UDC 621.314.222.6:534.83

最近の富士低騒音変圧器(その1)

The Recent Features of Fuji Low-sound-level Transformers(1)

川島弘* 伊藤儀光*
Hiromu Kawashima Yoshimitsu Itoh

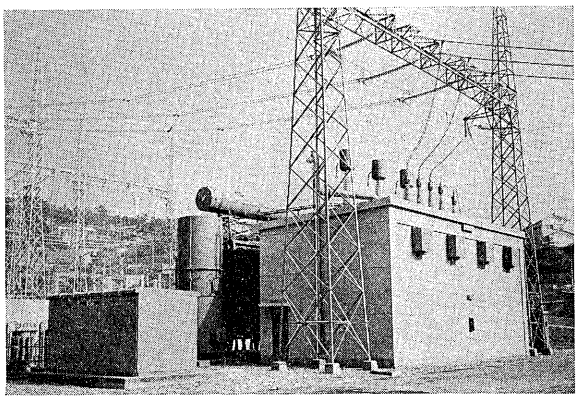
I. まえがき

発変電所の総合効率向上のため，変圧器の超高圧化，および大容量化の傾向が著しいので，普通形変圧器の騒音レベルも上昇の傾向にある。

一方最近大容量発変電所が住宅地に近接して建設され，都市における公害防止対策の一環として騒音防止の問題も非常に重要視され，騒音防止の立法化も進みつつある．すでに騒音防止条令などが制定された都市は東京都をはじめ22都市にのぼり，今後ますます増加していくことは明らかである．したがって今まで以上に変圧器の騒音防止が検討されなければならない。

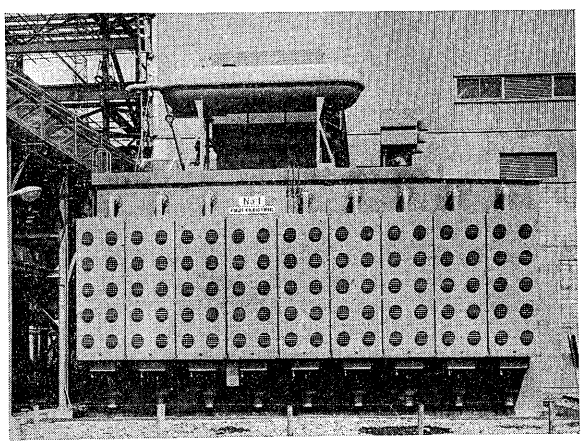
当社はかねてから変圧器の騒音防止について鋭意努力してきた．その技術開発の成果として250kV 230MVAコンクリート防音送油自冷式負荷時タップ切換変圧器（第1図）については50ホン，147kV 280MVA組立式多重防音壁送油風冷式変圧器（第2図）については65ホンという，国内はもとより国際的にも画期的な超低騒音変圧器の実績をあげている。

以下本号には富士低騒音変圧器の実績と特徴，変圧器の騒音低減法と効果および適用区分,防音壁の設計概要；次号には騒音に関する基本的事項，変圧器騒音の発生源とその騒音レベル，変圧器騒音の規則と許容度について記す。



第1図 250kV 230MVAコンクリート防音送油自冷式負荷時タップ切換変圧器

Fig. 1. 250 kV 230 MVA forced-oil natural cooling on-load tap-changing transformer covered with the concrete enclosure



第2図 147kV 280MVA組立式多重防音壁送油風冷式変圧器

Fig. 2. 147 kV 280 MVA forced-oil forced-air cooling transformer covered with the prefabrication type multi-enclosure

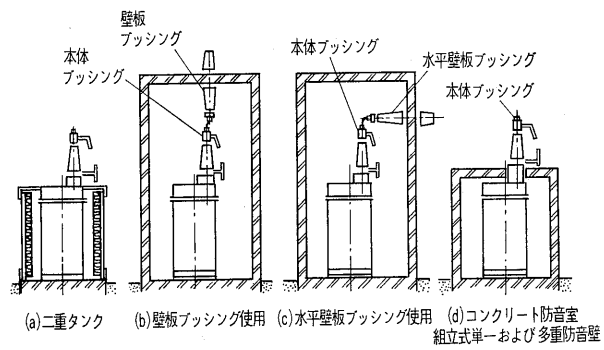
II. 富士低騒音変圧器の実績と特徴

当社はこれまでに約100台にのぼる各種の低騒音変圧器を製作し，この分野できわめて豊富な実績をもっている．最近製作された特筆すべき100MVA以上の大容量低騒音変圧器を第1表に示す。

当社の低騒音変圧器の特徴は，

1) カバー面もしゃ音兼吸音壁でおおい，しかも本体ブッシングがその基部でしゃ音兼吸音壁を貫通して，外部へ導出される構造であること。

従来の二重タンク式では第3図(a)のようにカバー面が露出した構造が多いが，変圧器から離れた位置では音波



第3図 防音構造の比較図

Fig. 3. Constructions of the various noise limiting enclosures

* 千葉工場

第１表　100MVA以上低騒音変圧器の製作例
Table 1. Manufacture list of low sound level transformer of 100 MVA and above covered with the enclosures

納入			変圧器仕様						騒音レベル（ホン）			騒音防止法
顧客	年	台数	相数	H_2	電圧（kV）	容量（MVA）	切換開閉器	冷却方式	JEM	保証値	差(dB)	
東京電力・花畑変電所	35	2	3	50	147/66/21	120	無	送油風冷	88	70	18	組立式単一防音壁
関西電力・新神戸変電所	37	1	3	60	250/77/15.4	172.5	有	送油自冷	85以上	50	35以上	コンクリート防音室
関西電力・新神戸変電所	38	1	3	60	250/77/15.4	172.5	有	送油自冷	85以上	50	35以上	コンクリート防音室
東京電力・大師変電所	38	1	3	50	143.5/66/21	115	有	送油自冷	85以上	55	30以上	コンクリート防音室
関西電力・新神戸変電所	39	1	3	60	250/77/22	230	有	送油自冷	85以上	50	35以上	コンクリート防音室
東京電力・池袋変電所	39	1	3	50	143.5/66/21	115	有	送油水冷	85以上	65	20以上	組立式単一防音壁
中部電力・四日市変電所	40	1	3	60	154/77	150	有	送油風冷	89	70	19	組立式単一防音壁
中部電力・北一宮変電所	40	1	3	60	154/77	100	有	送油風冷	87	60	27	組立式多重防音壁
中部電力・知多変電所	40	1	3	60	154/77	150	有	送油風冷	89	70	19	組立式単一防音壁
東京電力・大師変電所	40	1	3	50	143.5/66/21	115	有	送油自冷	85以上	55	30以上	コンクリート防音室
電源開発・磯子発電所	41	1	3	50	13.5/147	280	無	送油風冷	91以上	65	26以上	組立式多重防音壁
中部電力・南豊田変電所	41	2	3	60	154/77	100	有	送油風冷	87	70	17	組立式単一防音壁
電源開発・竹原発電所	41	1	3	60	12.3/110	265	無	送油風冷	91以上	80	11以上	組立式単一防音壁
中部電力・西岡山変電所	42	1	3	60	110/66/22	115	有	送油風冷	85以上	76	9以上	組立式単一防音壁
電源開発・高砂発電所	42	1	3	60	19/250	265	有	送油風冷	91以上	80	11以上	組立式単一防音壁
東京電力・鬼怒川発電所	製作中	1	3	50	147/66/10.5	100	有	送油風冷	87	70	17	組立式単一防音壁
電源開発・高砂発電所	製作中	1	3	60	19/250	265	有	送油風冷	91以上	80	11以上	組立式単一防音壁
中部電力・北一宮変電所	製作中	1	3	60	154/77	100	有	送油風冷	87	60	27	組立式多重防音壁
中部電力・南豊田変電所	製作中	1	3	60	154/77	100	有	送油風冷	87	70	17	組立式単一防音壁
電源開発・磯子発電所	製作中	1	3	50	13.5/147	280	無	送油風冷	91以上	65	26以上	組立式多重防音壁

の回折のため，防音効果は近接した位置に比較して減殺されるので，大きな減音効果を必要とする場合はこの構造は好ましくない．カバー面をも覆うためには，普通の方法では第３図(b)あるいは(c)のように，端子ブッシング自体の高さにさらに壁との絶縁距離をも含めた著しく大きな防音構造となる．そのうえ，壁抜きブッシングまたはケーブルで端子リードを防音壁外に引き出すことを要し，費用がかさむ．この欠点は，本体端子ブッシング自体が壁抜きブッシングを兼ねるようにブッシングポケット部が防音壁を貫通する構造にすれば，完全に除かれる（第３図(d)）．140kV 級の変圧器ではこの構造によって防音壁の高さが約½に縮少される。

2)　しゃ音材として鋼板のほかにコンクリートを使用していること

コンクリートの比重は約2.3で鋼の30％に過ぎないが，二重タンク式の鋼板製しゃ音壁は厚みが 10mm 前後であるのに対して，コンクリートでは 100～200mm 厚程度のものが容易に製作しうるから，面積密度で比較すればコンクリートは 30～60mm 厚前後の鋼板に相当する．また曲げ剛性も 30 倍程度増加するので，固有振動数が高くなり，振動振幅も小さくなるから，大きなしゃ音効果を容易に得ることができる。

3)　防音壁を組立式としていること

防音壁をプレハブ式の組立構造としているので，現地据付工程を大幅に短縮できる。

4)　冷却装置を防音壁外に設けていること

変圧器の損失熱と油を媒体として防音壁外に運び去るから，防音壁内の換気量を著しく節減することができ，防音壁構造が簡素化される。

III.　変圧器および冷却装置の低減方法と効果および適用区分

騒音を防止するには，まず騒音源からでる音の状態を知り，それに基づいて防止対策を講じなければならない．すなわち騒音が固体伝播によるものか，気中伝播によるものかを見分けて，前者の場合は伝播経路中に「防振」機構を設け，振動の伝播をしゃ断することによって騒音を防止する．後者の場合は，第一に静かであるべき場所へ騒音が伝播する経路中に反射物（壁，へいなど）を設け，騒音の伝播をしゃ断することによって騒音を防止する．これが騒音を防止する最も簡単で有効な方法―しゃ音―である．また騒音の伝播経路中に吸音材料を使用して騒音の伝播中の騒音エネルギーを充分減衰させてしまう方法―吸音―もある．このように騒音防止には防振・しゃ音・吸音などの方法があるが，一般にはこれら３種の方法を併用してこの目的を達成する。

一般に変圧器の騒音防止方法として次の各種対策があるが，この中当社が常用している方法は次節1．の1)～7)である。

1.　変圧器および冷却装置の低減方法と効果[1]

1） 冷間圧延方向性けい素鋼板の使用

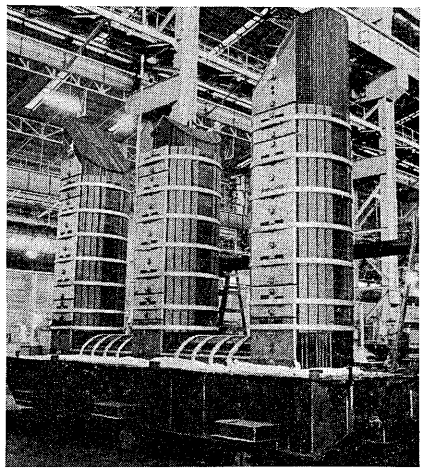
熱間圧延のものに対し冷間圧延方向性けい素鋼板は磁歪が小さく，2～3ホンの低減効果がある．この方法は変圧器の電気的性能向上の点からもすべての変圧器に採用している。

2） 鉄心構造の改良（第4図）

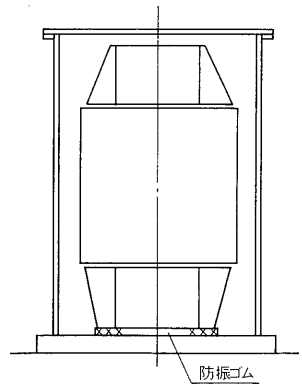
従来のボルト締め鉄心に比較し，合成樹脂含浸ガラスバインドテープを使用した「バンドクランプ鉄心」，冷却ダクトを利用して締付ける「センタクランプ鉄心」およびこれに合成樹脂含浸ガラスバインドテープを併用した「センタクランプ・バンドクランプ併用鉄心」は振動が小さく，2～3ホンの効果がある．当社ではバンドクランプ鉄心は小中容量変圧器に適用し，センタクランプ鉄心は比較的大容量変圧器に，センタクランプ・バンドクランプ併用鉄心は大容量変圧器に全面的に適用している。

3） 中身とタンク間の振動絶縁（第5図）

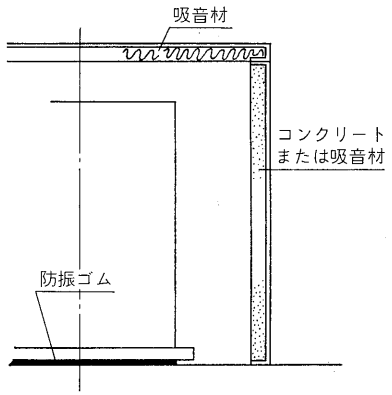
下部フレームとタンク底との間に防振ゴムをそう入し鉄心からタンクへ振動が伝達されるのを防止する方法で，約3ホンの低減効果がある．この方法は多く採用している。



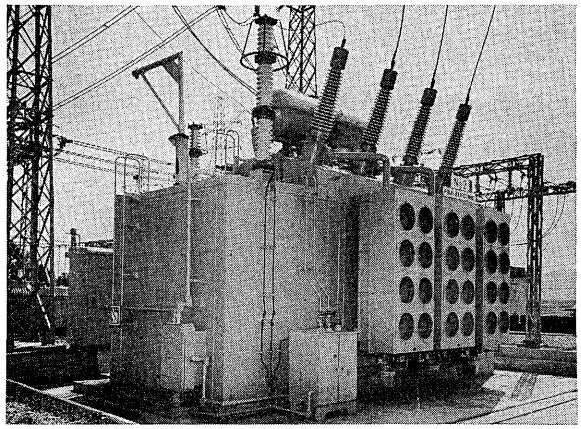
第4図　センタークランプ・バンドクランプ併用鉄心
Fig. 4.　Center-clamp and band-clamp type core



第5図　変圧器内部の騒音低減
Fig. 5.　Noise reduction of inner parts of the transformer



第6図　組立式単一防音壁
Fig. 6.　Prefabrication type single enclosure



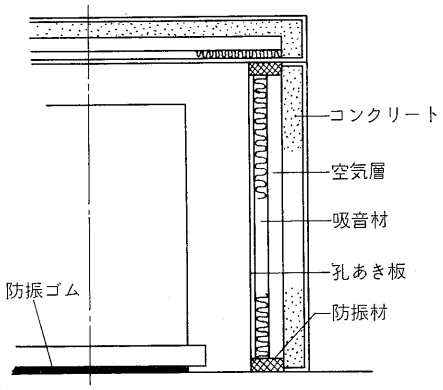
第7図　110kV 100MVA組立式単一防音壁送油風冷式負荷時タップ切換変圧器
Fig. 7.　110 kV 100 MVA forced-oil forced-air cooling on-load tap changing transformer with the prefabrication type single enclosure

4） 組立式単一防音壁（第6図）

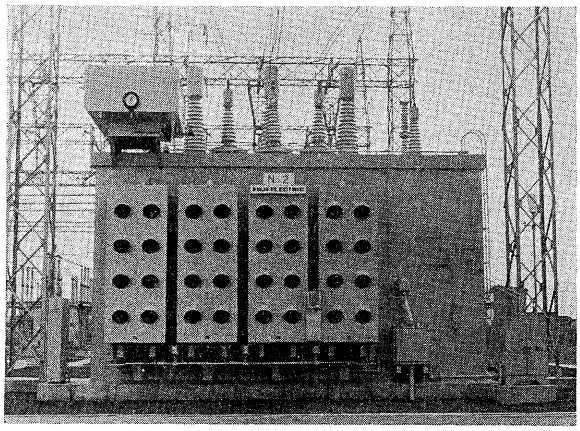
鋼板の内側に透過損失の大なるコンクリートを打込んでしゃ音特性を向上させた防音壁，あるいはコンクリートのかわりに吸音材を内貼りし吸音特性を良くした防音壁で，10～20 ホン程度の低減効果がある．70 ホン級の中大形変圧器に最も多く採用し，この代表的なものとして，第7図に示す 110kV 100MVA 送油風冷式変圧器がある。

5） 組立式多重防音壁（第2，8～10図）

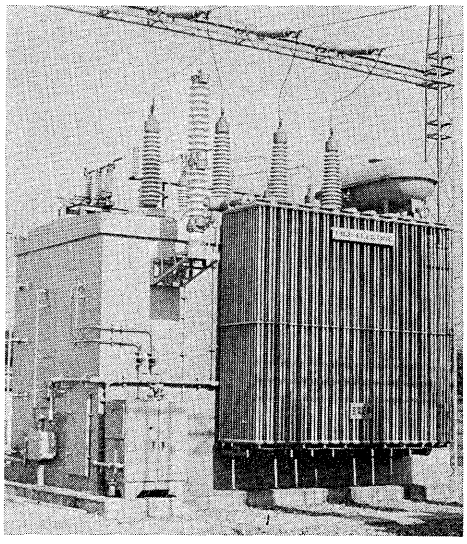
上記の鋼板とコンクリートとの単一防音壁の内側に空気層を設け，さらに多孔質性吸音材および孔あき板を内張りすることによって，コンクリートと孔あき板との間の空気層で共鳴箱を構成させ，ヘルムホルツ共鳴箱の原理により吸音率を広範囲の周波数にわたって高めたものである．この防音壁はしゃ音および吸音特性が最も良好であり，20～30 ホン程度の低減効果がある．この方法は超低騒音変圧器に多く採用する．記録的なものでは，第2図に示す騒音レベル 65 ホンの 147kV 280MVA送油風冷式変圧器，第9図に示す騒音レベル 60 ホンの 147kV 100MVA 送油風冷式負荷時タップ切換変圧器および第10図に示す騒音レベル 55 ホンの 63kV 30MVA



第８図　組立式多重防音壁
Fig. 8.　Prefabrication type multi-enclosure



第９図　147kV 100MVA組立式多重防音壁
送油風冷式負荷時タップ切換変圧器
Fig. 9.　147 kV 100 MVA forced-oil forced-air cooling on-load tap changing transformer with the prefabriciation type multi-enclosure



第10図　63kV30MVA組立式多重防音壁油
入自冷式負荷時タップ切換変圧器
Fig. 10.　63 kV 30 MVA oil-immersed natural cooling on-load tap changing transformer with the prefabrication type multi-enclosure

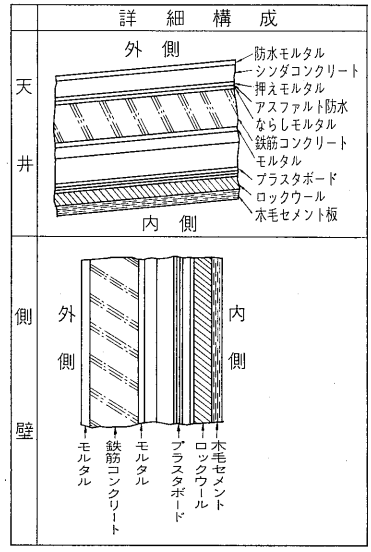
油入自冷式負荷時タップ切換変圧器などがある。

6)　コンクリート防音室（第 1, 11, 12 図）[3]

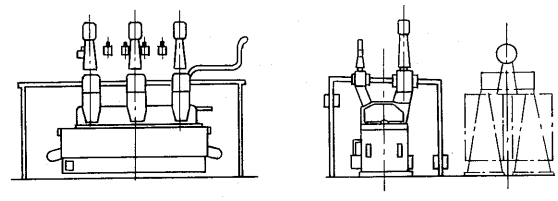
第 11 図に示すように組立式多重防音壁にさらに多くの吸音材を内張りしたもので，30～35 ホン程度の低減効果があり，大容量器における大幅な騒音低減に抜群の威力を発揮する．この方法は組立式多重防音壁と同様超低騒音変圧器用として国内，国外を問わず革新的なものである（第 12 図）．記録的なものとしては，第１図に示す騒音レベル 50 ホンの 250kV 230MVA送油自冷式負荷時タップ切換変圧器などがある。

7)　冷却装置の低騒音化（第 13 図）

変圧器の冷却装置も重要な騒音源である．据付面積に充分余裕がある場合には送油自冷式冷却装置によって解決できるが，大容量発変電所が住宅地に近接して設置され，据付面積に制約を受ける傾向が強くなってきている現在では，必然的に低騒音の送油風冷式冷却装置が要求される．これに対処すべく当社では低騒音形送油風冷式冷却装置の開発をすすめ，60 ホンの低騒音送油風冷式冷却装置の実績を有している。



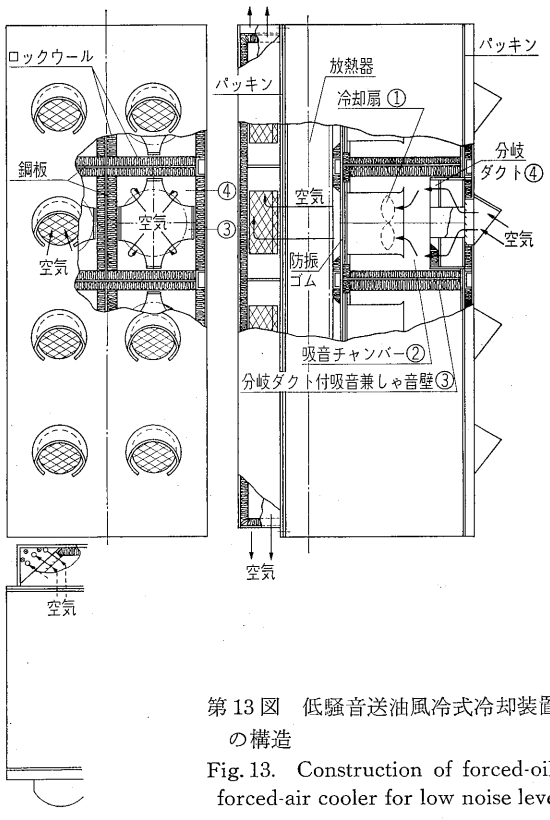
第11図 コンクリート防音室の壁の構成
Fig. 11.　Construction of the wall of the concrete enclosre



第12図　コンクリート防音壁
Fig. 12.　Concrete enclosure

これは第 13 図に示すように騒音源である冷却扇①を防振支持してそれぞれ独立した吸音チャンバ②に収納するとともに，その空気吸込み側に分岐ダクト④付吸音兼しゃ音壁③を設けて騒音の減衰を増加させる構造にし，さらに空気の出口の構造も入口と同様な構造にして冷却装置全体として効果的な騒音低減構造となっている。

このほか，騒音レベルに応じて種々の低騒音化対策が採られる。



第 13 図　低騒音送油風冷式冷却装置の構造

Fig. 13. Construction of forced-oil forced-air cooler for low noise level

8）　磁束密度の低減

1,000 ガウス当たり 2～3 ホンの低減効果がある．この方法は変圧器の騒音を源において下げる根本的方法であるがそれだけ変圧器が大きくなり高価となるため，経済的理由から当社ではわずかな騒音低減を要する場合を除き原則として採用していない。

9）　接着鉄心

特殊ワニスの塗膜でけい素鋼板に張力を与え磁歪を減少させるものであるが，定量的効果が不明で，標準として当社では採用していない。

10）　タンク内への吸音材料の配置

実験的に約 15 ホン程度の低減効果があるといわれているが，実験段階の域を出ていないのが現状で，当社では採用していない。

11）　電気音響的消音法

変圧器騒音と 180 度位相差のある音波を放射する方法で，実験的には一地点目標の場合，約 20 ホン，角度35°の範囲内の場合約 6 ホン程度の低減効果があるといわれている．当社では採用していない。

12）　機械振動的消音法

タンク壁上に共振振動板を設けタンク振動と 180 度の位相差で振動させ消音する方法で，実験的には約 10 ホン程度の低減効果があるといわれている．当社では採用していない。

13）　タンク外壁への制振ゴムの貼付[1]（第 14，15 図，第 2 表）

タンク壁板と共振するゴム片の内部摩擦損失で壁板の振動を抑止する方法で，第 14 図に制振ゴム片の使用状態を示した．タンク壁板の振動を分析して，たとえば 100 ~/s の振動が優勢な個所には 100 ~/s に共振するゴム片を貼付ける．ゴム片の長さと固有振動数の関係を表わした次式

$$f_0=\frac{K}{2\pi l}\sqrt{\frac{Eg}{\rho}} \qquad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(1)$$

ここで　l：長さ（cm）

E：弾性率（kg/cm²）

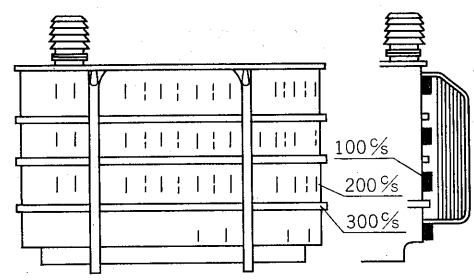
ρ：密度（g/cm³）

g：重力の加速度＝980 cm/sec²

K：幅 b の逆数に比例する定数

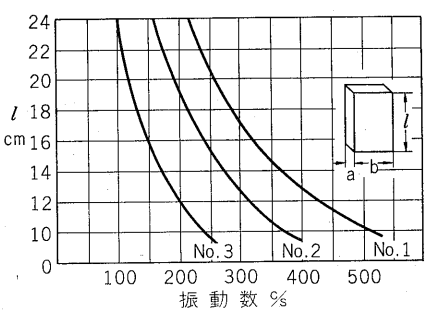
（$b=10$ の時 $K=2.5$）

において厚み 2cm，幅を 10cm としたとき，第 2 表に挙げた各種材質のゴムの固有振動数を第 15 図に示した．この制振ゴム片の長さ方向端面でタンク壁へ接着剤により貼付けるか，または加硫接着するものである．シーメン



第 14 図　制御ゴム片を貼付けた変圧器

Fig. 14. An example of the transformer with rubber dampers



第 15 図　制振ゴム片の固有振動数

Fig. 15. Resonance frequency of rubber damper

第 2 表　制振ゴム片の材質

Table 2. Characteristics of the rubber dampers

	a (cm)	b (cm)	弾性率 E (kg/cm²)	密度 ρ (kg/cm³)	K
No. 1	2	10	250	1.43	2.5
No. 2	2	10	120	1.31	2.5
No. 3	2	10	55	1.51	2.5

ス社では実用化されており，30MVA変圧器への応用例では100㌘ ゴム片120個，200㌘ 70個　計190個120kgを貼着した結果，150mの遠方で 63～65ホンの騒音レベルが 52～54 ホンと約 10 ホンの低下を見たと報告されている。

14)　二重タンク構造（第 16，17 図）

鋼板のみの透過損失を応用したもので，10MVA変圧器において 5～10ホンの効果がある．最近ではあまり採用されていない。

透過損失は壁の表面密度が大きいほど大きい．透過損失はいわゆる重量法則（mass law）にしたがうもので，単一壁の場合には次の実験式が使用される。

$$L=18\log_{10}f\cdot m-44\ 〔\mathrm{dB}〕 \quad \cdots\cdots\cdots\cdots(2)$$

ここで L：透過損失 〔dB〕

f：周 波 数 〔㌘〕

m：面積密度 〔kg/m²〕

式(2)からわかるように，単一壁の場合は m を２倍にしても減衰効果は約 5 dB しか増さない．これに反し壁を複合壁にしてその間を充分広くとるか，あるいはそこに適当の吸音材をそう入すれば，単一壁の複数倍の効果が得られる．実際には独立の空間と考えられるほど間隔を充分にとることは不可能であり，また構造上複合壁相互を振動的に完全に絶縁することも困難なため，壁数そのままの倍率にはならないが，単一壁に比べてはるかに効果的である。

15)　変圧器外周の防音衝立[4]（第 18，19 図）

変圧器の周囲に防音衝立を設けて，音波が衝立を透過する際の透過損失および衝立の頂部および側面の端部を回折する際の減衰によって防音効果を得るもので，実用効果は約 15 ホン程度までである．衝立の材料としては，レンガまたはコンクリートなどを使用する。

この方法では，音波の回折のため衝立の近所では相当効果があってもその割に遠方までは効果を期待できないことと，場合によっては特定方向に音の集中を生ずることがあるので，注意を要する。

減音量は式(3)で N を計算しこの N から第 18 図によって求めることができる．[4]

$$N=\frac{2}{\lambda}\left\{\sqrt{R^2+H^2}-R+\sqrt{D^2+H^2}-D\right\}\cdots(3)$$

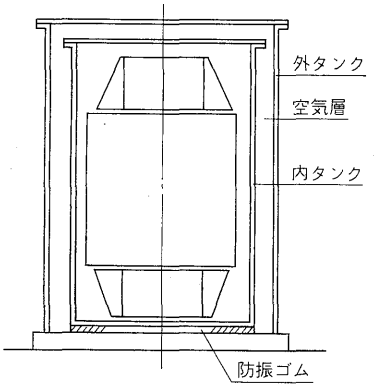
衝立の高さ H が高いほど，またその位置 R が音源に近いほど，そして対象とする音波の波長 λ が短かいほど効果が大である。

第 19 図のように目的によって１方囲衝立，２方囲衝立，３方囲衝立，４方囲衝立が考えられる。

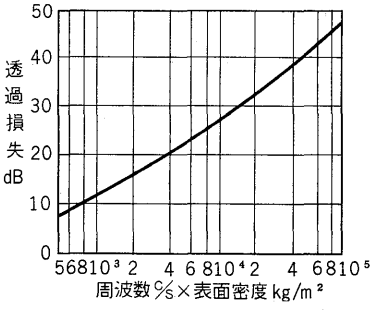
2．低減方法の適用区分

前項の各種の騒音低減方法を評価する場合もっとも重要なことは，その効果と経済性を同時に考慮して判断しなければならないということである。

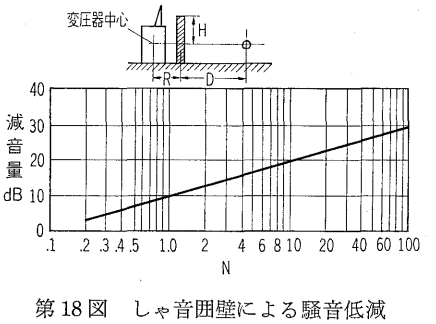
われわれは効果と経済性に関する厳密な検討を行なった結果，現在では超低騒音変圧器に対し，組立式多重防音壁およびコンクリート防音室方式を最もすぐれた方法



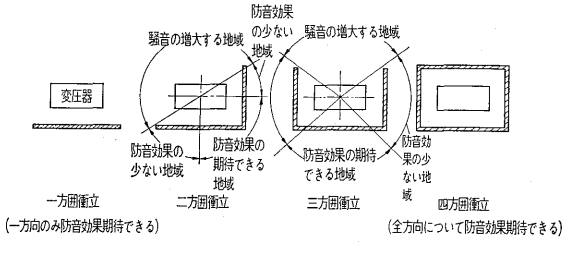
第 16 図　二重タンク構造
Fig. 16.　Construction of the double tank wall



第 17 図　単一壁の透過損失
Fig. 17.　Mass law of a single wall



第 18 図　しゃ音囲壁による騒音低減
Fig. 18.　Noise reduction by the wall



第 19 図　しゃ音囲壁（衝立）による騒音分布
Fig. 19.　Noise distribution by the wall

として採用することにしている．補助手段として磁歪の少ないけい素鋼板の使用，バンドクランプ鉄心，センタクランプ，バンドクランプ併用鉄心の採用および中身とタンク間の振動絶縁などの方法を併用していることはいうまでもない．現在当社では，変圧器の容量および騒音レベルに対し第 20 図のような原則的な本体騒音低減方法と冷却方式との組合わせをもって標準としている。

IV. 防音壁の設計概要[8]

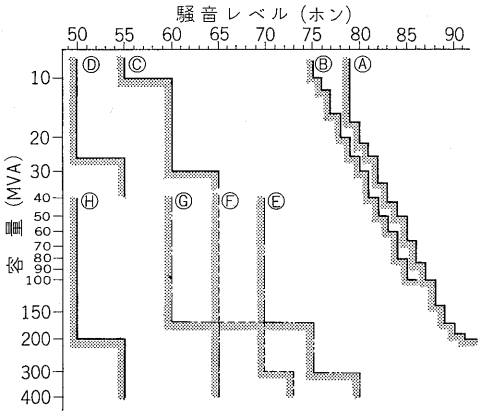
1. 音響出力 P の算定

変圧器の鉄心がその他の諸元から，まず音源としての変圧器の音響出力 P を算定する必要がある．そのために開放空間におかれた変圧器から d(m)離れた所での，JIS C 1502 に規定された騒音計で測定した場合の騒音レベル L_0(ホン)を求める．L_0 は JEM 1117 に準拠して測定した場合のものであるから，騒音計の聴感補正回路Aにより補正が行なわれたものである．したがってまず第一に騒音の周波数分析を行ない各周波数 f_i について音の強さのレベル (Intensity level: dB) に換算する．一般にたとえれば 60 Hz 系の変圧器であれば，少なくとも $f_1=120$ ~, $f_2=240$ ~, $f_3=360$ ~ の各成分についての音の強さのレベル $L_1(f_1)$, $L_2(f_2)$, $L_3(f_3)$, を算出する必要がある．通常変圧器の発生する騒音のスペクトルにおいては，電源周波数の 2 倍，3 倍，4 倍の成分が特に優勢であるので，一応これらに着目して計算を行なうわけである．この $L_1(f_1)$, $L_2(f_2)$, $L_3(f_3)$ は音の強さのレベルを表わす量であるから，いわゆる純粋な物理量であり，簡単な計算によって音の強さ (Intensity of sound: W/m²) に換算しうる．したがって音源の音響出力 P は各周波数 f_i について

$$P(f_i)=S_t\times I_0\times 10^{\left(\frac{L(f_i)}{10}\right)}\ \text{〔watt〕},\ i=1,\ 2,\ 3\cdots(4)$$

ここで，S_t：変圧器から d(m)離れた所での包絡面積〔m²〕

I_0：0 dB に相当する音の強さ$\equiv 10^{-12}$〔watt/m²〕



Ⓐ絶縁階級 140号，送油風冷式変圧器のＪＥＭ規格値
Ⓑ絶縁階級 140号，油入自冷，送油自冷，送油水冷式変圧器のＪＥＭ規格値
＜注＞絶縁階級 100号の場合はⒶ，Ⓑより２ホン差引き，70号の場合はⒶⒷより４ホン差引けばよい。
Ⓒ油入自冷，送油自冷，送油水冷式冷却装置＋組立式単一防音壁
Ⓓ油入自冷，送油自冷，送油水冷式冷却装置＋組立式多重防音壁
Ⓔ普通形送油風冷式冷却装置＋組立式単一防音壁
Ⓕ低騒音形送油風冷式冷却装置＋組立式単一防音壁
Ⓖ低騒音形送油風冷式冷却装置＋組立式多重防音壁
Ⓗ送油自冷式冷却装置＋コンクリート防音室

第 20 図　騒音レベルと冷却装置，変圧器本体騒音低減方法の原則的関係

Fig. 20. Principle relation of sound level and noise reduction of the transformer and cooler

2. 防音壁内の平均の音の強さのレベル $\overline{L_r}$

一般に P〔watt〕なる音響出力をもつ音源を内表面積 S_r〔m²〕の閉じた壁内に収納した場合，その室間内の平均の音の強さ $\overline{I_r}(f_i)$ は次式のとおりである。

$$\overline{I_r}(f_i)=\frac{4P(f_i)}{\alpha(f_i)S_r}\ \text{〔watt/m²〕}\cdots\cdots(5)$$

ここで，$\alpha(f_i)$：周波数 f_i に対する壁面の吸音率

$P(f_i)$：音響出力 P〔watt〕中の周波数 f_i 成分

この $\alpha(f_i)$ は各材料について一定であるので実験的にあらかじめ求めておくことができる．かくして防音壁内の平均の音の強さのレベル $\overline{L_r}$ は各周波数について．

$$\overline{L_r}(f_i)=10\log_{10}\frac{\overline{I_r}(f_i)}{I_0}=10\log_{10}\frac{\frac{4P(f_i)}{\alpha(f_i)\cdot S_r}}{10^{-12}}$$

$$=10\log_{10}\frac{P(f_i)}{\alpha(f_i)\cdot S_r}+126\ \text{〔dB〕}\cdots\cdots(6)$$

となる．一般に騒音の閉鎖空間におけるビルドアップ (Build up) 量は，

$$\Delta L(f_i)=\overline{L_r}(f_i)-L_i(f_i)\quad\text{〔dB〕}\cdots\cdots(7)$$

で定義される．この量は上式から分るように，音の周波数，閉鎖空間の内表面積 S_r，壁面吸音率 $\alpha(f_i)$によって左右されるものであるから，一概に何 dB と決められる性質のものではない．ビルドアップ量について周波数分析を行なわず単純に計算したものは，実際と程遠い結果を与えるので注意を要する。

3. 防音壁の所要しゃ音量 $L'(fi)$

式(6)から算出された防音壁内の音の強さのレベルにより周波数特性を画くと第 21 図の曲線Ⓐのようになるのであろう．防音壁外における騒音レベルが L_a ホンであるためには，L_a ホンに相当する Fletcher-Munson の聴感曲線Ⓑ以下にⒶ曲線上の各点を持ちきたす必要がある．1 項に記したように変圧器騒音スペクトルにおいて特に優勢な成分は f_1, f_2, f_3 の周波数成分であるので，上記が満足されれば，おおむね他の周波数成分について

は問題ないと考えてよい。

第 21 図から所要しゃ音量 $L'(f_i)$ は

$$L'(f_i)=\overline{L_r}(f_i)-L_a(f_i) \quad [\mathrm{dB}] \cdots\cdots\cdots\cdots(8)$$

ここで，$L_a(f_i)$：L_a ホンの聴感曲線上で f_i に対応する音の強さのレベル。

4. 防音壁のしゃ音量 $A(fi)$

防音壁のしゃ音量は一般に次式で算出される。

$$A(f_i)=20\log_{10}(f_i\times\sum_j M_j)-42.5+k\cdot n \ [\mathrm{dB}] \quad (9)$$

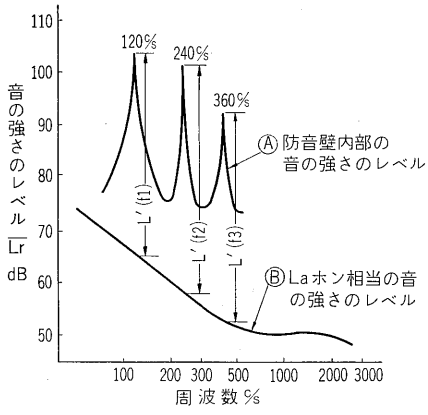
ここで，M_j：壁の各層の面積密度 [kg/m²]

f_i：周波数 [c/s]，$i=1, 2, 3$

n：振動的に相互に絶縁された層数

k：係数

したがって式(8)の $L'(f_i)$ と比較して



第 21 図　防音壁内部の音の強さのレベル

Fig. 21. Intensity level of sound inside the enclosure

$$A(f_i)=L'(f_i)+\alpha \quad [\mathrm{dB}] \cdots\cdots\cdots\cdots(10)$$

であれば所期の目的を達成したことになる．α は製作上の裕度である。

なお防音壁の側壁および天井においてその構造を異にする部分がある場合には，$A(f_i)$ の計算もそれぞれの部分について別々に行ない，所要しゃ音量が得られるか否かをチェックする必要がある。

式(9)から容易にわかるように，しゃ音量を大にするためには防音壁の面積密度 M_j を大きくするとともに，壁を多量構造とし，kn の値を大にすることが効果的である。

5. 防音壁内の換気[2]

大容量変圧器においては，変圧器タンク壁からの熱放散により防音壁内部の空気の温度が上昇するので，主として保守点検のための入室時の不快を除くという理由から防音壁の換気を行なうことがある．この場合換気の入口出口の温度差をできるだけ大きくした方が，換気量を節減できるので防音ダクトの設計が容易となる．普通は第 22 図のように温度差を最高 30 degにおさえている．

換気口には第 23 図のように膨張室形の防音換気ダクトを 2 個直列に接続した構造とし，吸音材を内張りして透過損失が零となる周波数が存在しないよう考慮し，また 2 個の膨張室がそれぞれ有効に作用するよう配慮している．換気口には換気扇を取付けているが，おおむね外気温 30℃ 以上におよぶ夏期の高温時以外は運転の必要がなく自然換気で充分である。

入口出口の温度差 θ は次式によって求められる。

$$\theta=\frac{Q}{C\cdot\gamma\cdot V}=\frac{Q}{0.275\,V} \quad [\mathrm{deg}] \cdots\cdots\cdots\cdots(11)$$

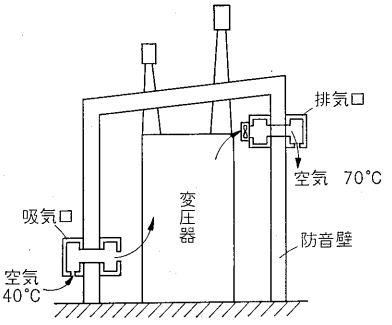
ここで，Q：変圧器タンク壁からの熱放散量 [kcal/h]

C：空気の比熱 [0.241 kcal/kg・deg]

γ：空気の密度 [kg/m³]

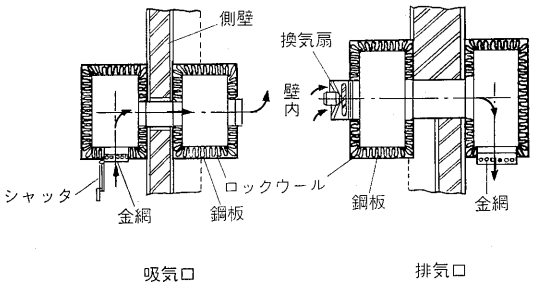
V：換気量 [m³/h]

（以下次号）



第 22 図　防音壁の断面

Fig. 22. Section of the enclosure



第 23 図　防音換気ダクト

Fig. 23. Section of the noise-proof ventilating duct

参考文献

(1) 大岡，井東：変圧器の騒音とその防止について富士時報 **29** No. 5 昭31，30 No. 1（昭32）

(2) 井東：コンクリート防音変圧器の換気風洞 富士時報 **30** No. 5（昭32）

(3) 大岡，川島：関西電力・新神戸変電所納入 287.5kV 172.5 MVA コンクリート防音変圧器富士時報 **36** No. 3（昭38）

(4) AIEE Committee Report: Sound Barrier Walls for Transformers (December 1960)

(5) 日本音響材料協会：騒音対策ハンドブック

＊本誌に記載されている会社名および製品名は，それぞれの会社が所有する
商標または登録商標である場合があります。