
BACHELORARBEIT

Herr
Moritz Krauß

**Die raumakustische Sanierung
des Theatersaals im Schau-
spielhaus Chemnitz**

2023

Fakultät: Medien

BACHELORARBEIT

Die raumakustische Sanierung des Theatersaals im Schau- spielhaus Chemnitz

Autor/in:

Herr Moritz Krauß

Studiengang:

Media and Acoustical Engineering

Seminargruppe:

MG18wC-B

Erstprüfer:

Prof. Dr.-Ing. Jörn Hübelt

Zweitprüfer:

Dr.-Ing. Saad Baradiy

Einreichung:

Radebeul, 23.05.2023

BACHELOR THESIS

Architectural acoustical renovation of the theatre hall in the Schauspielhaus Chemnitz

author:
Mr. Moritz Krauß

course of studies:
Media and Acoustical Engineering

seminar group:
MG18wC-B

first examiner:
Prof. Dr.-Ing. Jörn Hübelt

second examiner:
Dr.-Ing. Saad Baradiy

submission:
Radebeul, 23.05.2023

Bibliografische Angaben

Krauß, Moritz:

Die raumakustische Sanierung des Theatersaals im Schauspielhaus Chemnitz

Architectural acoustical renovation of the theatre hall in the Schauspielhaus Chemnitz

73 Seiten, Hochschule Mittweida, University of Applied Sciences,
Fakultät Medien, Bachelorarbeit, 2023

Abstract

Der Theatersaal im Schauspielhaus Chemnitz soll im Rahmen einer Komplettsanierung auch bauakustisch sowie raumakustisch untersucht und in späteren Leistungsphasen optimiert bzw. angepasst werden. Mit dieser Arbeit soll ein raumakustisches Simulationsmodell für das Programm ODEON erstellt werden, über welches in späteren Leistungsphasen des Sanierungsprozesses raumakustische Optimierungen oder anderweitige Veränderungen nachvollzogen und geplant werden können.

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	II-III
Formelverzeichnis	IV-V
Abbildungsverzeichnis	VI-VII
Tabellenverzeichnis	VIII
1 Einleitung	1
2 Beschreibung des Theatersaals... ..	2
3 Theoretische Grundlagen.....	6
3.1 Schallausbreitung in Räumen	6
3.1.1 Das diffuse Schallfeld	7
3.1.2 Raummoden	9
3.1.2.1 Modentypen	10
3.1.2.2 Berechnung von Raummoden	11
3.1.2.3 Schröder-Frequenz f_s	12
3.1.2.4 Modendichte	12
3.1.3 Reflexionen.....	13
3.1.3.1 geometrisch gerichtete Reflexionen.....	15
3.1.3.2 diffuse Reflexionen	17
3.1.4 Schallabsorptionsgrad α und äquivalente Schallabsorptionsfläche A	18
3.1.5 unvermeidbare Schallabsorption in Räumen	22
3.1.5.1 Schallabsorption durch Publikum und Gestühl	23
3.1.5.2 Schallabsorption durch Raumbegrenzungsflächen	24
3.1.5.3 Schallabsorption durch Luft	26
3.2 Raumakustische Kriterien	27
3.2.1.1 Nachhallzeit T	28
3.2.1.2 Pegelverteilung im Raum.....	31
3.2.1.3 Störpegel im Raum	32
3.2.2 Energiekriterien	33
3.2.2.1 Deutlichkeitsgrad D_{50} und Deutlichkeitsmaß C_{50}	33
3.2.2.2 Klarheitsmaß C_{80}	34
3.2.2.3 Schwerpunktzeit t_s	35
3.2.2.4 Artikulationsverlust AI_{cons}	36
3.2.2.5 Sprachübertragungsindex STI	37
3.3 Technische Schallabsorber.....	39
3.3.1 Poröse Schallabsorber	41
3.3.2 Resonatoren	43
3.3.2.1 Plattenschwinger und Lochplattenschwinger.....	43

3.3.2.2	Helmholtzresonatoren.....	45
4	Messung der Nachhallzeit.....	48
4.1	Messverfahren	48
4.1.1	Messaufbau	49
4.1.2	Messequipment	50
4.1.3	Messpositionen.....	51
4.1.4	Beschreibung des Besetzungszustandes.....	52
4.1.5	Messauswertung	54
5	Computergestützte Simulation mit ODEON.....	61
5.1	Ray-tracing.....	61
5.1.1	Grenzen des Ray-tracing-Verfahrens.....	61
5.1.2	Ray-tracing in ODEON	62
5.2	Simulationsmodell.....	63
5.2.1	Zielsetzung	63
5.2.2	Erstellung des Simulationsmodells.....	63
5.2.3	Auswertung der Simulationsergebnisse	66
6	Fazit.....	72
7	Ausblick..	73
	Literaturverzeichnis	XIVV
	Anlagen	XV - XCV
	Eigenständigkeitserklärung	XCVI

Formelverzeichnis

(Gl. 1): Schalldruckpegel im diffusen Schallfeld	8
(Gl. 2): Diffusschallenergiedichte.....	8
(Gl. 3): Direktschallenergiedichte	8
(Gl. 4): Hallradius.....	8
(Gl. 5): Hallradius unter Vernachlässigung der Luftabsorption.....	8
(Gl. 6): Wellenlänge einer stehenden Welle	10
(Gl. 7): Raummoden in quaderförmigen Räumen	11
(Gl. 8): Schröder-Frequenz.....	12
(Gl. 9): untere Grenzfrequenz f. die Wirksamkeit v. spiegelenden Reflexionen	16
(Gl. 10): optimale Frequenz f. diffuse Reflexionen	17
(Gl. 11): Schallreflexionsgrad	18
(Gl. 12): Schallabsorptionsgrad	19
(Gl. 13): Zusammenhang zwischen Schallreflexionsgrad und -absorptionsgrad	19
(Gl. 14): Schalltransmissionsgrad.....	19
(Gl. 15): Schalltransmissionsgrad, ermittelt am Bau oder mit bauähnlichen Nebenwegen	20
(Gl. 16): Schallabsorptionsgrad einer Fläche	20
(Gl. 17): äquivalente Schallabsorptionsfläche	21
(Gl. 18): äquivalente Schallabsorptionsfläche je Begrenzungsfläche.....	21
(Gl. 19): äquivalente Schallabsorptionsfläche des Raumes	22
(Gl. 20): äquivalente Schallabsorptionsfläche der Luftabsorption	22
(Gl. 21): äquivalente Schallabsorptionsfläche des Raumes mit Berücksichtigung der Luftabsorption.....	22
(Gl. 22): Nachhallzeit nach Sabine	29
(Gl. 23): Pegeldifferenz.....	31
(Gl. 24): Stärkemaß	31
(Gl. 25): Schallpegel im Raum.....	32
(Gl. 26): Deutlichkeitsgrad	33
(Gl. 27): Deutlichkeitsmaß	34
(Gl. 28): Deutlichkeitsmaß berechnet aus dem Deutlichkeitsgrad.....	34
(Gl. 29): Klarheitsmaß	34
(Gl. 30): Schwerpunktzeit	35
(Gl. 31): Artikulationsverlust	36
(Gl. 32): Artikulationsverlust berechnet aus den Energiegehalten	36
(Gl. 33): Modulationsreduktionsfaktor.....	37

(Gl. 34): Signal-Stör-Verhältnis.....	38
(Gl. 35): Porosität	41
(Gl. 36): Strukturfaktor	41
(Gl. 37): spezifischer Strömungswiderstand.....	41
(Gl. 38): längenbezogener Strömungswiderstand	42
(Gl. 39): Optimum des spezifischen Strömungswiderstandes.....	42
(Gl. 40): Resonanzfrequenz eines Plattenschwingers.....	44
(Gl. 41): Wandabstand	44
(Gl. 42): wirksame Lochmasse	45
(Gl. 43): Resonanzfrequenz eines Helmholtzresonators.....	46
(Gl. 44): Nachhallzeit für den besetzten Raum.....	57
(Gl. 45): zusätzliche äquivalente Schallabsorptionsfläche der Personen zwischen unbesetztem und besetztem Zustand (Messbedingungen) und besetztem Raum in Quadratmeter	57

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Bestuhlung des Theatersaals	2
Abbildung 2: Wandvertäfelung mit Öffnung für Beleuchtungstechnik im Theatersaal. ...	3
Abbildung 3: Schnitt durch Stuckdecke	4
Abbildung 4: heruntergefahrener Schutzvorhang.....	5
Abbildung 5: Schallausbreitung in geschlossenen Räumen.....	6
Abbildung 6: Schalldruckpegel im Raum in Abhängigkeit von der Entfernung r zur Schallquelle, bezogen auf den Hallradius r_H	9
Abbildung 7: Ortsverlauf des Schalldruckpegels (links) und der Schallschnelle (rechts) in einer stehenden Welle für konstante Zeiten	10
Abbildung 8: 3 Arten der Raummoden	11
Abbildung 9: beispielhafter Verlauf der Modendichte für eine quaderförmige Vereinfachung des Theatersaals.....	13
Abbildung 10: 3 Arten der Reflexionsvorgänge	13
Abbildung 11: geometrisch gerichtete Reflexion an einer Fläche und an einer Ecke ..	15
Abbildung 12: Prinzipdarstellung der Absorption, Reflexion und Transmission bei Schalleinfall auf eine Wand	18
Abbildung 13: Beispiel für die Ermittlung des bewerteten Schalldämm-Maßes R_w	21
Abbildung 14: Zusammenhang zwischen Schalldämm-Maß R und Transmissionsgrad τ	25
Abbildung 15: Sollwert der mittleren Nachhallzeit T_{soll} für Sprach- und Musikdarbietungen in Abhängigkeit vom Raumvolumen.....	29
Abbildung 16: Frequenzabhängiger Toleranzbereich der Nachhallzeit T bezogen auf T_{soll}	30
Abbildung 17: Spektrum des STI-PA-Signals.....	39
Abbildung 18: Frequenzverlauf von porösen Absorbern und Resonatoren.....	40
Abbildung 19: Prinzipieller Verlauf des Schallabsorptionsgrades von leichten Mineralwolleplatten unterschiedlicher Dicken.....	42
Abbildung 20: Skizze des Aufbaues eines Plattenschwingers	43
Abbildung 21: Prinzipdarstellung eines Helmholtzresonators	46
Abbildung 22: schematische Darstellung des Messaufbaus	50
Abbildung 23: Theatersaal während der Messung mit dem Schallpegelmessgerät und dem Dodekaeder-Lautsprecher	50
Abbildung 24: Sende- und Empfangspositionen	52
Abbildung 25: Bühnenhaus samt vorhandener Technik.....	53

Abbildung 26: gemessene Nachhallzeit T_{30} im Besetzungszustand "Schutzvorhang offen"	55
Abbildung 27: gemessene Nachhallzeit T_{30} im Besetzungszustand "Schutzvorhang geschlossen"	56
Abbildung 28: gemessene Nachhallzeit T_{30} im Besetzungszustand "Schutzvorhang offen" verrechnet mit Publikumsabsorption	58
Abbildung 29: gemessene Nachhallzeit T_{30} im Besetzungszustand "Schutzvorhang geschlossen" verrechnet mit Publikumsabsorption	59
Abbildung 30: AUTOCAD-Modell des Theatersaals und Bühnenhauses von außen...	64
Abbildung 31: Theatersaal im ODEON Modell	65
Abbildung 32: mittlere Nachhallzeit T_{30} über den kompletten Zuschauerbereich in ODEON mit den aus DIN 18041 angenommen Schallabsorptionsgraden	67
Abbildung 33: mittlere Nachhallzeit T_{30} über den kompletten Zuschauerbereich in ODEON mit den angepassten Schallabsorptionsgraden	68
Abbildung 34: mittlere Nachhallzeit T_{30} bei 125 Hz	69
Abbildung 35: Nachhallzeit T_{30} bei 125 Hz im ODEON Simulationsmodell	69
Abbildung 36: gemessene sowie simulierte Nachhallzeit T_{30} im Besetzungszustand „Schutzvorhang geschlossen“	70

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Schallabsorptionsgrade α von Raumbegrenzungsflächen (Planungswerte)	24
Tabelle 2: Absorptionseinfluss der Luft bei Schallausbreitung (Planungszwecke).....	26
Tabelle 3: Optimalwerte raumakustischer Kriterien.....	28
Tabelle 4: Dämpfungskonstante m in $10^{-3}/\text{m}$ bei der Schallausbreitung in Räumen (bei 20°C und 50% Luftfeuchte) und Absorptionskoeffizient α_a in db/km im Freien (bei 10°C und 70%) sowie akustische Grenzschichtdicke δ in 10^{-6}m bei 20°C in Luft als Funktion der Frequenz in kHz	33
Tabelle 5: Subjektive Bewertung der $A_{I_{cons}}$ -Werte	37
Tabelle 6: STI -Bewertung.....	38
Tabelle 7: Mindestanzahl an Empfängerpositionen als Funktion der Größe des Zuhörerraums	51
Tabelle 8: Zusätzliche Schallabsorptionsfläche je Person $\Delta A_{1Person}$ in m^2	57
Tabelle 9: Übersicht der Layer und der dazugehörigen Absorptionsgrade α	66
Tabelle 10: angepasste Schallabsorptionsgrade der Wandvertäfelung	67
Tabelle 11: Simulationsergebnisse der raumakustischen Kriterien aus ODEON.....	71

1 Einleitung

„Die versehentlich geäußerte Meinung, Akustik sei Glückssache, gibt dem raumakustischen Planungsprozeß noch immer einen etwas mystischen Anschein. Bei dem heutigen Wissensstand auf dem Gebiet der Raumakustik und mit den verfügbaren Planungsinstrumenten ist das unbegründet. Schuld an diesem Eindruck mag die Tatsache sein, dass die Beurteilung der raumakustischen Eigenschaften eines Saales vor allem bei Musik stark von subjektiven, emotionalen Faktoren geprägt ist, so daß differenzierte Bewertungen zustande kommen. Vielfach werden gerade von Musikern auch widersprüchliche Urteile geäußert. Bei neueren Auditorien, deren akustische Bedingungen tatsächlich zu Beanstandungen geführt haben, sind jedoch in der Regel im Planungs- und Ausführungsprozeß bekannte akustische Zusammenhänge nicht genügend betrachtet worden.“ (Fasold & Veres, S. 133)

Das Schauspielhaus Chemnitz soll komplett saniert werden. Dies liegt in erster Linie an neuen Brandschutzanforderungen, aber dennoch sollen im Rahmen dieser Sanierung auch andere Bereiche renoviert und untersucht werden. Akustische Beispiele wären die bauakustische Ankopplung der Ton- sowie Lichtregieräume an das anschließende Pflegeheim oder auch die raumakustischen Untersuchungen verschiedener Bereiche und Bauteile (z.B. die akustisch wirksamen Lamellendecken in den Foyers). Da das Theater in vielen Bereichen denkmalgeschützt ist, geht es bei der Raumakustik um die Feststellung des Ist-Zustandes der raumakustischen Kriterien im Theatersaal sowie anderen Bereichen um qualitativ den Zustand vor der Sanierung bewerten und anschließend unter Auflage der Einhaltung des Denkmalschutzes und damit verbunden den Einsatz von speziellen Materialien oder Bauteilen wieder herstellen zu können. Ziel dieser Arbeit soll es sein, ein computergestütztes Simulationsmodell in ODEON zu erstellen, das über den Abgleich mit einer Nachhallzeitmessung den Ist-Zustand des Theatersaals vor der Sanierung festhält, damit in späteren Schritten des Sanierungsprozesses raumakustische Optimierungen oder Anpassungen über dieses geplant werden können. Darüber hinaus soll diese Bachelorarbeit alle grundlegenden Begriffe und Vorgehensweisen des raumakustischen Planungsprozesses aufführen, sodass sich Auftraggeber und Planungsingenieure gezielt über die zu erreichenden Anforderungen nach der Sanierung abstimmen können und es nicht wie in dem Eingangs erwähnten Zitat aufgrund von unzureichender Betrachtung gewisser akustischer Zusammenhänge zu unzufriedenstellenden akustischen Resultaten kommt.

2 Beschreibung des Theatersaals

Der Theatersaal besitzt ein geschlossenes Volumen bis zum Sicherheitsvorhang (inklusive Vorbühne) von 1523 m^3 . Dabei beträgt die Grundfläche ca. 277 m^2 bei einer mittleren, lichten Höhe von $5,50 \text{ m}$. Die Vorbühne hat eine Breite von 11 m , eine Tiefe von 2 m bei einer Höhe von $1,80 \text{ m}$. Der gesamte Zuschauerbereich liegt auf einer Tribüne, mit unterschiedlichen Podesthöhen. Beginnend bei einer Höhe von 11 cm bis hin zu 18 cm , erhöht sich alle 3 Tribünenpodeste die Podesthöhe um 1 cm . Insgesamt sind es 22 Sitzreihen mit 421 Sitzen. Die Stühle sind leicht gepolstert (s. Abb. 1). Aus dem Verhältnis von Raumvolumen zu Sitzplätzen lässt sich die Volumenkenzahl k berechnen. In diesem Fall liegt sie bei $3,6$, was etwas zu gering für Theatersäle ist. Eine optimale Volumenkenzahl sollte zwischen 4 und 8 liegen. (vgl. Fasold & Veres, S. 142)



Abbildung 1: Bestuhlung des Theatersaals (eigene Darstellung)

Der Boden unterhalb der Zuschauertribüne ist komplett mit Nadelfilz belegt. Ab der vierten Zuschauerreihe befinden sich in den Stufen Lüftungsschlitze für die passive Lüftung des Saals aus dem aufgeständerten Bereich unter der Tribüne. Aufgrund dieses Aufbaus sind tieffrequente Absorptionseffekte des Bodens, unabhängig vom Bodenbelag zu erwarten, da diese Unterbodenkonstruktion wie eine weichfedernde Vorsatzschale wirken sollte. Die Vorbühne ist eine für Theater gewöhnliche Holzkonstruktion, welche mit

Klappen zum Öffnen versehen ist. Daher lässt sich auch hier ein darunter liegendes, eingeschlossenes Luftvolumen vermuten. Über dem Zuschauerbereich befindet sich lediglich eine L-förmig umlaufende Arbeitsgalerie für die Technik und Techniker des Theaters. Auf dieser Arbeitsgalerie befinden sich keine Zuschauerplätze. Sie ist ca. 1,5 m breit und überragt nur wenige Sitzplätze des Zuschauerbereichs (ausschließlich die letzte Reihe sowie vereinzelte Randplätze aus den anderen Reihen an der linken Außenseite in Blickrichtung Bühne). Der Fußboden der Arbeitsgalerie ist wie der des gesamten Zuschauerbereichs gefilzt. Die Decke unter der Arbeitsgalerie, sowie die Seitenverkleidung bestehen aus Gipskartonplatten. Die gesamte Arbeitsgalerie ist durch ein Stahlgeländer in Richtung Zuschauerbereich abgeschlossen. Auf der Rückseite des Theatersaals (gegenüber des Sicherheitsvorhangs) befinden sich über der Arbeitsgalerie zwei Regiefenster für die Ton- und Lichtregie. Die Wände sind alle mit Holz vertäfelt und in kleine Segmente unterteilt (ca. 0,5 x 1 m). Der gesamte Saal ist als Raum im Raum konstruiert. Das betrifft nicht nur die aufgeständerte Tribüne, sondern auch die Wände. Aufgrund dieser Bauart sind auch hier tieffrequente Absorptionswirkungen, ähnlich wie bei der Unterbodenkonstruktion, zu erwarten. Vereinzelt sind in den Wänden Öffnungen für spezielle Beleuchtungs- oder andere theatertechnische Einrichtungen.



Abbildung 2: Wandvertäfelung mit Öffnung für Beleuchtungstechnik im Theatersaal (eigene Darstellung)

Als letzte raumbegrenzende Oberfläche wird der Deckenaufbau betrachtet. Dieser besteht aus einer in mehrere Teilflächen unterteilte Stuckdecke, die als Deckensegel hauptsächlich zur gezielten Schalllenkung durch bewusst gerichtete Reflexionen zum Einsatz kommt. Gewiss haben diese Platten auch eine schallabsorbierende Wirkung, aber das sollte nicht die Hauptaufgabe dieser Deckensegel sein. Die gesamte Deckenkonstruktion lässt sich grob in zwei Bereiche unterteilen, denn auf halber Länge des Saales ist eine Beleuchterbrücke eingelassen. Diese Beleuchterbrücke ist eine bewusste Öffnung in dem Bereich, um Gegenlicht auf der Bühne aus dem Zuschauerraum heraus erzeugen zu können (wichtig für die Ausleuchtung der Vorbühne etc.). Mit den Deckensegeln über der Vorbühne wird der Direktschall, welcher nach oben entfliehen würde, gezielt über Reflexionen in den Zuschauerbereich gelenkt. In der zweiten Hälfte (hinter der Beleuchterbrücke) wird über die angebrachten Deckensegel der hintere Sitzbereich mit Reflexionen versorgt. Auf der Rückseite der Beleuchterbrücke ist eine Delay-line von Lautsprechern angebracht, um zusätzlich zur Schalllenkung über die Deckensegel den hinteren Zuschauerbereich ausreichend mit Schall zu versorgen. Abseits der gezielten Schalllenkung fördern die in unterschiedlichen Winkeln zueinander angebrachten Deckensegel auch die Diffusität des Schallfeldes im Saal. Über den gesamten Deckenbereich sind haustechnische Anlagenteile, wie Brandmelder oder die Saalbeleuchtung, eingelassen.

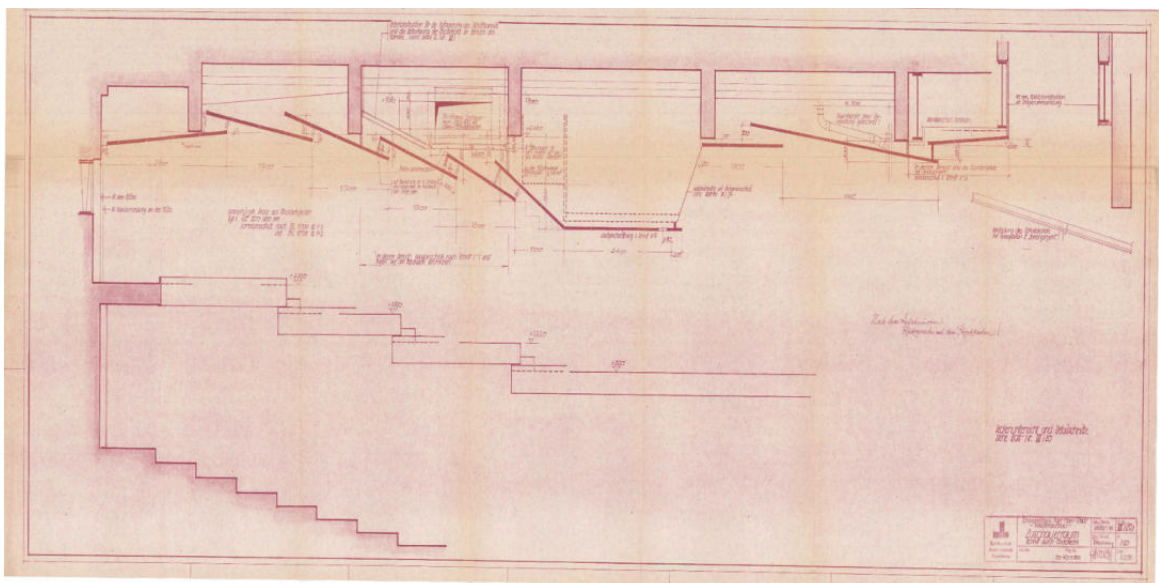


Abbildung 3: Schnitt durch Stuckdecke (Auszug aus den Archivplänen des Theaters)

Der Schutzvorhang, auch umgangssprachlich „Eiserner Vorhang“ genannt, ist eine Brandschutzeinrichtung in Versammlungsstätten, welche im Notfall den Zuschauerbereich vom Bühnenhaus trennen soll, um eine sichere Flucht der Zuschauer gewährleisten oder Übergriffe des Feuers auf andere Gebäudeteile unterbinden zu können. Um den Brandschutzanforderungen einer Brandwand gleich zu kommen, werden diese Vorhänge daher aus einer Kombination von Stahl und Eisen gebaut.



Abbildung 4: heruntergefahrener Schutzvorhang (eigene Darstellung)

In Kap. 5.2.2 werden die aus dieser Beschreibung des Theatersaals abgeleiteten Absorptionsgrade für die Raumbegrenzungsflächen aufgeführt.

3 Theoretische Grundlagen

3.1 Schallausbreitung in Räumen

Während sich bei der Schallausbreitung im Freien der Schalldruckpegel mit zunehmender Entfernung von einer Schallquelle verringert, bleibt er in geschlossenen Räumen, mit Ausnahme von Flachräumen, bei einem Mindestabstand zur Schallquelle und den Raumbegrenzungsflächen näherungsweise ortsunabhängig. Dabei unterteilt sich das bei einem sich im geschlossenen Raum befindlichen Empfänger eintreffende Geräusch, in den aus Freifeldbedingungen bekannten Direktschall und den an den Begrenzungsflächen vielfach reflektierten Schall. Somit dominiert bei geringerem Abstand zur Schallquelle der Anteil des Direktschalls, wohingegen mit steigender Entfernung der Einfluss der Reflexionen zunimmt bis er überwiegt. Nachfolgende Abb. 5 verdeutlicht die Verteilung.

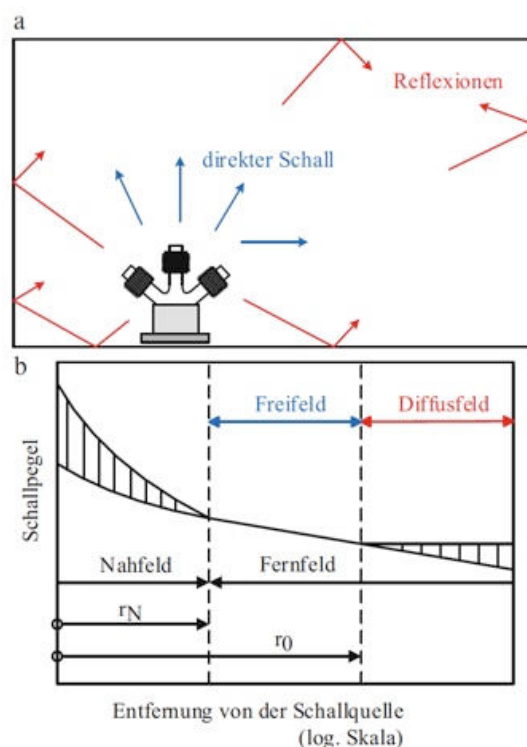


Abbildung 5: Schallausbreitung in geschlossenen Räumen (Sinambari & Sentpali, S.

Durch die reflektierten Anteile bildet sich ein Diffusfeld, welches sich mit zunehmender Entfernung zur Schallquelle mit dem Direktschallfeld überlagert und in großem Abstand dominiert. Der Schalldruckpegel im diffusen Schallfeld hängt davon ab, wie viele starke Reflexionen in dem Raum zustande kommen oder wie stark die von der Schallquelle abgestrahlte Schallleistung an den Begrenzungsflächen absorbiert wird.

In den nachfolgenden Kapiteln wird die Entstehung des diffusen Schallfeldes, sowie die damit verbundenen Schallabsorptions- und Schallreflexionsvorgänge näher erläutert.

3.1.1 Das diffuse Schallfeld

In geschlossenen Räumen kommt es bei der Schallausbreitung im Gegensatz zur Schallausbreitung im Freien zu Reflexions- und Beugungserscheinungen an den Raumbegrenzungsflächen.

„In einem Raum mittlerer Größe mit einem Volumen von 800 m^3 produziert ein Schallsignal innerhalb von nur einer Sekunde etwa 200.000 Reflexionen an den Wänden, die in den Raum zurückgeworfen werden.“ (Fasold & Veres, S. 106)

Infolgedessen verstärkt sich das Schallfeld in geschlossenen Räumen und kann daher auch lästig werden (z.B. am Arbeitsplatz). Das im geschlossenen Raum von einer Quelle gesendete und beim Empfänger eintreffende Geräusch besitzt zwei Anteile der Ausbreitung. Zum einen den Direktschall wie bei Freifeldbedingungen und zum anderen den reflektierten Schall. Entsprechend dem Hallradius r_H , überwiegt in der Nähe der Schallquelle der Einfluss des Direktschalls und weiter entfernt der Einfluss des reflektierten Schalls. Nimmt man bei der Schallquelle an, dass sie den Charakter eines Kugelstrahlers 0-ter Ordnung hat, baut sich ein durch den Kugelradius r_N begrenztes Nahfeld auf. Direkt an das Nahfeld schließt die sogenannte Freifeldzone an. In dieser Freifeldzone fällt der Schalldruckpegel wie unter Freifeldbedingungen einer Punktschallquelle um 6 dB pro Abstandsverdopplung ab. Die Schalldruckpegelabnahme muss im Nahfeld aufgrund der vorhandenen Phasendifferenz von Druck und Schnell größer als in der Freifeldzone sein. (vgl. Sinambari & Sentpali, S. 383). Am Hallradius r_H schließt das diffuse Schallfeld an. In diesem Teil des Schallfeldes sind sowohl die Ausbreitungsrichtungen, als auch der örtliche Schalldruckpegel statistisch weitgehend gleichverteilt. In einem idealen, diffusen Schallfeld ist der Schalldruck L_{diff} somit unabhängig von der Entfernung

zur Schallquelle und wird nur durch deren Schallleistungspegel L_P und die im Raum vorhandenen äquivalente Schallabsorptionsfläche A mit

$$L_{diff} = L_P - 10 \log \frac{A}{4m^2} \quad \text{Gl. (1)}$$

bestimmt. Im eingeschwungenen Zustand ist die eingespeiste gleich der im Raum absorbierten Schallleistung P . Mit dieser Annahme erhält man im diffusen Schallfeld des Raumes die mittlere Schallenergiedichte w_r :

$$w_r = \frac{4P}{cA} \quad \text{Gl. (2)}$$

Im Gegensatz zur annähernd konstanten Schallenergiedichte w_r im diffusen Schallfeld, nimmt die Direktschallenergie eines allseitig abstrahlendes Kugelstrahlers und folglich ihre Dichte w_d :

$$w_d = \frac{P}{c} \frac{1}{4\pi r^2} \quad \text{Gl. (3)}$$

mit dem Quadrat der Entfernung r zur Quelle ab. Setzt man die Gl. (2) und Gl. (3) gleich, so erhält man den Abstand zur Quelle, an dem die Direktschall- gleich der Diffusschallenergiedichte ist. Wie vorausgehend beschrieben, wird dieser Abstand als Hallradius r_H bezeichnet und beträgt:

$$r_H = \sqrt{\frac{A}{16\pi}} \approx 0,141\sqrt{A} \quad \text{Gl. (4)}$$

Vernachlässigt man die Luftabsorption, lässt sich der Hallradius nach der Formel von Sabine auch als Funktion von Raumvolumen und Nachhallzeit mit

$$r_H \approx 0,057 \sqrt{\frac{V}{T}} \quad \text{Gl. (5)}$$

angeben. Nachfolgende Abb. 6 verdeutlicht optisch die in einem geschlossenen Raum entstehenden Schallfelder und die dazugehörige Pegelabnahme je nach Abstand des Empfängers zur Schallquelle.

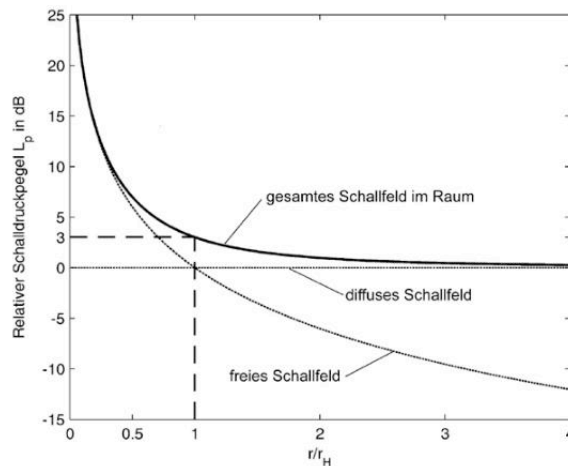


Abbildung 6: Schalldruckpegel im Raum in Abhängigkeit von der Entfernung r zur Schallquelle, bezogen auf den Hallradius r_H (Weinzierl, S. 184)

3.1.2 Raummoden

Bei der Schallausbreitung in einem geschlossenen Raum kommt es an den Raumbegrenzungsflächen zu Reflexionen. Wenn die reflektierten Wellen aufeinandertreffen, überlagern sie sich. Infolge entstehen Interferenzen, also Auslöschungen oder Verstärkungen einzelner Frequenzen. An jenen Stellen im Raum, wo die Auslenkung der Luftmoleküle der hinlaufenden Welle gleich der Auslenkung der rücklaufenden Welle ist, entstehen Erhöhungen des Schalldruckpegels, auch konstruktive Interferenzen genannt. Diese konstruktiven Interferenzen können auch als „Wellenbäuche“ bezeichnet werden. Selbstverständlich gibt es auch Stellen im Raum, an denen die Auslenkung der Luftmoleküle der hin- und rücklaufenden Schallwellen sich gegenphasig überlagern. Diese Auslöschungen, auch destruktive Interferenzen genannt, bilden sich in Form von „Wellenknoten“ aus. An diesen Stellen findet keine Auslenkung statt. Folge dieser Überlagerungen ist, dass die Auslenkung der Luftmoleküle nur noch oszilliert (außer bei den Wellenknoten) und keine Wellenausbreitung mehr stattfindet. Es entstehen die sogenannten stehenden Wellen. Raummoden sind die stehenden Wellen zwischen zwei Begrenzungsflächen eines Raumes.

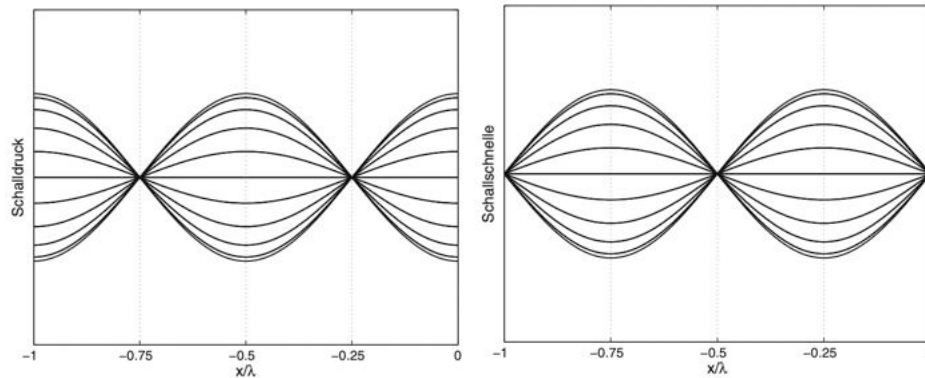


Abbildung 7: Ortsverlauf des Schalldruckpegels (links) und der Schallschnelle (rechts) in einer stehenden Welle für konstante Zeiten (Möser, S. 41)

Die Geometrie des Raumes gibt vor, bei welchen Frequenzen stehende Wellen auftreten. Besonders anfällig sind hier kleine quadratische Räume mit parallelen Wänden. Mit folgender Gleichung lässt sich der Zusammenhang zwischen dem Abstand d zweier paralleler Wände und der dazwischen stehenden Schallwelle mit der Wellenlänge λ beschreiben:

$$\lambda = \frac{2d}{n} \quad \text{Gl. (6)}$$

Da die Schallwellen vor der Wand nahezu gleichphasig sind, entsteht an den reflektierenden Flächen stets eine Überlagerung der hin- und rücklaufenden Welle. Das gleiche gilt auch für einen Wandabstand einer halben Wellenlänge oder Vielfachen davon. Erst im Abstand von $\lambda/4$ kommt es zur Auslöschung, da die Wegdifferenz zwischen hin- und rücklaufender Welle einer halben Wellenlänge und damit einer Phasendifferenz von 180° entspricht. Derartige Auslöschungen kommen auch bei ungeraden Vielfachen eines $\lambda/4$ -Abstandes zustande. Auf dieser Theorie basiert auch die Optimierung der absorbierenden Wirkung von porösen Absorbern, in dem man sie in einem $\lambda/4$ -Abstand zur Wand anbringt und damit gezielt die Wirkung erhöhen kann.

3.1.2.1 Modentypen

Es existieren 3 verschiedene Modentypen: axiale, tangential und oblique Raummoden. Die ausgeprägtesten Raummoden sind die axialen, welche auch meist als einzige

betrachtet werden. Obwohl tangentielle und oblique Moden wesentlich häufiger auftreten, ist ihr Einfluss doch deutlich geringer. Dennoch kann eine Kombination aus tangentialen und obliquen Moden genauso verheerend wirken, wie eine axiale Raummode.

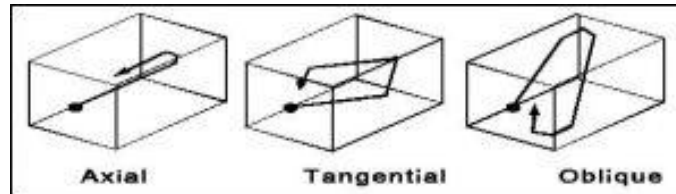


Abbildung 8: 3 Arten der Raummoden (URL:< <https://gikacoustics.de/wp-content/uploads/2009/04/GIK-Acoustics-Room-Mode-Graphic-510x156.jpg>>, Stand 02.05.2023)

3.1.2.2 Berechnung von Raummoden

Bereits 1896 führte Lord von Rayleigh eine Formel ein, mit deren Hilfe Raummoden in quaderförmigen Räumen berechnet werden kann:

$$f(n_x, n_y, n_z) = \frac{c_0}{2} \sqrt{\left(\frac{n_x}{l_x}\right)^2 + \left(\frac{n_y}{l_y}\right)^2 + \left(\frac{n_z}{l_z}\right)^2} \quad \text{Gl. (7)}$$

In dieser Formel stehen n_x , n_y und n_z für die Ordnungen der Mode entlang der Raumlänge, der Raumbreite sowie der Raumhöhe. Die Variablen l_x , l_y und l_z stehen für die konkrete Länge, Breite und Höhe des Raumes und werden in Metern berücksichtigt. Ein wichtiger Punkt ist, dass sich diese Formel auf exakt quaderförmige Räume bezieht, welche in der Realität sehr selten vorkommen, weil schon über die Primärstruktur des Raumes versucht wird, ungünstig stehende Wellen zu umgehen. Türöffnungen, Einlässe für Beleuchtungsequipment, Geländer, Bestuhlung, unterschiedliche Höhen der Bestuhlungsreihen, zueinander leicht schräg angeordnete Wände und weitere Einflussfaktoren verändern die Oberfläche der Raumbegrenzungsflächen und führen zu neuen Beugungs- und Streueffekten, die nicht dem eines klassischen, quaderförmigen Raumes folgen. Somit sind Werte aus obiger Formel eher als Richtwerte für eine schnelle Abschätzung zu betrachten.

3.1.2.3 Schröder-Frequenz f_s

Oberhalb der Schröder-Frequenz kann in einem Raum von einem diffusen Schallfeld ausgegangen werden, da die Dichte der Raummoden so hoch ist, dass einzelne (störend wirkende) Moden für das menschliche Gehör nicht mehr wahrnehmbar sind, da die Moden sich gegenseitig beeinflussen. Die Schröder-Frequenz stellt damit den Übergangspunkt vom wellentheoretischen zum geometrischen Modell der Akustik dar.

In dem Bereich unterhalb der Schröder-Frequenz wird das Schallfeld von einzelnen Raummoden dominiert. Dadurch können die Formeln zur Berechnung der Nachhallzeit von Sabine oder Eyring in diesem Fall keine einwandfreien Ergebnisse erzielen. Mit dem Volumen V und der Nachhallzeit T des Raumes kann die Schröder-Frequenz mit nachfolgender Gleichung berechnet werden:

$$f_s = 2000 \sqrt{\frac{T}{V}} \quad \text{Gl. (8)}$$

Reduziert man die Nachhallzeit, bspw. über die Erhöhung der Absorptionsfläche, so hat dies auch eine Reduzierung des von Raummoden dominierten Frequenzbereiches zur Folge.

3.1.2.4 Modendichte

Auch bei Raummoden bilden sich zu den Grundschwingungen Oberschwingungen. Wenn Raummoden höherer Ordnungen mit den Oberschwingungen der Raummoden niedrigerer Ordnungen sich mehr und mehr vermischen, erhöht sich folglich die Dichte der Moden mit steigender Frequenz. Stechen keine klar getrennten Moden mehr hervor, so spricht man ab dem Frequenzbereich von einem diffusen Schallfeld (s. Kap. 3.1.1).

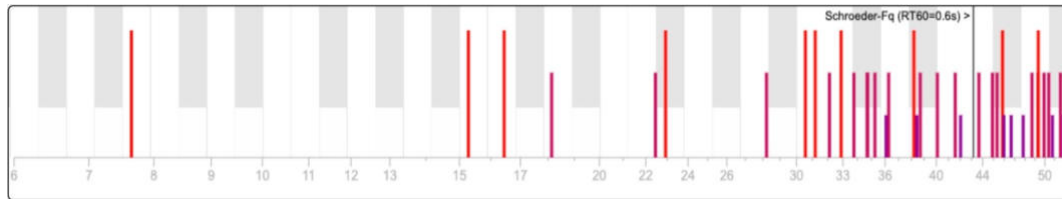


Abbildung 9: beispielhafter Verlauf der Modendichte für eine quaderförmige Vereinfachung des Theatersaals (URL:< <https://trikustik.at/raummoden-rechner>>, Stand: 08.05.2023)

In dem Fall der Abbildung stellt sich eine ausreichende Modendichte und damit verbunden ein diffuses Schallfeld ab 43 Hz ein.

3.1.3 Reflexionen

Das Verhältnis der Schallwellenlänge zu den Abmessungen der schallreflektierenden Flächen bestimmt maßgeblich die Reflexionsvorgänge. Je nach Frequenz ist in Räumen, in Abhängigkeit von den Einbauten und deren Strukturen, mit unterschiedlichen Reflexionswirkungen zu rechnen. Dabei kann man grundlegend, in nachfolgender Abb. 10 dargestellt, den Reflexionsvorgang in drei mögliche Formen unterscheiden.

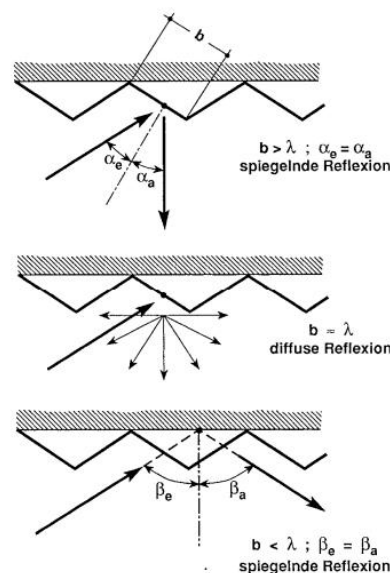


Abbildung 10: 3 Arten der Reflexionsvorgänge (Fasold & Veres, S. 104)

Im ersten Fall, wenn die Schallwellenlänge klein im Vergleich zur Reflexionsfläche ist, gelten die aus der Optik bekannten Gesetze für den Reflexionsvorgang: der Schalleinfallswinkel entspricht dem Schallausfallswinkel, wobei der einfallende sowie der ausfallende Schallstrahl in einer Ebene liegen. Diesen Vorgang kann man auch als geometrisch gerichtete oder spiegelnde Reflexion bezeichnen. Wenn man beachtet, dass die Abmessungen größer als die 5-fache Wellenlänge für eine spiegelnde Reflexion sein müssen, dann ergibt sich bspw. für eine reflektierende Struktur von 20 cm Breite eine untere Frequenzgrenze von 8500 Hz (vgl. Fasold & Veres, S. 105). Allerdings müssen an dieser Stelle noch Sender- und Hörabstand, sowie Einfallswinkel bei der Betrachtung einbezogen werden. Entspricht die Wellenlänge den Abmessungen der begrenzenden Flächen, so gelten die Spiegelgesetze der Reflexion nicht mehr. Es entstehen ungerichtete, diffuse Reflexionsanteile. Zieht man erneut das Beispiel von Fasold mit einer Strukturbreite von 20 cm heran, so entstehen diese ungerichteten, diffusen Reflexionen ab einer Frequenz von 1700 Hz. In der Regel liefern Raumgliederungen meist Reflexionen, die weder vollkommen spiegelnd noch vollkommen diffus sind. Für den Fall, dass die Schallwellenlängen viel größer als die Abmessungen der Strukturen sind (in diesem Fall wieder ca. größer als das 5-fache der Abmessungen), bleiben diese unwirksam. Die Grundfläche bestimmt die Reflexionsrichtung. Betrachtet man erneut das Beispiel einer 20 cm breiten Struktur, tritt der Fall bei Frequenzen unterhalb von 340 Hz auf.

„Bei der raumakustischen Planung kommt es einerseits darauf an, durch geometrisch gerichtete Reflexionen die Schallversorgung bestimmter Zuhörerbereiche zu unterstützen. Andererseits müssen konzentrierte und energiereiche späte Reflexionen vor allem bei konkav gekrümmten Flächen sehr störend sein.“ (Fasold & Veres, S. 105)

Da die Begrenzungsflächen nicht nur in Abhängigkeit von dem Verhältnis der Schallwellenlänge zu den Abmessungen der Strukturen reflektieren und nicht absorbieren, sondern diese auch genügend schwer sein müssen, ist die flächenbezogene Masse ebenso ein wichtiger Parameter. Je tiefer die zu reflektierenden Frequenzen werden, umso größer muss die flächenbezogene Masse werden. Für Reflexionen von Musik (besonders in Schallquellennähe) werden ca. 40 kg/m^3 benötigt, dahingegen reichen bei Sprache bereits 10 kg/m^3 aus. (vgl. Fasold & Veres, S. 105)

3.1.3.1 geometrisch gerichtete Reflexionen

Mittels Schallstrahlen können Reflexionsvorgänge im Raum näherungsweise dargestellt werden. Diese Betrachtungsmethode wird auch als geometrische Raumakustik bezeichnet, bei der auf gewisse Eigenschaften (z.B. Beugung) der Wellennatur des Schalls verzichtet wird. Durch Spiegelschallquellen wird die zu erwartende Reflexion an einer Fläche simuliert. Diese gedachte Schallquelle liegt dabei mit der realen Schallquelle auf einer senkrecht zur Reflexionsfläche verlaufenden Verbindungslinie. Der Abstand zur Reflexionsfläche ist von beiden Schallquellen gleich, nur liegt die Spiegelschallquelle in jenem Abstand hinter der Raumbegrenzung.

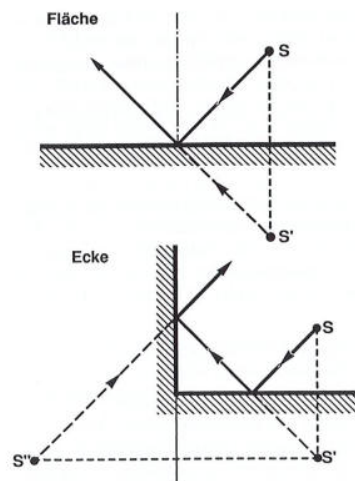


Abbildung 11: geometrisch gerichtete Reflexion an einer Fläche und an einer Ecke
(Fasold & Veres, S. 106)

Bei Mehrfachspiegelungen bspw. an Ecken entstehen, wie der Abb. 11 zu entnehmen ist, Spiegelschallquellen zweiter Ordnung oder auch höherer Ordnungen (abhängig von der Anzahl der Spiegelungen). Die Spiegelschallquelle zweiter Ordnung entsteht infolge der Reflexion der Spiegelschallquelle erster Ordnung an der zweiten Reflexionsfläche. Spiegelschallquellen weiterer Ordnungen folgen dem gleichen Prinzip. Das Spiegelquellenverfahren bildet die Grundlage für das zur computergestützten Simulation verwendete Ray-tracing-Verfahren.

Entstehen Reflexionen an gekrümmten Flächen, ist deren Krümmung maßgebend. Bei konvex gekrümmten Flächen kommt es zur Schallstreuung, wobei konkav gekrümmte

Flächen den Schall entsprechend den Hohlspiegelgesetzen konzentrieren. Gerade den konkaven Flächen ist bei der Planung besondere Aufmerksamkeit zu schenken, da durch die Schallkonzentration energiereiche, späte Reflexionen entstehen können, welche die akustische Funktionstüchtigkeit des Auditoriums ruinieren können. Diese Tatsache soll aber nicht den bewussten Einsatz von konkav gekrümmten Flächen ausschließen. Besonders elliptische und parabelförmige Krümmungen können zur bewussten Schalllenkung in schlechtversorgte Bereiche dienen. (vgl. Fasold & Veres, S. 108 ff.)

Konvexe Fläche werden mit ihrer streuenden Wirkung hauptsächlich verwendet, um störende Schallkonzentrationen zu vermeiden oder die Diffusität im Raum zu fördern. Möchte man Begrenzungsflächen gezielt als Reflektoren einsetzen, so kann über nachfolgende Gleichung eine untere Grenzfrequenz f_u bestimmt werden, bis zu welcher die spiegelnden Reflektoren wirksam sind:

$$f_u \approx 700 \frac{a_1 a_2}{(b \cos \alpha)^2 (a_1 + a_2)} \quad \text{Gl. (9)}$$

dabei sind

a_1 Schallquellenabstand in m

a_2 Hörerabstand in m

b Breite der Reflexionsfläche in m

α Schalleinfallswinkel

Aus der Gleichung wird ersichtlich, dass mit einer Vergrößerung der Breite b die Grenzfrequenz proportional zu b^2 verkleinert werden kann. Dennoch darf dabei nicht der Einfluss der Abstände a_1 und a_2 , sowie der Schalleinfallswinkel vernachlässigt werden, denn diese erhöhen die Grenzfrequenz mit größeren Abständen.

3.1.3.2 diffuse Reflexionen

Der Diffusitätsgrad beschreibt, wie gleichmäßig die reflektierten Schallstrahlen in allen Raumwinkeln verteilt sind. Ebenso kann der Streugrad, welcher das Verhältnis der gestreuten Energie zur Gesamtenergie angibt, dafür verwendet werden. Alle Reflexionen, die sich im Ausfallswinkel um mehr als $\pm 10^\circ$ zur geometrisch gerichteten Reflexion unterscheiden, werden der gestreuten Energie angerechnet. Bei einer gleichmäßigen Verteilung der Reflexionen im Raum ist der Diffusitätsgrad 1. Dahingegen bedeutet ein Streugrad von 1, dass keine geometrisch gerichteten Reflexionen vorhanden sind. Diffusitäts- oder Streugrade von 0 beschreiben geometrisch gerichtete Reflexionen. (vgl. Fasold & Veres, S. 111)

*„Der höchste Diffusitätsgrad (ungefähr 0,8) wird in einem Frequenzbereich erzielt, in dem die Strukturperiode g etwa ein- bis zweimal so groß ist wie die Wellenlänge“
(Fasold & Veres, S. 112)*

Aus diesem Zusammenhang lässt sich nachfolgende Formel zur Einstellung der optimalen Frequenz verwenden:

$$f_{opt} \approx \frac{500}{g} \quad \text{Gl. (10)}$$

mit

g Strukturperiode in m

In den meisten Fällen werden zum Erzielen einer hohen Diffusität geometrische Grundformen wie Rechtecke, Dreiecke und Zylinder verwendet. Interessant ist, dass zylindrische und dreieckige Formen eine breitbandigere Wirkung haben als die rechteckigen, wobei das Frequenzgebiet, in dem mit einer hohen Diffusität der Reflexionen gerechnet werden kann, mit ein bis zwei Oktaven generell bei all drei Formen sehr schmalbandig ist. Durch die Kombination unterschiedlicher geometrischer Formen lässt sich eine breitbandigere Diffusität der Reflexionen erzielen.

Selten ist es in der Praxis das Ziel, Reflexionen besonders hoher Diffusität zu erzielen. Viel mehr wird mit den diffusen Reflexionen darauf abgezielt, dass die Schärfe von geometrisch gerichteten Reflexionen verringert bzw. der Winkelbereich der reflektierten Schallstrahlen verbreitert oder deren Richtung geändert wird. (vgl. Fasold & Veres, S. 111 f.)

3.1.4 Schallabsorptionsgrad α und äquivalente Schallabsorptionsfläche A

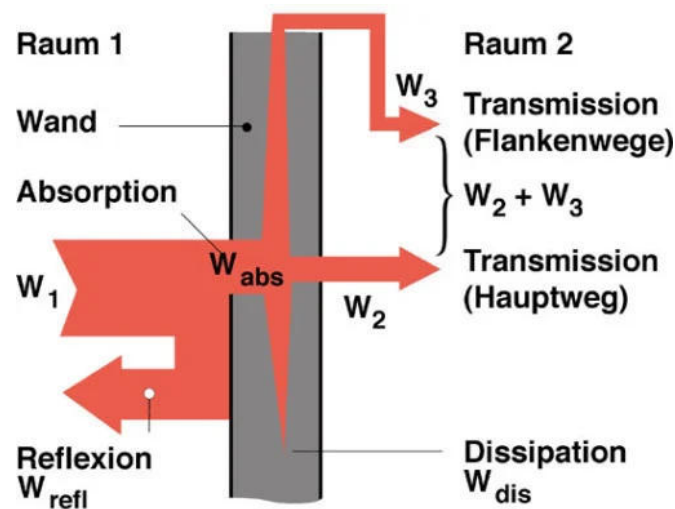


Abbildung 12: Prinzipdarstellung der Absorption, Reflexion und Transmission bei Schalleinfall auf eine Wand (URL:<Schallübertragungswege im Bau | Akustik | Schallübertragung | Baunetz_Wissen (baunetzwissen.de), Stand: 23.03.2023)

Abb. 12 beschreibt, durch die Schallenergie W_1 dargestellt, das Auftreffen von Schall auf eine sich im Raum (Raum1) befindliche Wandfläche. In der Regel wird der Großteil dieser auftreffenden Leistung reflektiert (s. W_{refl}).

Beschrieben werden kann dieser Schallreflexionsvorgang durch den Schallreflexionsgrad:

$$\rho = \frac{W_{refl}}{W_1} \quad \text{Gl. (11)}$$

Wird der Schall vollständig reflektiert, ist $\varrho = 1$. Allerdings dringt ein gewisser Teil der auftreffenden Schallenergie W_1 in die Wand ein. Dieser Anteil wird durch die absorbierte Leistung W_{abs} , die dem Raum 1 entzogen wird, dargestellt. Wie bei der Reflexion wird dieser Absorptionsvorgang durch den Absorptionsgrad

$$\alpha = \frac{W_{abs}}{W_1} \quad \text{Gl. (12)}$$

beschrieben. Die Werte können dabei zwischen 0 (komplette Reflexion) und 1 (komplette Absorption) liegen. Hier wird der Zusammenhang deutlich, dass sich Absorption und Reflexion wie folgt ergänzen

$$\varrho + \alpha = 1 \quad \text{Gl. (13)}$$

In Abb. 12 wird ersichtlich, dass sich die Absorption in mehrere Schallübertragungsvorgänge unterteilt. Durch Reibung wird ein Teil W_{diss} im Bauteil aus der in die Wand eindringenden Schalleistung W_{abs} in Wärme umgewandelt. Dieser Vorgang wird als Dissipation bezeichnet. In offenporigen Stoffen, z.B. Faserdämmstoffen ist die Dissipation besonders ausgeprägt, weshalb diese in Form von porösen Absorbern zu Zwecken der Schallabsorption Verwendung finden. Über direkte Öffnungen oder auch dünne Vorsatzschalen, welche an das im Raum 1 entstehende Schallfeld angekoppelt sind, kann es zu resonanzartig überhöhter Schallabsorption kommen.

Neben der Reflektion und Absorption spielt die Transmission noch eine entscheidende Rolle. Die Transmission beschreibt dabei die Schallübertragung von der in die Wand eingedrungenen Schalleistung in den Nachbarraum (Raum 2) oder ins Freie. Dies kann direkt durch die Wand (W_2), über angrenzende Bauteile (auf Flankenwegen) oder über Öffnungen und Kanäle erfolgen (W_3). Beschrieben werden kann dieser Vorgang über den Schalltransmissionsgrad

$$\tau = \frac{W_2}{W_1} \quad \text{Gl. (14)}$$

bzw.

$$\tau' = \frac{W_2 + W_3}{W_1} \quad \text{Gl. (15)}$$

Dieser spielt besonders bei Betrachtungen der Schalldämmung von Bauteilen eine Bedeutung. Zusammengesetzt aus den vorhergehenden Zusammenhängen berechnet sich der Schallabsorptionsgrad einer Fläche also nach

$$\alpha = \frac{W_{abs}}{W_1} = \frac{W_{diss} + W_2 + W_3}{W_1} = \frac{W_{diss}}{W_1} + \tau' \quad \text{Gl. (16)}$$

Mit dem Schallabsorptionsgrad α werden im Allgemeinen, die Schallabsorptionseigenschaften von Bauteilen und Baustoffen frequenzabhängig angegeben. Der Schallabsorptionsgrad wird üblicherweise für Terz- und Oktav-Mittelfrequenzen von 125 bis 4000 Hz angegeben.

Ebenso existieren auch Einzahlangaben für den Schallabsorptionsgrad. Der einfachste Fall ist die Berechnung des arithmetischen Mittels α_m der Schallabsorptionsgrade im betrachteten Frequenzgebiet. Dabei muss allerdings bedacht werden, dass die schallabsorbierenden Eigenschaften aus unterschiedlichen Frequenzbereichen sich dabei kompensieren können. Das sowohl negativ als auch positiv. Um diese gegenseitigen Beeinflussungen ausschließen zu können, wurde ein spezielles Bewertungsverfahren für die Schallabsorption eingeführt.

Anhand der in Abb. 13 dargestellten Bezugskurve, können die messtechnisch ermittelten Schallabsorptionsgrade verglichen werden. Die Schallabsorptionsgrade α_P werden dabei in Terzen gemessen und anschließend für den Vergleich in Oktaven umgerechnet. Anschließend wird die Bezugskurve so lange in 0,05-er Schritten senkrecht verschoben, bis die Summe der Unterschreitungen der Oktavwerte maximal 0,10 beträgt. Berücksichtigt werden für die Bewertung nur die Unterschreitungen der Bezugskurve, da die Überschreitungen so gewertet werden, als ob diese auf der Bezugskurve liegen würden. Folglich werden mit diesem Verfahren schlechte Absorptionsgrade nicht mehr, wie es beim arithmetischen Mittel der Fall ist, durch besonders gute bei anderen Oktaven kompensiert. Für die nach den oben genannten Punkten, verschobene Bezugskurve wird bei 500 Hz der Schallabsorptionsgrad abgelesen, welcher dann als bewerteter Schallabsorptionsgrad α_w bezeichnet wird.

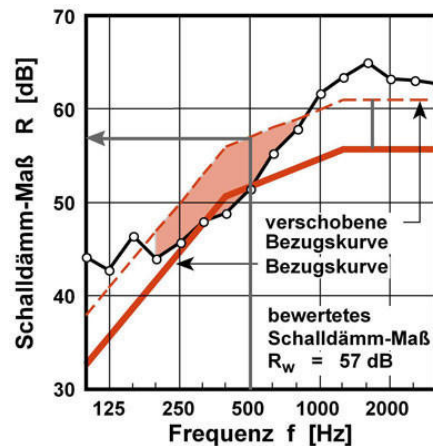


Abbildung 13: Beispiel für die Ermittlung des bewerteten Schalldämm-Maßes R_w
 (URL:< Bewertung der Schalldämmung | Akustik | Schallübertragung | Baunetz_Wis-
 sen (baunetzwissen.de)>, Stand: 23.03.2023)

Abseits des Einzahlwertes kann der Schallabsorptionsgrad auch als äquivalente Schallabsorptionsfläche angegeben werden. Dafür wird der frequenzabhängige Schallabsorptionsgrad α des Bauteils mit seiner Fläche S (in m^2) multipliziert und man erhält daraus die Modellfläche:

$$A = \alpha S \quad \text{Gl. (17)}$$

die vollständig absorbiert. Das bedeutet der Schallabsorptionsgrad dieser Fläche ist gleich 1. Diese Modellfläche wird als äquivalente Schallabsorptionsfläche A bezeichnet. Sie kennzeichnet dabei nicht nur die Schallabsorptionswirkung von Flächen, sondern auch von Personen, Gegenständen und Räumen und ist somit für die Darstellung von raumakustischen Eigenschaften von grundsätzlicher Bedeutung.

Da jede im Raum vorhandene Begrenzungsfläche S_i einen bestimmten Schallabsorptionsgrad α_i besitzt, lässt sich nach Gl. (18) für eben jene Begrenzungsfläche auch eine äquivalente Schallabsorptionsfläche

$$A_i = \alpha_i S_i \quad \text{Gl. (18)}$$

bestimmen. Anschließend werden diese zur äquivalenten Schallabsorptionsfläche des Raumes A nach:

$$A = \alpha_1 S_1 + \alpha_2 S_2 + \dots + \sum \alpha_i S_i \quad \text{Gl. (19)}$$

addiert. Räumliche Schallabsorber, Personen oder andere Gegenstände die nicht als Flächen dargestellt werden können, werden über ihre äquivalente Schallabsorptionsfläche A_j gekennzeichnet und ebenfalls in der resultierenden Schallabsorptionsfläche des Raums berücksichtigt. In großen Räumen spielt neben den genannten Flächen und Objekten auch die Luftabsorption eine, insbesondere bei hohen Frequenzen, nicht zu vernachlässigende Rolle. Diese kann durch die äquivalente Schallabsorptionsfläche A_L nach

$$A_L = 4Vm \quad \text{Gl. (20)}$$

mit

V Raumvolumen in m^3

m Energiedämpfungskonstante in m^3

erfasst werden. Berücksichtigt man nun all diese Einflüsse wird die äquivalente Schallabsorptionsfläche A eines Raumes nach

$$A = \sum \alpha_i S_i + \sum A_j + A_L \quad \text{Gl. (21)}$$

berechnet.

3.1.5 Unvermeidbare Schallabsorption in Räumen

Abseits, der gezielt eingesetzten technischen Schallabsorber (s. Kapitel 3.3), kommt es in einem Raum, durch z.B. Raumbooberflächen, Luft, im Raum eingebrachte Gegenstände oder auch durch Personen zur Schallabsorption. Diese Einflüsse sollten bei der raumakustischen Planung nie außer Acht gelassen werden, da sie wie z.B. in großen Auditorien einen großen Einfluss auf die äquivalente Schallabsorptionsfläche und damit verbunden auf die raumakustischen Parameter haben.

3.1.5.1 Schallabsorption durch Publikum und Gestühl

Bei der akustischen Betrachtung des Publikums ist besonders die Kleidung (poröse Schallabsorber) schallabsorbierend wirksam. So kann die äquivalente Schallabsorptionsfläche für eine einzelne, stehende Person in Abhängigkeit von ihrer Kleidung bei 1000 Hz von 0,4 m² (leichtes Sommerkleid) bis 1,4 m² (Wintermantel) schwanken (vgl. Fasold & Veres, S. 98 f.). Das hat zur Folge, dass eine große Streubreite bei der Berechnung der Schallabsorption von Publikumsflächen entstehen kann. Deswegen liegen der Planung meistens nur Mittelwerte zugrunde, die möglichst viele Variationen des Publikums untersucht haben. Auch wenn es sich beim Publikum um Personen als Einzelobjekte handelt, wird die äquivalente Schallabsorptionsfläche von Publikum und Gestühl meist aus dem Schallabsorptionsgrad derer Flächen berechnet. Wichtig ist für die Berechnung:

„... dass an den Begrenzungen der bestuhlten Flächen von den Gängen her eine zusätzliche Schallbeugung (Kantenbeugung) in den Publikumsbereich hinein erfolgt, die eine Erhöhung der Schallabsorption bewirkt, ist bei der Berechnung überall dort, wo ein Gang an die Gestühlfläche angrenzt, die tatsächlich vom Publikum besetzte Fläche um einen Streifen von 0,5 m Breite zu vergrößern.“ (Fasold & Veres, S.99)

Neben dem Publikum selbst ist bei der Berechnung der Publikumsflächen ebenso das Gestühl entscheidend, so ist das Absorptionsverhalten von Polsterstühlen deutlich höher als das von Holzstühlen. Oft besitzen speziell für Auditorien entworfene Gestühle Absorptionswerte, die einem besetzten Platz gleichkommen. Das ist entscheidend für die Absorptionseigenschaften und damit verbundenen Nachhallzeiten im besetzten und unbesetzten Zustand. Da für bspw. Schauspieler und Musiker das Proben im unbesetzten Zustand Normalität ist, müssen sie sich dabei aber dennoch auf die akustischen Eigenschaften des besetzten Raumes einstellen. Ebenso wäre es bedauerlich, wenn aufgrund geringer Auslastung die akustische Qualität des Auditoriums abnehmen würde. Neben der maßgebenden Eigenschaft der Kleidung ist bei der Berechnung der äquivalenten Schallabsorptionsfläche für das Publikum die Besetzungsdichte ebenso essenziell. So stellen eng benachbart sitzende Personen (Chor) eine kleinere äquivalente Schallabsorptionsfläche als einzeln im Raum befindliche oder weit auseinandersitzende Personen dar. (vgl. Fasold & Veres, S. 100)

3.1.5.2 Schallabsorption durch Raumbegrenzungsflächen

Wie in Tabelle 1 ersichtlich ist, sind die Schallabsorptionsgrade üblicher Raumbegrenzungsflächen recht gering, doch leisten sie aufgrund der meist sehr großen Flächen einen Beitrag zur gesamten äquivalenten Schallabsorptionsfläche von Räumen.

*Tabelle 1: Schallabsorptionsgrade α von Raumbegrenzungsflächen (Planungswerte)
(Fasold & Veres, S. 100)*

Raumbegrenzungsfläche	Oktavband-Mittenfrequenz f_m [Hz]						
	63	125	250	500	1000	2000	4000
	Schallabsorptionsgrad α						
Marmor, Fliesen, Klinker	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,03
Beton, Stuckgips, Naturstein	0,02	0,02	0,02	0,03	0,04	0,05	0,05
Kalkzementputz, Tapete Gipskartonplatten	0,02	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08
Schaumstofftapete, etwa 8 mm dick	0,02	0,03	0,10	0,25	0,40	0,50	0,60
Dielen, Parkett, Holzboden hohlliegend (auf Leisten)	0,15	0,10	0,08	0,06	0,05	0,05	0,05
Teppichboden bis etwa 5 mm Dicke	0,02	0,03	0,04	0,06	0,20	0,30	0,40
Teppichboden bei mehr als etwa 5 mm Dicke	0,02	0,03	0,06	0,10	0,30	0,50	0,60
Fenster, Spiegel	0,20	0,12	0,10	0,05	0,04	0,02	0,02
Tür, Holz, lackiert	0,15	0,10	0,08	0,06	0,05	0,05	0,05
Bühnenöffnung	0,40	0,40	0,40	0,60	0,70	0,80	0,80

Massive Baustoffe an den Raumbegrenzungsflächen haben einen sehr geringen Schallabsorptionsgrad, da sie schallhart wirken und somit den Schall hauptsächlich reflektieren als zu absorbieren. Betrachtet man z.B. die Schallabsorptionsgrade für Beton, Stuckgips und Naturstein so fällt auf, dass er nahezu linear ist. Es ist lediglich ein leichter Anstieg zu hohen Frequenzen im Hundertstel-Bereich festzustellen.

Teppichböden wirken in hohen Frequenzen wie poröse Absorber, deren Wirkung durch Einbringung von Filzschichten nach unten hin erweitert werden kann. Ebenso können Fußböden auch zielgerichtet im mittleren Frequenzbereich absorbierend wirksam gemacht werden. Wird ein Fußboden aus fester Oberschicht und elastischer Unterlage konstruiert, so wirkt dieser als Masse-Feder-System. Eine deutlich ausgeprägtere

Wirkung im tiefen Frequenzbereich kann durch hohl liegende Holzböden oder auch mit leichten, vor Massivwänden angebrachten Vorsatzschalen erzielt werden.

Ebenso ist bei Fenstern und Türen im tiefen Frequenzbereich eine größere Absorption vorhanden, welche durch die Schalltransmission nach außen entsteht. Abb. 14 soll das über den Zusammenhang zwischen Transmissionsgrad und Schalldämm-Maß verdeutlichen.

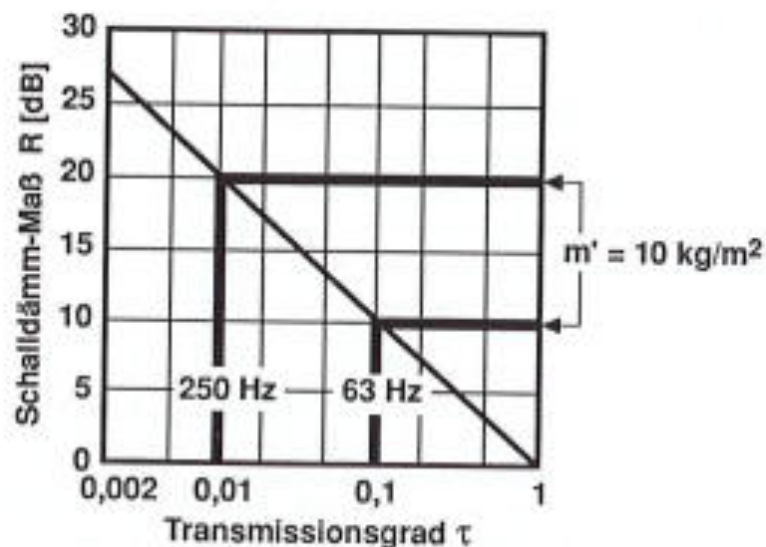


Abbildung 14: Zusammenhang zwischen Schalldämm-Maß R und Transmissionsgrad τ
(Fasold & Veres, S. 101)

Bei Fenstern wirken ergänzend dazu Resonanzerscheinungen im Zwischenraum von Isolier- oder Doppelverglasungen. Allerdings muss dabei darauf geachtet werden, dass man die im Hohlraum auftretenden Eigenfrequenzen durch Dämpfung der Biegefrequenzen der Glasscheiben reduziert. Andernfalls kann es sogar zum Einbruch im tieffrequenten Frequenzbereich kommen.

In Aufführungsräumen mit Bühnen (z.B. Opernhäuser, Theatersäle) sind deren Bühnenöffnungen oft nur sehr schwer in ihrer absorbierenden Wirkung einzuschätzen, da der Bühnenaufbau selbst maßgebend ist doch sehr unterschiedlich ausgeführt sein kann. Ebenso schwer kalkulierbar ist der Einfluss der Schlitze und Öffnungen, die bei Einsatz

von raumluftechnischen Anlagen schallabsorbierend wirksam werden. (vgl. Fasold & Veres, 1998)

3.1.5.3 Schallabsorption durch Luft

Durch Reibungs-, Wärmeleitungs- und Zähigkeitsverluste kommt es bei der Schallausbreitung in Luft für hohe Frequenzen zur Schallabsorption. Ist sie in kleinen Räumen vernachlässigbar, so steigt der Einfluss und die Bedeutung bei der Schallausbreitung in großen Räumen, sowie im Freien über große Entfernungen. Die Absorptionswirkung ist von der Temperatur und der relativen Feuchtigkeit abhängig. Dabei kann ihre Wirkung zum einen über einen Schallabsorptionskoeffizienten α_L (dB/km) als auch über die Energiedämpfungskonstante m (in m^{-1}) gekennzeichnet werden. In nachfolgender Tabelle 2 sind Näherungswerte gegeben, die für Planungszwecke herangezogen werden können.

*Tabelle 2: Absorptionseinfluss der Luft bei Schallausbreitung (Planungszwecke)
(Fasold & Veres, S. 102)*

Schallausbreitung im Freien	Oktavband-Mittenfrequenz f_m [Hz]						
	125	250	500	1000	2000	4000	8000
				0	0	0	0
	Schallabsorptionskoeffizient α_L [dB/km]						
Temperatur: 10 °C Rel. Luftfeuchte: 70%	0,5	1	2	4	8	20	50
Schallausbreitung in Räumen	Energiedämpfungskonstante m [$10^{-3} m^{-1}$]						
Temperatur: 20 °C Rel. Luftfeuchte: 50%	-	0,07 5	0,25	0,75	2,5	7,5	25
Beispiel:	Äquivalente Schallabsorptionsfläche $A_L = 4 m V$ [m^2]						
$V = 1000 m^3$	-	0,3	1	3	10	30	100
$V = 10000 m^3$	-	3	10	30	100	300	1000

Gut zu erkennen ist der voran beschriebene Einfluss auf hohe Frequenzen. Betrachtet man das Beispiel für ein Raumvolumen von $10000 m^3$ fällt auf, dass tatsächlich erst ab 2000 Hz mit einem merklichen Einfluss von $100 m^2$ äquivalenter Absorptionsfläche zu rechnen ist.

3.2 Raumakustische Kriterien

Durch die Dauer des Nachhalls lässt sich die wohl auffälligste akustische Eigenschaft eines Raumes, seine Halligkeit, charakterisieren. Schon vor rund 90 Jahren definierte Sabine mit der Nachhallzeit das älteste und bekannteste raumakustische Gütemerkmal. Lange Zeit galt eine optimale Nachhallzeit als die Zielgröße für raumakustische Planungen. Auch heute wird sie oft noch als Pauschalmaß für die akustische Eigenschaft eines Raumes verwendet. Bei genauerer Beobachtung wird deutlich, dass die Nachhallzeit nicht das einzige Kriterium zur Beschreibung der akustischen Qualität eines Auditoriums sein kann, denn die Nachhallzeit ist überall in einem Saal gleich, allerdings treten in jedem Auditorium unterschiedlich bewertete Platzbereiche auf, was daraufhin deutet, dass weitere raumakustische Kriterien existieren müssen. (vgl. Fasold & Veres, S. 135)

Diese untereinander häufig eng korrelierten Kriterien lassen sich in Zeit- und Energiekriterien unterteilen. Bei den Zeitkriterien wird die Dauer des Abklingverhaltens von bestimmten Prozessen im Raum (Schwerpunktzeit, Nachhallzeit, Anfangsnachhallzeit EDT) gemessen. Dahingegen setzen die Energiekriterien bestimmte energetische Anteile innerhalb des Nachhalls (Deutlichkeitsmaß, Klarheitsmaß) oder für verschiedene Einfallsrichtungen des Nachhalls (Seitenschallgrad) zueinander ins Verhältnis.

Nachfolgende Tabelle 3 liefert eine Übersicht der raumakustischen Kriterien und deren Optimalwerte je nach Anwendungsbereich (Sprache oder Musik), welche in den folgenden Kapiteln noch genauer erläutert werden.

Tabelle 3: Optimalwerte raumakustischer Kriterien (Fasold & Veres, S. 136)

Höreindruck	Kriterium	Optimum	
		Sprache	Musik
Nachhall, Klangfarbe	Nachhallzeit T	ca. 1 s	ca. 2 s
	Anfangsnachhallzeit EDT	-	ca. 2,2 s
	Bassverhältnis	-	1,1 bis 1,3
Deutlichkeit	Deutlichkeitsgrad D_{50}	> 50 %	-
Durchsichtigkeit	Deutlichkeitsmaß C_{50}	> 0 dB	-
	Schwerpunktzeit TS	< 80 ms	100 bis 150 ms
	Klarheitsmaß C_{80}	-	-1 bis +3 dB
	Artikulationsverlust für Konsonanten Al_{cons}	< 15 %	-
	Sprachübertragungsindex RASTI	> 50 %	-
Raumeindruck	Hallmaß H		+3 bis +8 dB
	Seitenschallgrad LF	-	25 bis 40 %
	Seitenschallmaß $10 \lg LF$	-	-4 bis -7 dB
	Raumeindrucksmaß R	< 0 dB	+1 bis +7 dB
Laustärke	Schalldruckpegelminderung ΔL	< 5 dB(A)	< 5 dB(A)
	Stärkemaß G	+1 bis +10 dB	+1 bis +10 dB

3.2.1.1 Nachhallzeit des Raumes

„Nach W.C. Sabine um die Jahrhundertwende durchgeführter Pionierarbeit galt die von ihm in die Raumakustik eingeführte Nachhallzeit bis in die 30er-Jahre als das objektiv messbare Gütekriterium schlechthin. Aber auch als man erkannte, dass sie nicht den einzigen Gütemaßstab darstellen konnte und als immer wieder neue Kriterien ergänzend angeboten wurden, blieb sie die einzige Größe, für die in Lehr- und Taschenbüchern Richtwerte angegeben wurden. Dies liegt vor allem daran, dass die Nachhallzeit auch heute noch das einzige Kriterium darstellt, das bei der Planung verhältnismäßig einfach, wenn auch nicht sehr genau, an Hand von Plänen und

Materialangaben vorausberechnet werden kann. Kein verantwortungsbewusster Berater wird daher darauf verzichten, ihre Werte abzuschätzen“ (Cremer, 1987)

Die Nachhallzeit T (*Reverberation Time R*) beschreibt die Zeit, in der nach Abschalten der Schallquelle der Schalldruck im Raum auf ein Tausendstel seines Anfangswertes fällt, was einem Schalldruckpegelabfall von 60 dB gleichzusetzen ist. Zur Einschätzung entsprechen 60 dB nach Sabine der Dynamik eines großen Orchesters. Die Nachhallzeit wird nach:

$$T = 55,3 \frac{V}{Ac_0} = 0,163 \frac{V}{A} \quad \text{Gl. (22)}$$

berechnet. Aus der Gl. (22) ergibt sich, dass mit zunehmendem Volumen aber gleichbleibender schallabsorbierender Ausstattung eines Raumes die Nachhallzeit T zunimmt. Da die Nachhallzeit ein langjährig etabliertes Kriterium darstellt, gibt es für Räume verschiedener Nutzungen und Größen festgelegte Optimalwerte. Abb. 15 liefert einen Überblick für optimale Nachhallzeiten bei mittleren Frequenzen T_m .

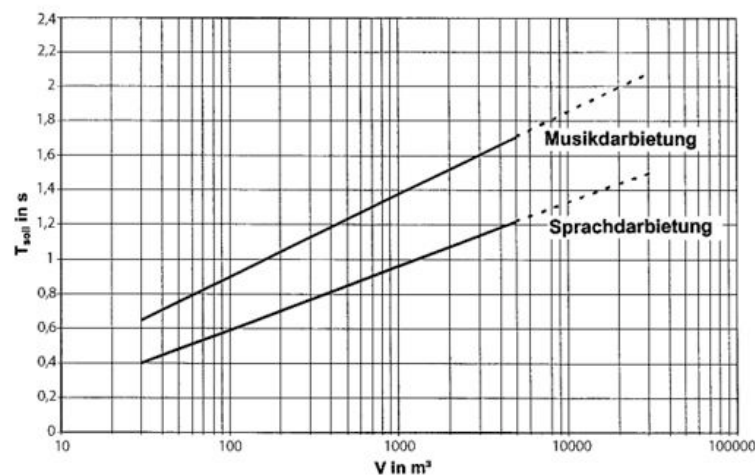


Abbildung 15: Sollwert der mittleren Nachhallzeit T_{soll} für Sprach- und Musikdarbietungen in Abhängigkeit vom Raumvolumen V (Weinzierl, S. 189)

Abb. 15 zeigt, dass die optimalen Nachhallzeiten für Sprache (ca. 1 s) niedriger als jene für musikalische Darbietungen (ca. 2 s für sinfonische Musik) liegen, aber beide mit größer werdendem Raumvolumen zunehmen. Abb. 16 zeigt den frequenzabhängigen Toleranzbereich für die Nachhallzeiten. Zu erkennen ist eine Linearität der oberen Grenze

ab der Oktavfrequenz von 250 Hz. Dahingegen wird der Toleranzbereich im tiefen Frequenzbereich je Oktave um 5 % breiter, wodurch die geringere Empfindlichkeit des Gehörs ausgeglichen und dem Klang eine gewisse „Wärme“ gegeben wird. Die untere Toleranzkurve zeigt ebenfalls eine Linearität, aber diese gilt nur für die Oktaven von 250 Hz bis 2000 Hz. Unterhalb der 250 Hz-Oktave und oberhalb der 2000 Hz-Oktave wird der Toleranzbereich um 15 % pro Oktave größer.

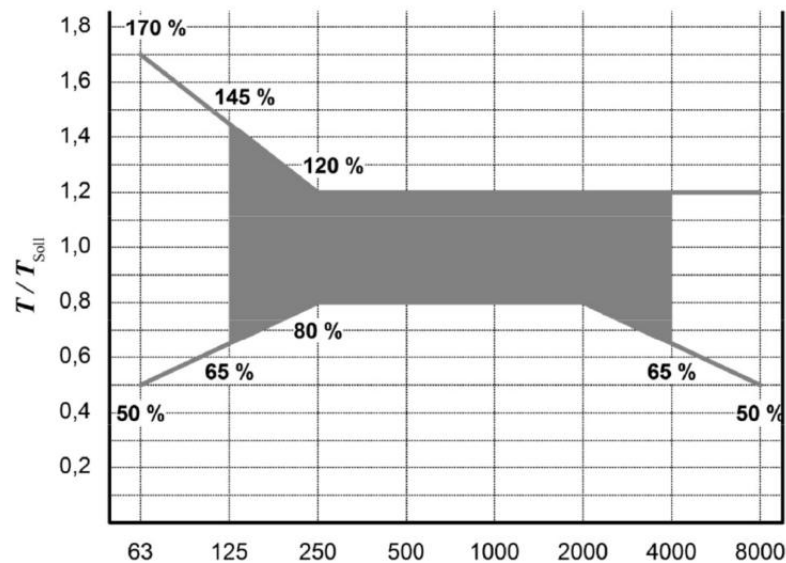


Abbildung 16: Frequenzabhängiger Toleranzbereich der Nachhallzeit T bezogen auf T_{soll} (DIN EN ISO 18041:2016-03, S. 14)

Oft, besonders im tieffrequenten Bereich, ist ein Dynamikbereich von 60 dB aufgrund eines zu geringen Abstandes von Anregungssignal zu Störpegel im Raum nicht umsetzbar. Für Messungen bei denen der Schalldruckpegelabfall von 60 dB nicht gewährleistet werden kann besteht die Möglichkeit über kleinere Dynamikbereiche und die anschließende Extrapolation derer, die Nachhallzeit zu bestimmen. Diese möglich messbaren Energiebereiche sind in der DIN EN ISO 3382 festgehalten und umfassen die Bereiche von -5 dB bis -15 dB (T10), von -5 dB bis -25 dB (T20) bzw. -5 bis -35 dB (T30).

Die Nachhallzeit ist wie das Absorptionsverhalten eine frequenzabhängige Größe, welche oft als Einzahlwert, üblich als Mittelwert der Nachhallzeiten bei den Oktavmittelfrequenzen 500 Hz und 1000 Hz, angegeben wird. Früher wurde die Nachhallzeit ausschließlich über Anregung mit terz- oder oktavbreiten Rauschsignalen bestimmt, aber im Laufe der technischen Entwicklung ist es möglich geworden, die

computergestützte Nachhallzeitmessung aus der Steilheit des Pegelabfalls der terz- oder oktavgefilterten Raumimpulsantwort zu bestimmen. (vgl. Weinzierl, S.188 f.).

3.2.1.2 Pegelverteilung im Raum

Obwohl das akustische Geschehen im Raum weder durch Störungen von außen noch von innen beeinflusst wird, kommt es nicht selten dazu, dass bspw. in der Mitte des Parketts oder unter Rängen im Theater der letztlich beim Empfänger eintreffende Schalldruckpegel als zu gering wahrgenommen wird. Die Gründe dafür können vielschichtig sein, so ist eine sich verschlechternde Tendenz in der Artikulation der Darsteller zu beobachten oder auch Unruhen im Auditorium selbst können Gründe dafür sein. Aus akustischer Sicht ist es daher wichtig, solche ungünstigen Plätze ausreichend mit frühen Reflexionen über Portale, Seitenwände und Decken zu versorgen und den Planungsfehler von sogenannten Schalllöchern zu umgehen. (vgl. Fuchs, S. 184)

Damit möglichst jeder Platz im Auditorium in den vollen Genuss des Gebotenen kommen darf, sollte die Lautstärkeverteilung im Raum ebenso bei der raumakustischen Planung mitberücksichtigt werden. Dazu muss in Hinblick auf 3 Sendepositionen auf der Bühne (hinsichtlich moderner Aufführungsmethoden auch innerhalb des Auditoriums) die Pegelverteilung im Raum für mindestens 500 und 1000 Hz bestimmt werden. Die Pegelverteilung L_x gibt dabei ein relatives Verhältnis zu einem gut beschallten Platz (meist in Nähe der Testschallquelle)

$$\Delta L = L_x - L_0 \quad \text{Gl. (23)}$$

an. Mit dem Stärkemaß G kann die Pegelverteilung L_x auch auf den Schalleistungspegel L_w einer Testquelle in einer bestimmten Entfernung x_0 (z.B. 5 oder 10 m) unter der Annahme einer kugelförmigen Abstrahlcharakteristik mit folgender Gleichung berechnet werden:

$$G = L_x - L_w + 20 \lg x_0 + 11 \text{ dB} \quad \text{Gl. (24)}$$

Mit diesem Stärkemaß G wird die Übertragung von einer bestimmten Quelle zu einem beliebigen Empfangsplatz mit allen Einflüssen der näheren und weiteren Umgebung gekennzeichnet. Das Stärkemaß G liegt bei mittleren Frequenzen (500 und 1000 Hz) in als

exzellent bewerteten Konzertsälen im Abstand von 10 m von der Quelle zwischen 4 und 6 dB. (vgl. Fuchs, S. 185)

3.2.1.3 Störpegel im Raum

„Es macht wenig Sinn, die Raumakustik auf ein hohes Niveau zu trimmen, wenn Akteure und Zuschauer schwitzen müssen, weil die Klimaanlage wegen zu hoher Geräuschentwicklung während der Darbietungen abgeschaltet werden muss.“ (Fuchs, S. 182)

Abseits des Störpegelabstandes für akustische Messungen wie jene zur Bestimmung der Nachhallzeit, ist es wichtig, besonders in Räumen zur Sprach- oder Musikdarbietung, auf den Störpegel im Raum zu achten. Obiges Zitat von Herrn Fuchs bringt diesen Zusammenhang sehr gut auf den Punkt. Geräusche aus haustechnischen Installationen wie z.B. einer Lüftungsanlage sind bei der raumakustischen Planung von Räumen zu berücksichtigen, denn auch durch diese können ungewünschte Dynamikeinschränkungen entstehen. Unzureichend ist es, die Störgeräusche nur mit einem gemessenen „speech interference level“(SIL) zu beschreiben, da dieser lediglich gemittelte Pegelwerte bei den Oktaven 500 – 4000 Hz berücksichtigt. Somit werden tieffrequente Anteile vernachlässigt, die gerade bei Lüftungsgeräuschen einen erheblichen Einfluss auf den Störpegel haben können.

Um einen mittleren Schallpegel \bar{L} im Raum aus dem Schalleistungspegel L_W von beliebig vielen Quellen zu berechnen und damit einen zu erwartenden Störpegel abschätzen zu können, kann mithilfe eines mittleren Absorptionsgrades $\bar{\alpha}$ aller Raumbegrenzungsflächen S_{ges} und Einbauten (α_F , S_E), sowie unter Berücksichtigung der Dämpfungskonstanten m (entnehmbar der Tabelle 4) und der freien Weglänge l_m mit nachfolgender Gleichung

$$L = L_W - 10 \lg \left[S_{ges} \left(\alpha + \alpha_E \frac{S_E}{S_{ges}} + m * l_m \right) \right] + 6 \text{ dB} \quad \text{Gl. (25)}$$

berechnet werden.

Tabelle 4: Dämpfungskonstante m in $10^{-3}/m$ bei der Schallausbreitung in Räumen (bei $20^\circ C$ und 50 % Luftfeuchte) und Absorptionskoeffizient α_a in db/km im Freien (bei $10^\circ C$ und 70 %) sowie akustische Grenzschichtdicke δ in $10^{-6} m$ bei $20^\circ C$ in Luft als Funktion der Frequenz in kHz (Fuchs, S. 23)

f	< 0,25	00,50	01,00	02,00	04,00	08,00
m	< 0,08	00,25	00,75	02,50	07,50	25,00
α_a	< 1,00	02,00	04,00	08,00	20,00	50,00
δ	> 95,00	67,00	47,00	34,00	24,00	17,00

3.2.2 Energiekriterien

„Sowohl bei Sprache als auch bei Musik können objektive Maße für den akustischen Eindruck Energieverhältnisse der hierfür jeweils nützlichen Anteile der Raumimpulsantwort zu den übrigen dienen. Meist beschränkt man sich bei der Beurteilung dieser Energiekriterien auf den mittleren Frequenzbereich (Oktave mit der Mittenfrequenz 1000 Hz). Zu optimalen Frequenzverläufen gibt es bisher nur ungenügende Kenntnisse hinsichtlich der subjektiv empfundenen Wirkungen.“ (Fasold & Veres, S.149 f.)

3.2.2.1 Deutlichkeitsgrad D_{50} und Deutlichkeitsmaß C_{50}

Eine hohe Sprachverständlichkeit ist in Räumen für Sprache mit einer „guten Akustik“ gleichzusetzen. Das Bewertungsmaß ist hierfür die Silbenverständlichkeit. Diese definiert den prozentualen Anteil, der beim gut artikulierten Sprechen von zusammenhangslosen Silben vom Hörer richtig verstanden wird. Liegt diese bei mehr als 50 % gilt sie als gut, liegt sie bei mehr als 70 % spricht man von einer sehr guten Silbenverständlichkeit. (vgl. Fasold & Veres, S. 150)

Kriterien zur Beschreibung der Silbenverständlichkeit sind der Deutlichkeitsgrad oder die Deutlichkeit nach

$$D_{50} = \frac{W_{0...50 \text{ ms}}}{W_{\text{ges}}} \quad \text{Gl. (26)}$$

sowie das Deutlichkeitsmaß

$$C_{50} = 10 \lg \frac{W_{0...50 \text{ ms}}}{W_{50 \text{ ms}... \infty}} \quad \text{Gl. (27)}$$

$$10 \lg \frac{D_{50}}{1 - D_{50}} \quad \text{Gl. (28)}$$

Beide Formeln setzen die bis 50 ms einfallende Energie $W_{0...50\text{ms}}$ zur gesamten W_{ges} oder zur restlichen $W_{50\text{ms}... \infty}$ ins Verhältnis. Grundlage dafür ist die Annahme, dass die Deutlichkeit von Sprache durch die Schallenergie, welche innerhalb von 50 ms nach Eintreffen des Direktschalls liegt, unterstützt wird. Spätere Anteile schaden dahingegen der Sprachverständlichkeit.

„Mit einem Deutlichkeitsgrad $D_{50} > 50 \%$ oder einem Deutlichkeitsmaß $C_{50} > 0 \text{ dB}$ werden sehr gute Silbenverständlichkeiten von mehr als 70% gewährleistet“ (Fasold & Veres, S. 150)

Das Deutlichkeitsmaß wird üblicherweise in einer Bandbreite aus 4 Oktaven zwischen 500 und 4000 Hz gemessen oder berechnet. Verglichen mit den *STI*-Maßen, berücksichtigt das Deutlichkeitsmaß keinen Einfluss von Störschall.

3.2.2.2 Klarheitsmaß C_{80}

Die Durchsichtigkeit besitzt in Räumen für Musik eine große Bedeutung. Jene umfasst die Zeitdurchsichtigkeit, sprich die Erkennbarkeit zeitlich aufeinander folgender Töne, sowie die Registerdurchsichtigkeit, d.h. die Unterscheidbarkeit von gleichzeitig von verschiedenen Instrumenten erzeugten Klänge. In der Akustik wird hierfür meist als objektiver Wert das Klarheitsmaß (Clarity) nach

$$C_{80} = 10 \lg \frac{W_{0...80 \text{ ms}}}{W_{80... \infty \text{ ms}}} \quad \text{Gl. (29)}$$

genommen. Nach Gl. (29) wird die Durchsichtigkeit fördernde Energie, d.h. die bis 80 ms nach dem Direktschall eintreffende Energie, ins Verhältnis zur nachfolgenden

Energie gesetzt. Je nach Musikstil unterscheiden sich die Anforderungen an die Durchsichtigkeit. So ist bspw. bei klassischer Musik eine etwas größere Durchsichtigkeit als bei romantischer Musik erwünscht.

Vergleicht man das Deutlichkeitsmaß für die Sprachverständlichkeit, bei welchem es um die Einhaltung eines Grenzbereiches geht (s. Kap. 3.2.2.1), so liegt beim Klarheitsmaß ein Gebiet optimaler Werte vor, denn die Durchsichtigkeit darf weder zu klein noch zu groß werden. Das Ziel ist es, eine Ausgewogenheit zwischen frühen und späteren, stark diffusen Reflexionen einzustellen. So liegt der Bereich von Optimalwerten für Orchester-musik bei einem Klarheitsmaß von -1 bis +3 dB. (vgl. Fasold & Veres, S. 151)

Die im nachfolgenden Kapitel (3.3.3) beschriebene Schwerpunktzeit t_s kann ebenso zur Beurteilung der Durchsichtigkeit von Musik dienen. Optimalwerte liegen hier bei etwa 100 bis 150 ms. (vgl. Fasold & Veres, S. 151)

3.2.2.3 Schwerpunktzeit t_s

Neben dem Deutlichkeitsmaß ist die Schwerpunktzeit t_s (Center Time) ein weiteres Kriterium für die Sprachverständlichkeit. Berechnet wird sie nach:

$$t_s = \frac{1}{W_{\text{ges}}} \int_0^{\infty} t W(t) dt \quad \text{Gl. (30)}$$

Mit der Schwerpunktzeit wird die Zeit des Energiemaximums gekennzeichnet. Dabei wird zwischen günstigen und ungünstigen Schallenergien wie bei anderen Kriterien keine scharfe Zeitgrenze gezogen, was der realen Schallwirkung besser entspricht. Der akustische Eindruck am Hörerplatz ist umso räumlicher, je größer die Schwerpunktzeit t_s ist.

Nach (Weinzierl, S. 197) besteht eine gute Korrelation zwischen Schwerpunktzeit und Sprachverständlichkeit bei einer Frequenzbewertung aus vier Oktaven zwischen 500 Hz, 1000 Hz, 2000 Hz und 4000 Hz. Für Sprache liegen optimale Werte zwischen 60 und 80 ms bei 4 Oktaven zwischen 500 und 4000 Hz, für Musik zwischen 70 und 150 ms bei der 1000 Hz-Oktave.

Die Schwerpunktzeit kann ebenso, im nächsten Kapitel erklärt, als Kriterium für Musikdarbietungen genutzt werden.

3.2.2.4 Artikulationsverlust Al_{cons}

Mit dem Artikulationsverlust gesprochener Konsonanten Al_{cons} führte Victor Peutz 1971 ein neues Maß zur Beschreibung der Sprachverständlichkeit ein, welches aus der messtechnischen Entwicklung sowie der Optimierung von Beschallungsanlagen abgeleitet wurde. Beschreiben lässt sich dieser Artikulationsverlust als eine Funktion der Nachhallzeit T , des Raumvolumens und des Abstandes des Empfängers zur Schallquelle r_{QH} in Bezug auf den Hallradius r_H :

$$Al_{cons} \approx 0,625 \left(\frac{r_{QH}}{r_H} \right)^2 T \quad \text{Gl. (31)}$$

Der Artikulationsverlust lässt sich ebenfalls über eine gemessene Raumimpulsantwort ermitteln. Dabei wird die Direktschallenergie bis ca. 35 ms und als Nachhallenergie alle eintreffende Energie nach 35 ms angesetzt und nach nachfolgender Formel berechnet.

$$Al_{cons} \approx 0,625 \left(\frac{E_{\infty} - E_{35}}{E_{35}} \right) T \quad \text{Gl. (32)}$$

Aus Gl. (31) und Gl. (32) wird ersichtlich, dass lange Nachhallzeiten den Artikulationsverlust verstärken, da sie wie Störschall für die nachfolgenden Nutzsignale wirken. Einen entscheidenden Einfluss auf die aus Gl. (32) gewonnenen Werte, hat der Störpegelabstand. Dieser sollte in der Regel mindestens 30 dB betragen, denn nach (Fasold & Veres, S. 150) verschlechtert sich ansonsten der Artikulationsverlust.

Nachfolgende Tabelle 5 liefert einen Überblick der Al_{cons} -Werte und die damit verbunden subjektiven Bewertungen der Sprachverständlichkeit.

Tabelle 5: Subjektive Bewertung der AI_{cons} -Werte (S. 193)

AI_{cons}	subjektive Bewertung
> 33 %	unverständlich
15...33 %	schlecht
7...15 %	ausreichend
3...7 %	gut
0...3 %	ausgezeichnet

3.2.2.5 Sprachübertragungsindex STI

Ausschlaggebend für eine gute Sprachverständlichkeit ist, wie gut Modulationen des gesendeten Sprachsignals erhalten bleiben. Somit wird zur Bestimmung des Speech Transmission Index (STI) die Abnahme der Modulation zwischen dem Ort der Schallquelle und dem Empfangsplatz gemessen. Ausgehend von (Houtgast & Steeneken, 1985) wird dafür der Raum mit einem speziell modulierten Rauschen angeregt, um die sich verringernde Modulationstiefe zu messen. Durch (Schroeder, 1981) konnte nachgewiesen werden, dass es möglich ist, die STI -Werte auch aus der gemessenen Raumimpulsantwort abzuleiten. (vgl. Weinzierl S. 194)

Das Verfahren beruht auf der Annahme, dass die Sprachverständlichkeit nicht nur durch den Nachhall und Störgeräusche, sondern durch alle fremden Signale bzw. Signalveränderungen (z.B. Echos, etc.), welche auf dem Weg zwischen Quelle und Hörer auftreten können, herabgesetzt werden kann. Hierbei wird die Modulationsübertragungsfunktion MTF (Modulation Transmission Function) für akustische Zwecke genutzt. Mit dieser Funktion wird das vorhandene Nutzsignal S (Signal) zum vorherrschenden Störsignal N (Noise) ins Verhältnis gebracht. Der damit ermittelte Modulationsreduktionsfaktor $m(F)$

$$m(F) = \frac{1}{\sqrt{1 + (2\pi F \frac{T}{13,8})^2}} \times \frac{1}{1 + 10^{\frac{S/N}{10} \text{ dB}}} \quad \text{Gl. (33)}$$

stellt ein Maß für den Einfluss auf die Sprachverständlichkeit dar. Dafür werden 14 Modulationsfrequenzen von 0,63 Hz bis 12,5 Hz in Terzabständen benutzt. Durch eine Frequenzbewertung (*WMTF* – weighed modulation transmission function) der Modulationsübertragungsfunktion kann eine höhere Korrelation mit der Sprachverständlichkeit erreicht werden. Dafür wird die Modulationsfrequenz in sieben Frequenzbänder aufgeteilt, die mit der Modulationsfrequenz beaufschlagt werden. In Summe ergibt sich daraus eine Matrix von $7 \times 14 = 98$ Modulationsreduktionsfaktoren m . Aus diesen Modulationsreduktionsfaktoren m_i kann nach

$$x_i = 10 \log \frac{m_i}{1} \quad \text{Gl. (34)}$$

das wirksame Signal-Stör-Verhältnis x_i berechnet werden. Anschließend werden die Modulation Transfer Indizes $MIT = (X_{\text{average}} + 15)/30$ aus den gemittelten und in Oktaven getrennten Modulationsreduktionsfaktoren ermittelt. Nach einer Frequenzgewichtung der sieben Frequenzbänder für die Modulationsübertragungsfunktion ergibt sich der Sprachübertragungsindex *STI*.

Die nachfolgende Tabelle gibt einen Überblick über die subjektive Bewertung der Sprachverständlichkeit durch messtechnisch bestimmte *STI*-Werte.

Tabelle 6: STI-Bewertung (Weinzierl, S 196)

Silbenverständlichkeit	STI-Werte
schlecht	0...0,3
schwach	0,3...0,45
angemessen	0,45...0,6
gut	0,6...0,75
ausgezeichnet	0,75...1,0

Zur Beurteilung von Beschallungsanlagen wurde ein separates Verfahren, der *STI-PA* (Speech Transmission Index for Public Address Systems). Dieses Verfahren arbeitet mit einem modulierten Rauschen, weshalb im Gegensatz zum *STI*, die *STI-PA*-Werte nicht direkt aus einer Impulsantwort abgeleitet werden können. Das Spektrum des *STI-PA*-Signals ist in nachfolgender Abbildung dargestellt.

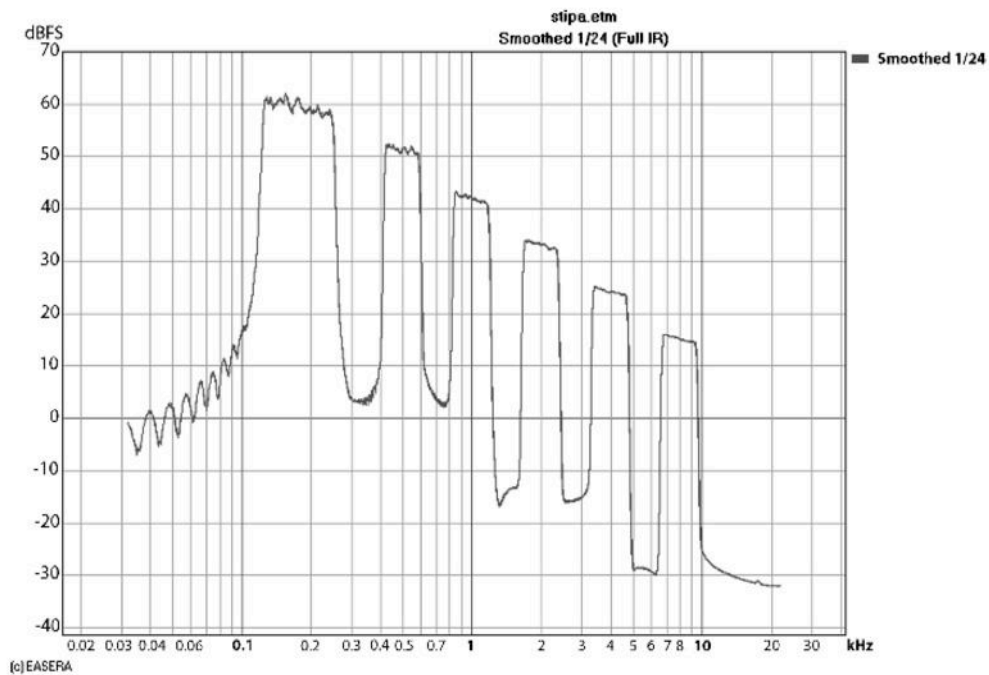


Abb. 5.6 Spektrum des *STI-PA*-Signals

Abbildung 17: Spektrum des *STI-PA*-Signals (Weinzierl, S.195)

Zu erkennen ist ein 1/2.-Oktavband-Rauschen, welches über die zu beurteilende Lautsprecheranlage in den zu bewertenden Raum abgestrahlt wird. Gemessen wird mit einem transportablem Empfängerteil, womit an beliebigen Empfangsplätzen im Raum direkt der *STI-PA*-Wert abgelesen werden kann. Zum Einsatz kommt dieses Verfahren z.B. bei den nach DIN EN 60849 genormten Prüfungen von Anlagen zur Notrufabstrahlung.

3.3 Technische Schallabsorber

Mit dem Einsatz von technischen Absorbern ist es durch die Erhöhung der nach Gl. (21) definierten äquivalenten Schallabsorptionsfläche A möglich, die akustischen Parameter in Räumen zu beeinflussen. In der Regel werden dafür gezielt Wand- oder Deckenflächen mit Schallabsorbern versehen. Das im Raum vorhandene Hohlräume genutzt oder ganze Absorberkörper eingebracht werden ist dahingegen seltener der Fall (vgl. Fasold & Veres, S. 69).

Fast alle der in der Praxis genutzten Schallabsorber lassen sich dabei in zwei Arten oder eine Kombination derer einordnen. Die erste und am meisten verbreitete Absorberart stellen die porösen Absorber dar. Dazu zählen mineralische und organische Faser- sowie Schaumstoffe, textile Vorhänge u.ä. . Bei der zweiten Absorberart handelt es sich um Resonatoren, meist in Form von Helmholtzresonatoren, Plattenschwingern und Lochplattenschwingern.

Abb. 18 verdeutlicht, dass der Frequenzverlauf beider Absorberarten sehr unterschiedlich ist.

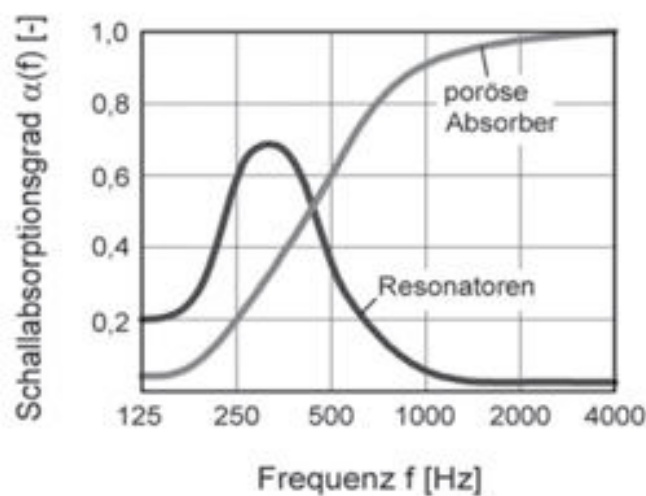


Abbildung 18: Frequenzverlauf von porösen Absorbieren und Resonatoren (Fasold & Veres, S. 70)

Wohingegen die porösen Absorber eine sehr breitbandige, mit dem Frequenzverlauf sogar zunehmende Wirkung haben und somit besonders zur Absorption von mittleren und hohen Frequenzen zum Einsatz kommen, absorbieren die Resonatoren in einem viel schmalbandigerem Frequenzgebiet, dem sogenannte Resonanzgebiet, welches bei mittleren oder tiefen Frequenzen liegt. Um den gesamten Hörfrequenzbereich zu erfassen, ist folglich eine Kombination aus porösen Absorbieren und Resonatoren notwendig. Die folgenden Kapitel sollen die Wirkungsweise der beiden Absorberarten genauer untersuchen.

3.3.1 Poröse Schallabsorber

Bei den porösen Schallabsorbern beruht die Schallabsorption auf der Umwandlung von Schallenergie in Wärmeenergie. Diese Umwandlung entsteht durch die Reibung der sich mit einer bestimmten Schnelle bewegendenden Luftteilchen an den Poren (Dissipation, Dämpfung). Dafür müssen die Poren eng und tief genug sein, damit die Schallenergie in die Stoffe eindringen und die Reibung stattfinden kann. Eine ausreichende Porosität σ kann nach

$$\sigma = \frac{V_L}{V_{ges}} \quad \text{Gl. (35)}$$

berechnet werden, wobei der Anteil des ausreichend großen und offenen Luftvolumens V_L zum Gesamtvolumen V_{ges} bestimmt wird. Nach (Fasold & Veres, S. 70) garantieren bereits Porositäten von 0,5 eine gute schallabsorbierende Wirkung ($\alpha_{max} \approx 0,9$). Neben der ausreichenden Porosität, die eine unbedingte Voraussetzung für die Schallabsorption ist, werden die Eigenschaften des Dämmstoffes noch von dem Strukturfaktor s und den längenbezogenen Strömungswiderstand r beeinflusst. Der Strukturfaktor berücksichtigt dabei das Verhältnis des gesamten Porenvolumens V_L zu dem am Absorptionsvorgang tatsächlich beteiligtem porösem Volumen V_W . Dementsprechend wird der Strukturfaktor s nach

$$s = \frac{V_L}{V_W} \quad \text{Gl. (36)}$$

ermittelt. Den größten Einfluss auf das Absorptionsverhalten von porösen Stoffen hat der Strömungswiderstand. Mit diesem kann der Luftteilchenbewegung durch gezielte Kanäle im Stoff ein einstellbarer Widerstand, der dann die Reibung erzeugt, entgegengesetzt werden. Zur Bestimmung des spezifischen Strömungswiderstandes wird die Druckdifferenz Δp (welche vor und hinter dem Material gemessen wird) gemessen und ins Verhältnis zur Geschwindigkeit der durchströmenden Luft u (in m/s)

$$R_s = \frac{\Delta p}{u} \quad \text{Gl. (37)}$$

gesetzt. Mit zunehmender Schichtdicke wächst der spezifische Strömungswiderstand, weshalb sich als Materialkenngröße der längenbezogene Strömungswiderstand r mit Berücksichtigung der Schichtdicke

$$r = \frac{R_s}{t} \quad \text{Gl. (38)}$$

gebildet hat. Der spezifische Strömungswiderstand ist sowohl nach oben als auch nach unten begrenzt. Wird er zu hoch angesetzt, kann der Schall nicht ins Material eindringen und wird weitgehend reflektiert. Ist der spezifische Strömungswiderstand wiederum zu niedrig angesetzt, so durchdringt der Schall ungehindert die Dämmschicht. Das gesuchte Optimum liegt demzufolge zwischen diesen beiden Extremen und kann in etwa wie folgt eingegrenzt werden (vgl. Fasold & Veres, S. 72):

$$1 \text{ kPa} \frac{\text{s}}{\text{m}} < R_s < 3 \text{ kPa} \frac{\text{s}}{\text{m}} \quad \text{Gl. (39)}$$

Abb. 19 stellt den idealisierten Verlauf des Schallabsorptionsgrades dar. Deutlich wird, dass für die Absorption bei tieferen Frequenzen, erhebliche Dämmschichtdicken nötig sind, weshalb poröse Absorber dafür selten Anwendung finden.

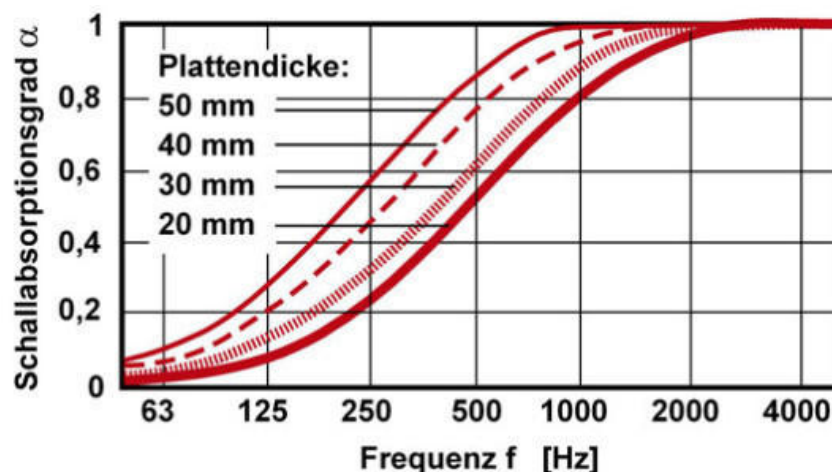


Abbildung 19: Prinzipieller Verlauf des Schallabsorptionsgrades von leichten Mineralwolleplatten unterschiedlicher Dicken (URL:< [Mineralwolleplatten als Schallabsorber ohne Montageabstand](#) | Akustik | Schallabsorption | Baunetz_Wissen (baunetzwissen.de) > Stand: 23.03.2023)

Das Absorptionsverhalten von porösen Absorbern lässt sich auch abseits der beschriebenen Einflussgrößen verändern. So kann die gezielte Anbringung der Schallabsorber deren Wirkung erhöhen. Im Abstand von $\lambda/4$ vor der reflektierenden Fläche befindet sich ein Gebiet maximaler Schallschnelle. Bei großer Schnelle wird der Reibungsverlust sehr hoch, somit wird die schallabsorbierende Wirkung für den im $\lambda/4$ -Abstand angebrachten Absorber erhöht. Allerdings ist diese Erhöhung mit nur einer Oktavbreite sehr schmalbandig und sollte damit ausschließlich für Optimierung bestimmter Frequenzen und nicht der gesamten Absorptionswirkung gewählt werden. Des Weiteren kann die Wirkung erhöht werden, wenn die porösen Absorber nicht in einer großen, zusammenhängenden Fläche, sondern auf mehrere kleine Flächen aufgeteilt werden. Ziel dabei ist es möglichst viele freie Kantenlängen entstehen zu lassen, denn an ihnen wird die aus dem diffusen Schallfeld kommende Schallenergie zum Schallabsorber hin gebeugt, was eine Vergrößerung der wirksamen Absorptionsfläche (hauptsächlich im mittleren Frequenzbereich) zur Folge hat. (vgl. Fasold & Veres, S. 74)

3.3.2 Resonatoren

3.3.2.1 Plattenschwinger und Lochplattenschwinger

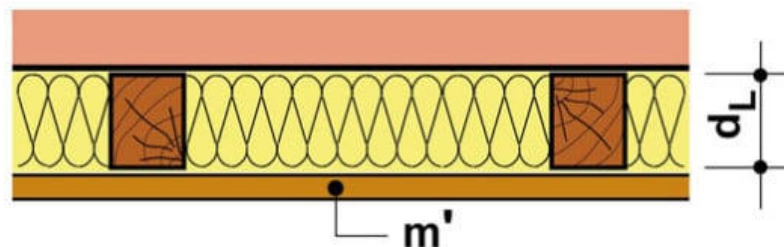


Abbildung 20: Skizze des Aufbaues eines Plattenschwingers

(URL:<<https://www.baunetzwissen.de/imgs/1/2/3/4/1/1/2c662984a78b8303.jpg>>,

Stand: 12.04.2023)

Abb. 20 zeigt, dass Plattenschwinger dünne Platten sind, welche im Abstand d_L vor der Wand oder Decke angebracht werden. Es entsteht ein Masse-Feder-System, wobei die Platte als Masse und die dahinter eingeschlossene Luft als Feder wirkt. In dem Bereich der Resonanzfrequenz ist die Schallabsorption am höchsten, da an dieser Stelle das Masse-Feder-System dem Schallfeld besonders viel Energie entzieht und in Bewegungsenergie umsetzt. In den Luftraum, der Eingangs beschrieben als Feder wirkt, kann

zusätzlich ein offenporiger Dämmstoff eingebracht werden. Infolgedessen wird die schallabsorbierende Wirkung des Plattenresonators erhöht und der wirksame Frequenzbereich erweitert. Darüber hinaus wird die Winkelabhängigkeit der Schallabsorption verringert.

Der Bereich maximaler Absorption an der Resonanzfrequenz f_0 kann näherungsweise aus

$$f_0 \approx 510 \frac{1}{\sqrt{m' d_L}} \quad \text{Gl. (40)}$$

berechnet werden. Dabei sind

m' flächenbezogene Masse in kg/m^2

d_L Abstand zwischen Plattenrückseite und Wand in cm.

Damit das eingeschlossene Luftvolumen bei einem Plattenschwinger als Feder wirkt, muss der Wandabstand d_L klein gegenüber der Wellenlänge λ_0 (Resonanzfrequenz) sein. Nach (Fasold & Veres, S. 84) gilt dafür näherungsweise der Wert von $\frac{\lambda_0}{12}$. Das beschränkt den wählbaren Wandabstand gemäß

$$d_L \leq \frac{\lambda_0}{12} \leq \frac{2800}{f_0} \quad \text{Gl. (41)}$$

In der Praxis wird ohnehin meist eine möglichst geringe Bautiefe der Plattenschwinger bei gleichzeitigem Einsatz von möglichst schweren und zugleich festen Platten gewünscht. Allerdings existieren auch hier aufgrund der Resonanzschärfe Grenzen, denn mit zunehmender Masse wird die Resonanzkurve der maximalen Absorption immer schmalbandiger. (vgl. Fasold & Veres, S. 84)

Die Platte des Resonanzabsorbers muss aber nicht immer fest und undurchlässig sein, stattdessen kann diese auch mit möglichst regelmäßig verteilten Öffnungen (Kreise, Quadrate, Schlitze) versehen sein. Diese Resonanzabsorber werden als

Lochplattenschwinger bezeichnet. Für die Resonanzfrequenz und das Absorptionsverhalten von Lochplattenschwingern gelten ebenso die Gleichungen des Plattenschwingers, nur mit dem Unterschied, dass anstatt der flächenbezogenen Masse m' der Platte, eine wirksame Lochmasse m'_L (auch als Massenbelag bezeichnet) herangezogen wird. Die Lochmasse beschreibt die Masse der in den Löchern mitschwingenden Luft, welche über das Lochflächenverhältnis ε (in %) der Platte transformiert wird. Sie lässt sich aus der Gleichung

$$m'_L \approx \frac{0,12t_{\text{eff}}}{\varepsilon} \quad \text{Gl. (42)}$$

bestimmen. Dabei ist

t_{eff} wirksame Plattendicke in mm; Mündungskorrektur $2\Delta t$ einbezogen.

Lochplattenschwinger können höhere Resonanzfrequenzen und damit verbunden, stärkere Absorptionen als Plattenschwinger erzielen, da sich bei ihnen geringere wirksame Massen realisieren lassen. Im Gegensatz zu klassischen Plattenschwingern, können Lochplattenschwinger auch ohne einen Dämmstoff im Luftzwischenraum aufgebaut sein. Dafür müssen allerdings dünne Platten (bis etwa 8 mm) mit sehr kleinen Öffnungen (Durchmesser ungefähr 0,3 bis 2,0 mm) verwendet werden. (vgl. Fasold & Veres, S. 87)

Mit diesem Verhältnis von Plattenstärke zu Öffnungen, entstehen Reibungsverluste in den engen Löchern, die sonst im hinterlegten Dämmstoff entstehen würden.

Einfluss auf Lage und Form des Resonanzmaximums hat bei den Lochplattenresonatoren die Auswahl von Plattendicke, Lochdurchmesser, Lochflächenverhältnis und Wandabstand. Nach (Fasold & Veres, S. 87) können mit gewölbten, schräggestellten oder mehrlagigen Lochplatten auch breitbandigere Wirkungen erzielt werden.

3.3.2.2 Helmholtzresonatoren

Eine weitere, stark verbreitete Art der Resonanzabsorber stellen die Helmholtzresonatoren dar. Sie werden besonders für die Absorption von tiefen Frequenzen eingesetzt und finden dabei nicht selten ihren Platz in vorhandenen Hohlräumen. In ihrer

Wirkungsweise sind Helmholtzresonatoren vergleichbar mit den Einzelementen eines Lochplattenschwingers.

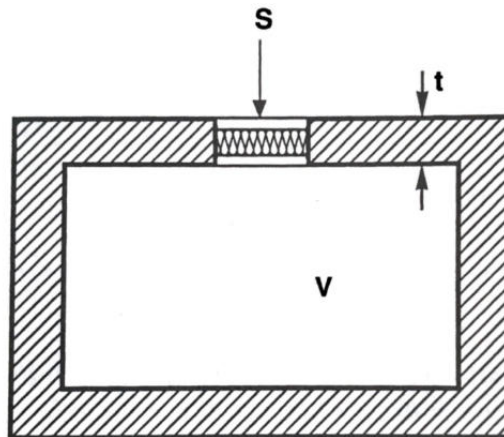


Abbildung 21: Prinzipdarstellung eines Helmholtzresonators (Fasold & Veres, S: 88)

Abb. 21 zeigt den klassischen Aufbau, bestehend aus einem Resonatorhals und einem Resonatorvolumen. Zweiteres stellt in dem resonanzfähigen Feder-Masse-System infolge der eingeschlossenen Luft die Feder dar (gleich der eingeschlossenen Luftschicht beim Plattenresonator). Der Resonatorhals wirkt als Masse (Masse der bewegten Luft), vergleichbar mit den Löchern in Lochplattenschwingern.

Die Resonanzfrequenz f_0 eines solchen Systems berechnet sich näherungsweise aus

$$f_0 \approx 170 \sqrt{\frac{S}{V(t + 2\Delta t)}} \quad \text{Gl. (43)}$$

mit

S Fläche des Resonatorhalsquerschnittes in cm^2

V Resonatorvolumen in dm^3

t Resonatorhalslänge (Materialdicke) in cm

$2\Delta t$ Mündungskorrektur in cm.

Soll der Helmholtzresonator optimal ans Schallfeld angekoppelt werden, d.h. das dem System möglichst viel Energie entzogen wird um die Absorptionswirkung so breitbandig wie nur möglich zu machen, kann wie bei den Plattenschwinger ein Dämmstoff im Resonatorvolumen eingebracht werden.

Nach (Fasold & Veres, S. 88) kann bei einem Helmholtzresonator die größte Absorptionswirkung erzielt werden, wenn das Volumen groß gewählt wird. Betrachtet man in dem Zusammenhang die Gl. (43), so fällt auf, dass das sehr tiefe Resonanzfrequenzen zur Folge hat. Allerdings sind auch an der Stelle Grenzen der Dimensionierung gesetzt, denn die Abmessungen des Resonatorhalses (Resonatorhalslänge, -durchmesser bzw. der Resonatorhalsquerschnitt) müssen klein gegenüber der Wellenlänge λ_0 bei Resonanz sein. Bei einer optimalen Auslegung von Helmholtzresonatoren, ist näherungsweise damit zu rechnen, dass sich die bei der Resonanzfrequenz erzielte Absorptionswirkung mit Verdopplung oder Halbierung der Frequenz auf die Hälfte reduziert. Um eine breitbandige Absorption tiefer Frequenzen zu erreichen, müssen auf verschiedene Resonanzfrequenzen abgestimmte Helmholtzresonatoren zum Einsatz kommen. (vgl. Fasold & Veres, S. 95).

4 Messung der Nachhallzeit

Die Messung der Nachhallzeit und deren Ergebnisse bilden die Grundlage für den Abgleich des Ist-Zustandes des Theatersaals mit dem Simulationsmodell in ODEON und dessen Plausibilität. Die Nachhallzeit wurde als Vergleichsgröße gewählt, da sie eine statistische Größe des gesamten Zuhörerraums darstellt und nicht wie andere raumakustische Größen so starken Schwankungen von Sitzplatz zu Sitzplatz unterlegen ist. Im folgenden Kapitel werden das Messverfahren, der Messaufbau sowie das verwendete Messequipment erläutert und anschließend die erhaltenen Ergebnisse ausgewertet. Da das Schauspielensemble bereits seit längerem in eine Ausweichspielstätte umgezogen und somit der normale Proben- und Spielbetrieb im Schauspielhaus ausgesetzt ist, konnte der Messzeitpunkt frei gewählt werden, da von keinen störenden Außeneinflüssen auszugehen war.

4.1 Messverfahren nach DIN EN ISO 3382-1

In der DIN EN ISO 3382-1:2009 werden die Verfahren für die Messung der Nachhallzeit und anderer raumakustischer Messgrößen in Aufführungsräumen festgelegt. Wie bereits in Kap. 3.2.1.1 beschrieben, ist die Nachhallzeit nach wie vor die wesentliche Kenngröße für die akustische Eigenschaft eines Raumes. Dementsprechend wurde die DIN EN ISO 3382-1 konzipiert. Auch wenn Grundlagen für die Messungen neuer Größen geschaffen werden um den Gebrauch dieser zu fördern, wird die raumakustische Qualität weiterhin hauptsächlich durch die Nachhallzeit definiert, denn das Hauptziel dieser Norm wurde darin definiert, dass Messungen der Nachhallzeit mit einer größeren Sicherheit untereinander verglichen werden können. Standardisierte Messverfahren sollen das gewährleisten.

Unterschieden wird grundlegend in zwei Messverfahren. Zum einen das Verfahren mit abgeschaltetem Rauschen und zum anderen das Verfahren der integrierten Raumimpulsantwort. Die anfangs genannten neuen raumakustischen Messgrößen, wozu z.B. die Energiekriterien zählen, sind ausschließlich über das Verfahren der integrierten Raumimpulsantwort zu bestimmen.

Eine zentrale Rolle bei Aufführungsräumen ist die genaue Beschreibung der Besetzungszustände, in welchen die Messungen durchgeführt werden, da diese essenziell für die Beurteilung der erhaltenen Messergebnisse sind. Im speziellen bei Theatern, sollten die Messungen auch die klassischen technischen Geräte (Sicherheitsvorhang und Orchestergraben) eines Theatersaals berücksichtigen. So sind die Messungen in „Sicherheitsvorhang auf“ und „Sicherheitsvorhang geschlossen“, „Orchestergraben offen“ und „Orchestergraben geschlossen“ zu unterscheiden. Zieht man das Beispiel der Messung „Sicherheitsvorhang offen“ heran, so ist in diesem Fall die Bühnenausstattung genau zu beschreiben. Je nach Art des Theaters, sollten auch spezielle Situationen wie die eines Konzertzimmeraufbaus messtechnisch festgehalten werden. Akustisch variable Komponenten (z.B. zur Einstellung verschiedener Nachhallzeiten), sollten diese verbaut sein, müssen ebenso in ihren Normalstellungen und Stellungen für spezielle Anwendungsfälle gemessen und beurteilt werden.

Für die Messung der Nachhallzeit im Theatersaal wurde das Verfahren des abgeschalteten Rauschens verwendet. Als Anregungssignal wird ein breitbandiges Rauschsignal (rosa Rauschen) über eine ungerichtete Schallquelle dem Raum zugeführt und plötzlich abgeschaltet. Aus der daraus entstandenen Abklingkurve (grafische Darstellung der Abnahme des Schalldruckpegels in einem Raum als Funktion der Zeit nach dem Abschalten der Quelle) lässt sich die Nachhallzeit T errechnen.

4.1.1 Messaufbau

Entsprechend den Vorgaben der DIN EN IO 3382-1 wurde der Dodekaeder-Lautsprecher so aufgestellt, dass sich seine akustische Mitte stets 1,50 m über dem Boden befand. Das Messmikrofon, über welches das Breitbandrauschen generiert und an die Dodekaeder-Lautsprecher gesendet und anschließend der Abklingvorgang terzgefiltert aufgenommen wurde, wurde gemäß der DIN über den Raum verteilt positioniert. In Kapitel 4.1.3 werden die Vorgaben der DIN EN ISO 3382-1 an die Schallquellen- und Messpositionen genauer erläutert. Eine schematische Darstellung des Messaufbaus ist der Abb. 22 zu entnehmen.

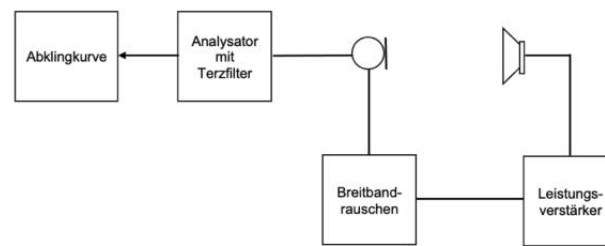


Abbildung 22: schematische Darstellung des Messaufbaus (eigene Darstellung)

4.1.2 Messequipment

Als ungerichtete Schallquelle kam bei der Messung die OmniPower Schallquelle 4292-L (Brüel & Kjaer), welche aus einem Bündel von 12 Lautsprechern in Dodekaeder Anordnung besteht. Diese Schallquelle wurde über einen Leistungsverstärker vom Typ 2734 (Brühl & Kjaer) betrieben. Als Schallpegelmessgerät kam der Schallpegelmesser 2250-G4 mit der Nachhallzeit-Software BZ 7228 (Brüel & Kjaer) in Kombination mit dem Kondensatormikrofon Nr. 4189 3196466 (Brüel & Kjaer) zur Messung des Schalldrucks zum Einsatz. Das rosa Rauschen wurde mit dem im Schallpegelmesser integrierten Rauschgenerator erzeugt. Vor der Messung wurde das Mikrofon mit einem 94 dB, 1000 Hz-Kalibrator 4231 der Firma Brüel & Kjaer kalibriert.



Abbildung 23: Theatersaal während der Messung mit dem Schallpegelmessgerät und dem Dodekaeder-Lautsprecher (eigene Darstellung)

4.1.3 Messpositionen

Die DIN EN ISO 3382-1 definiert Mindestabstände zwischen den Schallquellen- und Mikrofonpositionen sowie zwischen den Mikrofonpositionen selbst als auch zu den nächstgelegenen reflektierenden Oberflächen um den Einfluss stehender Wellen und anderer ortsabhängiger, akustischer Einflussfaktoren zu minimieren.

Es gilt ein Mindestabstand zwischen den Mikrofonpositionen von einer halben Wellenlänge, was im üblichen Frequenzbereich etwa 2 m entspricht. Des Weiteren soll der Mindestabstand der Mikrofonpositionen zu den nächstgelegenen reflektierenden Oberflächen mindestens ein Viertel der Wellenlänge betragen, was ungefähr 1 m entspricht. Aufgrund der großen Raumgeometrie konnten problemlos größere Abstände gewählt werden. Ein Theatersaal zählt zu den Räumen für Sprach- und Musikdarbietungen. Somit muss die Höhe der Mikrofonpositionen, welche repräsentativ für die Höhe des Ohres eines sitzenden Zuhörers sein soll, 1,2 m über dem Fußboden an den Zuhörer-Sitzplätzen betragen.

Der Zuschauerbereich im Theatersaal des Schauspielhauses Chemnitz umfasst 421 Sitzplätze, somit wären laut DIN nur 3 Mikrofonpositionen nötig. Um eine flächenmäßig gleichmäßigere Verteilung und repräsentativere Aussagen über den Einfluss der einzelnen Bereiche (z.B. Sitzplätze unter Emporen) im Raum gewährleisten zu können, wurden 6 Mikrofonpositionen gewählt, welche erst ab 500 Sitzplätzen gefordert sind (vgl. Tabelle 7).

Tabelle 7: Mindestanzahl an Empfängerpositionen als Funktion der Größe des Zuhörerraums (DIN EN ISO 3382-1:2009-10, S. 24)

Anzahl an Sitzplätzen	Mindestanzahl an Mikrofonpositionen
500	6
1000	8
2000	10

Die Anforderungen an die Schallquellenpositionen sind laut Norm deutlich geringer. Es wird eine Höhe von 1,5 m über dem Boden gefordert, um tieffrequente Veränderungen der Ausgangsleistung der Schallquelle im Frequenzbereich der Messung zu vermeiden. Des Weiteren sollen mindestens 3 Quellpositionen auf der Bühne verwendet werden. In Räumen mit großen Bühnen und Orchestergräben auch mehr, allerdings stellt diese Bühnengröße keine große Bühne dar.

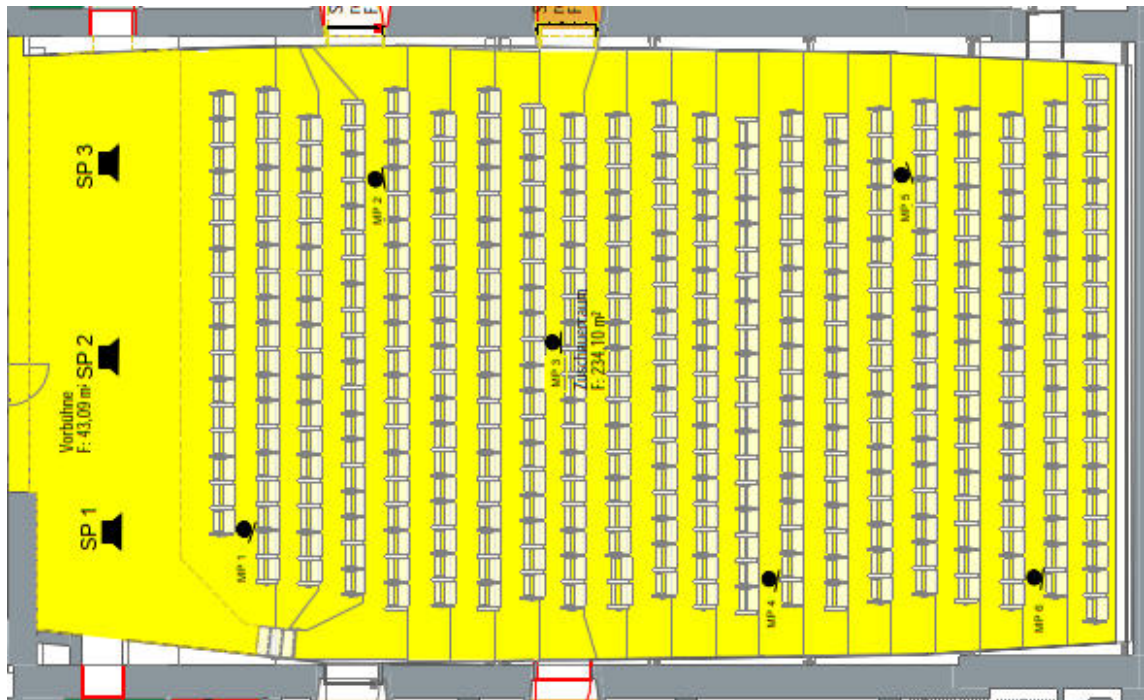


Abbildung 24: Sende- und Empfangspositionen (eigene Darstellung)

4.1.4 Beschreibung des Besetzungszustandes

In der DIN EN ISO 3382-1 werden verschiedene Besetzungszustände definiert. Zum Zeitpunkt der Messung war aufgrund des ausgesetzten Spielbetriebs im Schauspielhaus Chemnitz von einem unbesetzten Zustand auszugehen. Den unbesetzten Zustand definiert die DIN als:

„Zustand eines Raumes, der für Nutzung vorbereitet und für die Sprecher oder vortragenden Künstler und das Publikum bereit ist, in dem jedoch keine dieser Personen anwesend ist und in dem bei Konzerthallen und Opernhäusern die Stühle für die Künstler, Notenständer und Perkussionsinstrumente usw. vorzugsweise vorhanden sind.“ (DIN

EN ISO 3382-1:2009-10, S. 6)

Zum Zeitpunkt der Messung war der Zuschauerbereich noch im Grundzustand, da noch keine Sanierungs- oder Abrissarbeiten begonnen haben. Die Sitzreihen waren samt ihrer Sitze im abgedeckten Zustand vorzufinden, da zum Schutz vor Staub und anderen Einwirkungen Überzieher über den Sitzreihen waren. Diese wurden während der Messung so belassen, da kein erheblicher Einfluss auf die Absorptionswirkung und folglich eine Manipulation der Nachhallzeit zu erwarten war. Sämtliche Theatertechnik, z.B. Beleuchtungstechnik, Beschallungstechnik oder auch bühnentechnische Geräte wie Züge etc., die üblicherweise im Zuschauerraum platziert sind, sind bereits ausgebaut. Scheinwerfer (Haustechnik) zur Sicherstellung einer Grundbeleuchtung sind dahingegen noch vorhanden. Eine genaue Beschreibung der Raumwände und Decken und auch im spezielleren der Stühle sind dem Kap. 2 zu entnehmen. Die Bühne verfügt über einen Sicherheitsvorhang. Ein Orchestergraben wird erst mit der Sanierung geschaffen. Entsprechend der Norm werden die unterschiedlichen Situationen „Sicherheitsvorhang offen“ und „Sicherheitsvorhang geschlossen“ messtechnisch festgehalten. Das Bühnenhaus ist wie der Zuschauerbereich von sämtlicher Theatertechnik befreit. Es sind lediglich noch Handkonterzüge und haustechnische Anlagenteile wie z.B. Arbeitsbeleuchtung, Brandschutzeinrichtungen etc. vorhanden. Dekorative Vorhänge, Konzertzimmernaufbauten oder andere Bühnenausstattungen sind während der Messung nicht vorhanden.



Abbildung 25: Bühnenhaus samt vorhandener Technik (eigene Darstellung)

Während der gesamten Messung sind 2 Personen im Saal anwesend. Die Temperatur beträgt während der Messung 20 °C und die relative Luftfeuchtigkeit 50 %. Weitere Bilder, die den Besetzungszustand zeigen, sind dem Anhang zu entnehmen.

4.1.5 Auswertung der Messergebnisse

Nachdem die Messungen der Nachhallzeit im Theatersaal durchgeführt wurden, mussten die erhaltenen Messwerte zur Auswertung aus dem Schallpegelmessgerät 2250-G4 (Brüel & Kjaer) auf einen Rechner importiert werden. Nach dem Transfer der Messdaten war es mit der Software Qualifier (Brüel & Kjaer) möglich, diese auszuwerten. In den nachfolgenden Auswertungen werden ausschließlich die T_{30} -Nachhallzeiten betrachtet. Die Ergebnisse werden in Terzbändern dargestellt, denn Terzbänder gewährleisten präzisere Aussagen als sie bei Oktavbändern möglich wären.

Gemessen wurden, wie bereits in Kap. 4.1.4 beschrieben, 2 unterschiedliche Besetzungszustände. Zum einen der Besetzungszustand „Sicherheitsvorhang offen“, zum anderen der Besetzungszustand „Sicherheitsvorhang geschlossen“. Für die Anpassung des Toleranzbereiches anhand der T_{soll} ist es wichtig, die erhaltenen Ergebnisse ins Verhältnis zum richtigen Raumvolumen zu setzen. Für den Besetzungszustand „Sicherheitsvorhang offen“ muss das Raumvolumen des Bühnenhauses als auch des Zuschauersaals berücksichtigt werden. Es ergibt sich für diesen Fall ein Gesamtvolumen von 7359 m³, was laut Abb. 15 eine T_{soll} von 1,3 s bedeutet. Nach der Mittelung der erhaltenen Nachhallzeiten für diesen Besetzungszustand, ergibt sich folgender Verlauf im Verhältnis zum angepassten Toleranzbereich (s. Abb 26).

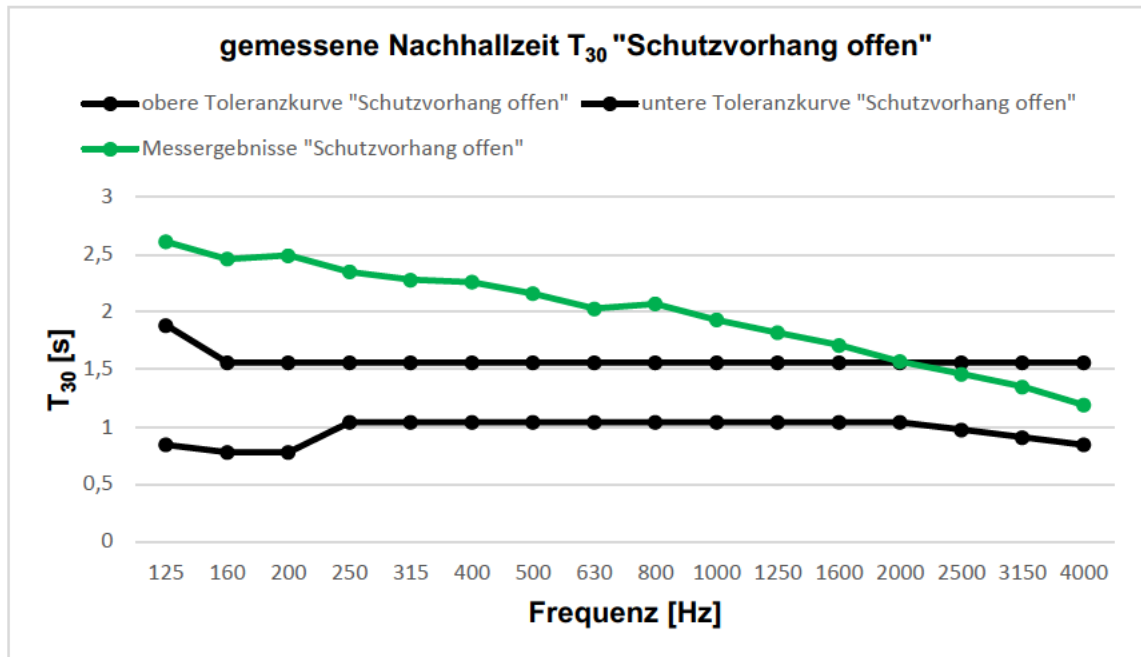


Abbildung 26: gemessene Nachhallzeit T_{30} im Besetzungszustand „Schutzvorhang offen“ (eigene Darstellung)

Ersichtlich ist, dass erst ab dem Frequenzband von 2000 Hz eine optimale Nachhallzeit erreicht wird. Das ist darauf zurückzuführen, dass das Bühnenhaus im leeren Zustand zur Zeit der Messung war. Mit Bühnenausstattungen wie einem Bühnenbild oder einem durch Molton abgehängten Kabinett wäre deutlich mehr Absorptionsfläche und ein deutlich geringeres Raumvolumen, in dem sich der Schall ausbreiten kann, zu erwarten. Demnach würde sich die zu erwartende Nachhallzeit auch verringern.

Für den zweiten Besetzungszustand, „Sicherheitsvorhang geschlossen“, wird ein deutlich geringeres Raumvolumen zur Berechnung des Toleranzbereiches herangezogen. Das Volumen des Theatersaals mit geschlossenem Schutzvorhang beträgt 1523 m^3 . Mit diesem Volumen liegt die T_{soll} für den Raum bei 1,05 s. Der Verlauf der gemittelten Messergebnisse im Verhältnis zum entsprechenden Toleranzbereich wird in Abb. 27 dargestellt.

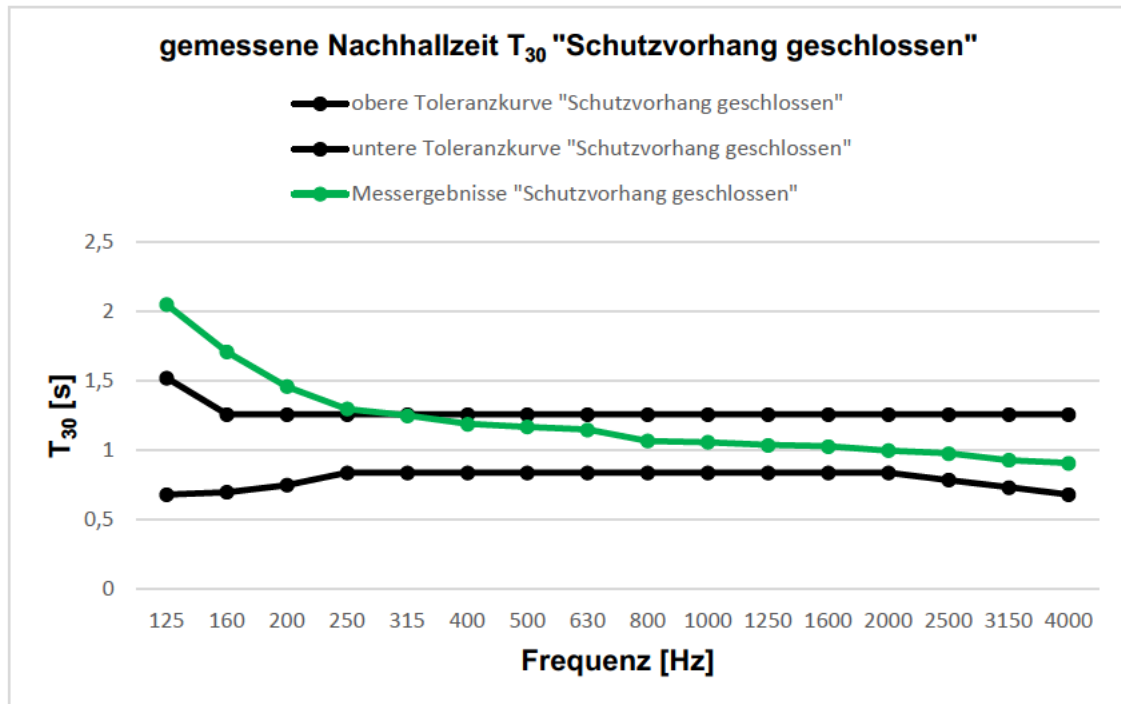


Abbildung 27: gemessene Nachhallzeit T_{30} im Besetzungszustand „Schutzvorhang geschlossen“ (eigene Darstellung)

In diesem Besetzungszustand erreicht die Nachhallzeit bereits ab dem Frequenzband von 250 Hz eine optimale Nachhallzeit, die sich mit steigender Frequenz auch beibehält. Zu erkennen sind tieffrequente Überschreitungen, die auf den Einfluss von Raummoden, anderen ortsabhängigen Einflüssen sowie einem unzureichend diffusem Schallfeld in diesem Frequenzbereich hindeuten. Da der Fußboden einen Resonanzkörper unter sich bildet (aufgrund der aufgeständerten Bauart und dem eingeschlossenen Luftvolumen unter der Tribüne) und dementsprechend wie eine weichfedernde Vorsatzschale wirken sollte, dürfte die Absorption im tiefen Frequenzbereich (und damit eine geringere Nachhallzeit) besser sein, als sie messtechnisch festzustellen war. Das gleiche gilt auch für den kompletten als Raum im Raum konstruierten Theatersaal, d.h. auch die Hohlräume hinter den Wänden sollten ebenfalls tieffrequent Schall absorbieren können. Daher ist davon auszugehen, dass die Messergebnisse in dem Frequenzbereich von < 250 Hz verfälscht wurden und bessere Nachhallzeiten erwartet werden können. Bei 630 Hz lässt sich eine Raummode vermuten, da sich über mehrere Messpositionen (allerdings nicht alle) eine leicht erhöhte Nachhallzeit von ca. 0,4 s Unterschied zu den benachbarten Terzbändern feststellen lässt. Ansonsten ist der Verlauf der Kurven der Nachhallzeit über die unterschiedlichen Messpositionen nahezu gleich (s. der Messkurven der einzelnen Messpositionen im Anhang), was auf ein über den gesamten Theatersaal homogen wirkendes Schallfeld hindeutet.

Der Theatersaal war zum Zeitpunkt der Messung „unbesetzt“. Nach DIN 18041:2016-03 Anhang A, muss die Schallabsorption von Personen/ Publikum rechnerisch für die Oktaven mit den Mittenfrequenzen zwischen 125 Hz und 4000 Hz berücksichtigt werden. Dafür wird die Gl. (44) verwendet.

$$T_{besetzt} = \frac{T_{unbesetzt}}{1 + \frac{T_{unbesetzt} \Delta A_{Personen}}{0,16V}} \quad \text{Gl. (44)}$$

Die zusätzliche Schallabsorptionsfläche der Personen zwischen unbesetztem Zustand und besetztem Raum $\Delta A_{Personen}$ bildet sich nach Gl. (45):

$$\Delta A_{Personen} = N \times \Delta A_{1Person} \quad \text{Gl. (45)}$$

Zur Bestimmung von $\Delta A_{1Person}$ wird die ebenfalls im Anhang A der DIN 18041:2016-03 Tabelle A.1 herangezogen. Da die Stühle der Bestuhlung im Theatersaal gepolstert sind, kommen nur die Angaben zur Leichtpolsterbestuhlung und Hochpolsterbestuhlung infrage.

Tabelle 8: Zusätzliche Schallabsorptionsfläche je Person $\Delta A_{1Person}$ in m^2 (DIN 18041:2016-03, S. 24)

Beschreibung	Frequenz [Hz]					
	125	250	500	1000	2000	4000
Person sitzend auf Leichtpolsterbestuhlung	0,10	0,15	0,20	0,25	0,25	0,25
Person sitzend auf Hochpolsterbestuhlung	0,05	0,05	0,05	0,10	0,10	0,15

Da der besetzte Zustand für eine Auslastung von 80 % bis 100 % der Sitzplätze definiert ist, wurden die beiden unterschiedlichen Polsterarten für jeweils 80% als auch 100% belegte Sitzplätze berechnet. Für den Theatersaal bedeutet das konkret bei einer Auslastung von 80 % 337 Zuschauer und für eine Auslastung von 100 % 421 Zuschauer.

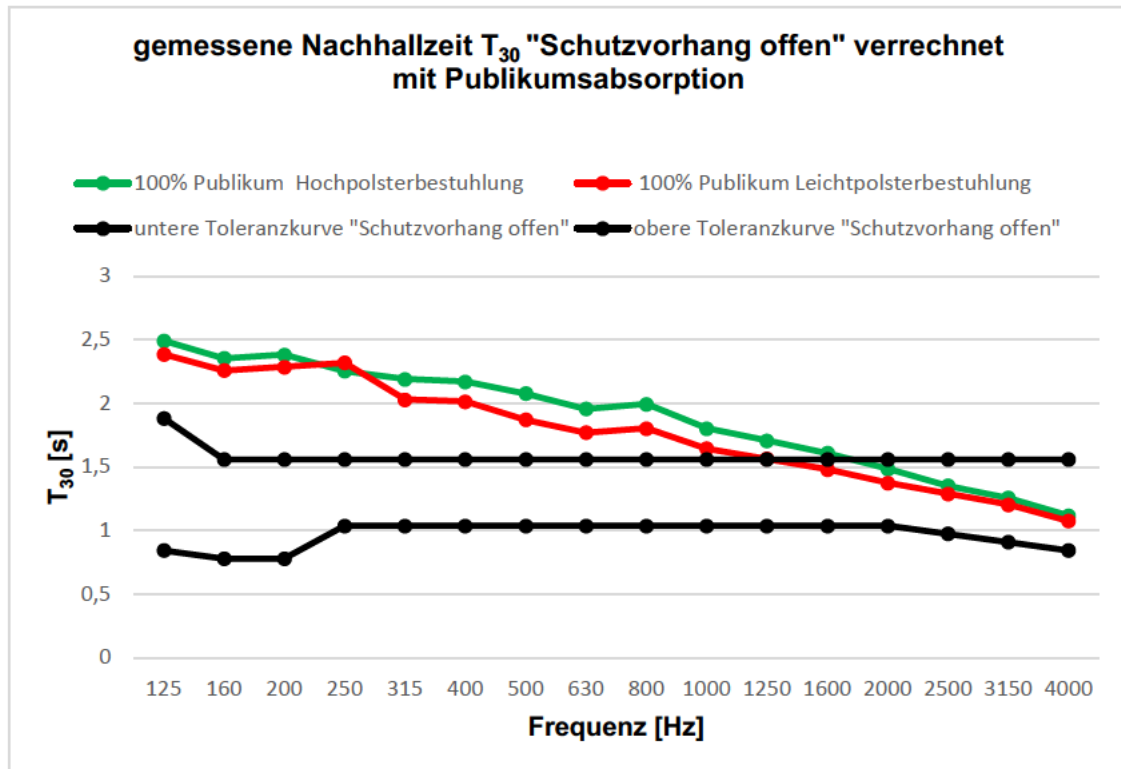


Abbildung 28: gemessene Nachhallzeit T_{30} im Besetzungszustand „Schutzvorhang offen“ verrechnet mit Publikumsabsorption (eigene Darstellung)

Da die Publikumsabsorption auf den Besetzungszustand „Sicherheitsvorhang offen“ keinen so erheblichen Einfluss hat, wurde sie nur für 100 % Auslastung der Sitzplätze dargestellt. Zu erkennen ist, dass sich unter Annahme einer Leichtpolsterbestuhlung bereits ab 1250 Hz eine optimale Nachhallzeit einstellt, welche ohne Publikumsabsorption erst ab 2000 Hz eintritt. Die Hochpolsterbestuhlung reduziert die Nachhallzeit nicht so stark, wie die Leichtpolsterbestuhlung, was durch die geringeren Absorptionswerte (s. Tabelle 8) auch zu erwarten ist. Mit der Hochpolsterbestuhlung wird in jedem Frequenzband die Nachhallzeit zwar etwas reduziert, allerdings ist sie wie im unbesetzten Zustand erst ab dem 2000 Hz Frequenzband im optimalen Toleranzbereich, was auf keine wesentliche Verbesserung hindeutet.

Für den Besetzungszustand „Sicherheitsvorhang geschlossen“ ist der Einfluss der Publikumsabsorption deutlich erheblicher. Hier ist ebenfalls eine geringere Nachhallzeit bei der Leichtpolsterbestuhlung festzustellen. Diese wird bei einer Auslastung von 80 % bereits so gering, dass sie ab 800 Hz sogar unterhalb der unteren Toleranzkurve liegt und somit nicht mehr optimal ist. Bei einer Auslastung von 100 % rutscht die Nachhallzeit sogar bereits ab 500 Hz unter den Toleranzbereich. Dafür wird aber auch eine

Verbesserung im tieffrequenten Bereich erzielt. Dort fallen zwei Terzbänder mehr (zusätzlich zum 250 Hz Terzband die Bänder von 160 Hz und 200 Hz) in den optimalen Bereich, was allerdings die großen Verluste im hochfrequenten Bereich von ca. 4 Terzbändern nicht wirklich kompensiert. Anders verhält es sich mit der Annahme einer Hochpolsterbestuhlung. Für diese Polsterung nähert sich die Nachhallzeit im hochfrequenten Bereich, unabhängig von 80 % oder 100 % Auslastung, der unteren Toleranzkurve zwar stark an, aber bleibt durchgängig im Toleranzbereich. Im tieffrequenten Bereich hat die Publikumsabsorption aber erst ab 100 % Auslastung einen verbessernden Effekt auf das 200 Hz Terzband.

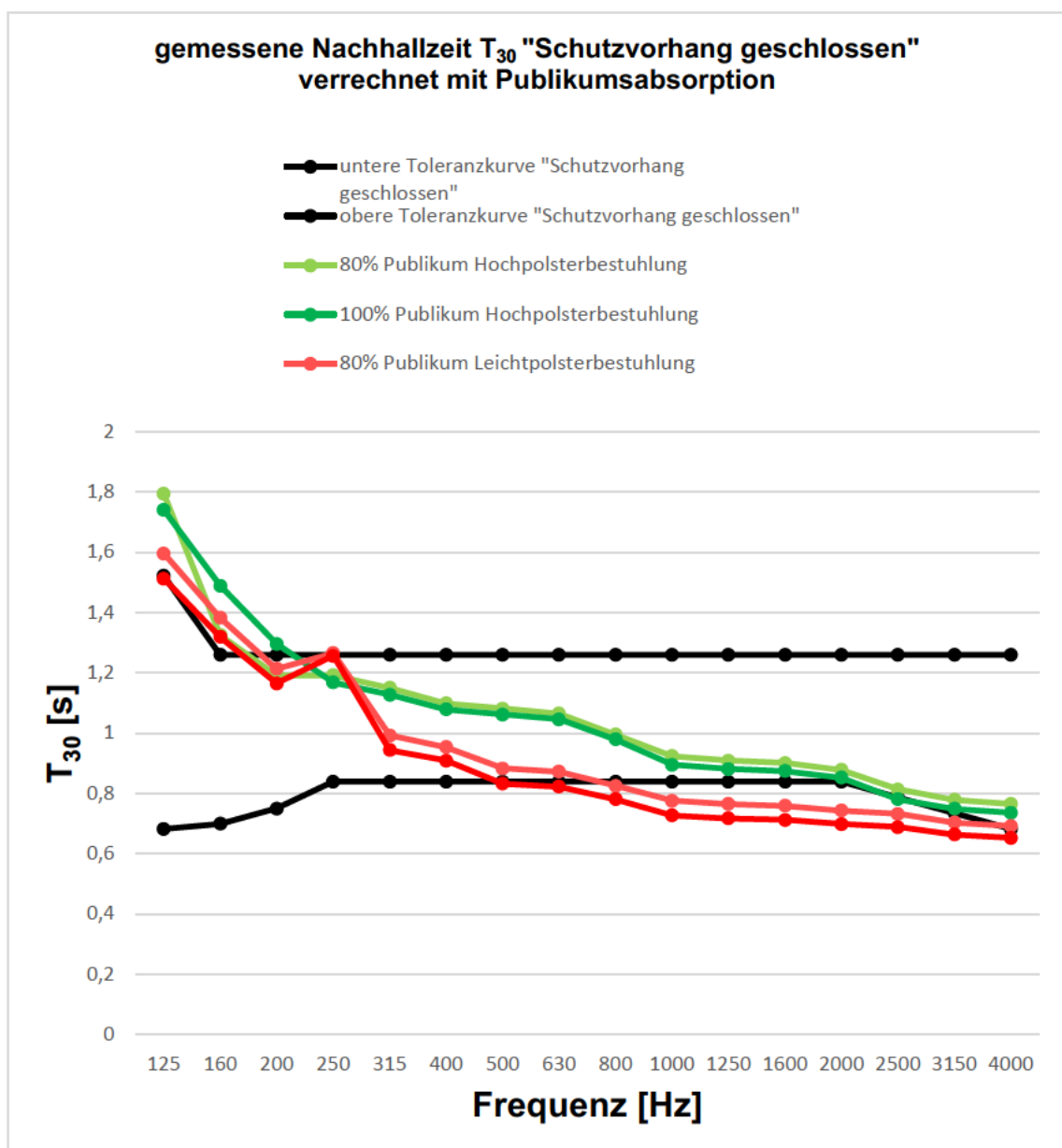


Abbildung 29: gemessene Nachhallzeit T_{30} im Besetzungszustand „Schutzvorhang geschlossen“ verrechnet mit Publikumsabsorption (eigene Darstellung)

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die Nachhallzeit für den Besetzungszustand „Sicherheitsvorhang geschlossen“ bereits vor der Sanierung gut ist. Optimierungen im tieffrequenten Bereich wären noch zu empfehlen, aber dafür sollte erst eine genauere Untersuchung der Nachhallzeit in dem Bereich und damit verbunden eine genauere Untersuchung der Tiefenabsorption durch die Zuschauertribüne sowie der Wandkonstruktionen erfolgen. Der Einfluss durch die Publikumsabsorption hat eine recht große Streuung, weshalb auch an dieser Stelle genauere Untersuchungen und Variantenvergleiche, die im Rahmen dieser Bachelorarbeit nicht möglich waren, durchzuführen wären.

Für den Besetzungszustand „Sicherheitsvorhang offen“ liegen die erhaltenen Messergebnisse deutlich über dem Toleranzbereich, was allerdings durch den leeren Zustand des Bühnenhauses zu erklären ist. Hier sind ebenfalls weitere Messungen mit Bühnenausstattungen durchzuführen, um einen breiteren Eindruck über den Einfluss zu bekommen.

Sämtliche Messergebnisse sind dem Anhang zu entnehmen.

5 Computergestützte Simulation mit ODEON

Mit der Software AUTOCAD wird ein 3D Modell entsprechend der Raumgeometrie des Theatersaals erstellt und so weit wie möglich vereinfacht. Anschließend wird es über die ermittelten Messwerte der Nachhallzeitmessung und die Annahme der akustischen Eigenschaften der Raumbegrenzungsflächen in ODEON zur computergestützten Simulation angepasst. In diesem Kapitel werden das verwendete Ray-tracing-Verfahren als auch die Erstellung des Simulationsmodells sowie die Auswertung der Simulationsergebnisse genauer erläutert.

5.1 Ray-tracing

Wie bereits in Kap. 3.1.3.1 beschrieben, beruht die raumakustische Simulation in vielen Programmen auf dem Ray-tracing-Verfahren. Das Ray-tracing-Verfahren, zu dt. „Strahlverfolgung“, ist besonders aus der Computergrafik bekannt, da mit dieser Methode viele Objekte in 2D und 3D visualisiert werden. Im speziellen ist es zur Darstellung der Lichtausbreitung mit Berücksichtigung aller Wechselwirkungen (Reflexion, Beugung, Streuung) der Strahlen geeignet. Dennoch findet es ebenfalls in der akustischen Simulation und Auralisation von Räumen seine Berechtigung. Da sich die elektromagnetische Strahlung des Lichts von der mechanischen Wellenausbreitung des Schalls physikalisch grundlegend unterscheidet, birgt das Ray-tracing-Verfahren auch seine Probleme in der Akustik. Dies soll im nächsten Kapitel genauer betrachtet werden.

5.1.1 Grenzen des Ray-tracing

Das Ray-Tracing-Verfahren zählt zu den Methoden der geometrischen Akustik (vgl. Kap. 3.1.3.1). Hierbei wird von der Schallquelle aus eine strahlenförmige Ausbreitung des Schalls angenommen, was gleichzeitig die Grenzen dieser Modellvorstellung vorgibt. Die Welleneffekte, entscheidend in der Akustik, wie Interferenz, Refraktion oder Beugung werden dabei nicht berücksichtigt. Durch diese Problematik müssen die charakteristischen Abmessungen größer als die betrachtete Wellenlänge sein und das Ausbreitungsmedium darf sich nicht ändern. Außerdem funktioniert diese Art der Simulation nur in diffusen Schallfeldern.

5.1.2 Ray-tracing in ODEON

In ODEON wird das Ray-tracing 1984 anstelle der bis dahin etablierten Methoden wie des Cone-tracings oder Beam-tracings gewählt. Der Vorteil des Ray-tracing-Verfahrens liegt darin, dass Strahlen sowohl als Entdecker von Geometrien (bspw. um relevante reflektierende Oberflächen finden zu können) aber auch als Transporter von Energieinformationen, welche für die Berechnung der Raumimpulsantwort notwendig sind, fungieren.

Fünf Jahre später führt ODEON das erste Hybridmodell ein. Es ist eine Kombination des Ray-tracing als auch der Bildquellenmethode, welche die Vorzüge beider Methoden kombiniert.

Zur Berechnung früher Reflexionen wird das Ray-tracing-Verfahren verwendet. Spieglende Reflexionen werden in diesem Modell mit Hilfe von Bildquellen geometrisch konstruiert, denn über diese lassen sich gut frühe, gerichtete Energien mit geringer Streuung auf den Oberflächen beschreiben. Probleme treten bei diesem Hybridmodell allerdings bei Reflexionen höherer Ordnungen auf, da diese Methode an dieser Stelle zu präzise wird. Es können aufgrund der Bildquellen Reflexionen berechnet werden, die unter Berücksichtigung der Wellenlänge des Schalls eigentlich keine Bedeutung hätten. Dementsprechend werden die Simulationen für Reflexionen höherer Ordnung mit diesem Modell sehr zeitaufwändig.

Deswegen wird 1992 die Sekundärquellenmethode als neues Hybridmodell entwickelt. Die Kombination des Ray-tracing-Verfahrens und der neuen Sekundärquellenmethode ermöglicht genauere Berechnungen der späten Reflexionen. Hier befinden sich die Sekundärquellen in jedem Reflexionspunkt während des Ray-tracings und jede Empfangsposition im Raum erhält so Informationen über die Energie aller sichtbaren Sekundärquellen im Raum. In Kombination mit der 1995 eingeführten Vektor-basierten Streuung, erweist sich diese Methode insbesondere bei komplizierter Raumgeometrie als sehr vorteilhaft.

1995 kommt es mit der Vektor-basierten Streumethode in ODEON zur Kombination der Streu- und Spiegelungsrichtung von Reflexionen während des Ray-tracings. Dies führt zu stabileren und zuverlässigeren Ergebnissen mit verhältnismäßig wenig Strahlen.

Des Weiteren wird 1995 die speziellere Methode des Ray-tracing, das Particle-tracing, in Kombination mit der vektorbasierten Streuung in ODEON eingeführt. Nach diesem Verfahren werden die Strahlen als Träger von Flecken akustischer Energie betrachtet, die sich entlang der Strahlen mit Schallgeschwindigkeit durch den Raum bewegen. Dabei wird die Energie nach jeder Reflexion entsprechend den Absorptionseigenschaften der Oberflächen reduziert. Anschließend kann die Gesamtenergie aller Teilchen als Funktion (globale Zerfallsfunktion des Raumes) der Zeit dargestellt werden. Darüber ist eine recht genaue Abschätzung der Nachhallzeit möglich. Mit diesem Modell werden zwar die Quellpositionen, die Lage des Absorptionsmaterials im Raum sowie der Grad der Streuung beschrieben, allerdings gibt es keine Empfangspunkte, was zur Folge hat, dass der Energiezerfall nun im gesamten Volumen berechnet wird.

5.2 Simulationsmodell in ODEON

5.2.1 Zielsetzung

Das Ziel des Simulationsmodells ist es, eine Nachhallzeit im unbesetzten Zustand zu erhalten, die der tatsächlichen Nachhallzeitmessung vor Ort gleichkommt. Erst wenn das erreicht ist, spiegelt das Computermodell die tatsächlichen akustischen Verhältnisse im Theatersaal wider und es kann die Einbringung zusätzlicher Oberflächen oder veränderte Absorptionsgrade simuliert werden.

5.2.2 Erstellung des Simulationsmodells

Vor der eigentlichen Simulation muss ein 3D-Modell erstellt werden, welches die Raumgeometrie des Theatersaals wiedergibt. Das ausführende Ingenieurbüro hat bereits ein BIM-Modell des gesamten Theaters erstellt, was es in erster Linie zu vereinfachen gilt. Die Bearbeitung erfolgt über das CAD-Programm AUTOCAD. Da der Berechnungsaufwand in ODEON mit jedem Bauteil steigt, ist es in einem bestehenden Modell wichtig, alle Bauteile welche für die Simulation der betreffenden Räume nicht erforderlich sind, zu entfernen. Des Weiteren werden in AUTOCAD sogenannte Layer festgelegt. Über diese können die Bauteile im Raum einer bestimmten Gruppe zugeordnet werden. Entsprechend den unterschiedlichen begrenzenden Oberflächen im Raum wurden die Bauteile den Layern zugeordnet. Über diese Layer lassen sich später in ODEON einfacher die zugehörigen Absorptionswerte zuordnen. Eine sorgfältige Überlegung bei der Festlegung dieser Layer kann viel Aufwand bei der Zuweisung in ODEON sparen.

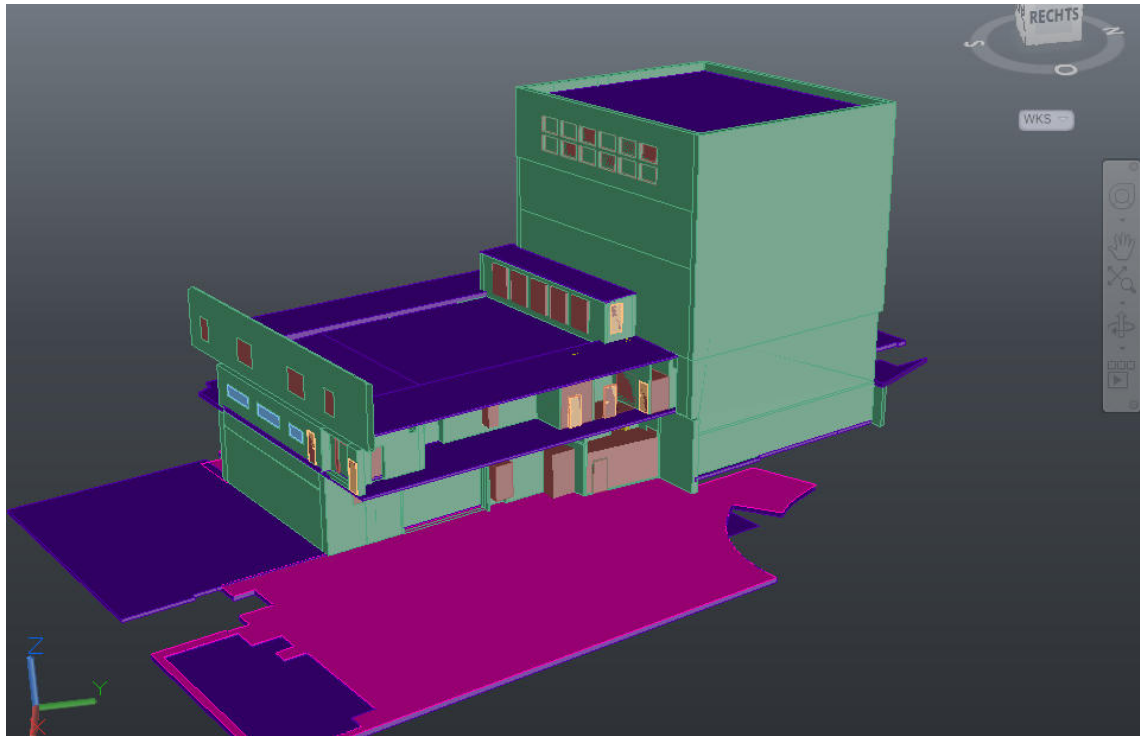


Abbildung 30: AUTOCAD-Modell des Theatersaals und Bühnenhauses von außen (eigene Darstellung)

Gleichzeitig werden die CAD-Modelle nach Vereinfachungsschritten in ODEON auf „Dichtheit“ des Raumes geprüft. Dafür hat ODEON ein Ray-tracing-Prüfverfahren, mit dem über eine Schallquelle im Raum Rays ausgesendet werden können. Verlassen Rays an Stellen die Geometrie und gehen ins Unendliche, dann gibt es offene Stellen im Modell, die die Simulationsergebnisse stark verfälschen.

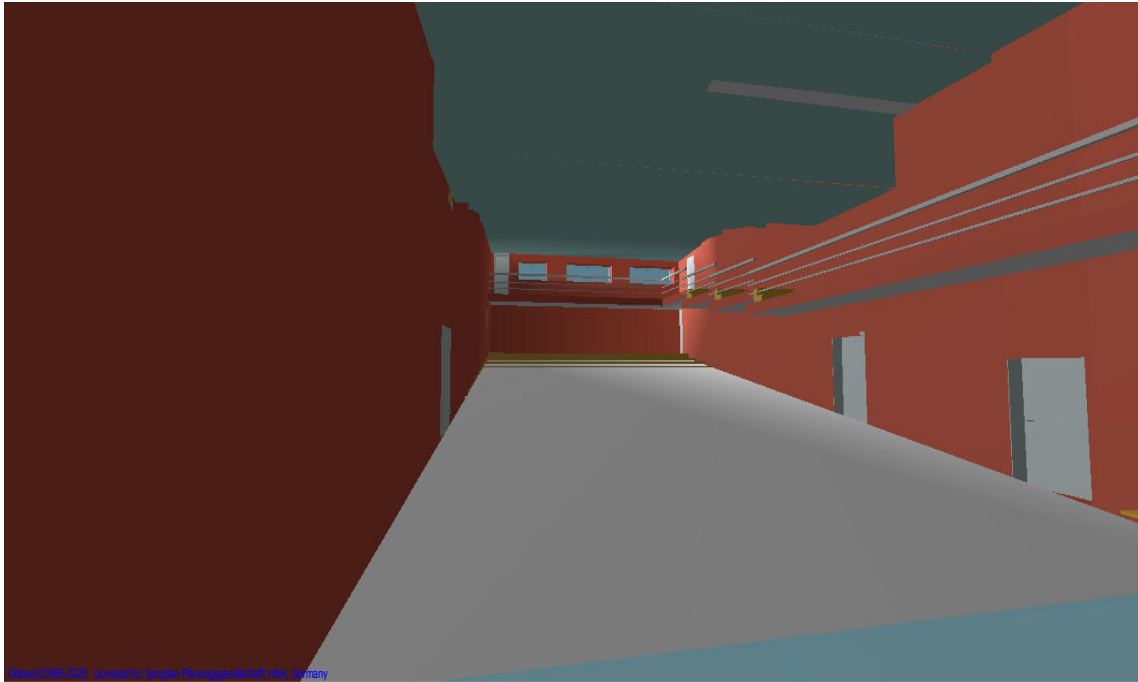


Abbildung 31: Theatersaal im ODEON Modell (eigene Darstellung)

Um die offenen Stellen im Modell auszubessern, werden die Bauteile über AUTOCAD erweitert oder teilweise auch neu hinzugefügt (ohne die Raumgeometrie zu verfälschen). Sobald der Raum keine undichten Stellen mehr hat, kann die tatsächliche Simulation in ODEON vorbereitet werden.

Die größten Vereinfachungen in dem Modell sind die Anpassung der Sitztribüne und der Bestuhlung. Bei der Sitztribüne mussten die einzeln zusammengesetzten Stufen und Podeste durch Volumenkörper ausgetauscht werden, da ODEON beim Rendern des CAD-Modells die Flächen unsauber miteinander verklebt hat und daraufhin eine zu große Anzahl an Rays in dem Unterboden verschwunden sind. Die Bestuhlung wurde für die Simulation komplett rausgenommen. Die Füße der Bestuhlung haben ebenso für Löcher in der Sitztribüne gesorgt und stellten eine zu komplizierte Geometrie dar in der sich die Rays verfangen und die Simulationsergebnisse bei den Tests verfälschten.

Mit diesen Anpassungen befindet sich der Theatersaal als Simulationsmodell nun im gleichen Zustand wie der reale Theatersaal und ist für Simulationen vorbereitet.

An dieser Stelle müssen entsprechend den Oberflächen im Theatersaal die Absorptionswerte den dazugehörigen Layern zugeordnet. Eine genaue Beschreibung des

Theatersaals ist dem Kapitel 2 zu entnehmen. Nachfolgende Tabelle gibt eine Übersicht der verwendeten Layern und der aus Kapitel 2 abgeleiteten Schallabsorptionsgrade für die einzelnen Oberflächen. Die Annahme der Schallabsorptionsgrade beruht auf der in DIN 18041 Anhang C angegebenen Tabelle.

Tabelle 9: Übersicht der Layer und der dazugehörigen Absorptionswerte (eigene Darstellung)

Layer	Kurzbeschreibung Schallabsorber nach DIN 18041	Schallabsorptionsgrad					
		125	250	500	1000	2000	4000
Wände	Furnierte Holz- oder Spanplatte dicht vor festem Untergrund	0,04	0,04	0,05	0,05	0,06	0,06
Stuckdecke	Gipskartonplatte 9,5 mm, 25 mm Wandabstand	0,27	0,17	0,10	0,09	0,11	0,12
Fußboden	Nadelfilz 7 mm	0,02	0,04	0,12	0,20	0,36	0,57
Vorbühne	Holzverkleidung auf Hohlraum	0,27	0,25	0,10	0,06	0,06	0,06
Eiserner Vorhang	Beton	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02
Türen	Tür (Holz, lackiert)	0,10	0,08	0,06	0,05	0,05	0,05
Fenster	Fenster (Isolierverglasung)	0,28	0,20	0,11	0,06	0,03	0,02

5.2.3 Auswertung der Simulationsergebnisse

Mit den vorangegangenen, beschriebenen Schritten wurde ein Simulationsmodell des Theatersaals geschaffen, welches dem realen Saal in der Nachhallzeit gleichkommt. Messtechnisch wurde eine mittlere Nachhallzeit von 1,2 s für den Saal bestimmt. Im Simulationsmodell werden diese 1,2 s flächendeckend über den ganzen Raum und über alle 3 Sendepositionen erreicht. Allerdings ist anzumerken, dass die Schallabsorptionsgrade der Wandvertäfelung dafür verändert werden mussten. Die in Tabelle 9 angenommenen Werte haben nicht ausgereicht, um die gemessene Nachhallzeit zu erreichen. Die verwendeten Schallabsorptionsgrade für die Annahme einer furnierten Holzplatte vor festem Untergrund sind sehr niedrig. Um die gemessene Nachhallzeit zu erreichen, mussten die Schallabsorptionsgrade auf folgende Werte verändert werden (s. Tabelle 10).

Tabelle 10: angepasste Schallabsorptionsgrade der Wandvertäfelung (eigene Darstellung)

Frequenzband [Hz]	125	250	500	1000	2000	4000
Schallabsorptionsgrad α	0,03	0,3	0,4	0,5	0,5	0,4

Die im zweiten Schritt aus Tabelle 10 angenommenen Schallabsorptionsgrade liegen aber immer noch in einem realistischen Gebiet, betrachtet man die dahinter eingeschlossenen Luftvolumen sowie die Tatsache, dass spezielles Holz oder spezielle Absorptionslacke zum Einsatz gekommen sind.

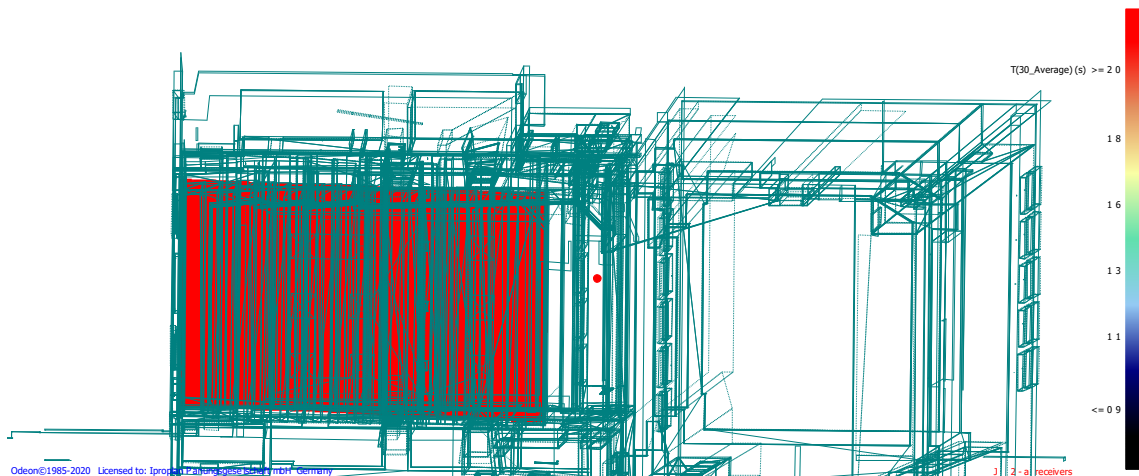


Abbildung 32: mittlere Nachhallzeit T_{30} über den kompletten Zuschauerbereich in ODEON mit den aus DIN 18041 angenommenen Schallabsorptionsgraden (eigene Darstellung)

Es wurden absichtlich die Schallabsorptionsgrade der vertäfelten Wandflächen verändert, da sie zum einen die größte schallabsorbierende Fläche im Saal darstellen und zum anderen die aus der DIN 18041 angenommenen Werte, die schlechtesten und wohl von der Realität am meist abweichendsten Schallabsorptionswerte waren. Mit dieser beschriebenen Veränderung auf die in Tabelle 9 angegebenen Werte stellte sich im Simulationsmodell die ebenso gemessene mittlere Nachhallzeit T_{30} von 1,2 s ein. Es lässt sich vermuten, dass gleichzeitig über die Erhöhung der Schallabsorption der Wände auch die Schallabsorption der Bestuhlung mit berücksichtigt sein könnte, denn immerhin war sie bei der Messung im Raum vorhanden, doch blieb sie im Modell unberücksichtigt (s. Kap. 5.2.2). Da sich aber gleiche Nachhallzeiten eingestellt haben, kann es naheliegen, dass

in der Schallabsorptionsfläche der Wände im Modell, sowohl die Wände als auch die Bestuhlung berücksichtigt sind. Nachfolgende Abb. 33 zeigt die mittlere Nachhallzeit T_{30} nach Anpassung der Schallabsorptionsgrade der Wandflächen.

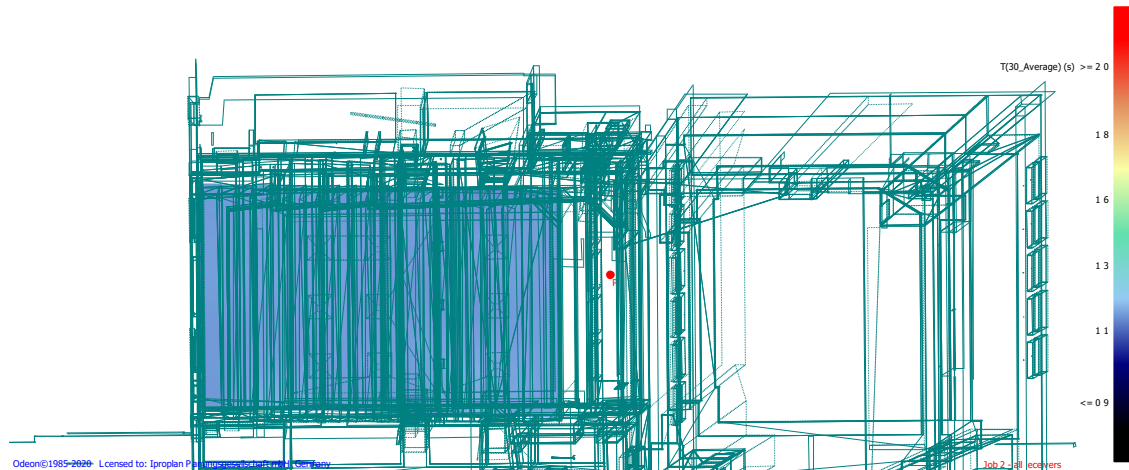


Abbildung 33: mittlere Nachhallzeit T_{30} über den kompletten Zuschauerbereich in ODEON mit den angepassten Schallabsorptionsgraden (eigene Darstellung)

Die Auswertung aller raumakustischen Parameter erfolgt in ODEON nicht über das klassische Sende-Empfängerprinzip, sondern über 3 Sendepositionen, von denen aus die Rays verschickt werden und anschließend über ein Grid, was über dem kompletten Zuschauerbereich liegt, ausgewertet wird. Das Grid ist dabei in 3 m² große Einzelflächen aufgeteilt. Somit ist eine flächenhafte Auswertung des kompletten Saals und nicht einzelner Kombinationen aus Sende- und Empfangspositionen möglich. Die mittlere Nachhallzeit von 1,2 s im Simulationsmodell ist in Abb. 33 zu erkennen.

Zieht man zum Vergleich einzelne Frequenzbänder heran, so fällt auf, dass die erhaltenen Nachhallzeiten auch sehr nah beieinander liegen, was den Eindruck auf Plausibilität zur mittleren Nachhallzeit T_{30} verstärkt. Die erhaltenen Simulationsergebnisse spiegeln auch den Eindruck wider, dass die gemessenen Nachhallzeiten im tieffrequenten Bereich tatsächlich messtechnischen Fehlern unterliegen müssen. Denn sogar mit den unterdimensionierten angenommenen Absorptionswerten aus Tabelle 9, fallen die simulierten Nachhallzeiten kürzer aus, als die gemessenen. Betrachtet man das 125 Hz Oktavband, so wurde eine mittlere Nachhallzeit von 2,05 s gemessen.

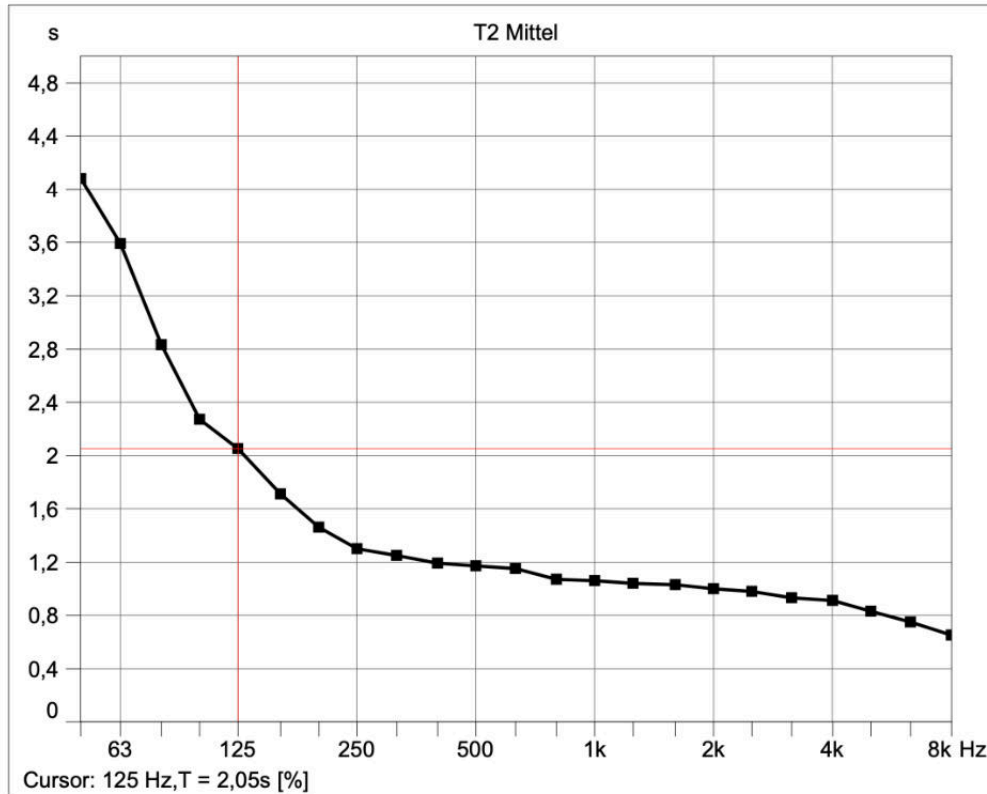


Abbildung 34: mittlere Nachhallzeit T_{30} bei 125 Hz (Export Qualifier Brüel & Kjaer)

In ODEON ist für das Frequenzband auf dem Grid eine Streuung der Nachhallzeit von ca. 1,6 bis 1,9 s zu erkennen.

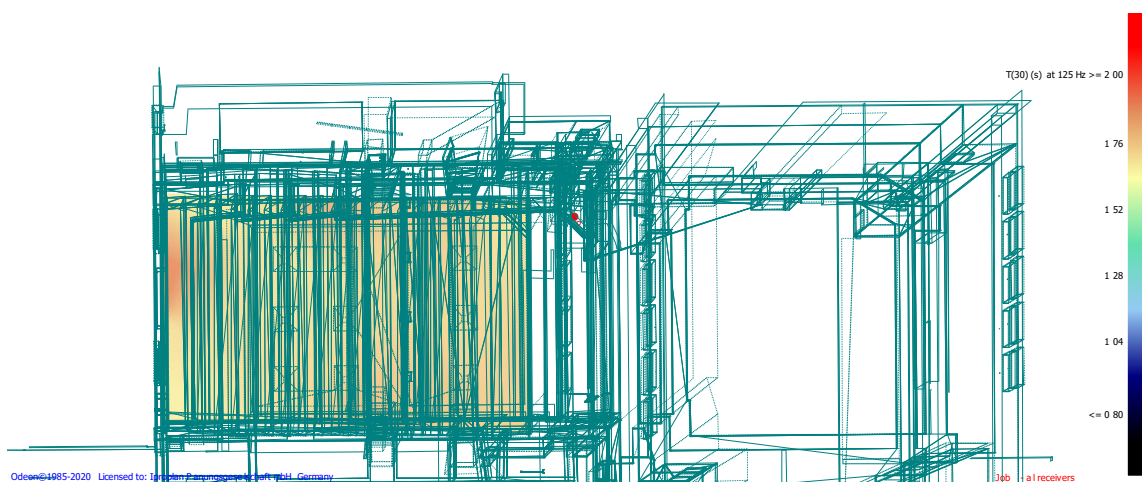


Abbildung 35: Nachhallzeit T_{30} bei 125 Hz im ODEON Simulationsmodell (eigene Darstellung)

In dieser Abbildung ist gut zu erkennen, wie das Grid die einzelnen Teilflächen miteinander verrechnet und man einen kompletten Raumeindruck erhält. Im mittel- und hochfrequenten Bereich stimmen die Nachhallzeiten bis auf minimale Unterscheidungen im Hundertstel-Bereich überein. Abb. 36 zeigt den fast identischen Verlauf sowohl der gemessenen als auch der simulierten Nachhallzeit T_{30} .

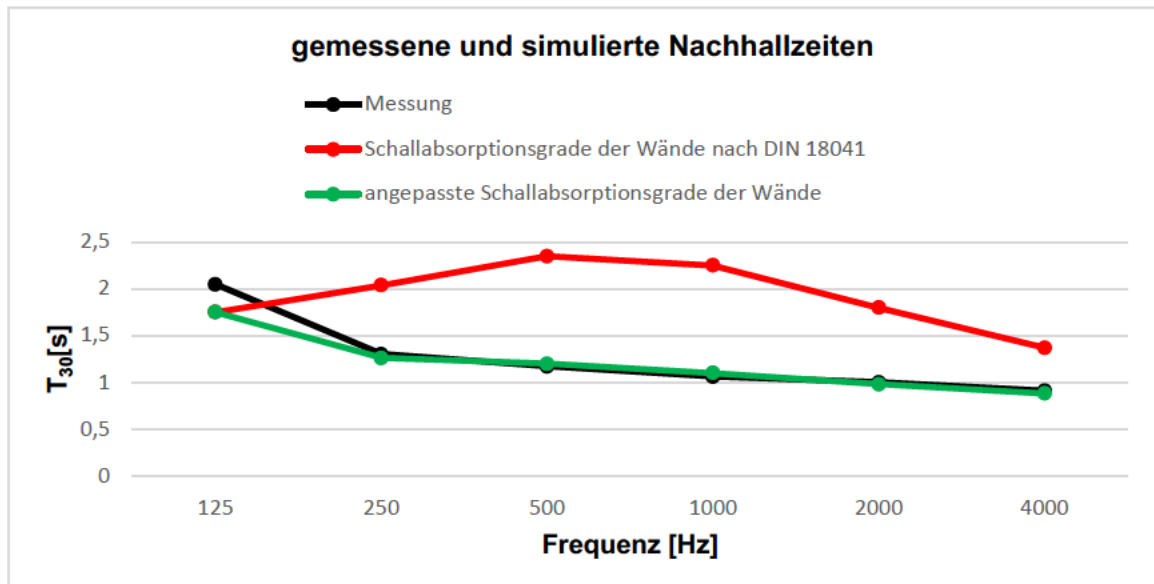


Abbildung 36: gemessene sowie simulierte Nachhallzeit T_{30} im Besetzungszustand „Schutzvorhang geschlossen“ (eigene Darstellung)

Die komplette Darstellung der Simulationsergebnisse kann dem Anhang entnommen werden.

Fraglich ist an diesem Punkt, welchen Einfluss die Bestuhlung auf die Nachhallzeiten hat, aber wahrscheinlich kommt sie dem Einfluss der Publikumsabsorption bei der Anpassung der gemessenen Nachhallzeit gleich. Zum jetzigen Zeitpunkt stimmt das Simulationsmodell mit dem unbesetzten Zustand der Nachhallzeitmessung überein. Folglich kann es passieren, dass wie bei der Messauswertung durch die Berücksichtigung der Publikumsabsorption die Nachhallzeit noch weiter verringert wird und teilweise den Toleranzbereich verlässt, wenn im Simulationsmodell die Bestuhlung doch mit eingerechnet wird.

In ODEON können fast alle raumakustischen Maße simuliert werden. Da für diese Arbeit nur die Nachhallzeit gemessen wurde, soll nachfolgende Tabelle nur eine Übersicht der

simulierten Ergebnisse für weitere raumakustische Maße geben. Ein Vergleich dieser wäre noch über eine Impulsantwortmessung durchzuführen. Mit weiteren Messungen und deren Abgleich ist es möglich, das Simulationsmodell noch genauer auf seine Exaktheit beurteilen zu können.

Tabelle 11: Simulationsergebnisse der raumakustischen Kriterien aus ODEON (eigene Darstellung)

Kriterium	Optimum	Simulationsergebnis
Nachhallzeit T	ca. 1 s	1,2 s
Anfangsnachhallzeit EDT	ca. 1,2 s	1,0 bis 1,3 s
Bassverhältnis BR	1,1 bis 1,3 s	1,2 bis 1,3 s
Deutlichkeitsgrad D_{50}	> 50 %	42 bis 57 %
Deutlichkeitsmaß C_{50}	> 0 dB	
Schwerpunktzeit t_s	< 80 ms	70 bis 90 ms
Klarheitsmaß C_{80}	+3 dB	+1,6 bis + 3,6 dB
Artikulationsverlust AI_{cc00s}	< 15 %	6,8 bis 8,8 %
Sprachübertragungsindex $RASTI$	> 50%	45 bis 75 %
Sprachübertragungsindex STI	0,6 bis 1,0	0,45 bis 0,75
Schalldruckpegelminderung ΔL	< 5 dB(A)	4 dB(A)
Stärkemaß G	+1 bis + 10 dB	-16,8 bis -20 dB

Die aus der Simulation erhaltenen Ergebnisse weiterer raumakustischer Kriterien neben der Nachhallzeit spiegeln den schon im Kapitel 4.1.5 erhaltenen Eindruck des Saales wider. Der Saal befindet sich in einem akustisch guten Zustand, besonders wenn man bedenkt, dass er zu einem Zeitpunkt errichtet wurde, in dem das akustische Wissen bzw. die Festlegungen noch nicht so weit fortgeschritten waren, wie sie es heute sind. Allerdings gibt es auch Bereiche, in denen bei der Sanierung noch Optimierungen erzielt werden können bzw. aufgepasst werden muss, dass man nicht aus dem Toleranzbereich rutscht, wie es bspw. bei der Berücksichtigung der Publikumsabsorption der Fall ist. Den Simulationsergebnissen nach zu urteilen gibt es nur einen äußerst schlechten Wert, das Stärkemaß G . Alle anderen Kriterien weisen geringe bis gar keine Abweichungen von den Optimalwerten auf.

6 Fazit

Das Ziel dieser Arbeit, ein computergestütztes Simulationsmodell in ODEON zu erstellen, das über den Abgleich mit einer Nachhallzeitmessung den Ist-Zustand des Theatersaals vor der Sanierung festhält, damit im späteren Schritt des Sanierungsprozesses raumakustische Optimierungen oder Anpassungen über dieses geplant werden können, wurde erreicht.

Die Messergebnisse der Messung im Besetzungszustand „Schutzvorhang offen“, waren aufgrund des komplett leeren Bühnenhauses nicht wirklich aussagekräftig, weswegen auch in ODEON auf eine Simulation der Situation „Schutzvorhang offen“ verzichtet wurde. Das Simulationsmodell ist allerdings bereits so vorbereitet, dass das Bühnenhaus einfach mit simuliert werden kann, es muss lediglich der Schutzvorhang geöffnet werden. Von großem Interesse wäre auch eine genaue Bestimmung der Schallabsorptionsgrade der raumbegrenzenden Flächen im Theatersaal, um das Simulationsmodell in der Genauigkeit seiner Berechnung zu unterstützen. Denn wie in Kap. 5.2.3 aufgezeigt wurde, musste der aus den Werten der DIN 18041 angenommen Schallabsorptionsgrade für die Wandflächen erhöht werden (immer noch realistisch zu erwartende Schallabsorptionsgrade) um an die gemessenen Nachhallzeit heranzukommen.

Generell lässt sich der akustische Zustand des Theatersaals aus den bisherigen Beobachtungen und Untersuchungen als gut beschreiben. Daher sollte es das Ziel der bevorstehenden Sanierung sein, den Grundzustand mindestens wiederherzustellen, wenn nicht sogar in gewissen Bereichen zu verbessern, insofern sich das mit dem Denkmalschutz vereinbaren lässt.

7 **Ausblick**

Für das weitere Vorgehen bei der Sanierung sollten die Raumbegrenzungsflächen im Theatersaal auf ihre schallabsorbierenden Eigenschaften untersucht werden, um hier genauere Abschätzungen und Rekonstruktionen während der Sanierung machen zu können. Eine Herangehensweise für die Untersuchung dieser Art wäre ein In-Situ-Messverfahren. Bei diesem Messverfahren wird der Schallabsorptionsgrad des Materials direkt im eingebauten Zustand gemessen, was sich im Theatersaal anbieten würde, da alles noch im Grundzustand vorhanden ist und der eingebaute Zustand realistischere Werte der Konstruktionen liefert, als im Labor unter Testbedingungen gemessene Ergebnisse es können.

Empfehlenswert wäre es, die Messung „Schutzvorhang offen“ erneut mit einer realistischeren Bühnenausstattung zu messen, denn die derzeit erhaltenen Messergebnisse liegen deutlich über dem Toleranzbereich für diese Raumgröße, was auf den leeren Zustand zurückzuführen ist. An dieser Stelle könnten auch noch Messzustände wie der Aufbau eines Konzertzimmers angedacht werden.

Das gleiche gilt auch für den Einfluss der Publikumsabsorption, wie in Kap. 4.2.3 bereits beschrieben, streut der Einfluss der Publikumsabsorption je nach Publikumsauslastung und angesetztem Material der Bepolsterung sehr stark. An dieser Stelle wären differenziertere Untersuchungen und Berechnungen, um einen besseren Eindruck des Einflusses zu bekommen, von Vorteil. Vielleicht ist zukünftig sogar eine reale Messung mit Publikum möglich.

Mit einer Messung der Raumimpulsantwort wäre es möglich den Raum auch über die Energie- und Zeitkriterien bewerten und mit den Simulationsergebnissen aus ODEON abgleichen zu können. Auch das würde der Sanierung mehr Planungssicherheit und einen tieferen Einblick in die raumakustische Qualität des Theatersaals geben.

Literaturverzeichnis

Archivpläne des Schauspielhauses Chemnitz. Auszug Denkmalverzeichnis

Fasold, W. & Veres E. (1998). Schallschutz und Raumakustik in der Praxis. Planungsbeispiele und konstruktive Lösungen (1. Auflage). Berlin: Verlag für Bauwesen

Fuchs H. (2017). Raum-Akustik und Lärm-Minderung. Konzepte mit innovativen Schallabsorbern und -dämpfern (4. Auflage). Berlin: Springer Vieweg

Möser, M. (2015). Technische Akustik (10. Auflage). Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg

Norm, DIN EN ISO 3382-1:2009 (2009). Akustik – Messung von Parametern der Raumakustik. Berlin: Beuth Verlag.

Norm, DIN 18041:2016-03 (2016). Hörsamkeit in Räumen – Anforderungen, Empfehlungen und Hinweise für die Planung. Berlin: Beuth Verlag.

Sinambari R. & Sentpali S. (2020). Ingenieurakustik. Physikalische Grundlagen, Anwendungsbeispiele und Übungen (6. Auflage). Wiesbaden: Springer Vieweg

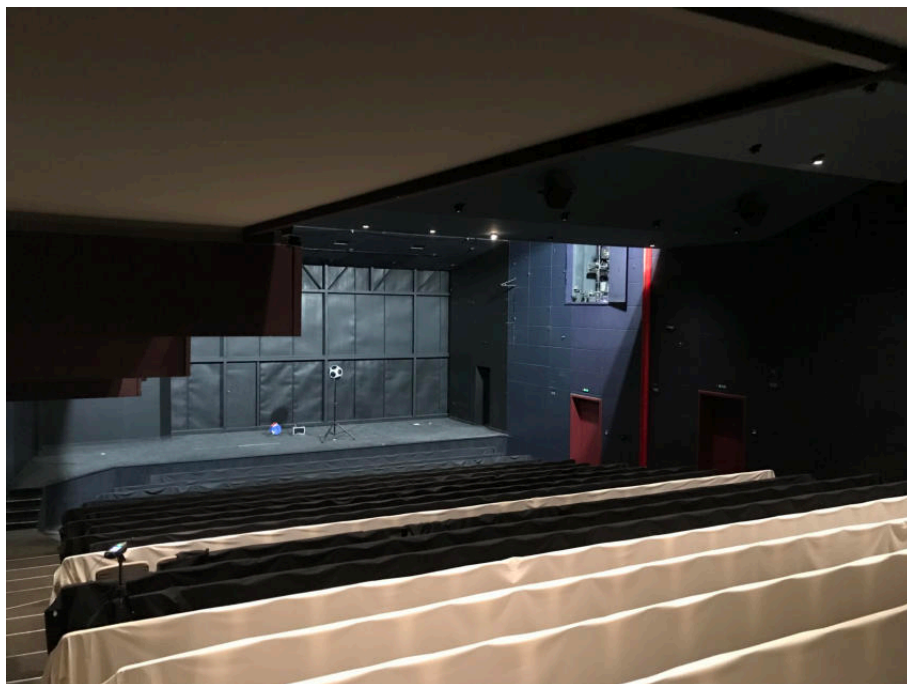
Tschegg, Heindl & Sigmund (1984). Grundzüge aus der Bauphysik. Akustik Wärmelehre Feuchtigkeit (1. Auflage). Wien, New York: Springer

Weinzierl, S. (2008). Handbuch der Audiotechnik. Berlin, Springer

Willems W., Schild K. & Dinter S (2006). Vieweg Handbuch Bauphysik Teil 2. Schall- und Brandschutz, Fachwörterglossar deutsch-englisch, englisch-deutsch (1. Auflage). Wiesbaden: Vieweg & Sohn

Anlagen

Bilder des Theatersaals

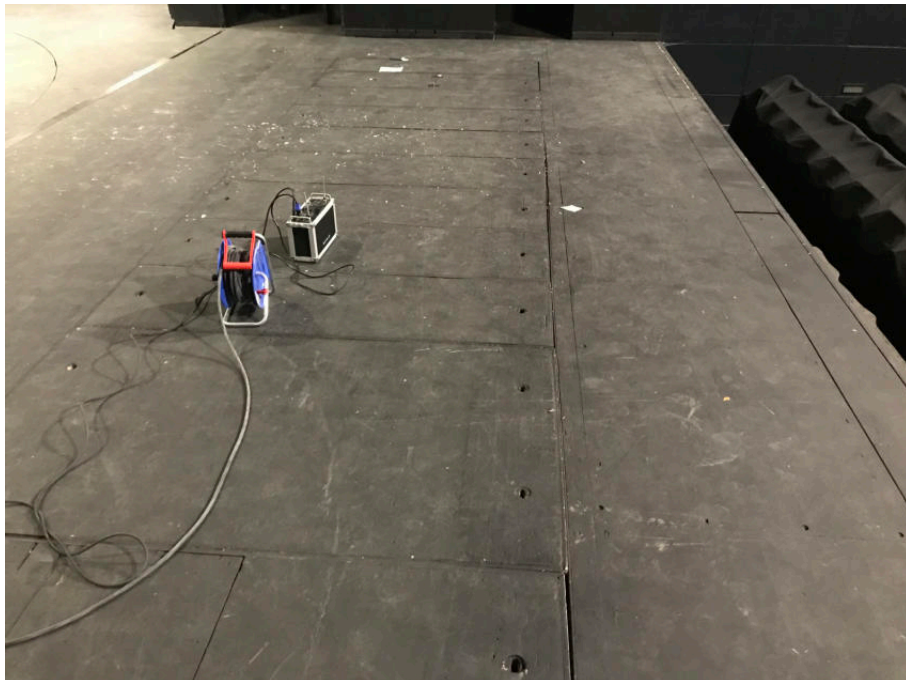






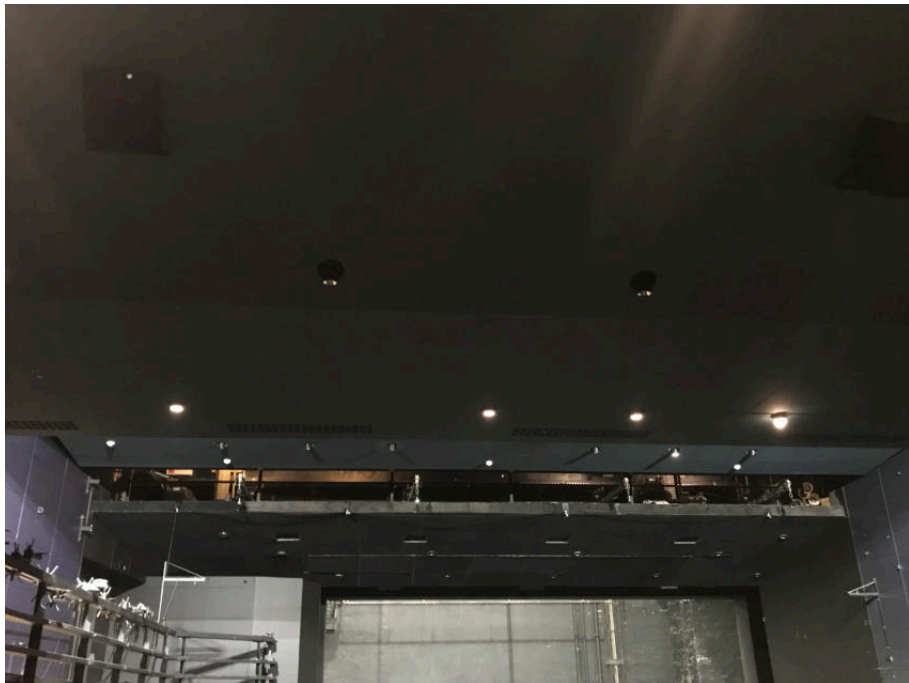














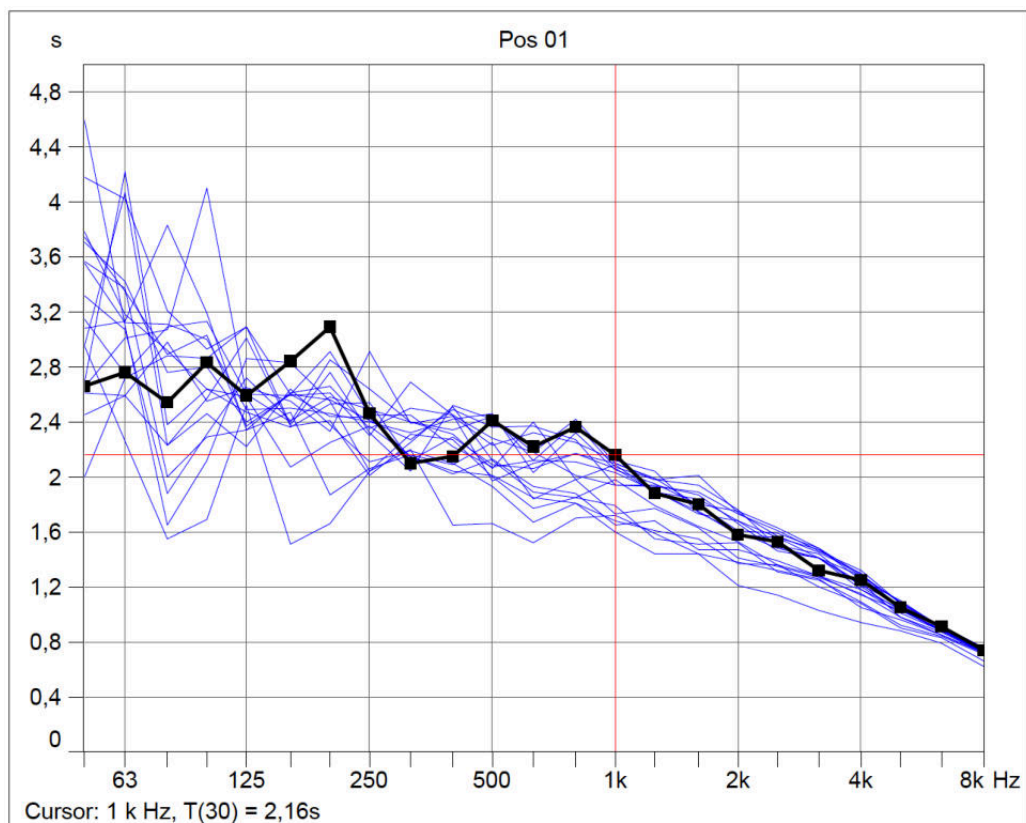


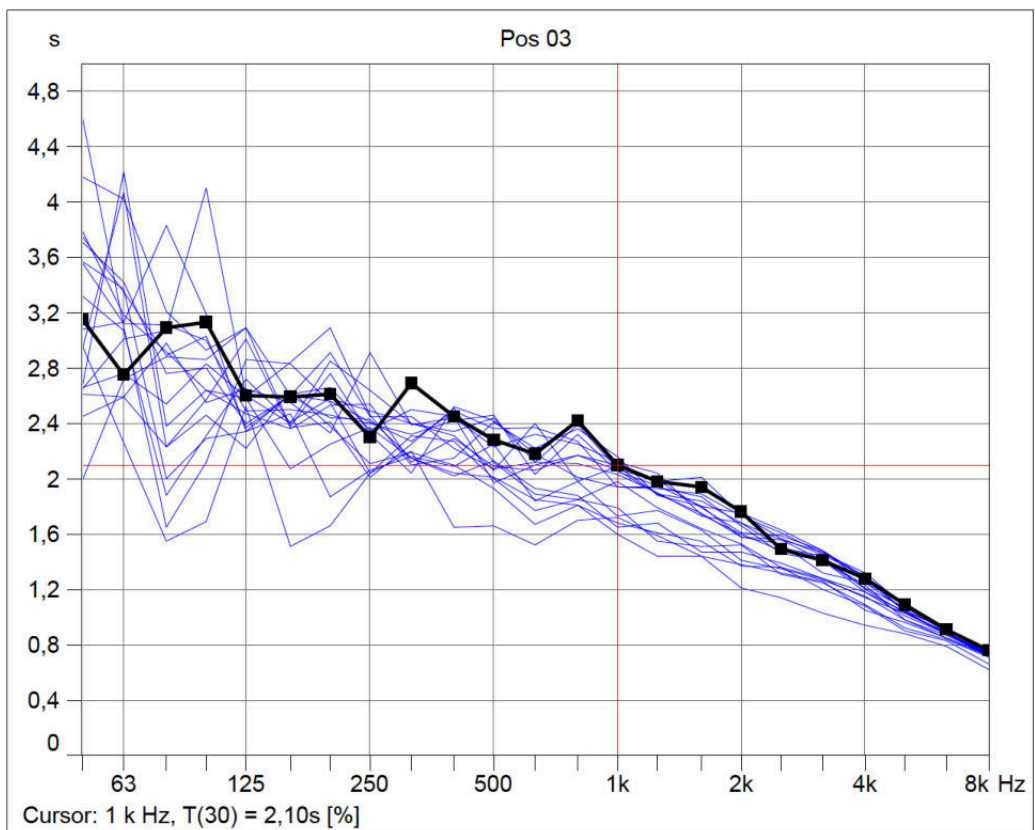
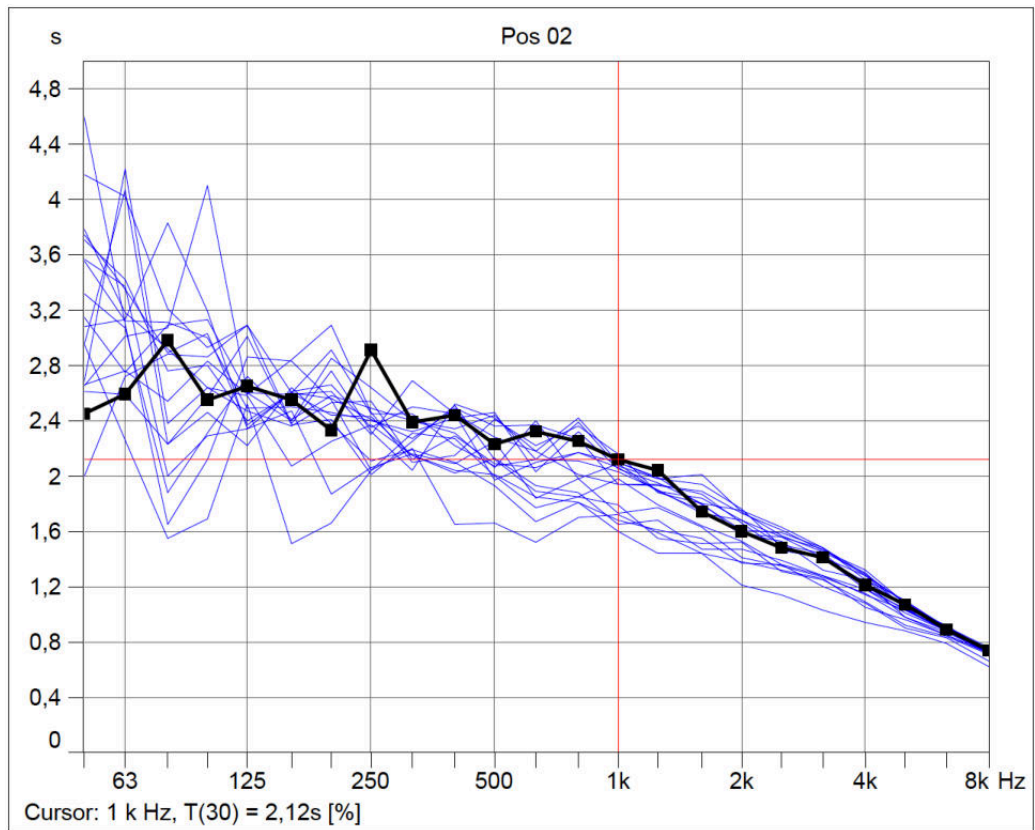
Messergebnisse des Besetzungszustandes „Schutzvorhang of-fen“

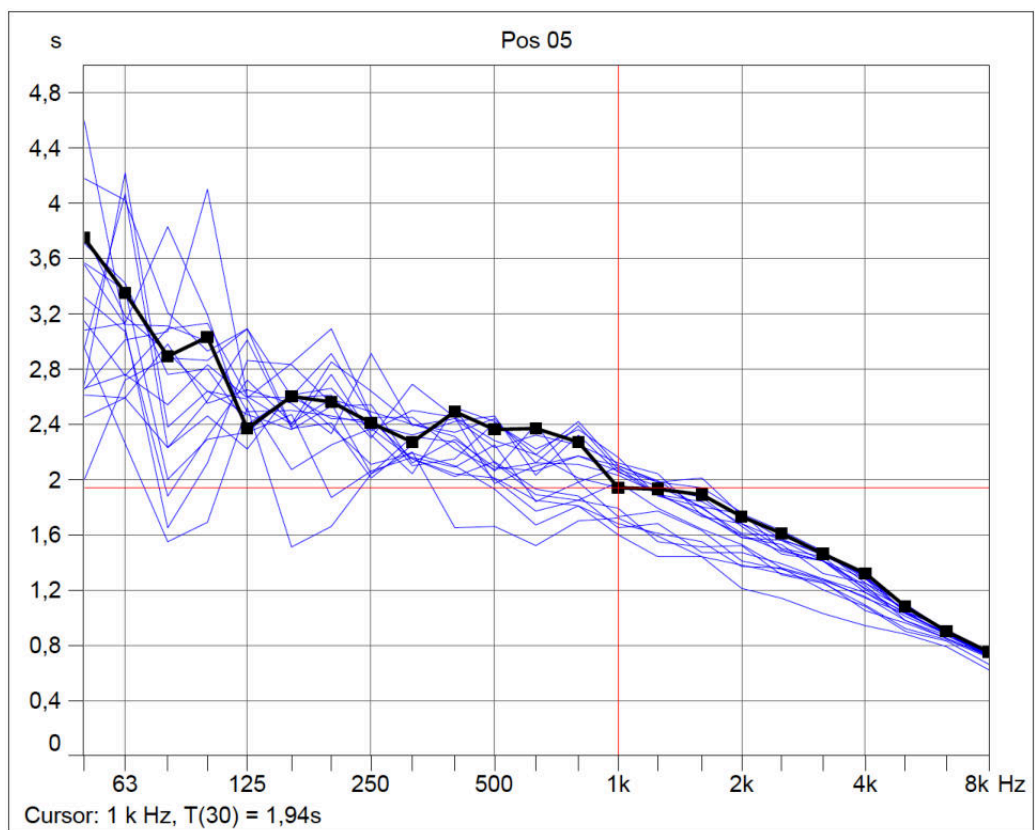
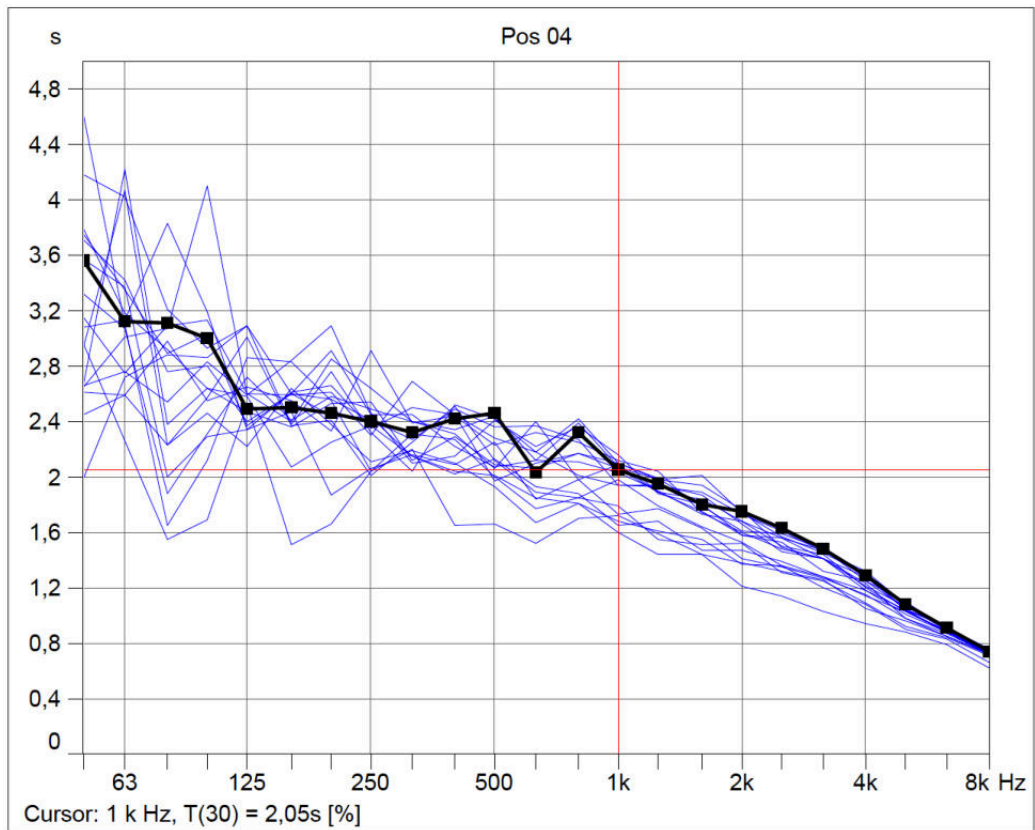
[Hz]	Pos 01[s]	Pos 02[s]	Pos 03[s]	Pos 04[s]	Pos 05[s]	Pos 06[s]	Pos 07[s]
50	2,66	2,45	3,15	3,56	3,75	2,65	2,61
63	2,76	2,59	2,75	3,12	3,35	3,01	2,59
80	2,54	2,98	3,09	3,11	2,89	3,07	2,23
100	2,83	2,55	3,13	3,00	3,03	4,10	2,57
125	2,59	2,65	2,60	2,49	2,37	2,60	3,01
160	2,84	2,55	2,59	2,50	2,60	2,40	2,37
200	3,09	2,33	2,61	2,46	2,56	2,85	2,41
250	2,46	2,91	2,30	2,40	2,41	2,64	2,01
315	2,10	2,39	2,69	2,32	2,27	2,40	2,25
400	2,15	2,44	2,45	2,42	2,49	2,34	2,51
500	2,41	2,23	2,28	2,46	2,36	2,44	2,12
630	2,22	2,32	2,18	2,03	2,37	2,12	1,89
800	2,36	2,25	2,42	2,32	2,27	2,39	1,85
1 k	2,16	2,12	2,10	2,05	1,94	2,07	1,98
1,25 k	1,88	2,04	1,98	1,95	1,93	1,98	1,79
1,6 k	1,80	1,74	1,94	1,80	1,89	2,01	1,64
2 k	1,58	1,60	1,76	1,75	1,73	1,74	1,53
2,5 k	1,53	1,48	1,49	1,63	1,61	1,57	1,36
3,15 k	1,32	1,41	1,41	1,48	1,46	1,45	1,28
4 k	1,25	1,21	1,28	1,29	1,32	1,30	1,18
5 k	1,05	1,07	1,09	1,08	1,08	1,04	1,04
6,3 k	0,91	0,89	0,91	0,91	0,90	0,88	0,88
8 k	0,74	0,74	0,76	0,74	0,75	0,73	0,73

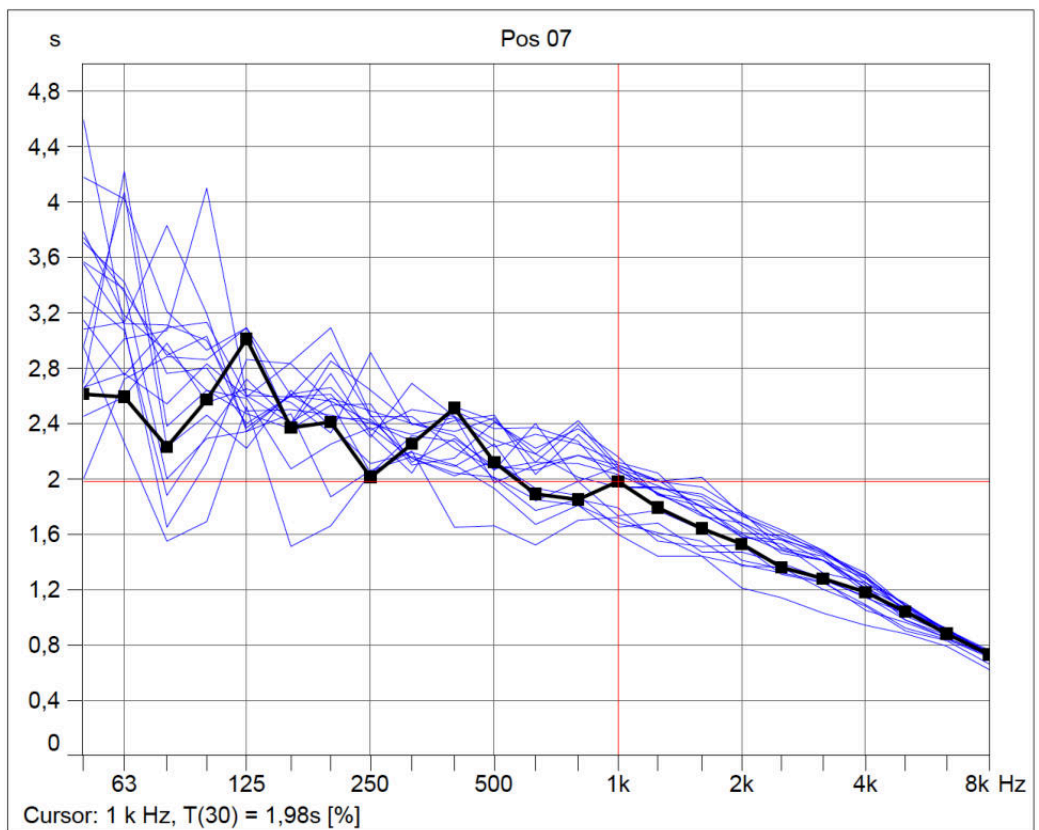
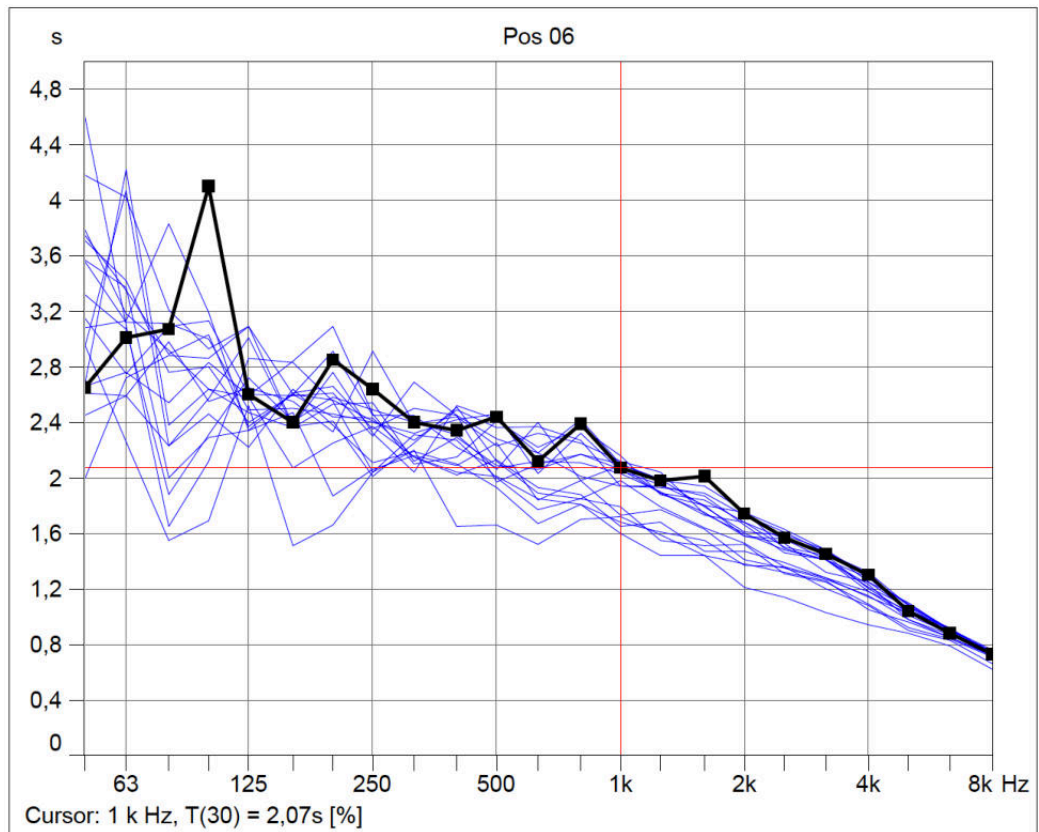
[Hz]	Pos 08[s]	Pos 09[s]	Pos 10[s]	Pos 11[s]	Pos 12[s]	Pos 13[s]	Pos 14[s]
50	3,32	3,79	4,18	1,99	3,08	2,96	3,71
63	3,07	3,18	4,02	2,72	3,13	2,26	3,42
80	1,88	2,92	3,21	2,88	3,83	1,55	2,76
100	2,31	2,64	2,93	2,86	3,19	1,69	2,80
125	2,72	2,47	3,09	3,09	2,34	2,52	2,40
160	2,41	2,36	2,60	2,38	2,61	1,51	2,60
200	2,58	2,53	2,91	2,76	2,66	1,66	2,44
250	2,49	2,54	2,45	2,32	2,35	2,04	2,43
315	2,40	2,12	2,45	2,04	2,50	2,20	2,15
400	2,31	2,29	2,22	2,52	2,45	1,65	2,02
500	2,06	2,09	2,07	2,42	1,97	1,66	2,13
630	2,40	2,06	2,12	2,18	2,10	1,52	1,93
800	1,98	2,17	2,11	2,01	2,17	1,70	1,88
1 k	2,09	2,10	2,03	1,94	2,06	1,72	1,65
1,25 k	1,89	1,99	1,90	1,94	1,89	1,59	1,68
1,6 k	1,75	1,79	1,73	1,87	1,84	1,44	1,47
2 k	1,58	1,61	1,68	1,66	1,68	1,21	1,47
2,5 k	1,56	1,59	1,50	1,46	1,56	1,14	1,39
3,15 k	1,47	1,48	1,44	1,41	1,41	1,03	1,28
4 k	1,28	1,25	1,20	1,18	1,23	0,94	1,14
5 k	1,04	1,10	1,03	1,01	0,98	0,88	1,03
6,3 k	0,92	0,90	0,88	0,88	0,87	0,79	0,89
8 k	0,72	0,75	0,74	0,72	0,72	0,62	0,72

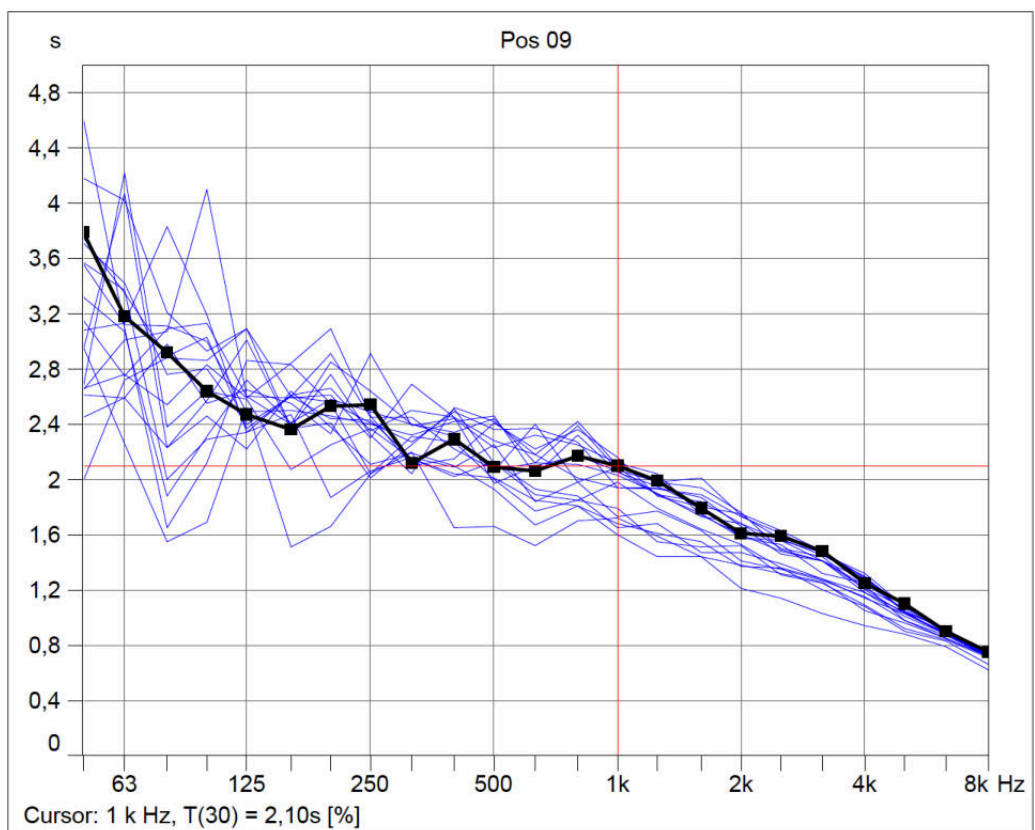
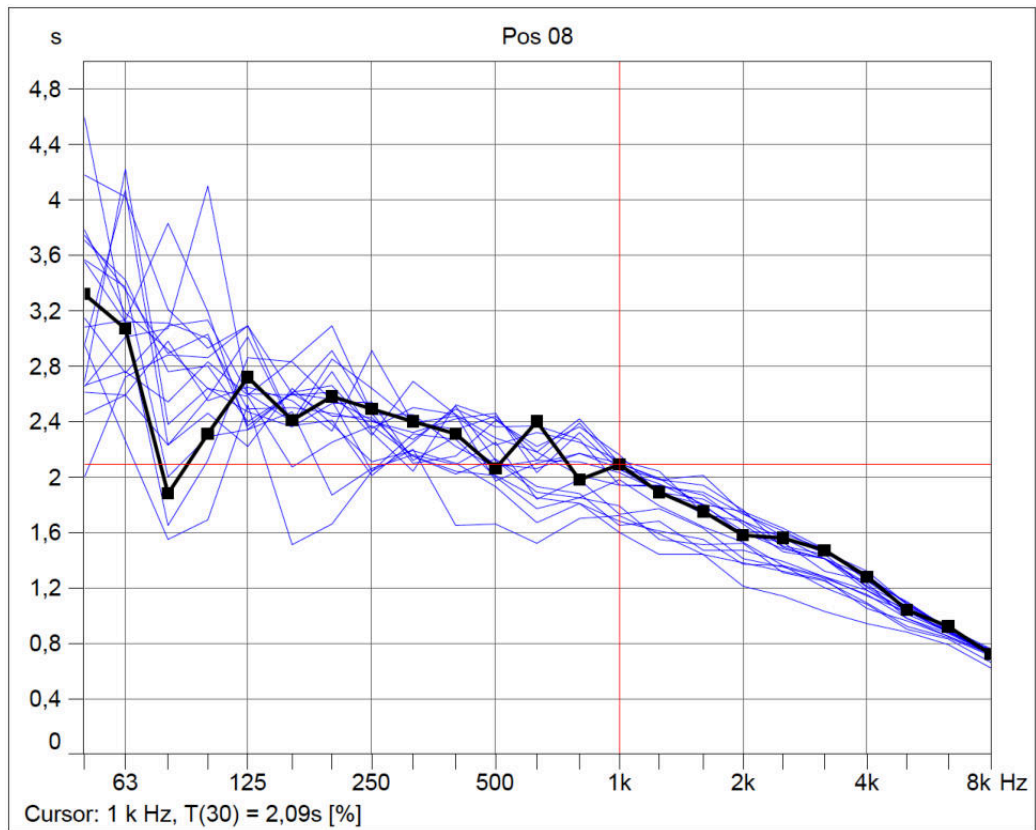
[Hz]	Pos 15[s]	Pos 16[s]	Pos 17[s]	Pos 18[s]	Mittl.[s]	StdAbw.
50	3,57	2,94	2,67	4,61	3,20	0,64
63	3,37	4,07	4,22	3,10	3,15	0,51
80	2,00	2,23	2,38	1,65	2,62	0,58
100	2,29	2,46	2,64	2,12	2,73	0,49
125	2,34	2,22	2,58	2,86	2,61	0,25
160	2,47	2,64	2,07	2,83	2,46	0,28
200	1,87	2,38	2,25	2,55	2,49	0,33
250	2,06	2,11	2,37	2,04	2,35	0,22
315	2,16	2,19	2,15	2,31	2,28	0,16
400	2,09	2,10	2,04	2,27	2,26	0,21
500	2,25	1,93	2,01	2,00	2,16	0,20
630	1,84	1,67	1,85	1,77	2,03	0,23
800	1,98	1,81	1,81	1,85	2,07	0,22
1 k	1,73	1,60	1,68	1,79	1,93	0,18
1,25 k	1,77	1,44	1,61	1,55	1,82	0,17
1,6 k	1,63	1,44	1,55	1,51	1,71	0,17
2 k	1,41	1,38	1,37	1,52	1,57	0,14
2,5 k	1,35	1,32	1,36	1,31	1,46	0,12
3,15 k	1,27	1,26	1,20	1,25	1,35	0,11
4 k	1,15	1,05	1,08	1,09	1,19	0,09
5 k	0,98	0,96	0,90	0,92	1,02	0,06
6,3 k	0,85	0,85	0,83	0,84	0,88	0,03
8 k	0,72	0,72	0,66	0,71	0,72	0,03

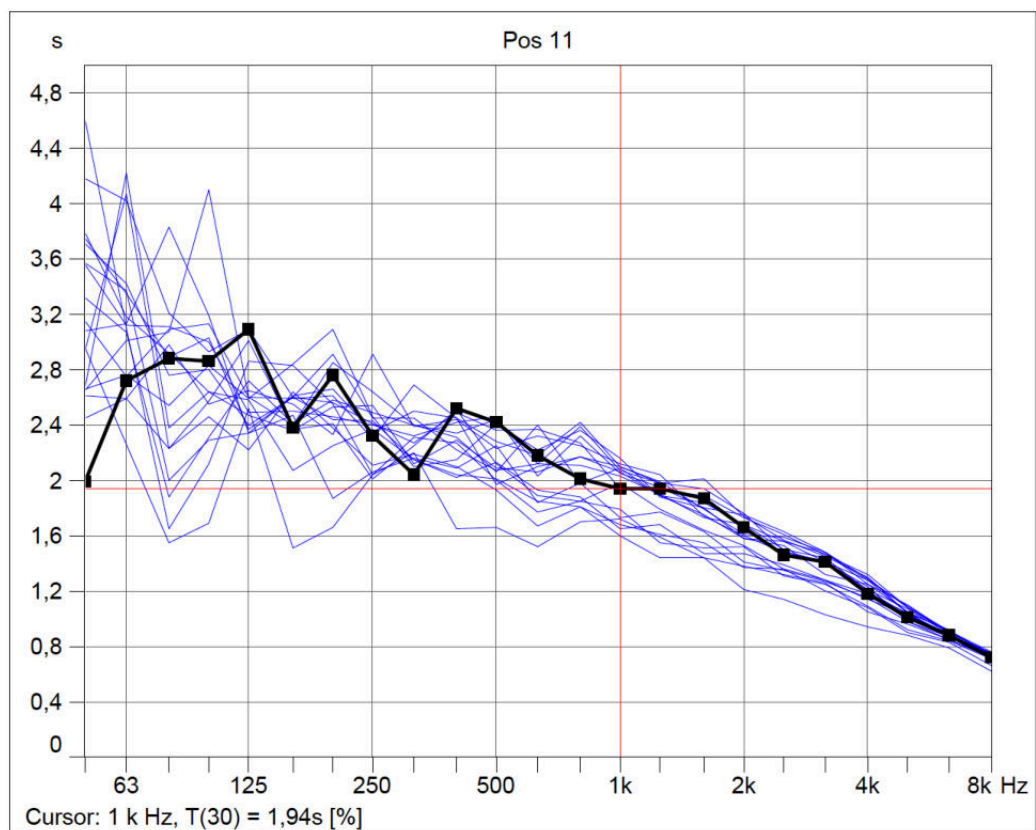
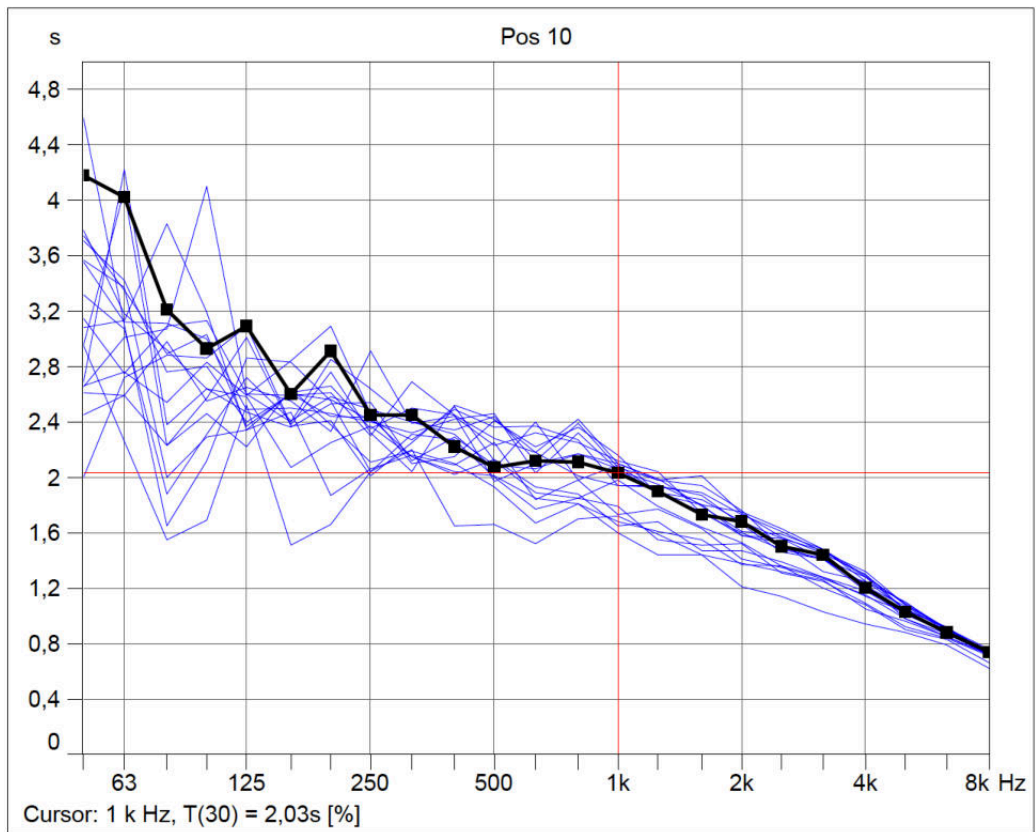


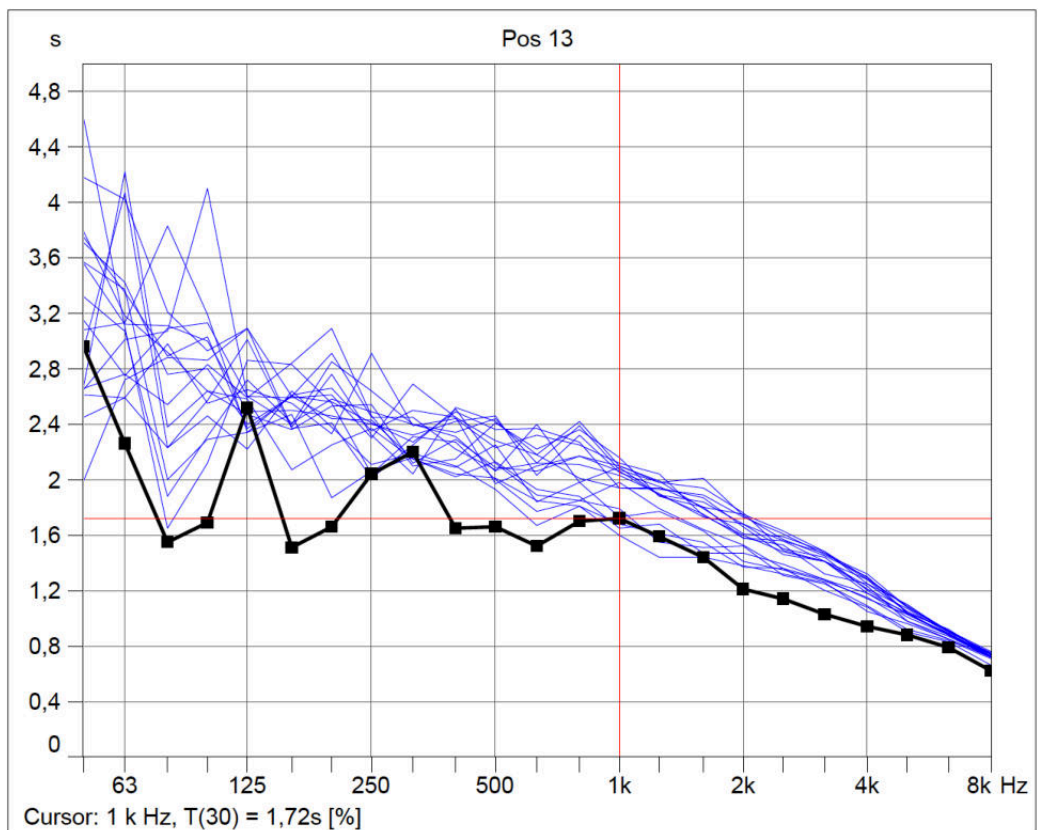
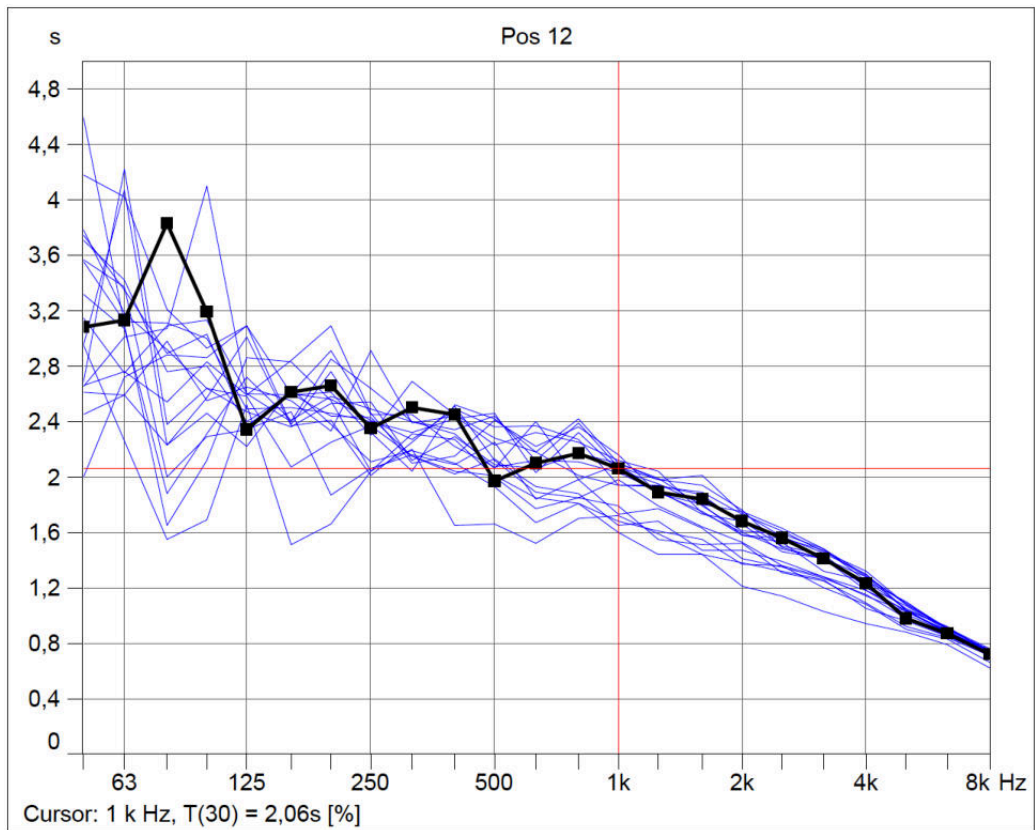


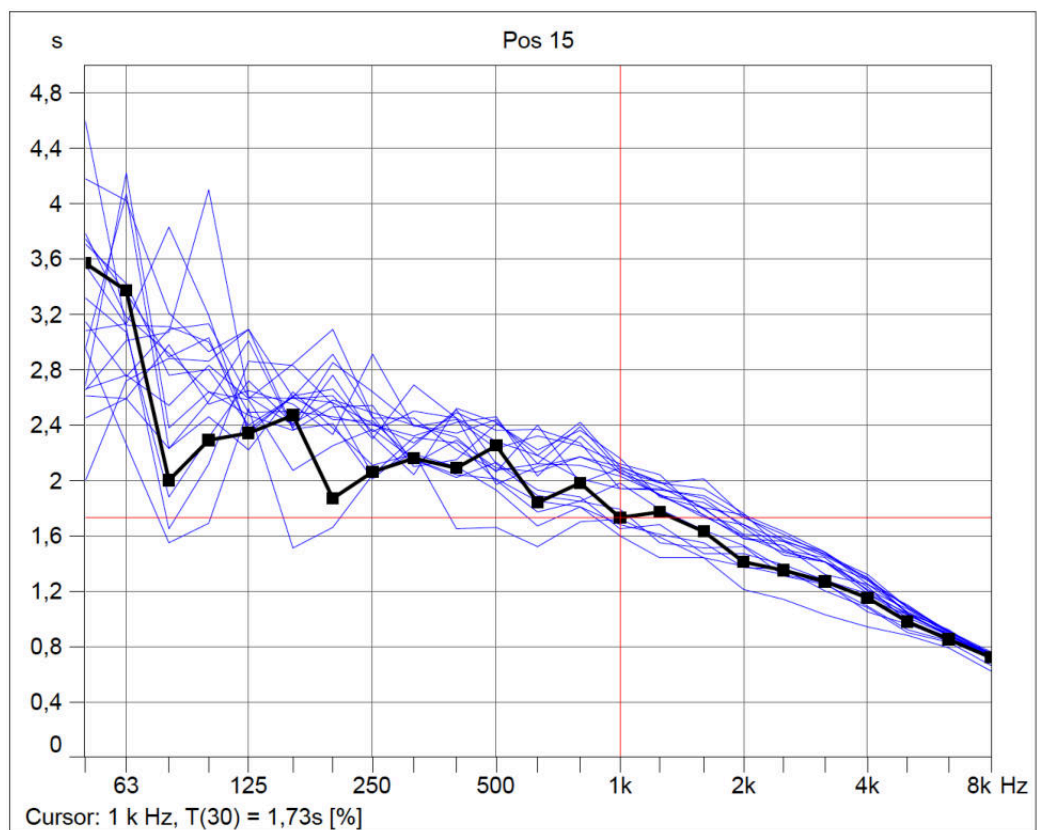
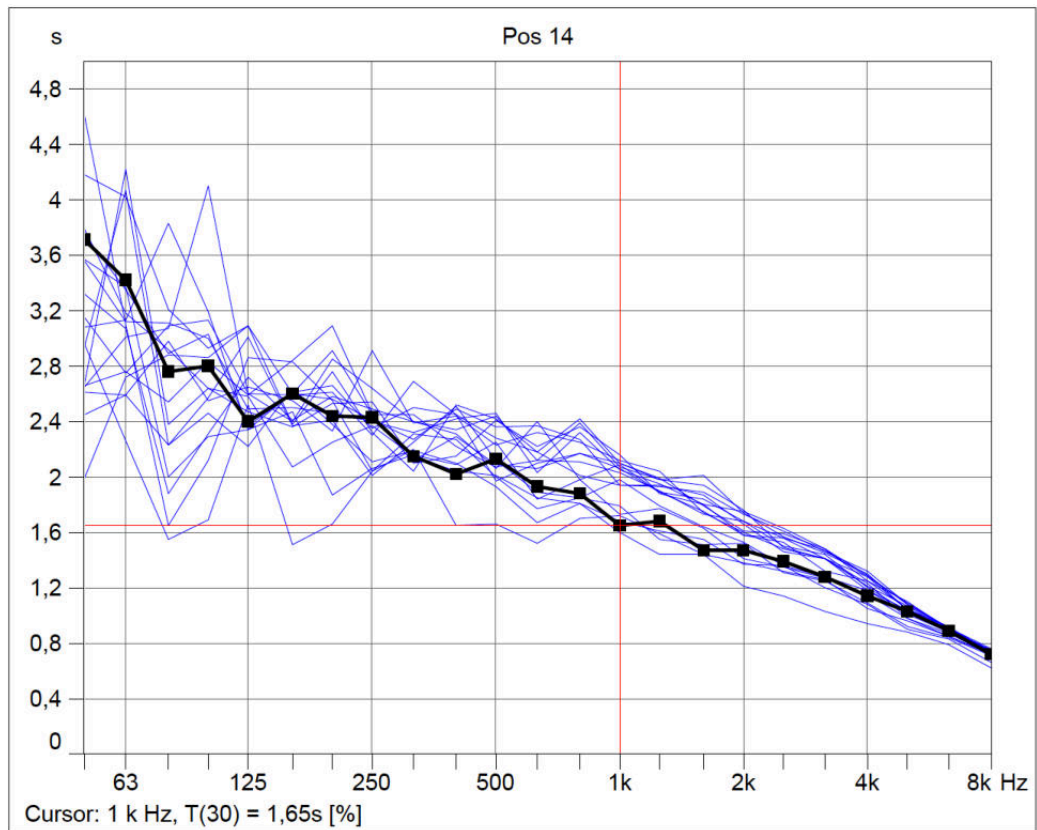


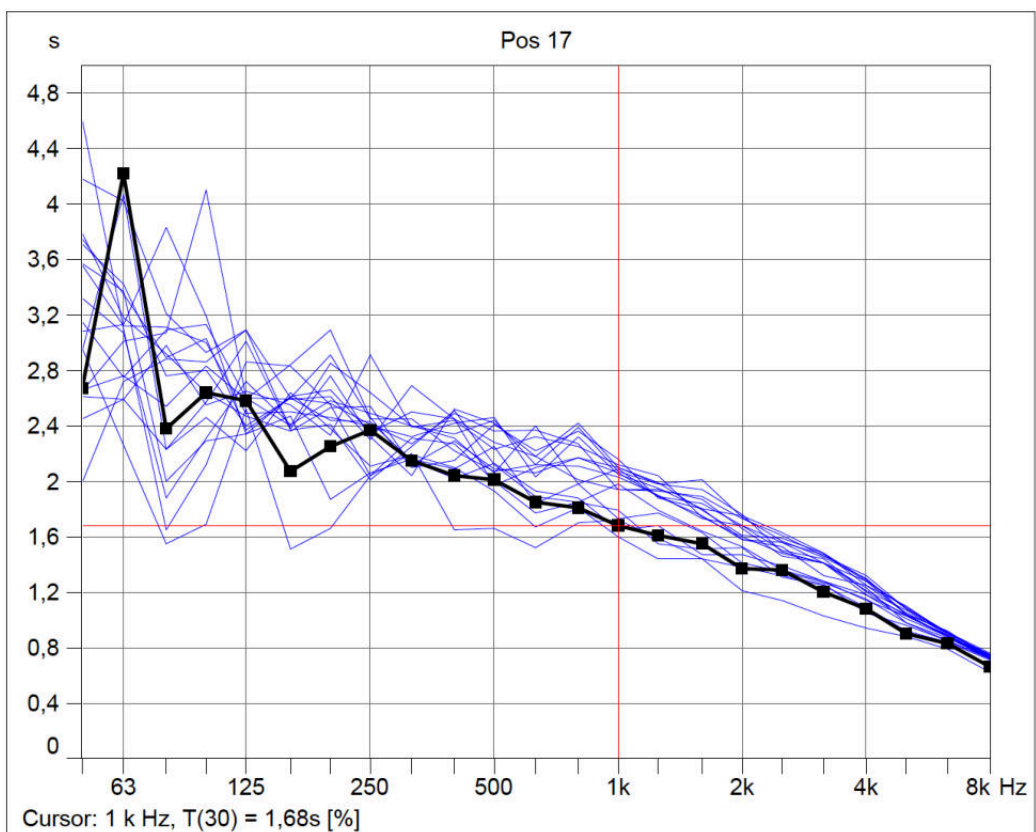
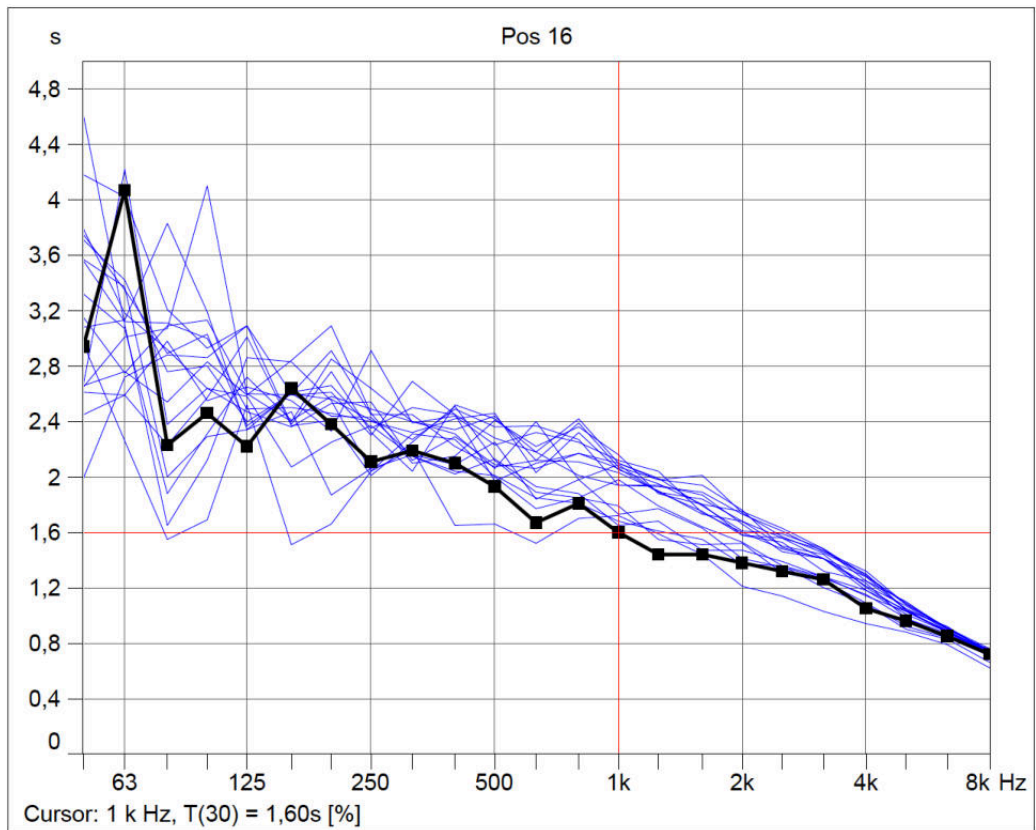


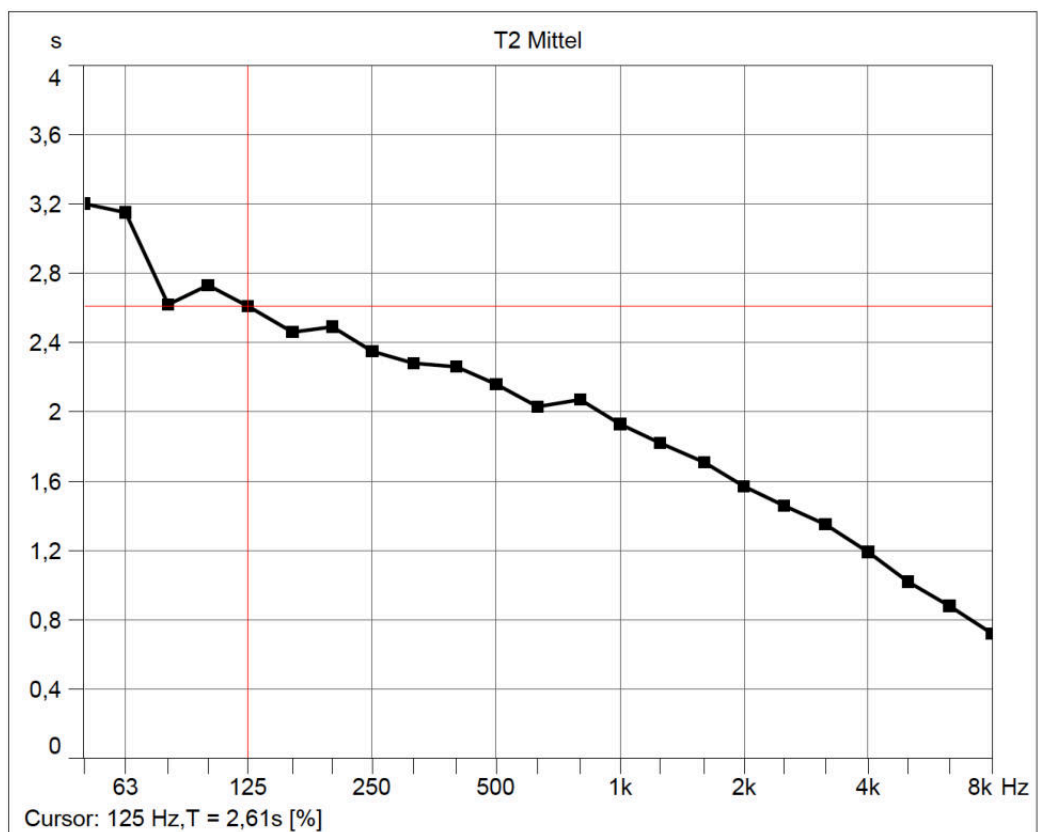
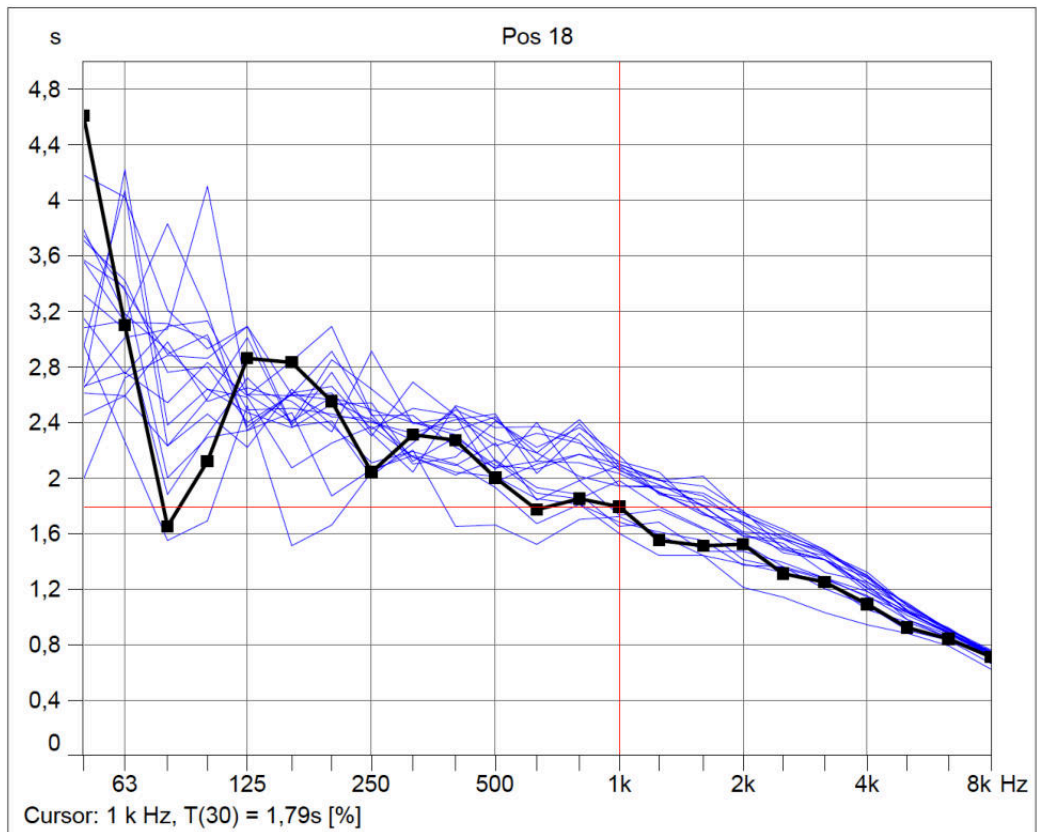


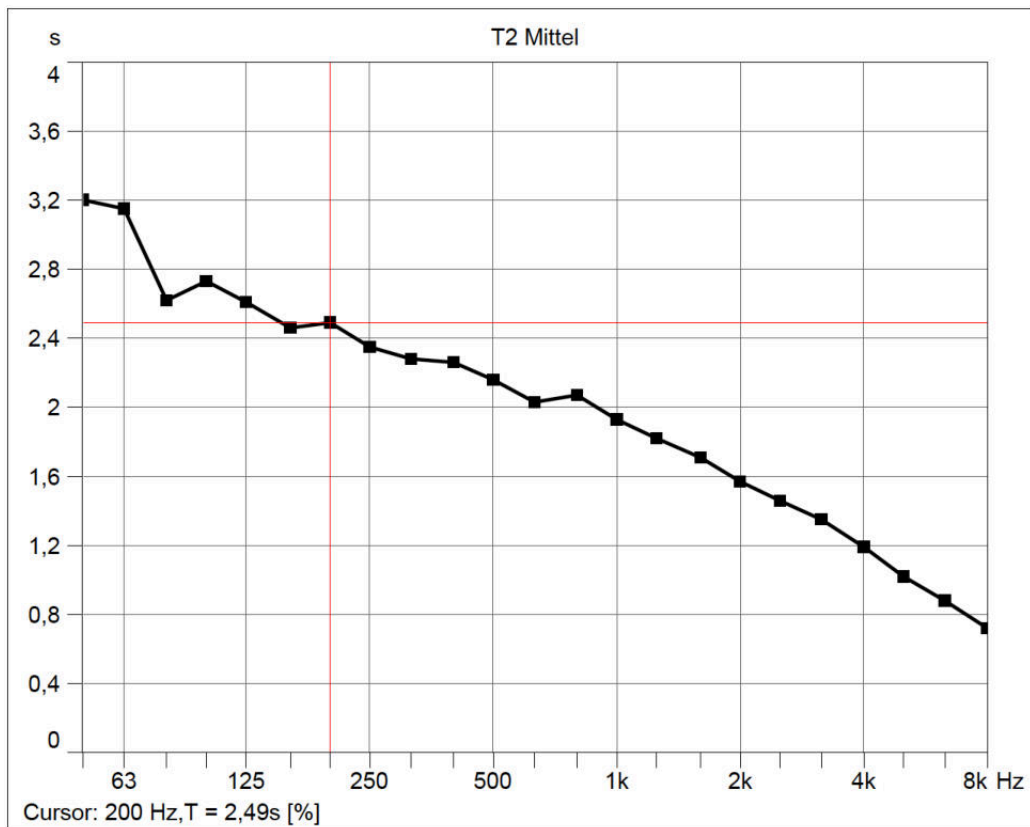
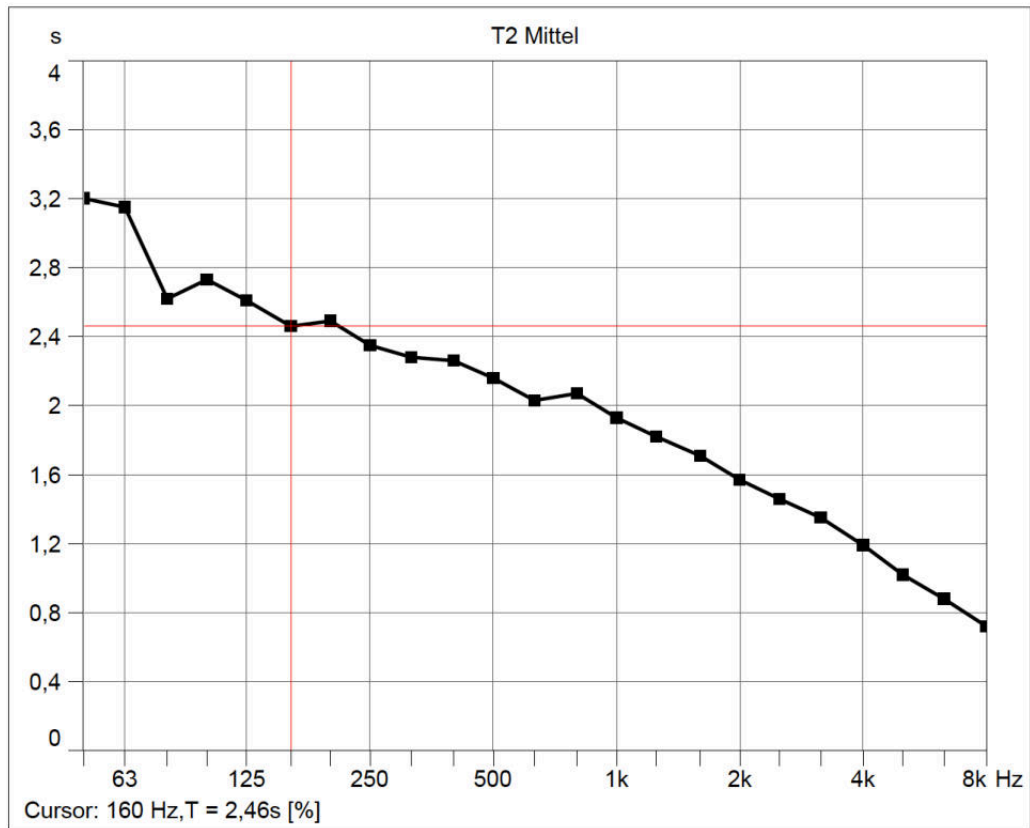


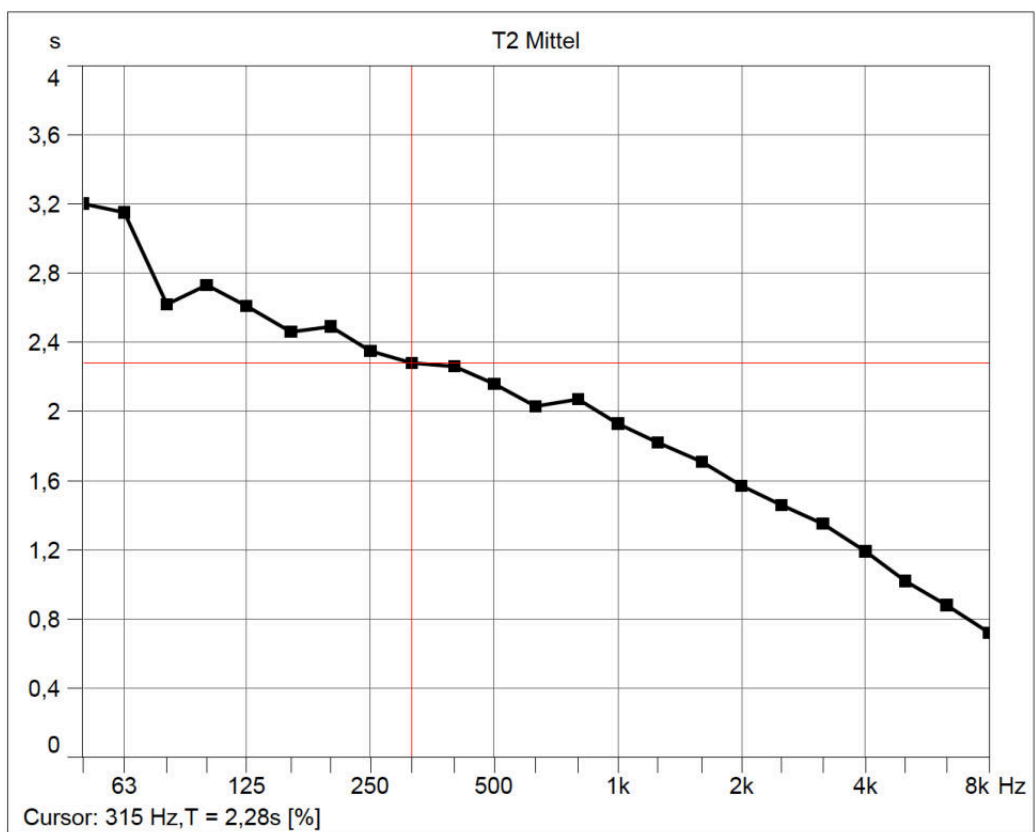
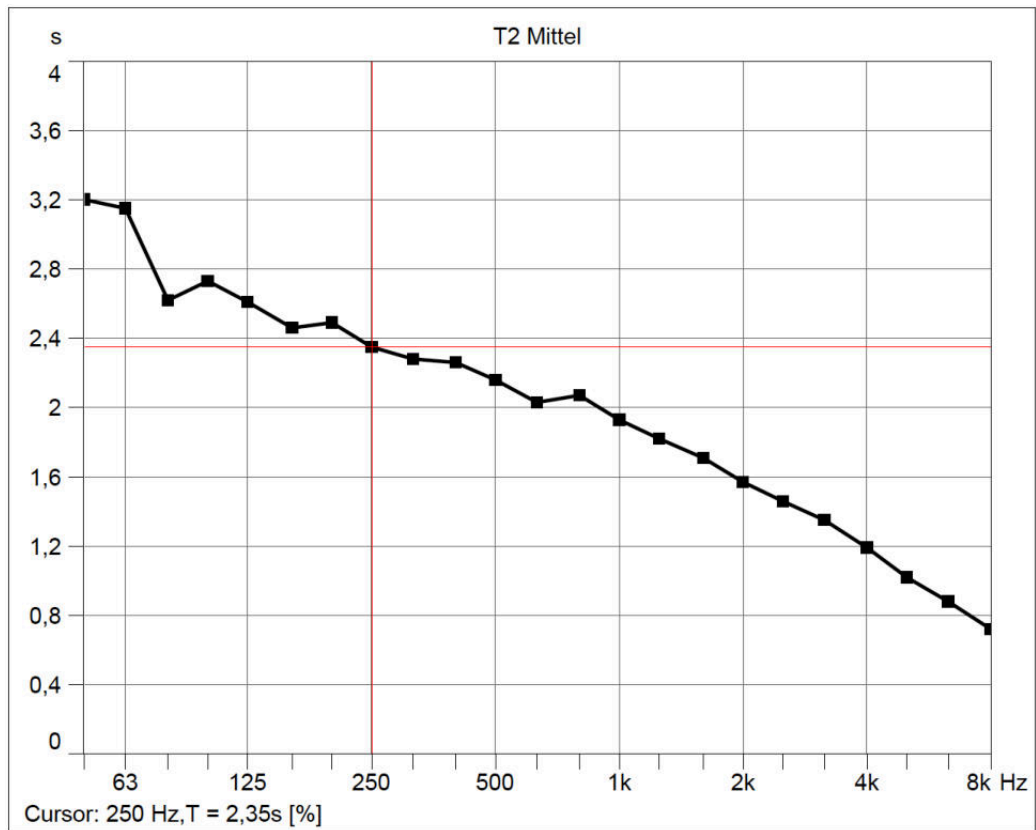


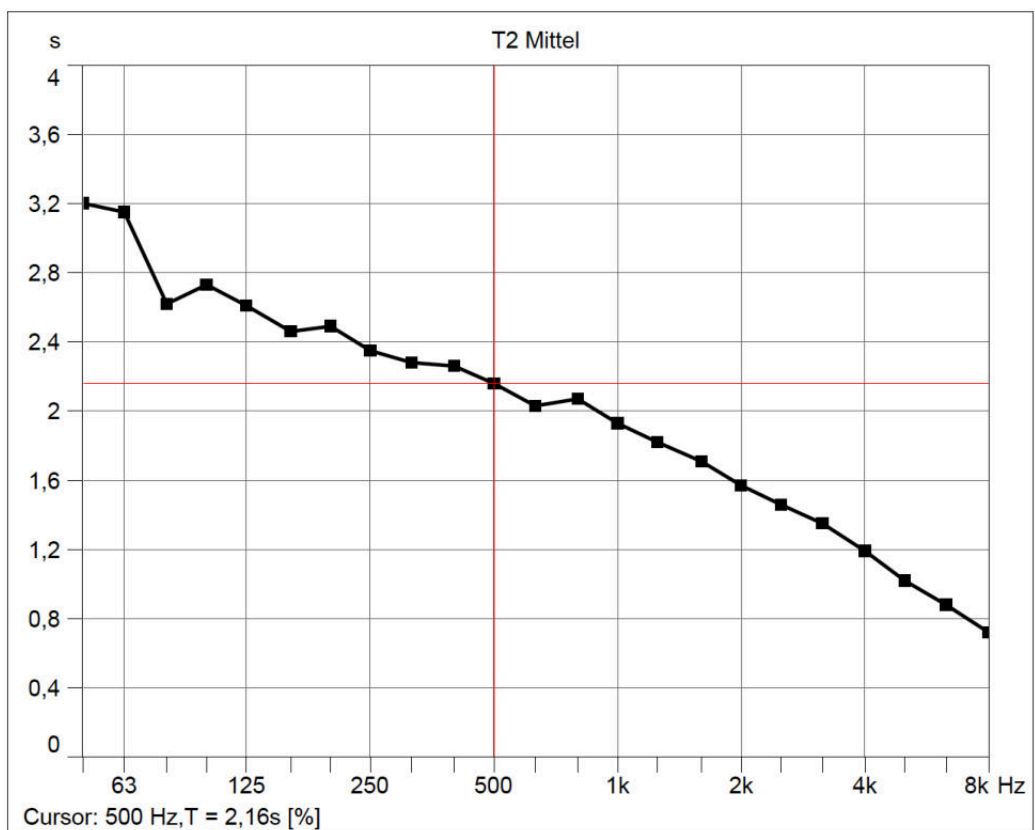
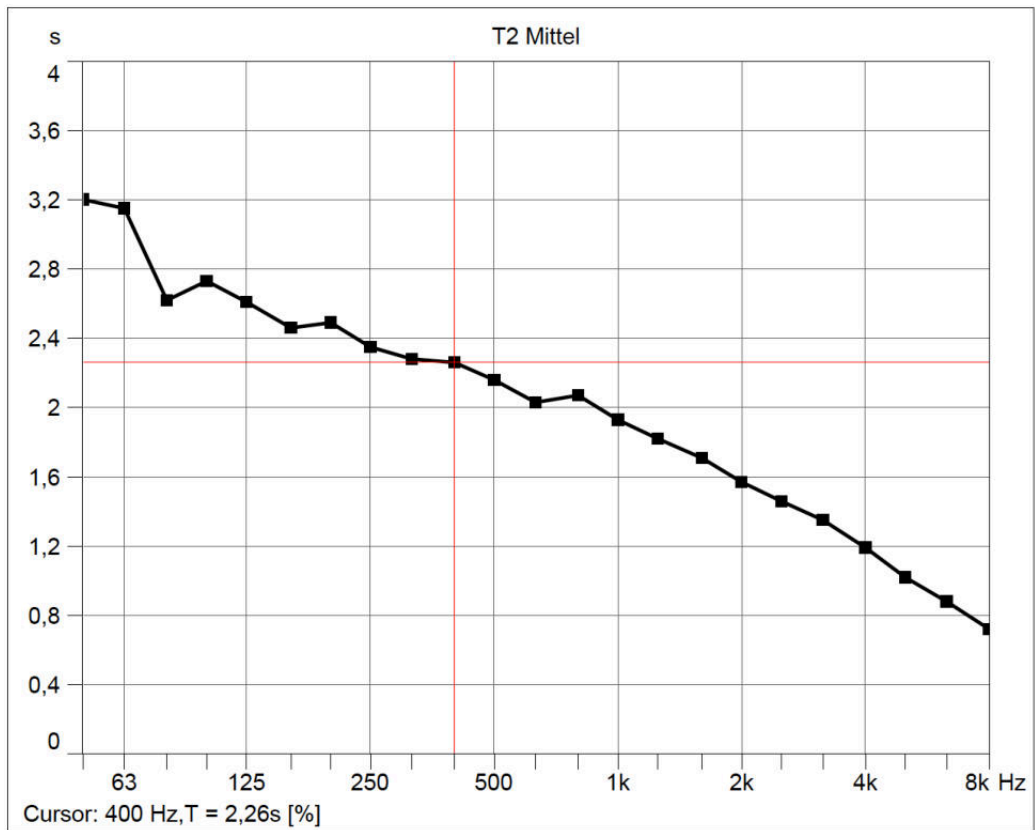


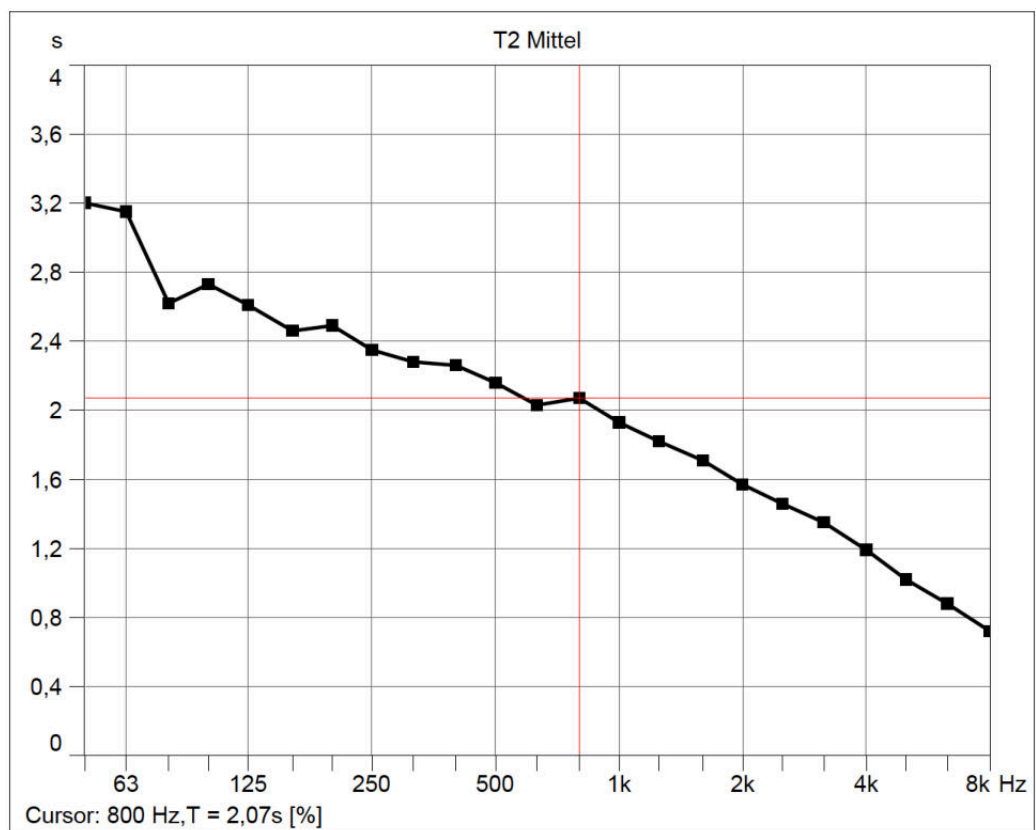
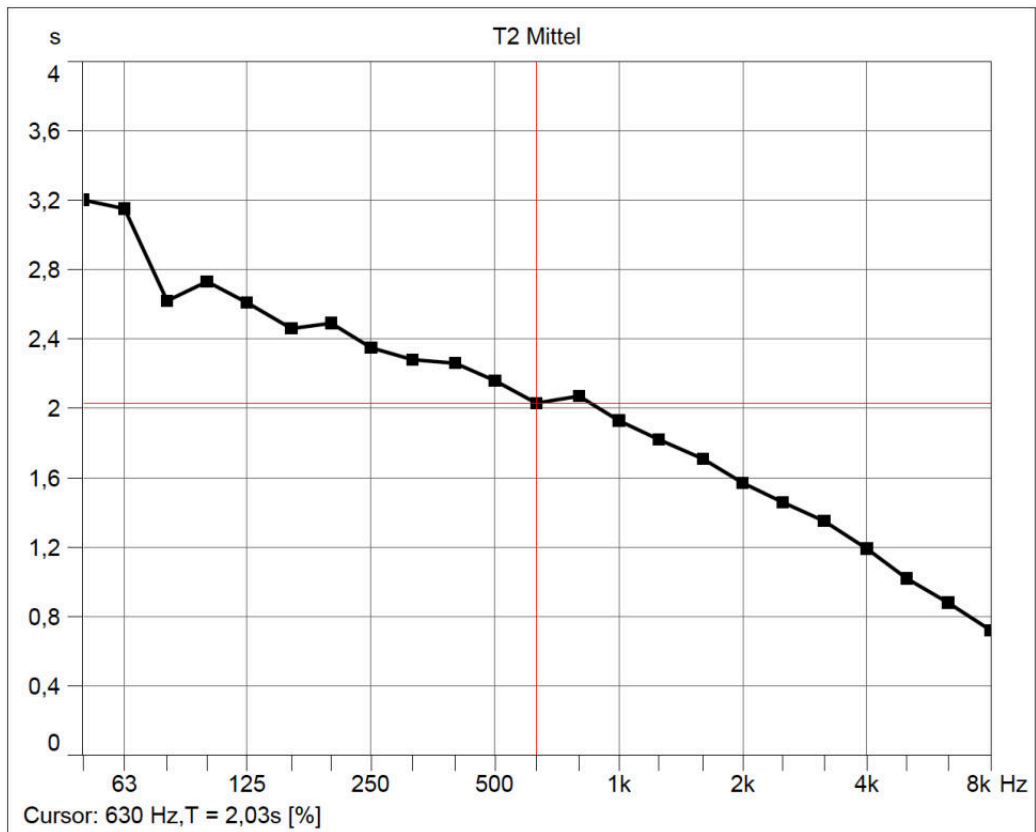


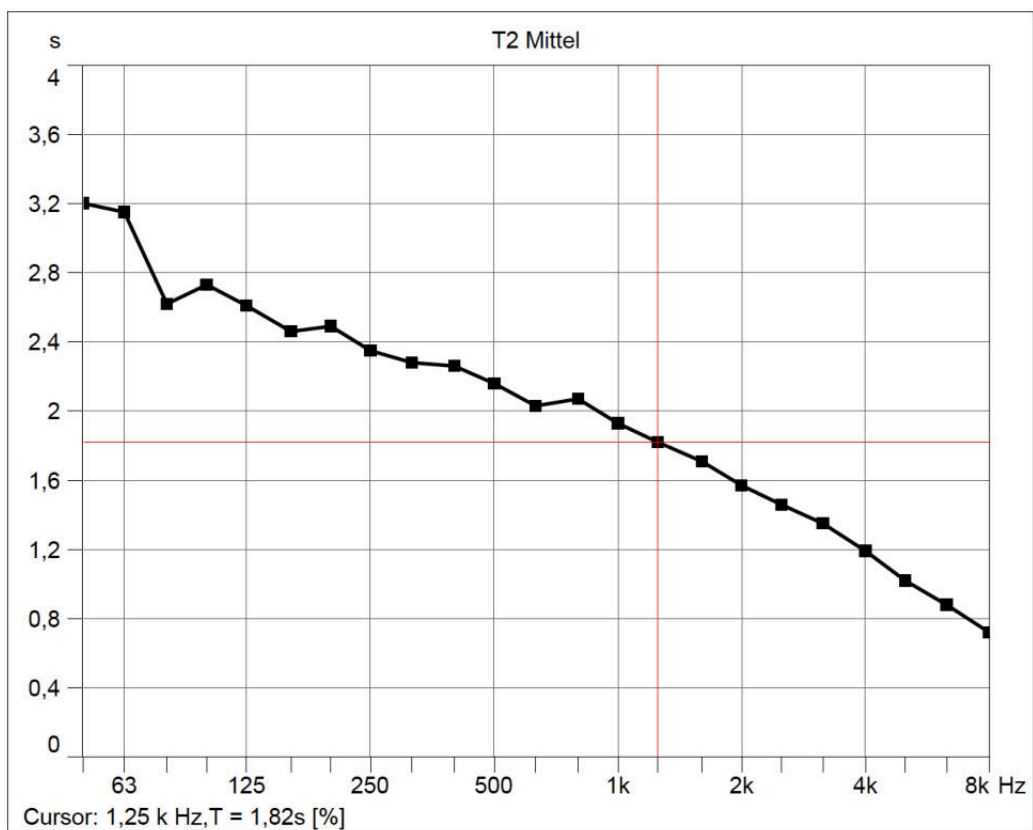
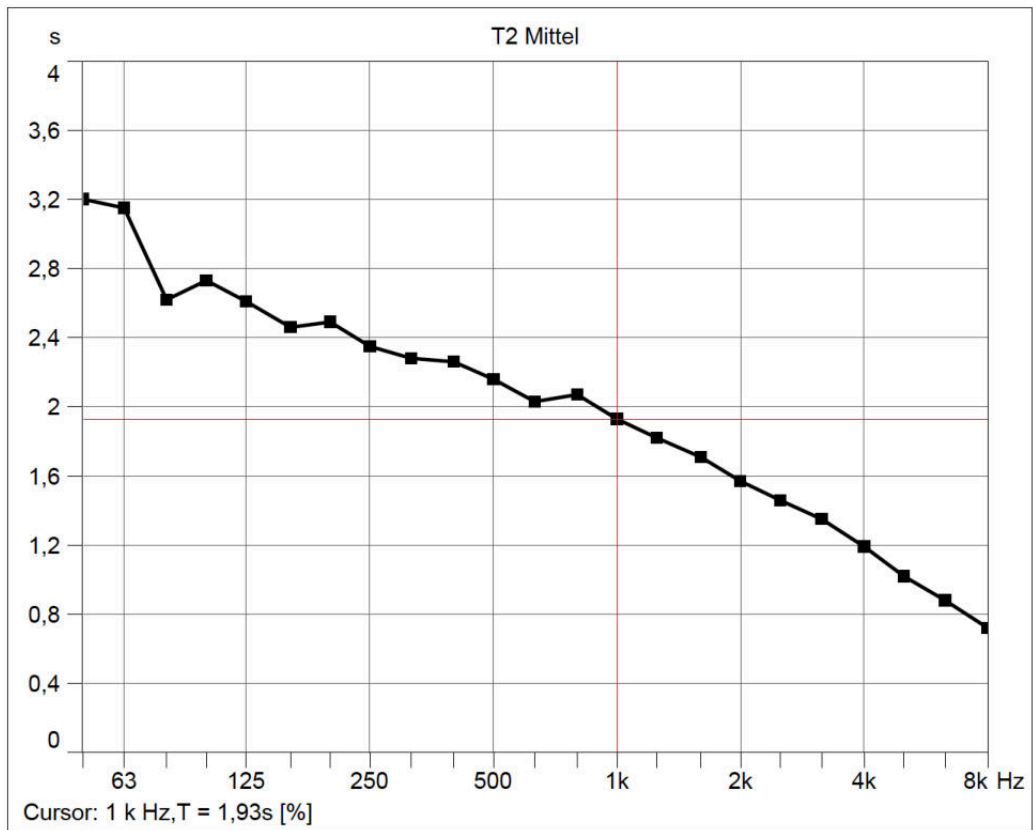


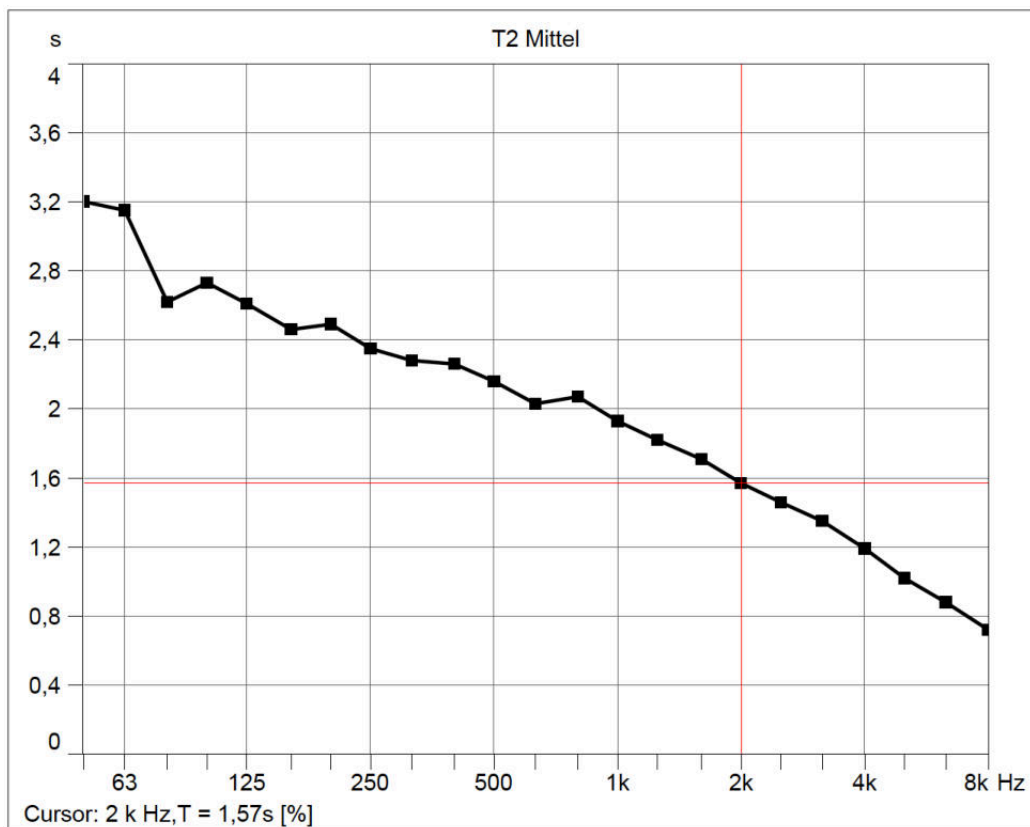
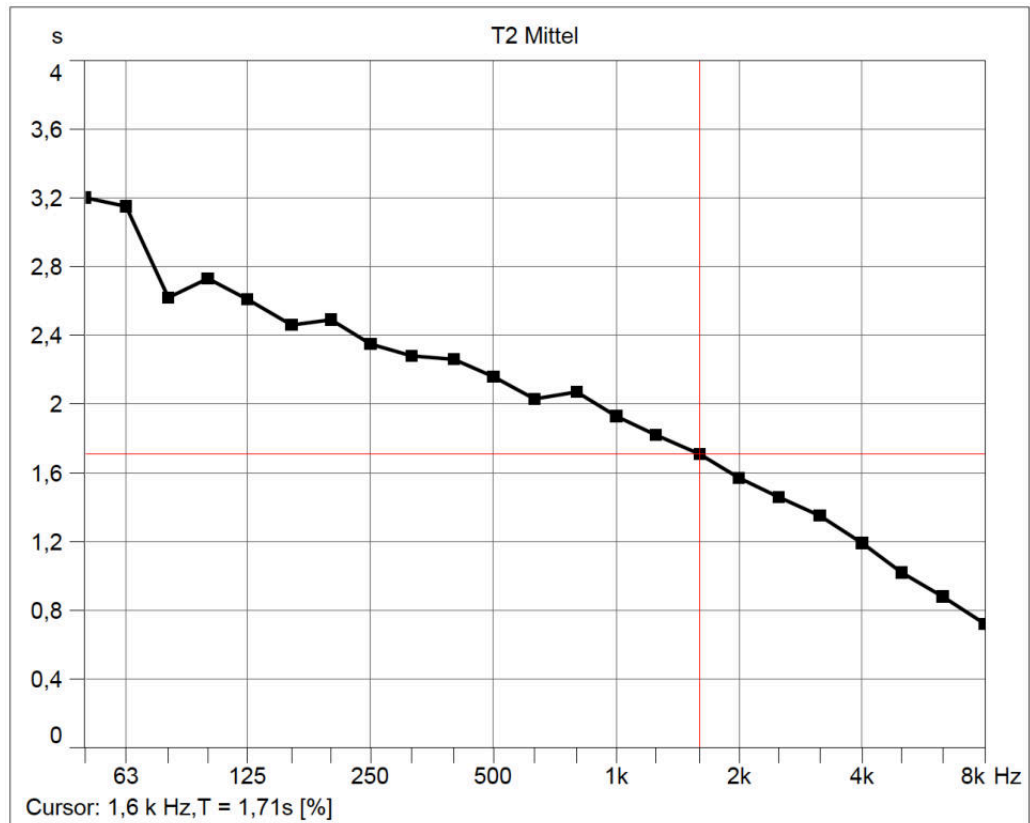


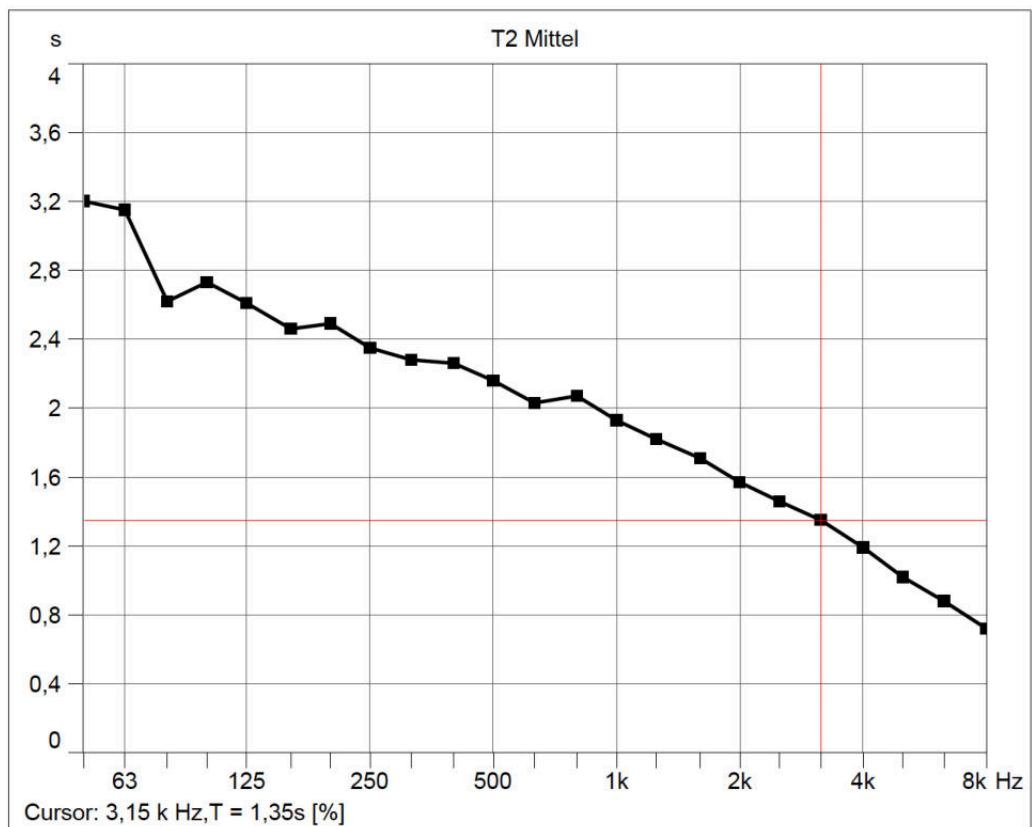
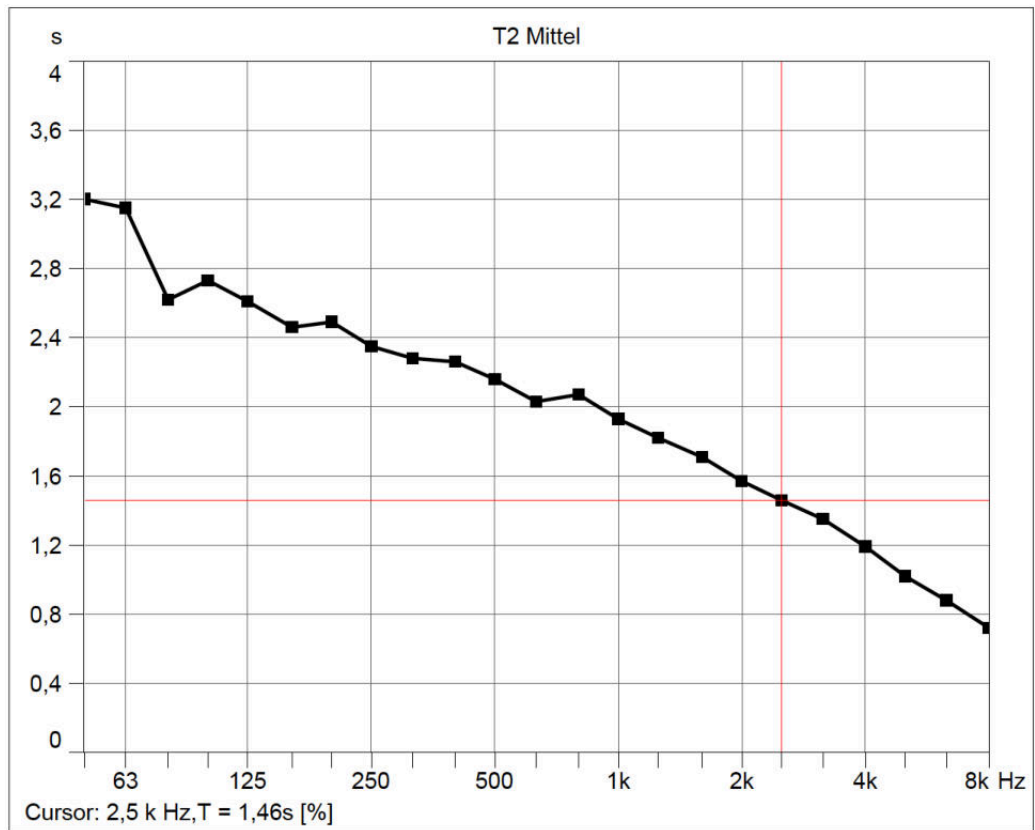


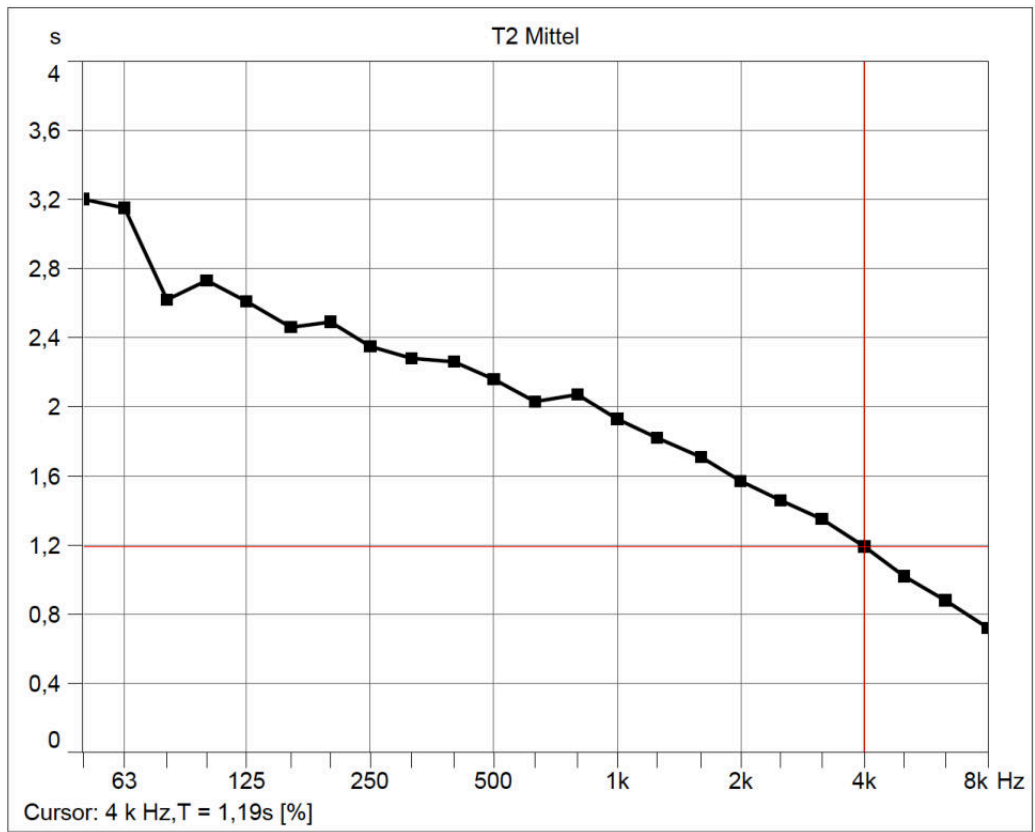










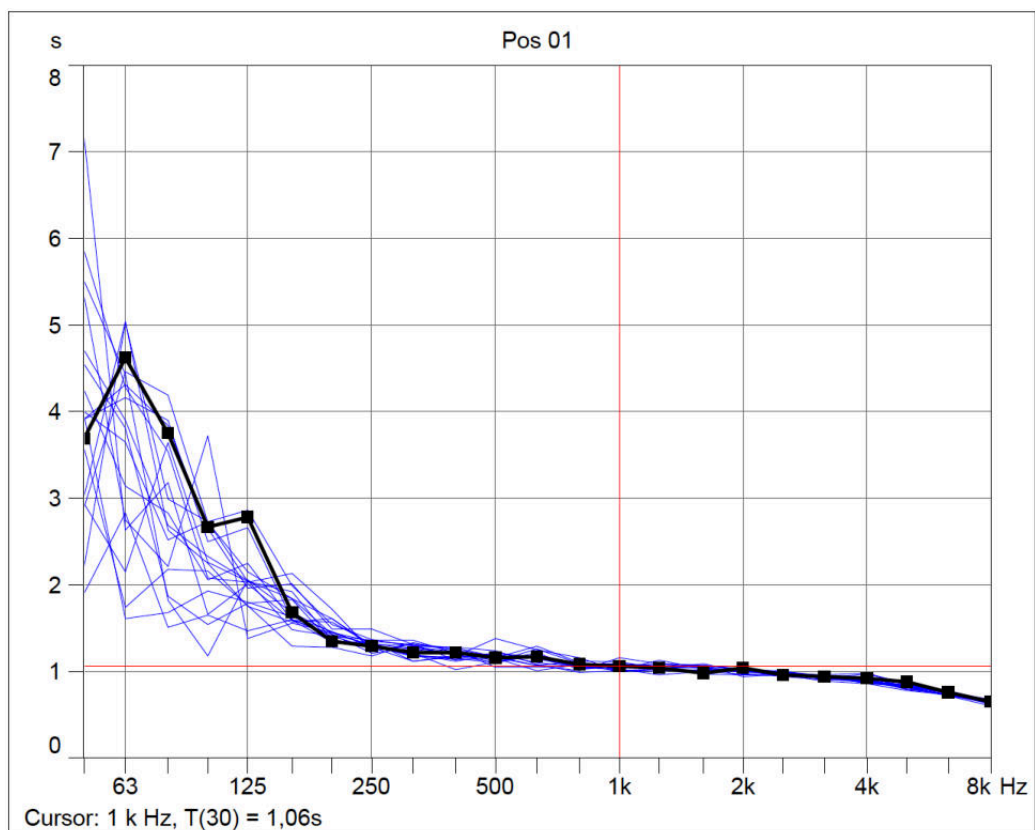


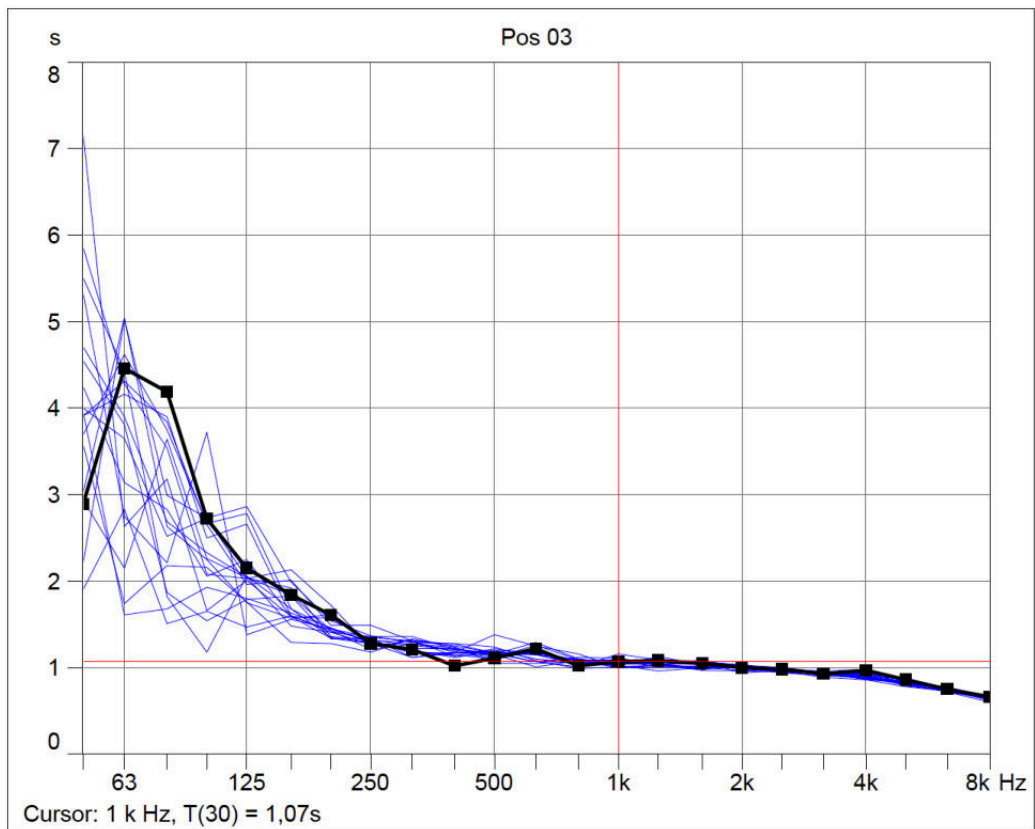
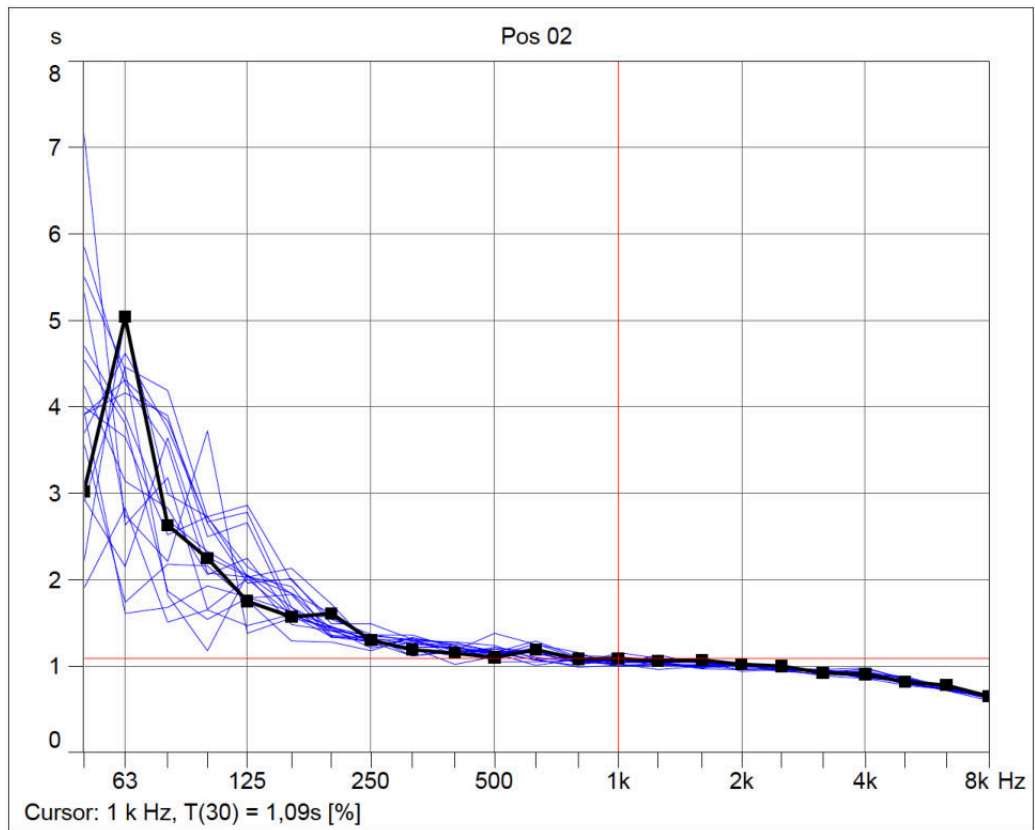
Messergebnisse des Besetzungszustandes „Schutzvorhang geschlossen“

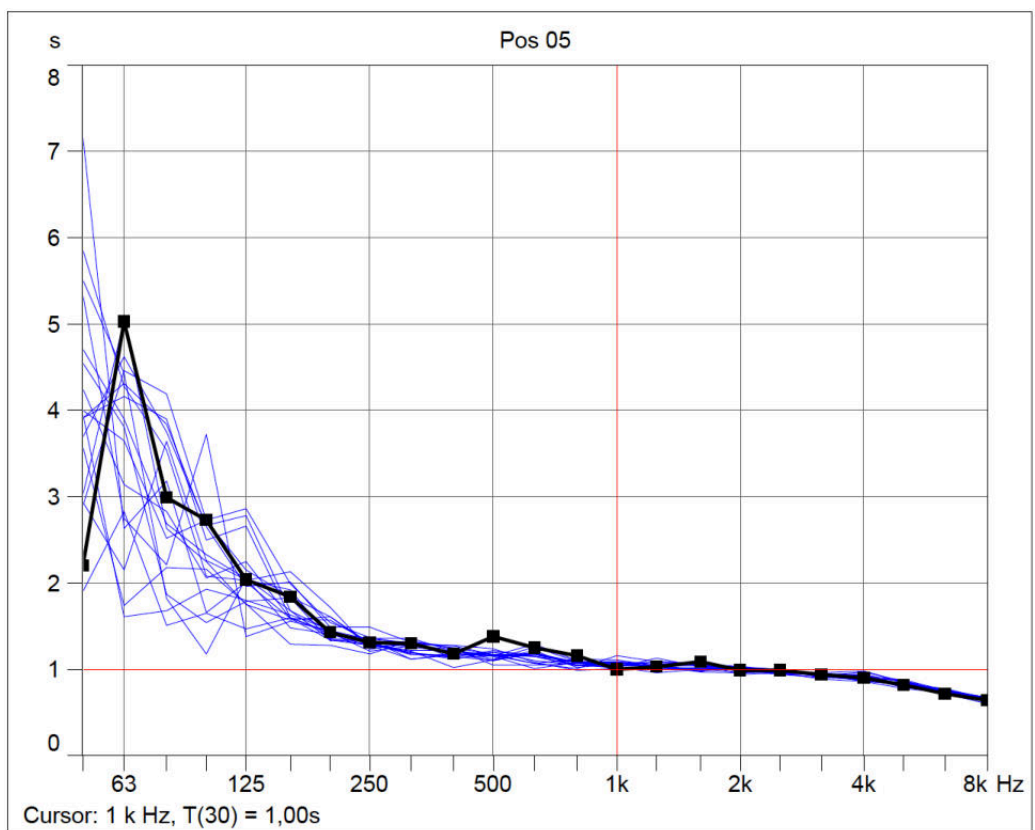
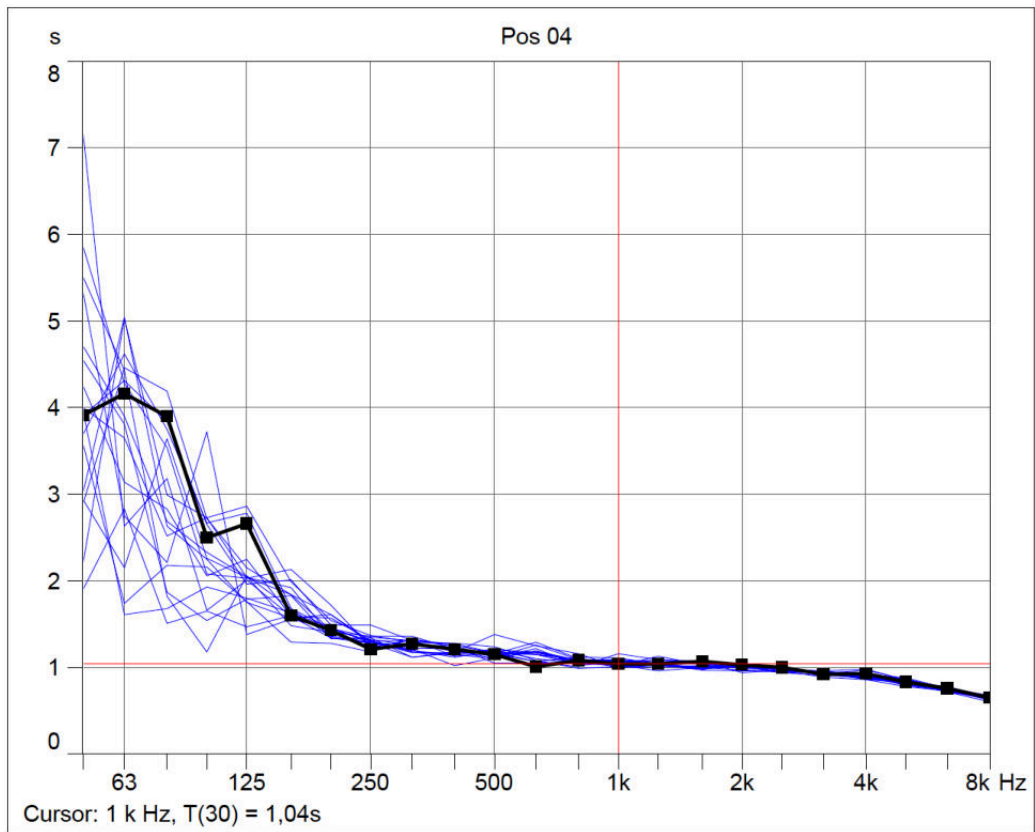
[Hz]	Pos 01[s]	Pos 02[s]	Pos 03[s]	Pos 04[s]	Pos 05[s]	Pos 06[s]	Pos 07[s]
50	3,69	3,02	2,89	3,91	2,20	4,00	3,96
63	4,62	5,04	4,46	4,16	5,03	3,65	1,61
80	3,75	2,63	4,19	3,90	2,99	2,52	1,68
100	2,67	2,25	2,72	2,50	2,73	2,73	1,93
125	2,78	1,75	2,15	2,66	2,04	2,86	1,80
160	1,68	1,57	1,84	1,60	1,84	1,99	1,63
200	1,35	1,61	1,61	1,43	1,43	1,54	1,46
250	1,29	1,30	1,28	1,21	1,31	1,37	1,28
315	1,22	1,19	1,21	1,27	1,30	1,29	1,12
400	1,22	1,15	1,02	1,21	1,18	1,28	1,18
500	1,16	1,10	1,11	1,15	1,38	1,24	1,16
630	1,17	1,19	1,22	1,01	1,25	1,08	1,15
800	1,08	1,08	1,02	1,08	1,16	0,99	1,05
1 k	1,06	1,09	1,07	1,04	1,00	1,01	1,05
1,25 k	1,04	1,06	1,08	1,04	1,03	1,03	1,05
1,6 k	0,98	1,07	1,05	1,07	1,09	0,98	0,99
2 k	1,04	1,02	1,00	1,03	0,99	1,02	1,02
2,5 k	0,96	1,00	0,98	1,00	0,99	0,99	0,94
3,15 k	0,94	0,92	0,93	0,92	0,94	0,91	0,91
4 k	0,92	0,91	0,97	0,93	0,90	0,90	0,90
5 k	0,88	0,82	0,86	0,83	0,82	0,80	0,79
6,3 k	0,76	0,78	0,75	0,76	0,72	0,73	0,74
8 k	0,65	0,65	0,66	0,65	0,64	0,63	0,62

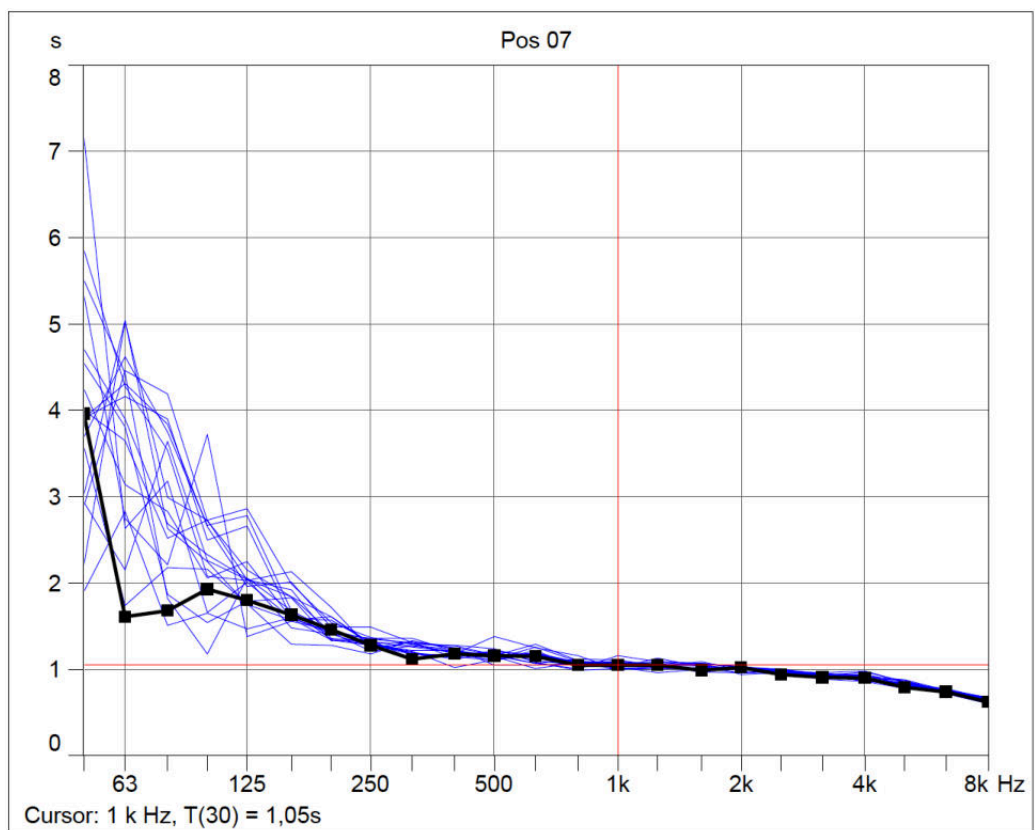
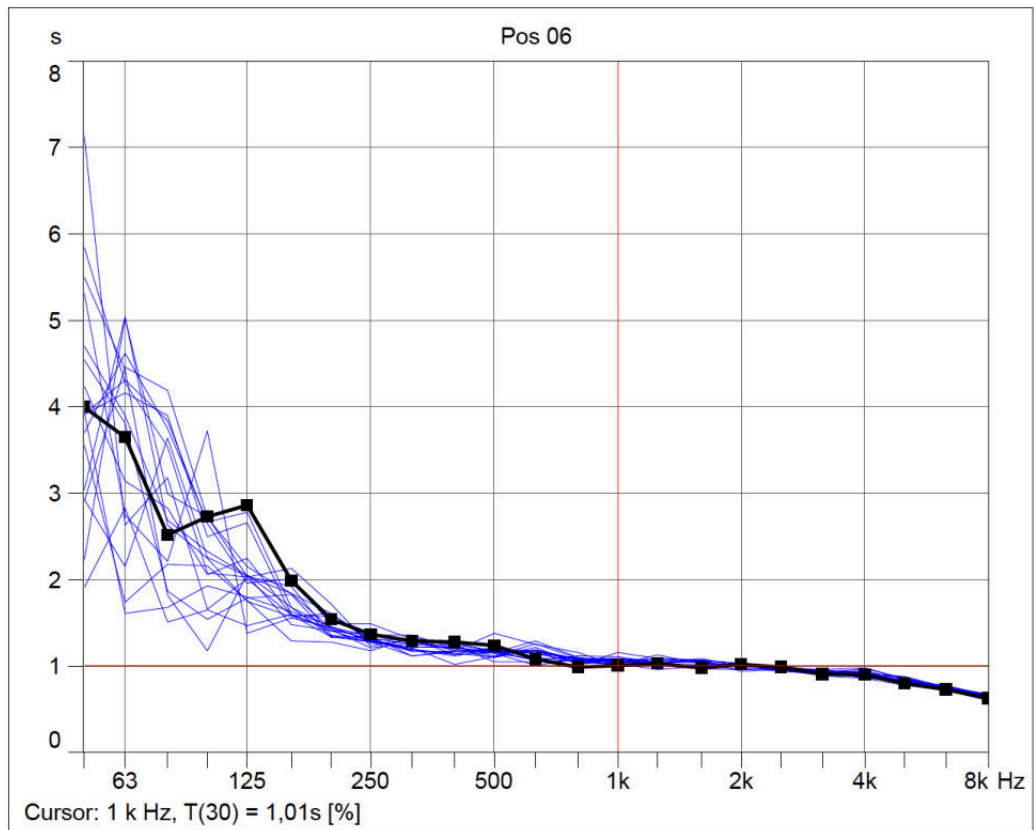
[Hz]	Pos 08[s]	Pos 09[s]	Pos 10[s]	Pos 11[s]	Pos 12[s]	Pos 13[s]	Pos 14[s]
50	5,34	5,86	4,25	2,94	3,91	3,58	5,51
63	2,75	4,28	3,14	2,15	4,31	1,74	4,43
80	2,21	3,54	2,83	3,64	3,84	2,18	1,82
100	3,72	2,08	2,06	2,26	2,65	2,16	1,18
125	1,38	2,03	2,25	2,04	1,96	1,76	2,06
160	1,56	2,13	1,59	1,92	2,01	1,29	1,68
200	1,45	1,72	1,57	1,36	1,49	1,28	1,45
250	1,30	1,23	1,31	1,32	1,49	1,18	1,35
315	1,17	1,32	1,18	1,26	1,31	1,33	1,31
400	1,17	1,13	1,14	1,20	1,25	1,24	1,27
500	1,16	1,16	1,22	1,10	1,17	1,05	1,17
630	1,07	1,29	1,15	1,19	1,15	1,05	1,07
800	1,12	1,10	1,09	1,05	1,04	1,07	1,01
1 k	1,11	1,05	1,08	1,02	1,08	1,04	1,16
1,25 k	1,04	1,04	1,04	1,13	1,03	1,09	1,09
1,6 k	1,06	1,04	0,97	1,03	1,00	1,07	1,07
2 k	1,03	1,00	0,96	1,00	1,01	0,94	1,03
2,5 k	0,94	0,99	0,95	0,99	0,98	0,97	0,98
3,15 k	0,96	0,94	0,94	0,92	0,95	0,93	0,96
4 k	0,90	0,93	0,88	0,87	0,86	0,87	0,98
5 k	0,87	0,82	0,82	0,85	0,78	0,81	0,85
6,3 k	0,74	0,76	0,75	0,76	0,73	0,72	0,75
8 k	0,65	0,67	0,68	0,65	0,64	0,60	0,67

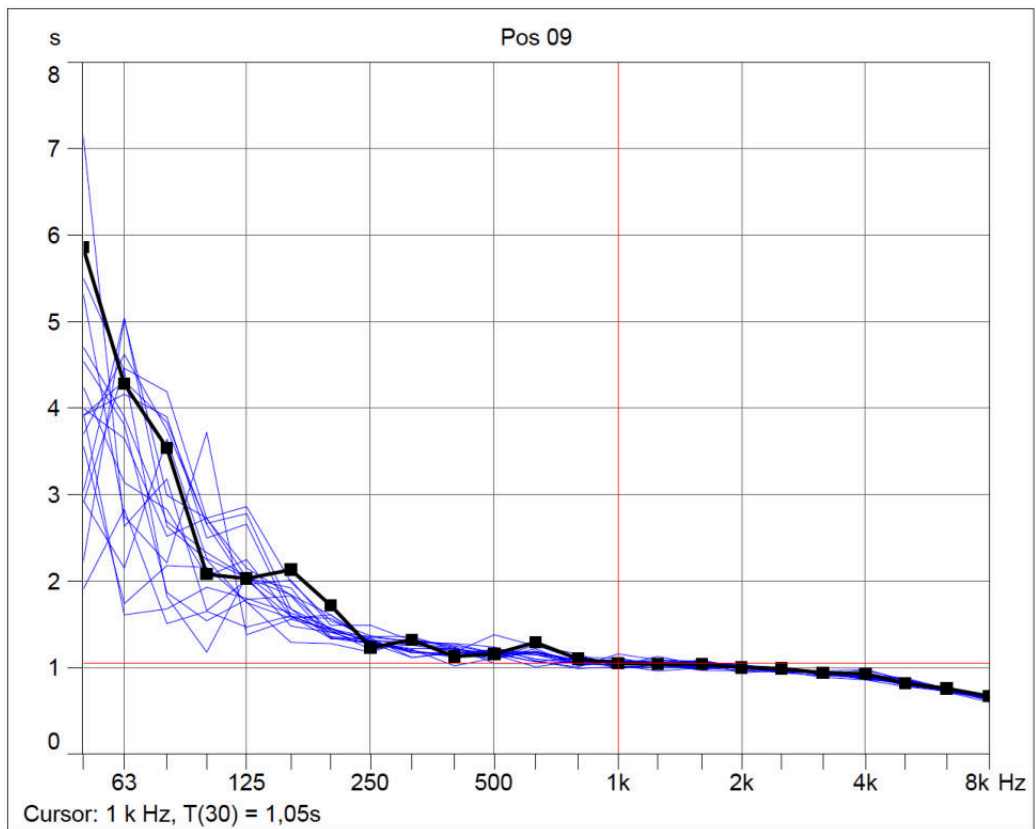
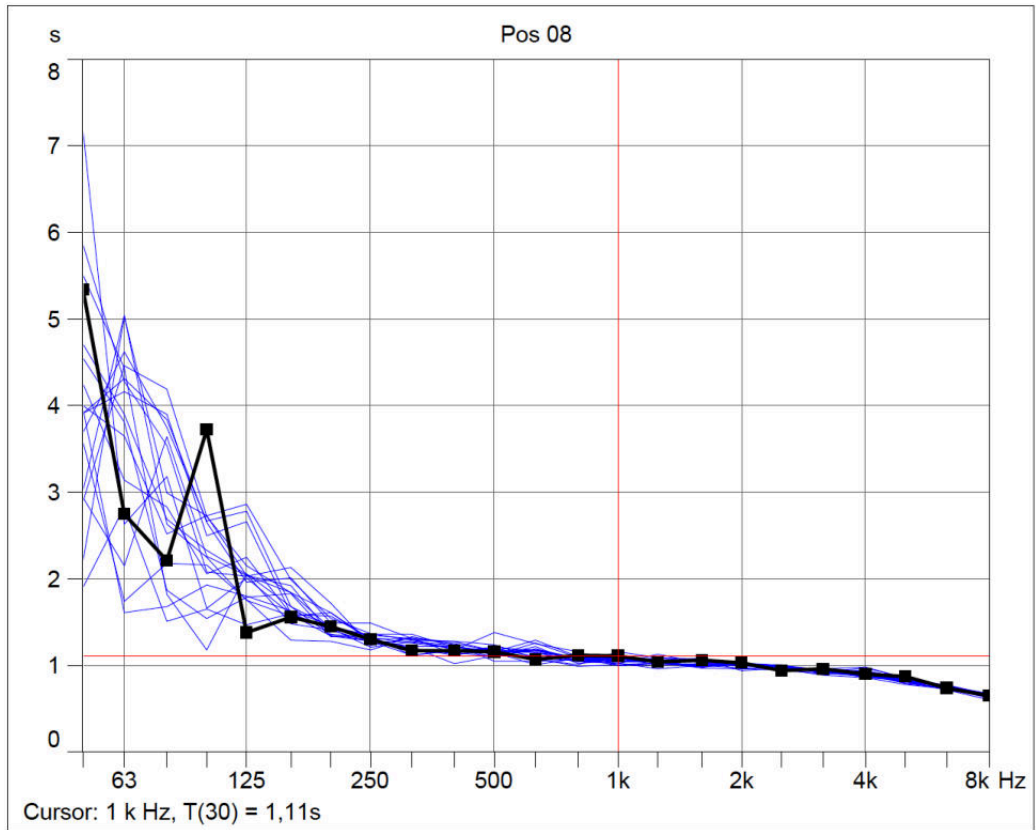
[Hz]	Pos 15[s]	Pos 16[s]	Pos 17[s]	Pos 18[s]	Mittl.[s]	StdAbw.
50	7,18	1,90	4,71	4,55	4,08	1,28
63	2,63	2,83	3,90	3,81	3,59	1,05
80	3,18	1,51	2,69	1,87	2,83	0,82
100	1,66	1,65	2,33	1,54	2,27	0,56
125	2,01	1,47	2,05	1,79	2,05	0,38
160	1,59	1,60	1,48	1,83	1,71	0,20
200	1,34	1,41	1,41	1,33	1,46	0,11
250	1,28	1,36	1,27	1,34	1,30	0,06
315	1,20	1,36	1,28	1,12	1,25	0,07
400	1,12	1,21	1,23	1,17	1,19	0,06
500	1,20	1,17	1,12	1,20	1,17	0,06
630	1,18	1,17	1,26	1,10	1,15	0,07
800	1,08	1,07	1,09	1,05	1,07	0,03
1 k	1,00	1,08	1,09	1,03	1,06	0,03
1,25 k	1,01	1,01	1,03	0,96	1,04	0,03
1,6 k	1,02	1,01	1,01	1,00	1,03	0,03
2 k	1,00	1,00	1,00	0,97	1,00	0,02
2,5 k	1,00	1,01	0,96	0,97	0,98	0,02
3,15 k	0,95	0,91	0,89	0,92	0,93	0,01
4 k	0,94	0,89	0,86	0,88	0,91	0,03
5 k	0,85	0,84	0,83	0,83	0,83	0,02
6,3 k	0,75	0,77	0,75	0,73	0,75	0,01
8 k	0,64	0,67	0,67	0,68	0,65	0,02

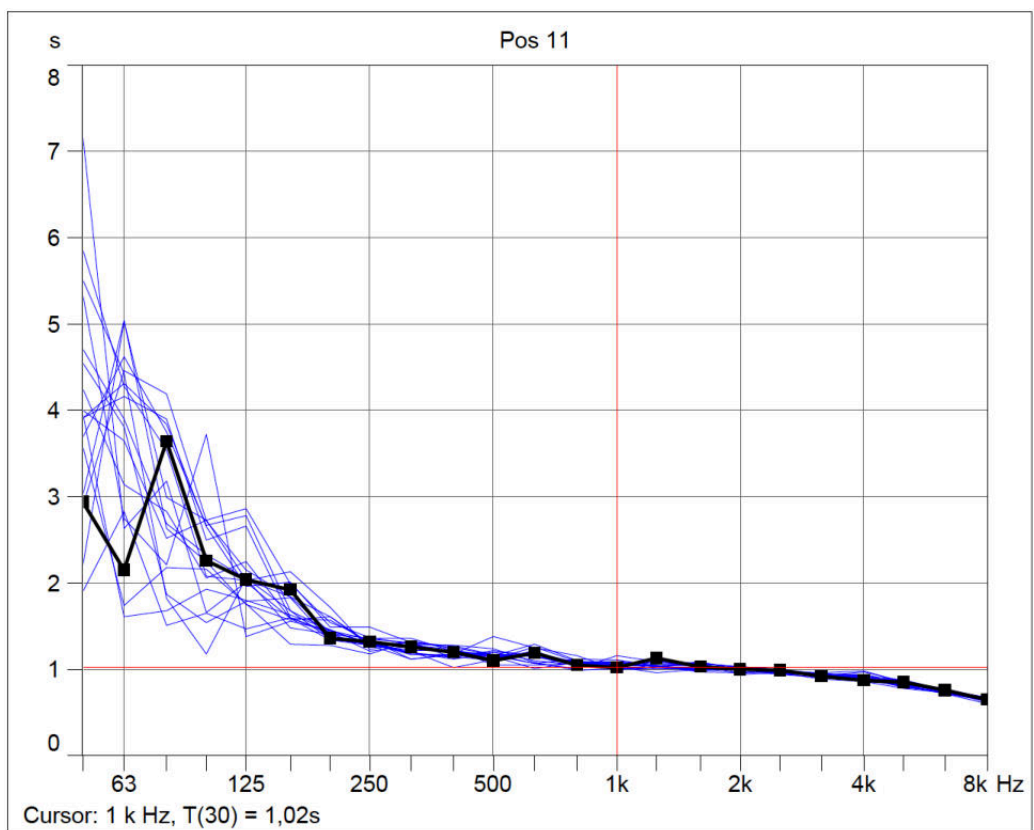
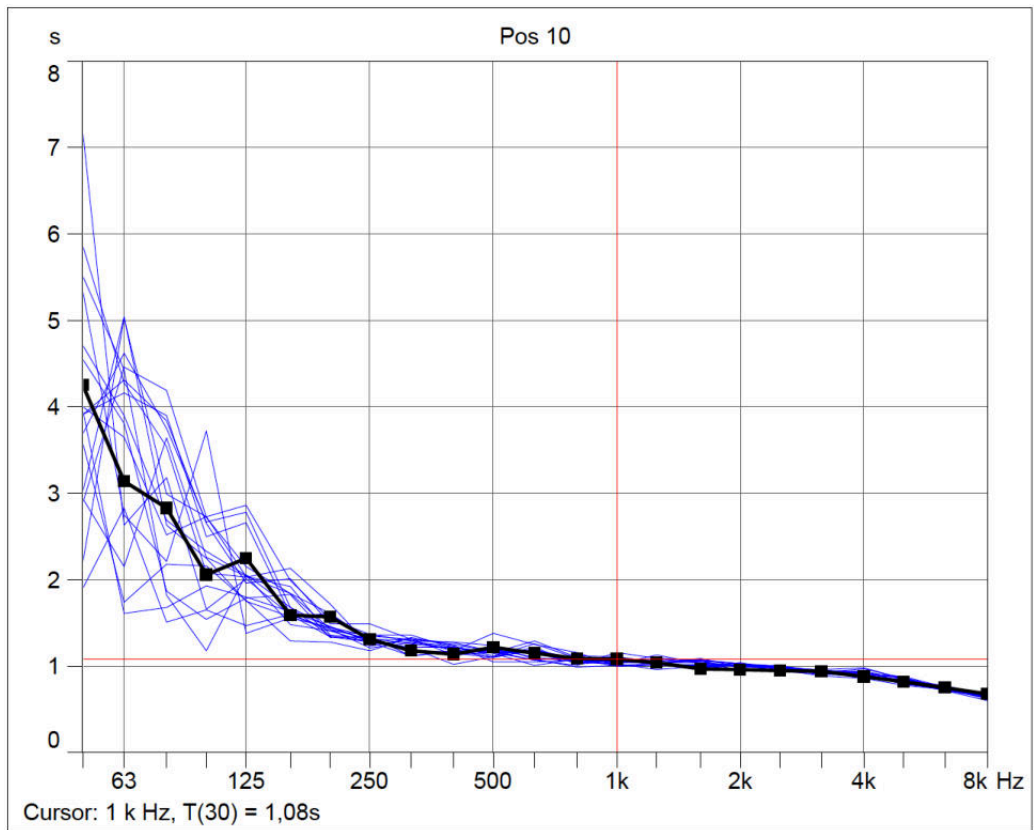


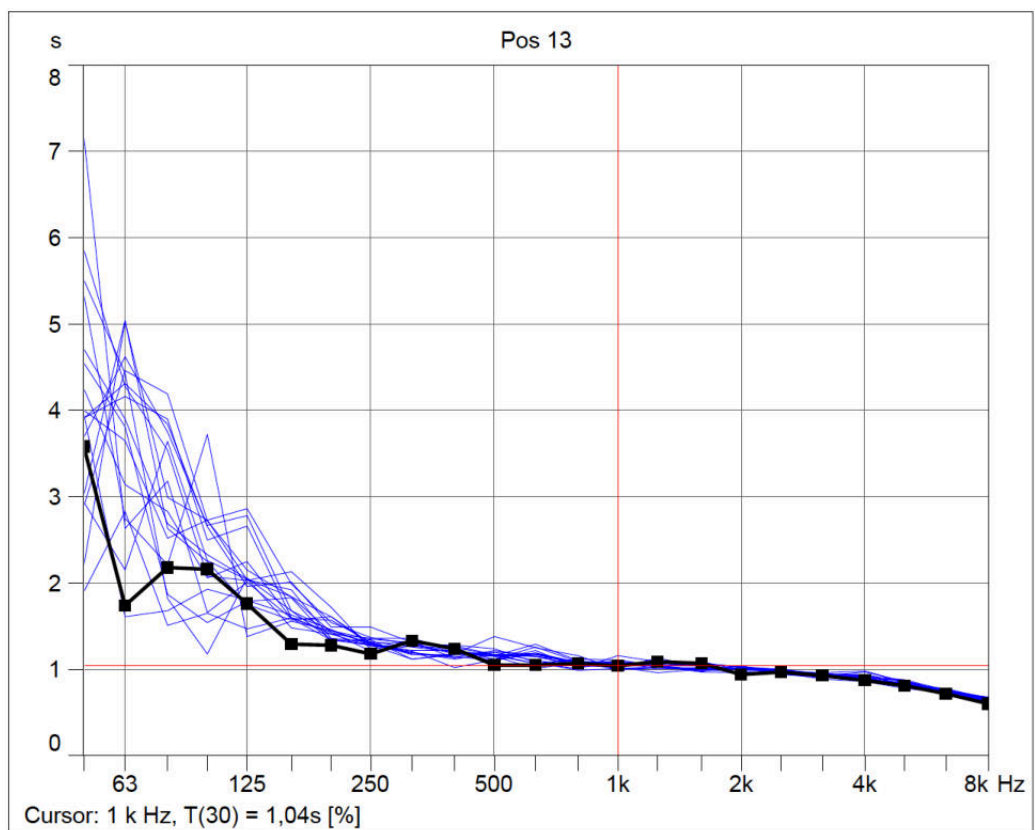
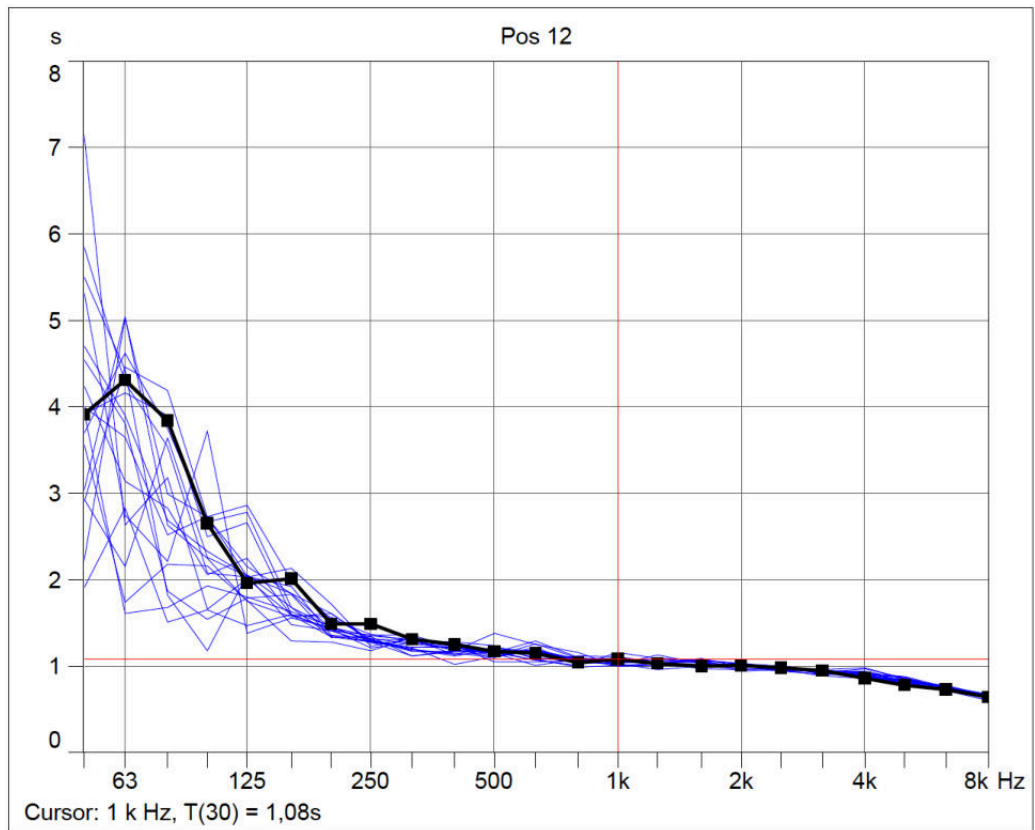


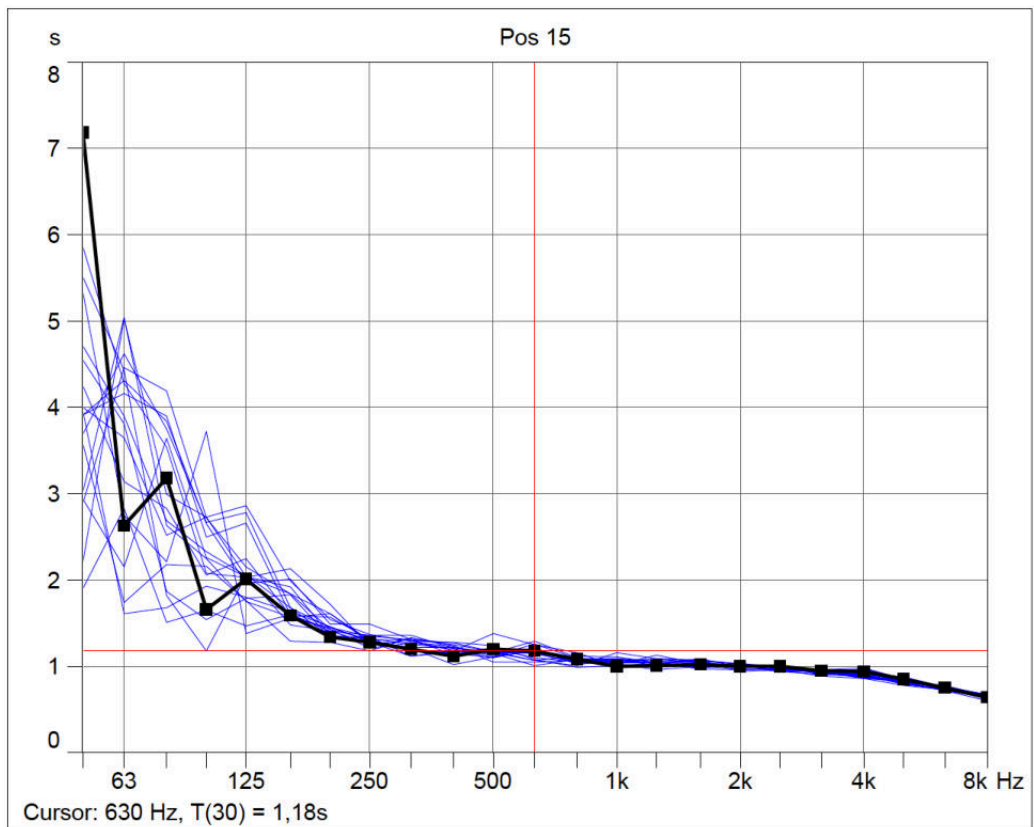
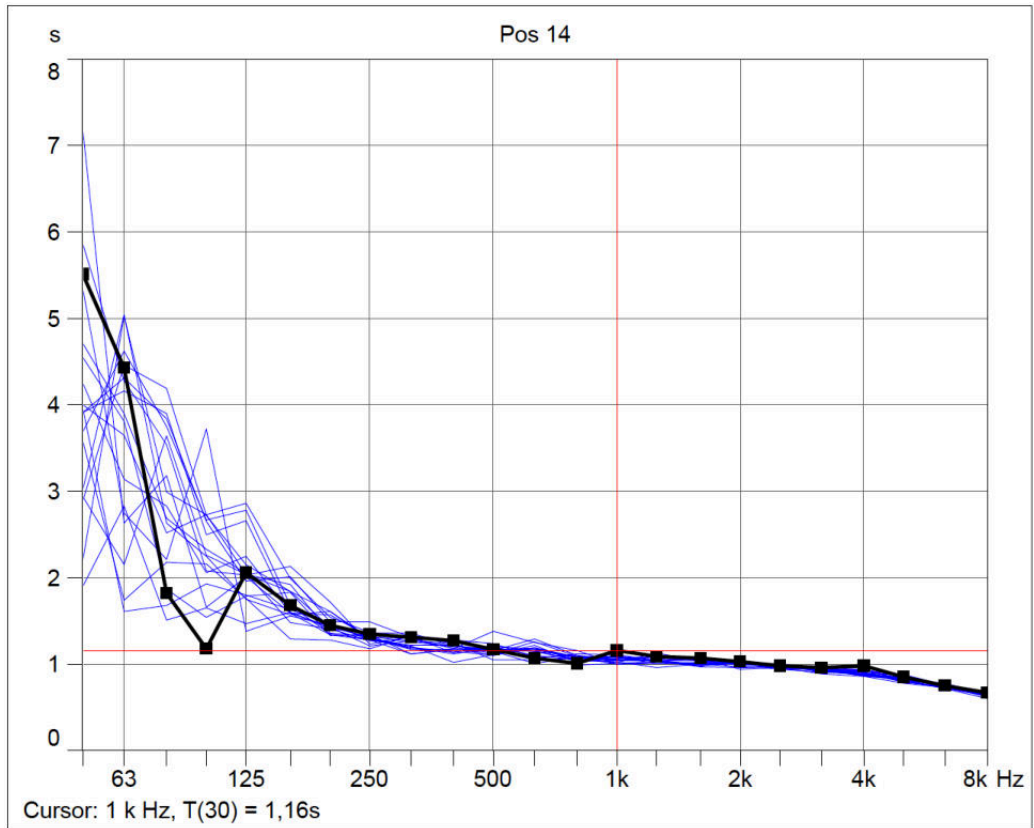


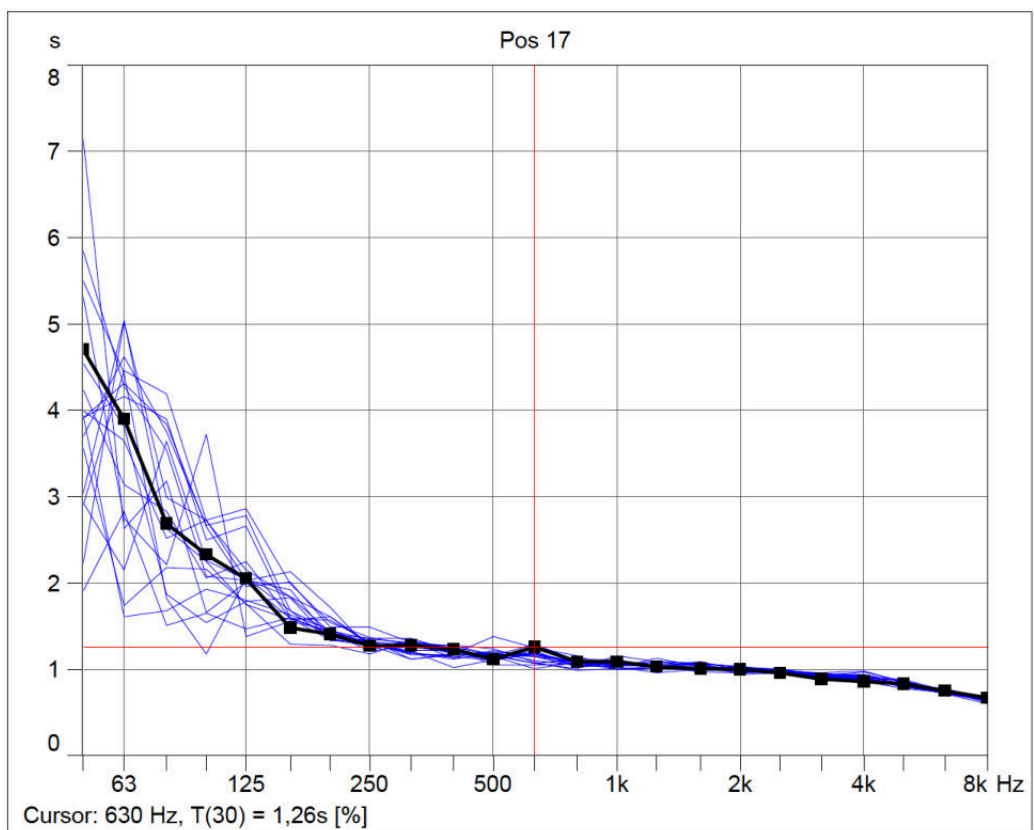
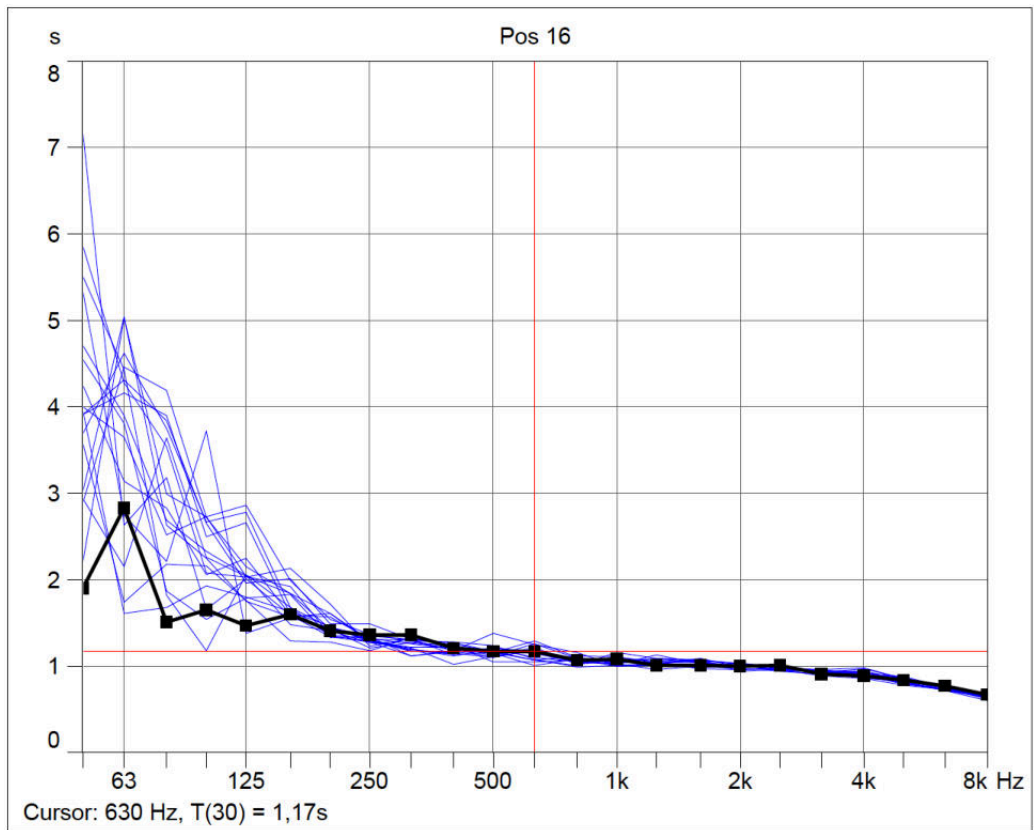


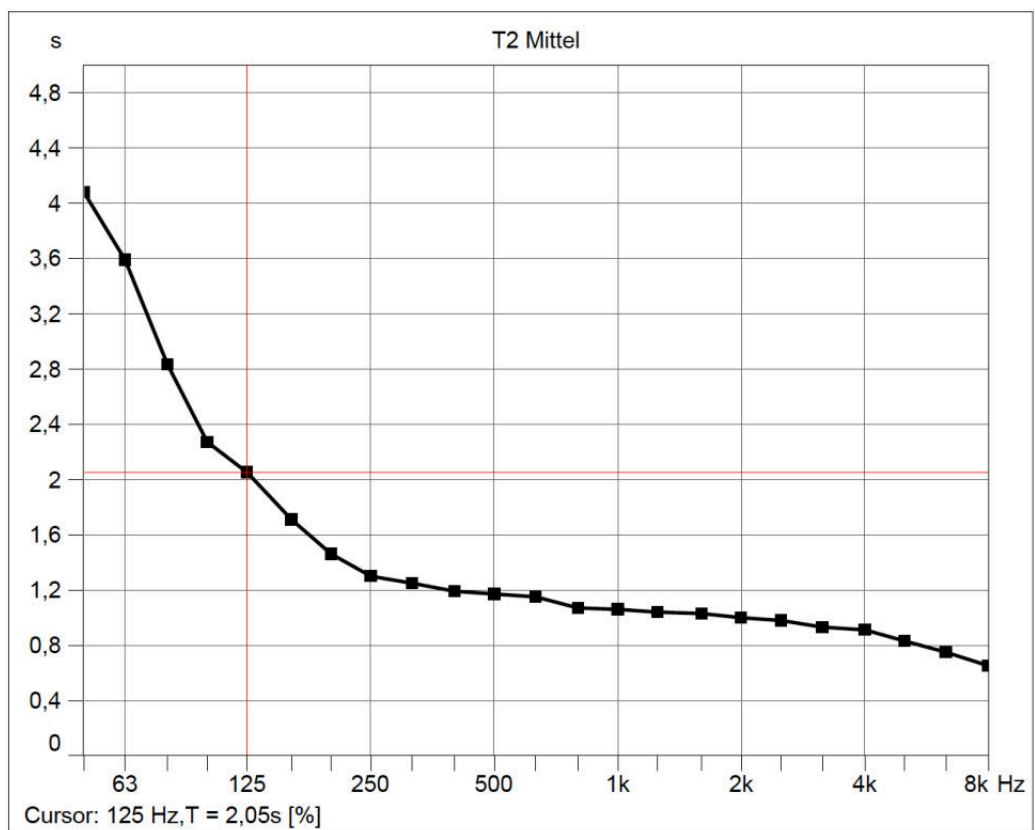
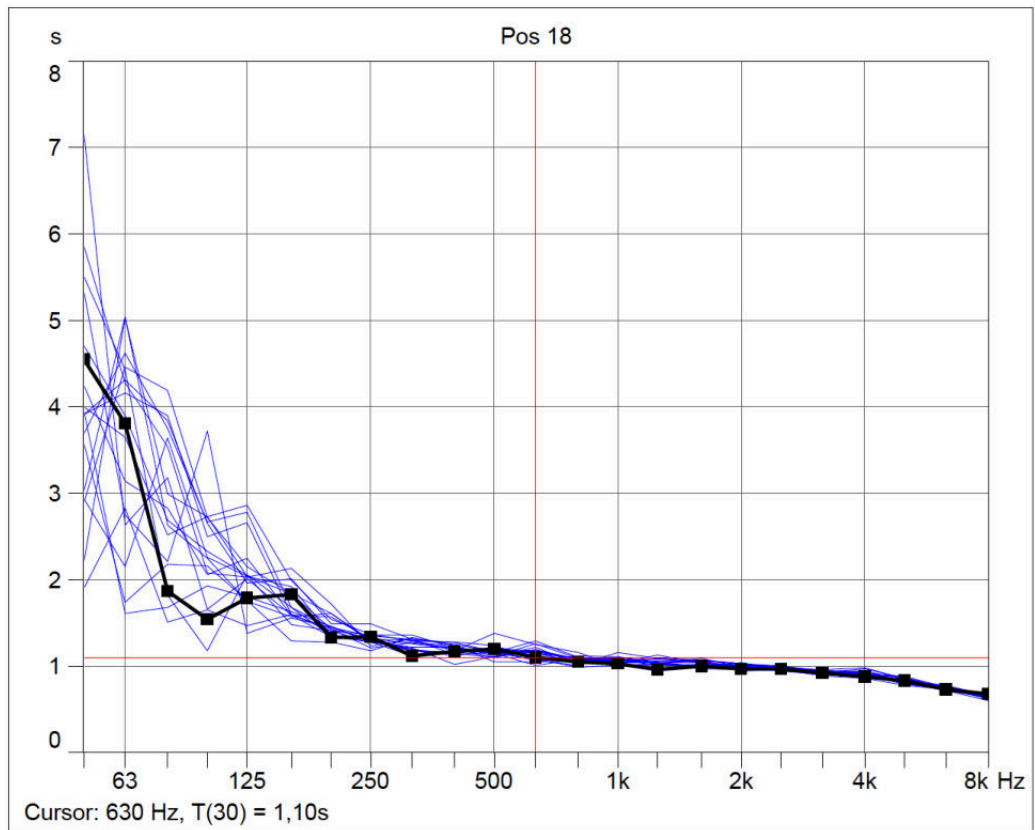


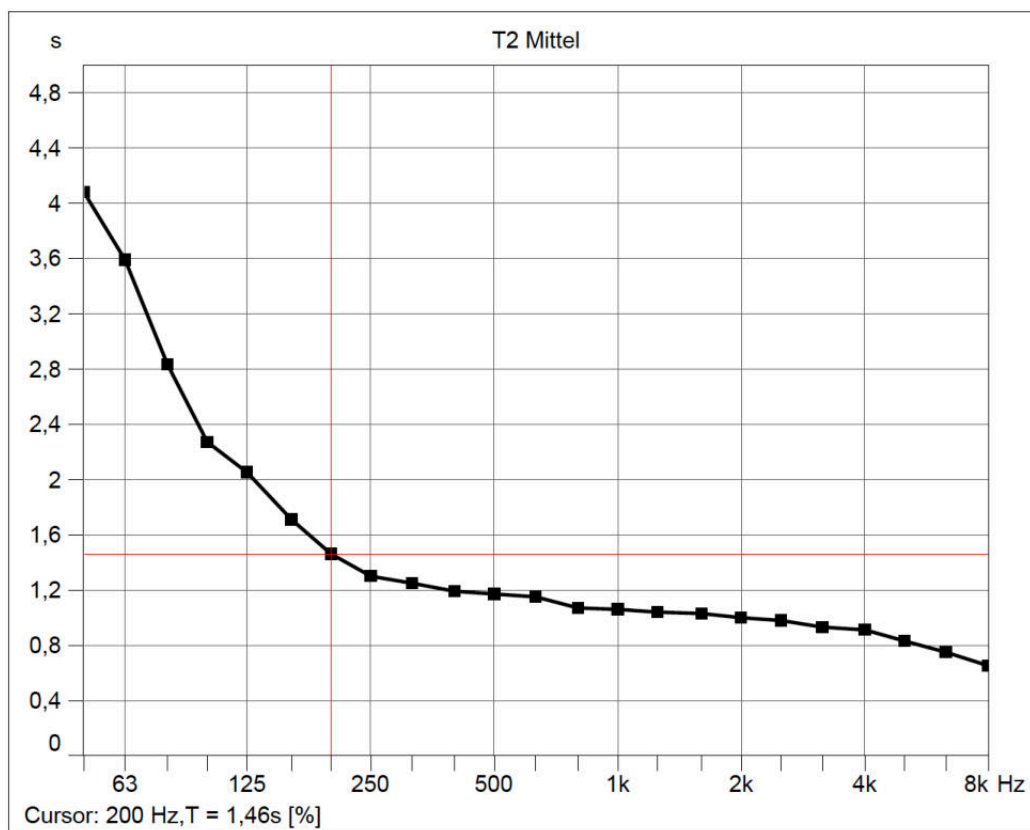
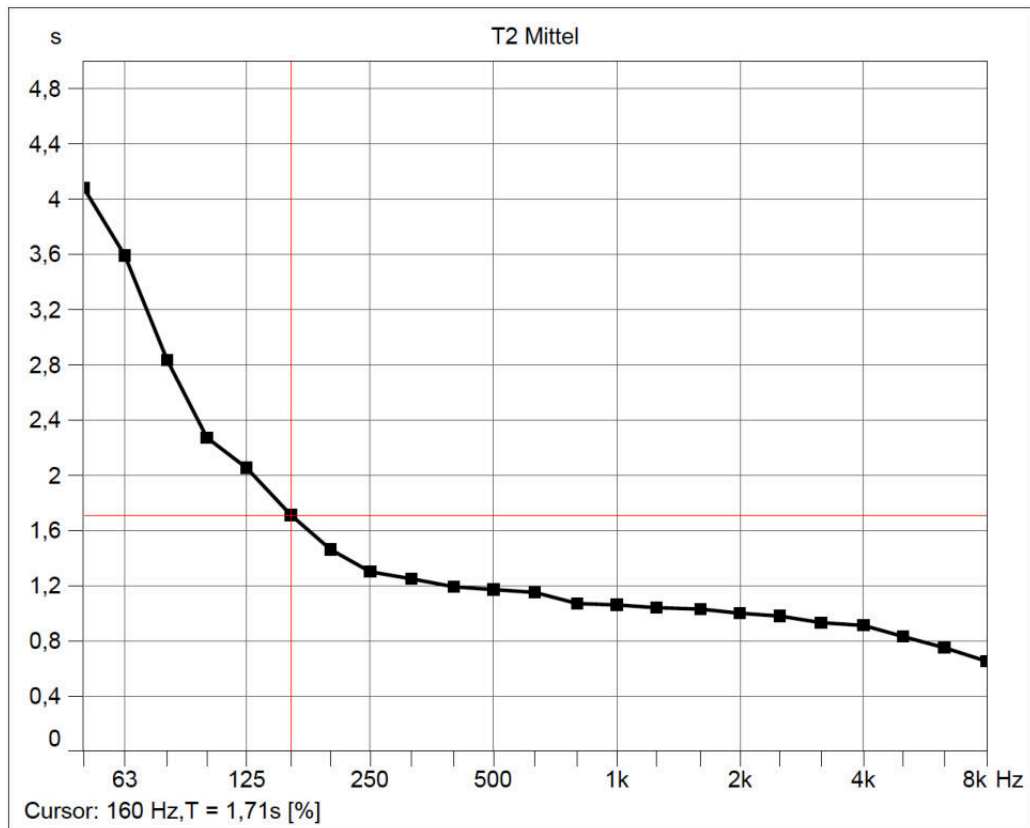


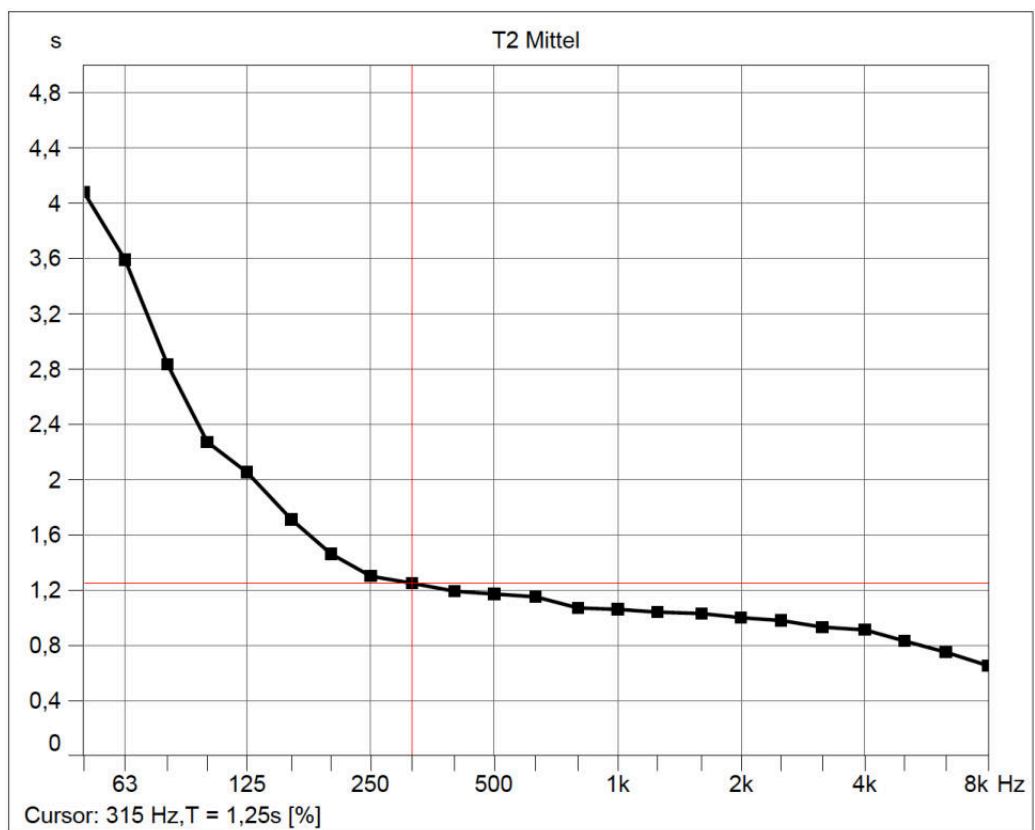
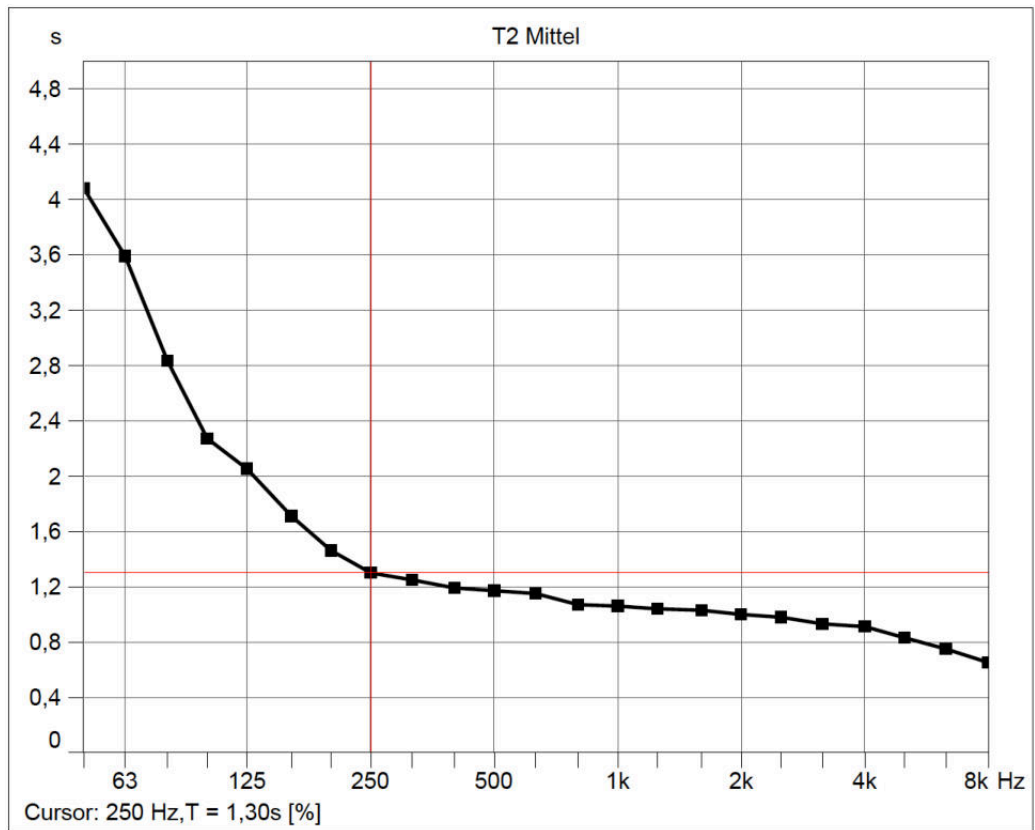


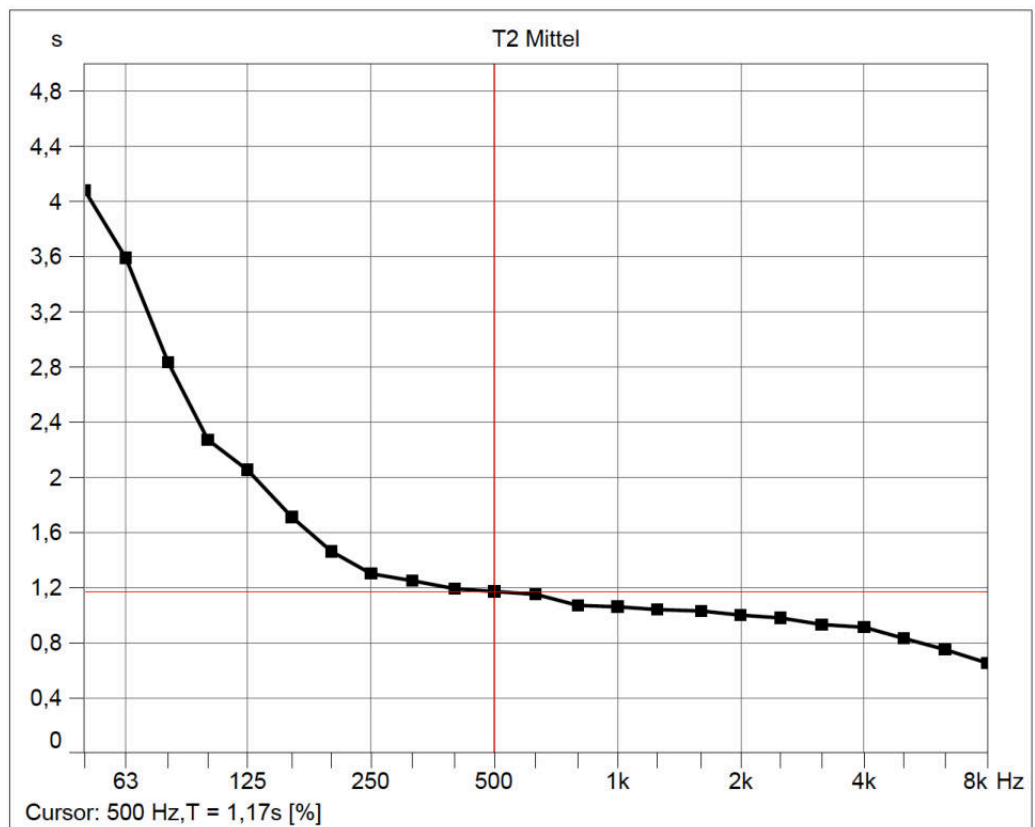
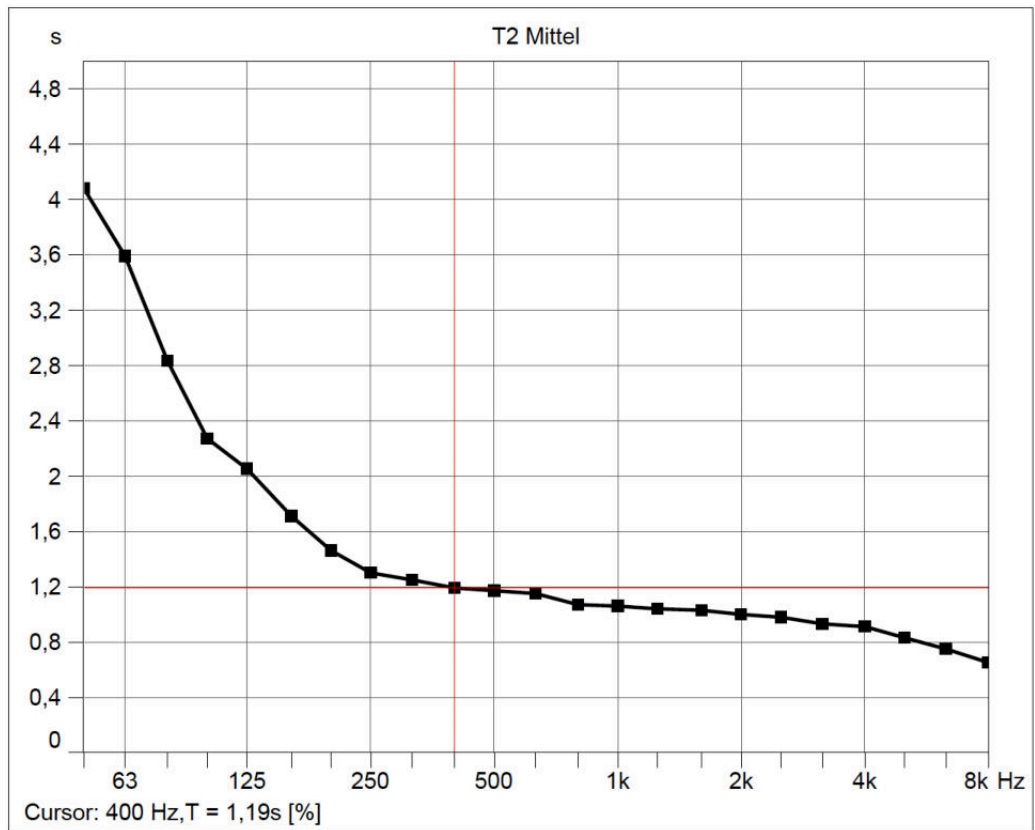


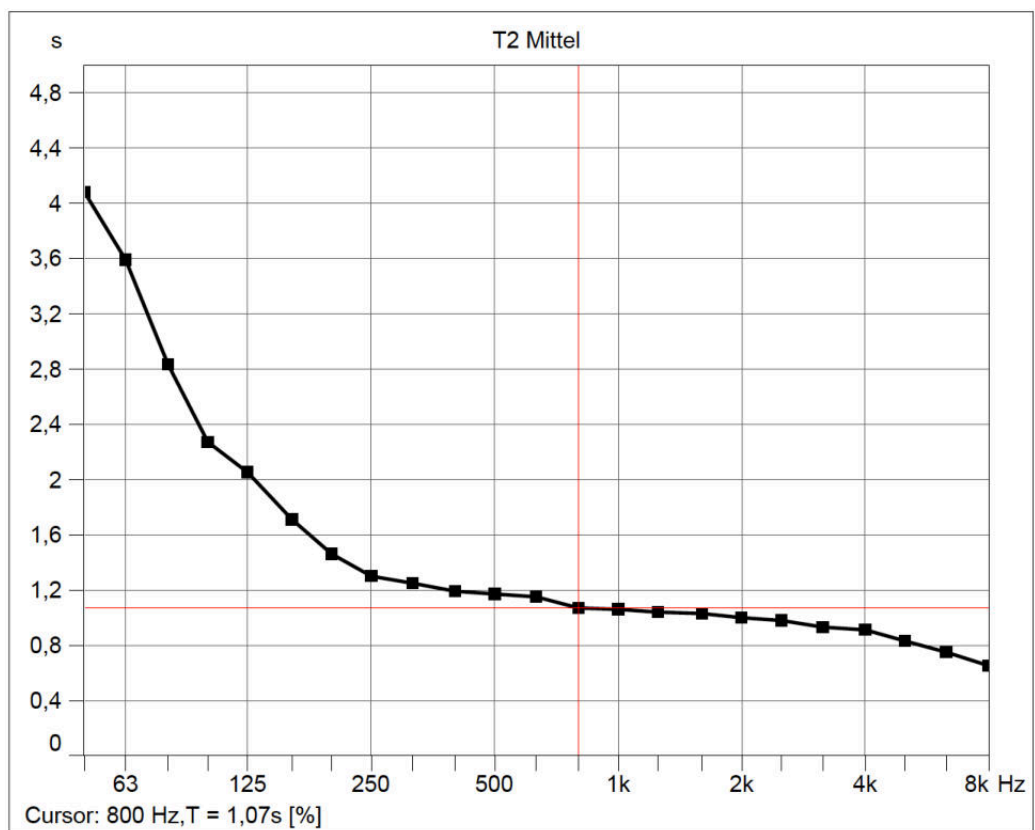
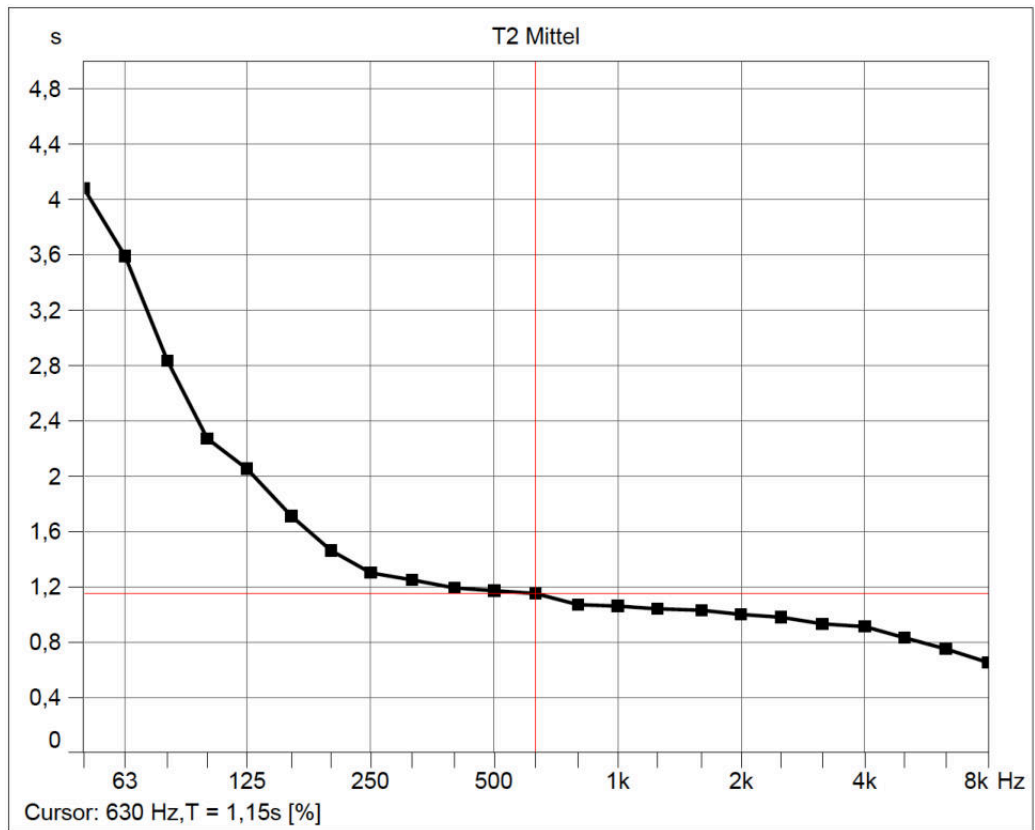


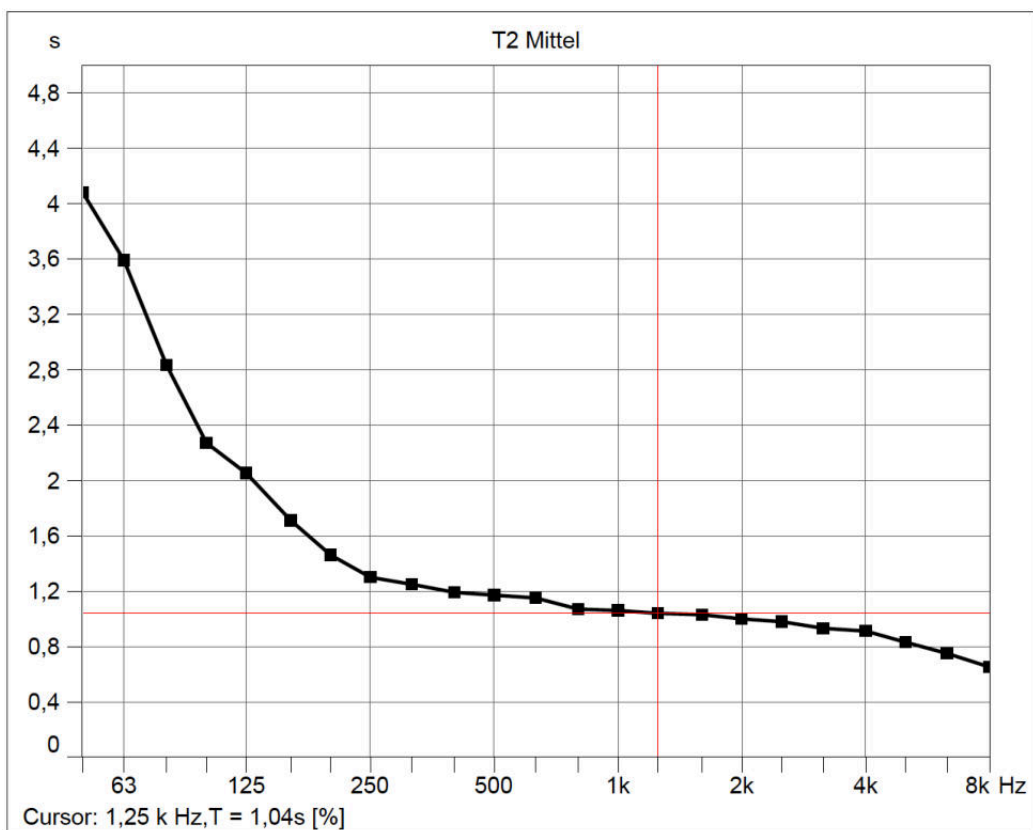
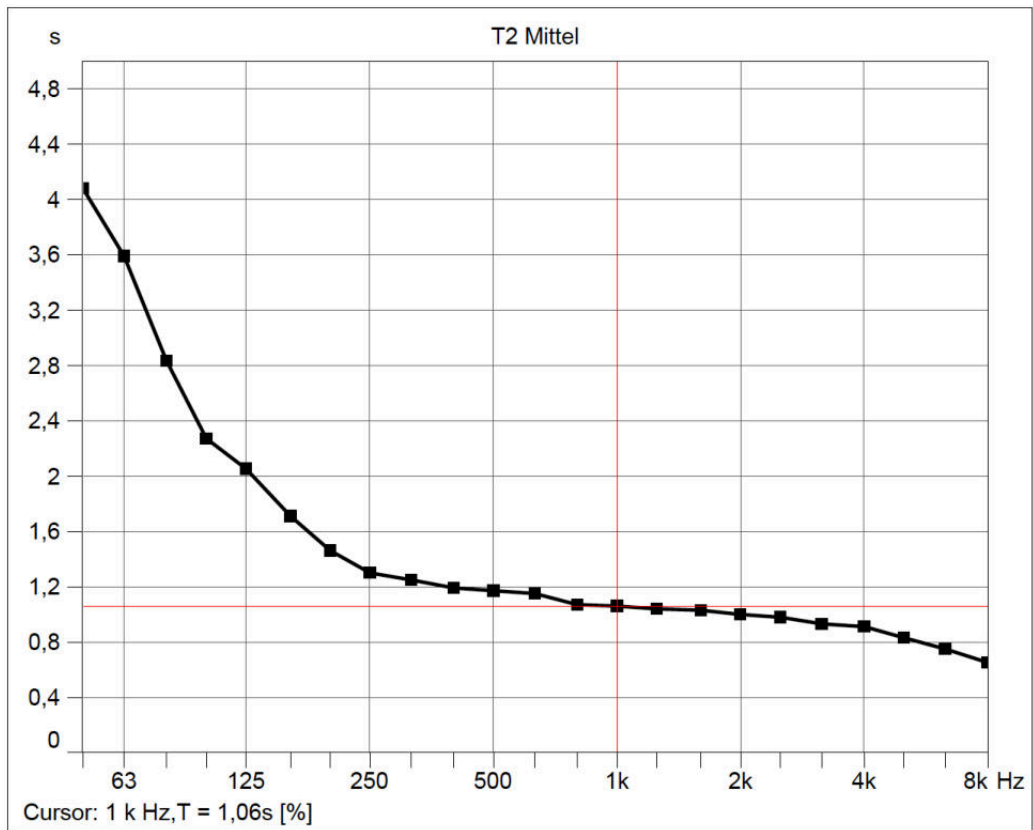


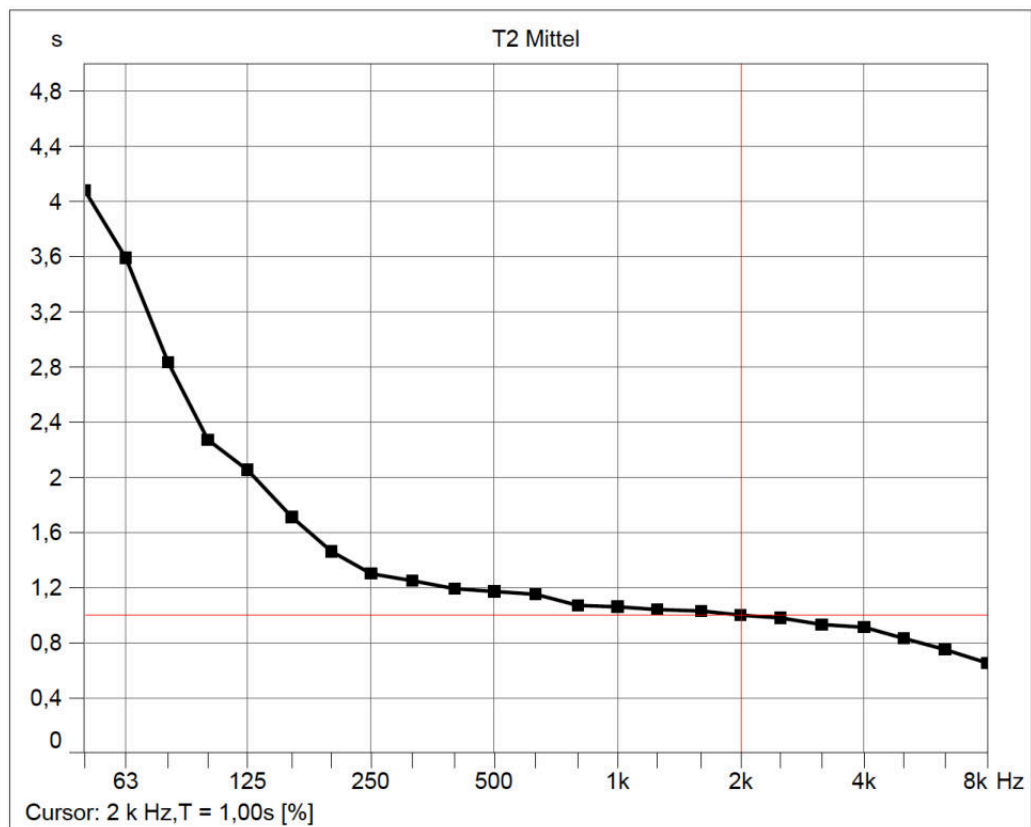
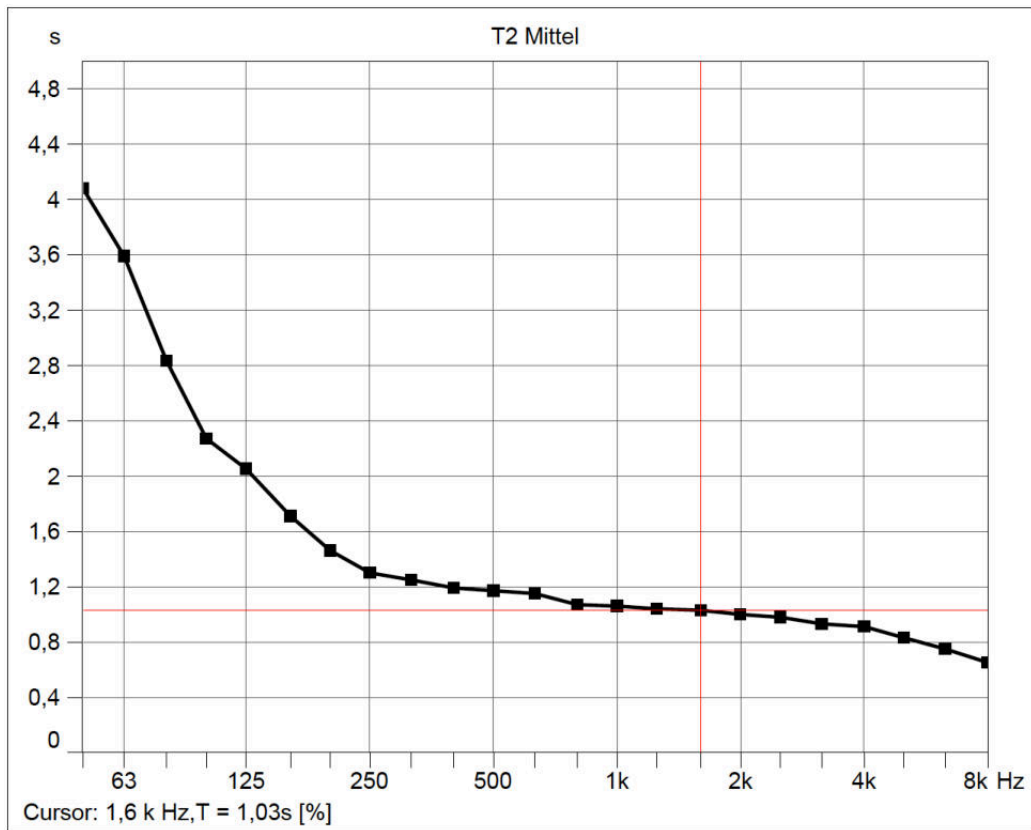


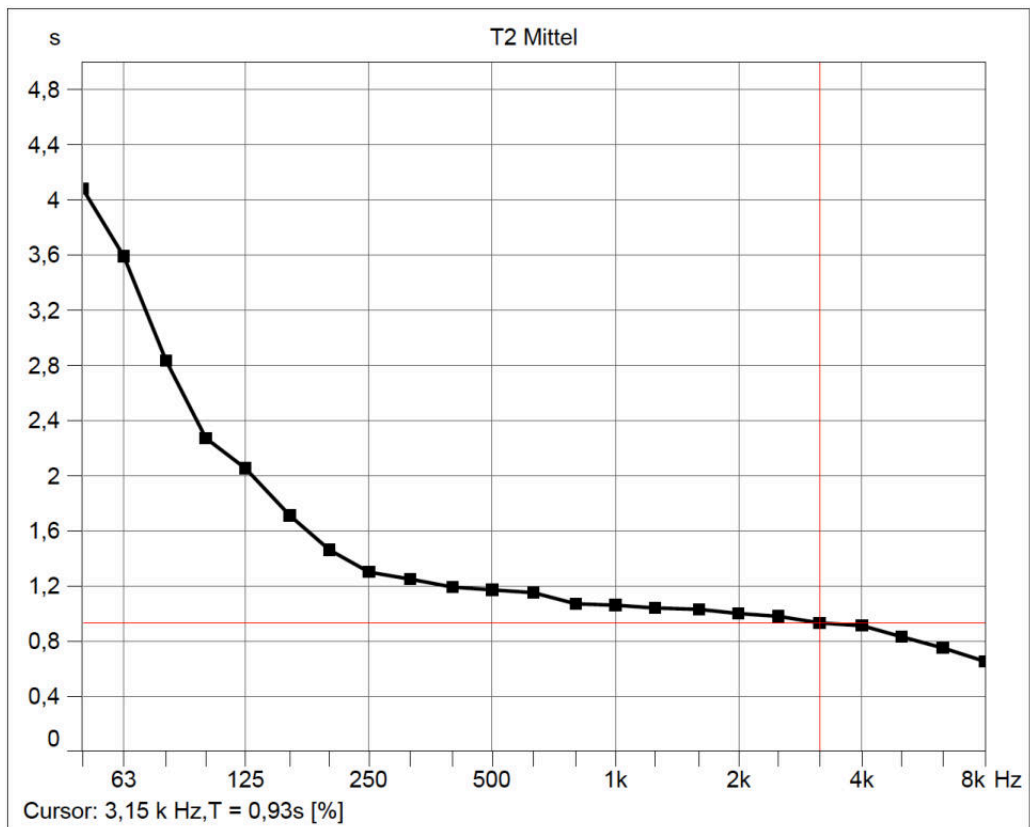
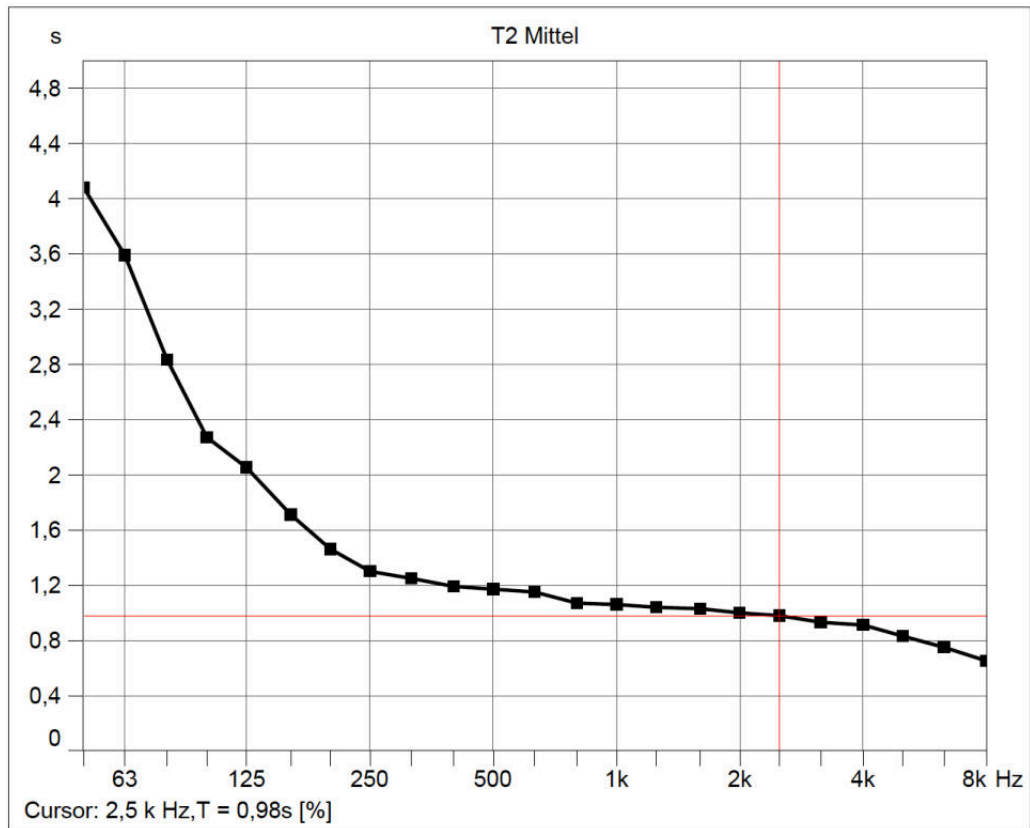


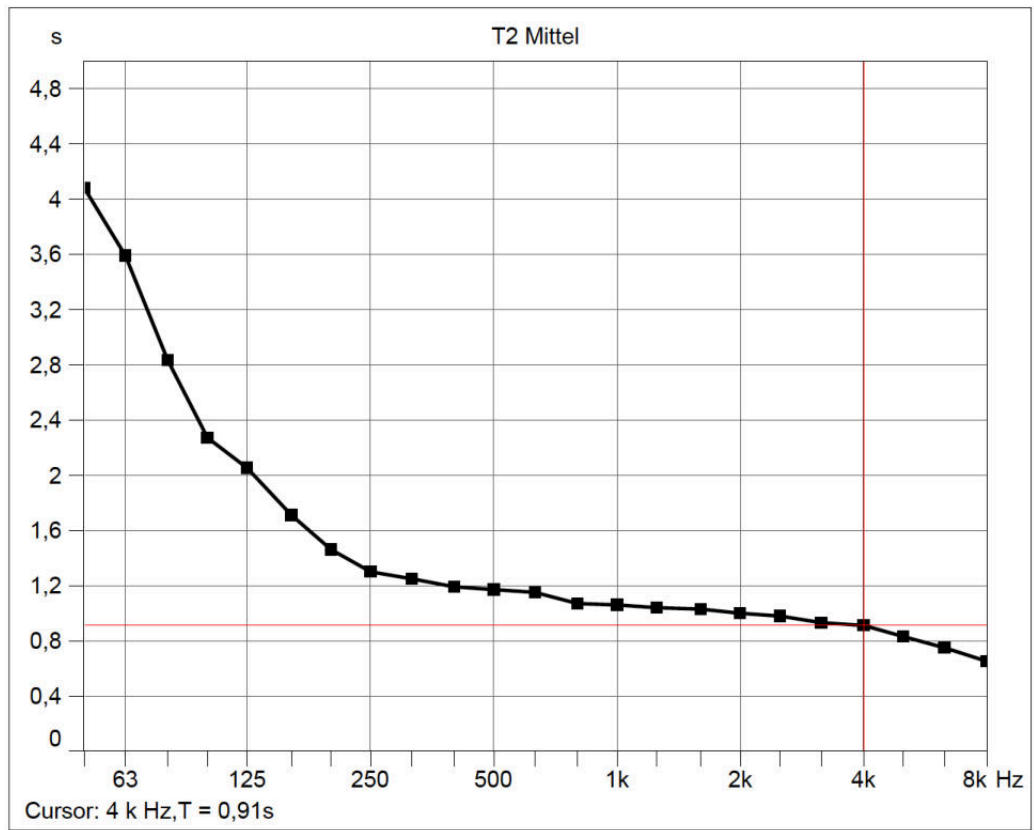






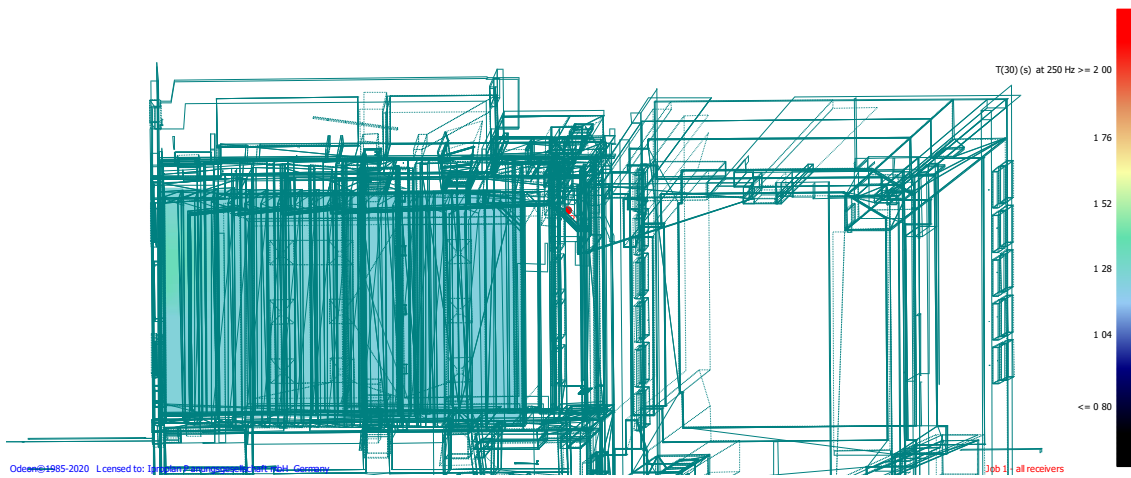
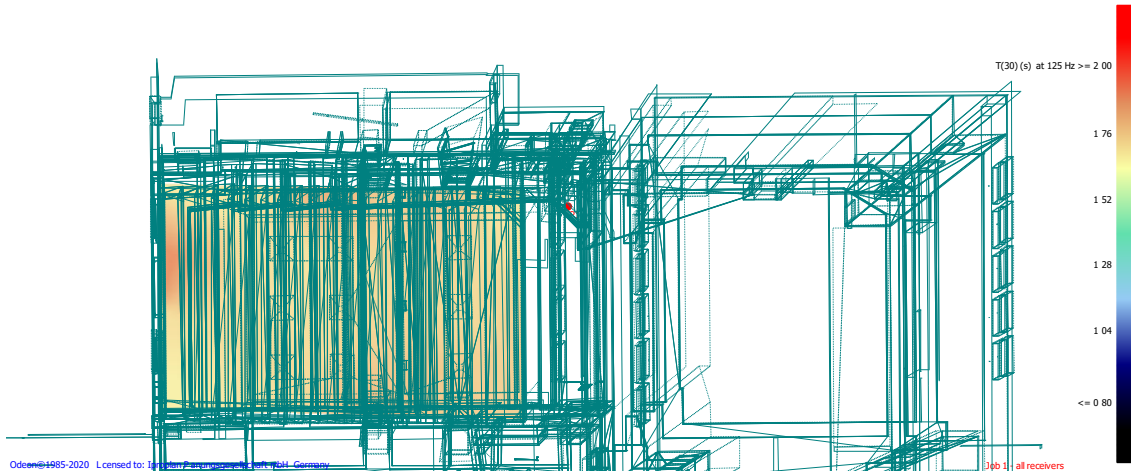


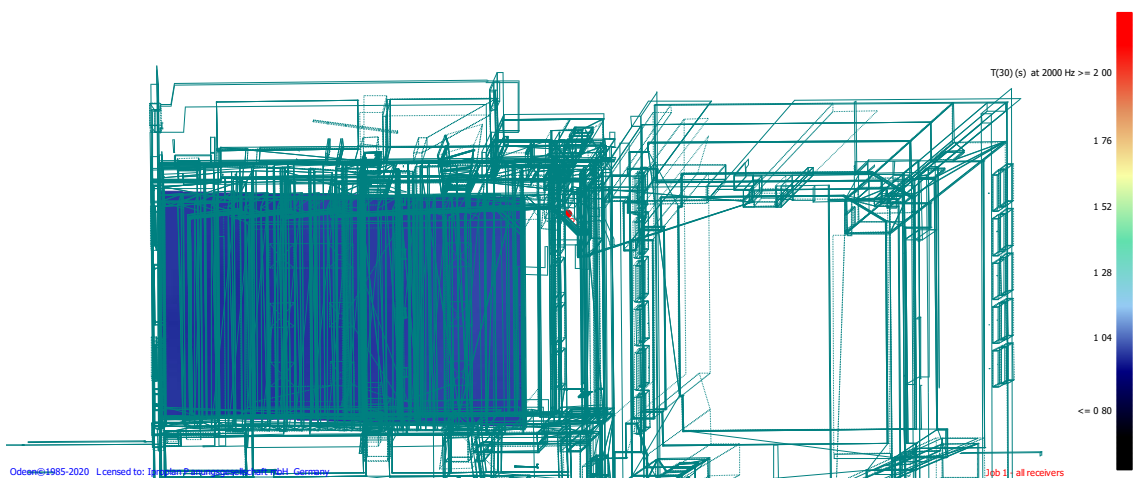
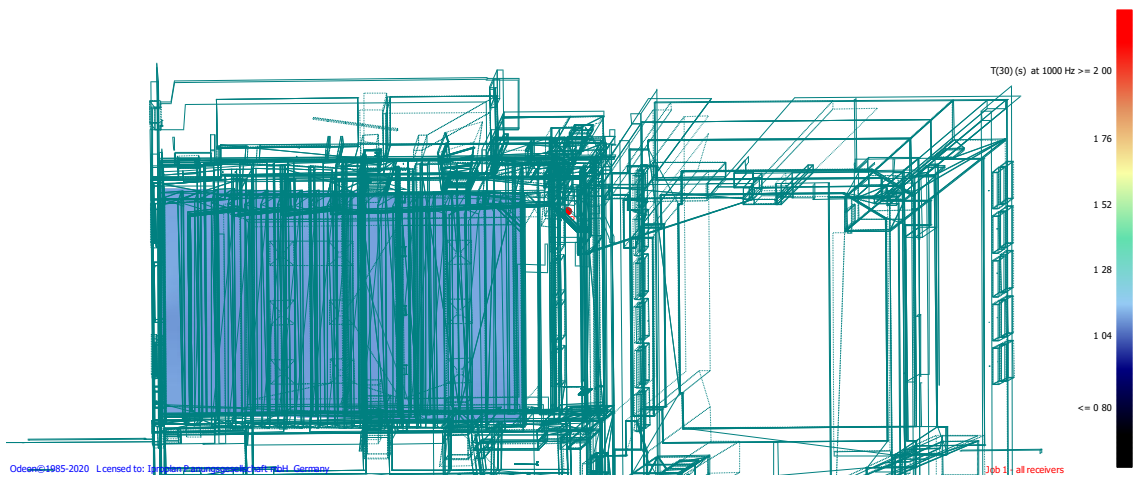
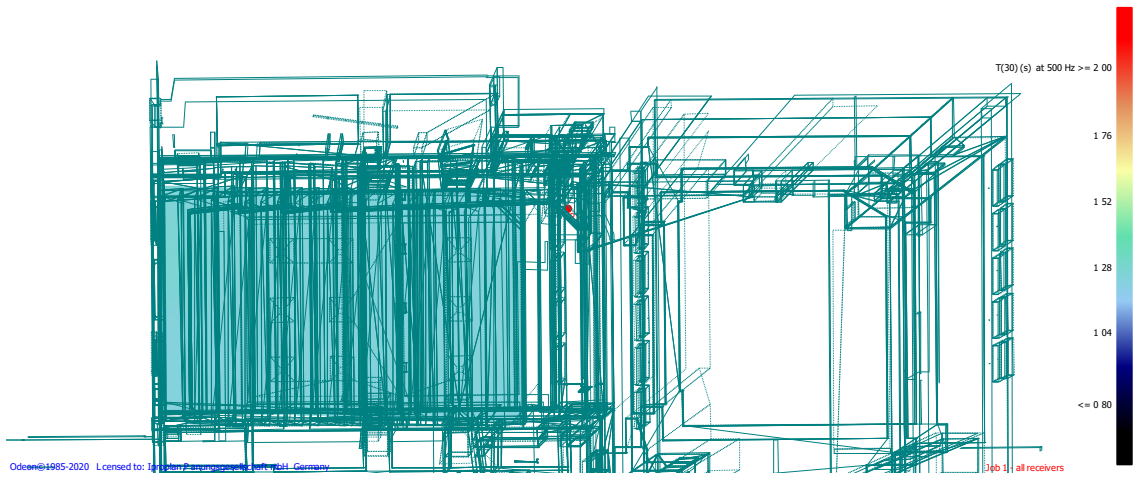


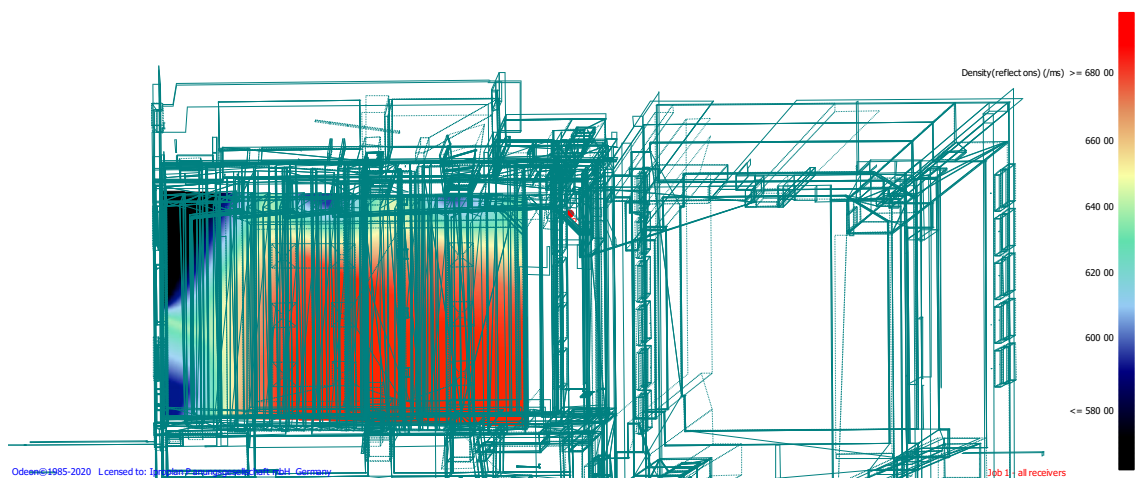
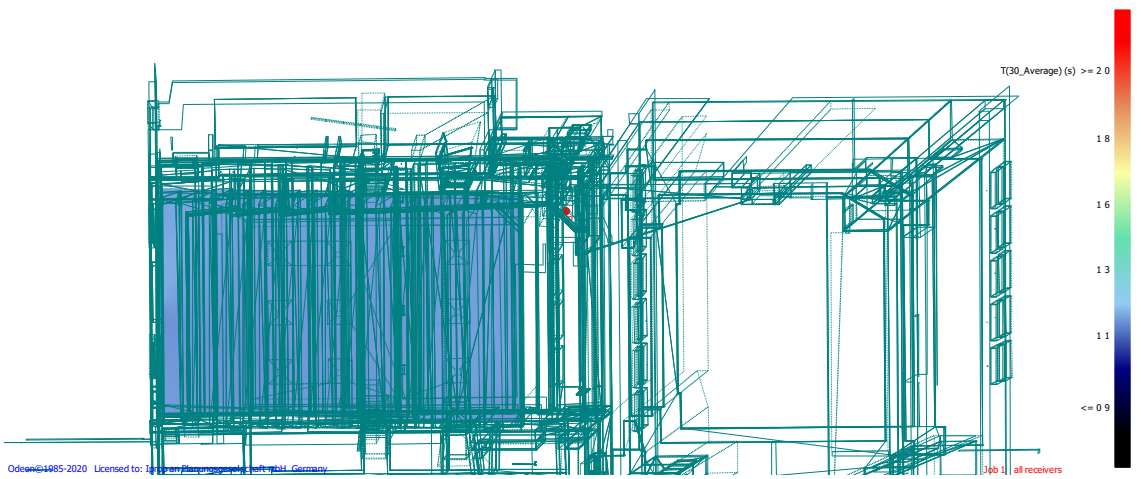
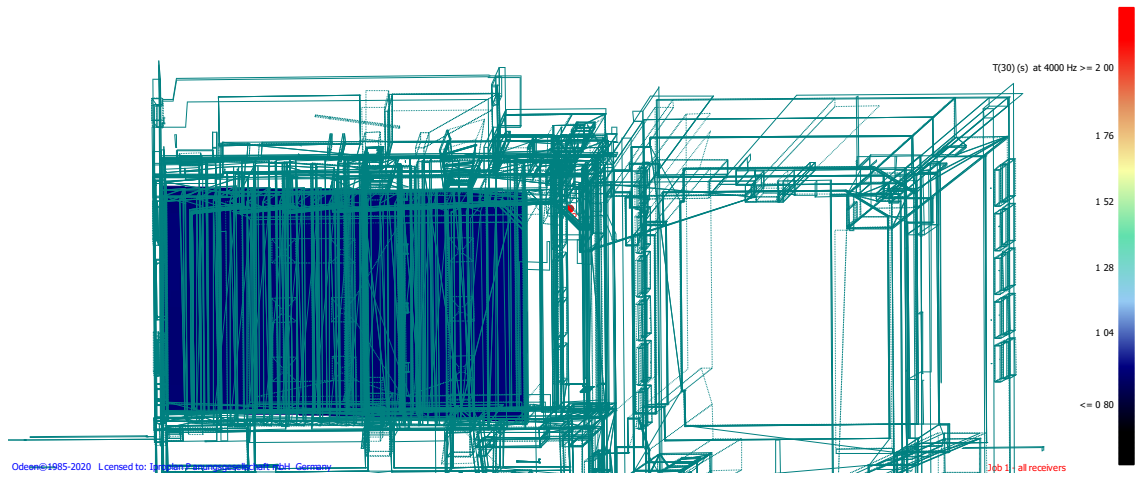


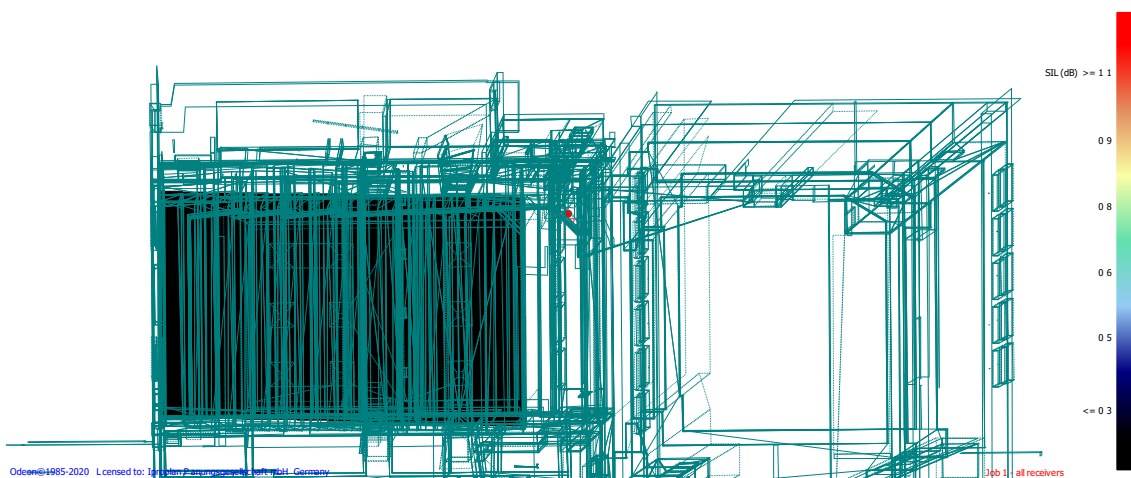
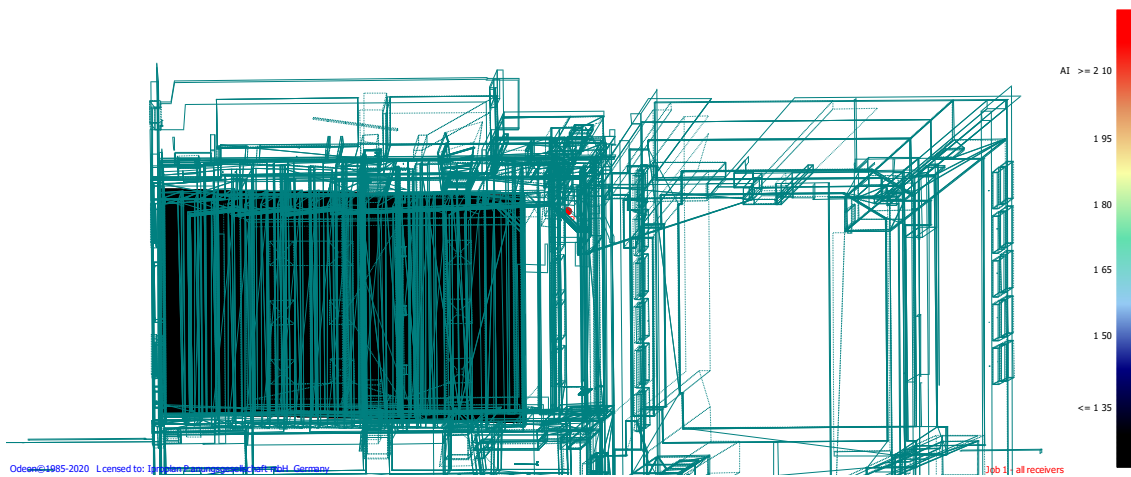
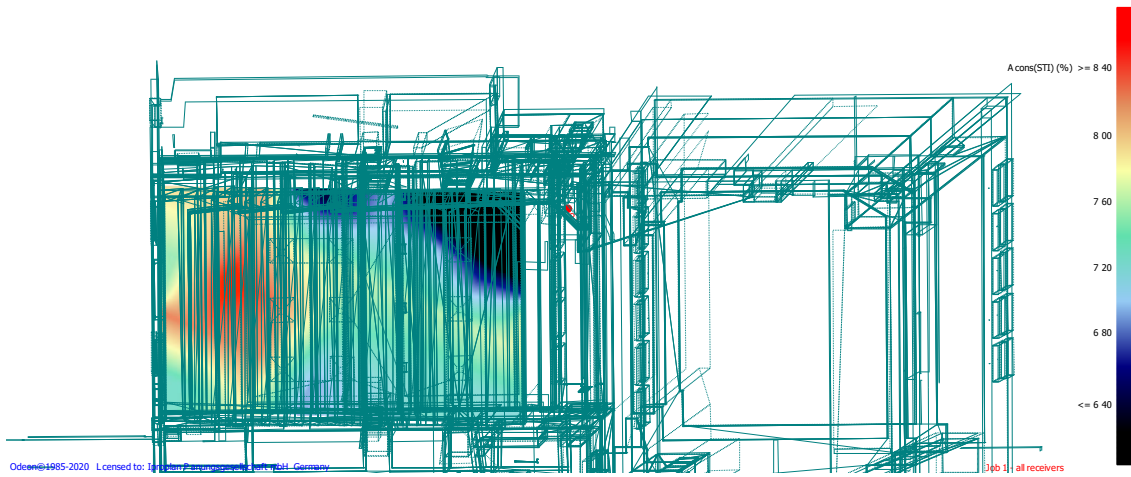
Simulationsergebnisse aus ODEON

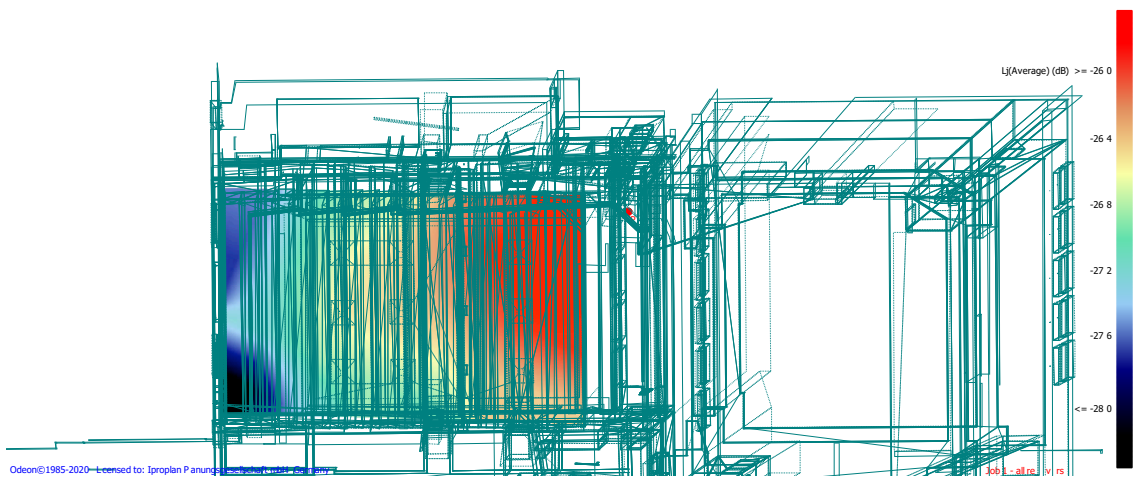
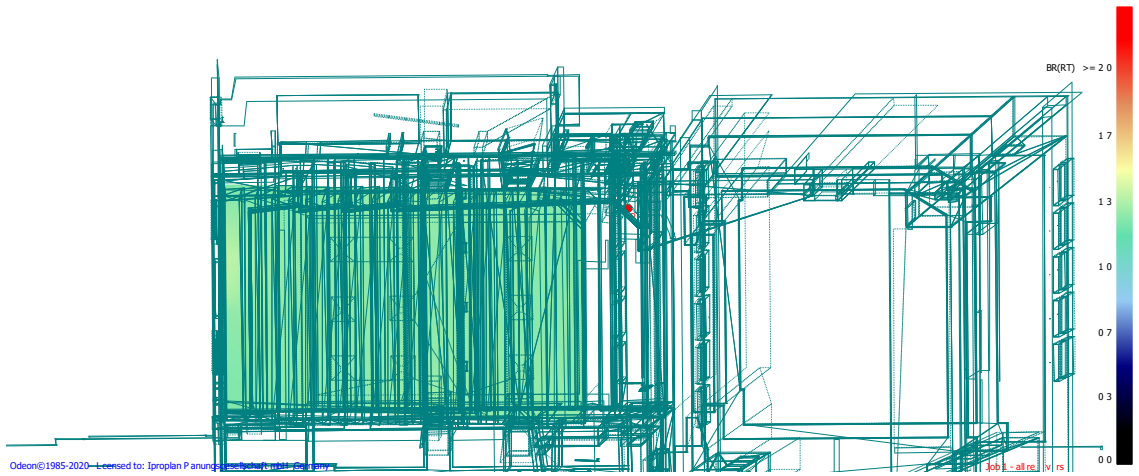
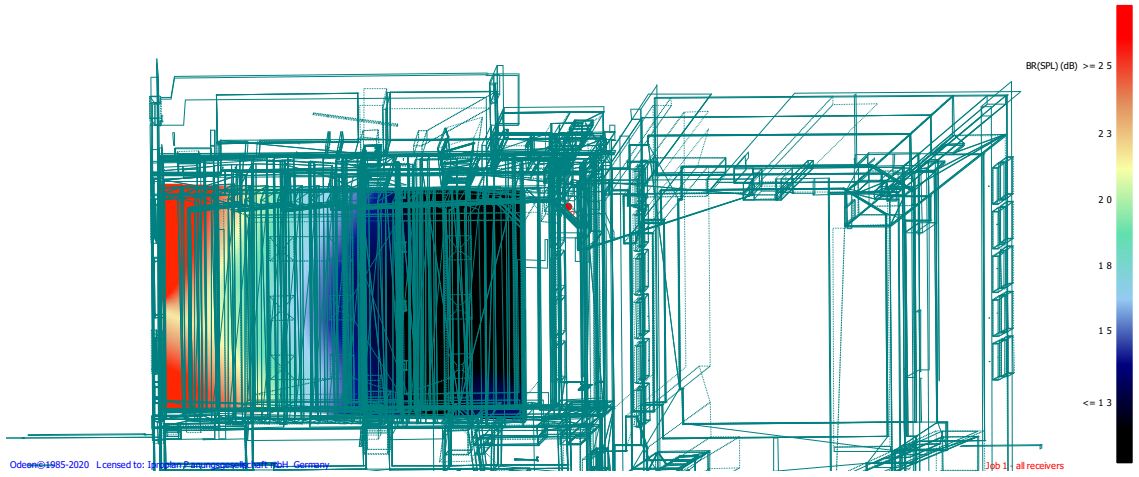
Schallquelle 1

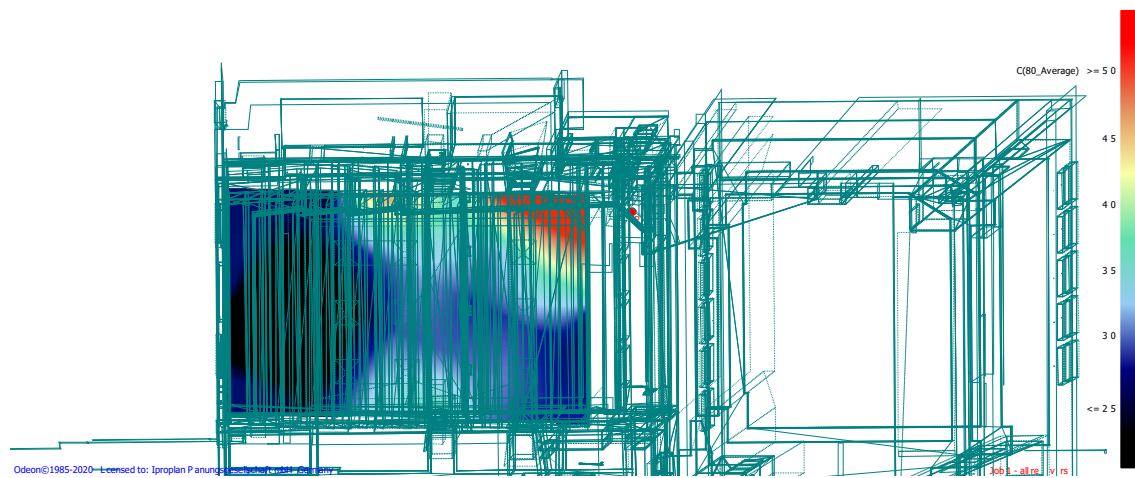
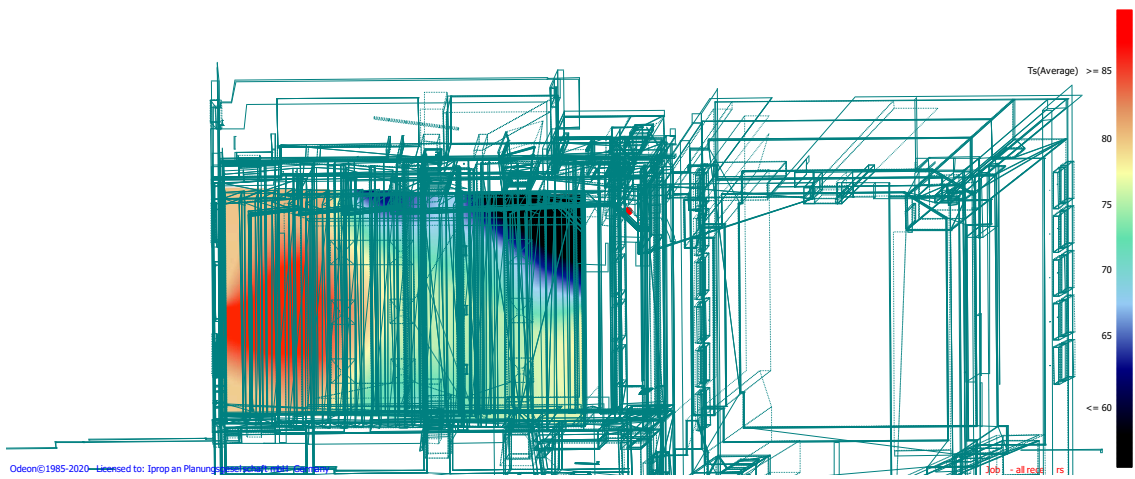
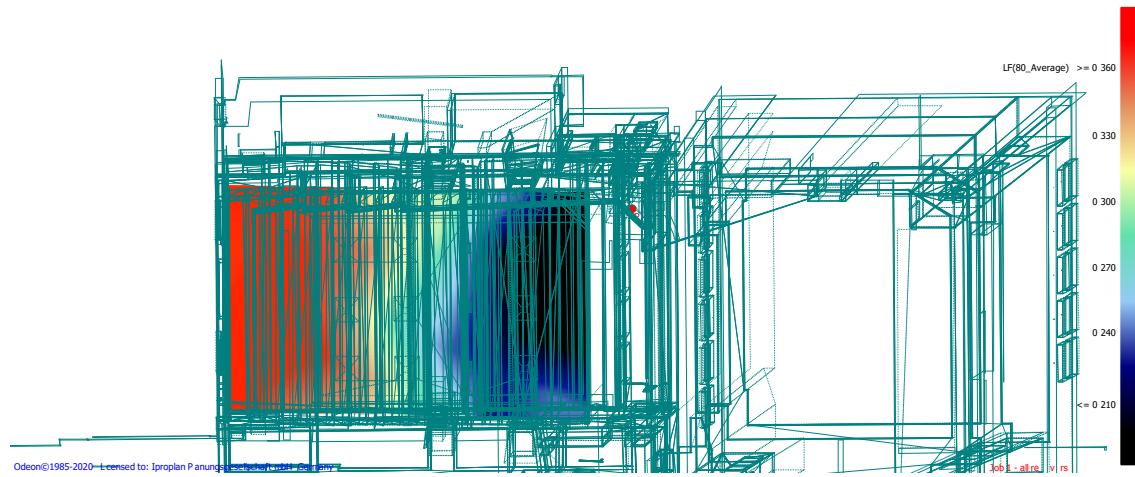


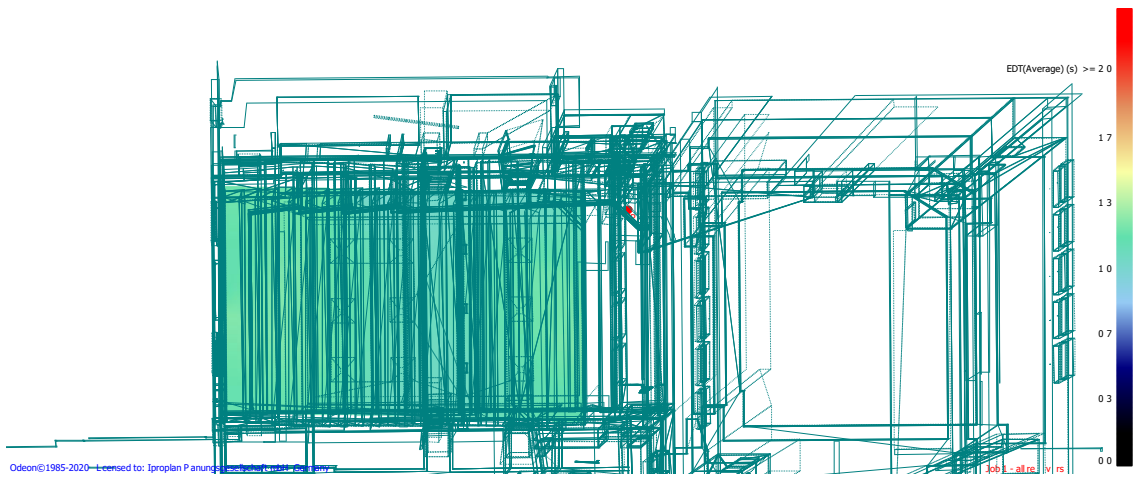
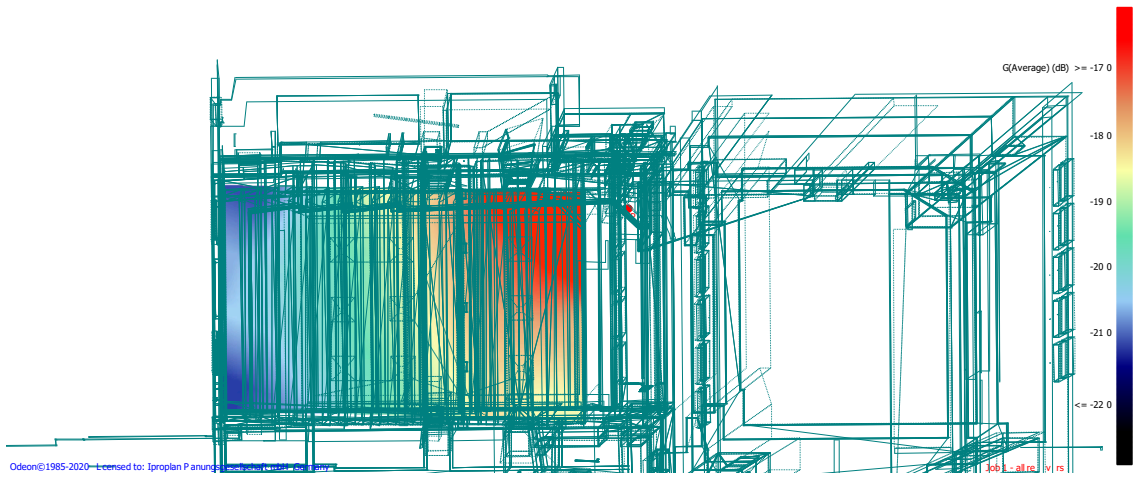
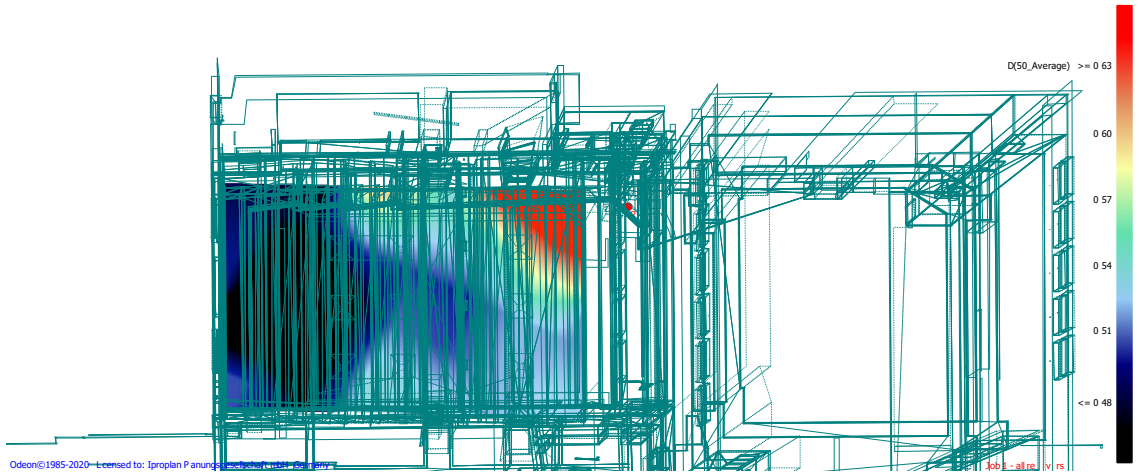


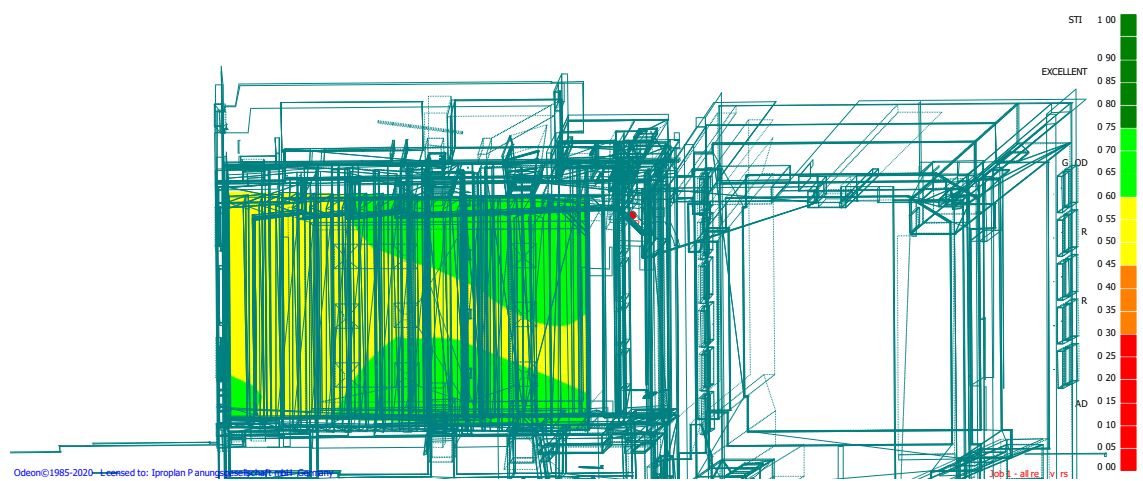
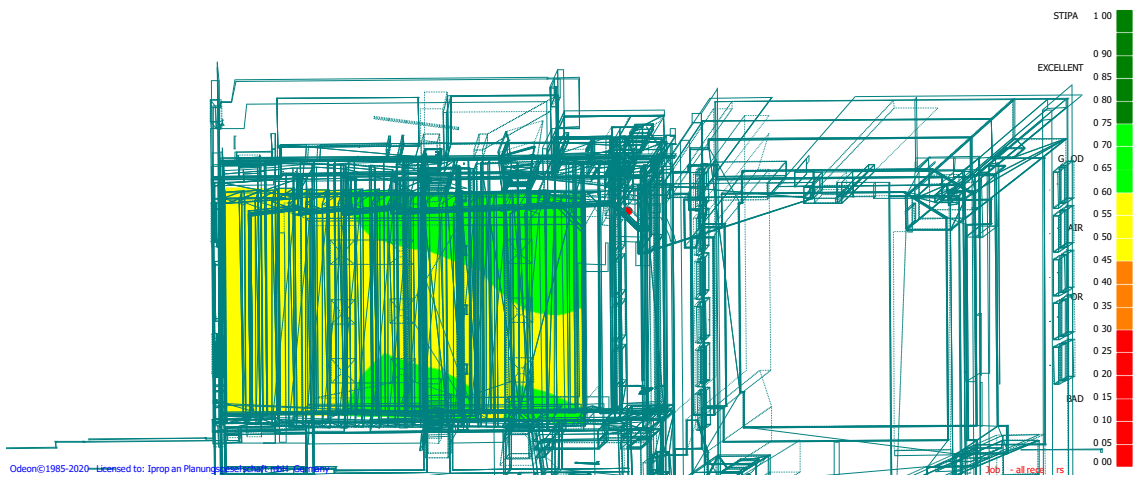
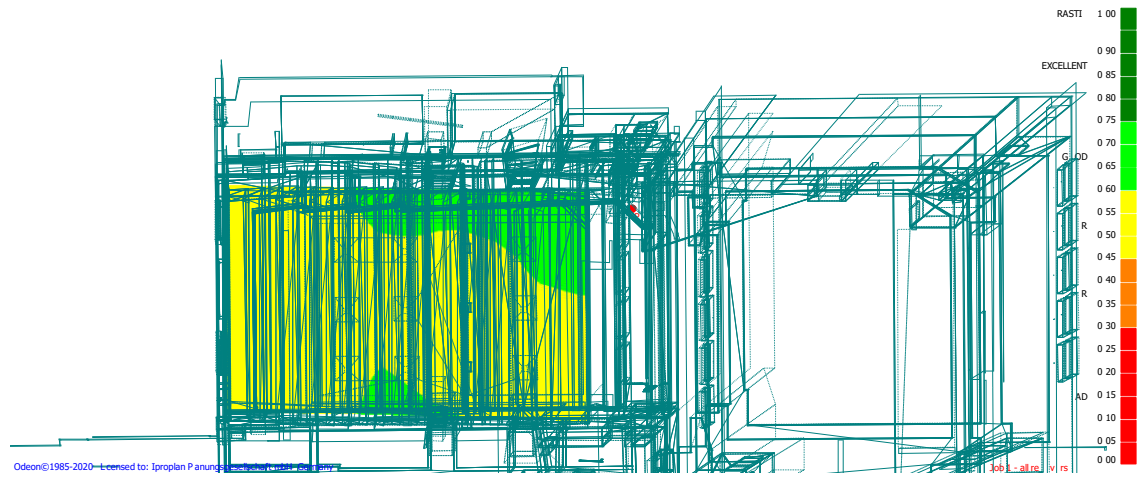


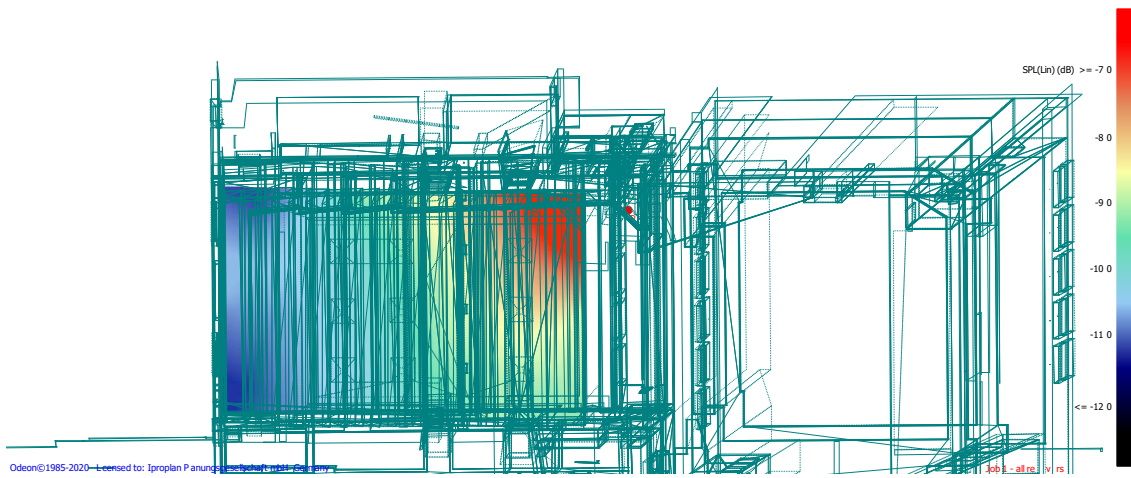
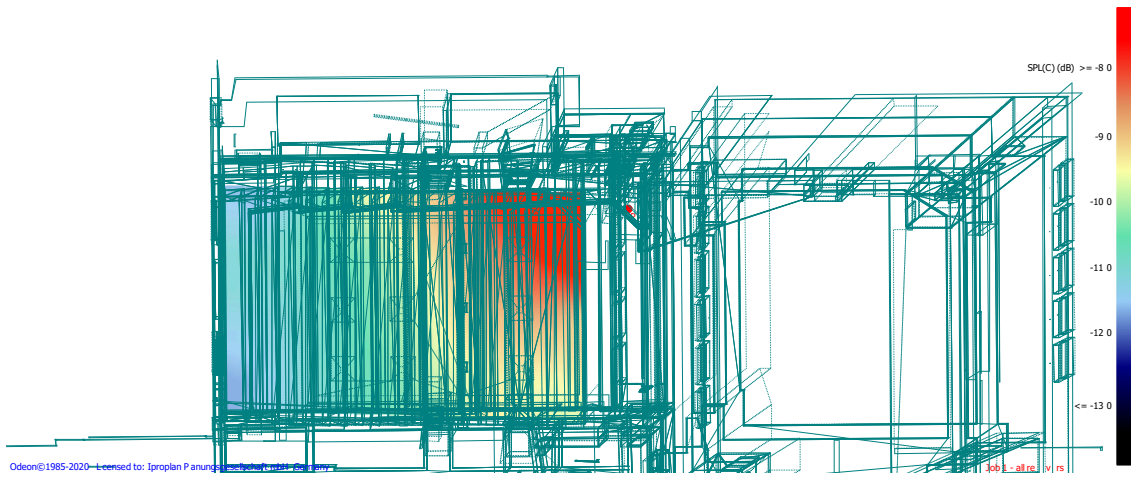
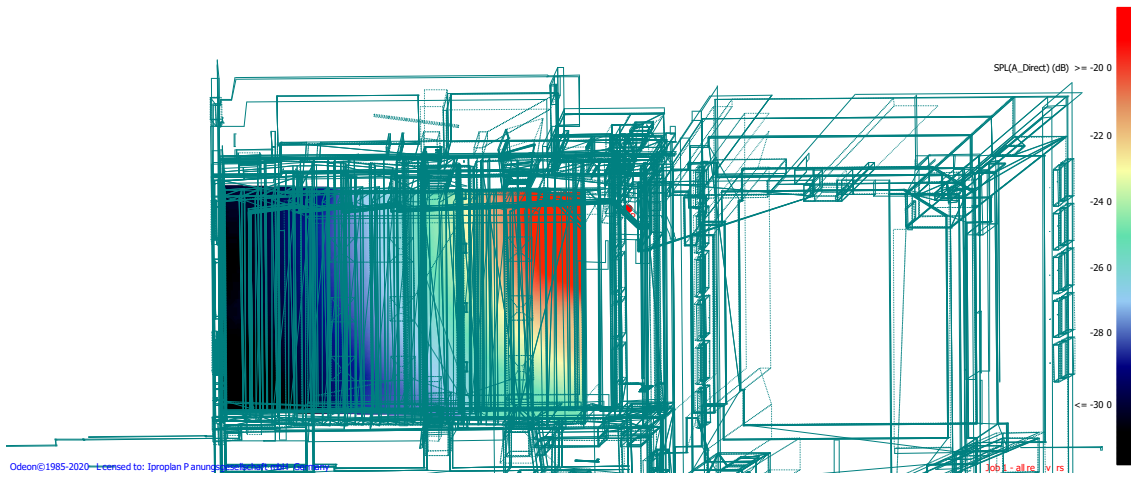


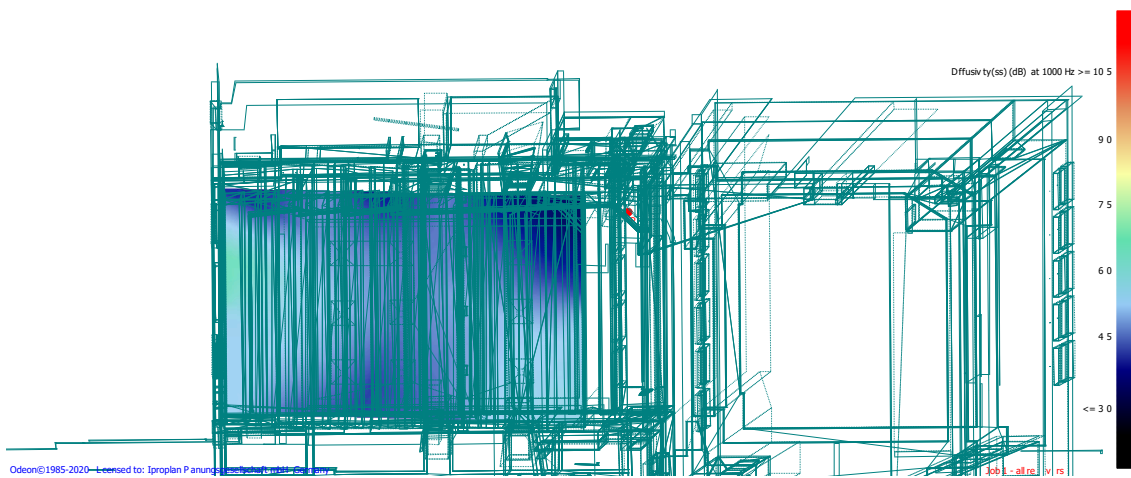
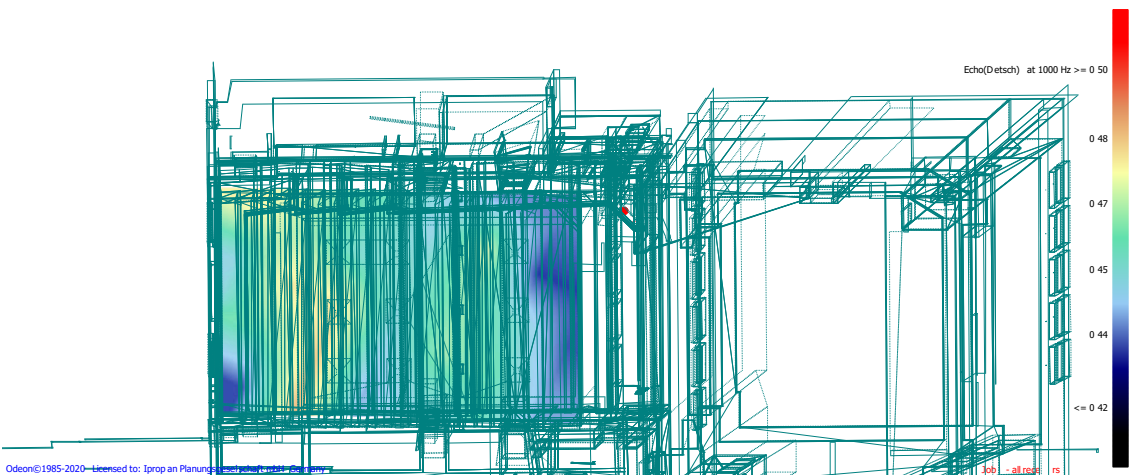
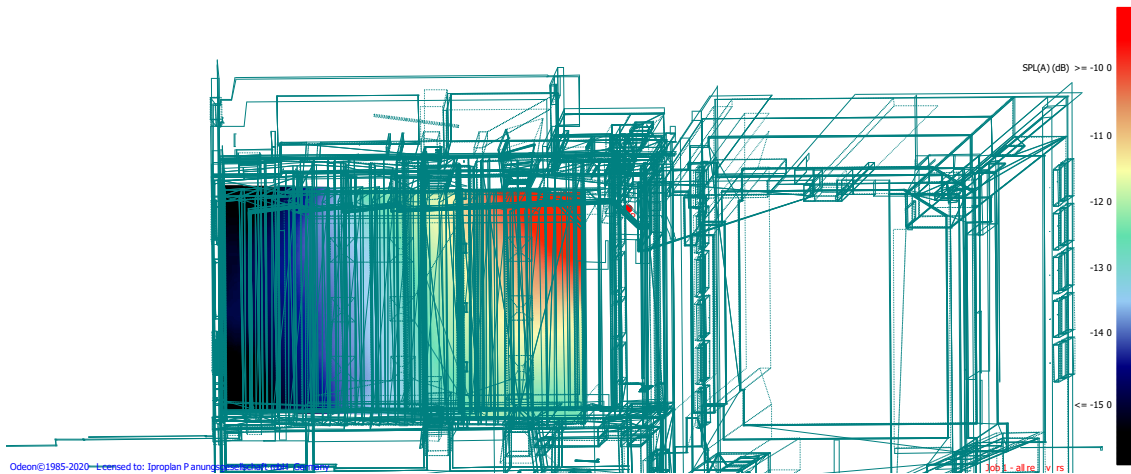




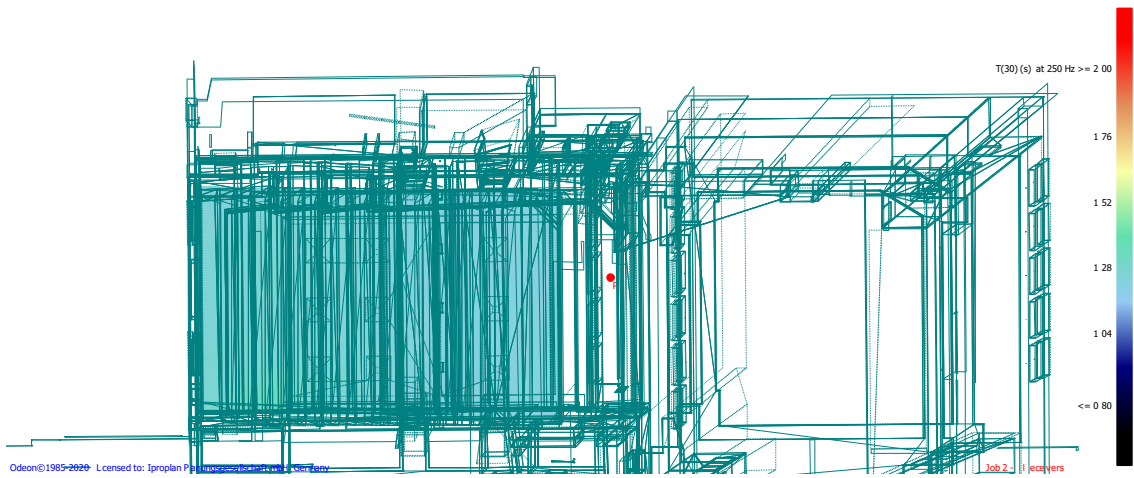
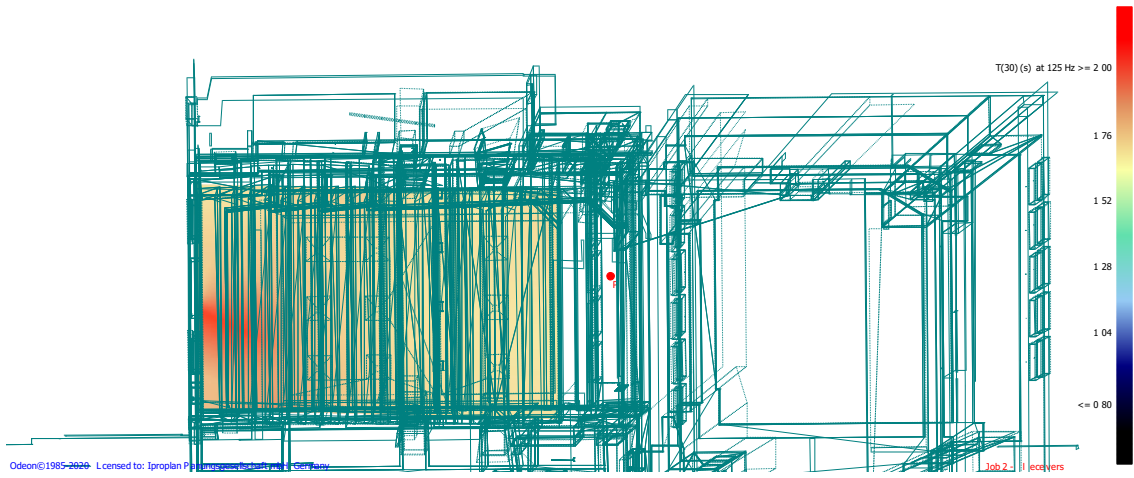


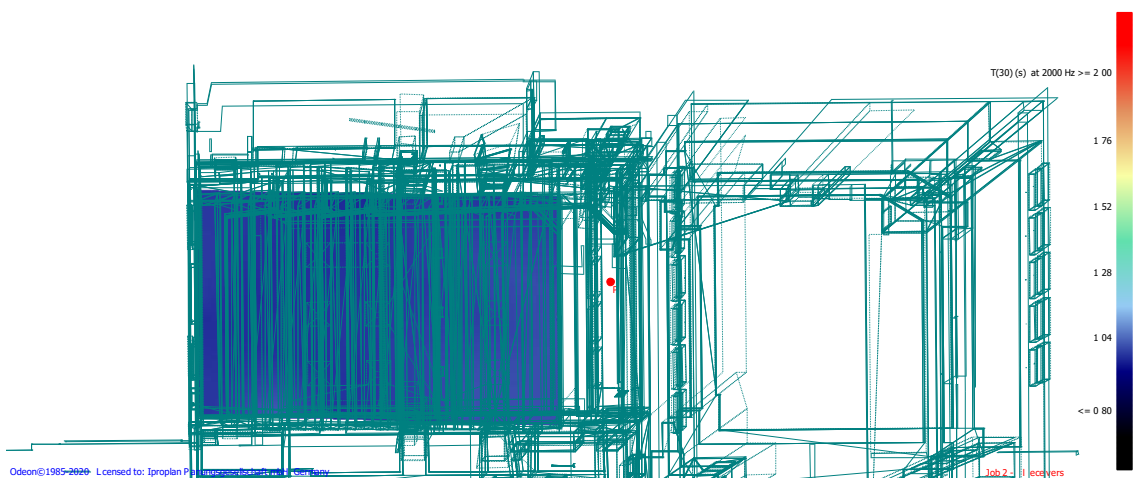
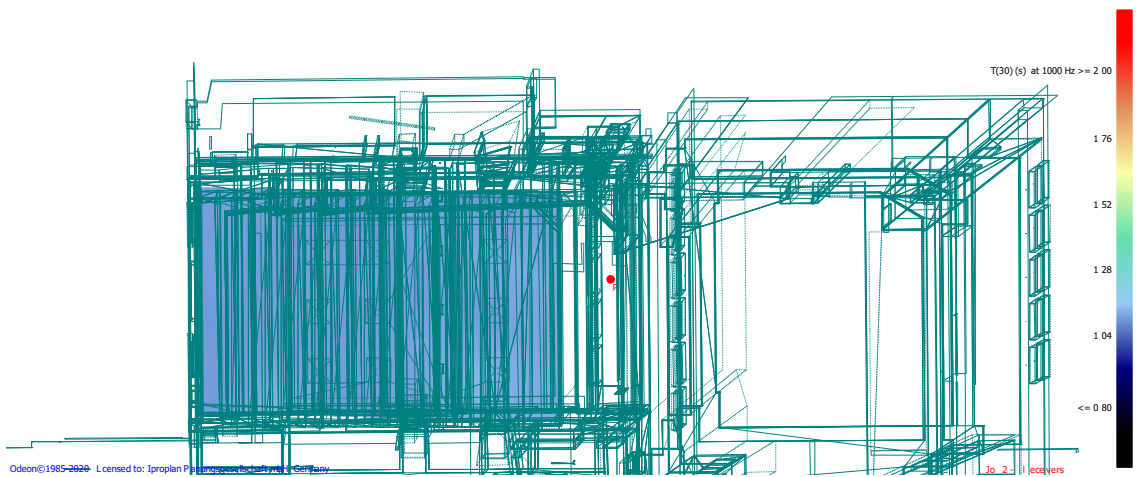
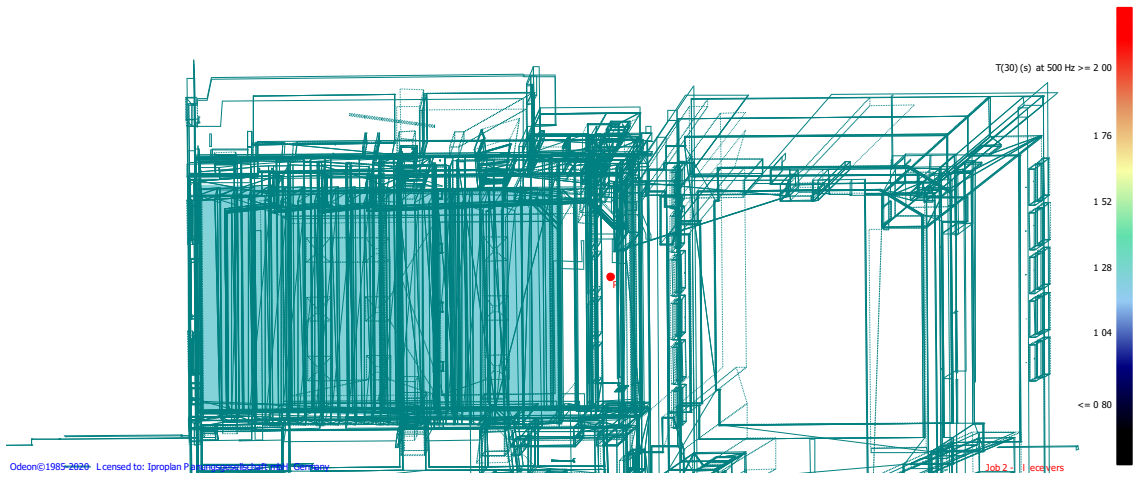


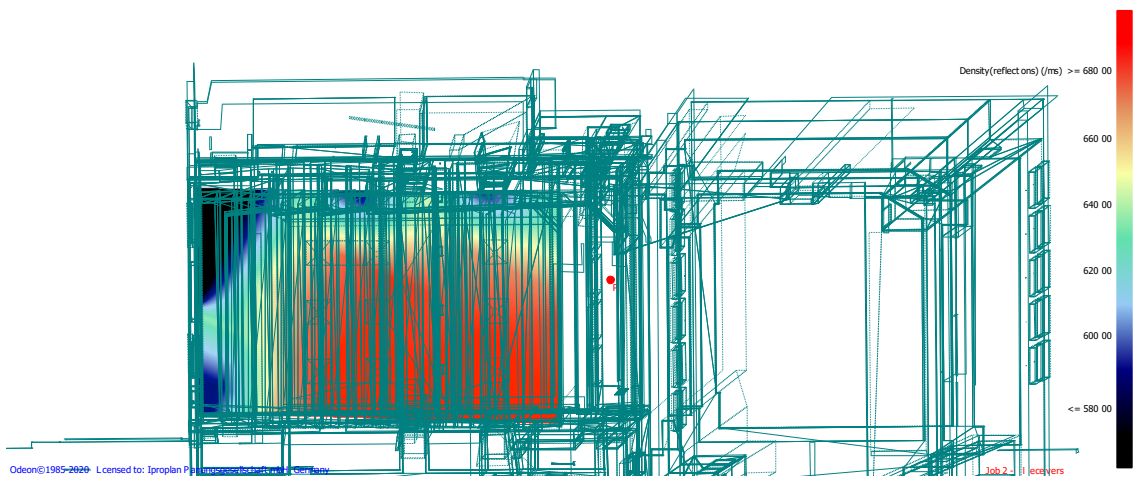
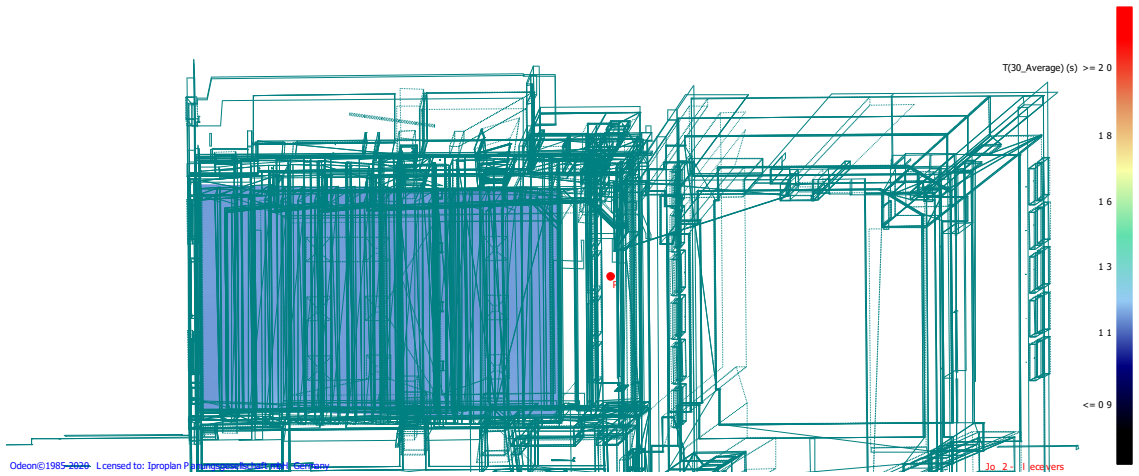
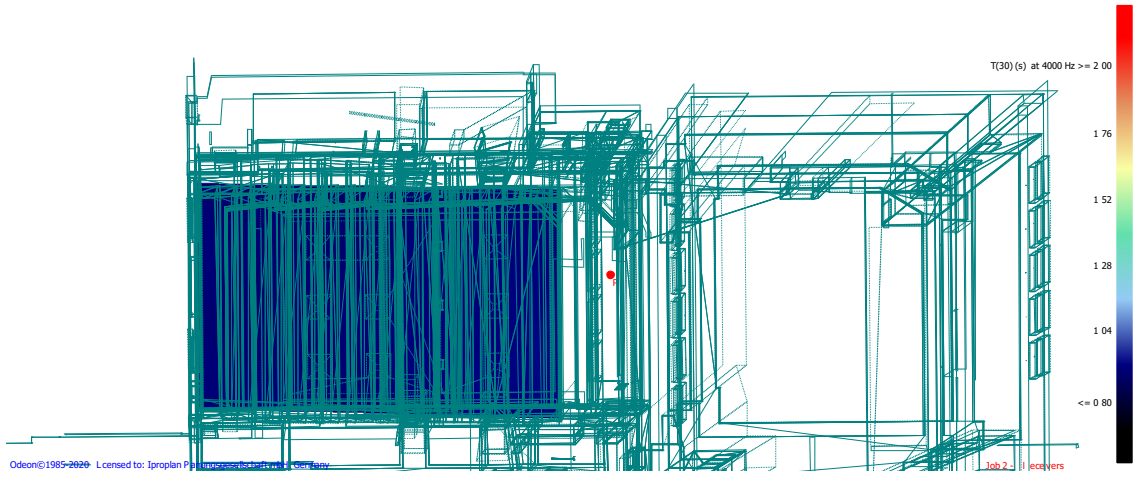


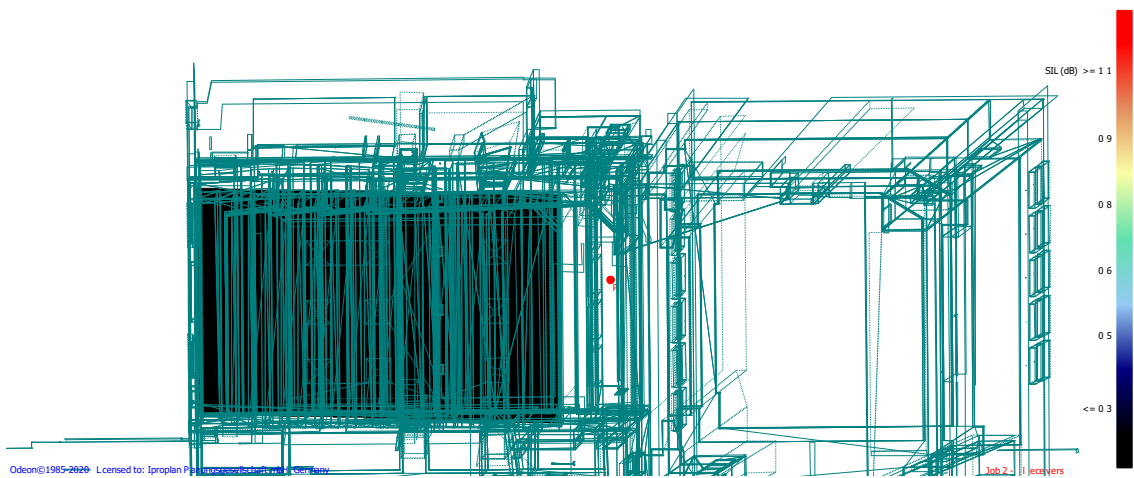
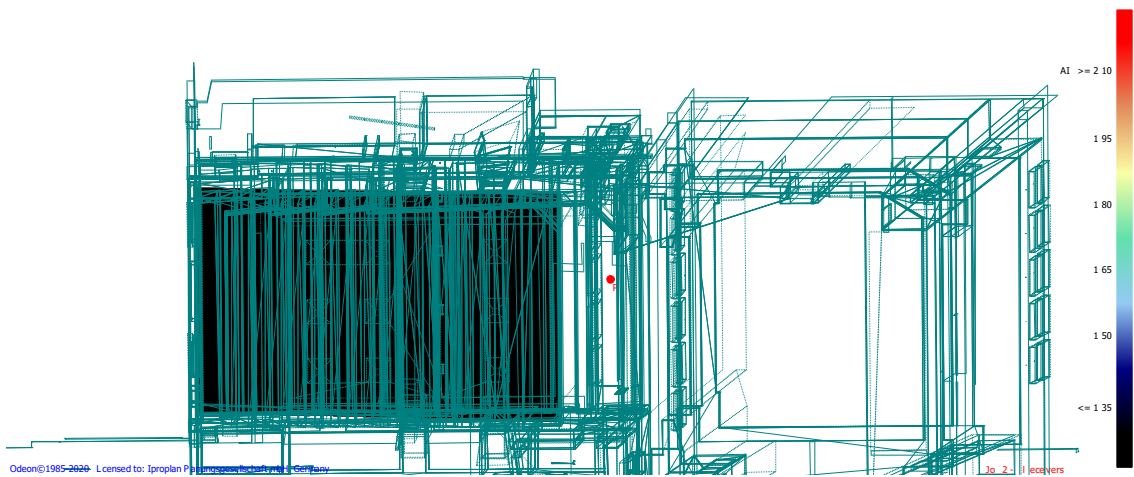
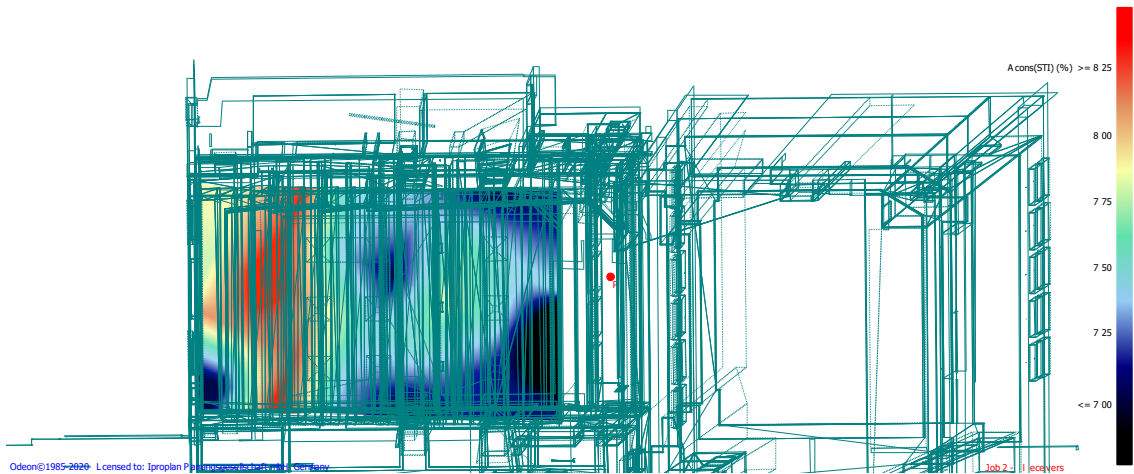


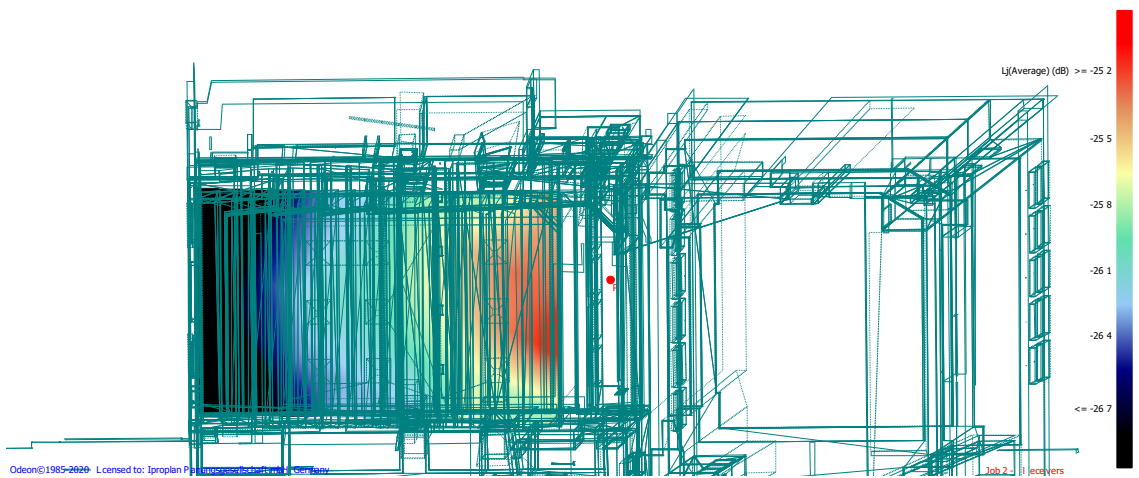
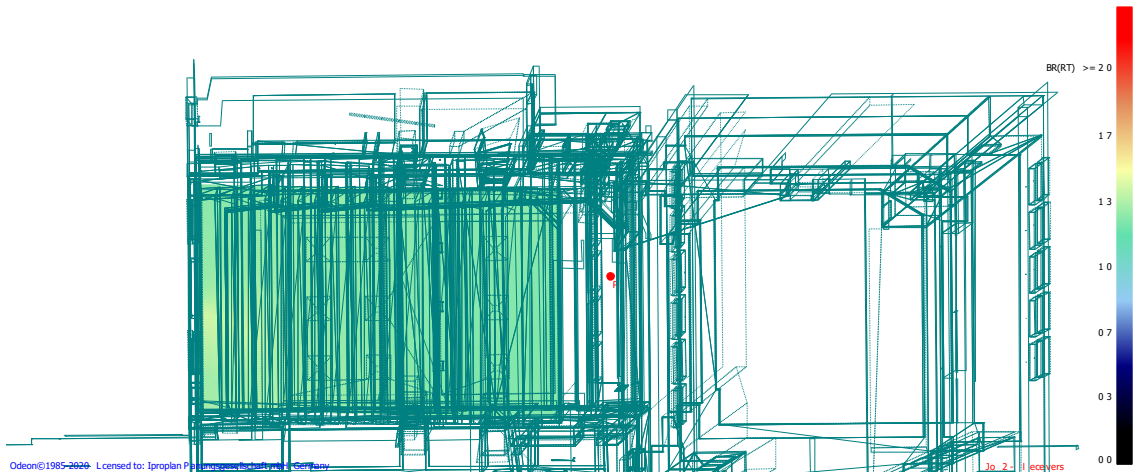
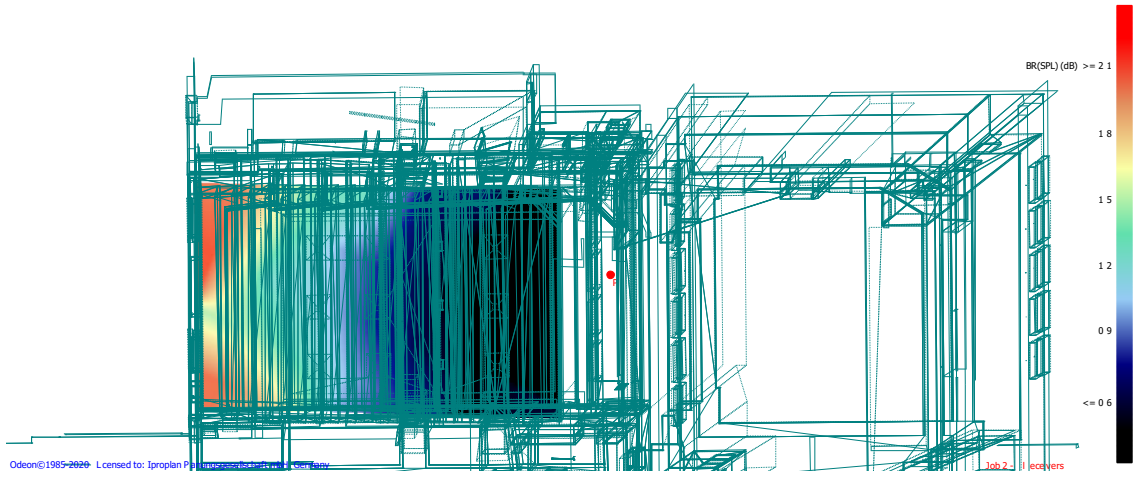
SCHALLQUELLE 2

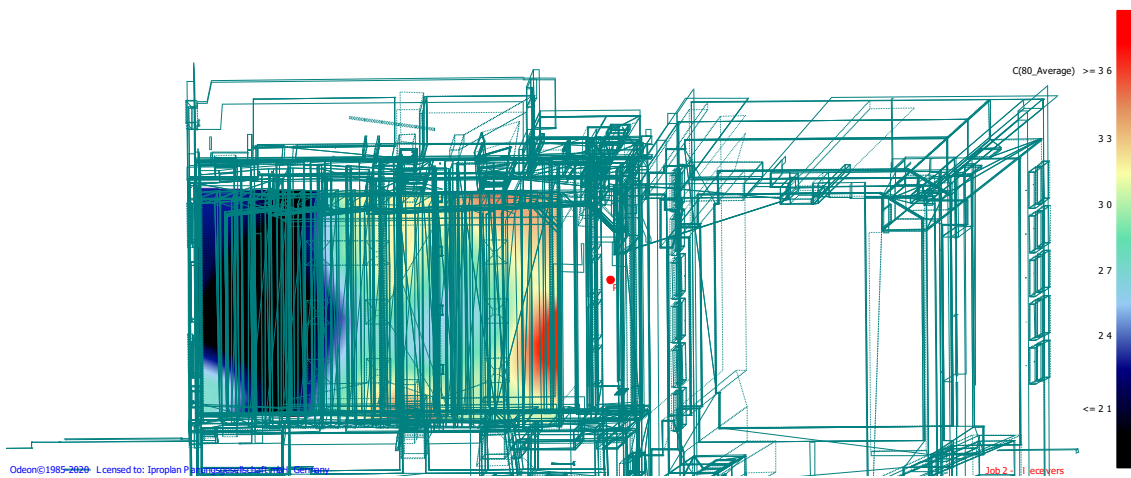
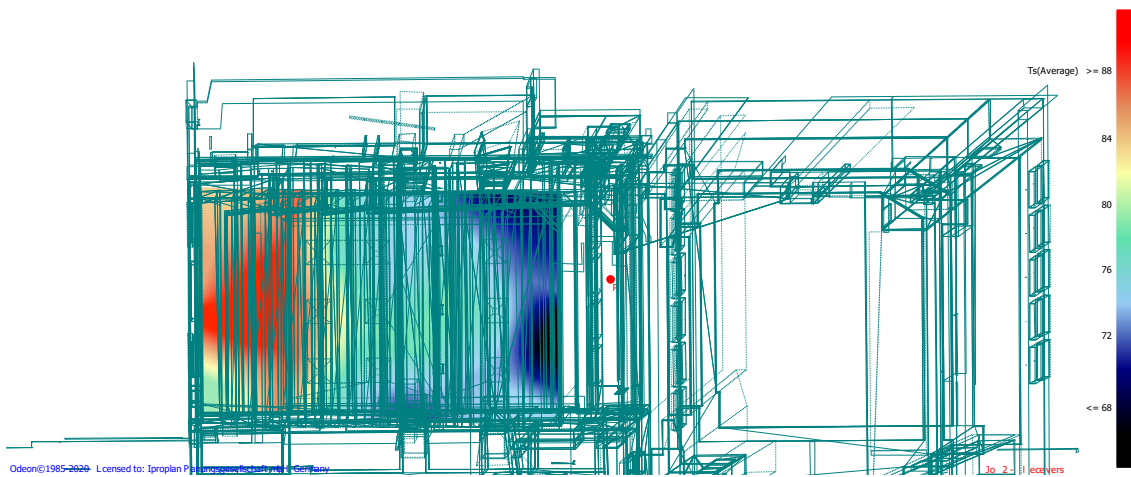
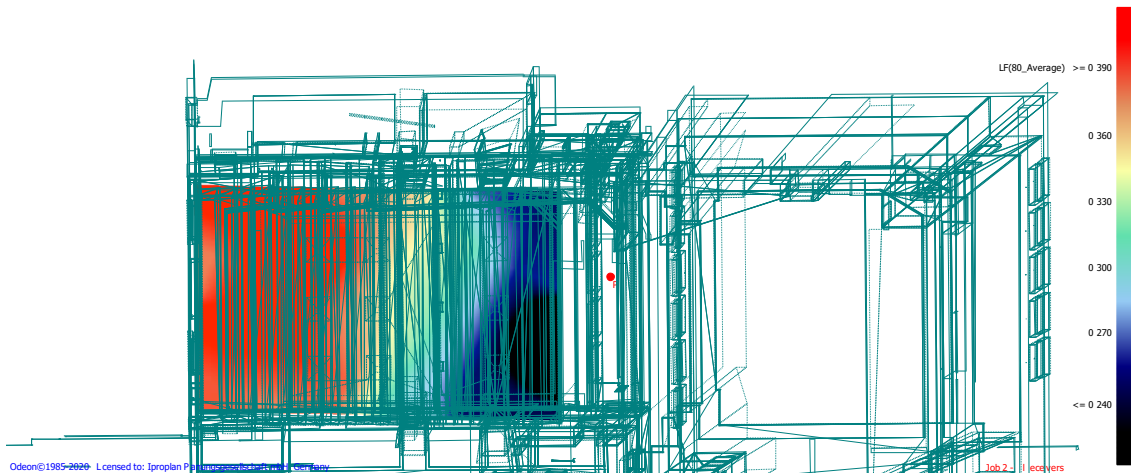


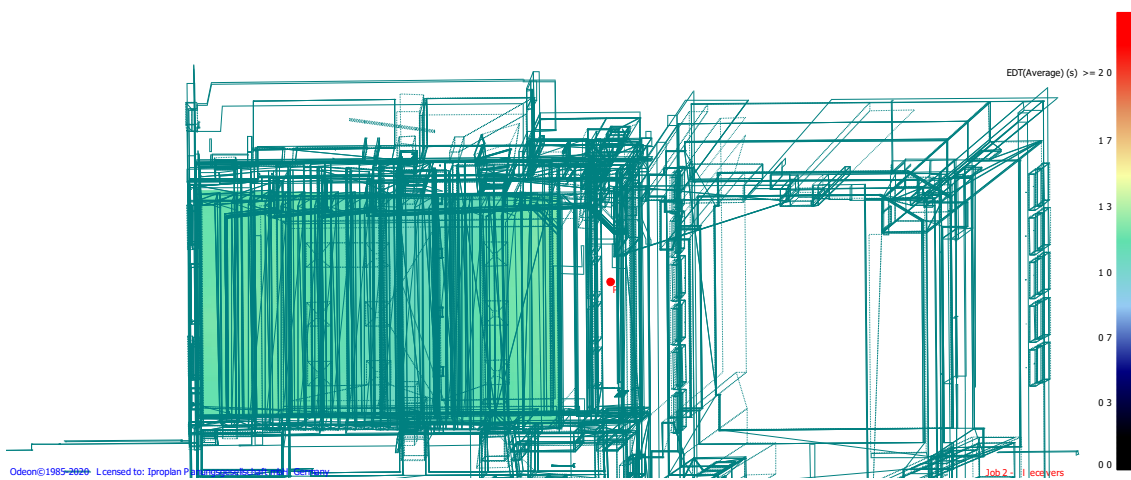
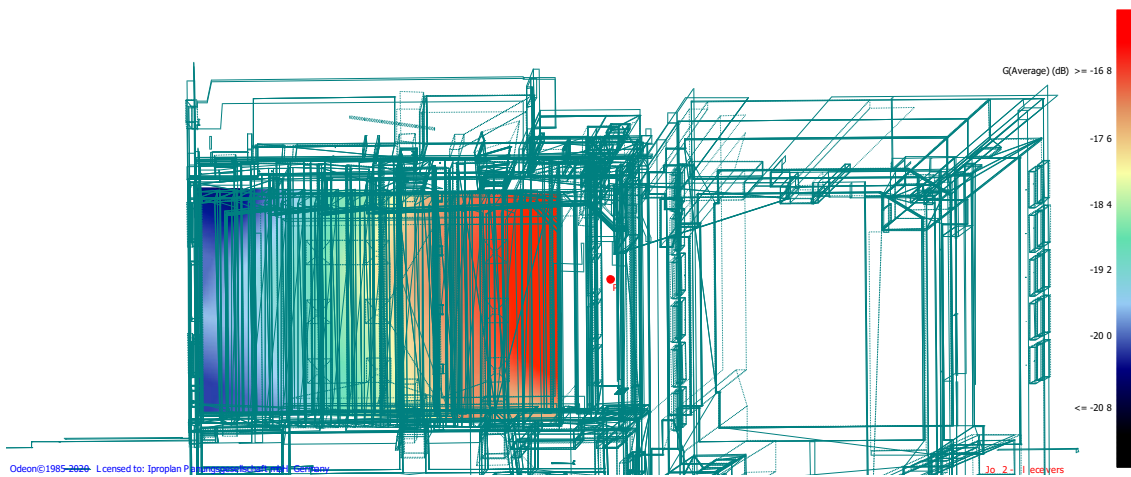
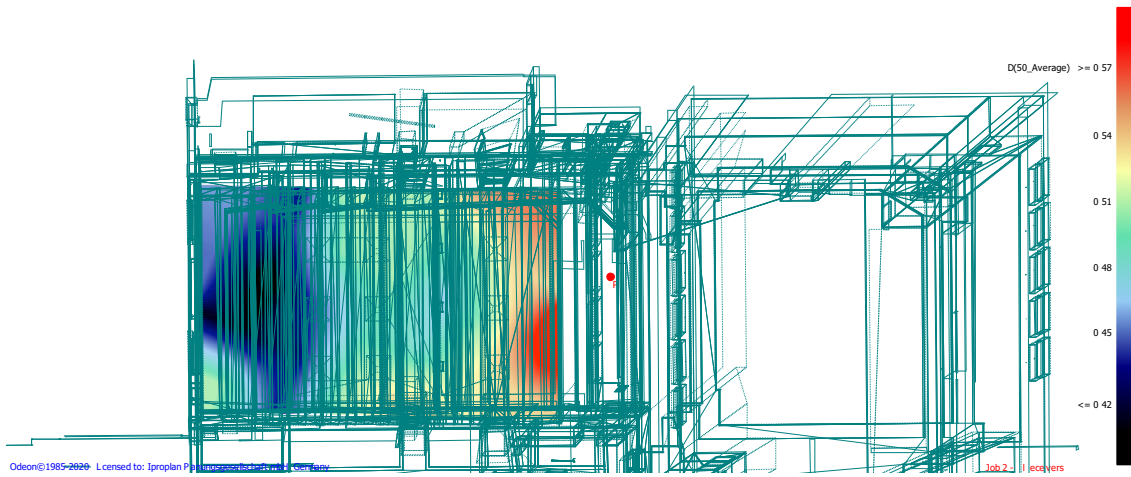


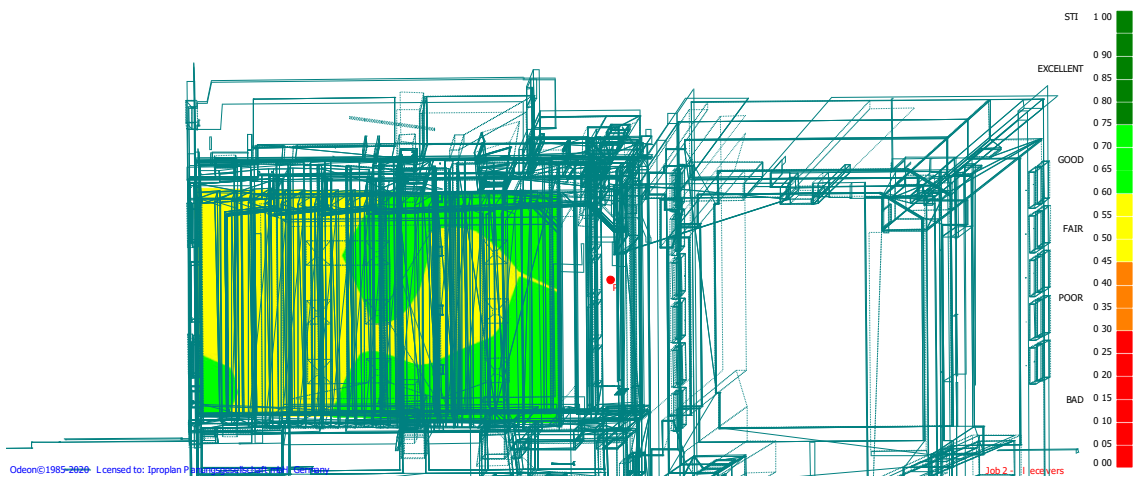
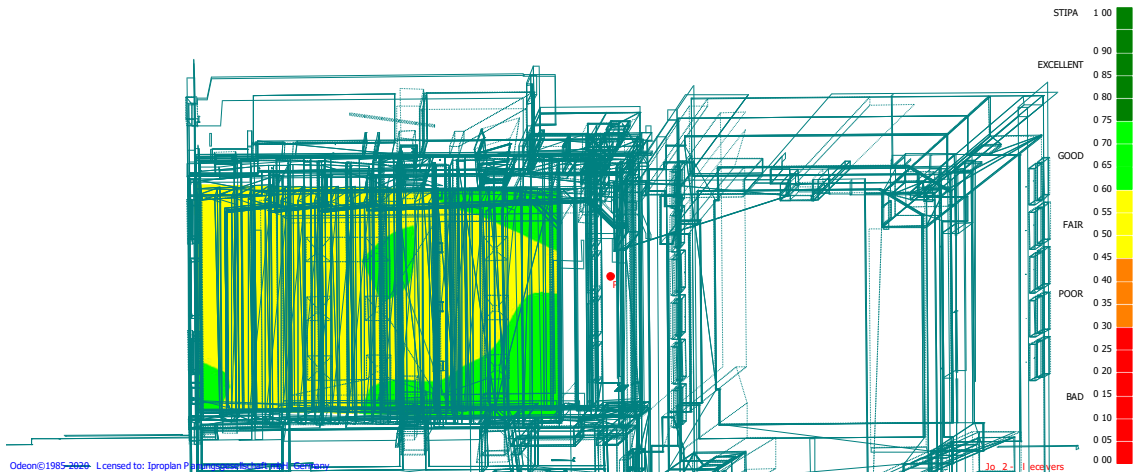
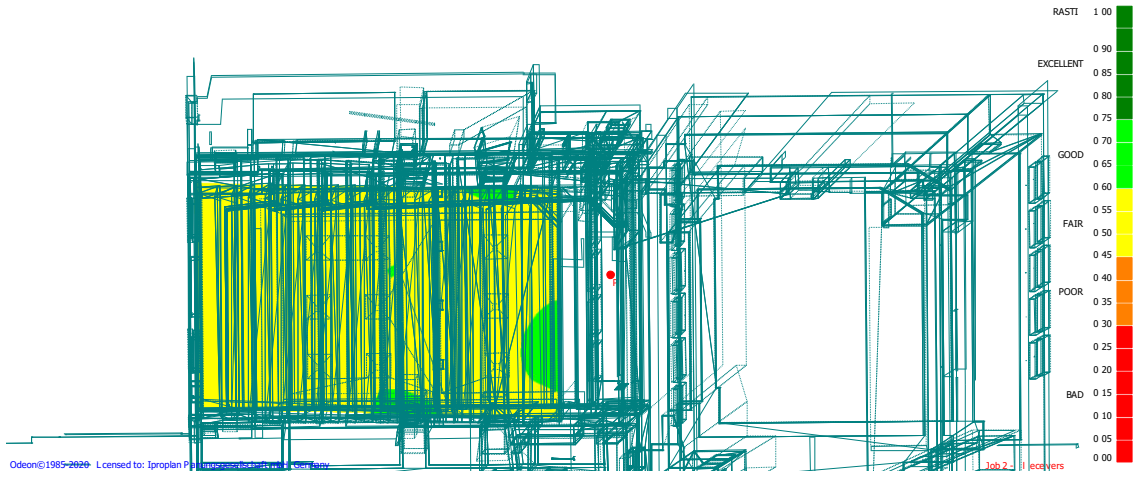


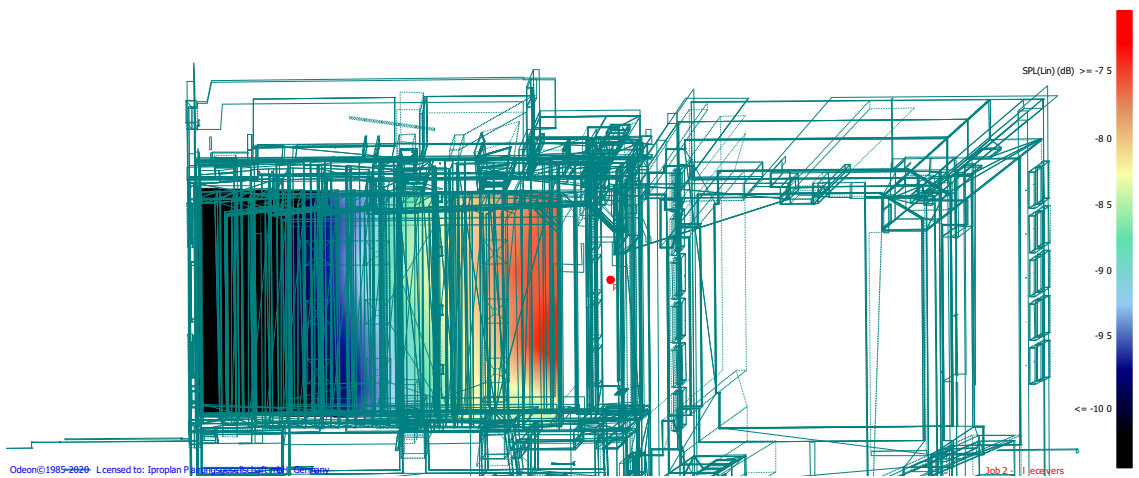
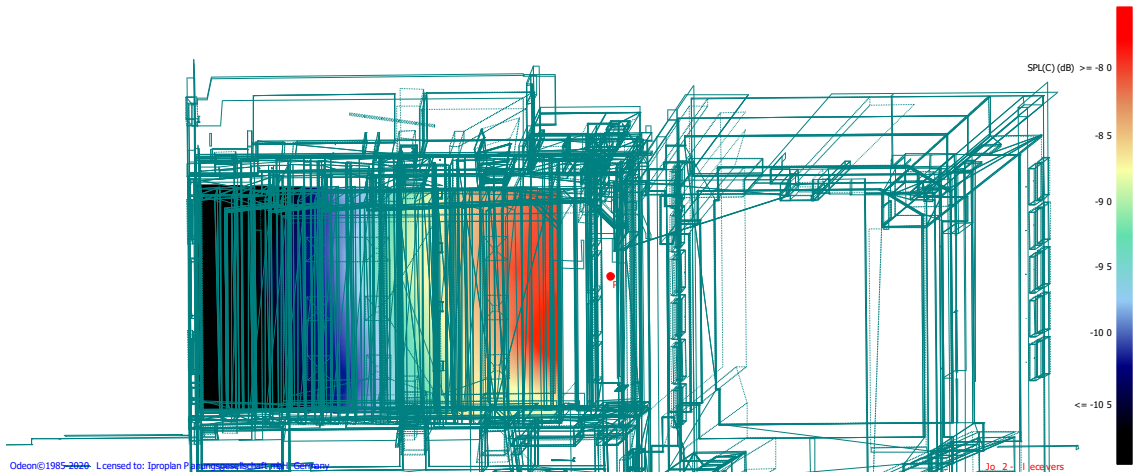
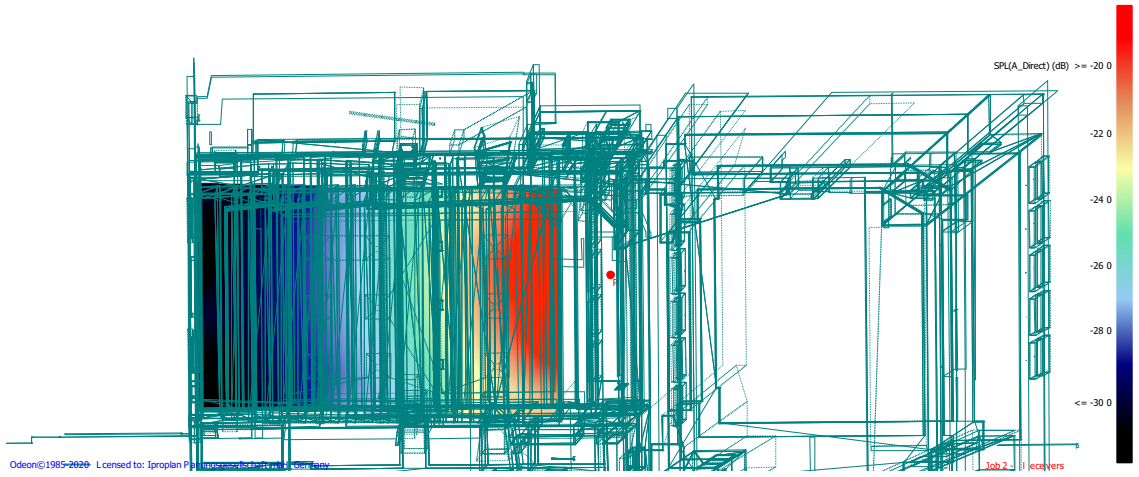


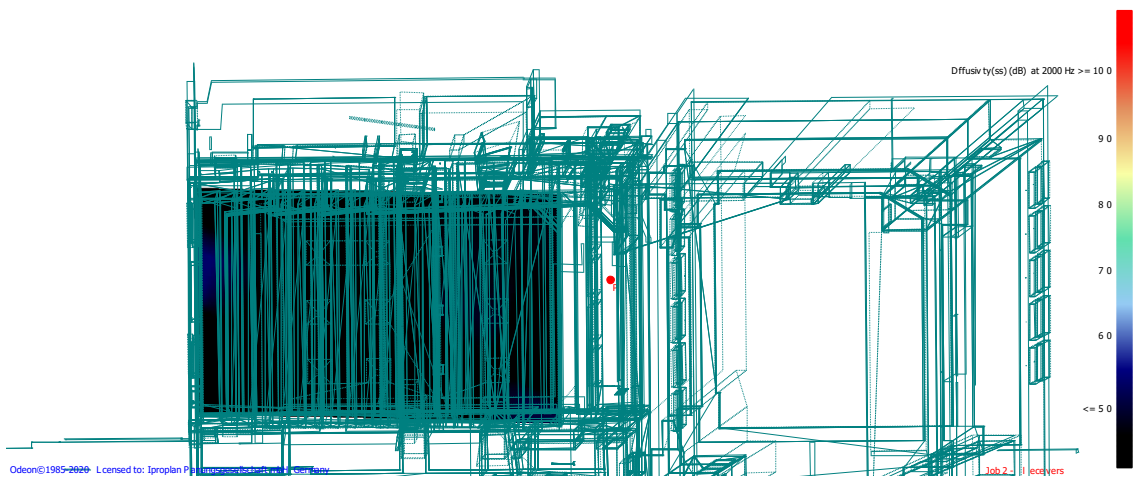
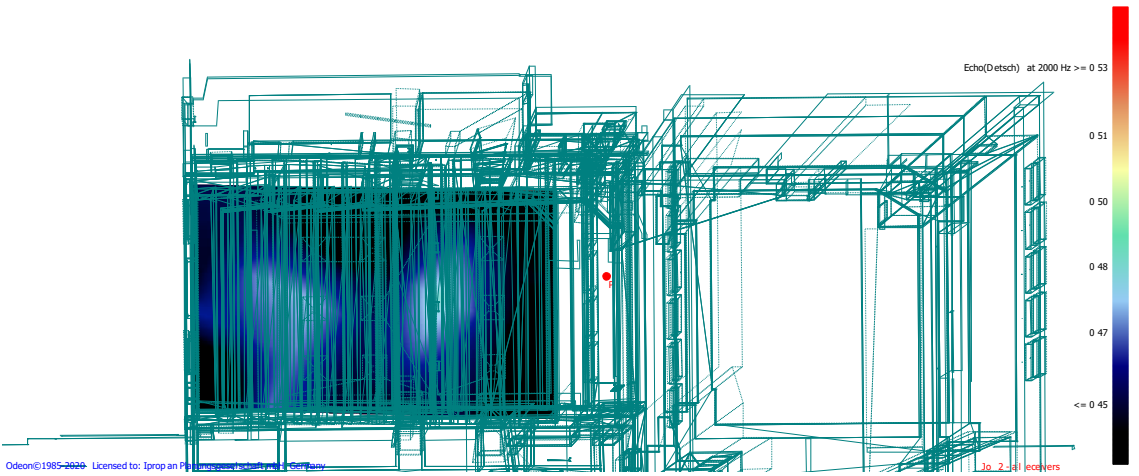
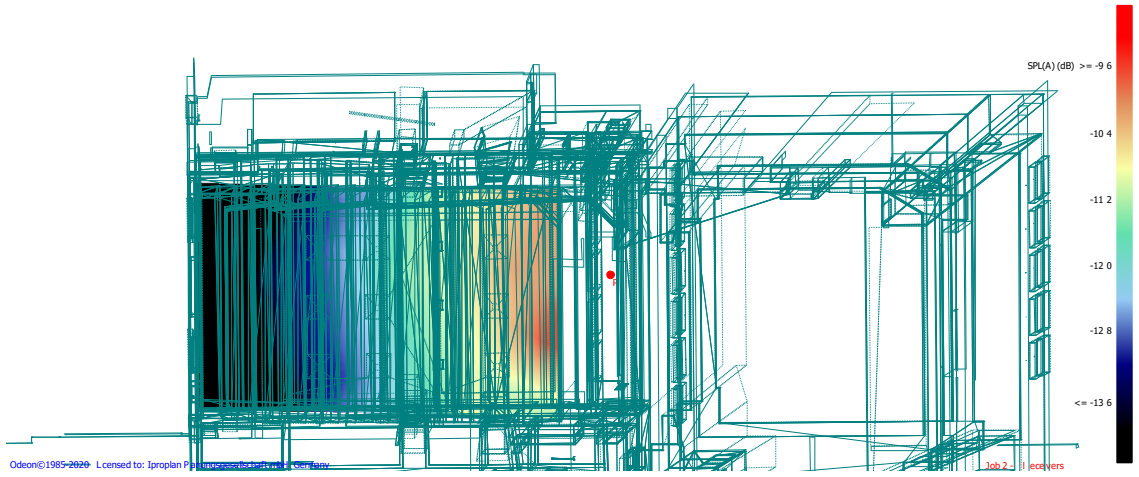


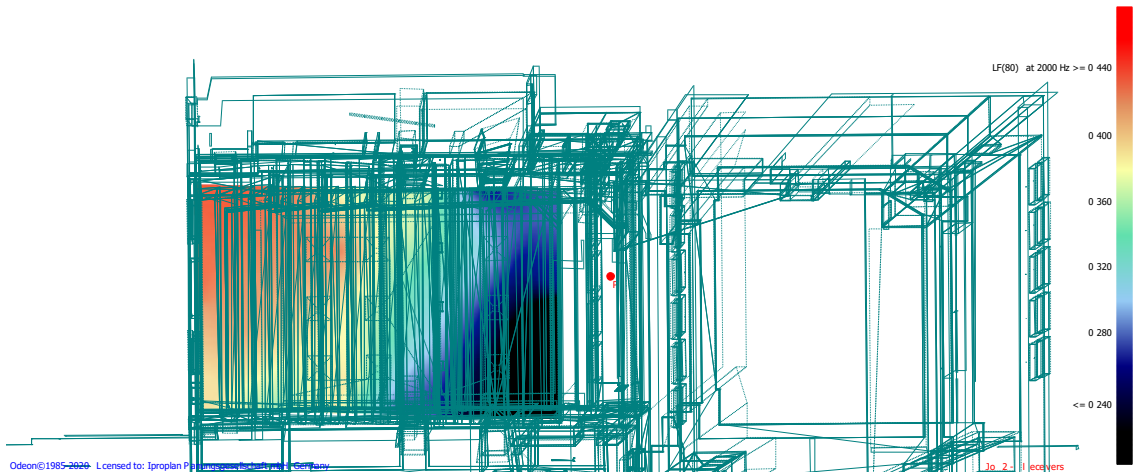
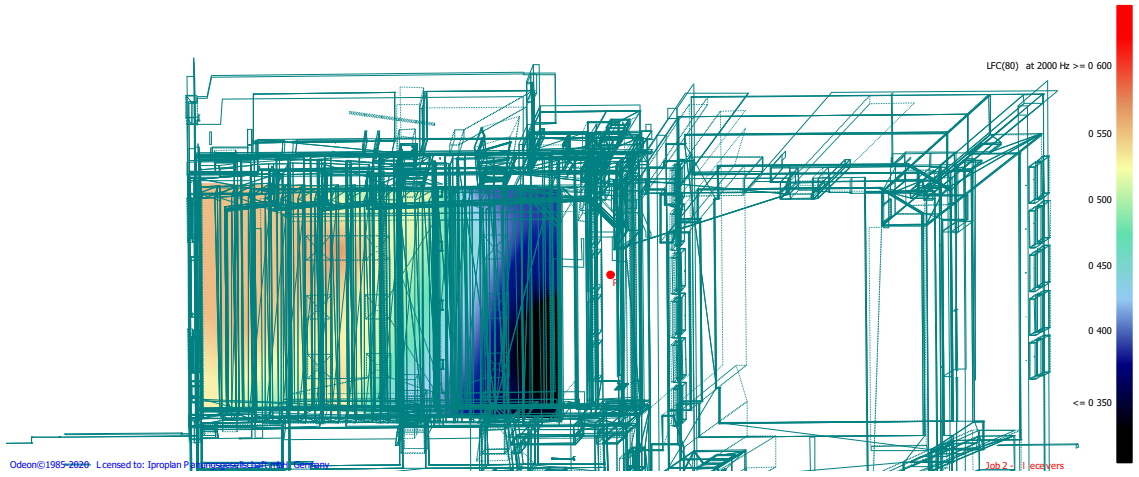




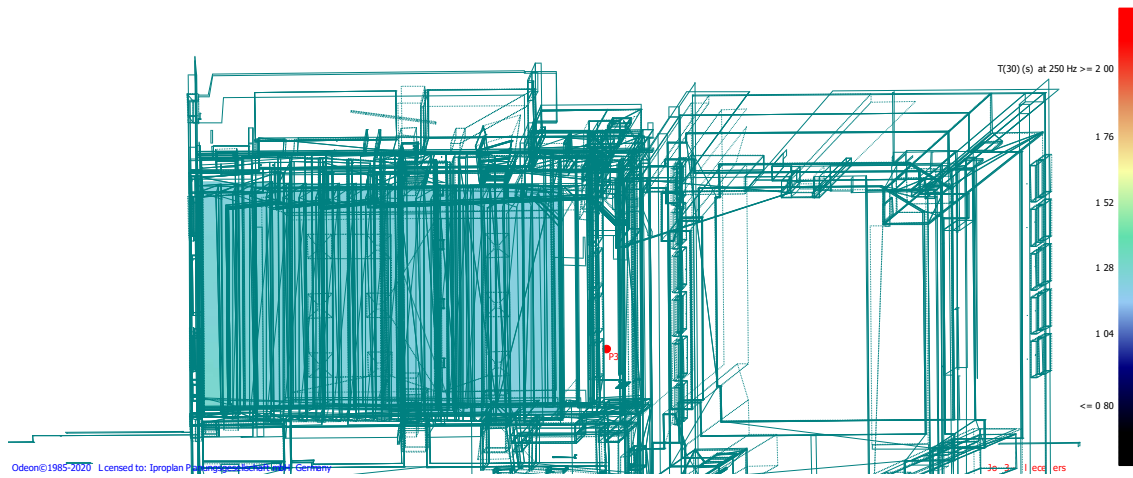
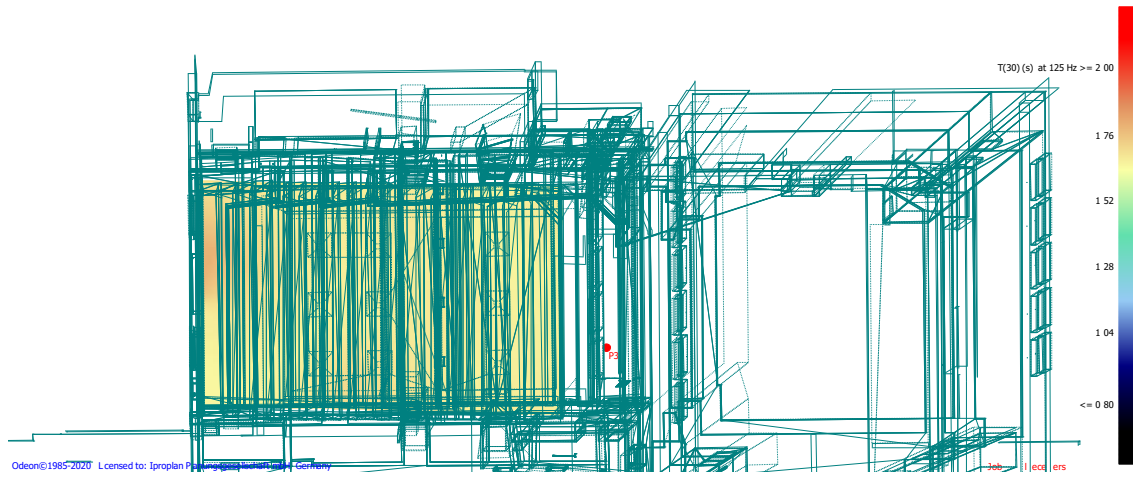


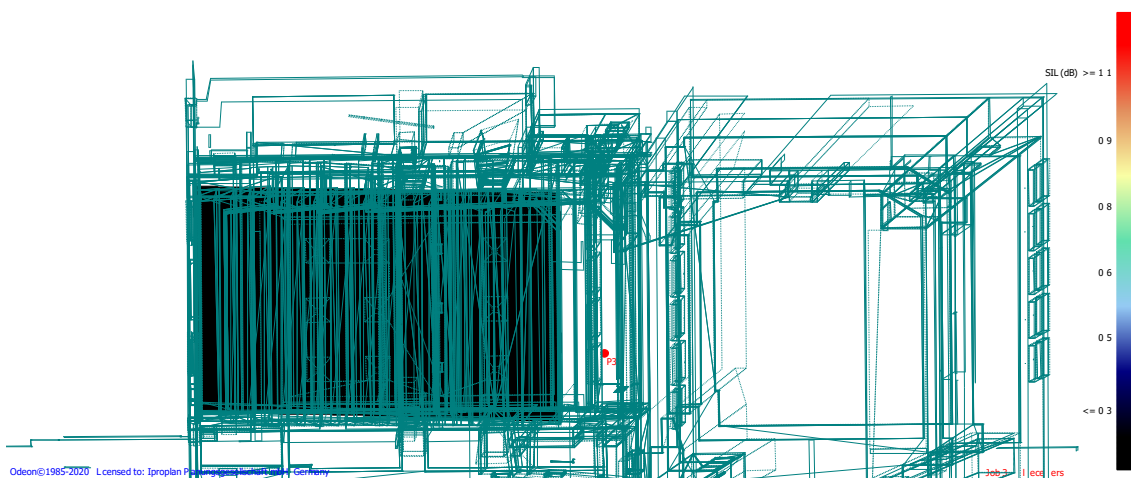
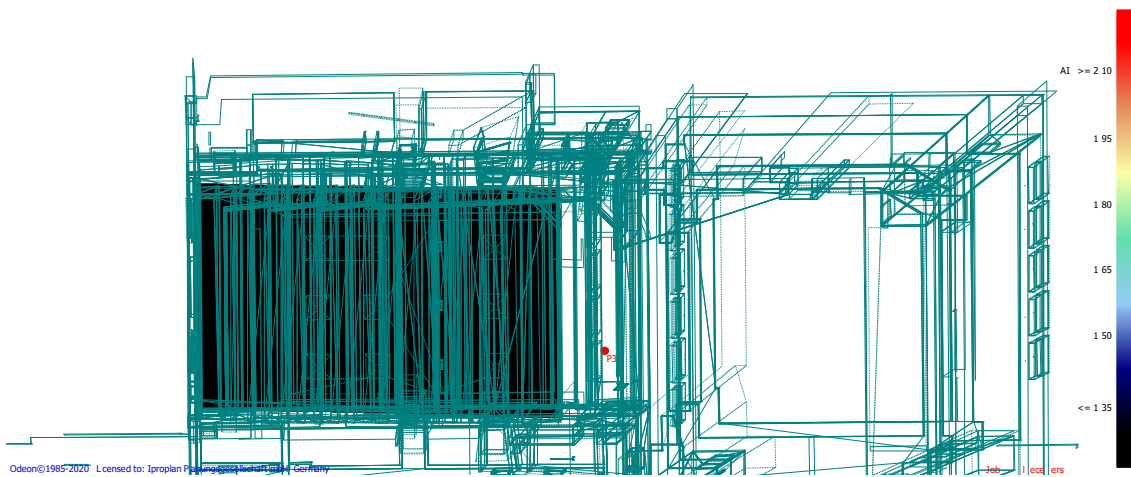
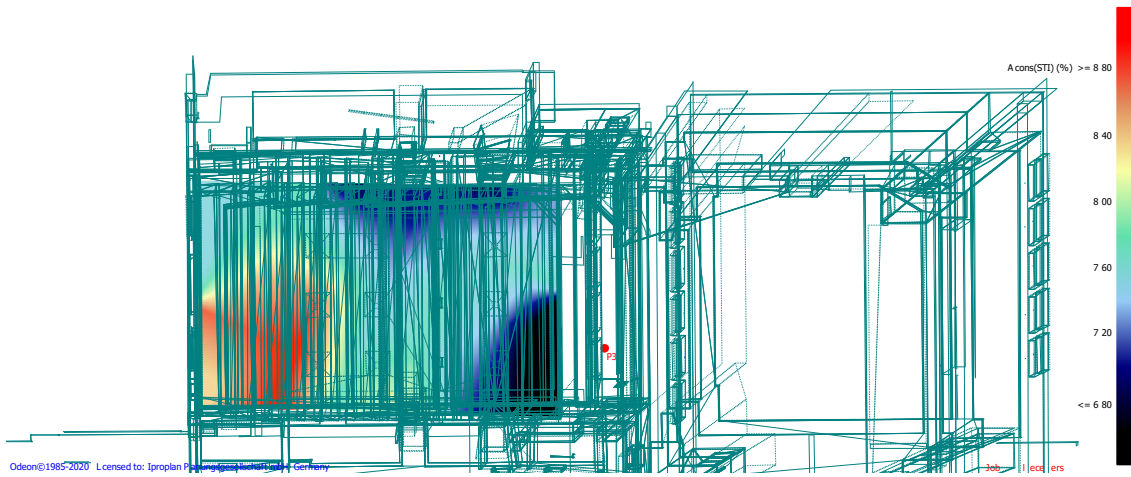


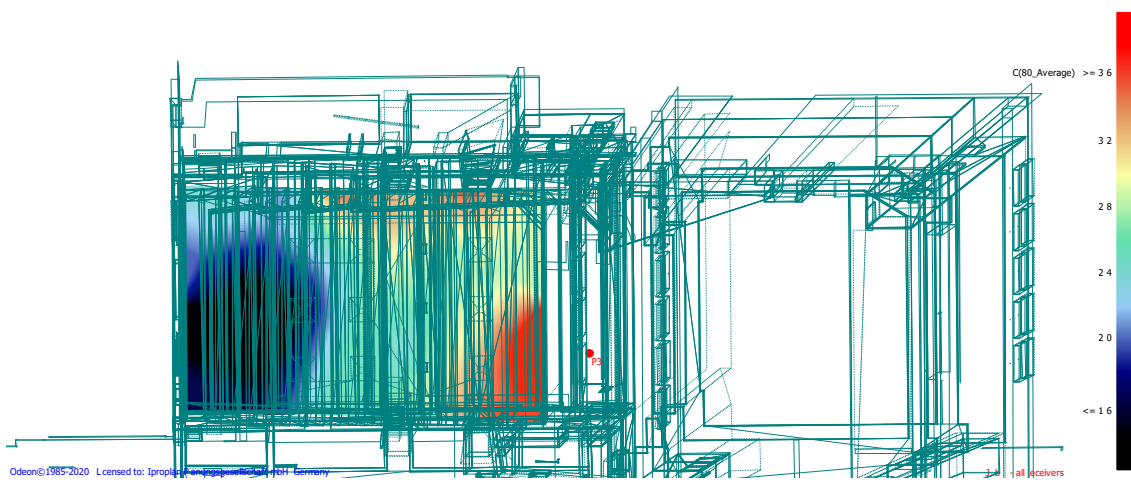
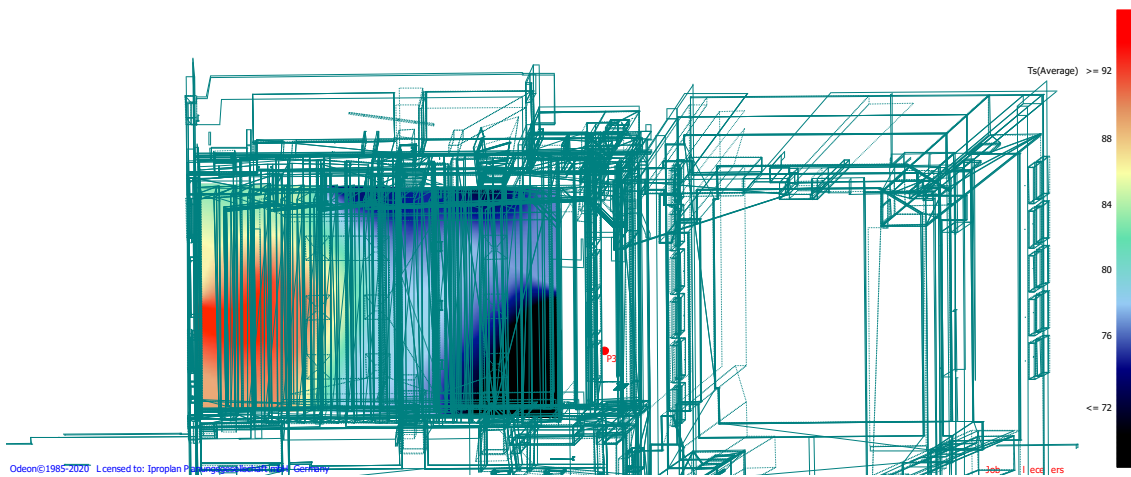
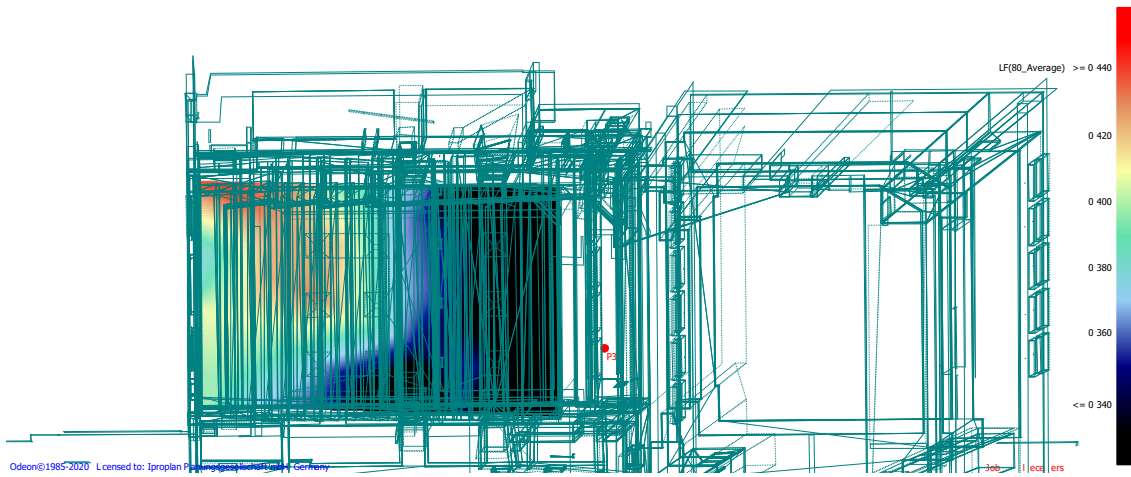


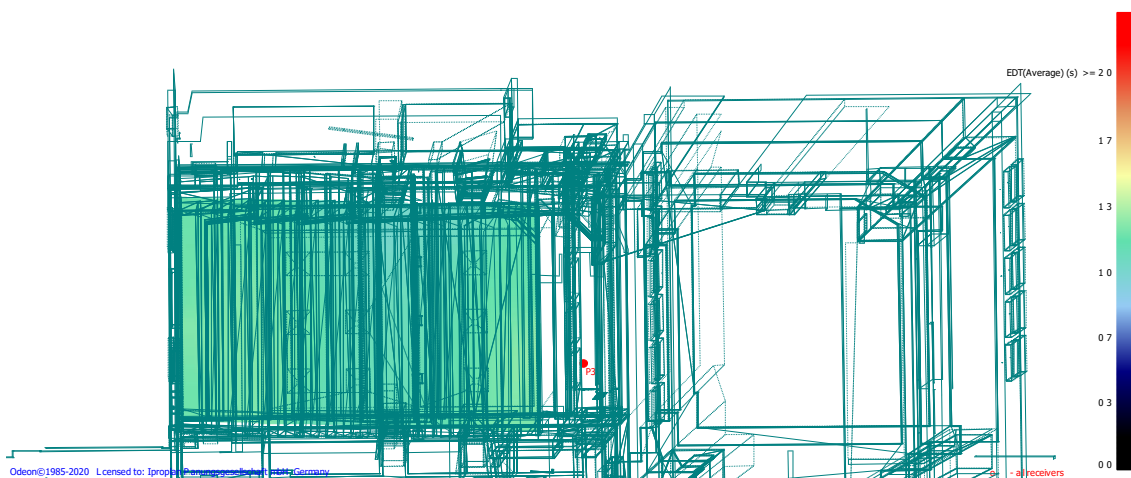
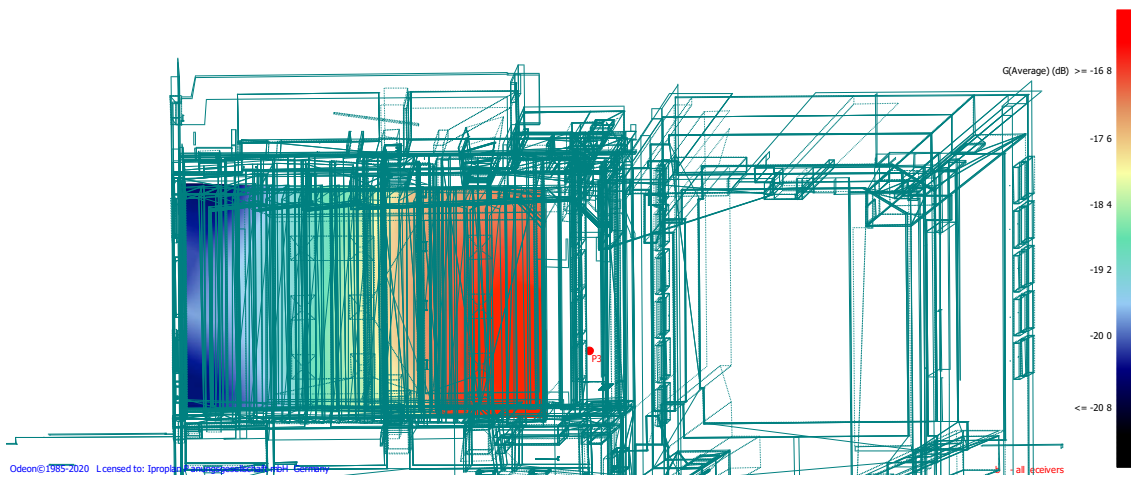
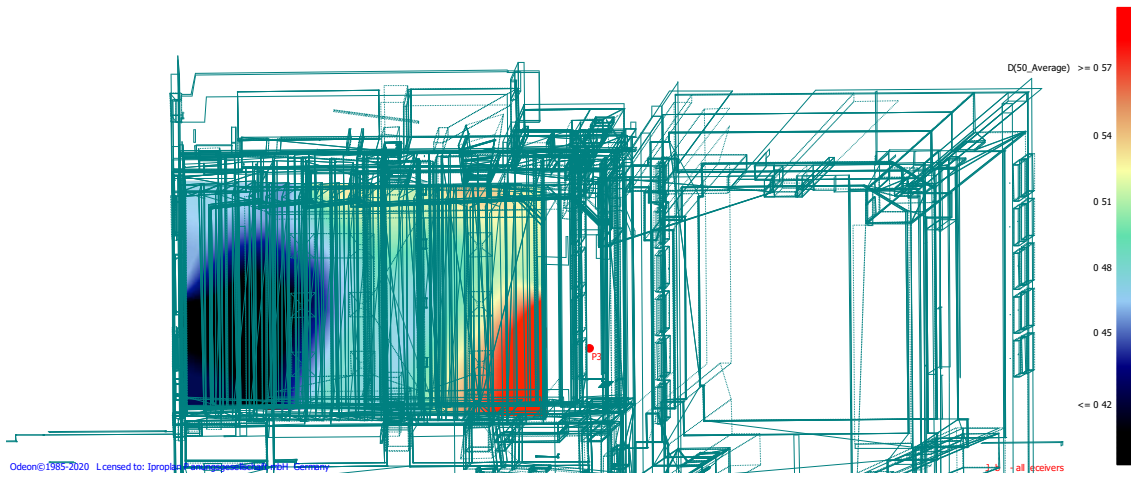


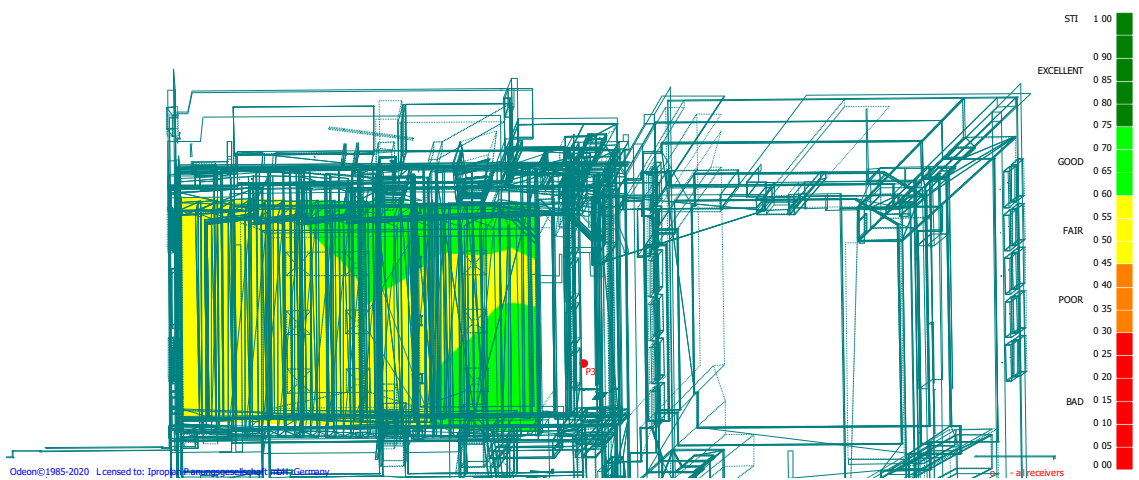
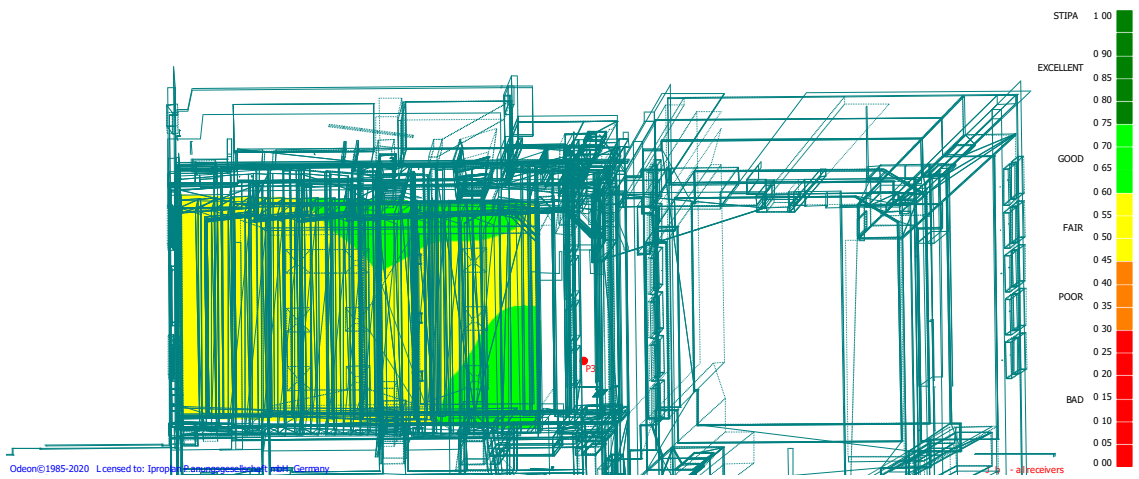
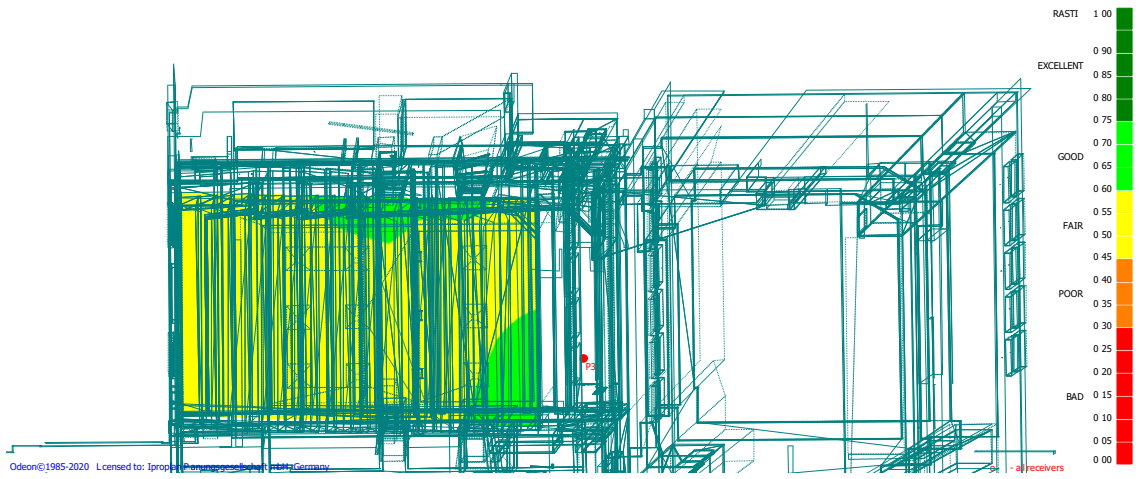
SCHALLQUELLE 3

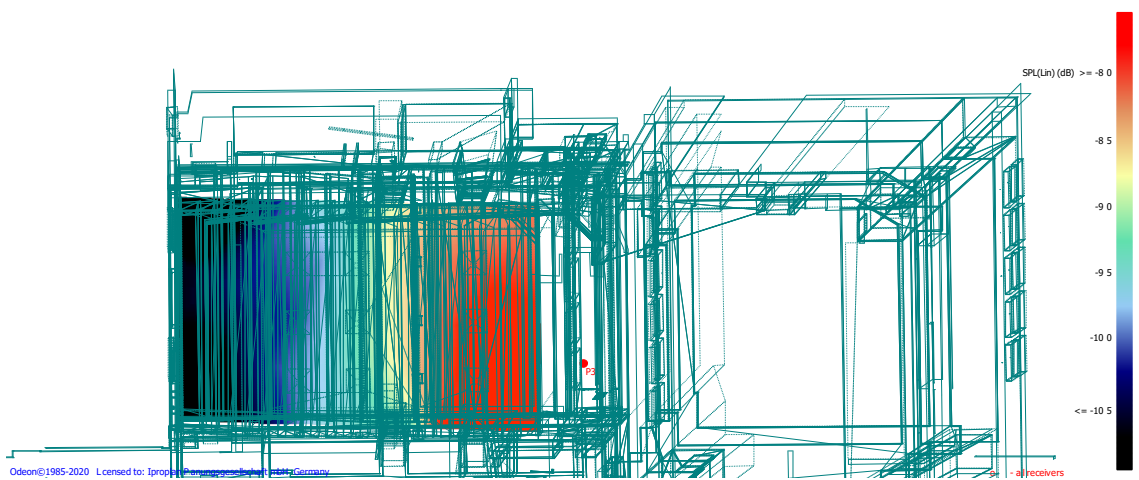
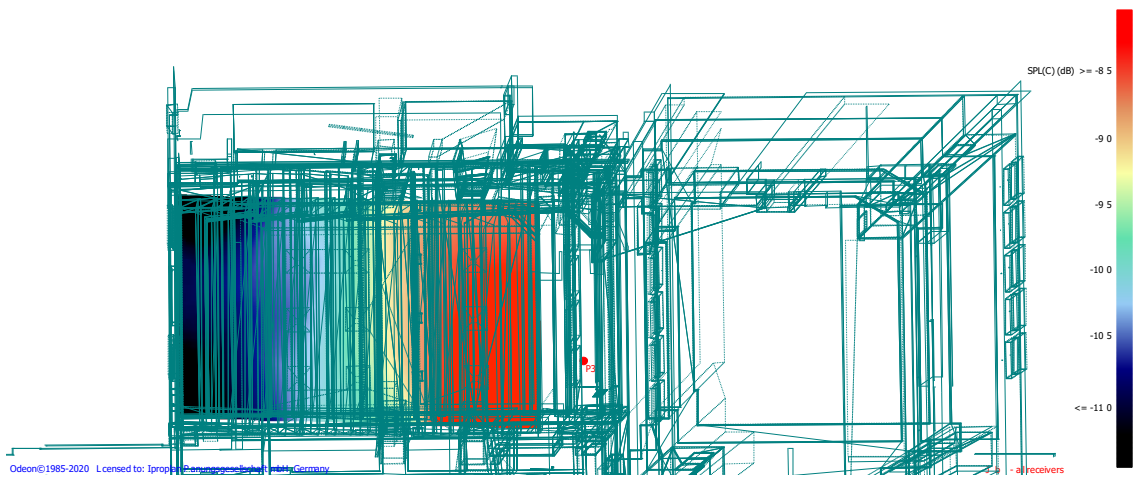
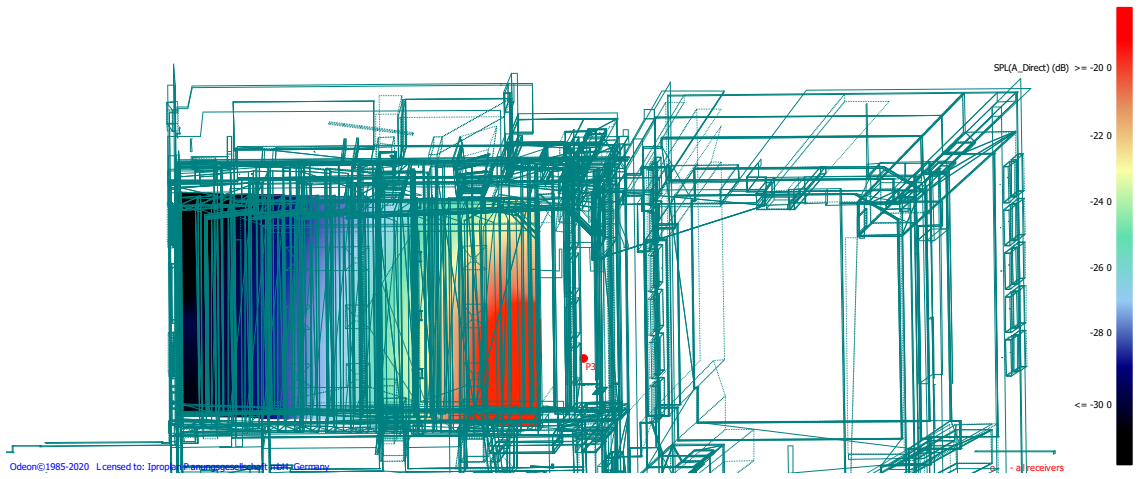


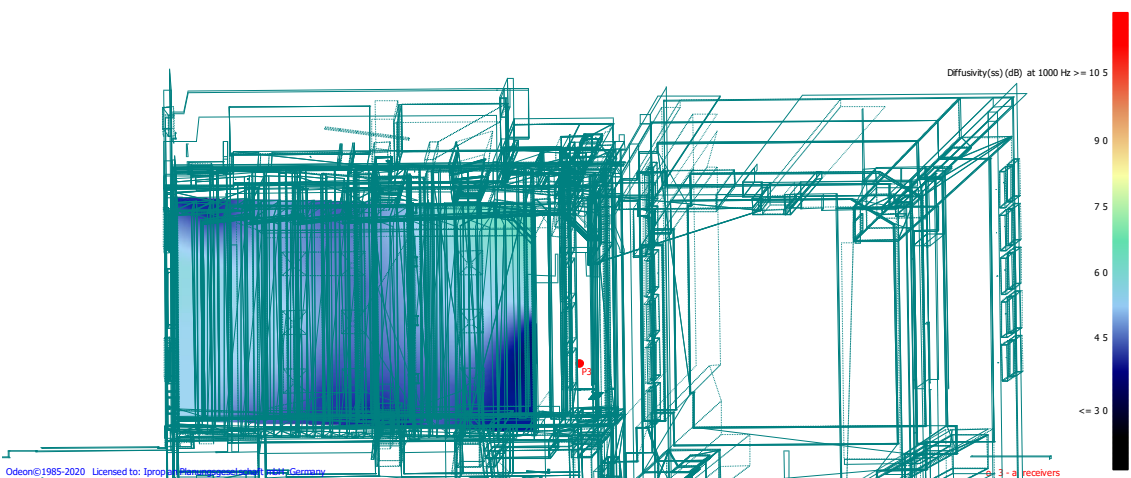
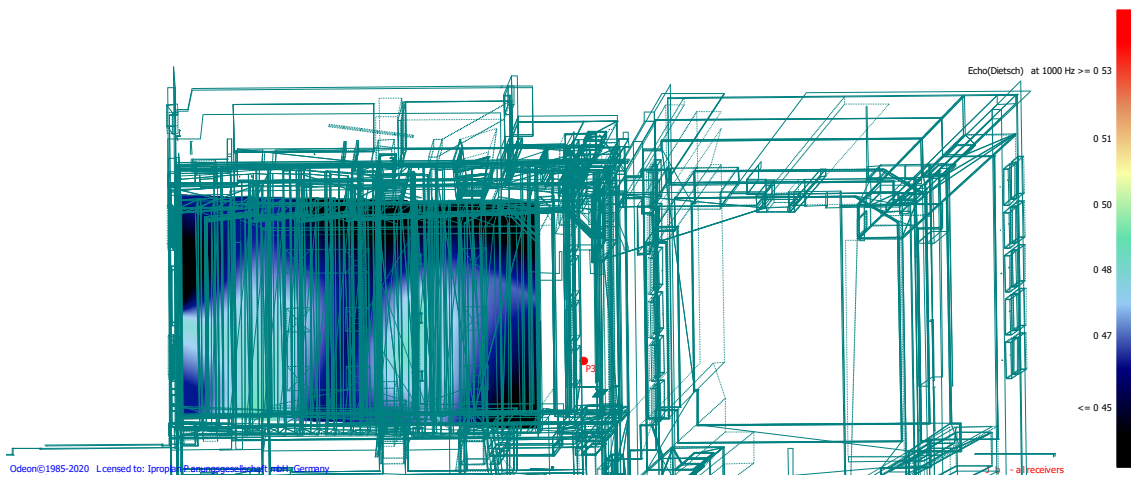
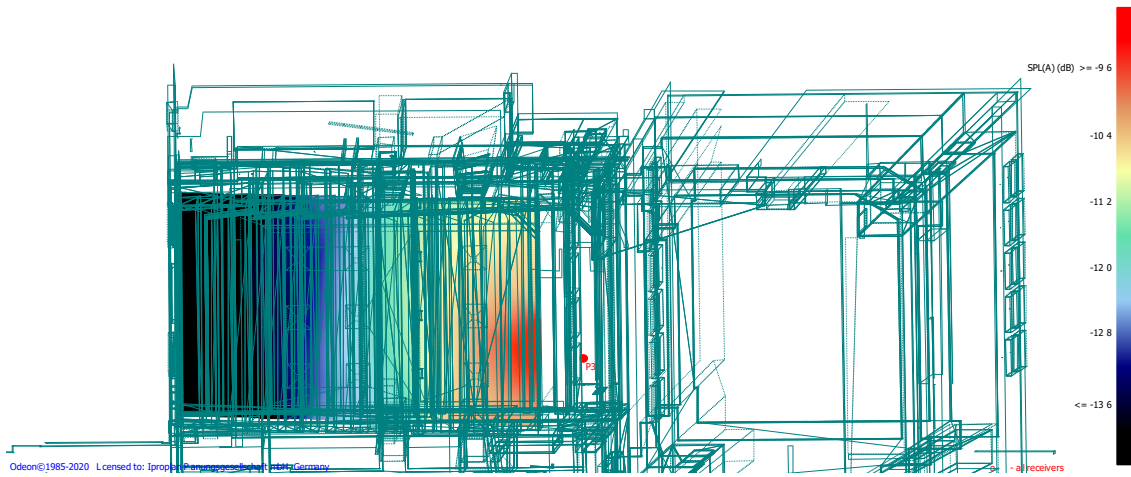


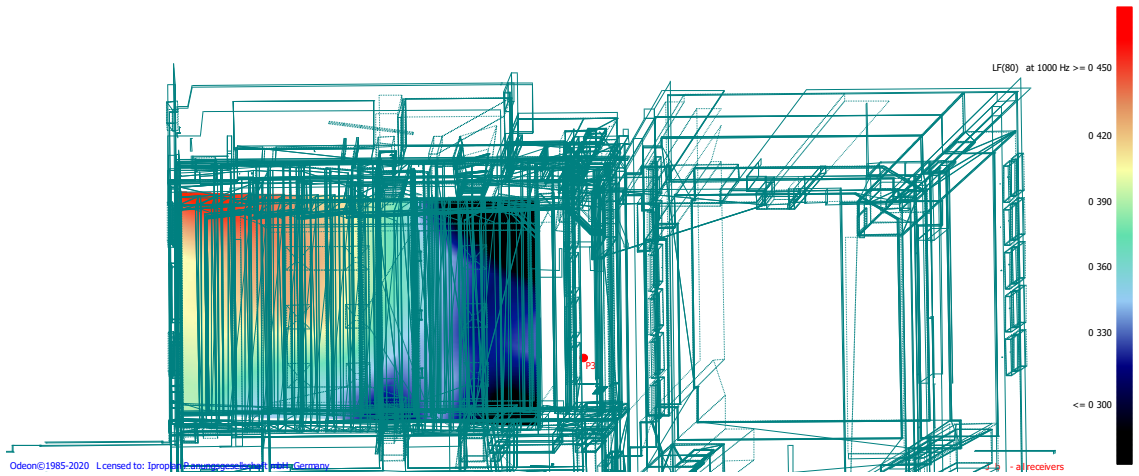
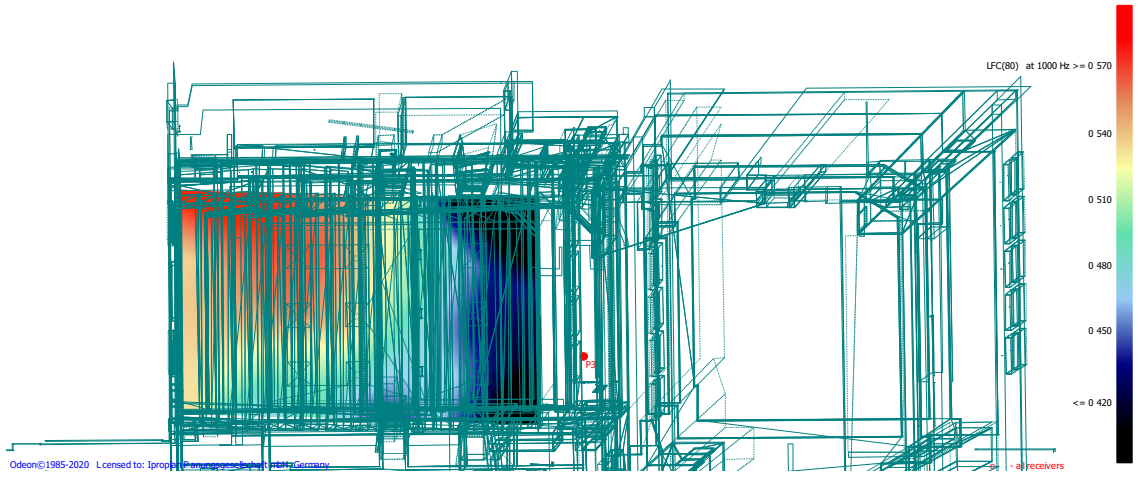








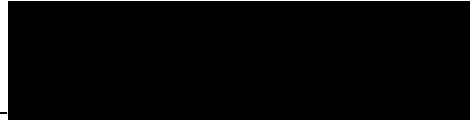




Eigenständigkeitserklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und nur unter Verwendung der angegebenen Literatur und Hilfsmittel angefertigt habe. Stellen, die wörtlich oder sinngemäß aus Quellen entnommen wurden, sind als solche kenntlich gemacht. Diese Arbeit wurde in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner anderen Prüfungsbehörde vorgelegt.

Radebeul, 23.05.2023



Ort, Datum

Vorname Nachname