

大容量蒸気タービンの最低負荷運転

Minimum Load Operation of Large Steam Turbines

糸 野 幸 三*
Kōzō Kumeno

内 容 梗 概

大形タービンの最低負荷運転の必要性と各発電所における現況について詳述し、最近実施した最低負荷運転結果を吟味して、目下開発しつつある主塞止弁バイパス運転法について検討を加えた。

1. 緒 言

豊水期には、深夜に生ずる火力余剰による損失を軽減するため、新鋭火力発電所でも深夜停止という方法を採用しているのが通常である。これは最低負荷時間の長さにも関係するが、一般的にいて起動損失のほうが、火力余剰損失よりもはるかに少ないからである。ところが大容量タービンを毎夜または毎週末起動停止することは、タービン各部の寿命を短くし、時には重大な事故を誘発し、稼働率を著しく低下させ、本来のベースロード発電所としての使命遂行を困難にする恐れのあることが、従来の運転実績で判明してきた。したがってかかる深夜余剰電力を最小限にし、かつタービンの寿命を長くする目的のために、最低負荷運転が要求されるようになった。以下その運転条件と 75,000 kW および 125,000 kW 再熱タービンについての運転結果、ならびにごく最近計画され開発されつつある主塞止弁バイパス運転法について述べる。

2. 起動停止と最低負荷運転

大形タービンの起動停止をひん繁に行うと、タービン主要部分に繰り返し熱応力が作用し、事故誘発の原因となる。運転操作にも非常な注意を働かさねばならないし、時には誤操作によって、振動、伸び差などに不慮の異常現象をおこし、場合によってはタービン開放点検の必要が生じたりして、本来の目的であるベースロード発電の稼働率が著しく低下する。特にかかる起動停止のために、タービン車室に大きな熱応力が生じ、最悪の場合には変形したりき裂が発生したりする。

2.1 起動停止運転とタービン車室の寿命

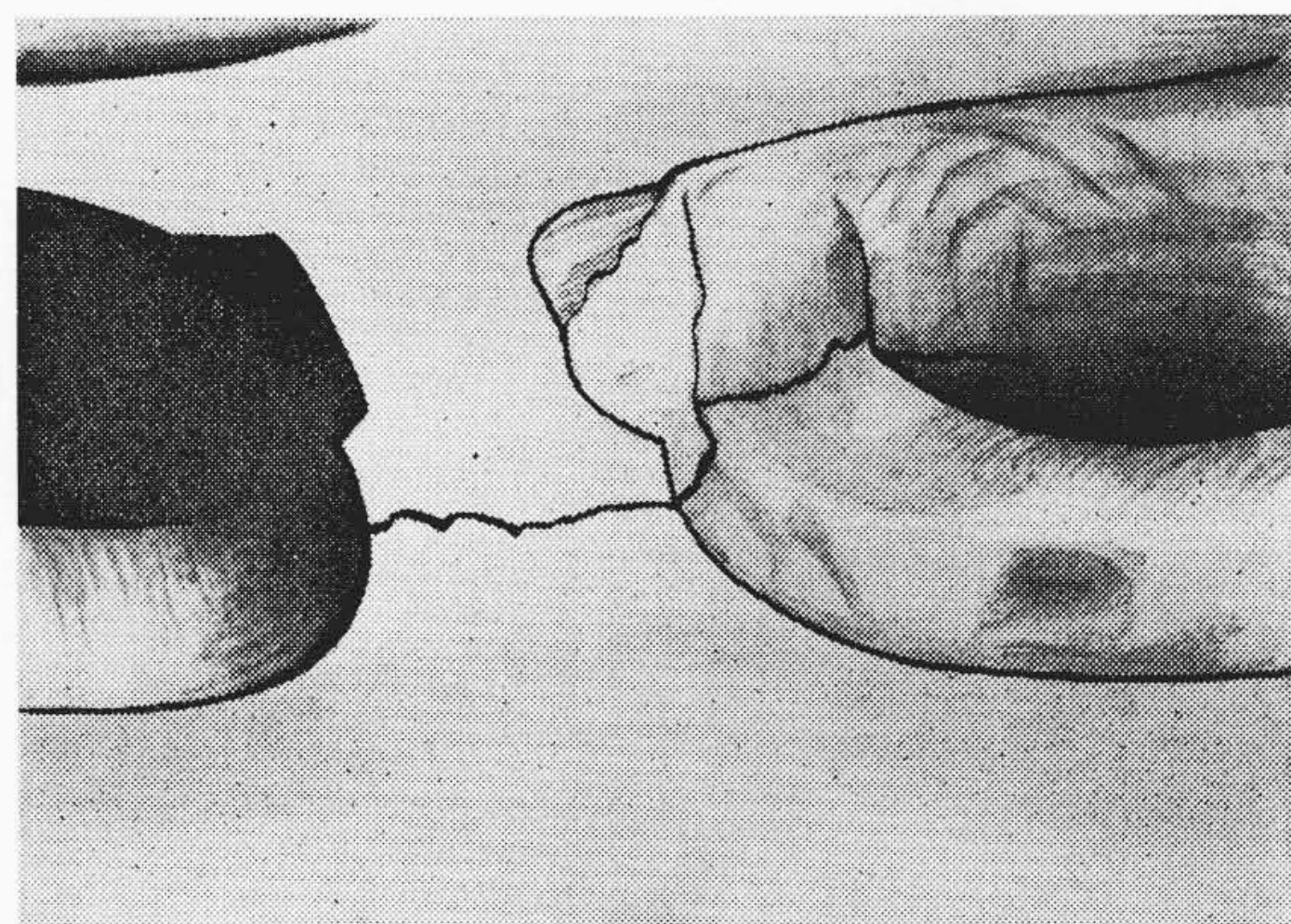
運転法と車室き裂との間には密接な関係があり、ひん繁な起動停止を行った場合に特にき裂の発生が著しい。蒸気条件の上昇とともに、車室は厚肉となりそれだけ熱応力も大きくなってくる。現在使用されているフェライト系の種々の車室材料の間では、き裂に対する特性に大きな差異は認められないし、またその構造設計の改善は蒸気温度に対する運転法の改善に比較して重要度は少ないであろう。

(a) き裂の発生場所

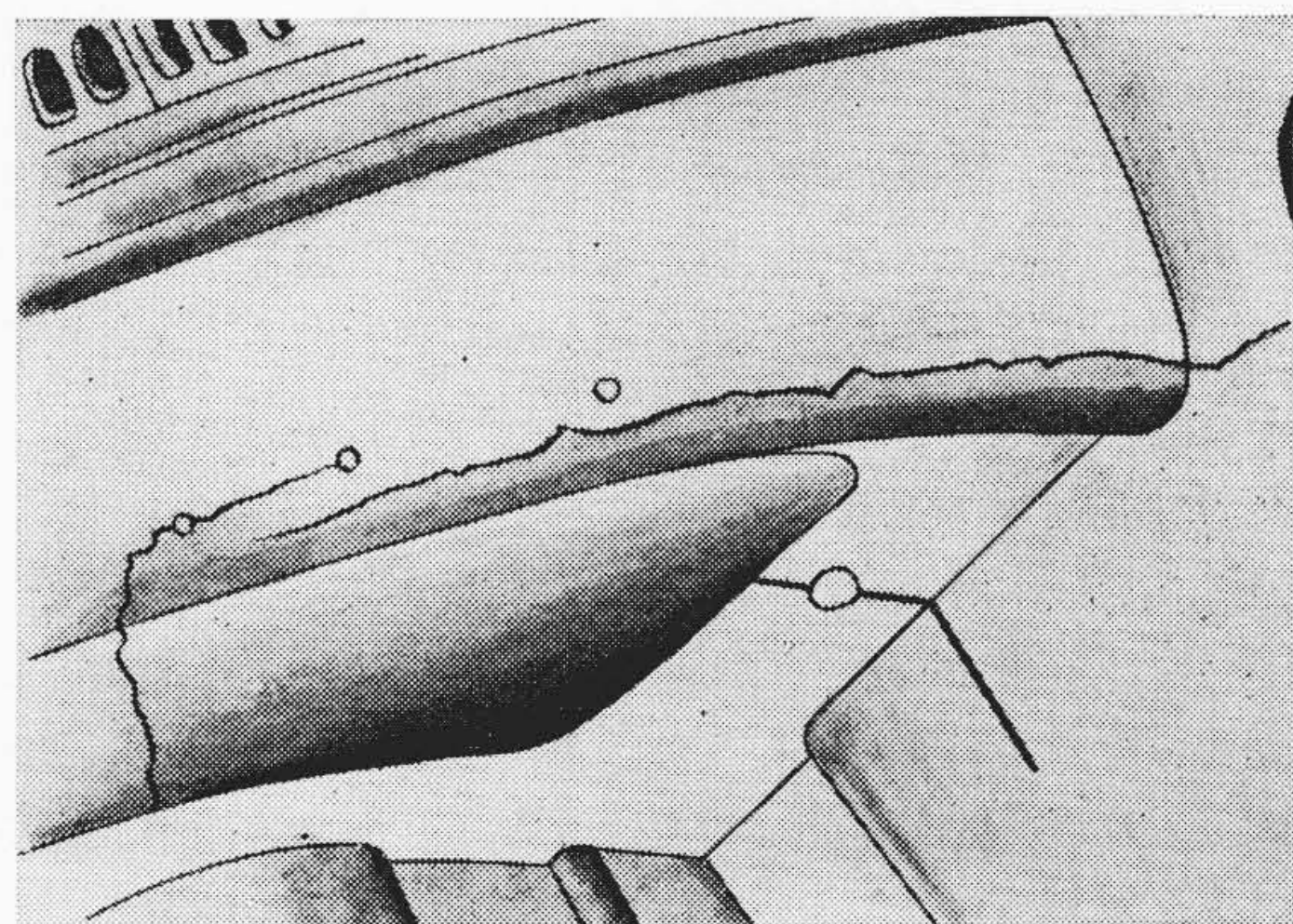
一般にタービン入口の高温厚肉非対称部、たとえば加減弁通路境界のブリッジ部や第1段ノズルかん入部などに発生する。その典型的な例を第1図および第2図に示し、その関係位置を第3図に示す。最もひどいき裂は第1段車室付近特に第1加減弁蒸気通路部に発生する傾向から判断すると、き裂の主原因は車室の急速かつ不均一な熱変化にあると考えられる。

(b) 熱応力とき裂の機構

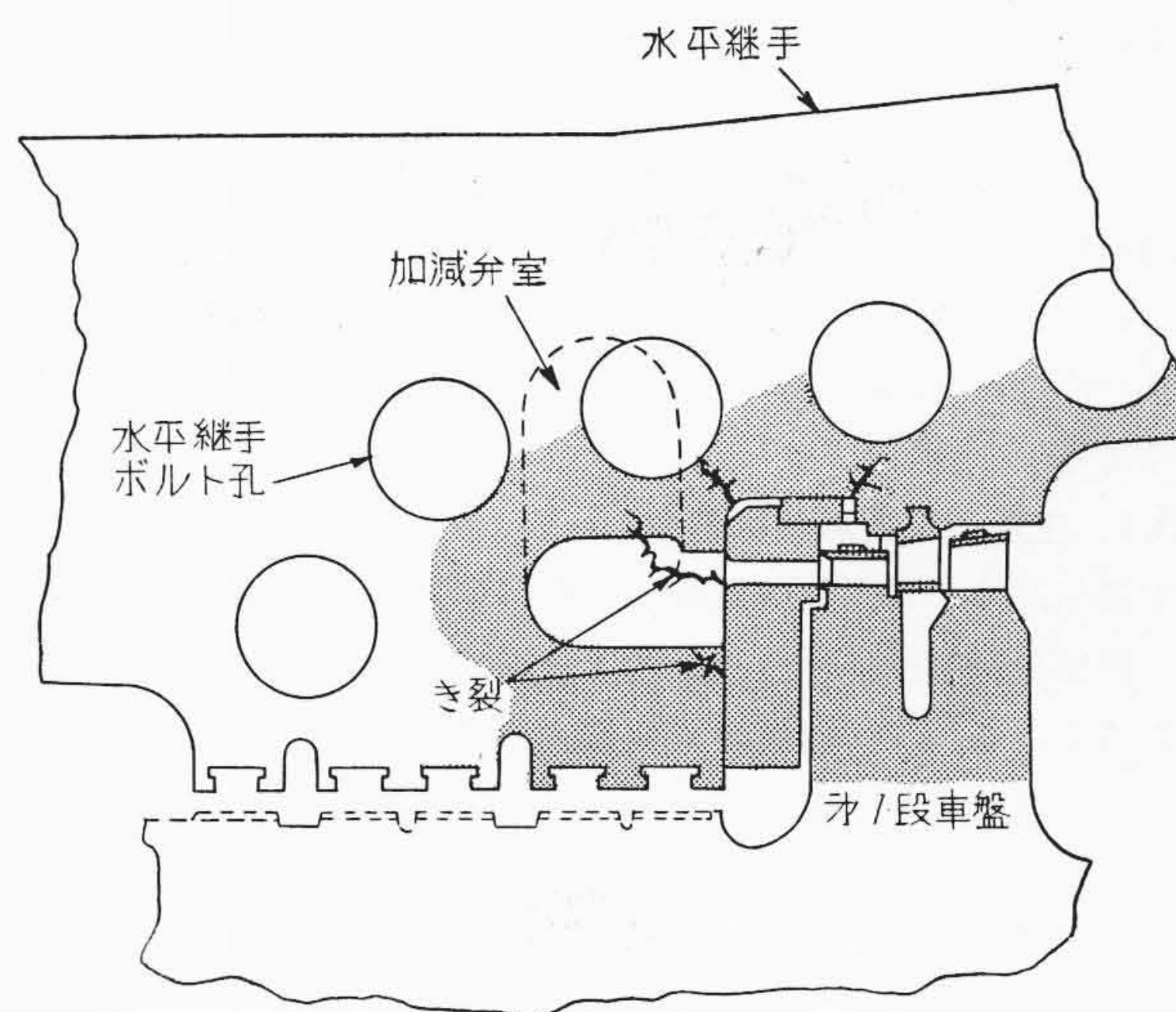
き裂の発生した箇處を調査してみると、その原因は一般に起動負荷時のクリープひずみの集積による高温疲れ破損であることがわかる。このひずみは暖機を低温蒸気で起動する際の急冷、また



第1図 高圧車室の加減弁通路境界のブリッジに発生したき裂状態

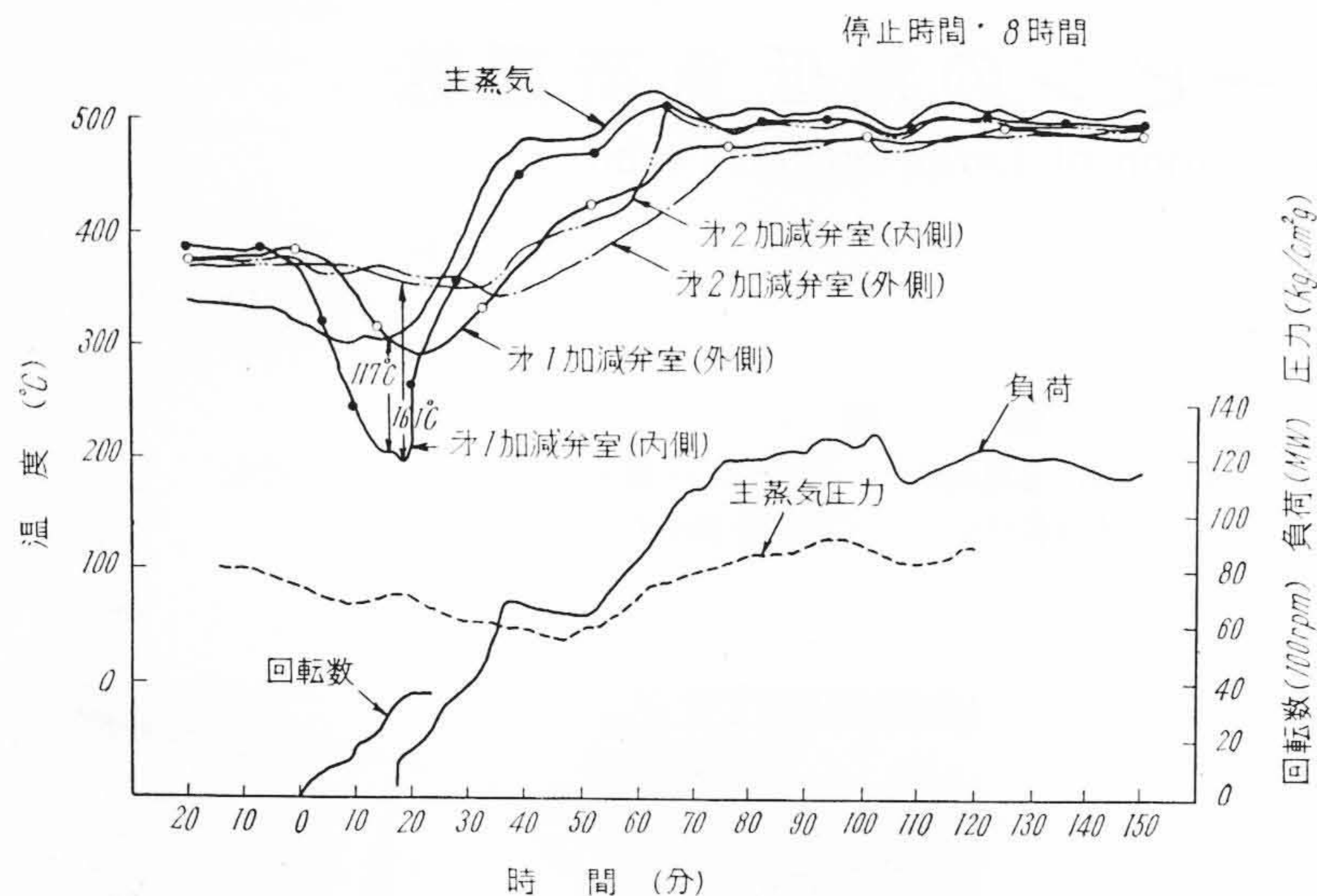


第2図 高圧車室第1段ノズルかん入部のき裂状態



第3図 き裂の生じやすい高圧タービン入口部

* 日立製作所日立工場



第4図 ホットスタート時の加減弁室温度変化状態

は冷機を高温蒸気で起動する際の急熱によって生ずる。たとえば冷たいタービンを起動する時は、蒸気流にさらされる表面は急激な加熱により弾性限を越えて圧縮され、その後全体が加熱されれば残留引張応力が発生し次第にクリープする。このひずみの合計が十分大きくなるとき裂を発生することになる。熱いタービンの起動の際は、上と逆の現象により運転中に引張応力が残る。高温ひずみ疲労試験でも実機と同様な結晶粒界き裂が多く、上の推論を裏付けている。第4図に示すように、運転の方法が不適当であれば、非常に大きな温度差があらわれて危険である。第1加減弁室(加減弁と第1段ノズルとの間)壁の内外温度差が 117°C 、第1加減弁室内側と第2加減弁室内側との温度差は 161°C に達し、熱応力が著しく大きくなりき裂の原因となる。通常この形式のタービンに対しては、壁内外の温度差を 83°C 以内にすることを規定している。

2.2 最低負荷運転の必要性

そのタービンに可能な最低連続負荷までさげて、深夜運転を行い、明朝ふたたび負荷を増大するという運転法をとれば、蒸気温度と車室壁温度とを最大限に適合しうるので、温度差および熱応力を許容範囲内に入れることが可能になり、き裂、変形などの事故を防止できる。また翌朝の負荷増大に要する時間も非常に短縮でき、かつ起動負荷運転もきわめて容易になる。このような理由で、低い負荷で運転が連続可能であれば、火力余剰損失もそれほど大きくなりたくてすむので、かかる運転がぜひ必要になってくる。

3. 運転条件

最低負荷の目的からいえば、この負荷はできるだけ低いことが望ましいが、安定した運転を継続させるためには、タービンの形式によりいろいろな制約条件がある。以下に従来のノズルガバニング運転による運転制限をあげる。

3.1 主蒸気と再熱蒸気温度

主蒸気温度が再熱蒸気温度より高い場合、その差は 42°C 以下とし、再熱蒸気温度が主蒸気温度より高い場合にはその差は 28°C 以下になるように、二つの温度を調整する必要がある。これは主蒸気ならびに再熱蒸気入口部が隣あわせで、その入口付近の著しい温度差のため車室が変形したり、過大な熱応力の発生するのを防止するためである。

3.2 主蒸気圧力

最低負荷運転を実施する場合には、ボイラ過熱器出口圧力を定格

に保持して、温度は自由に変化しうる状態にして蒸気流量を減少させて行くやり方、すなわち定圧運転することが、操作を最も簡単容易にする。しかしこの場合には、最低負荷の値を比較的大きくしないと安定な運転は望めない。それは第1加減弁しか開かず、上下の蒸気室にかなりの温度差が生ずるためである。したがってもっと負荷をさげる場合には、主蒸気圧力を降下させて、第1および第2加減弁を開いて負荷を減少させて行くやり方、すなわち変圧運転を採用することになる。

3.3 蒸気室の温度差

通常蒸気流量を調整する加減弁は、上下に配置されて交互に加減弁が開閉してゆく設計になっている。最低負荷運転の際は、上側配置の第1加減弁しか使用しない場合が多いので、下側配置の第2加減弁は閉じておりそのため下側蒸気室からタービン内に蒸気が流入しないのが通常のノズルガバニング法である。ところがこうした状態で長時間運転すると、上下の蒸気室内壁の温度差が大きくなり、車室の熱変形を起して好ましくない。その場合第2加減弁がわずかに開くように、第2番開閉用カムを新設計し、少量の蒸気を下側蒸気室よりタービン中に流入させて、この温度差をできるだけ小さくすることが必要である。この上下温度差は 42°C 以内にする。

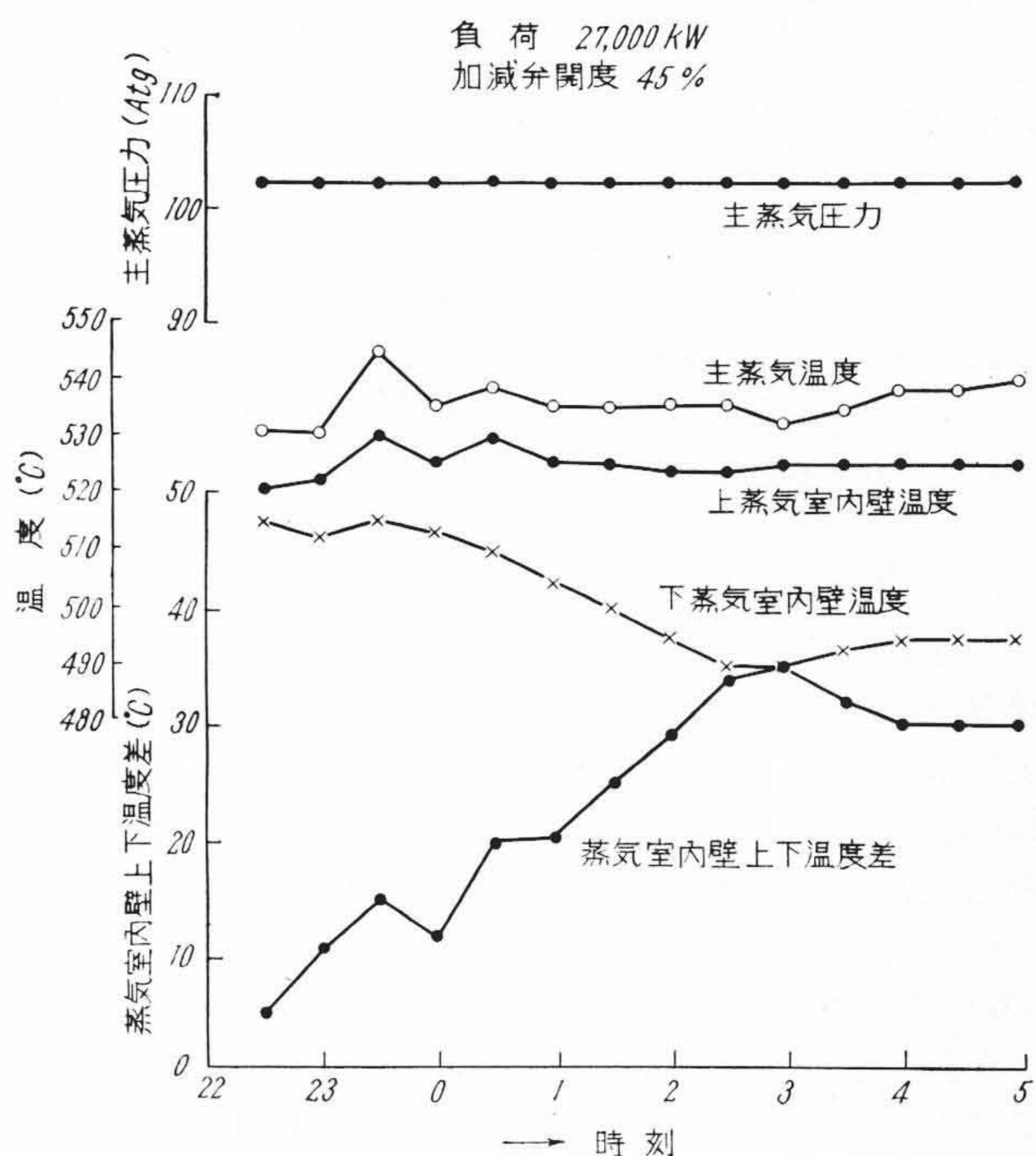
と、上下の蒸気室内壁の温度差が大きくなり、車室の熱変形を起して好ましくない。その場合第2加減弁がわずかに開くように、第2番開閉用カムを新設計し、少量の蒸気を下側蒸気室よりタービン中に流入させて、この温度差をできるだけ小さくすることが必要である。この上下温度差は 42°C 以内にする。

3.4 低圧排気室温度

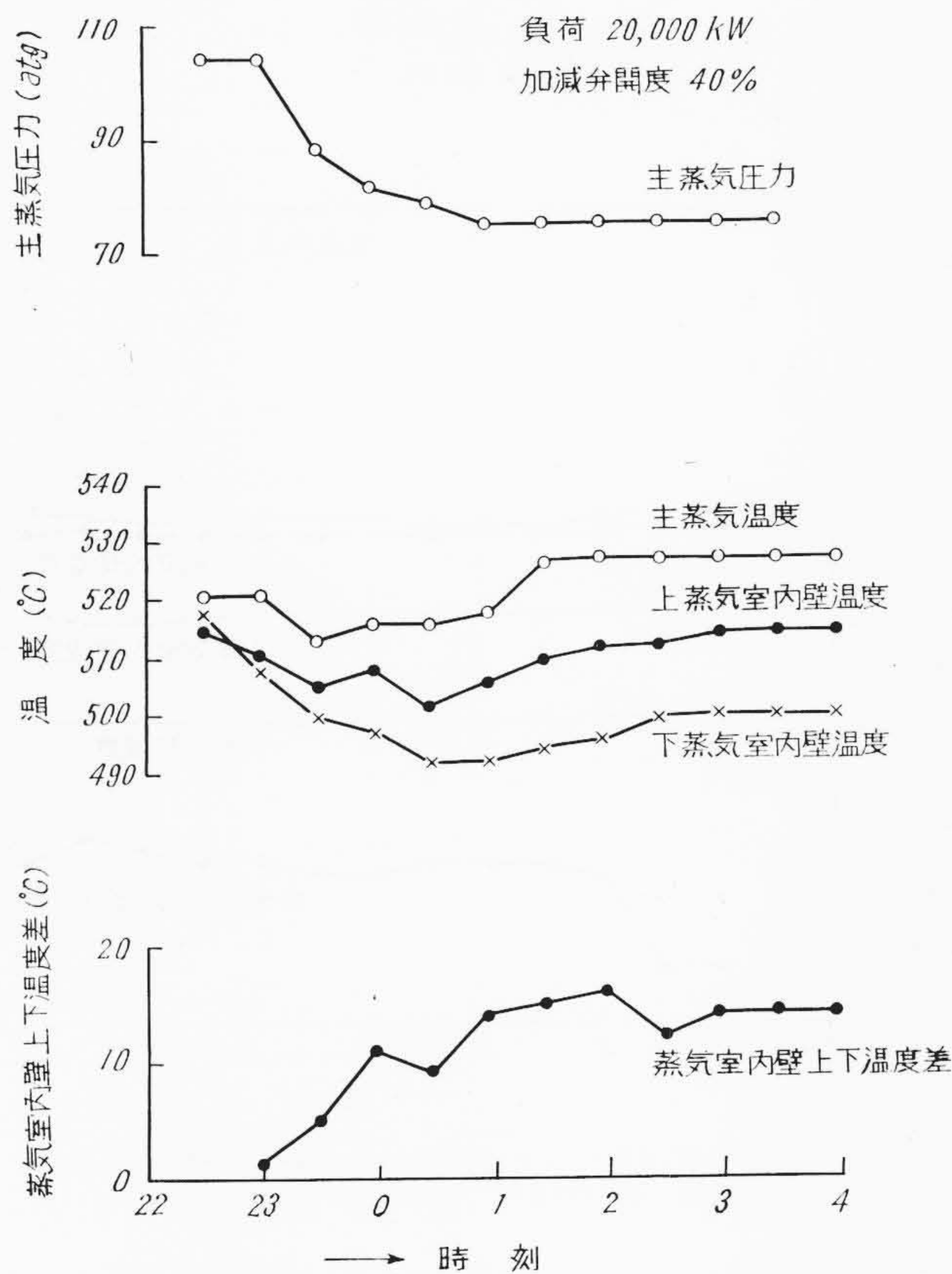
タービンを低負荷で運転すると、低圧排気室温度が上昇することは衆知のとおりであるが、再熱タービンの場合にはその傾向が著しく大きい。排気室の構造、強度、熱変形ならびに低圧タービン全体の熱変形量を考慮して、この排気室温度を 52°C 以下にし、最高 80°C でタービンを停止するように注意する必要がある。

3.5 伸び差

低負荷になると、再熱蒸気温度がそれほど低下しないので、タービンロータがさらに熱膨張し(特に再熱部)、車室との伸び差が大きくなる場合がある。したがって伸び差は、それぞれのタービン形式

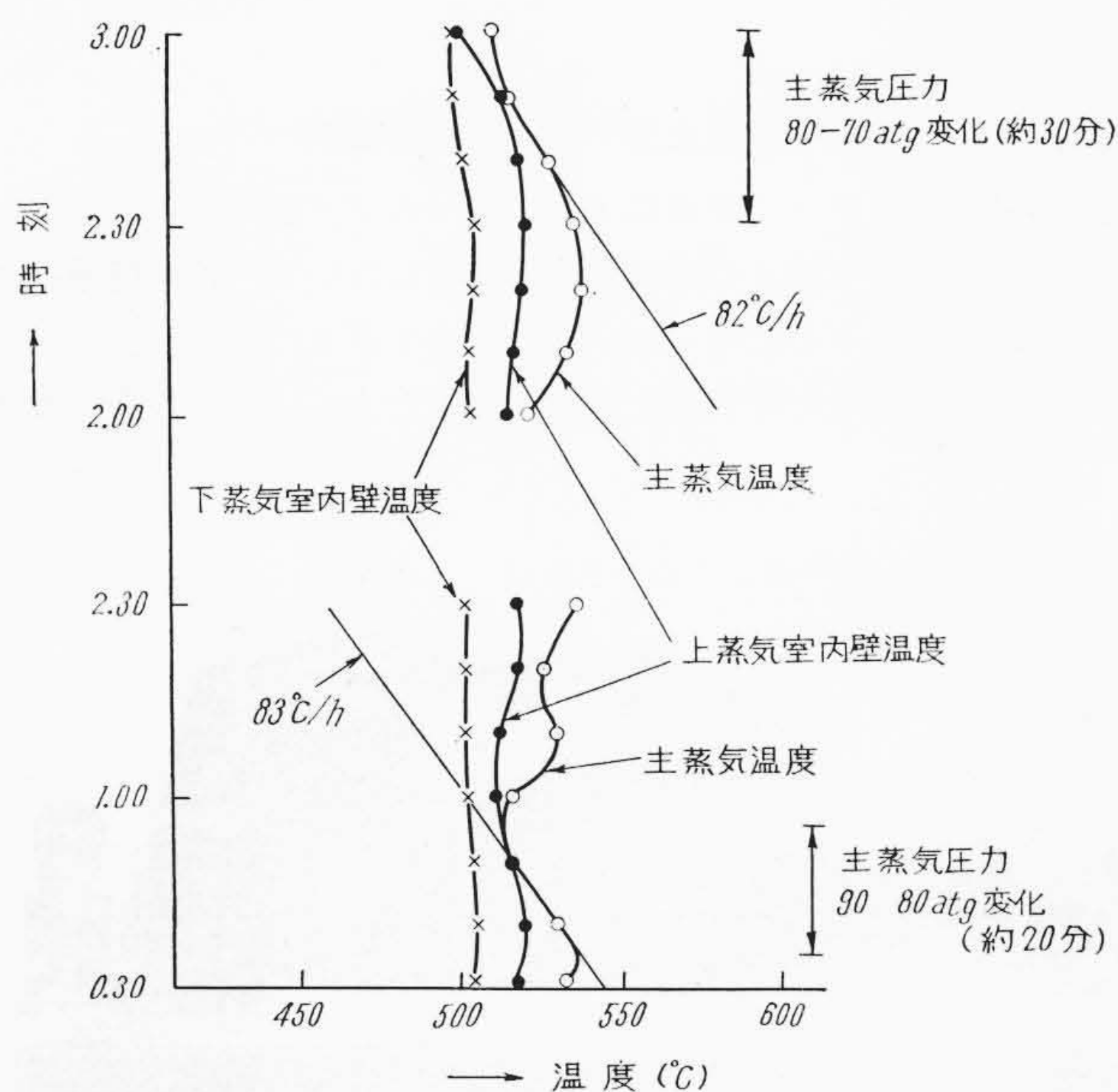


(75,000 kW 再熱タービン, $102\text{ kg/cm}^2\text{g}$, $538^{\circ}\text{C}/538^{\circ}\text{C}$)
第5図 27,000 kW 定圧運転結果



(75,000 kW 再熱タービン, 102 kg/cm²g, 538°C/538°C)
第6図 20,000 kW 変圧運転結果

主蒸気温度と蒸気室内壁温度
(負荷を27,700 kWから18,300 kWまで変化させた場合)
加減弁開度 40 %

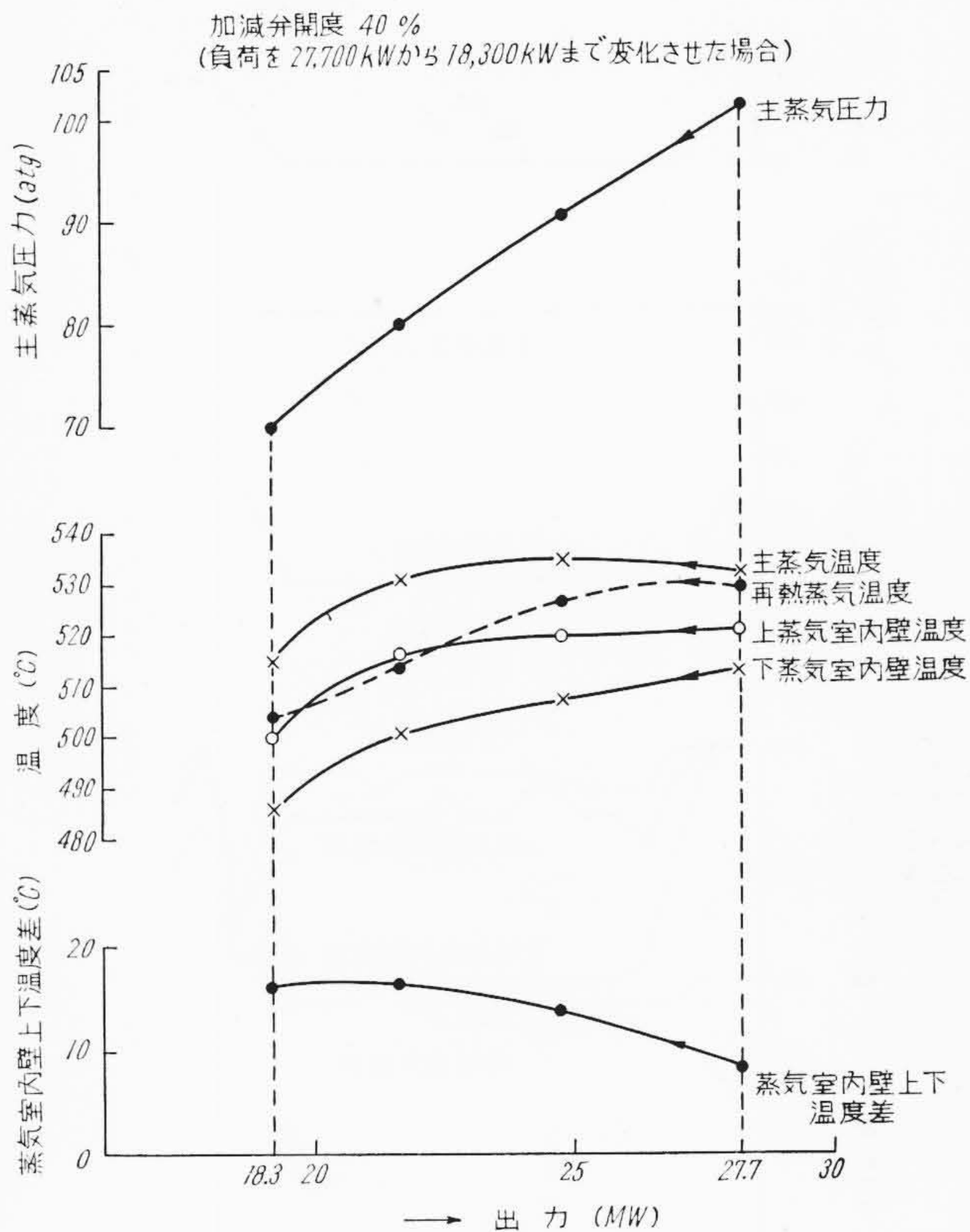


(75,000 kW 再熱タービン, 102 kg/cm²g, 538°C/538°C)
第8図 加減弁開度一定で負荷を変化させたときの主蒸気温度と蒸気室内壁温度変化状態

に固有な許容範囲内に入っていないなければならない。

3.6 最低負荷

最低負荷の値は、石炭専焼や重油専焼の場合により多少の差はあるが、通常ボイラの自動燃焼制御装置をすべて作動させて運転する



(75,000 kW 再熱タービン, 102 kg/cm²g, 538°C/538°C)
第7図 加減弁開度一定で負荷を変化させたときの
変圧運転結果

場合には、定格の約30%程度になるが、一部を手動操作にして運転すれば、変圧運転の場合で定格の約20%位の値で安定に運転する。ただし定圧運転でも第1および第2の加減弁を同時に開閉するように改善すれば、20%程度まで下げられる。

4. 現地試験結果

前項各種の運転条件をすべて満足し、安定な最低連続運転試験を某発電所にて実施した結果を次に記載する。

4.1 75,000 kW 再熱タービン

加減弁はノズルガバニング方式で順次加減弁は開閉するようになっている。

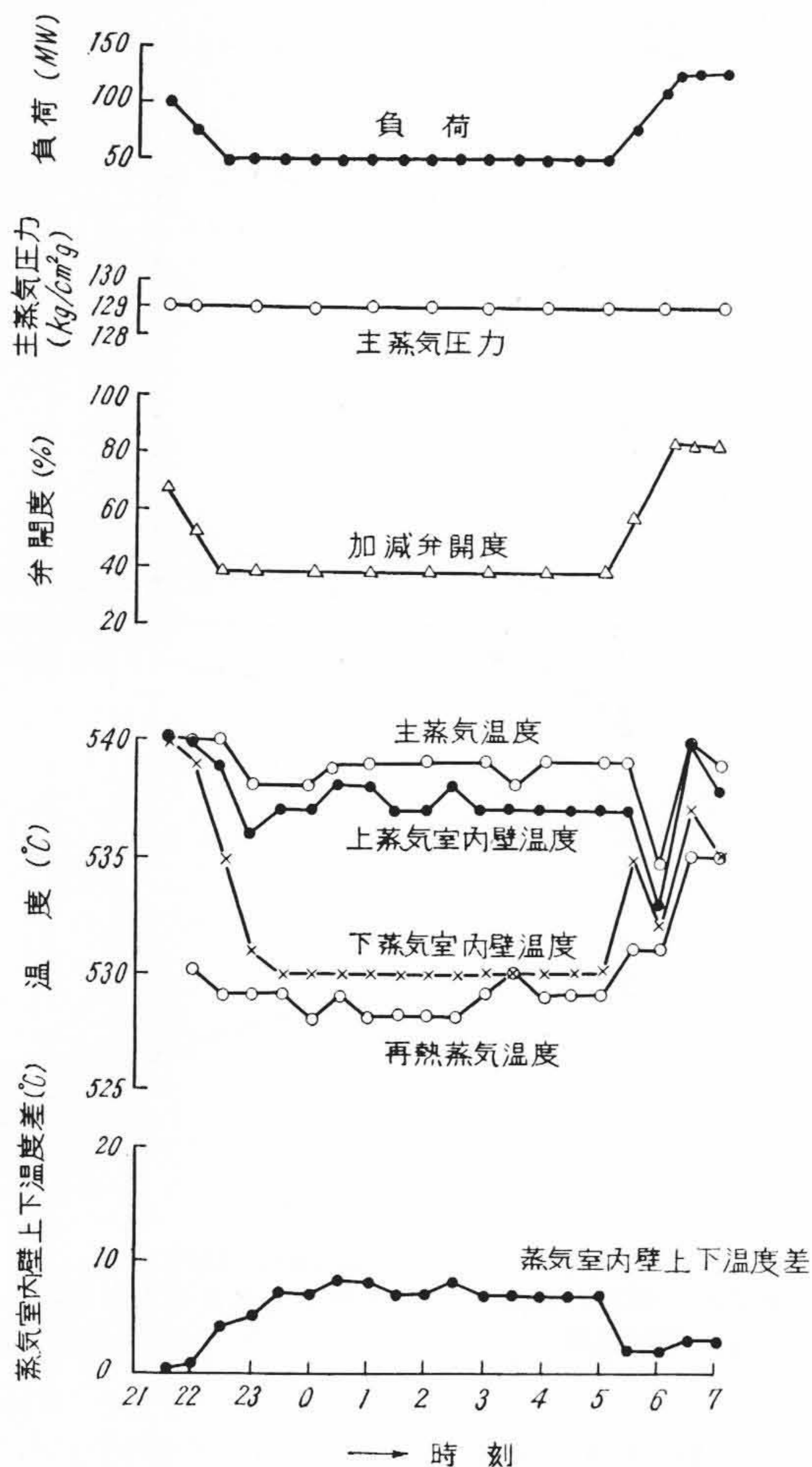
(a) 定圧運転

主蒸気圧力 102 kg/cm²g 定格、最低負荷 27,000 kW、加減弁開度45%を保持した場合の運転状況を第5図に示す。蒸気室内壁上下温度差は、最初は5°Cで程度あったものが、次第に増加し最高34°Cでとまり、それ以後は30°C付近で整定している。その間、タービンの振動、偏心、伸び差などに全く異常は認められなかった。

(b) 変圧運転

主蒸気圧力を定格 102 kg/cm²g から次第に降下させ、75 kg/cm²g で整定させて、最低負荷 20,000 kW、加減弁開度 40% を保持した場合の運転状況を第6図に示す。蒸気室内壁上下温度差は、時間とともに次第に増加し、最終は14°Cで整定している。この運転もタービンは安定なものであった。

なおこの変圧運転中に、負荷を 27,700 kW から 18,300 kW まで降下させ、その間の各種運転条件を調査した結果を第7図および第8図に示す。加減弁開度は、主蒸気条件と負荷の変化に関係なく、常に一定の40%開度とし、第2加減弁をわずかに開くように調整した。第7図でわかるように、主蒸気温度と再熱蒸気温度の



(125,000 kW 再熱タービン, 127 kg/cm²g, 538°C/538°C)
第 9 図 50,000 kW 定圧運転結果

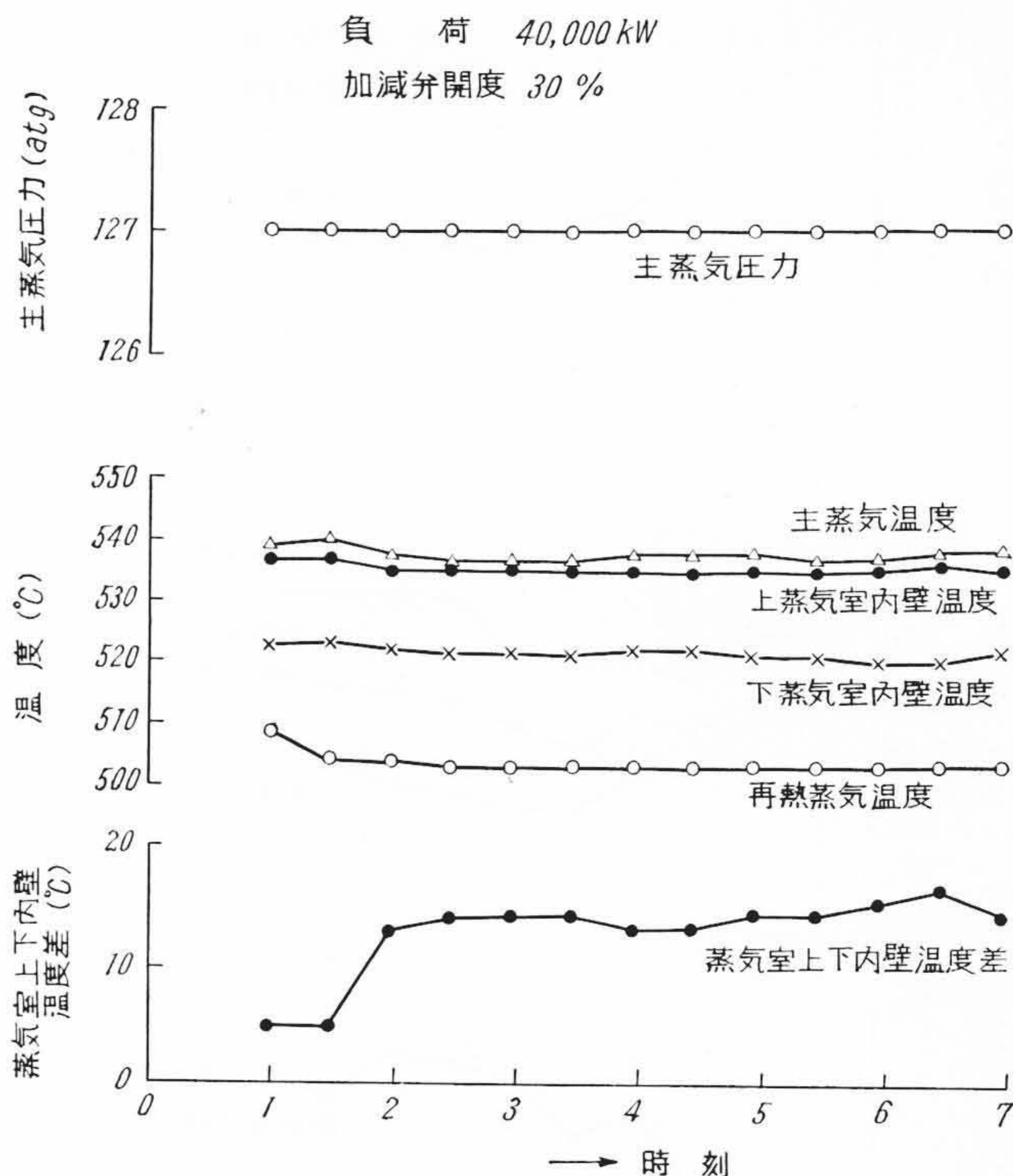
差は、負荷減少とともに次第に大きくなり最大17°C程度でおさまっている。蒸気室内壁上下温度差は最大15°Cで安定している。主蒸気圧力は 70 kg/cm²g まで降下させ、最低負荷 18,300 kW で安定に運転した。また第 8 図で示すとおり、主蒸気温度の時間に対する変化率は、最大 83°C/h でその時の上下蒸気室内壁温度の変化率はほとんど平坦であった。したがってタービンノズル室ならびに第 1 段後の温度変化は、ほとんどないものと考えられる。主蒸気温度変化率はもっと大きくしても、十分許容範囲内にはいることを確認した。

4.2 125,000 kW 再熱タービン

加減弁はノズルガバニングで順次開閉する方式である。

(a) 定圧運転—1

主蒸気圧力 129 kg/cm²g, 最低負荷 50,000 kW, 加減弁開度 40% を保持した場合の運転状況を第 9 図に示す。第 10 図は本タービンの断面構造を示す。主蒸気温度と再熱蒸気温度の差は、10°C 程度でおさまる、蒸気室内壁上下温度差は最大 8°C である。運転は異常なくきわめて安定していた。第 9 図よりわかるように、負荷を降下させてゆく間では、一番変化を大き



(125,000 kW 再熱タービン, 127 kg/cm²g, 538°C/538°C)
第 11 図 40,000 kW 定圧運転結果

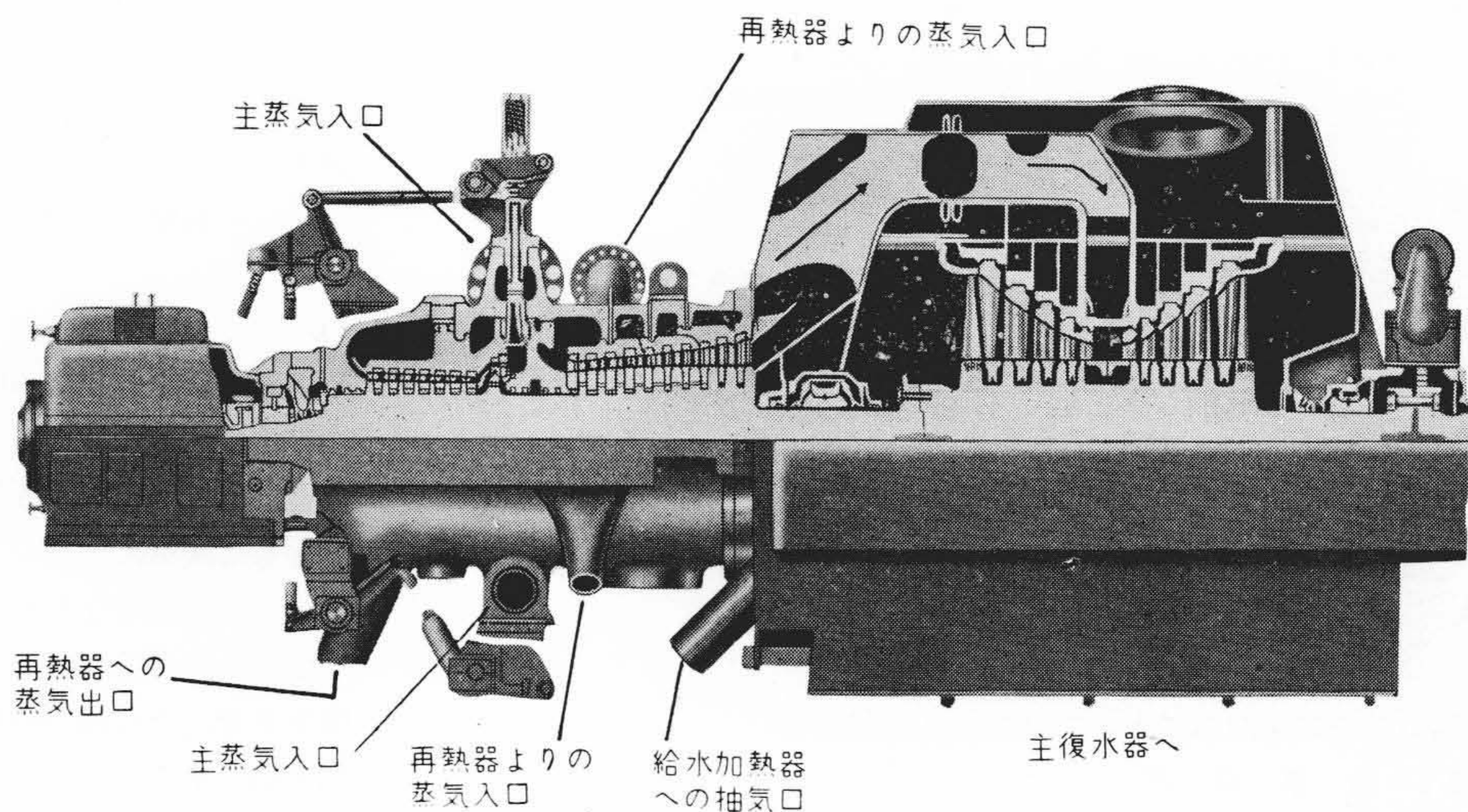
く受けるのは下側蒸気室内壁温度で 20°C の変化をしている。

(b) 定圧運転—2

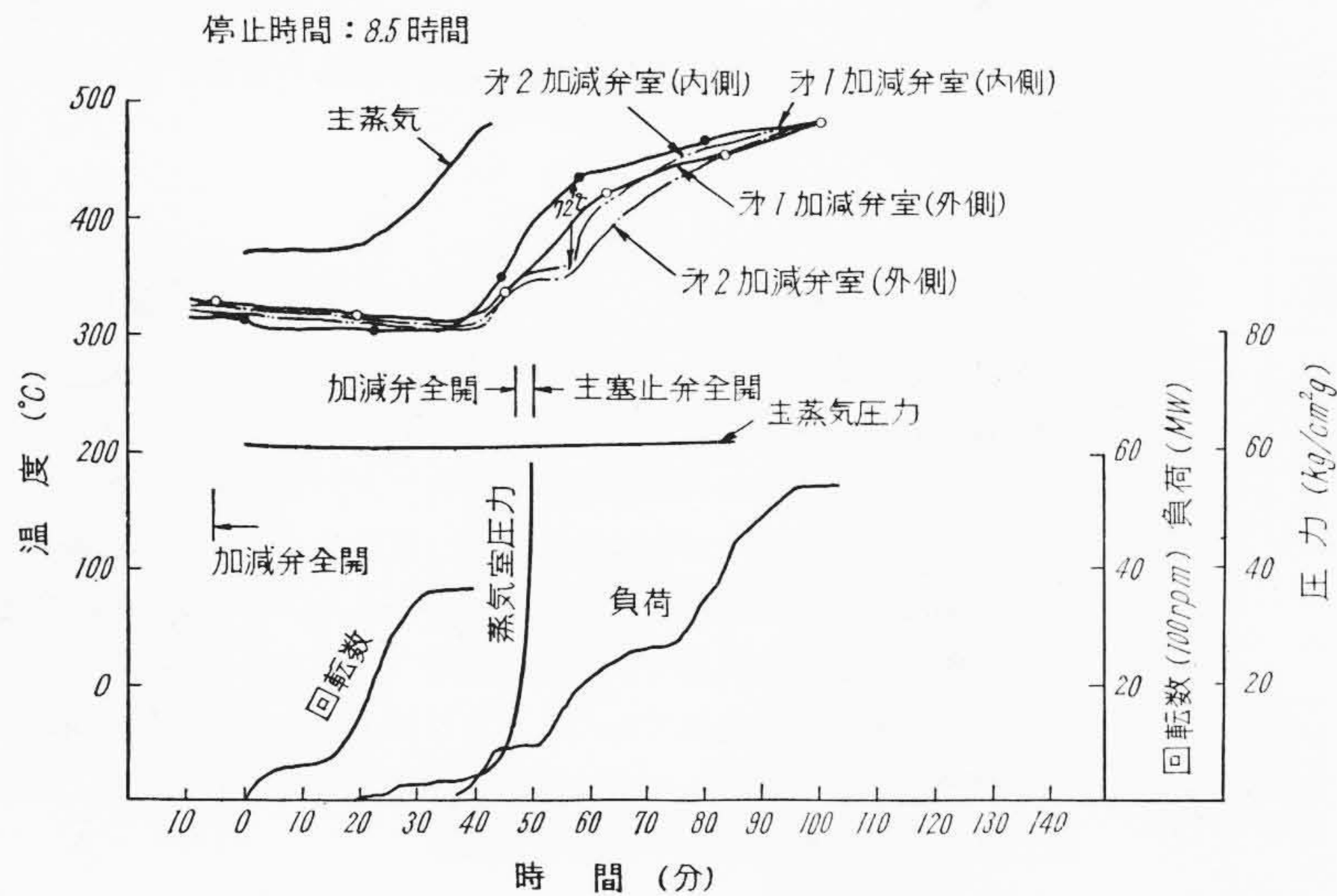
主蒸気圧力 127 kg/cm²g 定格にし、加減弁開度をさらに減少して 30% に保持し、最低負荷 40,000 kW の時の運転結果を第 11 図に示す。第 2 加減弁は非常にわずかししか開いていない状態であるが、蒸気室上下内壁温度差は最高 17°C 位でおさまった。運転に異常はなかった。

5. 主塞止弁バイパス運転法

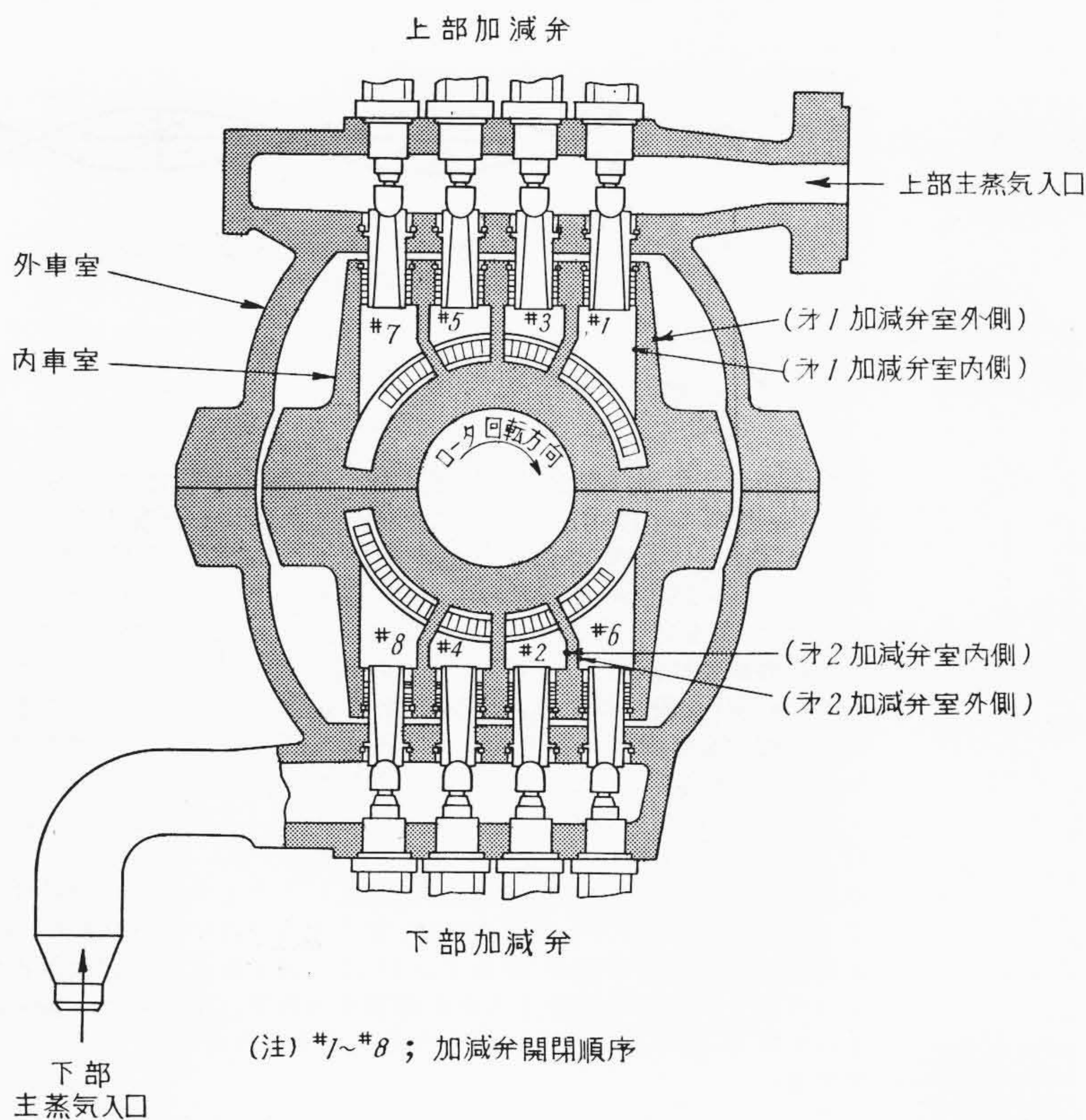
上記の運転は、すべて従来のノズルガバニング法によって行った場合で、したがって種々の運転条件を考慮しないと、低負荷運転は容易ではない。そうしたやっかいな制限をできるだけ取り去って、しかもさらに可能なだけ負荷をさげて運転したいという強い要求



第 10 図 125,000 kW 再熱タービン断面図

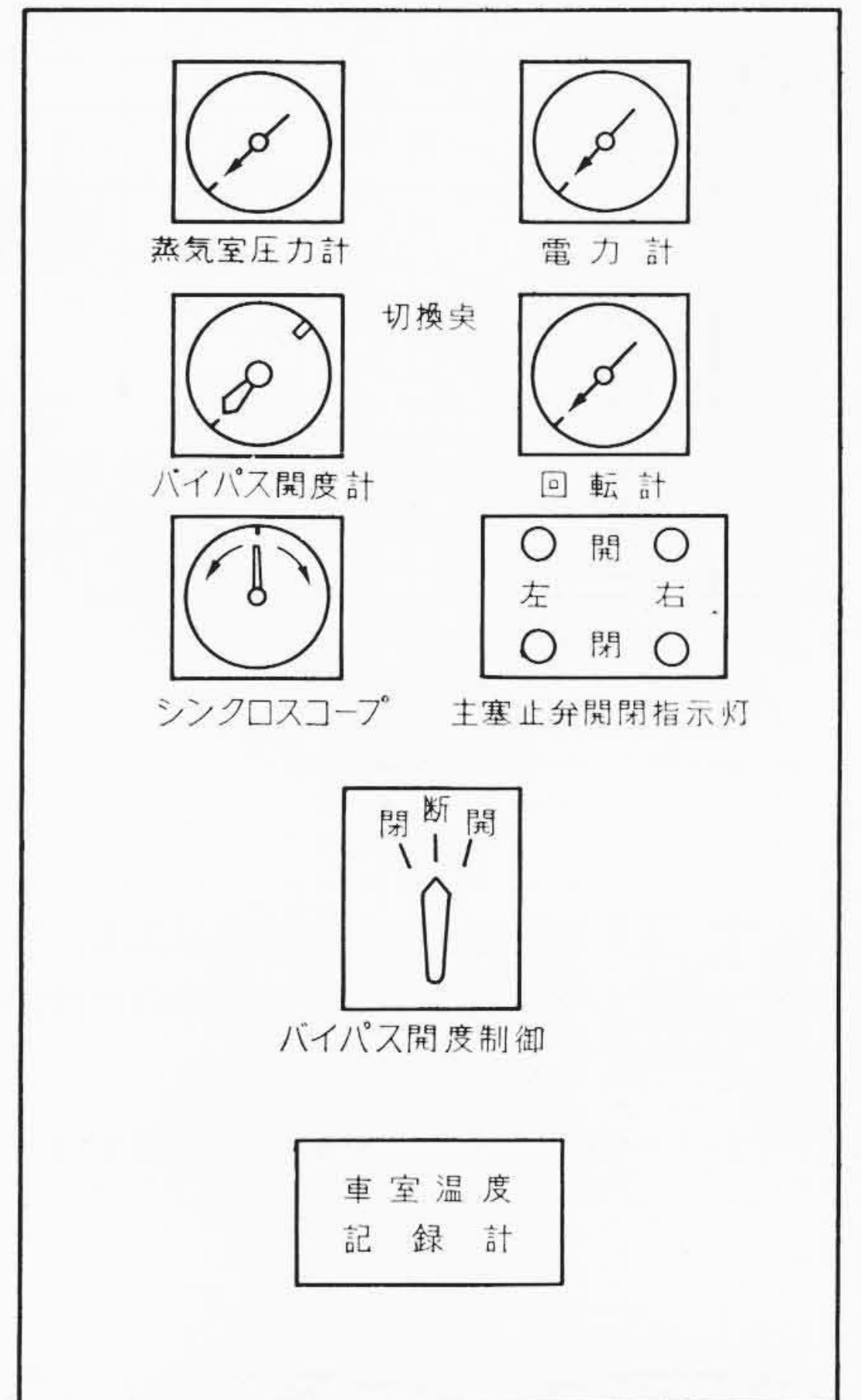


第12図 ホットスタート（バイパス弁による全周噴射起動）時の加減弁室温度変化状態



第14図 加減弁室部の車室温度測定位置

が、各発電所で起りつつあるのが現状である。主塞止弁バイパス運転法はそうした要求に、十分合致する解決策と考えられる。つまり起動時には、主塞止弁全閉（従来は全開）、加減弁全開（従来は全閉）の状態、バイパス弁によって蒸気をタービン内に全周噴射して起動し、そのまま回転数を上昇させて並列投入し、定格の20%まで負荷をかける。加減弁が全開（調速機は速度調整範囲の上限にオフセットしておく）しているので、この20%負荷で全周噴射となり、車室、ロータそのほか主要部分が十分均一に加熱されることになる。この速度と負荷は、電動油圧式パイロット弁によって調整される。20%負荷に達すると、それ以上は第1加減弁のみほぼ全開で、ほかの加減弁は全閉し（さきにオフセットしてあった調速機をガバナモータを操作して作動範囲内に入れて加減弁を動かす）、また主塞止弁



第13図 主塞止弁バイパス起動盤

は全開する。それ以後は従来と同様な方法で負荷を増加させる。負荷をさげる場合は、上述と逆の操作になり、やはり20%負荷以下はバイパス弁制御となって、加減弁は全開、調速機はオフセットとなる。従来第1加減弁だけで起動したときは、第1加減弁を通過する蒸気の絞りによって温度が低下したが、20%負荷までバイパス弁で負荷をかければ、このような現象を防ぐことができる。このことは逆に負荷をさげて、最低負荷運転を実施した時にも、このバイパス弁を使用すれば、加減弁での絞り温度変化がなくなるだけでなく、蒸気が全部の通路から一様に入り、しかも平均蒸気速度および熱伝達率が低下するから、緩慢かつ均一に温度変化を車室に与える結果となる。さらに付加的な利点として注目すべきことは、最低負荷のような著しい部分負荷での蒸気速度が、ノズルガバニングのとき音速を越える速度となることであるが、バイパス弁制御では非常に速度が低下し、ノズル、翼などの侵食が極端に減少することになる。第12図はホットスタート時のバイパス弁運転法による加減弁室温度変化を示したもので、最大のところが第1加減弁室内側と第2加減弁室外側の温度差で、72°Cという非常に低い値となっている。これを同じホットスタートで従来のノズルガバニング運転法の第4図に比較すると、きわめて良い結果を与えている。これは最低負荷運転においても当然温度差がすくなくなることは明らかである。バイパス運転（全周噴射）の順序をわかりやすくまとめると、第1表のようになる。

この運転を実施するために、タービン起動盤に第13図に示すような計器が必要となる。計器類の中で特に重要なのは、車室温度記録計で、加減弁を通過して第1段ノズルまでのいわゆる加減弁室部の車室温度を記録するようになっている。その要領を第14図に示す。前述のように、最も大きな温度差が生じ熱応力が大きくなるのはこの弁室部で、温度記録計によって内外壁の温度差が、許容値83°C以

第1表 全周噴射起動法順序

順序	主塞止弁	バイパス弁	加減弁	備 考
1	×	×	×	
2	×	×	○	5%高速位置に調速機オフセット
3	×	◎	○	タービン起動並列投入
4	×	○	○	20% 負荷
5	×	○	◐	主塞止弁前後の圧力差 = 定格圧力 × 0.15
6	○	○	◎	加減弁制御 (ノズルガバニング)

記号 × 全 閉
 ○ 全 開
 ◐ 半 開
 ◎ 流量制御

内に入っているか否かを監視する必要がある。
 タービン構造も第14図に示された部分に計器を装備しうよう
 くふう改良したものになければならない。
 このバイパス法によって、最低負荷運転を行った場合の運転条件

は、前述の主蒸気と再熱蒸気の温度差ならびに低圧排気室温度に注意し、その他は伸び差、振動、偏心などの異常の有無を点検するだけで十分であろう。

6. 結 言

新鋭火力が次第に増加し、蒸気タービンの単機容量が増大するにともなって、豊水期の火力余剰は避けられないであらう。したがって機器の保護と稼働率維持のために、最低負荷運転がますます必要となってくる。このために最近考えられてきた主塞止弁バイパス法の設計を、新設のタービンはもちろん、既設のタービンにも適用して、安全確実な最低負荷を決定する必要がある。特に低負荷で問題になる伸び差などを勘案すれば、現段階では、定格の15%程度の負荷を最低とするのが適当であろう。また第1および第2加減弁は同時に開閉するよう設計しておけば、いかなる負荷においても、蒸気室上下温度差が僅小になり好都合である。

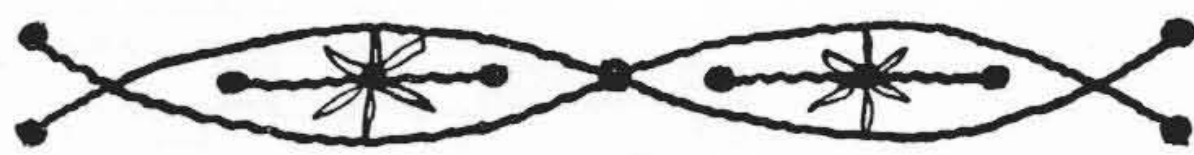
参 考 文 献

- (1) 山崎：新鋭火力の最低負荷運転，電力，第42巻，第9号
- (2) S. B. Coulter, R. L. Jackson：ASME Paper 59-PWR-10



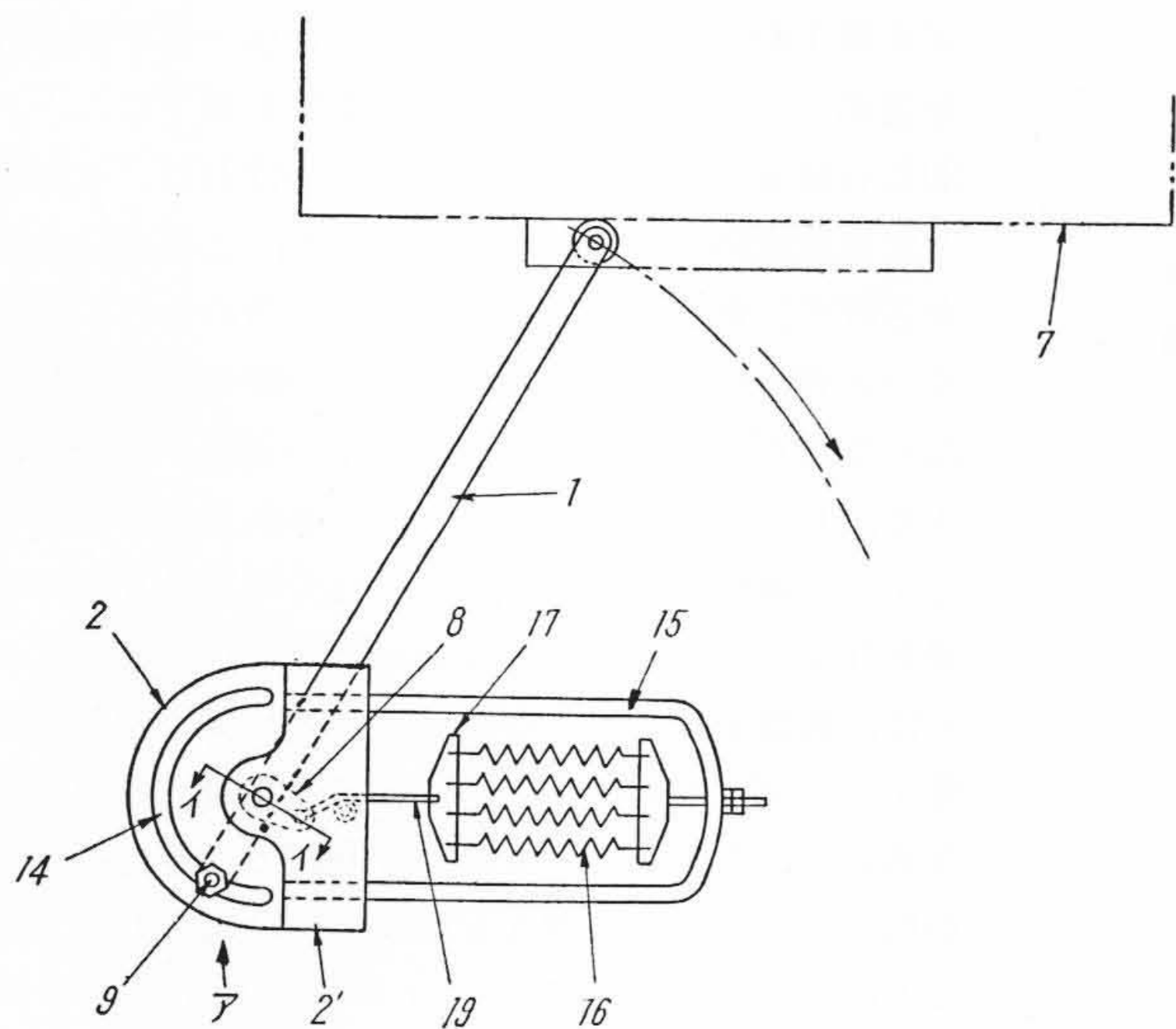
登録新案 第 518001 号

新 案 の 紹 介

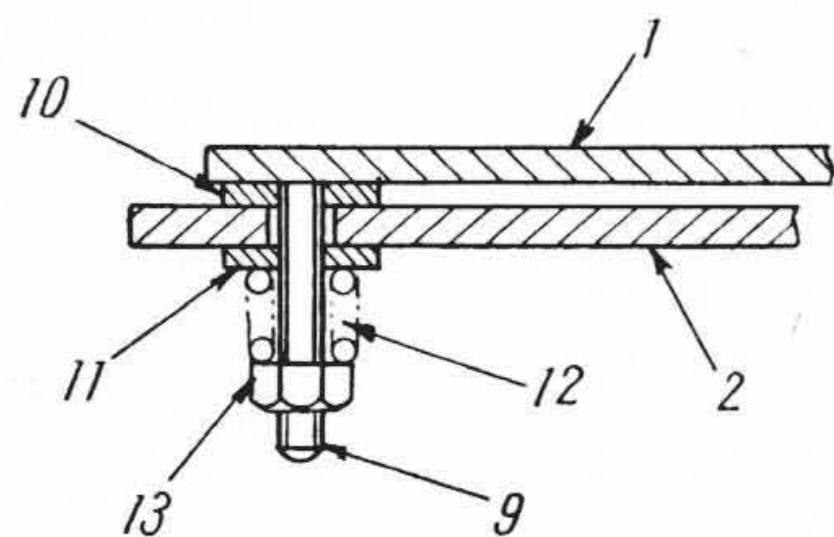


桑 江 和 夫・藤 岡 多 喜 男
 大 谷 巖 太 郎

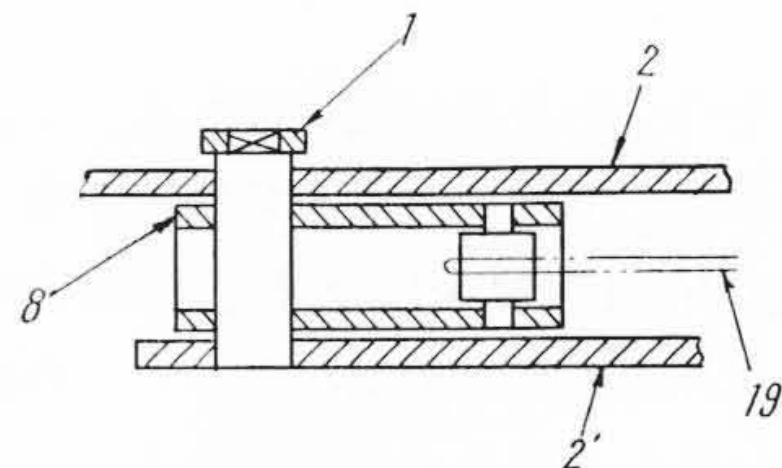
調 節 式 窓 バ ラ ン サ



第 1 図



第 2 図



第 3 図

第1図は正面図、第2図はア部詳細断面図、第3図はイー断面図を示し、この考案は固定板2,2'に回転自在に枢着した腕1の他端に固定板2に設けた溝14内を移動できるようにボルト9を固着し、このボルト9に固定板2をはさむように摩擦板10および11を介在させてばね12を介してナット13で締付け、腕1とともに回転するリンク8の他端に鋼索19を取付け、この鋼索19と外枠15との間に数本のばね16を設けた車両に好適な調節式窓バルンサに関するもので、摩擦力を任意に調整可能とし車両の上下振動に対して最も適したつり合い性能をうるることができる効果がある。

窓7が昇降すれば腕1の傾斜角度が変化し、これに応じてばね受17が横方向に移動してばね16の張力は変化する。したがって窓7の重量によって腕1を矢印の方向に回転しようとする力に対抗するようにばね16の張力を選定すれば、窓7をつり合いの状態に保つことができる。また摩擦板10および11は、固定板2との摺動摩擦によって腕1が自由に回転するのを抑制するので、車両の上下振動によってばね16による腕1とのつり合いのくずれを防止することができる。