



Entwicklung der B&W 800D

Inhalt

Einführung	3
Projektauftrag	3
Überblick	3
Treiber	4
Gehäuse	8
Frequenzweiche	12
Wiedergabe	13
Industriedesign	13
Anhang	
I Diamantkalottenhochtöner	14
II FST-Mitteltöner	21
III Einsatz von Rohacell® in Lautsprechermembranen	24
IV Theorie konischer Röhren	26
V Kugel/Röhren-Mitteltongehäuse	28
VI Matrix™-Gehäuse	30
VII Entkopplung	32
VIII Finite-Element-Analyse	34
IX Laser-Interferometrie	36



Die Serie 800 von Bowers & Wilkins erblickte im Jahr 1979 mit der Einführung des Modells 801 das Licht der Welt. Die radikal neue Erscheinung dieses Lautsprechers, die sich aus mehreren getrennten Gehäusen für die unterschiedlichen Treiber zusammensetzte, sollte für fast 20 Jahre weitgehend unverändert bleiben. Dies beweist – wie viele andere Konzepte aus der Forschungs- und Entwicklungsabteilung in Steyning – dass sich gute Ideen dauerhaft bewähren.

Die Entwicklung des Lautsprecherflaggschiffs Nautilus, das 1993 vorgestellt wurde, führte zu einer Vielzahl an neuen Ideen, die nach Anwendung in einer breiteren Produktpalette verlangte. Das Resultat war die Serie Nautilus 800. Diese Serie sollte den High-End-Lautsprechermarkt neu definieren. Die Entwicklung des damaligen Top-Modells – der Nautilus 801 – wurde in einer früheren Veröffentlichung behandelt. Die darauf folgende Entwicklung der Signature 800, die einige der in der Nautilus 801 genutzten Prinzipien verfeinerte und weiter ausbaute, war ebenfalls Thema eines eigenen Entwicklungspapiers.

Das vorliegende Dokument beschreibt die Entwicklung der neuesten Generation der Serie 800. Am Beispiel des Top-Modells 800D werden die Prinzipien und Technologien erläutert, die in der Serie Verwendung finden. Neben maßgeblichen Neuentwicklungen finden sich auch bewährte Technologien aus den Vorgängermodellen.



Letztere werden hier erneut beleuchtet, so dass dieses Papier auch ohne Kenntnis der früheren Beschreibungen verständlich bleibt.

Projektauftrag

Bei High-End-Audioprodukten geht es um die Wiedergabequalität. Die Erforschung neuer Ideen, Materialien und Prozesse ist ein kontinuierlicher Prozess, der sich manchmal in kleinen Schritten, manchmal aber auch in großen Sprüngen bewegt. Im vorliegenden Fall verfolgten unsere Entwickler verschiedene Projekte, die eine erhebliche Steigerung der Wiedergabequalität versprochen. Der Auftrag lautete nun schlicht, die Ergebnisse in die neuen Produkte einfließen zu lassen.

Überblick

Ein Lautsprechersystem kann in drei Hauptbestandteile aufgeteilt werden:

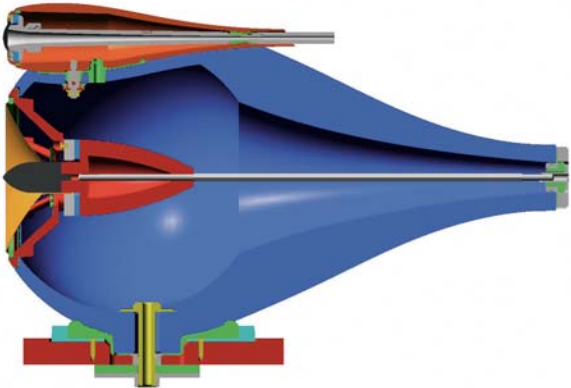
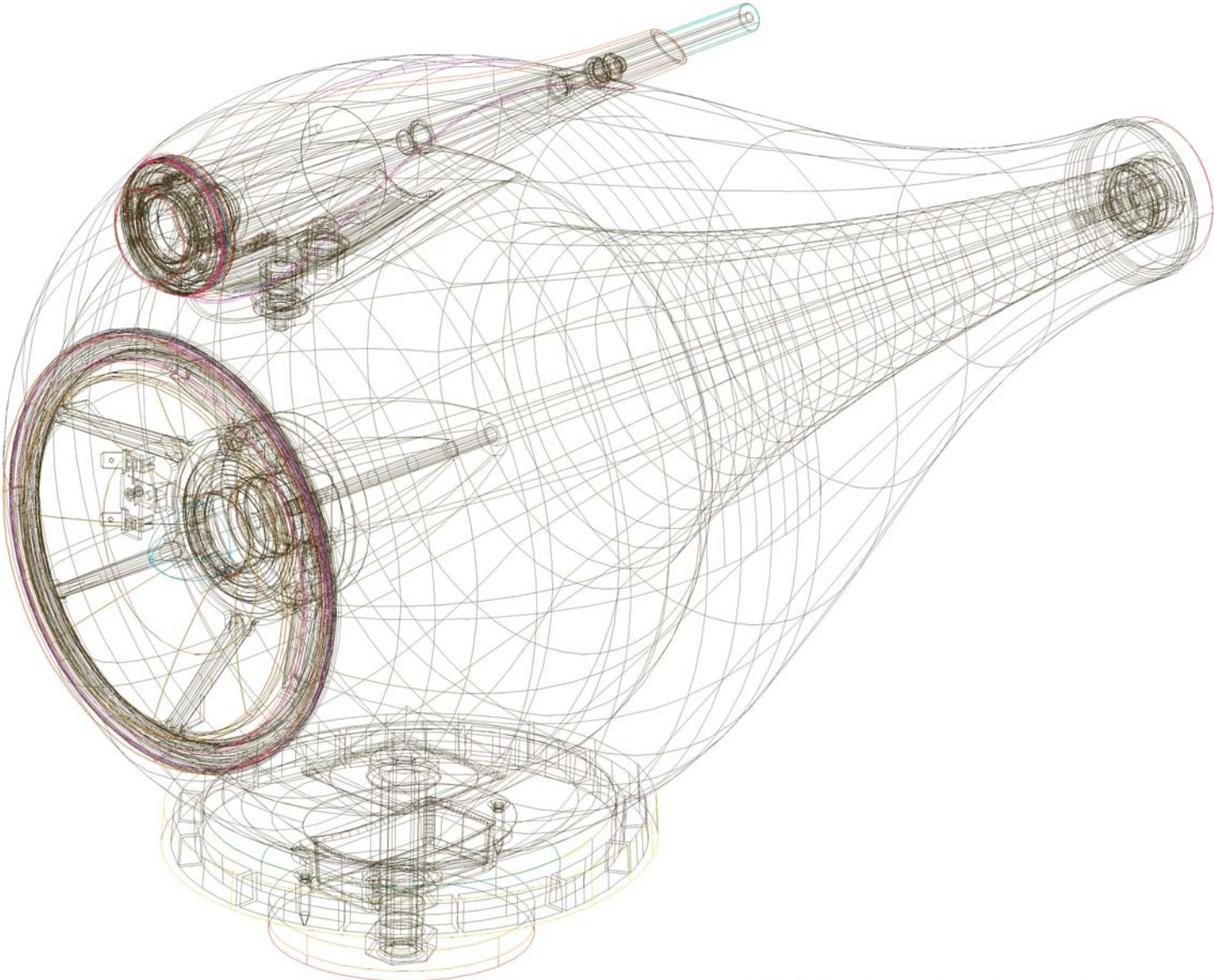
- Die Treiber (Chassis)
- Die Frequenzweiche
- Die Gehäuse und die tragenden Strukturen

Im Idealfall sollten die Treiber – nahtlos zusammengefügt durch die Frequenzweiche – eine perfekte Klangnachbildung des elektrischen Eingangssignals übertragen. Der Rest der Konstruktion sollte sich in absoluter Ruhe befinden und lediglich dazu dienen, die Treiber am rechten Platz zu halten sowie die unerwünschte Schallabstrahlung von der Rückseite jeder Membran zu absorbieren – und dabei so geformt sein, dass die Abstrahlung des Schalls vom Lautsprecher hinweg verbessert wird. Wie gut ein Lautsprecher klingt, kann daran gemessen werden, wie nah ein Konstrukteur diesem Ideal kommt. In der realen Welt erreicht man das Ziel natürlich nicht ganz. Treiber leiden an allen möglichen Verzerrungen, und die Gehäuse vibrieren und geben damit dem Klang ihre eigene Färbung. Frequenzweichenbauteile fügen dem elektrischen Signal unerwünschte Artefakte hinzu, noch bevor es die Treiber erreicht.

Wir werden unsere Design-Philosophie in allen Kategorien getrennt erläutern, doch im Entwicklungsprozess müssen sie als Ganzes gesehen werden, weil sie sich alle gegenseitig beeinflussen. Entscheidungen in einem Einzelbereich werden stets von den Gegebenheiten in anderen Bereichen beeinflusst. Es ist unvermeidlich, Entscheidungen zu treffen, und es hängt vom Geschick des Entwicklungsingenieurs ab, ausgewogene Beurteilungen zu erzielen und die Gesamtheit zu optimieren. Dieses Geschick verbindet Wissenschaft und Kunst. Die Wissenschaft ermöglicht das Verstehen und zeigt den Weg vorwärts. So lange das wissenschaftliche Verständnis aber unvollständig ist, ist es unumgänglich, die musikalische Kunst zu begreifen. Im High-End-Audio-Bereich genügt es nicht, lediglich einen angenehmen Klang zu erreichen. Der Entwickler muss danach streben, so nahe wie möglich an den Eindruck heranzukommen, einem Live-Ereignis beizuwohnen, fähig zu sein, sich die Künstler leibhaftig vorzustellen, eine Gänsehaut zu erzeugen und die Nackenhaare sich aufstellen zu lassen. Dies ist das Ziel, das man mit einer simplen Ansammlung von Zahlen praktisch unmöglich beschreiben kann.

Der Hörer muss am Ende darüber entscheiden, wie gut das Ziel erreicht wurde. Alles, was wir im Rahmen dieser Veröffentlichung tun können, ist, die Wissenschaft zu erklären. In den folgenden Abschnitten findet sich zunächst ein grundsätzlicher Überblick über alle eingesetzten Technologien; in den Anhängen am Ende des Dokuments werden sie detaillierter beleuchtet.

Treiber



Vielleicht die herausragendste neue Technologie in diesem Lautsprecher ist die Diamantkalotte des Hochtöners. Die akustische Entwicklung wird in Anhang I im Detail beschrieben.

Eines der verblüffenden Ergebnisse der neuen Konstruktion im Vergleich zum existierenden Aluminiumkalotten-Hochtöner ist die Tatsache, dass die obere -6dB-Frequenz niedriger liegt. (Die blaue horizontale Linie in Abbildung 4 beschreibt einen Pegel von -6 dB, nachdem beide Hochtöner durch die Frequenzweiche auf einen glatten Frequenzgang bei 90 dB Schalldruck gebracht wurden.) Auf den ersten Blick mag dies seltsam erscheinen, da Diamant viel steifer ist als Aluminium und erst bei einer wesentlich höheren Frequenz in Partial-schwingungen aufbricht. Die Antwort kann einfach in der 'idealen' Reaktion einer unendlich steifen Kalotte mit gleicher Geometrie gefunden werden, die wegen des Zeitunterschieds zwischen Klanganteilen, die von verschiedenen Zonen der Kalotte erzeugt werden, unter einem tiefen Frequenzgang-Einbruch bei 70 kHz leiden würde. (Dieser Frequenzgang wird in Abbildung 1 durch die grüne Zone repräsentiert.) Bei 70 kHz beträgt die Wellenlänge eines Tons in der Luft 4,9 mm bei 20°C – vergleichbar mit der Höhe der Kalotte. Die Aluminium-Kalotte hat nur deshalb eine höhere obere Grenzfrequenz, weil der Frequenzgang ausgehend von einer deutlichen Resonanz (bei 30 kHz) abfällt.

Wir waren der Ansicht, dass die Diamantkalotte dem Ideal so weit wie möglich entsprechen sollte und wir nicht versuchen sollten, eine flachere Wiedergabe durch diverse Zusätze zu erzielen. Entweder würden diese die gesamte abstrahlende Fläche dazu bringen, bei einer tieferen Frequenz von der idealen kolbenförmigen Bewegung abzuweichen; oder wir würden zusätzliche Resonanzeffekte vor der Membran konstruieren.

Unsere Hörerfahrung hatte wiederholt und nachhaltig gezeigt, dass es für den Klang am Wichtigsten war, wie nah die abstrahlende Fläche im anerkannten menschlichen Hörbereich, also unterhalb von 20 kHz, dem Ideal der kolbenförmigen Bewegung kam. Deshalb ließen wir uns von Marketing-Begehrlichkeiten nicht dazu verleiten, beliebigen (Fehl-)Einschätzungen darüber zu folgen, was nötig ist, um die

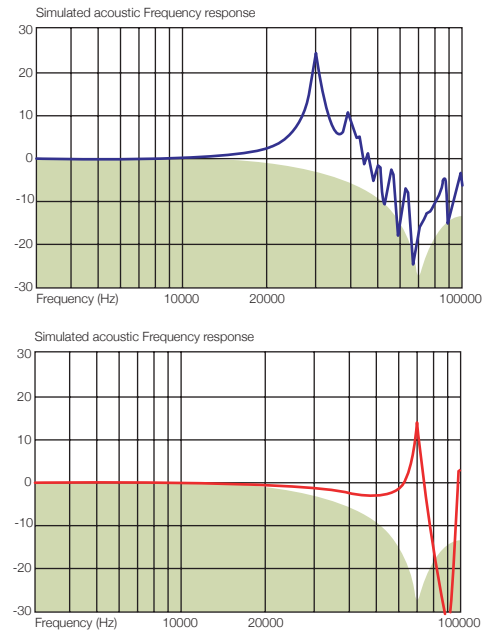
Verbesserungen durch hochauflösende digitale Aufnahmeformate zu transportieren. Wir behielten den idealen Frequenzgang der unendlich steifen Kalotte zum Ziel. Wenn man die akustischen Zeitverzögerungseffekte ausblendet, indem man die strukturelle Beschleunigung der Kalotte untersucht, sieht man, dass der Frequenzgang flacher und breitbandiger verläuft als erwartet (siehe Anhang I).

Abweichungen von der kolbenförmigen Bewegung setzen nicht urplötzlich ein, wenn die Resonanzfrequenz erreicht wird, bei der die Membran aufbricht. Schon bei einer viel tieferen Frequenz beginnt dieser Effekt, sich aufzubauen. Dies ist vergleichbar mit den Effekten von Anti-Aliasing-Filtern, die bei digitalen Aufnahmen eingesetzt werden. Jene, die für das Standard-CD-Format mit 44,1 kHz Abtastfrequenz benutzt werden, können zwar Grenzfrequenzen oberhalb der anerkannten menschlichen Hörgrenze haben, doch Abweichungen der Phase und der dazugehörigen Gruppenlaufzeit beginnen schon weit unterhalb von 20 kHz. Am wichtigsten ist es, diese beginnenden Effekte deutlich über die Hörgrenze zu verschieben, wobei ein flacher Frequenzgang bis weit in den Ultraschallbereich nicht zwingend ist – auch wenn beides natürlich zusammenhängt.

Dass es überhaupt möglich ist, eine Diamantkalotte herzustellen, verdanken wir relativ jungen Entwicklungen in der Produktion von Industriediamanten.

Die Standardtechnik zur Herstellung künstlicher Diamanten besteht darin, die Verhältnisse in der Natur, also die hohen Drücke und Temperaturen im Inneren eines Vulkans, zu simulieren. Der technische Aufwand, Temperaturen von 2100°C und Drücke vom mehr als 50 kbar zu erreichen, begrenzt die Form und Größe von Diamanten, die auf diese Weise hergestellt werden können.

In den achtziger Jahren wurde diese Beschränkung durch die Einführung einer Bedampfungstechnik überwunden: Die Temperatur konnte halbiert werden, und, wichtiger noch, Wachstum konnte nun bei Drücken unterhalb des Luftdrucks erzielt werden. Dieses Verfahren kann Diamanten unter Bedingungen herstellen, unter denen Graphit die thermodynamisch stabile Form von Kohlenstoff ist, indem man eine



1 Finite-Elemente-Simulationen der akustischen Wiedergabe von Aluminium- (oben) und Diamantkalotten (unten). Die Wiedergabe einer 'idealen' Kalotte ist jeweils schattiert eingezeichnet.



2a



2b



2c

- 2 Herstellung von Diamantkalotten
- a Kalotten vor der Entfernung des formgebenden Substrats.
 - b Laser-Beschneidung des Außenrands
 - c Prüfung der Materialdicke.

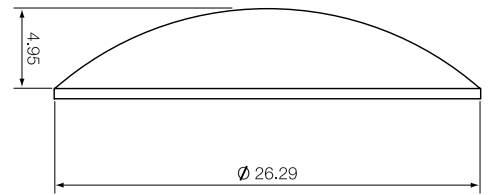
sorgsam ausgewogene chemische Umgebung schafft, welche die Diamantoberfläche während des Wachstums stabilisiert; genau genommen gewinnt die Kinetik über die Thermodynamik. Diese ganz besondere Umgebung wird durch die Anregung eines Gasmischs aus Wasserstoff und einem kleinen Anteil Alkan (Kohlenstoff-Quellgas) und anderen Gasen (wie Argon und Sauerstoff) geschaffen. Das resultierende Plasma enthält Alkyl-Radikale, Wasserstoffatome und Elektronen mit hoher Energie. Das Plasma kann durch verschiedene Energiequellen angeregt werden; die gebräuchlichsten sind Mikrowellen, Heizdrähte und Bogenentladungen.

Der Diamant setzt sich direkt auf einem geeigneten Trägermaterial ab, zum Beispiel Wolfram, Molybdän oder Silikon. Das Trägermaterial kann nach der Ablagerung entfernt werden, übrig bleibt eine freistehende Diamantschicht. Die produzierten Schichten können Millimeter oder Mikrometer dick sein und Flächen größer als 100 mm² aufweisen. Es ist ebenfalls möglich, komplexe Formen nachzubilden, die in das Substrat eingearbeitet sind. Der Diamant selbst ist polykristallin und von hoher Reinheit. Weil die gewünschten Eigenschaften sorgsam festgelegt und kontrolliert werden, können durch Bedampfungstechnik gewonnene Diamanten jenen natürlichen Ursprungs in vielen Anwendungen sogar überlegen sein.

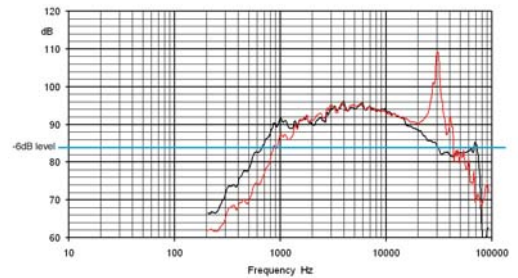
Bei der Entwicklung der Diamantkalotte arbeitete B&W eng mit einem der weltweit führenden Hersteller von Industriediamanten (Element 6 im englischen Ascot) zusammen. Obwohl der grundsätzliche Prozess bewährt ist, mussten – wie bei vielen industriellen Anwendungen – praktische Schwierigkeiten gelöst werden, die mit der speziellen Anwendung zu tun hatten. Die Diamant-Ablagerung auf dem sphärischen Teil der Kalottenform war ziemlich unkompliziert, doch der vertikale Ring für die Schwingspule (siehe Abb. 3) erwies sich als besonders anspruchsvolle Aufgabe. Es war schwierig, die Seiten parallel auszubilden und an der scharfen Kante die Materialdicke beizubehalten. Dieser Teil des Profils ist äußerst wichtig, sowohl für die akkurate Position der Schwingspule als auch für eine hohe Steifigkeit der Kalotte (wodurch das Auftreten von Partialschwingungen zu höheren Frequenzen hin verschoben wird). Es war das erste Mal, dass ein solches Profil gefertigt wurde, und das Verfahren ist patentiert.

Die Kalotte selbst macht nicht die gesamte abstrahlende Fläche aus. Die umgebende Sicke spielt eine wichtige Rolle für die Gesamtwiedergabe des Hochtöners.

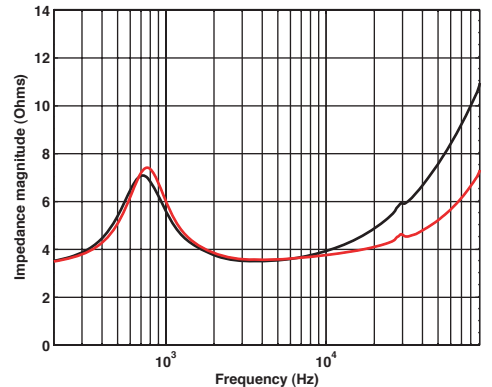
Während der Entwicklung der Serie Nautilus 800 wurden Schwächen, die bei der halbrunden Kunststoff-Sicke der mittlerweile zum Standard-Hochtöner gewordenen Konstruktion auftraten, durch die Einführung einer flachen Polymerschäum-Sicke beseitigt. Diese neue Sicke bewegte sich phasengenaue mit der Aluminiumkalotte und führt zu einem glatteren Über-Alles-



3 Profil der Diamantkalotte



4 Frequenzgänge des neuen Diamantkalottenhochtöners (schwarz) und des Hochtöners der Nautilus 800 Serie (rot)



5 Impedanz des Hochtöners mit (rot) und ohne (blau) Silberbeschichtung des magnetischen Polkerns

Frequenzgang. In den neuen Systemen sollten jedoch Frequenzweichen mit flacheren Filterverläufen eingesetzt werden (siehe auch im folgenden Abschnitt über Frequenzweichen), und dies erforderte eine Absenkung der Hauptresonanzfrequenz des Hochtöners. Dies konnte nur durch die Rückkehr zu einer halbrunden Sicke und die damit verbundene höhere Nachgiebigkeit erreicht werden. Wir schafften es, uns die Vorteile eines neuen synthetischen Gummwerkstoffs zunutze zu machen und damit die Mängel des ursprünglichen Kunststoff-Films zu vermeiden. Auf diese Weise erreichten wir eine gute Phasenkohärenz mit der Kalotte und

Mitteltöner

gleichzeitig eine nützliche Absenkung der Grundresonanzfrequenz.

Abweichungen des Frequenzgangs vom Ideal hängen nicht nur von der Kalotte und der Sicke ab. Jeder Treiber mit bewegter Spule ist eine stromgetriebene Konstruktion, bei der die Kraft an der Schwingspule durch folgende Formel beschrieben wird:

$$F = Bli$$

wobei F = Kraft, B = magnetische Flussdichte, l = Länge der Spule im Magnetspalt und i = Strom.

Die Kraft an der Schwingspule ist also direkt proportional zum Strom, der durch die Spule fließt. Aus mehreren Gründen, die hauptsächlich mit der Kontrolle der Basswiedergabe zusammenhängen, sind Verstärker jedoch keine Strom-, sondern Spannungsquellen. Deshalb wird die Hochtonwiedergabe eines Treibers durch die Induktivität seiner Schwingspule beeinflusst – bei gleicher Spannung wird bei höheren Frequenzen (wenn die Induktivität der Schwingspule zunehmend zu ihrer Gesamtimpedanz beiträgt) der Strom und damit die Kraft an der Schwingspule geringer. Im Interesse bestmöglicher Hochtonwiedergabe sollte die Induktivität also möglichst klein gehalten und damit ihr negativer Einfluss weiter nach oben im Frequenzband verschoben werden. Deshalb besitzt der neue Hochtöner nicht nur eine einlagige Flachdrahtschwingspule (mit entsprechend geringer Windungszahl), sondern auch einen versilberten magnetischen Polkern.

Im Allgemeinen wird für diesen Zweck Kupfer eingesetzt. Die elektrisch leitfähige Schicht verhält sich wie ein Kurzschluss innerhalb der Sekundärwicklung eines Transformators und reduziert die Induktivität der Primärwicklung (der Schwingspule). Das Einbringen einer Schicht aus nichtmagnetischem Material erweitert jedoch den Magnetspalt, was zu einer Abnahme der Flussdichte und damit der Empfindlichkeit des Treibers führt. Da Silber eine höhere Leitfähigkeit als Kupfer besitzt, kann die Schicht dünner ausfallen, wodurch die Treiberempfindlichkeit maximiert wird.

Sowohl die Hochtönerkalotten als auch die Membranen der Basstreiber sind in der 800D nach dem Motto 'steif ist gut' entwickelt. Die Wiedergabe des Mitteltonbereichs bringt jedoch besondere Anforderungen mit sich, die diesen Ansatz ausschließen, wenn ein einziger Treiber für den gesamten Frequenzbereich eingesetzt wird. Bei steifen Membranen nimmt der Abstrahlwinkel mit steigender Frequenz ab, wenn die Wellenlänge so groß wie der Membrandurchmesser oder kleiner wird. Bei Basstreibern ist dies nie problematisch, weil die Wellenlänge immer deutlich größer als der Membrandurchmesser ist. Bei 400 Hz beträgt die Wellenlänge knapp 860 mm im Vergleich zu, sagen wir 380 mm (15 Zoll), 250 mm (10 Zoll) oder weniger Membrandurchmesser. Bei 4 kHz beträgt die Wellenlänge jedoch nur 86 mm – ein Mitteltonchassis mit deutlich kleinerem Durchmesser könnte im Bereich des Bass/Mittelton-Übergangs aber keine hohen Pegel mit niedrigen Verzerrungen liefern. Bei einem Chassis mit ausreichender Größe wird hingegen die bei hohen Frequenzen auftretende Bündelung problematisch sein. Außerhalb der Achse werden die Zuhörer eine andere klangliche Balance hören als in der Achse, und auch die Präzision der Abbildung wird leiden.

Nachdem also festgelegt war, dass wir trotz hoher Schalldruckanforderungen nur einen einzigen Treiber einsetzen wollten, war es die beste Wahl, ein flexibleres Konusmaterial einzusetzen. Dies bedeutet zwar, dass der Konus praktisch sicher Partialschwingungen in einem Großteil seines Nutzfrequenzbereichs produzieren wird; doch die normalerweise schädlichen Auswirkungen dieses Verhaltens (verzögerte Resonanzen, die den Klang verfärbt) werden deutlich verringert, wenn man das richtige Material wählt.

Kevlar®-Gewebe wird von B&W seit 1974 eingesetzt. Für die Serie Nautilus 800 wurde der Einsatz in Mitteltönern (im Gegensatz zu Tief-/Mitteltönern) durch ein neues Design der Sicke (also der vorderen Aufhängung) optimiert. Diese Treiber werden mit dem Begriff FST (Fixed Suspension Transducer, zu deutsch: Wandler mit fester Aufhängung) bezeichnet.

Schon für die früheren Serien Signature 800 und Nautilus 800 wurde das Magnetsystem durch einen Neodym-Eisen-Bor-Magneten (NeFeB) verbessert. Der Einsatz einer kurzen Spule in einem langen Magnetspalt verringerte die harmonischen Verzerrungen und verbesserte die Detailwiedergabe. Die verringerte Magnetmasse hatte einen weiteren Vorteil, nämlich eine geringere Behinderung des Luftstroms hinter der Membran und damit einen geringeren Anteil an Schallenergie, der durch die Membran zurück reflektiert wird und damit verzögerte Verfärbungen hinzufügt. Dieser Ansatz wurde auf alle Modelle der neuen Serie 800 übertragen. Völlig neu ist dabei der Korb, der noch verwindungssteifer als früher ist und dennoch die gleiche Großzügigkeit bei den Luftöffnungen wie sein Vorgänger aufweist. Der Einsatz von Kevlar® im FST-Mitteltöner wird in Anhang II erläutert.





Die 800D besitzt zwei Tieftöner mit je 25 Zentimetern Durchmesser. Wir bei B&W befürworten schon lange steife Tiefton-Membranen. (Anders bei Tief-/Mitteltönern, weil hier die gleichen Frequenzen wie bei FST-Mitteltönern abzudecken sind.) Reine Tieftöner in Dreiwegesystemen sollten sich nicht verformen, wenn sie hohen Druckschwankungen innerhalb und außerhalb des Gehäuses ausgesetzt sind. Nur so erzielt man wirklich gute Bassdynamik. Hohe Steifigkeit verschiebt obendrein die Partialschwingungen nach oben, vergrößert also die Bandbreite, in der die Membran kolbenförmig schwingt.

B&W hat gewöhnlich zwei Werkstoffe für diese Anforderung eingesetzt: Aluminium und einen Verbund aus Kraftpapier und Kevlarfasern, der durch Harze zusätzlich versteift wurde. Beide Werkstoffe sind steif, doch insbesondere Metalle leiden wegen ihrer geringen inneren Dämpfung unter starken schmalbandigen Resonanzen außerhalb ihres Arbeitsbereichs. Sie müssen dort also gut bedämpft werden, um Verfärbungen zu vermeiden. In der Serie Nautilus 800 wurde dem Papier/Kevlar®-Gemisch aus zwei Gründen der Vorzug gegeben:

- In der Praxis war es schwierig, große Aluminium-Membranen mit den benötigten Parametern zu fertigen. Entweder sie rissen beim Formen oder man musste die Dicke erhöhen, wodurch sie zu schwer wurden.
- Papier/Kevlar® hat eine höhere innere Dämpfung; damit treten weniger Partialschwingungen auf.

Auch Papier/Kevlar® hat jedoch eine recht hohe Dichte und führt zu Membranen mit relativ dünnen Bereichen, wenn eine vernünftige Empfindlichkeit erzielt werden soll. Dies kann einem gewissen Schallanteil erlauben, aus dem Gehäuseinneren durch die Membran zu wandern und ein geringes Maß an Verfärbungen hervorzurufen. Nachdem in letzter Zeit die Qualität von Treibern, Gehäusen und Frequenzweichen generell besser wurde, verdienten sogar diese geringen Verfärbungen Aufmerksamkeit. Die Sandwich-Konstruktion des Tieftöners in unserem Subwoofer PV1 zeigte, dass eine dicke Membran in dieser Hinsicht Vorteile haben kann.

Es ist jedoch kein Allheilmittel, die Membran einfach dicker zu machen. In einem passiven Lautsprecher kann man es sich nicht leisten, damit gleichzeitig die Masse zu erhöhen, denn dies

würde die Abstimmungsmöglichkeiten zu stark einschränken. Und man kann einen schlechteren Wirkungsgrad nicht einfach durch höhere Verstärkerleistung wettmachen, wie es bei einem Subwoofer möglich ist. Also suchten wir ein Material mit höherer Steifigkeit und besserer innerer Dämpfung, das gleichzeitig eine bessere Barriere für den Schall darstellen würde.

Das Material unserer Wahl war eine Verbundwerkstoff-Sandwich-Konstruktion. Das ist nichts Neues. Der berühmte Leak-Lautsprecher aus den 60er Jahren besaß eine Bassmembran, deren Kern aus geschäumtem Polystyrol in Aluminiumhülle eingebunden war; ebenso der kurz darauf folgende ovale KEF B139 mit seinem flachen Gesicht. Beide Membranen waren dick und bildeten somit eine bessere Schallbarriere als die damals üblichen Papiermembranen. Sie waren jedoch ziemlich schwer. Heutzutage lässt sich aufgeschäumtes Polystyrol in Sachen Steifigkeit und innerer Dämpfung übertreffen. Damit kann man Partialschwingungen weiter nach oben verschieben und Resonanzen besser kontrollieren.

Wir wählten Rohacell® als Kernmaterial, einen Schaumstoff, der wegen seines geringen Gewichts und seiner relativ hohen Stabilität für gewöhnlich im Flugzeugbau eingesetzt wird. Dieses Material wird auf beiden Seiten mit Kohlefaserschichten in Form gewebter Matten mit hohem Harzanteil belegt, um die Steifigkeit noch zu erhöhen. Weder Rohacell® alleine noch eine Sandwich-Konstruktion aus Rohacell® und Kohlefasern sind völlig neue Membranmaterialien. Die eigentliche Neuerung in der Serie 800 ist die Dicke der Membran, die durch Verbesserungen im Fabrikationsprozess erzielt werden konnte. Die meisten Rohacell®-Membranen sind 1-2 Millimeter dick. In der Serie 800 beträgt die Kerndicke 8 Millimeter, was die Schalldurchlässigkeit beträchtlich verringert.

Hörbares Ergebnis des neuen Membranmaterials sind eine bessere Bassattacke und -Dynamik. Die meisten Basslinien in der Musik bestehen nicht aus Dauertönen. Die Wellenformen haben einen breiten Frequenzbereich, und die Verringerung von Verfärbungen im oberen Bassbereich und im unteren Mitteltonbereich säubert die klangliche Darstellung erheblich. Eine eingehende Beschreibung der Rohacell®/Kohlefasermembranen findet sich in Anhang III.

Der Hochtöner verfügt über Nautilus™-Technologie: Eine konisch zulaufende, mit Dämmstoff gefüllte Röhre auf der Rückseite sitzt genau auf der Polkernbohrung (siehe Anhang V). Das exponentielle Profil wurde so ausgelegt, dass die Grenzfrequenz der Röhre niedrig genug ist, um die gesamte Energie im Arbeitsbereich des Hochtöners absorbieren zu können, obwohl die Röhre kürzer ist als die in der (Ur-)Nautilus™. Außerdem gestattet dieses Profil, die absorbierende Watte am Beginn der Röhre lose zu packen und nach hinten zunehmend zu verdichten. So wird verhindert, dass Schallenergie, die von der Rückseite der Kalotte abgestrahlt wird und durch die Polkernbohrung in die Röhre gelangt, erneut in Richtung der Kalotte reflektiert wird. Die Variation der Packungsdichte sorgt für eine allmähliche Änderung der akustischen Impedanz; eine plötzliche Änderung dieser Impedanz würde eine Reflexion der Energie verursachen. Da der Arbeitsfrequenzbereich des Hochtöners jenem des Nautilus™-Hochtöners entspricht, stellt das Auftreten von Kreuzmoden in der Röhre weit oberhalb des menschlichen Hörbereichs kein Problem dar.

Ein weiterer Nutzen der Röhre ist ihre Wirkung als Kühlkörper. Die geringen Abmessungen des Magnetsystems bedeuten eine geringe thermische Masse. Durch die Herstellung der Röhre aus einer Zinklegierung und eine gut wärmeleitende Verbindung mit der Rückseite des Magneten konnte die Arbeitstemperatur der Einheit entscheidend verringert werden. Wenn man Musik aus einem 600-Watt-Verstärker knapp unter der Übersteuerungsgrenze zuführt, wird die Arbeitstemperatur um etwa 20 Grad verringert. Tatsächlich zeigte sich, dass der Hochtöner in der Lage ist, unverzerrte hochfrequente Pegelspitzen aus einem Verstärker mit bis zu 1000 Watt Nennleistung ohne Schwing-



Mitteltöner

spulenschaden zu überstehen. Die Kombination aus Hochtöner und Röhre sitzt in einer Spritzguss-Außenhülle. Die Hochtönerkalotte bewegt sich maximal um 0,5 Millimeter – daher ist es entscheidend, sie von der mechanischen Energie zu isolieren, die andernorts im Lautsprechersystem auftritt. Zu diesem Zweck werden der Hochtöner und die Röhre in ihrem Gehäuse von Ringen gehalten, die aus einem Elastomer der Härte 1A geformt sind. Das Gehäuse wird wiederum durch zwei Trennschichten aus Gel-Material mit hoher Nachgiebigkeit vom Mitteltongehäuse entkoppelt.

Die obere Dämpfungsschicht wurde so gestaltet, dass sie in der muschelförmigen Einbuchtung des Mitteltongehäuses sitzt und die Unterseite des Hochtongehäuses in sich wiegt. Erhöhte Rippen im Dämpfer sorgen für maximale Nachgiebigkeit dieser Übergangsstelle, um jede Energieübertragung zwischen dem Mitteltongehäusekopf und dem Hochtongehäuse zu absorbieren. Der untere Schwingungsdämpfer sitzt zwischen dem Verbindungsstück und der Unterseite des Mitteltongehäuses und stellt damit sicher, dass auch beide Teile des Molex-Kabelverbinders vom Mitteltongehäuse entkoppelt sind. Der Hochtöner kann frei schweben und das Eingangssignal frei von äußeren Einflüssen wiedergeben.

Das Mitteltongehäuse wurde von der Nautilus 800 Serie übernommen, mit einer kleinen Änderung der Außenform im Bereich der Hochtönerbefestigung. Der Hochtöner wird nun stärker umschlossen, doch dies ist eine ästhetische Entwicklung, die – abgesehen von der Hochtönerplatzierung weiter vorne (siehe Abschnitt Frequenzweiche) – keinerlei akustische Bedeutung hat.

Die einzigartige Kugel-Röhren-Kombination überwindet die Bandbreitenbegrenzungen einfacher Röhrenkonstruktionen und wird in Anhang IV genauer beschrieben.

Tieftöner

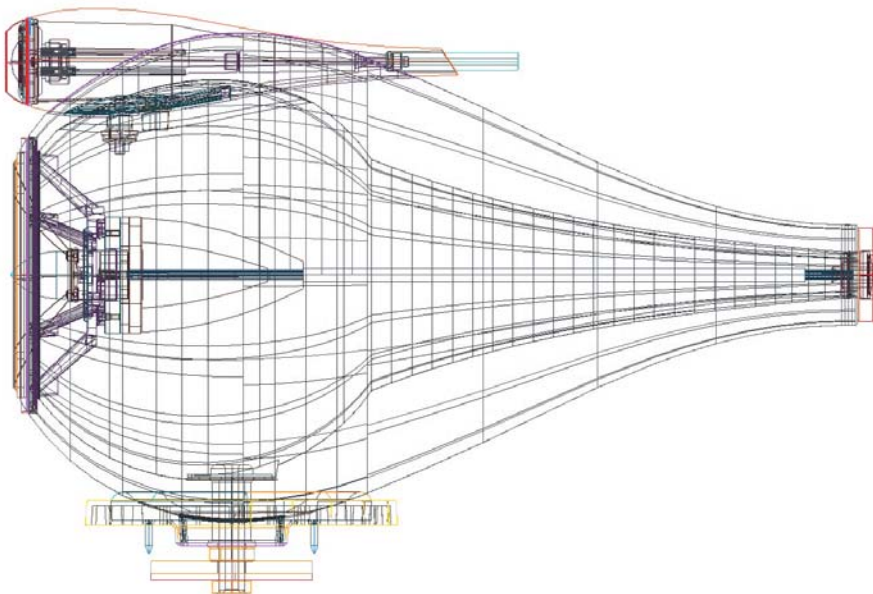


6 Biegen von Gehäusewänden bei B&W in Dänemark

Weil die akustische Ankopplung von Röhren zu einer überdämpften Hochpassabstimmung führt, kann man sie nicht bei Bassgehäusen passiver Lautsprecher einsetzen. Denn es ist unmöglich, eine entsprechende Bassentzerrung durchzuführen. Deshalb besitzt die 800D wie die Produkte der Serie Nautilus™ 800 ein Matrix™-versteiftes Bassreflexgehäuse (siehe Anhang II).

Die akustische Trägheit des Gehäuses wird durch 38 Millimeter starke Gehäusewände verstärkt. Auch die weiche Rundung der Rückwand trägt deutlich zur Steifigkeit des Gehäuses bei und sorgt für eine Innenform, die weniger akustische Resonanzmoden kennt, weil sie weniger parallele Flächen besitzt. Die Kombination aus einer Matrix™-Innenkonstruktion und einer schweren und steifen ‚Außenhaut‘ macht das Gesamtkonstrukt einzigartig widerstandsfähig – nicht nur gegen die Schallübertragung von innen nach außen, sondern auch gegen innenwohnende Gehäuseresonanzen.

Das Biegen dünner Holzschichten unter Hitze und Druck ist in der Möbelindustrie weit verbreitet. Die Fähigkeit jedoch, zwei solcher gebogener Paneele präzise passend auszusuchen, sie fugenlos zusammenzufügen und dabei die Genauigkeit einzuhalten, die für die Matrix™-Ebenen im Inneren benötigt wird, übersteigt die Fähigkeiten vieler Zulieferer. Spezielle Lagerbedingungen mit kontrollierter Temperatur und Feuchtigkeit für die Rohhölzer sind unerlässlich, und für die Ausformung der Ecken und Ausschnitte der Paneele werden hochentwickelte 5-achsige CNC-Oberfräsen benötigt.



Die teils beträchtliche Luftbewegung in Bassreflexrohren verursacht oft heftige Geräusche, wenn die Luft mit den Kanten am inneren und äußeren Ende des Rohrs interagiert. Diese Geräusche entstehen durch Turbulenzen. Wenn man die Enden des Rohrs weich abrundet, wird das Problem zwar verringert, aber nicht vollständig behoben.

Das Bassreflexrohr hat sich zur Verbesserung der Basswiedergabe eines Treibers in einem sonst geschlossenen Gehäuse bewährt. Nachdem aber die Belastbarkeit, die mögliche Auslenkung und die Linearität von Basstreibern über die Jahre immer besser wurden, wurden auch die Beschränkungen einfacher Bassreflexrohre offensichtlich. Bei niedrigen Pegeln kann das Verhalten der Luft im Rohr durch einen massiven Kolben, der mit einer bestimmten Frequenz auf ein bekanntes Luftvolumen pumpt, korrekt angenähert werden – ein leicht vorher-sagbares, im Wesentlichen akustisches Problem. Bei höheren Pegeln gewinnen aerodynamische Effekte an Bedeutung. Die damit verbundenen Verluste bedeuten, dass ein bestimmter Anstieg des Tieftöner-Eingangspegels einen kleineren Anstieg des sauberen Ausgangspegels am Reflexrohr ergeben wird. Dies bedeutet auch, dass die Reflexöffnung die Auslenkung des Basstreibers weniger effektiv reduzieren wird; das System wird sich deshalb zunehmend so verhalten, als besäße es ein verlustbehaftetes geschlossenes Gehäuse. Dieser Effekt ist als ‚Bassreflexkompression‘ bekannt; er bestimmt häufig den erzielbaren Maximalpegel im Bass.

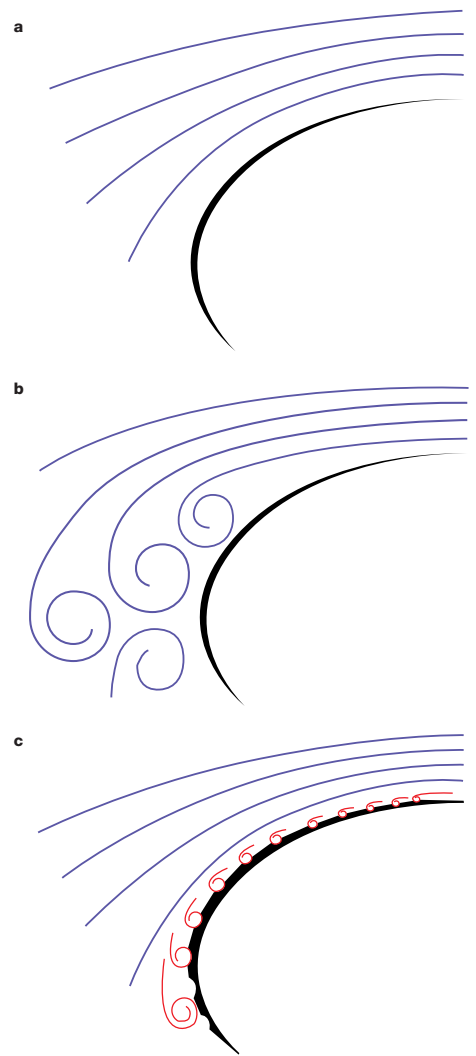
Lange bevor diese Grenze erreicht wird, verursachen die Kompressionsverluste bereits Probleme. Dabei geht es weniger um das Maß als um die Art des Energieverlusts. Bei sehr geringen Geschwindigkeiten und einem perfekten Zugang zum Rohr wird sich Luft in einem Bassreflexrohr an Strömungslinien entlang bewegen, die sich nicht gegenseitig beeinflussen. Nahe an den Innenwänden des Rohrs gibt es eine dünne Grenzschicht mit relativ hohem Geschwindigkeitsgefälle, verursacht durch Oberflächenreibung. Diese Schicht bildet den Übergang zwischen den feststehenden Wänden und der bewegten Luft. Dünne Luftschichten reiben aneinander und verursachen durch ihre geräuschlosen Reibungsverluste einen Druckwiderstand. Bei niedrigen Pegeln sind diese Effekte minimal,

doch sie nehmen in einem geometrischen Verhältnis mit der Geschwindigkeit zu. Ist die Geschwindigkeit hoch genug und das Rohr besonders lang und/oder rau, können die hohen Scherkräfte in der Grenzschicht zu Turbulenzen führen, die als Windgeräusch hörbar sind – vor allem weil sie die Orgel-ähnlichen Resonanzen des Rohrs anregen können.

Weit größere Probleme treten auf, wenn laminare Luftströme mit hohen Geschwindigkeiten das Rohr verlassen. Wenn die Krümmung des Diffusors (Aufweitung des Rohrs) zu scharf ist, reicht das Bewegungsenergie-Minimum der Luft auf dem Grund der laminaren Grenzschicht nicht aus, um den entstehenden spitzen, gegengerichteten Druckgradienten ohne Stockung zu überwinden. Ein Stück weiter verursacht der Druckgradient (höhere Geschwindigkeit mit niedrigerem Druck zu niedriger Geschwindigkeit mit höherem Druck) eine Umkehrung im Luftstrom an der Basis der Grenzschicht und erzeugt damit einen stürmischen Wirbel in Form eines sich drehenden Rings (so wie man Rauchringe blasen kann). Die Grenzschicht wird nun zu jenem Bereich, der zwischen dem Wirbelring und dem Hauptstrom liegt und hat sich damit von der Oberfläche des Diffusors gelöst. Sie versucht, dem durch die Turbulenz verursachten Druckgradienten zu folgen und kann so immer weitere Wirbel erzeugen. Der entstehende Luftabrisp kann so extrem sein, dass der Hörer von einem verwirbelten Luftstrahl getroffen wird.

Die Aerodynamik von Bassreflexrohren ist äußerst kompliziert und insofern ungewöhnlich, als sie mit wechselnden Strömungen in verschiedenen Drucksystemen (bei und unterhalb der Rohrresonanz), drei Oktaven des Frequenzbereichs (verschiedene Systeme sind unterschiedlich abgestimmt), völlig unbestimmten Startbedingungen und Pegelunterschieden von über 100 dB verbunden ist.

Die aerodynamischen Forschungen an Bassreflexsystemen stecken bei B&W noch in den Anfängen. Klassische Arbeit im Windkanal ist sehr schwierig, weil die wechselnden Strömungen die Rauchfahnen ad absurdum führen. Neuere Arbeiten mit CFD-Systemen (Computational Fluid Dynamics, also Computer-gestützte Strömungsanalysen) haben gezeigt, dass es schwierig ist, präzise Modelle für Bassreflex-



7 Darstellung von Strömungslinien an der Rohr-Austrittsöffnung.
a Laminare Luftströmung, die der Form der Austrittsöffnung folgt
b Turbulente Luftströmung mit höherer Geschwindigkeit, die sich von der Oberfläche ablöst und damit Wirbel größeren Ausmaßes verursacht
c Kleine Turbulenzen durch die Oberflächen-Profilstruktur regen die laminaren Luftströmungen dazu an, an der Oberfläche haften zu bleiben

rohre zu entwickeln – auch weil das Strömungssystem so stark von winzigen Turbulenzen beeinflusst wird, die weit weniger erforscht sind als große, voll entwickelte Turbulenzen. So war unsere Arbeit im Wesentlichen empirisch und befasste sich eher mit relativen als mit absoluten Werten. Denn es ist schwer, verlässliche Messungen von Wirbelgeräuschen zu machen.

Theoretische Vorhersagen der Luftgeschwindigkeiten entlang des Rohrs überprüften wir mit einem neuartigen Doppler-Messsystem. Wir bestimmten die Art des Strömungssystems im Grenzbereich anhand der Reynolds-Zahl (einer dimensionslosen Größe als Maß für Turbulenzen). Dabei erkannten wir, dass es mit Sorgfalt möglich war, einen laminaren Luftstrom innerhalb der Röhre zu erhalten, doch die Luft konnte sich schon bei recht moderaten Pegeln von den Aufweitungen des Rohrs ablösen. Die Auf-

weitung einfach sanfter zu gestalten, würde keine Garantie für Ruhe darstellen.

Jeder, der sich in die Aerodynamik vertieft, wird schnell lernen, dass Turbulenzen nicht immer ein Problem darstellen. Vielmehr nutzen viele Aerodynamiker Turbulenzen sogar zu ihrem Vorteil. (Viele Flugzeuge würden ohne sie nicht in der Luft bleiben.) Wenn eine Grenzschicht vor dem Staupunkt Turbulenzen aufweist, wird sie weniger dazu neigen, sich abzutrennen. Der niedrigere Druck in der Grenzschicht, der aus den höheren Geschwindigkeiten innerhalb der Wirbel resultiert, hält nämlich den Hauptstrom besser am Oberflächenprofil. Deshalb kann man kleine Turbulenzen nutzen, um die großen, durch den Abriss des Hauptstroms entstehenden Turbulenzen zu verzögern.

Künstlich herbeigeführte Turbulenzen im Inneren des Rohrs können das Auftreten der Luftabrissergeräusche zu höheren Eingangspegeln hin verzögern. Doch schon viel früher treten problematische Windgeräusche auf – vor allem wenn die verwirbelte Luft beim Wechsel der Strömungsrichtung zurück ins Rohr gesaugt wird. Gleichzeitig verengt eine dicker werdende Grenzschicht den Luftstrom und verdichtet ihn. Dies verändert auch die wirksame Fläche der Bassreflexöffnung, was wiederum die Helmholtz-Abstimmung beeinflusst. Deshalb macht es Sinn, das Auftreten von Turbulenzen innerhalb des Rohrs zu einem so hohen Pegel wie möglich zu verschieben. Die beste Lösung ist es also, ein glattes Rohr zu benutzen und die künstliche Erzeugung von Turbulenzen auf die problematische Stauzone zu begrenzen. (Abb. 7)

Es ist recht einfach, Turbulenzen dort zu generieren, wo sie benötigt werden; Flugzeuge nutzen Wirbelerzeuger (vertikale Stringer) vor den Stauzonen. Diese Stringer ragen in den Hauptstrom und sind sehr effektiv. Wenn man sie bei Bassreflexrohren einsetzt, entstehen jedoch zu viele Windgeräusche bei niedrigen Pegeln.

Hier kommt der Golfball ins Spiel. Er kann wegen der markanten Profilstruktur seiner Oberfläche doppelt so weit fliegen wie ein gleichwertiger glatter Ball. Die Vertiefungen erzeugen kleine Abrisspunkte und damit günstige Bedingungen für die Entstehung winziger Wirbel. Der Ball wird also von einer dünnen wirbelnden Grenzschicht

bedeckt, die den Abrisspunkt vom Ball weg verschiebt. Dies verringert die Wirbelschlepe und damit den Luftwiderstand des Balls. Genau diese Technologie setzten wir ein, um die Bassreflex-Austrittsöffnungen zu optimieren. Weil die runde Aufweitung achsensymmetrisch ist, dachten wir zunächst, dass eine Reihe ringförmiger Vertiefungen mit dem richtigen Querschnitt (die leichter als Prototyp zu bauen ist) funktionieren würde. Doch die erzeugten regelmäßigen Wirbel wurden zu neuen Abrisspunkten, und es kam schon bei niedrigen Pegeln zu hörbaren Windgeräuschen. Also testeten wir pseudo-zufällige Vertiefungen auf der Oberfläche des Austrittstrichters. Diese verringerten wie erwartet das Problem im Grenzbereich, doch es gab immer noch Windgeräusche, die von den Vertiefungen an der Kante des Rohrs erzeugt wurden (wo die Strömungsgeschwindigkeiten am höchsten sind). Wir füllten diese Vertiefungen auf – zum Preis niedrigerer Pegel für den Luftabrisser.

In Experimenten verfeinerten wir Größe, Form und Verteilung der Vertiefungen, um maximale Pegelreserven bei minimalen Windgeräuschen zu ermöglichen. Kleine, weiche Senken sind deshalb dort platziert, wo die Geschwindigkeiten am größten sind; größere, schroffere Vertiefungen werden dort genutzt, wo die Geschwindigkeiten niedriger sind. Dies sichert gleichzeitig, dass ein Minimum an Turbulenzen in das Rohr zurück gelangt, wenn sich die Strömungsrichtung umkehrt. Es erwies sich als unnötig, die Vertiefungen komplett zufällig über die Austrittsöffnung zu verteilen. So lange sie lokal unregelmäßig sind, ist das wahrnehmbare Windgeräusch inkohärent und unauffällig.

Bei der 800D strahlt das Bassreflexrohr nach unten ab. Deshalb sind stärkere Windgeräusche tolerierbar, die Profilstruktur wurde also für beste Strömung bei hohen Pegeln optimiert. In der Praxis verschieben die 'Flowport'-Austrittsöffnungen Störungen durch Luftabrissergeräusche zu deutlich höheren Pegeln. Und (vielleicht noch wichtiger): Wenn ein großer Luftabrisser eintritt, ist die Turbulenz weit weniger kohärent und damit unauffälliger. In bestimmten Bereichen des Geräuschspektrums, speziell bei den problematischen Orgelpfeifen-Frequenzen, wurde eine Verringerung um 6 dB gemessen. Auch die Kompression im Rohr ist geringer; die Abstimmfrequenz bleibt also bei höheren Pegeln stabiler.

Wenn man hervorragende Gehäuse für jeden einzelnen Treiber geschaffen hat, ist es wichtig, dass die Schwingungen und der abgestrahlte Schall der einzelnen Treiber nicht in die Gehäuse der anderen gelangen. In der 800D werden umfangreiche Entkopplungen eingesetzt, um die Treiber (mit Ausnahme der Bässe) von ihren eigenen Gehäusen sowie die einzelnen Gehäuse untereinander zu isolieren. Eine eingehende Erläuterung der Technologie findet sich in Anhang VIII.

Für die Tiefton- und Tief-/Mitteltontreiber der Serie wird keine Entkopplung eingesetzt. Zwar könnte man damit potentiell Schwingungen in den Gehäusewänden reduzieren, doch Hörtests haben stets bestätigt, dass dieser Vorteil durch eine auftretende Verringerung der Basspräzision mehr als zunichte gemacht wird. Ein ähnlicher Effekt lässt sich beobachten, wenn das Bassgehäuse nicht fest auf dem Boden steht. Es sollte beachtet werden, dass nur Basstreiber zwingend steife Befestigungen mit Resonanzfrequenzen unterhalb ihrer Eigenresonanz erfordern. Alle anderen Treiber arbeiten vollständig massenabhängig.



8 Gel-Dichtung, die zur Vibrationsdämpfung zwischen Hochtöner und Mitteltongehäuse eingesetzt wird

Frequenzweiche



Wir unternahmen jede Anstrengung, um die bestmöglichen Frequenzweichenbauteile zu bestimmen. Aus wissenschaftlicher Sicht ist es nicht ganz klar, warum manche Bauteile besser klingen als andere. Dass Polypropylen-Kondensatoren besser sind als Elektrolyt-Typen, ist weitgehend akzeptiert und kann durch das Verhalten der Dielektrika bei Signalwechseln erklärt werden. Weniger klar ist jedoch, warum verschiedene Kondensatoren, die vorgeblich die gleichen technischen Daten aufweisen, so verschieden klingen können. Die Schwierigkeit, die rein technischen Eigenschaften mit den wahrnehmbaren Klangcharakteristika zu verknüpfen, verschärft das Problem noch. Obwohl wir einige Kriterien verstehen, sind ausgiebige Hörtests praktisch das einzige Werkzeug, um eine perfekte Bauteileauswahl sicher zu stellen.

Für die neue Serie 800 arbeiteten wir eng mit einem der führenden europäischen Kondensatorhersteller zusammen. Um geringste Verzerrungen zu erreichen, wurden alle Spulen als Luftspulen ausgeführt; in kritischen Bereichen werden induktionsfreie Dünnschichtwiderstände eingesetzt. Dort, wo es wegen höherer Leistungsanforderungen nötig ist, sind die Widerstände wärmeleitend mit dem Aluminiumguss-Sockel verbunden, der die Frequenzweiche aufnimmt.

Eine bemerkenswerte Erkenntnis aus kritischen Hörtests ist: Egal wie gut die Qualität der Frequenzweichenbauteile sein mag – wenn sonst alles gleich ist, gilt stets ‚je weniger desto besser‘. Dies setzt lediglich einen relativ glatten Frequenzgang und gute Phasenbeziehungen zwischen den Treibern voraus. Die grundsätzliche Klangqualität wird durch ein zusätzliches Bauteil niemals besser. Deshalb sollte man versuchen, die Anzahl an Bauteilen zu minimieren.

Die einfachste Filterkonstruktion ist ein Filter erster Ordnung, mit einer einzigen Spule in Reihe für einen Tiefpass bzw. einem einzigen Kondensator in Reihe für einen Hochpass. Der Knackpunkt ist: In einem passiven Lautsprecher ist es nahezu unmöglich, Filter erster Ordnung zu realisieren. Man darf nicht einfach die Anzahl der Bauteile zählen. Die Treiber selbst haben von Natur aus Bandpass-Eigenschaften. Sie besitzen eine Hochpass-Charakteristik zweiter Ordnung und üblicherweise eine Tiefpass-Charakteristik sehr hoher Ordnung. Diese Kurven

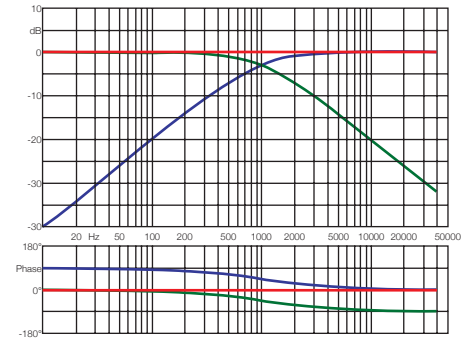
müssen mit der Übertragungsfunktion des elektrischen Netzwerks zusammen gesehen werden. Selbst wenn die Grenzfrequenzen der Treiber weit außerhalb der durch die Weiche festgelegten Bandbreite liegen, treten die damit verbundenen Phasenverschiebungen meist schon innerhalb dieser Bandbreite auf und stören das Zusammenspiel der Treiber.

Selbst wenn man Treiber mit perfekt flachen Frequenzgängen hätte: Ein echtes Filter erster Ordnung ist nicht sehr erstrebenswert. Die einzelnen Schallanteile addieren sich geometrisch (90° Phasenunterschied); während dies in der eindimensionalen Welt des Stromflusses in einem Draht keine Auswirkungen hat, sieht die Sache doch anders aus, wenn man zwei räumlich getrennte Treiber betrachtet.

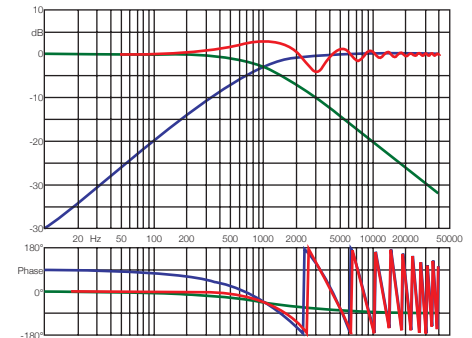
Auf der Bezugsachse addieren sich die Schallanteile zu einer perfekt flachen Frequenzgang- und Phasenkurve (Abbildung 9). Bewegt man den Messpunkt jedoch nach unten in Richtung des Treibers für tiefere Frequenzen, wird der obere Treiber zeitverzögert. Die beiden Treiber sind nun bei der Grenzfrequenz stärker in Phase, wodurch eine Spitze im Frequenzgang von bis zu 3 dB entsteht (Abbildung 10). Bewegt man den Messpunkt nach oben, wird der untere Treiber verzögert, und der Phasenunterschied zwischen den Treibern wird größer. Also entsteht ein Einbruch im Frequenzgang, der bei 180° Phasenunterschied völlige Stille bei der betreffenden Frequenz bedeutet (Abb. 11). In beiden Fällen außerhalb der Achse oszilliert die Wiedergabe, wenn die Treiber durch lineare Zeitverzögerungen in und aus der Phase geraten.

Diese asymmetrischen Strahlungskeulen um die Bezugsachse sind nicht ideal, vor allem weil es bei kleinen Höhenänderungen bereits zu starken Veränderungen des Frequenzgangs kommt. Vorzuziehen ist es, wenn die Treiber bei der Übernahmefrequenz in Phase sind. Die Strahlungskeule liegt dann auf der Achse, und die gleichen Veränderungen der Hörhöhe führen zu deutlich geringeren Veränderungen der Wiedergabe.

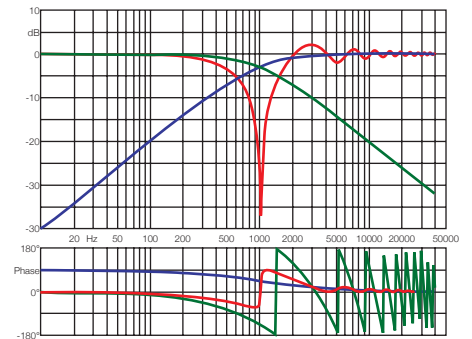
Im Falle des Mittel-/Hochtonübergangs schaffen wir es, nur einen einzigen Kondensator in Reihe mit dem Hochtöner zu schalten und damit einem Linkwitz-Riley-Filter zweiter Ordnung sehr nahe zu kommen. Wie in der Theorie erforderte



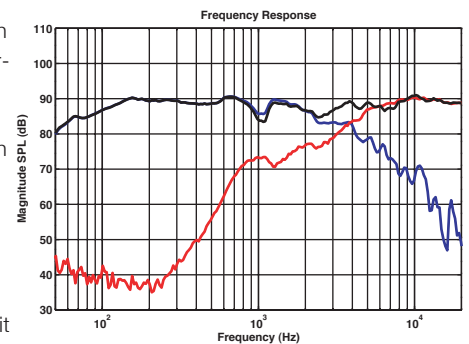
9 Filter erster Ordnung auf Achse



10 Filter erster Ordnung unterhalb der Achse



11 Filter erster Ordnung oberhalb der Achse



12 Kurven für den Mitteltöner- (blau), Hochtöner- (rot) und Summenpegel (schwarz)

dies (mit nominell ‚zeitkorrigiert‘ eingebauten Treibern) eine Umpolung des Hochtöners, damit die Treiber akustisch in Phase sind.

Die Treiberansteuerung mit umgekehrter Polarität wurde von B&W stets vermieden, weil wir bemerkten, dass es damit dem Klang an Schlüssigkeit und Abbildungsschärfe fehlte. Mit jeder praktikablen Frequenzweiche gibt es unausweichliche Verzerrungen der Phase und der Gruppenlaufzeit, doch es erschien uns erstrebenswerter, die Verzerrungen auf den schmalen Frequenzbereich um die Übernahmefrequenz herum zu begrenzen, als uns eine breitbandige Veränderung durch Umpolung eines Treibers aufzubürden. Im vorliegenden Fall hätte eine positive Ansteuerung des Hochtöners zu einem scharfen Einbruch im Frequenzgang bei der Übernahmefrequenz geführt. Wir lösten das Problem, indem wir den relativen Zeitversatz zwischen den Treibern neu festlegten. Statt sie wirklich zeitkorrigiert zu montieren, verschoben wir den Hochtöner um die halbe Wellenlänge der Übernahmefrequenz (4 kHz) nach vorne und brachten ihn so mit dem Mitteltöner unter Einsatz des einfachen Filters in Phase. Das Resultat ist in Abbildung 12 dargestellt. Der Hochtöner sitzt erkennbar weiter vorne als bei den Vorgängermodellen (Abbildung 13). Dieser Ansatz – das Aufgeben einer echten Zeitkorrektur zugunsten einer weniger komplexen Frequenzweiche – lieferte überlegene Resultate in Sachen Präzision und Raumabbildung.

Die hohe Schwingspuleninduktivität des Tieftöners sowie die Tatsache, dass die Grundresonanz des Mitteltöners recht nah an der angestrebten Übergangsfrequenz lag, verlangten jedoch eine höhere Bauteileanzahl für die Tief-/Mitteltönen-Frequenzweiche. Trotzdem realisierten wir auch hier eine ‚In-Phase‘-Beziehung und eine positiv gepolte Ansteuerung der Treiber.



13 Seitenansicht des Hochtöners auf dem Kopf

Einige Aspekte der Wiedergabequalität eines Lautsprechers sind in Abbildung 14 und 15 dargestellt, doch viele andere Aspekte lassen sich nicht einfach durch Zahlen oder Kurven beschreiben, sondern nur durch sorgfältige Hörtests ermitteln.

Die Produkte der Nautilus 800 Serie boten stets außergewöhnliche Raumabbildung, allen voran die Topmodelle Nautilus 800, Nautilus 801 und Nautilus 802, was in großem Maß der Form ihrer Gehäuse zu verdanken war. Es ist beispielsweise recht einfach, bei einem Stereo-Paar eine zentrale Schallquelle zu orten, selbst wenn man nicht in der Zone zwischen den Lautsprechern sitzt. Die neue Serie 800 kann dies noch besser, weil sie noch stabilere Klangbilder bietet und einen besseren Eindruck der Höhenverhältnisse vermittelt. Der letzte Punkt ergab sich aus dem Einsatz der einfacheren Frequenzweiche zwischen Mittel- und Hochtöner.

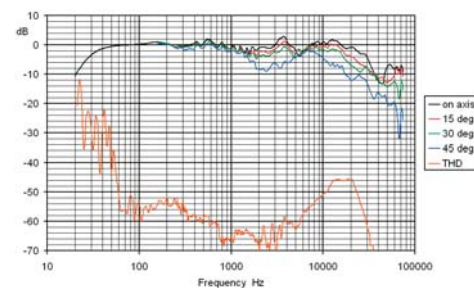
Der neue Rohacell®-Sandwich-Membranwerkstoff liefert einen saubereren Bass, da er das Hindurchdringen von Schall aus dem Gehäuseinneren wirkungsvoll verhindert und obendrein in einem weiteren Bereich kolbenförmig arbeitet.

Unabhängig von den anderen Merkmalen der neuen Produkte ist es aber der Diamant-Hochtöner, der die Fantasie gefangen nimmt. Was er nicht tut, ist, die Aufmerksamkeit beim Hören auf sich zu lenken. Eher ist es das Bewusstsein, dass die Dinge einfach natürlicher klingen. Helle Klänge werden nicht harsch, sondern nur hell. Alles steht im richtigen Verhältnis, und die winzigsten Details im Eingangssignal können wahrgenommen und gewürdigt werden.

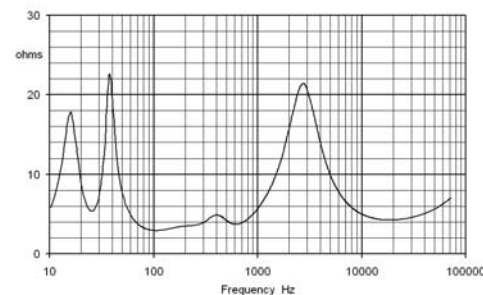
Sicherlich hat die einfache Konstruktion der Frequenzweiche zusammen mit der Qualität der Bauteile dabei geholfen, das volle Potential des Diamanthochtöners zu offenbaren. Und ebenso dabei, die einzelnen Bestandteile des Lautsprechers zu einem schlüssigen Ganzen zusammenzufügen.

Die Formgebung der 800D hält sich eng an die ihrer Vorgängerin, der Nautilus 800. Das Tieftongehäuse der letzteren war genau genommen etwas anders gestaltet als bei den anderen beiden Spitzenmodellen Nautilus 801 und Nautilus 802. Denn die Frontplatte war an der Basis gekrümmt, und das Gehäuse wurde von kurzen Säulen auf dem Aluminium-Sockel gestützt. Dieser grundsätzliche Ansatz wurde nun auch für die 801D und die 802D übernommen. Die Tieftöner-Abdeckung besitzt nun eine stärker herausgearbeitete Form als bei der originalen Nautilus 800.

Die Gestaltung der Marlan-‘Köpfe‘ hat sich ein wenig geändert; der Hochtöner wird von der Mulde im Mitteltongehäuse stärker umschlossen und sitzt, wie bereits erwähnt, aus akustischen Gründen weiter vorne als früher.



14 800D – Horizontale Frequenzgänge und Gesamtverzerrungen



15 800D – Impedanzverlauf

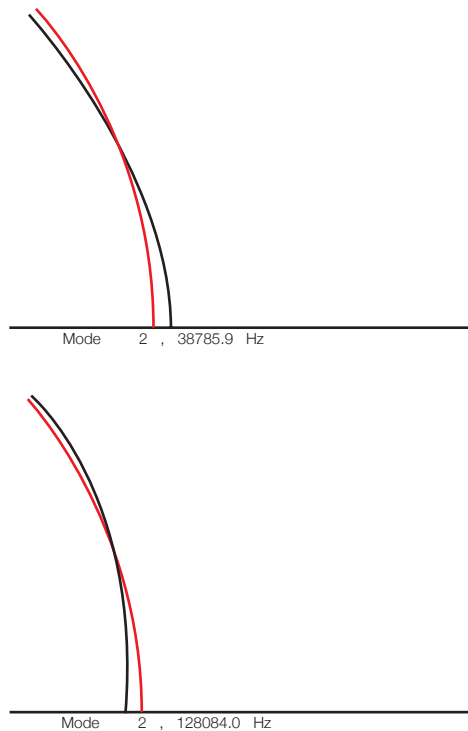
Einführung

Der Standard-26mm-Aluminiumkalottenhochtöner von B&W wurde über die Jahre Schritt für Schritt weiter entwickelt, um das Auftreten von Partialschwingungen zu höheren Frequenzen hin zu verschieben. Die frühen Hochtöner zeigten das erste Aufbrechen bei etwa 26 kHz, während die neuesten Hochtöner, wie sie in der Signature 800 Serie eingesetzt wurden, erst bei 30 kHz aufbrachen. Diese Verbesserung wurde durch Optimierungen im Schwingspulenträger erreicht, wie etwa das Einbiegen der Oberkante entlang des Kalottenprofils (oft als 'Crowning' bezeichnet) oder die Veränderung seiner Länge.

In der Produktion gibt es natürlich verschiedene Varianten dieses Standard-Hochtöners, etwa jene mit Neodym-Eisen-Boron-Magneten (NeFeB) und jene mit Barium-Eisen-Magneten; oder Hochtöner mit und ohne versilberten Pol; nicht zuletzt Varianten mit kurzen und langen bedämpften Röhren an der Rückseite. Über die Jahre haben wir auch verschiedene Sicken benutzt (halbrunde Plastikfilme und flache aufgeschäumte Polymer-Sicken) sowie eine Heerschar anderer Variationen – all dies im Bestreben, einen möglichst transparent klingenden Hochtöner zu schaffen.

Folglich musste die subjektive Verbesserung, die durch eine Erhöhung der Break-up-Frequenz erzielt wurde, vor dem Hintergrund vieler anderer Veränderungen beurteilt werden. Es wird jedoch innerhalb von B&W grundsätzlich angenommen, dass ein Hochtöner, der seine erste Resonanz bei 30 kHz zeigt, besser klingt als einer, der dies schon bei 26 kHz tut. Das mag ein wenig überraschend klingen, liegt doch die allgemein anerkannte Hörgrenze bei 20 kHz. Es gibt jedoch, wie in diesem Papier immer wieder erörtert, gute Gründe, das Aufbrechen der Kalotte weiter nach oben im Frequenzband zu verschieben.

Wir bei B&W waren also immer bestrebt, die Break-up-Frequenz zu erhöhen. In den letzten Jahren begann der Markt jedoch, angeregt durch hochauflösende Audioformate wie SACD und DVD-A mit effektiven Samplingfrequenzen von 192 kHz, nach so genannten Superhochtönern zu verlangen, also Hochtönern, die Frequenzen bis zu 96 kHz wiedergeben können.



AI.1 Frequenz und Modenform beim ersten Aufbrechen einer 50µm-Aluminium-Kalotte (oben) und einer Diamantkalotte (unten).
Anmerkung: In allen Simulationen zeigt die rote Linie die Grundform der Kalotte

Der Bereich ultrahoher Frequenzen ist grundsätzlich strittig. Es grassieren Debatten darüber, welches Format das präzisere ist, ob und warum die Formate besser sind als das Standard-CD-Format mit 44,1 kHz Samplingfrequenz, ob Menschen über 20 kHz hören können und so weiter. Die entstehende Unklarheit hat im Markt zu dem Glauben geführt, Menschen könnten weiter als bis 20 kHz hören, und dafür wäre ein solcher Superhochtöner nötig. Zur Zeit gibt es keinen glaubwürdigen wissenschaftlichen Beleg (von dem der Autor dieser Zeilen wüsste) dafür, dass Frequenzen über 20 kHz hörbar sind. Experimentelle Untersuchungen zu diesem Thema sind sehr schwierig durchzuführen.

Materialien

Bislang nutzten alle B&W-Hochtöner Aluminiumkalotten. Aluminium ist ein recht leichtes und steifes Material. Das ist nützlich, weil für einfache Formen wie Kalotten ohne Spulenträger die Frequenz des ersten Aufbrechens direkt proportional zu $\sqrt{E/r}$ ist, wobei E = Elastizitätsmodul und r = Raumgewicht (Dichte).

Offensichtlich ist es umso besser, je steifer oder leichter der Werkstoff ist. Aluminium und Titan sind gut, doch es gibt noch bessere verfügbare Materialien. Die Tabelle zeigt einen Vergleich einiger einschlägiger Werkstoffe.

Material	E (GPa)	ρ (kgm ⁻³)	$\sqrt{E/\rho}$	relativ
Aluminium	71	2700	5128	1.0
Titan	120	4500	5164	1.0
Beryllium	318	1850	13111	2.6
Diamant	1000	3500	16903	3.3

Aluminium und Titan werden zu ähnlichen Ergebnissen führen, doch Beryllium ist in Sachen Break-up-Frequenz der Kalotte etwa 2,6 mal so gut wie Aluminium, Diamant 3,3 mal so gut. Um diese Behauptung zu untermauern, vergleichen wir in Abbildung AI.1 die (durch Finite-Elemente-Analyse, FEA) simulierte Form und Frequenz des ersten Aufbrechens für eine 50 µm dicke Aluminium- und eine Diamantkalotte.

Aus der Tabelle ist klar abzulesen, dass Diamant mit Blick auf das Partialschwingungsverhalten besser geeignet ist als Beryllium. Genau genommen ist Diamant in diesem Zusammenhang sogar der beste aller Werkstoffe. Beryllium hat jedoch den Vorteil, nur etwa die halbe Dichte

von Diamant zu besitzen. Es wird obendrein behauptet, Beryllium hätte eine recht hohe Dämpfung für ein Metall, obwohl zur Zeit keine Daten zur Verfügung stehen, die dies belegen würden.

Einfache Hochtönersimulationen

In Abschnitt 1 wurde die Überlegenheit von Diamant in Bezug auf das Aufbrechen erläutert. Einfache Simulationen von Kalotten wurden benutzt, um die Verbesserungen der Wiedergabequalität zu illustrieren. Doch was geschieht, wenn Diamant in Hochtönern eingesetzt wird?

Das Modell

Abbildung AI.2 zeigt das Finite-Elemente-Modell eines Hochtöners. In diesem Fall ist die Sicke nicht Bestandteil des Modells, um die Berechnung und die Interpretation zu vereinfachen. Das Hinzufügen einer Sicke führt stets zu einer etwas tieferen Break-up-Frequenz, weshalb dieses vereinfachte Modell für Zwecke der Vergleichbarkeit Gültigkeit besitzt. Zusätzlich kann die Sicke Auswirkungen auf den Schalldruckfrequenzgang haben, die von reinen Sickenresonanzen (welche vom Rest des Hochtöners weitgehend entkoppelt sind) verursacht werden. Diese Sickenresonanzen sind üblich und unabhängig vom Material der Kalotte.

Analyse der Eigenmoden

Abbildung AI.3 vergleicht die Frequenz des ersten Aufbrechens und die Form der Eigenmode für einen Aluminiumhochtöner und einen Diamanthochtöner. Der Aluminiumhochtöner zeigt ein Aufbrechen bei etwa 28,5 kHz. Das ist etwas niedriger als bei den besten aktuellen Hochtönern, die in der Serie 700 eingesetzt werden – hauptsächlich, weil kein ‚Crowning‘ modelliert wurde. Das Ergebnis repräsentiert jedoch weitgehend das, was man von einem Aluminiumhochtöner erwarten kann.

Der Diamanthochtöner zeigt das erste Aufbrechen bei etwa 80,8 kHz. Hier wurde der Diamanthochtöner mit einer Dicke von 40 μm für Kalotte und Rand modelliert. Die Dicke von 40 μm (gegenüber 50 μm bei der Aluminiumkalotte) wurde gewählt, um die höhere Dichte von Diamant im Vergleich zu Aluminium (3500 kgm^{-3} gegenüber 2700 kgm^{-3}) auszugleichen.

In Abschnitt 1 wurde erläutert, dass die Break-up-Frequenz einer Diamantkalotte 3,3 mal so

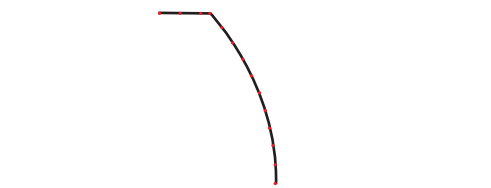
hoch wie die einer Aluminiumkalotte sein sollte. Für den vollständigen Diamanthochtöner wurde offensichtlich eine geringere Verbesserung erreicht (etwa 2,8 mal). Dies liegt zum Teil daran, dass die Dicke der Kalotte beim Diamant geringer ist als beim Aluminium. Ein wichtigerer Faktor liegt jedoch darin, dass das Schwingungsverhalten eines vollständigen Hochtöners komplexer ist als das einer einfachen Kalotte; es wird zum Teil vom Schwingpulenträger bestimmt, der in beiden Fällen der gleiche ist.

Nichtsdestotrotz sind Diamantkalotten ein gutes Mittel, um das Aufbrechen der Kalotte bei einem Hochtöner zu höheren Frequenzen hin zu verschieben.

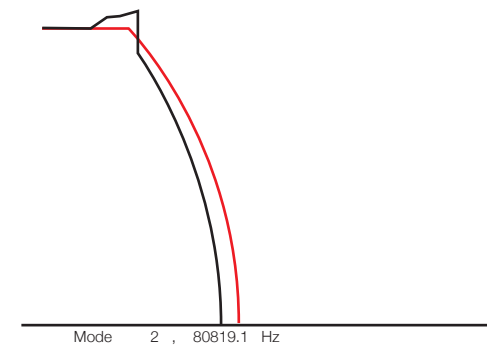
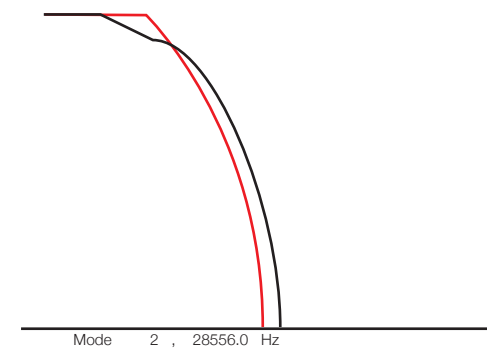
Schalldruckfrequenzgang

Bevor wir den Aluminium- und den Diamanthochtöner vergleichen, möchten wir das Simulationsverfahren begründen. Es gibt zwei verfügbare Annäherungsmethoden: die Methode einfacher Quellen (englisch: Simple Source Method, SSM) und die Randelementmethode (englisch: Boundary Element Method, BEM). Die Methode einfacher Quellen ist die einfachere, computertechnisch billigere Methode. Sie stützt sich auf die Annahme, dass die schwingende Oberfläche aus einer Anzahl einzelner Schwingungsquellen besteht, von denen jede in einer unendlichen Schallwand sitzt. Die Randelementmethode liefert eine Näherungslösung der Helmholtz-Gleichung und ist deshalb eine umfassendere Beschreibung als die Methode einfacher Quellen – um den Preis höherer Computer-Rechenleistung. Bei der Randelementmethode wird keine unendliche Schallwand angenommen, also wird eine Art von Gehäuse benötigt. In diesen Simulationen haben wir eine Kugelhülle von 100 mm Radius benutzt.

In Abbildung AI.4 ist der Vergleich zwischen den Schalldruckfrequenzgängen (1-100 kHz) eines Standard-Aluminiumhochtöners nach den beiden genannten Simulationsmethoden zu sehen. Das erste augenfällige Ergebnis ist die Tatsache, dass der Frequenzgang bei tiefen Frequenzen falsch ist, da die Sicke und die interne Akustik nicht in das Modell einbezogen wurden. Zweitens: Unterhalb von 10 kHz unterscheiden sich die Ergebnisse der beiden Rechenverfahren, da nur die Grenzelementmethode den Effekt eines Gehäuses berücksichtigt. Bei hohen Frequenzen

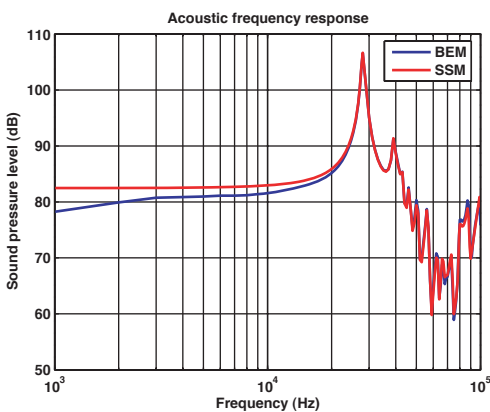


AI.2 Finite-Elemente-Modell eines vereinfachten Hochtöners

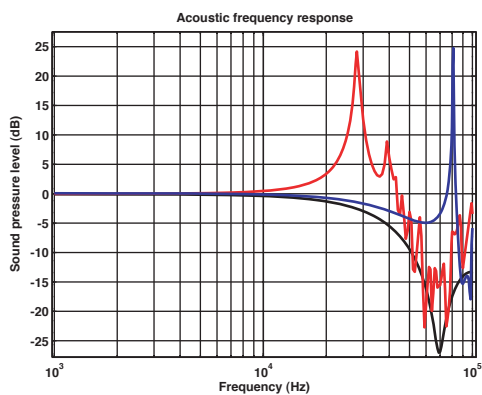


AI.3 Frequenz und Modenform beim Aufbrechen eines Standard-Aluminium-Hochtöners und eines Diamanthochtöners

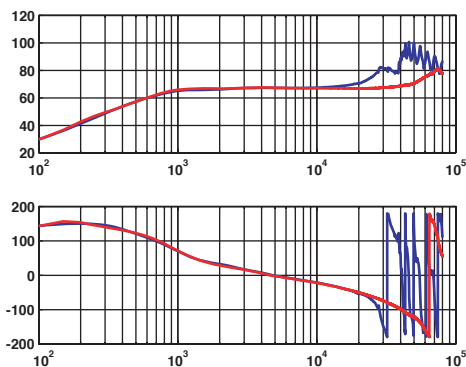
Diamantkalottenhochtöner



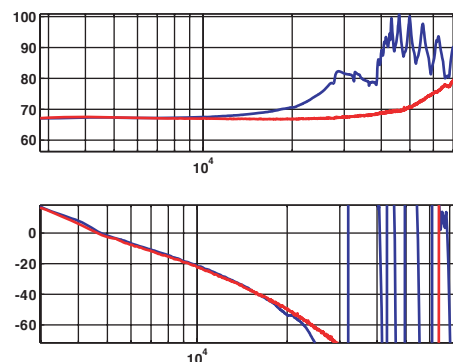
AI.4 Der Schalldruck-Frequenzgang eines Aluminium-Hochtöners, errechnet mit SSM und BEM



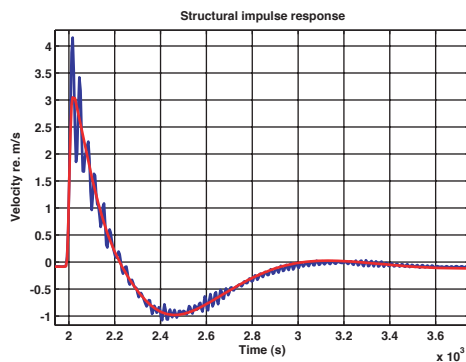
AI.5 Der Schalldruck-Frequenzgang des Aluminium-, des Diamant- und des perfekten, unendlich steifen Hochtöners



AI.6 Diamant (rot) gegen Aluminium (blau), Frequenzgang nach Pegel (oben) und Phase (unten)



AI.7 Vergrößerte Version von Abb. 6. Diamant (rot) gegen Aluminium (blau), Frequenzgang nach Pegel (oben) und Phase (unten)



AI.8 Diamant (rot) gegen Aluminium (blau), strukturelle Impulsantwort

gibt es zwar leichte Abweichungen zwischen den Frequenzgängen; doch der Einsatz der Methode einfacher Elemente ist zumindest zu Vergleichszwecken gerechtfertigt.

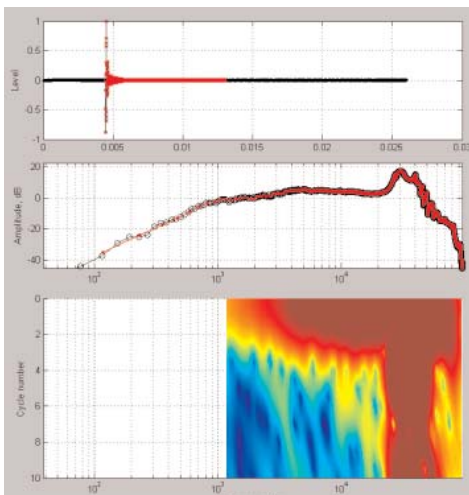
Abbildung AI.5 zeigt die Hochtönerfrequenzgänge. Es sind die Wiedergabekurven des Aluminium- und des Diamanthochtöners (deren erstes Aufbrechen dem in Abbildung AI.3 gezeigten entspricht) sowie eines unendlich steifen Hochtöners. Die Wiedergabe des steifen Hochtöners zeigt einen charakteristischen Abfall und eine tiefe Nullstelle bei etwa 70 kHz, verursacht von Interferenzeffekten, die Weglängenunterschieden (häufig als Phasenverluste bezeichnet) zu verdanken sind. Die Wiedergabe des Diamanthochtöners liegt unterhalb von 20 kHz deutlich näher am perfekt steifen Hochtöner als der Aluminiumhochtöner. Vor allem: Bei 10 kHz liegt der Schalldruck des Aluminiumhochtöners um 0,8 dB höher als der des steifen Hochtöners, während der Diamanthochtöner nur um etwa 0,1 dB abweicht. Bei 20 kHz vergrößert sich der Unterschied beim Aluminiumhochtöner auf etwa 4,6 dB, bleibt jedoch beim Diamanthochtöner geringer als 0,5 dB. Wir werden später in diesem Bericht die Tatsache behandeln, dass dieses Fehlen von Verfärbungen des Diamanthochtöners bezogen auf den perfekten, unendlich steifen Hochtöner als Ursache der verbesserten subjektiven Wiedergabe angenommen wird.

Strukturelle akustische Messungen

In Abschnitt 2 wurde die Finite-Elemente-Analyse (FEA) benutzt, um die Wiedergabe von Aluminium- und Diamanthochtönern zu vergleichen. In diesem Abschnitt zeigen wir strukturelle Messungen.

Strukturelle Beschleunigung

Abbildung AI.6 zeigt den Verlauf des Pegels und der Phase für den Diamant- und den Aluminiumhochtöner, gemessen im Zentrum der Kalotte. Abbildung AI.7 zeigt eine vergrößerte Darstellung. Der Aluminiumhochtöner bricht bei 30 kHz wie erwartet auf und zeigt oberhalb dieser Frequenz eine Anzahl von Resonanzen. Die Wiedergabe des Diamanthochtöners verläuft flach bis etwa 40 kHz und steigt dann zur Break-up-Frequenz bei etwa 74 kHz hin an.



AI.9 Zeit-Frequenz-Darstellungen von Aluminium und Diamant

Anmerkung: Dieser flache Verlauf der Beschleunigungsantwort sollte eigentlich in technischen Daten genannt werden. Denn er weist auf eine Reinheit der tatsächlichen Wiedergabe hin, die nicht von akustischen Effekten wie etwa Phasendrehungen verschleiert wird. Ein flacher akustischer Frequenzgang kann nur durch Ausnutzen des ersten Aufbrechens erreicht werden.

Unterhalb von 74 kHz sind einige kleinere Effekte zu sehen, deren auffälligster eine kleine Spitze bei etwa 65 kHz ist. Die Ursache dieses Sekundäreffekts ist unklar; es könnte eine Folge der Sickenresonanzen, Rohrresonanzen, Schaukeln der Kalotte etc. sein.

Die Phasenverläufe der beiden Hochtöner weichen ab 15 kHz voneinander ab, bei 20 kHz beträgt der Unterschied etwa 4 Grad (Abbildung AI.7). Obwohl die Phase bis 15 kHz gleich ist, zeigen die Pegelkurven der beiden Hochtöner einen weit größeren Unterschied (etwa 0,5 dB bei 10 kHz und 3 dB bei 20 kHz), und etwa ab 10 kHz sind die Unterschiede offenkundig. Wie in der Simulation in Abbildung AI.5 erwarten wir für den Diamanthochtöner einen niedrigeren Ausgangspegel als für den Aluminiumhochtöner – natürlich muss man vorsichtig sein, wenn man wie hier eine akustische Simulation mit einer strukturellen Messung vergleicht.

Strukturelle Impulsantwort

Abbildung AI.8 zeigt die strukturelle Impulsantwort für einen Punkt im Zentrum der beiden

Hochtöner (Abtastfrequenz 204,8 kHz). Beide Wiedergabekurven zeigen etwa die gleiche Anstiegszeit und die gleiche Tieftonwiedergabe (was zu erwarten war), doch die Antwort des Aluminiumhochtöners ist von einer hochfrequenten Welligkeit geprägt, die von der 30-kHz-Resonanz der Struktur verursacht wird. Filtert man beide Wiedergabekurven mit einem Tiefpass, um Informationen oberhalb von 20 kHz auszuschließen, ist kein signifikanter Unterschied erkennbar (nicht abgebildet). Dies macht Sinn, denn wie in Abschnitt 3.1 gezeigt wurde, weisen die Phasenverläufe unterhalb von 20 kHz nur sehr kleine Unterschiede auf (obwohl es gewisse Pegelunterschiede gibt).

Strukturelle Zeit-Frequenz-Diagramme

Abbildung AI.9 zeigt die Zeit-Frequenz-Diagramme (Wasserfalldiagramme) für Diamant- und Aluminiumhochtöner, die durch eine Wavelet-Transformation ermittelt wurden. Es gibt augenscheinliche Unterschiede in den Grafiken oberhalb von 20 kHz, die natürlich der Änderung der Break-up-Frequenz zu verdanken sind. Unterhalb von 20 kHz ist die Wiedergabe jedoch weitgehend identisch.

Anmerkung: Die auffälligen kleinen Resonanzschweife unterhalb von 20 kHz sind wohl Artefakte der Analyseverfahren. Es ist unsicher, ob es sich bei den Resonanzschweiften zwischen 20 kHz und 60 kHz um Artefakte handelt oder nicht. Die stärkere Amplitude dieser Schweife im Vergleich zu jenen unterhalb von 20 kHz deutet darauf hin, dass sie echt sind. Es ist möglich, dass sie ebenso wie die kleinen Effekte in der strukturellen Frequenzganganalyse von Sicken- oder Rohrresonanzen hervorgerufen werden.

Akustische Messungen

In Abschnitt 3 wurden strukturelle Messungen gezeigt, die Unterschiede zwischen Diamant- und Aluminiumhochtönern aufzeigen. In diesem Abschnitt werden akustische Messungen dargestellt.

Schalldruckfrequenzgang auf Achse

Abbildung AI.10 vergleicht die Schalldruckfrequenzgänge auf Achse für einen Aluminium- und einen Diamanthochtöner. Der Aluminiumhochtöner bricht etwa bei 30 kHz wie erwartet auf. Aus diesem Diagramm geht jedoch nicht so klar hervor, bei welcher Frequenz der Diamant-

hochtöner aufbricht. Der Schalldruck des Diamants fällt wegen der ‚Phasenverluste‘ (dieser Effekt wird in der Simulation klar) bis zu 45 kHz flach ab. Oberhalb dieser Frequenz steigt der Pegel bis zu zwei schmalen Spitzen bei 63 kHz und 74 kHz an. Oberhalb von 74 kHz fällt der Pegel des Diamanthochtöners weich ab.

Wie in Abschnitt 3 gezeigt liegt die tatsächliche Break-up-Frequenz des Diamanthochtöners bei 74 kHz, was in etwa der Simulation von 80 kHz entspricht (siehe Abbildung AI.3). Die niedrigere Frequenz beim echten Hochtöner liegt an Effekten der Sicke und Unsicherheiten in den Materialeigenschaften an der Klebestelle zwischen Hülse und Kalotte.

In der Praxis ist die Spitze viel niedriger als in der Simulation. Zum Teil liegt dies wohl daran, dass die Dämpfungseigenschaften der Sicke bei allen Frequenzen, besonders aber im Hochfrequenzbereich, unbekannt sind. Eine andere Erklärung mag sein, dass die Spitze einem steil fallenden Frequenzgang überlagert wird, so dass sie kleiner erscheint als sie ist. Ein weiterer Faktor ist wohl die Absorption der Luft.

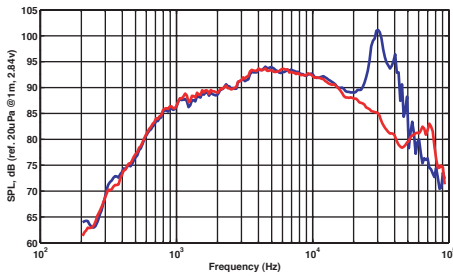
Das Maß an Absorption ist hochgradig von Faktoren wie Luftfeuchtigkeit, Temperatur und natürlich von der Frequenz abhängig. Um den Effekt zu verdeutlichen: Bei 80 kHz und 70 % Luftfeuchtigkeit bei 20 Grad Celsius beträgt die Dämpfung etwa 3 dB/Meter. Für eine detaillierte Erörterung der Absorption in Luft siehe (1).

Abbildung AI.11 vergleicht die akustische Phase des Aluminium- und des Diamanthochtöners miteinander. Unter 20 kHz sind die beiden Kurven gleich, doch das Aluminium zeigt oberhalb dieser Frequenz Anomalien. Die Phasenunterschiede, die in den strukturellen Messungen auffielen (Abbildungen AI.6 und AI.7) sind in der akustischen Messung weniger offenkundig.

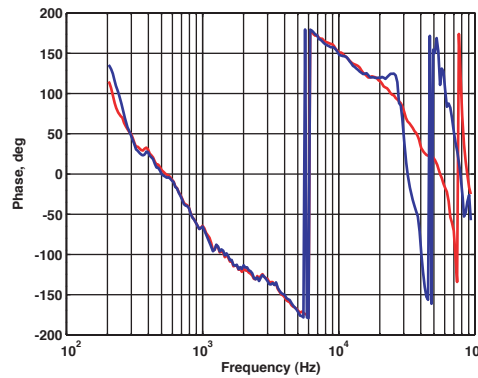
Die akustische Impulsantwort

In Abbildung AI.12 wird schließlich die akustische Impulsantwort für Aluminium- und Diamanthochtöner dargestellt. Auf den ersten Blick wirkt dies wie ein überzeugender Beweis für die Überlegenheit des Diamanthochtöners. Die Anstiegsflanke des Hauptimpulses scheint steiler als beim Aluminiumhochtöner, was man als ‚schnelleren‘ Klang deuten könnte. Die kürzere

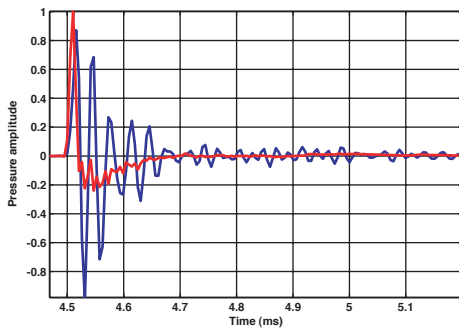
Diamantkalottenhochtöner



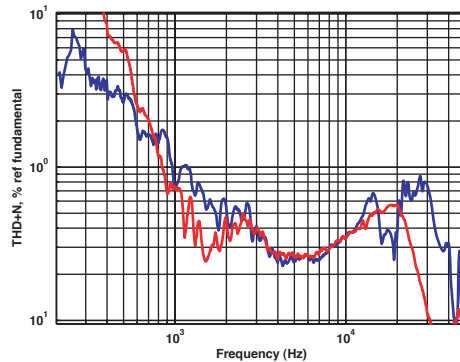
AI.10 Blau – Aluminium, rot – Diamant, akustischer Frequenzgang



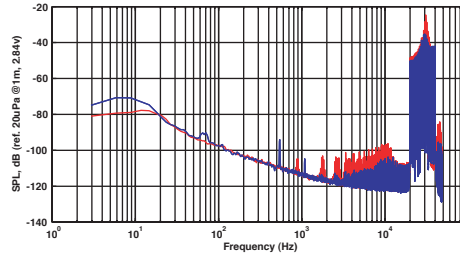
AI.11 Aluminium (blau) und Diamant (rot), Phasenfrequenzgang



AI.12 Impulsantwort von Aluminium (blau) und Diamant (rot)



AI.13 Verzerrungen und Rauschen (THD+N) für Aluminium (blau) und Diamant (rot)



AI.14 Intermodulationsverzerrungen bei Multiton-Anregung 2-40kHz. Aluminium-Hochtöner mit runder Sicke (blau) und einer Schaumsicke (rot).

Anstiegszeit würde auch einem Plus an Hochtoninformation entsprechen. Wenn man jedoch Abbildung AI.10 zu Rate zieht, könnte man zu dem Schluss kommen, der Aluminiumhohtöner hätte die kürzere Anstiegszeit.

Filtert man die Frequenzgänge aus Abbildung AI.12 durch einen Tiefpass (ohne Abbildung), sehen die resultierenden Impulsantworten weitgehend gleich aus. Dies lässt den Schluss zu, dass die unterschiedlichen Anstiegszeiten das Resultat von Ultraschall-Frequenzen sind – auch wenn man argumentieren könnte, dass diese Ergebnis zusammen mit Abbildung AI.11 etwas sonderbar wirkt. Also sind die Kurven in Abbildung AI.12 irreführend und werden hier nur der Vollständigkeit halber gezeigt.

Verzerrungsmessungen (ein Abseits)

Abgesehen von der Beseitigung jener Verzerrungen, die aus dem Aufbrechen der Aluminium-Membran bei 30 kHz resultieren, gibt es keinen echten Grund, warum sich der Diamant linearer verhalten sollte als Aluminium. Die Messungen für Verzerrungen und Rauschen (THD+N) für Diamant und Aluminium sind in Abbildung AI.13

zu sehen. Unterhalb von 3 kHz hängt die Entscheidung über besser oder schlechter von der Frequenz ab, und diese Schwankungen haben wohl mehr mit Fabrikationsunterschieden als mit irgendetwas sonst zu tun. (Die Fabrikationsunterschiede vereiteln jeden genauen Vergleich bei der Verzerrungen.)

Sowohl der Aluminium- als auch der Diamanthohtöner weisen jedoch ein deutlich verbessertes Verzerrungsverhalten verglichen mit den Nautilus 800 Hochtönern oder sogar jenen der Signature 800 Serie auf. Dies liegt in erster Linie daran, dass die Position der Spule minimal verändert wurde, um sie besser im Luftspalt zu zentrieren. In zweiter Linie liegt die Ursache in einer neuen halbrunden Sicke. Im wichtigen Frequenzbereich von 3 kHz bis 10 kHz liegt das Verzerrungsmaximum bei 0,4 %, mit Senken bis hinunter zu etwa 0,26 %.

Bei normalem CD-Material gibt es kaum Informationen über 20 kHz und nahezu gar keine mehr bei 22 kHz. Bei hochauflösenden Audioverfahren können jedoch Informationen bis zu 96 kHz auftreten. Deshalb haben wir beträchtliche Anstrengungen unternommen, die Unterschiede zwischen Diamant und Aluminium durch das Beaufschlagen mit einem Multitonsignal von 20-40 kHz und die Messung der entstehenden Intermodulationsverzerrungen zu ermitteln. Unglücklicherweise ließen sich ohne das Anlegen übertriebener Leistungen kaum Unterschiede feststellen.

Abbildung AI.14 zeigt jedoch die Verzerrungen eines 20-40 kHz-Multitonsignals durch einen Hochtöner der Nautilus 800 Serie mit Schaumstoffsicke und durch einen neuen Aluminiumhohtöner mit halbrunder Sicke. Der neue Hochtöner liefert bei einigen Frequenzen bis zu 12 dB weniger Verzerrungen.

Über die Hörbarkeit hoher Frequenzen

Eine exzellente Ausarbeitung, die sich mit Fragen der Hörbarkeit hoher Frequenzen und mit hohen Abtastfrequenzen auseinandersetzt (und die obendrein eine gute Referenzquelle darstellt), ist (2) – speziell die Seiten 117 bis 132. Vieles in den folgenden Ausführungen ist diesem Papier entliehen.

Das Aufkommen von Audioformaten mit höheren Abtastfrequenzen wie DVD-A und SACD hat eine Debatte über die Hörbarkeit hoher Frequenzen angestoßen. Es wird gemeinhin akzeptiert, dass Formate mit höheren Abtastfrequenzen besser klingen. Liegt dies wirklich daran, dass hochfrequente Schallanteile (über 20 kHz) direkt hörbar sind, oder an der Tatsache, dass die höhere Abtastfrequenz einen größeren Abstand zu 20 kHz bietet und damit weniger heftige Filter und/oder weniger Aliasing erlaubt?

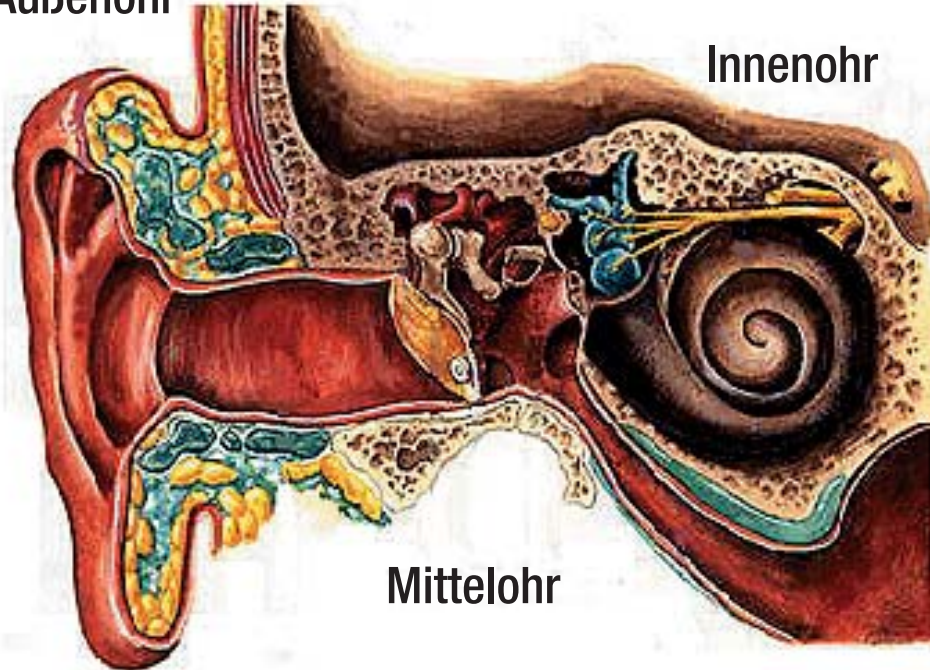
Es ist zweifellos wahr, dass Musikinstrumente Ultraschallanteile produzieren. Ein Becken zum Beispiel, von dem man sagt, es hätte mehr Informationen jenseits von 20 kHz als jedes andere Instrument, besitzt 40 % seiner Energie in diesem Bereich (3). Aber ist dies hörbar?

Es lohnt sich, sich zunächst kurz an die Funktionsweise des Ohres zu erinnern. Abbildung AI.15 zeigt einen Querschnitt eines Ohrs mit den drei Hauptbereichen: Außenohr, Mittelohr, Innenohr. Der Frequenzgang des Außenohrs und des Mittelohrs besitzt einen steilen Abfall, verursacht durch das Zusammenwirken der Akustik des Gehörgangs und mechanische Übertragungsverluste (4), die durch die gut bekannten Fletcher-Munson-Kurven beschrieben werden (man beachte die Nichtlinearität).

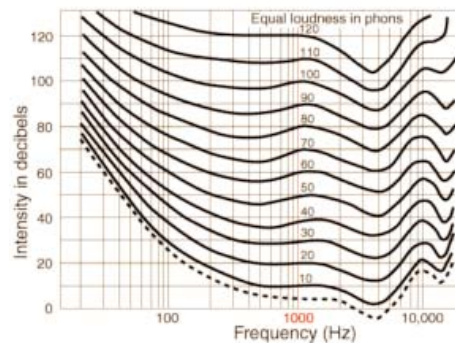
Die Innenohrschnecke, Hauptbestandteil des Innenohrs, verhält sich wie eine Reihe mechanischer Filter, wobei die Filter für die höchsten Frequenzen am dichtesten beim Trommelfell (jener Membran, die das Mittelohr vom Außenohr trennt) sitzen. Die Mittenfrequenz des höchsten Filters liegt bei etwa 15 kHz, und Messungen deuten darauf hin, dass es eine Bandbreite von 2 kHz besitzt (5,6). Es gibt einige Hinweise darauf, dass Ultraschall, dem es gelingt, die Schnecke zu erreichen (eher durch die Schallleitung in den Knochen als durch die Filter im Außen- und Mittelohr), in diesem Behältnis für die höchsten Frequenzen endet. Es gibt jedoch keine glaubwürdigen Hinweise darauf, dass Luftschall jenseits von 15 kHz wahrgenommen werden kann.

Man findet eine ganze Reihe kontroverser Arbeiten, die diese fundierten Schlussfolgerungen in Frage stellen. Vor allem in (7) wird der Schluss gezogen, dass Ultraschallinformationen

Außenohr



AI.15 Das Ohr



AI.16 Die Fletcher-Munson-Kurven

die messbaren Gehirnströme verändern. Dies ist nicht das gleiche wie normale gehörmäßige Wahrnehmung. Stattdessen wird behauptet, dass Ultraschall einen direkten Einfluss auf das Gehirn haben könnte. Dieses Werk ist Gegenstand von Auseinandersetzungen.

Zweifellos werden weitere Experimente auf diesem Gebiet durchgeführt werden, auch wenn überzeugende Schlussfolgerungen schwer zu erreichen sein werden. Solche Experimente sind wegen der Schwierigkeit, einen von Fremdeinflüssen bereinigten Vergleich vor und nach dem Hinzufügen von Ultraschallinformation zu ermöglichen, sehr schwer durchzuführen. Ein großes Problem ist Intermodulation, verursacht durch die Nichtlinearität des Lautsprechers. Ein anderer Sachverhalt, der die Debatte durcheinander bringt, ist die Tatsache, dass das Ohr nicht linear arbeitet (siehe Abbildung AI.16) und deshalb keine perfekte Fourier-Transformation durchführt.

Bisher wurde die Bandbreite des Ohrs erörtert. Obwohl damit verbunden – zumindest in einem linearen System – gibt es einige Diskussionen darüber, ob unser Hörapparat sehr kleine Zeitunterschiede auflösen kann. Zwei Fälle müssen betrachtet werden. Zunächst Ereignisse, die in der Zeit nah beieinander liegen und damit feine monaurale Auflösung und konsequent hohe Bandbreite erfordern. Zweitens binaurale Zeitunterschiede wie bei der differentiellen Streuung oder einer Verzögerung zwischen den Kanälen, die uns helfen, eine Hörbühne zu erkennen. Eine Reihe von Untersuchungen kommt zu dem Schluss, dass die kleinste Grenze der Zeitauflösung sowohl für monaurale als auch für binaurale Ereignisse etwa 10 μ s beträgt. (8-10).

Auf der einen Seite wird also die Hörbarkeit von Ultraschall von der Audio-Gemeinschaft nicht akzeptiert, ein hörbarer Zeitunterschied von 10 μ s aber schon. Letzterer würde in einem linearen System (was das Ohr nicht ist) eine hörbare Bandbreite von 50 kHz unterstellen.

Könnte die Zeitunterscheidungsgrenze von 10 μ s eine Erklärung dafür sein, warum der Diamanthochtöner besser klingt als der Aluminiumhohtöner? In Abschnitt 3.1 wurde erörtert, dass sich bei 20 kHz der strukturelle Phasengang der beiden Hohtöner um 4 Grad unter-

scheidet (obwohl dieser Unterschied in der Messung der akustischen Phase nicht zu Tage tritt). Ein Phasenunterschied von 4 Grad bei 20 kHz bedeutet einen Zeitfehler von etwa 0,5 μ s – weit unterhalb des anerkannten Grenzwerts.

Diskussion

Der Diamanthochtöner bedeutet zweifellos eine deutlich hörbare Verbesserung gegenüber dem Aluminiumhohtöner. Die Wiedergabequalität des Diamanthochtöners wird häufig mit folgenden Wörtern und Sätzen beschrieben: mühelos, detailreich, Darstellung einer realistischen Klangbühne, der Hohtöner verschwindet, der Hohtöner ist perfekt in das System eingebunden.

Im jetzigen Stadium ist es nicht im Detail klar, warum der Diamanthochtöner besser klingt als der Aluminiumhohtöner. Wir können zwar sagen, dass die Reaktion des Diamant perfekter im Sinne von ‚näher an einem unendlich steifen Hohtöner‘ ist (und dies ist ziemlich zwingend), doch die tatsächlichen Gründe in Form von Faktoren wie Phase, Timing etc. bleiben unklar. Sind die relativ kleinen Unterschiede bedeutungsvoller als fundierte Weisheiten behaupten, oder sehen wir in die falsche Richtung? Könnte zum Beispiel die Verbesserung der Wiedergabequalität etwas mit radialen Moden zu tun haben? Die Experimente werden fortgesetzt.

Literatur

- 1 Bazley, E.N. (1976) Absorption in Air at Frequencies up to 100kHz. NPL Acoustics Report Ac 74
- 2 Stuart, J.R. (2004) Coding for High-Resolution Audio Systems, Journal of the Audio Engineering Society, 52 (3)
- 3 Boyk, J. (2003) There is life above 20kHz! A Survey of Musical Instrument Spectra to 102.4kHz, www.cco.caltech.edu/~boyk/spectra/spectra.htm
- 4 Moore, B. J. C. Frequency Selectivity in Hearing, Academic Press, New York
- 5 Moore, B.J.C and Patterson, R.D. (eds) (1986) Auditory Frequency Selectivity, Buus, S. et al. Tuning Curves at High Frequencies and Their Relation to the Absolute Threshold Curve, Plenum Press, New York).
- 6 Shailer M.J. et al. (1990) Auditory Filter Shapes at 8 and 10 kHz, J. Acoustic Soc. Am., vol 88 141-148.
- 7 Oohashi et al. (1993), On the mechanism of Hypersonic Effect, Proc. Int. Computer Music. Conf., Tokyo, Japan.
- 8 Nordmark, N.O. (1976) Binaural Time Discrimination, J.Acoust Soc. Am., Vol 35 870-880.
- 9 Henning, B. G. (1974) Detectibility of Interaural Delay in High-Frequency Complex Waveforms, J. Acoust Soc. Am. Vol 55 84-89
- 10 Klump, J.O and Eady, H.R. (1956) Some Measurements of Interaural Time Difference Thresholds, J. Acoust. Soc. Am., Vol 28 859-860
- 11 Krumbholz, K. and Patterson, R.D (2003) Microsecond Temporal Resolution in Monaural Hearing without Spectral Cues? J. Acoust. Soc. Am., Vol 113 2790-2800

Anhang II

FST-Mitteltöner

Auf den ersten Blick scheinen ‚perfekte Kolben-Treiber‘ (also jene, die sich formstabil bewegen und dabei frei von allen Resonanzen sind) die ultimative Anforderung für perfekte Tonwiedergabe zu erfüllen. Es gibt jedoch zwei Grenzen dieses Ansatzes. Irgendwann werden auch sehr steife Werkstoffe Partialschwingungen zeigen, und wenn sie dies tun, werden die Resonanzen wegen der geringen inneren Dämpfung steifer Materialien sehr ausgeprägt sein. Also muss man sicher stellen, dass das Tiefpassfilter der zum nächsthöheren Treiber abkoppelnden Frequenzweiche mindestens 1,5 (besser 2) Oktaven unterhalb der ersten Resonanzfrequenz einsetzen kann. Außerdem ist zu beachten, dass der Lautsprecher ein eindimensionales elektrisches Signal in ein dreidimensionales Schallfeld umwandeln muss. Bündelungs- oder Richtungseffekte begrenzen die nutzbare Bandbreite eines Treibers. Umfangreiche Forschung hat gezeigt, dass eine breite und gleichmäßige Abstrahlung wichtig ist, um eine realistische Klangbühne zu erzeugen und auch Hörern außerhalb des Zentrums eine korrekte tonale Balance zu bieten. Um außerhalb der Achse einen gleichmäßigeren Frequenzgang zu erhalten, muss man normalerweise die Bandbreite des Chassis auf einen Punkt unterhalb jener Frequenz begrenzen, bei der die Wellenlänge dem Umfang der Membran entspricht.

In der 800D muss ein einziger Mitteltöner den Bereich von 350 Hz bis 4 kHz abdecken (und auch außerhalb dieser Bandbreite noch nutzbaren Schall liefern). Am unteren Ende des Bereichs muss die Membran groß genug sein, hohe Schalldrücke abzustrahlen – und zwar ohne allzu große Auslenkungen, die zu nichtlinearen Verzerrungen führen könnten. Eine sehr steife Membran dieser Größe würde gleichzeitig am oberen Bereichsende die oben genannten Resonanzen und Bündelungerscheinungen aufweisen. Deshalb muss man einen anderen Ansatz wählen: kontrollierte Partialschwingungen in einem flexibleren Membranmaterial.

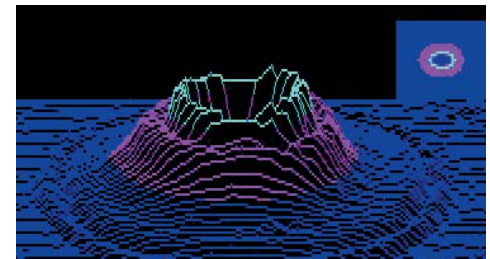
Die Partialschwingungen in gewebtem Kevlar® haben sich als nützlich für den Einsatz in Mitteltönern und Tief-/Mitteltönern erwiesen. Das Material ist vielen anderen überlegen, nicht nur wegen seiner inneren Eigenschaften, sondern auch weil die gewebte Membran nicht achsensymmetrisch sein muss. Wir haben Laserinter-

ferometrie eingesetzt, um die Bewegungen auf der Membranoberfläche zu untersuchen. In den Abbildungen ist die Grundform der Membran nicht offenkundig, weil die Geschwindigkeit (und nicht die absolute Position) gemessen wird.

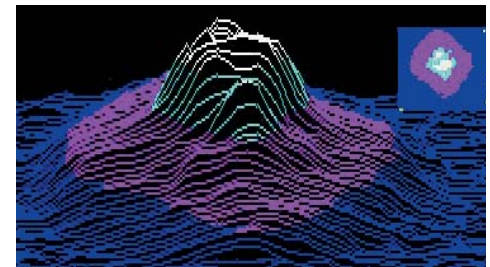
In Abbildung AII.1 gibt es zwei Kurven zur Fortpflanzung von Impulsen in einer homogenen Kunststoffmembran (a) und in einer gewebten Kevlar®-Membran (b). In beiden Fällen wird der Schwingspule des Treibers ein elektrischer Impuls zugeführt. In flexiblen Materialien wird eine Biegewelle im Zentrum ausgelöst, die sich nach außen in Richtung des Membranrands bewegt. Im Bild sehen wir diese Biegewelle kurz nachdem der Impuls angelegt wurde. Die Bewegung ist noch auf die Zone unmittelbar um das Zentrum begrenzt. Doch in der Kevlar®-Membran hat die Wellenfront bereits begonnen, eine quadratische Form anzunehmen, die ihr vom Gewebe aufgeprägt wird. Denn die Geschwindigkeit der Biegewelle in Richtung der Fasern unterscheidet sich deutlich von der im 45-Grad-Winkel zu den Fasern.

Wenn die Biegewelle fortschreitet, behält sie in der Kunststoffmembran ihre runde Form. Wenn die Welle die Sicke trifft, wird ein Großteil der Energie in die Sicke geleitet. Doch weil die Sicke eine andere mechanische Impedanz aufweist, wird ein Teil der Energie zurück in die Membran reflektiert. Weitere Reflexionen treten an der Klebestelle zwischen Sicke und Korb sowie im Zentrum der Membran, wo sie mit der Schwingspule verbunden ist, auf. Dies liegt jeweils an einem Wechsel der mechanischen Impedanz. Die Wellenbewegung auf und ab in der Membran setzt sich fort, bis die Energie durch die innere Dämpfung in Wärme umgewandelt ist. Weil die konzentrischen Wellen wirksam Schall abstrahlen, wird die Bewegung als verzögerte Verfärbung hörbar.

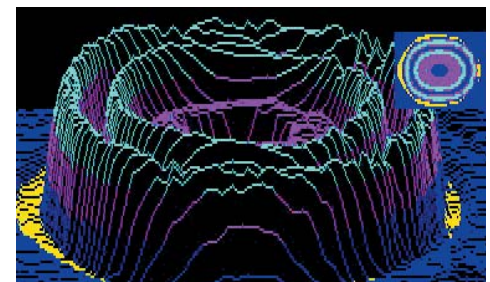
Im Fall von Kevlar® treten diese Reflexionen ebenfalls auf, aber zu unterschiedlichen Zeiten und in unterschiedlichen Richtungen. Das unsymmetrische Bewegungsmuster strahlt weniger Schall ab, weil sich fast die gleiche Fläche zurück wie nach vorne bewegt. Also kommt es am Ende, obwohl Partialschwingungen auftreten, zu weniger hörbaren verzögerten Verfärbungen. Die Kevlar®-Membran klingt sauberer. (Abb. AII.2)



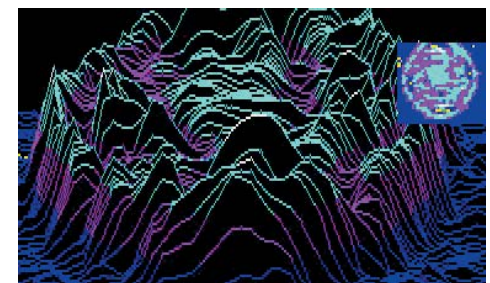
AII.1a



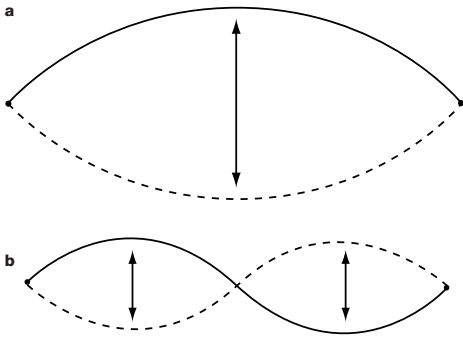
AII.1b Ausbreitung einer Biegewelle in Kunststoff- (a) und gewebten Kevlar®-Membranen (b) kurz nach dem Anlegen eines Impulses



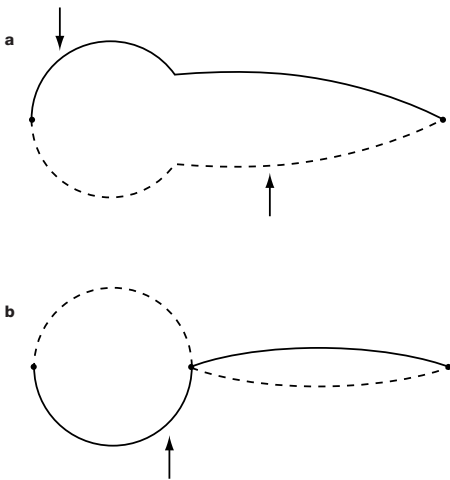
AII.2a



AII.2b Ausbreitung einer Biegewelle in Kunststoff- (a) und gewebten Kevlar®-Membranen (b) nach Reflexionen an den Begrenzungen.



AII.3 Muster stehender Wellen in einem homogenen Material; Grundwelle (a) und erste Harmonische (b)



AII.4 Muster stehender Wellen in einer Sicken/Membran-Kombination; Grundwelle (a) und erste Harmonische (b)

Bis jetzt haben wir die Membranbewegung bei Anregung durch einen Impuls untersucht. Wenn kontinuierliche Sinussignale angelegt werden, kann man einzelne Resonanzfrequenzen erkennen, weil die Wellenreflexionen stehende Wellen in der Membran/Sicken-Kombination begründen. Und zwar immer dann, wenn eine ganzzahlige Anzahl halber Wellenlängen genau in den Weg hin und zurück passt. In einem einzelnen durchgehenden Material nehmen die stehenden Wellenmuster die vertrauten Formen an, wie sie in Abbildung AII.3a & b gezeigt sind.

Die Verhältnisse ändern sich ein wenig, wenn die Membran an einer (mechanisch anders gearteten) Sicke befestigt wird. Die Membran ist steifer und wird sich nicht so weit biegen wie die Sicke, und die Geschwindigkeit der Biegeschwindigkeit ist deutlich höher. Die veränderten Modenmuster sind in Abbildung AII.4 dargestellt. Der Nulldurchgang bewegt sich in Richtung der Verbindungsstelle zwischen Membran und Sicke. Die Grundresonanz führt zu einer Spitze im Sinus-Frequenzgang, weil sich die Außenkante der Membran und die Sicke stärker bewegen als bei kolbenförmiger Bewegung. Die erste Harmonische führt dazu, dass sich die Membran stärker als sie sollte in der einen, die Sicke in der anderen Richtung bewegt. Ob dies zu einem Einbruch, einer Spitze oder gar keiner Veränderung im Frequenzgang führt, hängt von der relativen Flächengeschwindigkeit der Membran und der Sicke ab. Häufiger kommt es zu einem Einbruch, der auch Sickeneinbruch genannt wird.

Diese Muster stehender Wellen können abgewandelt werden, wenn man auf die mechanische Impedanz der Sicke und der Schwingspule achtet. Wenn man es schafft, sie an die durchschnittliche Impedanz des äußeren Membranrings und des Membranschafts anzupassen, können die BiegeWellenreflexionen in ihrer Amplitude reduziert werden. Entsprechend geringer ist dann das Maß an Verfärbungen durch verzögerte Energie. Der Fall ist eine mechanische Analogie der elektrotechnischen Praxis, ein Koaxialkabel mit einem Widerstand abzuschließen, der seinem charakteristischen Wellenwiderstand entspricht.

Es hat sich als schwierig erwiesen, bei einem Tief-/Mitteltöner alle beiden Kriterien anzugehen.

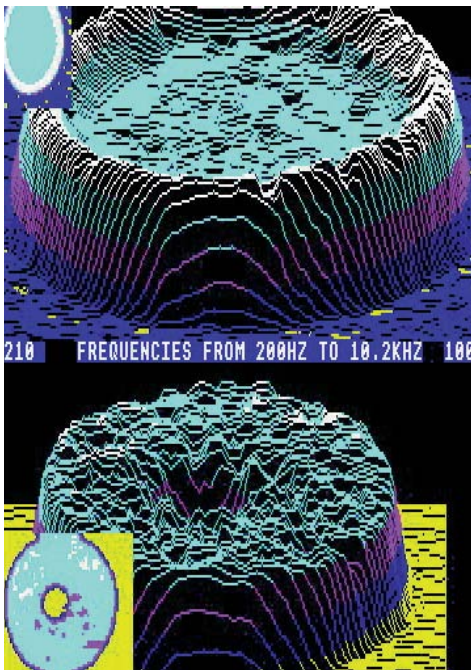
Denn die Notwendigkeit großer Auslenkungen bei tiefen Frequenzen bringt spezielle Anforderungen sowohl an die Konstruktion der Sicke als auch an die der Schwingspule mit sich. Wenn man jedoch die Bandbreite auf den Mitteltonbereich begrenzt, besteht größere Freiheit bei der Lösung der Anforderungen in Fragen der mechanischen Impedanz.

Im Fall der Schwingspule bedeutet dies, die richtige Masse festzulegen, die unterhalb der Masse einer typischen Langhubschwingspule liegen muss. Im Falle der Sicke wurde die Lösung durch den Tausch der normalen halbrunden Sicke gegen eine flache Polymerschaum-Sicke gefunden. Letztere sitzt unter dem Membranrand, und sie wird durch die Bewegungen der Membran nach hinten und vorne gestaucht oder gedehnt. Die Gewebebeschaffenheit der Kevlar®-Membran bedeutet, dass die mechanische Impedanz nicht an allen Punkten des Membranumfangs gleich ist. Doch die technischen Daten der ungewöhnlichen Sicke wurden so gewählt, dass die Impedanz dem durchschnittlichen Wert der Membran so nahe wie möglich kommt und obendrein einen hohen Widerstand aufweist. So fließt nicht nur ein größerer Energieanteil der BiegeWelle in die Sicke, sondern das meiste davon wird in Form von Wärme abgestrahlt, noch bevor eine Reflexion an der Verbindungsstelle mit der Membran auftreten kann.

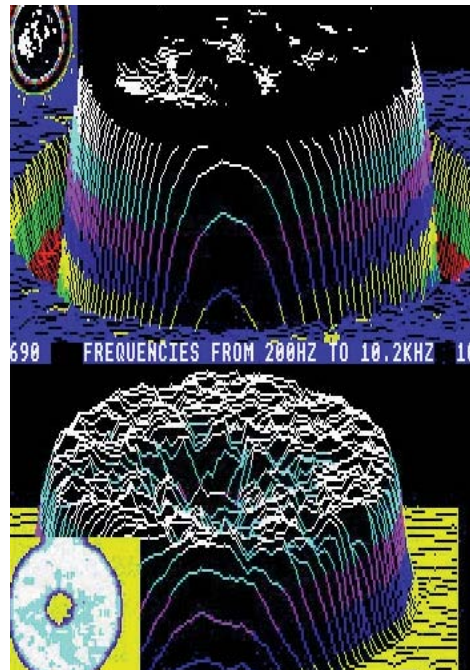
Dies ist die Basis des FST-Mitteltöners (FST = Fixed Suspension Transducer, zu deutsch: Wandler mit fester Aufhängung). Lasermessungen der Membran- und Sickenbewegung der FST-Kevlar®-Baugruppe sind im Vergleich zu den Bewegungen einer Kunststoffmembran mit Gummisicke für drei typische Frequenzen in Abbildung AII.6 dargestellt. In allen Fällen ist die untere Kurve die des FST-Treibers.

Bei 210 Hz (Abbildung AII.5a) zeigt sich im Falle der Kunststoffmembran deutlich die erste stehende Welle, bei der sich die Sicke mit überhöhter Amplitude in gleicher Richtung wie die Membran bewegt. Bei 690 Hz (Abb. AII.5b) zeigt die Kunststoffmembran die erste Harmonische, und ihre Sicke bewegt sich in entgegengesetzter Richtung zur Membran. Bei beiden genannten Frequenzen bewegt sich die FST-Membran als zusammenhängendes Ganzes.

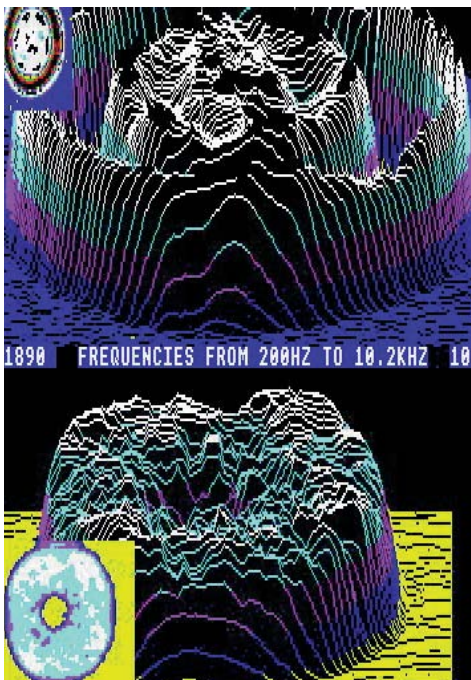




AII.5a



AII.5b



AII.5c Membranbewegung bei Treibern mit Kunststoffmembran (oben) und FST-Membran (unten) bei 210 Hz (a), 690 Hz (b) und 1890 Hz (c)

Das 'Loch' in der Mitte liegt lediglich daran, dass der Treiber einen feststehenden zentralen Phase Plug besitzt, so dass hier keinerlei Bewegung auftritt.

Bei 1890 Hz (Abbildung AII.5c) zeigt die Kunststoffmembran eine Resonanz höherer Ordnung. Die Kevlar®-Membran beginnt aufzubrechen, und man kann das vierfache Muster der Pegelspitzen am Außenrand erkennen, das aus der Gewebe-Beschaffenheit des Materials resultiert. Wie in der Darstellung der Fortpflanzung der Biegewelle (Abbildungen 1 + 2) baut sich dieses Muster kontrolliert im äußeren Teil der Membran auf, womit ein kleinerer Innenteil als Hauptfläche der Schallabstrahlung übrig bleibt. Die effektiv abstrahlende Fläche hat sich bei 4 kHz ungefähr halbiert und bei 6 kHz abermals halbiert. Daraus entsteht gegenüber einer rein kolbenförmig schwingenden Membran eine Verbesserung der Wiedergabe außerhalb der Achse.

Einsatz von Rohacell® in Lautsprechermembranen

Einführung

Für die Tieftoneinheit der Nautilus 800 wurde eine Mischung aus Papier und Kevlarfasern mit hohem Harzanteil als Membranmaterial eingesetzt. Dieser Materialmix führte zu einer sehr steifen Membran. Bei der 800D wurde die Basswiedergabe durch den Einsatz einer Sandwich-Konstruktion aus 8 mm starkem Rohacell zwischen zwei Kohlefaser-Lagen weiter verbessert. In diesem Bericht werden Messungen gezeigt, die die Unterschiede zwischen Rohacell/Kohlefaser- und Papier/Kevlar-Membranen aufzeigen.

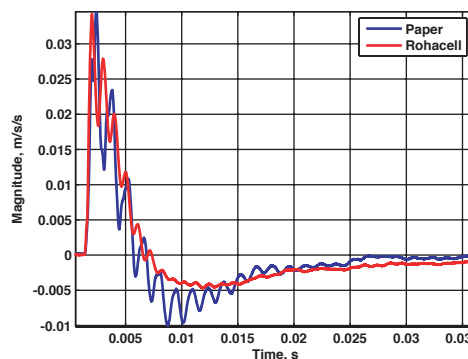
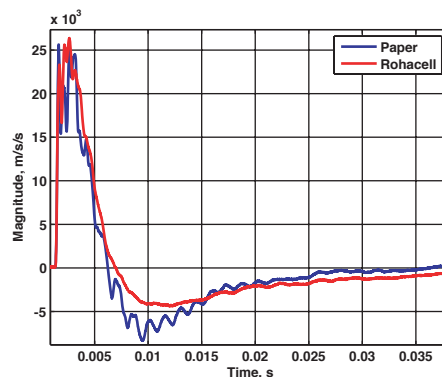
Materialbetrachtungen

Rohacell® ist ein Polymethacrylimid-(PMI-)Hartschaumstoff, der als Kernwerkstoff in Sandwichkonstruktionen eingesetzt wird. Er zeichnet sich durch hervorragende mechanische und thermische Eigenschaften aus. Er besitzt unter allen Schaumstoffen das beste Verhältnis von Gewicht zu mechanischen Eigenschaften sowie höchste Wärmeformbeständigkeit. Rohacell® ist in verschiedenen Varianten verfügbar; die von uns eingesetzte Variante (Rohacell 31) weist eine geringe Dichte (31kgm^{-3}) und dennoch ein niedriges Elastizitätsmodul (36Mpa im Vergleich zu Papier in der Gegend von 2000MPa) auf. Es besitzt eine vorteilhafte (also hohe) Dämpfung.

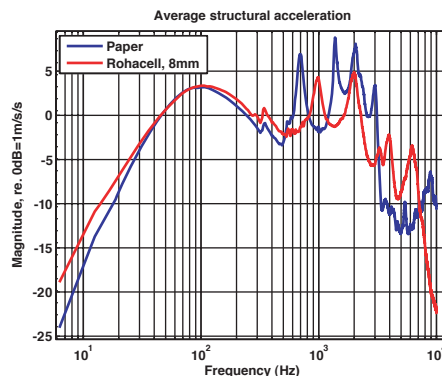
Auf den ersten Blick könnte man meinen, Rohacell wäre ein schlechteres Material als Papier für einen Basstreiber. Die von uns eingesetzte Standardmessung der dynamischen Steifigkeit bestimmt das Verhältnis von Steifigkeit zu Dichte. Nach dieser Messung ist Rohacell ganz grob sechs mal schlechter als Papier.

Weil das Material jedoch eine derart niedrige Dichte aufweist, kann man Kohlefaserbeschichtungen benutzen, ohne die Masse ungebührlich zu erhöhen. Diese Beschichtungen führen zusammen mit dem Rohacell zu einem Verbund, der hohe Steifigkeit und Dämpfung besitzt. Dies werden die folgenden Messungen belegen.

Ein weiterer wichtiger Punkt liegt darin, dass die Schalldämmung im resultierenden Verbundwerkstoff höher ist als die in Papier. Das liegt daran, dass wegen der geringen Dichte von Rohacell eine relativ dicke Membran eingesetzt werden kann.



AIII.1 Beschleunigungsantwort von Tieftönern mit Papier- (blau) und Rohacell-Membranen (rot) auf einen Impuls, gemessen am oberen Ende des Halses (oben) und am Membranrand (unten)



AIII.2 Durchschnittliche strukturelle Beschleunigungsantwort

Strukturelle Messungen

Die strukturelle Impulsantwort

Abbildung AIII.1 vergleicht die strukturelle Beschleunigungsantwort von Papier und Rohacell auf eine Impulsanregung. Diese Kurven zeigen mehrere Vorteile von Rohacell gegenüber Papier auf. Der offensichtlichste Unterschied ist das höhere Maß an Dämpfung, das durch die weniger verwackelte Reaktion angezeigt wird. Allgemein zeigt die Rohacell-Antwort in Übereinstimmung mit der erhöhten Steifigkeit des Verbundwerkstoffs weniger Resonanzerscheinungen und einen schnelleren Impuls.

Frequenzgänge und Oberflächenscans

Abbildung AIII.2 zeigt die durchschnittliche Beschleunigung über der Frequenz, die durch einen Oberflächenscan aller Punkte auf der Membran gemittelt wurde, für eine Papier- und eine Rohacell-Membran. Die Kurven zeigen deutlich, dass die Break-up-Frequenz bei der Rohacell-Membran höher liegt als bei der Papiermembran. Beide Kurven zeigen eine gemeinsame Besonderheit bei etwa 320 Hz , die weitere Untersuchungen erfordert. Oberhalb dieser Frequenz besitzt das Papier Resonanzstellen bei etwa 700 Hz und 1300 Hz , das Rohacell bei etwa 1000 Hz und 2000 Hz .

Die Kurve in Abbildung AIII.2 macht klar, dass Rohacell steifer ist. Abbildung AIII.3 zeigt für die beiden Fälle eine Reihe von Oberflächenmessungen bei verschiedenen Frequenzen. Bei tiefen Frequenzen verhält sich der Rohacell-Basstreiber offenkundig stärker kolbenförmig als die Papiervariante. Eine andere offensichtliche Eigenschaft des Rohacell-Basstreivers bei höheren Frequenzen ist seine geringere Schaukelneigung.

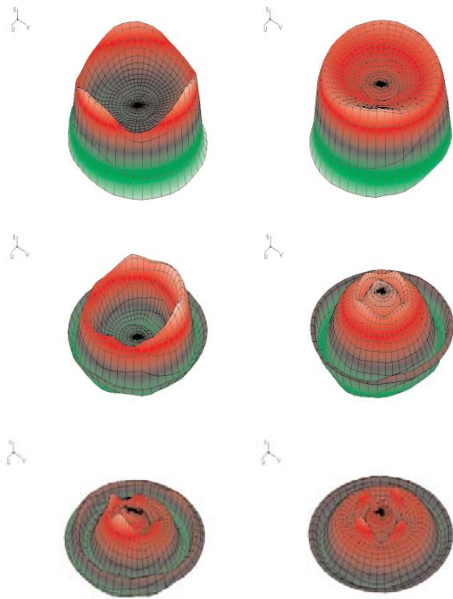
Zeit-Frequenz-Analysen

In Abbildung AIII.4 nutzen wir die Wavelet-Transformation, um eine Zeit-Frequenz-Kurve der Geschwindigkeit am Membranrand für beide Fälle zu ermitteln. Einmal mehr zeigen sich die Steifigkeit und die Dämpfung von Rohacell.

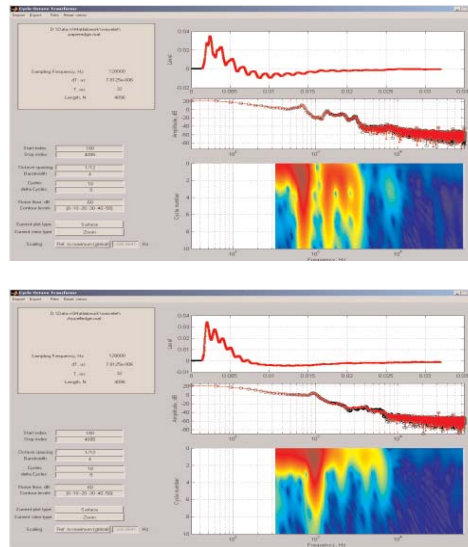
Akustische Messungen

Schalldruckmessungen

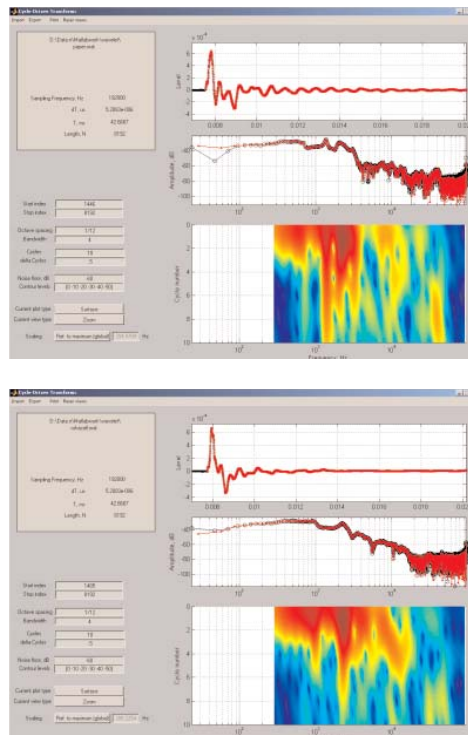
Abbildung AIII.5 zeigt die akustischen Impulsantworten und die Frequenzgänge zusammen mit der Zeit-Frequenz-Kurve für Papier- und Rohacell-Membranen. Diese Kurven bestätigen



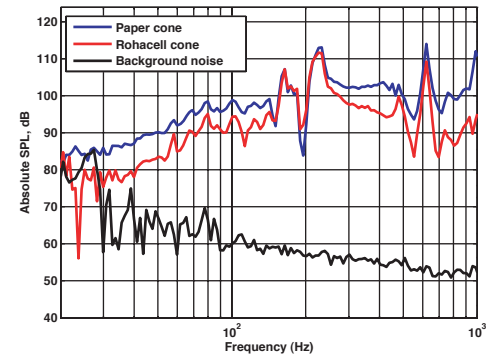
AIII.3 Abtastung von Papier (links) und Rohacell (rechts) bei 350 Hz, 1375 Hz und 2000 Hz



AIII.4 Geschwindigkeit am Membranrand bei Papier- (oben) und Rohacell-Membranen (unten), ermittelt durch eine Wavelet-Transformation



AIII.5 Impuls- (oben), Frequenz- (Mitte) und Zeit-Frequenzdarstellung (unten) einer Papiermembran (oben) und einer Rohacell-Membran (unten); Ergebnisse einer Wavelet-Transformation



AIII.6 Frequenzgang außerhalb einer festgeklemmten Membran, angeregt durch einen internen Lautsprecher

die strukturellen Messungen in Abschnitt 3. Rohacell erweist sich erneut als offenkundig steifer und besser gedämpft als Papier. Im Fall des Papiers (Abbildung AIII.5 oben) sind die Resonanzen bei 700 Hz und bei 1300 Hz klar zu sehen; interessanterweise scheint sich die höhere Resonanz bei 2 kHz nach oben auf etwa 2,2 kHz verschoben zu haben.

Schalldämmung

Um die Schalldämmung von Papier- und Rohacell-Membranen abschätzen zu können, haben wir das folgende Experiment durchgeführt: Ein 8-Zoll-(20-Zentimeter-)Treiber wurde in ein Gehäuse eingebaut. Wir schnitten ein Loch in die Gehäusewand und befestigten dort starr (sowohl am Membranrand als auch am Membranhals) Muster von 15-Zoll-(38-Zentimeter-) Membranen aus den beiden Materialien. Das Loch im Zentrum der Membran wurde verschlossen. Für beide Membranen wurde nun am gleichen Einbauplatz der Schalldruck etwa 1 cm vor der Membranoberfläche gemessen.

Die gemessenen Kurven in Abbildung AIII.6 zeigen klar, dass Rohacell eine bessere Schalldämmung aufweist als Papier. Bei 300 Hz etwa liegt der ‚durchhörbare‘ Schallpegel (aus dem Inneren des Gehäuses) um etwa 7 dB niedriger als bei der Papiermembran.

Schlussfolgerungen

Eine Rohacell/Kohlefaser-Membran ist steifer, besser gedämpft und zeigt bessere Schalldämmung als eine Papier/Kevlar-Membran.

Finite-Elemente-Analyse in Kürze

Die Methode der Finiten Elemente wurde eingesetzt, um das Schallfeld im Inneren eines invertierten Hornsystems zu analysieren. Das Finite-Elemente-Modell wurde durch den Vergleich der simulierten und gemessenen Schalldrücke an einem Punkt im Inneren bestätigt. Um das innere Schallfeld zu veranschaulichen, nutzten wir Flächen mit gleichen Druckperioden. Wir kamen zu dem Schluss, dass der Frequenzbereich, in dem das System eingesetzt werden kann, eine obere Grenze besitzt, die vom Durchmesser des Horns abhängt.

Einführung

Eine häufige Quelle von Lautsprecherverzerrungen sind Resonanzen im Inneren des Gehäuses. Hinter den Treibern können sich bei den Resonanzfrequenzen des Gehäusesinneren hohe Drücke aufbauen, die die Bewegung des Treibers beeinträchtigen und somit den Schall im Fernfeld färben. Eine Lösung dieses Problems ist der Einsatz eines invertierten Horns. Ein sorgsam gestaltetes invertiertes Horn besitzt eine kontinuierlich veränderte akustische Impedanz, die in Verbindung mit einem Dämmmaterial zu einem Gehäusegefüge frei von inneren akustischen Resonanzen führen kann.

In diesem Entwicklungspapier berichten wir von den Ergebnissen der Finite-Elemente-Analyse eines Prototyps. Es handelt sich um ein invertiertes Horn, das für den Einsatz zusammen mit einer Mittel-/Hochtonkalotte konzipiert wurde. Erste Hörtests mit dem Prototyp entlarvten Verzerrungen bei etwa 10 kHz. Die Methode der Finiten Elemente (FEM) wurde genutzt, um die Ursache dieser Verzerrungen zu isolieren.

Das Finite-Elemente-Modell wird im Abschnitt ‚Das Finite-Elemente-Modell‘ beschrieben. Im folgenden Block ‚Bestätigung des Finite-Elemente-Modells‘ wird das Modell durch die Abwägung gegen Messungen des Schalldrucks (SPL) über der Frequenz an einem Punkt im Inneren auf seine Richtigkeit hin überprüft. Schließlich wird das Schallfeld im Inneren im Abschnitt ‚Analyse des Schallfelds im Inneren‘ im Detail untersucht.

Das Finite-Elemente-Modell

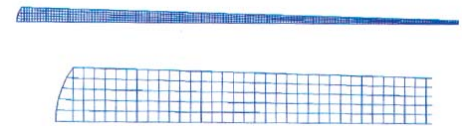
Die Finite-Elemente-Methode (FEM) ist ein mathematisches Verfahren, das man für Näherungslösungen partieller Differentialgleichungen einsetzen kann. Durch den Einsatz der FEM ist es möglich, Computersimulationen struktureller und akustischer Systeme durchzuführen. Es ist nicht Absicht dieses Papiers, die FEM eingehend zu erläutern. Ausführliche Beschreibungen des FEM-Einsatzes in der Lautsprecherentwicklung finden sich zum Beispiel in den Quellen (1) und (5). Die Hauptsache ist, dass man durch die Anwendung der FEM einen virtuellen Prototyp am Computer entwerfen kann, der die wirkliche Welt mit ausreichender Genauigkeit widerspiegelt, um bei der Gestaltung und Analyse eines Lautsprechersystems nützlich zu sein. In diesem Fall haben wir ein kommerzielles FE-Softwarepaket namens PAFEC FE (siehe Quellen 6, 7) für die Analyse genutzt.

Der reale Prototyp bestand aus einem Aluminiumkalotten-Treiber mit 43 mm Durchmesser und einem 680 mm langen Horn, das sich nach hinten exponentiell verjüngte. Das Innere des Horns wurde mit einer Watte aus Polyesterfasern gefüllt – ein Material, das häufig zur Schallabsorption eingesetzt wird. Abbildung AIV.1 zeigt das FE-Modell des Horn-Prototypen. Zur Beachtung: Das Horn war achsensymmetrisch.

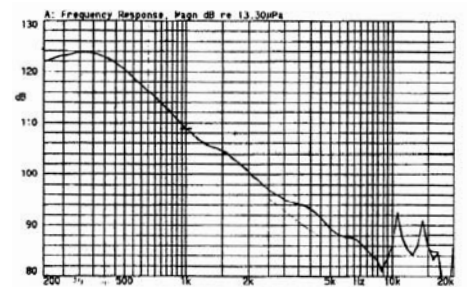
Das Modell bestand zum einen aus strukturellen finiten Elementen für die Struktur des Horns, zum anderen aus akustischen finiten Elementen. Die Seiten des Horns und der Kalottentreiber wurden durch strukturelle finite Elemente beschrieben. Das Aufbrechen der Kalotte wurde nicht im Einzelnen modelliert, sondern kolbenförmige Bewegung (konstante Beschleunigung) angenommen. Eine genaue Modellierung dieser Baugruppe wurde nicht für nötig befunden, weil erste Messungen das Aufbrechen der Kalotte als Ursache für die Verzerrungen bei 10 kHz ausschlossen. Akustische finite Elemente dienten im Modell zur Beschreibung des Füllmaterials. (Abbildung AIV.1)

Bestätigung des Finite-Elemente-Modells

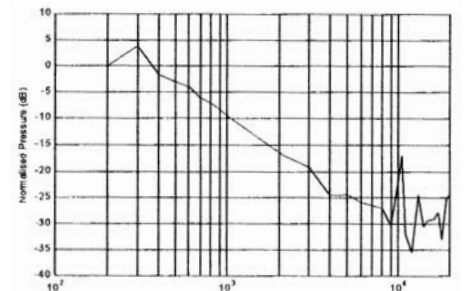
Um Vertrauen in die Genauigkeit des FE-Modells zu erlangen, führten wir mit einem Mikrofon, das wir seitlich ins Horn einführten, eine Messung des Schalldrucks an einem Punkt auf Achse ungefähr 50 mm hinter dem Treiber durch. Das



AIV.1 Das Finite-Elemente-Modell
oben – die Gesamt-Mode,
unten – Nahaufnahme des Treiber-Endes



AIV.1a Schalldruck im Inneren – Messung



AIV.1b Schalldruck im Inneren – Simulation

Ergebnis der Messung wurde mit dem simulierten Schalldruck am gleichen Punkt verglichen (Abbildung AIV.1b). Offensichtlich ist die Grundtendenz in beiden Fällen die gleiche – nach einem ersten Anstieg fallen die Schalldruck-Frequenzgänge mit zunehmender Frequenz ab, bis bei etwa 10 kHz eine Spitze auftritt.

Die Unterschiede zwischen der Messung und der Simulation haben wahrscheinlich folgende Ursachen:

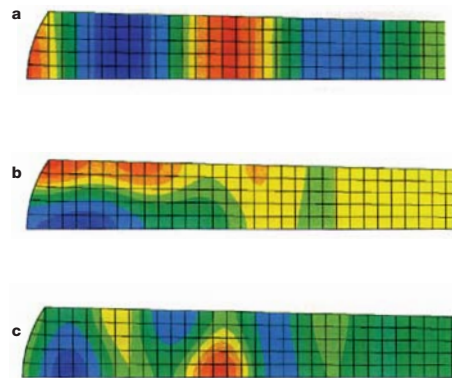
- Leicht unterschiedliche Bezugspunkte (Messposition)
- Die Simulation errechnet den Frequenzgang an genau einem Punkt, während das Mikrofon konstruktionsbedingt den Mittelwert über eine Fläche misst.
- Vereinfachungen der Formen im FE-Modell
- Unsicherheiten wie etwa die akustische Impedanz des Füllmaterials

Trotzdem ist die Übereinstimmung zwischen dem errechneten und dem gemessenen Frequenzgang grundsätzlich gut. Deshalb kann angenommen werden, dass das gesamte Schallfeld im Inneren mit hinreichender Genauigkeit modelliert wurde.

Analyse des Schallfelds im Inneren

Um Einblicke in die Natur des Schallfelds im Inneren zu erlangen, erzeugten wir Animationen von Flächen, in denen Druck mit gleichem Betrag oder mit gleicher Phase auftritt. Solche Animationen sind ein mächtiges Werkzeug, um das Schallfeld im Inneren zu veranschaulichen. Vor allem die Flächen mit gleicher Phase des Drucks sind aussagekräftig, weil sich Wellenfronten senkrecht dazu bewegen. Schnappschüsse dieser Animationen sind in Abbildung AIV.2 zu sehen.

Bei 5 kHz verhält sich das invertierte Horn offensichtlich wie erwartet – die Ausbreitungsrichtung ist abwärts in der Röhre. Bei 10 kHz jedoch zeigen sich klare Belege für eine quer verlaufende Resonanz in der Röhre. Dies passt gut zu den Schalldruckfrequenzgängen aus Abbildung AIV.2a-b, wo eine Spitze bei etwa 10 kHz zu sehen ist. Bei 11 kHz verläuft die Ausbreitung hauptsächlich entlang des Horns, doch es gibt einen Quer-Anteil (dies wird in den bewegten Animationen völlig klar).



AIV.2 Simulierte Ergebnisse von Flächen mit gleicher Phase des Drucks bei 5 kHz (a), 10 kHz (b) und 11 kHz (c)

Schlussbetrachtung

Das Problem quer verlaufender Resonanzen könnte durch folgende Maßnahmen beseitigt oder in seiner Tragweite verringert werden:

- eine effektivere Bedämpfung (Füllmaterial)
- eine Röhre im Inneren des Horns
- einen flacheren Strahler, der die Quer-Moden weniger anregt

Jeder Fall wurde mit Hilfe der FEM analysiert, und jeder führte zu einem Verschwinden oder einer Verringerung der Spitze bei 10 kHz. Doch keiner der Fälle bietet eine realistische Problemlösung. Aus den Ergebnissen, die hier präsentiert werden, geht klar hervor, dass invertierte Hörner nur bis zu einer gewissen Frequenz effektiv arbeiten. Diese Frequenz hängt vom Durchmesser am Horneingang ab. Dies mag nahe liegend sein, doch durch die FEM können die Auswirkungen tatsächlich quantitativ bestimmt und klar veranschaulicht werden.

Klangausbreitung im Inneren von Nautilus™-Röhren (Phase und Frequenz)

- Die obere Grafik zeigt eine ebene Welle, wie sie sich bei tiefen Frequenzen im Inneren einer Nautilus™-Röhre ausbreitet.
- Die mittlere Grafik zeigt die Welle beim Auftreten der Ausbreitungsmoden erster Ordnung. Dies erscheint als quer im Rohr verlaufende Resonanz.
- Die untere Grafik zeigt die Ausbreitung oberhalb der genannten Frequenz. Die Energie bewegt sich in einer Kombination aus ebenen Wellen und Moden erster Ordnung entlang des Rohrs.

Anmerkung: Alle Röhren oder Kanäle erlauben unterhalb einer bestimmten Frequenz (die von ihrem Querschnitt abhängt) den Durchgang ebener Wellen. Oberhalb einer ersten kritischen Frequenz können sich Wellen auch im Zickzack in der Röhre bewegen. Der Zickzack-Winkel ändert sich mit der Frequenz und verläuft bei der Hauptmode genau senkrecht zur Achse des Rohrs – was als Kreuzmode erscheint. Auch bei Ausbreitungsmoden höherer Ordnung, also bei immer höheren Frequenzen, treten solche Kreuzmoden auf. Deshalb können Nautilus™-Röhren nur unterhalb jener kritischen Frequenz wirklich effektiv eingesetzt werden, bei der die erste Mode höherer Ordnung auftritt. (Siehe ‚Mechanical Waveguides‘ von Martin Redwood.)

Literatur

- Jones, C.J.C. (1986) Finite Element Analysis of Loudspeaker Diaphragm Vibration and Prediction of the Resulting Sound Radiation, PhD Thesis, Brighton Polytechnic.
- Jones, M.A., Henwood, D.J. and Fryer P.A. (1992) A Computer Model of the Vibration and the Sound Radiated by Loudspeaker Models and its Validation, Acoustics Letters, 15(8)
- Henwood, D.J. (1993) The Boundary Element Method and Horn Design, The Journal of the Audio Engineering Society, 41(6).
- Geaves, G.P. (1995) Modelling and Optimal Design of Loudspeaker Diaphragms Using Numerical Methods, PhD Thesis. University of Brighton.
- Geaves, G.P. (1996) Design and Validation of a System for Selecting Optimised midrange Loudspeaker Diaphragm Profiles, The Journal of the Audio Engineering Society, 44(3).
- PAFEC Limited. (1984) PAFEC Theory
- PAFEC Limited (1995) PAFEC-FE Acoustics User Manual Level 8.1

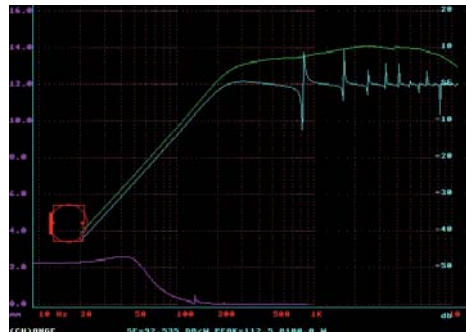
Anhang V

Kugel/Röhren-Mitteltongehäuse

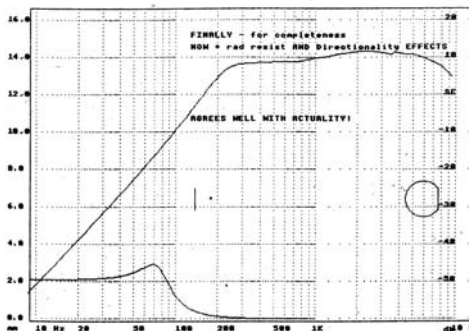
Es war bekannt, dass eine einfache bedämpfte Nautilus™-Röhre oberhalb jener Bandbreite nicht gut arbeiten würde, die für den Treiber benötigt wurde (siehe Anhang II). Also untersuchten wir andere Gehäusekonstellationen. Speziell die Kugel ist für ihre weiche äußere Form bekannt, die frei von Beugungseffekten ist. Erste Versuche zielten darauf ab, die Auswirkungen der Kugelgröße und der Montagestelle des Treibers auf die Wiedergabe zu untersuchen. In allen Fällen wurden die Kugeln aus einer GPR-Außenhaut gebildet, die innen mit Fibrecrete beschichtet war. Ein Kugeldurchmesser von etwa 300 mm erwies sich als beste Größe. Durch größere Kugeln schien die Raumabbildung beeinträchtigt, bei kleineren Kugeln klang die Konstruktion ‚eingeschlossen‘. Dies ist nur schwer in Kürze zu erklären. Es ist ein bisschen so, als hätte man die Hände beim Sprechen um den Mund gelegt. Der gleiche Effekt ist hörbar, wenn man Röhren oberhalb der Frequenz betreibt, bei der Kreuzmoden entstehen – das lässt ahnen, was in der Kugel passierte.

Die Art, wie der Treiber in die Kugel eingepasst war, zeigte genau genommen einen ähnlichen Effekt. Er konnte nur verhindert werden, wenn sowohl die Innenseite als auch die Außenseite der Kugel flach mit dem Korb des Treibers abschlossen. Dies bedingt eine dünne Kugelwand um den Treiber herum. Um die Gesamtsteifigkeit des Gehäuses nicht zu beeinträchtigen, verschoben wir die innere und äußere Kugelform und brachten das Zentrum der inneren Kugel weiter nach vorne.

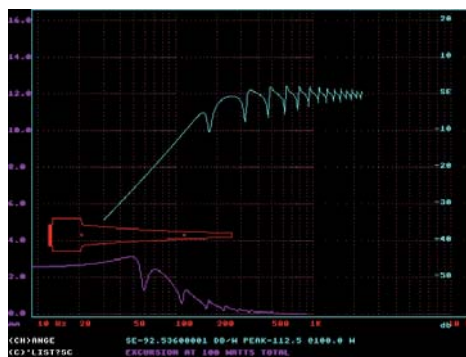
Die Kugelform unterstützt die Ausbildung starker Kreuzmoden im Inneren, die in Wasserfalldiagrammen offenkundig werden. Diese könnten nur durch den massiven Einsatz von Dämmmaterial im Kugellinneren bedämpft werden. Hörtests offenbarten dabei jedoch einen Verlust an Transparenz, auch wenn die Wasserfalldiagramme scheinbar ein gutes Ergebnis versprachen. Also untersuchten wir sowohl experimentell als auch theoretisch die Kombination aus einer Kugel und einem invertierten Horn. Wir führten Messungen an geschlossenen und offenen Kugeln durch, mit und ohne Dämmmaterial, dann mit einer Nautilus™-Röhre an der Rückseite, die entweder am Ende offen oder mit Dämmmaterial gefüllt war. In der Zwischenzeit erstellten wir theoretische Vorhersagen für diese



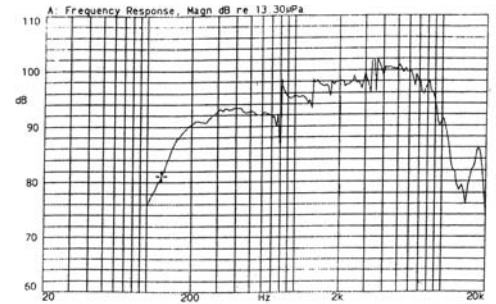
AV.1 Innere und äußere Effekte einer Box und einer Kugel



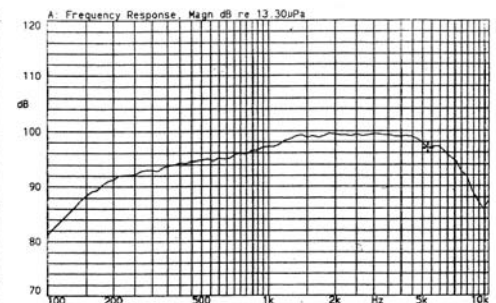
AV.2 Vorhersage eines einfachen Kugel- und Kolbenfrequenzgangs einschließlich äußerer akustischer Effekte



AV.3 Langes hinteres invertiertes Horn + kurze Röhre



AV.4 Neue Mitteltonheit (Messung) in einer Kugel ohne Bedämpfung – 1/24 Octave



AV.5 Neue Mitteltonheit (Messung) in einer Kugel mit Röhre (beide bedämpft)

Systeme, um zu sehen, welche von ihnen mit der Wirklichkeit übereinstimmen würden.

Das Innere einer Kugel kann mit vernünftiger Genauigkeit durch eine Röhre mit gleichem Durchmesser und gleichem Rauminhalt angenähert werden. Die simulierte Wiedergabe stimmt außergewöhnlich gut mit der gemessenen Wiedergabe in einem kugel- oder würfelförmigen Gehäuse überein. Der einzige Unterschied zwischen der Röhre und der Kugel scheint in den Frequenzen der harmonischen Obertöne zu liegen. In einer Kugel richten sich diese nach den Nulldurchgängen einer Besselfunktion. Die Resonanzen in einer Röhre besetzen sich im Wesentlichen nach den Nulldurchgängen einer Sinusfunktion. Die Form und die Amplitude der Wiedergabekurve sind jedoch bemerkenswert ähnlich. Die exakte analytische Modellierung einer Kugel führt lediglich zu einer geringfügig höheren Genauigkeit.

Wird an der Rückseite der Kugel eine Röhre angefügt, könnte man meinen, die Kombination verhielte sich wie zwei Röhren in Reihe. Die

Modellierung dieser Anordnung bedingte die Modifikation bestehender Modellierungsverfahren, um eine Veränderung des Durchmessers am Übergang zwischen den beiden Röhren zu ermöglichen. Vorher bestand lediglich die Möglichkeit eines weichen Übergangs; das Ende der ersten Röhre musste den gleichen Durchmesser aufweisen wie der Anfang der zweiten Röhre. Wenn man dieses Verfahren benutzte, um eine Kugel (die als echte Box modelliert war) mit einer angefügten Röhre zu simulieren, stimmten die theoretischen Ergebnisse ganz und gar nicht mit den experimentellen überein. Die Resonanzen im realen Versuch entsprachen nur jenen im Röhren-Teil der Kombi-Simulation, aber nicht denen des Gehäuses oder der Röhre alleine, auch nicht jenen der Kombination der beiden (Abbildungen AV.1, 2, 3).

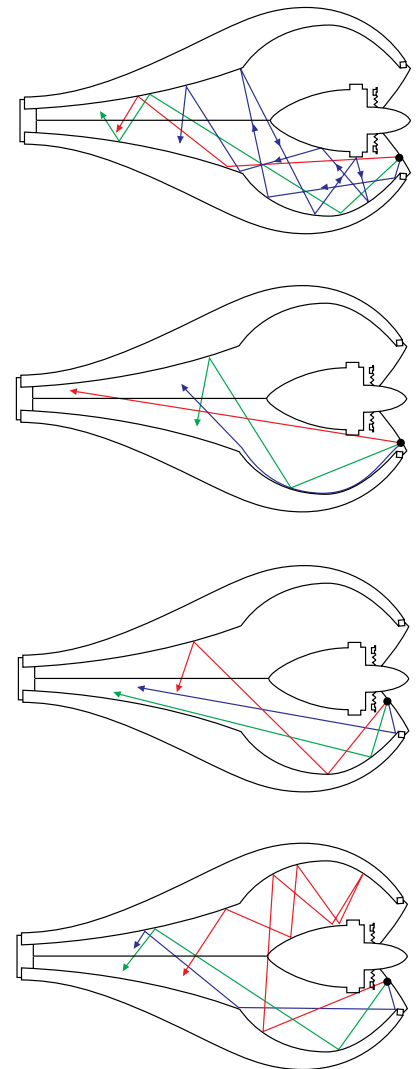
Die Änderung des Kugelmodells in einen einfachen Raum nach der ‚Lumped Parameter‘-Methode (dies bedeutet den Einsatz einer Summengröße, die mehrere Teil-Kenngrößen zusammenfasst) unter Beibehaltung einer ‚ordentlichen‘ eingesteckten Röhre führte zu wesentlich realistischeren Ergebnissen, die nah an den experimentellen lagen. Anscheinend verhält sich eine leere Kugel an der Rückseite des Lautsprechers wie eine Resonanz hoher Güte mit Harmonischen, die durch eine Besselfunktion beschrieben werden. So bald jedoch ein Loch in die Kugel geschnitten wird (vor allem wenn dieses Loch den gleichen Durchmesser aufweist wie der Treiber) und eine Röhre in Nautilus™-Bauweise in dieses Loch gesteckt wird, wird die Kugelresonanz stark entschärft. Die Kugel verhält sich dann eher wie eine Feder mit ‚Lumped Parametern‘, selbst wenn weder in der Kugel noch in der Röhre Dämmmaterial vorhanden ist. Nur Spuren der Resonanzen, die durch die Länge der Röhre bedingt werden, bleiben übrig. Das bloße Schneiden eines Lochs in die Kugel führt auch ohne angebaute Röhre zu einem klassischen Helmholtz-Resonator mit der üblichen tieffrequenten Resonanz. Doch dies stoppt die Hochton-Resonanzen im Inneren der Kugel nicht im gleichen Maß.

Nachdem die gute Übereinstimmung des Rechenmodells mit den Messungen sicher gestellt war, wollten wir im nächsten Schritt ermitteln, wie stark die verschiedenen Abmessungen der Röhre gekürzt werden könnten. Eine Verringe-

rung der Länge auf etwa 300 mm bei gleichzeitiger Erhöhung der Nennverjüngung von -3 auf -11 führt mit minimalem Einsatz von Dämmmaterial zu ähnlichen Ergebnissen wie die lange Röhre, obwohl nun die Grundresonanz der Röhre in jenen Bereich verschoben war, in dem der ‚Kurzschlusseffekt‘ des simulierten ‚Lumped Parameter‘-Volumens ihre Amplitude verringert. Verringert man den Durchmesser des größeren Röhrenendes so, dass er kleiner wird als der Treiberdurchmesser, ist dies schädlich. Dies liegt daran, dass für eine maximale Energieübertragung von der Kugel in die Röhre die akustischen Impedanzen des nahen Röhrenendes und des anschließenden Kugelbereichs zur Impedanz des gegenüberliegenden Treibers passen müssen. Außerdem führt eine weitere Erhöhung der Verjüngung zu einer entsprechenden Erhöhung der Horn-Grenzfrequenz und damit auch zu einer Veränderung der entsprechenden akustischen Impedanz. Also werden diese Veränderungen den Durchlassbereich des Systems beeinflussen und damit wohl die nützlichen Effekte verringern. Weiterhin scheint ein Horn mit geschlossenem Ende besser zu sein als eines mit offenem Ende. Dies liegt teilweise daran, dass die Grundresonanz höher liegt und deshalb von der Kugel besser kurzgeschlossen wird (Abbildung AV.6).

Die Kombination aus GPR und Fibrecrete, aus der die Versuchsgehäuse gefertigt wurden, eignet sich nicht für eine Massenproduktion. Daher wurde ein alternatives Material benötigt. Es musste steif und schwer sein, um Vibrationen in den Gehäusewänden zu minimieren. Es musste obendrein in die benötigte komplizierte Form gebracht werden können. Das Material unserer Wahl – Marlan®, ein synthetisches Harz – erwies sich in der Kombination mit den weiter unten beschriebenen Entkopplungsmaßnahmen als ideal für diesen Einsatzbereich.

Es scheint also so, dass die Kombination einer Kugel und einer bedämpften Röhre einer einzelnen einfachen Kugel oder Röhre weit überlegen ist. Mit einem moderaten Maß an Dämmmaterial sowohl in der Kugel als auch in der am Ende geschlossenen Röhre verschwinden die kleinen Resonanzeffekte, die bei einer leeren Kugel/Röhren-Kombination auftreten. Durch die geringe Menge an Dämmmaterial bleibt die akustische Transparenz erhalten.



AV.6 Einige vereinfachte Vektorzeichnungen der Abstrahlung einer Membran, dargestellt als Menge virtueller omnidirektionaler Hochfrequenz-Punktschallquellen. Dies zeigt, wie die Reflexionen zurück auf die Membran durch die Kugel/Röhren-Kombination verringert werden.

Anmerkung: In der Kugel und in der Röhre ist Dämmmaterial vorhanden, und die hintere Membranaufhängung streut/absorbiert die Reflexionen im Bereich der Spule.

Anhang VI

Matrix™-Gehäuse



Die Schallabstrahlung von Gehäusen ist ein bekanntes Phänomen, seit Lautsprecher in Boxen eingebaut werden. In der Theorie soll das Gehäuse jenes Schallfeld perfekt blockieren, das durch die rückseitige Abstrahlung der Treiber in seinem Inneren erzeugt wird. Sogar Bassreflexgehäuse sind darauf angewiesen, dass die Gehäusewände ohne Verformung den Druckanteil der Resonanzaktivität des Bassreflexrohrs eindämmen.

Natürlich haben reale Werkstoffe endliche Verluste und Steifigkeiten. Sie werden sich also in einem Schallfeld verbiegen. Die Aufgabe lautet stets, diese Bewegungen durch den vernünftigen Einsatz verfügbarer Materialien innerhalb ökonomischer und ergonomischer Randbedingungen zu minimieren.

Grundsätzlich wird das Verhalten der Gehäusewände bei tiefen Frequenzen von ihrer Steifigkeit beherrscht, während bei hohen Frequenzen ihre Masse regiert. Zwischen diesen beiden Extremen interagieren die Gehäusewände auf resonierende Art und Weise, wodurch die Übertragung bei bestimmten Frequenzen heftig aufgebaut oder zeitverschmiert werden kann. Diese Situation wird durch Widerstandsverluste oder Dämmmaterial passabel bereinigt.

Im Allgemeinen versucht man, all diese Variablen zu maximieren. Manchmal kann es jedoch mehr Sinn machen, sicher zu stellen, dass eine Resonanz außerhalb des Nutzfrequenzbereichs liegt, als sie durch Masse oder Dämmung zu bedämpfen.

Die Steifigkeit einer Gehäusewand kann bei gegebener Masse durch Krümmen drastisch erhöht werden. Deshalb gelten axial angesteuerte Röhren und Kugeln schon lange als effektivster Materialeinsatz, obwohl sie in unserer rechtwinkligen Gesellschaft normalerweise den exotischeren Produktdesigns vorbehalten waren.

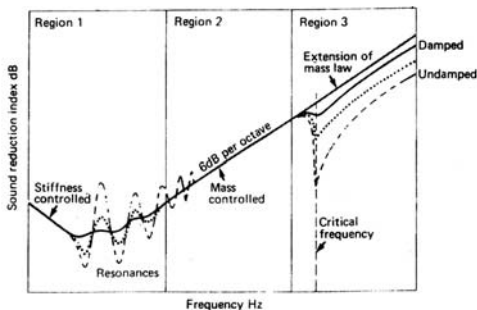
Die Masse von Gehäusewänden kann durch den Einsatz dichter Materialien einfach erhöht werden. Steine, Blei und Sandschichten bieten allesamt eine mit der Frequenz zunehmende Dämpfung, sind jedoch kaum reizvolle Materialien für die professionelle Fertigung anspruchsvoller Lautsprecher.

In der wirklichen Welt baute man Gehäuse traditionell aus Holz mit verschiedenen Graden an Versteifungen und Bedämpfungen (wie Bitumenmatten und dergleichen), die auch die Masse erhöhten. Durch die gleichzeitige Erhöhung der Masse und der Steifigkeit kann der unterste Punkt der Kurve, der dem Minimum der Durchgangsdämpfung entspricht, auf ein vernünftiges Maß angehoben werden (Abbildung AVI.1). Im Jahr 1983 stellte Celestion die SL600 vor, die erstmals Aerolam™-Wände besaß, in denen zwei Materialschichten durch eine Wabenstruktur getrennt sind. Dieser Aufbau holt das Beste aus einer vorgegebenen Materialmasse und -Dicke, indem er sicher stellt, dass alle Kräfte in der Ebene der Schichtkomponenten wirken. Dies erhöht die Übertragungsverluste bei tiefen Frequenzen deutlich, weil der Steifigkeitsbereich der Kurve zu höheren Frequenzen hin verschoben wird. Das Ergebnis war eher ein steifes als ein leichtes Gehäuse, dessen hochfrequente Resonanzen in der Nähe der kritischen Koinzidenz-Frequenz lagen, was wiederum eine Bedämpfung mit dünnen Matten erforderte. Aerolam™ ist jedoch recht kostspielig und schwer zu verarbeiten, und die Leichtigkeit der Platten führt zu einem flacheren Verlauf der Kurve im Bereich, der durch die Masse bestimmt wird. Dies erlaubt die Übertragung von hohen Frequenzen durch die Gehäusewände.

Der Matrix™-Ansatz für das Problem dehnt das Prinzip der Wabenstruktur von Aerolam™ auf die volle Gehäusebreite aus. Die Wände werden damit über ihre volle Fläche gestützt und benötigen im Extremfall überhaupt keine Biegesteifigkeit, weil ihre Verschiebung völlig von der Längssteifigkeit und der Schallgeschwindigkeit in der Wabenstruktur abhängt.

Zur Stützung aller drei Paar Wände ist eine orthodoxe Struktur dem Wabenmuster vorzuziehen. Eine Weinkiste inspirierte die endgültige Matrix™-Konstruktion, die inzwischen ein Standardmerkmal aller High-End-Modelle von B&W geworden ist.

Wenn man Holz einsetzt, erhält man ein Gehäuse, das die Steifigkeit von Aerolam™ bei tiefen Frequenzen übertrifft sowie eine höhere Masse besitzt und damit bessere Hochfrequenzdämpfung bietet. Die hohe innere Dämpfung von Holzverbundplatten gegenüber Aluminium



AVI.1 Massengesetz + Steifigkeit + Koinzidenz

dämpft die unvermeidlichen Resonanzen deutlich, welche nun bei höheren Frequenzen auftreten. Die Gesamtmasse des Gehäuses ist höher als bei der Verwendung von Aerolam™. Dies ist ein unerlässlicher Faktor für eine Konstruktion mit voneinander entkoppelten Treibern, denn hier verhält sich das Gehäuse wie eine bebende Anordnung mehrerer Massen.

Die B&W CM1 zum Beispiel gab durch ihr steifes Gehäuse aus Phenolharz der Steifigkeit den Vorzug gegenüber der Masse. Die Resonanzen wurden so aus dem Hörbereich hinaus verschoben. Andere Ideen wie profilierte Bretter oder dreidimensionales Verweben wurden allesamt untersucht, doch die ursprüngliche Lösung bietet noch immer die einfachste und preiswürdigste Antwort.

Schlussfolgerung

Das patentierte Matrix™-Gehäuseversteifungssystem von B&W wurde in der Matrix™801 genutzt, um Gehäusevibrationen zu reduzieren. Selbst beim Einsatz sehr starker und massiver Leimholzgehäuse wie zum Beispiel dem der Signature™800, wird es ohne Matrix™-Versteifung immer hörbare Resonanzen in den Gehäusewänden geben. Auch wenn diese durch die eigene Gehäusemasse und -Steifigkeit und dem vernünftigen Einsatz strategisch platzierter Verstrebungen in ihrer Amplitude bedämpft sein mögen, werden sie dennoch in gewissem Maß Schall abstrahlen. Verschlimmert wird diese Abstrahlung von den wesentlich größeren Flächen, die das Gehäuse ausmachen (im Vergleich zu den Flächen der Treiber-Membranen selbst). Dies bedeutet, dass unerwünschte Bewegungen der Gehäuseoberfläche auf das kleinstmögliche Maß reduziert werden müssen. Hier kommt das Matrix™-System ins Spiel, wie die nächsten Bilder zeigen werden.

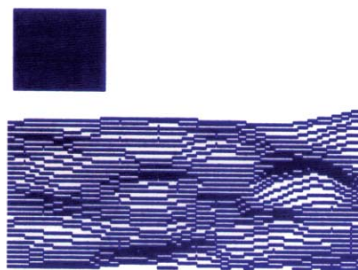
Effekte der Matrix™-Technologie

Gehäuse schaden dem Klang (Impuls-Kurven, Abbildung AVI.2a, b etc.)

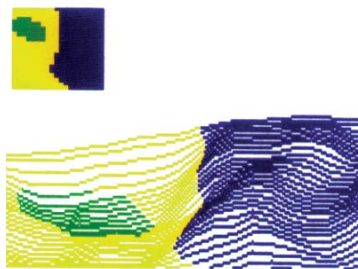
Das untere Bild zeigt die Gehäuseseite ohne Matrix™.

Das obere Bild zeigt den Matrix™-Effekt auf die Vibrationen der Gehäuseseite.

Das untere Bild zeigt die Auswirkungen eines Impulses (nicht dargestellt), der an der rechten Seite des Lautsprechers im rechten Winkel zur



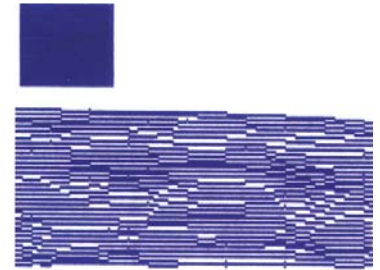
AVI.2a Impulsausbreitung auf einer ganzen Gehäuseseite bei 480 u-sec



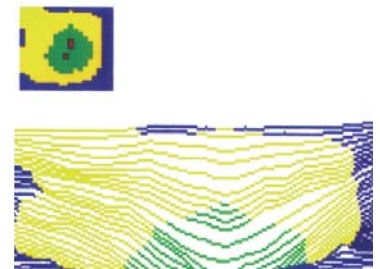
AVI.2c Impulsausbreitung auf einer ganzen Gehäuseseite bei 2010 u-sec

sichtbaren Fläche angelegt wird. Zunächst sehen wir die Ausbreitung des Impulses über die Gehäuseseite, dann ein Nachklingen über einen längeren Zeitraum.

Das obere Bild zeigt den gleichen Lautsprecher und die gleiche Gehäuseseite, doch nun mit Matrix™-Verstrebung. Die Auswirkung der

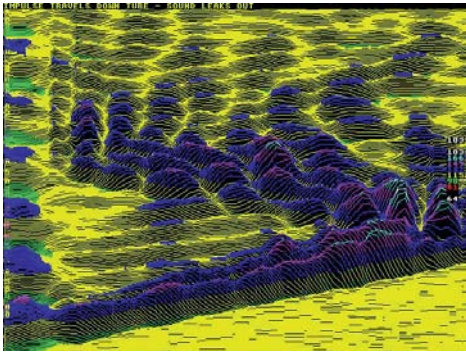


AVI.2b Impulsausbreitung auf einer ganzen Gehäuseseite bei 1740 u-sec



AVI.2d Impulsausbreitung auf einer ganzen Gehäuseseite bei 3330 u-sec

Matrix™-Konstruktion ist die nahezu vollständige Beseitigung aller Spuren von Gehäusevibrationen mit Ausnahme der Stelle direkt hinter der Anregung. Die Vibrationen sind mindestens um 45 Prozent reduziert. Das Gehäuse für diese Messung wurde aus dickem MDF (verleimte, verdichtete Sägespäne) gefertigt; dieses Material wird häufig für Lautsprechergehäuse eingesetzt.



AVI.3 Einzelaufnahme der Impulsausbreitung – Gehäusewand

Wichtige Punkte sind:

- Eine Matrix™-Konstruktion verhindert Vibrationen von Gehäusewänden dort, wo sie mit den Wänden verbunden ist
- Eine Matrix™-Konstruktion dämpft alle verbleibenden Vibrationen in den viel kleineren ungestützten Flächen
- Die Schallabstrahlung vom Gehäuse wird um mindestens 45 dB im Vergleich zu einem Gehäuse ohne Matrix™ reduziert.

Auswirkungen unzureichender Schalldämmung von innen nach außen (Impulsdarstellung), Abbildung AVI.3

Die Grafik zeigt die Schwingungen an der Seite eines langen röhrenförmigen Gehäuses, angeregt durch einen Impuls, der an einen Treiber auf der linken Seite angelegt wurde. Von links nach rechts ist also die Wegstrecke abgebildet, die Zeit bewegt sich von uns weg nach oben.

Wichtige Punkte sind:

- Der anregende Impuls bewegt sich vom Lautsprecher auf der linken Seite nach rechts entlang der Röhre.
- Er wird an der rechten Seite reflektiert und bewegt sich zurück nach links.
- Die Wellengeschwindigkeit kann durch den spitzen Winkel der ursprünglichen Bewegung zur x-Achse bestimmt werden.
- Dies ist die Schallgeschwindigkeit in Luft, nicht im Material des Gehäuses.

Man sieht ganz klar, dass das Gehäuse nicht massiv genug ist, um ein Austreten von Schall aus dem Wandmaterial zu stoppen.

Anmerkung: Auf der linken Seite sieht man eine Schwingung in der Membran des Treibers.

Auswirkungen der entkoppelnden Feder auf die Lautsprecherwiedergabe

Die Auswirkungen der entkoppelnden Feder zwischen einem magnetischen Chassis und dem Lautsprechergehäuse wurden theoretisch untersucht und in der Praxis bestätigt. Die Hauptergebnisse dieser Tests sind kaum überraschend – die Resonanzfrequenz des Magneten plus Chassiskorb auf der entkoppelnden Federsteife sollte so niedrig wie möglich sein, um alle unerwünschten Effekte auf die Lautsprecherwiedergabe in seinem Arbeitsbereich zu verhindern. Und: Wenn die Resonanzfrequenz des Magneten plus Korb auf der entkoppelnden Feder die gleiche ist wie die der Lautsprechermembran auf der zusammengesetzten Steife seiner Aufhängung und der Luft im Gehäuse, gibt es keine Auswirkungen auf die Lautsprecherwiedergabe. Dieser letzte Effekt würde in der Produktion jedoch abweichen und ist daher wohl keine anzustrebende Lösung des Entkopplungsproblems. Die Auswirkungen der Federverluste auf die Wiedergabe wurden ebenfalls untersucht.

Verfahren

In altherwürdiger Manier wurde ein Ersatzschaltbild für die drei Massen, drei Federn und einen Generator abgeleitet. Alle sind erdfrei, wie auch das Gesamtsystem. Die Tatsache, dass alle Massen frei schwimmen, erschwerte die Suche nach einem korrekten Ersatzschaltbild, weil ein elektrischer Massebezug für die Analyse eines Ersatzschaltbildes stets benötigt wird. Nachdem ein mechanischer Schaltkreis hergeleitet war, wurde das elektrische ‚Spannungs‘-Modell aus diesem mechanischen Schaltkreis abgeleitet. Kondensatoren entsprechen den Massen, Spulen den Federn. Dann wurde die duale Schaltung dazu erzeugt, um ein ‚Impedanz‘-Modell (Spulen = Massen, Kondensatoren = Federn) zu bilden. Letzteres wurde analysiert, um die Volumenflüsse (das heißt Ströme) zu ermitteln, die in alle Teile des Systems fließen. Diese werden benutzt, um eine Gesamtwiedergabe zu berechnen, die alle Einflüsse einschließt.

Verifizierung

Wir bauten ein einfaches Lautsprechersystem, das aus einem Magneten und einer Membran bestand, welche die gleiche Masse besaß wie der Korb und der Magnet zusammen. Die Anordnung wurde auf einem Gummiband aufge-

hängt, um ein frei schwimmendes System zu bilden. Der Schalldruck im Nahfeld der Membran wurde gemessen

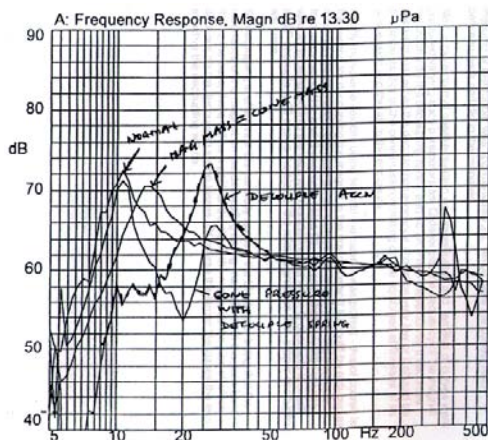
- mit einem Magneten, dessen Masse der Membranmasse entsprach und
- mit einem Magneten, der viel schwerer als die Membran war (dies ist die normale Situation)

Als nächstes wurde das ganze System von einem großen Gummidämpfer gestützt, der die ‚entkoppelnde Federsteife‘ eines normaleren Lautsprechersystems darstellte. (Die Testanordnung besaß natürlich kein Gehäuse.) Auch die Beschleunigung wurde an verschiedenen Stellen des Systems mit einem kleinen Beschleunigungsaufnehmer gemessen. Die Frequenzgänge dieser Beschleunigungen an verschiedenen Punkten im System sind verwandt mit den Frequenzgangkurven der Volumenflüsse der jeweiligen Teile, also mit jeder möglichen Abstrahlung.

Natürlich werden Teile wie die entkoppelnde Feder nicht wirklich Schall abstrahlen, doch andere Teile wie die Lautsprechermembran schon. Deshalb kann man Beschleunigungen der Systembestandteile ebenso wie den akustischen Output miteinander vergleichen (Abbildung AVII.1) .

Wichtige Punkte sind:

- Eine Verschiebung um 1,414 in der Grundresonanz des Systems bei Änderung der Magnetmasse von ‚groß‘ auf die Masse der Lautsprechermembran
- Der von einer Überhöhung gefolgte Einbruch im Membran-Output bei Anwesenheit der entkoppelnden Feder. Der Einbruch tritt bei jener Frequenz auf, bei der die Magnet/Korb-Kombination auf der Federsteife resoniert.
- Die Hochtonwiedergabe der Membran bleibt über einen weiten Bereich der Magnetmasse unverändert. Dies liegt daran, dass die Schwingspule eine Kraft ausübt, die sie in beide Richtungen – das heißt in die Membran und in das Magnetsystem – gleichermaßen einsetzt. Es kommt zu einer entsprechenden Beschleunigung nach der Formel $F = ma$, wobei F in beiden Richtungen gleich ist und die Massen des Magnets und der Membran die Beschleunigungen und damit die Abstrahlung in beiden Richtungen bestimmen.



AVII.1 Die Ergebnisse zeigen ein hohes Maß an Übereinstimmung zwischen dem gemessenen System und einem äquivalenten theoretischen System

Dann untersuchten wir die Auswirkungen der Verluste in der entkoppelnden Feder. Wie erwartet versetzen totale Verluste (das heißt $Q(\text{Entkoppl.})$ ist sehr klein) das System in den ursprünglichen Zustand eines normalen Lautsprechers mit Chassis und Gehäuse. Wenn $Q(\text{Entkoppl.})$ vergrößert wird, werden der Einbruch und die Spitze im Frequenzgang mehr und mehr ausgeprägt. Wirksames Q des Gummiblocks im Versuch war etwa 20, was zum richtigen Verhältnis zwischen Spitze und Einbruch im Frequenzgang führte. Als nächstes untersuchten wir einen normaleren Lautsprecher. Wir erzeugten Kurvenscharen, indem wir solche Parameter wie $Q(\text{Entkoppl.})$, die Resonanzfrequenz des Magneten auf der entkoppelnden Feder und so weiter variierten. Aus diesen Kurven wird klar, dass die Entkopplungsresonanz entweder sehr niedrig sein sollte oder mit der Resonanz der Membranmasse auf der kombinierten Federsteife ihrer Aufhängung und des Luftvolumens im Gehäuse übereinstimmen sollte. Im Interesse einer gleichbleibenden Wiedergabequalität bei Schwankungen der Treiber-Grundresonanz legten wir uns auf die erste der beiden Möglichkeiten fest.

Schließlich zeichneten wir den Volumenfluss auf, der in das Gehäuse fließt – dieser ist natürlich in erster Linie der Grund für die Entkopplung des

Magneten, und er sollte im Arbeitsbereich so weit wie möglich reduziert werden. Bei den gezeigten Kurven liegt die Entkopplungsfrequenz bei 1 Hz und $Q(\text{Entkoppl.})$ ist 20. Man sieht, dass nur ein sehr geringer Volumenfluss in das Gehäuse strömt. Ein Vergleich mit kleinem $Q(\text{Entkoppl.})$ und $F(\text{Entkoppl.})$ gleich 20 zeigt die Dimension des Problems, das man durch saubere Entkopplung lösen kann.

Also ist jede Entkopplung nur dann effektiv, wenn sie korrekt durchgeführt wird. Die große Gefahr liegt darin, dass die Resonanz des Magneten auf der entkoppelnden Federsteife in den Arbeitsbereich fallen könnte. Wenn dies passiert, kommt es zu einer Spitze und einer Senke im Frequenzgang, deren Größe von den Verlusten in der Feder abhängt. Natürlich wird die Entkopplung umso weniger effektiv, je größer die Verluste sind.

Einsatz der Entkopplung in der 800D

Die 800D weist umfangreiche Schwingungsentkopplungen auf, um Gehäuseresonanzen und gegenseitige Beeinflussungen der Treiber ähnlich wie die früheren Modelle Nautilus 801 und Signature 800 auf ein Minimum zu reduzieren. Die eingesetzten Technologien stammen aus der Forschung von B&W, welche die Vorzüge von Entkopplungen sowohl theoretisch als auch praktisch gezeigt hat. Diese Arbeit hat auch gezeigt, wie und wo Entkopplungen am besten eingesetzt werden können und welche Probleme bei mangelhafter Ausführung auftreten können.

Gute Entkopplung zwischen einzelnen Bestandteilen ist auf dem Labortisch recht einfach zu erzielen, doch die technische Übertragung in ein zuverlässiges Produkt wäre ohne den Einsatz eines neuen Materials wesentlich schwieriger gewesen. Es ist entscheidend, sicher zu stellen, dass die Feder/Masse-Grundresonanz eines betriebssicheren Entkopplungssystems unterhalb des Arbeitsfrequenzbereichs der Treiber-einheit liegt. Wenn man dies schafft, ist jede Kontrolle der Dämpfung unnötig und sogar nicht einmal wünschenswert. Um die niedrigste Resonanz zu erzielen, muss die Feder weich sein und eine hohe Masse haben. Die Schwierigkeit lag stets darin, eine weiche Feder mit hoher Masse innerhalb der Toleranzgrenzen zu erhalten. Die Mitteltönerentkopplung der

Nautilus™801, die in der 800D kopiert wurde, war eine besondere Herausforderung, welche die Suche nach neuen Materialien antrieb.

Trotz der hohen Masse und Steifigkeit des Mitteltongehäuses führt die Entkopplung des Mitteltöners zu einer starken Verringerung der Gehäuseschwingungen. Es muss jedoch einen vollständigen Abschluss geben, der in die erforderliche akustische Form passt und einen Punktkontakt bietet. (Befestigungsschrauben sind nicht wünschenswert, weil sie unnötigerweise Moden höherer Ordnung anregen.) Wir erfanden ein Spannstangensystem, das den Treiber komplett achsensymmetrisch gegen das Gehäuse drückt. Nun war es nötig, ein sehr nachgiebiges Material zu finden, das dazu passen würde.

Schaumstoffe bieten leicht die nötige Weichheit, sind aber nicht in der Lage, eine Kraft über einen langen Zeitraum auszuhalten. Wir fanden stark gewechte Materialien, welche die nötige niedrige Härte aufwiesen, über längere Zeit jedoch auswaschen oder ausquellen und oben-dreien zu hohe Verluste aufweisen, um im gesamten Frequenzbereich effektiv zu sein. Unglücklicherweise trennte eine ziemlich große Kluft die Härte dieser Materialien von den brauchbaren, homogenen, langzeitstabilen Gummis – sogar die weichsten Silikone. Bewaffnet mit einer idealisierten Spezifikation suchte unser Einkaufsteam erfolgreich nach Herstellern superweicher Gummis.

Das schließlich gewählte Material war ein ultraweiches thermoplastisches Gummi, das durch spezielle Verfahren spritzgegossen wird. Dieses Material ist gewissermaßen eine Flüssigkeit, die durch eine Polymer-Molekülstruktur in die feste Form gedrückt wird. Seine mechanischen Eigenschaften sind ein Spiegel dieser Struktur. Es ist bei Scherung oder Dehnung sehr nachgiebig, lässt sich aber unter Spannung kaum verdichten – sehr ähnlich einer Flüssigkeit und unähnlich konventionellen Elastomeren. Und während es bei tiefen Frequenzen frei elastisch ist, legt es bei viel höheren Frequenzen eher ein viskoelastisches Verhalten an den Tag (es besitzt ein hohes $\tan\text{-delta}$ -Produkt), was ihm eine nützliche Dämpfung beschert. Das Gel wird also in einem L-förmigen Dichtring auf dem Rand des Mitteltöner-Korbs eingesetzt. Die Masse

wird von der dünnen Borte gestützt, die Scherfreiheit bietet, und die Spannung wird gegen eine dickere Druckzone aufgebaut, deren unbelastete Kante dem kritischen internen Profil des Mitteltongehäuses folgt. Das Gel wird auch am anderen Ende der Spannstange eingesetzt, um eine völlig schwimmende Anordnung mit dem erforderlichen einzigen Freiheitsgrad bei einer Frequenz weit unterhalb des Arbeitsbereichs zu realisieren.

Am Mitteltönermagnet ist zusätzliche Masse angebracht, um die Resonanzfrequenz noch weiter nach unten zu verschieben und die Verschiebung des Korbs zu verringern. Dies ist von großer Bedeutung, weil sich die Anpassung der Membranresonanz auf den Korb als virtuelle Masse stützt. Die hohen Verluste im Gel bei sehr hohen Frequenzen sind also von unschätzbarem Wert, weil sie jegliche strukturellen Moden im Korb selbst kontrolliert bedämpfen. Um sicher zu stellen, dass tieffrequente Schwingungen des Tieftöners nicht die Resonanz der Mitteltönerentkopplung anregen und um die ‚Gehäuse auf Gehäuse‘-Resonanzen unterhalb die Bandbreite des Tieftöners zu verschieben, liegt der schwere Mitteltonkopf an seiner Basis und an der Unterseite des Hornfortsatzes auf einem Gel-Bett.

Eine ähnliche Anordnung wird an der Verbindung zwischen Hochtöner und Gehäusekopf eingesetzt. Der Antrieb des Hochtöners ist vom schweren Gussgehäuse durch konventionelle O-Gummiringe isoliert, doch die gesamte Behausung wird von einer geformten Gel-Trennfläche entkoppelt. Freiraum für Scherbewegungen sorgt für gute Entkopplung, während ein geripptes Oberflächenprofil die Komprimierbarkeit erhöht und damit sicher stellt, dass sogar die Schaukelmoden weit unterhalb des Arbeitsbereichs und dennoch knapp über der Grundresonanzfrequenz des Mitteltongehäuses liegen.

Es wird natürlich angemerkt werden, dass die Tieftöner nicht vom Gehäuse entkoppelt sind. Diese konstruktive Entscheidung kommt aus der Nautilus™801 und wurde recht früh in der Entwicklungsphase dieses Lautsprechers getroffen, weil die Komplikationen bei einer korrekten Erledigung dieser Aufgabe unpraktisch und vielleicht ungerechtfertigt gewesen wären. Anders als die Mitteltöner und Hochtöner arbeitet ein

Tieftöner gegen eine große Luftsteife, so dass jedes herkömmliche System zu Verlusten oder Resonanzen innerhalb des Arbeitsbereichs führen würde; es sei denn, die Masse des Magneten wäre unvernünftig hoch. Es sei angemerkt, dass eine begrenzte Auslenkung des Magneten keinen Einfluss auf die akustische Wiedergabe der massen-kontrollierten Membran hat – anders als bei den Mittel- und Hochtonsystemen.

Entkopplung kann jedoch nie ignoriert werden, weil sie, erwünscht oder nicht, in einem mechanischen System bei bestimmten Frequenzen immer auftreten wird. Wenn diese Frequenz nicht in den Bereich unterhalb der Arbeitsbandbreite gebracht werden kann, ist es am besten, sie in den Bereich darüber zu verschieben. Zu diesem Zweck sind die extrem steifen Tieftonkörbe fest mit dem Matrix™-Gehäuse verschraubt. So ist sichergestellt, dass die erste Korb/Gehäuse-Resonanz knapp oberhalb des Arbeitsbereichs liegt und dass es kaum Leerlauf zwischen den beiden gibt. Die Matrix™-Konstruktion des Gehäuses hat sich längst als akustisch träge erwiesen; deshalb regen Schwingungen, die an das Gehäuse weitergegeben werden, keine ernsthaften Moden in den Wänden an und werden schnell abgebaut. Energieverluste an die akustische Umgebung werden ebenfalls minimiert, weil das Gehäuse und die Sockelkonstruktion massiv genug sind, um für den Treiber als virtuelle Masse (Erde) zu wirken, gegen die er arbeitet.

Einführung

Umfangreiche Arbeiten haben bei B&W über die Jahre zu eigenen Finite-Elemente- und Grenz-element-Berechnungsprogrammen geführt, die in der Lage sind, Schwingungen und das akustische Verhalten von achsensymmetrischen Formen durch Analysen vorherzusagen. In der Literaturliste am Ende finden sich einige Papiere zu diesem Thema. Die B&W-eigenen Programme arbeiten mehr als zehn mal so schnell wie jedes kommerziell erhältliche Software-Paket und erlauben spezielle Optimierungen im eigenen Haus – durch ‚simuliertes Aushärten‘ wird es möglich, das globale Minimum jeder gewünschten Zielfunktion zu bestimmen. Ergebnis dieser Bemühungen: Ein Computer kann mit der Suche innerhalb einer relevanten Designumgebung alleine gelassen werden und wird das beste Modell finden, das zu unseren Anforderungen passt – er wird auf seinem Weg nicht in lokalen Minima festsitzen.

Wenn Modelle benötigt werden, die nicht achsensymmetrisch sind, nutzen wir kommerzielle Finite-Elemente-Pakete. Eines davon, PAFEC, ermöglichte uns die Modellierung der gesamten Akustik normaler Nautilus™-Röhren (invertierte Hörner), wenn auch nicht die Ankopplung eines ‚lumped parameter‘-Lautsprechermodells am vorderen Ende. Deshalb wurde die Röhre für diese Aufgabe mit einer ‚idealen‘ Zwangsmembran versehen. Wie erwartet, zeigt dies in der Wellenausbreitung die Ausbildung der ersten Kreuzmoden höherer Ordnung quer zum Mund des Horns (das heißt wo sich der Lautsprecher befindet). Damit wird grafisch illustriert, dass rückseitige Nautilus™-Hörner alleine nicht oberhalb dieser kritischen Frequenz betrieben werden sollten, weil diese transversale Mode durch die Membran hindurch eindeutig hörbar ist.

Der folgende Bericht von Gary Geaves befasst sich mit der Analyse dieses Phänomens:

B&W Loudspeakers Ltd und Computersimulationen

Computersimulationen, die sich auf die Finite-Elemente- und die Grenz-element-Methode stützen, wurden in vielerlei verschiedenen wissenschaftlichen und entwicklungstechnischen Anwendungen ausgeschöpft. Die Finite-Elemente-Methode wurde in den 1950ern entwickelt, um bei der Konstruktion von Flugzeugstrukturen zu

helfen. Seit damals wurde sie auf strukturelle, thermische, elektromagnetische, flüssigkeitsdynamische und akustische Probleme angewandt. In vielen Industriezweigen, wie etwa der Automobilindustrie, wird sie seit langem als unverzichtbares Designwerkzeug angesehen. Erst seit kürzerer Zeit steht jedoch leicht genügend Rechnerleistung zur Verfügung; zudem wurden die zugrundeliegenden mathematischen Methoden ausgeklügelt genug, um in der Entwicklung von Lautsprechern nützlich zu sein.

Die Entwickler bei B&W waren früh dabei, das Potential von Computersimulationen in der Lautsprecherentwicklung zu erkennen, nachdem sie zunächst durch die Zusammenarbeit mit akademischen Instituten mit dem Thema in Kontakt kamen. Zu jener Zeit musste man die Programme noch von Grund auf selbst schreiben, wenn man Simulationen eines akustischen Systems durchführen wollte. Aus diesem Grund besitzt B&W eigene Programme, die in der Programmiersprache Fortran geschrieben sind, zur Lösung einer bestimmten Klasse von Problemen. Diese Programme werden routinemäßig eingesetzt und ständig verbessert. Sie wurden auch als Basis für ein Optimierungssystem genutzt, das automatisch Entwürfe auswählt, die vorgegebene Kriterien erfüllen.

In letzter Zeit, vor allem in den letzten fünf Jahren, wurden kommerzielle Programme von der Stange verfügbar, die eine Simulation akustischer Systeme erlauben. Mit der Einführung solcher Systeme wird die Computersimulation für die Lautsprecherindustrie immer wichtiger, und viele andere Firmen investieren auf diesem Gebiet. Jüngst begann B&W damit, die Fortran-Programme in Matlab, eine hochentwickelte wissenschaftliche Programmiersprache, zu übertragen. Obwohl Matlab im Vergleich zu Fortran in der Programmausführung langsam ist, besitzt es vielerlei hochentwickelte Features und eingebaute grafische Routinen, die es zum idealen Testumfeld für das schnelle Ausprobieren neuer Ideen machen.

Eine eingehende Beschreibung der Erforschung und Anwendung von Computersimulationen für die Entwicklung von Lautsprechern bei B&W Loudspeakers ist in der Literaturliste zu finden.

Literatur

- 1 Jones, C.J.C (1985) Finite Element Analysis of the Effect of Damping in the Piston and the Outer Suspension of a Loudspeaker Diaphragm, Proc spring Conf of the Institute of Acoustics, York Univ.
- 2 Jones, C.J.C (1986) Finite Element Analysis of Loudspeaker Diaphragm Vibration and Prediction of the Resulting Sound Radiation, PhD Thesis, Brighton Polytechnic
- 3 Jones, M.A. and Henwood, D.J. (1991) Finite Element Modelling of Loudspeaker Drive Units, In IMACS '91, Vol. 4, ed. R. Vichnevetsky & J. J. Miller. Criterion Press, Dublin
- 4 Jones, M.A, Binks, L.A. and Henwood, D.J. (1992) Finite Element Methods Applied to the Analysis of High Fidelity Loudspeaker Transducers, Computers and Structures. 44
- 5 Jones, M.A, Henwood, D.J. and Fryer P.A. (1992) A Computer Model of the Vibration and the Sound Radiated by Loudspeaker Models and its Validation, Acoustics Letters, 15(8)
- 6 Henwood, D.J. (1993) The Boundary Element Method and Horn Design, The Journal of the Audio Engineering Society, 41(6)
- 7 Geaves, G.P. (1994) An Investigation using the Boundary-Element Method into the Acoustic Field Resulting from Concave Loudspeaker-Type Structures, Acoustics Letters, 18(6)
- 8 Geaves, G.P. and Chakrabarti, R. (1995) Modelling and Optimal Design of Tweeter Loudspeakers, In Proceedings of Vibration and Noise 95, 25th-27th April, Venice
- 9 Geaves, G.P. (1995) The Simulation of midrange Loudspeakers using Numerical Methods, In Proceedings of the IEE Audio Engineering Colloquium, 1st May, London, Digest No: 1995/089
- 10 Geaves, G.P. (1995) Modelling and Optimal Design of Loudspeaker Diaphragms Using Numerical Methods, PhD Thesis. University of Brighton
- 11 Kirkup, S.M. and Jones, M.A. (1996) Computational Methods for the Acoustic Modal Analysis of an Enclosed Fluid With Application to a Loudspeaker Cabinet, Applied Acoustics, 48(4)
- 12 Geaves, G.P. (1996) Design and Validation of a System for Selecting Optimised midrange Loudspeaker Diaphragm Profiles. The Journal of the Audio Engineering Society, 44(3)
- 13 Geaves, G.P. (1996) Horn Optimisation using Numerical Methods, Presented at the 100th Convention of the AES, Copenhagen, pre-print 4208 (J-5).
- 14 Geaves, G.P (1998) Finite Element Analysis of an Inverted Horn. B&W Loudspeakers Ltd White Paper

Anhang IX

Laser-Interferometrie

Einführung

In der Lautsprecherentwicklung bei B&W wurden diverse Lasertestverfahren ausgiebig genutzt. Im folgenden führen wir in das Arsenal der verfügbaren Verfahren ein.

B&W war die erste Lautsprecherfirma, die ein Harwell-Interferometer einsetzte, um Schwingungen in Membranen sichtbar zu machen. Über die Jahre gab es diverse wesentliche Verbesserungen im System, und es wurde eine völlig neue Technik eingeführt, die ein großes Potential für die Verbesserung von Membranen und Sicken besitzt. Laser werden bei B&W während der Entwicklung neuer Membranen und Sicken routinemäßig eingesetzt.

Die vier Hauptanwendungen eines Lasers sind

- Schnittbilder bei einer Frequenz (phasensensitiv oder gleichgerichtet)
- Schnittbilder bei vielen Frequenzen (phasensensitiv oder gleichgerichtet)
- Impulsantwortkurven (animierte Einzelschnitte oder als 3D-Grafik)
- Frequenz- oder Impulsgrafiken ganzer Membranen (als Einzelbilder oder computeranimiert)

Zusätzlich kann jedes dieser Verfahren auch auf die vor der Membran befindliche Luft selbst sowie auf das Lautsprechergehäuse angewendet werden, indem man eine sehr leichte Membran verwendet, welche die Bewegung der Luft als Reaktion auf den abgestrahlten Schall des Treibers und des Gehäuses widerspiegelt.

Computeranimationen können als Filme eingesetzt werden, die entweder die Phasenantwort bei jeder beliebigen Einzelfrequenz über die gesamte Membran oder aber die Fortpflanzung eines Impulses vom Membranschiff über die Membran zeigen.

Schnittbilder – Einzelfrequenz – phasensensitiv oder gleichgerichtet

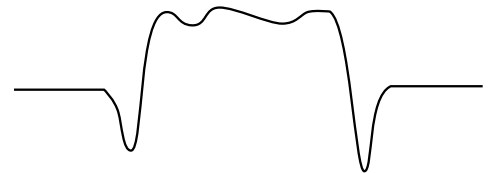
Der Laser wird genutzt, um einzelne Schnitte durch die Mitte der Membran darzustellen.

Ein Durchmesser quer über die Membran wird mit einem Laserstrahl abgetastet, wodurch zwei markante Darstellungen gewonnen werden (Abbildungen AIX.1a und b). Diese Messung wird bei einer einzelnen interessanten Frequenz

durchgeführt. Wenn der Laserstrahl von einem bewegten Objekt (also z.B. durch die Membranbewegung) reflektiert wird, ändert sich aufgrund des Doppler-Effekts die Frequenz des Laserlichts. Aus dieser Frequenzänderung wird durch eine Vorrichtung, die eigentlich wie ein UKW-Radio funktioniert, die Bewegung des Objekts abgeleitet. Das Ausgangssignal dieses UKW-Radios wird dann mit dem Eingangssignal des Lautsprechers verglichen. Wenn die beiden Signale die gleiche Phase haben, wird das Ergebnis nach oben angetragen. Ist die Phase unterschiedlich, geht die Kurve nach unten. Die resultierende phasensensitive Kurve zeigt uns, welche Teile der Membran sich in gleicher Richtung wie die Schwingspule bewegen und welche Teile sich entgegengesetzt bewegen – das heißt: sie zeigt uns, welche Teile komplett phasenverkehrt zur Schwingspule schwingen. Der Nachteil dieser Darstellung ist, dass jene Zonen, die zur Schwingspule um 90° phasenverschoben sind, überhaupt nicht auftauchen. Offensichtlich benötigt man beide Darstellungen einer Schnittabtastung, um ein vollständiges Bild der Membranbewegung zu erhalten.

Abtastung der kompletten Lautsprecheroberfläche – Einzelfrequenz – phasensensitiv oder gleichgerichtet

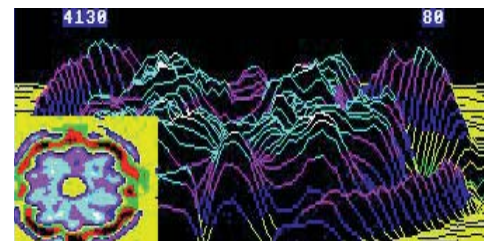
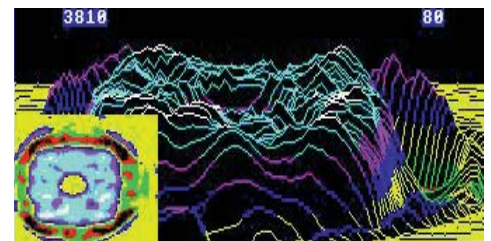
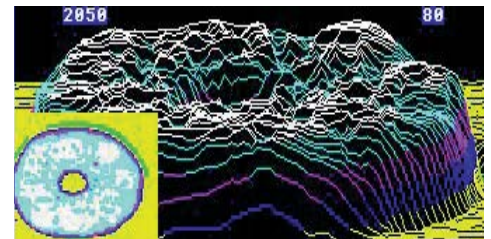
Die zweite Art der Darstellung wird gewonnen, indem man die gesamte Oberfläche des Lautsprechers bei einer einzelnen interessanten Frequenz abtastet. Durch Reflexion an der schwingenden Membran wird auch hier die Frequenz des Laserlichts aufgrund des Dopplereffekts verändert. Die Bewegung wird wie vorher mittels des UKW-Radios aus der Frequenzänderung abgeleitet. Das Ergebnis wird jetzt dreidimensional angezeigt. Dabei entstehen gebirgeähnliche Bilder, wie sie in Abbildung AIX.2 und 3 zu sehen sind. Eine perfekt kolbenförmig schwingende Membran würde zu ‚Zylinderhut‘-Bildern führen, weil sich jeder Punkt der Membran um den gleichen Betrag bewegen würde. Die Berge und Täler, die von einer weniger kolbenförmig Bewegung produziert werden, sind leicht zu erkennen, aber möglicherweise weniger leicht zu interpretieren. Doch sie stützen den Design- und Entwicklungsprozess in großem Maß. Abbildung AIX.2 zeigt eine klassische Membran/Sicken-Mode, bei der sich die gesamte Sicke phasenverkehrt zur Membran bewegt, was zu einer Senke im



AIX.1a Phasensensitives Schnittbild – Senke aus der Phase



AIX.1b Gleichgerichtetes Schnittbild – keine Phaseninformation



AIX.2 Darstellungen der gesamten Membran bei einer einzigen Frequenz. Oberes Bild bei niedriger Frequenz, unteres bei hoher Frequenz. Anmerkung: 4-fache Symmetrie und weiches Schrumphen des zentralen Bereichs

Frequenzgang führt. Abbildung AIX.3 zeigt ein völlig symmetrisches Muster des Aufbrechens, bei dem für jeden Bereich, der sich nach oben bewegt, auch ein entsprechender Bereich existiert, der sich nach unten bewegt. Das Resultat dieses Verhaltens ist: Die Luft im Nahfeld wird lediglich kurzgeschlossen, und sehr wenig Schallenergie findet den Weg ins Fernfeld. Übrig bleibt lediglich eine grundlegende kolbenförmige Bewegung der zentralen Bereiche mit entsprechender Abstrahlung. Wenn die Berge und Täler in ihrer Anzahl und Höhe gleich sind, hat man eigentlich einen Multipol-Lautsprecher, der sehr ineffizient abstrahlt, wenn die Wellenlänge des Schalls in der Luft größer ist als jene im Material der Quelle. Genau wie bei den Schnittbildern bei Einzelfrequenzen kann man die Abtastung phasensensitiv durchführen oder mit gleichgerichtetem Ausgangssignal. Die Resonanz der Sicke tritt bei phasensensitiver Abtastung in charakteristischer Tortentellerform auf, während bei den gleichgerichteten Kurven nur ein geringer Unterschied zu den Messungen einer perfekt kolbenförmigen Bewegung erkennbar sein wird.

Animierte Phase – Einzelfrequenz – Abtastung der gesamten Oberfläche

Für diese Art von Kurven wird das phasensensitive Gesamtflächen-Abtastungsverfahren genutzt, es sei denn, man führt statt einer Gesamtoberflächenabtastung einen Satz von bis zu 20 verschiedenen Oberflächenscans aus, von denen jeder bei einer anderen Phase während des Schwingungszyklus aufgenommen wird. Lädt man diese 20 Bilder in den Speicher des Computers, erlaubt ein zweites Programm das Hintereinandersetzen der Bilder auf dem Schirm. So entsteht der Eindruck einer Bewegung. Oft zeigen sich damit Eigenheiten in der Wiedergabe eines Lautsprechers, die aus einem einzelnen Gesamtmembran-Scan mit eingefrorener Phase nicht klar erkennbar sind. Auf IBM-PCs kann man diese Filme als AVI-Dateien speichern, die mit dem normalen Windows™ Media Player abspielbar sind.

Einzelfrequenzabtastung mit animierter Phase (20 Phasen), Abbildung AIX.3

- Vollständige phasensensitive Einzelfrequenzdarstellung über die gesamte Membran
- Eine Glockenresonanz ist offenkundig; sie führt zu Spitzen und Senken am äußeren Umfang der Membran

- Eine Resonanz in der Sicke ist klar erkennbar – es ist die erste Harmonische
- Die Sicke spannt fest in der toten Zone oben in der Mitte (siehe Einzelbild oben links)
- Das hier gezeigte Bild ist aus der Blickrichtung der toten Zone oben in der Mitte

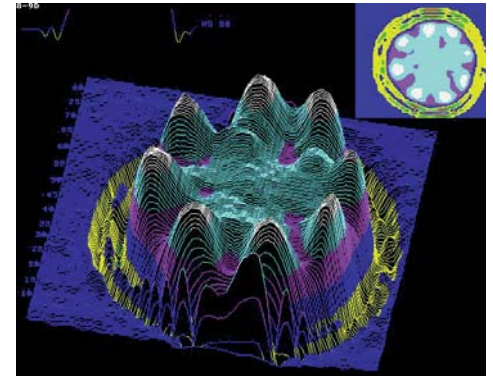
Anmerkung: Die Glockenresonanz besitzt die gleiche Anzahl nach unten wie nach oben bewegter Bereiche. Sie zeigen auch die gleiche Auslenkung, so dass sich ihre Abstrahlung im Nahfeld aufhebt. (Es handelt sich um eine ‚akustisch schnelle‘ Multipol-Quelle.) Die Sickenresonanz wird durch nichts aufgehoben und zeigt sich verantwortlich für eine Hauptspitze im Frequenzgang des Lautsprechers. Die Stelle, an der die Sicke besonders fest spannt, ist für Verzerrungen im Ausgangs-Schallsignal verantwortlich.

Frequenz-animierte Gesamtoberflächen-Abtastung

Bei diesem Verfahren wird entweder die phasensensitive oder die gleichgerichtete Gesamtoberflächendarstellung genutzt. Es sei denn, man fertigt statt nur einer Gesamtoberflächendarstellung bei einer einzigen Frequenz einen Satz bei 256 verschiedenen Frequenzen zwischen 200 Hz und 20 kHz, die etwa 80 Hz voneinander entfernt sind.

In diesem Fall hält der Abtastemechanismus den Laserpunkt auf jeder der 126 x 126 Positionen auf der Membranoberfläche, während 256 Messungen von 20 kHz bis hinunter zu 20 Hz (bei den 256 verschiedenen Frequenzen) aufgenommen werden. Die Ergebnisse werden auf einer Computerfestplatte gespeichert, und der Messpunkt wird auf die nächste Position verschoben. Den Satz an Messwerten kann man später durch speziell geschriebene Software zu kompletten Oberflächenbildern entwirren.

Genau wie bei phasenanimierten Darstellungen kann man den Satz aus 256 getrennten Bildern auf dem Computerbildschirm als Film ablaufen lassen und damit die Entwicklung von Sicken- und Membranresonanzen verfolgen – wie sie in Sicht kommen und wieder verschwinden, wenn sich die Frequenz ändert. Die Unterschiede im Verhalten von zum Beispiel Kevlar®-Membranen mit einer Sicke mit Biegewellen-Impedanz-Anpassung und einer Kunststoffmembran mit



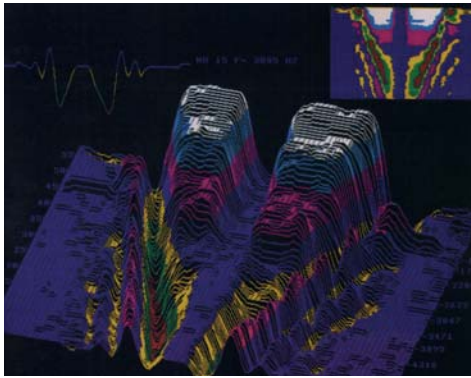
AIX.3 Phasensensitive Darstellung der ganzen Membran. Berge und Täler löschen sich aus, die Sickenresonanz jedoch nicht.

konventioneller Sicke sind sehr eindrucksvoll, wenn man beide animierten Gesamtflächen-Abtastungen zur gleichen Zeit auf dem Bildschirm abspielt.

Frequenz-Schnittbilder

Statt die gesamte Membranoberfläche bei einer einzigen Frequenz einem Raster-Scan (wie bei einem Fernsehbild) zu unterziehen, wird hier ein einzelner Streifen vom Membranrand durch die Mitte zum gegenüberliegenden Rand wiederholt abgetastet. Am hinteren Ende der Grafik sind die tiefen Frequenzen zu sehen. Die Frequenz wird erhöht, und jeder Durchlauf ergibt eine neue Kurve, die vor der alten dargestellt wird. Die resultierende 3D-Darstellung zeigt quasi eine Frequenz-Geschichte des Verhaltens im abgetasteten Membranstreifen (siehe Abbildung AIX.4). Auch diese Messung kann entweder phasensensitiv oder nach der Gleichrichtungsmethode durchgeführt werden. Resonanzen und andere Probleme können auf einen Blick erkannt werden, vor allem dann, wenn die Membran achsensymmetrisch geformt ist. Dies ist wohl die beste Laserdarstellung – sie zeigt alles, was an der Membran/Sicke/Spule-Kombination des Lautsprechers falsch (oder richtig) ist.

Die Ergebnisse der Finite-Elemente-Analyse werden ebenfalls oft auf diese Art dargestellt. Deshalb ist diese Lasermessung auch eine bequeme Methode, um die Genauigkeit der Finite-Elemente-Vorhersagen auf das Schwingungsverhalten der Membran zu testen.



AIX.4 Phasensensitive Frequenzdarstellung

Phasenanimierte Frequenz-Schnittbilder (Abbildung AIX.4)

Genau wie bei den weiter oben beschriebenen Schnittbildern wird hier eine ganze Scan-Reihe von tiefen bis zu hohen Frequenzen bei 20 verschiedenen Phasen aufgenommen. Die 20 Ergebnisdarstellungen werden dann animiert und zeigen so das Verhalten jedes Schnitts beim Durchlaufen eines Schwingungszyklus. Diese seltsam anmutende, frequenznormalisierte phasenanimierte Frequenz-Schnittdarstellung zeigt für jede Frequenz die gleichen 20 verschiedenen Phasen; die Animation bewegt sich also für 20 kHz mit der gleichen Geschwindigkeit wie für 200 Hz. Eine andere Art der Darstellung könnte bei 20 kHz 100-mal so schnell ablaufen wie bei 200 Hz. Es ist jedoch fraglich, ob eine solche Darstellung irgendeinen Nutzen hätte. Frequenz-normalisierte phasenanimierte Schnittbilder vermitteln den Eindruck, Energie würde im Bild abwärts von tiefen zu hohen Frequenzen fließen. Doch dies ist nur ein Artefakt der Normalisierung.

Darstellungen wie diese zeigen uns bildlich Detailphänomene wie etwa die Ausbreitung der Energie von der Schwingspule zur Sicke bei hohen Frequenzen; es sieht aus, als würden sich Wellen an einer Leine entlang bewegen, die an einem Ende auf und ab geschlagen wird. Oft erkennt man auch, dass die Sicke der Bewegung der an sich kolbenförmig schwingenden Membran um 90° hinterhereilt.

Phasenanimierte Frequenz-,Schnitte' (20 Phasen) (Abbildung AIX.4)

- Das hinterste Schnittbild ist eine Abtastung über die Mitte der Membran bei 0,5 kHz
- Das vorderste Schnittbild ist eine Abtastung

- über die Mitte der Membran bei 5,5 kHz
- Jedes Einzelbild einer animierten Darstellung ist bei einer anderen Phase eines kompletten Zyklus (für die betreffende Frequenz des Schnitts) aufgenommen
- Im Bild sieht man eine sehr schlechte Membran, die deutliche Resonanzen und ein ärmliches Verhalten der Sicke aufweist.
- Das Einzelbild aus der Sequenz zeigt den Phasenversatz der Sicke.

Anmerkung: Das vordere Schnittbild bei 5,5 kHz sieht aus wie eine Leine, die an einem Ende auf und ab bewegt wird. Bei dieser Frequenz wird kein Schall abgestrahlt werden. Sogar bei der hintersten Aufnahme bei 0,5 kHz sieht man, dass die Sicke der Membran (die sich ansonsten wie ein Kolben bewegt) um 90° nacheilt. Deshalb wird die Abstrahlung der Sicke den Schall der Membran abhängig von der Richtung unterschiedlich auslöschen oder verstärken. Auf Achse sind die Auswirkungen gering, doch das Rundstrahlverhalten wird unter Spitzen und Einbrüchen leiden. Die Hauptresonanzen hingegen führen in allen Richtungen zu Spitzen und Einbrüchen im Frequenzgang des Lautsprechers.

Impulsverlaufsdarstellung – in Membranen und in der Luft – Schnittbilder oder gesamte Membran

Das neueste Verfahren, das den Entwicklern bei B&W in ihrem eindrucksvollen Arsenal laserbasierter Messmethoden zur Verfügung steht, nennt sich Impulsverlaufsdarstellung.

In diesem Fall wird der Laserstrahl auf einen Punkt der Membran gerichtet und der Lautsprecher mit einem Impuls beaufschlagt. (Das Eingangssignal ist also nicht – wie in den vorherigen Messungen – entweder ein Dauerton mit fester Frequenz oder eine Sequenz von Dauertönen bestimmter Frequenzen.) Die resultierende Impulsantwort am Messpunkt wird im Computer gespeichert, dann wird der Laserstrahl auf den nächsten Messpunkt ausgerichtet, dessen Impulsantwort ebenfalls digitalisiert wird.

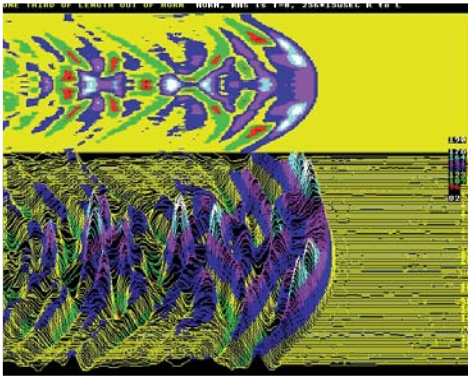
Für die Einzelschnitt-Impulsverlaufsdarstellung nutzt man lediglich eine einzelne Reihe von Impulsantworten. Will man die gesamte Membran darstellen, müssen natürlich die Impulsantworten der kompletten Membranoberfläche für die spätere Auswertung digitalisiert werden.

Aus einer einzelnen Impulsreihe kann man ein Bild über den gesamten Durchmesser für jedes Zeitintervall der Abtastung einzelner Impulsantworten gewinnen. Jedes nachfolgende Zeitintervall kann als 3D-Bild dargestellt werden, wobei die Startzeit an jeder Ecke liegen kann (meist an der linken Seite). Das Membranverhalten wird dann dreidimensional als Zeitbilanz (meist von links nach rechts) abgebildet.

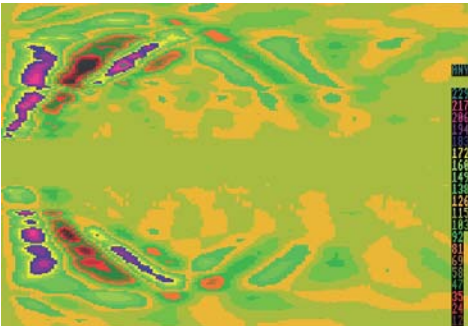
Alternativ kann man auch eine einzige Linie am Computer als Film darstellen; die Linie scheint dann auf und ab zu schwingen, während sich der Impuls entlang der Linie vor und zurück bewegt. Die vielleicht nützlichste Art der Darstellung für den Einzelschnitt-Impulsverlauf ist jedoch eine farbiges Konturdiagramm, bei dem die Startzeit links liegt – die Zeit bewegt sich also von links nach rechts, die Schwingspule ist in der Mitte, die Sicke oben und unten. Ein Beispiel ist in Abbildung AIX.5 zu sehen.

Diese Art der Präsentation zeigt unmittelbar, dass es diverse Arten von Wellenbewegungen gibt, welche Energie von der Schwingspule zur Sicke und wieder zurück leiten. Die wichtigsten davon sind Biegewellen und Druckwellen, wobei sich die letzteren deutlich schneller fortpflanzen. Abbildung AIX.6 zeigt, wie der Impuls an der Schwingspule im Zentrum ankommt. Die Membran beginnt, ihm zu folgen, und die Welle schreitet in beiden Richtungen nach außen voran und trifft nahe bei den Bildkanten auf die Sicke. Dies ähnelt sehr den Wellen, die ein Stein produziert, wenn man ihn in einen runden Teich wirft.

Wenn man dies am Computer animiert, sieht man genau, welcher Anteil der ankommenden Biegewelle in die Sicke fließt und welcher Anteil in die Membran zurückgeworfen wird (und dort stehende Wellen oder Resonanzen verursacht). Man kann auch sehen, wie sich der Impuls in der Sicke selbst fortpflanzt, wie er auf seiner Reise absorbiert und reflektiert wird. Offensichtlich verhält sich die Membran für Biegewellen (und auch andere Wellen) wie eine Transmission Line und sollte am besten an beiden Enden mit ihrer charakteristischen Impedanz abgeschlossen werden. Dies wird letztlich die geringsten Reflexionen und das Höchstmaß an Absorption hervorrufen und so zu weniger Resonanzen und einem klareren Ausgangsschallsignal führen.



AIX.5 Ankunft der Wellenfront – Luftschall



AIX.6 Impulsausbreitung – Membrandurchmesser

Verallgemeinerungen

Wie alle vorher beschriebenen Schnittbild-Darstellungen ist auch die Einzelschnitt-Impulsverlaufs-Darstellung vor allem bei achsensymmetrischen Membrangebilden einsetzbar.

Für Materialien wie Kevlar®-Gewebe muss man die Gesamtmembran-Impulsverlaufs-Darstellung nutzen. In diesem Fall wird aus jedem der abgetasteten Zeitausschnitte der Impulsantwort (an jedem Punkt der Membran) ein komplettes Bild der Membran erzeugt. Diese Bilder werden dann auf dem Bildschirm aneinandergehängt, so dass eine animierte Darstellung des Impulsverlaufs über die ganze Membranoberfläche entsteht.

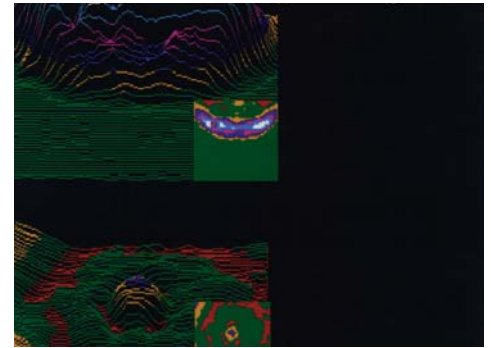
Darstellungen der tatsächlichen Luftbewegung

Wie im Papier 'Laser Techniques in Loudspeaker Design including the Impulse Progression Plot' beschrieben wurde, besitzt B&W ein Doppler-Laser-Auswertungsverfahren, mit dem der Weg von Wellen auf einer Membranoberfläche beobachtet werden kann. Wie weiterhin im Papier 'New Pipe and Horn Modelling' aus-

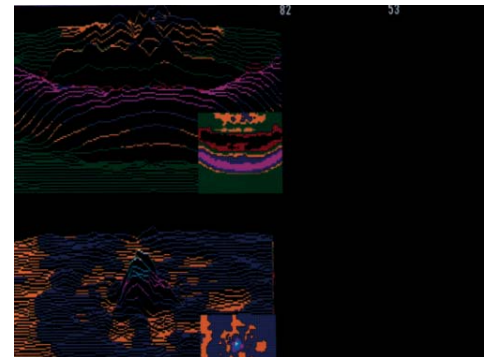
geführt wurde, kann man dieses Verfahren ausbauen, um Luftbewegungen zu messen und so zu erkennen, welche Teile der Lautsprechermembran tatsächlich abstrahlen und welche Teile des Lautsprechergehäuses zu einer Beugung des Schalls führen und damit den Klang beeinträchtigen. Dieses Verfahren beinhaltet, eine sehr leichte, stark gespannte Membran aus dünner Kunststoff-Folie, die leicht mit Talkumpuder bestäubt ist, vor dem Treiber anzubringen. Obwohl diese Folie wie feine Gaze und akustisch praktisch völlig durchlässig ist, bewegt sie sich mit dem Durchgang jeder Schallwelle und verhält sich dabei bis zu Ultraschallfrequenzen nahezu wie ein Teil der Luft. Weil sie sich mit dem Schall bewegt, kann man sie mit dem Messaufbau beobachten und so die Bewegung der Luft selbst erkennen (Abb. AIX.6).

Dieses Verfahren kann auf viele verschiedene Arten eingesetzt werden. Die naheliegendste ist, eine ganze Folie abzutasten, die sich vor einer Lautsprechermembran befindet. Dies ermöglicht uns, das Fortschreiten des Impulses in der Luft vor dem Chassis und entlang der Oberfläche des Lautsprechers zu beobachten. Die zweite Methode ist, die Folie an verschiedenen aufeinanderfolgenden Punkten in zunehmender Entfernung vom Lautsprecher oder dem Gehäuse zu positionieren und dabei entweder einen Schnitt durch die Folie oder tatsächlich die gesamte Fläche zu messen. Computerauswertungen ermöglichen es dann, den Weg des Impulses in der Luft bei seiner Reise durch die verschiedenen Folien zu verfolgen. Dies kann entweder als Abfolge von Einzelaufnahmen oder als computeranimierter Film betrachtet werden. Das ist sehr nützlich, wenn man den Übergang vom Nahfeld-Verhalten eines Treibers oder Lautsprechers zur Fernfeld-Wiedergabe (die normalerweise vom Hörer wahrgenommen wird) beobachten oder Beugungs- und Strahlungsquellen des Gesamtsystems erkennen möchte.

Der Weg eines Impulses durch die Folien kann besser in Form einer 3D-Grafik dargestellt werden als in Form einzelner Schnitte. So lässt sich das Verhalten eines Querschnitts durch die Lautsprechermembran bei verschiedenen Frequenzen besser beurteilen. In diesem Fall stellt man die erste Ankunft des Signals auf der rechten Seite dar und die weiteren Ereignisse von rechts nach links. Wir sehen mit dieser ‚Wellen-



AIX.7 Phasensensitive Frequenzdarstellung



AIX.8 Phasensensitive Frequenzdarstellung

front-Bewegungs'-Grafik bildlich, welche Energie auftritt, nachdem der Originalimpuls den Punkt im Raum bereits passiert hat.

Wenn man die Unterschiede im Impulsverhalten achsensymmetrischer Membranen (etwa solcher aus Kunststoff) und nicht achsensymmetrischer Membranen (aus gewebtem Kevlar®) untersucht, kommt man zu bemerkenswerten Ergebnissen. Die Schallenergie, die von der achsensymmetrischen Membran abgestrahlt wird, besteht aus einer ersten Wellenfront (die im Wesentlichen dem Originalsignal entspricht), gefolgt von einer Serie weiterer Wellen, die nicht alle in der gleichen Richtung verlaufen und die Verfärbungen der Membran verkörpern – sie werden von jenen Wellen verursacht, die auf der Membran hin und her prallen. Die Messung der Luftbewegung kann auch sichtbar machen, dass Gehäusekanten wie eigene Schallquellen wirken und quasi Kopien eines Originalschalls erzeugen. Letztere sind oft phasenversetzt zum Original und obendrein um jene Zeit verzögert, die das Signal vom Treiber bis zur beugenden scharfen Kante benötigt (Abb. AIX.7 und 8).

B&W Bowers & Wilkins

B&W Loudspeakers Ltd T +44 (0) 1903 221800
Dale Road F +44 (0) 1903 221801
Worthing West Sussex info@bwspeakers.com
BN11 2BH England www.bwspeakers.com

Deutschland und Österreich:
B&W Loudspeakers Vertrieb GmbH
Kleine Heide 12
D-33790 Halle/Westf.
Tel: + 49 5201 87170
Fax: + 49 5201 73370
Email: info@bwgroup.de
www.bwspeakers.de

Schweiz:
B&W Loudspeakers (Schweiz) GmbH
Ifangstrasse 5
8952 Schlieren
Tel.: + 41 43 433 6150
Fax: + 41 43 433 6159
Email: info@bwgroup.ch
www.bwspeakers.ch

Kevlar ist ein eingetragenes Warenzeichen von DuPont. Rohacell ist ein eingetragenes Warenzeichen der Röhm GmbH & Co. KG. Marlan ist ein eingetragenes Warenzeichen von Polyac Holland bv. Nautilus, Matrix, FST und Flowport sind Warenzeichen von B&W Loudspeakers Ltd. Copyright © B&W Loudspeakers Ltd. E&OE. Design Thomas Manss & Company. B&W Loudspeakers Ltd behält sich im Rahmen von Weiterentwicklungen das Recht auf Änderung technischer Details ohne Vorankündigung vor.

Übersetzung aus dem Englischen: Michael Eichelsdörfer