
Entwurf und Aufbau eines Basshornlautsprechersystems

Projektarbeit

durchgeführt von

Wolfgang Maurer

Institut für Breitbandkommunikation
Technische Universität Graz

Leiter:

Univ.-Prof.Dipl.-Ing.Dr. G. Kubin

Betreuer: Prof.Dipl.-Ing.Dr. Gerhard Graber

Graz, im April 2004

1	Einleitung	5
2	Horn-Theorie	6
2.1	WEBSTER-Gleichung	6
2.2	Lösung der WEBSTER-Gleichung	7
2.2.1	Schalldruck im Exponentialhorn	7
2.2.2	Bedingung für annähernd reflexionsfreie Hornmündung	8
2.2.3	Schallschnelle im Exponentialhorn	8
2.2.4	Berechnung der Strahlungsimpedanz am Hornhals	9
2.3	Zusammenfassung der Exponentialhornparameter	10
2.3.1	Trichterwellengrenzfrequenz und Öffnungsmaß	10
2.3.2	Mundfläche	10
2.3.3	Halsfläche	10
2.3.4	Hornlänge	11
2.3.5	Hornvolumen	11
2.4	Berechnungsbeispiel	12
3	Simulationssoftware AJ-HORN	13
3.1	Funktionsumfang	13
3.2	Simulation unterschiedlicher Gehäusetypen	13
3.2.1	Frontloaded Horn	14
3.2.2	Rearloaded Horn	14
3.2.3	Transmissionline	15
3.2.4	Bassreflexgehäuse	16
3.2.5	Bandpassgehäuse	17
3.2.6	Geschlossene Gehäuse	17
3.3	Dateneingabe	18
3.3.1	Menüabschnitt „Lautsprecher“	18
3.3.2	Menüabschnitt „Horn“	20
3.3.3	Menüabschnitt „Frequenzweiche“	22
3.3.4	Menüabschnitt „Achsen“	23
3.4	Grenzen der Simulationsgenauigkeit	24
3.4.1	Der Lautsprecher selbst	24
3.4.2	Einbauposition des Lautsprechers	24
3.4.3	Die Vorkammer	25
3.4.4	Hornkontur	25
4	Lautsprecher-Chassis	26
4.1	Auswahlkriterien für das Chassis	26
4.2	B&C 8CX21, 21 cm Koaxiallautsprecherchassis	27
4.2.1	Technische Daten (Herstellerangaben)	29

5	Hornentwurf mittels AJ-HORN	32
5.1	Dateneingabe in AJ-HORN.....	32
5.1.1	Menüpunkt „Lautsprecher“	32
5.1.2	Menüpunkt „Horn“	33
5.1.3	Menüpunkt „Frequenzweiche“	34
5.1.4	Menüpunkt „Achsen“	34
5.2	Horndimensionierung.....	35
5.2.1	Ansatz mit optimalen Hornparametern	35
5.2.2	Verkleinerte Mundfläche.....	36
5.2.3	Verkleinerte Druckkammer	37
5.2.4	Verkürztes Horn	38
5.2.5	Einfluss von Begrenzungsflächen	39
5.2.6	Variation der Druckkammer.....	40
5.2.7	Variation der Halsfläche.....	41
5.2.8	Einfluss von Dämpfungsmaterial im Horn	41
5.2.9	Vergleich zwischen Horn- und Bassreflexsystem.....	42
5.3	Horndaten	42
6	Konstruktion des Horns	43
6.1	Erstellen des Bauplanes	43
6.2	Schematischer Aufbau	44
6.3	Konstruktionsplan	45
6.4	Kontur des gefalteten Horns	46
7	Aufbau des Horns	47
7.1	Plattenzuschnitte	47
7.2	Zusammenbau	49
8	Messungen	53
8.1	Schalldruck- und Impedanzkurve im Bassbereich.....	53
8.2	Schalldruckpegel von Chassis und Horn	54
8.3	Schalldruck- und Impedanzverlauf des Tieftöners	55
8.4	Schalldruck- und Impedanzverlauf des Hochtöners	56

9	Frequenzweiche	57
9.1	Tiefpass 2.Ordnung	58
9.1.1	Dimensionierung des Tiefpasses 2.Ordnung	58
9.2	Sperrkreis	59
9.2.1	Dimensionierung des Sperrkreises für das Tieftonchassis	60
9.2.2	Dimensionierung des Sperrkreises für das Hochtonchassis	61
9.3	Spannungsteiler	62
9.3.1	Dimensionierung des Spannungsteilers	63
9.4	Hochpass 2.Ordnung	64
9.4.1	Dimensionierung des Hochpasses	65
9.5	Frequenzweiche für den Tieftöner	66
9.5.1	Bauteilliste für die Tieftonfrequenzweiche	67
9.6	Frequenzweiche für den Hochtöner	67
9.6.1	Bauteilliste für die Hochtonfrequenzweiche	68
10	Eigenschaften des Hornsystems	71
10.1	Verzerrungen THD&N	71
10.2	Wirkungsgrad	73
10.3	Klangcharakter	78
11	Zusammenfassung	79
12	Literaturverzeichnis	80

1 Einleitung

Diese Projektarbeit befasst sich mit dem Entwurf und Aufbau eines Basshornlautsprechers. Ein Basshorn arbeitet wie der Name schon verrät nur im Bassbereich d.h. im Frequenzbereich kleiner 250 Hz. Als Treiber dient ein Konuschassis, das generell eine sehr kleine Strahlungsimpedanz im Bassbereich besitzt. Dadurch ergibt sich gegenüber dem Medium Luft eine Fehlanpassung die über das Horn verbessert wird. Ein Horn stellt somit einen mechanischen Transformator in Form eines Trichters dar, der die kleine Membranfläche des Treibers auf die wesentlich größere Mundfläche des Horns transformiert und somit die Strahlungsimpedanz erhöht. Für wie tiefe Frequenzen diese Transformation noch funktioniert, hängt von der Länge und der Mundfläche des Horns ab, wobei die Länge eng mit dem gewählten Horntyp zusammenhängt (siehe Kapitel 2 Horn-Theorie). Gut dimensionierte Hornlautsprecher erreichen einen Wirkungsgrad von ca. 30 Prozent. Im Vergleich dazu haben heutige HiFi-Lautsprecher einen Wirkungsgrad von 0,1 bis 0,5 Prozent.

Die ersten Schallwandler funktionierten auf diesem Prinzip. Bei den ersten Grammophonen transformierte der Schalltrichter die winzigen mechanischen Schwingungen der Nadel direkt in hörbaren Schall. Klarerweise handelte es sich hier um kein Basshorn, denn die Wiedergabe beschränkte sich auf den Stimmbereich. In den elektroakustischen Anfängen gab es nur Verstärkerleistungen weit unter 1 Watt. Ein 10 Watt Röhrenverstärker galt damals als Kraftwerk und heutige Verstärkerleistungen von mehr als 1 Kilowatt waren sowieso reine Utopie. Um dennoch hohe Lautstärkepegel zu erreichen, mussten die Schallwandler einen hohen Wirkungsgrad besitzen und deshalb kam man um eine Hornkonstruktion nicht herum. Mit dem Aufkommen des Tonfilms wurden ganze Kinosäle durch Hornlautsprecher mit wenigen Watt an Verstärkerleistung beschallt.

Bis jetzt klingt dieses Prinzip sehr einfach und man fragt sich warum nicht jeder Lautsprecher auf diese Weise aufgebaut wird. Der größte Nachteil der Hornlautsprecher, insbesondere der Bass-Hörner ist die enorme Größe. Boxen von einigen Kubikmetern an Volumen kann nicht jeder in seinen Wohnraum wuchten und mit dem Aufkommen des Transistorverstärkers gab es genug Leistung, um auch mit wirkungsgradschwachen kleinen Systemen eine ordentliche Lautstärke zu erzielen. Heutzutage werden Hornsysteme hauptsächlich im professionellen Beschallungsbereich eingesetzt wo ein guter Wirkungsgrad noch immer Grundvoraussetzung ist.

2 Horn-Theorie

Im Folgenden werden nur die theoretischen Zusammenhänge für das Exponentialhorn wiederholt. Für die ausführliche theoretische Betrachtung der Hornlautsprecher wird auf das ELEKTROAKUSTIK-SKRIPTUM [5] und auf das Buch ACOUSTICS [1] verwiesen.

2.1 WEBSTER-Gleichung

Eine exakte Lösung der Ausbreitung von Schallwellen in Hörnern willkürlicher Form liegt außerhalb des Bereichs der existierenden mathematischen Methoden. Um die mathematischen Schwierigkeiten zu reduzieren, wird mit einparametrischen Wellen gerechnet (nur z - bzw. r -Abhängigkeit). Durch Vereinfachungen wird die Wellenausbreitung als eindimensionales Problem behandelt, die auf die so genannte WEBSTER-Gleichung führen (Herleitung siehe ELEKTROAKUSTIK-SKRIPTUM [5]). Die Vereinfachungen sind zulässig, wenn sich das Horn in Bezug auf die Wellenlänge nicht zu schnell aufweitet und daher die Krümmung der Wellenfront gering ist. Anders ausgedrückt ist also der Gültigkeitsbereich für die Lösungen beschränkt auf tiefe Frequenzen.

Allgemeine Form der WEBSTER-Gleichung

$$\frac{\partial^2 p(z,t)}{\partial z^2} + \frac{A'(z)}{A(z)} \cdot \frac{\partial p(z,t)}{\partial z} = \frac{1}{c^2} \cdot \frac{\partial^2 p(z,t)}{\partial t^2}$$

Diese partielle Dgl. 2.Ordnung beschreibt ein quasi eindimensionales Schallfeld. Ist im zweiten Term

$$\frac{A'(z)}{A(z)} = \text{konst.} = \varepsilon \quad \Rightarrow \text{Lösung der Dgl.} \quad A(z) = A(0) \cdot e^{\varepsilon z}$$

dann handelt es sich um ein Exponentialhorn, da die ebene Querschnittfläche exponentiell mit wachsendem z zunimmt.

WEBSTER-Gleichung für das Exponentialhorn

$$\frac{\partial^2 p(z,t)}{\partial z^2} + \varepsilon \cdot \frac{\partial p(z,t)}{\partial z} = \frac{1}{c^2} \cdot \frac{\partial^2 p(z,t)}{\partial t^2}$$

Daraus folgt für harmonische Schwingungen

$$\frac{\partial^2 \underline{p}(z,t)}{\partial z^2} + \varepsilon \cdot \frac{\partial \underline{p}(z,t)}{\partial z} + k^2 \cdot \underline{p}(z,t)$$

2.2 Lösung der WEBSTER-Gleichung

2.2.1 Schalldruck im Exponentialhorn

Unter der Annahme, dass sich auch für $p(z,t)$ ein exponentieller Verlauf ergibt, folgt aus dem Ansatz

$$\underline{p}(z,t) = \underline{p}_{TH} \cdot e^{k'z} \cdot e^{j\omega t}$$

durch Einsetzen in die WEBSTER-Gleichung erhält man die charakteristische Gleichung

$$k'^2 + \varepsilon \cdot k' + k^2 = 0$$

mit den Lösungen

$$k' = -\frac{\varepsilon}{2} \pm \sqrt{\frac{\varepsilon^2}{4} - k^2} = -\frac{\varepsilon}{2} \pm jk \cdot \sqrt{1 - \frac{\varepsilon^2}{4k^2}}$$

Für $k > \frac{\varepsilon}{2}$ daraus folgt $\omega > \frac{c \cdot \varepsilon}{2}$ d.h. es können für die Wellenausbreitung im Horn zwei Lösungen aufgestellt werden:

$$\underline{p}(z,t) = \underline{p}_{TH} \cdot e^{\frac{\varepsilon}{2}z} \cdot e^{jk \cdot \sqrt{1 - \frac{\varepsilon^2}{4k^2}}z} \cdot e^{j\omega t}$$

beschreibt eine von der Mündung zum Hals laufende ebene Welle, und

$$\underline{p}(z,t) = \underline{p}_{TH} \cdot e^{-\frac{\varepsilon}{2}z} \cdot e^{-jk \cdot \sqrt{1 - \frac{\varepsilon^2}{4k^2}}z} \cdot e^{j\omega t}$$

beschreibt eine vom Hals zur Mündung laufende ebene Welle. Schallausbreitung im Horn ist daher nur dann möglich, wenn

$\frac{\varepsilon^2}{4k^2} = \frac{\varepsilon^2 \cdot c^2}{4\omega^2} = \frac{\varepsilon^2 \cdot c^2}{(4\pi \cdot f)^2} < 1$ ist, da sonst der Ausdruck $jk \cdot \sqrt{1 - \frac{\varepsilon^2}{4k^2}}$ reell wird und die Welle zusätzlich gedämpft wird. Die Frequenz ab der die Schallausbreitung im Trichter möglich wird, nennt man die Trichterwellengrenzfrequenz.

$$f_{TW} = \frac{\varepsilon \cdot c}{4\pi}$$

Durch Festlegen der Trichterwellengrenzfrequenz ist das Öffnungsmaß ε des Exponentialhorns bestimmt (siehe Kapitel 2.3.1).

2.2.2 Bedingung für annähernd reflexionsfreie Hornmündung

Damit die Mündungsimpedanz \underline{Z}_{TM} zum überwiegenden Teil reell ist und zur Reduktion von Mündungsreflexionen muss $k_{TM} \cdot r_{TM} > 1$ (Theorie der Kolbenmembran), d.h. die Trichtermündung groß sein.

$$\boxed{k_{TM} \cdot r_{TM} > 1} \quad \text{mit der Wellenzahl } k_{TM} = \frac{2 \cdot \pi}{\lambda_{TM}} \text{ ergibt sich die Gleichung zu}$$

$$\boxed{2 \cdot \pi \cdot r_{TM} > \lambda_{TM}}$$

Damit der Hornmund im ganzen Übertragungsbereich des Horns an die Schallkennimpedanz angepasst ist, wird die Trichtermündungsgrenzfrequenz f_{TM} gleich der Trichterwellengrenzfrequenz f_{TW} gewählt. Dann ergibt sich:

$$\boxed{2 \cdot \pi \cdot r_{TM} > \lambda_{TM} = \lambda_{TW}}$$

d.h. der Umfang der kreisförmigen Mundfläche soll größer sein als die Wellenlänge der tiefsten abstrahlenden Frequenz.

2.2.3 Schallschnelle im Exponentialhorn

Aus der Eulerschen Bewegungsgleichung in z-Richtung lässt sich die Schallschnelle im Horn, unter Annahme einer reflexionsfreien Trichtermündung, berechnen.

$$-\frac{\partial p(z,t)}{\partial z} = \rho \cdot \frac{\partial v_z(z,t)}{\partial t} \quad \text{Eulersche Bewegungsgleichung für ebene Wellenausbreitung}$$

Für harmonische Schwingungen gilt:

$$-\frac{\partial \underline{p}(z,t)}{\partial z} = \rho \cdot j\omega \cdot \underline{v}_z(z,t)$$

$$\underline{v}_z(z,t) = \frac{j}{k \cdot \rho \cdot c} \cdot \frac{\partial}{\partial z} \left(\underline{p}_{TH} \cdot e^{-\frac{\varepsilon}{2}z} \cdot e^{-jk \cdot \sqrt{1 - \frac{\varepsilon^2}{4k^2}}z} \cdot e^{j\omega t} \right)$$

$$\underline{v}_z(z,t) = \frac{j}{k \cdot \rho \cdot c} \cdot \left(-\frac{\varepsilon}{2} - jk \cdot \sqrt{1 - \frac{\varepsilon^2}{4k^2}} \right) \cdot \underline{p}(z,t)$$

$$\boxed{\underline{v}_z(z,t) = \frac{\left(\sqrt{1 - \frac{\varepsilon^2}{4k^2}} - j \frac{\varepsilon}{2k} \right)}{\rho \cdot c} \cdot \underline{p}(z,t)}$$

2.2.4 Berechnung der Strahlungsimpedanz am Hornhals

Mit dem Wissen, wie sich der Schalldruck und die Schallschnelle im Trichter verhalten, kann man die Halsimpedanz \underline{Z}_{TH} berechnen.

$$\underline{Z}_{TH} = \underline{Z}(0) = \frac{p(0,t)}{\underline{v}_z(0,t)} = \rho \cdot c \cdot \left(\sqrt{1 - \frac{\varepsilon^2}{4k^2}} + j \frac{\varepsilon}{2k} \right) \quad \text{mit } \frac{\varepsilon}{2k} = \frac{f_{TW}}{f} \text{ ergibt sich:}$$

$$\underline{Z}_{TH} = \rho \cdot c \cdot \left(\sqrt{1 - \left(\frac{f_{TW}}{f} \right)^2} + j \frac{f_{TW}}{f} \right)$$

Die Halsimpedanz \underline{Z}_{TH} ist unterhalb der Trichterwellengrenzfrequenz rein imaginär. Mit steigender Frequenz nähert sich der Realteil schnell der Schallkennimpedanz ($\rho \cdot c$) und der Imaginärteil strebt gegen Null. Die Grenzfrequenz, bei der der Realteil gleich dem Imaginärteil ist, kann aus der obigen Gleichung berechnet werden.

$$\sqrt{1 - \left(\frac{f_{TW}}{f_g} \right)^2} = \frac{f_{TW}}{f_g} \Rightarrow 1 - \left(\frac{f_{TW}}{f_g} \right)^2 = \left(\frac{f_{TW}}{f_g} \right)^2 \Rightarrow 1 = 2 \cdot \left(\frac{f_{TW}}{f_g} \right)^2 \Rightarrow$$

$$f_g = \sqrt{2} \cdot f_{TW}$$

D.h.: Über der $\sqrt{2}$ -fachen Trichterwellengrenzfrequenz wird die Halsimpedanz überwiegend reell und es herrscht annähernd Anpassung am Hornhals. In Abb. 2.1 wird der Zusammenhang graphisch dargestellt. Dabei ist die Strahlungsimpedanz auf die Schallkennimpedanz normiert.

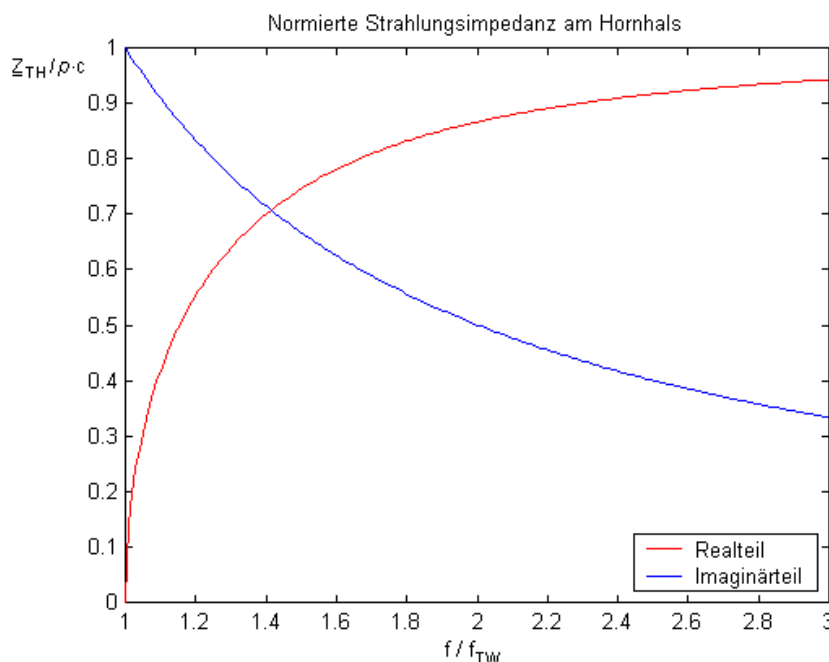


Abb. 2.1 Normierte Strahlungsimpedanz am Hornhals

2.3 Zusammenfassung der Exponentialhornparameter

2.3.1 Trichterwellengrenzfrequenz und Öffnungsmaß

Mit der Trichterwellengrenzfrequenz f_{TW} wird die untere Grenzfrequenz, ab der das Horn funktioniert, festgelegt. Mit der Wahl der Trichterwellengrenzfrequenz ist auch das Öffnungsmaß ε bestimmt.

$$\varepsilon = \frac{4\pi \cdot f_{TW}}{c}$$

(siehe Kapitel 2.2.1)

2.3.2 Mundfläche

Die Mundfläche berechnet sich einfach aus dem Mündungsradius, der durch die Mündungsgrenzfrequenz festgelegt wird. Soll der Hornmund im ganzen Übertragungsbereich angepasst sein, dann ist die Mündungsgrenzfrequenz gleichzusetzen mit der Trichterwellengrenzfrequenz.

$$A_M = \pi \cdot r_{TM}^2 \quad \text{mit} \quad r_{TM} \geq \frac{\lambda_{TM}}{2\pi} = \frac{c}{2\pi \cdot f_{TM}} \quad (\text{siehe Kapitel 2.2.2})$$

$$A_M = \pi \cdot \left(\frac{c}{2\pi \cdot f_{TM}} \right)^2 = \frac{1}{\pi} \cdot \left(\frac{c}{2f_{TM}} \right)^2$$

mit $f_{TM} = f_{TW}$ ergibt sich

$$A_M = \frac{1}{\pi} \cdot \left(\frac{c}{2f_{TW}} \right)^2$$

Andererseits kann die Trichtermündungsgrenzfrequenz eines gegebenen Horns aus der Mundfläche berechnet werden.

$$f_{TM} = \frac{c}{2\sqrt{\pi \cdot A_M}}$$

2.3.3 Halsfläche

Die Halsfläche wird mit ca. 50-100% der Membranfläche festgelegt. Wenn die Halsfläche kleiner als die Membranfläche gewählt wird, ergibt sich eine Druckkammer, die den Wirkungsgrad des Gesamtsystems verbessert und die Membranbelastung erhöht. Dies gilt nur für Wellenlängen die um ein vielfaches größer sind, als die Abmessungen der Druckkammer. Um Luftturbulenzen und daraus resultierende Störgeräusche zu vermeiden, sollte die Halsfläche bei Basshornsystemen nicht kleiner als 50% der Membranfläche gewählt werden. Dabei ist auch darauf zu achten, dass keine scharfen Kanten am Hornhals auftreten (siehe Abb. 7.3).

2.3.4 Hornlänge

Die ebene Querschnittfläche wächst beim Exponentialhorn nach folgender Beziehung

$$A(z) = A(0) \cdot e^{\varepsilon \cdot z}$$

$A(z)$ ist die Fläche bei einer beliebigen Distanz z vom Hornhalsquerschnitt $A_H = A(0)$. $A(L)$ ist die Mundfläche A_M eines endlichen Horns mit der Länge L . Daraus kann man leicht die Länge L bei bekannter Mund- und Halsfläche sowie zuvor bestimmten Öffnungsmaß ε berechnen.

$$L = \frac{1}{\varepsilon} \cdot \ln\left(\frac{A_M}{A_H}\right)$$

2.3.5 Hornvolumen

Für die spätere Konstruktion ist es wichtig, das Volumen des Horns zu kennen. Das Volumen lässt sich durch Integration der Querschnittfläche über die Länge des Horns berechnen.

$$V_H = \int_0^L A(z) \cdot dz = \frac{A_H}{\varepsilon} \cdot (e^{\varepsilon \cdot L} - 1) = \frac{A_M - A_H}{\varepsilon}$$

2.4 Berechnungsbeispiel

Es soll ein Exponentialhorn mit einer Trichterwellengrenzfrequenz von 50 Hz für ein Konuschassis mit 20 cm Durchmesser berechnet werden. Die Membranfläche beträgt 200 cm^2 . Das Horn soll am Hornmund im ganzen Übertragungsbereich annähernd angepasst sein und einen möglichst hohen Wirkungsgrad besitzen.

$f_{TM} = f_{TW} = 50 \text{ Hz}$ damit Anpassung am Hornmund im ganzen Übertragungsbereich

$\varepsilon = 1,83 \text{ m}^{-1}$ für 50 Hz Trichterwellengrenzfrequenz

$r_{TM} = 1,09 \text{ m}$ für 50 Hz Trichtermündungsgrenzfrequenz

$A_M = 3,75 \text{ m}^2$

$A_H = 0,01 \text{ m}^2$ 50% der Membranfläche für hohen Wirkungsgrad

$L = 3,23 \text{ m}$

$V_H = 2,04 \text{ m}^3 = 2004 \text{ Liter}$

Man sieht, dass ein Basshorn ein sehr großes Volumen besitzt, wenn man es optimal dimensioniert. In der Praxis wird man daher meistens einen Kompromiss finden müssen, da man das Horn nicht immer mit den theoretisch optimalen Werten aufbauen kann. Die Mundfläche und Hornlänge werden kleiner und dadurch die Reflexionen am Hornmund zunehmen (siehe Kapitel 5.2 Horndimensionierung). Eine wichtige Rolle spielt dabei auch die Druckkammer, die als Koppelglied zwischen Horn und Membran des Chassis dient. Um die komplexen Zusammenhänge bei der Dimensionierung berücksichtigen zu können, wird für die Planung des Bass-Horns in dieser Arbeit die Simulationssoftware AJ-HORN verwendet. Die Basis bildet dabei die Webster-Gleichung für eindimensionale Wellenausbreitung (ebene Wellen) und gilt daher nur annähernd für langsam öffnende Hornkonturen (siehe Kapitel 2 Horn-Theorie).

3 Simulationensoftware AJ-HORN

Dieses Kapitel beschreibt die Funktion von AJ-HORN sowie die Anwendungsmöglichkeiten und ist großteils aus dem Benutzerhandbuch [3] entnommen.

3.1 Funktionsumfang

AJ-HORN ist ein wissenschaftliches Berechnungsprogramm für Hornlautsprecher, Transmissionlines und Spezialfälle dieser Typen, bei dem auf eine einfache und schnelle Eingabe der Parameter Wert gelegt wurde. Die verschiedenen Ausgabeparameter der Simulation sind:

Frequenzgang **des Schalldrucks** in dB bei beliebiger Entfernung (aufstellungsabhängig)

Frequenzgang der **elektrischen Impedanz** in Ohm

Frequenzgang der **Membranamplitude** in mm

Frequenzgang des **linearen Maximalschalldrucks** in dB

Frequenzgang der erforderlichen **elektrischen Leistung** für linearen Maximalschalldruck

Frequenzgang der **normierten akustischen Strahlungsimpedanz** am Hornhals

Fläche der **Öffnungsfunktion** in cm²

3.2 Simulation unterschiedlicher Gehäusetypen

AJ-HORN bietet durch seinen modularen Aufbau die Möglichkeit unterschiedliche Gehäusetypen mit ein und demselben Berechnungsalgorithmus zu simulieren. Dies ist insofern interessant, weil die Theorie zur Hornberechnung nicht in einem schmalen Bereich angenähert ist, sondern tatsächlich die genaue Lösung der akustischen Gegebenheiten darstellt, und die Grenzfälle Transmissionline, Bassreflex, Bandpass und geschlossenes Gehäuse damit automatisch enthalten sind. Aufbauend darauf ist die Grenze zwischen den einzelnen Typen fließend. Ob man nun ein Bassreflexgehäuse als Helmholtzresonator bezeichnet oder als rearloaded konisches Horn mit relativ großer Vorkammer, dessen Halsfläche gleich der Mundfläche ist, ist reine Definitionssache. In der Praxis sind beide Typen identisch. Die folgenden Beispiele werden dies verdeutlichen.

3.2.1 Frontloaded Horn

Wie aus der Abb. 3.1 zu ersehen, handelt es sich bei einem Frontloaded Horn um ein Horn, dessen Treiber zu einer Seite der Membran in Verbindung mit dem Horn zur Schallabstrahlung beiträgt. Die Rückseite des Treibers strahlt in eine geschlossene Kammer (RK) mit dem Volumen V_{RK} .

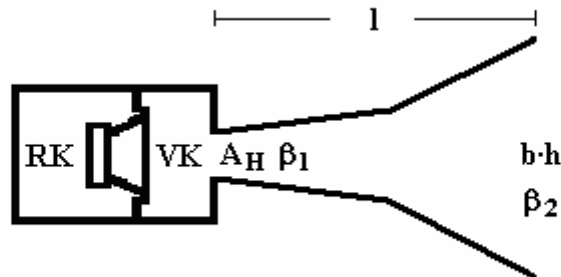


Abb. 3.1 Frontloaded Horn

Vor der Membran befindet sich eine Vorkammer (VK). Das Horn selbst wird durch seine Mundhöhe (h), die Mundbreite (b), die Länge (l) und die Halsfläche (A_H) sowie durch seine Kontur (parabolisch, konisch, exponentiell, hyperbolisch oder geometrisch) beschrieben. Ebenso ist durch die Wahl der Dämpfungskoeffizienten β_1 und β_2 der Einfluss von Dämpfungsmaterial berücksichtigt. β_1 ist der Dämpfungswert am Hornhals und β_2 am Hornmund. Dazwischen wird die Dämpfung linear interpoliert. Siehe auch 3.3.2 Menüabschnitt „Horn“. Die Differenzlänge dl spielt keine Rolle (siehe Abb. 3.2).

3.2.2 Rearloaded Horn

Das Rearloaded Horn in Abb. 3.2 unterscheidet sich vom Frontloaded Horn dadurch, dass die Rückkammer entfällt. Der Treiber strahlt also zu beiden Seiten Schall ab. Direkt über die Membran und indirekt über das Horn.

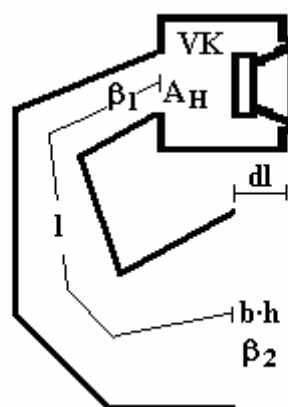


Abb. 3.2 Rearloaded Horn

Das Horn besitzt die Mundhöhe (h), die Mundbreite (b), die Hornlänge (l), die Differenzlänge (dl), die Halsfläche (A_H) und eine Vorkammer (VK). Das Horn kann sich nach verschiedenen Konturen, wie beim Frontloaded Horn angegeben, öffnen. Der Einfluss von Dämpfungsmaterial lässt sich wieder über die Koeffizienten β_1 und β_2 beschreiben. Die Differenzlänge (dl) ist der Längenunterschied zwischen den beiden Schall abstrahlenden Flächen Membran und Hornöffnung bezogen auf den Hörort. Sie ist positiv, wenn sich die Membran näher zum Hörort befindet. Wenn der Schall aus Membran und Hornmund gleiche Wege zum Hörort zurücklegen müssen, so ist die Differenzlänge null. Diese Länge spielt bei der phasenrichtigen Summation zwischen Membranschall und dem Schall aus dem Hornmund eine Rolle.

3.2.3 Transmissionline

Eine Transmissionline ist ein Gehäusetypp ähnlich dem Rearloaded Horn, bei dem sich jedoch das Horn nicht erweitert, sondern verjüngt oder denselben Querschnitt beibehält. Sie kann eine Vorkammer besitzen, muss aber nicht. Abb. 3.3 zeigt verschiedene Möglichkeiten der Realisierung einer Transmissionline.

Die Transmissionline besitzt die Mundhöhe (h), die Mundbreite (b), die Länge (l), eine eventuelle Differenzlänge (dl), die Halsfläche (A_H) und eine Vorkammer (VK). Einflüsse von Dämpfungsmaterial werden über die Koeffizienten β_1 und β_2 berücksichtigt. Da es sich um eine offene Konstruktion handelt, muss als Hornotyp das Rearloaded Horn gewählt werden.

Transmissionlines werden hauptsächlich für Konuschassis mit hoher Gesamtgüte ($Q_{ts} > 0,7$) gebaut, da diese Lautsprecher nicht für den Einbau in eine Bassreflex- bzw. Geschlossene Box geeignet sind. Transmissionlines ermöglichen je nach Abstimmung eine tiefe Schallabstrahlung, benötigen dann aber auch ein sehr großes Volumen.

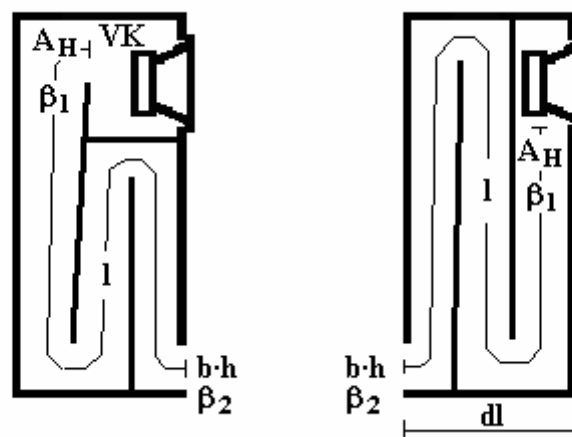


Abb. 3.3 Transmissionlines

3.2.4 Bassreflexgehäuse

Dieser sehr weit verbreitete Typ eines Lautsprechergehäuses wird oft auch als Helmholtzresonator bezeichnet. Über diesen Typ existieren sehr viele Theorien der akustischen Simulation. Teilweise in tabellarischer, aber auch in der Form von Berechnungsprogrammen. AJHORN geht hier einen Schritt weiter und berechnet den Schalldruckfrequenzgang mit dem Einfluss der Strahlungsimpedanz der Membran und der Resonanzfrequenzen des Tunnels. Dämpfungsphänomene wie der Einfluss von Absorptionsmaterial im Tunnel oder Kanalverluste werden über die Koeffizienten β_1 und β_2 auch berücksichtigt. Abb. 3.4 zeigt den Aufbau eines Bassreflexgehäuses.

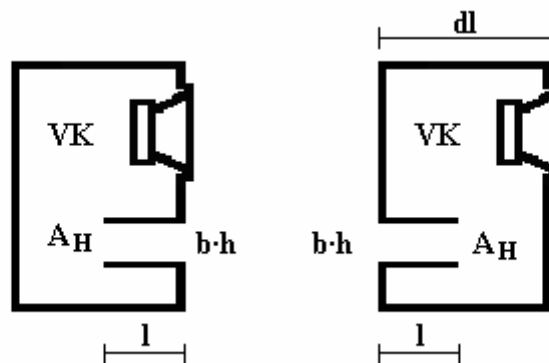


Abb. 3.4 Bassreflexgehäuse

Die Eingabedaten sind hier die Mundhöhe (h), die Mundbreite (b), die Länge des Reflexkanals (l) (Hornlänge), eine eventuelle Differenzlänge (dl) die Fläche am Kanalbeginn (A_H) (Halsfläche) und das Volumen (VK) (Vorkammervolumen). Bei Reflexrohren mit rundem Querschnitt werden die Halsfläche (A_H) und die Mundfläche ($b \cdot h$) gleich dem runden Querschnitt gewählt. Die Form spielt dabei eine untergeordnete Rolle. Da es sich um ein offenes System handelt, muss als Horn typ das Rearloaded Horn gewählt werden. Natürlich kann sich der Reflexkanal auch erweitern oder verjüngen. So sind viele Gehäusetypen möglich, denen man eine genaue Zuordnung nicht geben kann, dessen Simulationsergebnis jedoch korrekt ist.

3.2.5 Bandpassgehäuse

Ein Bandpassgehäuse besteht aus einer geschlossenen Rückkammer (RK) und einer Vorkammer (VK) mit einem Reflexkanal der Länge l . Nur über diesen Kanal wird der Schall abgestrahlt. Es handelt sich also um einen Spezialfall des Frontloaded Typs. Abb. 3.5 zeigt den Aufbau.

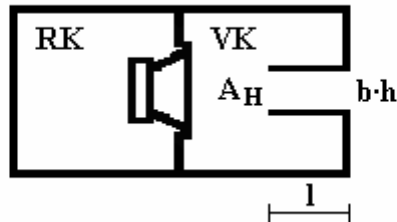


Abb. 3.5 Bandpassgehäuse

Auch hier kann der Tunnel mit konstantem Querschnitt über die Länge verlaufen, sich öffnen oder auch verjüngen. Unterschiedlichste Gehäusetypern wie Bandpass-Transmissionline oder Bandpass-Horn erschließen sich so einer Simulation. Die Halsfläche (A_H), Mundhöhe (h) und Mundbreite (b) sind wie bei den vorangegangenen Gehäusetypern definiert. Die Besonderheit bei Bandpässen ist die schmalbandige Schallwiedergabe die nur über 2 bis maximal 3 Oktaven verläuft. Durch die eigene Filterwirkung wird diese Konstruktion gerne für Subwoofer angewandt. Außerdem haben sie den Vorteil, dass sie gegenüber vergleichbaren Bassreflexsystemen meist einen besseren Wirkungsgrad besitzen.

3.2.6 Geschlossene Gehäuse

Das geschlossene Gehäuse ist die einfachste Lösung, einen Tieftonlautsprecher zu betreiben. Es verhindert durch die geschlossene Rückkammer, dass sich die beiden Schallanteile von Membranvorder- und Rückseite gegenseitig auslöschen (akustischer Kurzschluss). Dieser Gehäusertyp lässt sich mit AJ-HORN ebenfalls berechnen, da er einen Spezialfall des Frontloaded Horns darstellt. Abb. 3.6 zeigt den Aufbau eines geschlossenen Gehäuses.



Abb. 3.6 Geschlossenes Gehäuse

Das geschlossene Gehäuse ist also ein Frontloaded Horn, bei dem das Vorkammervolumen und die Hornlänge Null gesetzt werden, die Halsfläche (A_H) entspricht ebenso wie die Mundfläche ($b \cdot h$) der Membranfläche (S_d) des Chassis.

3.3 Dateneingabe

Nach der Vorstellung unterschiedlicher Gehäusetypen, die mit AJ-HORN simuliert werden können, wird die Dateneingabe erläutert.

3.3.1 Menüabschnitt „Lautsprecher“

Abb. 3.7 Menüabschnitt „Lautsprecher“

Lautsprecherchassis werden durch die heute üblichen Thiele-Small-Parameter (TSP) beschrieben. Sie geben Aufschluss über die Eigenschaften des Lautsprechers bei seiner Resonanzfrequenz. Der Frequenzgang eines Horns hängt, wie bei den einfacheren Gehäusetypen auch, in entscheidendem Maße von dem verwendeten Lautsprecher und seinen TSP ab. Deshalb ist es wichtig, diese Parameter zu kennen.

Gleichstromwiderstand R_{dc}

Dieser in elektrischen Ohm angegebener Wert bezeichnet den Widerstand der Schwingspule, wenn durch diese ein Gleichstrom fließt.

Freiluftresonanzfrequenz f_s

Dieser Wert in Hertz bezeichnet die Frequenz des ersten Maximums der elektrischen Impedanz eines nicht eingebauten Lautsprechers.

Elektrische Güte Q_{es}

Dieser dimensionslose Wert beschreibt den Einfluss der elektrischen Dämpfung.

Mechanische Güte Q_{ms}

Dieser dimensionslose Wert beschreibt den Einfluss der mechanischen Dämpfung.

Äquivalentvolumen V_{AS}

Dieser Wert in Liter bezeichnet das Volumen, das nötig wäre, um dieselbe Federsteifigkeit zu erreichen, wie die Membranaufhängung des Lautsprechers die durch die Sicke und Zentrier-spinne gegeben ist.

Elektrische Belastbarkeit P_{max}

Dieser Wert in Watt gibt die Herstellerangabe der elektrischen Belastbarkeit an. Sie wird für die Berechnung der linearen elektrischen Leistung und für den Maximalschalldruck benötigt.

Membranfläche S_d

Dieser Wert in cm^2 bezeichnet die effektiv schwingende Fläche der Lautsprechermembran.

Impedanz bei 1kHz und 10kHz

Die Schwingspuleninduktivität eines Lautsprechers ist über der Frequenz nicht konstant, sondern nimmt im Allgemeinen zu höheren Frequenzen ab. Ebenso besitzt die Schwingspulenimpedanz einen Imaginärteil, der sich mit zunehmender Frequenz vergrößert. Diesem Phänomen wird Rechnung getragen, indem die elektrische Impedanz in Ohm bei zwei Frequenzen (1kHz und 10kHz) eingegeben wird. Aus dem Impedanzgang eines Lautsprechers kann man diese beiden Werte sehr gut ablesen. Stehen diese Werte nicht zur Verfügung, so sollte der Wert für den Gleichstromwiderstand eingegeben werden. Zu berücksichtigen ist jedoch, dass die Simulation zu mittleren und hohen Frequenzen dann nicht mehr korrekt sein kann und auch der Einfluss auf die passive Frequenzweiche, vor allem bei höheren Trennfrequenzen, nicht mehr korrekt ist.

Lineare Auslenkung X_{max}

Dieser in +/- mm angegebene Wert bezeichnet die maximale Auslenkung der Schwingspule, bis sie den homogenen Bereich des Magnetfeldes verlässt. Darüber lässt die Kraft auf die Schwingspule nach und es kommt zu Nichtlinearitäten (Oberwellen, Klirrfaktor). Die maximale nichtlineare Auslenkung der Membran kann allerdings sehr viel höher liegen. Dieser Wert kann aus dem Datenblatt des Lautsprechers entnommen werden

Anzahl der Chassis

Dieser Wert bezeichnet die Anzahl der parallel geschalteten Lautsprecher in einem Horn. Zu beachten ist, dass alle diese Lautsprecher zusammen auf ein Horn der Mundhöhe (**h**), der Hornbreite (**b**), der Rückkammer (**V_{RK}**) usw. arbeiten.

Eingangsspannung U_e

In diesem Menüpunkt kann man die elektrische Eingangsspannung in Volt eingeben.

Für ein acht Ohm Chassis wählt man meist 2,83 V, dies entspricht einer Leistung von 1 W.

3.3.2 Menüabschnitt „Horn“

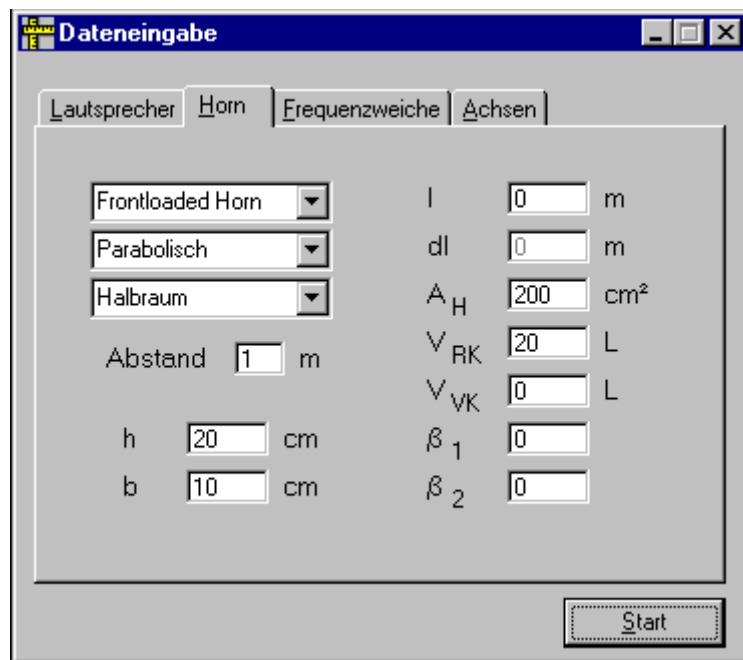


Abb. 3.8 Menüabschnitt „Horn“

In diesem Menüabschnitt werden die Abmessungen und Volumina des Horns, der Horntyp und die Öffnungsfunktion des Horns angegeben. Zu beachten ist, dass das Programm die ein-dimensionale Lösung der Hornleichung verwendet (siehe Kapitel 2 Horn-Theorie). Als Hornfunktion ist also nur die Fläche in Abhängigkeit von der Länge nötig.

Horntyp

Wahl des gewünschten Horntyps, Frontloaded oder Rearloaded.

Kontur

Die Benennung der Hornöffnungsfunktionen beruht auf historischen Vorgaben. Diesen zu Folge wird die Kontur als Radius eines kreisrunden Horns angesehen.

Ein **parabolisches Horn** ist ein Horn, dessen Radius sich mit der Quadratwurzelfunktion erweitert. Die Fläche ist also proportional der Länge.

Ein **konisches Horn** ist ein Horn, dessen Radius sich linear mit der Länge erweitert. Die Fläche geht also quadratisch mit der Länge.

Der Radius eines **Exponentialhorns** erweitert sich mit der Exponentialfunktion. Die Besonderheit der Funktion bringt es mit sich, dass sich auch die Fläche exponentiell erweitert.

Der Radius eines reinen **hyperbolischen Horns** erweitert sich mit der Kosinushyperbolicus-Funktion (cosh). Die Fläche geht also mit dem Quadrat von cosh.

Der Radius eines **oktalen hyperbolischen Horns** geht mit der achten Potenz der cosh- Funktion. Die Fläche also mit der 16ten Potenz von cosh.

Die Fläche eines **geometrischen Horns** ist definiert als Summe der unendlichen Reihe

$$A(z) = K \cdot (1 + z + z^2 + z^3 + z^4 + \dots)$$

Im Anfangsbereich ähnelt es stark dem Exponentialhorn, es öffnet sich aber mit zunehmender Länge immer schneller.

Raumposition

Dieser Parameter hat Einfluss auf den Wirkungsgrad und die Frequenzganglinearität im unteren, mittleren und oberen Übertragungsbereich. Verschiedene reflexionsfreie Aufstellungsbedingungen werden angenommen und können ausgewählt werden.

Frei

Diese Aufstellungsvariante findet man in einem reflexionsfreien Messraum ("schalltoter" -Raum). Sie ist momentan die einzige Möglichkeit zuverlässig Absolutmessungen mit hoher Genauigkeit auch im Tiefbassbereich durchzuführen. Die freie Aufstellung liegt allgemein immer dann vor, wenn die Hornöffnung nicht wesentlich kleiner ist als die Abmessungen der Schallwand und der Lautsprecher sonst frei nach allen Seiten abstrahlen kann.

Boden

Bei dieser Variante steht der Lautsprecher der freien Aufstellungsvariante auf dem Boden. Die Schallwand ist ebenfalls nicht wesentlich größer als die Hornöffnung.

Halbraum

Diese Aufstellungsvariante wurde den Berechnungen von Thiele und Small zugrunde gelegt. Die Ergebnisse beziehen sich auf die Montage des Lautsprechers oder Hornes in eine unendliche Schallwand.

Boden + Wand

Diese Aufstellungsvariante bezieht sich auf die Abstrahlung des Lautsprechers in den Viertelraum.

Ecke

Diese Aufstellungsvariante bezieht sich auf die Abstrahlung des Lautsprechers in den Achtelraum.

Abstand

Der Abstand r in Metern bezeichnet die Entfernung vom Lautsprecher zum Ohr bzw. Messmikrofon. Für Frontloaded Typen ist dies der Abstand Hornmund-Messmikrofon und für Rearloaded Typen der Abstand Chassismembran-Messmikrofon.

Mundhöhe h

Dies ist die Höhe des Horns an seiner Austrittsöffnung (Hornmund) in cm.

Mundbreite b

Dies ist die Breite des Horns an seiner Austrittsöffnung (Hornmund) in cm.

Hornlänge l

Dies ist der Weg zwischen dem Hornanfang (Hals) und dem Hornende (Mund) in m.

Differenzlänge dl

Dieser Wert in m spielt nur bei Rearloaded Hörnern (Abb. 3.2) und dessen Spezialfällen eine Rolle. Die Differenzlänge ist der Längenunterschied zwischen den beiden Schall abstrahlenden Medien Membran und Hornöffnung bezogen auf den Hörort. Sie ist positiv, wenn sich die Membran näher zum Hörort befindet. Wenn der Schall aus Membran und Hornmund gleiche Wege zum Hörort zurücklegen müssen, so ist die Differenzlänge 0. Diese Länge spielt bei der phasenrichtigen Summation zwischen Membranschall und dem Schall aus dem Hornmund eine Rolle.

Halsfläche A_H

Diese Fläche in cm^2 ist die Fläche am Anfang des Horns (Hals).

Rückkammervolumen V_{RK}

Dieser Wert in Liter beschreibt das Volumen der geschlossenen Rückkammer bei Frontloaded Hörnern. Der Wert bleibt bei Rearloaded Hörnern unberücksichtigt.

Druckkammer- bzw. Vorkammervolumen V_{VK}

Dieser Wert in Liter beschreibt das Volumen zwischen Lautsprechermembran und Hornanfang (Hals).

Dämpfungskoeffizient β_1 und β_2

Mit diesen Koeffizienten wird der Einfluss von Dämpfungsmaterial im Hornkanal beschrieben. Es wird davon ausgegangen, dass vom Hals (β_1) bis zum Mund (β_2) des Hornkanals die Dämpfung linear verläuft. Brauchbare Werte liegen zwischen 0 (keine Dämpfung, glatte Wände) und 1000 (starke Dämpfung). Es wird empfohlen zu Beginn der Berechnungen β_1 und β_2 auf 0 zu setzen um dann durch Verändern der Werte den Einfluss der Dämpfung zu beobachten.

Je nach eingesetztem Lautsprecher und der einzelnen Hornparameter können die verschiedenen Typen unterschiedliche Frequenzgänge hervorrufen. Manche sind linearer als andere, manche bieten eine niedrigere untere Grenzfrequenz, wieder andere den höchsten Wirkungsgrad und/oder die niedrigste Membranamplitude. Der Anwender ist also in der Lage, sich durch die Auswahl der Kontur einen Lautsprecher nach seinen Wünschen zu schaffen.

3.3.3 Menüabschnitt „Frequenzweiche“

In diesem Menüabschnitt kann eine passive Frequenzweiche hinzugefügt werden. Die Widerstände R_i werden in Ohm (W), die Induktivitäten L_i in mH und die Kapazitäten C_i in mF angegeben. Die folgende Abbildung zeigt den Aufbau der passiven Weiche.

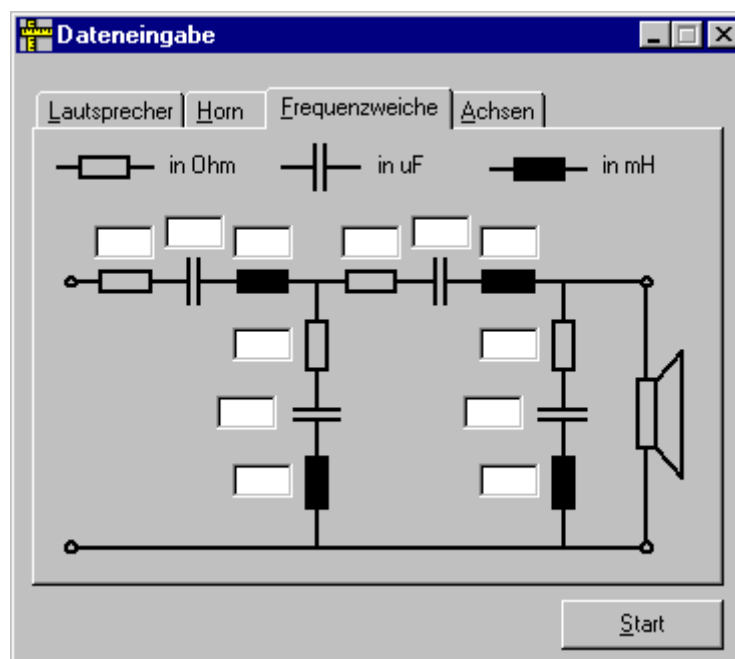


Abb. 3.9 Menüabschnitt „Frequenzweiche“

Werden die Eingabefelder freigelassen, werden die Bauteile bei der Berechnung nicht berücksichtigt. Wenn keinerlei Werte eingegeben wurden, besitzt das Chassis also keine passive Frequenzweiche.

3.3.4 Menüabschnitt „Achsen“

Wie schon weiter oben erwähnt, lassen sich mit AJ Horn verschiedene Eigenschaften eines (Horn-) Lautsprechers simulieren. Mit dieser Menüoption legt man eine automatische oder manuelle Achsenskalierung der Ausgabefrequenzgänge fest.

Schalldruck in dB (SPL)

Dieser auch als "Sound Pressure Level" (SPL) bekannte Wert gibt den simulierten Frequenzgang des Schalldrucks des Lautsprechers in einer Entfernung von r Metern auf Achse an. Er gehört zur Standardmessung eines jeden Lautsprechers und lässt viele Schlüsse auf das Klangverhalten des Lautsprechers zu, da das Ohr im hörempfindlichen Bereich ebenfalls als Drucksensor arbeitet.

Elektrische Impedanz in Ohm

Dieser Frequenzgang gehört ebenfalls zur Standardmessung und Beurteilung von Lautsprechern.

Membranamplitude in mm

Dieser Wert stellt den Frequenzgang der effektiven Membranauslenkung bei einer bestimmten Eingangsspannung dar. Gerade bei einem Horn wird die Membranamplitude in entscheidendem Maße reduziert und gleichzeitig der Schalldruck gesteigert. Dies ist der Grund für die fast schon als unglaublich geltenden Schalldrücke, die ein korrekt konstruiertes Horn abzugeben in der Lage ist, und für den legendären Ruf dieser Art Lautsprecher.

Linearer Maximalschalldruck in dB

Dieser Frequenzgang gibt den Schalldruck an, den der Lautsprecher erzeugen könnte, wenn die effektive Membranamplitude den effektiven Wert von X_{\max} erreicht. Er ist nur im Zusammenhang mit der erforderlichen elektrischen Leistung aussagefähig.

Erforderliche Leistung in Watt für den Maximalschalldruck

Dieser Frequenzgang gibt die benötigte Leistung an, um den Wert für die effektive Membranamplitude gleich dem Effektivwert von X_{\max} werden zu lassen. Der elektrischen Leistung sind natürlich auch thermische Grenzen gesetzt.

Fläche der Öffnungsfunktion in cm²

Dieses Fenster zeigt die Hornkonturfunktion in cm² an. Für eine genauere Angabe der Werte und eine spätere praktische Realisierung kann man sich auch die Zahlenwerte im Hauptmenü unter „Tools“ -> "Kontur listen" auch listen lassen.

Normierte spezifische Strahlungsimpedanz am Hornhals

Dieser durch Messungen schlecht zugängliche Wert ist ein Maß für die abgestrahlte akustische Leistung. In der fundamentalen Literatur über Akustik und in theoretischen Betrachtungen wird jedoch auf diese Größe Bezug genommen, so dass sie hier der Vollständigkeit auch zum Vergleich mit Literaturwerten angeführt wird. Der Realteil ist durchgezogen und der Imaginärteil gestrichelt dargestellt (siehe Kapitel 2.2.4).

3.4 Grenzen der Simulationsgenauigkeit

3.4.1 Der Lautsprecher selbst

Ein Lautsprecherchassis verhält sich nur bis zu einer gewissen Frequenz kolbenförmig, d.h. die Membran schwingt an allen Stellen mit gleicher Amplitude vor und zurück. Schwingt eine Membran nicht mehr kolbenförmig kommt es zu Membranresonanzen. Dieses Phänomen wird auch als "Aufbrechen" der Membran bezeichnet. Der Schalldruckfrequenzgang wird dann zunehmend wellig. Es versteht sich wohl von selbst, dass dies auch einen Einfluss auf den Schalldruckfrequenzgang des Horns hat.

3.4.2 Einbauposition des Lautsprechers

Bei gefalteten Tieftönhörnern wird oft aus Platzgründen der Treiber so wie in Abb. 3.10 zu sehen eingebaut. Der Treiber strahlt dann unsymmetrisch in den Hornhals hinein.

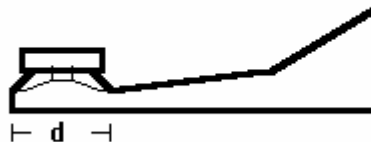


Abb. 3.10 Spezielle Einbauposition des Lautsprechers in ein Horn

Durch die unsymmetrische Einstrahlung des Treibers und durch Vorkammerinterferenzen kommt es zu Auslöschungen im Schalldruckfrequenzgang. Die niedrigste Frequenz dieser Auslöschung ist nach der Formel

$$f = \frac{c}{2 \cdot d}$$

berechenbar, wobei d in Metern angegeben werden muss. Etwas unterhalb dieser Frequenz hat diese Lautsprecheranordnung keinen Einfluss auf den Schalldruckfrequenzgang. Die Simulation ist dort also korrekt. Auch hat die Faltung des Horns vor allem bei tiefen Frequenzen einen erstaunlich geringen Einfluss.

3.4.3 Die Vorkammer

Die Vorkammer wird bei AJ-HORN durch einen relativ einfachen Zusammenhang beschrieben. Dieses Bild ist nur dann korrekt, wenn die Abmessungen kleiner als die Wellenlänge der abzustrahlenden Frequenz sind. Dies kann zu ungenauen Ergebnissen bei der Simulation sehr großer bassreflexähnlicher Konstruktionen führen. Auch kann es durch die Abmessungen der Vorkammer, allerdings erst bei relativ hohen Frequenzen, zu Einbrüchen in Schalldruckfrequenzgang kommen. Wenn Hörner auch an ihrem oberen Übertragungsende genutzt werden sollen, muss die Vorkammer so klein wie möglich gehalten werden. Die genaue Geometrie der Vorkammer spielt dabei auch eine Rolle (Phasenkorrektur).

3.4.4 Hornkontur

AJ-HORN bedient sich der Lösung der eindimensionalen Horngleichung. Es werden also ebene ausbreitende Wellen angenommen. Für langsam öffnende Konturen ist dies sehr gut erfüllt. Wird aber die Steigung der Öffnungsfunktion zu groß, breitet sich die Welle nicht mehr eben aus. Bei den meisten Bass- und Mitteltonhörnern wird man wohl keine Probleme haben. Die Simulationen sind für diese Typen sehr genau. Probleme können bei Hochtönlhörnern mit sehr großer Mundfläche auftreten. Das Ergebnis der Simulation ist dann zwar immer noch gut, aber nicht so exakt, wie bei einem Basshorn.

4 Lautsprecher-Chassis

4.1 Auswahlkriterien für das Chassis

In diesem Kapitel wird die Auswahl eines geeigneten Chassis für ein Basshorn beschrieben. Im Prinzip ist jeder Lautsprecher für ein Basshorn geeignet, nur gibt es gewisse Einschränkungen, die nicht jeden Treiber dafür interessant machen. Vor allem wirkungsgradschwache Lautsprecher mit hoher bewegter Masse und schwachen Antrieb sind nicht optimal für den Einbau in ein Basshorn geeignet, wenn man außer dem Bassbereich auch den Mittenbereich nutzen möchte. Bei diesen Chassis wird ein ebener Schalldruckverlauf über die hohe Membranmasse erreicht, die den Pegelanstieg zu höheren Frequenzen hin, durch die immer bessere Anpassung, bremst. Ein Basshorn verstärkt nur den Bassbereich, also jene Frequenzen wo die Membran selbst nicht angepasst ist. Im mittleren und oberen Frequenzbereich, wo bereits Anpassung durch den Lautsprecher selbst herrscht, bringt das Horn nichts mehr, außer vielleicht eine stärkere Richtwirkung (Bündelung des Schalls). Somit ist der Bassbereich zu laut gegenüber dem oberen Frequenzbereich. Umgekehrt sind wirkungsgradstarke Chassis mit leichter Membran und kraftvollen Antrieb im Bassbereich durch die fehlende Anpassung zu leise, wenn sie in ein herkömmliches Gehäuse einbaut werden. Gerade diese Lautsprecher sind für den Einbau in ein Horn prädestiniert, denn was der starke Antrieb im mittleren Frequenzbereich durch die Anpassung der Membran herausholt, schiebt das Horn im unteren Bereich nach. Durch ein Basshorn ist es möglich, dass ein kleines Chassis, das eigentlich nur für mittlere und hohe Frequenzen geeignet erscheint, den ganzen Frequenzbereich mit annähernd gleichem Pegel wiedergeben kann. Will man einen Lautsprecher aber nur im Bassbereich durch ein Horn betreiben, so spricht grundsätzlich nichts dagegen, auch einen wirkungsgradschwachen Lautsprecher zu verwenden. Ein effizienteres Chassis würde natürlich den Gesamtwirkungsgrad noch verbessern.

Im klassischen HiFi-Lautsprecher Lager wird man eher selten auf ein Chassis stoßen, das optimal für den Einbau in ein Basshorn erscheint. Die meisten HiFi-Lautsprecher sind für den Einsatz in einem Bassreflex- oder Geschlossenen Gehäuse ausgelegt. Eher fündig wird man da schon in der professionellen Lautsprecherfamilie, wo Chassis mit starkem Antrieb und leichten Membranen häufiger vertreten sind. Diese Schallwandler sind primär auch nicht für den Bassbereich dimensioniert, ihre Aufgabe liegt vielmehr in der lautstarken Wiedergabe mittlerer und höherer Frequenzen. Aber gerade diese Chassis sind optimal für den Einbau in ein Basshorn, wenn man das ganze Audio-Frequenzspektrum nutzen möchte. Es gibt nur sehr wenige Schallwandler und diese sind meist sehr teuer, die einen ordentlichen Frequenzgang bis in den Höchsthochfrequenzbereich besitzen. Somit braucht man meistens einen Hochtontpartner, der die Wiedergabe dieses Bereiches übernimmt. Hier bieten sich natürlich Hochtontöner an, die einen hohen Wirkungsgrad besitzen und mit dem Basshorn mithalten können. Ein HiFi- Kalotten- Hochtöner ist meist zu leise für diesen Zweck. Eine Interessante Alternative stellen so genannte Koaxialchassis dar. Hier sind Bass- Mitteltöner und Hochtöner in einem Lautsprecher vereint, besitzen aber getrennte Antriebe.

In erster Linie wurden die in Frage kommenden Chassis, nach den oben beschriebenen Kriterien ausgewählt. Um einen noch relativ wohnraumfreundlichen Bass-Hornlautsprecher realisieren zu können, darf das Chassis natürlich nicht zu groß ausfallen. Damit wiederum eine gewisse Dynamik erhalten bleibt, darf der Schallwandler aber auch nicht zu klein sein (Belastbarkeit). Ein gutes Mittelmaß stellen Lautsprecher mit 13 – 20 cm Durchmesser dar.

Für die endgültige Entscheidung braucht es natürlich auch eine gewisse Erfahrung, denn rein aus den technischen Daten kann man meist keinen überlegenen Lautsprecher ermitteln. Lautsprecher verhalten sich da ähnlich wie wir Menschen, der Eine kann immer etwas besser als der Andere und umgekehrt. Ein Universalgenie gibt es nicht. Der Anwender muss daher genau wissen, was er von einem Lautsprecher verlangt, und da gibt sehr viele Kriterien nach denen man sich orientieren kann. Ein weiteres Problem ist, dass man kaum ein Chassis test hören kann, man muss die Entscheidung daher meist taub treffen. Es bleibt einen im Prinzip nichts anderes übrig, als ein gewisses Risiko einzugehen, wenn man ein neues Lautsprecherprojekt verwirklichen will.

Die Entscheidung für dieses Lautsprecherprojekt viel zugunsten des B&C 8CX21 aus, der im Folgenden vorgestellt wird.

4.2 B&C 8CX21, 21 cm Koaxiallautsprecherchassis



8 CX 21 | **Coaxials**

Abb. 4.1 B&C 8CX21 Koaxialchassis

Die Abb. 4.1 zeigt schön den Aufbau eines Koaxial-Chassis. Der Treiber für das Hochtonhorn ist auf dem Rücken des Magneten vom Tieftöner geschraubt. Die Schallführung vom Hochtonhorn verläuft zuerst durch den Polkern und wird dann über die Konusmembran des Tieftöners fortgesetzt. Es gibt auch Konstruktionen, bei der die Hochtoneinheit vor der Tieftonmembran angebracht ist. Dabei wird hauptsächlich ein kleiner Kalottenhochtöner eingesetzt. Diese Bauweise wird gerne bei HIFI- und Autoaxiallautsprecher verwendet.

Die Abb. 4.2 zeigt die Vorderseite des **B&C 8CX21**. Bei erster Betrachtung erkennt man kaum einen Unterschied zu einem herkömmlicher Konuslautsprecher, abgesehen vom achteckigen Gusskorb.



Abb. 4.2 Frontansicht B&C 8CX21

Die Dustkap, das ist die kalottenförmige Abdeckung im Zentrum des Lautsprechers ist im Gegensatz zu einem normalen Chassis schalldurchlässig. Sie besteht aus getränktem Gewebe, damit sie eine gewisse Steifigkeit besitzt. Abb. 4.3 zeigt den inneren Aufbau hinter der Dustkap. Man erkennt recht gut den Hornkegel, der dann über die Tieftonmembran fortgesetzt wird.

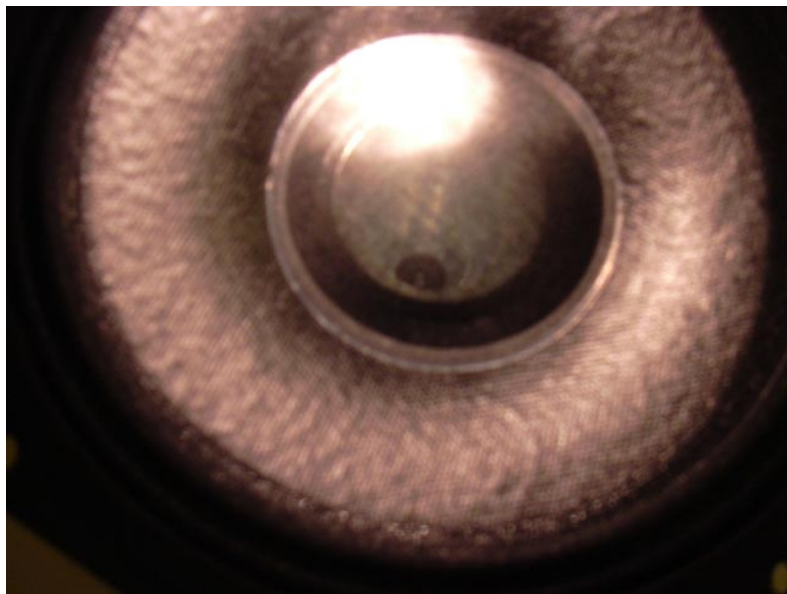


Abb. 4.3 Einblick Hochtonkegel B&C 8CX21

Der große Vorteil der Koaxialbauweise ist, dass die akustischen Zentren von Hoch- und Tieftöner auf einer Achse liegen, daher stammt auch die Bezeichnung Koaxialchassis. Dadurch ergibt sich eine gleichmäßige Schallabstrahlung in alle Richtungen. Bei Mehrwegsystemen, wo die akustischen Zentren nicht auf einer Achse liegen, ergeben sich zwangsläufig unterschiedliche Abstrahlcharakteristiken in vertikaler und horizontaler Richtung.

4.2.1 Technische Daten (Herstellerangaben)

4.2.1.1 Allgemeine Daten

Nenn Durchmesser	210 mm (8 in)
Nenn Impedanz	8 Ω
Minimum Impedanz	6,1 Ω . (LF), 7,2 Ω . (HF)
Frequenzbereich	75 – 20000 Hz
Abstrahlwinkel	100°
Tiefton-Einheit (LF)	
Empfindlichkeit (1W/1m)	94 dB
Belastbarkeit (70 –700 Hz)	
Nenn	200 W
Musik	400 W
Schwingspulen Durchmesser	52 mm (2 in)
Schwingspulendraht	Kupfer
Hochton-Einheit (HF)	
Empfindlichkeit (1W/1m)	101 dB
Belastbarkeit (2200 –20000 Hz)	
Nenn	25 W
Musik	50 W
Schwingspulen Durchmesser	36 mm (1,4 in)
Schwingspulendraht	Aluminium
Membranmaterial	Mylar
Abmessungen	
Maximaler Durchmesser	225 mm (8,8 in)
Befestigungslochkreis	210 mm (8,3 in)
Einbaudurchmesser	187 mm (7,4 in)
Einbautiefe	135 mm (5,3 in)
Flansch- und Korbdicke	12 mm (0,5 in)
Nettogewicht	4 kg (8,8 lb)

4.2.1.2 Thiele & Small Parameter

Resonanzfrequenz f_s	74 Hz
Gleichstromwiderstand R_{dc}	5,2 Ω
Elektrische Güte Q_{es}	0,39
Mechanische Güte Q_{ms}	4,1
Gesamtgüte Q_{ts}	0,36
Äquivalentvolumen V_{as}	15 dm ³ (0,55 ft ³)
Effektive Membranfläche S_d	220 cm ² (34,1 in ²)
Halbraumwirkungsgrad η_0	1,5%
Maximaler Hub X_{max}	\pm 5 mm
Membranmasse M_{ms}	21 g
Wandlerkonstante Bl	11,5 Tm (N/A)
Schwingspuleninduktivität L_e (LF)	1,2 mH

4.2.1.3 Schalldruckfrequenzgang

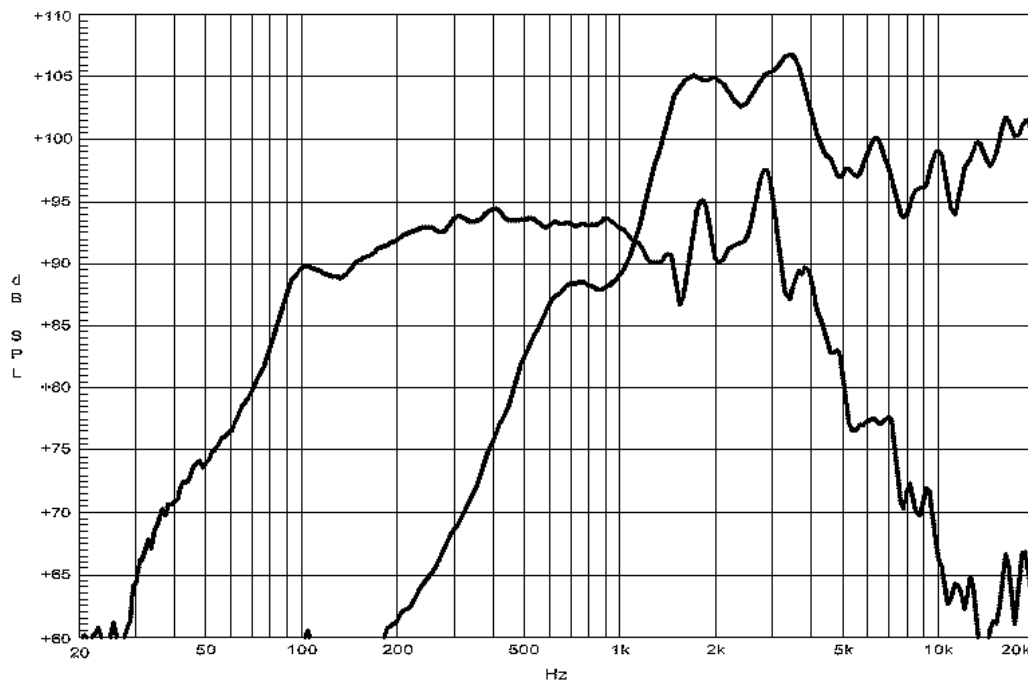


Abb. 4.4 Schalldruckfrequenzgang B&C 8CX21 (Herstellerangabe)

Abb.4.4 zeigt den Schalldruckfrequenzgang des Tief- und Hochtöners (Herstellerangabe). Man erkennt beim Tieftöner recht deutlich den Schalldruckabfall zu tieferen Frequenzen, der ab ca. 300 Hz einsetzt. Der Schalldruckverlauf ist bis ca. 1500 Hz sehr eben und raut dann durch Membranresonanzen recht stark auf. Das Hochtönerhorn glänzt durch einen recht hohen Schalldruckpegel. Bei ca. 3500 Hz hat es ein Maximum von immerhin 107 dB. Durch richtige Wahl von Korrekturgliedern in der Frequenzweiche können die Unebenheiten im Schalldruckverlauf meist geglättet und an das Pegelniveau des Tieftöners angeglichen werden (siehe Abb. 9.5, Abb. 9.7 und Abb. 9.9).

4.2.1.4 Impedanzfrequenzgang

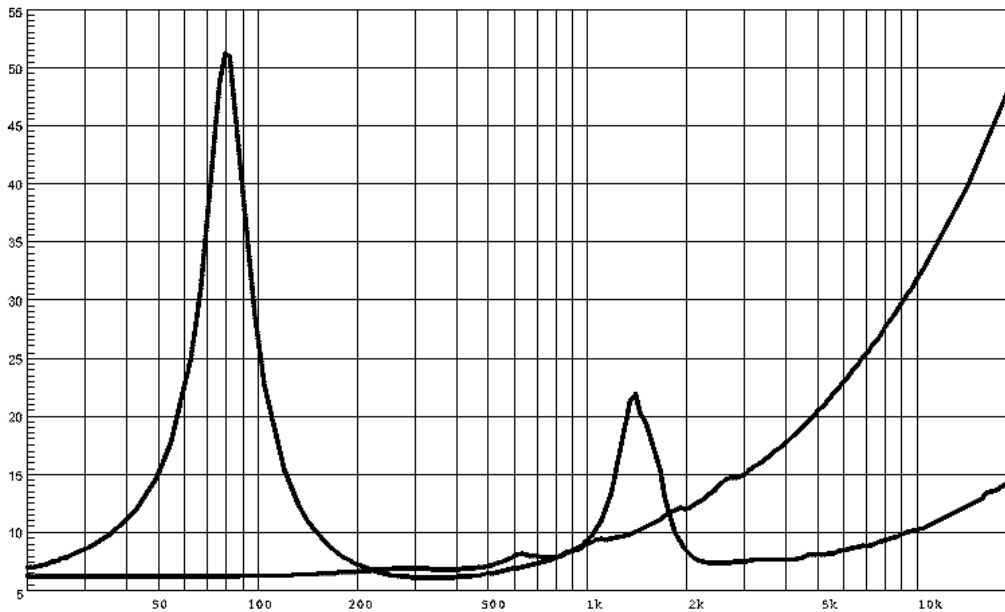


Abb. 4.5 Impedanzfrequenzgang B&C 8CX21 (Herstellerangabe)

Abb.4.5 zeigt den Impedanzfrequenzgang des Tief- und Hochtöners (Herstellerangabe). Die Resonanzfrequenzen von Tief- und Hochtöner lassen sich aus der Impedanzkurve sehr gut ablesen. Beim Tieftöner liegt sie bei ca. 80 Hz, das Hochtönerhorn hat bei ca. 1500 Hz seine Resonanzfrequenz. Weiters erkennt man auch den Impedanzanstieg durch die Schwingspuleninduktivität, die beim Tieftöner um vieles größer ist als beim Hochtöner.

5 Hornentwurf mittels AJ-HORN

In diesem Kapitel wird der Hornentwurf mit zu Hilfenahme der Simulationssoftware AJ-HORN schrittweise gezeigt. Die Software selbst wurde bereits in Kapitel 3 Simulationssoftware AJ-HORN ausführlich vorgestellt.

5.1 Dateneingabe in AJ-HORN

5.1.1 Menüpunkt „Lautsprecher“

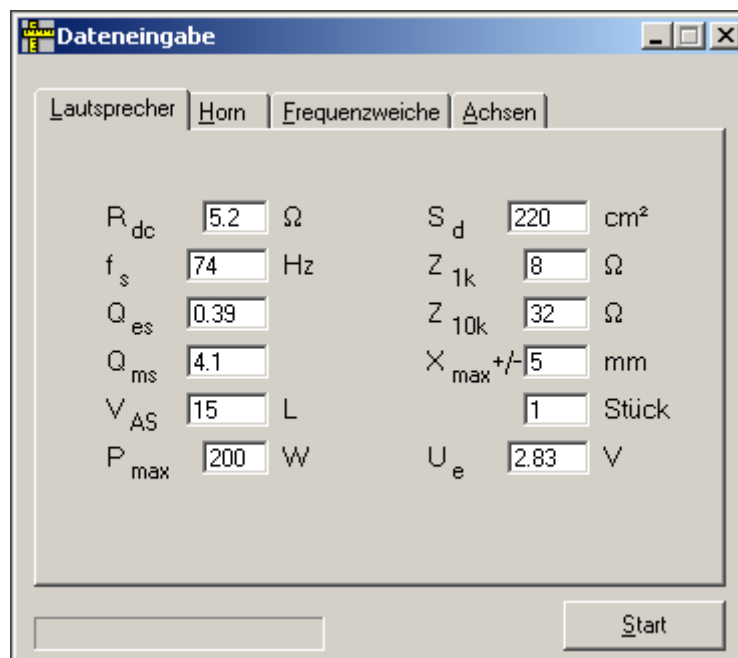


Abb. 5.1 Menüpunkt „Lautsprecher“

Im Menüpunkt Lautsprecher werden die Thiele-Small-Parameter des Chassis eingegeben. Die Impedanzwerte bei 1 und 10 K Ω können aus dem Impedanzfrequenzgang des Lautsprechers entnommen werden (siehe Abb. 4.5). Die Eingangsspannung wird auf 2.83 V festgelegt, was einer Leistung von 1 W an 8 Ω entspricht.

5.1.2 Menüpunkt „Horn“

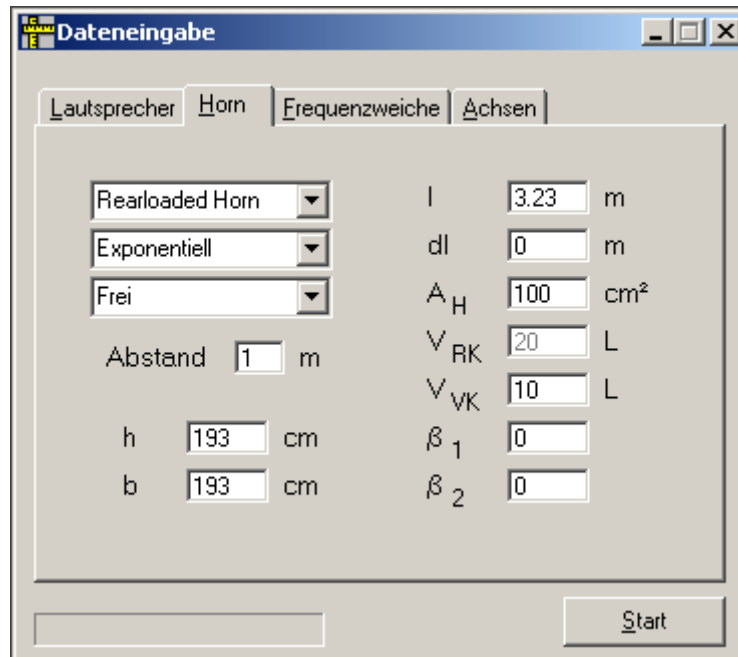


Abb. 5.2 Menüpunkt „Horn“

Als HornTyp wird ein rearloaded Horn gewählt, d.h. der Schallwandler strahlt direkt und über das Horn Schall ab. Für die Hornöffnungsfunktion wird die Exponentialfunktion gewählt. Bei der Eingabe des Horns hat man einen sehr großen Spielraum. Der Anwender entscheidet, wann er mit dem Simulationsergebnis zufrieden ist oder nicht. Im Gegensatz zu anderen Programmen berechnet AJ-HORN nicht automatisch ein optimales Gehäuse. Hier kann der Entwickler nur seine Ideen simulieren.

Am Anfang geht man am besten vom theoretischen Ansatz mit optimalen Parametern aus. Man gibt die Hornparameter, die man für den Lautsprecher und einer beliebigen Trichterwellengrenzfrequenz berechnet hat, einfach ein. In Abb. 5.2 wird das Beispiel von Kapitel 2.4 eingegeben. Ein Exponentialhorn mit einer Trichterwellengrenzfrequenz von 50 Hz für ein Chassis mit 20 cm Durchmesser. Der Hornmund hat eine Fläche von $3,75 \text{ m}^2$, das entspricht einem Quadrat von $193 \times 193 \text{ cm}$. Die Halsfläche hat 100 cm^2 und das Horn ist für diesen Fall 3,23 m lang. Für die Druck- bzw. Vorkammer werden 10 Liter gewählt. Die Dämpfungskoeffizienten setzt man zuerst am besten auf Null, da zunächst ein ungedämpftes Horn betrachtet wird. Als nächstes wird, falls benötigt, die Frequenzweiche eingegeben.

5.1.3 Menüpunkt „Frequenzweiche“

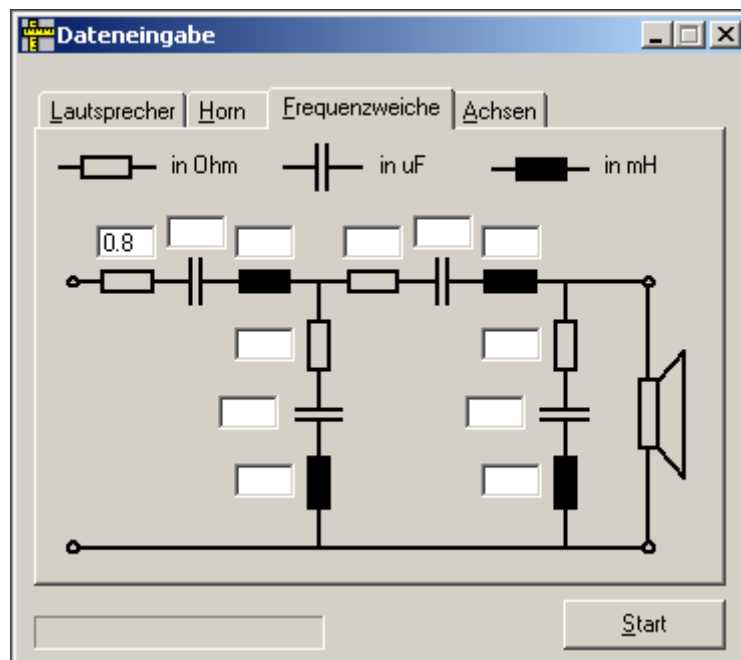


Abb. 5.3 Menüpunkt „Frequenzweiche“

Meist weiß man in diesem Entwicklungsstadium noch nichts über die Frequenzweiche. Daher kann man diesen Punkt zuerst auch auslassen. Da die Trennfrequenz meist um ein vielfaches höher liegt als der Wirkungsbereich des Horns, reicht es vollkommen aus, wenn man nur die Verlustwiderstände der Spulen und Zuleitungen berücksichtigt. Ein guter Anhaltspunkt dafür sind ca. 10% vom Normimpedanzwert des Chassis, also 0,8 Ohm.

5.1.4 Menüpunkt „Achsen“

Für die ersten Schritte werden alle Achsen auf AUTOSCALE eingestellt (Grundeinstellung).

Jetzt steht nichts mehr im Wege den Start-Button zu drücken, um das Simulationsergebnis zu betrachten.

5.2 Horndimensionierung

5.2.1 Ansatz mit optimalen Hornparametern

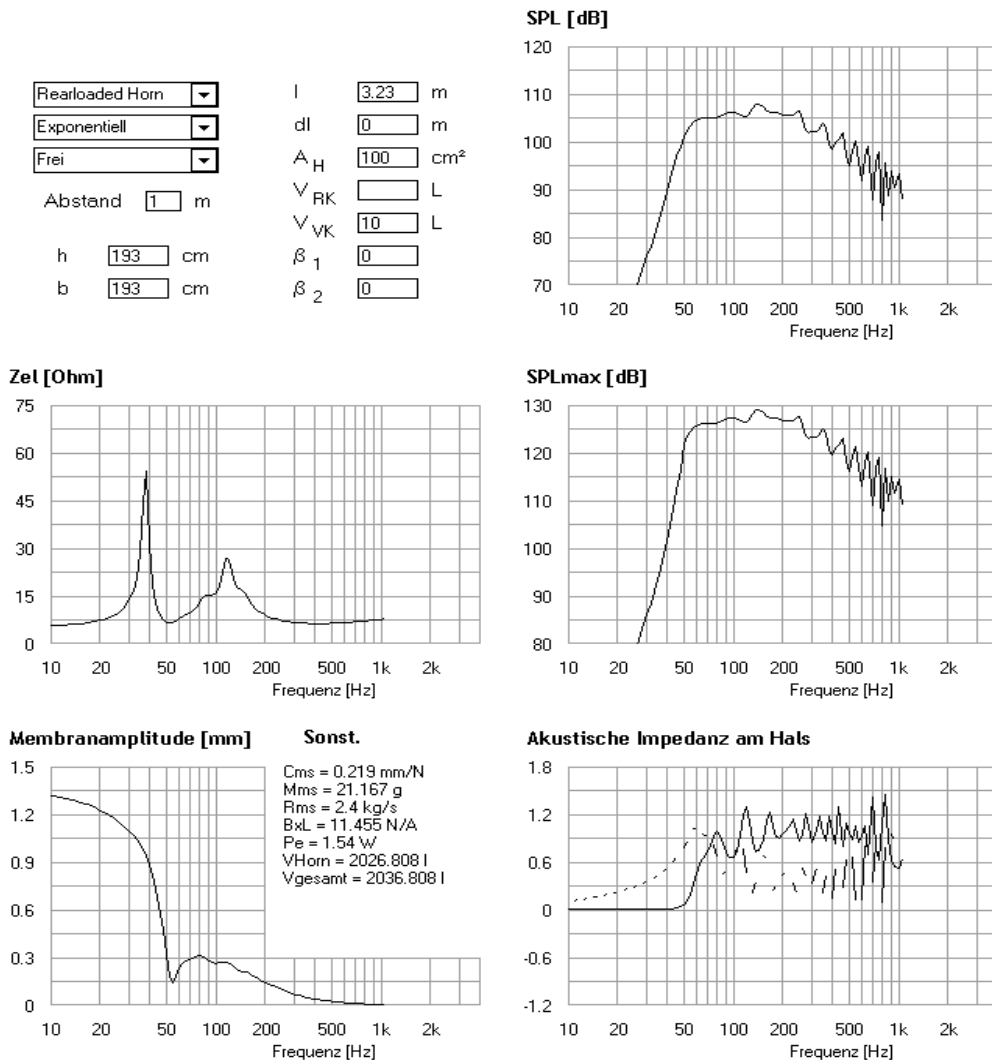


Abb. 5.4 Simulation mit optimalen Hornparametern

Das Ergebnis in Abb. 5.4 macht einen ordentlichen Eindruck, der Schalldruckpegel ist eben, erreicht 105 dB bei 1 Watt und nimmt unter 50 Hz steil ab. Hier sieht man ganz deutlich bis zu welchen Frequenzen das Horn den Lautsprecher an die Umgebung anpasst. Aus der Membranamplitude ist ebenfalls die Wirkung des Horns ersichtlich. Die Impedanzkurve mit den zwei ausgeprägten Maxima (bei ca. 39 und 115 Hz), sowie den dazwischen liegenden Minimum (bei ca. 53 Hz), ist ähnlich wie der Impedanzverlauf einer Bassreflexbox. Auch der Membranhub hat ein Minimum bei 53 Hz. Über 50 Hz wird die Membran durch das Horn stark belastet und kann somit nur wenig Hub vollführen. Unterhalb steigt die Auslenkung rapide an und wird nur mehr von der Membraneinspannung begrenzt. Die Anpassung wird auch durch die normierte akustische Impedanz am Hals dargestellt. Man sieht auch hier ganz deutlich den Einfluss der Trichterwellengrenzfrequenz von 50 Hz. Bei ca. der 1,5-fachen Trichterwellengrenzfrequenz herrscht annähernd Anpassung am Hals (siehe Kapitel 2.2.4).

Nachteil: Das Horn benötigt über 2 m^3 an Volumen und das ist einfach zu groß für einen wohnzimmergerechten Lautsprecher. Im nächsten Schritt wird der Hornmund drastisch reduziert, z.B. auf $45 \times 45 \text{ cm}$ ($1/18$ der ursprünglichen Fläche), alle anderen Werte bleiben unverändert. Da die Hornlänge nicht verändert wird, sinken das Öffnungsmaß und dadurch auch die Trichterwellengrenzfrequenz auf ca. 26 Hz ab.

5.2.2 Verkleinerte Mundfläche

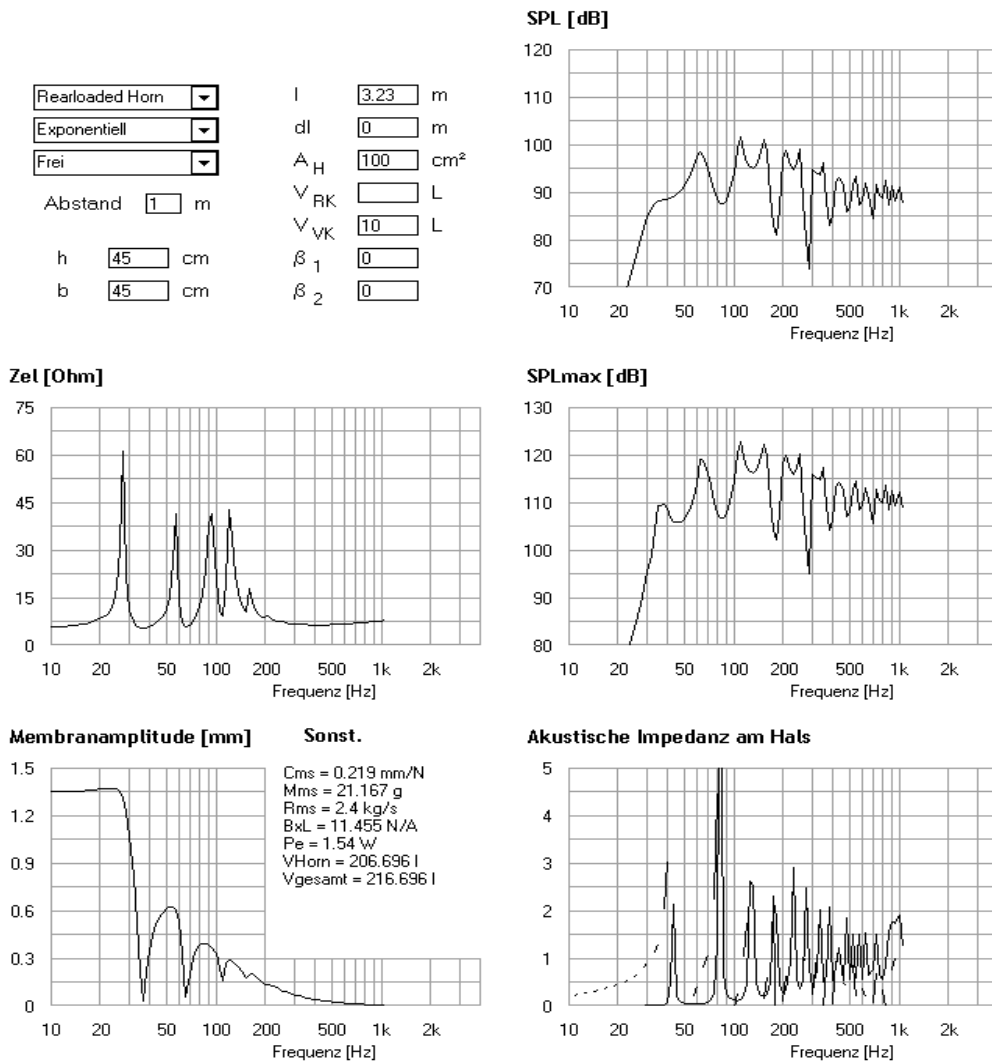


Abb. 5.5 Simulation mit verkleinerter Mundfläche

Abb. 5.5 zeigt die Verhältnisse bei stark reduzierter Mundfläche. Der annähernd reflexionsfreie Abschluss ist hier nicht mehr gegeben. Der Schallpegel ist niedriger und durch die Reflexionen sehr wellig. Dies zeichnet sich auch in den anderen Diagrammen ab. Dieses Horn hat zwar nur mehr ein Volumen von 207 Litern (10% des ursprünglichen Hornvolumens) ist aber unbrauchbar. Im nächsten Schritt lässt man die kleine Mundfläche bestehen und es wird nur die Druckkammer(Vorkammer) auf z.B. 1 Liter verkleinert. Alle anderen Werte bleiben wieder unverändert, um den Einfluss besser veranschaulichen zu können.

5.2.3 Verkleinerte Druckkammer

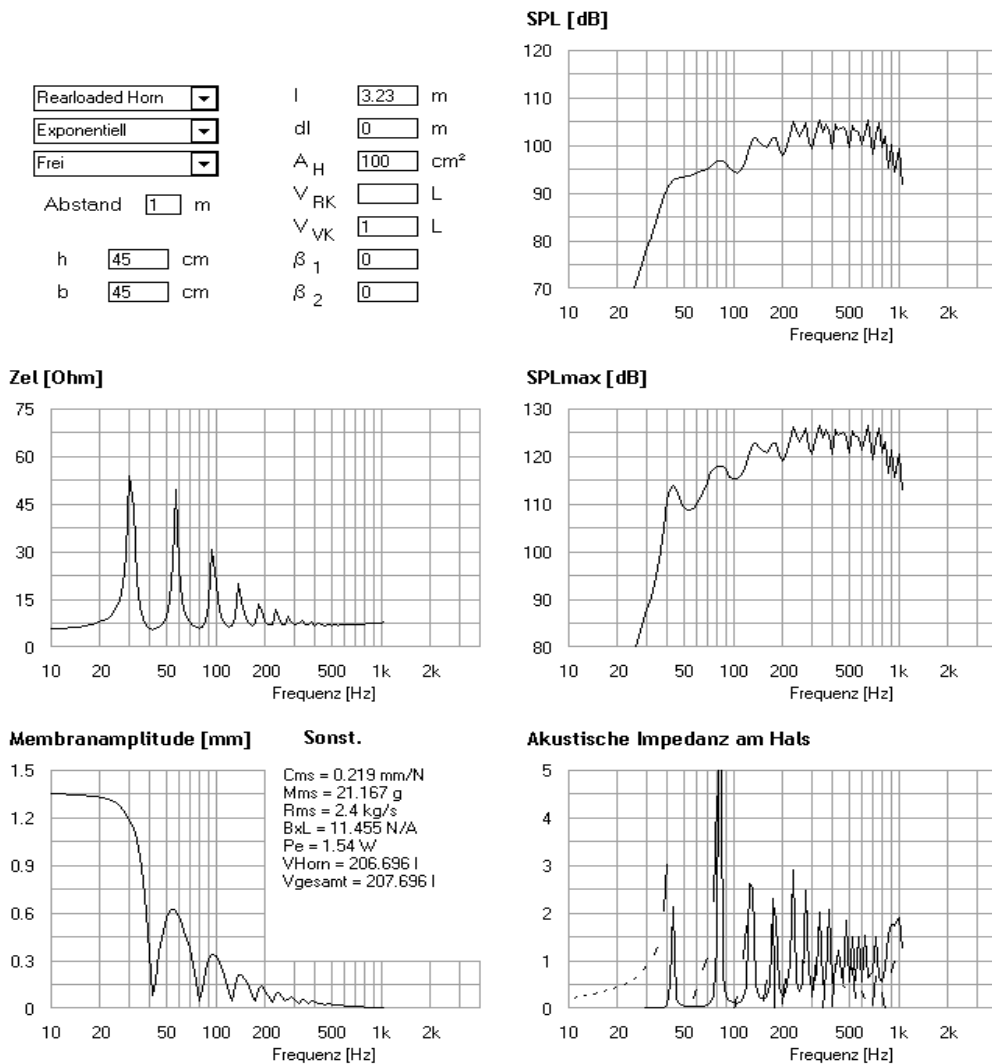


Abb. 5.6 Simulation mit verkleinerter Druckkammer

Die Druckkammer dient generell der Verbesserung des Wirkungsgrades und hat, wie es in Abb. 5.6 gezeigt wird, einen sehr großen Einfluss auf den Schalldruckpegel des Horns. Obwohl der Hornmund um ein vielfaches zu klein ist, verläuft der Schallpegel recht glatt, erreicht aber nicht den hohen Pegel. Mit einer Mundfläche von 0,2 m² (45x45 cm) ist das Horn erst ab einer Frequenz von ca. 220 Hz (Trichtermündungsgrenzfrequenz) annähernd angepasst (Berechnung siehe Kapitel 2.3.2). Unterhalb dieser Frequenz nimmt der Schallpegel daher mit ca. 6 dB pro Oktave ab. Die Trichterwellengrenzfrequenz für das in Abb. 5.6 gezeigte Horn liegt bei ca. 26 Hz. Der zweite Knick bei ca. 40 Hz kommt dadurch zustande, da beim Exponentialhorn erst ab ca. der 1,5-fachen Trichterwellengrenzfrequenz annähernd Anpassung am Hals herrscht (siehe Kapitel 2.2.4). Der Konstrukteur kann nun durch Feinabstimmung der einzelnen Parameter ein Horn entwickeln, das bei vertretbarer Volumengröße und zu kleiner Mundfläche eine relativ gleichmäßige Schallwiedergabe ermöglicht. Der hohe Wirkungsgrad des theoretisch optimalen Horns wird dabei aber nicht erreicht, dennoch ist er deutlich besser als bei Geschlossenen- oder Bassreflexsystemen (siehe Abb. 5.12). Im nächsten Schritt wird das Horn gekürzt, das Öffnungsmaß bzw. die Trichterwellengrenzfrequenz bleiben dabei gleich.

5.2.4 Verkürztes Horn

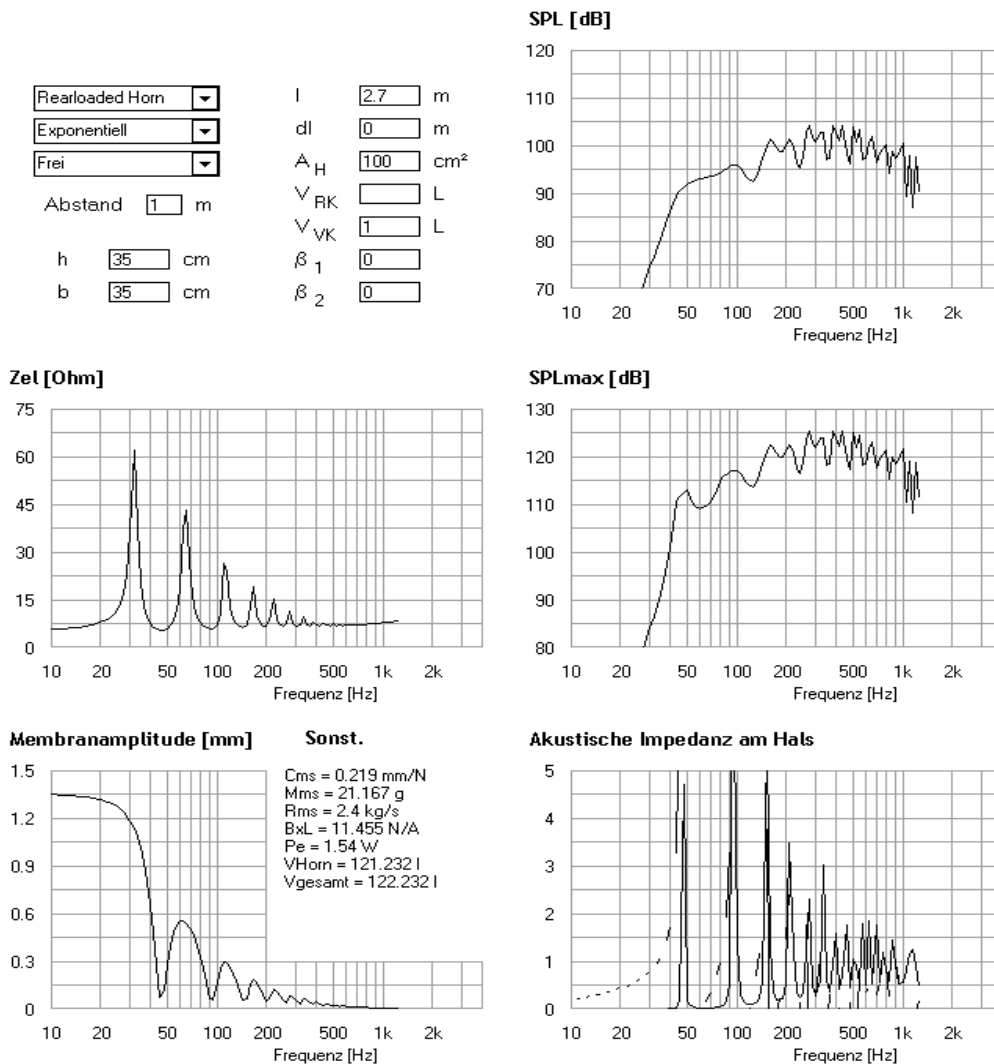


Abb. 5.7 Simulation des verkürzten Horns

In Abb. 5.7 ist das Simulationsergebnis des verkürzten Horns dargestellt. Im Vergleich zur etwas längeren Version in Abb. 5.6, ist kaum ein Unterschied zu erkennen. Durch die kleinere Mundfläche erhöht sich die Trichtermündungsgrenzfrequenz. Diese liegt jetzt bei ca. 280 Hz (Berechnung siehe Kapitel 2.3.2). Der Schallpegel ist minimal niedriger aber die größte Differenz ergibt sich beim Volumenbedarf des Horns. Statt 207 Liter braucht das verkürzte Horn nur mehr 121 Liter. Dieses Volumen lässt sich schon viel einfacher in ein wohnraumfreundliches Gehäuse integrieren. Im nächsten Schritt wird der Einfluss der Aufstellung des Horns gezeigt. Bis jetzt wurde die Simulation immer unter Freiluftbedingungen ohne Begrenzungsflächen durchgeführt. Da aber im Wohnraum immer Wände vorhanden sind, die die Schallausbreitung beeinflussen (Vorlesung Raumakustik), ist es sinnvoll deren Auswirkung zu kennen.

5.2.5 Einfluss von Begrenzungsflächen

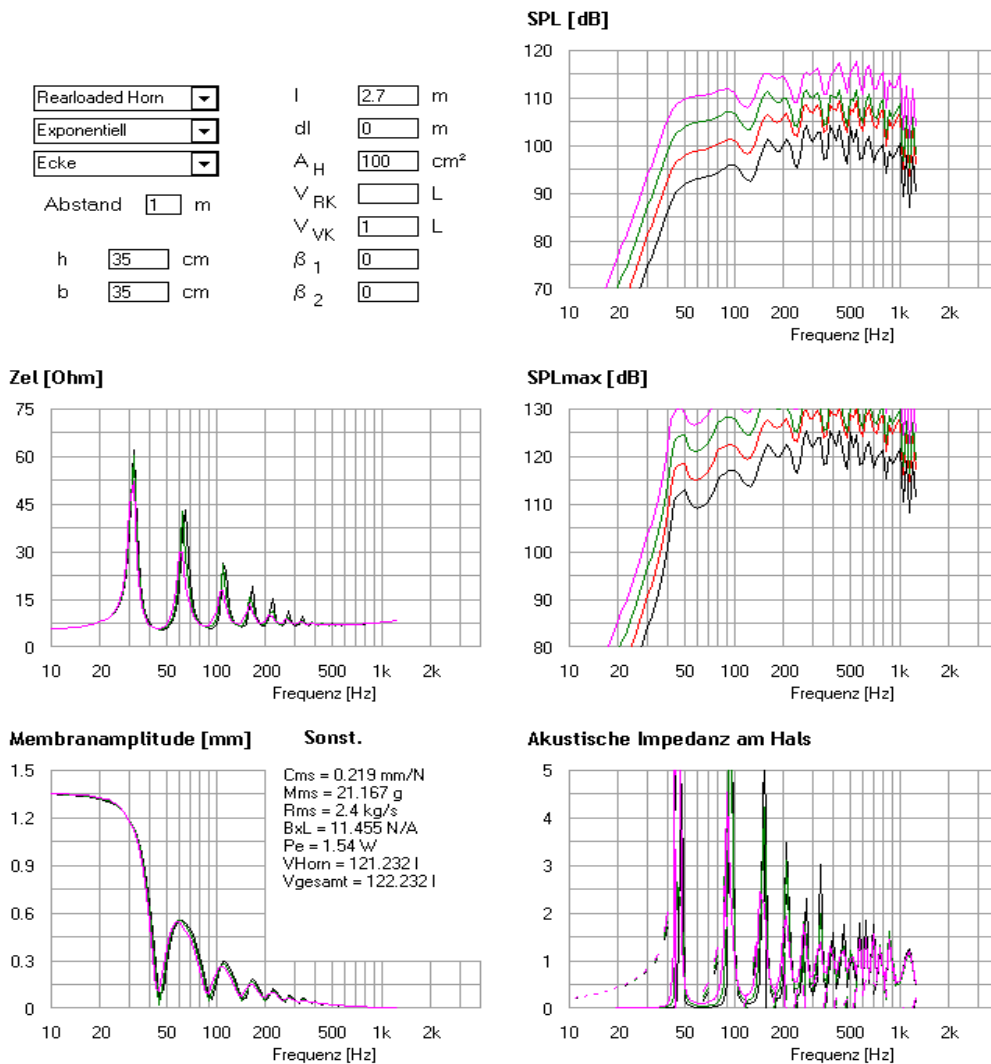


Abb. 5.8 Simulation unter Berücksichtigung der Begrenzungsflächen

In Abb. 5.8 ist der Einfluss der Begrenzungsflächen dargestellt. Die schwarze Kurve beschreibt die Freifeldausbreitung, rot die Ausbreitung im Halbraum (Bodenaufstellung), violett die Ausbreitung im Viertelraum (Bodenaufstellung vor Wand) und grün die Ausbreitung im Achtelraum (Eckaufstellung). Man sieht sehr gut, dass der Schallpegel mit der Anzahl der Begrenzungsflächen zunimmt. Der Grund dafür ist, dass sich die Energie auf ein kleineres Raumvolumen aufteilt und somit die Schallintensität zunimmt. Weiters erkennt man auch, dass die Schalldruckkurven mit der Anzahl der Begrenzungsflächen ebener werden. Im tiefen Frequenzbereich addieren sich die Anteile des Direktschalls und der Reflexionen von den Begrenzungsflächen phasenrichtig (Abstand Quelle zu Begrenzungsfläche \ll Wellenlänge, Spiegelschallquellenprinzip, siehe RAUMAKUSTIK-SKRIPTUM [6]). Dies gilt für jedes Lautsprechersystem, das im untersten Frequenzbereich kugelförmig Schall abstrahlt. Fast jeder konnte diesen Effekt wahrscheinlich schon beobachten, wenn die Lautsprecher nahe einer Wand oder in einer Ecke aufgestellt wurden. Bei Bassreflexsystemen, die bei freier Aufstellung im Bassbereich einen ebenen Frequenzgang besitzen, werden die Bässe stark überbetont und es ergibt sich ein wummernder und unpräziser Klang.

Beim Bass-Horn mit zu kleiner Mundfläche fällt der Schallpegel im Tieftonbereich flach ab und es kann durchaus klanglich ein Vorteil sein, wenn man das Hornsystem nahe einer Wand oder in einer Ecke aufstellt. Bei den folgenden Simulationen wurde immer die Bodenaufstellung gewählt, da dies in der Praxis fast immer der Fall ist. Im nächsten Schritt wird die Druckkammer nochmals variiert, mit dem Ziel den Schallpegelverlauf weiters zu verbessern.

5.2.6 Variation der Druckkammer

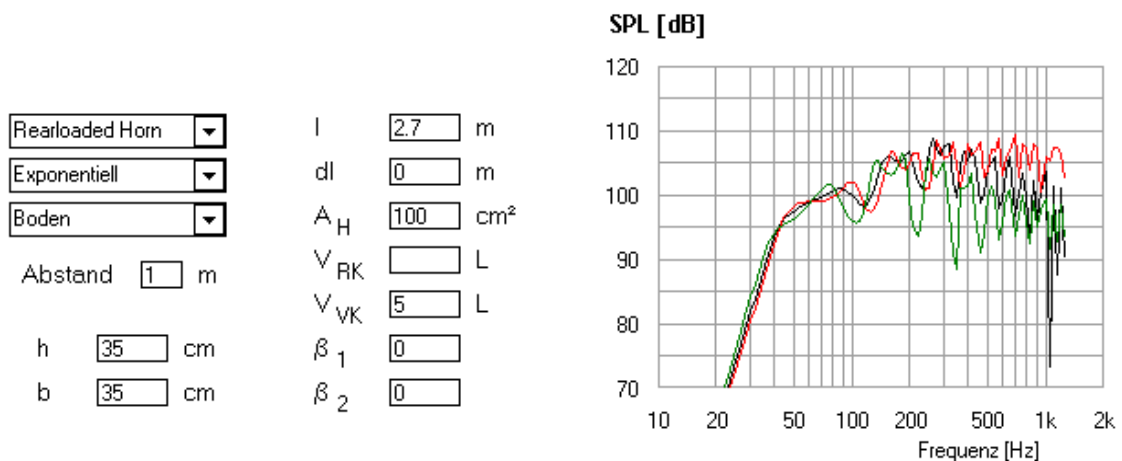


Abb. 5.9 Simulation mit verschiedenen Druckkammervolumina

In Abb. 5.9 ist der Schalldruckverlauf für verschiedene Druckkammervolumina dargestellt. Die rote Kurve gilt für 0 Liter, schwarz für 2 Liter und grün für 5 Liter. Bei 2 Liter ist der Schalldruckverlauf am glätttesten, d.h. die Druckkammer sollte ein Volumen im Bereich um 2 Liter haben.

Im nächsten Schritt wird die Halsfläche variiert. Dabei bleiben die Hornlänge und die Mundfläche unverändert, d.h. das Öffnungsmaß und die Trichterwellenfrequenz ändern sich.

5.2.7 Variation der Halsfläche

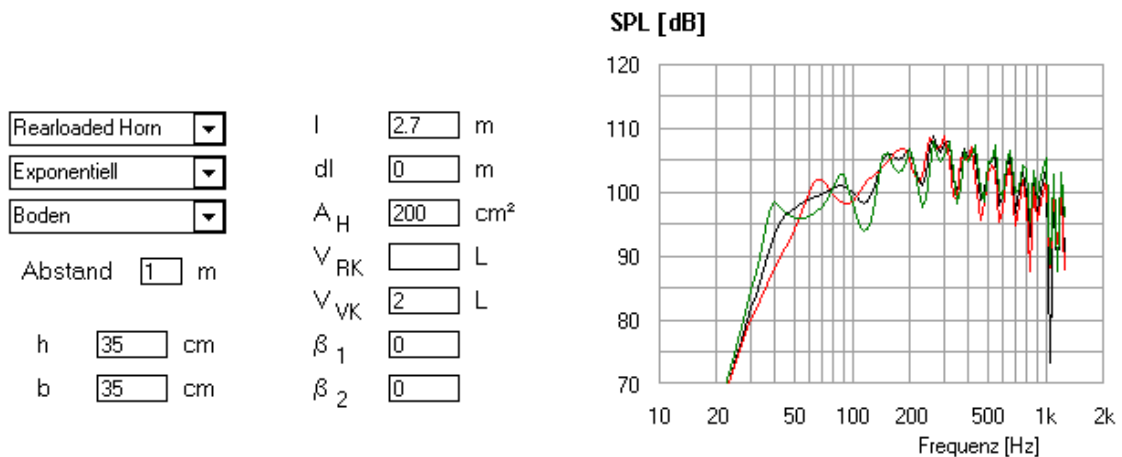


Abb. 5.10 Simulation mit verschiedene Halsquerschnitte

In Abb. 5.10 sind die Auswirkungen der unterschiedlichen Halsquerschnitte dargestellt. Rot gilt für eine Halsfläche von 50 cm², schwarz für 100 cm² und grün für 200 cm². Es ergibt sich ein Optimum bei ungefähr 100 cm².

Im nächsten Schritt wird noch der Einfluss von Dämpfungsmaterial im Horn gezeigt.

5.2.8 Einfluss von Dämpfungsmaterial im Horn

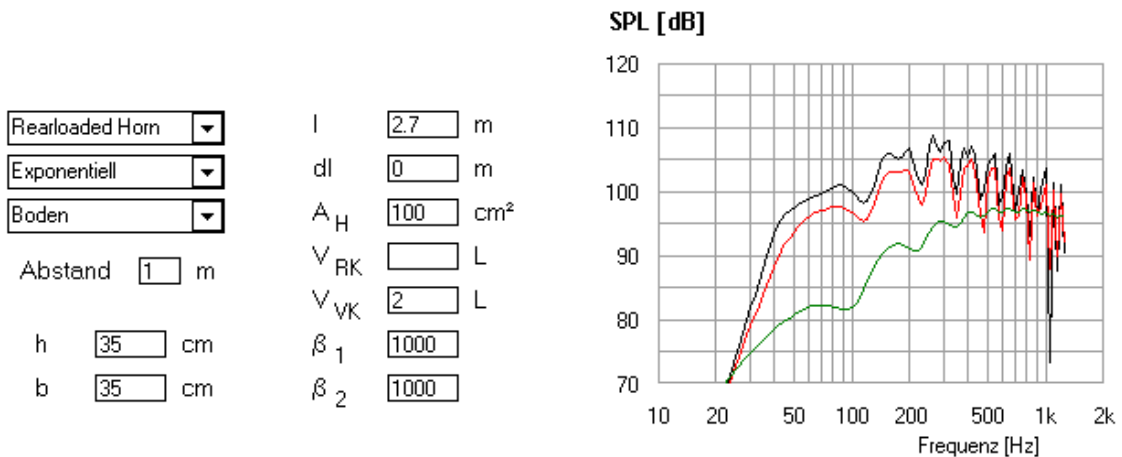


Abb. 5.11 Simulation mit verschiedenen Hornbedämpfungen

In Abb. 5.11 wird der Einfluss des Dämpfungsmaterials im Hornverlauf gezeigt. Schwarz gilt für keine Bedämpfung ($\beta_1 = \beta_2 = 0$), rot für schwache Bedämpfung ($\beta_1 = \beta_2 = 100$) und grün für starke Bedämpfung ($\beta_1 = \beta_2 = 1000$). Für die Entwicklung des Horns ist dieser Punkt nicht so wichtig, da man die optimale Bedämpfung erst durch Hörversuche und Messungen ermitteln kann. Im nächsten Schritt wird das optimierte Horn mit der Bassreflexversion verglichen.

5.2.9 Vergleich zwischen Horn- und Bassreflexsystem

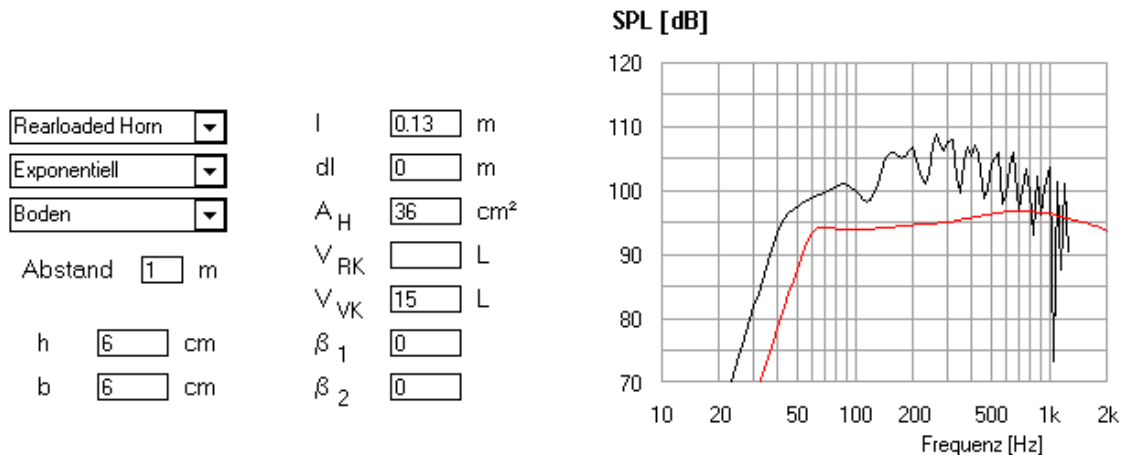


Abb. 5.12 Vergleich zwischen Horn- und Bassreflexsystem

In Abb. 5.12 sieht man den Vergleich von dem zuvor entwickelten Hornsystem (schwarz) mit der Bassreflexversion (rot). Beide bestückt natürlich mit dem B&C 8CX21 Chassis. Die Bassreflexbox (Empfehlung des Herstellers) hat ein Volumen von 15 Liter. Der Kanal ist 13 cm lang und hat einen konstanten Querschnitt von 36 cm². Man erkennt ganz deutlich den Schallpegelunterschied. Das Horn gibt im Mittel fast um 10 dB mehr Schalldruck ab. Um den gleichen Pegel zu erreichen, müsste die Bassreflexbox schon mit der 10-fachen Leistung betrieben werden. Dafür besitzt die Bassreflexbox einen glatteren Frequenzgang. Weitere Vorteile der Bassreflexversion sind der geringere Volumenbedarf und der einfache Aufbau. Deshalb hat sich die Bassreflexvariante hauptsächlich am HiFi-Markt etabliert.

Im nächsten Kapitel wird die Realisierung des Bauplans für das Basshorns gezeigt. Durch die Optimierung mithilfe der Simulation werden folgende Daten für das Horn festgelegt:

5.3 Horndaten

Mundfläche	1300 cm ²
Halsfläche	100 cm ²
Hornlänge	271 cm
Druckkammervolumen	2 Liter
Öffnungsmaß	0,95 m ⁻¹
Trichterwellengrenzfrequenz	26 Hz
Trichtermündungsgrenzfrequenz	268 Hz
Nettovolumenbedarf	128 Liter

6 Konstruktion des Horns

6.1 Erstellen des Bauplanes

Bei der Umsetzung der Horn Daten in einen Bauvorschlag ist der Ingenieursgeist besonders gefragt. Auf dem Papier sieht ein Horn recht einfach aus, nur wenn es darum geht dieses auch praktisch umzusetzen, tauchen sehr viele Fragen auf. Dabei ist natürlich auch eine gewisse Erfahrung mit der Konstruktion von Lautsprechergehäusen notwendig. Die Kenntnis der wichtigsten Baustoffe, deren Eigenschaften und Bearbeitungsmöglichkeiten ist dabei sehr hilfreich. Holz ist in der Lautsprechererzeugung der beliebteste und am häufigsten verwendete Rohstoff. Heutzutage wird auch immer öfters Kunststoff verwendet. Es gibt aber auch Gehäuse aus Stein oder Beton, die wegen ihrer ausgezeichneten Schalldämmung und Schwingungsarmut Verwendung finden.

Der wichtigste Ausgangspunkt, bei fast jeder Konstruktion, ist das Volumen. Kennt man es, so kann man die Abmessungen der fertigen Box sehr genau bestimmen. Bei Geschlossenen- oder Bassreflexsystemen ist dies sehr einfach, da das Volumen keine bestimmte geometrische Form haben muss und daher meist eine Quaderform gewählt wird. Mit der Wahl der Wandstärke des Gehäuses, ist im Prinzip, das Gesamtvolumen bestimmt. Beim Horn ist das Ganze nicht so einfach. Hier muss das Volumen eine ganz bestimmte Form haben, nämlich die des Horns. Bei Basshornsystemen wird man den Hornverlauf meist falten müssen, da sich sonst ein Lautsprecher mit mehreren Metern Länge ergeben würde. Dabei wird die Hornöffnungsfunktion abschnittsweise angenähert. Stellenweise Fehler bis zu 15 %, die sich bei der Faltung und Approximation ergeben können, sind tolerierbar. Die Form der längenabhängigen Querschnittsfläche muss bei einem Basshorn nicht unbedingt rund sein, daher wird meistens auch ein rechteckiger Querschnitt gewählt. Es ist außerdem der Aufbau einfacher, wenn man die Querschnittsfläche nur in einer Dimension ändert, d.h. z.B. die Breite des Horns konstant lässt und nur die Höhe in Richtung Hornmund vergrößert. Wenn man nun den Hornverlauf in eine quaderförmige Box hineinfaltet, werden auch so genannte tote Volumina entstehen, die akustisch nicht wirksam sind. Dadurch steigt natürlich das benötigte Gesamtvolumen. Um möglichst ein gut ausgenütztes Gehäuse zu bekommen, sollte man die Faltung des Horns effizient vornehmen. Spätesten jetzt erkennt man, dass es recht schwer ist das Gesamtvolumen eines Hornsystems genau vorauszubestimmen. Als gute Näherung gilt, wenn man für das Gesamtvolumen das 1,5-fache Hornvolumen annimmt. So kann man ungefähr die Außenmaße des Basshorns abschätzen. Für den Anfang der Konstruktion ist es hilfreich, wenn man z.B. die Breite und Höhe des Gehäuses festlegt und die Tiefe variabel lässt.

Alles in allem wird man bei der ersten Hornkonstruktion viele Versuche und Stunden (wenn nicht Tage) benötigen, bis man einen fertigen Bauplan in den Händen halten kann.

6.2 Schematischer Aufbau

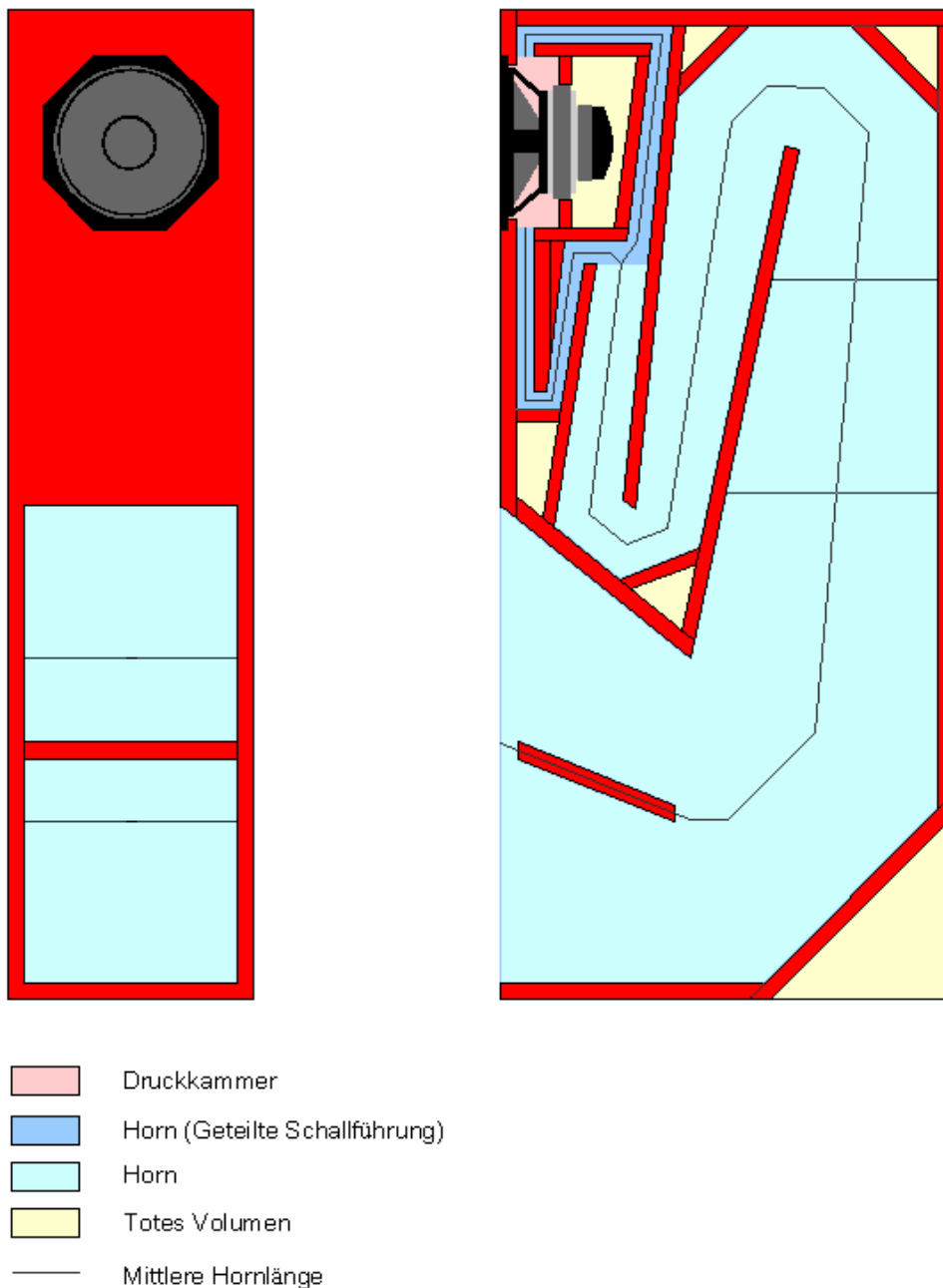


Abb. 6.1 Schematischer Aufbau

In Abb. 6.1 ist der schematische Aufbau des Horns dargestellt. Durch die große Einbautiefe des Koaxialchassis und zur besseren Ausnützung des Volumens wird der Anfang des Horns in zwei Wege aufgeteilt, dadurch ergibt sich auch der Vorteil der symmetrischen Belastung der Membran. Bei einseitiger Belastung kann es, vor allem bei großen Membrandurchmessern, zu Taumelbewegungen der Membran kommen. Die schwarze Linie kennzeichnet die mittlere Hornlänge die ca. 2,71 Meter beträgt. Um die Druckkammer auf ca. 2 Liter zu begrenzen, wird das Magnetsystem in einer getrennten Kammer untergebracht.

6.3 Konstruktionsplan

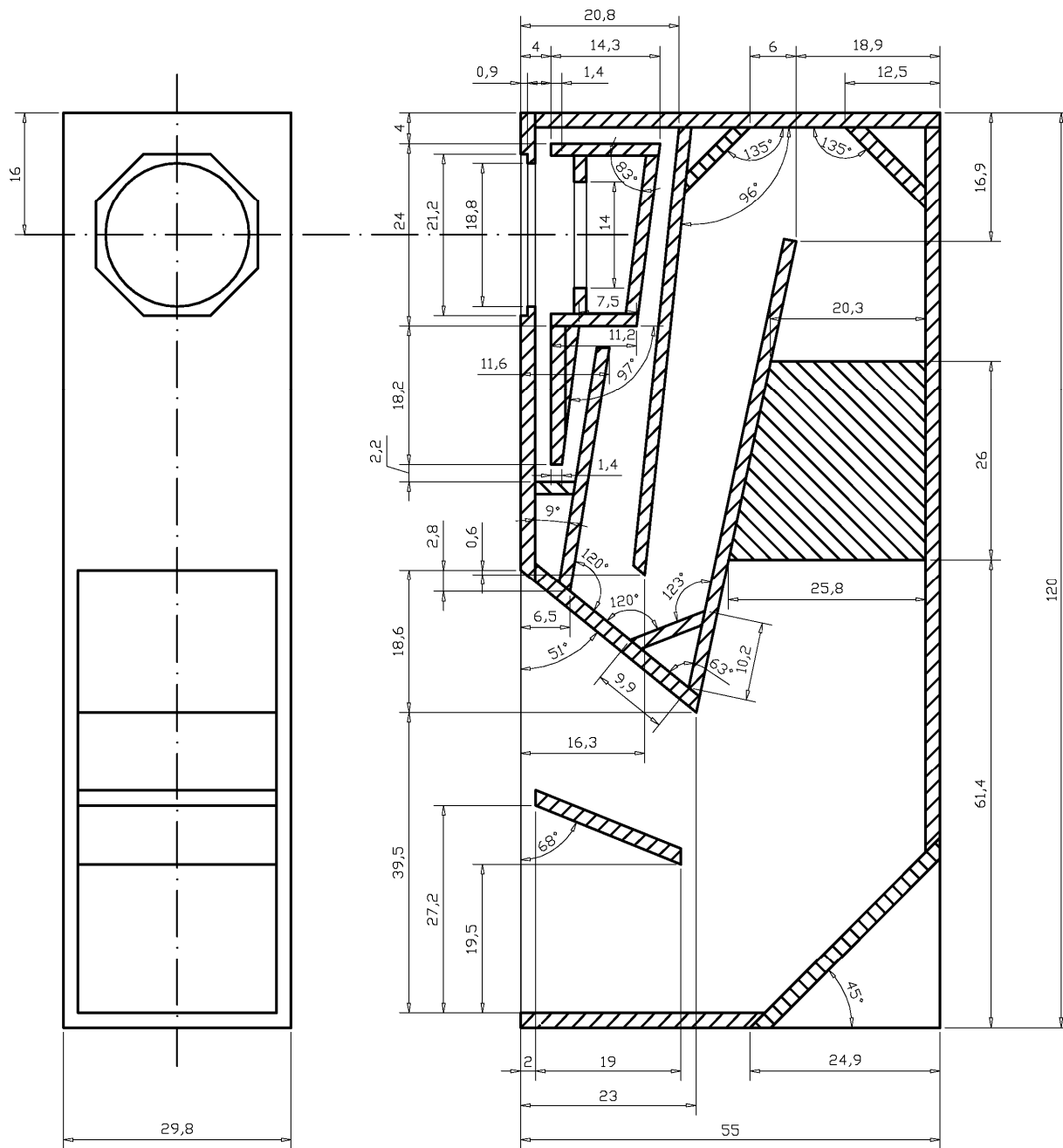


Abb. 6.2 Konstruktionsplan

Abb. 6.2 zeigt die Konstruktionszeichnung (Maße in cm). Die Außenwände werden aus 19 mm dicken MDF (Mittel-Dichte-Faser)-Platten aufgebaut. Für die inneren Teile reicht eine Plattenstärke von 16mm. Um Gehäuseschwingungen zu vermeiden, sind an speziellen Stellen Verstrebungen angebracht.

6.4 Kontur des gefalteten Horns

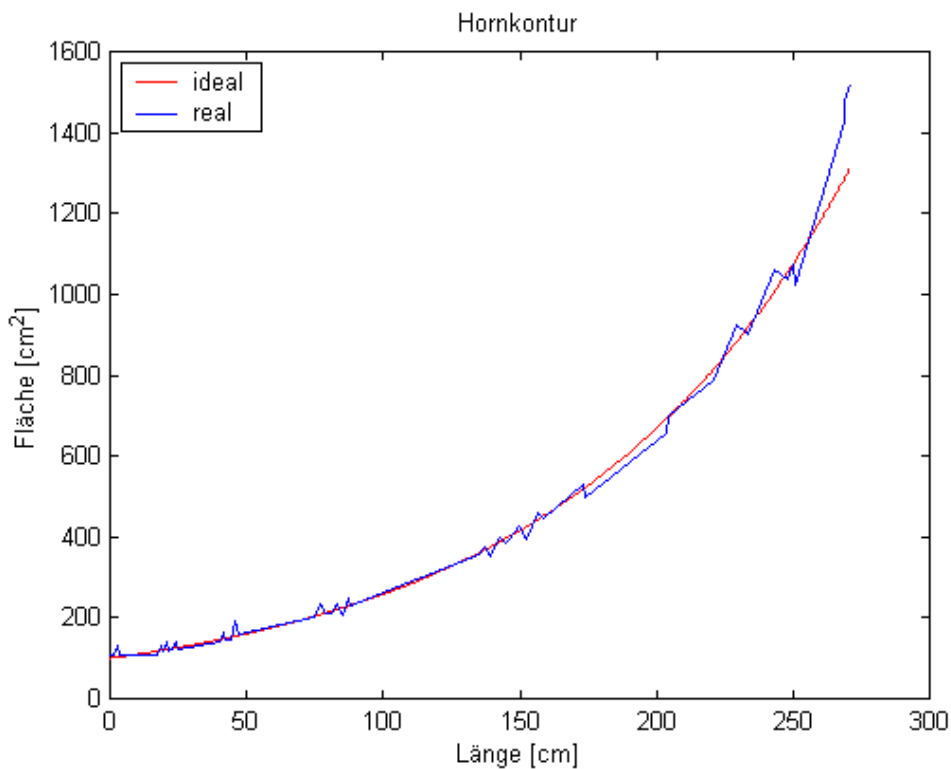


Abb. 6.3 Darstellung der idealen und realen Hornkontur

Abb. 6.3 zeigt den Vergleich des realen (gefalteten) Horns mit dem idealen (berechneten) Horn. Man sieht sehr gut, dass es durch die stückweise Annäherung und Faltung zu stellenweisen Abweichungen vom idealen Hornverlauf kommt. Solange diese Fehler nicht zu groß werden, stellen sie vor allem bei tiefen Frequenzen kein Problem dar.

7 Aufbau des Horns

Die Fertigung des Horns wird meistens ein Tischler übernehmen müssen, aber man kann es auch selbst bewerkstelligen, vorausgesetzt man hat das nötige handwerkliche Geschick, die Erfahrung und das Werkzeug. MDF-Platten mit rechtwinkeligem Plattenzuschnitt sind fast in jedem größeren Baumarkt erhältlich. Für die Anfertigung der speziellen Winkel ist man dann selbst zuständig und dazu benötigt man entweder eine sehr gute Kreissäge oder eine Hobelmaschine. Es spricht aber natürlich nichts dagegen den Zuschnitt in einer Tischlerei durchführen zu lassen, denn dort bekommt man auch Zuschnitte mit beliebigen Winkel. Dafür ist der Preis und je nach Stress des Mitarbeiters auch die Ungenauigkeit recht hoch.

7.1 Plattenzuschnitte

Hier handelt es sich um rechtwinkelige Zuschnittmaße. Platten, die später abgeschrägt werden, haben 2 - 3 mm Übermaß.

MDF 19mm			
Stück	Maße in cm		Fläche in m ²
	Länge	Breite	
1	55,0	56,0	0,308
1	55,0	65,0	0,358
1	55,0	120,0	0,660
1	32,2	26,0	0,084
1	53,1	26,0	0,138
1	61,7	26,0	0,160
1	15,2	26,0	0,040
1	35,4	26,0	0,092
1	95,3	26,0	0,248
1	29,0	26,0	0,075
1	21,6	26,0	0,056
2	18,2	26,0	0,095
Summe:			2,313

MDF 16mm			
Stück	Maße in cm		Fläche in m ²
	Länge	Breite	
1	61,1	26,0	0,159
1	59,2	26,0	0,154
1	32,6	26,0	0,085
1	5,4	26,0	0,014
1	14,4	26,0	0,037
1	11,5	26,0	0,030
1	20,8	26,0	0,054
1	21,4	26,0	0,056
1	12,3	26,0	0,032
1	10,7	26,0	0,028
1	27,0	26,0	0,070
Summe:			0,719



Abb. 7.1 Rohzuschnitt der MDF-Platten

In Abb. 7.1 sieht man die für den Bau des Horns benötigten Platten. Bevor mit dem Zusammenbau begonnen werden kann, muss der Schnittplan auf eine Seitenwand übertragen werden.

7.2 Zusammenbau

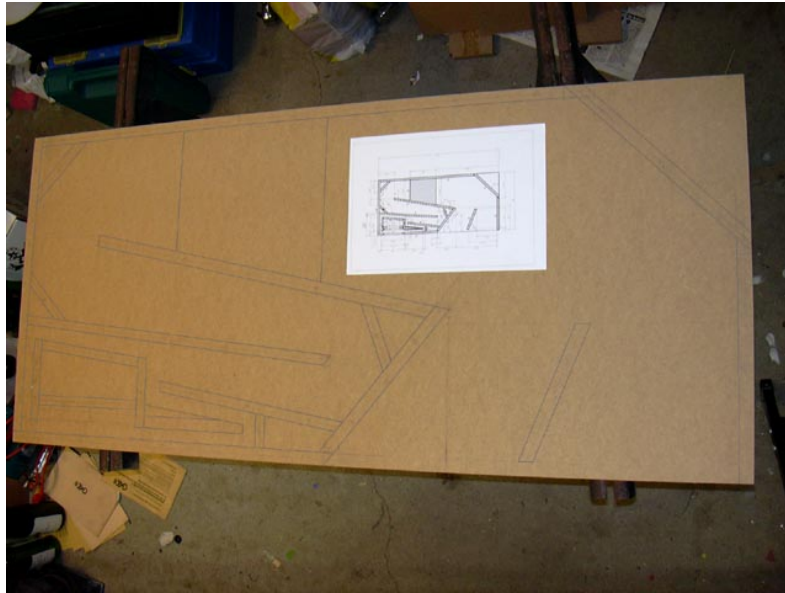


Abb. 7.2 Übertragung des Bauplanes auf eine Seitenwand

Abb. 7.2 zeigt die Übertragung des Bauplanes auf eine Seitenwand. Somit erhält man den Schnitt in Originalgröße. Die einzelnen Platten werden nach dieser Vorlage genau zugeschnitten (zugehobelt). Danach werden die Löcher für die Spanplattenschrauben vorgebohrt.

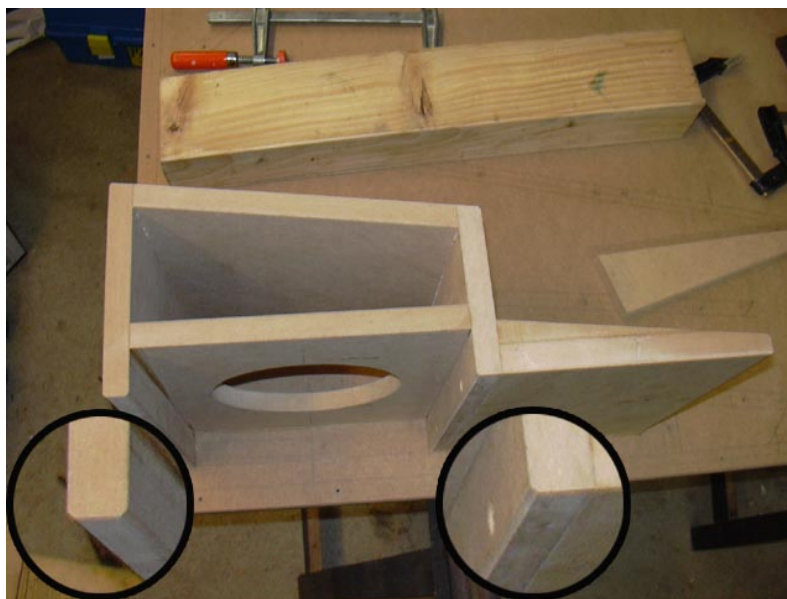


Abb. 7.3 Detaildarstellung der abgeschrägten Kanten

Abb. 7.3 zeigt den Beginn des Aufbaus. Vor dieser Arbeit werden alle Platten für das Zusammenschrauben und Leimen vorbereitet und nummeriert. Nach dieser Reihenfolge werden dann die einzelnen Platten aufgeschraubt. Eine geordnete Reihenfolge ist notwendig, damit beim Zusammenschrauben keine zuvor montierte Platte im Weg ist. Um starke Luftverwirbelungen (Störgeräusche im Horn) an scharfen Kanten im Horn zu vermeiden, werden diese abgeschrägt.

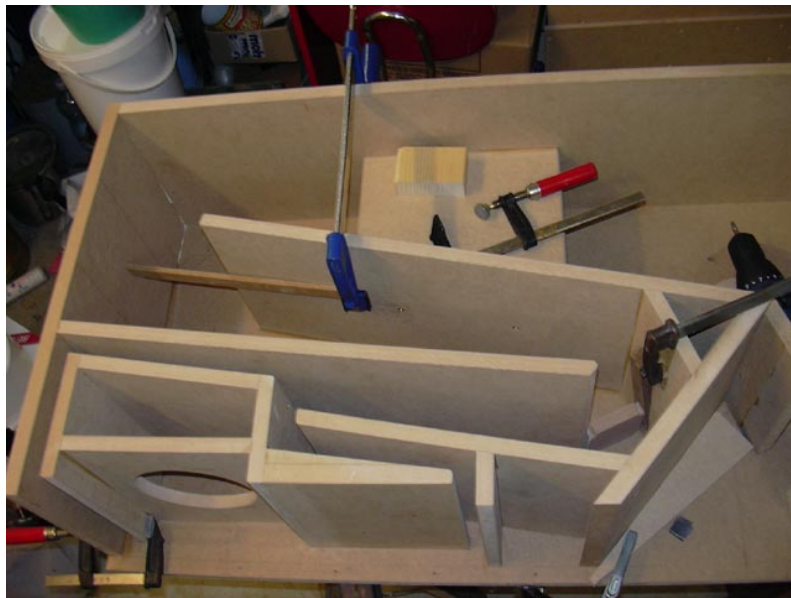


Abb. 7.4 Zusammenbau des Horns, Ansicht 1



Abb. 7.5 Zusammenbau des Horns, Ansicht 2

Abb. 7.4 und Abb. 7.5 zeigen Stationen des Zusammenbaus. Kleine Holzteiler werden nur geleimt, dabei ist aber auf guten Pressdruck zu achten. Es ist sinnvoll vor dem Eindrehen der Spanplattenschrauben den Kerndurchmesser vorzubohren, um die Keilwirkung zu vermindern. Dadurch sprengen die Platten auf der Stirnseite nicht so leicht auf.

I



Abb. 7.6 **Detailansicht vom Lautsprecher im Horngehäuse**



Abb. 7.7 **Detailansicht Lautsprecher in der Schallwand**

Abb. 7.6 und Abb. 7.7 zeigen den Einbau des Chassis. Der Magnet der Tieftoneinheit dichtet das hintere Volumen ab. Der Korb wurde in die Frontplatte plan eingefräst und mittels Einschlagmuttern und Gewindeschrauben befestigt.



Abb. 7.8 Grundiertes Horngehäuse

Abb. 7.8 zeigt das grundierte Horngehäuse. Bevor man mit dem Grundieren beginnen kann, muss man die Schraubenlöcher mit Spachtelmasse verschließen und danach die Plattenoberflächen glatt schleifen. Die Kanten werden dabei abgerundet. Damit man den Innenaufbau später auch sehen kann, wurde ein abnehmbarer Deckel auf einer Seitenwand realisiert. Nach diesem Schritt wird das Gehäuse mit feinem Schleifpapier nochmals geschliffen und danach mit beliebiger Farbe lackiert.



Abb. 7.9 Fertig aufgebauter Hornlautsprecher

Abb. 7.9 zeigt das fertig aufgebaute und lackierte Horngehäuse.

8 Messungen

8.1 Schalldruck- und Impedanzkurve im Bassbereich

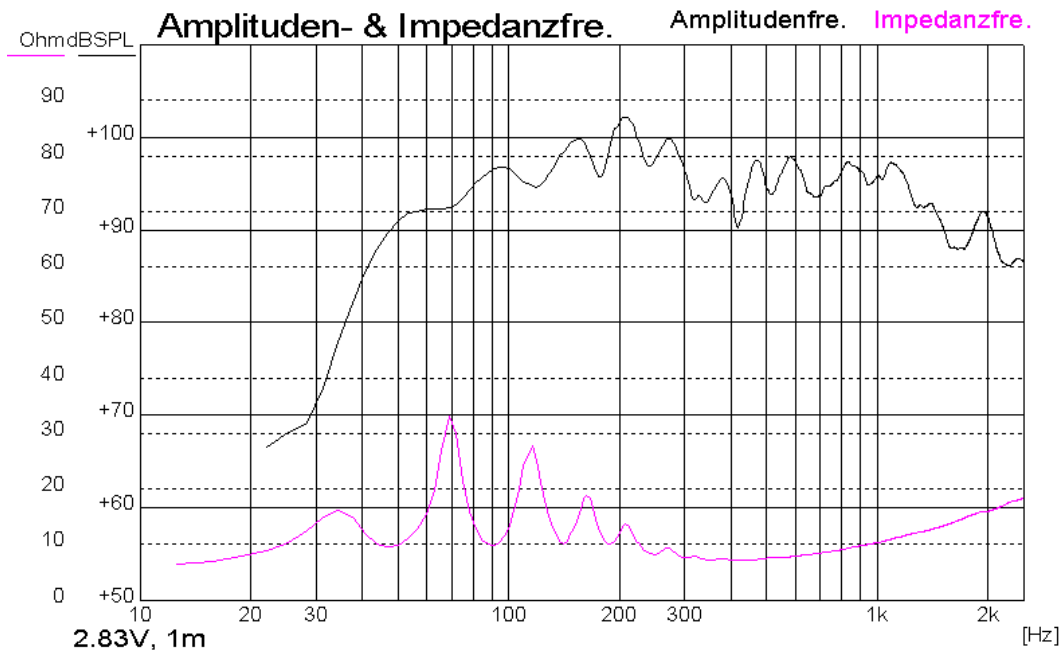


Abb. 8.1 Schalldruck- und Impedanzkurve im Bassbereich

Abb. 8.1 zeigt den Schalldruck- und Impedanzfrequenzgang des Hornsystems im Bassbereich. Im Impedanzfrequenzgang sieht man sehr gut den Einfluss der Reflexionen im Horn, die mit zunehmender Frequenz abnehmen. Das realisierte Horn hat eine Mundfläche von ca. 1500 cm^2 . Aus der Beziehung in Kapitel 2.3.2 kann man die Trichtermündungsgrenzfrequenz berechnen.

$$f_{TM} = \frac{c}{2\sqrt{\pi \cdot A_M}}$$

$$f_{TM} = \frac{343}{2\sqrt{\pi \cdot 0,15}} \approx 250 \text{ Hz}$$

Ab ca. 250 Hz herrscht annähernd Anpassung am Hornmund, unterhalb fällt der Pegel leicht ab. Weiters ist der Knick zwischen 40 und 50 Hz im Schalldruckfrequenzgang sehr gut erkennbar. Unterhalb der 1,5-fachen Trichterwellengrenzfrequenz ($f_{TW} = 26 \text{ Hz}$) fällt der Schalldruck durch die fehlende Anpassung am Hals, steil ab. Die mittlere Schallpegelüberhöhung zwischen 120 und 300 Hz betont die oberen Bässe recht stark, daher ist es von Vorteil, diesen Bereich durch einen Sperrkreis um einige dB zu bedämpfen (siehe Abb. 9.4).

8.2 Schalldruckpegel von Chassis und Horn

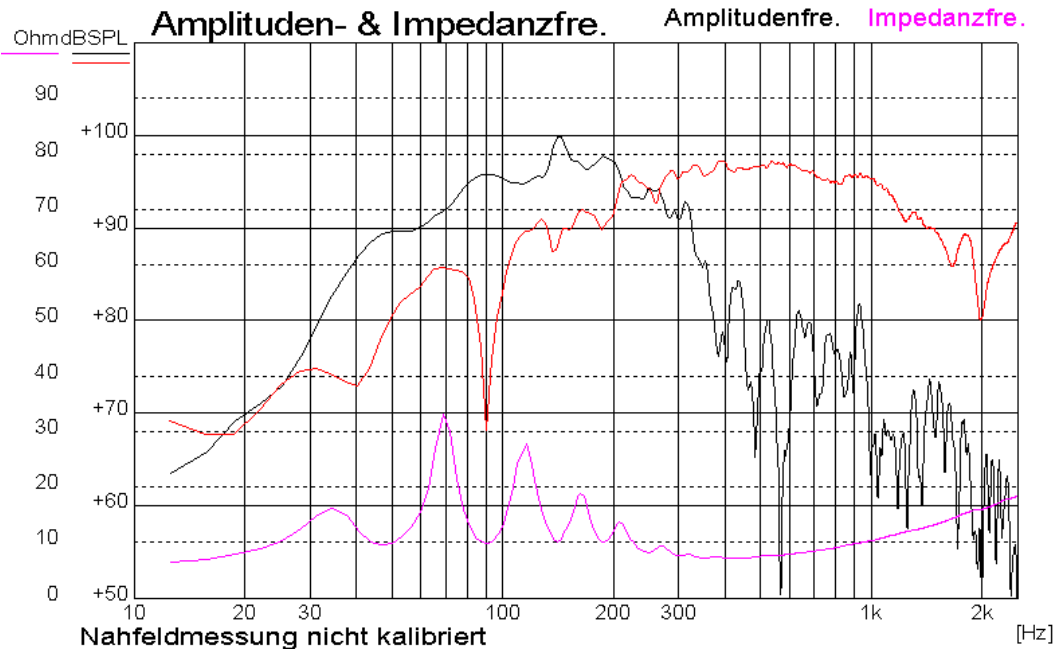


Abb. 8.2 Schalldruckpegel von Chassis und Horn

Abb. 8.2 zeigt die Schallpegel vom Chassis (rot) und vom Horn (schwarz). Durch die zu kleine Mundfläche, wird ein Teil des Schalls unterhalb der Trichtermündungsgrenzfrequenz (250 Hz) am Hornmund reflektiert. Durch Interferenzen ergibt sich ein welliger Schalldruck- und Impedanzverlauf. Die Minima im Pegelverlauf vom Chassis ergeben sich durch die enorme Belastung (Maxima im Schallpegelverlauf des Horns), die das Horn bei seinen Resonanzfrequenzen auf die Lautsprechermembran ausübt. Dadurch strahlt das Chassis selbst kaum Schall ab. Diesen Zusammenhang erkennt man auch sehr gut aus dem Impedanzverlauf. Ein Minimum im Impedanzverlauf bedeutet ebenfalls ein Minimum im Chassisschallpegel, aber ein Maximum im Hornschallpegel. Über 300 Hz wird der Hauptteil des Schalls durch den Lautsprecher selbst abgestrahlt.

8.3 Schalldruck- und Impedanzverlauf des Tieftöners

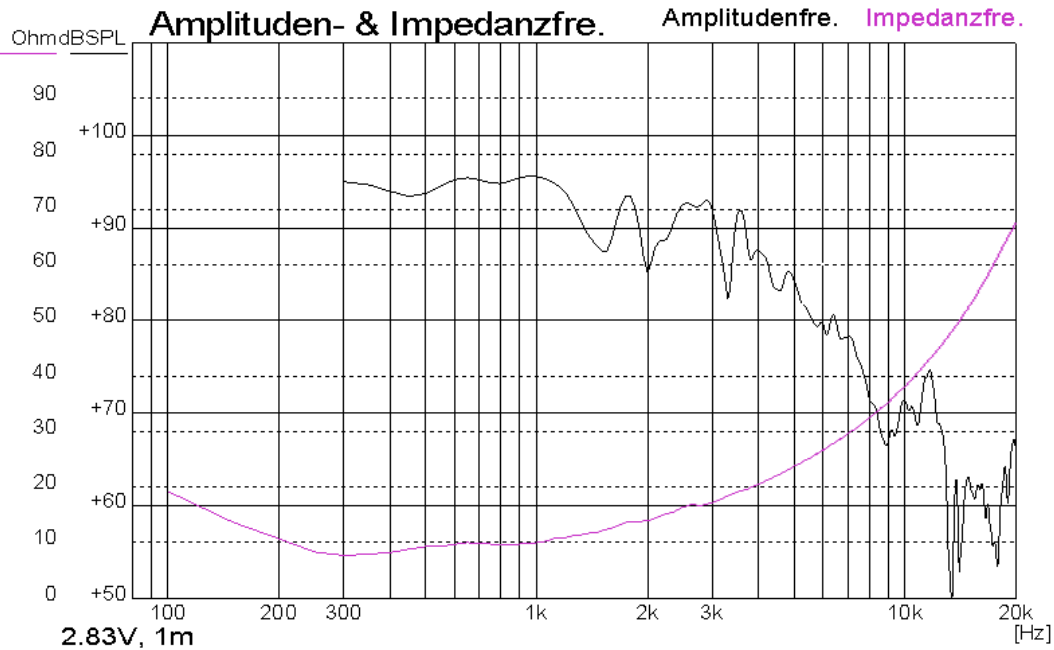


Abb. 8.3 Schalldruck- und Impedanzverlauf des Tieftöners ohne Frequenzweiche

Abb. 8.3 zeigt den Schallpegel- und Impedanzverlauf des Tieftöners im Horn ohne Frequenzweiche. Die Fensterbreite beträgt nur 3,3 ms, um noch reflexionsfrei zu messen. Dabei ergibt sich eine untere Frequenzauflösung von 300 Hz. Der Schalldruck verläuft bis ca. 1200 Hz sehr flach und raut dann durch Membranresonanzen auf. Die Trennfrequenz des Tiefpasses sollte daher bei maximal 1200 Hz liegen und die Flankensteilheit sollte mindestens 12 dB pro Oktave betragen.

8.4 Schalldruck- und Impedanzverlauf des Hochtöners

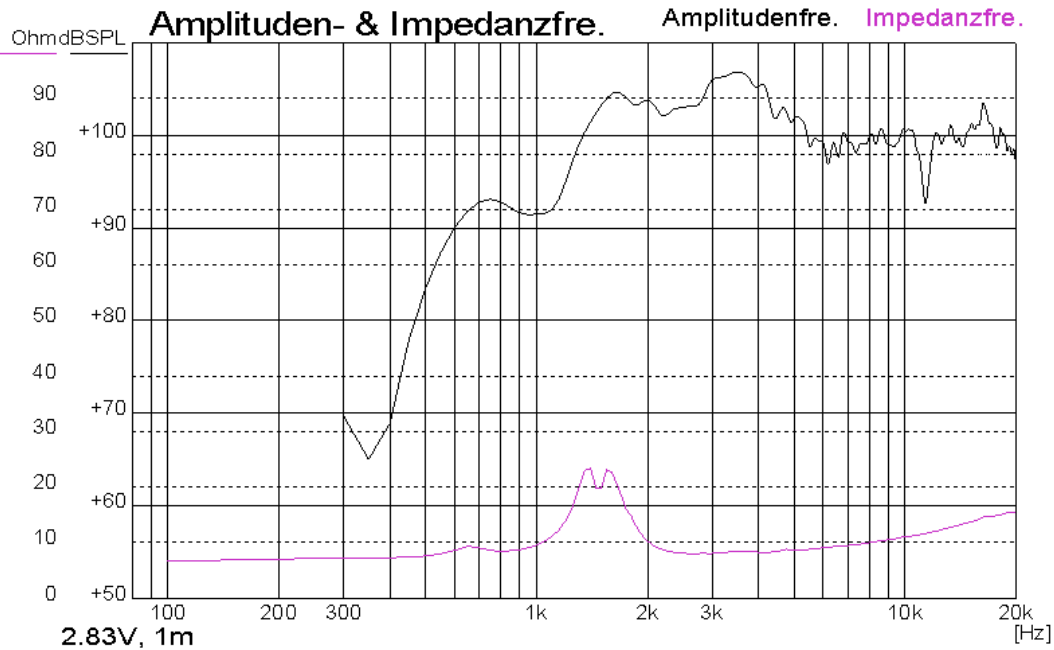


Abb. 8.4 Schalldruck- und Impedanzverlauf des Hochtöners ohne Frequenzweiche

Abb. 8.4 zeigt den Schallpegel- und Impedanzverlauf des Hochtöners. Das Hochtönerhorn hat laut Impedanzmessung eine Doppelresonanz bei ca. 1500 Hz. Der Schallpegel ist unterhalb von 5 kHz etwas ungleichmäßig, daher benötigt man ein Korrekturglied zur Glättung. Der Höcker bei ca. 3500 Hz kann z.B. mit einem Sperrkreis bedämpft werden (siehe Abb. 9.5). Unterhalb von 1300 Hz fällt der Schallpegel allmählich ab, daher sollte die Trennfrequenz zum Tieftöner nicht tiefer liegen. Das Hochpassfilter sollte mindestens eine Flankensteilheit von 12 dB pro Oktave besitzen, um die tiefen Frequenzen stark genug zu dämpfen.

9 Frequenzweiche

Die Frequenzweiche spielt bei einem Lautsprecher eine sehr wichtige Rolle. Sie teilt das elektrische Signal für den Tief- und Hochtöner auf und schützt insbesondere den Hochtöner vor niedrigen leistungsstarken Frequenzen. Für die Berechnung gibt es in der Literatur sehr viele Formeln, die aber höchstens als Näherungen zu verstehen sind. Der Grund dafür ist, dass meistens der Lautsprecher in der Beschaltung nur als komplexer Widerstand interpretiert wird, was aber nicht ganz richtig ist. Es gibt Computerunterstützte Simulationsprogramme die den Lautsprecher, durch Berücksichtigung des Schalldruck- und Impedanzfrequenzganges, genauer beschreiben. Die Optimierung gelingt letztes aber nur durch die Messung, da die komplexen Zusammenhänge kaum mathematisch exakt beschrieben werden können.

Für den richtigen Entwurf der Frequenzweiche ist die Kenntnis der Schalldruck- und Impedanzverläufe von Tief- und Hochtöner also Voraussetzung. Erst dann kann man die optimale Trennfrequenz festlegen. Sie sollte, bei Zweiwegsystemen möglichst niedrig liegen, damit sich die zu höheren Frequenzen zunehmende Richtwirkung des Tieftöners nicht negativ auf das Abstrahlverhalten auswirkt. Bei HiFi-Hochtonchassis mit niedriger Belastbarkeit wird meistens eine möglichst hohe Trennfrequenz angestrebt, was akustisch nicht immer sinnvoll ist, aber den Lautsprecher bei hoher Lautstärke vor dem vorzeitigen Hitzetod schützt.

Die Wahl der Flankensteilheit der Filter hängt vor allem davon ab, wie sich das Chassis ober- bzw. unterhalb der Trennfrequenz verhält. Ist der Schalldruckverlauf z.B. bei einem Tieftöner oberhalb der angestrebten Trennfrequenz recht unruhig, so wird ein steil abfallendes Filter nötig sein, um den oberen Bereich ausreichend zu dämpfen. Bei Hochtonchassis ist die Belastbarkeit auch hier ein Kriterium. Ein steil abfallendes Filter dämpft die tiefen Frequenzen viel schneller ab, als ein Filter niedriger Ordnung, daher kann meist eine tiefere Übernahmefrequenz gewählt werden. Natürlich haben Filter auch einen Einfluss auf das Phasenverhalten, dadurch kann es möglich sein, dass ein Chassis (meist Hochtöner) umgepolt werden muss, damit sich die Schallanteile im Übernahmebereich richtig addieren. Hier liegt auch der Vorteil von guten Dreiwegsystemen, die meist durch die größere Überlappung der einzelnen Frequenzbereiche mit Filtern erster Ordnung auskommen und somit der Einfluss auf die Phase minimal ist. Optimal im Phasenverhalten sind Breitbandchassis, da keine Frequenzweiche benötigt wird.

Ebenfalls nicht zu vernachlässigen ist die Wahl der richtigen Bauteile. Vor allem bei Induktivitäten und Kondensatoren gibt es ein großes Angebot. In erster Linie muss sicher gestellt sein, dass das Bauteil die abfallende Spannung und den durchfließenden Strom verkraftet. Besonders Spulen, die in Serie zum Chassis liegen, sollten einen möglichst geringen ohmschen Widerstand besitzen und einen hohen Stromfluss zulassen. Luftspulen sind hierfür die erste Wahl, haben aber den Nachteil, dass sie bei hohen Induktivitätswerten sehr groß und teuer werden. Einen Kompromiss stellen dann Spulen mit Ferrit- oder Weicheisenkern dar, die aber ab einer gewissen Stromhöhe in die Sättigung gehen. Auch in Serie liegende Kondensatoren sollten einen niedrigen ohmschen Widerstand haben. Erste Wahl sind vor allem Folienkondensatoren, die bis in den höchsten Audiofrequenzbereich einen niedrigen Verlustfaktor besitzen. Elektrolytkondensatoren sind für den oberen Frequenzbereich nicht optimal geeignet, haben aber den Vorteil, dass sie hohe Kapazitätswerte bei kleiner Baugröße ermöglichen und nicht teuer sind.

9.1 Tiefpass 2.Ordnung

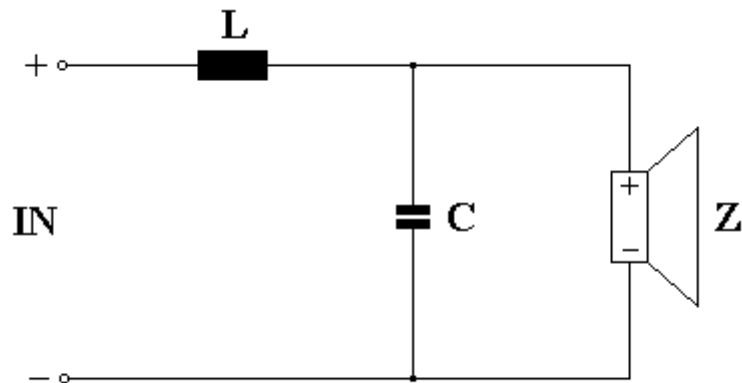


Abb. 9.1 Schaltbild Tiefpass 2.Ordnung

Abb. 9.1 zeigt das Schaltbild eines Tiefpasses 2. Ordnung. Der Lautsprecher wird vereinfacht als allgemeine komplexe Impedanz Z angenommen. Für die Berechnung der Induktivität und Kapazität wird aber nur der Betrag Z herangezogen (Quelle: LAUTSPRECHER-BAUBUCH [2])

$$L = \frac{\sqrt{2} \cdot Z}{2 \cdot \pi \cdot f} = \frac{0,225 \cdot Z}{f}$$

$$C = \frac{1}{\sqrt{2} \cdot 2 \cdot \pi \cdot f \cdot Z} = \frac{0,112}{f \cdot Z}$$

9.1.1 Dimensionierung des Tiefpasses 2.Ordnung

Ausgehend von der Schalldruck- und Impedanzmessung (siehe Abb. 8.3) wird die Trennfrequenz festgelegt. Für $f = 1200$ Hz und $Z = 11 \Omega$ (aus Impedanzfrequenzgang bei 1200Hz abgelesen) eingesetzt:

$$L = \frac{0,225 \cdot 11}{1200} = 2,06 \text{ mH} \quad \text{gewählt } 1,8 \text{ mH}$$

$$C = \frac{0,112}{1200 \cdot 11} = 8,48 \mu\text{F} \quad \text{gewählt } 10 \mu\text{F}$$

Ausgehend von diesen Werten erfolgt die Optimierung des Tiefpasses, durch schrittweise Variation der Bauteilwerte und Messung des Schalldruck- und Impedanzfrequenzganges.

Bei einer Induktivität von 1,8 mH und einer Kapazität von 27 μF ergab sich ein optimaler Schalldruckverlauf. Dies wird in der Abb. 9.2 gezeigt.

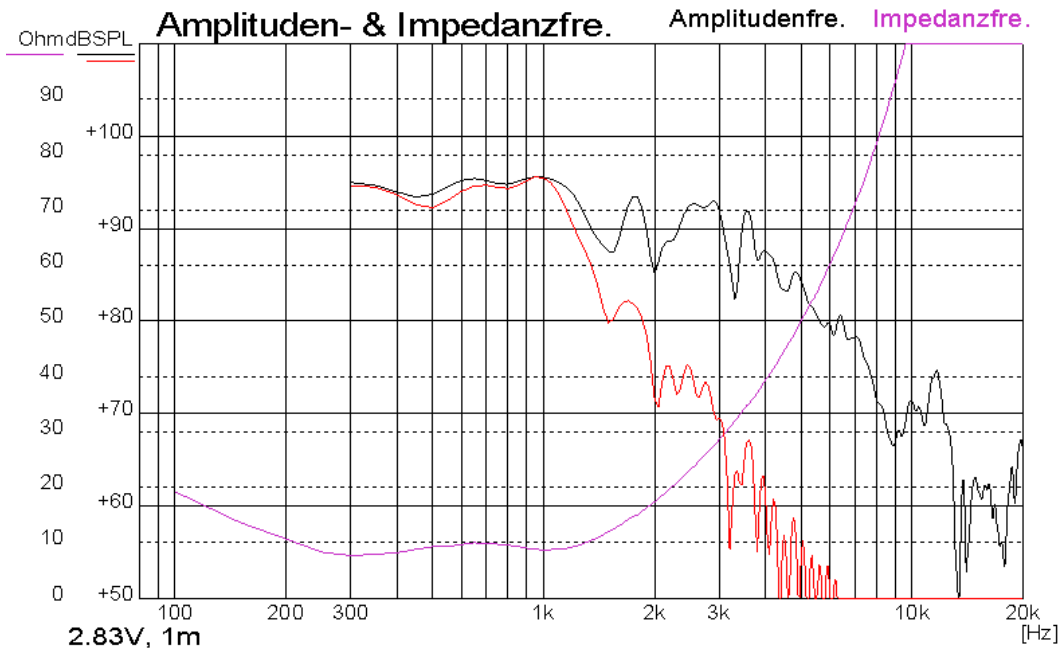


Abb. 9.2 Schallpegel- und Impedanzverlauf des Tieftöners mit Frequenzweiche

Abb. 9.2 zeigt den Schalldruckverlauf des Tieftonchassis mit(rot) und ohne(schwarz) optimierten Tiefpass.

Wie schon in Kapitel 8.1 erörtert, ist es von Vorteil, die Frequenzgangüberhöhung des Horns bei ca. 200 Hz (siehe Abb. 8.1) durch einen Sperrkreis zu dämpfen.

9.2 Sperrkreis

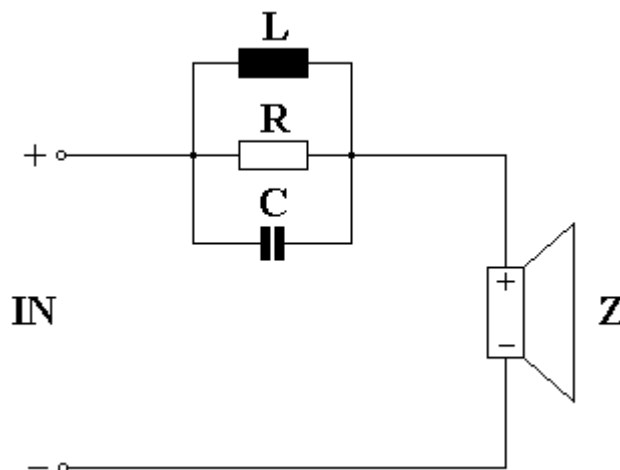


Abb. 9.3 Schaltbild Sperrkreis

In Abb. 9.3 ist ein Sperrkreis, der in Serie zum Chassis liegt dargestellt. Ein Parallelschwingkreis hat bei seiner Resonanz die höchste Impedanz, nämlich den Widerstand R . Ober- und unterhalb von der Resonanzfrequenz geht die Impedanz gegen Null.

Diese Eigenschaft kann somit zur Filterung einzelner Frequenzabschnitte herangezogen werden. Die Bandbreite der Filterung hängt von der Güte des Schwingkreises ab, je höher die Güte umso schmaler ist die Bandbreite. Es ergeben sich folgende mathematische Zusammenhänge (Quelle: BAUELEMENTE [4]).

$$f_R = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \sqrt{L \cdot C}}$$

Resonanzfrequenz

$$D_{SK} = 20 \cdot \log\left(\frac{R + Z}{Z}\right)$$

Dämpfung des Signals bei Resonanz

$$Q = \frac{R}{2 \cdot \pi \cdot f_R \cdot L} = 2 \cdot \pi \cdot f_R \cdot C \cdot R$$

Güte

$$B = \frac{f_R}{Q}$$

Bandbreite

9.2.1 Dimensionierung des Sperrkreises für das Tieftonchassis

Für die Dimensionierung des Sperrkreises muss man zuerst die Resonanzfrequenz und Bandbreite bzw. Güte festlegen. Die Bandbreite ist die Differenz der -3dB-Punkte des zu korrigierenden Höckers.

$$f_R \approx 200 \text{ Hz} \quad B \approx 250 - 160 = 90 \text{ Hz} \quad \Rightarrow \quad Q = \frac{f_R}{B} \approx 2,2$$

Für die Berechnung der Induktivität und Kapazität ist die gewünschte Dämpfung bei der Resonanzfrequenz notwendig. Die Lautsprecherimpedanz Z hat im Bereich um 200 Hz einen Betrag von ca. 8 Ω . Für eine Dämpfung von 6 dB, erhält man:

$$R = Z \cdot \left(10^{\frac{D_{SK}}{20}} - 1\right) = 8 \cdot (10^{\frac{6}{20}} - 1) = 8 \Omega \quad \text{gewählt } 8,2 \Omega$$

$$L = \frac{R}{2 \cdot \pi \cdot f_R \cdot Q} \approx \frac{8,2}{2 \cdot \pi \cdot 200 \cdot 2,2} \approx 2,97 \text{ mH} \quad \text{gewählt } 3,3 \text{ mH}$$

$$C = \frac{Q}{2 \cdot \pi \cdot f_R \cdot R} \approx \frac{2,2}{2 \cdot \pi \cdot 200 \cdot 8,2} \approx 213 \mu\text{F} \quad \text{gewählt } 220 \mu\text{F} \text{ bzw. } 2 \times 100 \mu\text{F} \text{ parallel}$$

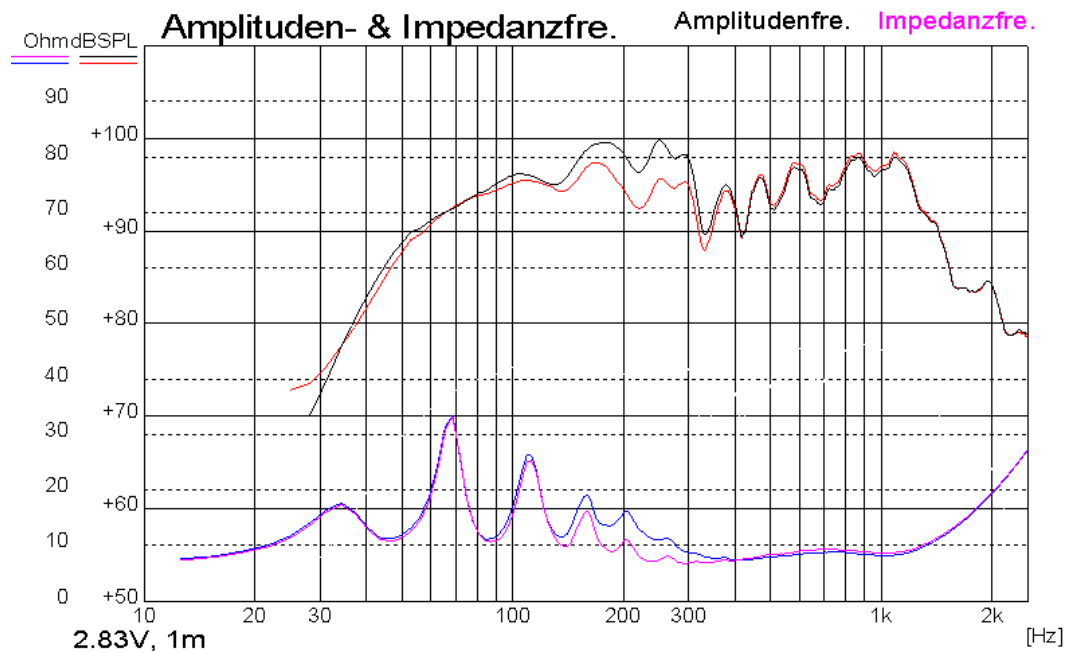


Abb. 9.4 Schalldruck- und Impedanzverlauf des Tieftöners mit/ohne Sperrkreis

In Abb. 9.4 ist der Schalldruck- und Impedanzverlauf mit (rot/blau) und ohne (schwarz/violett) Sperrkreis dargestellt. Mit dem Sperrkreis ergibt sich um 200 Hz ein ausgeglichener Schalldruckpegel.

9.2.2 Dimensionierung des Sperrkreises für das Hochtonchassis

Das Hochtonchassis hat bei 3500 Hz einen ausgeprägten Höcker (siehe Abb. 8.4). Diesen kann man ebenfalls durch einen Sperrkreis glätten. Die Dimensionierung erfolgt analog zu oben. Zuerst wird wieder die Resonanzfrequenz und Bandbreite bzw. Güte festgelegt.

$$f_R \approx 3500 \text{ Hz} \quad B \approx 4200 - 2800 = 1400 \text{ Hz} \quad \Rightarrow \quad Q = \frac{f_R}{B} \approx 2,5$$

Die Impedanz Z des Hochtonhorns hat im Bereich um 3500 Hz einen Betrag von ca. 8 Ω . Für einen glatten Frequenzgang muss daher die Dämpfung bei 3500 Hz ca. 8 dB betragen.

$$R = Z \cdot \left(10^{\frac{D_{SK}}{20}} - 1 \right) = 8 \cdot \left(10^{\frac{8}{20}} - 1 \right) = 12 \Omega \quad \text{gewählt } 12 \Omega$$

$$L = \frac{R}{2 \cdot \pi \cdot f_R \cdot Q} = \frac{12}{2 \cdot \pi \cdot 3500 \cdot 2,5} = 0,22 \text{ mH} \quad \text{gewählt } 0,22 \text{ mH}$$

$$C = \frac{Q}{2 \cdot \pi \cdot f_R \cdot R} = \frac{2,5}{2 \cdot \pi \cdot 3500 \cdot 12} = 9,5 \mu\text{F} \quad \text{gewählt } 10 \mu\text{F}$$

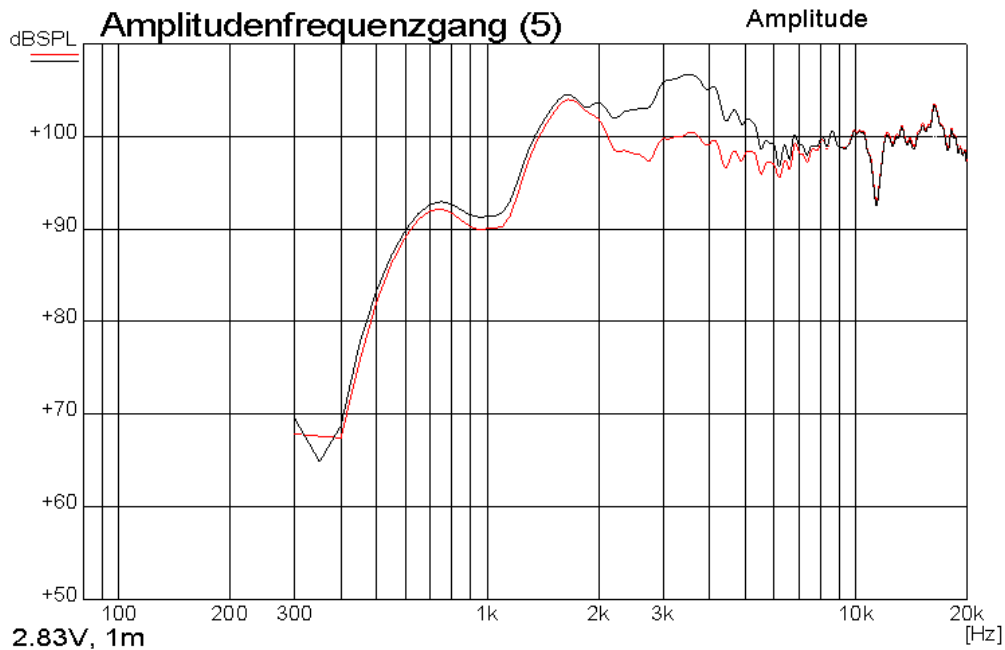


Abb. 9.5 Schalldruckverlauf des Hochtöners mit Sperrkreis

In Abb. 9.5 ist der Schalldruckverlauf mit (rot) und ohne (schwarz) Sperrkreis dargestellt. Durch den Sperrkreis ergibt sich ein glatter Schalldruckverlauf oberhalb von 2 kHz. Der Schallpegel muss noch an das Niveau des Tieftöners angeglichen werden. Dies geschieht mit einem Spannungsteiler.

9.3 Spannungsteiler

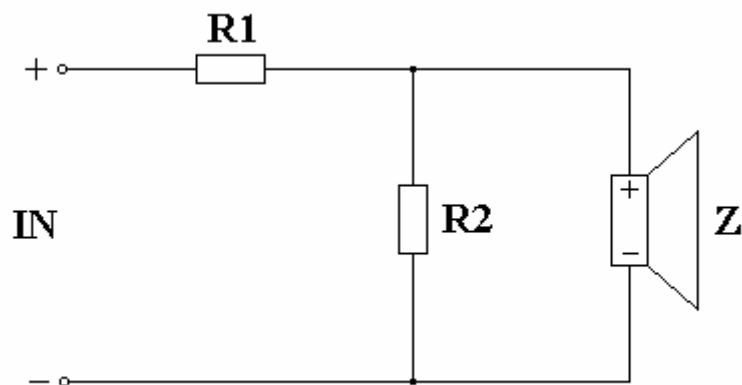


Abb. 9.6 Schaltbild Spannungsteiler

Abb. 9.6 zeigt die Beschaltung des Lautsprechers mit einem Spannungsteiler. Die Dämpfung, die der Spannungsteiler verursacht, lässt sich relativ einfach berechnen. Für den Lautsprecher wird wieder eine allgemeine komplexe Impedanz Z angenommen, wobei nur der Betrag Z berücksichtigt wird.

$$D_{ST} = 20 \cdot \log\left(\frac{R_1 + R_2 \parallel Z}{R_2 \parallel Z}\right) \quad \text{Dämpfung durch Spannungsteiler}$$

$$R_1 + R_2 \parallel Z = Z \quad \text{Lastimpedanz soll konstant bleiben}$$

$$D_{ST} = 20 \cdot \log\left(\frac{R_2 + Z}{R_2}\right)$$

$$R_2 = \frac{Z}{10^{\frac{D_{ST}}{20}} - 1} \quad \text{Parallelwiderstand}$$

$$R_1 = Z \cdot \left(1 - \frac{R_2}{R_2 + Z}\right) \quad \text{Serienwiderstand}$$

Ein wichtiger Punkt, der allzu oft vernachlässigt wird, ist die Belastbarkeit der Widerstände. Die Nennleistung der Widerstände ist abhängig von der Nennleistung P_N des Chassis.

$$P_{R2} \approx \frac{Z}{R_2} \cdot P_N \quad \text{Nennleistung des Parallelwiderstand } R_2$$

$$P_{R1} \approx 10^{\frac{D_{ST}}{20}} \cdot P_N \quad \text{Nennleistung des Serienwiderstandes } R_1$$

Wird die maximale Belastung auf Dauer nicht angestrebt, so können auch kleinere Leistungswerte für die Widerstände gewählt werden.

9.3.1 Dimensionierung des Spannungsteilers

Der mittlere Schalldruckpegel des Tieftonchassis liegt bei ca. 94 dB (siehe Abb. 9.2). Der Pegel des Hochtonchassis muss daher um ca. 6 dB abgesenkt werden (siehe Abb. 9.5), damit beide ca. den gleichen Schalldruck abgeben. Für das Hochtonhorn wird ein mittlerer Betrag der Impedanz von 8Ω eingesetzt. Die Nennbelastung beträgt 25 W.

$$R_2 = \frac{Z}{10^{\frac{D_{ST}}{20}} - 1} = \frac{8}{10^{\frac{6}{20}} - 1} = 8 \Omega \quad R_1 = Z \cdot \left(1 - \frac{R_2}{R_2 + Z}\right) = 8 \cdot \left(1 - \frac{8}{8 + 8}\right) = 4 \Omega$$

$$P_{R2} \approx \frac{Z}{R_2} \cdot P_N = \frac{8}{8} \cdot 25 = 25 \text{ W} \quad P_{R1} \approx 10^{\frac{D_{ST}}{20}} \cdot P_N = 10^{\frac{6}{20}} \cdot 25 = 50 \text{ W}$$

gewählt: $R_2 = 8,2 \Omega / 20 \text{ W}$

gewählt: $R_1 = 3,9 \Omega / 20 \text{ W}$

Da die maximale Belastbarkeit auf Dauer nicht angestrebt wird, ist es ausreichend Widerstände mit 20 W zu wählen.

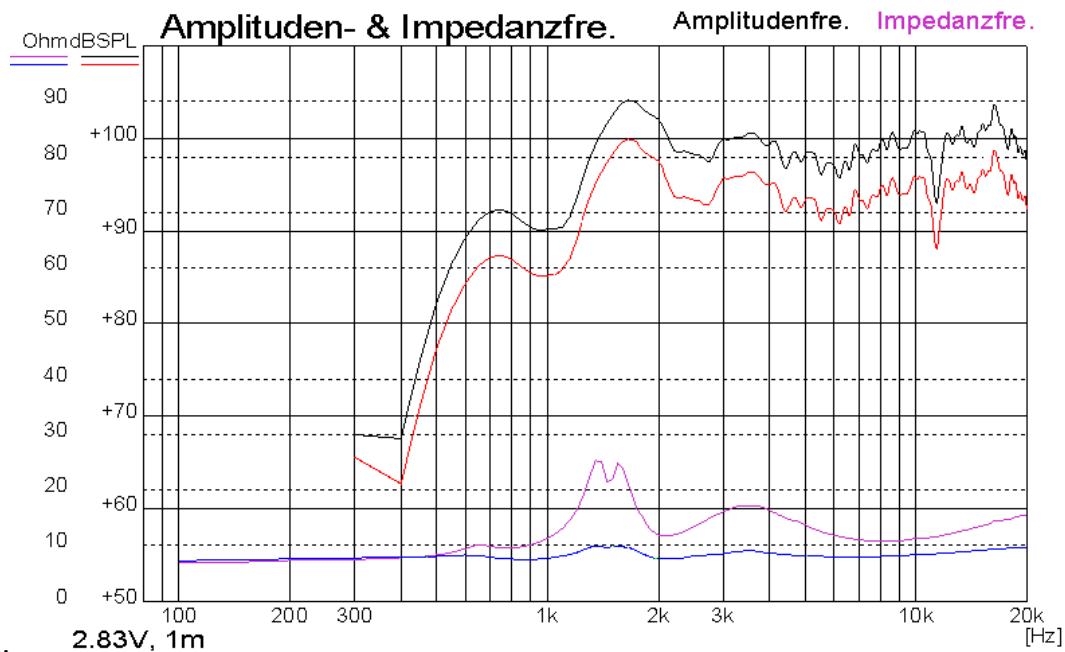


Abb. 9.7 Schallpegel- und Impedanzverlauf des Hochtöners mit Spannungsteiler

In Abb. 9.7 ist die Wirkung des Spannungsteilers sehr gut zu sehen. Der Schalldruckpegel wird um ca. 6 dB dezimiert (rot). Die schwarze und violette Kurve, gelten für das Hochtonhorn ohne Spannungsteiler, aber mit dem Sperrkreis. Der Impedanzverlauf (violett) ist sehr wellig, was kritisch für den Hochpassentwurf ist. Schaltet man aber den Spannungsteiler davor, dann wird der Impedanzverlauf linearer (blau). Der Grund dafür ist der Parallelwiderstand R_2 , der im oberen Frequenzbereich kleiner als die Lautsprecherimpedanz Z ist und somit in der Parallelschaltung dominiert.

9.4 Hochpass 2.Ordnung

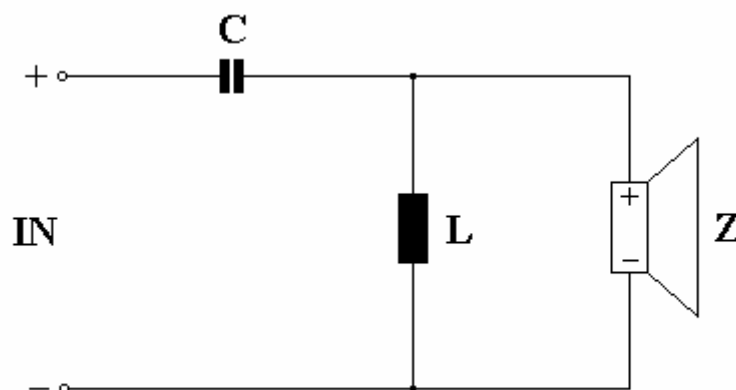


Abb. 9.8 Schaltbild Hochpass 2.Ordnung

Abb. 9.8 zeigt das Schaltbild eines Hochpasses 2. Ordnung. Die Berechnung der Induktivität und Kapazität wird mit den gleichen Formeln wie beim Tiefpass 2.Ordnung durchgeführt.

9.4.1 Dimensionierung des Hochpasses

Zuerst muss die Trennfrequenz des Hochpasses gewählt werden. Wenn man den Schalldruckfrequenzgang in Abb. 9.7 betrachtet, dann erkennt man den Buckel knapp unter 2 kHz. Die Wahl derselben Trennfrequenz (1200 Hz), wie beim Tiefpass, wäre nicht vorteilhaft, da dann der Buckel bleiben würde. Wählt man die Trennfrequenz bei ca. 2 kHz, dann fällt die Überhöhung in die Flanke des Hochpasses und wird dadurch abgesenkt. Der Lastwiderstand des Hochpasses ist die Eingangsimpedanz des Spannungsteilers, die ca. 8 Ω beträgt.

$$L = \frac{0,225 \cdot 8}{2000} = 0,9 \text{ mH} \quad \text{gewählt 1 mH}$$

$$C = \frac{0,112}{2000 \cdot 8} = 7 \text{ } \mu\text{F} \quad \text{gewählt 6,8 } \mu\text{F}$$

Ausgehend von diesen Werten erfolgt die Optimierung des Hochpasses, durch schrittweise Variation der Bauteilwerte und Messung des Schalldruck- und Impedanzfrequenzganges. Dabei ist auch auf eine saubere Addition der Schallpegel des Tief- und Hochtonchassis zu achten. Bei einer Induktivität von 0,68 mH und einer Kapazität von 6,8 μF ergab sich ein optimaler Schalldruckverlauf.

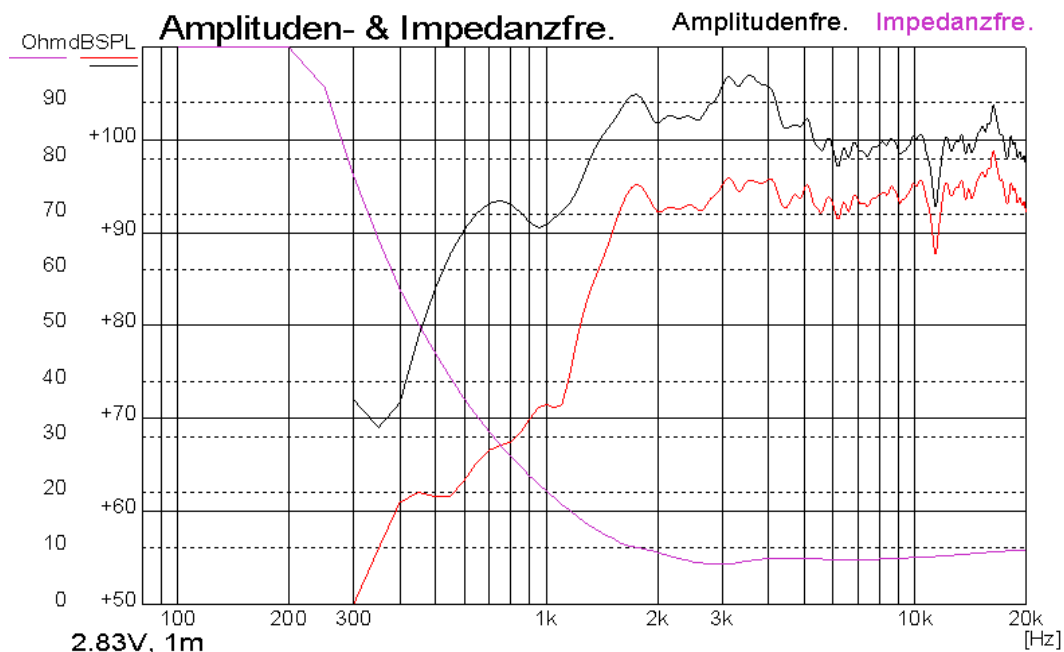


Abb. 9.9 Schallpegel- und Impedanzverlauf des Hochtöners mit kompletter Frequenzweiche

In Abb. 9.9 ist der Schallpegel des Hochtonhorns mit (rot) und ohne (schwarz) Frequenzweiche dargestellt. Die gesamte Frequenzweiche setzt sich zusammen aus Hochpass, Spannungsteiler und Sperrkreis.

9.5 Frequenzweiche für den Tieftöner

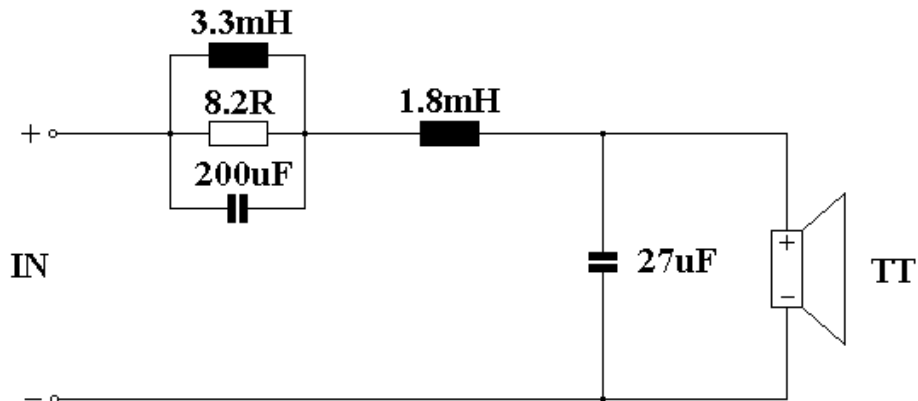


Abb. 9.10 Schaltbild der Frequenzweiche für den Tieftöner

In Abb. 9.10 ist die Zusammenschaltung von Sperrkreis und Tiefpass für das Tieftonchassis dargestellt. Wenn die Resonanzfrequenz des Sperrkreises und die Trennfrequenz des Tiefpasses weit genug auseinander liegen, dann ist die gegenseitige Beeinflussung gering. Dann könnte auch der Tiefpass vor dem Sperrkreis geschaltet werden.

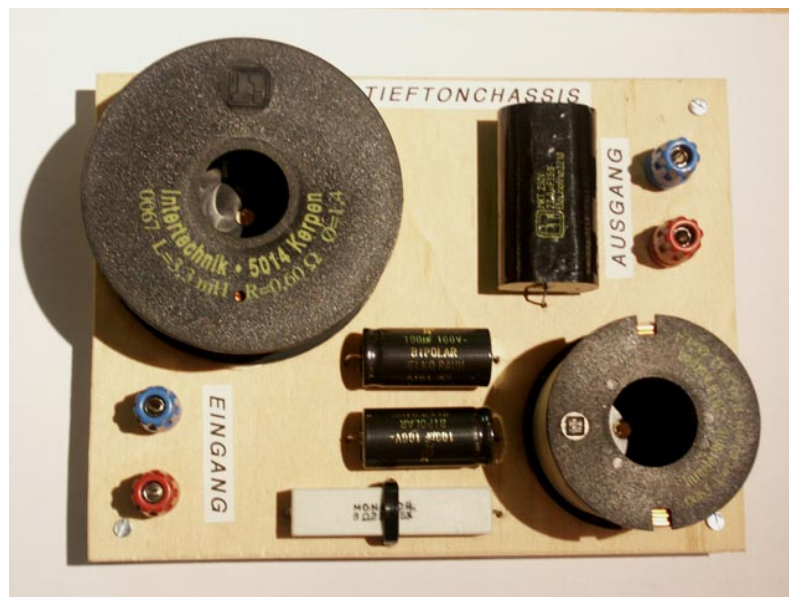


Abb. 9.11 Frequenzweiche für den Tieftöner

Abb. 9.11 zeigt den Aufbau der Frequenzweiche für das Tieftonchassis. Die Ein- und Ausgänge werden über Bananbuchsen ausgeführt. Die Luftspulen sind möglichst weit voneinander angeordnet, um die gegenseitige magnetische Beeinflussung gering zu halten.

9.5.1 Bauteilliste für die Tieftonfrequenzweiche

STÜCK	BAUTEIL	NENNDATEN	HERSTELLER
1	Luftspule, 1,4mm Draht-Ø	L=3,3 mH / R=0,6 Ω	Intertechnik
1	Luftspule, 1,4mm Draht-Ø	L=1,8 mH / R=0,38 Ω	Intertechnik
2	Tonfrequenz-ELKO	C=100 μF / 35V _{AC}	Visaton
1	MKT-Folienkondensator	C=27 μF / 250 V _{AC}	Intertechnik
1	Zement-Widerstand	R=8,2 Ω / 20 W	Intertechnik

9.6 Frequenzweiche für den Hochtöner

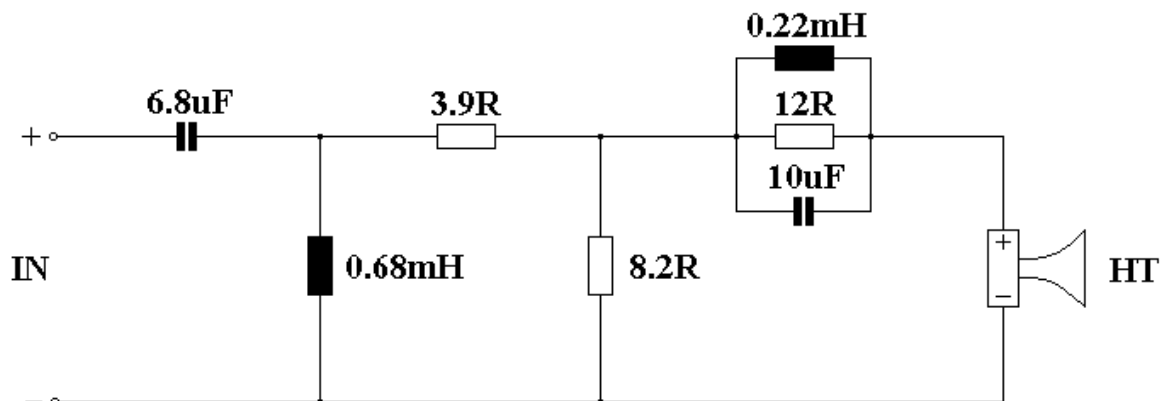


Abb. 9.12 Schaltbild der Frequenzweiche für den Hochtöner

In Abb. 9.12 ist die Zusammenschaltung von Hochpass, Spannungsteiler und Sperrkreis für das Hochtonchassis dargestellt. Hier kann die Verschaltung der einzelnen Glieder nicht vertauscht werden, da sich sonst das Filterverhalten verändern würde.

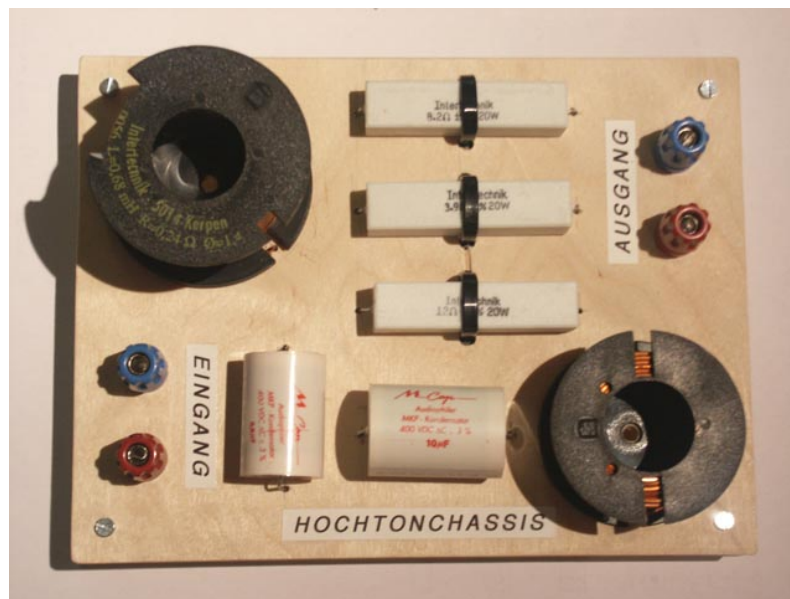


Abb. 9.13 Frequenzweiche für den Hochtöner

Abb. 9.13 zeigt den Aufbau der Frequenzweiche für das Hochtonchassis. Die Ein- und Ausgänge werden ebenfalls über Bananenbuchsen ausgeführt. Die Luftspulen sind ebenfalls entfernt voneinander angeordnet, damit die gegenseitige magnetische Beeinflussung gering ist.

9.6.1 Bauteilliste für die Hochtonfrequenzweiche

STÜCK	BAUTEIL	NENNDATEN	HERSTELLER
1	Luftspule, 1,4mm Draht-Ø	L=0,68mH / R=0,24 Ω	Intertechnik
1	Luftspule, 1,4mm Draht-Ø	L=0,22 mH / R=0,13 Ω	Intertechnik
2	MKP-Folienkondensator	C=10 μF / 400 V _{AC}	Mundorf
1	MKP-Folienkondensator	C=6,8 μF / 400 V _{AC}	Mundorf
1	Zement-Widerstand	R=12 Ω / 20 W	Intertechnik
1	Zement-Widerstand	R=8,2 Ω / 20 W	Intertechnik
1	Zement-Widerstand	R=3,9 Ω / 20 W	Intertechnik

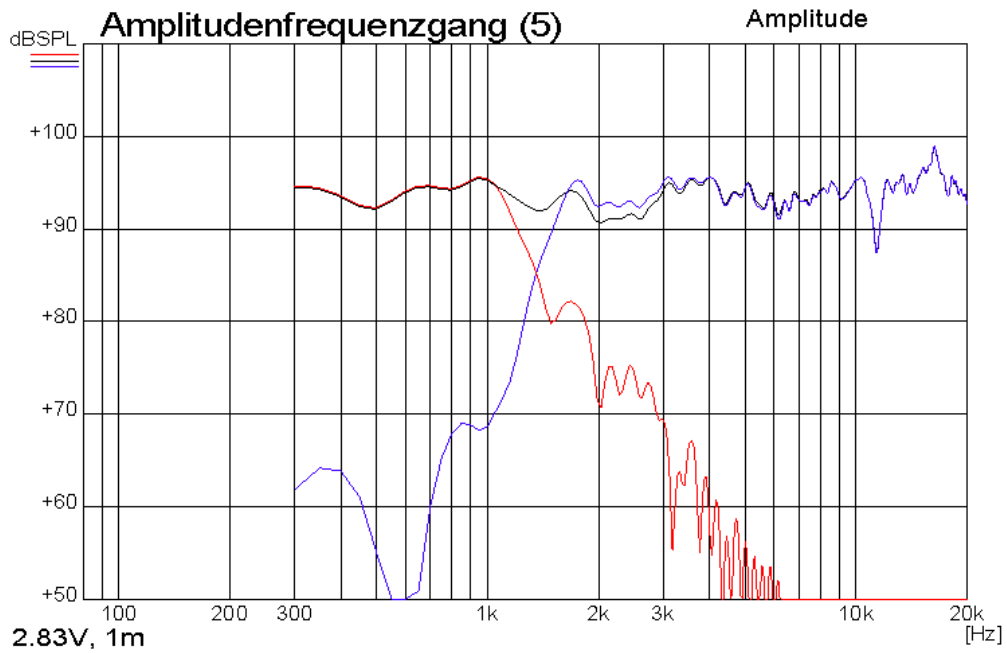


Abb. 9.14 Einzel- und Summenfrequenzgang des Hornsystems

In Abb. 9.14 ist die Summation (schwarz) des Schalls von Tief- (rot) und Hochtonchassis (blau) dargestellt. Die akustische Trennfrequenz liegt bei ca. 1300 Hz.

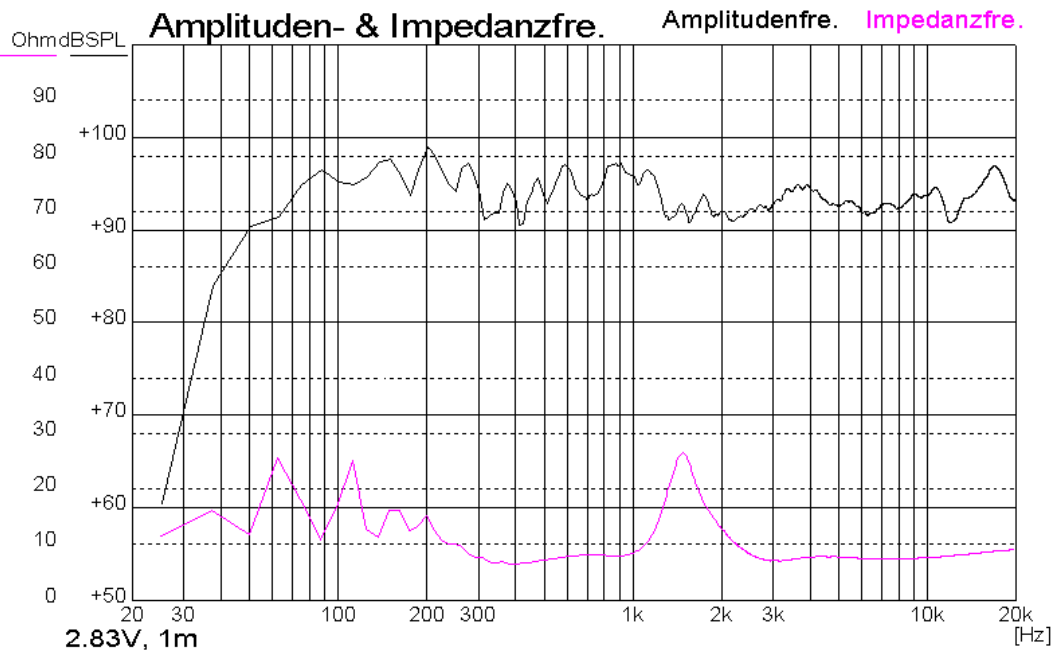


Abb. 9.15 Gesamtfrequenzgang des Hornsystems

In Abb. 9.15 wird der Gesamtfrequenzgang des Hornsystems gezeigt. Der Gesamtschallpegel ist durch Reflexionen von den Raumwänden, die bei dieser Messung miteinfließen, etwas wellig.

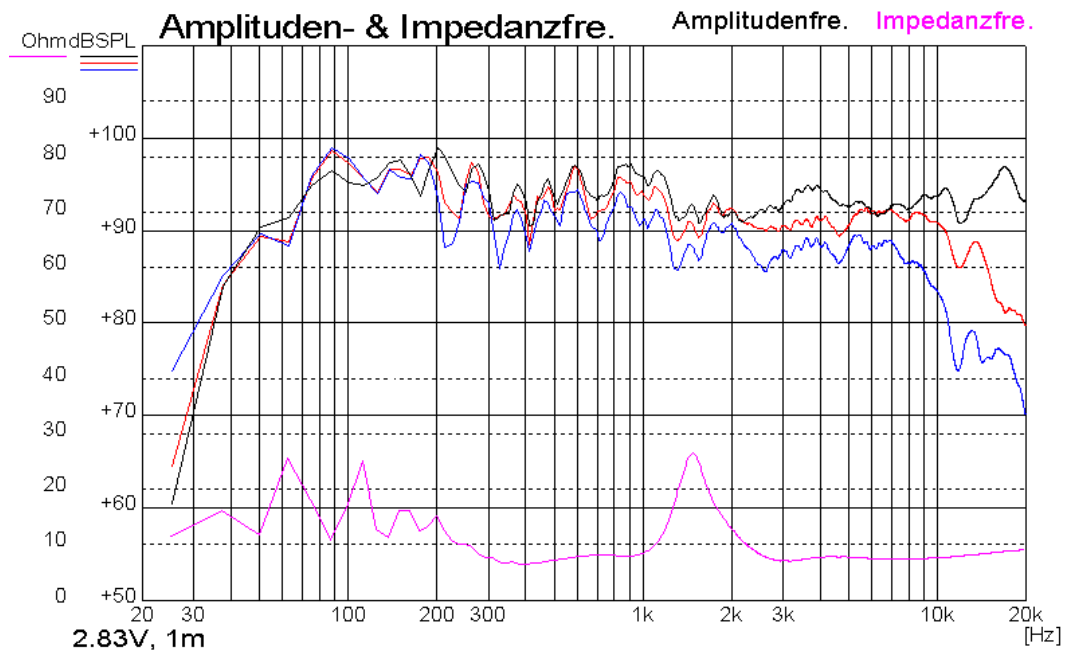


Abb. 9.16 Abstrahlverhalten des Hornsystems

In Abb. 9.16 ist die Schallabstrahlung unter verschiedenen horizontalen Winkeln zur Lautsprecherachse dargestellt. Schwarz gilt für 0°, rot für 30° und blau für 60°. Dabei ist die stärkere Richtwirkung bei höheren Frequenzen, durch den früheren Pegelabfall, sehr gut zu erkennen.

10 Eigenschaften des Hornsystems

10.1 Verzerrungen THD&N

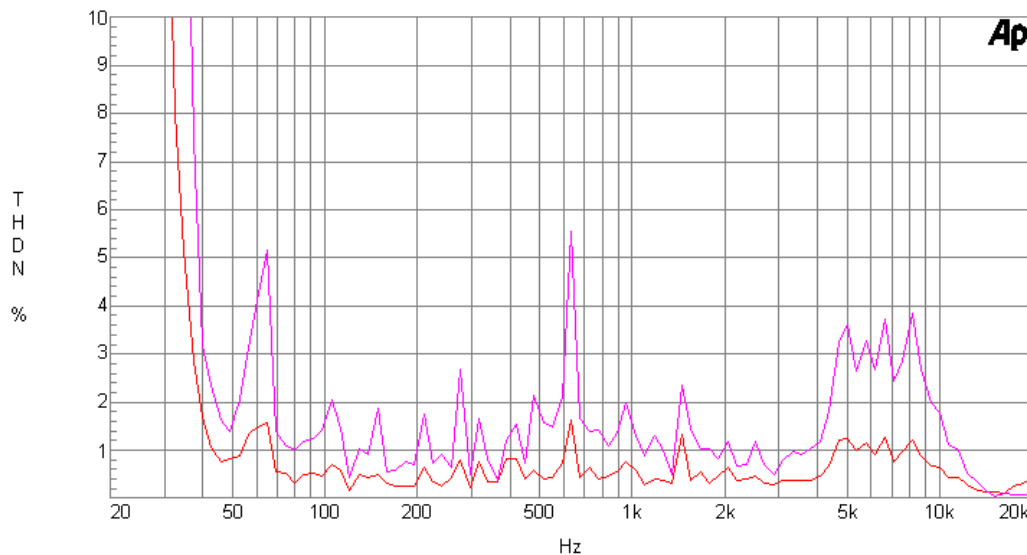


Abb. 10.1 THD&N – Frequenzgang des Hornsystems

In Abb. 10.1 ist der **Total Harmonic Distortion** und **Noise** Frequenzgang dargestellt. Die rote Kurve gilt für einen mittlerer Schalldruckpegel(SPL) von ca. 95 dB (2,83 V, 1m) und die violette Kurve gilt für einen mittleren SPL von ca. 105 dB (8,95 V, 1m). Die Verzerrungen liegen bei 2,83 V oberhalb von 40 Hz im Bereich um 0,5 %. Bei der 10-fachen Leistung überragen die Verzerrungen nur stellenweise die 2 % Marke. Das Hornsystem kann also hohe Schallpegel ohne nennenswerte Verzerrungen wiedergeben. Der Anstieg der THD unterhalb von 40 Hz ergibt sich aus dem Abfall des Grundschallpegels und daher werden die Oberwellenanteile stärker gewichtet.

Definition der Total Harmonic Distortion & Noise

$$THD \& N = \frac{\sqrt{\sum_i^n U^2(\omega_i) + U_N^2}}{U(\omega_0)} \cdot 100\%$$

$U(\omega_0)$ Effektivwert der Grundwelle

$U(\omega_i)$ Effektivwert der i-ten Oberwelle

U_N Effektivwert der äquivalenten Rauschspannung

Bei hohen Eingangsleistungen spielt auch die maximale lineare Auslenkung der Schwingspule eine wichtige Rolle. Befindet sich nur mehr ein Teil der Schwingspule im Luftspalt des Magnetsystems, dann nimmt die Kraft die auf die Schwingspule ausgeübt wird ab. Dies führt zu einem Anstieg der Verzerrungen und es treten Kompressionseffekte auf. Wenn z.B. eine Lautsprechermembran bei einer Eingangsleistung von 10 W die maximale Auslenkung erreicht, dann führen höhere Eingangsleistungen zu keinen proportional höheren Schalldruck mehr und das Musiksignal wird dadurch komprimiert. Viele Hersteller geben den Schwingspulenüberhang als maximale lineare Auslenkung (X_{\max}) der Membran an. Manchmal wird auch die Auslenkung für einen bestimmten Verzerrungswert (meist 10%) angegeben. Je größer aber der Schwingspulenüberhang ist, umso niedriger ist der Schallwandlerwirkungsgrad, da nur auf die Wicklungen die sich im Luftspalt befinden eine Kraft ausgeübt wird. Man muss also einen Kompromiss zwischen Wirkungsgrad und maximaler linearer Auslenkung finden. In Abb. 10.2 sind die Verhältnisse graphisch dargestellt. Um mit Bassreflexsystemen sehr tiefe Frequenz wiedergeben zu können, muss die Resonanzfrequenz des Chassis auch sehr niedrig liegen. Dies gelingt mit einer hohen Membranmasse oder (und) einer sehr nachgiebigen Membraneinspannung. Da die Membranmasse den Wirkungsgrad deutlich reduziert, kann sie nicht beliebig hoch gewählt werden. Daher besitzen HiFi-Lautsprecher mit sehr niedriger Resonanzfrequenz eine sehr weiche Membranaufhängung, was wiederum bei hoher Eingangsleistung zu einer großen Auslenkung der Membran führt. Deshalb ist eine große maximale lineare Auslenkung der Membran wünschenswert. Beim Hornsystem ist die untere Grenzfrequenz nicht durch die Chassisresonanzfrequenz vorgegeben, sondern wird hauptsächlich durch die Horngeometrie festgelegt. Daher kann auch ein Chassis mit höherer Resonanzfrequenz als Treiber für das Horn eingesetzt werden. Dieses Chassis besitzt dann eine leichtere Membran und eine härtere Membranaufhängung. Dies steigert den Wirkungsgrad und minimiert die Auslenkung der Membran. Da das Horn zusätzlich einen hohen Widerstand auf die Lautsprechermembran ausübt, ist die Membranauslenkung im Wirkbereich des Horns sehr gering. Daher kann auch der Schwingspulenüberhang kleiner sein, was zusätzlich den Wirkungsgrad verbessert.

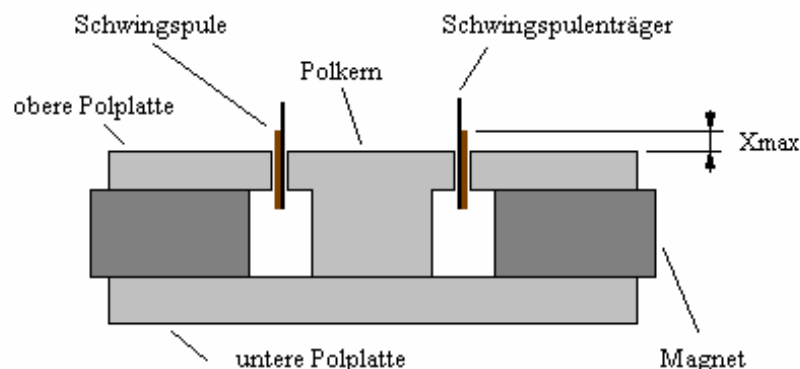


Abb. 10.2 Schnittzeichnung des Antriebsystems

Ist die maximale lineare Auslenkung nicht angegeben, dann kann sie aus der Schwingspulenwickelhöhe (H_{SP}) und der oberen Polplattendicke (H_{OP}) berechnet werden.

$$X_{\max} = \frac{H_{SP} - H_{OP}}{2}$$

10.2 Wirkungsgrad

Um den Wirkungsgrad bestimmen zu können, muss zuerst die abgegebene akustische Leistung und die aufgenommene elektrische Leistung berechnet werden. Durch die kalibrierte Messung kann der Schalldruckpegel (SPL) direkt aus dem Schalldruckfrequenzgang abgelesen und daraus die abgegebene akustische Leistung berechnet werden (siehe Abb. 10.3 und Abb. 10.4). Für die Berechnung der aufgenommenen elektrischen Leistung muss bei konstanter Messspannung die elektrische Impedanz (Betrag und Phase) bekannt sein (siehe Abb. 10.5, Abb. 10.6. und Abb. 10.7). Im Bassbereich wird der Schall weitgehend kugelförmig abgestrahlt, daher gilt für die abgestrahlte akustische Leistung bei Bodenaufstellung (Halbraum).

$$P_{ak} = I_{ak} \cdot \frac{A_{ku}}{2} = \frac{\tilde{p}^2(r)}{Z_0} \cdot 2\pi \cdot r^2 \quad Z_0 = 412 \text{ Ns/m}^3$$

Der Schalldruck in der Entfernung r berechnet sich aus

$$\tilde{p}(r) = p_0 \cdot 10^{\frac{SPL(r)}{20}} \quad p_0 = 20 \text{ } \mu\text{Pa}$$

Die elektrisch aufgenommene Leistung berechnet sich aus

$$P_{el} = \frac{U_{MS}^2}{|Z_{el}|} \cdot \cos \varphi$$

Der Halbraumwirkungsgrad berechnet sich aus

$$\eta_{HR} = \frac{P_{ak}}{P_{el}} \cdot 100\%$$

Der oben berechnete Wirkungsgrad ist der Gesamtwirkungsgrad von Lautsprecherchassis, Frequenzweiche und Gehäuse. Der Wirkungsgrad ist allgemein sehr klein. Bei HiFi-Lautsprecherboxen liegt er in der Regel unter 1 Prozent. Im Gegensatz dazu erreichen sehr gut konstruierte Hörner einen Wirkungsgrad von bis zu 30 Prozent. Basshörner haben dann aber auch ein Volumen von einigen Kubikmetern (siehe Kapitel 2.4). Das realisierte Horn wurde für ein möglichst kleines Volumen optimiert. Dadurch ist die Mundfläche um ein Vielfaches kleiner und das Horn ist nicht im ganzen Übertragungsbereich optimal angepasst. Daher ist auch der Wirkungsgrad kleiner als bei einem optimal dimensionierten Horn, dennoch ist er im Wirkbereich des Horns deutlich größer als bei herkömmlichen HiFi-Lautsprechern. Um dies zu zeigen wird ein Vergleich zwischen dem aufgebauten Hornsystem und einem typischen Bassreflexsystem durchgeführt. Das Bassreflexsystem ist bestückt mit dem W200S (gleiche Membranfläche wie der B&C 8CX21) von VISATON und hat ein Volumen von ca. 70 Liter. Die Abstimmfrequenz des Helmholzresonators liegt bei ca. 26 Hz. In Abb. 10.3 ist der Schalldruckfrequenzgang des Horn- und Bassreflexsystems dargestellt. Man erkennt sehr gut, dass das Hornsystem über 40 Hz einen deutlich höheren Schallpegel bei gleicher Eingangsspannung erreicht als das Bassreflexsystem. Dafür kann das Bassreflexsystem unter 40 Hz einen höheren Schalldruckpegel abgeben. Dies ist auch der große Vorteil von gut abgestimmten Bassreflexsystemen, die bei einem relativ kleinen Gehäusevolumen eine sehr tiefe Basswiedergabe ermöglichen.

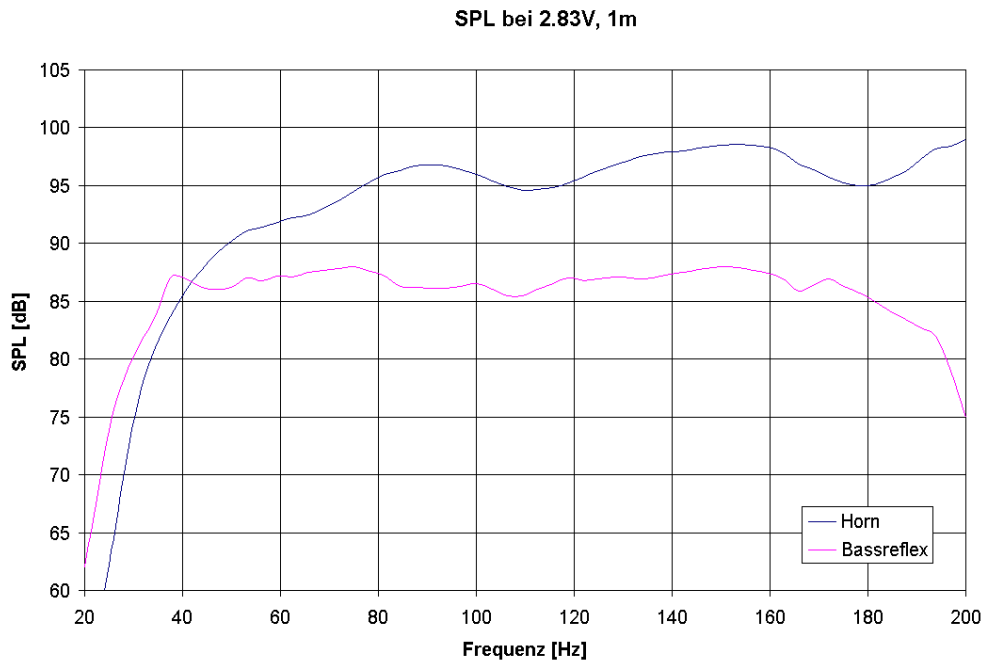


Abb. 10.3 Schalldruckfrequenzgang von Horn- und Bassreflexsystem

Aus dem Schalldruckfrequenzgang kann die abgegebene akustische Leistung berechnet werden. Der Frequenzgang der akustischen Leistung ist in Abb. 10.4 dargestellt.

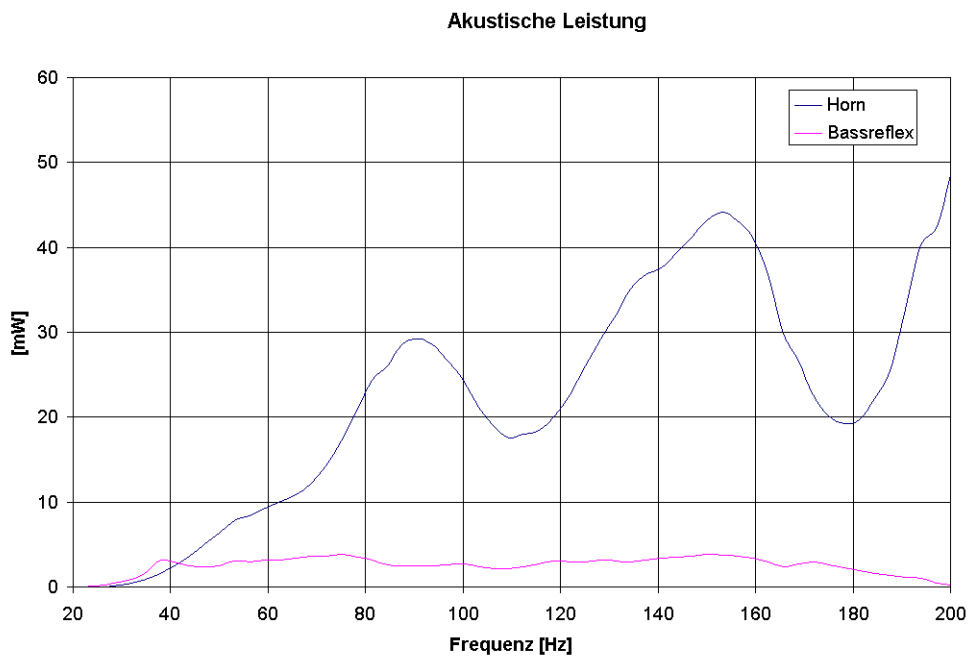


Abb. 10.4 Frequenzgang der abgegebenen akustischen Leistung

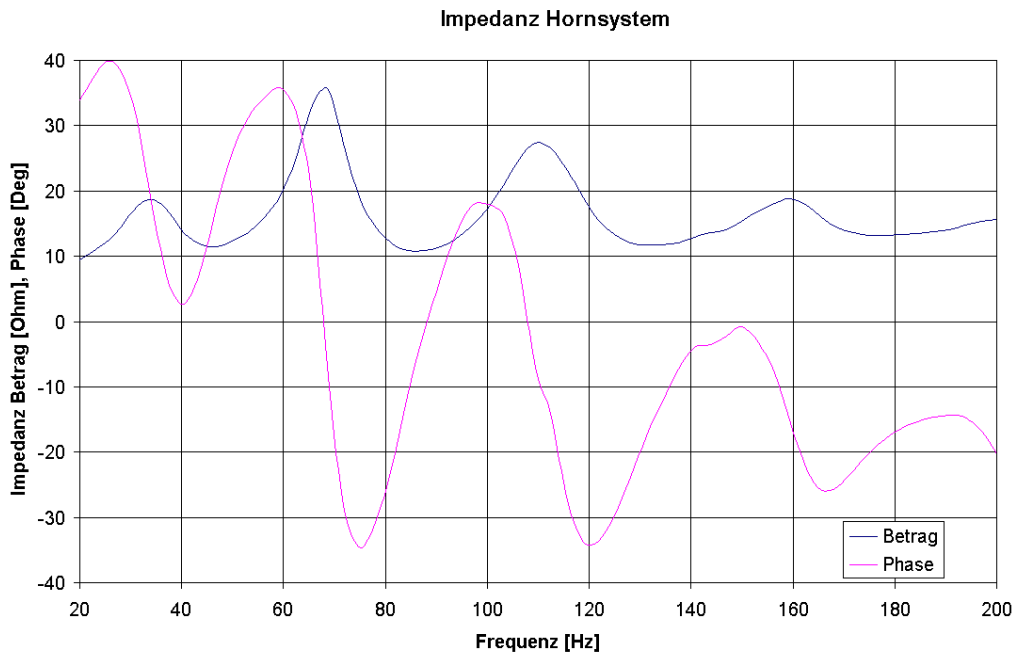


Abb. 10.5 Impedanzfrequenzgang des Hornsystems

In Abb. 10.5 ist der Impedanzfrequenzgang des Hornsystems und in Abb. 10.6 ist der Impedanzfrequenzgang des Bassreflexsystems abgebildet. Nun kann die von den Lautsprecherchassis aufgenommene elektrische Leistung bei der konstanten Messspannung von 2,83 V berechnet werden. In Abb. 10.7 ist der Frequenzgang der elektrischen Leistung für das Horn- und Bassreflexsystem dargestellt.

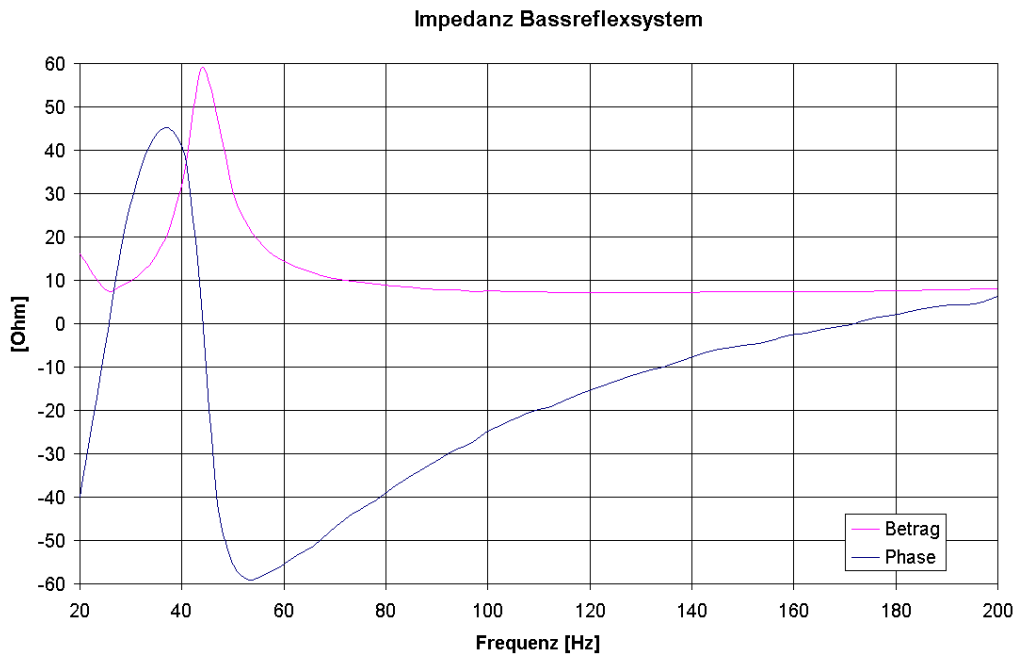


Abb. 10.6 Impedanzfrequenzgang des Bassreflexsystems

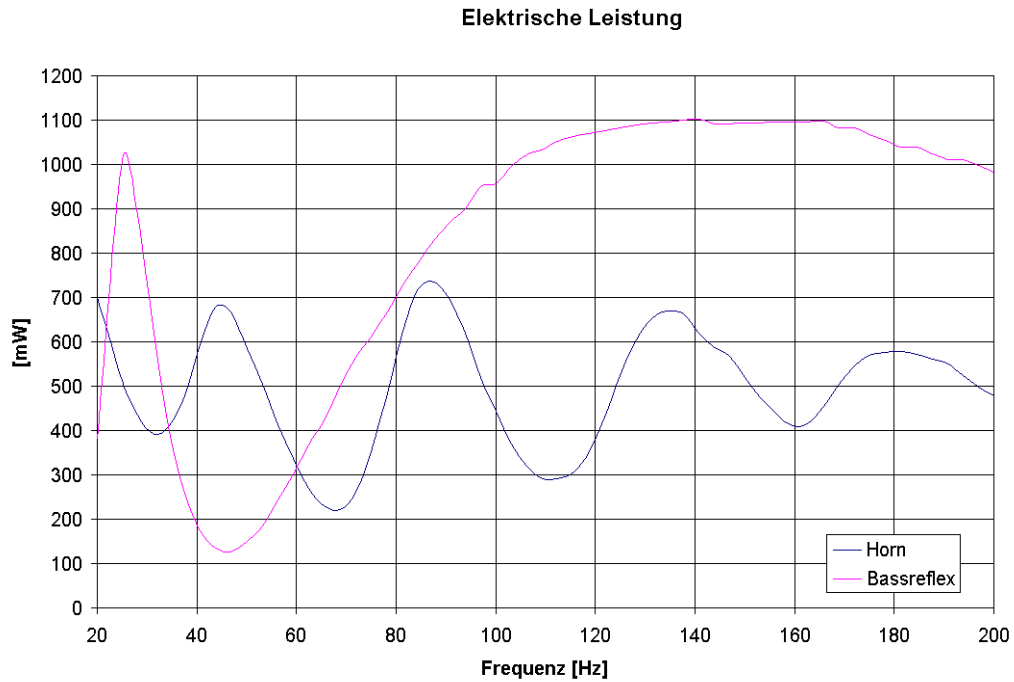


Abb. 10.7 Frequenzgang der aufgenommenen elektrischen Leistung

In Abb. 10.8 ist der Frequenzgang des Wirkungsgrades für das Horn- und Bassreflexsystem dargestellt. Das Hornsystem besitzt einen mittleren Wirkungsgrad von ca. 5 % und liegt somit deutlich höher als beim Bassreflexsystem. Dafür besitzt das Bassreflexsystem bei sehr tiefen Frequenzen einen besseren Wirkungsgrad.

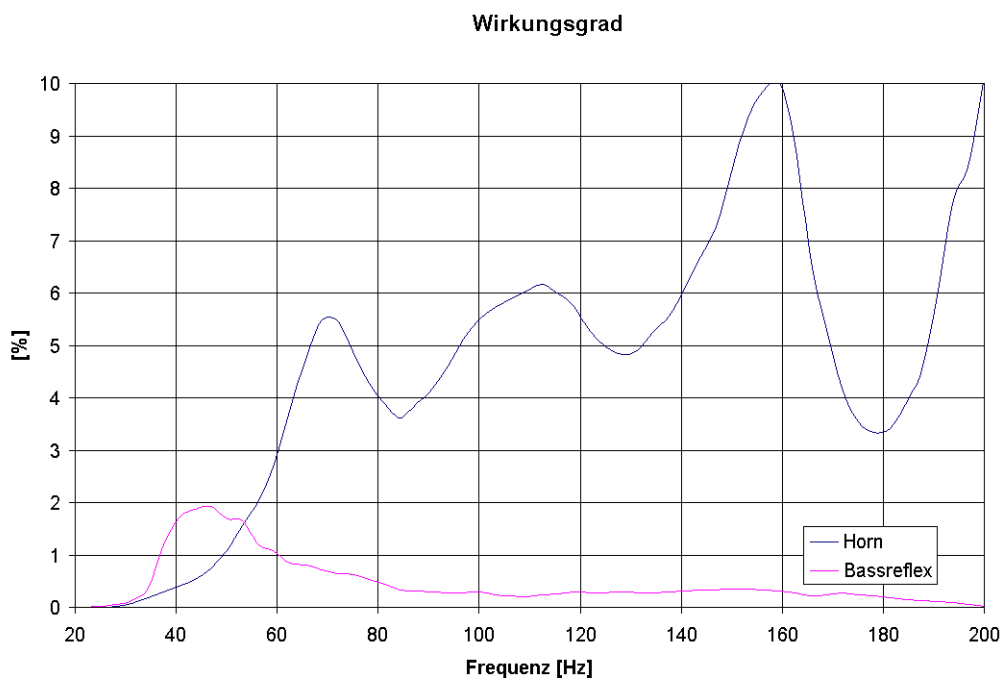


Abb. 10.8 Frequenzgang des Wirkungsgrades

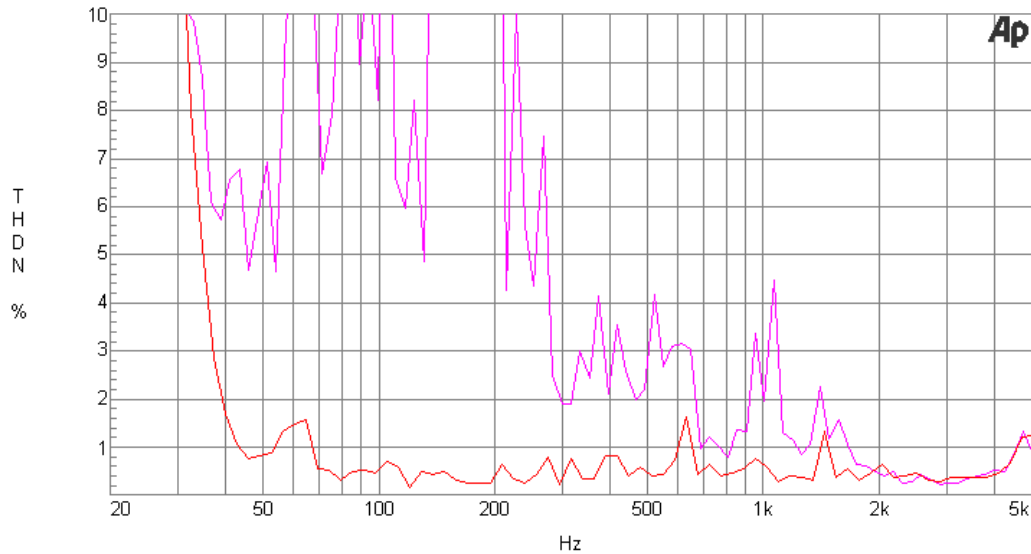


Abb. 10.9 THD&N von Horn- und Bassreflexsystem bei ca. 95 dB SPL

Abb. 10.9 zeigt den Frequenzgang der Verzerrungen von Horn(rot)- und Bassreflexsystem(violett) bei gleichem Schalldruckpegel von ca. 95 dB. Das Hornsystem benötigt für diesen Schallpegel eine mittlere Eingangsleistung von ca. 500 mW und das Bassreflexsystem braucht dafür ca. 7 Watt. Durch die höhere Eingangsleistung ist die Membranauslenkung ebenfalls größer und dadurch sind die Verzerrungen beim Bassreflexsystem deutlich höher als beim Hornsystem.

10.3 Klangcharakter

Bei den ersten Hörproben viel die Leichtigkeit auf, mit der das Hornsystem, die Musik wiedergibt. Der Klang ist luftig, lebendig, präzise und hell, aber ohne aufdringlich zu sein. Das liegt vor allem am guten Wirkungsgrad und der ausgewogenen Abstimmung. Vor allem akustische Instrumente und Stimmen werden sehr natürlich dargeboten. Wirklich überzeugen kann das Hornsystem, wenn man den Lautstärkeregel aufdreht. Die Musik ist dann nicht nur zu hören, sondern bei kräftigen Bassschlägen auch zu spüren. Dabei gibt der Lautsprecher die Musik mit einer Luftigkeit wieder, ohne hörbar zu verzerren. Die Tieftonmembran macht bei sehr hohem Pegel nur wenig Hub. Der Grund dafür ist der hohe Widerstand, den das Horn der Lautsprechermembran entgegenstellt. Bei einem Bassreflexsystem müsste eine gleiche große Lautsprechermembran schon enorme Hübe ausführen, um annähernd den gleichen Pegel im Bassbereich aufzubringen. Das ist der große Vorteil beim Basshornsystem, dass durch den hohen Wirkungsgrad und der guten Pegelfestigkeit, enorme Schalldruckpegel ermöglicht. Als Nachteil hat sich die etwas stärkere Richtwirkung im Hochtonbereich herausgestellt. Durch den frühen Hochtonabfall ab ca. 7 kHz bei 60° Abstrahlwinkel, beschrieben die Zuhörer die außerhalb des 30° Abstrahlbereichs saßen, die Klangeigenschaften nicht mehr als hell und luftig. Dieser Umstand ist auch in Abb. 9.16 sehr gut zu erkennen. Fazit: Das Hornsystem sollte so ausgerichtet werden, dass alle Zuhörer mindestens innerhalb des 30° Abstrahlbereiches sitzen. Die Aufstellung im Raum ist dagegen unkritisch, bei wandnaher Positionierung werden tiefe Bässe stärker betont als bei freier Aufstellung (siehe Kapitel 5.2.5). Hier kann der Anwender den Tieftoncharakter, durch die Wahl der Aufstellung, nach seinem Geschmack günstig beeinflussen. Ohne Hornbedämpfung und dem Sperrkreis im Tieftonzweig ist der Klang sehr trocken. Bassschläge werden bei hoher Lautstärke knochenhart wiedergegeben. Der Grund dafür ist die Überbetonung im Bereich um 200 Hz (siehe Abb. 9.4). Zuviel Dämmflocke im Horn vermindert aber auch die Tiefbasswiedergabe, deswegen sollte die Bedämpfung recht schwach ausfallen (siehe Abb. 5.11). Optimal sind zwei dünne Matten Dämpfungsmaterial, die jeweils in einem Hornknick angebracht werden und ein Stück Noppenschäumstoff, das direkt hinter dem Lautsprecherchassis auf die Trennwand geklebt wird. In Abb. 10.10 wird die Bedämpfung gezeigt. Gut zu erkennen ist auch die Zuleitung vom Klemmterminal zum Koaxialchassis.



Abb. 10.10 Bedämpfung des Horns

11 Zusammenfassung

In den vorangegangenen Kapiteln wurden die grundlegenden theoretischen Zusammenhänge, die Lautsprecherwahl, die Dimensionierung, die Optimierung und die Konstruktion für den Aufbau eines Hornlautsprechersystems gezeigt. Dies wurde durch den Einsatz der Simulationssoftware AJ-HORN um ein vielfaches erleichtert, da sonst kaum ein Basshornsystem mit kompakten Abmaßen und ordentlicher Schallwiedergabe ohne Testaufbau realisiert werden kann. Um den Vorteil eines relativ kleinen Gehäuses zu bekommen, muss nämlich die Mundfläche drastisch verkleinert werden. Dadurch ergibt sich der Nachteil eines sehr welligen Schalldruckpegels durch die Fehlanpassung im Bassbereich, dem aber durch geschickte Wahl der anderen Hornparameter (Halsfläche, Druckkammer, ...) entgegengewirkt werden kann. Durch die zu kleine Mundfläche sinkt natürlich auch der Wirkungsgrad, der aber trotzdem deutlich höher liegt als bei vergleichbaren Bassreflex- oder Geschlossenen Systemen.

Weiters wurde der Entwurf der Frequenzweiche, die das Musiksignal für den Tief- und Hochtoner aufteilt, schrittweise erklärt und es wurde die Dimensionierung der darin enthaltenen frequenzabhängigen Glieder gezeigt. Dabei stellte sich heraus, dass nicht immer ein absolut ebener Frequenzgang der Chassis nötig ist. Durch geeignete Korrekturschaltungen in der Frequenzweiche, kann meist eine ausgewogene Schallpegelwiedergabe des Gesamtsystems erzielt werden.

Die Vorteile des realisierten Basshornsystems sind der hohe Wirkungsgrad und die Pegelfestigkeit. Dadurch sind Schalldrücke erzielbar die fast an die Schmerzgrenze des menschlichen Gehörs heranreichen, ohne dass störende Verzerrungen auftreten. Durch den hohen Wirkungsgrad ist die benötigte Verstärkerleistung für normale Lautstärken sehr gering, da schon mit einer Leistung von weniger als 1 Watt ein mittlerer Pegel von ca. 95 dB erzielt wird. Herkömmliche HiFi-Lautsprecher benötigen für diesen Pegel schon bis zu 10 Watt an Leistung. Dadurch steigen die Verzerrungen bei herkömmlichen HiFi-Boxen schon viel früher an, als beim Hornsystem. In Verbindung mit der geringeren Pegelfestigkeit im Bassbereich, erzielen HiFi-Boxen daher kaum Schalldrücke über 100 dB, ohne zu verzerren. Die Nachteile sind das voluminöse Gehäuse, der komplizierte Aufbau und die stärkere Richtwirkung im Hochtonbereich. Gemessen an der akustischen Ausgangsleistung, ist das Basshorn aber eher ein kompakter Lautsprecher.

Das realisierte Basshornsystem ist etwas Besonderes und hat die Bezeichnung „Lautsprecher“ wirklich verdient. Es eignet sich für jede Art von Musik, wobei akustische Musik und Gesang wirklich beeindruckend natürlich wiedergegeben werden. Ein Aha-Erlebnis stellt sich ein, wenn man den Lautstärkeregel aufdreht, denn dann bekommt man eine richtige Gänsehaut am ganzen Körper, wenn das Hornsystem die Musik mit hoher Lautstärke unverzerrt wiedergibt.

12 Literaturverzeichnis

- | | |
|-------------------------------------|-------------------------|
| [1] Leo L. Beranek | ACOUSTICS |
| [2] Hans Herbert Klinger | LAUTSPECHER-BAUBUCH |
| [3] Armin Jost | HANDBUCH AJ-HORN 4.1 |
| [4] Klaus Beuth | BAUELEMENTE |
| [5] Gerhard Graber & Werner Weselak | ELEKTROAKUSTIK-SKRIPTUM |
| [6] Gerhard Graber & Werner Weselak | RAUMAKUSTIK-SKRIPTUM |