

## スピーカーの物理学 III

### ダイナミックスピーカーの諸特性

#### はじめに

第 I 講、第 II 講でスピーカーの性能を論じるに当たって基礎となる機械インピーダンス、放射インピーダンスなどについて学んだが、本講ではそれを基にダイナミックスピーカーの諸特性がどのように決まるかを論じる。はじめに、ピストン運動をする理想的スピーカーに対する基礎的な理論を紹介した後 T/S パラメーターに基づく具体的なスピーカーの解析例を示す。さらに、現実のスピーカーで非直線性によって生じる歪みやその他色々な問題点を論じる。最後に、関連してイヤホンの特性についても触れておく。

#### 1. ダイナミックスピーカーとは

百聞は一見にしかず。図 III-1 にダイナミック（動電型）スピーカーの断面図を示す。

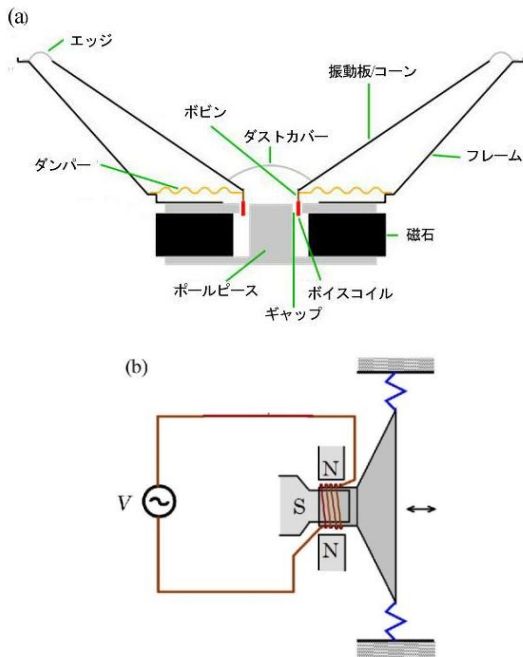


図 III-1 ダイナミックスピーカーの断面図 (a) 各部の名称 (b) 動作の概念図

図 III-1(a) は各部の名称を示す。フェライト磁石などの永久磁石が発生する磁束は鉄などの軟磁性材料で出来たポールピースとともに磁気回路を形成しギャップ部に強い磁場を発生させる。(磁気回路に関しては「オーディオの科学：フェライト磁石かアルニコか?」

<http://www.ne.jp/asahi/shiga/home/MyRoom/magnetcirc.htm> 参照)

ボビンに巻かれたボイスコイルに電流が流れるとローレンツ力により振動板が振動し前後の空気を押し音圧が生じる。ダンパーやエッジは振動板が横ブレしないように支えるとともに適度な機械的制動力を与える。以下の解析では、振動板は剛体で正確にピストン運動するものと仮定する。また、放射インピーダンスは、無限大バツフルに装着した同じ口径の平面円盤として計算する。(第 II 講 図 II-7 参照)

#### 2. 周波数特性

通常、スピーカーの周波数特性として示されるのは、振動板正面 1 m の位置での音圧周波数特性であるが、はじめに、理論的に取り扱いやすい振動板直前の音響エネルギーの周波数特性（パワースペクトル）を求める。

振動板直前の空気に注入される時間当りの音響エネルギーは、振動板が空気になす仕事に等しく、振動板が空気より受ける力を  $F$ 、振動板の速度を  $v$  とすれば、

$$P = F \frac{dx}{dt} = Fv \tag{III-1}$$

であり、角振動数  $\omega$  で駆動する場合、放射インピーダンスの定義(II-39) 式より

$$P = \text{Re}(\tilde{F}\tilde{v}) = \text{Re}(Z_r\tilde{v}^2) = R_r|\tilde{v}|^2 \tag{III-2}$$

で与えられる。ここで、 $R_r$  は放射抵抗で円盤の場合は(II-46) 式で与えられる。これは、電気系の消費電力  $W = \tilde{V}\tilde{I} = R\tilde{I}^2$  に相当する。

一方、ボイスコイルにかかる力（駆動力）を  $F_m$  とすると、第 I 講で学んだ機械インピーダンスの定義と電気系との対応関係から、振動板の絶対速度は、電気系の交流全電流を与える (I-40) 式に対応し、

$$|\tilde{v}| = \frac{\tilde{F}_m}{|Z_m|} = \frac{\tilde{F}_m}{\sqrt{r_m^2 + (\omega M - 1/\omega C_m)^2}} \tag{III-3}$$

で与えられる。従って、パワースペクトル(III-2)は

$$P = R_r \frac{\tilde{F}_m^2}{r_m^2 + (\omega M - 1/\omega C_m)^2} \tag{III-4}$$

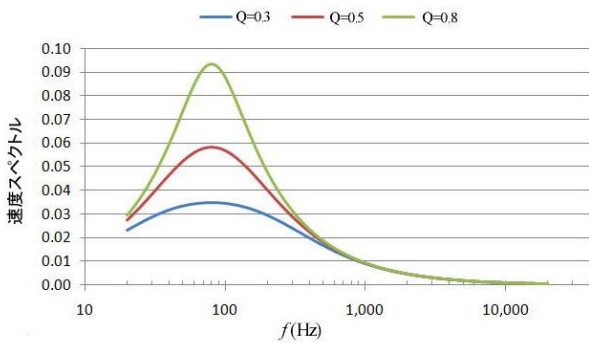
となる。

ここで、具体的に振動板の重さ  $M = 10\text{g} = 0.01\text{ kg}$ 、共振周波数  $f_0 = 80\text{ Hz}$  の一般的なダイナミックスピーカーを想定し(III-4) 式の関数形を求めてみよう。共振周波数は、分母の括弧内が 0 となる周波数なので、

$$\omega_0 = 2\pi f_0 = \frac{1}{\sqrt{MC_m}} \quad (III-5)$$

で与えられる。従って、 $C_m = 1/(4\pi^2 f_0^2 M)$  より、振動系のコンプライアンスは  $C_m = 4 \times 10^{-4} \text{ m/N}$  となる。機械抵抗  $r_m$  としは、 $Q$  値が過制動状態の  $Q = 0.3$ 、臨界制動値  $Q = 0.5$ 、振動解  $Q = 0.8$  となるような値を選ぶ。具体的な値は電気系の (I-41) 式と同様、 $r_m = \sqrt{M/C_m}/Q$  より求めることが出来る。

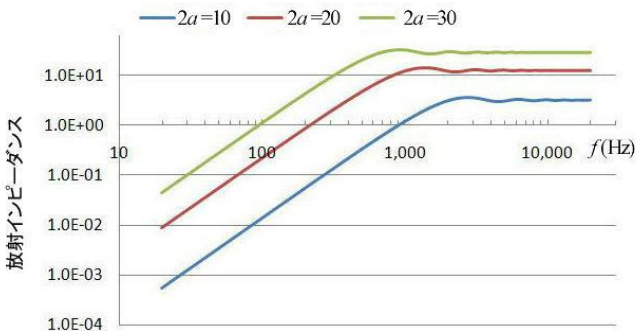
### 2.1 速度 ( $|\tilde{v}|$ ) スペクトル



図III-2 (III-3)式より求めた色々な  $Q$  値に対する速度のスペクトル。横軸は対数、縦軸は直線スケール

図III-2 は(III-3)式によって求めた振動板の速度のスペクトルである。第I講で求めた直列 L-C-R 系の全電流の周波数依存性に相当するが、横軸が対数プロットなので形状が異なる。なお、縦軸は直線プロットであるが目盛には意味はない。

### 2.2 放射抵抗の周波数依存性



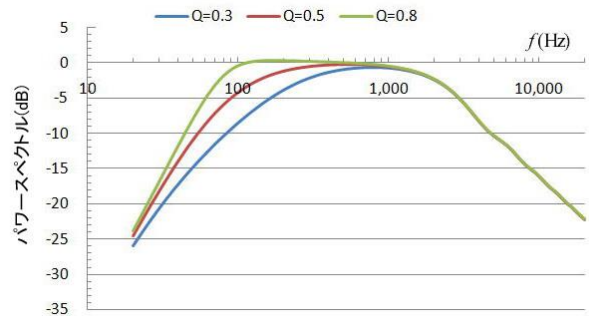
図III-3 口径の異なるスピーカーの放射抵抗の周波数依存性。緑線：30cm、赤線：20cm、青線：10cm 縦軸、横軸とも対数プロットで示してある。

図III-3 はスピーカーの周波数特性を決めるもう一つの因子である放射抵抗の周波数依存性を示す。式の導出は第II講 3.2 項で述べたが、そこでは、横軸として周波数でなく波数と円盤半径  $a$  の積  $ka$  で示したが、ここでは、口径の異なる3つのスピーカ

ーについての周波数依存性を示してある。この図からわかることは、(i)口径が大きいほど放射インピーダンスが大きく増加すること、(ii)口径が小さいほど左側の直線増加(実際には $\omega^2$ に比例)領域が高周波側に広がるということである。

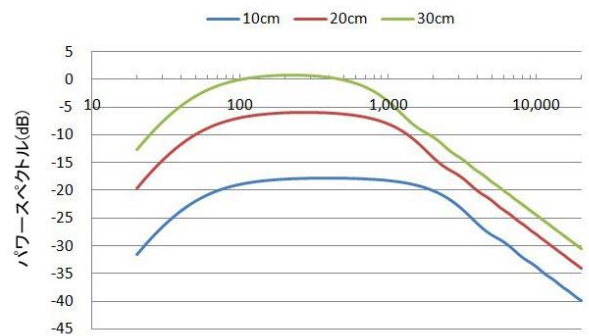
### 2.3 パワースペクトル

スピーカーのパワースペクトルは(III-4)式で与えられるように、放射抵抗と振動板の速度の二乗の積で与えられる。以下に、理論的に導かれる色々な口径、 $Q$  値を持つスピーカーのパワースペクトルを示す。



図III-4 異なる  $Q$  値を持つスピーカーのパワースペクトル。口径  $2a=20 \text{ cm}$  として、(III-4)式から求めた値

図III-4 は口径を 20cm として、図III-2 で示した異なった  $Q$  値を持つスピーカーのパワースペクトルを示す。臨界制動 ( $Q = 0.5$ ) より、少し  $Q$  値を上げた方が良好な周波数特性が得られる。それに対して、過制動 ( $Q = 0.3$ ) では低音部がだら下がりになる。



図III-5 口径が異なる、 $Q=0.5$  (臨界制動条件) のスピーカーのパワースペクトル。

図III-5 は  $Q=0.5$  で口径の異なるスピーカーのパワースペクトルを示すが、口径の違いは主としてスペクトル強度に反映し低音での低下率は変わらないことに注意してほしい。

### 2.4 各音域での振る舞い

図III-4、III-5 を見るとわかるように、 $Q$  が比較的大きいスピーカーの場合、周波数特性は台形をして

おり中間領域でフラットな領域が得られる。Q が大きいことは (I-41) 式より制動力  $r_m$  が比較的小さい、すなわち  $r_m \ll \sqrt{M/C_m}$  という条件が成り立つ場合で、この場合の各周波数領域での特徴を調べてみよう。

(1) 低音域 ( $f < f_0$ )

$\omega$  が十分小さい場合、(III-3) 式で与えられる速度スペクトルにおいて支配的になるのは  $1/\omega C$  なので、近似的に  $|v|^2 \approx F_m^2 C_m^2 \omega^2$  となり、又放射抵抗  $R_r$  もこの領域ではベッセル関数の展開式

$$J_1(x) = \frac{x}{2} - \frac{x^3}{16} + \dots \quad (III-6)$$

を、(II-46) 式に適用することにより

$$R_r = \pi a^2 \rho c \left[ 1 - \frac{J_1(2ka)}{ka} \right] \approx \frac{\pi \rho a^4}{2c} \omega^2 \quad (III-7)$$

となり、パワースペクトル(III-4) 式は

$$P \approx \frac{\pi \rho a^4 C_m^2}{2c} \omega^4 \tilde{F}^2 \quad (III-8)$$

と周波数の 4 乗に比例して変化する。いいかえれば  $f_0$  以下では音圧は周波数が下がれば急激に減少する。なお、この領域は  $C_m$  成分が支配的なので、弾性制御領域とよぶ。ここで、 $\rho$  は空気の密度 (1.184 kg/m<sup>3</sup> at 25°C)、 $c$  は音速 (346 m/s at 25°C) である。

(2) 中音域 ( $f_0 < f < ka = 1$ )

この領域では速度スペクトルは  $\omega M$  の項が支配的になるので  $|v|^2 \approx F_m^2 / M_m^2 \omega^2$  となる。一方、放射抵抗は(III-6)のままなので、パワースペクトルは

$$P \approx \frac{\pi a^4}{2c M^2} \tilde{F}^2 \quad (III-9)$$

と周波数に依存しなくなり平坦な周波数特性が得られる。この領域は質量項が支配的になるので質量 (又は慣性) 制御領域という

(3) 高音域 ( $f > 2ka$ ) (放射抵抗が一定になる領域)

当然、周波数依存性は速度スペクトルで決まるので、パワースペクトルは

$$P \propto 1/\omega^2 \propto 1/f^2 \quad (III-10)$$

と周波数の 2 乗に反比例して減少する。

以上をまとめると、ダイナミックスピーカーの低音再生限は振動板の大きさでなく、共振周波数  $f_0$  で決まる。ただし、(III-8) 式、(III-9) 式で見られるように、音響出力の絶対値は口径 ( $2a$ ) の 4 乗に比例するので、同じ大きさの音を出すためには大きな駆動力を必要とする。半導体アンプを使う場合は高出力のアンプは容易に作れるので、この点はあまり問題

にならないが、振動板を大振幅で動かさねばならない。具体的に計算すると、100 Hz の純音に対し 0.1 W の音響出力を得るために、24cm 径の場合は 1mm の振幅ですむが 半分の 12cm 径だと 4mm の振幅が必要となる。さらに周波数が低下するときわめて大きな振幅が必要となり非線形歪みが増大する。結局、低音再生の限界は歪み率の増加で決まるので大口径スピーカーの方が有利であることに変わりはない。ただし、それほどの音量を必要としないなら小口径でも良好な低音特性を得ることは可能である。

一方、高音部でのパワーの低下は放射インピーダンスの変化が支配するが、以下に述べる中心軸上での音圧周波数特性では異なった振る舞いをするので注意が必要である。

2.5 音圧周波数特性

通常スピーカーの周波数特性 (f 特) として示されるのは、中心軸上 1 m の位置での音圧周波数特性である。これを理論的に求めるには、第 II 講の 3.2 節に立ち返り、中心軸上 1 m の位置、すなわち、 $x_0 = y_0 = 0, z_0 = 1$  の位置に円盤が作る速度ポテンシャル  $\phi$  を求め、その時間微分により求める必要がある。計算の詳細は省略するが結果は以下ようになる。

$$\Delta \tilde{p} = \rho \frac{\partial \tilde{\phi}}{\partial t} = i \frac{\omega \rho a^2}{2z_0} e^{-ikz_0} \tilde{v} \quad (III-11)$$

駆動力  $\tilde{F}$  と機械インピーダンス  $\tilde{Z}_m$  を用いると、音圧強度  $|\tilde{p}|$  は、

$$|\tilde{p}| = \frac{\omega \rho a^2}{2z_0} \frac{|\tilde{F}|}{|\tilde{Z}_m|} = \frac{\omega \rho a^2}{2z_0} \frac{|\tilde{F}|}{\sqrt{r_m^2 + (\omega M - 1/\omega C_m)^2}} \quad (III-12)$$

となる。これをグラフにすると図 III-6 に示すように、パワースペクトルと異なり、 $ka > 2$  でも減衰しない。これは、音響パワーが指向性により中心軸上に集中するためであり、逆に、中心軸を外れると指向性により高音は強く減衰する。実際のスピーカーでは、振動板の分割振動などにより中心軸上でもかなり減衰する。

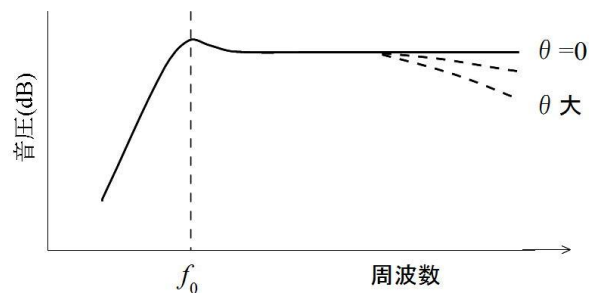


図 III-6 音圧周波数特性

なお、スピーカ-の周波数特性として表示される値は、 $\tilde{p}_0 = 2 \times 10^{-5} \text{ Pa} \equiv 0 \text{ dB}$ として、

$$\text{S.P.L.} = 20 \log_{10} \frac{\tilde{p}}{\tilde{p}_0} \quad (\text{III-13})$$

で定義されるデシベル単位の音圧レベル (Sound Pressure Level、S.P.L.) が使われる。

### 3. その他の特性

#### 3.1 能率 (感度)

スピーカ-に 1 W の電力を与えたとき中心線上 1 m の位置で生じる音圧を能率 (又は感度) という。普通、 $f_0$  以上の慣性制御領域の音圧で定義する。この場合(III-12) 式は

$$|\tilde{p}| = \frac{\rho a^2 |\tilde{F}|}{2M} \quad (\text{III-14})$$

と一定値を取る。ボイスコイルの全線長を  $l$ 、電流を  $I$ 、ギャップの磁束密度を  $B$ 、とすると、振動板が受ける力は  $F = B l I$  なので、(III-14)式は

$$|\tilde{p}| = \frac{\rho a^2 B l \tilde{I}}{2M} \quad (\text{III-15})$$

$$\text{S.P.L.} = 20 \log_{10} \left( \frac{|\tilde{p}|}{p_0} \right) \quad (\text{III-15'})$$

と書ける。消費電力 1 W に相当する交流電流が流れたときの音圧が能率になるが、電流値を測るのは面倒なので、最近ではスピーカ-の標準定格電気インピーダンス  $R_e$  を  $8 \Omega$  としたとき、1 W に相当する交流電圧  $\tilde{V} = \sqrt{8} = 2.83 \text{ V}$  で駆動したときの音圧レベル(S.P.L.) を感度とすることが多い。

いずれにせよ、スピーカ-の能率 (感度) は振動板の半径  $a$  の 2 乗、ギャップの磁束密度  $B$ 、ボイスコイルの線長  $l$  に比例し、振動板の重さ  $M$  に反比例する。

#### 3.2 過渡特性

これまで、主にスピーカ-の周波数特性、すなわち周波数領域での特性を中心に述べてきたが、時間領域での特性、具体的には過渡特性について触れておく。

第 1 講で述べたように、L-C-R 系のステップ応答特性は、臨界制動条件 ( $Q = 0.5$ ) にある場合が最も望ましい特性 (立ち上がりが早く、リンキングを起こさず、かつ出力も最大となる) が得られる。その場合の応答関数は (I-18) 式に与えられるように、

$$I(t) = \frac{V_0}{L} t e^{-t/\sqrt{LC}} \quad (\text{III-16})$$

となり、機械系ではそれに対応し、

$$v(t) = \frac{F_0}{M} t e^{-t/\sqrt{MC_m}} \quad (\text{III-16'})$$

が成り立ち、速度の立ち上がり、すなわち音圧の増加の勾配は掛ける力  $F_0$ 、従って、 $B l I_0$  に比例し、質量  $M$  に反比例する。従って、この点だけに注目するとスピーカ-の振動板は出来るだけ軽い方がよい。大口径のスピーカ-はこの点で不利である。

#### 3.3 振幅と音圧

大きな音を出すには、振動板を大きく動かす、すなわち大きな振幅で振動させる必要がある。振幅が大きくなると次節に述べる非線形歪みが大きくなるので具体的な値をつかんでおくことは重要である。

音圧は振動板の速度に比例するが、変位を  $x(t) = x_m \sin \omega t$  とすると、

$v(t) = dx/dt = \omega x_m \cos \omega t$ 、なので交流の実効振幅は、 $|\tilde{v}| = \omega x_m / \sqrt{2}$  となり、(III-12) 式より絶対音圧は

$$|\tilde{p}| = \frac{\omega \rho a^2}{2} |\tilde{v}| = \frac{\omega^2 \rho a^2}{2\sqrt{2}} x_m \quad (\text{III-17})$$

で与えられる。この式から、(III-15') 式で与えられる dB 単位の S.P.L. 音圧を得るのに必要な振幅  $x_m$  が求まる。表 III-1 に口径 20, 25, 30, 38 cm のスピーカ-について、dB 単位の S.P.L. 80dB、100dB を得るための振幅を示す。この表から、例えば 30Hz の超低音を大音量(100dB)でならすには 38cm(15")口径のウーファ-といえども大振幅が必要であることがわかる。

#### 80dB

振動数 [Hz]	口径 [cm]			
	20	25	30	38
	最大振幅 [mm]			
30	1.33	0.85	0.59	0.37
60	0.33	0.21	0.15	0.09
100	0.12	0.08	0.08	0.03

#### 100dB

振動数 [Hz]	口径 [cm]			
	20	25	30	38
	最大振幅 [mm]			
30	13.3	8.49	5.90	3.68
60	3.02	2.12	1.47	0.92
100	1.20	0.76	0.53	0.33

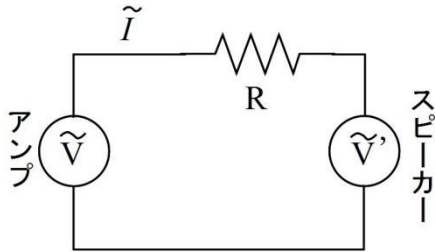
表 III-1 中心線上 1m の位置に 80dB、100dB の音圧 (S.P.L.) を得るのに必要な振幅

#### 3.4 電気インピーダンス特性

一定の交流電圧  $\tilde{V}$  でスピーカ-を駆動するとき、



回路に流れる電流を  $|\tilde{I}|$  とすれば、スピーカーの電気インピーダンスは  $|Z_e| = \tilde{V}' / |\tilde{I}|$  で与えられる。電気インピーダンスの周波数特性はスピーカーの機械インピーダンスの周波数特性を反映するが、同じものではない。



図III-7 アンプ・スピーカーが作る回路。スピーカーはボイスコイルに発生する逆起電力により電気的には発電機と見なすことが出来る。 $R$ はボイスコイルの直流抵抗。この他、ボイスコイルのインダクタンスも直列に入り高音域のインピーダンスに影響するが簡単のため省いてある。

図III-7 にアンプとスピーカーを含む回路を示すが、電気的に見るとスピーカーはボイスコイルに生じる逆起電力を発生する発電機を見なすことが出来る。その電圧は  $\tilde{V}' = Bl\tilde{v}$  なので、 $\tilde{v}$  として(III-3)式、 $\tilde{F}_m = Bl\tilde{I}$  を使うと、

$$\tilde{I} = \frac{\tilde{V} - \tilde{V}'}{R} = \frac{\tilde{V}}{R} - \frac{1}{R} \frac{(Bl)^2 \tilde{I}}{|Z_m|} \quad (III-18)$$

従って、電気インピーダンスは

$$|Z_e| = R + \frac{(Bl)^2}{|Z_m|} = R + \frac{(Bl)^2}{\sqrt{r_m^2 + (\omega M - 1/\omega C_m)^2}} \quad (III-19)$$

となる。すなわち、一般にボイスコイルの直流抵抗値より大きくなり、共振周波数  $f_0$  でピークを示す。このときの  $Q$  値 (以下  $Q_{sm}$  とする) は純機械抵抗  $r_m$  により決まり、後に示す定電圧駆動をしたときの (電磁制動力も取り入れた) 機械インピーダンスの  $Q$  値 ( $Q_{st}$ ) より大きな値を取る。実際に使用されるマルチウェイスピーカーシステムでは、LCにより構成されるネットワークが入るため、もっと複雑な周波数依存性を示し、場合によっては直流抵抗値より小さいインピーダンスを示すこともある。なお、ここでは、ボイスコイル自身のインダクタンスは無視したが、実際にはこのため高音でインピーダンスは増加する。従って、 $f_0$  より高周波数側で最小値を取る。JIS規格ではこの最小値を定格インピーダンスとする。通常、直流抵抗値  $R$  よりわずかに大きい値を取る。

### 3.5 定電流駆動と定電圧駆動

これまでに導いたパワースペクトル(III-4 式)や音圧周波数特性(III-12 式)は駆動力  $\tilde{F}$  が周波数によらず一定と考えた場合の周波数依存性を示すものである。駆動力は  $\tilde{F} = Bl\tilde{I}$  と回路を流れる交流電流に比例するので、電気的には振幅が周波数に依存しない交流電流を流した場合に相当し、これを定電流駆動という。ところが、実際に周波数特性を測定する場合、振幅一定の交流電圧を印加する (これを定電圧駆動といい、半導体アンプでスピーカーを駆動するときにはこれに近い) ことになるが、この場合インピーダンスが変化するので電流値は一定でない。従って、パワースペクトルや音圧周波数特性に対して(III-4)式や(III-12)式をそのまま使うことは出来ない。

そこで、ボイスコイルの運動にブレーキを掛けるいわゆる電磁制動力に注目する。電磁制動力はダンパーの制動力や空気制動力と同様に振動板の速度に比例し、運動方向と逆方向に作用する。具体的には、ボイスコイルが磁場中で動くことにより  $Bl\tilde{v}$  の (逆) 起電力が生じ、これが抵抗  $R$  の閉回路に作る電流  $-\tilde{I}' = -Bl\tilde{v}/R$  (実際には全電流の減少分) により生じるローレンツ力は

$$-\tilde{F}' = -\tilde{I}' Bl = -\frac{(Bl)^2}{R} \tilde{v} = -r_c \tilde{v} \quad (III-20)$$

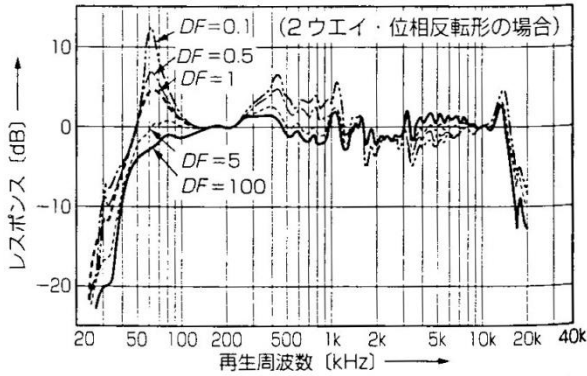
となり、これは機械制動力と同型であり、機械制動力の増加と見なすことが出来る。従って、全機械制動係数は  $r_m + r_c$  となる。このとき、正方向の駆動力は、ボイスコイルの直流抵抗  $R$  のみで決まる電流  $I_0$  によるローレンツ力

$$\tilde{F}_0 = Bl\tilde{I}_0 = Bl \frac{\tilde{V}}{R} \quad (III-21)$$

と、電圧に比例した力、すなわち定電圧駆動と考えてよい。これに伴い、 $Q$  値 (共振先鋭度) が減少するが、後に定義する T/S パラメーターでは、純機械抵抗のみによる  $Q$  を  $Q_{ms}$ 、電磁制動力のみによる  $Q$  を  $Q_{es}$ 、全抵抗力による  $Q$  を  $Q_{ts}$  として区別する。なお、先の電気インピーダンス特性のピークは純機械抵抗のみが係わるので、 $Q_{ms}$  に相当する。当然、定電流駆動を行なった場合の  $Q$  値も同様に  $Q_{ms}$  となる。

図III-8 にアンプのダンピングファクター (DF) を変化させたときの音圧周波数特性を示すが、DF はアンプの出力インピーダンスを  $R_a$  スピーカーの定格インピーダンスを  $R_e$  とすると、 $DF = R_e/R_a$  で定義されるので、DF が大きいほど定電圧駆動に近づき、逆に小さい場合、アンプの出力インピーダンスが大きく、スピーカーのインピーダンス変化の影響を受けにくく定電流駆動に近づく。半導体アンプの場合は通常 DF は 100 くらいで、ほとんど定電圧駆動といってよく、負帰還無し真空管アンプの場合は DF

はほぼ 1 なので電磁制動があまり効かず、Q 値が大きくなるのがわかる。



図Ⅲ-8 ダンピングファクター (DF) を変化させた場合の音圧周波数特性。DF が大きいほど定電圧駆動に近づく。逆に DF が小さいほど定電流駆動に近づく。

4. T/Sパラメーター

これまで述べてきたように、ダイナミックスピーカーの特性は機械インピーダンスに係わるいくつかのパラメーター (定数) が与えられれば、基本的な特性がわかり、さらにスピーカーシステムとして箱に入れて使うときの条件も計算できる。Thiele と Small はそのために必要なパラメーターを定めた。これを T/S パラメーターと呼び、スピーカーユニットの特性として示すことを提唱している。以下、主な T/S パラメーターを列挙しておく。

- $f_s$ : ユニットの共振周波数 (=  $f_0$ ) [Hz]
- $M$ : 有効振動板質量 (付随する空気の重さも含む) [kg]
- $a$ : 有効振動板半径 [m]
- $R_e$ : 定格インピーダンス [ $\Omega$ ]
- $Q_{ts}$ : 全共振先鋭度
- $Q_{ms}$ : 機械抵抗のみによる共振先鋭度
- $Q_{es}$ : 電磁制動のみによる共振先鋭度
- $X_{max}$ : 無歪み最大振幅 (許容 THD 10%)

これらのパラメーターとこれまでに導出した定数との関係を列挙しておく、

$$f_s = f_0 = \frac{\omega_r}{2\pi} = \frac{1}{2\pi\sqrt{MC_m}} \tag{III-24}$$

$$Q_{ms} = \frac{\sqrt{M/C_m}}{r_m} \tag{III-25} \text{ 式}$$

$$Q_{es} = \frac{\sqrt{M/C_m}}{r_e} = \frac{2\pi f_s MR}{(Bl)^2} \tag{III-26}$$

これらの式から、

$$Bl = \sqrt{\frac{2\pi f_s MR}{Q_{es}}} \tag{III-27}$$

$$Q_{ts} = \frac{\sqrt{M/C_m}}{r_m + r_e} = \frac{Q_{ms} Q_{es}}{Q_{ms} + Q_{es}} \tag{III-28}$$

が導ける。これらの関係式を使うと T/S パラメーターが与えられると、 $f_s$  より  $C_m$  が、 $Q_{ms}$  より、 $r_m$  が、 $Q_{es}$  より、 $r_e$  従って  $Bl$  積が、 $Q_{ts}$  より  $r_m+r_e$  が求まり、(III-12)、(III-13)式より音圧レベルが、(III-19)式よりインピーダンス曲線が計算できる。

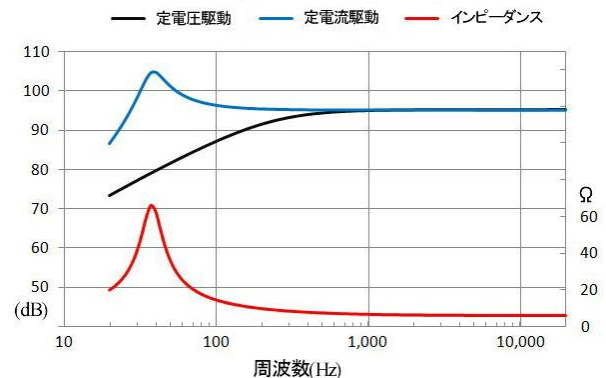
● FF225K の解析

T/S パラメーターは本来スピーカーユニットの特性を表わすパラメーターとして製品に添付されているはずであるが、残念ながら最近の国産のスピーカーユニットには表示していないものが多いようである。以下は、ネット上で見つけた、T/S パラメーターが与えられているフルレンジ・ユニット Fostex 社製 FF225K について T/S パラメーターから理論的に計算した周波数特性と実測値の比較を行なう。計算に必要な T/S パラメーターの値は以下の通りである。

- 定格インピーダンス  $R_e$ : 8  $\Omega$
- 有効半径  $a$ : 0.084 m
- 有効質量  $M$ : 0.0173 kg
- 共振周波数  $f_0$ : 38 Hz
- 直流抵抗  $R$ : 6.3  $\Omega$
- 全共振先鋭度  $Q_{ts}$ : 0.16
- 機械共振先鋭度  $Q_{ms}$ : 3.06
- 電気共振先鋭度  $Q_{es}$ : 0.17
- 無歪み振幅  $X_{max}$ : 0.3 mm

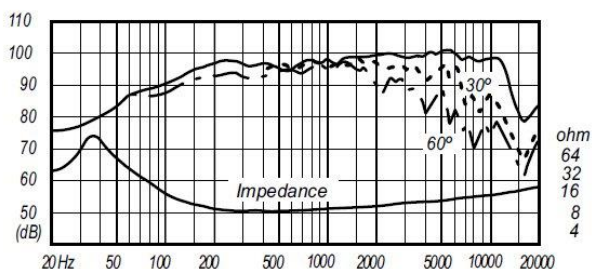
これらの値から、 $r_m = 1.35 \text{ N} \cdot \text{sec} / \text{m}$ 、

$r_e + r_m = 25.6 \text{ N sec} / \text{m}$ 、 $Bl = 12.4 \text{ T} \cdot \text{m}$ などの機械インピーダンスに係わる諸量が求まる。



図Ⅲ-9 T/S パラメーターを基に計算によって求めた中心線上 1m の位置での f 特 (S.P.L.)。黒線: 定電圧駆動時、青線: 定電流駆動時、赤線: 電気インピーダンス曲線

これらの数値を、(III-12、III-13)式に代入して得られる音圧(S.P.L.)周波数特性、および、(III-19)式から得られるインピーダンス特性を図III-9に示す。図III-10に実測値を示すが、計算値とかなりいい一致を示しており、T/Sパラメーターに基づく理論計算は少なくとも中音以下のf特のプロファイルを定量的にもよく説明することがわかる。この結果を見ると、このスピーカーは定電圧駆動では少しオーバーダンプ気味でDFの小さい真空管アンプに適しているのではないかと推測される。



図III-10 FF225Kの周波数特性の実測値。データシートには明記していないが、十分大きい平面バッフルに取り付けた状態で定電圧駆動した場合のf特と思われる。高音域でのインピーダンスの増加はボイスコイルのインダクタンスによる。

### 5. 現実のスピーカー（各種の歪）

以上の解析は、振動板の運動が線形であると仮定している。いいかえれば、振動板は変形せず理想的なピストン運動をし、非線形歪みの影響は無視できるといった仮定の下で成り立つ話である。このような条件が何とか満たされるのは、分割振動が生じない低音域で、かつ振動板の振幅が小さい場合のみである。先のT/Sパラメーターの解析で例示したスピーカーの最大無歪振幅は（実際には10%の全高調波歪みを許容する範囲）は $X_{max}=0.3\text{ mm}$ なので表III-1より80dBの音が無理なく再生できるのは60Hzまでである。以下に、現実のスピーカーで生じる各種の歪の原因について考える。ただし、あくまで定性的考察であり、定量的な見積りは難しい。

#### 5.1 非直線性による歪

一般論は「オーディオの科学」雑学帳「非直線性と歪」

<http://www.ne.jp/asahi/shiga/home/MyRoom/distortion.htm>

に書いた通り、伝送系の非直線性が高調波歪みや混変調歪みの原因となる。スピーカーの場合について、非直線性の原因を挙げると、

(1) エッジ・ダンパーの非直線性：エッジ・ダンパーは力学的にはバネと見なせるが、理想的なバネの復元力は変位 $\Delta x$ に比例する。しかし、

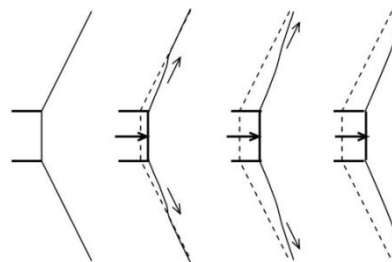
振幅が大きくなり、極端な場合バネが伸びきると高次の成分が大きく寄与するようになり、高調波歪みが生じる。この場合は前後（振動板が前に出る場合と後ろへ下がる場合）にほぼ対称なので奇数次の高調波歪が生じる。

(2) 磁気系の非直線性：ポールピースのギャップ内の磁場が不均一であったり、振幅が大きい場合、ボイスコイルがギャップからはみ出すことにより駆動力  $BLI$  に非線形が生じる。この場合は必ずしも前後対称でないので奇数次、偶数次の高調波歪みの原因となる。この原因による歪みはボイスコイル長をポールピースの中より十分長くするか、逆に十分短くすることにより軽減されるが、能率（感度）が低下する。

以上、いずれも大振幅の時に問題となるので、このような歪が急激に増加する振幅がT/Sパラメーターの $X_{max}$ となる。先に挙げたフルレンジスピーカーでは $X_{max}$ は0.3mmと小さく十分な低域を得るのは難しいが、外国製のウーファー専用ユニットでは35cm径でロングボイスコイルを使い $X_{max}=8\text{ mm}$ という大振幅駆動を可能とする製品もある（例：TAD TL-1601）。

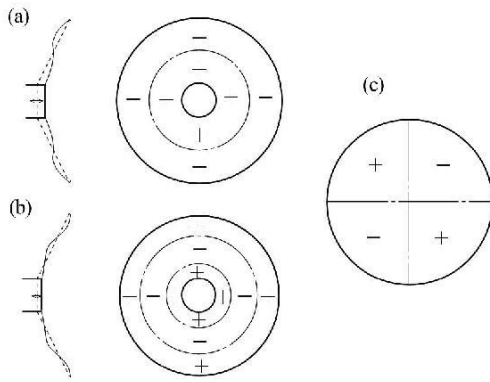
#### 5.2 分割振動など

ダイナミックスピーカーの振動板の運動は図III-11に示すように、まず中心部のボイスコイルが動くとその変位が振動板の周辺部に伝わる。そのため放射される音波の波形がくずれ、歪みが生じる。さらに、高い周波数で振動させると変位は同心円状の波として周辺部へ広がり、さらにエッジで反射し中心部へ戻る。このとき1/2波長が振動板の半径方向の長さと同じになると図III-12に示すように、定在波となりいわゆる分割振動を起こす。分割振動を起こすと、音圧が互いに打ち消し合い、周波数特性にディップが生じたり、共振により振動が増強されピークが生じたりする。また、エッジが発生する音と干渉しディップが生じることもある。これらの現象は、中高音以上の高周波域で現れ、スピーカーの音色を支配する。



図III-11 ボイスコイルが前方に動いたときの振動板の動き。変位は中心から周辺へ移動する。（ただし、実際より誇張した図である）





図III-12 分割振動 左：断面、右：正面 (+の部分が前面)。(a) 同心円 2 分割振動 (b) 同 3 分割振動 (c) 非同心円の分割振動

分割振動の周波数を見積もるのは難しいが、円盤の固有振動の計算式が参考になる。円盤の中心部と周辺部が逆位相で凹凸振動するときの振動数は、振動板の半径を  $a$ 、厚さを  $t$ 、ヤング率を  $E$ 、見かけの密度（重さを外形の体積で割った値。多孔質や繊維質の材料ではバルク材の値より小さくなる）を  $\rho_0$ 、 $\sigma$  をポアソン比とすると、

$$f = \frac{0.412t}{a^2} \sqrt{\frac{E}{\rho_0(1-\sigma^2)}} \quad \text{(III-29)}$$

で与えられる。よくスピーカーに使われる硬質紙については適当なデータは見つからないが、20cm 径のスピーカーでは 1000Hz 程度の周波数となるようである。

いわゆるピストン運動をするのは分割振動を起こす周波数より十分低い周波数までであり、分割振動数は出来るだけ高い方が好ましい。そのため振動板の厚さは厚めに、口径は小さくし、材料としては弾性率が大きく密度が小さいものが望まれる。また、固有振動の先鋭度 (Q 値) は小さい方がよく、内部損失の大きい材料を使う必要がある。古くから使われている紙材はかなりこの条件を満たしている。アルミ合金などの金属も使われるが内部損失が小さく固有振動が起きやすい。固有振動を抑えるには材料の内部損失 (摩擦) を大きくする必要があるが、剛性率を損なわずに実現するのは難しい。このように、振動板に望ましい性質を持つ材料を得るのは難しく、ダイナミックスピーカーは本質的に困難な問題を抱えている。著者の知る限り、プラズマ溶射法で作られた  $B_4C$  材が最も優れた材料といえそうであるが、機械的強度の問題で大面積の材料が作れないのが難点である。

なお、静電型やリボン型のように、振動板自身が駆動力を持つ、すなわち全面駆動型のスピーカーは剛性が必要でなく、振動板をいくらでも薄く出来るので分割振動や固有振動の問題は生じず、理想

的なスピーカーとなる可能性を秘めており、事実歪み率はダイナミックスピーカーより一桁以上小さい。しかし、実際に使用する場合、いくつかの難点を抱えており普及しない。

<http://shigaarch.web.fc2.com/electrostaticSP.html>

### 5.3 磁気回路に起因する歪み

ボイスコイルに流れる電流が作る磁場が磁気回路、特にボイスコイルに近いポールピース付近の軟磁性体の磁化を変化させ、ひいてはギャップの磁場  $B$  が変化することにより歪みが生じる。このとき、ポールピース材料の非線形磁化の影響も受ける可能性も指摘されている。これに対し、(i) ポールピース表面に銅板などを付け渦電流損失により磁場変化が内部に浸透しないようにする。(ii) ポールピースの表面付近に飽和磁束密度が小さい軟磁性体を使用し、磁化飽和状態にして磁化が変化しないようにする。などの対策が取られることがある。これらの歪みの大きさや、それに対する対策の効果について定量的解析は難しくデータも見かけない。なを、永久磁石の種類によって音質が変わるとい話があるが、これは永久磁石材料の特性を考慮した適正な磁気回路の設計を行なうことにより回避できる。これらの問題については、こちらでも議論している。

<http://www.ne.jp/asahi/shiga/home/MyRoom/magnetcirc.htm>

### 6. まとめ

- (1) 低音の再生限は共振周波数  $f_0$  で決まる。従って、小音量でいいなら大口径である必要はない。
- (2) 音量の限界は口径と無歪み振幅  $X_{max}$  で決まる。そのため、特に低音で大音量を望むなら大口径スピーカーが有利である。
- (3) 良好な過渡特性を得るには振動板は軽い方がよい。この点で大口径スピーカーは不利である。
- (4) 中高音の音質や高音再生限界は、振動板の形状 [口径 (小口径が有利)、厚さ]、および成型法を含めた材料の選択で決まる。分割振動などの影響を抑えるには、(i) 剛性が大きく、(ii) 軽量で、(iii) 内部損失の大きい材料が望ましい。

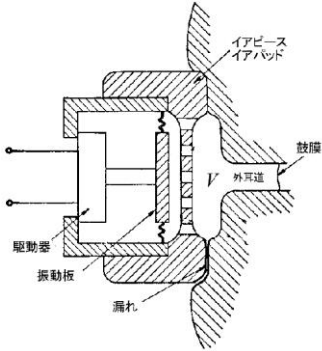
これらの要請は「あちら立てればこちら立たず」の関係にあり 1 個のスピーカーで広い周波数範囲を低歪みで再生することは難しい。スピーカーがオーディオ機器の中で最も不完全な製品であるといわれる所以である。通常は口径の異なるスピーカーを組み合わせて使用するがこれについては、箱の設計を含めて、次講で述べる。

### 付録 イヤフォン・ヘッドフォンの特性

最近、iPod などの携帯プレーヤーで音楽を聴く人も多いが、このとき使用するイヤホンやヘッドホンは振動板を動かすメカニズムこそスピーカーと共通



だが、音圧発生と鼓膜に至る伝搬のメカニズムは全く異なりスピーカーでの常識が通用しないので注意する必要がある。



図III-13 イヤホンの概念図

図III-13 にイヤホンの概念図を示すが、振動板の振動により内耳道を含む体積  $V$  が、従って内圧  $p$  が変化し、鼓膜に直接作用する。圧力変化、すなわち音圧は、断熱条件での気体の方程式に従い、

$$\tilde{p} = \frac{c^2 \rho_0 S}{V} \tilde{x} \quad (III-30)$$

で与えられる。ここで、 $c$  は音速、 $\rho_0$  は空気密度、 $S$  は振動板の面積、 $V$  は外耳道を含めた空気室の体積である。変位  $x$  は振動板の速度  $\tilde{v}$  の積分なので、 $|\tilde{x}| = |\tilde{v}|/\omega$  となり、(III-3)式を適用することにより、

$$|\tilde{p}| = \frac{c^2 \rho_0 S |\tilde{F}|}{\omega V \sqrt{r_m^2 + (\omega M - 1/\omega C_m)^2}} \quad (III-31)$$

が得られる。

共振角周波数  $\omega_0 (=2\pi f_0)$  以下では、分母は  $1/\omega C_m$  項が支配的なので、近似的に

$$|\tilde{p}| \approx \frac{c^2 \rho_0 S}{V} C_m |\tilde{F}| \quad (III-32)$$

と、音圧は周波数に依存せず一定となる。この場合、弾性率項が支配的なので弾性制御領域と呼ぶ。

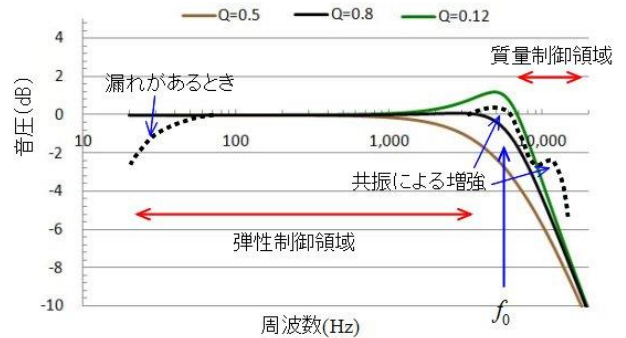
逆に、 $f > f_0$  (質量制御領域) では、 $\omega M$ 項が支配的になり、音圧は周波数の2乗に反比例して減少する。従って dB 表示では -12dB/オクターブで減衰する。

このようにイヤホンでは、スピーカーの場合とは逆に、共振周波数より低周波側でフラットな  $f$  特が得られる。従って、 $f_0$  はできるだけ高い方がよい。 $f_0$  は(III-5)式で与えられるが、イヤホンの場合振動板の質量はかなり小さくできるので、 $f_0$  を数千 Hz にまで上げることは可能なようである。

いずれにせよ、イヤホンの場合はスピーカーでの常識とは逆に、振動板は小さいにもかかわらず、低音再生の方が容易で、高音再生の方が難しい。ただ

し、上記の解析は空気の漏れがないと仮定した場合で、実際には多少なりとも漏れがあり、そのため音圧が(III-31)式より低下する。低下の割合は、1周期当りの空気の漏れ率に比例するので、低音になるほど激しくなる。従って、イヤホンを選択する場合、自分の耳とフィットするかどうか重要な因子となる。低音が出にくいと感じるときは、試しに少しイヤホンを耳に押しつけ空気漏れを防いで聴いてみると本来の低音再生能力を知ることが出来る。うまくフィットしない場合、適当なイヤパッドを付けると驚くほど低音再生能力が向上することがある。

一方、高音再生限界は、ほぼ振動板の共振周波数で決るが、やはり耳に付けることにより変化する。これは、外耳道を含めた空間の固有振動を反映するため、周波数特性はかなり凹凸のある複雑な形になるようである。図III-14 にその様子を示す。この固有振動はイヤホンのタイプ、インナーイヤ型、カナル型、耳かけ型、ヘッドホンによって大きく異なるのでそれぞれ固有の音色があるようである。メーカーがそれぞれ工夫するところであるが、個人差もあるので、こればかりは試聴して比べるしかないだろう。



図III-14 イヤホンの周波数特性。実線は  $f_0=6000$  Hz,  $Q=0.5, 0.8, 1.2$  についての(III-31)式による理論値。点線は  $Q=0.8$  のイヤホンを耳に装着した場合予想される特性。低音では空気漏れにより音圧が低下し、高音では空気室の固有振動により増強される。

参考文献

このページを書くに当たって、理論的な面では西巻正郎著「電気音響振動学」(コロナ社 1996) 実際問題については佐伯多門 著「新版 スピーカー&エンクロージャー百科」(誠文堂新光社 1999) を参考にした。また、「オーディオの科学」の掲示板の投稿や直接メールで頂いたご意見なども参考にさせて頂いた。この場で感謝します。