

Leseprobe aus Kapitel 11 ‚Aktorik‘ des Buchs

‚Strukturbildung und Simulation technischer Systeme‘

Weitere Informationen zum Buch finden Sie unter

strukturbildung-simulation.de

Im Gegensatz zum Motor, der elektrische Leistung in mechanische verwandelt, wandelt der Lautsprecher elektrische Leistung in mechanische um. Zur Simulation werden hier die dynamischen, mechanischen und magnetischen und regelungstechnischen Grundlagen benötigt (Kapitel 3, 4, 5 und 9). Sie werden da, wo sie gebraucht werden, kurz wiederholt.

11.2.1 Lautsprecher-Simulation

Reale Lautsprecher sollen, angefangen von einer möglichst niedrigen unteren Grenzfrequenz $f.1$ (bei unserem Lautsprecher-Beispiel **AL130** ist $f.1=200\text{Hz}$) bis zu einer möglichst hohen, oberen Grenzfrequenz (hier $f.2=6\text{kHz}$) möglichst hohe Schalldrücke $p.S$ erzeugen. Was dabei möglich ist, werden die folgenden Rechnungen und Simulationen zeigen. Sie erklären die von den Lautsprecher-Herstellern gemachten Angaben (hier $p.S=87\text{dB}$, bezogen auf den Sound-Pressure Level $\text{SPL}=20\mu\text{Pa}$).

Zur Simulation eines Lautsprechers benötigen wir dessen Struktur mit den numerischen Werten aller Konstanten (Lautsprecher-Parameter). Deren Bestimmung wird im Folgenden gezeigt. Danach folgt die Berechnung des Lautsprecher-Frequenzgangs, der den Zusammenhang zwischen den Lautsprecher-**Daten (Grenzfrequenzen, Schalldruck)** und den Parametern seiner Komponenten erkennen lässt. Mit diesem Wissen kann die Konstruktion von Lautsprechern (Hochtöner, Mitteltöner und Tieftöner) gemäß den geforderten Daten geplant werden.

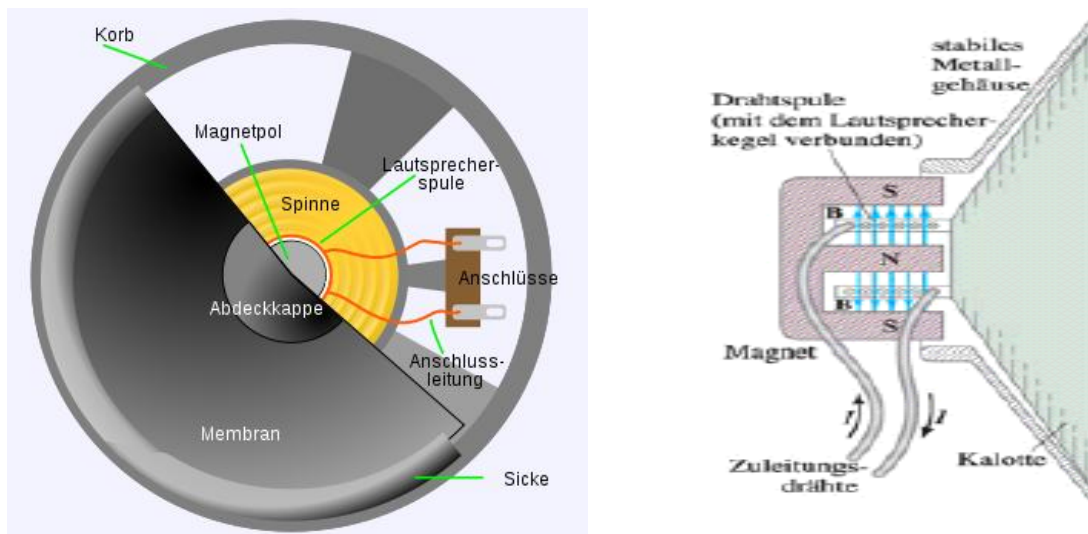


Abb. 11-78 Die Membran-Spule umfasst den Nordpol des Permanent-Magneten. Der magnetische Fluss (radial von innen nach außen) durchsetzt den gesamten Spulen-Querschnitt.

Beim realen Lautsprecher bildet die Membran eine Feder mit innerer Reibung. Die Feder bestimmt nicht nur die Ruhelage der Membran, sondern auch den maximal möglichen Schall-Druck. Je schwächer die Membran als Feder, desto höher wird der Schall-Druck. Dabei ist immer auf ausreichende Dämpfung zu achten, die durch die innere Reibung der Membran entsteht. Die Reibung der Membran ist für die Dynamik (Dämpfung) des Lautsprechers von entscheidender Bedeutung. Das alles wird die folgende Berechnung des Lautsprecher-Frequenzgangs zeigen.

Grundlage dafür und für die Simulation ist die Kenntnis der Struktur Lautsprechers. Sie stellt die Funktion des hier abgebildeten Masse-Feder-Systems dar. Angetrieben wird es durch die Kraft der Lautsprecher-Spule.

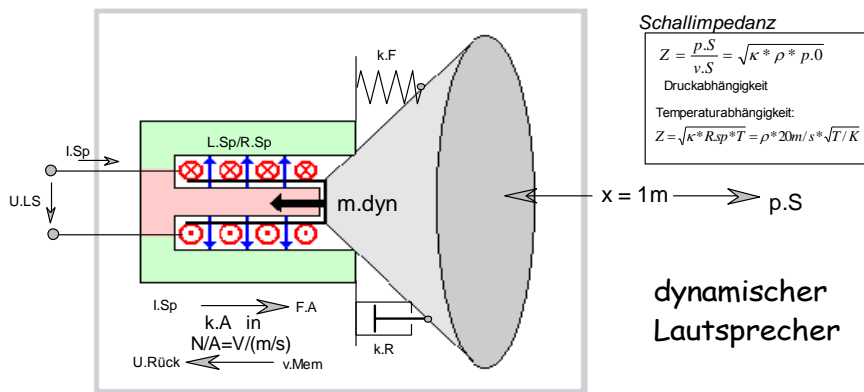
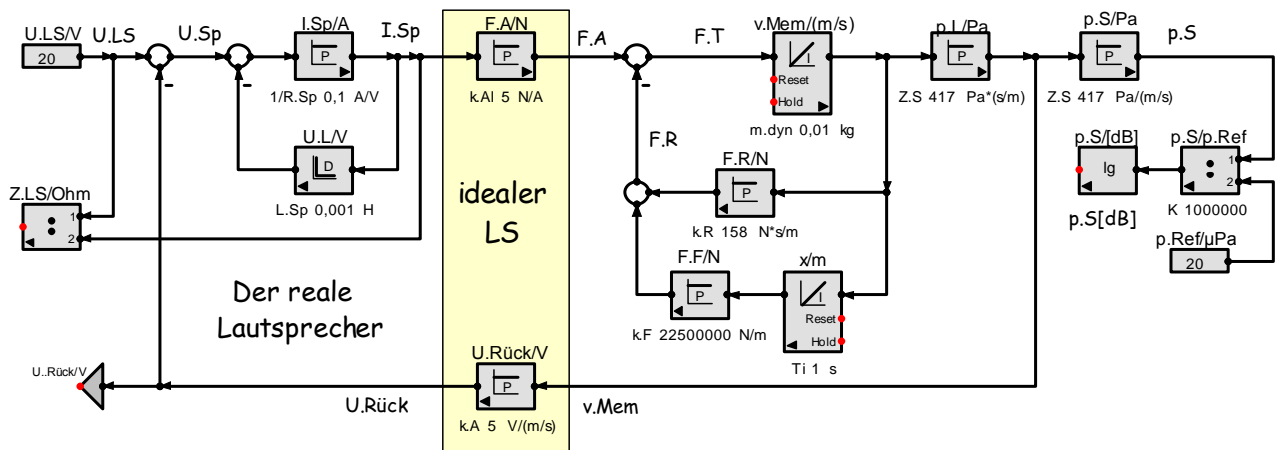


Abb. 11-79 Schema eines dynamischen Lautsprechers mit den zur Simulation benötigten Parametern

Die Struktur eines Lautsprechers

Zur Simulation des Lautsprecher-Frequenzgangs geben wir zunächst dessen **Struktur** an. Nach deren Erläuterung folgt die **Konstanten-Bestimmung**. Damit kann der simulierte mit dem realen Frequenzgang (hier des Lautsprechers **AL 130 von Visaton**) verglichen werden. Bei grundsätzlicher Übereinstimmung ist die angegebene Struktur richtig.



Struktur 11-21: Es hat den Anschein, dass die Frequenz-Unabhängigkeit des Schall-Drucks bei mittleren Frequenzen (hier 200Hz bis 3kHz) durch die konstante Reibung der Membran entsteht. Warum dies nicht stimmt, und wie es tatsächlich ist, wird die Simulation zeigen.

Die Struktur des Lautsprechers zeigt die **Kopplung** der **elektrischen Eingangs-Seite** mit der **mechanische Ausgangs-Seite**. Oben sehen wir die Umwandlung des Spulen-Stroms I.Sp in

eine Antriebs-Kraft $F.A$, die den Schall-Druck $p.S$ erzeugt. Der untere Zweig zeigt die Rückwirkung der Membran-Geschwindigkeit $v.Mem$ auf die **Eingangsspannung U.LS**. Zum Schluss berechnen wir aus der Struktur den **komplexen Frequenzgang** des Lautsprechers. Das wird uns zeigen, wie die in der Simulation auftretenden Amplituden, Grenz- und Resonanz-Frequenzen von den **Eigenschaften seiner Bauelemente (Parametern)** bestimmt werden. Nachzubilden ist der oben abgebildete Amplitudengang des Lautsprechers AL130 von Visaton.

Asymptoten und Grenz-Frequenzen des AL130

Das folgende Bild zeigt die Asymptoten des zu simulierenden Amplitudengangs. Aufgabe der Analyse wird sein, die Lage der Kennwerte des Lautsprechers (Mitten-Pegel, Grenz- und Resonanz-Frequenzen) aus den in der Struktur angegebenen Parametern zu berechnen.

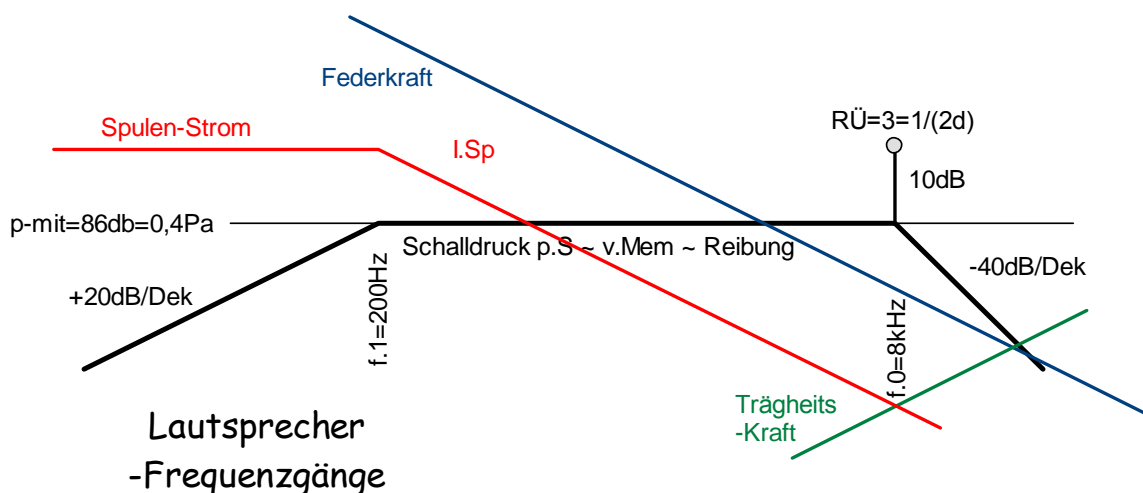
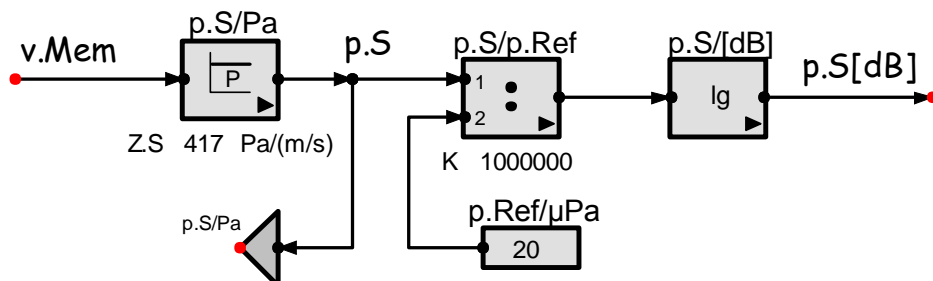


Abb. 11-80 Die Membran des dynamischen Lautsprechers bestimmt den Frequenzbereich der Tonerzeugung. Hier: Mitteltöner. Wegen der Hintereinander-Ausführung von Spule und Membran addieren sich deren Amplitudengänge im logarithmischen Maßstab.

Zum akustischen Teil der Lautsprecher-Struktur:

Im akustischen Teil der Lautsprecher-Struktur (oben-links) wird der Schalldruck $p.S$ (im Standard- Abstand von **1m**) aus der **Membran-Geschwindigkeit $v.Mem$** mittels **Schall-Impedanz $Z.S=417Pa/(m/s)$** berechnet.



Struktur 11-22 Lautsprecher\2 Der LS als VP: Der akustische Teil des Lautsprecher-Frequenzgangs.

Die Schall-Impedanz Z.S

Die Struktur des Lautsprechers benötigt zur Berechnung der **Reibungs-Kraft F.R** aus der **Membran-Geschwindigkeit v** eine **Reibungs-Konstante k.R=F.R/v**. In der Akustik ist es üblich, das Verhältnis aus dem Schalldruck p.S und der Schall-Schnelle v.Mem als Schall-Impedanz Z.S= p.S/v.Mem anzugeben. Z.S und k.R sind proportional.

Der Zusammenhang zwischen der Schall-Impedanz Z.S und der Reibungs-Konstanten k.R stellt die Membran-Fläche A.Mem her:

$$Z.S = p.S/v = (F.R/A.Mem)/v = (F.R/v)/A.Mem = k.R/A.Mem - \text{in N}/(\text{m/s})=\text{Ns}/\text{m}^3$$

Zahlenwerte:

Die **Schall-Impedanz Z.S** der Luft beträgt **417Ns/m³**. Eine Lautsprecher-Membran habe den **Durchmesser d=30cm**. Ihre Fläche ist dann **A.Mem=d²·π/4=0,07m²**. Damit erhält man eine **Luftreibung-Konstante k.Luft=Z.S·A.Mem=30N/(m/s)**.

k.Luft ist gegen die innere Reibung der Membran vernachlässigbar klein. Die Membran allein bestimmt die Reibung des Lautsprechers.

Vergrößert man die Membran-Fläche A.Mem, so wird der Schalldruck p.S bei gleicher Membran-Geschwindigkeit größer. Das erfordert aber auch größere Antriebs-Kräfte und das heißt: Spulen-Ströme I.Sp. Sie werden durch die Lautsprecher-Spannung U.LS und den Spulen-Widerstand R.Sp bestimmt: **I.SP≈U.LS/R.Sp**. Eine Grenze bildet die zulässige Stromdichte im Spulendraht. Sie liegt etwa bei 3A/mm².

Schallpegel-Berechnung

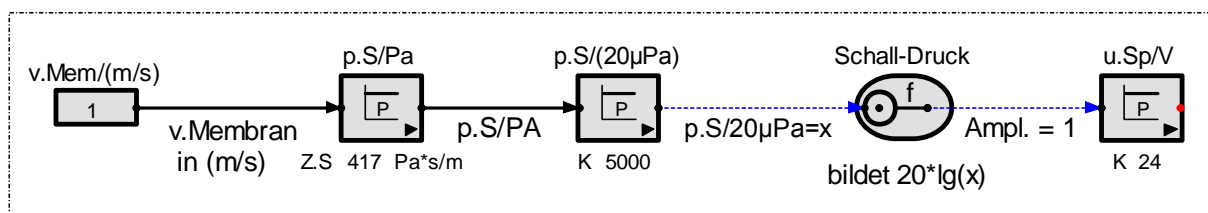
Wegen des großen Abstands zwischen den größten und kleinsten hörbaren Schall-Drücken ist es üblich diese logarithmiert anzugeben. Dazu wird ein minimal hörbarer **Referenz-Druck p.Ref** gewählt werden. Zwei Verfahren stehen zur Auswahl:

1. Die Frequenz-abhängige **Hörschwelle des Menschen** und
2. Ein fest-definierter Minimaldruck, der ‚**Sound-Preasure-Level‘ SPL=20μPa**.

Im Folgenden werden wir nur den SPL als Referenz-Druck verwenden. Um, wie bei logarithmierten Angaben üblich, das dezi-Bel (dB) zur Kennzeichnung verwenden zu können, bilden wir

$$p.lg = 20 \cdot \lg(p.S/20\mu\text{Pa}).$$

Wenn wir den Schalldruck in Pasqual (Pa) berechnen, muss dieser Wert vor der Logarithmierung noch mit **Pa/20μPa=50000** multipliziert werden.



Struktur 11-23 SÜF-Berechnung: Von der Membran-Geschwindigkeit zum Schall-Pegel. Die die Membran-Bewegung erzeugende Kraft in Band-Mitte ist der Spulen-Spannung U.Sp proportional.

Bei der Frequenzgang-Simulation werden die Signale $x.lg$ in dB angegeben.

p.L/20μPa	810μPa	= x.lin
Ampl. [dB]	58,895	= x.lg
Phase	85,432	

log. Angabe: $x[dB]=20 \cdot \lg(x)$ lineare Umrechnung: $x(\text{lin})=10^{x.lg/20} \cdot \text{Einheit}$

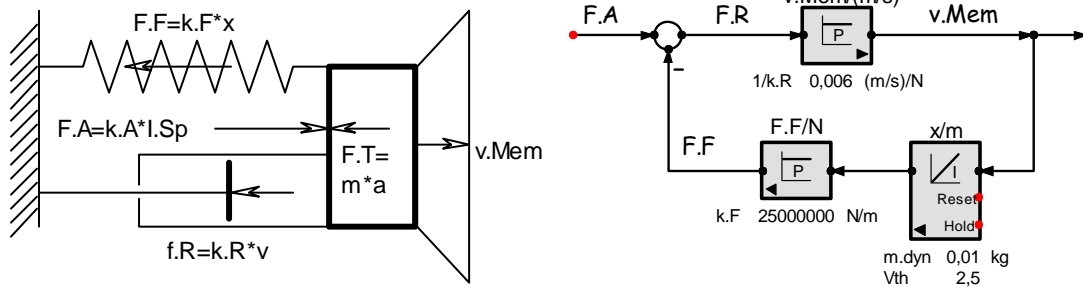
Abb. 11-81 Berechnung der linearen Signale aus den, im Bode-Diagramm angegebenen logarithmischen Werten in dB.

Um aus $x.lg$ das Signal x zu erhalten, müssen wir es wieder entlogarithmieren. Das geschieht in drei Schritten:

1. Berechnung des Exponenten $x.lg/20$
2. Potenzierung zur Basis 10
3. Multiplikation mit der Signal-Einheit (hier 20μPa).

Zum mechanischen Teil der Lautsprecher-Struktur:

Weil die Luft-Reibung vernachlässigbar ist, bildet die Membran des Lautspechers – bestehend aus Feder und Dämpfung - fast die gesamte Reaktions-Kraft auf die Antriebs-Kraft der Spule.



Struktur 11-24 Der mechanische Teil des Lautsprecher-Frequenzgangs.

Bis auf die Feder- und Reibungs-Konstante der Membran sind alle, in der Struktur des Lautspechers benötigten Konstanten bekannt. Die Bestimmung von $k.F$ und $k.R$ soll nun mit Hilfe des komplexen Frequenzgangs erfolgen.

Bestimmung der **Feder-Konstanten $k.F$** aus $\omega.0 = \sqrt{k.F/m}$

Dem Frequenzgang des Visaton-Lautspechers **AL 130** entnehmen wir die Resonanz-Frequenz **$f.0=8\text{kHz}$** . Für alle Berechnungen benötigen wir die Resonanz-Kreisfrequenz $\omega.0=2\pi \cdot f.0$, hier **$\omega.0=50 \cdot 10^3/\text{s}$** . Der Hersteller Vistaton gibt die dynamische Masse m des Lautspechers (Spule und Membran) mit **$m=9\text{g}$** an. Damit können wir ihre Federkonstante $k.F$ bestimmen:

$$k.F = \omega.0^2 \cdot m \text{ - hier } k.F = 22,5 \cdot 10^6 \text{ N/m.}$$

Aus **$k.F$** und **m** kann der **Kennwiderstand $Z.0 = \sqrt{k.F * m}$** des mechanischen Oszillators berechnet werden. Er wird zur der zur Ermittlung der Reibungs-Konstanten $k.R$ benötigt: Hier: **$Z.0 = 450 \text{ N/(m/s)}$** .

Bestimmung der **Reibungs-Konstanten** aus der (doppelten) **Dämpfung**: $2d = k.R/Z.0$
 Aus der bei der Resonanz-Frequenz $f.0$, hier 8kHz, gemessenen Resonanz-Überhöhung $R\ddot{U}$,
 hier $R.\ddot{U}=10db=3$, folgt die doppelte Dämpfung

$$2d = 1/R\ddot{U}, \text{ hier } 2d=0.33.$$

Der Kehrwert der doppelten Dämpfung wird als **Schwingkreis-Güte Q** bezeichnet. Q ist eine gebräuchliche Bezeichnung für die Resonanz-Überhöhung $R\ddot{U}$. Sie wird vom Lautsprecher-Herstellern angegeben: hier $Q=R\ddot{U}=3$.

Mit dem vorher berechneten **Kennwiderstand Z.0**, hier 450N/(m/s) und der doppelten Dämpfung errechnen wir die Reibungs-Konstante:

$$k.R = 2d \cdot Z.0 - \text{ hier } k.R=150N/(m/s).$$

Das Verhältnis $k.R/K.F$ bildet eine mechanische Reibungs-Zeitkonstante $T.Rbg=k.R/K.F$, die bei der Berechnung des Lautsprecher-Frequenzgangs noch ein, die Dämpfung bestimmender Anteil werden wird. Mit $k.R=150N/(m/s)$ und $k.F = 22,5 \cdot 10^6 N/m$ wird hier $T.Rbg= 6,7\mu s$.

Die **Membran-Reibungs-Konstante k.R** ist, wie die **Luft-Reibungs-Konstante k.Luft = Z.S.A.Mem** (hier 30N/(m/s) - siehe oben), der **Membran-Fläche A.Mem** proportional. Das zeigt die folgende Rechnung.

Mit dem **Membran-Druck p.Mem=Z.Mem·v** wird

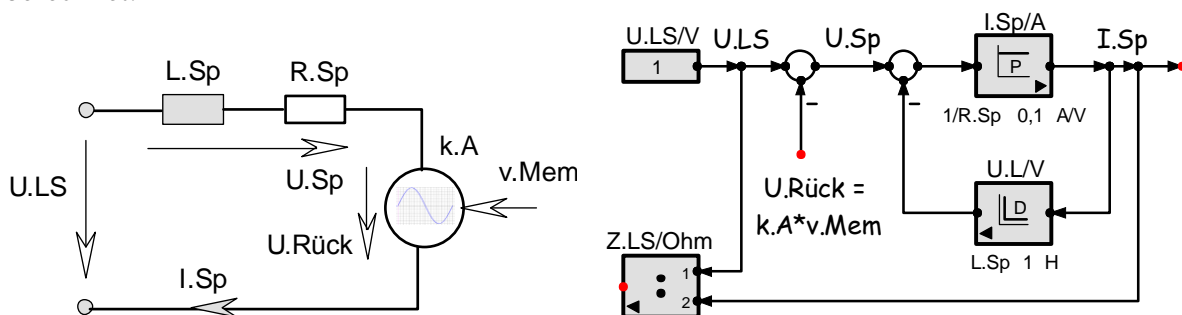
$$F.Mem=p.Mem \cdot A.Mem= (Z.Mem \cdot v) \cdot A.Mem=(Z.Mem \cdot A.Mem) \cdot v=k.R \cdot v$$

Der Vergleich zeigt: $k.R=Z.Mem \cdot A.Mem$. Darin fasst die **Membran-Impedanz Z.Mem** die Eigenschaften des **Membran-Materials** zusammen. A.Mem steht für die ihre Geometrie.

Wie gezeigt, ist die Luft-Reibung gegen die Membran-Reibung vernachlässigbar. Wir werden die Gesamt-Reibung nachfolgend allgemein durch die **Reibungs-Konstante k.R** berechnen. Welchen Einfluss k.R, und damit die Fläche der Lautsprecher-Membran A.Mem (beim **AL130** sind es **79cm²**), auf die Grenz-Frequenzen und Resonanz-Amplitude hat, wird die Berechnung des Lautsprecher-Frequenzgangs zeigen.

Zum elektrischen Teil der Lautsprecher-Struktur:

Im elektrischen Teil der Lautsprecher-Struktur wir der Spulen-Strom $I.SP$ aus der Lautsprecher-Spannung $U.LS$ und der Rückwirkungs-Spannung $U.Rück=k.A \cdot v.Mem$ berechnet.



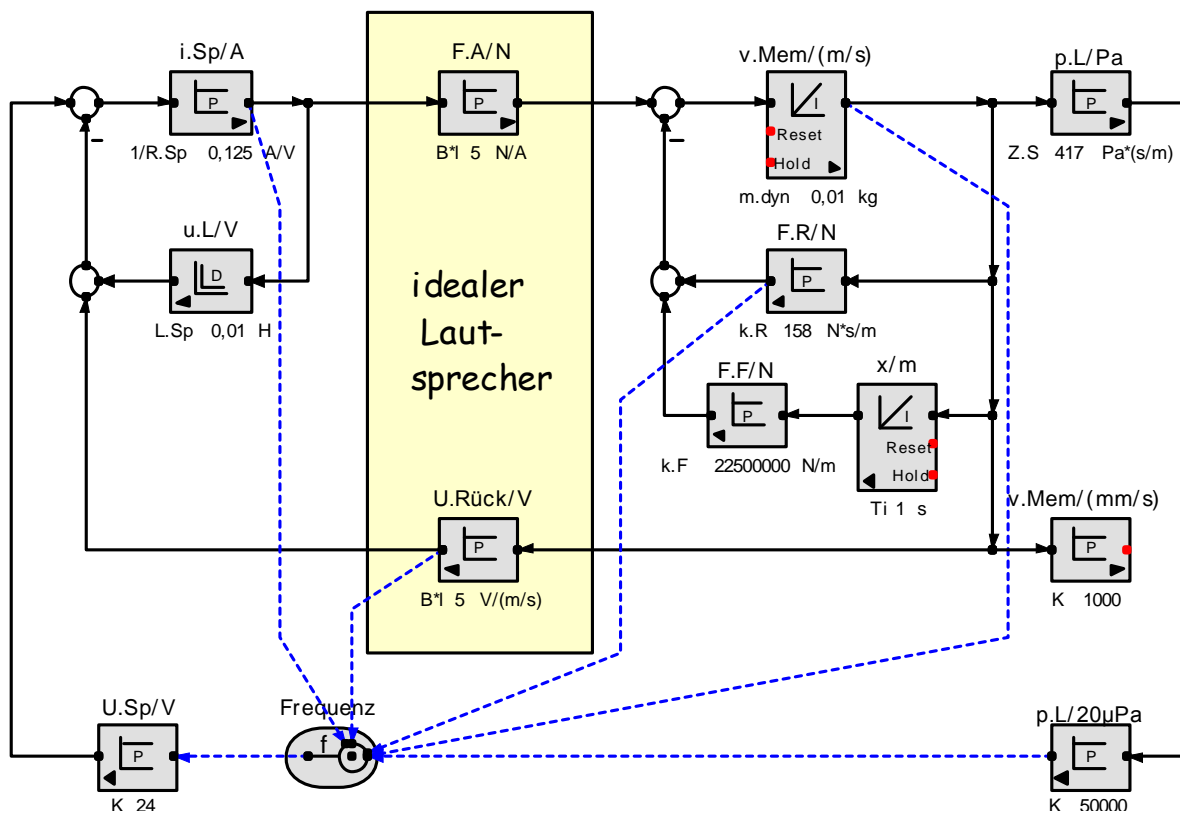
Struktur 11-25 Der LS als VP: Der elektrische Teil des Lautsprecher-Frequenzgangs.

Die Antriebs-Konstante $k.A$ wurde oben bereits für den AL130 bestimmt: hier $k.A=5V/(m/s)$. Die Spulen-Induktivität L_{Sp} und der Spulen-Widerstand R_{Sp} bilden einen Tiefpass, der den Spulenstrom I_{Sp} ab einer elektrischen Grenzfrequenz $\omega_{el}=R_{Sp}/L_{Sp}$ mit $1/f \sim -20dB/Dek$ abfallen lässt.

Lautsprecher-Hersteller geben L_{Sp} und R_{Sp} an: hier ist $L_{Sp}=0,9mH$ und $R_{Sp}=5.6\Omega$. Damit würde $\omega_{el}=8900/s$ und die elektrische Grenzfrequenz $f_{el} = \omega_{el}/(2\pi) = 1,4kHz$. Die gemessene untere Grenz-Frequenz $f.1$ ist jedoch **200Hz**. Daher muss die tatsächliche Spulen-Induktivität ca. 5-mal größer als die vom Hersteller angegebene sein: **$L_{Sp}=5.6mH$** .

Lautsprecher-Simulation im Frequenz-Bereich

Nun ist die Struktur des Lautsprechers mit allen Parametern bekannt. Da wir am Frequenz-gang interessiert sind, simulieren wir sie im Frequenz-Bereich. Das geht aber nur, wenn sie **keine Nicht-Linearität (Multiplikation, Division)** enthält. Deshalb müssen wir die oben angegebene Struktur leicht modifizieren:



Struktur 11-26 Der LS als VP: Die simulierte Struktur des AL130.

Simulation des Lautsprechers AL 130 8Ohm

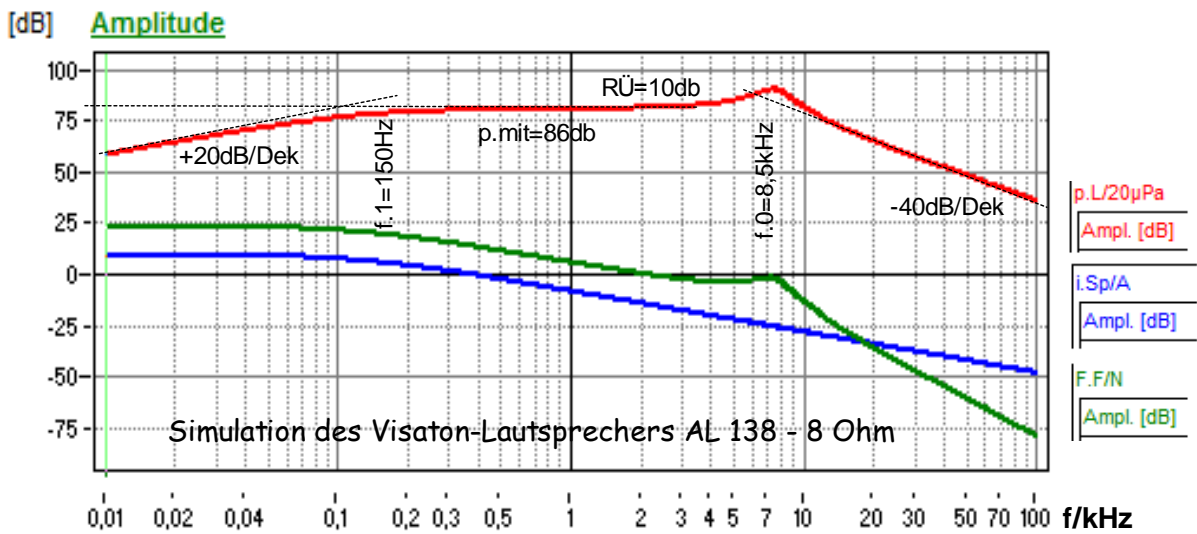


Abb. 11-82 Die Simulations-Ergebnisse. Sie bilden den Original-Frequenzgang des Lautsprechers AL130 von Visaton im Wesentlichen richtig ab. Damit müssen auch die in der Struktur berechneten Details stimmen.

Die Einzelheiten:

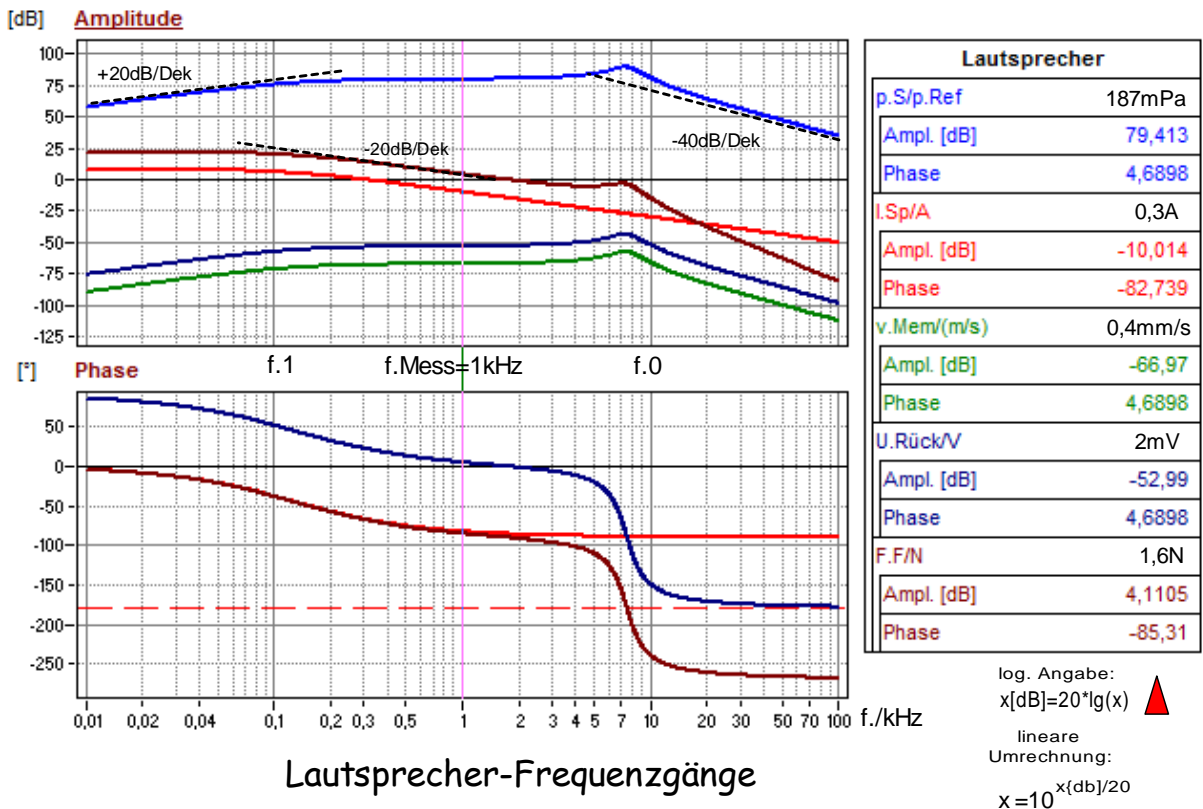


Abb. 11-83 Der konstante Druck im Frequenz-Bereich von 200Hz bis 3kHz entsteht dadurch, dass der Spulenstrom mit schwächer werdender Feder kleiner wird.

Die Simulation des Lautsprechers liefert einen Druck-Verlauf, der dem vom Hersteller angegebenen Frequenzgang ähnlich ist. Sie zeigt, dass die **Federkraft F.F** der Membran die wichtigste Reaktion auf die durch den Spulen-Strom erzeugte **Antriebskraft F.A** ist:

- Bei tiefen Frequenzen ist die Membran-Feder so stark, dass nur geringste Membran-Bewegungen und Drücke entstehen.
- Mit steigender Frequenz wird die Membran-Feder immer schwächer. Entsprechend größer werden die Membran-Geschwindigkeit und der Schalldruck
$$p.S \sim v.Mem \sim f \sim +20dB/Dek,$$
denn der Spulen-Strom ist konstant. Ab etwa 30Hz wird der Schall hörbar.
- Bei der unteren Grenzfrequenz **f.1, hier 200Hz**, beginnt die Verzögerung des Spulen-Stroms I.Sp. Der wird mit weiter steigender Frequenz im selben Maße kleiner wie die Federkraft F.F. Dadurch bleiben die **Membran-Geschwindigkeit** und der **Schall-druck konstant**.

Nur durch diese Konstruktion mit wenig Reibung in der Membran, werden höchst-mögliche Schall-Drücke erreicht, die zwischen der unteren Grenzfrequenz f.1 und der Resonanz-Frequenz f.0 Frequenz-unabhängig sind (Proportional-Bereich).

- Mit weiter steigender Frequenz wird die Trägheitskraft F.T der dynamischen Masse immer größer. Bei der **Resonanz-Frequenz f.0**, hier 8kHz, ist der Betrag der Trägheitskraft F.T gleich dem Betrag der Federkraft F.F. Da beide gegeneinander um 180° verschoben sind, kompensieren sie sich und die Reibungskraft F.R der Membran bestimmt die Resonanz-Amplitude. Entsprechend hoch ist der Schall-Druck p.S(f.0). Er ist bei Lautsprechern typischerweise dreimal größer als der Druck bei mittleren Frequenzen:
$$R\ddot{U}=3 =10db \rightarrow d=1/R\ddot{U}=0,33.$$
- Bei Frequenzen, die höher als f.0 sind (hier 8kHz), bestimmt die Trägheitskraft die Geschwindigkeit v.Mem der Membran. Wäre der Spulenstrom I.Sp konstant, würde v.Mem mit $1/f \sim -20dB/Dek$ sinken. Da aber auch **I.Sp mit $1/f \sim -20dB/Dek$** abfällt, sinken v.Mem und der **Membrandruck p.S mit $1/f^2 \sim -40dB/Dek$**
- Die Rückwirkung von der Membran-Geschwindigkeit auf die Lautsprecher-Spule ist vernachlässigbar. Das muss auch so sein, denn sie würde den Schalldruck nur verringern.