

Акустическое поле турбовентиляторного двигателя

О.В. Кудрявцев

1. Введение

Проблема снижения шумности самолётов, особенно отечественного производства, не потеряла своей актуальности в настоящее время. Одним из основных источников шума является двигатель. Моделирование акустического шума самолётного двигателя является главной задачей в области вычислительной аэроакустики.

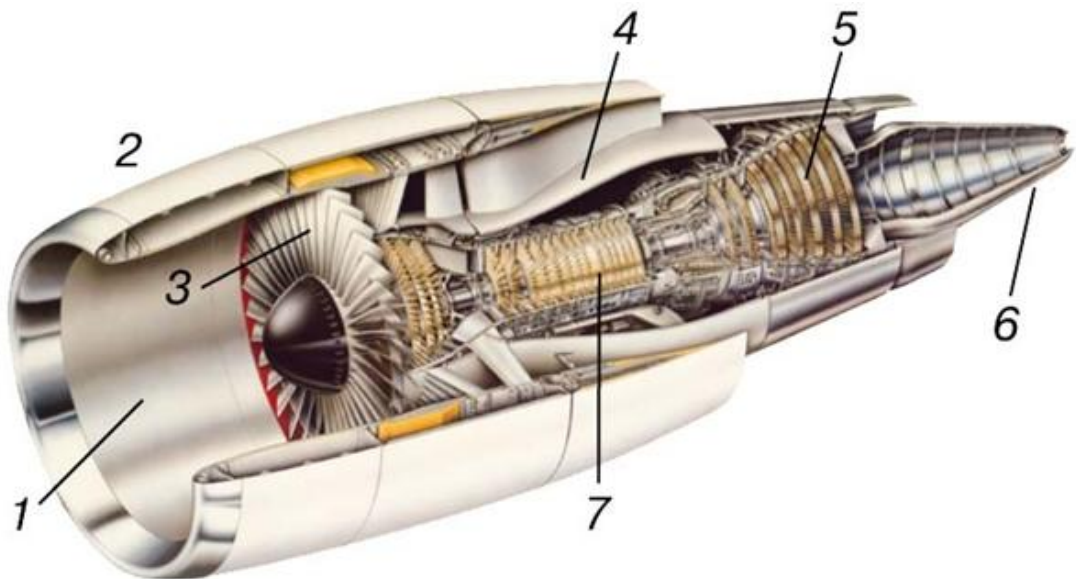
В теории распространения звука используется несколько подходов к расчету звуковых полей, создаваемых различными источниками. Применимость того или иного метода диктуется условиями распространения звука и возможностями компьютера. Обычно используются лучевые методы и расчет методом нормальных волн, а также их комбинация. Например, для расчета поля нормальной волны в волноводе переменного сечения, стенки которого имеют звукопоглощающие покрытия, используется ее аналитическое лучевое представление на входном сечении (лучи Бриллюэна). Распространение лучей Бриллюэна, соответствующих моде определенного номера, в нерегулярном волноводе и отражение их от стенок волновода рассчитывается лучевыми методами. На выходе волновода получается поле нормальной волны в лучевом приближении.

Однако с помощью метода лучей невозможно учесть взаимодействие волн с неоднородным средним потоком и правильно описать распространение в канале с большими изменениями поперечного сечения (например, в канале воздухозаборника реактивного двигателя). Решение, используемое Бриллюэном, является асимптотическим, справедливым только при определенных соотношениях между длиной волны и масштабом существенного изменения геометрии. Решение задачи в нерегулярном волноводе с учетом неоднородностей среднего поля течения возможно только при использовании конечноэлементных и конечноразностных методов на основе полной модовой теории. При этом наличие неоднородного среднего поля течения существенно влияет на затухание звука в канале.

В настоящей статье моделируется гармоническое акустическое поле турбовентиляторного двигателя для различных условий и рассчитывается изменение акустического поля при введении звукопоглощения в облицовки стенок внутри гондолы двигателя. Расчеты произведены конечно-разностным методом.

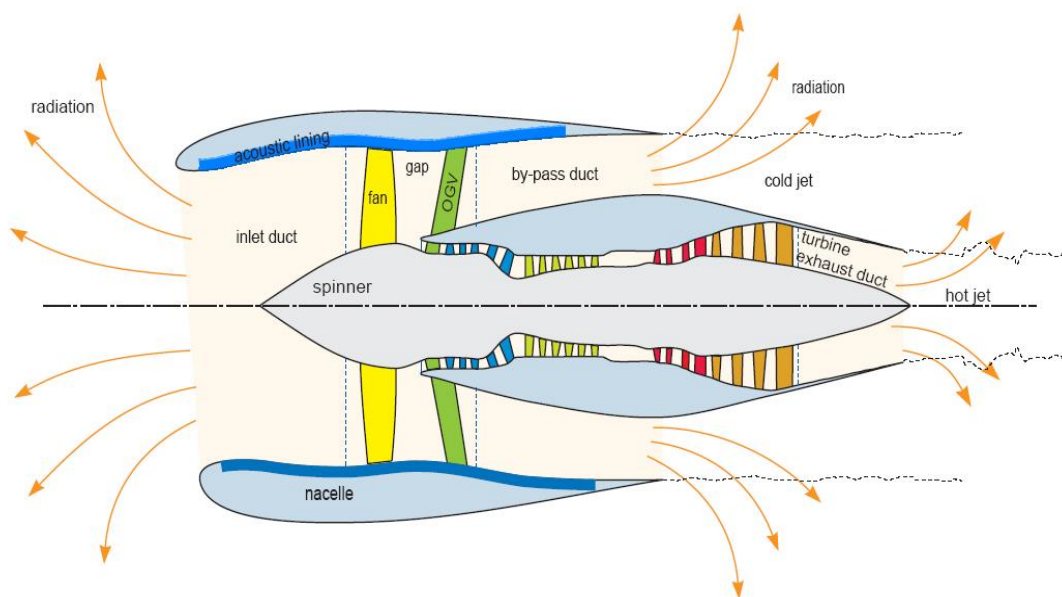
На рисунках изображены

А. Примерное устройство турбовентиляторного двигателя в разрезе:



СОВРЕМЕННЫЙ ТУРБОВЕНТИЛЯТОРНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ в мотогондоле с высокой степенью двухконтурности; видны воздухозаборник, вентилятор, турбокомпрессор. 1 – воздухозаборник; 2 – мотогондола; 3 – вентилятор; 4 – сопло вентиляторного контура; 5 – турбина; 6 – сопло турбокомпрессора; 7 – компрессор.

Б. Общий вид двухконтурного двигателя:



2. Формулировка задачи. Моделирование турбовентиляторного двигателя.

Рассмотрим суммарный воздушный поток в осесимметричном канале, создаваемый как вентилятором самолётного двигателя, так и втекающим в канал при движении самолёта. Поток считается сжимаемым, невязким, абсолютно изэнтропическим и безвихревым. Для удобства вычислений сделаем переменные R , c и ρ безразмерными, разделив их соответственно на радиус канала R_∞ , скорость звука c_∞ и плотность среды ρ_∞ . При моделировании процесса, как и в работе [1], используются уравнения Эйлера:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \bar{\mathbf{v}}) &= 0 \\ \bar{\rho} \left(\frac{\partial \bar{\mathbf{v}}}{\partial t} + \bar{\mathbf{v}} \cdot \nabla \bar{\mathbf{v}} \right) + \nabla \bar{p} &= 0 \\ \gamma \bar{p} = \bar{\rho}^\gamma \quad \bar{c}^2 = \frac{d\bar{p}}{d\bar{\rho}} = \bar{\rho}^{\gamma-1} \end{aligned} \quad (1)$$

Здесь $\bar{\rho}$ - плотность, $\bar{\mathbf{v}}$ - скорость, \bar{p} - давление, \bar{c} - скорость звука и γ - отношение удельных теплоёмкостей при постоянном давлении и постоянном объёме.

Поскольку поток безвихревой, мы можем записать поле скоростей $\bar{\mathbf{v}} = \bar{\mathbf{v}}(r, z, t)$ в терминах потенциала $\bar{\phi}$, определяемого уравнением $\bar{\mathbf{v}} = \nabla \bar{\phi}$. Тогда основными, зависящими от времени и координат переменными будут потенциал скорости и плотность $\bar{\rho}$. Эти переменные (как и само поле скоростей) можно представить в виде суммы двух частей: в среднем стационарной и гармонически зависимой акустической:

$$\bar{\phi} = \Phi + \phi e^{i\omega t} \quad \bar{\mathbf{v}} = \mathbf{V} + \mathbf{v} e^{i\omega t} \quad \bar{\rho} = \rho + \rho_a e^{i\omega t} \quad (2)$$

Предположим также, что амплитуда акустических переменных мала по сравнению с соответствующими величинами среднего стационарного потока. Это позволит линеаризовать уравнения движения и состояния и записать давление также в виде суммы

$$\bar{p} = P + p e^{i\omega t}$$

Линеаризованные уравнения для акустических переменных запишутся в виде:

$$\begin{aligned} i\omega \rho_a + \nabla \cdot (-\rho \nabla \phi + \rho_a \mathbf{V}) &= 0 \\ \rho(i\omega \phi + \mathbf{V} \cdot \nabla \phi) &= p \\ p &= C^2 \rho_a \end{aligned} \quad (3)$$

В данной модели используется геометрия канала (гондолы воздухозаборника), приведённая в работе [1] и изображённая на Рис.1.

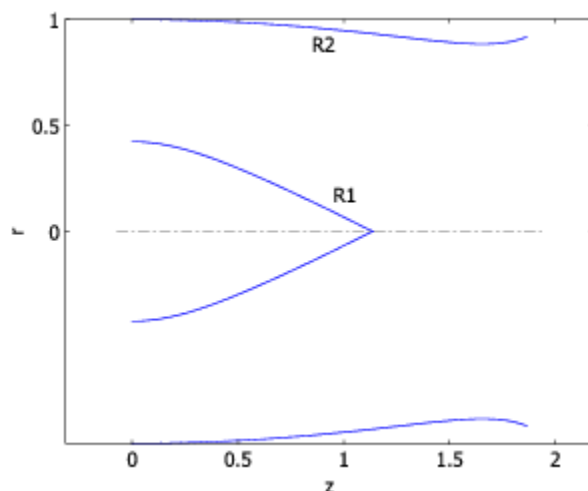


Рис.1. Геометрия канала. Сечение плоскостью, проходящей через ось Z.

Кривые R_1 , описывающие форму поверхности рассекателя, и кривые R_2 , описывающие форму стенок канала, определяются выражениями

$$R_1(z') = \max[0, 0.64212 - (0.04777 + 0.98234z'^2)^{1/2}]$$

$$R_2(z') = 1 - 0.18453z'^2 + 0.10158 \frac{e^{-11(1-z')} - e^{-11}}{1 - e^{-11}}$$

где $0 \leq z' = z/L \leq 1$ и $L=1.86393$ – длина канала.

Источник шума размещён в плоскости $z' = 0$. Это так называемая плоскость источника, в которой в реальном турбовентиляторном двигателе расположен вентилятор. Плоскость $z = L$ соответствует переднему (входному) концу двигателя. В дальнейшем будем называть её входной плоскостью.

В расчётах для относительных величин в этой модели приняты значения R_∞ , скорость звука c_∞ и плотность среды ρ_∞ , равными значениям в плоскости источника $z = 0$, где, следовательно, соответствующие безразмерные переменные будут равны 1.

При расчётах акустического поля модель предполагает два различных граничных условия на стенках канала:

абсолютно жёсткие стенки;

импедансные стенки.

Импеданс стенок можно задавать зависящим от частоты и от координаты в осевом направлении.

Варьируя импеданс (или коэффициент отражения), можно проследить изменения параметров акустического поля при изменении импедансных свойств стенок или их облицовки. Рассекатель предполагается абсолютно жёстким.

На границах рассекателя и стенок канала приняты также условия прилипания потока: тангенциальная компонента скорости равна нулю.

Граничные условия в плоскости источника задаются величиной объёмной скорости потока (массовым расходом), определяемой плотностью и нормальной скоростью потока.

Расчёт предполагает введение различных скоростей потока воздуха в канале, определяемых как действием вентилятора, так и скоростью полёта самолёта. При изменении скорости потока изменяются и параметры акустического поля как на входе сопла, так и на расстоянии от него. Средняя скорость потока принята равной половине скорости звука (число Маха $M = 0.5$).

В расчётах использован сеточный метод решения вышеприведённых уравнений для определения акустических полей в самом канале, на его срезе (входном) и на расстоянии от входного сопла. Модель расчёта принята осесимметричной, т.е. расчёты проводились в плоскости (r, z) .

На рисунках 2 – 37 приведены результаты расчётов акустических полей для частот от 100 до 800 Гц для абсолютно твёрдых стенок, стенок с постоянным импедансом и стенок с переменным по длине канала импедансом. Постоянный импеданс принят равным $Z = 2 - i$. Переменный импеданс линейно увеличивался от плоскости источника с приближением к входной плоскости и рассчитывался по формуле $Z_1 = 2 + 100 * z/z_i - i * (1 - z/z_i)$, где z_i – координата входной плоскости.

Звуковое давление в плоскости источника принято равным 1 Па.

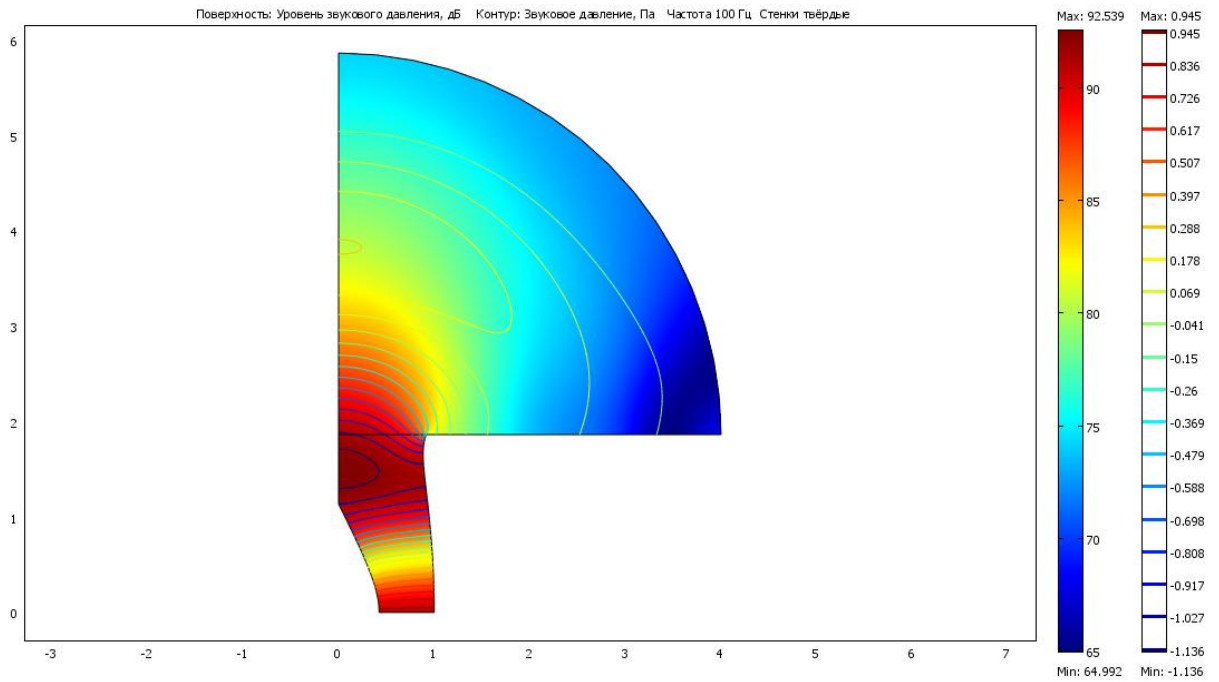


Рис. 2. Стенки абсолютно твёрдые. Частота 100 Гц.
 Поверхность: Уровень звукового давления, дБ. Контур: Звуковое давление, Па

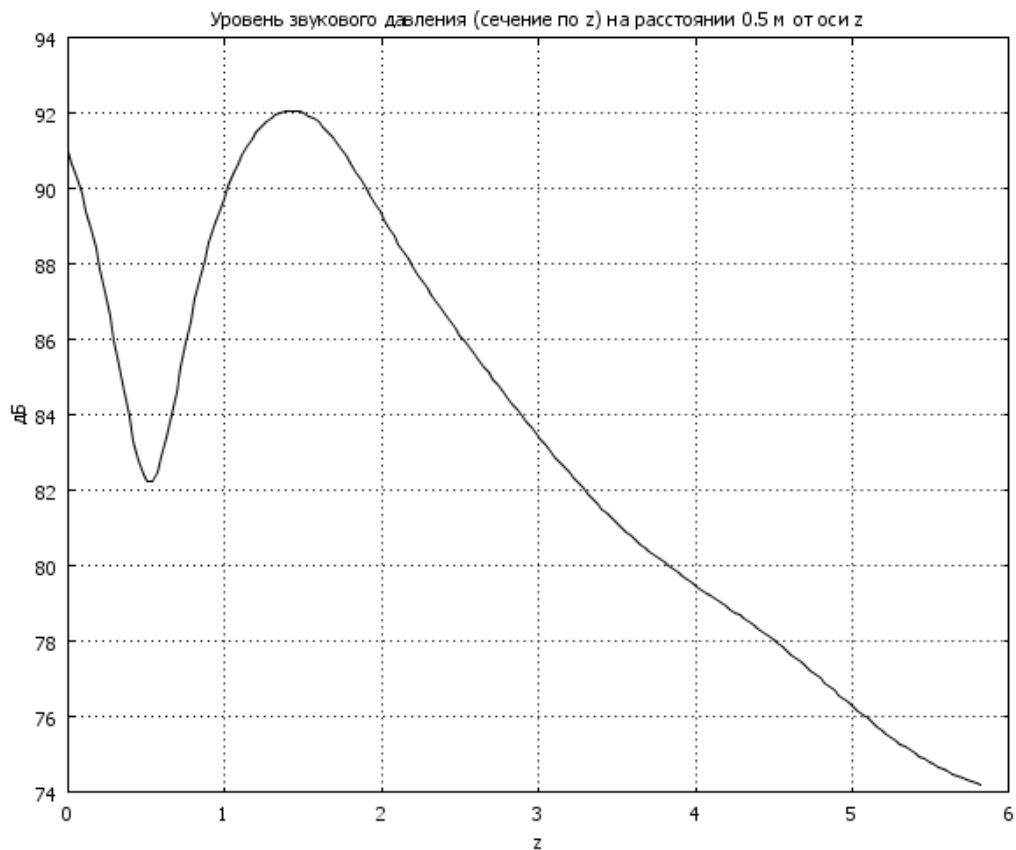


Рис. 3. Стенки абсолютно твёрдые. Частота 100 Гц.
 Уровень звукового давления (сечение по z) на расстоянии 0.5 м от оси z

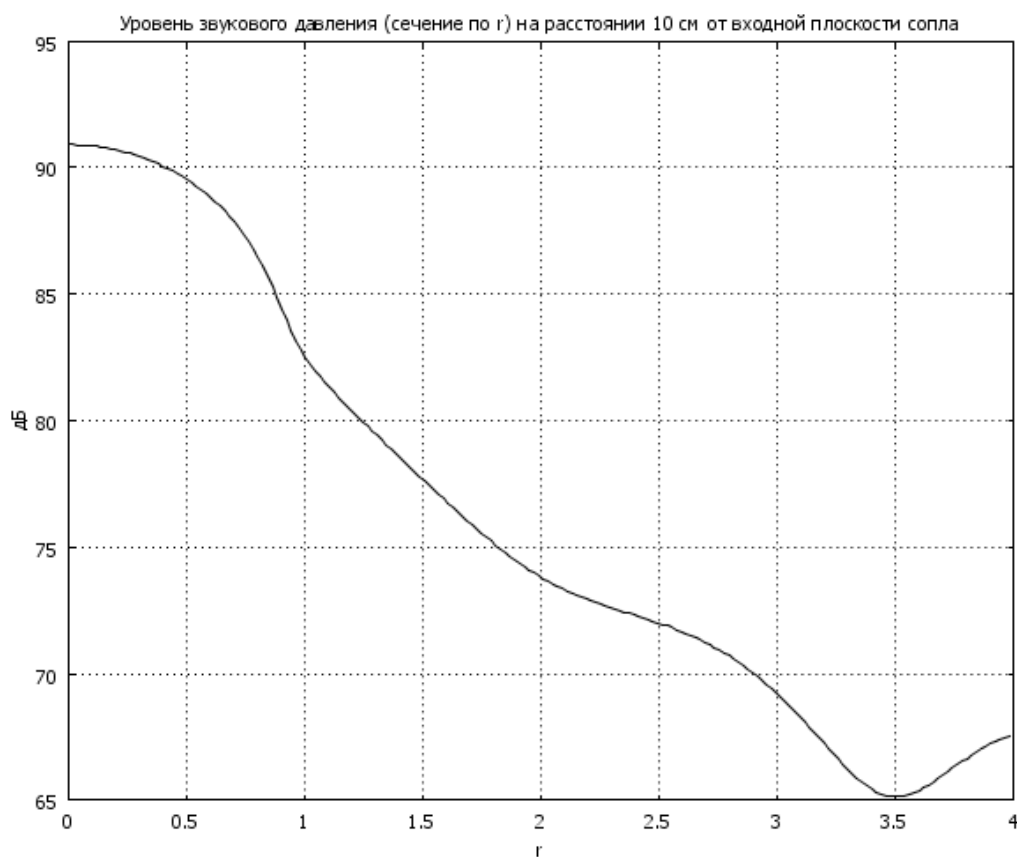


Рис. 4. Стенки абсолютно твёрдые. Частота 100 Гц
Уровень звукового давления (сечение по r) на расстоянии 10 см от входной плоскости

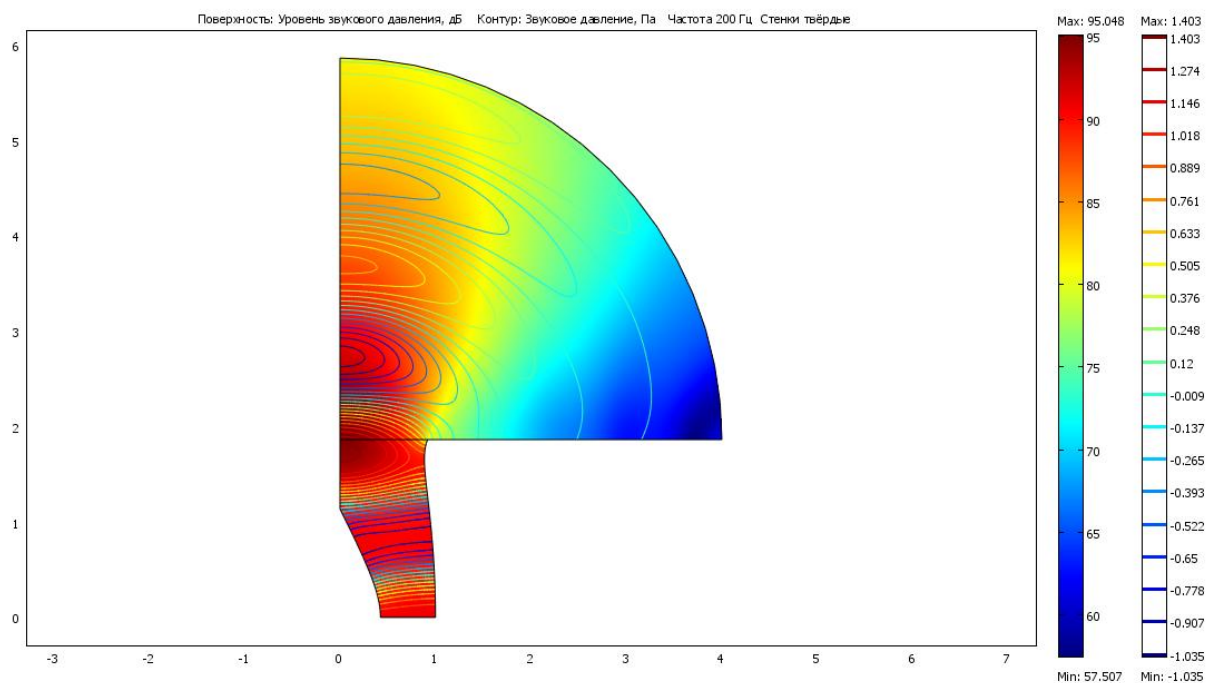


Рис. 5 Стенки абсолютно твёрдые. Частота 200 Гц.
Поверхность: Уровень звукового давления, дБ. Контур: Звуковое давление, Па

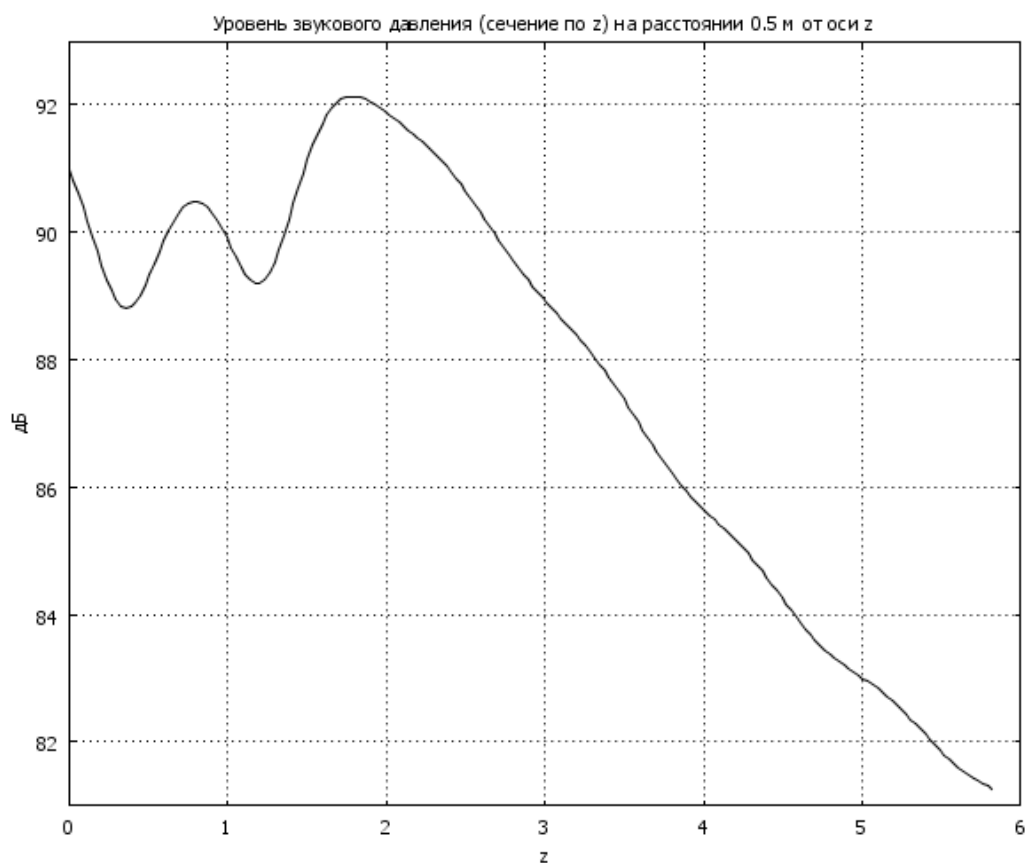


Рис. 6 Стенки абсолютно твёрдые. Частота 200 Гц.
Уровень звукового давления (сечение по z) на расстоянии 0.5 м от оси z

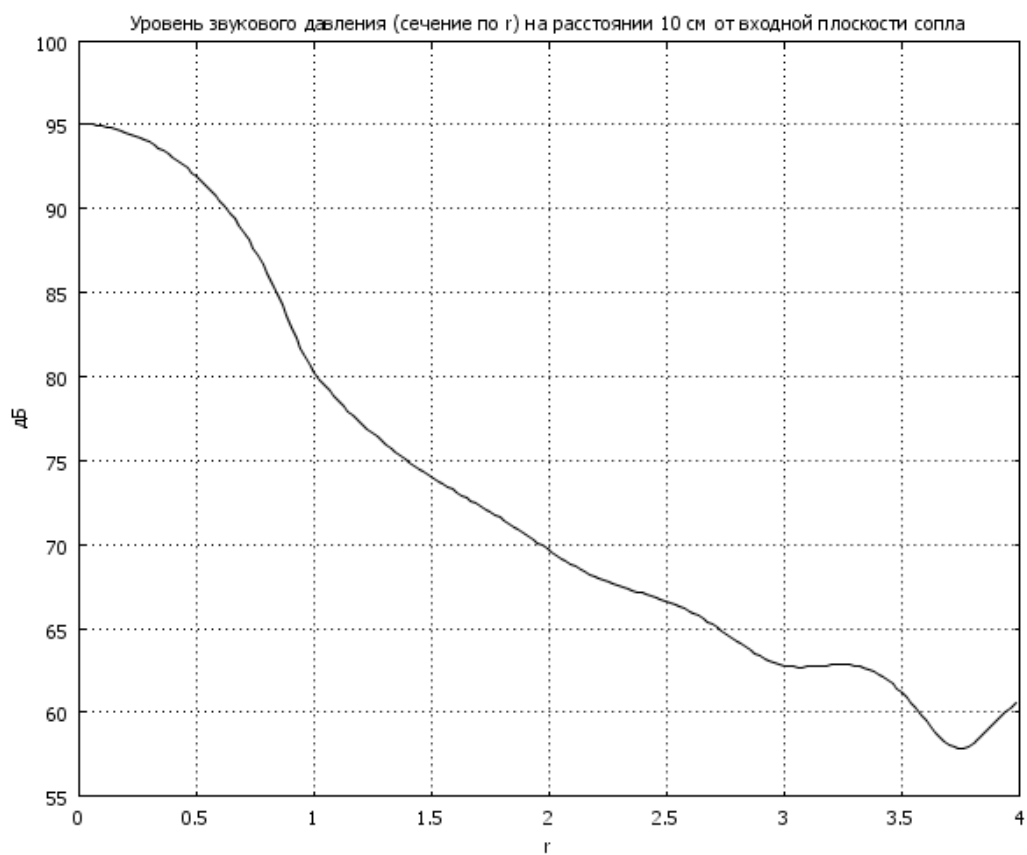


Рис. 7. Стенки абсолютно твёрдые. Частота 200 Гц
Уровень звукового давления (сечение по r) на расстоянии 10 см от входной плоскости

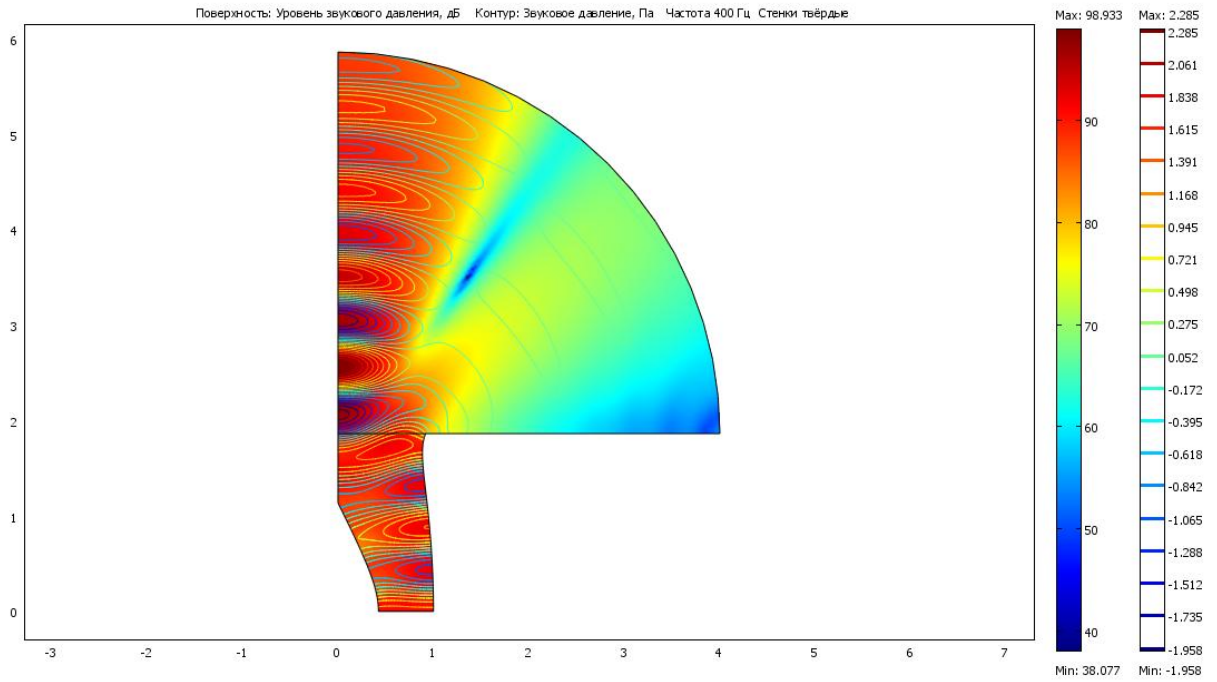


Рис. 8. Стенки абсолютно твёрдые. Частота 400 Гц.
 Поверхность: Уровень звукового давления, дБ. Контур: Звуковое давление, Па

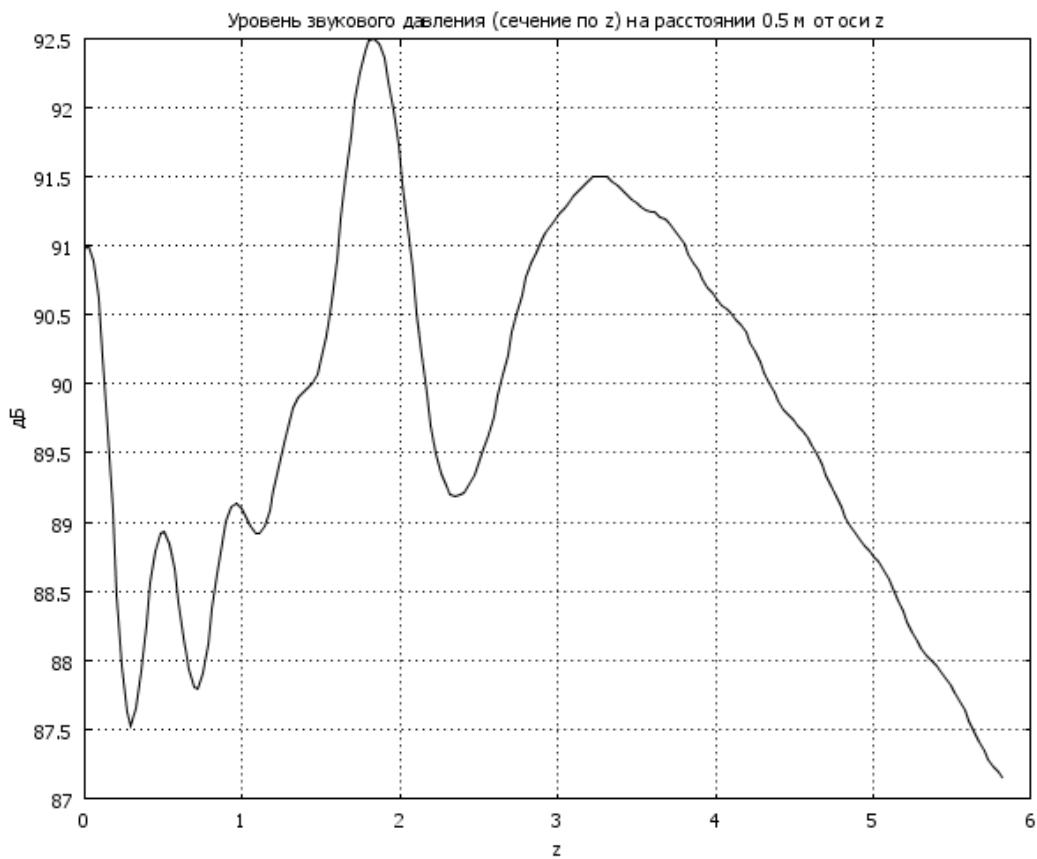


Рис. 9 Стенки абсолютно твёрдые. Частота 400 Гц.
 Уровень звукового давления (сечение по z) на расстоянии 0.5 м от оси z

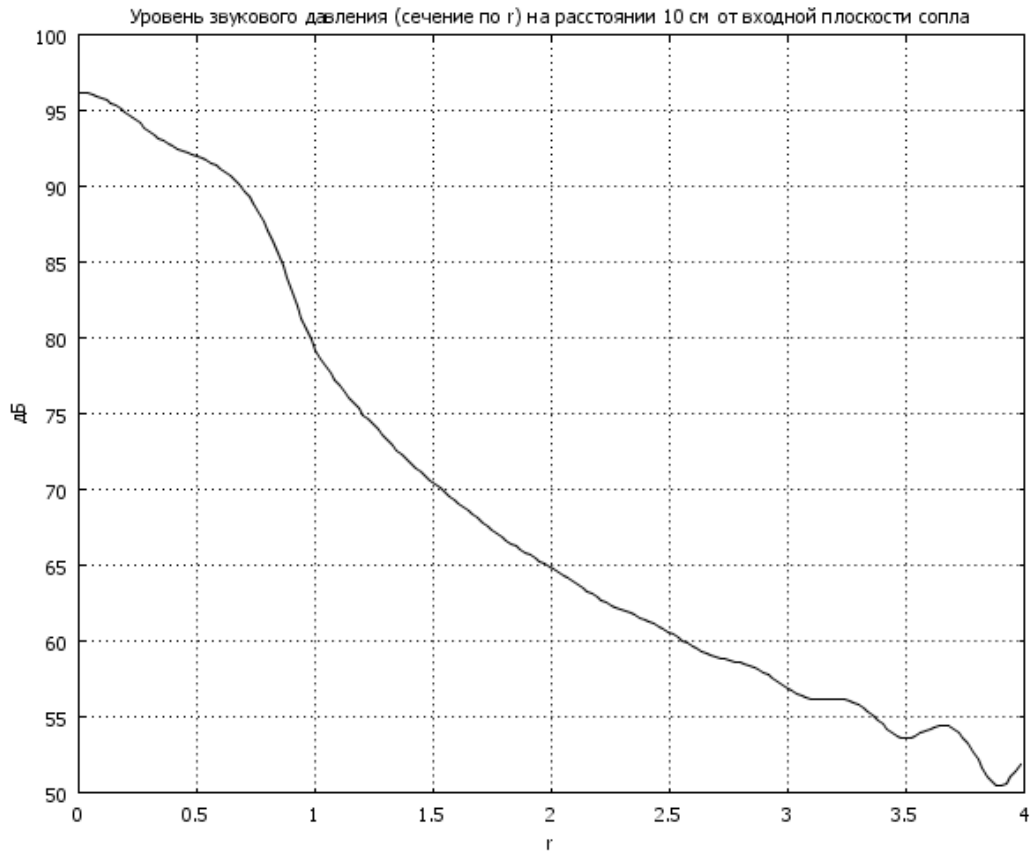


Рис. 10. Стенки абсолютно твёрдые. Частота 400 Гц
Уровень звукового давления (сечение по r) на расстоянии 10 см от входной плоскости

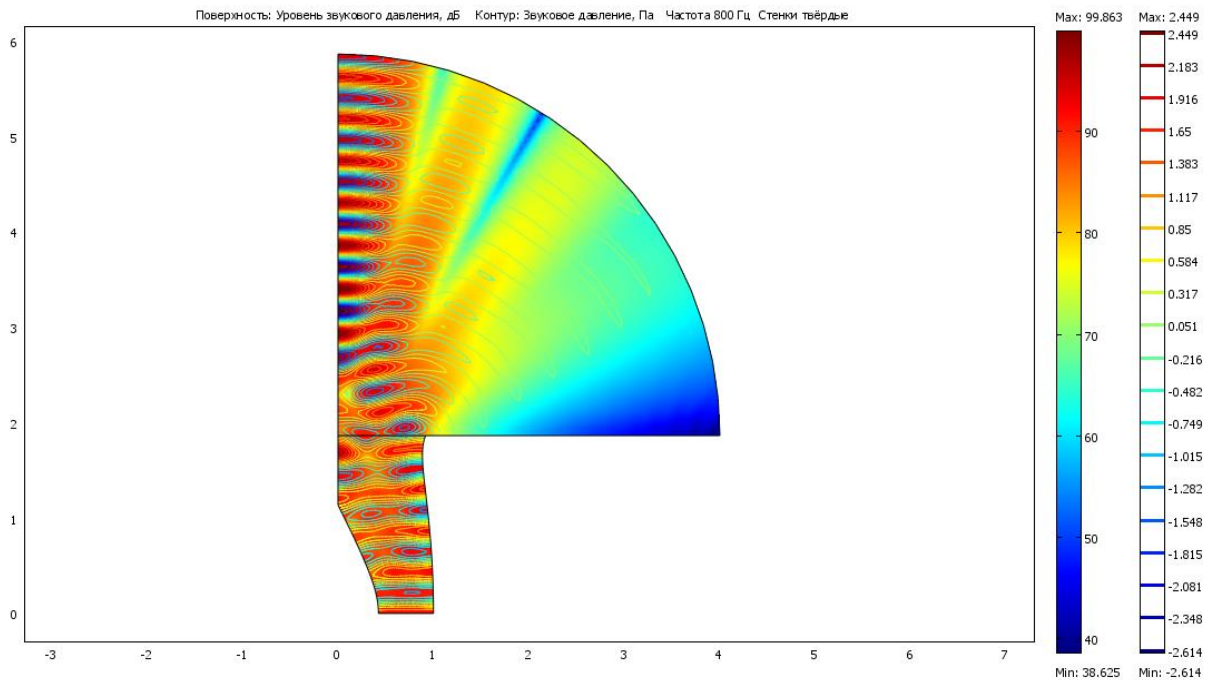


Рис. 11. Стенки абсолютно твёрдые. Частота 800 Гц.
Поверхность: Уровень звукового давления, дБ. Контур: Звуковое давление, Па

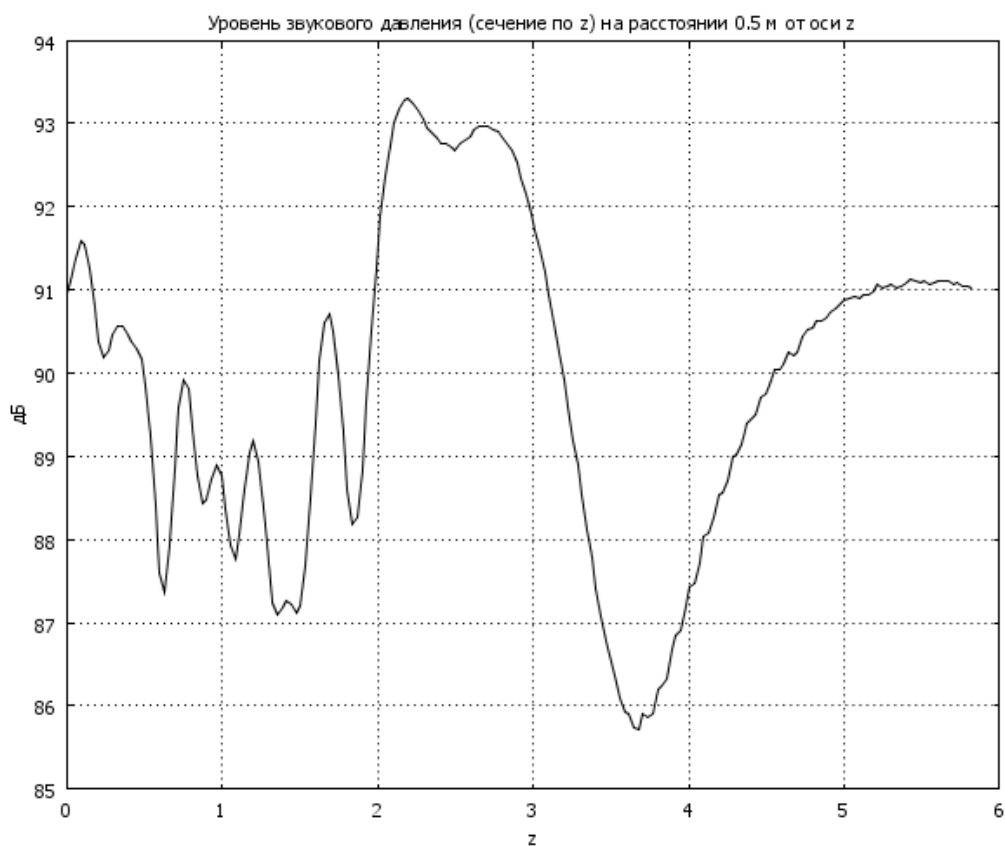


Рис. 12. Стенки абсолютно твёрдые. Частота 800 Гц.
Уровень звукового давления (сечение по z) на расстоянии 0.5 м от оси z

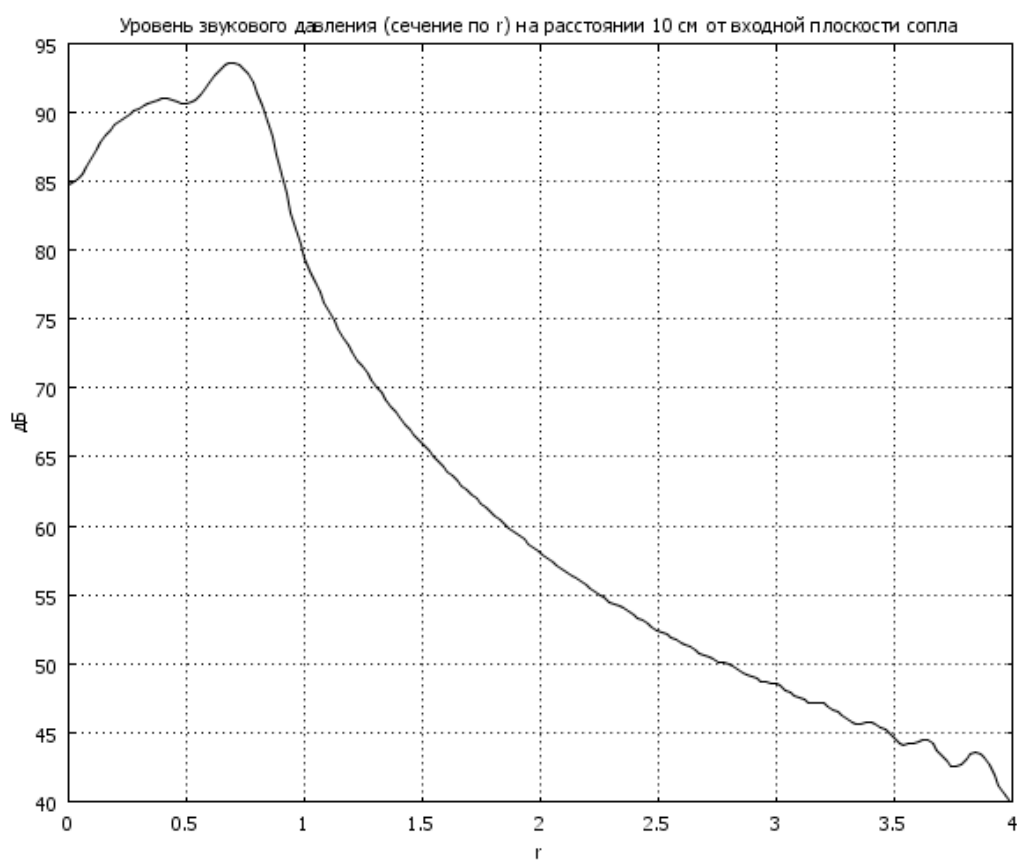


Рис. 13. Стенки абсолютно твёрдые. Частота 800 Гц
Уровень звукового давления (сечение по r) на расстоянии 10 см от входной плоскости

Далее идут рисунки для постоянного импеданса стенок гондолы ($Z=2-i$).

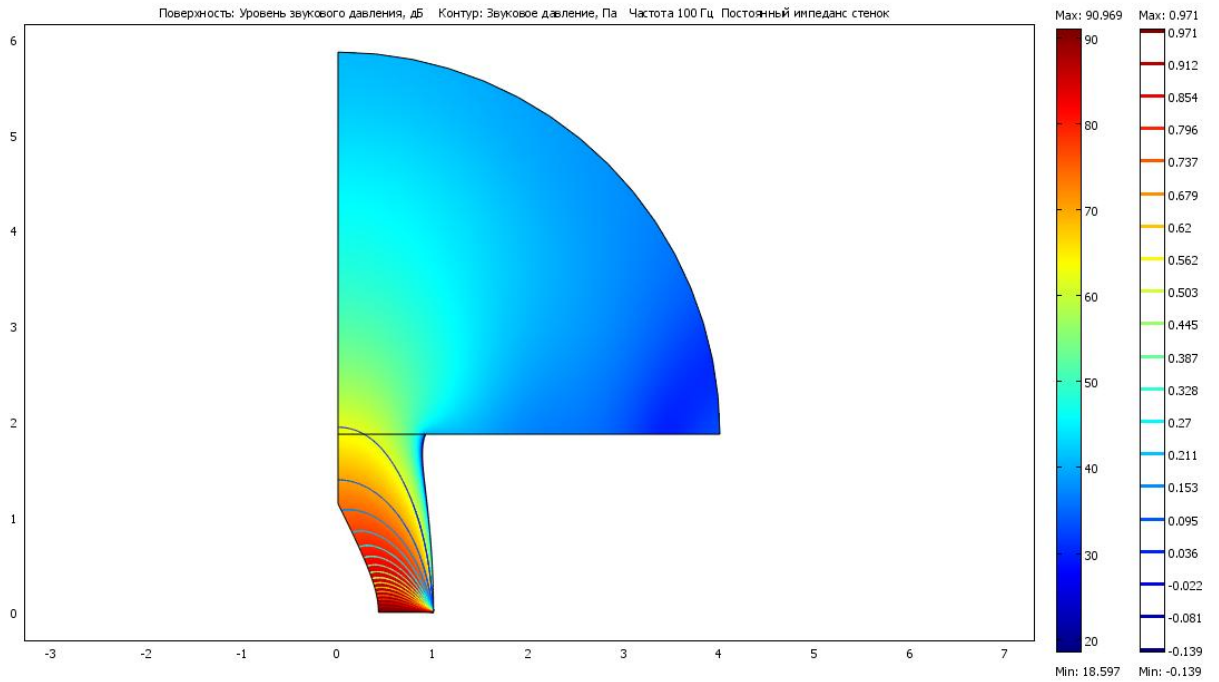


Рис. 14. Постоянный импеданс стенок. Частота 100 Гц.
 Поверхность: Уровень звукового давления, дБ. Контур: Звуковое давление, Па

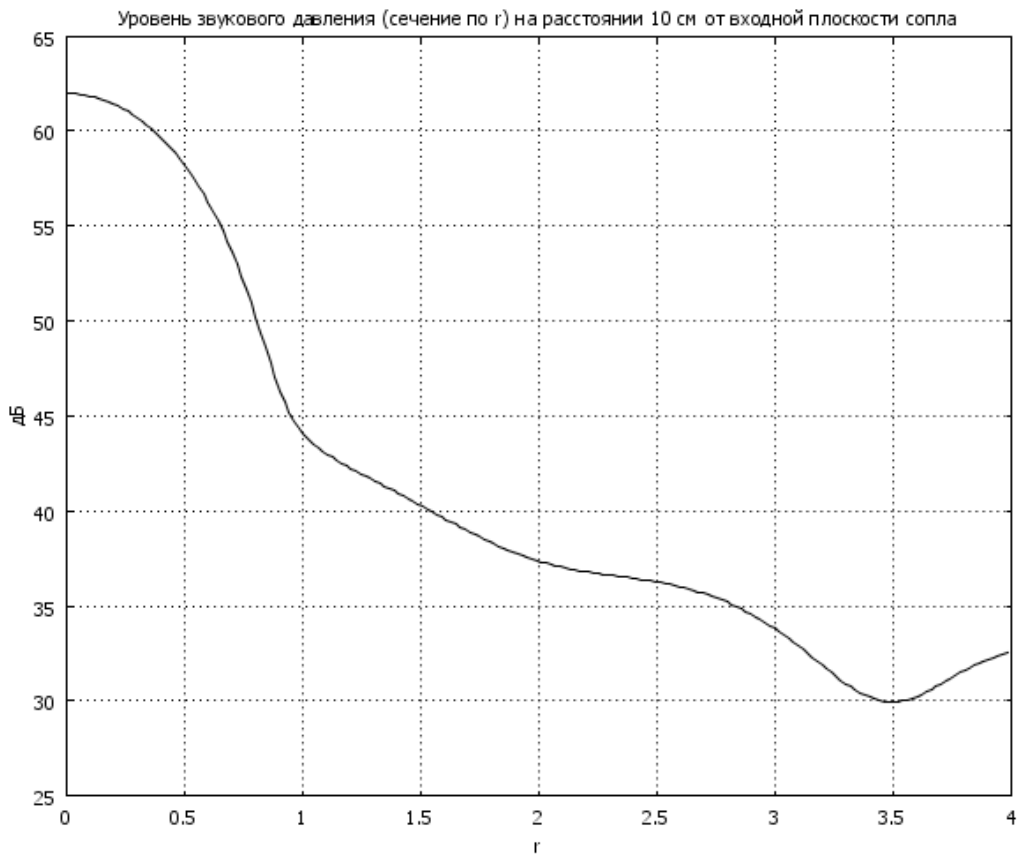


Рис. 15. Постоянный импеданс стенок. Частота 100 Гц
 Уровень звукового давления (сечение по r) на расстоянии 10 см от входной плоскости

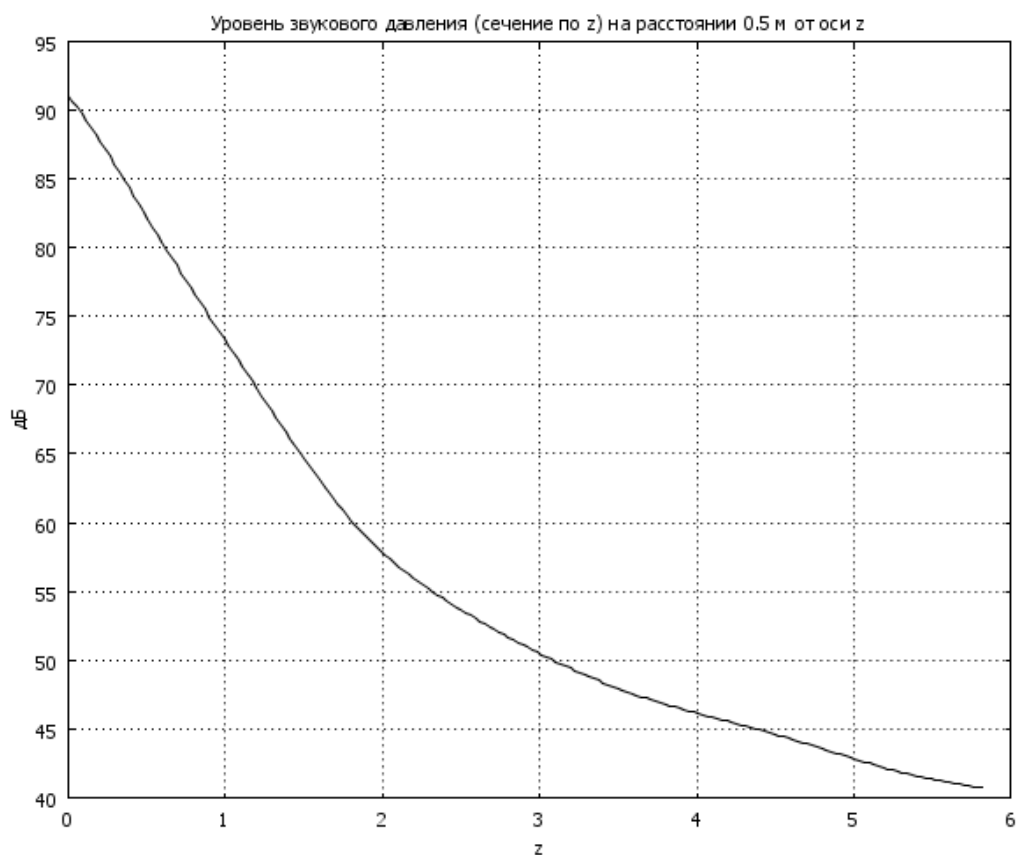


Рис. 16. Постоянный импеданс стенок. Частота 100 Гц
Уровень звукового давления (сечение по z) на расстоянии 0.5 м от оси z

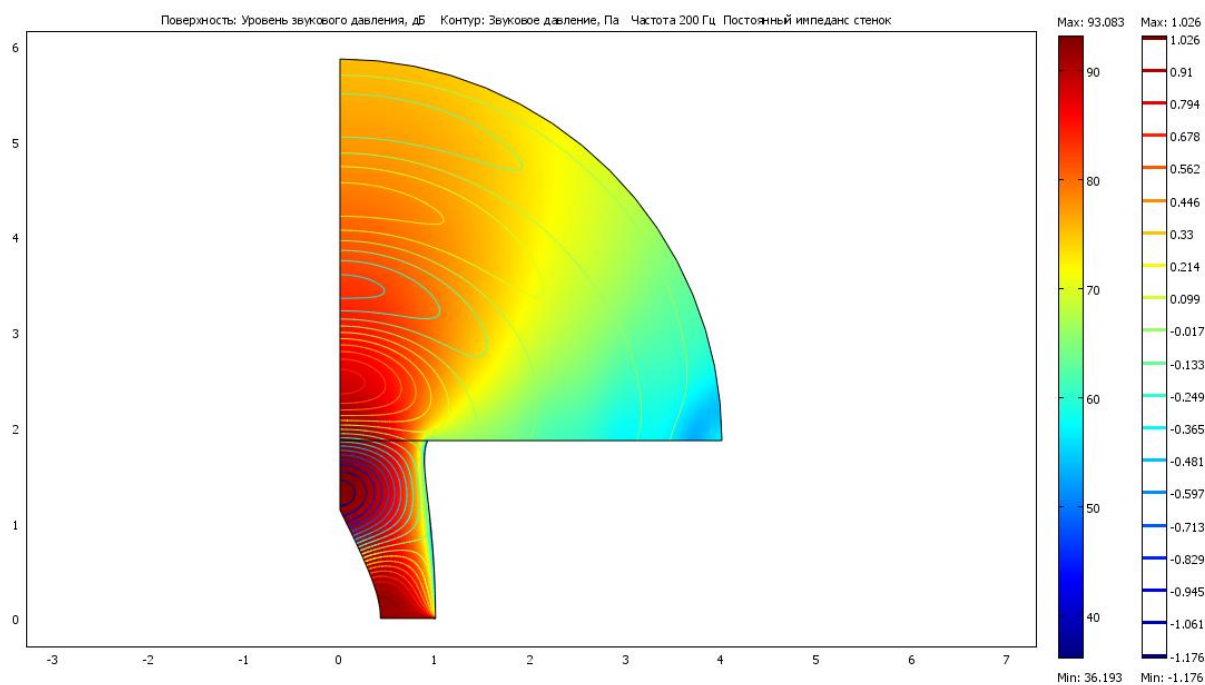


Рис. 17. Постоянный импеданс стенок. Частота 200 Гц.
Поверхность: Уровень звукового давления, дБ. Контур: Звуковое давление, Па

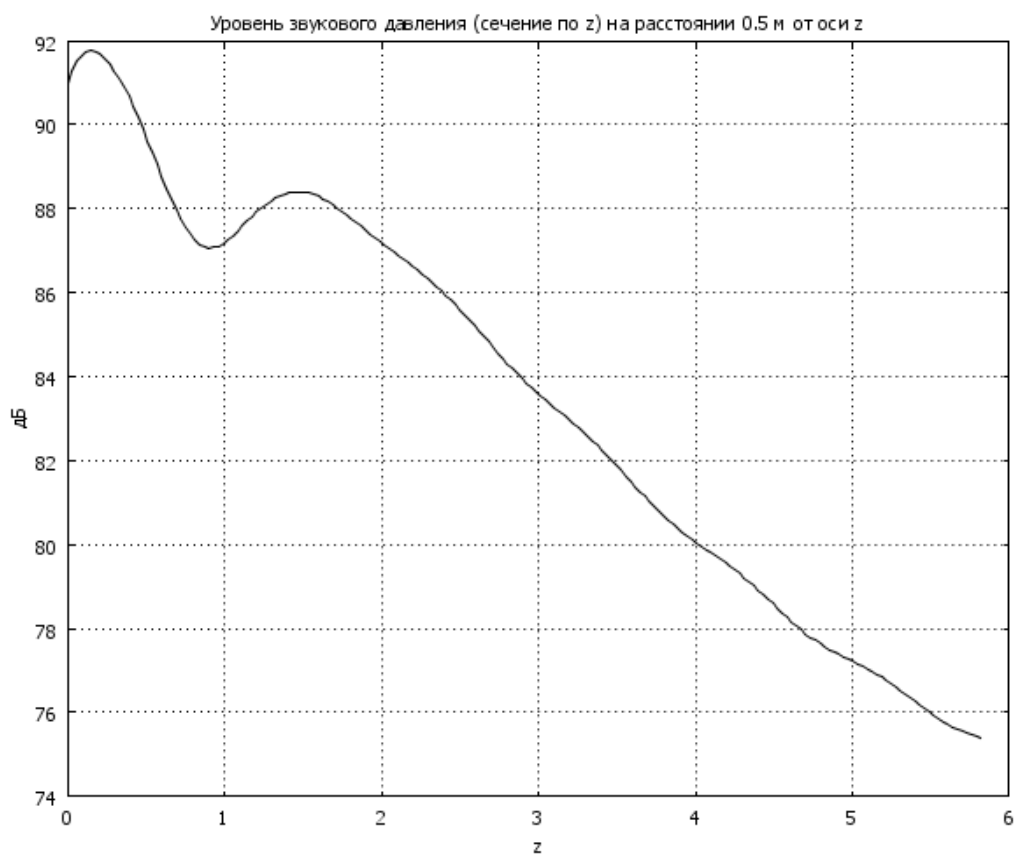


Рис. 18. Постоянный импеданс стенок. Частота 200 Гц
Уровень звукового давления (сечение по z) на расстоянии 0.5 м от оси z

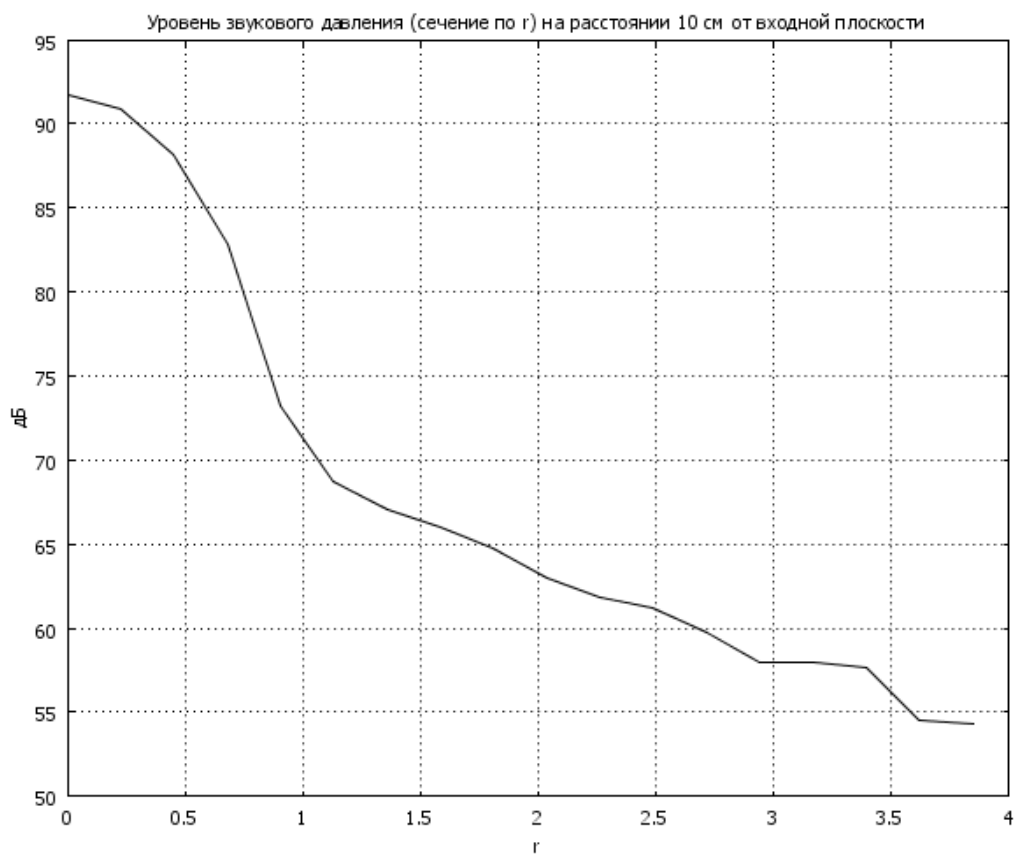


Рис. 19. Постоянный импеданс стенок. Частота 200 Гц
Уровень звукового давления (сечение по r) на расстоянии 10 см от входной плоскости

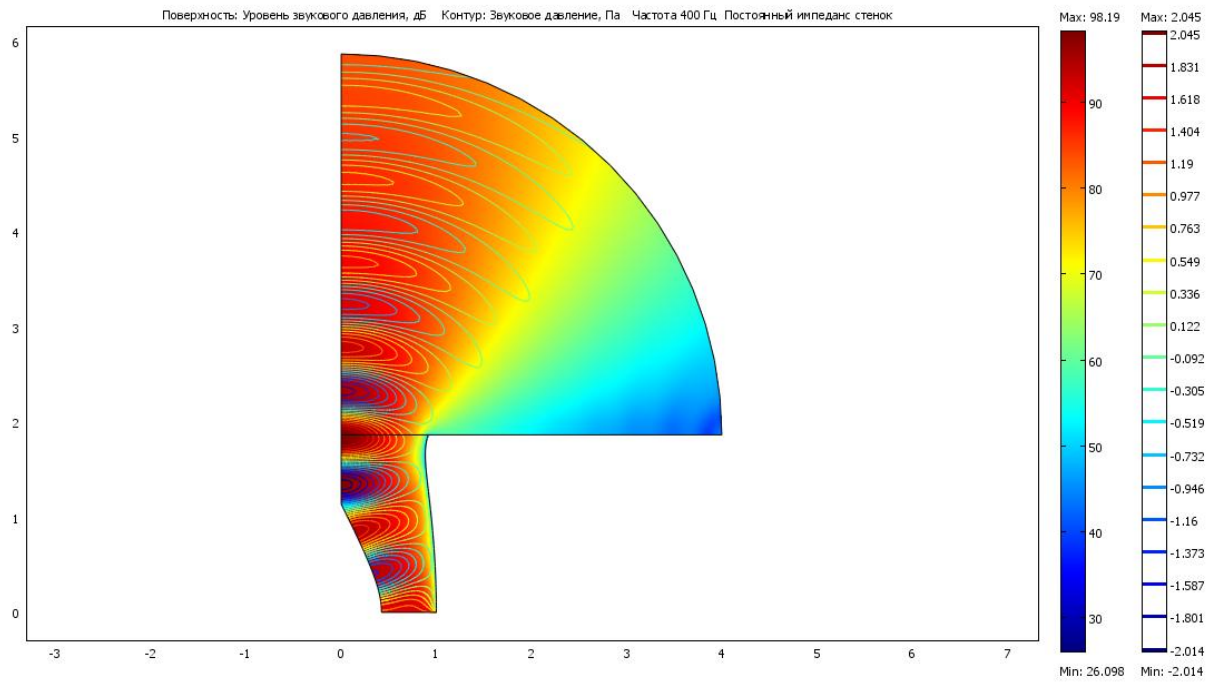


Рис. 20. Постоянный импеданс стенок. Частота 400 Гц.
Поверхность: Уровень звукового давления, дБ. Контур: Звуковое давление, Па

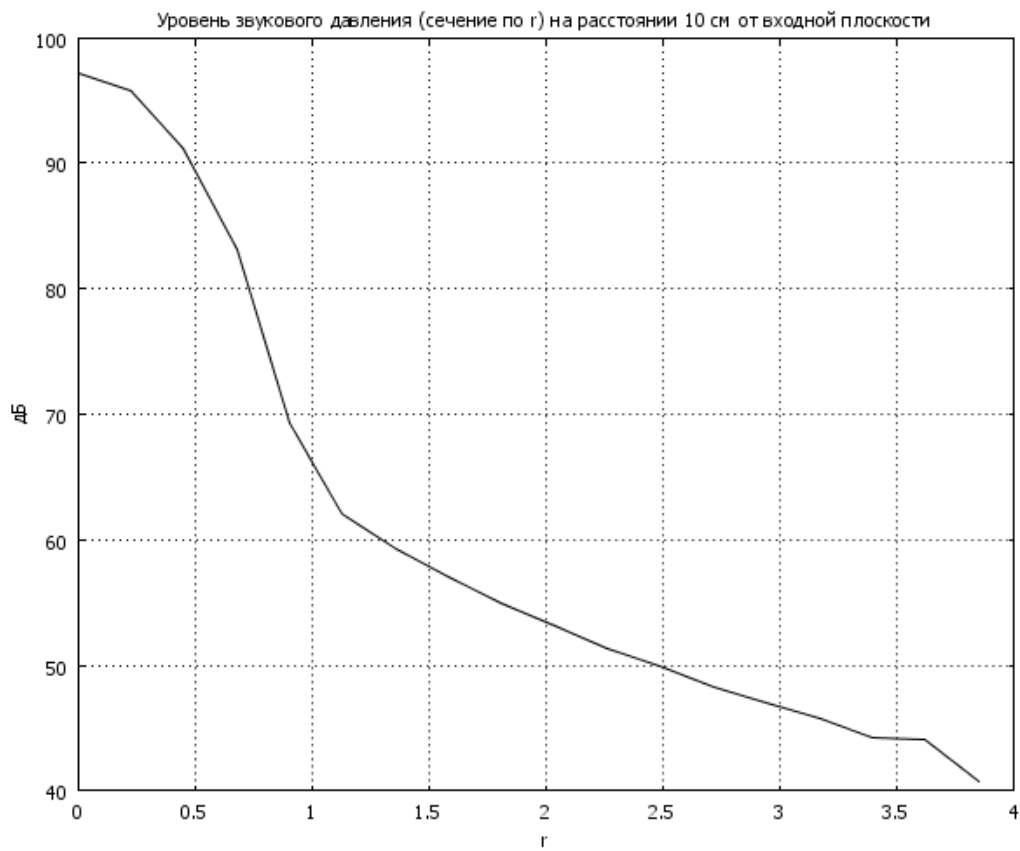


Рис. 21. Постоянный импеданс стенок. Частота 400 Гц
Уровень звукового давления (сечение по r) на расстоянии 10 см от входной плоскости

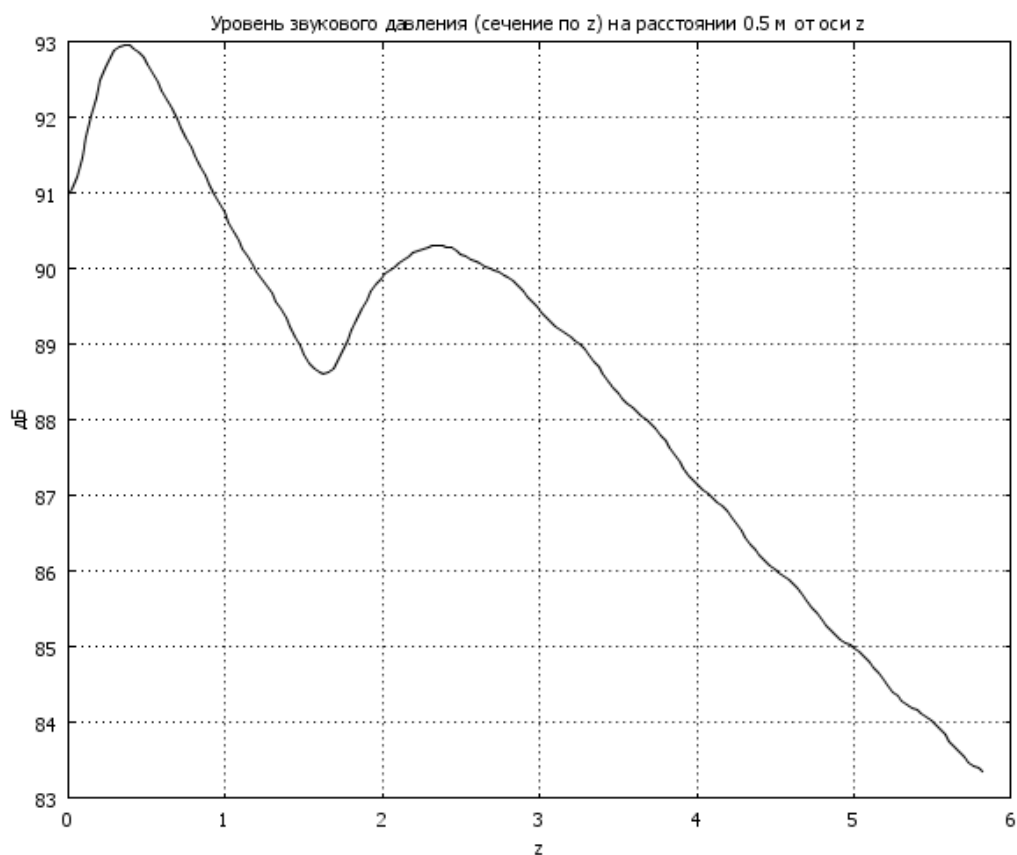


Рис. 22. Постоянный импеданс стенок. Частота 400 Гц
Уровень звукового давления (сечение по z) на расстоянии 0.5 м от оси z

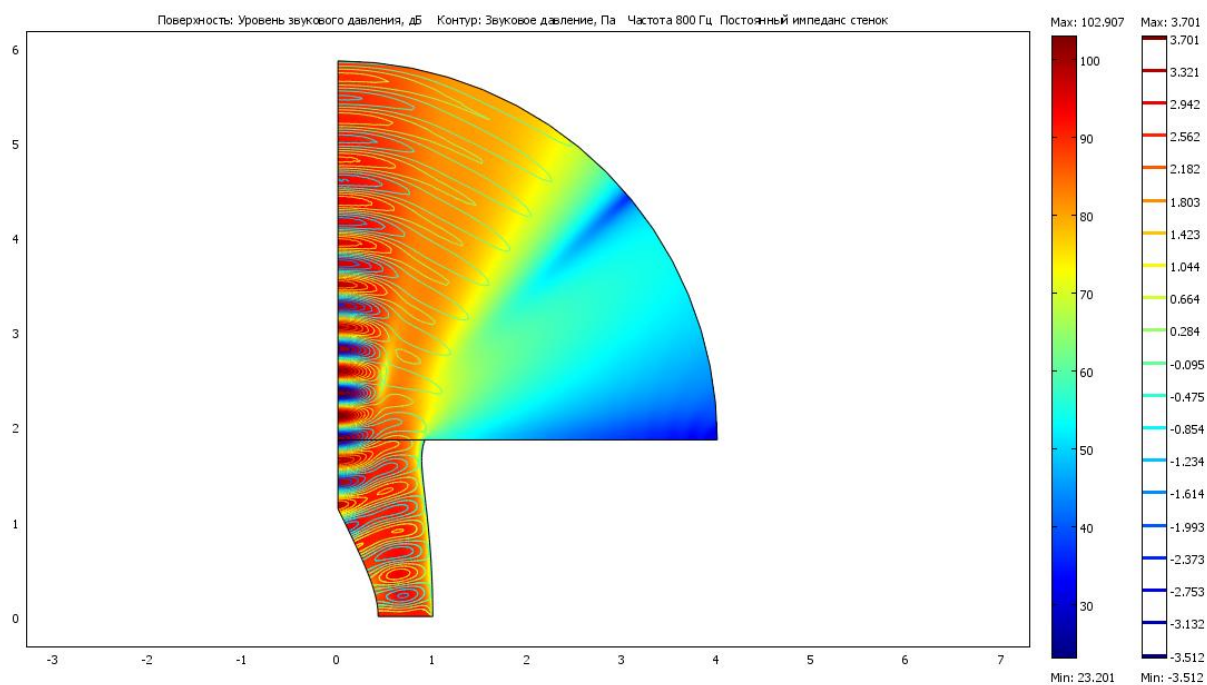


Рис. 23. Постоянный импеданс стенок. Частота 800 Гц.
Поверхность: Уровень звукового давления, дБ. Контур: Звуковое давление, Па

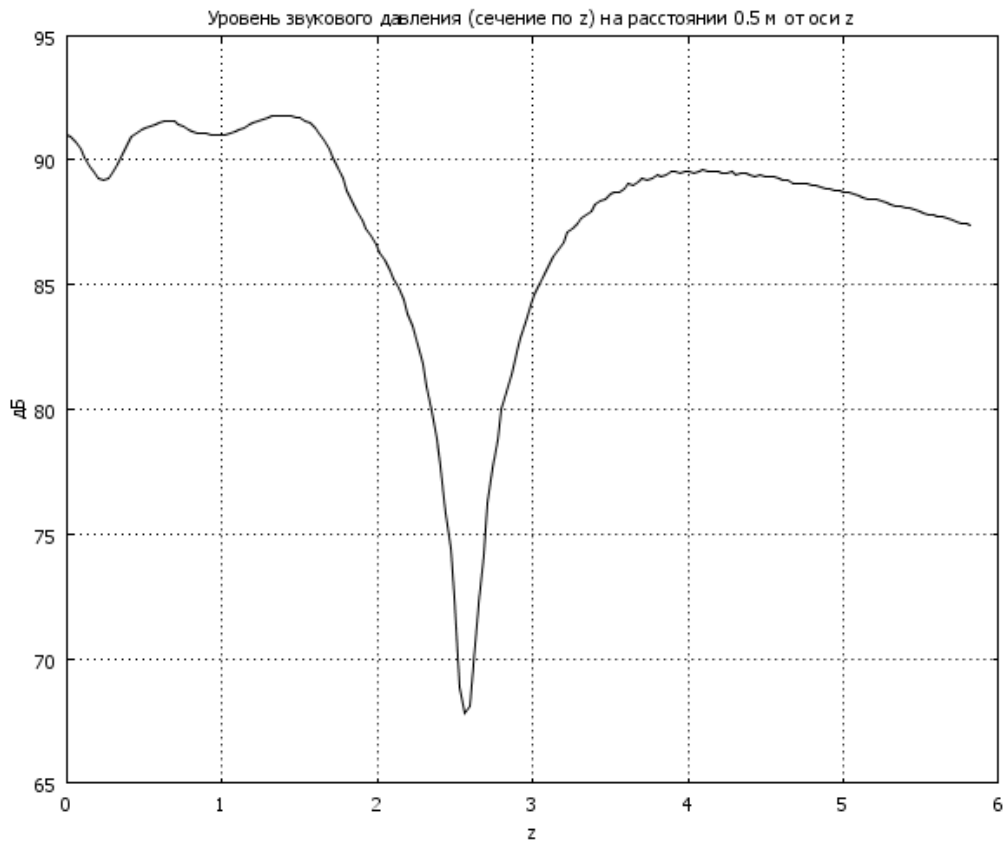


Рис. 24. Постоянный импеданс стенок. Частота 800 Гц
Уровень звукового давления (сечение по z) на расстоянии 0.5 м от оси z

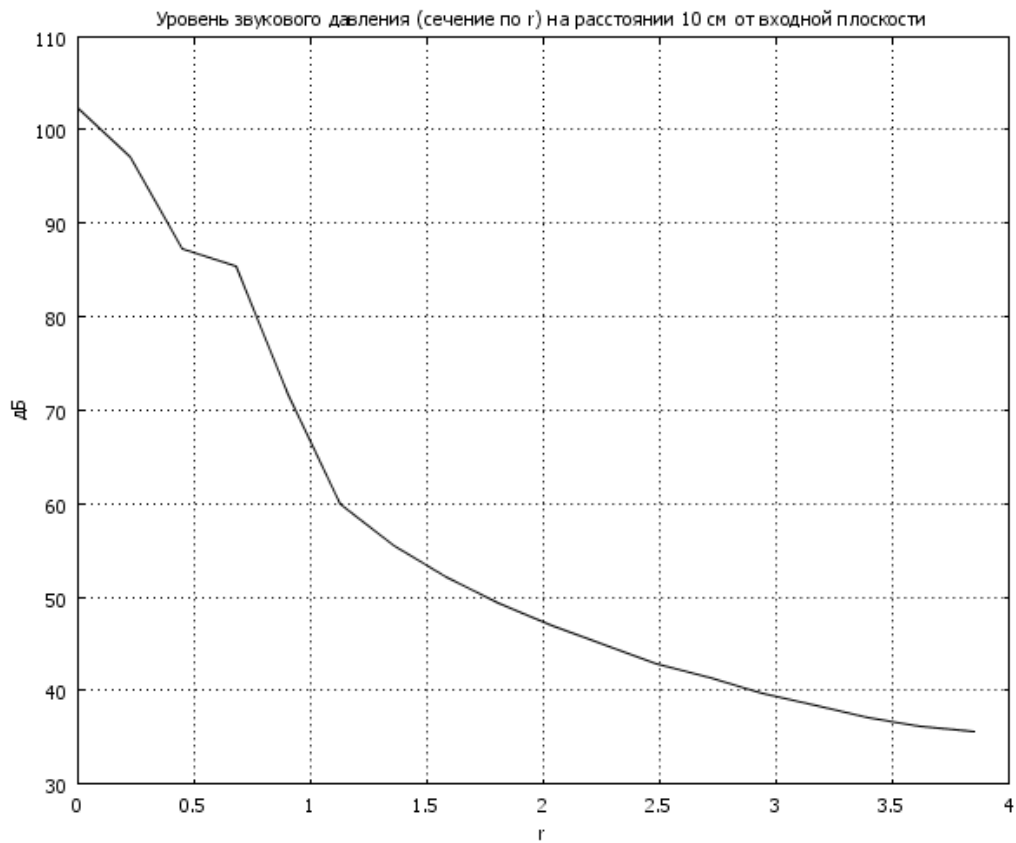


Рис. 25. Постоянный импеданс стенок. Частота 800 Гц
Уровень звукового давления (сечение по r) на расстоянии 10 см от входной плоскости

Далее рисунки для переменного импеданса стенок гондолы ($Z_1=2+100*z/z_i-i*(1-z/z_i)$).

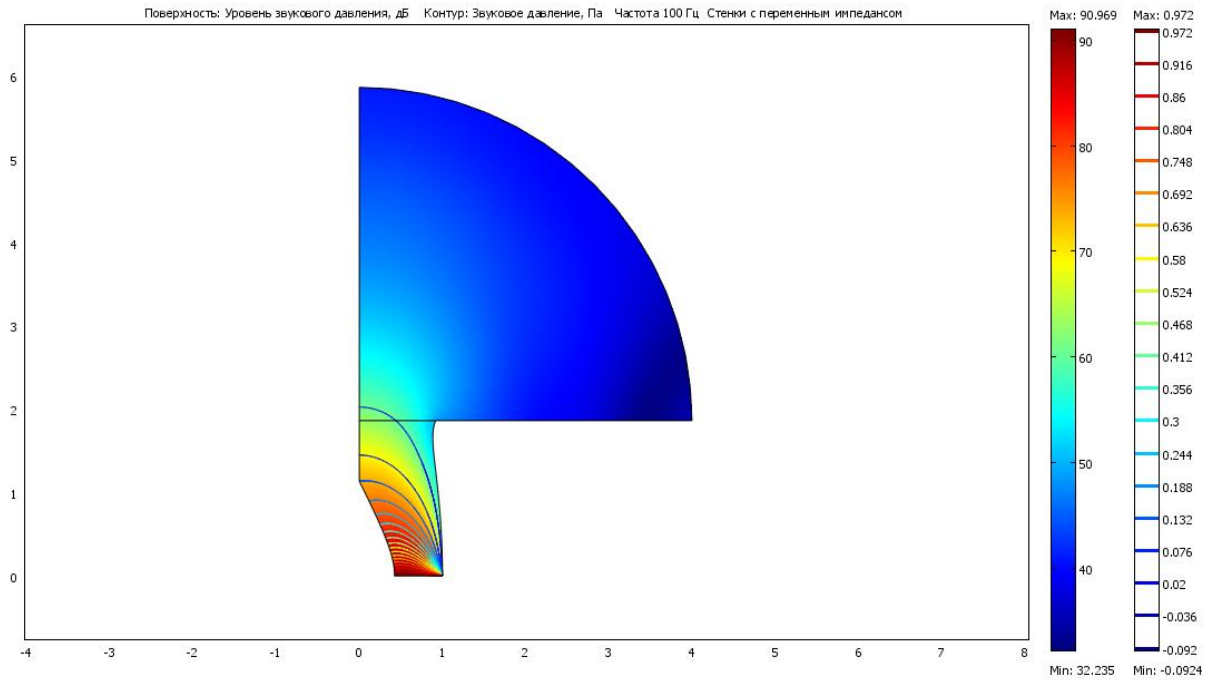


Рис. 26. Переменный импеданс стенок. Частота 100 Гц.
 Поверхность: Уровень звукового давления, дБ. Контур: Звуковое давление, Па

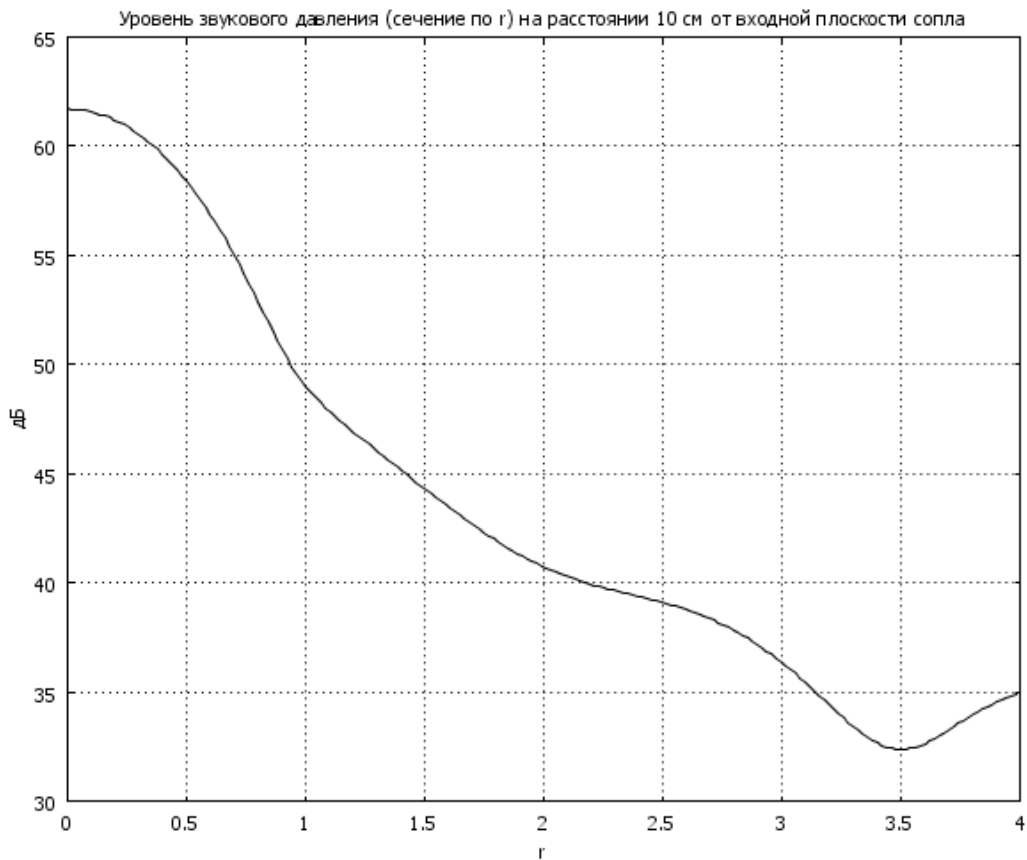


Рис. 27. Переменный импеданс стенок. Частота 100 Гц
 Уровень звукового давления (сечение по r) на расстоянии 10 см от входной плоскости

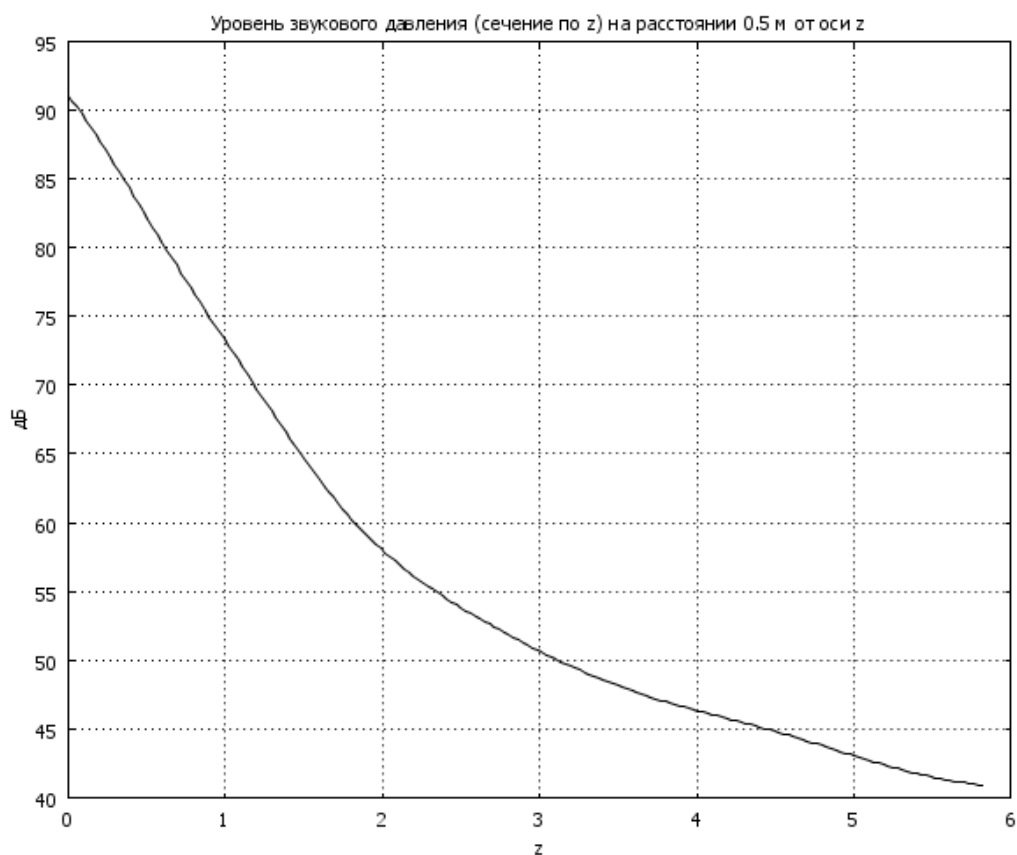


Рис. 28. Переменный импеданс стенок. Частота 100 Гц
Уровень звукового давления (сечение по z) на расстоянии 0.5 м от оси z

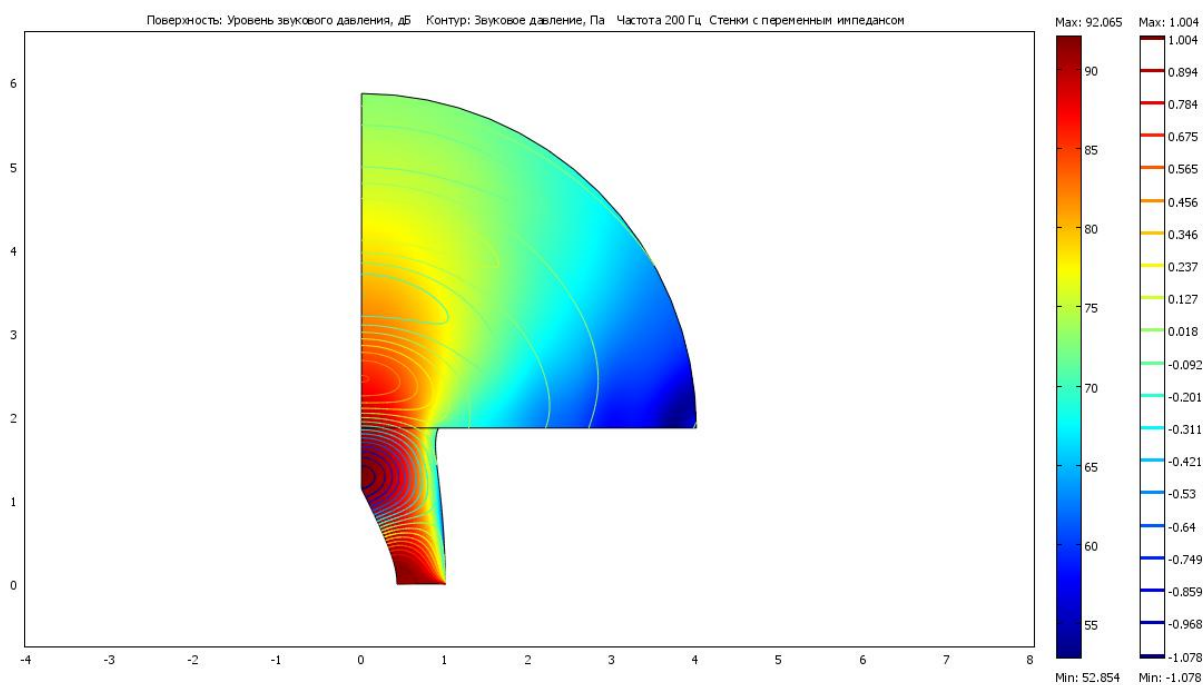


Рис. 29. Переменный импеданс стенок. Частота 200 Гц.
Поверхность: Уровень звукового давления, дБ. Контур: Звуковое давление, Па

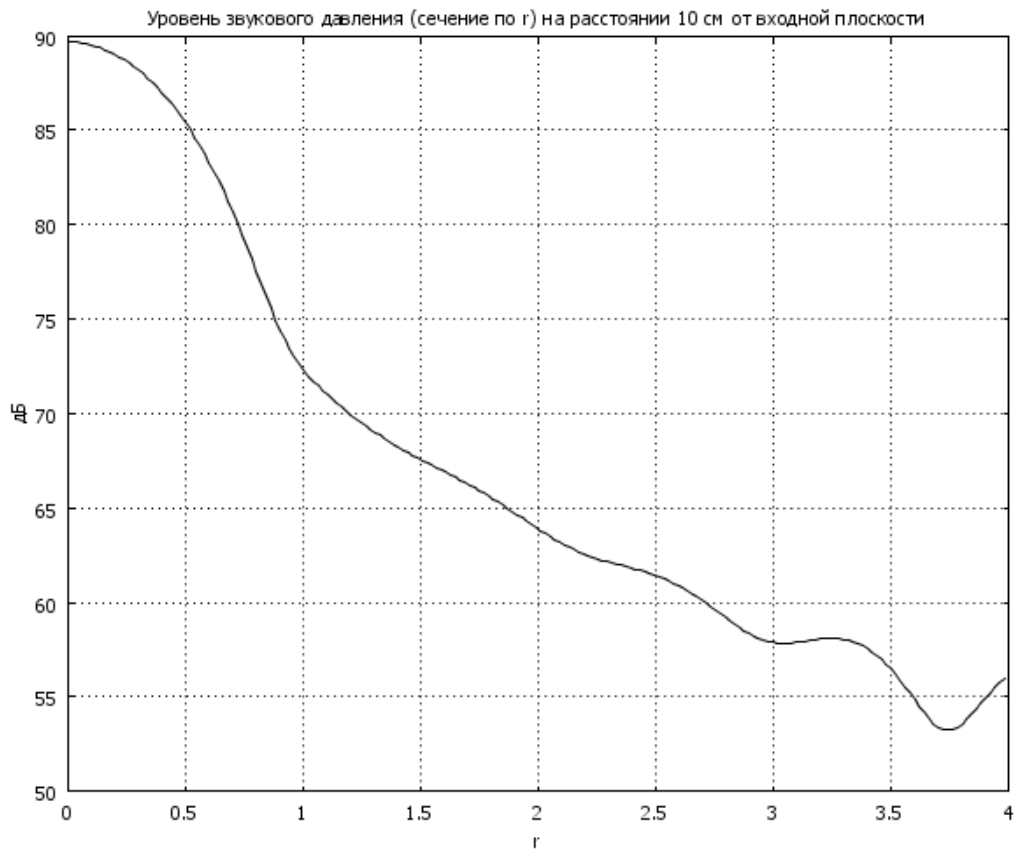


Рис. 30. Переменный импеданс стенок. Частота 200 Гц.
Уровень звукового давления (сечение по r) на расстоянии 10 см от входной плоскости

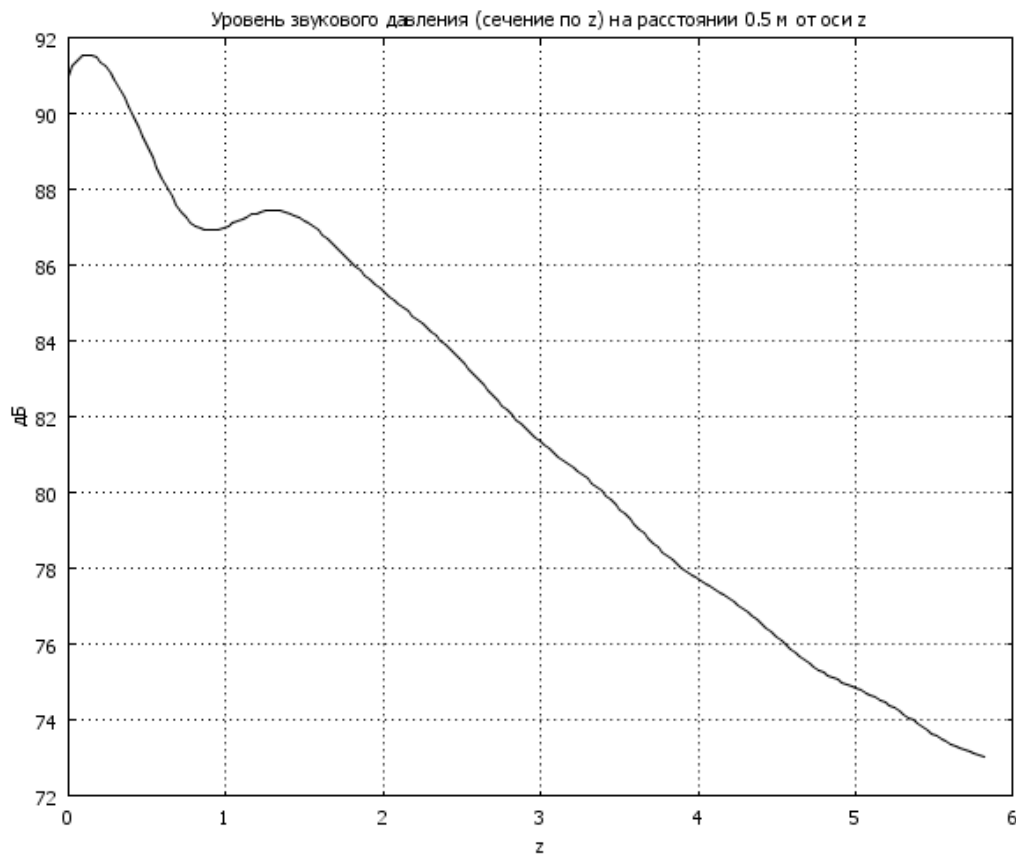


Рис. 31. Переменный импеданс стенок. Частота 200 Гц
Уровень звукового давления (сечение по z) на расстоянии 0.5 м от оси z

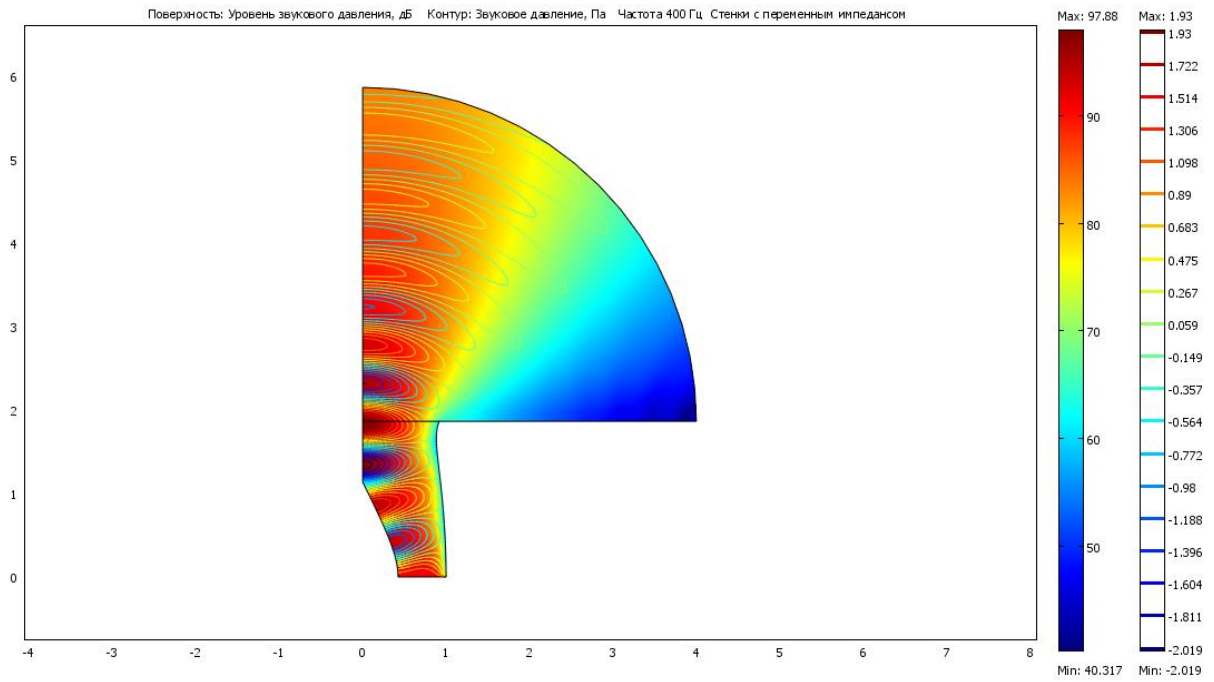


Рис. 32. Переменный импеданс стенок. Частота 400 Гц.
Поверхность: Уровень звукового давления, дБ. Контур: Звуковое давление, Па

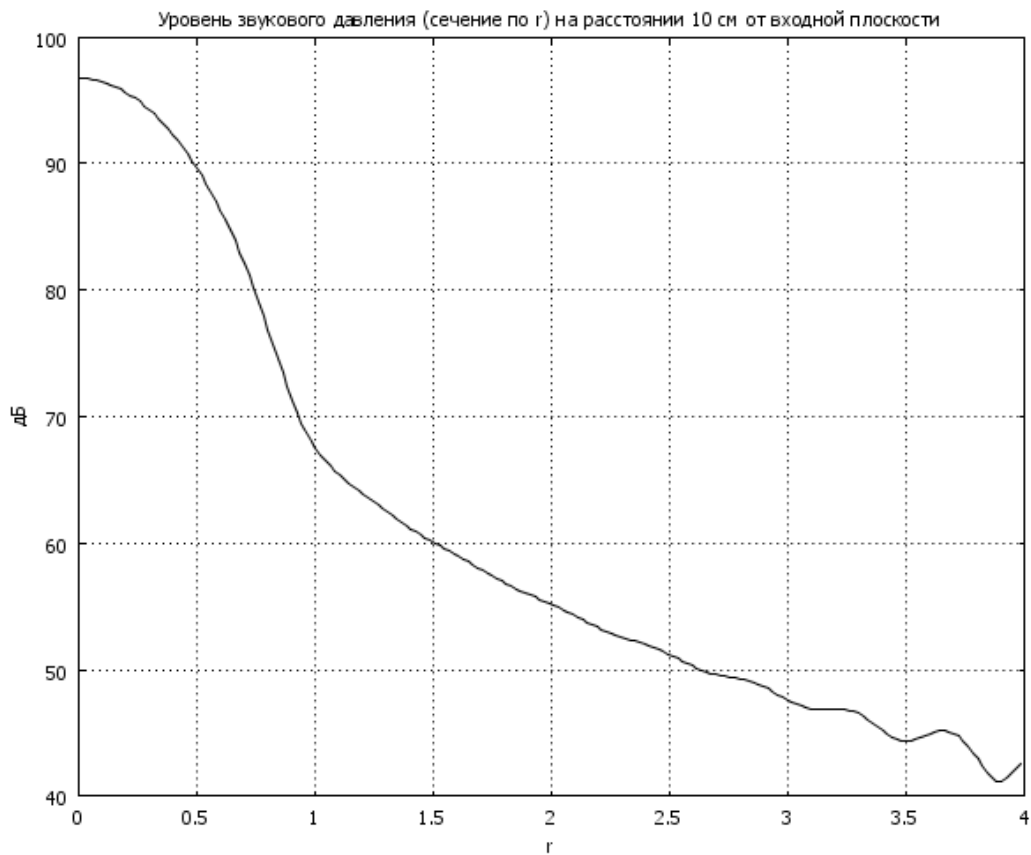


Рис. 33. Переменный импеданс стенок. Частота 400 Гц.
Уровень звукового давления (сечение по r) на расстоянии 10 см от входной плоскости

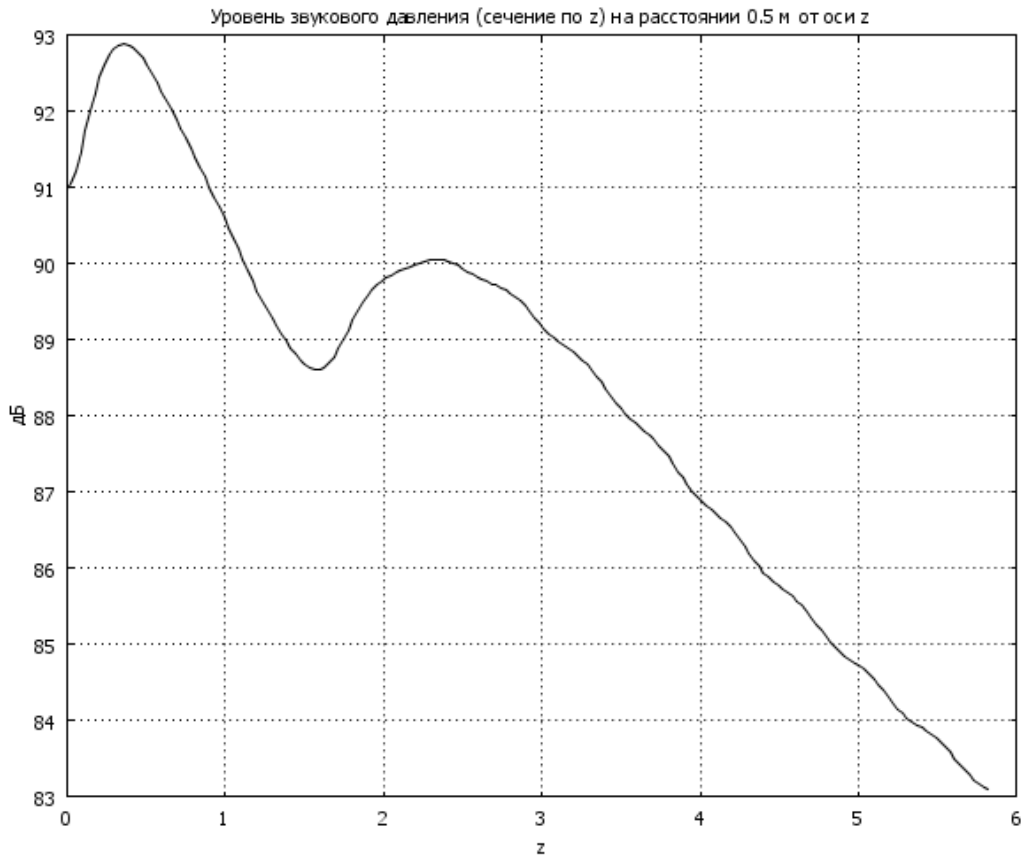


Рис. 34. Переменный импеданс стенок. Частота 400 Гц
Уровень звукового давления (сечение по z) на расстоянии 0.5 м от оси z

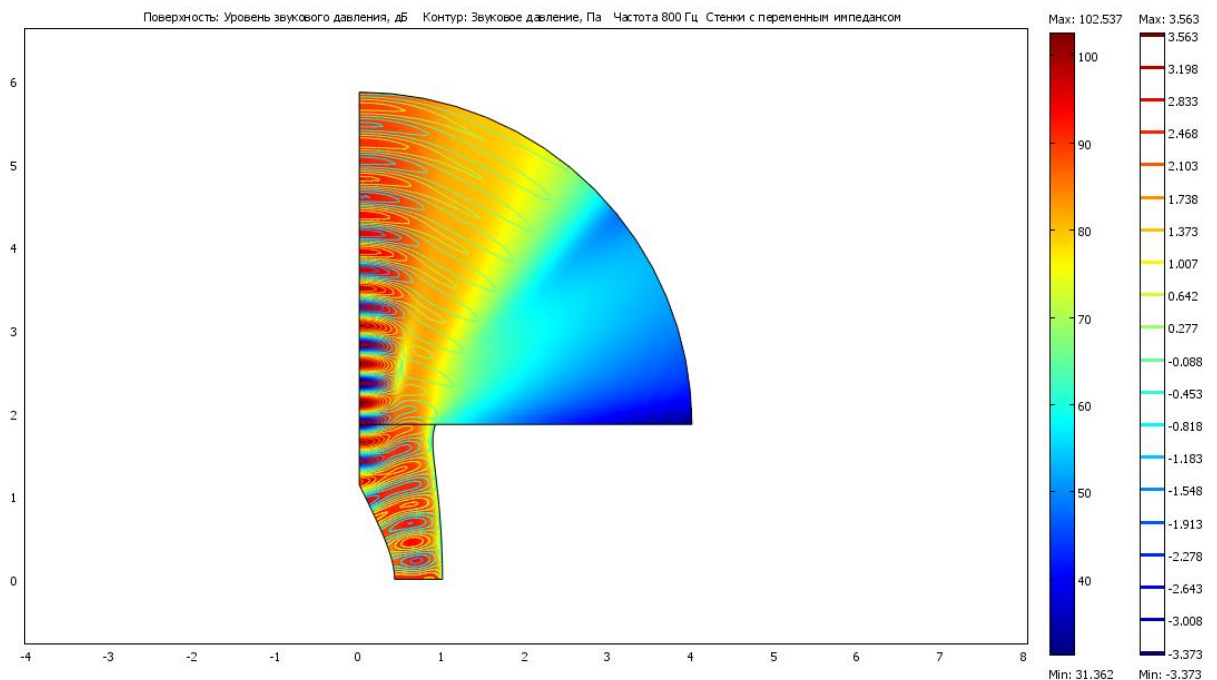


Рис. 35. Переменный импеданс стенок. Частота 800 Гц.
Поверхность: Уровень звукового давления, дБ. Контур: Звуковое давление, Па

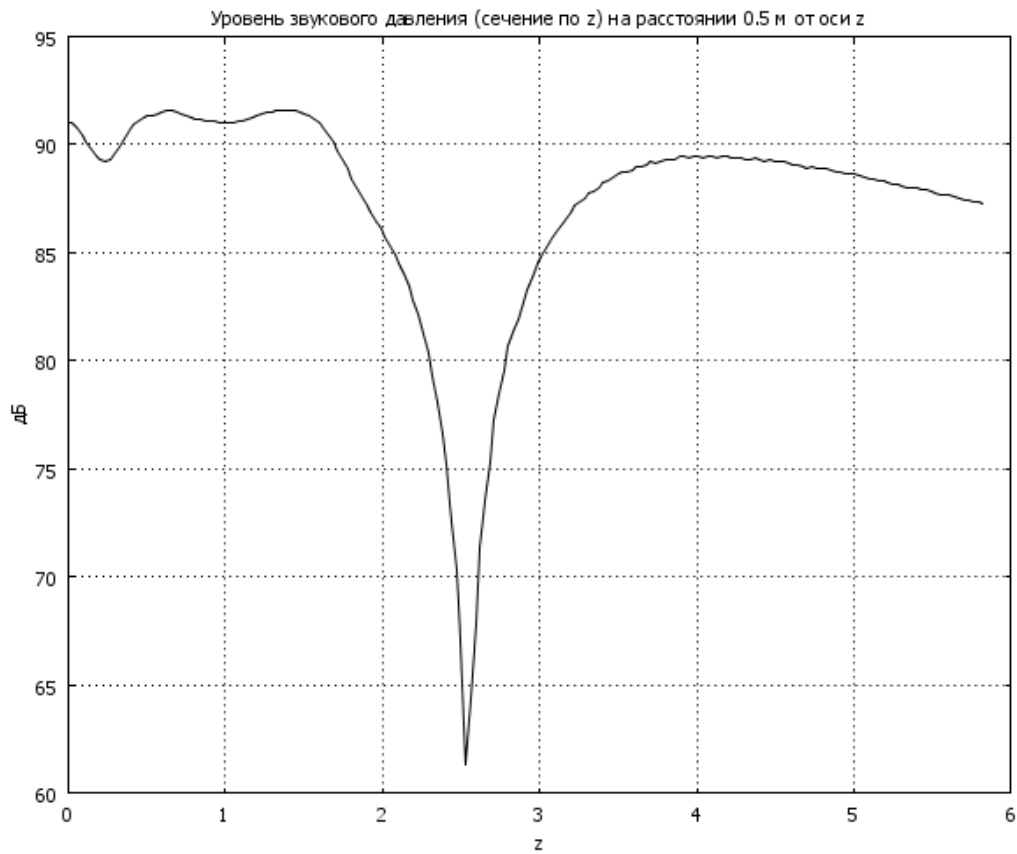


Рис. 36. Переменный импеданс стенок. Частота 800 Гц
Уровень звукового давления (сечение по z) на расстоянии 0.5 м от оси z

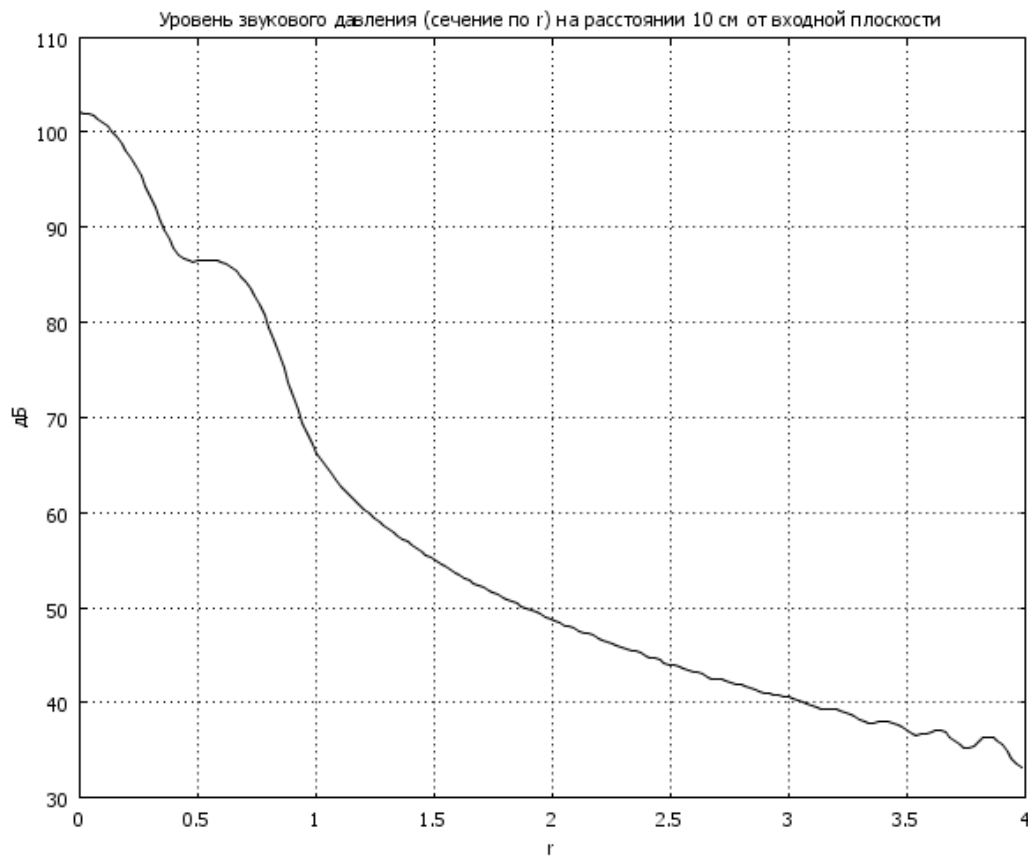


Рис. 37. Переменный импеданс стенок. Частота 800 Гц.
Уровень звукового давления (сечение по r) на расстоянии 10 см от входной плоскости

ЛИТЕРАТУРА

1. S.W. Rienstra and W. Eversman, "A Numerical Comparison Between the Multiple-Scales and Finite-Element Solution for Sound Propagation in Lined Flow Ducts," *J. Fluid Mech.*, vol. 437, pp. 367–384, 2001.