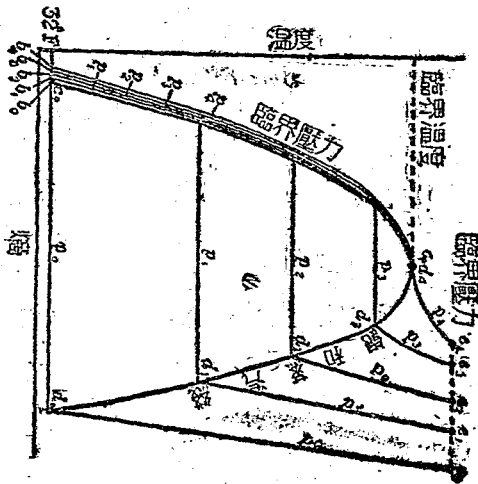
c_0, c_1, c_2, c_3, c_4 為表示在不同壓力下飽和液體之諸點； d_0, d_1, d_2, d_3, d_4 為表示飽和蒸汽之諸點。

如在不同之壓力下過熱之，使達相同之溫度 t_0 ，則可以 c_0, c_1, c_2, c_3, c_4 各點表示之，此圖中 $b_0 c_0, d_0 e_0, b_1 c_1, d_1 e_1$ 等各綫，實皆與第 61 圖之 bcd 綫相當。

如以曲綫連 d_0, d_1, d_2, d_3, d_4 各點，則得飽和蒸汽綫 (saturated-vapor line)，或簡稱飽和綫 (saturation curve)。如以曲綫連 c_0, c_1, c_2, c_3, c_4 各點，則得飽和液體綫 (saturated liquid curve)，或簡稱



第 32 圖(a)



第 32 圖(b)

(b)

液體線 (liquid line)。

上述兩飽和線之曲度 (curvature)，視液體之性質及壓力，溫度等之範圍而有不同，然無論所用之液體為何，兩曲線必有相遇之點，稱臨界點 (critical point)；其所代表之情形，稱臨界狀態 (critical state)。在臨界狀態之壓力、體積、溫度、 K 等，稱臨界壓力，臨界體積、臨界溫度、臨界焓等。在臨界狀態時，汽化熱之值為零。

8.3 品質 (quality) 當液體急速汽化之際，每有小滴之液體，隨蒸汽脫離液體之本體，而混於蒸汽之中，其溫度與蒸汽相同，兩者保持熱平衡 (thermal equilibrium)。此含有液體小滴之蒸汽，謂之濕汽 (wet vapor)。飽和溫度之蒸汽，如其中未含液體小滴，則為乾汽 (dry vapor)。濕汽中乾汽重量與濕汽全重量之比，謂之品質，亦稱乾度，以 x 表示之。

品質一詞，亦可用以指示一容器中有等溫之液體及蒸汽同時存在之情形。設某器之中有流體 (fluid) 10 磅，其中 1 磅為乾汽，9 磅為液體，則可稱其品質為 10%。

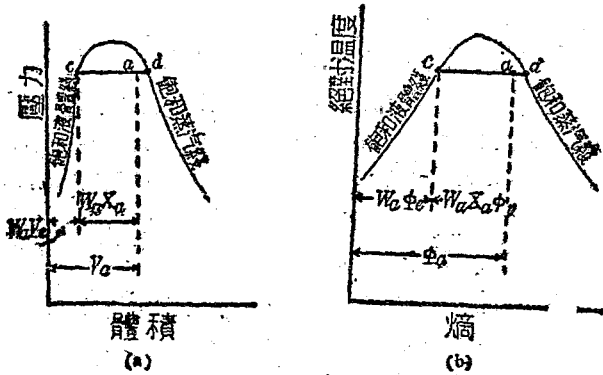
第 61 圖 c 點所示之情形，液體已達飽和，倘更加熱其中，則起汽化，故 c 點之情形，可稱其品質為零， $x=0$ ； d 點所示之情形，已完全汽化，無復液體存在， $x=100\%$ 。 c 及 d 兩點間之品質，自 0% 至 100%。

在管路 (pipe line) 中高速流動之過熱蒸汽，有時亦可攜有飽和溫度之液體，然以其溫度不同，非在平衡狀態，經相當時間，液體

* 此名甚混， b_1, a_1, b_2, c_2 ，等號亦用液體線。

終必汽化。

8:4 濕汽之品質 設有在 a 情形之濕汽 W_a 磅，其品質為 x_a ，壓力為 P_a ，如第 63 圖所示。 a 點之溫度為 $t_a = t_g = t_d = t_{飽和}$ ，此飽和溫度之數值，可從蒸汽表得之。



第 63 圖

在溫度 t_a 之飽和液體，其容度 \bar{v}_1 可自蒸汽表得之。今濕汽之重為 W_a ，則 c 點之體積應為 $V_1 = W_a \bar{v}_1$ 。如使一磅液體完全汽化，其體積之增加為 $u = \bar{v}_g - \bar{v}_1$ ，此二值皆可自蒸汽表得之。當品質為 x_a ，其每磅之體積變化為 $x_a u$ ，則 W_a 磅之體積變化為 $W_a x_a u$ 。在 a 點之體積為

$$V_a = W_a (\bar{v}_1 + x_a u)_{P_a} \tag{143}$$

每磅飽和液體之熵為 ϕ_1 ，則 c 之熵應為 $W_a \phi_1$ ，每磅之汽化焓為

ϕ_a ，當品質為 x_a 時，焓之增加為 $x\phi$ ，則 ca 線段所表示之焓變化為 $W_a x_a \phi_a$ 。故 a 點之焓為

$$\phi_a = w_a(\bar{\phi}_l + x_a \bar{\phi}_v)_{p_a} \quad (141)$$

式中 ϕ_l 及 ϕ_v 之值，可於蒸汽表得之。

使每磅液體自 32°F 達於飽和，其所需之熱為 q 。每磅之汽化熱為 r ，則使每磅液體自 32°F 變為 x_a 品質之蒸汽，所需之熱量為 $q + x_a r$ 。今重量為 W_a 磅，故自 32°F 至 a 點之熱量變化為

$$Q_{x_a p_a} = W_a(q + x_a r)_{p_a} \quad (145)$$

8:5 蒸汽之熱容及熵 因物質內熱及焓之雜數，而於工程上之需要，僅知其變化已足；為計算之方便，恆取一基點，設定其處之內熱及焓為零，於是不同情形下熱容及焓之變化，可由比較知之。普通以 32°F 之飽和液體為基點，蒸汽表中之各數值，即自此點算起者。在此溫度時，水之飽和壓力為 0.0877 磅，氨為 62.29 磅，二氧化碳為 505 磅，後二者常用於冷藏方面，且其溫度恆低於 32°F，故亦有採用其他基點者。

第 62 圖所示，乃代表二氧化碳之性質，其基點應為 b_0 所示，由圖可知如壓力較高，其 32°F 時之焓為負數。惟水之壓縮性較小，其 b_0, b_1, b_2, b_3, b_4 各點，幾相重合。

於 p 壓力下，加熱於一磅液體，使達飽和，則所加之熱，應為該壓力下之液體熱。

* 美國標準局 (U. S. Bureau of Standards) 之製蒸汽表，用 -40°F 為基點。

$$q_p = \int_{T_0}^{T_v} C_p dT \quad (164)$$

式中 T_0 為基點之絕對溫度， T_v 為汽化絕對溫度， C_p 為液體之等壓比熱。

如繼續加熱，使此一磅液體完全汽化，則所加熱量之總額為

$$\begin{aligned} \lambda_p &= q_p + \rho_p + (APu)_p \\ &= q_p + r_p \end{aligned} \quad (147)$$

如僅汽化其一部，其餘仍為液體，則所加之總熱量為

$$\begin{aligned} Q_{x_p} &= q_p + x\rho + x(APu)_p \\ &= q_p + xr_p \end{aligned} \quad (148)$$

式中 x 為品質。

設使其過熱，至溫度為 T_s ，則該蒸汽所含之總熱量為

$$\begin{aligned} Q_s &= q_p + \rho_p + (APu)_p + \int_{T_v}^{T_s} C_p dT \\ &= q_p + \rho_p + (APu)_p + \bar{C}_p(T_s - T_v) \\ &= \lambda_p + \bar{C}_p D \end{aligned} \quad (149)$$

式中 $D = T_s - T_v$ ， \bar{C}_p 為蒸汽之等壓比熱。

綜合上列各式，則得下之概括方程式，可用以表示自基點至任何情形時，每磅之熱容變化。

$$\begin{aligned} Q_p &= \int_{T_0}^{T_v} C_p dT + x\rho_p + x(APu)_p + \int_{T_v}^{T_s} C_p dT \\ &= q_p + xr + \bar{C}_p D \end{aligned} \quad (150)$$

上式如應用於飽和液體，則後兩項為零。如用於濕汽，則末一項為零。

如用於乾汽，則 $x=1$ ，末項為零。如用於過熱蒸汽，則 $x=1$ 。

仿此在任何情形下，每磅蒸汽之焓，亦可以一概括方程式表示之。

$$\begin{aligned} \phi_p &= \phi_l + x\phi_v + \phi_D \\ &= \int_{T_0}^{T_p} \frac{C_p dT}{T} + x \frac{r_p}{T_p} + \int_{T_0}^{T_p} \frac{C_p dT}{T} \\ &= \bar{C}_p \log_e \frac{T_p}{T_0} + x \frac{r}{T_p} + \bar{C}_p \log_e \frac{T_p + D}{T_p} \end{aligned} \quad (151)$$

上式之用法與(150)式同。

資料之熱容為內熱及外熱之和，在壓力為 P 及體積為 V 時，其外熱之值應為

$$\begin{aligned} \int_{V_0}^V P dV &= P(V - V_0) = PV \text{ 呎磅} \\ &= APV \text{ B. T. U.} \end{aligned}$$

故內熱為

$$U = Q - APV.$$

8-6 限定蒸汽之條件 關於理想氣體，如知壓力，體積，溫度三者之二，則可決定其餘之一。

在乾汽，倘知三者之一，即可決定其他二者。

濕汽則僅其溫度與壓力可連帶決定，即一種溫度，有其相當之壓力；亦即一壓力，必有其相當之溫度。至體積，則必先知其品質始能決定。

過熱蒸汽之性質，與氣體近似。知其二者，亦可決定其三。

8-7 蒸發 (evaporation) 如液體之表面暴露於空間，而空間

中未為該液體之飽和蒸汽所充滿時，則有蒸汽發生，以至充滿該空間而後已，此種現象，謂之蒸發。

當蒸發進行時，液體之分子躍入空間；而空間中之蒸汽分子亦有返回液體中者。當蒸發開始時，自液體逃入空間之分子多於自空間返回者，故空間漸為蒸汽所充塞。迨達平衡狀態，自液體入空間之分子適與自空間返於液體之分子相等，此時蒸汽之壓力應與當時之溫度相當。當達平衡之先，蒸汽必為過熱情形，因其密度較小於飽和蒸汽也。過熱蒸汽之壓力，小於同溫度之飽和蒸汽。

使液體變為蒸汽，必需熱之供給。當蒸發時，液體必自其本身及附近之物質吸取熱量，故以酒精等物塗於皮膚時，因其急速蒸發，感覺涼爽。

與液體表面接觸之空間，每含有他種氣體或蒸汽。由達爾吞定律知空間中雖有他物存在，不能阻止液體之蒸發，然因他物之存在，蒸發之進行較緩。歷充分之時間，終達平衡，此時蒸汽之一切性質，與相當於當時溫度之飽和蒸汽相同，可自蒸汽表得之。惟空間中之總壓力，當為各物部分壓力 (partial pressure) 之和。

當氣體中混有蒸汽時，氣體定律不能適用。惟如蒸汽之量甚少，則應用氣體定律，可無大差誤 (error)。

8:8 沸騰 (boiling) 當加熱於液體時，液體各部所受之熱，常不均。其受熱較多之部分，溫度升高，達飽和而汽化，遂形成汽泡。此汽泡因密度較小，遭其附近液體之排擠而上升。如汽泡周圍之液體，溫度較低，此汽泡未達液體表面，即復凝為液體，放出其汽化熱，

為周圍之液體所吸收，於是液體之溫度漸增，迨至液體之溫度與汽泡之溫度相近或相等，則汽泡可衝出液體表面。而為蒸汽，此時之情形，稱為沸騰。

液體沸騰之溫度，謂之沸點 (boiling point)，視當時壓力之高低而不同。普通所謂某液體之沸點，乃指在大氣壓力下而言。

8-9 液體及蒸汽之不安定情形 (unstable states of liquid and vapors)，在大氣壓力下，保持純水之平靜，而徐徐加熱其中，可使之至 212°F 以上，猶不氣化；此種情形之液體，稱過熱液體 (superheated liquid)，甚不安定，如加以極小之擾動，則起急遽之沸騰。由蒸汽之發生，吸收所加於熱體過量之熱，以構成壓力及溫度情形之平衡。

如在大氣壓力下，徐徐吸出純水之熱，可使之至 20°F ，仍不結冰；惟其情形極不安定。此時之液體，稱過冷液體 (supercooled liquid)，如施以極小之擾動，則急遽結冰，放出潛熱，以升高水之溫度，至與當時之壓力相當。

保持乾汽平靜，徐徐吸出其熱，可使其溫度至飽和溫度以下，猶不凝結，此時之蒸汽，稱過冷蒸汽 (supercooled vapor)，亦稱過飽和蒸汽 (supersaturated vapor) 極不安定，即以一塵投入其中，亦足引起其急遽凝結。

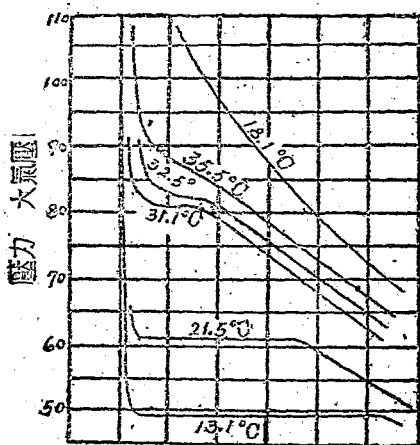
有時蒸汽因膨脹過速，不及凝結，亦生過冷現象。如汽經蒸汽輪機之噴嘴 (nozzle) 時，於極短之時間 (約為 $\frac{1}{10000}$ 秒) 內，自高壓變為低壓，因凝結較遲，不克保持平衡狀態，於是呈過冷現象，當其入於輪

葉(blades)間,仍繼續凝結,因以發生種種弊害。

8:10 液體及氣體狀態之連續 (continuity of the liquid and gaseous states) 氣體定律,不適用於真氣,惟真氣之去液體情形遠者,可應用氣體定律而無大差誤。

試驗液體,蒸汽及氣體各種狀態之物質,知各種狀態,可互為直接之變化,如液體可變為蒸汽,亦可直接變為氣體。第64圖示二氧化碳之等溫線。為安朱斯(Andrews)試驗之結果,第65圖乃示一般之情形,非代表某一物質之特性者。

第65圖示單位重量物質之 $P-V$ 圖解。每 $acde$ 線,皆為等溫過程。



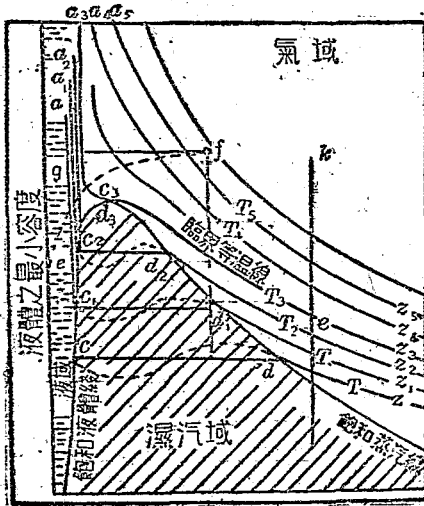
程。當溫度為 T 時,液體壓力與體積之關係如 a 點所示。此時之壓力 P_0 遠在其飽和壓力 P_0 以上。設保持溫度不變,減低壓力,則液體之體積微有增加,以迄於 c 。達 c 點後,倘繼續使之膨脹,則液體在等壓等溫情形下汽化,如 cd 線所示。在 d 點,液體盡變為蒸汽。自 d 而後,倘

容度
第 0.1 吋

仍在等溫情形減其壓力，則蒸汽變為過熱，如 dz 線所示，如此過程進行愈遠，則蒸汽之性質愈與氣體近似，氣體之等溫過程為正雙曲線，故 cz 線愈向右端，愈與正雙曲線近似。

更於較高之溫度 T_1 ，自 a_1 開始，作等溫之試驗，則得 $a_1 c_1 d_1 z_1$ 線，與上述之 $acdz$ 相似。如溫度為臨界溫度 T_c ，則等溫線如 $a_3 c_3 z_3$ 所示。於此情形， c_3 與 d_3 合為一點，飽和壓力為 P_c ，飽和液體與飽和蒸汽之體積相同， c_3 點所示之情形，稱臨界狀態。

倘溫度高於臨界溫度，如 T_4 及 T_5 ，等溫膨脹始於 a_4 及 a_5 ，則等溫線漸與正雙曲線近似。以往咸以為如溫度高於臨界溫度，物質僅能以氣體狀態存在。經近年勃瑞曼 (Bridgeman) 及塔曼 (Tammann) 之試驗，* 推知雖在高於臨界溫度之溫度，仍可使物質變為固體，所需者為高壓耳。



第 55 圖

當壓力在臨界壓力

* 勃瑞曼於 1925 年發表稱：“普通液體，如加以 200,000 磅之壓力，可使其體積縮小 32%”。其試驗時所用之壓力，達 600,030 磅。

以上，液體與氣體無明顯之界限；液體與蒸汽同時存在之情形，即汽化及凝結等現象不復存在。設加熱於 e 點所示之液體，同時增高其壓力及擴大其體積，可使其延 ef 線越臨界等熱線而變為氣體。在過程進行時，實莫能判定其變態之點。

當壓力在臨界壓力以下時，如 acd 及 $a_1c_1d_1z_1$ 等線所示，則確有飽和線為變態之界限，可由試驗為明顯之證明。如測定某物質之臨界壓力及溫度，則可在臨界溫度 T_1 測定其相當於不同壓力之體積，於是可求得臨界等溫線。惟臨界等溫線不可利用 eg, fg, gl 等過程求之，因當越過臨界等溫線時，物質在均勻 (homogeneous) 情形，無明顯之象徵。如 fh 及 hl 兩過程進行較遠，則當其越過飽和線，物質

第六表 臨界溫度及壓力

物 質	臨界溫度 °F	臨界壓力 絕對。
空氣	— 220	547
氮	271	1657
二氧化碳	88	1070
醇 ($C_4H_{10}O$)	381	522
氫	— 450	23
氫	— 400	193
氫	— 283	492
氧	— 183	780
二氧化硫	311	1150
水	705	3223

非復均勻，呈顯明之變態。

高於臨界壓力之等溫過程，如 $f\theta$ ，氣體變為液體時，無明顯之界限，其物質保持均勻情形。設經 f 點做等溫線，則沿此線壓縮時，不能見氣體與液體之變態；設壓力達於極高，或可見液體與固體之變態。

第六表所示，乃數種物質之臨界壓力及溫度，工程上所常用者。

8:11 溫德威爾方程式 (Van der Waals's equation) 由前所述，知氣體乃液體之極稀薄者，如加以極高之壓力，氣體變為飽和液體，其性質與液體同。在普通壓力下，因氣體之分子，距離較遠，其性質不同於液體。倘此論無訛，則似可得一方程式，適用於液氣兩處。溫德威爾嘗依下列兩種假定，修改波義耳定律。

- 1 當容器為氣體所充滿時，氣體之分子，實僅佔容器之一部；其餘之空間，皆為氣體分子之運動範圍，須氣體分子所佔之空間較其運動範圍為極小，波義耳定律始得應用，亦可謂波義耳定律僅能應用於氣體分子之運動範圍。
- 2 真氣之分子，彼此間具引力，互為作用，情形殊為複雜，故各分子所受之力，大於其呈示於外界之壓力。

如物重為一磅，溫德威爾之方程式為：

$$\left(P + \frac{a}{V^2}\right)(V - b) = RT \quad (152a)$$

式中 a 及 b 為常數，視氣體之種類而異其值。 b 乃氣體分子之體積，稱共容 (co-volume)， a 乃示氣體分子間引力之影響，其值似與密度

之平方成比例。

上式亦可書為容度之三次方程式，

$$\bar{v}^3 - \bar{v}^2 \left(\frac{RT}{P} + b \right) + \bar{v} \frac{a}{P} - \frac{ab}{P} = 0 \quad (152b)$$

在一種壓力及溫度下，由上式可得三種不同之容度，此 \bar{v} 之三根 (roots)，或為虛根，或為實根。

應用溫德威爾方程式作等溫綫於 $P-\bar{v}$ 圖解，如第66圖 $acde$ ，則 cd 間應為虛綫所示之情形。在特種情況下，液體之壓力確可減至其飽和壓力以下；當壓縮時，亦確可使蒸汽之壓力至飽和壓力以上，而猶未凝結，故自 c 點向下，與自 d 點向上之兩段虛綫，可得試驗之證明。惟此虛綫所示之情形，極不安定，稍遇擾動，立即變為 cd 直綫所示之狀。

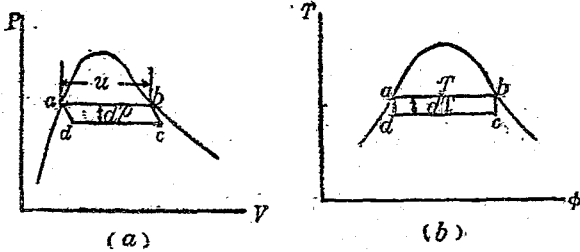
在臨界狀態， \bar{v} 之三根相同。

溫德威爾方程式雖似較優於波義耳方程式，仍不能代表真實情形。倘其方程式為正確，則亦當適用於固體，設以 zdc 方向延長各等溫綫，則應於液體及固體互為變態時，尚有與 cd 綫相似之情形。

由查理定律，氣體在絕對零度時，其體積為零。今以溫德威爾之理論解釋之，似頗近理。溫度者，乃物質分子運動之表現，於絕對零度時，分子之運動停止，物質之體積適為其分子所佔之空間。故查理定律所謂之體積為零，乃指物質分子之運動範圍為零。且當物質之分子停止其運動時，容器壁不受衝擊，故壓力亦為零也。

8:12 克萊培仁方程式 (Clapeyron's equation) 加諾循環，

為兩等壓綫及兩等溫綫所組成。茲用之於蒸汽，如第 66 圖， $abcd$ 為加諧循環， ab 線示等溫加熱情形，所加之熱，適足使資料在 P 壓力及 T 溫度完全汽化。自 b 至 c 為絕熱膨脹，溫度及壓力之降低為 dT 及 dP ，皆為量甚微。 cd 及 da 為等溫及絕熱壓縮。



第 66 圖

當汽化時，體積之變化為 $u = V_b - V_a$ ，如壓力之降低 dP 甚小，則 $P-v$ 圖解之 $abcd$ 面積幾等於 $u \cdot dP$ 呎磅。在 $T-\phi$ 圖解，面積 $abcd = dT(\phi_b - \phi_a) = dT \frac{r}{T}$ B. T. U.，設 dP 之值為極小，則 $u \cdot dP$ 呎磅或 $Au \cdot dP$ B. T. U. 為此循環之純工作，故

$$Au \cdot dP = dT \frac{r}{T}$$

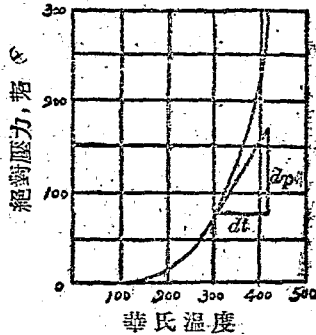
$$u = \left(\frac{dT}{dP} \right) \frac{r}{AT} \tag{153a}$$

或

$$r = AT \left(\frac{dP}{dT} \right)_{飽和} u \tag{153b}$$

是為克萊培仁方程式，可用以決定 r 及 u 之關係。於製備蒸汽表時，應用頗廣。

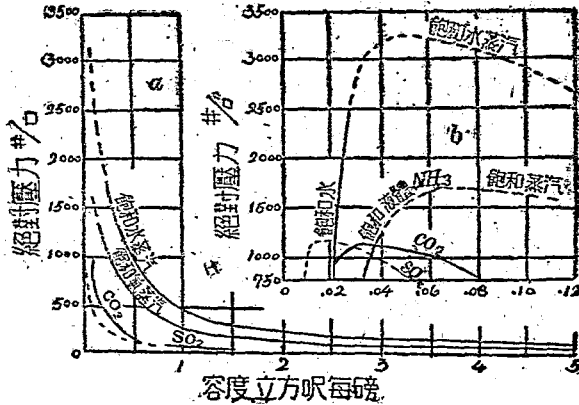
飽和液體壓力及溫度之關係，不難由試驗測定，第 67 圖即水之 $p-t$ 曲線。由 $P-T$ 曲線，可得上式中 $\frac{dP}{dT}$ 之值。故克萊培仁方程式之應用甚便。



第 67 圖

8:13 蒸汽之比較 水、氨、二氧化碳及二氧化硫之蒸汽，於工程上應用頗廣；而水蒸汽 (steam) 之應用，尤較其他為普遍。茲舉此四者比較之。

第 68 圖 (a) 及 (b) 為 $P-V$ 圖解。第 69 圖則為與其相當之 $P-\phi$ 圖解。近於臨界狀態之部分，迄今猶未確定，故以虛線示之。



第 68 圖

各物之臨界壓力及臨界溫度，相差甚多，而汽化潛熱，亦有甚大之差別，第 69 圖之各曲線，皆以 32°F，或 $T=492$ 為基點所繪成。

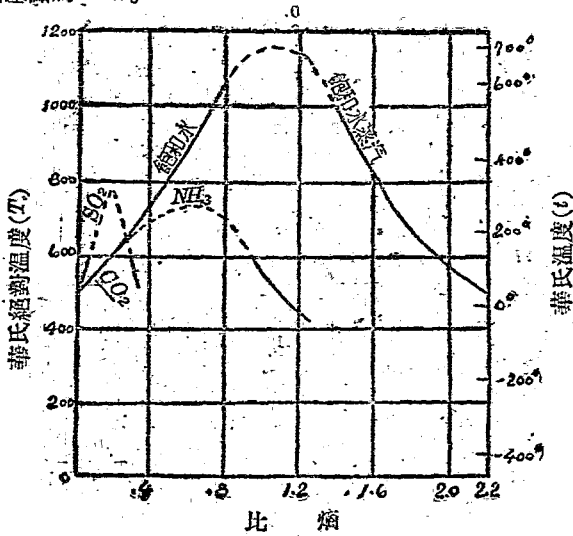
第七表所示，乃上述四種飽和液體及飽和蒸汽之性質，第 68 圖及第 69 圖中之曲線，即依表中各數繪成者。汽化潛熱，汽化焓，及汽化時體積之變化，皆可用表中各數計算之。

$$r = \lambda - g,$$

$$\phi_0 = \phi - \phi_1,$$

$$w = \bar{v} - \bar{v}_1.$$

表中所載，氨之焓為零時，溫度為 -40°F 。第 69 圖所示氨曲線，則已改其基點為 32°F 。



第 69 圖

第七表 飽和液體及蒸汽之性質

	溫度 °F	絕對壓力 磅	體 積		熱 容		熵	
			液體	蒸汽	液體	蒸汽	液體	蒸汽
			立方呎 每磅	立方呎 每磅	B.T.U. 每磅	B.T.U. 每磅	每磅	每磅
	<i>t</i>	<i>P</i>	\bar{v}_l	\bar{v}	<i>q</i>	λ	ϕ_l	ϕ
水 蒸 汽	32.0	0.0885	0.01602	33.1000	0.00	1078.4	0.0000	2.1894
	100.0	0.9437	0.01315	350.8000	57.48	1104.2	0.1295	1.9518
	200.0	11.5250	0.01033	33.870	167.94	1145.6	0.2093	1.7760
	212.0	14.6930	0.01070	26.820	150.00	1150.2	0.3110	1.7504
	300.0	67.0160	0.01742	6.761	239.48	1170.1	0.4370	1.6345
	400.0	247.2500	0.01865	1.6638	374.96	1200.4	0.5668	1.5270
	500.0	681.0000	0.02050	0.6721	489.10	1200.2	0.6904	1.4314
	390.0	1544.0000	0.02410	0.2612	323.20	1165.5	0.8198	1.3316
	700.0	1323.0000	0.05220	0.0522	325.00	925.0	1.0785	1.0785
	氨	-40.0	10.41	0.02332	24.860	0.00	597.5	0.0000
20.0		30.42	0.02419	9.116	42.92	611.8	0.0975	1.3352
50.0		53.73	0.02488	5.324	70.23	619.1	0.1551	1.2879
75.0		80.19	0.02554	3.294	97.93	625.2	0.2105	1.2453
100.0		110.50	0.02610	2.125	126.25	629.9	0.2542	1.2065
125.0		144.00	0.02747	1.415	155.21	633.0	0.3156	1.1705
150.0		181.50	0.02860	0.973	185.10	634.0	0.3670	1.1358
175.0		223.50	0.03130	(248)			
200.0		271.00	0.04220	(375)			
271.4		1657.00	0.06830	(433)			
二 氧 化 硫	0	309	0.016	0.292	-14.00	163.0	0.032	0.223
	22	505	0.018	0.187	-1.68	161	0.093	0.202
	50	650	0.019	0.120	11.50	97.9	0.119	0.189
	75	906	0.022	0.071	30.50	88.1	0.054	0.162
	88.4	1070	0.025	0.035	63.00	63.0	0.112	0.112
二 氧 化 硫	25	5.1	0.011	13.89	-17.20	148.7	-0.037	0.342
	50	10.4	0.011	7.07	-9.90	152.0	-0.020	0.332
	75	19.3	0.011	3.94	-2.30	155.0	-0.005	0.322
	100	23.6	0.011	3.40	0.05	157.0	-0.000	0.319
	125	33.0	0.011	2.34	6.80	159.5	0.012	0.313
	150	54.1	0.011	1.47	14.40	162.2	0.028	0.304
	211	84.6	0.011	0.97	23.10	163.9	0.044	0.295

8.14 水蒸氣之性質 水蒸汽 (water vapor) 亦簡稱汽 (steam), 為重要資料之一。因其應用甚廣, 普通所謂蒸汽, 多以水蒸汽為代表。

汽之性質, 迄今尚無確切之測定。各熱力學家試驗之結果不同, 故蒸汽表 (steam table) 有不同之版本。在高溫高壓情形, 各表之內容, 殊欠一致。然於普通所用之溫度及壓力範圍, 則無大參差。

各熱力學家編製之蒸汽公式 (steam formulas) 甚多, 孰優孰劣, 莫由評判。總之, 如欲其包括範圍較廣, 則公式之項數必多, 頗為複雜, 如在較小之範圍內, 則公式可稍簡單; 茲舉古依鄂之方程式於次:

$$\log p = A - \frac{B}{T} - C \log T - DT + ET^2 - \Delta \quad (154)$$

式中 $A = 10.5688080$, $\log D = 3.6088020$, $\log B = 3.6881209$,

$\log E = 6.1463000$, $C = 0.0155$, $T = t + 459.6$,

$$\Delta = 0.0002 \left[10 - 10 \left(\frac{t - 570}{100} \right)^2 + \left(\frac{t - 370}{100} \right) \right].$$

(154)式所表示之壓力及溫度之關係, 可從第70圖讀得之。

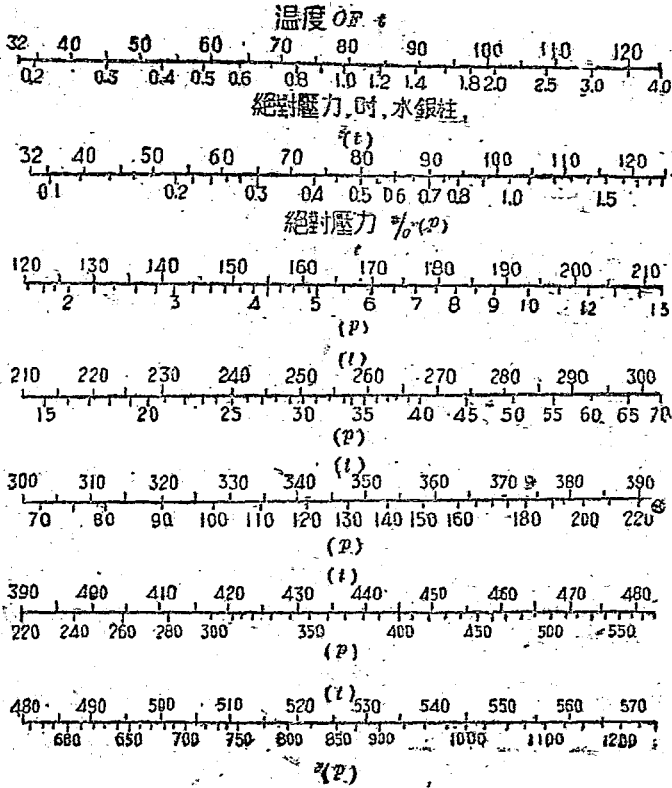
由第70圖可知在高壓情形下, 每度溫度之變化其相當之壓力變化甚大, 此與第67圖所示者相符合。

飽和蒸汽及過熱蒸汽之熱容, 不能以簡單方程式表示之, 經驗公式 (empirical formulas) 甚多, 莫衷一是, 古依鄂之方程式為

$$Q = \alpha T + \frac{1}{2} \beta T^2 - \frac{\gamma}{T} - \frac{E p}{T^3} (1 - 2\alpha p^{\frac{1}{2}}) + 0.1852 p \bar{V}_1 + Q_0 \quad (155)$$

式中 $\alpha=0.320$, $a=0.0171$, $\beta=0.000126$, $\log E=10.79155$,
 $\gamma=23583$, $Q_0=948.54$.

第71圖即由(155)式繪成。此圖僅示熱容過程之概況，不能據



第70圖 飽和蒸汽溫度及壓力之關係

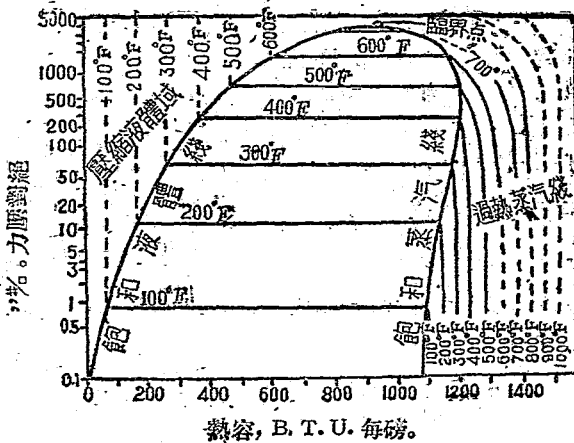
以解決工程上之問題，由圖可知飽和蒸汽熱容最大時，其壓力遠在臨界壓力下。

古依鄂之蒸汽容度方程式為

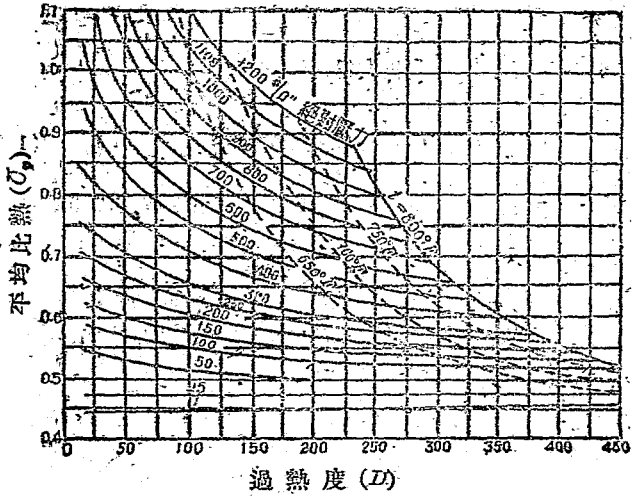
$$\bar{v} = \bar{v}_1 + \frac{BT}{p} - (1 - 3ap^{\frac{1}{2}}) \frac{m}{T^4} \quad (156)$$

式中 $\log B = 1.71448$, $\log m = 10.82500$, $\log 3a = 2.710000$.

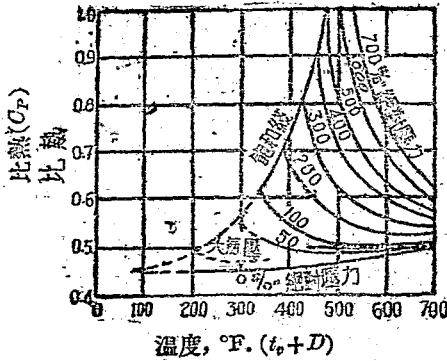
當壓力及溫度之變化範圍較大時，過熱蒸汽之比熱，乃一變化激烈之變數，第 72 圖示各種壓力下比熱之平均值。由圖可知如壓力高而過熱度小，則比熱之值較大。在高低壓之情形，比熱之值，漸近常數，蒸汽之性質漸與氣體近似。



第 72 圖 蒸汽壓力及比熱之關係



第 73 圖 過熱蒸汽之平均比熱

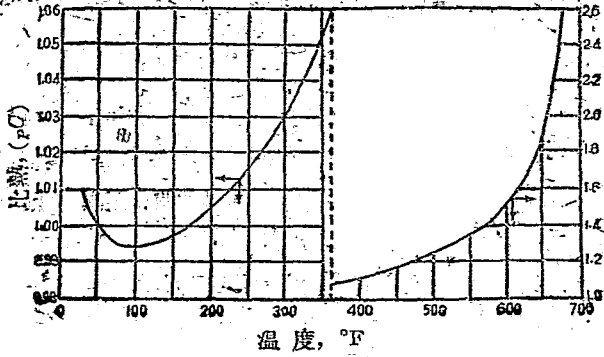


第 74 圖 過熱蒸汽之比熱, C_p

為計算過熱熱
 $(=\bar{c}_p D)$ 之方便, 第
 72 圖所示, 乃等壓變
 化之平均比熱, 於計算
 過熱熱時, 亦用及之。

第 73 圖所示, 乃
 不同壓力及溫度之等
 壓比熱值。

第74圖示水之比熱，如溫度在 200°F. 以下，而計算不求甚精確時，可設水之比熱為一。



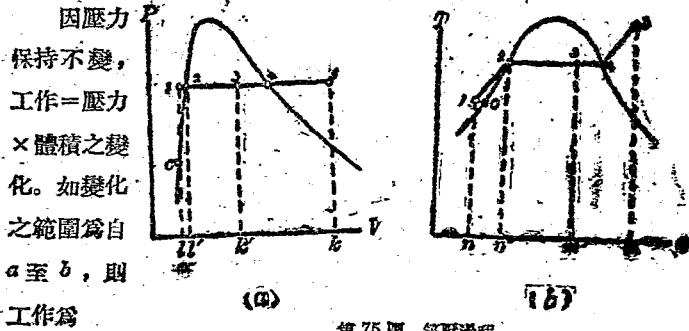
第74圖 水之比熱, C_p .

第九章 蒸汽之熱力過程 (Thermodynamic Processes of Vapors)

9:1. 等壓過程 (constant pressure or isobaric process)

如第75圖，1點為未飽和 (non-saturated) 之液體，在等壓情形下加熱。至2點，液體達飽和。3點示濕汽，4點示飽和蒸汽，5點示過熱蒸汽。

$$P_1 = P_2 = P_3 = P_4 = P_5 = P = \text{常數。}$$



第75圖 等壓過程

$$W_{1-2} = P(V_2 - V_1) = WP(\bar{v}_2 - \bar{v}_1) \text{ 呎磅} \quad (157)$$

式中 \bar{v} 為容度。如第75圖 (a) 所示各點間之工作為

$$W_{1-2} = P(V_2 - V_1) = WP(\bar{v}_2 - \bar{v}_1) = \text{面積 } 15 \text{ ft}^2$$

$$W_{1,2,3} = P(V_3 - V_2) = WP(\bar{V}_3 - \bar{V}_2) = \text{面積 } 23 b' v'.$$

壓力既定，則工作之多寡，皆視變化前與變化後之體積。2點及4點為飽和液體及飽和蒸汽；其容度 \bar{V}_2 及 \bar{V}_4 可自飽和蒸汽表或圖表知之。5點為過熱蒸汽，如其溫度 t_5 ，或知其過熱度 D_5 ，則 \bar{V}_5 可自過熱蒸汽表或圖表得之。3點為濕汽，須知其品質，設品質為 x_3 ，則 $\bar{V}_3 = \bar{V}_2 + x_3 \bar{v}$ ， $\bar{u} = \bar{v}_4 - \bar{v}_2$ 。

設自1至C，為等溫線。因液體之等溫過程，其體積變化至微，頗近等容過程；可視為 $\bar{V}_1 = \bar{V}_0$ 。惟 $t_0 = t_1$ ；既知 t_1 ，則 \bar{v}_0 可自飽和蒸汽表或圖表得之。

設變化之範圍為自 a 至 b ，則熱量之變化為

$$\Delta Q_{ab} = Q_b - Q_a = W(\bar{Q}_b - \bar{Q}_a) \text{ B. T. U.} \quad (158)$$

式中 \bar{Q} 為每磅資料之熱容，如第75圖所示，各點間之熱量變化為

$$\Delta Q_{1,5} = Q_5 - Q_1 = W(\bar{Q}_5 - \bar{Q}_1) = \text{面積 } 1245 m' n;$$

$$\Delta Q_{2,3} = Q_3 - Q_2 = W(\bar{Q}_3 - \bar{Q}_2) = \text{面積 } 23 m' n'.$$

\bar{Q}_1 、 \bar{Q}_4 及 \bar{Q}_5 之值，可由蒸汽表或圖表得之。 $\bar{Q}_3 = \bar{Q}_2 + x_3 r$ 。因 \bar{V}_1 與 \bar{V}_0 之值近似，可視為 $\bar{Q}_1 = \bar{Q}_0 + A(P_1 - P_0)\bar{V}_0$ 。 P_0 乃與 \bar{V}_0 相當之飽和壓力，可自蒸汽表或圖表得之。

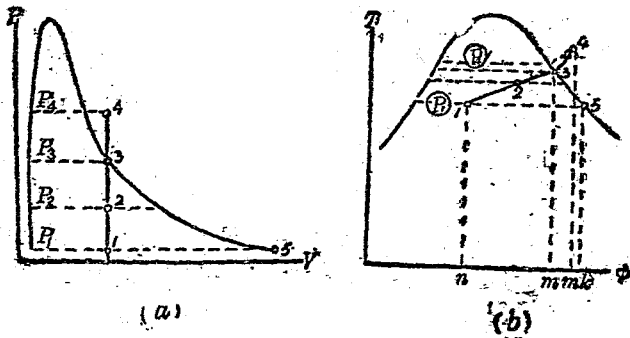
9:2 等容過程 (constant volume or isometric process)

以定量之資料置容器中，容器之容積不因溫度或壓力之變化而變化。此時如加熱於資料，或自資料吸出熱量，則得等容過程。當汽鍋之各器盡閉，而爐中升火燃燒時，即等容過程之一例。

設有某重量之濕汽，其壓力為 p_1 ，品質為 x_1 。如於等容情形下，

加之以熱，則其壓力升高，以迄於 p_2 或 p_1 。今試考濕汽所吸收之熱。既知 p_1 及 x_1 ，則可於 $P-V$ 及 $T-\phi$ 圖解中定 1 點之位置，如第 76 圖。自 $P-V$ 圖解之 1 點繪垂綫，可代表等容過程。垂綫遇飽和綫於 3 點，其容度為

$$V_0 = V_1 = \bar{V}_1 + x_1 u \quad (159)$$



第 76 圖 等容過程

與 \bar{V}_3 相當之壓力 p_2 可自蒸汽表得之。

如壓力小於 p_2 ，如 2 點，資料仍為濕汽，因 $\bar{V}_2 = \bar{V}_1$ ，

$$V_2 + x_2 u_2 = V_1 + x_1 u_1$$

故
$$x_2 = \frac{V_1 + x_1 u_1 - V_2}{u_2} \quad (160)$$

既知 p_2 ，則 \bar{V}_1 可由蒸汽表知之，於是 x_2 可用上式求之。

如壓力大於 p_2 ，如 4 點，蒸汽為過熱，既知 p_4 及 $\bar{V}_4 = \bar{V}_3$ ；則 4 點之溫度、熱容、焓等，皆可由蒸汽表得之。

在濕域內選定不同之壓力，用(160)式求其品質。利用各品質之值，可在 $T-\phi$ 圖解中繪 1, 2, 3 曲線。選定若干高於 p_3 之壓力，可由蒸汽表得其相當之溫度及焓，故 3, 4 曲線亦可繪製。

因無體積之變化，無外工作。設變化之範圍為自 a 至 b ，則

$$Wb_{ab} = 0 \quad (161)$$

等容過程，無外工作，故熱量之變化，應為內熱之變化。

$$\Delta Q_{ab} = U_b - U_a = W(\bar{U}_b - \bar{U}_a) \quad (162a)$$

$$= W \left[(\bar{Q}_b - AP_b \bar{V}_b) - (\bar{Q}_a - AP_a \bar{V}_a) \right] \quad (162b)$$

如第 76 圖(b)所示，各點間之熱量變化為

$$\Delta Q_{1,4} = U_4 - U_1 = W(\bar{U}_4 - \bar{U}_1)$$

$$= \text{面積 } 1234 \text{ } m n。$$

$$\Delta Q_{1,3} = U_3 - U_1 = W(\bar{U}_3 - \bar{U}_1)$$

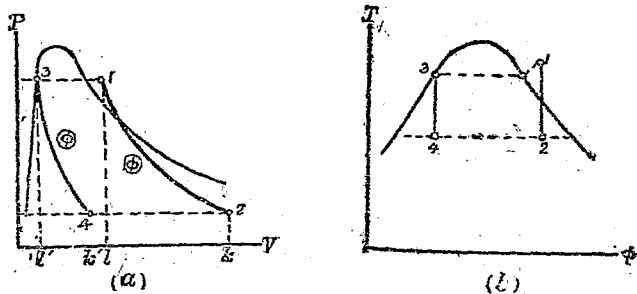
$$= \text{面積 } 123 \text{ } m' n。$$

設欲使 1 點所示之蒸汽達於飽和，如採等壓過程，則如 1-5 線所示，溫度及壓力皆為常數，所加之熱為面積 $15 \bar{h} n$ 。如採等容過程，則如 1-2-3 線所示，溫度及壓力皆逐漸升高，所加之熱為 $1-2-3 \text{ } m \text{ } n$ 。因後者溫度及壓力之升高，有使容器破裂之危險，故於製飽和蒸汽時(但求蒸汽之飽和)多用等壓過程。

9:3. 等熵或可逆絕熱過程 (isentropic or reversible adiabatic process): 當資料膨脹或壓縮時，如無擾動發生，且與外界之熱隔絕，則得等熵過程。設以 W 磅過熱蒸汽置於隔熱之圓筒中，筒裝

有無磨擦之隔熱活塞，移動活塞，則蒸汽呈絕熱變化。設過熱蒸汽之壓力及溫度為 p_1 及 t_1 ，經絕熱膨脹，至壓力為 p_2 ，茲試求蒸汽所作之工作。

如第 77 圖(b)所示，自 1 點繪等熵線，與 p_2 線交於 2。設以 ϕ_{v2} 表示壓力為 p_2 時之汽化比熱，



第 77 圖 等熵過程

則

$$\phi_1 = \phi_2 = \phi_{l2} + x_2 \phi_{r2},$$

$$x_2 = \frac{\phi_1 - \phi_{l2}}{\phi_{v2}} = \frac{\phi_1 - \phi_{l2}}{\phi_{飽和2} - \phi_{l2}} \quad (163)$$

式中 ϕ_1 , ϕ_{l2} 及 $\phi_{飽和2}$ 皆可自蒸汽表得之。既知 x_2 ，則 V_2 之值可知，

$$V_2 = W(\bar{V}_{l2} + x_2 \bar{v}_2),$$

於是可於 $P-V$ 圖解中定 2 點之位置。

如 1 點之品質小於 100%，則以 $\phi_1 = \phi_{l1} + x_1 \phi_{v1}$ 代入 (163) 式，可得 x_2 。

設知 V_2 (或知脹比 $\frac{V_2}{V_1}$) 而不知 p_2 ，如用蒸汽表以求 x_2 ，惟探裁試

法，試定壓力，以求變化後之體積，至與已知之 V_2 相符，則所試之壓力即為 p_2 。既知 p_2 ，則 x_2 之值可用 (163) 式求之，此種問題，如利用蒸汽圖表，甚易解決，俟讀至 9:7 節，當能知之。

設以 2 點之蒸汽，絕熱壓縮至 p_1 。在蒸汽圖表中作等熵線，至與壓力線 p_1 相交，則 1 點之容度、溫度、比熱等，皆可決定，如應用蒸汽表，則

$$\phi_2 = \phi_1 = \phi_{\text{飽和}} + \bar{C}_p \log_e \left(\frac{T_1}{T_2} \right)$$

上式中平均比熱 \bar{C}_p 之值，須視 t_1 而定，然 T_1 為未知數，故惟用裁試法解之。

設使飽和液體絕熱膨脹，如第 77 圖 3-4 線所示，其變化之壓力範圍與 1-2 過程相同，則

$$\begin{aligned} \phi_1 &= \phi_3 = \phi_{i_3} = \phi_{i_1} + x_4 \phi_{v_4} \\ x_4 &= \frac{\phi_{i_3} - \phi_{i_1}}{\phi_{v_4}} = \frac{\phi_{i_3} - \phi_{i_1}}{\phi_{\text{飽和}i_1} - \phi_{i_1}} \end{aligned} \quad (164)$$

絕熱膨脹之工作，等於資料內熱之損失，故

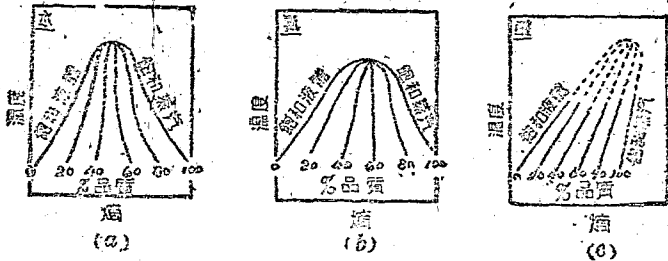
$$\begin{aligned} W_{h_{1-2}} &= U_1 - U_2 = W(\bar{U}_1 - \bar{U}_2) \\ &= \text{面積 } 12 \text{ kl;} \\ W_{h_{3-4}} &= U_3 - U_4 = W(\bar{U}_3 - \bar{U}_4) \\ &= \text{面積 } 34 \text{ kl'} \end{aligned}$$

各點內熱之值為

$$U_1 = Q_1 - AP_1V_1, \quad U_2 = Q_2 - AP_2V_2, \quad \dots \dots \dots$$

第 78 圖所示，乃三種不同物質之飽和線，由 (a) 及 (b) 知水及氨

等之蒸汽，如與飽和液體線相近，則經絕熱膨脹，其品質必增，如近飽和蒸汽線，其品質必減。惟如(c)所示，醚 (ether) 之蒸汽，無論其為何種情形，經絕熱膨脹，品質必增。

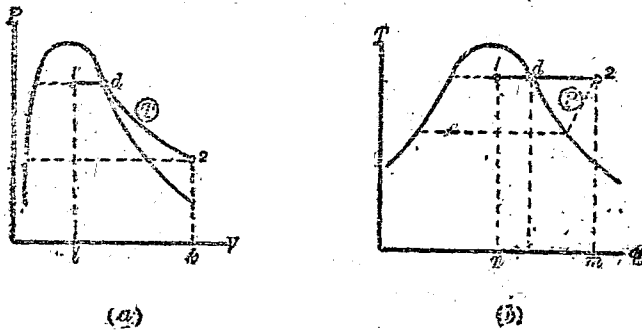


第 73 圖

9:4 等溫過程 (isothermal or constant temperature process)

倘不出濕汽範圍，等溫過程與等壓過程相同，當變化達於過熱之域，則等溫過程與等壓過程相去甚遠。

設有蒸汽 IV 磅，其壓力為 p_1 及 p_2 ，如第 74 圖 1 點所示。在等溫



第 74 圖 等溫過程

情形下加熱，至其壓力為 p_2 。在 $T-\phi$ 圖解中自 1 點作橫線，是為等溫過程。既知 p_2 ，則可作其相當之等壓線，與等溫線交於 2 點，即過程終了之情形。於此過程中，所加之熱為

$$\begin{aligned} \Delta\phi_{1-2} &= \text{面積 } 12m \\ &= T_1(\phi_2 - \phi_1) = T_1 W(\bar{\phi}_2 - \bar{\phi}_1) \end{aligned} \quad (165)$$

既知 p_1 , x_{12} , p_2 及 t_2 ，則上式中 $\bar{\phi}_2$ 及 $\bar{\phi}_1$ 之值，可自蒸汽表得之。等溫過程之工作，可自熱容及內熱之變化求之，

$$W\phi_{1-2} = \Delta Q_{1-2} - \Delta U_{1-2} = \Delta Q_{1-2} - (U_2 - U_1) \quad (166a)$$

$$= T_1 W(\bar{\phi}_2 - \bar{\phi}_1) + W(\bar{U}_1 - \bar{U}_2) \quad (166b)$$

$$= W \left[T_1(\bar{\phi}_2 - \bar{\phi}_1) + (\bar{Q}_1 - AP_1\bar{V}_1) - (\bar{Q}_2 - AP_2\bar{V}_2) \right] \quad (166c)$$

$$= \text{面積 } 1d2m。$$

既知 p_2 及 t_2 ， \bar{Q}_2 及 \bar{V}_2 之值，可自蒸汽表得之。

9.5 液體及蒸汽之節流 (throttling of liquids and vapors)

流體流經限制開口 (restricted opening)，因其體積擴張，壓力降低，同時有擾動之發生，此種變化，謂之節流 (throttling)，亦稱抽絲 (wire drawing)。在節流變化進行中，資料無熱容之變化，有擾動之發生，故知其為不可逆絕熱過程。

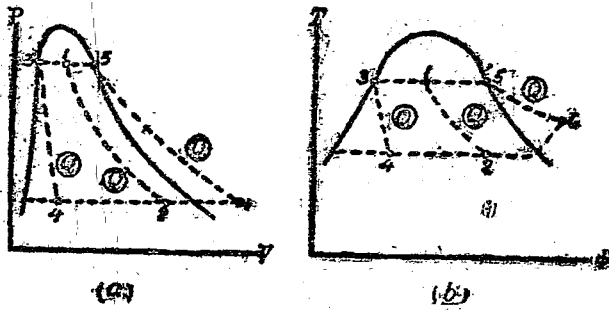
如第 80 圖所示，1 點之壓力及品質為 p_1 及 x_1 。設經節流變化，至壓力為 p_2 ，則

$$\bar{Q}_1 = \bar{Q}_2 = x_1 r_1 + q_2$$

$$x_2 = \frac{\bar{Q}_1 - q_2}{r_2}$$

既知 p_1 及 x_1 , \bar{Q}_1 之值可自蒸汽表得之。 q_2 及 r_2 乃相當於 p_2 之液體熱及汽化熱, 可自蒸汽表得之。 於是, 由 p_2 及 x_2 可決定 2 點之熱容、焓、溫度、體積等。

3 點示飽和液體, 4 點示經節流變化之情形, 5 點為飽和蒸汽, 經節流以達 6 點。 如已知 p_4 及 p_6 , 則因 $Q_3 = Q_4$, 及 $Q_5 = Q_6$, 4 點及 6 點所示之情形, 可得而決定之。



第 80 圖

9.6 蒸汽卡計 (steam calorimeters) 用以測量蒸汽品質之儀器, 稱蒸汽卡計, 其種類不一, 茲擇要述之。

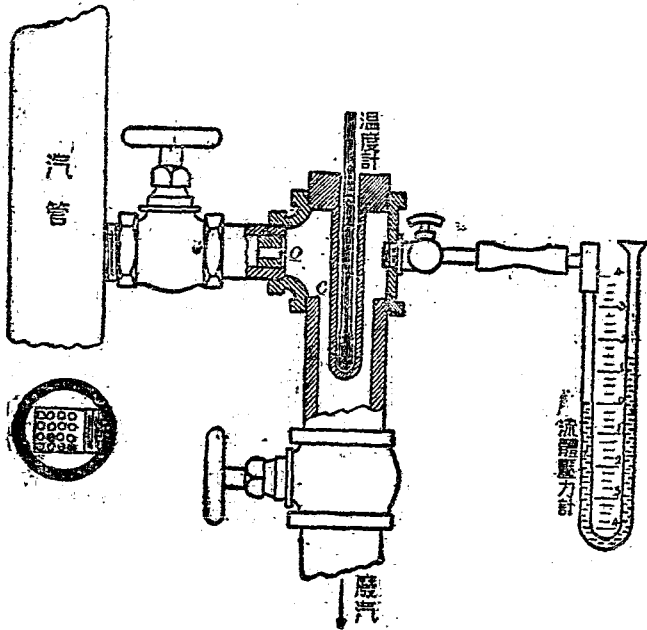
“節流卡計 (throttling calorimeter) —— 此種卡計, 乃應用節流器製成者, 應用甚廣。 如第 81 圖, 蒸汽自汽管經 O 孔入於 C 室。 C 室中之溫度及壓力, 以溫度計及液體壓力計測之。 因 C 室之壓力

頗低，蒸汽經節流而過熱。設汽管中之壓力為 p_1 ， C 室中之壓力及溫度為 p_2 及 t_2 ，因節流作用為絕熱變化，

$$Q_1 = Q_2 = q_1 + x_1 r_1,$$

$$x = \frac{Q_2 - q_1}{r} \quad (167)$$

既知 p_2 、 t_2 及 p_1 ，上式中 Q_2 、 q_1 及 r_1 皆可自蒸汽表得之。如用蒸汽圖表，則 x_1 之值，可直接讀出。

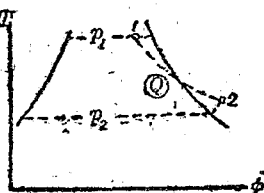


第81圖 節流卡計

在 $T-\phi$ 圖解中，如第 82 圖，設以 2 點表示卡計內之蒸汽。自 2 點作等熱容線，交 p_1 線於 1 點；則 1 點表示汽管內之蒸汽，其品質因以決定。

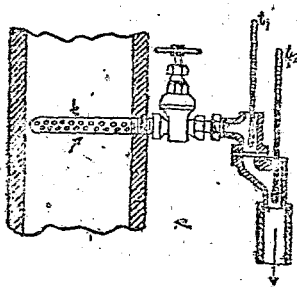
應用此種卡計時， p_2 之壓力以低為宜。如 x_1 之值甚低，經節流後，仍為濕汽，則此器不得使用。

蒸汽經 O 孔入 C 室時，其流動之速度，乃由熱能而來，其溫度驟降，入 C 室，與室壁衝擊，復變其動能為熱，故溫度計所示，應為此時之溫度。倘溫度計所示為高速活動之蒸汽溫度，則計算之結果，必生差誤。連接於汽管及卡計之裝置，應力求減少熱之傳導及輻射損失。



第 82 圖

巴拉斯節流卡計 (Börus throttling calorimeter) —— 巴拉斯



第 83 圖 巴拉斯節流卡計

節流卡計，乃改良第 81 圖所示之卡計而成。其構造如第 83 圖。蒸汽入孔之先，以溫度計 t_1 測其溫度，經節流變化後，其溫度以溫度計 t_2 測之。廢汽排於大氣中，故低壓方面之壓力為大氣壓。於是僅由兩溫度計之記錄，可用 167 式計算蒸汽之品質，於應用甚便。

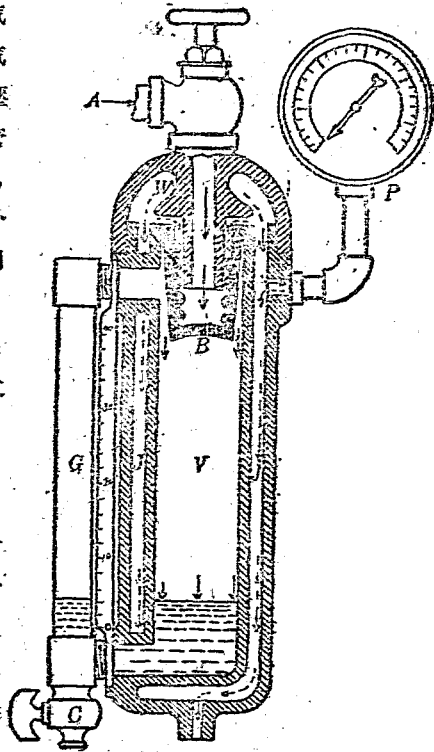
分離卡計 (separating calorimeter) —— 此種卡計之構造，如第 84 圖。蒸汽自 A 管流入 B 杯中，阻於杯壁而易其流動之方向。因

水分 (moisture) 較重於蒸汽，其惰性較大，遂與蒸汽分離，集於杯中，經杯壁之孔入於容器 V 中。乾汽則向上流，經腹板 (webs) W 入於套 J ，更經噴咀 N 而排出。套內之壓力，以壓力計 P 測之。壓力愈高，則經 N 排出之蒸汽愈多，故噴咀排出蒸汽之重量，可以因數乘壓力得之。 G 為驗水管 (gage glass)，其旁有標，示水分之重量。當水分積聚過多時，可啓扭門 (pet cock) 放出之。

設 W 為經 N 排出乾汽之重， w 為水分之重，則蒸汽之品質為

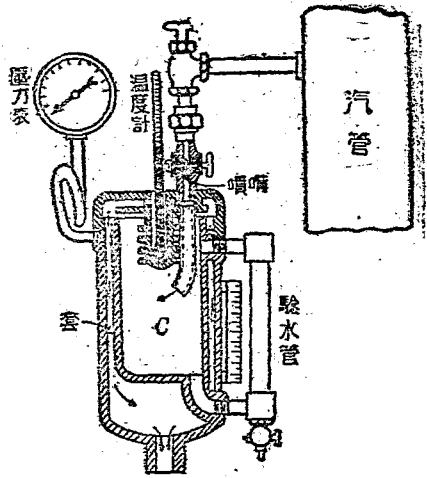
$$x = \frac{W}{W+w} \quad (168)$$

通用卡計 (universal calorimeter)——因分離卡計之輻射損失較大，其測量之結果，不及節流卡計之精確，然蒸汽中含水分較多時，節流卡計失其效用，故



第 84 圖 分離卡計

有合兩種為一體者，稱通用卡計，如第 85 圖，箭頭所示，乃蒸汽流動之方向。常用為節流卡計時，與第 81 圖所示者，毫無二致。常用為分離卡計時，設經噴咀入於 C 室之蒸汽為 W_2 磅，經分離作用，乾汽之重為 w_2 磅，則入於 C 室之蒸汽，其品質為 $x_2 = \frac{w_2}{W_2}$ 。既知 p_2 及 x_2 ，可求得 \bar{Q}_2 。設 p_1 為汽管內之壓力，因 $\bar{Q}_1 = \bar{Q}_2$ ，則



第 85 圖 通用卡計

$$q_1 + x_1 r = \bar{Q}_2,$$

$$x_1 = \frac{\bar{Q}_2 - q_1}{r_1}$$

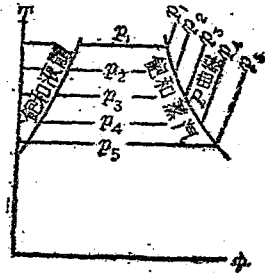
(169)

9:7 蒸汽圖表 (vapor charts) 舉蒸汽之性質，以曲線繪為圖表，用於解決蒸汽問題，可免計算之煩，因採用之坐標不同，有不同形式之圖表，分述之如次：

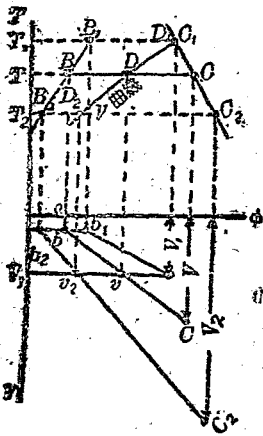
溫度焓圖表——此圖表乃以溫度及焓為坐標製成者。自 144 式，知每磅濕汽之焓為

如壓力為常數，則 ϕ 飽和及 T_b 為常數。設定 D 之數值，則 \bar{C}_p 隨之決定，而 ϕ_s 之值可得。既知 $T_b + D$ 及 ϕ_s ，則可於 $T-\phi$ 圖解中決定其位置。設定不同之 D 可得不同之點，連以曲線，則得等壓線，亦稱 P 曲線。第 88 圖 p_1, p_2, p_3, p_4, p_5 ，示不同之等壓線。

在濕域中 (第 89 圖)，當焓變化自 B 至 C 時，資料之體積變化為 u 。設濕汽之體積為 V ，則其品質應為 $w = \frac{V - V_1}{u}$ 。如保持體積 V 不變，則於不同之溫度，得不同之品質，於是利用各品質，或利用



第 88 圖



第 89 圖

下列之關係，等容線得以繪成。等容線亦

稱 V 曲線， $\frac{BD}{BC} = \frac{V - V_1}{u}$ ；

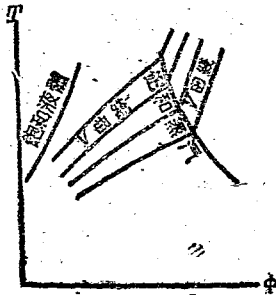
$$\frac{B_1D_1}{B_1C_1} = \frac{V_1 - V_1}{u_1} ; \dots\dots\dots$$

V 曲線又可採圖示法繪之。如第 89 圖，在溫度坐標下，作體積坐標，則在 $T-\phi$ 圖解之下，得 $V-\phi$ 圖解。在 B 點之下，取縱標 $a-b$ ，相當於 B 點之體積，在 C 點之下，取 C 點示 c 點之體積，則 bc 線示 BC 間體積及焓之關係，其相當之溫度為 T 。如溫度為 T_1, T_2 等，則相當於 B_1C_1, B_2C_2 等變化之 $V-\phi$ 線為 b_1c_1, b_2c_2 。

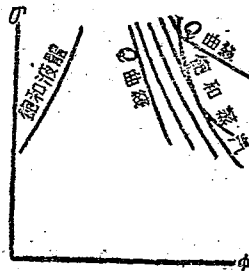
b_2c_2 等。如繪等容線 V 交 bc, b_1c_1 等線於 v, v_1, v_2 等，則 v, v_1, v_2 等點在其相當等溫線上之投影 D, D_1, D_2 等，即 V 曲線上之諸點也。

在過熱域中，既知蒸汽之溫度及體積，則可由蒸汽表得其熵。保持體積不變，於不同之溫度，得其各相當之熵；遂在 $T-\phi$ 圖解中，可繪等容線，如第 90 圖。

第 91 圖示等熱容線。於濕域中，蒸汽之熱容為 $Q = q + xr$ 。如 Q 為常數，則以相當於不同溫度之 q 及 r 代入式中，可得各相當之 x ；遂在 $T-\phi$ 圖解中，可繪等熱容線。如蒸汽為過熱，設定壓力 P ，則可由蒸汽表得 λ 及 T_0 之值。如熱容 Q 為常數，過熱度為 $D = \frac{Q - \lambda}{C_p}$ ，則等熱容線縱坐標為 $T = T_0 + D$ ，橫坐標為 $\phi = \phi_{飽和} + \bar{C}_p \log_e \frac{T_0 + D}{T_0}$ ；式中之 $\phi_{飽和}$ 可自蒸汽表得之， \bar{C}_p 依 D 之值而定，故須以裁試法解之。等熱容線亦稱 Q 曲線。

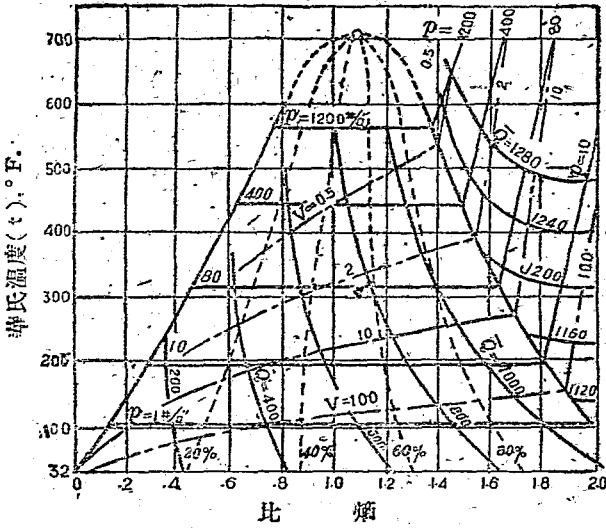


第 90 圖



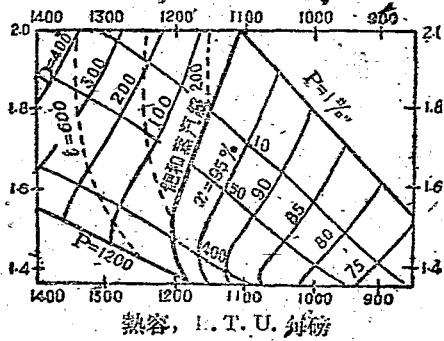
第 91 圖

舉上述各曲線繪於同一 $T-\phi$ 圖解中，用以表示蒸汽之性質，是為溫度熵圖長 (temperature-entropy chart)，如第 92 圖。



第 92 圖 水蒸汽之溫度焔圖表

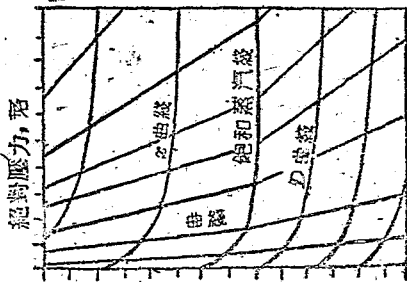
試觀第 92 圖，在濕域中，高壓情形之下，等焔線及等熱容線相交之角度甚小，在過熱域中，等壓線及等容線相交之角度甚小，使用時每難得精確之數值。故解



第 93 圖 毛利爾 $\phi-Q$ 圖表

決熱力問題時，溫度焓圖表非所常用。

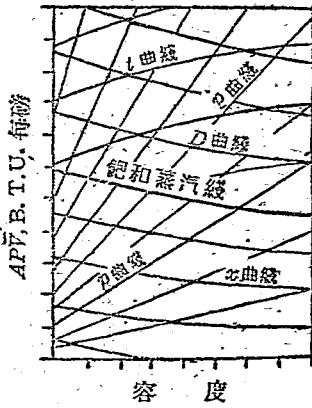
毛利爾圖表(Mollier charts)——毛利爾氏以焓及熱容為坐標，製成圖表，如第93圖。在此種圖表中，等壓、等溫、等品質、等熱容及等焓諸線，皆以較大之角度相交，使用甚



第94圖 毛利爾 P-Q 圖表



第93圖 愛林式焓 Q-h 圖表



第92圖 愛林式焓 APV-h 圖表

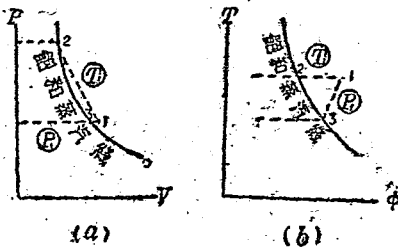
便。惟此圖表中未含等容線，故毛利爾復用壓力及熱容為坐標，製成圖表，如第 94 圖。

愛林武德圖表 (Ellenwood charts) ——愛林武德以熱容及容度為坐標，製為圖表，如第 95 圖。在圖表之下方，有 q 曲線，線上標飽和溫度，壓力線與 q 曲線相交之點，即示與該壓力相當之飽和溫度，其液體熱亦可由左方之標讀之。愛林武德復以 $AP\bar{v}$ 為坐標，製成如第 96 圖所示之圖表。自此兩圖表，可得蒸汽之 $P, \bar{v}, t, \phi, Q, AP\bar{v}$ 及 U 。因其以容度為坐標，用以解決含有體積變化之問題，甚為便利，在計算汽輪時，應用頗多。

蒸汽圖表，亦有用他種坐標製成者，因應用不廣，茲不贅。

9:8 大氣中之水分 (moisture in the atmosphere) 地球表面之大氣，乃由混合氣體及少量之水蒸汽所組成。此所含之蒸汽，普通謂為大氣之水分，其量之多寡，以濕度 (humidity) 表之。因大氣為工程問題中之重要因子，其濕度之影響，亦須注意。

大氣中之蒸汽，普通皆為過熱情形，其壓力甚低，如第 97 圖之 1 點。經 1 點作等溫線，與飽和及蒸汽線交於 2 點，則 1、2 兩點密度之比，稱相對濕度 (relative humidity, 縮書 R. H.)，即



第 97 圖

$$R. H. = \frac{d_1}{d_2} = \frac{\bar{V}_2}{\bar{V}_1},$$

式中 d 為密度。

因蒸汽之壓力甚低(低於 2 吋水銀柱), 1, 2 等溫線, 與正雙曲線極相似, 故亦可謂 $R. H. = \frac{p_1}{p_2}$ 。此式應用甚廣, 蓋以實際問題中, 壓力較密度易為精確之測計。

設已知 $R. H.$ 及 T_1 , 則 p_2 為相當於 t_1 之飽和壓力, 可自蒸汽表得之。於是

$$p_1 = R. H. \times p_2 \quad (170)$$

大氣中水分開始凝結之溫度, 謂之露點 (dew point)。如第 97 圖, 1 點之蒸汽壓力固定, 而溫度降低, 則其過熱之程度亦漸減, 迨達 3 點, 而蒸汽呈飽和狀態, 倘繼續吸出其熱, 則蒸汽之一部凝結, 3 點之溫度 t_3 , 即為露點。

在等壓情形下, 加熱於空氣及蒸汽之混合物, 則所加之熱, 應為混合物之熱容變化, 經佰雷 (Bery) 之測定, 如壓力小於 5 磅每平方吋, 則過熱蒸汽之熱容約為

$$Q = 1057 + 0.46 t \text{ B. T. U. 每磅,}$$

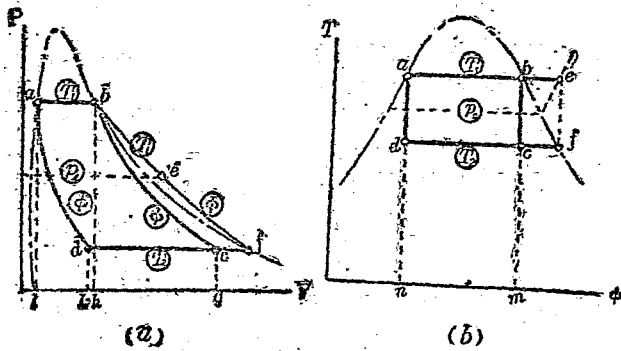
式中 t 為蒸汽之溫度。此方程式用於含有空氣及低壓蒸汽之問題, 甚為便利。

第十章 蒸汽循環(Vapor Cycles)

10:1 蒸汽循環及發動機循環 (vapor and engine cycles)

普通所用之內燃機，資料主要之熱力過程，皆在內燃機之本體內完成。用蒸汽為資料時，則發動機之外，尚須他種器械，俾發生熱力過程於其中，以完成資料之循環。研討熱力問題時，如僅及於資料在發動機中之變化，則其循環謂之發動機循環；如兼及於蒸汽在動力廠 (power plant) 各部器械中之變化，則其循環稱蒸汽之完全循環 (complete cycle of the vapor)，或簡稱蒸汽循環。

10:2 加諾蒸汽循環 (Carnot vapor cycle) 加諾循環乃由



第 88 圖 加諾蒸汽循環

等溫及絕熱之過程各二所組成。在 $T-\phi$ 圖解中，為長方形；在 $P-V$ 圖解中，則須視蒸汽等溫過程起點及終點之情形，以定循環之形狀。第 98 圖 $abcd$ ， $abed$ 及 $befc$ 示三種加諸循環。在第一種情形中， ab 示等溫膨脹，因其在濕域中， ab 亦為等壓過程。在第二種情形中，等溫膨脹為 ab 線，跨濕及過熱兩域。在第三種情形中，等溫膨脹 ba 則完全落於過熱域中。

加諸循環之效率為
$$Eff. = \frac{T_1 - T_2}{T_1}$$

充熱之量，為熱體絕對溫度 T_1 及資料在等溫膨脹時所增效率 $(\Delta\phi)_T$ 之乘積。即 $Q_1 = T_1(\Delta\phi)_T$ 。

卻熱之量為 $Q_2 = T_2(\Delta\phi)_T$ 。

純工作可以下列三式求之：

(1)
$$Wb = Q_1 - Q_2 = (T_1 - T_2)(\Delta\phi)_T \quad (171a)$$

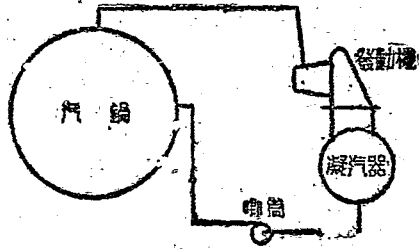
(2)
$$Wb = Q_1 \times Eff. = \frac{Q_1(T_1 - T_2)}{T_1} \quad (171b)$$

(3)
$$Wb = \text{各過程所作工作之代數和。} \quad (171c)$$

加諸蒸汽循環可於第 96 圖所示之器械內完成之。設汽缸中有飽和液體一磅，如第 98 圖 a 點所示，置熱體於汽缸之端，於是液體在等溫等壓之情形中汽化，其體積亦因之膨脹。迨汽化終了，活塞移動之距離，適相當於 $(V_b - V_a)$ 。資料所作之工作為面積 $abhl$ 所示之數。移去熱體，置隔熱板於汽缸之端，俾資料為等熵膨脹，如 bc 線所示，其所作之工作為面積 $bghc$ 所示之數。移去隔熱板，以冷體自蒸汽吸熱，俾為等溫等壓之凝結，如 cd 線所示。至品質為 a_d 時，移去

冷體，加隔熱板於汽缸之端，經絕熱壓縮，資料之壓力，自 p_a 變為 p_b ，如 da 線所示，於是資料復為飽和液體，而循環完成。當等溫及絕熱兩次壓縮中，加於活塞之工作，為面積 $cdalkg$ 所示之數。故循環之純工作，為面積 $abcd$ 所示者。

上所述者，乃以固定重量之資料，在發動機之汽缸中完成加諧循環。設欲使實際之器械依加諧循環運行，則如第 99 圖所示，汽鍋中之液體，連續在 T_1 之溫度汽化。所發生之蒸汽，經汽管入發動機，在發動機中，為絕熱之膨脹，至溫度為 T_2 ，乃排入凝汽器，在凝汽器中，蒸汽之熱量被循環水 (circulating water) 吸收，故在 T_2 之溫度凝結，至品質為 x_a ，於是經唧筒之壓縮，變為飽和液體，入於汽鍋。汽鍋中之液體，為飽和液體，其溫度為 T_1 。



第 99 圖

在實際之汽機，如用過熱蒸汽，可得較高之效率，然於等溫情形下，使蒸汽變為過熱，其器械須甚複雜。且在第 98 圖中， $abefd$ 較 $abcd$ 之平均有效壓力為低，如欲使用過熱蒸汽，則發動機須頗龐大，而他種循環，於用過熱蒸汽時，無上述之弊端，故實際之汽力廠中，無依加諧循環者。

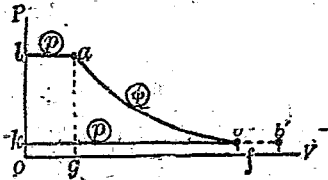
有時舉實際力廠之工況與理想加諧循環為比較；所用之 T_1 ，為爐內之溫度（約為 2500°F）； T_2 為循環水之溫度（約為 70°F）。經此

比較，如如使蒸汽之溫度與爐中溫度相近，則可有甚多之熱，可變為機械能，然今日構成汽鍋、汽管、汽機等之材料，鮮能於 800 F，保持安全。

加諾循環有時亦用為比較汽機之標準。在此情形，所用 T_1 及 T_2 ，為進汽及排汽之溫度；惟以他種循環，較加諾循環與實際情形相近，故亦有時用他種循環為比較之標準。

10:3 絕熱過程之熱容 設有蒸汽一磅，其壓力為 p_a ，容度為 \bar{V}_a ，入於發動機中，經可逆絕熱膨脹，至壓力為 p_b ，乃排出於發動機之外，可逆絕熱過程，為等熵過程，故蒸汽膨脹前及膨脹後之熵應相等，既知 p_a 及 \bar{V}_a ，則 $\bar{\phi}_a$ 可自蒸汽表得之，因 $\bar{\phi}_b = \bar{\phi}_a$ ，且已知 p_b ，則膨脹後之熱容亦可決定矣。

如第 100 圖，當蒸汽以等壓情形入於發動機時，其工作為 $P_a \bar{V}_a$ 呎磅，或 $AP_a \bar{V}_a$ B.T.U.，以面積 $la9a$ 表示之。蒸汽以等熵之情形自 a 膨脹至 b ，其工作為面積 $abfg$ 所示之數，或 $(U_a - U_b)$ B.T.U.。使 p_b, \bar{V}_b 之蒸汽排出發動機之外，所需之工作為 $AP_b \bar{V}_b$ B.T.U.，如面積 $b9of$ 所示。故蒸汽之純工作為面積 $lab9$ 所示者。任何重量之蒸汽，經此種過程，其工作為



第 100 圖

$$Wk_{labk} = AP_a \bar{V}_a + U_a - U_b - AP_b \bar{V}_b \quad (172a)$$

$$= Q_a - Q_b = W(Q_a - Q_b), \text{ B.T.U.} \quad (172b)$$

如於蒸汽膨脹之際，有擾動或流體摩擦 (fluid friction) 發生，

則絕熱過程為不可逆。當膨脹終了時，其情形如 b' 點所示，蒸汽之體積及內熱較 b 點所示者為大。蒸汽所作之工作為 $(Q_a - Q_{b'})$ ，其值小於 $(Q_a - Q_b)$ 。

故 (172) 式所示，乃蒸汽在發動機中所作工作之最大值，等於進汽之熱容減等焓膨脹後排汽之熱容，以 $(\Delta Q)_\phi$ 表示之。 $(\Delta Q)_\phi$ 之值，亦稱為流經發動機之蒸汽之可用機械能。反之如資料沿相反之方向進行，則第 100 圖面積 $bbal$ 所示，乃加於資料最少之工作，其值為資料在等焓過程中所增之熱容。

由第 100 圖，可知面積 $labl = - \int_{P_a}^{P_b} V dP$ 。如資料為與理想氣體近似之情形，則 P 及 V 之關係，可以簡單之算式表示，積分之數，不難計算。惟普通所用之蒸汽，其 P 及 V 之關係，頗為複雜，故惟由蒸汽表取 \bar{Q}_a 及 \bar{Q}_b 之值，以計其工作。

10.4 理想及實際汽率 (ideal and actual steam rates)

使理想發動機，完成某定量之工作，其所需之蒸汽，謂之理想汽率。單位重量之蒸汽，在理想發動機中所完成之工作，稱為理想發動機循環之工作，以 W_{i_1} 表示之，其單位為 B.T.U. 每磅，則因每馬力小時 = 2545 B.T.U.，每仟瓦小時 = 3413 B.T.U.，汽率之值應為

$$W_{i_1} = \frac{2545}{W_{b_1}} \text{ 磅每馬力小時,} \quad (173a)$$

或
$$W_{i_2} = \frac{3413}{W_{b_2}} \text{ 磅每仟瓦小時,} \quad (173b)$$

實際汽率，為發動機完成某定量工作所需之蒸汽，以某時間內

發動機所完成之工作，除同時間內所用之蒸汽，所得之商，即實際汽率，其單位為磅每指示馬力小時 (pounds per indicated horse power hour)，每磅制動馬力小時 (pounds per brake horse power hour) 及磅每仟瓦小時等。

以一因數乘理想汽率，則得估計汽率 (estimated steam rate)。如能採用適當之因數，可使估計汽率與實際汽率頗相近。因數之抉擇，須視發動機構造之精拙，尤須賴於經驗與學識。

汽率亦有稱為水率 (water rate) 者。

10:5 郎肯發動機循環 (Rankine engine cycle) 郎肯發動機，亦稱完全膨脹發動機 (complete expansion engine)。資料以等壓情形入於發動機，繼以可逆絕熱膨脹，其壓力降低；於是排出於發動機之外。第 100 圖所示，可為此種發動機之指壓圖，故每磅蒸汽之工作為

$$W_b(\text{郎肯機}) = \bar{Q}_a - \bar{Q}_b \quad (174)$$

郎肯機之汽率為

$$W_i(\text{郎肯機}) = \frac{2545}{Q_a - Q_b} \text{ 磅每馬力小時} \quad (175a)$$

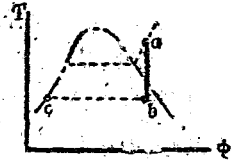
或
$$W_{ik}(\text{郎肯機}) = \frac{3413}{Q_a - Q_b} \text{ 磅每仟瓦小時} \quad (175b)$$

郎肯發動機循環於 $T-\phi$ 圖解中，僅能以一直線表示之，如第 101 圖，進入發動機之蒸汽，如 a 點所示，經等熵膨脹至 b ，乃以 b 點所示之情形排出，圖中虛線所示，乃經 a 及 b 之等壓線，如進汽及排

汽之壓力不變，則無論進汽之品質為何，皆可於 $T-\phi$ 圖解中定其相當之等熵線。

c 點所示，為排汽壓力下之飽和液體，乃代表凝汽器之凝水 (condensate)。

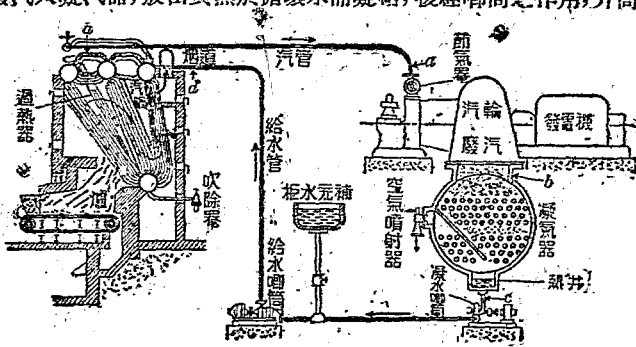
如 a 點示進汽之情形，c 點示凝水之情形，則加於郎肯機之熱，應為 $(\bar{Q}_a - \bar{Q}_c)$ B.T.U.，每磅蒸氣。於是理想郎肯發動機循環之效率為



第 101 圖

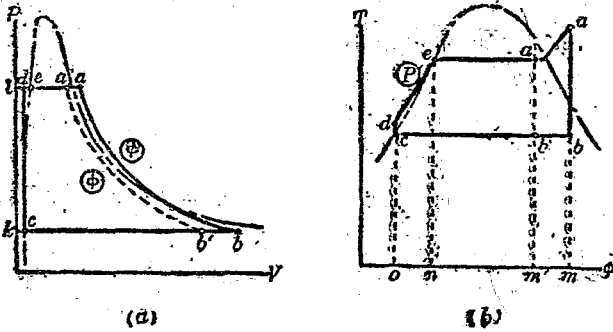
$$Eff. (\text{郎肯機}) = \frac{\bar{Q}_a - \bar{Q}_c}{\bar{Q}_a - \bar{Q}_c} \quad (176)$$

10:6 郎肯蒸汽循環 (Rankine vapor cycle). 第 102 圖示郎肯蒸汽循環所包括之各種器械。資料從汽鍋中，吸取多量之熱，以入於發動機，經膨脹，其壓力降低，體積增大，變熱之一部為機械能，廢汽入凝汽器，放出其熱於循環水而凝結，復經唧筒之作用，升高資



第 102 圖 郎肯蒸汽循環所包括之各種器械

料之壓力，返至汽鍋，在汽鍋及凝汽器內，僅有熱之傳遞；在發動機及唧筒中，則熱能及機械能互為變化。至汽管及水管等，乃僅充通路之用，無關於資料之熱力過程也。



第 103 圖 郎肯蒸汽循環

茲試觀一磅資料，在郎肯循環中之過程。當其離汽鍋時（設為過熱蒸汽），推動汽管中之蒸汽，以等壓情形，達於發動機，如第 103 圖 a 點所示。在發動機中，等熵膨脹，其壓力降至甚低，經此膨脹，使 a 點所示之過熱蒸汽，變為濕汽。其品質如 b 點所示。在凝汽器中，資料之潛熱為循環水所吸收，遂以等壓情形，變為凝水，如 c 點所示。凝水入熱井中，經凝水唧筒及給水唧筒之泵動，復返於汽鍋。此兩唧筒，在等熵情形中，壓縮液體，使其壓力升高，同時溫度亦微有增加，如 d 點所示。入於汽鍋之液體，非在飽和狀態， d 點之液體，從汽鍋中吸熱，沿等壓過程 $d \rightarrow e \rightarrow a$ 以完成此蒸汽循環，使凝水自熱井入汽鍋，所需最少之工作為面積 $cdlb$ 所示，或等於 $(Q_d - Q_c)$ 。

鍋爐及過熱器加於資料之熱 = $Q_1 = \bar{Q}_a - \bar{Q}_b =$ 面積 $deamo.$

資料排於凝汽器之熱 = $Q_2 = \bar{Q}_b - \bar{Q}_c =$ 面積 $bcom.$

蒸汽循環之純工作 = $Q_1 - Q_2 = \bar{Q}_a - \bar{Q}_b - (\bar{Q}_b - \bar{Q}_c) =$ 面積 $abcdea.$

$\bar{Q}_a - \bar{Q}_c$ 乃因泵動凝水自熱井至汽鍋所需之機械能，其每磅資料之熱單位數，以 F 表示之，即

$$\bar{Q}_a - \bar{Q}_c = F, \quad \bar{Q}_a = \bar{Q}_c + F.$$

於是汽鍋加於資料之熱為

$$Q_1 = \bar{Q}_a - (\bar{Q}_c + F) = \bar{Q}_a + \bar{Q}_c - F. \quad (177)$$

循環之純工作為

$$Q_1 - Q_2 = \bar{Q}_a - \bar{Q}_b - F. \quad (178)$$

故理想郎肯蒸汽循環之效率為

$$Eff. (\text{郎肯汽}) = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{\bar{Q}_a - \bar{Q}_b - F}{\bar{Q}_a - \bar{Q}_c - F} \quad (179)$$

若汽鍋無過熱設備，則入於發動機之蒸汽，其品質低於一，如第 103 圖 a' 點所示。 $a' b'$ 線表示等熵膨脹，於是蒸汽循環為 $a' b' c d e a'$ 。由圖可知此種情形，每磅蒸汽之充熱及純工作皆較用過熱蒸汽時為少。 $a' b' c' d e a'$ 循環之效率為

$$Eff. (\text{過熱汽}) = \frac{\text{面積 } a' b' c d e a'}{\text{面積 } a' m' o d e a'} = \frac{\bar{Q}_a' - \bar{Q}_b' - F}{\bar{Q}_a' - \bar{Q}_c - F} \quad (180)$$

為易於明瞭，特將第 103 圖之 $c d l b$ 加甚其變化，繪為第 104 圖所示。設液體在汽鍋之壓力下，稍有壓縮，則 d 點之體積小於 c 。面

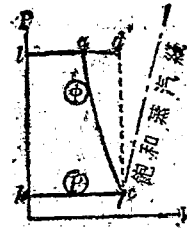
積 $cdlk$ 表示唧筒加於液體之工作，如壓力增至甚高， F 之值在計算中呈顯著之影響，不可忽視。

液體之壓縮性 (compressibility) 愈小，則 $cdlk$ 愈與長方形 $c'd'l'b$ 相近。如 $V_d = V_c$ ，則面積 $cdlk$ 所示之工作等於 $A(P_d - P_c)V_c$ B.T.U. 每磅，惟此面積乃代表 $(\bar{Q}_d - \bar{Q}_c)$ ，故知液體不能壓縮，則

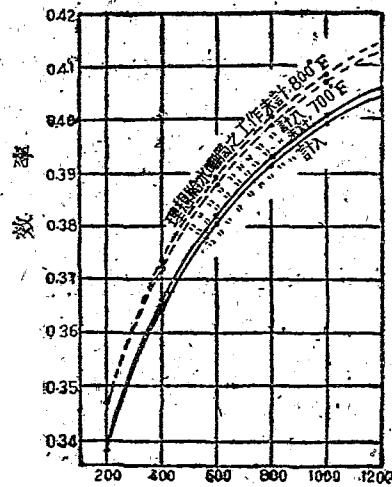
$$F = \bar{Q}_d - \bar{Q}_c = A(P_d - P_c)V_c \quad \bar{Q}_d = \bar{Q}_c + A(P_d - P_c)V_c \quad (181)$$

如汽鍋之壓力不高，當計算郎肯蒸汽循環之效率時， F 之值，可略而不計，則 (179) 式變為 (176) 式之情形。惟蒸汽循環之 a 點，乃指蒸汽離汽鍋時之情形，而發動機循環之 a 點乃指蒸汽進入發動機時之情形；因於汽管及節汽器中之損失，前者 $(\bar{Q}_d - \bar{Q}_c)$ 之值大於後者。

第105圖示高壓再熱蓄熱氣力廠 (high pressure, reheating, and regenerat-



第 104 圖



節汽壓力，磅絕對
第 105 圖 郎肯循環之效率
($P_b = 1$ 吋水銀，絕對)

ing steam power plant.) 之郎肯蒸汽循環效率。由圖可知當蒸汽之壓力低於 400 磅每平方吋時，唧筒工作 F 之影響甚微，可略而不計；如壓力較高，則 F 之影響較大。圖中示兩種溫度，蒸汽皆在高度過熱情形，於一定之壓力，溫度愈高，則郎肯循環效率亦愈高，是殆以資料受熱時之平均溫度較高，則其受熱之情形，愈與加諾循環近似，故邇來汽力廠中，多趨於採用過熱蒸汽之途。

在加諾循環中，資料當受熱時，其溫度應與熱體（即爐）之溫度相同，惟以求傳熱之迅速，資料之溫度必低於爐溫，且溫度過高，亦非構成汽鍋及汽機等之材料所能耐。

10:7 以郎肯循環為比較之標準 郎肯發動機及蒸汽循環，每用以為比較實際情形之標準。如為發動機之比較，則設為郎肯機之節汽壓力及排汽壓力皆與實際發動機者相同。如為蒸汽循環之比較，則設理想循環之最高壓力，為實際蒸汽離汽鍋時之壓力，設其排汽壓力為實際凝汽器之壓力。

設： \bar{Q}_a = 蒸汽經節汽器後之比熱容；

\bar{Q}_b = 在實際排汽壓力下，蒸汽之比熱容，惟 $\phi_b = \phi_{c,b}$ ；

\bar{Q}_c = 理想凝水（或相當於排汽壓力之飽和液體）之比熱容；

W_i = 理想發動機所需之蒸汽，磅每馬力小時，#/HP-hr.；

$W_{i,2}$ = 理想發動機所需之蒸汽，磅每仟瓦小時，#/kw-hr.；

W_{ind} = 實際發動機所用之蒸汽，磅每指示馬力小時，

#/Ihp-hr.；

W_b = 實際發動機所用之蒸汽，磅每制動馬力小時 #/Bhp-hr.；

W_s = 實際發動機所用之蒸汽, 磅每馬力小時合併輸出。
 在理想郎肯發動機循環中, 由 (175) 及 (176) 式,

$$\text{理想循環效率} = \frac{2545}{W_s(Q_a - Q_c)} \quad (182a)$$

或

$$\text{理想循環效率} = \frac{2413}{W_{i_2}(Q_a - Q_c)} \quad (182b)$$

實際原動機之依郎肯循環動作者,

$$M. \text{ Eff.} = \frac{b. h. p.}{i. h. p.} = \frac{W_{ind}}{W_b} \quad (183)$$

$$I. T. \text{ Eff.} = \frac{2545}{W_{ind}(Q_a - Q_c)} \quad (184)$$

$$B. T. \text{ Eff.} = \frac{2545}{W_b(Q_a - Q_c)} \quad (185)$$

$$O. T. \text{ Eff.} = \frac{2545}{W_s(Q_a - Q_c)} \quad (186a)$$

或

$$C. T. \text{ Eff.} = \frac{2413}{W_i(Q_a - Q_c)} \quad (186b)$$

$$I. \text{ Eng. Eff.} = \frac{I. T. \text{ Eff.}}{\text{理想循環效率}} = \frac{(184) \text{ 公式}}{(182a) \text{ 公式}} = \frac{W_{i_2}}{W_{ind}} \quad (187)$$

$$B. \text{ Eng. Eff.} = \frac{B. T. \text{ Eff.}}{\text{理想循環效率}} = \frac{(185) \text{ 公式}}{(182a) \text{ 公式}} = \frac{W_i}{W_b} \quad (188)$$

$$O. \text{ Eng. Eff.} = \frac{O. T. \text{ Eff.}}{\text{理想循環效率}} = \frac{(186a) \text{ 公式}}{(182a) \text{ 公式}} = \frac{W_s}{W_i} \quad (189a)$$

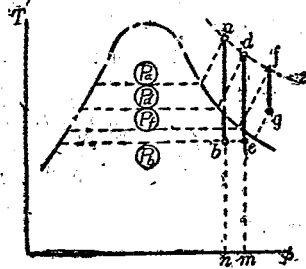
或

$$C. \text{ Eng. Eff.} = \frac{(186b) \text{ 公式}}{(182b) \text{ 公式}} = \frac{W_{i_2}}{W_i} \quad (189b)$$

現代之往復汽機，其機械效率自 85% 至 95%，汽輪機之機械效率甚高，每不為人重視，且因不能應用指示器，其機械效率之確數，不易測定。

汽輪機及往復汽機之制動發動機效率約為 50% 至 80%，因發動機之大小而有不同。汽輪機及往復汽機中之損失，截然不同。在往復汽機，制動發動機效率低降之主因，為蒸汽及汽缸壁間熱之傳遞，節流及機械磨擦等；在汽輪機則為流體磨擦，擾動及節流等。

10:8 可用能之節流損失 (loss of available energy due to throttling) 如第 106 圖，設蒸汽以 a 點所示之情形，入於發動機中，經等熵膨脹，以 p_a 壓力排出，則每磅蒸汽所作工作之最大值为 $(\bar{Q}_a - \bar{Q}_b)$ 。倘蒸汽於入發動機之先，經節流作用，自 a 情形至壓力為 p_a ；且設於節流過程進行中，蒸汽之熱容為常數，則圖中等熱容線 ac 及等壓線 pa 之交點 d 所示，為



第 106 圖

入於發動機蒸汽之情形。於是經等熵膨脹至壓力為 p_b ，則得 e 點，為排汽之情形，其所作之工作為 $(\bar{Q}_a - \bar{Q}_e)$ ，亦等於 $(\bar{Q}_a - \bar{Q}_e)$ 。於是因節流作用，每磅蒸汽可用能之損失為

$$\begin{aligned} A. E. \text{ 損失} &= (\bar{Q}_a - \bar{Q}_b) - (\bar{Q}_a - \bar{Q}_e) = \bar{Q}_e - \bar{Q}_b, \text{ B.T.U.} \quad (190a) \\ &= \text{面積 } demn. \end{aligned}$$

如 e 為濕域中之一點，則 $T_e = T_b$ ，於是每磅蒸汽可用能之節流

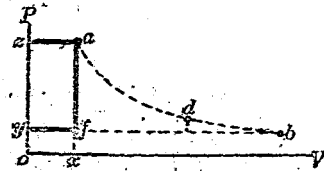
損失為

$$A. E. \text{ 損失} = T_c(\bar{\phi}_c - \bar{\phi}_b) = T_c(\bar{\phi}_g - \bar{\phi}_a), \text{ B.T.U.} \quad (190b)$$

式中 $(\bar{\phi}_c - \bar{\phi}_b)$ 乃係在節流過程中，蒸汽之焓增加量； T_c 乃係相當於排汽壓力之飽和絕對溫度。

如蒸汽經節流過程至 f ，則自 f 點膨脹至排汽壓力，蒸汽猶在過熱情形，如 g 點所示，節流損失為 $(\bar{Q}_a - \bar{Q}_b) - (\bar{Q}_f - \bar{Q}_g) = \bar{Q}_g - \bar{Q}_b$ 。因 T_c 大於 T_b ，在此種情形中，節流損失不能書為 $T_b(\bar{\phi}_f - \bar{\phi}_b)$ 。

10:9. 無膨脹發動機循環 (non-expansion, or rectangular PV engine cycle) 以上所述之郎肯循環，因蒸汽在發動機中，自進汽壓力膨脹至排汽壓力，如第107圖 ab 虛線所示；故又稱完全膨脹循環。此種膨脹情形，在汽輪機中，可得較多之工作，故多採用；然於往復汽機，則因機械構造之問題，多使蒸汽膨脹至某種較高於排汽壓力之情形，如 d 點所示，是稱不完全膨脹循環。較小之發動機，甚且進汽甫畢，即行排汽，遂成無膨脹循環。



第 107 圖 無膨脹發動機循環

設有往復汽機，其器示壓容圖如第107圖之 $zafy$ 。當活塞前進之動程，蒸汽以壓力 p_a 入於汽缸，其工作應為面積 $zafy$ 所示之數。如既知蒸汽之品質，則每磅蒸汽之工作為 $AP\bar{V}_a$ B.T.U.。當活塞達死點時，進汽器閉，排汽器開，於是蒸汽之一部急遽衝出汽缸之外，呈自由膨脹之態，汽缸內之壓力突降。因活塞迺在死點，其運動甚緩，故

指示器所繪之 af 線，為一垂線，當活塞後退之動程，排出汽缸內之低壓蒸汽，如 fy 線所示。

由上所述，在理想發動機之一動程中，蒸汽以等壓情形入於汽缸。繼於等容情形，自由膨脹。至排汽壓力，復於等壓情形排出殘餘於汽缸中之蒸汽，則自器示壓容圖 $zafy$ ，可知每磅蒸汽之工作應為 $(P_a - P_f) \bar{V}_a$ 呎磅，或 $A(P_a - P_f) \bar{V}_a$ B.T.U. 因愛林武德蒸汽圖表有以 $AP\bar{V}$ 為坐標者，故 $AP_a \bar{V}_a$ 及 $AP_f \bar{V}_f$ 可逕自圖表讀得之。於是此循環之工作，頗易計算。

自由膨脹所損失之機械能，為面積 abf 所示之數， ab 為等熵膨脹線。惟如使蒸汽完全膨脹，則汽缸之容積應為 V_b ；而當無膨脹時，汽缸之容積僅為 V_a ，兩者之大小，相去甚遠。

設於排汽壓力下，每磅飽和液體之熱容為 \bar{Q}_c ，則加於每磅蒸汽之熱應為 $\bar{Q}_a - \bar{Q}_c$ 。於是理想發動機之依無膨脹循環動作者，其效率為

$$Eff. (\text{無膨脹}) = \frac{A(P_a - P_f) \bar{V}_a}{\bar{Q}_a - \bar{Q}_c} \quad (191)$$

無膨脹發動機之理想汽率為

$$W_s = \frac{2545}{A(P_a - P_f) \bar{V}_a} \quad (192)$$

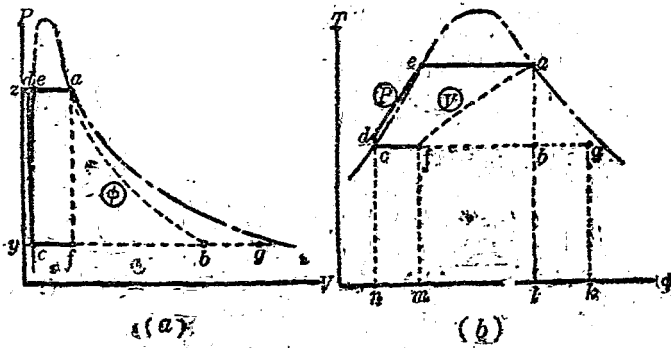
如實際發動機之依無膨脹循環動作者，其汽率為 $W_{s,act}$ 及 W_s ，則其效率為

$$I.E. Eff. = \frac{2545}{W_{s,act} (\bar{Q}_a - \bar{Q}_c)} \quad (193)$$

$$B.T. Eff. = \frac{2545}{W_b(Q_a - Q_c)} \quad (194)$$

實際發動機之指示及制動發動機效率，可以 W_{ind} 及 W_b 除 W_i 得之。

10:10 無膨脹蒸汽循環 (non-expansion vapor cycle) 在力廠中完成無膨脹蒸汽循環，應包括汽鍋、無膨脹發動機、凝汽器、唧筒及管路等。茲就資料在循環各部所生之過程，從 $P-V$ 及 $T-\phi$ 圖解中研究之。



第 108 圖 無膨脹蒸汽循環

設汽鍋中所發生者為飽和蒸汽，如第 108 圖 a 點所示。如管路中無損失，則每磅蒸汽流經發動機中所作之工作，應為面積 $zafy$ 所示，或 $A(P_s - P_f)\bar{V}_a$ B.T.U.。使凝水入於汽鍋，唧筒所需之工作，如 $zdecy$ 所示，即 $F = A(P_s - P_c)\bar{V}_c$ ，故在理想循環中，每磅蒸汽之純工作，如以 B.T.U. 計之，為

$$\begin{aligned} W_b(\text{無脹汽}) &= \text{面積 } afcd = A(P_a - P_f)(\bar{V}_a - \bar{V}_s) \\ &= A(P_a - P_f)\bar{V}_a - F \end{aligned} \quad (195a)$$

此純工作之值，亦可自循環中每磅蒸汽之充熱及卻熱求之。

$$Q_1 = Q_{dea} = \text{面積 } dealn d = \bar{Q}_a - \bar{Q}_d,$$

$$Q_2 = Q_{cfa} = \text{面積 } cfaln c = (\bar{Q}_f - \bar{Q}_c) + (\bar{U}_a - \bar{U}_f),$$

$$\text{純工作} = Q_1 - Q_2 = \text{面積 } cdea f$$

$$= \bar{Q}_a - \bar{Q}_d - \bar{Q}_f + \bar{Q}_c - \bar{U}_a + \bar{U}_f$$

$$= (\bar{Q}_a - \bar{U}_a) - (\bar{Q}_f - \bar{U}_f) - (\bar{Q}_d - \bar{Q}_c)$$

$$= AP_a\bar{V}_a - AP_f\bar{V}_f - A(P_d - P_c)\bar{V}_s$$

$$= A(P_a - P_f)(\bar{V}_a - \bar{V}_s)$$

$$= A(P_a - P_f)\bar{V}_a - F \quad (195b)$$

無膨脹蒸汽循環效率為

$$\begin{aligned} \text{Eff.}(\text{無脹汽}) &= \frac{\text{面積 } afcdea}{\text{面積 } dealn d} \\ &= \frac{A(P_a - P_f)\bar{V}_a - F}{\bar{Q}_a - \bar{Q}_d} \end{aligned} \quad (196a)$$

$$= \frac{A(P_a - P_f)\bar{V}_a - F}{\bar{Q}_a - \bar{Q}_d - F} \quad (196b)$$

如汽鍋壓力不高，則 F 之值甚小，其所影響於循環效率者，亦不若郎肯循環之顯著，此因後者之汽鍋壓力較高使然。

排汽器既啓，蒸汽呈自由膨脹，有擾動發生，故其過程為不可逆，因蒸汽各分子非在平衡狀態，在 $P-V$ 及 $T-\phi$ 圖解中，不能得代

表此過程之曲線。第 108 圖 af 虛線所示，僅為與其相當之壓力體積線，乃設於活塞在死點時，冷卻汽缸內之蒸汽，至其品質為 x_f ，如以等容過程 af 代自由膨脹，則循環之純工作，無稍變更，惟所加於資料之熱，不因以等壓過程代自由膨脹而變更，故排於凝汽器之熱，兩情形亦應相等。

自由膨脹既畢，每磅蒸汽之情形，如 g 點所示，其品質為 x_g 。如於等壓情形， $P_g = P_f$ ，冷卻之至 x_f ，則蒸汽所放出之熱，應等於 af 等容過程所放出者。即 $Q_{fa} = Q_{fg}$ ，或面積 $falm$ = 面積 $fgkm$ 。故

$$U_a - U_f = \bar{Q}_g - \bar{Q}_f,$$

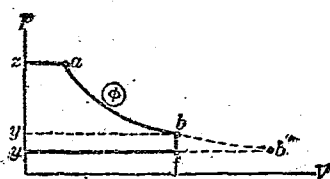
於是

$$\begin{aligned} Q_g &= U_a + (Q_f - U_f) \\ &= (\bar{Q}_a - AP_a \bar{V}_a) + AP_f \bar{V}_f \\ &= Q_a - A(P_a - P_f) \bar{V}_f \end{aligned} \quad (197)$$

如蒸汽經等焓膨脹至排汽壓力，其情形如 b 點所示，則因自由膨脹為不可逆絕熱過程， \bar{Q}_g 應大於 \bar{Q}_b 。

10:11 不完全膨脹發動機循環 (incomplete expansion engine cycle) 不完全膨脹發動機循環，如第 109 圖所示，為普通之往復

蒸汽機所採用。蒸汽之停給，發生於動程未了之先，繼為等焓膨脹，迨活塞已達死點，蒸汽之壓力高於排汽壓力，斯時排汽閥開，壓力突降，然後活塞排汽缸中之餘汽於凝汽器，倘使蒸汽完全膨



第 109 圖 不完全膨脹發動機循環

脹，則膨脹後之體積如 b' 所示，相當於面積 $bb'f$ 之工作，每大部或全部為機械磨擦所抵消；而因使蒸汽完全膨脹，汽缸須增大甚多，因之發動機之全體隨以俱增，故恆有得不償失之感，此所以往復汽機多採用此種循環也。至此種循環之分析，甚為易易，由圖可得 $b'y'$ 之上，為一郎肯循環，其下為一無膨脹循環， b 點之壓力 p_b ，稱放汽壓力。

設有理想發動機，依不完全膨脹循環而動作。以等壓 p_a 入於汽缸之蒸汽為一磅；排汽壓力為 p_b ；等焓膨脹止於 b 點，其脹比 \bar{V}_b/\bar{V}_a 小於相當之郎肯循環脹比 \bar{V}_b/\bar{V}_a 。膨脹之後，排汽器開，蒸汽自由膨脹，汽缸內之壓力驟降，此時活塞適在死點，故 $b'f$ 為等容線， $f'y$ 為排汽動程，活塞排蒸汽於汽缸之外。

面積 $ZabfyZ$ 可視為由 $abgy'Z$ 及 $b'fy'y'$ 兩部所組成。二者所代表之工作，各為 $(\bar{Q}_a - \bar{Q}_b)$ 及 $A(P_b - P_f)\bar{V}_b$ B.T.U. 每磅。故每磅蒸汽，在不完全膨脹循環中之工作，如以 B.T.U. 計之，為

$$W_{ZabfyZ} = (\bar{Q}_a - \bar{Q}_b) + A(P_b - P_f)\bar{V}_b \quad (198)$$

理想循環之效率為

$$Eff. (\text{不全膨脹}) = \frac{\bar{Q}_a - \bar{Q}_b + A(P_b - P_f)\bar{V}_b}{\bar{Q}_a - \bar{Q}_c} \quad (199)$$

式中 \bar{Q}_c 為排汽壓力下，每磅飽和液體之熱容。

不完全膨脹發動機之理想汽率，如以磅每馬力小時表之，為

$$W_i (\text{不全膨脹}) = \frac{2545}{(\bar{Q}_a - \bar{Q}_b) + A(P_b - P_f)\bar{V}_b} \quad (200)$$

實際發動機之發動機效率，為理想汽率與實際汽率之比。

1. 循环

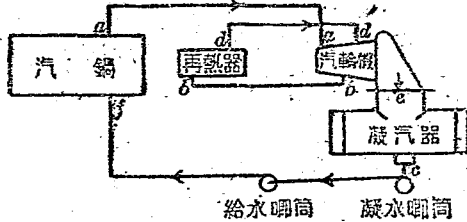
定 强 热 力 学

循环之效率为

$$\begin{aligned} \text{Eff. (不含蒸汽)} &= \frac{\text{纯工作}}{\text{充热}} \\ &= \frac{(\bar{Q}_a - \bar{Q}_b) + A(P_b - P_f)\bar{V}_b - F}{\bar{Q}_a - \bar{Q}_b - F} \quad (208) \end{aligned}$$

第十一章 蒸汽循環 (續)

11:1 再熱之原理 (principle of reheating) 蒸汽發動機之發動機效率，皆因再熱而增高。如原動機為汽輪機，再熱之影響特著。所謂再熱者，乃於蒸汽經發動機之一部後，導之入再熱器 (reheater)，加熱以增其過熱度，復使之入發動機，以為工作。在較大之工廠中，因再熱所獲之利，遠超再熱設備之費用。



第 111 圖示再

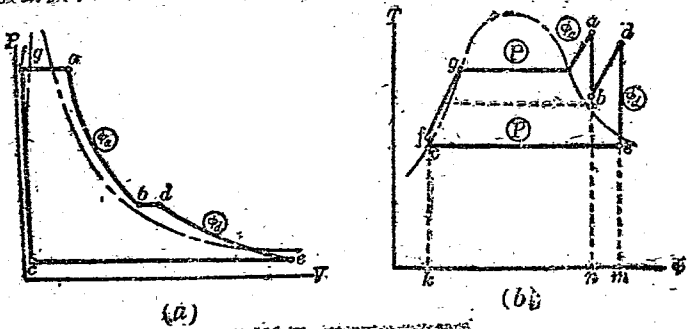
第 111 圖 再熱蒸汽循環所包括之各器械

熱蒸汽循環所包括之器械，及資料所經之路線。再熱器有裝於主汽鍋之爐內者；亦有獨立裝設，另備一爐者，近且有主張不用爐，而以高溫高溫之蒸汽行再熱者。

11:2 無再熱損失之理想發動機循環及蒸汽循環 (ideal engine and vapor cycles involving reheating without any losses) 在理想蒸汽循環中，咸設為再熱設備中無任何熱量之損失。在理想發動機循環中，則有兩種情形，為熱力工程中所研究者。其一設無過熱損

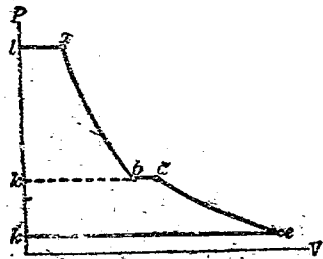
失，其一則設有與實際情形相當之過熱損失。後者俟於下節論之，茲先述無再熱損失者。

在理想再熱蒸汽循環中，認為無滯流、摩擦、節流及熱之傳遞等損失，蒸汽經發動機之一部，為等熵之膨脹，然後入再熱器加熱，復入發動機中，等熵膨脹至排汽壓力。第 112 圖示此循環之 $P-V$ 及



第 112 圖 理想再熱蒸汽循環

$T-\phi$ 圖解。圖中所註各字，示蒸汽出入各器械時之情形，與第 111 圖所示相同。蒸汽以 a 點所示之情形，離汽鍋入於汽輪機，等熵膨脹至 b ，如是經再熱以升其溫度至 a ，復入汽輪機中，如 b 點所示。更經等熵過程 $d e$ ，膨脹至排汽壓力，入凝汽器，如 e 點。在凝汽器中，凝為相當於排汽壓力之飽和液體，如 c 點。由唧筒送凝水入汽鍋，其情形如 f 點。再熱溫度 t_a ，普通與汽鍋中之溫度 t_e 相近。



第 113 圖 無再熱損失之理想再熱發動機循環

第 113 圖示無再熱損失之理想發動機循環， l_a 示等壓進汽， ab 示第一次等熵膨脹， bd 為等壓再熱， de 為二次等熵膨脹， ek' 為等壓排汽。

每磅蒸汽於發動機中所作之工作相當於 $abkl$ 及 $de k' k$ 兩面積之和，每面積所代表之工作，等於等熵膨脹之熱容過程，故每磅蒸汽之工作，如以 B.T.U. 計之，為

$$Wk_{(再熱機)} = (\bar{Q}_a - \bar{Q}_b) + (\bar{Q}_a - \bar{Q}_e) \quad (204)$$

= 面積 $abcd k' l$ (第 113 圖)。

在蒸汽循環中，每磅資料之純工作，應為發動機中之工作，減唧筒所需之工作，如以 B.T.U. 計之，則

$$Wk_{(再熱機)} = (\bar{Q}_a - \bar{Q}_b) + (\bar{Q}_a - \bar{Q}_e) - F \quad (205)$$

= 面積 $fgabemk$ (第 112 圖)。

充熱之量，為蒸汽在汽鍋及再熱器中所受熱量之和。如以 B.T.U. 每磅計之，為

$$Q_1 = (\bar{Q}_a - \bar{Q}_f) + (\bar{Q}_a - \bar{Q}_b)$$

$$= (\bar{Q}_a - \bar{Q}_e) + (\bar{Q}_a - \bar{Q}_b) - F \quad (206)$$

= 面積 $fgabemk$ (第 112 圖)。

於是發動機及蒸汽循環之效率為

$$Eff_{(再熱機)} = \frac{(\bar{Q}_a - \bar{Q}_b) + (\bar{Q}_a - \bar{Q}_e)}{(\bar{Q}_a - \bar{Q}_e) + (\bar{Q}_a - \bar{Q}_b)} \quad (207)$$

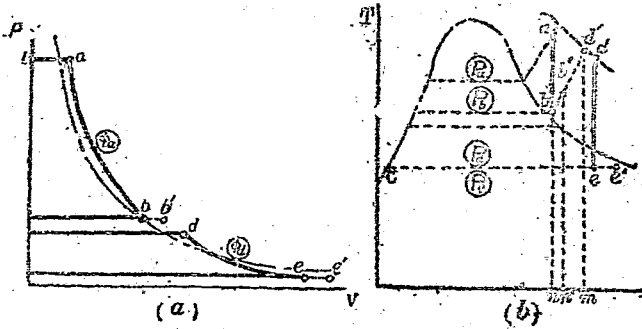
$$Eff_{(再熱汽)} = \frac{(\bar{Q}_a - \bar{Q}_b) + (\bar{Q}_a - \bar{Q}_e) - F}{(\bar{Q}_a - \bar{Q}_e) + (\bar{Q}_a - \bar{Q}_b) - F} \quad (208)$$

11:3 包括再熱損失之理想再熱發動機循環 實際情形，汽輪機及再熱器每非同一廠商之出品，蒸汽經第一次膨脹後，其壓力未必與再熱器中之壓力相同，故多以實際再熱汽輪機與一理想者相比較；此理想情形，乃設其於再熱設備中之壓力降落及熱傳導等損失，與實際情形相等。

包括再熱損失之理想再熱發動機循環須滿足下列諸條件：

- (1) 節汽壓力及節汽溫度與實際情形相同。
- (2) 自發動機入於再熱器之蒸汽，其壓力與實際情形相同，其焓與節汽器處之焓相等。
- (3) 再熱後，蒸汽復入發動機，其壓力及溫度與實際情形相同。
- (4) 排汽壓力與實際情形相同。

具備上列條件之發動機循環，如第 114 圖所示， ab 為再熱前之等焓膨脹， de 為再熱後之等焓膨脹， c 點所示，乃是在排汽壓力下之



第 114 圖 理想再熱發動機循環，包括再熱損失。

飽和液體。因設於再熱過程中，為不可逆之過程，故 b 點及 d' 間之情形，不得表示於圖解中。惟如選定 d 點，使 $p_{d'} = p_b$, $\bar{Q}_{d'} = \bar{Q}_d$ ，則面積 $b'd'mn$ 為蒸汽自再熱設備中所吸之熱。無論節流及熱傳導損失為何，每磅蒸汽經再熱設備時所得之純熱量應為 $(\bar{Q}_d - \bar{Q}_b)$ 。蒸汽自汽鍋及唧筒所得之能為 $(\bar{Q}_a - \bar{Q}_c)$ ，故每磅蒸汽之充熱為 $(\bar{Q}_a - \bar{Q}_c) + (\bar{Q}_d - \bar{Q}_b)$ B.T.U.

每磅蒸汽於發動機中所作之工作，為面積 $abkl$ 及 $dcij$ 之和每面積所代表之工作，等於等焓膨脹之熱容過程，故每磅蒸汽之工作，如以 B.T.U. 計之，為

$$W_k(\text{再熱機}) = (\bar{Q}_a - \bar{Q}_b) + (\bar{Q}_d - \bar{Q}_c) \quad (219)$$

此發動機之理想效率為

$$W_i(\text{再熱機}) = \frac{2545}{(\bar{Q}_a - \bar{Q}_b) + (\bar{Q}_d - \bar{Q}_c)} \text{磅每馬力小時} \quad (210a)$$

$$W_{ik}(\text{再熱機}) = \frac{3413}{(\bar{Q}_a - \bar{Q}_b) + (\bar{Q}_d - \bar{Q}_c)} \text{磅每仟瓦小時} \quad (210b)$$

此種理想發動機循環之效率為

$$Eff.(\text{再熱機}) = \frac{\text{工作}}{\text{充熱}} = \frac{(\bar{Q}_a - \bar{Q}_b) + (\bar{Q}_d - \bar{Q}_c)}{(\bar{Q}_a - \bar{Q}_c) + (\bar{Q}_d - \bar{Q}_b)} \quad (211a)$$

或由汽率求之，則

$$Eff.(\text{再熱機}) = \frac{2545}{W_i(\bar{Q}_a - \bar{Q}_c + \bar{Q}_d - \bar{Q}_b)} \quad (211b)$$

$$\text{或 } Eff.(\text{再熱機}) = \frac{3413}{W_{ik}(\bar{Q}_a - \bar{Q}_c + \bar{Q}_d - \bar{Q}_b)} \quad (211c)$$

在實際汽輪機中，因擾動及流體磨擦，蒸汽入再熱器時，其情形如 b' 點所示， $\bar{Q}_{b'} > \bar{Q}_b$, $\bar{\phi}_{b'} > \bar{\phi}_b$, b' 點所示之情形，可測量蒸汽離汽輪機時之壓力及溫度得之。既得 b' 點，則蒸汽在再熱器中所得之熱應為 $\bar{Q}_a - \bar{Q}_{b'}$ 。其值較理想情形為少，所差之數，等於面積 $b a' m n$ 及 $b' d' m n'$ 之差。故在實際汽輪機中，每磅蒸汽之充熱為 $(\bar{Q}_a - \bar{Q}_b) + (\bar{Q}_a - \bar{Q}_{b'})$ 。 d 點所示，為自再熱器入於汽輪機之蒸汽，其實際情形與理想情形相同，可測量實際情形之壓力及溫度決定之。實際入於凝汽器之蒸汽，其情形如 e' 點所示。壓 e' 之品質愈高，即排入凝汽器之熱愈多。

凡利用再熱蒸汽者，多為較大之發動機，故每與被動機同時試驗，無論被動機之種類為何，如知上述之各壓力及溫度等，即可求其合併熱效率。

設 W_b = 實際發動機所用之蒸汽，磅每制動馬力小時；

W_e = 實際發動機所用之蒸汽，磅每馬力小時合併輸出；

W_k = 實際發動機所用之蒸汽，磅每仟瓦小時合併輸出。

則制動熱效率及合併熱效率為

$$B.T. Eff. = \frac{2545}{W_b(\bar{Q}_a - \bar{Q}_b + \bar{Q}_a - \bar{Q}_{b'})} \quad (212)$$

$$C.T. Eff. = \frac{2545}{W_e(\bar{Q}_a - \bar{Q}_b + \bar{Q}_a - \bar{Q}_{b'})} \quad (213a)$$

$$C.T. Eff. = \frac{3413}{W_k(\bar{Q}_a - \bar{Q}_b + \bar{Q}_a - \bar{Q}_{b'})} \quad (213b)$$

發動機效率，為發動機熱效率與理想循環效率之比。故

$$\begin{aligned}
 B. \text{ Eng. Eff.} &= \frac{B. T. \text{ Eff.}}{\text{理想循環效率}} = \frac{(212) \text{ 式}}{(211p) \text{ 式}} \\
 &= \frac{W_i(\bar{Q}_a - \bar{Q}_c + \bar{Q}_d - \bar{Q}_b)}{W_b(\bar{Q}_a - \bar{Q}_c + \bar{Q}_d - \bar{Q}_b')} \quad (214)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 C. \text{ Eng. Eff.} &= \frac{C. T. \text{ Eff.}}{\text{理想循環效率}} = \frac{(213a) \text{ 式}}{(216b) \text{ 式}} \\
 &= \frac{W_i(\bar{Q}_a - \bar{Q}_b + \bar{Q}_d - \bar{Q}_c)}{W_c(\bar{Q}_a - \bar{Q}_c + \bar{Q}_d - \bar{Q}_b')} \quad (215a)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 C. \text{ Eng. Eff.} &= \frac{(213b) \text{ 式}}{(211c) \text{ 式}} = \frac{W_{ik}(\bar{Q}_a - \bar{Q}_c + \bar{Q}_d - \bar{Q}_b)}{W_k(\bar{Q}_a - \bar{Q}_c + \bar{Q}_d - \bar{Q}_b')} \quad (215b)
 \end{aligned}$$

11:4 蓄熱循環之原理 (principle of the regenerative cycle)

試考以上所述各蒸汽循環，蒸汽力廠之最大損失，為排汽放出之卻熱，如能取而利用之，或設法減少之，則循環之效率定可增高，蓄熱循環，即應此要求而產生。

在蓄熱循環中，自發動機之某點撤出 (bleed) 蒸汽之一部，便供給水加熱之用，故入汽鍋之給水，其溫度高於排汽壓力下飽和液體之溫度。此撤出之蒸汽，經發動機之一部，變其自汽鍋帶來熱量之一部為工作，而以其餘者加於給水，惟以給水僅能吸收有限之熱量，故蒸汽之大部，須經發動機之全部而排入凝汽器。

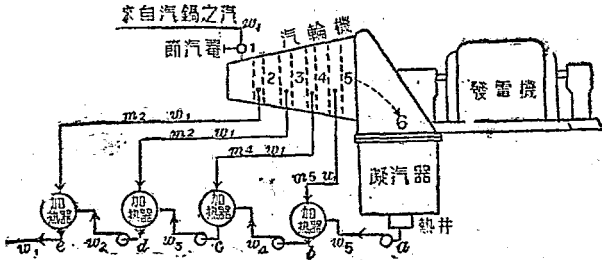
蓄熱循環，乃指以撤出之蒸汽行給水加熱者而言。如以撤出之蒸汽，供他項用途，則為抽取循環(extraction cycle)，不可與蓄熱循環混為一談。

依上述之理論，當知撤出蒸汽之點愈多，則效率愈高。故蓄熱給水加熱器之數，亦愈多愈佳。惟於實際情形，加熱器過多，則力廠之設備費及管理費增高，甚至失去蓄熱所獲之利益。因此在較大之力廠中，裝備加熱器只限四具，次者三具兩具不等。

11:5 包括定數加熱器之理想蓄熱發動機循環 (ideal regenerative engine cycle with a finite number of heaters) 為決定實際發動機之損失，每以之與一理想發動機循環相比較，此理想循環，其蒸汽消耗量，進汽之壓力及溫度，與排汽壓力等，皆與實際情形一致，且須滿足下列條件：

- (1) 理想加熱器之數須與實際相同。
- (2) 各撤汽壓力須與實際相同。
- (3) 自汽輪機各點撤出之蒸汽，其量適足於等壓情形，使進入加熱器之給水，變為相當於撤汽壓力之飽和液體，於計算撤汽之重量時，設撤出之蒸汽，為自節汽壓力經等熵膨脹，以至撤汽壓力，故可知其熱容。
- (4) 理想循環中之加熱器為接觸式 (contact type)，撤出之蒸汽，與給水直接接觸；且每加熱器內之壓力，皆同於與其相通之撤汽壓力。

第 115 圖示理想蓄熱循環所包括之各器械，設其有加熱器四具（實際情形，甚渺有多於此數者，無論加熱器之多寡，分析循環之方法，初無二致）。圖中且示撤出蒸汽之重量，及出入各加熱器給水之重量，所謂汽鍋，乃包括過熱器而言。

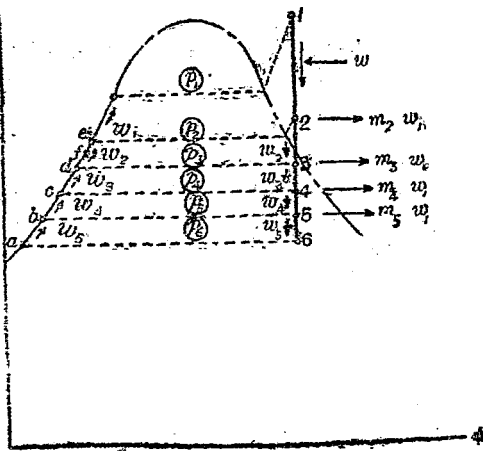


第 116 圖 包括四具加熱器之理想蒸汽循環之器械

第 116 圖為 $T-\phi$ 圖解。123456 示等焓膨脹， a, b, c, d, e 各點，示自熱井及加熱器流出給水之情形，其重量為 W_6, W_4, W_3, W_2, W_1 等。此圖僅示各相當點之情形，至熱容與圖中面積之關係當俟於研討與此相當之蒸汽循環時論之。 p_2, p_3, p_4 等撤汽壓力與實際情形相符。

各等壓線與 T 經 1 點所繪等焓線之交點，及其與飽和液體線之交點，各示蒸汽即給水之情形。

入於汽鍋之給水，其溫度為 t_1 ，如 e 點所示。實際情形，多以 f 點所示之溫度 t_f 為給水之溫度。



第 116 圖

t_j 之值小於 t_a , 此殆於加熱系統中, 有熱量之損失使然。

設以 W_1 為經節汽器入於發動機蒸汽之重量; $m_2 W_1$, $m_3 W_1$ 等各為自 2, 3 各點撤出蒸汽之重量。如第 115 及 116 圖所示, 欲知各點撤出蒸汽之重量, 須先求 m_1, m_2 等因數之值, 因撤出之蒸汽, 乃係供給水加熱之用; 設無損失, 則

$$W_2 = (1 - m_2) W_1,$$

且 $m_2 W_1 (\bar{Q}_2 - \bar{Q}_a) = W_2 (\bar{Q}_e - \bar{Q}_a);$

於是 $m_2 = \frac{\bar{Q}_e - \bar{Q}_a}{\bar{Q}_2 - \bar{Q}_a}$ (216a)

仿此, $W_3 = (1 - m_2 - m_3) W_1,$

$$m_3 W_1 (\bar{Q}_3 - \bar{Q}_a) = W_3 (\bar{Q}_d - \bar{Q}_a),$$

$$m_3 = \frac{(1 - m_2) (\bar{Q}_d - \bar{Q}_a)}{\bar{Q}_3 - \bar{Q}_a} \quad (216b)$$

$$m_4 = (1 - m_2 - m_3 - m_4) W_1,$$

$$m_4 W_1 (\bar{Q}_4 - \bar{Q}_a) = W_4 (\bar{Q}_c - \bar{Q}_a);$$

$$m_4 = \frac{(1 - m_2 - m_3) (\bar{Q}_c - \bar{Q}_a)}{\bar{Q}_4 - \bar{Q}_a} \quad (216c)$$

$$W_5 = (1 - m_2 - m_3 - m_4 - m_5) W_1,$$

$$m_5 W_1 (\bar{Q}_5 - \bar{Q}_a) = W_5 (\bar{Q}_b - \bar{Q}_a);$$

$$m_5 = \frac{(1 - m_2 - m_3 - m_4) (\bar{Q}_b - \bar{Q}_a)}{\bar{Q}_5 - \bar{Q}_a} \quad (216d)$$

每磅經節汽器入於發動機之蒸汽，在發動機中所作之工作，如以 B. T. U. 計之，為

$$\begin{aligned}
 Wb(\text{蓄熱機}) &= \bar{Q}_1 - \bar{Q}_2 + (1 - m_2)(\bar{Q}_2 - \bar{Q}_3) \\
 &\quad + (1 - m_2 - m_3)(\bar{Q}_3 - \bar{Q}_4) \\
 &\quad + (1 - m_2 - m_3 - m_4)(\bar{Q}_4 - \bar{Q}_5) \\
 &\quad + (1 - m_2 - m_3 - m_4 - m_5)(\bar{Q}_5 - \bar{Q}_6) \\
 &= \bar{Q}_1 - \bar{Q}_6 - m_2(\bar{Q}_2 - \bar{Q}_6) - m_3(\bar{Q}_3 - \bar{Q}_6) \\
 &\quad - m_4(\bar{Q}_4 - \bar{Q}_6) - m_5(\bar{Q}_5 - \bar{Q}_6). \quad (217)
 \end{aligned}$$

入於發動機每磅蒸汽之充熱，為 $(\bar{Q}_1 - \bar{Q}_6)$ 。故此理想發動機循環之效率為

$$\text{Eff.}(\text{蓄熱機}) = \frac{\text{由(217)式所得之工作}}{\bar{Q}_1 - \bar{Q}_6} \quad (218)$$

蓄熱機之理想汽率，如以磅每仟瓦小時計之，為

$$W_i = \frac{3413}{\text{由(217)式所得之工作}} \quad (219)$$

設於實際情形，合併汽率為 W_a 磅每仟瓦小時；則實際之熱消耗量為 $W_a(\bar{Q}_1 - \bar{Q}_f)$ ， \bar{Q}_f 乃相當於實際給水溫度每磅飽和給水之熱容。於是實際之合併熱效率及合併發動機效率為

$$\text{C.T. Eff.} = \frac{3413}{W_a(\bar{Q}_1 - \bar{Q}_f)} \quad (220)$$

$$\text{C.Eng. Eff.} = \frac{\text{理想情形每仟瓦小時所需之熱}}{\text{實際情形每仟瓦小時所需之熱}}$$

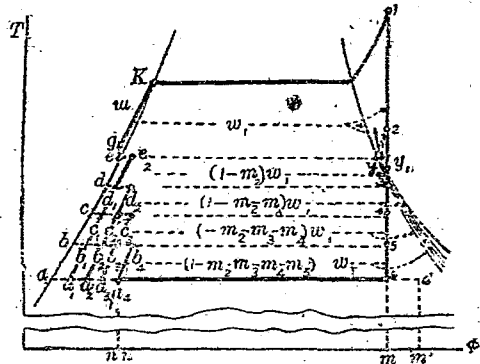
$$= \frac{W_i(\bar{Q}_1 - \bar{Q}_i)}{W_a(\bar{Q}_1 - \bar{Q}_f)} \quad (221a)$$

或 $G. Eng. Eff. = \frac{\text{由(220)式所得之實際合併熱效率}}{\text{由(218)式所得之理想循環效率}} \quad (221b)$

11:6 包括定數加熱器之蓄熱蒸汽循環 在蒸汽循環中應包括唧筒工作；且 1 點所示之情形，乃指自過熱器入於汽管之蒸汽，而非指節汽處之情形。

因撤汽之關係，發動機蒸汽之重量，非為常數；故欲以 $T-\phi$ 圖解之面積，表示蒸汽之工作，殊多困難。第 117 圖為常用之一種表示法，其中所註之字，與第 116 圖相同； W_1 磅蒸汽，以 1 點所示之情形，入於原動機，膨脹至 2，經撤出蒸汽之一部，於是存於原動機中者，僅餘 $(1-m_2)W_1$ 磅；而圖解之寬，亦應縮為原有寬度之 $(1-m_2)$

倍。使等熵膨脹線 123456 保持固定位置，而依照各點經撤汽後所餘蒸汽之重量，以縮減圖解之寬繪製相當之飽和液體及飽和蒸汽線，遂成第 117 圖。此所繪之飽和液體線，如 $a_1 b_1$



第 117 圖 蓄熱蒸汽循環

$c_1 d_1 e_1, a_2 b_2 c_2 d_2, a_3 b_3 c_3$ 等, 非與 $a b c d e$ 線平行, 乃依下列方程式之關係而決定者:

$$(1-m_2):1 = \Delta\phi_{2c_1}:\Delta\phi_{.c} = \Delta\phi_{3a_1}:\Delta\phi_{.a},$$

$$(1-m_2-m_3):1 = \Delta\phi_{2d_2}:\Delta\phi_{3a} = \Delta\phi_{3e_2}:\Delta\phi_{.e},$$

$$(1-m_2-m_3-m_4):1 = \Delta\phi_{3c_3}:\Delta\phi_{.c} = \Delta\phi_{5b_3}:\Delta\phi_{5b},$$

$$(1-m_2-m_3-m_4-m_5):1 = \Delta\phi_{5b_4}:\Delta\phi_{.b} = \Delta\phi_{6a_4}:\Delta\phi_{6a}$$

各相當之飽和蒸汽線, 亦可依繪飽和液體線之法繪之, 如 y_1 點, 可由方程式 $(1-m_2):1 = \Delta\phi_{2y_1}:\Delta\phi_{2y}$ 決定之。如 2 點之過熱度非甚高, 則面積 $2y_1y_2$ 可略而不計。

在理想情形中, 給水唧筒所需之工作, 如以 B. T. U. 每磅流經節汽器之蒸汽計之, 為

$$F = A(P_1 - P_e)\bar{V}_e = A(P_1 - P_2)\bar{V}_c, \quad (222)$$

加熱器唧筒所需之工作, 如以 B. T. U. 每磅流經節汽器之蒸汽計之, 為

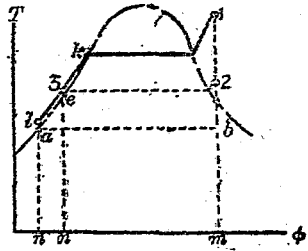
$$\begin{aligned} F' = & (1-m_2)A(P_e - P_d)\bar{V}_d + (1-m_2-m_3)A(P_d - P_c)\bar{V}_c \\ & + (1-m_2-m_3-m_4)A(P_c - P_b)\bar{V}_b \\ & + (1-m_2-m_3-m_4-m_5)A(P_b - P_a)\bar{V}_a \end{aligned} \quad (223)$$

第 117 圖粗線所包括之面積, 減面積 $2y_1y_2$, 所得之差, 為蒸汽循環之純工作, 如以 B. T. U. 每磅流經節汽器之蒸汽計之, 為

$$\begin{aligned} Wb(\text{著熱汽}) = & \bar{Q}_1 - \bar{Q}_6 - m_2(\bar{Q}_2 - \bar{Q}_6) - m_3(\bar{Q}_3 - \bar{Q}_6) \\ & - m_4(\bar{Q}_4 - \bar{Q}_6) - m_5(\bar{Q}_5 - \bar{Q}_6) - F - F' \end{aligned} \quad (224)$$

上式除 F 及 F' 兩項外,其形狀與(217)式相同,惟此式中 1, 2, 3, 4, 5, 6 各點所示之情形,則與發動機循環中所用者迥異:因在蒸汽循環中,1 點所示,乃蒸汽離過熱器時情形,而在發動機循環中,則 1 點所示,乃蒸汽經節汽器後之情形也。

第 118 圖之粗線,乃自第 117 圖取來,給水以 e 點所示之飽和情形,離加熱器,經給水唧筒,以 g 點所示之非飽和情形入於汽鍋。於是依 $gk1$ 粗線所示,在等壓情形下,於汽鍋及過熱器中變為 1 點所示之過熱蒸汽。1 點所示,乃蒸汽離過熱器時之情形,故在汽鍋及過熱器中,加於資料之熱,如以 B. T. U. 每磅計之,為



第 118 圖

$$\overline{Q}_1 = \overline{Q}_1 - \overline{Q}_g = \overline{Q}_1 - \overline{Q}_e - F \quad (225)$$

$$= \text{面積 } gklmn.$$

如無蓄熱加熱器之應用,則汽鍋須以較多之熱加於資料,以得 1 點所示之蒸汽,其所多之量,如第 118 圖面積 $nlg'n$ 所示。圖中之 $gk1$ 線,乃在汽鍋壓力下,給水之等壓加熱情形。

既知純工作及充熱之值,則蓄熱蒸汽循環之效率為

$$Eff.(\text{蓄熱汽}) = \frac{\text{自(224)式所得之純工作}}{\text{自(225)式所得之充熱}} \quad (226)$$

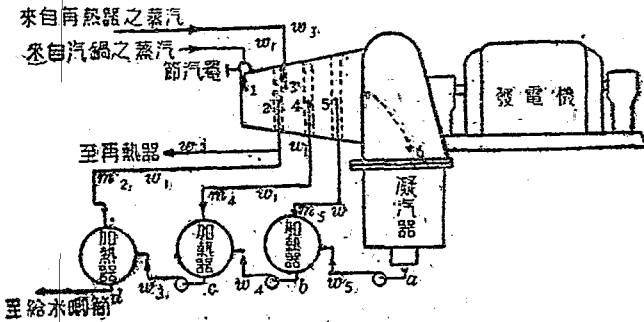
在理想情形,蒸汽排於凝汽器之熱,如第 117 圖面積 $ca_1'n'm$ 所示,如在實際情形,蒸汽以 b' 所示之情形入於凝汽器;則蒸汽排於凝

汽器之熱，如面積 $b'a_2n'm'$ 所示。

11:7 包括再熱損失及定數加熱器之理想再熱蓄熱發動機循環 (ideal reheating-regenerative engine cycle involving reheating losses and a finite number of heaters) 再熱蓄熱循環，乃由再熱循環及蓄熱循環合併而成，普通皆於第一次撤汽壓力下，舉行再熱，為與第 119 圖所示之實際再熱蓄熱機相比較，理想發動機循環須包括與實際同數之加熱器及與實際相同之再熱損失。如欲試驗資料在全力廠中之情形，則用相當之理想再熱蓄熱蒸汽循環以供比較。

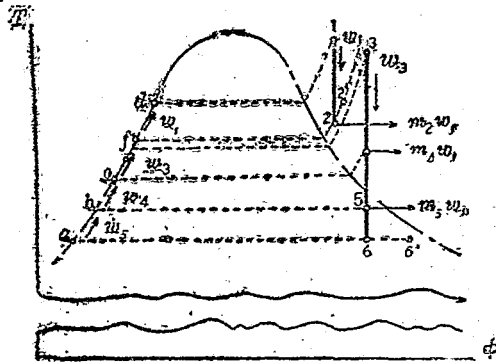
用為比較標準之理想發動機循環，須具備下列諸條件：

- (1) 經節汽器入於發動機之蒸汽，與實際情形相同，如第 120 圖 1 點所示。
- (2) 所有經節汽器之蒸汽，在發動機中等焓膨脹至第 120 圖 2 點所示之壓力，此壓力須與實際蒸汽離發動機入再熱器時之壓力相同。



第 119 圖 附有三角加熱器之再熱蓄熱機

- (3) 蓄熱加熱器之數，須與實際相同，各點撤出蒸汽之壓力，亦須與實際情形相同。
- (4) 在2點，撤出之蒸汽，須足使給水加熱至溫度為 t_a ， t_a 為壓力等於 p_2 時之飽和溫度。
- (5) 自再熱器返至發動機之蒸汽，其壓力及溫度須與實際情形相同，如第 120 圖 3 點所示，其壓力低於 p_2 。
- (6) 4 點及 5 點之壓力 p_4 及 p_5 ，須與實際之撤汽壓力相同。
- (7) 自 4 點及 5 點撤出之蒸汽，適足使其各相當加熱器中之給水，在等壓情形下，加熱至相當於壓力 p_4 及 p_5 之飽和溫度。
- (8) 蒸汽自 3 點所示之情形，膨脹至排汽壓力 p_6 ，須設其為等熵膨脹。
- (9) 所用之加熱器為接觸式。



第 120 圖 通熱蓄熱循環中各點蒸汽及給水之情形

第 119 及 120 圖中 W_1, W_3, W_4 及 W_5 , 示在理想情形中, 流經各點蒸汽之重量, $m_2 W_1, m_4 W_1$ 及 $m_5 W_1$ 則示自各點撤出蒸汽之重量。在理想情形中, 蒸汽當排汽壓力離發動機時, 其情形一如第 120 圖 6 點所示。

m_2, m_4 及 m_5 各因數, 可由次列(227a, b, c)式求之。

$$m_2 W_1 (\bar{Q}_3 - \bar{Q}_d) = (1 - m_2) W_1 (\bar{Q}_d - \bar{Q}_e),$$

$$m_2 = (\bar{Q}_d - \bar{Q}_e) / (\bar{Q}_3 - \bar{Q}_e) \quad (227a)$$

$$m_4 W_1 (\bar{Q}_4 - \bar{Q}_c) = (1 - m_2 - m_4) W_1 (\bar{Q}_c - \bar{Q}_b),$$

$$m_4 = (1 - m_2) (\bar{Q}_c - \bar{Q}_b) / (\bar{Q}_4 - \bar{Q}_b) \quad (227b)$$

$$m_5 W_1 (\bar{Q}_5 - \bar{Q}_b) = (1 - m_2 - m_4 - m_5) W_1 (\bar{Q}_b - \bar{Q}_a),$$

$$m_5 = (1 - m_2 - m_4) (\bar{Q}_b - \bar{Q}_a) / (\bar{Q}_5 - \bar{Q}_a) \quad (227c)$$

每磅流經節汽器之蒸汽, 在理想發動機中所完成之工作, 如以 B. T. U. 計之, 爲

$$\begin{aligned} Wk_{(再蓄熱)} &= \bar{Q}_1 - \bar{Q}_2 + (1 - m_2) (\bar{Q}_3 - \bar{Q}_4) \\ &\quad + (1 - m_2 - m_4) (\bar{Q}_4 - \bar{Q}_5) \\ &\quad + (1 - m_2 - m_4 - m_5) (\bar{Q}_5 - \bar{Q}_6) \\ &= \bar{Q}_1 - \bar{Q}_2 + (1 - m_2) (\bar{Q}_3 - \bar{Q}_5) \\ &\quad - m_4 (\bar{Q}_4 - \bar{Q}_6) - m_5 (\bar{Q}_5 - \bar{Q}_6) \end{aligned} \quad (228)$$

於是理想汽率, 如以磅每仟瓦小時計之, 爲

$$W_{i,(\text{再蒸})} = \frac{3413}{\text{由(228)式所得之工作}} \quad (229)$$

在理想情形中，充熱之量，如以 B. T. U. 每磅流經節汽器之蒸汽計之，應為 $(\bar{Q}_1 - \bar{Q}_d) + (1 - m_2)(\bar{Q}_3 - \bar{Q}_2)$ 。於是理想發動機循環之效率為

$$Eff_{i,(\text{再蒸機})} = \frac{\text{自(228)式所得之工作}}{(\bar{Q}_1 - \bar{Q}_d) + (1 - m_2)(\bar{Q}_3 - \bar{Q}_2)} \quad (230)$$

實際情形，給水離最後之加熱器以入給水唧筒時，其溫度為 t_f ，較理想情形之 t_d 為低。如第 120 圖所示，蒸汽以 2' 點所示之情形，雖實際發動機，入於再熱器，其品質較理想情形 2 點所示者為高，且於 2' 情形下，撤出蒸汽之量，亦與理想情形自 2 點所撤出者不同，於是經再熱器之蒸汽，其量亦與理想情形不同。設實際自 2' 點撤出蒸汽之重為 W_2' ，則相當於每磅流經節汽器蒸汽之充熱，如以 B. T. U. 計之，為 $(\bar{Q}_1 - \bar{Q}_f) + (1 - m_2')(\bar{Q}_3 - \bar{Q}_2')$ 。

如實際汽率，以每仟瓦小時被動機輸出所需流經節汽器蒸汽之磅數計之，為 W_a 則實際發動機之合併熱效率為

$$C. T. Eff_{i,(\text{再蒸機})} = \frac{3413}{W_a[(\bar{Q}_1 - \bar{Q}_f) + (1 - m_2')(\bar{Q}_3 - \bar{Q}_2')]} \quad (231)$$

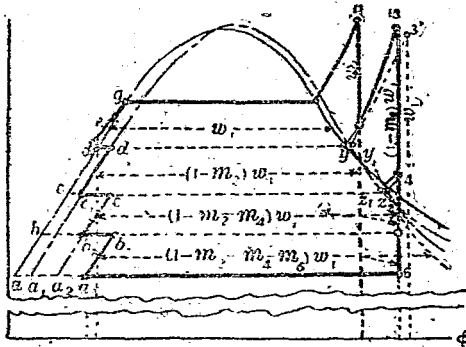
合併發動機效率為

$$C. Eng. Eff_{i,(\text{再蒸})} = \frac{\text{自(231)式所得之合併熱效率}}{\text{自(230)式所得之理想循環效率}} \quad (232a)$$

或 $C. Eng. Eff_{i,(\text{再蒸})} = \frac{\text{實際情形每仟瓦小時所需之熱}}{\text{理想情形每仟瓦小時所需之熱}}$

$$\frac{W_c[(\bar{Q}_2 - \bar{Q}_d) + (1 - m_1)(\bar{Q}_3 - \bar{Q}_2)]}{W_a[(Q_1 - Q_f) + (1 - m_1')(Q_2 - Q_1)]} \quad (232b)$$

11:8 再熱蓄熱蒸汽循環 (reheating-regenerative vapor cycle) 再熱蓄熱蒸汽循環之 $T-\phi$ 圖解如第 121 圖。1 點所示, 乃蒸汽離過熱器入於汽管時之情形, 蒸汽入再熱器之情形及第一次撤出蒸汽之情形, 如 2 點所示, 因設於再熱設備中無壓力或溫度之損失, 3 點所示, 乃蒸汽離再熱器入發動機之情形, 其壓力等於 p_3 。自 3 點繪等熵線, 其與等撤汽壓力線 p_4 及 p_5 相交之點, 為 4 及 5。 p_6 為排汽壓力。 d 點所示, 乃 W_1 磅相當於壓力 p_2 之飽和液體, 為理想情形自最高壓力加熱器入於給水唧筒之給水,



第 121 圖 再熱蓄熱蒸汽循環

在實際情形, 此給水之溫度, 每較低於 t_d 。

從 2, 4, 5 各點撤出蒸汽之量, 可由 (227 a, b, c) 式求之, 惟所得結果, 與在發動機循環中所計算者, 不能相符; 此乃因兩種情形之 Q_2, Q_3, \bar{Q}_4, Q_5 各值未盡相同所致。既知 $m_2, m_3,$ 及 m_5 之值, 利用下列之方程式, 可在 $T-\phi$ 圖解中, 決定 $a_3, b_3, b_2, c_2, c_1, d_{1,2}, y_1, z_1,$ 及 z_2 各點之位置。

$$\frac{1-m_2}{1} = \frac{\Delta\phi_{23}}{\Delta\phi_{23'}} = \frac{\Delta\phi_{2v1}}{\Delta\phi_{2v}} = \frac{\Delta\phi_{2d1}}{\Delta\phi_{2d}} = \frac{\Delta\phi_{2e1}}{\Delta\phi_{2e}},$$

$$\frac{1-m_2-m_4}{1-m_2} = \frac{\Delta\phi_{422}}{\Delta\phi_{421}} = \frac{\Delta\phi_{4e2}}{\Delta\phi_{4e1}} = \frac{\Delta\phi_{552}}{\Delta\phi_{551}},$$

$$\frac{1-m_2-m_4-m_5}{1-m_2} = \frac{\Delta\phi_{553}}{\Delta\phi_{551}} = \frac{\Delta\phi_{6a3}}{\Delta\phi_{6a1}}.$$

在理想情形中，汽鍋、過熱器及再熱器所加於蒸汽之熱，如以 B. T. U. 每磅流經節汽器之蒸汽計之，為

$$Q_1 = (\bar{Q}_1 - \bar{Q}_e) + (1-m_2)(\bar{Q}_3 - \bar{Q}_2) \quad (233a)$$

$$= (\bar{Q}_1 - \bar{Q}_d - F) + (1-m_2)(\bar{Q}_3 - \bar{Q}_2). \quad (233b)$$

= 面積 $deg123mk$ (第121圖)。

上式中 F 為給水唧筒所需之工作，以 B. T. U. 每磅流經節汽器之蒸汽計之，為

$$F = A(P_e - P_d)\bar{V}_d$$

在理想情形中，蒸汽排於凝汽器之熱，以 B. T. U. 每磅流經節汽器之蒸汽計之，為

$$Q_2 = (1-m_2-m_4-m_5)(\bar{Q}_6 - \bar{Q}_a) \quad (234)$$

= 面積 a_36mk' 。

於是理想蒸汽循環之純工作，以 B. T. U. 每磅流經節汽器之蒸汽計之，為

$$\begin{aligned}
 Wk(\text{再蒸汽}) &= (\bar{Q}_1 - \bar{Q}_2) + (1 - m_2)(\bar{Q}_3 - \bar{Q}_6) \\
 &\quad - m_4(\bar{Q}_4 - \bar{Q}_6) - m_5(\bar{Q}_5 - \bar{Q}_6) - F - F' \quad (235) \\
 &= \text{面積 } 1236a_3 b_3 c_2 c_1 d_1 d e f l \\
 &\quad - 2yy_2 - 4z_1 z_2^4 * (\text{第 121 圖})。
 \end{aligned}$$

上式中 F' 為加熱器唧筒所需之工作，以 B. T. U. 每磅流經節汽器之蒸汽計之，為

$$\begin{aligned}
 F' &= (1 - m_2)A(P_d - P_c)\bar{V}_c + (1 - m_2 - m_4)A(P_e - P_b)\bar{V}_b \\
 &\quad + (1 - m_2 - m_4 - m_5)A(P_b - P_a)\bar{V}_a \quad (236)
 \end{aligned}$$

理想蒸汽之循環效率為

$$\begin{aligned}
 \text{Eff.}(\text{再蒸汽}) &= \frac{\text{由 (235) 式所得之純工作}}{\text{由 (233) 式所得之充熱}} \quad (237) \\
 &= \frac{\text{面積 } 1236a_3 b_3 c_2 c_1 d_1 d e f l - 2yy_2 - 4z_1 z_2^4}{\text{面積 } d e f l 23mk}
 \end{aligned}$$

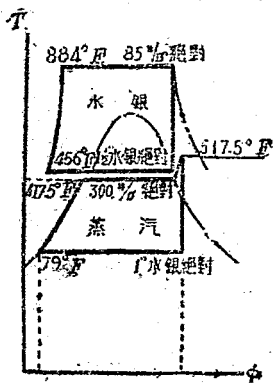
11:9 · 兩合蒸汽循環 (binary vapor cycle) 在發動機中，蒸汽之溫度降落愈多，則循環之效率愈高。如以蒸汽為資料，則最低之溫度，限於凝汽器中循環水之溫度；最高之溫度，則限於構造材料之性質。欲得較大之溫度範圍，而壓力仍不至過高，遂有採用兩種以上資料之倡議。第一種資料自發動機排出後，入於凝汽器，其所排出之熱，使第二種資料汽化。在第二發動機中完成工作，是為兩合蒸汽循環。

· 嘗有人試用蒸汽及二氧化硫於兩合循環，因二氧化硫遇水變為

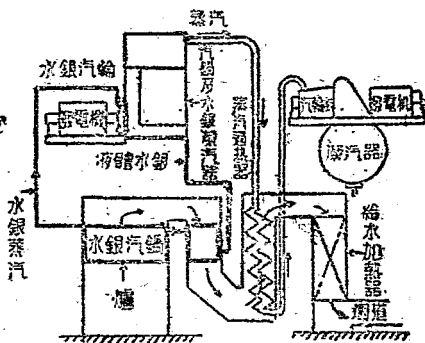
* 如 D_2 及 D_3 之值非甚大，則圖中 yy_2 及 $4z_1 z_2^4$ 可略而不計。

亞硫酸，其弊害甚多，亦有人試用醚為兩合循環中之一種資料，亦因其頗易着火，及其他缺點，未達實用之境。

以蒸汽及水銀為兩合循環之資料，經奇異公司(General Electric Company)之努力，已頗著成績。水銀之優點，在其飽和壓力較低，如在華氏溫度 800 度及 900 度時，其飽和壓力僅為 45 及 95 磅絕對。第 122 圖示此種兩合循環之一例。第 123 圖則為所用之各器械。水銀在水銀汽鍋中汽化，其溫度為華氏 884 度，壓力為 85 磅絕對，迨經水銀汽輪機後，在 1.5 吋水銀柱之絕對壓力下凝為液體水銀，於此情形，每凝結 9 磅水銀，所放出之潛熱，可使一磅水變為 300 磅壓力之蒸汽，於是水銀凝汽器可用為汽鍋，為使熱之傳遞較速，水銀與蒸汽之間必有溫差，第 122 圖所示，此溫差為華氏 20.5 度。爐中之氣，經水銀汽鍋後，復經蒸汽過熱器，使蒸汽得華氏 160 度之過熱，此過熱之蒸汽，入發動機，可依前述之蒸汽循環，得工作之產生。第



第 122 圖

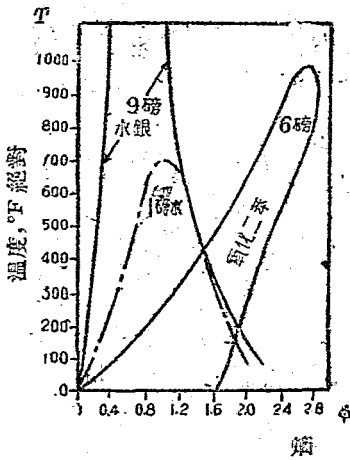


第 123 圖

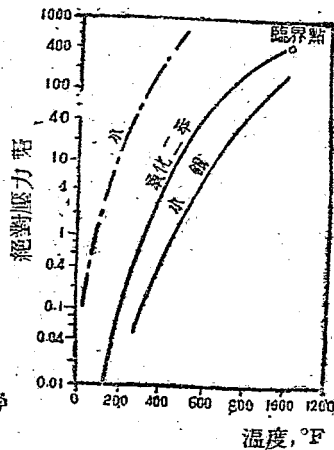
122 圖所示，為郎肯循環，其排汽壓力為 1 吋水銀柱絕對。

此循環效率固高；然設備費及保管費則不無應考慮者。且因水銀對一般材料之附着力甚弱，汽鍋及汽管易於過熱 (overheated)。

或提議以氧化二苯 (diphenyl oxide) 為兩合循環中資料之一者。第 124 圖為水銀、氧化二苯及蒸汽之 $T-\phi$ 圖解，第 125 圖示三者之飽和壓力及飽和溫度，由第 125 圖知當絕對壓力為 400 磅時，氧化二苯之飽和溫度為 900°F。如用之於兩合循環之高溫部分，可與蒸汽共為兩合循環之資料。



第 124 圖



第 125 圖

適用於蒸汽循環之理想資料 須具下列條件：

- (1) 相當於節汽溫度之飽和壓力不至過高，致生事實上之不

便。

- (2) 相當於冷却水溫度之飽和壓力不至過低，致凝汽器中之真空不易保持。
- (3) 相當於節汽溫度之潛熱與液體比熱之比須小，庶郎肯循環與加諾循環，趨於近似。
- (4) 蒸汽密度與液體密度之比須小，傳蒸汽於發動機中所作工作與唧筒所耗工作之比，不致過小。
- (5) 資料之價值須不過高。
- (6) 液體須對金屬面有附着力；庶熱之傳遞較速，免鍋管有過熱之虞。
- (7) 對廠中之人或生物無傷害。
- (8) 於循環工作時，不分解(decompose)。

實際之資料，無具備上列各條件者，蒸汽對第二條及最後四條，較水銀及氧化二汞為佳，惟對第一條言之，則水銀及氧化二汞遠勝蒸汽。水銀之價值甚高，且其蒸汽如吸入肺中，有強烈毒性。試觀 $T - \phi$ 圖解中，氧化二汞之飽和蒸汽線，當知其能於汽鍋中得較大之脹比，而品質仍不低降（如資料品質過低，則其液體小滴，為害於汽輪機葉片甚巨），且其價較廉於水銀，故此種資料，大有採用之勢。

第十二章 流體之流動(Flow of Fluids)

12:1 動能 (kinetic energy) 如物體因改變其運動速度, 有工作之產生, 則謂之具有動能。設物體因其速度減低, 可作工作於他物, 則欲其速度增加時, 亦必須以工作加於該物。於以前各章中, 資料之速度雖不免變更, 然因其變化甚小, 影響甚微, 故略而不計。惟如於汽輪機之噴咀內, 資料之速度變化甚大, 不容忽視。

設某物之重為 W , 其速度自 v_a 變為 v_b , 則其所作之工作為

$$Wk = \frac{1}{2} \left(\frac{W}{g} \right) (v_a^2 - v_b^2) \quad (288)$$

如重量之單位為磅, 速度為呎每秒, g 為呎每秒每秒, 則工作之單位為尺磅。倘上式中 v_b 大於 v_a , 則 Wk 為負數, 即需加工作於該物體也。

設有重 W 磅之物, 速度為 v , 則其動能為

$$K. E. = \frac{W}{2g} v^2 \quad (289)$$

12:2 穩定及不穩定流動(steady and unsteady flows) 當流體流動於通路中時, 如每單位時間內流經某點之量非為一定, 則謂其流動方式為不穩定流動。設當蒸汽於汽管中流動時, 忽閉管上之閥, 使蒸汽之流動停止, 則蒸汽之壓力起脈動 (pulsations), 甚至構

成汽錘 (steam hammer) 作用。當關閉管上汽竈之時，蒸汽之流量變更，為不穩定流動之一例。

如於一定時間內，流經通路中任意點之流體，其情形保持不變，則為穩定流動。穩定流動應具之條件如下：

- A. 設 1 及 2 為流體所經通路中之兩斷面 (sections)。在單位時間內，流經斷面 1 之流體，其重量應等於流經斷面 2 者。
- B. 流體之壓力、溫度、速度及容度等，於流經斷面 1 時，保持不變，流經斷面 2 時，亦保持不變 (惟 1 處之壓力、溫度、速度及容度等，未必各等於 2 處者)。
- C. 當觀察流動之一段期間，各器械之運用，須保持安定情形。

無漏洩及撤氣之汽輪機，即穩定流動之一例。如以節汽竈為 1 點，排汽口為 2 點，每單位時間流經 1 點蒸汽之重量，應與流經 2 點者相等。惟兩點之壓力、溫度、速度及容度等，則迥然不同也。

12.3 穩定流動能力之方程式 (energy equation for steady flow) 既知穩定流動，茲考流體於穩定流動時所包括之能。由能常住定律知‘能可以不同之種類存在，惟不得創造或毀滅之。’故經斷面 1 各種能之總和，與經斷面 2 者之差，應為 1 及 2 間所加於流體 (或自流體取出) 之能。如第 126 圖所示，在單位時間內，設

E_1 = 流經斷面 1 各種能之總和；

E_2 = 流經斷面 2 各種能之總和；

E_m = 加於機械之機械能；

E_h = 自機械取出之熱量，如水套中之循環水，可自資料吸出熱量；

E_g = 因提高資料，自高度 (elevation) z_1 至 z_2 所需之工作；

R_e = 熱之輻射、傳導及對流等損失。

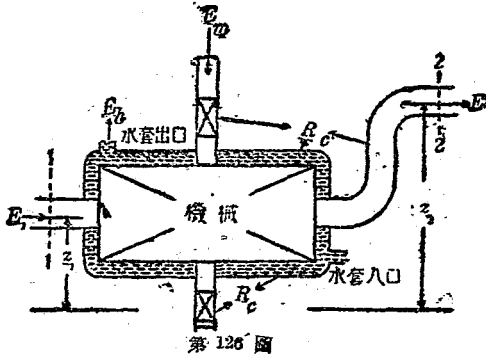
軸承 (bearings) 等處之磨擦損失，亦包括於 R_e 內。如機械中有擾動發生，則因擾動所致 E_g 及 R_e 增加之數，亦屬之。

倘機械產生工作，如於汽輪機或其他發動機中，則 E_m 為負數。倘於流體經機械中時，加之以熱，則 E_h 為負數。至若於冷藏機中， R_e 之值，且為負數。

如第 126 圖所示，設各值皆為正數，則入於機械各種能之和，應等於出自該機械者，即

$$E_1 + E_m = E_2 + E_h + E_g + R_e \quad (240)$$

或加於機械之機械能為



第 126 圖

$$E_m = E_2 - E_1 + E_h + E_p + E_o \quad (241)$$

E_1 包括經斷面 1 時流體之內能、動能及使流動於等壓情形下經斷面 1 所需之工作， E_2 則為經斷面 2 時之相當值。

設於每秒鐘內，流經斷面 1 資料之重為 W_1 磅，速度為 v_1 尺，則 1 處之動能，如以 B. T. U. 計之，為

$$K.E_1 = \frac{Wv_1^2}{2g} \times \frac{1}{778} = \frac{Wv_1^2}{778 \times 2 \times 32.17} = \frac{Wv_1^2}{500,000} *$$

設每磅流經斷面 1 流體之內能為 \bar{U}_1 ，則 1 處內能之值，為 $W\bar{U}_1$ ，或 U_1 。

設斷面 1 處之壓力為 P_1 ，流體之容度為 \bar{V}_1 ，則使每磅流體經斷面 1 所需之工作為 $AP_1\bar{V}_1$ 。如重量為 W ，則此工作應為 $W_1AP_1\bar{V}_1$ ，或 AP_1V_1 。 \bar{U}_1 與 $AP_1\bar{V}_1$ 之和，可以比熱容 \bar{Q}_1 表示之，於是

$$E_1 = \frac{Wv_1^2}{50,000} + W\bar{U}_1 + WAP_1\bar{V}_1 = W \left(\frac{v_1^2}{50,000} + \bar{Q}_1 \right) \quad (242)$$

依與上述相同之理，可知 E_2 之值為

$$E_2 = \frac{Wv_2^2}{50,000} + W\bar{U}_2 + WAP_2\bar{V}_2 = W \left(\frac{v_2^2}{50,000} + \bar{Q}_2 \right) \quad (243)$$

使 W 磅流體自 z_1 之高度升至 z_2 ，所需之工作如以 B. T. U. 計之，為

$$E_p = \frac{W(z_2 - z_1)}{778} \quad (244)$$

如流體為氣體或蒸汽， E_p 之值每甚小，多略而不計。

* 778—數，本非基準值，故式中用近似值 (round number) 50000，當無不可。

代(242), (243)及(244)三式於(241)式, 則

$$E_m = Q_2 - Q_1 + \frac{W(v_1^2 - v_2^2)}{50,000} + E_h + \frac{W(z_2 - z_1)}{778} + R_c \quad (245)$$

式中 $Q_2 = W\bar{Q}_2$, $Q_1 = W\bar{Q}_1$, 為 2 及 1 處流體之熱容。

加於機械之機械能, 多以帶動該機械所需之馬力或仟瓦表示之。如變其為 B. T. U. 每秒, 可用下式:

$$\begin{aligned} E_m &= 0.707 \times (\text{帶動該機械所需之馬力數}) \\ &= 0.948 \times (\text{帶動該機械所需之仟瓦數}). \end{aligned}$$

設第 126 圖所示之機械為發動機, 於資料經其中時, 有工作之產生; 於是當其離發動機時, 所含之熱量, 較其初入發動機時為少, 且每以熱量 E'_h 加於資料 (如由再熱設備所加之熱), 其高度亦為 z_2 小於 z_1 , 則 1, 2 兩處能之關係為

$$E_1 - E'_m = E_2 - E_h + E_c + R_c,$$

或

$$\begin{aligned} E'_m &= Q_1 - Q_2 + \frac{W(v_1^2 - v_2^2)}{50,000} + E'_h \\ &\quad + \frac{W(z_1 - z_2)}{778} - R_c \end{aligned} \quad (246)$$

式中 E'_m 為發動機所完成之工作。

普通情形, 有時 $R'_h = 0$, $z_1 = z_2$, $v_1 = v_2$, 於是發動機所完成之工作為

$$E'_m = Q_1 - Q_2 - R_c.$$

在理想情形中, 無磨擦、漏洩及熱之傳遞等損失。如 $z_1 = z_2$,

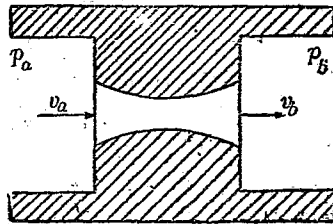
$v_1 = v_2$, 則機械能之輸出應為

$$E'_{m(\text{理想})} = (Q_1 - Q_2) + E'_h,$$

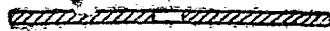
如於資料經發動機時, 無熱之加入, 則上式之 E'_h 為零。於是發動機所完成之工作, 適為資料入發動機時及出發動機時熱容之差, 稱為穩定流動之可用能。

12:4 噴咀及孔 (nozzle and orifice) 噴咀者, 乃用以使流體發生高速運動之具, 在氣輪機及汽輪機中多用之。第 127 圖所示, 為固定噴咀, 因其兩側之壓力不同, 則流體經噴咀流向低壓方面, 如無摩擦擾動及熱之傳遞等損失, v_a 及 v_b 皆為常數, 則流體之流動, 為穩定情形; 而當經噴咀時, 其過程為絕熱。

第 127 圖



第 128 圖所示為孔, 普通多為在薄板上之開口, 其用非在於使流體之速度增加, 多用以測流體之流量。



第 128 圖

如於流體經噴咀或孔時, 為穩定流動, 則穩定流動之能力方程式, 當可應用。如以 a 及 b 代 (246) 式之 1 及 2, 則噴咀所生之機械能應為

$$E'_{m} = Q_a - Q_b + E'_h + \frac{W(v_a^2 - v_b^2)}{50,000} + \frac{W(z_a - z_b)}{778} - R_c. \quad (247)$$

在理想情形中，無任何損失，故 R_s 為零。因實際上流體經噴咀時，無以熱加入者， E'_n 之值，應等於零。且因固定噴咀之用途，僅在於使資料之速度增高，而不賴其完成機械工作，故 E'_m 之值為零。如噴咀之位置為水平，則 $z_a = z_b$ ；縱使噴咀之位置為垂直， $\frac{W(z_a - z_b)}{778}$ 之值亦頗小，可略而不計。於是(247)式變為

$$\frac{W(v_b^2 - v_a^2)}{50,000} = Q_a - Q_b = W(\bar{Q}_a - \bar{Q}_b) \quad (248a)$$

或
$$v_b = \sqrt{50,000(\bar{Q}_a - \bar{Q}_b) + v_a^2} \quad (248b)$$

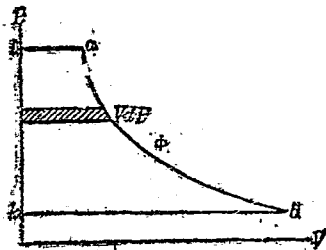
如在普通情形， v_a 之值較 v_b 甚小，可略而不計，於是

$$v_b = \sqrt{50,000(\bar{Q}_a - \bar{Q}_b)} = 223.7 \sqrt{\bar{Q}_a - \bar{Q}_b} \quad (248c)$$

式中 v 之單位為呎每秒， \bar{Q} 之單位為 B. T. U. 每磅。

12:5 最大噴射能及噴咀之斷面 流體流經噴咀，其速度增

加，相當於所增速度之動能，謂之噴射能 (jet energy)。如流體經理想噴射時，其分子皆在熱力平衡狀態，則噴射能之值為最大。由(248)式知其值為等熵過程之熱容差。此最大噴射能，亦稱可用能。



第 129 圖

設此可用能可盡數變為發動機之軸工作，而無任何損失；則發動機之工作，當為第 129 圖中面積 $labbs$ 所示之數（參閱 10:6 節）。故此面積亦可用以表示流體流經噴咀時所得之噴射能。

設流體依 $PV^n = K$ (K 為常數) 為等熵之膨脹，自 a 至 b ，則 W 磅之流體之噴射能為

$$W \left(\frac{v_b^2 - v_a^2}{2g} \right) = \text{面積 } labbs = - \int_{P_a}^{P_b} V dP \quad \text{呎磅} \quad (249a)$$

$$\text{因} \quad PV^n = K, \quad V = K^{\frac{1}{n}} P^{-\frac{1}{n}}$$

$$\text{於是} \quad - \int_{P_a}^{P_b} V dP = - \int_{P_a}^{P_b} K^{\frac{1}{n}} P^{-\frac{1}{n}} dP = - K^{\frac{1}{n}} \left[\frac{P^{1-\frac{1}{n}}}{1-\frac{1}{n}} \right]_{P_a}^{P_b}$$

$$= - \left[\frac{P_b^{\frac{1}{n}} V_b P_b^{1-\frac{1}{n}} - P_a^{\frac{1}{n}} V_a P_a^{1-\frac{1}{n}}}{1-\frac{1}{n}} \right]$$

$$\text{故} \quad W \left(\frac{v_b^2 - v_a^2}{2g} \right) = \frac{n}{n-1} (P_a V_a - P_b V_b) \quad \text{呎磅} \quad (249b)$$

$$\text{或因} \quad P_a V_a^n = P_b V_b^n, \quad \frac{V_b}{V_a} = \left(\frac{P_a}{P_b} \right)^{\frac{1}{n}}$$

$$\text{於是} \quad W \left(\frac{v_b^2 - v_a^2}{2g} \right) = \frac{n}{n-1} P_a V_a \left[1 - \left(\frac{P_b}{P_a} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \quad \text{呎磅} \quad (249c)$$

如上式中 v_a 之值較 v_b 甚小，可略而不計，且 $W=1$ ，則

$$\frac{v_b^2}{2g} = \frac{n}{n-1} P_a V_a \left[1 - \left(\frac{P_b}{P_a} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \quad (250a)$$

或
$$v_b = \sqrt{\frac{2gn}{n-1} P_a \bar{V}_a \left[1 - \left(\frac{P_b}{P_a} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]} \quad (250b)$$

上式中 v_b 之時間及距離單位須與 $\sqrt{2g}$ 者一致，如 g 之單位為呎每秒每秒，則 v_b 之單位為呎每秒。 \bar{V}_a 乃流體入噴口時之容度，單位為立方呎每磅，因 $P_a = 144 p_a$,

$$\begin{aligned} v_b &= \sqrt{64,324 \times 144 \frac{n}{n-1} p_a \bar{V}_a \left[1 - \left(\frac{P_b}{P_a} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]} \\ &= 96.26 \sqrt{\frac{n}{n-1} p_a \bar{V}_a \left[1 - \left(\frac{P_b}{P_a} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]} \text{ 呎每秒} \quad (251a) \end{aligned}$$

設 x 為噴咀中之任一斷面，其壓力為 p_x ，則其速度為

$$v_x = 96.26 \sqrt{\frac{n}{n-1} p_a \bar{V}_a \left[1 - \left(\frac{P_b}{P_x} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]} \text{ 呎每秒} \quad (251b)$$

因流體經噴咀時，乃依 $PV^n = K$ 而膨脹，於是斷面 x 處之容度為

$$\bar{V}_x = \bar{V}_a \left(\frac{P_a}{P_x} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (252)$$

如每分鐘流經噴咀任何斷面之流體重量為 W 磅；則其速度（呎每秒）為 $v_x = (\text{流體之體積，立方呎每秒}) / (\text{斷面之面積，平方呎})$ ，

或
$$v_x = W \bar{V}_x / A_x \text{ 呎每秒} \quad (253)$$

斷面 x 之面積為

$$A_x = W \bar{V}_x / v_x \quad (254)$$

既知 p_a ， \bar{V}_a ，及 n 之值，則以不同之值代入(251b)，及(253)式之 p_x ，可得不同之 v_x 及 \bar{V}_x ，復由(254)式得不同之 A_x ，計算之結果，知氣

體及蒸汽噴咀之形：始為漸縮(convergent)；如流出壓力(discharge pressure)與流入壓力之比，低至某種程度，則噴咀之形復漸擴(divergent)，如第130圖所示。



第130圖

考其所以漸縮漸擴之理：蓋以其始也，速度之增加較體積之增加為速；其繼也，則體積之增加較速度之增加為速，如流出壓力非甚低，則噴咀僅具漸縮部分，稱漸縮噴咀。^{*}

漸縮漸擴噴咀之最小断面，稱為噴咀之喉，亦稱頸。該處之壓力及速度，稱喉壓力及喉速度，亦稱噴咀內之臨界壓力及臨界速度。

12:6 喉壓力與流入壓力之比 因每單位時間，流經噴咀任何断面流體之重量 W 皆相等，則於喉處流經每單位面積之流體重量應為最大。即當 p_x 等於喉壓力 p_t 時， W/A_x 之值為最大。

由(253)，(251b)及(252)式，得知

$$\begin{aligned} \frac{W}{A_x} = \frac{v_x}{V_x} &= \frac{96.26 \sqrt{\frac{n}{n-1} p_a \bar{v}_a \left[1 - \left(\frac{p_x}{p_a} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]}}{\bar{v}_a \left(\frac{p_x}{p_a} \right)^{\frac{1}{n}}} \\ &= \frac{96.26 p_a^{\frac{n-2}{2n}}}{\bar{v}_a^{\frac{1}{2}}} \sqrt{\frac{n}{n-1} \left[p_x^{\frac{2}{n}} - \frac{p_x \cdot \frac{n+1}{n}}{p_a \frac{n-1}{n}} \right]} \end{aligned}$$

當 $\frac{W}{A_x}$ 為最大值時， $\frac{d}{dp_x} \left[p_x^{\frac{2}{n}} - \frac{p_x \cdot \frac{n+1}{n}}{p_a \frac{n-1}{n}} \right]$ 應等於零，即

^{*}如此種噴咀型小時，亦稱為孔。

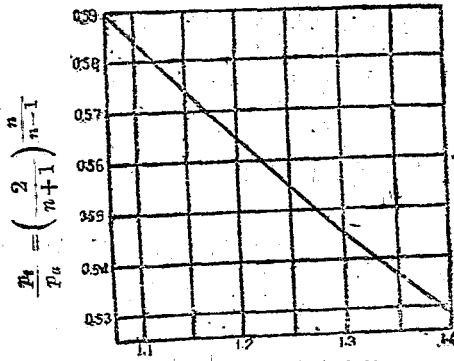
$$\frac{d}{dx} \left[p_x \frac{2}{n} - \frac{p_x \frac{n+1}{n}}{p_a \frac{n-1}{n}} \right] = \frac{2}{n} p_x \frac{2}{n-1} - \frac{\frac{n+1}{n} p_x \frac{1}{n}}{p_a \frac{n-1}{n}} = 0,$$

$$\frac{2}{n} = \frac{\frac{n+1}{n} p_x \frac{1}{n}}{p_a \frac{n-1}{n}} = \frac{n+1}{n} \left(\frac{p_x}{p_a} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

在噴咀之喉處， $p_x = p_t$ ，於是

$$\frac{p_t}{p_a} = \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n}{n-1}} \quad (255)$$

故任何流體，於其流經噴咀時，如依 $PV^n = K$ 為等熵膨脹，則其喉壓力與流入壓力之比等於 $\left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n}{n-1}}$ ，第 131 圖示 $\left(\frac{p_t}{p_a} \right)$ 與 n 之關係。



$PV^n = K$ 式中 n 之值

圖 131

12:7 喉速度 如流體依 $PV^n = K$, 在噴咀中為等熵膨脹, 則其喉速度可書為 n 之函數, 或書為 P_a 及 \bar{V}_a 之函數。由(255)式

$$P_a = P_t \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n}{n-1}};$$

因 $P_a \bar{V}_a^n = P_t \bar{V}_t^n,$

則 $\bar{V}_a = \bar{V}_t \left(\frac{P_t}{P_a} \right)^{\frac{1}{n}} = \bar{V}_t \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{1}{n-1}}.$

故
$$P_a \bar{V}_a = P_t \bar{V}_t \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{1}{n-1}} \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n}{n-1}}$$

$$= \frac{n+1}{2} P_t \bar{V}_t.$$

設 v_a 之值可略而不計, 由上式及(249b)式可得.

$$v_t = \sqrt{2g \frac{n}{n-1} [P_a \bar{V}_a - P_t \bar{V}_t]}$$

$$= \sqrt{2g \frac{n}{n+1} P_a \bar{V}_a} \quad (256a)$$

$$= \sqrt{gn P_t \bar{V}_t}. \quad (256b)$$

12:8 n 之值 n 之值, 視流體之種類及其入噴咀時之情形而定。

如流體為兩原子氣體, 如空氣, CO , N_2 及 O_2 等, 則 n 等於

$\left(= \frac{C_p}{C_v} \right)$, 其值依溫度而稍有變更, 如第9圖所示。

壓力低於 500 磅每平方吋之過熱蒸汽，其 n 之值約為 1.3，喉壓力約為流入壓力之 54.5%。

壓力低於 500 磅每平方吋之飽和蒸汽，其 n 之值約為 1.13，喉壓力約為流入壓力之 58%。

設已知蒸汽流入噴咀時之情形，而不知其 n ，則 p_t 及 A_t 可以裁試法求之。以 n 之近似值代入 (255) 式得 p_t 之近似值。自含有比熱容、壓力、及焓之蒸汽圖表，讀蒸汽依等焓過程自 p_a 至 p_t 之 \bar{Q}_t ，以 \bar{Q}_t 代入 (248) 式，得 v_t 之近似值。由 (252) 式或由蒸汽圖表可得 \bar{V}_t 。倘知每單位時間流經噴咀蒸汽之重量，則 A_t 之近似值，可自 (254) 式求得。經數度之裁試， p_t 及 A_t 之值，即可決定。

12.9 流出重量 (weight of fluid discharged) 經噴咀流出流體之重量，視喉斷面，喉速度及流體經喉時之容度以為定。如流出壓力低於臨界壓力，噴咀須具漸擴部分，俾因採用較低流出壓力所得之可用能，變為噴射能。流體因經噴咀之漸擴部分，流出速度增高；惟在喉處，則速度、容度及斷面面積等皆無變更。故當流出壓力低於臨界壓力時，流出壓力不能影響流出重量，如流出壓力高於臨界壓力，則流出重量因之減少，噴咀為漸縮式。

當流體經噴咀流出，如其壓力適與噴咀外之壓力相等，則該噴咀稱為完全膨脹噴咀 (complete expansion nozzle)。

如噴咀出口 (exit) 之面積過小，當流體離噴咀時，其壓力高於噴咀外之壓力；當自噴咀噴出後，流體仍繼續膨脹。此種噴咀，稱不足膨脹噴咀 (under-expanding nozzle)。

如噴咀之出口過大，當流體於噴咀內部時，其壓力降至低於噴咀外之壓力；當離噴咀時，或於離噴咀之先，其壓力復增至與噴咀外之壓力相等。此種噴咀，稱過膨脹噴咀 (over-expanding nozzle)。

蒸汽噴咀，無論為過膨脹或不足膨脹，皆使流出速度減低，因而損失能之一部。惟過膨脹之影響，尤遠甚於不足膨脹。故設汽輪機用於輕載荷 (light load) 之情形較多，其所裝備之噴咀，出口較小。當用於額定載荷時，蒸汽為不足膨脹；惟於載荷不達額定量時，自節汽塞入於噴咀之蒸汽較少，壓力較低，當其離噴咀時，適為完全膨脹，得保持較高之效率。亦有一汽輪機裝備多數小噴咀，可以個別啓閉者；視載荷之大小，以定其啓閉之多寡，庶無論在何種載荷，皆得達較高之效率。

設

W = 流出重量，磅每秒；

A_t = 喉面積，平方吋；

p_t = 喉壓力，磅每平方吋，絕對；

\bar{v}_t = 流體經喉時之容度，立方呎每磅；

v_t = 喉速度，呎每秒。

設流出壓力 (p_b) 低於臨界壓力，流體流入噴咀時之速度 (v_a) 可略而不計，且當流體流經噴咀時，乃依 $PP^n = K$ 而變化。於是 (251a) 式，得知喉速度為

$$v_t = 96.26 \sqrt{\frac{n}{n-1} p_a \bar{v}_a \left[1 - \left(\frac{p_t}{p_a} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]}$$

惟 $W = \frac{A v_t}{144 \bar{V}_t}$, $\bar{V}_t = \bar{V}_a \left(\frac{p_a}{p_t} \right)^{\frac{1}{n}}$

故
$$W = \frac{96.26 A_t}{144 \bar{V}_t} \sqrt{\frac{n}{n-1} p_a \bar{V}_a \left[1 - \left(\frac{p_t}{p_a} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]}$$

$$= 0.668 A_t \sqrt{\frac{n}{n-1} \frac{1}{\bar{V}_a^2} \left(\frac{p_t}{p_a} \right)^{\frac{2}{n}} p_a \bar{V}_a \left[1 - \left(\frac{p_t}{p_a} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]}$$

$$= 0.668 A_t \sqrt{\frac{n}{n-1} \frac{p_a}{\bar{V}_a} \left[\left(\frac{p_t}{p_a} \right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_t}{p_a} \right)^{\frac{n+1}{n}} \right]} \quad (257)$$

如流體依 $P\bar{V} = RT$ 之規定,

則 $\bar{V}_a = \frac{RT_a}{P_a} = \frac{RT_a}{144 p_a}$

式中 T_a 為流體入噴咀時之絕對溫度。代 \bar{V}_a 之值於 (257) 式, 得

$$W = 0.668 A_t \sqrt{\frac{n}{n-1} \frac{144 p_a^2}{RT_a} \left[\left(\frac{p_t}{p_a} \right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_t}{p_a} \right)^{\frac{n+1}{n}} \right]}$$

$$= \frac{8.02 p_a A_t}{\sqrt{RT_a}} \sqrt{\frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{p_t}{p_a} \right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_t}{p_a} \right)^{\frac{n+1}{n}} \right]} \quad (258)$$

常溫之空氣, 可視其比熱為常數; $n=1.4, R=53.3$ 。以 1.4 代 (255) 式之 n , 則空氣之臨界壓力為 $0.529 p_a$ 。於是由 (258) 式, 知當流出壓力低於臨界壓力時, 則空氣之最大流出重量為:

$$W_{\text{空氣}} = 0.55 p_a A_t \sqrt{T_a} \quad (259)$$

壓力低於 500 磅每平方呎之過熱蒸汽, n 之值約為 1.3, 臨界壓

力為 $0.546p_a$, 則最大流出重量為

$$W_{\text{過熱汽}} = 0.316A_t \sqrt{p_a / \bar{v}_a} \quad (260)$$

飽和蒸汽自低壓情形 (低於大氣壓力) 至 500 呎上下, n 之值自 1.14 變至 1.12, 以 1.13 代於 (258) 式, 則臨界壓力約為 $0.58p_a$ 。故當飽和蒸汽之流入壓力低於 500 呎時, 設流動時蒸汽及水分之速度相同, 則最大流出重量為

$$W_{\text{飽和汽}} = 0.3A_t \sqrt{p_a / \bar{v}_a} \quad (261)$$

當蒸汽壓力高於 500 呎時, n 之值較上述者為小, 例如過熱蒸汽自 $p=5000$ 膨脹至 $p=500$, $n=1.25$ 。

當流出壓力高於臨界值時, 以 p_b 代 p_b , (257) 及 (258) 式仍可應用。蒸汽之流出重量, 可依等熵膨脹終點之速度及容度, 自適當之蒸汽圖表求之。第八表示計算最大流出重量及最大速度所用之各方程式。

因實際之流動, 非完全為等熵情形, 實際流出重量較理想者為少。無圓緣 (well-rounded) 之孔, 因縮流 (contraction) 之影響, 實際與理想之差尤甚。

為求蒸汽自孔流出之重量, 有不同之經驗公式, 茲列之以供參考。如所求之結果不必十分精確, 則用經驗公式可免繁複之計算。

- 設
- p_a = 流量入孔時之絕對壓力, 磅每平方呎;
 - p_b = 孔外之反壓力 (back pressure), 磅每平方呎, 絕對;
 - A = 孔之面積, 平方吋;
 - W = 流出重量, 磅每秒;

第八表 求理想噴咀或孔之最大速度，及流出重量所用之方程式

流體	等熵膨脹之指數 n	比 壓比 $\frac{p_b}{p_a}$	理想噴咀或孔之流出重量，噴咀之喉面積為 A_t 平方吋，流注 (jet) 之速度為均等， W 磅每秒	理想噴咀或孔之流出速度 v_b 呎每秒
空氣， $\gamma_a < 500^\circ F.$	1.4	$\frac{p_b}{p_a} \leq 0.58$	$0.53 p_a A_t \sqrt{\frac{p_a}{T_a}}$	$109.5 \sqrt{\frac{p_a}{T_a} \left[1 - \left(\frac{p_b}{p_a} \right)^{0.286} \right]}$
		$\frac{p_b}{p_a} > 0.58$	$2.0 p_a A_t \sqrt{\frac{p_a}{T_a}} \left[\left(\frac{p_b}{p_a} \right)^{1.83} - \left(\frac{p_b}{p_a} \right)^{1.71} \right]$	$(= 446 \sqrt{\frac{p_a}{T_a}} \text{ 臨界速度})$
過熱蒸汽， $p_a < 500$ 磅	1.3	$\frac{p_b}{p_a} \leq 0.55$	$0.316 A_t \sqrt{\frac{p_a}{V_a}}$	$200 \sqrt{\frac{p_a V_a}{T_a} \left[1 - \left(\frac{p_b}{p_a} \right)^{0.231} \right]}$
		$\frac{p_b}{p_a} > 0.55$	$1.394 A_t \sqrt{\frac{p_a}{V_a}} \left[\left(\frac{p_b}{p_a} \right)^{1.54} - \left(\frac{p_b}{p_a} \right)^{1.77} \right]$	$(= 72 \sqrt{\frac{p_a V_a}{T_a}} \text{ 臨界速度})$
飽和蒸汽， $p_a < 500$ 磅	1.13	$\frac{p_b}{p_a} \leq 0.58$	$0.3 A_t \sqrt{\frac{p_a}{V_a}}$	$284 \sqrt{\frac{p_a V_a}{T_a} \left[1 - \left(\frac{p_b}{p_a} \right)^{0.116} \right]}$
		$\frac{p_b}{p_a} > 0.58$	$1.97 A_t \sqrt{\frac{p_a}{V_a}} \left[\left(\frac{p_b}{p_a} \right)^{1.77} - \left(\frac{p_b}{p_a} \right)^{1.85} \right]$	$(= 70 \sqrt{\frac{p_a V_a}{T_a}} \text{ 臨界速度})$

當蒸汽壓力高於「0」磅時，因 n 之值變更，上述之方程式不能應用。

則飽和蒸汽之流出重量，設 p_b 小於臨界值，由格拉紹夫公式 (Grashof's formula) 爲

$$W = 0.0165 A p_a^{0.97}; \quad (262)$$

由拉調公式 (Rateau's formula),

$$W = A p_a (16.367 - 0.96 \log p_a) / 1000; \quad (263)$$

由納波爾公式 (Napier's formula),

$$W = p_a A / 70. \quad (264)$$

格拉紹夫公式，如加以改正，可用以計算濕汽或過熱蒸汽之流出重量。如流入者爲濕汽，則由(262)式計算之結果，須以 $\sqrt{x_a}$ 除之， x_a 爲蒸汽入孔時之品質。如流入者爲過熱蒸汽，則由(262)式計算之結果，須以 $(1 + 0.00065D)$ 除之， D 爲受器中蒸汽之過熱度。

當 p_b 大於臨界值時，流出重量，須由第八表之方程式計之，上列各經驗公式，不得應用。

12:10 噴咀及孔之係數 實際流出速度與理想流出速度之比，謂之速度係數 (velocity coefficient)，因實際噴注 (jet) 斷面各點速度不同，且噴注所含之物質未必‘一致’ (homogeneous)，如流體爲蒸汽及水分之混合體，此所謂實際速度，乃指噴注之平均速度而言。普通於試驗實際速度時，設爲噴注斷面各點之速度相等，且噴注之物質爲‘一致’，由噴注之衝擊力 (impulse) 以求之。於是速度係數，爲

$$C = \frac{\text{由衝擊力求得之實際流出速度}}{\text{由(248)式所得之理想流出速度}} \quad (265)$$

汽輪機中所用設計較精之噴咀，如其資料為過熱蒸汽，速度係數約為 95 至 99%。能使速度係數減低之原因約有：

- (1) 表面粗糙；
- (2) 水分；
- (3) 進口圓緣不良；
- (4) 流出壓力低於臨界值之噴咀，漸擴部分不良；
- (5) 較大之曲度；
- (6) 甚小之噴咀；
- (7) 長噴咀；
- (8) 平行噴咀間之隔板較厚。

壓力及溫度，亦能影響速度係數。當速度在 400 至 2000 呎每秒之間，速度之變更對於速度係數不生影響；惟於速度超過 2000 呎每秒時，則能使速度係數大減。

實際流出重量與理想流出重量之比，謂之流出係數(discharge coefficient)，亦稱流動係數(flow coefficient)。影響流出係數之因子為：

- (1) 噴注之縮流(於方緣孔之影響特甚)；
- (2) 實際經喉時流體之密度，與依等熵過程計算所得密度之差異；
- (3) 實際喉速度與依等熵過程計算所得速度之比；
- (4) 計算或測量不準確。

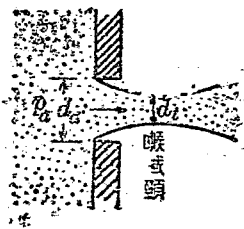
如噴注之流線 (stream lines) 不平行, 則噴射力不能為有效之使用, 雖噴咀之流出係數較高, 仍非上選。

設計較精之蒸汽噴咀, 流出係數約為 0.97 至 1.00。惟於流體經過時, 倘有過飽和或兩態流動等情形, 則流出係數可大於一。

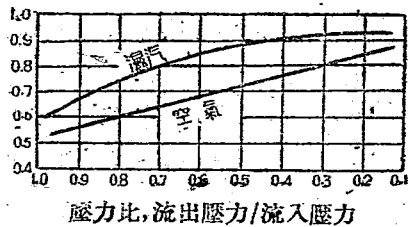
普通大氣溫度之空氣, 如壓力為 70 至 25 磅絕對, 經試驗得流出係數為 95 至 98%。試驗時所用之噴咀為圓緣進口, 喉直徑約為 0.2 吋至 3 吋。

高溫之空氣或其他氣體, 比熱及 γ 之值非為常數。至今, 關於流出係數之測定, 尚無充分之記載。以芒德氣 (mond gas), 空氣及芒德氣之燃燒產物為試驗, 其計壓力為 30 至 100 磅, 絕對溫度為 300 至 1400F, 噴咀之直徑為 $\frac{1}{4}$ 吋, 長為 1 吋, 進口為圓緣, 所得之流出係數為 85 至 90%。

如第 132 圖所示, 方緣孔之縮流作用頗甚, 故其流出係數較低。經試驗之證明, 其流出係數視壓力比之大小而異其值, 如第 133 圖所示。



第 132 圖



第 133 圖

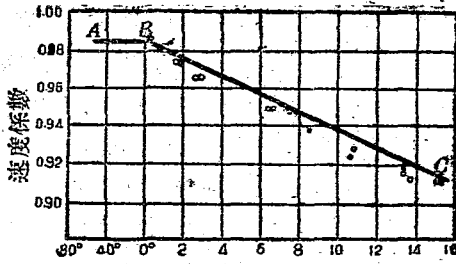
12:11 實際噴咀之濕汽流量；過飽和及兩態速度 當過熱蒸汽膨脹時；如越過飽和線，則須有較大水滴之構成，以保持蒸汽及凝水之飽和。惟此凝結作用，須於某一短時間內完成；且凝結之始，每顆塵沙或電子為其核心，過熱蒸汽或乾汽所含之塵沙及荷電分子甚少，其流經噴咀之時間復甚短，故不可為充分之凝結，而成高度過飽和之情形；繼之則有極小水滴（其徑約為 0.0001 吋）之產生。倘流入噴咀者為濕汽，則可以原有之水滴為凝結之依據，而無須其他核心也。

於過熱蒸汽等膨脹時，其壓力與體積之關係，頗近似 $PV^{1.3} = \text{常數}$ 。倘膨脹達於濕域而無凝結，則此方程式或仍可應用。如有凝結發生，蒸汽為飽和，其等熵膨脹方程式近似 $PV^{1.13} = \text{常數}$ 。因兩方程式之指數不同，其影響於流出重量者亦異。於同一噴咀中，過飽和蒸汽之流出重量，每大於飽和蒸汽之流出重量。

如流經噴咀之流體，為蒸汽及液體之混合體，則液體等熵膨脹之可用能較蒸汽為少，蒸汽之速度必高於液體，於是蒸汽推液體以前進。液體之容度甚小，可略而不計。故蒸汽之速度，對於流量之影響，較液體速度之影響為著。

過飽和及兩態速度對於流量之關係，各熱力學家之意見紛歧，各是其是。上之所述，僅諸說之一耳。茲舉實驗之實際情形，以明過飽和及兩態速度對於流量影響之概況。

第 134 圖示過飽和及兩態速度對速度係數之影響。圖中各點，為由實際噴注之衝擊力求得之速度，與由 (248) 式求得理想速度之比。ABC 線則為由古依鄂方程式計算之結果。古依鄂方程式為



蒸汽入噴嘴時含水之百分數

第 184 圖

$$C = K_1 \sqrt{x + fy} \tag{266}$$

式中 K_1 乃係因流體與噴咀摩擦之速度係數;

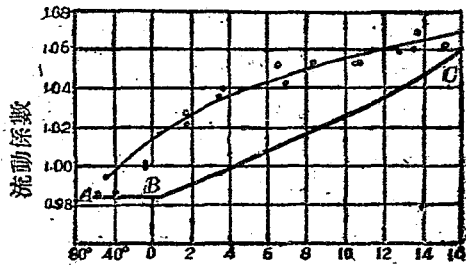
x = 流入噴咀蒸汽之乾度;

$y = 1 - x$ = 蒸汽含水之百分數;

$f = \frac{\text{水滴之速度}}{\text{蒸汽之速度}}$

作上述試驗時，蒸汽之流入壓力為 31.88 磅，流出壓力為流入壓力之 65%。於此情形，所用 K_1 之值為 0.084, $f = 0.15$ 。由圖可知用 (266) 式計算之結果，頗與實際情形相近。

因濕汽中液體所佔之容積較蒸汽



蒸汽入噴嘴時含水之百分數

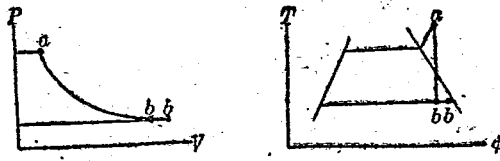
第 185 圖

者甚小，可略而不計；流出重量幾與蒸汽之速度成正比，惟蒸汽之速度恆較高於液體之速度，故由可用能計算之平均速度，必較低於蒸汽之速度。於是實際流出重量每較大於計算之所得。第 135 圖之各點，乃實際試驗之流出係數。ABC 線乃由下式計算之結果，示兩態速度之影響。

$$C_a = \frac{b}{\sqrt{x+fy}} \quad (267)$$

式中之 f , x 及 y 之值，與第 (266) 式者相同， b 為過熱蒸汽流經該噴咀時之流出係數。第 135 圖所示情形， b 之值為 0.984，ABC 與試驗所得之差，為過飽和之影響。

12.12 噴咀效率；流出蒸汽之情形 在實際之噴咀中，磨擦及擾動在所難免，此種損失，為理想情形所無，故理想噴咀內蒸汽之過程為等熵。如第 136 圖所示， ab 為等熵膨脹線；流出蒸汽之情形，如 b' 點所示。若示實際流出蒸汽之情形，擾動之損失愈小，則 b 及 b' 點愈相近。



第 135 圖

噴咀之用途，在增加噴注之效能，故噴咀效率為

$$e_n = \frac{\text{實際噴咀噴注動能之增加量}}{\text{理想噴咀噴注動能之增加量}} = \frac{\frac{W}{2g}(v_b'^2 - v_a^2)}{\frac{W}{2g}(v_b^2 - v_a^2)} \quad (268)$$

$$\text{惟 } v_b'^2 = 50,000(\bar{Q}_a - \bar{Q}_b') + v_a^2, v_b^2 = 50,000(\bar{Q}_a - \bar{Q}_b) + v_a^2;$$

$$\text{故 } e_n = \frac{\bar{Q}_a - \bar{Q}_b'}{\bar{Q}_a - \bar{Q}_b} \quad (269)$$

如流入速度可略而不計，則噴咀效率與速度係數之關係甚簡。

如 $v_a = 0$ ，由(268)式， $e_n = v_b'^2/v_b^2$ 。由(265)式，速度係數 $v = v_b'/v_b$ 。故噴咀效率為速度係數之平方，即：

$$C = \sqrt{e_n} \quad (\text{設 } v_a = 0) \quad (270)$$

由(265)式及第 136 圖，得知實際噴咀之流出速度為

$$v_b' = Cv_b = C\sqrt{50,000(\bar{Q}_a - \bar{Q}_b) + v_a^2}$$

$$\text{且 } v_b' = \sqrt{50,000(\bar{Q}_a - \bar{Q}_b') + v_a^2}$$

解上列二式以求 \bar{Q}_b' ，則

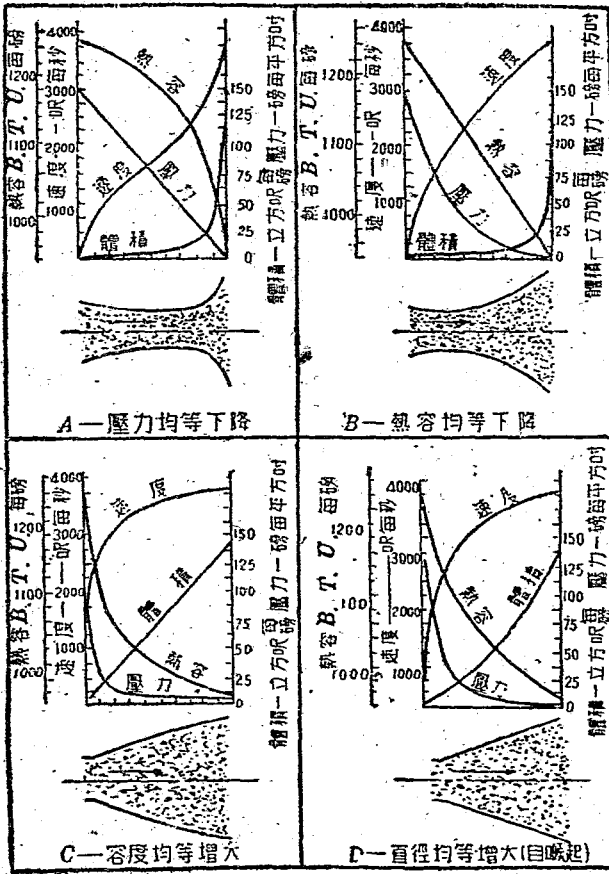
$$\bar{Q}_b' = \bar{Q}_a - C^2(\bar{Q}_a - \bar{Q}_b) + \frac{(1-C^2)v_a^2}{50,000} \quad (271)$$

上式中最後一項之值甚小，可略而不計。於是

$$\bar{Q}_b' = \bar{Q}_a - C^2(\bar{Q}_a - \bar{Q}_b) = \bar{Q}_a - e_n(\bar{Q}_a - \bar{Q}_b) \quad (272)$$

既知 \bar{Q}_b' 及 v_b' ，則 b' 點所示流出蒸汽之情形，不難決定矣。

倘噴咀內之擾動頗甚，則噴咀之係數甚小，於是 C 之值近於零；由第(272)式， \bar{Q}_b' 近於 \bar{Q}_a 。亦即當噴咀變為節流器具時，流體流動之速度未增，僅有無秩序之運動（擾動）發生。反之噴咀之係數愈大，流體之過程愈與等熵線 ab 相近，則實際噴咀愈與理想噴咀相近。

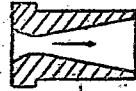


第 137 圖

12:13 蒸汽噴咀之形狀 噴咀可製成種種形狀，以適應裝置之地位。第 137 圖示數種理想噴咀之形狀，其橫斷面為圓形，流入之蒸汽壓力為 150 磅 絕對，過熱度為 100 °F，流出壓力為 2 磅 絕對。在任何斷面，重量 \times 容度 = 面積 \times 速度；速度之值，乃由 (248c) 式計算而得。噴咀 A 之壓力，沿噴咀之長，均等下降；B 之熱容均等下降，亦即流體為等加速之進行；C 之容積增大；D 則自喉以後，其直徑均等增大。A 及 B 兩種噴咀，出口開展，其噴注有向四周分散之弊，不適於汽輪機之用。普通所常用者，為 D 種噴咀，因其效率較高，製造較易。

如流出壓力高於第 137 圖所示，則可將噴咀之流出端切去一段，流出重量仍無變更。其速度、體積及熱容，皆可自噴咀上方所示之曲線讀出。

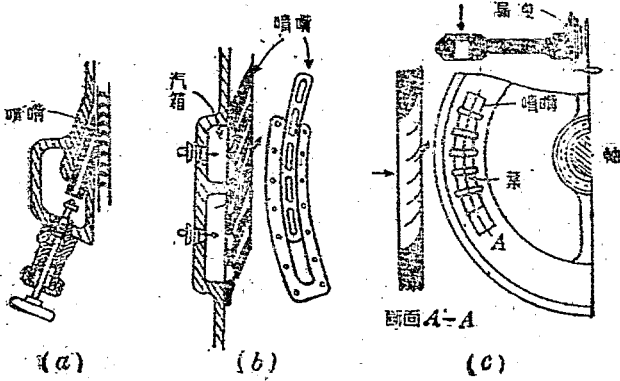
設流出壓力低於臨界值，實際衝動汽輪機 (impulse steam turbine) 所用形狀最簡單之噴咀，如第 138 圖所示，如噴咀之橫斷面為圓形，則其漸擴部分為圓錐形；如噴咀之橫斷面為長方形，則其漸擴部分為稜錐形 (pyramidal)。於設計時，僅決定其喉及出口面積，更配以適宜之長即可 (過長則噴咀所佔之空間過大，過短則噴注有向四周分散之弊)。在汽輪機中，噴咀多斜對輪葉之轉動方向，故於噴咀之出口處，加圓筒形 (或長方柱形) 之部分，如第 139 圖所示，以保持噴注進行之方向。當以數噴咀並用時，其橫斷面多為長方形，舉數噴咀合製為一體，如 (b) 圖。有時噴咀之軸線為曲線，如 (c) 圖，圖中所示，為一組漸縮噴咀 (接有平行引伸部分)，其構造甚簡，僅以葉分隔蒸汽通路而成。當流量大時，噴咀布滿輪之全周，稱



第 138 圖

滿周流出(full peripheral discharge)。

上述之噴咀，乃用於衝動汽輪機者。在反動汽輪機中，有旋轉噴咀及固定噴咀，皆為滿周流出。



第 139 圖

第十三章 流體之流動(續)

13:1 流體經管或通路之流動 (flow of fluids through pipes and passages) 前章述流體經過噴咀或孔時之情形。此外流體經管或通路之流動，亦為工程上所常用之問題，茲於本章論之。研討此種問題，應注意三事：(1)構成管或通路之材料，須具充分之強度，免因受壓力而破裂或生漏洩；(2)管或通路斷面積之大小，須能於最經濟之情形使液體通過(斷面愈大，則流體之速度愈小，因而減少磨擦損失，然斷面大者，其購置費較昂，故須考慮損失與價格兩者之得失，以決定管或通路之大小)；(3)斷面之形狀，須適於流體之經過，且易於製造。上述各端，涉及材料力學及機械設計學，製造學等，其問題殊為繁複；本章所述，僅為穩定情形下能之變化。

流體自一點流至他點，必有能之消耗。此能之來源，或為唧筒，或賴高度、速度、壓力之變化。第 140 圖示氣體流經氣管，自斷面 1 至斷面 2；當 W 磅氣體入於斷面 1 時，其能之總和應為

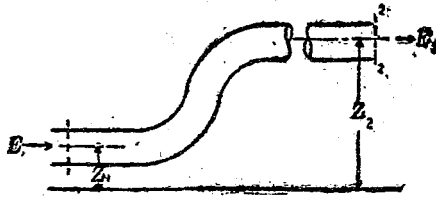
$$E_1 = W \left(\bar{Q}_1 + \frac{v_1^2}{29778} + \frac{z_1}{778} \right) \text{B. T. U.}$$

當其自斷面 2 流出時，能之總和應為

$$E_2 = W \left(\bar{Q}_2 + \frac{v_2^2}{29778} + \frac{z_2}{778} \right) \text{B. T. U.}$$

設因熱之傳遞；自斷面 1 至斷面 2，氣體所損失之熱為 Q_n B. T. U.，

則 Q_n 之值，應為 E_1 及 E_2 之差，即



第 1.0 圖

$$E_1 = E_2 + Q_n \quad (273a)$$

或
$$W(\bar{Q}_1 - \bar{Q}_2 + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g778} + \frac{z_1 - z_2}{778}) = Q_n \quad (273b)$$

設流體之密度為 $w = \frac{1}{V}$ 磅每立方呎，則因 $\bar{Q} = \bar{U} + \frac{P\bar{V}}{778}$

$$= U + \frac{P}{778w}, (273b) \text{式可書為}$$

$$\frac{P_1}{w_1} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{w_2} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 + 778 \left[\frac{Q_n}{W} - (\bar{U}_1 - \bar{U}_2) \right] \quad (274a)$$

上式之單位為呎磅，其中 $\frac{P}{w}$ 稱壓力頭 (pressure head), $\frac{v^2}{2g}$ 稱速度頭 (velocity head); z 稱重力頭 (gravity head)。設以 x 表示上式之

末項 $778 \left[\frac{Q_n}{W} - (\bar{U}_1 - \bar{U}_2) \right]$ ，則

$$\frac{P_1}{w_1} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{w_2} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 + x \quad (274b)$$

如流體經斷面 1-2 間時，其熱經管壁傳於外界，則 x 之值為正數；如外界之熱傳於流體，則 x 為負數。設 $\frac{Q_n}{W} = \bar{v}_1 - \bar{v}_2$ ，則 $x=0$ ，即兩斷面間流體之過程為絕熱。

當液體流經管中時，如無磨擦、擾動、及熱之傳遞等，其密度及內能為常數；如是壓力頭、速度頭、及重力頭之和為常數，是為伯諾利定理 (Bernoulli's theorem)。

流體流經隔熱之管路中時，如有磨擦或擾動發生，其影響所及，可為 (1) 壓力降低；(2) 可用能減少；(3) 容度及焓增加；(4) 如管之直徑不變，則其速度增高；(5) 內熱之值，較可逆絕熱過程為大。伯諾利定理，必無磨擦或擾動時，始得應用。倘用之不當，易生嚴重之錯誤。

13.2. 長路及短路對於流體流動之抵抗 (resistance to the flow of fluids in 'short' and 'long' lines) 長短云者，乃比較之詞，故何種管路為長路，何種為短路，其間無明確之判別。約言之，凡能應用短路公式者，謂之短路，否則為長路。

設有流體，以穩定之流動，經水平之管；管之內徑為 D ，其長為 dL ；流體因經此管，其壓力之增加為 $-dP$ 。由試驗得知，如管之長度不大，且流體之密度無顯著之變化，則磨擦抵抗似與流體之密度 w ，速度頭 $v^2/2g$ ，及管壁與流體接觸之面積 πDdL 成正比。故此抵抗可書為

$$dF = cw \frac{v^2}{2g} (\pi DdL) \quad (a)$$

式中 c 為常數，稱抵抗係數 (coefficient of resistance)，其值視流體之密度、黏度 (viscosity)，管之直徑及管壁面積而異，須由試驗決定，容後論之。當此 dF 之力作用於流體時，流體之運動距離為 dL ，故流體因勝過磨擦所耗之能應為

$$dF \cdot dL = (cw \frac{v^2}{2g} \pi D dL) dL \quad (b)$$

此所耗之能，轉變為熱，如管為隔熱，則為流體所吸收，如管非隔熱，則其大部將擴散於外。

普通流體多為可壓縮者，倘溫度不變，其體積因壓力降低而增大。如更因外熱之傳入，使流體之溫度升高，則其體積之增大愈多矣。設管之直徑不變，因流體體積增大，其速度自 v 增至 $(v + dv)$ ，則增加速度所需之能應為

$$W \left[\frac{(v + dv)^2 - v^2}{2g} \right] = \frac{w \pi D^2 dL}{4} \left[\frac{v dv}{g} \right] \quad (c)$$

使流體自管中經過，所需之工作為 (b) 及 (c) 兩式之和；惟因壓力增加 $-dP$ ，流體所作之工作為 $(-dP) \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) dL$ 。

$$\begin{aligned} \text{故} \quad (-dP) \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) dL &= (cw \frac{v^2}{2g} \pi D dL) dL \\ &\quad + \left(\frac{w \pi D^2}{4} dL \right) \left(\frac{v dv}{g} \right) \end{aligned} \quad (d)$$

$$\text{或} \quad -dP = 4c \frac{w}{D} \frac{v^2}{2g} dL + \frac{w dv}{g} \quad (e)$$

設管兩端之斷面為 1 及 2，則上式之積分為

$$\int_{P_1}^{P_2} -dP = \int_{L_1}^{L_2} \frac{4cw}{D} \frac{v^2}{2g} dL + \int_{v_1}^{v_2} \frac{wv dv}{g} \quad (f)$$

在水平之短路， $(L_2 - L_1)$ 之值不大；當流體經過時，其與外界熱之傳遞甚少，於是可視密度、速度及係數 c 為常數，則 (f) 式可書為

$$P_1 - P_2 = 4c \frac{w}{D} \frac{v^2}{2g} (L_2 - L_1) \quad (g)$$

以 L 代 $(L_2 - L_1)$ ，則

$$P_1 - P_2 = 4c \frac{L}{D} w \frac{v^2}{2g} \quad (275a)$$

上式稱短路方程式，計算磨擦對壓力之影響時，應用甚廣。當引中 (derive) 此方程式時，乃假定密度、速度等為常數。在實際情形，如管之直徑不變，密度之變化不逾百分之十者，仍可應用短路方程式，無大差誤。如流體為水，因其壓縮率甚小，上式可應用於任何長度。

有時於數呎管路中，因熱之傳遞，及於密度之影響，較大於數千呎管路磨擦之影響。惟如密度之變化不超過 20%，則以平均密度代入上式，其結果仍可相當準確。

在汽力廠之管路中，壓力之降低，尙有超過百分之十者。如隔熱之設施得宜，熱之傳遞頗緩。

如管之位置非為水平，則兩斷面之重力頭應加考慮。

在長路中， c 、 w 、及 v 之值，呈顯著之變化。故 (f) 式中之變數甚多，不便應用。惟如流體為氣體或蒸汽，能依 $PV = WRT$ 之規定者，則可由 (e) 式以求長路之方程式。

設斷面之面積為 a ，則流體經此斷面時之速度為

$$v = \frac{\text{體積}}{\text{面積}} = \frac{\bar{V}}{a} = \frac{WRT^v}{aP}; \text{ 且 } \frac{1}{v} = \bar{V} = \frac{RT}{P}$$

於是
$$\frac{v^2}{2g} = \frac{W^2 R^2 T^2}{2ga^2 P^2}.$$

代入(e)式, 則得

$$-\left(\frac{2ga^2 P^2}{W^2 R^2 T^2}\right)\left(\frac{RT}{P}\right)dP = \frac{4c}{D}dL + \left(\frac{2g}{v^2}\right)v dv,$$

或
$$-\left(\frac{2ga^2}{W^2 RT}\right)PdP = \frac{4c}{D}dL + \frac{2dv}{v} \quad (h)$$

設流體之溫度不變, c 為常數, 斷面 1 至斷面 2 之長為 L , 則上式之積分為

$$\frac{2ga^2}{W^2 RT} \left[\frac{P_1^2 - P_2^2}{2} \right] = \frac{4c}{D}L + 2 \log_e \left(\frac{v_2}{v_1} \right),$$

或
$$P_1^2 - P_2^2 = \frac{W^2 RT}{ga^2} \left[4c \left(\frac{L}{D} \right) + 2 \log_e \left(\frac{v_2}{v_1} \right) \right] \quad (275b)$$

是為長路方程式。空氣或其他種氣體流於長管中時, 其溫度近似常數, 如採 c 之平均值, 則(275b)式計算之結果, 無大差誤。

設當流體於管路中流動時, 與外界熱之傳導甚速, 則其溫度非為常數, (275)式不能應用。惟如用以求近似值, 則未始不可。

13:3 黏度(viscosity) 設於某流體中, 取二平行之平面, 其一之面積為 a , 兩平面間之距離為 b 。如使面積為 a 之平面, 對於他面以 v 之速度移動, 則所需之切線力 (tangential force), 與 $\frac{av}{b}$ 成比

例。即

$$\text{切線力} = \text{常數} \times \frac{av}{b} \quad (276)$$

當切線力, a , v 及 b 皆為單位數值時, 則常數之值, 稱為該流體之絕對黏度 (absolute viscosity), 亦稱黏性係數 (coefficient of viscosity)。黏度之米制單位為包斯 (poise), 乃 1 達因秒每平方厘米 (dyne sec. persq. cm.)。每百分包斯 (centipoise) 等於 0.01 包斯。英制無黏度單位; 故雖英制之國家。於計量黏度時, 亦採包斯為單位。絕對黏度之記號, 本書用 μ 。

以液體之密度除其絕對黏度, 所得之商, 稱運動黏度 (kinematic viscosity), 其單位為平方厘米每秒, 或平方呎每秒。本書中表示運動黏度之記號為 ν 。設能知液體於不同溫度下之運動黏度, 對於管路之計算, 頗多便利。第 144, 145 及 146 圖示數種液體之運動黏度。

液體之絕對黏度, 與水之絕對黏度之比, 稱為該液體之相對黏度 (relative viscosity), 以記號 Z 表示之。

密度云者, 乃單位體積之質量 (mass); 亦有稱密度為單位體積之重量者, 惟此所謂重量, 乃用以表示物質之多寡, 不可與表示力者相混。

一磅質量與一磅力, 其意義不同, 於計算黏度時, 須加注意。蓋用磅表示質量時, 乃指某體積中物質之多寡, 而一磅力, 乃示於某地 (該地之重力加速度為 32.174 呎每秒每秒) 每磅質量所受地之引力。能使一磅質量發生 32.174 呎每秒每秒加速度之力, 謂之一磅力。

$$\begin{aligned} 1 \text{ 磅力} &= (1 \text{ 磅質量})(32.174 \text{ 呎每秒每秒}) \\ &= (32.174 \text{ 磅質量})(1 \text{ 呎每秒每秒}). \end{aligned}$$

故以 1 磅力發生 1 呎每秒每秒之加速度時，質量應為 32.174 磅，此 32.174 磅質量，謂之斯拉 (slug)。

於絕對單位，力及質量之關係，為

$$\text{單位力} = (\text{單位質量})(\text{單位加速度})$$

如力之單位為達因，則質量之單位為克，加速度之單位為厘米每秒每秒。

如力之單位為磅，則質量之單位為斯拉，加速度之單位為呎每秒每秒。

如質量之單位為磅，加速度單位為呎每秒每秒，則力之單位應為 $\frac{1}{32.174}$ 磅，謂之磅達 (poundal)。

為換算 (conversion) 方便計，茲列米制與英制單位之關係於次：

$$1 \text{ 厘米} = 0.03281 \text{ 呎}.$$

$$1 \text{ 平方厘米} = 1.076(10)^{-3} \text{ 平方呎}.$$

$$1 \text{ 立方厘米} = 3.53(10)^{-5} \text{ 立方呎}.$$

$$1 \text{ 克} = 220.5(10)^{-6} \text{ 磅質量}.$$

$$1 \text{ 達因} = \frac{1}{980665} \text{ 仟克力} = 2.248(10)^{-6} \text{ 磅力};$$

$$1 \text{ 磅力} = 32.174 \text{ 磅達} = (1 \text{ 磅質量})(32.174 \text{ 呎每秒每秒}).$$

$$1 \text{ 磅質量} = \frac{1 \text{ 磅力}}{32.174 \text{ 呎每秒每秒}}.$$

1 斯拉 = 32.174 磅質量。

1 包斯 = 100 百分包斯

$$\begin{aligned}
 &= 1 \frac{\text{達因秒}}{\text{平方厘米}} = \left(\frac{1}{98.07} \right) \frac{\text{仟克力秒}}{\text{平方米}} = \left(\frac{1}{10} \right) \frac{\text{仟克質量}}{\text{米秒}} \\
 &= 0.0672 \frac{\text{磅質量}}{\text{呎秒}} = \left(\frac{1}{14.88} \right) \frac{\text{磅質量}}{\text{呎秒}} \\
 &= 0.0672 \frac{\text{磅達秒}}{\text{平方呎}} = \left(\frac{1}{14.88} \right) \frac{\text{呎達秒}}{\text{平方呎}} \\
 &= 0.00209 \frac{\text{磅力秒}}{\text{平方呎}} = \left(\frac{1}{479} \right) \frac{\text{磅力秒}}{\text{平方呎}}。
 \end{aligned}$$

各種液體，多因溫度之升高而減低其絕對黏度，如第 141 圖所示。惟氣體則溫度愈高，黏度愈小，如第 142 圖所示。

設氣體在攝氏絕對溫度 T_0 時，其絕對黏度為 μ_0 ；則於攝氏絕對溫度為 T 時，由試驗得其絕對黏度為

$$\mu = \mu_0 \left(\frac{T_0 + C}{T + C} \right) \left(\frac{T}{T_0} \right)^{1.5} \quad (277)$$

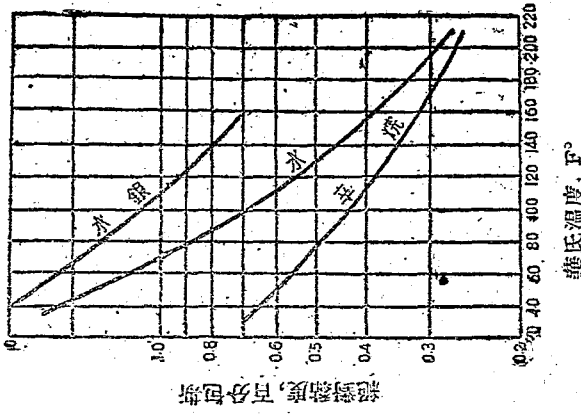
上式為蘇芝蘭所創製，稱蘇芝蘭公式 (Sutherland formula)。

其計算之結果，可稱準確。式中 C 為常數，視氣體之種類而異。

茲列數種氣體及蒸汽之 C 值於次：

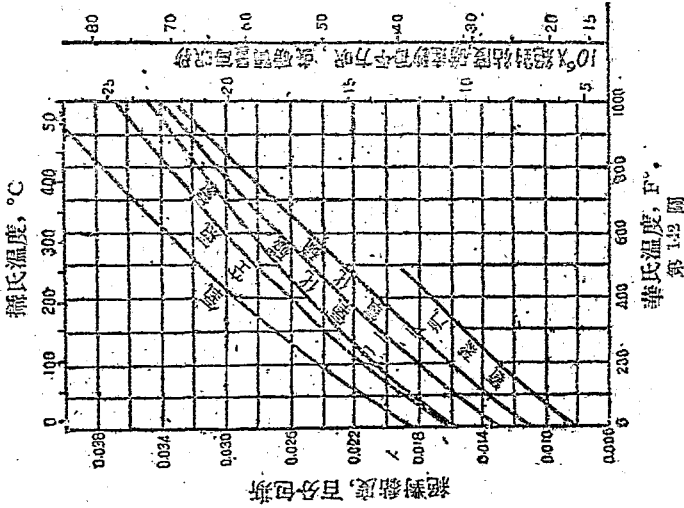
流體：	空氣	CO ₂	CO	CH ₄	H ₂	O ₂	N ₂	NH ₃	SO ₂
C 值：	120	240	118	198	72	127	110.6	370	416

如用華氏絕對溫度，則應以 1.8 乘上列 C 之值，始可代入蘇芝蘭公式。



華氏溫度, F°

圖 141 第

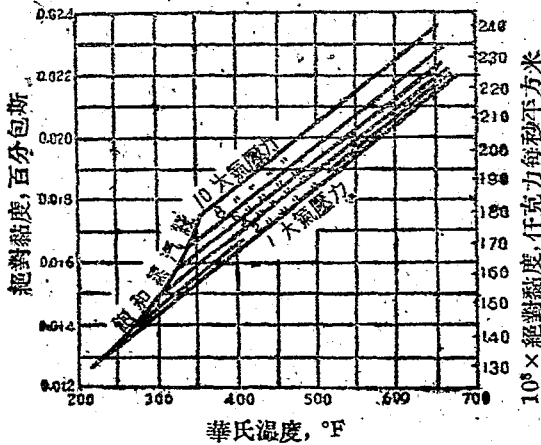


華氏溫度, F°

第 142 圖

壓力對於氣體絕對黏度之影響甚小，在工程問題中，多略而不計，然當壓力極高時，其影響亦不容忽視。例如於 176.9 大氣壓力，30° C 時，氮之絕對黏度為 0.026 百分包斯，約高於大氣壓力下同溫度氮之絕對黏度(如第 142 圖所示)百分之 45。如壓力為 73 大氣壓力，則 30° C，氮之絕對黏度，高於大氣壓力下絕對黏度百分之 11.4。

壓力對於蒸氣之影響，較對於氣體為著。第 143 圖所示，乃不同壓力下過熱蒸汽之絕對黏度。由圖中各線，可知在 10 大氣壓力時，過熱蒸汽之絕對黏度，較在大氣壓力時約大 8 至 13%；溫度愈高，所差之百分數愈小。由圖復可知在 10 大氣壓力下，飽和蒸汽之絕對黏度，較在大氣壓力下飽和蒸汽之絕對黏度，大 4.2%；惟此較大之差數，亦因溫度不同所致，非僅在於壓力之影響也。



第 143 圖

13:4 雷諾係數(Reynold's number) 當流體在管中流動,其自黏性流動(viscous flow)變為擾動流動(turbulent flow)時之速度,謂之臨界速度。此速度之大小,經雷諾之證明,與流體之絕對黏度成正比,與管之直徑及流體之密度成反比。後三者及流體之平均速度,為決定磨擦係數之主要因子,計算流體在管路中之流動抵抗時,多用之。

經多人試驗及證明,當流體在管路中流動時,管徑之大小,及流動之速度,密度,黏度等,實為決定流動磨擦之主要因子。由此數因子構成之一種比值,謂之雷諾係數,亦稱擾動係數。

$$\text{雷諾係數} = \frac{(\text{管徑})(\text{速度})(\text{密度})}{\text{絕對黏度}} = \frac{D \cdot v \cdot w}{\mu} \quad (278)$$

$$= \frac{(\text{管徑})(\text{速度})}{\text{運動黏度}} = \frac{D \cdot v}{\nu} \quad (279)$$

雷諾係數乃一不名數(dimensionless number),故應用任何制度之單位,不至變易雷諾係數之值,第九表即其一例。

有時各單位非屬同種制度,故於計算雷諾係數時,於式中置一因數,可免改變單位之煩。茲列之以便應用。

$$\text{雷諾係數} = \frac{1488(D, \text{呎})(v, \text{呎/秒})(w, \text{磅/立方呎})}{\mu, \text{百分包斯}} \quad (280)$$

如以第九表中之各數代入上式,則

$$\text{雷諾係數} = \frac{1488(0.0821)(19.7)(56.2)}{25} = 5400.$$

如直徑 D 之單位為吋,則(279)式變為

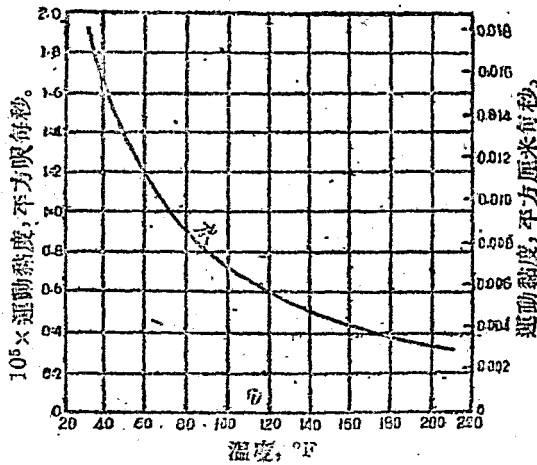
第 九 表 單 位 制 別

量 名	記號	絕對米制	絕制英制	重力英制
直 徑	D	2.5 厘米	0.0827 呎	0.0821 呎
速 度	v	600 厘米/秒	19.7 呎/秒	19.7 呎/秒
密 度	w	0.9 克/立方厘米	56.2 $\frac{\text{磅力}}{\text{立方呎}}$	$\frac{56.2}{32.17} = 1.748 \frac{\text{磅力}}{\text{立方呎}}$
絕對黏度	μ	0.25 包斯 或 0.25 $\frac{\text{達因秒}}{\text{平方厘米}}$	0.0103 $\frac{\text{磅質量}}{\text{呎秒}}$ 或 0.0103 $\frac{\text{磅度秒}}{\text{平方呎}}$	$0.0006522 \frac{\text{磅力秒}}{\text{平方呎}}$
運動黏度	ν	0.278 平方厘米/秒	0.0029 $\frac{\text{平方呎}}{\text{秒}}$	$0.000299 \frac{\text{平方呎}}{\text{秒}}$
雷諾係數 $= \text{Dow}/\mu$ $= \text{Dob}/\nu$	R_n	5400	5400	5400

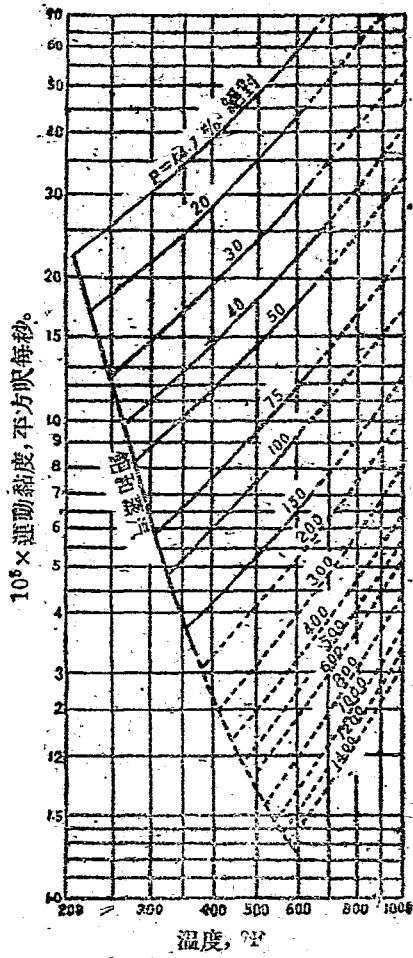
$$\text{雷諾係數} = \frac{124(D, \text{吋})(v, \text{呎/秒})(w, \text{磅/立方呎})}{\mu, \text{磅/立方呎百分包斯}} \quad (281)$$

如測定流體之運動黏度，則雷諾係數，可自(279)式求之。第144, 145及146圖示常用各種流體之運動黏度，除空氣及蒸汽之曲線外，其餘皆為大氣壓方下之情形，第145圖之虛線部分，非有試驗之記錄為根據，乃示概似情形。

測量運動黏度之儀器，謂之黏度計(viscosimeter)，使定量之流體，經小管流出，視其所需時間之久暫，可定黏度之大小。普通常用之黏度計，有施伯特(Saybolt)及恩格勒(Engler)兩式。設 t 為流體經小管流出所需之秒數，則運動黏度可自下列方程式計之。



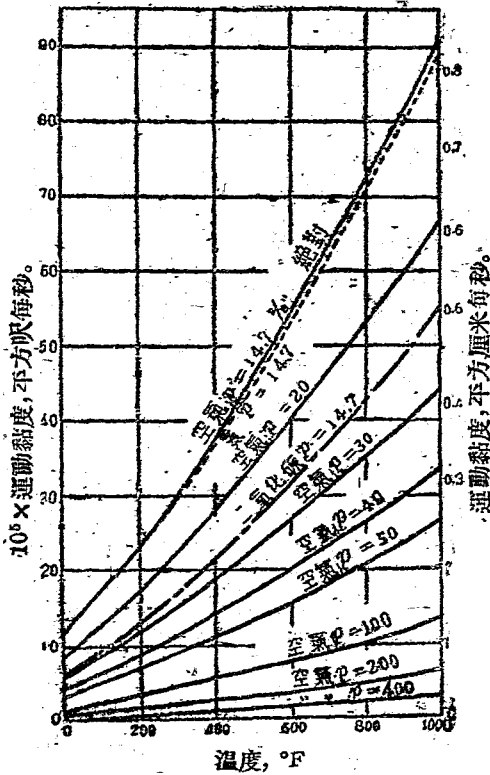
第 14 圖 水之運動黏度



第 145 圖 蒸汽之運動黏度

如黏度計為施伯特式，則運動黏度為

$$y = \frac{\mu}{w} = 0.0022t - \frac{1.8}{t} \quad \frac{\text{平方厘米}}{\text{秒}} \quad (282a)$$



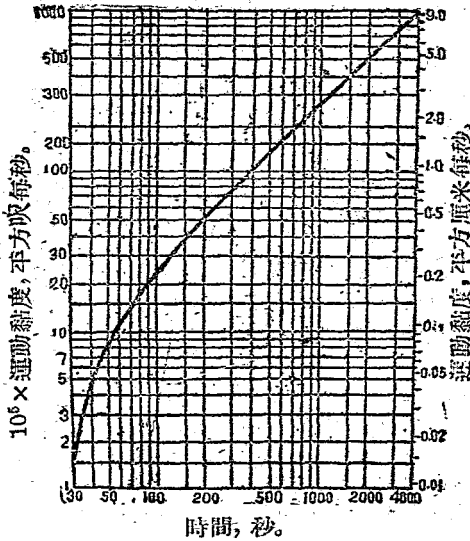
第 147 圖 氣體之運動黏度

$$= \left[0.236t - \frac{194}{t} \right] 10^{-5}, \quad \frac{\text{平方呎}}{\text{秒}} \quad (282b)$$

如所用為恩格勒黏度計，則

$$y = \frac{\mu}{w} = 0.06147t - \frac{3.74}{t}, \quad \frac{\text{平方厘米}}{\text{秒}} \quad (283a)$$

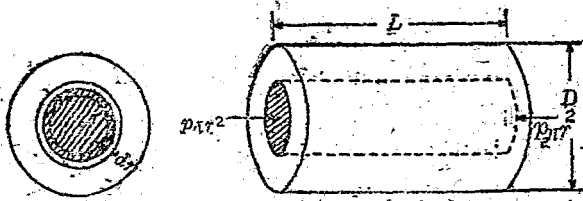
$$= \left[0.158 - \frac{402}{t} \right] 10^{-5}, \quad \frac{\text{平方呎}}{\text{秒}} \quad (283b)$$



第 147 圖

因施伯特黏度計應用甚廣，故以 (282b) 式繪為第 147 圖之曲線，以免計算之煩；

13.5 黏性流動 (viscous flow) 黏性流動亦稱流線流動 (stream line flow), 各流體分子之運動方向, 與流動方向相同。流體分子距管壁愈遠者, 其速度亦較高; 在圓管中, 以中心之速度最高。其全斷面之平均速度, 為最高速度之半。



第 148 圖

設有水平之短管, 內徑為 D , 長為 L , 其中有半徑為 r 之流體圓柱, 以 v_r 之速度流動, 此流體圓柱對於其外圍流體之相對速度為 dv_r , 其與外圍流體間之距離為 dr , 流體之絕對黏度為 μ , 因壓力之降低, 所生推此流體圓柱前進之力為 $(P_1 - P_2)\pi r^2$, 如第 148 圖所示。由 (276) 式, 知外圍流體對於圓柱之黏性剪力 (viscous shearing force) 為 $2\pi r L \mu \frac{dv_r}{dr}$, 此力應與 $(P_1 - P_2)\pi r^2$ 之大小相等, 而方向相反。

$$\text{即} \quad (P_1 - P_2)\pi r^2 = -2\pi r L \mu \frac{dv_r}{dr} \quad (284)$$

$$\text{於是} \quad dv_r = -\frac{(P_1 - P_2)}{2L\mu} r dr.$$

設流體與管壁間無滑流 (slip), 即當 $r = \frac{D}{2}$ 時, $v_r = 0$, 則於任何

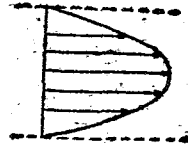
半徑處之速度 v_r , 可自上式之積分得之。

$$\int_0^{v_r} dv_r = -\frac{P_1 - P_2}{4L\mu} \cdot \int_0^r r dr$$

$$v_r = \frac{P_1 - P_2}{4L\mu} \left(\frac{D^2}{4} - r^2 \right) \quad (285)$$

由此式計算之結果, 管中流體速度之分配如第 149 圖之曲線所示。為拋物曲線, 其頂 (vertex) 位於管之中心線上。

當流體在管中流動時, 其平均速度為單位時間內所流流體之體積, 被除於管之橫斷面積, 所得之商。單位時間內所流流體之體積, 稱為流動之容率 (volume rate of flow), 可以下式計之。



第 149 圖
黏性流動之速度分配

$V = \text{平均速度} \times \text{斷面積}$

$$= \int_0^{\frac{D}{2}} v_r 2\pi r dr = \frac{P_1 - P_2}{4L\mu} \cdot 2\pi \int_0^{\frac{D}{2}} \left(\frac{D}{4} - r \right) dr$$

$$= 2\pi \frac{(P_1 - P_2)}{4L\mu} \cdot \frac{D^3}{64} \quad (286)$$

於是黏性流動之平均速度為

$$v = \frac{V}{A} = 2\pi \frac{P_1 - P_2}{4L\mu} \cdot \frac{D^3}{64} \div \frac{\pi D^2}{4}$$

$$= \frac{P_1 - P_2}{4L\mu} \cdot \frac{D^2}{8} \quad (287)$$

最大之速度，在管之中心處，使(285)式之 $r=0$ ，則

$$v_{\text{最大}} = \frac{P_1 - P_2}{4L\mu} \cdot \frac{D^2}{4} = 2v \quad (288)$$

故黏性流動之壓力降低為

$$P_1 - P_2 = \frac{32\mu Lv}{D^4} \quad (289a)$$

由上式得知在水平管中，黏性流動之壓力降低，與絕對黏度、平均速度、及管之長成正比，與管徑之平方成反比，是為泊蘇里定律 (Poiseuille's law)。

(289a)式中之各數，為絕對單位。如 μ 為磅力秒每平方呎， L 為呎， v 為呎每秒， D 為呎；則 $(P_1 - P_2)$ 為磅力每平方呎。如 μ 為包斯， L 為釐米， v 為厘米每秒， D 為厘米；則 $(P_1 - P_2)$ 為達因每平方厘米。

倘磅力及磅質量同時用於(289a)式，則應置因數 $g (= 32.17 \text{ 呎每秒每秒})$ 於分母。如 μ 為磅質量每呎秒， L 為呎， v 為呎每秒， D 為呎， P 為磅力每平方呎，則壓力之降低為

$$P_1 - P_2 = \Delta P = \frac{2\mu Lv}{gD^4} \quad (289b)$$

以 wv^2 除(289a)式各項，則

$$\frac{\Delta P}{wv^2} = \frac{32\mu}{Dwv} \cdot \frac{L}{D} = \frac{32\gamma}{Dv} \cdot \frac{L}{D} \quad (290)$$

$$\Delta P = \frac{64\gamma}{Dv} \left(\frac{L}{D} \right) \frac{wv^2}{2}$$

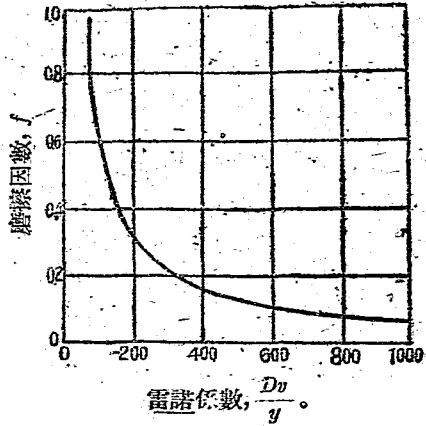
$$= f \left(\frac{L}{D} \right) \frac{wv^2}{2} \quad (291)$$

式中之 f 為不名數，稱磨擦因數，其值為

$$f = \frac{64\gamma}{Dv} = \frac{64}{\text{雷諾係數}} \quad (292)$$

第 150 圖之橫坐標，為雷諾係數，乃依 (292) 式所繪成。求黏性流動之壓力降低時，先計雷諾係數，次於第 150 圖得 f 之值，於是可由 (291) 式計 ΔP 之值。

如用絕對英制單位，則 (291) 式之各項為



第 150 圖

f = 磨擦因數(不名數);

L = 管長, 呎;

D = 管之內徑, 呎;

w = 流體之密度, 斯拉每立方呎;

v = 平均流動速度, 呎每秒;

ΔP = 壓力降低, 磅每平方呎。

如 w 之單位為磅每立方呎, 則須置 g 於 (291) 式之分母, 即

$$\Delta P = f \left(\frac{L}{D} \right) \frac{wv^3}{2g} \quad (293)$$

在工程問題中，有時所用之單位為

Δp = 壓力降低，磅每平方吋；

d = 管之內徑，吋；

$\bar{V} = \frac{1}{w}$ = 流體之平均容度，磅每立方呎；

$g = 32.17$ 呎每秒每秒。

於是(293)式變為

$$\Delta p = \frac{fLw^3}{772d\bar{V}} = \frac{0.001295fLw^3}{d\bar{V}} \quad (294)$$

以重量 W (磅每秒) 表示流量，較速度為便，於是(294)式可書為

$$\Delta p = \frac{43.7fL\bar{V}W^3}{d^5} \quad (295a)$$

管之大者，其直徑以呎為單位，則

$$\Delta p = \frac{fL\bar{V}W^3}{5685D^5} \quad (295b)$$

例題 有溫度為 70°F 之水，流於 10.30 呎之 2 吋 (公稱尺寸) * 管中，流動速度為 0.01 呎每秒，其壓力降低幾何？

解 由第 144 圖，水在 70°F 時，其運動黏度 ν 為 $1.03(10)^{-5}$ 平方呎每秒。由第十表，2 吋管之內徑為 2.07 吋。於是雷諾係數為

* 公稱尺寸 (nominal size)，參閱第十表。

第十表 標準鐵管

直 徑			公稱厚度, 吋	圓 周		公稱重量, 磅每呎
公稱內徑, 吋	實際內徑, 吋	實際外徑, 吋		內徑, 吋	外徑, 吋	
1/8	0.27	0.405	0.068	0.85	1.27	0.24
1/4	0.36	0.540	0.068	1.14	1.70	0.42
3/8	0.49	0.675	0.091	1.55	2.12	0.57
1/2	0.62	0.840	0.109	1.95	2.63	0.85
3/4	0.82	1.050	0.118	2.59	3.30	1.13
1	1.05	1.315	0.134	3.29	4.13	1.63
1 1/4	1.38	1.660	0.140	4.34	5.22	2.27
1 1/2	1.61	1.900	0.145	5.06	5.97	2.72
2	2.07	2.375	0.154	6.49	7.46	3.65
2 1/2	2.47	2.875	0.204	7.75	9.03	5.79
3	3.07	3.500	0.217	9.63	11.00	7.57
3 1/2	3.55	4.000	0.226	11.15	12.57	9.11
4	4.03	4.500	0.237	12.65	14.14	10.79
5	5.05	5.563	0.259	15.85	17.48	14.32
6	6.07	6.625	0.280	19.05	20.81	18.97
8	8.07	8.625	0.276	25.35	27.10	24.69
8	7.98	8.525	0.322	25.07	27.10	28.55
9	8.94	9.625	0.344	28.08	30.24	33.91
10	10.19	10.750	0.278	32.01	33.77	31.20
10	10.14	10.750	0.306	31.86	33.77	34.24
10	10.02	10.750	0.366	31.47	33.77	40.48
12	12.69	12.750	0.328	37.98	40.06	49.77
12	12.00	12.750	0.375	37.70	40.06	49.53

$$\frac{Dv}{y} = \frac{2.07}{12} \times 0.01 \cdot \frac{1}{1.03(10)^{-5}} = 168.$$

由第 150 圖相當於 $\left(\frac{Dv}{y} = 168\right)$ 之 f 為 0.38, 故由 (291) 式,

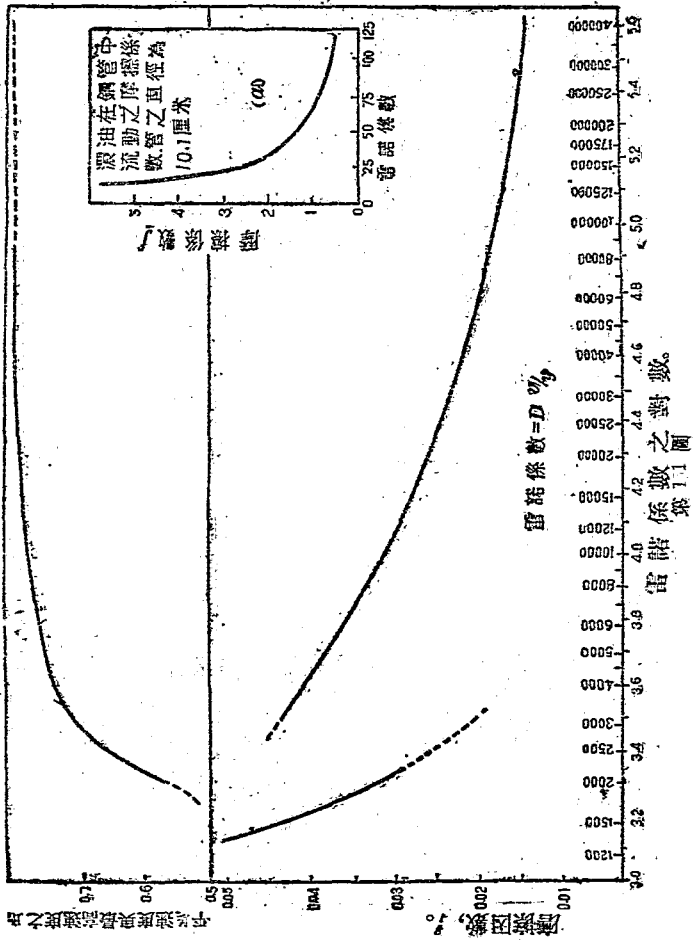
$$\Delta P = 0.38 \frac{1000}{2.07} \cdot \frac{62.3^2}{32.17} \cdot \frac{(0.01)^2}{2} = 0.214 \text{ 磅每平方呎,}$$

上題之速度甚低, 故其壓力降低甚少。如速度增至 0.05 呎每秒 (增大 5 倍), 則壓力之降低為 1.07 (= 5 × 0.214) 磅每平方呎。由 (289) 式得知, 黏性流動之壓力降低, 與速度之一次方成比例。

13:6 擾動流動 (turbulent flow) 當流體在管路中流動時, 如其速度高至某種程度, 則流體分子之流動方向, 呈紛亂狀態。此種情形謂之擾動, 其流動稱為擾動流動。增加黏性流動之速度, 則變為擾動流動。自黏性流動變為擾動流動時之雷諾係數, 稱為臨界雷諾係數, 其值不易精確測定, 普通約為 2000 至 3000。在工程問題中, 空氣、蒸汽、汽油及水之流動, 率為擾動流動, 而重油及濃漿等, 則有黏性流動者。

當擾動流動時, 流體分子之運動方向, 頗不規則, 故磨擦因數之值, 惟賴試驗之測定。歸納多次之試驗, 分管為光滑與粗糙兩種; 新製之銅管、鉛管、錫管及玻璃管, 均屬光滑管。管壁之不光滑者, 謂之粗糙管。

水每立方呎重 62.3 磅。



第 151 圖所示，乃試驗水及空氣所得之結果。管為黃銅製，水管之直徑，自 0.361 厘米至 2.855 厘米；氣管之直徑自 0.361 厘米至 12.62 厘米。因此圖之曲線，乃代表多次試驗之結果，可用為表示一般之情形。由圖中所得 f 之值，可用於 (291)，(293)，(294) 及 (295) 各式，以求光滑管中擾動流動之壓力降低。

雷諾係數低於 2000 時，曲線所示，合於勃蘇里定律。雷諾係數高於 2000，低於 3000 時，試驗之紀錄，頗難精確，此不穩定之一段，適為黏性流動變為擾動流動之情形。當雷諾係數甚高時，磨擦係數則甚小。

第 151 圖(a)，示雷諾係數甚小之磨擦係數，乃以濃厚之油類，流於鋼管中所得之結果。

第 151 圖上方之曲線，為平均速度與最高速度之關係，其虛線部分乃示近似值。

經多次試驗之證明，光滑管之磨擦因數，惟視雷諾係數而定，與管之大小無關。光滑鉛管及玻璃管等，其磨擦因數與黃銅管相同，用第 151 圖之磨擦因數以求壓力之降低，最大差誤鮮有逾百分之五者。

設有粗糙之管，管壁之粗糙程度相同，則管徑小者，對於擾動流動之抵抗較大。如為黏性流動，與管壁接觸之流體，附着於管壁，故管之粗糙，不至影響管內之磨擦因數。惟計算雷諾係數時，須以管之原有直徑與管內污垢厚度之差，為管之直徑。

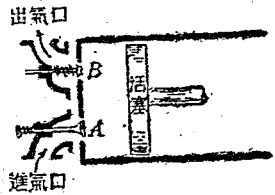
第十四章 壓縮空氣(Compressed Air)

14:1 壓氣機 (air compressor) 廣義言之, 凡能增高空氣壓力之機械, 皆為壓氣機, 惟普通所謂壓氣機, 乃指壓力較高者而言 (其壓力約在計壓力 25% 以上)。壓氣機亦名風泵, 多為往復式或為離心式, 漸亦有旋轉式 (rotary type) 或噴射式 (jet type) 者。

壓力較低之壓氣機, 謂之風扇 (fan), 或稱鼓風機 (blower)。鼓風爐 (blast furnace) 所用之鼓風機, 壓力約在大氣壓力上 10 至 30 %, 因壓力較低, 故其設計亦與風泵不同。

14:2 無餘隙之理想往復壓氣機 今日所用之壓氣機, 往復式者頗多。其理想構造, 如第 152 圖; A 為進氣器, B 為排氣器。當動程既終, 活塞適與氣缸蓋接觸, 故無餘隙。

設於活塞與氣缸蓋吻合時, 以外力拖之向右, 則空氣在吸氣壓力下, 經 A 器流入氣缸, 如第 153 圖之 a 線。



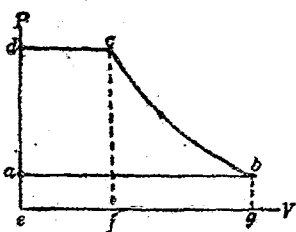
第 152 圖

逾動程既終, 氣缸內滿裝空氣, 其壓力為 P_b , 體積為 V_b 。於是推活塞向左, A 器之彈簧使 A 器關閉。同時氣缸內之空氣, 受壓縮而壓力增高, 體積縮小為 V_c , 如 bc 線所示, 自 b 至 c , 稱壓縮期。

(compression period)。

當空氣之壓力達於 P_c 時, B 器所受之壓力, 使其彈簧壓縮, 則活塞向左之移動, 使空氣經 B 器流出, 以入於受器, 如 c 線。至活塞與氣缸蓋相接觸, 氣缸內之空氣已盡數排出, 乃復以外力拖活塞向右, 俾於 P_b 之壓力吸氣, 自 c 至 d , 稱輸出期 (delivery period)。

14:3 壓氣機中加於空氣之工作 當吸氣時, 空氣加於活塞之工作, 為第 153 圖之面積 $abge$ 所示。面積 $gbcd$, 則代表壓縮期及輸出期活塞加於空氣之工作, 故壓氣機中加於空氣之純工作, 應為面積 $abcd$ 所示之數。



第 153 圖

設自 b 至 c 為複熱過程, 則每循環加於空氣之純工作為

$$\begin{aligned}
 Wk_{\text{循環}} &= Wk_{bc} + Wk_{cd} - Wk_{ab} \\
 &= \frac{P_c V_c - P_b V_b}{n-1} + P_c V_c - P_b V_b \quad (246a) \\
 &= \frac{n}{n-1} (P_c V_c - P_b V_b) \\
 &= \frac{n}{n-1} (W_c R T_c - W_b R T_b) \quad (246b)
 \end{aligned}$$

如無任何漏洩, $W_c = W_b =$ 每循環所壓縮之空氣, 於是壓氣機加於 W_b 磅空氣之工作為

$$\begin{aligned}
 Wk_{W_b} &= \frac{n}{n-1} W_b R (T_c - T_b) \\
 &= \frac{n}{n-1} W_b R T_b \left(\frac{T_c}{T_b} - 1 \right) \\
 &= \frac{n}{n-1} W_b R T_b \left[\left(\frac{P_c}{P_b} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (297a)
 \end{aligned}$$

$$= \frac{n}{n-1} P_b V_b \left[\left(\frac{p_c}{p_b} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (297b)$$

在實際情形，吸氣壓力，輸出壓力及起始壓縮時之體積，皆易測量，故上式頗適用。

在壓縮期間，空氣之過程，有兩種極限情形：

(1) 當 bc 過程進行時，無任何熱量自空氣吸出；於是得絕熱壓縮，空氣之溫度，因壓縮而增高。

(2) 當壓縮時，吸出空氣之熱，以保持其溫度不變，則 bc 為等溫過程。

實際情形，不能使空氣之熱無損失，亦不能藉冷卻以保持等溫，故其壓縮介於絕熱與等溫之間。

設壓縮為絕熱過程，則 $n=k$ ， bc 線之方程式為 $PV^k = \text{常數}$ ，於是加於 W_b 磅空氣之純工作為

$$\begin{aligned}
 Wk_{\text{絕熱}} &= \frac{k}{k-1} W_b R T_b \left[\left(\frac{P_c}{P_b} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \\
 &= \frac{k}{k-1} P_b V_b \left[\left(\frac{P_c}{P_b} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (298)
 \end{aligned}$$

設 bc 爲等溫壓縮，則 $n=1$ ，第(297)式將變爲無定式 (indeterminate form)，不能以求加於空氣之純工作。惟此種情形，甚易以等溫過程之方程式計算之。即當 bc 爲等溫時，

$$W_{bc \text{ 等溫}} = P_b V_b \log_e \frac{V_b}{V_c} + P_c V_c - P_b V_b,$$

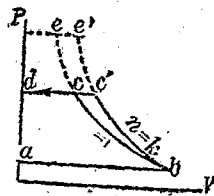
由波義耳定律， $P_c V_c = P_b V_b$ ，

$$\text{故 } W_{bc \text{ 等溫}} = P_b V_b \log_e \frac{V_b}{V_c} = W_b R T_b \log_e \frac{V_b}{V_c} \quad (299a)$$

$$= P_b V_b \log_e \frac{P_c}{P_b} = W_b R T_b \log_e \frac{P_c}{P_b} \quad (299b)$$

第 154 圖之 $abcd$ 及 $abc'd$ 爲一壓氣機之兩種循環。當壓縮開始時，空氣所佔之體積，在兩種情形中皆相同。當輸出時，兩情形之輸出壓力亦相等，惟壓縮線 bc 爲等溫過程，而 $b'c'$ 爲絕熱過程。

圖中 $bc'da$ 之面積，較大於 $boda$ ，即絕熱壓縮所需之工作，較多於等溫壓縮，其差爲面積 $cb'e'$ 。故在實際情形，欲採用等溫壓縮，輸出之壓力愈高，則絕熱壓縮與等溫壓縮所需工作之比愈大。



第 154 圖

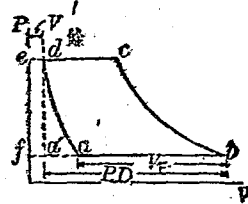
等溫壓縮時， c 點之溫度與 b 點之溫度相同；惟於絕熱壓縮時， c' 點之溫度，高於 b 點。 c' 點之溫度爲

$$T_{c'} = T_b \left(\frac{V_b}{V_{c'}} \right)^{k-1} = T \left(\frac{P_{c'}}{P_b} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (300)$$

如在等壓情形下，冷卻 $P_{c'}$ ； $V_{c'}$ 之空氣，則當其體積縮爲 V_c 時，

其溫度為 T_b ，實際情形，即類於此。惟設自壓氣機輸出之空氣，立即用於空氣發動機 (air engine) 中，則絕熱壓縮較為有利，容後論之；

14.4 餘隙之影響 實際情形，為免活塞與氣缸蓋之衝擊，必有餘隙。且進氣閥或出氣閥之通路，亦足使餘隙之容積增大。第 155 圖係有餘隙之理想壓氣機之器示壓容圖；餘隙之容積為 $V_{餘} = V_d$ ；當輸出既畢，氣缸內存有輸出壓力之空氣，其體積為 $V_{餘}$ 。當吸氣動程開始時，因氣缸內壓力較高，進氣閥不能開啓，此輸出壓力之空氣，隨活塞之移動而膨脹，如 dca 線所示，是稱復脹期 (reexpansion period)。



第 155 圖

當達 a 點時，氣缸之壓力為吸氣壓力，於是吸氣閥開啓而吸氣。 ab, bc 及 cd 三過程，與無餘隙壓氣機中之情形相似。

在此循環中加於空氣之工作，應為面積 $cefb$ 及 $dcfa$ 之差。由 (297b) 式，其值應為

$$Wk = \frac{n}{n-1} P_b V_b \left[\left(\frac{P_c}{P_b} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] - \frac{n'}{n'-1} P_a V_a \left[\left(\frac{P_d}{P_a} \right)^{\frac{n'-1}{n'}} - 1 \right] \quad (301)$$

如壓縮線及復脹線之指數相同，即 $n = n'$ ，則每循環加於空氣之純工作為

$$Wb = \frac{n}{n-1} P_b (V_a - V_b) \left[\left(\frac{P_c}{P_b} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (302a)$$

$$= \frac{n}{n-1} W' R T_b \left[\left(\frac{P_c}{P_b} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (302b)$$

式中 $(V_b - V_a)$ 乃每循環經進氣器入於氣缸之空氣，在進氣壓力下之體積，其重量為 W' 。

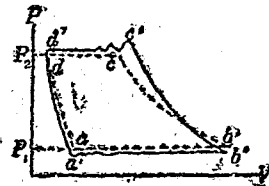
比較(297)及(302)式，可知如欲壓縮定量之空氣，用有餘隙之壓氣機與用無餘隙之壓氣機，所耗之工作相等。惟實際情形，餘隙較大之壓氣機，其機械磨擦較大，故所需之工作較多。

於第155圖，活塞之位移 $P.D. = V_b - V_a$ ，惟以復脹之影響，每循環所能壓之空氣，僅為 $V_F = V_b - V_a$ 。故有餘隙之壓氣機，較無餘隙者笨重，其造價亦較高。

比較餘隙之大小，普通多用餘隙容積與活塞位移之比。在精確設計之大壓氣機，此比可至 $\frac{3}{4}\%$ ；而設計不良之小壓氣機，此比可達5%以上。

14.5 實際單級壓氣機之器示壓容圖 因餘隙之影響，活塞及氣缸皆能導熱，氣器不能如理想情形之完善，且因漏洩、磨擦、及空氣之情性等，實際之壓氣機，不能與理想一致。

第156圖，乃實際壓氣機之器示壓容圖，及其理想器示壓容圖。此壓氣機之



第156圖

用途，在使空氣自大氣壓力 P_1 壓縮至 P_2 ， P_2 為受器之壓力。此理想器示壓容圖之復脹線及壓縮線皆為等溫過程。實際情形，因熱之傳遞不能如理想情形，故等溫壓縮不可得，其過程介於絕熱與等溫過程之間，如以 $PV^n = \text{常數}$ 表示之，其 n 之值，約為 1.2 至 1.35。

當餘隙空氣膨脹時，自氣缸壁吸熱（因壓縮非等溫，故氣缸之溫度升高），其過程介於絕熱與等溫之間，如圖中之 da 線。

理想壓氣機，當餘隙空氣膨脹至大氣壓力時，即開其進氣閥。實際情形，其壓力必至大氣壓力以下，氣缸外之空氣，始能壓縮進氣閥之彈簧而開始吸氣。

進氣閥既啓，空氣進入氣缸，因進氣閥，及空氣柱（air column）之振動，氣缸內之壓力不能保持固定，如圖中 a' 處之波紋曲線所示。迨振動停止，乃於等壓情形吸氣。

因實際及理想壓氣機之活塞位移及餘隙皆相同，於吸氣動程之終，氣缸內空氣之體積亦相同。惟在實際情形，氣缸之壓力較低，且其溫度亦稍有升高，故實際壓氣機內空氣之重量，應少於理想情形。

自 b' 至 c' ，為實際之壓縮，乃介於絕熱與等溫間之過程。迨氣缸內之壓力略高於受器之壓力，出氣閥始能開啓；且當其初啓時，發生振動，故輸出線如 $c'd'$ 所示。

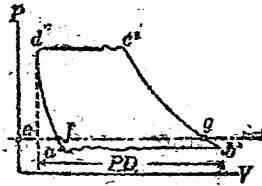
於動程之終，出氣閥不克為急遽之閉合，故 d' 處之角為圓形，因之餘隙空氣起始膨脹之點不易確定。

總上述之結果，實際壓氣機每循環所耗之工作較多（因其器示壓容圖之面積較大）且其所壓縮之空氣亦較理想情形為少。

14:6 體積效率 (volumetric efficiency) 單位時間內，壓氣機所壓縮自由空氣 * (free air) 之體積，與活塞位移之比，謂之體積效率。

壓氣機於一定時間內所壓縮之空氣，不易為精確之測量，故實際壓氣機之體積效率，不易確定。餘隙、漏洩、節流及進氣時空氣溫度之升高，皆足使體積效率減低。

體積效率之近似值，可自器示壓容圖求之。第 157 圖乃壓氣機器示壓容圖， eg 為大氣壓力線。設當吸氣時，空氣之溫度不變，且復脹線及壓縮線之方程式相同，則大氣壓力線上之 ef ，應為餘隙空氣之體積； fg 為吸入空氣之體積。倘 fa 間溫度降低之影響，及 $b'g$ 間溫度升高之影響，可略而不計，則 fg 應為吸入空氣在大氣壓力及大氣溫度下之體積，故在大氣壓力線上所求得之體積效率為



第 157 圖

$$Eff_{\text{體}} = \frac{fg}{P \cdot D} \quad (308a)$$

在理想情形，如第 155 圖所示，體積效率應為

$$Eff_{\text{體}} = \frac{V_F}{P \cdot D} = \frac{V_b - V_a}{V_b - V_d} \quad (308b)$$

14:7 冷卻 (cooling) 如前所述，等溫壓縮或絕熱壓縮所耗之

* 未經加工之改變，自由存於大氣中之空氣，謂之自由空氣

工作為少，故實際情形，用冷卻以防止當壓縮時空氣溫度之增高。然等溫過程，不易得到；實際壓縮之過程，乃介於等溫與絕熱之間。普通所用之冷卻法，有氣冷、水冷之別。氣冷者，乃藉輻射以散熱於大氣之中。水冷又可分為三種：

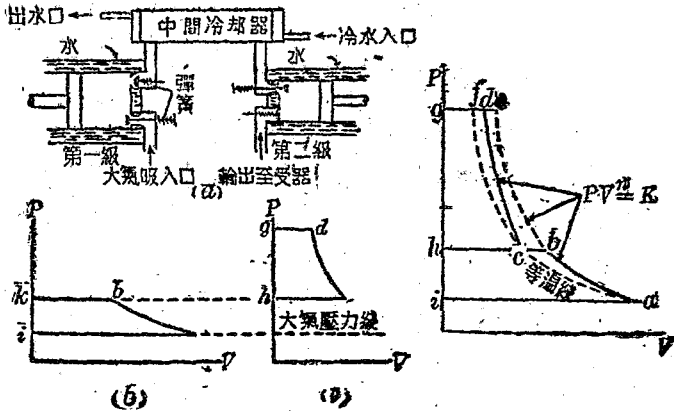
(1) 噴水 (water injection) —— 壓縮時，噴水於氣缸之內，以阻空氣之溫度升高。如噴入之水，成細霧狀，則壓縮曲線之方程式約為 $PV^{1.2} = \text{常數}$ 。倘噴水之情形不良，則 n 之值可至 1.37。

噴水裝置，易生障礙；且噴水入氣缸，能縮減氣缸及活塞之壽命。自壓氣機輸出之空氣，含多量之水分，入受器後，雖因溫度降低，有一部凝結，其大部仍存於空氣之中，迨用於發動機時，因膨脹而結冰，致生種種弊害，故噴水之冷卻作用雖較佳，有時不適用於。

(2) 水套 (jacketing) —— 用水繞流於氣缸之周圍，以減氣缸內之溫度，可免噴水之弱點。惟其冷卻作用，則不及噴水有效，用此法時，壓縮方程式之 n ，約為 1.25 至 1.28。

(3) 中間冷卻 (intercooling) —— 分壓縮為數級。當空氣自一氣缸輸出，未入他氣缸之先，使之經中間冷卻器 (intercooler)；以吸出其熱。中間冷卻器之構造，頗似凝汽器。

14:8 多級壓縮 (multi-stage compression) 第 158 圖 (a) 為二級壓氣機之配置。設無餘隙則其第一級之器示壓容圖如第 158 圖 (b)；其第二級之器示壓容圖如第 158 圖之 (c)。第 195 圖乃以兩器示壓容圖相合而成。在第一級內，壓縮空氣至中間壓力，經中間冷卻器，使其溫度降為大氣之溫度；於是入於第二級，壓縮至受器之壓力。



第 158 圖

第 159 圖

在第 159 圖中， P_a 為吸氣壓力，即大氣壓力， $P_b = P_c$ 為中間壓力； P_d 為第二級之輸出壓力，等於受器之壓力，中間冷卻器使空氣之溫度自 T_b 降為 T_c 。因 T_a 及 T_c 相等，故 a 點及 c 點在等溫線上，因水套之作用，壓縮線介於等溫與絕熱之間。其方程式為 $PV^n = \text{常數}$ 。

由(297)式，第一級及第二級所耗之工作各為

$$Wh_1 = \frac{n}{n-1} P_a V_a \left[\left(\frac{P_c}{P_a} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right],$$

$$Wh_2 = \frac{n}{n-1} P_c V_c \left[\left(\frac{P_d}{P_c} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right],$$

繼以 $T_c = T_a$ ， $P_c V_c = P_a V_a$ ，於是第二級所需之工作為

$$Wh_2 = \frac{n}{n-1} P_a V_a \left[\left(\frac{P_d}{P_a} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right].$$

兩級所需工作之和為

$$Wb_1 + Wb_2 = \frac{n}{n-1} P_a V_n \left[\left(\frac{p_c}{p_a} \right)^{\frac{n-1}{n}} + \left(\frac{p_d}{p_c} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 2 \right]$$

當所需之工作為最小時， $\left(\frac{p_c}{p_a} \right)^{\frac{n-1}{n}} + \left(\frac{p_d}{p_c} \right)^{\frac{n-1}{n}}$ 之第一次微分應等於零，即

$$\frac{d}{dp_c} \left[\left(\frac{p_c}{p_a} \right)^{\frac{n-1}{n}} + \left(\frac{p_d}{p_c} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] = \frac{n-1}{n} p_a^{-\frac{1-n}{n}} p_c^{-\frac{1}{n}} - \frac{1-n}{n} p_d^{\frac{n-1}{n}} p_c^{-\frac{1+n}{n}} = 0,$$

$$\frac{1-n}{p_a^{-\frac{1-n}{n}} p_c^{-\frac{1}{n}}} = \frac{1-n}{p_d^{\frac{n-1}{n}} p_c^{-\frac{1+n}{n}}}$$

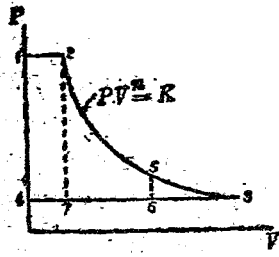
$$p_c = \sqrt{p_a p_d} \quad (304)$$

故中間壓力為前級吸氣壓力與後級輸出壓力之比例中項。如壓氣機在兩級以上，其中間壓力皆可由(304)式計之。

如為單級壓縮，中間冷卻器不得不應用，則自壓力 p_a 壓縮至 p_b 所需之工作，為面積 $abegi$ 所示之數。如為兩級壓縮，則所需之工作，應為面積 $abcdgi$ 所示者。故採用兩級壓縮時，因中間冷卻之作用，所節省之工作為面積 $bedc$ 。

14:9 空氣機 (air engine) 壓縮空氣之用途雖有多種，其主

要者，厥為用以發生功率。第 160 圖為無餘隙理想空氣機之器示壓容圖。自 1 至 2，高壓之空氣，入於氣缸中。在 2 點進氣停止，空氣沿 2-3 線膨脹，至其壓力為大氣壓力， p_3 ，乃啓排氣器，活塞稍廢氣出氣缸，如 3-4 線。在此循環中，空氣所作之純工作，等於面積 1234，其值為



第 160 圖

$$\begin{aligned}
 Wb_{1234} &= P_2 V_2 + \frac{P_2 V_2 - P_3 V_3}{n-1} - P_3 V_3 \\
 &= \frac{n}{n-1} (P_2 V_2 - P_3 V_3) \\
 &= \frac{n}{n-1} (\bar{W}_2 R T_2 - \bar{W}_3 R T_3) \\
 &= \frac{n}{n-1} \bar{W}_2 R T_2 \left(1 - \frac{T_3}{T_2}\right) \\
 &= \frac{n}{n-1} \bar{W}_2 R T_2 \left[1 - \left(\frac{P_3}{P_2}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right] \quad (305)
 \end{aligned}$$

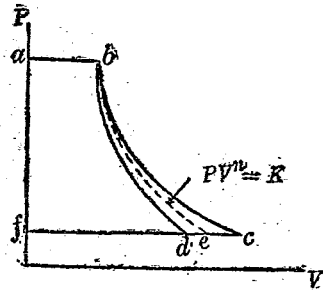
設膨脹為不完全，其器示壓容圖如 12564 所示，則每循環之純工作為

$$Wb_{12564} = P_2 V_2 + \frac{P_2 V_2 - P_5 V_5}{n-1} - P_5 V_5 \quad (306)$$

倘空氣機之器示壓容圖如 1274，則無膨脹，其效率甚低，惟因其重量較小，移動較易，且價格較低，故應用仍廣。每循環之純工作為

$$Wb_{1274} = (P_2 - P_7) V_2 \quad (307)$$

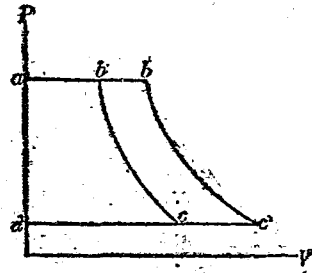
當高壓空氣膨脹時，如保持溫度不變，則其每循環之工作為第 161 圖面積 $abcf$ 所示。如為絕熱，則其工作等於面積 $abdf$ 。在實際情形， b 點之溫度多為大氣溫度。當膨脹時，其溫度降低，故外界之熱，經氣缸以傳於空氣。膨脹線非絕熱過程，然因熱之傳導遲緩，空氣不克保持等溫，故膨脹線介於等溫與絕熱之間，如 bc 線所示。圖中 $abcf$ 之面積較大，即工作較多，故等溫膨脹為吾人所欲得者。



第 161 圖

14:10 預熱(preheating) 如於壓縮空氣入空氣機之先，在等壓情形下加熱。則其體積依查理定律膨脹；因之空氣機每循環所需壓縮空氣之重量較少。且當膨脹既畢，空氣之溫度不至過低，可免空氣中所含水分結冰之虞。此種加熱法，謂之預熱。加熱所用之器具，謂之預熱器(preheater)。

第 162 圖示單位重量壓縮空氣之工作，如不經預熱，其所作之工作等於面積 $abcd$ 。倘預熱之自溫度 T_b 至 $T_{b'}$ ，其所作之工作，等於面積 $ab'c'd$ 。是因預熱作用，每單位重量之壓縮空氣，所作之工作為面積 $bb'c'a$ 。



第 162 圖

第十五章 發冷 (Refrigeration)

15:1 發冷 如使熱機依其循環之反方向動作，則資料自冷體吸熱，而排入熱體。壓縮式發冷機，即依是理構成者；工業上欲保持低溫之處，多用之。

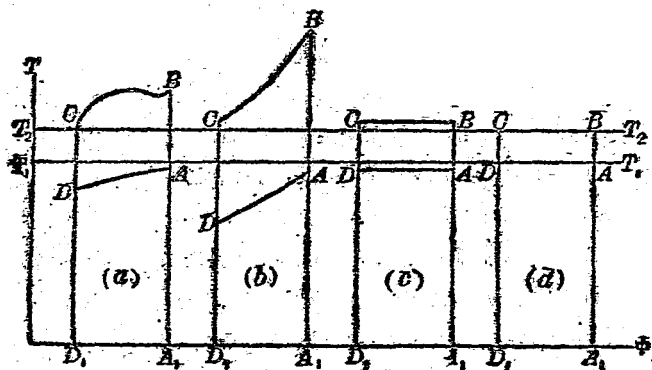
於溫度較高之環境中，保持某物之低溫，謂之發冷，亦稱製冷 (production of cold)。所保持之溫度，視應用之目的而異。普通之發冷倉庫，其溫度約為 20°F 至 40°F 。如製冰，則鹽水之溫度，須返在 32°F 之下，雖有隔熱之設施，終不能防止外界之熱傳入冷體，故欲保冷體之低溫，必持續自冷體吸熱而後可。此吸出之熱排入溫度較高之物。普通所用受熱之物，多為流動之水。資料經壓縮後，其溫度升高；於是使之與水接觸，由水吸收自冷體吸出之熱，及加於資料之工作所變成之熱。

15:2 發冷循環 (refrigeration cycles) 在發冷過程中，包含兩種固定之溫度：(1) 冷體之溫度，視發冷之目的以定其高低；(2) 受熱水之溫度。

設冷體之絕對溫度為 T_1 ，水之絕對溫度為 T_2 ，此兩溫度，在第 163 圖中以 $T_1 T_1$ 及 $T_2 T_2$ 兩線示之。如第 163 圖 (a)，資料依 DA 過程自冷體吸熱，其溫度低於冷體之溫度 T_1 。 AB 為絕熱壓縮，資料之

溫度升高，乃依 BC 過程排熱於水。在 BC 過程中，資料之溫度，高於水之溫度 T_2 ， CD 為絕熱膨脹，資料之溫度降低，於是可復用之自冷體吸熱，而資料依 $DABC$ 循環不已。

實際發冷機之構造，使 DA 及 BC 兩過程皆為等壓，如資料為氣體，則循環之形狀如第 163 圖 (b)。如資料為濕汽，則等壓過程為等溫，其循環如第 163 圖 (c)。



第 163 圖

每循環中，面積 D_1DAA_1 所示之數，為自冷體吸出之熱；面積 $ABCD$ ，則示加於資料之工作。自冷體吸出熱量與完成循環所需工作之比愈大，則愈經濟。故自此點觀之，以氣體為發冷機之資料，遠遜於蒸汽。

15:3 工況係數 (coefficient of performance) 發冷機自冷體吸出之熱量，以 Q_1 表示之；為完成發冷循環，加於發冷機之工作為

W_b (單位為 B. T. U.), 則排於受熱物體之熱量為

$$Q_2 = Q_1 + W_b \quad (308)$$

Q_1 之值愈大, 即自冷體吸出之熱量愈多; W_b 之值愈小, 即所耗之工作愈少。故發冷機之優劣, 多以此二者之比 $\frac{Q_1}{W_b}$ 測之, 此比之值, 謂之工況係數, 亦稱性能係數, 以 β 表示之。

在 T_1 及 T_2 溫度範圍間, 如欲完成一循環, 其所需最少之工作, 應為第 163 圖 (d) 之長方形 $ABCD$ 所示者, 此理想情形之工況係數為

$$\beta_0 = \frac{\text{面積 } D D A A_1}{\text{面積 } D A B C} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad (309)$$

實際工況係數與理想工況係數之比, 謂為發冷機之效率, 即

$$Eff. = \frac{\beta}{\beta_0} \quad (310)$$

理想工況係數, 惟視溫差 ($T_2 - T_1$) 而定, 溫差愈小, 則係數愈大。故自冷體吸熱時, 溫度以高為宜; 資料排出熱量時, 則溫度以低為宜。

發冷機之工況, 可以每耗費一馬力小時自冷體所吸出之熱量表示之。因每馬力小時等於 2545 B. T. U., 故 2545β 等於自冷體吸出之熱每小時每馬力。

15:4 能量之單位 (units of capacity) 發冷機之能量, 以單位時間內自冷體吸出之熱量測之, 如 1 B. T. U. 每秒, 或 1 B. T. U. 每分鐘皆可用為能量之單位。商用之能量單位, 普通為噸冰每日; 即

每 24 小時，自冷體吸出之熱，可使 2000 磅 32°F 之冰溶解，謂之 1 噸冰每日。

每磅冰之溶解潛熱(latent heat of fusion)為 $143 \frac{1}{3}$ B. T. U.，即 286700 B. T. U. 每噸，24 小時為 1440 分鐘，故 1 噸冰每日等於 $\frac{286700}{1440} = 19909$ B. T. U. 每分鐘。普通多用 200 B. T. U. 每分鐘為 1 噸冰每日，即每噸冰每日為 12000 B. T. U. 每小時，或 288000 B. T. U. 每日。

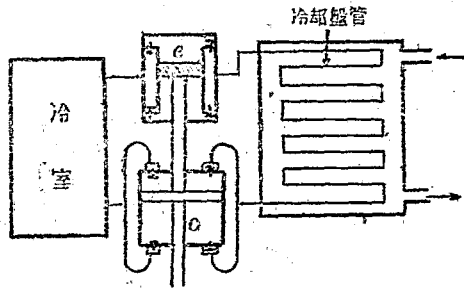
每馬力於每小時中自冷體吸出之熱為 2545 B. T. U. 惟以每噸每日等於 12000 B. T. U. 每小時，故與每馬力相當之噸數為 $\frac{2545}{12000} = 0.2123$ ；與每噸相當之馬力數為

$$\frac{12000}{2545} = \frac{4.71}{\beta}$$

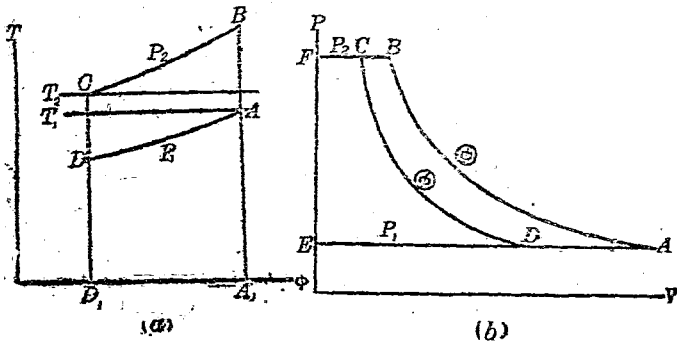
15.5 空氣發冷機(air refrigeration machine) 空氣發冷機，如第 104 圖，由壓氣機 c，膨脹氣缸 e，冷卻盤管(cooling coil)及冷室(cold room)所組成。資料之過程，如第 105 圖所示，自冷室入壓氣機 c 之空氣，其情形如 A 點所示。在壓氣機中，經絕熱壓縮，溫度及壓力俱增，其過程如 AB。自壓氣機排出之空氣入冷卻盤管，管之周圍，有流動之冷卻水。空氣之熱，在等壓情形下，被冷卻水所吸收，如 BC 所示。C 點所示之空氣，入膨脹氣缸 e，經絕熱膨脹，至壓力為大氣壓力，如 CD。D 點所示之空氣，入於冷室，以等壓情形自冷室吸熱，

如 DA 。於是循環完成。第 165 圖(b)之 $ABFE$ 為壓縮機之器示壓容圖， $FUDE$ 為膨脹氣缸之器示壓容圖。每循環加於空氣之純工作為 $ABCD$ 所示之數。

在密氣 (dense-air) 發冷機中，空氣之壓力，永較高於大氣壓力；例如 p_1 或為 40 至 60 磅每平方呎， p_2 為 200 磅每平方呎。空氣於膨



第 164 圖

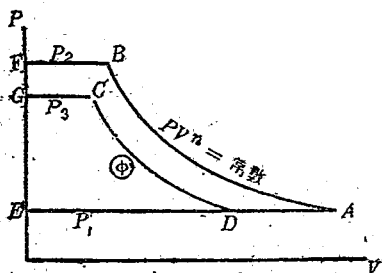


第 165 圖

脹後，入於浸沒於鹽水之盤管中，以吸收鹽水之熱。

實際情形，壓縮氣缸之周圍，可用水套，俾壓縮非為絕熱，而膨脹氣缸中之過程，則頗似絕熱情形。因冷却盤管之磨擦，致壓力降低，

空氣離壓縮氣缸時之壓力，較高於其入膨脹氣缸時。第 166 圖為壓縮氣缸及膨脹氣缸之器示壓容圖，壓縮曲線 AB 之方程式為 $PV^n = \text{常數}$ ， n 之值小於 1.4。 GD 曲線為絕熱膨脹。 P_2 及 P_3 之差，示空氣在冷却盤中壓力之降低。



第 166 圖

15:6 空氣發冷機之工況 計算空氣發冷機之問題，須知冷室及冷却水之溫度，及能量之噸數每日，或每分鐘自冷體吸出之熱量。

第 166 圖 A 點之溫度 T_a ，為冷室之溫度， C 點之溫度 T_c ，較冷却水之溫度稍高。既知 T_a 及 T_c ，則 T_b 及 T_d 可由下式求之：

$$\frac{T_b}{T_a} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}, \quad \frac{T_d}{T_c} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (311)$$

設流動發冷機中之空氣為 W 磅每分鐘， Q_1 為每分鐘自冷體吸出之熱；因 DA 為等壓過程，

$$Q_1 = WC_p(T_a - T_d) \quad (312)$$

由上式可求 W 之值。

設此 W 磅空氣於 A 點及 B 點所示之情形時, 其體積為 V_a 及 V_b , 則面積 $ABFE$ 所示之工作為

$$Wk_c = \frac{n}{n-1} (P_1 V_a - P_2 V_b) = \frac{n}{n-1} WR(T_a - T_b) \text{ 呎磅} \quad (313)$$

因 T_a 小於 T_b , 由上式計算之結果為負數, 乃示加工作於空氣也。

膨脹氣缸之器示壓容圖為 GDE , 其所表示之工作為

$$Wk_e = \frac{k}{k-1} (P_3 V_e - P_1 V_d) = \frac{k}{k-1} WR(T_3 - T_d) \text{ 呎磅} \quad (314)$$

每循環加於空氣之純工作

$$Wk = Wk_c + Wk_e \text{ 呎磅};$$

工況係數為 Q_1 / AWk ,

加於氣體之工作與 Q_1 之和, 為空氣排於冷却水之熱量 Q_2 。

設壓氣機每分鐘之工作動程 (working stroke) 數為 N_1 則每工作動程進入壓縮氣缸之空氣, 為 W/N 磅; 其相當於 A 點之體積為

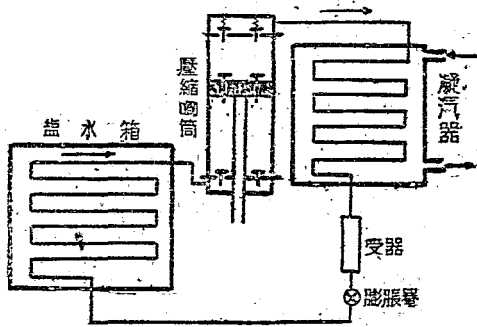
$$V' = \frac{W}{N} \frac{RT_a}{P_1} \quad (315)$$

此 $\frac{W}{N}$ 磅空氣, 於 D 點所示之情形, 其體積為

$$V'' = \frac{W}{N} \frac{RT_d}{P_1} = V' \frac{T_d}{T_a} \quad (316)$$

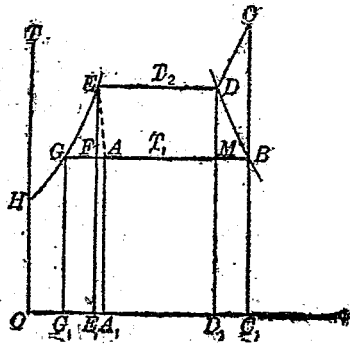
如略去餘隙之影響, 則 V' 為壓縮氣缸之活塞位移, V'' 為膨脹氣缸之活塞位移。

15.7 蒸汽壓縮發冷機 (vapor compression machines of refrigeration) 第 167 圖示以蒸汽為資料之壓縮發冷機，其動作可於第 168 圖之 $T-\phi$ 圖解研討之。壓縮唧筒自鹽水箱內之盤管吸入資料。此時之資料多設其為飽和狀態，其溫度為鹽水之溫度 T_1 ，



第 167 圖

如 B 點所示。蒸汽在壓縮唧筒中，經絕熱壓縮，至壓力為 P_2 ，其值可由冷却水之溫度 T_2 定之；此過程可以 BC 線表示。 C 點所示之過熱蒸汽，自唧筒排出，入於凝汽器之盤中，由冷却水吸出其熱。於是過熱蒸汽沿 CD 線達於飽和，復於溫度 T_2 (壓力為 P_2) 凝結，至盡變為液體，如 D 點所示之情形。經膨脹管 (expansion



第 168 圖

valve), 爲不可逆之自由膨脹, 其終點如 A 。 A 點所示之情形, 資料大部爲液體, 小部爲蒸汽, 入於鹽水箱中之盤管, 吸鹽水之熱, 而於等壓(等溫)情形下汽化, 如 AB 。

資料經膨脹器時, 爲絕熱過程, 故 B 點及 A 點之熱容相等。 A 點之品質可由下式求之。

$$q_2 = q_1 + x_a T_1$$

由圖觀之, 面積 $OHGAA_1$ 等於面積 $OHEE_1$; 各減去面積 $OHGFE_1$, 則所餘爲面積 E_1FAA_1 , 等於 GEF 。 利用此種關係, 可於圖中定 A 點之位置。

因 EA 爲絕熱過程, 加於資料之工作, 爲 Q_2 及 Q_1 之差, Q_2 爲排於冷却水之熱, Q_1 爲自冷體所吸之熱, 由圖觀之,

$$Q_2 = \text{面積 } C_1CDEE_1,$$

$$Q_1 = \text{面積 } A_1ABC_1,$$

$$\begin{aligned} Wb &= Q_2 - Q_1 = \text{面積 } C_1CDEE_1 - \text{面積 } A_1ABC_1 \\ &= \text{面積 } BCDEE_1A_1AB \\ &= \text{面積 } BCDEGB. \end{aligned}$$

設以膨脹汽缸代膨脹器, 俾資料依可逆絕熱過程, 自 P_2 膨脹至 P_1 , 如第 168 圖之 EF 綫, 則

$$Q_2 = \text{面積 } C_1CDEE_1,$$

$$Q_1 = \text{面積 } E_1FBC_1,$$

$$Wb = \text{面積 } BCDEFB.$$

因膨脹器之應用, 致每循環自冷體吸出之熱, 較用膨脹汽缸時減少

之數，爲面積 $B_1F AA_1$ 所示。其每循環所多耗之工作，亦爲此數。

15:8 用於發冷之蒸汽 發冷機所用之蒸汽，普通有氨、二氧化硫、及二氧化碳，(亦稱碳酸氣)。關於資料之抉擇，以兩點爲依據：(1)在吸入壓力下，其溫度須適合鹽水之低溫；在排出壓力下，其溫度須適合於冷却水之溫度；(2)在一定之發冷條件下，其體積不至過大，以免壓縮唧筒過於笨重。

設冷却水之溫度爲 68°F ($T_2 = 528$)，鹽水之溫度爲 14°F ，則所述三種資料之壓力及體積比如下：

	NH_3	SO_2	CO_2
吸入壓力，磅每平方呎；	41.7	14.7	380
排出壓力，磅每平方呎；	124.7	47.6	825
體積，以 CO_2 之體積爲 1；	4.4	12.0	1

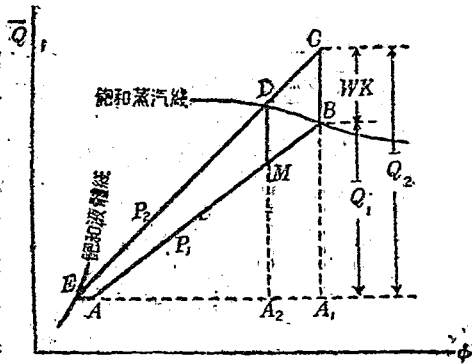
二氧化碳之壓力甚高，於機械之運用，不便良多。二氧化硫之壓力雖低，其體積甚大，致壓縮唧筒之體積龐大。惟有氨之壓力不過高，而體積亦非甚大；故由此點觀之，氨在三者之中爲最佳。

自經濟觀點言之，氨與二氧化硫幾無分軒輊。因二氧化碳之汽化潛熱較少，致過熱損失及膨脹器之損失較大，故其效率較遜。

15:9 蒸汽壓縮發冷機之計算 第 169 圖乃以第 168 圖之發冷循環繪爲 $Q-\phi$ 圖解。B 爲飽和蒸汽綫及 P_1 等壓綫之交點。BC 爲等熵壓縮綫。CE 爲冷卻及凝結綫，凝結時之壓力爲 P_2 ，每磅資料排於冷却水之熱量爲

$$\bar{Q}_2 = \bar{Q}_c - \bar{Q}_a \quad (317)$$

如 CA_1 綫所示。B 點為 P_2 壓力下之飽和液體。A 點為資料經膨脹器後之情形。因 EA 為絕熱過程， $\bar{Q}_c = \bar{Q}_a$ ，故 A 位於經 B 之橫綫及 P_1 等壓綫之交點處。AB 示資料在鹽水箱盤管中之汽化，每磅資料



第 169 圖

自鹽水吸出之熱，如 AB 綫所示，為

$$\bar{Q}_1 = \bar{Q}_b - \bar{Q}_a = \bar{Q}_b - \bar{Q}_c \quad (318)$$

加於每磅資料之工作為

$$W_b = \bar{Q}_2 - \bar{Q}_1 = \bar{Q}_c - \bar{Q}_b \quad (319)$$

此為等熵壓縮所需之工作，其單位為 B. T. U.

工況係數為

$$\beta = \frac{\bar{Q}_1}{W_b} = \frac{\bar{Q}_b - \bar{Q}_c}{\bar{Q}_c - \bar{Q}_b} \quad (320)$$

設每分鐘須自冷體吸出之熱為 Q_1 B. T. U.，則每分鐘流動於發冷機中資料之重為

$$W = \frac{Q_1}{Q_1} = \frac{Q_1}{Q_b - Q_c} \quad (321)$$

加於每磅資料之工作爲 $(\bar{Q}_c - \bar{Q}_b)$ B. T. U., W 磅所需之工作爲 $778W(\bar{Q}_c - \bar{Q}_b)$ 呎磅。故拖帶發冷機所需之馬力爲

$$HP = \frac{778W(\bar{Q}_c - \bar{Q}_b)}{33000} = \frac{Q_1}{42.44} \frac{\bar{Q}_c - \bar{Q}_b}{\bar{Q}_b - \bar{Q}_c} \quad (322)$$

設吸入於壓縮唧筒(無餘隙)者爲乾汽,如 B 點所示,則活塞位移爲

$$V = \frac{W\bar{V}_{\text{飽和1}}}{N} \quad (323)$$

式中 $\bar{V}_{\text{飽和1}}$ 乃壓力爲 P_1 時乾汽之容度, N 爲每分鐘之工作動程,倘入於唧筒者爲濕汽,其品質爲 x ,則須以 $x\bar{V}_{\text{飽和1}}$ 代上式 $\bar{V}_{\text{飽和1}}$ 之值。

上列諸式中之 \bar{Q}_b 爲壓力 P_1 時飽和汽之熱容, \bar{Q}_c 爲壓力 P_2 時飽和液體之熱容,皆可於飽和蒸汽表中得之。 C 點之壓力爲 P_2 ,其焓與 B 點同,故 \bar{Q}_c 之值,可於過熱蒸汽表或蒸汽圖表中得之。

例題 1: 有氨發冷機,其能量爲 75 噸冰每日;鹽水箱盤管內之溫度爲 12°F ;凝汽器中之壓力爲 175 磅每平呎;唧筒爲雙動作,每分鐘 80 轉。求所需之馬力及汽缸之大小。

解 由飽和氨蒸汽表,當溫度爲 12°F 時,每磅氨蒸汽之熱容及焓爲 $\bar{Q}_b = 541.7$ B. T. U., $\bar{h}_b = 1,149.5$ 。於壓力爲 175 磅時,每磅飽和氨液體之熱容爲 $\bar{Q}_c = 62.6$ B. T. U.。由過熱氨蒸汽表(或毛利爾圖表),當壓力爲 175 磅,焓爲 1,149.5 時,每磅過熱氨液體之熱容爲

$\bar{Q}_0 = 633.5$ B. T. U. 由(318)式, 每磅氨自鹽水所吸之熱為

$$\bar{Q}_1 \doteq \bar{Q}_0 - \bar{Q}_e = 541.7 - 62.6 = 479.1 \text{ B. T. U.}$$

每磅氨所需之工作為

$$W_b = \bar{Q}_0 - \bar{Q}_1 = 633.5 - 541.7 = 91.8 \text{ B. T. U.}$$

工况係數為

$$\beta = 479.1 \div 9.18 = 5.22.$$

每分鐘須自鹽水吸出之熱為 $75 \times 200 = 15000$ B. T. U., 故每分鐘經過唧筒之氨為

$$W = \frac{Q_1}{\bar{Q}_1} = \frac{15000}{479.1} = 31.31 \text{ 磅每分鐘.}$$

每分鐘所需之工作為

$$31.31 \times 91.8 \times 778 \text{ 呎磅.}$$

拖帶唧筒所需之馬力為

$$HP = \frac{31.31 \times 91.8 \times 778}{33000} = 67.76.$$

於溫度為 12°F 時, 每磅飽和氨蒸汽之體積 $V_{\text{飽和}}$ 為 7.02 立方呎; 於是汽缸之容積為

$$V = \frac{31.31 \times 7.02}{2 \times 80} = 1.374 \text{ 立方呎.}$$

* 如用蒸汽機拖帶此唧筒, 蒸汽機之馬力或須為 80 及至 85 馬力。

** 因餘額或構造之不良, 加 15% 於此數, 則汽缸之容積, 須為 1.58 立方呎。設活塞之直徑為 13 吋, 則動程為 $20\frac{1}{2}$ 吋。

15:10 濕壓縮 (wet compression) 前節所述, 吸入於唧筒者為飽和蒸汽, 如第 169 圖 B 點所示。經歷縮, 蒸汽變為過熱情形, 其影響可致效率減低。為防止過熱, 可使入於唧筒之蒸汽, 為 M 點所示之情形, 經歷縮後, 適為飽和, 如 D 點。 M 點之品質 x , 可於下式求之。

$$\phi_d = \phi_{飽和} = \phi_1 + x \frac{r_1}{T_1} \quad (324)$$

於此種情形, 第 169 圖 A_2M 綫示每磅蒸汽自冷體所吸之熱; MD 示加於每磅蒸汽之工作。

例題 2: 設前節例題發冷機為濕壓縮, 求工況係數及所需馬力等。

解 D 點之熱容及焓為 $\bar{Q}_d = 558.4 \text{ B. T. U.}$, $\phi_d = 1.0250$, 設 x 為 M 點之品質, 則 $1.0250 = -0.0438 + 1.1933x$, 於是 $x = 0.896$
 M 點之熱容為 $\bar{Q}_m = 541.7 - (1 - 0.896) \times 562.8 = 483.2 \text{ B. T. U.}$

$$Q_1 = 483.2 - 62.6 = 420.6 \text{ B. T. U.}$$

$$W_b = 558.4 - 483.2 = 75.2 \text{ B. T. U.}$$

$$\beta = 420.6 \div 75.2 = 5.59.$$

$$W = 15000 \div 420.6 = 35.66 \text{ 磅.}$$

$$HP = \frac{35.66 \times 75.2 \times 778}{33000} = 63.23 \text{ 馬力.}$$

$$V = \frac{35.66 \times 7.02 \times 0.896}{160} = 1.401 \text{ 立方呎.}$$

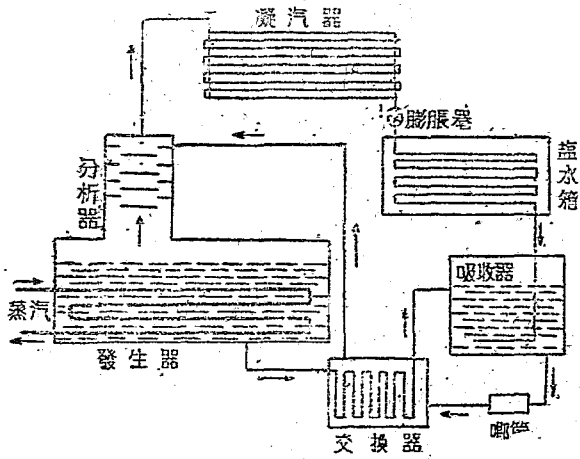
以此題與上節之例題相較, 可知採用濕壓縮所需之馬力, 約可

減少百分之七，惟其汽缸之容積則稍大。

有以乾汽吸入唧筒，於壓縮之際，噴射液體於汽缸中，以防過熱者，亦為濕壓縮之一種。

15:11 氨吸收發冷法 (ammonia absorption system of refrigeration) 水對某種蒸汽，有吸收作用，於氨尤然。每磅水所能吸收之量，視壓力及溫度之高低而異。例如壓力為 30 磅時，每磅 80°F 之水，可吸收氨 0.689 磅，每磅 180°F 之水，可吸收氨 0.158 磅。於吸收之時，有熱發生，故倘以外熱加於氨之溶液，則可驅出溶解之氨。吸收發冷法，即依此種性質而完成者。

如第 170 圖，發生器 (generator) 內為濃厚之氨溶液，用蒸汽通



第 170 圖

過其中之盤管以加熱，於是氨被驅出，其壓力及溫度皆較高。被驅出之氨蒸汽入於凝汽器，其熱被冷卻水所吸收，凝為液體；復經膨脹器，以入鹽水箱，自鹽水吸熱而汽化。吸收器 (absorber) 內為稀薄之溶液，用循環冷卻水以保持其低溫。自鹽水箱盤管入於吸收器之氨蒸汽，為稀薄液體所吸收，因氨蒸汽之溶解，保持器內之低壓。溶解所生之熱，由循環冷卻水吸出之。

發生器內之濃厚溶液，因氨被驅出而減其濃度；吸收器內之稀薄溶液，因吸收氨蒸汽而增其濃度；故須使兩器中之溶液，時相交替。發生器內之稀薄溶液，經交換器 (exchanger) 之盤管流入吸收器；吸收器內之濃厚溶液，由唧筒之作用，經交換器入於發生器。設自 m 磅濃厚溶液中驅出 1 磅氨，所餘為 $(m-1)$ 磅稀薄溶液。液體氨經蒸汽器及鹽水箱入於吸收器； $(m-1)$ 磅稀薄溶液經交換器亦入於吸收器，兩者相合，復成 m 磅濃厚溶液，經唧筒返至發生器。

在發生器與凝汽器之間，置分析器 (analyzer)。發生器所生之氨蒸汽，為過熱情形，其中含有水之蒸汽。自吸收器而來之濃厚溶液，於入發生器時，先經分析器，與氨蒸汽為密切之接觸，吸收氨蒸汽中之水蒸汽，攜之返於發生器，因之入於凝汽器之氨蒸汽較純，且其過熱度大減。亦有於分析器及凝汽器之間，更加除水器 (rectifier) 者，在器中，以冷卻水冷卻自分析器而來之氨蒸汽，使其中之水蒸汽凝結為水，流回發生器，則入於凝汽器之氨可更純。

發生器之溫度較高，約為 $270^{\circ}-280^{\circ}\text{F}$ ；吸收器內之溫度須低，約為 $130^{\circ}-145^{\circ}\text{F}$ 。故高溫之稀薄溶液，入於吸收器之先，須減低其溫度至與吸收器內之溫度相同；自吸收器入於發生器之濃厚溶

液，須升其溫度至發生器之溫度。採用交換器，使稀薄溶液傳其熱於濃厚溶液；因之可減少熱量之損失。

15:12. 氨溶液之性質 氨溶液中氨之重量，與溶液重量之比，謂為該溶液之濃度 (concentration)。例如於 m 磅溶液中含有 1 磅氨，則其濃度 $x = \frac{1}{m}$ 。設濃厚溶液之濃度為 x_1 ，自 n 磅液溶中驅出 1 磅氨，使其濃度變為 x_2 ，則 n 之值，可求之如次：

$$\text{濃厚溶液中所含氨之重量} = nx_1,$$

$$\text{稀薄溶液中所含氨之重量} = (n-1)x_2,$$

$$nx_1 - (n-1)x_2 = 1,$$

$$n = \frac{1 - x_2}{x_1 - x_2} \tag{325}$$

每磅水所能吸收氨之量，視溶液之溫度及壓力而有不同，由試驗之結果，約可以下式表之。

$$\frac{T'}{T} = 0.466x + 0.656 \tag{326}$$

式中 x 為濃度； T 為溶液之絕對溫度； T' 為在溶液之壓力下，飽和氨之絕對溫度。於濃度甚低時，或於濃度高於 0.50 時，上式計算之結果，頗不準確，然在普通實際情形，上式尚堪應用。

設以濃度為 x_2 之稀薄溶液，吸收液體氨，變其濃度為 x_1 ，則因吸收之作用，有熱發生。此所生之熱量，視 $\frac{1}{2}(x_1 + x_2)$ 之值而有不同。

經試驗之結果，溶解所生之熱，可用下式表之。

$$\bar{Q}_{\text{溶}} = 345(1-x) - 400x^2 \quad (327)$$

式中 $\bar{Q}_{\text{溶}}$ 為吸收每磅氨所生之熱， x 為平均濃度 $\frac{1}{2}(x_1+x_2)$ ， x 之值愈大，則 $\bar{Q}_{\text{溶}}$ 之值愈小；於 $x=0.59$ 時， $\bar{Q}_{\text{溶}}$ 之值為零。故於 x 大於 0.59 時，不能因溶解而生熱。

15:13 吸收器及發生器內之情形 自鹽水箱入於吸收器之氨蒸汽，為飽和情形，或微呈過熱，被稀薄溶液所吸收，以增溶液之濃度。設濃厚溶液之濃度為 x_1 ，則吸收器內之最高溫度，不得超過由 (326) 式計算之結果。吸收器內冷卻循環水所吸之熱，有如下之三者：
 (1) 吸收自鹽水箱來氨蒸汽之熱，使其變為濃厚溶液溫度之液體；
 (2) 溶解所生之熱；(3) 自稀薄溶液吸熱，使其溫度變為離吸收器之濃厚溶液之溫度。

發生器內之情形，適與吸收器內者相反，以外熱加於其中，供三種用途：(1) 使液體氨自溶液分離而出；(2) 使液體氨汽化，且使其變為過熱；(3) 增高溶液之溫度。

實際情形，當氨被驅出時，挾有水分，且於其經分析器時，與自吸收器而來之濃厚溶液相接觸，發生熱之交換作用。故欲為準確之計算，殊非易易。

第十六章

內燃機 (Internal Combustion Engines)

16:1 蒸汽與空氣之比較 飽和蒸汽之壓力與溫度，具固定之關係，故以蒸汽為熱機之資料，受汽鍋壓力之限制，不能得甚高之溫度。於汽鍋壓力為 250 磅時，飽和蒸汽之溫度為 400°F；縱令汽鍋壓力增至 1000 磅，其溫度僅為 545°F。資料之溫差，實為決定熱機效率之主要條件。故用蒸汽為資料時，溫差既受限制，不能得較高之效率。雖可用過熱蒸汽以得較大之溫差，蒸汽循環之效率，終難甚高。

如用空氣為資料，可使其溫度升高至與爐內之溫度相近，而壓力仍不至過高。因其溫差較大，其效率亦可較高。故以空氣為資料，較優於蒸汽。

於效率方面言之，蒸汽固較遜於空氣；然蒸汽亦有其優點，因蒸汽具較多之潛熱；某體積之蒸汽，於汽缸中所作之工作，較同體積之空氣所能作之工作為多。易言之，如功率相同，則空氣機較蒸汽機為笨重。

16:2 熱空氣機 (hot air engines) 用空氣或其他氣體為資料之發動機，可分兩類：(1) 爐在汽缸之外，藉金屬器壁之傳導，以加熱於氣體；(2) 燃料之燃燒在氣缸中舉行，所生之熱，直接加於資料，燃

燒產物亦充資料之一部。前者稱熱空氣機，亦稱外燃機 (external combustion engine)；後者稱內燃機。外燃機之動作，或依施德林循環，或依伊瑞蒸循環。

由直觀之判斷，熱空氣機應具較高之效率；惟實際之證明，則適得其反。蓋資料之吸熱作用，進行頗緩；雖爐溫度甚高，且增大受熱面 (heating surface)，猶不可使資料之溫度甚高。縱設能以有效方式加熱於空氣，隔離空氣與爐之金屬面亦必將損壞。故於工業方面，外燃機之應用絕少。

16:3 內燃機 此種發動機，合氣缸及爐而為一。燃料燃燒於氣缸之內，急遽之化學變化，迅速加熱於資料。以水或空氣流動於氣缸之外，使氣缸壁不至因燃燒之高溫而損毀，故可免外燃機之弱點。資料可達較高之溫度，故有效壓力較高，效率以增；故內燃機之型體輕巧，非若外燃機之笨重。

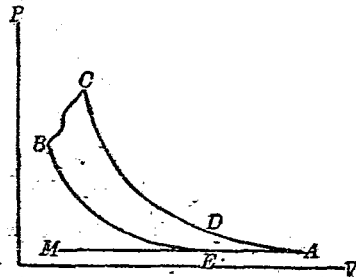
最初成功之內燃機，為林奧機，後經逐步改進，相繼有布雷吞機、鄂圖機、狄賽爾機等之成功。今則林奧機及布雷吞機已歸淘汰之列，所常用者，為鄂圖、狄賽爾及半狄賽爾等。

鄂圖機當壓縮動程時，空氣與燃料同被壓縮，故點火後燃燒之進行急遽，謂之爆發。在布雷吞或狄賽爾機，燃料入氣缸時，且入且燃，非若爆發之急遽，故稱此種燃燒為慢燃 (slow-burning)。

16:4 內燃機之燃料 內燃機所用之燃料，有氣體及液體兩種，氣體又可分為三種：(1)天然煤氣 (natural gas)，此種燃料之熱

值較高，其主要成分爲 CH_4 ，乃優良燃料之一；(2) 製造煤氣 (manufactured gases)，燈用煤氣 (illuminating gas) 及發生爐煤氣 (producer gas) 皆屬之；(3) 附產煤氣 (by-product gases)，如焦爐氣 (coke-oven gas) 及鼓風爐氣 (blast furnace gas) 是也。液體燃料，多爲石油 (petroleum) 之產物，如汽油 (gasoline)，火油 (kerosene) 及柴油 (fuel oil) 等。醇類 (alcohols $\text{C}_2\text{H}_5\text{O}$ 及 CH_3O) 亦可充內燃機之燃料。近我國方從事植物油之提煉，以謀液體燃料之補充，已著成效。昔日資源委員會及建設委員會，皆曾研究煤之低溫蒸餾，頗具希望。自流井之天然煤氣，產量甚巨，惜僅用於製鹽，尙未能用以發生功率。

16:5 內燃機之動作 內燃機資料在氣缸中之主要過程有三：即壓縮、燃燒及膨脹。當吸氣動程，鄂圖機所吸者爲燃料及空氣之混合物，故壓縮時燃料及空氣同被壓縮；狄賽爾機之燃料，乃於壓縮之後，始輸入於氣缸，當壓縮時氣缸內僅爲空氣。第 171 圖 AB 線示壓縮， BC 線示燃燒。鄂圖機之燃燒爲爆發情形，其時活塞適在死點，故燃燒頗近等容過程。狄賽爾機因採慢燃法，其過程爲等壓，燃燒產物之溫度及壓力俱高，故其體積膨脹，推活塞前進，如 CA 。在理想情形，此過程爲絕熱；惟實際情形，則有一部熱量爲水套所吸收。



第 17. 圖

因製造方面之關係，多用不完全之膨脹，如 CD 。膨脹後之體積與吸氣之體積相等，非如完全膨脹之吸氣壓力及膨脹後之壓力相同也。循環之完成，有需四動程者；亦有於兩動程中完成者。

16:6 體積效率 當鄂圖機之吸氣動程，其所吸入氣缸中進料之重，實為決定一循環所完成工作之主要因子。故於一定之活塞位移及 r.p.m.，指示功率之大小，皆視進料充滿氣缸之情形為何如。體積效率，乃每循環吸入氣缸之進料，在大氣溫度及壓力下所估之體積，與活塞位移之比；或以重量表示之，則(體積效率) = (每循環吸入氣缸中進料之重量) ÷ (在大氣溫度及壓力下，與活塞位移同容積進料之重量)。

致使鄂圖機體積效率減低之原因，凡有數端：(1)進料流入氣缸時，因經限制之開口或通路，有節流作用發生，如進氣器、進氣管、化汽器(carburetor)等；(2)於排氣動程既終，餘隙容積內為廢氣所充滿，其壓力高於吸氣壓力，於吸氣動程之初，餘隙內之廢氣膨脹至廢氣壓力，然後進料始得流入氣缸；(3)當進料經進氣管及進氣器時，其溫度升高，體積脹大。

為謀體積效率之改善，有時以離心唧筒或旋轉唧筒增高進料之壓力，此唧筒稱增壓器(supercharger)，當飛機發動機在高空時，為用特著。

16:7 氣缸大小之決定法 由(91)式，氣缸一端之指示馬力為
 $I. HP. = (p_m L a n) \div 33000$ ，式中動程 L 之單位為呎。設活塞之直徑

爲 d 吋，則活塞面積 $a = \pi d^2/4$ 平方吋。設動程爲 l 吋，則活塞位移 $P. D. = \pi d^2 l/4$ 立方吋，於是

$$d^3 l = \frac{504200 \times I. HP.}{p_m^n} \quad (328a)$$

式中 p_m 爲平均有效壓力， n 爲氣缸每端每分鐘之循環數， $504200 = \frac{1}{\pi} \times 4 \times 12 \times 33000$ 。設既知 $I. HP.$ 、 n 及 p_m ，則 $d^3 l$ 之值可得。倘設定 d 或 l ，或 l/d ，則氣缸之大小可決定。 p_m 之值，乃氣缸內之平均有效壓力，可由器示壓容圖求之，故稱爲指示平均有效壓力。如 $M. Eff.$ 爲機械效率，則發動機之制動馬力，爲 $B. HP. = I. HP. \times M. Eff.$

轉速甚高之發動機，不易測得其器示壓容圖，且因同種之發動機，其機械效率幾相同，故咸注意於制動馬力。於此種情形，汽缸之大小可由下式求之。

$$d^3 l = \frac{504200 \times B. HP.}{p_b^n} \quad (328b)$$

式中 $B. HP.$ 爲氣缸一端之制動馬力， p_b 爲制動平均有效壓力。設既知發動機之活塞直徑及動程，則可測其制動馬力及 n ；於是 p_b 之值可得。 p_b 與 p_m 之關係爲 $p_b = p_m \times M. Eff.$

以上所述，乃由平均有效壓力以求氣缸大小之法，稱爲平均有效壓力法。

影響平均有效壓力之因子甚多，其主要者，爲發動機之型式及大小，載荷之大小及性質，燃料之種類，空氣與燃料之混合比，點火之遲早，氣器啓閉之是否得宜，廢氣之清除是否完全，燃燒之良否，餘除

之形狀，冷卻之良否，轉速之大小，節流作用或高度對吸汽壓力之影響等。較小之汽車發動機，機械效率較低，冷卻作用較強，其制動平均有效壓力可以下列經驗方程式，示之。

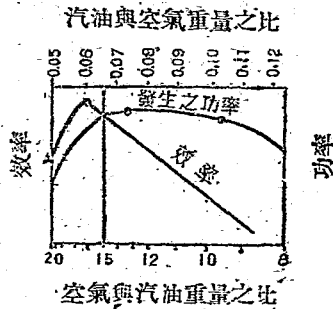
$$\text{制動平均有效壓力} = 130 \left(1 - \frac{1.18}{d} \right) \text{磅每平方吋。}$$

(同種之發動機，在固定轉速動作時，空氣與汽油重量之比，對於平均有效壓力及噴之影響，如第 172 圖所示。此種發動機，當其效率最高時，其所發生之功率非在最大，反之於其所發生之功率最大時(即平均有效壓力最大時)，燃料之消耗，非在最經濟之情形。

內燃機之機械效率，自 65 至 90% 以上。固定發動機之活塞速度 (2L × rpm.) 自 500 至 900 呎

每分鐘，發動機愈大者，其活塞速度愈高。汽車發動機之活塞速度自 700 至 1500。飛機發動機之活塞速度自 1000 至 2400。1/d 之值，在汽車或飛機發動機為 1.1 至 1.5，在固定發動機為 1.25 至 2，在較大之煤氣機，普通約為 1.33。

氣缸之大小，亦可由進料體積法 (charge-volume method) 求之。每分鐘所作工作之熱當量為 42.42 B. HP.，每立方呎 = 1728 立方吋，氣缸一端每動程之活塞位移 = (每吸氣動程所吸入進料之體積) * ÷ (體積效率)，於是得下列之近似方程式：



第 172 圖

* 在大氣溫度及壓力下。

$$d^3 = \frac{4 \times 1728}{\pi \times n} \times \frac{42.42 \text{ B. HP.}}{B.T.Eff. \times H.H.V.} \times \frac{M \cdot X \cdot \text{體積效率}}{\text{體積效率}} \quad (329)$$

式中 $B. HP.$ = 氣缸一端之制動馬力; n = 氣缸一端每分鐘之循環數;
 $H. H. V.$ = 每磅液體燃料, 或每立方呎氣體燃料之高熱值, $B. T. U.$;
 $M = (1 + \text{每立方呎氣體燃料所需理想空氣之體積}^*)$, 或 = (每磅液體燃料所需理想空氣之體積), 油之體積略而不計; X = 過量空氣係數 (excess air coefficient) = 實際空氣 ÷ 理想空氣。

發動機之大小, 亦可用經驗公式為概略之計算。例如具 N 氣缸之汽車發動機, 當制動平均有效壓 為 67.2 呎, 活塞速度為 10.0 呎每秒, 則其額定制動馬力為

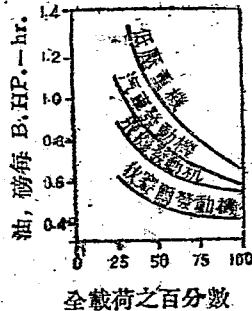
$$\text{額定 } B. HP. = d^3 \times N \div 2.5 \quad (330)$$

如發動機為固定式, 則可用下列之經驗公式,

$$d^3 n = A \times B. HP. + B$$

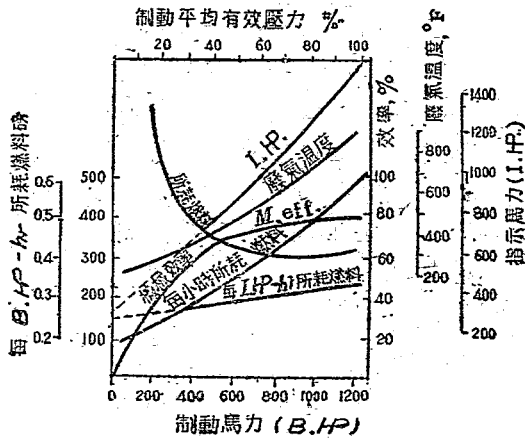
式中 A 及 B 為常數, 其值視發動機之型式, 所用之料燃等而異, 且 B 之值為磨擦馬力之含數。

16:8 內燃機之工況 載荷不同, 發動機之燃料消耗量亦不同, 即其熱效率隨載荷之大小而異, 如第 173 圖所示。第 174 圖乃一新式狄賽爾機之工況曲線, 該發動機具 $21\frac{1}{2}'' \times 22''$ 之氣缸四只, 單動



第 173 圖

作，轉速為 300 rpm，循環為四動程。他種型式之發動機，其工況多與第 174 圖所示者相似，故該圖可為一般之代表。

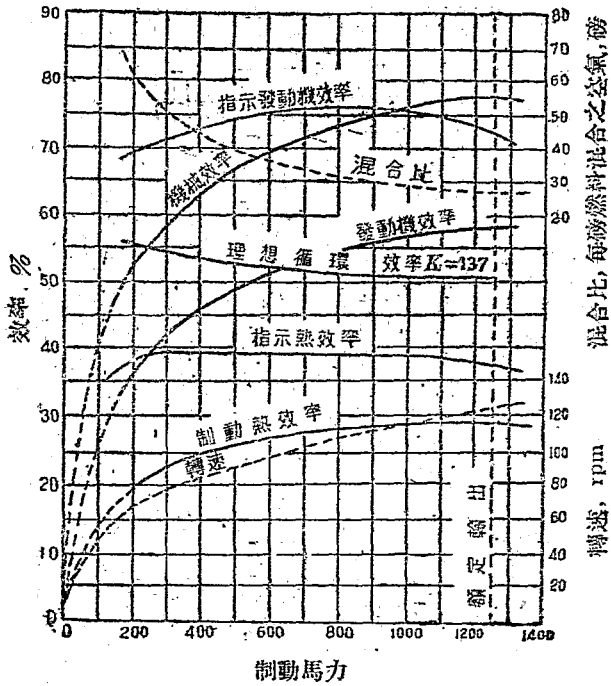


第 174 圖

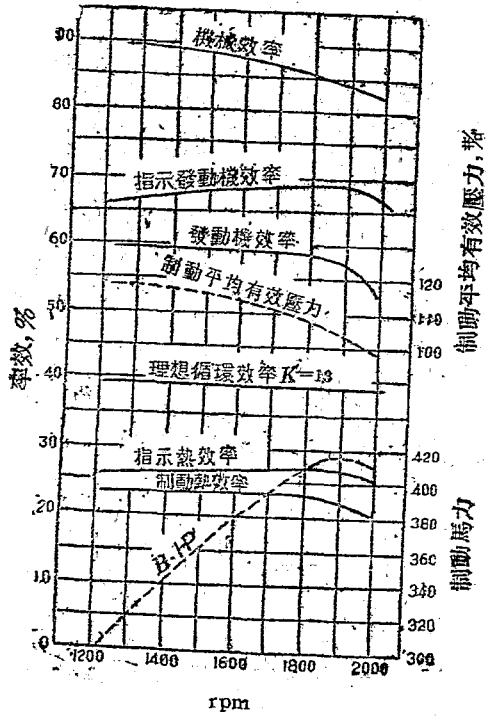
第 175 圖示一 1250HP 船用狄賽爾機之各種效率。表示理想循環效率之曲線，乃設 b 之值為 1.37 而計得者。其他各種效率，則多以循環效率為依據而求得。由圖可見於額定輸出時，理想循環效率，遠不逮 $\frac{1}{4}$ 載荷時。惟全載荷時之機械效率較高。兩者相削，仍以額定載荷時之發動機效率為高。

第 176 圖示轉速對於效率之關係，乃試驗 12 只 5" x 7" 氣缸理伯特 (Liberty) 飛機發動機所得之結果。試驗地點之高度近於海面。當試驗時，力求用油之節省，化汽器於每種轉速，皆調整至最大

馬力。因求馬力達於最大，燃料之消耗，非在最經濟之情形。圖中之熱效率，皆據最大馬力時之情形而計得者。



第 17. 圖

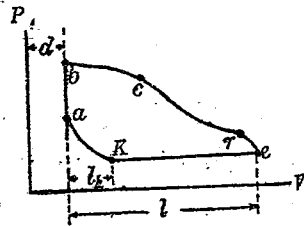


第 175 圖

第十七章 往復蒸汽機 (Reciprocating Steam Engine)

17.1 往復蒸汽機之動作 往復蒸汽機(簡稱往復汽機,後仿此)之進汽與排汽,有以同一汽閥之兩側司之者,亦有由進汽閥及排汽閥分別司之者。為易明瞭起見,茲論後者之動作。當活塞工作動程之前段,進汽閥開啓,蒸汽入於汽缸,是為進汽期(admission period)。迨進汽閥關閉,進汽停止,謂之停給。停給之後,當工作動程之後段,汽缸內之汽,體積膨脹,壓力降低,是為膨脹期。至動程將達終點時,排汽閥開,壓力驟降,謂之放汽(release)。排汽閥既啓,汽自氣缸流出,此一段期間,稱排汽期,在活塞返轉動程之前段,皆為排汽期間。至此動程達於某點,排汽閥關閉,殘留於氣缸內之汽,被活塞返轉動程之後段所壓縮,其壓力升高。是為壓縮期,至動程將終時,進汽閥開,於是第二循環之進汽期開始。

第 177 圖示普通往復汽機之器示壓容圖。自 a 至 c 為進汽期, c 點為停給。 bc 間壓力之所以漸低,乃因節流作用之影響。 cr 為膨脹期, r 點為放汽,自 r 至 b 為排汽期。於 b 點所示之情形時,排汽閥關閉, ba 為壓縮期。



第 177 圖

面積 *abcrela* 所示之工作，乃發動機每轉汽缸一端所完成者。如舉動機為雙動作，則尚有一與此相反之器示壓容圖，如前第 30 圖所示，既得器示壓容圖，則發動機之指示馬力可知矣。

17:2 蒸汽在實際汽機中之情形 理想汽機，多視為無節流、漏洩及熱之傳遞等損失；然於實際情形，則此種種損失，皆莫能避免者。茲舉其及於蒸汽之影響研討之。

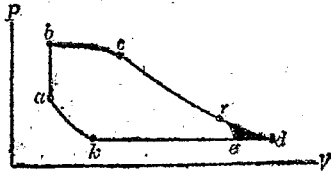
當蒸汽經節流器及進汽器之限制開口時，其壓力及溫度，因受節流影響而降低，可用能減少，如 10:8 節所述。惟因壓力之降低甚少，而蒸汽之品質且稍有增進，節流作用對於發動機效率之影響，非如可用能損失之數。節流蒸汽之溫度降低，品質增進，皆可使汽缸凝結 (cylinder condensation) 微有減少，容後論之。

蒸汽入汽缸餘隙時，所接觸之面，因前循環排汽期之冷卻作用，其溫度較低。此餘隙容積之面，皆為善於導熱之物質所構成，因其溫度低於進入之蒸汽，致蒸汽之熱，被其吸收。倘蒸汽非過熱度較高者，則有一部蒸汽，凝結於餘隙容積之表面，此種現象謂之初凝結 (initial condensation)，為嚴重之損失；進入蒸汽之 10 以至 40%，可因此而凝結。

當活塞自汽缸蓋向外移動時，與蒸汽接觸之低溫面積增加，蒸汽繼續凝結。設入於汽缸者為飽和蒸汽，當停給時，可因汽缸凝結 (cylinder condensation) 之影響，其品質有時竟低於 60%，倘無特別設施以防阻之，汽缸凝結實為減低發動機效率之主因。凝結所生之水分大，部附着於汽缸及缸蓋等之內面。

停給之後，蒸汽之壓力及溫度降低，至其溫度與汽缸相同，汽缸凝結停止。此後之膨脹，使蒸汽之溫度，反低於汽缸之內面；於是汽缸傳熱於凝結之水分，生部分之再汽化(reevaporation)，使蒸汽之品質增高。惟於膨脹之際，變蒸汽之熱為工作，因生凝結；此凝結作用，阻礙再汽化之進行。

放汽多發生於蒸汽膨脹至反壓力之先，不完全之膨脹，為損失之一種，此損失之大小，可依器示壓容圖估計之；如第 178 圖，延長膨脹線至與排汽壓力線交於 d ，則面積 rde 所示之工作，為因不完全膨脹所致之損失。



第 178 圖

放汽時，汽缸之熱，及蒸汽因自由膨脹所放出之熱，使蒸汽之品質增進。

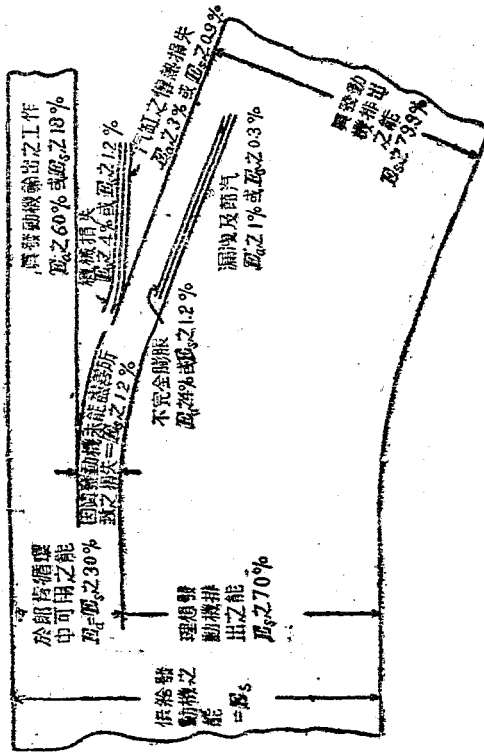
排汽時，蒸汽自汽缸向外流動，致汽缸壁之溫度下降；附着於汽缸內面之水分，因壓力減低而汽化，尤足使汽缸之內面冷卻，水分汽化愈多，則下次進汽時之凝結愈烈。因開口及通路對於流體流動發生阻力，排汽壓力或反壓力，較理想情形略高。

因起始壓縮時，蒸汽之品質不易確知；當壓縮期，其品質不能決定。惟普通多設起始壓縮時之蒸汽為乾飽和；因餘隙內之蒸汽頗少，此設定之結果，可無大差誤。當壓縮之前段，熱自汽缸傳於蒸汽，蒸汽達於過熱情形，如壓縮較高，至蒸汽之溫度，於汽缸之內壁，於是蒸汽復傳熱於汽缸。

汽缸及活塞之週圍，有蒸汽漏出，致汽機之蒸汽消耗量增大，此

漏洩情形，為損失之一種。

因汽缸壁之輻射、傳導、及對流，使汽缸壁之平均溫度減低，致增汽缸凝結。普通多以不傳熱之物質包覆於汽缸之外，如裝備得宜，可使此損失減低至供給發動機之能之 2% 以下。倘所用之蒸汽溫



第 170 圖

度甚高，且汽缸周圍之隔熱物質，裝備不善，則其損失可倍此數而且過之。

由上所述，可知減低指示發動機效率之主因，厥為汽缸凝結；至漏洩、節汽及不完全膨脹等，皆損失之小者。試驗一工況較好之汽機，以其結果繪為第 179 圖，由圖可知各種損失之大小。所謂供給發動機之能，乃指節汽器處蒸汽熱容與飽和液體熱容之差。

17:3 汽缸中蒸汽品質之決定 汽缸凝結，為汽缸中損失之大端；欲謀其減縮，須先定汽缸中蒸汽之品質。僅膨脹期之品質，易於決定，先由汽機取得其器示壓容圖，復由試驗求得每循環進入汽缸蒸汽之重 w_f ，及壓縮時殘存於汽缸內蒸汽之重 w_b 。設無漏洩，則自停給至放汽，汽缸內蒸汽之重為 $w_f + w_b$ 。

設第 180 圖為汽機之器示壓容圖，測得餘隙容積，故可繪容積為零之線。利用蒸汽表，繪 $w_f + w_b$ 重量之飽和蒸汽線，如 ea' ；其所示之容積，普通多大於膨脹線 cr 所示者。於是停給點之品質為

$$x_e = \frac{V_c}{(w_f + w_b) \bar{V}_d} = \frac{cf}{d'f} \quad (331a)$$

放汽點之品質為

$$x_r = \frac{V_r}{(w_f + w_b) \bar{V}_e'} = \frac{rz}{d'e'} \quad (331b)$$

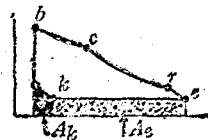
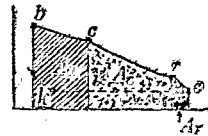
膨脹線上任何一點之品質，皆可以相同之法求得。在圖之上方繪縱坐標表示品質，可繪品質曲線。停給之後，品質漸減，迄於 g 點。蒸汽自汽缸所吸之熱，阻止其品質之降落。 g 點之後，因蒸汽之溫度低於

(2) 壓縮時汽缸內蒸汽之品質 x_k 及重量 w_k ,

(8) 蒸汽於節汽器處之情形及其熱容 \bar{Q}_t ,

(4) 平均器示壓容圖, 如第 181 圖,

其停給點及放汽點之品質 x_c 及 x_r 以前節所述之法求之, 圖中繪有斜線之面積, 示各期中之工作。面積 A_a, A_c 及 A_r , 為蒸汽對活瓣所作之工作。面積 A_e 及 A_k 為擴汽期及壓縮期活瓣加於蒸汽之工作。



第 181 圖

(5) 發動機之尺寸及指示器彈簧標; 由之可知器示壓容圖每單位面積所表示之熱, 以 B 表示之, 其單位為 B. T. U.。由彈簧標復可求絕對壓力:

(6) 凝結 w_f 磅蒸汽所需循環水之重量 w_z , 循環水入凝汽器及出凝汽器時之溫度 t_i 及 t_o 及凝水離熱井時之溫度 (由此溫度可求凝水之熱容)。

設無漏洩, 且蒸汽速度及高度之變化, 可略而不計; 則蒸汽與汽缸壁間熱能之傳遞, 可依能力方程式求之, 如第十一表。表中各數值之單位應相同, 普通用 B. T. U.。

上述試驗各種記錄, 須待發動機開動相當時間, 俟其各部之溫度升高後, 始能開始試驗, 否則發動機之各機件, 呈吸熱作用, 致試驗之結果不能準確, 表中最末一行, 為汽缸之輻射及傳導損失, 其值亦等於

$$w_f \bar{Q}_{\text{節汽器}} - (\text{器示壓容圖之面積}) \times B - w_z(t_o - t_i) - w_f \bar{Q}_{\text{凝汽器}}$$

第十一表 荷恩分析法

普通方程式	於每期開始時汽缸中蒸汽之內能	因蒸汽進入所增加之能	於每期終了時汽缸中蒸汽之內能	於每期中汽缸內蒸汽對活塞所作之工作	廢汽機入凝汽器之能	於每期中傳於汽缸壁之能
進汽期	$w_k \bar{U}_a$	$w_f(\bar{U} + AP\bar{V})$ 節汽器 $= w_f \bar{Q}$ 節汽器	$(w_f + w_k) \bar{U}_0$	$B(A_a)$	0	Q_{ao} *
膨脹期	$(w_f + w_k) \bar{U}_0$	0	$(w_f + w_k) \bar{U}_r$	$B(A_r)$	0	Q_{er} **
排汽期	$(w_f + w_k) \bar{U}_r$	0	$w_f \bar{U}_b$	$B(A_r - A_o)$	$w_s(t_o - t_k)$ $w_f \bar{Q}$ 凝水	Q_{reb} ***
壓縮期	$w_k \bar{U}_b$	0	$w_k \bar{U}_a$	$-B(A_b)$	0	Q_{ka} **

* 永為正數。

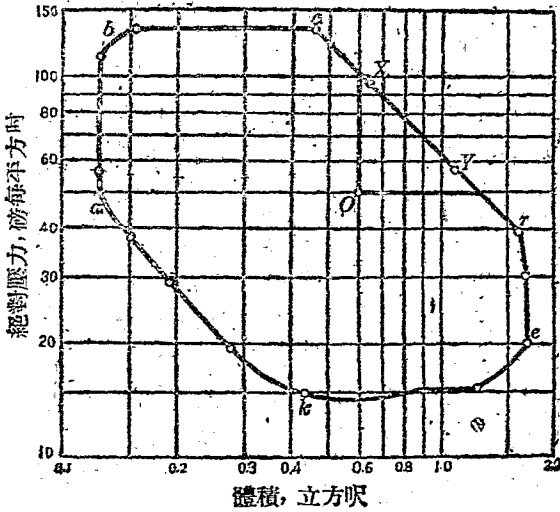
** 有時為正，有時為負。

*** 永為負數。

17:5 克萊敦分析法(Clayton's analysis) 第182圖乃一考利
斯汽機(Corliss engine), 缸蓋端(head end)之器示壓容圖, 繪於對
數圖表者。此圖示膨脹及壓縮兩過程是否合於複熱定律 $PV^n = K$ 。
由膨脹線或壓縮線之斜度, 可定 n 之值。圖中所示膨脹線之 n 值, 為
 $OX:OY$ 。

克萊敦多次試驗無套汽機 (non-jacketed steam engines), 其
排汽壓力與大氣壓力相近, 得下列之結論。

(1) 汽機之膨脹線為複熱曲線; 當繪於對數表時, 應為直
線。設試驗之結果非為直線, 即示有漏洩發生。



第 182 圖

(2) 膨脹線之 n 值，當凝結特甚時，可低至 0.7；當用高度過熱蒸汽時，可高至 1.35。停給點之品質，自 0.4 至 0.9。

(3) 停給點之品質 x_c 與 n 具一定之關係，此關係視蒸汽之壓力及汽機之轉速而異；惟與停給點無關，當汽機之轉速保持不變時， x_c 僅視壓力之大小而異其值，如壓力在 75 及 150 磅之間，則 n 及 x_c 之關係，可以下式示之。

$$x_c = 1.245n - 0.576 \quad (333)$$

既知 n 及 x_c 之值，則無凝結式 (non-condensing type) 汽機之蒸汽消耗量可知。如已知 n 及 w_f ，則可得 x_c 之值。

17:6 減少汽缸凝結之方法 汽缸凝結，為汽缸中損失之大者；欲謀指示熱效率之增高，首須減少汽缸之凝結。影響汽缸凝結之因子，約有數端：(1) 蒸汽所接觸之凝結面 (S) 與每循環所需蒸汽體積之比；(2) 進入汽缸之蒸汽與汽缸壁之溫度差 (ΔT)；(3) 蒸汽與凝結面接觸時間 (t) 之長短，其值與循環數 n 成反比。

汽缸之大小——由計算之證明，得知汽缸愈大，則其內壁面積與其容積之比愈小。故大汽缸之汽缸凝結，其百分數較低，可得較佳之經濟。甚小之汽機，每指示馬力之蒸汽消耗量，可達大汽機之兩倍。

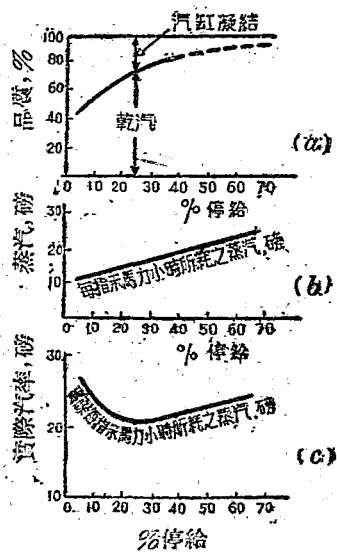
餘隙面積——蒸汽初入汽缸，與餘隙 (包括蒸汽器及汽缸間之通路) 面積相接觸，其時活塞之行動甚緩，蒸汽與餘隙面積接觸之時間較久，凝結較多；餘隙內之凝結，實為汽缸凝結之大端，故餘隙面積以小為宜。

動程之長短——設兩汽機之汽缸直徑及餘隙皆各相等，且停給

點在相同之動程百分數處，則動程較長者，其餘隙面積與汽缸內總面積之比較小。倘不考慮蒸汽與凝結面接觸時間之久暫，則長動程者，應具較高之效率。然短動程汽機之轉速較高，蒸汽與餘隙面積接觸之時間較短，凝結亦少，故實際短動程汽機之效率，未必低於長動程者。

廢汽出汽缸後所經之路徑——廢汽自排汽器流出後，有沿汽缸之外面流動者；因其高速之流動，攜去汽缸之熱量，較與汽缸接觸之安靜空氣所傳去之熱量為多，致汽缸之平均溫度減低，汽缸凝結以增，故自排汽器排出之廢汽，須使之勿沿汽缸外壁流動。

停給點——汽缸凝結之主要部分，為餘隙容積內之凝結，故停給愈遲（或每循環進入蒸汽之體積愈大），則蒸汽凝結之百分數愈少，然凝結之總量則較大。第 183 圖 (a) 之縱坐標示未凝結蒸汽之百分數，橫坐標示停給點所在之動程百分數。停給愈遲，則膨脹愈小，蒸汽之可用能減少，於是理想發動機之蒸汽消耗量愈增，如第 183 圖 (b)。以 (a) 圖所示之器質，除 (b) 圖所示之理想汽率，所得之商，應為實際之蒸汽消耗量。各種停給之實際汽率，如第 183 圖



第 183 圖

(c)

實際試驗汽機時，所繪之汽率曲線，多以汽機之輸出為橫坐標。蓋停給愈早，則輸出愈少；愈遲則愈大。

由第 183 圖 (c) 觀之，欲得較佳之經濟情形，停給應在汽率曲線最低點所示之處。最低點右方之曲線，較最低點左方之曲線斜度較平。故實際汽機之開行，寧使之過載荷，不宜使載荷遠在其額定值之下。

複脹——複脹式汽機 (compound engine)，可得較大之膨脹範圍，蒸汽之可用能以增。複脹式汽機之脹比，可達 10 至 25；而單缸汽機之脹比，則鮮能超過 4 至 6，猶不損及效率者。在複脹式汽機，蒸汽之膨脹，分於數汽缸中完成之，各汽缸之溫度變化較小，故其汽缸凝結較單汽缸者為少；且單汽缸汽機於排汽時，凝水之再蒸發，盡為損失；而複式汽機，則第一汽缸中再蒸發所生之蒸汽，仍得應用於第二汽缸。

然因複脹式汽機所用汽缸較多，進汽及排汽之節流損失，與汽缸及受器外壁之輻射損失，俱有增加。普通當壓力高於 100 磅時，二脹式汽機可得較高之效率；壓力在 175 至 225 磅之間時，則三脹式 (triple-expansion) 者較佳。

複脹式汽機各汽缸之間，如用受器連通之，則各汽缸可放置於任何角度，因之軸所受轉動之力，較均勻，是為複脹式汽機在機械方面之優點。

過熱蒸汽之應用——(1) 如進入汽缸者為過熱蒸汽，當其與餘隙面接觸時，雖有熱量之損失，僅使其過熱度減低，而不至凝結。(2)

設汽缸內壁有水分附着其上，則蒸汽與汽缸壁間熱之傳遞較速；過熱蒸汽以氣體之情形，與汽缸壁接觸，熱之傳遞較遲。(β)於排汽時，壓力甚低，汽化潛熱之值頗大，故再蒸發作用，可使汽缸之溫度大減；倘用過熱蒸汽，於排汽時，汽缸內之水分較少，再蒸發之損失減低，汽缸之平均溫度較高。綜上所述，足證過熱蒸汽之應用，可使汽缸凝結減低。

就理想汽機言之，過熱蒸汽之採用，增益於循環之效率者無多；惟在實際，如採用適度之過熱，以免汽缸凝結，則發動機效率得以大增。

惟當過熱溫度甚高時，汽缸及汽閥之滑潤 (lubrication) 皆生不便。於普通汽機，可用至溫度 600°F ，倘溫度高於 750°F ，則迄今尚無適宜之材料，可經久耐受之。

汽套——有時用汽套 (steam jacket) 以圖汽缸凝結之減低。其法於汽缸之周圍，製成夾壁，以生汽 (live steam) 充滿其中，故汽缸之平均溫度升高，凝結減少。汽缸自套內蒸汽所得之熱，乃係套內蒸汽之一部，因凝結所放出之潛熱(設套內之蒸汽非過熱)。如套內蒸汽之溫度，與進入汽缸蒸汽之溫度相同，則汽缸壁之平均溫度，低於進入蒸汽之溫度甚少，故汽缸凝結因之減少。

汽缸凝結，雖因汽套之作用而減少；然汽套中亦有凝結，因汽套之外壁面積較大，且其平均溫度較高，其輻射損失較大，故驟視之，採用汽套以減少汽缸凝結，似於經濟方面無補。實則汽套之利，乃在排汽時再蒸發之減少，再蒸發既減，廢汽自汽缸壁吸去之熱量亦因之減少，故蒸汽消耗量亦減。例如設因每磅水分之蒸發，自汽缸吸去

1000 B. T. U., 此熱量隨蒸汽而去, 全為損失。尚應用汽套, 則套內之凝水, 其壓力及溫度, 皆與汽鍋中相同, 當每磅凝水返於汽鍋時, 仍可攜帶 250 至 300 B. T. U. 之熱, 故汽套之應用, 在經濟方面, 並非毫無裨益。

再熱受器——複脹式汽機之蒸汽, 自一汽缸排出後, 經受器入於他器缸中。如於受器之內設盤管, 通以生汽, 則當資料經過受器時, 吸收盤管之熱而成過熱(亦稱再熱), 蒸汽以過熱狀態自受器入於汽缸。汽缸凝結膏可減少。此種裝有再熱盤管之受器, 稱再熱受器(reheating receiver), 或稱再熱器(reheater)。

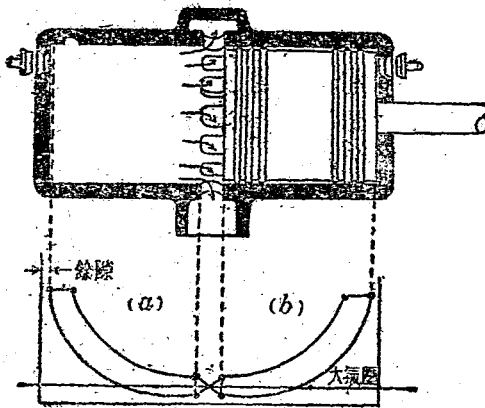
資料中之水分, 當其入再熱器之先, 須設法分離之, 俾再熱盤管中生氣之熱, 用於使資料過熱, 而非用於水分之再蒸發。分離出之水分, 仍返至汽鍋中汽化。

用隔熱物包圍汽缸之外以防輻射, 增加轉速以減蒸汽與汽缸壁接觸之時間, 皆能使汽缸凝結減少。單流汽機(uniflow engine), 使蒸汽為單向流動, 其汽缸凝結極少, 當於下節述之。

17:7 單流汽機 此種汽機之汽缸及活塞, 如第184圖, 活塞之長約為動程之90%。排汽口設在汽缸中部之周圍, 藉活塞之移動, 司其啓閉, 故無排汽霧, 普通汽機, 於進汽及排汽期, 蒸汽流動之方向不同; 當排汽時, 汽缸壁溫度較高之部, 被廢汽之流動所冷却。單流汽機, 因蒸汽僅以單一方向流動, 可減廢汽之冷却作用。排汽口之面積較大, 可縮短排汽期, 而反壓力不至增高; 排汽之時間短促, 可使汽缸凝結減少。應用汽套於汽缸之兩端及周圍, 亦為減少凝結之一

法。採用較小之餘隙，增大縮比，俾於壓縮終了時，汽缸內之壓力及溫度，與汽鍋內者相同；當進汽時，餘隙內之溫度既高，初凝結為之大減。因採用傘形進汽器，可用高度過熱之蒸汽。由上述諸因，單流汽機之汽缸凝結極少，雖應用較大之脹比，猶不至影響其效率。

第 184 圖 (a) 及 (b)，示汽缸兩端之器示壓容圖，於活塞掩排汽口後，即開始壓縮。



第 184 圖

第十八章 蒸汽輪機(The Steam Turbine)

18-1 蒸汽輪機與往復蒸汽機之比較 蒸汽輪機(簡稱汽輪機,後仿此)與往復汽機之區別,在於資料可用能之應用方式。在往復汽機,資料之可用能,直接對移動之活塞完成工作;而汽輪機,則先變可用能為噴注之動能,更以噴注之動能,推動旋轉之部分。

在汽輪機中,資料之能,多經一次轉變,其損失較多,效率減低;然其於機械方面所獲之利益,實足補此損失而有餘,故就經濟方面言之,汽輪機仍可優於往復汽機。往復汽機之往復運動,賴機械方法,變為旋轉;而汽輪機則直接發生旋轉運動,故自動力學之觀點言之,往復汽機不若汽輪機之簡單。

在理想情形中,無任何損失;如兩種發動機之工作範圍相同,則同量之可用能,可作同量之工作,其效率相同。設工作範圍為自 p_1 至 p_2 ,則朗肯理想循環所示,為每磅蒸汽於往復汽機中所完成之最大工作,亦為每磅蒸汽噴注之動能。倘以此噴射能變為工作,其數應與往復汽機之工作相等,故在理想情形中,實莫由判其優劣。

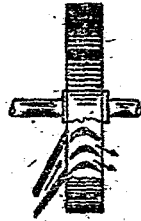
在實際情形中,兩種發動機之效率,可相差甚多。汽缸凝結,為往復汽機之損失;漏洩及流體與通路間之磨擦,為汽輪機中損失之大者。倘設計精良,兩者損失之多寡,未便妄斷。

汽輪機之重量較輕,設備費較低,且耐久用,為往復汽機所不及

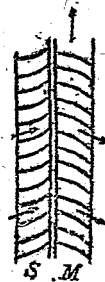
故較進步之力廠及船舶，多採用汽輪機。

18:2 汽輪機之種類。汽輪機，可分二種：第一種以德拉瓦 (Delaval) 汽輪機為代表，蒸汽在噴咀中膨脹，至其壓力為轉輪 (turbine wheel) 中之壓力；自噴咀噴出之噴注，衝擊於轉輪之葉上，以生旋轉之運動，如第 185

圖。此種汽輪機，雖採用數只噴咀，於每瞬間，僅一部輪葉為蒸汽所充滿。第二種汽輪機，可以巴薩斯汽輪機為代表，於固定之環上裝導葉 (guide vanes)，蒸汽流經其間；復經轉輪周圍之葉。如第 186 圖，*S* 示導葉，



第 185 圖



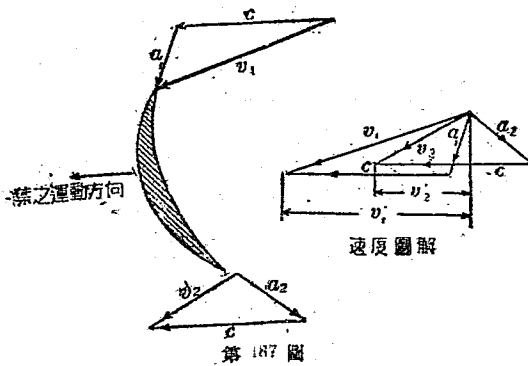
第 186 圖

m 示轉輪上之葉。靜葉 (即導葉) 與動葉 (即轉輪上之葉) 間，俱為蒸汽所充滿，謂之‘流動’ (run full)。蒸汽之壓力，在靜葉及動葉中，陸續下降。在第一種汽輪機中，蒸汽入輪葉之先，其可用能盡變為噴注之動能；在第二種汽輪機中，可用能之一部，於流經輪葉時，變為工作。

或稱第一種為衝動 (impulse) 汽輪機，第二種為反動 (reaction) 汽輪機。惟以兩者中皆有衝動及反動作用，故此兩名易引人誤解；有稱第一種為速度汽輪機，第二種為壓力汽輪機者，似覺適當。速度汽輪機與壓力汽輪機不同之點如次：

	速度汽輪機	壓力汽輪機
1.	僅一部輪葉為蒸汽所充滿	滿動。
2.	壓力在噴咀中降低， 流經輪葉時，壓力不變。	壓力陸續於導葉及動葉 中降低。
3.	蒸汽之速度較高。	蒸汽之速度較低。
4.	輪葉之形狀可對稱。	輪葉不能對稱。

18.3 噴注之工作 如第 187 圖所示，設有彎曲之葉，沿圖中所示之方向運動，其速度為 c 。 v_1 為射於葉上噴注之速度。 v_1 可化為兩部分，其一與 c 相等，其一為 a_1 ，乃噴注對於葉之速度。 葉之角度及速度 c ，須選擇適當，使 a_1 適與進口處之葉緣相切，噴注離葉時，其對於葉之速度為 a_2 。 如於蒸汽沿葉面流動時，其壓力降低，則 a_2 將



大於 a_1 ；否則因磨擦之影響， a_2 小於 a_1 ， a_2 及 c 之和為 v_2 ，乃蒸汽離葉時之絕對速度。

進口及出口之絕對速度， v_1 及 v_2 ，皆可分為兩部分。其一為與葉之運動方向相同之速度，如 v_1' 及 v_2' ，稱周邊速度 (peripheral velocity)；其一為與葉之運動方向垂直之速度，因其與汽輪機之軸平行，稱軸向速度 (axial velocity)。使汽輪機轉動之衝擊作用，僅視周邊速度為斷，無關於軸向速度。

設於單位時間內，流經葉面之蒸汽為 W 磅，則噴注加於葉之推力為 (汽之速度為 c)

$$F = \frac{W}{g} (v_1' - v_2') \quad (334)$$

周邊力 F 與輪葉週邊速度 c 之乘積，應為等於每秒鐘所完成之工作。

$$\text{每秒鐘之工作} = \frac{Wc}{g} (v_1' - v_2') \quad (335)$$

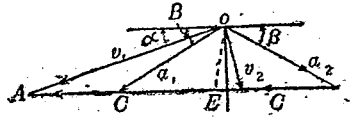
每磅流體之工作為

$$\text{每磅流體之工作} = \frac{c}{g} (v_1' - v_2') \quad (336)$$

如 v_2' 之方向與 v_1' 相反，則上列 (334)，(335) 及 (336) 三式中之 $(v_1' - v_2')$ 變為 $(v_1' + v_2')$ ，此為普通之實際情形。

18:4 單級速度汽輪機 如第 188 圖所示，乃指理想情形，無任何損失，噴咀噴出之噴注，其速度為 v_1 ，與轉輪平面所成之角為

α , 轉輪之周邊速度為 c , 合 v_1 及 c 得 a_1 , 乃噴注對於輪葉之速度。 a_1 與轉輪平面所成之角為 β , 輪葉出口之角度, 即可依此決定之。設葉之形狀為對稱, 則其出口之相對速度 a_2 , 應與 a_1 相等, 且與轉輪平面所成之角為 β , 合 a_2 及 c , 則得出口之絕對速度 v_2 。



第 188 圖

噴注入輪葉時, 其速度為 v_1 , 動能為 $\frac{v_1^2}{2g}$ 每磅; 當出輪葉時, 其速度為 v_2 , 動能為 $\frac{v_2^2}{2g}$ 每磅, 則每磅蒸汽加於輪葉之工作為

$$Wh = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} \quad (337)$$

於是理想效率為

$$Eff. = \frac{v_1^2 - v_2^2}{v_1^2} \quad (338)$$

由第 188 圖之 OAE 三角形, 得知

$$v_2^2 = v_1^2 + (2c)^2 - 2v_1(2c)\cos\alpha \quad (a)$$

$$v_1^2 - v_2^2 = 4(v_1 c \cos\alpha - c^2).$$

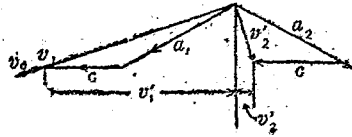
代(a)於(338)式, 則

$$Eff. = 4 \frac{c}{v_1} \left(\cos\alpha - \frac{c}{v_1} \right) \quad (339)$$

由上式觀之, α 角愈小, 則效率愈高。如 α 角為定值, 則效率之大小, 惟視 $\frac{c}{v_1}$ 而定, 當 $c = \frac{1}{2} v_1 \cos\alpha$ 時, 效率為最大, 即

$$Eff_{\text{最大}} = \cos^2 \alpha \quad (340)$$

在實際情形中，噴咀中及輪葉間之磨擦，使效率減低，不能與(339)式所示者相符。如第189圖所示，噴注之理想速度為 v_0 ，因噴咀之磨擦，其值減為 v_1 。此實際噴注速度 v_1 與輪葉速度 c 合併，得相對速度 a_1 。出口處之相對速度 a_2 ，因輪葉間之磨擦，其值小於 a_1 。合 a_2 及 c 得 v_2 ，其值小於理想情形。



第 189 圖

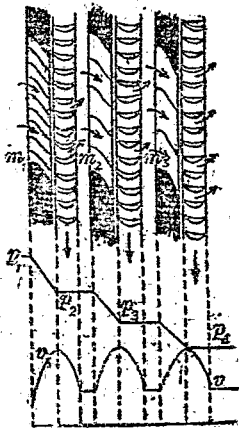
v_1' 及 v_2' 之值，可由計算決定，或由圖解量之。既知 v_1' 及 v_2' ，則每磅蒸汽之工作為

$$Wk = \frac{c}{g} (v_1' - v_2') \quad (341)$$

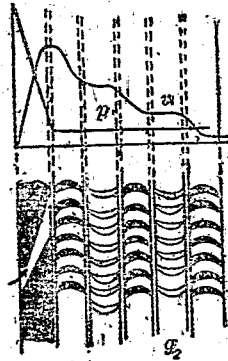
18.5 複合 (compounding) 在普通壓力範圍內，如採用單級汽輪機，噴注之速度每須甚高。例如僅 100 B. T. U. 之降低，噴注之速度，減去磨擦損失後，仍高於 2000 呎每秒；每秒鐘 30.0 呎之速度，頗易達到。欲得最大之效率，轉輪之周邊速度，須等於噴注沿運動方向之分速 (component)；故單級汽輪之輪葉速度須為 1000 至 1700 呎每秒。因製造及材料方面之問題，每秒鐘 1400 呎以上之速度，不易獲得；且轉速甚高，必須設備減速之裝置，適於普通情形之輪葉速度，約在 200 至 700 呎每秒之間。為應此要求，遂有複合法之採用，茲分述之。

(1) - 壓力複合——分配壓力降低之總數於數轉輪之間，則作用於每轉輪之噴注速度，得以減低。設每磅蒸汽之可用能為 $\bar{Q}_a - \bar{Q}_b$ ，倘其膨脹於一噴咀中完成，則噴注之速度應為 $\sqrt{2g \times 778(\bar{Q}_a - \bar{Q}_b)}$ ；如使其膨脹均分於 n 轉輪之間，則作用於每轉輪之噴注速度，為 $\sqrt{\frac{2g \times 778}{n}(\bar{Q}_a - \bar{Q}_b)}$ ，即以 \sqrt{n} 除單膨脹噴注速度所得之商。速度圖解中之各向量 (vector) 及轉輪之周速速度 c ，皆依 \sqrt{n} 之數而縮小。

第 190 圖所示，為具數壓力級 (pressure stages) 之汽輪機，轉輪之間，設隔板，板上開孔，成噴咀形，如 m_1, m_2 及 m_3 。蒸汽經 m_1 時，其壓力自 p_1 降至 p_2 ，噴注之速度增高，衝擊於第一轉輪，復經 m_2 ，蒸



第 190 圖 壓力複合

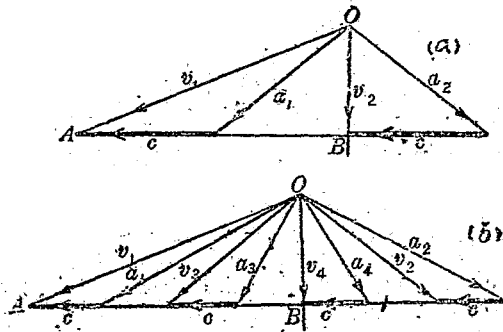


第 191 圖 速度複合

汽之壓力自 p ，降為 p' ；速度增，於是復可用以衝擊第二轉輪，此種複合法，謂之壓力複合。壓力每降低一次，稱為一壓力級。

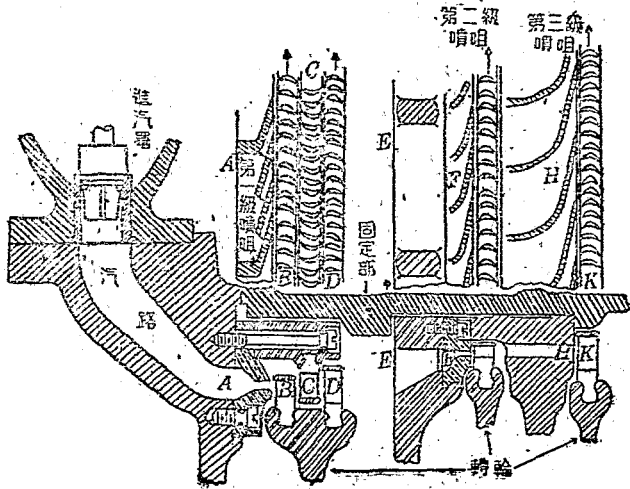
(2) 速度複合——使蒸汽在單噴咀中膨脹，自進汽壓力至反壓力，噴注之速度頗高；然後使其流經交互迭置之輪葉及導板，如第 191 圖所示。噴注出噴咀後，入第一組動葉，失其速度之一部，變為工作，如 v 曲線所示。復以等速情形，經固定之導板 g_1 ，改變其流動方向，以入於第二組動葉，復變其動能之一部為工作。如此使噴注之速度分級降落，謂之速度複合。

採用速度複合，可減低轉輪之周邊速度，其情形可由比較第 192 圖 (a) 及 (b) 知之。 v_1 為噴注之絕對速度， AB 為其沿輪葉運動方向之向量。單級汽輪機，如 (a) 所示，轉輪之周邊速度，為 AB 之半。(b) 圖所示，為具兩組動葉之汽輪機，轉輪之周邊速度僅 AB 之 $\frac{1}{4}$ 。故知如具 n 組動葉，則其轉輪之周邊速度，為單級汽輪機之 $\frac{1}{n}$ 。



第 19 圖

(3) 壓力複合及速度複合之混合——壓力複合及速度複合兩者，可混用於同一汽輪機中。如第 193 圖所示，為一種科蒂斯(Curtis)汽輪機。在第一級，具兩組動葉，為速度複合。在低壓部分，則每級僅具動葉一組。

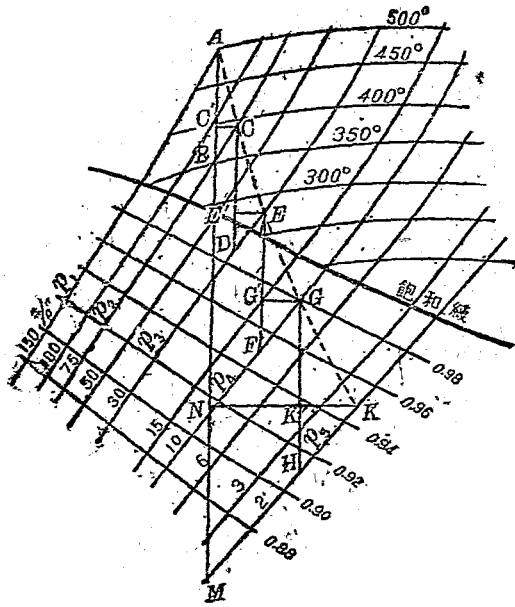


第 193 圖

18.6 複級速度汽輪機 (multi-stage velocity turbine)

採用壓力複合之汽輪機，其內部分為數室，每室為一德拉瓦汽輪機，如第 190 圖。此種汽輪機之熱力過程，可於第 194 圖所示毛利爾圖表研究之。設自節汽器流入汽輪機之蒸汽，如 A 點所示，其壓力為 p_1 ；設 p_2 為第一室中之壓力，則 AB 線為 p_1 及 p_2 間之可逆絕熱膨脹，其熱之過程為 $(Q_A - Q_B)$ 。在理想情形中，此熱當盡變為噴注之動

能,更衝擊於輪葉,變為工作。在實際情形中,不免磨擦;且蒸汽以速度 v_2 離輪葉,攜有動能 $\frac{v_2^2}{2g}$ 。噴咀中及輪葉間之磨擦,所耗之能,及動能 $\frac{v_2^2}{2g}$,復變為熱,除少量輻射損失外,皆用於增高蒸汽之過熱(或增高蒸汽之品質),故變化之終,其情形實如 C 點所示,其壓力仍為 p_2 ,故實際變為工作之熱,為 $(Q_A - Q_{C'})$,如 AC' 線。 $C'B$ 線則示因磨擦等所損失之可用能。

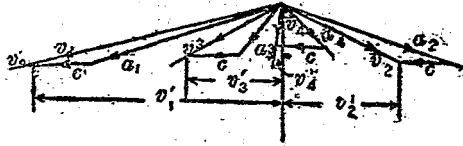


第 19 圖

蒸汽以 C 點所示之情形，入第二室，室中之壓力為 p_2 。設無磨擦等損失，膨脹後之情形應如 D 點，惟實則非如 D ，而如 E 點所示之情形，故 GE' 為所得之工作， $E'D$ 為可用能之損失。

如圖所示，蒸汽經四級膨脹，其終點如 K 。在理想情形中，膨脹之終，應如 M 點。 AM 線所示，乃郎肯循環之可用能； AN 為實際汽輪機進汽與非汽熱量之差； NM 為內部磨擦所致之損失。

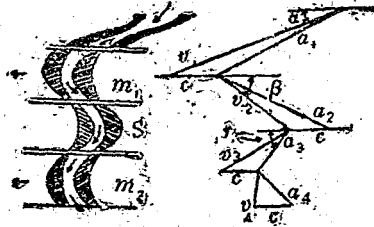
18.7 包活壓力級及速度級之汽輪機 如科蒂斯汽輪機等，其壓力級數較少；惟於每室之內，具兩組或三組動葉，與導板交互迭置，以構成速度複合，如第 191 圖所示之情形。



第 195 圖

第 195 圖所示，為一壓力級之速度圖解，其中具兩速度級，各級動葉及靜葉間之速度變化，如第 196 圖；自噴咀噴出之噴注，其絕對速度為 v_1 ，因磨擦損失， v_1 之值小於理想噴注之速度 v_0 ， v_1 與第一組動葉 m_1 周邊速度 c 合併，得 a_1 ，乃噴注對於輪葉之速度。 a_1 與旋轉平面所成之角 α ，為動葉 m_1 進口處之角。蒸汽離 m_1 時，其相對速度為 a_2 ，因磨擦損失， a_2 小於 a_1 。合 a_2 與 c ，得蒸汽之絕對速度 v_2 ，其與旋轉平面所成之角為 β 。噴注以速度 v_2 入於靜葉 s ，以速度 v_3 自靜葉流出，復入於第二組動葉 m_2 。 v_3 與 c 合併為 a_3 ，乃噴注對於 m_2 之

速度。 a_3 與旋轉平面所成之角 γ ，為第二組動葉進口處之角。蒸汽離 m_2 時，其絕對速度 a_4 較 a_3 為小。合 a_4 及 c_4 得噴注之絕對速度 v_4 。



第 196 圖

第 196 圖所示，葉為對稱之形狀，惟亦有最後一組

動葉之出口處，角度較小者；此固不難改易速度圖解，以適應其情形也。

如第 195 圖，每磅蒸汽於流經第一組動葉時，其所完成之工作為 $\frac{c}{g} (v_1' - v_2')$ ；於其流經第二組動葉時，所完成之工作為 $\frac{c}{g} (v_3' - v_4')$ 。故每磅蒸汽之工作應為

$$Wk = \frac{c}{g} (v_1' - v_2' + v_3' - v_4') \quad (342)$$

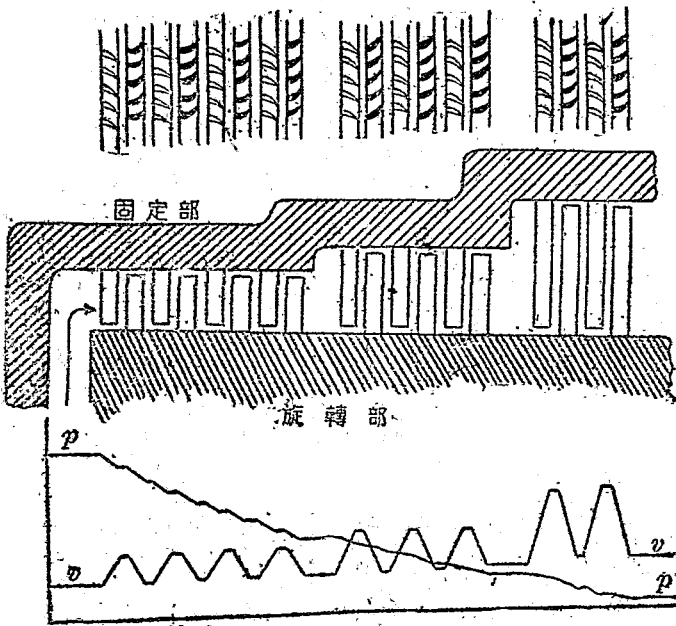
上式中 v_2' 及 v_4' 之值，有時為正數，有時為負數，計算時應注意之。

蒸汽在汽輪機中之過程，可以毛利爾圖表示之。如第 194 圖，設 A 點為進入蒸汽之情形，其壓力為 p_1 。如第一室之壓力為 p_2 ，則可用能應為 AB 線所示。實際之工作，由 (342) 式計之，為 AC' 。由 C' 點繪等熱容線交等壓線 p_2 於 C ，即入於第二室蒸汽之情形也。

18:8 壓力汽輪機 第 197 圖所示，為壓力汽輪機。導板裝於機殼(casing)之上，每兩排導板之間，為裝於旋轉部之動葉；葉之

形狀非為對稱，如圖之上部所示。導板滿佈於機殼之周圍，故此種汽輪機為滿動。蒸汽之壓力，在靜葉及動葉間連續降低，如曲線 $p-p$ 所示。當蒸汽經導板時，因其壓力降低，速度乃增高。當經動葉時，蒸汽之壓力繼續降低，其對於動葉之速度增高；惟其絕對速度則減低，如曲線 $v-v$ 所示。

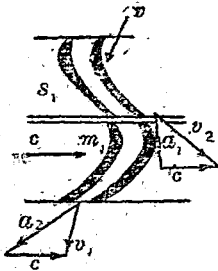
壓力愈低，則蒸汽之容度愈增，在與凝汽器接近之處，其容度甚大。流經汽輪機任何斷面之蒸汽，其體積應為蒸汽速度與斷面面積



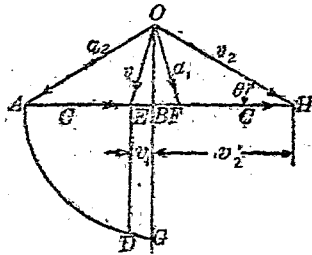
第 197 圖

相乘之積；故因蒸汽之體積增大，倘非其速度增加，則須增加断面之面積。旋轉部與機殼間之空間，須逐漸增大，葉之長亦漸增；惟實際因製造方面之關係，每以數級製為相同；故低壓方面速度稍高，如曲線 v 所示。

18:9 壓力汽輪機之速度圖解 蒸汽之壓力，於流經靜葉及動葉時，其速度圖解，與速度汽輪機者不同。如第 198 圖，設 v_1 為蒸汽入靜葉 S_1 時之絕對速度， v_2 為其出靜葉時之絕對速度。因壓力之降低，蒸汽熱能之一部變為動能， v_2 之值大於 v_1 。設動葉之速度為 c ，則 v_2 與 c 合併得 a_1 ，乃蒸汽對於動葉之速度。當蒸汽流經動葉時，其壓力降低，故蒸汽離動葉時之速度 a_2 大於 a_1 。 a_2 與 c 之和為 v_3 ，乃蒸汽流入次組靜葉時之絕對速度。



第 198 圖



第 199 圖

每靜葉及動葉各一組，合為一級，蒸汽在每級中所作之工作，可由速度圖解求之。第 199 圖為一級之速度圖解，每磅蒸汽所作之工作，為

$$\frac{c}{g}(v_2' - v_1')$$

v_1' 之值，有時為正，有時為負。設靜葉及動葉之入口角及出口角皆各相等，則速度圖解呈對稱之形狀， $v_1 = a_1$ ， $v_2 = a_2$ ，於是每磅蒸汽之工作可書為

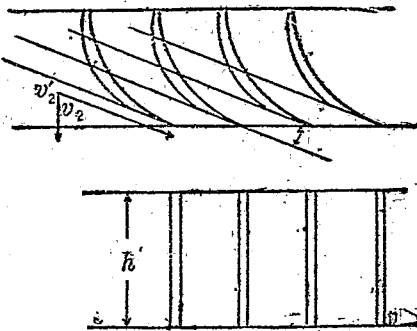
$$Wh = \frac{c}{g}(2v_2 \cos \theta - c)。$$

每磅蒸汽之工作，可以圖解法求之。如第 190 圖，以 B 為圓心， AB 為半徑，繪 ADG 弧，自 E 繪垂線 ED ，交弧於 D_1 於是

$$\overline{ED}^2 = AE \times EH = c(v_2' - v_1')。$$

故自速度圖解量得 ED 線之長，則每磅蒸汽之工作為 $\frac{\overline{ED}^2}{g}$ 。

18:10 壓力汽輪
 機輪葉之長 因壓力汽
 輪機為滿動，輪葉之長，
 須適於蒸汽之通過，如第
 200 圖，設 h 為輪葉之長，
 d 為轉筒 (barrel) 之節圓
 (pitch diameter)； h 及 d
 之單位皆為吋，則轉筒與
 機殼間之環形面積為



第 200 圖

$$\frac{\pi dh}{144} \text{ 平方呎,}$$

因葉之厚度佔據環形面積之一部，實際可供蒸汽通過之有效面積為

$$\frac{k\pi dh}{144} \text{ 平方呎。}$$

上式中 k 為係數，其值約為 0.70 至 0.85。蒸汽沿葉面流動之速度為 v_2 ，其與環形面積垂直之向量為 $v_2' = v_2 \sin\theta$ 。故單位時間內流經此環形面積之蒸汽，其體積為

$$\frac{k\pi dh}{144} v_2 \sin\theta \text{ 立方呎。}$$

設 W 為單位時間內流經環形面積蒸汽之重量， \bar{V} 為其容度，則

$$\frac{k\pi dh}{144} v_2 \sin\theta = W\bar{V},$$

$$h = \frac{144 W\bar{V}}{k\pi v_2 \sin\theta} \quad (343)$$

18:11 混合汽輪機 (combination turbine) 在壓力汽輪機之高壓級，因蒸汽之容度較小，葉須甚短，葉端空隙之漏洩損失較大，為免弊，乃有混合汽輪機之製成。混合汽輪機之高壓部分，為速度汽輪機；其低壓部分，為壓力汽輪機，如第 201 圖所示，蒸汽首入噴咀中，其壓力降低，速度增高，乃衝擊於速度輪葉。自速度輪葉流出後，乃導之入壓力輪葉；因蒸汽之容度已較大，故輪葉可不至甚短，

漏洩損失較小。蒸汽之壓力降低，大部於速度汽輪中完成；而於壓力汽輪中，則降低較少。

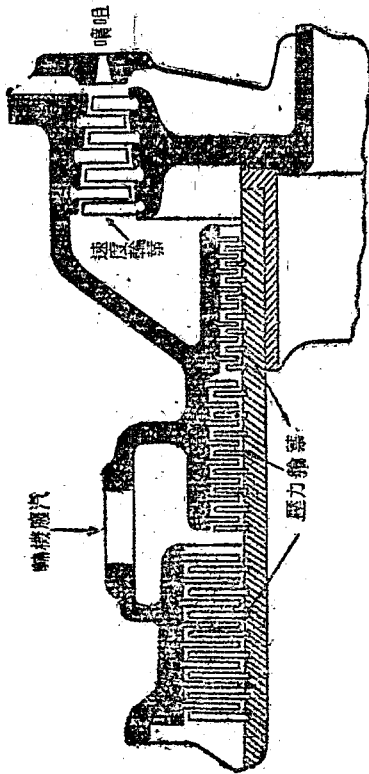
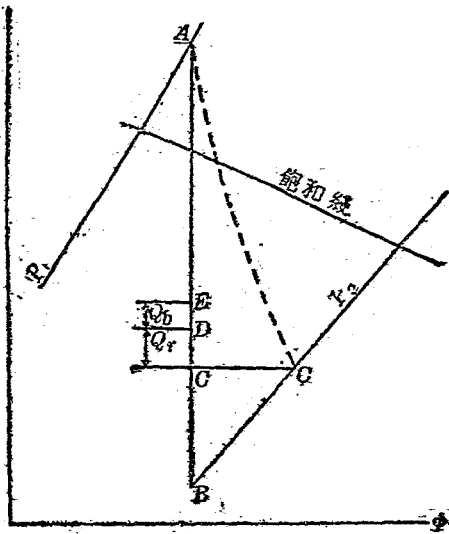


圖 201 第

18:12 汽輪機中之損失 汽輪機中損失之大端，為不可逆之變化；其主要者，有次列四種：

- (1) 蒸汽與噴咀，導板及動葉之磨擦。
- (2) 旋轉部與其附近之蒸汽，發生磨擦。
- (3) 壓力不同之兩級，因有漏洩，蒸汽自高壓級漏入低壓級，呈自由膨脹之象。
- (4) 蒸汽離汽輪機時，具有動能。

上述各種損失所生之熱，為蒸汽本身所吸收，以增其品質或溫度。



第 202 圖

此外猶有輻射損失，及汽輪機之排水(drainage)所攜去之熱。軸承中磨擦所生之熱，則為其中之油或水所吸收。

如第 202 圖，設入於汽輪機之蒸汽，其情形如 A 點所示，其壓力為 P_1 ， P_2 為反壓力， AB 線所示，為等熵膨脹； AB 線之長，示可用能。因磨擦損失所生之熱，使蒸汽之品質增高；而輻射損失，則使之降低，兩者之合併影響，使蒸汽以 C 點所示之情形，自汽輪機排出。則 AC_1 線所示，為蒸汽自汽鍋所吸之熱，與其排於凝汽器者之差。此熱量大部變為機械能，其餘者則為輻射損失。設 C_1D 為輻射損失之熱 Q_r ，則 AD 示變為工作之熱。設軸承磨擦所耗之工作為 DE ，則 AE 所示，為工作發生於軸者，亦即帶動被動機之工作也。

AD 與 AB 之比，為指示效率； AE 與 AB 之比，為制動效率。

工程熱力學習題

第一 章

1. 2540 B. T. U. 之熱爲若干 Cal.?
2. 1386 Cal. 之熱爲若干 B. T. U.?
3. 華氏溫度 -180° 爲攝氏幾度?
4. 某物之比熱爲 0.65, 設欲使該物 10 磅升高溫度 10°F , 共需熱若干 B. T. U.?

5. 某物之比熱可以下式表之,

$$C = 0.529 + 0.0058 T.$$

如欲使該物之溫度, 自 10°F 升至 20°F , 需熱幾何? 該物 20°F 時之比熱爲何?

6. 某地之大氣壓力爲 15 磅。如用壓力計量得某氣體之壓力爲 152 磅, 該氣體之絕對壓力爲幾何?

7. 1 磅之壓力, 相當水銀柱幾吋?

8. 某物之重爲 5 噸, 其距地面之高爲 15 呎, 設使之自由降落, 於着地時, 可得若干呎磅之工作? (1 噸 = 2000 磅)。

9. 動能 = $\frac{1}{2} \times \text{質量} \times (\text{速度})^2$ 。質量 = 重量 $\div 32.2$ 。某物之重爲 50 磅, 運動速度爲 2000 呎每秒, 其動能爲若干呎磅?

10. 有 $P-V$ 圖解, 其縱坐標每吋代表 50 磅, 橫坐標每吋代

表 2 立方呎，該圖解中每平方吋面積代表工作若干？

11. 某發動機能於每秒鐘作 16500 呎磅之工作，則該發動機之能量 (capacity) 爲若干馬力？如其機械效率爲 85%，則每小時應以若干熱量供給之？

12. 38900 呎磅相當若干英熱單位？

13. 加 200 B. T. U. 之熱於某量空氣中，其體積增大 2 立方呎。如壓力爲 389 呎，則其外潛熱之變化爲幾何？設內潛熱之變化爲 16 B. T. U.，其顯熱之變化爲幾何？

14. 已知 $\Delta\phi_{ab} = \int_a^b \frac{dQ}{T} = \frac{\Delta Q_{ab}}{T_a}$ ， T_a 與 T_b 之關係如何？

15. 加 180 B. T. U. 之熱於 60°F 之水 (比熱=1) 中，則其溫度變爲原有溫度之二倍，求水重。

第 二 章

1. 熱自甲物傳於乙物，須保持何種條件，熱之傳遞始爲可逆？如何則不可逆？

2. 何以自由膨脹爲不可逆之熱力過程？

3. 當熱之傳遞時，如保持其溫度差甚小，則有何利弊？

第 三 章

1. 某氣體因壓力之增加，其體積縮爲原有之半，而溫度未變。如始壓 (initial pressure) 爲 2 呎絕對，其終壓爲何？

2. 有金屬箱能耐 100 呎絕對壓力。用以盛壓縮空氣，其溫度爲 60°F，壓力爲 80 呎絕對。曝於日光下，溫度升至 125°F。問 (a) 設箱

不因溫度升高而膨脹，則此箱是否有破裂之虞？(b)箱內之壓力適為100磅絕對時，其溫度為何？

3. 某鍋爐之燃燒產物，於煙囪底部時，溫度為500°F。煙囪頂部之溫度為200°F。設此兩部之壓力變化可略而不計，且燃燒產物之性質，悉依氣體定律之規定，假定氣體流動之速度不變，求煙囪頂部及底部斷面積之比。

4. 某氣體之體積為10立方呎，壓力為500磅絕對，溫度為70°F。於壓力為30磅絕對，溫度為100°F時，其體積為何？

5. 某氣體($B=55$)於絕對壓力為14.7磅時，其每磅所佔之體積為12.8立方呎，求其溫度。

6. 有氣體兩磅，其 $C_p=0.232$ ， $C_v=0.163$ 。於等容情形加熱，其溫度自60°F升至80°F。復於等壓情形加熱，至溫度為100°F。問(a)所加之熱共幾何？(b)每過程之 ΔS 為若干？(c)每過程之 ΔE 為若干？

7. 以600 B. T. U. 加於3磅理想氣體，則氣體因體積膨脹所作之工作為13,038呎磅，求 ΔS 。

8. 某氣體之 $R=34.9$ ，設有此氣體5磅，於等壓情形下，變其溫度自50°F至150°F，則其所作之工作若干？

9. 某氣體之重為5磅， $C_p=0.23$ ， $k=1.39$ ，如溫度為60°F，壓力為150磅絕對，其體積為何？

10. 沼氣之比熱為 $C_v=0.092+6.59(10)^{-4}T$ ， $C_p=0.216+6.59(10)^{-4}T$ 。求其 R 之值。

11. 有汽油機，其排氣中無水分存在，如以重量計之，則非氣

之成分爲： $\text{CO}_2=13.5\%$ ， $\text{O}_2=0.4\%$ ， $\text{CO}=0.4\%$ ， $\text{H}_2=0.1\%$ ， $\text{N}_2=85.6\%$ 。如此混合氣之溫度爲 $T=2000^\circ\text{F}$ ，求 C_p ， C_v ， k 及 R 。

12. 某氣體之 $R=60$ ， $k=1.4$ ，求其 C_p 及 C_v 。

第 四 章

1. 有理想空氣4磅，溫度爲 60°F 。經於等容情形加熱，其焓增加量爲0.468。(a)求所加之熱。(b)其內熱增加幾何？

2. 於等容情形，加熱於5磅之氮，使其溫度自 50°F 升至 4000°F 。如氮之比熱變化不能略而不計，求(a)所加之熱，(b)其焓之增加量。

3. 於等壓情形加熱於10磅理想空氣，至 $t_2=2t_1$ 。設所加之熱爲1135 B. T. U.，求其焓之增加量。

4. 於等壓情形，冷卻3磅沼氣，使其溫度自 5000°F 降至 2000°F ，如比熱變化不可略而不計，問(a)沼氣之內熱增加幾何？(b)其焓增加幾何？

5. 某氣體於絕對壓力爲260磅時，體積爲3.09立方呎，經等溫膨脹，脹比爲3。求(a)膨脹後之體積；(b)氣體之工作，呎磅；(c)加於氣體之熱。

6. 有理想空氣5磅，等溫膨脹，自絕對壓力120磅至20磅，所作之工作爲248,500呎磅，求(a)膨脹前之體積。(b)膨脹後之體積，(c)所加之熱。(d)焓之增加量，(e)內熱增加量。

7. 已知 $P_2=150\left(\frac{520}{860}\right)^{\frac{1.3}{0.3}}$ 求 P_1 。

8. 依 $PV^{1.35} = \text{常數}$, 壓縮 2 磅理想空氣, 自 $V_1 = 25$ 立方呎, $p_1 = 13.5$ 磅絕對; 至 $p_2 = 75$ 磅絕對。問 (a) 所需之工作為若干呎磅? (b) 如壓縮前之溫度為 55°F , 壓縮後之溫度為何? (c) 內熱增加幾何? (d) 熵增加幾何?

9. 有理想空氣 5 立方呎, 其溫度為 60°F , 壓力為 14.7 磅絕對。今欲壓縮之至壓力為 90 磅絕對; (a) 求等熵及等溫壓縮所需工作之差; (b) 兩種情形氣體之內熱各增幾何?

10. 空氣一磅, 其比熱之變化不可略而不計。經等熵壓縮, 溫度自 200°F 升至 2000°F 。求 (a) 空氣所作之工作, (b) 壓縮前及壓縮後體積之比。

11. 有理想氣體 4 磅, $R = 50$, $k = 1.4$, 自 1 之情形變至 2 之情形。 $p_1 = 40$ 磅絕對, $t_1 = 500^\circ\text{F}$, $p_2 = 120$ 磅絕對, $t_2 = 1000^\circ\text{F}$ 。求 (a) 此過程中氣體熵之增加量, (b) 內熱之增加量, (c) 熱容之增加量。

12. 等熵壓縮 $\frac{1}{2}$ 磅 60°F 之理想空氣, 自絕對壓力 13 磅至絕對壓力 10 磅。復於等容情形中冷卻之至 60°F 。 (a) 須自空氣吸出熱量幾何? (b) 最後之壓力為何? (c) 設此空氣等熵膨脹, 至壓力為 13 磅絕對, 其所作之工作為若干? (d) 求膨脹後之溫度及體積。

第 五 章

1. 有單氣缸, 雙動作之發動機, 其氣缸直徑為 10 吋, 動程為 12 吋 (通稱 10×12 發動機), 每分鐘之轉數為 200, 依兩動程循環而動作。設其缸蓋端 (head end) 及曲拐端 (crank end) 之平均有效壓力各為 23 及 32 磅, 且活塞桿 (piston rod) 之直徑可忽視 (ignore)。

之，則此發動機之指示馬力為幾何？

2. 設上題發動機缸蓋端及曲拐端之器示壓容圖面積各為 2.6 及 2.8 平方吋，器示壓容圖之長為 3 吋，指示器之彈簧標為 10 磅每吋，求指示馬力。

3. 有 8×12 吋壓氣機，依兩動程循環而動作，速度為 200 rpm。其器示壓容圖面積為：缸蓋端 1.8 平方吋，曲拐端 2 平方吋。器示壓容圖之長為 2 吋。彈簧標為 60 磅每吋，活塞桿之直徑為 1.5 吋，求指示馬力。

4. 釋下列各名詞：(a) 壓力標；(b) 體積標；(c) 彈簧標；(d) 平均有效壓力；(e) 大氣壓力線；(f) 循環之指示工作。

第 六 章

1. 有一發動機，以 $\frac{1}{2}$ 磅理想氣體 ($k=1.4, R=53.3$) 為資料。

自 $t_1=1000^\circ\text{F}$ 之熱體吸熱，而排熱於 $t_2=100^\circ\text{F}$ 之冷體。發動機之循環，為等溫膨脹、等熵膨脹、等溫壓縮，及等容過程所組成。設資料之最高及最低溫度各等於熱體及冷體之溫度，且於等溫膨脹時體積增大一倍，求：(a) 於每過程中加於氣體之熱，(b) 資料在每過程所作之工作，(c) 循環之效率。

2. 某發動機依加諾循環而動作，所用資料為理想氣體，熱體之溫度為 1000°F ，冷體之溫度為 60°F ，問 (a) 設每循環之充熱為 10 B. T. U.，則每循環所完成之工作若干？(b) 設每循環之卻熱為 10 B. T. U.，則每循環之工作若干？

3. 加於加諾機每循環之熱為 0.3 B. T. U. 其所作之工作為

100 尺磅，熱體之溫度為 500°F ，冷體之溫度為何？

4. 有萊德爾外燃機，依等容蓄熱循環而動作，以 0.066 磅空氣 ($k=1.4, R=53.3$) 為其資料。當資料之溫度為 1500°F 時加熱，於 200°F 之溫度排熱，膨脹前及膨脹後之體積為 0.8 及 1 立方呎。求 (a) 膨脹前及膨脹後之壓力；壓縮前及壓縮後之壓力；(b) 循環之純工作；(c) 平均有效壓力；(d) 循環之效率。

5. 有內燃機，依鄂圖循環而動作，其隙隙為 25%，如資料為理想氣體， $k=1.3$ ，其效率為何？

6. 某發動機，依鄂圖循環而動作，其資料為理想氣體， $k=1.35$ 。在壓縮之先，氣缸內之壓力為 13 磅絕對；迨壓縮終了，氣缸內之壓力為 91 磅絕對，求隙隙。設壓縮前之溫度為 60°F ，壓縮後之溫度為何？

7. 設某鄂圖機之縮比為 5，資料之 $k=1.3$ ，壓縮前之壓力為 14.7 磅絕對，最高壓力為 240 磅絕對。求平均有效壓力與最高壓力之比。

8. 某狄賽爾機之縮比為 14，停給比為 2，資料之 $k=1.37$ ，求循環之效率。

9. 設某狄賽爾機之縮比為 13.5，停給比為 1.75，資料之 $k=1.37$ ，壓縮前之壓力為 14.7 磅絕對。(a) 求平均有效壓力。(b) 平均有效壓力為最高壓力百分之幾？

10. 求雙燃循環之效率，設：縮比為 10，等容過程之壓力比為 1.75，停給比為 1.75，資料之 $k=1.33$ 。

11. 設布雷登循環之縮比為 5，資料之 $k=1.35$ ，壓縮前之壓

力為 14.7 磅絕對，停給比為 2，求 (a) 平均有效壓力；(b) 循環之效率。

12. 某循環由等溫膨脹，等熵膨脹，等溫壓縮及等容過程所組成。資料自熱體吸熱，排熱於冷體。設熱體及冷體之溫度皆不變，則此循環是否可逆？何以故？

第 七 章

1. 經試驗知某熱機之制動熱效率為 24%，機械效率為 75%，設理想循環效率為 39%，求 (a) 指示熱效率；(b) 制動發動機效率；(c) 指示發動機效率。

2. 有一熱機，在某種載荷時其工況如次：制動熱效率 = 16%，機械效率 = 89%，指示發動機效率 = 75%，其理想循環效率為何？

3. 某熱機每完成一制動馬力小時需資料 16.2 磅。每磅資料所能供給於發動機之熱為 1101 B.T.U. 其指示熱效率為 15.7%，理想循環效率為 26.2%。求 (a) 制動熱效率；(b) 制動發動機效率；(c) 機械效率。

4. 某熱力廠用油為燃料，其高熱值為 19200 B. T. U. 每磅。由發動機拖帶發電機發電，經一星期之試驗，平均每仟瓦小時之輸出需油 0.8 磅，求 (a) 廠熱效率，(b) 每仟瓦小時之熱消耗量。

第 八 章

1. 液體一磅， $C_p = 0.5$ ，在 20 磅絕對壓力時，其凝固溫度為 2°F ，汽化溫度為 150°F 。倘於絕對壓力 20 磅時加熱，以其容解溫度

爲某點，則液體熱爲幾何？倘液體之比熱爲變數， $C_p = 0.7 + 0.003t - 0.0001t^2$ ，其液體熱爲幾何？

2. 某液體一磅，於絕對壓力 35 磅時汽化，其體積增加 50 立方呎，汽化潛熱爲 900 B. T. U.，飽和溫度爲 250°F，求 (a) 汽化焓 (b) 汽化外潛熱， APu_x (c) 汽化內潛熱， u 。

3. 有液體 20 磅， $C_p = 1.13$ ，於 200 磅絕對壓力及 40°F 時，其體積爲 0.5 立方呎，今在等壓情形下加熱，至完全汽化，其飽和溫度爲 96°F，飽和液體之體積爲 0.027 立方呎每磅，飽和蒸汽之體積爲 15 立方呎每磅，汽化潛熱爲 480 B. T. U. 每磅。求 (a) 所加熱量之總數；(b) 焓增加之總數；(c) 當液體之溫度升至飽和溫度時，液體內能之增加量；(d) 當汽化時，其內能之增加量。

4. 當壓力爲 100 磅絕對時，某流體之飽和溫度爲 328°F，乾飽和蒸汽之容積爲 4.43 立方呎每磅。茲於等壓情形中使之自飽和溫度過熱，至其溫度增高 100°F，其容積變爲 5.15 立方呎每磅， $C_p = 0.53$ 。求每磅蒸汽之退熱熱。當過熱時，其內能增加幾何？焓增加幾何？

5. 當壓力爲 110 磅絕對時，某流體之汽化潛熱爲 525 B. T. U. 在等壓情形中，以 300 B. T. U. 加於一磅此種飽和液體，其內能增加 270 B. T. U. 求 (a) 結果所獲之品質；(b) 汽化內潛熱，(c) u 。

6. 某蒸汽於絕對壓力 100 磅時，其飽和溫度爲 100°F。汽化內潛熱爲 700 B. T. U. 每磅，汽化外潛熱爲 60 B. T. U. 每磅，如使之過熱 100°F，其平均比熱爲 0.4，今設某基點之熱容及焓爲零，則當品質爲 85% 時，其比熱容爲 420 B. T. U. 每磅，比焓爲 1.00，求 (a) 於過熱 100°F 時，每磅蒸汽之熱容；(b) 每磅蒸汽之焓。

7. 爲加熱之用,以 100°F 之乾汽入於盤管;當凝結之液體離盤管時,適爲飽和液體。設每小時自盤管放出之熱爲 $1,000,000 \text{ B.T.U.}$,求每小時供給於盤管蒸汽之重量,如蒸汽爲(a)水蒸汽, (b) 氨, (c) 二氧化硫。

第 九 章

1. 水一磅,其溫度爲 80°F ,壓力爲 150 磅絕對,於等壓情形中,加熱汽化,至變爲乾飽和蒸汽,求(a)所加之熱;(b)蒸汽所作之工作。

2. 上題之水,如使之變爲 150°F 過熱之蒸汽,則所加之熱爲幾何?

3. 有水蒸汽,其品質爲 20% ,壓力爲 50 磅絕對。於等容情形中加熱,至其壓力爲 180 磅絕對,其品質爲何?

4. 有水蒸汽一磅,其壓力爲 200 磅絕對,溫度爲 600°F ,經等熵膨脹,至壓力爲 15 磅絕對,求(a)膨脹後之品質,(b)所作之工作。

5. 以節流蒸汽卡計測蒸汽之乾度。入於卡計之蒸汽,其壓力爲 150 磅絕對。經節流作用,卡計內之溫度爲 240°F ,壓力爲 17 磅絕對,問主汽管中之品質爲何?

6. 試用毛利爾蒸汽圖表解上題。

7. 以通用卡計測蒸汽之乾度,每單位時間自噴咀流出之乾汽爲 4.9 磅,分離出之水分爲 0.1 磅,主汽管內之壓力爲 150 磅絕對,卡計內之壓力爲 16.5 磅絕對,求主汽管內蒸汽之乾度。

第 十 章

1. 有加諾機，以蒸汽為資料，當絕熱膨脹開始時，蒸汽之壓力為 247.3 磅每平方吋絕對，品質為 97%，膨脹後之溫度為 100°F。求(a)充熱；(b)卻熱；(c)循環之效率。
2. 入於某汽輪機之蒸汽，其絕對壓力為 185 磅，過熱度為 140°F，排汽壓力為 1.5 吋水銀柱（每吋水銀柱 = 0.491 磅）。求可用能 $(\Delta Q)_\phi$ 之值。
3. 某汽輪機每耗蒸汽一磅可完成工作 141,500 呎磅，求汽率。
4. 絕對壓力 200 磅，溫度 500°F 之蒸汽入於汽輪機中，設使其反壓力由 15 磅絕對，改為 1 吋水銀柱絕對，則郎肯發動機循環效率增進百分之幾？其純工作增加百分之幾？
5. 有採用郎肯循環之蒸汽力廠，當蒸汽離汽鍋時，其壓力為 417 磅絕對，溫度為 700°F；在管略中，其壓力降低 17 磅；當經節汽器時，其壓力降為 385 磅絕對。排汽壓力為一吋水銀柱絕對。設無輻射損失，求(a)管略中及(b)節汽器中可用能節流損失之百分率。
6. 某蒸汽力廠，採用郎肯循環，在配電板 (switch-board) 處每仟瓦小時輸出耗煤 1.52 磅，煤之高熱值為 12900 B. T. U. 每磅，蒸汽之壓力為 235 磅絕對，溫度為 600°F，排汽壓力為 1.2 吋水銀柱絕對。求(a)廠熱效率；(b)理想循環效率，設唧筒工作可略而不計。
7. 有往復汽機，依無膨脹循環而動作，入於該機之蒸汽，其壓力為 117 磅絕對，過熱度為 63°F，反壓力為 16 磅絕對。試驗之結果，得知其指示馬力為 27.6，每小時之蒸汽消耗總量為 1250 磅。設機械效率為 85%，求(a)指示熱效率；(b)制動熱效率；(c)理想汽率；(d)指

示發動機效率。

8. 設採用郎肯循環，則上題往復汽機之指示發動機效率為何？

9. 接於同一主汽管，有汽管三支，各通於汽輪機，無膨脹汽機，及節汽器，三者之排汽壓力皆為 14.7 磅絕對。主汽管中之壓力為 200 磅絕對，過熱度為 100°F。汽輪機之制動發動機效率為 75%，無膨脹汽機之制動發動機效率亦為 75%。設無輻射及傳導損失，求 (a) 汽輪機，(b) 往復汽機，及 (c) 節汽器三者每磅排汽之體積、熵及熱容。

10. 在某汽力廠中，入於往復汽機之蒸汽壓力為 200 磅絕對，過熱度為 125°F，放汽壓力為 12 磅絕對，凝汽器所保持之反壓力為 5 磅絕對。設唧筒之工作可略而不計，求理想不完全膨脹循環之 (a) 純工作，(b) 效率，(c) 絕熱脹比，(d) 因不完全膨脹所致之損失，(e) 入於凝汽器蒸汽之品質。

第 十 一 章

1. 在某力廠中，汽鍋所生之蒸汽為 400 磅絕對壓力，700°F。蒸汽在汽輪機中膨脹至 80 磅絕對壓力時，乃再熱之至 700°F。凝汽器所保持之排汽壓力為 1 吋水銀柱絕對，(a) 求理想循環效率；(b) 設蒸汽不經再熱，則理想郎肯循環之效率為何？

2. 有 35000 仟瓦之汽輪發電機，乃依再熱循環而設計者。汽輪機節汽器處之絕對壓力為 550 磅，溫度為 700°F。當載荷為額定值時，自汽輪機入再熱器之蒸汽壓力為 135 磅絕對，溫度為 426°F。自

再熱器返於汽輪機之蒸汽壓力為 125 呎絕對，溫度為 700°F ，反壓力為 1 吋水銀柱絕對。在此情形下，汽輪發電機之汽率為 7.9 磅每仟瓦小時。求 (a) 理想汽率；(b) 理想循環效率；(c) 實際合併熱效率；(d) 實際合併發動機效率。

3. 某電燈公司試驗之記錄如次：汽輪發電機之輸出為 29,760 仟瓦，每小時流經節汽器之蒸汽為 307,590 磅，節汽器處之絕對壓力為 245 呎，節汽器處之過熱度為 252°F ，絕對排汽壓力為 0.964 吋水銀柱。撤汽點之絕對壓力為 28.73 吋水銀柱，自加熱器流出給水之溫度為 163°F 。於理想情形，求 (a) 撤出蒸汽對於節汽器處蒸汽總量之百分率；(b) 每磅流經節汽器之蒸汽所能完成之工作；(c) 理想汽率；(d) 循環率效。於實際情形，求 (e) 合併汽率；(f) 合併熱效率；(g) 合併發動機效率。

4. 上題之汽輪機如無撤汽，試得之結果如次：當出量為 29850 仟瓦時，每小時流經節汽器之蒸汽為 298510 磅，節汽器處之絕對壓力為 248 呎，過熱度為 259°F ，排汽壓力為 1 吋水銀柱絕對。求 (a) 理想汽率；(b) 理想循環效率；(c) 合併汽率；(d) 合併熱效率；(e) 合併發動機效率。

5. 有額定輸出為 30,000 仟瓦之汽輪發電機，具四撤汽點。當其輸出為 24,725 仟瓦時，每小時流經節汽器之蒸汽為 267,500 磅。節汽器處之絕對壓力為 380 呎，溫度為 700°F 。反壓力為 1.5 吋水銀柱絕對。撤汽點之壓力各為 90, 46.4, 19.6, 6.1 呎絕對。撤出之蒸汽，適足使給水以 310°F 之溫度自高壓給水加熱器流出。於理想情形，求 (a) 各點撤出蒸汽對於節汽器處蒸汽總量之百分率；(b) 每磅

流經節汽器之蒸汽所能完成之純工作；(c)理想汽率；(d)循環效率。於實際情形，求(e)合併汽率；(f)合併熱效率；(g)合併發動機效率。

第十二章

1. 穩定流動應具之條件為何？

2. 每小時流經某熱機之資料為 288,000 磅。當流入時，資料之熱容為 1,284 B. T. U. 每磅，速度為 5,000 呎每分鐘。當資料自熱機流出時，其熱容為 949 B. T. U. 每磅，速度為 10,000 呎每分鐘。入口之位置較出口高 10 呎，於資料經熱機時，每小時熱之輻射及傳導損失為 3,463,000 B. T. U.。設資料在熱機中為絕熱過程，則此熱機之馬力為幾何？

3. 蒸汽以 800 磅絕對壓力，710°F 之溫度，流入噴咀；以 15 磅絕對壓力流出。當流出時，蒸汽適為乾飽和。設流入之速度可略而不計，其流出速度為何？

4. 當蒸汽 ($n=1.3$) 入噴咀時，其壓力為 380 磅絕對，容積為 1.894 立方呎每磅，設流入速度可略而不計，流出壓力為 150 磅絕對，求(a)流出速度，(b)喉速度，(c)喉壓力。

5. (a) 設上題噴咀之喉面積為 0.05 平方呎，求流出重量；(b) 設流出壓力增至 220 磅絕對，求流出重量。

6. 於設計某噴咀時，計算之結果，其流出速度為 1500 呎每秒。造製成後，經實際試驗，由噴注之衝擊力求得平均流出速度為 1470 呎每秒，求速度係數。

7. 求上題噴咀之效率。

第十三章

1. 伯諾利定理為何?
2. 當流體流經管路中時,如有磨擦或擾動發生,其影響為何?
3. 何謂短路? 何謂長路?
4. 須在何種情形, (275)式始得應用?
5. 何謂絕對黏度、運動黏度、相對黏度?
6. 某流體之絕對黏度為 20 百分包斯,應為若干 (a) 磅達秒每平方呎? (b) 磅力秒每平方呎?
7. 某流體之絕對黏度為 0.0168 磅達秒每平方呎,流於直徑為 0.0821 呎之管中,流動速度為 19.7 呎每秒,流體之密度為 52.4 磅力每立方呎。求雷諾係數。
8. 使流體 60 立方厘米,自施伯特通用黏度計之小管中流出,其所需之時間為 t ,則流體之運動黏度可自 (282) 式求之。茲於測某液體之黏度時,所需之時間為 $t=98$ 秒。求其運動黏度。
9. 何謂黏性流動? 其最大速度與平均速度之關係為何?
10. 何謂勃蘇里定律?
11. 有溫度為 68°F , 之水 (每立方呎重 62.4 磅), 流於 5 吋鐵管中, 流動速度為 0.01 呎, 管長為 2,500 呎, 其壓力降低幾何?

第十四章

1. 壓氣機與鼓風機有何異同?
2. 設有無餘隙之理想往復壓氣機, 當吸氣動程, 吸空氣 2 立方

吸入氣缸中；經壓縮後，以 50 磅之絕對壓力輸出，吸氣壓力為 13.5 磅絕對，壓縮時複熱過程之 $n=1.4$ ，求每循環所需之工作。

3. 設前題之壓縮為等溫過程，則每循環所需之工作幾何？
4. 當壓縮期間，空氣之變化，有兩種極限情形，各為何？實際之壓縮，為何種情形？何以故？
5. 試述餘隙對於壓氣機之影響。
6. 何謂體積效率？
7. 冷卻之方法有幾？試述其利弊。
8. 當採用多級壓縮時，中間壓力與前級吸氣壓力及後級輸出壓力之關係為何？試證之。
9. 於壓縮空氣入空氣機之先，每經預熱，其利益安在？

第 十 五 章

1. 何謂工況係數？
2. 某發冷機之工況係數為 4.5，求其能量，噸每馬力。
3. 有空氣發冷機，每分鐘自冷室吸出之熱量為 600 B. T. U.，冷室之壓力為 10.7 磅絕對，壓氣機自冷室吸空氣，依 $PV^{1.07} = \text{常數}$ ，壓縮之至 65 磅絕對。入於膨脹氣缸之空氣壓力為 55 磅絕對，冷室之溫度為 36°F，空氣雖冷卻盤管時之溫度為 80°F。設此發冷機每分鐘能完成 120 工作動程，(a) 求拖帶此機所需之馬力；(b) 求氣缸之容積。
4. 用於發冷之蒸汽須具何條件？試比較氨、二氧化硫及二氧化碳三種資料之優劣。
5. 何謂濕壓縮？凡有幾種？採用濕壓縮有何利益？

6. 試述氨吸收發冷法之原理。
7. 試繪圖以示氨吸收發冷廠中各器械之連接關係。
8. 何謂濃度?
9. 試述吸收器及發生器內之情形。

第十六章

1. 常用為熱機之資料時,空氣與蒸汽之優劣如何?
2. 何謂外燃機?此機多依何種循環而動作?
3. 內燃機之燃料可分幾類?
4. 內燃機之循環,由何種過程所組成?
5. 何謂慢燃?
6. 使鄂圖機體積效率減低之原因為何?
7. 某內燃機之活塞動程與氣缸直徑之比為 1.5。由器示壓容圖測得其指示馬力為 35; 平均有效壓力為 68.5 磅,其轉速為 1,200 rpm.。試求其氣缸之大小。

第十七章

1. 試述往復汽機之動作。
2. 試述蒸汽在實際汽缸中之情形。
3. 荷恩分析法所用之普通方程式為何?
4. 由克萊敦分析之結果,得何結論?
5. 減少氣缸凝結之方法有幾?試分述之。
6. 單流汽機之氣缸凝結頗少,何以故?

7. 何謂初凝結?

第 十 八 章

1. 在汽輪機及往復汽機中, 資料之可用能, 各以何方式變為工作?
2. 試述速度汽輪機及壓力汽輪機不同之點。
3. 採用複合法之理由安在? 何謂速度複合? 何謂壓力複合?
4. 有 2,000 仟瓦之壓力汽輪機一具, 每秒鐘耗汽 9 磅。於其中某級之壓力為 37 磅絕對, 該處之蒸汽品質為 0.97, 速度為 550 呎每秒, 轉筒之節圓為 20 吋, 出口角度為 $22\frac{1}{2}$ 度, $k=0.8$, 求輪葉之長。
5. 試述汽輪機中之損失。

中英名詞對照表

A

absolute pressure 絕對壓力
 absolute temperature 絕對溫度
 absorber 吸收器
 adiabatic 絕熱的
 admission 進氣
 air column 空氣柱
 air compressor 壓氣機
 air engine 空氣發動機
 analyzer 分析器
 atmospheric pressure 大氣壓力
 atmospheric pressure line 大氣壓力線
 attraction 引力
 availability 可用性
 axial velocity 軸向速度

B

bearing 軸承
 binary cycle 兩合循環
 binary vapor cycle 兩合蒸汽循環
 blast furnace 鼓風爐

blower 鼓風機
 boiler 汽鍋
 boiling 沸騰
 bombardment 衝擊
 brake efficiency 制動效率
 brake engine efficiency 制動發動機效率
 brake horsepower 制動馬力
 brake thermal efficiency 制動熱效率
 brake-type dynamometer 制動式功率計
 British thermal unit (B. T. U.) 英熱單位
 by product gas 附產煤氣

C

Cal. = kilogram caloria
 calorimeter 卡計
 carburetor 化汽器
 centipoise 百分包斯
 charge 進料
 chemical energy 化學能
 chemical potential energy 化學勢能
 checker-board 熱效對照圖表
 circulating water 循環水

clearance 餘隙

coke-oven gas 備煤氣

cold body 冷體

cold room 冷室

combination turbine 混合蒸汽輪機

combined efficiency 合併效率

combined engine efficiency

合併發動機效率

combined performance 合併工況

combustion 燃燒

complete expansion engine

完全膨脹發動機

composite cycle 組合循環

compound engine 複脹式發動機

compressibility 壓縮性

compression 壓縮

compression period 壓縮期

compression ratio 壓縮比

concentration 濃度

condensate 凝水

condenser 蒸汽器

conduction 傳導

conductor 導體

cooling coil 冷却盤管

constant 常數

constant pressure 等壓

constant temperature 等溫

constant volume 等容

co-volume 共容

cut and try method 裁試法

cut-off 停給

cycle 循環

D

datum 基點

dead center 死點

degree of superheat 過熱度

delivered engine efficiency

發生發動機效率

delivery period 輸出期

dense-air 密氣

dew point 露點

displacement 位移

double acting 雙動作

driven machine 被動機

dual combustion cycle 雙燃循環

dual combustion engine 雙燃機

dry vapor 乾汽

E

effective pressure 有效壓力

efficiency 效率

electrical energy 電能

energy 能
 entropy 熵
 equilibrium 平衡
 evaporation 蒸發
 exchanger 交換器
 expansion 膨脹
 expansion line 膨脹線
 explosion 爆發
 external combustion engine 外燃機
 external heat 外熱
 external latent heat 外潛熱
 external work 外工作
 extraction cycle 抽取循環

F

fan 風扇
 fluid 流體
 fly-wheel 飛輪
 free expansion 自由膨脹
 friction 摩擦
 friction brake 摩擦制動器
 fuel 燃料
 full peripheral discharge 滿周流出

G

gage glass 驗水管
 gage pressure 計壓力
 gas 氣, 氣體
 gas cycle 氣體循環
 gas mixture 混合氣體
 gas turbine 氣輪機
 generator 發生器
 gravity head 重力頭
 guide vanes 導葉

H

heat 熱
 heat consumption 熱消耗量
 heat content 熱容
 heat engine 熱機
 heater 加熱器
 heat of superheating 過熱熱
 heat pump 熱唧筒
 heat sources 熱源
 higher heating value (H. H. V.) 高熱值
 hot air engine 熱空氣機
 hot body 熱體
 horsepower (HP) 馬力
 humidity 濕度

I

ideal gas 理想氣體	isobaric process 等壓過程
ignite and explode 點火爆發	isothermal process 等溫過程
igniting device 點火設備	J
illuminating gas 燈用煤氣	jacketing 水套
impulse 衝擊力	jet energy 噴射能
impulse steam turbine 衝動汽輪機	
incomplete expansion engine 不完全膨脹發動機	K
indicated thermal efficiency 指示熱效率	kilogram-calorie 仟克卡
Indicator 指示器	kilo-watt(kw) 仟瓦
indicator diagram 指示壓容圖	kinematic viscosity 運動黏度
initial condition 原有情形	kinetic energy 動能
injecting 噴射	
inter cooler 中間冷却器	L
intercooling 中間冷却	latent heat of vaporization 汽化潛熱
internal combustion engine 內燃機	linkage 聯動裝置
internal energy 內能	live steam 生汽
internal heat 內熱	load 載荷
internal latent heat 內潛熱	logarithmic chart 對數圖表
intrinsic heat 稟熱	lower heating value(L.H.V.) 低熱值
irreversible adiabatic process 不可逆絕熱過程	M
irreversible process 不可逆過程	main cylinder 主氣缸
irreversible thermodynamic process 不可逆熱力過程	manufactured gas 製造煤氣
isentropic process 等熵過程	mechanical energy 機械能

中英名詞對照表

mercury turbine 水銀輪機
 method of ordinates 縱標法
 mixed combustion engine 混燃機
 moment 力矩
 moment of inertia 轉動慣量
 multi-stage air compressor 複級壓氣機
 multi-stage compression 複級壓縮

N

natural gas 天然煤氣
 net work 純工作
 non-conducting plate 隔熱板
 non-expansion engine 無膨脹發動機
 nozzle 噴嘴

O

orifice 孔
 over load 過荷
 output 輸出

P

partial pressure 部分壓力
 performance 工況
 perpetual motion 永動機械
 peripheral velocity 周速速度
 pet cock 扭門

pipe line 管路
 piston 活塞
 piston thermal efficiency 活塞熱效率
 poise 包斯
 polytropic process 複熱過程
 potential energy 勢能
 poundal 磅達
 power 功率
 power plant 動力廠
 preheater 預熱器
 preheating 預熱
 pressure 壓力
 pressure gage 壓力計
 pressure head 壓力頭
 pressure stage 壓力級
 process 過程
 pumping 泵動

Q

quantity of heat 熱量

R

radiation 輻射
 ratio of compression 縮比
 ratio of expansion 脹比
 reaction 反動

real gas 實氣
 receiver 受器
 rectifier 除水器
 reciprocating engine 往復機
 reevaporation 再汽化
 reexpansion period 復脹期
 refrigerating body 冷體
 refrigerating machine 致冷機
 regenerator 蓄熱器
 reheater 再熱器
 reheating 再熱
 reheating receiver 再受熱器
 reheating regenerative engine
 再熱蓄熱致動機
 reheating regenerative vapor cycle
 再熱蓄熱蒸汽循環
 relative humidity (R.H.) 相對濕度
 release 放氣
 residue 廢氣
 reversible adiabatic process
 可逆絕熱過程
 reversible process 可逆過程
 reversible thermodynamic process
 可逆熱力過程
 reversibility 可逆性
 run full 滿動

S

saturated pressure 飽和壓力
 saturated temperature 飽和溫度
 saturated vapor 飽和蒸汽
 saturated vapor line 飽和蒸汽線
 saturation line 飽和線
 self-ignition 自燃
 sensible heat 顯熱
 separating calorimeter 分餾卡計
 solar heat 太陽熱
 specific heat 比熱
 specific volume 容度
 steady flow 穩定流動
 steam 汽, 蒸汽
 steam calorimeter 蒸汽卡計
 steam engine 蒸汽機
 steam rate 汽率
 steam turbine 蒸汽輪機
 stream line flow 流線流動
 stroke 動程
 supercooled liquid 過冷液體
 supercooled vapor 過冷蒸汽
 supersaturated vapor 過飽和蒸汽
 supercharger 增壓器
 superheated liquid 過熱液體

中英名詞對照表

superheated vapor 過熱蒸汽

T

temperature 溫度

temperature-entropy chart 溫度熵圖表

thermal efficiency 熱效率

thermodynamic 熱力學

thermodynamic equilibrium 熱力平衡

thermometer 溫度計

throttling calorimeter 節流卡計

turbine wheel 轉輪

turbulent flow 擾動流動

U

uniflow engine 單流汽機

unstable state 不安定情形

V

vacuum 真空

valve 閥

vapor 蒸汽

vapor cycle 蒸汽循環

vaporization 汽化

variable 變數

viscosity 黏度

viscosity shearing force 黏度剪力

volume rate of flow 容率

volume scale 容積標

W

warming machine 保溫機

water head 水頭

water injection 噴水

water rate 水率

water turbine 水輪機

water vapor 水蒸汽

wet compression 濕壓縮

wet vapor 濕汽

windage 風力

work 工作

working substance 資料

work of compression 壓縮工作

附表：飽和蒸汽之性質

絕對壓力 %	溫度 °F	體積		熱容		汽化潛熱 Btu. 每磅	焓		
		立方呎每磅		Btu. 每磅			飽和 水	汽化	飽和 蒸汽
		v_f	v_g	c_p	c_v				
p	t	v_f	v_g	c_p	c_v	r	h_f	h_g	h_{fg}
0.0887	32	0.01602	3301	0.0	1073.4	1073.4	0.0630	2.1834	2.1834
0.1217	40	0.01602	2445	8.1	1077.2	1069.1	0.0162	2.1897	2.1559
0.1780	50	0.01602	1704.3	18.1	1081.7	1063.6	0.0361	2.0870	2.1231
0.2456	58.8	0.01603	1256.9	26.9	1086.7	1058.8	0.0533	2.0422	2.0955
($\frac{1}{2}$ " Hg)									
0.2561	60	0.01603	1208.0	28.0	1086.2	1058.2	0.0555	2.0364	2.0919
0.3628	70	0.01605	869.0	38.0	1090.8	1052.7	0.0746	1.9877	2.0622
0.4912	79.1	0.01607	662.7	47.1	1094.9	1047.8	0.0914	1.9451	2.0356
(1" Hg)									
0.5067	80	0.01607	633.3	48.0	1095.3	1047.3	0.0932	1.9407	2.0340
0.6980	90	0.01610	468.5	58.0	1099.8	1041.8	0.1115	1.8955	2.0070
0.7368	91.7	0.01610	445.3	63.7	1100.6	1040.8	0.1147	1.8877	2.0024
($1\frac{1}{2}$ " Hg)									
0.9487	100	0.01613	350.8	67.9	1104.2	1036.9	0.1295	1.8518	1.9813
0.9824	101.2	0.01613	339.5	69.1	1104.8	1035.7	0.1316	1.8468	1.9784
(2" Hg)									
1.018	101.8	0.01614	333.9	69.7	1105.0	1035.3	0.1326	1.8442	1.9769
1.274	110	0.01616	265.8	77.9	1108.6	1030.8	0.1472	1.8095	1.9567
1.470	116	0.01618	232.3	82.9	1110.8	1027.9	0.1559	1.7889	1.9448
1.692	120	0.01620	203.6	87.9	1113.0	1025.1	0.1646	1.7685	1.9331
2	126.1	0.01623	173.96	93.0	1115.6	1021.6	0.1750	1.7442	1.9192
3	141.5	0.01630	118.26	103.3	1122.0	1012.7	0.2009	1.6847	1.8856
4	153.0	0.01638	90.74	120.8	1126.8	1005.9	0.2198	1.6420	1.8618
5	162.2	0.01643	73.61	130.1	1130.1	1000.4	0.2348	1.6088	1.8456
6	170.1	0.01645	62.06	137.9	1132.7	995.8	0.2473	1.5814	1.8287
7	176.8	0.01649	53.70	144.7	1136.4	991.7	0.2580	1.5582	1.8162
8	182.9	0.01652	47.89	150.8	1138.9	988.1	0.2674	1.5379	1.8053
9	188.3	0.01656	42.41	156.2	1141.0	984.8	0.2758	1.5200	1.7958
10	193.2	0.01658	38.45	161.1	1143.0	981.8	0.2834	1.5040	1.7874
11	197.7	0.01661	35.17	165.7	1144.8	979.1	0.2908	1.4894	1.7797
12	202.0	0.01664	32.42	169.9	1146.4	976.5	0.2968	1.4769	1.7727
13	205.3	0.01666	30.08	173.8	1147.9	974.1	0.3027	1.4636	1.7663
14	209.6	0.01669	28.05	177.5	1149.3	971.8	0.3082	1.4521	1.7604
14.696	212.0	0.01670	26.82	180.0	1150.2	970.2	0.3113	1.4446	1.7564

附表 I 飽和蒸汽之性質 (續)

絕對 壓力 % ^o	溫度 °F	容積 立方呎每磅		熱容 Btu 每磅		汽化 潛熱 Btu 每磅	焓		
		飽和蒸汽		飽和 水	飽和 蒸汽		飽和 水	汽化	飽和 蒸汽
		p	v _g	v _f	v _g		h _f	h _g	h _g
15	213.0	0.01671	26.31	181.0	1150.6	969.6	0.3134	7.4414	1.7548
16	216.3	0.01673	24.76	184.4	1151.8	967.4	0.3134	7.4312	1.7496
17	219.4	0.01676	23.40	187.5	1152.9	965.4	0.3230	7.4218	1.7448
18	222.4	0.01678	22.15	190.5	1154.0	963.5	0.3274	7.4127	1.7402
19	225.2	0.01680	21.08	193.3	1155.0	961.7	0.3316	7.4042	1.7358
20	228.0	0.01682	20.09	196.1	1156.0	959.9	0.3355	7.3960	1.7317
21	230.6	0.01684	19.19	198.7	1156.9	958.2	0.3395	7.3883	1.7278
22	233.1	0.01685	18.38	201.2	1157.8	956.6	0.3431	7.3809	1.7240
23	235.5	0.01687	17.63	203.7	1158.6	955.0	0.3466	7.3738	1.7204
24	237.8	0.01689	16.94	206.1	1159.5	953.4	0.3500	7.3670	1.7170
25	240.1	0.01690	16.30	208.3	1160.2	951.9	0.3533	7.3604	1.7137
26	242.2	0.01692	15.71	210.5	1161.0	950.4	0.3564	7.3542	1.7106
27	244.4	0.01694	15.17	212.7	1161.7	949.0	0.3594	7.3481	1.7075
28	246.4	0.01695	14.66	214.7	1162.4	947.7	0.3624	7.3422	1.7046
29	248.4	0.01697	14.19	216.8	1163.1	946.3	0.3652	7.3365	1.7018
30	250.3	0.01698	13.74	218.7	1163.7	945.0	0.3680	7.3310	1.6990
32	254.0	0.01701	12.94	222.5	1165.0	942.5	0.3732	7.3206	1.6938
34	257.6	0.01704	12.22	226.1	1166.1	940.0	0.3783	7.3107	1.6890
36	260.9	0.01707	11.58	229.5	1167.1	937.7	0.3830	7.3014	1.6844
38	264.2	0.01710	11.01	232.8	1168.3	935.5	0.3876	7.2925	1.6800
40	267.2	0.01712	10.49	235.9	1169.2	933.3	0.3919	7.2840	1.6759
42	270.2	0.01715	10.02	239.0	1170.2	931.2	0.3961	7.2759	1.6720
44	273.1	0.01717	9.59	241.9	1171.1	929.2	0.4000	7.2682	1.6685
46	275.8	0.01719	9.20	244.7	1171.9	927.2	0.4039	7.2609	1.6647
48	278.4	0.01722	8.84	247.4	1172.7	925.4	0.4076	7.2537	1.6613
50	281.0	0.01724	8.51	250.0	1173.5	923.5	0.4111	7.2469	1.6580
52	283.5	0.01726	8.20	252.5	1174.3	921.7	0.4145	7.2404	1.6549
54	285.9	0.01728	7.91	255.0	1175.0	920.0	0.4178	7.2340	1.6518
56	288.2	0.01730	7.65	257.4	1175.7	918.3	0.4210	7.2279	1.6489
58	290.5	0.01732	7.40	259.7	1176.4	916.6	0.4241	7.2220	1.6461
60	292.7	0.01735	7.17	262.0	1177.0	915.0	0.4271	7.2163	1.6434
62	294.8	0.01737	6.95	264.2	1177.6	913.4	0.4300	7.2107	1.6407
64	296.9	0.01739	6.74	266.3	1178.2	911.9	0.4329	7.2053	1.6382
66	299.0	0.01741	6.55	268.4	1178.8	910.4	0.4356	7.2001	1.6357
68	301.0	0.01743	6.37	270.5	1179.4	908.9	0.4384	7.1950	1.6333
70	302.9	0.01744	6.20	272.5	1179.9	907.4	0.4410	7.1900	1.6310
72	304.8	0.01746	6.04	274.5	1180.5	906.0	0.4435	7.1852	1.6287
74	306.7	0.01748	5.88	276.4	1181.0	904.6	0.4460	7.1805	1.6265
76	308.5	0.01750	5.74	278.3	1181.5	903.2	0.4485	7.1759	1.6244
78	310.3	0.01752	5.60	280.1	1182.0	901.9	0.4509	7.1714	1.6223

附表1 飽和蒸汽之性質(續)

絕對 壓力 kg	溫度 °F	體積		熱容		汽化 潛熱 Btu. 每磅	熵		
		立方呎每磅		Btu. 每磅			飽和水	汽化	飽和 蒸汽
		飽和水	飽和汽	飽和水	飽和汽				
P	t	V_1	V_2	g	λ	r	ϕ_1	ϕ_2	ϕ 飽和
80	312.0	0.01764	5.470	281.9	1182.4	900.5	0.4632	1.1670	1.6202
82	313.7	0.01766	5.343	283.7	1182.9	899.2	0.4656	1.1627	1.6162
84	315.4	0.01767	5.222	285.4	1183.4	897.9	0.4578	1.1586	1.6163
86	317.1	0.01769	5.107	287.1	1183.8	896.7	0.4599	1.1545	1.6144
88	318.7	0.01781	4.997	288.8	1184.2	895.4	0.4621	1.1506	1.6126
90	320.3	0.01763	4.892	290.4	1184.6	894.2	0.4642	1.1465	1.6107
92	321.8	0.01764	4.791	292.1	1185.0	893.0	0.4663	1.1427	1.6090
94	323.4	0.01766	4.694	293.7	1185.4	891.8	0.4683	1.1389	1.6072
96	324.9	0.01768	4.602	295.2	1185.8	890.6	0.4703	1.1352	1.6055
98	326.4	0.01769	4.513	296.8	1186.2	889.4	0.4723	1.1316	1.6038
100	327.8	0.01771	4.426	298.3	1186.6	888.2	0.4742	1.1280	1.6022
102	329.3	0.01773	4.344	299.8	1186.9	887.1	0.4761	1.1245	1.6006
104	330.7	0.01774	4.265	301.3	1187.3	886.0	0.4779	1.1211	1.5990
106	332.1	0.01776	4.189	302.8	1187.6	884.9	0.4798	1.1177	1.5974
108	333.4	0.01777	4.115	304.2	1188.0	883.8	0.4816	1.1144	1.5959
110	334.8	0.01779	4.044	305.6	1188.3	882.7	0.4834	1.1111	1.5944
115	338.1	0.01783	3.878	309.0	1189.1	880.0	0.4876	1.1032	1.5908
120	341.3	0.01786	3.725	312.4	1189.9	877.4	0.4918	1.0956	1.5874
125	344.3	0.01790	3.587	315.6	1190.5	874.9	0.4958	1.0882	1.5840
130	347.3	0.01794	3.451	318.7	1191.2	872.4	0.4996	1.0812	1.5808
135	350.2	0.01797	3.329	321.8	1191.8	870.0	0.5034	1.0743	1.5777
140	353.0	0.01801	3.216	324.7	1192.4	867.7	0.5070	1.0677	1.5747
145	355.8	0.01804	3.110	327.6	1193.0	865.3	0.5105	1.0612	1.5718
150	358.4	0.01808	3.010	330.4	1193.5	863.1	0.5140	1.0550	1.5690
155	361.0	0.01811	2.917	333.2	1194.0	860.8	0.5173	1.0490	1.5663
160	363.5	0.01814	2.830	335.9	1194.5	858.7	0.5205	1.0431	1.5638
165	366.0	0.01818	2.748	338.5	1195.0	856.5	0.5237	1.0374	1.5611
170	368.4	0.01821	2.671	341.0	1195.4	854.4	0.5268	1.0318	1.5586
175	370.8	0.01824	2.598	343.5	1195.9	852.3	0.5298	1.0264	1.5562
180	373.1	0.01827	2.529	346.0	1196.3	850.3	0.5327	1.0211	1.5538
185	375.3	0.01830	2.463	348.4	1196.7	848.2	0.5356	1.0159	1.5515
190	377.5	0.01833	2.401	350.8	1197.0	846.3	0.5384	1.0109	1.5493
195	379.7	0.01836	2.342	353.1	1197.4	844.3	0.5411	1.0060	1.5471
200	381.8	0.01839	2.285	355.3	1197.8	842.4	0.5438	1.0012	1.5450
210	385.9	0.01844	2.180	359.8	1198.4	838.6	0.5491	0.9918	1.5409
220	389.9	0.01850	2.084	364.0	1199.0	835.0	0.5540	0.9829	1.5369
230	393.7	0.01856	1.995	368.1	1199.6	831.4	0.5588	0.9743	1.5332
240	397.4	0.01861	1.916	372.1	1200.1	827.9	0.5635	0.9661	1.5295
250	401.0	0.01867	1.841	376.0	1200.5	824.5	0.5680	0.9581	1.5261
260	404.4	0.01872	1.772	379.8	1201.0	821.3	0.5723	0.9504	1.5227

附表1 飽和蒸汽之性質(續)

絕對 壓力 %	溫度 °F	體積		熱容		汽化 潛熱 Btu. 每磅	焓		
		立方吋每磅		Btu. 每磅			飽和水	汽化	飽和 蒸汽
		飽和水及蒸汽	飽和水	飽和汽	飽和水				
P	v_g	v_f	v_{fg}	c_p	c_v	h_f	h_{fg}	h_g	
270	407.8	0.01877	1.7083	383.4	1201.4	818.0	0.5765	0.9430	1.5194
280	411.1	0.01882	1.6490	387.0	1201.2	814.7	0.5805	0.9357	1.5163
290	414.2	0.01887	1.5934	390.5	1202.1	811.6	0.5845	0.9287	1.5132
300	417.3	0.01892	1.5414	393.9	1202.4	808.5	0.5883	0.9220	1.5102
320	423.3	0.01901	1.4469	400.5	1203.0	802.5	0.5957	0.9089	1.5046
340	429.0	0.01910	1.3530	406.8	1203.4	799.6	0.6027	0.8965	1.4992
360	434.4	0.01918	1.2881	412.8	1203.7	799.3	0.6094	0.8846	1.4940
380	439.6	0.01927	1.2303	418.6	1203.9	795.3	0.6157	0.8733	1.4891
400	444.3	0.01934	1.1801	424.2	1204.3	799.8	0.6218	0.8625	1.4843
420	449.4	0.01942	1.1047	429.5	1204.1	774.5	0.6277	0.8520	1.4798
440	454.0	0.01950	1.0530	434.8	1204.1	769.3	0.6334	0.8420	1.4753
460	458.5	0.01958	1.0077	439.9	1204.0	764.1	0.6388	0.8322	1.4711
480	462.8	0.0197	0.9653	444.9	1203.9	759.0	0.6441	0.8228	1.4670
500	467.0	0.0198	0.9251	449.7	1203.7	754.0	0.6493	0.8137	1.4630
600	488.2	0.0203	0.7877	472.3	1202.1	729.3	0.6731	0.7716	1.4447
700	508.0	0.0206	0.6527	492.9	1199.7	706.8	0.6943	0.7342	1.4285
800	518.2	0.0209	0.5658	511.8	1196.7	684.9	0.7135	0.7004	1.4139
900	531.9	0.0213	0.4969	529.5	1193.3	663.3	0.7311	0.6693	1.4005
1000	544.6	0.0217	0.4419	546.0	1189.6	643.5	0.7473	0.6408	1.3881
1100	556.3	0.0222	0.3960	561.7	1185.6	623.5	0.7624	0.6141	1.3765
1200	567.1	0.0226	0.3582	576.5	1181.4	604.9	0.7764	0.5891	1.3656
1300	577.3	0.0230	0.3259	590.6	1177.0	586.3	0.7897	0.5654	1.3552
1400	587.0	0.0235	0.2933	604.3	1172.4	568.1	0.8024	0.5423	1.3452
1500	596.1	0.0239	0.2741	617.5	1167.6	550.2	0.8146	0.5212	1.3357
1600	604.7	0.0244	0.2528	630.2	1162.7	532.6	0.8262	0.5003	1.3265
1800	620.9	0.0254	0.2167	654.7	1151.8	497.2	0.8482	0.4601	1.3083
2000	635.6	0.0265	0.1875	679.0	1139.0	460.0	0.8596	0.4203	1.2896
2200	649.2	0.0277	0.1623	703.7	1123.3	420.0	0.8612	0.3793	1.2700
2400	661.9	0.0292	0.1404	723.4	1105.3	376.4	0.8333	0.3356	1.2438
2600	673.5	0.0310	0.1205	746.7	1084.5	327.8	0.8364	0.2892	1.2257
2800	684.9	0.0333	0.1021	766.7	1058.9	272.3	0.8618	0.2379	1.1996
3000	695.2	0.0367	0.0844	823.1	1025.6	202.5	0.9922	0.1754	1.1676
3200	704.9	0.0459	0.0601	887.0	962.9	75.3	1.0361	0.0651	1.1112
3228*	706.1	0.0522	0.0522	925.0	925.0	0.0	1.0785	0.0000	1.0785

* 長不行臨界點

附表2 過熱蒸汽

絕對壓力 % (飽和溫度)	記號	華氏溫度, °F							
		150	200	300	400	500	600	800	1000
1 (101.76)	F	362.7	392.5	452.1	531.7	571.3	630.9	750.2	839.4
	Q	1127.0	1149.8	1185.0	1240.7	1287.2	1334.6	1432.6	1535.2
	S	2.0144	2.0503	2.1142	2.1707	2.2218	2.2688	2.3535	2.4291
2 (126.10)	F	181.2	195.08	225.0	255.7	285.6	315.4	375.7	434.7
	Q	1126.5	1149.4	1184.8	1240.6	1287.1	1334.6	1432.5	1535.2
	S	1.9874	1.9734	2.0376	2.0942	2.1454	2.1924	2.2711	2.3527
5 (162.25)	F	...	78.17	90.21	102.19	114.15	126.11	149.39	173.83
	Q	...	1148.2	1194.2	1240.2	1286.9	1334.4	1432.5	1535.1
	S	...	1.8712	1.9361	1.9980	2.0443	2.0914	2.1761	2.2517
10 (193.21)	F	...	38.88	44.93	51.01	57.02	63.01	74.96	86.83
	Q	...	1146.3	1193.2	1239.6	1286.4	1334.0	1432.3	1535.0
	S	...	1.7325	1.8387	1.9151	1.9676	2.0148	2.0997	2.1753
15 (213.03)	F	29.90	33.95	37.97	41.98	49.95	57.91
	Q	1192.2	1238.9	1286.0	1333.7	1432.1	1534.9
	S	1.8130	1.8708	1.9226	1.9699	2.0550	2.1307
20 (227.96)	F	22.36	25.43	28.45	31.46	37.44	43.42
	Q	1191.1	1238.3	1285.5	1333.4	1432.0	1534.8
	S	1.7802	1.8386	1.8906	1.9380	2.0252	2.0989
25 (240.07)	F	17.838	20.50	22.73	25.15	29.94	34.73
	Q	1190.0	1237.6	1285.1	1333.0	1431.8	1534.7
	S	1.7544	1.8134	1.8657	1.9132	1.9985	2.0743
30 (250.34)	F	14.818	16.890	18.923	20.941	24.94	28.93
	Q	1188.7	1237.0	1284.6	1332.7	1431.6	1534.6
	S	1.7332	1.7926	1.8452	1.8926	1.9783	2.0541
40 (267.24)	F	11.044	12.633	14.161	15.682	18.688	21.68
	Q	1185.5	1235.5	1283.7	1332.0	1431.3	1534.4
	S	1.6990	1.7599	1.8128	1.8607	1.9464	2.0224
50 (281.01)	F	8.777	10.061	11.304	12.527	14.934	17.337
	Q	1183.9	1235.2	1283.8	1331.4	1431.0	1534.1
	S	1.6718	1.7341	1.7875	1.8357	1.9217	1.9977
60 (292.71)	F	7.260	8.353	9.398	10.423	12.436	14.440
	Q	1181.2	1232.8	1281.9	1329.7	1430.6	1533.9
	S	1.6488	1.7128	1.7667	1.8151	1.9014	1.9775
70 (302.23)	F	7.132	8.036	8.920	10.651	12.370
	Q	1231.4	1280.9	1330.0	1430.3	1533.7
	S	1.6345	1.7099	1.7976	1.8843	1.9604
80 (312.08)	F	6.217	7.015	7.793	9.313	10.817
	Q	1229.9	1280.0	1329.3	1429.9	1533.5
	S	1.6785	1.7536	1.8324	1.9194	1.9956

附表 過熱蒸汽(續)

絕對壓力 "/ °C (飽和溫度)	記號	華氏溫度, °F												
		400	450	500	550	600	650	700	750	800	850	900	950	1000
100 (327.33)	\bar{v}	4.934	6.263	5.585	6.215	6.831	7.439	8.044	8.644					
	\bar{v}_g	1228.9	1252.8	1278.0	1327.9	1378.2	1429.2	1480.7	1533.1					
	ϕ	1.6512	1.6805	1.7075	1.7569	1.8023	1.8445	1.8838	1.9209					
120 (341.26)	\bar{v}	4.077	4.359	4.632	5.162	5.680	6.189	6.698	7.156					
	\bar{v}_g	1223.8	1250.4	1276.1	1326.5	1377.2	1428.5	1480.2	1532.7					
	ϕ	1.6283	1.6584	1.6859	1.7359	1.7816	1.8240	1.8635	1.9007					
140 (353.03)	\bar{v}	3.465	3.713	3.951	4.410	4.857	5.297	5.723	6.161					
	\bar{v}_g	1220.5	1247.9	1274.1	1325.1	1376.2	1427.8	1479.7	1532.2					
	ϕ	1.6084	1.6393	1.6674	1.7179	1.7640	1.8066	1.8462	1.8836					
160 (363.55)	\bar{v}	3.005	3.227	3.440	3.846	4.240	4.627	5.006	5.385					
	\bar{v}_g	1217.1	1245.4	1272.1	1323.7	1375.2	1427.1	1479.1	1531.8					
	ϕ	1.5905	1.6224	1.6510	1.7022	1.7487	1.7915	1.8313	1.8687					
180 (373.08)	\bar{v}	2.646	2.849	3.041	3.407	3.760	4.105	4.444	4.782					
	\bar{v}_g	1213.5	1242.7	1270.0	1322.2	1374.2	1426.3	1478.5	1531.4					
	ϕ	1.5742	1.6073	1.6364	1.6882	1.7351	1.7782	1.8180	1.8555					
200 (381.82)	\bar{v}	2.358	2.547	2.722	3.056	3.376	3.683	3.995	4.295					
	\bar{v}_g	1209.8	1240.0	1267.9	1320.8	1373.1	1425.6	1478.0	1531.0					
	ϕ	1.5592	1.5934	1.6231	1.6756	1.7228	1.7662	1.8062	1.8438					
220 (389.89)	\bar{v}	2.122	2.299	2.462	2.769	3.062	3.347	3.628	3.903					
	\bar{v}_g	1205.9	1237.3	1265.7	1319.3	1372.1	1424.8	1477.4	1530.6					
	ϕ	1.5459	1.5805	1.6109	1.6641	1.7117	1.7553	1.7954	1.8321					
250 (400.97)	\bar{v}	...	2.001	2.149	2.424	2.685	2.938	3.186	3.429					
	\bar{v}_g	...	1232.9	1262.4	1317.1	1370.5	1423.7	1476.6	1530.0					
	ϕ	...	1.5627	1.5944	1.6483	1.6966	1.7406	1.7810	1.8188					
300 (417.33)	\bar{v}	...	1.6347	1.7648	2.002	2.224	2.438	2.646	2.849					
	\bar{v}_g	...	1225.3	1256.7	1313.3	1367.8	1421.7	1475.1	1528.9					
	ϕ	...	1.5539	1.5895	1.6256	1.6747	1.7193	1.7601	1.7983					
350 (431.71)	\bar{v}	...	1.3712	1.4899	1.7003	1.8945	2.080	2.260	2.435					
	\bar{v}_g	...	1217.1	1250.7	1309.4	1365.1	1419.8	1473.6	1527.9					
	ϕ	...	1.5117	1.5477	1.6059	1.6561	1.7012	1.7424	1.7809					
400 (444.58)	\bar{v}	...	1.1726	1.2828	1.4740	1.6472	1.8119	1.9704	2.125					
	\bar{v}_g	...	1208.3	1244.3	1305.5	1362.3	1417.7	1472.1	1526.5					
	ϕ	...	1.4692	1.5276	1.5884	1.6396	1.6854	1.7270	1.7653					
450 (456.27)	\bar{v}	1.1204	1.2972	1.4548	1.6032	1.7455	1.8834					
	\bar{v}_g	1237.6	1301.5	1359.4	1415.7	1470.6	1525.8					
	ϕ	1.5091	1.5725	1.6248	1.6714	1.7133	1.7524					
500 (466.99)	\bar{v}	0.9905	1.1558	1.3009	1.4366	1.5655	1.6903					
	\bar{v}_g	1230.5	1297.3	1356.6	1415.5	1469.1	1524.8					
	ϕ	1.4915	1.5579	1.6143	1.6686	1.7009	1.7404					

附表2 過熱蒸汽(續)

絕對壓力 法 (飽和溫度)	記號	華氏溫度, °F							
		550	600	650	700	750	800	900	1000
550 (476.92)	F	0.9658	1.0398	1.1089	1.1745	1.2381	1.2996	1.4181	1.5321
	Q	1260.3	1298.1	1323.8	1353.6	1382.8	1411.5	1467.6	1523.8
	*	1.5126	1.5443	1.5726	1.5990	1.6236	1.6468	1.6897	1.7296
600 (486.17)	F	0.9728	0.9491	1.0080	1.0694	1.1285	1.1855	1.2953	1.4003
	Q	1254.8	1288.7	1320.2	1350.6	1380.3	1409.8	1466.1	1522.8
	*	1.4988	1.5316	1.5607	1.5874	1.6125	1.6360	1.6794	1.7196
650 (494.86)	F	0.9793	0.8609	0.9224	0.9802	1.0355	1.0890	1.1917	1.2886
	Q	1248.6	1284.2	1316.6	1347.6	1376.8	1407.1	1464.6	1521.8
	*	1.4851	1.5195	1.5494	1.5766	1.6021	1.6259	1.6598	1.7103
700 (503.04)	F	0.7251	0.7905	0.8490	0.9038	0.9559	1.0033	1.1029	1.1929
	Q	1243.4	1279.7	1312.9	1344.5	1375.1	1404.9	1463.0	1520.8
	*	1.4720	1.5080	1.5387	1.5665	1.5923	1.6165	1.6608	1.7018
750 (510.80)	F	0.6652	0.7289	0.7852	0.8373	0.8869	0.9343	1.0254	1.1100
	Q	1236.8	1275.1	1309.2	1341.4	1372.4	1402.7	1461.5	1519.8
	*	1.4591	1.4970	1.5285	1.5569	1.5831	1.6076	1.6524	1.6938
800 (518.18)	F	0.6128	0.6750	0.7293	0.7791	0.8265	0.8723	0.9577	1.0374
	Q	1228.8	1270.1	1305.4	1338.2	1369.7	1400.4	1459.9	1518.8
	*	1.4462	1.4862	1.5187	1.5477	1.5744	1.5992	1.6446	1.6864
900 (531.95)	F	0.5234	0.5844	0.6356	0.6821	0.7258	0.7675	0.8451	0.9166
	Q	1213.6	1259.8	1297.4	1331.7	1361.2	1395.8	1456.8	1516.8
	*	1.4208	1.4656	1.5003	1.5304	1.5579	1.5835	1.6301	1.6727
1000 (544.58)	F	0.4495	0.5111	0.5602	0.6040	0.6449	0.6837	0.7547	0.8189
	Q	1196.5	1248.7	1289.2	1324.9	1358.5	1391.0	1453.6	1514.8
	*	1.3949	1.4455	1.4829	1.5144	1.5427	1.5691	1.6169	1.6603
1100 (556.28)	F	...	0.4500	0.4983	0.5401	0.5783	0.6152	0.6810	0.7408
	Q	...	1236.6	1280.5	1317.9	1352.6	1386.1	1450.4	1512.8
	*	...	1.4257	1.4662	1.4993	1.5285	1.5557	1.6048	1.6491
1200 (567.14)	F	...	0.3985	0.4462	0.4865	0.5233	0.5578	0.6195	0.6750
	Q	...	1223.4	1271.3	1310.6	1346.5	1381.1	1447.3	1510.3
	*	...	1.4058	1.4501	1.4848	1.5150	1.5431	1.5937	1.6388
1300 (577.32)	F	...	0.3537	0.4018	0.4412	0.4767	0.5095	0.5675	0.6190
	Q	...	1208.7	1261.6	1303.0	1340.2	1376.0	1444.0	1508.8
	*	...	1.3855	1.4343	1.4709	1.5022	1.5312	1.5832	1.6292
1400 (586.96)	F	...	0.3144	0.3634	0.4021	0.4365	0.4678	0.5229	0.5712
	Q	...	1192.4	1251.2	1295.2	1333.8	1370.8	1440.8	1505.9
	*	...	1.3643	1.4187	1.4574	1.4899	1.5199	1.5736	1.6204
1500 (596.08)	F	...	0.2789	0.3298	0.3732	0.4014	0.4318	0.4840	0.5293
	Q	...	1174.3	1240.2	1287.1	1327.2	1365.4	1437.6	1504.9
	*	...	1.3420	1.4029	1.4442	1.4780	1.5091	1.5642	1.6120

附表2 過熱蒸汽(續)

絕對壓力 kg/cm ² (飽和溫度)	記號	華氏溫度, °F							
		650	700	750	800	850	900	950	1000
1600 (604.74)	\bar{v}	0.2999	0.3324	0.3708	0.4002	0.4264	0.4503	0.4725	0.4935
	\bar{v}_g	1228.3	1278.6	1320.3	1360.0	1398.0	1434.3	1469.3	1502.9
	ϕ	1.3370	1.4213	1.4866	1.4986	1.5233	1.5555	1.5803	1.6042
1750 (612.98)	\bar{v}	0.2730	0.3119	0.3437	0.3721	0.3974	0.4204	0.4416	0.4616
	\bar{v}_g	1215.5	1259.8	1313.4	1354.4	1393.8	1431.1	1466.8	1500.8
	ϕ	1.3706	1.4185	1.4553	1.4885	1.5250	1.5472	1.5730	1.5958
1800 (620.86)	\bar{v}	0.2483	0.2880	0.3195	0.3472	0.3716	0.3938	0.4140	0.4330
	\bar{v}_g	1201.5	1260.6	1308.2	1348.7	1389.4	1427.8	1464.3	1498.8
	ϕ	1.3537	1.4058	1.4444	1.4787	1.5104	1.5392	1.5650	1.5897
1900 (628.39)	\bar{v}	0.2257	0.2665	0.2977	0.3248	0.3486	0.3700	0.3895	0.4076
	\bar{v}_g	1186.0	1250.9	1298.9	1342.9	1385.0	1424.5	1461.7	1496.7
	ϕ	1.3353	1.3931	1.4336	1.4692	1.5019	1.5316	1.5585	1.5830
2000 (635.61)	\bar{v}	0.2044	0.2468	0.2791	0.3047	0.3289	0.3506	0.3673	0.3847
	\bar{v}_g	1168.9	1240.7	1291.4	1337.0	1380.4	1421.3	1459.2	1494.7
	ϕ	1.3168	1.3802	1.4230	1.4599	1.4957	1.5242	1.5513	1.5765
2200 (649.25)	\bar{v}	0.1694	0.2120	0.2438	0.2696	0.2919	0.3115	0.3289	0.3451
	\bar{v}_g	1125.8	1218.4	1275.7	1324.8	1371.2	1414.2	1454.0	1490.4
	ϕ	1.2719	1.3536	1.4021	1.4418	1.4729	1.5102	1.5590	1.5644
2400 (659.94)	\bar{v}	...	0.1816	0.2148	0.2401	0.2617	0.2805	0.2969	0.3121
	\bar{v}_g	...	1192.8	1259.1	1312.3	1361.6	1407.1	1448.7	1486.1
	ϕ	...	1.3253	1.3813	1.4244	1.4638	1.4969	1.5270	1.5531
2600 (673.62)	\bar{v}	...	0.1540	0.1895	0.2151	0.2361	0.2542	0.2699	0.2842
	\bar{v}_g	...	1162.5	1241.0	1299.2	1351.8	1399.8	1443.2	1481.7
	ϕ	...	1.2938	1.3602	1.4074	1.4433	1.4682	1.5157	1.5426
2800 (684.91)	\bar{v}	...	0.1275	0.1674	0.1934	0.2141	0.2315	0.2466	0.2603
	\bar{v}_g	...	1123.8	1221.3	1285.5	1341.6	1392.1	1437.0	1477.3
	ϕ	...	1.2559	1.3384	1.3905	1.4342	1.4720	1.5048	1.5326
3000 (695.25)	\bar{v}	...	0.0933	0.1476	0.1742	0.1947	0.2118	0.2265	0.2396
	\bar{v}_g	...	1065.3	1199.3	1271.1	1331.0	1384.3	1431.6	1472.9
	ϕ	...	1.2028	1.3155	1.3737	1.4203	1.4602	1.4945	1.5233
3200 (704.31)	\bar{v}	0.1293	0.1572	0.1777	0.1945	0.2099	0.2214
	\bar{v}_g	1174.6	1255.9	1320.1	1376.1	1425.5	1468.4
	ϕ	1.2907	1.3667	1.4067	1.4487	1.4844	1.5144
3228 (706.10) 臨界點	\bar{v}	0.1271	0.1552	0.1757	0.1924	0.2067	0.2192
	\bar{v}_g	1171.2	1253.8	1318.7	1375.0	1424.7	1467.8
	ϕ	1.2874	1.3545	1.4050	1.4472	1.4831	1.5133
3500	\bar{v}	0.1042	0.1349	0.1556	0.1720	0.1860	0.1981
	\bar{v}_g	1129.7	1231.2	1303.0	1363.2	1415.8	1461.6
	ϕ	1.2484	1.3307	1.3866	1.4318	1.4698	1.5017

附表 3 飽和氨之性質

絕對壓力 %	溫度 °F	體積 立方吋每磅		熱容 Btu. 每磅		汽化潛熱 Btu. 每磅	焓		
		飽和		飽和			飽和水	汽化	飽和蒸汽
		v_f	v_g	c_p	c_g				
10	-41.24	0.02318	25.81	-1.4	597.1	598.5	-0.0034	1.4910	1.4276
12	-35.16	0.02332	21.77	5.1	599.4	594.3	0.0122	1.4002	1.4124
14	-29.76	0.02345	18.85	10.9	601.4	590.5	0.0257	1.3739	1.3936
16	-24.85	0.02357	16.64	16.0	603.2	587.2	0.0375	1.3510	1.3935
18	-20.61	0.02368	14.90	20.7	604.8	584.1	0.0482	1.3305	1.3787
20	-16.64	0.02377	13.50	25.0	606.2	581.2	0.0578	1.3122	1.3700
22	-12.98	0.02386	12.35	28.9	607.4	578.5	0.0666	1.2955	1.3621
24	-9.58	0.02394	11.39	32.6	608.6	576.0	0.0748	1.2801	1.3549
26	-7.90	0.02398	10.96	35.3	609.1	574.3	0.0787	1.2728	1.3515
28	-6.39	0.02402	10.56	36.0	609.7	573.7	0.0824	1.2658	1.3482
30	-5.47	0.02406	10.20	37.7	610.2	572.5	0.0860	1.2591	1.3451
32	-4.40	0.02410	9.853	39.3	610.7	571.4	0.0895	1.2526	1.3421
34	-3.97	0.02414	9.534	40.8	611.1	570.3	0.0929	1.2463	1.3392
36	-3.45	0.02417	9.235	42.3	611.6	569.3	0.0962	1.2402	1.3364
38	-2.93	0.02421	8.955	43.8	612.0	568.2	0.0993	1.2343	1.3336
40	-2.41	0.02425	8.693	45.2	612.4	567.2	0.1024	1.2286	1.3310
42	-1.89	0.02428	8.445	46.5	612.8	566.2	0.1055	1.2230	1.3285
44	-1.37	0.02432	8.211	47.8	613.2	565.2	0.1084	1.2176	1.3260
46	-0.85	0.02435	8.150	48.3	613.3	565.0	0.1092	1.2161	1.3253
48	-0.33	0.02435	7.991	49.3	613.6	564.3	0.1113	1.2123	1.3236
50	0.19	0.02433	7.782	50.6	614.0	563.4	0.1141	1.2072	1.3218
52	0.71	0.02441	7.584	51.9	614.3	562.4	0.1168	1.2022	1.3190
54	1.23	0.02444	7.396	53.2	614.7	561.5	0.1195	1.1973	1.3163
56	1.75	0.02447	7.277	54.4	616.0	560.6	0.1221	1.1925	1.3146
58	2.27	0.02451	7.047	55.6	616.4	559.3	0.1246	1.1879	1.3125
60	2.79	0.02466	6.307	61.3	616.9	555.6	0.1366	1.1651	1.3027
62	3.31	0.02480	5.710	66.5	618.2	551.7	0.1475	1.1484	1.2939
64	3.83	0.02492	5.218	71.4	619.4	548.0	0.1576	1.1284	1.2859
66	4.35	0.02503	4.805	75.9	620.5	544.7	0.1668	1.1119	1.2787
68	4.87	0.02514	4.453	80.2	621.5	541.3	0.1754	1.0966	1.2720
70	5.39	0.02526	4.151	84.2	622.4	538.2	0.1835	1.0822	1.2658
72	5.91	0.02537	3.887	88.0	623.2	535.2	0.1910	1.0685	1.2599
74	6.43	0.02547	3.655	91.7	624.0	532.3	0.1983	1.0563	1.2545
76	6.95	0.02557	3.449	95.1	624.7	529.6	0.2051	1.0443	1.2494
78	7.47	0.02566	3.266	98.4	625.3	526.9	0.2115	1.0330	1.2445
80	7.99	0.02575	3.101	101.8	625.9	524.3	0.2177	1.0222	1.2399
82	8.51	0.02585	2.952	104.7	626.5	521.8	0.2237	1.0119	1.2356
84	9.03	0.02589	2.896	105.9	626.7	520.2	0.2260	1.0079	1.2339
86	9.55	0.02592	2.849	107.1	626.9	519.3	0.2282	1.0041	1.2323
88	10.07	0.02595	2.791	108.3	627.1	518.3	0.2305	1.0002	1.2307

附表 3 飽和氣之性質(續)

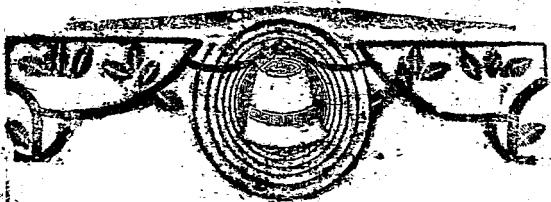
絕對壓力 %	溫度 °F	體積		熱容		汽化潛熱 Btu. 每磅	熵		
		立方吋每磅		Btu. 每磅			飽和水	汽化	飽和蒸汽
		飽和水	飽和汽	飽和水	飽和汽				
P	飽和	\bar{V}_l	\bar{V}_g	c_p	c_v	s_f	s_g	s_{fg}	
108	60.21	0.02599	2.741	109.4	627.3	517.9	0.2327	0.9964	1.2291
110	61.21	0.02602	2.693	110.5	627.5	517.0	0.2348	0.9927	1.2275
112	62.20	0.02605	2.647	111.7	627.7	516.0	0.2369	0.9890	1.2259
114	63.17	0.02609	2.602	112.8	627.9	515.1	0.2390	0.9854	1.2244
116	64.13	0.02612	2.559	113.9	628.1	514.2	0.2411	0.9819	1.2230
118	65.08	0.02615	2.517	114.9	628.2	513.3	0.2431	0.9784	1.2216
120	66.02	0.02618	2.476	116.0	628.4	512.4	0.2452	0.9749	1.2201
122	66.94	0.02622	2.437	117.1	628.6	511.5	0.2471	0.9715	1.2186
124	67.86	0.02625	2.399	118.1	628.7	510.6	0.2491	0.9682	1.2173
126	68.76	0.02628	2.362	119.1	628.9	509.8	0.2510	0.9649	1.2159
128	69.65	0.02631	2.326	120.1	629.0	508.9	0.2529	0.9616	1.2145
130	70.53	0.02634	2.291	121.1	629.2	508.1	0.2548	0.9584	1.2132
132	71.40	0.02637	2.258	122.1	629.3	507.2	0.2567	0.9552	1.2119
134	72.26	0.02640	2.225	123.1	629.5	506.4	0.2585	0.9521	1.2106
136	73.11	0.02643	2.193	124.1	629.6	505.5	0.2603	0.9490	1.2093
138	73.95	0.02646	2.162	125.1	629.8	504.7	0.2621	0.9460	1.2081
140	74.79	0.02649	2.132	126.0	629.9	503.9	0.2638	0.9430	1.2068
145	76.82	0.02656	2.061	128.3	630.3	501.9	0.2681	0.9357	1.2038
150	78.81	0.02664	1.994	130.6	630.5	499.9	0.2724	0.9285	1.2009
155	80.76	0.02671	1.931	132.8	630.8	498.0	0.2764	0.9215	1.1979
160	82.64	0.02678	1.872	135.0	631.1	496.1	0.2804	0.9143	1.1952
165	84.48	0.02685	1.816	137.2	631.3	494.1	0.2842	0.9083	1.1925
169.2	86.00	0.02691	1.772	138.9	631.5	492.6	0.2875	0.9029	1.1904
170	86.29	0.02692	1.764	139.3	631.6	492.3	0.2881	0.9019	1.1900
175	88.05	0.02699	1.734	141.4	631.7	490.4	0.2917	0.8957	1.1874
180	89.78	0.02706	1.667	143.3	632.0	488.7	0.2954	0.8896	1.1850
185	91.47	0.02712	1.623	145.2	632.1	486.9	0.2989	0.8837	1.1828
190	93.13	0.02719	1.581	147.2	632.4	485.2	0.3024	0.8778	1.1802
195	94.75	0.02726	1.540	149.1	632.5	483.4	0.3057	0.8722	1.1779
200	96.34	0.02732	1.502	150.9	632.7	481.8	0.3090	0.8666	1.1756
210	99.43	0.02745	1.431	154.6	633.0	478.4	0.3154	0.8559	1.1713
220	102.42	0.02757	1.367	158.0	633.2	475.2	0.3216	0.8455	1.1671
230	105.30	0.02770	1.307	161.4	633.4	472.0	0.3275	0.8356	1.1631
240	108.09	0.02782	1.253	164.7	633.6	468.9	0.3332	0.8260	1.1592
250	110.80	0.02794	1.202	168.0	633.8	465.8	0.3389	0.8167	1.1555
260	113.42	0.02806	1.155	171.1	633.9	462.8	0.3441	0.8077	1.1518
270	116.97	0.02818	1.112	174.1	633.9	459.8	0.3494	0.7989	1.1483
280	118.45	0.02829	1.072	177.1	634.0	456.8	0.3545	0.7903	1.1449
290	120.86	0.02840	1.034	180.0	634.0	454.0	0.3594	0.7821	1.1415
300	123.21	0.02852	0.999	182.9	634.0	451.1	0.3642	0.7747	1.1383

附表 4 過熱氣蒸汽

絕對壓力 % (飽和溫度)	記號	華氏溫度, °F							
		0	30	40	60	80	100	150	200
5 (-48.64)	$\frac{V}{V_0}$	35.83	37.45	39.07	40.68	42.28	43.88	47.87	
	$\frac{p}{p_0}$	619.5 1.5044	629.7 1.5261	639.8 1.5467	649.9 1.5666	660.1 1.5853	670.3 1.6044	696.1 1.6495	
10 (-41.34)	$\frac{V}{V_0}$	28.58	29.90	31.20	32.49	33.78	35.07	38.26	
	$\frac{p}{p_0}$	618.9 1.4773	629.1 1.4992	639.3 1.5200	649.5 1.5400	659.7 1.5593	670.0 1.5775	695.8 1.6222	
15 (-37.29)	$\frac{V}{V_0}$	18.92	19.82	20.70	21.58	22.44	23.31	25.46	27.69
	$\frac{p}{p_0}$	617.2 1.4272	627.8 1.4497	638.2 1.4709	648.5 1.4912	658.9 1.5108	669.2 1.5293	695.9 1.5742	721.7 1.6158
20 (-31.64)	$\frac{V}{V_0}$	14.09	14.78	15.45	16.12	16.78	17.43	19.05	20.86
	$\frac{p}{p_0}$	615.5 1.3907	625.4 1.4138	637.0 1.4356	647.5 1.4562	658.0 1.4760	668.5 1.4950	694.7 1.5399	721.2 1.5817
25 (-27.96)	$\frac{V}{V_0}$	11.19	11.75	12.30	12.84	13.37	13.90	15.21	16.50
	$\frac{p}{p_0}$	613.8 1.3616	626.0 1.3855	638.8 1.4077	646.5 1.4287	657.1 1.4487	667.7 1.4679	694.1 1.5131	720.8 1.5552
30 (-23.67)	$\frac{V}{V_0}$	9.250	9.731	10.20	10.65	11.10	11.55	12.65	13.73
	$\frac{p}{p_0}$	611.9 1.3373	623.5 1.3618	634.5 1.3845	645.5 1.4059	656.2 1.4261	666.9 1.4456	693.5 1.4911	720.3 1.5334
35 (-19.89)	$\frac{V}{V_0}$...	8.287	8.695	9.093	9.484	9.869	10.82	11.75
	$\frac{p}{p_0}$...	622.0 1.3413	633.4 1.3646	644.4 1.3863	655.3 1.4069	666.1 1.4265	692.9 1.4724	719.9 1.5148
40 (-16.66)	$\frac{V}{V_0}$...	7.203	7.568	7.923	8.269	8.609	9.444	10.27
	$\frac{p}{p_0}$...	620.4 1.3231	632.1 1.3470	643.4 1.3692	654.4 1.3900	665.3 1.4098	692.3 1.456	719.4 1.4987
50 (-1.67)	$\frac{V}{V_0}$	5.989	6.280	6.564	6.843	7.521	8.185
	$\frac{p}{p_0}$	629.5 1.3169	641.2 1.3399	652.5 1.3613	663.7 1.3815	691.1 1.4286	718.5 1.4716
60 (30.21)	$\frac{V}{V_0}$	4.933	5.184	5.428	5.665	6.239	6.798
	$\frac{p}{p_0}$	626.8 1.2913	639.0 1.3152	650.7 1.3373	662.1 1.3581	689.9 1.4058	717.5 1.4493
70 (37.70)	$\frac{V}{V_0}$	4.177	4.401	4.615	4.823	5.323	5.807
	$\frac{p}{p_0}$	628.9 1.2688	636.5 1.2937	645.7 1.3166	654.4 1.3378	688.7 1.3863	716.8 1.4302
80 (44.40)	$\frac{V}{V_0}$	3.812	4.005	4.190	4.635	5.063
	$\frac{p}{p_0}$	634.3 1.2745	646.7 1.2981	658.7 1.3199	687.5 1.3692	715.0 1.4136
90 (50.47)	$\frac{V}{V_0}$	3.353	3.529	3.698	4.100	4.484
	$\frac{p}{p_0}$	631.8 1.2571	644.7 1.2814	657.0 1.3038	685.3 1.3539	714.7 1.3988

附表 4. 過熱蒸氣 (續)

絕對壓力 % (飽和溫度)	記號	華氏溫度, °F							
		100	120	140	160	180	200	250	300
100 (56.05)	$\frac{P}{v}$	2.304 655.2 1.2891	3.454 667.3 1.3104	3.600 679.2 1.3305	3.743 690.8 1.3495	3.883 702.5 1.3678	4.021 713.7 1.3854	4.361 742.2 1.4271	4.695 770.8 1.4660
110 (61.21)	$\frac{P}{v}$	2.281 653.4 1.2755	3.120 665.9 1.2972	3.255 677.8 1.3176	3.386 689.6 1.3370	3.515 701.2 1.3555	3.642 712.3 1.3732	3.954 741.5 1.4151	4.259 770.2 1.4543
120 (65.02)	$\frac{P}{v}$	2.272 651.6 1.2628	2.842 664.2 1.2850	2.967 676.5 1.3058	3.089 688.4 1.3254	3.209 700.2 1.3441	3.326 711.8 1.3620	3.614 740.7 1.4042	3.895 769.6 1.4435
130 (70.53)	$\frac{P}{v}$	2.284 649.7 1.2509	2.606 662.1 1.2736	2.724 675.1 1.2947	2.838 687.2 1.3146	2.949 699.1 1.3335	3.059 710.9 1.3516	3.326 739.9 1.3941	3.587 769.0 1.4336
140 (74.79)	$\frac{P}{v}$	2.288 647.8 1.2396	2.404 661.1 1.2628	2.515 672.7 1.2843	2.622 686.0 1.3045	2.727 698.0 1.3236	2.830 709.9 1.3418	3.030 739.2 1.3846	3.323 768.3 1.4243
150 (78.31)	$\frac{P}{v}$	2.118 645.2 1.2289	2.228 659.4 1.2526	2.334 672.3 1.2745	2.435 684.8 1.2949	2.534 696.9 1.3142	2.631 708.9 1.3327	2.866 738.4 1.3758	3.095 768.1 1.4157
160 (82.54)	$\frac{P}{v}$	2.062 643.9 1.2236	2.075 657.8 1.2429	2.175 670.9 1.2653	2.272 683.5 1.2859	2.365 695.8 1.3054	2.457 707.9 1.3240	2.679 737.6 1.3675	2.895 767.1 1.4076
170 (86.29)	$\frac{P}{v}$	1.837 641.9 1.2087	1.673 655.1 1.2235	2.035 669.4 1.2563	2.127 682.3 1.2773	2.216 694.7 1.2971	2.303 706.9 1.3159	2.514 736.8 1.3596	2.718 766.4 1.3999
180 (89.73)	$\frac{P}{v}$	1.720 639.9 1.1992	1.813 654.4 1.2247	1.910 668.0 1.2477	1.999 681.0 1.2691	2.084 693.6 1.2891	2.167 705.9 1.3081	2.367 736.1 1.3521	2.561 765.8 1.3926
190 (92.13)	$\frac{P}{v}$	1.615 637.8 1.1899	1.710 652.6 1.2160	1.795 666.5 1.2396	1.884 679.7 1.2612	1.966 692.5 1.2815	2.045 704.9 1.3007	2.236 735.3 1.3450	2.421 765.2 1.3857
200 (94.34)	$\frac{P}{v}$	1.520 635.6 1.1809	1.612 650.9 1.2077	1.688 665.0 1.2317	1.780 678.4 1.2587	1.859 691.3 1.2742	1.935 703.9 1.2935	2.118 734.5 1.3382	2.295 764.5 1.3791
250 (110.80)	$\frac{P}{v}$...	1.240 641.5 1.1690	1.316 657.2 1.1966	1.386 671.8 1.2195	1.453 685.5 1.2414	1.518 698.8 1.2617	1.670 730.5 1.3081	1.815 761.3 1.3507
300 (123.21)	$\frac{P}{v}$	1.058 648.7 1.1632	1.123 664.7 1.1894	1.183 679.5 1.2129	1.239 693.5 1.2344	1.372 726.5 1.2827	1.496 758.1 1.3257



版權所有
翻印必究

中華民國三十三年一月初版

工 程 熱 力 學

全一册 正定價國幣八元
（外埠動加運費）

編	著	者	戈	本	捷
發	行	人	高	明	強
印	刷	所	正	中	書
發	行	所	正	中	書

(1433)

吳金煥校訂

4 00) 繪 · 本

2/1-0.07

中央圖書館雜誌審查委員會免審證免字第一三九號



本
書
正
中
紙
印
刷

8.00