

气流扬声器振动系统的设计原理*

沈 嶸

(中国科学院物理研究所)

提 要

本文用等效电路方法分析了电动气流扬声器振动系统的特性,求得了气流扬声器的输入阻抗和位移振幅的频率特性,并把结果用于典型扬声器,说明用等效电路分析指导气流扬声器设计的作用。气流扬声器振动系统所需的电功率与其机械共振频率的四次方成正比,其声辐射主要限于共振频率以下,因而高频特性较差。求得了在共振频率以下,频率响应平直的最佳条件,实验表明,在最佳条件下,气流扬声器的高频特性随着磁隙中的磁感应强度的增加仍稍有提高。实验结果符合理论分析,测得气流扬声器喇叭喉部的声压级在不同情况下达181分贝或184.8分贝(零分贝等于 2×10^{-5} 牛顿/米²)。

一、引 言

气流调制式扬声器(简称气流扬声器)是一种大功率扬声器,它利用空气压缩机作能源,采用一个受外加声频电信号控制的系统来调制气流以发声。气流扬声器大约已有四十余年历史,早在三十年代初就有人试验,但其性能不好,因此被目前广泛使用的电动扬声器所淘汰。后来,实验工作停顿了一个时期。最近,自五十年代以来由于近代火箭技术的发展,导弹与宇宙航行器高强度噪声环境试验的需要,又重新受到广泛的注意。研制并生产了满足各种用途的气流扬声器。根据查阅的一些文献,对气流扬声器的发展情况作一些简单介绍。

1929年就有了具体报导气流扬声器试验初步结果的文献^[1],1943年对这种系统作了改进^[2]。1948年改进了气流扬声器的工艺,使它的辐射声功率大大地增加^[3]。文献[4]报导了两种军用小型气流扬声器。1959年进一步研究了大功率气流扬声器的语言清晰度^[5]。在1962年文献[6]报导了对近海航行的船只作预报雾警用的气流扬声器。文献[7,8]的作者介绍了把这种气流扬声器用于高强度噪声环境试验的一些实验结果。直到1965年,才比较完整地报导了改进后的2000声瓦气流扬声器的结构和技术特性^[9]。1965年文献[10]介绍了一个20,000声瓦气流扬声器的实验模型,但其频带太窄。1967年文献[11]报导了一种改进后的宽频带气流扬声器,其声功率达10,000瓦。

关于气流扬声器的理论工作似乎作得不够,早期提出的假设和由此推导的公式都经不起实践的检验。直到1969年文献[12]对气流扬声器的工作原理作了一些分析,但是还

* 1973年3月22日收到。

不能直接用来指导气流扬声器的设计。

1958 年我国曾仿制过一种和文献 [2] 所介绍的相类似的电磁式气流扬声器, 它的工作压力为 0.7 公斤/厘米², 所需电功率约十余瓦, 供给林场、矿区等地使用, 放声距离约 7.5 公里^[13]。我们自 1966 年开始在电声换能器研究工作的基础上, 提出了假定工作压力在临界压力附近的气流扬声器理论, 分析了扬声器特性和基本参数的关系, 并设计了声功率超过 2000 声瓦的电动式气流扬声器, 作出了实验样品, 检验了部分理论工作。

二、等效电路

气流扬声器的振动系统对它的特性影响很大。振动系统的振幅和它的频率特性, 基本上决定了气流扬声器辐射的声功率和它的频率特性。虽然国外发表了有关气流扬声器的结构和技术特性, 但还没有完整设计方法。文献 [10] 作了一些分析, 但没有解决气流扬声器的设计理论。为了在设计时能选择最佳参数, 因此对电动式气流扬声器的振动系统进行分析。

分析气流扬声器振动系统的特性, 可以采用经典的等效电路方法。它的等效电路如图 1 所示^[14]。这里采用的是导纳型类比电路, 电流相应于力, 电压相应于速度。电感类

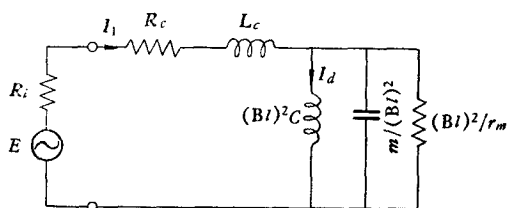


图 1 电动式气流扬声器的等效电路

于质量, 电容类比为力顺, 电阻类比为阻尼。图中: R_c 为音圈的直流电阻, L_c 为音圈的电感, m 为振动系统总质量, C 为振动系统力顺, r_m 为振动系统阻尼; B 为磁隙中磁感应强度, l 为音圈导线的长度, E 为电源的开路电势, R_i 为电源内阻。

从等效电路可以求出气流扬声器的输入阻抗和通过力顺元件的电流 I_d 。用网路廻路法直接计算出输入阻抗为

$$\begin{aligned} Z_\lambda &= R_c + j\omega L_c + \frac{(Bl)^2}{Z_m^2} \left[r_m - j \left(\omega m - \frac{1}{\omega C} \right) \right] \\ &= \left[R_c + \frac{(Bl)^2 r_m}{Z_m^2} \right] + j \left[\omega L_c - \frac{(Bl)^2}{Z_m^2} \left(\omega m - \frac{1}{\omega C} \right) \right], \end{aligned} \quad (1)$$

式中

$$Z_m = \left| r_m + j \left(\omega m - \frac{1}{\omega C} \right) \right|.$$

气流扬声器的声功率特性决定于振动系统的位移振幅, 而位移振幅与等效电路中流过力顺元件的电流有关。由 $F = BlI_d$ 和 $F = \frac{1}{C}X$ 两个基本关系式, 可以导出

$$X = BlI_d C, \quad (2)$$

式中 F 为作用于振动系统的力, X 为位移。

由等效电路可以求出

$$I_d = \frac{E}{R_i + Z_\lambda} \cdot \frac{(Bl)^2}{Z_m^2} \cdot \frac{\left[r_m - j \left(\omega m - \frac{1}{\omega C} \right) \right]}{j\omega (Bl)^2 C}. \quad (3)$$

式(3)代入式(2),可以求出振动系统的位移为

$$X = \frac{BlCE}{R_i + Z_\lambda} \cdot \frac{\left[r_m - j \left(\omega m - \frac{1}{\omega C} \right) \right]}{j\omega(Z_m)^2 C}. \quad (4)$$

若使用的功率放大器为恒压输出,则 $R_i = 0$, 式(4)可改写为

$$|X| = \frac{BlE}{\omega |Z_\lambda| Z_m}. \quad (5)$$

气流扬声器机械振动系统的质量因素大约在 3—5 之间;实用上为了简化可以不考虑阻尼的影响,这样仅在并联共振频率附近引入一些误差,但却甚有利于气流扬声器特性的分析.简化了的气流扬声器近似等效电路如图 2 所示.

根据简化了的近似等效电路求出气流扬声器的输入阻抗、伏安特性和位移特性如下:

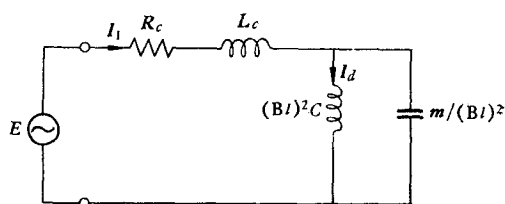


图 2 气流扬声器近似等效电路

$$\begin{aligned} Z_\lambda &\doteq R_c + j\omega L_c + j \frac{\omega (Bl)^2 C}{1 - \omega^2 m C} \\ &\doteq R_c + j\omega [L_c + (Bl)^2 C] \frac{1 - (\omega/\omega_{02})^2}{1 - (\omega/\omega_{01})^2}, \end{aligned} \quad (6)$$

式中 $\omega_{01}^2 = \frac{1}{mC}$, ω_{01} 为振动系统并联共振角频率:

$$\omega_{02}^2 = \frac{1}{m \frac{L_c C}{L_c + (Bl)^2 C}} = \omega_{01}^2 \left[1 + \frac{(Bl)^2 C}{L_c} \right],$$

ω_{02} 为振动系统串联共振角频率.

气流扬声器的伏安特性为

$$I_1 E = \frac{E^2}{Z_\lambda} = \frac{E^2}{R_c + j\omega [L_c + (Bl)^2 C] \frac{1 - (\omega/\omega_{02})^2}{1 - (\omega/\omega_{01})^2}}. \quad (7)$$

其实数部分为气流扬声器消耗的电功率:

$$W = R_c I_1 E = \frac{E^2 R_c}{R_c^2 + \omega^2 [L_c + (Bl)^2 C]^2 \left[\frac{1 - (\omega/\omega_{02})^2}{1 - (\omega/\omega_{01})^2} \right]^2}. \quad (8)$$

恒压输入时气流扬声器振动系统的位移特性为

$$X(\omega) = \frac{BlCE}{R_c \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{01}} \right)^2 \right] + j\omega [L_c + (Bl)^2 C] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{02}} \right)^2 \right]}. \quad (9)$$

经验表明,对等效电路作这样简化所引入的误差是不大的.我们对一典型气流扬声器(见附录)用两种等效电路计算了它的输入阻抗和位移振幅特性,如图 3 所示.由图可知,仅在 f_{01} 谐振区附近引入了误差,对气流扬声器的主要技术特性,即位移频率特性的误差在 2 分贝范围以内.因此设计上利用图 2 所示近似等效电路分析能满足实际要求;分

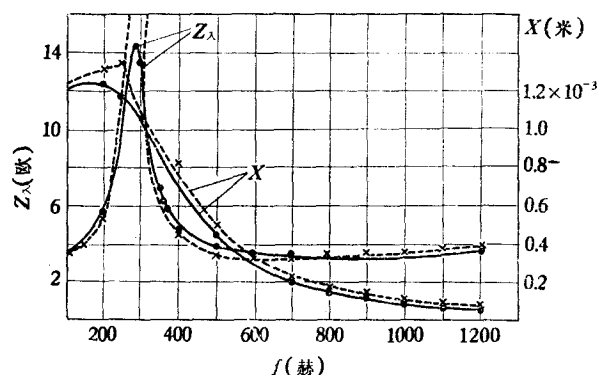


图3 用两种等效电路计算的输入阻抗与位移振幅
×——近似值；●——准确值

析的结论可用来指导气流扬声器的设计。

三、位移特性和扬声器基本参数的关系

恒压输入时气流扬声器振动系统的位移特性如式(9)所示；可以计算几个特征角频率处的位移幅值，以分析位移特性和扬声器基本参数的关系。

(1) 当 $\omega = 0$ 时，

$$X(0) = \frac{BlE}{mR_c\omega_{01}^2}.$$

从阻抗特性曲线(参看图3)可知， $\omega = 0$ 时电流密度是最大值，若 $\sigma_{\max}$ 为音圈导线的最大允许电流密度，则上式可改写为

$$X(0) = \frac{BlI_{\max}}{m\omega_{01}^2} = \frac{Bl\sigma_{\max}A}{k\rho A l\omega_{01}^2}, \quad (10)$$

即

$$X(0) = \frac{B\sigma_{\max}}{k\rho\omega_{01}^2},$$

这里 $k = \frac{m}{m_c}$ ，它是振动系统总质量与音圈质量之比。 k 是一个结构因子，对特定扬声器是一个常数。 A 和 l 分别为音圈导线的截面积和长度， ρ 是音圈导线的比重。

(2) 当 $\omega = \omega_{01}$ 时，

$$X(\omega_{01}) = \frac{BlCE}{j\omega_{01}[L_c + (Bl)^2C] \left[1 - \left(\frac{\omega_{01}}{\omega_{02}}\right)^2\right]},$$

经简化后，可得

$$|X(\omega_{01})| = \frac{E}{\omega_{01}Bl}.$$

因为电压 E 是根据音圈导线允许的最大电流密度来选择的，因此令

$$E = I_{\max}R_c = \sigma_{\max}rl,$$

代入上式，可得

$$|X(\omega_{01})| = \frac{\sigma_{\max} r}{\omega_{01} B}. \quad (11)$$

(3) 当 $\omega = \omega_{02}$ 时, 不计相角

$$X(\omega_{02}) = \left| \frac{BlcE}{R_c \left[1 - \left(\frac{\omega_{02}}{\omega_{01}} \right)^2 \right] \right| = \frac{EL_c}{R_c Bl}.$$

同理, 令 $E = I_{\max} R_c$ 代入上式,

$$X(\omega_{02}) = \frac{I_{\max} L_c}{Bl}, \quad (12)$$

即

$$X(\omega_{02}) = \frac{\sigma_{\max} / m_c L_c}{\rho Bl^2} = \frac{L_c}{(Bl)^2 C} X(0).$$

气流扬声器所需最大电功率为

$$W = \frac{E^2}{R_c} = I_{\max}^2 R_c = \sigma_{\max}^2 r V = \frac{\sigma_{\max}^2 r m_c}{\rho}.$$

代入式(10), 可得

$$W = \frac{k^2 X(0)^2 \rho r m_c}{B^2} \omega_{01}^4. \quad (13)$$

四、气流扬声器设计方法讨论

式(10)、(11)、(12)和(13)给出了气流扬声器位移特性与基本参数的关系。气流扬声器需要的功率与 ω_{01}^4 成正比, 因此一定的电功率限制了 ω_{01} 的提高, 从而使它不能展宽频率特性的高频范围。从所讨论位移特性可知, 气流扬声器的主要缺点是高频特性差。由式(6)和(12)可知,

$$\left(\frac{\omega_{02}}{\omega_{01}} \right)^2 - 1 = \frac{(Bl)^2 C}{L_c},$$

$$\frac{X(0)}{X(\omega_{02})} = \frac{(Bl)^2 C}{L_c},$$

所以

$$\frac{X(0)}{X(\omega_{02})} = \left(\frac{\omega_{02}}{\omega_{01}} \right)^2 - 1.$$

通常 $\frac{\omega_{02}}{\omega_{01}}$ 大约在 2—3 之间, 因此 $\frac{X(0)}{X(\omega_{02})}$ 大约在 3—8 之间, 若以 ω_{02} 为气流扬声器的高频端边界频率, 则在 ω_{02} 处位移振幅下降的分贝数为

$$\Delta(\text{dB}) = 20 \log \frac{X(0)}{X(\omega_{02})} = 9.5—18.$$

为了获得较好的高频特性, 可以牺牲一些低频声功率; 令 $X(0) = |X(\omega_{01})|$, 这样就可以选择一个临界的磁感应强度, 由式(10)和(11)可知,

$$\frac{B_c \sigma_{\max}}{k \rho \omega_{01}^2} = \frac{\sigma_{\max} r}{\omega_{01} B_c},$$

$$\therefore B_c = \sqrt{k \rho r \omega_{01}}. \quad (14)$$

代入式 (10), (11), (12) 和 (13), 可以把扬声器位移特性与基本参数之间的关系改写为

$$X(0) = |X(\omega_{01})| = \sigma_{\max} \sqrt{\frac{r}{k\rho\omega_{01}^3}}, \quad (15)$$

$$|X(\omega_{02})| = \frac{L_c}{(Bl)^2 C} X(0), \quad (16)$$

$$W = \frac{\sigma_{\max}^2 r m_c}{\rho} = k m_c X(0)^2 \omega_{01}^3. \quad (17)$$

在设计中, 电功率, 位移振幅, 振动系统质量和共振频率是主要参数, 因此图 4 给出

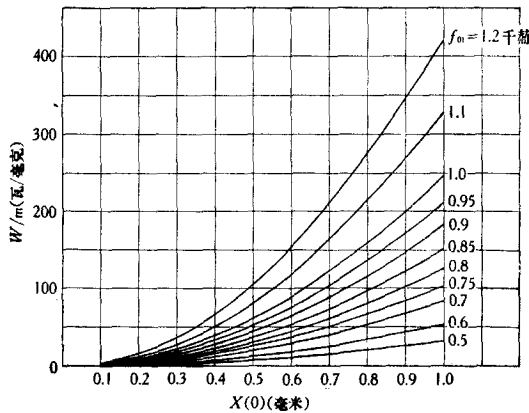


图 4 气流扬声器设计图 ($\frac{W}{m} = X^2(0)\omega_{01}^3$)

$X(0)$ 正比于 B , 而在高频时 $X(\omega)$ 反比于 B . 因此为了减少位移频率特性的不均匀度, 选择一个折衷的 B_c 值是合理的, 这样可以改善气流扬声器的高频响应. 但实验表明, 气流扬声器的高频特性随着磁感应强度的增大而略有提高(如图 7 所示). 这是因为振动系统的力顺不是一个常数. 位移振幅增加时力顺也增加, 这时 ω_{01} 就降低, 而在高频时相对于低频来说它的振幅较小, 因此 C 也相应降低, 这样就使式 (12) 和式 (16) 的 $X(\omega)$ 稍有

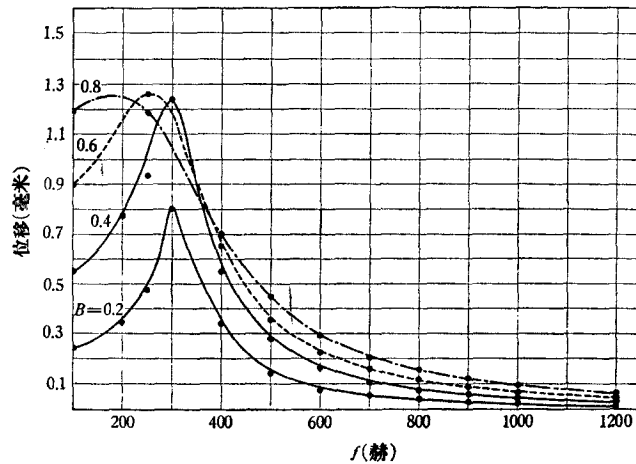


图 5 不同 B 值时气流扬声器的位移特性

W/m , $X(0)$ 和 f_{01} 的关系供设计参考.

从上述分析可知, $X(0)$ 与允许电流密度成正比, 与所选择共振角频率的 $3/2$ 次方成反比, 系统的 k 值不能小于 1, 它为振动系统的工艺水平所限制, 在一定的结构中是一个常数, 大约为 4—8. 此外, $X(0)$ 与 $(r/\rho)^{1/2}$ 成正比, 故选用比重轻而电阻率大的铝线会比使用铜线获得较大的振幅. 在实际情况下, 考虑到气流扬声器工作时气流的冷却作用, $\sigma = 100—130$ 安/毫米².

利用近似等效电路分析气流扬声器特性, 由式 (10), (11), (12) 可知低频时

增加。图 5 是根据不同 B 值时测出的 C 值按式 (5) 计算的结果¹⁾。从曲线可知, 如果考虑到 C 不是一个常量, 则高频响应随着 B 值的增加而略有改进。但是, 低频位移随 B 增大较快, 因此过大的 B 值也不能获得均匀的频率特性。在设计气流扬声器时磁感应强度一般选择稍大于临界值 B_c 即可。

五、气流扬声器的实验研究

为了验证气流扬声器的原理和设计方法, 对气流扬声器进行了实验研究。由于实验条件的限制, 实验数据的精确度不太高, 现把初步结果报告如下。

1. 气流扬声器喉部声压级

根据提出的理论^[1] 当气室压力为 1.5 公斤/厘米²、调制面积比为 0.4 时, 气流扬声器喉部声压级最高为 184.3 分贝 (10 分贝 = 2×10^{-5} 牛顿/米²), 研制气流扬声器在 28 米³ 混响室内用窄带噪声测得的总声压级为 153.5 分贝, 算得喇叭喉部声压级为 181 分贝。在 $\phi 140$ 毫米管内近似行波声场条件下, 用正弦波测得声压级为 172.5 分贝。扬声器喉的直径为 $\phi 34$ 毫米, 故喉部声压级为

$$172.5 + 20 \log \frac{140}{34} = 184.8 \text{ 分贝}.$$

2. 气流扬声器的输入阻抗与位移

为了验证气流扬声器振动系统的理论分析, 设计了一个实验模型, 按照近似等效电路分析给出的公式 (6) 至 (9), 计算了扬声器的输入阻抗和恒压输入时的位移特性, 同时对模型进行了测量, 其结果示于图 6, 比较计算和测量结果可知共振区范围内的误差不大。

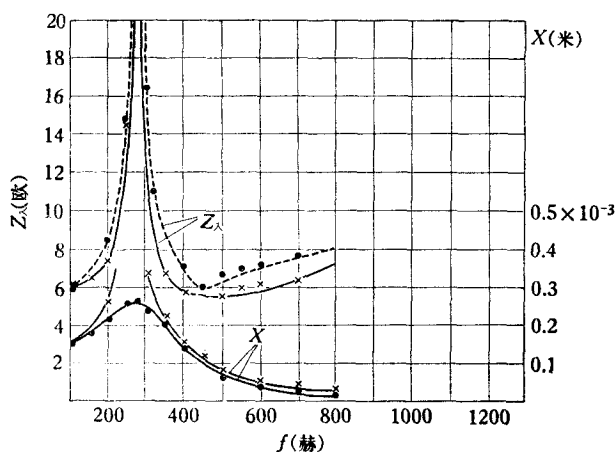


图 6 气流扬声器特性计算值和实验值的比较
x —— 计算值; • —— 实验值

1) 图 5 曲线是由宋知用同志协助用 Nova 型电子计算机计算的。

3. 磁感应强度对扬声器高频特性的影响

设计了两种不同力顺元件的振动系统, 在 28 米³混响室内用噪声信号测量了不同 B 值时位移的频率特性, 如图 7 所示. 由曲线可知 B 值增加到 1.5 韦伯/米²时扬声器高频响应相应地有些增加.

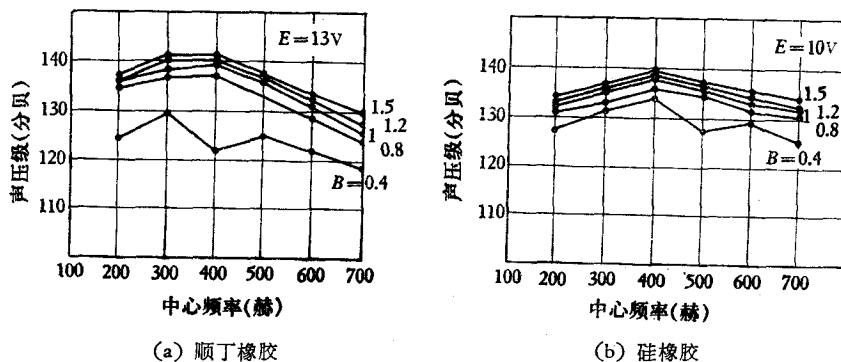


图 7 不同 B 值时气流扬声器的声压级响应

4. 不同开缝结构的比较

为了比较调制缝采用单排和多排的优缺点, 设计了两种气流扬声器: (1) 四排缝调制系统, 缝高 1.5 毫米, 开缝总面积为 11.2 厘米²; (2) 单排缝, 缝高 3.5 毫米, 开缝总面积 7.7 厘米². 在 28 米³混响室内用相同气源进行了测量. 在输入窄带噪声 20 伏时四排缝测得声压级为 151 ± 1 分贝, 单排缝为 152.5 ± 1 分贝. 如果把信号电压提高到 25 伏, 多排缝已经接近饱和, 而单排缝尚可增加 1 分贝. 比较上述数据可知单排缝的声功率稍高, 此外由于单排缝的开缝面积要小些, 因此它的气声效率更高一些.

六、气流扬声器的技术特性

根据理论分析和实验研究, 考虑到多排缝结构漏气较大, 并且要求加工工艺较严格. 为了提高气声效率和简化气流扬声器的制备, 设计了单缝结构的气流扬声器, 并测量了它的基本参数和技术特性.

1. 阻抗测量

气流扬声器的阻抗用阻抗电桥在小信号条件下测量的, 如图 8 所示. 并在阻止力学系统振动的条件测得 r_c 和 L_c . 磁感应强度用磁通计测量, 然后从阻抗图中算出力学系统基本量; 实际测得的气流扬声器基本参数如下:

$$B = 1.1 \text{ 韦伯/米}^2,$$

$$r_c = 3 \text{ 欧},$$

$$L_c = 0.27 \times 10^{-3} \text{ 亨},$$

$$m = 6.5 \times 10^{-3} \text{ 公斤},$$

$$C = 1.5 \times 10^{-5} \text{ 米/牛顿},$$

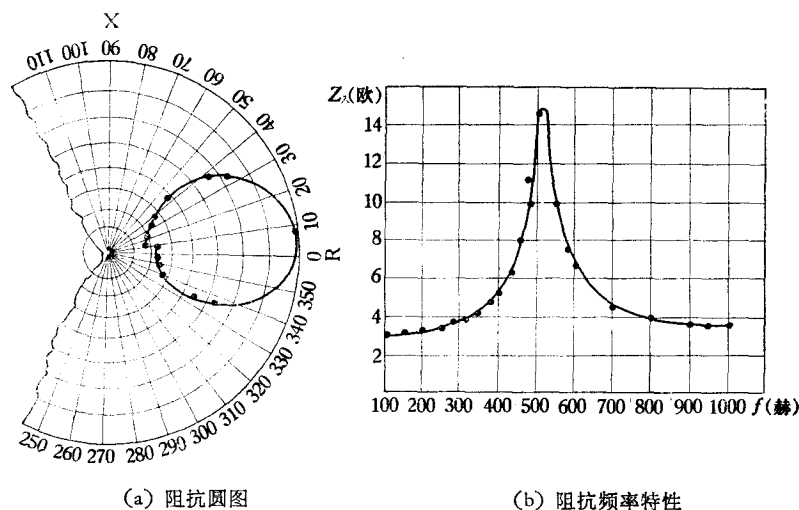


图8 气流扬声器的阻抗圆图

$r_m = 6.5$ 力欧.

2. 扬声器特性

(1) 结构参数

定环与动环的平均直径	70 毫米
缝高	3.5 毫米
总缝面积	7.7 厘米 ²

(2) 气动力学特性

工作压力	2 公斤/厘米 ²
流量	10 米 ³ /分

(3) 电特性

工作电压	20 伏
消耗电功率	120 瓦

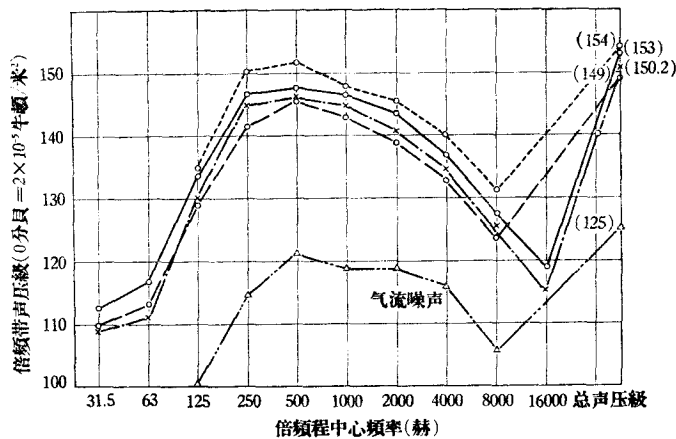


图9 气流扬声器无规噪声声压级频谱

(4) 声学特性

在 28 米³混响室内测得的总声压级: (a) 用 150—750 赫窄带无规噪声信号为 153.5 ± 1 分贝; (b) 用正弦信号获得的最大声压级为 163 ± 0.5 分贝。

不同总声压级的频率特性和气流本底噪声谱如图 9 所示。在高声强时, 气流扬声器产生大量高频成分, 这是谐波失真的结果, 低频成分也有所增加。

七、结 论

本文对气流扬声器的振动系统进行了理论和试验研究, 并验证了气流计算理论。气流扬声器除了可产生大功率和高声强外, 其产生高低频谐波的能力, 对噪声研究非常有用, 在信号发射中应注意。

本文引用的实验研究工作由原 941 题目组和 910 组部分同志参加。

附 录

计算用气流扬声器的基本参数

$$B = 0.8 \text{ 韦伯/米}^2$$

$$Bl = 0.6$$

$$r_c = 3.2 \text{ 欧}$$

$$E = 15 \text{ 伏}$$

$$L_c = 3 \times 10^{-4} \text{ 亨}$$

$$m = 7.8 \times 10^{-3} \text{ 公斤}$$

$$C = 4.16 \times 10^{-5} \text{ 米/牛顿}$$

$$r_m = 3.2 \text{ 力欧}$$

参 考 文 献

- [1] C. S. Gleason, *Radio News*, 5 (1929), 986.
- [2] T. E. Caywood & L. L. Beranek, *O.S.R.D. Rept.*, 1928 (1943); L. L. Beranek, *Acoustic Measurements* (Wiley and Sons, 1956), p. 417.
- [3] W. P. Vogel, *Popular Sci.*, 152 (1948), 129.
- [4] F. C. Fischer, A. A. Gerlach, *Proc. Nat. Electronic. Conf.*, 13 (1957), 198.
- [5] J. C. Webster, *JASA*, 31 (1959), 795.
- [6] J. K. Hilliard, *IRE Trans. Audio*, Au-10 (1962), 4, 105.
- [7] J. K. Hilliard, W. T. Fiala, *Proc. IES*, 1960, 525.
- [8] J. K. Hilliard, 4th ICA, I, No. 36, 1962; E. W. Schrader, *Design News*, 21 (1963), 8; J. K. Hilliard, *JAES*, 13 (1965), 3, 229.
- [9] W. T. Fiala, *JASA*, 38 (1965), 6, 956.
- [10] Frank M., Tillon, *Proc. IES* (1965), 325.
- [11] W. R. Miller, *Proc. IES*, 2 (1967), 473.
- [12] A. M. Warren, *JASA*, 45 (1969), 4, 957.
- [13] 冯报本, 冯炜然, “喇叭”, 24, 人民邮电出版社 (1958).
- [14] H. F. 奥尔森, “声学工程”, 科学出版社 (1964).
- [15] 马大猷, 物理学报, 本期, 17 页.

DESIGN PRINCIPLES OF ELECTROPNEUMATIC LOUDSPEAKER VIBRATING SYSTEMS

SHEN HAO

(Institute of Physics, Academia Sinica)

ABSTRACT

In this paper, the equivalent circuit method is used in analysing the performance of the vibrating system of an electropneumatic loudspeaker, and results are given for the input impedance and displacement amplitude as functions of frequency, and applied to typical designs of this kind of loudspeakers, illustrating the value of equivalent circuit analysis in guiding its practical design. The electrical driving power required for the vibrating system is proportional to the fourth power of the mechanical resonance frequency, which is the upper limit of the frequency range of the electropneumatic loudspeaker. Thus the high frequency performance is poor. The optimum condition is found for a flat frequency response below the mechanical resonance frequency. Experiments show that under the optimum condition the high frequency response improves slightly with increase of the magnetic induction in the gap of the magnetic structure. Experimental results agree well with theory, and sound pressure levels up to 181 or 184.8 dB *re* 2×10^{-5} N/m² under different conditions were obtained in the horn throat of the loudspeaker.