解をうることができる。(49), (51) 式および (50), (52) 式は半実験半理論解となり, これを計算することにより熱伝達に及ぼす半径 r_2 , r_1 , 管長 L , 温度分布, G_r , P_r の一般的な影響を知ることができる。次に Nusselt 数の代表的長さとして (47), (48) 式では Bosch⁽¹⁵⁾ に従って内径 D_1 が用いてあるが, (43) 式の理論の結果には, すきまの長さ $(r_2 - r_1)$ が現われている。実際には管壁の影響があるはずで, 理論の結果のごとく $(r_2 - r_1)$ を用いる方が妥当であって, (49) ~ (52) 式の結果に $(r_2 - r_1)/D_1$ を乗ずれば, 代表的長さとして $(r_2 - r_1)$ を用いたときの Nusselt 数を求めることができる。

終りに臨み終始, 御懇切な御援助と御激励とを賜わり, しかも資材入手に御尽力いただいた松山英太郎博士に深甚なる感謝の意を表わす。なお実験, 数値計算にあたっては普喜, 吉武, 武居, 久保, 望月の諸君の労を多とす。この研究は文部省科学研究費の一部によ

るものである。

注:—

- (1) 昭和 29 年 4 月 5 日 第 31 期定時総会講演会において講演, 原稿受付 昭和 29 年 5 月 16 日。
- (2) 正員, 山口大学工学部。
- (3) 武田栄一, 日本数物理学会誌, 14 巻 (1940), 昭和 15 年, 159 ページ。
- (4) 村川勝弥, 機械学会論文集, 20 巻 92 号 (昭 29) 262 ページ。
- (5) 寺沢寛一, 数学概論, 407 ページおよび小平吉男, 物理数学 第 2 巻, 440 ページ。
- (6) 小平吉男, 物理数学 第 1 巻, 449 ページ。
- (7) 日高孝次, 積分方程式論, 123 ページ。
- (8) (7) の 132~133 ページ。
- (9) Beckmann, Forschung Heft 340~356, Bd. 2, 1931.
- (10) Bosch, 工業伝熱論 (高橋安人訳), 218 ページ。
- (11) (10) の 306 ページ第 38 表。
- (12) (10) の 217 ページ。
- (13) (10) の 218 ページ。
- (14) (7) の 189 ページ。
- (15) (13) に同じ。

621.17.018.4—173

再熱サイクルの熱効率について⁽¹⁾

菅原 菅雄⁽²⁾ 吉川 進三⁽³⁾

On the Thermal Efficiency of Reheating Cycle

by Sugao SUGAWARA and Sinzō KIKKAWA

Many investigations have already been made on the effects of the working conditions of steam on the thermal efficiency of reheating cycle. However, it has been made possible to use much higher temperatures and pressures of steam than former times in consequence of the development of metallic materials. In this paper, we have theoretically investigated the thermal efficiency of reheating cycle mainly in the range of high pressures and high temperatures.

At first, the theoretical thermal efficiency of reheating cycle was calculated for the various working conditions of steam, and next, we investigated the effect of thermodynamic efficiency of turbine on the thermal efficiency of the cycle, especially considering the effect of the wetness in low pressure stages of turbine.

Lastly, we investigated the results of this research comparing with the recent literatures.

1. 緒 言

蒸気原動所において使用しうる最高蒸気温度が定められた場合, その熱効率を増進する方法に再熱サイクルの採用がある。1917 年に再熱タービンが始めて採用されて熱効率の増進が企てられたが, や金学の進歩により高温耐熱材料が得られるごとに幾度か再熱サイクルの採用は中止された。その理由は配管の複雑さ, 速度調整の困難さおよびそれに伴う費用の割高などの

ためであった。しかし, 最近燃料が高価になったことと非再熱タービンと余り変らぬ価格で設備できるようになったことなどのため, 再び再熱タービンを用いる原動所が増加してきた。この傾向は燃料が急に安価にならない限り将来もますます大きくなるものと思われる。またその動作状態もより高温高圧になって行くことも間違いないであろう。本論文は高温高圧蒸気を使用する再熱式蒸気原動所の熱効率を種々の熱力学効率の下に, 特に湿度による影響をも考慮して組織的

に検討したもので、計算は日本機械学会の改訂蒸汽表および線図を用いて行った。

2. 再熱サイクルの理論熱効率

再熱サイクルの理論熱効率に影響を与える因子としては、初圧、初温度、再熱圧力、再熱温度、背圧および再熱段数などがある。これらのうち再熱圧力は、他の諸因子の条件によってその最適値が変化する。したがって、本論文においては主として他の諸因子を変化させた場合の最適再熱圧力について論ずる。なお、再熱タービンにおける蒸気の動作状態の国際標準は、初圧 1450 psia、初温度 1000°F であるから、これに近い初圧 100 kg/cm²、初温度 540°C をとり、背圧は 0.04 kg/cm² とし、この状態を基準動作状態として検討する。

a) 再熱圧力および再熱温度の影響 1 段再熱サイクルを $T-s$ 線図で表わすと第 1 図の $ABCDE_1F_1G_1A$ となり、各点のエンタルピを、 i に各点の記号をつけて示すと、その理論熱効率 η_{th} は

$$\eta_{th} = \frac{(i_D - i_{E_1}) + (i_{F_1} - i_{G_1})}{(i_D - i_A) + (i_{F_1} - i_{E_1})} \quad \dots\dots\dots (1)$$

で表わされる。(1)式を用い、初圧 100 kg/cm²、初温度 540°C、背圧 0.04 kg/cm² とし、再熱温度を 540°C から 20°C おきに 6 通りに変化させたときの理論熱効率と再熱圧力との関係を第 2 図に示す。この図から、この条件下では最適再熱圧力は再熱温度に関係なく一定で、その値は約 20 kg/cm² であることがわかる。そうしてその前後では少々圧力が変化してもその影響は余りない。このことは設計上および運転上都合のよいことである。

第 1 図 再熱サイクル

第 2 図 1 段再熱サイクルの理論熱効率

b) 2 段再熱サイクルにおける再熱圧力および再熱温度の影響 2 段再熱サイクルを $T-s$ 線図で表わすと第 1 図の $ABCDE_1F_1E_2F_2G_2A$ のようになる。前同様各点のエンタルピを i に各点の記号をつけて表

わすと、その理論熱効率 η_{th} は

$$\eta_{th} = \frac{(i_D - i_{E_1}) + (i_{F_1} - i_{E_2}) + (i_{F_2} - i_{G_2})}{(i_D - i_A) + (i_{F_1} - i_{E_1}) + (i_{F_2} - i_{E_2})} \quad \dots\dots\dots (2)$$

で表わされる。1 段再熱の場合の最適再熱圧力は、2 段再熱の場合もその第 1 段再熱圧力の最適値であるということが計算の結果わかったので、(2) 式を用い、初圧 100 kg/cm²、初温度 540°C、第 1 段再熱圧力 20 kg/cm²、第 1 段再熱温度 540°C、背圧 0.04 kg/cm² とし、第 2 段再熱温度を前同様に 6 通りに変化させたときの理論熱効率と第 2 段再熱圧力との関係を計算し

第 3 図 2 段再熱サイクルの理論熱効率

て第 3 図を得た。この図から、2 段再熱の場合も最適第 2 段再熱圧力は第 2 段再熱温度には無関係であることがわかる。

c) 再熱段数の影響 先に述べたように、1 段再熱サイクルにおける最適再熱圧力は 2 段再熱サイクルにおいても最適第 1 段再熱圧力である。このことは、多段再熱サイクルの場合にも成立するものと考えられる。そうすると各段の最適再熱圧力は次のとおりになる。

第 1 段 = 20 kg/cm²、第 2 段 = 4 kg/cm²、

第 3 段 = 1.6 kg/cm²、第 4 段 = 0.9 kg/cm²。

この値を各段の再熱圧力に用い、初圧 100 kg/cm²、初温度 540°C、背圧 0.04 kg/cm² とし、各段とも初温

度まで再熱した結果を第 4 図に実線で示す。

この計算では第 4 段では圧力 0.9 kg/cm² で 540°C まで再熱している。しかし、このような低压高温の蒸気を用いることは実際のでない。したがって初期状態の過熱度と同一過熱度まで再熱する場合について検討した。

第 4 図 再熱段数の影響 先に知ったように、最適再熱圧力は再熱温度に無関係であるから、この場合も初温度まで再熱する場合と同一圧力で再熱することにする。初圧、初温度および背圧は先と同一である。この結果を第 4 図に破線で示す。この図によって、再熱段数の増加に従い理論熱効率は増加するがその増加の割合は減少し、特に再熱温

度を過熱度が一定になるように定める場合は、2段以上再熱しても効果はほとんどないことがわかる。

d) 初圧および初温度の影響 以上の計算ではすべて初圧を 100 kg/cm^2 、初温度を 540°C とした。次に初圧および初温度を変化させてその影響を調べる。

初温度 = 540°C , 再熱温度 = 540°C ,
背圧 = 0.04 kg/cm^2

第5図 初圧と再熱圧力の影響

初温度 = 540°C , 再熱温度 = 540°C ,
背圧 = 0.04 kg/cm^2

第6図 初圧と最適再熱圧力との関係

第5図は種々の初圧に対する再熱サイクルの理論熱効率を表わし、図中の破線は各初圧に対する熱効率最大の点をなだらかな曲線で結んだものである。ただし初温度 540°C 、背圧 0.04 kg/cm^2 とし初温度まで再熱するものとした。このようにして求めた初圧と最適再熱圧力との関係を第6図に実線で示した。この曲線から、初圧に対する最適再熱圧力の比率は初圧が低いほど小さく、初圧が高くなるに従って大きくなり、初圧の 15~30% の値をとることがわかる。

先に知ったように初圧 100 kg/cm^2 の場合には最適再熱圧力は再熱温度に関係なく一定であった。このことは初圧が 100 kg/cm^2 以外の場合にもそのまま成り立つものと考えられる。すなわち、初温度が 540°C であれば、第6図に示した初圧と最適再熱圧力の関係は再熱温度の値に関係なく成り立つものと思われる。

初温度が変化した場合には初圧が同一でもその最適再熱圧力は変化する。しかし、最適再熱圧力の附近では多少再熱圧力が変化しても、理論熱効率はほとんど変化しないことが計算によって確かめられたので、以下の計算においては初温度が変化する場合でも、第6図に示した最適再熱圧力を再熱圧力として用いること

にする。

背圧 = 0.04 kg/cm^2

第7図 初圧および初温度の影響

第7図に示したのは初温度および初圧と理論熱効率との関係である。背圧は 0.04 kg/cm^2 、再熱圧力は第6図に示した値を用い実線は初温度まで再熱した場合である。これらの曲線から、初圧の増加とともに理論熱効率は一般に増加するが、その増加の割合は減少すること。またその減少は初温度が低いほど著しく、初温度が 400°C の場合には初圧が 220 kg/cm^2 で理論熱効率は最大になり、それ以上初圧を上げるとかえって理論熱効率は減少することがわかる。第7図の破線は最初および再熱後の過熱度を一定 230°C (再熱タービンの蒸気の初状態の標準値は約 230°C の過熱蒸気である。) としたときの熱効率を示す。

e) 背圧の影響 以上の計算では、すべて背圧を 0.04 kg/cm^2 とした。次に背圧の影響について考える。

初圧 = 100 kg/cm^2 ,
初温度 = 540°C ,
再熱圧力 = 20 kg/cm^2 ,
再熱温度 = 540°C .

第8図 背圧の影響

計算の結果、背圧が変化しても他の諸条件が同一ならば最適再熱圧力は変化しないことがわかったので、次の計算においては、初圧 100 kg/cm^2 、初温度 540°C として検討した。その結果を第8図に実線で示してある。背圧が低いほど理論熱効率は増大することはよく知られているが、この図を見るとその増加の割合も大きくなることがわかる。

3. タービンの熱力学効率を考慮した場合の再熱サイクルの熱効率

上述の熱効率は理論熱効率で、蒸気はタービン中で断熱変化をするものと仮定した。しかし、タービン中の蒸気の状態変化は、流動抵抗のため断熱変化ではな

し、再熱サイクルでは非再熱サイクルに比し水滴の分離が著しく少い。したがって水滴の制動作用による熱力学効率の低下が少い。このため再熱による実際の利益は理論熱効率の増加より大きい。再熱による熱効率の増加（再熱サイクルと同じ動作条件にある非再熱サイクルの熱効率との差）を第 12 図に示す。この図に

第 12 図 再熱による熱効率の増加

実線で示したのはタービン中の変化を断熱変化とした場合で、破線で示したのは、損失は水滴によるものの

みと考えた場合である。この図から断熱変化の場合には初圧の増加とともに、再熱による熱効率の増加は最初減少し、約 100 kg/cm² 以上ではほとんど変化しないが、損失は水滴によるもののみと考えた場合は反対に初圧の増加とともに再熱による熱効率の増加は大きくなることがわかる。このことは最近ますます高圧蒸気が使用される傾向にあるとき好都合である。第 8 図に破線で示したのは、損失は水滴によるもののみと考えた場合の背圧の影響である。この曲線は同図に実線で示してある断熱変化の場合と同様な傾向をもつが、背圧の減少による熱効率の増加は断熱変化の場合よりもやや少い。たとえば、背圧が 0.06 kg/cm² から 0.02 kg/cm² に減少した場合、熱効率の増加は実線では 2.3%、破線では 2.1% である。

以上の計算においては、再熱器中における圧力および温度降下はないものとした。しかし、実際にはある程度の圧力および温度降下は避けることができない。第 1 表および第 2 表に示したのは、それぞれ再熱器中の圧力および温度降下の影響である。ただし、初圧

第 1 表 再熱器中の圧力降下の影響

再熱器出口圧力 (kg/cm²)	10.0	9.5	9.0	8.5	8.0
熱 効 率 (%)	44.57	44.42	44.25	44.06	43.89
圧 力 降 下 (kg/cm²)	0	0.5	1.0	1.5	2.0
熱 効 率 減 少 (%)	0	0.15	0.32	0.51	0.68

第 2 表 再熱器中の温度降下の影響

低圧タービン入口温度 (°C)	540	535	530	525	520
熱 効 率 (%)	44.57	44.40	44.21	44.05	43.86
温 度 降 下 (°C)	0	5	10	15	20
熱 効 率 減 少 (%)	0	0.17	0.36	0.52	0.71

100 kg/cm²、初温度 540°C、再熱器前圧力 10 kg/cm²、背圧 0.04 kg/cm²、タービン中の損失は水滴によるもののみと考える。この表より再熱器中の圧力降下が再熱器前圧力の 5% の場合の損失は再熱器中の温度降下 5°C に対する損失とはほぼ等しく、その値は圧力および温度降下を考えなかった場合の熱効率の約 0.4% であり、また熱効率の減少と圧力および温度降下とはほぼ比例することがわかる。

4. 考 察

次に最近の文献を参考にして本研究の結果と比較し検討してみる。

a) 再熱器中の圧力および温度降下の影響 これについては先に述べたとおりであるが再熱器中の圧力降下は、R. L. Reynolds & Lester⁽⁵⁾、J. C. London⁽⁶⁾ および M. Frish⁽⁷⁾ 等によると再熱器前圧力の 10%

前後である。またこれと反対に W. Trahl 等⁽⁸⁾ は再熱器入口の圧力が高いほど再熱器中の圧力降下が減少するように述べているが、これは実際と相違するように思われる。もし圧力降下を 10% とするならば、先の計算の結果によると熱効率の減少は 0.32% である。J. C. London⁽⁶⁾ によると、10% の圧力降下に対する熱効率の減少は再熱器中の損失を考えなかった場合の熱効率の約 1% (先に計算した条件に換算すると熱効率の減少は約 0.45% になる。) であり、もし圧力降下が 20% であるならば約 2% 減少し、その間だいたい直線的に変化する。第 13 図⁽⁶⁾に示したのは、圧力降下を 10% とした場合の再熱による熱効率の増加に対する修正係数である。ただし、初圧 102 kg/cm² (1450 psia)、初温度 538°C (1000°F)、背圧 0.05 kg/cm² (1.5 in Hg) で初温度まで再熱した場合である。水滴の影響を考慮した場合の最適再熱圧力は、初圧の約 12

第 13 図 再熱装置中の圧力降下に対する修正係数 % であることは先に述べたとおりであるが、この図を見ると、初圧の 12% 前後の再熱圧力では修正係数は約 0.90 である。このことは再熱による熱効率の増加は再熱器中の圧力降下を考えることによって、それを考えなかった場合より約 10% 減少する（先に計算した条件に換算すると熱効率の減少は、約 0.37% になる。）ことを示している。この損失は再熱圧力が最適値より低いときの方が高いときよりも大きい。再熱器中の温度降下に対する文献は見当らなかったが、国際標準ではこれを 5°C 以下と規定している。

b) 水滴の影響 既に述べたように、タービンの低圧部では蒸気は水滴を分離し、このために制動作用をうける。この制動作用による熱効率の減少量を本論文では、湿り度 1% に対して 1% と仮定した。最近の文献には、0.5% としたもの⁽⁸⁾と 1.0% としたものの⁽⁹⁾および 1.15% としたものの⁽⁹⁾がある。しかし最近では遠心力を利用して有効に水滴を取出すので、水滴による損失はだんだん少くなるものと思われる。また、タービン内では、蒸気は急激な膨脹をするので過飽和の状態になることがある。水滴を分離しながら断熱膨脹するときの蒸気の状態変化は $pv^{1.35} = c_1$ で表わされ、過飽和の状態のときは $pv^{1.3} = c_2$ で表わされる。ただし、 c_1, c_2 は定数である。このために過飽和に

第 14 図 湿り度による有効仕事の減少

なると仕事は減少する。しかし、過飽和では水滴が存在しないため、水滴による損失はない。この相反する得失を合わせ考えた結果を第 14 図⁽⁹⁾に示す。

c) 再生給水加熱の影響 以上の研究においては再生給水加熱のことについては考慮しなかった。しかし、最近の再熱タービンは再熱のみを行うのはまれで多くは再熱再生タービンである。この場合、その抽出段数が最適再熱圧力に影響を与える。第 15 図⁽⁹⁾に示

初圧=102 kg/cm², 初温度=538°C,
再熱温度=538°C, 背圧=0.05 kg/cm²,
再熱装置中の圧力降下 10%

第 15 図 再生段数の影響

したのは、再生段数をパラメータとした再熱による熱効率の増加と再熱圧力の関係である。この図において破線で示したのは、熱効率の増加が最大の点をなだらかな曲線で結んだものである。この図から、再生段数の増加とともに再熱による利益は減少し、また最適再熱圧力は上昇することがわかる。

5. 結 語

以上の研究により次のことを知りえた。

- 1) 最適再熱圧力は、再熱温度、背圧およびタービンの熱力学効率 (η_h) に関係なく一定で、水滴による影響を考慮した場合は初圧の約 12% である。ただし再生給水加熱を行う場合はその影響を受け、再生段数が増加するほど最適再熱圧力は高くなる。
- 2) 再熱段数が増加すると、理論熱効率は増加するが、その増加の割合は減少し、特に一定過熱度まで再熱する場合は 2 段以上再熱してもその効果はほとんどない。
- 3) 初圧の増加とともに理論熱効率は増加するが、その増加の割合は減少し、その減少は初温度が低いほど著しい。
- 4) 背圧が低くなると熱効率は増加し、その増加の割合も大きくなる。背圧の減少による熱効率の増加は、水滴による影響を考えると断熱変化の場合よりやや少くなる。
- 5) 再熱による理論熱効率の増加は、初圧の増加とともに最初は減少し、約 100 kg/cm² 以上ではほとんど一定となるが、水滴による影響を考慮した場合は反対に、初圧の増加とともに熱効率の増加も大きくなる。
- 6) 再熱器中の圧力降下は、普通再熱器前圧力の約

であり、このための熱効率の減少は圧力降下がない場合の熱効率の約 0.8% である。そうして、この値は、再熱器中で 10°C の温度降下がある場合の損失とほぼ等しい。

以上再熱サイクルの熱効率を種々の角度から検討した。しかし、本論文では再生給水加熱についてはほとんど考慮しなかった。先にも述べたように最近では再熱再生タービンがよく用いられる。したがって、今後この方面についてなお検討すべきであると思う。

注：一

(1) 昭和 29 年 3 月 20 日 関西支部第 189 回講演会において講演、

原稿受付 昭和 29 年 6 月 16 日。

- (2) 正員、京都大学。
- (3) 准員、京都大学。
- (4) K. Baumann; Proc. Inst. Electr. Eng., 1912, 768.
- (5) R.L. Reynolds & Lester; A.S.M.E., Trans., Vol. 71, No. 6, 701/6 (1949-8).
- (6) J.C. London; Instn. Mech. Engrs. Proc., Vol. 1 B, No. 7, 259/81 (1952).
- (7) M. Frish; A.S.M.E., Trans., Vol. 71, No. 6, 707/17 (1949-8).
- (8) W. Traßl u. A.F. Wilck; BWK. Bd. 6, Nr. 2, (1954-2).
- (9) J. Kenneth; Steam Turbine & Their Cycles, 192, (1950).

536.423.1 : 536.242

核沸騰熱伝達に及ぼす表面あらさの影響⁽¹⁾

西 川 兼 康⁽²⁾

Effect of Surface Roughness on Boiling Heat Transfer

by Kaneyasu NISHIKAWA

The reason why the data on the boiling coefficient of heat transfer disperse, is owing to the surface phenomena that the number of vapour columns would be influenced by both surface conditions of the heating surface and properties of liquid, and that the heat transfer to boiling liquid is closely related to the column number. The column number should depend on various factors such as heat flux, surface roughness, surface contamination, properties of liquid, etc. In this paper the effect of surface roughness on heat transfer in nucleate boiling is treated.

The experiments were carried out with distilled water boiler on the horizontal heating surfaces, fitted with various shapes of concentric grooves of triangle cross section. It was found that the mean height was adequate to the scale of roughness on the boiling heat transfer. Further, by introducing a new "coefficient of foaming" which represents the foaming ability of both heating surface and boiling liquid, experimental formulae on the heat transfer in the nucleate boiling were derived.

1. 緒 言

沸騰時の熱伝達に関しては従来多くの研究が行われているが、現象の非再現性のために実験点は非常に散乱し、同一実験条件下においても熱伝達係数の値は測定者により 1 けた近くの差異を生じている。このような実験点の散乱の根本原因は伝熱面の表面条件および液体の性質等によって起ほう性すなわち伝熱面における発ほう点密度が異なり、この発ほう点密度により熱伝達が規定されるという界面現象の存在によるのである。核沸騰時における熱伝達が伝熱面上の気ほう発生点数によって主として支配されることは既に⁽³⁾筆者の指摘した所であるが、この気ほう発生点数は研究の過

程においての中間因子であって実験によってのみ明らかにされるものであり実際には予知できるものではない。したがって気ほう発生点数厳密に言えば気ほうかく乱効果と実際に把握できる因子たとえば伝熱面熱負荷、伝熱面のあらさおよび汚損度⁽⁴⁾、伝熱面の材質、液体の表面張力⁽⁵⁾などとの間の定量的関係を明らかにすることが必要である。本研究はこの起ほう性に関する一因子である伝熱面表面あらさの核沸騰熱伝達に及ぼす影響を明らかにせんとするものである。

伝熱面表面に人工的にみぞをつけて、これが沸騰熱伝達に及ぼす影響を調べたものはわずかに M. Jakob⁽⁶⁾および E. T. Sauer⁽⁷⁾の研究があるにすぎないが、彼らは単に表面あらさにより熱伝達係数が増加す