

繰返し負荷変動による調圧水槽の サージングについて

準員 北海道電力株式会社土木部 宮 前 繁 也

1. は し が き

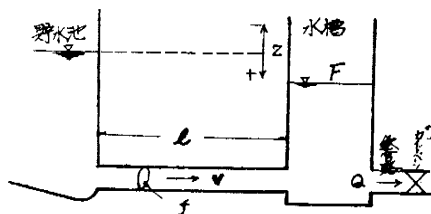
調圧水槽は、発電所の負荷の急変によって水圧管内に生ずる水錐圧を吸収すると共に、流量の過不足を調節するために設けられるが、従来この設計に当つては、急激な負荷変動によつて起る上昇波 (up surging) あるいは下降波 (down surging) が、安全限度内にあり、しかも、その後の振動が漸次減衰していくことが必要・十分な条件であつた。しかし、最近ストリップ・ミルのような機械が運転されるようになり、これの連続繰返し負荷が掛ると、これを受ける調圧水槽のサージングは、従来と異なつた型のものとなり、非減衰の強制振動を繰返すこととなり、また負荷変動周期と調圧水槽の固有周期が一致した場合の共振ということも考えられてきて、従来の「単一の負荷変動によるサージング」に対する検討だけでは、設計上十分なものと云えなくなつてくる。本文は、このような「繰返し負荷が掛つた場合の調圧水槽におけるサージング」について、種々の実測を基にして検討を行つた結果を述べようとするものである。

2. 繰返し負荷変動による サージングの特性

繰返し負荷変動によるサージングを検討するには、これを振動の問題として扱えば解析に容易である。いま簡単な単動型調圧水槽の場合について述べる。

(1) 振動方程式

図一1 に示すような水理振動系の単動サージタンクにおいて、隧道の摩擦損失を速度の一乗に比例すると仮定



図一1 サージタンク、貯水池隧道からなる水理振動系

した場合、次式が成立つ。

$$\left. \begin{aligned} l \frac{dV}{g dt} &= Z - \alpha \cdot V && \text{運動方程式} \\ F \frac{dZ}{dt} &= Q - f \cdot V && \text{連続方程式} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

l : 隧道長
 Z : 水槽水位
 α : 摩擦損失係数
 V : 隧道内流速
 f : 隧道断面積
 F : 水槽断面積
 Q : 水圧管内流量

この二式から V を消去すると

$$\frac{d^2 Z}{dt^2} + \frac{ag}{l} \frac{dZ}{dt} + \frac{fg}{Fl} Z = \frac{ag}{Fl} Q + \frac{1}{F} \frac{dQ}{dt} \dots\dots\dots (2)$$

ここで $Q = f(t) = C_0 \sin \omega t$ と置いて整理すれば、(2) は次の形になる。

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + \beta \frac{dx}{dt} + kx = F_0 \sin \omega t = F(t) \dots\dots\dots (3)$$

$$\text{ただし } m = 1, \beta = \frac{ag}{l}, k = \frac{fg}{Fl}$$

(3) は強制力 $F(t)$ によつて起る強制振動を意味する。ここに $F(t)$ は繰返し負荷変動、すなわち、水車ガイドベーン開度の変化によつて生ずる使用水量 Q の変化を表す。さて (3) 式の解は一つの特解と (3) 式の右辺を 0 とした式の一般解、すなわち、自由振動の場合の一般解との和として与えられる。この特解として次式が与えられる。

$$x = F_0 \frac{(k - m\omega^2) \sin \omega t - \beta\omega \cos \omega t}{(k - m\omega^2)^2 + \beta^2\omega^2} \dots\dots\dots (4)$$

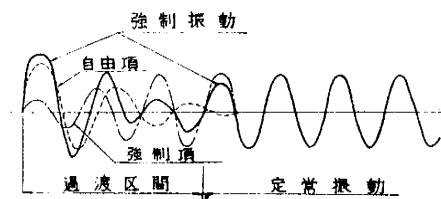
また、一般解の方は

$$x = Ae^{\lambda_1 t} + Be^{\lambda_2 t}$$

となり、ここで $\beta^2 \geq 2km$ によつて振動の形態が變つてくるが、いま扱つてゐるサージングの場合は $\beta^2 < 2km$ であり、この場合の解は次式で与えられる。

$$x = Ce^{-\frac{\beta}{2m}t} \cos\left(\sqrt{\frac{k}{m} - \frac{\beta^2}{4m^2}} \cdot t\right) + De^{-\frac{\beta}{2m}t} \sin\left(\sqrt{\frac{k}{m} - \frac{\beta^2}{4m^2}} \cdot t\right) \dots\dots\dots(5)$$

(4) 式は一定の振幅を持った単弦運動を表わし、(5) 式は時間と共に減衰する運動を表わす。これから、わかるように負荷変動が周期的に繰返し起つた場合、この(3)式の項(強制項)と(4)式の項(自由項)とが互に干渉し合い、振動の初期においてはサージング振幅は一定せず、過渡現象となるが、やがて時間と共に自由項は減衰していつて影響力を失ない、以後は強制項のみが残つて振幅一定の定常振動を繰返すことになる(従来のサージングはこの自由項だけの振動、すなわち、減衰振動を対象としていたものである)。しかし、この過渡現象は、この水理振動系



図—2 強制振動

の特性によつて長くも短くもなるが、振動系の抵抗力(摩擦力)が小さいほど自由項の減衰は遅く、過渡状態も長く続くことは容易にわかる。以上に述べたことは差動調圧水槽の場合についても云えることである。

(2) 共振現象について

(4) 式を書き直せば

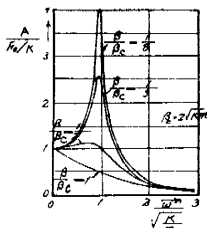
$$x = \frac{F_0}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + \beta^2\omega^2}} \sin(\omega t - \theta) \dots\dots\dots(6)$$

ただし $\tan \theta = \frac{\beta\omega}{k - m\omega^2}$

この単弦運動の振幅は

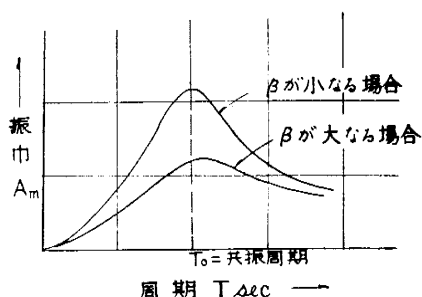
$$A = \frac{F_0}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + \beta^2\omega^2}} \dots\dots\dots(7)$$

ここで β (抵抗係数) を一定に保ち、 ω を変数とした場合の振幅 A と ω との関係は、図—3のごとくなる。いま $\omega = \frac{2\pi}{T}$ の関係から振幅 A と負荷変動周期 T との関係を示すと、図—3は図—4のごとくなる。図—4はサージングの定常振動部の振幅は強制力、すなわち、負荷変動の周期によつて変り、共振周期のときに最大となり、また振動系の抵抗力の小さいほどに大



図—3 共振曲線

きくなることを示している。



図—4 周期、振幅曲線

これは実際の負荷変動に際して、その base load (負荷変動が起る前の定常運転時の負荷) が低いほど隧道摩擦が小さいことから、サージングの振幅が大きくなることを意味している。

(3) 固有周期と共振周期について

前項で述べた共振周期は、一水理振動系で決して固有のものではなく、強制力の形態や振動の特性によつて変わってくるものである。

いま強制力の無い自由振動の場合を考えると

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + \beta \frac{dx}{dt} + kx = 0 \dots\dots\dots \text{自由振動方程式}(8)$$

(8) の解は (5) で与えられ (5) 式の表す振動の周期は

$$T_1 = \frac{2\pi}{\sqrt{\frac{k}{m} - \frac{\beta^2}{4m^2}}}$$

すなわち

$$T_1 = \frac{2\pi}{\sqrt{\frac{fg}{Fl} - \frac{\alpha^2 g^2}{4l^2}}} \dots\dots\dots(9)$$

ここで損失を無視すれば

$$T_0 = 2\pi \sqrt{\frac{Fl}{fg}} \dots\dots\dots(10)$$

この T_0 を固有周期と呼んでいるが、これは強制力がある場合の共振を起させる周期、すなわち、共振周期とはおのずから異なる。強制振動の場合は (4) 式から誘導され、その共振周期は次のごとくなる。

$$T_2 = \frac{2\pi}{\sqrt{-\frac{\beta^2}{m^2} + \sqrt{\frac{k^2}{m^2} + \frac{2k\beta^2}{m^3}}}}$$

すなわち、

$$T_2 = \frac{2\pi}{\sqrt{-\left(\frac{\alpha g}{l}\right)^2 + \sqrt{\left(\frac{fg}{Fl}\right)^2 + \frac{2f\alpha^2 g^2}{Fl^3}}}} \dots\dots\dots(11)$$

(11) 式よりわかることは β 、すなわち、隧道の摩擦損

失が大きくなればなるほど共振周期が長くなる。故に実際の負荷変動においては、base loadが高いほど共振周期は長くなる。

いまここに述べた共振周期は、強制力が最も一般的な周期函数(正弦波)で表わされる場合のもので、その形態が変わると共振周期も変ってくるが、上に述べたことには

本質的な変りはない。このように共振周期は摩擦損失の大小、base loadの大小、強制力、すなわち、負荷変動の形態によつて異なるものであり、固有周期とは意義を異にするものである。一例として当社雨竜および蛇田両発電所の調圧水槽について計算した結果を挙げると、表—1のとおりである。

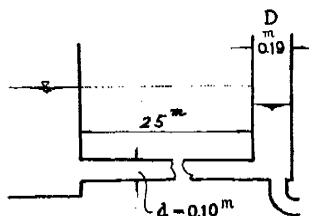
表 — 1

発 電 所	固有周期 T_0 秒	自由振動周期 T_1 秒	共振周期 T_2 秒 ^{*1}	共振周期 T' 秒 ^{*2}	摘 要	
					負 荷 形 態	
雨 竜	978	405	397	300	^{*1} 正 弦 波	^{*2} 梯 形 波
蛇 田	645	830	950	570	〃	〃

表—1を見ると固有周期と共振周期は、雨竜の場合はあまり差がないが、蛇田の場合は差がはなはだしい。これは β と k の相互関係によりきまってくるものであり、 β が k に比し小さい場合はこの差も小さいが、だんだん大きくなってくと両周期の差も大きくなる。

(4) 水理模型による共振試験

以上に述べたことを裏付けるため、電力技術研究所水理試験室で行った図—5のような簡単な水理模型による共振試験結果を示すと、表—2のようになる。



図—5 水理模型

表—2

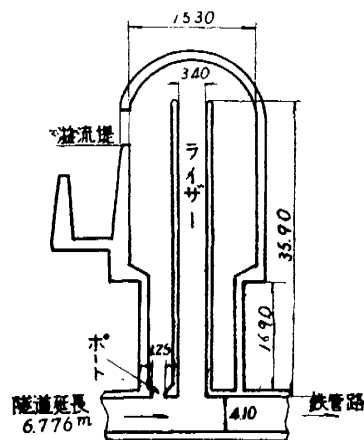
バルブ開度 (%)	負荷変動 (矩形波)	共振周期 (sec)	振 巾 (cm)
0~0.6	0 ~ 1 4	19.4	51.5
0.6~1.2	1 ~ 2 4 ~ 4	19.7	42.0
1.2~1.8	2 ~ 3 4 ~ 4	19.9	29.5
1.8~2.4	3 ~ 4 4 ~ 4	20.3	21.5

この模型の固有周期は、 $T_0=19.1$ sec となるが、表—2に示すとおり使用水量の base により共振周期が異なり、baseが高いほど共振周期が長くなり、振幅は base が低いほど大となる結果が出ており、既述の理論を裏付けて

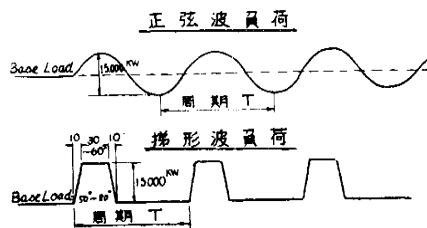
いる。

3. 雨竜調圧水槽のサージング計算例

雨竜発電所は最大出力 51,000 KW で、調圧水槽は差動型であるが(図—6 参照)、これに 15,000 KW の負荷変動をいろいろの条件で与えた場合のサージングについて計算した結果を示す。なお、計算図中雨竜単動とあるのは同一の水槽断面を持つ単動型水槽と仮定して計算を行ったものである。計算はアナログコンピューターによつた。なお、負荷変動形態は正弦波形と梯形波形の二つである。



図—6 雨竜調圧水槽略図



図—7 負荷変動形態

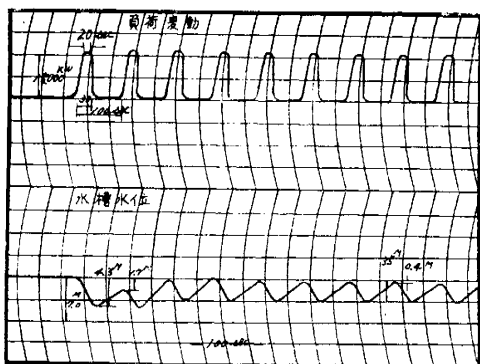


圖-8 雨前差動水槽出力 35.3~51 MW
周期 100 秒梯形波形

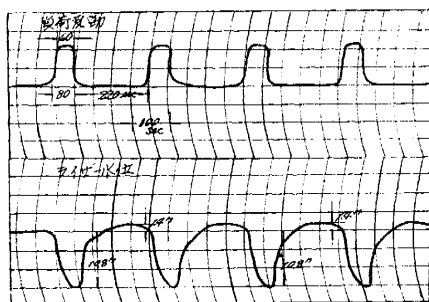


圖-9 雨前差動水槽出力 36~51 MW
周期 300 秒梯形波

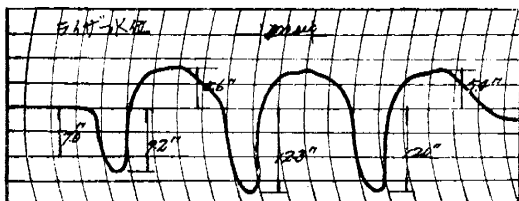


圖-10 雨前差動水槽出力 0~15 MW
周期 300 秒梯形波

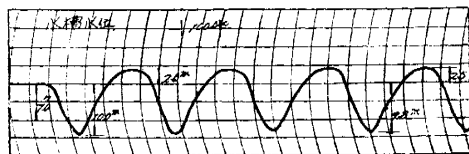


圖-11 雨前差動水槽出力 36~51 MW
周期 300 秒梯形波形

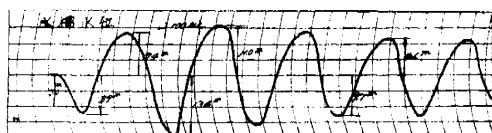


圖-12 雨前差動水槽出力 0~15 MW
周期 300 秒梯形波形

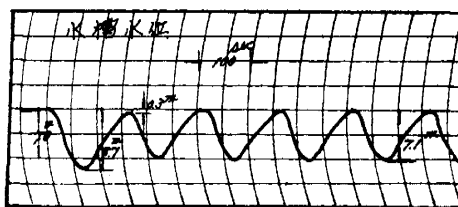


圖-13 雨前差動水槽出力 36~51 MW
周期 170 秒梯形波形

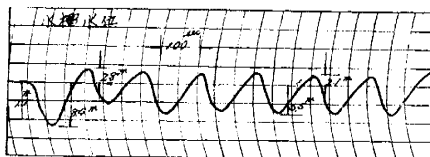


圖-14 雨前差動水槽出力 18~33 MW
周期 170 秒梯形波形



圖-15 雨前差動水槽出力 0~15 MW
周期 170 秒梯形波形

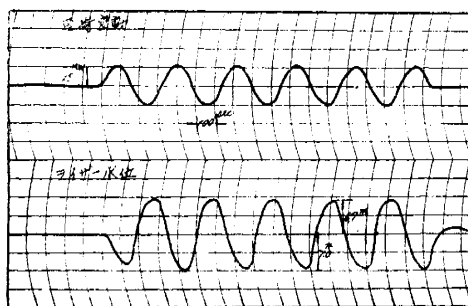


圖-16 雨前差動水槽出力 36~51 MW
周期 330 秒正弦波形

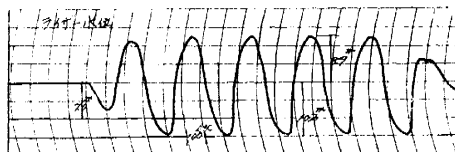
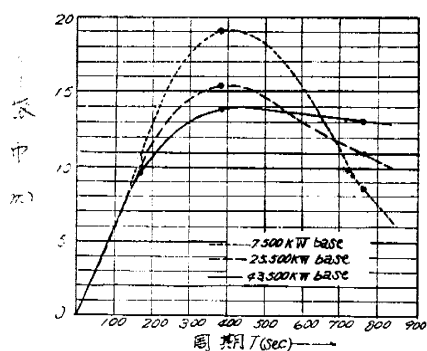
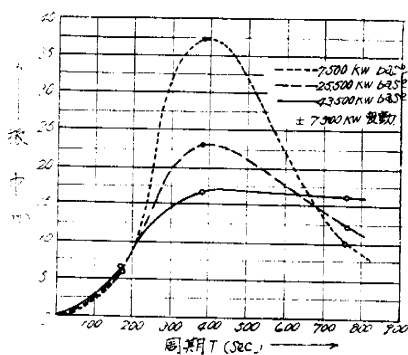


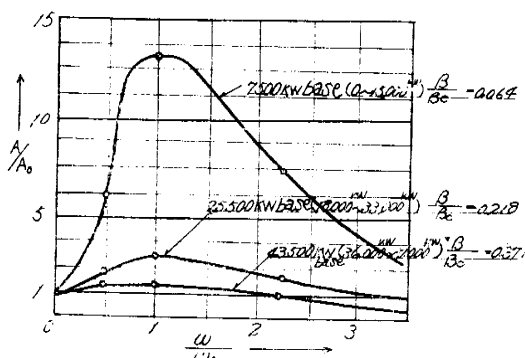
圖-17 雨前差動水槽出力 0~15 MW
周期 330 秒正弦波形



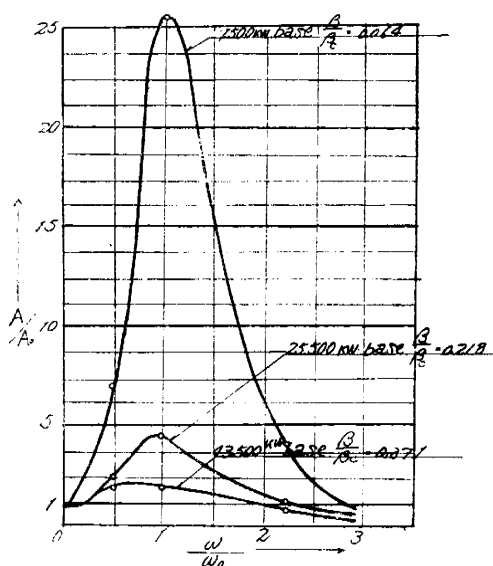
圖—18 雨竜差動水槽周期振巾曲線
正弦波負荷變動



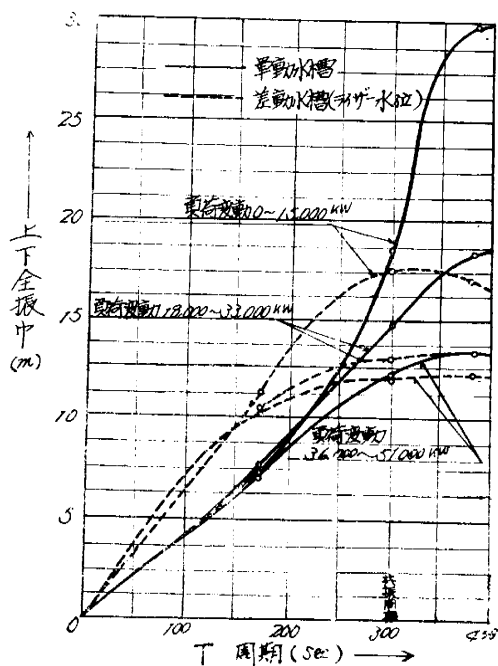
圖—19 雨竜單動水槽周期振巾曲線
正弦波負荷變動



圖—20 雨竜差動水槽共振曲線正弦波



圖—21 雨竜單動水槽共振曲線正弦波



圖—22 雨竜水槽周期振巾曲線梯形波

4. 結 語

いままで述べたことおよび前節の計算例で示されたことを要約すると

(1) 周期的な負荷変動が起ると、調圧水槽のサージングは初めての数周期間は過度状態にあつて振幅は一定しないが、ある周期がたつと振幅は一定して定常的な振動を繰返すようになる。この場合、過渡状態は負荷の **base load** が小さいほど長く続く。

(2) 負荷変動周期が比較的小なる場合は第一周期の波が最下降し、これは **base load** が高いほど大きい。

(3) 負荷変動周期が共振周期に近づくと、定常振動部の振幅はだんだん大きくなり、共振周期の時に最大となる。この振幅は **base load** の小さいほど大きい。

(4) 一水理振動系で共振周期は固有のものではなく、負荷変動の大きさ、負荷変動の形態、**base load** の大小によつて変つてくる。そして固有周期と共振周期とは、

振動系の特性によつて大きな差が出てくることがある。

(5) 単動型水槽に比べ差動型水槽は強制力に対する応答性が良く、サージング初期の過渡状態は短く、また共振による振幅の増大も小さい。

従来考えられなかつた周期的な負荷変動が起つた場合の、調圧水槽におけるサージングについて種々検討を加えた結果、前述のような特性を得たが、この種の周期的変動負荷は、今後ますます増大する傾向にあるから、今後の調圧水槽の設計に当つては、従来の単一の急激変動負荷の外にこの周期的な変動負荷を十分考慮に入れる必要があると思われる。本文が何らかの参考ともなれば幸甚である。なお、これに関しては未だ多くの問題を残しており、今後更に研究を進めていきたいと思う。

終りにのぞみ、種々有益な御助言を賜つた中央大学林泰造教授並びに本研究に尽力された電力技術研究所是枝忍氏に対して、深甚なる謝意を表すものである。