

2009 年度 修士論文

小空間音場の拡散性に室仕様が及ぼす影響について
—波動音響数値解析による検討—

Acoustical Effect of Room Specifications on Diffusivity in Small Enclosures

江田 和司
Eda, Kazushi

2010 年 1 月 25 日

東京大学大学院新領域創成科学研究科
社会文化環境学専攻

Institute of Environmental Studies,
Graduate School of Frontier Science, University of Tokyo

小空間音場の拡散性に室仕様が及ぼす影響について
—波動音響数値解析による検討—

Acoustical Effect of Room Specifications on Diffusivity in Small Enclosures

江田 和司
Eda, Kazushi

目次

目次	iii
図目次	vii
表目次	xix
第 1 章 序	1
1.1 研究背景	1
1.2 研究目的	5
1.3 論文構成	5
第 2 章 音場解析の基礎理論	7
2.1 音場の基礎方程式	7
2.2 高速多重極境界要素法	8
2.3 時間領域有限体積法	8
第 3 章 壁面拡散・吸音面偏在が音場に及ぼす影響	9
3.1 はじめに	9
3.1.1 既往関連研究	9
3.2 定常応答解析	11
3.2.1 検討方法	11
3.2.2 結果と考察	11
拡散体周期と解析周波数の関係	11
音場の拡散性評価	13
3.3 過渡応答解析	20
3.3.1 検討方法	20
3.3.2 結果と考察	21
過渡応答	21

	残響減衰性状	26
	音圧分布	30
	音場の拡散性評価	37
3.4	室容積に関する検討	40
3.4.1	はじめに	40
3.4.2	定常応答解析	40
	周波数応答関数	40
	音圧レベル分布	41
	音場の拡散性評価	41
3.4.3	過渡応答解析	44
	過渡応答	44
	残響減衰性状	48
	音圧分布	52
	音場の拡散性評価	56
3.5	拡散体サイズに関する検討	57
3.5.1	はじめに	57
3.5.2	定常応答解析	57
	周波数応答関数	57
	音圧レベル分布	58
	音場の拡散性評価	67
3.5.3	過渡応答解析	69
	過渡応答	69
	残響減衰性状	73
	音圧分布	77
	音場の拡散性評価	84
3.6	まとめ	86
第 4 章	柱・梁・家具が音場に与える影響	87
4.1	はじめに	87
4.2	検討方法	87
4.3	結果と考察	90
4.3.1	基本形状	90
4.3.2	柱（前）の影響	93
4.3.3	柱（後）の影響	96
4.3.4	梁（隅）の影響	99

4.3.5	梁（中央）の影響	101
4.3.6	家具（箱型 20cm 厚，壁面中央）の影響	103
4.3.7	家具（箱型 20cm 厚，壁面隅）の影響	106
4.3.8	家具（箱型 20cm 厚，後壁）の影響	109
4.3.9	家具（箱型 40cm 厚，後壁隅）の影響	112
4.3.10	家具（箱型 40cm 厚，後壁）の影響	114
4.3.11	家具（棚型 20cm 厚，壁面中央）の影響	117
4.3.12	家具（棚型 20cm 厚，後壁隅）の影響	120
4.3.13	代表受音点近傍における周波数応答関数の平坦性	123
4.4	まとめ	124
第 5 章	実音場における検討 —ピアノ練習室を対象として—	125
5.1	はじめに	125
5.2	インパルス応答測定	126
5.2.1	検討方法	126
5.2.2	結果と考察	129
	周波数応答関数	129
	時間周波数分析	131
	残響減衰性状	135
5.3	波動数値解析	142
5.3.1	検討方法	142
5.3.2	吸音材流れ抵抗推定	144
5.3.3	結果と考察	148
	実測との比較	148
	柱・梁・家具の影響	150
	吸音材配置の影響	155
5.4	まとめ	155
第 6 章	総括	157
付録 A	壁面拡散・吸音面偏在が音場に及ぼす影響	159
A.1	定常応答解析：音圧レベル分布	159
A.1.1	単一周波数	160
A.1.2	1/3 オクターブバンド	191
A.2	過渡応答解析：音圧分布	203
A.3	過渡応答解析：残響減衰性状	237

付録 B	柱・梁・家具が音場に及ぼす影響	245
B.1	音圧レベル分布	246
B.2	音場の拡散性評価	277
B.2.1	基本形状	278
B.2.2	柱・梁の影響	279
B.2.3	家具（箱型）の影響	280
B.2.4	家具（棚型）の影響	281
付録 C	実音場における検討	283
C.1	音響測定結果：インパルス応答波形及び残響減衰性状	283
修士論文要旨		303
発表論文一覧		309
参考文献		323
謝辞		331

目次

1.1	An example of concert halls (source: Der Musikverein HP).	2
1.2	An example of studios (source: Blackbird studio HP).	2
3.1	A rectangular room with a point source.	12
3.2	Diffuser shape and configuration of diffusers.	12
3.3	Frequency responses at the receiving point R, and Eigenfrequency of the room.	13
3.4	Relative SPL distributions on receiving planes XY and XZ.	14
3.5	Random-incidence scattering coefficient of the diffuser.	14
3.6	NV_f for the receiving plane XY. Theoretical values are calculated, assumed diffuse fields with the room constant R.	16
3.7	NV_f for the receiving plane XZ. Theoretical values are calculated, assumed diffuse fields with the room constant R.	17
3.8	NV_f for the receiving plane YZ. Theoretical values are calculated, assumed diffuse fields with the room constant R.	18
3.9	NV_f for the 3 receiving planes (1/3 oct. band).	19
3.10	The spectrum of gaussian source using the transient analysis.	20
3.11	Transient response waveforms at receiving point R (all pass).	22
3.12	Transient response waveforms at receiving point R till 50 ms (all pass). . . .	23
3.13	Transient response waveforms at receiving point R (250 Hz 1/3 oct. band). .	24
3.14	Transient response waveforms at point receiving R (1 kHz 1/3 oct. band). . .	25
3.15	Reverberation times on receiving points (all pass).	27
3.16	Decay curves on receiving points (all pass).	27
3.17	Reverberation times on receiving points (250 Hz 1/3 oct. band).	28
3.18	Decay curves on receiving points (250 Hz 1/3 oct. band).	28
3.19	Reverberation time on receiving points (1 kHz 1/3 oct. band).	29

3.20	Decay curves on receiving points (1 kHz 1/3 oct. band).	29
3.21	Sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ (rigid, all pass).	31
3.22	Sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ (rigid, 250 Hz 1/3 oct. band).	32
3.23	Sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ (rigid, 1 kHz 1/3 oct. band).	33
3.24	Sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ (absorp, all pass).	34
3.25	Sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ (absorp, 250 Hz 1/3 oct. band).	35
3.26	Sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ (absorp, 1 kHz 1/3 oct. band).	36
3.27	Comparison of sound field diffusivity on boundary conditions.	38
3.28	Comparison of sound field diffusivity on directions of the diffusers.	39
3.29	Comparison of frequency responses at the receiving point R on space vol- ume, and eigenfrequency of 'noDiff'.	40
3.30	Comparison of NV_f for the receiving three planes on space volume.	41
3.31	Comparison of sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ on space volume (125 Hz 1/3 oct. band).	42
3.32	Comparison of sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ on space volume (500 Hz 1/3 oct. band).	43
3.33	Comparison of transient response waveform at point R on space volume (all pass).	45
3.34	Comparison of transient response waveform at point R on space volume (250 Hz 1/3 oct. band).	46
3.35	Comparison of transient response waveform at point R on space volume (1 kHz 1/3 oct. band).	47
3.36	Comparison of reverberation time on room volume (all pass).	49
3.37	Comparison of decay curves on room volume (all pass).	49
3.38	Comparison of reverberation time on room volume (250 Hz 1/3 oct. band).	50
3.39	Comparison of decay curves on room volume (250 Hz 1/3 oct. band).	50
3.40	Comparison of reverberation time on room volume (1 kHz 1/3 oct. band).	51
3.41	Comparison of decay curves on room volume (1 kHz 1/3 oct. band).	51
3.42	Comparison of sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ on room volume (all pass).	53

3.43	Comparison of sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ on room volume (250 Hz 1/3 oct. band).	54
3.44	Comparison of sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ on room volume (1 kHz 1/3 oct. band).	55
3.45	Comparison of sound field diffusivity on room volume.	56
3.46	Comparison of frequency responses at the receiving point R on size of diffusers.	57
3.47	Comparison of sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ on size of diffusers (rigid, 63 Hz 1/3 oct. band).	59
3.48	Comparison of sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ on size of diffusers (rigid, 125 Hz 1/3 oct. band).	60
3.49	Comparison of sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ on size of diffusers (rigid, 250 Hz 1/3 oct. band).	61
3.50	Comparison of sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ on size of diffusers (rigid, 500 Hz 1/3 oct. band).	62
3.51	Comparison of sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ on size of diffusers (absorp, 63 Hz 1/3 oct. band).	63
3.52	Comparison of sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ on size of diffusers (absorp, 125 Hz 1/3 oct. band).	64
3.53	Comparison of sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ on size of diffusers (absorp, 250 Hz 1/3 oct. band).	65
3.54	Comparison of sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ on size of diffusers (absorp, 500 Hz 1/3 oct. band).	66
3.55	Comparison of NV_f for the receiving 3 planes on size of diffusers.	68
3.56	Comparison of transient response waveforms at receiving point R on size of diffusers (all pass).	70
3.57	Comparison of transient response waveforms at receiving point R on size of diffusers (250 Hz 1/3 oct. band).	71
3.58	Comparison of transient response waveforms at receiving point R on size of diffusers (1 kHz 1/3 oct. band).	72
3.59	Comparison of reverberation time on size of diffusers (all pass).	74
3.60	Comparison of decay curves on size of diffusers (all pass).	74
3.61	Comparison of reverberation time on size of diffusers (250 Hz 1/3 oct. band).	75
3.62	Comparison of decay curves on size of diffusers (250 Hz 1/3 oct. band).	75
3.63	Comparison of reverberation time on size of diffusers (1 kHz 1/3 oct. band).	76

3.64	Comparison of decay curves on size of diffusers (1 kHz 1/3 oct. band). . . .	76
3.65	Comparison of sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ on size of diffusers (rigid, all pass).	78
3.66	Comparison of sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ on size of diffusers (rigid, 250 Hz 1/3 oct. band).	79
3.67	Comparison of sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ on size of diffusers (rigid, 1 kHz 1/3 oct. band).	80
3.68	Comparison of sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ on size of diffusers (absorp, all pass).	81
3.69	Comparison of sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ on size of diffusers (absorp, 250 Hz 1/3 oct. band).	82
3.70	Comparison of sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ on size of diffusers (absorp, 1 kHz 1/3 oct. band).	83
3.71	Comparison of sound field diffusivity on size of diffusers.	85
4.1	A rectangular room with a source.	89
4.2	The analysis cases	89
4.3	Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (Normal).	90
4.4	FRF at the receiving point R, and SD_{space} on area N and area W. (Normal) .	91
4.5	Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (column on front wall). . .	94
4.6	FRF at the receiving point R, and SD_{space} on area N and area W. (column on front wall)	95
4.7	Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (column on back wall). . .	97
4.8	FRF at the receiving point R, and SD_{space} on area N and area W. (column on back wall)	98
4.9	Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (beam on corner of ceiling). .	99
4.10	FRF at the receiving point R, and SD_{space} on area N and area W. (beam on corner of ceiling)	100
4.11	Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (beam on center of ceiling). .	101
4.12	FRF at the receiving point R, and SD_{space} on area N and area W. (beam on center of ceiling)	102
4.13	Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (volume type, 20 cm thin) on center of wall).	104
4.14	FRF at the receiving point R, and SD_{space} on area N and area W. (furniture (volume type, 20 cm thin) on center of wall)	105

4.15	Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (volume type, 20 cm thin) on corner of back wall).	107
4.16	FRF at the receiving point R, and SD_{space} on area N and area W. (furniture (volume type, 20 cm thin) on corner of back wall)	108
4.17	Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (volume type, 20 cm thin) on back of back wall).	110
4.18	FRF at the receiving point R, and SD_{space} on area N and area W. (furniture (volume type, 20 cm thin) on back wall)	111
4.19	Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (volume type, 40 cm thin) on corner of back wall).	112
4.20	FRF at the receiving point R, and SD_{space} on area N and area W. (furniture (volume type, 40 cm thin) on corner of back wall)	113
4.21	Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (volume type, 40 cm thin) on back wall).	115
4.22	FRF at the receiving point R, and SD_{space} on area N and area W. (furniture (volume type, 40 cm thin) on back wall)	116
4.23	Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (shelf type, 20 cm thin) on center of wall).	118
4.24	FRF at the receiving point R, and SD_{space} on area N and area W. (furniture (shelf type, 20 cm thin) on center of wall)	119
4.25	Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (shelf type, 20 cm thin) on corner of back wall).	121
4.26	FRF at the receiving point R, and SD_{space} on area N and area W. (furniture (shelf type, 20 cm thin) on corner of back wall)	122
4.27	Difference from "Normal" case in SD_{FRF} at 9 receiving points around R. . .	123
5.1	The analysis model with a piano and absorbers.	127
5.2	Speaker and microphone for measurement.	128
5.3	Absorbing materials under the piano.	128
5.4	Music books in the shelf.	128
5.5	The measurement system for impulse response.	128
5.6	Comparison of frequency responses on sound field condition (single frequency).	129
5.7	Comparison of frequency responses on sound field condition (1 oct. band). .	130
5.8	Comparison of frequency responses on sound field condition (1/3 oct. band). .	130

5.9	Spectrogram and impulse response at receiving point 1.	132
5.10	Spectrogram and impulse response at receiving point 2.	133
5.11	Spectrogram and impulse response on receiving point 3.	134
5.12	Comparison of reverberation times on sound field condition.	135
5.13	Comparison of decay curves on sound field condition (U-1).	136
5.14	Comparison of decay curves on sound field condition (U-2).	137
5.15	Comparison of decay curves on sound field condition (U-3).	138
5.16	Comparison of decay curves on sound field condition (L-1).	139
5.17	Comparison of decay curves on sound field condition (L-2).	140
5.18	Comparison of decay curves on sound field condition (L-3).	141
5.19	The mesh for calculation (no).	142
5.20	The mesh for calculation (cb)	143
5.21	The mesh for calculation (piano).	143
5.22	The mesh for calculation (shelf)	143
5.23	The mesh for calculation (all).	143
5.24	The mesh for calculation (abs_center).	143
5.25	The mesh for calculation (abs_corner)	143
5.26	A sound absorber and four cases of arrangement of the absorber, a speaker, and a PU probe.	145
5.27	The sound particle velocity probe for measurement (source: Microflown Technologies HP).	145
5.28	A scene of measuring of the absorber's surface impedance in anechoic chamber.	145
5.29	Measured and calculated surface impedance ratio.	146
5.30	Comparison of calculation with measurement on frequency responses (no). .	149
5.31	Comparison of calculation with measurement on frequency responses (abs_center).	149
5.32	Frequency responses of the room without column and beams (cb).	151
5.33	Frequency responses of the room without shelf (shelf).	152
5.34	Frequency responses of the room without piano (piano).	153
5.35	Frequency responses of the room without piano (all).	154
5.36	Comparison of calculation with measurement on frequency responses (abs_corner).	155
A.1	Sound pressure distributions (noDiff (rigid), 63 Hz single frequency).	161

A.2	Sound pressure distributions (noDiff (rigid), 125 Hz single frequency). . . .	162
A.3	Sound pressure distributions (noDiff (rigid), 250 Hz single frequency). . . .	163
A.4	Sound pressure distributions (noDiff (rigid), 125 Hz single frequency). . . .	164
A.5	Sound pressure distributions (noDiff (rigid), 1 kHz single frequency). . . .	165
A.6	Sound pressure distributions (noDiff (absorp), 63 Hz single frequency). . . .	166
A.7	Sound pressure distributions (noDiff (absorp), 125 Hz single frequency). . .	167
A.8	Sound pressure distributions (noDiff (rigid), 250 Hz single frequency). . . .	168
A.9	Sound pressure distributions (noDiff (absorp), 125 Hz single frequency). . .	169
A.10	Sound pressure distributions (noDiff (absorp), 1 kHz single frequency). . . .	170
A.11	Sound pressure distributions (2wallDiff (rigid), 63 Hz single frequency). . .	171
A.12	Sound pressure distributions (2wallDiff (rigid), 125 Hz single frequency). .	172
A.13	Sound pressure distributions (2wallDiff (rigid), 250 Hz single frequency). .	173
A.14	Sound pressure distributions (2wallDiff (rigid), 125 Hz single frequency). .	174
A.15	Sound pressure distributions (2wallDiff (rigid), 1 kHz single frequency). . .	175
A.16	Sound pressure distributions (2wallDiff (absorp), 63 Hz single frequency). .	176
A.17	Sound pressure distributions (2wallDiff (absorp), 125 Hz single frequency). .	177
A.18	Sound pressure distributions (2wallDiff (rigid), 250 Hz single frequency). .	178
A.19	Sound pressure distributions (2wallDiff (absorp), 125 Hz single frequency). .	179
A.20	Sound pressure distributions (2wallDiff (absorp), 1 kHz single frequency). .	180
A.21	Sound pressure distributions (4wallDiff (rigid), 63 Hz single frequency). . .	181
A.22	Sound pressure distributions (4wallDiff (rigid), 125 Hz single frequency). .	182
A.23	Sound pressure distributions (4wallDiff (rigid), 250 Hz single frequency). .	183
A.24	Sound pressure distributions (4wallDiff (rigid), 125 Hz single frequency). .	184
A.25	Sound pressure distributions (4wallDiff (rigid), 1 kHz single frequency). . .	185
A.26	Sound pressure distributions (4wallDiff (absorp), 63 Hz single frequency). .	186
A.27	Sound pressure distributions (4wallDiff (absorp), 125 Hz single frequency). .	187
A.28	Sound pressure distributions (4wallDiff (rigid), 250 Hz single frequency). .	188
A.29	Sound pressure distributions (4wallDiff (absorp), 125 Hz single frequency). .	189
A.30	Sound pressure distributions (4wallDiff (absorp), 1 kHz single frequency). .	190
A.31	Sound pressure distributions (noDiff (rigid), 1/3 oct. band).	192
A.32	Sound pressure distributions (noDiff (absorp), 1/3 oct. band).	193
A.33	Sound pressure distributions (2wallDiff (rigid), 1/3 oct. band).	194
A.34	Sound pressure distributions (2wallDiff (absorp), 1/3 oct. band).	195
A.35	Sound pressure distributions (4wallDiff (rigid), 1/3 oct. band).	196
A.36	Sound pressure distributions (4wallDiff (absorp), 1/3 oct. band).	197

A.37	Sound pressure distributions (4wallDiff_vol (absorp), 1/3 oct. band).	198
A.38	Sound pressure distributions (4wallDiff_middle (rigid), 1/3 oct. band).	199
A.39	Sound pressure distributions (4wallDiff_middle (absorp), 1/3 oct. band).	200
A.40	Sound pressure distributions (4wallDiff_large (rigid), 1/3 oct. band).	201
A.41	Sound pressure distributions (4wallDiff_large (absorp), 1/3 oct. band).	202
A.42	Sound pressure distributions on receiving plane XY (noDiff and 2wallDiffH, all pass).	204
A.43	Sound pressure distributions on receiving plane XY (2wallDiffV and 4wallDiffH, all pass).	205
A.44	Sound pressure distributions on receiving plane XY (noDiff and 2wallDiffH, 250 Hz 1/3 oct. band).	206
A.45	Sound pressure distributions on receiving plane XY (2wallDiffV and 4wallDiffH, 250 Hz 1/3 oct. band).	207
A.46	Sound pressure distributions on receiving plane XY (noDiff and 2wallDiffH, 1 kHz 1/3 oct. band).	208
A.47	Sound pressure distributions on receiving plane XY (2wallDiffV and 4wallDiffH, 1 kHz 1/3 oct. band).	209
A.48	Sound pressure distributions on receiving plane XZ (noDiff and 2wallDiffH, all pass).	210
A.49	Sound pressure distributions on receiving plane XZ (2wallDiffV and 4wallDiffH, all pass).	211
A.50	Sound pressure distributions on receiving plane XZ (noDiff and 2wallDiffH, 250 Hz 1/3 oct. band).	212
A.51	Sound pressure distributions on receiving plane XZ (2wallDiffV and 4wallDiffH, 250 Hz 1/3 oct. band).	213
A.52	Sound pressure distributions on receiving plane XZ (noDiff and 2wallDiffH, 1 kHz 1/3 oct. band).	214
A.53	Sound pressure distributions on receiving plane XZ (2wallDiffV and 4wallDiffH, 1 kHz 1/3 oct. band).	215
A.54	Sound pressure distributions on receiving plane YZ (noDiff and 2wallDiffH, all pass).	216
A.55	Sound pressure distributions on receiving plane YZ (2wallDiffV and 4wallDiffH, all pass).	217
A.56	Sound pressure distributions on receiving plane YZ (noDiff and 2wallDiffH, 250 Hz 1/3 oct. band).	218

A.57	Sound pressure distributions on receiving plane YZ (2wallDiffV and 4wallDiffH, 250 Hz 1/3 oct. band).	219
A.58	Sound pressure distributions on receiving plane YZ (noDiff and 2wallDiffH, 1 kHz 1/3 oct. band).	220
A.59	Sound pressure distributions on receiving plane YZ (2wallDiffV and 4wallDiffH, 1 kHz 1/3 oct. band).	221
A.60	Sound pressure distributions (4wallDiffH_AV (absorp), all pass).	222
A.61	Sound pressure distributions (4wallDiffH_vol (absorp), 250 Hz 1/3 oct. band).	223
A.62	Sound pressure distributions (4wallDiffH_vol (absorp), 1 kHz 1/3 oct. band).	224
A.63	Sound pressure distributions (4wallDiffH_MD (rigid), all pass).	225
A.64	Sound pressure distributions (4wallDiffH_middle (rigid), 250 Hz 1/3 oct. band).	226
A.65	Sound pressure distributions (4wallDiffH_middle (rigid), 1 kHz 1/3 oct. band).	227
A.66	Sound pressure distributions (4wallDiffH_middle (absorp), all pass).	228
A.67	Sound pressure distributions (4wallDiffH_middle (absorp), 250 Hz 1/3 oct. band).	229
A.68	Sound pressure distributions (4wallDiffH_middle (absorp), 1 kHz 1/3 oct. band).	230
A.69	Sound pressure distributions (4wallDiffH_large (rigid), all pass).	231
A.70	Sound pressure distributions (4wallDiffH_large (rigid), 250 Hz 1/3 oct. band).	232
A.71	Sound pressure distributions (4wallDiffH_large (rigid), 1 kHz 1/3 oct. band).	233
A.72	Sound pressure distributions (4wallDiffH_large (absorp), all pass).	234
A.73	Sound pressure distributions (4wallDiffH_large (absorp), 250 Hz 1/3 oct. band).	235
A.74	Sound pressure distributions (4wallDiffH_large (absorp), 1 kHz 1/3 oct. band).	236
A.75	Comparison of reverberation (4wallDiff_middle, all pass).	238
A.76	Comparison of decay curves (4wallDiff_middle, all pass).	238
A.77	Comparison of reverberation (4wallDiff_middle, 250 Hz 1/3 oct. band).	239
A.78	Comparison of decay curves (4wallDiff_middle, 250 Hz 1/3 oct. band).	239
A.79	Comparison of reverberation (4wallDiff_middle, 1 kHz 1/3 oct. band).	240
A.80	Comparison of decay curves (4wallDiff_middle, 1 kHz 1/3 oct. band).	240
A.81	Comparison of reverberation (4wallDiff_large, all pass).	241
A.82	Comparison of decay curves (4wallDiff_large, all pass).	241
A.83	Comparison of reverberation (4wallDiff_large, 250 Hz 1/3 oct. band).	242
A.84	Comparison of decay curves (4wallDiff_large, 250 Hz 1/3 oct. band).	242

A.85	Comparison of reverberation (4wallDiff_large, 1 kHz 1/3 oct. band).	243
A.86	Comparison of decay curves (4wallDiff_large, 1 kHz 1/3 oct. band).	243
B.1	The analysis cases	246
B.2	Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (Normal).	247
B.3	Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (2 columns on front wall).	248
B.4	Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (a column on rightside of front wall).	249
B.5	Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (a column on leftside of front wall).	250
B.6	Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (2 columns on back wall).	251
B.7	Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (a column on rightside of back wall).	252
B.8	Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (a column on leftside of back wall).	253
B.9	Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (a beam on front of ceiling).	254
B.10	Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (a beam on back of ceiling).	255
B.11	Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (a beam on center of ceiling).	256
B.12	Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (a beam on center of ceiling).	257
B.13	Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (volume type, 20 cm thin) on center of back wall).	258
B.14	Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (volume type, 20 cm thin) on center of rightside wall).	259
B.15	Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (volume type, 20 cm thin) on center of leftside wall).	260
B.16	Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (volume type, 20 cm thin) on rightside of back wall).	261
B.17	Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (volume type, 20 cm thin) on leftside of back wall).	262
B.18	Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (volume type, 20 cm thin) on backside of right wall).	263
B.19	Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (2 furniture (volume type, 20 cm thin) on sides of back wall).	264
B.20	Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (volume type, 20 cm thin) on back wall).	265

B.21	Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (volume type, 40 cm thin) on center of back wall).	266
B.22	Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (volume type, 40 cm thin) on rightside of back wall).	267
B.23	Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (volume type, 40 cm thin) on leftside of back wall).	268
B.24	Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (2 furniture (volume type, 40 cm thin) on sides of back wall).	269
B.25	Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (volume type, 40 cm thin) on back wall).	270
B.26	Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (shelf type, 20 cm thin) on center of back wall).	271
B.27	Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (shelf type, 20 cm thin) on center of rightside wall).	272
B.28	Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (shelf type, 20 cm thin) on center of leftside wall).	273
B.29	Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (shelf type, 20 cm thin) on rightside of back wall).	274
B.30	Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (shelf type, 20 cm thin) on leftside of back wall).	275
B.31	Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (shelf type, 20 cm thin) on backside of right wall).	276
B.32	Receiving points to calculate spacial diffusivity.	277
B.33	Sound field diffusivity of the room (Normal).	278
B.34	Comparison of sound field diffusivity on rooms with columns/beams.	279
B.35	Comparison of sound field diffusivity on rooms with furniture (volume type).	280
B.36	Comparison of sound field diffusivity on rooms with furniture (shelf type).	281
C.1	Impulse responses and decay curves at point U-1 (no).	284
C.2	Impulse responses and decay curves at point U-2 (no).	285
C.3	Impulse responses and decay curves at point U-3 (no).	286
C.4	Impulse responses and decay curves at point L-1 (no).	287
C.5	Impulse responses and decay curves at point L-2 (no).	288
C.6	Impulse responses and decay curves at point L-3 (no).	289
C.7	Impulse responses and decay curves at point U-1 (abs).	290

C.8	Impulse responses and decay curves at point U-2 (abs).	291
C.9	Impulse responses and decay curves at point U-3 (abs).	292
C.10	Impulse responses and decay curves at point L-1 (abs).	293
C.11	Impulse responses and decay curves at point L-2 (abs).	294
C.12	Impulse responses and decay curves at point L-3 (abs).	295
C.13	Impulse responses and decay curves at point U-1 (book).	296
C.14	Impulse responses and decay curves at point U-2 (book).	297
C.15	Impulse responses and decay curves at point U-3 (book).	298
C.16	Impulse responses and decay curves at point L-1 (book).	299
C.17	Impulse responses and decay curves at point L-2 (book).	300
C.18	Impulse responses and decay curves at point L-3 (book).	301

表目次

1.1	A casual classification of small sound enclosures.	3
4.1	Eigenfrequencies of the room.	92
5.1	Absorption coefficients in this analysis.	144
5.2	Total relative error in flow resistance on real part of surface impedance ratio.	148
5.3	Total relative error in flow resistance on imaginary part of surface impedance ratio.	148
5.4	Total relative error in flow resistance on absorption coefficient.	148

第 1 章

序

1.1 研究背景

音環境は人間の暮らしを取り巻く環境要素の 1 つである。従って、その適切な設計は人間が快適な生活を営むための重要な前提とも言える。音は情報伝達や音楽文化として有効に利用される一方、道路・鉄道・航空機、工場などに由来する音は人間の住環境を害している。即ち、音には我々の生活に必要な音と不要な音、また快い音と不快な音、そして安全性・機能性・快適性等の面で良し悪しがある。音環境に対する要求は対象となる空間の用途により異なるため、その設計に際しては音が有するこれらの特性を考慮し、最適に行うことが重要である。

音響設計は騒音防止設計と室内音響設計とに大別することができる [79]。騒音防止設計は、騒音源対策（騒音源の抽出・定量）、伝搬系の対策（伝搬経路の判定、建築・室・部材等の配置計画、遮音・吸音計画）、受音系の対策（受音点での評価）といった各段階がある。

一方、室内音響設計は室の使用目的に適した音環境を実現するためのものであり、その目標として、1) 音響障害の防止、2) 用途に適した響きの確保、3) 滑らかな残響曲線、4) 平坦な伝達関数、5) 音場の一様な分布、等が挙げられる。

そうした音響設計に特別な配慮が必要となる空間にはコンサートホール (Fig.1.1) やオペラハウスのような大規模なものだけでなく、小規模なものも存在する。例えば、スタジオ (Fig.1.2)、リハーサル室、楽器練習室、ホームシアター、オーディオ・リスニングルーム等が挙げられる。

それら小空間音場を分類すれば Table 1.1 に示す 2 つの軸を考えることができ、それぞれの特質に応じた音響設計が必要である。

1 つは、専用室か兼用室か、換言すれば専門家仕様か愛好家仕様か、という分類である。前者は小ホールやスタジオに代表されるような、主たる用途として音が関係する室であり、音響に特化した設計が求められる。後者は他の用途と兼ねて音と接する室であり、



Fig. 1.1 An example of concert halls (source: Der Musikverein HP).

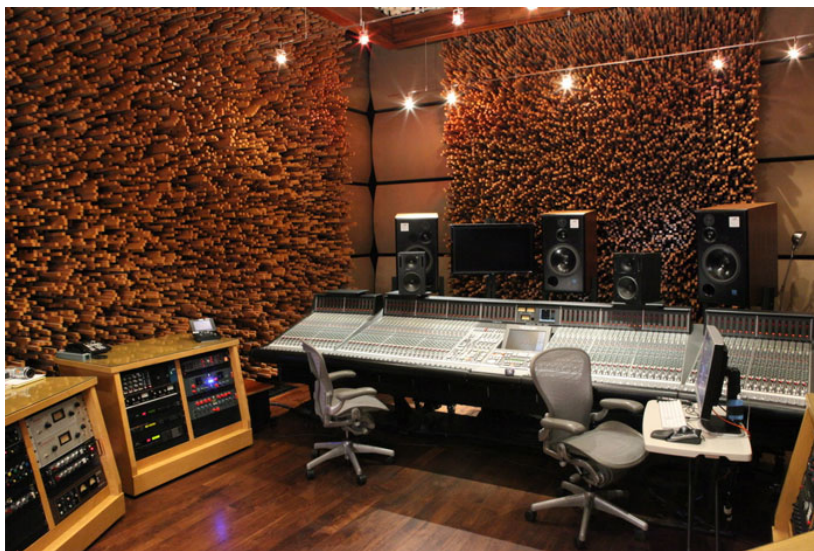


Fig. 1.2 An example of studios (source: Blackbird studio HP).

オーディオ再生や楽器練習を行う居室等が含まれる。他用途との兼用であるために音響への施策の幅は限られる上、音響への配慮に関係しない什器等が配置されることがある。

2つは、受聴室か演奏室か、という分類である。前者はスピーカーや他者の演奏を聴くための室であり、小ホールやオーディオ・リスニングルーム等が含まれる。近年ではマルチチャンネル再生環境の先進により、臨場感等の聴感印象は増幅されるものの、コムフィルタ現象等の位相干渉が懸念され、聴取エリアの拡大が求められる。後者は自身が演奏を行うための室であり、多くの場合音源と受聴位置とが近いことが特徴となる。

Table 1.1 A casual classification of small sound enclosures.

	専用室	兼用室
演奏室	小ホール リハーサル室 スタジオ（練習・録音）	楽器練習室
受聴室	小ホール スタジオ（編集）	ホームシアター オーディオルーム

今日ではコンサートホールの全国への普及も飽和しつつあり，他方で AV 機器の高品質化，低価格化，及びそれに伴う一般家庭を対象とした市場の拡充が推進されており，小空間音場への関心及びその質の向上を求める声が高まってきている．

小空間音場においては，騒音防止設計に関する知見は多数の報告 [61–64, 89] がなされているが，室内音響設計に関するものは少ない [44, 83]．小空間音場では室の固有モードの影響が大きいことから特に低周波数域において，ブーミング等の音響障害，残響減衰曲線の湾曲，非平坦な伝達関数，不均一な音場，等が生じる恐れが多い．そのため，固有モードの制御は小空間の室内音響設計時の大きな課題となり，緻密な配慮が必要とされる．しかしながら設計に資する定量的な知見は十分とは言えず，及ぼす影響が十分に把握されていない設計者の経験に基づいた施策（平行壁を避ける，吸音面は分散する，壁面には凹凸を設ける等）に頼る部分が多くなっている．従って，施主・利用者のニーズをより忠実に適えるためにも，音場の現象の観察，及び施策が及ぼす影響の定量的な把握をより深めていく必要がある．

関連して，固有モード，あるいは固有振動数への影響要因としては室形状，吸音面配置，壁面形状が挙げられる．中でも特に室形状が及ぼす影響は大きく，これまで室寸法比の最適化に関する検討が多数行われてきた [6, 21, 30, 67]．しかしながら，室形状の変更は建築時の大きな負担・制約となるため，吸音面配置や壁面形状等の比較的軽微な室仕様の調整によって音場を改善できれば有益である．

また，音場への配慮のための施策の他にも小空間音場においては，編集スタジオにおけるミキシングコンソール，居室における柱・梁・家具，等が配されることが多い．空間が小さいため，そうした対象が音場に及ぼす影響も大きいと考えられるが，関連する知見は少ない．ミキシングコンソールの形状がリスニングポイントに及ぼす影響に関しては M. Nakahara *etal.* [34] の検討がある．吸音材 [41] や家具（椅子） [16, 26] の配置位置に関しては，室中央よりも室隅に吸音材を配することで周波数応答関数の平坦さにより寄与する

ことが報告されている。また主観評価に関する検討としては天井勾配及び吸音配置の影響についての検討がなされている [72, 73, 99]。しかしながら、それら先行する研究では一面的な評価に留まっていることが多く、また室用途に応じた現実的な仕様に基づく検討は少ないため、室仕様と音場の因果関係について得られている知見は依然希薄である。

固有モードの重畳の姿態として音場の拡散性に着目すると、音場評価の観点は多数存在する。それらはエネルギー論的な観点と波動論的な観点とに大別でき、その主な評価指標と共に次に整理する。

- エネルギー論的

- エネルギー空間分布： $S.D.$ [43, 94, 95], NV [58, 60]
- エネルギー伝搬方向：短時間指向拡散度 [56], UAD [93]
- 残響減衰性状：湾曲指標 [78], $T_{r\sigma}$ [65]

- 波動論的

- 音圧の空間相関：2点間音圧相関係数 [7, 24, 32, 43, 69, 84, 94, 95]
- 固有モード分布：固有モード分布 [67], 周波数応答関数

音場の拡散性はコンサートホール等の大空間ではあまり重要視されない向きもある。例えば、M. Barron [4] はコンサートホールにおける拡散の重要性について'some'、オペラハウスでは'none'と表現しており、また L. L. Beranek [52] はコンサートホールの評価として、拡散については視覚的な印象からの判断を採用しているに過ぎない。

しかしながら、小空間においては固有モードの影響が大きいことから、音場が不均一になるだけでなく、先に挙げた室内音響設計の目標の実現が困難となる。従って、小空間のように音場の波動性を考慮すべき空間においては音場の拡散性の評価が必要であると考えられる。

波動的な音場の姿態を仔細に観察するためには波動数値解析を用いることが有効である。波動数値解析は高精度な音場予測が可能である反面、計算機負荷が大きいため、これまでの音場解析には音波の波動性を考慮しない幾何音響解析が用いられることが多かった。近年では計算機能力の向上及び解析手法論の発展 [82] によって小規模な空間であれば波動数値解析が十分実用に適うものとなり、実務においても波動数値解析を用いた検討 [66, 68] が進められつつある。しかし依然として検討例は少なく、小空間の室内音響設計に関する系統的な知見や議論もあまり得られていない。

小空間のより良い室内音響設計を実現するためには音場の現象の詳細な把握が求められ、波動数値解析技術を用いた高精度かつ多面的な検討が不可欠である。

1.2 研究目的

小空間の室内音響設計スキームの確立を目指し、室仕様が音場に及ぼす影響に関する知見を得ることを本研究の目的とする。

小空間では固有モードの影響が強いため、音場の波動的な取り扱いが必要である。それが可能な波動数値解析技術は小空間であれば十分に実用に適うまでに発達している。しかしながら、特に実務においては依然として十全な検討がなされているとは言い難く、小空間音場に関する系統的な知見や議論は少ない。

そこで本研究では、先進的技術である波動数値解析を用いて小空間音場における音響拡散現象に関して詳細な観察を行い、室内音響設計論に資する示唆を得ることを目指す。

尚、本研究における検討対象の容積は 100 m^3 程度までとする。容積 100 m^3 、残響時間 0.5 s とするとき、室のモードの影響の大小を弁別する Schröder 周波数は 141 Hz となる [50]。但し、実際には Schröder 周波数の 2-3 倍程度の高周波数域までの検討が推奨 [83] されており、本研究ではそれに従う。また、対象とする室形状は用途によらず典型的な直方体とする。

1.3 論文構成

以上を研究の目的とした本論文の構成を述べる。

第 1 章では研究の背景と既往研究の概説、研究目的、本論文の構成を示した。

第 2 章では音場の基礎方程式の導出、及び本研究で用いる波動数値解析手法の概説を行う。

第 3 章では小空間における音響拡散の現象把握のための基礎的な検討を行う。拡散性が低いと考えられる吸音材が偏在した室を対象に、吸音面偏在による音場への影響を把握する。併せて、拡散体の有無やそのサイズの影響に関する検討を行う。

第 4 章では柱・梁・家具が音場に及ぼす影響に関する検討を行う。特に家庭の居室（ホームシアター、オーディオ・リスニングルーム等の受聴室）を想定し、柱・梁・家具の形状が室内に張り出すことで及ぼされる音場への影響を把握する。

第 5 章では以上の応用として実音場を対象とした検討を行う。ピアノ練習室を対象とし、まず音響測定により音場を把握する。次に波動数値解析により室仕様が音場に及ぼしている影響に関しての詳細な検討を行う。特に、柱・梁・家具（ピアノ、楽譜棚）が音場に与える影響、また吸音材の適切な配置位置に関する検討を行う。

第 6 章では本研究を総括する。

第 2 章

音場解析の基礎理論

2.1 音場の基礎方程式

空気中の波動伝搬は，圧縮性流体の方程式を線形化して，3次元の場合以下の運動方程式 2.1, 2.2, 2.3 および連続の式 2.4 で表される．

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad (2.1)$$

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial y} = 0 \quad (2.2)$$

$$\rho \frac{\partial w}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial z} = 0 \quad (2.3)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \rho c^2 \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) = 0 \quad (2.4)$$

ここで p : 音圧 [Pa], u, v, w : 粒子速度 [m/s], ρ : 空気の密度 [kg/m³], c : 空気中の音速で $\sqrt{\gamma RT}$ である． (γ : 比熱比 (1.4), R : 気体定数 (287[J/(kgK)]), T : 気温 [K]) これらから粒子速度を消去することで，波動方程式 2.5 が得られる．

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} \right) p = 0 \quad (2.5)$$

ここで角周波数 ω の定常振動を仮定し，

$$p = P_0 e^{-i\omega t} \quad (2.6)$$

を波動方程式 2.5 に代入して時間項を消去し，ヘルムホルツ方程式 2.7

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} + \frac{\omega^2}{c^2} \right) p = 0 \quad (2.7)$$

を解くのが定常応答解析である．

2.2 高速多重極境界要素法

本研究では定常応答解析に高速多重極境界要素法 (FMBEM: Fast Multipole Boundary Element Method) を用いる。

有限要素法 (FEM: Finite Element Method) では解析対象空間全体の要素分割が必要であるのに対し、境界要素法 (BEM: Boundary Element Method) では領域境界面の要素分割のみでよい。従って、大規模複雑形状となるほど FEM に対するメッシュ生成の負荷が小さくなるのが BEM を実務へ適用する上での大きな利点の一つとされる。しかしながら計算負荷については反復解法を導入しても FEM より不利である。

それに対し、大規模 BEM 解析における計算量及び必要記憶容量の低減を目的として高速多重極アルゴリズム (FMA: Fast Multipole Algorithm) を応用した解析手法である FMBEM が佐久間ら [38,47] によって導入された。

FMBEM では演算量およびメモリ使用量ともに概ね自由度に比例するオーダまでの低減を図っており、BEM の大規模問題への適用性を大幅に改善している。

2.3 時間領域有限体積法

本研究では過渡応答解析に、OpenFOAM に実装された時間領域有限体積 (FVTD: Finite Volume Time Domain) 法を用いる。

FVTD 法は有限差分 (FDTD: Finite Difference Time Domain) 法と実質的に同一の解析結果が得られるが、CPU、メモリ共に FDTD の 10 倍以上の負荷がかかる [36]。しかし、非構造メッシュでの解析も可能であるため今後の精度向上が期待される。また、オープンソースの汎用ライブラリである OpenFOAM [18,22,23,46,51] は有限体積法をベースとして開発され、音響問題用のソルバーも用意されている [36]。OpenFOAM は初期条件・境界条件・解析結果データを柔軟に記述可能なフォーマットが統一的に規定されており、解析コード・データの解析者間での交換及び不特定者への公開が可能である。従って既往解析例の共有・追試・蓄積が可能となる特徴がある。また、データ形式コンバーターの併用により、OpenFOAM に対応した多数のプリ・ポストプロセッサが容易に利用できる。

第 3 章

壁面拡散・吸音面偏在が音場に及ぼす影響

3.1 はじめに

本章では、小空間における音響拡散の現象把握を目的とした基礎的な検討を行う。拡散性が低いと考えられる吸音面が偏在した室を対象とし、吸音面偏在による音場への影響を把握する。併せて、拡散体の設置による影響に関する検討を行う。次に、以上の検討において拡散体設置時に減少した容積が音場に及ぼす影響について検証する。最後に、拡散体サイズの影響について検討を行う。

3.1.1 既往関連研究

吸音面が偏在した室内においては、拡散音場が成立しないことから、残響時間の算出に Eyring や Knudsen の残響式を用いた場合に著しい不整合が発生する場合がある。特に、床一面や天井一面を吸音性にした場合、中高音域での残響時間が残響式の値より著しく長くなることが知られている。

この現象に関して、A. Billon *etal.* [5] は Eyring の式を基にした計算モデルを考案したが、モードの影響は考慮されていない。N. Han *etal.* [14] は鏡面反射を考慮した吸音指数の予測方法を提案した。また、安田ら [49] は音響模型実験及び波動数値解析による検討を行い、水平方向の 1, 2 次元モードが減衰しにくいことが原因であることが明らかにされた。そして、残響時間の増大を改善する具体的な対策として、音波が吸音面に入射するように拡散体を設置することが有効であることが示されている。

拡散体についての研究は、まずエコー防止を目的とした石井の実験が挙げられる。当時はポリシリンドー型拡散体が多用された時代であり、その設計指針が牧田 [96] によっ

て示された。後に、M. R. Schröder により境界面上の音響インピーダンスを不連続にすることで拡散反射を生じさせる拡散体が提案された [39,40]。その Schröder 拡散体を基礎に J. A. S. Angus [2] は MPRG (Modulated Phase Reflection Gratings) を開発した。また、現在では拡散だけでなく吸音の観点も交えた融合的な音場制御材の開発 [97] も進められている。

1980 年代以降、計算機性能の向上に伴い、拡散体による音波散乱現象を数値的に求めることができるようになったことを受けて、拡散体の音響拡散性能を示す評価指標が考案された。それら評価指標は大別して2つの視点が基礎となる。1つは全方向に対してどれだけ均一に反射波が散乱したかという反射指向特性の均一性の程度であり、もう1つは鏡面反射以外にどれだけの反射波が散乱したかという散乱エネルギーの割合である。

前者に関しては、L. Rayleigh [37] による1次元周期正弦波形状の基礎理論をもとに、藤原ら [88] によって音波散乱特性の解析が行われ、拡散体の音波散乱効果を測る指標として拡散度 D が提案された [87]。また高橋 [42] は DNSD (Doubly Normalized Standard Deviation) を、横田は CV [58] を提案した。 D 及び DNSD は周期構造壁面の離散的な指向特性を前提とした指標であり、CV は変動係数を直接指標としたものである。更に、E. Meyer *et al.* [27], P. D'Antonio *et al.* [8,10], T. J. Hargreaves *et al.* [15] を経て指向拡散度が定義された。これは、ある方向の入射に対する方向別散乱エネルギーの自己相関係数を平均したものである。

後者に関しては、Vorländer *et al.* [45] や E. Mommertz [31] によって、乱反射率 (Scattering Coefficient) が定義された。乱反射率は壁面の拡散性能として ISO [17] に採択されており、幾何音響解析への導入が試みられている [80,81]。しかしながら、乱反射率の測定法は不明な点も多く、詳細な検討が現在も続けられている [11,19,70,71,100]。

例外的に全く別の観点の指標としては、C. H. Haan *et al.* [13] による SDI (Surface Diffusivity Index) がある。これは室表面の不規則度を目視で評価するものであり、音場の拡散性と関係することが示唆されている。

ところで、幾何学的な形状の拡散体が音波の散乱を生じさせる下限の周波数が Ahnert *et al.* [1] によって定義された。関連して、拡散体が音波を散乱するためには、波長程度の凹凸周期及び波長の 0.15 から 0.3 程度の深さが必要であるとされている [88]。従って、小空間音場のように波長の長い低周波数域の制御を目的とする場合には非常に大きな拡散体が必要であり、設計時に大きな負担となる。

そうした拡散体が室内音場に及ぼす影響に関しては、P. M. Morse *et al.* [33] による randomness factor に関する検討を先駆けとして、今日まで理論的・実験的なものから数値解析によるものまで様々な研究が報告されている [3,9,57,85,86,89,92]。

横田ら [58,60] は室内音場における音響エネルギーの偏在を評価する指標 NV_i を提案した。その指標を用いて、焦点を有す室形状であるときには拡散体が音場の拡散性向上に有

効であることを示した。

星らは、室形状に含まれる波長、振幅が楕円フーリエ記述子によって把握できることに着目し [76, 77]、同一空間周波数における形状の違いや空間周波数の位相差と音場の拡散性の関係について検討を行い、位相差がランダムである程音圧の集中が少なく音場の拡散性が高いことが示唆された [74, 75]。

羽生ら [54, 55] は、残響理論を基に拡散理論を提案した。これは室内の等価散乱面積と平均散乱係数を利用することで、空間全体の鏡面反射音と拡散音の比率の時間変化及び空間偏差の時間変化を予測できることを示している。さらにその予測式を用いることで残響室法乱反射率の測定ができることを示している。

近年では、波長に対して著しく小さな凹凸が低周波数域の応答に影響を及ぼす可能性が示唆された [59]。これを受けて本章では拡散体サイズの影響に関する検討も行う。尚、本検討は、形状をどこまで詳細にモデル化すべきかという数値解析の問題に対する示唆にもつながるものとする。

3.2 定常応答解析

3.2.1 検討方法

直方体室と点音源からなる解析モデルを Fig.3.1 に示す。境界条件としては、全面剛 (rigid: 垂直入射吸音率 $\alpha = 0.01$ 相当の実音響インピーダンス)、天井のみ吸音 (absorp: $\alpha = 0.5$ 相当) の2つを設けた。拡散体に関しては、Fig.3.2 に示す矩形拡散体 (高さ 0.1 m, 周期 0.2 m) を音波が鉛直方向に拡散する向きに設置することとし、拡散体なし (noDiff)、長手方向壁面 2 面に設置したもの (2wallDiff)、全壁面に設置したもの (4wallDiff) の3条件を設けた。周波数応答のための受音点 R と空間分布のための受音面 3 面 (XY, XZ, YZ) を設定した。受音面内の受音点は 0.125m 間隔の直交格子状に配置した。計算には高速多重極 BEM を用いた。境界要素には四角形一定要素を用い、1 辺の長さを波長の 1/6 以下とした。計算は場の対称性を考慮して行い [48]、要素数、必要メモリは最大 (4wallDiff, 1 kHz の場合) でそれぞれ 42,240 (半空間)、2.6 GB であった。

3.2.2 結果と考察

拡散体周期と解析周波数の関係

受音点 R における周波数応答を Fig.3.3 に示す。

一般に拡散体の周期に対し音波の波長が同程度かそれ以下となる場合に散乱されると言われるが、本計算例では、拡散体周期に対応する周波数 1719 Hz の 1/10 以下の低周波数域においても拡散体の有無による差が見られる。また、その差は応答のずれだけでなく

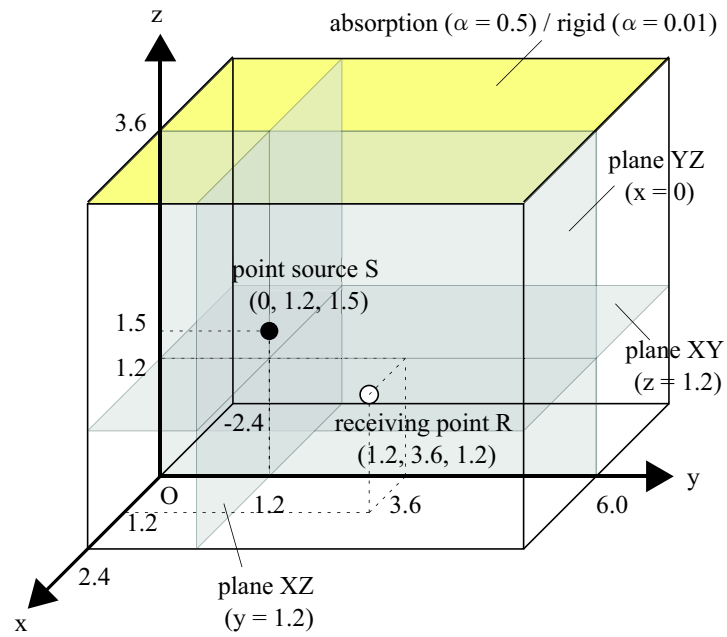


Fig. 3.1 A rectangular room with a point source.

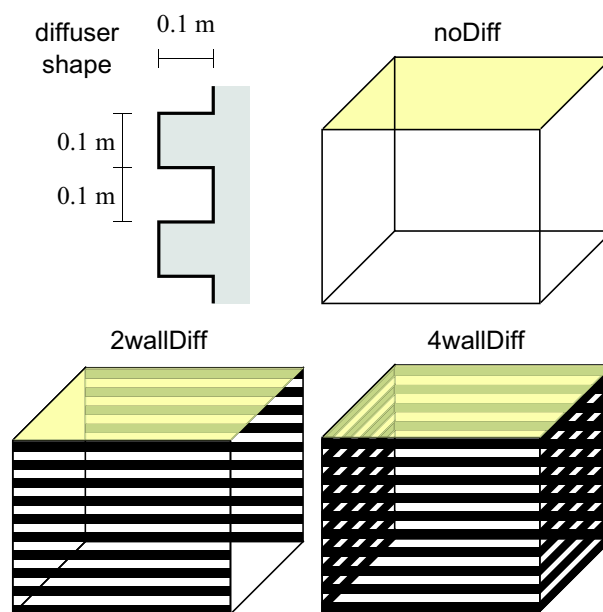


Fig. 3.2 Diffuser shape and configuration of diffusers.

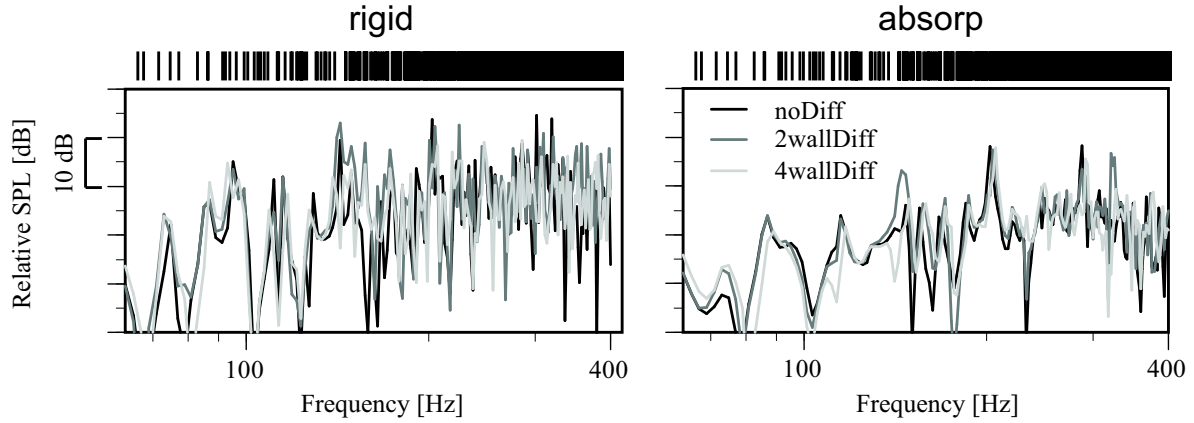


Fig. 3.3 Frequency responses at the receiving point R, and Eigenfrequency of the room.

ピーク・ディップの有無としても現れている。条件 **rigid** の場合の受音面における相対音圧レベル分布を Fig.3.4 に示す。

解析周波数 63 Hz においても既に分布性状に差が見られるが、外形は概ね類似している。一方 125 Hz では明らかに異なるモードが励起されていることがわかる。当拡散体のランダム入射乱反射率を Fig.3.5 に示す [100]。250 Hz 以下では 0.1 以下であり非常に小さいが、各固有モードの影響が大きい小空間・低周波数域では音場に及ぼす影響が大きくなるものと考えられる。尚、他条件の音圧レベル分布図は第 A.1 節を参照されたい。

音場の拡散性評価

室内音場における音響エネルギーの偏在の程度を評価する指標として NV_f が提案されている [58]。この指標は過渡応答のためのものであるが、ここでは定常音場への適用を試み、解析周波数 f に対する NV_f を NV_f 同様下記のように定義した。

$$NV_f = \frac{\sigma_f^2}{\bar{e}_f^2} \quad (3.1)$$

$$\bar{e}_f = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N e_f(\mathbf{r}_i) \quad (3.2)$$

$$\sigma_f^2 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \{e_f(\mathbf{r}_i) - \bar{e}_f\}^2 = \overline{e_f^2} - \bar{e}_f^2 \quad (3.3)$$

ここで、 $e_f(\mathbf{r}_i)$ ：受音点 \mathbf{r}_i におけるエネルギー、 \bar{e}_f ：評価受音点での e_f 平均値、 N ：受音点数である。また、エネルギー e_f としてポテンシャルエネルギー、運動エネルギー、全エネルギーを考えた。

各受音面に対する NV_f と室定数を用いた理論値を Fig. 3.6, 3.7, 3.8 に示す。この結果は

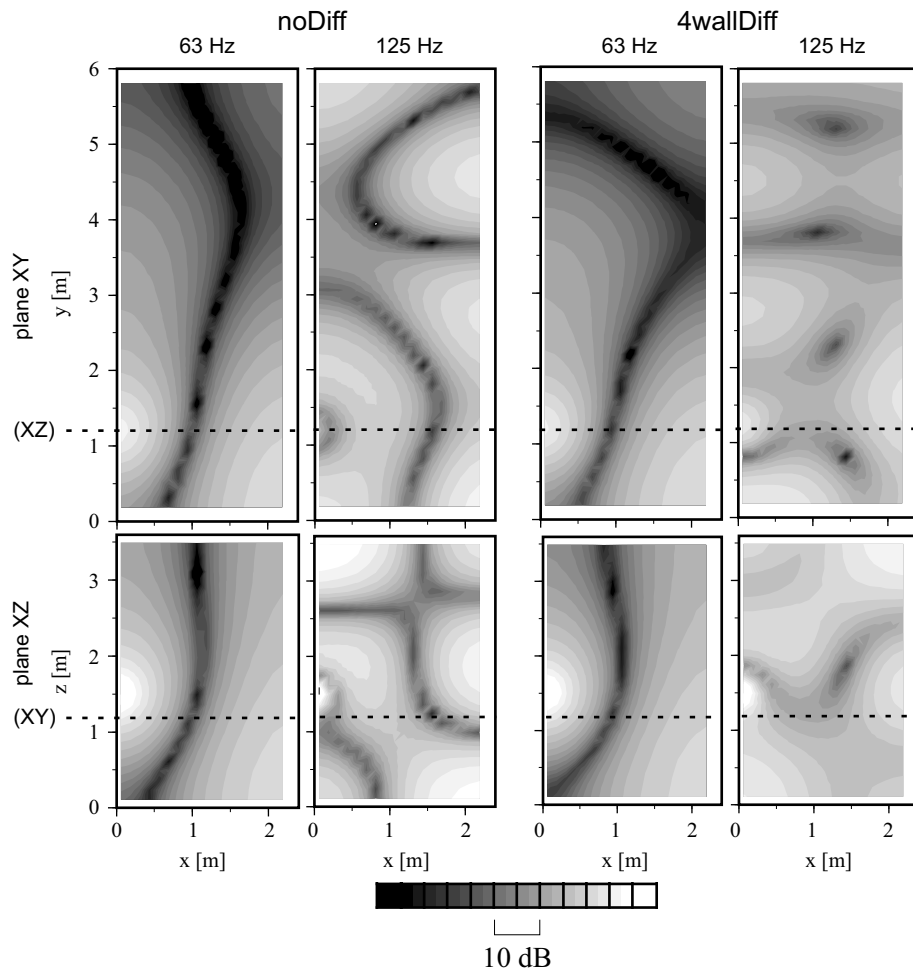


Fig. 3.4 Relative SPL distributions on receiving planes XY and XZ.

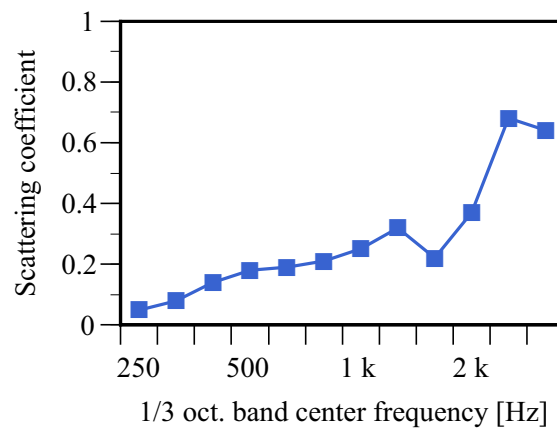


Fig. 3.5 Random-incidence scattering coefficient of the diffuser.

1 oct. band の中心周波数における単一周波数の解析結果を基にしている。

Plane XY ではエネルギーの種類によらず、低周波数域でやや非拡散であるものの全体的に平坦な傾向である。吸音面偏在の影響はあまり見られず、拡散体の有無の影響も小さい。

Plane XZ ではエネルギーの種類によらず、低域から高域に推移するに従い値が低下し理論値に近づく傾向がある。吸音面の有無による差は高域で見られ、天井吸音 (absorp) の方が値が大きくより非拡散である。一方拡散体の有無による差は全面剛の場合に高域で見られるが、天井吸音の場合にはほとんど見られない。定常音場におけるエネルギー偏在に関しては、拡散体周期に対し著しく低い周波数域では拡散体の影響が小さいことが示唆される。

Plane YZ では Plane XZ と概ね同様の傾向であるが、特に高周波数域において拡散性が低い。

次に、1 oct. band の中心周波数における 1/3 oct. band でのポテンシャルエネルギーの解析結果を基に算出した NV_f を、Fig. 3.9 に示す。

単一周波数での結果と比較すると、全体的に拡散性が高いことがわかる。また、断面によらず、天井吸音によって拡散性は低下するものの、周波数軸で平坦な傾向となることがわかる。拡散体による影響は rigid 時の 125 Hz 帯域の拡散性をやや低下させる他、あまり見られない。

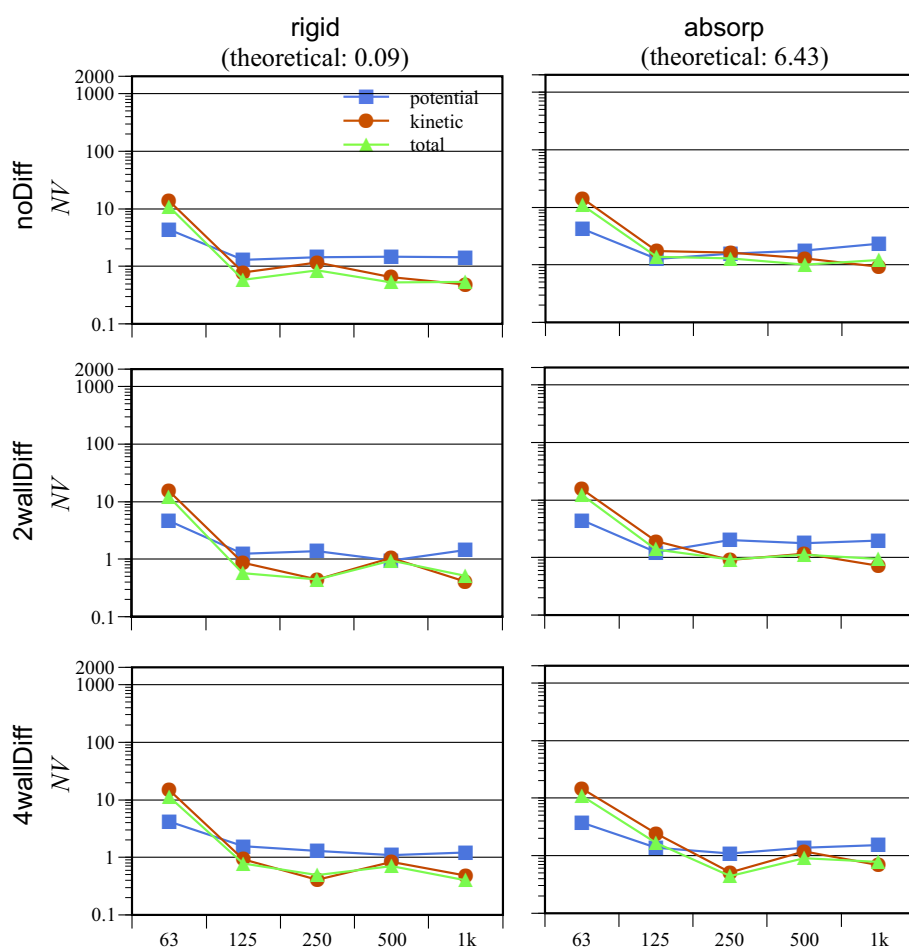


Fig. 3.6 NV_f for the receiving plane XY. Theoretical values are calculated, assumed diffuse fields with the room constant R.

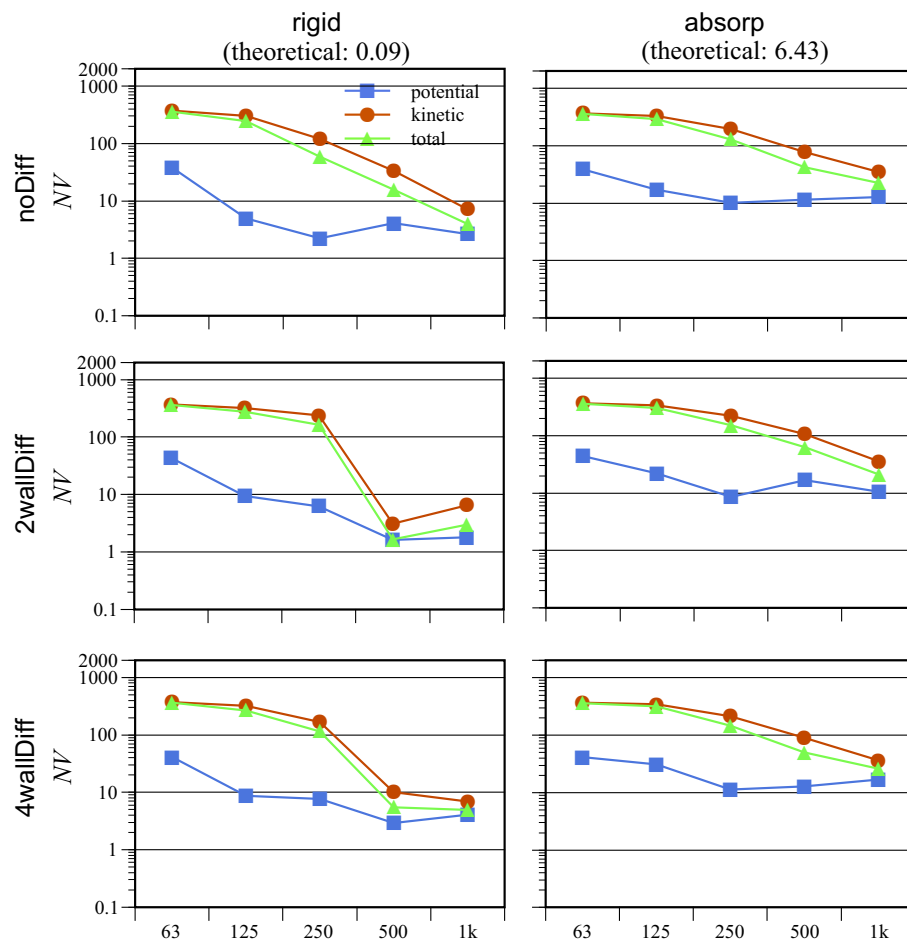


Fig. 3.7 NV_f for the receiving plane XZ. Theoretical values are calculated, assumed diffuse fields with the room constant R.

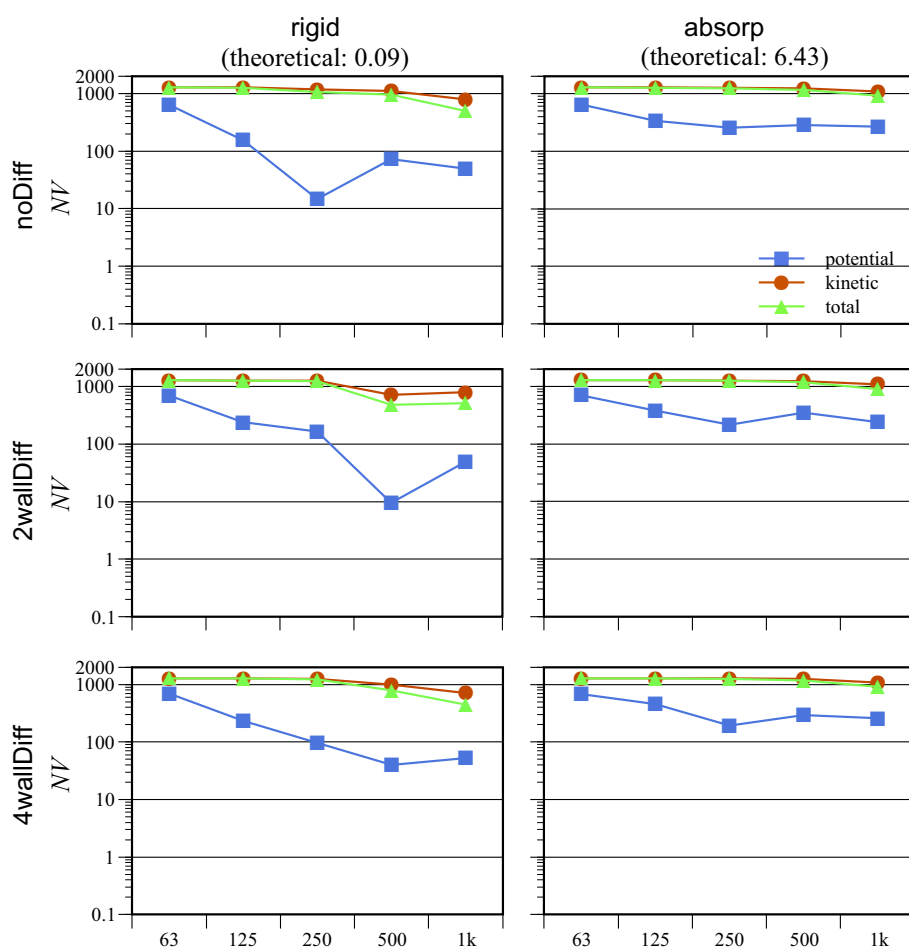
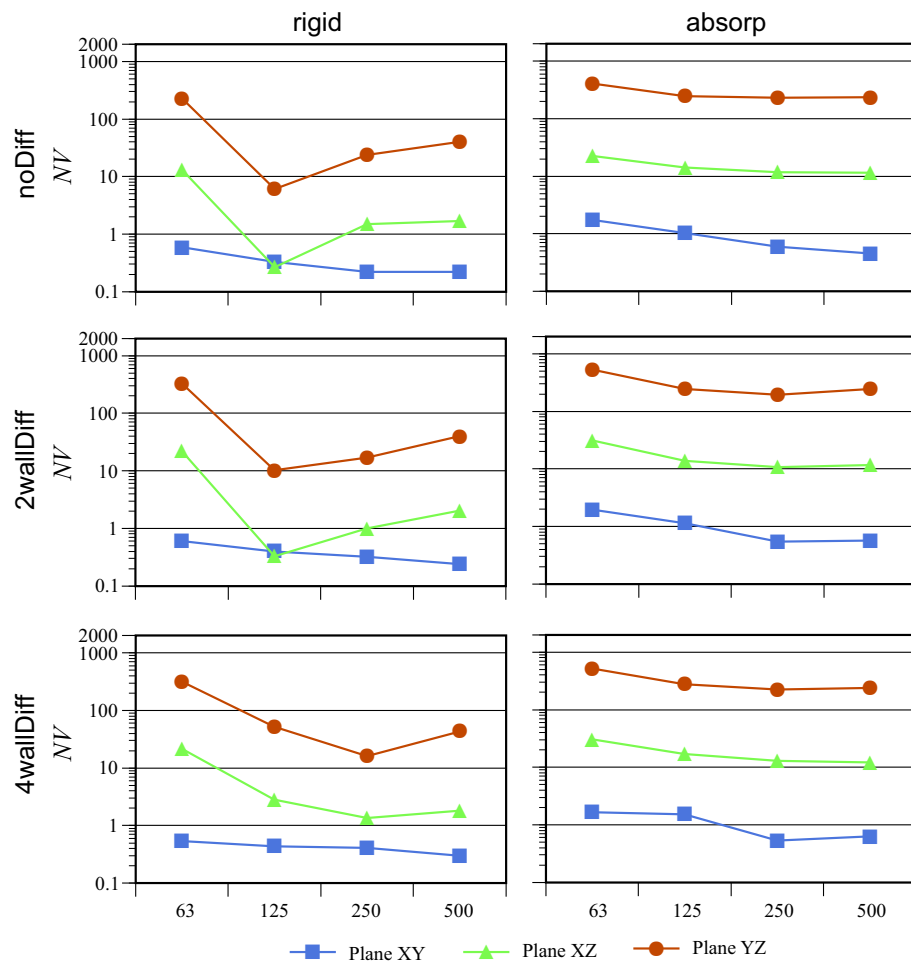


Fig. 3.8 NV_f for the receiving plane YZ. Theoretical values are calculated, assumed diffuse fields with the room constant R.

Fig. 3.9 NV_f for the 3 receiving planes (1/3 oct. band).

3.3 過渡応答解析

3.3.1 検討方法

解析モデルは 3.2 節と同様の直方体室である。境界条件は全面剛 (rigid)・天井面のみ吸音 (absorp) の 2 条件とした。拡散体として矩形のもの (高さ 0.1 m, 周期 0.2 m) を用いるが、設置方向に関しては前節で検討した音波が鉛直方向に拡散する向き (H: horizontal) に加え、音波が水平方向に拡散する向き (V: vertical) の 2 通り設けた。拡散体の設置面は、拡散体なし (noDiff), 長手方向壁面 2 面に設置したもの (2wallDiff), 全壁面に設置したもの (4wallDiff) の 3 条件を設けた。音源・受音点・受音面の位置に関する詳細は前節を参照されたい。計算にはオープンソースの汎用有限体積法ライブラリである OpenFOAM を用いた [18, 22, 23, 46]。空間離散化幅を 0.025 m とした直交構造格子で形状を作成した。コントロールボリュームの数は約 650 万である。時間離散化幅は CFL 条件を満たす 0.04 ms (CFL = 0.95) とした。音源には 1 kHz の 1/3 オクターブバンド上限周波数以下の成分が含まれるガウス関数を速度ポテンシャルの空間分布として与えた。尚、音源に含まれる周波数成分を Fig. 3.10 に示す。但し、 ω : 角周波数 [rad/s], d : 初期空間波形を代表するパラメータ [m], c : 音速 [m/s]。

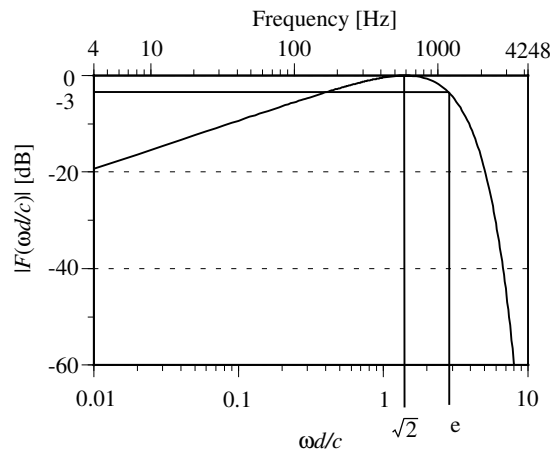


Fig. 3.10 The spectrum of gaussian source using the transient analysis.

3.3.2 結果と考察

過渡応答

代表受音点 R における過渡応答を Fig. 3.11 に示す。rigid に比べ、absorp では速やか減衰することが確認できる。拡散体の設置による影響はあまり見られない。

より詳細に波形を観察するために 50 ms までの応答を Fig. 3.12 に示す。天井吸音の有無によらず、拡散体の設置により、波形がやや崩れることが見て取れる。

次に all pass の応答に 1/3 オクターブバンドフィルタリング処理を行い、250 Hz, 1 kHz 帯域の波形を算出した。その結果を Fig. 3.13, 3.14 に示す。

尚、使用したフィルターは Keiser 窓を用いて作成した FIR フィルターである。減衰量を 70 dB とし、次数は 250 Hz 帯域のもので 400 次、1 kHz 帯域のもので 100 次とした。また、フィルタリングによる時間遅れはフィルターのタップ数により補正した。

250 Hz 帯域では吸音の有無によらず、モードの影響により周期的な挙動が確認できる。拡散体の設置による影響は、水平方向に拡散体を設置した場合に波形のピーク・ディップが緩和され、拡散体設置面数が多い程顕著である。特に天井吸音時にはやや滑らかな減衰となることが見て取れる。

1 kHz 帯域でも 250 Hz 帯域と概ね同様の傾向であるが、拡散体が波形に及ぼす影響はより大きい。減衰の滑らかさに及ぼす効果はあまり見られない。

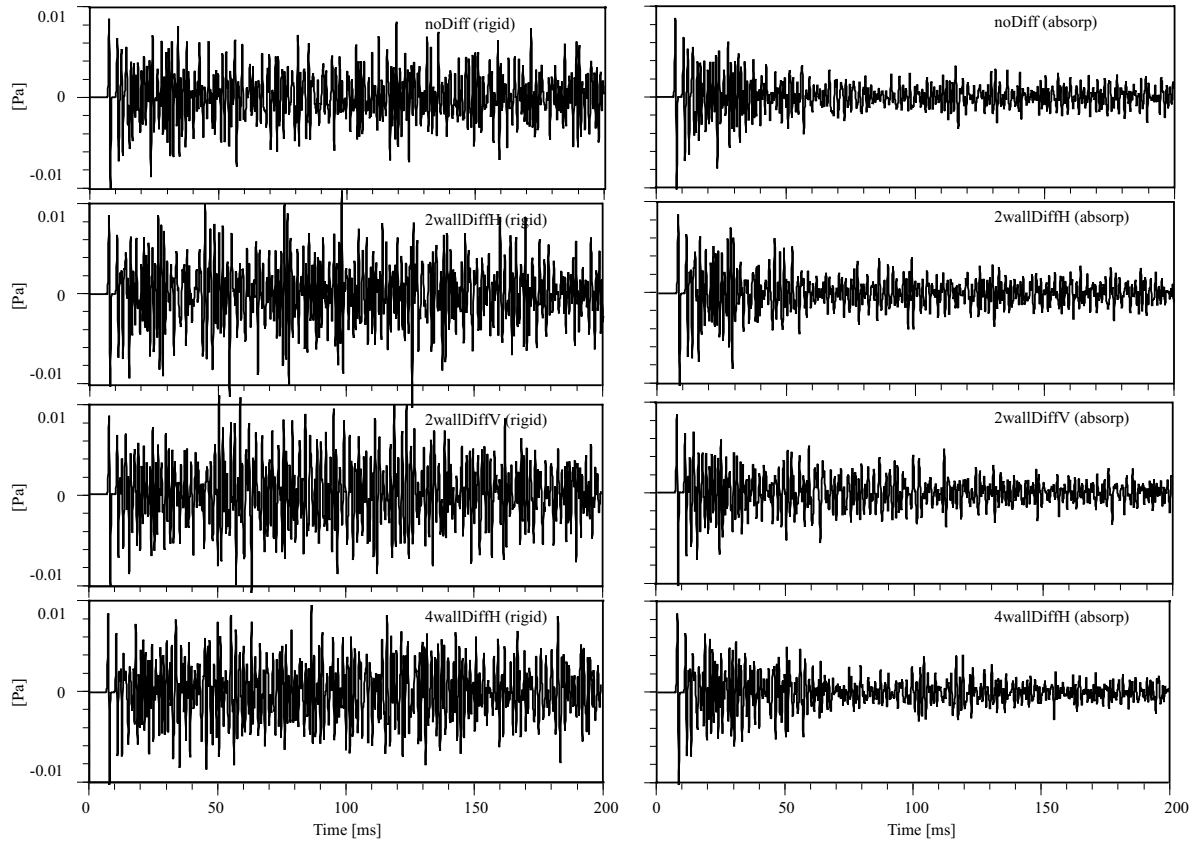


Fig. 3.11 Transient response waveforms at receiving point R (all pass).

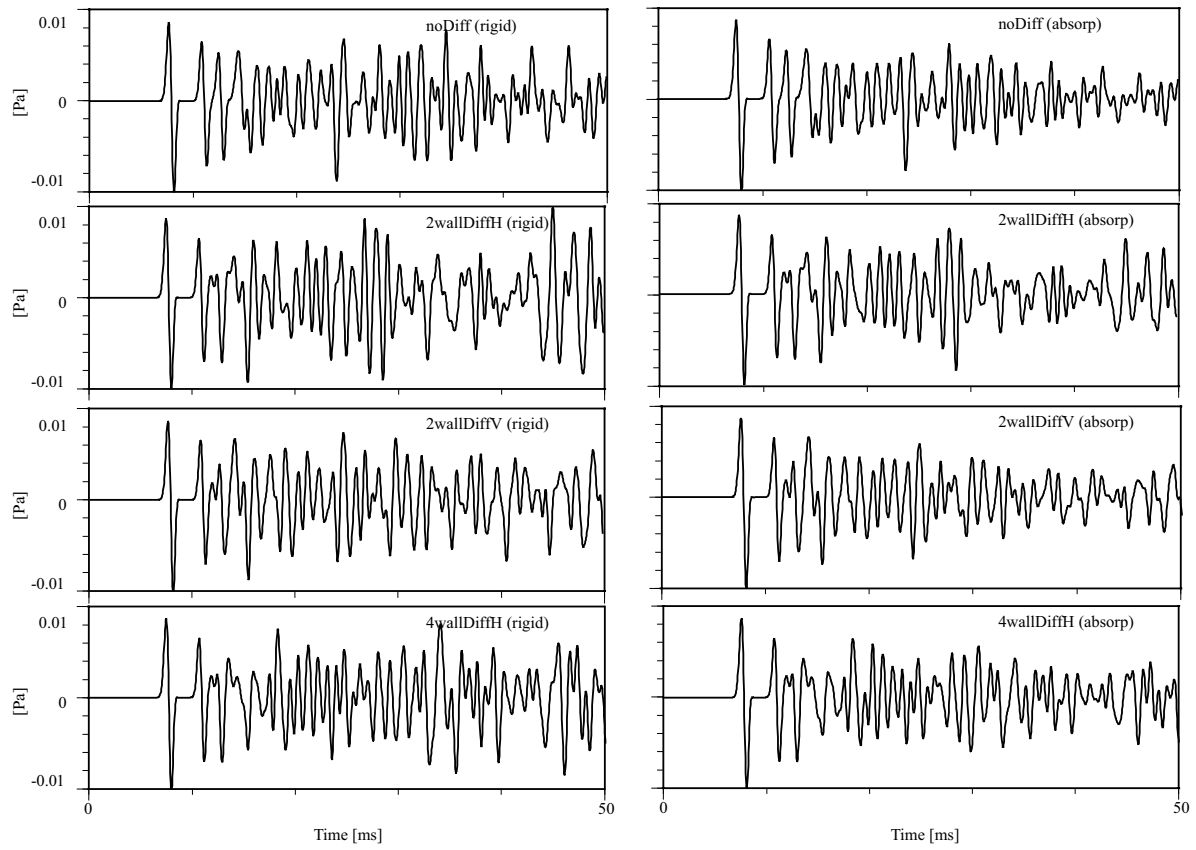


Fig. 3.12 Transient response waveforms at receiving point R till 50 ms (all pass).

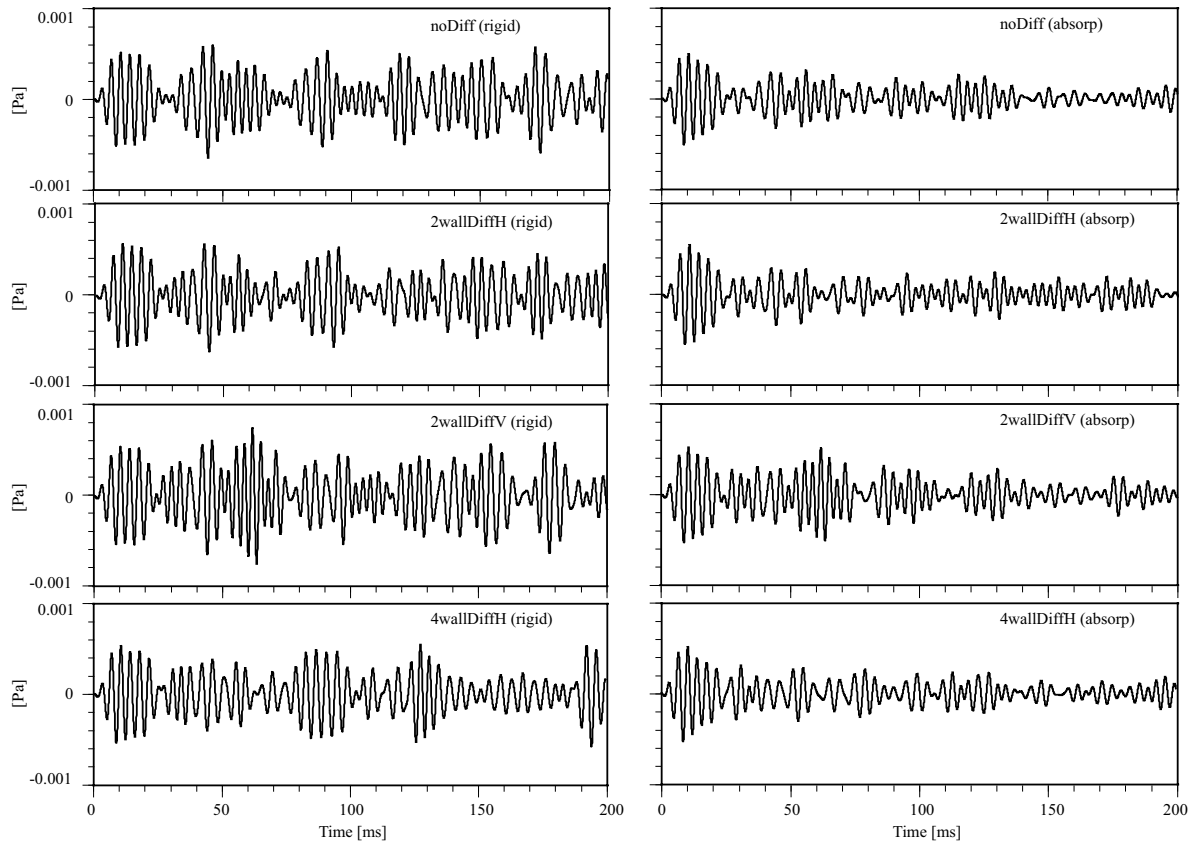


Fig. 3.13 Transient response waveforms at receiving point R (250 Hz 1/3 oct. band).

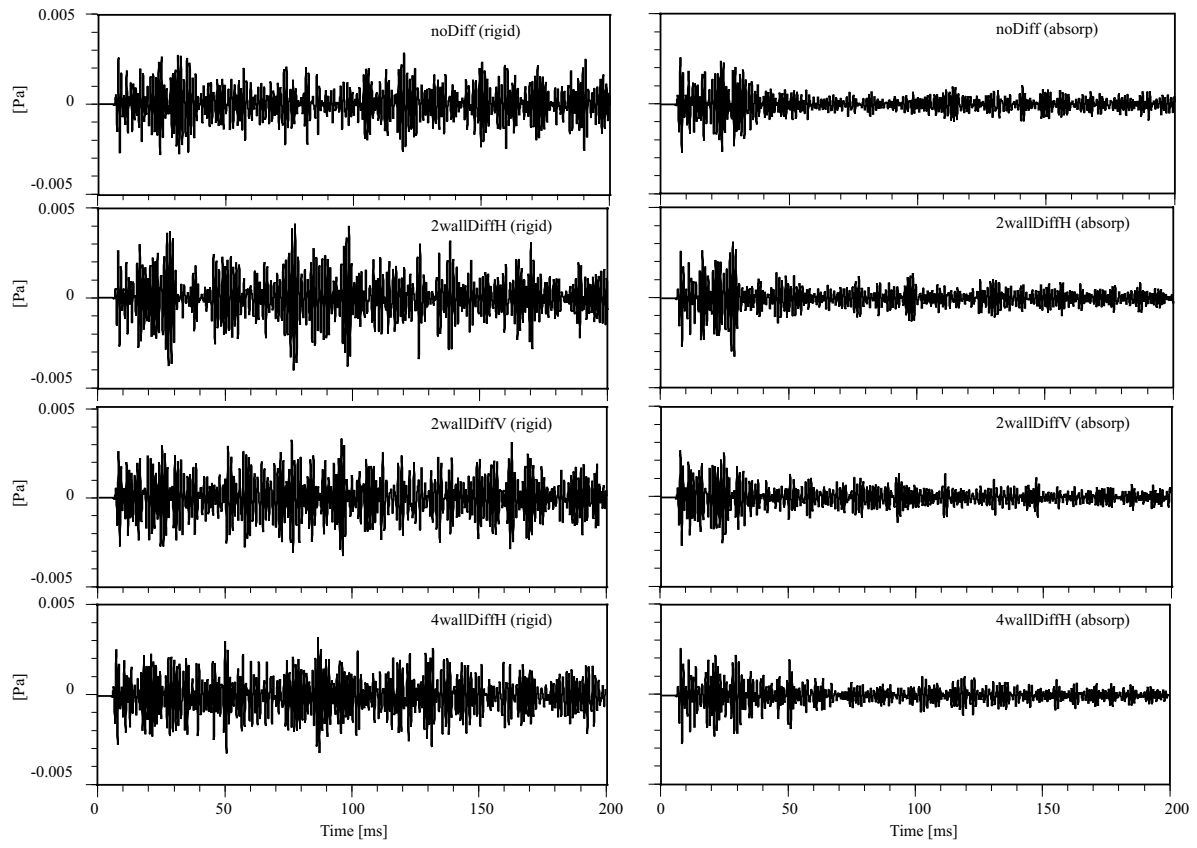


Fig. 3.14 Transient response waveforms at point receiving R (1 kHz 1/3 oct. band).

残響減衰性状

過渡応答から残響減衰曲線と残響時間を9受音点で算出した、absorpにおけるnoDiff及び4wallDiffHの比較を行う。Fig. 3.15(a), 3.15(b), 3.16にall passの結果を示す。

残響減衰曲線は拡散体の有無によらず、折れ曲がりの無い直線的なものとなった。拡散体設置時には急峻となる。

noDiffでの理論的な残響時間は1.02秒(Eyring)であり、Fitzroy [12]が提案した吸音面偏在室における残響時間予測式による値は1.96秒である。最適残響時間は約0.4秒である[79]。本検討においては、noDiffでは平均4.40秒であり、4wallDiffHでは2.69秒となった。設置した拡散体は音波の波長に比べて著しく小さいにも関わらず、残響時間が1.71秒短くなり、理論値に大幅に近づかせる結果となった。尚、受音点毎の差は、拡散体の有無によらず0.15秒以内である。

次に、250 Hz帯域と1 kHzの結果をFig. 3.17(a), 3.17(b), 3.18及びFig. 3.19(a), 3.19(b), 3.20に示す。

250 Hz帯域では、残響減衰曲線、残響時間共に拡散体の影響が小さい。残響減衰曲線は滑らかでなく、モードの影響により微小な凹凸のある曲線となっている。残響時間を見ると、noDiffでは平均1.53秒であり、4wallDiffHでは1.32秒となり、拡散体の影響は小さい。尚、受音点毎の差は、noDiffで最大0.30秒、4wallDiffで最大0.42秒であり、all pass及び後述する1 kHz帯域の結果よりも大きくなっている。

1 kHz帯域では、残響減衰曲線、残響時間共に拡散体の影響が大きい。残響時間を見ると、noDiffでは平均4.54秒であり、4wallDiffHでは2.90秒となる。尚、受音点毎の差は、noDiffでは最大0.19秒、4wallDiffHでは最大0.17秒である。

以上のように、高い周波数域ほど残響時間が長い現象は、壁の高さと波長との関係で2次元モードの減衰率が変化していることが考えられる。即ち、壁の高さに対して十分小さい波長の音波に対しては2次元モードの減衰率が小さく、残響時間が長くなっているものと考えられる。

また、拡散体による残響時間の低減効果は高周波数域でのみ現れている。これは拡散体サイズに起因するものと考えられる。但し、1 kHzであっても拡散体の周期よりも著しく大きな波長である。これまで、拡散体はその周期以下の波長となる周波数域で散乱効果をもたらすと知られていたが、本検討により、それよりも著しく長い波長であっても残響時間を減少させることがわかった。

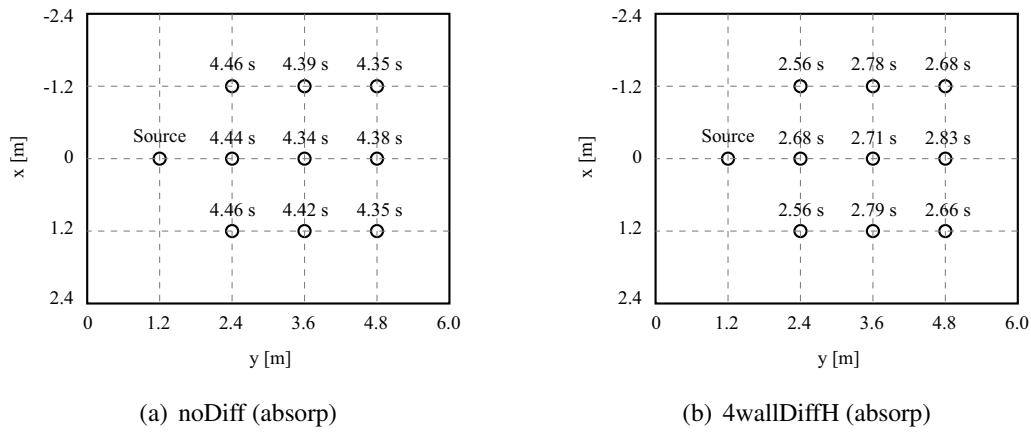


Fig. 3.15 Reverberation times on receiving points (all pass).

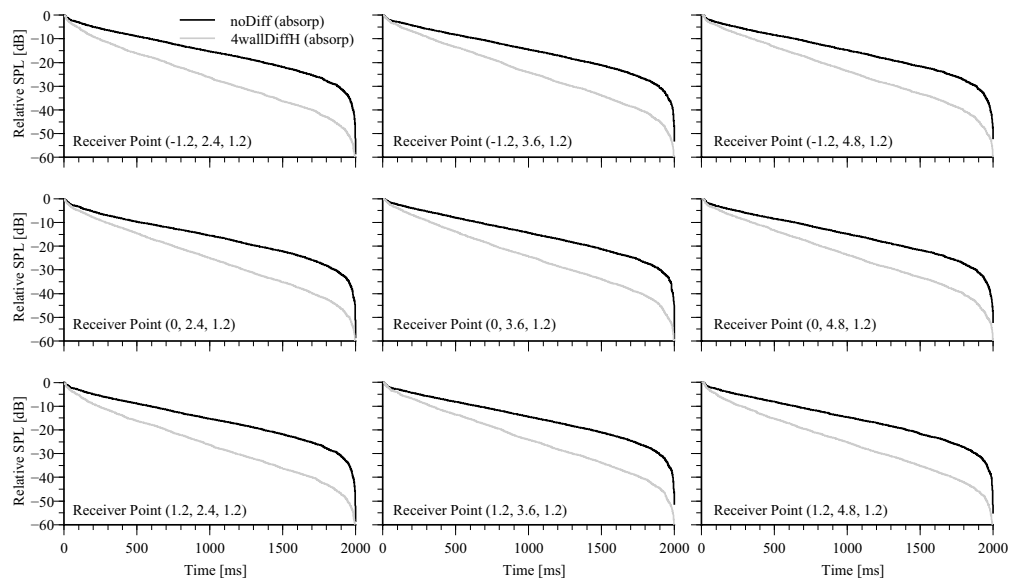


Fig. 3.16 Decay curves on receiving points (all pass).

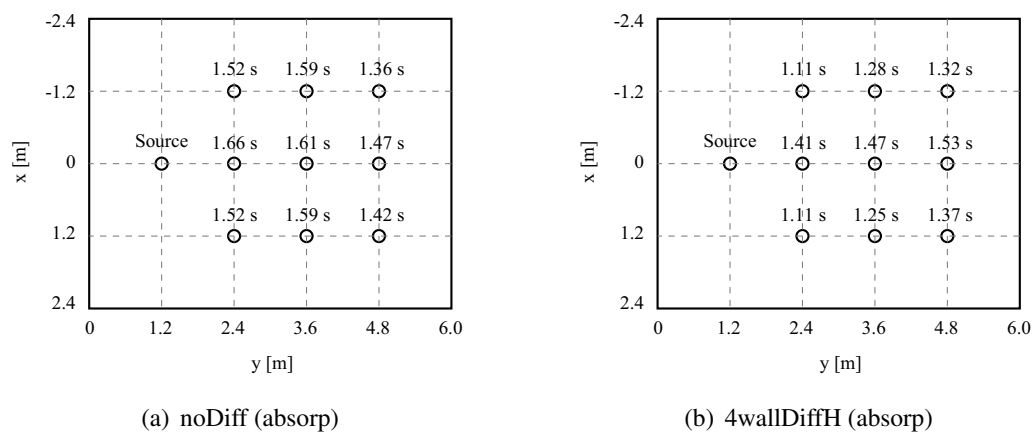


Fig. 3.17 Reverberation times on receiving points (250 Hz 1/3 oct. band).

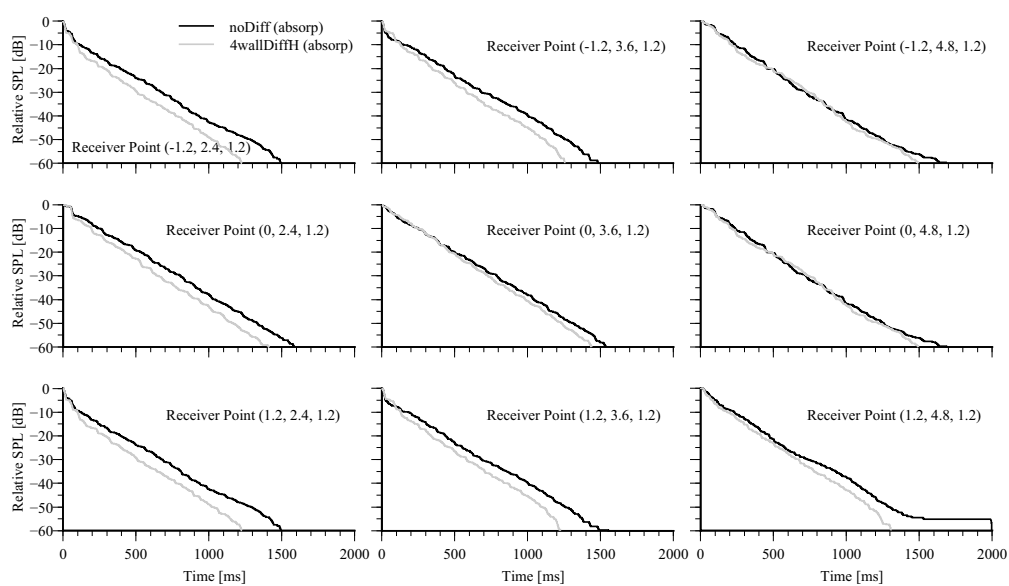


Fig. 3.18 Decay curves on receiving points (250 Hz 1/3 oct. band).

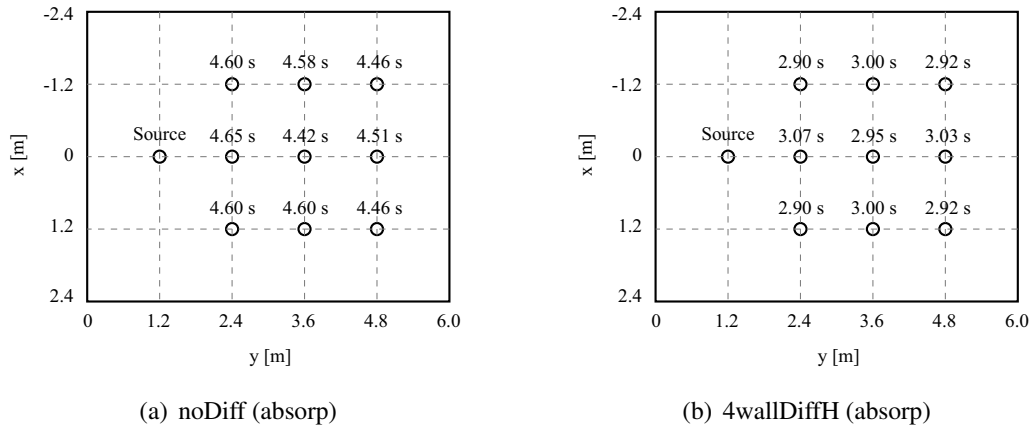


Fig. 3.19 Reverberation time on receiving points (1 kHz 1/3 oct. band).

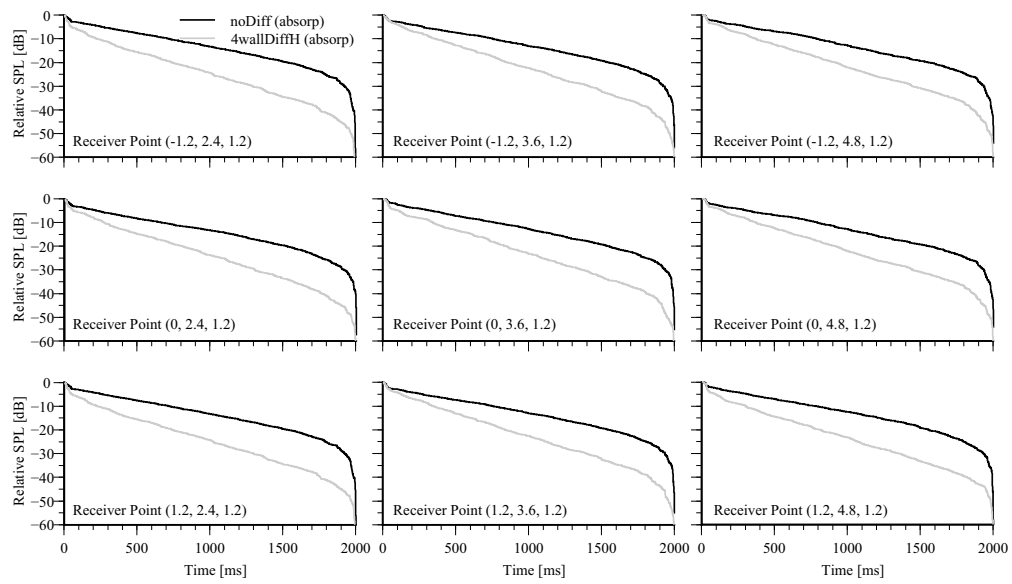


Fig. 3.20 Decay curves on receiving points (1 kHz 1/3 oct. band).

音圧分布

時刻 $t = 50, 150$ [ms] における受音面 XY, XZ での音圧分布を Fig.3.21, 3.22, 3.23 及び Fig. 3.24, 3.25, 3.26 に示す. 尚, 音場条件は対称であるため, 図は x が正となる半分のみを示す.

$t = 50$ [ms] では, 天井吸音の有無によらず同様の分布となっている. 拡散体の有無による差は受音面 XZ で見て取れる. これはリブ方向と直交する方向に音波が強く拡散反射するためであると考えられる. 一方 $t = 150$ [ms] では, 全面剛 (rigid) の場合は分布に偏りが見られないのに対し, 天井吸音 (absorp) の場合は水平方向の音波が残っているのが見て取れる. 尚, 図は A.2 に譲るが, 受音面 YZ は受音面 XY と概ね類似した挙動となる.

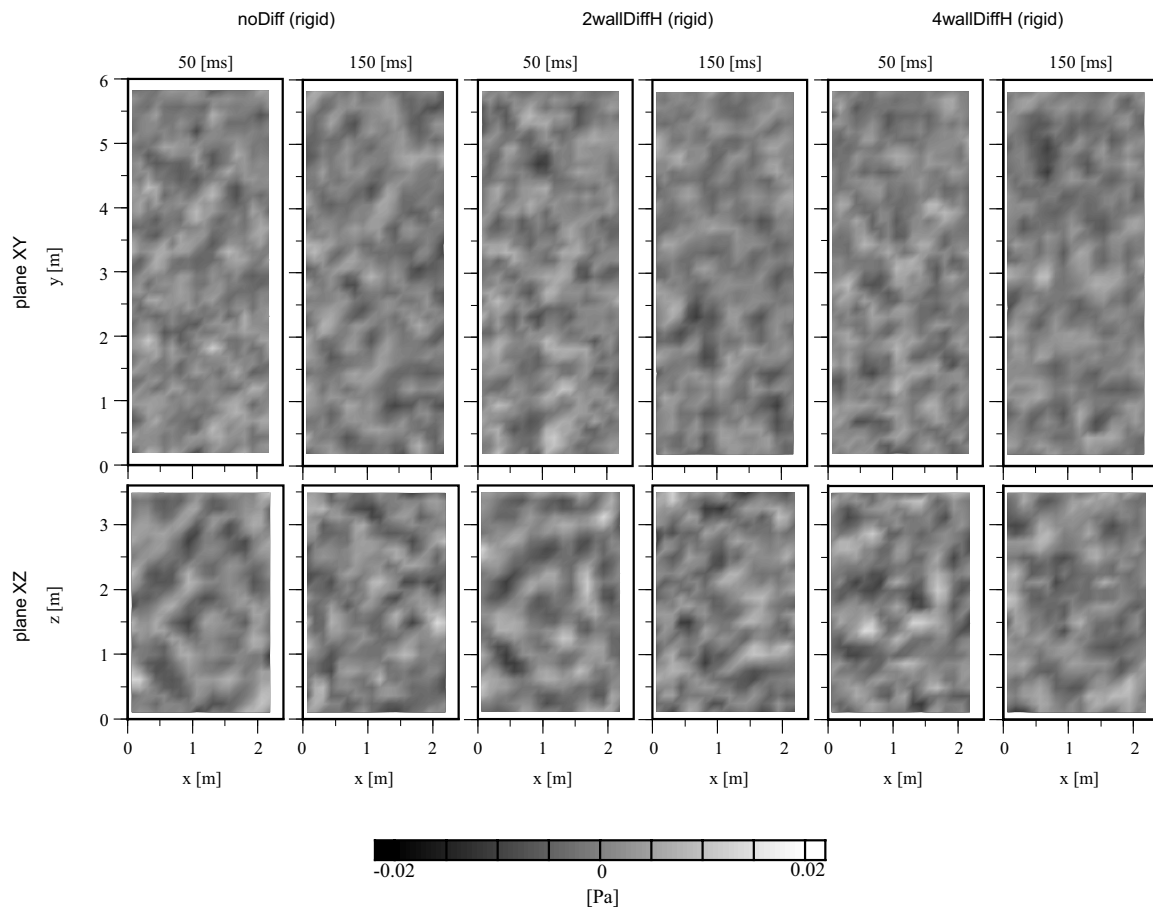


Fig. 3.21 Sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ (rigid, all pass).

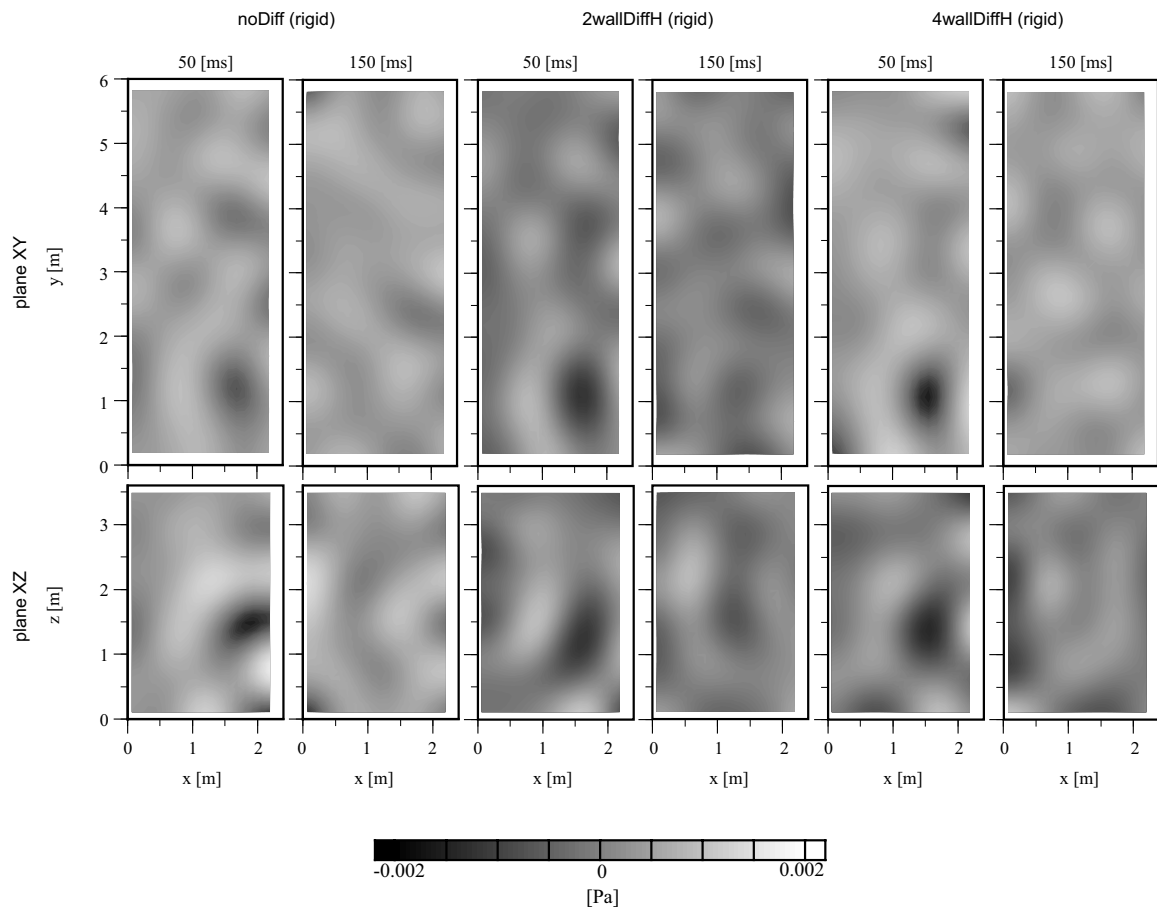


Fig. 3.22 Sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ (rigid, 250 Hz 1/3 oct. band).

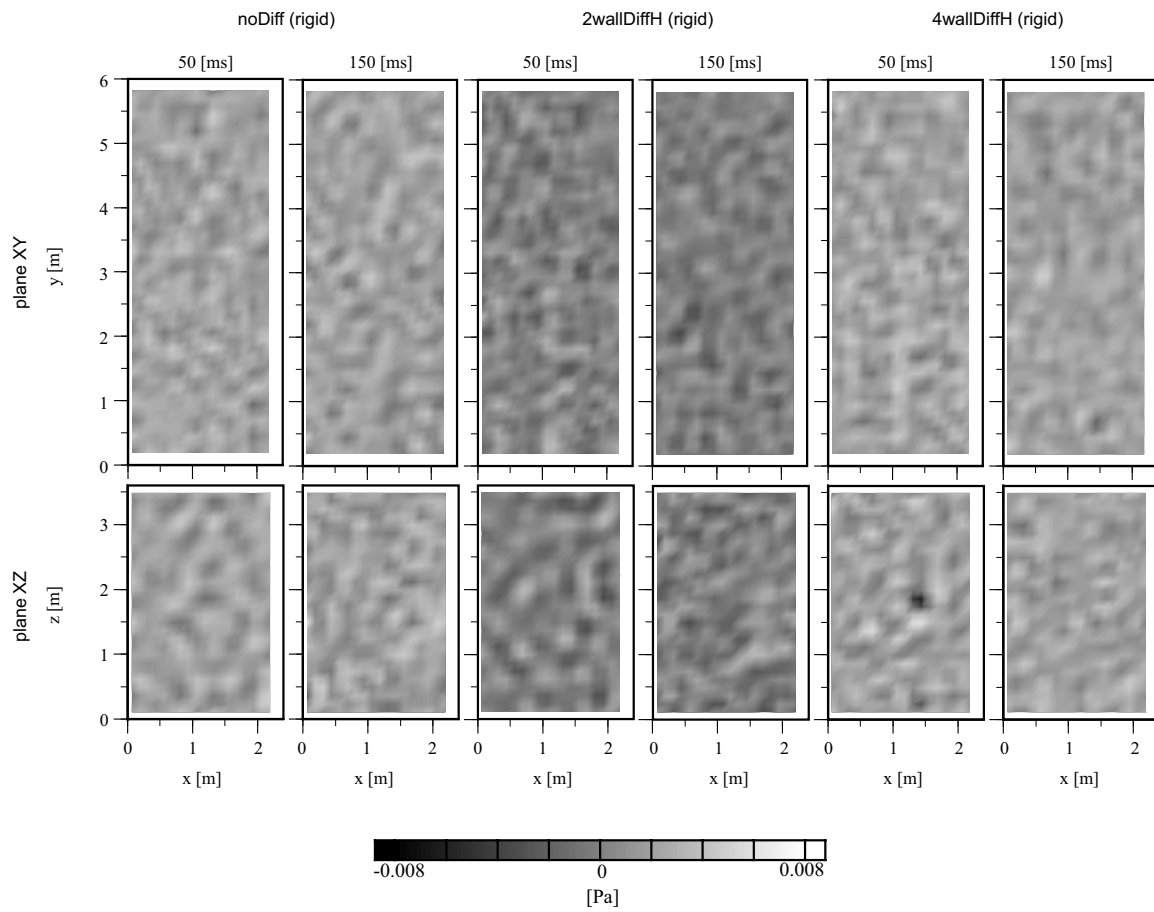


Fig. 3.23 Sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ (rigid, 1 kHz 1/3 oct. band).

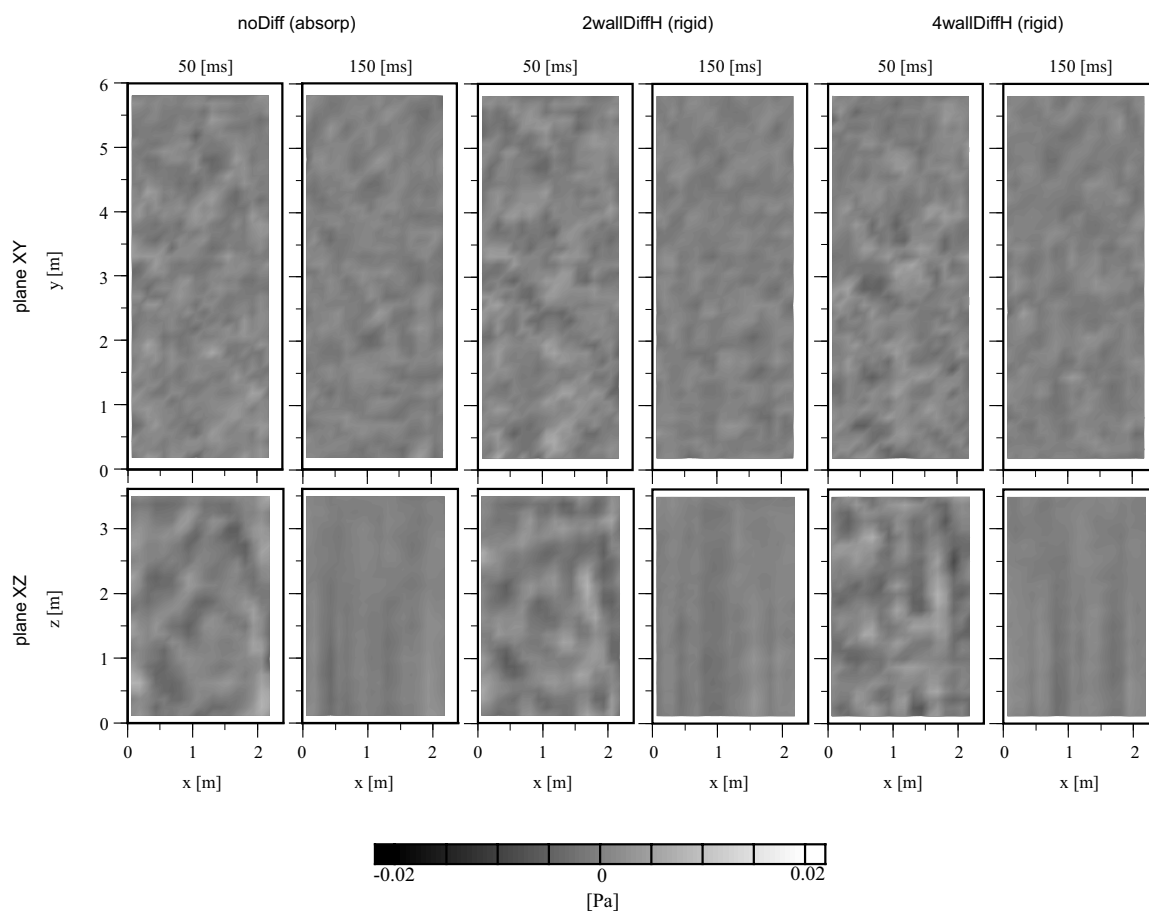


Fig. 3.24 Sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ (absorp, all pass).

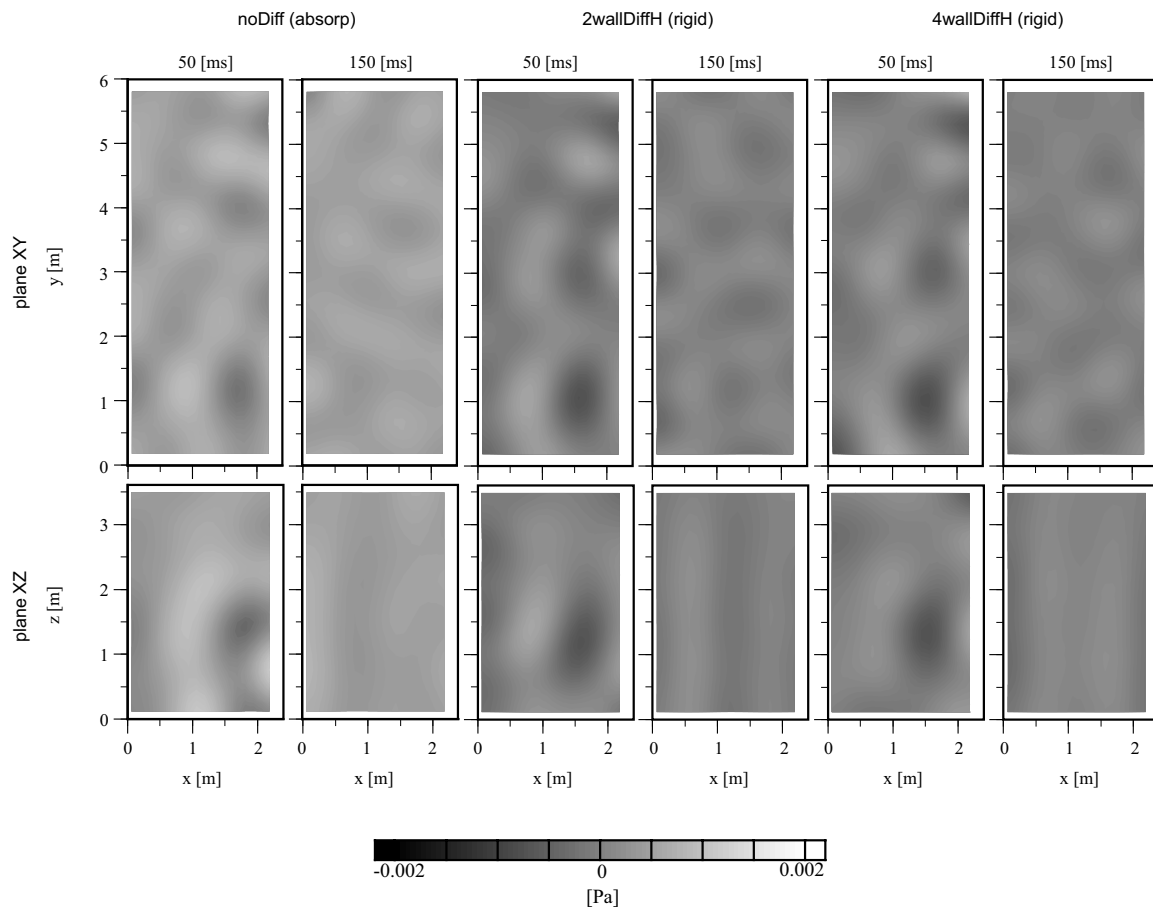


Fig. 3.25 Sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ (absorp, 250 Hz 1/3 oct. band).

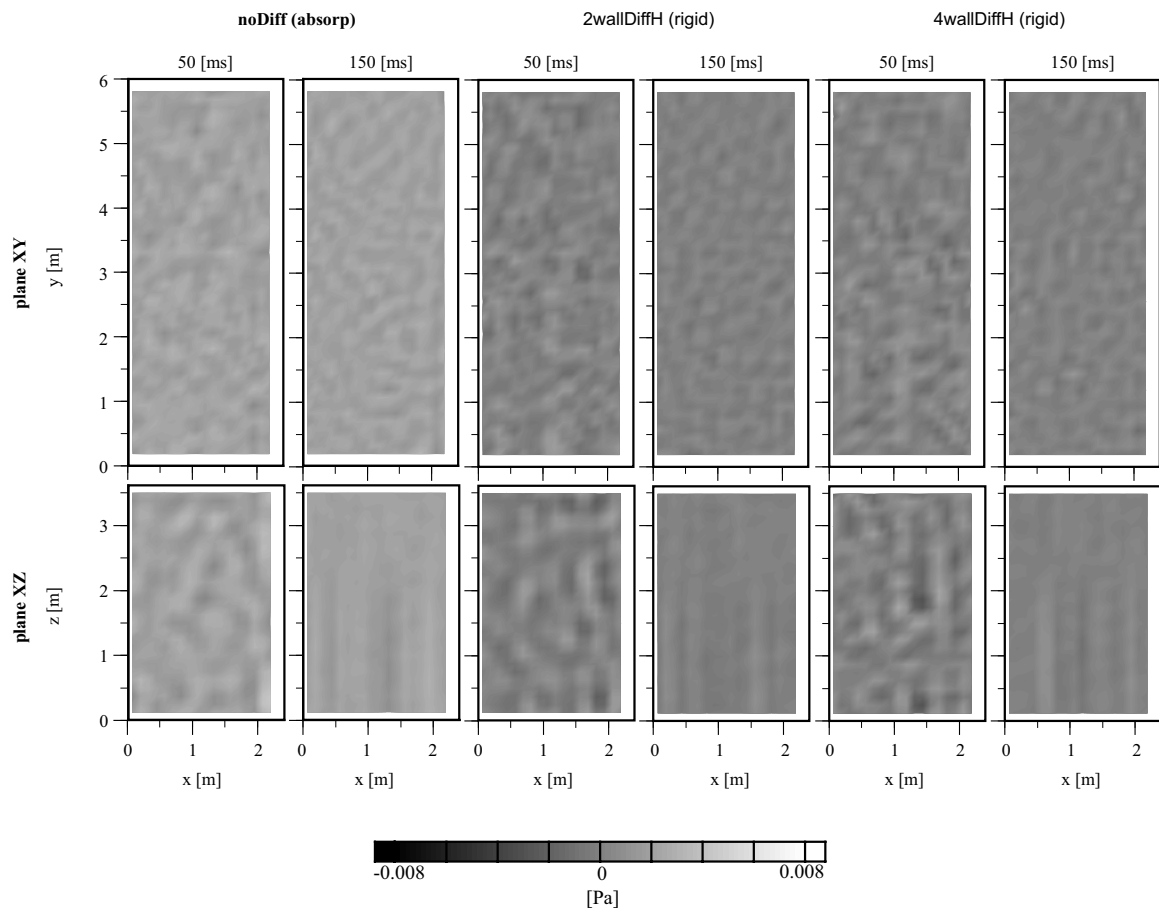


Fig. 3.26 Sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ (absorp, 1 kHz 1/3 oct. band).

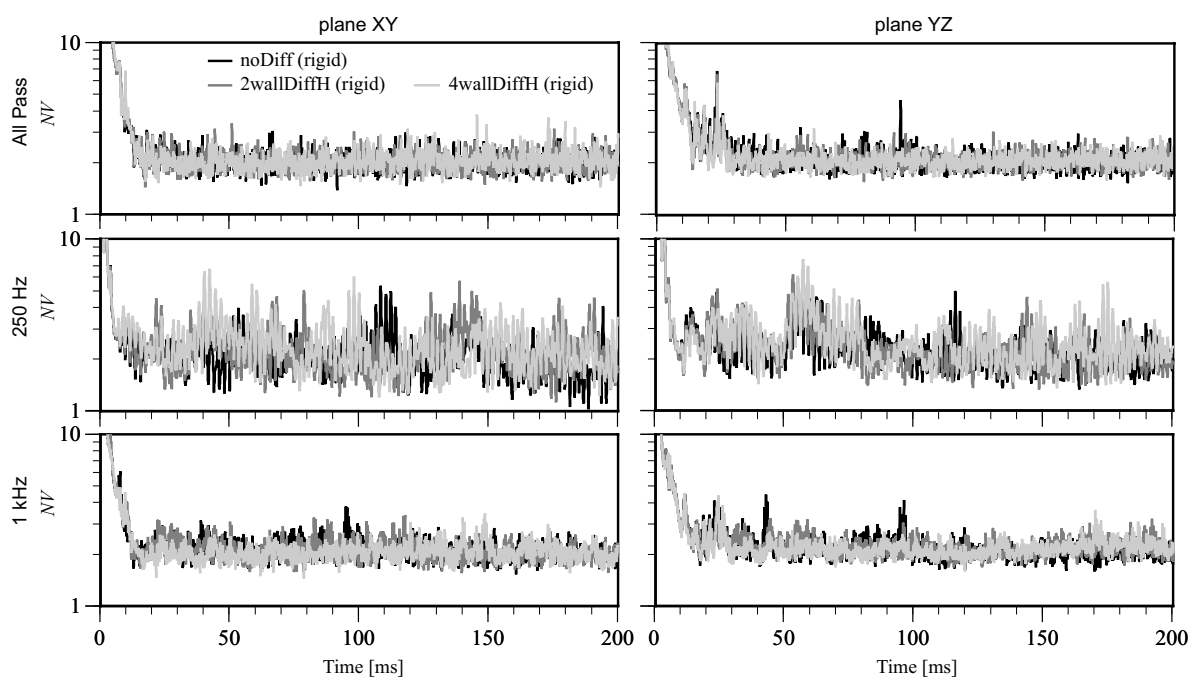
音場の拡散性評価

室内音場における音響エネルギーの偏在の程度を評価する指標として NV_t が提案されている [58]. NV_t が小さくなるほど音場が均一であることを表し、振幅が正規分布に従う音場では値が 2 に収束する。既往研究 [58] では空間全体でのポテンシャルエネルギーの偏りを評価しているが、本報では上述の受音面 3 面それぞれに対し NV_t を算出することで、吸音面の配置と音場の拡散性の関係を調べた。また、得られた応答に 1/3 オクターブバンドフィルタリング処理を行い、バンドごとの NV_t を算出し周波数帯域による影響の違いを見た。全帯域 (1 kHz の 1/3 オクターブバンド上限周波数以下)、及び 250 Hz, 1 kHz の 1/3 オクターブバンドでの NV_t を受音面 XY, YZ に対して Fig. 3.27, 3.28 に示す。尚、図は A.2 節に譲るが、受音面 YZ は受音面 XY と概ね類似した挙動となる。

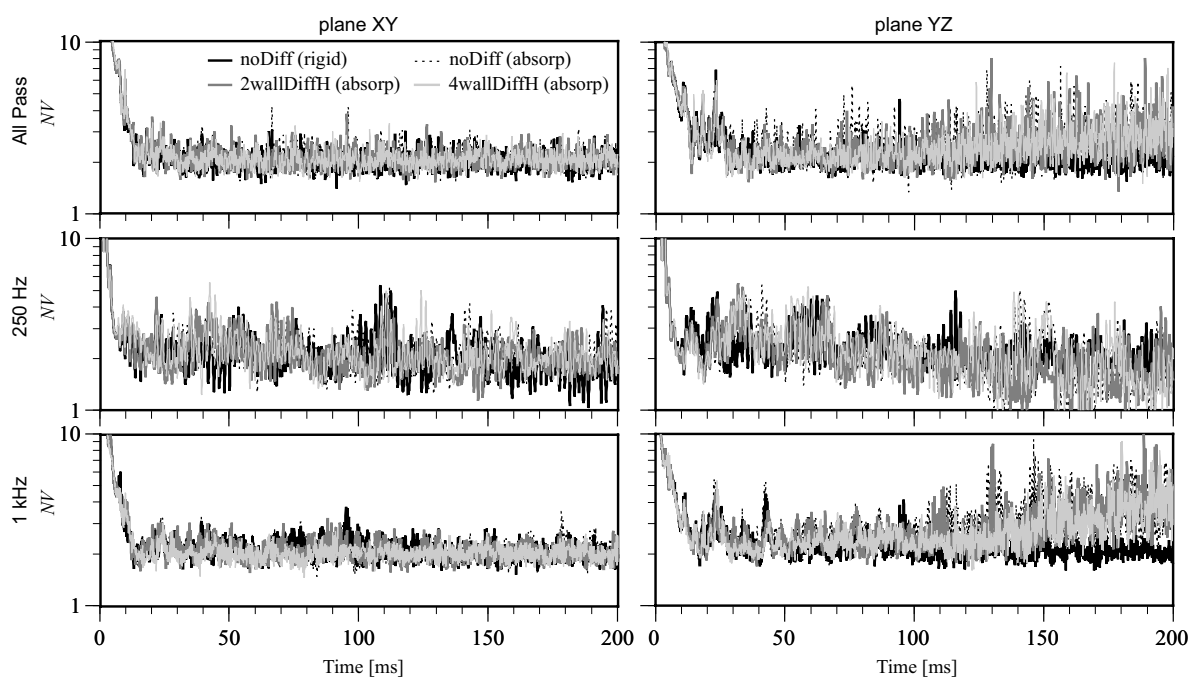
■ NV_t (全帯域) 断面に吸音面を含まない受音面 XY では値の収束が早く、その後も安定しているのに対し、断面に吸音面を含む受音面 YZ では時刻が進むにつれ値が増大する傾向が見られる。天井吸音 (absorp) がある場合の拡散体の有無による影響については、どの断面においてもあまり見られない。これらは Fig.3.24 と対応する結果と言える。

■ NV_t (250 Hz) 受音面 XY では、天井吸音の有無、拡散体の有無による差はあまり見られない。一方受音面 YZ では、天井吸音時におよそ 100 ms 以降で値がやや減少するが、条件による差はあまり見られない。

■ NV_t (1 kHz) 受音面 XY では 250 Hz の場合と同様に、条件による差はあまり見られない。一方受音面 YZ では、天井吸音時にはおよそ 100 ms 以降で値が増大するが、条件による差はあまり見られない。



(a) rigid



(b) absorp

Fig. 3.27 Comparison of sound field diffusivity on boundary conditions.

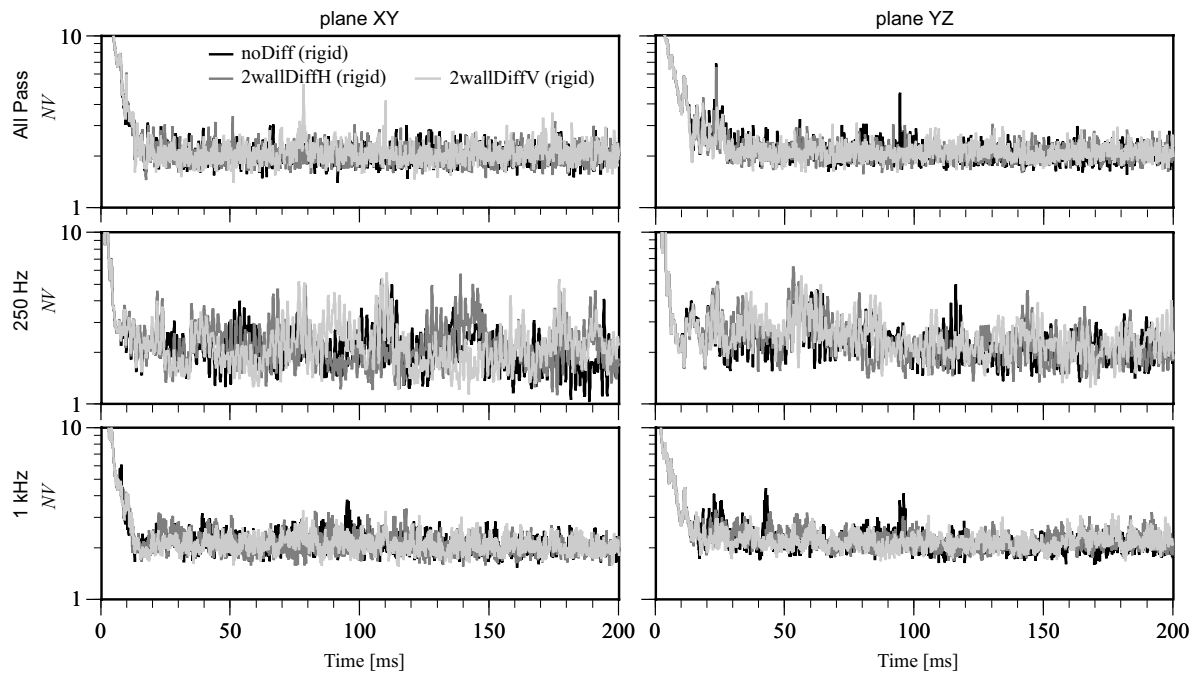


Fig. 3.28 Comparison of sound field diffusivity on directions of the diffusers.

3.4 室容積に関する検討

3.4.1 はじめに

以上の検討で用いた設定では、拡散体を設置することにより容積が減少した。本節では拡散体の設置により容積が減少したことによる音場への影響について検証する。

壁面4面に拡散体を設置した場合 (4wallDiff) は拡散体なしの場合 (noDiff) と比べて容積が約 5.2 m^3 減少する。noDiff では室容積 103.68 m^3 であるため、4wallDiff では容積が約 5% 減少する。そこで本節では拡散体設置による容積変化の影響を把握するために、基本形状との容積変化の無い場合との比較検討を行う。拡散体設置時の外形を基本形状に対し $\pm x, \pm y$ 方向に 5 cm 拡張した $4.9 \times 6.1 \times 3.6 \text{ m}^3$ の室とする。音源、受音点位置は前節までの検討と同様である。

尚、本検討は天井吸音時において、拡散体なし (noDiff)、壁面4面拡散体設置 (4wallDiff)、容積を noDiff と同じとした壁面4面拡散体設置 (4wallDiff_vol) の3音場を比較することで行う。拡散体の向きは音波が鉛直方向に拡散する向きとする。

3.4.2 定常応答解析

周波数応答関数

受音点 R における周波数応答を Fig. 3.29 に示す。室容積が変化することで基本形状からの変化量には僅かに差が見られるが、全帯域でピーク・ディップの位置は概ね一致している。

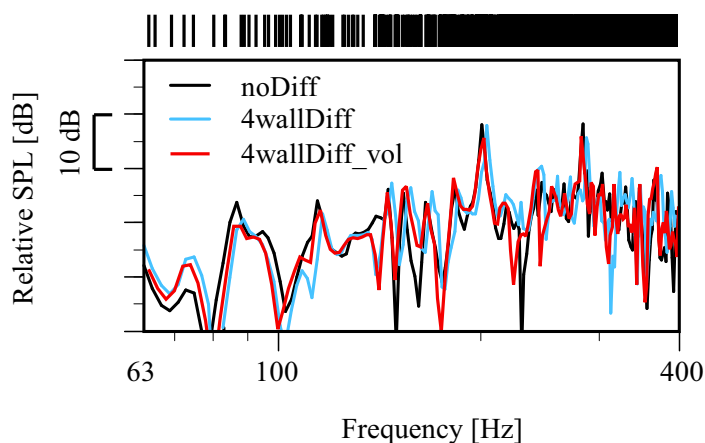


Fig. 3.29 Comparison of frequency responses at the receiving point R on space volume, and eigenfrequency of 'noDiff'.

音圧レベル分布

125 Hz 1/3 oct. band と 500 Hz 1/3 oct. band の相対音圧レベル分布を Fig. 3.31, 3.32 にそれぞれ示す。

両帯域共に容積変化を補正したケースの方が基本形状からの変化量が僅かに大きいことが見られるが、巨視的な傾向としては容積の違いによらず概ね一致しており、容積変化の影響は小さい。

音場の拡散性評価

各受音面に対する NV_f と室定数を用いた理論値を Fig. 3.30 に示す。いずれの断面においても容積変化の影響は小さい。

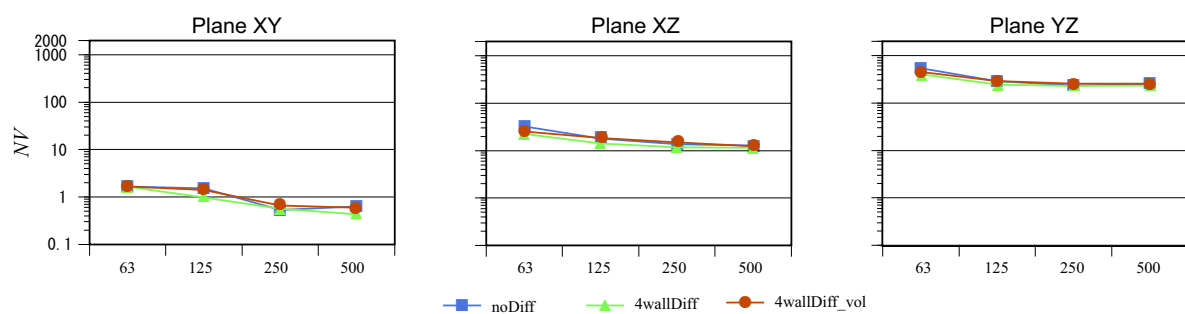


Fig. 3.30 Comparison of NV_f for the receiving three planes on space volume.

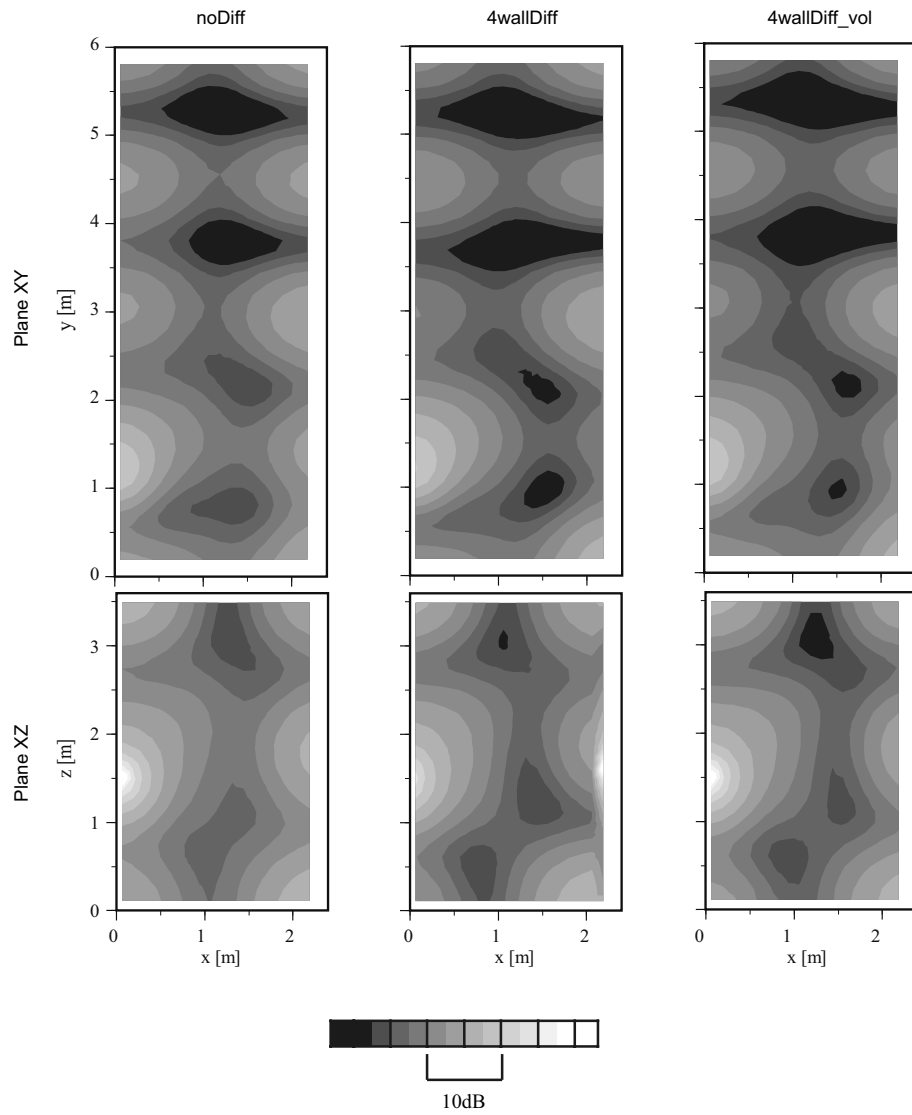


Fig. 3.31 Comparison of sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ on space volume (125 Hz 1/3 oct. band).

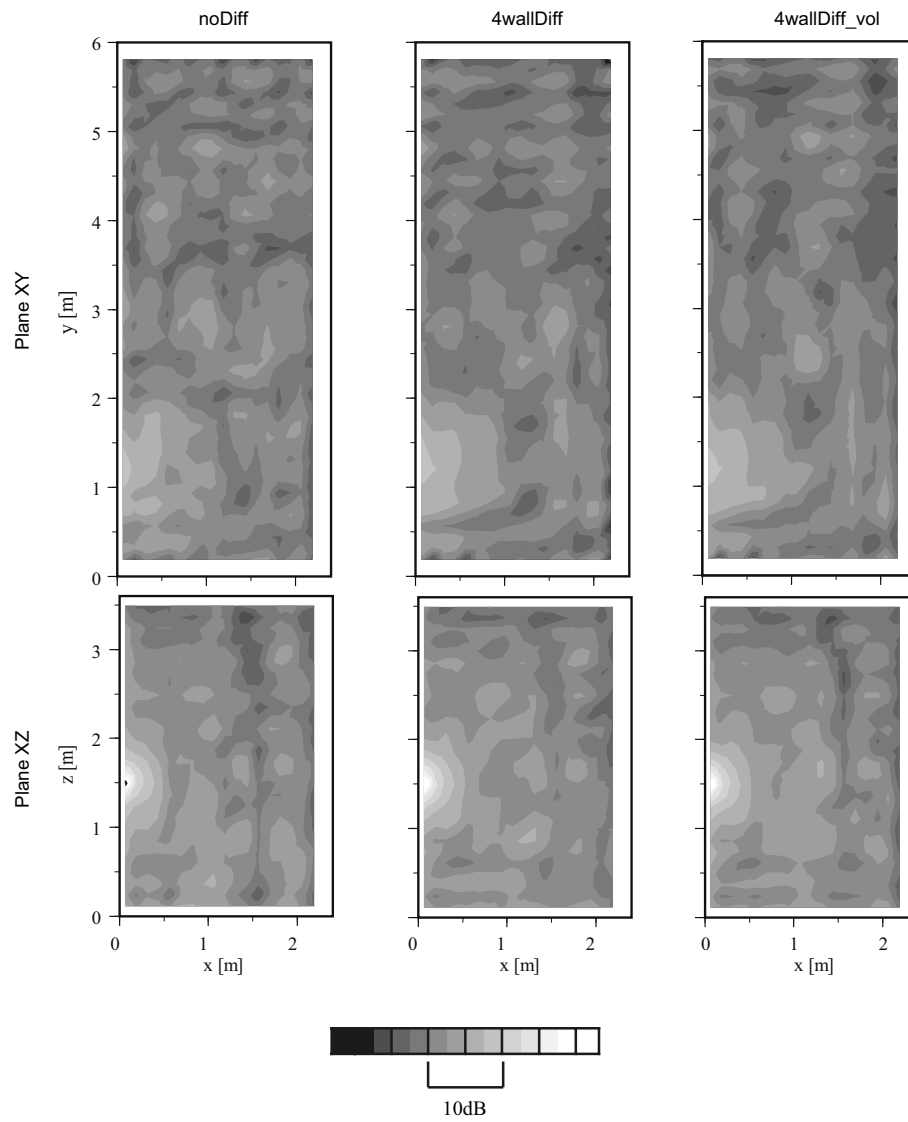


Fig. 3.32 Comparison of sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ on space volume (500 Hz 1/3 oct. band).

3.4.3 過渡応答解析

過渡応答

代表受音点 R における過渡応答波形の all pass を Fig. 3.33 に、250 Hz 1/3 oct. band を Fig. 3.34, に 1 kHz 1/3 oct. band を Fig. 3.35 に示す.

1 kHz 帯域では容積の違いによる影響があまり見られないが、250 Hz 帯域では波形が大きく異なる. この現象は容積変化の影響だけでなく、容積を変化させることで壁と受音点の距離が変化したことも要因の一つであると考えられる.

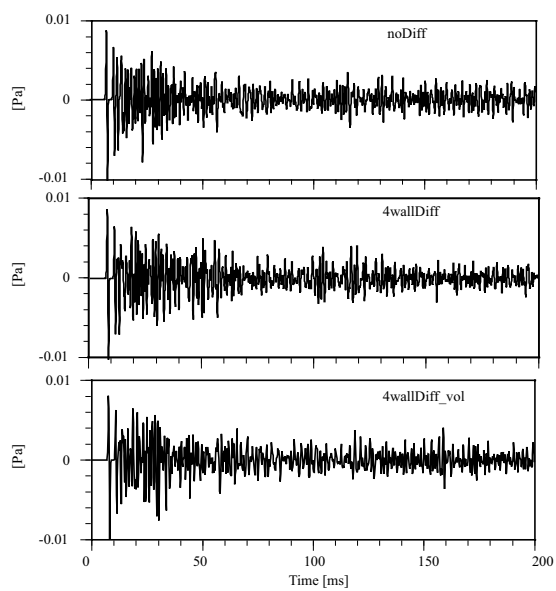


Fig. 3.33 Comparison of transient response waveform at point R on space volume (all pass).

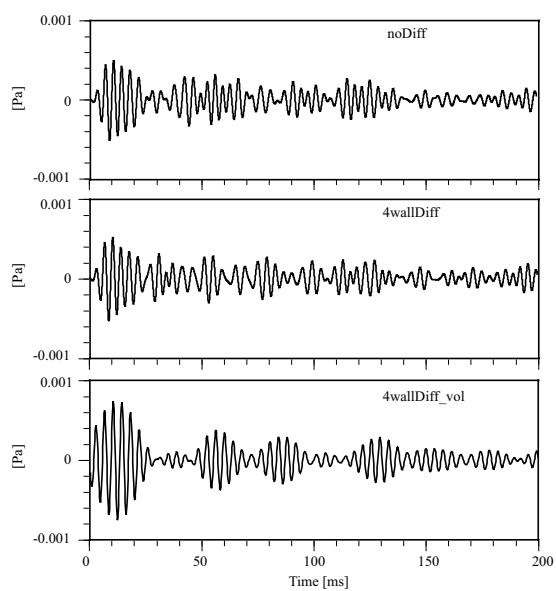


Fig. 3.34 Comparison of transient response waveform at point R on space volume (250 Hz 1/3 oct. band).

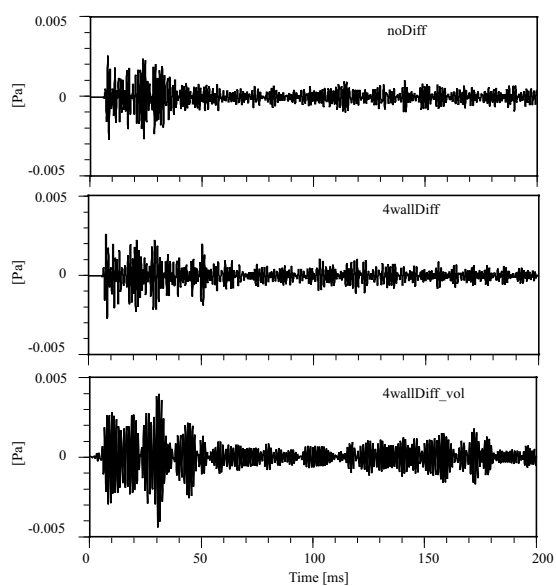


Fig. 3.35 Comparison of transient response waveform at point R on space volume (1 kHz 1/3 oct. band).

残響減衰性状

過渡応答から残響減衰曲線と残響時間を9受音点で算出した。

all pass の結果を Fig. 3.36(a), 3.36(b), 3.37 に示す。残響時間は室容積の違いによって最大 0.07 s の変化であり影響が小さいことが見られる。残響減衰曲線への影響も小さい。

250 Hz 1/3 oct. band の結果を Fig. 3.38(a), 3.38(b) 3.39 に示す。残響時間は室容積の違いによって最大 0.34 s の変化であり、1 kHz 帯域と比べて大きな影響を受けていることが見られるが、室容積の変化に伴って受音点と壁の距離が変化したことが原因ともなることが考えられる。残響減衰曲線は室容積の違いによらず概ね一致しているが、室容積が大きい方が僅かに速やかな減衰となることが見て取れる。

1 kHz 1/3 oct. band の結果を Fig. 3.40(a), 3.40(b), 3.41 に示す。残響時間は室容積の違いによって最大 0.19 s の変化であり影響が小さいことが見られる。残響減衰曲線への影響も小さい。

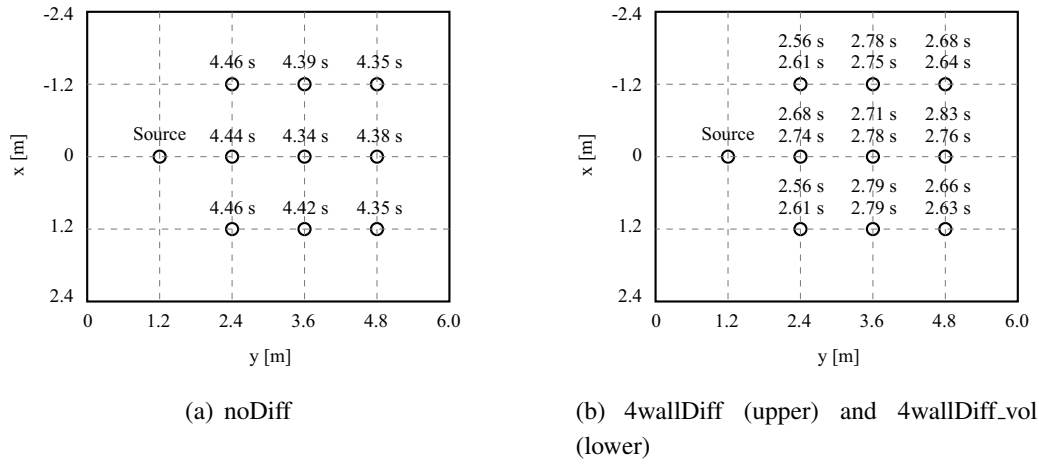


Fig. 3.36 Comparison of reverberation time on room volume (all pass).

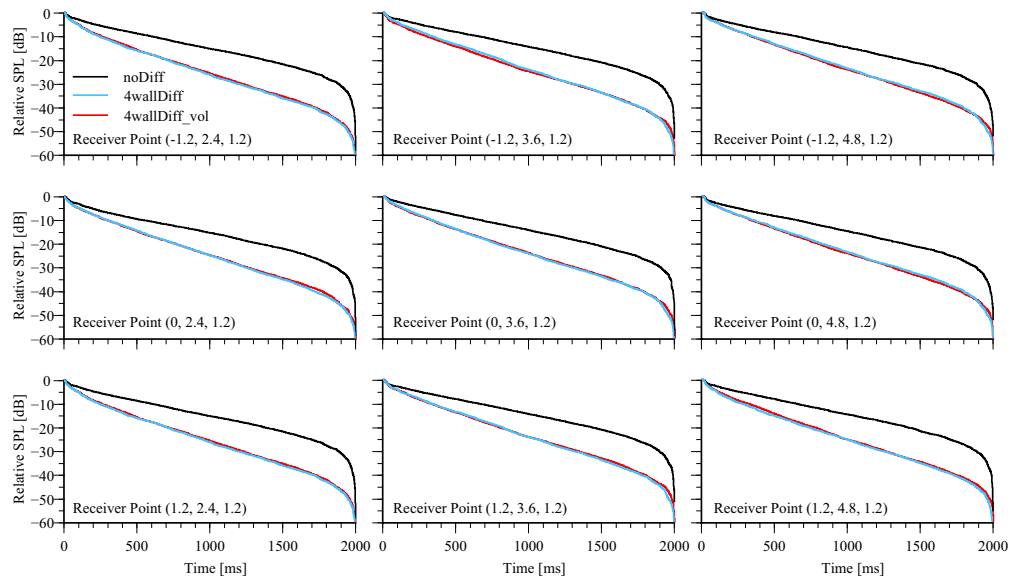


Fig. 3.37 Comparison of decay curves on room volume (all pass).

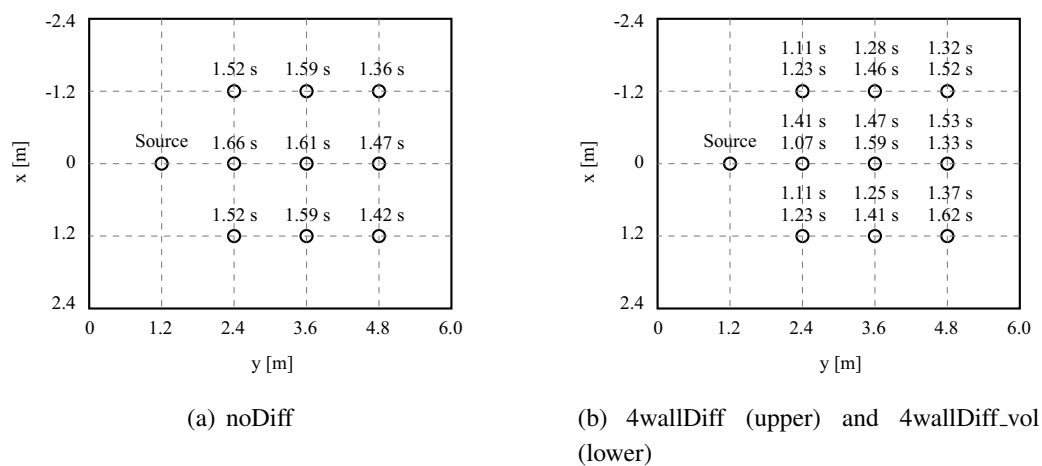


Fig. 3.38 Comparison of reverberation time on room volume (250 Hz 1/3 oct. band).

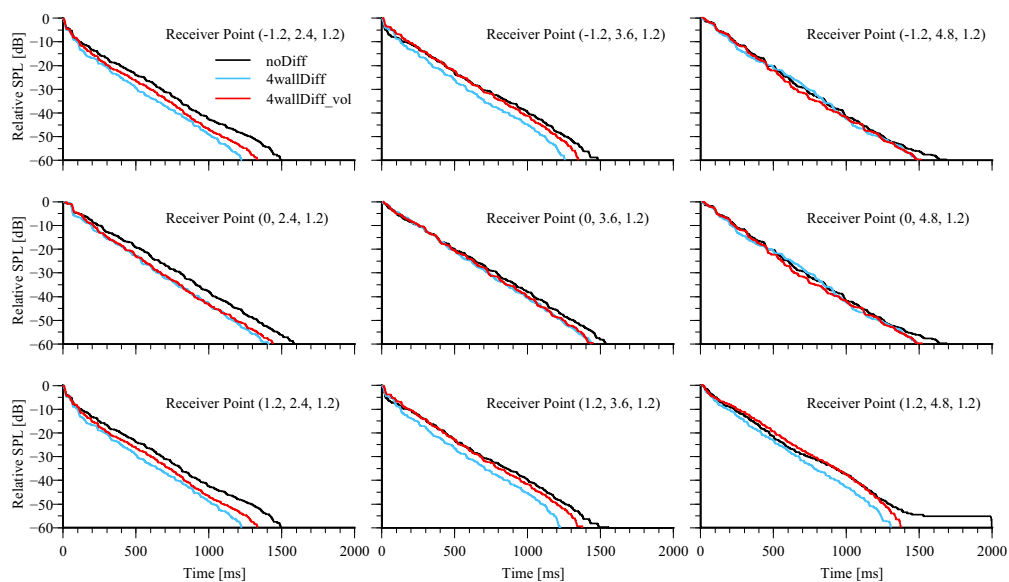


Fig. 3.39 Comparison of decay curves on room volume (250 Hz 1/3 oct. band).

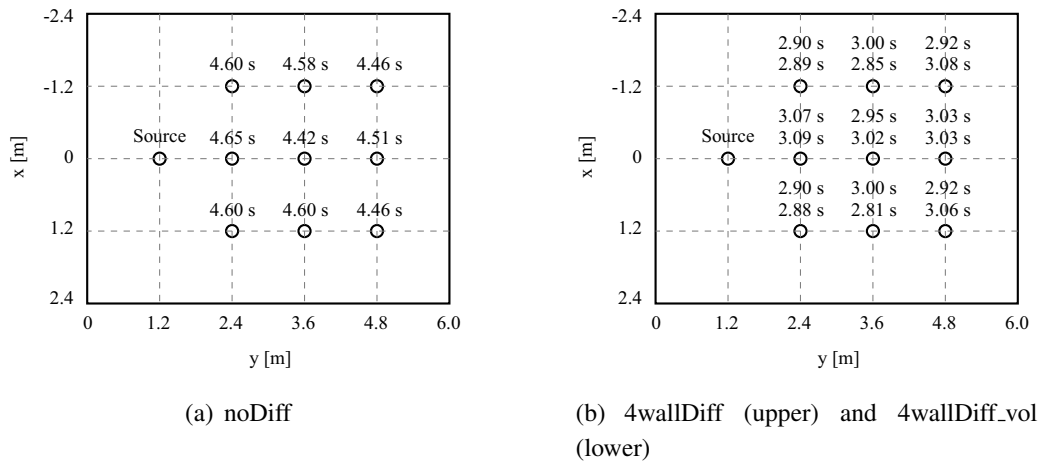


Fig. 3.40 Comparison of reverberation time on room volume (1 kHz 1/3 oct. band).

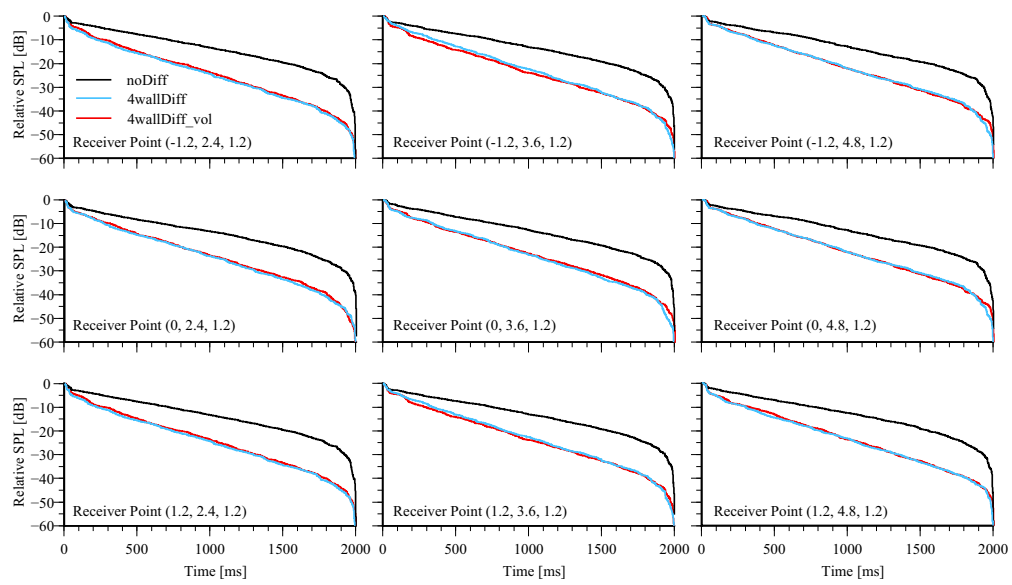


Fig. 3.41 Comparison of decay curves on room volume (1 kHz 1/3 oct. band).

音圧分布

時刻 $t = 50, 150$ [ms] における受音面 XY, XZ での音圧分布を算出した。

all pass の分布を Fig. 3.42(a), 3.42(b), に示す。250 Hz 1/3 oct. band の分布を Fig. 3.43(a), 3.43(b) に示す。1 kHz 1/3 oct. band の分布を 3.44(a), 3.44(b) に示す。

帯域・時刻によらず、水平断面である Plane XY の分布は類似しているが、垂直断面である Plane XZ の分布は大きく異なることがわかる。これは室容積の変化による影響だけでなく、室容積の変化に伴って受音点と壁の距離が変化したことも原因であると考えられる。

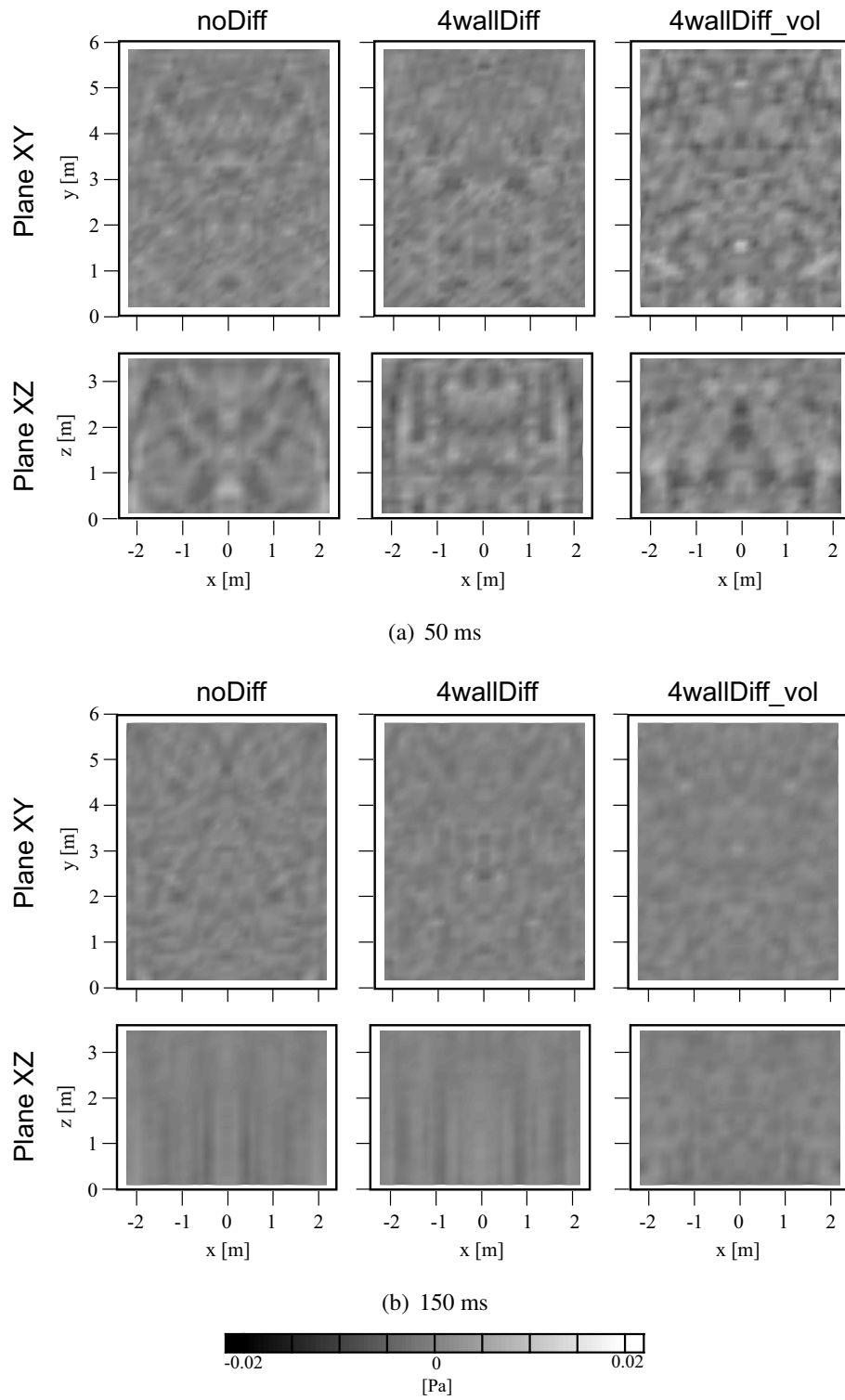


Fig. 3.42 Comparison of sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ on room volume (all pass).

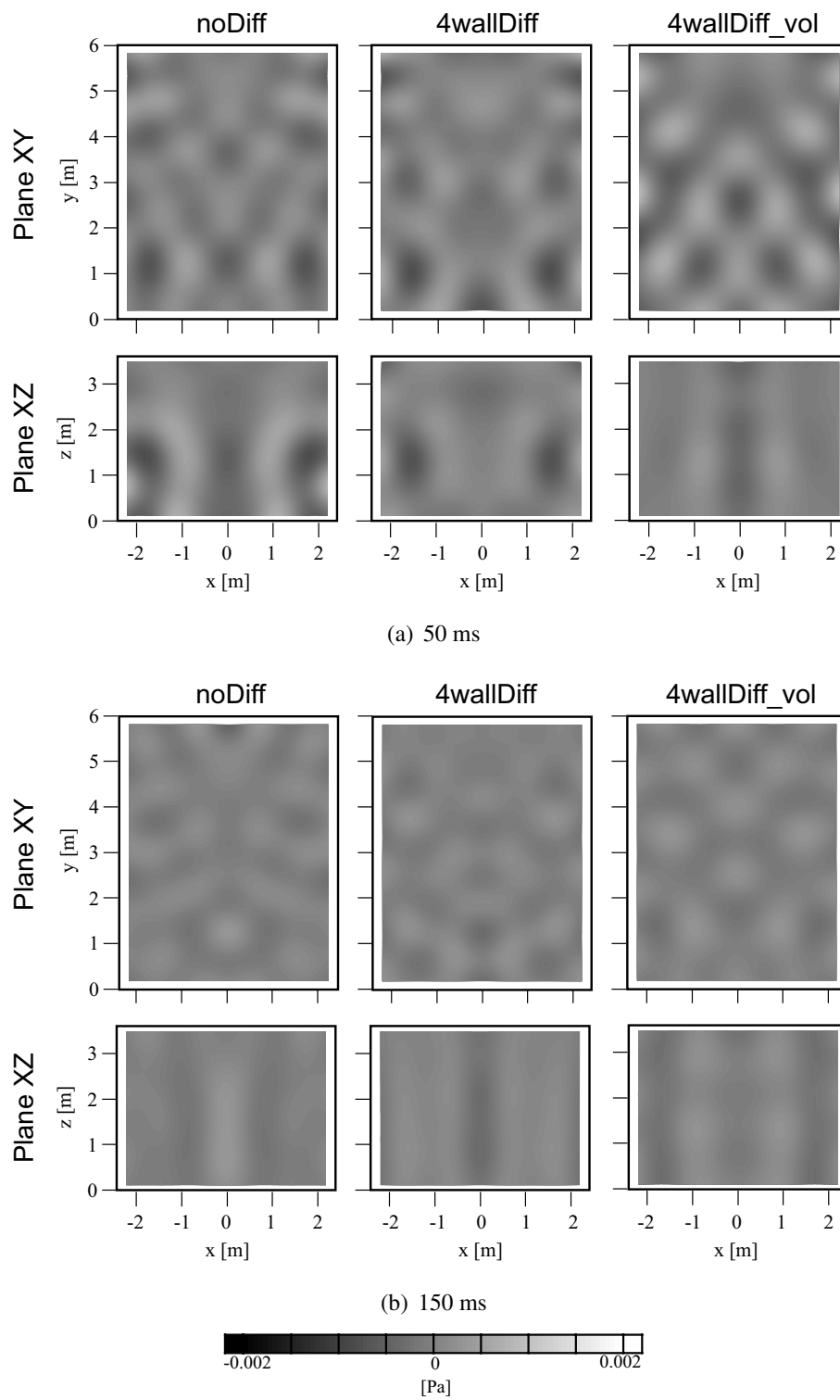
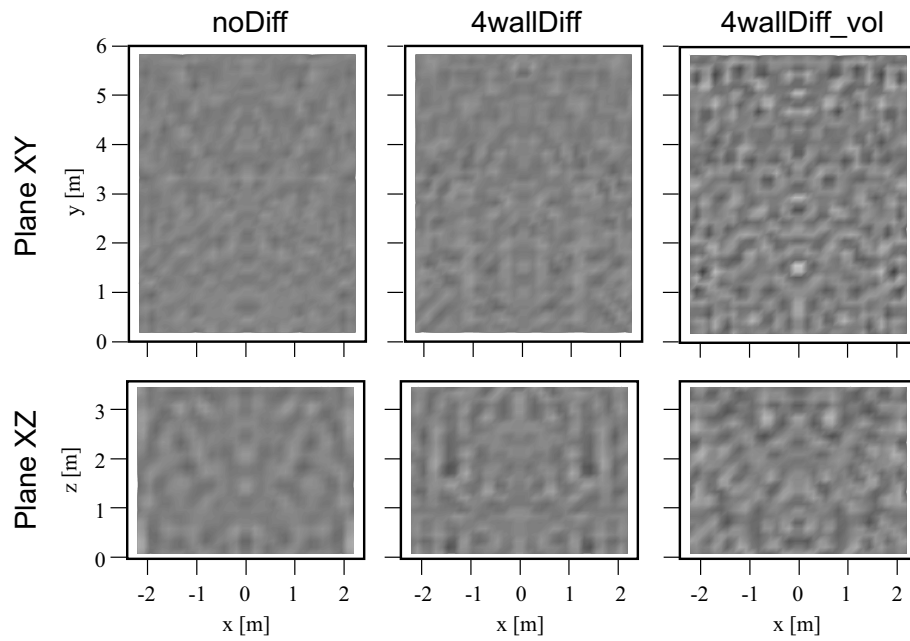
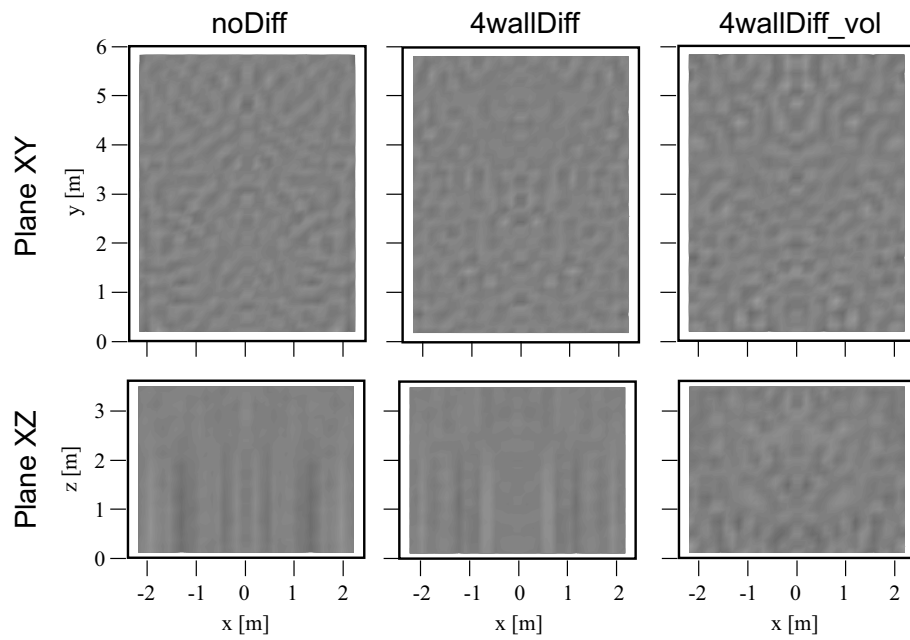


Fig. 3.43 Comparison of sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ on room volume (250 Hz 1/3 oct. band).



(a) 50 ms



(b) 150 ms

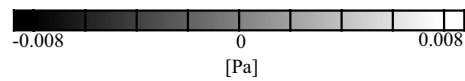
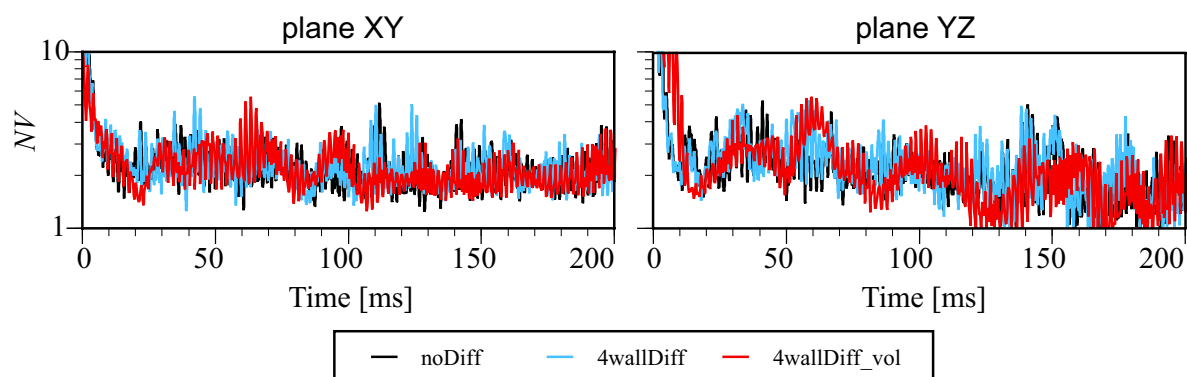


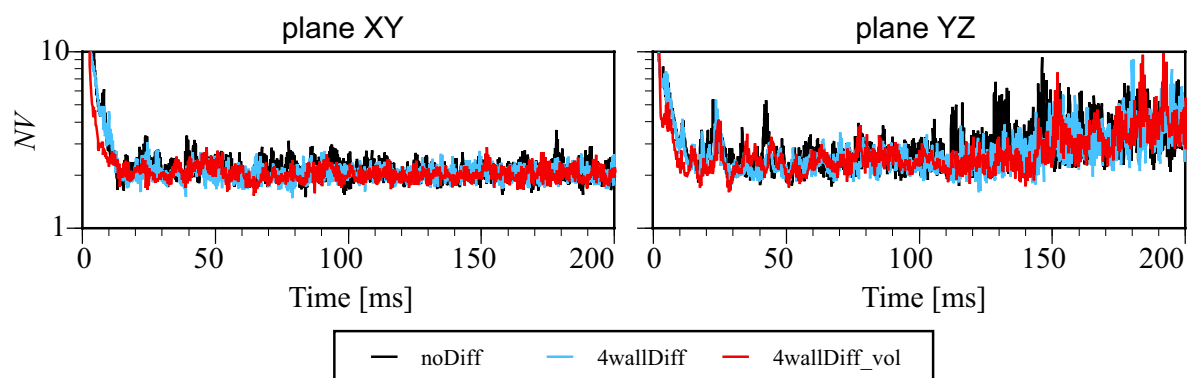
Fig. 3.44 Comparison of sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ on room volume (1 kHz 1/3 oct. band).

音場の拡散性評価

Plane XY 及び Plane XZ に対する NV_t を Fig. 3.45 に示す。断面によらず，室容積の変化によりピーク・ディップの位置が変化するが概形への影響はあまり見られない。



(a) 250 Hz 1/3 oct. band



(b) 1 kHz 1/3 oct. band

Fig. 3.45 Comparison of sound field diffusivity on room volume.

3.5 拡散体サイズに関する検討

3.5.1 はじめに

前節までは波長に対して著しく小さな拡散体が小空間音場に及ぼす影響について検討を行った。本節では拡散体の大きさを段階的に変化させ、拡散体サイズの影響を検討する。

本検討で用いる拡散体は、前節同様の周期 0.2 m の拡散体 (small) に加え、周期 0.4 m (凹凸: 0.2 m, 0.2 m) の拡散体 (middle), 周期 0.8 m (凹凸: 0.4 m, 0.4 m) の拡散体の計 3 種類を用いる。どの拡散体も凹凸高さは 0.1 m で一定である。拡散体周期に対応する周波数は small で 1719 Hz, middle で 859 Hz, large で 429 Hz である。尚、前節の結果に基づき、拡散体設置に伴う室容積の変化は補正していない。

境界条件は前節までと同様、全面剛 (rigid: 垂直入射吸音率 $\alpha = 0.01$ 相当の実音響インピーダンス), 天井のみ吸音 (absorp: $\alpha = 0.5$ 相当) の 2 つを設けた。

解析手法は定常応答解析として FMBEM, 過渡応答解析として FVTD 法を用いた。

3.5.2 定常応答解析

周波数応答関数

代表受音点 R における過渡応答を Fig. 3.46 に示す。天井吸音の有無については, rigid では拡散体サイズの違いによりピーク・ディップの位置, 程度はやや変化するが影響は小さい。absorp では small 及び middle での大きな違いは見られないが, large に関しては周波数応答関数の平坦性向上に大きく影響を及ぼすことがわかる。

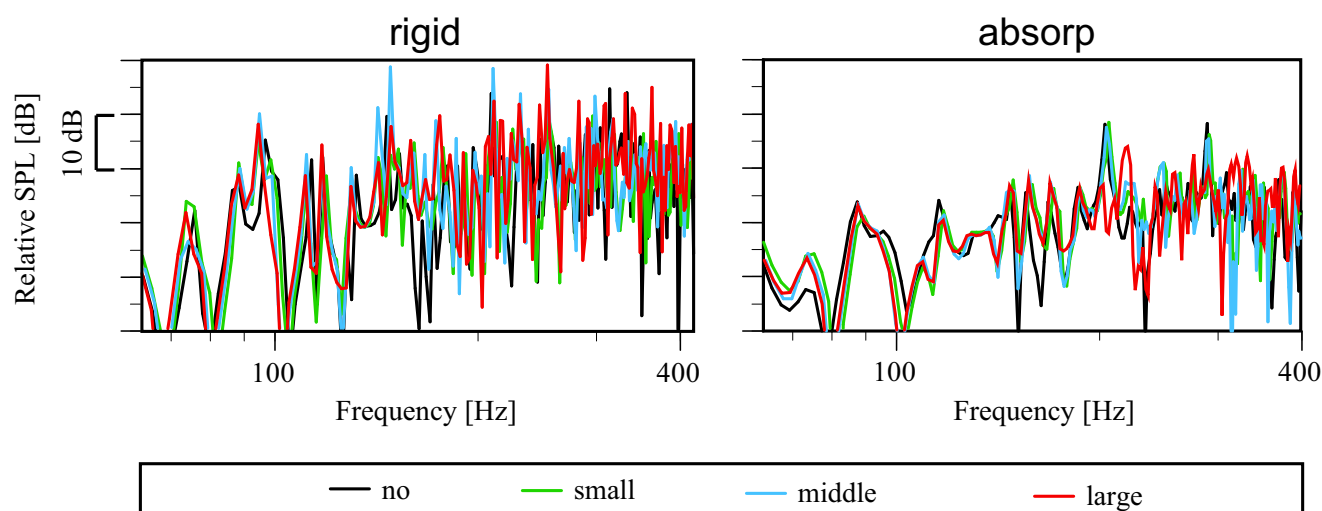


Fig. 3.46 Comparison of frequency responses at the receiving point R on size of diffusers.

音圧レベル分布

rigid における 63, 125, 250, 500 Hz 1/3 oct. band の相対音圧レベル分布を Fig. 3.47, 3.48, 3.49, 3.50 にそれぞれ示す.

absorp における 63, 125, 250, 500 Hz 1/3 oct. band の相対音圧レベル分布を Fig. 3.51, 3.52, 3.53, 3.54 にそれぞれ示す.

断面によらず, rigid では拡散体サイズの影響はあまり見られないが, absorp では large による影響が非常に大きい. 250 Hz 帯域に顕著である壁近傍に斑状に見られる低音圧部は, 壁からの距離が波長の 1/4 程度であることから音波の節となっていると考えられる. 従って, 拡散体の効果を評価するエリアの決定に際し今後注意が必要である.

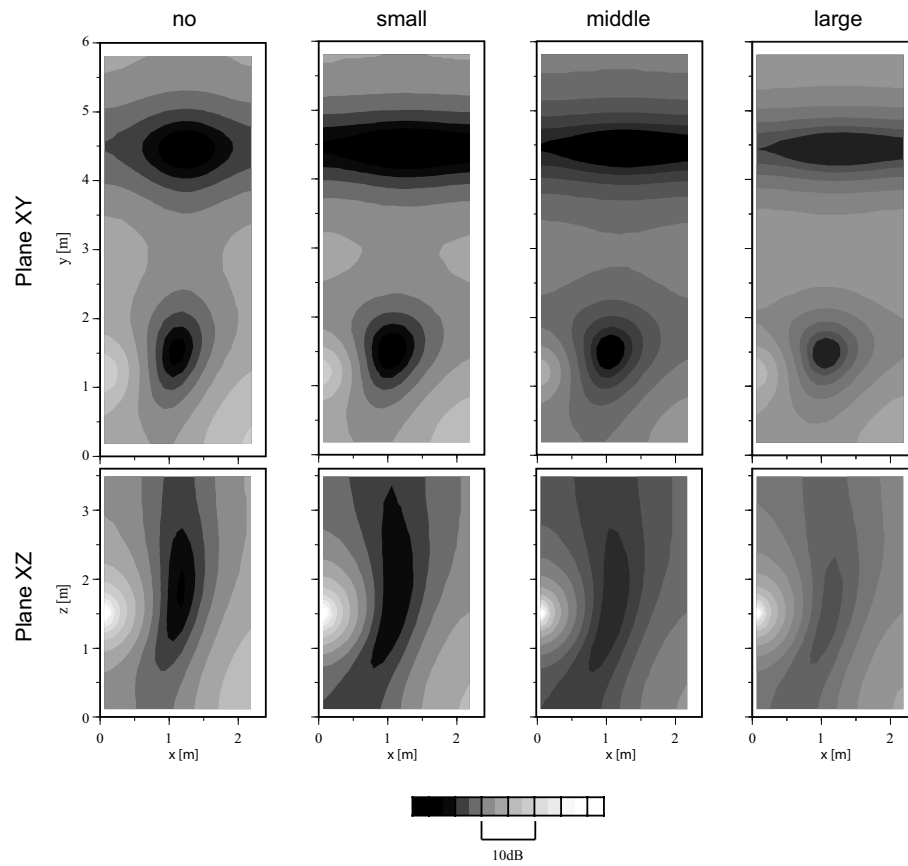


Fig. 3.47 Comparison of sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ on size of diffusers (rigid, 63 Hz 1/3 oct. band).

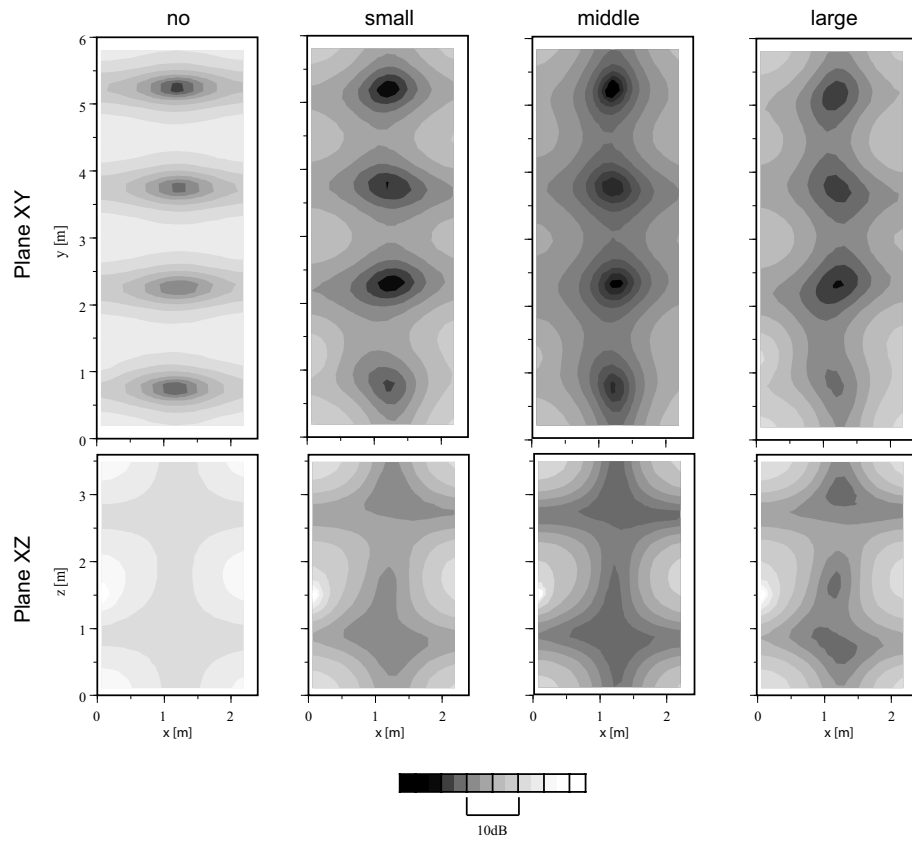


Fig. 3.48 Comparison of sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ on size of diffusers (rigid, 125 Hz 1/3 oct. band).

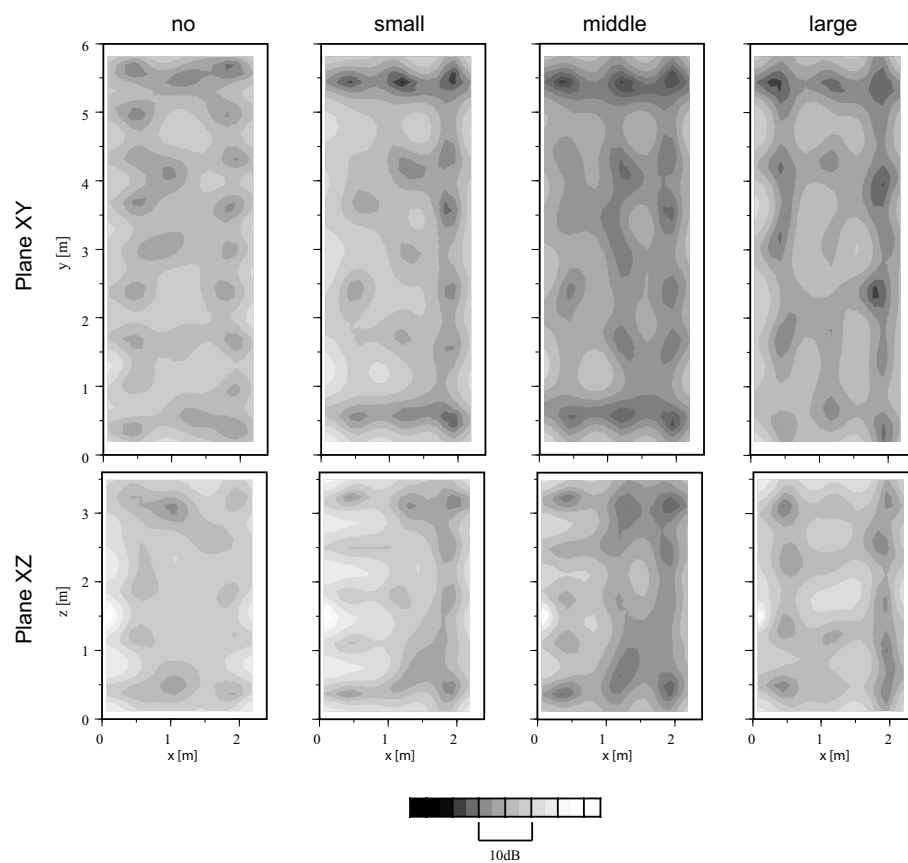


Fig. 3.49 Comparison of sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ on size of diffusers (rigid, 250 Hz 1/3 oct. band).

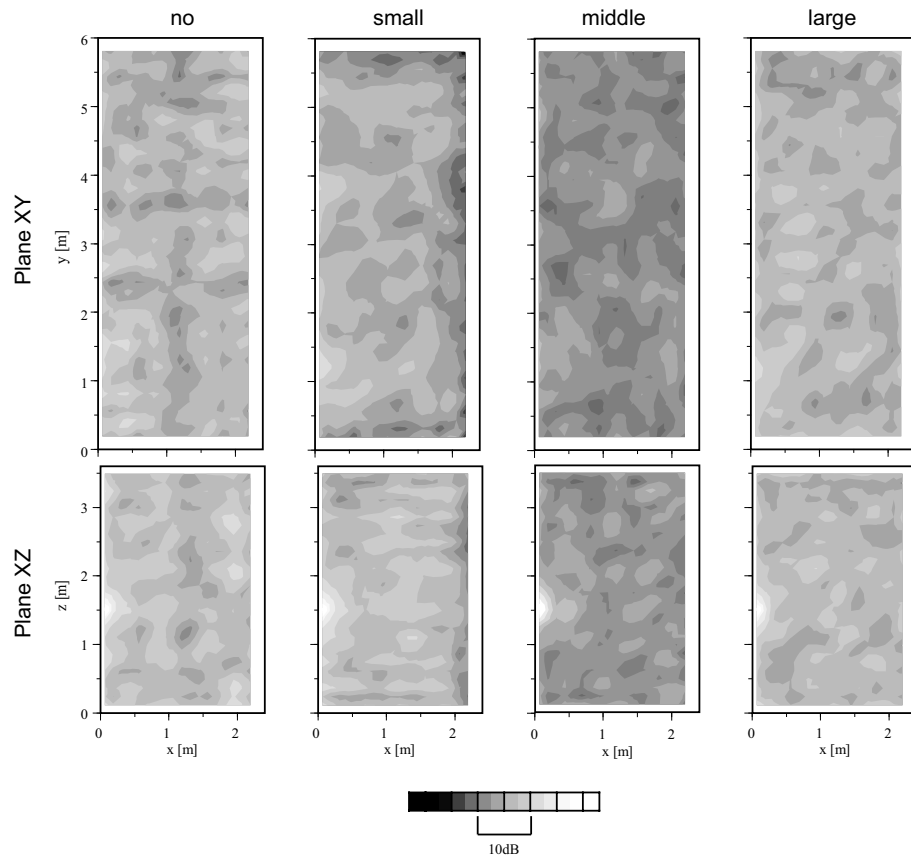


Fig. 3.50 Comparison of sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ on size of diffusers (rigid, 500 Hz 1/3 oct. band).

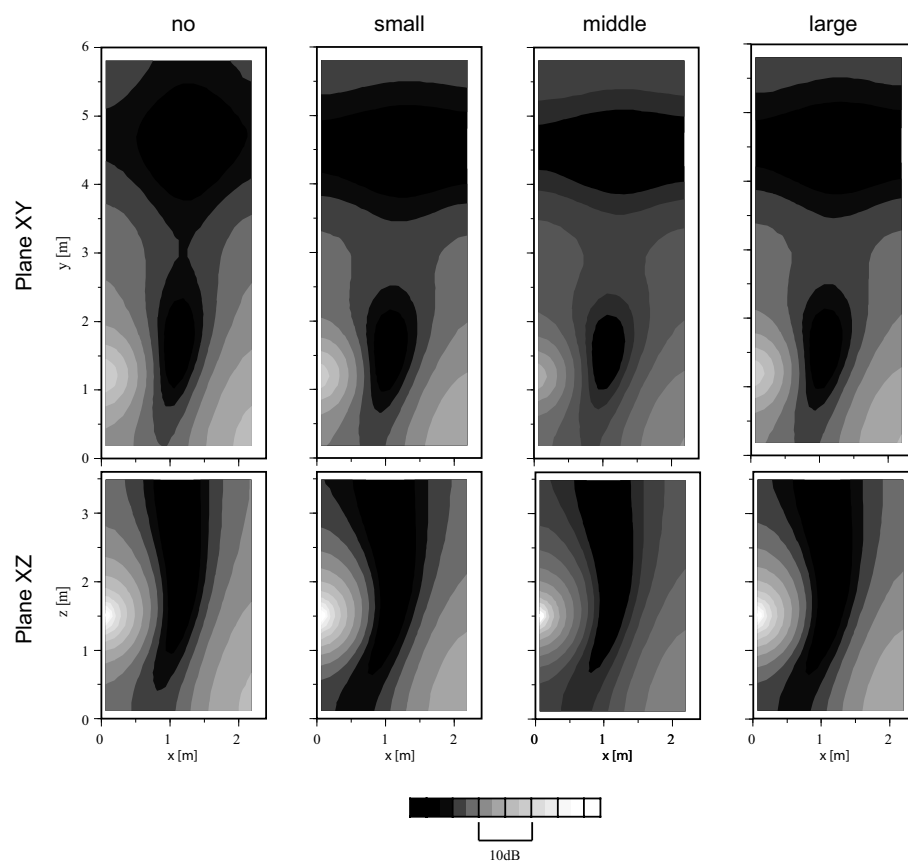


Fig. 3.51 Comparison of sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ on size of diffusers (absorp, 63 Hz 1/3 oct. band).

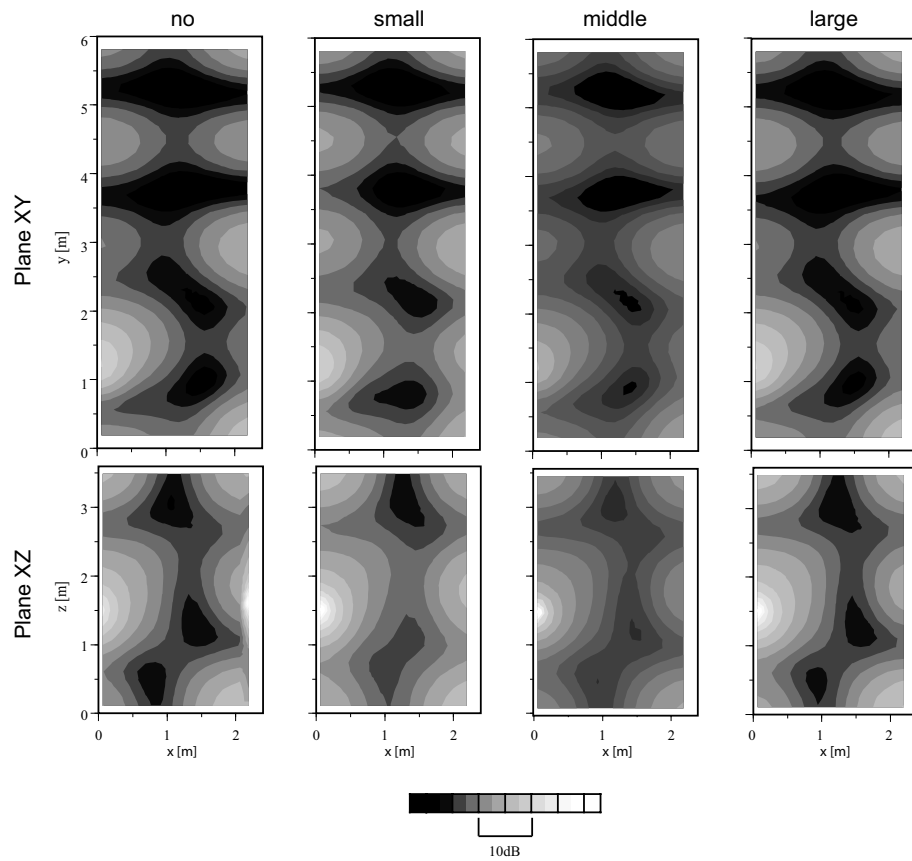


Fig. 3.52 Comparison of sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ on size of diffusers (absorp, 125 Hz 1/3 oct. band).

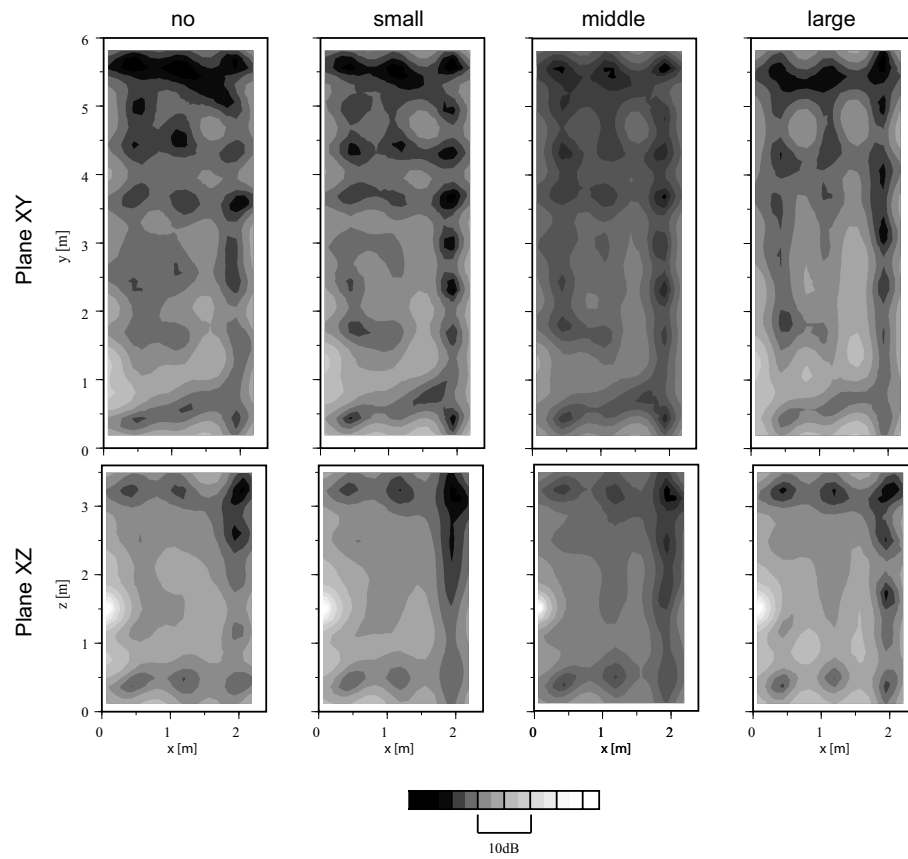


Fig. 3.53 Comparison of sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ on size of diffusers (absorp, 250 Hz 1/3 oct. band).

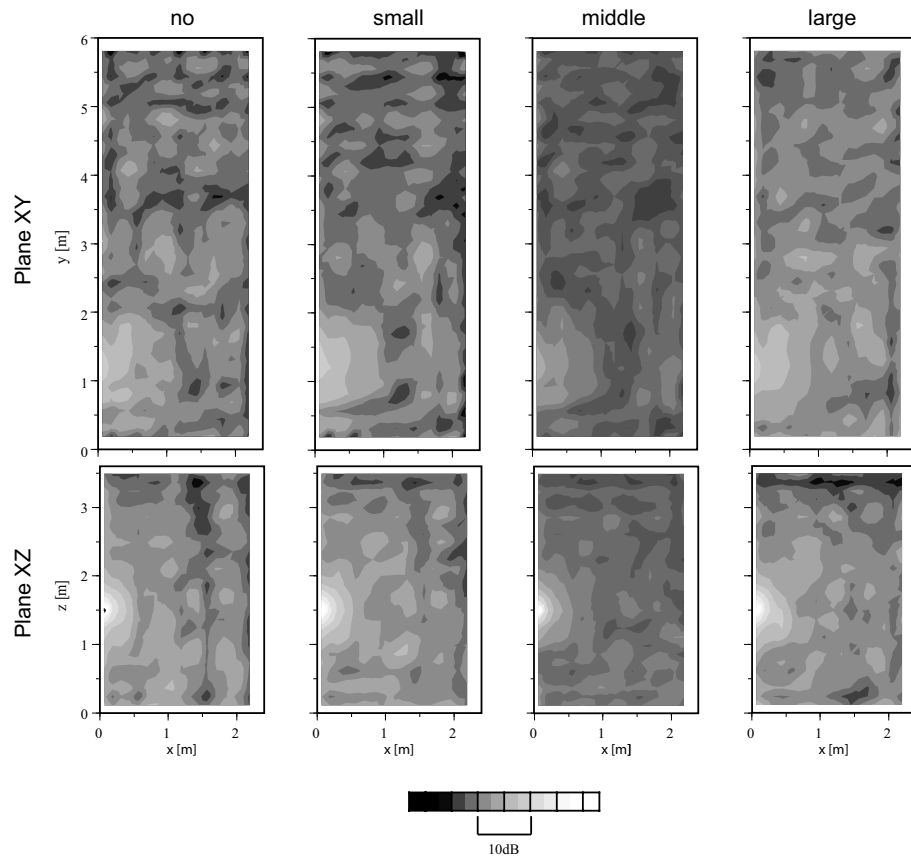
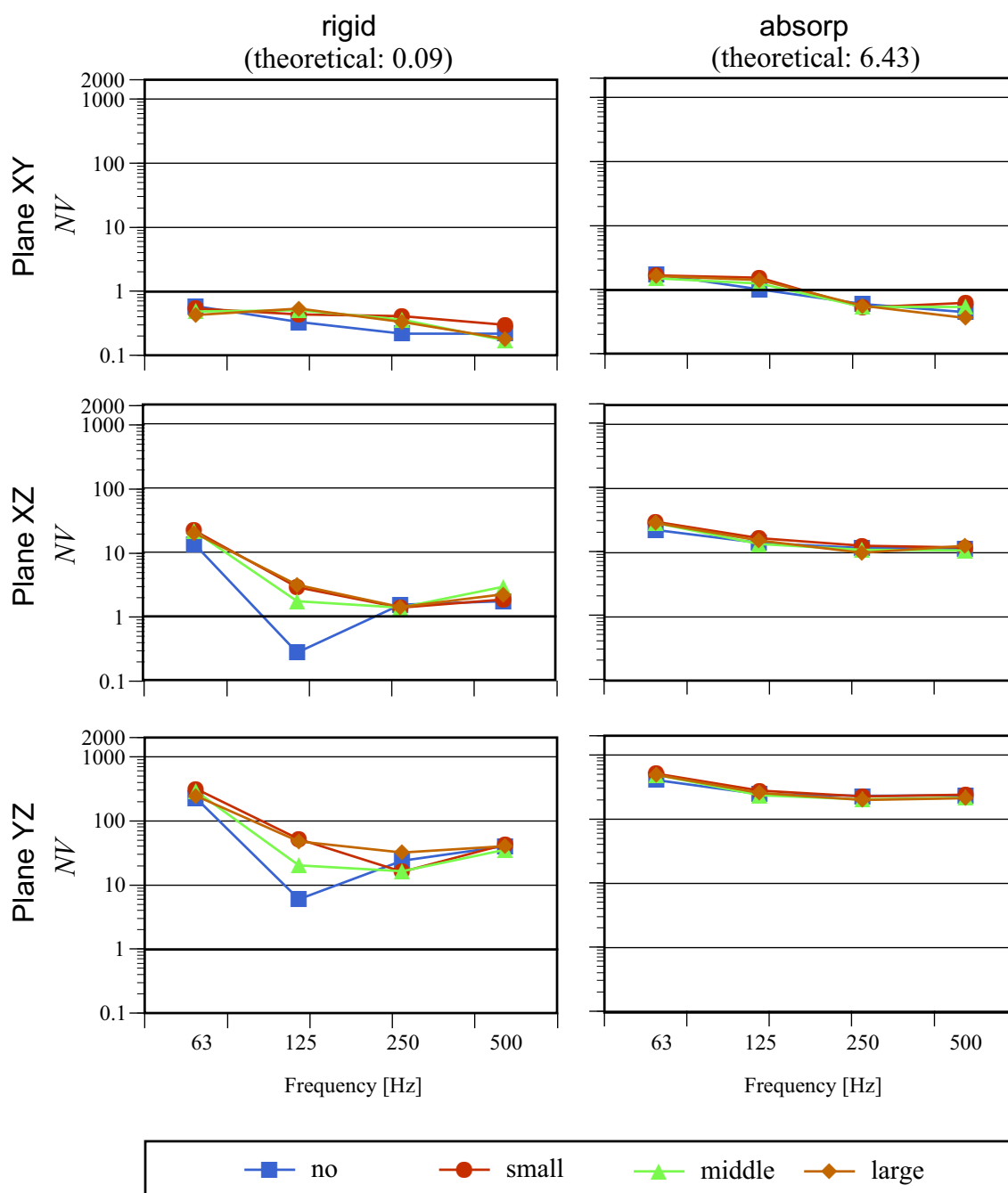


Fig. 3.54 Comparison of sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ on size of diffusers (absorp, 500 Hz 1/3 oct. band).

音場の拡散性評価

各受音面に対する NV_f と室定数を用いた理論値を Fig. 3.55 に示す。rigid では拡散体サイズの影響は小さい。absorp では large のみ拡散性が高い。これは拡散体により吸音面に入射する音波が増加することによって考えられる。

Fig. 3.55 Comparison of NV_f for the receiving 3 planes on size of diffusers.

3.5.3 過渡応答解析

過渡応答

代表受音点 R における過渡応答波形を示す．all pass を Fig. 3.56 に，250 Hz 1/3 oct. band を Fig. 3.57，に 1 kHz 1/3 oct. band を Fig. 3.58 に示す．

拡散体の周期が大きい程，250 Hz 帯域の波形の周期的な挙動が強くなっている．

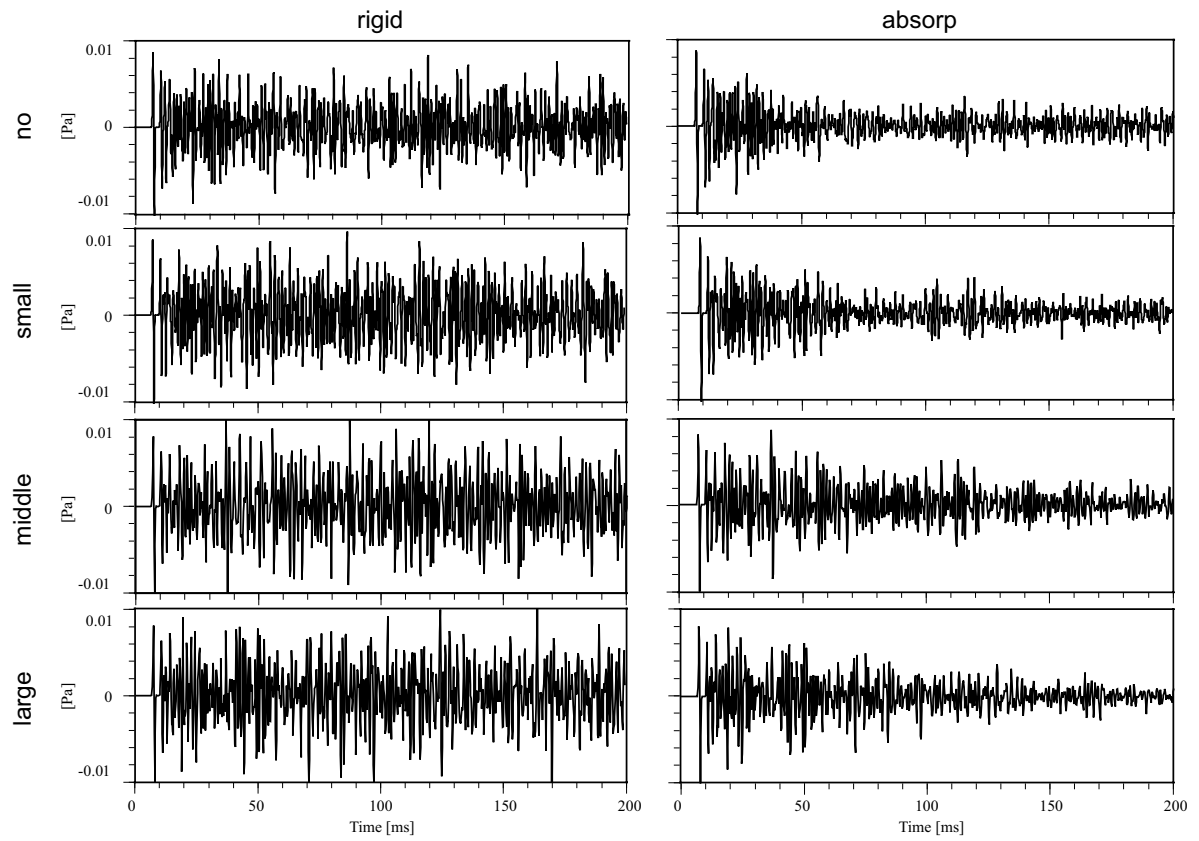


Fig. 3.56 Comparison of transient response waveforms at receiving point R on size of diffusers (all pass).

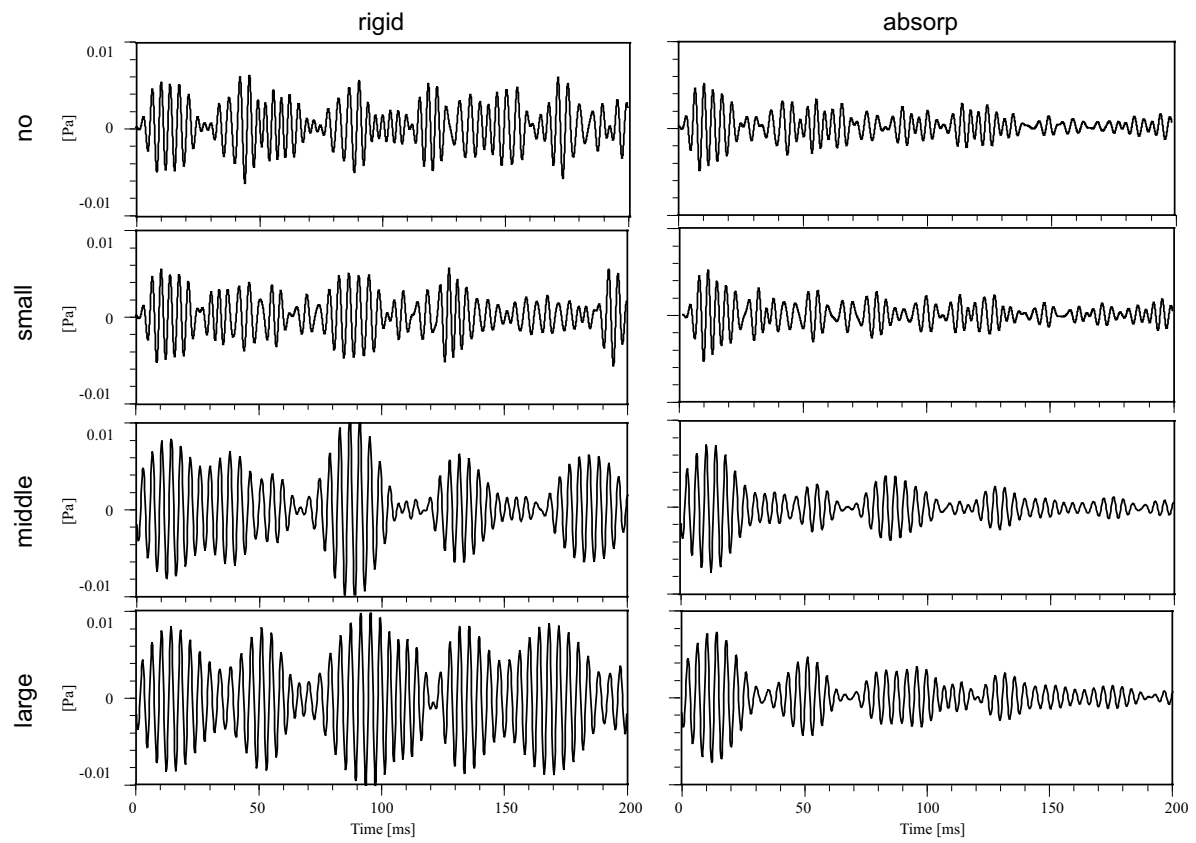


Fig. 3.57 Comparison of transient response waveforms at receiving point R on size of diffusers (250 Hz 1/3 oct. band).

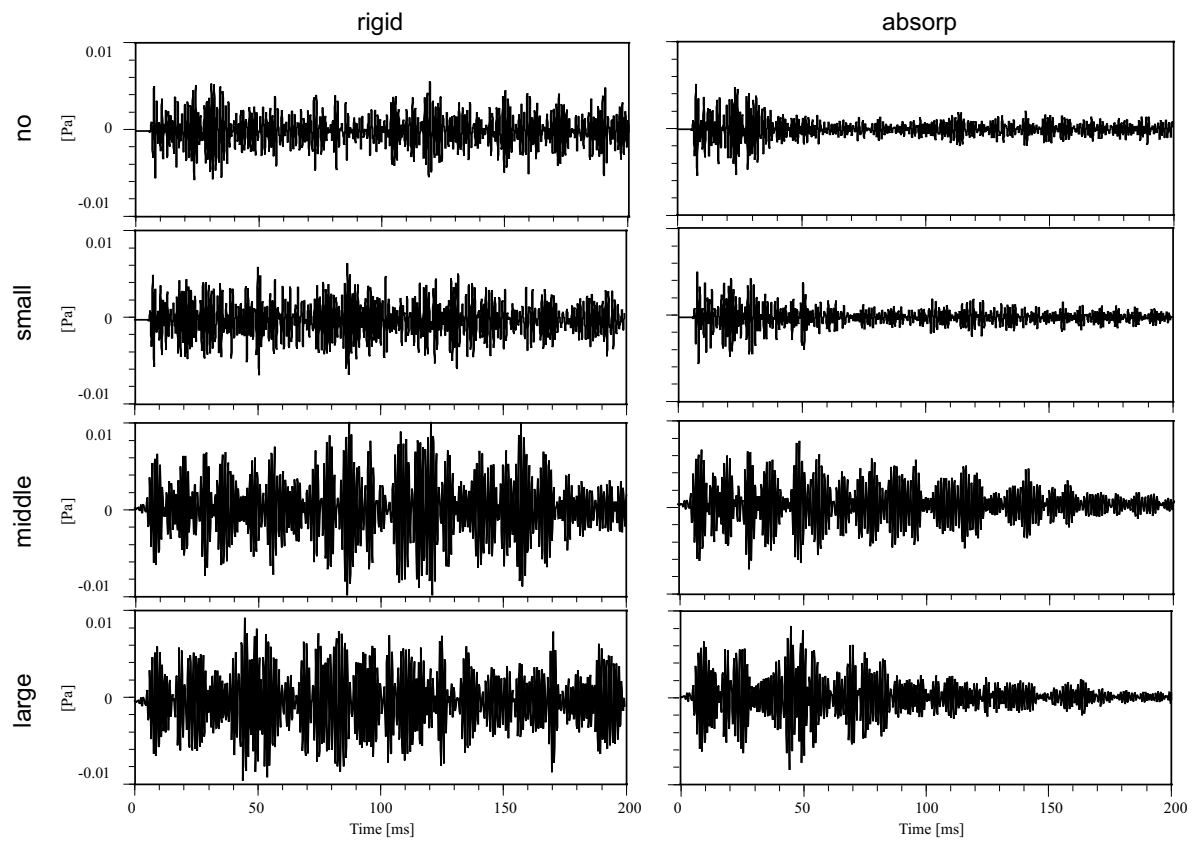


Fig. 3.58 Comparison of transient response waveforms at receiving point R on size of diffusers (1 kHz 1/3 oct. band).

残響減衰性状

過渡応答から残響減衰曲線と残響時間を 9 受音点で算出した。

all pass の結果を Fig. 3.59(a), 3.59(b), 3.60 に示す。

250 Hz 1/3 oct. band の結果を Fig. 3.61(a), 3.61(b), 3.62 に示す。

1 kHz 1/3 oct. band の結果を Fig. 3.40(a), 3.40(b), 3.64 に示す。

拡散体が大きい程、特に高周波数域の減衰が急峻な勾配となり、残響時間の減少も著しい。低周波数域ではあまり大きな影響が見られない。80 cm 周期の拡散体 (large) を設置することにより、周波数応答 (Fig. 3.46) が低周波数域においても平坦さが著しく向上したが、残響減衰性状への影響はあまり見られず、両者の関係については今後の検討が必要である。

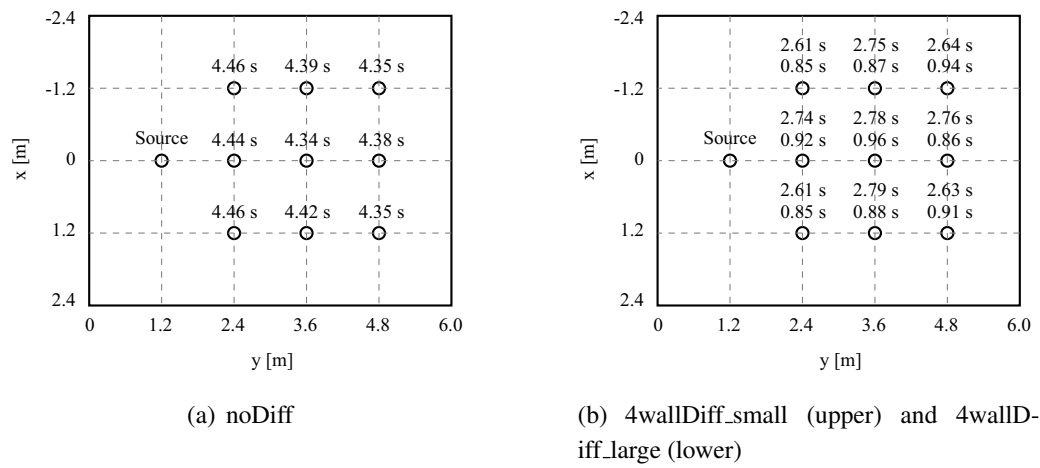


Fig. 3.59 Comparison of reverberation time on size of diffusers (all pass).

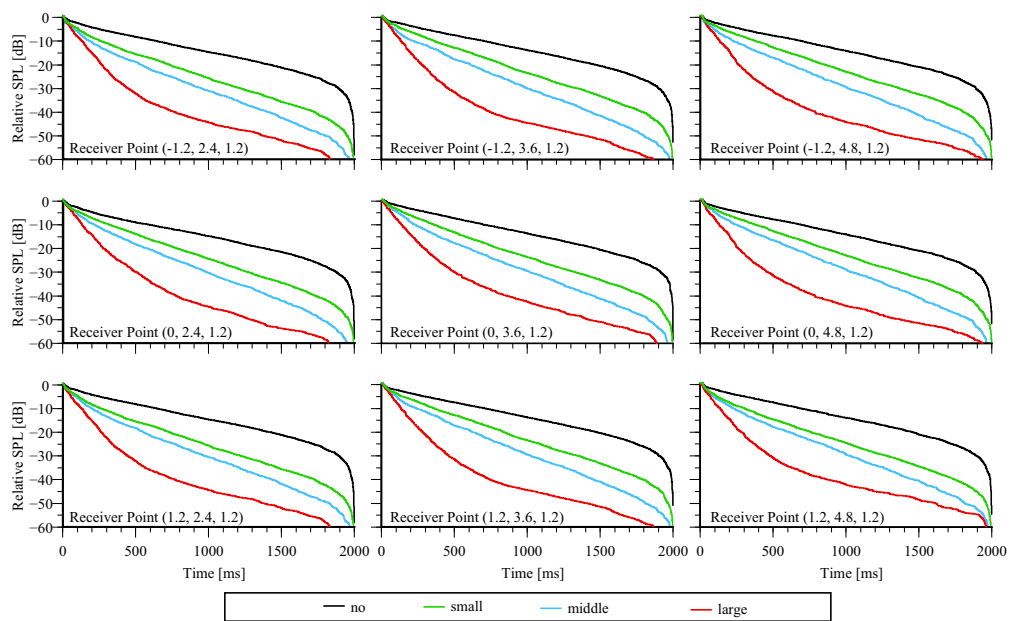


Fig. 3.60 Comparison of decay curves on size of diffusers (all pass).

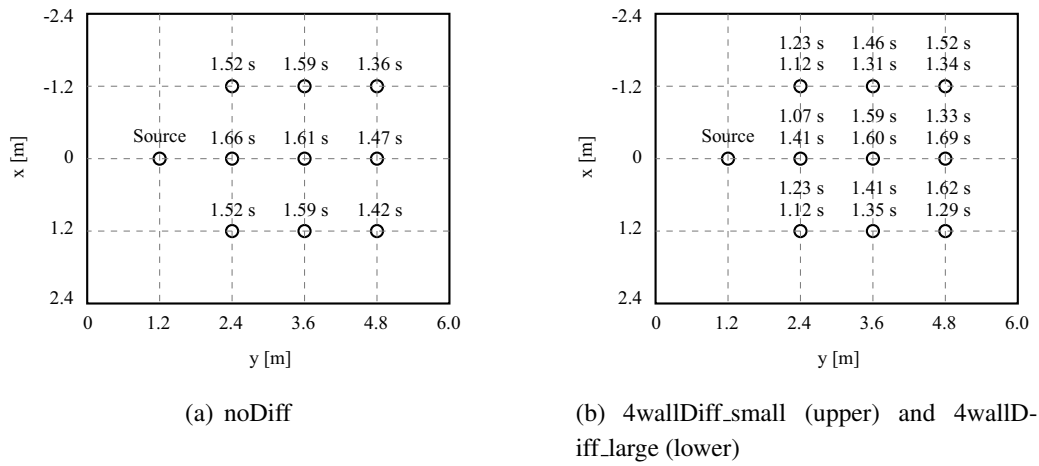


Fig. 3.61 Comparison of reverberation time on size of diffusers (250 Hz 1/3 oct. band).

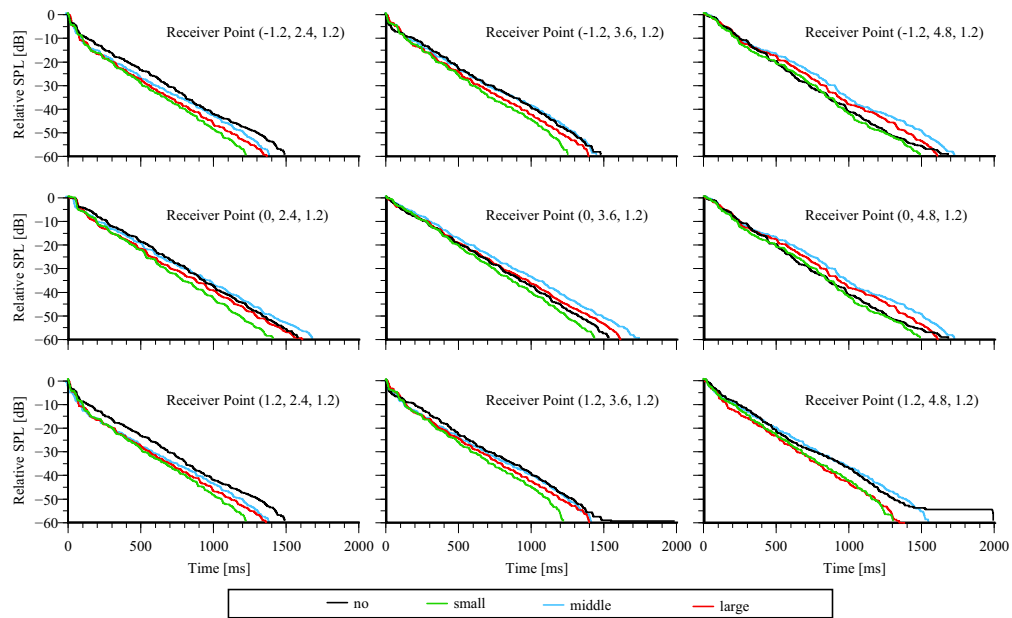


Fig. 3.62 Comparison of decay curves on size of diffusers (250 Hz 1/3 oct. band).

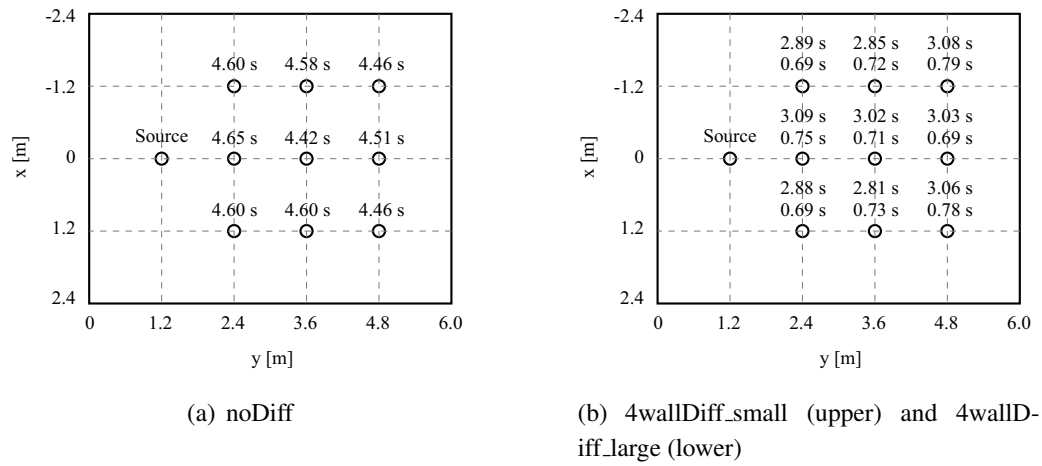


Fig. 3.63 Comparison of reverberation time on size of diffusers (1 kHz 1/3 oct. band).

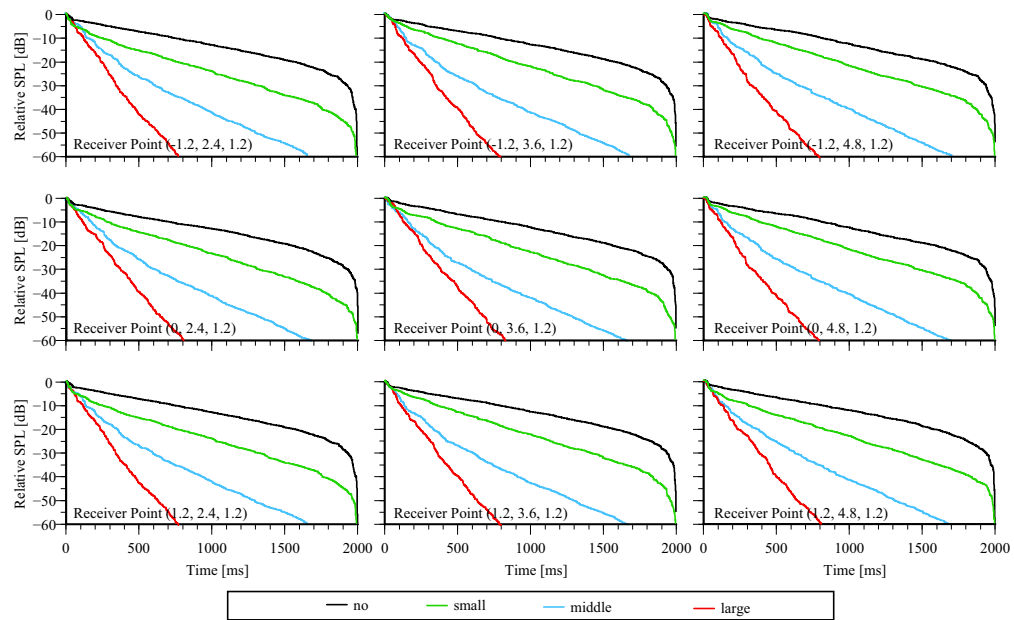


Fig. 3.64 Comparison of decay curves on size of diffusers (1 kHz 1/3 oct. band).

音圧分布

時刻 $t = 50, 150$ [ms] における受音面 XY, XZ での音圧分布を算出した。

全面剛時の all pass の分布を Fig. 3.65(a), 3.65(b), に示す。250 Hz 1/3 oct. band の分布を Fig. 3.66(a), 3.66(b) に示す。1 kHz 1/3 oct. band の分布を 3.67(a), 3.67(b) に示す。

天井吸音時の all pass の分布を Fig. 3.68(a), 3.68(b), に示す。250 Hz 1/3 oct. band の分布を Fig. 3.69(a), 3.69(b) に示す。1 kHz 1/3 oct. band の分布を 3.70(a), 3.70(b) に示す。

天井剛時では拡散体の有無・サイズによらず混沌とした音場であり、大きな違いは認められない。全面剛時では拡散体の有無・サイズによる影響が、250 Hz, 1 kHz 帯域共に XZ の時刻 150 ms における分布に見られる。即ち、no 及び small では鉛直方向のモードが吸音により減衰し、水平方向のモードのみが現れているが、middle 及び large ではより複雑な音場となっている。

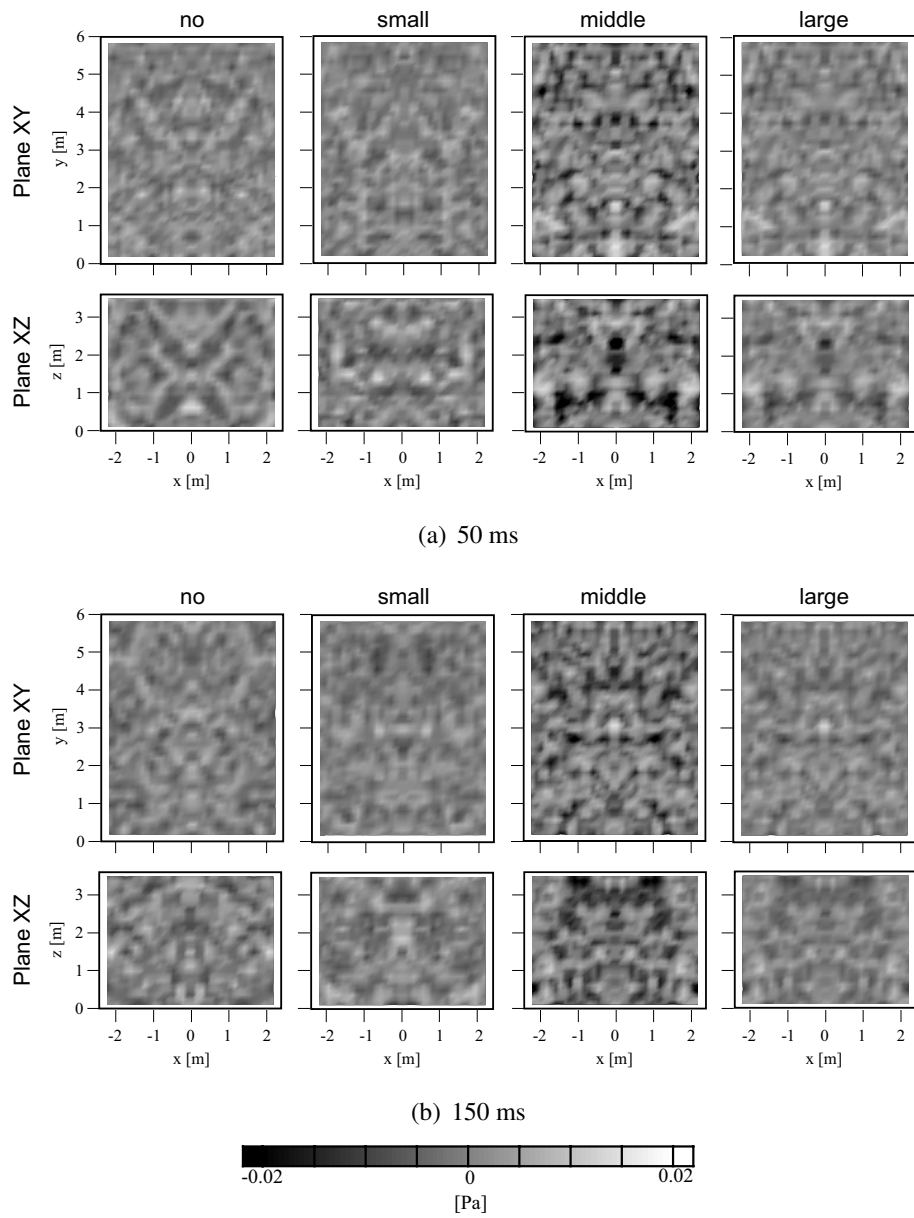


Fig. 3.65 Comparison of sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ on size of diffusers (rigid, all pass).

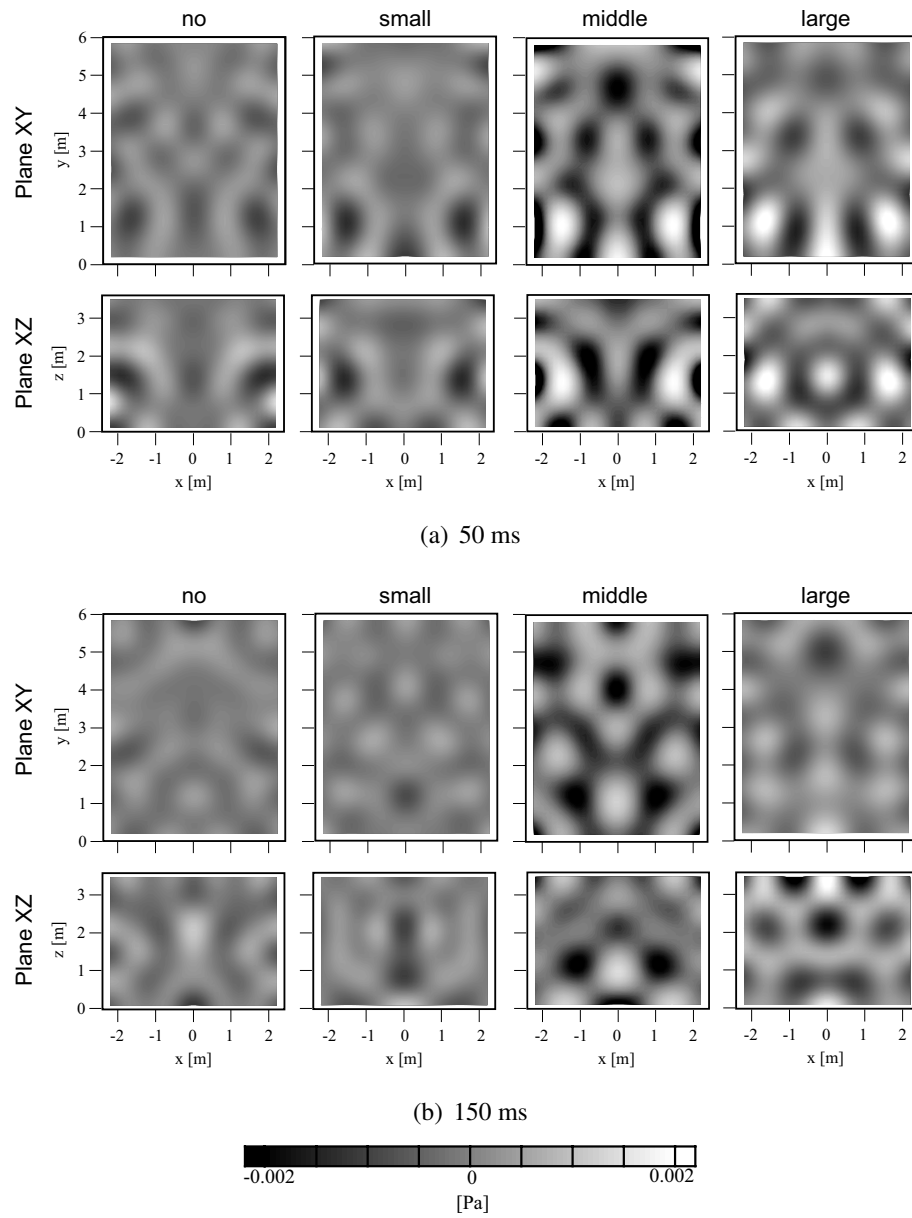


Fig. 3.66 Comparison of sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ on size of diffusers (rigid, 250 Hz 1/3 oct. band).

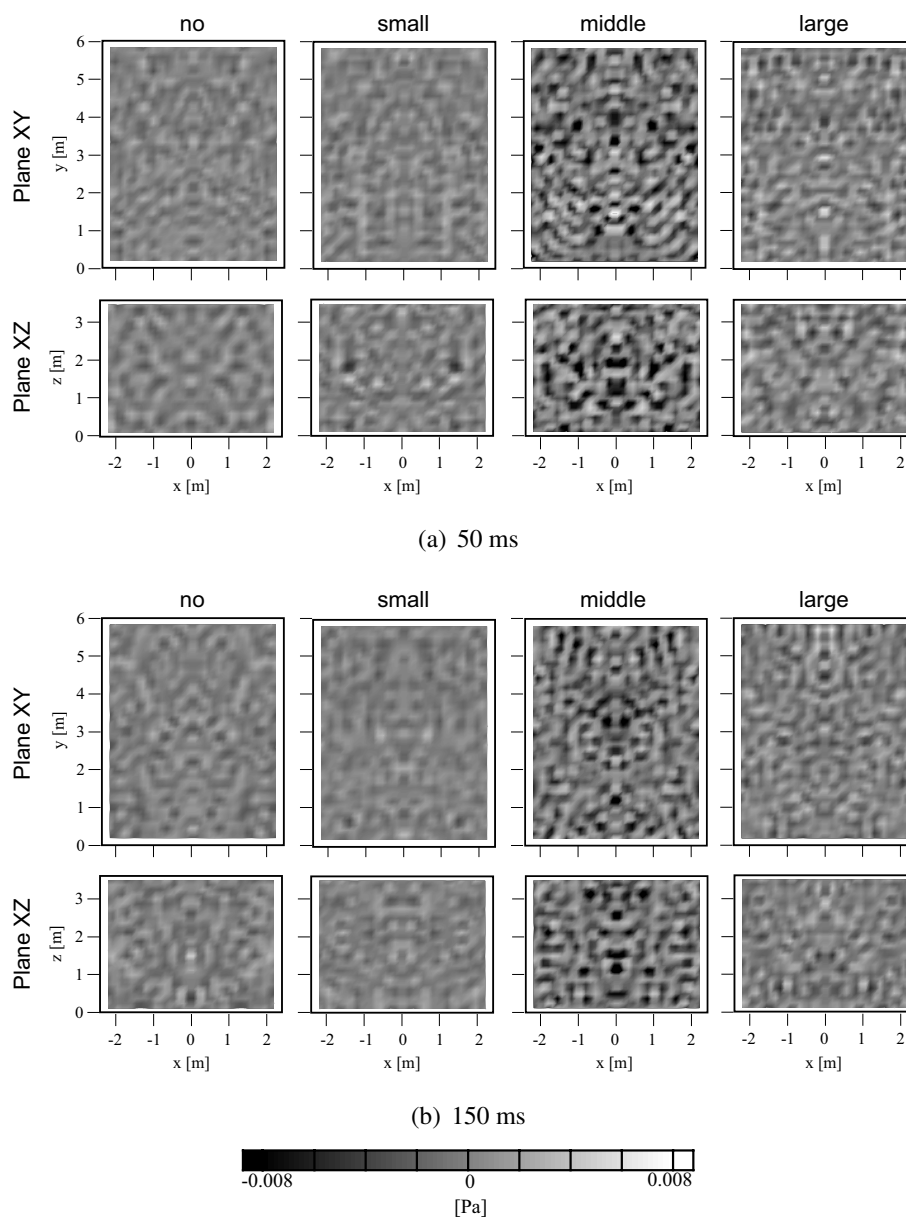


Fig. 3.67 Comparison of sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ on size of diffusers (rigid, 1 kHz 1/3 oct. band).

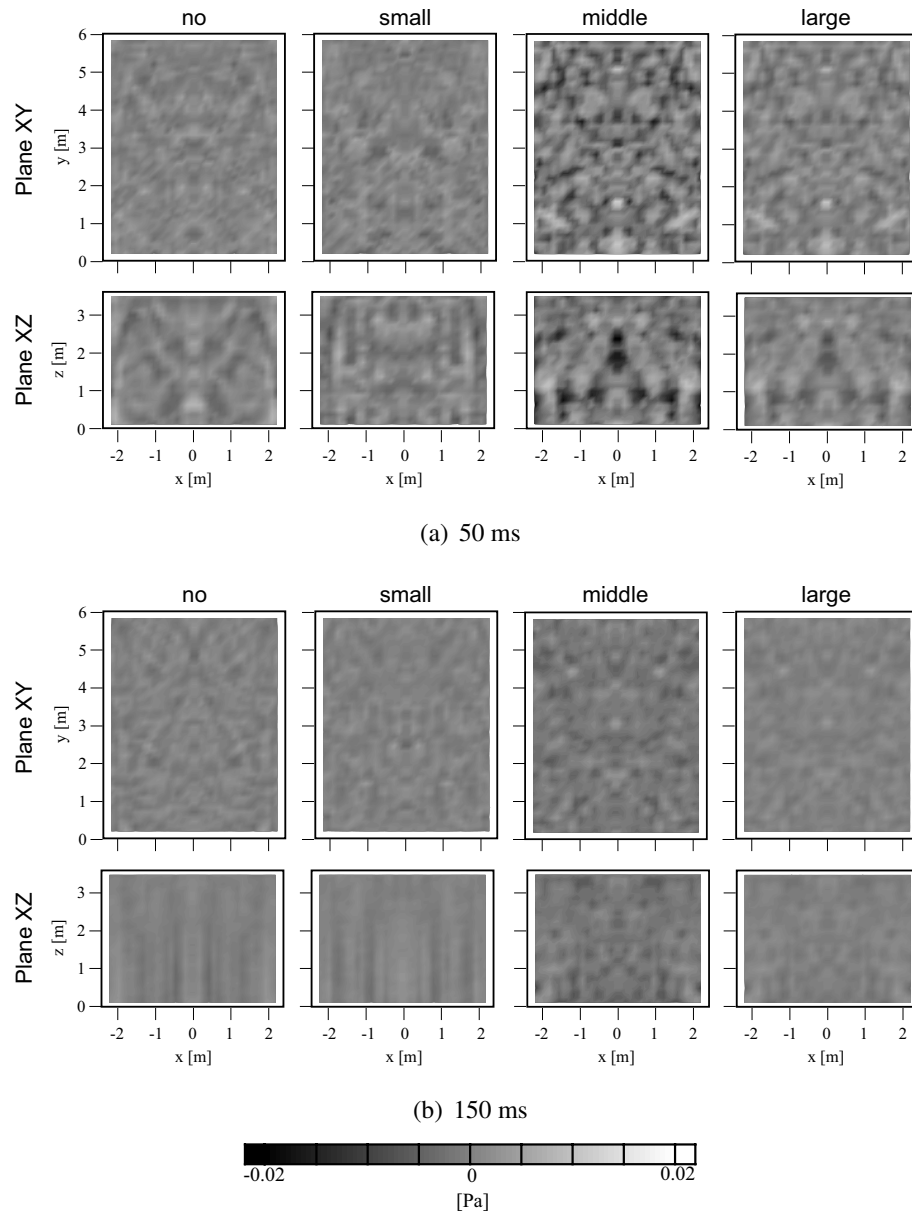


Fig. 3.68 Comparison of sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ on size of diffusers (absorp, all pass).

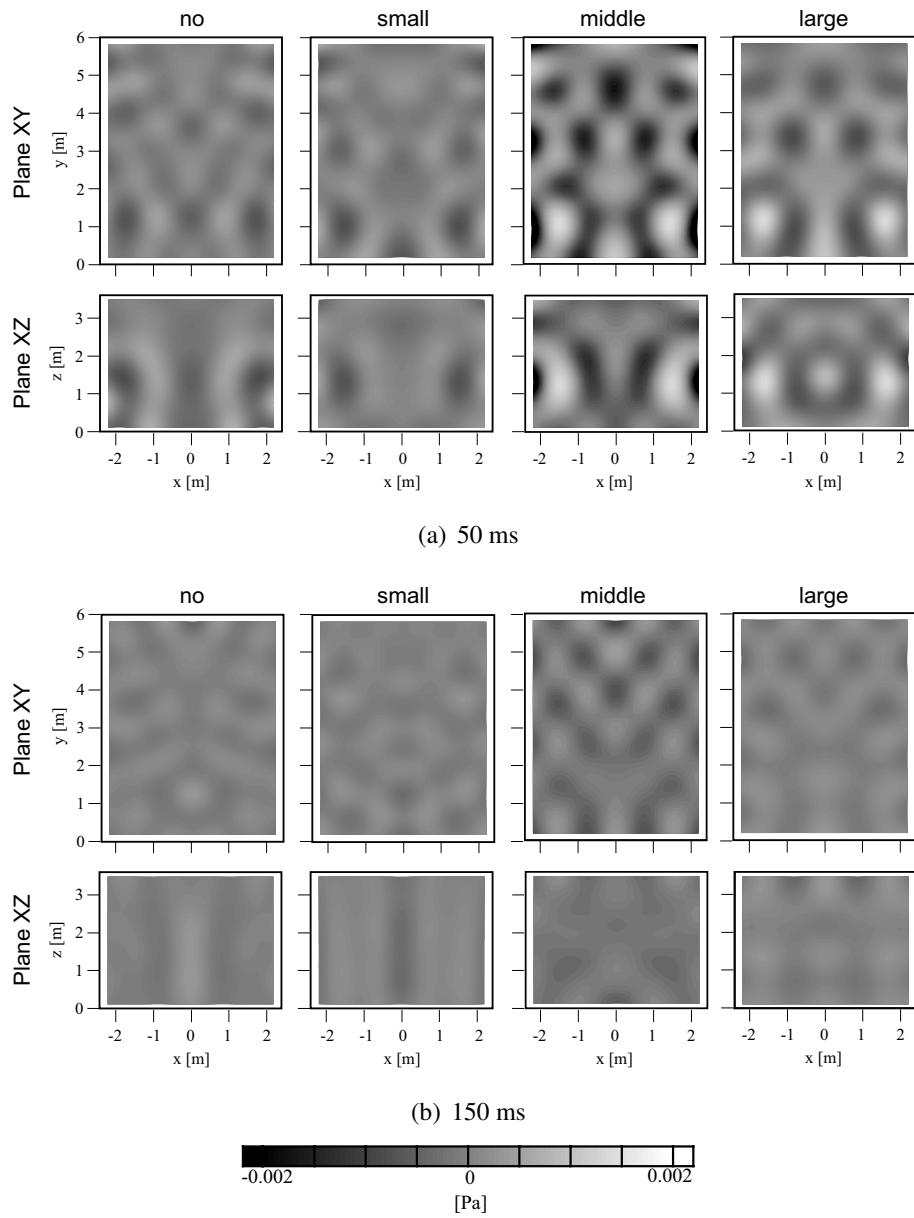


Fig. 3.69 Comparison of sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ on size of diffusers (absorp, 250 Hz 1/3 oct. band).

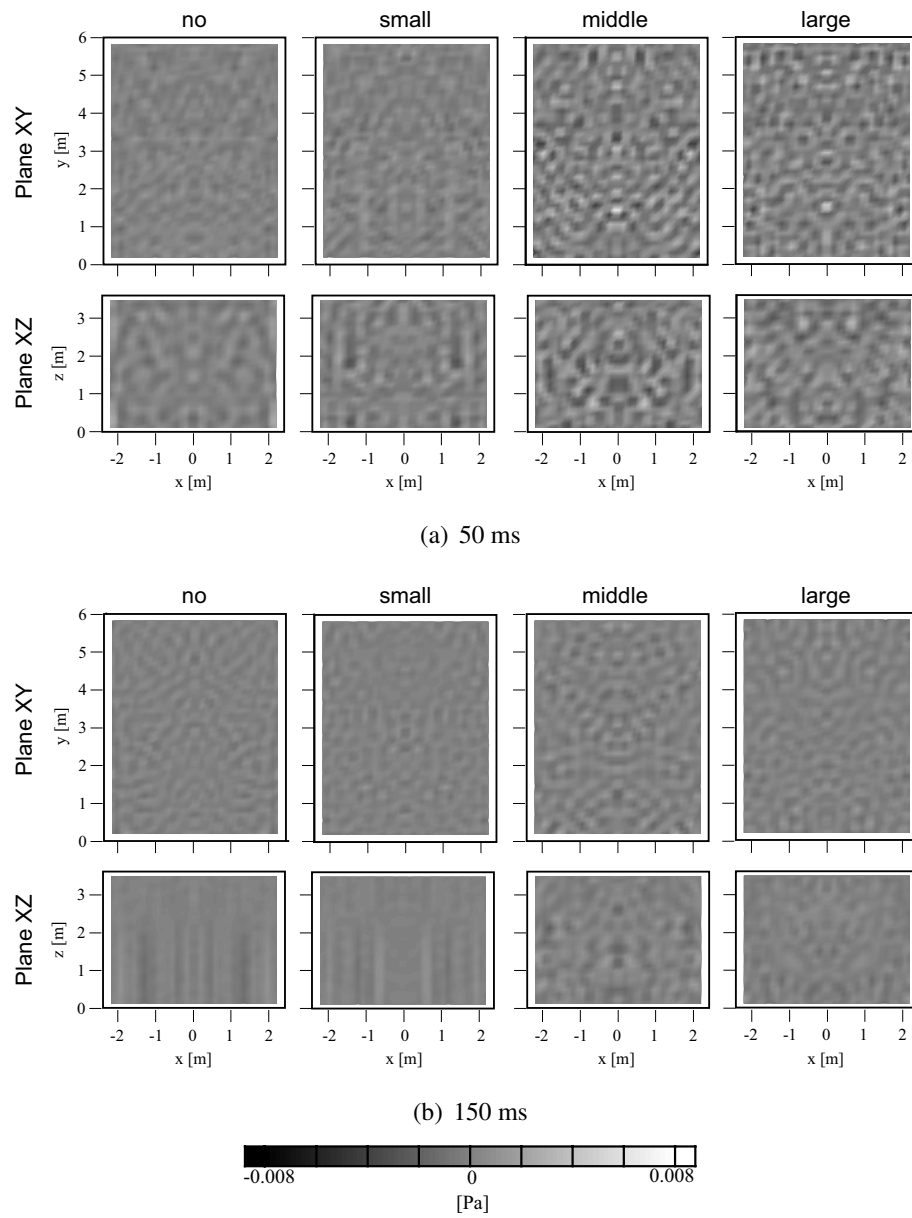


Fig. 3.70 Comparison of sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ on size of diffusers (absorp, 1 kHz 1/3 oct. band).

音場の拡散性評価

Plane XY 及び Plane XZ に対する NV_t を Fig. 3.71 に示す. all pass のみ 2 s までの時刻変化を, 他は 0.2 s までを示した.

all pass では large の場合に 0.5 s 以降に値が振動しながら増加している. しかし, このケースでは残響時間が 0.1 s 未満であり, 0.5 s では非常に音圧値が小さい. 従って数値解析上の誤差が原因である可能性がある. また, 鉛直断面 (plane YZ) の 0.1 s を見ると, 拡散体なし及び small では値が増加するが, middle 及び large ではそれが抑えられ, 高い拡散性を示している.

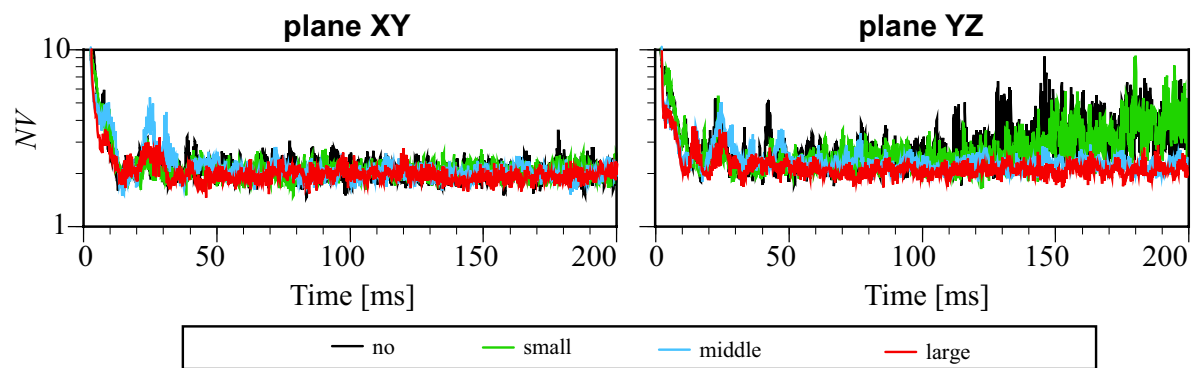
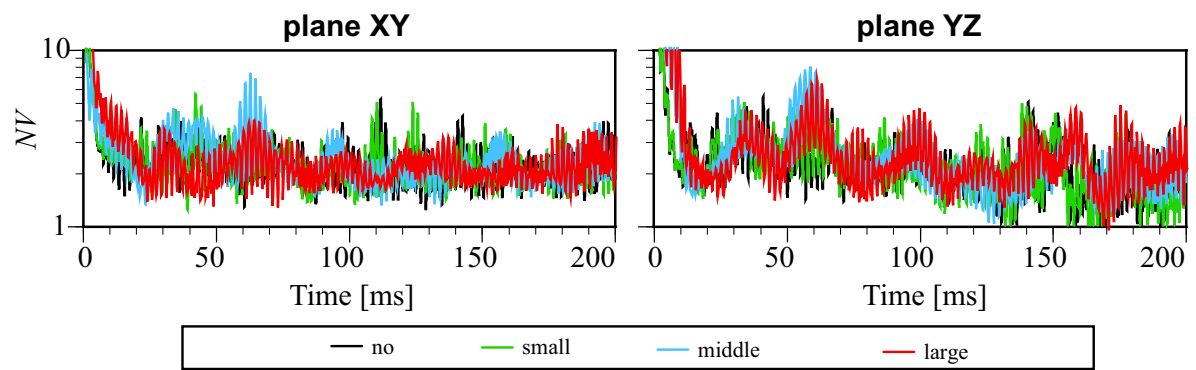
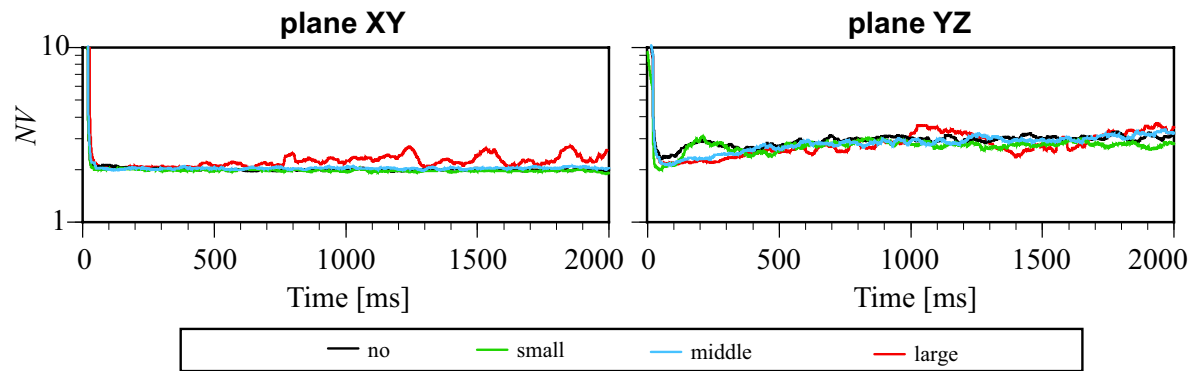


Fig. 3.71 Comparison of sound field diffusivity on size of diffusers.

3.6 まとめ

小空間における音響拡散の現象把握を目的として吸音面偏在室を対象に、吸音面の有無、拡散体の有無及びそのサイズが及ぼす影響に関する検討を行った。併せて、拡散体設置による容積変化が音場に及ぼす影響について検証を行った。

その結果、拡散体の周期に対し著しく低い周波数域においても、拡散体により励起される固有モードが変化し、音圧分布、周波数応答関数に影響することがわかった。特に、拡散体の凹凸周期が0.8 mと大きなものでは、天井吸音時に低周波数域での周波数応答が非常に平滑になることが示された。この現象の詳細な説明は今後の課題となるが、拡散体の体積は同じであっても周期が異なることで音場への影響が大きく異なるため、適切に配慮した設計を行うことで所望の音場の実現に近づけることができる可能性がある。

エネルギー偏在に関しては、拡散体周期に比べ低い周波数域では拡散体の影響が小さいことが示唆された。また断面に吸音面を含む場合、吸音面が音場の拡散性を低下させ、その際に設置した拡散体のサイズが大きい程初期の拡散性が高くなることがわかった。

残響減衰性状に関しては、波長に対して著しく小さな拡散体であっても天井吸音時に残響時間を短縮させる影響を及ぼした。拡散体周期が大きい程その影響は大きかった。但し、低周波数域の周波数応答関数への影響が大きかった0.8 m周期の拡散体設置時には、低周波数域の残響時間への影響は比較的小さく、両者の関係の把握は今後の課題となる。

また、拡散体の設置による室容積の変化（約-5%）が音場に及ぼす影響に関しては、全体として小さいものであった。但し、室容積の補正のために壁面から受音点までの距離が変化したことにより、低周波数域に関してはモードの影響により応答に影響が見られた。

以上の検討は定常応答解析、過渡応答解析で概ね整合した。

第 4 章

柱・梁・家具が音場に与える影響

4.1 はじめに

前章では波長に対して著しく小さな凹凸であっても小空間音場に影響を及ぼす可能性が示唆された。そこで、本章では、柱・梁・家具の形状が室内に張り出すことで及ぼされる音場への影響を把握する。特に家庭の居室（ホームシアター、オーディオ・リスニングルーム等の受聴室）を想定し、6 畳間を検討の対象とする。

小空間音場においては、拡散体のような音場の制御を目的とした施策の他にも、編集スタジオにおけるミキシングコンソール、居室における柱・梁・家具、等が配されることが多い。空間が小さいため、そうした対象が音場に及ぼす影響も大きいと考えられるが、関連する知見は少ない。ミキシングコンソールの形状がリスニングポイントに及ぼす影響に関しては M. Nakahara *et al.* [34] の検討がある。また家具（椅子）[16, 26] の配置位置に関しては、室中央よりも室隅に吸音材を配することで周波数応答関数の平坦さにより寄与することが報告されている。しかしながら、それら先行する研究では一面的な評価に留まっていることが多く、また室用途に応じた現実的な仕様に基づく検討は少ないため、室仕様と音場の因果関係について得られている知見は依然希薄である。

そこで本章では、音場の制御を目的としない施策の内、特に知見の少ない柱・梁・家具が音場に及ぼす影響について波動音響解析により検討を行う。

4.2 検討方法

直方体室とスピーカーを模擬した音源からなる基本解析モデル（Normal）を Fig. 4.1 に示す。検討の対象は 6 畳間（ $2.7 \times 3.6 \times 2.4 \text{ m}^3$ ）である。柱・梁・家具の種類及び配置方法を Fig. 4.2 に示す。境界条件は、スピーカーの全面に垂直入射吸音率 $\alpha = 0.01$ 相当の実音響インピーダンス、振動面に振動速度を与えた。その他は $\alpha = 0.15$ 相当とした。

この音場の理論的な残響時間は 0.47s (Eyring) である。

音源、代表受音点 R、及びリスニングエリアの平面位置は H. F. Olson の推奨配置 [35] を参考に定めた。但し、計算にあたっては音源を一つとし、代表受音点 R を向くように設置角度を定めた。また、リスニングエリアに関しては推奨位置に準ずると後壁に近接することから、モードの影響を懸念して x 方向のみ縮小した。断面位置は、実際の聴取環境を想定して次のように定めた。音源は振動面中心を床面からの高さ 0.5m、代表受音点は 1.2m、リスニングエリアは 1.1-1.3m とした。受音点間隔は平断面共に 0.2m で直交格子状に配した。

計算には高速多重極 BEM を用いて、56-280 Hz の応答を 1 Hz 毎に算出した。境界要素には四角形要素を用い、1 辺の長さを波長の 1/6 以下とした。

評価は代表受音点 R における周波数応答関数 (FRF) 及びその平坦性 ($S.D._{FRF}$, 式 4.2), 音圧レベル分布及びその均一性 ($S.D._{space}$, 式 4.4) により行った。

$$S.D._{FRF} = \sqrt{\frac{1}{N_b} \sum_j^{N_b} (L_{ij} - \bar{L}_j)^2} \quad (4.1)$$

$$\bar{L}_j = \frac{1}{N_r} \sum_i^{N_r} L_{ij} \quad (4.2)$$

$$S.D._{space} = \sqrt{\frac{1}{N_r} \sum_i^{N_r} (L_{ij} - \bar{L}_i)^2} \quad (4.3)$$

$$\bar{L}_i = \frac{1}{N_b} \sum_j^{N_b} L_{ij} \quad (4.4)$$

但し、 L_{ij} ：受音点 i における j 番目のバンドレベル値、 N_b ：バンド数、 N_r ：観測点数。

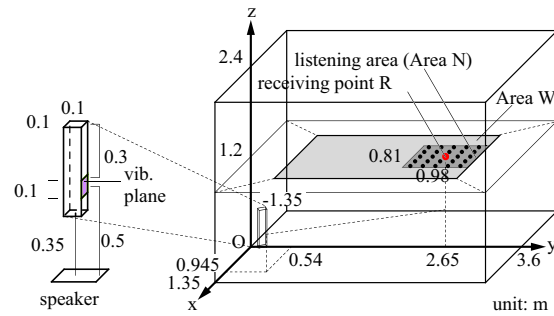


Fig. 4.1 A rectangular room with a source.

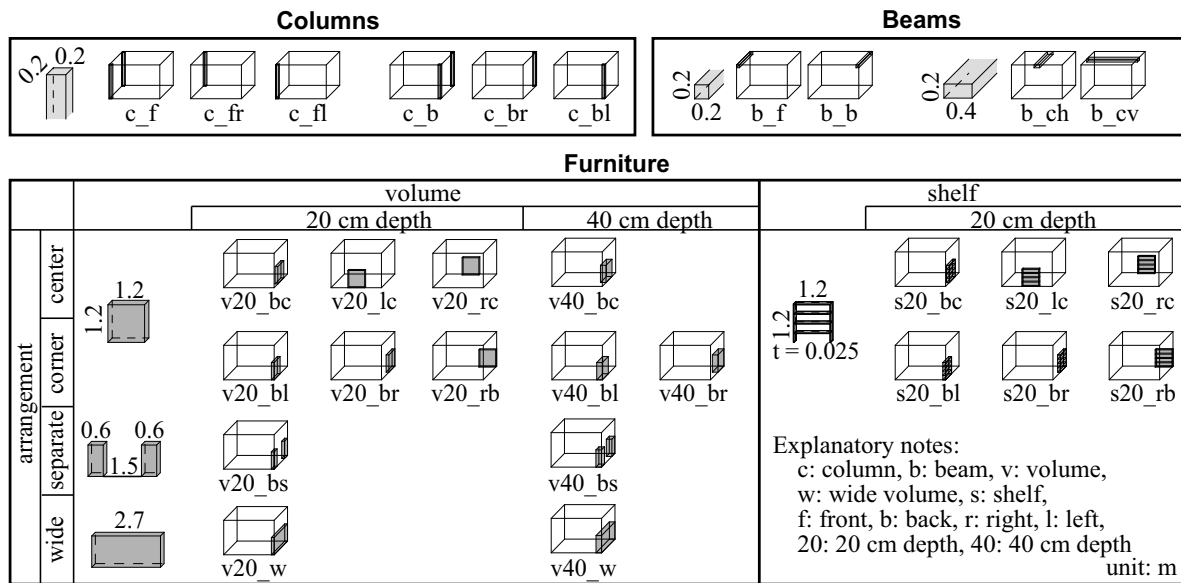


Fig. 4.2 The analysis cases

4.3 結果と考察

4.3.1 基本形状

基本形状の結果を述べる。1/12 オクターブバンドの音圧レベル分布を Fig. 4.3 に示す。本節では 63, 125, 250 Hz 帯域のみを示すが、他の帯域は B を参照されたい。また、周波数応答関数及び音場の拡散性評価を Fig. 4.4 に示す。周波数応答関数は Normal における全帯域のエネルギー平均値で基準化した。音場の拡散性評価はリスニングエリア全域と $z=1.2\text{m}$ の水平断面とが類似しているため、後者の結果を用いて検討を進める。詳細は第 B.2 節を参照されたい。

受音点が低次モードの節となることが多い位置にあるため、FRF に大きなディップが見受けられる。Area N の $S.D._{\text{space}}$ を見ると、80, 112, 133, 223 Hz 帯域で拡散性が低減する。これは Table 4.1 に示すように xy 平面内での接線波が孤立する帯域である。同様に接線波が孤立しているにもかかわらず 158 Hz 帯域では拡散性が高いのは、同帯域に多くのモードが存在するためであると考えられる。

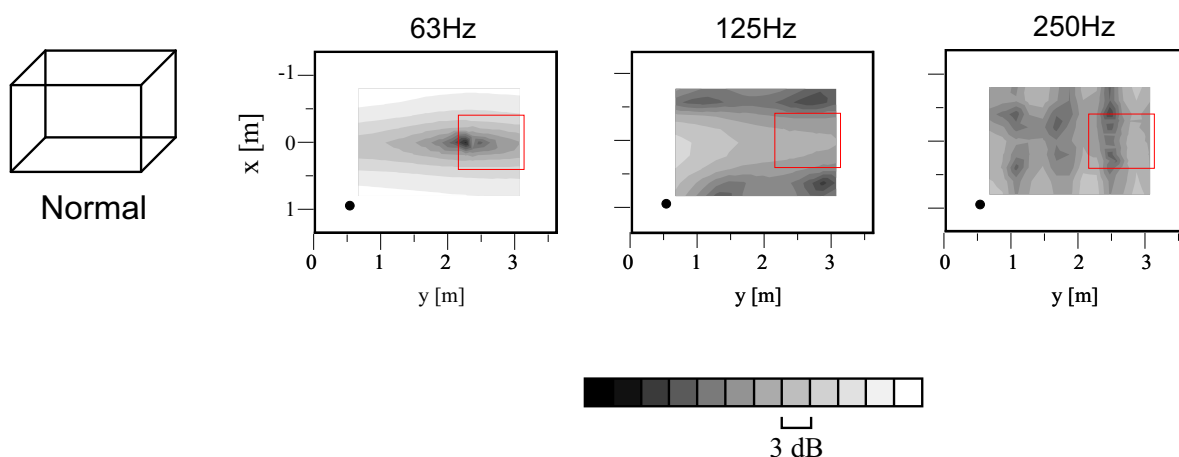


Fig. 4.3 Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2\text{ m}$) (Normal).

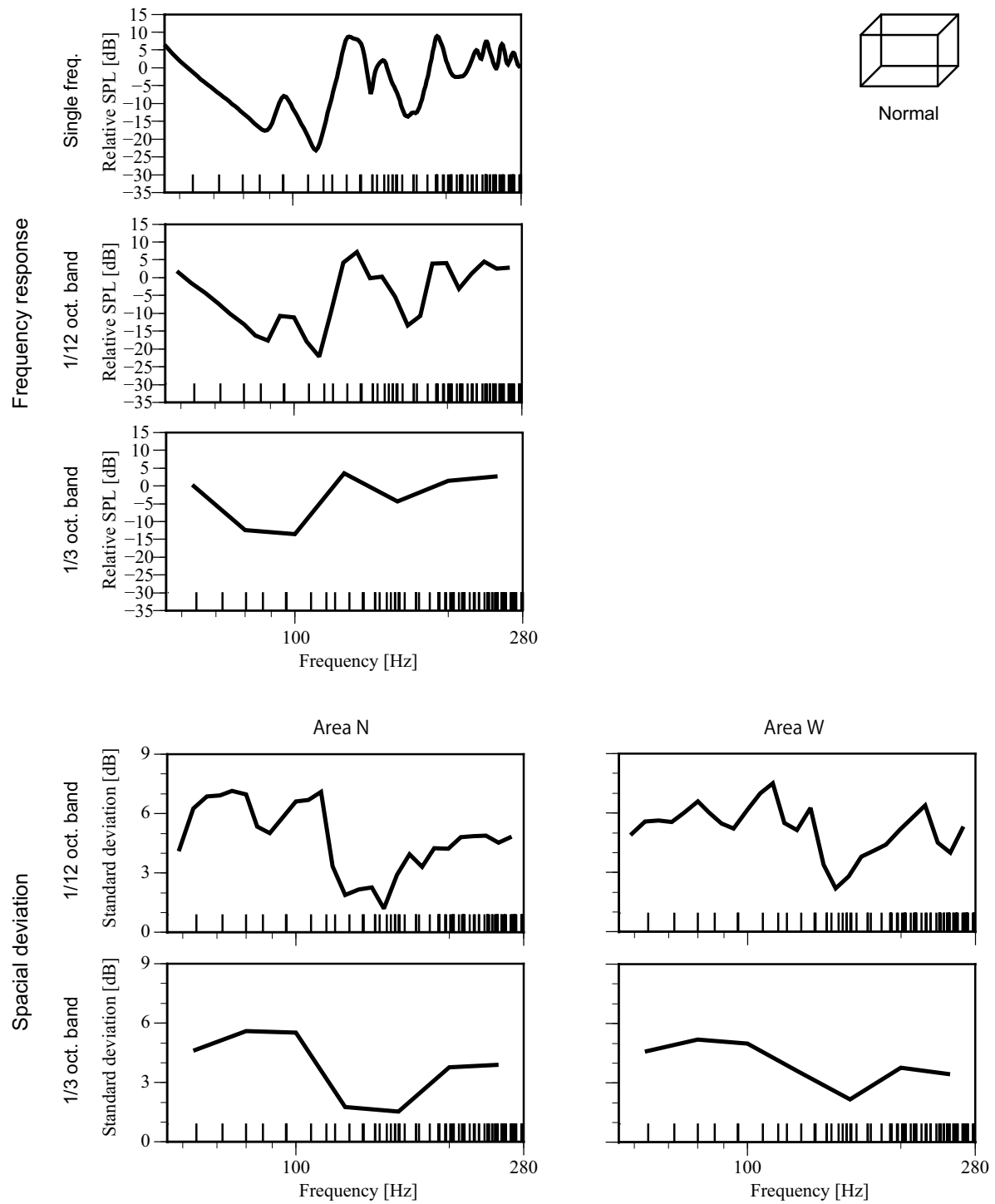


Fig. 4.4 FRF at the receiving point R, and SD_{space} on area N and area W. (Normal)

Table 4.1 Eigenfrequencies of the room.

Freq.	x	y	z	Freq.	x	y	z	Freq.	x	y	z
47.7	0	1	0	190.9	3	0	0	239.2	2	3	2
63.6	1	0	0	190.9	0	4	0	240.4	2	4	1
71.6	0	0	1	191.6	2	0	2	243.4	3	1	2
79.6	1	1	0	191.6	2	3	0	243.5	1	2	3
86.1	0	1	1	196.8	3	1	0	247.0	1	4	2
95.5	0	2	0	197.5	2	1	2	247.0	1	5	0
95.8	1	0	1	201.3	1	4	0	249.2	3	3	1
107.0	1	1	1	202.5	0	3	2	249.2	0	5	1
114.7	1	2	0	203.9	3	0	1	249.7	2	0	3
119.3	0	2	1	203.9	0	4	1	254.2	2	1	3
127.3	2	0	0	204.5	2	3	1	254.6	4	0	0
135.3	1	2	1	209.4	3	1	1	257.1	3	2	2
136.0	2	1	0	212.3	1	3	2	257.2	1	5	1
143.2	0	3	0	213.5	3	2	0	258.2	0	3	3
143.2	0	0	2	213.6	1	4	1	259.0	4	1	0
146.1	2	0	1	214.1	2	2	2	264.5	4	0	1
151.0	0	1	2	214.8	0	0	3	265.9	1	3	3
153.7	2	1	1	220.1	0	1	3	267.3	2	2	3
156.7	1	3	0	224.0	1	0	3	268.7	2	1	1
156.7	1	0	2	225.2	3	2	1	270.0	3	4	0
159.1	2	2	0	229.1	1	1	3	270.5	2	4	2
160.1	0	3	1	229.5	2	4	0	270.5	2	5	0
163.8	1	1	2	235.1	0	2	3	271.9	4	2	0
172.1	0	2	2	238.7	3	3	0	278.3	0	5	2
172.3	1	3	1	238.7	0	5	0	278.3	3	3	2
174.5	2	2	1	238.7	3	0	2	279.4	3	4	1
183.5	1	2	2	238.7	0	4	2	279.8	2	5	1

4.3.2 柱（前）の影響

前方（音源側）にある柱が音場に及ぼす影響を検討する．Normal を基本として，比較するケースは c_f, c_fr, c_fl である．音圧レベル分布を Fig. 4.5 に示す．周波数応答関数及び音場の拡散性評価を Fig. 4.6 に示す．

FRF を見ると，全てのケースで概ね 200 Hz 以上の周波数域に影響が見られる．特に音源近くに配置したものの影響が大きい．評価エリアの大小に関わらず，音場の拡散性への影響も同様に 200 Hz 以上の周波数域で向上が見られる．Area N における Normal からの拡散性向上の程度は，全帯域で平均すると，c_f で -0.11 dB, c_fr で 0.03 dB, c_fl で -0.14 dB となったが，199 Hz 帯域以上で平均すると，c_f で -1.30 dB, c_fr で -0.02 dB, c_fl で -0.83 dB となった．音圧レベル分布への影響は小さい．

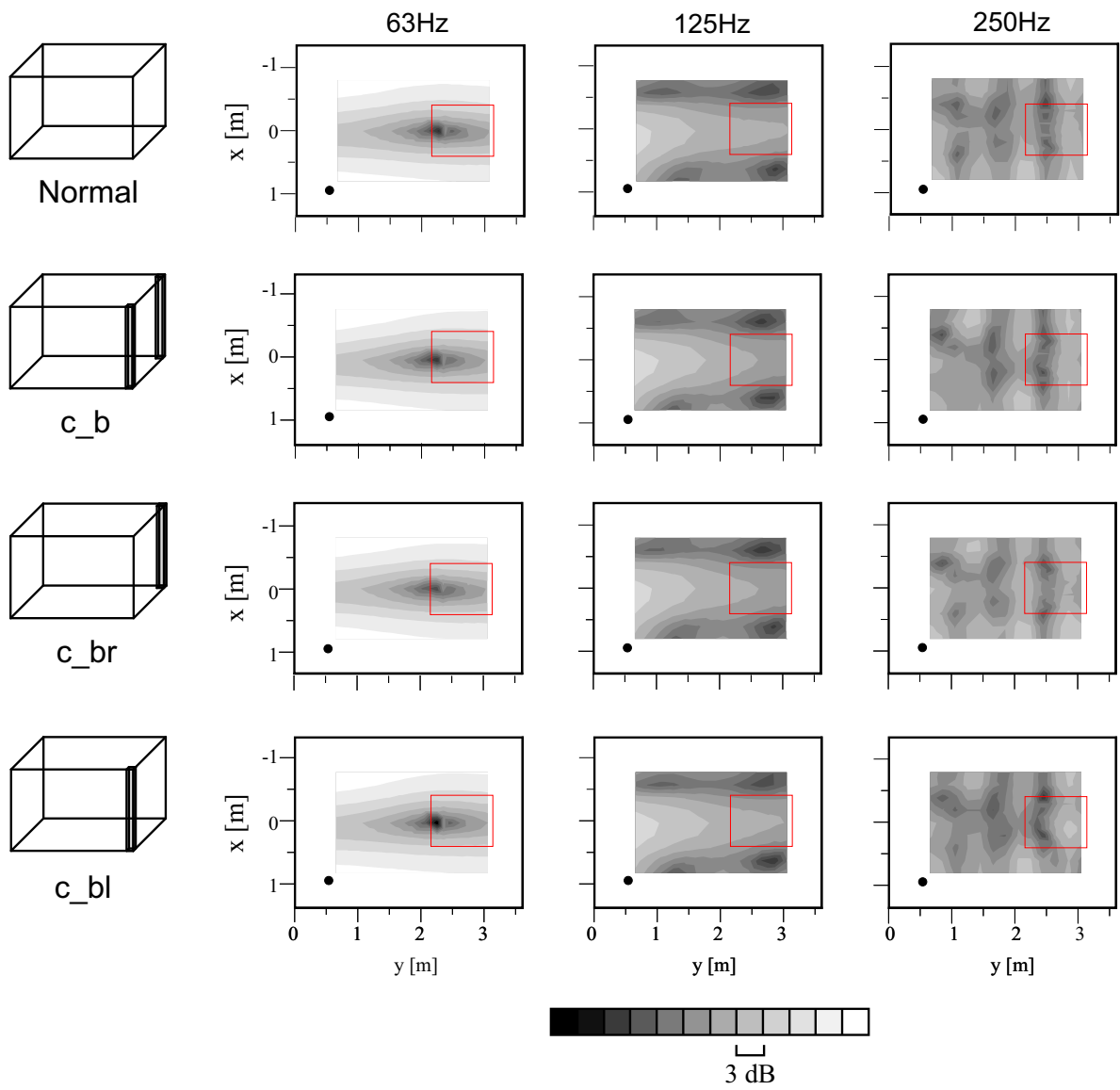
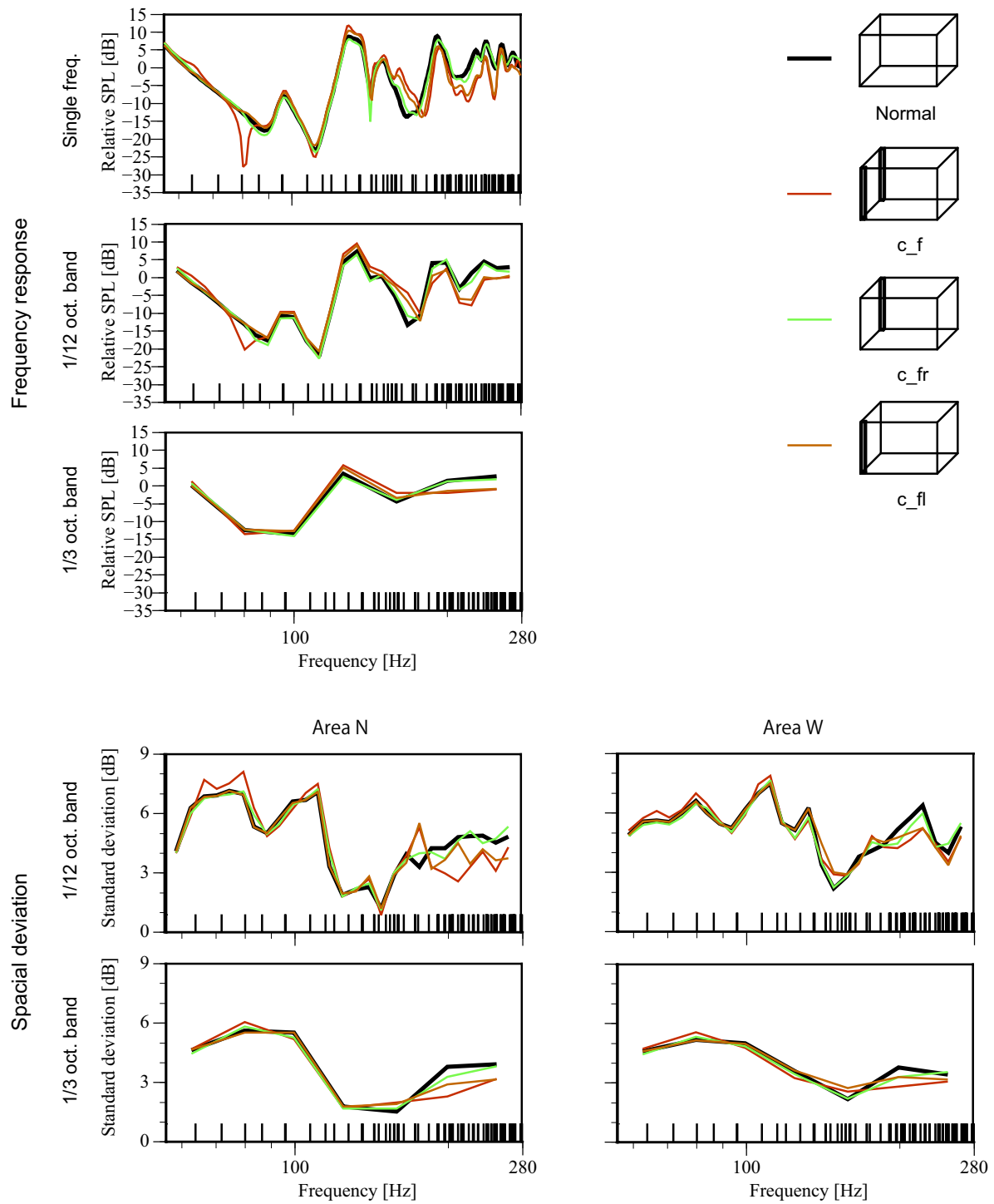


Fig. 4.5 Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (column on front wall).

Fig. 4.6 FRF at the receiving point R, and SD_{space} on area N and area W. (column on front wall)

4.3.3 柱（後）の影響

後方（受聴側）にある柱が音場に及ぼす影響を検討する。Normal を基本として、比較するケースは c_b, c_br, c_bl である。音圧レベル分布を Fig. 4.7 に示す。周波数応答関数及び音場の拡散性評価を Fig. 4.8 に示す。

FRF を見ると、100 Hz 付近への影響がある。音場の拡散性への影響は、Area N では中音域を除く広帯域に影響を及ぼしており、Normal からの向上の程度は、全帯域で平均すると、c_b で 0.07 dB, c_br で -0.04 dB, c_bl で -0.14 dB となった。また Area W では 200 Hz 以上の帯域のみで音場の拡散性の向上が認められる。音圧レベル分布への影響は小さい。前壁配置と比べると影響の程度は概ね小さい。

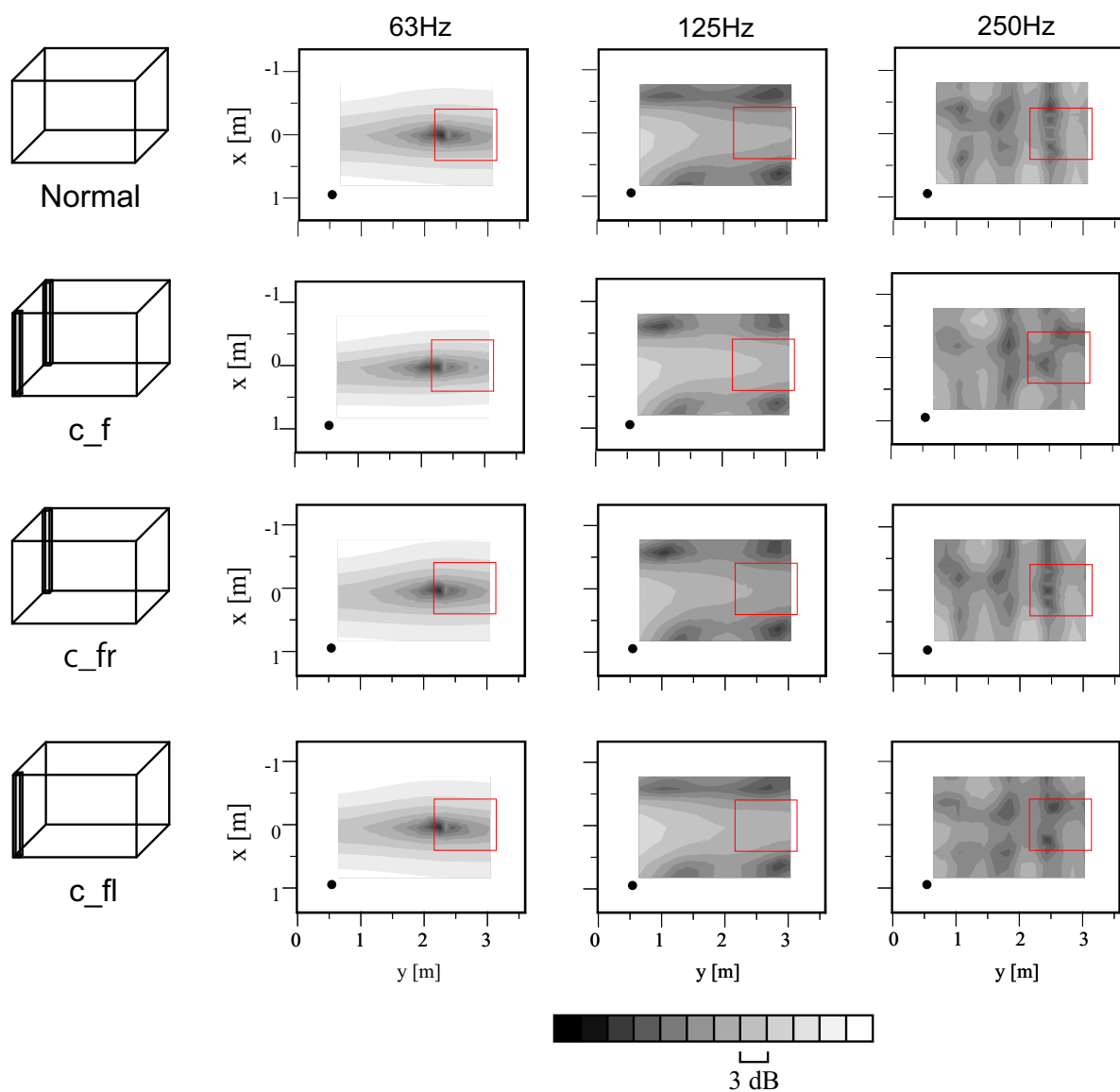


Fig. 4.7 Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (column on back wall).

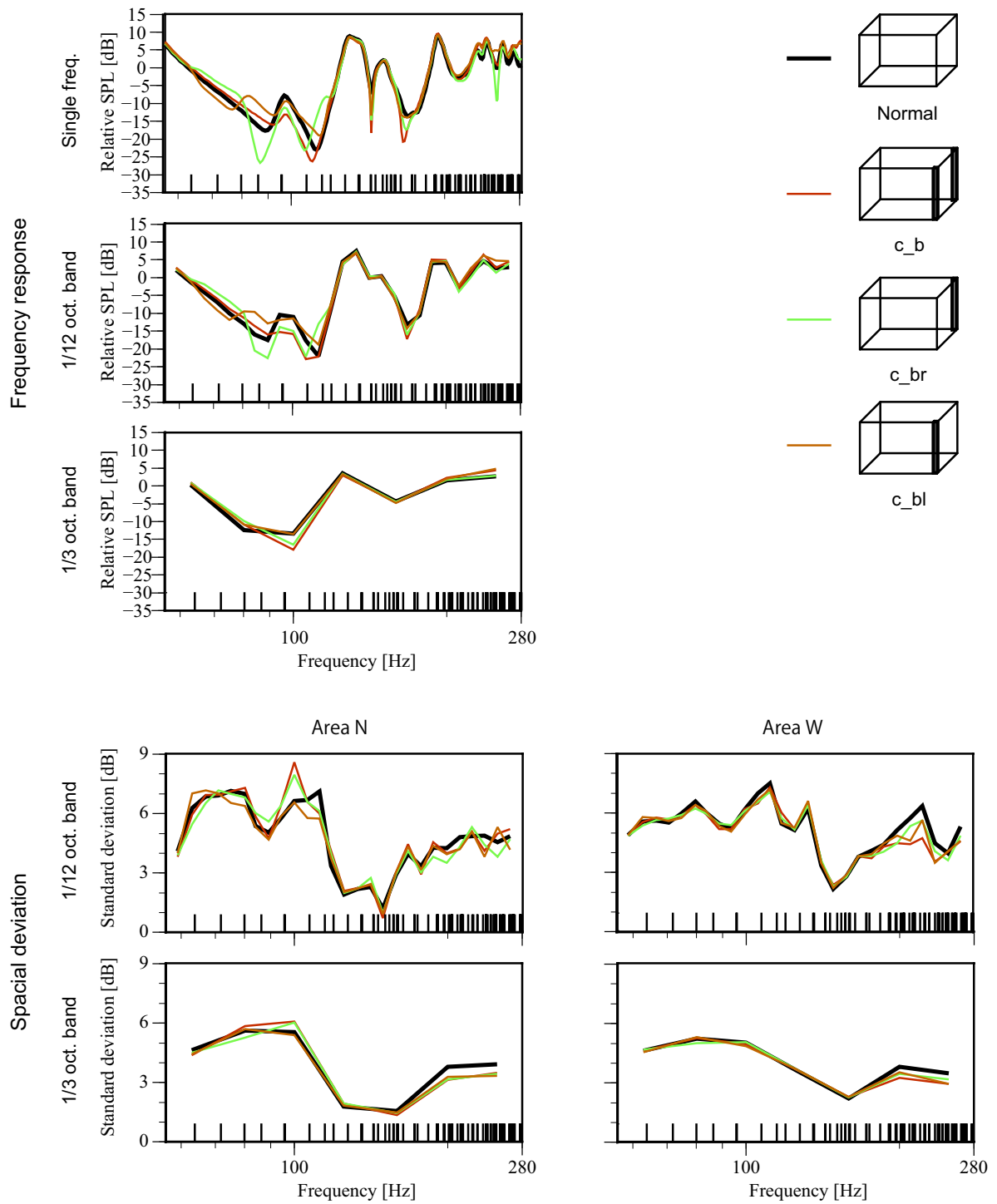


Fig. 4.8 FRF at the receiving point R, and SD_{space} on area N and area W. (column on back wall)

4.3.4 梁（隅）の影響

天井隅にある梁が音場に及ぼす影響を検討する．Normal を基本として，比較するケースは b.f, b.b である．音圧レベル分布を Fig. 4.9 に示す．周波数応答関数及び音場の拡散性評価を Fig. 4.10 に示す．

どの図を見ても柱を天井隅に配置することによる影響は小さいことがわかる．但し，b.b は Area N の拡散性への影響がやや認められるが，高域では拡散性が向上しているものの，低域では低下しており，良否は言えない．Area N における Normal からの拡散性の程度は，全帯域で平均すると，b.f で 0.02 dB, b.b で -0.01 dB となった．b.b で影響が大きく，b.b で小さいことは直接音の入射の有無が要因となることが考えられる．

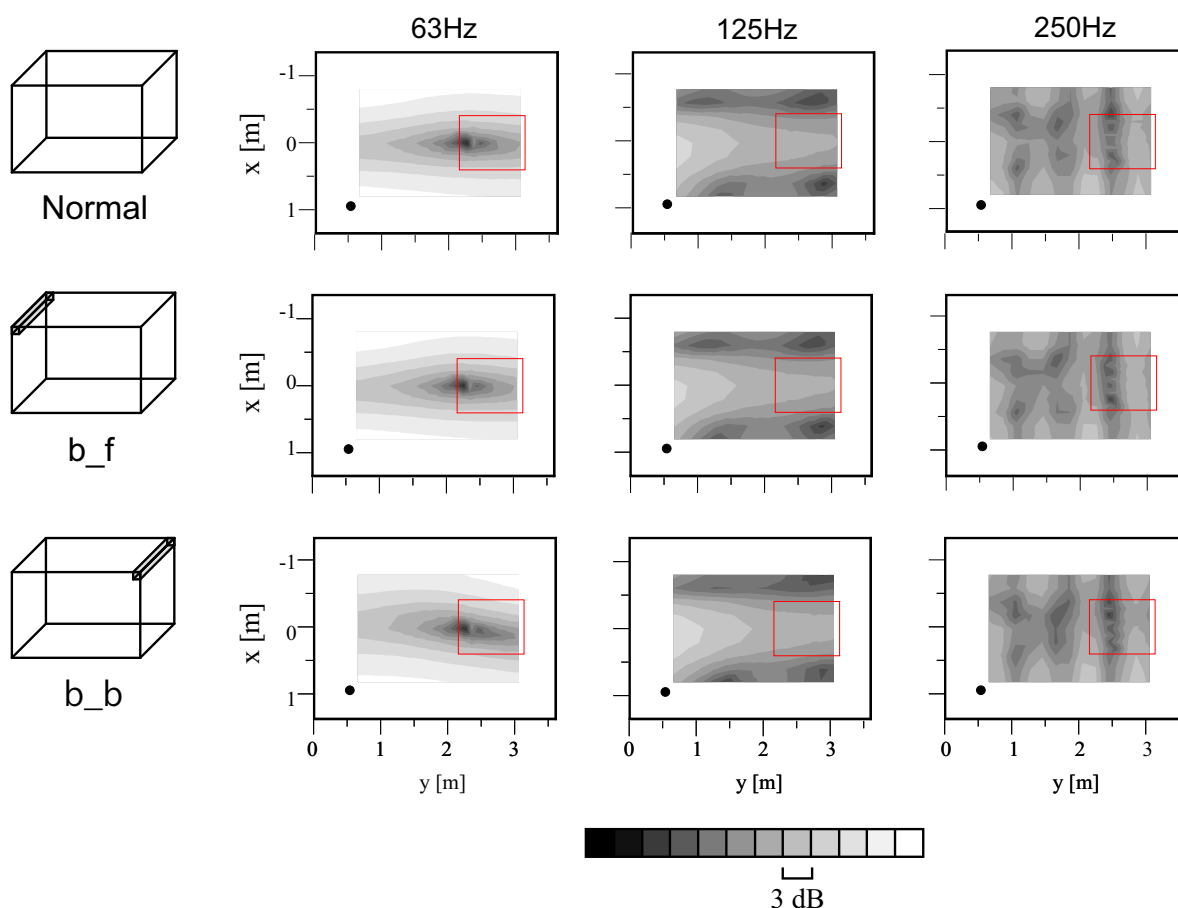


Fig. 4.9 Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (beam on corner of ceiling).

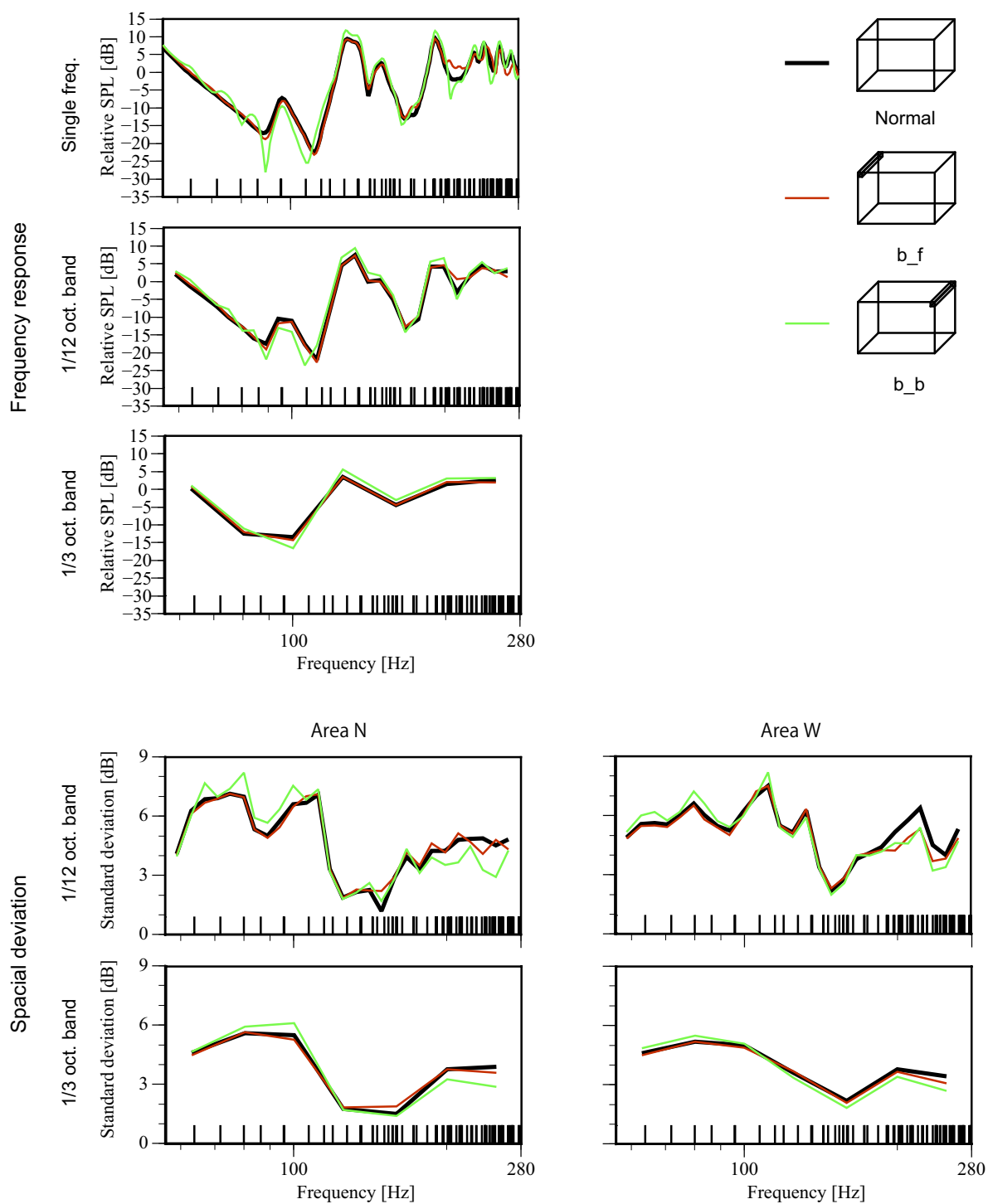


Fig. 4.10 FRF at the receiving point R, and SD_{space} on area N and area W. (beam on corner of ceiling)

4.3.5 梁（中央）の影響

天井中央にある梁が音場に及ぼす影響を検討する．Normal を基本として，比較するケースは b_ch, b_cv である．音圧レベル分布を Fig. 4.11 に示す．周波数応答関数及び音場の拡散性評価を Fig. 4.12 に示す．

FRF を見ると，中域に影響が現れている．Area N における Normal からの拡散性の程度は，全帯域で平均すると，b_ch で -0.06 dB, b_cv で 0.01 dB となった．

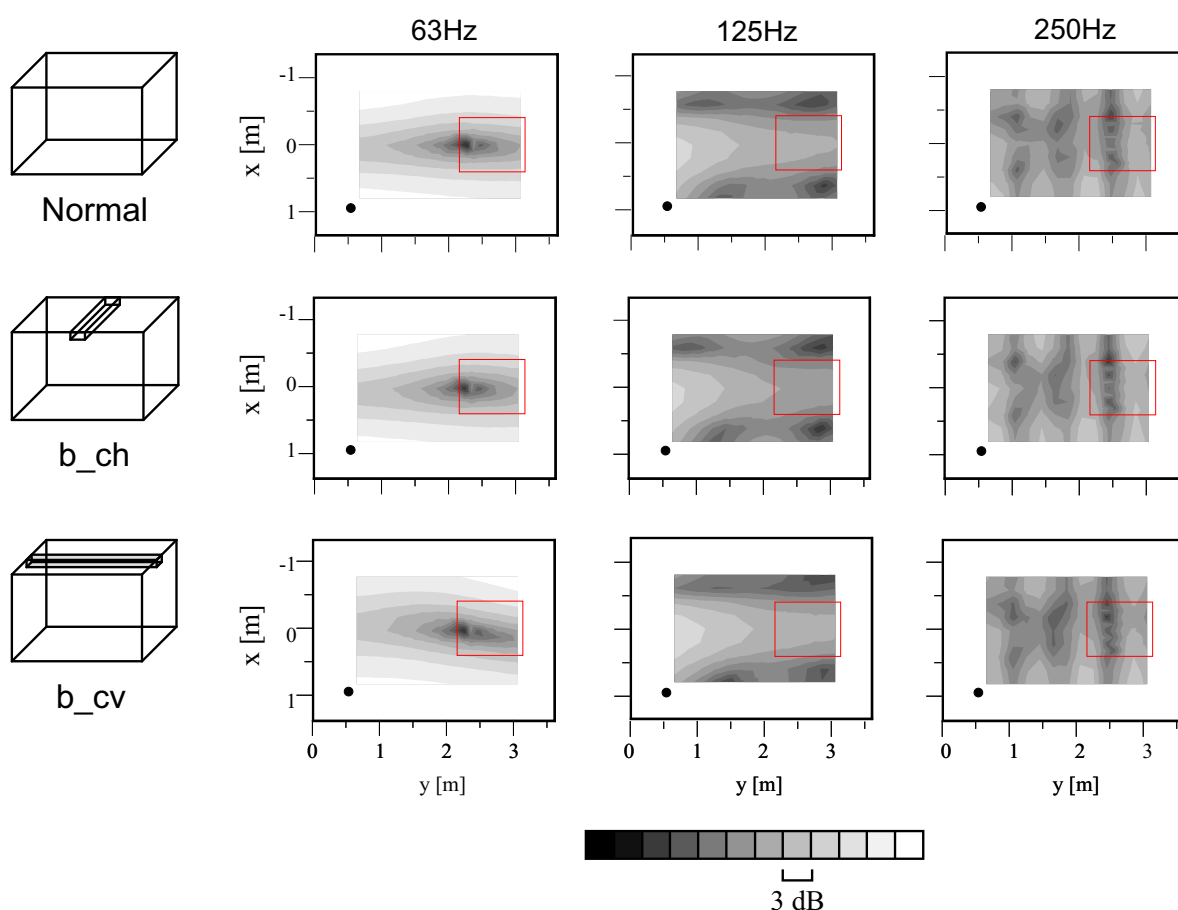


Fig. 4.11 Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (beam on center of ceiling).

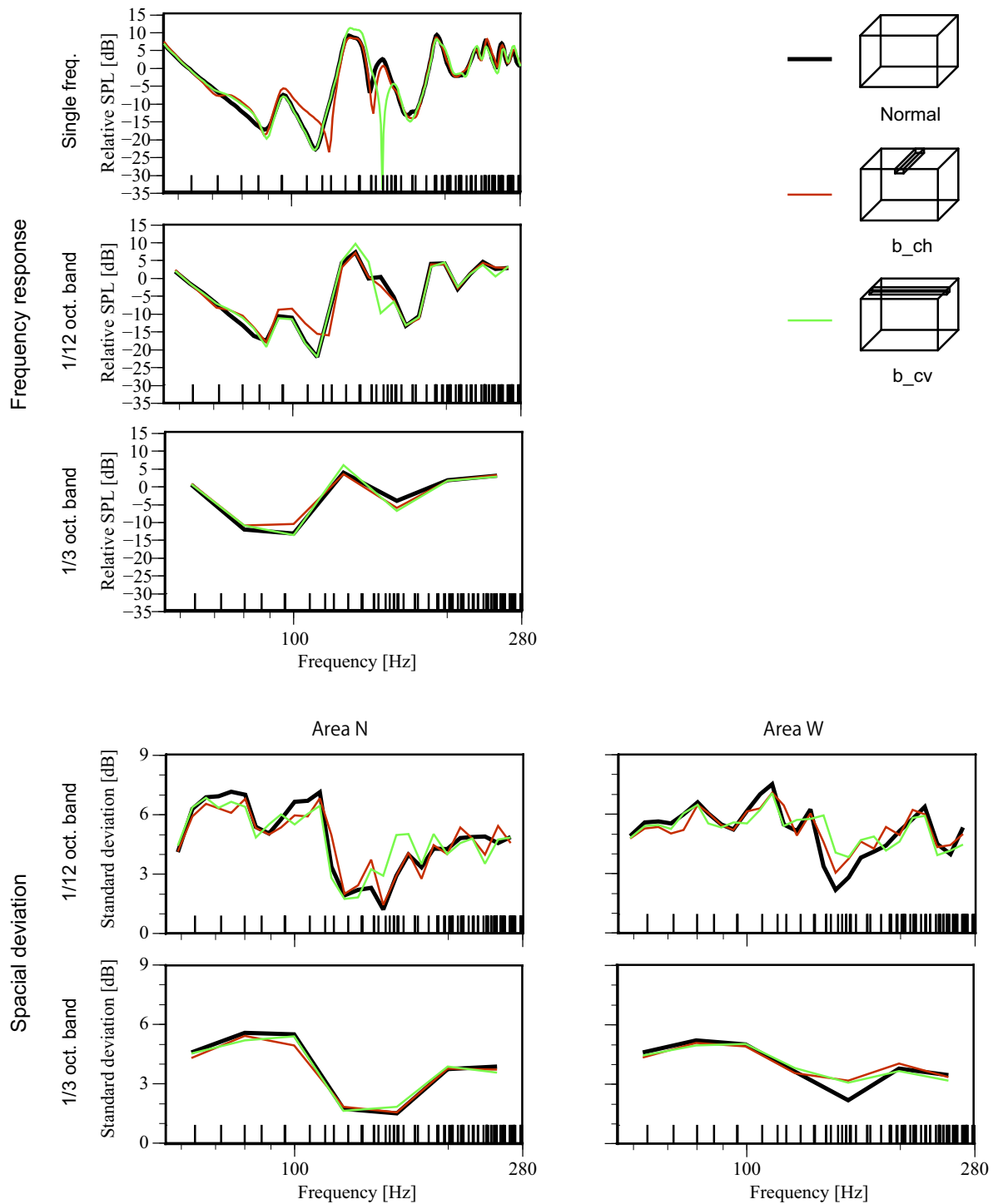


Fig. 4.12 FRF at the receiving point R, and SD_{space} on area N and area W. (beam on center of ceiling)

4.3.6 家具（箱型 20cm 厚，壁面中央）の影響

壁面中央にある家具（箱型 20 cm 厚）が音場に及ぼす影響を検討する．Normal を基本として，比較するケースは v20_bc, v20_lc, v20_rc である．音圧レベル分布を Fig. 4.13 に示す．周波数応答関数及び音場の拡散性評価を Fig. 4.14 に示す．

FRF を見ると，家具の配置により 100, 200 Hz 付近に大きなディップが現れている．配置位置の違いによる特徴的な傾向は見られない．

音場の拡散性は Area N で高周波数域で向上が見られ，特に後壁配置の影響が大きい．Area W では影響が小さい．Area N における Normal からの拡散性の程度は，全帯域で平均すると，v20_bc で-0.44 dB，v20_rc で-0.23 dB，v20_lc で-0.17 dB となった．

106, 112 Hz の音圧レベル分布図を見ると，側壁に家具を配置した v20_rc 及び v20_lc では Normal と比べてそれぞれ-x, +x 方向に移動している．しかしながら，家具を後壁に配置した v20_bc では同等の現象が認められない．これは，モードの腹・節と家具の位置との関係から考えることができる．即ち，106, 112 Hz 付近の固有周波数は x の 1 次モードを含んでおり，側壁中央はそのモードの腹となるが，後壁は節となるためであると考えられる．同様に他の帯域においても家具がモードの腹となる位置に配置されると影響が大きく現れている．

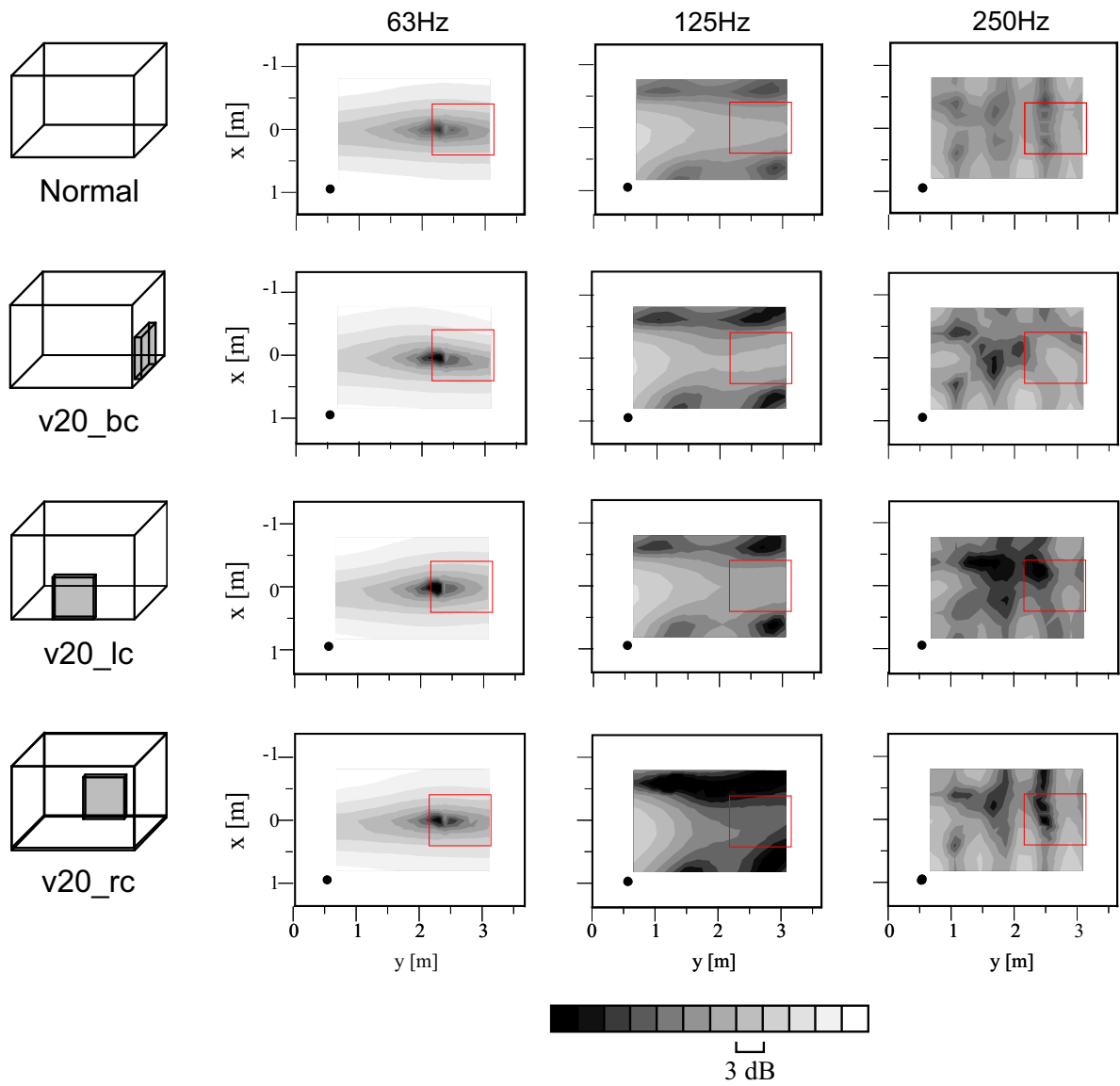


Fig. 4.13 Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (volume type, 20 cm thin) on center of wall).

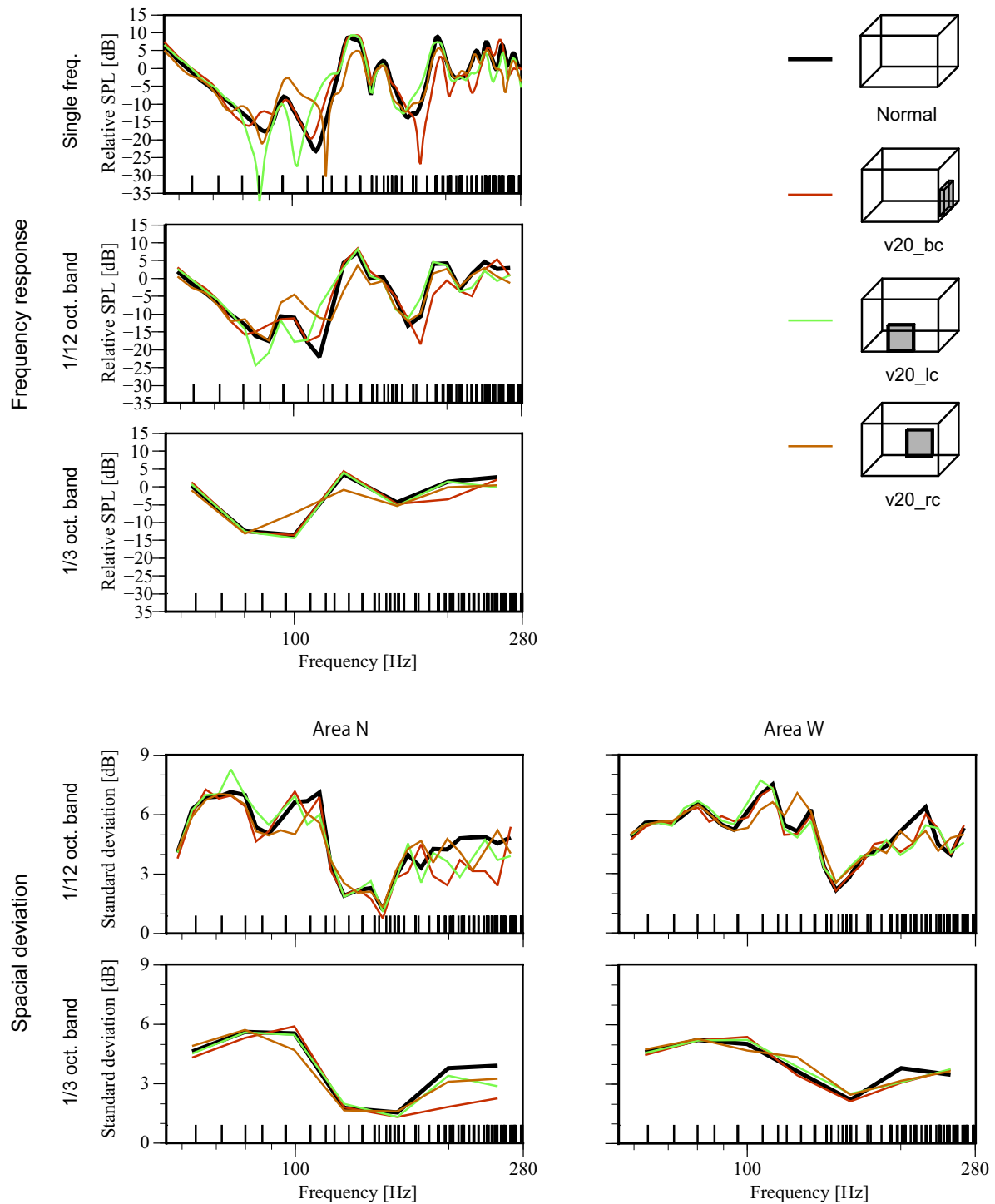


Fig. 4.14 FRF at the receiving point R, and SD_{space} on area N and area W. (furniture (volume type, 20 cm thin) on center of wall)

4.3.7 家具（箱型 20cm 厚，壁面隅）の影響

後壁隅に配置した家具（箱型 20 cm 厚）が音場に及ぼす影響を検討する。Normal を基本として，比較するケースは v20_bl, v20_br, v20_rb である。

音圧レベル分布を Fig. 4.15 に示す。周波数応答関数及び音場の拡散性評価を Fig. 4.16 に示す。

FRF を見ると，家具の配置によって 120 Hz 以下に大きく影響が現れている。特に深いディップが目立つが，バンドで見ると家具の配置により FRF の平坦が高まっているように見られる。

音場の拡散性は，家具の配置位置に関わらず概ね向上している。

Area N における Normal からの拡散性の程度は，全帯域で平均すると，v20_bl で -0.17 dB，v20_br で -0.46 dB，v20_rb で -0.43 dB となった。

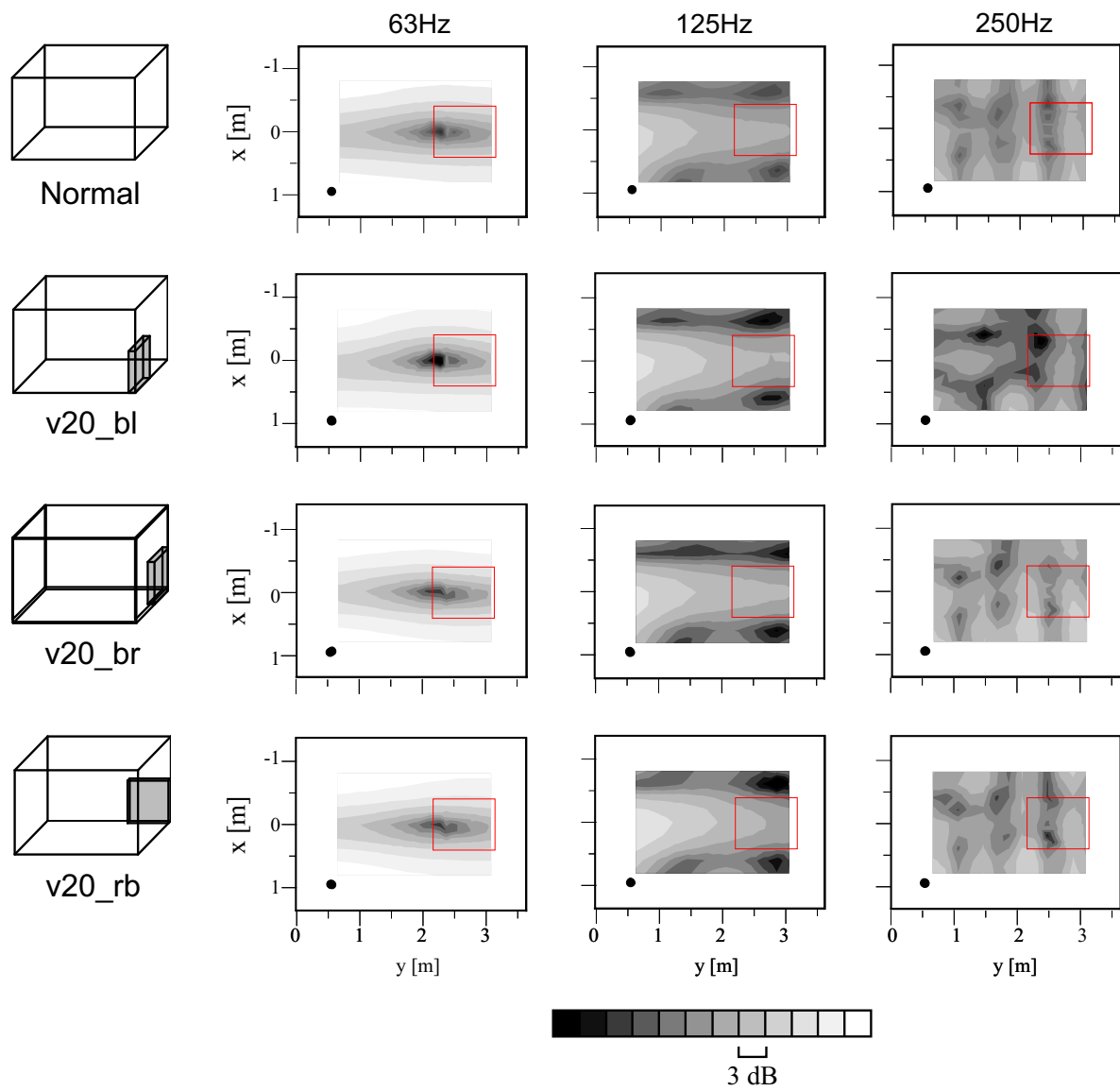


Fig. 4.15 Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (volume type, 20 cm thin) on corner of back wall).

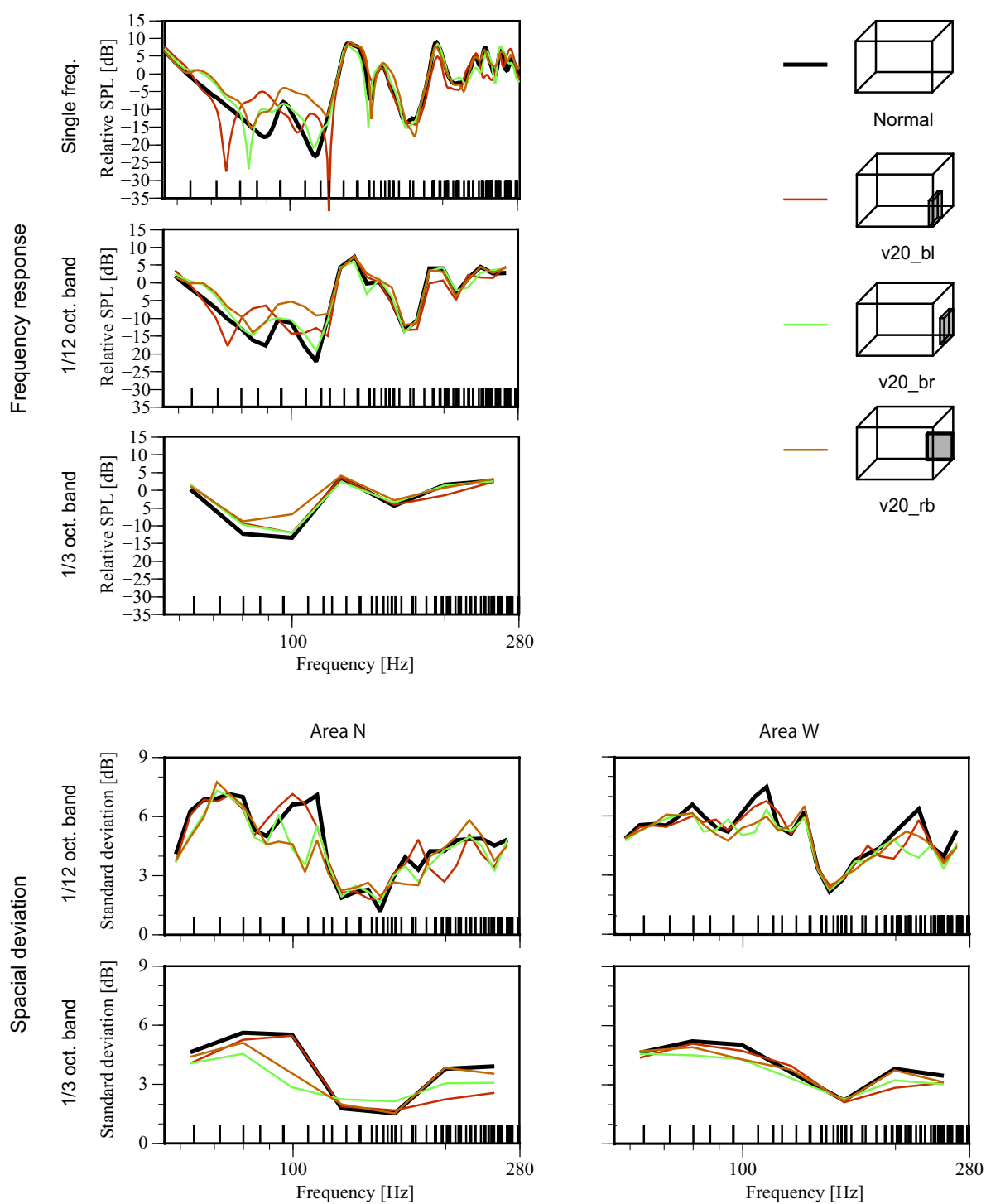


Fig. 4.16 FRF at the receiving point R, and SD_{space} on area N and area W. (furniture (volume type, 20 cm thin) on corner of back wall)

4.3.8 家具（箱型 20cm 厚，後壁）の影響

後壁に 3 通りの方法で家具（箱型 20 cm 厚）を配置した際の音場への影響を検討する。Normal を基本として，比較するケースは壁面の中央に配置する v20_bc，両隅に配置する v20_bs，全幅に配置する v20_w である。家具の体積は $v20_{bc}=v20_{bs};v20_w$ である。

音圧レベル分布を Fig. 4.17 に示す。周波数応答関数及び音場の拡散性評価を Fig. 4.18 に示す。

FRF を見ると，どのケースも広い帯域に影響しているが，ケース間の差異は顕著でない。

音場の拡散性は，全てのケースで向上が見られる。Area N における Normal からの拡散性の程度は，全帯域で平均すると，v20_bc で -0.44 dB，v20_bs で -0.27 dB，v20_w で -0.60 dB となった。

家具を壁面中央に配置した v20_bc と両隅に配置した v20_bs を比較すると，前者は Area N の広帯域にしか影響しないのに対して後者は Area W においても広帯域で影響が見られる。両隅に配置した v20_bs と全幅に配置した v20_w は，体積が大きく異なるにもかかわらず類似した挙動となった。同様の現象は音圧レベル分布図でも見られ，室隅部に家具を配置することが音場に大きな影響を及ぼすことがわかる。これは，室隅では全てのモードの腹となることと関係すると考えられる。

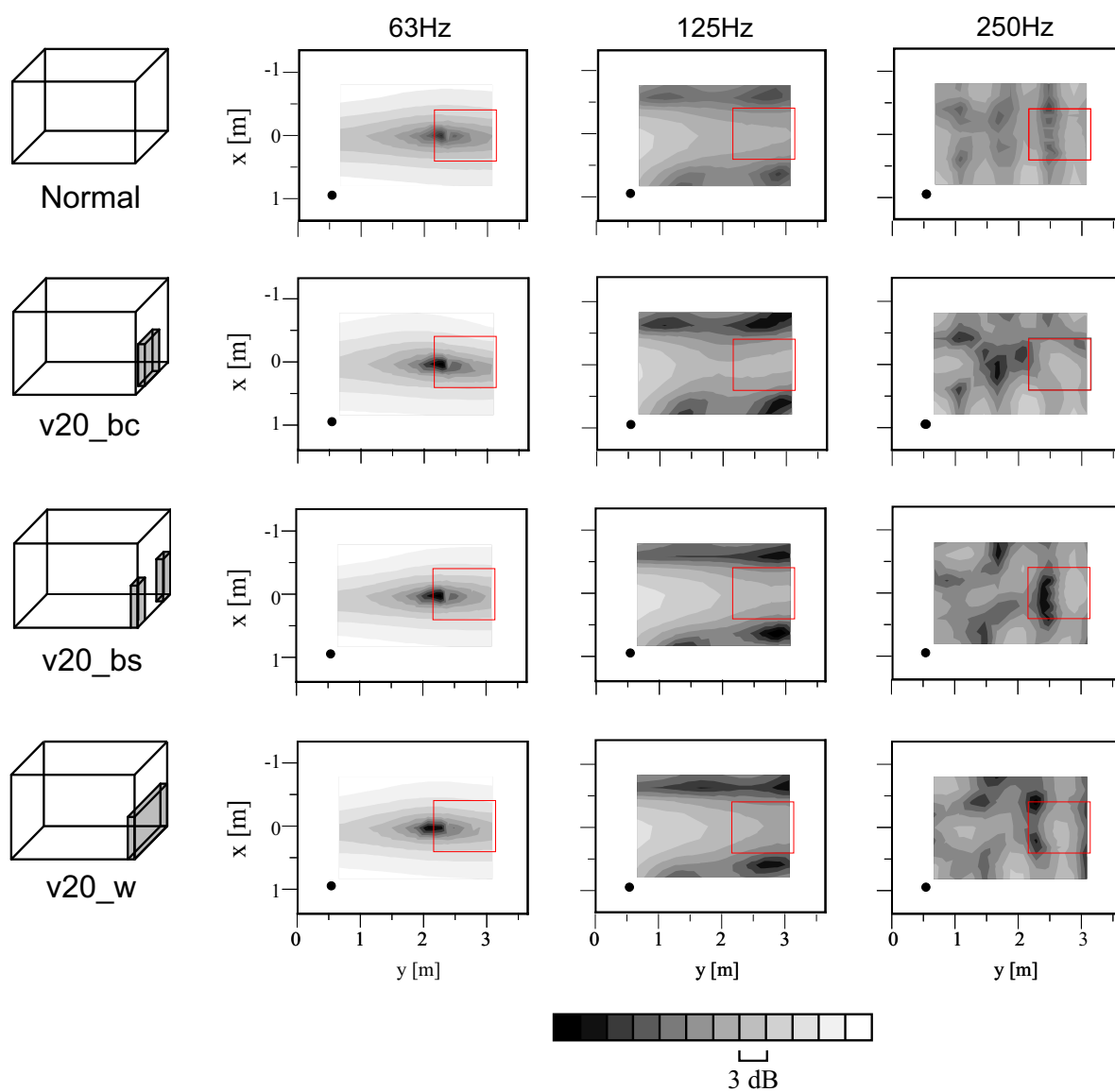


Fig. 4.17 Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (volume type, 20 cm thin) on back of back wall).

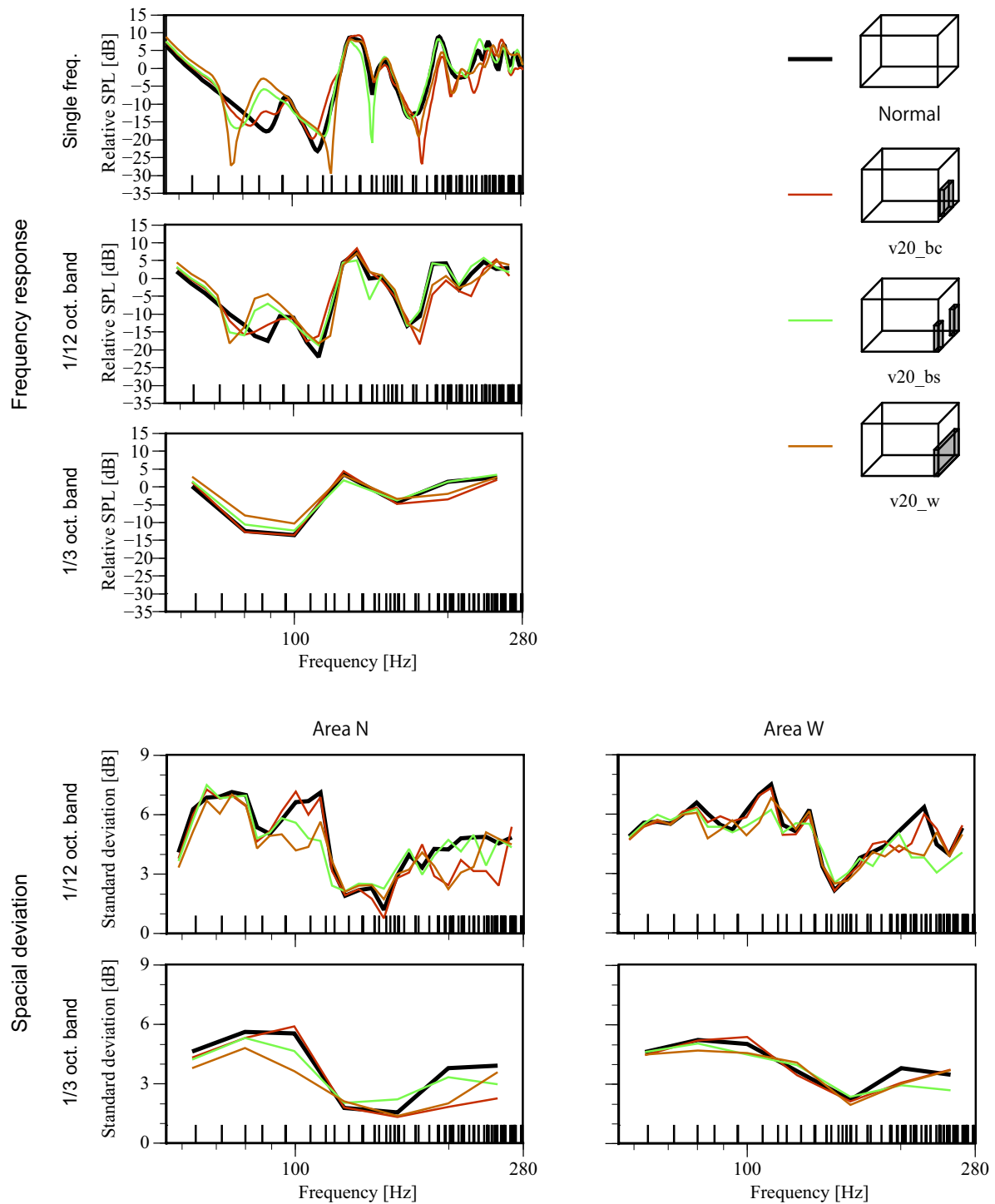


Fig. 4.18 FRF at the receiving point R, and SD_{space} on area N and area W. (furniture (volume type, 20 cm thin) on back wall)

4.3.9 家具（箱型 40cm 厚，後壁隅）の影響

後壁隅に配置した家具（箱型 40 cm 厚）が音場に及ぼす影響を検討する。Normal を基本として，比較するケースは v40_bl, v40_br である。音圧レベル分布を Fig. 4.19 に示す。周波数応答関数及び音場の拡散性評価を Fig. 4.20 に示す。

FRF を見ると，広い帯域で大きく影響が見られ，平坦性も向上していることが認められる。

音場の拡散性は，家具を配置することによる影響の傾向は 20 cm 厚の家具を配置したときと同様であり，広帯域で拡散性が向上している。向上の程度は 20 cm 厚より大きく，Area N における Normal から拡散性の程度は，全帯域で平均すると，v40_bl で -0.26 dB, v40_br で -0.74 dB となった。

音圧レベル分布は 20 cm 厚と同様の傾向である。

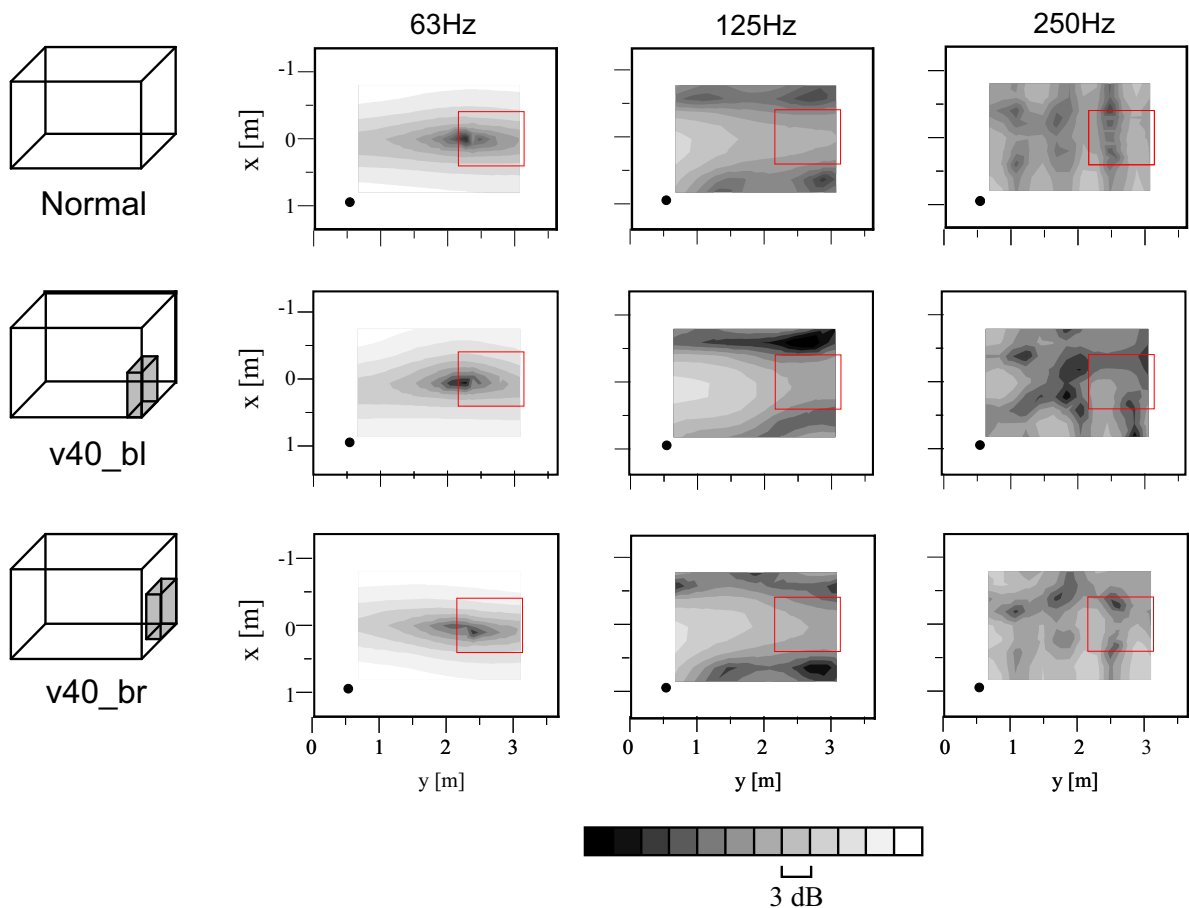


Fig. 4.19 Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (volume type, 40 cm thin) on corner of back wall).

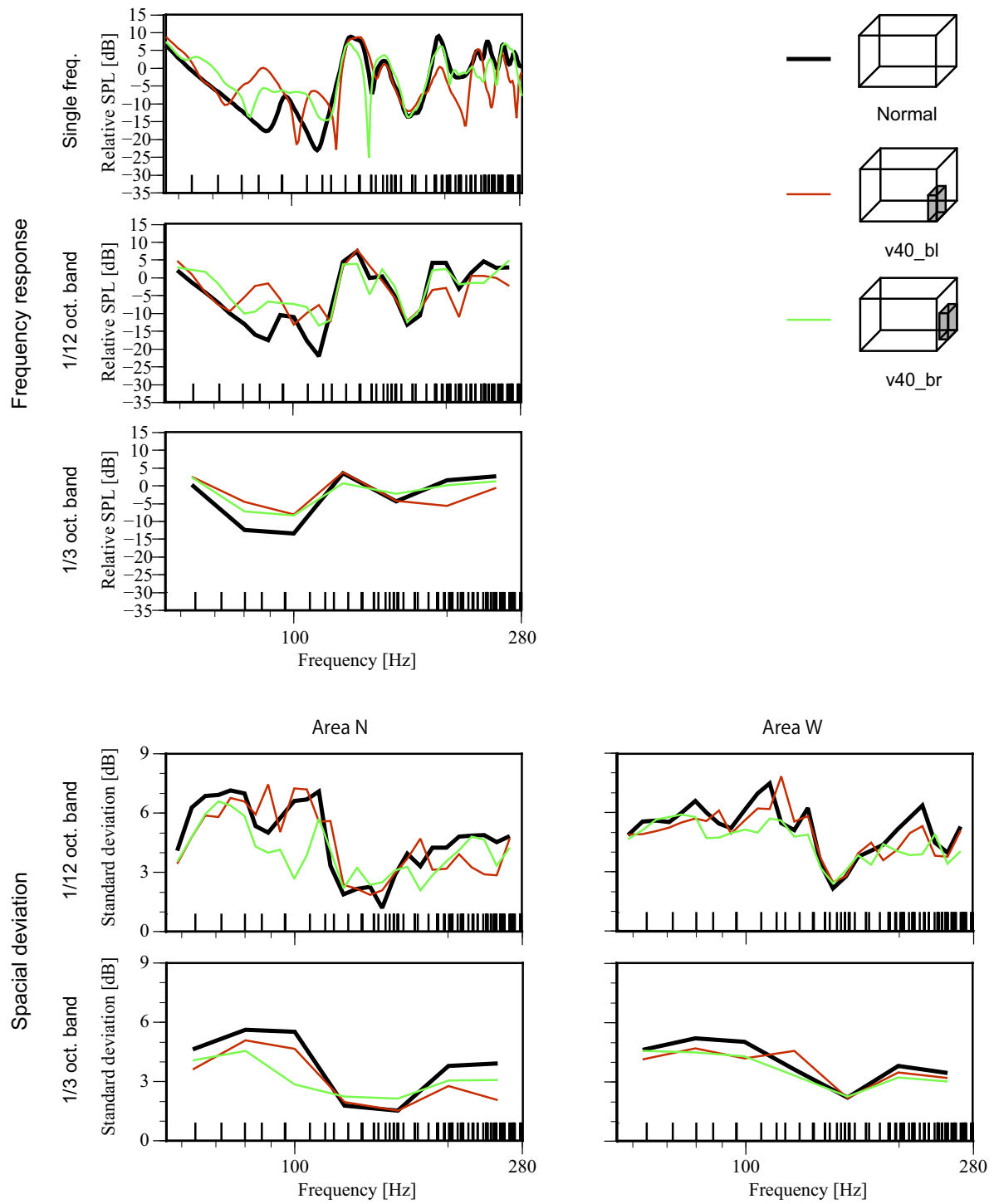


Fig. 4.20 FRF at the receiving point R, and SD_{space} on area N and area W. (furniture (volume type, 40 cm thin) on corner of back wall)

4.3.10 家具（箱型 40cm 厚，後壁）の影響

後壁に3通りの方法で家具（箱型 40 cm 厚）を配置した際の音場への影響を検討する。Normal を基本として，比較するケースは壁面の中央に配置する v40_bc，両隅に配置する v40_bs，全幅に配置する v40_w である。家具の体積は $v40_{bc}=v40_{bs}<v40_w$ である。

音圧レベル分布を Fig. 4.21 に示す。周波数応答関数及び音場の拡散性評価を Fig. 4.22 に示す。

FRF は，20 cm 厚の傾向と類似しているが，厚いほど影響の程度は大きい。

音場の拡散性は広帯域で大きく向上している。Area N における Normal からの拡散性の程度は，全帯域で平均すると，v40_bc で -0.61 dB，v40_bs で -0.59 dB，v40_w で -0.54 dB となった。

音圧レベル分布は 20 cm 厚のものと傾向は類似しており，隅部配置が音場に大きな影響を及ぼしている。

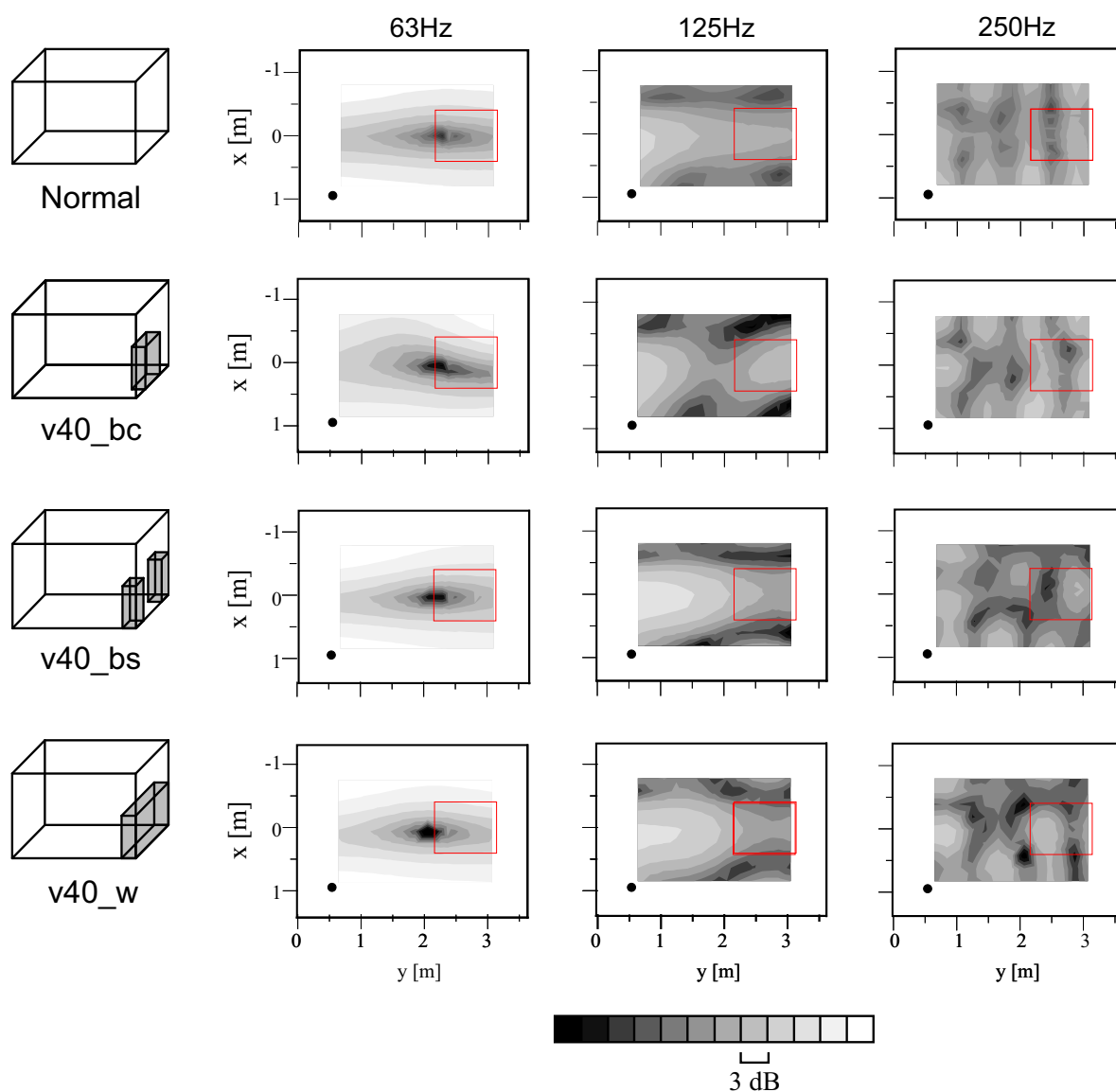


Fig. 4.21 Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (volume type, 40 cm thin) on back wall).

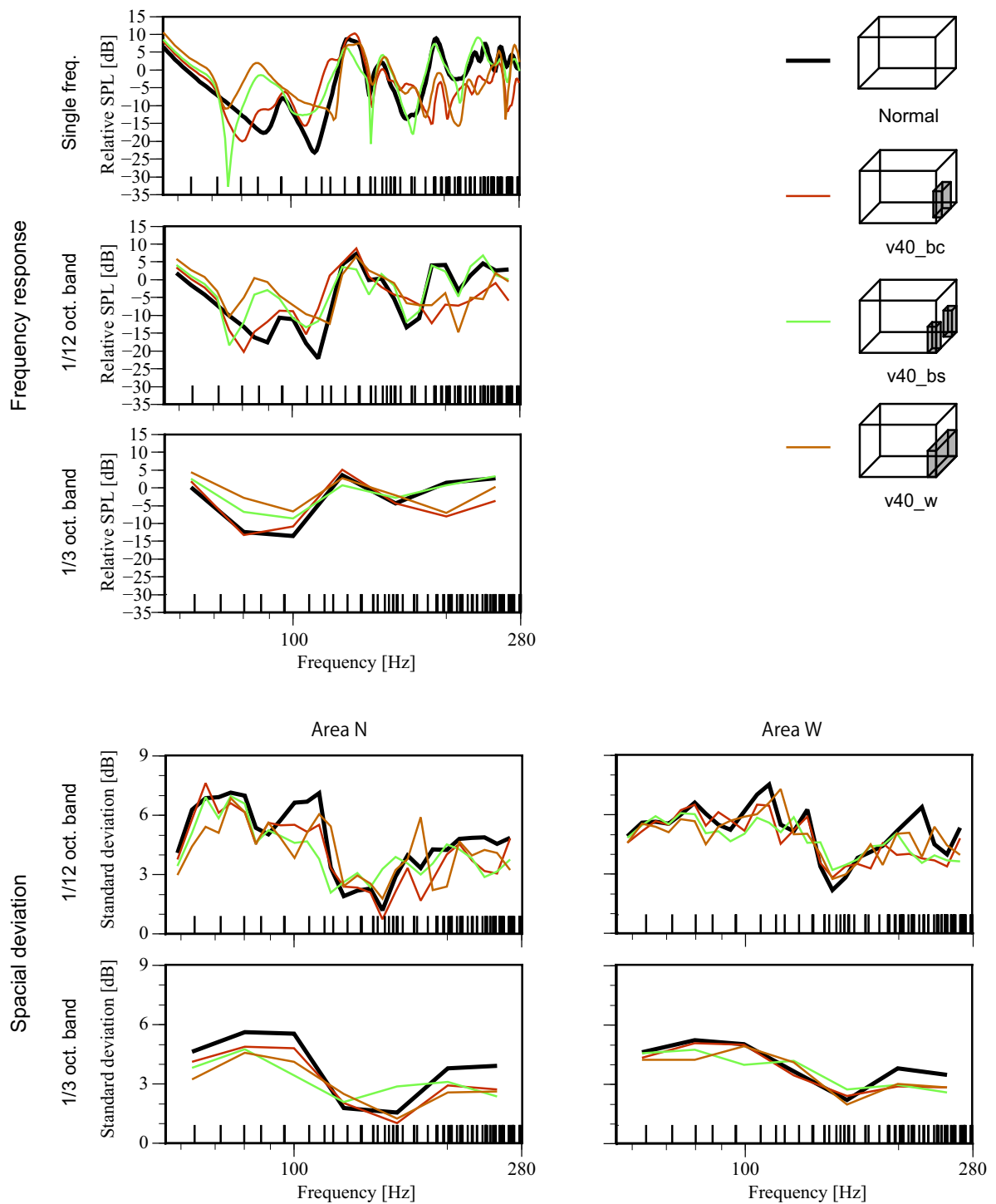


Fig. 4.22 FRF at the receiving point R, and SD_{space} on area N and area W. (furniture (volume type, 40 cm thin) on back wall)

4.3.11 家具（棚型 20cm 厚，壁面中央）の影響

壁面中央にある家具（棚型 20 cm 厚）が音場に及ぼす影響を検討する．Normal を基本として，比較するケースは s20_bc, s20_lc, s20_rc である．音圧レベル分布を Fig. 4.23 に示す．周波数応答関数及び音場の拡散性評価を Fig. 4.24 に示す．

棚型家具が FRF, 拡散性へ及ぼす影響は共に高域で僅かに見られるものの箱型と比較すると非常に小さい．但し，音源側の側壁に配置した s20_lc は箱型家具（v20_lc）と類似した挙動を示した．

Area N における Normal からの拡散性の程度は，全帯域で平均すると，s20_bc で 0.03 dB, s20_lc で -0.41 dB, s20_rc で -0.05 dB となった．

以上のように，棚型家具はエッジが多いにも関わらず箱型家具に比べて音場に及ぼす影響が小さいことから，室の容積変化あるいは面による反射経路の変化等が音場に大きな影響を及ぼすものと推察される．また，音源側の側壁に配置した s20_lc は箱型家具（v20_lc）と類似した挙動を示した現象を，直接音が家具の側面に入射することによるものと考えれば，面が音場に及ぼす影響が大きいことが伺える．

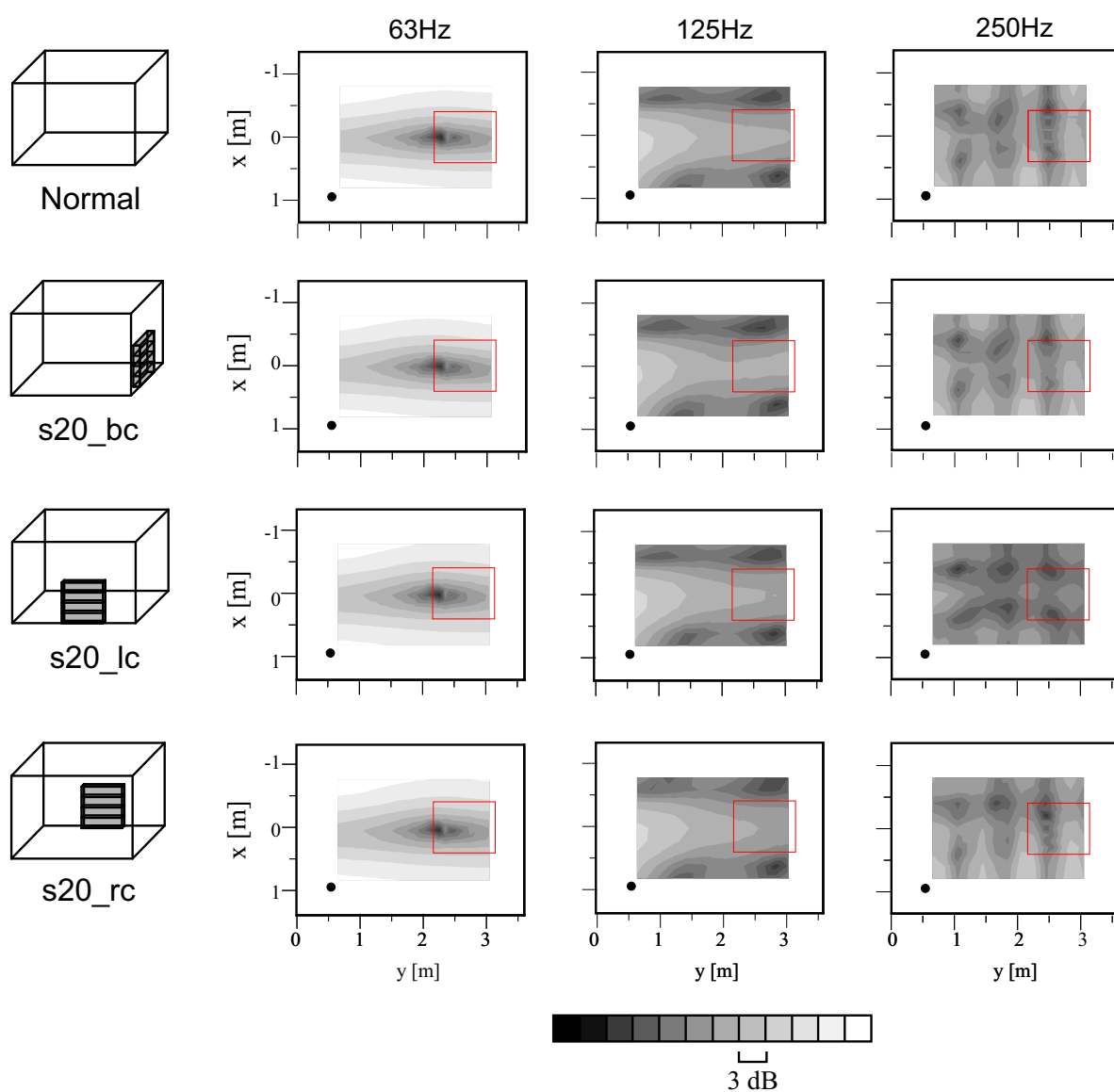


Fig. 4.23 Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (shelf type, 20 cm thin) on center of wall).

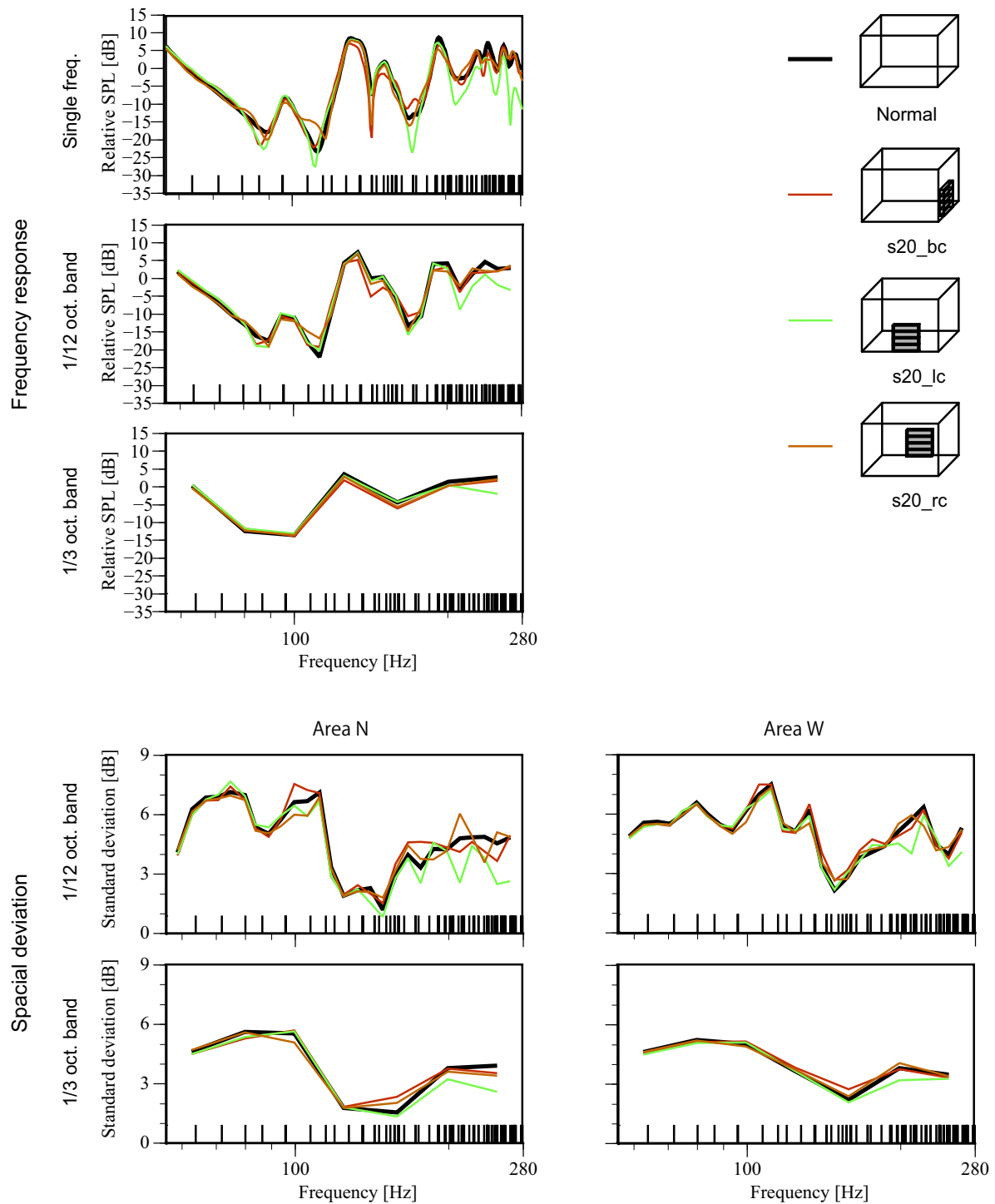


Fig. 4.24 FRF at the receiving point R, and SD_{space} on area N and area W. (furniture (shelf type, 20 cm thin) on center of wall)

4.3.12 家具（棚型 20cm 厚，後壁隅）の影響

後壁隅に配置した家具（棚型 20 cm 厚）が音場に及ぼす影響を検討する。Normal を基本として，比較するケースは s20_bl, s20_br, s20_rb である。

音圧レベル分布を Fig. 4.25 に示す。周波数応答関数及び音場の拡散性評価を Fig. 4.26 に示す。

Area N における Normal からの拡散性の程度は，全帯域で平均すると，s20_bl で 0.05 dB, s20_br で 0.07 dB, s20_rb で 0.04 dB となった。

どのケースも影響は小さく，ケース間の違いもあまり見られない。

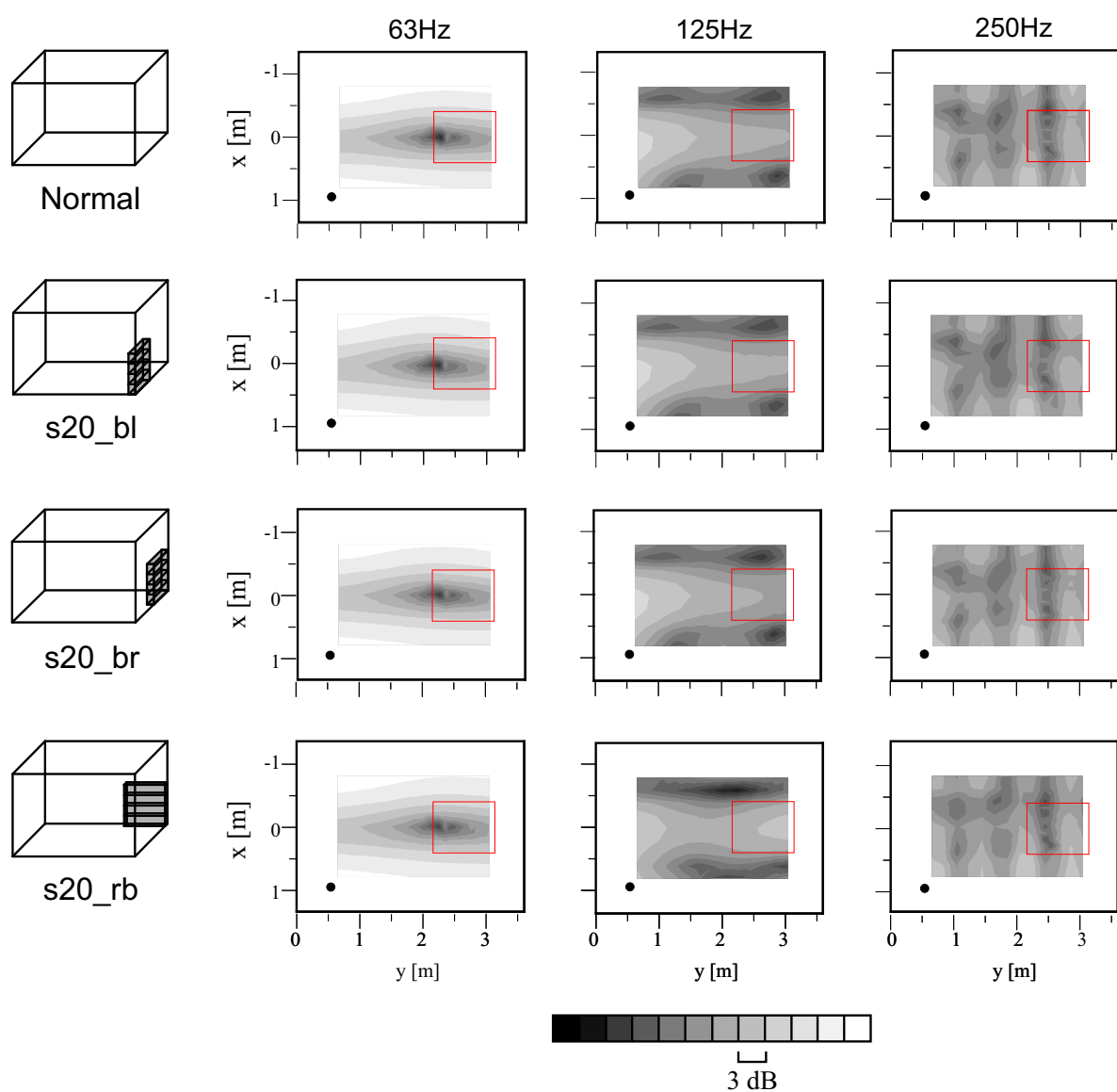


Fig. 4.25 Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (shelf type, 20 cm thin) on corner of back wall).

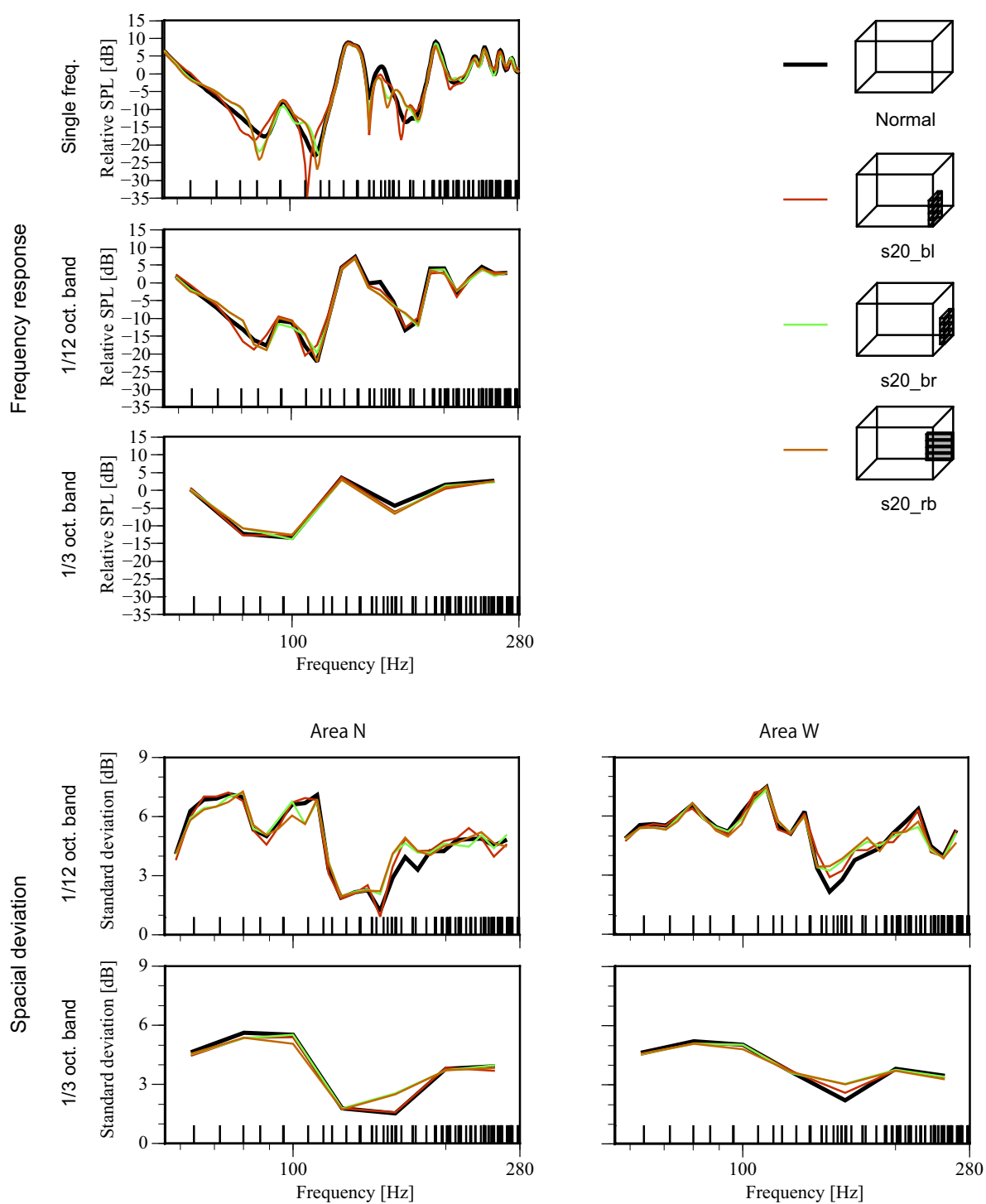


Fig. 4.26 FRF at the receiving point R, and SD_{space} on area N and area W. (furniture (shelf type, 20 cm thin) on corner of back wall)

4.3.13 代表受音点近傍における周波数応答関数の平坦性

本章ではここまで周波数応答関数については代表受音点 R のみの評価を行ってきた。小空間音場ではモードの影響が強いため、僅かに観測位置が変化するだけで音色が急激に変化するコムフィルタ現象が生じやすい。従って、 SD_{FRF} を代表受音点及びその近傍の 8 点で算出し、評価を行う。算出式は第 4.2 節を参照されたい。Normal からの SD_{FRF} の変化量を Fig. 4.27 に示す。

各点における周波数応答関数の平坦性が基本形状と比べて変化した度合いに応じて色を仕分けしている。結果は以上の検討結果と概ね同様の傾向を示している。

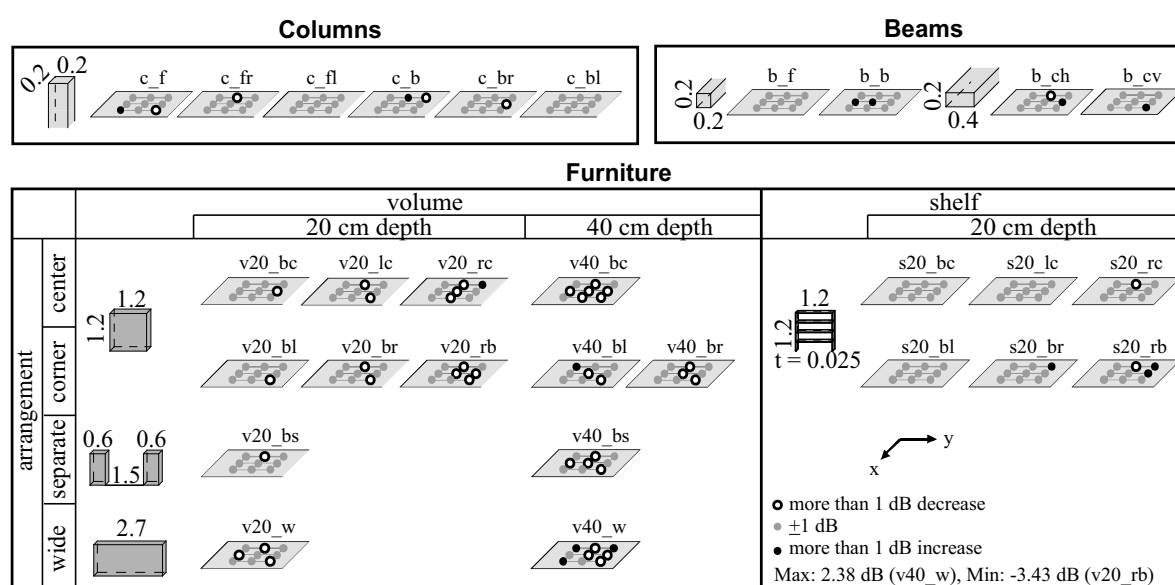


Fig. 4.27 Difference from "Normal" case in SD_{FRF} at 9 receiving points around R.

4.4 まとめ

本章では家庭の居室を想定して、柱・梁・家具が音場に及ぼす影響について検討を行った。

柱の影響は前壁配置の場合では 200 Hz 以上の高い周波数域に影響を及ぼしており、拡散性の向上も認められた。一方の後壁配置では影響が小さいことから音源に近い位置の影響が大きいものと考えられる。

梁の影響は配置位置によらず、FRF はピーク・ディップの位置が変化するものの影響は小さかった。音場の拡散性への影響は柱と同程度であったが、影響の良否は言えない。

家具の影響は箱型家具では位置によらず広帯域に影響がある。家具の厚さの違いによる影響は傾向が類似するが、程度は厚いもの程大きい。配置位置の影響は、隅部と全幅で類似した傾向を示し、中央配置とは異なる影響を及ぼした。音場の拡散性に関しては中央配置が隅部配置よりも大きく改善した。棚型家具では影響は小さかったが、音源に側面を向けるような配置では箱型家具と類似した影響を及ぼした。

第 5 章

実音場における検討 —ピアノ練習室を対象として—

5.1 はじめに

本章では前章までの検討の応用として実音場を対象とした検討を行う。ピアノ練習室を対象とし、インパルス応答測定により音場を把握する。次に波動数値解析を用いて、実測では把握が困難である室仕様が音場に及ぼしている影響についての詳細な検討を行う。特に、柱・梁・家具（ピアノ、楽譜棚）が音場に与える影響、また吸音材の適切な配置位置に関する検討を行う。

吸音に関しては、特定の周波数を吸音することでモードの影響を緩和することができるが、小空間音場でモードの制御のために求められる低周波数域の吸音は容易でない。吸音材は一般に多孔質型、板振動型、共鳴器型の3種に大別できる。共鳴器型、板振動型の吸音材は低周波数域が有効であるが幅広い周波数帯域には効果が低い。また多孔質型を用いる場合には壁から対象波長の $1/4$ の位置に設置することで大きな吸音効果を得られるが、吸音材を特に厚くするか空気層を設ける必要があり、小空間に利用することは容易ではない。従って、板材の両面にグラスウールを貼り付けたサウンドトラップ (bass trap) と呼ばれるハイブリッドな吸音構造も実用されているが、音響に特別の配慮を払うべき専門的な室以外では用いられることは少ない。

また、吸音材の配置方法に関しては、全てのモードで腹となる室隅に配置することで周波数応答が平坦になることが数値解析による検討を通して示唆されている [41]。また、音場の拡散性という観点からは吸音材を壁面全域に均等配置することが望ましいとされるが、受聴位置が壁面に近い小空間では特定の壁面からの反射音の影響が大きいため、インピーダンスの違いによる回折等の影響が懸念される。本検討では室モードに着目し、その腹・節となる位置に吸音材を配置することによる小空間音場への影響に関して検討を

行う。

5.2 インパルス応答測定

5.2.1 検討方法

対象室においてインパルス応答を測定する。ピアノ、楽譜棚を有する対象室形状を Fig. 5.1 に示す。尚、この図は後に行う数値解析のためのモデル図であるため参考までに留める（寸法は最大で 7 cm 弱のモデル化誤差があり、またピアノの曲線は直線で近似してある）。

測定には相反則を用い、音源をピアニストの頭部位置（高さ 1.3m）に設置し、受音点をピアノの上下近傍 1 cm の位置に各 3 点設置した。音源と受音点の設置例を Fig. 5.2 に示す。

■測定手順 音源として、1 2 面体スピーカーから Lin-TSP 信号を放射した（サンプリング周波数: 48 kHz, 次数: 17, インパルス応答: 2.73 s, 同期加算回数: 5 回）。受音点で得られた応答に逆 TSP を畳み込み、インパルス応答を得た。

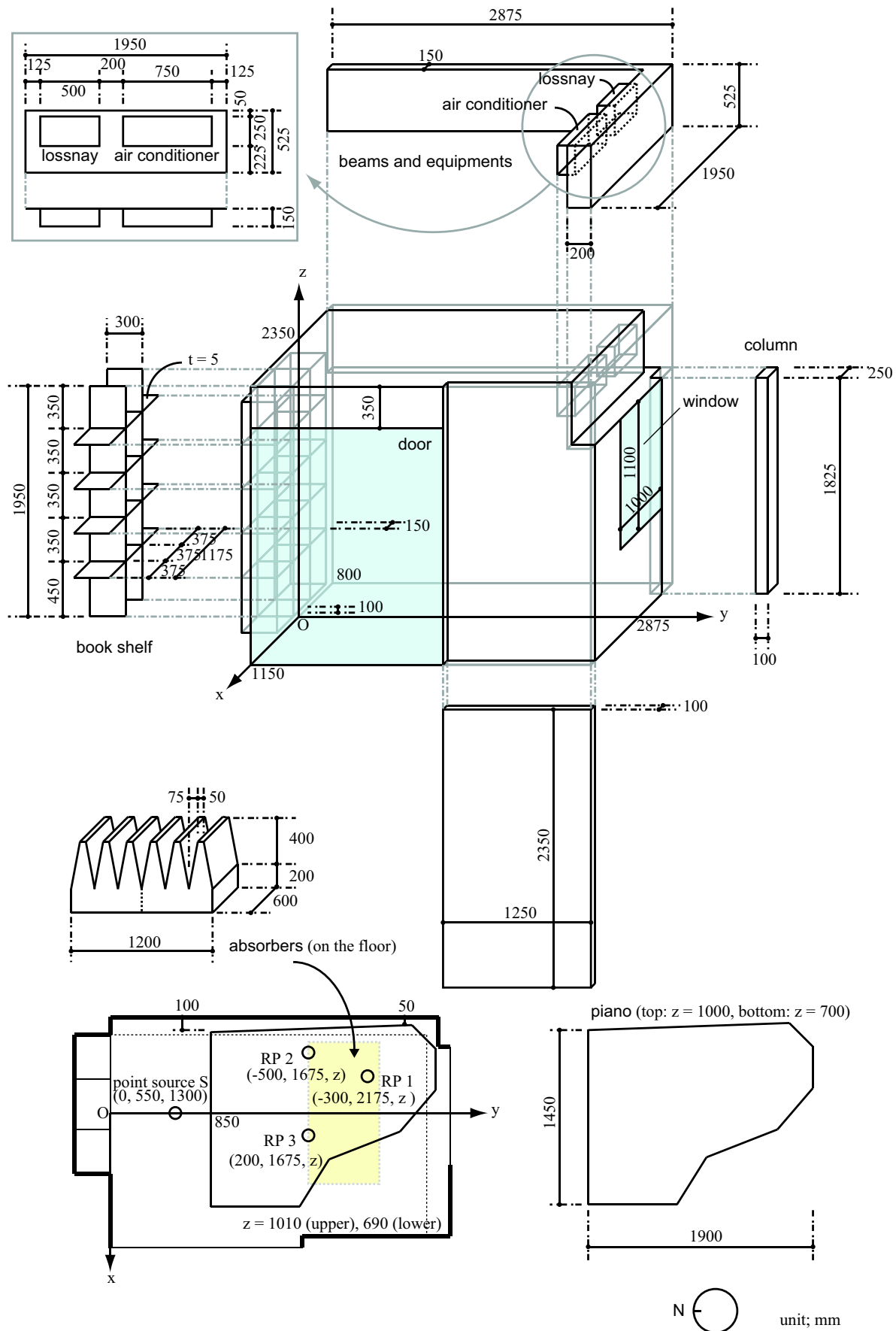


Fig. 5.1 The analysis model with a piano and absorbers.



Fig. 5.2 Speaker and microphone for measurement.



Fig. 5.3 Absorbing materials under the piano.



Fig. 5.4 Music books in the shelf.

■測定条件 基本条件 (no) に対し, 吸音材 (PET 不織布製, 30 K) を配置したもの (abs, Fig. 5.3), 及び楽譜棚に楽譜を収納したもの (book, Fig. 5.4) の3条件を設定した.

■測定系統 測定系統図を Fig. 5.5 に示す.

測定に用いた機材を以下に列挙する.

- 音源系: 1 2 面体スピーカー (Brüel & Kjær, 4296), 三脚 (Brüel & Kjær, KE-0364), パワーアンプ (Brüel & Kjær, 2716), 測定用 PC (Dell, Latitude C400), ドッキングステーション (Dell, C-Dock II), その他ケーブル・コネクタ類
- 受音系: 騒音計 (ONO SOKKI, LA-1350), マイクスタンド, BNC マイク延長コード, その他ケーブル・コネクタ類
- その他: テープ, 巻尺, カメラ, 温湿度計, 墨出し機,

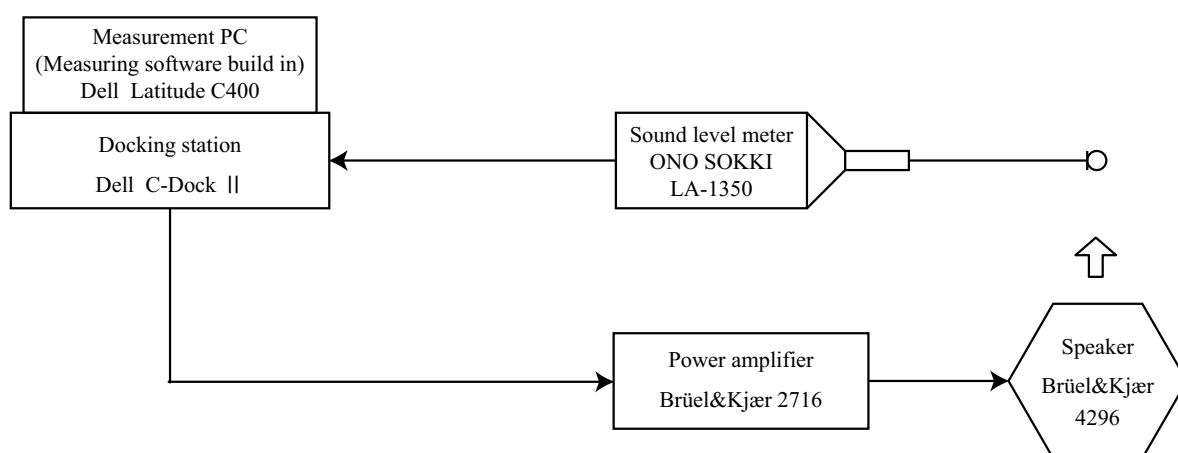


Fig. 5.5 The measurement system for impulse response.

5.2.2 結果と考察

周波数応答関数

周波数応答関数を Fig. 5.6 に示す。また、1 オクターブバンド値を Fig. 5.7 に 1/3 オクターブバンド値を Fig. 5.8 に示す。

受音点位置の影響を断面方向（ピアノ上部，下部）で比較すると下部では概ね 200 Hz 以下の低域で持ち上がり，200 Hz 以上では下がっている傾向がある。これはこの室がピアノにより断面方向に分割されたような室であるため，それぞれの領域で鉛直方向に関係する固有振動数が異なることと関係するものと考えられる。

また，平面方向で比較すると，150 Hz 以上では概ね同様の傾向が見られるが，それ以下の周波数域に見られるディップの位置が受音点位置により異なっている。これはピアノの上部での応答と下部でのそれとで同様の傾向であるため，水平面内のモードの影響であると考えられる。また，マイク位置の僅かなずれが低周波数域のディップの位置に影響を及ぼしている可能性もある。

吸音材，楽譜を配置することによる影響は，広帯域でピーク・ディップの位置や程度に見られるが，その良否は言えない。

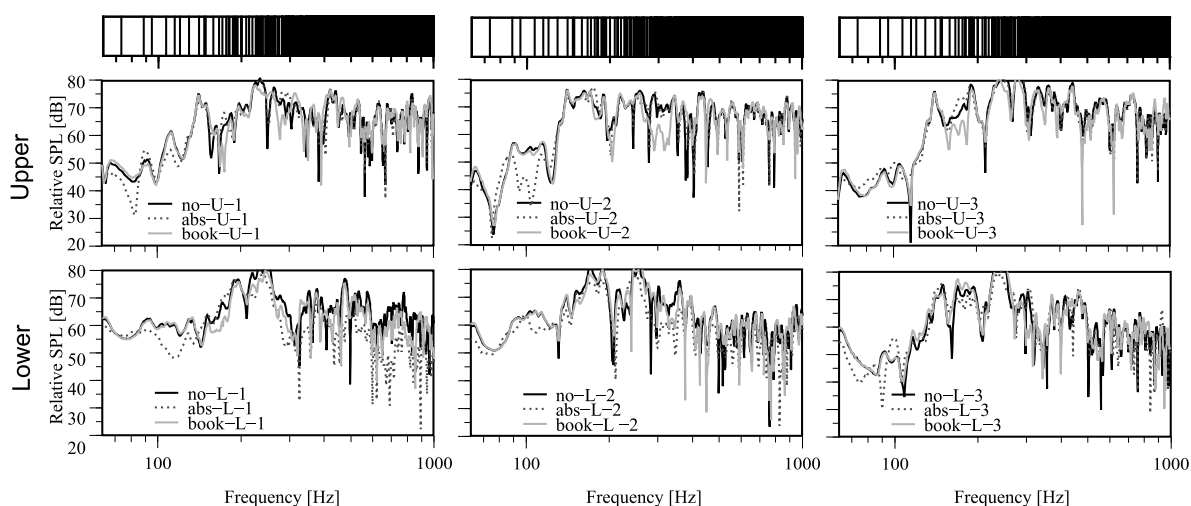


Fig. 5.6 Comparison of frequency responses on sound field condition (single frequency).

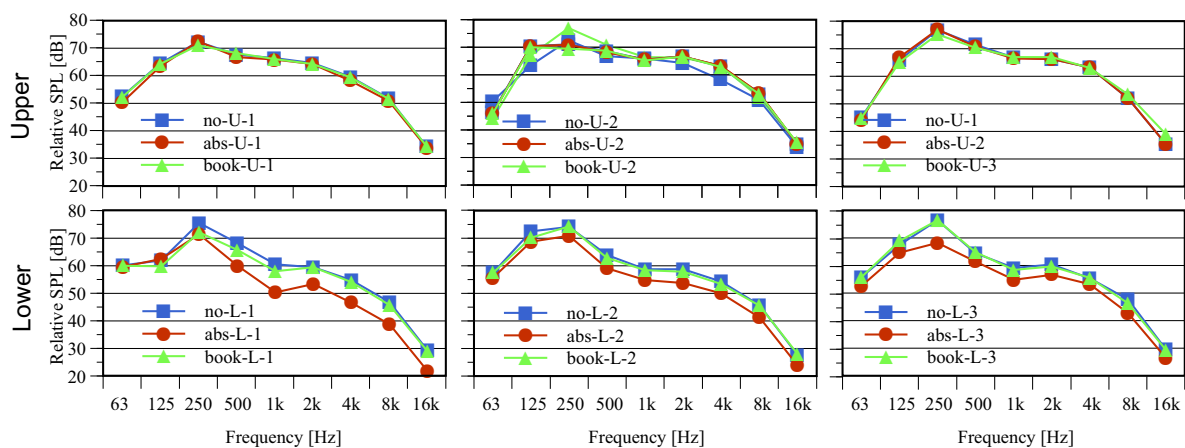


Fig. 5.7 Comparison of frequency responses on sound field condition (1 oct. band).

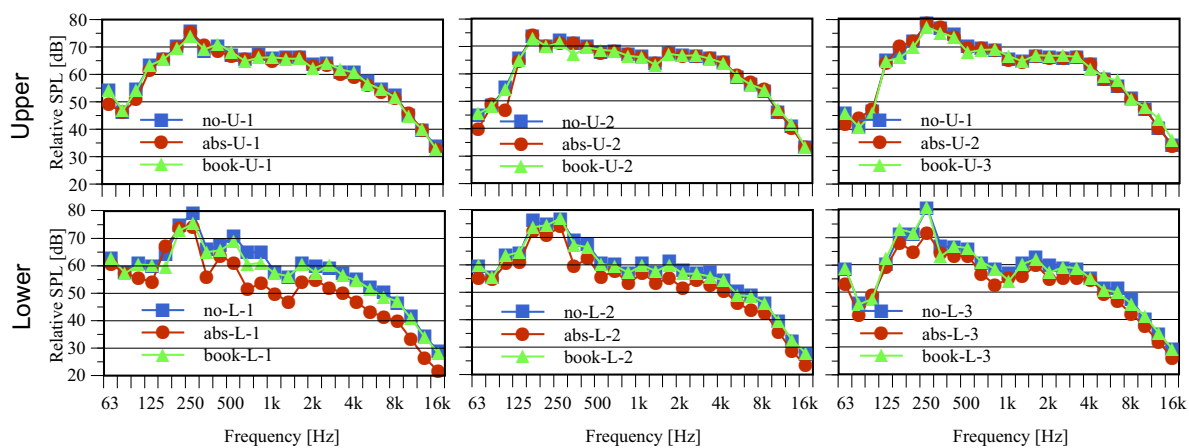


Fig. 5.8 Comparison of frequency responses on sound field condition (1/3 oct. band).

時間周波数分析

インパルス応答からランニングスペクトル（ハニング窓：100 ms，オーバーラップ率：75%）を算出した．時間分解能は 25 ms，周波数分解能は 10 Hz である．

受音位置 1 におけるランニングスペクトルとインパルス応答波形を Fig. 5.9 に示す．

上部受音点に関しては，基本形状（no）では 150 Hz 付近が長い残響となっているが，吸音材配置（abs）によって減衰が速やかになる．楽譜配置による影響は小さい．

下部受音点に関しては，基本形状では，200 Hz 付近の減衰が非常に緩慢となっており，吸音材配置による改善は見られない．また，楽譜配置ではこの現象を助長しているように見える．この現象はピアノ響板が音響加振され音響エネルギーを再放射することによる影響であると推察される．

次に受音位置 2，3 における結果を Fig. 5.10，5.11 に示す．概ね受音位置 1 と同様の傾向である．

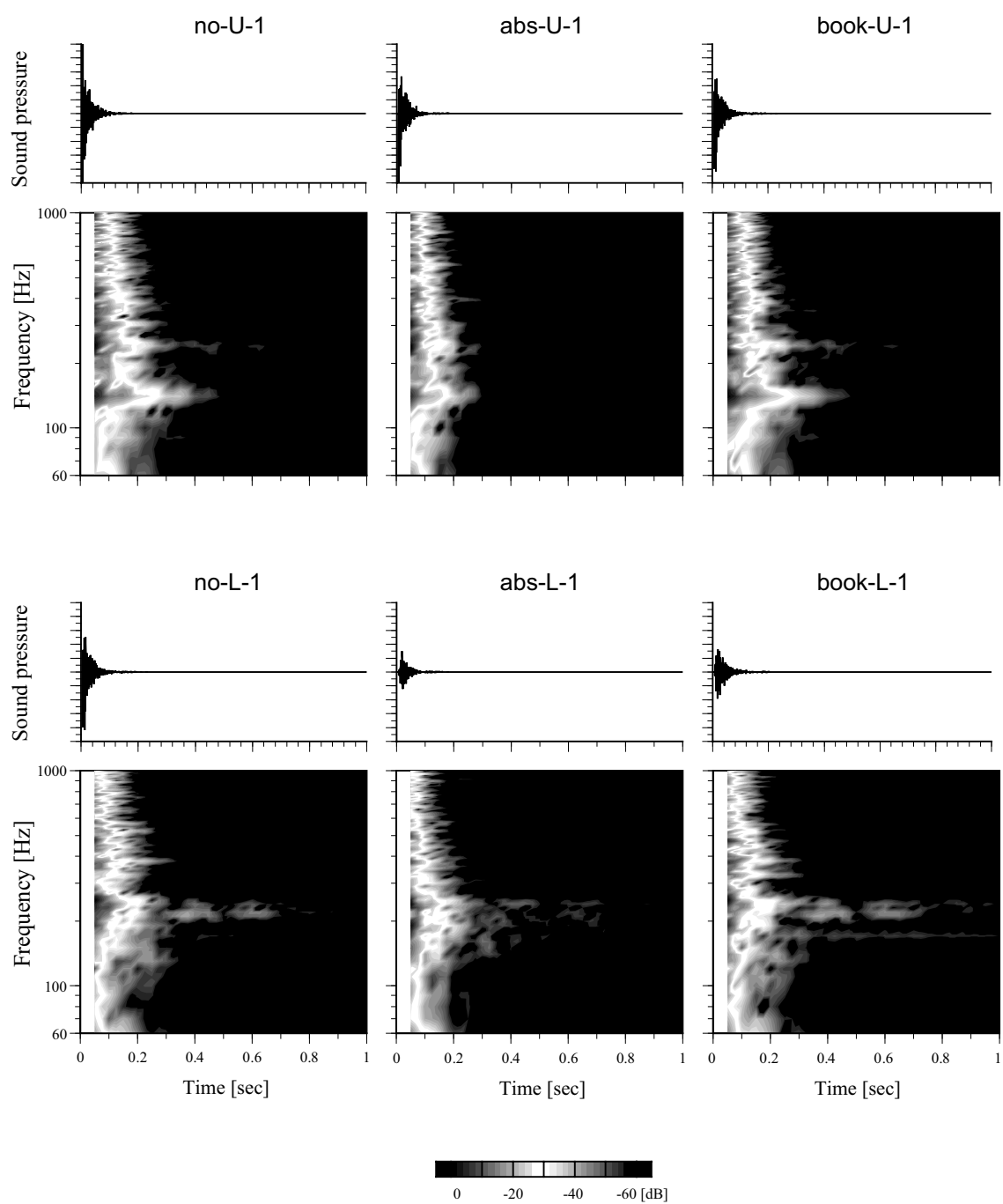


Fig. 5.9 Spectrogram and impulse response at receiving point 1.

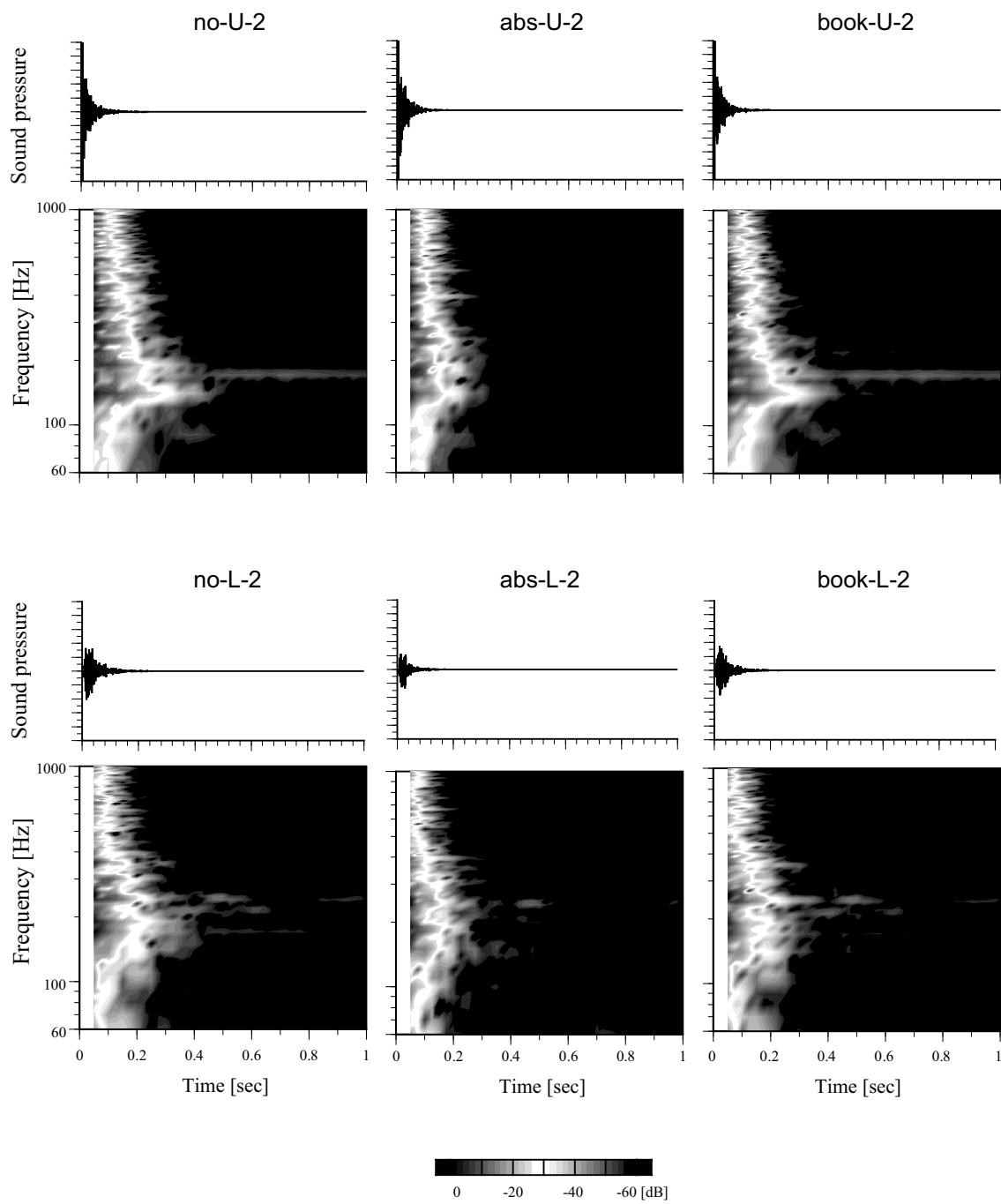


Fig. 5.10 Spectrogram and impulse response at receiving point 2.

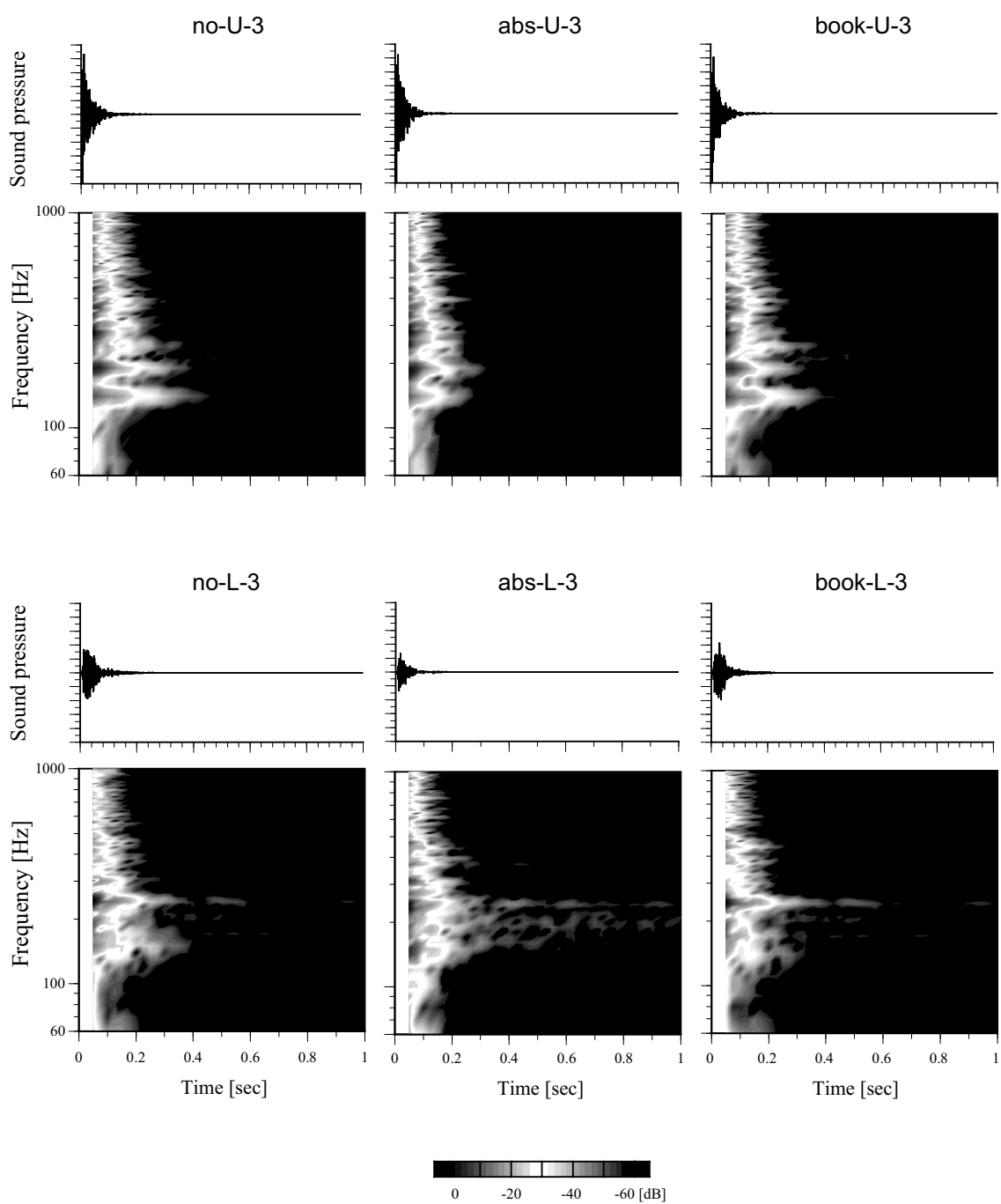


Fig. 5.11 Spectrogram and impulse response on receiving point 3.

残響減衰性状

残響時間を Fig. 5.12 に示す.

残響減衰曲線を受音点毎に Fig. 5.13, 5.14, 5.15, 5.16, 5.17, 5.17 に示す.

500 Hz 帯域の平均値は no で 0.27, abs で 0.22, book で 0.26 s であった. 受音点, ケースによらず, 低周波数域の残響時間が長い. 特に, 基本形状の 125 Hz 帯域では顕著であるが, 吸音材を配置することで改善される. 吸音材配置による影響は低周波数域で顕著であるが, 高周波数域ではあまり見られない. これは基本形状では高周波数域の吸音は十分なされているためであると考えられる. 受音位置による差はあまり見られない.

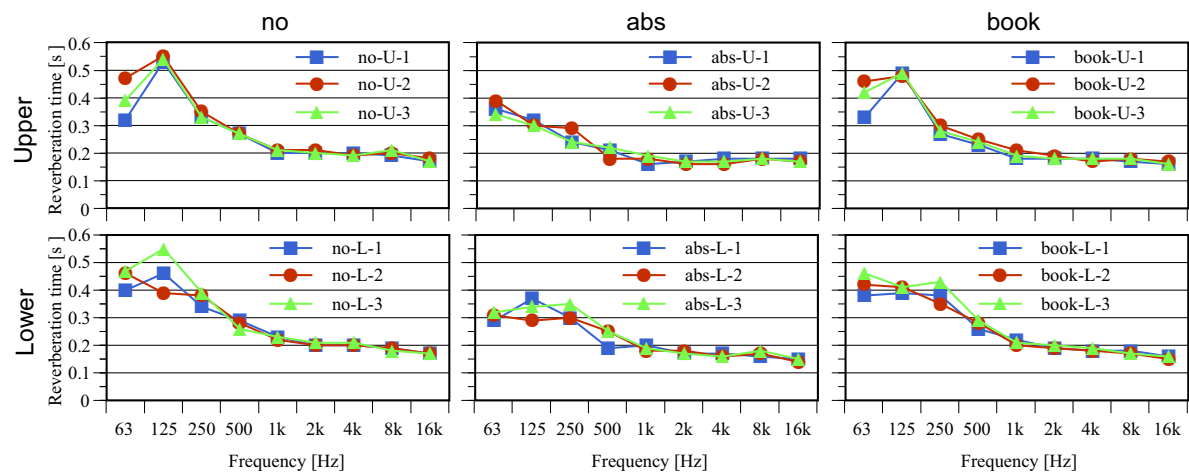


Fig. 5.12 Comparison of reverberation times on sound field condition.

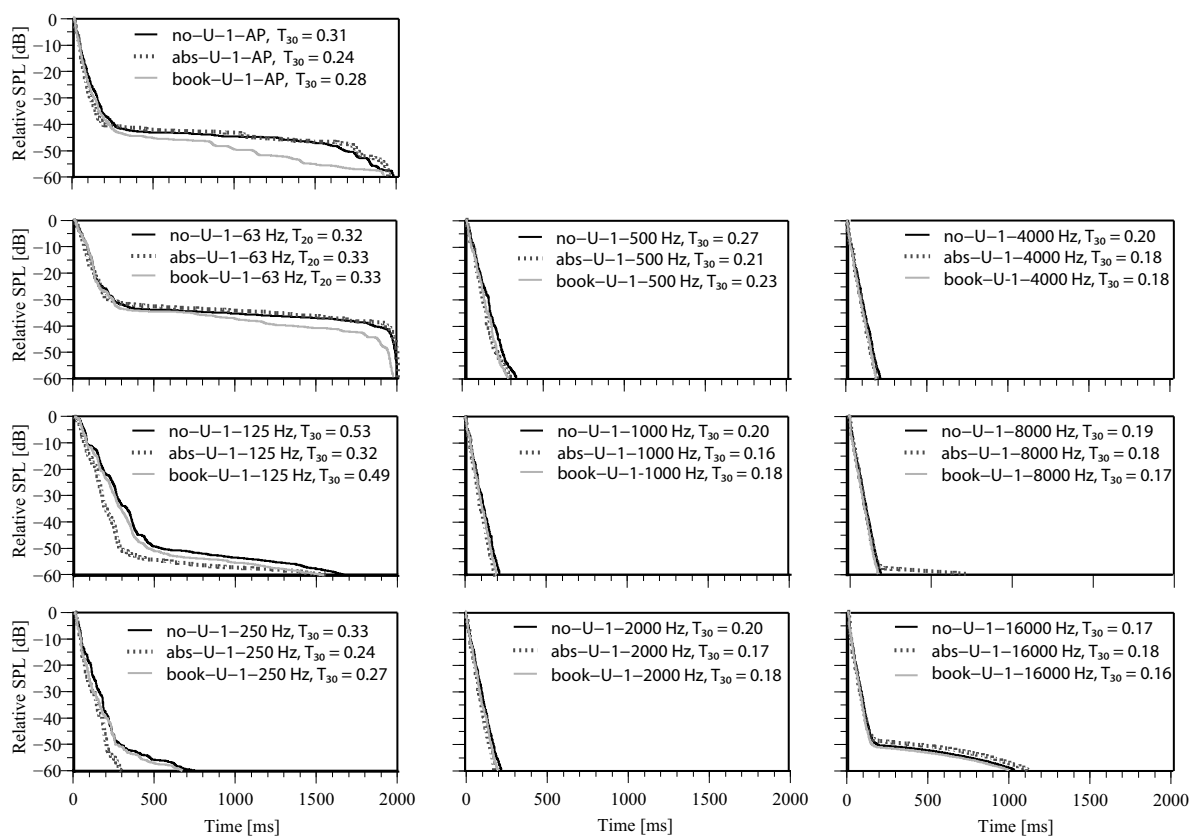


Fig. 5.13 Comparison of decay curves on sound field condition (U-1).

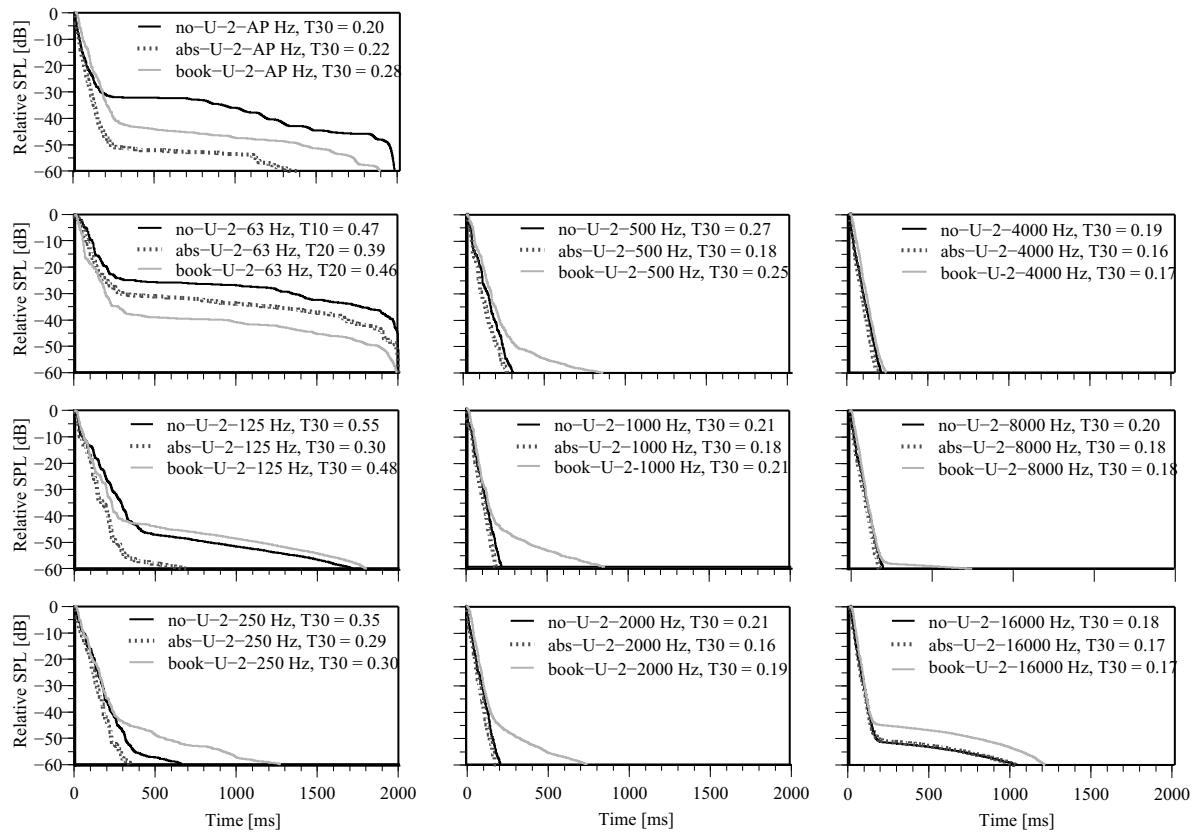


Fig. 5.14 Comparison of decay curves on sound field condition (U-2).

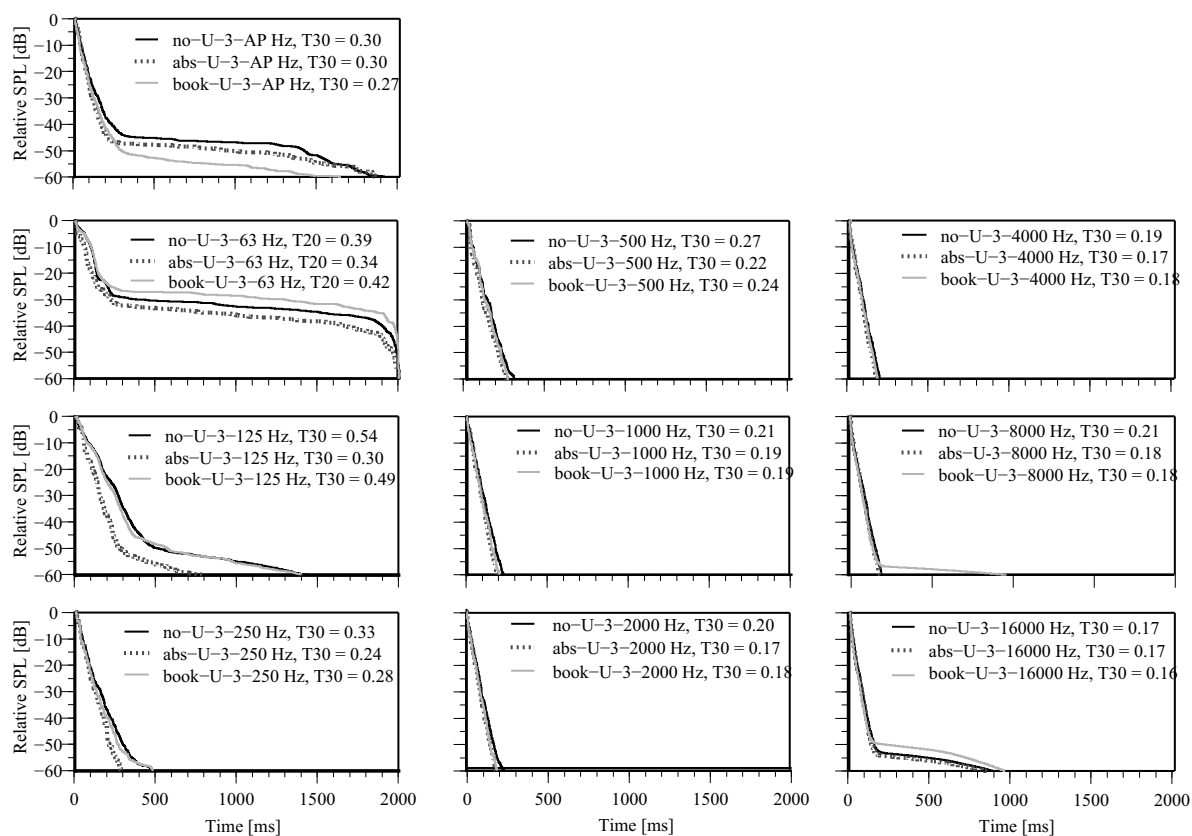


Fig. 5.15 Comparison of decay curves on sound field condition (U-3).

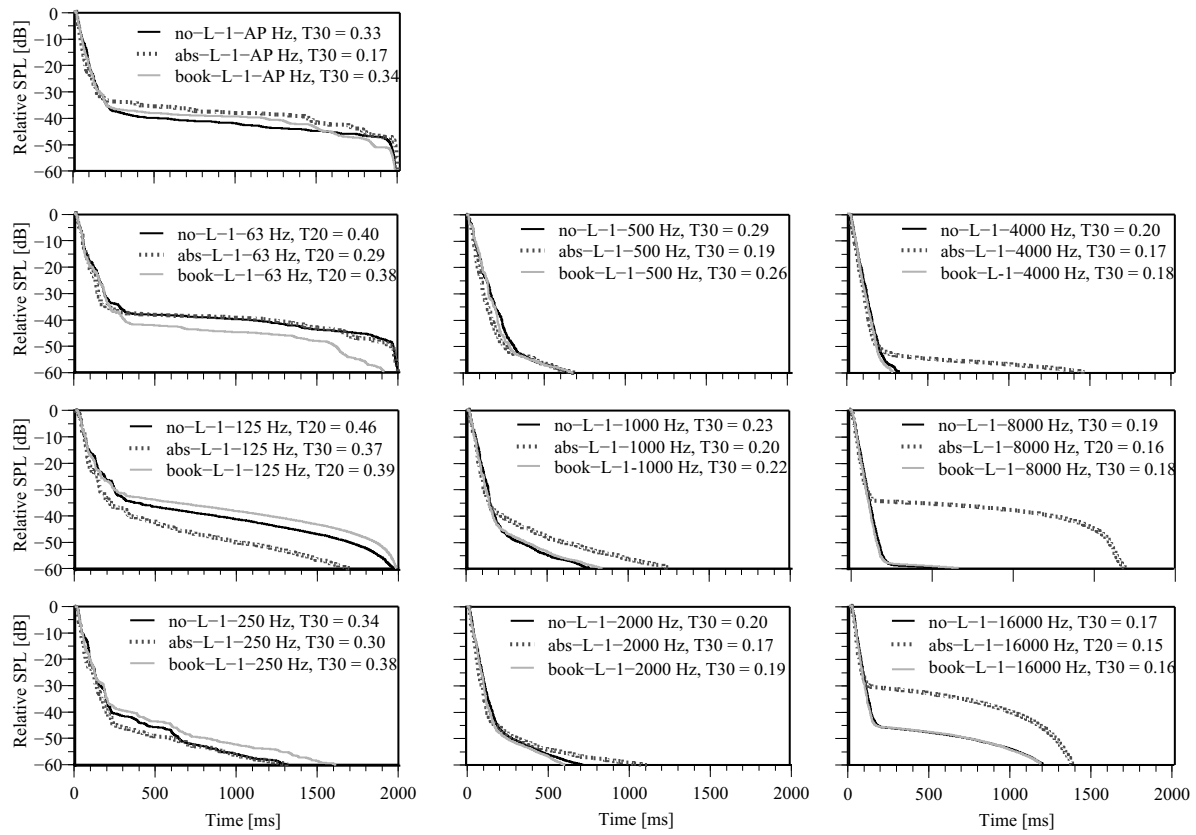


Fig. 5.16 Comparison of decay curves on sound field condition (L-1).

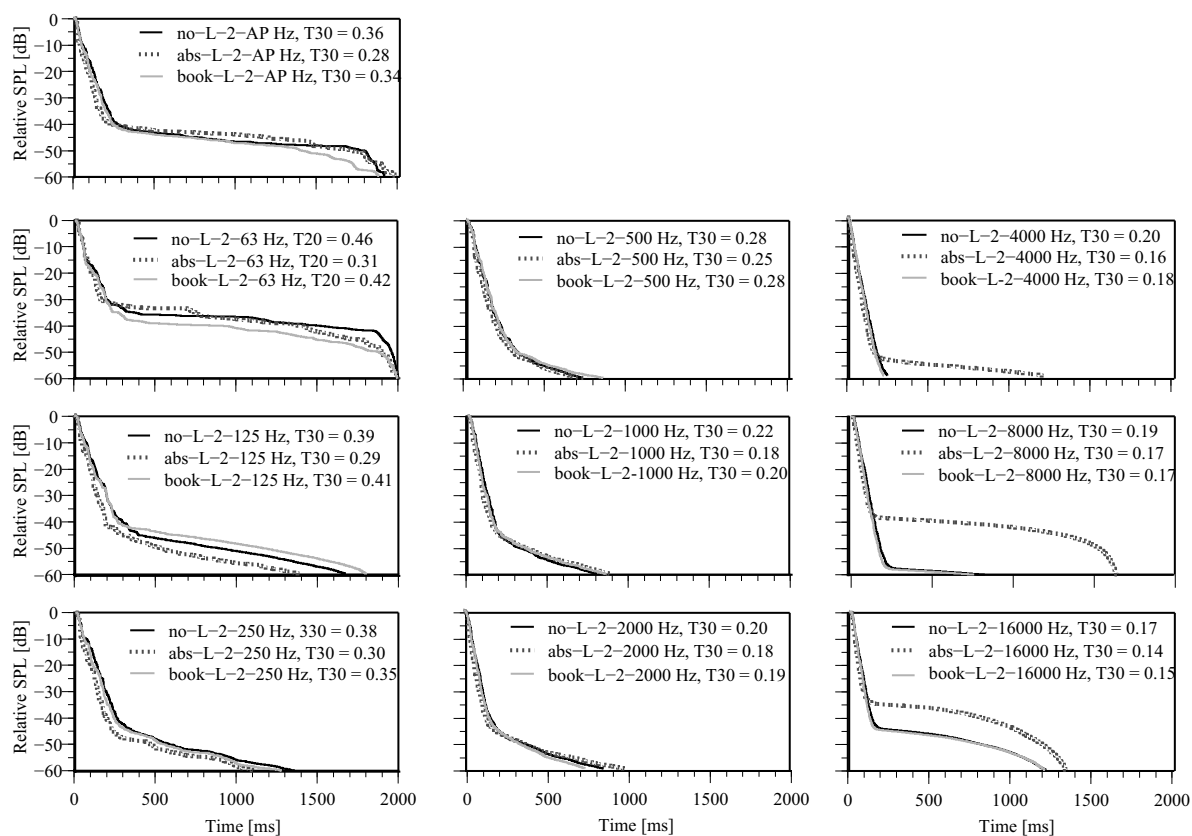


Fig. 5.17 Comparison of decay curves on sound field condition (L-2).

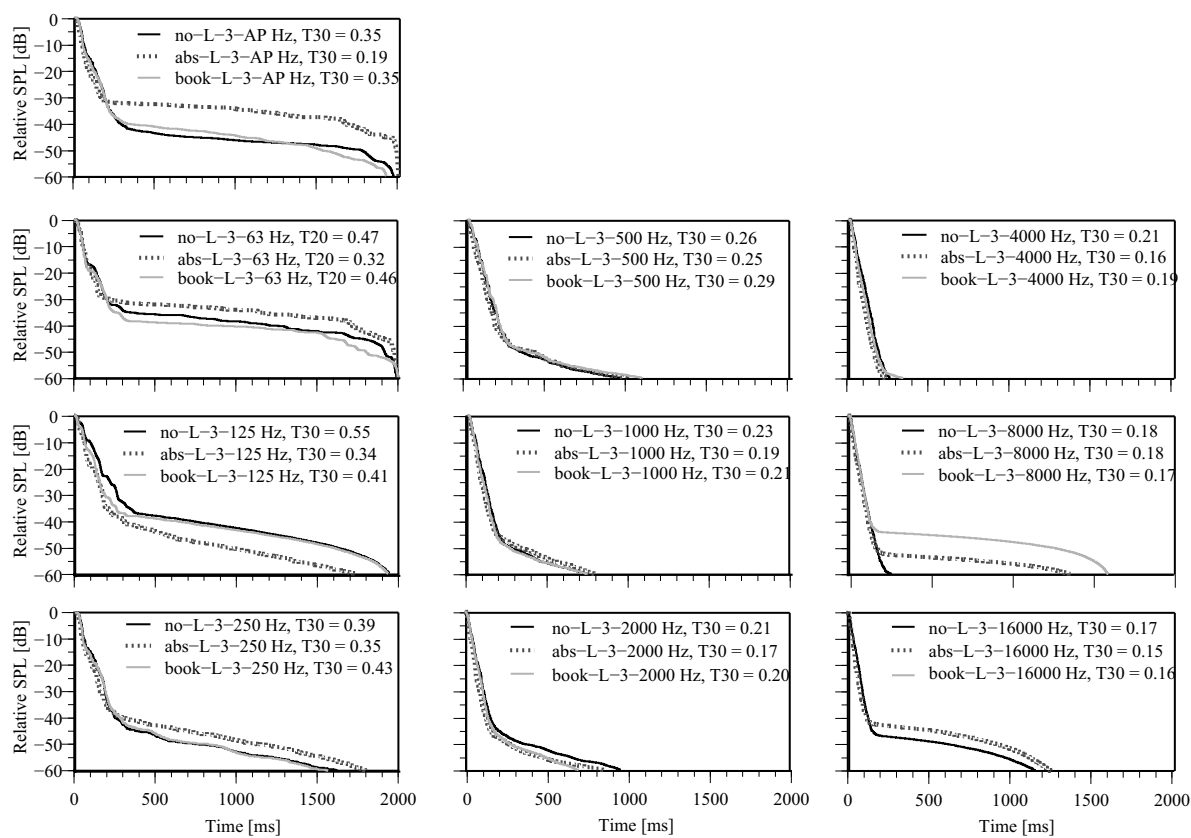


Fig. 5.18 Comparison of decay curves on sound field condition (L-3).

5.3 波動数値解析

5.3.1 検討方法

前節では実音場を対象とした音響測定を通して、音場の把握、及び吸音材等の配置の影響を観察した。本節では、同音場を対象として、実音場では検討することのできない室仕様の変更による音場の影響を検討する。評価は周波数応答関数による。尚、楽譜棚に楽譜を収納した条件は実測により影響の小ささが認められたため、本節では検討の対象とはしない。本節での検討ケースを以下に列挙する。all に関しては XY 平面内で重み付けをして no と容積を等しくした。

- 基本形状 (no) : Fig. 5.1, 5.19
- 柱・梁・家具の影響
 - 柱・梁無し (cb) : Fig. 5.20
 - ピアノ無し (piano) : Fig. 5.21
 - 楽譜棚無し (shelf) : Fig. 5.22
 - 以上の全て無し (all) : Fig. 5.23
- 吸音材の影響
 - 実測位置 (abs_center) : Fig. 5.24
 - 室隅配置 (abs_corner) : Fig. 5.25

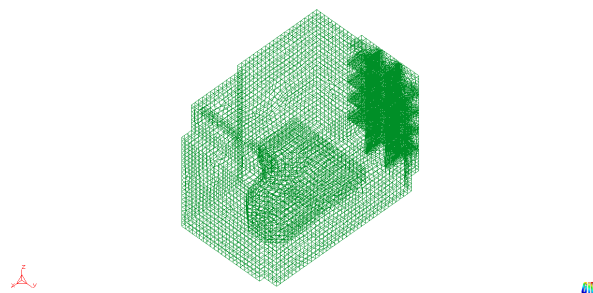


Fig. 5.19 The mesh for calculation (no).

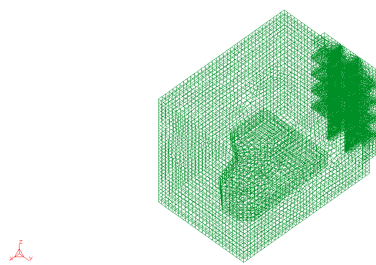


Fig. 5.20 The mesh for calculation (cb)

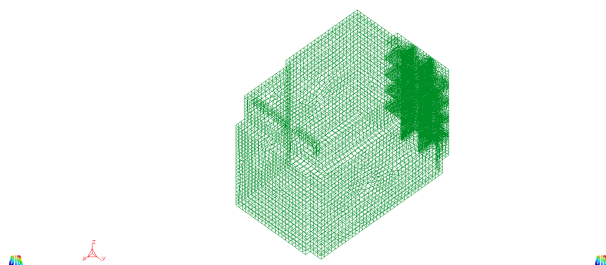


Fig. 5.21 The mesh for calculation (piano).

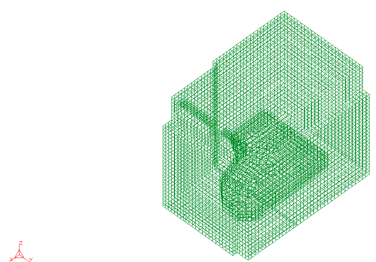


Fig. 5.22 The mesh for calculation (shelf)

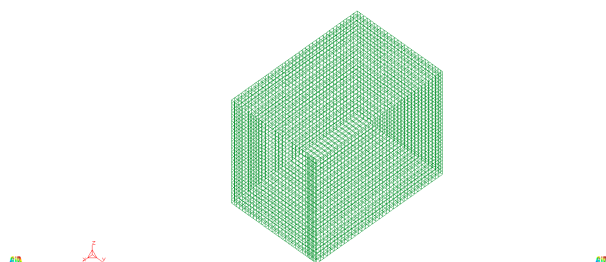


Fig. 5.23 The mesh for calculation (all).

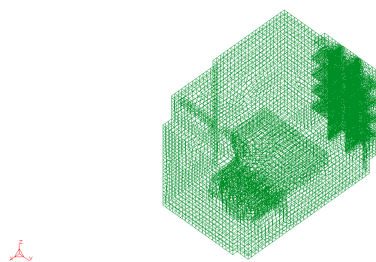


Fig. 5.24 The mesh for calculation (abs_center).

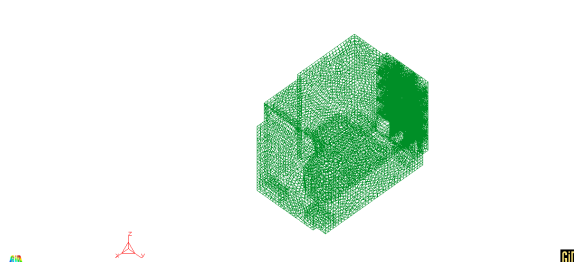


Fig. 5.25 The mesh for calculation (abs_corner)

計算には高速多重極 BEM を用いて 124-500 Hz の応答を 2 Hz 毎に算出した。境界要素には四角形要素を用い、1 辺の長さを波長の 1/6 以下とした。尚、棚板、吸音材上表面等はその最小幅よりも小さくした。音源は点音源とし、実測同様にピアニストの頭部に設置した。受音点は実測と同様に 6 点設定した。室の境界条件は、実測の残響時間から逆算した平均吸音率と概ね合致するように、諸文献 [25, 52, 79, 90, 91, 98] の残響室法吸音率等を参考に Table 5.1 の値に決定した。但し、63 Hz 帯域の値は文献値が存在しないため Lagrange 補間多項式を用いて外挿した。計算には吸音率相当の実音響インピーダンスを 1 オクターブバンド内で一様に与えた。

Table 5.1 Absorption coefficients in this analysis.

部位	材料	63 ^{*1}	125	250	500	1k	2k	4k
壁面 (東)	密度 96 kg/m ³ , 厚さ 25 mm, 背後空気層 25 mm, N.R.C. = 0.88 [25] ^{*2}	0.01	0.10	0.30	0.70	0.80	0.90	1.00
壁面 (他)	プラスター, 天井, t = 30 mm, 照明器具と換気口を含む [52]	0.15	0.14	0.12	0.08	0.06	0.06	0.04
柱・梁	プラスター, 天井, t = 30 mm, 照明器具と換気口を含む [52]	0.15	0.14	0.12	0.08	0.06	0.06	0.04
天井	ロックウール化粧吸音版 (石膏ボード捨張り工法) 12 mm [90] ^{*2}	0.17	0.15	0.15	0.25	0.60	0.70	0.70
床	檜フローリング [91]	0.09	0.10	0.11	0.10	0.07	0.06	0.07
楽譜棚 (北壁)	プラスター, 天井, t = 30 mm, 照明器具と換気口を含む [52]	0.15	0.14	0.12	0.08	0.06	0.06	0.04
楽譜棚 (他)	合板 15 mm, 空気層 180 mm [91]	0.08	0.10	0.11	0.07	0.06	0.06	0.06
ピアノ	合板 15 mm, 空気層 180 mm [91]	0.08	0.10	0.11	0.07	0.06	0.06	0.06
設備	床プラスチックタイル張り [79]	0.00	0.01	0.02	0.02	0.02	0.03	0.04
開口部	ガラス (大版) [90]	0.28	0.18	0.06	0.04	0.03	0.02	0.02

^{*1} Lagrange 多項式による外挿値

^{*2} 参考文献等を元に独自に設定

5.3.2 吸音材流れ抵抗推定

吸音材を含む室内を高精度に解析するために、通常の空気を媒質とした音場と、空気とは異なるエネルギー減衰をする多孔質材内部音場を領域分割法による連成計算を行う [53]。

本検討では、Miki の式 [28, 29] を用いて流れ抵抗から実効密度と実効音速を算出し吸音材の解析に用いることを想定している。用いる吸音材 (PET 不織布製, 30 K, Fig. 5.26) の流れ抵抗推定のため、無響室内に吸音材とスピーカー、PU プローブ (Microflown 社製, Fig. 5.27) を Fig. 5.28 に示すように配置し、実測と数値解析を行った。

吸音材の向きを変え、Fig. 5.26 に示す 4 通りの配置で PU プローブにより音圧と粒子速度を同時測定し、表面インピーダンスを算出した。算出時の設定は、サンプリング周波数: 25.6 kHz, サンプル点数: 8192, オーバーラップ率: 50%, 同期加算回数: 30 回, 周波数レンジ: 10 kHz, 周波数刻み: 3.125 Hz とした。尚、同時に空気インピーダンスを測

定し，R. Lanoye [20] が示す方法で補正係数を求め，それを用いて各ケースでの測定値を補正した．また，算出した表面インピーダンスを 21 点で中心化移動平均した．

同様の条件（但し場は自由音場，音源は点音源）にて，仮の流れ抵抗を複数設定して自由空間-吸音体内部の連成解析を領域分割法（従来型 BEM）にて行い，125, 250, 500 Hz の表面インピーダンスを算出した後，実測結果と比較した．各 Case の表面インピーダンス比及び吸音率の実測値と計算値を Fig. 5.29 に示す．

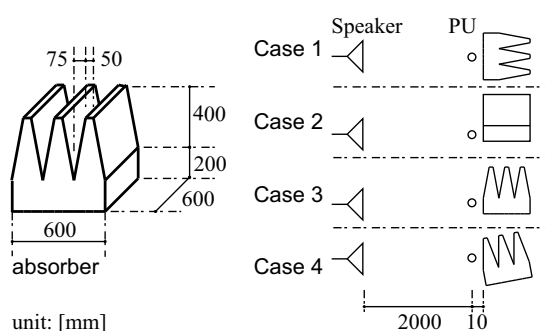


Fig. 5.26 A sound absorber and four cases of arrangement of the absorber, a speaker, and a PU probe.



Fig. 5.27 The sound particle velocity probe for measurement (source: Microflow Technologies HP).

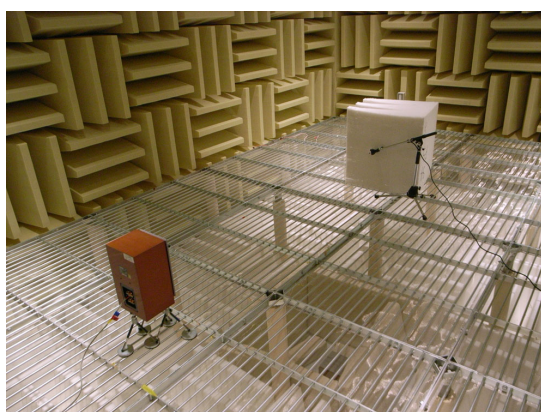


Fig. 5.28 A scene of measuring of the absorber's surface impedance in anechoic chamber.

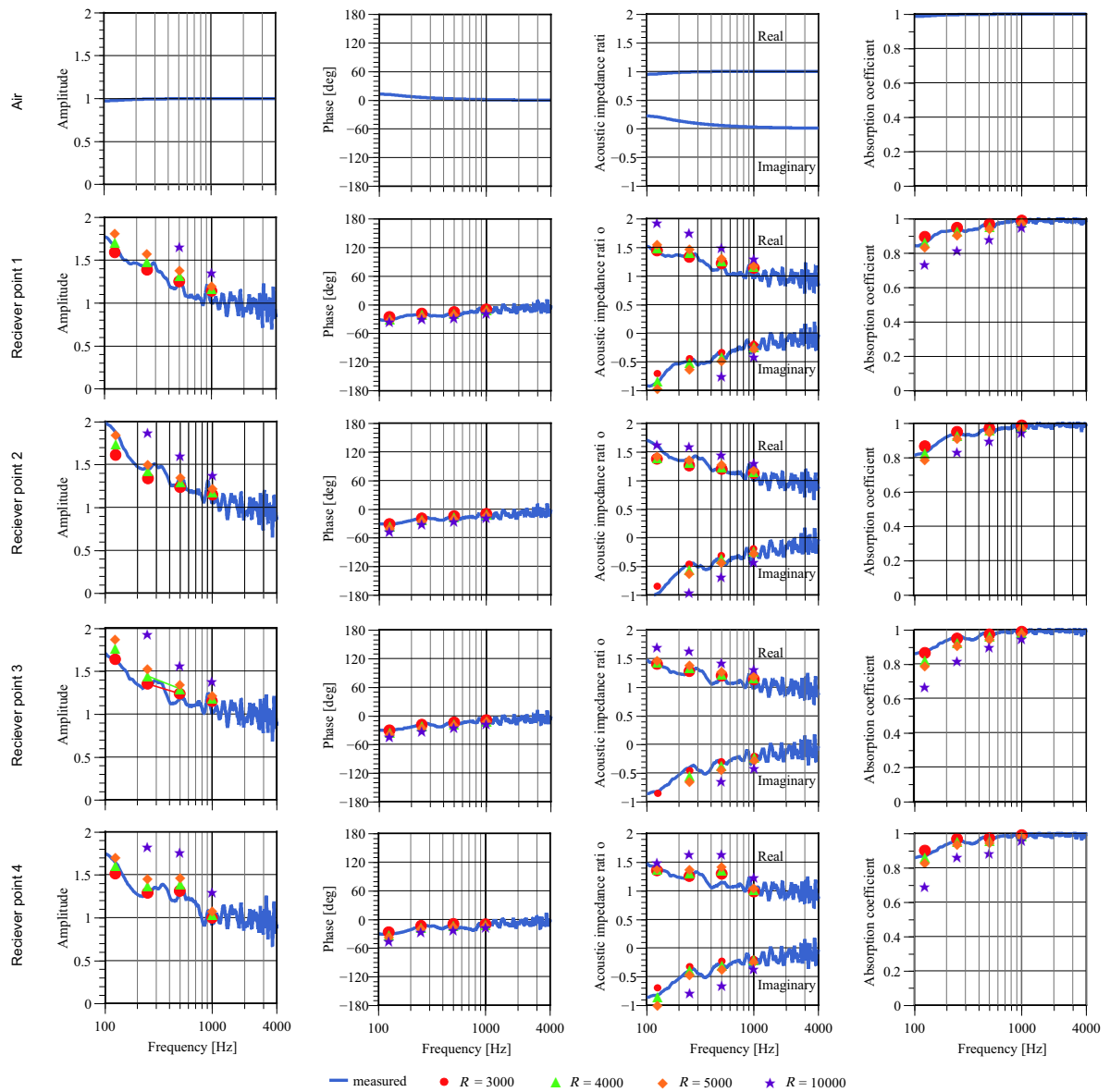


Fig. 5.29 Measured and calculated surface impedance ratio.

吸音率、及び表面インピーダンス比の実部と虚部について、実測値と計算値の周波数毎の相対誤差 E_f の合計 E を算出した。

$$E_f = \frac{|val_{\text{meas}} - val_{\text{calc}}|}{|val_{\text{meas}}|} \quad (5.1)$$

$$E = \sum_{f=1}^{N_f} E_f \quad (5.2)$$

$$(5.3)$$

但し、 val_{meas} : 実測値, val_{calc} : 計算値, N_f : 値を算出した周波数の数。

結果を Table 5.2, 5.3, 5.4 に示す。吸音率の結果に着目すると、Case 3 のみを除く 3 ケースでは $R = 4000 \text{ [N} \cdot \text{s/m}^4]$ の場合に最もよく一致しているため、以降の検討では $R = 4000 \text{ [N} \cdot \text{s/m}^4]$ を用いることとした。尚、吸音率以外の値に関しても概ね同様の傾向を示したが、実測値と計算値が最もよく一致する流れ抵抗値が実部と虚部で一致しないことがあるため、吸音率によった。

Table 5.2 Total relative error in flow resistance on real part of surface impedance ratio.

R	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4
3000	0.241	0.390	0.224	0.175
4000	0.406	0.323	0.366	0.313
5000	0.564	0.311	0.495	0.442
10000	1.280	0.640	1.100	1.074

Table 5.3 Total relative error in flow resistance on imaginary part of surface impedance ratio.

R	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4
3000	0.729	0.936	0.369	0.531
4000	0.216	0.507	0.895	0.360
5000	0.658	0.678	1.584	1.068
10000	3.318	2.800	4.649	4.592

Table 5.4 Total relative error in flow resistance on absorption coefficient.

R	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4
3000	0.060	0.095	0.019	0.53
4000	0.022	0.024	0.099	0.027
5000	0.092	0.081	0.178	0.095
10000	0.395	0.407	0.491	0.424

5.3.3 結果と考察

実測との比較

基本形状 (no) の周波数応答関数について実測と波動数値解析の結果の比較を Fig. 5.30 に示す。両者の傾向は概ね似通っている。但し、音響加振により再放射をしている可能性があるピアノの響板が室に含まれているが、解析ではその現象のモデル化がなされていないため、関連する周波数に誤差が含まれている恐れがある、

吸音材配置したケース (abs) の周波数応答関数について実測と波動数値解析の結果の比較を Fig. 5.31 に示す。両者の傾向は概ね似通っている。

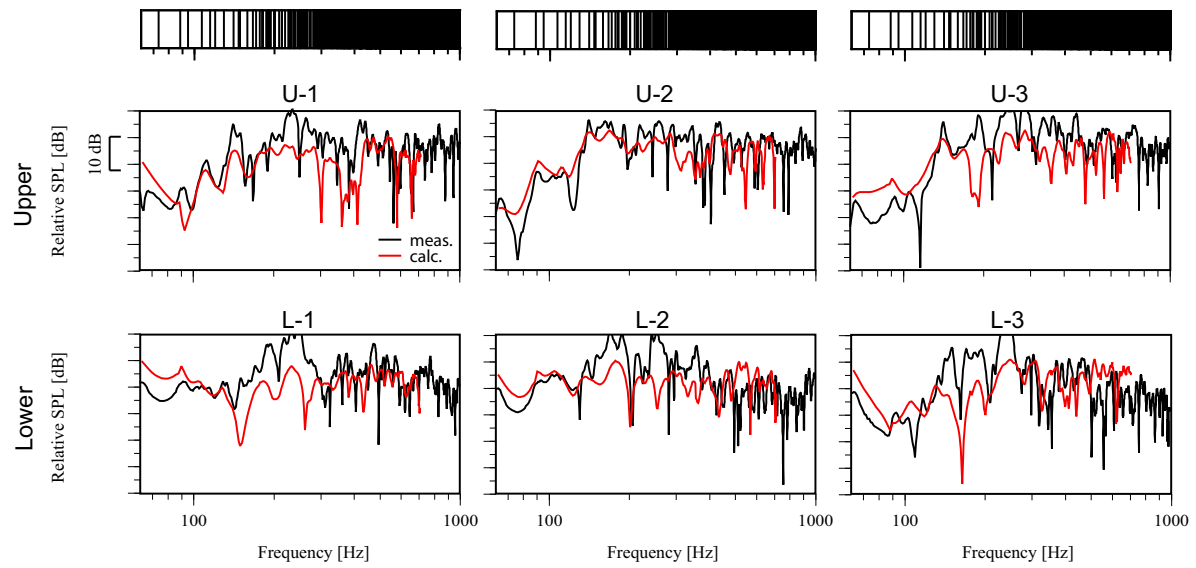


Fig. 5.30 Comparison of calculation with measurement on frequency responses (no).

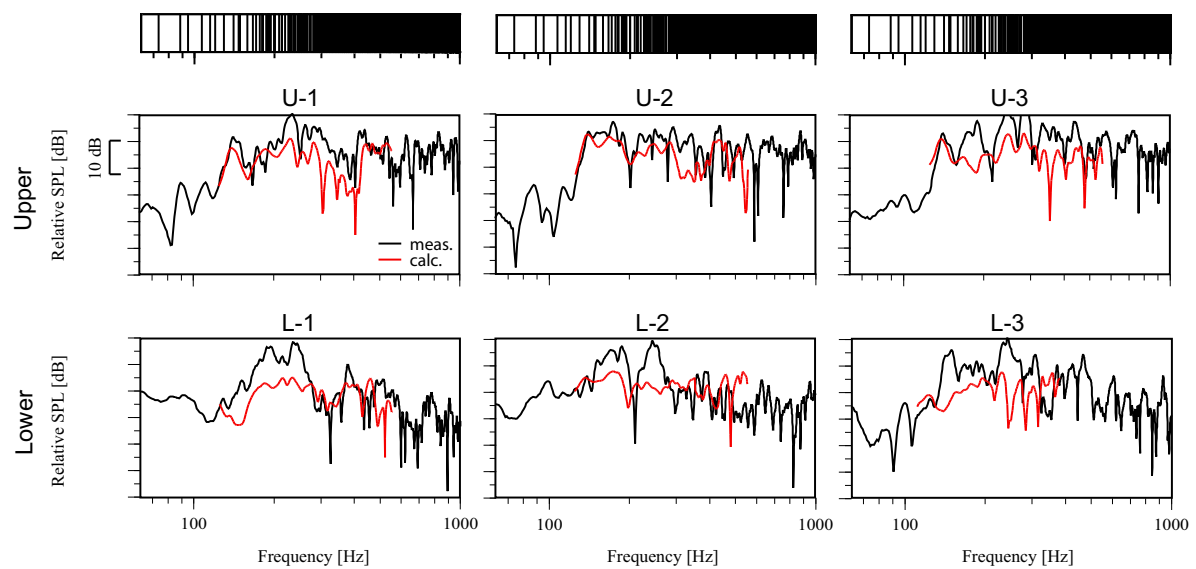


Fig. 5.31 Comparison of calculation with measurement on frequency responses (abs_center).

柱・梁・家具の影響

基本形状 (no) から柱・梁を無くした場合の周波数応答関数を Fig. 5.32 に示す。同様に楽譜棚を無くした場合の応答を Fig. 5.33 に、ピアノを無くした場合の応答を Fig. 5.34 に示す。それぞれ、低周波数域においてもピーク・ディップの位置・程度への影響が見られる。

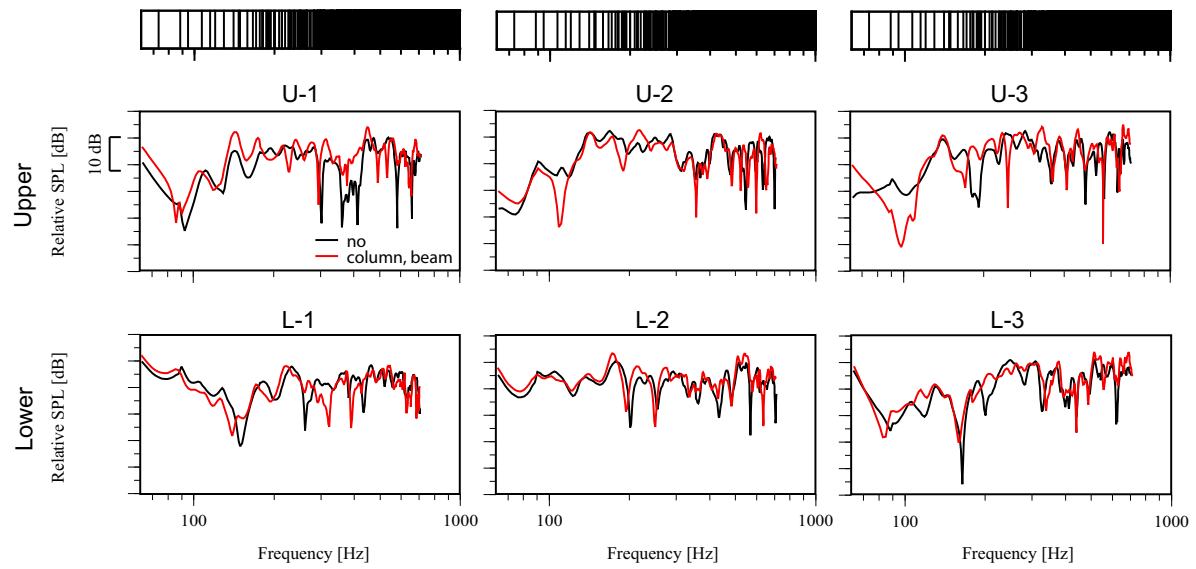


Fig. 5.32 Frequency responses of the room without column and beams (cb).

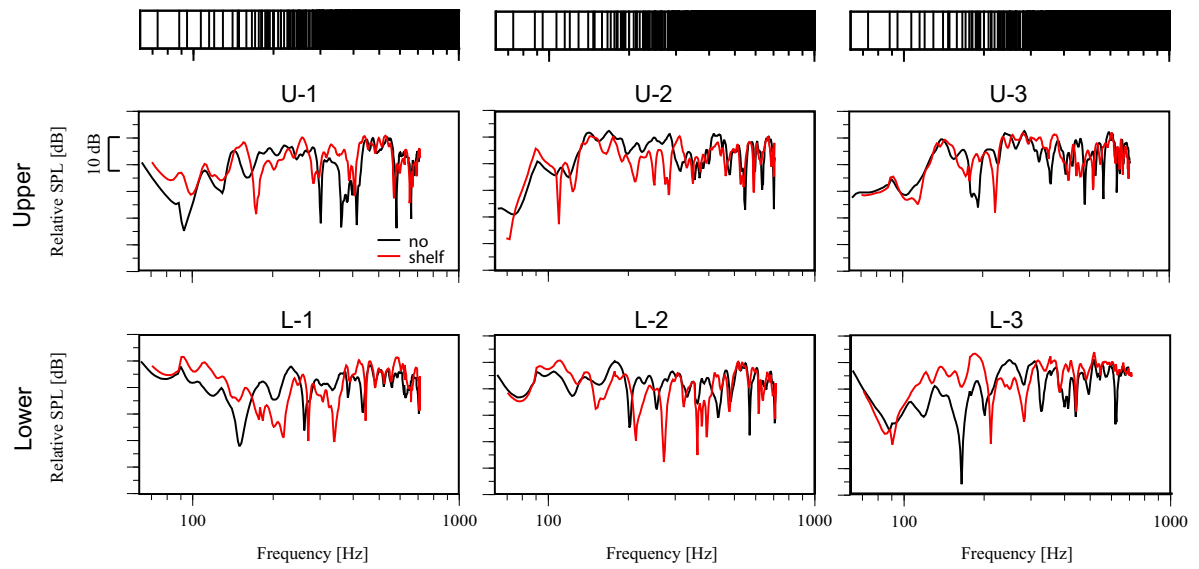


Fig. 5.33 Frequency responses of the room without shelf (shelf).

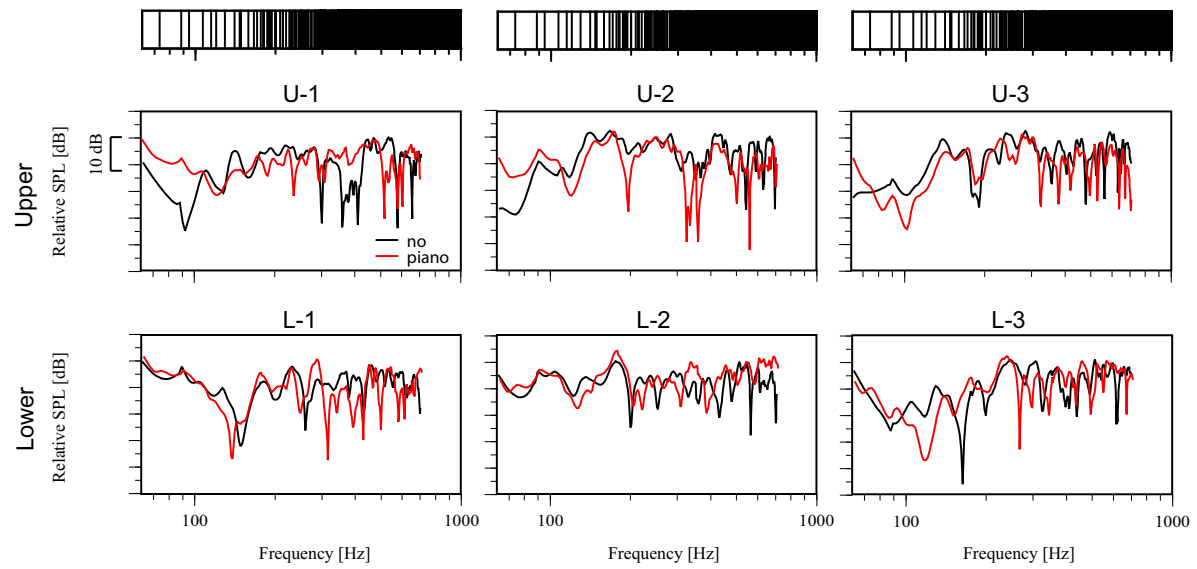


Fig. 5.34 Frequency responses of the room without piano (piano).

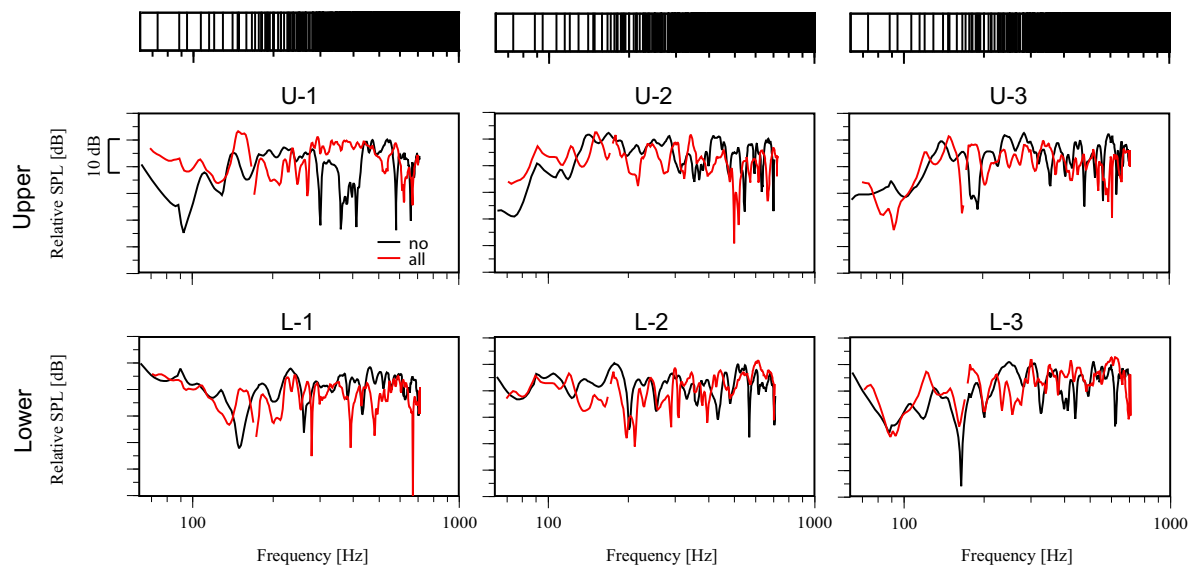


Fig. 5.35 Frequency responses of the room without piano (all).

吸音材配置の影響

全てのモードで腹となる室隅に吸音材を設置した場合の影響を検討する。総量は実測で用いた吸音材と同体積となるよう、 $0.6 \times 0.3 \times 0.3 \text{ m}^3$ の吸音材を床面四隅に配置した。結果を Fig. 5.36 に示す。

配置位置により違いがあるものの、X. Shen *et al.* [41] が示した全てのモードで腹となる室隅に吸音材を配置することで周波数応答が平坦になるというような影響は見られない。

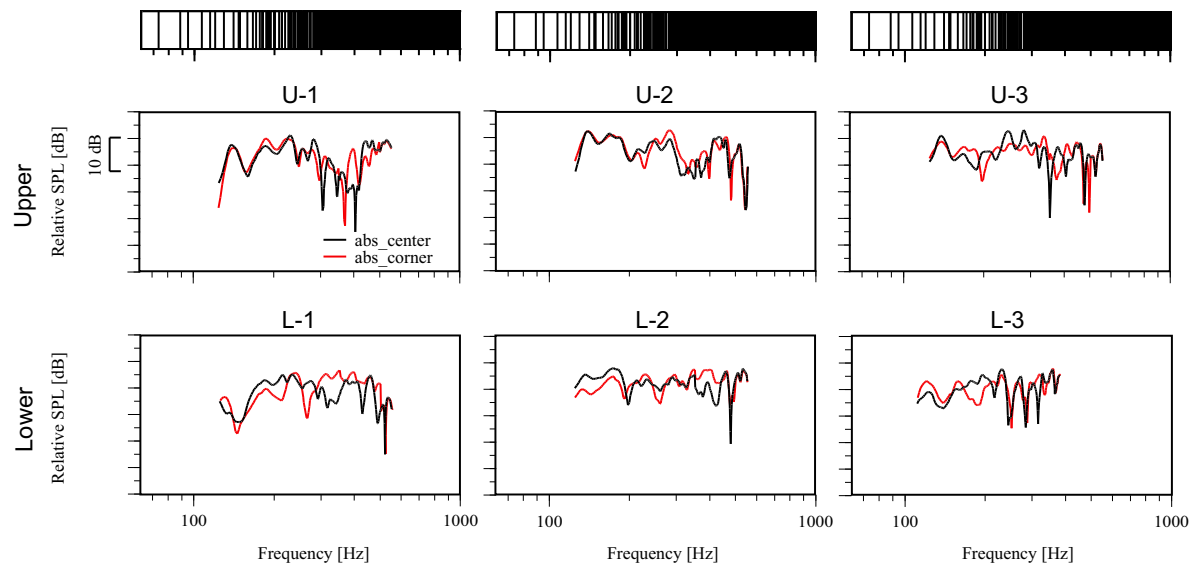


Fig. 5.36 Comparison of calculation with measurement on frequency responses (abs_corner).

5.4 まとめ

実在するピアノ練習室を対象とした検討を行った。まず、インパルス応答測定により音場の特性を把握した。次に、波動数値解析を用いて室仕様を理想的に変化させた場合の影響を検討した。尚、吸音材配置問題に関しては、吸音材を含む音場の高精度な結果を得るために音場の連成解析を行った。その際に必要となる吸音材の流れ抵抗値をインピーダンスの実測値を用いて波動数値解析から推定した。

第 6 章

総括

本研究では、小空間の室内音響設計スキームの確立を目指し、室仕様が音場に及ぼす影響に関する知見を得ることを目的とした検討を行った。

第 1 章では、本研究の背景及び既往関連研究の概観を行った上で、本研究の目的について述べた。

大空間と比較しながら小空間音場における室内音響設計時の課題を分類毎に整理した。小空間音場では室の固有モードの影響が強いために低周波数域の制御が大きな課題となる。その評価方法として音場の拡散性に着目し、それに関する既往の指標を整理した。さらに、小空間音場の検討を行うために波動音響数値解析技術の援用が有用かつ不可欠であることを述べた。

第 2 章では、本研究で用いる波動音響数値解析技術を概観した。音場の基礎方程式の導出を経て、定常応答解析に用いる高速多重極 BEM、及び過渡応答解析に用いる時間領域有限体積法に触れた。

第 3 章では、小空間における音響拡散の現象把握を目的として吸音面偏在室を対象に、吸音面の有無、拡散体の有無及びそのサイズが及ぼす影響に関する検討を行った。併せて、拡散体設置による容積変化が音場に及ぼす影響について検証を行った。

その結果、拡散体の周期に対し著しく低い周波数域においても、拡散体により励起される固有モードが変化し、音圧分布、周波数応答関数に影響することがわかった。特に、拡散体の凹凸周期が 0.8 m と大きなものでは、天井吸音時に低周波数域での周波数応答が非常に平滑になることが示された。この現象の詳細な解明は今後の課題となるが、拡散体の体積は同じであっても周期が異なることで音場への影響が大きく異なるため、適切に配慮した設計を行うことで所望の音場の実現に近づけることができる可能性がある。

エネルギー偏在に関しては、拡散体周期に比べ低い周波数域では拡散体の影響が小さいことが示唆された。また断面に吸音面を含む場合、吸音面が音場の拡散性を低下させ、その際に設置した拡散体のサイズが大きい程初期の拡散性が高くなることがわかった。

残響減衰性状に関しては、波長に対して著しく小さな拡散体であっても天井吸音時に残響時間を短縮させる影響を及ぼした。拡散体周期が大きい程その影響は大きかった。ただし、低周波数域の周波数応答関数への影響が大きかった 0.8 m 周期の拡散体設置時には、低周波数域の残響時間への影響は比較的小さく、両者の関係の把握は今後の課題となる。

また、拡散体の設置による室容積の変化（約-5%）が音場に及ぼす影響に関しては、全体として小さいものであった。但し、室容積の補正のために壁面から受音点までの距離が変化したことにより、低周波数域に関してはモードの影響により応答に影響が見られた。

以上の検討は定常応答解析、過渡応答解析で概ね整合した。

第4章では、家庭の居室を想定して、柱・梁・家具が音場に及ぼす影響について検討を行った。

柱の影響は前壁配置の場合では 200 Hz 以上の高い周波数域に影響を及ぼしており、拡散性の向上も認められた。一方の後壁配置では影響が小さいことから音源に近い位置の影響が大きいものと考えられる。

梁の影響は配置位置によらず、FRF はピーク・ディップの位置が変化するものの影響は小さかった。音場の拡散性への影響は柱と同程度であったが、影響の良否は言えない。

家具の影響は箱型家具では位置によらず広帯域に影響がある。家具の厚さの違いによる影響は傾向が類似するが、程度は厚いもの程大きい。配置位置の影響は、隅部と全幅で類似した傾向を示し、中央配置とは異なる影響を及ぼした。音場の拡散性に関しては中央配置が隅部配置よりも大きく改善した。柵型家具では影響は小さかったが、音源に側面を向けるような配置では箱型家具と類似した影響を及ぼした。

第5章では以上の応用として実在するピアノ練習室を対象とした検討を行った。まず、インパルス応答測定により音場の特性を把握した。次に、波動数値解析を用いて室仕様を理想的に変化させた場合の影響を検討した。尚、吸音材配置問題に関しては、吸音材を含む音場の高精度な結果を得るために音場の連成解析を行った。その際に必要となる吸音材の流れ抵抗値をインピーダンスの実測値を用いて波動数値解析から推定した。

以上、本研究によって得られた成果を総括した。今後の大きな課題としては、本研究で示された現象の理論的な解明、及び物理指標と聴感印象評価の対応関係の解明が挙げられる。それにより、小空間音場の分類毎の課題が鮮明に浮き上がり、本研究で行った検討がより有機的に関係づくものと考えられ、所望の小空間音場をより適切に実現し得る室内音響設計スキームの確立のための知見を深めることが期待される。

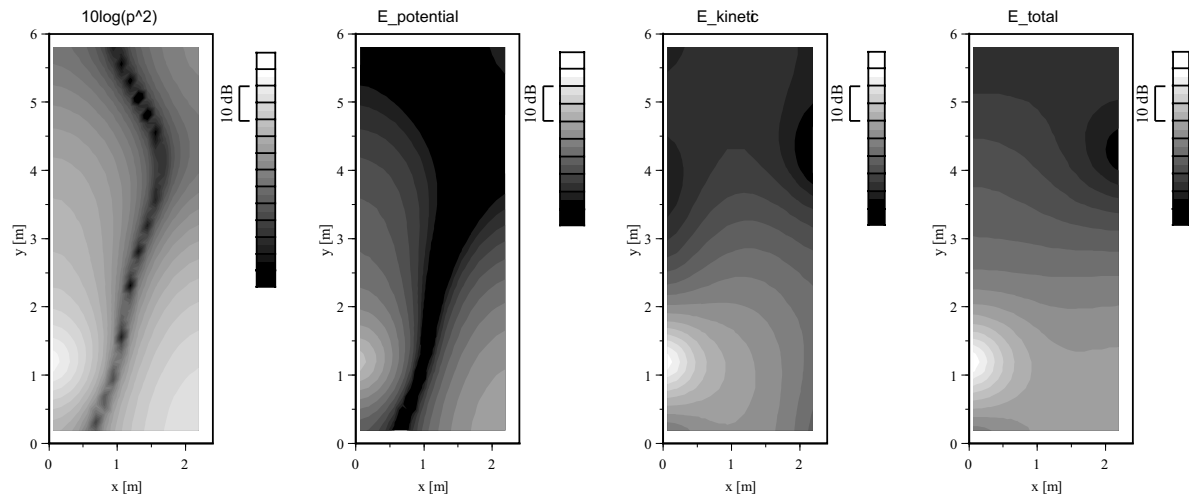
付録 A

壁面拡散・吸音面偏在が音場に及ぼす影響

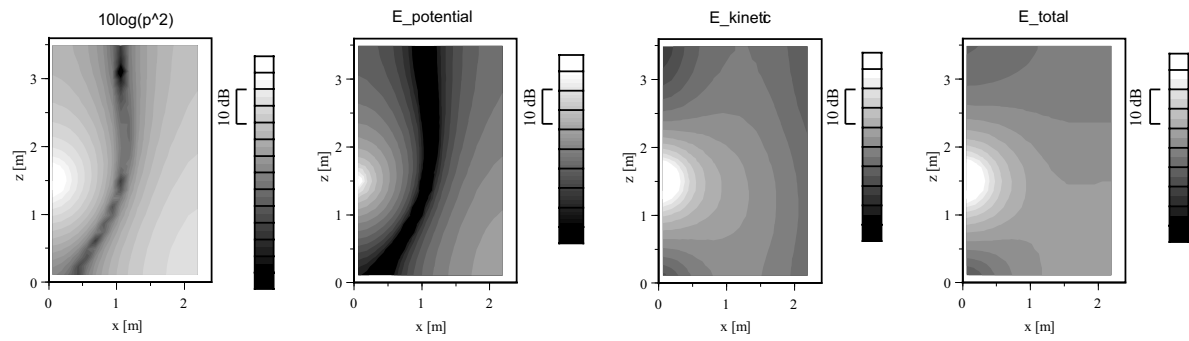
- 第 3 章における数値解析結果を示す.
- 計算条件等は第 3 章を参照のこと.

A.1 定常応答解析：音圧レベル分布

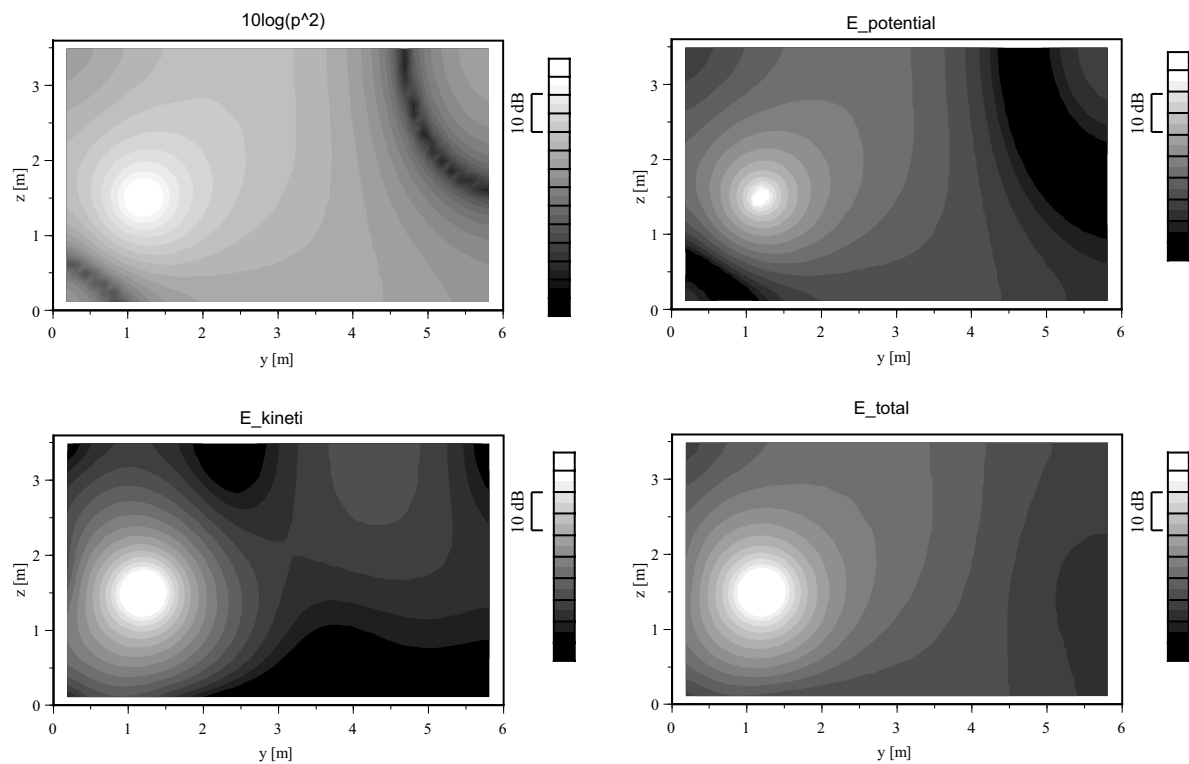
A.1.1 単一周波数



(a) Plane XY

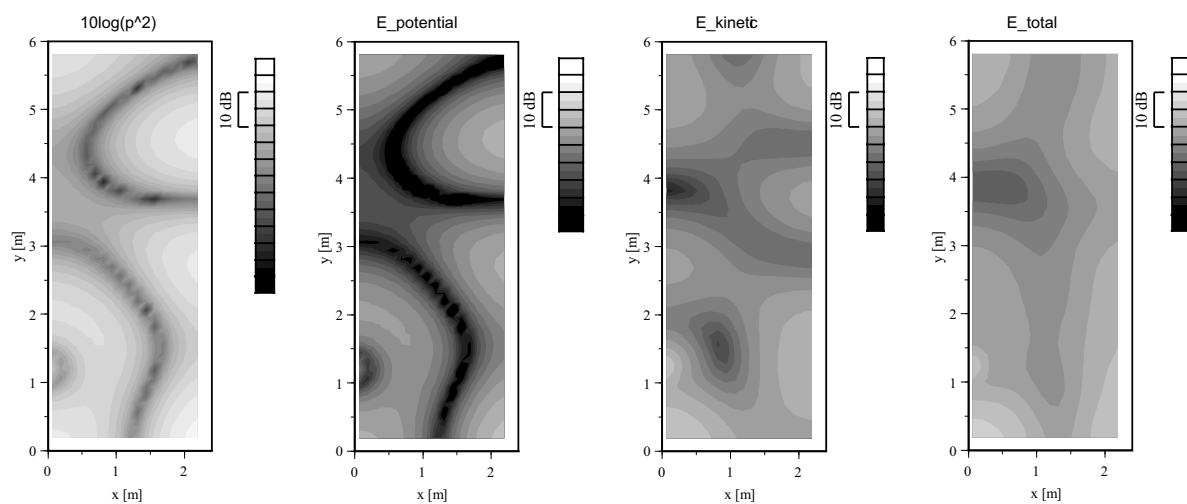


(b) Plane XZ

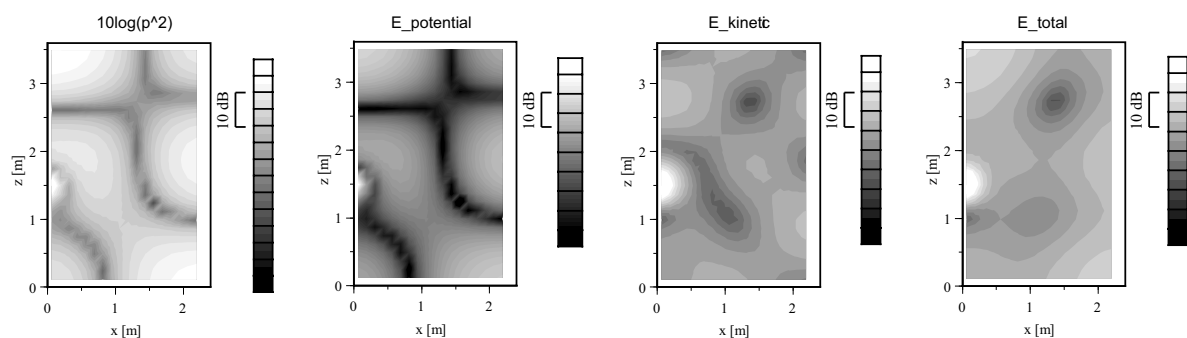


(c) Plane YZ

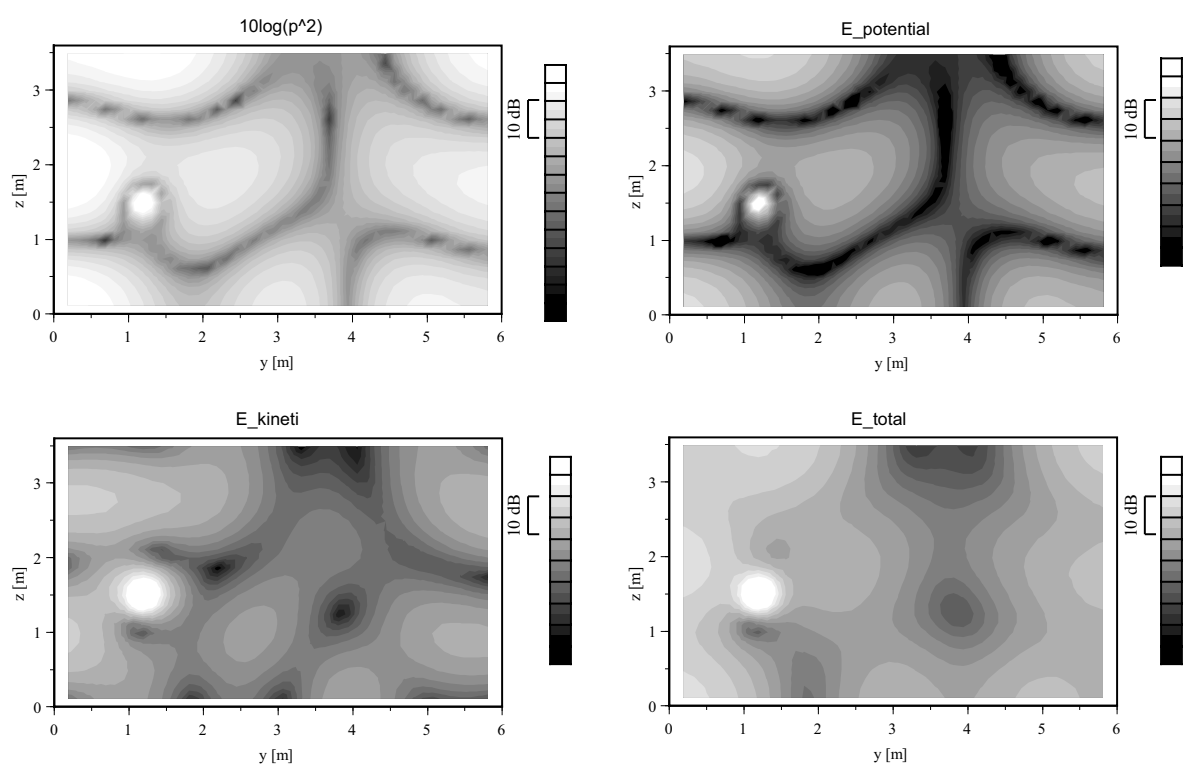
Fig. A.1 Sound pressure distributions (noDiff (rigid), 63 Hz single frequency).



(a) Plane XY

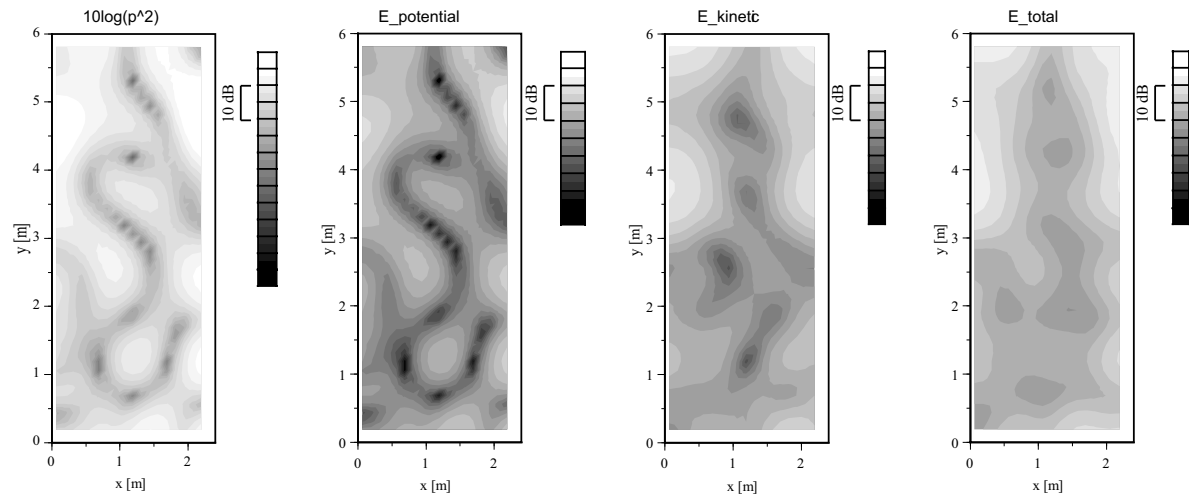


(b) Plane XZ

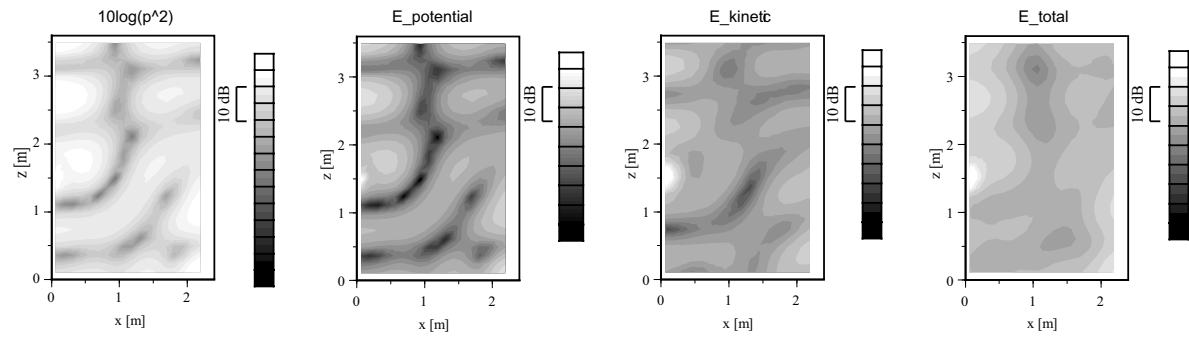


(c) Plane YZ

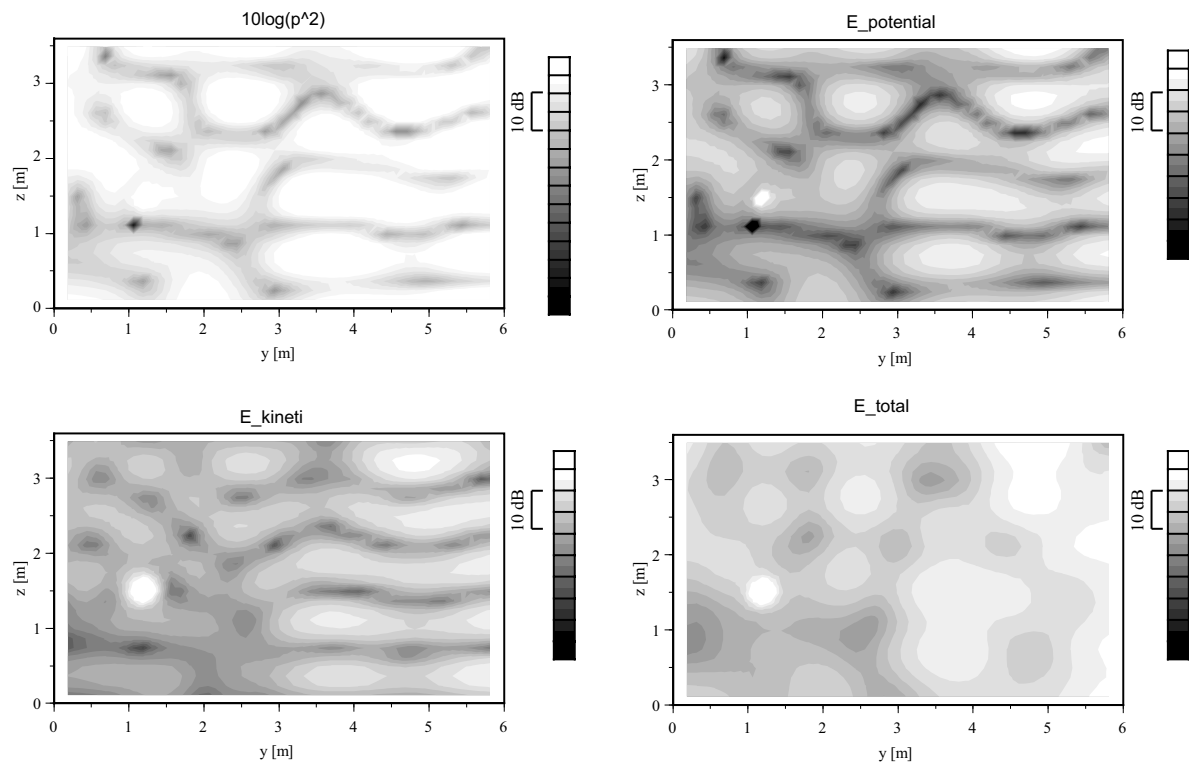
Fig. A.2 Sound pressure distributions (noDiff (rigid), 125 Hz single frequency).



(a) Plane XY

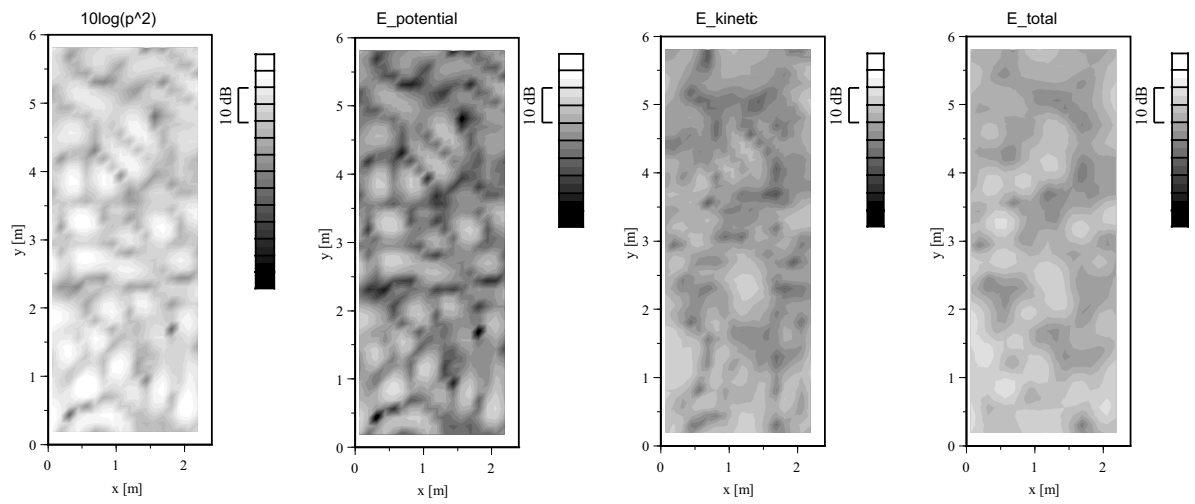


(b) Plane XZ

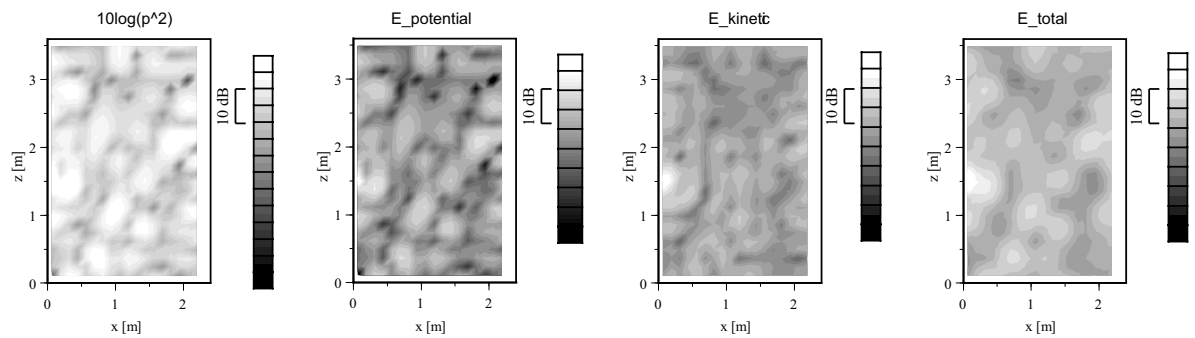


(c) Plane YZ

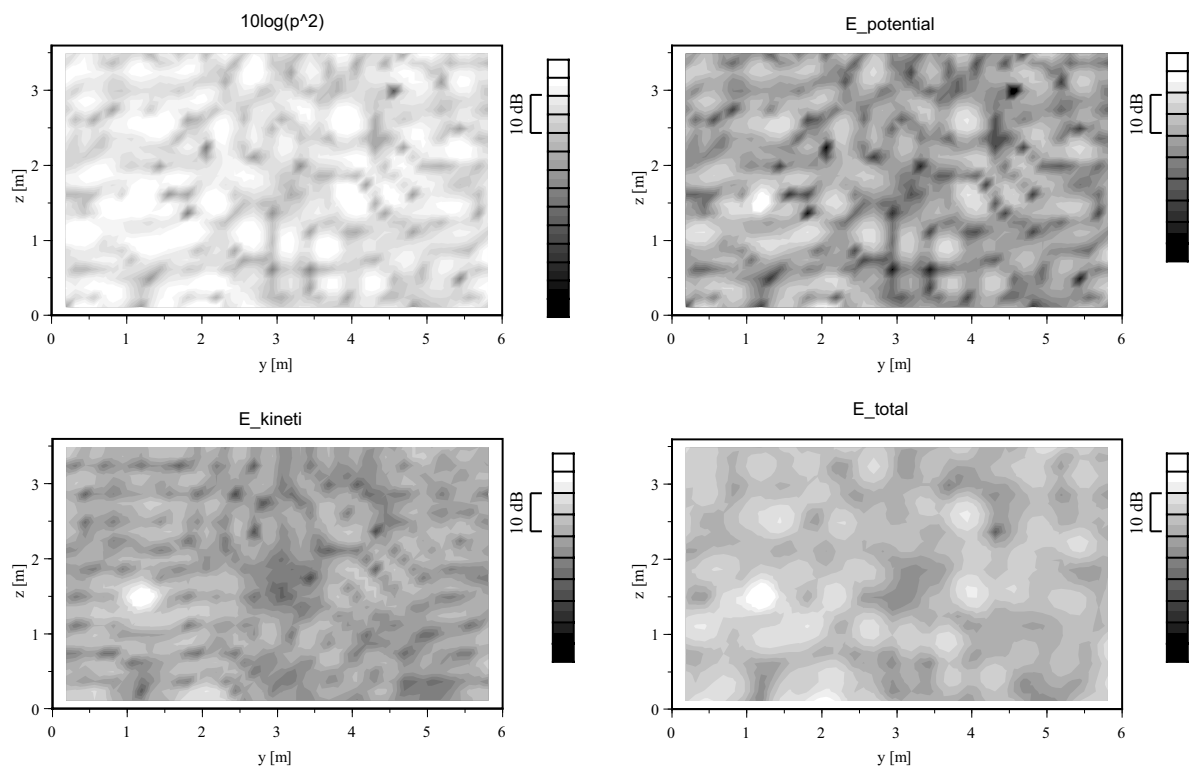
Fig. A.3 Sound pressure distributions (noDiff (rigid), 250 Hz single frequency).



(a) Plane XY

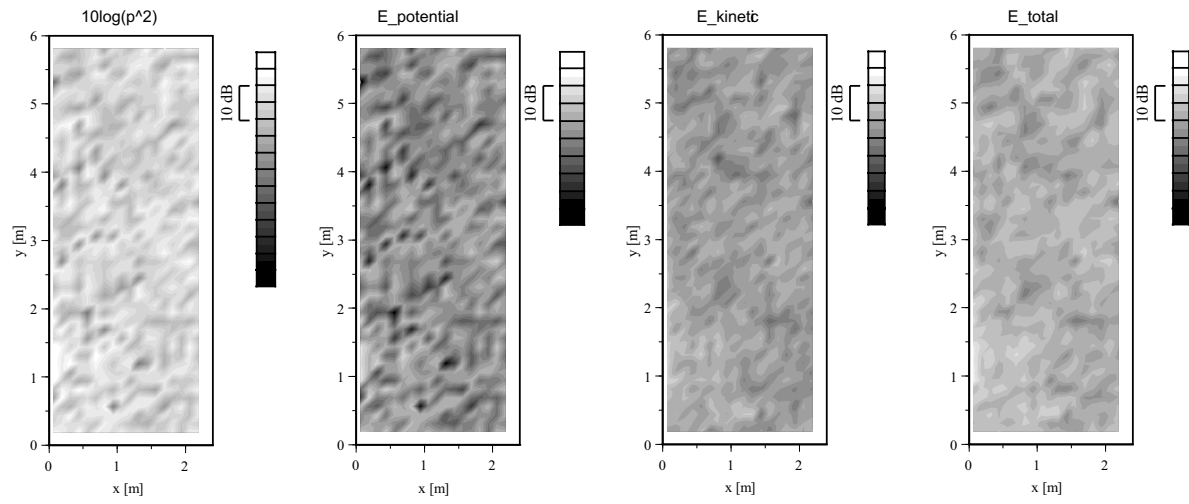


(b) Plane XZ

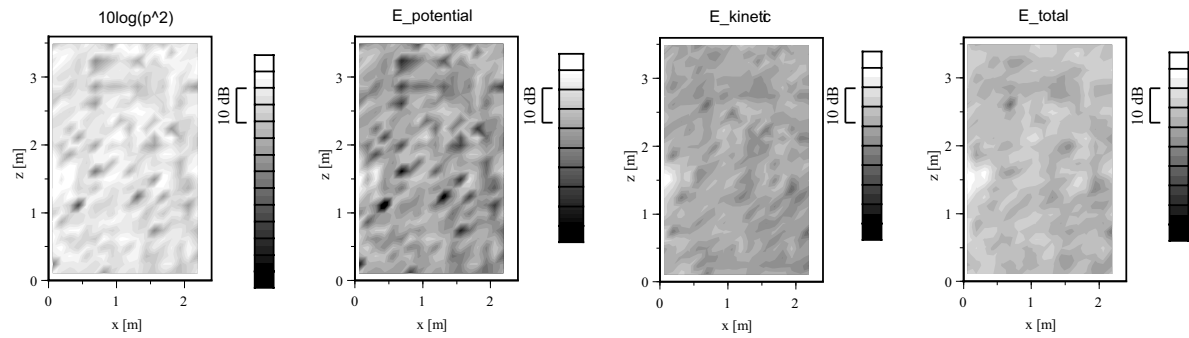


(c) Plane YZ

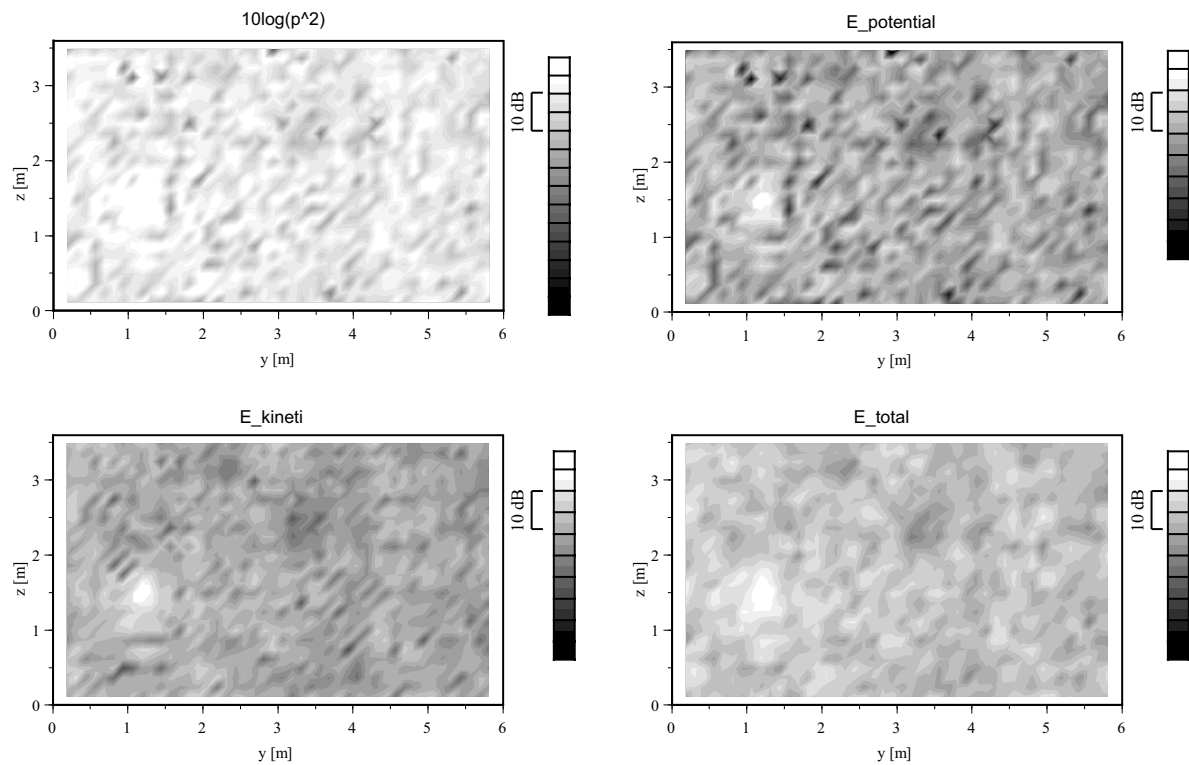
Fig. A.4 Sound pressure distributions (noDiff (rigid), 125 Hz single frequency).



(a) Plane XY

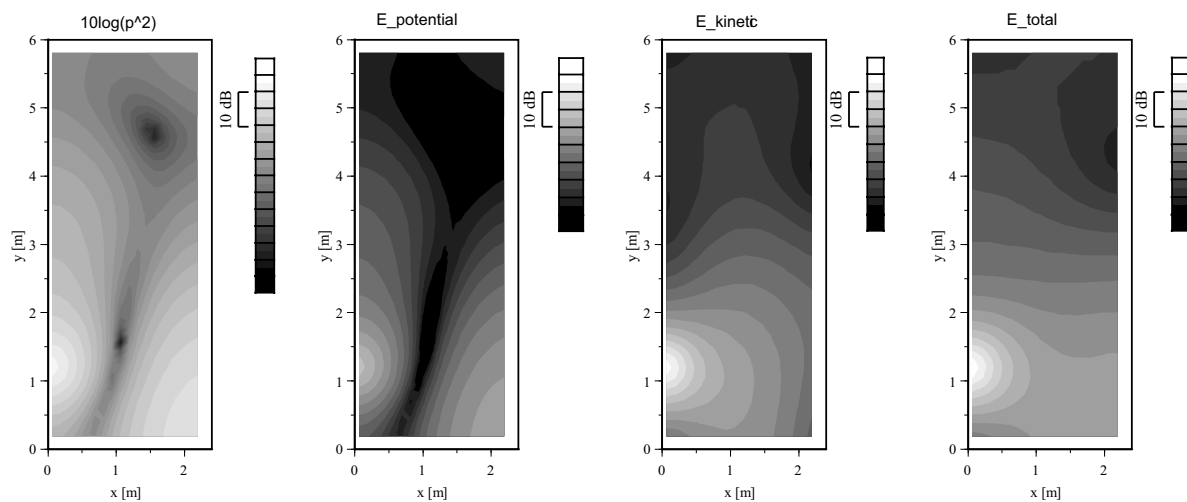


(b) Plane XZ

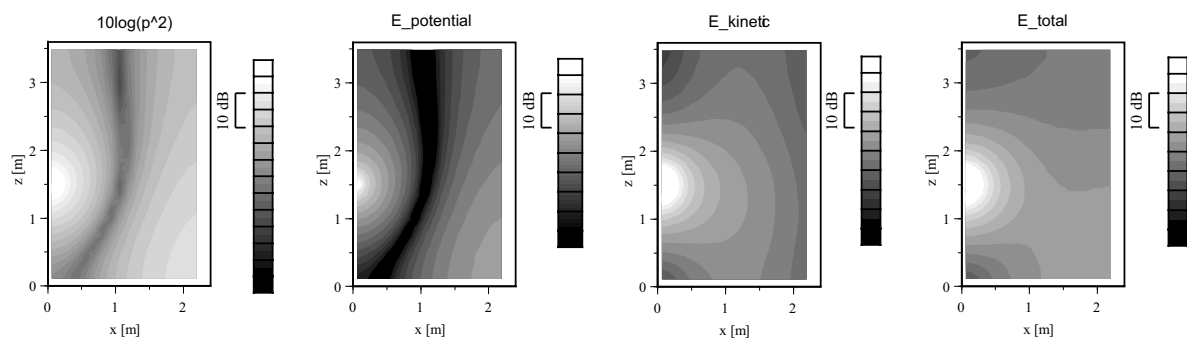


(c) Plane YZ

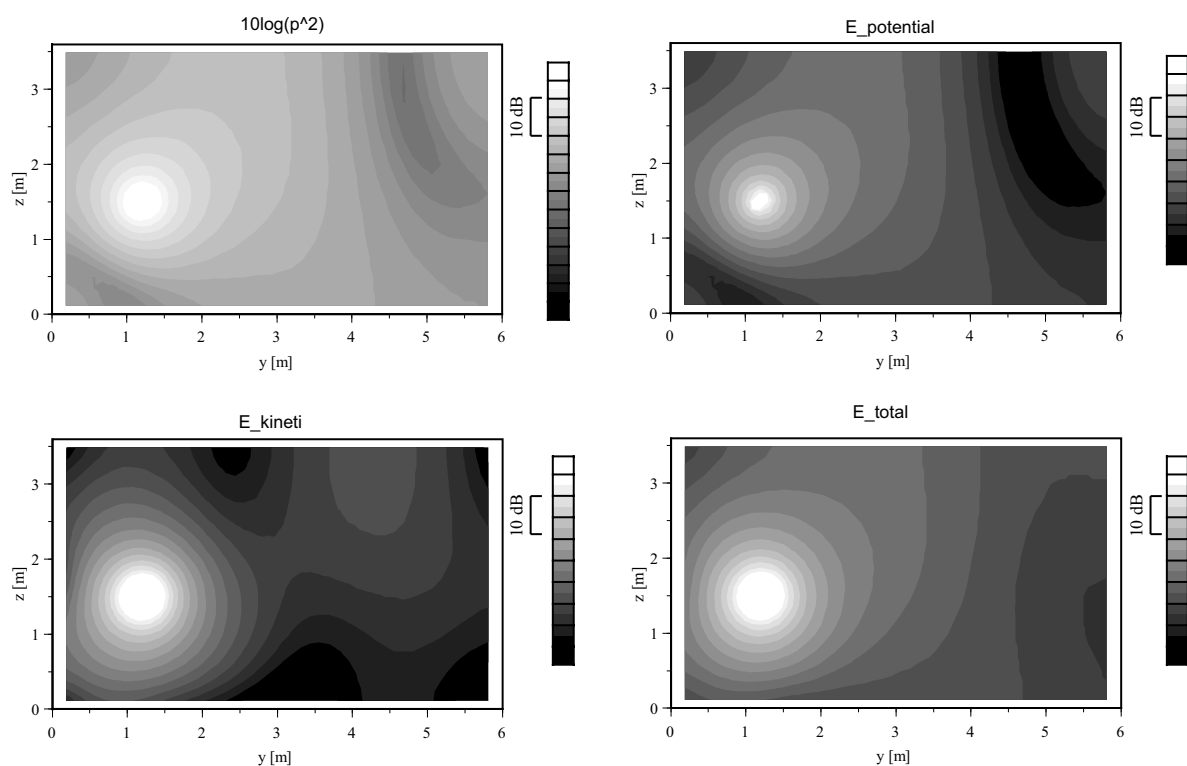
Fig. A.5 Sound pressure distributions (noDiff (rigid), 1 kHz single frequency).



(a) Plane XY

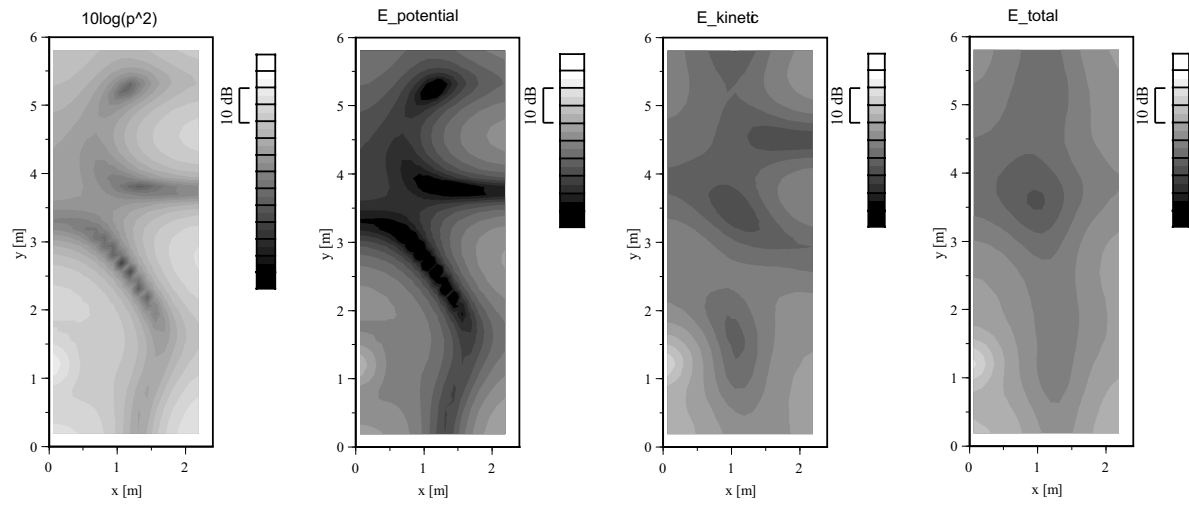


(b) Plane XZ

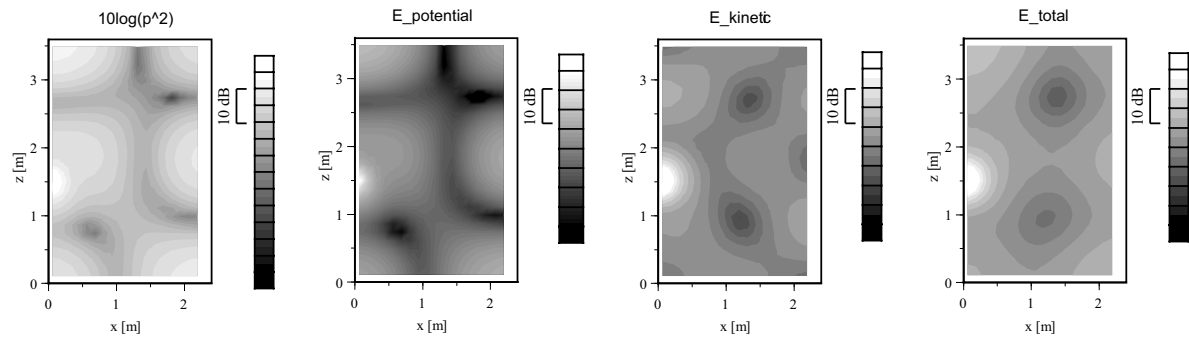


(c) Plane YZ

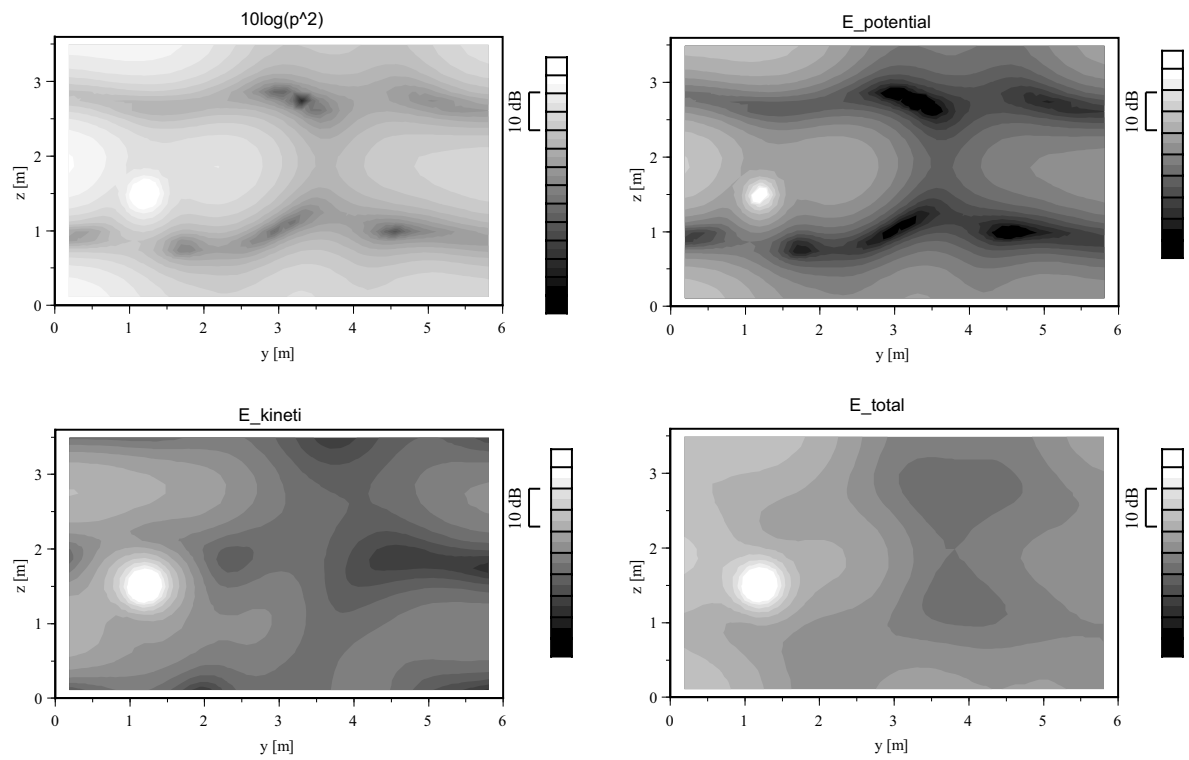
Fig. A.6 Sound pressure distributions (noDiff (absorp), 63 Hz single frequency).



(a) Plane XY

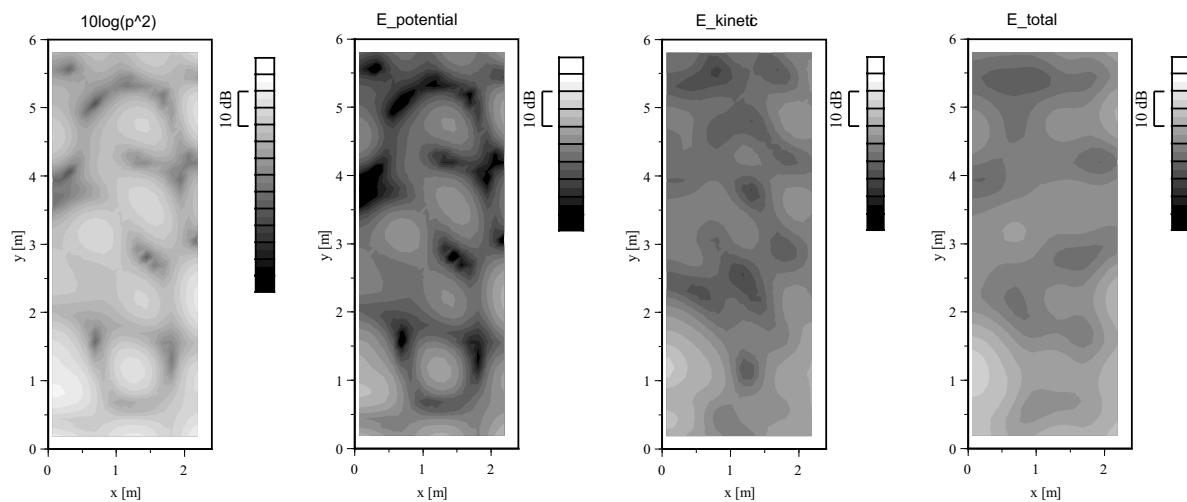


(b) Plane XZ

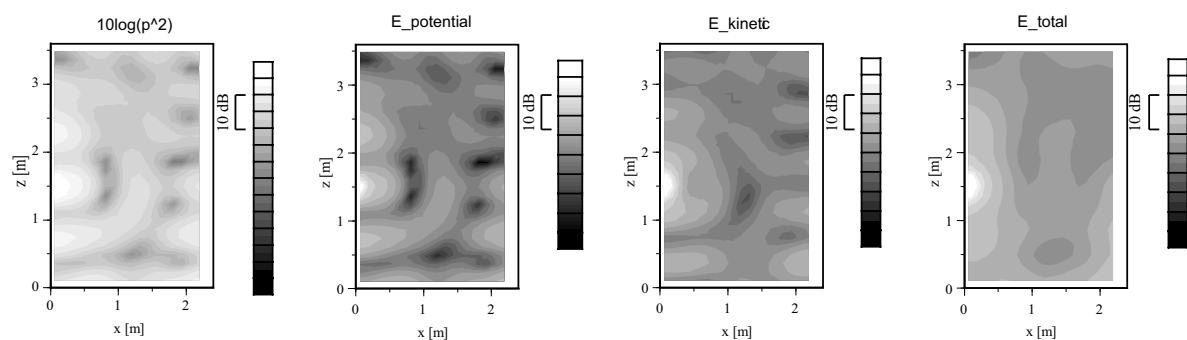


(c) Plane YZ

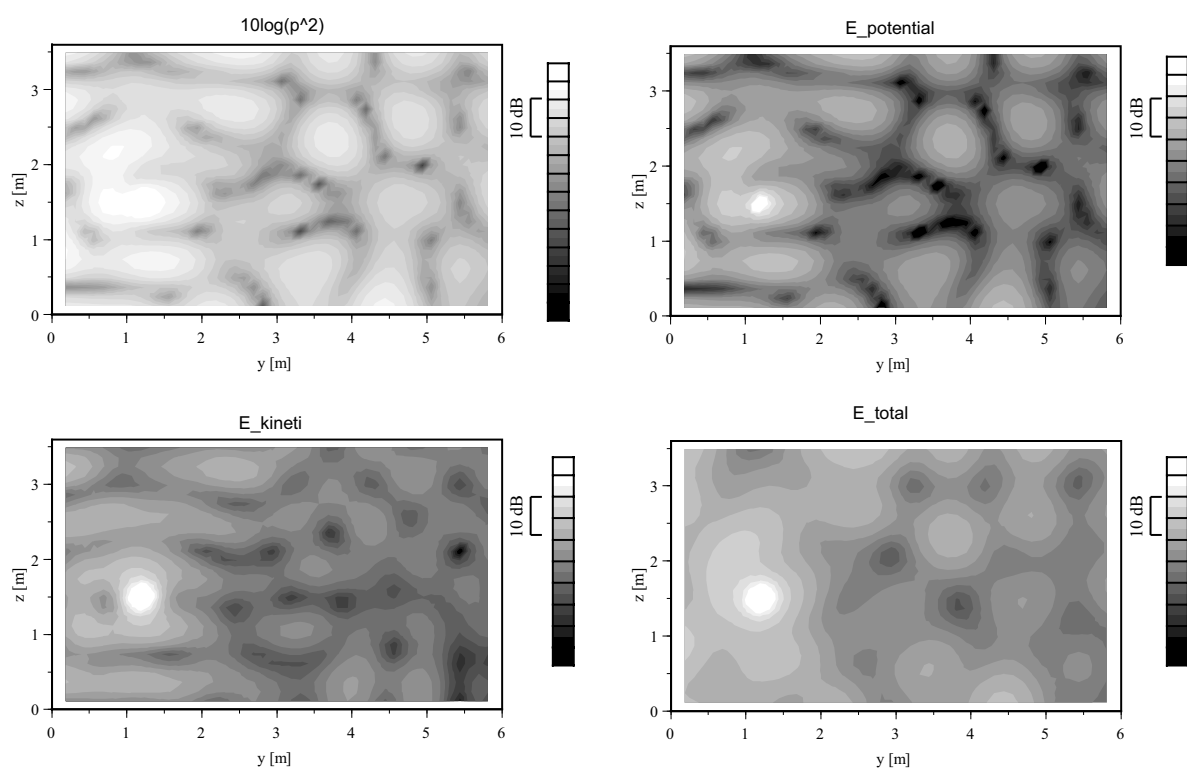
Fig. A.7 Sound pressure distributions (noDiff (absorp), 125 Hz single frequency).



(a) Plane XY

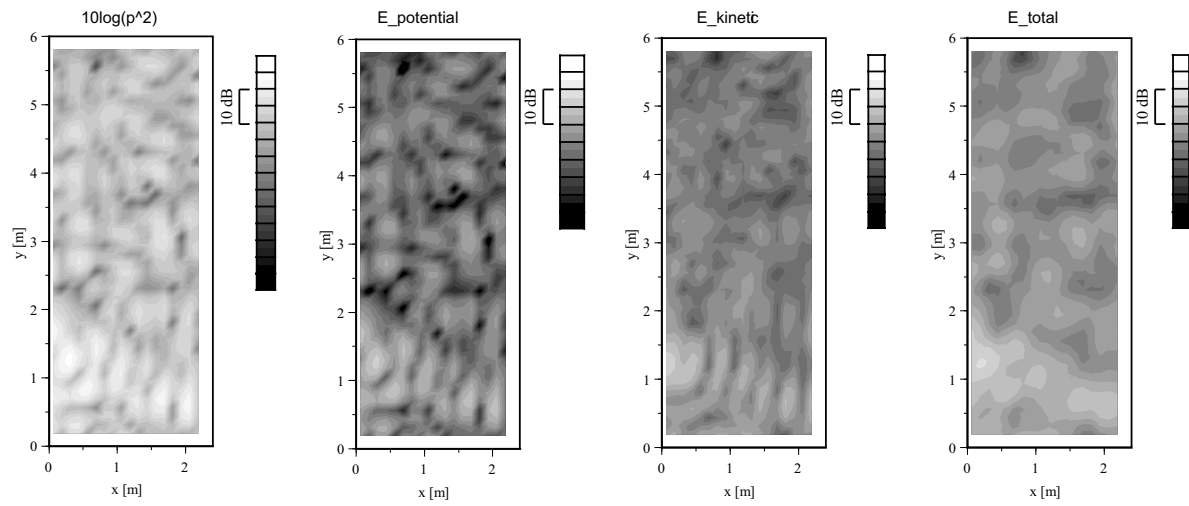


(b) Plane XZ

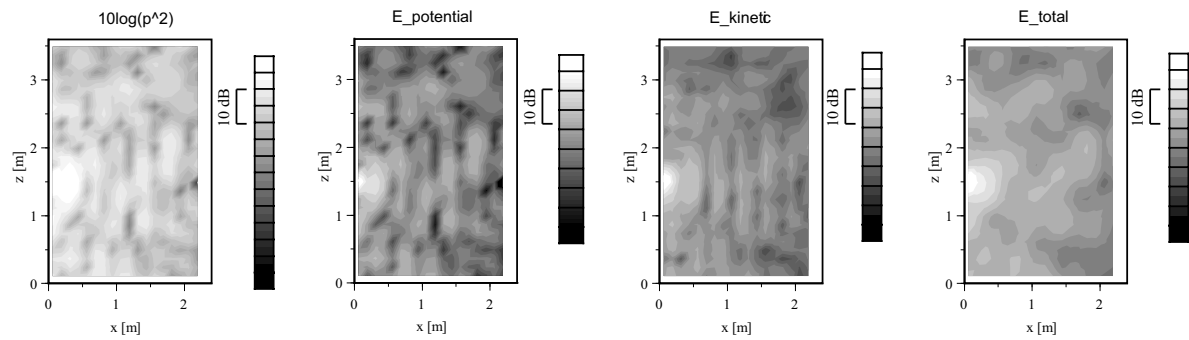


(c) Plane YZ

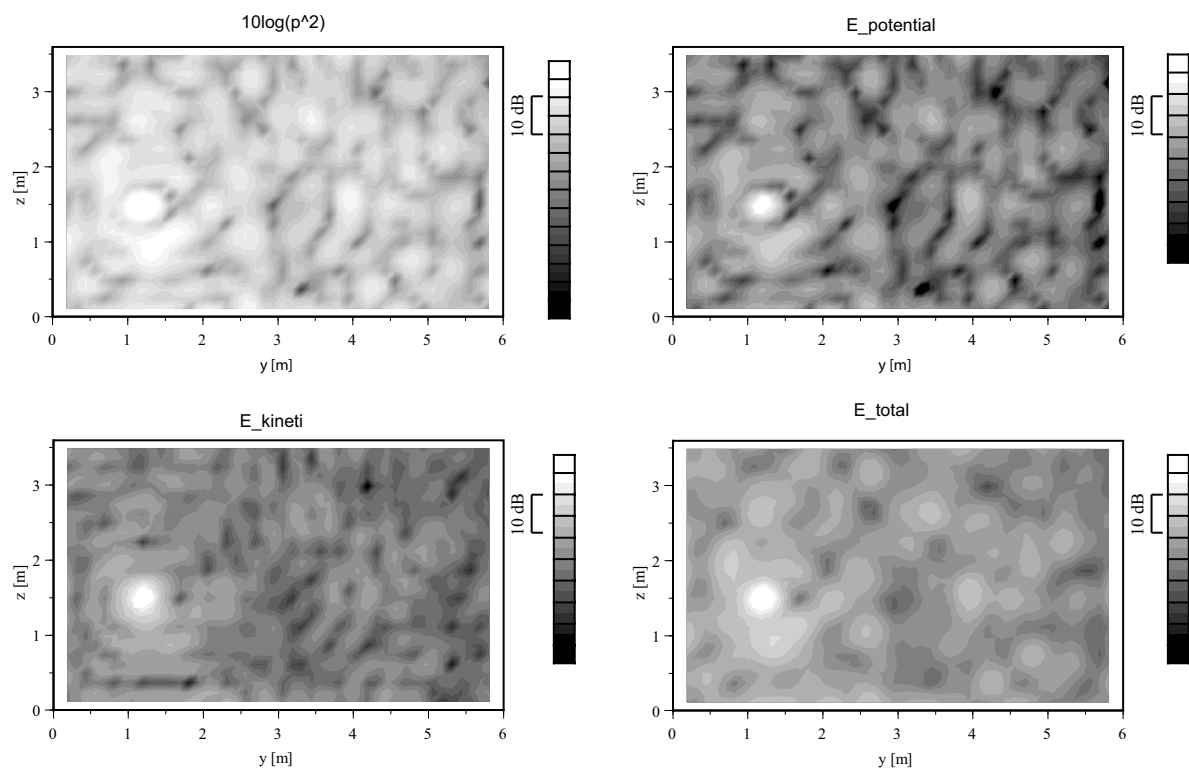
Fig. A.8 Sound pressure distributions (noDiff (rigid), 250 Hz single frequency).



(a) Plane XY

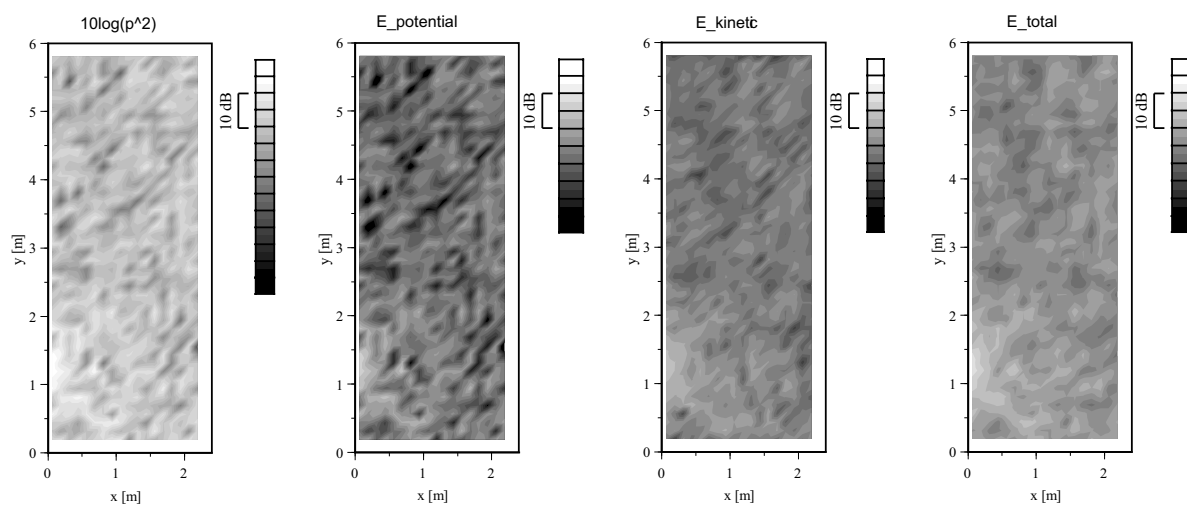


(b) Plane XZ

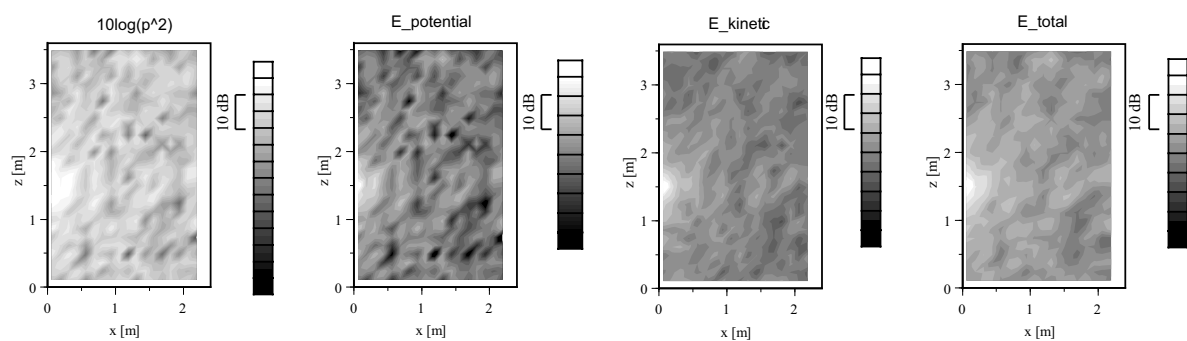


(c) Plane YZ

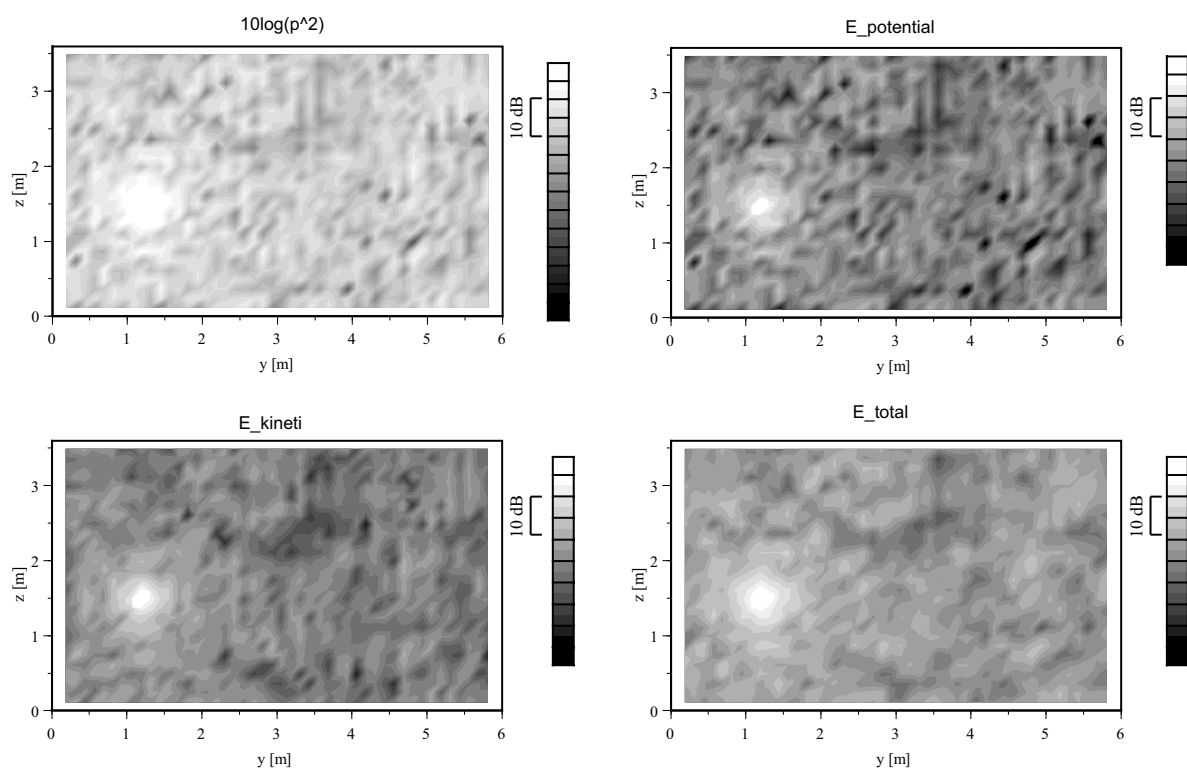
Fig. A.9 Sound pressure distributions (noDiff (absorp), 125 Hz single frequency).



(a) Plane XY

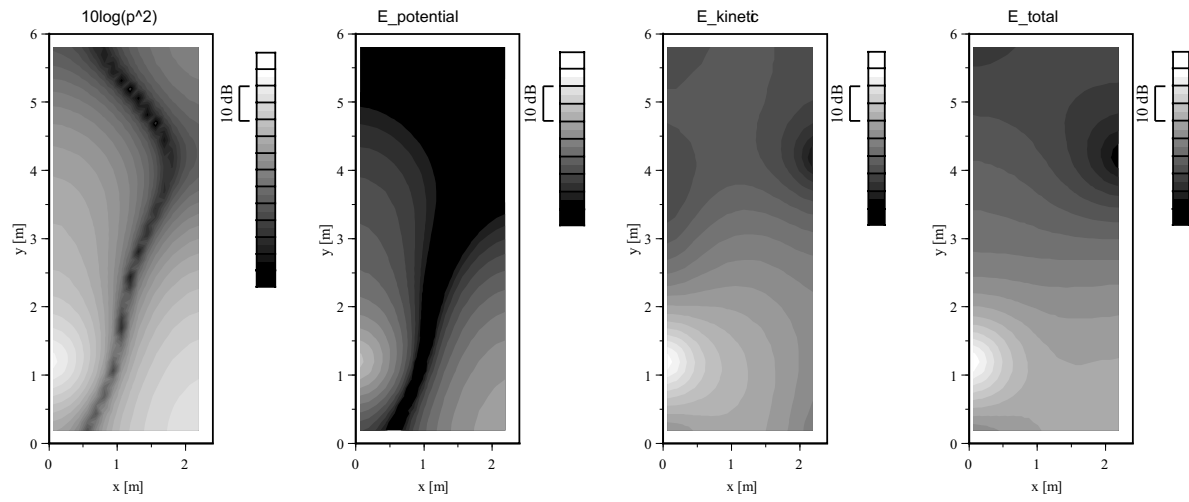


(b) Plane XZ

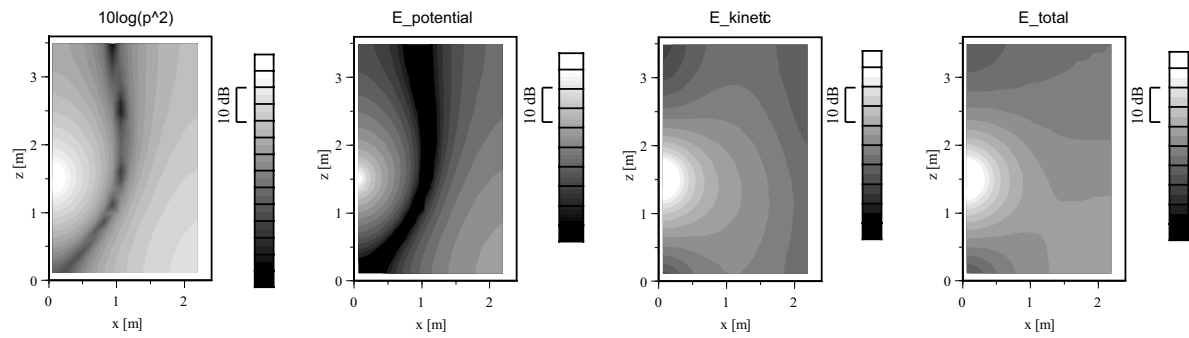


(c) Plane YZ

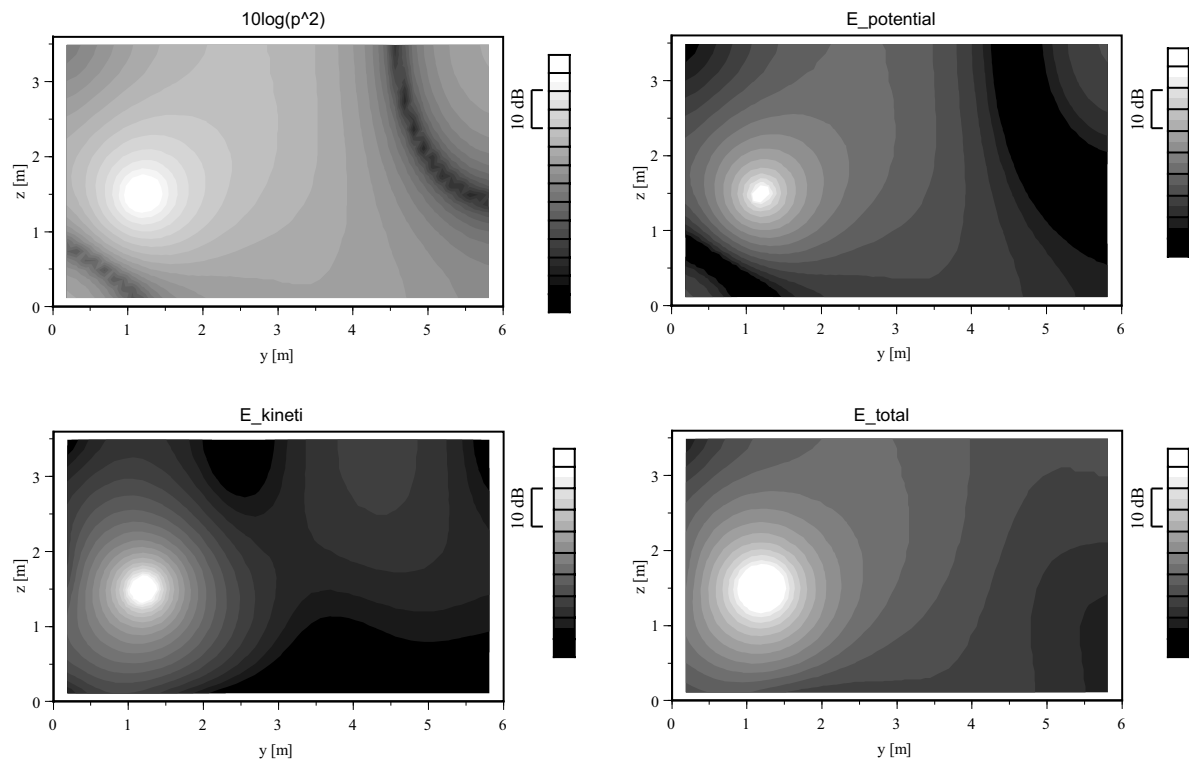
Fig. A.10 Sound pressure distributions (noDiff (absorp), 1 kHz single frequency).



(a) Plane XY

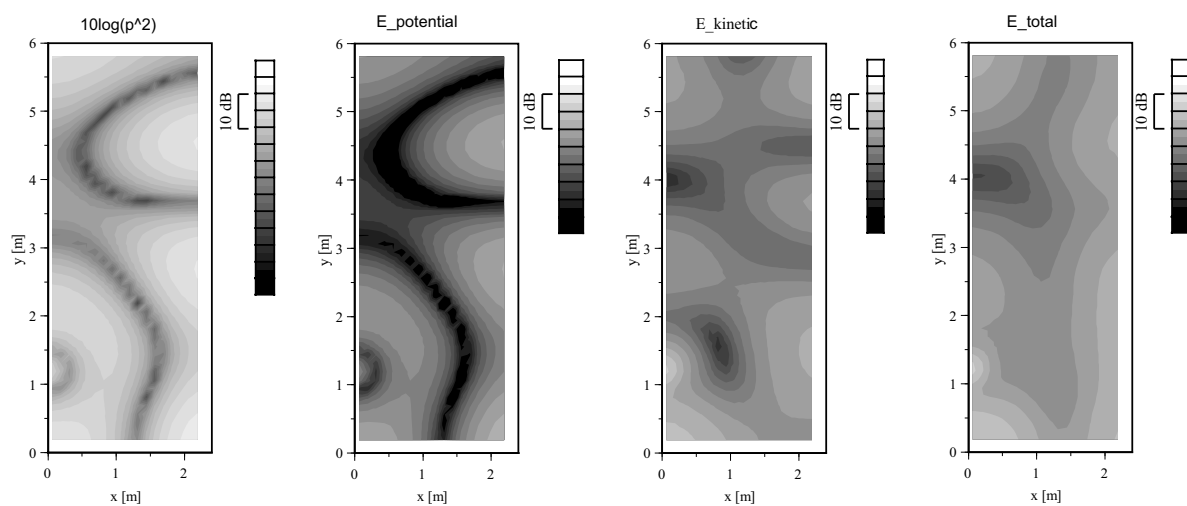


(b) Plane XZ

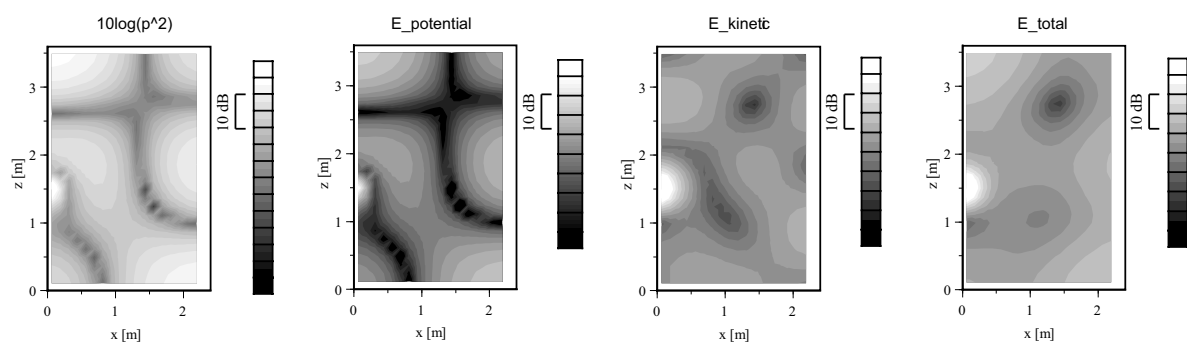


(c) Plane YZ

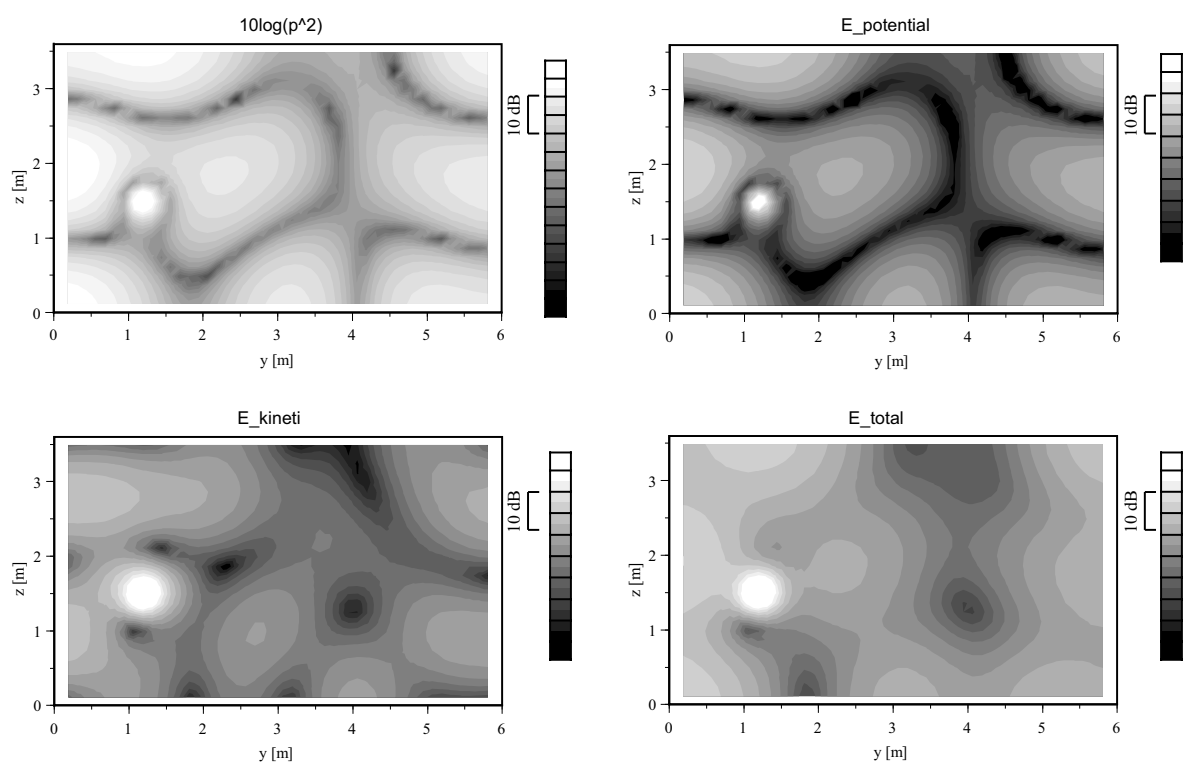
Fig. A.11 Sound pressure distributions (2wallDiff (rigid), 63 Hz single frequency).



(a) Plane XY

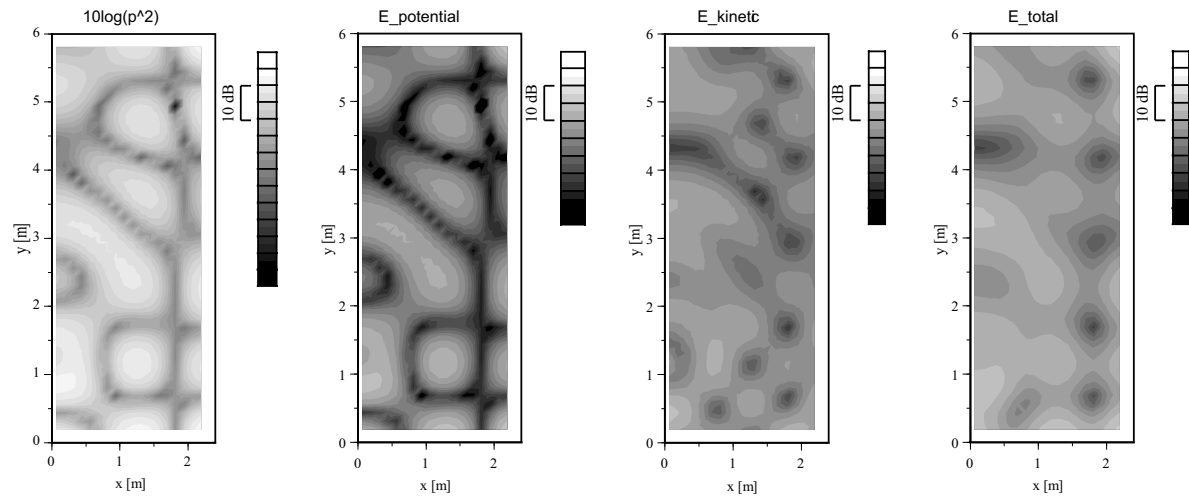


(b) Plane XZ

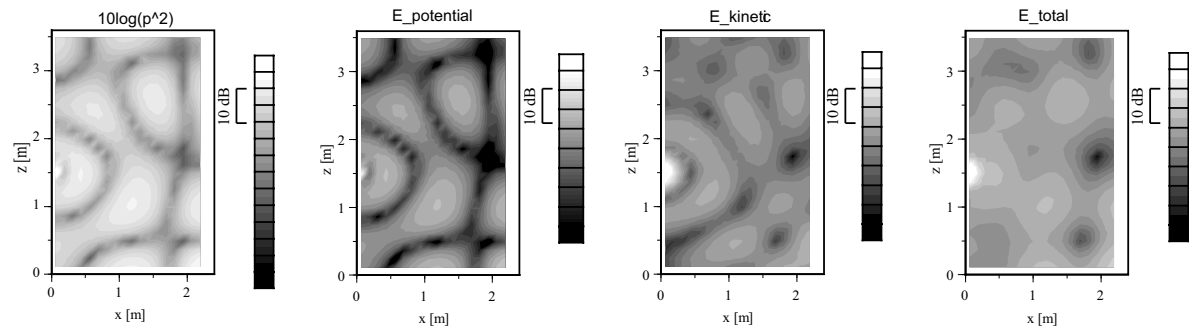


(c) Plane YZ

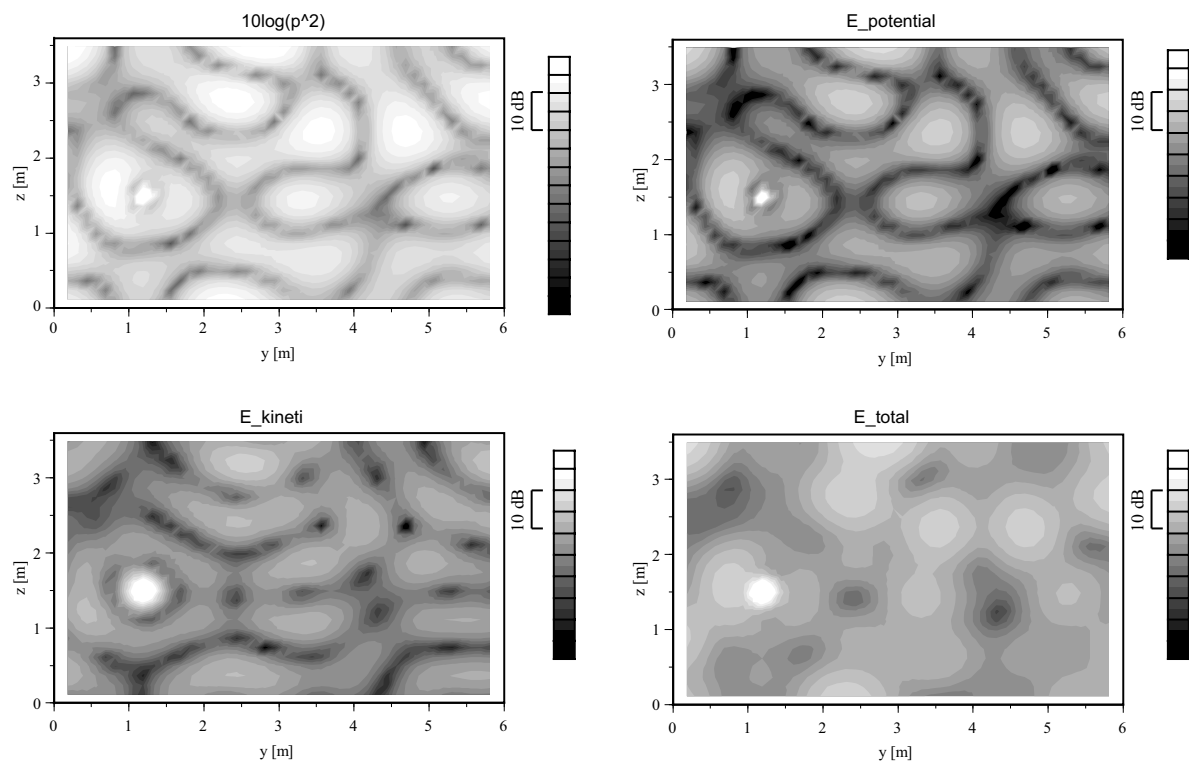
Fig. A.12 Sound pressure distributions (2wallDiff (rigid), 125 Hz single frequency).



(a) Plane XY

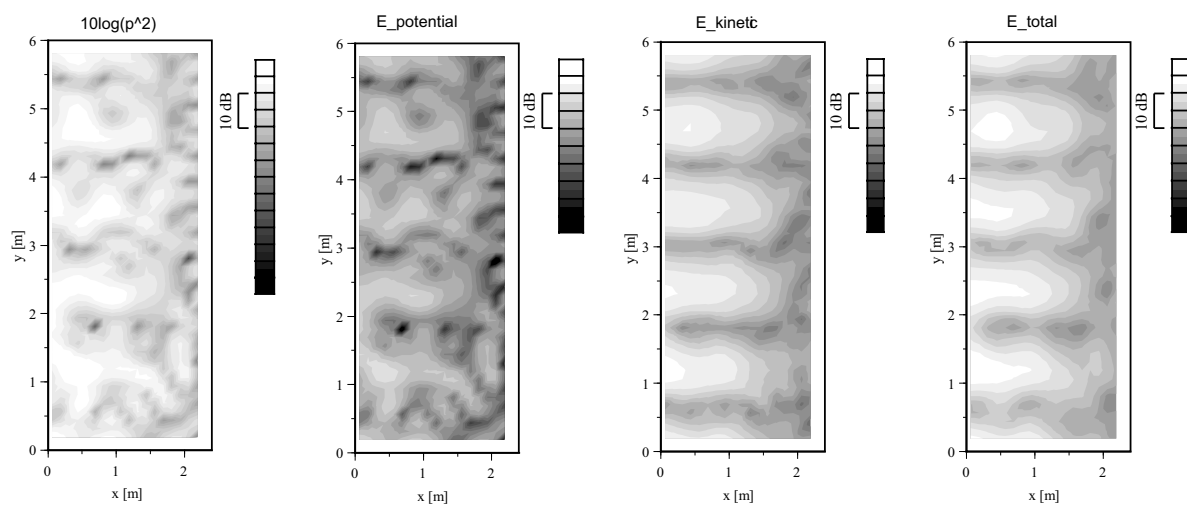


(b) Plane XZ

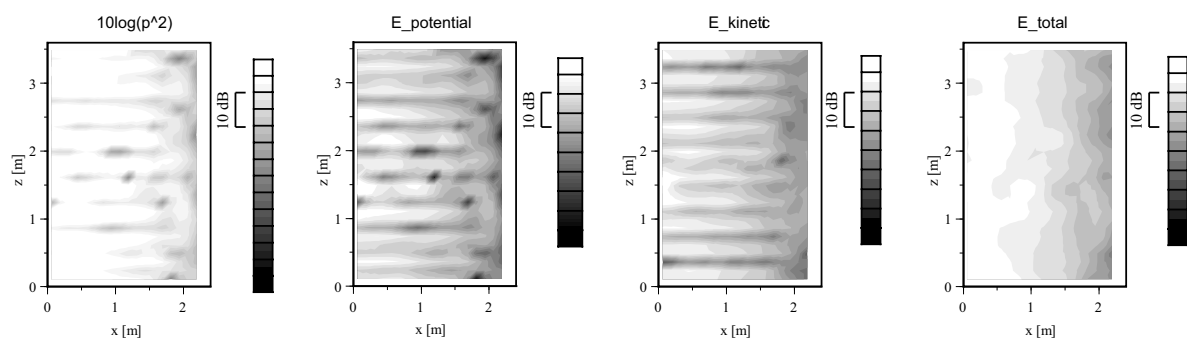


(c) Plane YZ

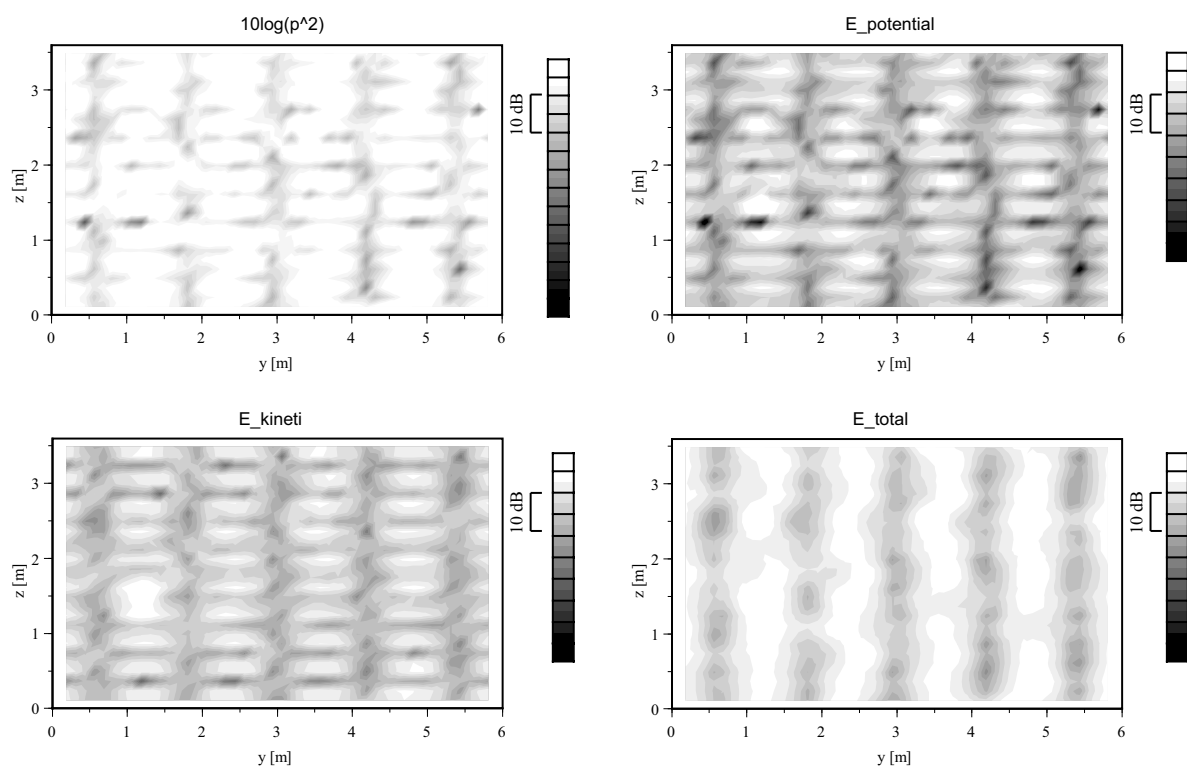
Fig. A.13 Sound pressure distributions (2wallDiff (rigid), 250 Hz single frequency).



(a) Plane XY

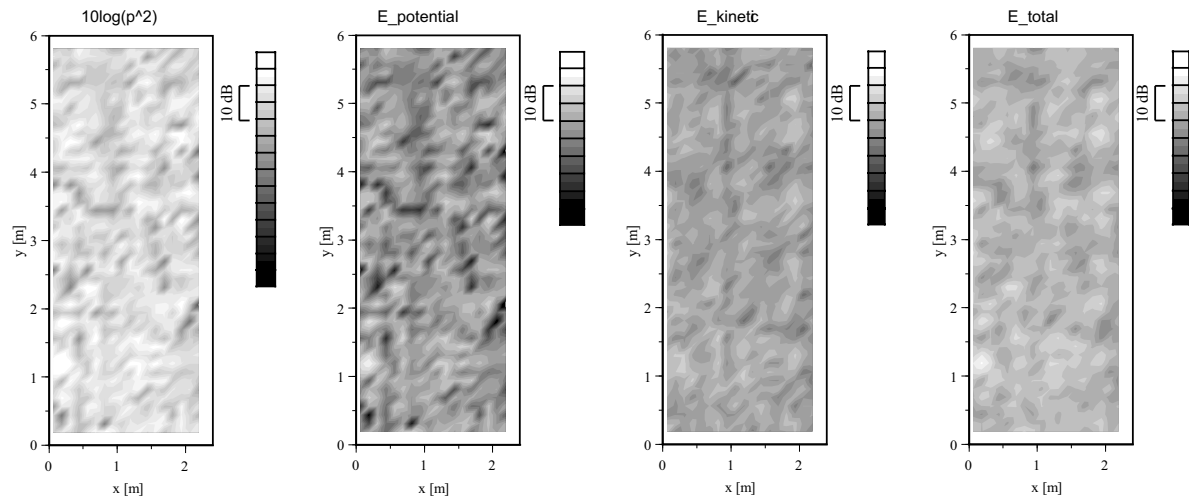


(b) Plane XZ

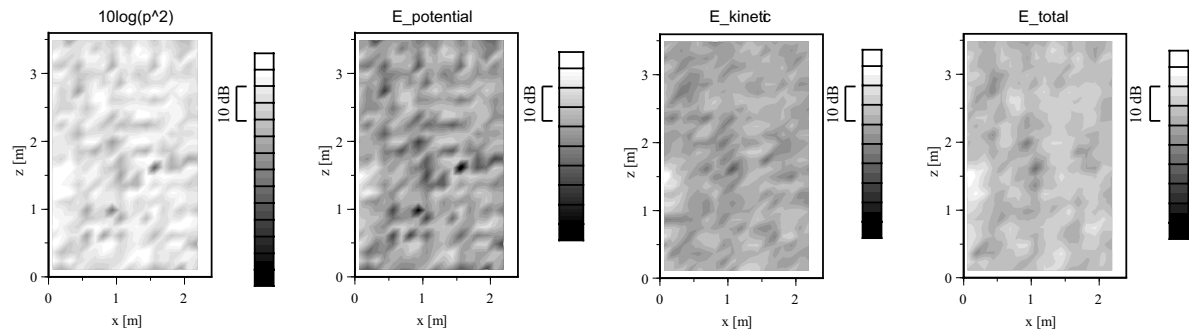


(c) Plane YZ

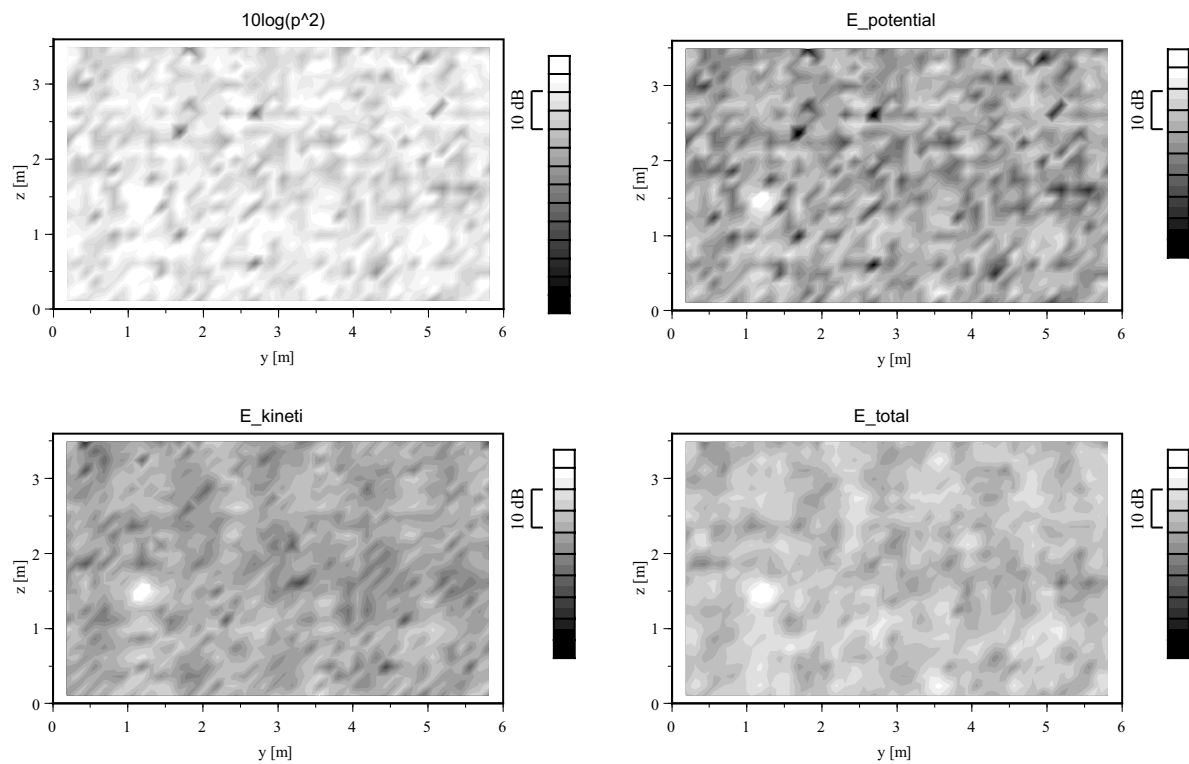
Fig. A.14 Sound pressure distributions (2wallDiff (rigid), 125 Hz single frequency).



(a) Plane XY

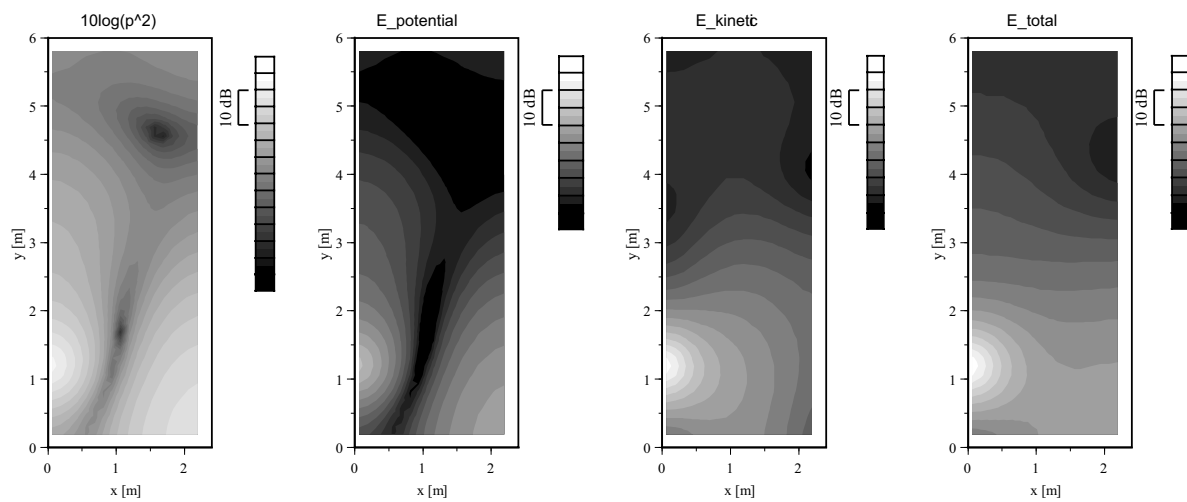


(b) Plane XZ

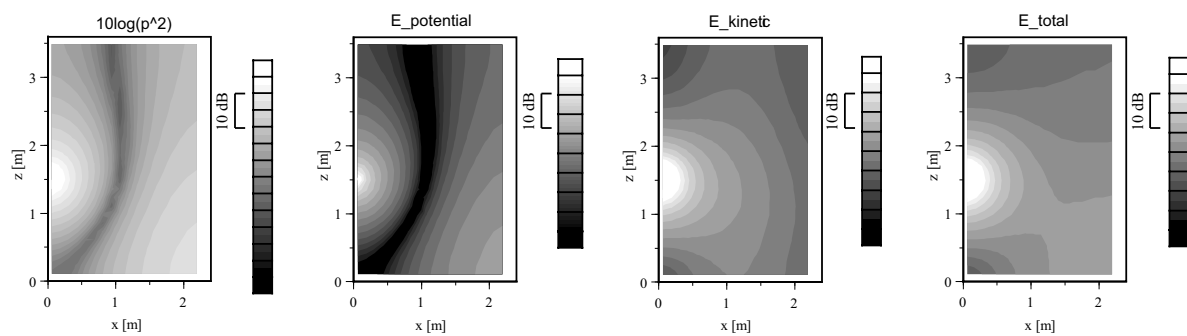


(c) Plane YZ

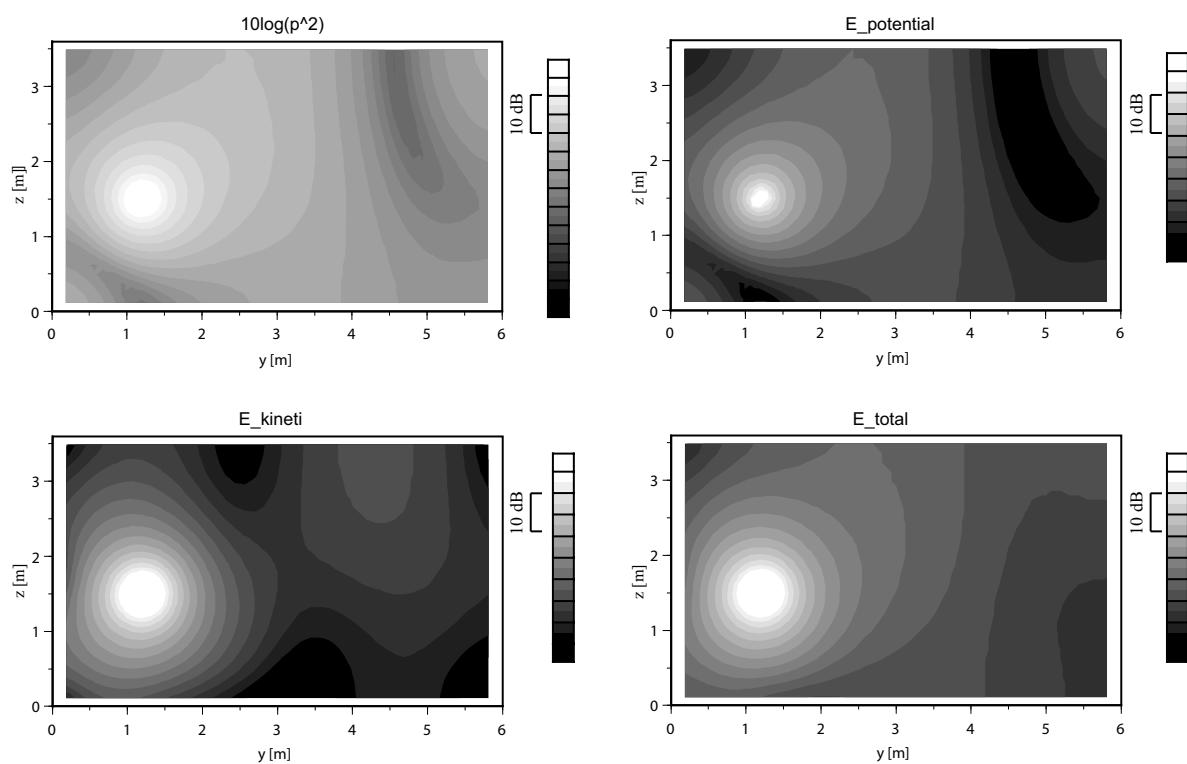
Fig. A.15 Sound pressure distributions (2wallDiff (rigid), 1 kHz single frequency).



(a) Plane XY

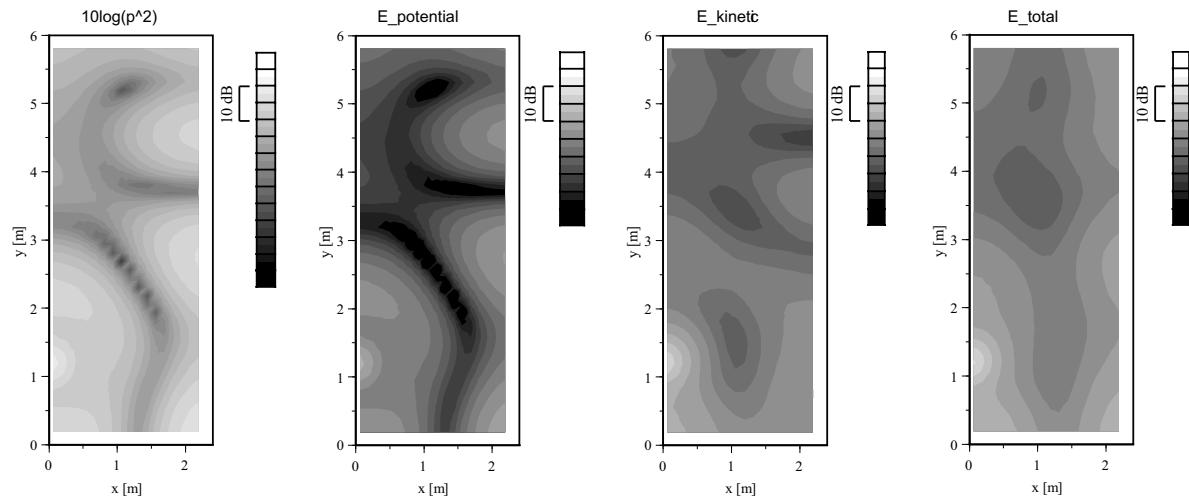


(b) Plane XZ

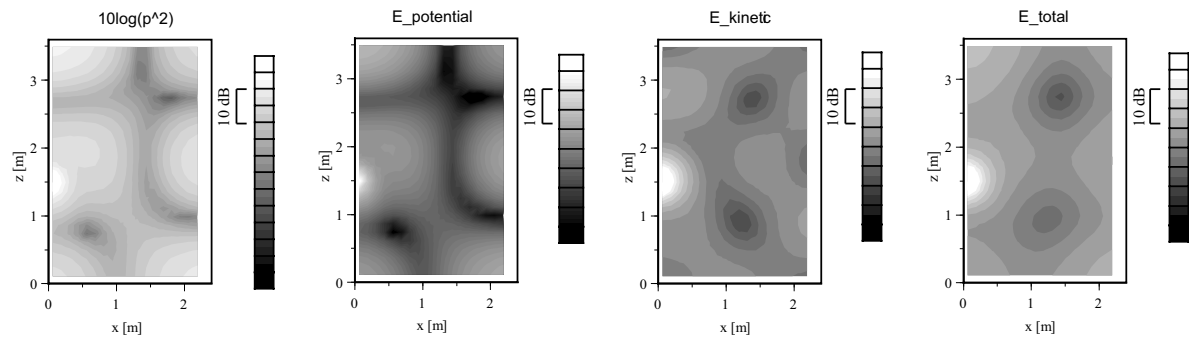


(c) Plane YZ

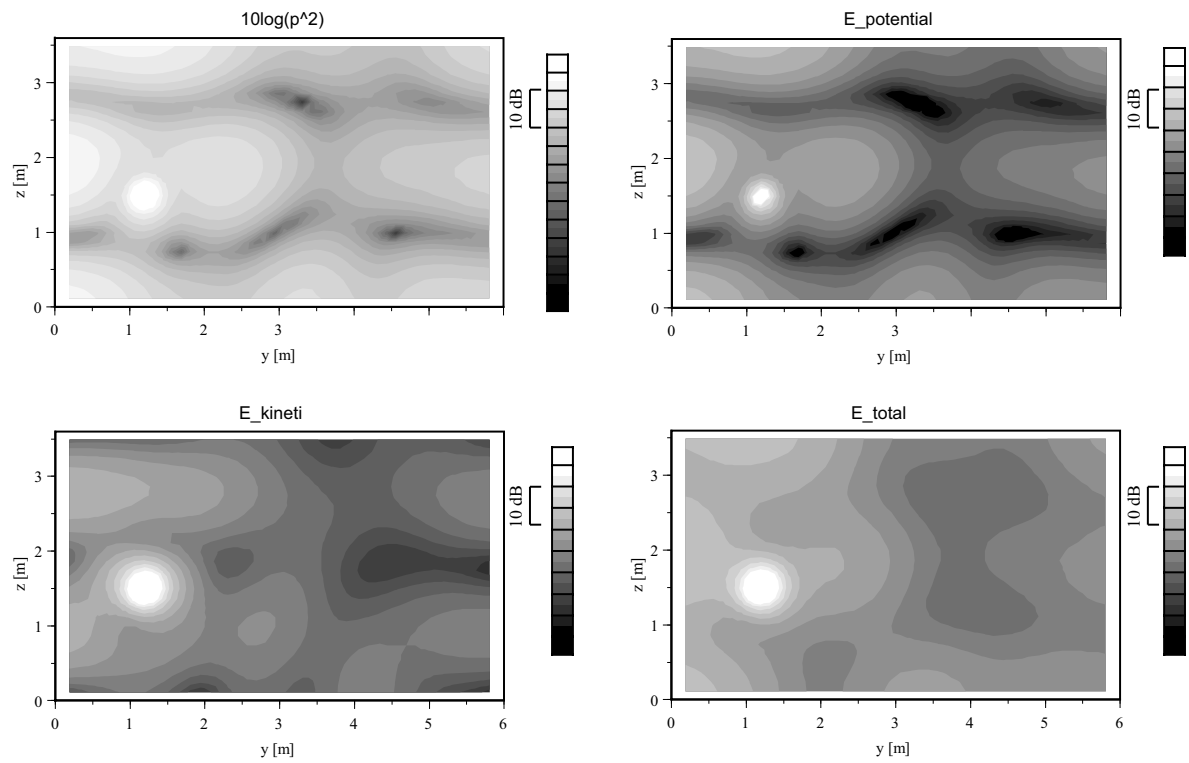
Fig. A.16 Sound pressure distributions (2wallDiff (absorp), 63 Hz single frequency).



(a) Plane XY

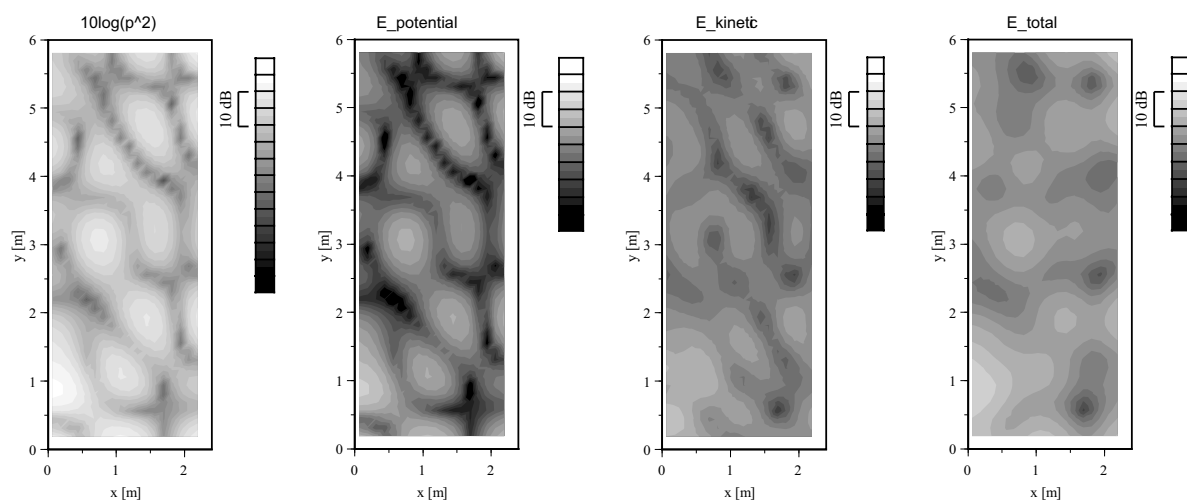


(b) Plane XZ

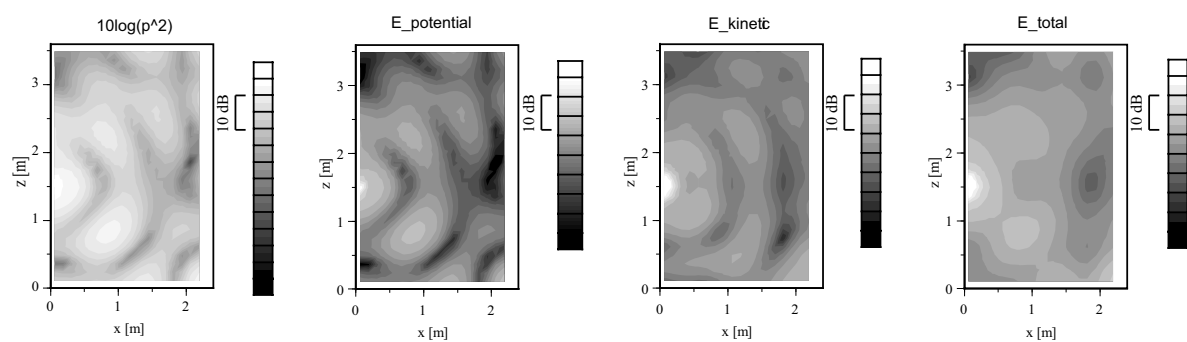


(c) Plane YZ

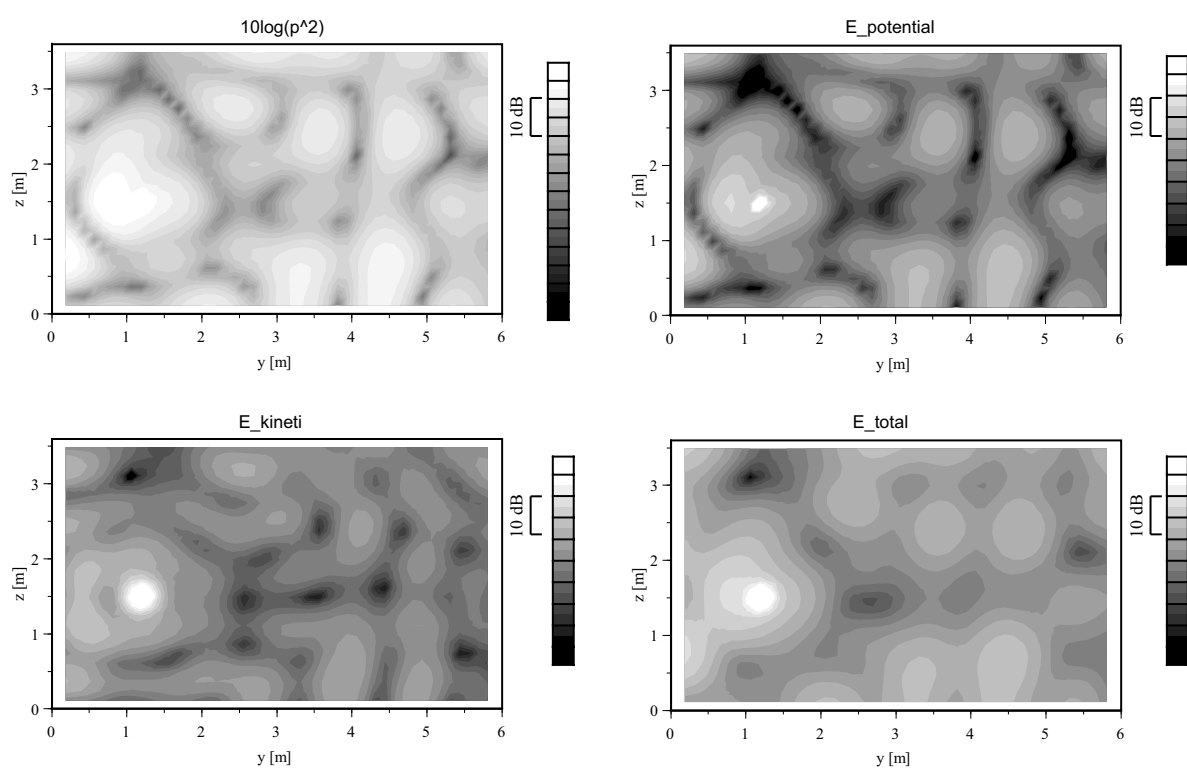
Fig. A.17 Sound pressure distributions (2wallDiff (absorp), 125 Hz single frequency).



(a) Plane XY

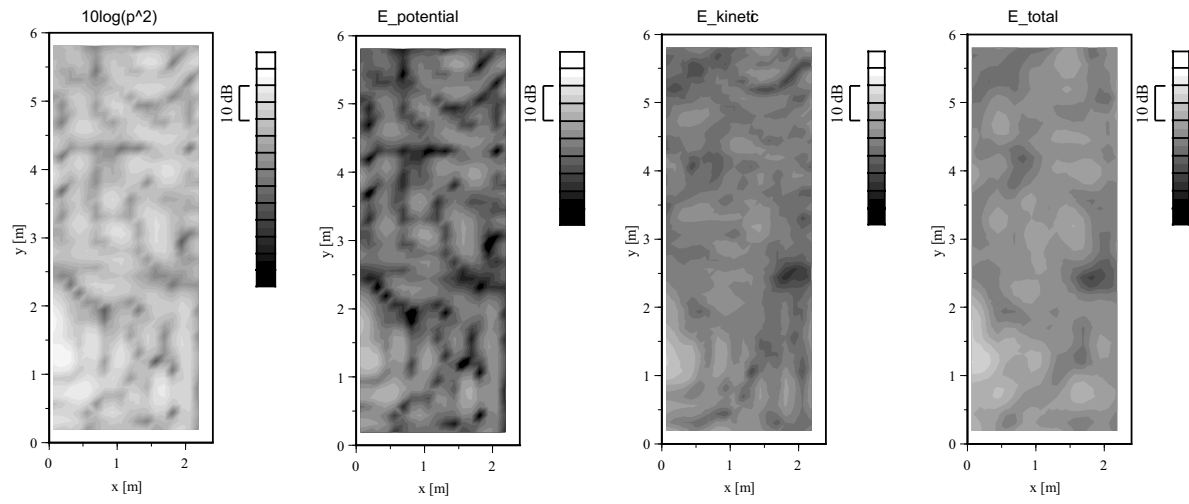


(b) Plane XZ

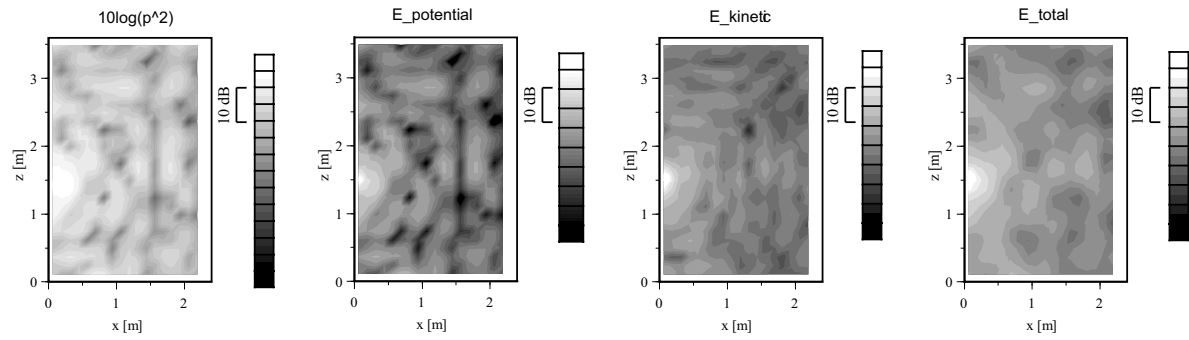


(c) Plane YZ

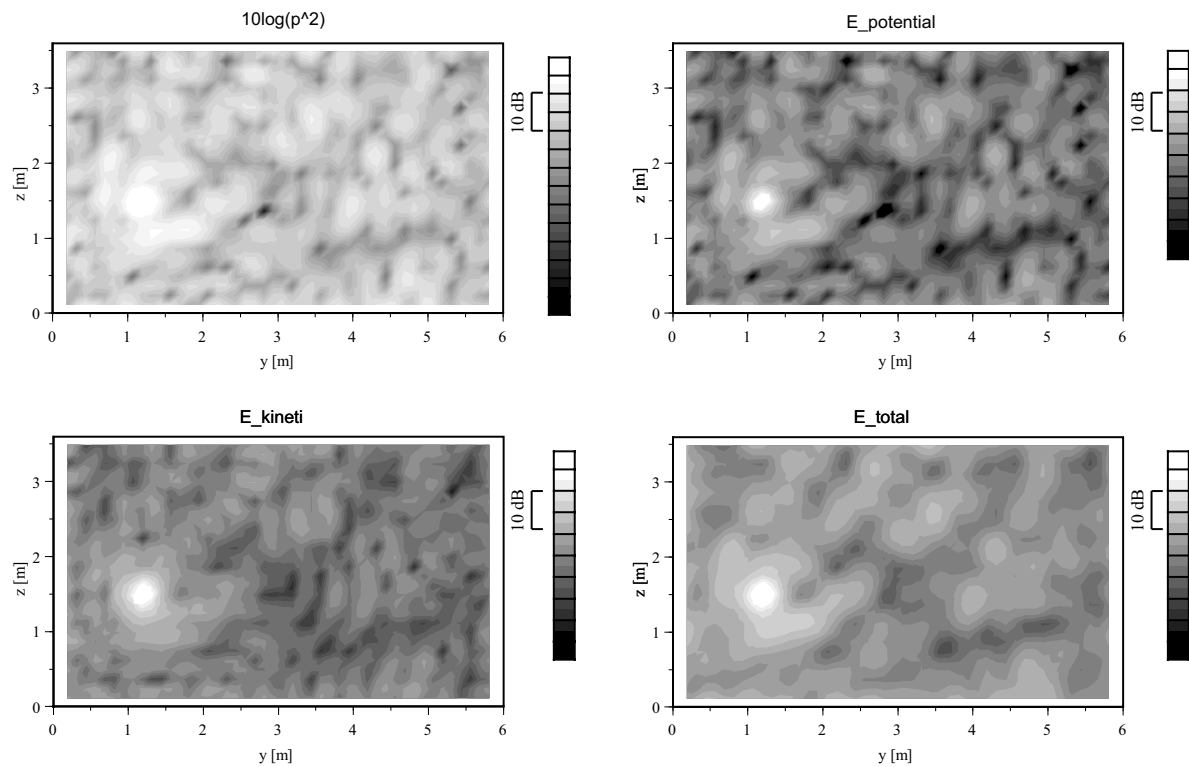
Fig. A.18 Sound pressure distributions (2wallDiff (rigid), 250 Hz single frequency).



(a) Plane XY

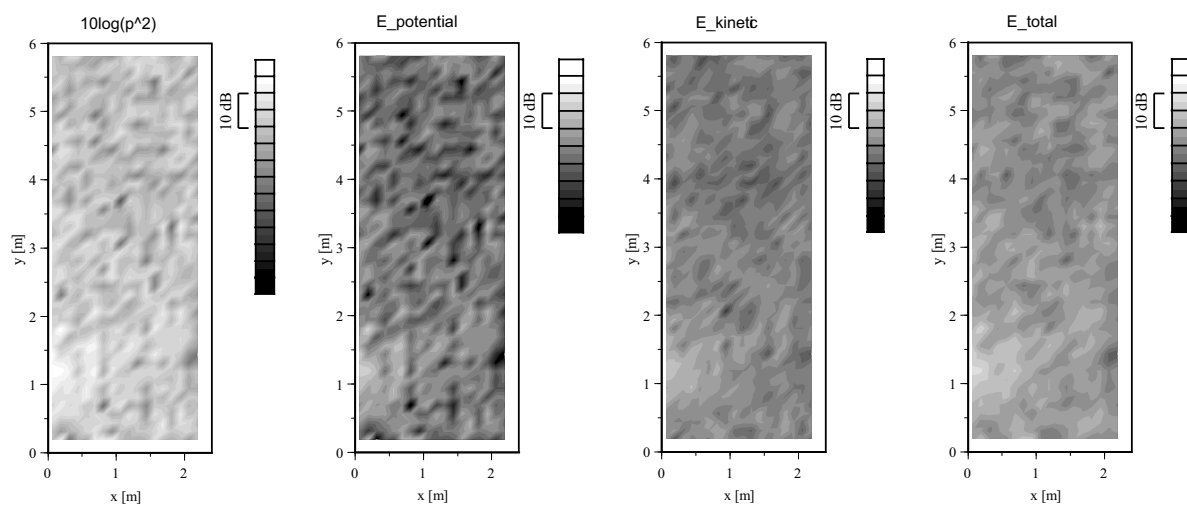


(b) Plane XZ

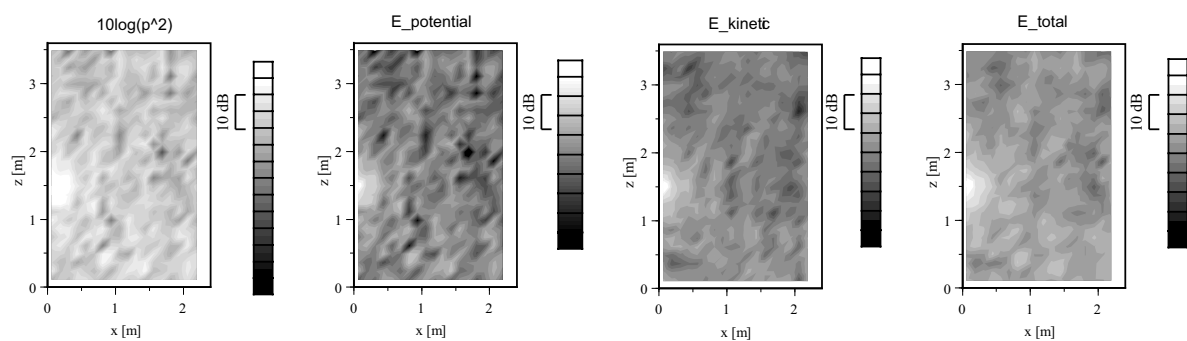


(c) Plane YZ

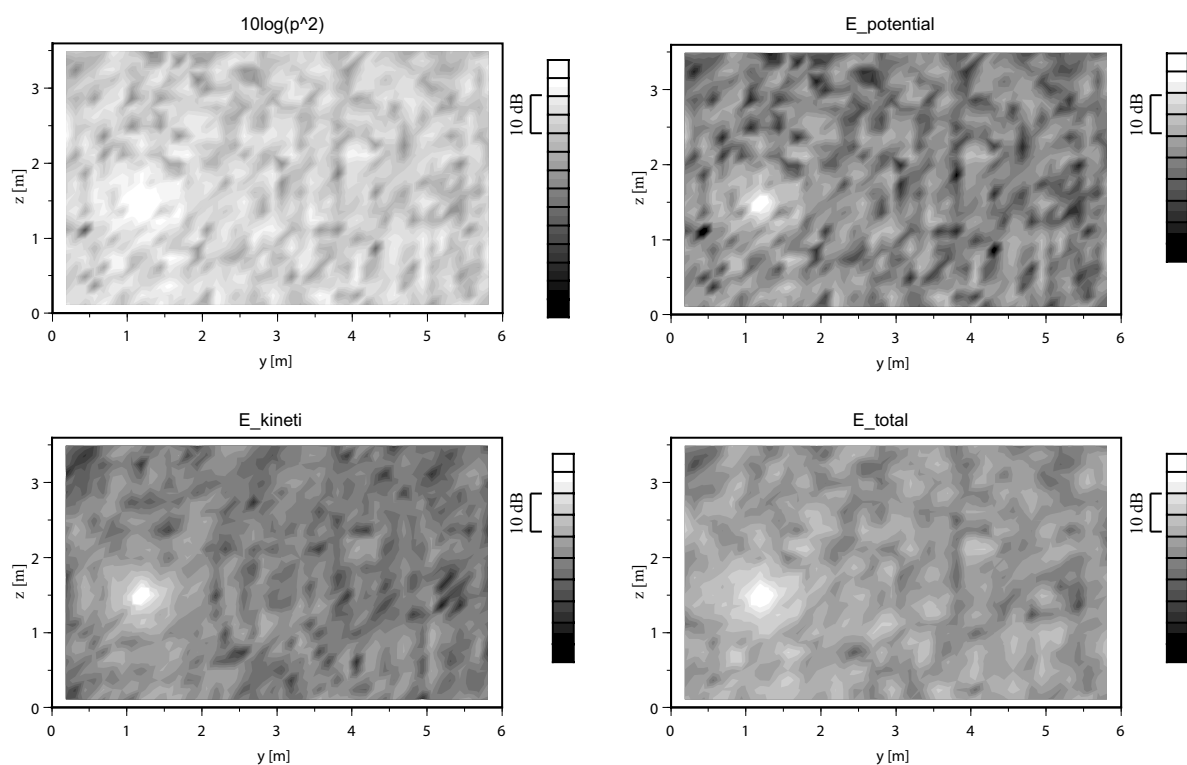
Fig. A.19 Sound pressure distributions (2wallDiff (absorp), 125 Hz single frequency).



(a) Plane XY

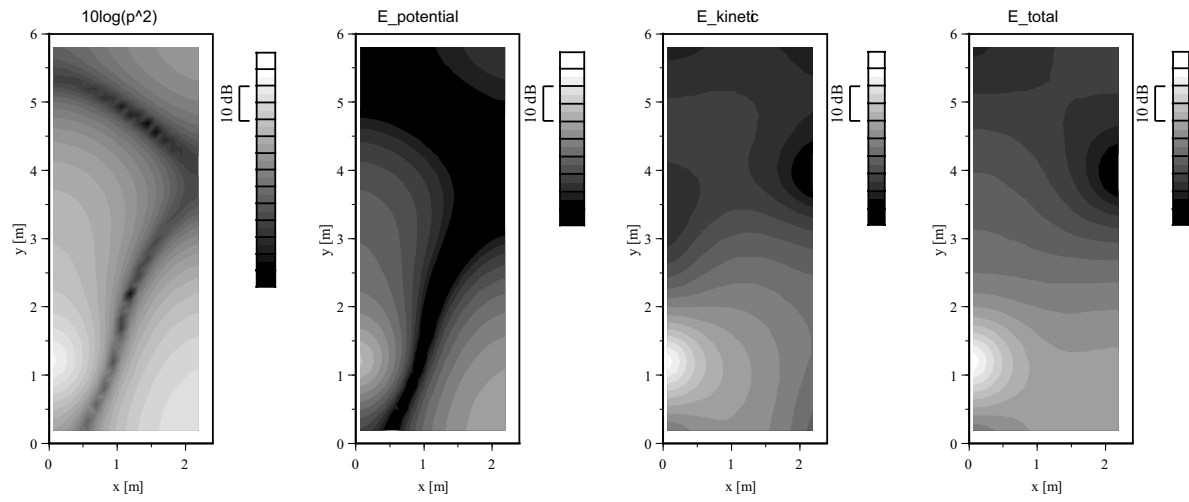


(b) Plane XZ

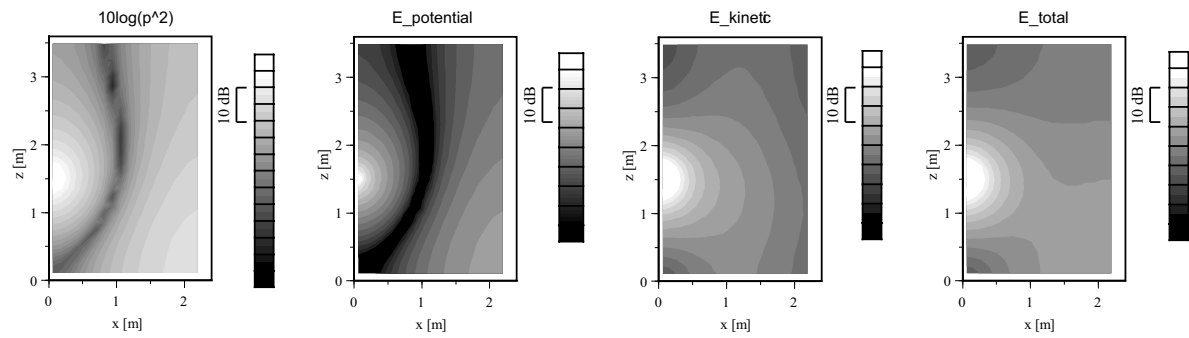


(c) Plane YZ

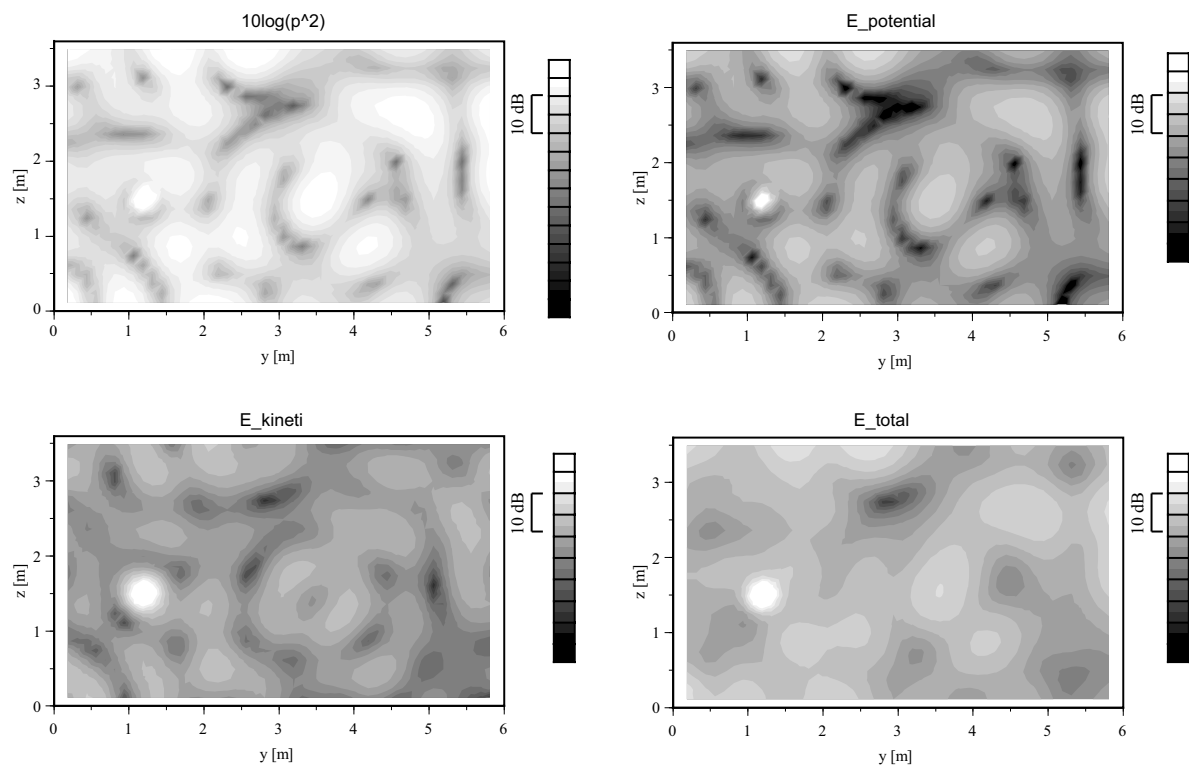
Fig. A.20 Sound pressure distributions (2wallDiff (absorp), 1 kHz single frequency).



(a) Plane XY

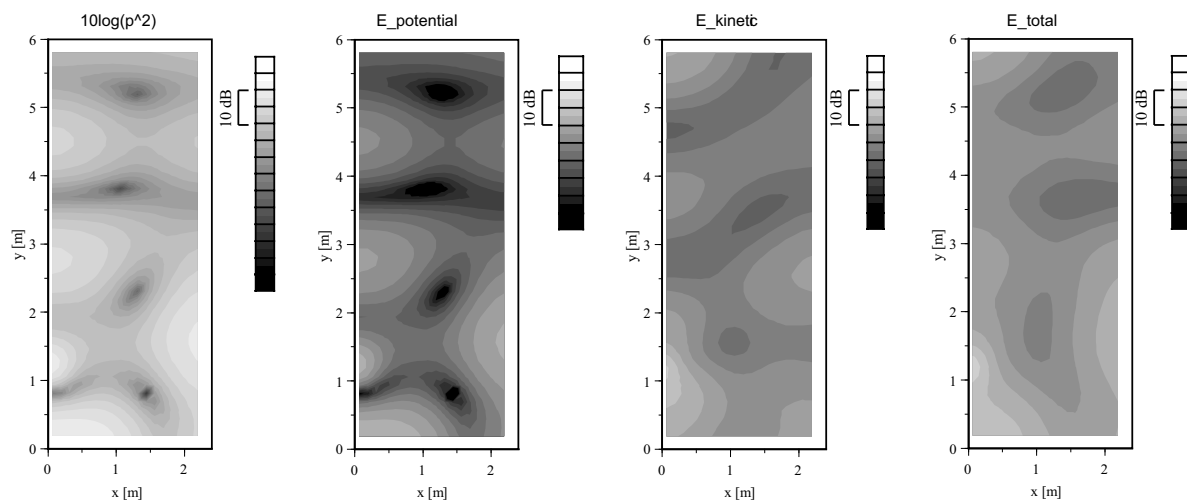


(b) Plane XZ

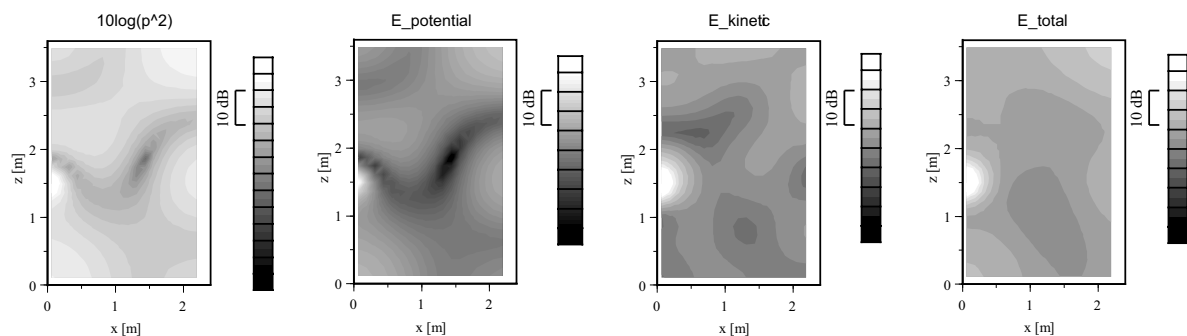


(c) Plane YZ

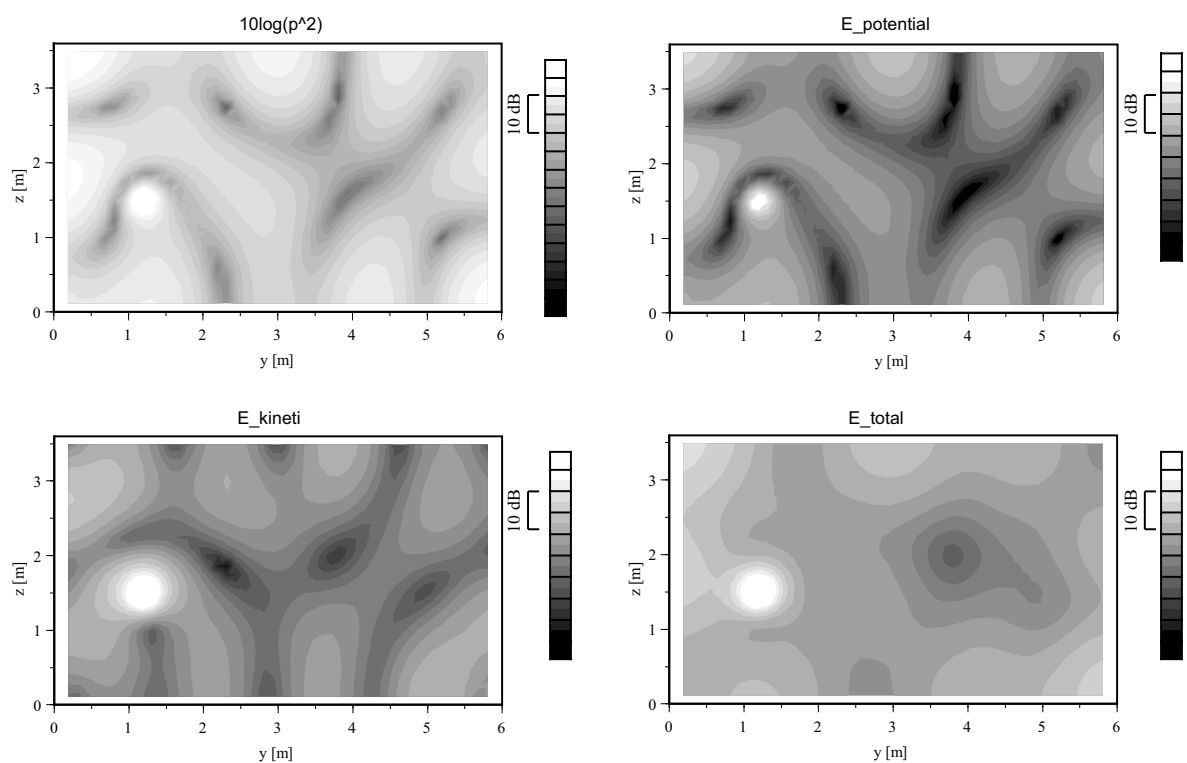
Fig. A.21 Sound pressure distributions (4wallDiff (rigid), 63 Hz single frequency).



(a) Plane XY

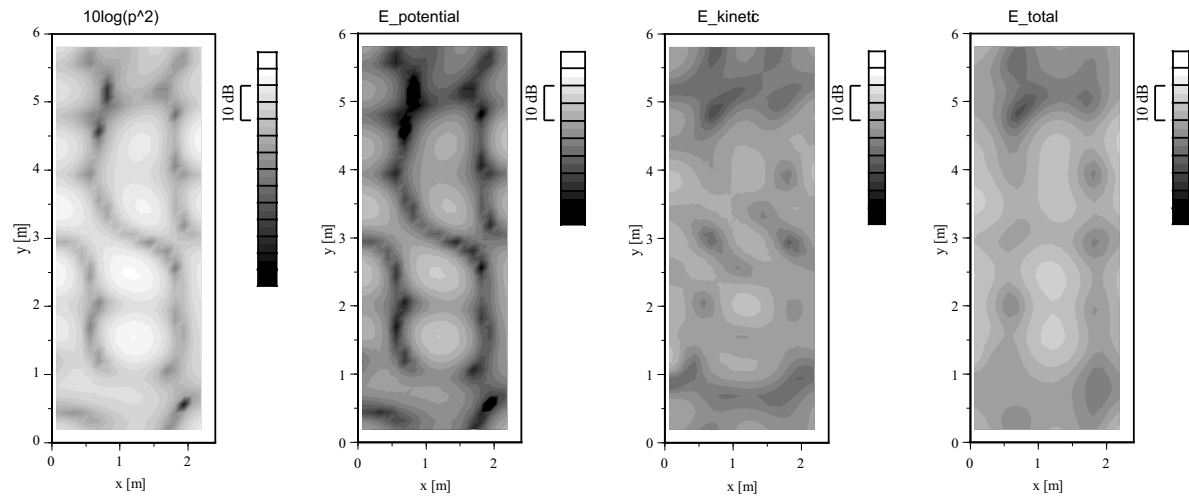


(b) Plane XZ

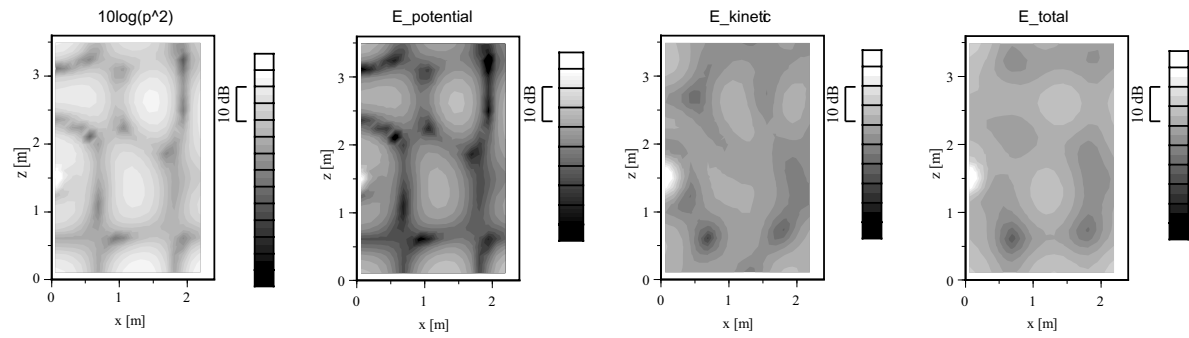


(c) Plane YZ

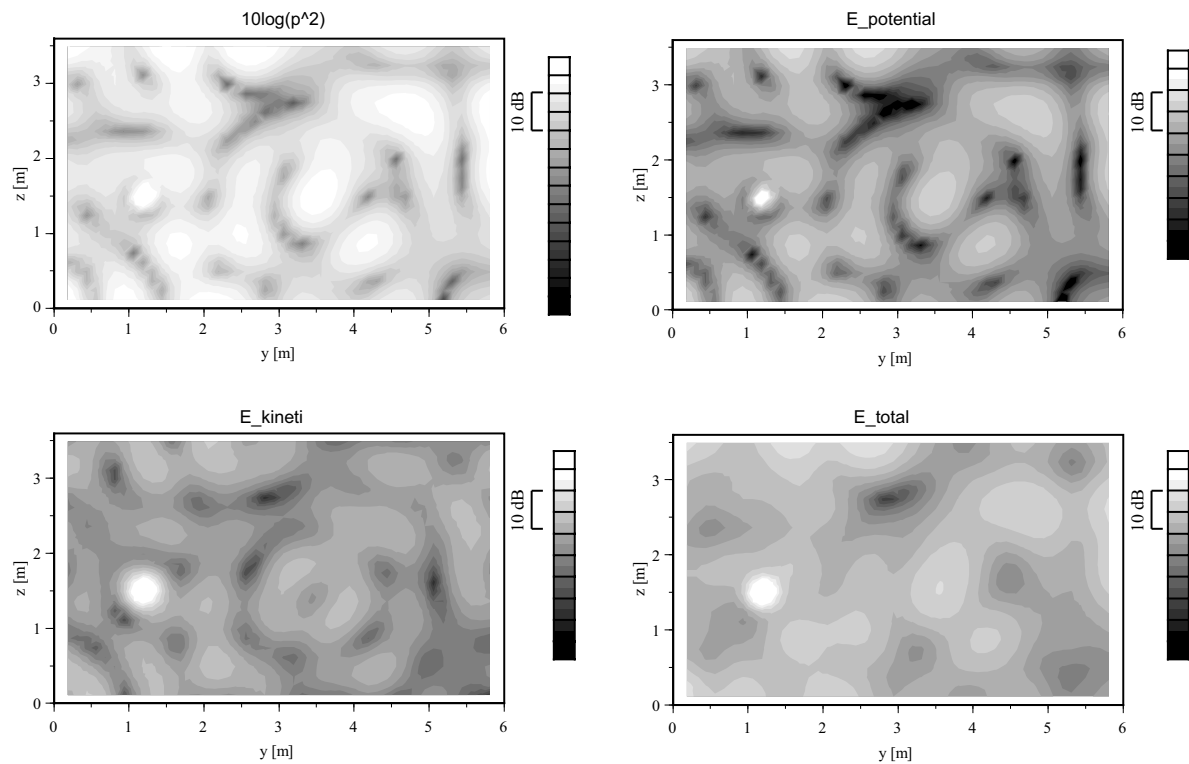
Fig. A.22 Sound pressure distributions (4wallDiff (rigid), 125 Hz single frequency).



(a) Plane XY

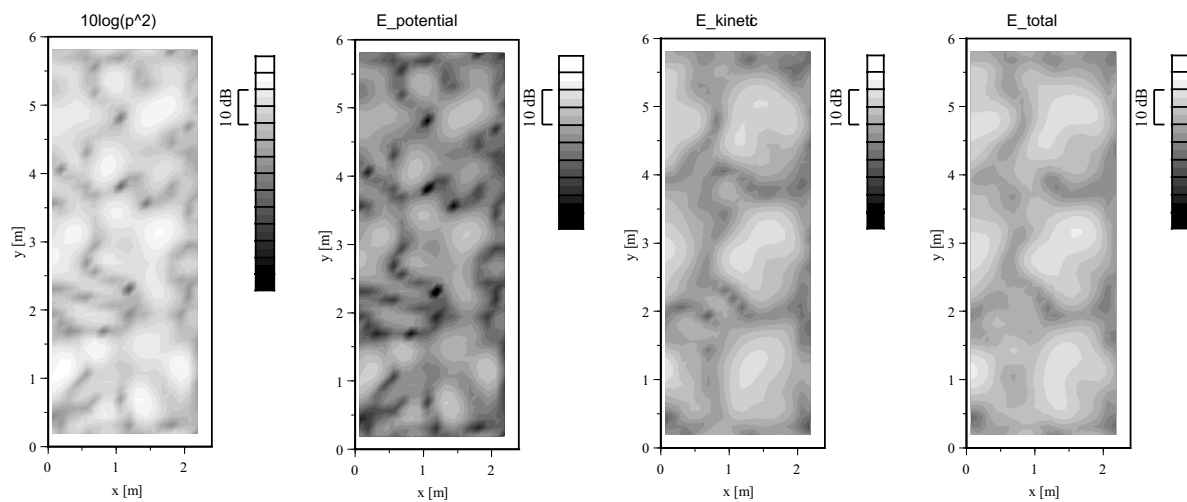


(b) Plane XZ

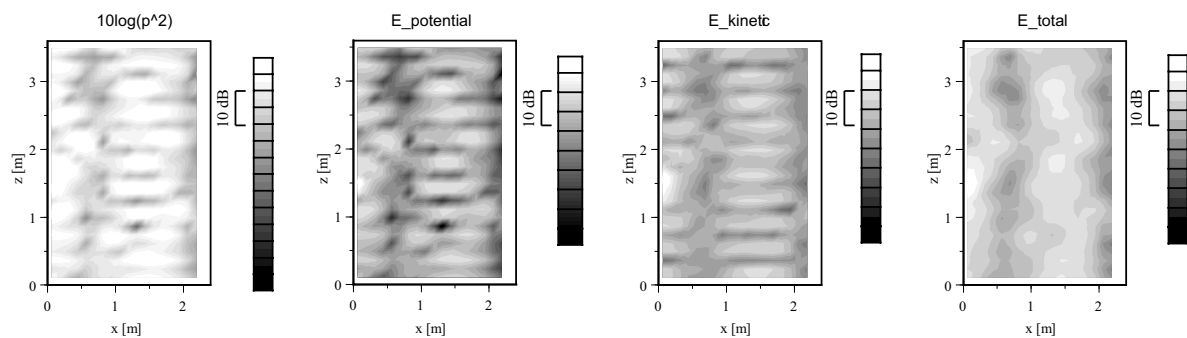


(c) Plane YZ

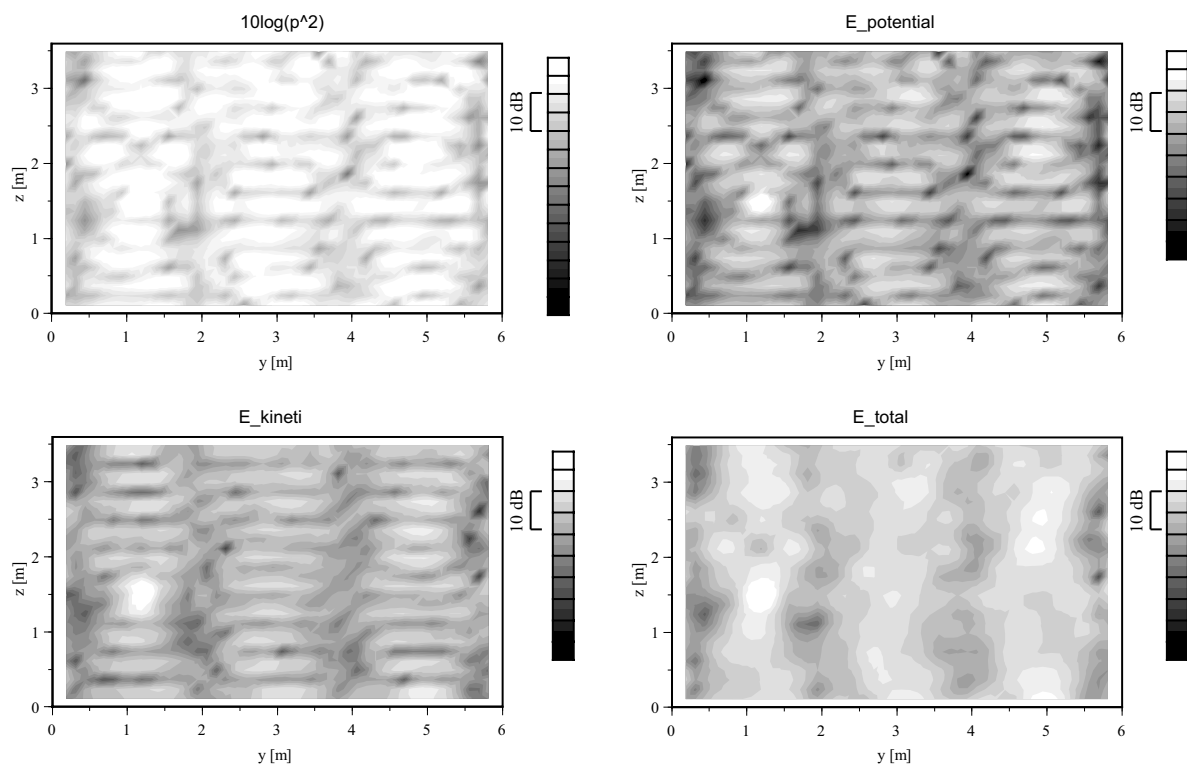
Fig. A.23 Sound pressure distributions (4wallDiff (rigid), 250 Hz single frequency).



(a) Plane XY

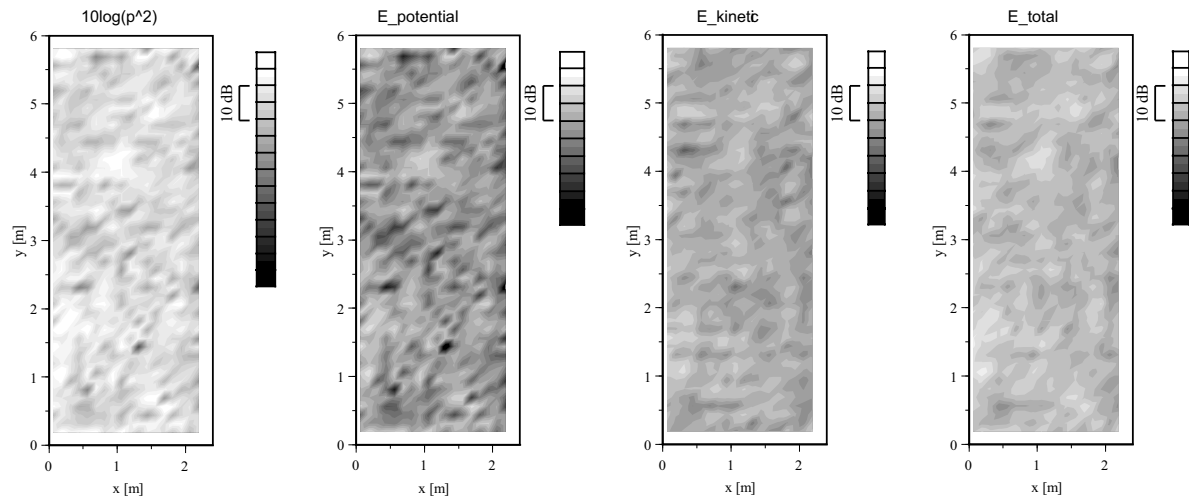


(b) Plane XZ

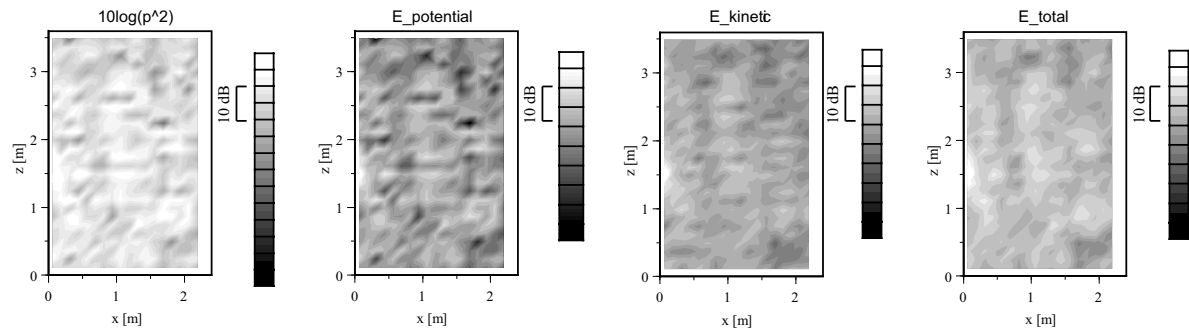


(c) Plane YZ

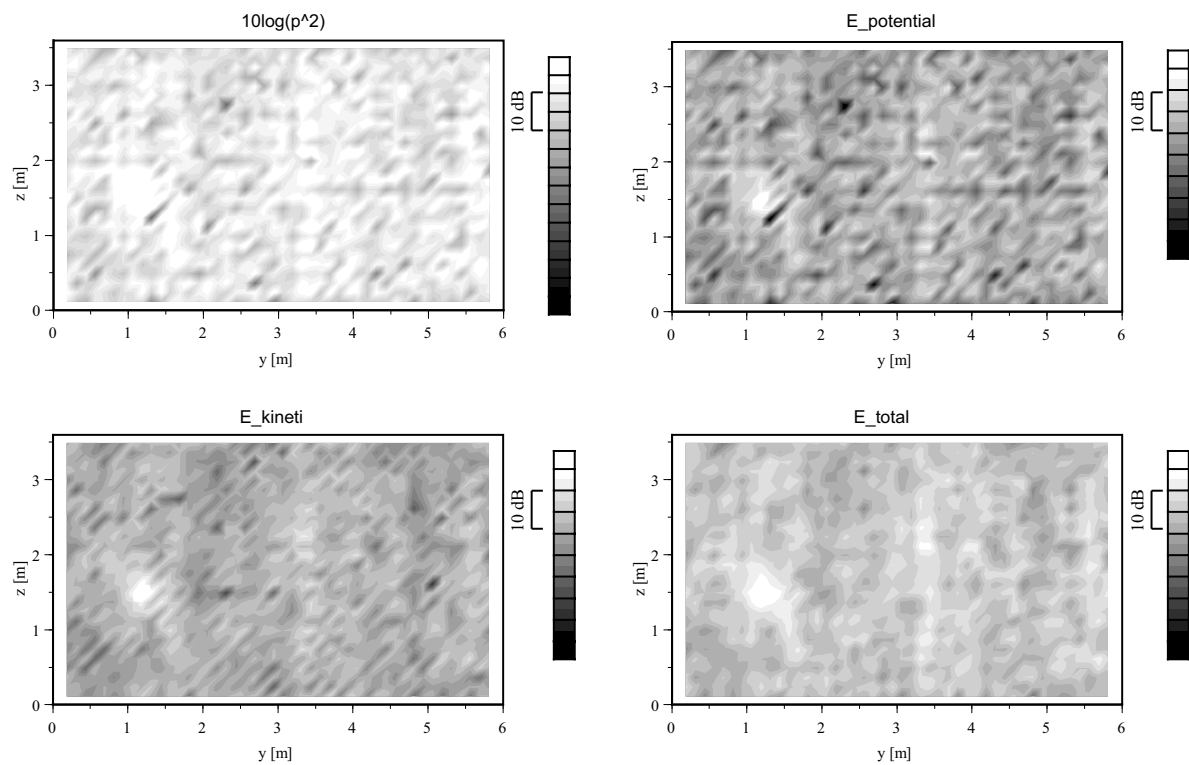
Fig. A.24 Sound pressure distributions (4wallDiff (rigid), 125 Hz single frequency).



(a) Plane XY

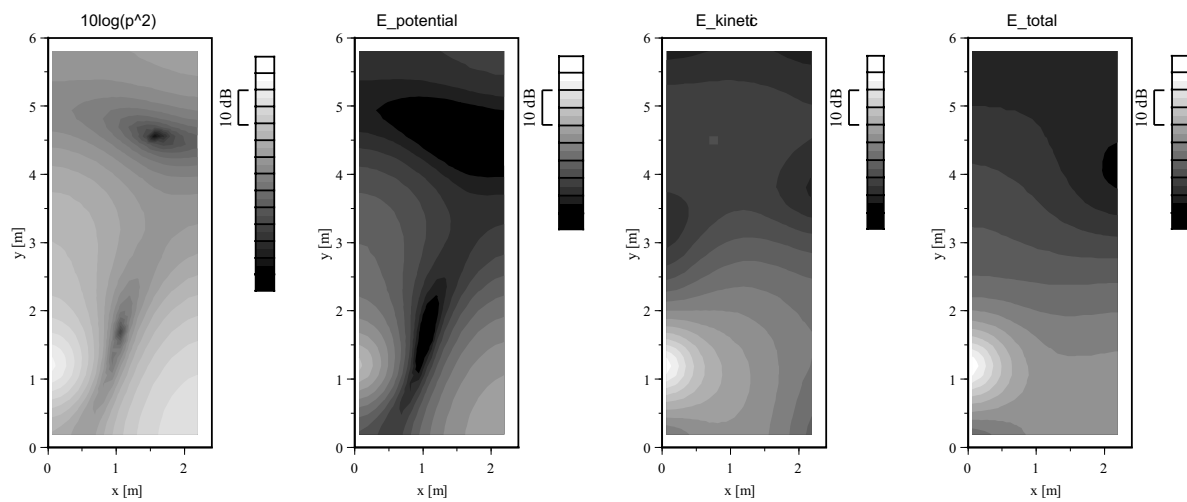


(b) Plane XZ

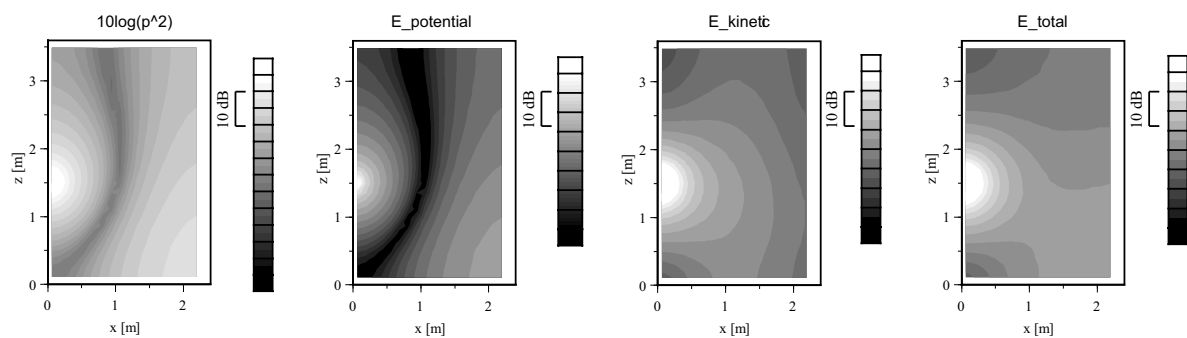


(c) Plane YZ

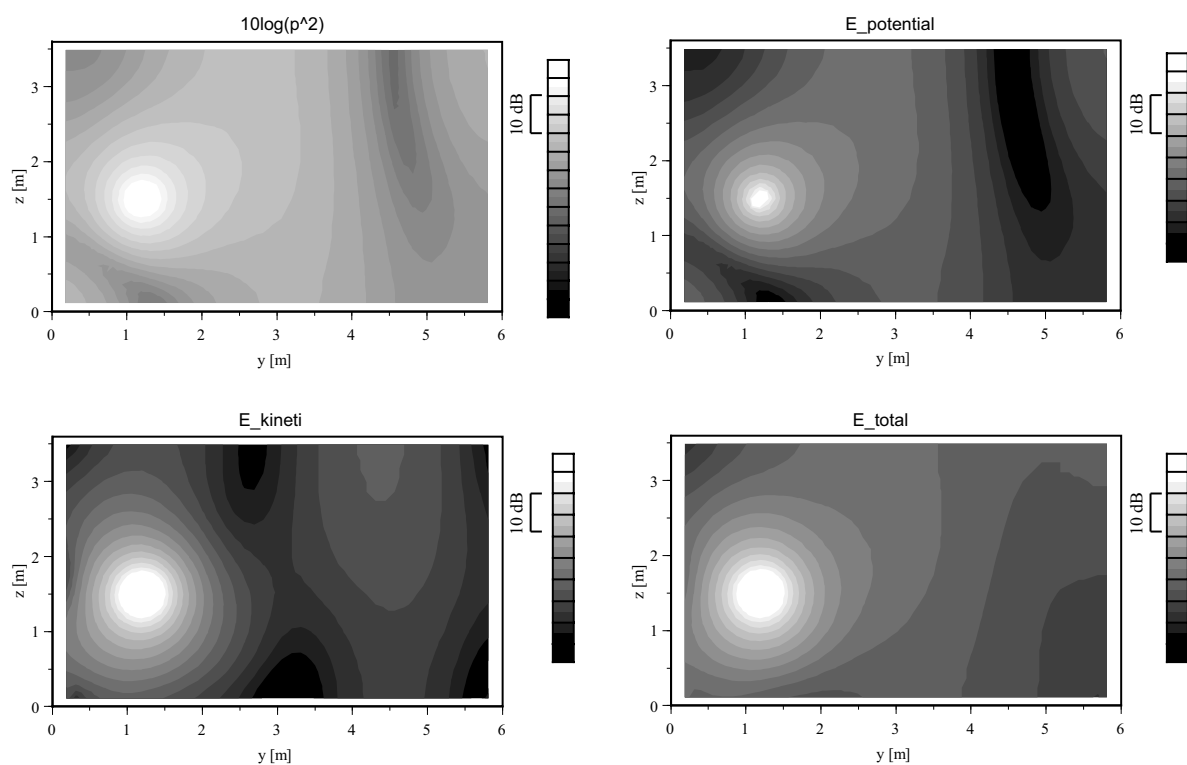
Fig. A.25 Sound pressure distributions (4wallDiff (rigid), 1 kHz single frequency).



(a) Plane XY

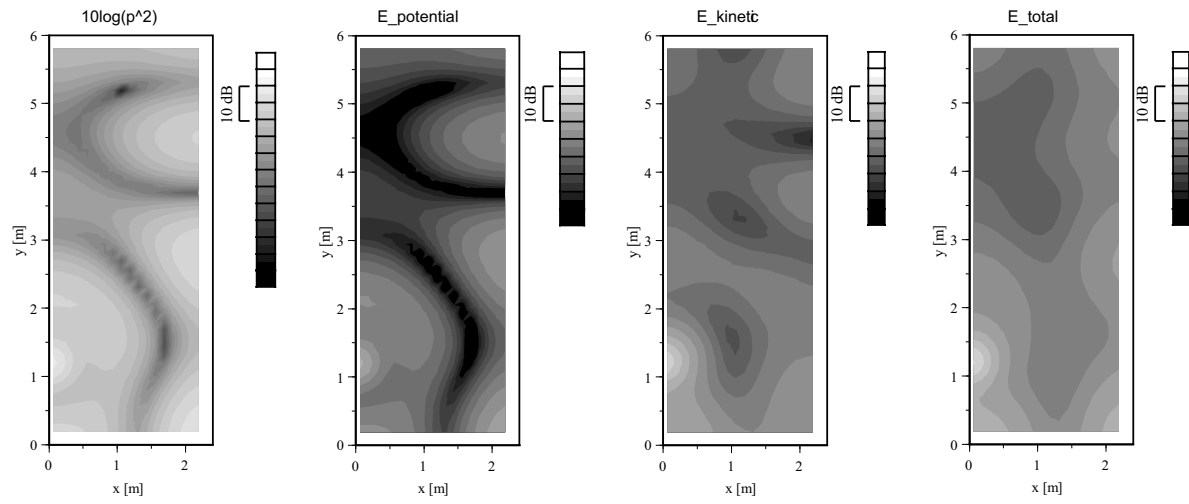


(b) Plane XZ

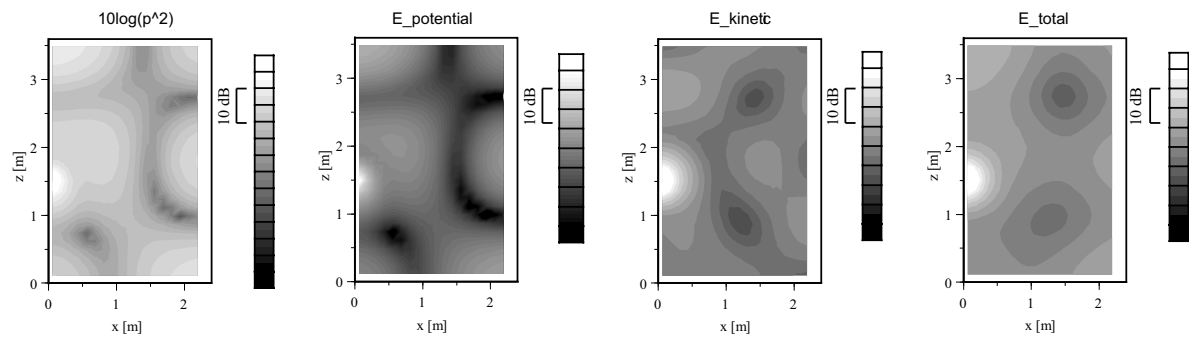


(c) Plane YZ

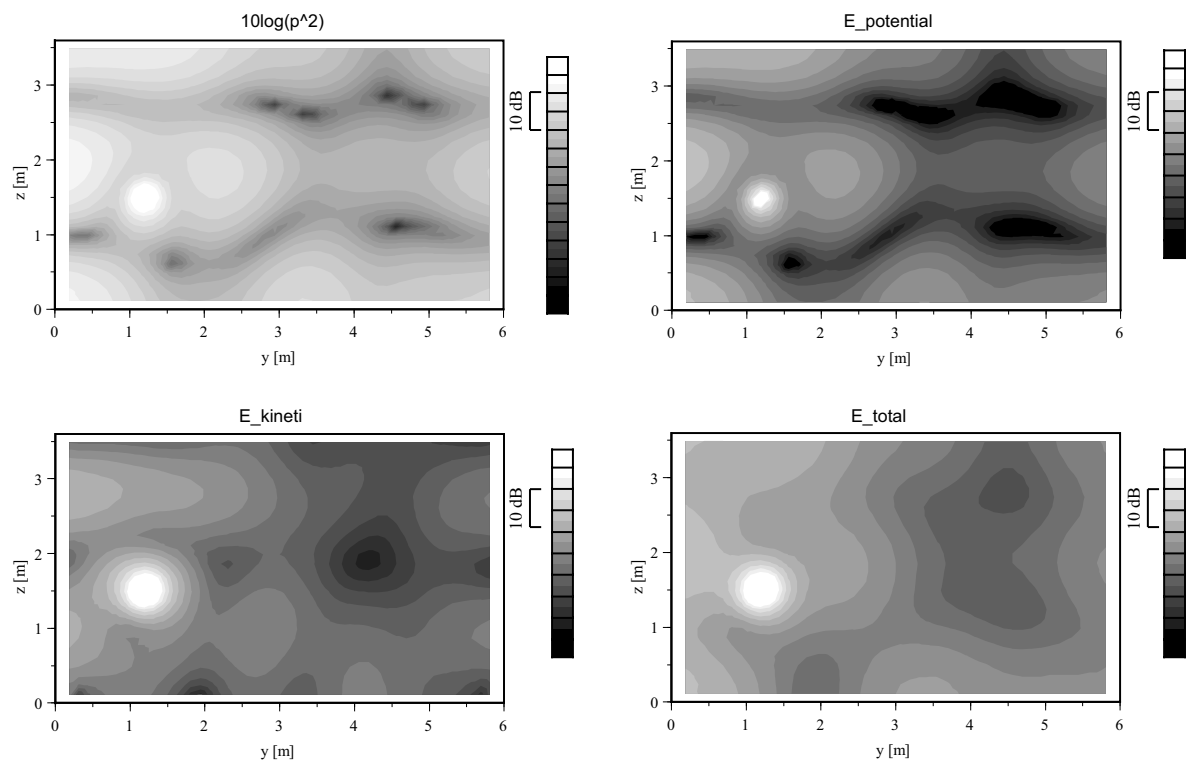
Fig. A.26 Sound pressure distributions (4wallDiff (absorp), 63 Hz single frequency).



(a) Plane XY

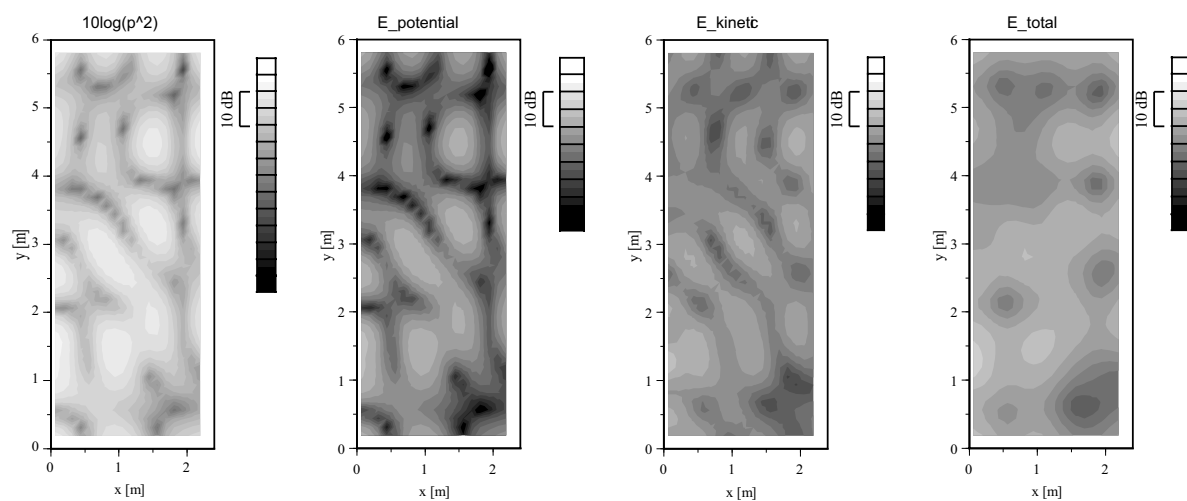


(b) Plane XZ

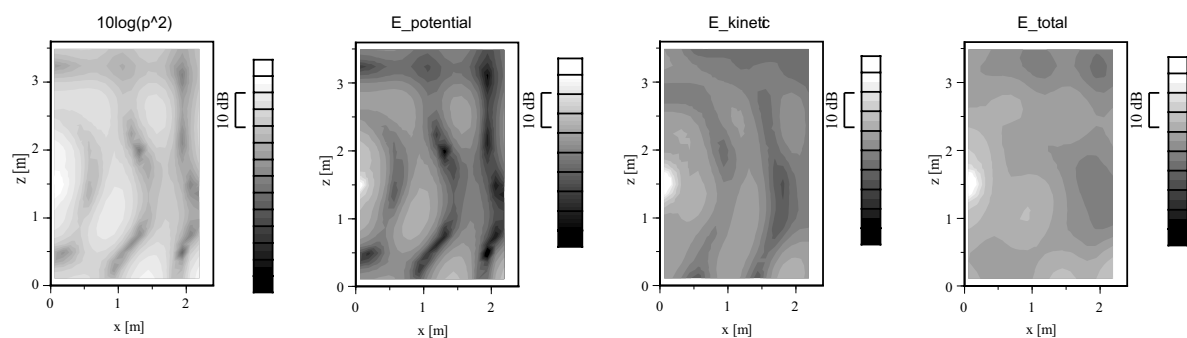


(c) Plane YZ

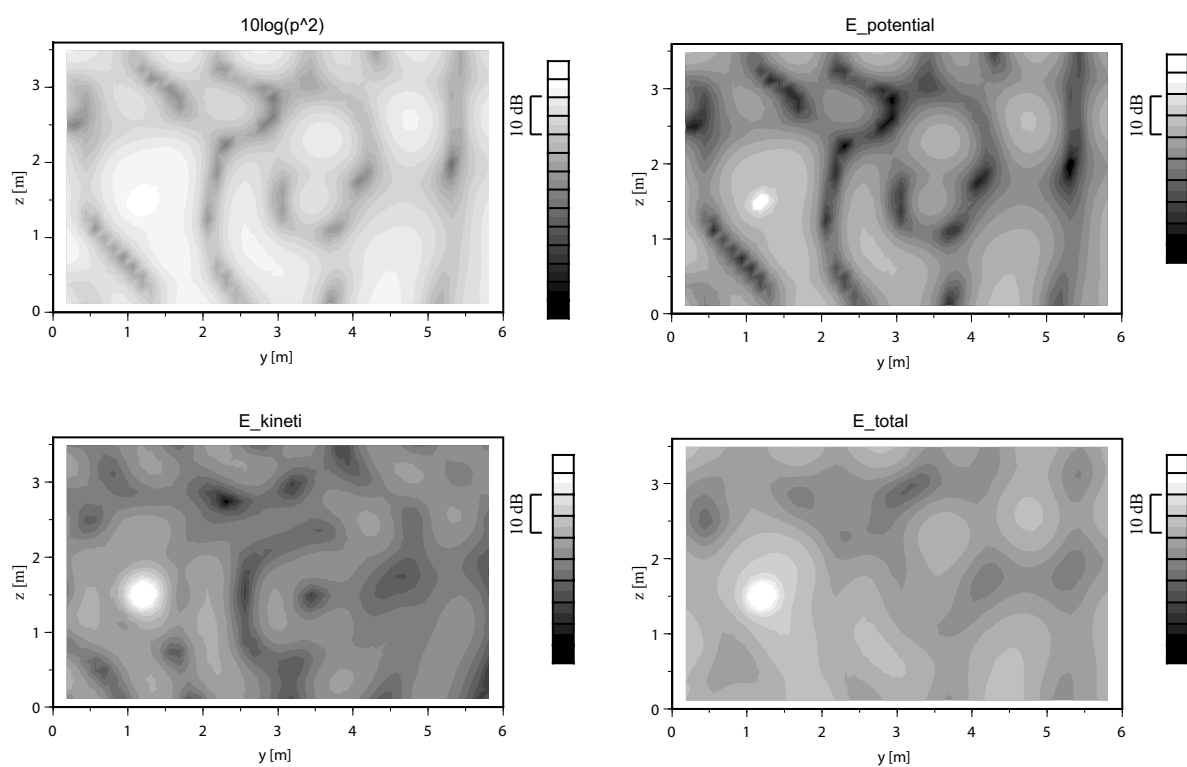
Fig. A.27 Sound pressure distributions (4wallDiff (absorp), 125 Hz single frequency).



(a) Plane XY

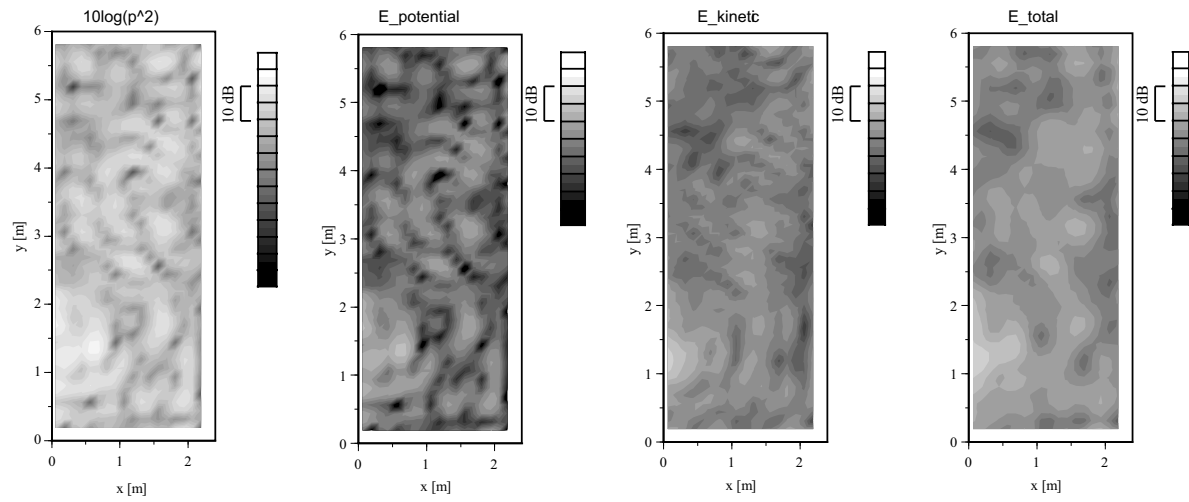


(b) Plane XZ

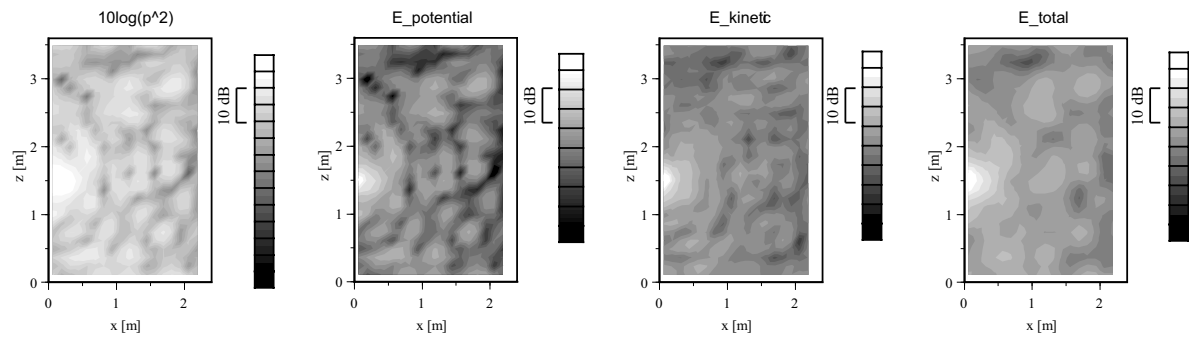


(c) Plane YZ

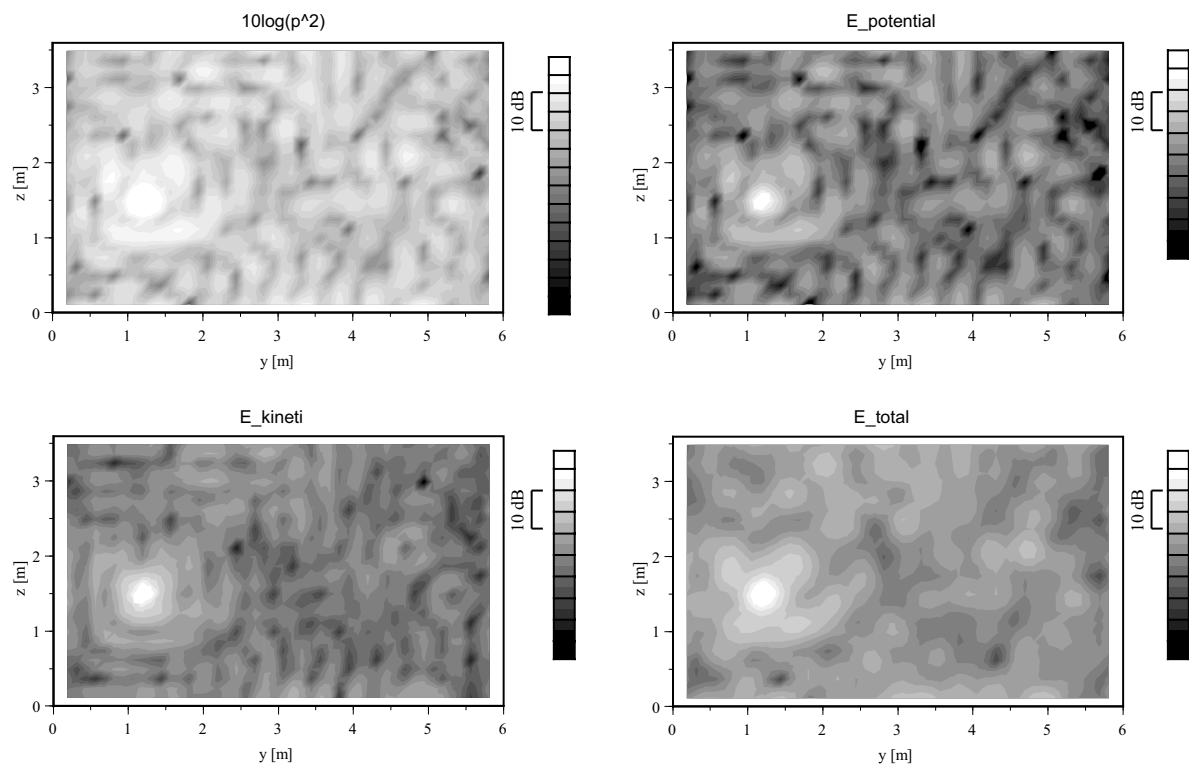
Fig. A.28 Sound pressure distributions (4wallDiff (rigid), 250 Hz single frequency).



(a) Plane XY

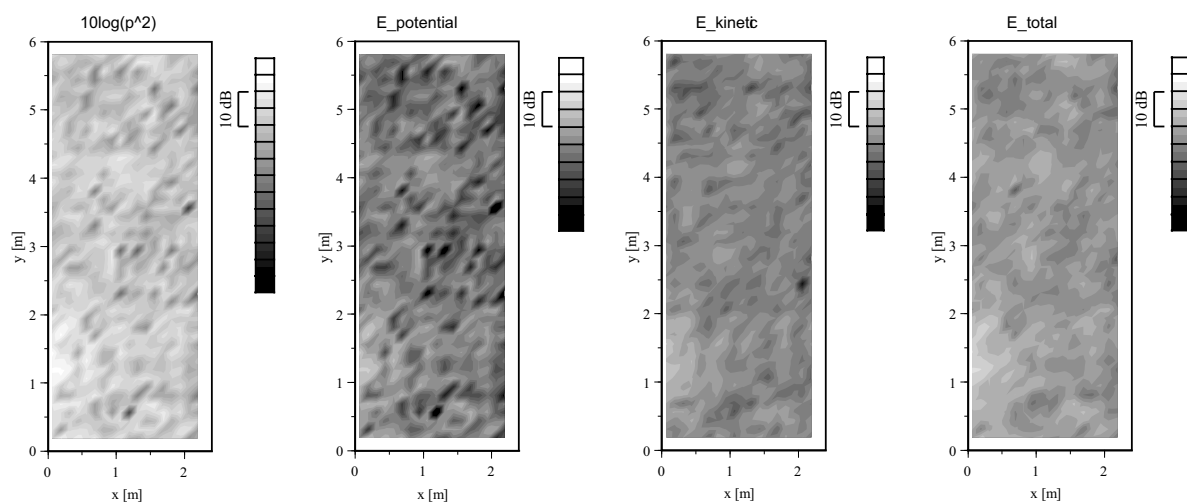


(b) Plane XZ

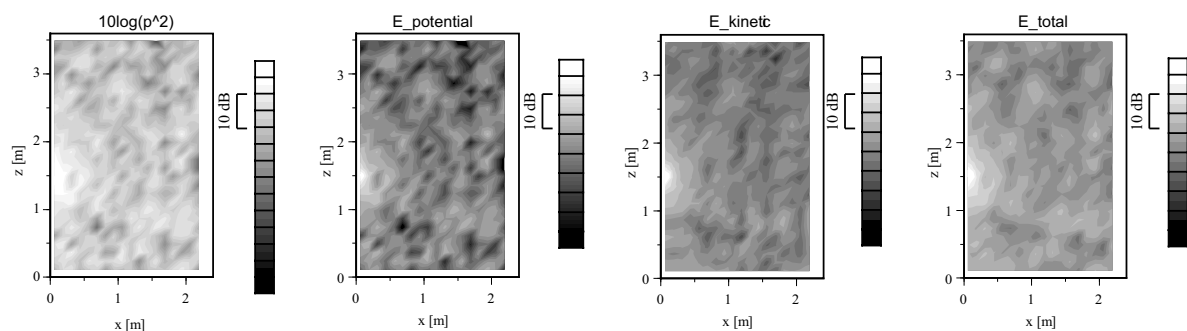


(c) Plane YZ

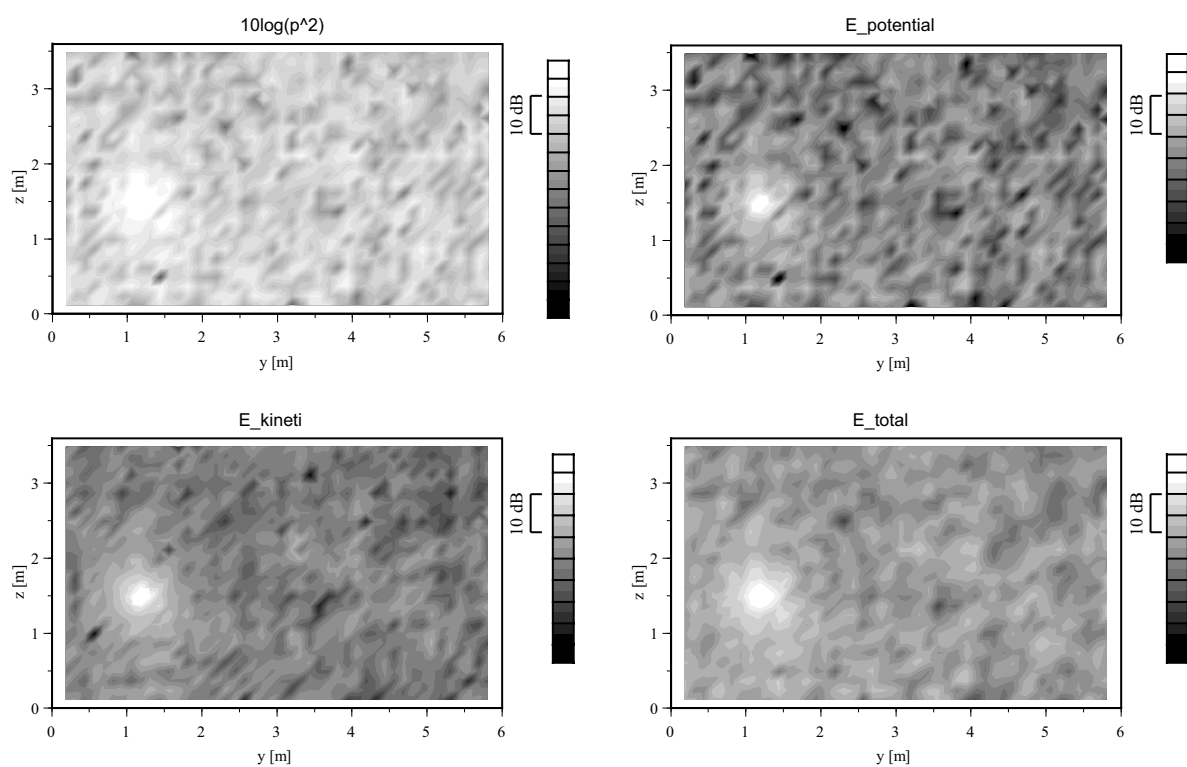
Fig. A.29 Sound pressure distributions (4wallDiff (absorp), 125 Hz single frequency).



(a) Plane XY



(b) Plane XZ



(c) Plane YZ

Fig. A.30 Sound pressure distributions (4wallDiff (absorp), 1 kHz single frequency).

A.1.2 1/3 オクターブバンド

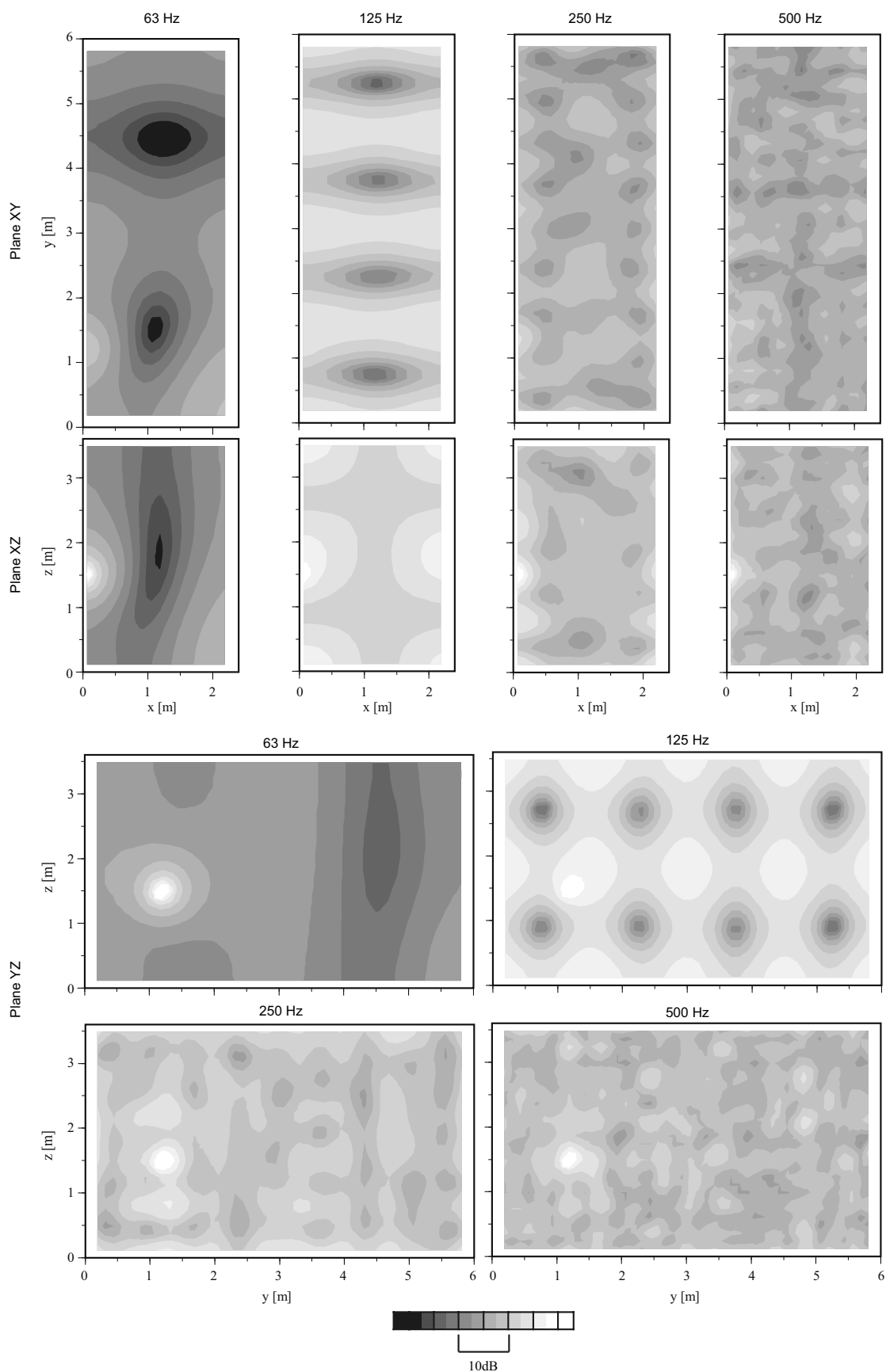


Fig. A.31 Sound pressure distributions (noDiff (rigid), 1/3 oct. band).

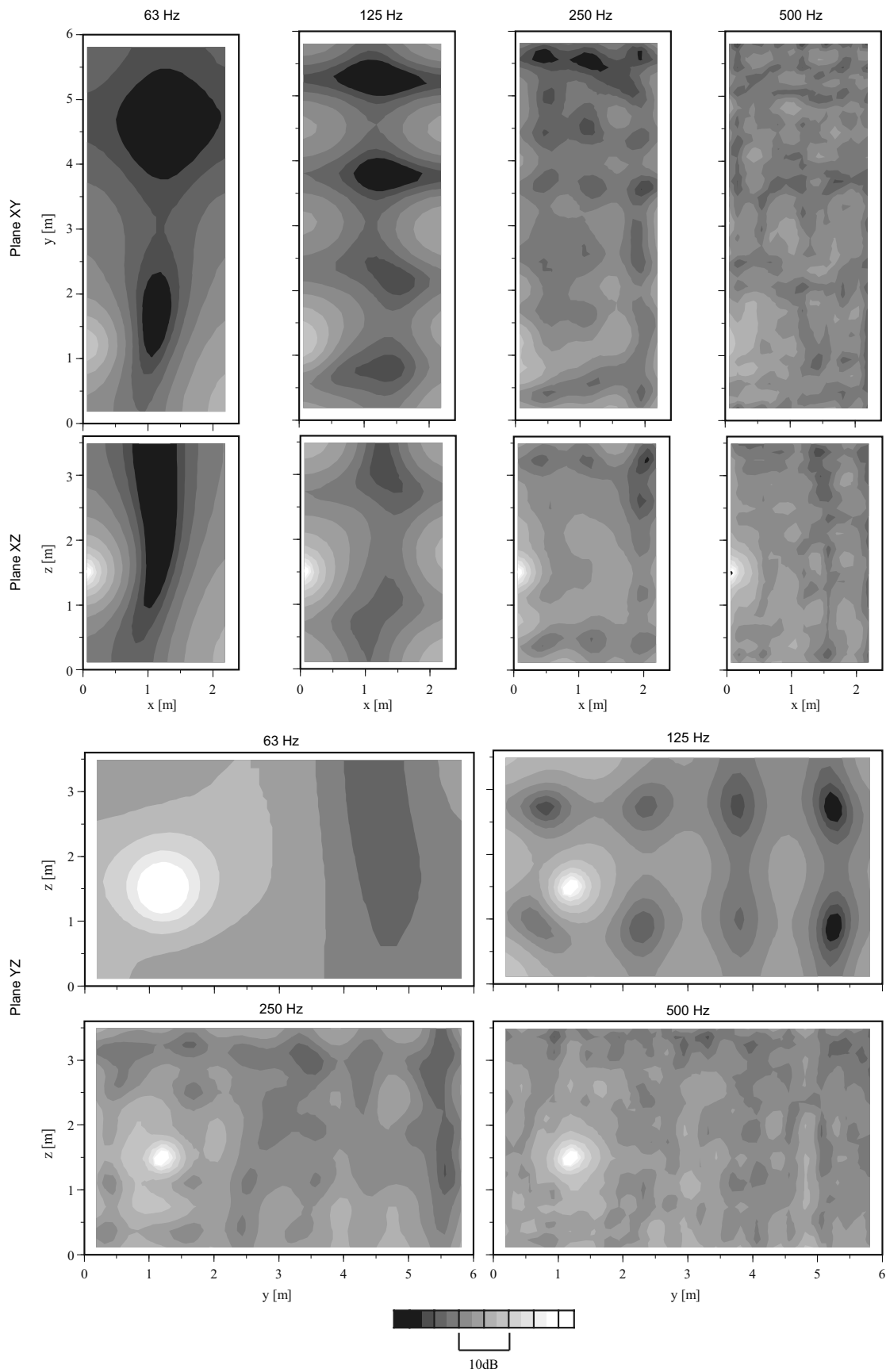


Fig. A.32 Sound pressure distributions (noDiff (absorp), 1/3 oct. band).

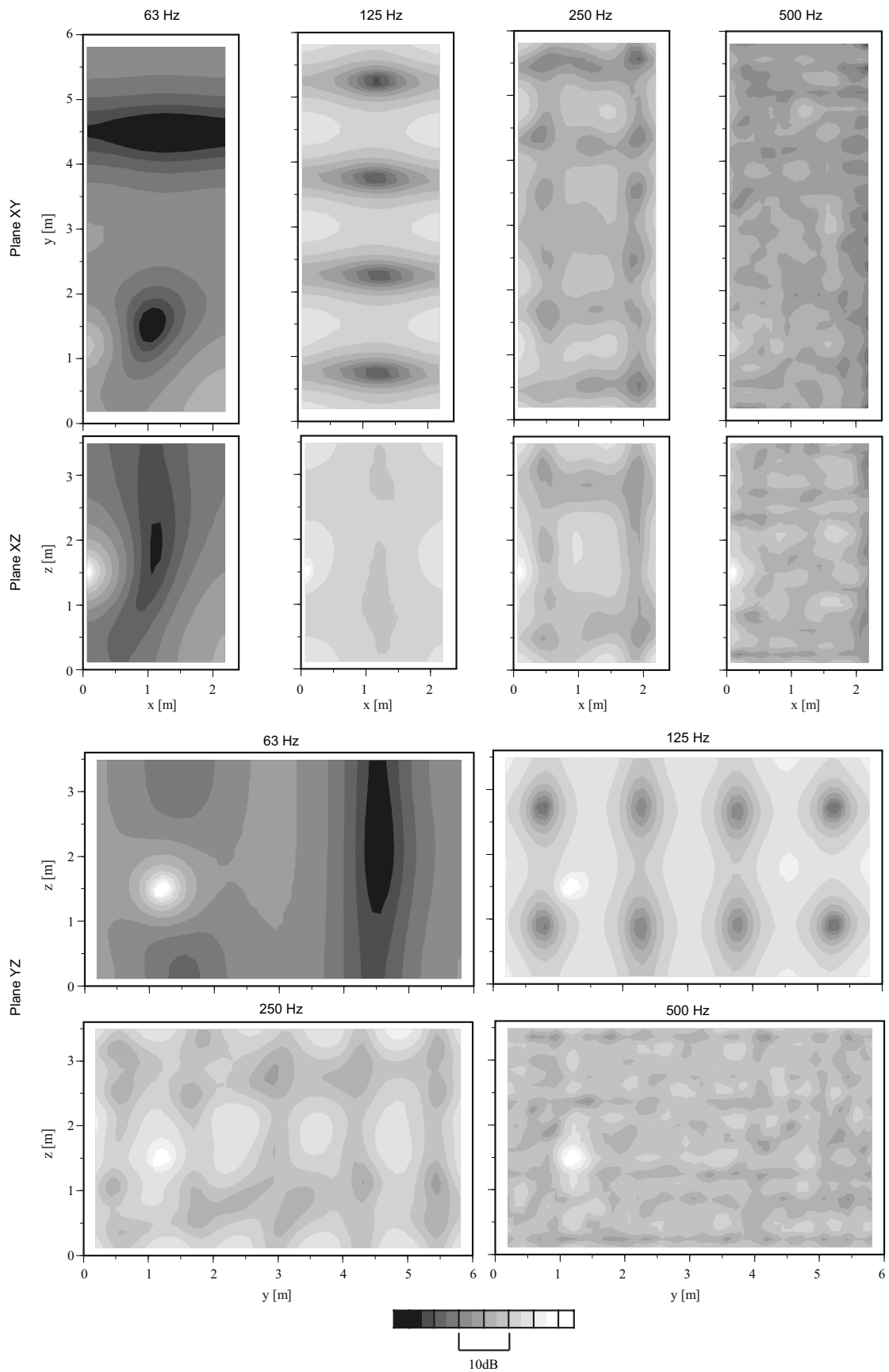


Fig. A.33 Sound pressure distributions (2wallDiff (rigid), 1/3 oct. band).

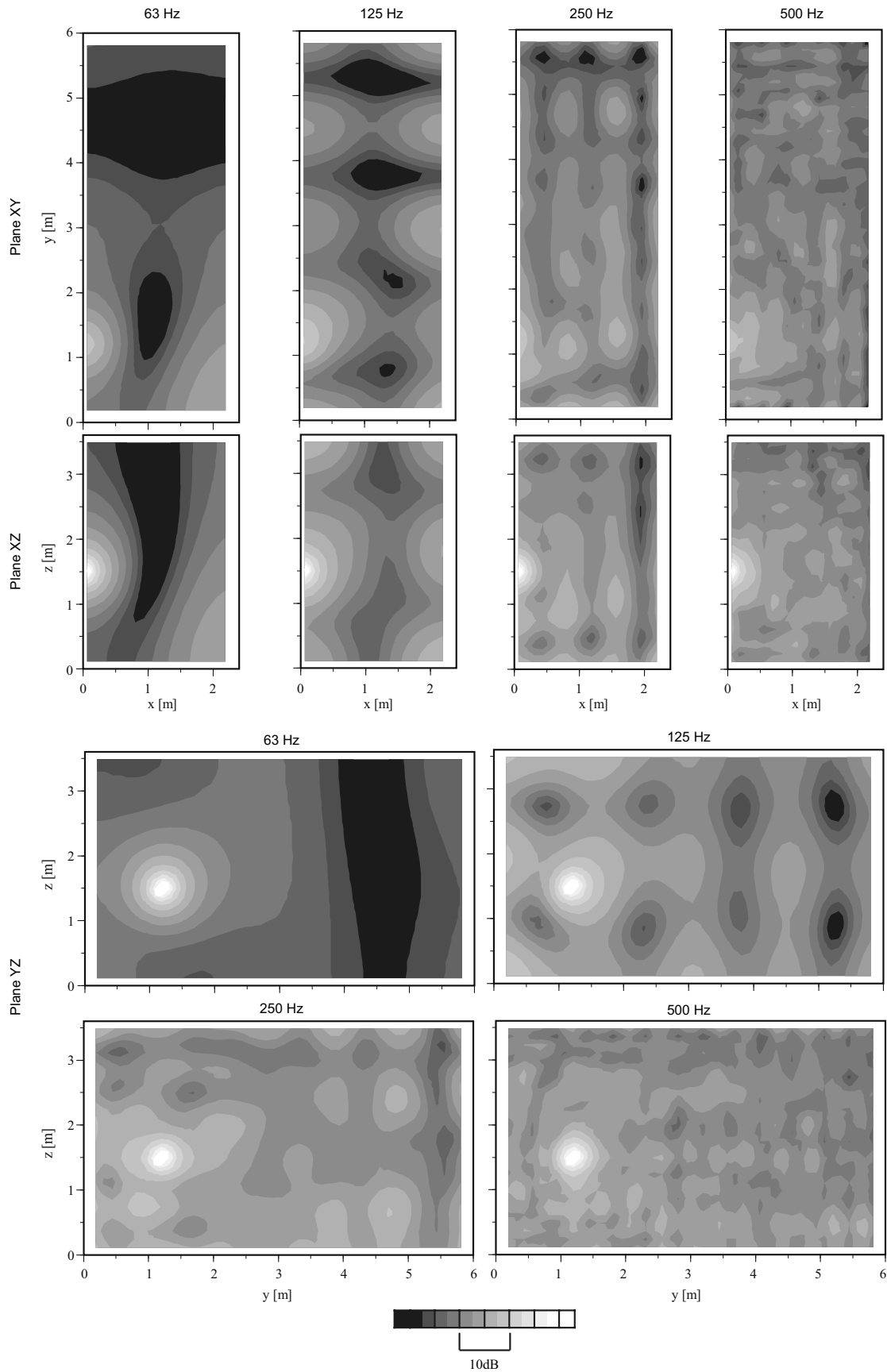


Fig. A.34 Sound pressure distributions (2wallDiff (absorp), 1/3 oct. band).

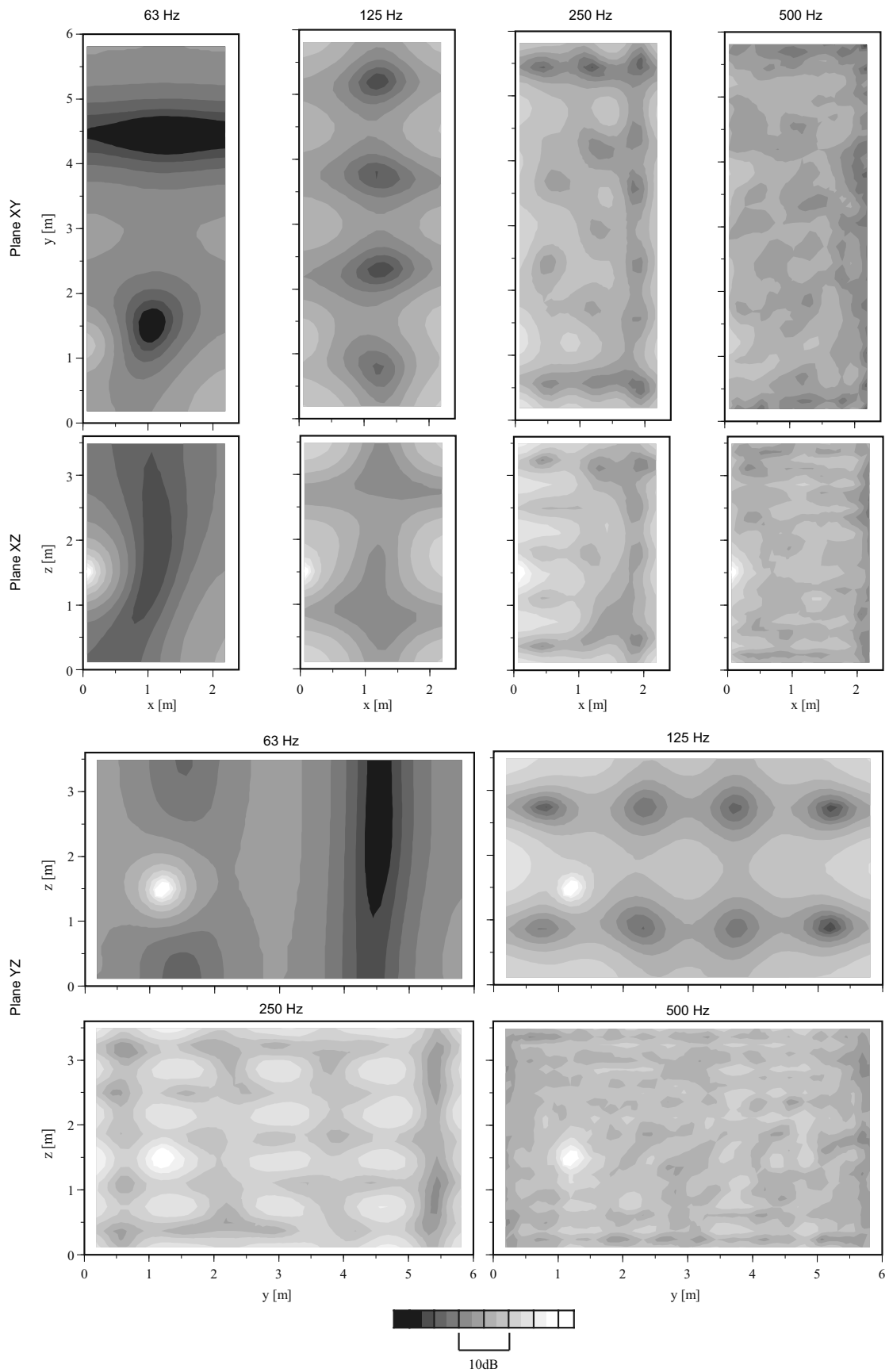


Fig. A.35 Sound pressure distributions (4wallDiff (rigid), 1/3 oct. band).

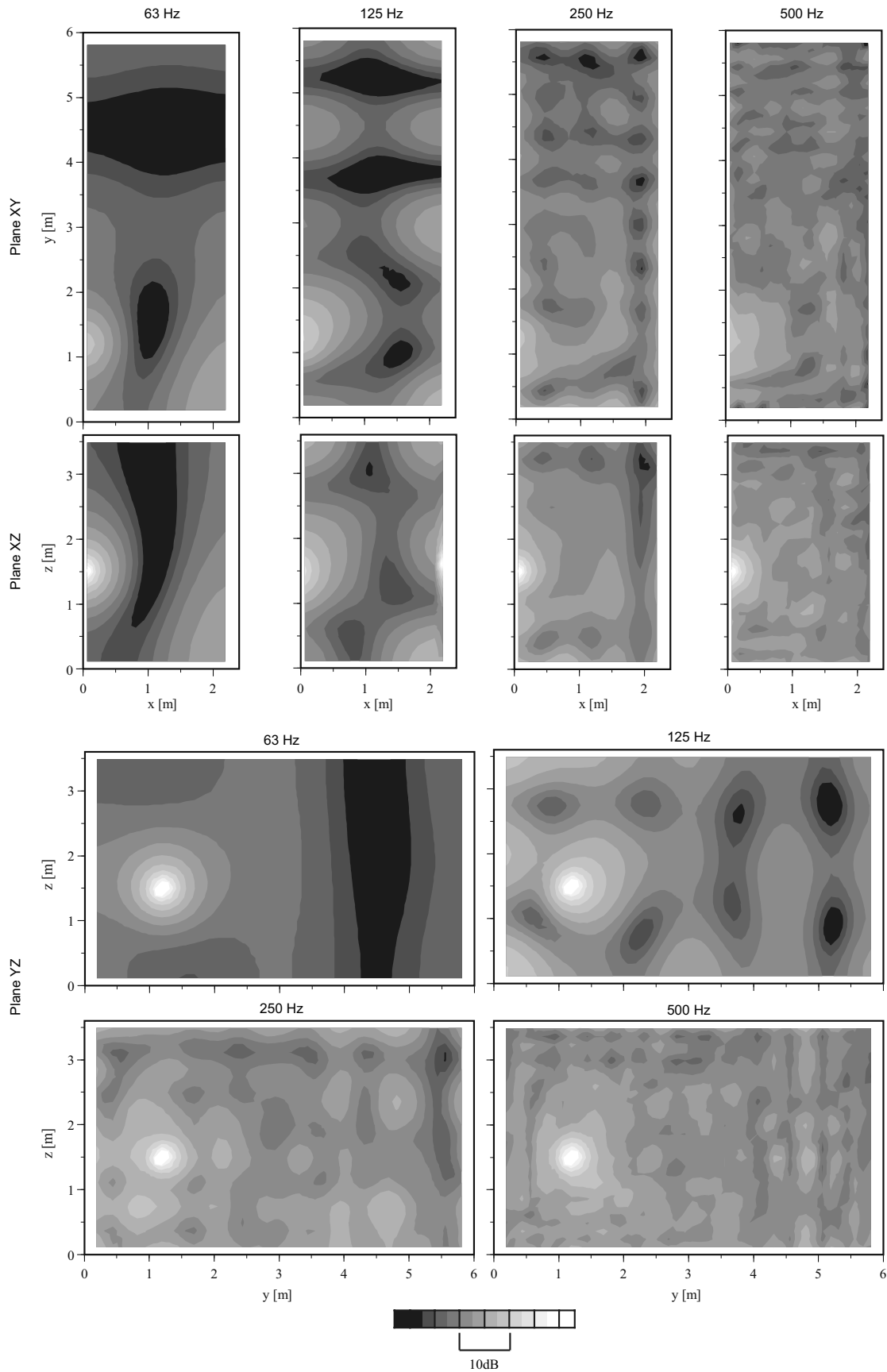


Fig. A.36 Sound pressure distributions (4wallDiff (absorp), 1/3 oct. band).

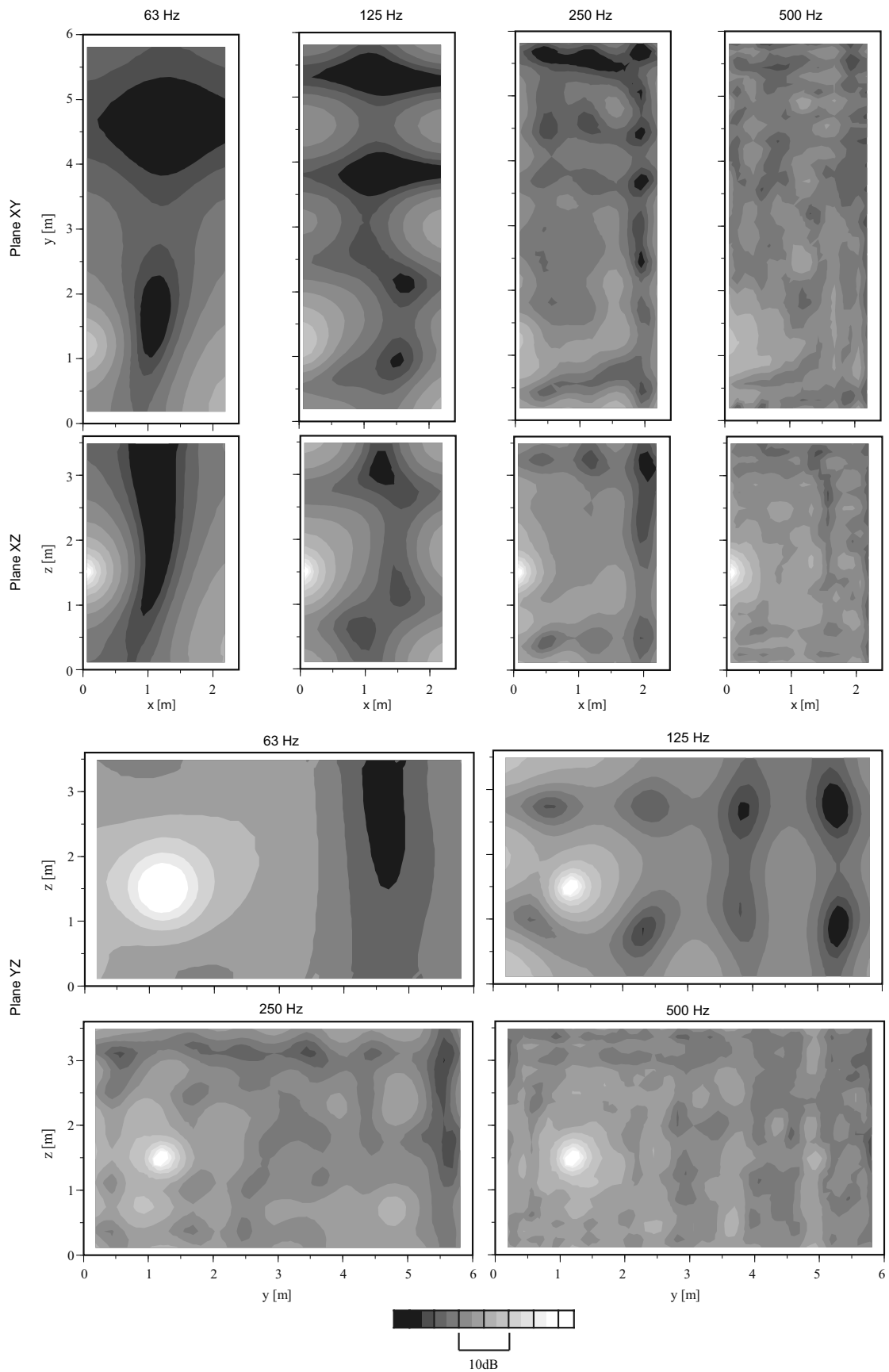


Fig. A.37 Sound pressure distributions (4wallDiff_vol (absorp), 1/3 oct. band).

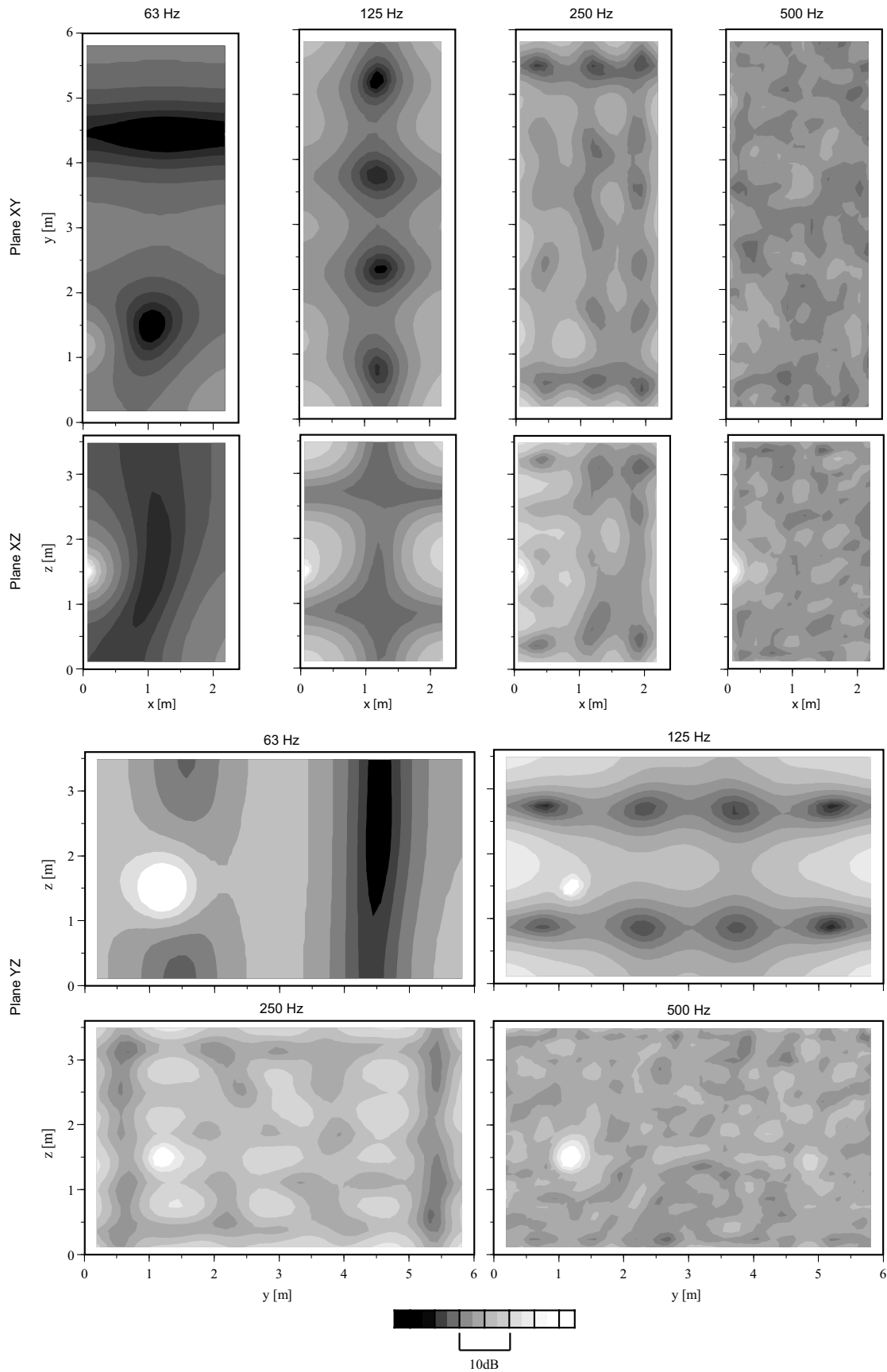


Fig. A.38 Sound pressure distributions (4wallDiff_middle (rigid), 1/3 oct. band).

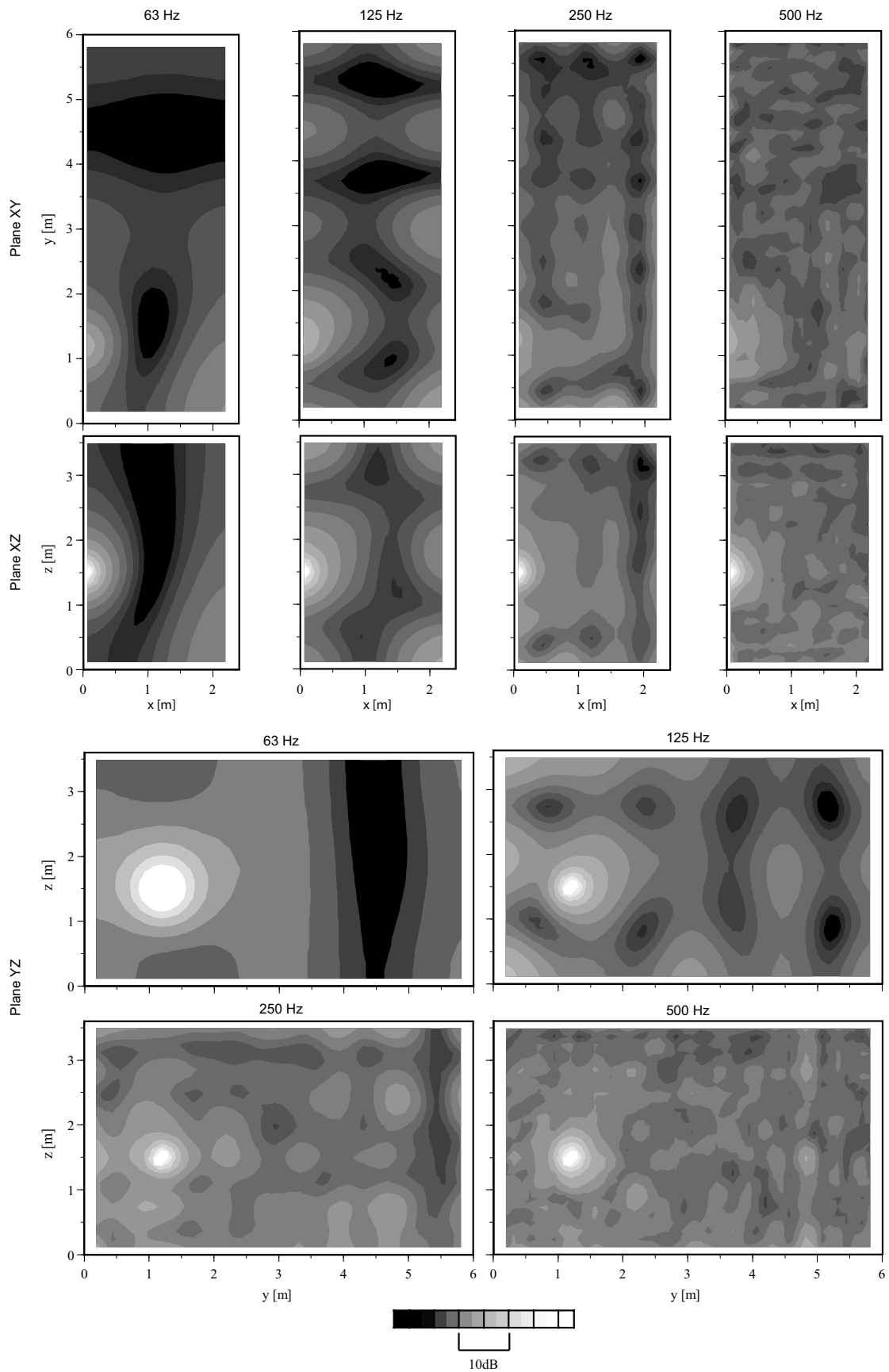


Fig. A.39 Sound pressure distributions (4wallDiff_middle (absorp), 1/3 oct. band).

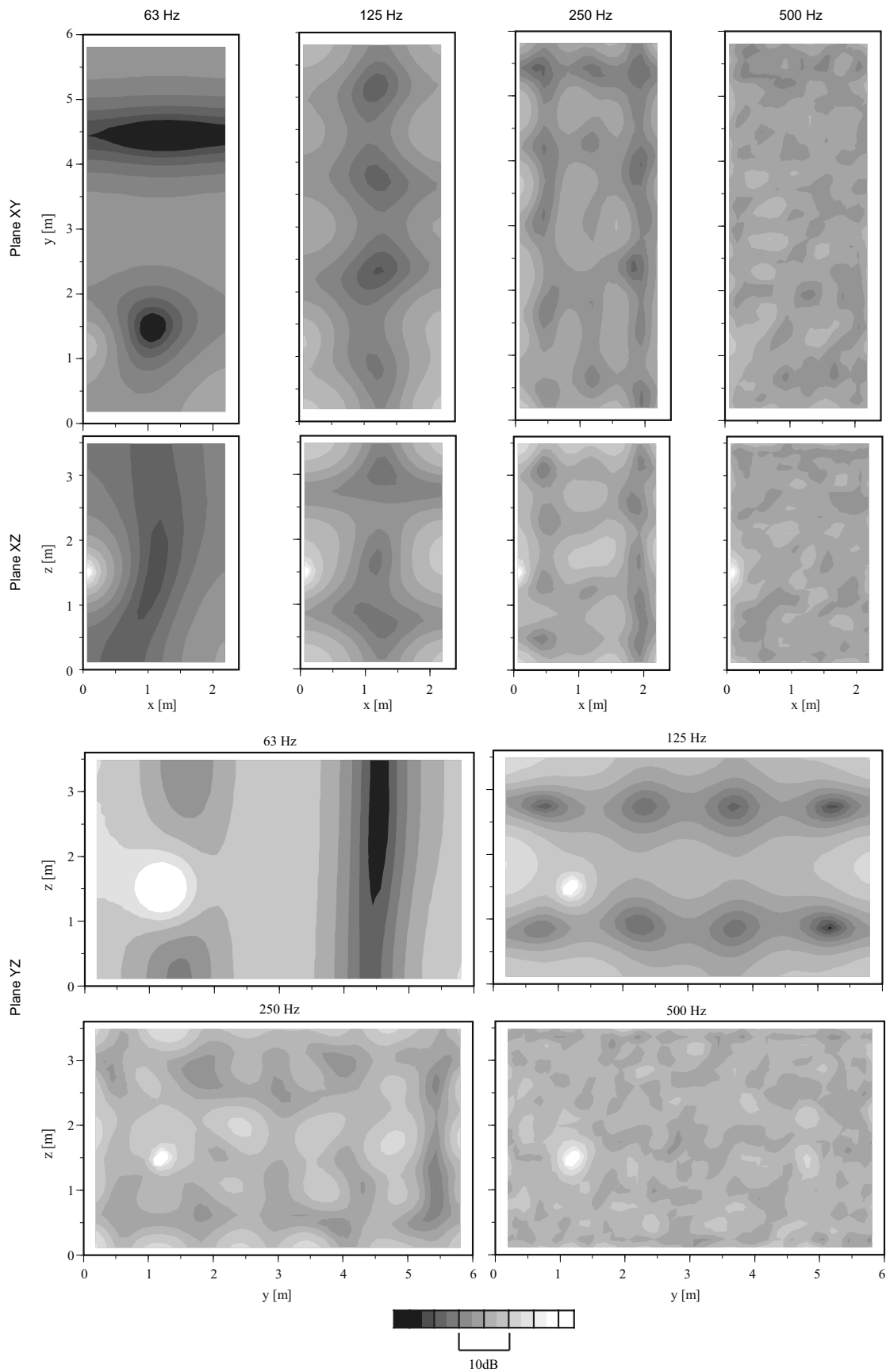


Fig. A.40 Sound pressure distributions (4wallDiff_large (rigid), 1/3 oct. band).

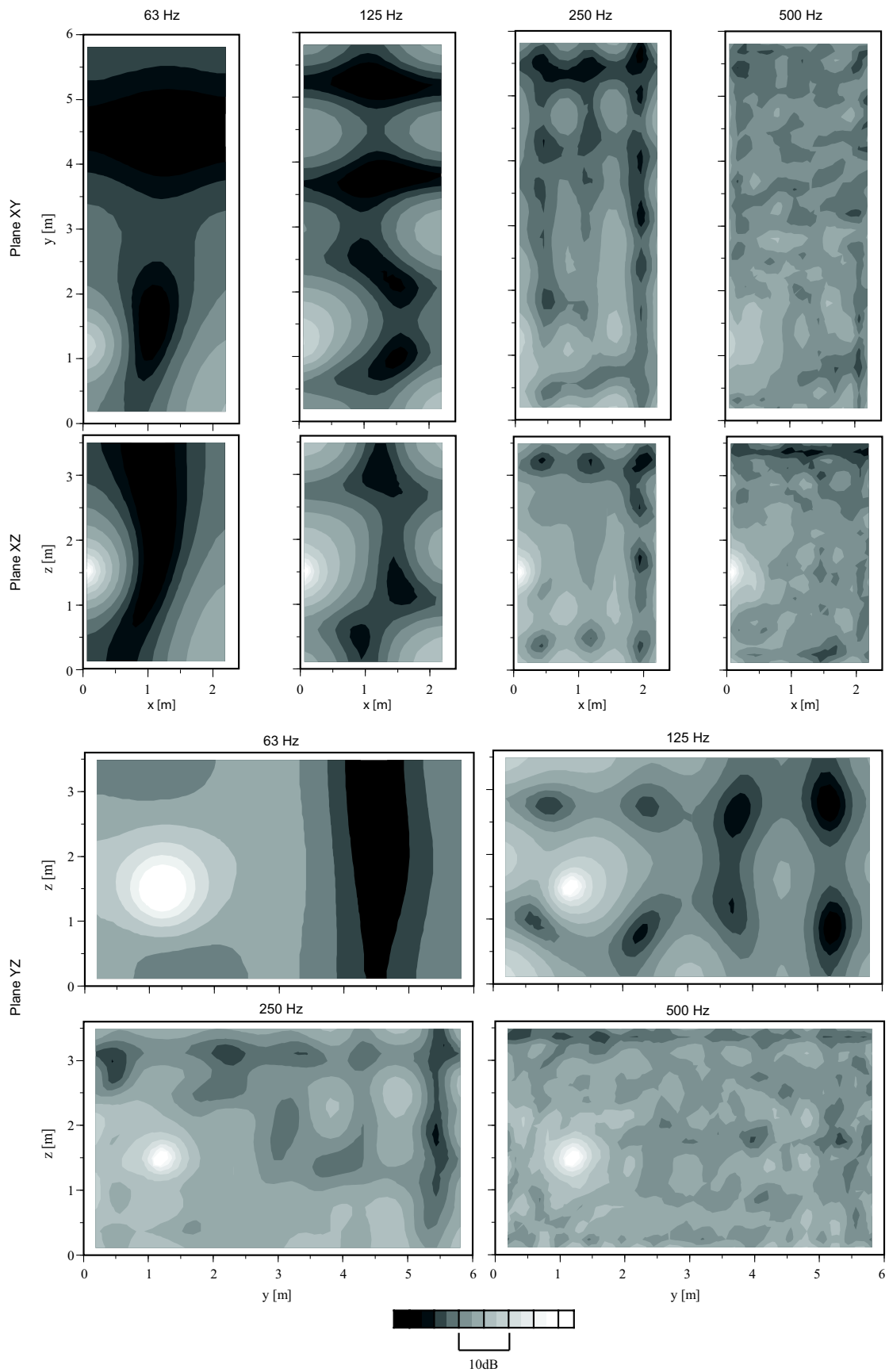


Fig. A.41 Sound pressure distributions (4wallDiff_large (absorp), 1/3 oct. band).

A.2 過渡応答解析：音圧分布

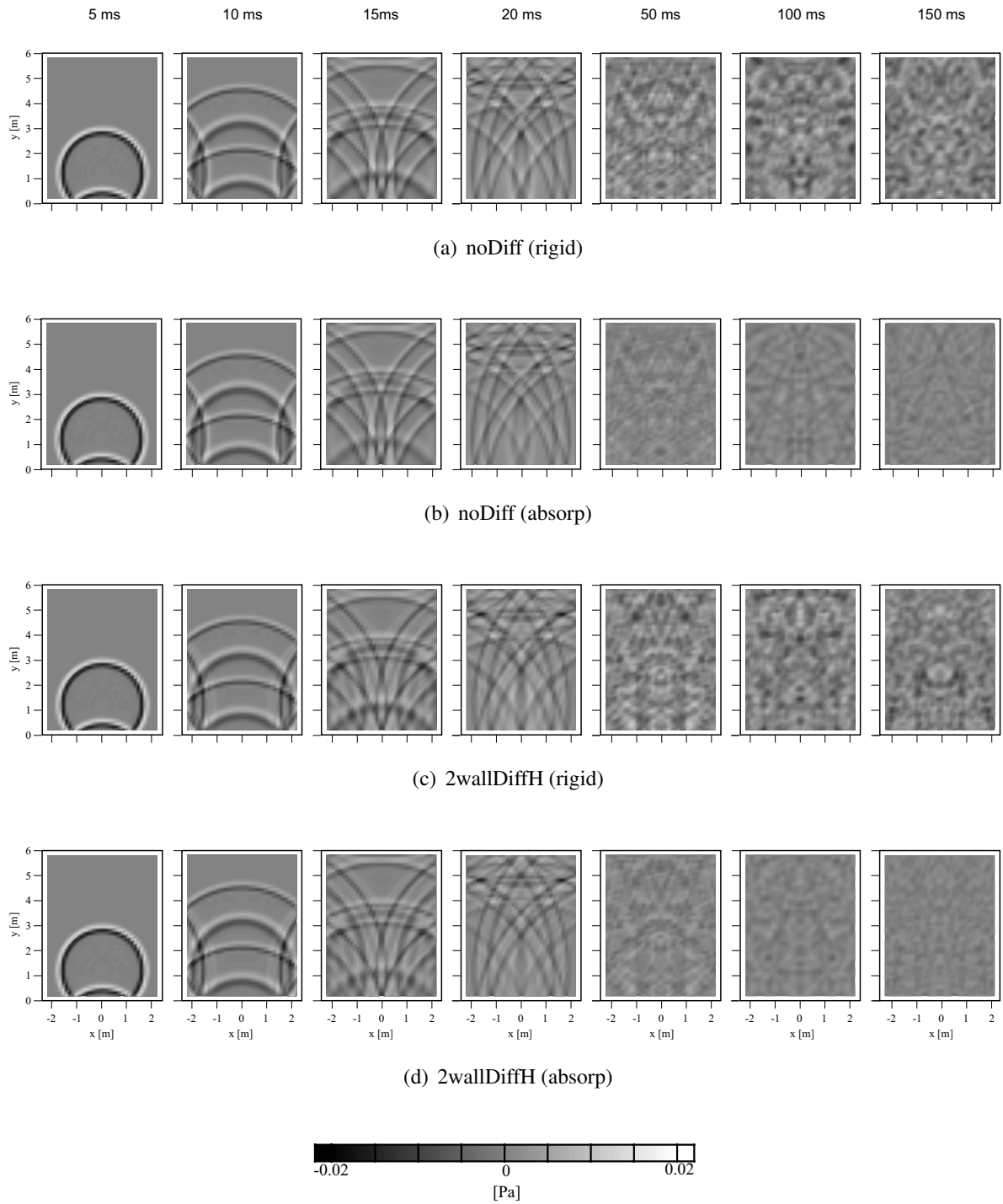


Fig. A.42 Sound pressure distributions on receiving plane XY (noDiff and 2wallDiffH, all pass).

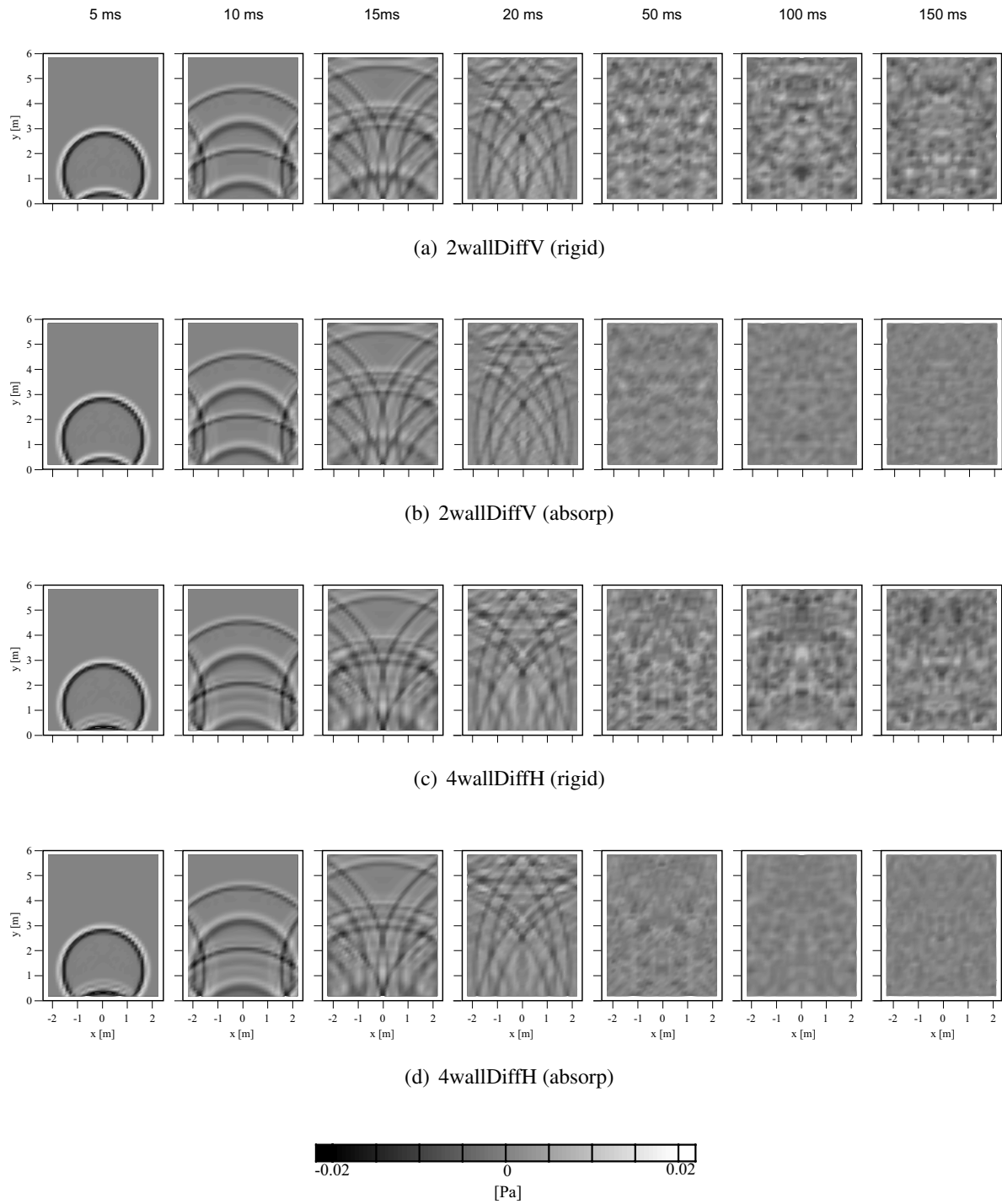


Fig. A.43 Sound pressure distributions on receiving plane XY (2wallDiffV and 4wallDiffH, all pass).

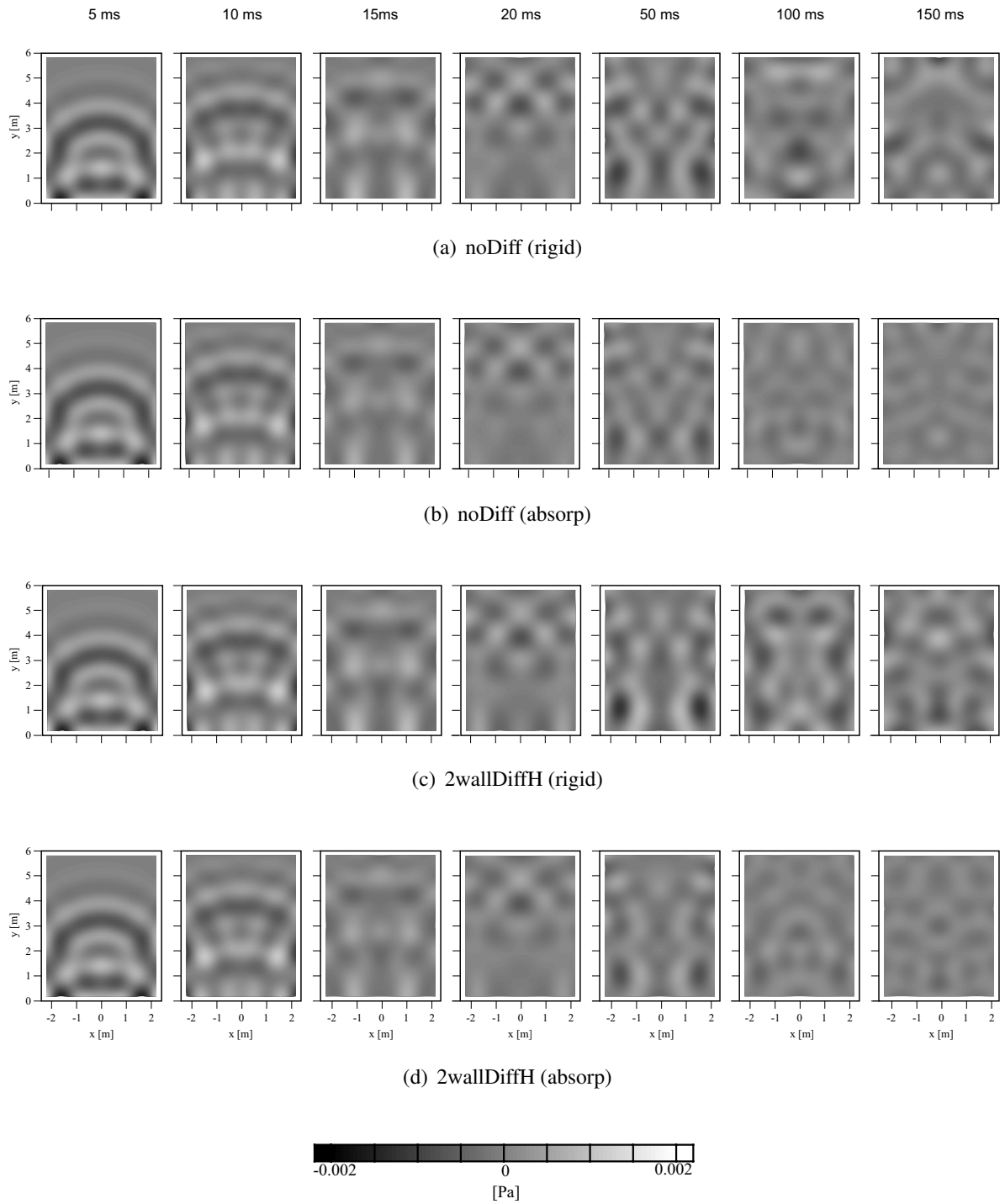


Fig. A.44 Sound pressure distributions on receiving plane XY (noDiff and 2wallDiffH, 250 Hz 1/3 oct. band).

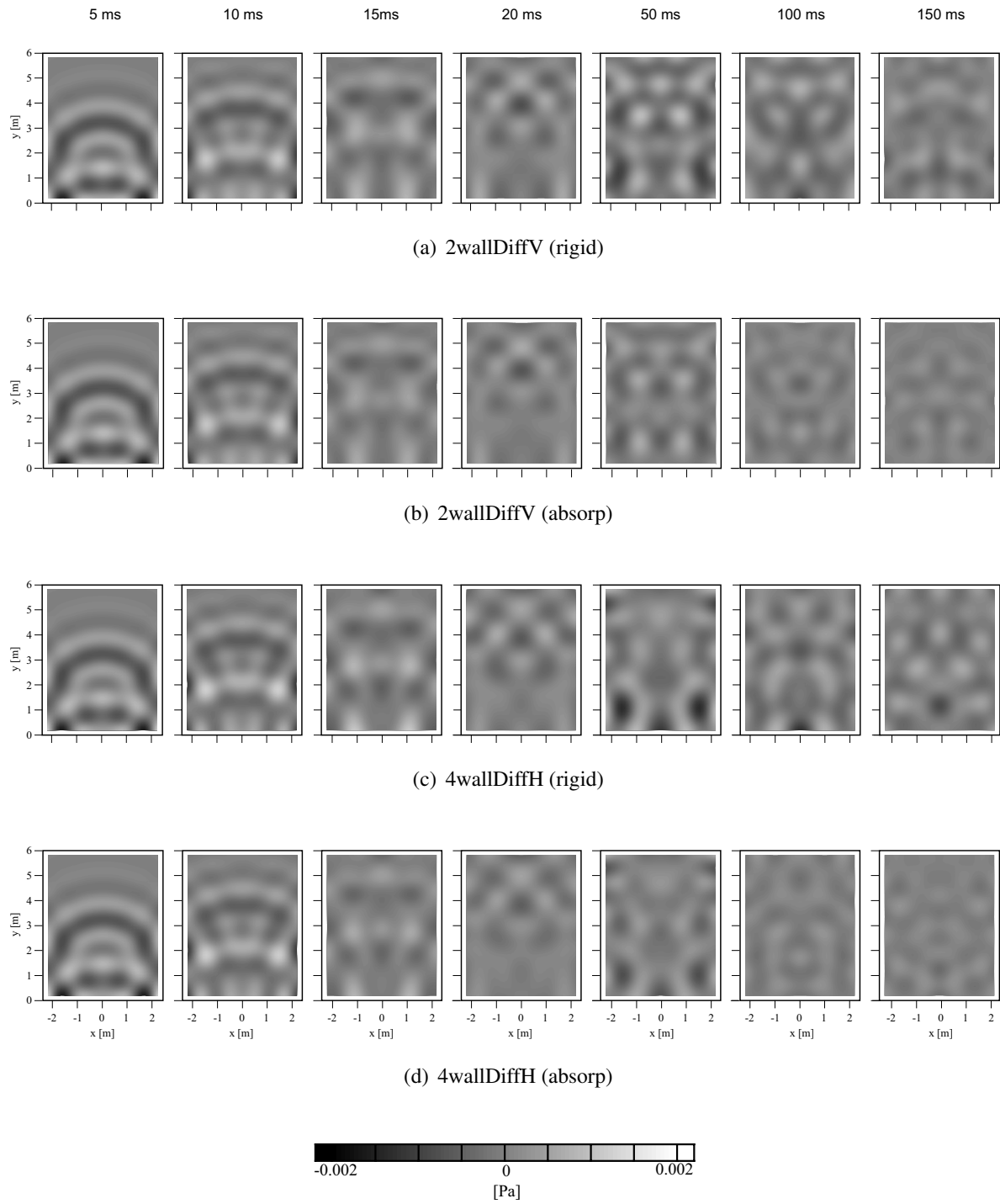


Fig. A.45 Sound pressure distributions on receiving plane XY (2wallDiffV and 4wallDiffH, 250 Hz 1/3 oct. band).

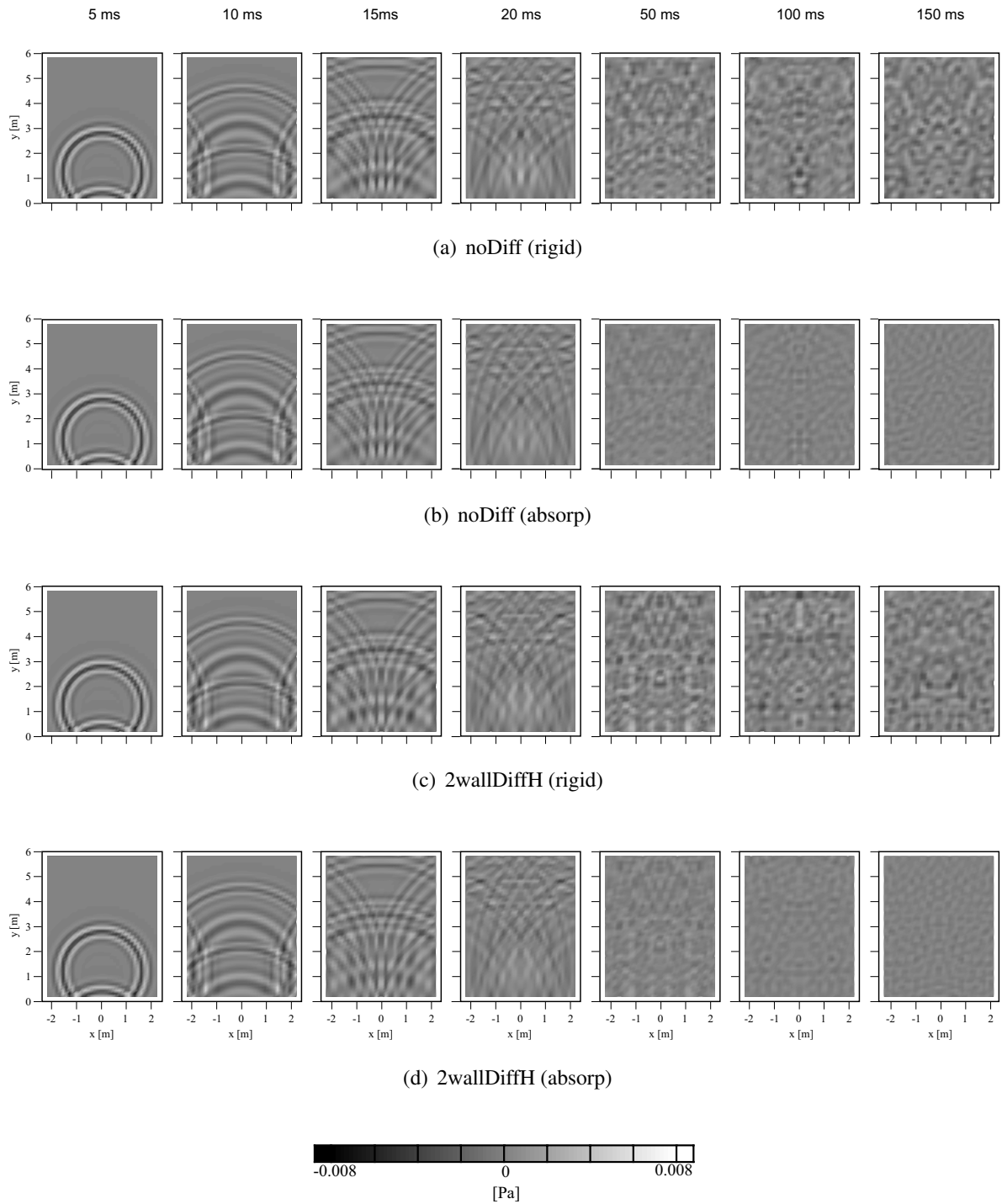


Fig. A.46 Sound pressure distributions on receiving plane XY (noDiff and 2wallDiffH, 1 kHz 1/3 oct. band).

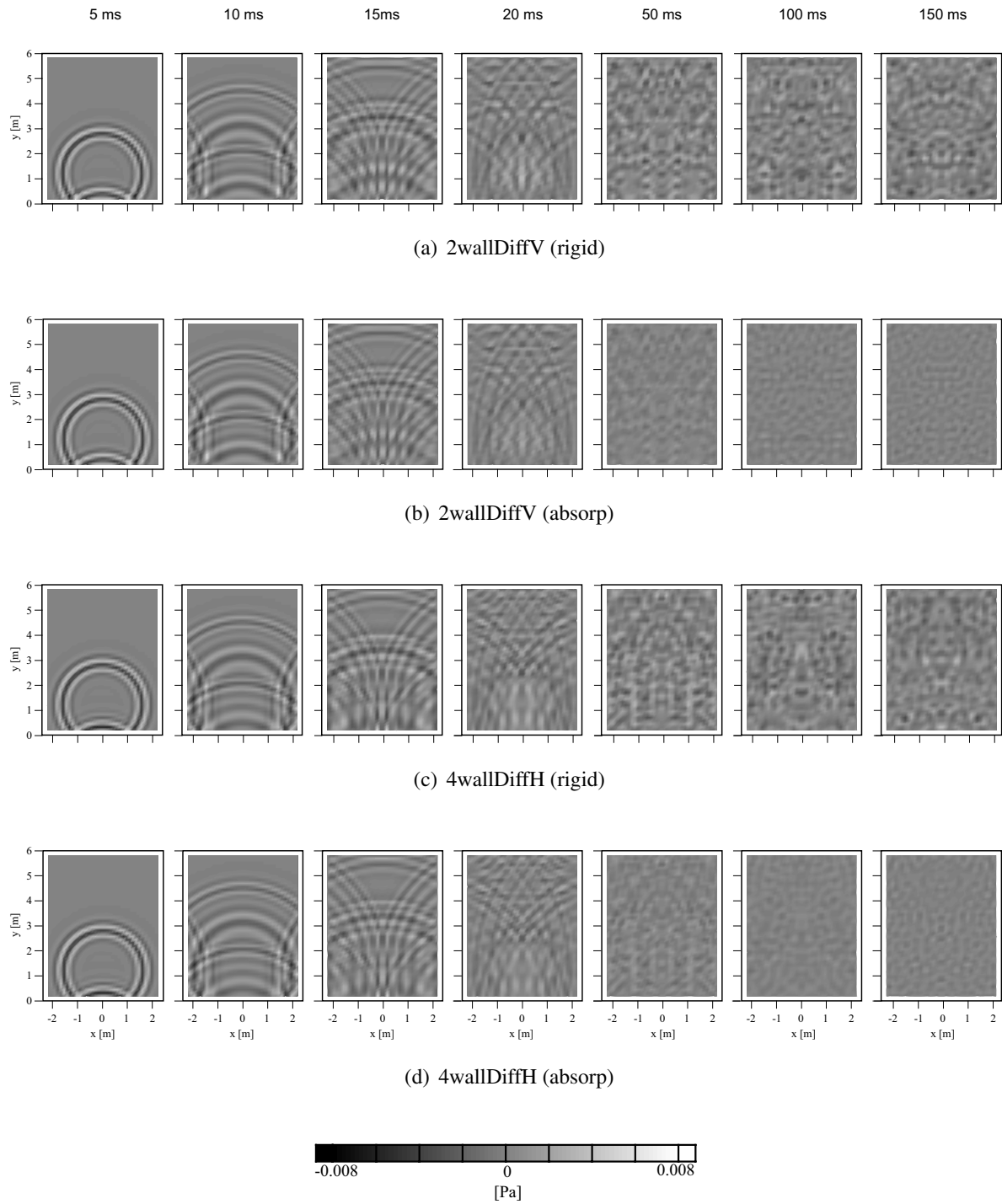


Fig. A.47 Sound pressure distributions on receiving plane XY (2wallDiffV and 4wallDiffH, 1 kHz 1/3 oct. band).

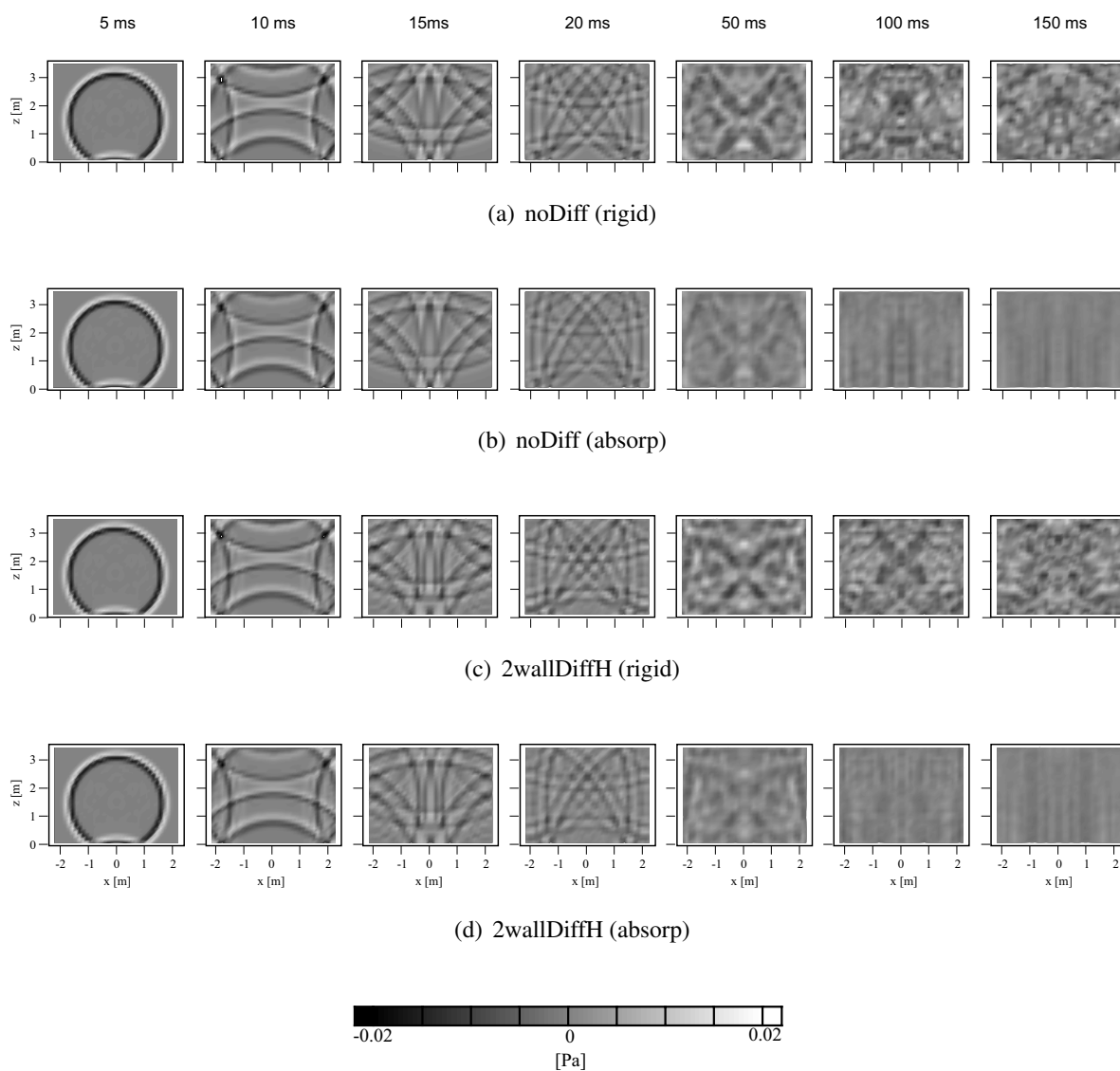


Fig. A.48 Sound pressure distributions on receiving plane XZ (noDiff and 2wallDiffH, all pass).

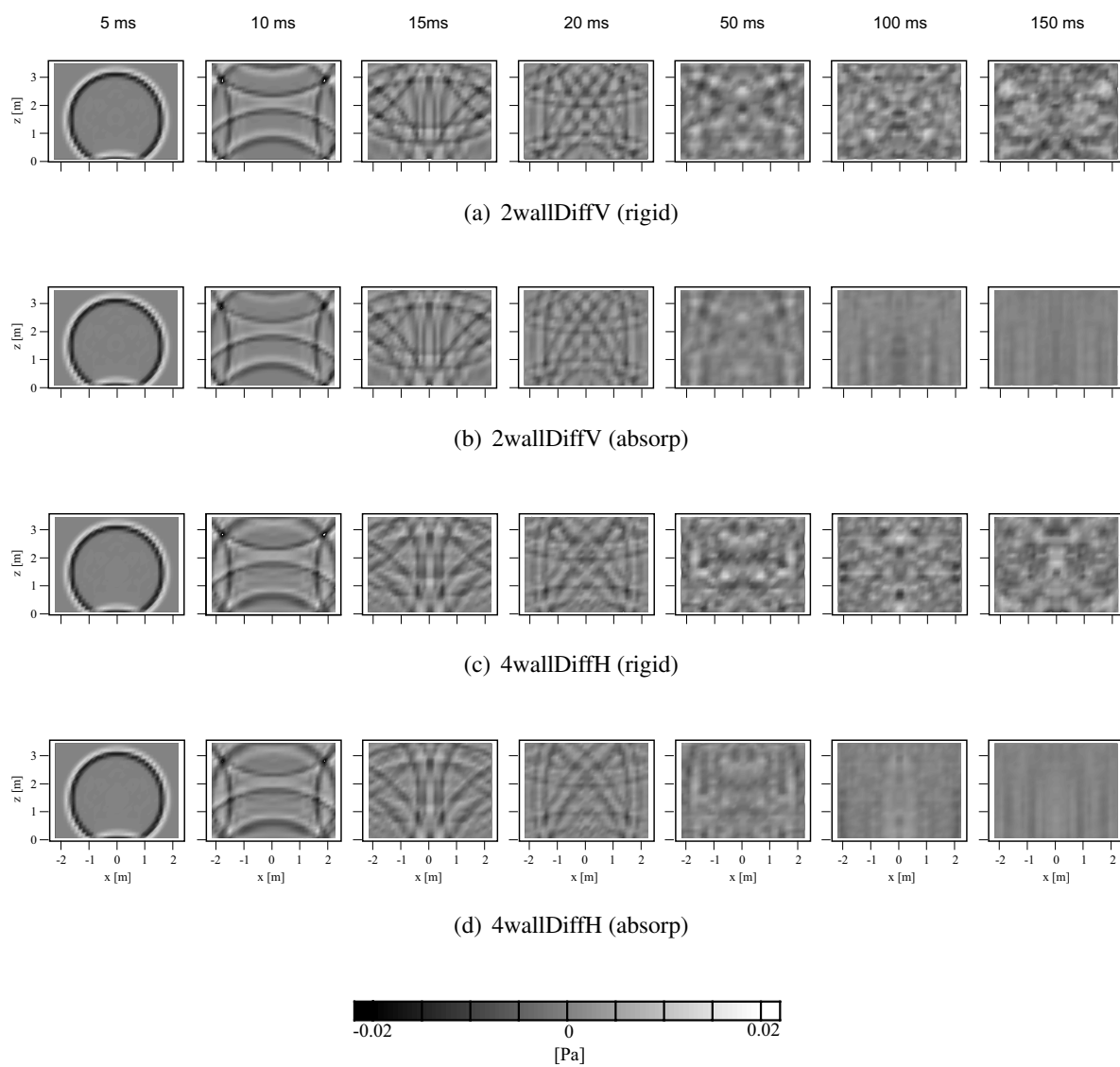


Fig. A.49 Sound pressure distributions on receiving plane XZ (2wallDiffV and 4wallDiffH, all pass).

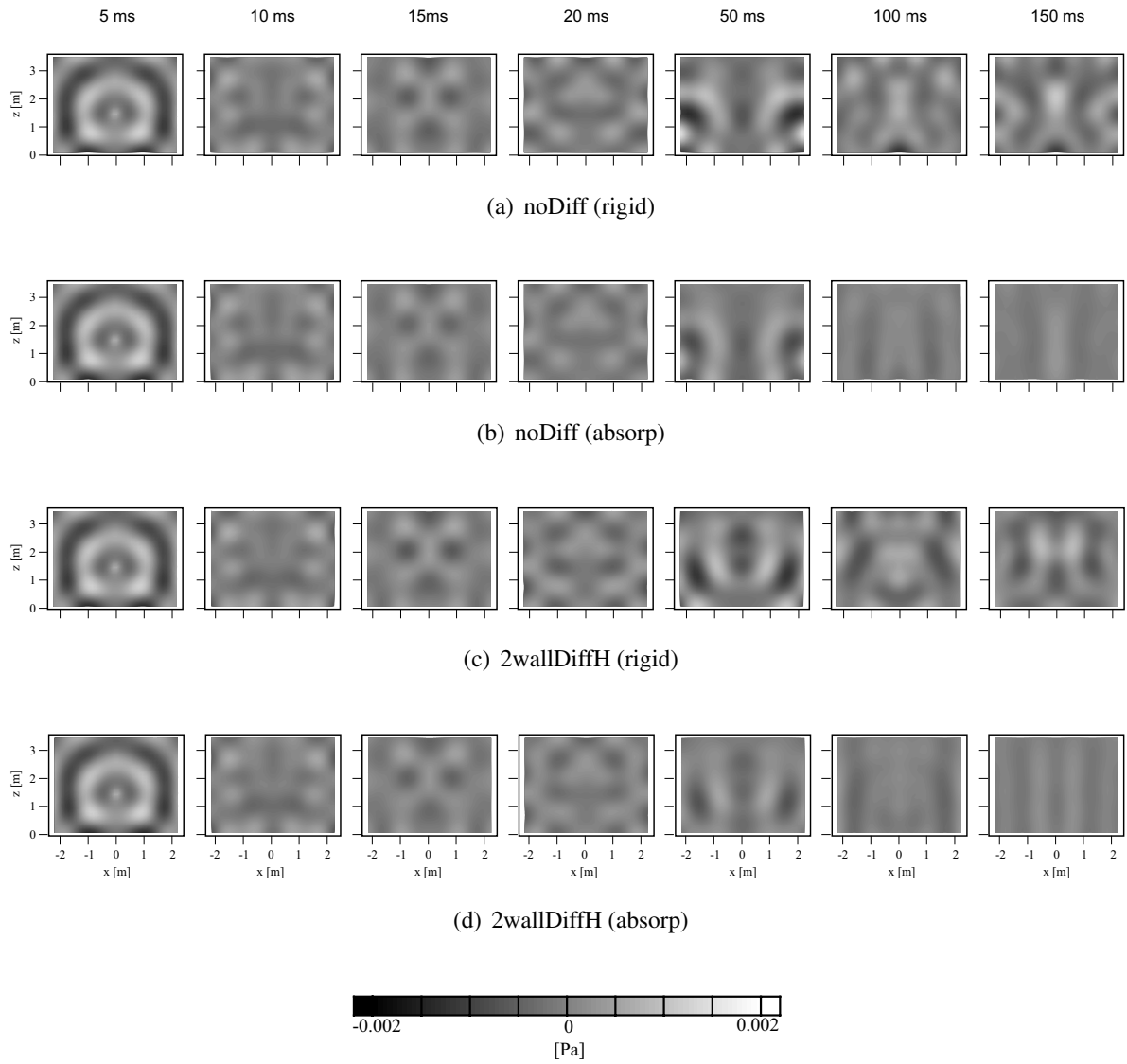


Fig. A.50 Sound pressure distributions on receiving plane XZ (noDiff and 2wallDiffH, 250 Hz 1/3 oct. band).

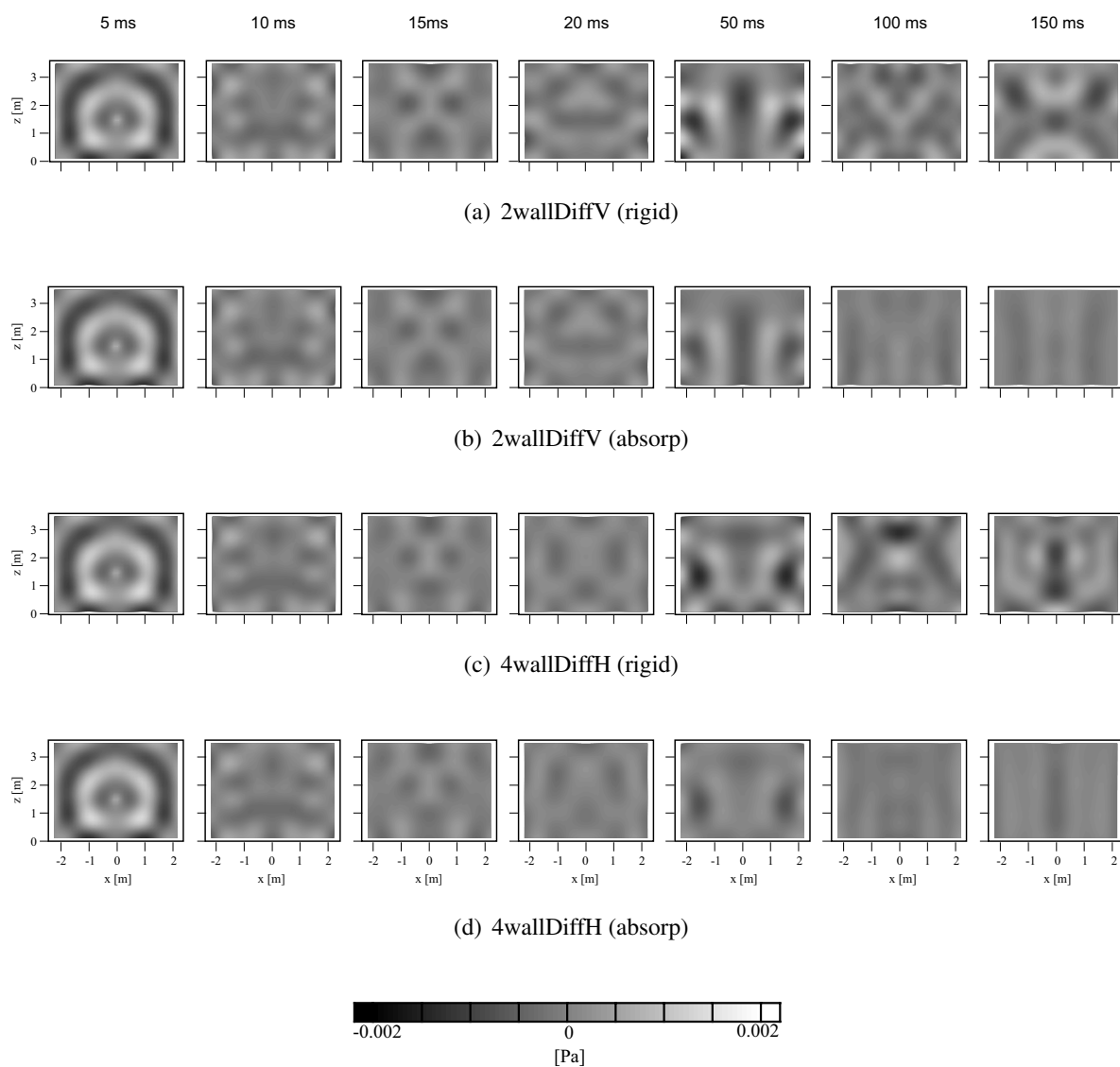


Fig. A.51 Sound pressure distributions on receiving plane XZ (2wallDiffV and 4wallDiffH, 250 Hz 1/3 oct. band).

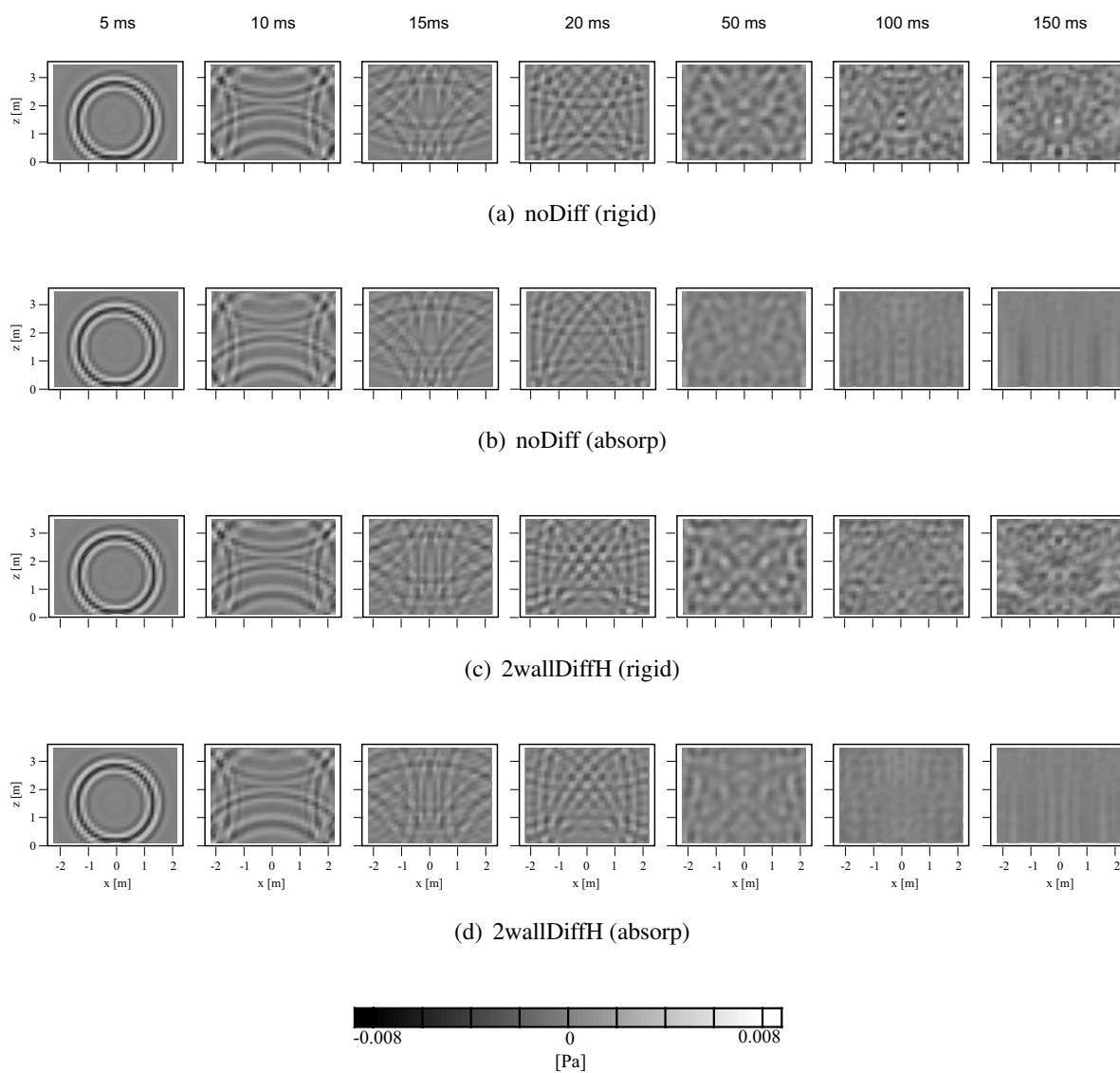


Fig. A.52 Sound pressure distributions on receiving plane XZ (noDiff and 2wallDiffH, 1 kHz 1/3 oct. band).

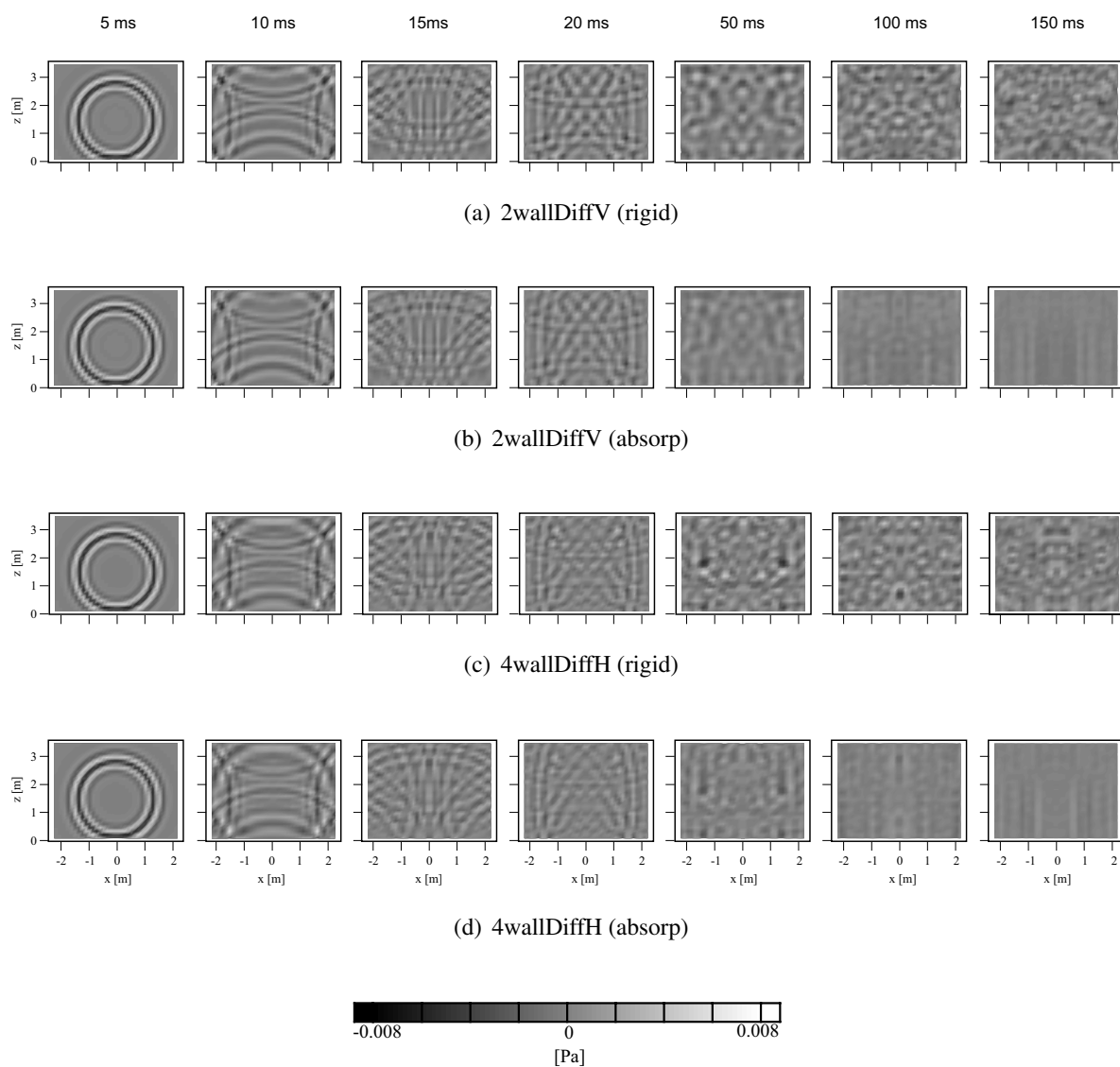


Fig. A.53 Sound pressure distributions on receiving plane XZ (2wallDiffV and 4wallDiffH, 1 kHz 1/3 oct. band).

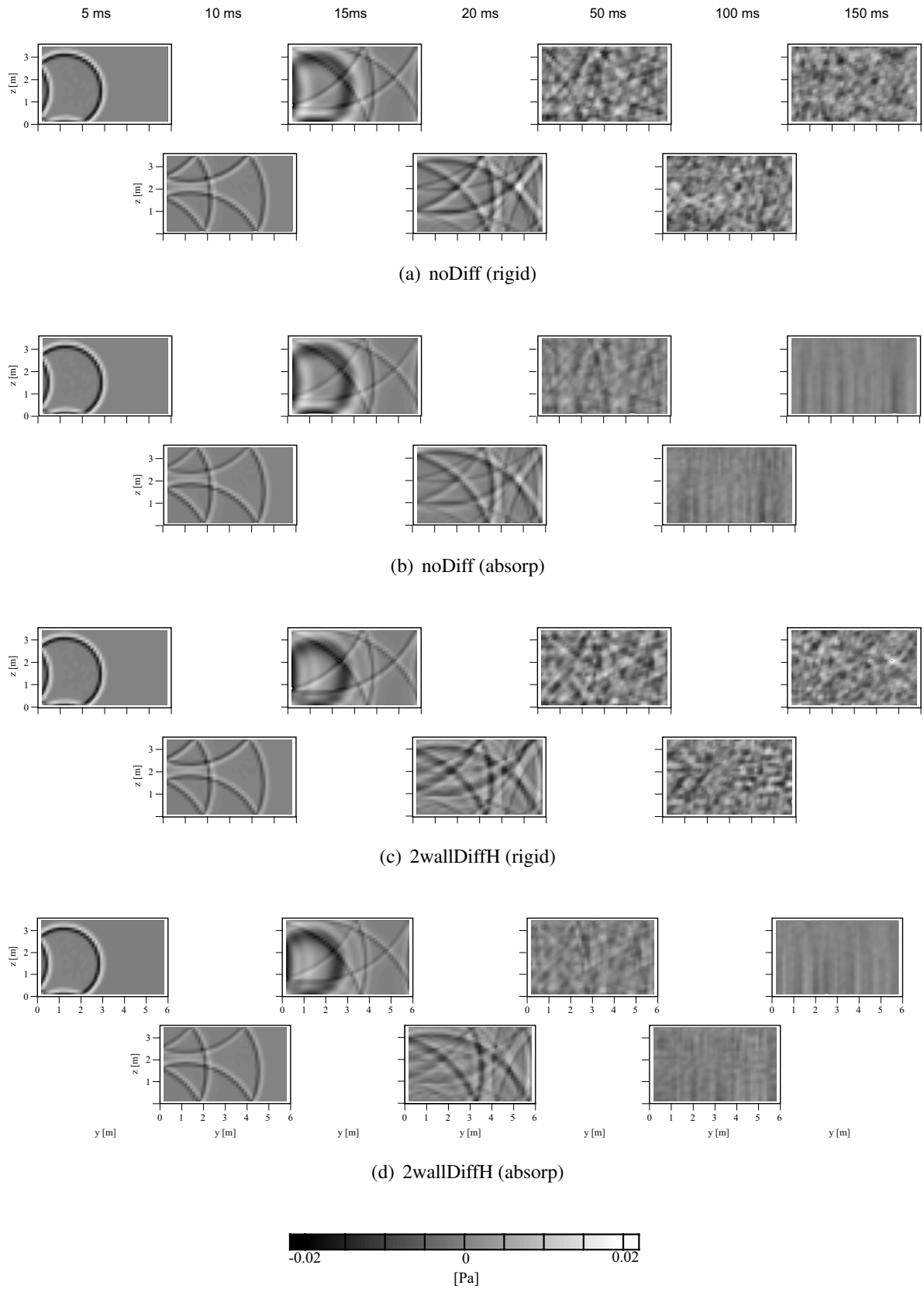
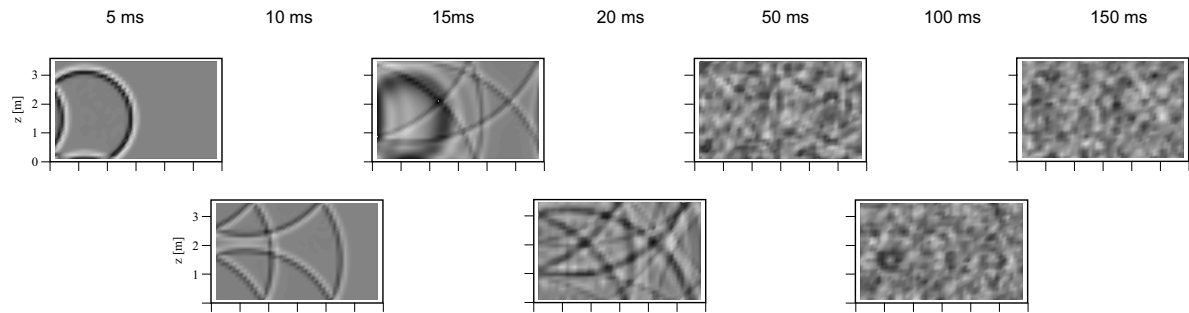
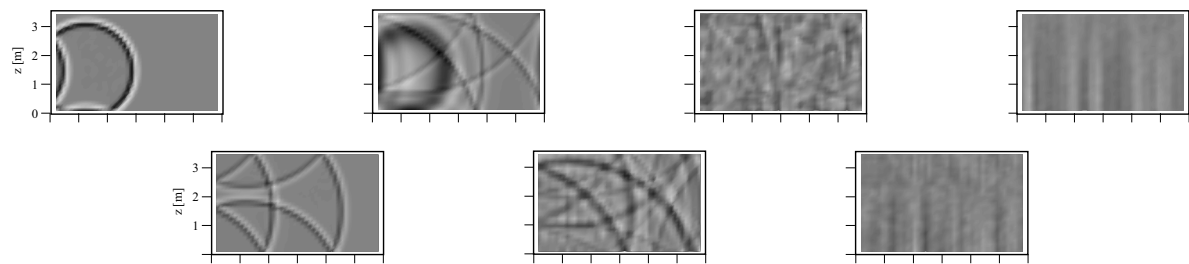


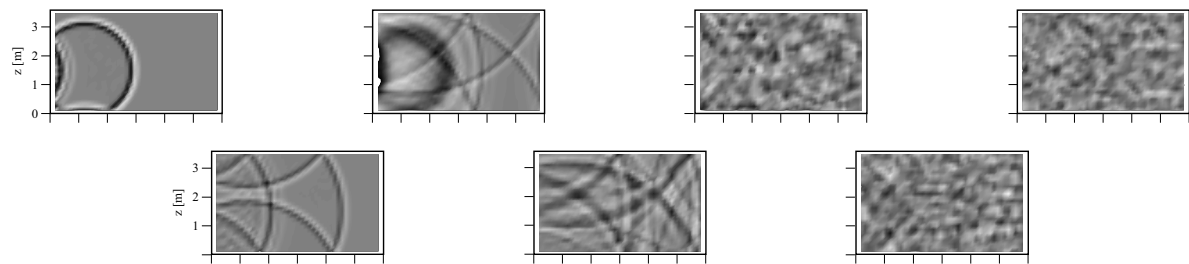
Fig. A.54 Sound pressure distributions on receiving plane YZ (noDiff and 2wallDiffH, all pass).



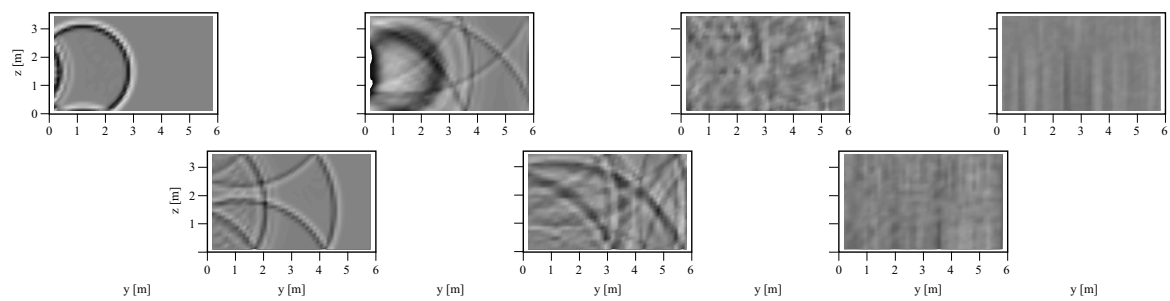
(a) 2wallDiffV (rigid)



(b) 2wallDiffV (absorp)



(c) 4wallDiffH (rigid)



(d) 4wallDiffH (absorp)

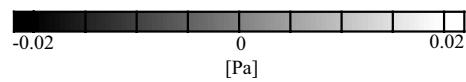


Fig. A.55 Sound pressure distributions on receiving plane YZ (2wallDiffV and 4wallDiffH, all pass).

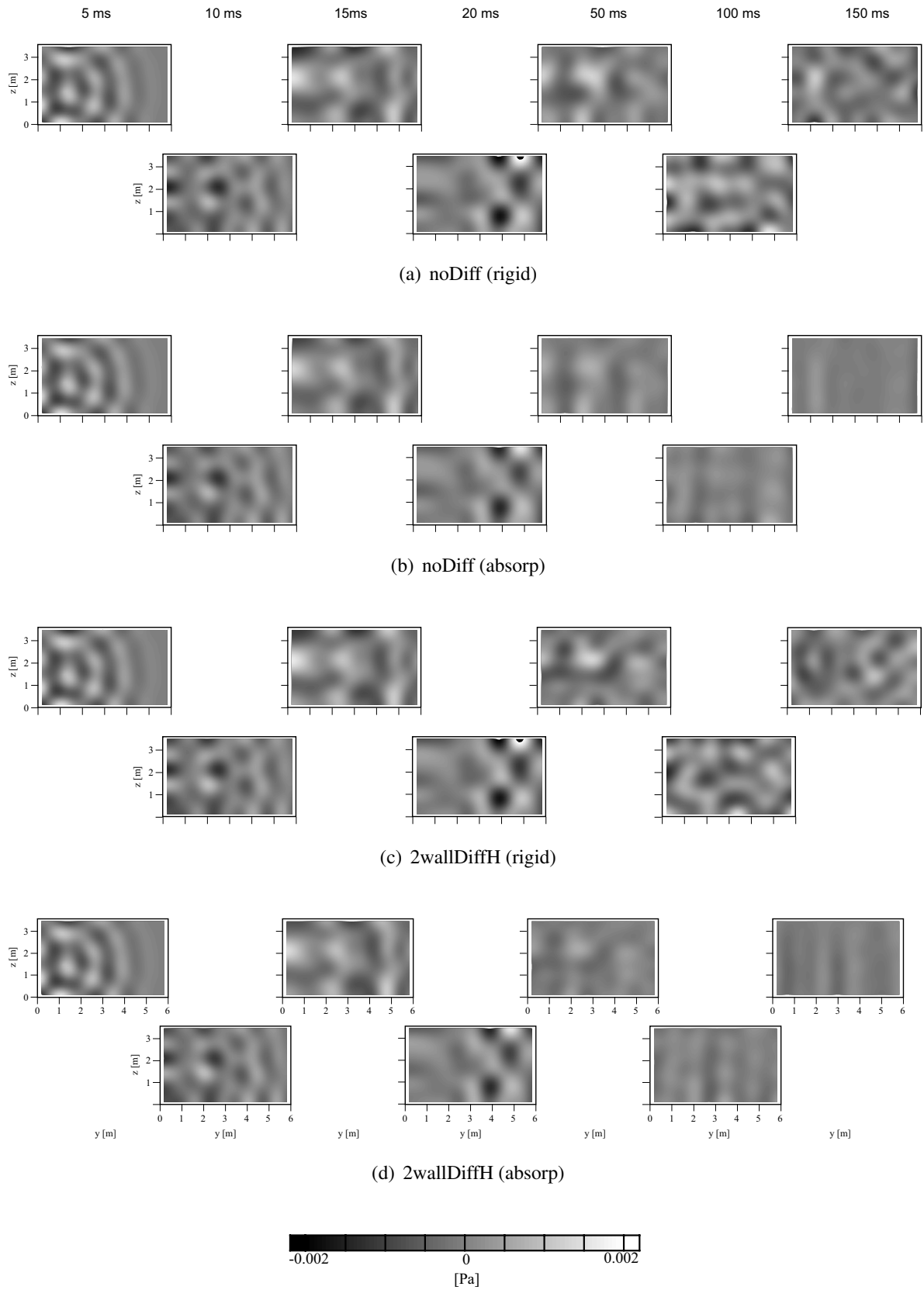
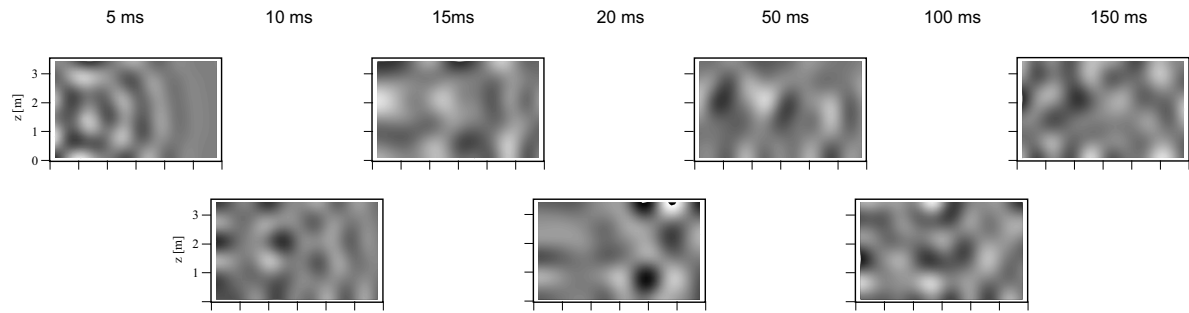
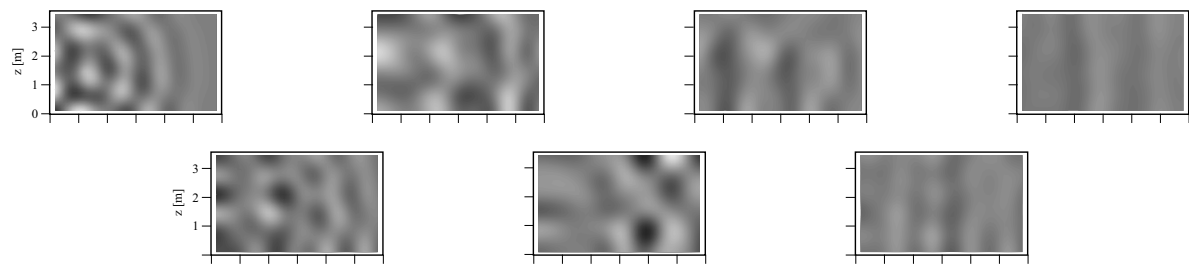


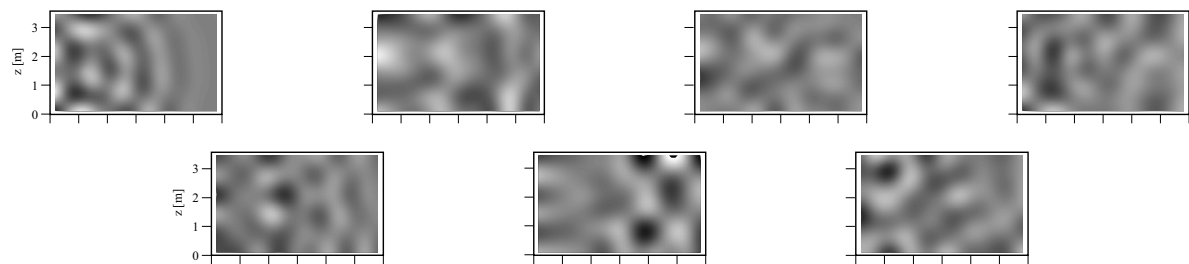
Fig. A.56 Sound pressure distributions on receiving plane YZ (noDiff and 2wallDiffH, 250 Hz 1/3 oct. band).



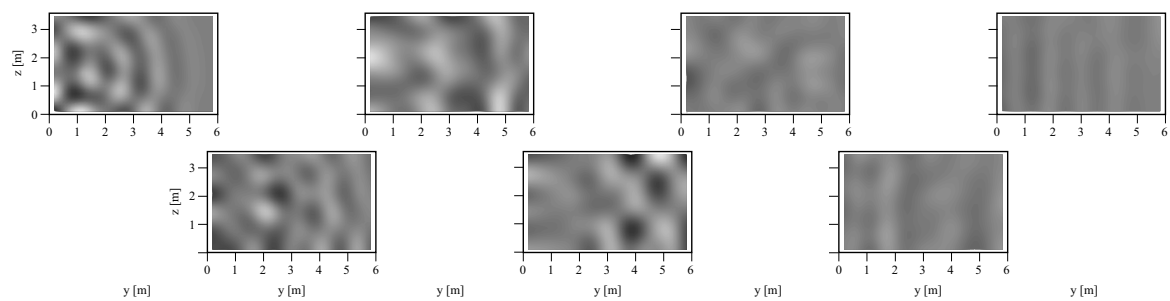
(a) 2wallDiffV (rigid)



(b) 2wallDiffV (absorp)



(c) 4wallDiffH (rigid)



(d) 4wallDiffH (absorp)

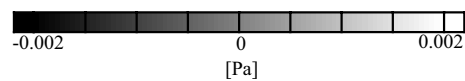


Fig. A.57 Sound pressure distributions on receiving plane YZ (2wallDiffV and 4wallDiffH, 250 Hz 1/3 oct. band).

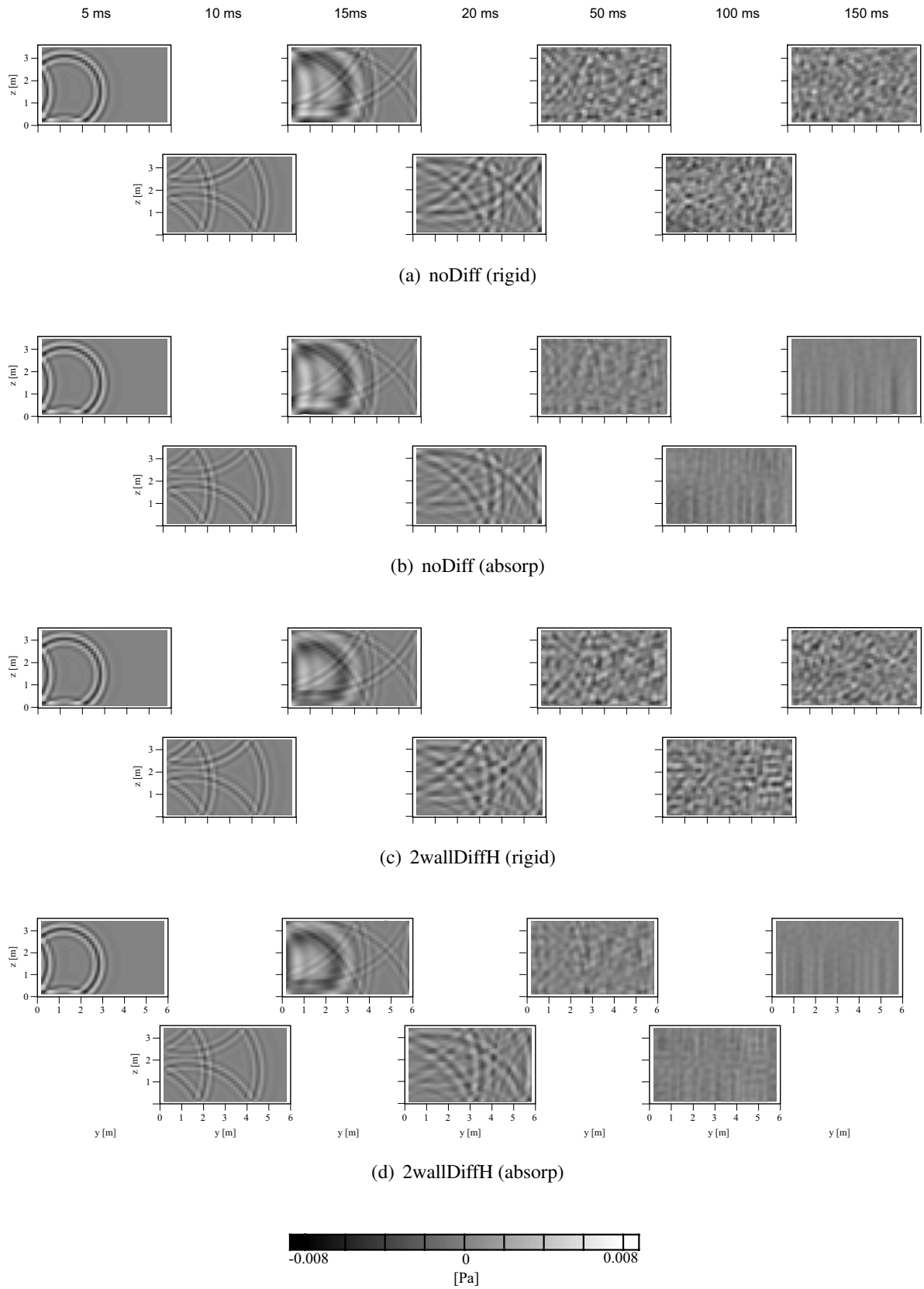
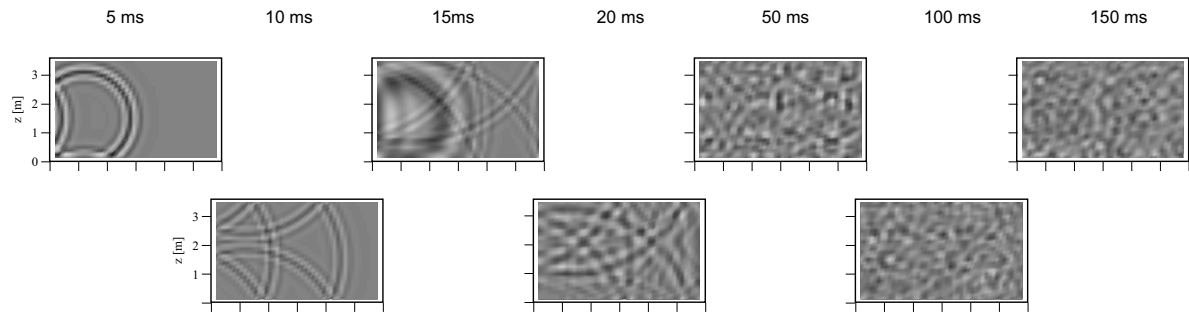
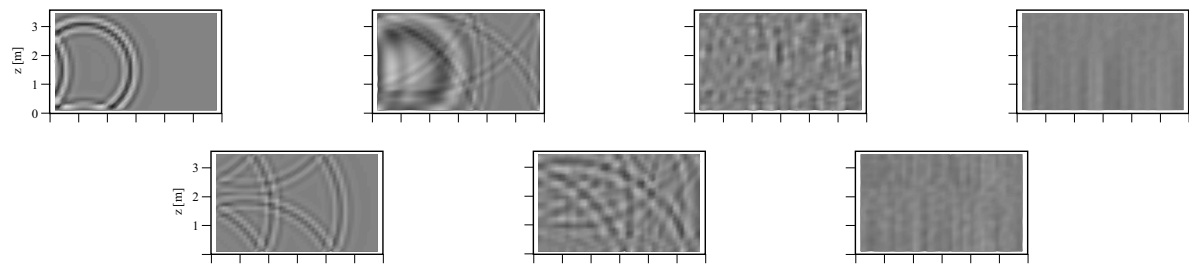


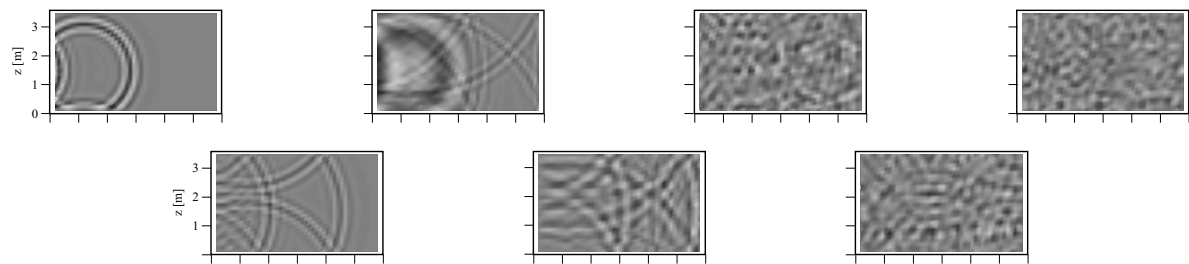
Fig. A.58 Sound pressure distributions on receiving plane YZ (noDiff and 2wallDiffH, 1 kHz 1/3 oct. band).



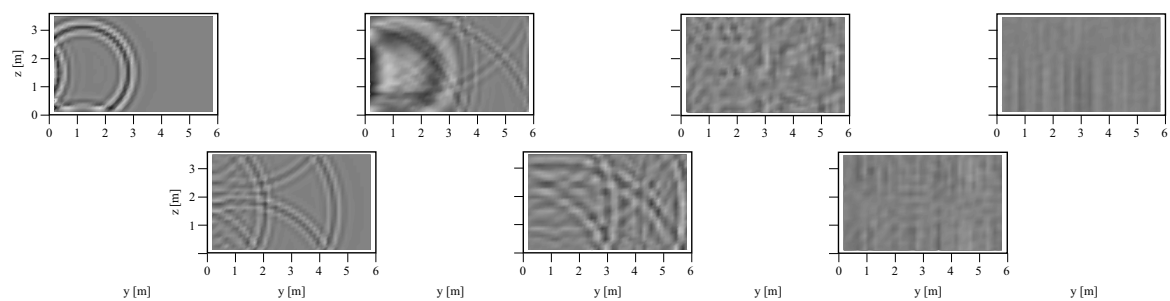
(a) 2wallDiffV (rigid)



(b) 2wallDiffV (absorp)



(c) 4wallDiffH (rigid)



(d) 4wallDiffH (absorp)

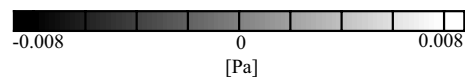


Fig. A.59 Sound pressure distributions on receiving plane YZ (2wallDiffV and 4wallDiffH, 1 kHz 1/3 oct. band).

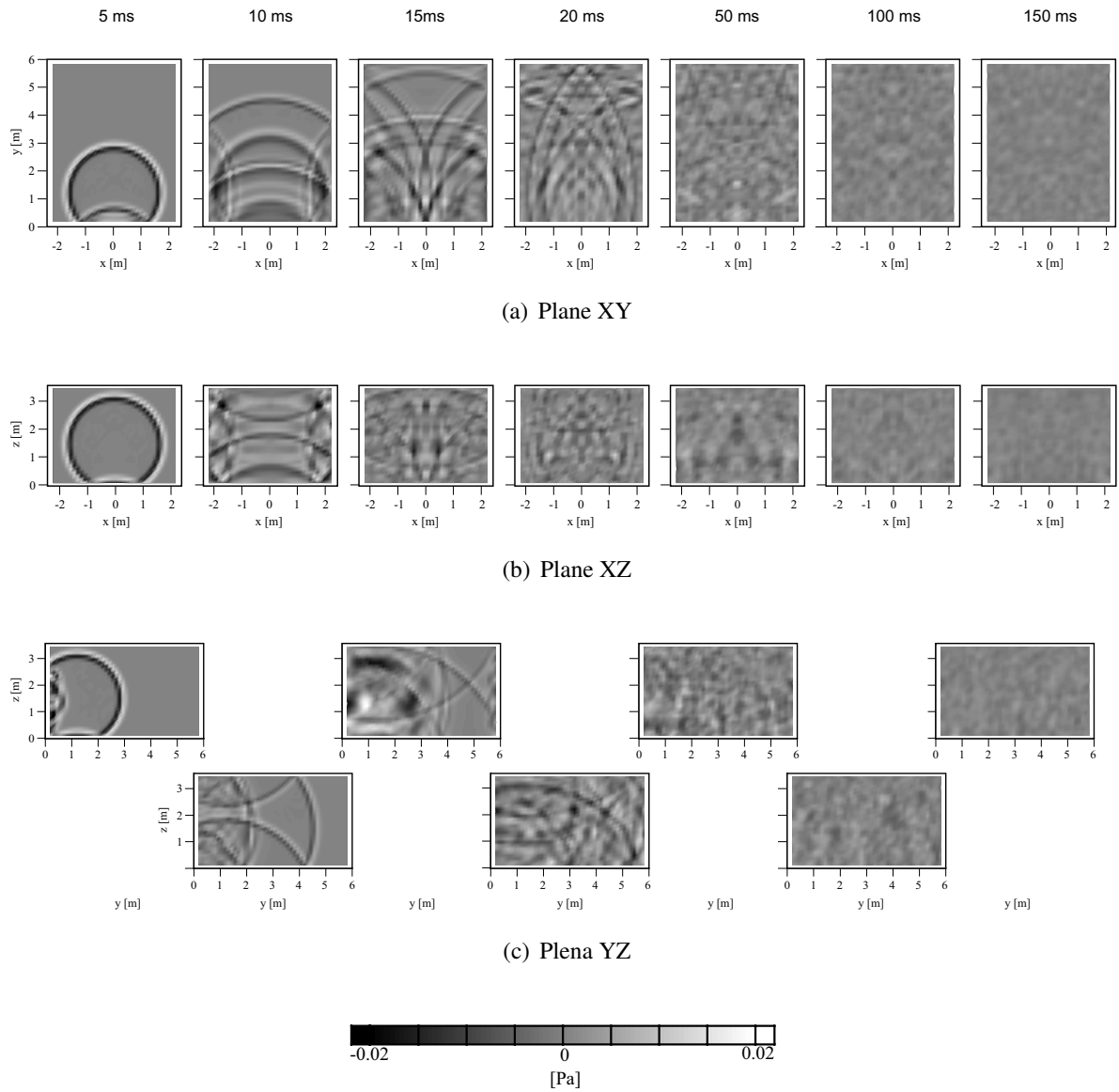


Fig. A.60 Sound pressure distributions (4wallDiffH_AV (absorp), all pass).

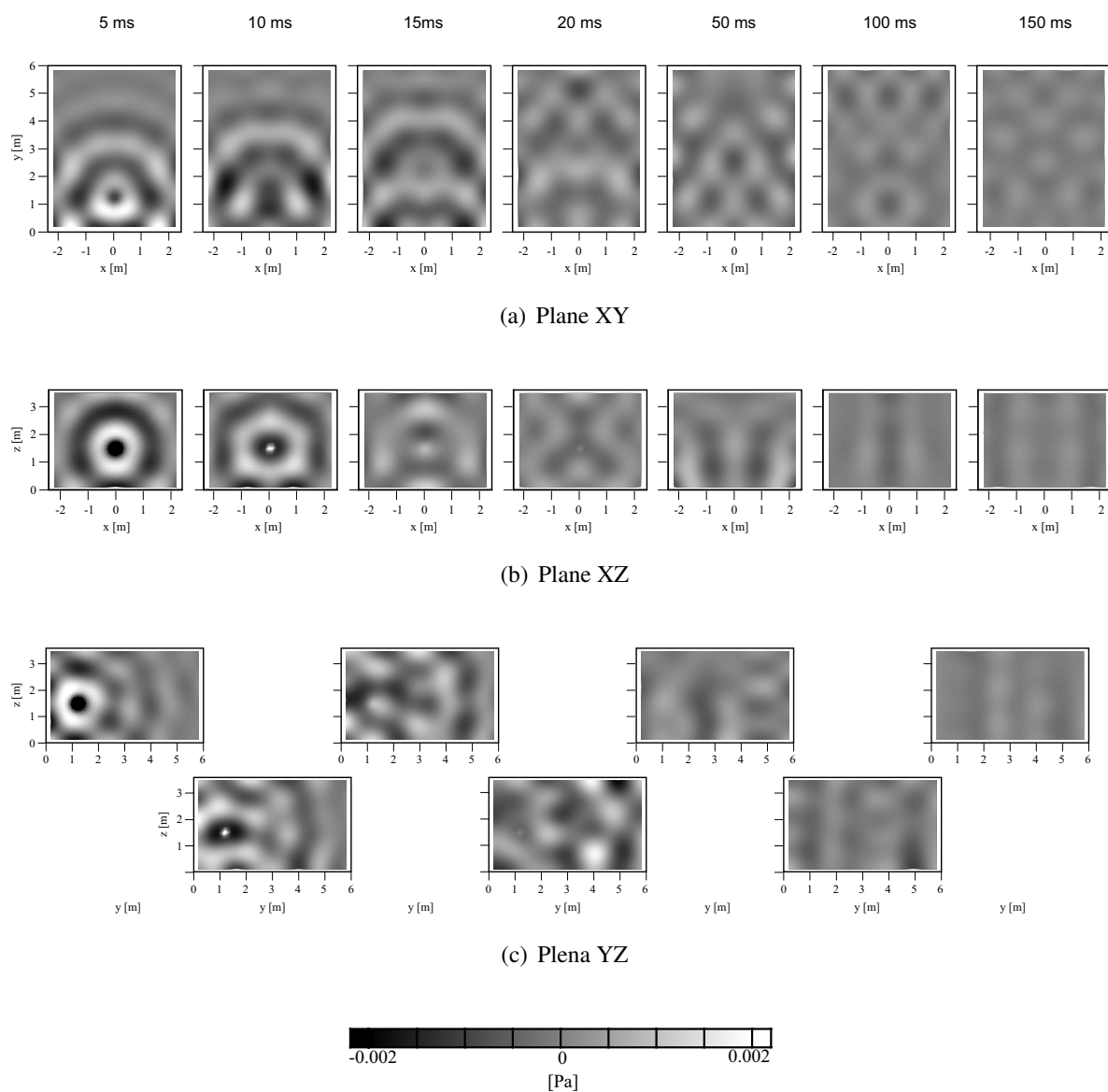


Fig. A.61 Sound pressure distributions (4wallDiffH_vol (absorp), 250 Hz 1/3 oct. band).

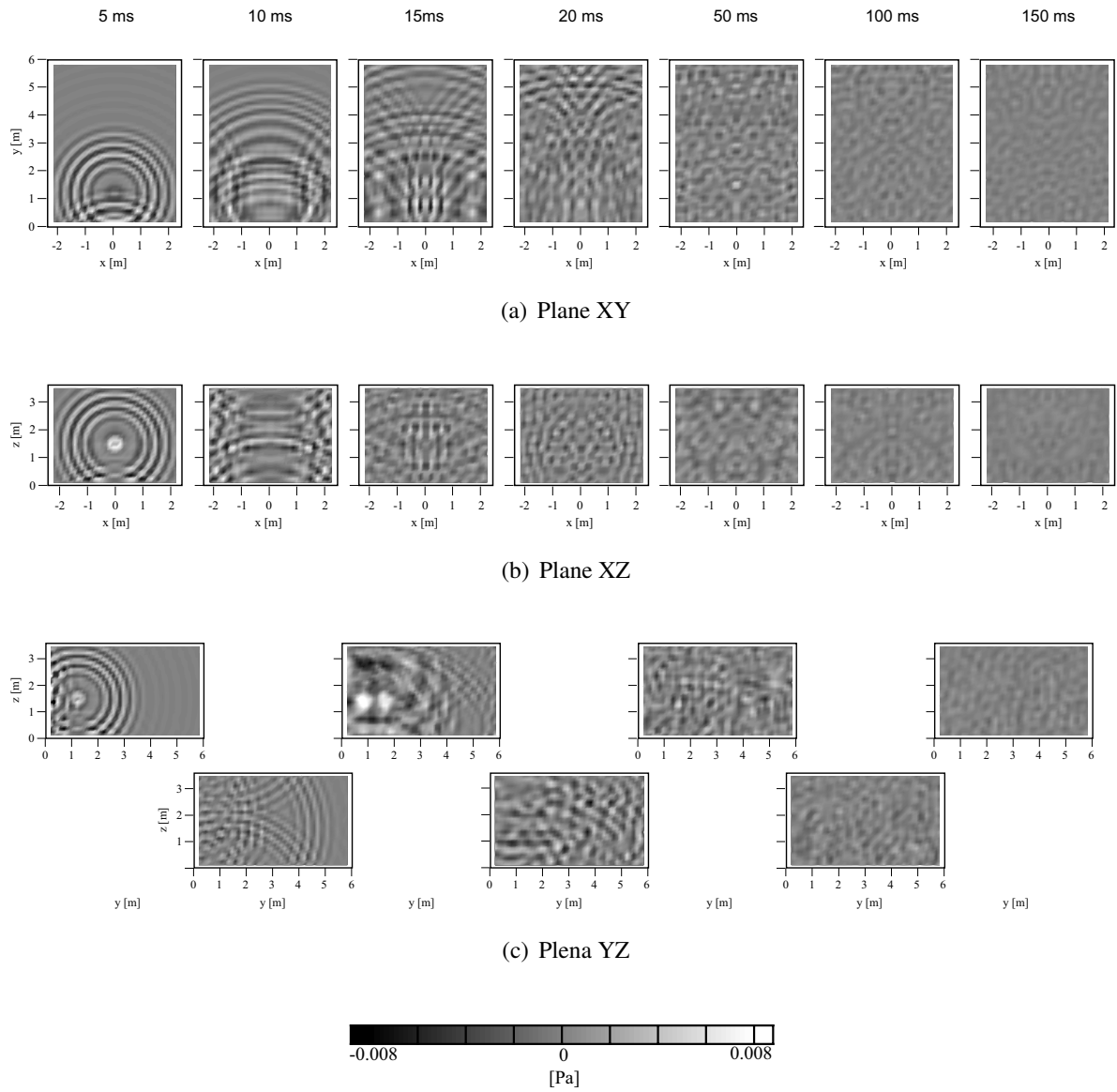
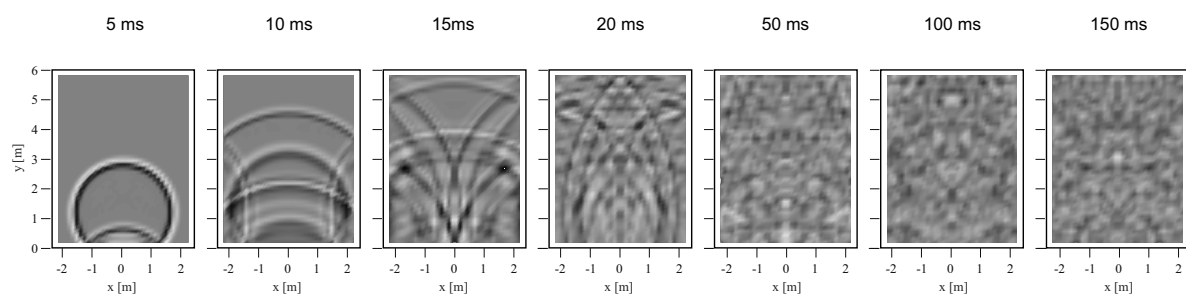
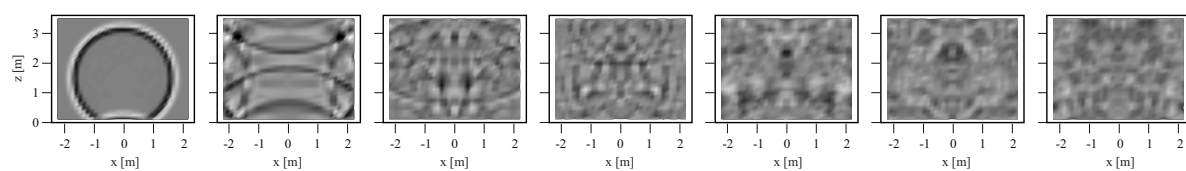


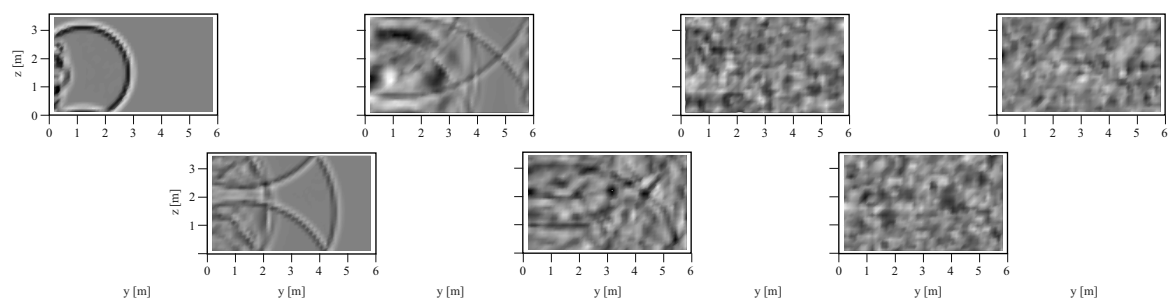
Fig. A.62 Sound pressure distributions (4wallDiffH_vol (absorp), 1 kHz 1/3 oct. band).



(a) Plane XY



(b) Plane XZ



(c) Plane YZ

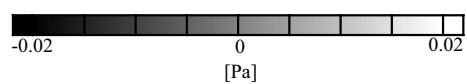


Fig. A.63 Sound pressure distributions (4wallDiffH_MD (rigid), all pass).

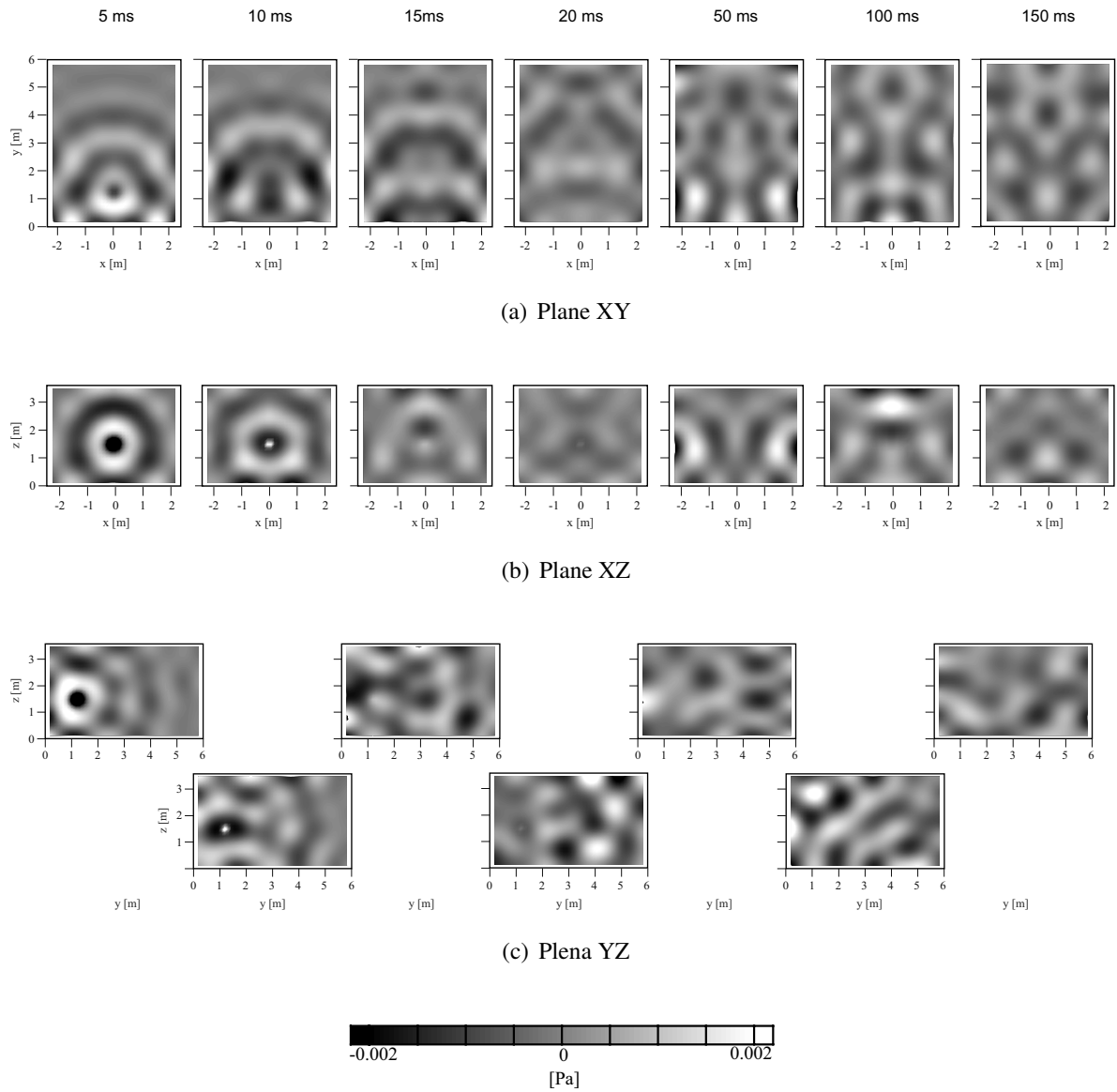


Fig. A.64 Sound pressure distributions (4wallDiffH_middle (rigid), 250 Hz 1/3 oct. band).

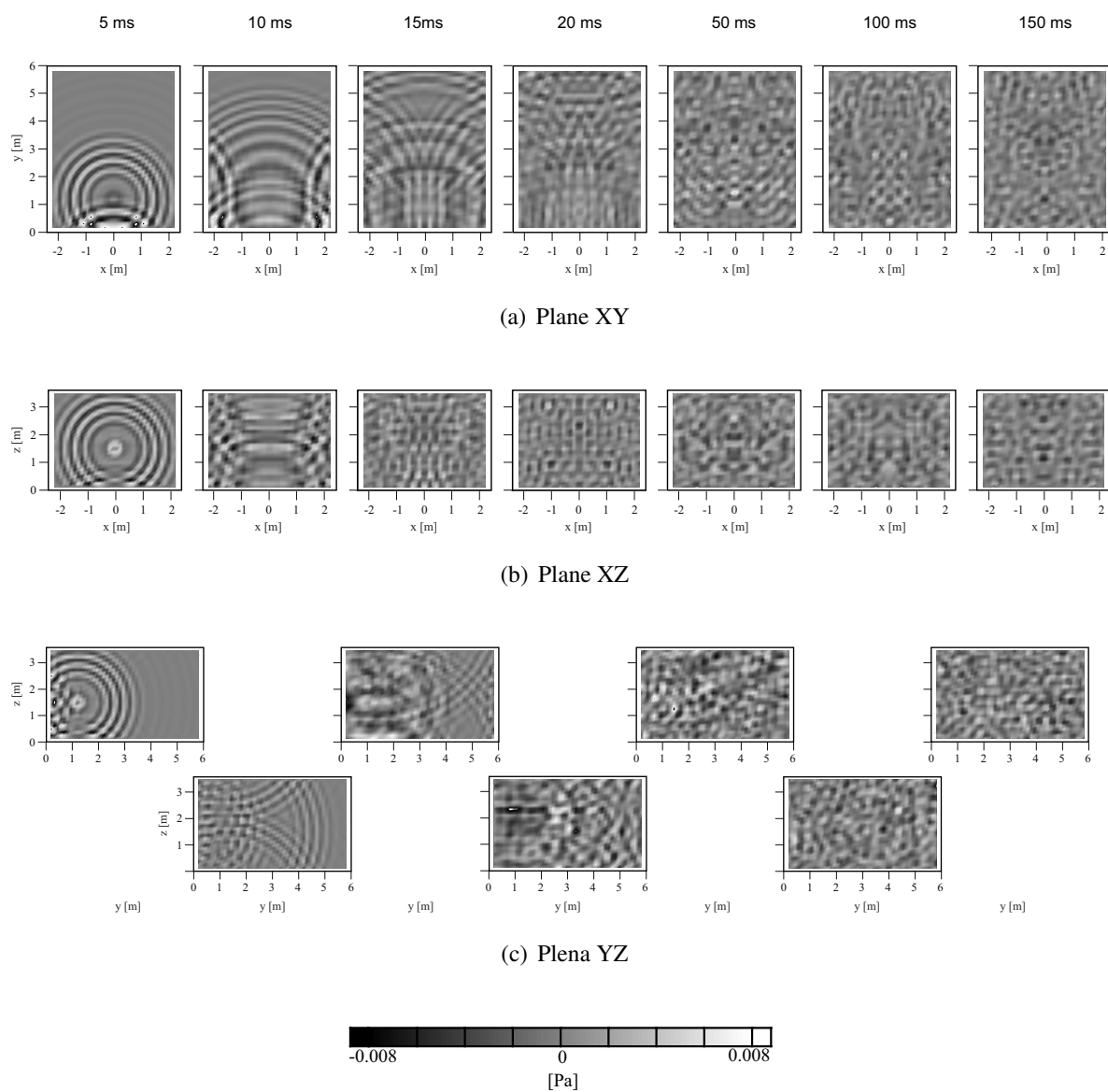


Fig. A.65 Sound pressure distributions (4wallDiffH_middle (rigid), 1 kHz 1/3 oct. band).

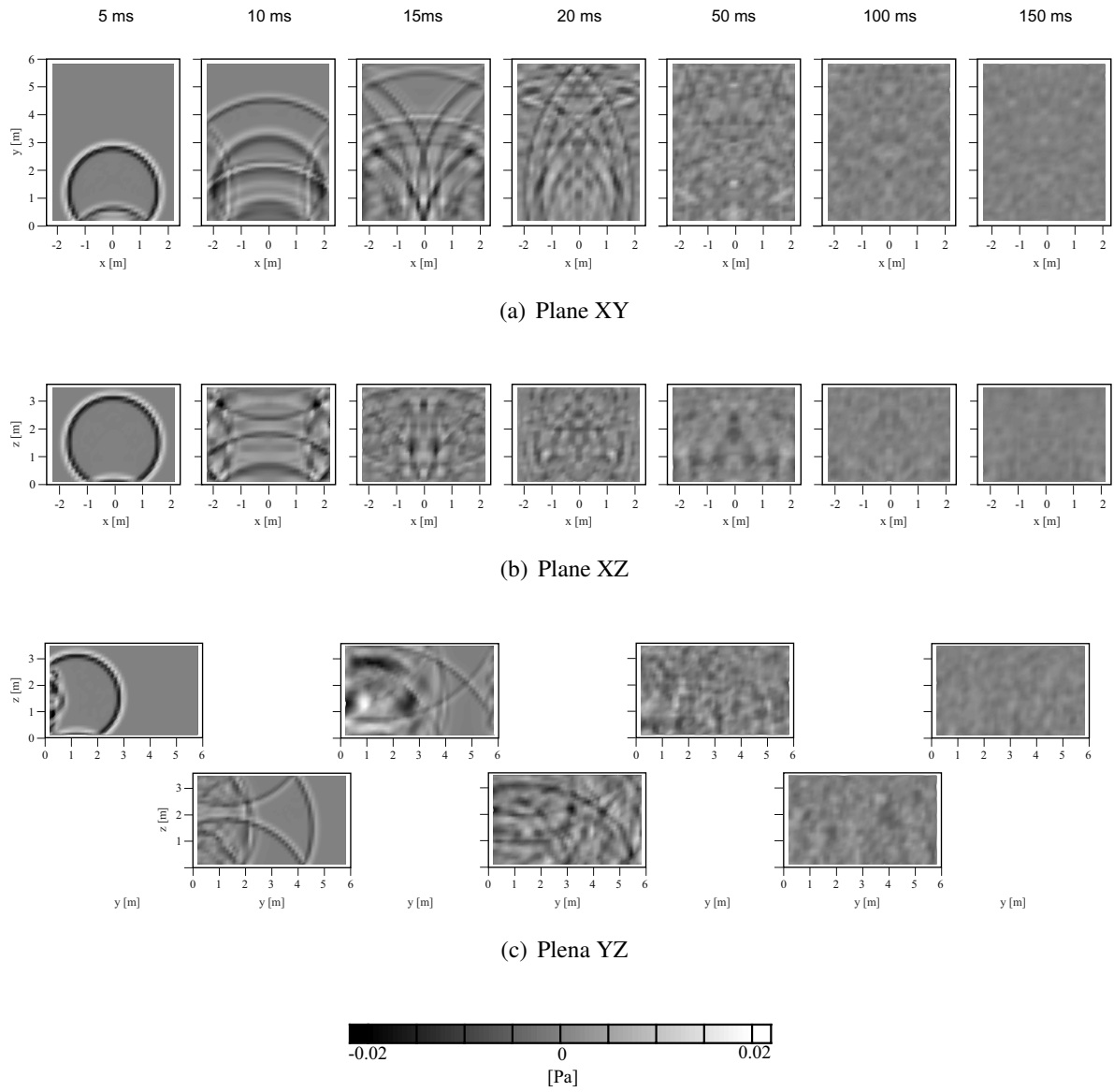


Fig. A.66 Sound pressure distributions (4wallDiffH_middle (absorp), all pass).

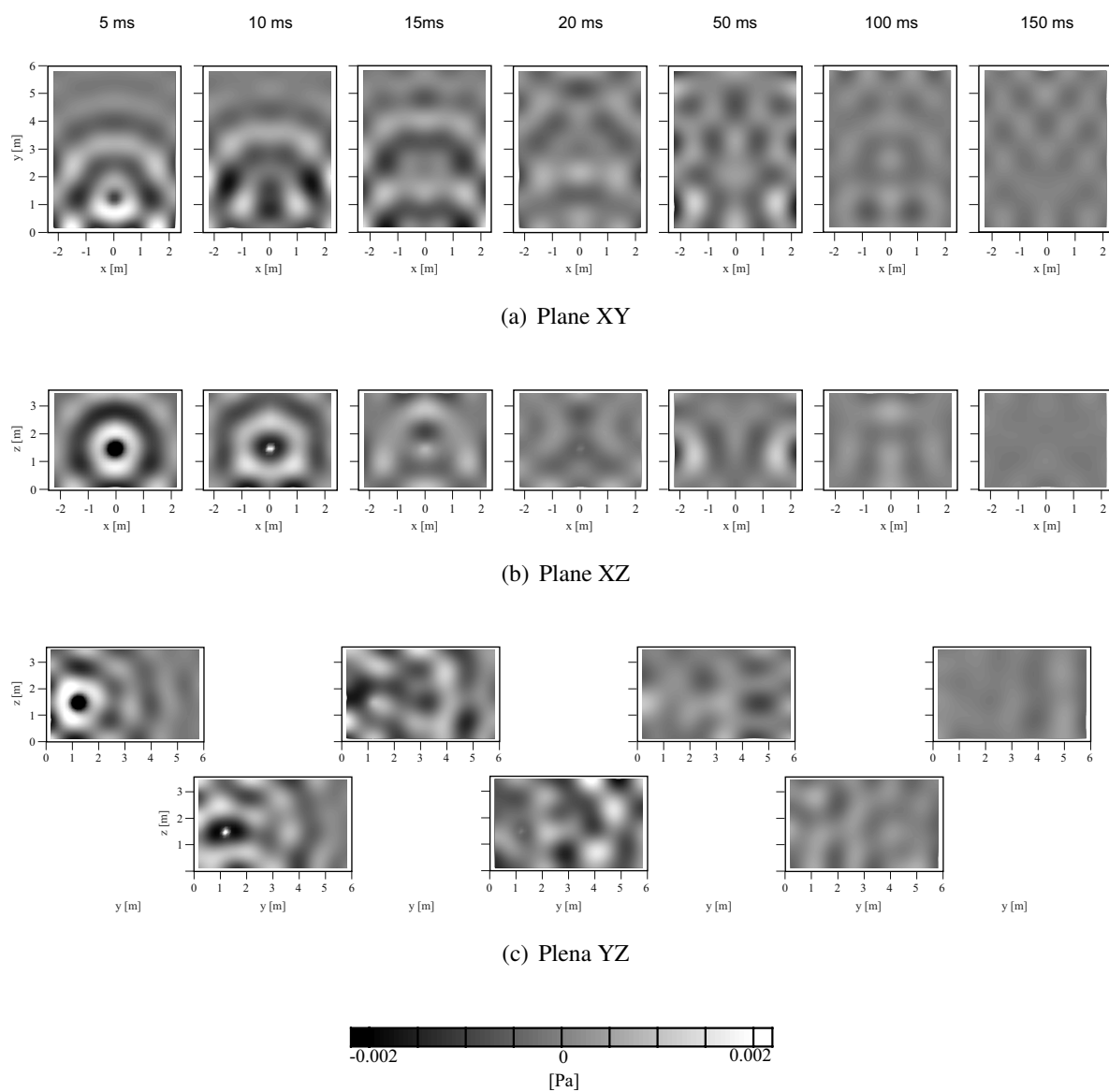


Fig. A.67 Sound pressure distributions (4wallDiffH.middle (absorp), 250 Hz 1/3 oct. band).

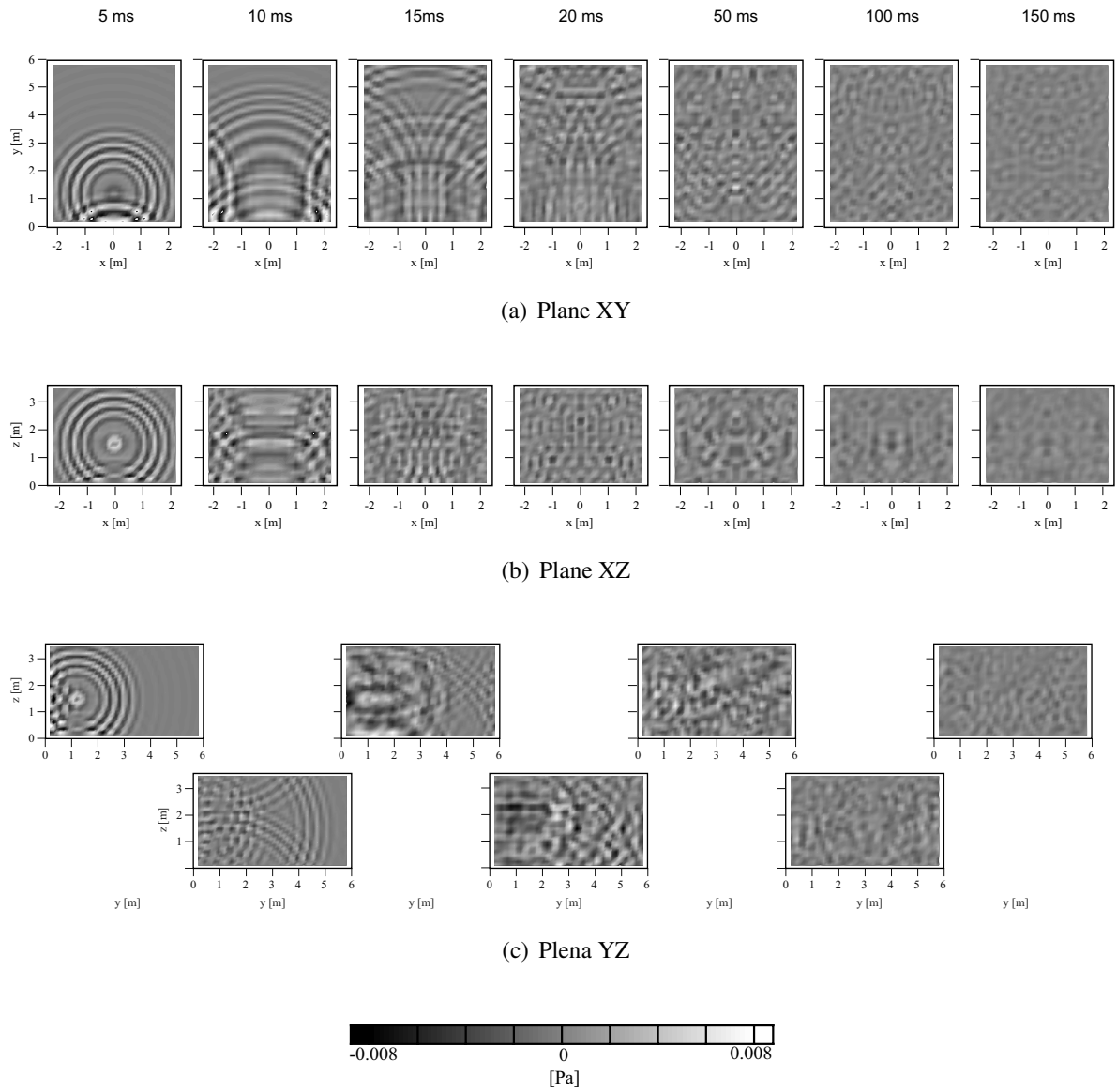
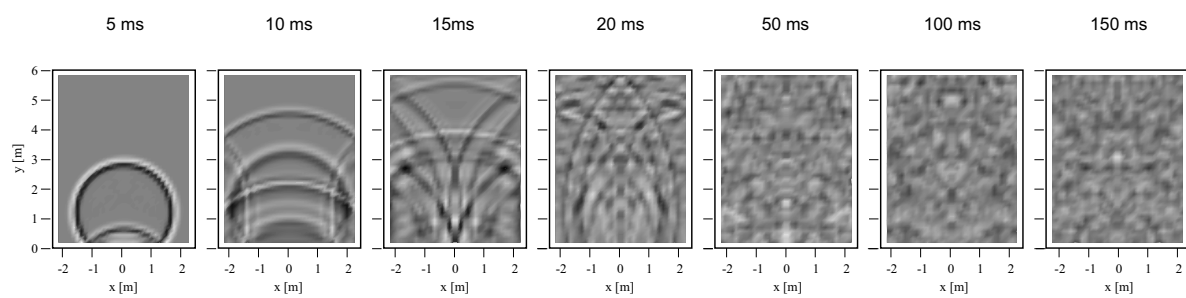
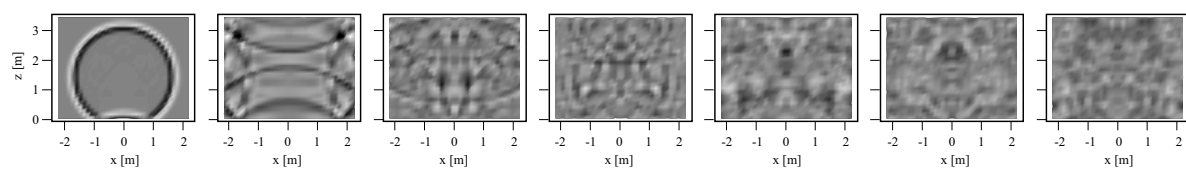


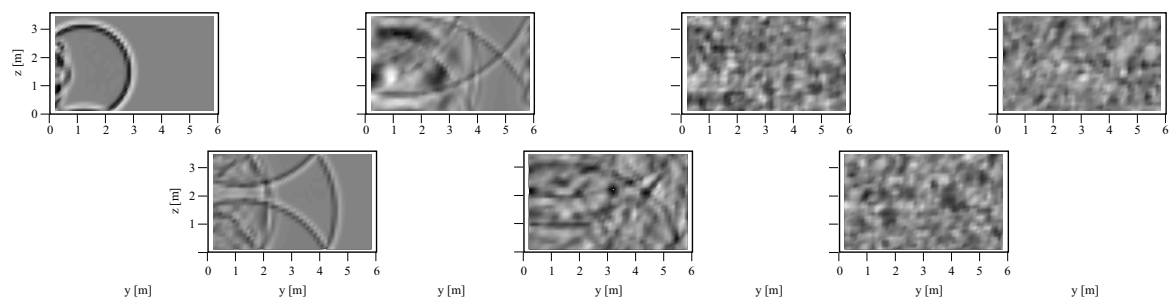
Fig. A.68 Sound pressure distributions (4wallDiffH_middle (absorp), 1 kHz 1/3 oct. band).



(a) Plane XY



(b) Plane XZ



(c) Plane YZ

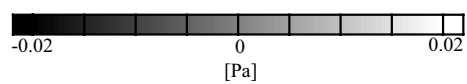


Fig. A.69 Sound pressure distributions (4wallDiffH.large (rigid), all pass).

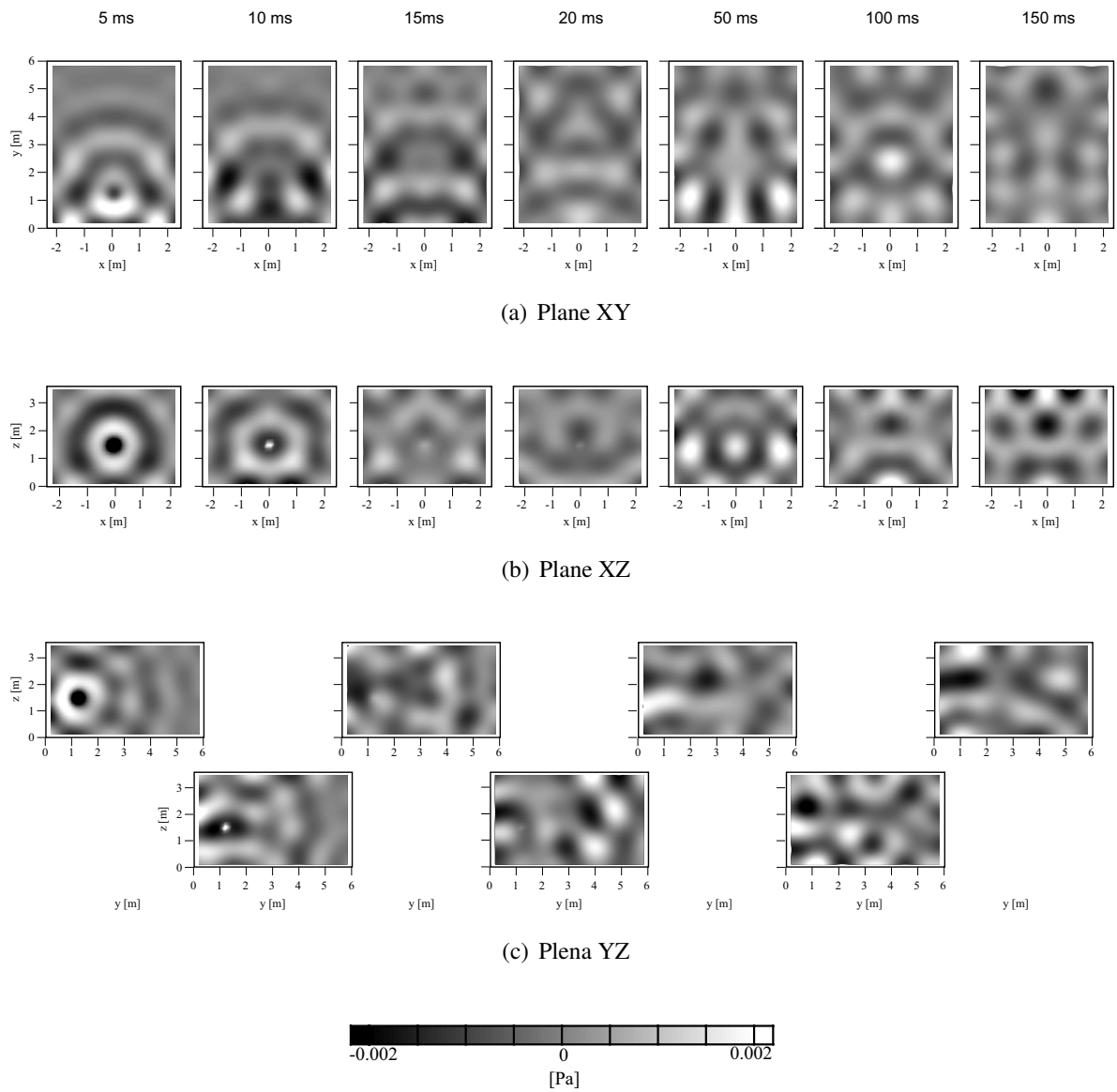


Fig. A.70 Sound pressure distributions (4wallDiffH.large (rigid), 250 Hz 1/3 oct. band).

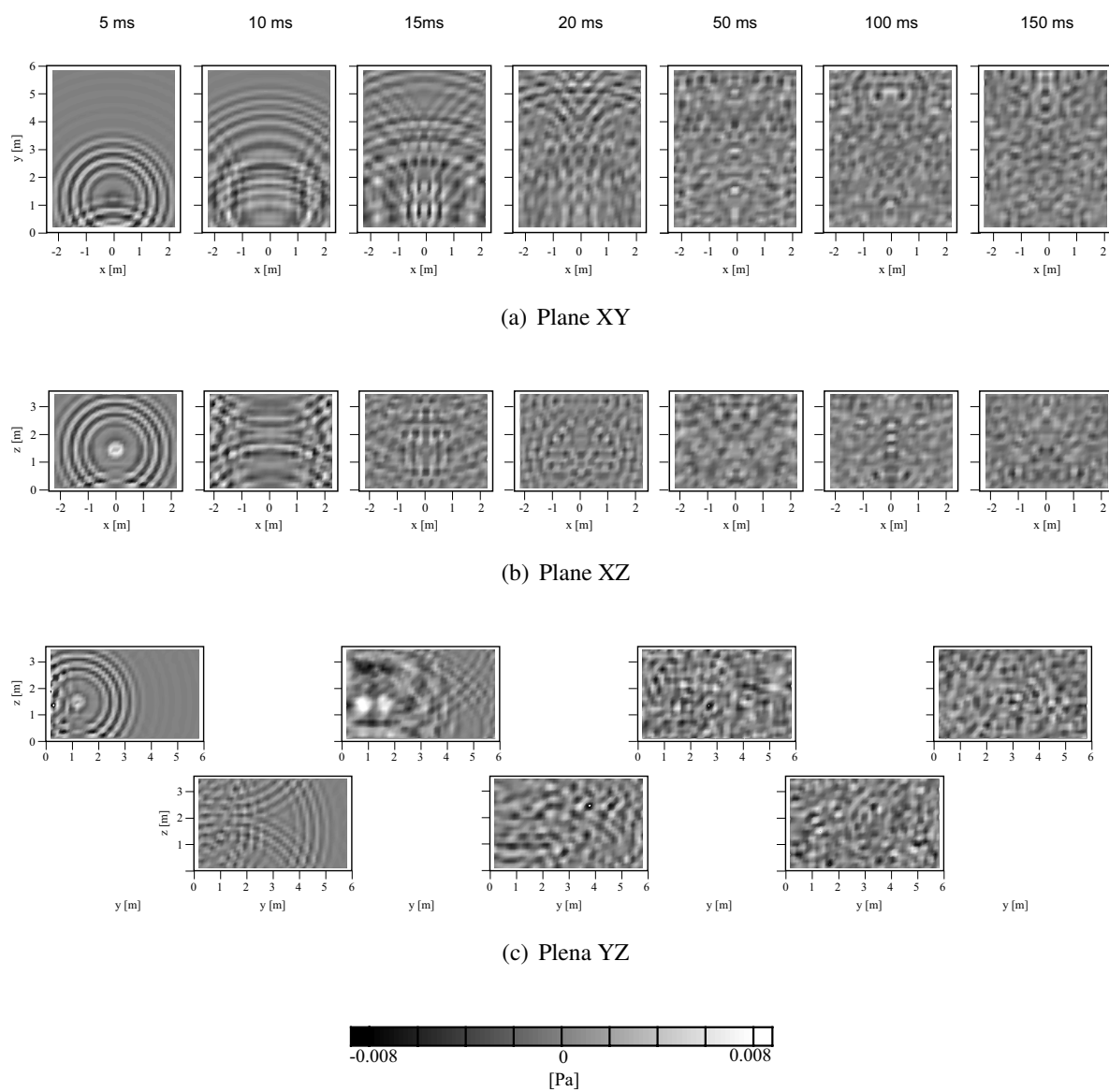


Fig. A.71 Sound pressure distributions (4wallDiffH_large (rigid), 1 kHz 1/3 oct. band).

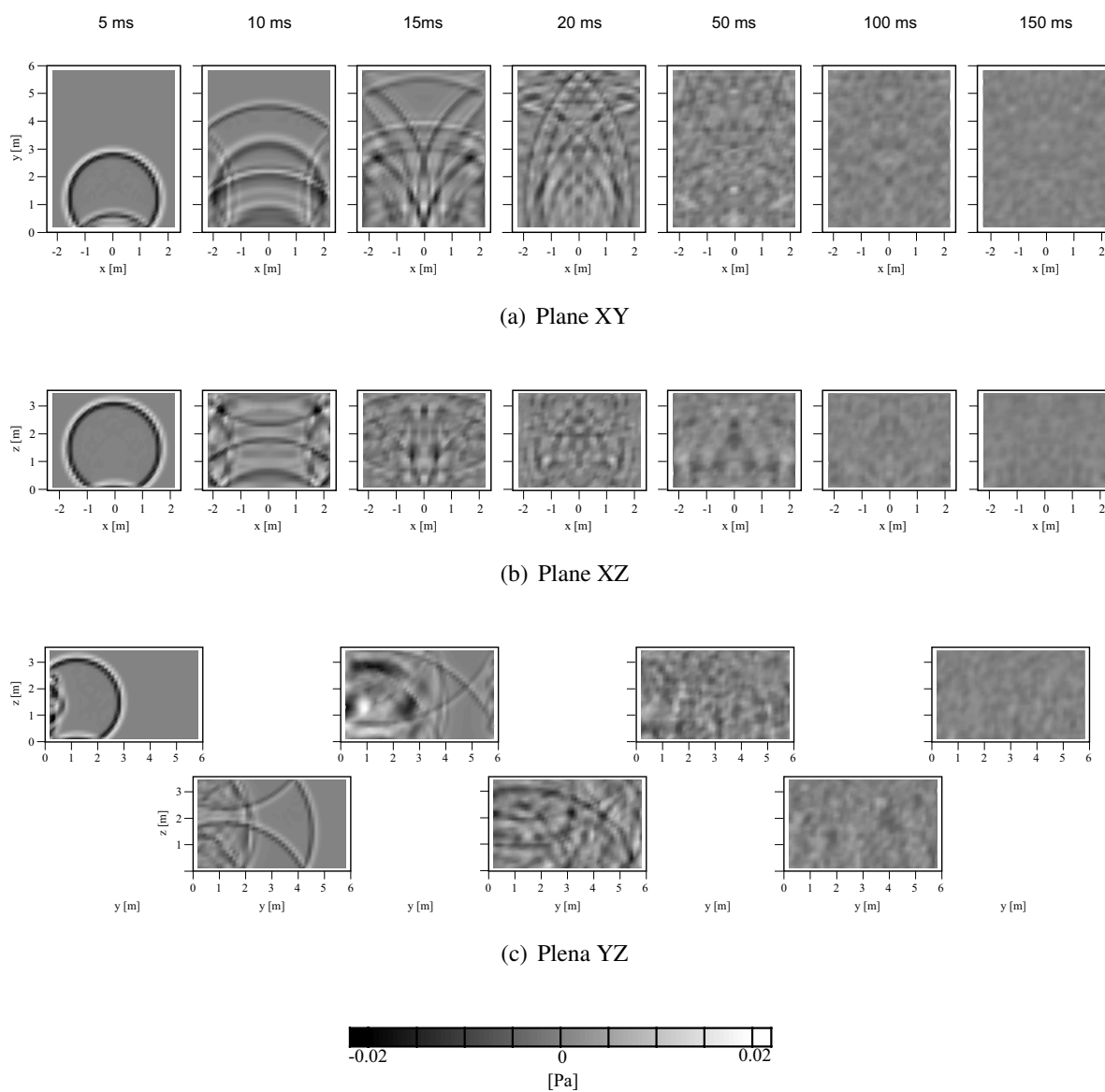


Fig. A.72 Sound pressure distributions (4wallDiffH_large (absorp), all pass).

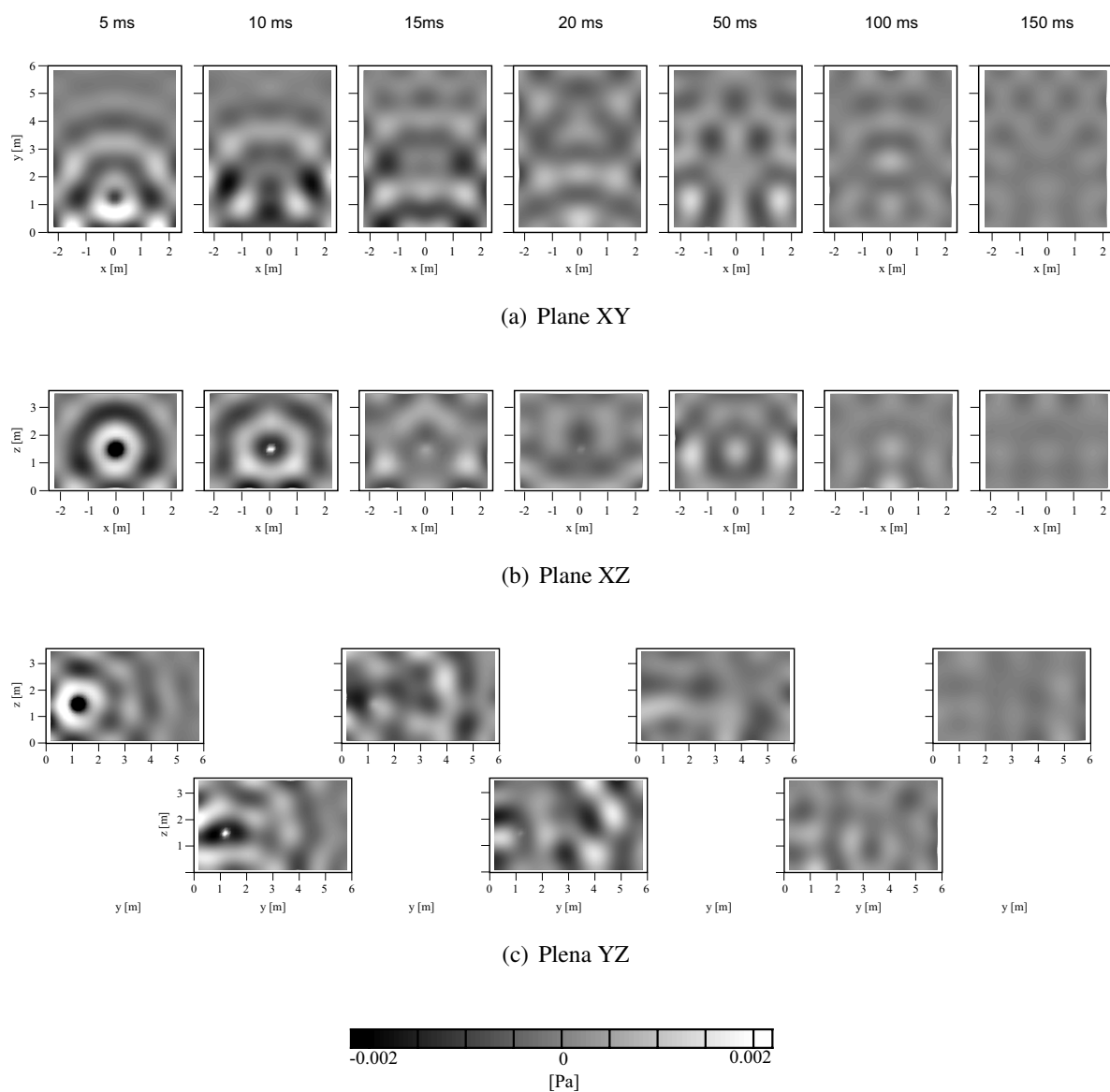


Fig. A.73 Sound pressure distributions (4wallDiffH_large (absorp), 250 Hz 1/3 oct. band).

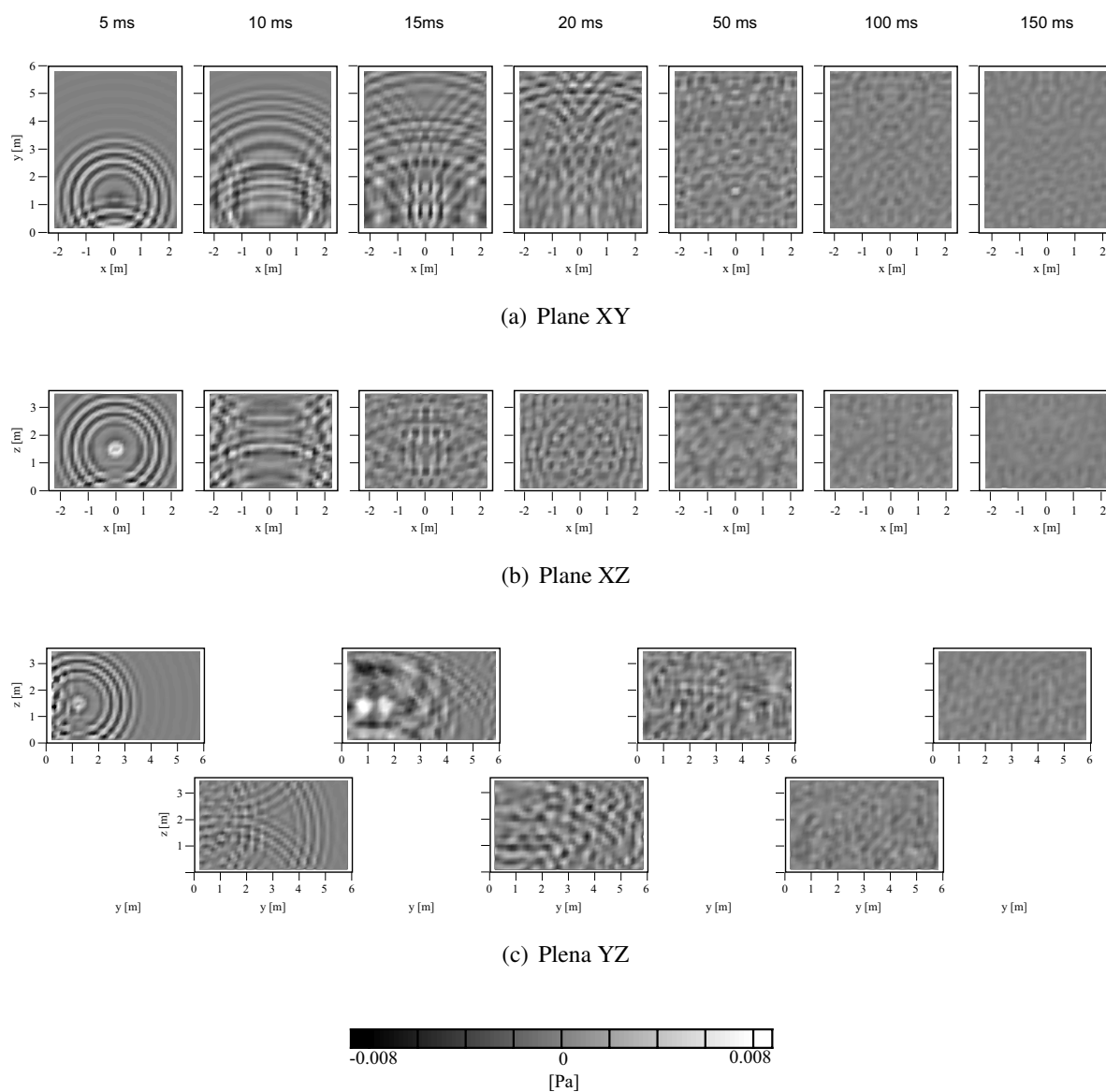


Fig. A.74 Sound pressure distributions (4wallDiffH_large (absorp), 1 kHz 1/3 oct. band).

A.3 過渡応答解析：残響減衰性状

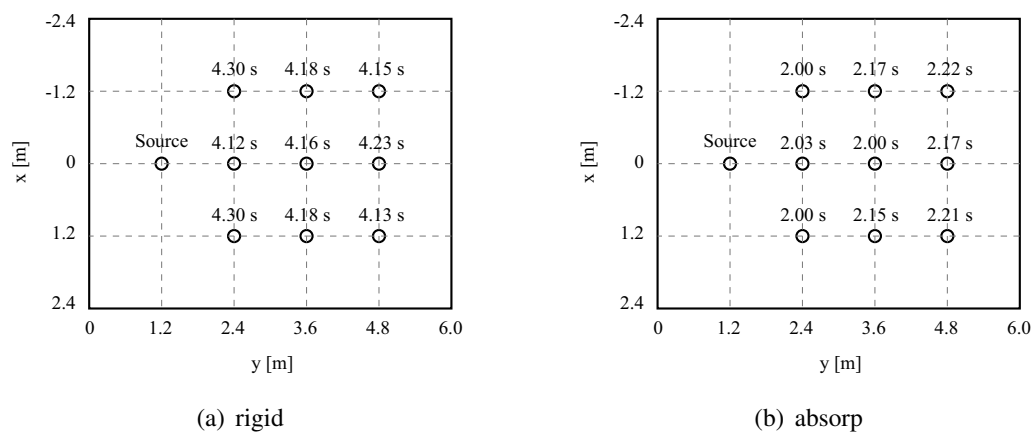


Fig. A.75 Comparison of reverberation (4wallDiff_middle, all pass).

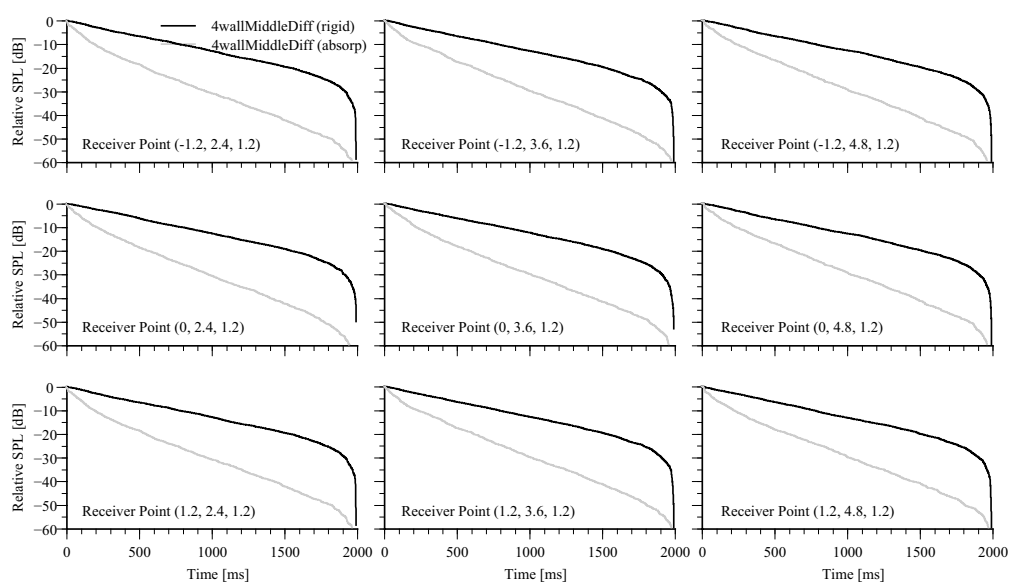


Fig. A.76 Comparison of decay curves (4wallDiff_middle, all pass).

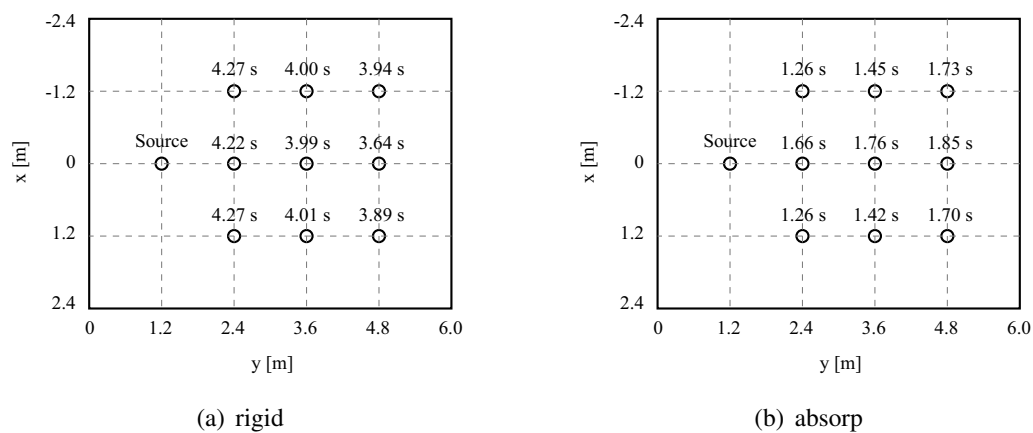


Fig. A.77 Comparison of reverberation (4wallDiff_middle, 250 Hz 1/3 oct. band).

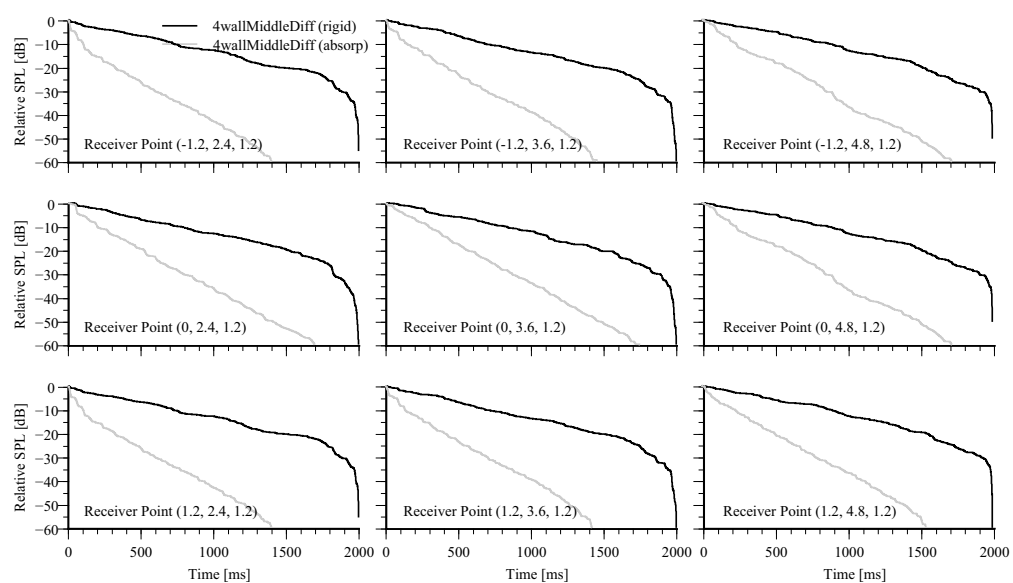


Fig. A.78 Comparison of decay curves (4wallDiff_middle, 250 Hz 1/3 oct. band).

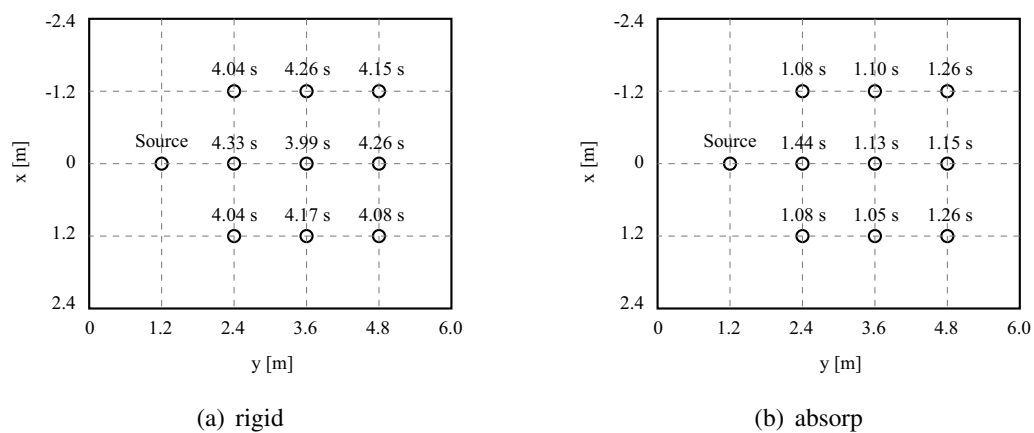


Fig. A.79 Comparison of reverberation (4wallDiff_middle, 1 kHz 1/3 oct. band).

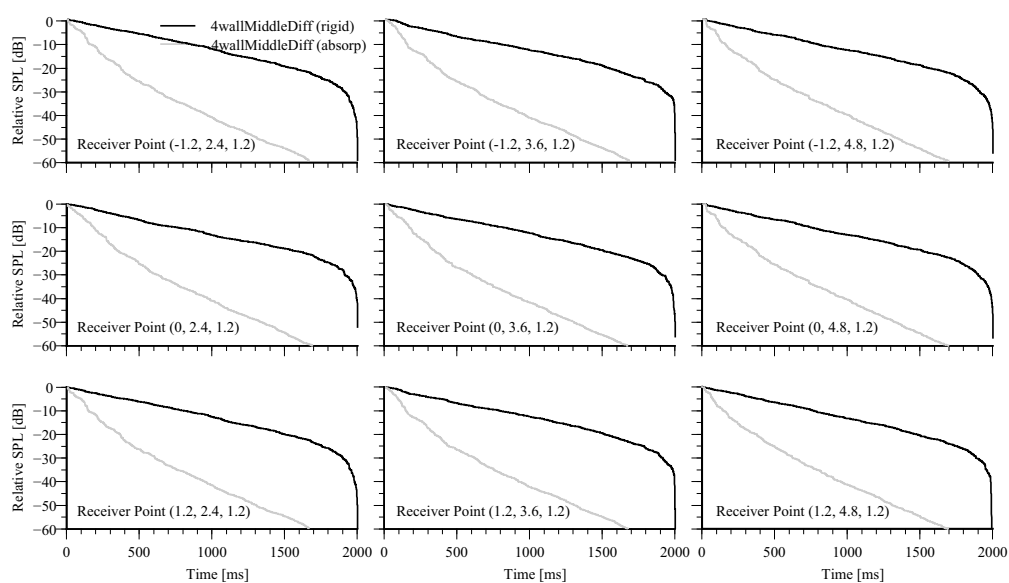


Fig. A.80 Comparison of decay curves (4wallDiff_middle, 1 kHz 1/3 oct. band).

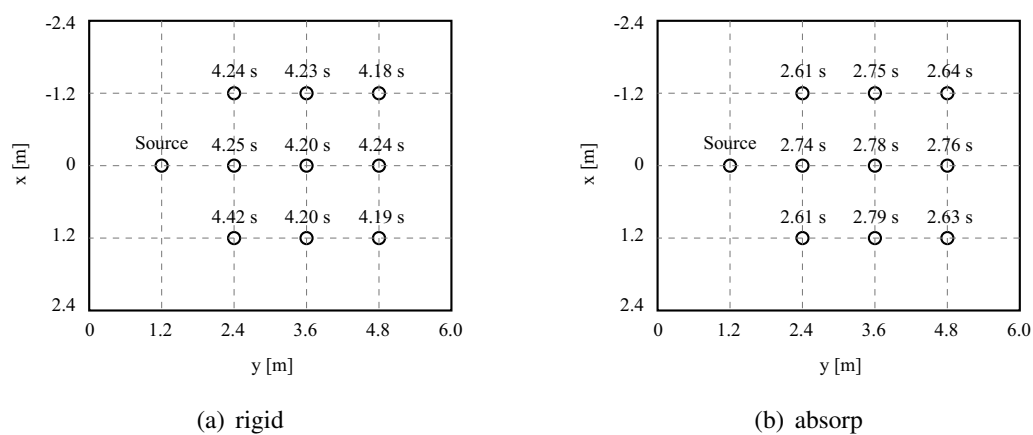


Fig. A.81 Comparison of reverberation (4wallDiff_large, all pass).

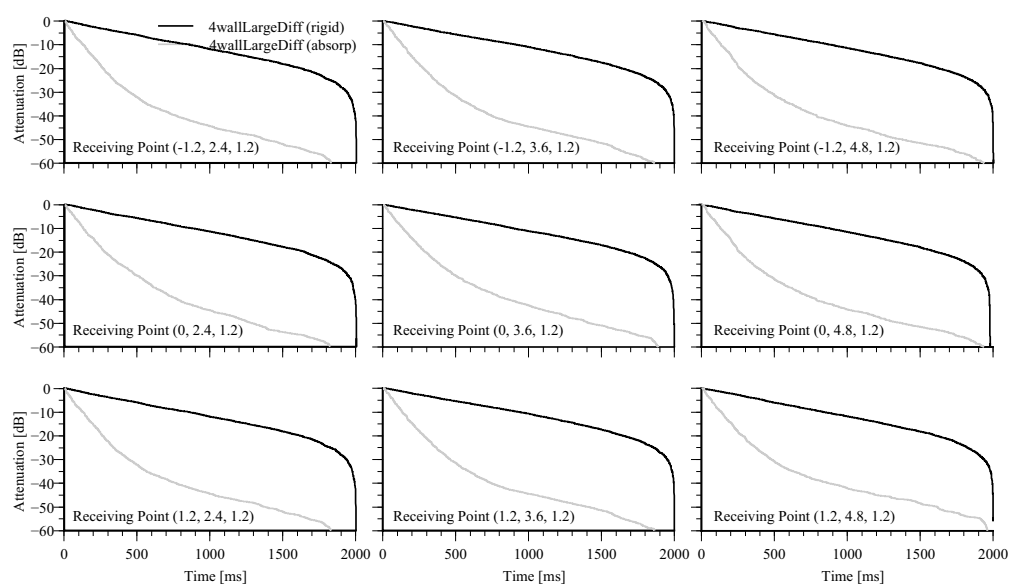


Fig. A.82 Comparison of decay curves (4wallDiff_large, all pass).

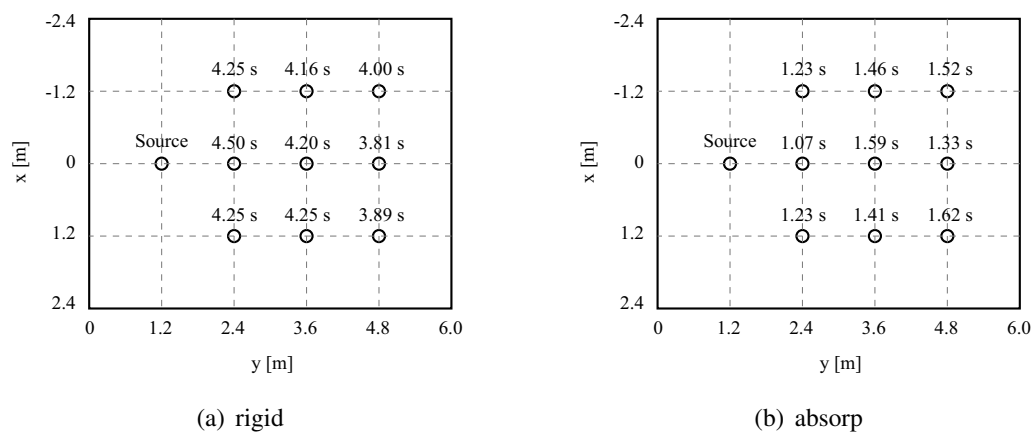


Fig. A.83 Comparison of reverberation (4wallDiff_large, 250 Hz 1/3 oct. band).

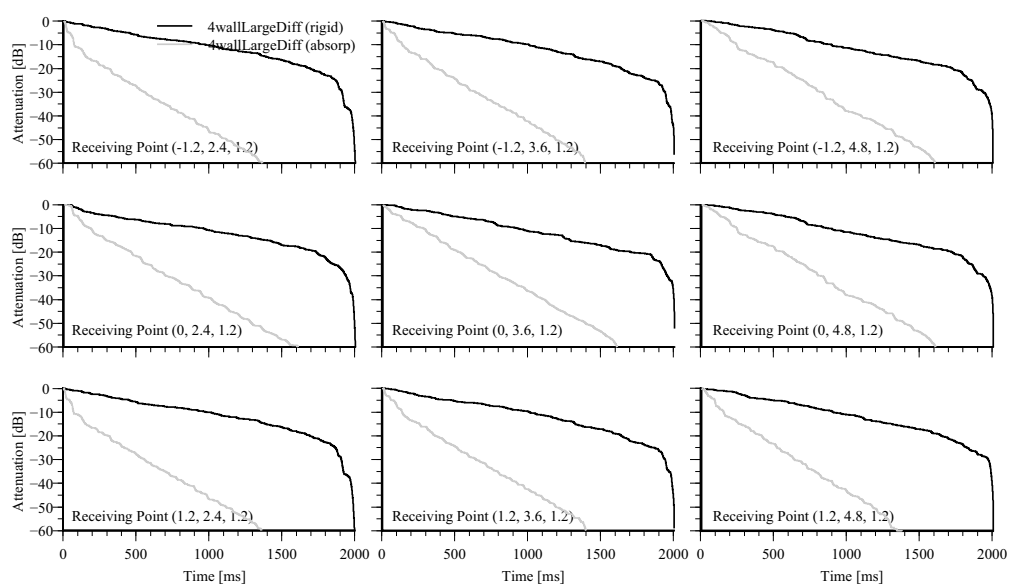


Fig. A.84 Comparison of decay curves (4wallDiff_large, 250 Hz 1/3 oct. band).

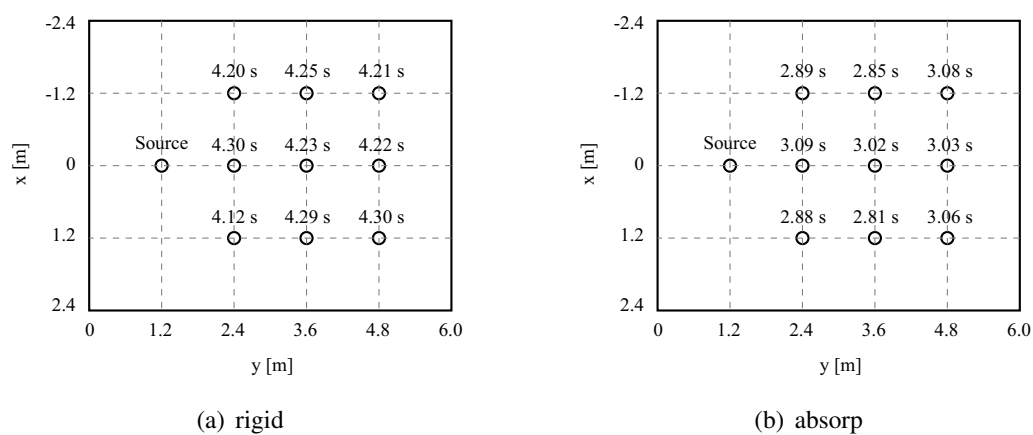


Fig. A.85 Comparison of reverberation (4wallDiff_large, 1 kHz 1/3 oct. band).

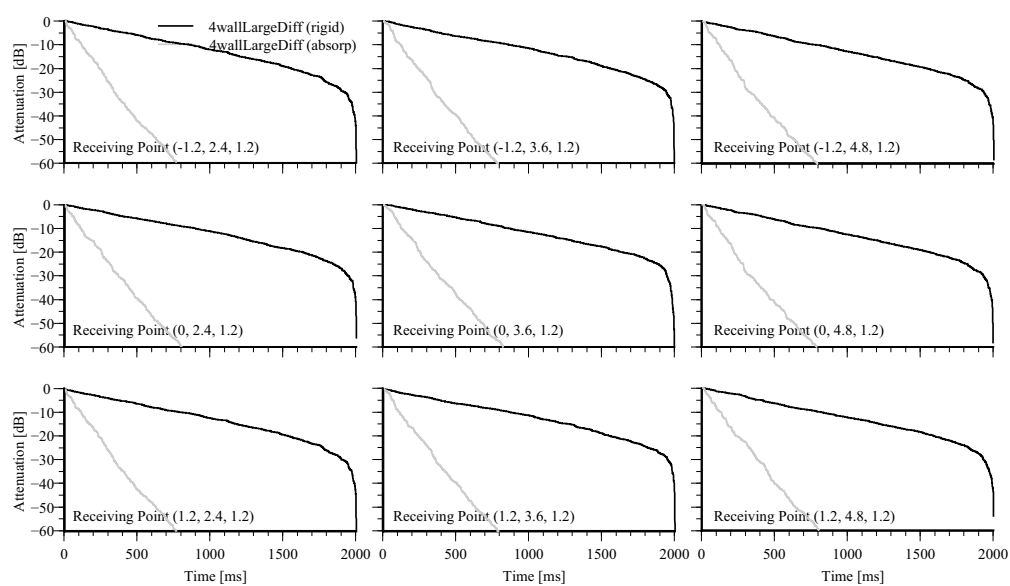


Fig. A.86 Comparison of decay curves (4wallDiff_large, 1 kHz 1/3 oct. band).

付録 B

柱・梁・家具が音場に及ぼす影響

B.1 音圧レベル分布

- 第 4 章における各検討ケース (Fig. B.1) における 1/12 オクターブバンド音圧レベル分布を示す。
- いずれもリスニングエリア ($z = 1.2$ m) を含む分布である。
- 計算条件等は第 4 章を参照のこと。

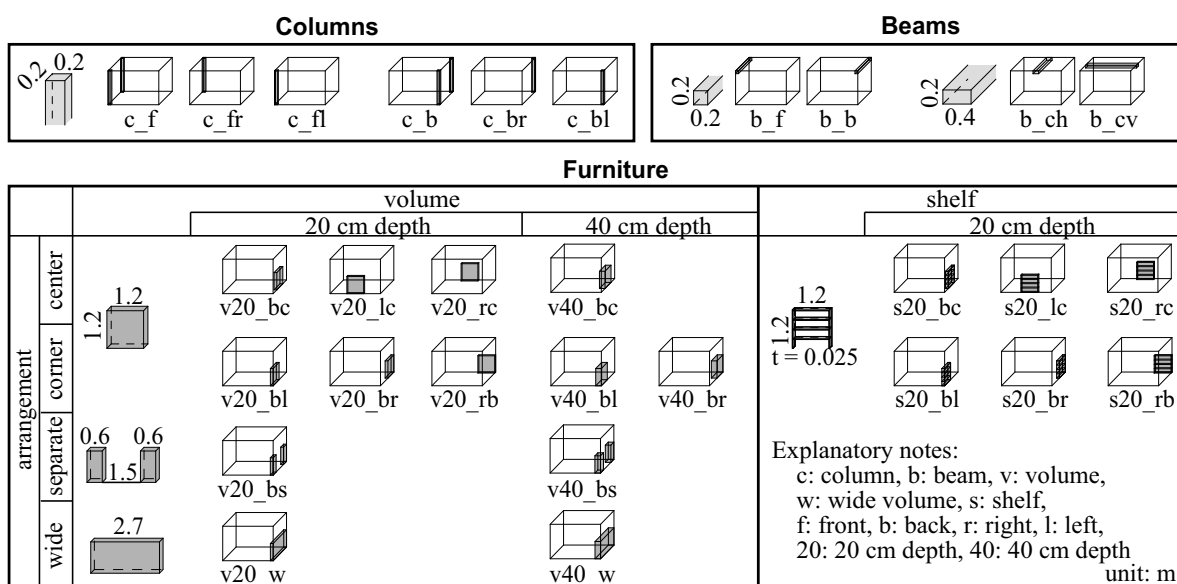
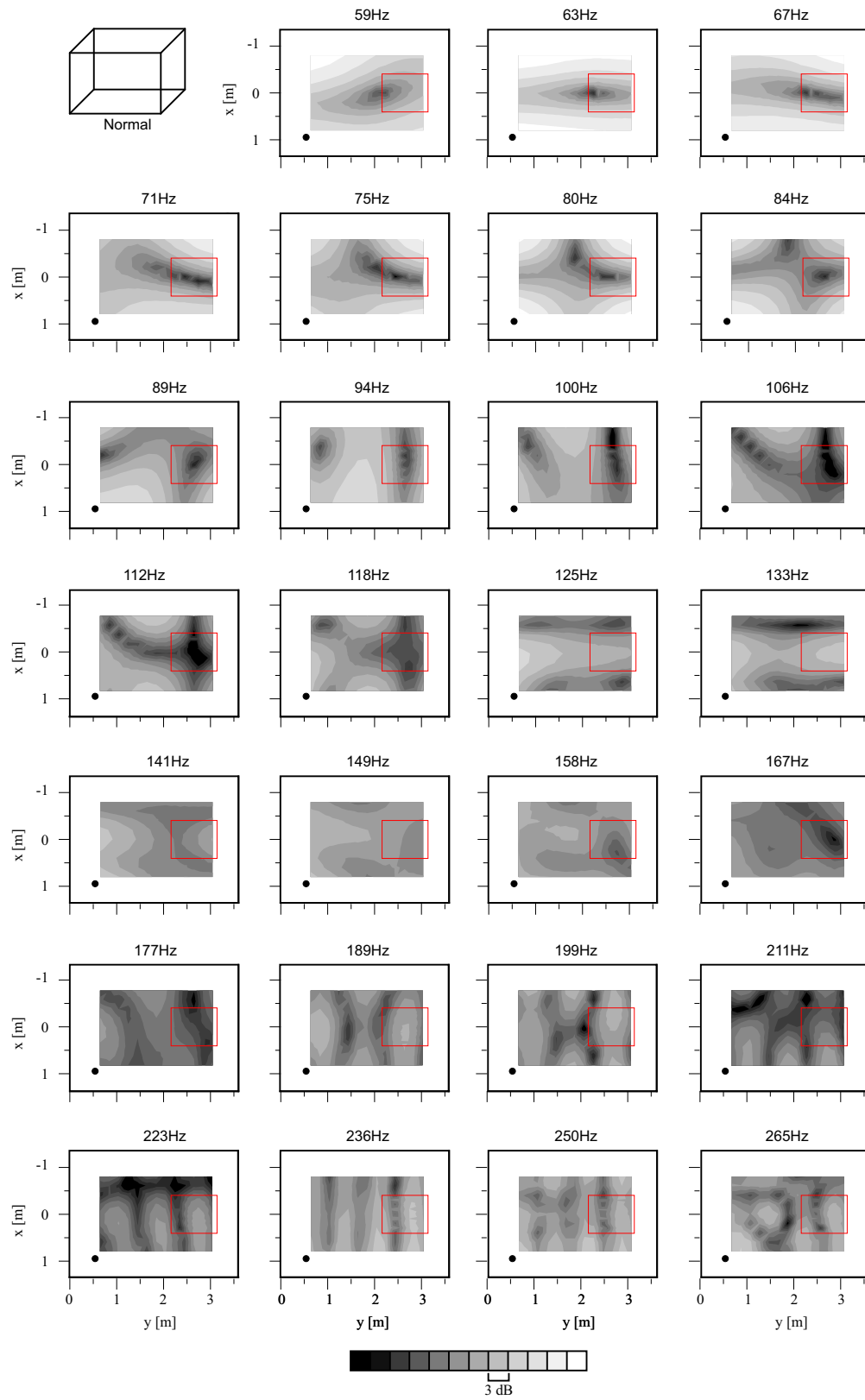


Fig. B.1 The analysis cases

Fig. B.2 Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (Normal).

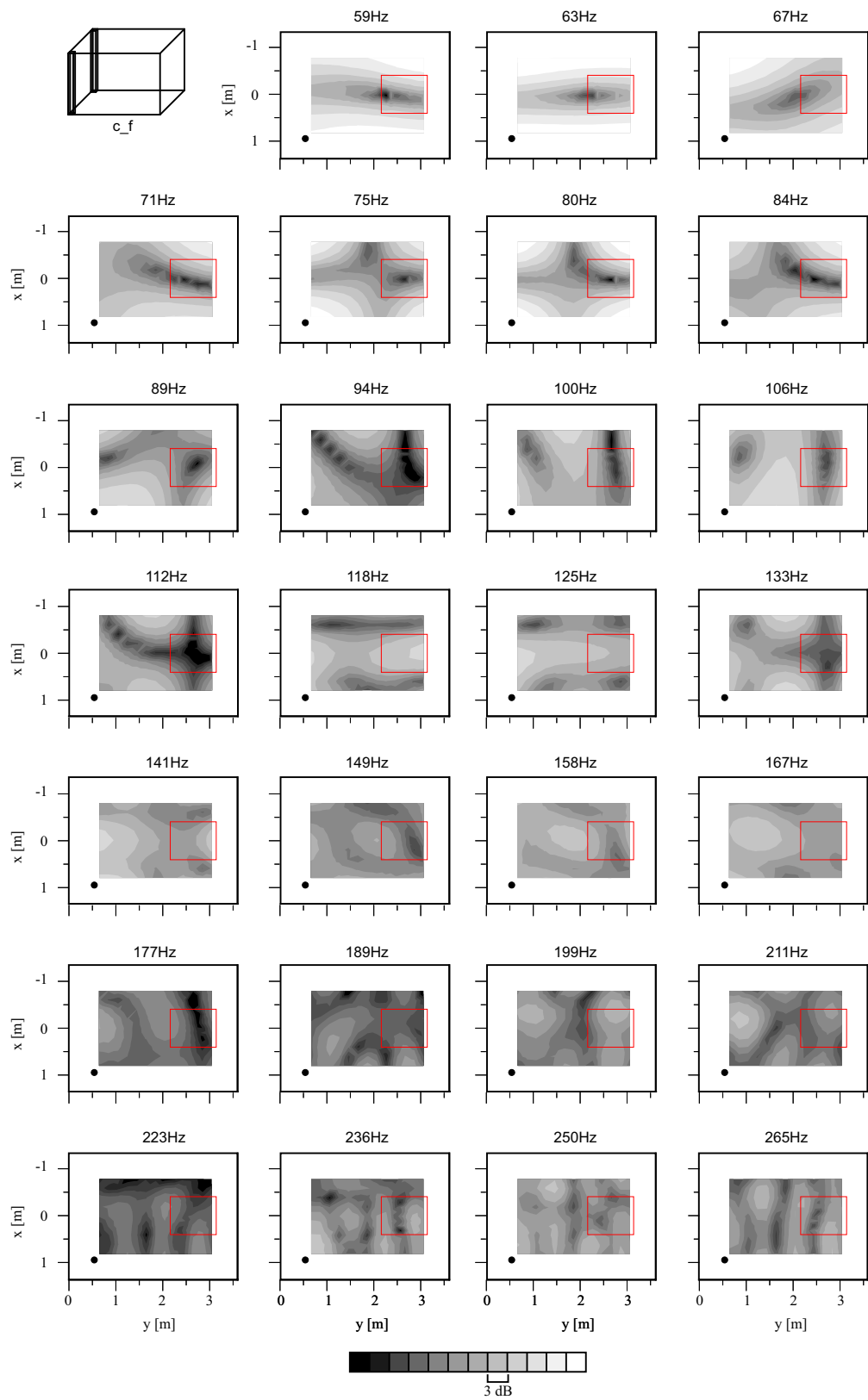
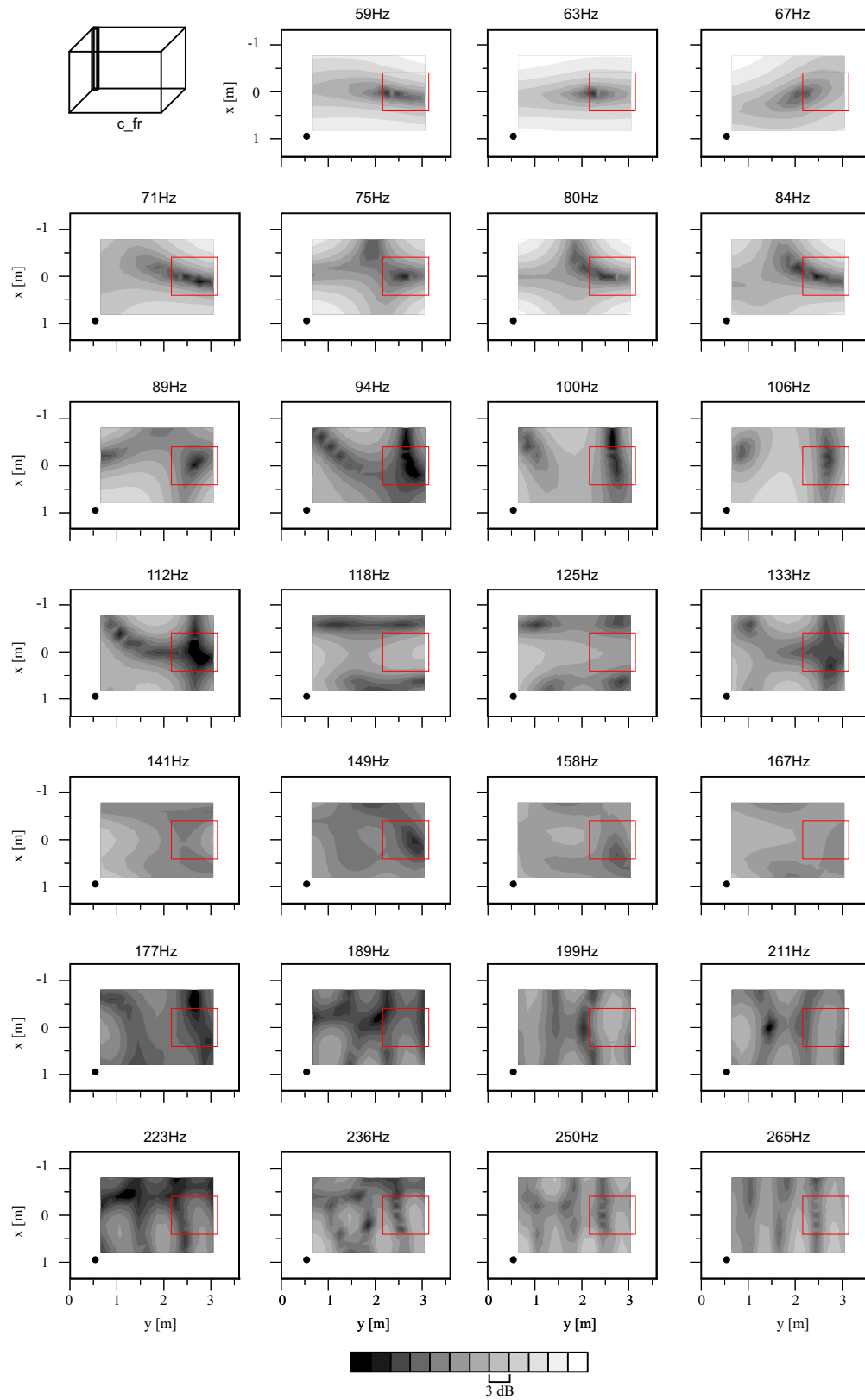


Fig. B.3 Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (2 columns on front wall).

Fig. B.4 Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (a column on rightside of front wall).

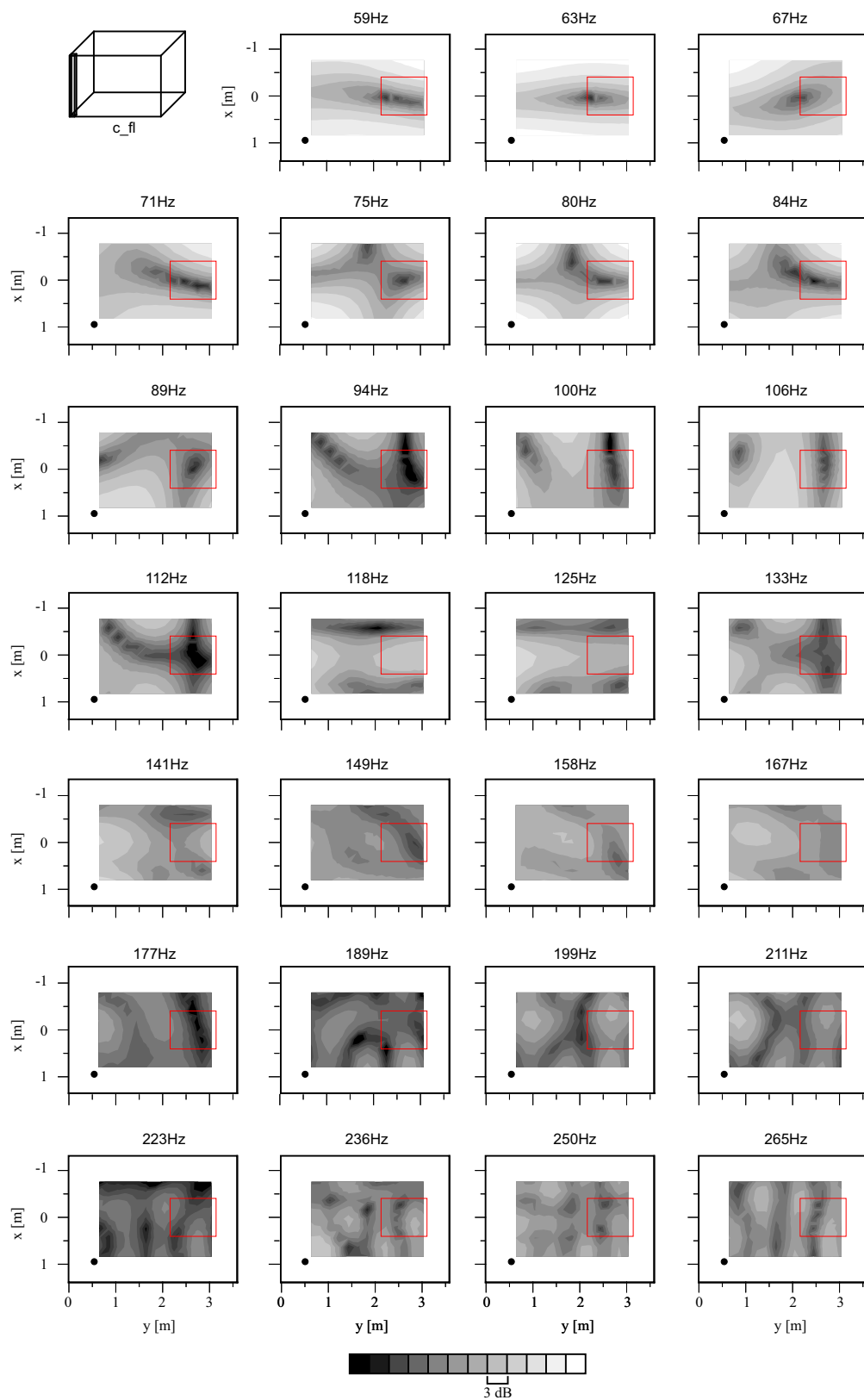
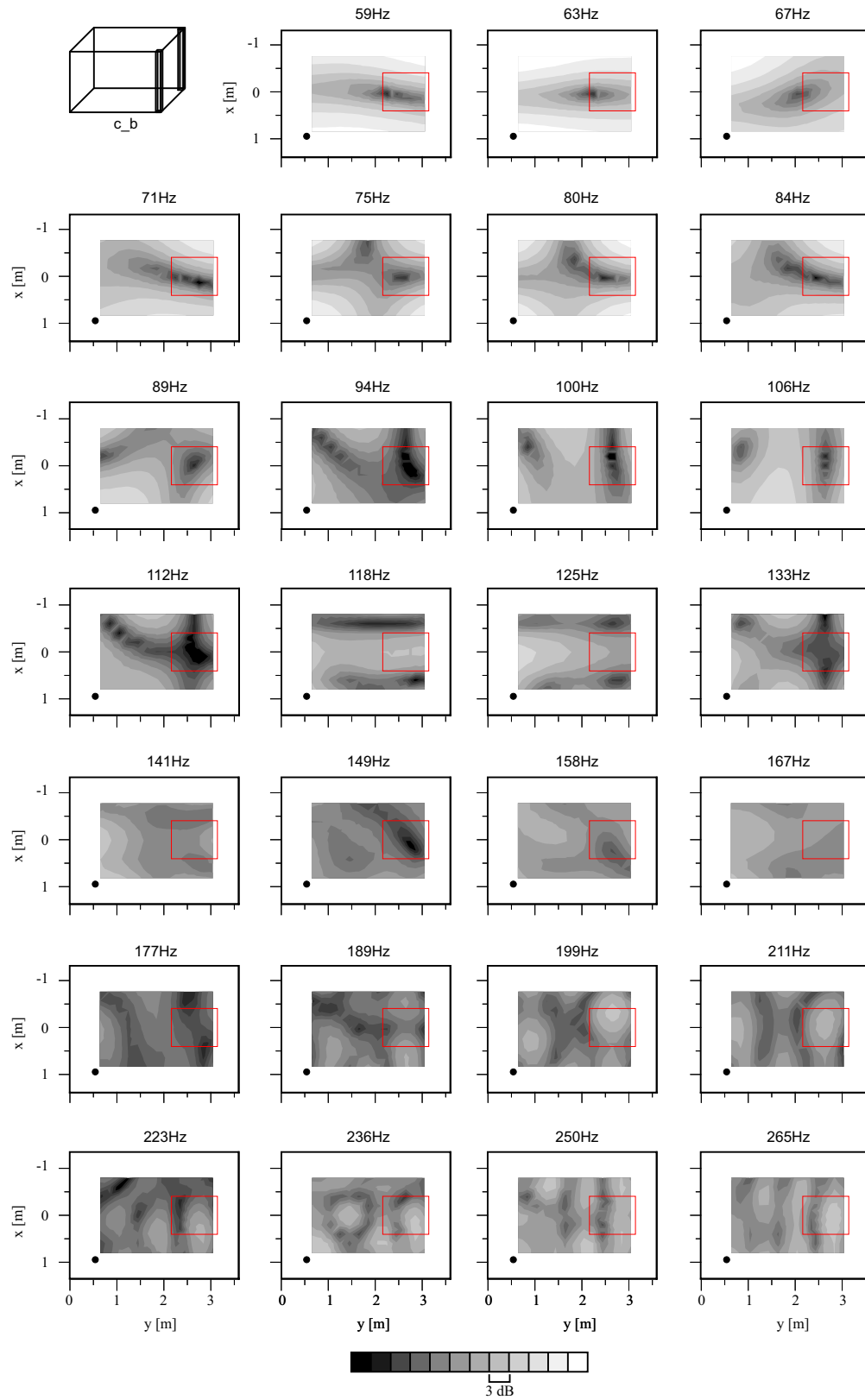


Fig. B.5 Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (a column on leftside of front wall).

Fig. B.6 Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (2 columns on back wall).

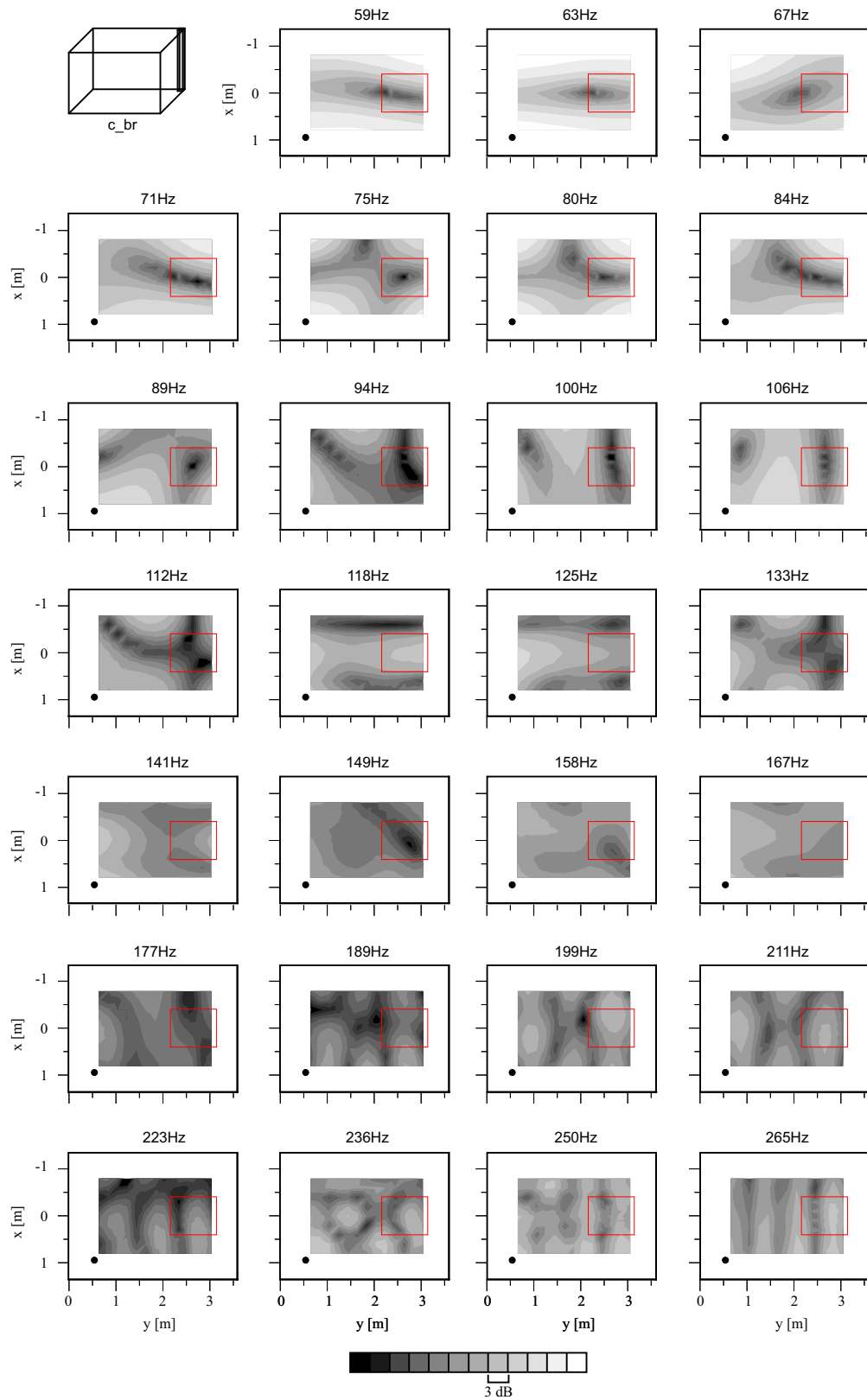
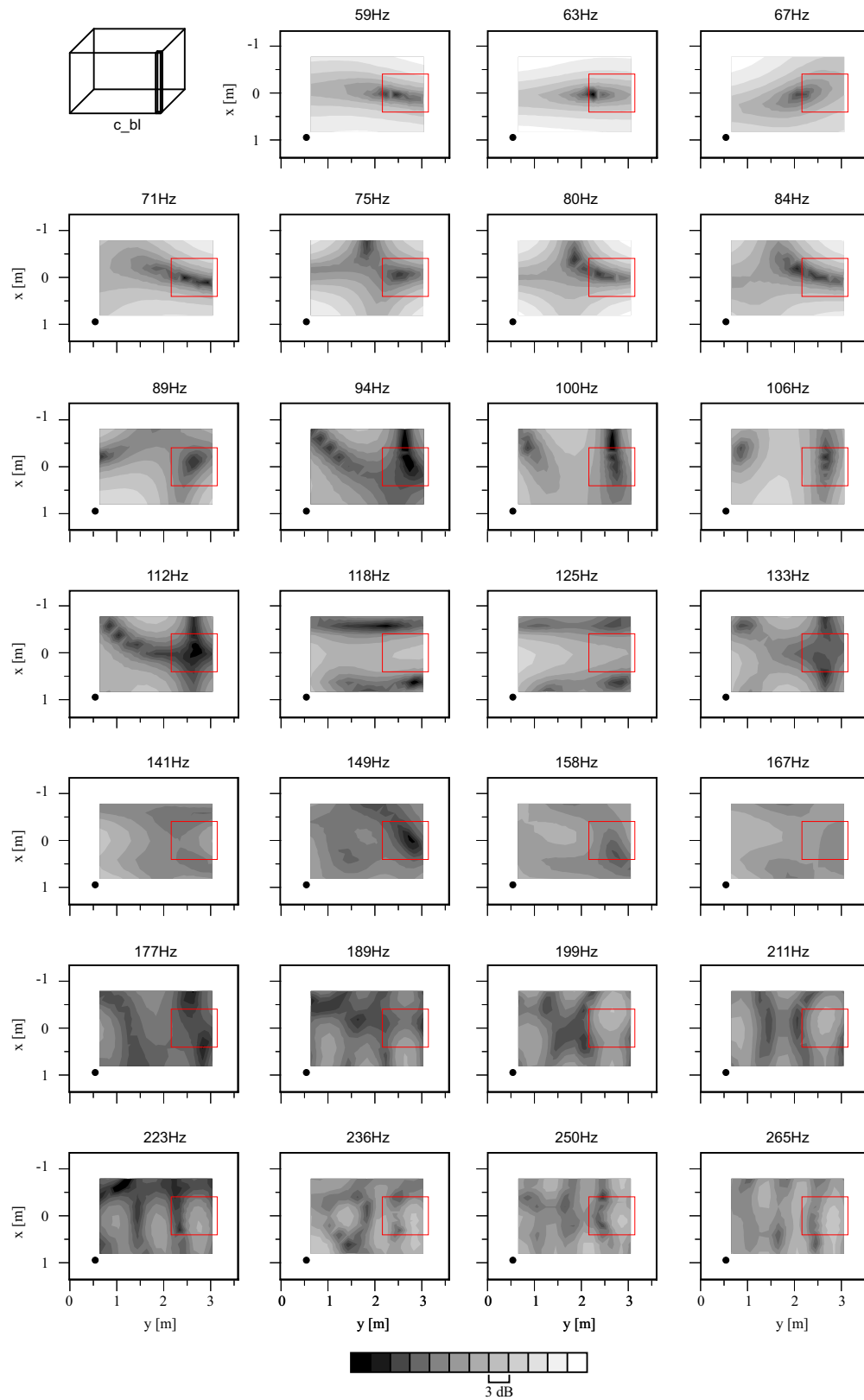


Fig. B.7 Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (a column on rightside of back wall).

Fig. B.8 Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (a column on leftside of back wall).

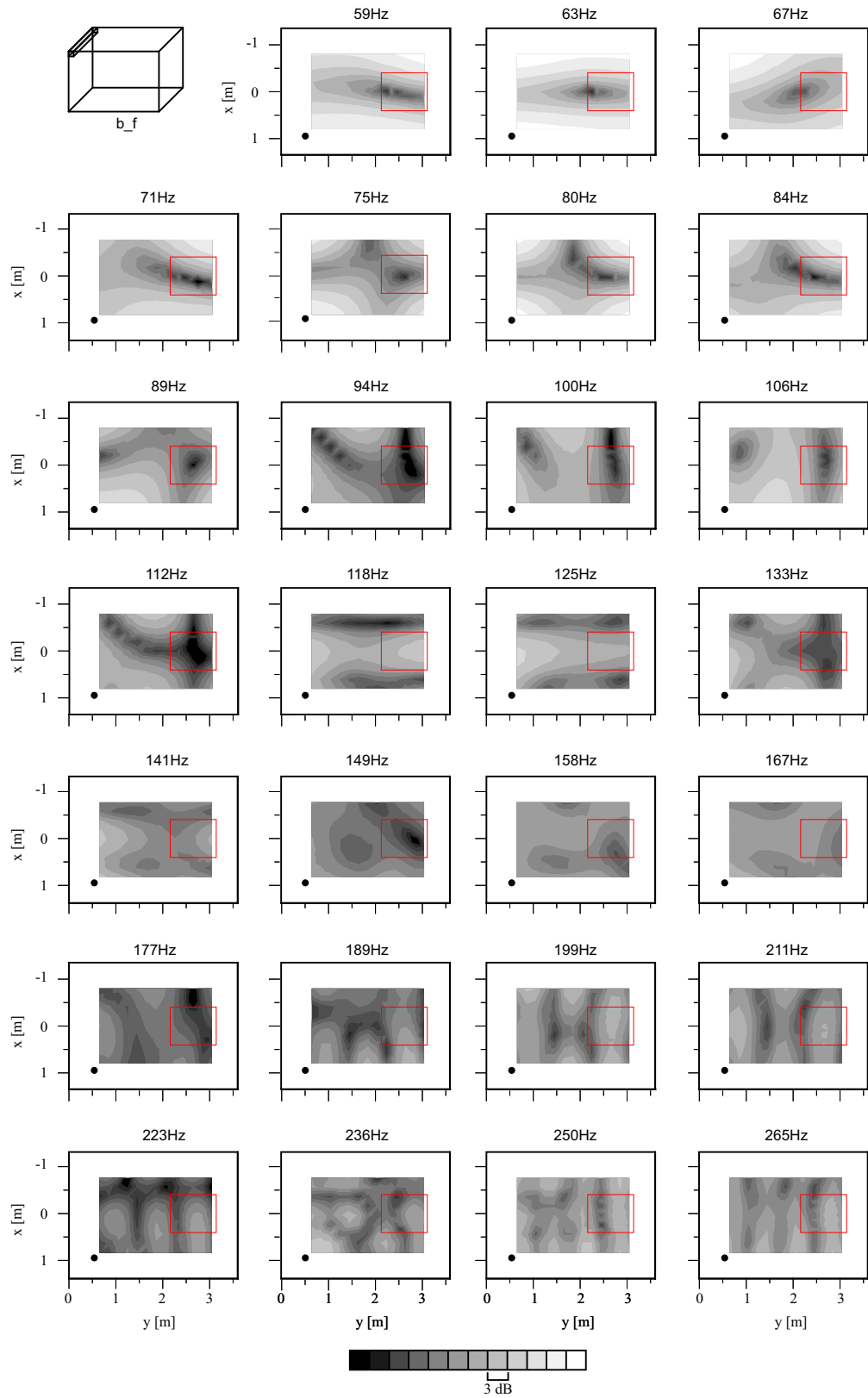
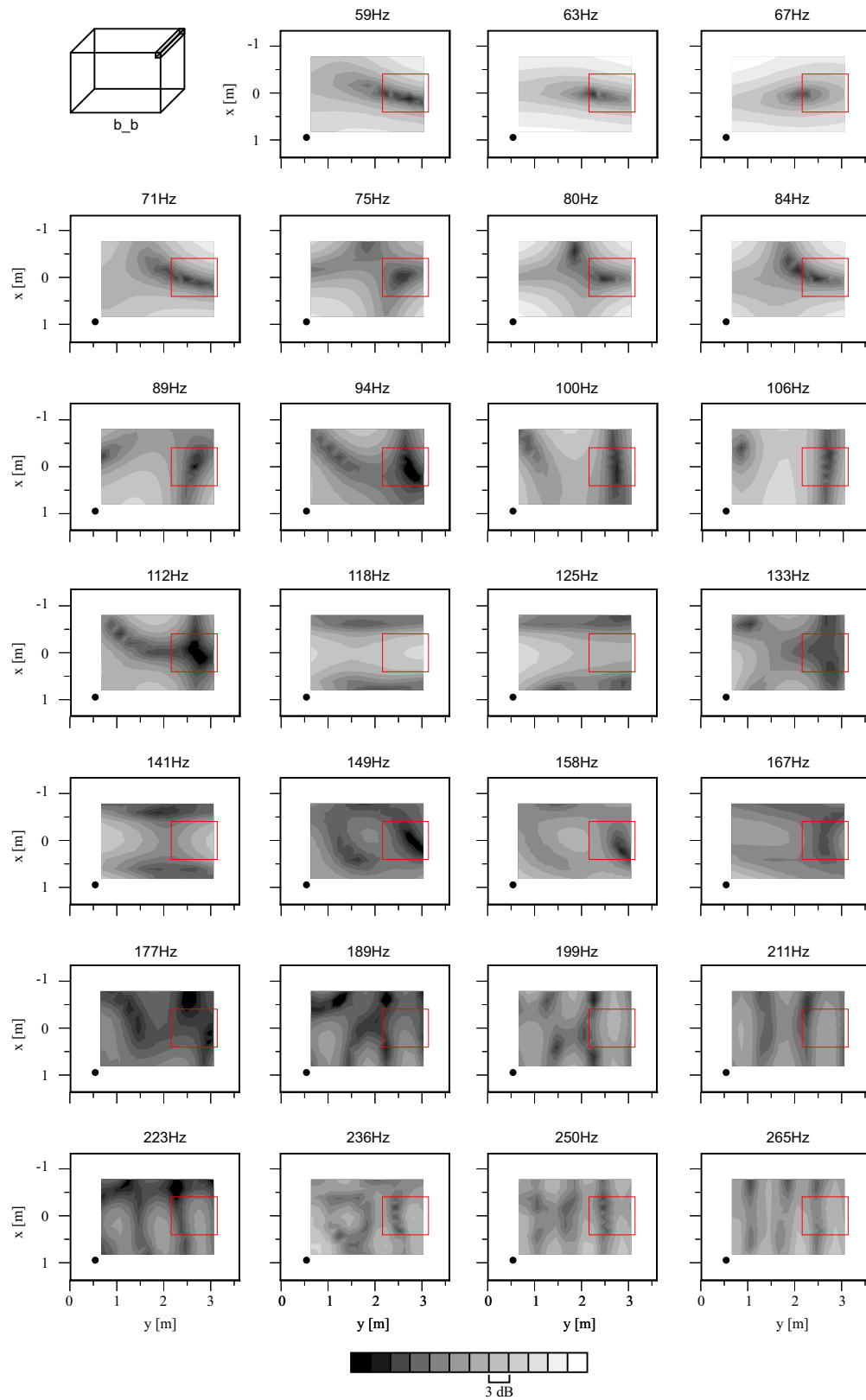


Fig. B.9 Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (a beam on front of ceiling).

Fig. B.10 Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (a beam on back of ceiling).

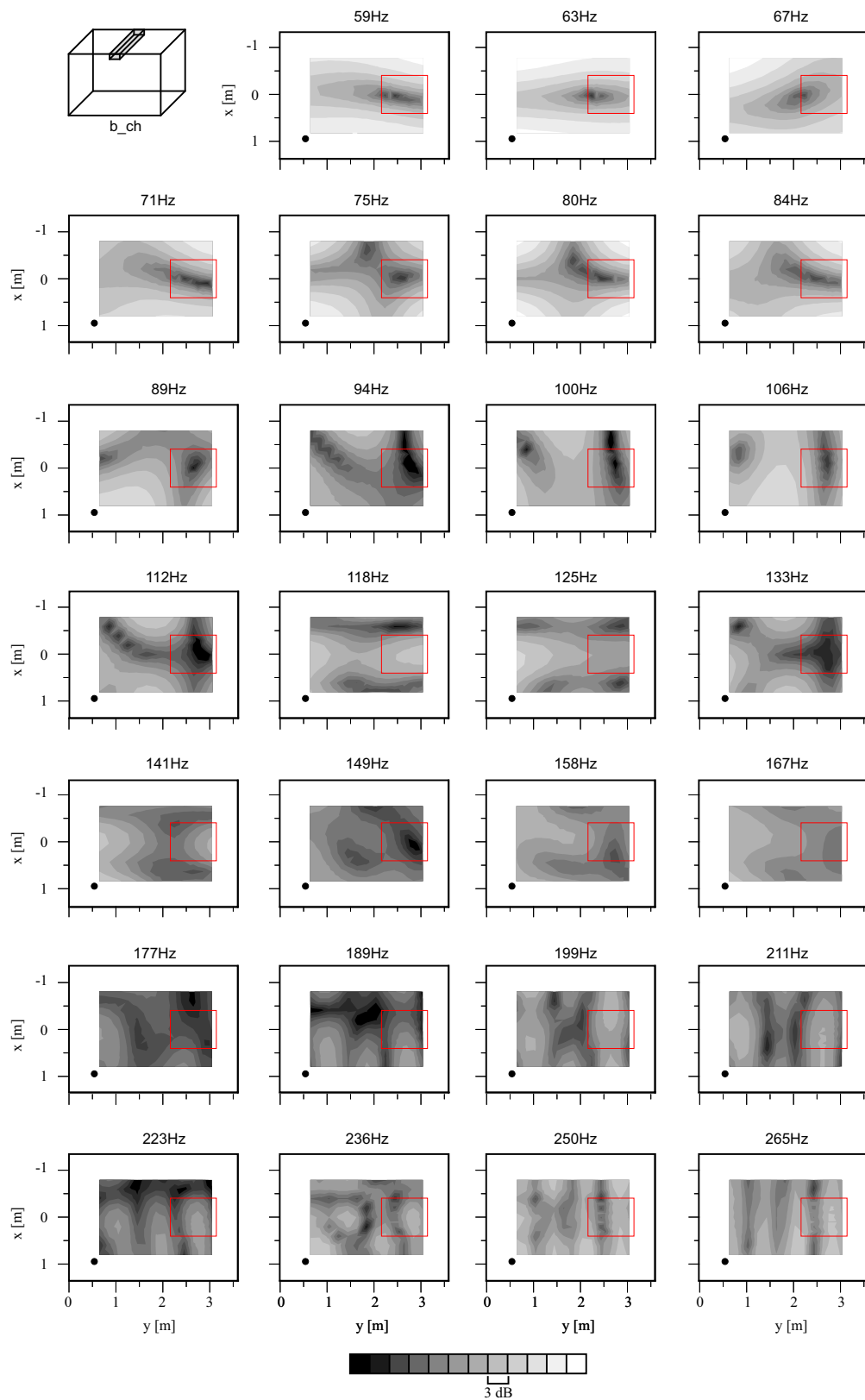
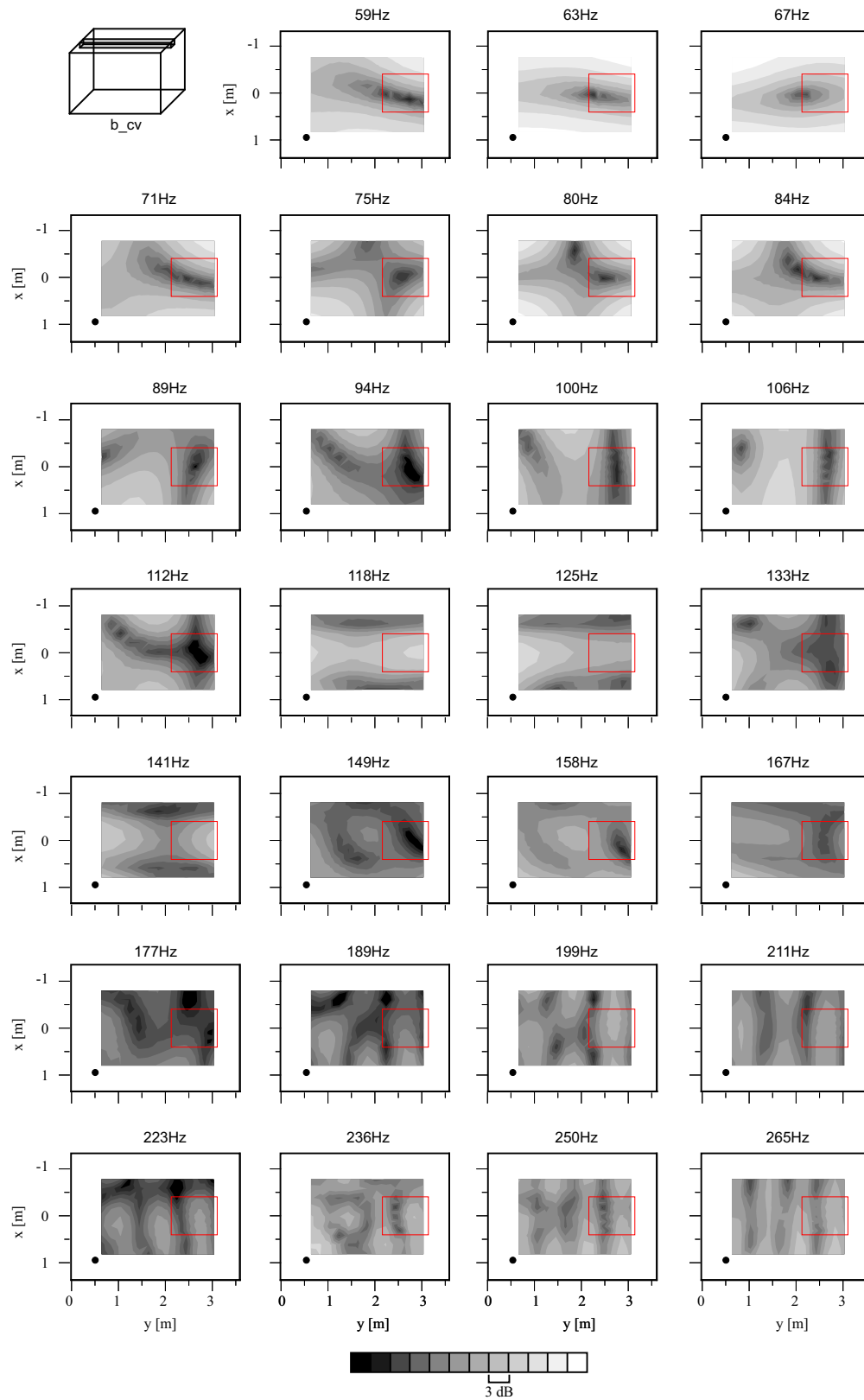


Fig. B.11 Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (a beam on center of ceiling).

Fig. B.12 Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (a beam on center of ceiling).

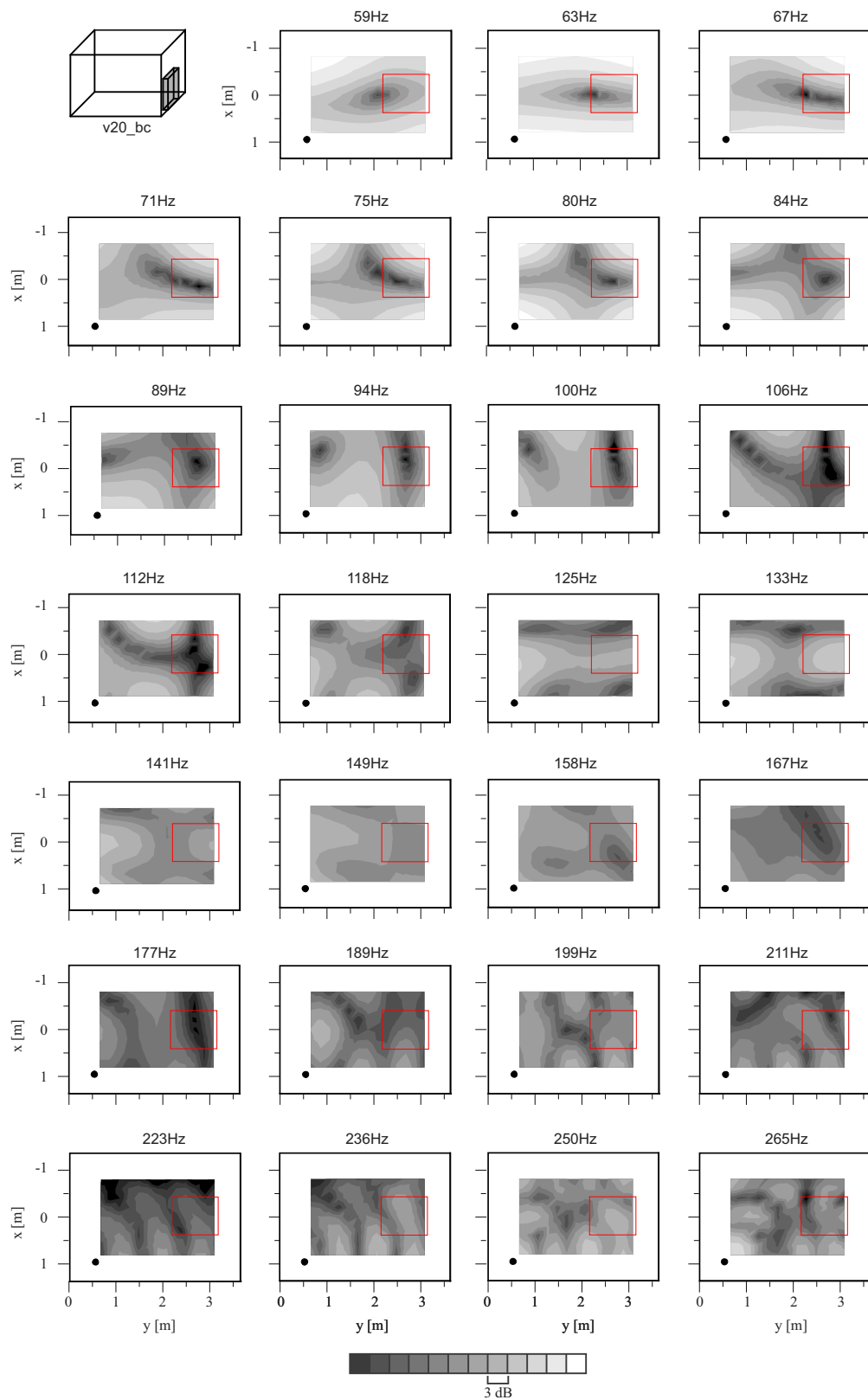


Fig. B.13 Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (volume type, 20 cm thin) on center of back wall).

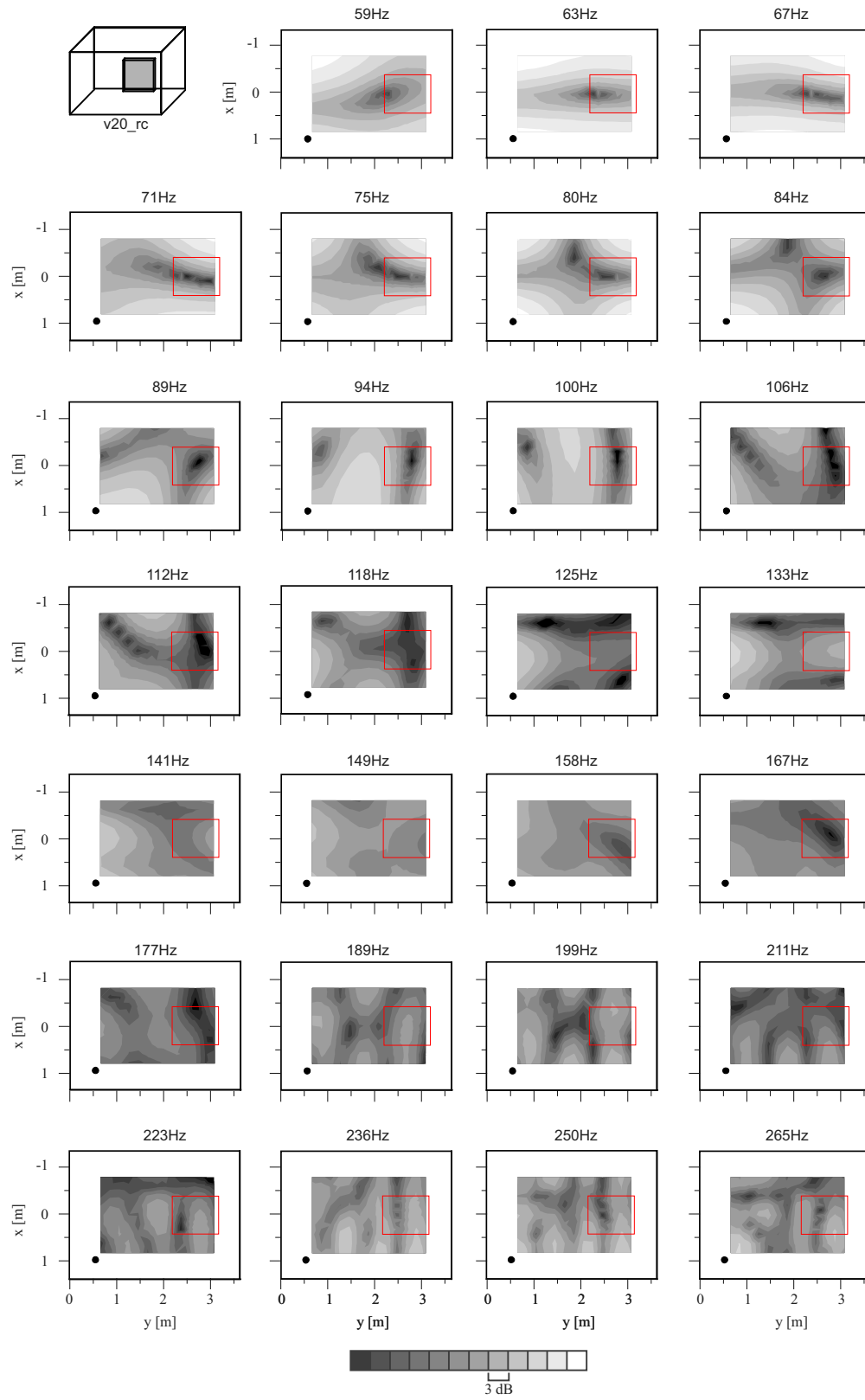


Fig. B.14 Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (volume type, 20 cm thin) on center of rightside wall).

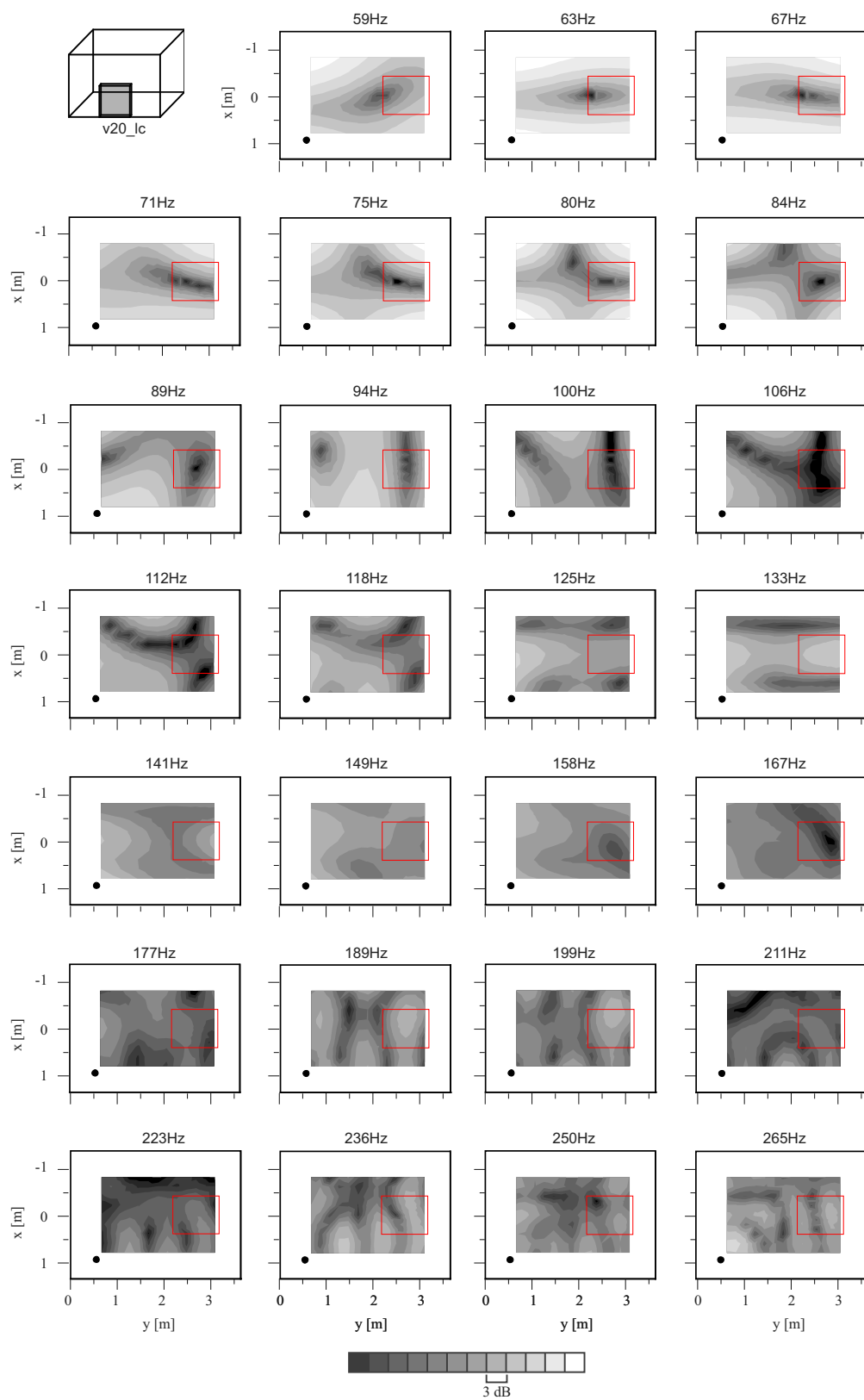


Fig. B.15 Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (volume type, 20 cm thin) on center of leftside wall).

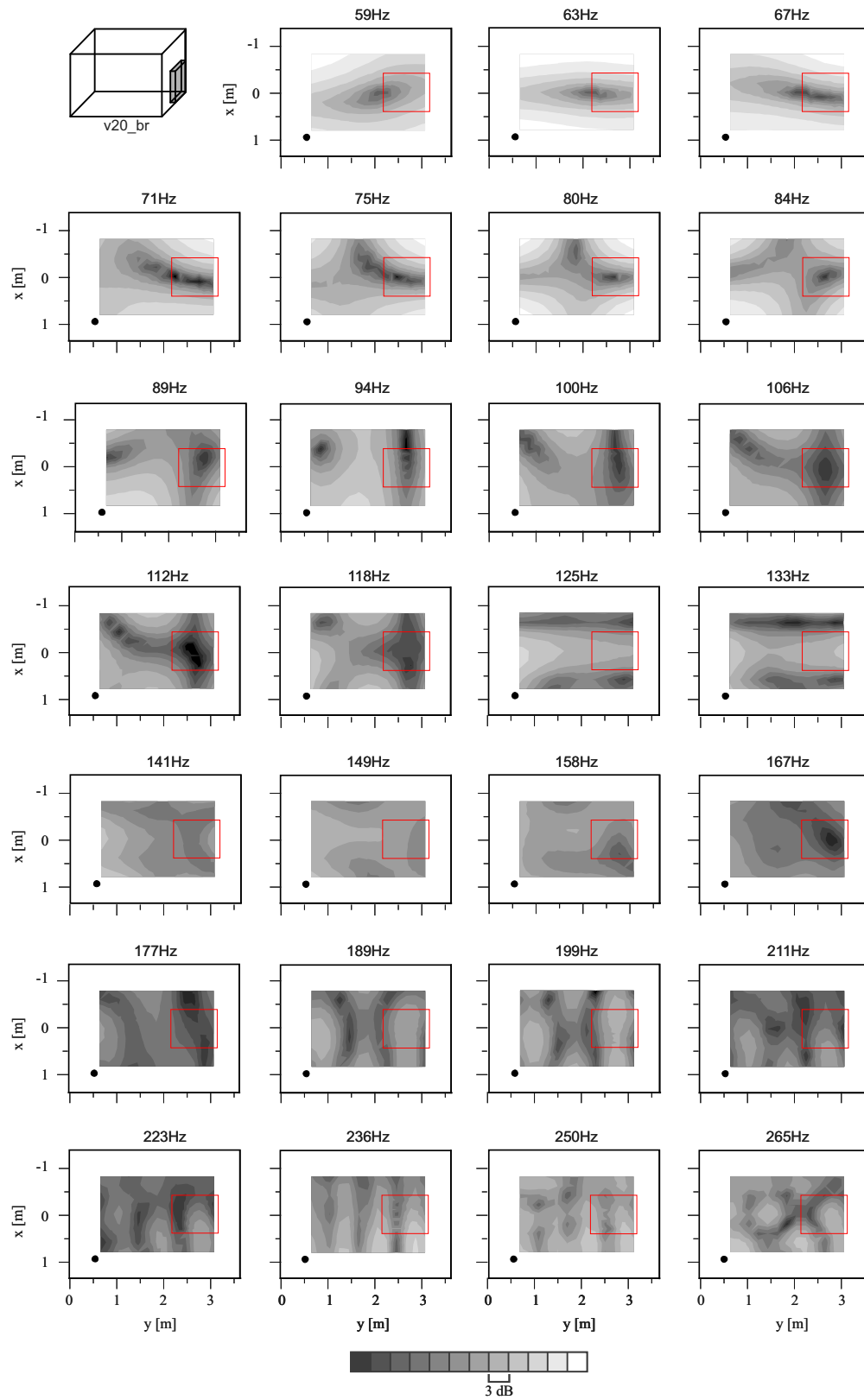


Fig. B.16 Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (volume type, 20 cm thin) on rightside of back wall).

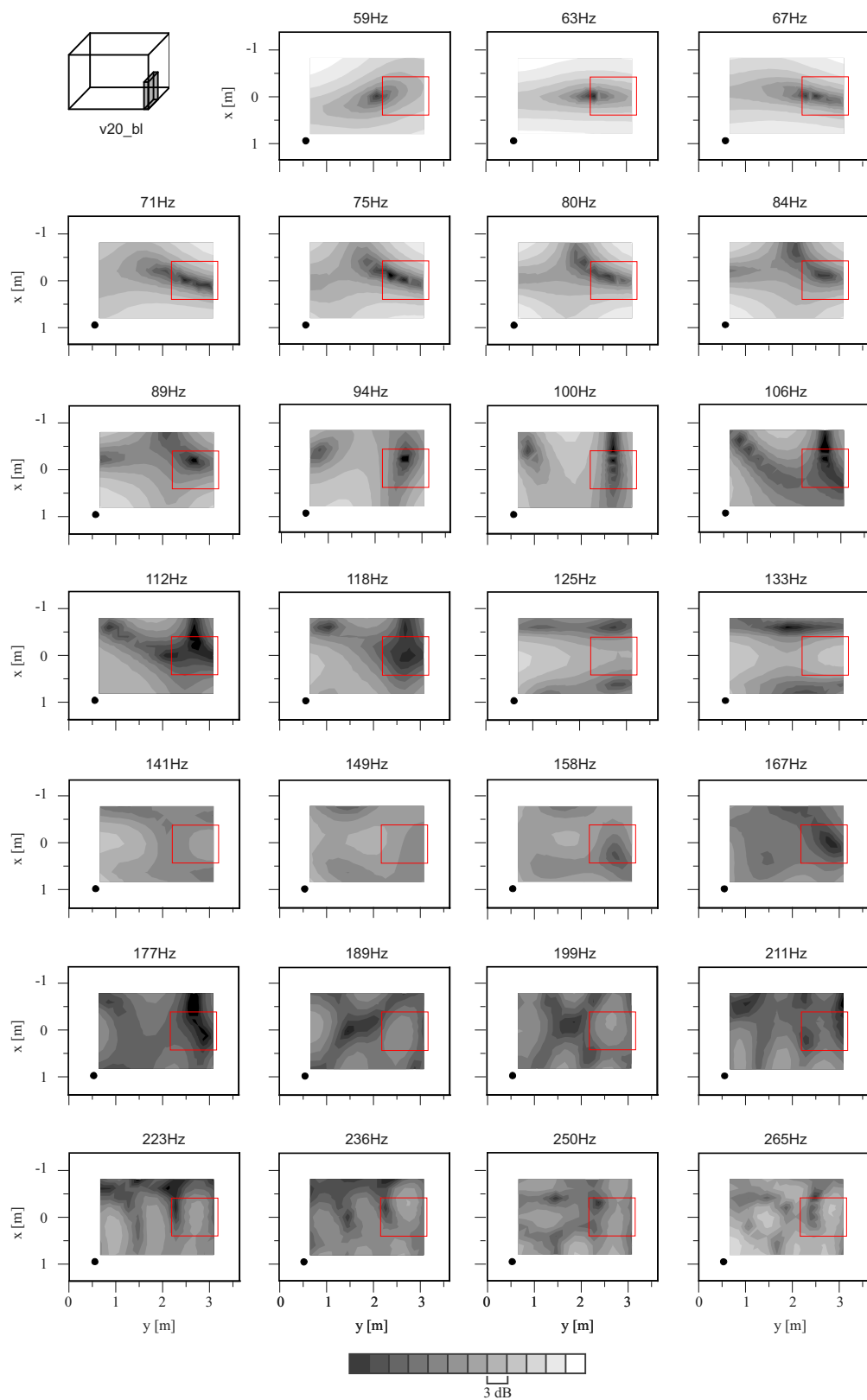


Fig. B.17 Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (volume type, 20 cm thin) on left side of back wall).

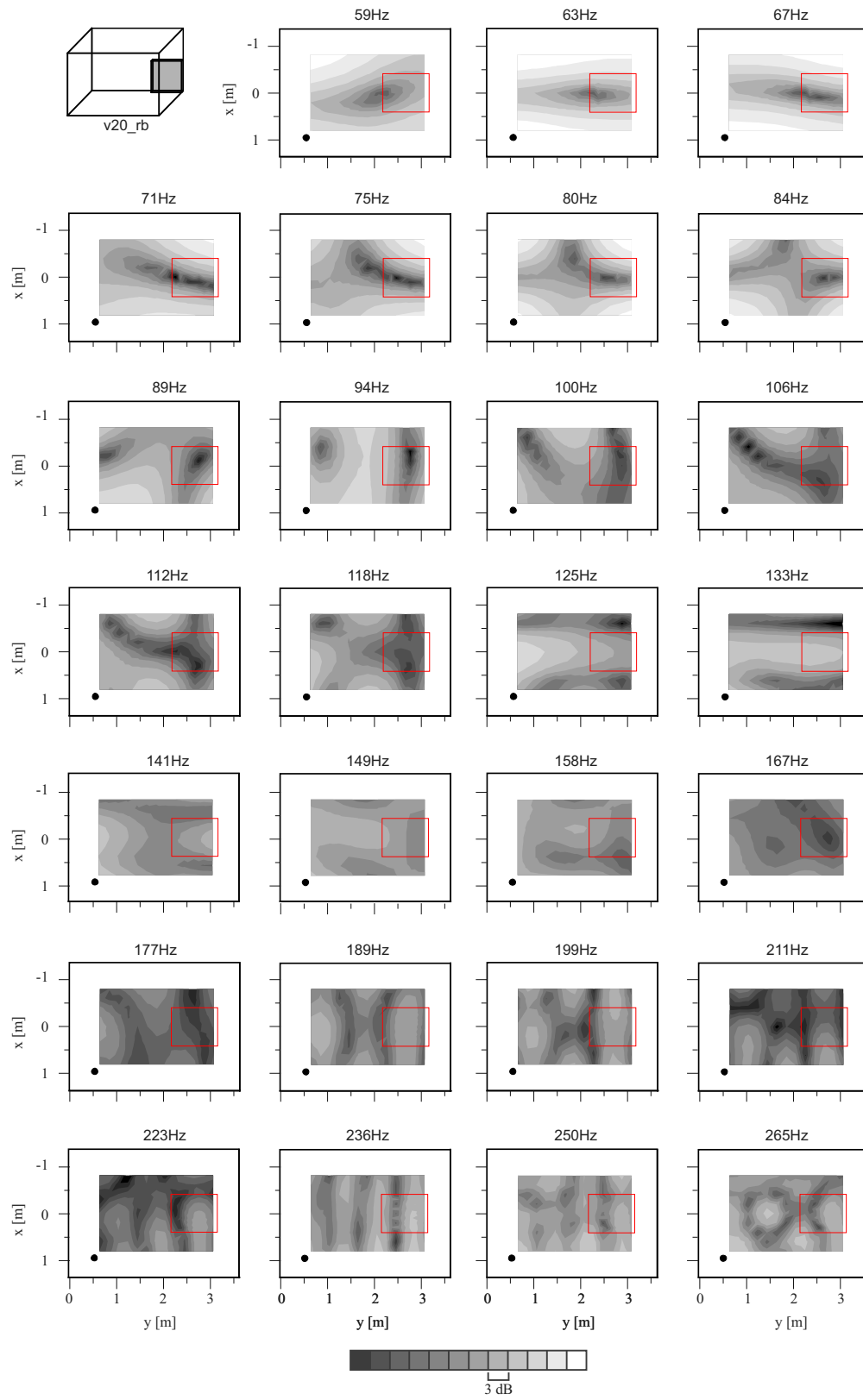


Fig. B.18 Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (volume type, 20 cm thin) on backside of right wall).

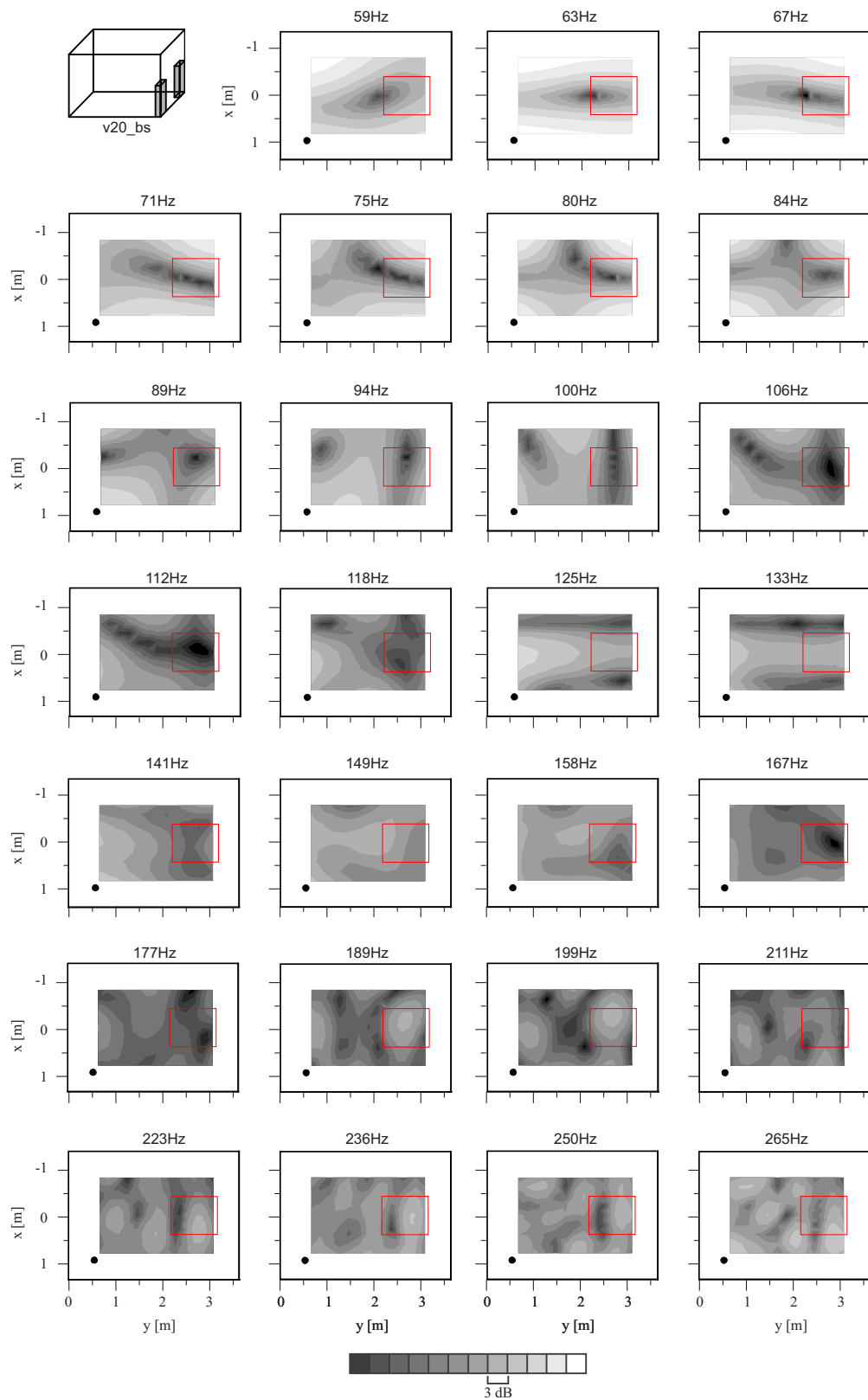


Fig. B.19 Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (2 furniture (volume type, 20 cm thin) on sides of back wall).

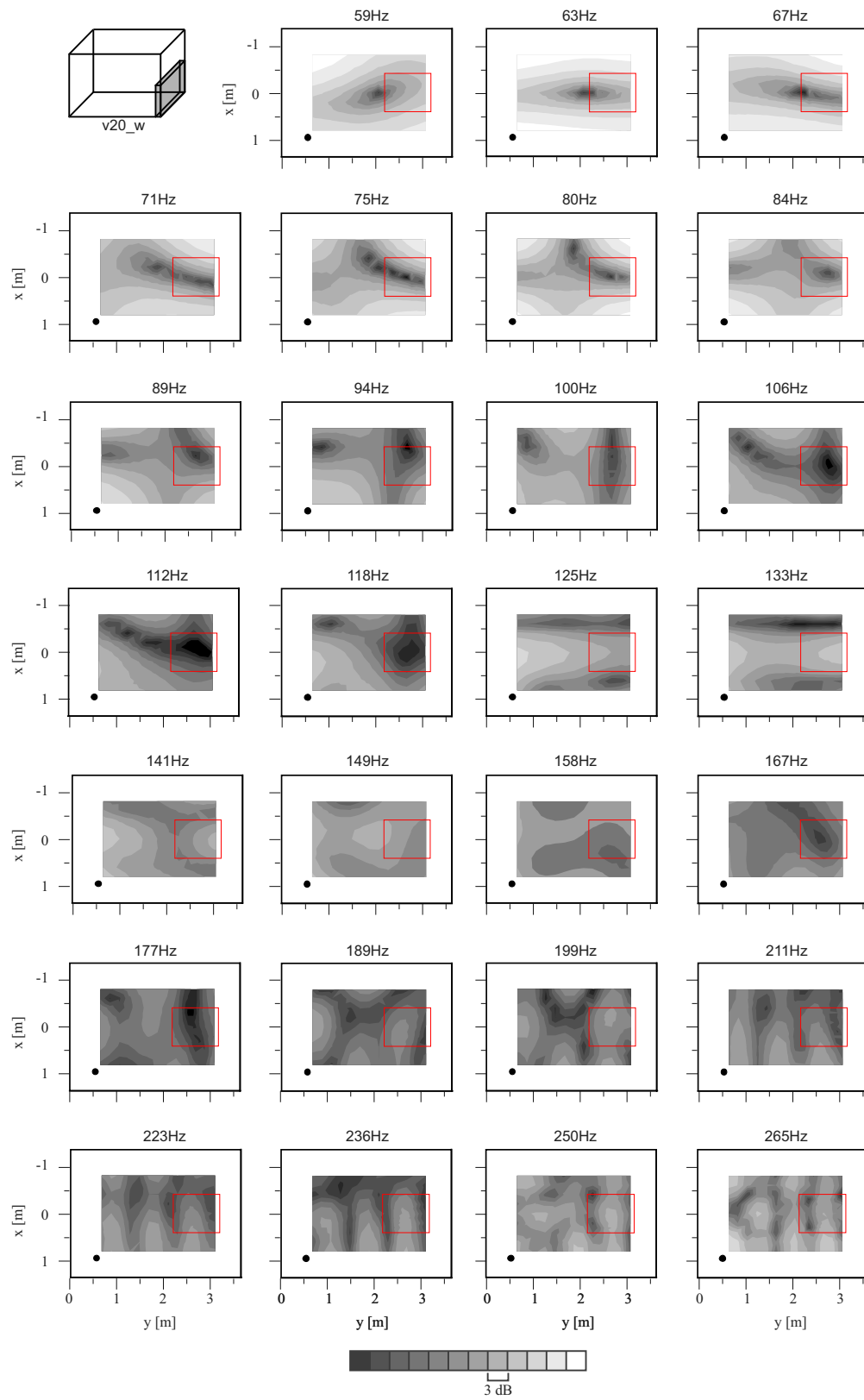


Fig. B.20 Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (volume type, 20 cm thin) on back wall).

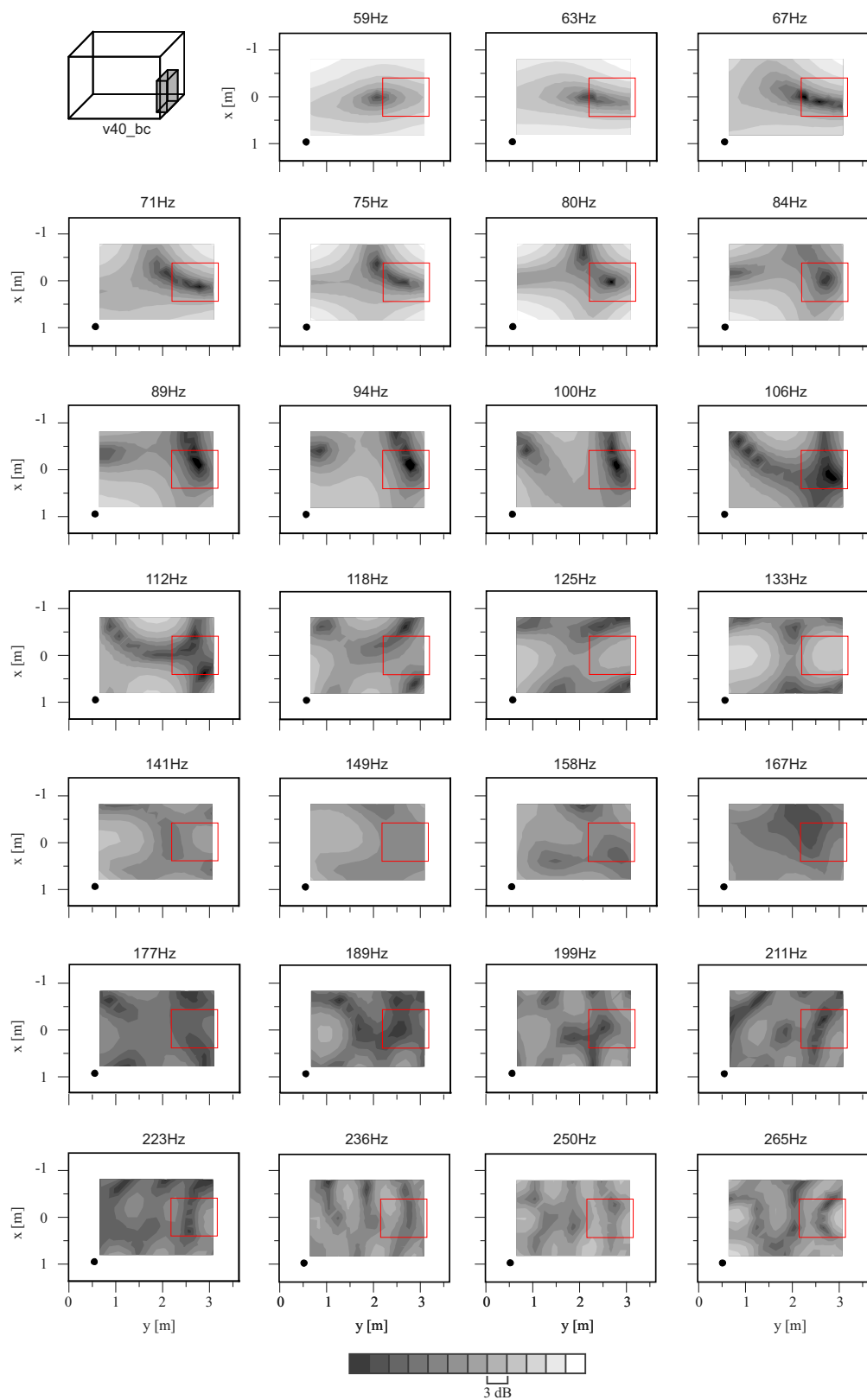


Fig. B.21 Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (volume type, 40 cm thin) on center of back wall).

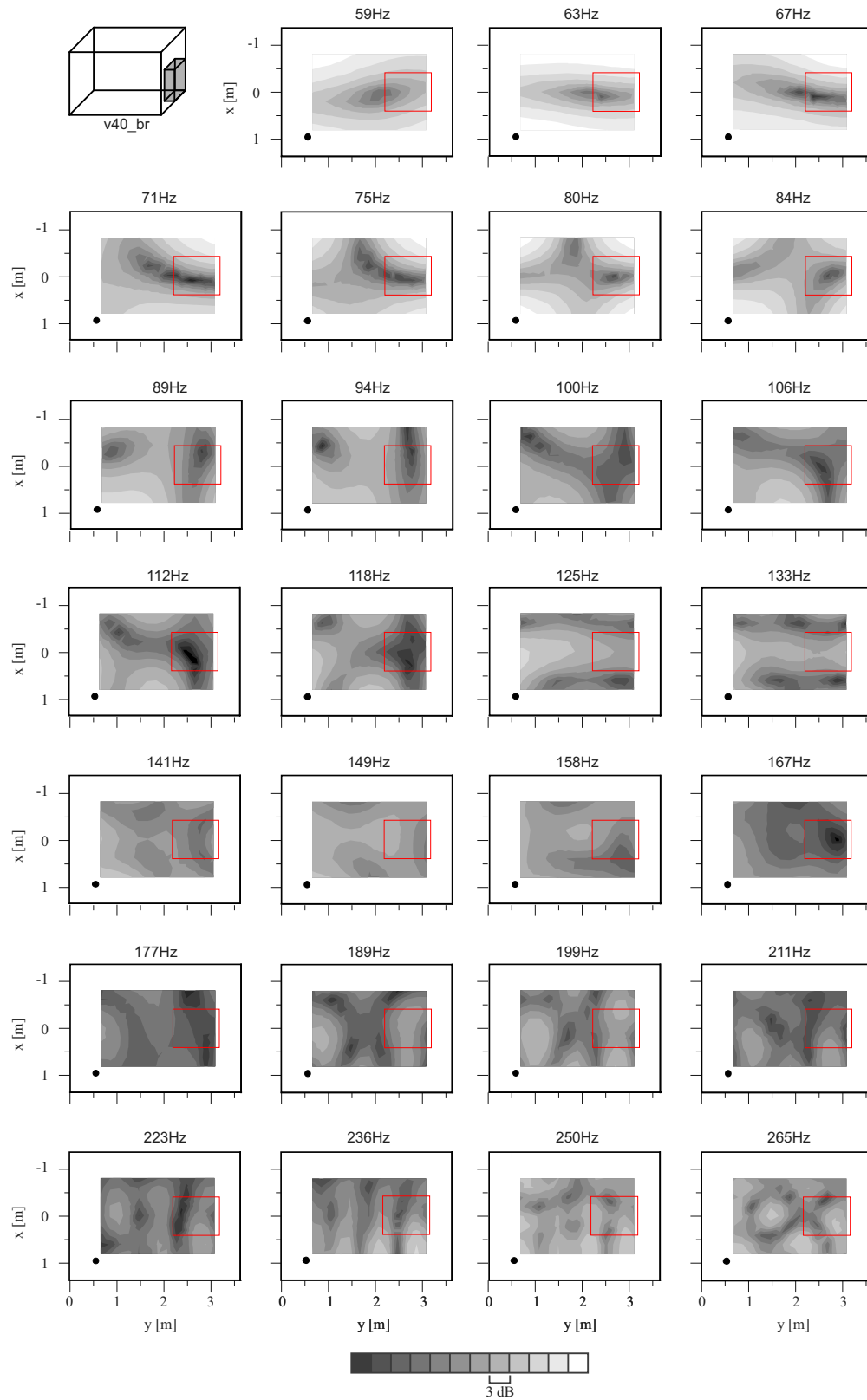


Fig. B.22 Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (volume type, 40 cm thin) on rightside of back wall).

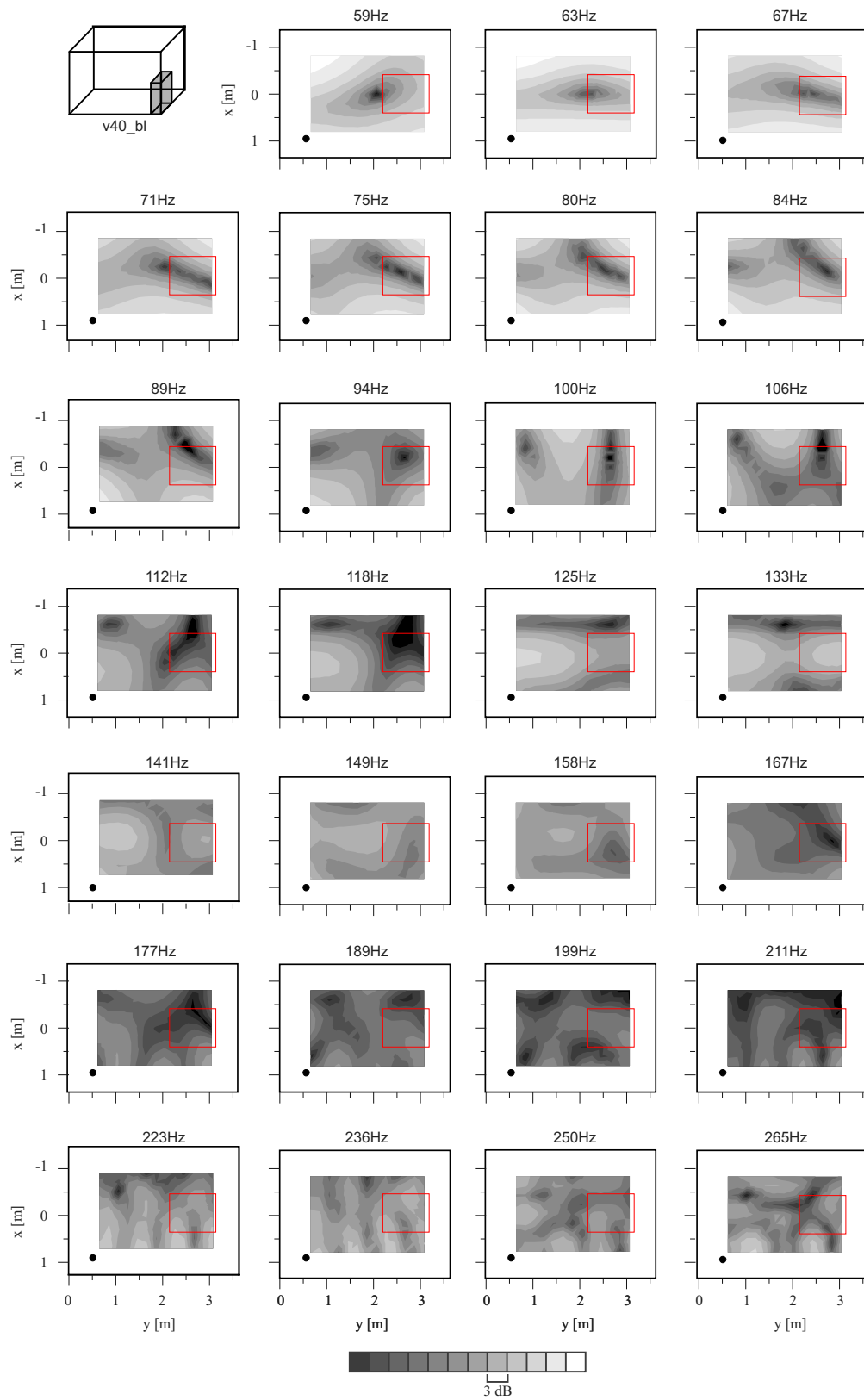


Fig. B.23 Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (volume type, 40 cm thin) on leftside of back wall).

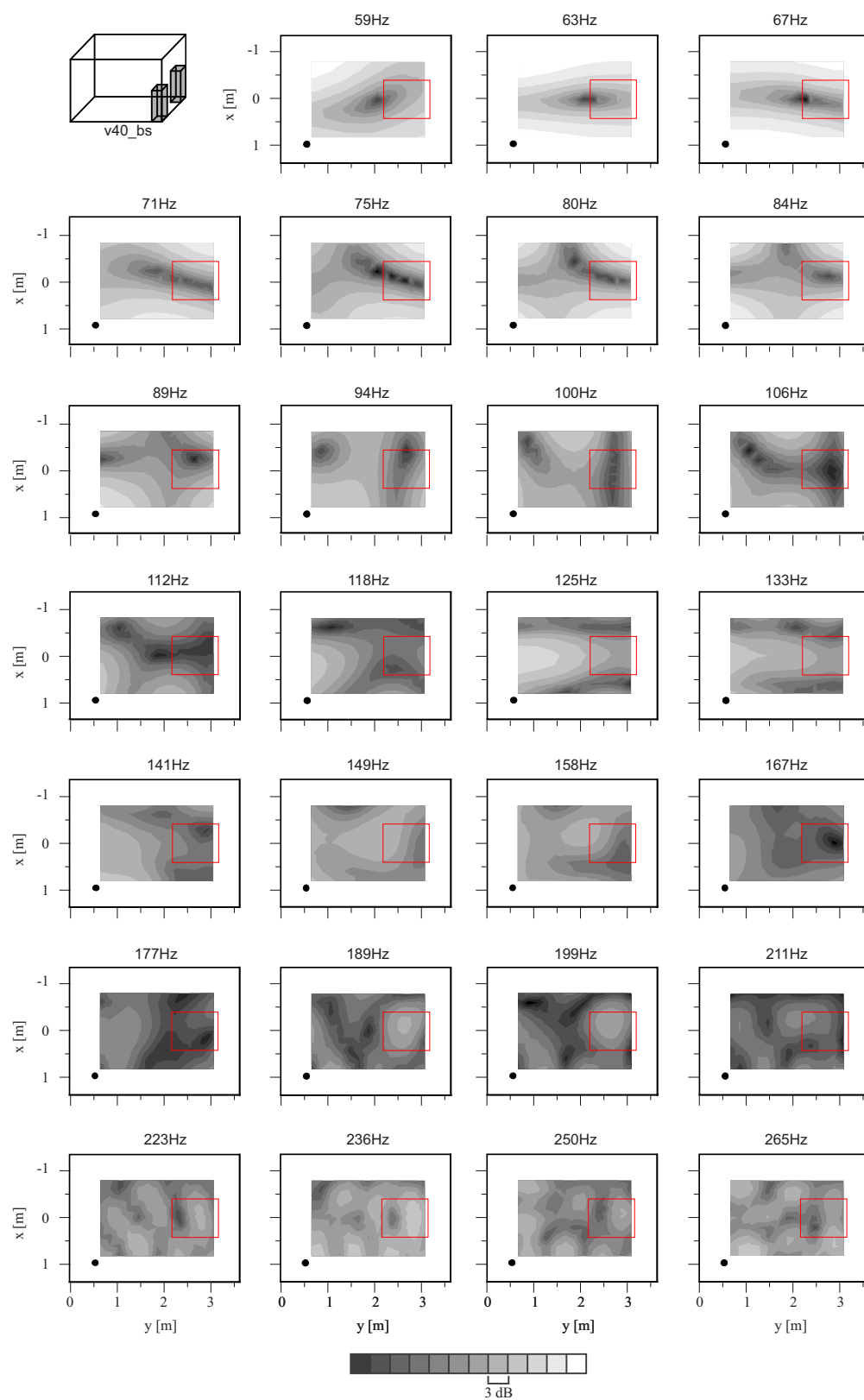


Fig. B.24 Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (2 furniture (volume type, 40 cm thin) on sides of back wall).

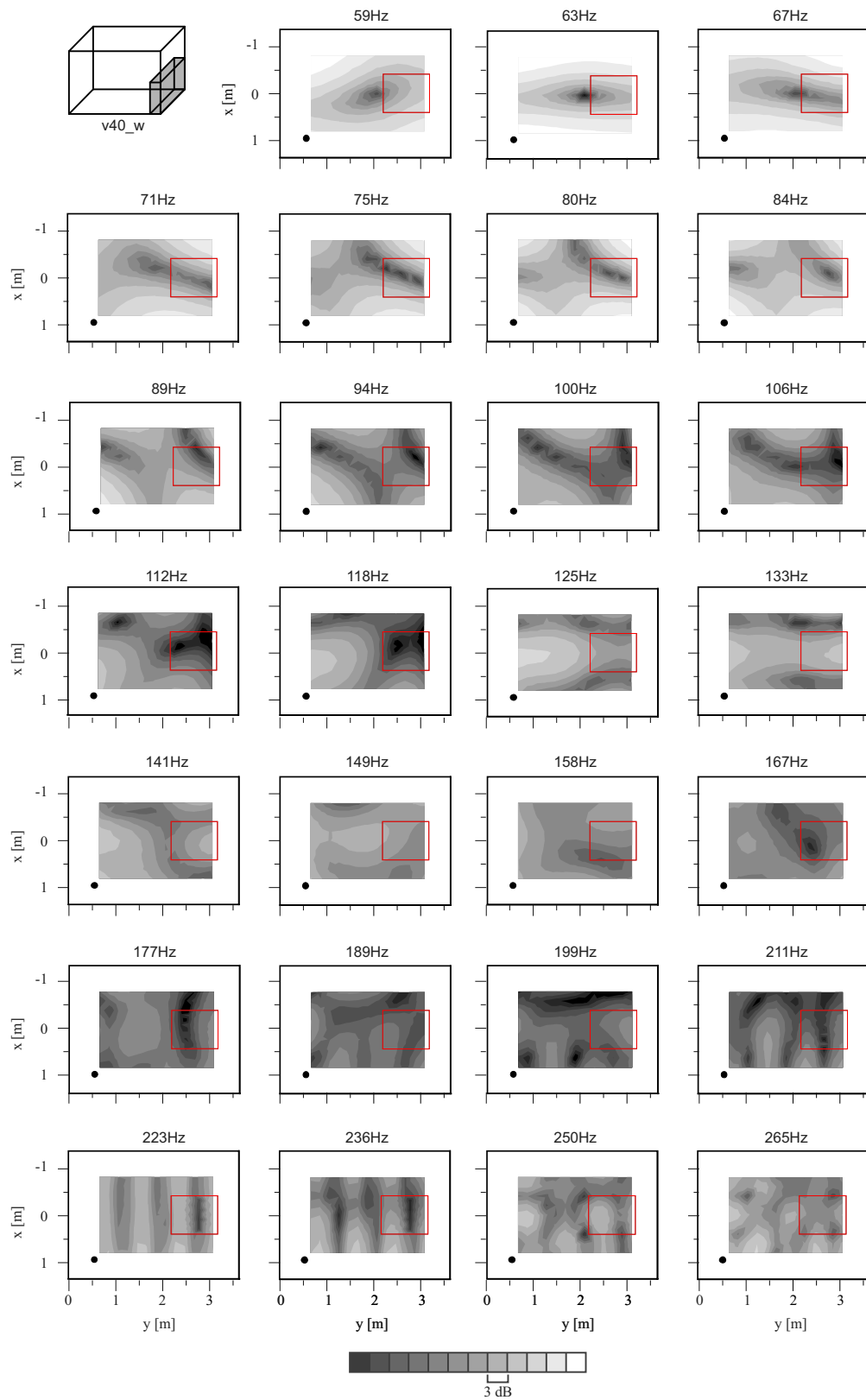


Fig. B.25 Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (volume type, 40 cm thin) on back wall).

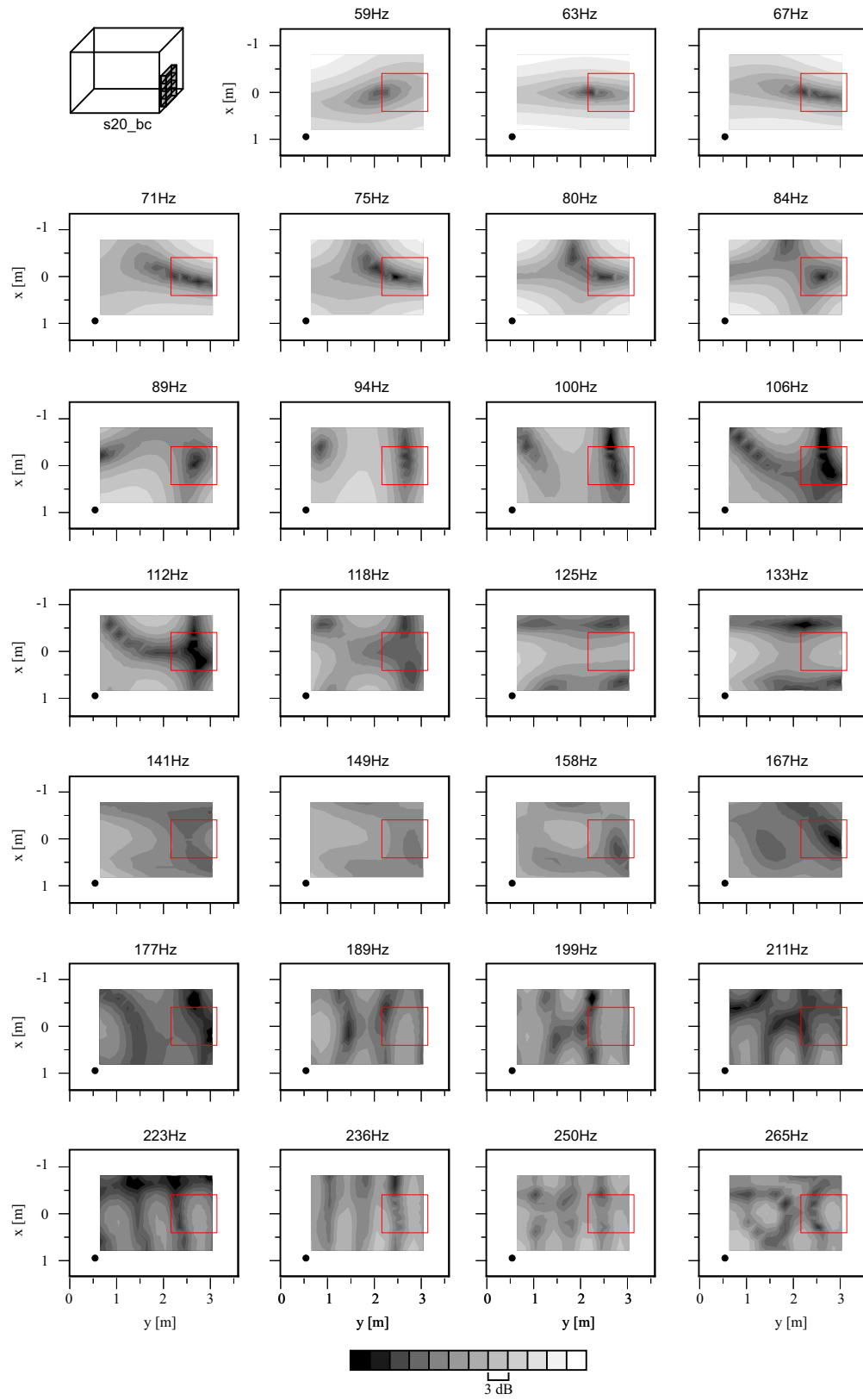


Fig. B.26 Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (shelf type, 20 cm thin) on center of back wall).

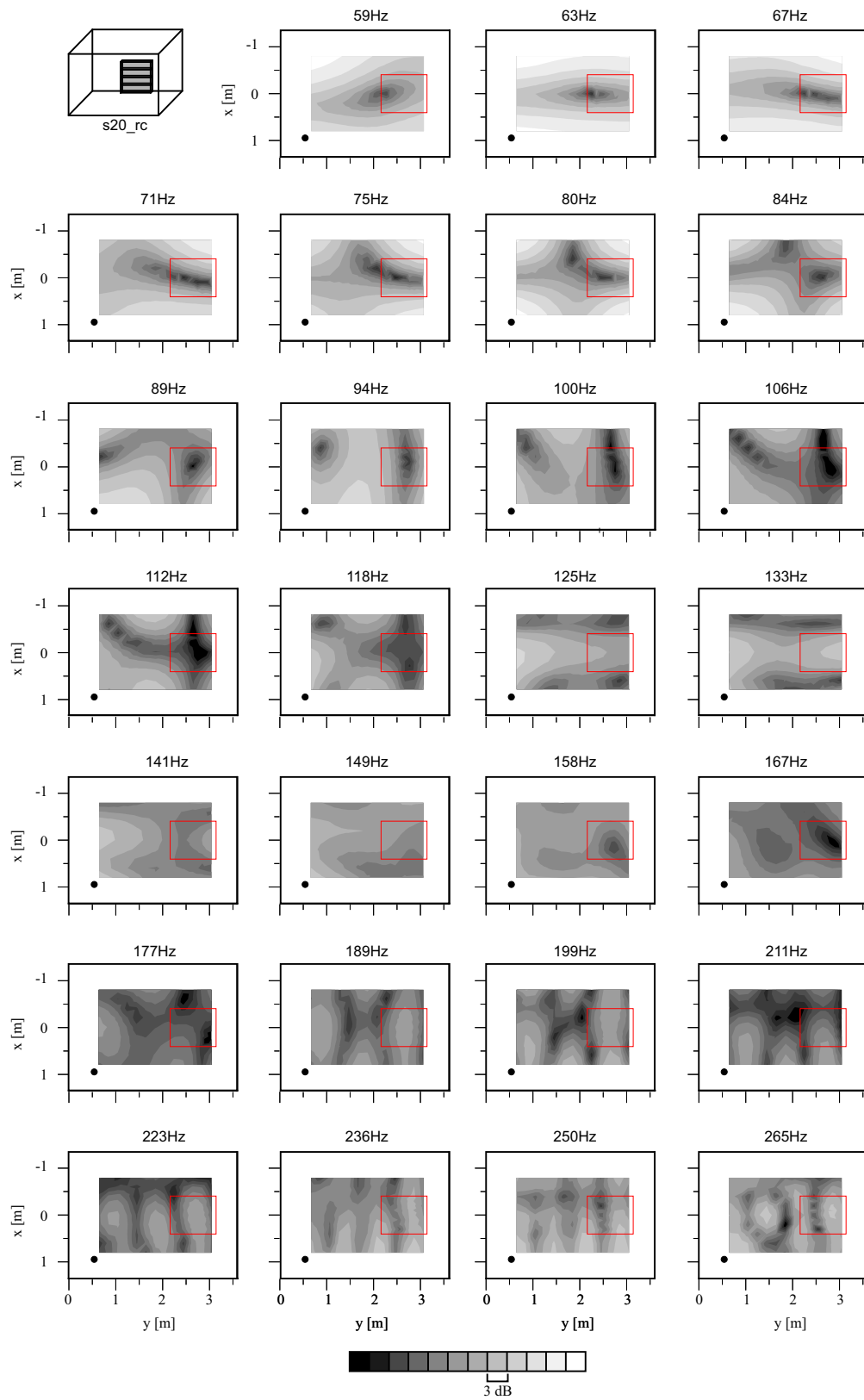


Fig. B.27 Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (shelf type, 20 cm thin) on center of rightside wall).

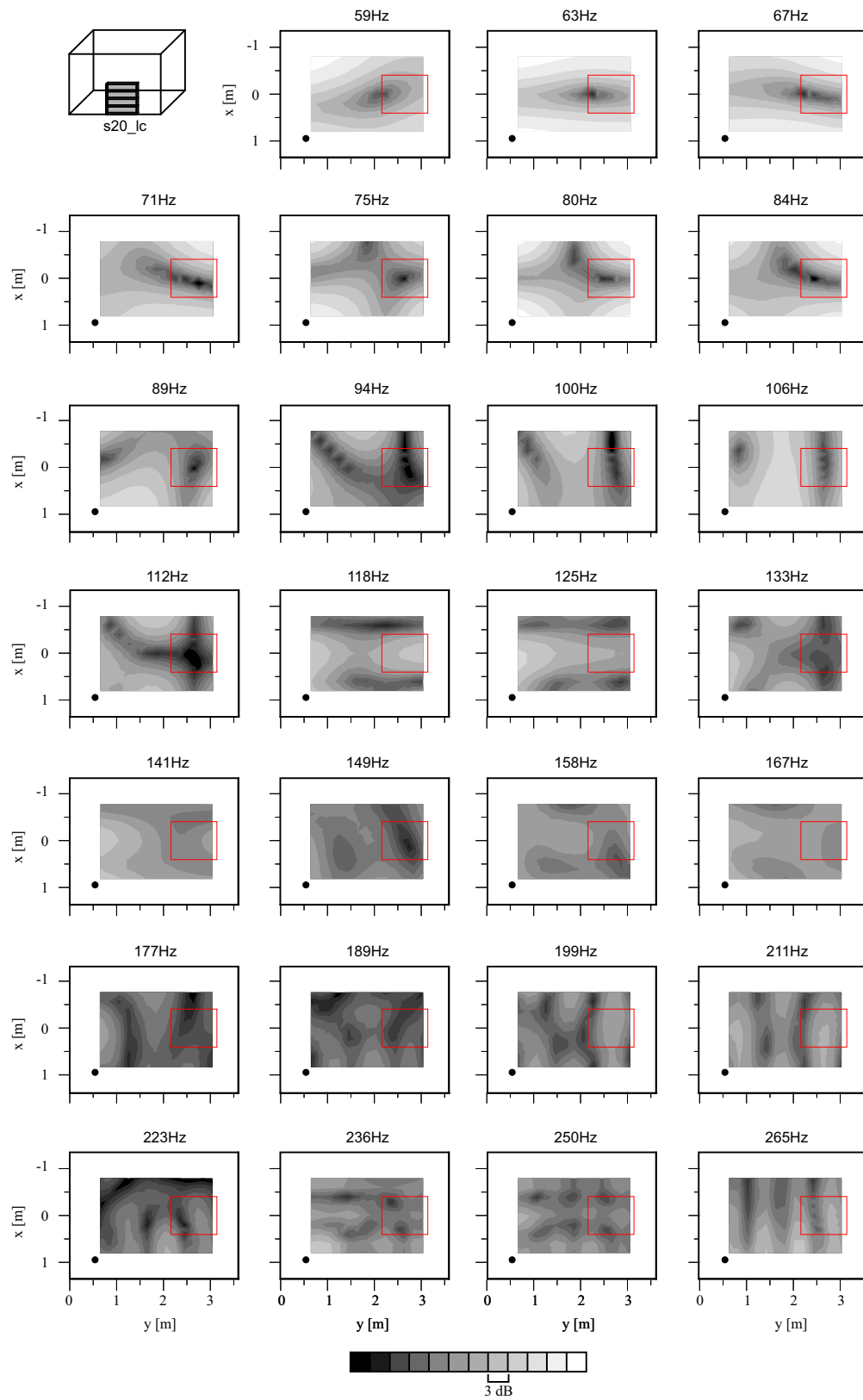


Fig. B.28 Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (shelf type, 20 cm thin) on center of leftside wall).

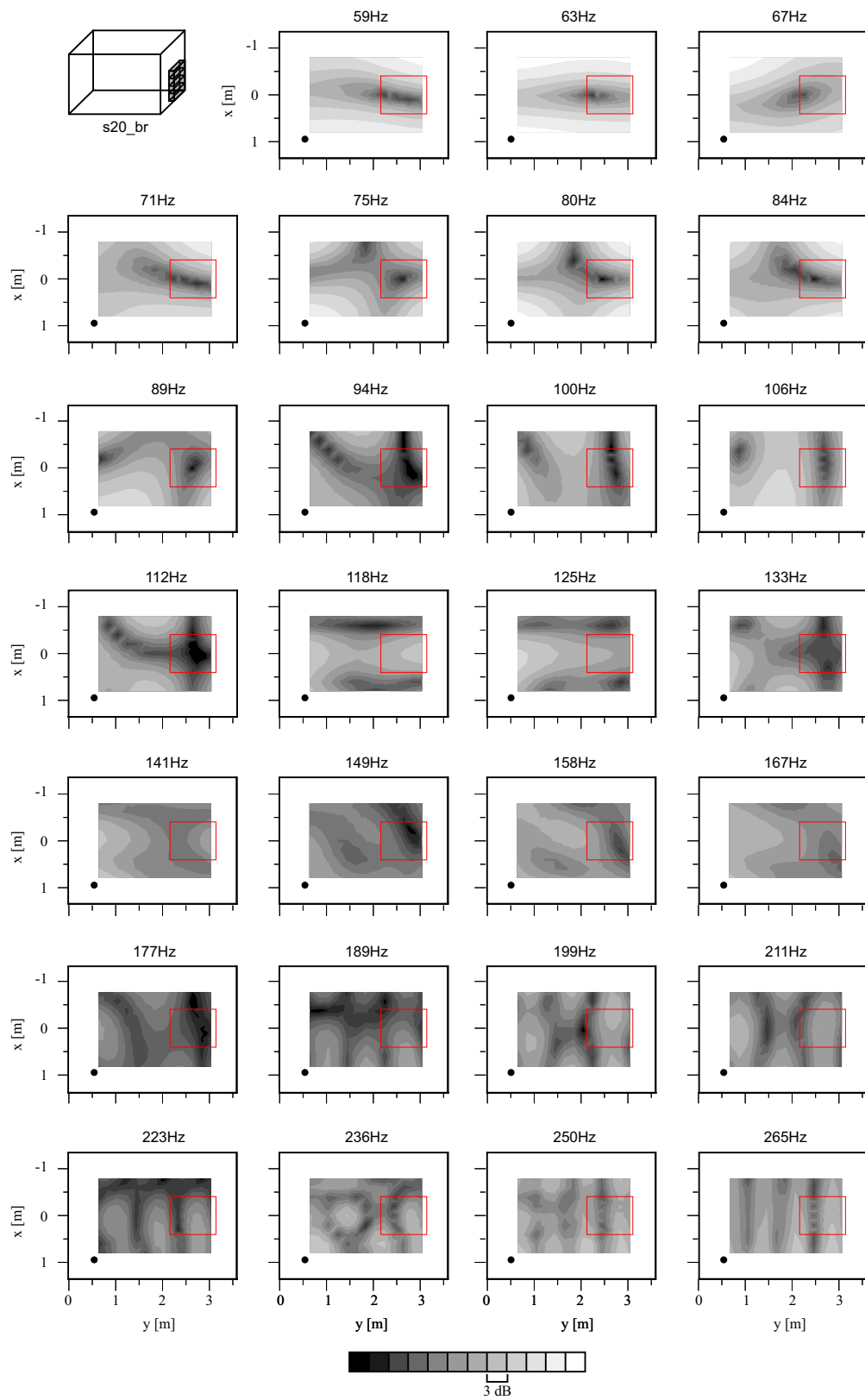


Fig. B.29 Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (shelf type, 20 cm thin) on rightside of back wall).

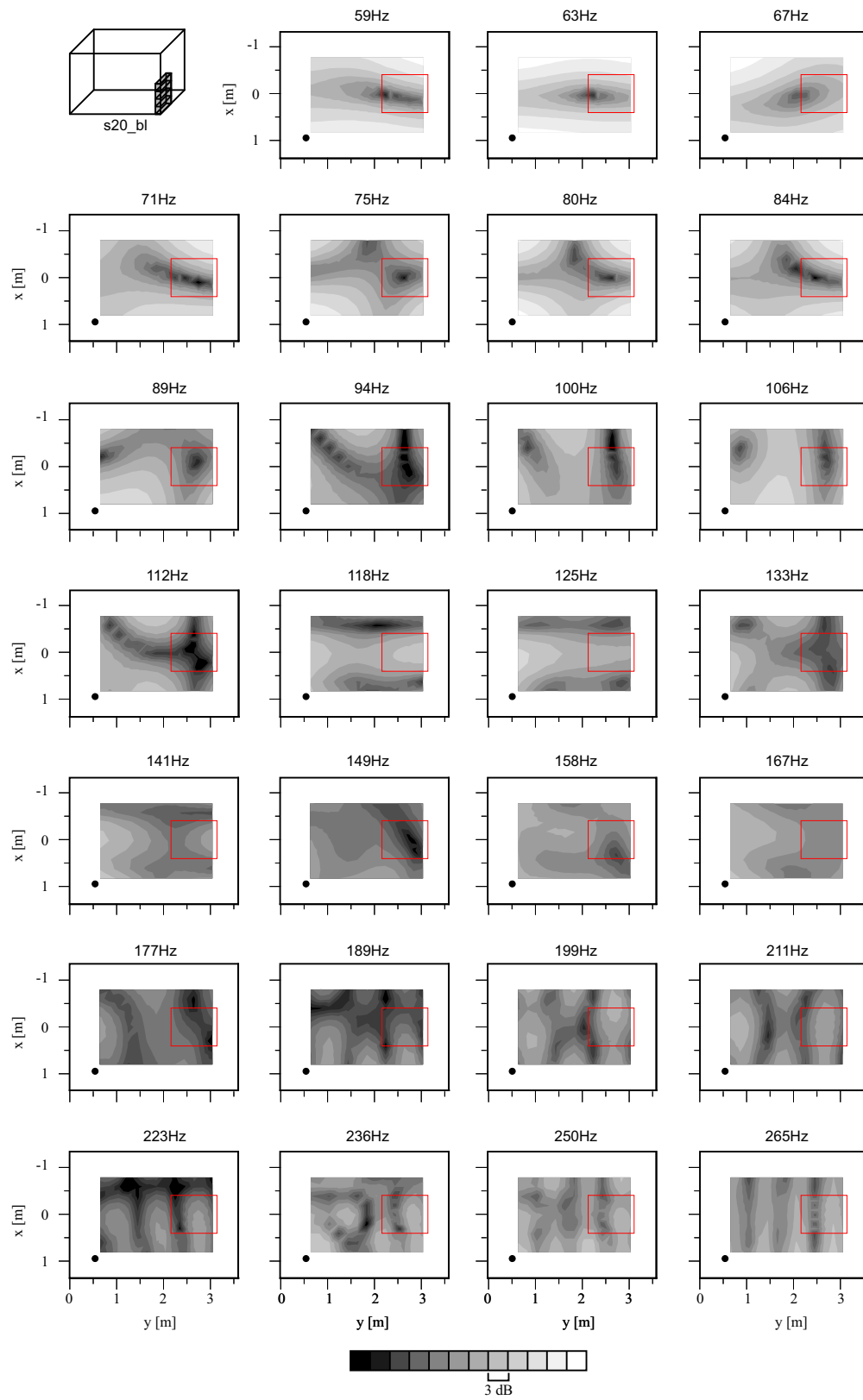


Fig. B.30 Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (shelf type, 20 cm thin) on leftside of back wall).

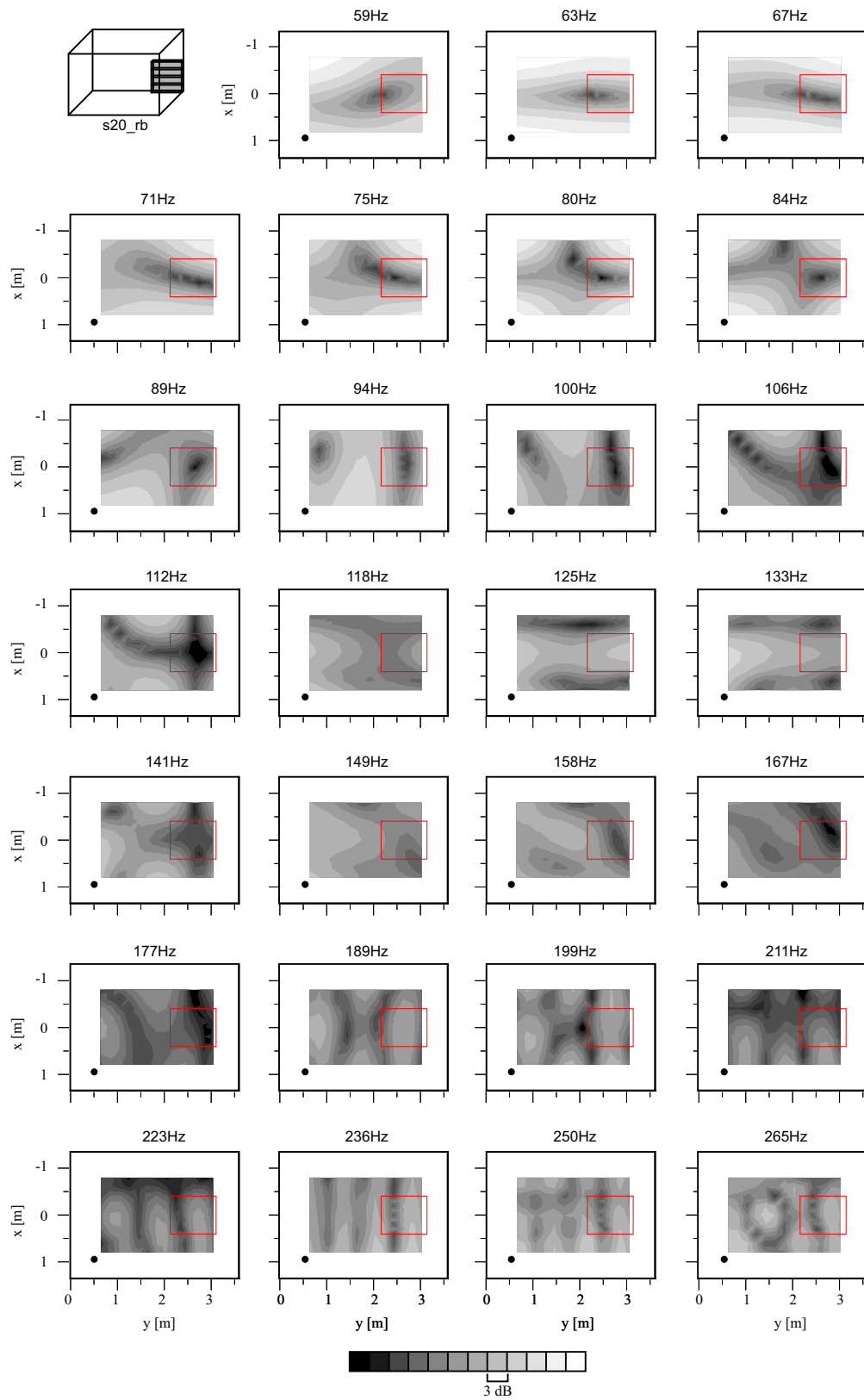


Fig. B.31 Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$ m) (furniture (shelf type, 20 cm thin) on backside of right wall).

B.2 音場の拡散性評価

- 第4章における各検討ケースに関する音場の拡散性評価を示す。
- 音響ポテンシャルエネルギーの 1/12 オクターブバンド値を評価対象の空間内で標準偏差を求め、そのレベル値を算出した。
- 評価エリアは各検討ケースについて次の5つのエリアを設定した。
 - Wide area: 室半分（受聴位置側）（3990 点）
 $-0.9 \text{ m} \leq x \leq 0.9 \text{ m}, 1.85 \text{ m} \leq y \leq 3.15 \text{ m}, 0.5 \text{ m} \leq z \leq 1.9 \text{ m}$
 - Listening area: リスニングエリア 3 水平面（243 点）
 $-0.4 \text{ m} \leq x \leq 0.4 \text{ m}, -2.25 \text{ m} \leq y \leq 3.05 \text{ m}, 1.1 \text{ m} \leq z \leq 1.3 \text{ m}$
 - Area N1: リスニングエリア下部（81 点）
 $-0.4 \text{ m} \leq x \leq 0.4 \text{ m}, -2.25 \text{ m} \leq y \leq 3.05 \text{ m}, z = 1.1 \text{ m}$
 - Area N2: リスニングエリア中部（81 点）
 $-0.4 \text{ m} \leq x \leq 0.4 \text{ m}, -2.25 \text{ m} \leq y \leq 3.05 \text{ m}, z = 1.2 \text{ m}$
 - Area N3: リスニングエリア上部（81 点）
 $-0.4 \text{ m} \leq x \leq 0.4 \text{ m}, -2.25 \text{ m} \leq y \leq 3.05 \text{ m}, z = 1.3 \text{ m}$
- 測定点は Fig. B.32 に示す通り、各エリア内に 10 cm 間隔で直交格子状に設けた。

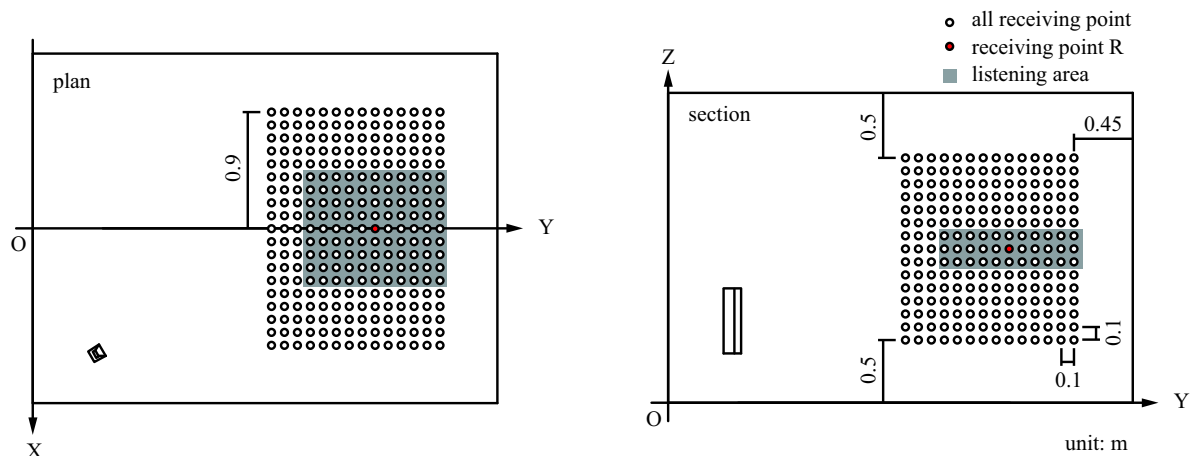


Fig. B.32 Receiving points to calculate spacial diffusivity.

B.2.1 基本形状

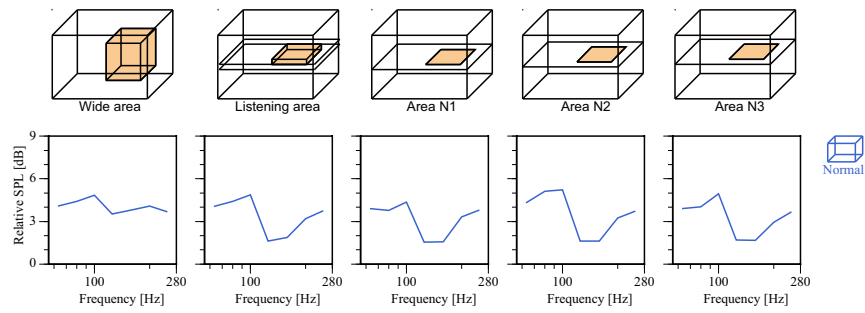


Fig. B.33 Sound field diffusivity of the room (Normal).

B.2.2 柱・梁の影響

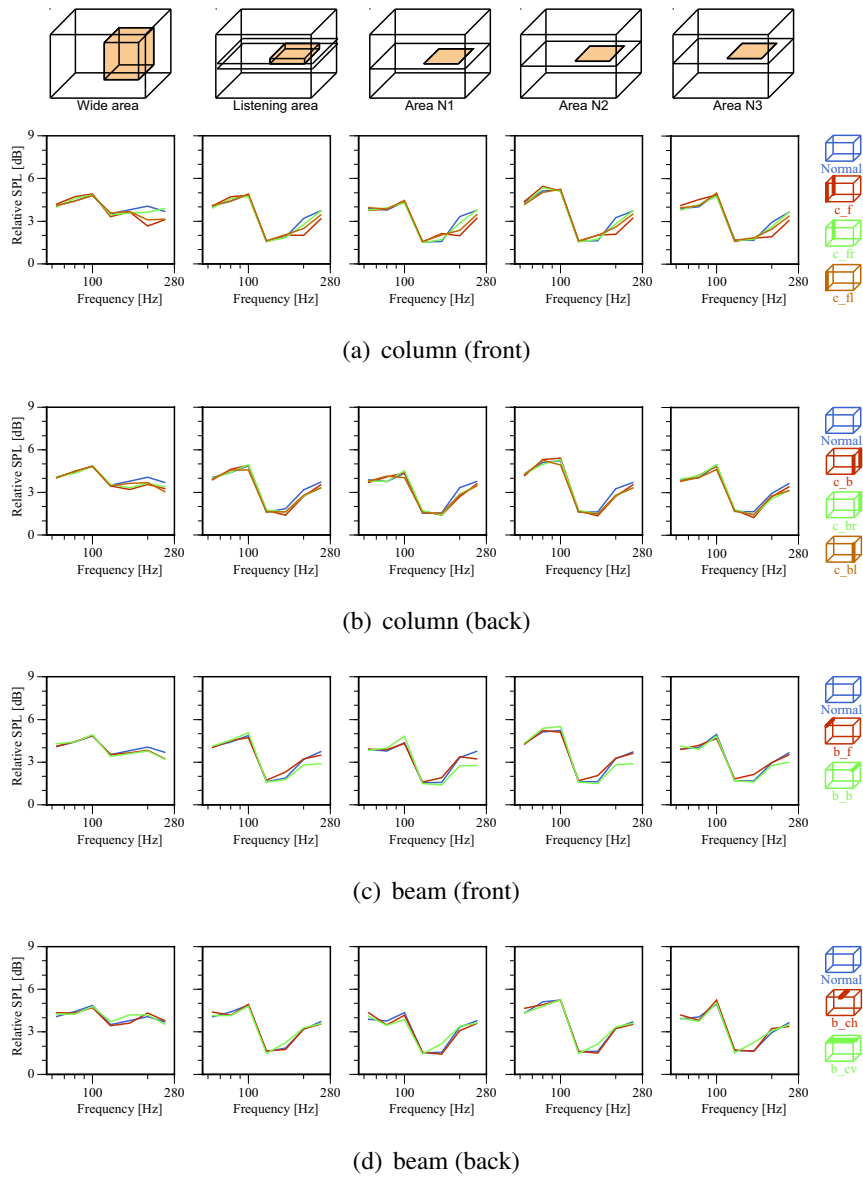


Fig. B.34 Comparison of sound field diffusivity on rooms with columns/beams.

B.2.3 家具（箱型）の影響

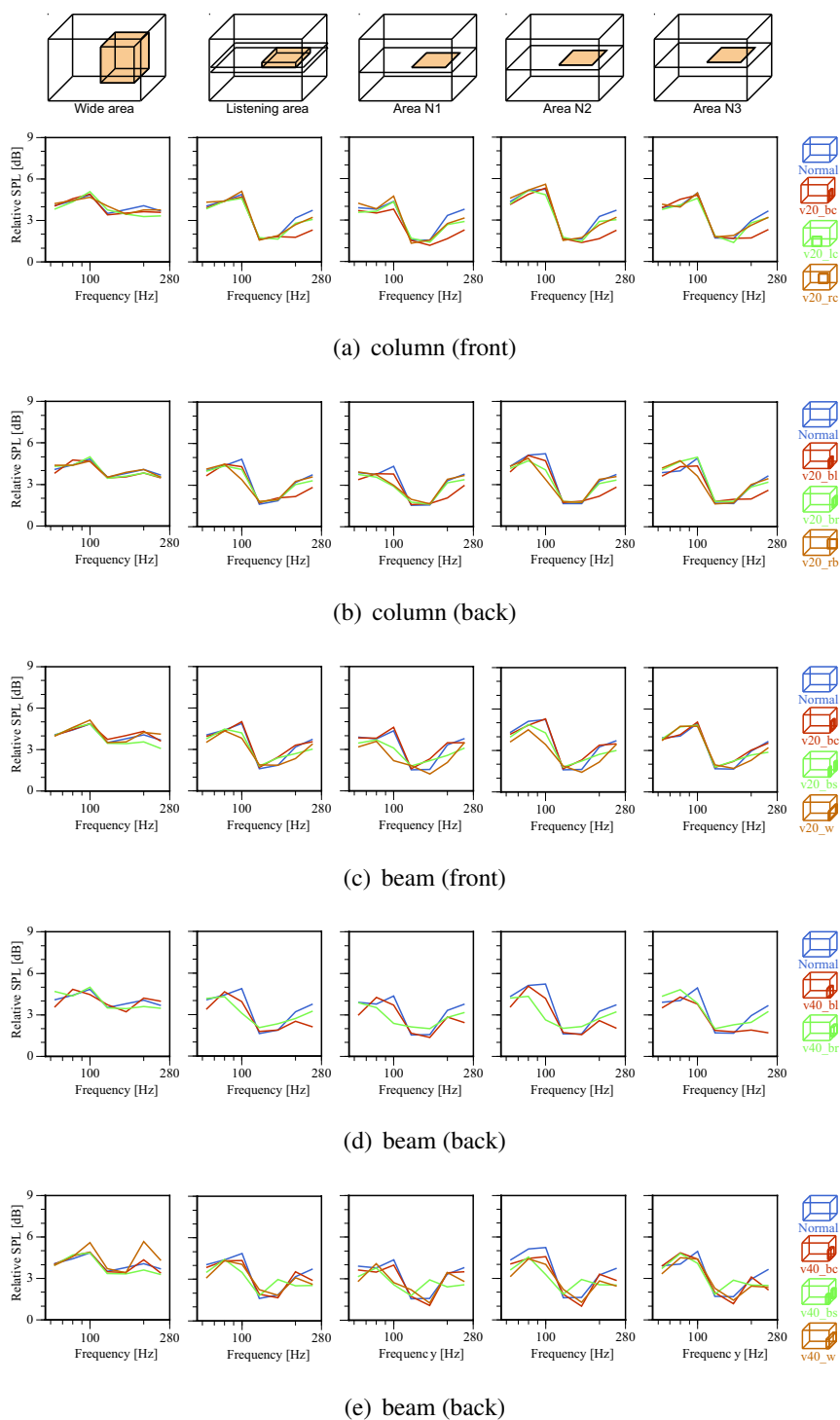


Fig. B.35 Comparison of sound field diffusivity on rooms with furniture (volume type).

B.2.4 家具（棚型）の影響

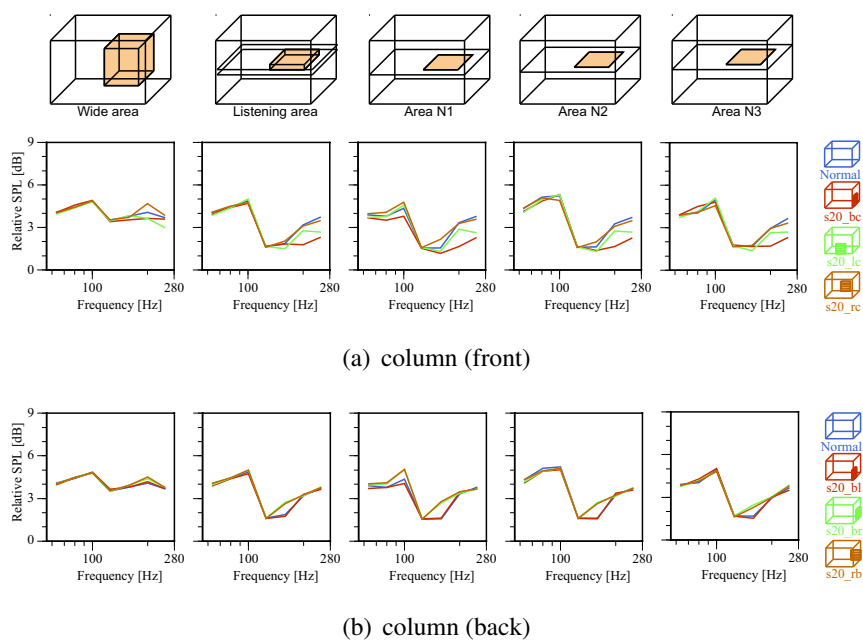
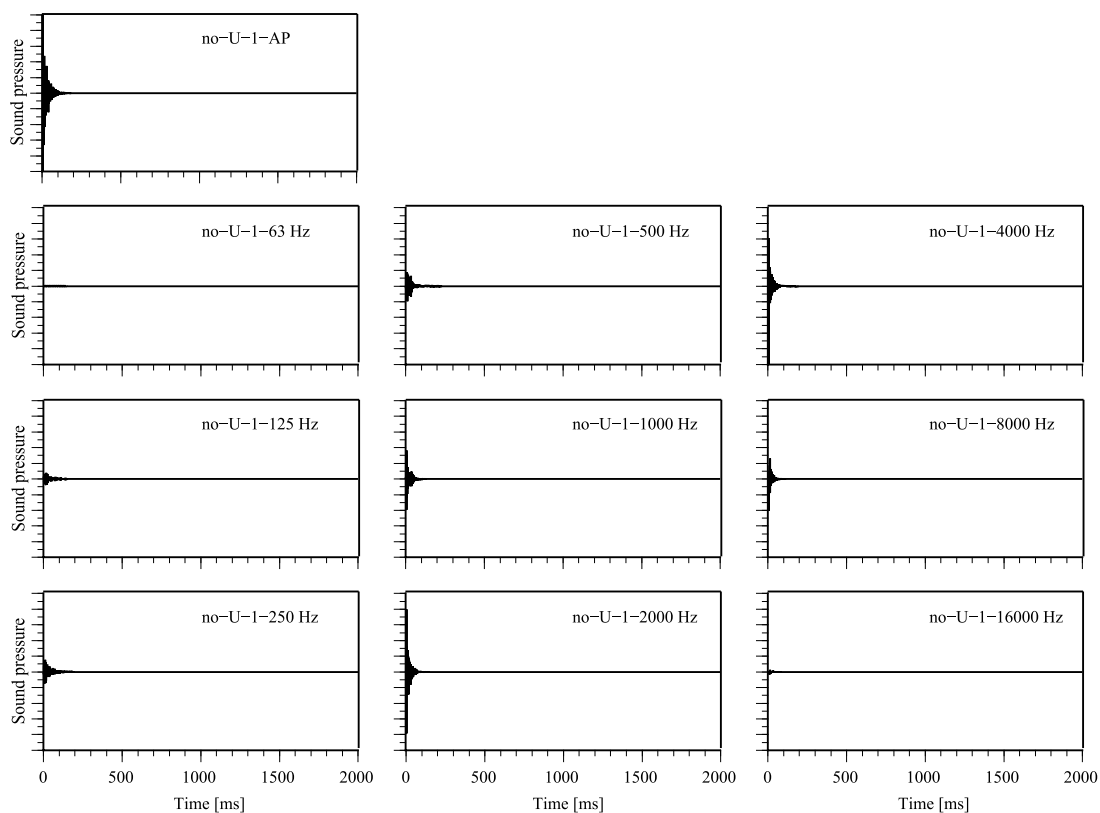


Fig. B.36 Comparison of sound field diffusivity on rooms with furniture (shelf type).

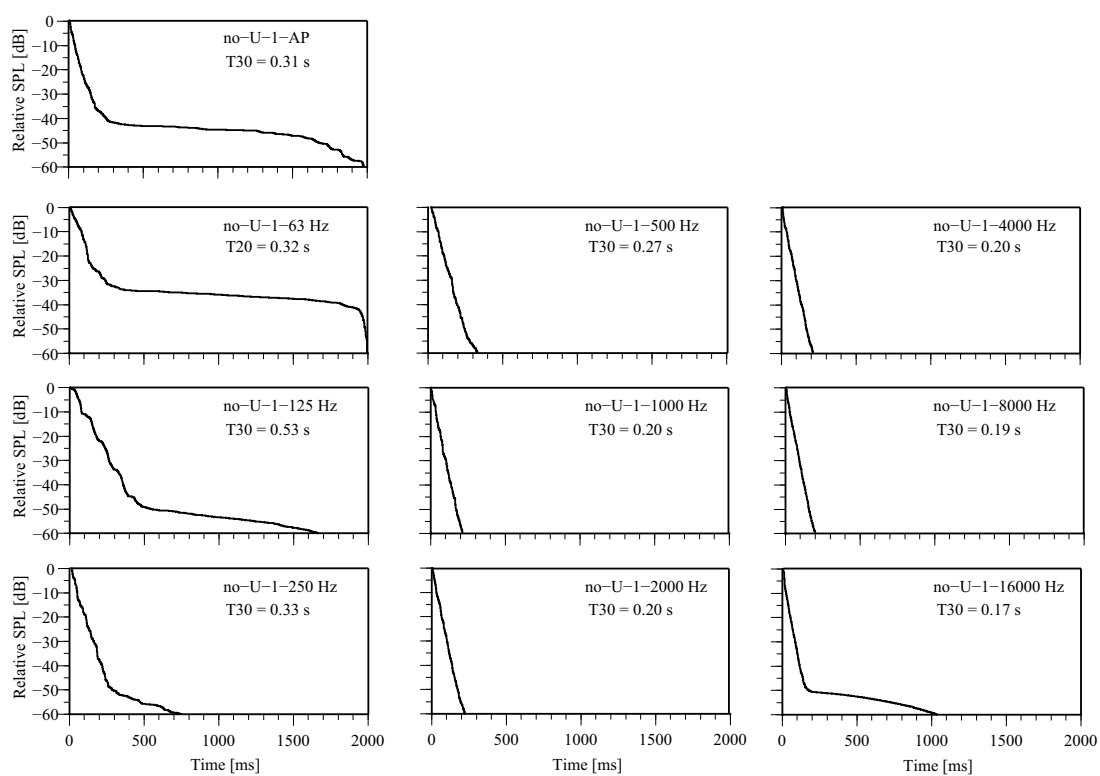
付録 C

実音場における検討

C.1 音響測定結果：インパルス応答波形及び残響減衰性状

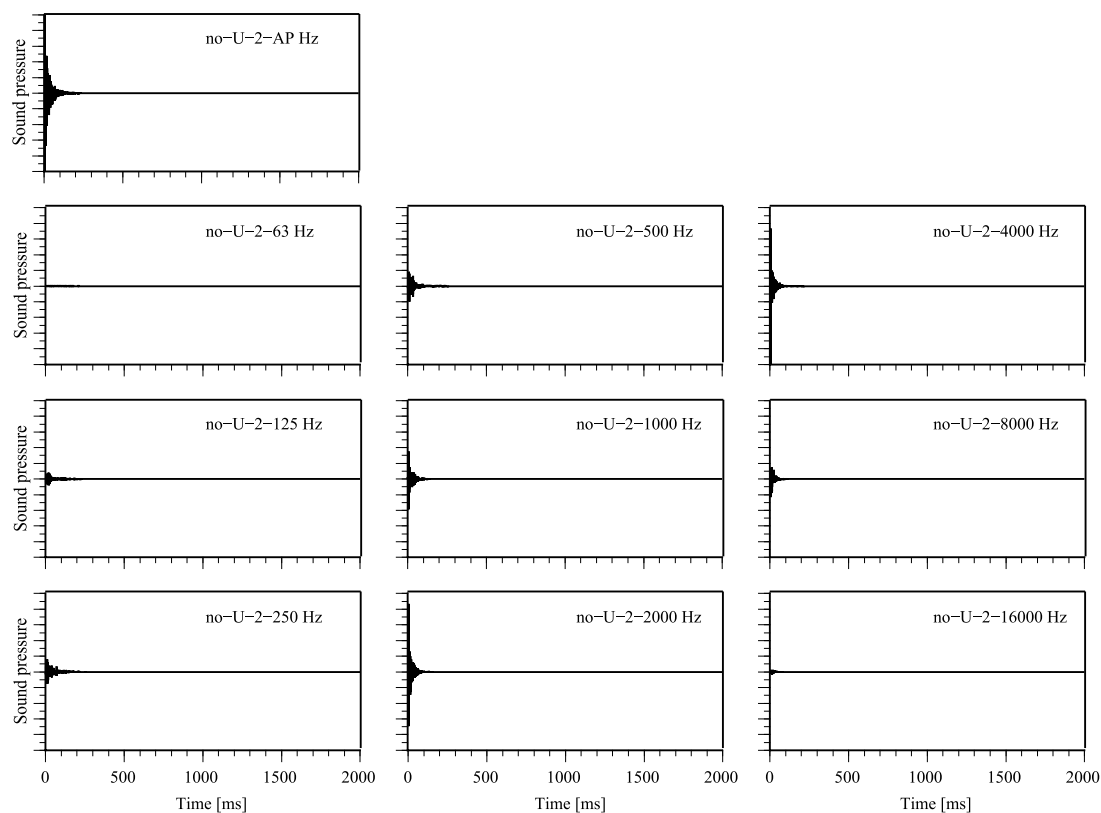


(a) impulse response

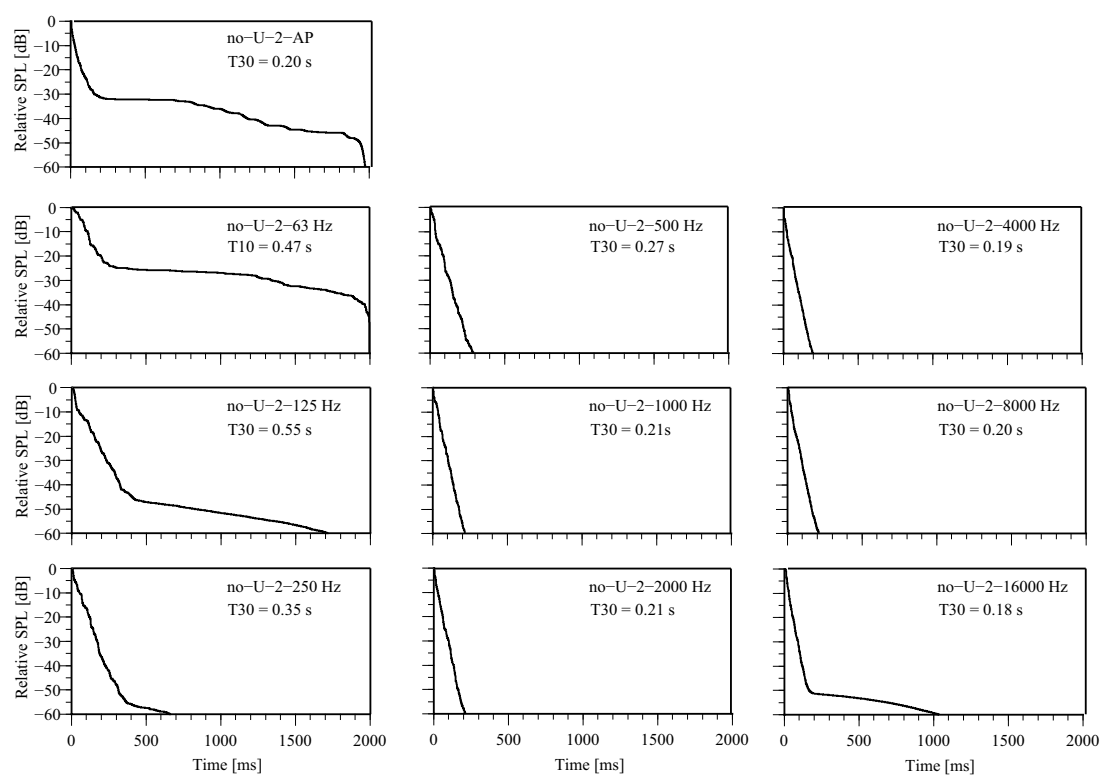


(b) decay curve

Fig. C.1 Impulse responses and decay curves at point U-1 (no).

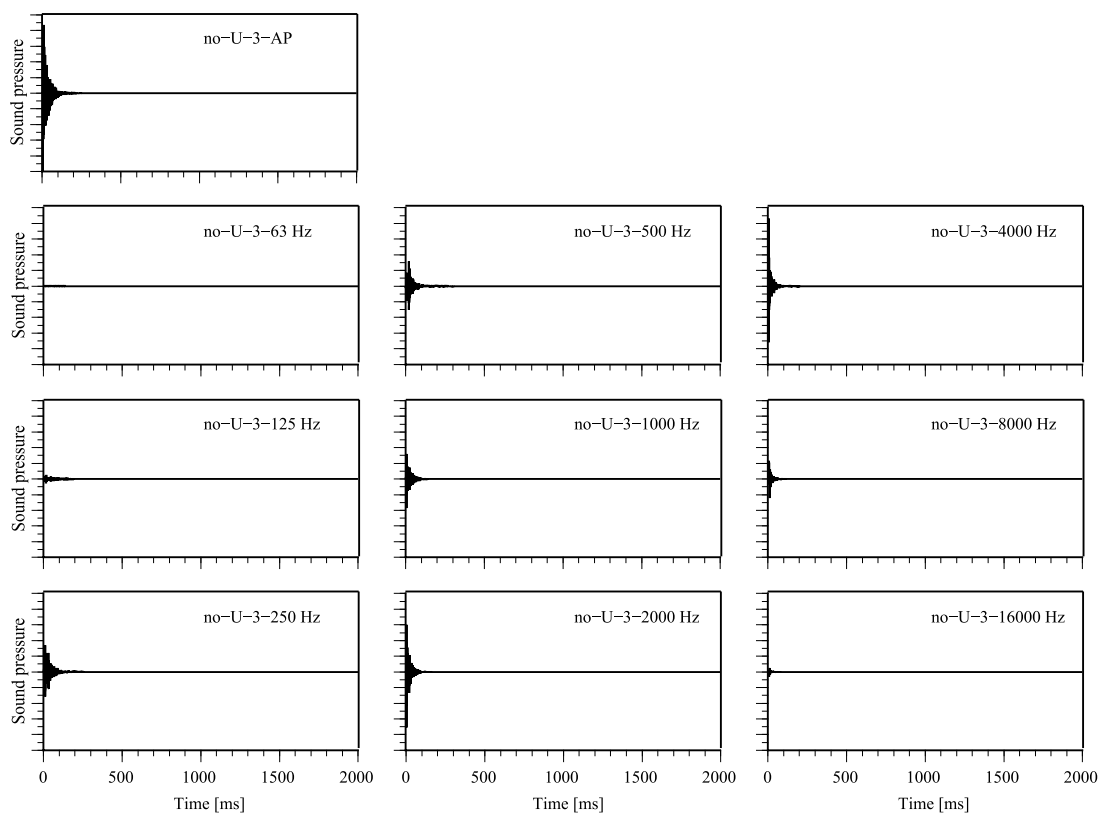


(a) impulse response

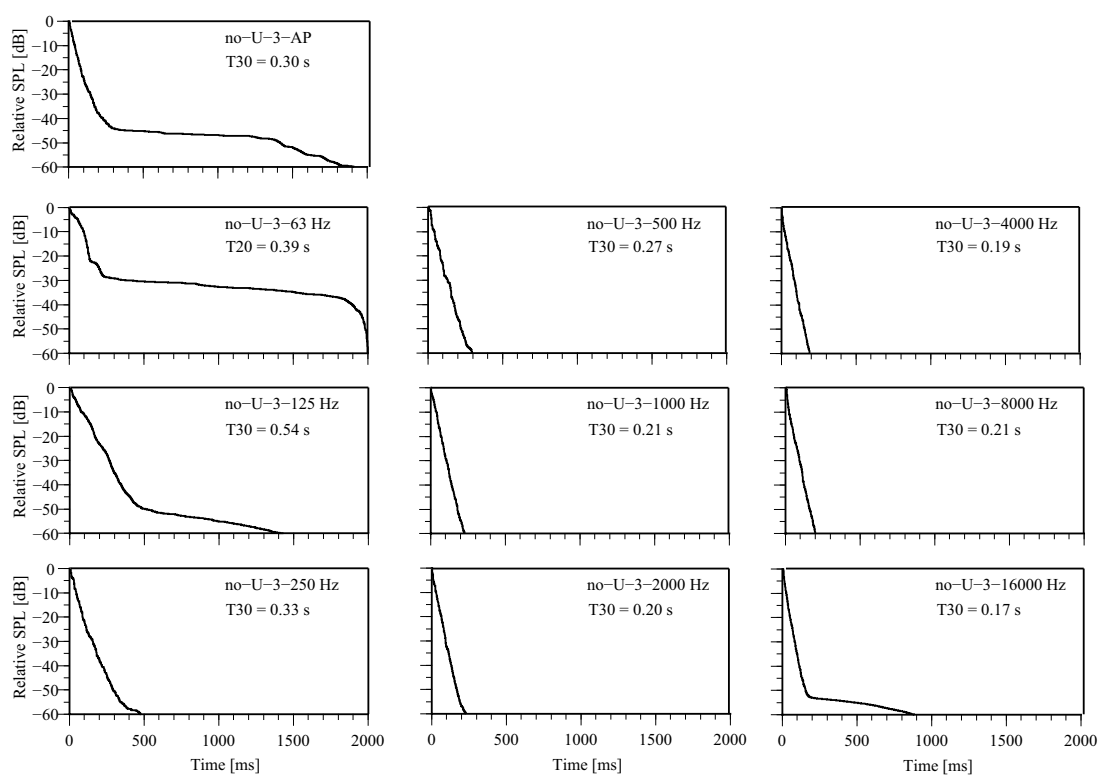


(b) decay curve

Fig. C.2 Impulse responses and decay curves at point U-2 (no).

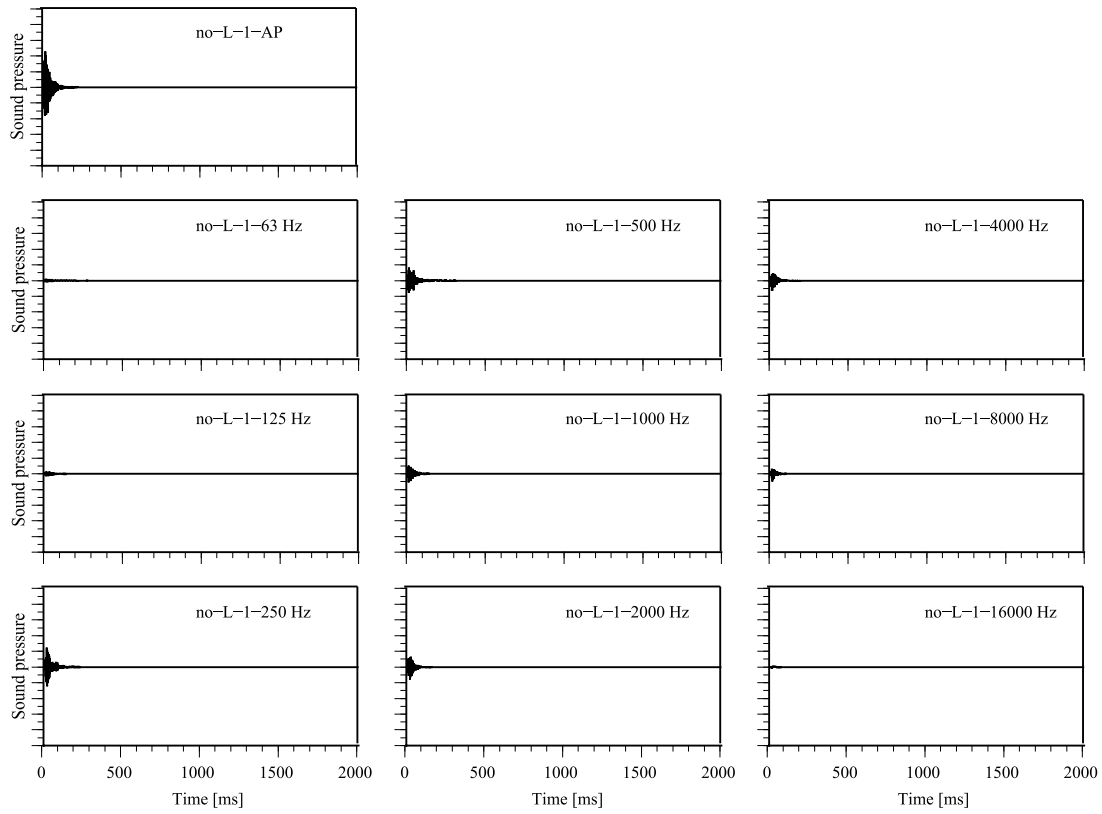


(a) impulse response

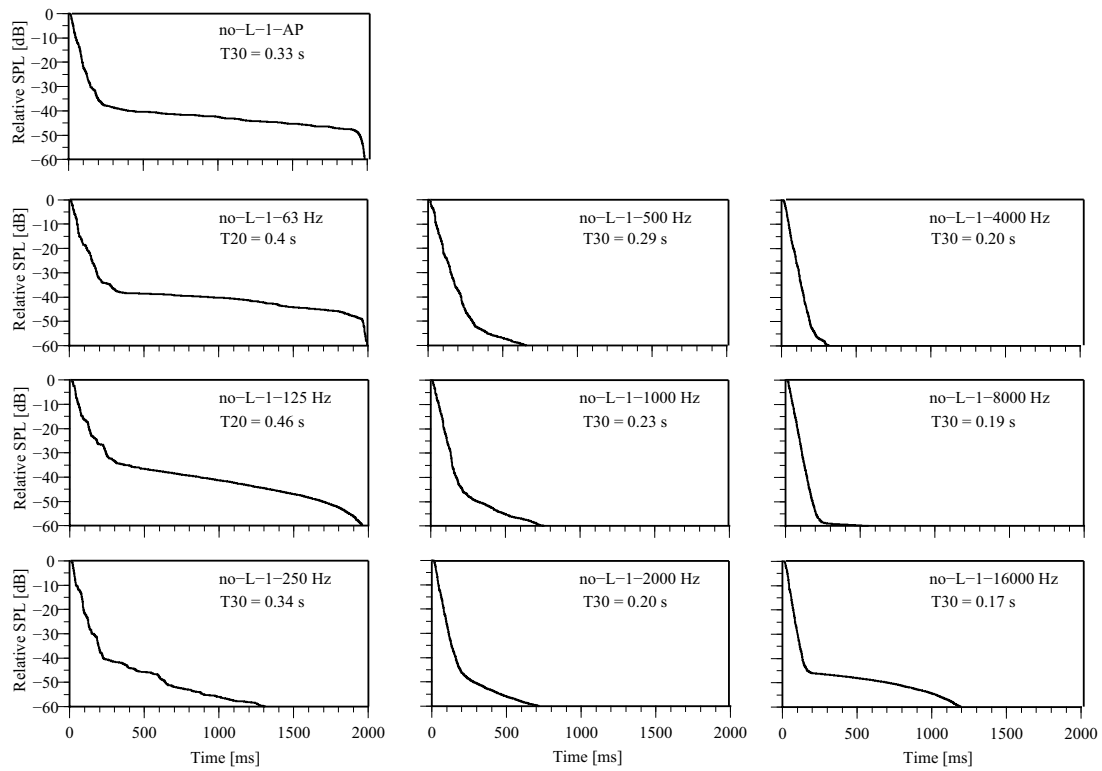


(b) decay curve

Fig. C.3 Impulse responses and decay curves at point U-3 (no).

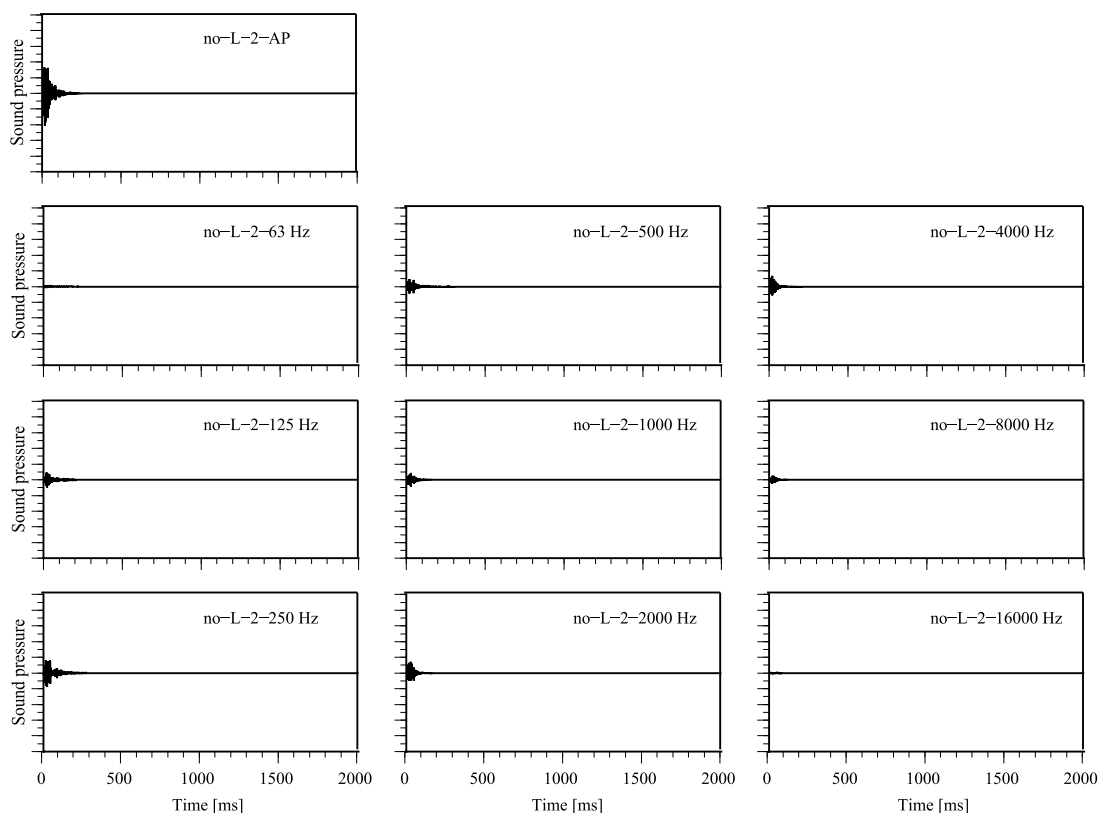


(a) impulse response

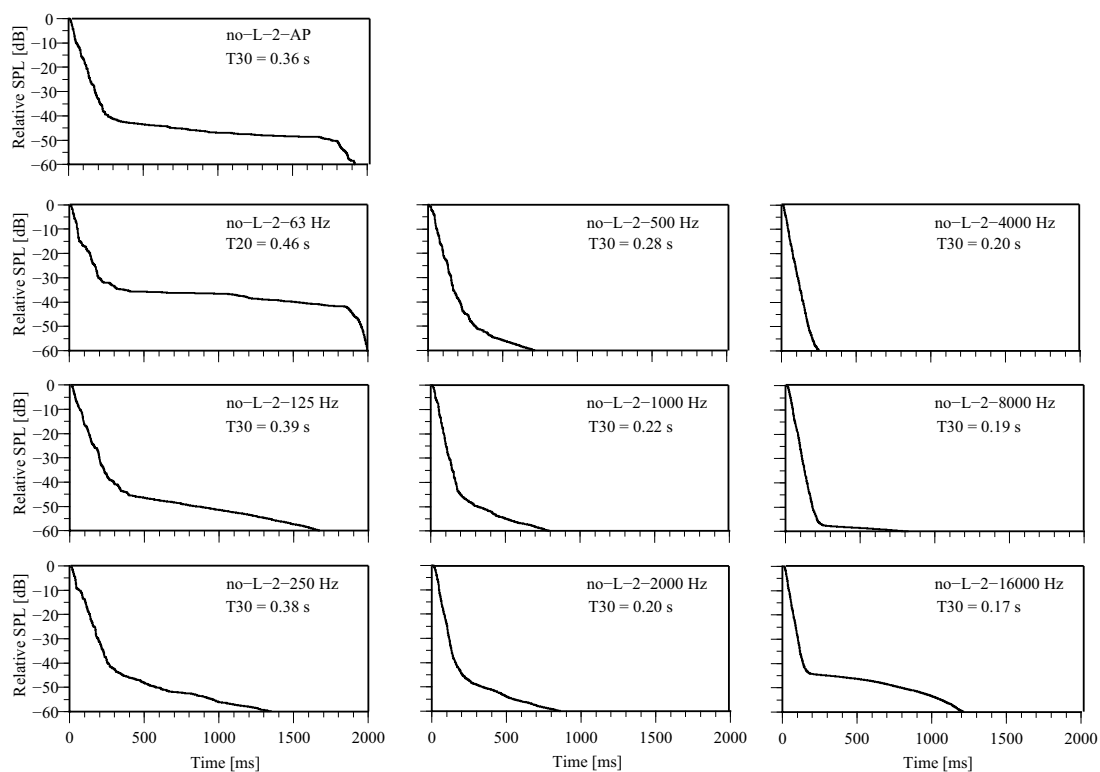


(b) decay curve

Fig. C.4 Impulse responses and decay curves at point L-1 (no).

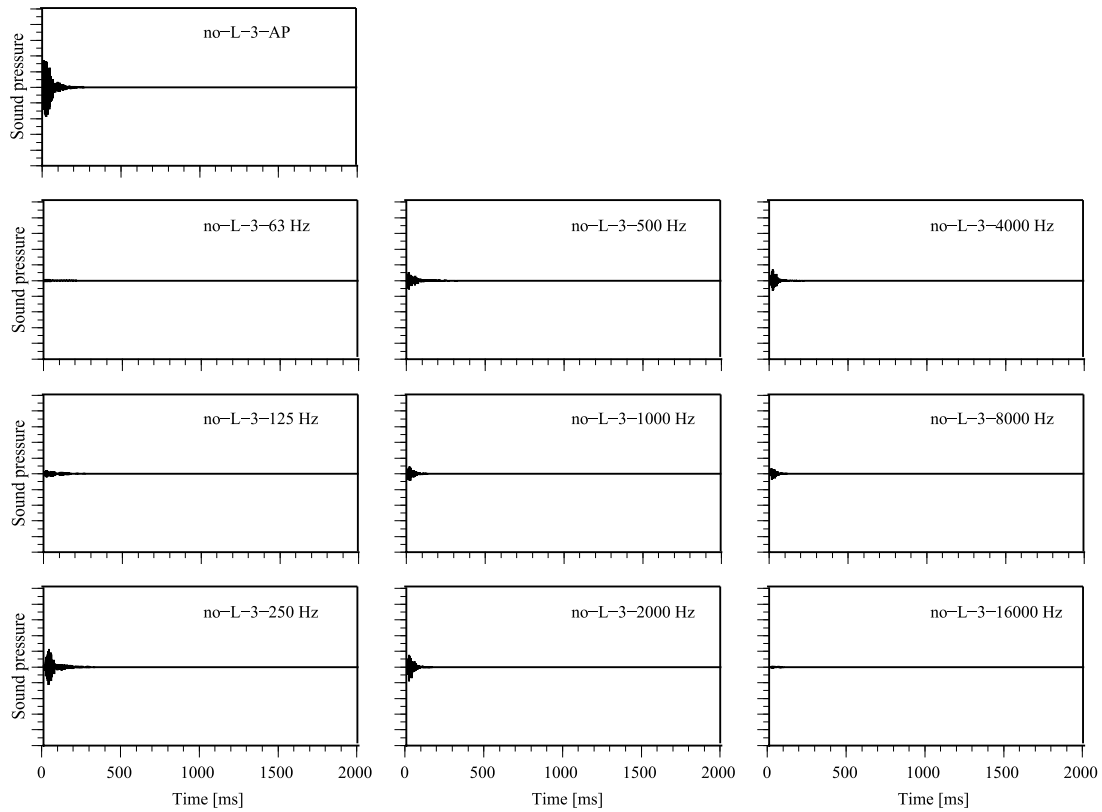


(a) impulse response

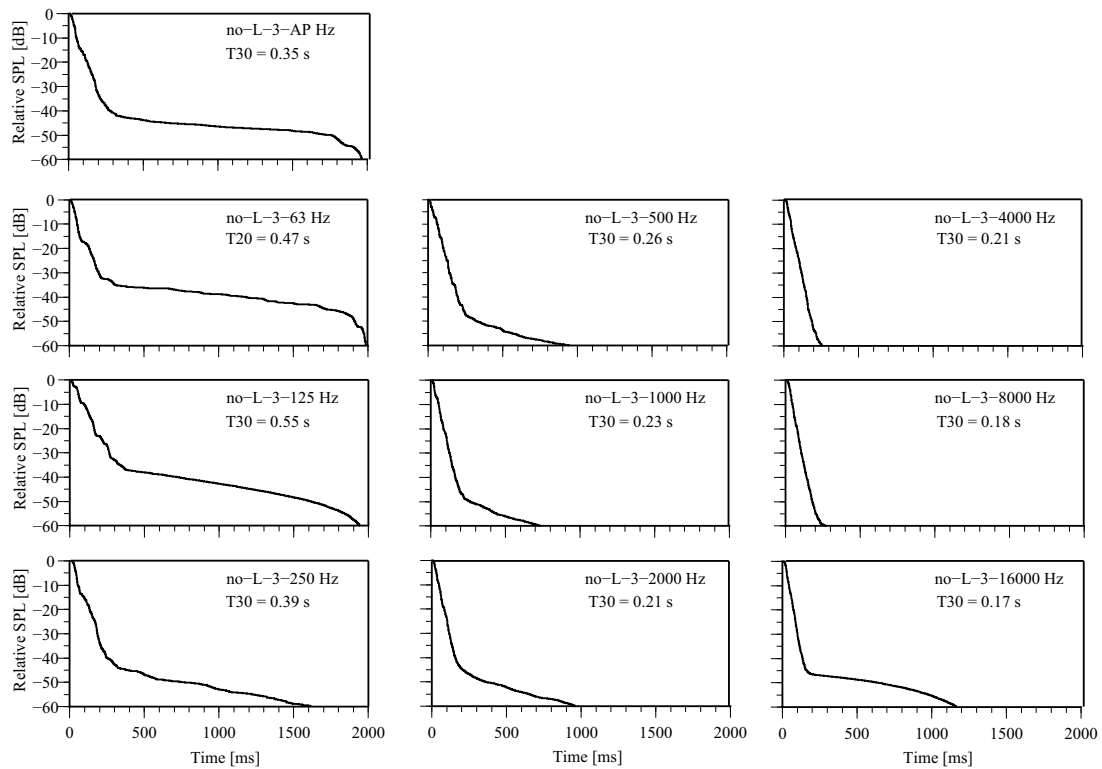


(b) decay curve

Fig. C.5 Impulse responses and decay curves at point L-2 (no).

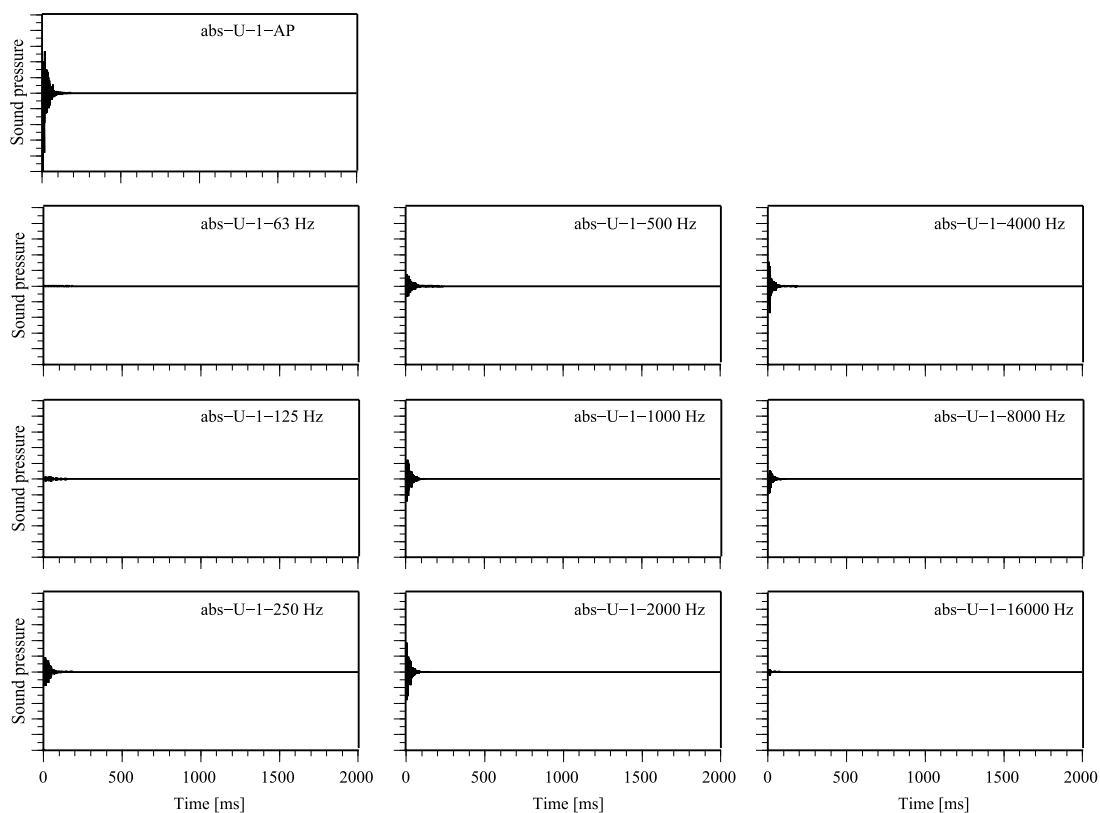


(a) impulse response

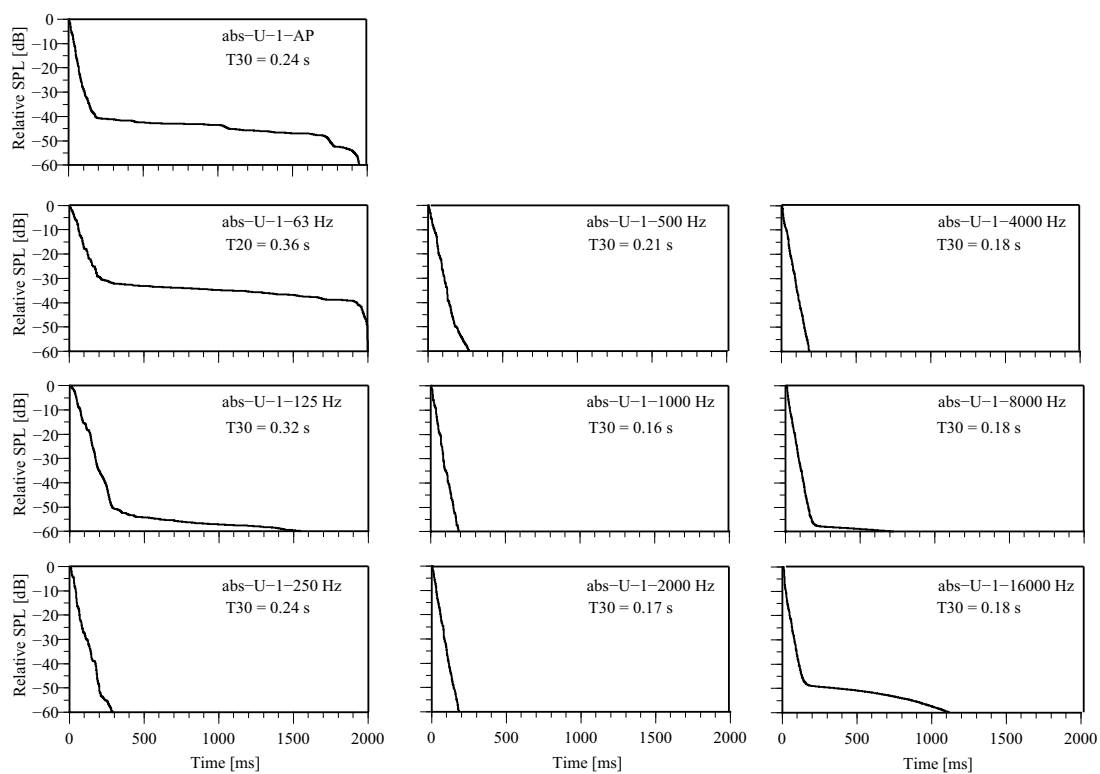


(b) decay curve

Fig. C.6 Impulse responses and decay curves at point L-3 (no).

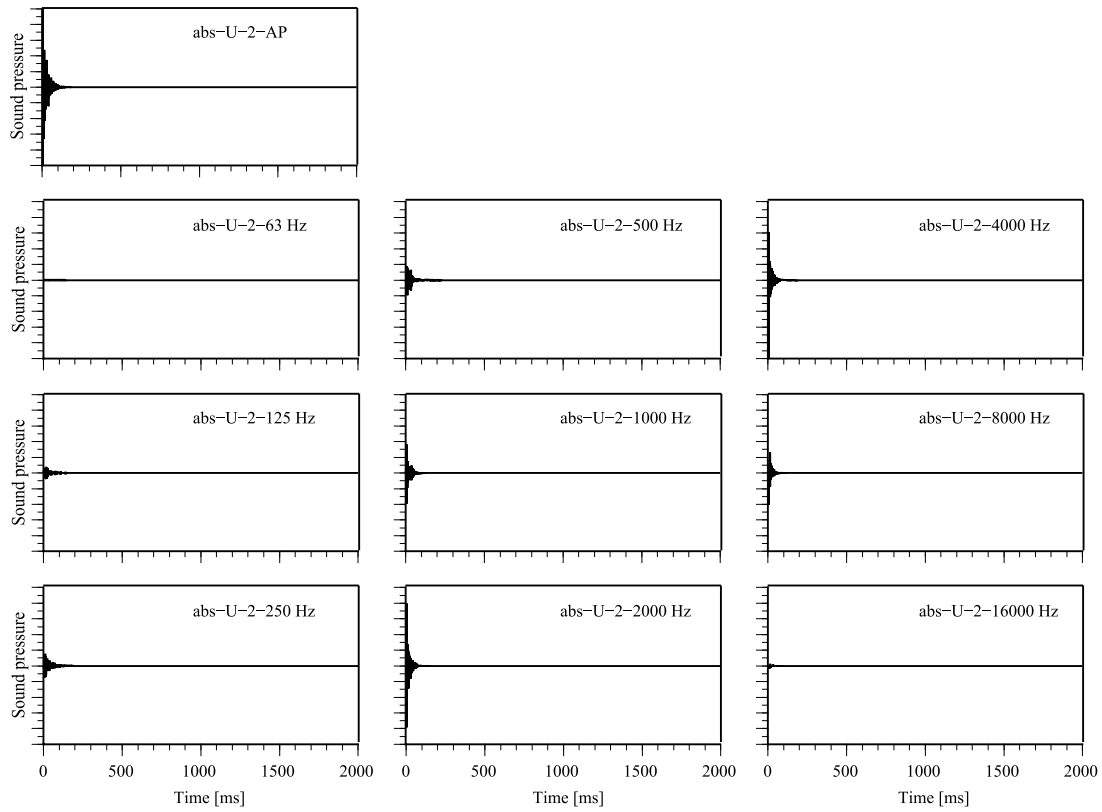


(a) impulse response

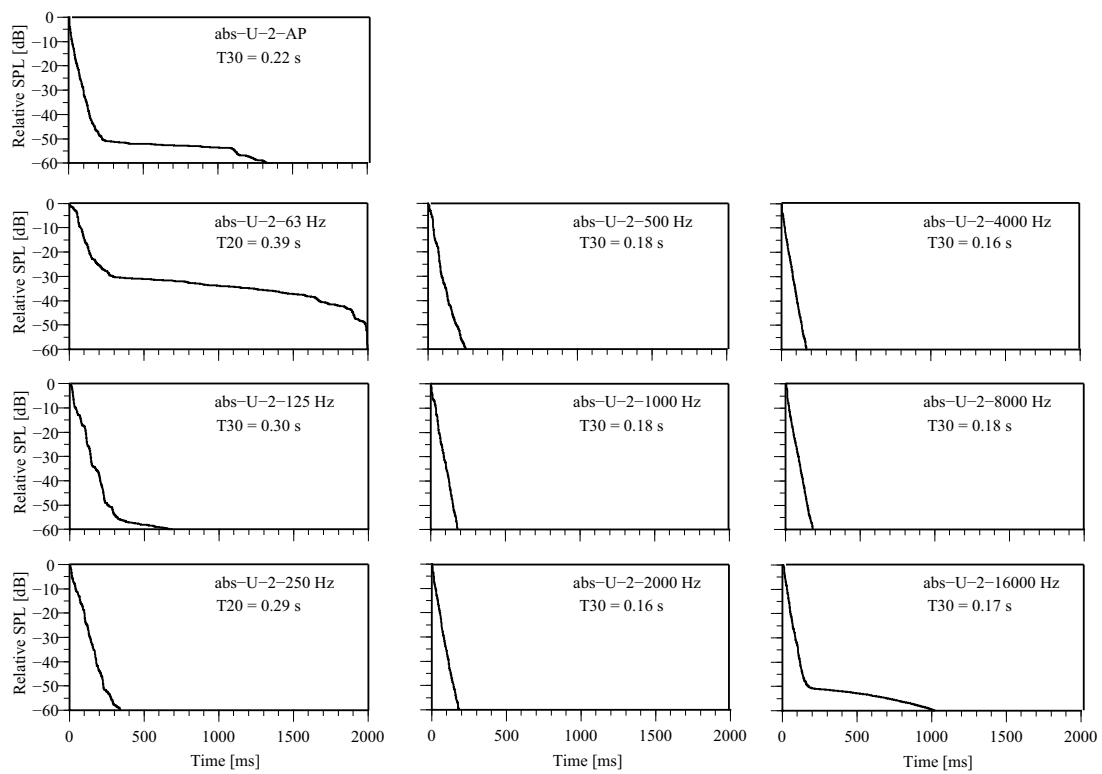


(b) decay curve

Fig. C.7 Impulse responses and decay curves at point U-1 (abs).

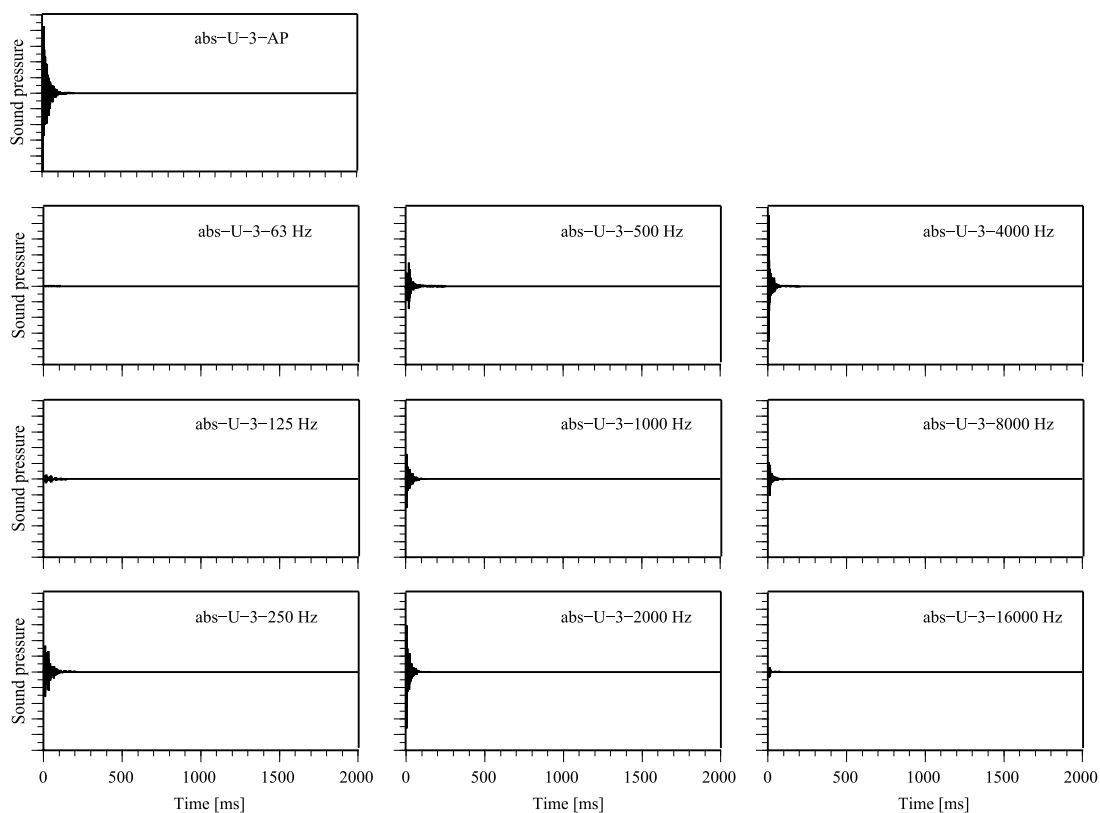


(a) impulse response

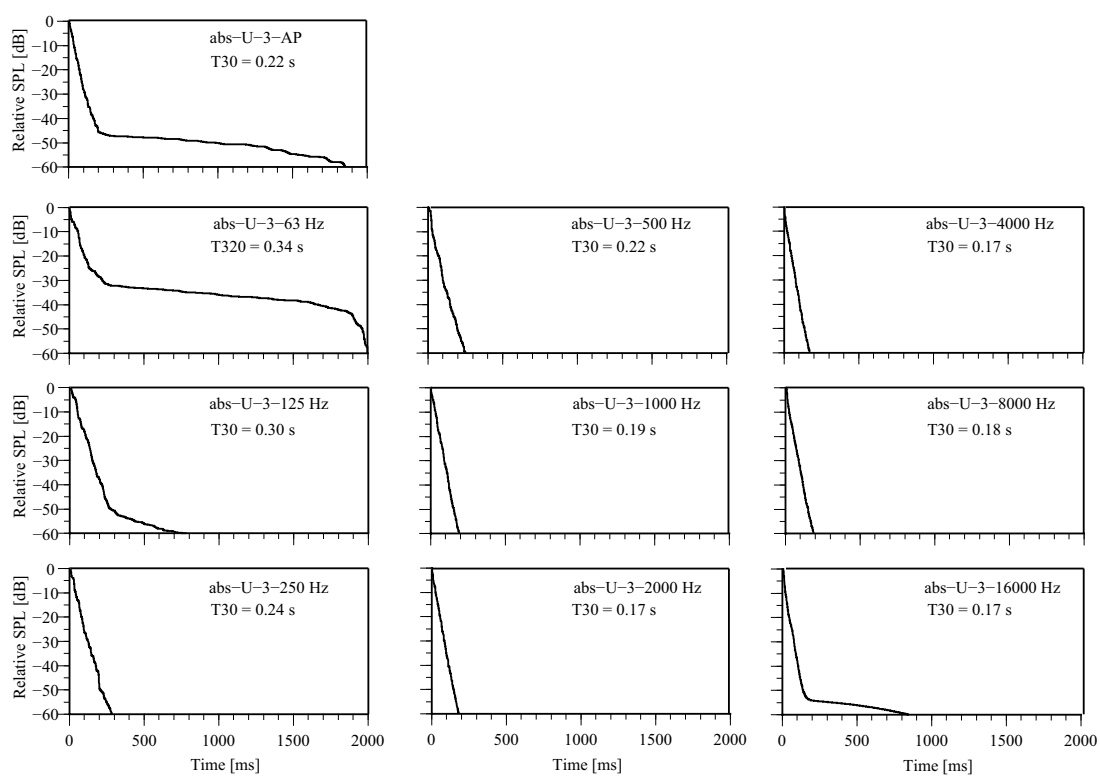


(b) decay curve

Fig. C.8 Impulse responses and decay curves at point U-2 (abs).

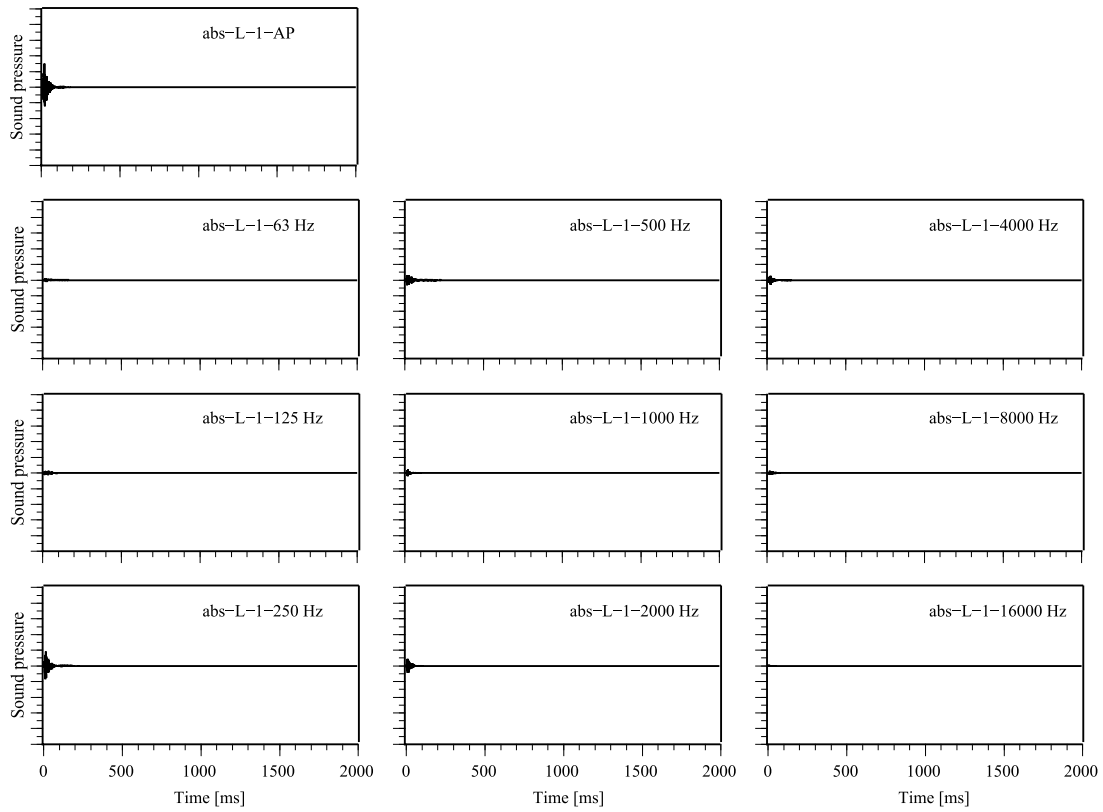


(a) impulse response

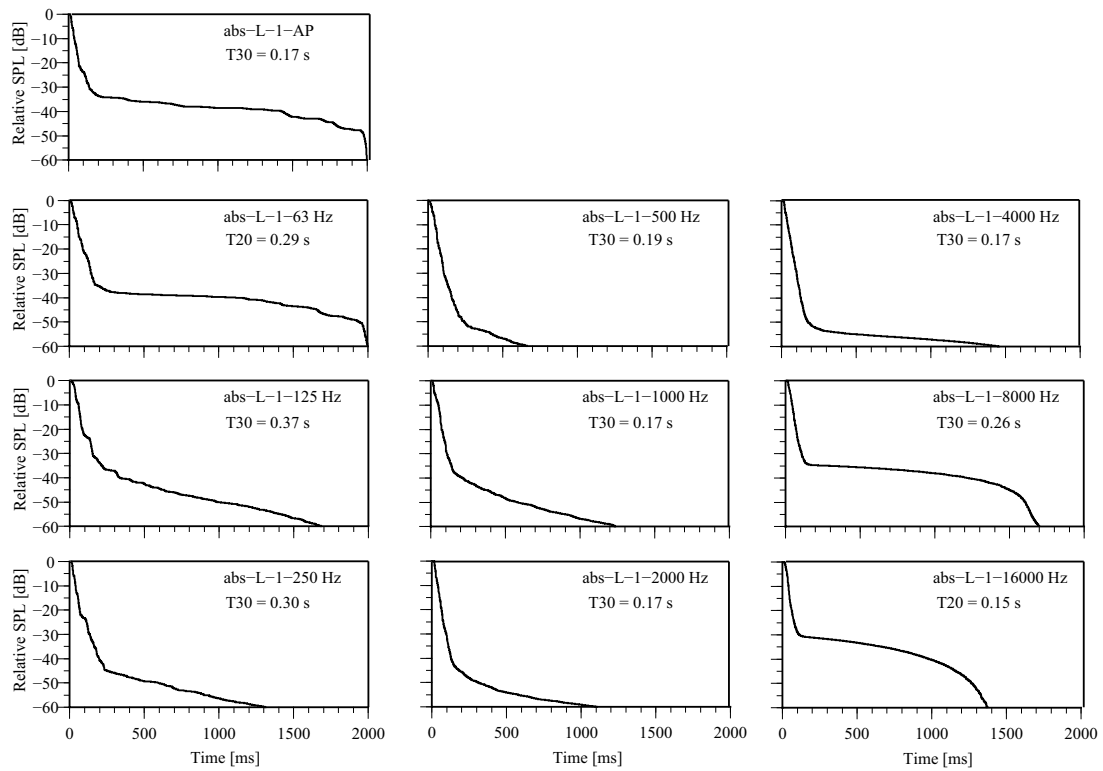


(b) decay curve

Fig. C.9 Impulse responses and decay curves at point U-3 (abs).

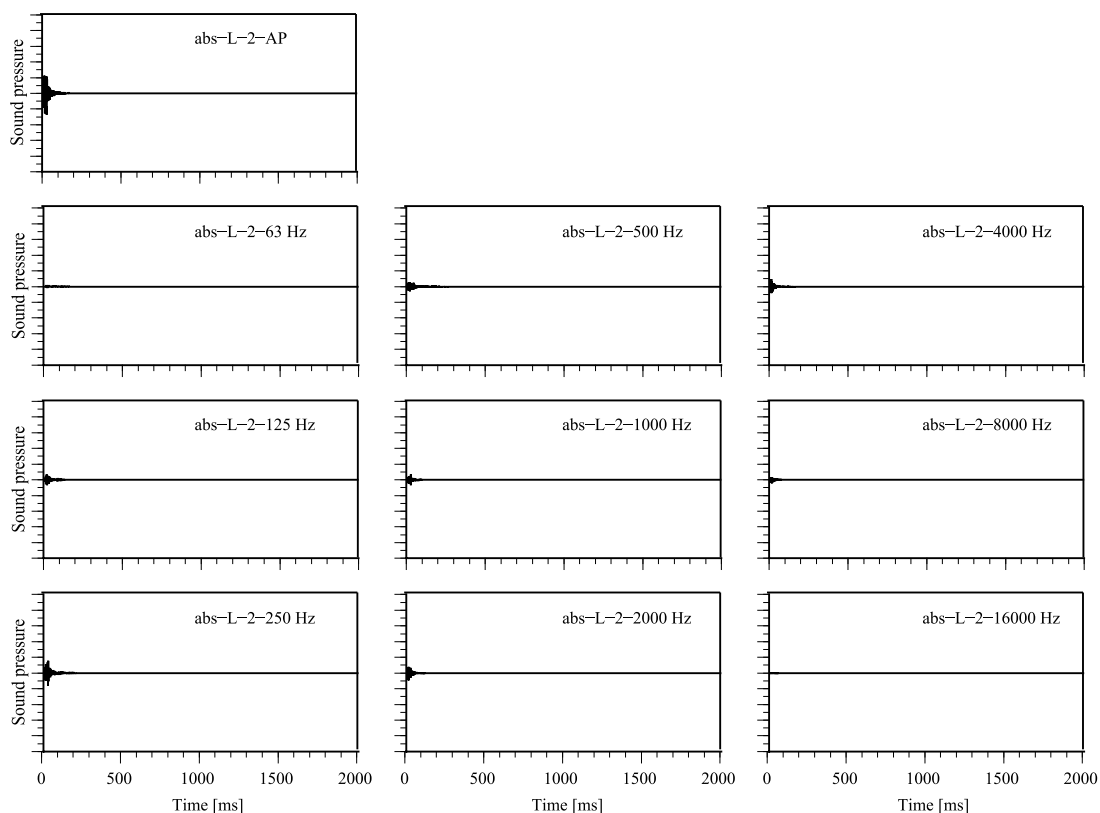


(a) impulse response

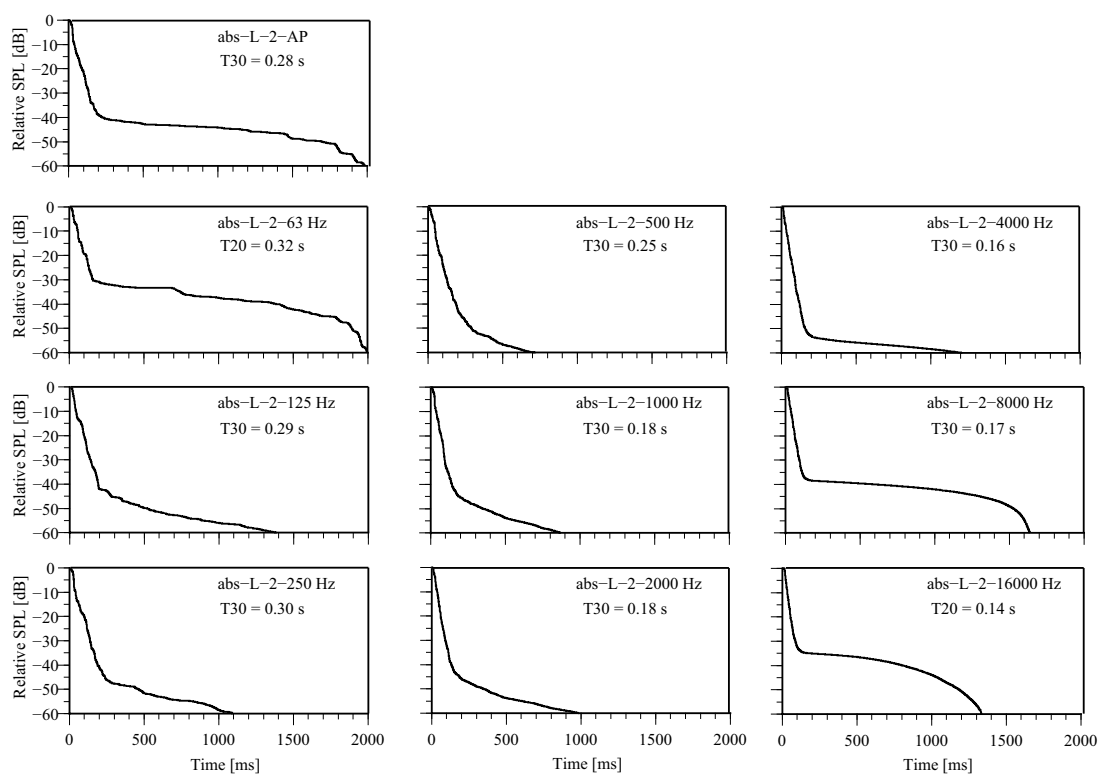


(b) decay curve

Fig. C.10 Impulse responses and decay curves at point L-1 (abs).

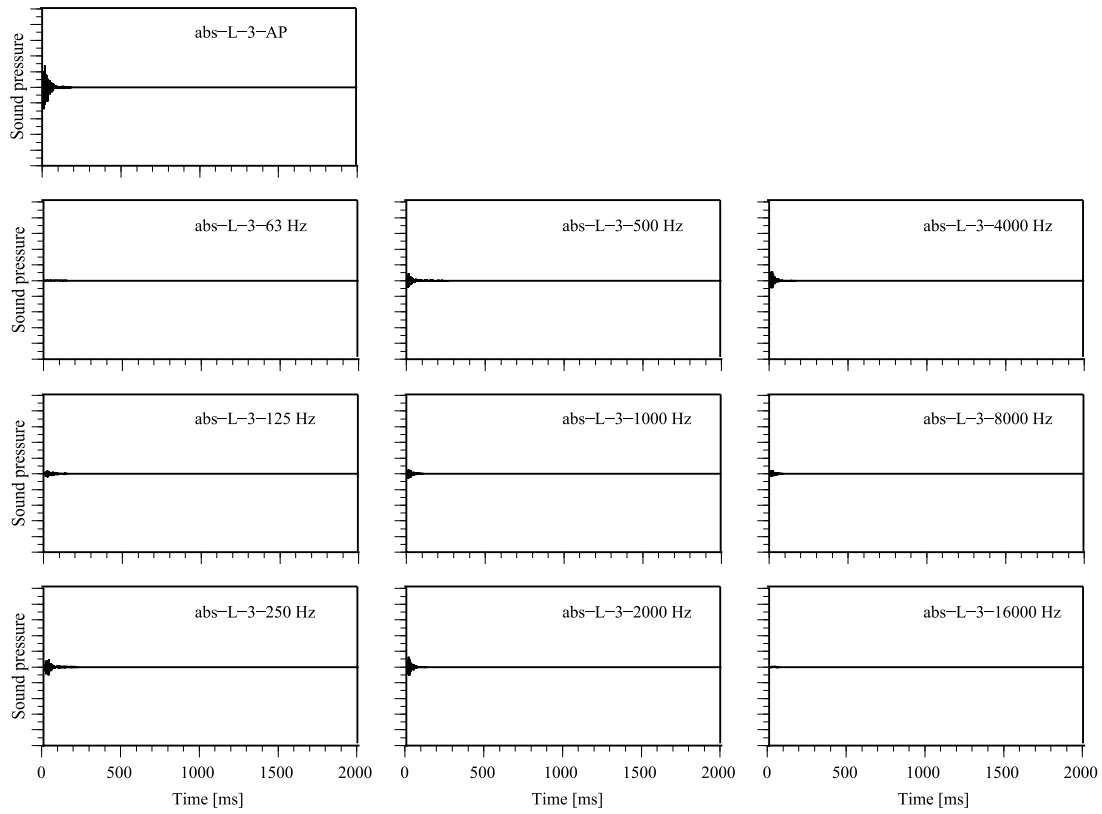


(a) impulse response

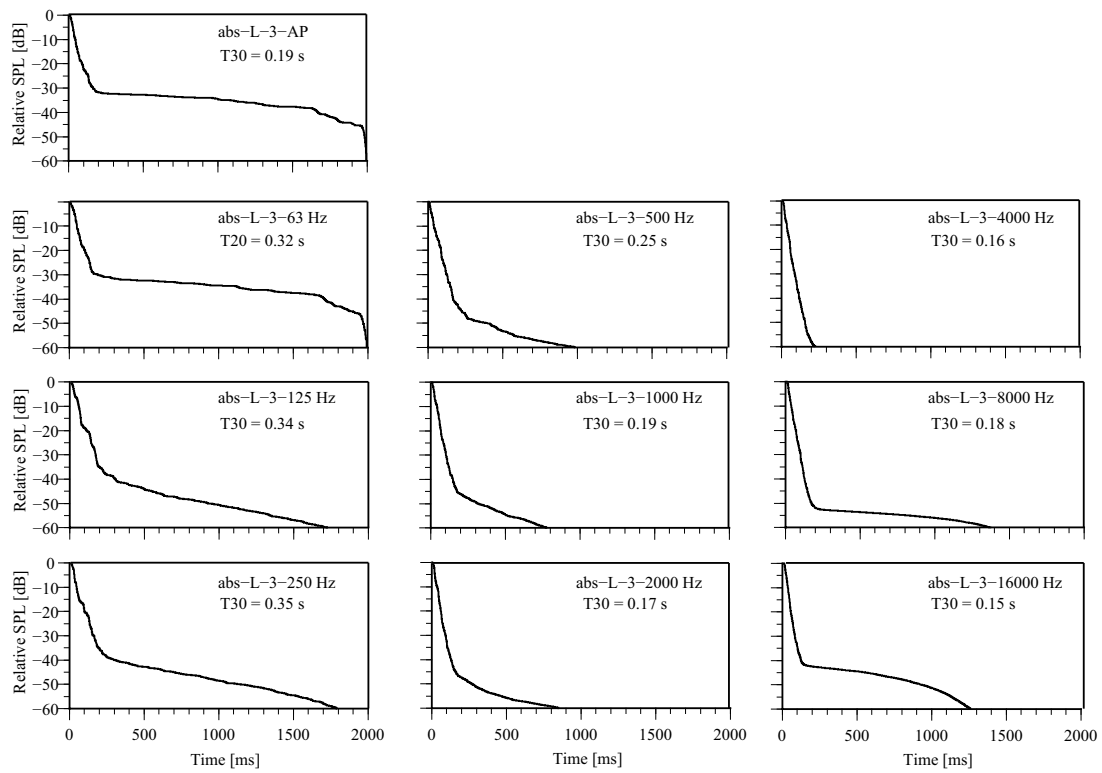


(b) decay curve

Fig. C.11 Impulse responses and decay curves at point L-2 (abs).

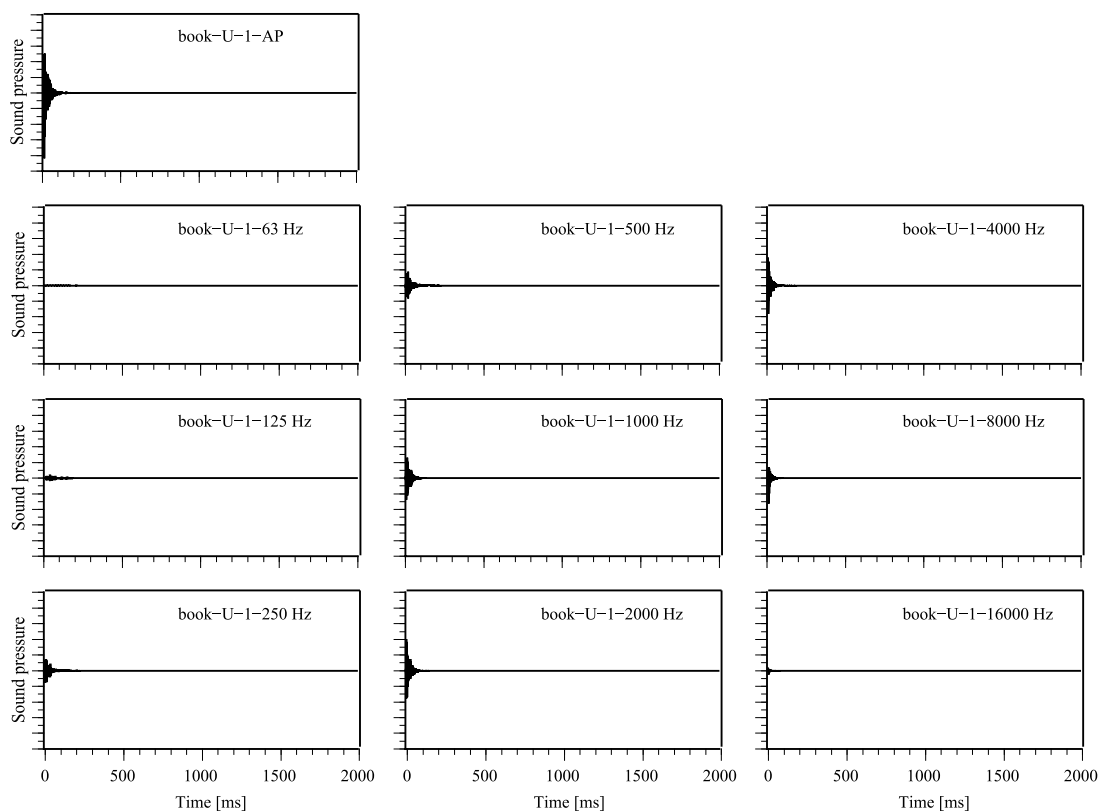


(a) impulse response

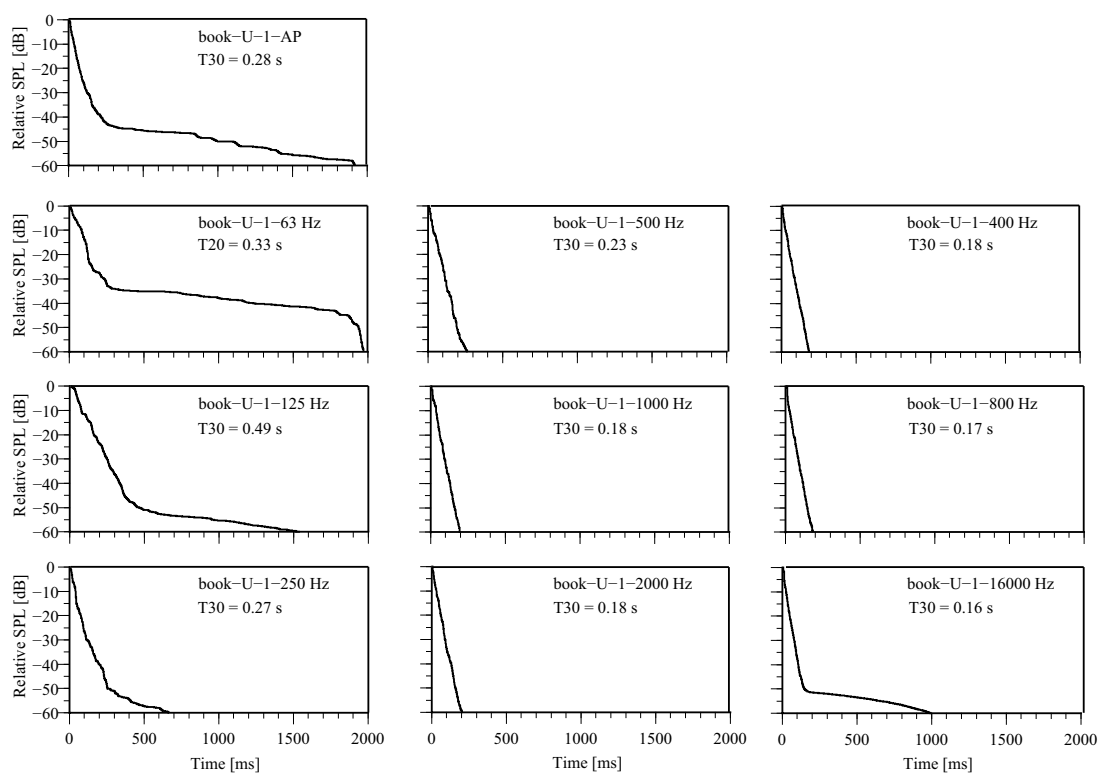


(b) decay curve

Fig. C.12 Impulse responses and decay curves at point L-3 (abs).

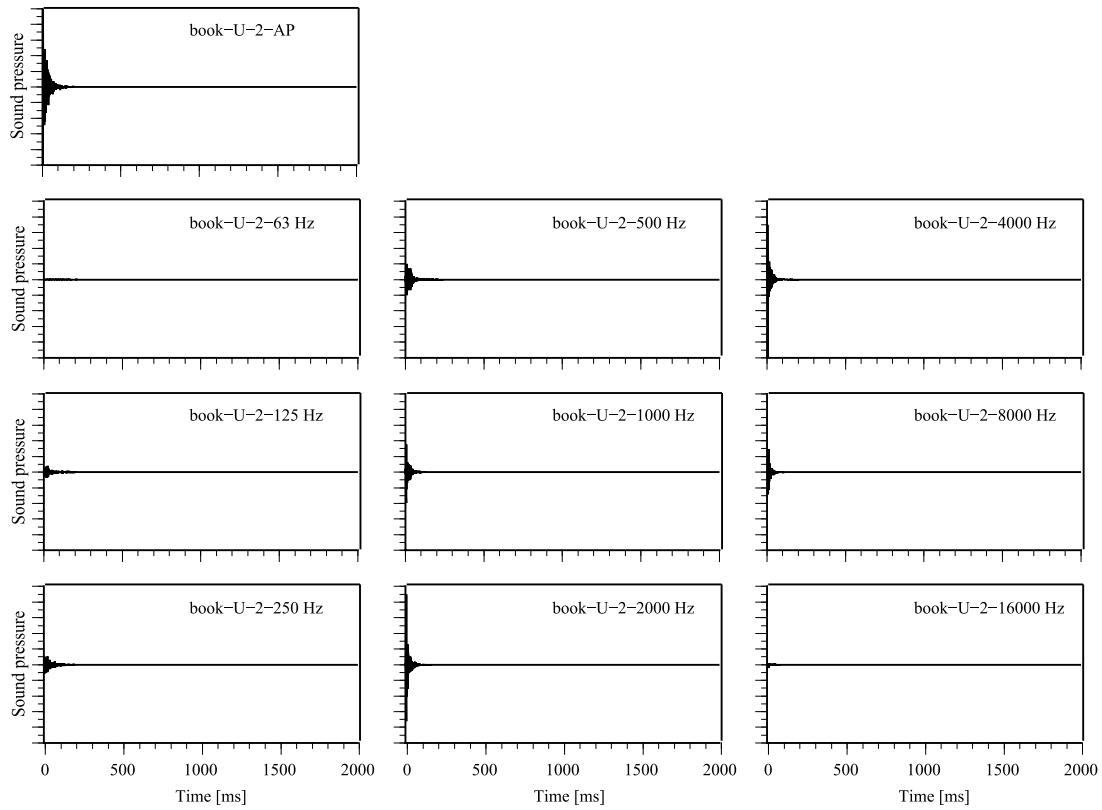


(a) impulse response

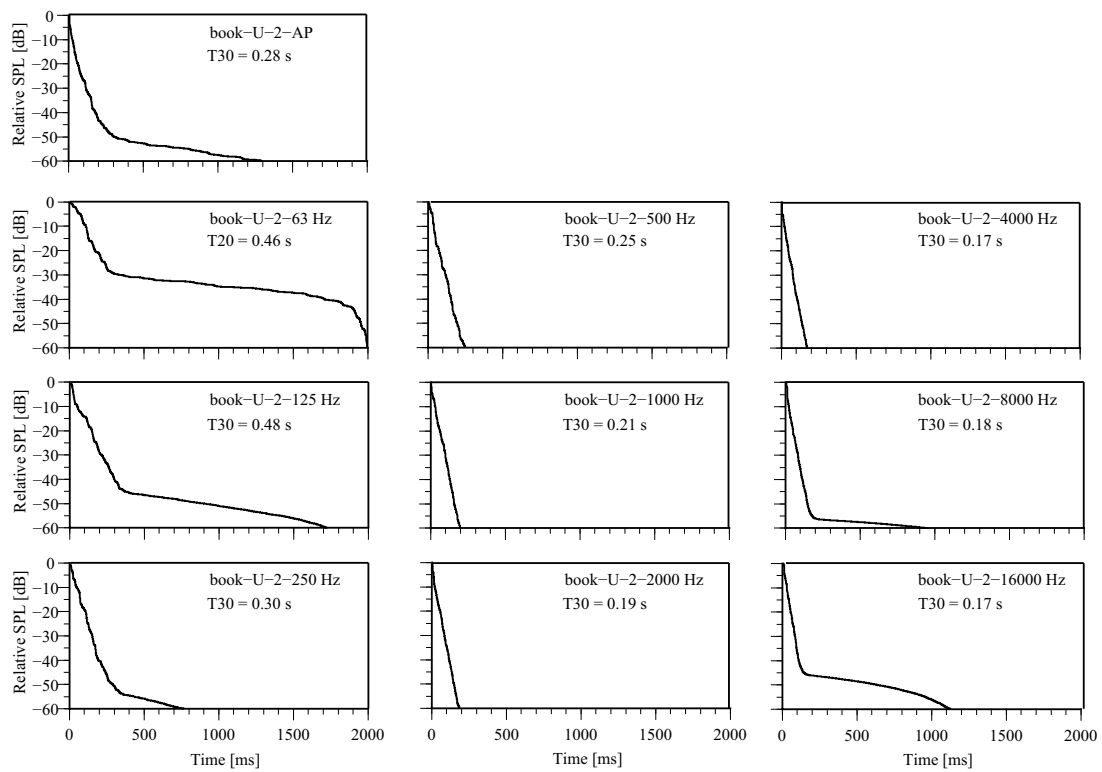


(b) decay curve

Fig. C.13 Impulse responses and decay curves at point U-1 (book).

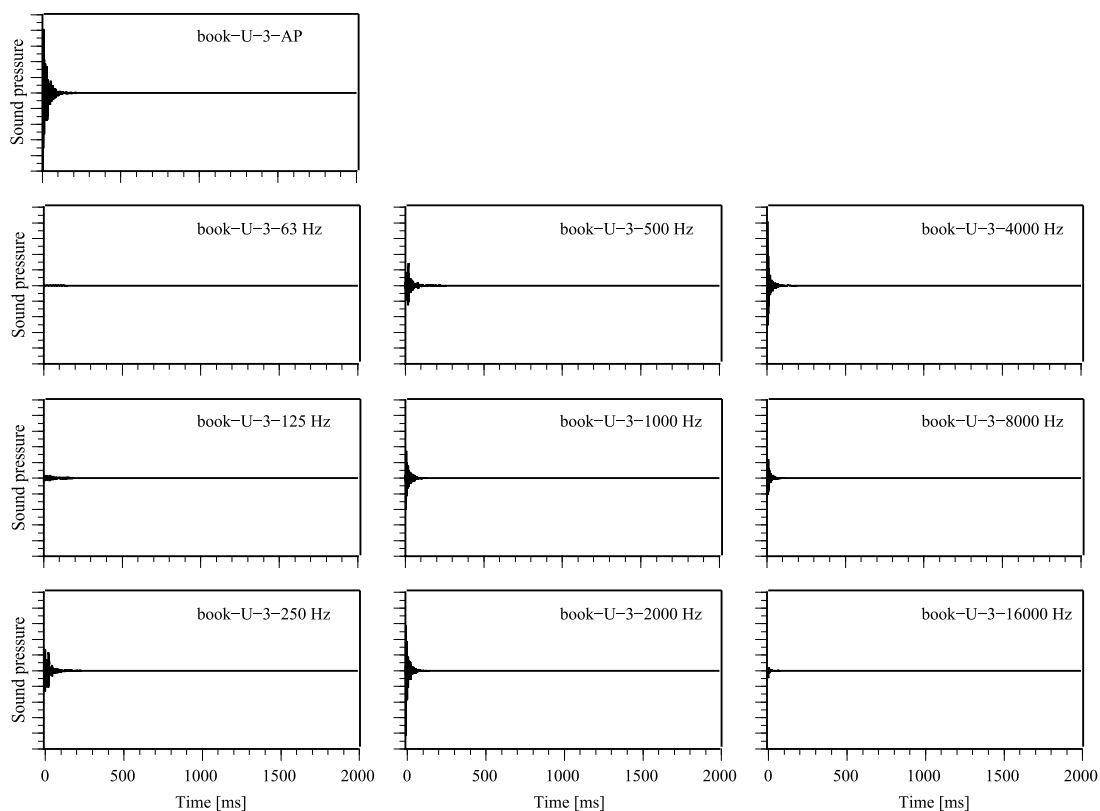


(a) impulse response

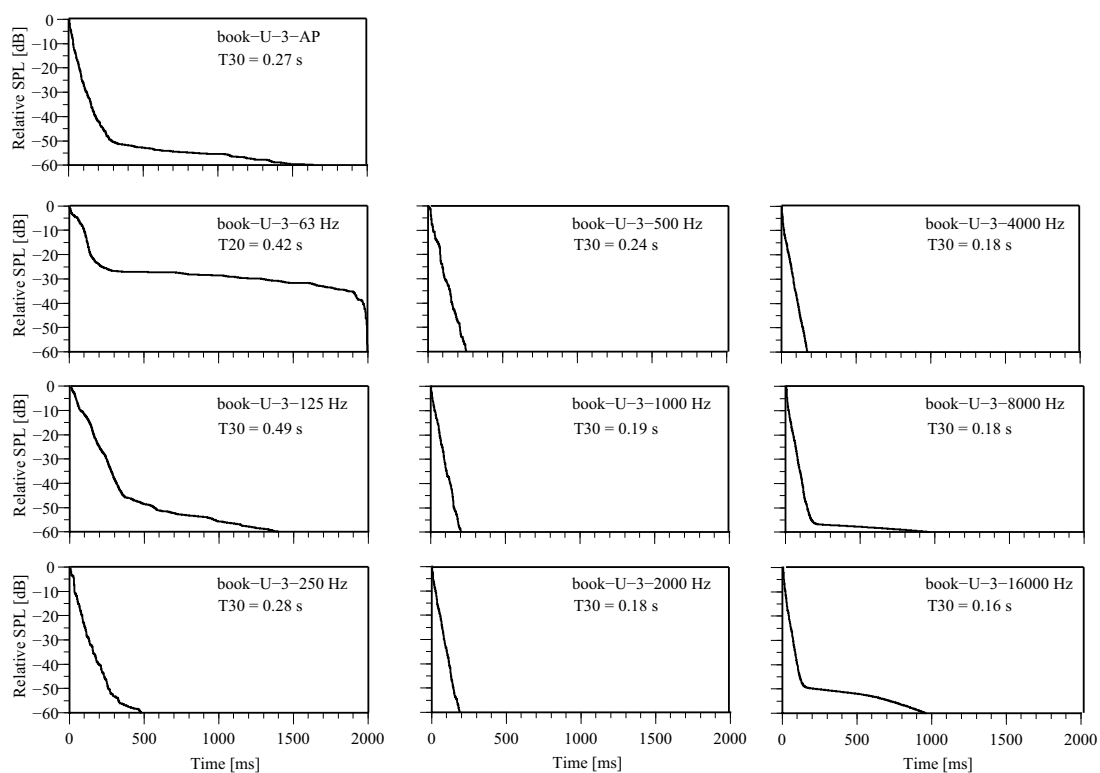


(b) decay curve

Fig. C.14 Impulse responses and decay curves at point U-2 (book).

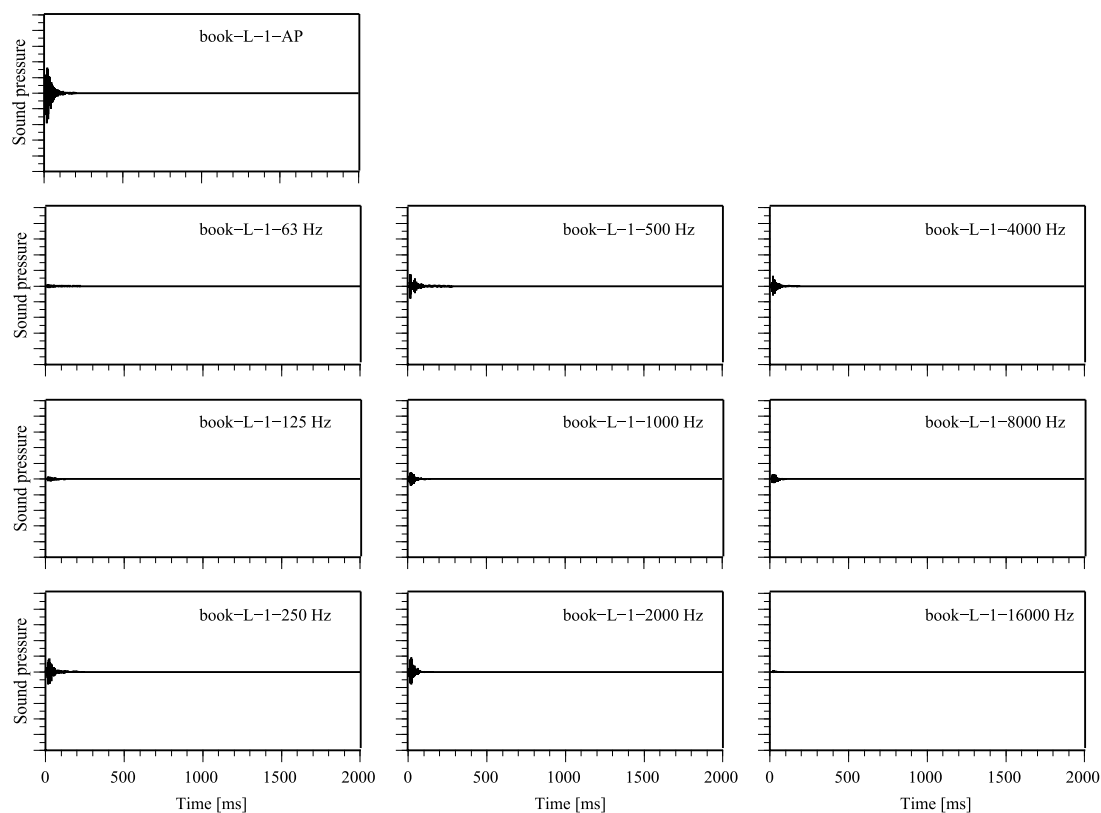


(a) impulse response

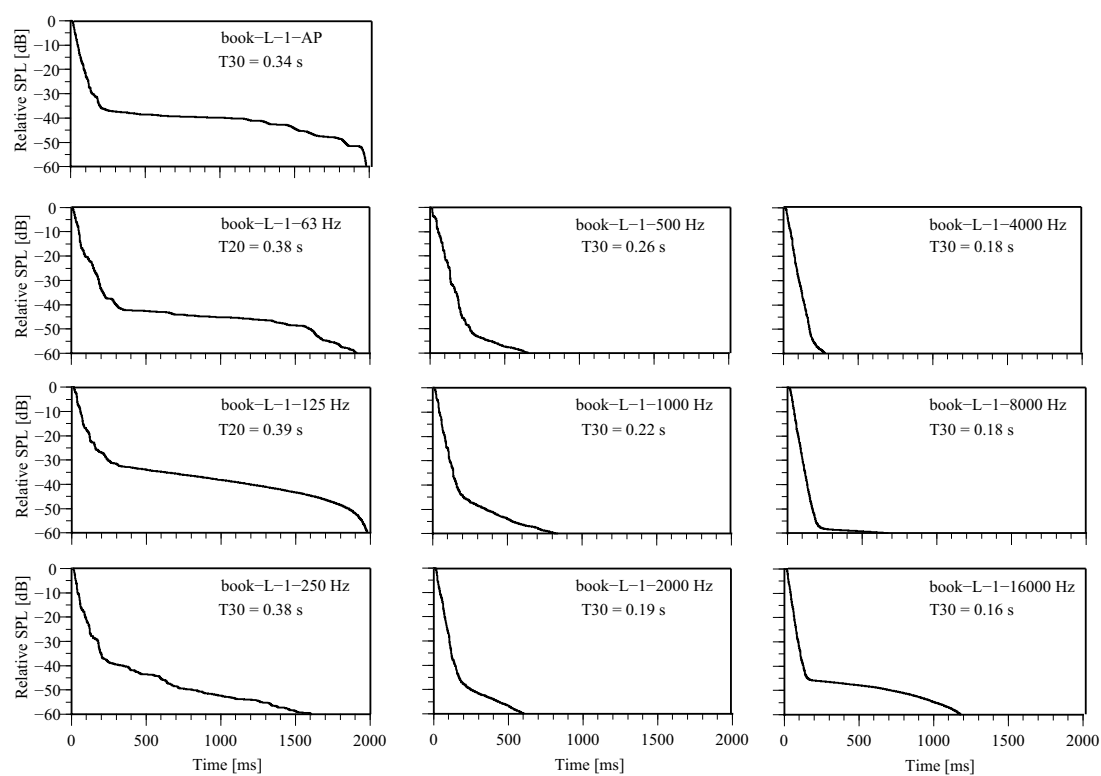


(b) decay curve

Fig. C.15 Impulse responses and decay curves at point U-3 (book).

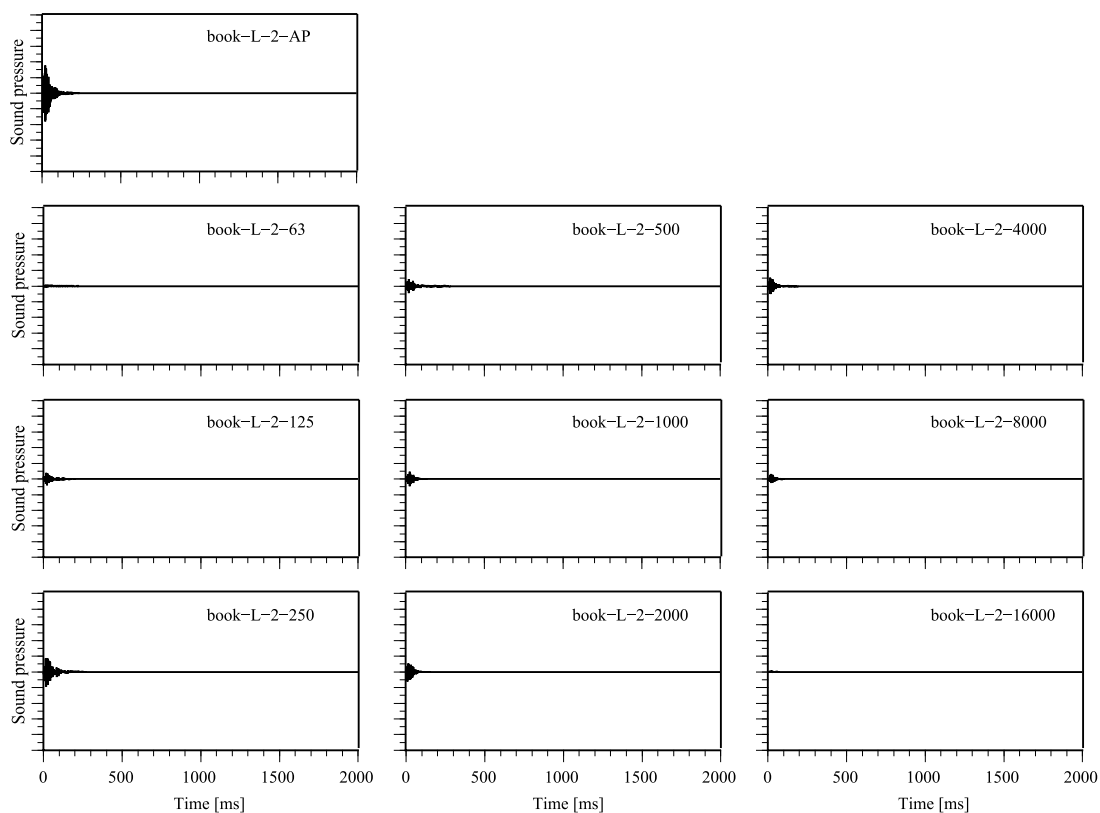


(a) impulse response

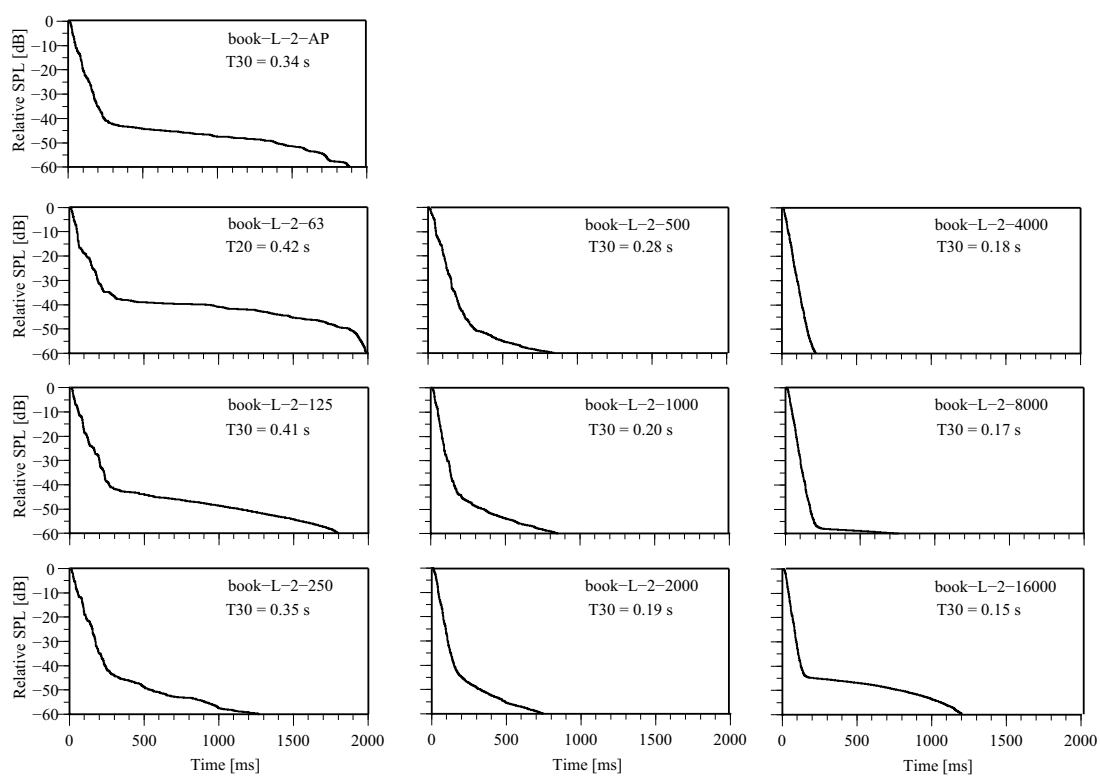


(b) decay curve

Fig. C.16 Impulse responses and decay curves at point L-1 (book).

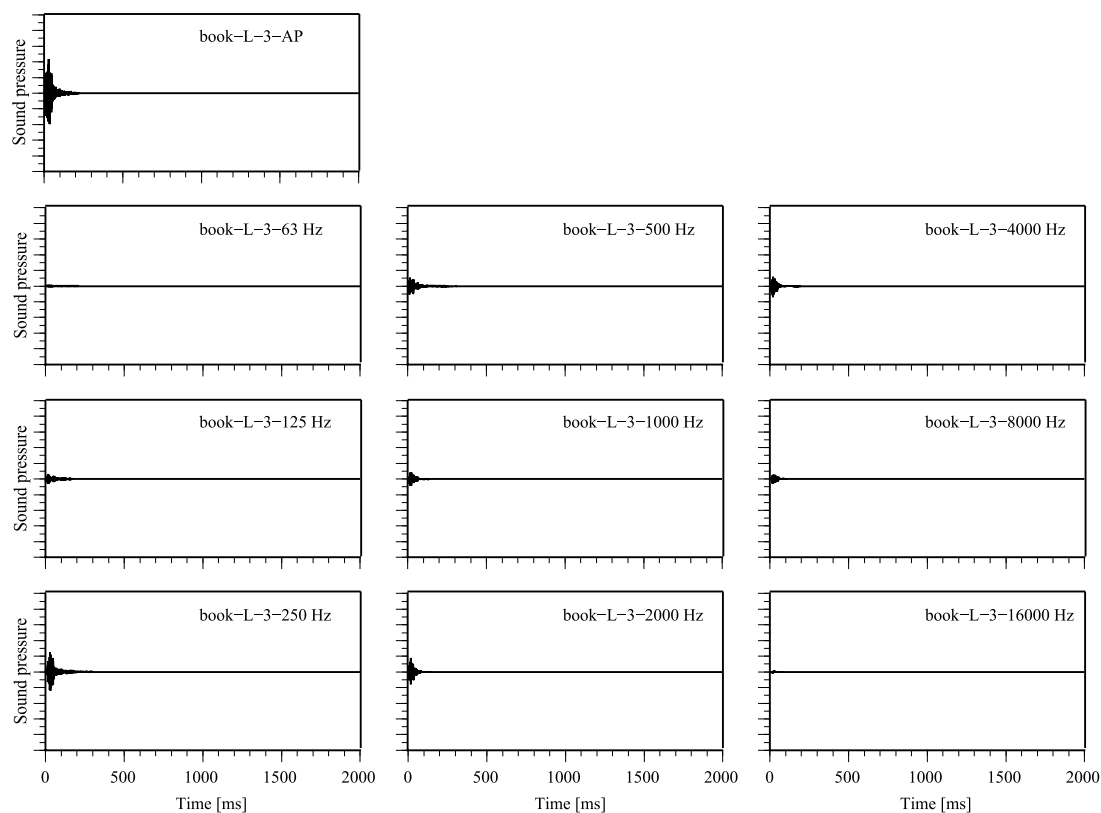


(a) impulse response

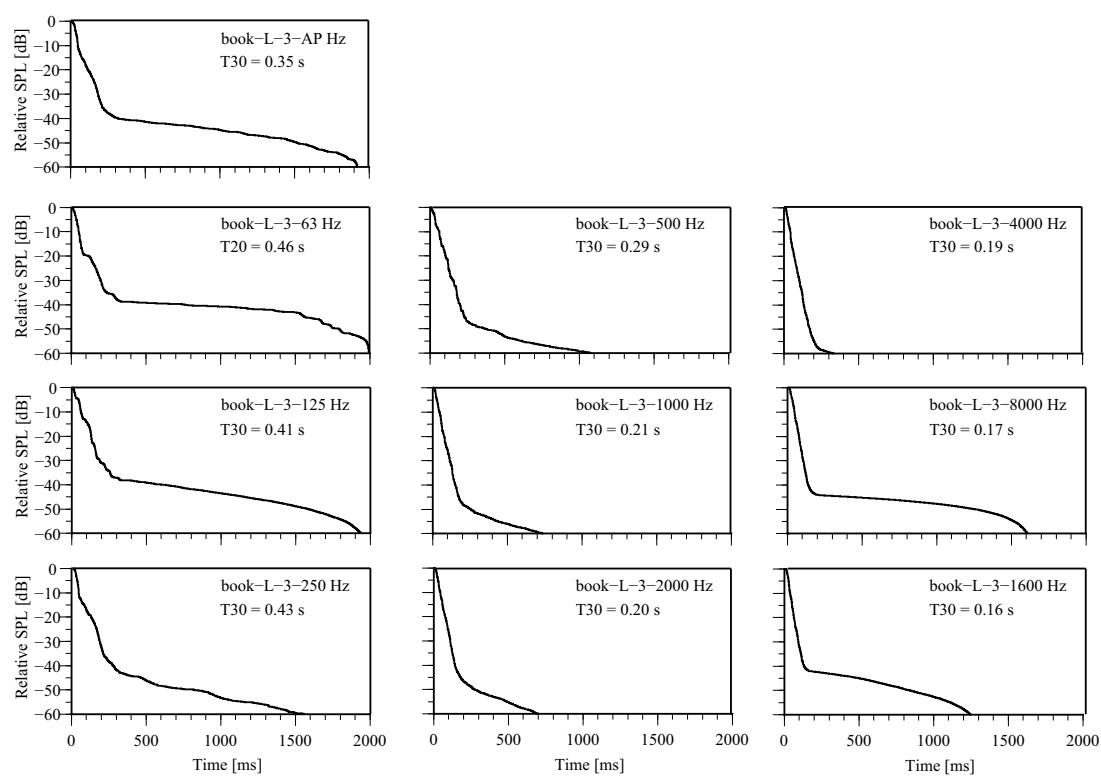


(b) decay curve

Fig. C.17 Impulse responses and decay curves at point L-2 (book).



(a) impulse response



(b) decay curve

Fig. C.18 Impulse responses and decay curves at point L-3 (book).

修士論文要旨

小空間音場の拡散性に室仕様が及ぼす影響について -波動音響数値解析による検討-

The Acoustical Effect of Room Specifications on Diffusivity in Small Enclosures

学籍番号 086739
氏 名 江田 和司 (Eda, Kazushi)
指導教員 佐久間 哲哉 准教授

1. 序

1.1 研究背景 音響に特別な配慮が必要な空間は音楽ホールのような大規模なものだけでなく、スタジオのような小規模なものも存在する。小空間音場では固有モードの影響が大きく、低周波数域の制御が室内音響設計時の大きな課題となる。固有モードへの影響要因として室形状、吸音面配置、壁面形状等が挙げられる。室形状の影響は特に大きく、室寸法比の最適化に関する検討は多数存在する[1]。しかし乍ら室形状の変更は建築時の負担となる為、室仕様の比較的軽微な配慮で音場を改善することが望まれる。それには、吸音面配置、壁面形状、家具配置といった室仕様が小空間音場に及ぼす影響に関する仔細な知見が必要である。

1.2 研究目的 小空間の室内音響設計スキームの確立を目指し、室仕様が音場に及ぼす影響に関する知見を、音場の拡散性に着目しながら先進的技術である波動数値解析を用いて定量的に得ることを目的とする。尚、本研究における検討対象の容積は 100 m^3 程度までとする。

2. 壁面拡散・吸音面偏在が音場に及ぼす影響

小空間における音響拡散の現象把握のため、拡散性が低いとされる吸音面偏在室を対象に、拡散体の有無・サイズの影響に関する検討を行う。

2.1 検討方法 直方体室と点音源からなる解析モデルを Fig. 1 に示す。境界条件は、全面剛 (rigid: 垂直入射吸音率 $\alpha = 0.01$ 相当の実音響インピーダン

ス)、天井のみ吸音 (absorp: $\alpha = 0.5$ 相当) の2つを設けた。拡散体は、Fig. 2 に示す矩形拡散体 (small: 高さ 0.1 m , 周期 0.2 m)、及びその周期が2倍 (middle)、4倍 (large) の拡散体を設けた。拡散体を音波が鉛直方向に拡散する向きに設置することとし、拡散体なし (noDiff)、長手方向壁面2面に設置したもの (2wallDiff)、全壁面に設置したものの (4wallDiff) の3条件を設けた (middle, large は 4wallDiff のみ)。周波数応答のための受音点 R と空間分布のための受音面3面 (XY, XZ, YZ) を設定した。計算には、定常応答解析には高速多重極BEMを、過渡応答解析には有限体積法を用いた。

2.2 結果と考察

拡散体周期と解析周波数の関係 受音点 R における周波数応答を Fig. 3 に示す。一般に拡散体の周期に対し音波の波長が同程度かそれ以下となる場合に散乱されると言われるが、本計算例では拡散体周期に対応する周波数 (small: 1719 , middle: 859 , large: 429 Hz) より低域においても拡散体の有無による影響がみられる。また、その差は応答のずれだけでなくピーク・ディップの有無としても現れている。特に天井吸音時に大きな拡散体を設置する場合にディップが緩和される。

音場の拡散性評価 室内音場の音響エネルギーの偏在の程度を評価する指標として分散値を音源の強さで基準化した指標 $NV[2]$ を算出した。受音面 XY に対する NV をポテンシャルエネルギーの $1/3$

オクターブバンド値から算出した (Fig. 4). 吸音面が偏在することにより均一性が低下するが、拡散体の影響はあまり見られない。

3. 柱・梁・家具が音場に及ぼす影響

前章では波長に比べて著しく小さな凹凸でも小空間音場に影響を及ぼすことがわかった。本章では特に家庭の居室を想定し、柱・梁・家具の形状が小空間音場に及ぼす影響について検討する。

3.1 検討方法 直方体室とスピーカーを模擬した音源からなる基本解析モデル (Normal) を Fig. 5 に示す。柱・梁・家具の種類及び配置方法は Fig. 6 に示す。境界条件は、スピーカーの全面に $\alpha = 0.01$ 相当、振動面に振動速度を与えた。その他は $\alpha = 0.15$ 相当とした。計算には高速多重極 BEM を用いた。評価は、代表受音点 R の周波数応答関数 (FRF) 及びその平坦性 (SD_{FRF} , 式(1)), 音圧レベル分布及びその平坦性 (SD_{space} , 式(2)) で行った。

$$SD_{FRF} = \sqrt{\frac{1}{N_b} \sum_j \left(L_{ij} - \bar{L}_j \right)^2}, \quad \bar{L}_j = \frac{1}{N_r} \sum_i L_{ij} \quad (1)$$

$$SD_{space} = \sqrt{\frac{1}{N_r} \sum_i \left(L_{ij} - \bar{L}_i \right)^2}, \quad \bar{L}_i = \frac{1}{N_b} \sum_j L_{ij} \quad (2)$$

但し, L_{ij} : 受音点 i における j 番目のバンドレベル値, N_b : バンド数, N_r : 観測点数。評価は全て 2 Hz 毎に求めた応答から算出した 1/12 オクターブバンド値を基にした。

3.1 結果と考察 受音点 R における FRF 及びリスニングエリアにおける SD_{space} を Fig. 7 に示す。**柱の影響** 前壁配置 (c_f) の場合には高い周波数域に影響を及ぼし、200 Hz 帯域以上で拡散性が向上している。一方の後壁配置 (c_b) では影響が小さいため、音源に近い位置の影響が大きいと考えられる。**梁の影響** 配置位置によらず FRF はピーク・ディップの位置は変化するが影響は小さい。 SD_{space} への影響は柱と同程度だが、影響の良否は言えない。**家具の影響** 箱型家具 (volume) は位置によらず広帯域に影響がある。家具の厚さの違いによる影響は傾向が類似するが、程度は厚い程大きい。

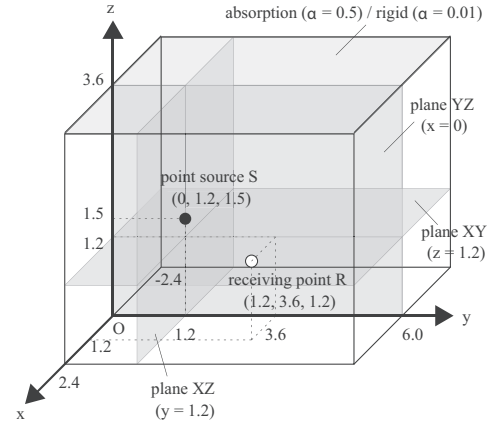


Fig. 1: A rectangular room with a point source.

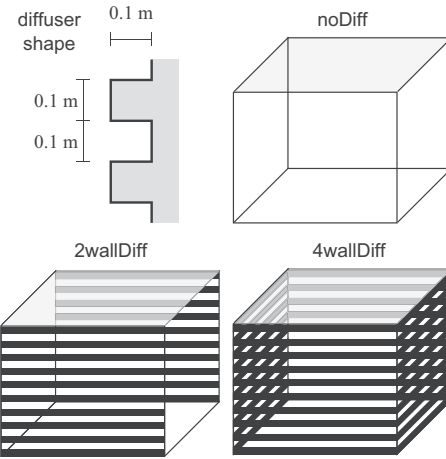


Fig. 2: Diffuser shape and configuration of diffusers.

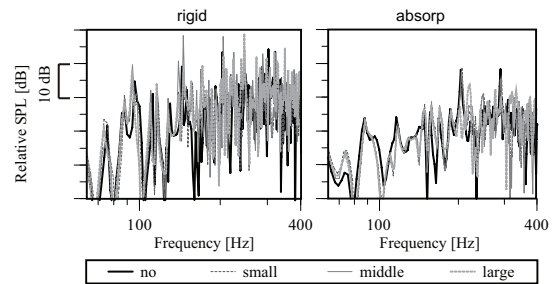


Fig. 3: Comparison of FRF at R on size of diffusers.

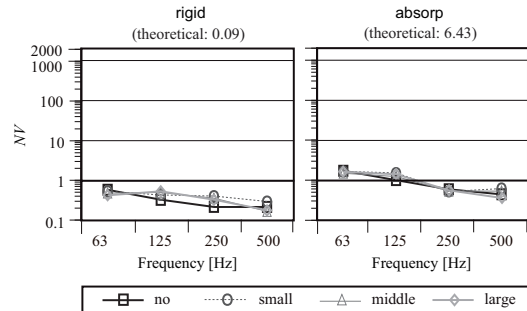


Fig. 4: NV for the receiving plane XY.

配置位置の影響は、隅部と全幅で類似した傾向を示し、中央配置とは異なる。Normal からの SD_{space} 変化量を全帯域で平均すると、v20_bc で-0.44, v20_bs で-0.27, v20_w で-0.60dB と隅部より中央で改善した。また、棚型家具は図を省略するが影響は微小だった。尚、FRF の平坦さの程度 SD_{FRF} については、代表受音点 R とその近傍の 8 点で算出した。Normal からの変化量を評価したが、既述の検討結果と概ね同様の傾向を示した。

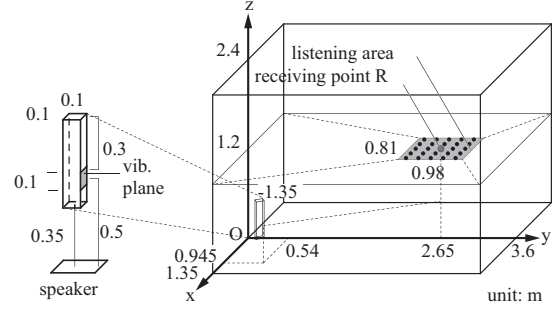


Fig. 5: A rectangular room with a source.

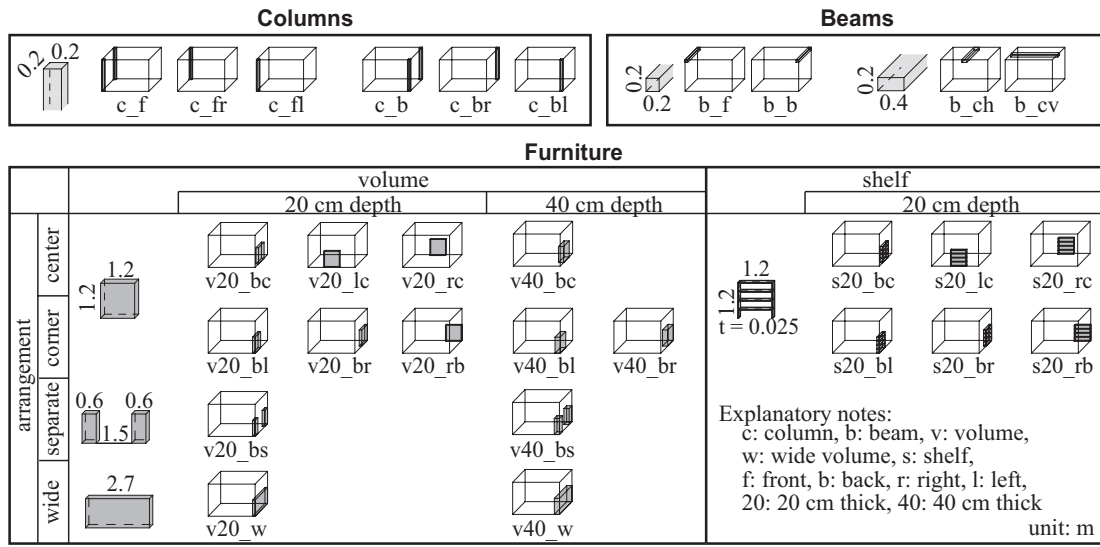


Fig. 6: The analysis cases.

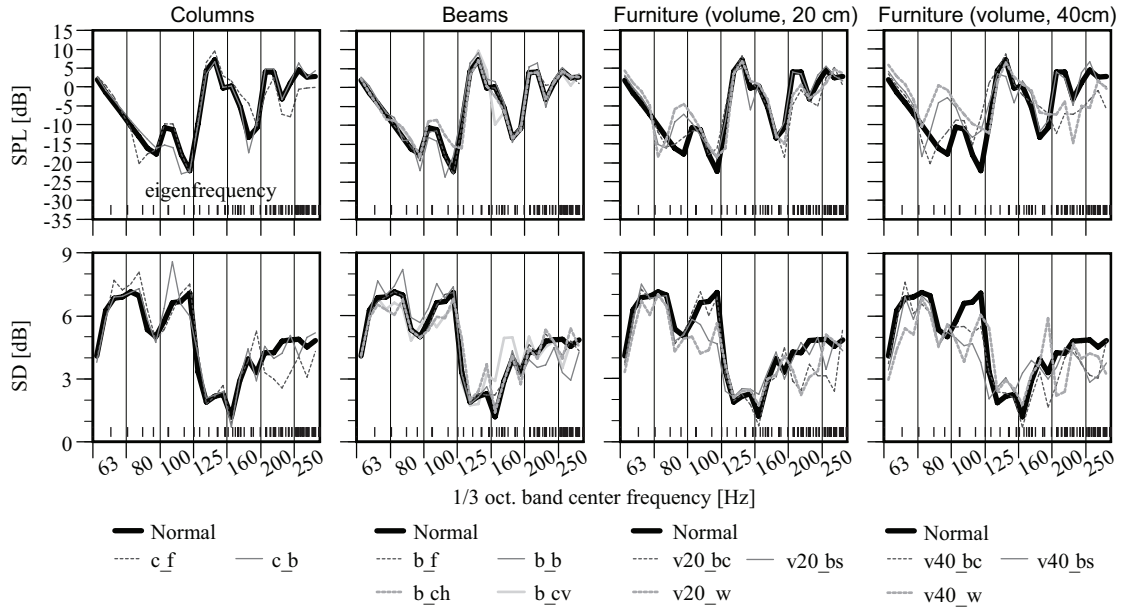


Fig. 7: FRFs at R, and SD_{space} in the listening area.

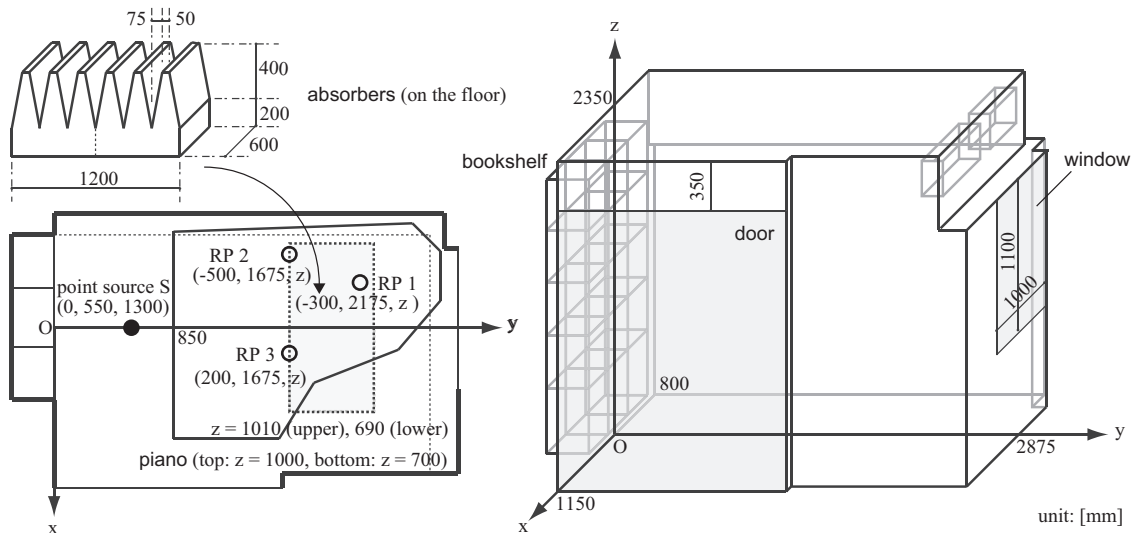


Fig. 8: An analysis model with a piano and absorbers.

4. 実音場における検討

前章までの応用として実音場を対象とした検討を行う。ピアノ練習室を対象としてインパルス応答測定を行う。次に波動数値解析により室仕様が音場に及ぼしている影響について検討を行う。

4.1 検討方法 ピアノと楽譜棚を有する基本室形状 (no) を Fig. 8 に示す。測定は相反則により音源は演奏者頭部位置、受音点はピアノの上下面近傍に3点ずつ設置した。吸音材を配置した場合 (abs) の測定も行った。波動数値解析による検討は高速多重極BEMを用いて、no, absの他に、柱・梁を除いた場合 (cb)、ピアノを除いた場合 (piano)、楽譜棚を除いた場合 (shelf)、全て除いた場合 (all)、吸音材を床4隅に分割して配置した場合 (abs_corner) を計算した。

4.2 結果と考察 周波数応答 (RP1) を Fig. 9 に示す。実測と計算の結果 (上段) は概ね一致している。室仕様を変更した場合の結果 (下段) を見ると、それぞれの仕様が音場に影響を及ぼしていることがわかる。吸音材の位置による影響はあまり見られない。

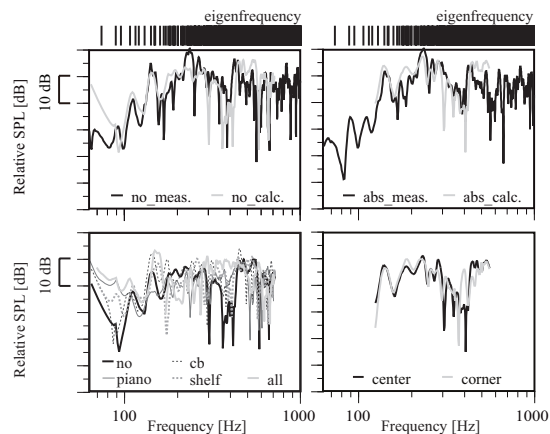


Fig. 9: Frequency responses.

5. 総括

本研究では、小空間の室内音響設計スキームの確立を目指し、室仕様が音場に及ぼす影響に関する知見を得ることを目的として波動音響数値解析を用いて検討した。波長に対して著しく小さな凹凸であっても小空間音場に影響を及ぼすことを示した。さらに、その配置位置によっても影響を及ぼす程度や周波数帯域が異なることがわかった。本研究で得られた物理量と聴感印象評価との関係を解明することは今後の課題である。

参考文献

- [1] 鮫島他, 日本建築学会計画系論文集, **511**, 9-14 (1998).
- [2] T. Yokota, *et al.*, *J. Acoust. Soc. Jpn. (E)*, **21(5)**, 283-285 (2000).

発表論文一覧

- [1] 土屋裕造, 李孝振, 江田和司, 佐久間哲哉, “壁面の音響拡散が室内に与える音響効果 —縮尺模型実験による検討—,” 日本音響学会研究発表会講演論文集 (春季), pp. 1093–1094, 2009.3.
- [2] 安田洋介, 江田和司, 佐久間哲哉, “小空間における壁面拡散が音場に及ぼす影響 —吸音面偏在室の定常応答解析による検討—,” 日本建築学会大会学術講演梗概集 (環境工学1), pp. 311–312, 2009.
- [3] 江田和司, 安田洋介, 大嶋拓也, 佐久間哲哉, “小空間における壁面拡散が音場に及ぼす影響 —吸音面偏在室の定常応答解析による検討—,” 日本建築学会大会学術講演梗概集 (環境工学1), pp. 313–314, 2009.
- [4] 安田洋介, 江田和司, 佐久間哲哉, 大嶋拓也, “吸音体を含む室内の高速多重極 BEM による領域分割解析,” 日本音響学会研究発表会講演論文集 (春季), 2010.3.
- [5] 江田和司, 安田洋介, 佐久間哲哉, 木村亮祐, “家具・柱・梁が小空間音場に及ぼす影響 —波動音響解析による検討—,” 日本音響学会研究発表会講演論文集 (春季), 2010.3.
- [6] 江田和司, 安田洋介, 佐久間哲哉, “家具・柱・梁が小空間音場に及ぼす影響 —波動音響解析による検討—,” 日本音響学会建築音響研究会資料, 2010.3.
- [7] Y. Yasuda, K. Eda, T. Sakuma and T. Oshima, “A fast multipole BE analysis of a small room with sound absorbers using domain decomposition approach,” Proceedings of Inter-Noise, Lisbon, 2010.6.

壁面の音響拡散が室内に与える音響効果 —縮尺模型実験による検討—*

○土屋裕造（東大・新領域／戸田建設技研），
李孝振，江田和司，佐久間哲哉（東大・新領域）

1 はじめに

筆者等は、壁面の音響拡散について研究を行っている。音響拡散の一物理指標である乱反射率の数値解析・測定が整備され[1,2]、音響拡散の一特性を定量的に把握することが可能となった。しかしながら乱反射率には音の入射に対する反射の方向情報が含まれず、角柱の1次元周期構造（以下、リブ構造と記す）においては音響拡散に方向性が発生し、リブ列の方向によっては室内音響特性に変化が生じるものと考えられる。

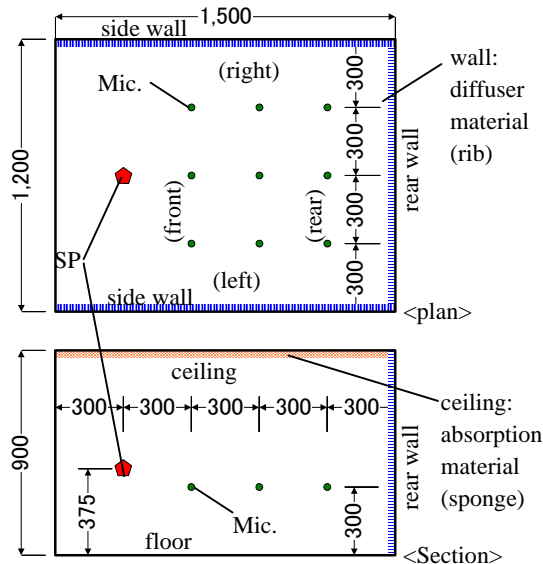


Fig. 1 Diagrammatical view of the model reverberation room

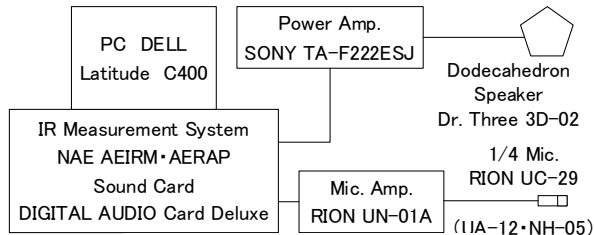


Fig. 2 Measurement block diagram

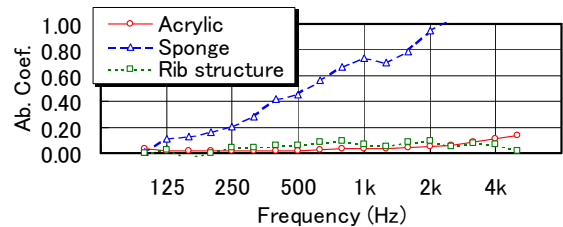
Table 1 Material of parts

Part	Material
The model reverberation room wall surface	Acrylic 10mm
Absorption material	Sponge 10mm
Rib structure	TAMO laminated lumber, surface urethane clear painting finish

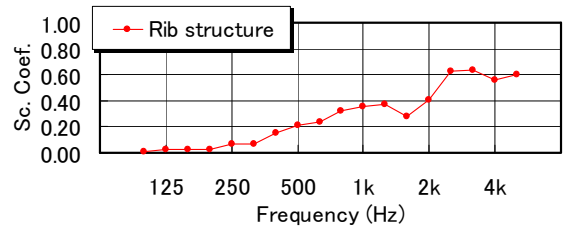
そこで本報では、リブ構造の乱反射率特性の観点から、直方体小空間を設定した室内音響模型実験によってリブ構造の配置や設置方向における室内音響特性の差異を検証した。

2 測定概要

模型実験は東大新領域実験室にある模型残響室を用い、壁面・天井にリブ構造・吸音材を設置してインパルス応答を測定した。本実験は1/4縮尺で行い、各物理指標をインパルス応答から実物換算で求めた。模型残



a) Absorption coefficients



b) Scattering coefficients of the rib structure

Fig. 3 Absorption and scattering coefficients of materials

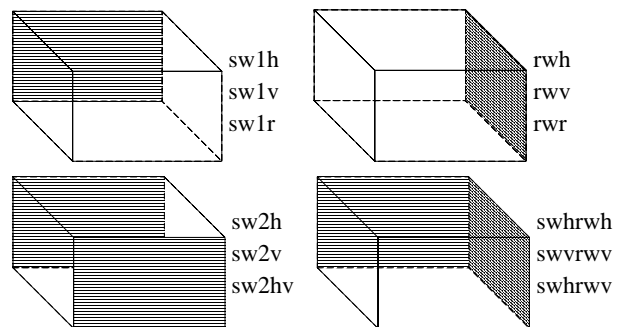


Fig. 4 Diagrammatical views of the rib placement

Explanatory notes,

Absorption: (no note); nothing, Ca; sponge on the ceiling

sw: side wall, rw: rear wall,

Rib direction (For the floor): h; horizontal,

v; vertical, r; random (300 x 300 alternation)

* The room acoustics effects produced by scattering properties of wall surfaces – the examination by the scale model, by TSUCHIYA, Yuzo, (The Univ. of Tokyo / Toda Corp.) LEE, Hyojin, EDA Kazushi, and SAKUMA, Tetsuya (The Univ. of Tokyo).

響室概略図と音源・受音点位置を Fig. 1、測定器ブロックダイアグラムを Fig. 2、部位材質を Table 1、材料の吸音率・乱反射率を Fig. 3、配置条件概略図を Fig. 4 に示す。

3 測定結果

3.1 残響時間

天井吸音の有無における側壁 1 面にリブ構造を設置した場合の残響時間の比較を、Eyring-Knudsen の残響式による結果と併せて Fig. 5 に示す。天井吸音がない場合は、模型実験が Eyring-Knudsen の計算式による結果とよく対応しており、拡散音場に近い音場であることが窺える。吸音材がある場合では、特に 1~2k Hz で乖離がみられる。リブ構造の 1.6k Hz に落ち込みがある乱反射率周波数特性と対応関係があるものと考えられる。リブ列の方向に着目すると、床面に対し平行（横方向、以下、リブ h）が床面に対し垂直（縦方向、以下、リブ v）より残響時間が短い。これは音の散乱割合がリブ列方向に対して垂直な方向に大きく、リブ h ではリブ v より天井の吸音材に対する音エネルギーの到来確率が高くなるためと考えられる。1.6k Hz で残響時間の差が小さくなるのは、リブ構造の乱反射率周波数特性の落ち込みと対応しておりリブ列方向による散乱の差が小さいためと考えられる。リブ列方向を 300 角（模型大）を縦横交互配置（以下、リブ r）とした場合、リブ h より残響時間が短くなった。これは、交互配置によりリブのエッジ部分が露出され散乱が大きくなったことに起因しているものと考えられる。

天井が吸音で壁 2 面のリブ構造設置の違いにおける残響時間の比較を Fig. 6 に示す。リブ列の方向に関しては Fig. 5 と同様の結果である。側壁 2 面リブ構造とする方が側壁 1 面+後壁より全体に残響時間が長く、前後壁による往復反射の影響を受けているものと考えられる。2 面を片面ずつリブ h とリブ v にした場合の残響時間は 2 面共リブ h と 2 面共リブ v の中間にくる。このことにより、今回の規模形状における残響時間は、初期反射で散乱した音の方向による吸音面到達の多少に影響されているものと推察される。

3.2 C_{80}

天井が吸音で壁 2 面のリブ構造配置の違いにおける 2k Hz の C_{80} の分析結果を Fig. 7 に示す。概ね Fig. 6 の残響時間の変化と対応し、2 面リブ h、片面ずつリブ h、v、2 面リブ v の順で大きい。一方、両面共リブ h と片面ずつリブ h、v とでは C_{80} に明確な差が表れていない。これも前後壁による音の往復反射に起因するものと考えられるが、音響拡散と残響時間以外の物理特性について今後の更なる検証が必要である。

4 まとめ

直方体小空間におけるリブ構造の設置位置・リブ列方向における拡散特性の室内音響特性に対する影響を検証した。その結果、吸音面がある場合では残響時間が壁面拡散の乱反射率特性に対応した特性となること、リブ列方向に対して垂直方向の散乱効果が大きく、吸音面に対し平行なリブ列が残響時間低減に効果があることが示唆された。

参考文献

- [1] 佐久間, 1.3 壁面形状の拡散性解析, 音響技術 No.137, pp.14-19, 2007.9
- [2] 土屋他, 模型残響室を用いたランダム入射乱反射率の測定, 音講論(春), pp.1137-1138, 2008.3

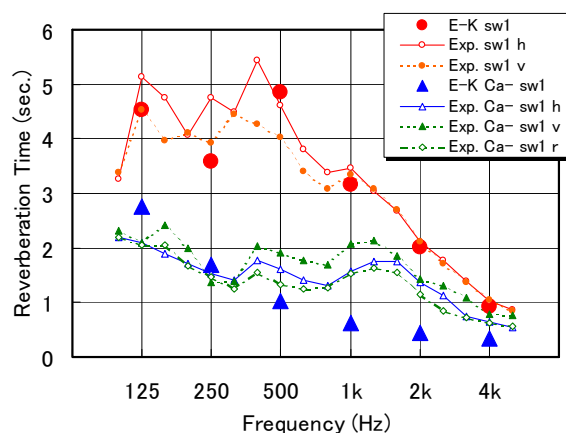


Fig. 5 Comparison of the reverberation time (rib structure on the 1 side wall, Real dimensions conversion)

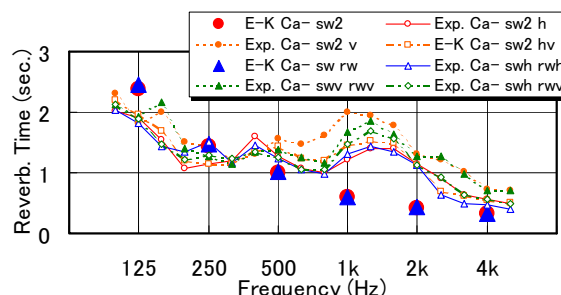


Fig. 6 Comparison of the reverberation time (Sponge on the ceiling and rib structure on the 2 walls, Real dimensions conversion)

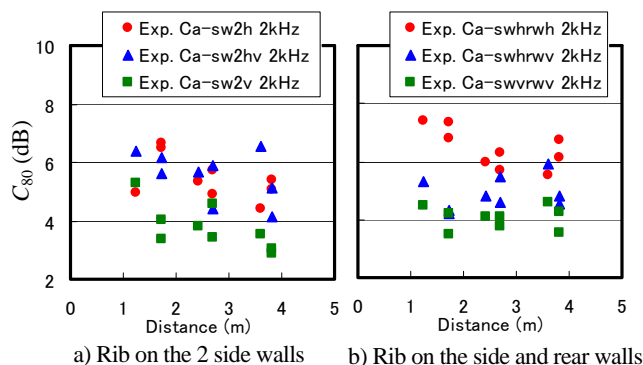


Fig. 7 C_{80} (2k Hz) Sponge on the ceiling and rib structure on the 2 walls)

小空間における壁面拡散が音場に及ぼす影響 —吸音面偏在室の定常応答解析による検討—

正会員 ○安田 洋介*¹
同 江田 和司*²
同 佐久間哲哉*³

室内音響 音響拡散 拡散体
吸音 定常音場

はじめに

拡散体が室内音場に及ぼす影響については、理論的・実験的なものから数値解析によるものまで様々な研究が報告されている[1-3]。本報では小直方体室を想定し、吸音面及び拡散体の有無・偏在が定常音場に及ぼす影響について波動数値解析を通して考察する。特に、拡散体サイズに比べて低い周波数域における拡散体の影響について検討する。

検討方法

直方体室と点音源からなる解析モデルを Fig. 1 に示す。境界条件としては、全面剛 (rigid : 垂直入射吸音率 $\alpha = 0.01$ 相当の実音響インピーダンス), 天井のみ吸音 (absorp : $\alpha = 0.5$ 相当) の 2 つを設けた。拡散体に関しては、Fig. 2 に示す矩形拡散体 (高さ 0.1 m, 周期 0.2 m) を音波が鉛直方向に拡散する向きに設置することとし、拡散体なし (noDiff), 長手方向壁面 2 面に設置したもの (2wallDiff), 全壁面に設置したもの (4wallDiff) の 3 条件を設けた。周波数応答のための受音点 R と空間分布のための受音面 3 面 (XY, YZ, XZ) を設定した。計算には高速多重極 BEM を用いた。境界要素には四角形一定要素を用い、1 辺の長さを波長の 1/6 以下とした。計算は場の対称性を考慮して行い[4], 要素数, 必要メモリは最大 (4wallDiff, 1kHz の場合) でそれぞれ 42,240 (半空間), 2.6 GB であった。

結果と考察

拡散体周期と解析周波数の関係 受音点 R における周波数応答を Fig. 3 に示す。一般に拡散体の周期に対し音波の波長が同程度かそれ以下となる場合に散乱されると言われるが、本計算例では、拡散体周期に対応する周波数 1719 Hz の 1/10 以下の低周波数域においても拡散体の有無による差が見られる。また、その差は応答形のずれだけでなくピーク・ディップの有無としても現れている。条件 rigid の場合の受音面における相対音圧レベル分布を Fig. 4 に示す。解析周波数 63 Hz においても既に分布性状に差が見られるが、外形は概ね類似している。一方 125 Hz では明らかに異なるモードが励起されていることがわかる。当拡散体の乱反射率は 250 Hz 以下では 0.1 以下で

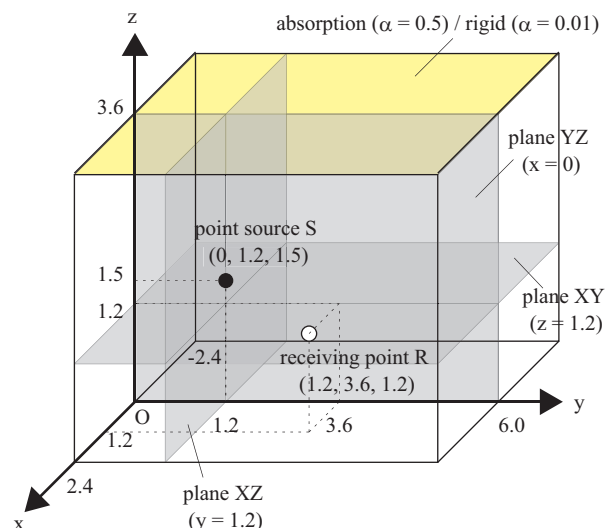


Fig. 1: A Rectangular room with a point source.

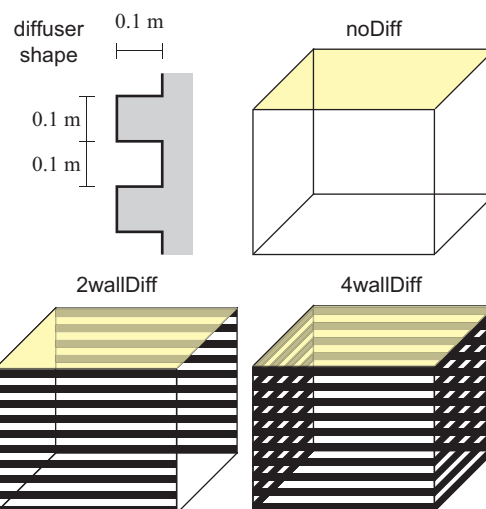


Fig. 2: Diffuser shape and configuration of diffusers.

あり非常に小さいが[5], 各固有モードの影響が大きい小空間・低周波数域では音場に及ぼす影響が大きくなるものと考えられる。

音場の拡散性評価 室内音場における音響エネルギーの偏在の程度を評価する指標として NV_f が提案されている[3]。この指標は過渡応答のためのものであるが、ここでは定常音場への適用を試み、解析周波数 f に対する NV_f を NV_f 同様下記のように定義した。

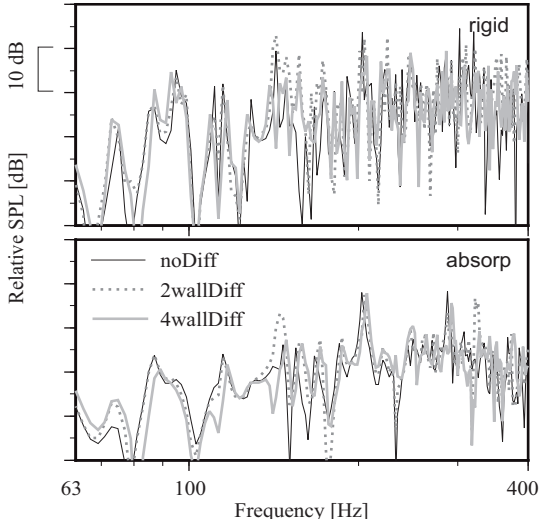


Fig. 3: Frequency responses at the receiver point R.

$$NV_f = \frac{\sigma_f^2}{\bar{e}_f^2} \quad (1)$$

$$\bar{e}_f = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N e_f(\mathbf{r}_i) \quad (2)$$

$$\sigma_f^2 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \{e_f(\mathbf{r}_i) - \bar{e}_f\}^2 = \overline{e_f^2} - \bar{e}_f^2 \quad (3)$$

ここで、 $e_f(\mathbf{r}_i)$: 受音点 \mathbf{r}_i におけるエネルギー、 \bar{e}_f : 評価受音点での e_f 平均値、 N : 受音点数である。また、エネルギー e_f としてポテンシャルエネルギー、運動エネルギー、全エネルギーを考えた。受音面 XZ に対する NV_f を Fig. 5 に示す。エネルギーの種類によらず、低域から高域に推移するに従い値が低下し理論値に近づく傾向である。吸音面の有無による差は高域で見られ、天井吸音 (absorp) の方が値が大きくより非拡散である。一方拡散体の有無による差は全面剛の場合に高域で見られるが、天井吸音の場合にはほとんど見られない。定常音場におけるエネルギー偏在に関しては、拡散体周期に対し低い周波数域では拡散体の影響が小さいことが示唆される。

まとめ

拡散体の周期に対し著しく低い周波数域においても、拡散体により励起される固有モードが変化し、音圧分布、周波数応答に影響することがわかった。定常音場におけるエネルギー偏在に関しては、拡散体周期に比べ低い周波数域では拡散体の影響が小さいことが示唆された。

謝辞 本研究は科研費 (No. 19206062, 21360275) の助成を受けたものである。

参考文献

- [1] 羽入, 建音研資, AA-2009-26 (2009. 3).
- [2] 尾本他, 音講論集 (春), 1083-1086 (2009. 3).

*1 東京大学大学院新領域創成科学研究科社会文化環境学専攻 特任研究員・博士 (環境学)
 *2 東京大学大学院新領域創成科学研究科社会文化環境学専攻 修士課程
 *3 東京大学大学院新領域創成科学研究科社会文化環境学専攻 准教授・博士 (工学)

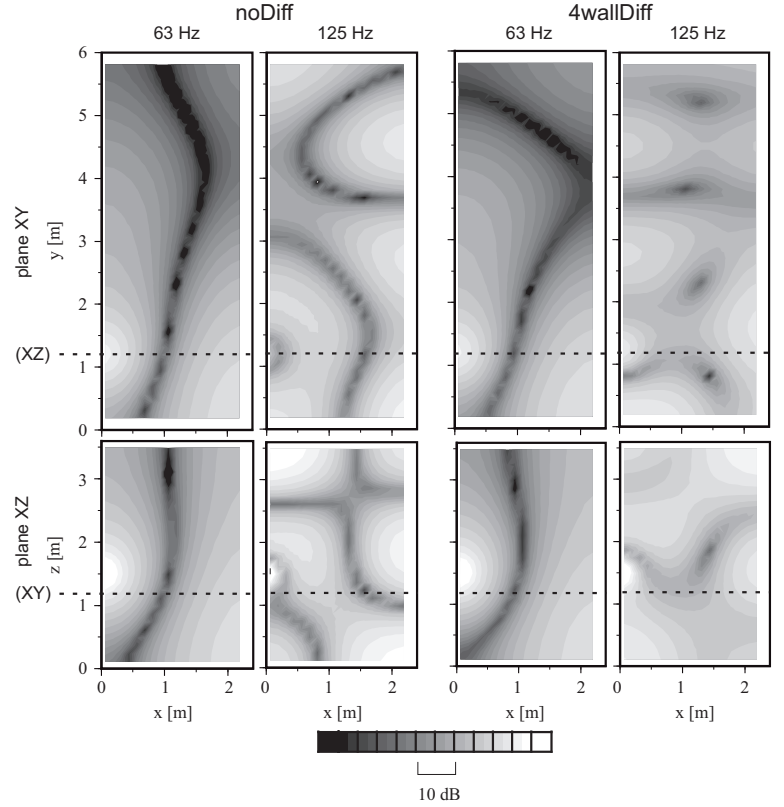


Fig. 4: Relative SPL distributions on receiving planes XY and XZ.

- [3] T. Yokota, *et al.*, *J. Acoust. Soc. Jpn. (E)*, **21**(5), 283-285 (2000).
- [4] Y. Yasuda *et al.*, *J. Comp. Acoust.*, **13**(1), 71-85 (2005).
- [5] 土屋他, 音講論集 (春), 1179-1180 (2008).

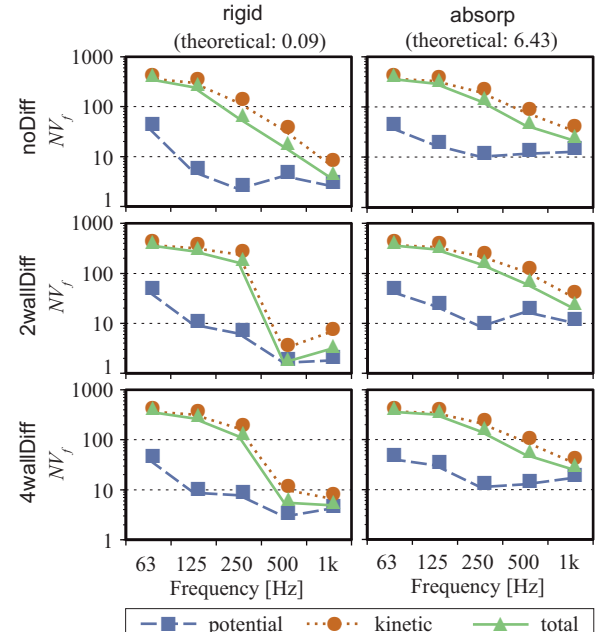


Fig. 5: NV_f for the receiving plane XZ. Theoretical values are calculated, assumed diffuse fields with the room constant R .

*1 Project Researcher, Dept. of Socio-Cultural Environ. Studies, Grad. Sch. of Frontier Sciences, Univ. of Tokyo, Ph. D.
 *2 Master Course, Dept. of Socio-Cultural Environ. Studies, Grad. Sch. of Frontier Sciences, Univ. of Tokyo, B. Arch.
 *3 Assoc. Prof., Dept. of Socio-Cultural Environ. Studies, Grad. Sch. of Frontier Sciences, Univ. of Tokyo, Dr. Eng.

小空間における壁面拡散が音場に及ぼす影響 —吸音面偏在室の過渡応答解析による検討—

正会員 ○江田 和司^{*1}
同 安田 洋介^{*2}
同 大嶋 拓也^{*3}
同 佐久間哲哉^{*4}

室内音響 音響拡散 拡散体
吸音 過渡音場

はじめに

拡散体が室内の拡散性に及ぼす影響については多くの研究があるが、室の拡散性には拡散体だけでなく吸音面の配置も大きく影響する。本報では小直方体室を対象として、吸音面及び拡散体の有無・偏在が過渡音場に及ぼす影響について、有限体積法による波動音響解析を通して基礎的検討を行う。

検討方法

解析モデルは前報[1]と同様の直方体室である。境界条件は全面剛 (rigid)・天井面のみ吸音 (absorp) の 2 条件とした。拡散体として矩形のもの (高さ 0.1 m, 周期 0.2 m) を音波が鉛直方向に拡散する向きに設置することとし、拡散体なし (noDiff), 長手方向側壁 2 面に設置 (2wallDiff), 側壁 4 面に設置 (4wallDiff) の 3 条件を設けた。音源・受音点・受音面等の詳細は前報[1]を参照されたい。計算にはオープンソースの汎用有限体積法ライブラリである OpenFOAM を用いた[2]。空間離散化幅を 0.025 m とした直交構造格子で形状を作成した。コントロールボリュームの数は約 650 万である。時間離散化幅は CFL 条件を満たす 0.04 ms ($CFL=0.95$) とした。音源には 1 kHz の 1/3 オクターブバンド上限周波数以下の成分が含まれるガウス関数を空間分布として与えた。

結果と考察

音圧分布 時刻 $t = 50, 150$ [ms] における受音面 XY, XZ での音圧分布を Fig. 1 に示す。 $t = 50$ [ms] では、天井吸音の有無によらず同様の分布となっている。拡散体の有無による差は受音面 XZ で見て取れる。これはリブ方向と直交する方向に音波が強く拡散反射するためであると考えられる。一方 $t = 150$ [ms] では、全面剛 (rigid) の場合は分布に偏りが見られないのに対し、天井吸音 (absorp) の場合は水平方向の音波が残っているのが見て取れる。

音場の拡散性評価 室内音場における音響エネルギーの偏在の程度を評価する指標として NV_t が提案されている[3]。 NV_t が小さくなるほど音場が均一であることを表す。既往研究[3]では空間全体でのポテンシャルエネルギーの偏りを評価しているが、本報では上述の受音面 3 面それぞれに対し NV_t を算出することで、吸音面の配置と拡散の偏りの関係を調べた。また、得られた応答に 1/3 オクターブバンドフィルタリング処理を行い、バンドごとの NV_t を算出し周波数帯域による影響

の違いを見た。全帯域 (1 kHz の 1/3 オクターブバンド上限周波数以下)、及び 250 Hz, 1kHz の 1/3 オクターブバンドでの NV_t を受音面 XY, YZ に対して Fig. 2 に示す。尚、図は省略するが受音面 XZ の NV_t は受音面 YZ のそれと類似した挙動を示した。

NV_t (全帯域) : 断面に吸音面を含まない受音面 XY では値の収束がはやくその後も安定しているのに対し、断面に吸音面を含む受音面 YZ では時刻が進むにつれ値が増大する傾向が見られる。天井吸音 (absorp) がある場合の拡散体の有無による影響については、どの断面においてもあまり見られない。これらは Fig. 1 と対応する結果と言える。

NV_t (250 Hz) : 受音面 XY では、天井吸音の有無、拡散体の有無による差はあまり見られない。一方受音面 YZ では、天井吸音時におよそ 100 ms 以降で値がやや減少するが、条件による差はあまり見られない。

NV_t (1 kHz) : 受音面 XY では 250 Hz の場合と同様条件による差はあまり見られない。一方受音面 YZ では、天井吸音時にはおよそ 100 ms 以降で値が増大するが、条件による差はあまり見られない。これは 250 Hz の場合とは逆の傾向であり、現象の詳細な把握は今後の課題である。

まとめ

吸音面が偏在する小直方体室において拡散体が音場に及ぼす影響を過渡応答解析により確認した。拡散体設置によって音圧分布が変化すること、また断面に吸音面を含む場合、吸音面が音場の拡散性に大きな影響を及ぼすことを確認した。帯域毎の NV_t を観察することで把握できた現象の詳細な検討は今後の課題である。

謝辞

本研究は科研費 (No. 19206062, 21360275) の助成を受けたものである。

参考文献

- [1] 安田他, AIJ 梗概集 D-1, “小空間における壁面拡散が音場に及ぼす影響—吸音面偏在室の定常応答解析による検討—” (2009).
- [2] 大嶋他, AIJ 梗概集 D-1, 273-274 (2007).
- [3] T. Yokota *et al.*, *J. Acoust. Soc. Jpn. (E)*, **21(5)**, 283-285 (2000).

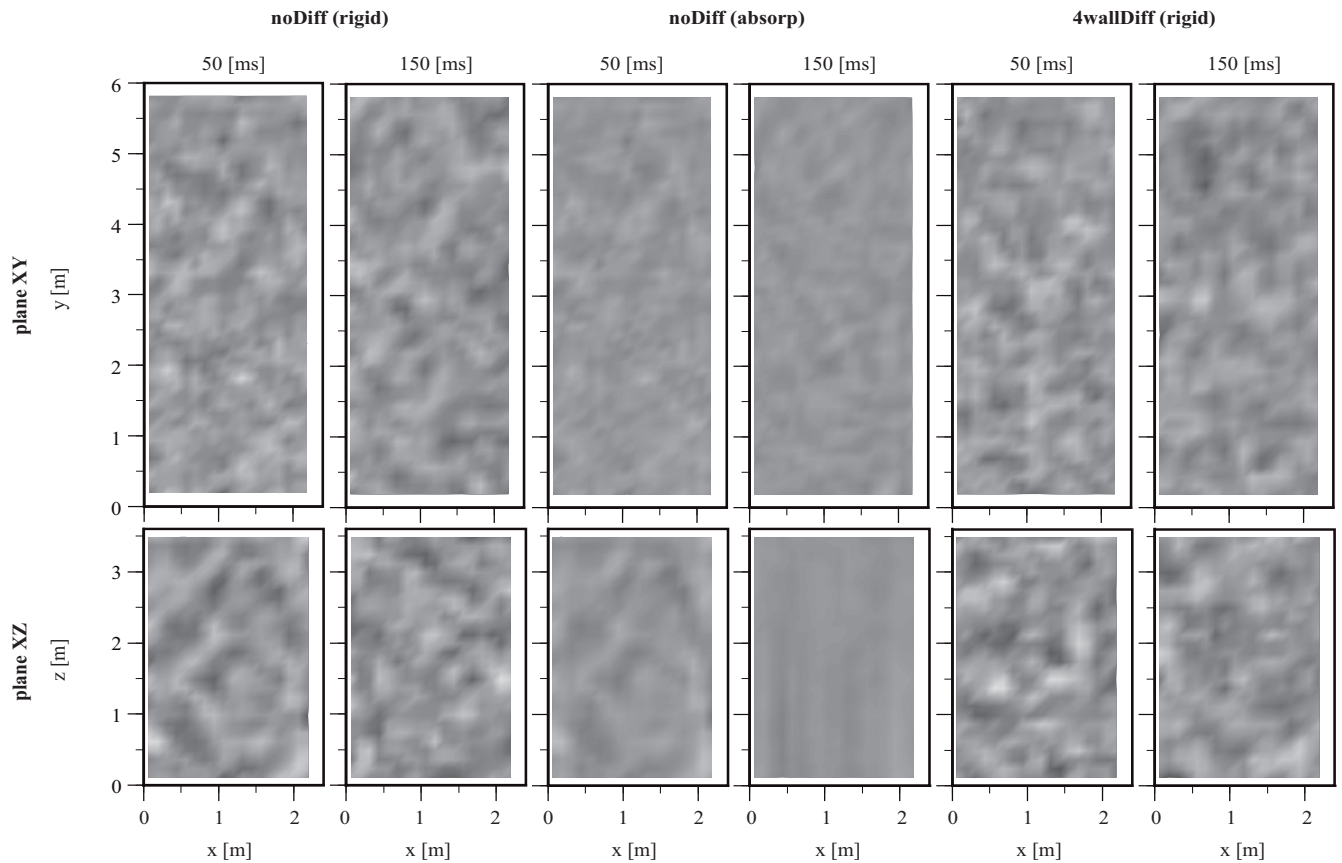


Fig. 1: Sound pressure distributions on receiving planes XY and XZ.

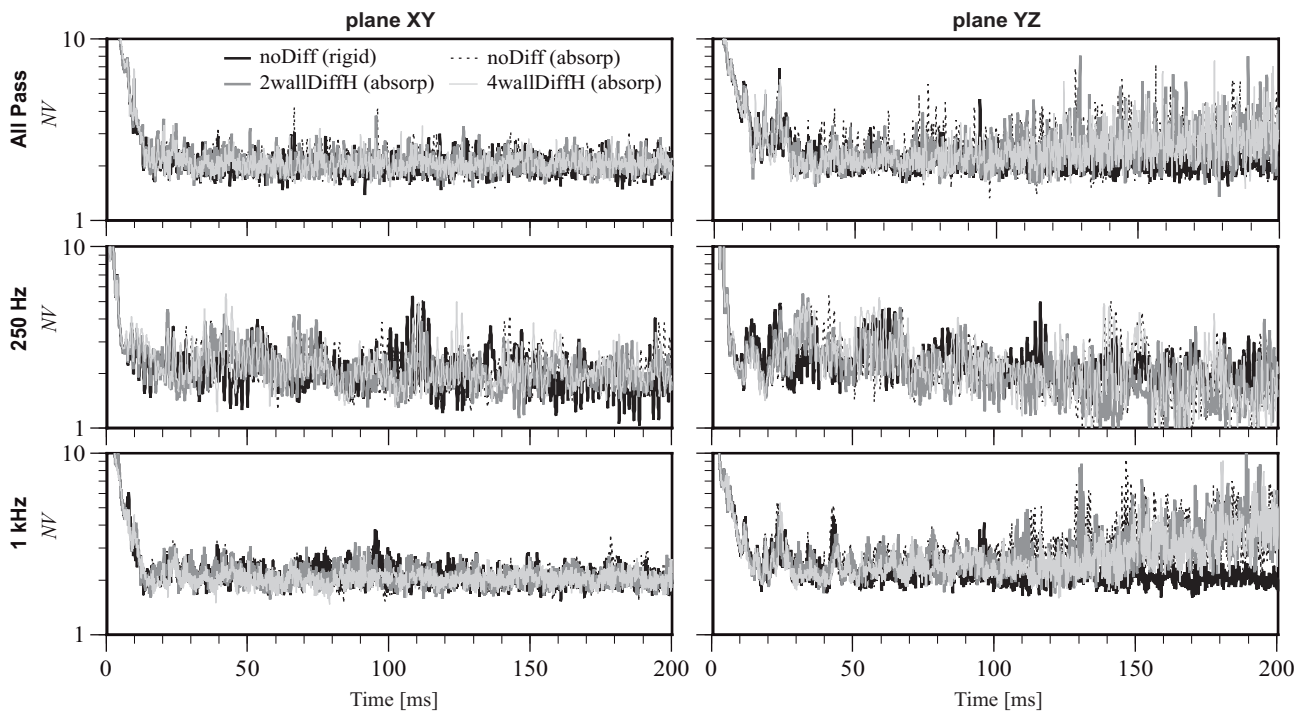


Fig. 2: Comparison of sound field diffusivity.

*1 東京大学大学院新領域創成科学研究科社会文化環境学専攻修士課程

*2 東京大学大学院新領域創成科学研究科社会文化環境学専攻特任研究員・博士（環境学）

*3 新潟大学工学部建設学科 助教・博士（環境学）

*4 東京大学大学院新領域創成科学研究科社会文化環境学専攻准教授・博士（工学）

*1 Master Course, Dept. of Socio-Cultural Environ. Studies, Grad. Sch. of Frontier Sciences, Univ. of Tokyo, B. Arch.

*2 Project Researcher, Dept. of Socio-Cultural Environ. Studies, Grad. Sch. of Frontier Sciences, Univ. of Tokyo, Ph. D.

*3 Assis. Prof., Dept. of Civ. and Arch., Fac., of Eng., Niigata Univ., Ph. D. Env. Stud.

*4 Assoc. Prof., Dept. of Socio-Cultural Environ. Studies, Grad. Sch. of Frontier Sciences, Univ. of Tokyo, Dr. Eng.

吸音体を含む室内の高速多重極BEMによる領域分割解析

○安田洋介, 江田和司, 佐久間哲哉 (東大・新領域), 大嶋拓也 (新潟大・工)

1 はじめに

高速多重極BEM (FMBEM) はBEMの高効率手法として知られており, 音響分野においても研究が進んでいる [1–3]. しかしながら, ほとんどの研究は媒質として空気を想定しており, 多孔質材内部音場のようなエネルギー減衰する音場に関しては研究が見当たらない. 筆者らは既報 [4] において, 多孔質材内部音場における3次元音場基本解の多重極展開に関する検討を通して, 展開に起因する誤差の挙動を把握すると共に, 同音場をFMBEMにより解析するための設定方法を提案し, 単純形状のモデルの解析により妥当性を検証した. 本報では, より複雑かつ現実的な対象として, 多孔質型吸音体を含む小室を想定し, 領域分割法による連成計算の精度及び反復解法の収束性について考察する.

2 吸音体の物性値の推定

2.1 推定方法

本報では, Mikiの式を用いて流れ抵抗から実効密度と実効音速を算出し吸音体の解析に用いることを想定している. 用いる吸音体 (PET不織布製, Fig. 1) の流れ抵抗推定のため, 無響室内に吸音体とスピーカー, PUプローブを配置し, 実測と数値解析を行った. 吸音体の向きを変え, Fig. 1に示す4通りの配置でPUプローブにより音圧と粒子速度を同時測定し, 表面インピーダンスを算出した. 同様の条件 (但し場は自由音場, 音源は点音源) にて, 仮の流れ抵抗を複数設定して自由空間-吸音体内部の連成解析を領域分割法 (従来型BEM) にて行い, 表面インピーダンスを算出した後, 実測結果と比較した.

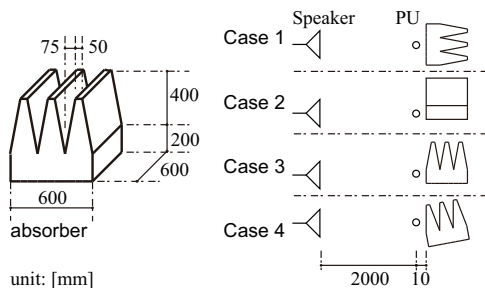


Fig. 1 A sound absorber and four cases of arrangement of the absorber, a speaker, and a PU probe.

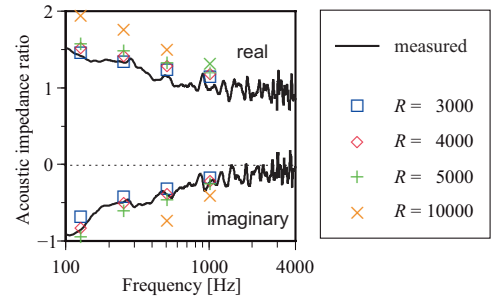


Fig. 2 Measured and calculated surface impedance ratio (Case 1).

2.2 結果と考察

Case 1における表面インピーダンス比の実測値と計算値を Fig. 2に示す. 流れ抵抗 $R = 4,000$ [N s/m^4] の場合に実測値と計算値が最もよく一致している. 他のケースもほぼ同様といえ, 以降の検討では $R = 4,000$ を用いることとした.

3 領域分割法による室内音場解析

3.1 解析方法

実在する室を模擬して, Fig. 3に示すピアノ, 本棚, 吸音体を有する解析モデルを設定した. ピアニストの頭部位置に点音源を配置した. 室の境界条件は, 天井及び壁の一部を吸音性とし, 局所作用を仮定して平均吸音率 $0.12 \sim 0.16$ (125~500 Hz) 程度とした. 室内音場と吸音体内部音場をそれぞれ部分領域とした領域分割法による解析を行い, 両者にFMBEMを適用した場合 (F-F) と, 後者にのみBEMを適用した場合 (F-B) を比較した. 吸音体内音場へのFMBEMの適用にあたっては, 既報 [4] にて提案した複素波数のための設定の有無による影響も調べた. 設定のないものを F-F-no, あるものを単に F-F と表記する. その他領域分割法の設定については既報 [5] を参照. 反復解法には ILUT($10^{-5}, 50$) 付 full GMRes を用いた. 問題の総自由度は $N_a = 24,385$ である.

3.2 結果と考察

3.2.1 計算精度

音源から y 軸方向にのびた受音線上の相対音圧レベル分布を Fig. 4に示す. 参考に $R = 55,000$ としたものも示す (500Hzのみ). $R = 4,000$ では, 周波数によらず解析手法による違いは見られない. 一方

* A fast multipole BE analysis of a small room with sound absorbers using domain decomposition approach. by YASUDA, Yosuke, EDA, Kazushi, SAKUMA, Tetsuya (Univ. of Tokyo), and OSHIMA, Takuya (Niigata Univ.)

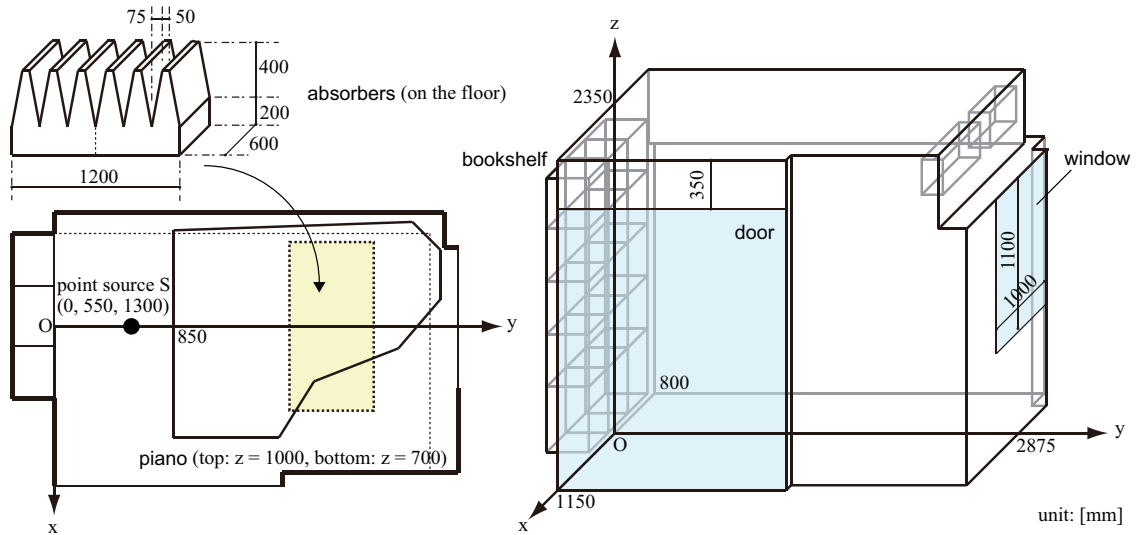


Fig. 3 An analysis model with a piano and absorbers.

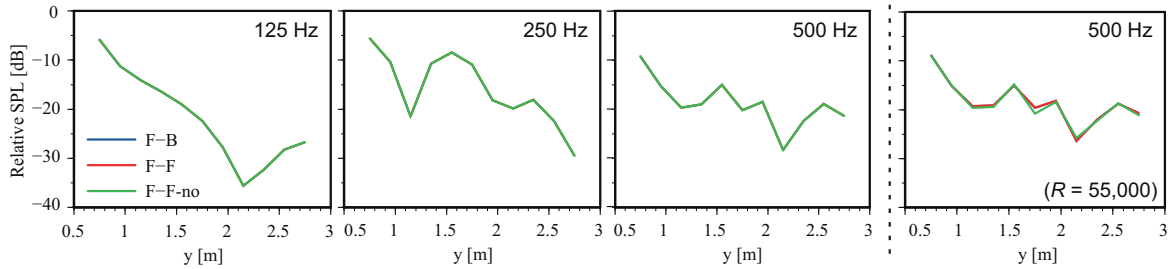


Fig. 4 Relative SPL distributions on the receiving line $(x, z) = (0, 1300)$.

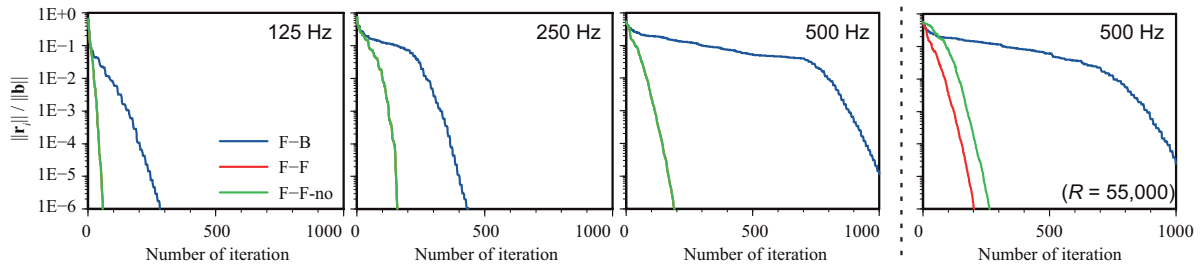


Fig. 5 Residual histories of iterative solutions.

$R = 55,000$ の場合、F-F-no の結果が他と僅かに異なっている。このことから、大きな流れ抵抗の場合、通常の FMBEM では精度が劣化する可能性がある。

3.2.2 反復解法の収束性

反復残差の履歴を解析周波数ごとに Fig. 5 に示す。参考に $R = 55,000$ としたのもも示す (500Hz のみ)。 $R = 4,000$ では、周波数によらず、反復の途中までは F-B, F-F, F-F-no とほぼ同じ残差履歴であるが、最終的には F-B の収束が著しく遅くなっている。FMBEM を用いることにより持ち込まれる行列ベクトル積内の僅かな誤差が、かえって収束を改善していると考えられる。F-F と F-F-no の履歴に違いは見られない。一方 $R = 55,000$ の場合、F-F-no の収束は初期段階から他と異なり、最終的に F-F と比べ明らかに遅くなっている。複素波数を持つ基本解の多重極展開に伴う誤差の影響とみられる。

4 まとめ

実問題を通して FMBEM による領域分割解析の有効性を確認した。今後は実測との対応を確認した後、吸音体の配置の影響等について検討する予定である。

謝辞 本研究は科学研究費補助金 (No. 19206062, 20700007) の助成を受けたものである。

参考文献

- [1] T. Sakuma and Y. Yasuda, *Acta Acustica united with Acustica*, **88**, 513-525, 2002.
- [2] S. Schneider, *J. Comp. Acoust.*, **11**, 387-401, 2003.
- [3] 安田他, 音講論 (秋), 1043-1046, 2009. 9.
- [4] 安田他, 音講論 (春), 1085-1088, 2008. 3.
- [5] Y. Yasuda, *et al.*, *Inter-Noise 2006*, No. 624.

* Numerical analysis on the acoustical effect of columns, beams and furniture on the small enclosure, by EDA Kazushi, YASUDA Yosuke, SAKUMA Tetsuya and KIMURA Ryosuke (Univ. of Tokyo).

配置位置の影響は、隅部と全幅で類似した傾向を示し、中央配置とは異なる挙動であることがわかる。また、リスニングエリアを含む分布図を Fig. 4 に示すが、同様の現象が認められる。Normal からの SD_{space} 変化量を全帯域で平均すると v20_bc で -0.44, v20_bs で -0.27, W20 で -0.60 dB と隅部よりも中央で大きく改善した。また、棚型家具は図を省略するが影響は小さかった。

尚、FRF の平坦さの程度 SD_{FRF} については、代表受音点 R とその近傍の 8 点で算出した。Normal からの SD_{FRF} の変化量を Fig. 5 に示す。結果は以上の検討結果と概ね同様の傾向を示している。

4 まとめ

柱・梁・家具が小空間音場に及ぼす影響を検討した。波長に対して著しく小さな形状でも配置箇所によっては音場に大きな影響を及ぼすことがわかった。

謝辞

本研究は科研費 (No. 19206062, 21360275) の助成を受けたものである。

参考文献

- [1] 江田他, 建築学会大会梗概 D-1, 317-318 (2009).

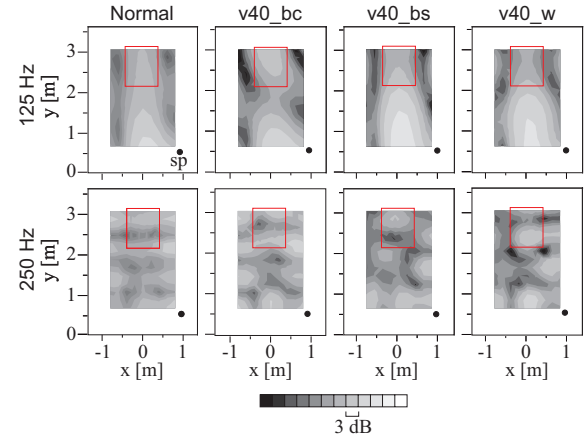


Fig. 4: Relative SPL distributions on a plane ($z = 1.2$).

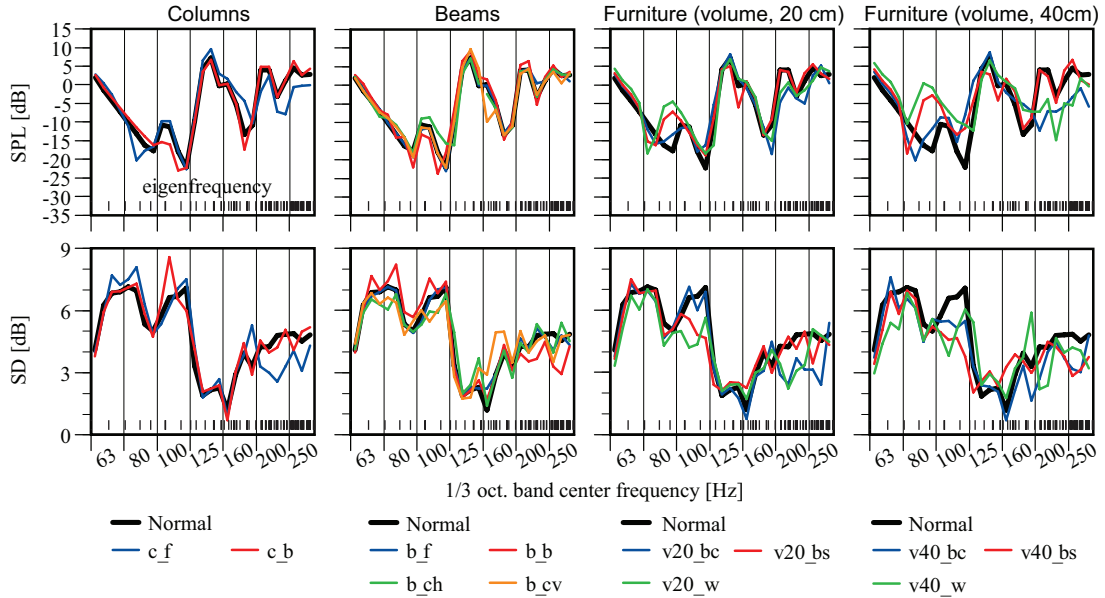


Fig. 3: FRFs at R, and SD_{space} in the listening area.

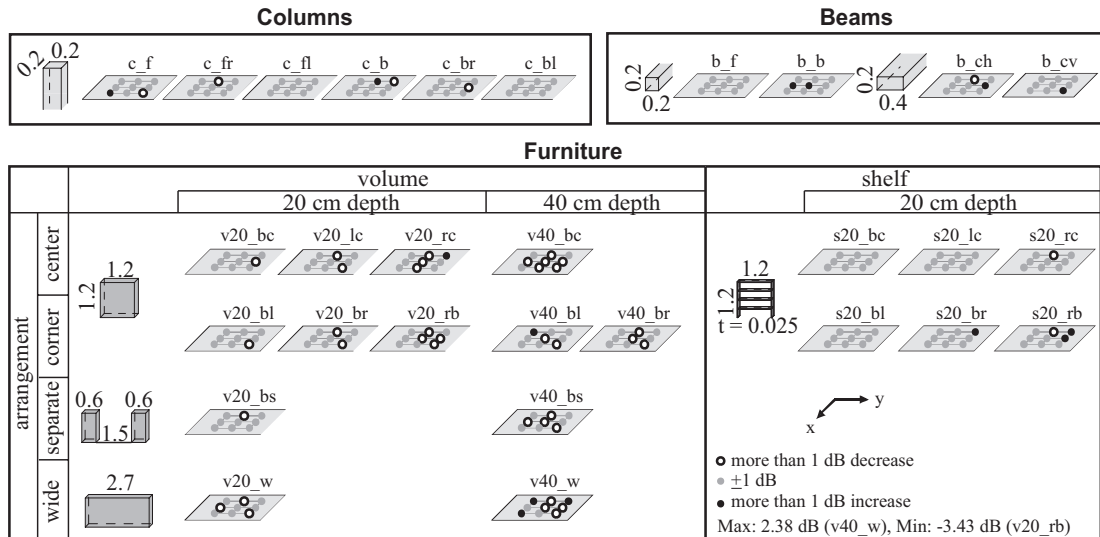


Fig. 5: Difference from Normal case in SD_{FRF} at 9 receiving points around R.



A fast multipole BE analysis of a small room with sound absorbers using domain decomposition approach

Yosuke Yasuda¹, Kazushi Eda¹, Tetsuya Sakuma¹, Takuya Oshima²

¹Graduate School of Frontier Sciences, The University of Tokyo, 5-1-5 Kashiwanoha, Kashiwa-shi, Chiba 277-8563, Japan

yvasuda@k.u-tokyo.ac.jp / 086739@sbk.k.u-tokyo.ac.jp / sakuma@k.u-tokyo.ac.jp

²Faculty of Engineering, Niigata University, 8050 Ninocho, Ikarashi, Niigata-shi, Niigata 950-2181, Japan

oshima@eng.niigata.ac.jp

Abstract

The fast multipole BEM (FMBEM), which is well known as an efficient BEM with the use of the fast multipole method (FMM), has been studied a lot in the field of acoustics. However, studies on energy decay fields particularly in porous materials are hardly seen since the assumed medium in many of the FMBEM studies is limited to the air. We have already proposed a setting for FMBE analyses of porous material fields and validated the setting through numerical experiments with simple-shaped models (Y. Yasuda, *et al.*, Inter-Noise 2008). In the present paper, the FMBEM with a domain decomposition approach is applied to a complex-shaped room that includes porous-type absorbers and a piano. Numerical results by the standard BEM and by the FMBEM with the proposed setting agree well. Moreover, the FMBEM shows much more rapid convergence of iterative solutions than the standard BEM.

Keywords: boundary element method, fast multipole method, domain decomposition approach, complex wavenumber, sound absorber

参考文献

- [1] Ahnert and W. Schmidt. *Akustik in Kulturbauten*. Open Library, 1980.
- [2] J. A. S. Angus. Using grating modulation to achieve wideband large area diffusers. *Applied Acoustics*, Vol. 60, pp. 143–165, 2000.
- [3] J. A. S. Angus. The effects of specular versus diffuse reflections on the frequency response at the listener. *The Journal of Audio Engineering Society*, Vol. 49, pp. 125–133, 2001.
- [4] M. Barron. *Auditorium Acoustics and Architectural Design*. E & FN SPON, 1993.
- [5] A. Billon, J. Picaud, and A. Sakout. Prediction of the reverberation time in high absorbent room using modified–diffusion model. *Applied Acoustics*, Vol. 69, pp. 68–74, 2008.
- [6] M. A. Blaszkak. Acoustic design of small rectangular rooms: Normal frequency statistics. *Applied Acoustics*, Vol. 69, pp. 1356–1360, 2008.
- [7] R. K. Cook, R. V. Waterhouse, R. D. Berendt, S. Edelman, and M. C. Thompson Jr. Measurement of correlation coefficients in reverberant sound fields. *The Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 27, pp. 1072–1077, 1955.
- [8] T. J. Cox and P. D’Antonio. *Acoustic Absorbers and Diffusers —Theory, Design and Application*. Spon Press, 2004.
- [9] P. D’Antonio and T. J. Cox. Diffusor application in rooms. *Applied Acoustics*, Vol. 60, pp. 113–142, 2000.
- [10] P. D’Antonio, J. H. Kinnert, and P. Kovitz. The disc project: Experimental measurement of the directional scattering properties of architectural acoustic surfaces. *Proceedings of W. C. Sabine Centennial Symposium*, pp. 141–144, 1994.
- [11] J. J. Embrechts, L. de Geetere, G. Vermeir, M. Vorlaender, and T. Sakuma. Calculation of the random–incidence scattering coefficients of a sine–shaped surface. *Acta Acustica united with Acustica*, Vol. 92, pp. 593–603, 2006.
- [12] D. Fitzroy. Reverberation formula which seems to be more accurate with nonuniform

- distribution of absorption. *The Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 31, pp. 893–897, 1959.
- [13] C. H. Haan and F. R. Fricke. Surface diffusivity as a measure of the acoustic quality of concert halls. *Proceedings of Australian and New Zealand Architectural Science Association*, Sydney, p. 81, 1995.
- [14] N. Han and C. M. Mak. Prediction of the absorption exponent in rectangular enclosures with a single absorbent boundary. *Applied Acoustics*, Vol. 70, pp. 297–299, 2009.
- [15] T. J. Hargreaves, T. J. Cox, Y. W. Lam, and P. D’Antonio. Surface diffusion coefficients for room acoustics: Free field measures. *The Journal of Acoustical Society of America*, Vol. 108, pp. 1710–1720, 2000.
- [16] A. Ikeda, M. Nakahara, C. Kai, and A. Omoto. The acoustical effect of audio equipment and furniture in a mixing room. *Acoustical Science and Technology*, Vol. 26, pp. 233–236, 2005.
- [17] ISO17497:2004. *Acoustics —Sound-Scattering Properties of Surfaces—, Part 1: Measurement of the Random-Incidence Scattering Coefficient in a Reverberation Room*, 2004.
- [18] H. Jasak. *Error Analysis and Estimation for the Finite Volume Method with Applications to Fluid Flows*. PhD thesis, Imperial College, 1996.
- [19] Y. Kosaka and T. Sakuma. Numerical examination on scattering coefficients of architectural surfaces using the boundary element method. *Acoustical Science and Technology*, Vol. 26, pp. 136–144, 2005.
- [20] R. Lanoye, G. Vermeir, W. Lauriks, R. Kruse, and V. Mellart. Measuring the free field acoustic impedance and absorption coefficient of sound absorbing materials with a combined particle velocity-pressure sensor. *The Journal of the Society of America*, Vol. 119, pp. 2826–2831, 2006.
- [21] M. M. Loudon. Dimension ratios of rectangular rooms with good distribution of engentons. *Acustica*, Vol. 24, pp. 101–104, 1971.
- [22] OpenCFD Ltd. <http://www.Openconfd.co.uk/Index.html>.
- [23] OpenCFD Ltd. *OpenFOAM Programmer’s Guide Version 1.5*, 2008.
- [24] D. Lubman. Precision of reverberant sound power measurements. *The Journal of Acoustical Society of America*, Vol. 56, p. 1302, 1974.
- [25] Ltd. Mag, Co. http://www.mag.co.jp/pro/Kouhou/eal/eal_Magw.php.
- [26] S. Maluski and B. M. Gibbs. The effect of construction material, contents and room geometry on the sound field in dwellings at low frequencies. *Applied Acoustics*, Vol. 65, pp. 31–44, 2004.

-
- [27] E. Meyer and R. Thiele. Acoustical investigations in numerous concert halls and broadcast studios using new measurement techniques. *Acta Acustica united with Acustica*, Vol. 6, pp. 425–444, 1956.
 - [28] Y. Miki. Acoustical properties of porous materials —generalizations of empirical models—. *The Journal of Acoustical Society of Japan (E)*, Vol. 11, 1, pp. 25–28, 1990.
 - [29] Y. Miki. Acoustical properties of porous materials —modifications of delany-bazley models—. *The Journal of Acoustical Society of Japan (E)*, Vol. 11, 1, pp. 19–24, 1990.
 - [30] J. R. Milner and R. J. Bernhard. An investigation of the modal characteristics of non-rectangular reverberation rooms. *The Journal of Acoustical Society of America*, Vol. 85, pp. 772–779, 1989.
 - [31] E. Mommertz. Determination of scattering coefficients from the reflection directivity architectural surfaces. *Applied Acoustics*, Vol. 60, pp. 201–203, 2000.
 - [32] C. T. Morrow. Point-to-point correlation of sound pressures in reverberation chambers. *The Journal of Sound and Vibration*, Vol. 16, p. 29, 1971.
 - [33] P. M. Morse and R. H. Bolt. Sound waves in rooms. *Reviews of Modern Physics*, Vol. 16, pp. 69–150, 1944.
 - [34] M. Nakahara, A. Omoto, and K. Fujiwara. The effect of a mixing console on the monitoring response in a mixing room. *Acoustical Science and Technology*, Vol. 26, pp. 90–101, 2005.
 - [35] H. F. Olson. 音楽工学. 誠文堂新光社, 1975.
 - [36] T. Oshima. A full finite-volume time-domain approach towards general-purpose code development for sound propagation prediction with unstructured mesh. *Proceedings of Inter-Noise, Shanghai*, Vol. 287, p. 15 pages in CD ROM, 2008.
 - [37] L. Rayleigh. *Theory of Sound 2nd Edition*. Macmillan, 1929.
 - [38] T. Sakuma and Y. Yasuda. Fast multipole boundary element method for large-scale steady-state sound field analysis, part I: Setup and validation. *Acta Acustica united with Acustica*, Vol. 88, pp. 513–525, 2002.
 - [39] M. R. Schroeder. Diffuse sound reflection by maximum length sequences. *The Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 57, pp. 149–150, 1975.
 - [40] M. R. Schroeder. Binaural dissimilarity and optimum ceilings for concert halls, more lateral sound diffusion. *The Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 65, pp. 958–963, 1979.
 - [41] X. Shen, Y. Shen, and J. Zhou. Optimization of the locations of the loudspeaker and absorption material in a small room. *Applied Acoustics*, Vol. 65, pp. 791–806, 2004.

- [42] D. Takahashi. Development of optimum acoustic diffusers. *The Journal of Acoustical Society of Japan (E)*, Vol. 16, pp. 51–58, 1995.
- [43] R. Tomiku, T. Otsuru, and Y. Takahashi. Finite element sound field analysis of diffuseness in reverberation rooms. *The Journal of Asian Architecture and Building Engineering*, Vol. 1, pp. 32–39, 2002.
- [44] F. E. Toole. Loudspeakers and rooms for sound reproduction —a scientific review. *The Journal of Audio Engineering Society*, Vol. 54, pp. 451–476, 2006.
- [45] M. Vorlaender and E. Mommertz. Definition and measurement of random-incidence scattering coefficients. *Applied Acoustics*, Vol. 60, pp. 187–199, 2000.
- [46] H. G. Walker, G. Tabor, H. Jasak, and C. Fureby. A tensorial approach to computational continuum mechanics using object-oriented techniques. *Computers in Physics*, Vol. 12, pp. 620–631, 1998.
- [47] Y. Yasuda and T. Sakuma. Fast multipole boundary element method for large-scale steady-state sound field analysis, part II: Examination of numerical items. *Acta Acustica united with Acustica*, Vol. 89, pp. 28–38, 2003.
- [48] Y. Yasuda and T. Sakuma. A technique for plane-symmetric sound field analysis in the fast multipole boundary element method. *Journal of Computational Acoustics*, Vol. 13, pp. 71–85, 2005.
- [49] Y. Yasuda, A. Ushiyama, S. Sakamoto, and H. Tachibana. Experimental and numerical studies on reverberation characteristics in a rectangular room with unevenly distributed absorbers. *Acoustical Science and Technology*, Vol. 27, pp. 366–374, 2006.
- [50] ハイน์リッヒ・クットルフ. 室内音響学 —建築の響きとその理論—. 市ヶ谷出版, 2003.
- [51] J. H. ファーティガー, M. ベリッチ. コンピュータによる流体力学. シュプリンガー・フェアラーク東京, 2003.
- [52] レオ・L・ベラネク. コンサートホールとオペラハウス. シュプリンガー・フェアラーク東京, 2005.
- [53] 安田洋介, 佐久間哲哉. 高速多重極 BEM による多孔質材内部音場の解析. 日本音響学会研究発表会講演論文集, Vol. 2, pp. 1085–1088, 2008.3.
- [54] 羽入敏樹. 音場における拡散のテンソル表現. 日本音響学会建築音響研究会資料, AA2009-26, 2009.
- [55] 羽入敏樹. 壁面の拡散反射性と音場拡散の関係. 日本音響学会誌, Vol. 65, pp. 579–583, 2009.
- [56] 羽入敏樹, 木村翔, 橋本修, 坂本吉宏. 音場の過渡応答に着目した拡散性の検討. 日本建築学会計画系論文集, Vol. 471, pp. 11–18, 1995.

- [57] 永田穂. 音場の拡散をどう考えたらよいか —音響設計の視点から—. 日本音響学会建築音響研究会資料, AA2000-50, 2000.
- [58] 横田孝俊. 室内における音響拡散・反射体の効果に関する研究. 博士学位論文 (東京大学), 2001.
- [59] 横田孝俊, 奥園健, 富来礼次, 大鶴徹. 吸音材を含む室内音場に関するベンチマーク問題. 日本音響学会建築音響研究会資料, AA2009-12, 2009.
- [60] 横田孝俊, 坂本慎一, 橘秀樹. FDTD 法による室内音場の拡散性に関する 3 次元音場解析. 日本音響学会研究発表会講演論文集 (秋季), pp. 911-912, 2003.
- [61] 音響技術編. 特集 リスニングルーム. 音響技術, Vol. 58, pp. 1-52, 1987.
- [62] 音響技術編. 特集 スタジオの音響設計. 音響技術, Vol. 69, pp. 1-41, 1990.
- [63] 音響技術編. 特集 ホームシアターの音響. 音響技術, Vol. 106, pp. 1-48, 1999.
- [64] 音響技術編. 特集 プライベート空間の音響設計. 音響技術, Vol. 141, pp. 1-64, 2008.
- [65] 高橋顕吾, 小林哲, 岸永伸二. 散乱体の設計手法と音場における評価. 日本音響学会建築音響研究会資料, AA2000-53, 2000.
- [66] 佐竹康, 鶴秀生. 小規模試聴環境設計のための波動音響解析—層状ランダム拡散体を用いた室内音場制御の実務的な設計例—. 電子情報通信学会技術研究報告, EA2009-37, 2009.
- [67] 鮫島俊哉, 平手小太郎, 安岡正人. 音場伝達関数の極の分布に基づく室境界条件最適設計手法. 日本建築学会計画系論文集, Vol. 511, pp. 9-14, 1998.
- [68] 山下晃一, 森尾謙一, 平田昌之, 大山宏, 大橋心耳. 柱状散乱体を含む音響調整材料を用いた音場評価の試み. 日本音響学会建築音響研究会資料, AA2009-64, 2009.
- [69] 子安勝, 山下充康. 空間相関による残響室音場の拡散度評価. 日本音響学会誌, Vol. 26, pp. 132-143, 1971.
- [70] 小坂慶之. 壁面の音響拡散係数の数値予測に関する研究. 修士学位論文 (東京大学), 2004.
- [71] 小坂慶之, 佐久間哲哉. 壁面の拡散反射性状と室の拡散性の関係に関する一検討. 日本音響学会研究発表会講演論文集 (春季), pp. 821-822, 2006.
- [72] 杉山知之, 木村翔, 浅山宏. 矩形小室内における音楽再生音の主観評価と吸音面配置に関する研究. 日本建築学会建築環境工学論文集, Vol. 6, pp. 17-24, 1984.
- [73] 杉山知之, 木村翔, 浅山宏, 金子学. 実物大 6 畳間モデルにおける音響物理指標と主観評価の対応に関する検討. 日本建築学会大会学術講演梗概集 (環境工学 1), pp. 65-66, 1984.
- [74] 星和磨, 羽入敏樹. 楕円フーリエ記述子による音場の拡散性評価に関する基礎的検討. 日本音響学会研究発表会講演論文集 (春季), pp. 1091-1094, 2009.
- [75] 星和磨, 羽入敏樹. 楕円フーリエ記述子による音場の拡散性評価に関する基礎的検

- 討—空間周波数の位相特性が音場の拡散性に及ぼす影響—. 日本音響学会研究発表会講演論文集（秋季）, pp. 1123–1126, 2009.
- [76] 星和磨, 羽入敏樹, 関口克明. 楕円フーリエ記述子による平面室形状の定量化. 日本建築学会環境系論文集, Vol. 610, pp. 1–9, 2006.
- [77] 星和磨, 羽入敏樹, 関口克明. 室形状の周波数別自動生成を組み込んだ音線法による音響シミュレーション. 日本建築学会環境系論文集, Vol. 625, pp. 267–274, 2008.
- [78] 川上福司. 残響波形の空間集合平均 I. 日本音響学会研究発表会講演論文集（秋季）, pp. 571–572, 1978.
- [79] 前川純一, 森本政之, 阪上公博. 建築・環境音響学. 共立出版, 1990.
- [80] 太刀岡勇氣, 佐久間哲哉. 拡散係数を導入した幾何音響シミュレーションに関する検討—シューボックス型ホールにおける拡散壁の影響—. 日本音響学会研究発表会講演論文集（春季）, pp. 769–770, 2006.
- [81] 太刀岡勇氣, 佐久間哲哉. 拡散係数を導入した幾何音響シミュレーションに関する検討—非拡散音場の残響時間の予測—. 日本音響学会研究発表会講演論文集（春季）, pp. 823–824, 2006.
- [82] 大嶋拓也. 音分野のシミュレーション技術と将来展望. 日本建築学会大会研究懇談会資料, 2009.
- [83] 中原雅孝, 佐竹康. スタジオの音響設計の現状—サラウンドスタジオの設計例と解説—. 日本音響学会誌, Vol. 65, pp. 93–100, 2009.
- [84] 東山三樹夫, 鈴木明, 吉川昭吉郎. 直方体残響室における 2 点間音圧相関係数. 日本音響学会誌, Vol. 33, , 1977.
- [85] 藤原恭司. 音場の拡散性と壁面の拡散反射性. 日本音響学会誌, Vol. 53, pp. 301–305, 1997.
- [86] 藤原恭司. 古くて新しい拡散反射問題. 日本音響学会建築音響研究会資料, AA2000-51, 2000.
- [87] 藤原恭司, 増田潔. 周期構造を持つ壁面の乱反射特性について. 日本音響学会研究発表会講演論文集, Vol. 2, pp. 581–582, 1989.
- [88] 藤原恭司, 増田潔. 一次元対称形周期構造壁面による音波反射特性壁面による音波反射特性に関する研究 その 1. 日本建築学会計画系論文報告集, Vol. 428, pp. 11–19, 1991.
- [89] 日本音響学会編. 小特集 室内音響における拡散研究の最新動向. 日本音響学会誌, Vol. 65, pp. 563–598, 2009.11.
- [90] 日本建築学会編. 建築の音環境設計. 彰国社, 1983.
- [91] 日本騒音制御工学会編. 騒音制御工学ハンドブック. 技報堂出版, 2001.
- [92] 尾本章. 室内音響における拡散研究の流れ. 日本音響学会建築音響研究会資料,

AA2009-22, 2009.

- [93] 尾本章, 松本鮎美. 壁面の拡散性が小規模空間に及ぼす影響に関する基礎的検討. 日本音響学会研究発表会講演論文集 (春季), pp. 1083–1086, 2009.
- [94] 富来礼次. 有限要素法を用いた残響室内音場の拡散性解明に関する研究. 博士学位論文 (大分大学), 2003.
- [95] 富来礼次, 大鶴徹. 有限要素法による不整形残響室内音場解析. 日本建築学会計画系論文集, Vol. 551, pp. 9–15, 2002.
- [96] 牧田康雄. 建築音響. 日本放送協会出版会, 1960.
- [97] 本地由和, 栗原誠, 藤森潤一, 小林哲. 小空間向け音場制御パネルの開発—音響管とバッフル面の組み合わせによる反射音の制御—. 日本音響学会建築音響研究会資料, AA2009-19, 2009.
- [98] 木村翔. 建築音響と騒音防止計画. 彰国社, 1999.
- [99] 木村翔, 杉山知之, 浅山宏, 海老沢雅行. 矩形室内のモードと主観評価に関する基礎的検討. 日本建築学会大会学術講演梗概集 (環境工学 1), pp. 221–222, 1987.
- [100] 李孝振, 土屋裕造, 佐久間哲哉. 周期構造壁面のランダム入射乱反射率の測定 その 1 —周期形状の効果—. 日本建築学会大会学術講演梗概集 (環境工学 1), pp. 369–370, 2008.

謝辞

本論文は、筆者が東京大学新領域創成科学研究科社会文化環境学専攻修士課程において、同専攻 佐久間哲哉准教授のご指導のもとに行った研究をまとめたものです。佐久間先生には研究テーマの選定から当論文の作成に至るまで終始厳しくも優しい御指導を賜りました。謹んで感謝申し上げます。

同専攻 磯部雅彦教授には本論文の副指導を、神田順教授には副査を担当して頂き、有益かつ貴重な御意見及び御指摘を賜りました。

同研究科特任研究員 安田洋介氏には研究の具体的な御助言にとどまらず、生活面に関しても御指導を賜りました。

新潟大学工学部建設学科 大嶋拓也助教には波動音響数値解析に関する御助言及び御力添を賜りました。

東京大学生産技術研究所 坂本慎一准教授及び坂本研究室の皆様には数々の御助言を賜りました。

日本建築学会 建築音響数値解析環境整備特別研究委員会の皆様には強く御激励を賜りました。

佐久間研究室の先輩である太刀岡勇氣さん、江川健一さん、上猶優美さん、三浦啓祐さん、萬木智子さん、土屋裕造さん、李孝振さん、同期である孫媛媛さん、永井優花さん、後輩である安達光平君、杉原慎一郎君、三上雄一郎君、村田義明君、木村亮祐君、また、院生室で共に過ごした社会文化環境学専攻空間環境系の学生の皆様には、日常の議論を通じて多くの知識や示唆を頂きました。

多くの方々の御助力に対し、深く謝意を表します。

2010 年 1 月 25 日

江田 和司

