

No. 246.

(Published December, 1942.)

Characteristics of the Installed Engine-Air-Cooler System.

(Part II:—Overall Performance of the Aero-Engine, Using
an Engine-Air-Cooler of Parallel-Counter-Flow Type.)

By

Niiti NISIWAKI.

Member of the Institute.

Abstract.

1. Performance of the Aero-Engine.

Assuming

$$\text{IP}_e \doteq kG_t$$

$$k = \frac{1}{w}, \quad w \doteq 0.00085 \text{ kg/HP/sec.}$$

where $\text{IP} = (\text{propeller horsepower}) + \left(\begin{array}{l} \text{the horsepower necessary} \\ \text{to drive supercharger} \end{array} \right) = \text{IP}_b + \text{IP}_s$

$G_t = \text{rate of flow of the engine air (kg/sec.)}$

then

$$\frac{\text{IP}_e}{\text{IP}_{e0}} = \frac{G_t}{G_{t0}} = \frac{\sqrt{T_{30}}}{\sqrt{T_3}} \cdot \frac{P_3}{P_{30}}$$

where suffix 0 indicates the case without cooler, and suffix 3 the state of the engine air in front of the suction port. IP_e is calculated with the aid of equations (3. 2. 9) or (3. 2. 9'), and the ratio $\text{IP}_b/\text{IP}_{b0}$ with the aid of equations (3. 2. 10).

2. Drag of the installed cooler system

$\text{IP}_d = \text{Drag horsepower of the cooler}$

$$\frac{\text{IP}_d}{\text{IP}_{b0}} = \frac{u_0^2 w}{g \cdot 75 \cdot \eta_p} \cdot \frac{1}{\beta} \left\{ 1 - (1 + a_0) \cdot b_4' \cdot \frac{u_k'}{u_0} \right\} \cdot \frac{\text{IP}_b}{\text{IP}_{b0}} \cdot \frac{1}{1 - \frac{\text{IP}_s}{\text{IP}_e}}$$

Assume the weight of the cooler per unit area, W

$$= 0.03 + 1.14 \log_e \frac{1}{1-\eta_{th}} \quad \text{kg/dm}^2.$$

3. Overall performance of the aero-engine, using the above mentioned equations and the relations explained in the first report.

The overall performance of the aero-engine, using engine-air-coolers of the parallel-counter-flow type is examined for a number of cases, namely,

Flying height = 6, 8, 10, 12, 14 km. ;

Boost pressure = 760, 760+300 mm Hg ;

Flowing speed of engine-air in the cooler core, $v_t = 20, 50, 100$ m/sec. ;

Temperature efficiency of cooler, $\eta_t, \eta_0 = 40, 60, 80, 90\%$;

Area ratio, $(b_1' = \frac{F_{k'}}{F_1}), (b_4' = \frac{F_{k'}}{F_4}), = 1, 2, 3, 5.$

and putting the

Adiabatic overall efficiency of supercharger = 65 %

Adiabatic thermal efficiency of supercharger = 55 %

Flying velocity = 650 km/hr.

Figs. 4~32 illustrate the calculated performance, where the convex full-line curves indicate $(\frac{IP_b}{IP_{b_0}} - \frac{IP_d}{IP_{b_0}})$.

4. Results.

(i) In order to obtain better overall performance $(\frac{IP_b}{IP_{b_0}} - \frac{IP_d}{IP_{b_0}})$ of the aero-plane by using the engine-air cooler, it is preferable to use

a) in which the cooler has a higher temperature efficiency value, namely 80~90~95 % ,

b) in which the flowing velocity values of the engine-air in the cooler-core are smaller, namely 20~30~50 m/sec. and

c) in which the area ratio b_4' of the cooler area to the outlet area of the cooler-duct. is larger,

(ii) in which the maximum gains in the performance in these examples are

10 %, for flying height 10 km, boost pressure 760 mm Hg ,

14 %, for flying height 10 km, boost pressure 760+300 mm Hg

14 %, for flying height 12 km, boost pressure 760 mm Hg .

(iii) In the case of the inter-cooler, it is desirable to take the pressure ratio of the first stage supercharger as large as possible.

No. 246.

(昭和十七年九月發行)

給氣冷却器の性能

(第2報 逆流型冷却器の裝備性能)

所員 西脇 仁一

目次

1. 緒言	480
2. 考への進め方	480
2.1. 基礎の關係式	480
2.2. 計算のやり方	481
2.3. 高度 10km の場合	481
2.4. 温度効率の 90% の場合	482
2.5. 高度の影響、中間冷却器	482
3. 計算法	482
3.1. 給氣冷却器の計算に關する基礎式	482
(i) 逆流型の給氣冷却器の性能に關する式	482
(ii) 逆流型の給氣冷却器の壓力降下	483
(iii) 放熱してゐる場合の壓力降下	485
(iv) 收縮流の影響	485
3.2. 發動機の軸馬力	485
3.2.1. 最終段冷却器(第二段過給機の後に給氣冷却機を裝備した場合)の性能	486
(i) 過給機の壓縮比をそのままにした場合	486
(ii) 給氣冷却器後の壓力が何時も一定になる様に、過給機の壓力比を變へた場合	487
3.2.2. 中間冷却器(第一段過給機と第二段過給機との間に給氣冷却器を裝備した場合)の性能	489
3.3. 冷却器の抵抗馬力	490
3.3.1. 冷却器自身の抵抗馬力	490
(i) 抵抗馬力	490
(ii) 冷却器の通過面積	490
(iii) 給氣冷却器の重量	491
(iv) 給氣冷却器の重量による抵抗の増加	492
4. 例題	492
4.1. 高度 10km, 給氣壓 760mmHg の場合	492
(i) 最終段冷却器、 $v_t = 100\text{m/s}$	492

i.a. 第2段過給機の吐出壓力を760mm一定とした場合(給氣壓調整せず).....	493
i.b. 給氣冷却器の吐出壓力を760mmになる様にした場合(給氣壓調整す).....	494
(ii) 最終段冷却器、 $v_z = 50\text{m/s}$	495
ii.a. 第2段過給機の吐出壓力を760mm一定とした場合(給氣壓を調整せず).....	495
ii.b. 給氣冷却器の吐出壓力を760mmになる様にした場合(給氣壓調整す).....	496
ii.c. 結氣壓を調整せぬ場合と調整した場合との比較.....	496
(iii) 溫度効率の高いもの、 $\eta_z = \eta_0 = 90\%$	496
(iv) 中間給氣冷却器、760mm一定.....	496
(v) 各種の場合の比較.....	497
4.2. 高度10km, 給氣壓760+380mmHgの場合.....	497
4.3. 高度6, 8, 12km, 過給機吐出壓力760mmHgの場合.....	497
4.4. 最終段給氣冷却器での溫度降下、壓力降下.....	498
5. 結語.....	498

1. 緒 言

既に第I報に於て給氣冷却器の性能の求め方に就いて報告したが、今回はその續報として給氣冷却器を機體に裝備した場合の性能について第I報で述べた計算法を基として具體的の例につき考察してみた。本報告では給氣冷却器としては現在の所最も普通に考へられてゐる直接冷却器即ち、給氣冷却器の中側を高溫の給入空氣が流れ、外側を低溫の冷却空氣(大氣)が流れる型を取扱ひ、我々が第I報で紹介した冷却劑を媒介とした冷却法についての考察は第3報に譲りたいと思ふ。

又更に冷却器の内容であるが、給入空氣と冷却空氣とが、並行に流れ然も互に逆行してゐる型の冷却器についてのみ考へ、同方向に並行に流れる場合や直交流動する場合の裝備性能についてはこれ亦第3報に譲りたいと思ふ。

2. 考への進め方

2.1. 基礎の關係式

實際に上述の様な並行流の冷却器を試作して見ると製作上の問題や、設計の不備更に空氣通過面積比が小さく、その他改良すべき點が多く又放熱率に比べて抵抗係數が少し許り多くなつたりする。然し乍らここで取扱ふ冷却器では此等の不備が少く改良もある程度施されて放熱率と抵抗係數との間にある一定の關係があるものとする。この事は既に普通の冷却器については多數の實例につき充分に確かめられた事で、放熱の度合を表はす數字 η_{th} (溫度効率、冷却器が無限に長ければこの冷却

器の面の温度と冷却空気との温度差は無くなり 100% となるが、実際には有限の長さであるため温度差の或る割合までしか冷却空気の温度が上らぬ。この割合を温度効率と云ふ。) と抵抗係数 C_m (冷却器の前後での圧力差を通過空気の管内風速を基とした動圧で割つたもの) との間には次ぎの様な関係式が成り立つ。

$$C_m = 0.13 + 2.04 \log_e \frac{1}{1 - \eta_m} \dots\dots\dots (1)$$

上述の實驗式は冷却器の構造が變つても僅か 2~3% の誤差内で使へる式であるが、前述の様に給気冷却器ではこの式で求めた C_m よりも實際の抵抗係数は少し大きくなる (この事については續報に譲りたい)。

然し乍ら給気冷却器の設計や工作を改良する事により段々 (1) 式に近いものを得られるものとするれば、近似的には (1) 式で充分に本計算の目的を達し得るものと思ふ。

2.2. 計算のやり方は先づ最初、高度 10km で吸入空気壓 760mm となる様な發動機に給気冷却器を装着すると飛行機の性能はどうなるかを考へて見た。

- i 先づ給気冷却器を装着すると給気温度が低下するため給入効率が増し、それだけ指示馬力が増す筈である。
- ii 然し乍ら一方給気冷却器内を給氣が通る際、抵抗があるため壓力低下を來たし、それだけ給気冷却器を使はない場合よりも給入空気壓が下る。従つてこれは指示馬力が下がる方に働く。
- iii 給気冷却器を装備すると給気冷却器に冷却用として大氣を流れさせねばならぬため、そのため空氣抵抗が増す。(本報告ではこの抵抗馬力をプロペラの効率で割つて發動機の出力量にして考へてゐる。)
- iv 給気冷却器を装備したために給気冷却器自身の重量並びにその他の装備に要する重量が増加する。これは重量馬力として一種の抵抗馬力になる。
- v その他冷却器覆の抵抗や胴體或ひは發動機ナセルとの干涉抵抗を考へるべきであるが、これ等は前者に比べ小さいのと推定が難しいので省略する。

此等の諸點を綜合したものが給気冷却器の裝備性能であつて、本報告では種々の温度効率の冷却器につき上述の點を算出して見た。

2.3. 前述の様なやり方で高度 10 km の場合につき裝備性能を計算して見るに、給気冷却器を装着すると給氣の温度が低下して確かに指示馬力は増すが冷却器の抵抗があるため案外に結局の儲けは少い事が分つた。然し乍ら給氣が給気冷却器を通る速度が 100m/s では高すぎて損であるが 50m/s にすると可成り給気冷却器が有効に働く、即ち給氣の通過速度を成る可く低い様に冷却器を設計すべきである。

次ぎに給気冷却器を通る際の給氣の壓力低下を補ふため過給機の壓力比を少し増

して給気冷却器後の給気圧が 7600mm になる様にした場合についても計算したが、この場合には見掛け上は給気冷却器による出力の増大は大きい様になつたが、過給機の圧力比を増した場合のままで、給気冷却器を外した場合の性能に比べるとその出力の儲けは矢張前の場合と殆んど同様になつて了つた。(即ちどちらの場合でも殆んど似たりよつたりである。(第 18 圖参照))

2.4. 以上の考察で温度効率の高い冷却器程有利である事が分つたので實驗室で試作研究した給気冷却器の温度効率が 92% であるのとにらみ合せて、温度効率 90% のものにつき同様の計算を行つた所これは可成り有効である様な結果を得た。

2.5. 又高度が低い程給気冷却器の裝備効率は悪く、反對に高度が高い程よくなる事は計算で求めて見ると豫想の通りである。

以上の計算は第 2 段過給機の後に給気冷却器を入れた場合 (アフタークーラー即ち最終段冷却器の場合) であるが、所謂中間給気冷却器として第 2 段過給機の前に入れて使用した場合についても計算して見た。(この場合には最終段に置いた給気冷却器程には有効でない事が分つた。)

3. 計 算 法

3.1. 給気冷却器の計算に関する基礎式

(i) 逆流型の給気冷却器の性能に関する式は (第 I 報参照)

$$\eta' = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - \theta_1} = \frac{1 - E}{1 - \beta E} \quad \dots\dots\dots(3.1.1)$$

$$\eta_0' = \frac{\theta_2 - \theta_1}{t_1 - \theta_1} = \frac{\beta(1 - E)}{1 - \beta E} = \beta\eta', \quad \dots\dots\dots(3.1.2)$$

$$\beta = \frac{W_c}{W_0} \quad \dots\dots\dots(3.1.3)$$

$$E = e^{-\frac{y_c(1 - E)}{(1 + \beta y_c/y_0)}} \quad \dots\dots\dots(3.1.4)$$

$$y_c = \log_e \frac{1}{1 - \eta_c} \quad \dots\dots\dots(3.1.5)$$

$$y_0 = \log_e \frac{1}{1 - \eta_0} \quad \dots\dots\dots(3.1.6)$$

但し t_1 = 給気の給気冷却器入口温度 (°C)

t_2 = 給気の給気冷却器出口温度 (°C)

θ_1 = 空却空気の給気冷却器入口温度 (°C)

θ_2 = 空却空気の給気冷却器出口温度 (°C)

$W_t = C_{p,t} G_t$ = 給気の流量 (kg/sec) ; (水當量單位)

$W_\theta = C_{p,\theta} G_\theta$ = 冷却空気の流量 (kg/sec) ; (水當量單位)

η_t = 給気冷却器の給気側の温度効率
(壁の温度が一様な時の給気の温度低下率)

η_θ = 給気冷却器の冷却空気側の温度効率

上述の η_t, η_θ の式は $\beta = 1$ の場合には不定型となるが、このときは次式を用ひる。

$$\eta_t = \eta_\theta = \frac{1}{\frac{1}{y_t} + \frac{1}{y_\theta} + 1} \dots\dots\dots(3.1.7)$$

(1), (2) 又は (7) 式により η_t 等が求まるとこれから給気の温度低下が直ぐに求まる。(此等の諸式を元として β と η_t との関係は第 I 報の第 2~6 圖を参照されたい。)

(ii) 次に冷却器内の壓力降下を Δp とすれば

$$\Delta p = \frac{1}{13.6} \cdot C_w \cdot \frac{1}{2} \rho w^2 \dots\dots\dots(3.1.8)$$

但し Δp = 壓力降下 (mmHg)
 C_w = 抵抗係數
 ρ = 空氣密度
 w = 管内風速 (m/sec)

放熱してゐない場合の抵抗係數としては前述の様に次式を採用するものとする。

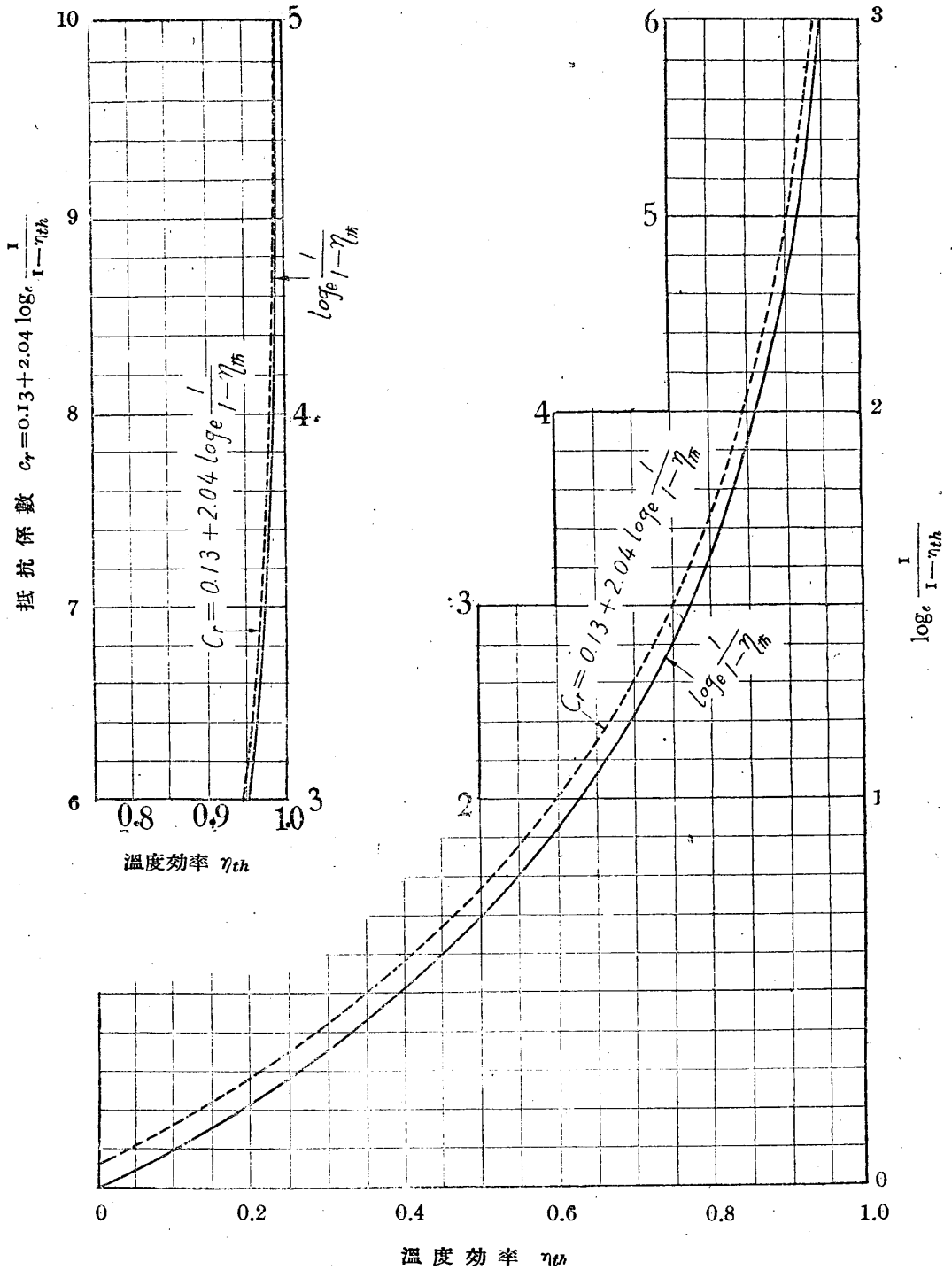
$$C_{wt} = 0.13 + 2.04 \log_e \frac{1}{1 - \eta_t} \dots\dots\dots(3.1.9)$$

$$C_{w\theta} = 0.13 + 2.04 \log_e \frac{1}{1 - \eta_\theta} \dots\dots\dots(3.1.10)$$

上式中

C_{wt} = 給気側の抵抗係數
 $C_{w\theta}$ = 冷却空気側の抵抗係數

$C_{wt}, C_{w\theta}$ と η_t, η_θ との関係は第 I 表又は第 I 圖の様になる。



第 1 圖

第 I 表

η_t 又は η_θ	C_{wt} 又は $C_{w\theta}$
0.4	1.17
0.6	2.00
0.8	3.42
0.9	4.82

(iii) 放熱してゐる場合の壓力降下

第 I 報の 2.3.2. 節参照。

3.2. 發動機の軸馬力

一般に發動機の馬力は簡單のため

$$IP_e = IP_b + IP_s \quad \dots\dots\dots(3.2.1)$$

であるものとする。上の式で

IP_e = 有効内部馬力 (假に名付ける)

IP_b = プロペラ軸馬力

IP_s = 過給機驅動馬力

上述の様な關係式を用ひると大體に於て

$$IP_e \propto \text{給入空氣量}$$

であつて、色々の實驗データや熱力學的計算等を元にして考へると

$$IP_e(\text{馬力}) = kG_i \quad \dots\dots\dots(3.2.2)$$

但し

$$G_i = \text{給氣量 (kg/sec)}$$

$$k = \text{常數} = \frac{I}{w}$$

$$w = 0.00085 \text{ kg/IP/sec} \quad \dots\dots\dots(3.2.3)$$

としてよい様である。この $w = 0.00085 \text{ kg/IP/sec}$ は少し多い目の様であるが、⁽¹⁾ 摩擦馬力やポンプ損失馬力を含んだ有効内部馬力の單位當りになつてゐる。

又

$$\text{給入空氣量} \propto \frac{P_3}{\sqrt{T_3}}$$

但し

P_3 = 給氣冷却器後の給氣壓力

T_3 = 給氣冷却器後の給氣溫度 ($^{\circ}K$)

(1) 航空工學便覽、483 頁、第 5 表の數字を元として求めた。

なる関係が近似的に成り立つものとするれば

$$\frac{HP_e}{HP_{e0}} = \frac{\sqrt{T_{30}}}{\sqrt{T_3}} \frac{P_3}{P_{30}} \dots\dots\dots(3.2.4)$$

上式中

- HP_{e0} = 給気冷却器の無い場合の有効内部馬力
- HP_e = 給気冷却器の有る場合の有効内部馬力
- P_{30}, T_{30} = 給気冷却器の無い場合の給気の壓力, 溫度 (°K)
- P_3, T_3 = 給気冷却器の有る場合の給気の壓力, 溫度 (°K)

3.2.1. 最終段冷却器 第2段過給機の後に給気冷却器(アフタークーラー)を装備した場合の軸馬力と吸氣溫度。

(i) 過給機の壓縮比をそのままにして置いて給気冷却器を装備した場合第2圖に示す様な氣流に就いて考へるに

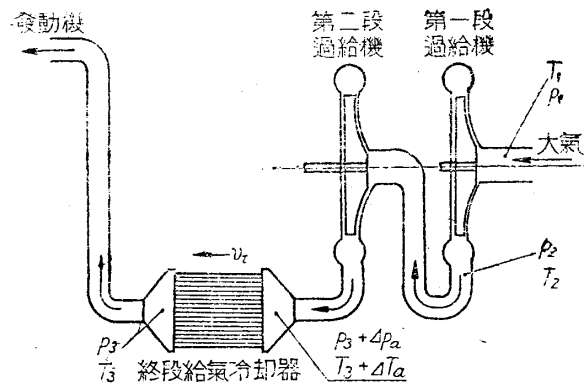
R = 過給機の壓縮比

第一段の過給機では

$$R_1 = P_2/P_1$$

第二段の過給機では

$$R_2 = (P_3 + \Delta P_a)/P_2$$



第 2 圖

過給機の全斷熱溫度効率を η_{ad-t} とすれば

$$T_2 = \left\{ \frac{\left(R_1^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)}{\eta_{ad-t}} + 1 \right\} T_1 \dots\dots\dots(3.2.5)$$

$$T_3 + \Delta T_a = \left\{ \frac{\left(R_2^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)}{\eta_{ad-t}} + 1 \right\} T_2 \dots\dots\dots(3.2.6)$$

但し

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} = 1.405$$

過給機の斷熱溫度効率は過給機の構造並びに使用狀況で大いに變るものであるが、本報告では平均値として

$$\eta_{ad-t} = 65\%$$

を採用した。

又第一段、第二段過給機の駆動馬力を夫々 IP_{s1} , IP_{s2} とすれば

$$IP_{s1} = \frac{G_t}{75\eta_{oad}} \left\{ \frac{\gamma RT_1}{\gamma - 1} \left(R_1^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right\} \dots\dots\dots(3.2.7)$$

$$IP_{s2} = \frac{G_t}{75\eta_{oad}} \left\{ \frac{\gamma RT_2}{\gamma - 1} \left(R_2^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right\} \dots\dots\dots(3.2.8)$$

上式中

$$R = \text{瓦斯恒数} \left(= 29.3 \frac{\text{kg-m}}{\text{Ckg}} \right)$$

η_{oad} = 過給機の全断熱効率

前同様 η_{oad} の平均値として本計算では

$$\eta_{oad} = 55\%$$

を採用した。

此等の関係式 (3.2.1), (3.2.2), (3.2.4), (3.2.7), (3.2.8) 式から軸馬力を求めると

$$IP_b = IP_e - IP_{s1} - IP_{s2}$$

$$= \left[1 - \frac{w}{75\eta_{oad}} \left\{ \frac{\gamma RT_1}{\gamma - 1} \left(R_1^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right\} - \frac{w}{75\eta_{oad}} \left\{ \frac{\gamma RT_2}{\gamma - 1} \left(R_2^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right\} \right] IP_e \dots\dots\dots(3.2.9)$$

又は

$$IP_b = \left[1 - \frac{w}{75\eta_{oad}} \left\{ \frac{\gamma RT_1}{\gamma - 1} \left(R_1^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right\} - \frac{w}{75\eta_{oad}} \left\{ \frac{\gamma RT_2}{\gamma - 1} \left(R_2^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right\} \right] \frac{\sqrt{T_{30}}}{\sqrt{T_3}} \frac{P_3}{P_{30}} IP_{eo} \dots\dots\dots(3.2.9')$$

$$IP_{bo} = \left[1 - \frac{w}{75\eta_{oad}} \left\{ \frac{\gamma RT_1}{\gamma - 1} \left(R_1^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right\} - \frac{w}{75\eta_{oad}} \left\{ \frac{\gamma RT_2}{\gamma - 1} \left(R_2^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right\} \right] \cdot IP_{eo}$$

$$\boxed{\frac{IP_b}{IP_{bo}} = \frac{\sqrt{T_{30}}}{\sqrt{T_{30} - \Delta T_a}} \cdot \frac{P_{30} - \Delta P_a}{P_{30}}} \dots\dots\dots(3.2.10)$$

上式が過給機の圧縮比をそのままにして置いて給気冷却器を装備した場合の發動機
の出力比を求める式である。次に

(ii) 給気冷却器後の圧力が何時も一定になる様、過給機の圧力比を増した場合、

この場合

$\Delta T'_a$: 給気冷却器による給気の温度降下

$\Delta P'_a$: 給気冷却器装備による給気の圧力降下

とすれば、

$$T_2 = \left\{ \frac{\left(R_1^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)}{\eta_{ad-t}} + 1 \right\} T_1$$

$$T'_3 = \left[\frac{\left\{ \left(R_2 + \Delta R_2 \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right\}}{\eta_{ad-t}} \right] T_2 - \Delta T'_a = T'_{30} - \Delta T'_a$$

但し

$$R_1 = \frac{P_2}{P_1}$$

$$R' = (R_2 + \Delta R_2) = \frac{P_{30} + \Delta P'_a}{P_2}$$

P_2 = 第一段過給機後の圧力

$P_{30} + \Delta P'_a$ = 第二段過給機の吐出圧力

P_{30} = 給気冷却器後の給気圧

この場合の軸馬力は

$$\begin{aligned} \text{HP}'_b = & \left[1 - \frac{w}{75\eta_{oad}} \left\{ \frac{\gamma RT_1}{\gamma-1} \left(R_1^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right\} \right. \\ & \left. - \frac{w}{75\eta_{oad}} \left\{ \frac{\gamma RT_1}{\gamma-1} \left((R_2 + \Delta R_2)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right\} \right] \times \frac{\sqrt{T'_{30}}}{\sqrt{T'_{30} - \Delta T'_a}} \cdot \frac{P_{30}}{P_{30} + \Delta P'_a} \text{HP}'_{eo} \end{aligned}$$

又この様な圧力比の過給機を取付け、給気冷却器を使用しない場合の軸馬力 HP_{bo} は

$$\begin{aligned} \text{HP}'_{bo} = & \left[1 - \frac{w}{75\eta_{oad}} \left\{ \frac{\gamma RT_1}{\gamma-1} \left(R_1^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right\} \right. \\ & \left. - \frac{w}{75\eta_{oad}} \left\{ \frac{\gamma RT_1}{\gamma-1} \left\{ \left(R_2 + \Delta R_2 \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right\} \right\} \right] \cdot \text{HP}'_{eo} \end{aligned}$$

$$\therefore \boxed{\frac{\text{HP}'_b}{\text{HP}'_{bo}} = \frac{\sqrt{T'_{30}}}{\sqrt{(T'_{30} - \Delta T'_a)}} \cdot \frac{P_{30}}{P_{30} + \Delta P'_a}} \quad \dots\dots\dots(3.2.11)$$

(iii) 両方の場合の比較

高度 10km に於ける或る一例につき (3.2.10) 式と (3.2.11) 式の両者の場合につき 裝備性能を比較すると 第 18 圖に示す様に兩者の間に裝備性能上は餘り差異が無い様である。

3.2.2. 中間冷却器 (第一段過給機と第二段過給機との間に給気冷却器を裝備した場合) の性能

給気の温度は

$$T_2 = \left[\frac{(R_1^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1)}{\eta_{oad}} \right] T_1$$

$$T_3 = \left[\frac{(R_2^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1)}{\eta_{oad}} \right] (T_2 - \Delta T_i)$$

$$R_2 = \frac{P_3}{P_2 - \Delta P_c}$$

過給機の駆動馬力は

$$HP_{s1} = \frac{G_i}{75\eta_{oad}} \left[\frac{\gamma R T_1}{\gamma - 1} (R_1^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1) \right]$$

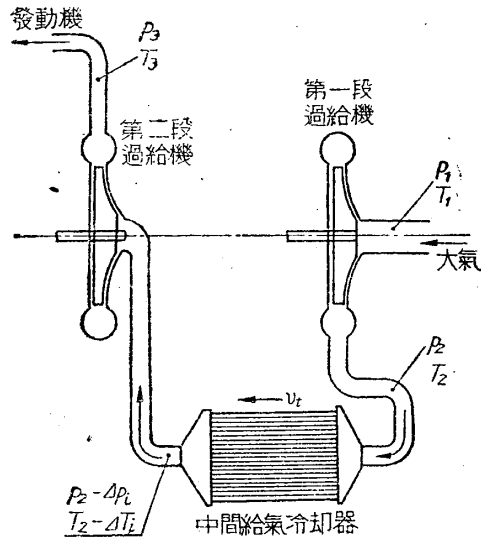
$$HP_{s2} = \frac{G_i}{75\eta_{oad}} \left[\frac{\gamma R (T_2 - \Delta T_i)}{\gamma - 1} (R_2^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1) \right]$$

$$HP_b = HP_c - HP_{s1} - HP_{s2}$$

$$= \left[1 - \frac{w}{75\eta_{oad}} \left\{ \frac{\gamma R T_1}{\gamma - 1} (R_1^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1) \right\} - \frac{w}{75\eta_{oad}} \left\{ \frac{\gamma R (T_2 - \Delta T_i)}{\gamma - 1} (R_2^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1) \right\} \right] \times \frac{\sqrt{T_{30}}}{\sqrt{T_3}} \frac{P_3}{P_{30}} HP_{e0} \dots\dots\dots (20)$$

但し上式で

$$P_{30} = R_2 \cdot P_2$$



第 3 圖

3.3. 冷却器の抵抗馬力

3.3.1. 冷却器自身の抵抗馬力

(i) 抵抗馬力

給気冷却器に関する考察 (第 I 報) から

$$\frac{u_s'}{u_0} = \frac{I}{\sqrt{(b_1'^2 + f^2) \frac{c_{12}}{2} + c'_{k_1} + b_4'^2 + (b_4'^2 + f^2) \frac{c_{34}}{2}}}$$

$$\text{抵抗馬力} = \text{IP}_d = \frac{\rho u_0^3}{75 \eta_p} \cdot F'_{\theta} \cdot \frac{u'_k}{u_0} \left\{ 1 - (1 + a_{\theta}) b_4' \cdot \frac{u'_k}{u_0} \right\}$$

η_p : プロペラの効率

(ii) 冷却器の空気通過面積

$$F'_{\theta} = \frac{G_{\theta}}{\rho g u'_k} = \frac{I}{\rho g u'_k} \cdot \frac{G_t}{\beta} = \frac{I}{\rho g u_0 \cdot \frac{u'_k}{u_0}} \cdot \frac{w \text{IP}_e}{\beta}$$

$$\frac{F'_{\theta}}{\text{IP}_e} = \frac{w}{\rho g u_0} \cdot \frac{I}{\beta \frac{u'_k}{u_0}}$$

$$\therefore \frac{\text{IP}_d}{\text{IP}_e} = \frac{u_0^2 w}{g \cdot 75 \cdot \eta_p} \cdot \frac{I}{\beta} \left\{ 1 - (1 + a_{\theta}) \cdot b_4' \cdot \frac{u'_k}{u_0} \right\}$$

今

$$u_0 = 180.6 \text{ m/s}$$

$$w = 0.00085 \text{ kg/IP/sec.}$$

$$\eta_p = 0.75$$

$$g = 9.80 \text{ m/sec.}$$

とすれば

$$F'_{\theta} = 0.00114 \cdot \frac{I}{\beta \frac{u'_k}{u_0}} \cdot \text{IP}_e \text{ (dm}^2\text{)}$$

$$\frac{F'_{\theta}}{\text{IP}_e} = 0.00114 \cdot \frac{I}{\beta \frac{u'_k}{u_0}} \cdot \frac{\text{IP}_e}{\text{IP}_e}$$

$$\frac{\text{IP}_d}{\text{IP}_e} = 0.05024 \cdot \frac{I}{\beta} \left\{ 1 - (1 + a_{\theta}) \cdot b_4' \cdot \frac{u'_k}{u_0} \right\}$$

$$\frac{\text{IP}_d}{\text{IP}_e} = \frac{\text{IP}_d}{\text{IP}_e} \cdot \frac{1}{1 - \frac{\text{IP}_s}{\text{IP}_e}}$$

$$\therefore \frac{IP_e}{IP_{bo}} = \frac{IP_e}{IP_b} \cdot \frac{IP_b}{IP_{bo}} = \frac{IP_e}{IP_e} \cdot \frac{IP_b}{IP_{bo}} \cdot \frac{1}{1 - \frac{IP_s}{IP_e}}$$

高度 10km, 過給機の吐圧力 760mmHg, $\eta_{oad} = 55\%$, $\eta_{adt} = 65\%$ の場合には

$$\frac{F'_0}{IP_b} = 0.00148 \frac{1}{\beta \frac{u'_k}{u_0}} dm^2$$

給気側の通過面積 F'_t :

$$F'_t = \frac{G_t}{\gamma_t} \cdot \frac{1}{v_t} = \frac{wIP_e}{\gamma_t} \cdot \frac{1}{v_t} \quad (m^2)$$

高度 10km で、過給機の吐出空気の $\gamma_t = 0.895 \text{ kg/m}^3$ ($T_3 = 394.3^\circ K$, 760mmHg) とすれば

$$F'_t = 0.00095 \frac{100}{v_t} IP_e \quad (dm^2)$$

$$F'_t = 0.00124 \frac{100}{v_t} IP_b \quad (dm^2)$$

但し v_t : 給気の冷却管内通過速度 (m/s)

$$F'_0 + F'_t = \left(0.00148 \frac{1}{\beta \frac{u'_k}{u_0}} + 0.00124 \frac{100}{v_t} \right) IP_b \quad (dm^2)$$

又は

$$F'_0 + F'_t = \left(1.48 \frac{1}{\beta \frac{u'_k}{u_0}} + 1.24 \frac{100}{v_t} \right) \frac{IP_b}{IP_{bo}} \quad (dm^2)$$

但し $IP_{bo} = 1000$ 馬力とする。

(iii) 給気冷却器の重量

給気冷却器の前面積当り重量として大體

$$W = 0.03 + 1.14 \log_e \frac{1}{1 - \eta_{th}} \quad \text{kg/dm}^2$$

と假定する。これは冷却器の構成法や材料の取扱い方により、この数字の2倍になつたり半分になつたりし得るものであるが、大體に於て上の式で示す價は少し輕くなる様に構成した給気冷却器の平均値を示すものと看做することが出来る。

(iv) 給気冷却器の重量による抵抗の増加

「給気冷却器に関する考察」(第I報)から

$$\text{抵抗馬力(發動機出力単位)} = \frac{1}{2} \rho u_0^3 \frac{c_r}{\eta_p w_s} \cdot \frac{(1+\lambda)W}{75}$$

$$\lambda = 1.2, \frac{1}{2} \frac{c_r}{\eta_p w_s} = 0.000062, u_0 = 180.6 \text{ m/s}, \rho = 0.0421 \text{ kg} \cdot \text{sec/m}^4$$

とすれば

$$\text{抵抗馬力} = 0.246 W \text{ 馬力}$$

4. 例 題

以上で計算の準備が出来たから、

$$\text{高 度} = 6, 8, 10, 12, 14 \text{ km}$$

$$\text{給気圧} = 760 \text{ mmHg}, 760 + 300 \text{ mmHg}$$

の場合について給気冷却器の装備性能を計算することにする。この場合高度 6km では単段の過給機であるか、それ以外はすべて2段過給機を用いるものとした。

$$\text{過給機の断熱効率 } \eta_{oad} = 0.65$$

$$\text{過給機の温度効率 } \eta_{adt} = 0.55$$

$$\text{飛行速度 } v_0 = 180.6 \text{ m/s}$$

給気冷却器内の給気速度 $v_t = 20, 50, 100 \text{ m/s}$ の3種類

$$\frac{c_r}{\eta_p \cdot w_s} \cdot \frac{0.010}{0.75 \times 200} = 0.0000667$$

給気冷却器としては

$$\eta_t = \eta_\theta = 0.4, 0.6, 0.8, 0.9$$

の4種類について装備性能を計算することにした。

4.1. 高度 10km, 給気圧 760mm の場合の比較

(i) 最終段冷却器 給気冷却器を第2段過給機と發動機との間に設け、給気冷却器内の給気流通速度を 100 m/s とした場合、この場合2段式の過給機を用ひ、壓力比を夫々 $R_1 = R_2 = 1.956^{(1)}$ とすれば $\eta_{oad} = 65\%$ の時 $T'_3 = 391.3^\circ$ となる。

(1) 實際問題になると $R_1 \neq R_2$ であるが簡単のため $R_1 = R_2$ と假定した。

(i.a) 第2段過給機の吐出壓力を 760mm 一定とした場合。

冷却器を $\eta_t = \eta_0 = 40\%$ 、 60% 、 80% として、發動機の出力の増加率 IP_b/IP_{b0} を求めると、第 4, 5, 6 圖の點線又は太線の様になる。これ等の圖で縦軸は給気冷却器を用ひない場合の軸馬力 IP_{b0} に對し、給気冷却器を用ひたために増した軸馬力 IP_b の比 IP_b/IP_{b0} をとり、横軸には給気 (單位時間の流量 G_t) に對する冷却空氣 (G_0) の重量比 $\beta = G_t/G_0$ をとつてゐる。常識的に考へて見ても分る事であるが、給気の流量に比べて冷却空氣の流量が多い程給気が冷却されて發動機の有効馬力は増すことが圖にも明瞭に現はれてゐる。然し乍ら一方に於て冷却空氣の流量を増そうとすれば相似形のまゝの冷却器裝備法では大氣に接する側の冷却器を冷却空氣の所要流量に比例して増さねばならぬ、そのため大氣の通るための抵抗が増し所謂冷却器の抵抗馬力を負擔せねばならぬ事になる。このため第 4~6 圖に於て冷却器の大氣側通過面積 F'_0 と冷却氣の入口面積 F_1 及び出口面積 F_4 との関係

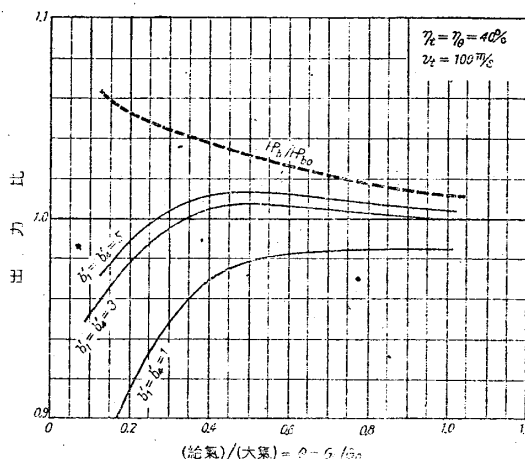
$$b'_1 = F'_0/F_1$$

$$b'_4 = F'_0/F_4$$

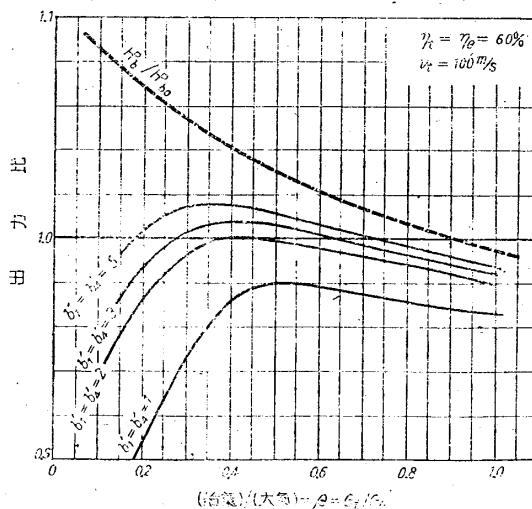
を $b'_1 = b'_4 = 5, 3, 2, 1$ にした場合の抵抗馬力 (プロペラの効率で割て、發動機の馬力單位に直したもの) IP_a を算出し、これから更に

$$\frac{IP_b}{IP_{b0}} = \frac{IP_a}{IP_{b0}}$$

を求める。この數字が給気冷却器を裝備した場合の優劣を決める基準となるもの



第4圖 高度 10km, 過給機吐出壓(760mm)調整せず

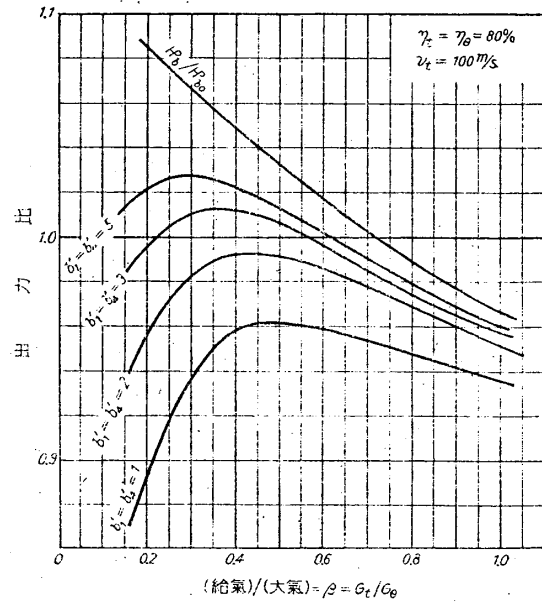


第5圖 高度 10km, 過給機吐出壓(760mm)調整せず

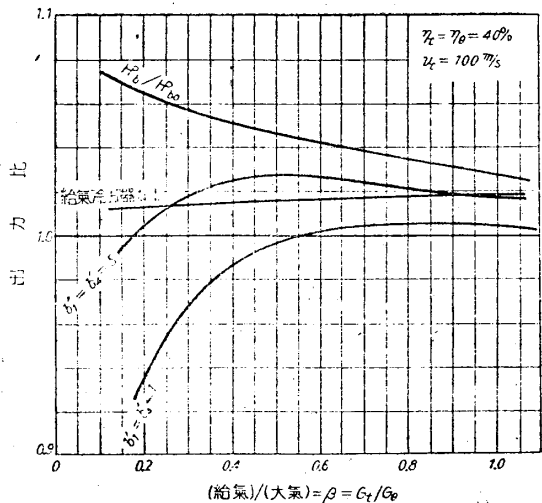
で、計算の結果を記入すると、第4~6圖の細線の様になり、 $\eta_t = \eta_0 = 40\%$ よりも 60% 更に 80% の方が結局の裝備出力比は有利になるが、何れにしても期待したほどの利益は得られず $\eta_t = \eta_0 = 80\%$ で $b'_1 = b'_4 = 5$ の時 $\beta = \text{約}0.3$ にして漸く $2\sim 3\%$ の程度の出力増加率である。(こゝでは給氣冷却器の重量の影響は考へてないが、これを考へに入れると更に有利でなくなる。) 普通の冷却器の裝備法の $b'_1 = b'_4 = 2\sim 3$ では殆んど利益はなく、寧ろ綜合性能としては損であると云ふ結果に達した。

(i.b) 給氣冷却器の吐出壓力を 760mm になる様にした場合。

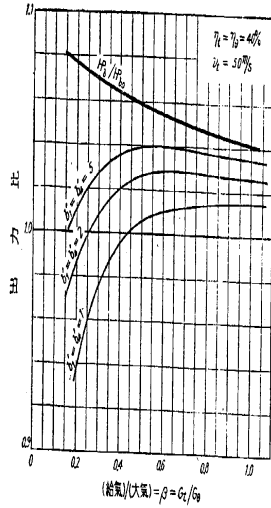
即ちこの場合は給氣冷却器を通る際の壓力降下を補ひ、給氣冷却器後の壓力が 760mm になる様第2段過給機の壓縮比を變へた場合である。この場合の IP_b/IP_{b0} を $\eta_t = \eta_0 = 40, 60, 80\%$ の3つに状態につき算出すると第7~9圖の様になる。但し IP_{b0} は $R_1 = R_2 = 1.956$ に對する價である。次ぎに上述の様に第2段過給機の壓縮比 R_2 を變更したまゝの状態を冷却器を取除いた場合の IP'_b を求め IP'_b/IP_{b0} を圖上に描くと第7~9圖中の「給氣冷却器なし」と示した曲線になる。細い線は夫々 $b'_1 = b'_4 = 5, 3, 2, 1$ に對する $\frac{IP_b}{IP_{b0}} - \frac{IP'_b}{IP_{b0}}$ をあらはしてゐるから、この細い線と「給氣冷却器なし」との線の間が結局の綜合裝備性能として出力増加(又



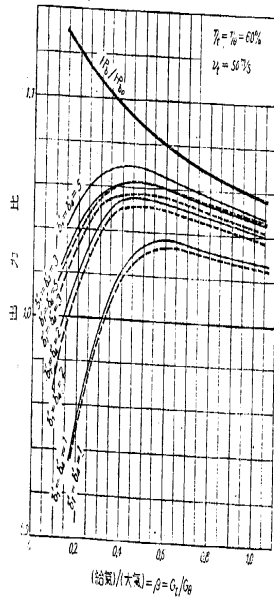
第6圖 高度10km, 過給機吐出壓(760mm)調整せず



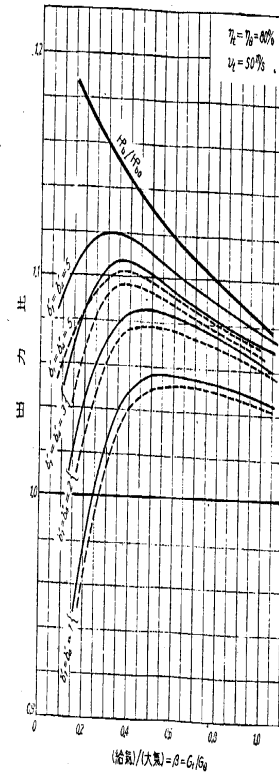
第7圖 高度10km, 給氣壓(760mm)調整す



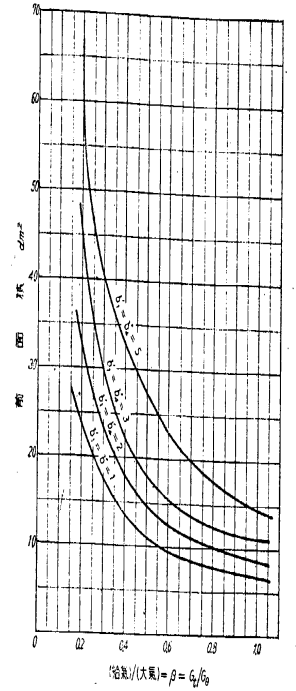
第10圖 高度10km, 過給機吐出圧(760mm)調整せず



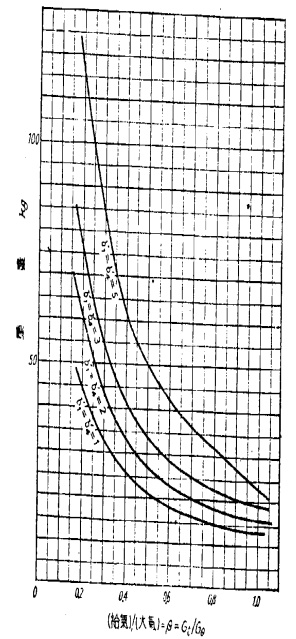
第11圖 高度10km, 過給機吐出圧(760mm)調整せず



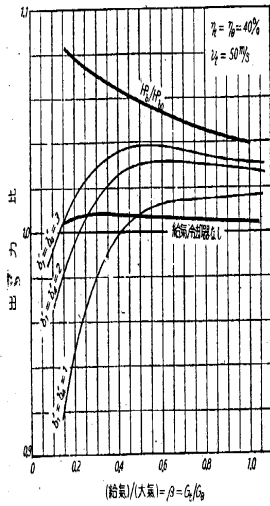
第12圖 高度10km, 過給機吐出圧(760mm)調整せず



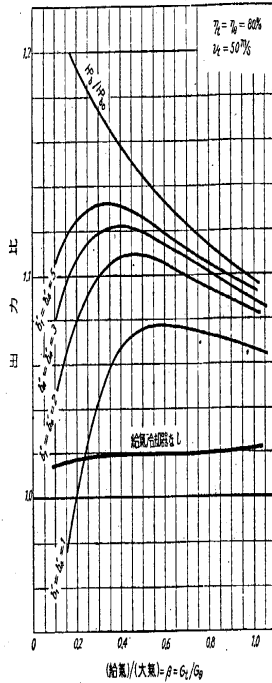
高度10km, 過給機吐出圧(760mm)調整せず, $\eta_t = 80\%$, $\eta_c = 50\%$
第13圖・給気冷却器の所要前面積



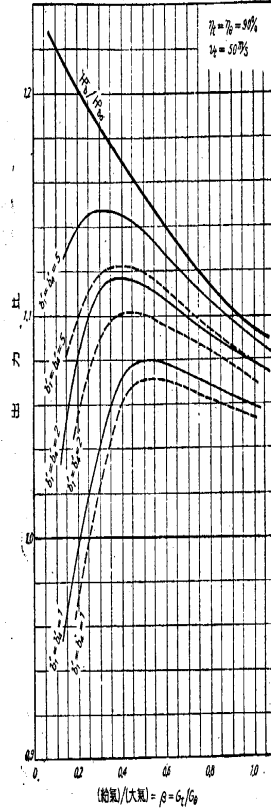
高度10km, 過給機吐出圧(760mm)調整せず, $\eta_t = 80\%$
第14圖 給気冷却器の所要重量



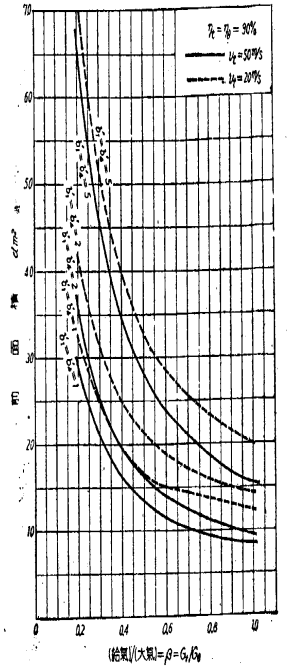
第15圖 高度10km, 給気圧(760mm)調整す



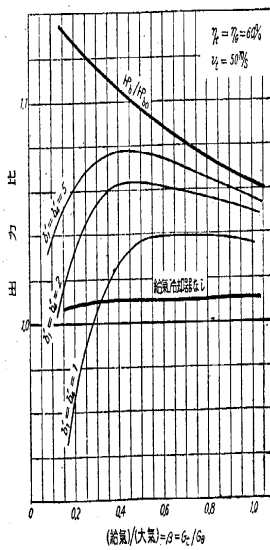
第17圖 高度10km, 給気圧(760mm)調整す



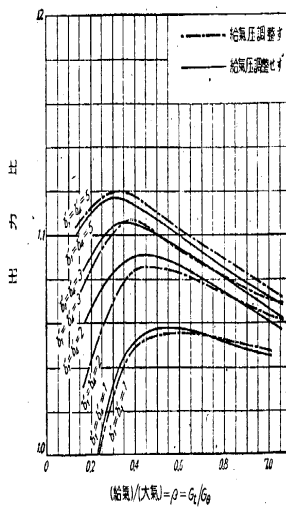
第19圖 高度10km, 過給機吐出圧(760mm)調整せず



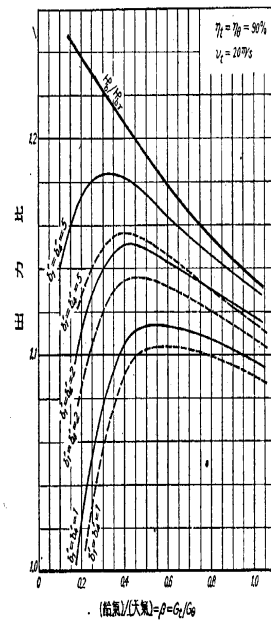
高度10km, 過給機吐出圧(760mm)調整せず
第21圖 給気冷却器の所要前面積



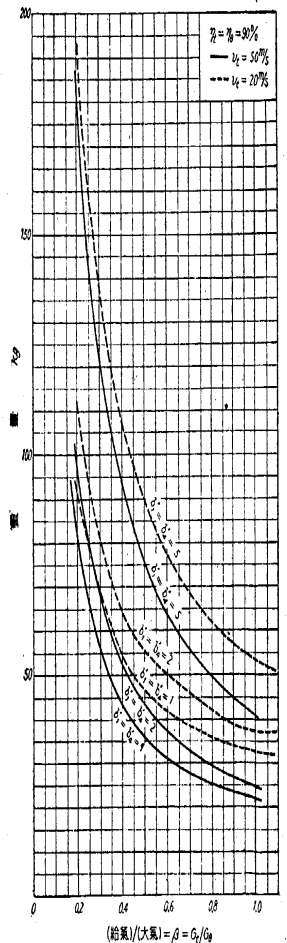
第16圖 高度10km, 給気圧(760mm)調整す



高度10km, 給気圧(760mm), $\eta_c = \eta_e = 80\%$,
 $v_c = 50\text{m/s}$
第18圖 給気圧を調整した場合とせぬ場合との比較



第20圖 高度10km, 過給機吐出圧(760mm)調整せず



高度10km, 過給機吐出圧(760mm)調整せず
第22圖 1000馬力發動機用給気圧冷却器の重量

は減少)になる。この場合も (i.a) の場合と同様に給気冷却器を装着しても餘り儲からぬ事が分る。唯僅かに $\eta_t = \eta_0 = 80\%$ なる様な冷却器を用ひ、 $b'_1 = b'_4 = 5$, $\beta = 0.3$ では約 5% 程の儲けとなる。(前と同様重量やその他の影響は考へてないから實際はもう少し、小さい價となる。)

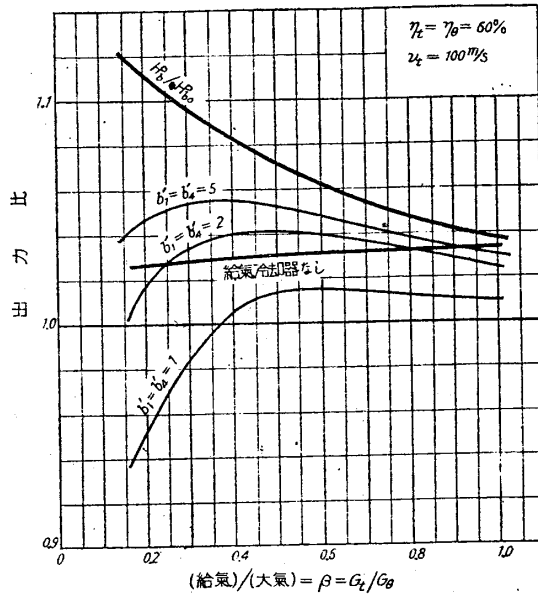
(ii) 最終段冷却器 $v_t = 50\text{m/s}$

給気冷却器を第 2' 段過給機と發動機との間に設け、給気冷却器内の給気流通速度を $v_t = 50\text{m/s}$ とした場合。

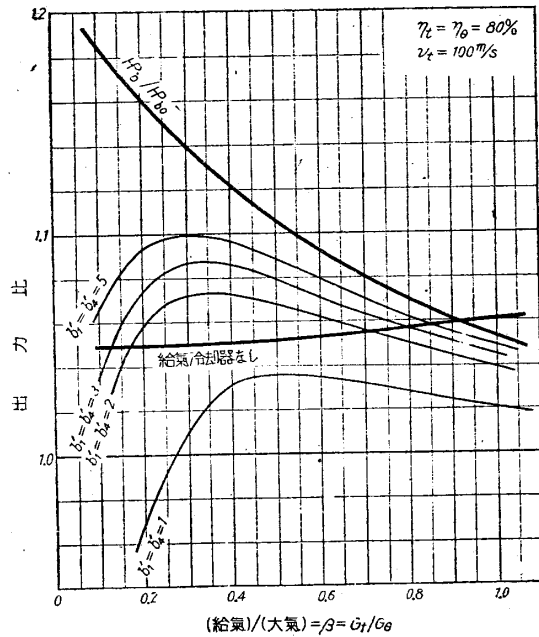
i の場合には 給気の流通速度が高いため、給気冷却器での壓力降下が高く、そのため IP_b/IP_{b0} が大きくなかなかつた。この缺點を避けるため、 v_t を少し下げて $v_t = 50\text{m/s}$ にすると前の場合に比べ壓力損失 Δp は約 $1/4$ となる。

(ii.a) 第 2 段過給機の吐出壓力を 760mm 一定とした場合(給気壓調整せず) この場合につき i と同様の計算を行ふと第 10~12 圖の様になり $\eta_t = \eta_0 = 60\sim 80\%$ では給気冷却器を用ひたための利益が少し許りある様になつた。圖中の點線は夫々 $b'_1 = b'_4 = 5, 3, 2, 1$ 場合の冷却器の重量による抵抗馬力を差引いた結局の裝備出力である。第 12 圖からも分

る様に $\eta_0 = \eta_t = 80\%$ では $\beta = 0.4$ の時、約 10% 程の出力の増しとなる。これ等の



第 8 圖 高度 10km, 給気壓 (760mm) 調整す



第 9 圖 高度 10km, 給気壓 (760mm) 調整す

場合 ($\eta_0 = \eta_t = 80\%$) の給気冷却器の前面積 ($F'_t + F'_0$) 並びに重量 (第 3.3.1 節の ii 及び iii による。) を $IP_{b_0} = 1000$ 馬力、即ち $IP_b = 1000 \times (IP_b / IP_{b_0})$ 馬力の場合につき示すと第 13~14 圖の様になり、 $\eta_0 = \eta_t = 80\%$, $b'_1 = b'_4 = 5$, $\beta = 0.4$ では給気冷却器の前面積 32.6dm^2 , 重量 60.9kg の程度となる。

(ii.b) 給気冷却器の吐出圧力を 760mm になる様にした場合 (給気圧調整す)

この場合につき、(ib) と全く同様に求めると第 15~17 圖の様になり、 $\eta_t = \eta_0 = 80\%$, $b'_1 = b'_4 = 5$, 3 では $\beta = 0.4$ で夫々 13, 14% の出力の儲けとなる。(但し重量の影響を含んでない、これは約 -2, -1% の程度である。)

(ii.c) 給気圧を調整せぬ場合と調整した場合との比較。

即ち (iia) の場合と (iib) の場合とにつき、 $\eta_t = \eta_0 = 80\%$ につき各々での給気冷却器のない場合の出力を単位 I として比較すると第 18 圖の様になり、両者の間の差異は 1% 以下で、どちらの場合でも本問題の比較の立場から云へば差異はない様である。

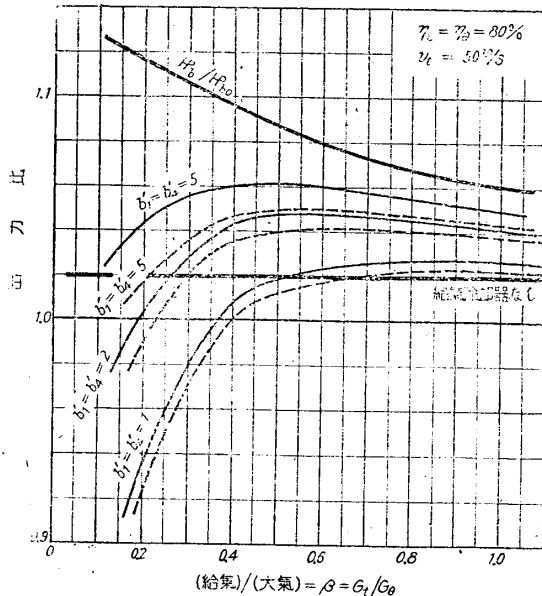
(iii) 給気冷却器として温度効率の高いもの即ち $\eta_t = \eta_0 = 90\%$ のものを用いた場合。

$\eta_t = \eta_0 = 90\%$ になる様な冷却器を用ひ、給気冷却器内の給気の流通速度 $v_t = 50\text{m/s}$, 20m/s の 2 種類については装備性能を求めると第 19, 20 圖の様になる。この場合は装備性能は前の場合よりも又一層有利となり $v_t = 20\text{m/s}$, 50m/s の場合、最もよい時約 15%, 12% 程、結局の出力増加となる。然し乍ら第 21, 22 圖に示す様に $\eta_t = \eta_0 = 60, 80\%$ の場合に比べて前面積 ($F'_0 + F'_t$) が大きくなり、又重量も相當に重くなる缺點がある。

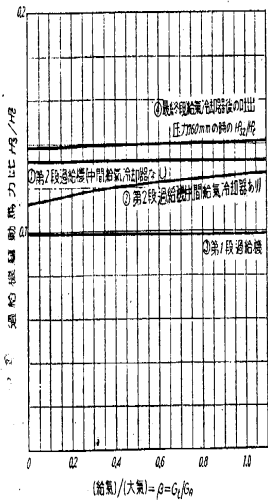
(iv) 中間給気冷却器、760mmHg

第 1 段過給機と第 2 段過給機との間に給気冷却器を装着し、第 2 段過給機の吐出圧力を 760mm になる様、第 2 段過給機の圧力比を加減した場合。

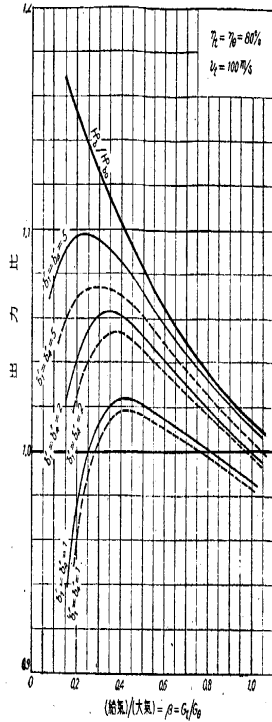
$\eta_t = \eta_0 = 80\%$ の場合につき装備性能を求めると第 23 圖の様になり、重量の影響を入れると $\beta = 0.5$ の場合で $b'_1 = b'_4 = 5$, 2 の時夫々 5%, 4% の儲けにしかならぬ。(第 2 段) 過給機の圧縮比を本例の様



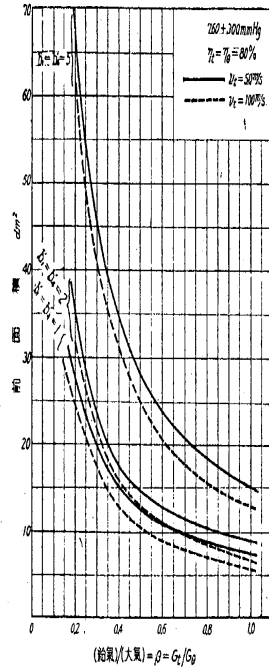
第 23 圖 高度 10km, 給気圧 (760mm) 調整す (中間冷却器の場合)



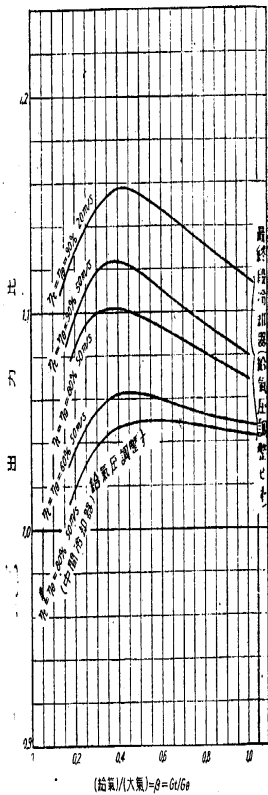
第 24 圖



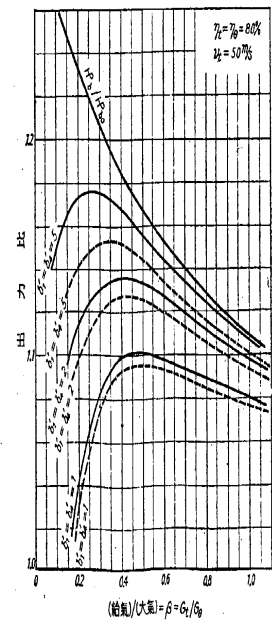
第 26 圖 高度 10km, 過給機吐出壓(760+300mm), 調整せず



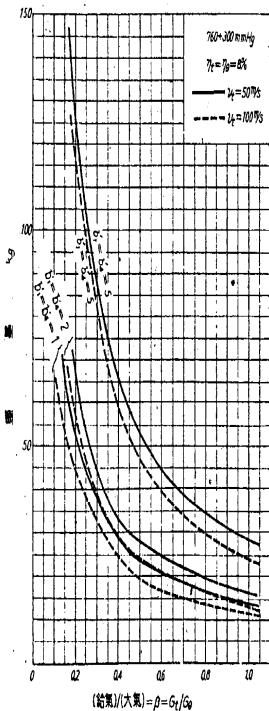
高度 10km, 過給機吐出壓(760+300mm)調整せず
第 28 圖 給氣冷却器の所要前面積



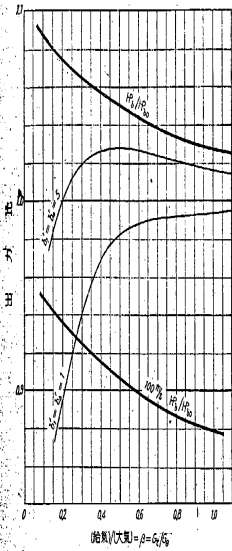
第 25 圖 高度 10km, 給気圧(760mm), 重量の影響なし $b'_1 = b'_4 = 5$ の場合



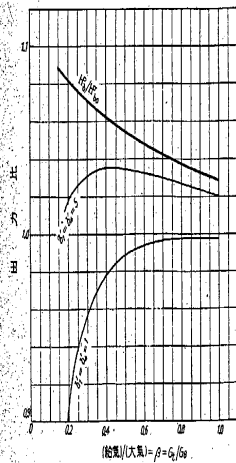
第 27 圖 高度 10km, 過給機吐出壓(760+300mm), 調整せず



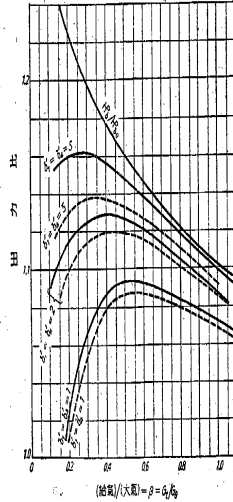
高度 10km, 過給機吐出壓(760+300mm)調整せず
第 29 圖 1000 馬力發動機用給気冷却器の重量



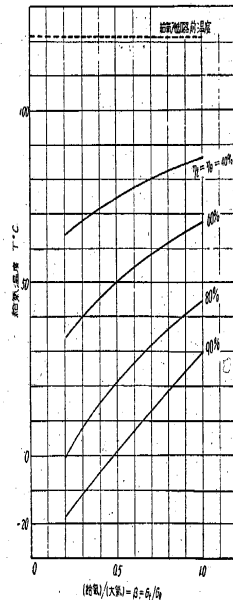
第30圖 高度0km, 過給機吐出壓(760mm)調整せず



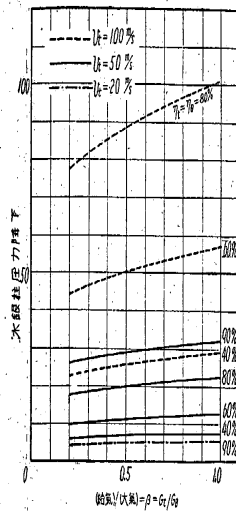
第31圖 高度9km, 過給機吐出壓(760mm)調整せず



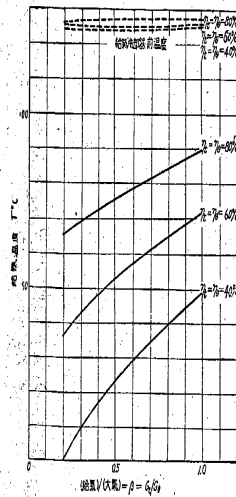
第32圖 高度12km, 過給機吐出壓(760mm)調整せず



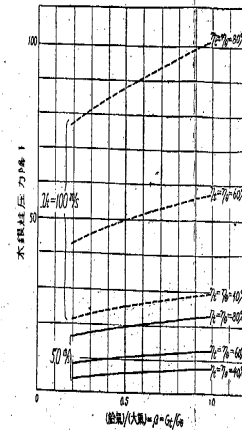
第33圖(a) 高度10km, 過給機吐出壓(260mm)調整せず



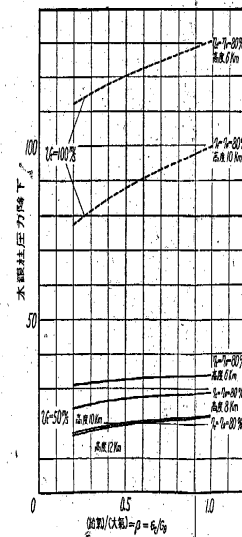
第33圖(b) 高度10km, 過給機吐出壓(760mm)調整せず



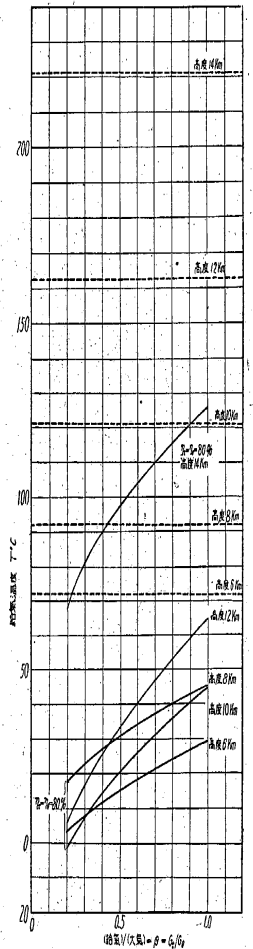
第34圖(a) 高度10km, 給氣壓(760mm)調整せず



第34圖(b) 高度10km, 給氣壓(760mm)調整せず



第35圖(b) η = 80%, 高度6~14km, 過給機吐出壓力(760mm)調整せず



第35圖(a) η = 80%, 高度6~14km, 過給機吐出壓力(760mm)調整せず

に加減したまま給気冷却器を取外した場合の出力比は圖中の「給気冷却器なし」の線で示さる。この圖から分る様にこの場合の出力を基準にして考へると、中間給気冷却器を装備しても $b_1' = b_1'' = 5$, 2 の場合夫々 3, 2% の儲けにしかならぬ。) 然し乍らこの様に中間給気冷却器を用ふる場合には第 1 段過給機の壓縮比を出来るだけ大きくとるべきであつて、この第 1 段過給機の壓力比を大きくすれば給気冷却器の効果が出て来る。この場合については第 3 報で述べたいと思ふ。

第 24 圖はこの様な場合の過給機の驅動馬力比 = (過給機の驅動馬力) / (有効壓力) = IP_s / IP_e を比較したもので、圖からも分る様に、給気冷却器の冷却効果の大きい程 (β が 0 に近い程) 第 2 段過給機の驅動馬力 IP_{s2} ② は給気冷却器を用ひない場合 ① に比べて小さくなる。即ちこの例では給気冷却器を用ひると第 2 段過給機の馬力驅動が減少して有利であるが、結局の全體としての出力 (裝備出力) は前の最終段給気冷却器の場合程有利ではない。

第 24 圖中の ④ は第 2 段過給機の後に給気冷却器を設け給気冷却器後の吐出壓力を 760mm になる様にした場合の第 2 段過給機の驅動馬力を示してゐる。(この時は β が 1 に近づくほど IP_{s2} が僅か乍ら増す、即ち $\beta \rightarrow 1$ ほど給気冷却器での壓力降下が大きい。)

(v) 各種の場合の比較

以上の色々の場合につき総合の比較を行ふと第 25 圖の様になる、即ち圖からも分る様に本例で取扱つた様な第 1 段過給機の壓縮比が 1.956 程度では中間冷却器は結局に於て餘り有利でなく、又 η_c, η_0 が大きい程裝備性能は良好で (結局の出力比が大きくなり)、更に給気の流通速度 v_c はなるだけ小さい方が有利である事が分る。

4.2. 高度 10km, 給気壓 760+300mmHg の場合

終段冷却器となし、第 1 段及び第 2 段過給機の壓力比 $R_1 = R_2 = 2.312$, 第 2 段過給機の吐出力を 760+300mmHg とした場合前と同様 $v_c = 50\text{m/s}$, $= 100\text{m/s}$ の 2 種につき裝備性能を求めると第 26, 27 圖の様になる。圖中の點線は前同様、重量の影響を考へて入れたもので、第 28, 29 圖は $IP_b = 1000 \times (IP_b / IP_{b0})$ 馬力として夫々この場合の所要前面積 ($F'_{0c} + F'_{1c}$) 及び所要重量を参考のために圖示したものである。

4.3. 高度 6, 8, 12km, 過給機吐出壓力 760mmHg の場合

高度 6, 8, 12km, $\eta_c = \eta_0 = 80\%$, $v_c = 50\text{m/s}$ 最終段給気冷却器の場合につき前と同様の計算を行ふと第 30, 31, 32 圖の様になる。

これ等の圖からも分る様に高度 6, 8km (給気壓 760mmHg) の程度では給気冷

却器を装備してもその儲けは多くなく、却つて損である場合もある位である。

以上の計算結果から給気圧力 760mm では給気高度 8~10km 以上の場合に給気冷却器の効果が少し現はれる程度である。(但し給気圧力がもつと大きい場合は給気冷却器の効果がもつと現はれる。)

然し乍ら給気冷却器の重量だけを發動機の方で増す事が出来、その重量増加に相應しただけ (1kg 當り 3 馬力程度) 發動機の出力を増すことが出来るとすれば給気冷却器を装備しても得にはならぬと云ふ事になつて了ふ。

4.4. 最終段給気冷却器での温度降下、馬力降下

今まではすべて装備性能の立場から考へて來たが、給気冷却器を用ひたための給気温度の變化、並びに給気冷却器の前後での給気の壓力降下に關し算出した數字を参考のため示すことにする。

第 33 圖 a は高度 10km, 給気壓 760mmHg, 給気壓を調整せぬ場合の給気冷却器前の温度給気冷却器で冷却された後の給気吐出温度を、第 33 圖 b は給気氣の冷却器内通過速度の $v_1 = 100, 50, 20\text{m/s}$, $\eta_0 = \eta_1 = 90, 80, 60, 40\%$ 場合での冷却器前後での給気壓力の降下を示してゐる。

第 34 圖 a, b は第 33 圖と同様の事を過給機の驅動速度比等を變へて給気壓を調整し、給気冷却器吐出力を 760mm になる様にした場合につき算出した結果を示してゐる。

第 35 圖は以上と同様の事を過給機吐出壓力 760mmHg, $\eta_c = \eta_0 = 80\%$, 高度 14, 12, 10, 8, 6km につき求めたものである。

5. 結 語

以上の考察は實驗値を基として適當に係數を定めて、装備性能の計算を行つたものであるが、大體の所を要約すると次ぎの様になる。

(i) 給気冷却器を用ひて、装備した状態での出力増加のなるだけ大きくなる様にすると、どうしても給気冷却器としては温度効率の可成り大きいものを使はねばならぬ、又冷却器覆により冷却空氣出口面積を絞つて使はねばならぬ、この兩者の點から給気冷却器はその面積も、又奥行も大きくなり、従つて冷却器の重量は可成り大きいものとなる。

若しこの重量増加分だけ發動機の重量を増して、出力を比例的に高める事が出来るならば、一般にはノッキングの點さへ考へなければ給気冷却器を使はない方が有利である。(殊に給気冷却器の抵抗のために費される燃料消費率が餘分に増すから、

この燃料の損失を少くしたい時は給氣冷却器を用ひることは充分に得失を考へた上で行ふべきである。

即ち使用せんとする發動機よりも一周り大きい發動機を使つた方が有利である。

(ii) 然し乍らこの事は結局實際上は行はれないことであつて、既存の發動機に給氣冷却器を用ひて少しでも馬力を稼がうと云ふ場合が實情に則したやり方かも知れぬ。

この様な場合には

(a) 冷却器の溫度効率 80~90% 程度のものが望ましい。

(b) 給氣冷却器での給氣の流通速度はなし得れば 50m/s 以下出来れば 20~30 m/s にすることが望ましい。(100m/s 程度では給氣冷却器をとりつけても壓力降下が大きいため却つて損な場合が多い)

(c) 冷却空氣側としては冷却器覆の出口部を絞つて冷却空氣の流通速度を成るだけ下げて使つた方が有利である。(餘り絞ると冷却器の前面積が大きくなり、場所を要する事となり又重量を大となる)

(d) 以上の様にして適當な性能の冷却器を採用し、又その裝備法を巧くやると

高度 10km, 給氣壓 760mm では最大約 10%

高度 10km, 給氣壓 760+300mm では最大約 14%

高度 12km, 給氣壓 760mm では最大約 14%

ほど出力が増大する。(然し乍らこの場合、冷却器覆、殊にフラップ、冷却空氣の絞流の影響等があるからもう少し抵抗馬力が増し、結局の裝備性能は更に低下するものと思ふ。)

(e) 以上は最終段給氣冷却器の場合であるが、所謂中間給氣冷却器の場合には第一段過給機の壓力比が大きい場合でないと却つて不利な事がある。

給氣冷却器としては上述の様な逆向き平行流の他に、直交流その他の諸型式があるが、これ等の場合の裝備に關しては續報に譲りたいと思ふ。

筆を擱くに當り、本研究遂行上、幾多の示唆を與へられた中島飛行機の山田技師に厚く御禮申し上げますと共に、計算等に關し多大の助力を與へられた。川口技手その他冷却實驗室の諸君に厚く御禮申し上げます。