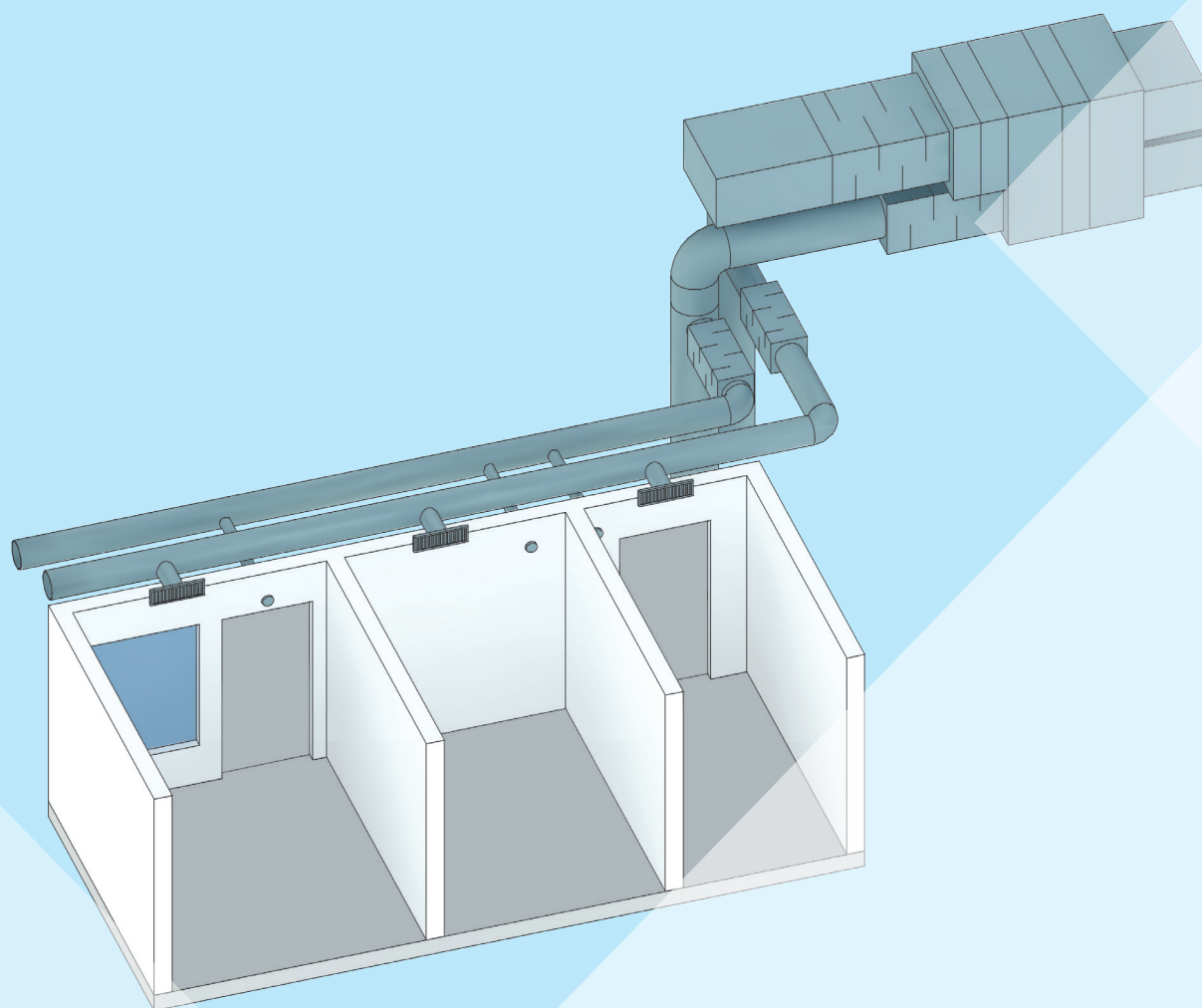


Beregningsunderlag for støy fra ventilasjonsanlegg

VERSJON 1



SINTEF Notat

Anders Homb

Beregningsunderlag for støy fra ventilasjonsanlegg

Versjon 1

SINTEF akademisk forlag

SINTEF Notat 35

Anders Homb

Beregningsunderlag for støy fra ventilasjonsanlegg

Versjon 1

Emneord: Beregning, ventilasjonsanlegg, rom, lyd, støy

ISSN 1894-2466

ISBN 978-82-536-1661-2 (pdf)

Illustrasjon omslag: SINTEF Community

© Copyright SINTEF akademisk forlag 2020

Materialet i denne publikasjonen er omfattet av åndsverklovens bestemmelser. Uten særskilt avtale med SINTEF akademisk forlag er enhver eksemplarframstilling og tilgjengeliggjøring bare tillatt i den utstrekning det er hjemlet i lov eller tillatt gjennom avtale med Kopinor, interesseorgan for rettighetshavere til åndsverk.

Utnyttelse i strid med lov eller avtale kan medføre erstatningsansvar og inndragning, og kan straffes med bøter eller fengsel.

SINTEF akademisk forlag

SINTEF Community

Børrestuveien 3

Postboks 124 Blindern

0314 OSLO

Tlf.: 40 00 51 00

www.sintef.no/community

www.sintefbok.no

Forord

Arbeidet i dette notatet er utført i tilknytning til revisjon av anvisning 552.306 i Byggforskserien – "Støy fra ventilasjonsanlegg". Notatet inneholder bakgrunnsmateriale for beregninger som er angitt i anvisningen. I motsetning til anvisningen inngår det beregningsformler og annet teoretisk underlag i dette notatet.

Arbeidet er utført av Anders Homb ved Institutt for Bygg & Miljøteknikk, NTNU. Materialet er utarbeidet i forbindelse med utvikling av undervisningsmateriale for Bygningsakustikkfaget, TBA 4167. Manuset er gjennomgått og faglig kvalitetssikret av Simone Conta, NTNU. SINTEF Community har bidratt med tegningsmateriale til notatet.

Trondheim, 14. april 2020

Anders Homb
Professor, Institutt for Bygg- og Miljøteknikk, NTNU

Sammendrag

Formålet med dette notatet er å sammenstille beregningsunderlag for støy fra ventilasjonsanlegg. Arbeidet er gjennomført i tilknytning til revisjon av anvisning 552.306 i Byggforskserien om støy fra ventilasjonsanlegg (SINTEF, 2020) og utarbeidelse av undervisningsmateriell for bygningsakustikkfaget ved NTNU. Målgruppa for notatet er prosjekterende fag RIV og RIA, teknisk personell som drifter og utbedrer anlegg, samt produsenter og forhandlere av ventilasjonsteknisk utstyr.

Støy fra ventilasjonsanlegg handler om å verifisere layout med hensyn til støygenerering og lydoverføring via kanalsystemet, og å beregne nivåer fra alle aktuelle kilder i systemet og hvilken demping de ulike komponentene gir. Den vesentligste støykilden er viftene, men strømningsgenerert støy fra luftstrøm gjennom komponenter kan også gi signifikante bidrag, avhengig av lufthastigheter. Samlet sett er det et stort antall komponenter som kan eller bør beregnes eller kontrolleres – både komponenter som genererer støy og som demper støy. Notatet gir formelunderlag for dette. Materialet er i hovedsak hentet fra VDI (2019) og ASHRAE (2011), men også andre kilder har blitt benyttet. I notatet inngår også en del beregningseksempler.

I Norge er det en klar trend mot lavere lufthastigheter sammenliknet med tidligere. Utviklingen er i stor grad drevet av krav til energieffektivitet for viftene, såkalt SFP-faktor. Lavere lufthastigheter er gunstig da det gir mindre strømningsgenerert støy, men kanaldimensjonene øker. Ved svært lave lufthastigheter kan beregningene sannsynligvis forenkles, noe som er nærmere omtalt i anvisning 552.306 i Byggforskserien (SINTEF, 2020).

Notatet tar også for seg beregning av lydoverføring via kanalsystemet, enten der det kun er gjennomgående kanal eller hvor det er ventilåpninger i de aktuelle rommene. I tillegg gir notatet en oversikt over aktuelle standarder knyttet til målinger i rom, støygenerering fra vifter og andre komponenter, og lyddemping fra komponenter. Selve beregningsprosedyren er gitt i Byggforskserien 552.306 (SINTEF, 2020).

Innhold

FORORD	3
SAMMENDRAG	4
1 KONTROLL AV STØY FRA VENTILASJONSANLEGG	7
1.1 INTRODUKSJON	7
1.2 BEREGNINGSMETODER	7
1.3 INNGANGSDATA.....	7
2 BEGREPER OG GRUNNLEGGENDE FORMLER	9
2.1 BEGREPER OG FORMLER	9
2.2 GENERELL TEORI	10
3 STØYGENERERING I KANALSYSTEMET	11
3.1 GENERELT	11
3.2 VIFTER OG AGGREGATER	11
3.2.1 <i>Vifter</i>	11
3.2.2 <i>Beregning for hvert oktavbånd</i>	12
3.2.3 <i>Aggregater</i>	13
3.2.4 <i>Lydavstråling fra aggregatus</i>	13
3.2.5 <i>Beregningseksempel</i>	14
3.3 VENTILER OG SPIELD	14
3.3.1 <i>Ventiler og diffusorer</i>	14
3.3.2 <i>Spjeld</i>	15
3.3.3 <i>Beregning for hvert oktavbånd</i>	15
3.3.4 <i>Beregningseksempel</i>	16
3.4 BEND OG AVGRENINGER	16
3.4.1 <i>Sirkulære tverrsnitt</i>	16
3.4.2 <i>Rektangulære tverrsnitt</i>	17
3.4.3 <i>Beregningseksempel</i>	17
3.5 LYDDEMPERE	17
3.5.1 <i>Generelt</i>	17
3.5.2 <i>Sirkulære lydempere</i>	17
3.5.3 <i>Baffellydempere</i>	18
3.5.4 <i>Beregningseksempel</i>	18
3.6 KANALER.....	18
3.6.1 <i>Rette, glatte kanaler</i>	19
3.6.2 <i>Beregningseksempel</i>	19
4 DEMPING AV STØY I KANALSYSTEMET	20
4.1 GENERELT	20
4.2 DIVERSE	20
4.2.1 <i>Kanaler og bend</i>	20
4.2.2 <i>Diverse komponenter</i>	20
4.3 FORDELINGSTAP	21
4.3.1 <i>Beregning av fordelingstap</i>	21
4.3.2 <i>Korreksjon for stråledannelse</i>	22
4.3.3 <i>Beregningseksempel</i>	22
4.4 TVERRSNITTSENDRING	22
4.4.1 <i>Beregning med en tverrsnittsendring</i>	22
4.4.2 <i>Beregning med to tverrsnittsendringer</i>	23
4.4.3 <i>Beregningseksempel</i>	23
4.5 KAMMERDEMPING	24
4.5.1 <i>Beregning</i>	24
4.5.2 <i>Beregningseksempel</i>	24

4.6	ENDEREFLEKSJON	25
4.6.1	<i>Beregning</i>	25
4.6.2	<i>Beregningseksempel</i>	26
4.7	LYDDEMPERE	26
4.8	AKTIVE LYDDEMPERE	28
5	LYDOVERFØRING MELLOM ROM.....	29
5.1	GENERELT	29
5.2	VENTILÅPNINGER I ROMMENE	29
5.2.1	<i>Beregningsprinsipp</i>	29
5.2.2	<i>Beregningseksempel nødvendig demping</i>	30
5.2.3	<i>Beregningseksempel for kanaldemping når enderefleksjon er inkludert</i>	30
5.3	BREAK-OUT FRA KANAL	30
5.3.1	<i>Beregningsprinsipp</i>	30
5.3.2	<i>Reduksjonstall, R_{in}, for spirokanal</i>	31
5.3.3	<i>Reduksjonstall, R_{in}, for rektangulære kanaltverrsnitt</i>	31
5.3.4	<i>Beregningseksempel break-out med rektangulært kanaltverrsnitt</i>	32
5.4	GJENNOMGÅENDE KANAL UTEN ÅPNINGER	32
5.4.1	<i>Generelt</i>	32
5.4.2	<i>Omregningsfaktor for spirokanal</i>	32
5.4.3	<i>Omregningsfaktor for rektangulær kanal</i>	33
5.4.4	<i>Beregningseksempel for break-in og break-out med rektangulært kanaltverrsnitt</i>	33
6	KONTROLL OG MÅLEMETODER.....	34
6.1	KONTROLLMÅLINGER I FERDIG BYGG.....	34
6.2	MÅLEDATA FOR STØYGENERERING	34
6.2.1	<i>Generelt</i>	34
6.2.3	<i>Andre komponenter</i>	35
6.3	MÅLEDATA FOR STØYDEMPING.....	35
	REFERANSER.....	36

1 Kontroll av støy fra ventilasjonsanlegg

1.1 Introduksjon

Støy fra ventilasjonsanlegg er en av de viktige kildene til innendørs støy i bygninger, og innvirkningen på det akustiske miljøet er sentralt. Men støy fra ventilasjonskomponenter som er plassert utendørs, forplanter seg også ofte til omgivelsene. Derfor må de mekaniske komponentene velges, og nødvendig plass til komponenter må planlegges med tanke på både bruk av utstyret og målsettingen om å tilfredsstille akseptable lydnivåer i bruksområder i bygningen og bygningens omgivelser. Drift av anlegg kan også inkludere vibrasjoner som forplantes til bruksområder som strukturlyd via rør, kanaler og oppheng. Vibrasjoner kan også medføre direkte ubehag og sekundære effekter som avstråling av støy fra vegg- og gulvflater som vibrerer.

Systemanalyse for kontroll av støynivåer benytter konseptet "kilde – overføringsvei – mottaker". Lydkildene er støygenererende mekanismer. Lyd overføres fra kilde via overføringsveier som kan være gjennom luft, via faste strukturer (materialer) eller i en kombinasjon av begge deler fram til mottakerpunktet (innendørs eller utendørs).

Komponenter i systemet, for eksempel vifter, lyddempere og kanalkomponenter, kan av natur generere støy på grunn av luftstrøm gjennom eller rundt dem. Det innebærer at nesten alle ventilasjonskomponenter må vurderes ved en akustisk analyse. Fordi lyd effektivt forplantes i både samme og motsatt retning av luftstrømmen er det viktig å ta hensyn til overføringsveiene både nedstrøms og oppstrøms.

Dette notatet gir beregningsunderlag og en del prinsipper som er nødvendig for å utforme ventilasjonsanlegg med hensyn til støy. Notatet er tenkt som utfyllende underlag for Byggforskserien 552.306 *Støy fra ventilasjonsanlegg* (SINTEF, 2020). Både anvisningen og dette notatet refererer til standarder med mer utdypende underlag og en del artikler.

1.2 Beregningsmetoder

Dette notatet gir ingen detaljert beskrivelse av selve beregningsmetoden som kan anvendes. For beskrivelse av metoder, se SINTEF (2020), VDI (2019) eller ASHRAE (2011), alternativt Stampe (1998). Anbefalt metode baserer seg på å følge én støykilde og deretter alle påfølgende dempeledd til det aktuelle rommet. Samtlige inngangsdata for komponenter i kanalsystemet må baseres på lydeffektnivå og demping inntil man kommer fram til aktuelt rom. Det er nødvendig at lydeffektnivåer og demping i oktavbånd fra 63 til 4 000 eller 8 000 Hz er tilgjengelig/oppgett for alle komponenter.

1.3 Inngangsdata

Inngangsdata som oppgis i dette notatet eller andre kilder vi viser til, har sin opprinnelse fra forskningsarbeider eller erfaringsdata fra prosjekterende og utførende. Det er viktig å være forsiktig ved bruk av data, spesielt i situasjoner der dataene er ekstrapolert fra grunnleggende arbeider eller original forskning. Toleranser og kumulative effekter innebærer en typisk usikkerhet på ± 2 dB. Men, signifikant større variasjoner kan forekomme i det lavfrekvente området og spesielt ved 63 Hz oktavbåndet, der erfaringer underbygger at selv korrekt gjennomførte estimater kan avvike fra målte nivåer med 5 dB. Derfor anbefales konservativ bruk av inngangsdata ved beregninger.

En rekke inngangsdata baserer seg på laboratoriemålinger av aktuelle parametre. Dette er nærmere omtalt i kapittel 6. For alle komponenter som inngår i beregningene og hvor det er nødvendig med inngangsdata, er det svært viktig å være klar over hvilken faktor som inngår i oppgitt verdi:

- egenprodusert støy på grunn av luftstrøm (støygenerering)
- støydemping i komponent
- enderefleksjon fra ventiler

Det er spesielt ugunstig med luftstrøm som gir turbulent strømning. Dette øker støygenereringen og oppgitte data for komponenter blir for gunstige.

2 Begreper og grunnleggende formler

2.1 Begreper og formler

Tabell 2.1 gir en oversikt over viktige begreper og tabell 2.2 gir en oversikt over symboler og generelle formler som er brukt i dette notatet.

Tabell 2.1. Begreper

Symbol	Begrep	Forklaring
L_p (dB)	Lydtrykknivå,	Lydtrykknivået er frekvensavhengig og beskriver styrken av lyd (støy) i eller utenfor en bygning.
$L_{pA,T}$ $L_{pAF,max}$ (dB)	A-veid lydnivå	Lydtrykknivå målt med veiekurve A. Entallsverdi for tidsmidlet måling med periode, T eller maksimalnivåer målt med tidskonstant F = «Fast»
L_w (dB)	Lydeffektnivå	Frekvensavhengige lydeffektnivåer fra en lydkilde. Danner grunnlaget for å beregne støy gjennom et system for et rom og/eller sammenlikne kilder
A_{rom}	Lydabsorpsjon i rom	Samlet lydabsorpsjonsareal i rommet

Tabell 2.2. Symboler og generelle formler

Symboler	Forklaring	Formel
α_m	Midlere absorpsjonsfaktor	
A	Største kanaldimensjon rektangulær kanal (m)	-
c_0	Lydhastighet i luft (m/s)	Ved romtemperatur $c_0 = 340$ m/s
D	Diameter sirkulær kanal (m)	-
Δf	Båndbredde (Hz)	-
f_{mOkt}	Senterfrekvens i oktavbånd (Hz)	-
f_{Cutoff}	Cutoff frekvens (Hz), laveste resonansfrekvens	Sirkulær kanal $f_{Cutoff} = 0.586 \cdot c_0 / D$ Rektangulær kanal $f_{Cutoff} = 0.5 \cdot c_0 / A$
f_{Ring}	Ring-frekvens (Hz)	$f_{Ring} = 5100 / (\pi D)$ for kanalmateriale i stål
h	Tykkelse til stål i kanalvegger (m)	
e	Komponentens motstandsverdi	$= 2\Delta p_t / (\rho v^2)$
ξ	Motstandskoeffisient for lufthastighet	Baseres på empiriske verdier
O	Overflateareal i kammer (m ²)	-
Δp_t	Total trykkdifferanse (Pa)	-
q_v	Volumstrøm (m ³ /s)	-
ρ	Luftas densitet	$\rho = 1,2$ (kg/m ³)
S	Tverrsnittsareal til kanal (m ²)	-
Str	Strouhalstallet (Dimensjonsløs enhet)	Se aktuelt kapittel
v	Lufthastighet (m/s)	-

2.2 Generell teori

I en rett kanal vil lyd forplantes ved forskjellige moder, det vil si faste bølgemønstre og stående bølger over tverrsnittet. En planbølge er den enkleste moden, og den eneste som eksisterer ved lave frekvenser. Under den såkalte cutoff-frekvensen, kan kun planbølger forplantes i kanalen. Ved høyere frekvenser blir det et økende antall moder. Over cutoff-frekvensen kan det overføres effekt i kanalen. Se kapittel 21 for formler. Tabell 2.3 angir faktorer for beregning av de 6 laveste cutoff-frekvensene i kanaler.

Tabell 2.3. Faktorer for beregning av cutoff-frekvenser i kanaler

Sirkulære	f_{01}	f_{02}	f_{10}	f_{03}	f_{04}	f_{11}
faktor/Diameter	199.2	330.5	414.7	454.7	575.5	576.9
Rektangulære	f_{10}	f_{01}	f_{11}	f_{02}	f_{20}	f_{21}
b=bredde	$170/b$	$170/h$	$170 \cdot \left(\frac{1}{b^2} + \frac{1}{h^2}\right)^{\frac{1}{2}}$	$340/b$	$340/h$	$170 \cdot \left(\frac{4}{b^2} + \frac{1}{h^2}\right)^{\frac{1}{2}}$
h=høyde						

Moder i kanalen kompliserer i stor grad beregninger og målinger i slike systemer. I mange situasjoner/konfigurasjoner er utfordringen ved lave frekvenser viktigst, og da kan man benytte endimensjonale beregningsmodeller. Vanlige ventilasjonsanlegg må også ta hånd om høyere frekvenser på grunn av de aktuelle kildene i systemet. Alle standarder for beregning av ventilasjonsanlegg forutsetter at effektbaserte (høyfrekvente) modeller er gyldige. Dette vil imidlertid ikke være korrekt i deler av frekvensområdet ved vanlig forekommende kanal-dimensjoner.

3 Støygenerering i kanalsystemet

3.1 Generelt

En rekke komponenter genererer støy i kanalsystemet og de ulike støykildene har forskjellig frekvensfordeling. Dette betegnes spekter eller frekvensspekter. For eksempel vil vifter generelt bidra med mest støy i frekvensområdet 16 til 250 Hz. VAV-spjeld vil vanligvis bidra med støy i frekvensområdet 63 til 1 000 Hz, mens diffusorer, ventiler etc. kan bidra i et bredt frekvensområde, 250 til 8 000 Hz. Tabell 3.1 viser en oversikt over beregningsleddene med henvisning til kapitlet der dette behandles mer detaljert.

Tabell 3.1. Beregningsledd med henvisning til hvor emnet behandles

Støygenerering	Behandlet i
Vifter og aggregater	Kap. 3.2
Ventiler og spjeld	Kap. 3.3
Bend og avgreninger	Kap. 3.4
Lyddempere	Kap. 3.5
Kanaler	Kap. 3.6

Beregningsunderlaget kommer i liten grad inn på virkemåten for hver enkelt støygenererende komponent. Beregningsformlene er i stor grad analytiske, men for enkelte beregningsledd inngår det empirisk bestemte parametre. Som det framgår av beregningsmetodene, er nivåene spesielt avhengig av lufthastighet og trykkfall. Støydempingen i systemet må tas med som egne beregningsledd som er behandlet i kapittel 3.

3.2 Vifter og aggregater

3.2.1 Vifter

Viftestøy er i hovedsak forårsaket av turbulenseffekter og virvelavløsning på grunn av lokale hastighetsendringer av luftstrømmen. Det gir bredbåndet støy der lydeffektnivået øker sterkt med strømningshastigheten, se formel (3.1). I tillegg til denne bredbåndete støyen kan det av og til adderes rotasjonsbestemt støy som er avhengig av hastighetsfeltet bestemt av bladrotasjonene. Eksempler på slik støy er avskjæringskant til sentrifugalviftene og ledeskinner til aksielle vifter. Rotasjonsavhengig støy består av rentoner som betegnes bladpass-frekvens og beregnes etter formel (3.2). I tillegg kan det registreres overharmoniske frekvenser av denne bladpass-frekvensen.

$$W \propto V^N \text{ der } V = \text{strømningshastighet} \left(\frac{m}{s}\right) \text{ og } N = \text{faktor mellom 6 og 8} \quad (3.1)$$

$$f_z = Z \cdot \frac{n}{60} \text{ der } Z = \text{antall blader og } n = \text{viftehastighet (rpm)} \quad (3.2)$$

Intensiteten til rentonene avhenger av bladutforming, antall blader og bladtykkelse, utforming av viftehuset, avstand mellom vifteblad og viftehus og en del andre geometriske forhold ved utformingen. Underlag for design av vifter med hensyn til støy fins i VDI 3731 (1990). Støy generert fra vifte avstråler lydeffekt til det tilknyttede kanalsystemet. Dette kan måles i henhold til NS-EN ISO 5136 (2009), der egenskaper oppgis som lydeffektnivå, L_W (vanligvis i oktavbånd) eller L_{WA} på inntak- eller avkastside. Noe av støyen avstråles til omkringliggende rom og noe overføres som strukturlyd til opplager/fundament og andre innfestede komponenter.

Teori om lydeffektnivå fra vifter som er foreslått av Madison (1949) kan benyttes for å evaluere akustiske egenskaper til vifter. Denne tar hensyn til operative parametre som volumstrøm og trykkøkninger. Når spesifikt lydnivå, L_{WS} er kjent (målt), kan lydeffektnivået beregnes i henhold til formel (3.3).

$$L_W = L_{WS} + 10 \cdot \lg(q_v) + 20 \cdot \lg(\Delta p_t) \quad (3.3)$$

$$L_{WS} = \text{spesifikt lydeffektnivå (dB)}$$

$$q_v = \text{volumstrøm } \left(\frac{m^3}{s} \right)$$

$$\Delta p_t = \text{total trykkdifferanse (Pa)}$$

Dersom lydeffektnivået til en spesifikk vifte ikke er tilgjengelig fra produsent/leverandør, kan nivået estimeres som beskrevet nedenfor. Tabell 3.2 angir verdier for spesifikt lydeffektnivå som kan benyttes avhengig av tilslutningsløsning. Verdier er kun gitt for sentrifugalvifter fordi denne viftetyper hovedsakelig benyttes i ventilasjonsanlegg i dag. Korreksjonsverdier for oktavbånd beregnes etter formel (3.4) med data for korreksjonsfaktor, k gitt i tabell 3.2. Toleranseområdet er imidlertid ± 5 dB. Med sentrifugalvifter anbefales det type med bakoverbøyde skovler, da disse er mer stillegående og effektive. Tilslutning i åpent hus er gunstigere med hensyn til vedlikehold, hygiene og rotasjonstap, mens tilslutning i spiralhus er fordelaktig med hensyn til energieffektivitet og støygenerering ved høye trykkdifferanser. Se også flere detaljer fra VDI 2081 (2019).

Tabell 3.2. Spesifikt lydeffektnivå for sentrifugalvifter og korreksjonsfaktor for oktavbånd

Retning	Tilslutning	Spesifikt lydeffektnivå L_{WS} (dB)	Korreksjonsfaktor, k
Overtrykksside	I spiralhus	33	+ 0,4
Undertrykksside	I spiralhus	31	+ 0,5
Overtrykksside	I åpent hus	35	- 0,2
Undertrykksside	I åpent hus	32	+ 0,1

$$\Delta L_{WOct} = -5 - 5 \cdot [\lg(Str) + k]^2 \quad (3.4)$$

$$Str = \text{Strouhalstallet} = f_{mOkt} \cdot \frac{60}{(\pi \cdot n)}$$

$$f_{mOkt} = \text{senterfrekvens i oktavbånd (Hz) og } n = \text{viftehastighet (rpm)}$$

Verdier for spesifikt lydeffektnivå baserer seg på optimalt driftspunkt for vifta. Ved avvik fra dette må man forvente høyere lydeffektnivå. Valg av vifter med turtallsregulering er anbefalt fordi de akustiske estimatene baserer seg eksklusivt på optimalt driftspunkt for vifta. Turtallsregulering med frekvensomformere er mest vanlig i nyere anlegg.

For løsning med sentrifugalvifte med bakoverbøyde skovler kan man anta at bidraget fra bladpass-frekvensen er nær 0 dB. Det innebærer ikke at viftestøyen ikke inneholder rentonekomponenter, men at de ikke er tydelige i det aktuelle oktavbåndet. A-veide støynivåer fra vifta kan beregnes etter vanlige prosedyrer basert på A-veie-kurvene.

3.2.2 Beregning for hvert oktavbånd

For å beregne lydeffektnivået som funksjon av frekvens må man beregne totalt bidrag i oktavbånd i henhold til formel (3.5) og deretter summere bidragene i henhold til formel (3.6).

$$\Delta L_{WOct, total} = 10 \cdot \log \left[\sum_{Okt=63}^{8000} 10^{(0,1 \cdot \Delta L_{WOct})} \right] \quad (3.5)$$

$$L_{WOct} = L_w + \Delta L_{WOct} - \Delta L_{WOct, total} \quad (3.6)$$

For L_w benyttes formel (3.3) og for ΔL_{WOct} formel (3.4).

3.2.3 Aggregater

For beregning av støy fra et ventilasjonsanlegg må akustiske data for støykildene være tilgjengelig i alle frekvensbånd fra 63 til 8 000 (ev. 4 000) Hz. Beregningene starter med viftene som er den viktigste støykilden i anlegget, henholdsvis for overtrykks- og undertrykksside. Aggregat (eller vifteenhet) er derfor akustisk delt i overtrykks- og undertrykksside. De respektive lydeffektnivåer finnes fra produsentdata, eller, dersom dette ikke er tilgjengelig, fra beregningsprosedyrer gitt i kapittel 3.1.1. Data oppgitt av produsenter basert på ISO 13347 (2004)/DIN 45635-38 (1996) henviser til målinger med ulike alternativer for installasjon. Avhengig av type installasjon velges de respektive lydeffektnivåene i henhold til tabell 3.3.

Tabell 3.3. Lydeffektnivåer for ulike varianter vifteinstallasjon iht. DIN 45635-38

Trykkside	Åpent hus	I spiralhus
	Lydeffektnivå	Lydeffektnivå
Inntak fra kammer	fra fritt innsug	I hus + fritt innsug
Avkast til kammer	i hus + fritt avkast	fra fritt avkast
Avkast til kanal	I hus + fritt avkast	til avkast kanal

Dersom produsentdata benyttes for beregningene, bør toleranseverdier oppgitt av produsent legges til verdiene i henhold til DIN 24166 (1989) med henholdsvis +3 dB for klasse 1, +4 dB for klasse 2 og +6 dB for klasse 3. I tillegg er det viktig å huske at installasjon i et aggregat kan påvirke lydeffektnivået.

Hvis luftstrømmen mot en komponent ikke er laminær, vil lufthastigheten lokalt øke og dermed også trykktapet og støygenereringen fra komponenten. Tilbakestrøm er fullt mulig, for eksempel i åpning mellom baffel og kanalvegg i lydtemperen. Dette bør unngås med hensiktsmessig utforming av systemet. Lydabsorberende komponenter, for eksempel filtre, varmevekslere og lydtempere, må inkluderes i beregningene både som støykilder og lydtemperende elementer, se henholdsvis kapittel 3.4 og 4.6. Innsiden av et aggregat må betraktes som et klangrom. Uten lydabsorbenter inne i aggregatet kan man ikke regne med noen reduksjon av lydeffektnivået.

3.2.4 Lydavstråling fra aggregatet

Innskuddsdempingen fra et aggregat kan bestemmes i henhold til prøvemåte gitt i NS-EN 1886 (2007), som baserer seg på nivådifferanse mellom måling med og uten aggregatet og på grunnlag av en referanselydkilde. Aggregatet er en lukket modellboks med standard dimensjon uten kanaltilslutninger. Oppgitte verdier i henhold til denne standarden må bare benyttes for sammenlikning med samme modellboksstørrelse. For videre anvendelse må man benytte differansenivåene til å beregne reduksjonstall for aktuell situasjon.

Dersom produsentdata for innskuddsdempingen ikke er tilgjengelig, kan man benytte verdier fra tabell 3.4 som et estimat. Hvis et aggregat består av ulike veggtyper, må man beregne avstrålt lydeffektnivå med logaritmisk summering av de individuelle nivåene, se også VDI (2019). Andre innebygde støykilder (pumper, frekvensomvandler etc.) må også inkluderes i beregningene av totalt lydeffektnivå.

Tabell 3.4. Eksempler på innskuddsdemping iht. VDI 2081 (2019) for modellboks med overflateareal 25 m². Tabellen omhandler løsning med dobbeltskall stålplater og mineralull mellom

Tykkelse mineralull (mm)	Frekvens (Hz)								
		125	250	500	1000	2000	4000	8000	
30	63	12	12	16	21	23	28	35	40
40	63	12	12	18	22	24	28	35	40
50	63	13	13	19	23	27	29	36	41
60	63	14	14	20	24	29	30	36	41

3.2.5 Beregningseksempel

Nedenfor vises et beregningseksempel for støygenerering fra vifte. Forutsetningene er gitt i tabell 3.5. Beregningseksempel ferdigstilles i neste versjon.

Tabell 3.5. Forutsetninger for beregninger

Element	Parameter
---------	-----------

3.3 Ventiler og spjeld

Lydeffektnivået fra spjeld, ventiler o.l. vil i praksis være avhengig av trykkfall, lufthastighet (volumstrøm) og strømningsmekniske forhold bestemt av geometrisk utforming. For de fleste komponenttypene bør man basere seg på at produsentene har dokumenterte verdier for lyd-effektnivåer. Laboratoriemålinger blir vanligvis gjennomført med ideelle strømningsforhold og derfor vil støy fra slike komponenter i praksis ofte ligge høyere enn katalogverdiene. Med kombinerte spjeld og ventiler må man i praksis teste produktene som en enhet.

3.3.1 Ventiler og diffusorer

Dersom det ikke foreligger produsentdata for støy generert fra slike komponenter, kan dette overslagsmessig beregnes etter formler nedenfor. Estimert nøyaktighet er ± 4 dB. Det er vanskelig å oppnå god nøyaktighet med slike beregninger fordi det er et meget stort antall mulige utforminger.

Formel (3.7) og (3.8) kan benyttes for ventilasjonsrister, flerkjernet diffusor og virveldiffusor tilkoblet kanalsystemet med eller uten tilslutningsboks, se VDI (2019).

$$L_W = 2,7 \cdot \lg(q_v) + 27,9 \cdot \lg(\Delta p_t) - 5,4 \quad (3.7)$$

$$q_v = \text{volumstrøm} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)$$

$$\Delta p_t = \text{total trykkdifferanse (Pa)}$$

Oktavbåndkorreksjonen, $\Delta L_{W\text{Okt}}$ beregnes etter formel (3.8) med verdier for motstandskoeffisienten i henhold til VDI (2019). For enhet med sirkulær tilslutningsdiameter mindre enn 200 mm varierer denne fra 4 (åpen stilling) til 14 (lukket stilling).

$$\Delta L_{W\text{Okt}} = - \left[71,72 - \frac{67,37}{1 + \left(\frac{f_{m\text{Okt}} / (v \cdot \zeta)}{363,74} \right)^{1,1}} \right] \quad (3.8)$$

$$f_{m\text{Okt}} = \text{senterfrekvens i oktavbånd (Hz)}$$

$$v = \text{strømnings hastighet i tilslutningsenheten} \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

$$\zeta = \text{motstandskoeffisient for lufthastigheten i tilslutningsenheten}$$

3.3.2 Spjeld

For spjeld kan lydeffektnivået tilnærmet beregnes etter formel (3.9). Korreksjon for hvert oktavbånd baseres på formel (3.10) og empiriske data i henhold til figur 3.1.

$$L_W = 60 \cdot \lg(v) + 10 \cdot \lg(S) + 30 \cdot \lg(e) + 10 \quad (3.9)$$

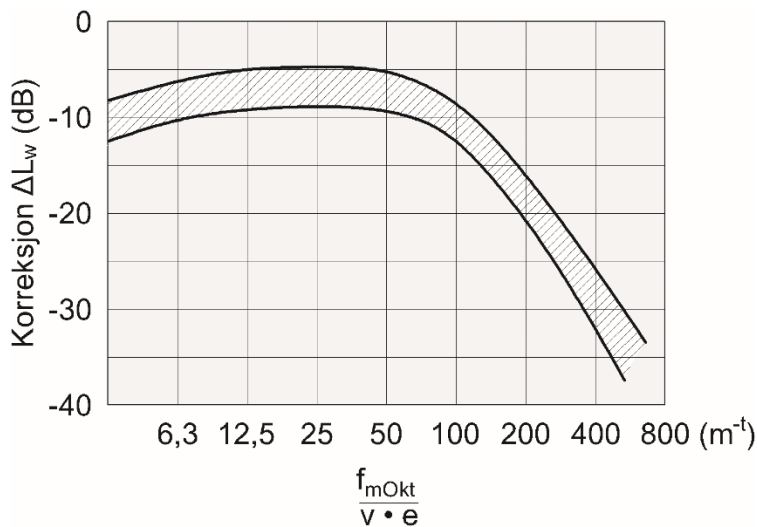
$$v = \text{lufthastighet innstrøms - side} \left(\frac{m}{s} \right) = \frac{V}{(S \cdot 3600)}$$

$$S = \text{tverrsnittsareal innstrøms - side} (m^2) \text{ og } V = \text{volumstrøm} \left(\frac{m^3}{s} \right)$$

$$\Delta L_{W_{Okt}} = f \left(\frac{f_{mOkt}}{v \cdot e} \right) \text{ ihht. fig. 3.1} \quad (3.10)$$

$$e = \text{komponentens motstandsverdi} = 2 \cdot \frac{\Delta p_t}{(\rho \cdot v^2)}$$

For spjeld benyttes formelen for motstandsverdi direkte med trykkfall og lufthastighet.



Figur 3.1. Relativt frekvensspekter til spjeld

3.3.3 Beregning for hvert oktavbånd

For å beregne lydeffektnivået som funksjon av frekvens må man også beregne totalt bidrag i oktavbånd i henhold til formel (3.11) og deretter summere bidragene i henhold til formel (3.12).

$$\Delta L_{W_{Okt, total}} = 10 \cdot \log \left[\sum_{Okt=63}^{8000} 10^{(0,1 \cdot \Delta L_{W_{Okt}})} \right] \quad (3.11)$$

$$L_{W_{Okt}} = L_W + \Delta L_{W_{Okt}} - \Delta L_{W_{Okt, total}} \quad (3.12)$$

For L_W benyttes henholdsvis formel (3.7) for ventiler og diffusorer og (3.9) for spjeld. For $\Delta L_{W_{Okt}}$ benyttes formel (3.8) for ventiler og diffusorer og figur 3.1 for spjeld.

3.3.4 Beregningseksempel

Nedenfor vises et beregningseksempel for en ventilasjonsrist. Forutsetningene er vist i tabell 3.6. Beregningseksempel ferdigstilles i neste versjon.

Tabell 3.6. Forutsetninger for beregninger

3.4 Bend og avgreninger

Det genereres støy i bend og avgreninger som er avhengig av lufthastigheten og geometriske utforminger. Skarpe hjørner og kanter er svært ugunstig, men samtidig vanskelig å beregne på grunn av komponentenes utforming. Med avrundede overganger kan bidraget ofte neglisjeres når lufthastigheten er under ca. 5 m/s.

3.4.1 Sirkulære tverrsnitt

Støygenerering fra luftstrøm i avgreninger med sirkulære kanaltverrsnitt kan beregnes i henhold til formel (3.13), (3.14) og (3.15), se VDI (2019). Formelen gjelder for rettinklet avgrening i forhold til hovedkanal. Formel (3.13) baserer seg på $r/d_a = 0,15$, der r er kantens radius. Formel (3.15) tar hensyn til andre verdier for r .

$$L_W = L_W^* + 10 \cdot \lg(\Delta f) + 30 \cdot \lg(d_a) + 50 \cdot \lg(v_a) + K \quad (3.13)$$

$$L_W^* = 12 - 21,5 \cdot (\lg Str)^{1,268} + (32 + 13 \cdot \lg Str) \cdot \lg\left(\frac{v_h}{v_a}\right) \text{ for } Str < 1 \quad (3.14)$$

$$K = 13,9 \cdot (3,43 - \lg Str) \cdot \left(0,15 - \frac{r}{d_a}\right) \text{ for } Str < 1 \quad (3.15)$$

$$\Delta f = \text{båndbredde (Hz) i oktavbånd} = \frac{f_{mOkt}}{\sqrt{2}}$$

$$f_{mOkt} = \text{senterfrekvens i oktavbånd (Hz)}$$

$$d_a = \text{diameter avgreningskanal (m)}$$

$$v_a = \text{strømningshastighet i avgreningskanal} \left(\frac{m}{s}\right)$$

$$v_h = \text{strømningshastighet i hovedkanal oppstrøms avgrening} \left(\frac{m}{s}\right)$$

$$Str = \text{Strouhalstallet} = \frac{f_{mOkt} \cdot d_a}{v_a}$$

Når to eller flere kanaldetaljer kommer tett på hverandre, oppstår det turbulens og skjev hastighetsfordeling for luft inn mot påfølgende kanaldetalj. Dersom avstanden mellom avgreningen og en kanaldetalj er mindre enn 3 til 5 x hydraulisk diameter, anbefales det å legge til 3 dB på L_W -verdien.

Strømningsstøy som genereres i bend, kan beregnes etter formel (3.13) og (3.14), men da ignoreres bidraget K .

3.4.2 Rektangulære tverrsnitt

Støygenerering for rektangulære kanaltverrsnitt kan beregnes på samme måte som for sirkulære tverrsnitt, men da erstattes d_a i formel (3.13) med ekvivalent diameter, d_g , som beregnes etter formelen nedenfor. For å beregne Strouhalstallet må man imidlertid benytte hydraulisk diameter (indre frie diameter av røret).

$$d_g = \sqrt{S_a \cdot \frac{4}{\pi}} \text{ der } S_a = \text{tverrsnittsarealet til avgrensingen (m}^2\text{)}$$

3.4.3 Beregningseksempel

Nedenfor vises et beregningseksempel for sirkulære tverrsnitt. Beregningsforutsetninger er vist i tabell 3.7. Beregningseksempel ferdigstilles i neste versjon.

Tabell 3.7. Forutsetninger for beregninger

3.5 Lyddempere

3.5.1 Generelt

I utgangspunktet bør man benytte måledata for støyproduksjon til aktuell type lyddemper. Dersom dette ikke er tilgjengelig, kan man som en tilnærming benytte underlaget gitt nedenfor, se også VDI (2019).

3.5.2 Sirkulære lyddempere

For sirkulære lyddempere uten kjerne kan man beregne støygenerering i henhold til formel (3.16).

$$L_W = 78,7 \cdot \lg(v) - 11,6 \cdot \lg(\Delta p) - 3,2 \quad (3.16)$$

$v = \text{strømningshastighet i fritt tverrsnitt } \left(\frac{m}{s}\right)$

$\Delta p_t = \text{total trykkdifferanse (Pa)}$

Oktavbåndkorreksjonen, $\Delta L_{W_{Okt}}$ beregnes etter formel (3.17) med verdier for koeffisienten K i henhold til formel (3.18).

$$\Delta L_{W_{Okt}} = 39,6 - 76,7 \cdot \lg(Str) + 69,9 \cdot \lg(Str)^2 - 28,4 \cdot \lg(Str)^3 + 3,6 \cdot \lg(Str)^4 + K \quad (3.17)$$

$$K = 19,3 \cdot \lg(D) - 14,0 \cdot \lg(v) + 1,7 \quad (3.18)$$

$$Str = \text{Strouhalstallet} = \frac{f_{mOkt} \cdot D}{v}$$

$f_{mOkt} = \text{senterfrekvens i oktavbånd (Hz) og}$
 $D = \text{diameter tilknytningskanal (m)}$

For å beregne lydeffektnivået som funksjon av frekvens må man også beregne totalt bidrag i oktavbånd i henhold til formel (3.19) og deretter summere bidragene i henhold til formel (3.20).

$$\Delta L_{W_{Okt},total} = 10 \cdot \log \left[\sum_{Okt=63}^{8000} 10^{(0,1 \cdot \Delta L_{W_{Okt}})} \right] \quad (3.19)$$

$$L_{W_{Okt}} = L_w + \Delta L_{W_{Okt}} - \Delta L_{W_{Okt},total} \quad (3.20)$$

3.5.3 Baffellyddempere

For baffellyddempere uten kjerne kan man beregne støygenerering iht. formel (3.21).

$$L_w = 57,4 \cdot \lg(v) + 10 \cdot \lg(S) - 2,5 \quad (3.21)$$

$$S = \text{innløpsareal til lyddemper (m}^2\text{)}$$

Oktavbåndkorreksjonen, $\Delta L_{W_{Okt}}$, beregnes etter formel (3.22) med verdier for koeffisienten K i henhold til formel (3.23).

$$\Delta L_{W_{Okt}} = 7,4 - 14,9 \cdot \lg(Str) - 1,8 \cdot \lg(Str)^2 + 2,4 \cdot \lg(Str)^3 - 0,5 \cdot \lg(Str)^4 + K \quad (3.22)$$

$$K = -14,8 \cdot \lg(v) + 7,4 \quad (3.23)$$

$$Str = \text{Strouhalstallet} = \frac{f_{mOkt} \cdot d_h}{v}$$

$$d_h = \text{hydraulisk diameter til baffelåpning (m)}$$

For å beregne lydeffektnivået som funksjon av frekvens må man som over beregne totalt bidrag i oktavbånd i henhold til formel (3.19) og deretter summere bidragene i henhold til formel (3.20). I henhold til VDI (2019) vurderes strømningsstøyen fra aerodynamisk utformede baffler å tilsvare konvensjonelle, rektangulære baffler.

3.5.4 Beregningseksempel

Nedenfor vises et beregningseksempel for en baffel-lyddemper. Forutsetninger for beregningene er vist i tabell 3.8. Beregningseksempel ferdigstilles i neste versjon.

Tabell 3.8. Forutsetninger for beregninger

--

3.6 Kanaler

Når lufthastighetene er lavere enn ca. 3 m/s i avslutningskanaler, lavere enn ca. 5 m/s i fordelingskanaler og lavere enn ca. 8 m/s i hovedkanalene, vil strømningsstøy som genereres i kanalene vanligvis ha liten innvirkning. Med lufthastigheter større enn dette kan strømningsstøy være et stort problem, spesielt når kanaldetaljene er lite avrundede.

3.6.1 Rette, glatte kanaler

Lydeffektnivået fra rette og glatte kanaler (forutsatt konstant tverrsnittsareal) kan beregnes etter formel (3.24), se også VDI (2019). Korreksjon for hvert oktavbånd beregnes etter formel (3.25).

$$L_w = 48,2 \cdot \lg(v) + 10 \cdot \lg(S) + 16,5 \quad (3.24)$$

$$\Delta L_{W_{Okt}} = -6,24 - 21,75 \cdot \lg\left(0,228 + 0,094 \cdot \frac{f_{mOkt}}{v}\right) \quad (3.25)$$

$$v = \text{strømningshastighet} \left(\frac{m}{s}\right)$$

$$S = \text{tverrsnittsareal til kanal} (m^2)$$

$$f_{mOkt} = \text{senterfrekvens i oktavbånd} (Hz)$$

For å beregne lydeffektnivået som funksjon av frekvens må man også beregne totalt bidrag i oktavbånd i henhold til formel (3.26) og deretter summere bidragene i henhold til formel (3.27).

$$\Delta L_{W_{Okt},total} = 10 \cdot \log\left[\sum_{Okt=63}^{8000} 10^{(0,1 \cdot \Delta L_{W_{Okt}})}\right] \quad (3.26)$$

$$L_{W_{Okt}} = L_w + \Delta L_{W_{Okt}} - \Delta L_{W_{Okt},total} \quad (3.27)$$

3.6.2 Beregningseksempel

Nedenfor vises et beregningseksempel for støygenerering i en rett, glatt kanal. Forutsetninger for beregningene er vist i tabell 3.9. Beregningseksempel ferdigstilles i neste versjon.

Tabell 3.9. Forutsetninger for beregninger

4 Demping av støy i kanalsystemet

4.1 Generelt

En rekke komponenter gir demping av lydnivået i kanalsystemet. Tabell 4.1 viser en oversikt over beregningsleddene med henvisning til kapitlet der dette behandles mer detaljert.

Tabell 4.1. Beregningsledd med henvisning til hvor emnet behandles

Støydemping	Behandlet i
Kanaler og bend, diverse komponenter	Kap. 4.2
Fordelingstap	Kap. 4.3
Tverrsnittsendringer	Kap. 4.4
Kammerdemping	Kap. 4.5
Enderefleksjon og ventildemping	Kap. 4.6
Lyddempere	Kap. 4.7
Aktive lyddempere	Kap. 4.8

Dempingsverdier som omtales i dette kapitlet, er demping av lydeffektnivåer uten luftstrøm, det vil si uten egenprodusert støy. Slike dempingsverdier kalles ofte "statiske". Lyddemping i kanalsystemet skyldes absorpsjon, refleksjon og transmisjon. Vi kommer ikke nærmere inn på virkemåten for hver enkelt lyddempende komponent. Støyproduksjonen må tas med som egne beregningsledd, og dette er behandlet i kapittel 3.

Dempingsverdier for kanaler og bend er i stor grad empiriske data basert på målinger. Beregningsunderlag for fordelingstap, tverrsnittsendringer, kamre og enderefleksjon er i hovedsak basert på analytiske formler. Data for ventiler, lyddempere og diverse komponenter er i stor grad produktspesifikke.

4.2 Diverse

4.2.1 Kanaler og bend

Demping i spirokanaler og bend med spiorør kan i praksis neglisjeres. Dette gir eventuelt en sikkerhetsmargin ved beregningene. Aktuelle verdier for demping som kan oppnås med rektangulære, rette kanaler er gitt i Byggforskserien 552.306 (SINTEF, 2020). Slike kanaler gir større demping ved lave enn ved høye frekvenser, er avhengig av godstykkelse og dempingen øker med økende kanaldimensjon. Se for øvrig VDI (2019) eller ASHRAE (2011).

Lyddempingen i bend med rektangulære kanaler avhenger av bendets utforming og frekvensen. Aerodynamisk godt utformede bend gir minst demping (også minst støygenerering). Praktiske dempingsverdier for bend med rektangulære kanaler fins også i Byggforskserien 552.306 (SINTEF, 2020). Ved enkelte frekvenser og kanaldimensjoner kan dempingen utebli for bend uten innvendig absorbent.

Innvendig isolering av kanaler med mineralull frarådes generelt på grunn av faren for fibermedrivning. Slike løsninger kan imidlertid gi god dempingseffekt, se for eksempel ASHRAE (2011).

4.2.2 Diverse komponenter

Komponenter som filtre, kjøle-/varmebatterier og varmevekslere er i stor grad produktspesifikke. Eksempel på dempingsverdier for slike komponenter er gitt i Byggforskserien 552.306 (SINTEF, 2020), ASHRAE (2011) eller VDI (2019).

DCV/VAV-enheter har vanligvis ikke innebygd lyd-demping. Det monteres ofte en lyd-demper etter spjeldene, men da må avstanden være minst 5 x kanaldiameteren i luftretningen for at plasseringen ikke skal påvirke verdier for støygenerering eller demping.

4.3 Fordelingstap

4.3.1 Beregning av fordelingstap

I alle avgreninger vil lydenergien fordeles. Fordelingstapet, ΔL_W , er avhengig av frekvens og kanaltverrsnittene. Ved lave frekvenser, det vil si under cutoff-frekvensen, vil fordelingen forenklet kunne beregnes ut fra avgreningsarealene. Fordelingstapet kan da beregnes etter formel (4.1). For frekvenser høyere enn cutoff-frekvensen benyttes formel (4.2). Underlaget er basert på ASHRAE (2011).

$$\Delta L_W = 10 \cdot \log \left[1 - \left(\frac{\sum_{n=1}^n S_n - 1}{\sum_{n=1}^n S_n} \right)^2 \right] + 10 \cdot \lg \left[\frac{S_i}{\sum_{n=1}^n S_n} \right] \text{ (dB) for } f < f_{\text{cutoff}} \quad (4.1)$$

$$\Delta L_W = 10 \cdot \lg \left[\frac{S_i}{\sum_{n=1}^n S_n} \right] \text{ (dB) for } f > f_{\text{cutoff}} \quad (4.2)$$

$$\begin{aligned} \text{cutoff - frekvens:} \quad & \text{sirkulær kanal} \quad f_{\text{cutoff}} = \frac{0.586 \cdot c_0}{D} \\ & \text{rektangulær kanal} \quad f_{\text{cutoff}} = \frac{0.5 \cdot c_0}{A} \end{aligned}$$

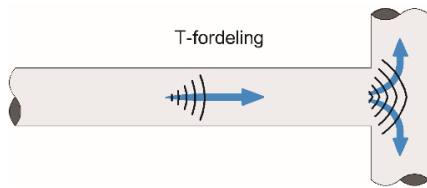
S_i = tverrsnittsareal av kanalstykke som betraktes, nedstrøms (m^2)

S_n = kanaltverrsnittene nedstrøms (m^2)

S_a = kanaltverrsnitt oppstrøms (m^2)

D = kanaldiameter og A = største kanaldimensjon (m)

Første element i formel (4.1) gjelder refleksjonsforhold til plane bølger i det lavfrekvente området. For frekvenser over cutoff avhenger formel (4.2) kun av de involverte kanaltverrsnittene. Begge formlene gir pålitelig resultat for symmetriske avgreninger, det vil si for T- eller Y-avgreninger, se figur 4.1.



Figur 4.1. Hovedkanal med T-fordeling

For avgreninger med hovedkanal og sideavgrening som vist i figur 4.2, kan lydfordelingen bli usymmetrisk og formel (4.1) og (4.2) har begrenset gyldighet. Ovennevnte underlag inkluderer ikke parametre for å korrigere dempingen nedstrøms avgrening, men vil være avhengig av geometri til forbindelsen.



Figur 4.2. Hovedkanal med én eller to sideavgreninger

4.3.2 Korreksjon for stråledannelse

For høyere frekvenser vil det være en tendens til stråledannelse i avgreningen, det vil si at en begrenset del av energien vil forplantes til avgreningen(e) og relativt sett mer i hovedkanal. Dette er beskrevet i to artikler: I Fahy (1985) antydes det et fordelingstap som øker med frekvensen over nedre grenseverdi, f_N , bestemt av formel (4.3).

$$f_N = \frac{170}{a} \text{ (Hz)} \quad f_\emptyset = \frac{680}{a} \text{ (Hz)} \quad (4.3)$$

Mellom f_N og f_\emptyset må man regne svært varierende transmisjon til avgreningskanal på grunn av cut-off-frekvenser og stående bølger i avgreningsrøret.

I Guigou-Carter, Bessac & Bailhache (2019) er det foreslått en korreksjon avhengig av avgreningssituasjon. På bakgrunn av eksperimentelle forsøk foreslås det en korreksjon av formel (4.2) med tillegget ΔL_{G-C} som tar hensyn til vinkelen mellom oppstrøms og nedstrøms avgrening for konfigurasjon i figur 4.2:

$$\begin{aligned} \Delta L_{G-C} &= +1 \text{ dB for kanal som går rett fram} \\ \Delta L_{G-C} &= -2.5 \cdot \sin(\theta_B) \text{ for sideavgrening med vinkel } \theta \end{aligned}$$

4.3.3 Beregningseksempel

Beregningseksempel for tilfellet i figur 4.1 med hovedkanal og T-fordeling. Forutsetninger for beregningene er vist i tabell 4.2. Beregningseksempel ferdigstilles i neste versjon.

Tabell 4.2. Forutsetninger for beregninger

4.4 Tverrsnittsendring

4.4.1 Beregning med en tverrsnittsendring

Ved en brå tverrsnittsendring i kanalsystemet får man en dempingseffekt avhengig av tverrsnittsarealene. Dempingsverdien kan beregnes etter formel (4.4) nedenfor. Formelen gjelder for én tverrsnittsendring og er avhengig av største tverrsnittsdimensjon, se for øvrig VDI (2019). Se tabell 2.2 eller kapittel 4.3.1 med hensyn til beregning av cutoff-frekvens.

$$\Delta L_W = 10 \cdot \lg \frac{\left(\frac{S_1}{S_2} + 1\right)^2}{4 \cdot \frac{S_1}{S_2}} \text{ (dB)} \quad (4.4)$$

Formelen gjelder når $\frac{S_1}{S_2} < 1$ og for frekvenser $f < f_{cutoff}$ (Hz)

$$\Delta L_W \approx 0 \text{ for } f > f_{cutoff}$$

$S_1 =$ inngående kanaltverrsnitt og $S_2 =$ utgående kanaltverrsnitt (m)

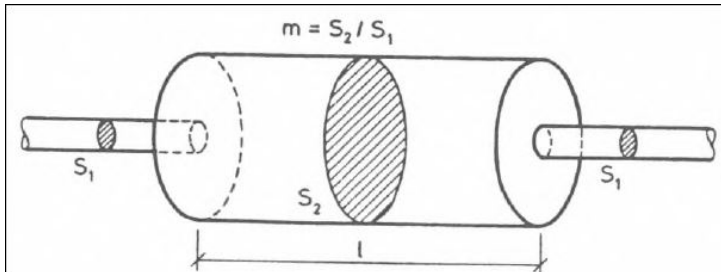
Tverrsnittsendringer er bare aktuelt for mindre kanaler og med et forhold på mer enn 1,5. Fordi dette gir et økt trykkfall i systemet er slike tverrsnittsendringer ugunstige.

4.4.2 Beregning med to tverrsnittsendringer

Med to tverrsnittsendringer etter hverandre dannes et ekspansjonskammer som vist i figur 4.3. Da kan dempingen beregnes i henhold til formel (4.5):

$$\Delta L_W = 10 \cdot \lg \left[1 + \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{S_2}{S_1} - \frac{S_1}{S_2} \right)^2 \cdot \sin^2(0,01847 \cdot f \cdot l) \right] \quad (4.5)$$

$l = \text{kammerets lengde (m) og } f = \text{frekvens (Hz)}$



Figur 4.3. Tverrsnittsendring med ekspansjonskammer. Kilde: Stampe (1998)

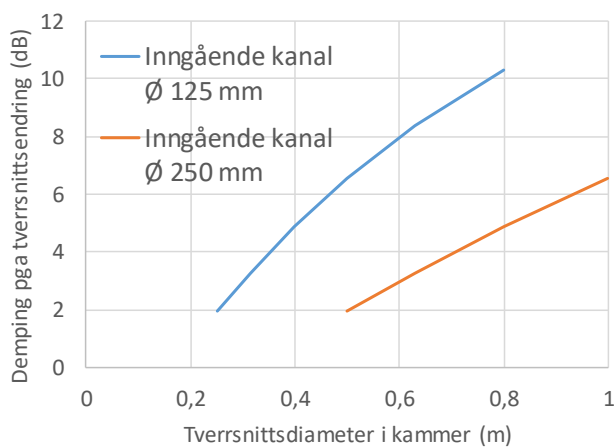
Det er ikke en forutsetning at tverrsnittene må være sirkulære. Det vil finnes frekvensbånd der dempingen veksler mellom ingen demping og maksimal demping. Se spesiallitteratur for slike tilfeller. Dempingen i nullområdene kan forbedres ved å kle kammeret innvendig med absorberende materiale. Lyddempere baseres på å utnytte dette prinsippet, med eller uten absorberende komponenter i enheten, se også kapittel 4.7.

4.4.3 Beregningseksempel

Beregningseksempel for én tverrsnittsendring er vist nedenfor. Figur 4.4 viser eksempler på beregnede verdier, henholdsvis med inngående kanal Ø 125 mm og Ø 250 mm. Forutsetningene er gitt i tabell 4.3.

Tabell 4.3. Forutsetninger for beregninger

Element	Parameter	Ø 125 mm (m ²)	Ø 250 mm (m ²)
Inngående kanal	Tverrsnittsareal	12,26 10 ⁻³	49,06 10 ⁻³
Tverrsnittsendring	Diameter	Ø 250 mm	Ø 500 mm
Frekvensbegrensning	Cutoff	< 797	< 398
Tverrsnittsendring	Diameter	800 mm	1000 mm
Frekvensbegrensning	Cutoff	< 249 Hz	< 199 Hz



Figur 4.4. Demping på grunn av tverrsnittsendring i kanalsystem

4.5 Kammerdemping

4.5.1 Beregning

Inn- og utløp i store kamre medfører også tverrsnittsendring med dempingseffekt. Kamre skiller seg fra tverrsnittsendringer (ekspansjonskamre) ved at inn- og utløpsåpninger ikke ligger rett over hverandre, se figur 4.5. Lyddempingen økes ofte ved å kle kammeret innvendig med en absorbent. I slike tilfeller må man påse at absorbenten har en overflateduk som forhindrer løsrivelse av fibre.

Når inn- og utløpsarealene er like store og mindre enn $0,1 \times$ kammerets tverrsnittsareal, kan man beregne dempingen fra formel (4.6), se Stampe (1998):

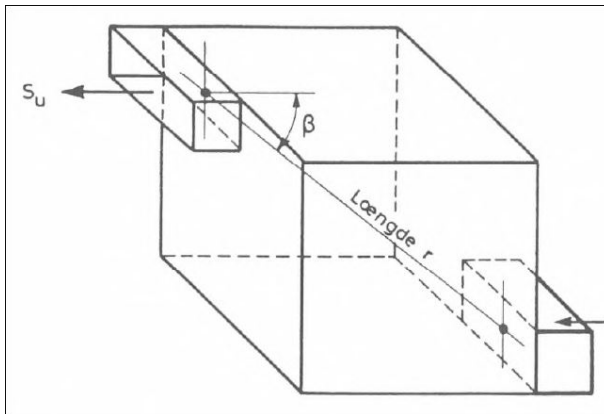
$$\Delta L_W = -10 \cdot \lg \left[S_u \cdot \left(\frac{\cos \beta}{2 \cdot \pi \cdot r^2} + \frac{1}{R} \right) \right] \quad (dB) \quad (4.6)$$

før $f > f_{\text{cutoff}}$ i tilslutningskanal

$$R = \text{kammerets romkonstant} = S \cdot \frac{\alpha_m}{(1 - \alpha_m)}$$

r = avstand mellom åpningene (m)
 S_u = inn- og utløpsareal (m^2)
 S = overflateareal i kammeret (m^2)
 α_m = midlere absorpsjonsfaktor til overflater i kammeret
 β = vinkel mellom inn- og utløpsåpning

For frekvenser $< f_{\text{cutoff}}$ kan dempingen bli 5–10 dB høyere enn dette.



Figur 4.5. Skisse av innløp og utløp i kammer. Kilde: Stampe (1998)

Med mineralull innvendig i kammeret kan man oppnå høye dempingsverdier, se også ASHRAE (2011). Underlaget gjelder fortrinnsvis for store kammervolumer. For små kamre, for eksempel blandedbokser og plenumskamre foran ventiler, må man alltid bruke måledata.

4.5.2 Beregningseksempel

Nedenfor vises et beregningseksempel for kammer uten absorbenter. Det er lite ønskelig å bruke absorbentkledde kamre på grunn av risikoen for løsrivelse av fibre. Forutsetningene er gitt i tabell 4.4. Beregningseksempel fullføres i neste versjon.

Tabell 4.4. Forutsetninger for beregninger

Element	Parameter

4.6 Enderefleksjon

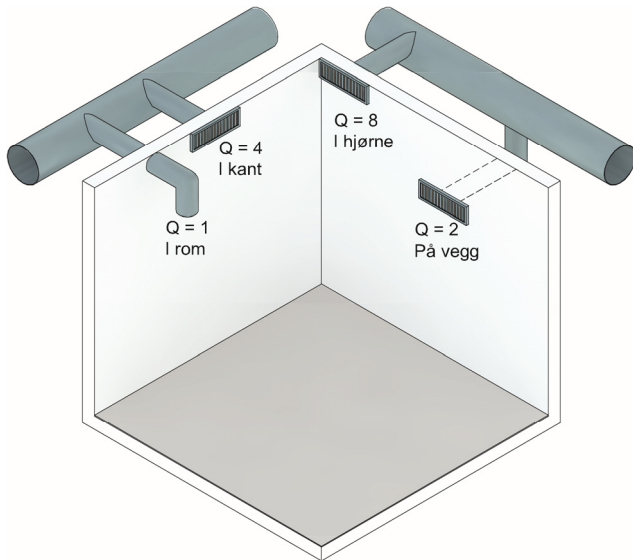
Når kanaler munner ut i et rom eller i uteluft, reflekteres lydenergien delvis tilbake til kanalen på grunn av enderefleksjon. Denne dempingeffekten opptrer i hovedsak ved lavere frekvenser og små kanaldimensjoner. Den totale dempingen mellom kanal og rom/uteluft blir derfor summen av enderefleksjon og eventuelt egendemping i ventilen. Enderefleksjonen er svært ofte inkludert i oppgitte dempingsverdier fra produsentene. Det er svært viktig å påse at dette bidraget ikke regnes med to ganger. Det er bare innvendig absorbentkleddede ventiler som har egendemping av betydning utover enderefleksjonen, og som regel bare ved høyere frekvenser. Data for innvendig absorbentkleddede kanaler og ventiler fins i ASHRAE (2011). Enkle, halvåpne ventiler eller gitre har ingen egendemping.

4.6.1 Beregning

Enderefleksjon kan beregnes etter formel (4.7) nedenfor. Benytt verdier for K-faktor i henhold til figur 4.6 og tabell 4.5.

$$\Delta L_w = 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{K \cdot c_0}{\pi \cdot f \cdot D} \right)^2 \right] \quad (4.7)$$

$D = \text{kanaldiameter (m) og } f = \text{frekvens (Hz)}$



Figur 4.6. Monteringsalternativer for ventilavslutninger i rom og Q-faktor

Tabell 4.5. Verdier for monteringsfaktor

Element	I rom	På vegg	I kant	I hjørne
Q-faktor	1	2	4	8
K-faktor	1	0,71	0,5	0,35

For rektangulære kanaler benytter man formel nedenfor for å beregne effektiv kanaldiameter, D .

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}}$$

Generelt gir avrundet munningskant mindre enderefleksjon. Enderefleksjonen reduseres også hvis avstanden mellom ventil og bend eller avgrening er mindre enn 3 x kanaldiameter, men effekten av slike monterings situasjoner er ikke kjent. Montering med situasjon $Q = 1$ gir

høyere enderefleksjon enn situasjon $Q = 2$. Situasjon $Q = 1$ gjelder kun når avstand til reflekterende flate er større enn 5 x kanaldiameter, og bare i sjeldne tilfeller for diffusorer av bladtype eller rister. Fleksible kanaler i strømningsretningen før terminalapparater og ventiler reduserer i mange tilfeller enderefleksjonen til 0 for alle frekvenser over 63 Hz. Det er uvanlig at man i praksis oppnår enderefleksjon høyere enn 20 dB. Se forøvrig ASHRAE (2011).

4.6.2 Beregningseksempel

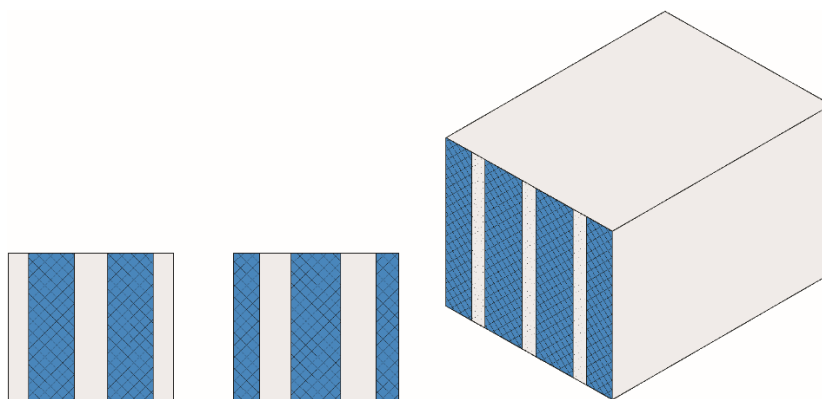
Tabell 4.6 viser beregningseksempel for enderefleksjon med ventil montert på vegg, det vil si med situasjon $Q = 2$ i figur 4.6 for noen kanaldimensjoner.

Tabell 4.6. Enderefleksjon med ventil montert på vegg, $Q = 2$

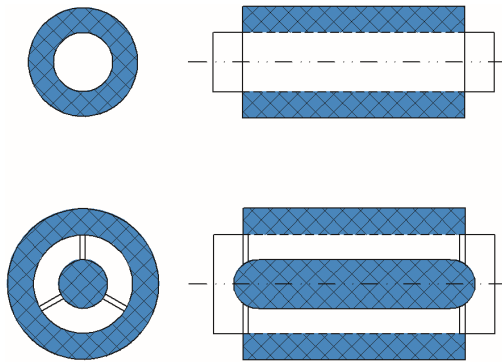
Kanal diameter mm	Demping, ΔL_w (dB)						
	Oktavbånd						
	63	125	250	500	1 000	2 000	4 000
160	18	12	7	3	1	0	0
300	12	7	3	1	0	0	0
630	7	3	1	0	0	0	0

4.7 Lyddempere

Generelt må ventilasjonsanlegg utstyres med enten baffel-lyddempere eller kanallyddempere. Sistnevnte type er tilgjengelig for sirkulære eller rektangulære kanaltverrsnitt. Lyddempere av baffeltypen er vanligvis tilgjengelige i dimensjoner som er nødvendige for installering nær aggregat, i sjakter eller i kanalnett. Rektangulære baffellyddempere består vanligvis av et antall baffler montert parallelt med strømningsretningen. Bafflene er vanligvis identiske komponenter og monteres ofte med en fast avstand. 2D-figurer til venstre i figur 4.7 viser to potensielle utforminger, henholdsvis uten og med baffel mot kanalvegg. Ofte velges avstanden mellom en baffel og kanalveggen lik halve baffeltykkelsen. Design med baffel mot kanalveggen er mindre fordelaktig med hensyn til strømming fordi det da går lengre tid før det statiske trykket nedstrøms av demperen blir gjenopprettet. Eksempel på sirkulær lyddemper er vist i figur 4.8, henholdsvis uten og med kjerneabsorbent. Slike lyddempere kan leveres med mindre diametere på tilførselskanaler og både i stive eller fleksible utførelser.



Figur 4.7. Prinsipp for baffellyddempere



Figur 4.8. Prinsipper for kanallyddempere

En lydempere karakteriseres med fire nøkkelparametre; innskuddsdemping, dynamisk innskuddsdemping, støygenerering (fra luftstrøm som passerer) og trykkfall over komponenten. Innskuddsdempingen er differansen i lydeffektnivå i kanalsystemet med og uten lydempere installert. Innskuddsdempingen er høyere jo større forholdet mellom lydabsorberende omkrets og ubehandlet tverrsnitt er og jo lengre lydempere er.

Innskuddsdempingen kan måles i henhold til NS-EN ISO 7235 (2009), eventuelt ASTM E477 (2013). Med lufthastigheter opptil ca. 20 m/s vil innskuddsdempingen kun endres moderat på grunn av lufthastigheten. Målinger uten luftstrøm i henhold til NS-EN ISO 11691 (2009) er derfor også tillatt. Dynamisk innskuddsdemping er innskuddsdemping med luftstrøm hvor både retning og hastighet inngår som variabler. Innskuddsdempingen varierer imidlertid med hvilken retning lyden går i forhold til strømningsretningen for lufta. Men luftstrømmens hastighet vil ikke påvirke lydemperegenskaper i nevneverdig grad ved et trykkfall lavere enn 90 Pa inkludert systemeffekter.

Det er også mulig å verifisere innskuddsdempingen til en lydempere montert i et anlegg i henhold til NS-EN ISO 11820 (1997). Ulempen med målinger i et anlegg kan ikke angis eksakt, men erfaringer viser at installasjonen alltid har en negativ effekt, det vil si det gir alltid økte lyd nivåer eller tilsynelatende redusert lydemping. Korrekt verifisering er kun mulig i henhold til NS-EN ISO 7235 (2009).

Man skiller mellom to hovedtyper lydempere. Majoriteten av lydempere som benyttes, kalles absorpsjonslydempere, også betegnet dissipative lydempere. Lyden energi som passerer gjennom demperen reduseres ved konvertering av lyden energi til varme. Slike lydempere gir et bredbåndet absorpsjonsspektrum. I tillegg kan lydempere eller baffel-segmenter baseres på resonatorprinsippet. Dette gir svært frekvensavhengig lydabsorpsjon, vanligvis begrenset til ett eller noen få 1/3-oktavnivåer avhengig av tuning. Slike lydempere betegnes også ofte reaktive lydempere.

Ved valg av lydempere bør man vurdere følgende momenter:

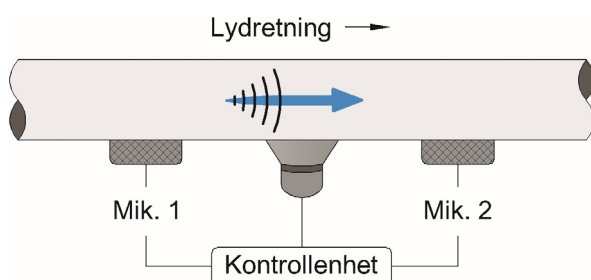
- Hvilken innskuddsdemping som er nødvendig for den aktuelle situasjonen (frekvensavhengig)
- Akseptabelt trykkfall med prosjektet strømningshastighet. Som tommelfingerregel bør trykkfallet være under 90 Pa med systemeffekter inkludert og under 50 Pa eksklusiv systemeffekt.
- Plassering og tilgjengelig plass/romhøyde
- Resulterende lufthastighet
- Strømningsgenerert støy fra lydempere, se kapittel 3.5
- Konfigurering av kanalsystemet

Lyddempere bør generelt plasseres så nærme støykilden(e) som mulig, men tilstrekkelig langt unna for å sikre jevn strømningsprofil i kanaltverrsnittet. Fordi turbulent luftstrøm vanligvis oppstår nær støykilder som vifter, ventiler og dempere må prosjekterende nøye vurdere aerodynamiske effekter. Se Byggforskserien 552.306 (SINTEF, 2020) når det gjelder de viktigste stedene for plassering av lyddempere.

Produsenter oppgir vanligvis innskuddsdempingen i oktavbånd, fortrinnsvis fra 63 til 8 000 Hz. Det anbefales vanligvis å velge standard lyddempere da dokumenterte data bør være tilgjengelig. Dempingsverdier oppgis i produsentenes kataloger, men som nevnt ovenfor er de angitte verdiene avhengig av målemetode. Det er imidlertid utviklet både analytiske modeller og modeller basert på numeriske metoder for å beregne innskuddsdempingen til lyddempere. Se for eksempel Elnady & Åbom (2006).

4.8 Aktive lyddempere

Aktiv støydemper baserer seg på motlydsteknikk. Dette består av mikrofoner, høyttaler og elektronikk enhet med spesialdesignet programvare som skissert i figur 4.9. Mikrofon 1 måler støyen ved inngangen til enheten. Programvaren analyserer støyen og genererer et signal til høyttalerne som produserer støy, i størst mulig grad i motfase med innkommende støy. Støyen vil da bli delvis kansellert ut i utgående retning, men forsterket i inngående retning. Denne teknikken er spesielt effektiv for lave frekvenser. Det benyttes ofte en mikrofon 2 i utgående retning, og analyse av dette signalet kan bidra til optimalisering av kanselleringen.



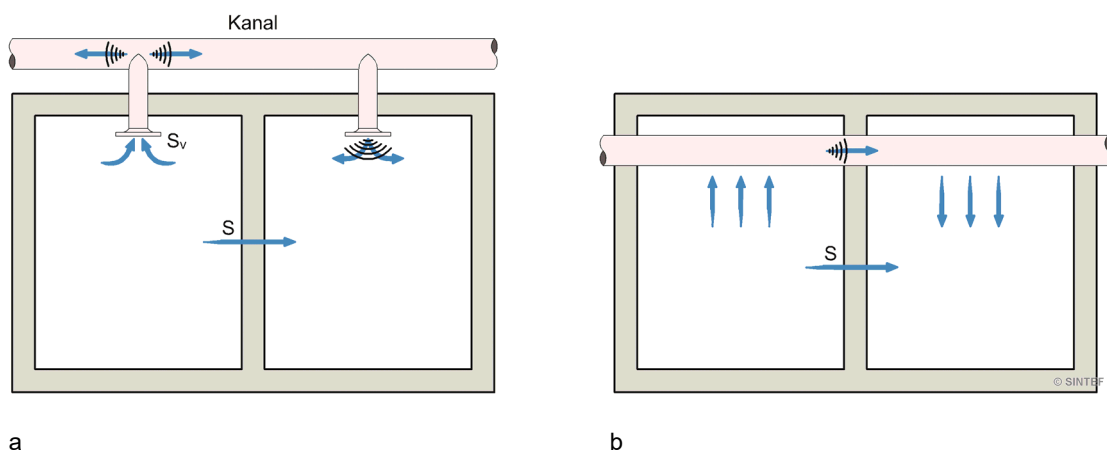
Figur 4.9. Prinsipp for aktiv lyddemper

Virkingen til aktive lyddempere begrenses på grunn av strømningsstøy omkring mikrofonene. Leverandører av slike systemer anbefaler derfor å kun benytte løsningen i rette kanaltrekk og hvor lufthastigheten ikke overstiger 7–8 m/s.

5 Lydoverføring mellom rom

5.1 Generelt

Lyd kan overføres mellom rom via ventilasjonskanalene. To mulige situasjoner er vist i figur 5.1 a og b. I situasjonen vist i figur 5.1 a er rommene koblet sammen via ventilasjonskanaler med ventilenheter i begge rommene, se kapittel 5.2. Situasjonen i figur 5.1 b er mer komplisert ved at lydenergi først må gjennom kanalveggen i det ene rommet, og følge luftveien i kanalsystemet og ut gjennom kanalveggene i det andre rommet, såkalt *break-in* og *break-out* støy, se kapittel 5.4. Dette inntreffer særlig når det er høye lydnivåer i det ene rommet og når kanalveggene gir liten lydreduksjon, som spesielt kan være tilfelle med rektangulære kanalvertersnitt. En tredje situasjon som beskrives i kapittel 5.3, er avstråling fra en tett kanal til rom, det vil si kun *break-out*. Dette er en situasjon man må være oppmerksom på ved høye lydeffektnivåer i kanalen og spesielt ved rektangulære tversnitt der reduksjonstallet til kanalveggen kan være lavt. For mer utførlige detaljer anbefales VDI (2019), eventuelt ASHRAE (2011).



Figur 5.1 a og b. Lydoverføring mellom rom via ventilasjonskanaler

5.2 Ventilåpninger i rommene

5.2.1 Beregningsprinsipp

For situasjonen vist i figur 5.1 a kan man beregne nødvendig demping i kanalsystemet mellom ventilenhetene. Utgangspunktet bør være at den samlede lydisoleringen mellom rommene ikke skal svekkes med kanalsystemet. Nødvendig demping angis ved ND som kan beregnes etter formel (5.1) nedenfor. Nødvendig demping vil være frekvensavhengig siden reduksjonstallet for en skillevegg, R, er det.

$$ND \approx R - 10 \cdot \log \left[\frac{S}{S_{ventil}} \left(10^{\frac{\Delta R}{10}} - 1 \right) \right] \quad (5.1)$$

$$S = \text{Skillekonstruksjonens areal}, \quad S_{ventil} = \text{ventilåpning (m}^2\text{)}$$

$$\Delta R = \text{maksimal tillatt reduksjon av lydisolasjonen (dB)}$$

Neste skritt er å beregne hvilken demping man har i systemet som prosjekteres. Dette vil bestå av bidragene fra lyddemper(e), fordelingstap, enderefleksjon og ventildemping osv. i kanalsystemet mellom de to rommene. Disse bidragene beregnes i henhold til kapittel 4.2 til 4.7 og summeres. Dette beregningsresultatet må være større enn nødvendig demping for at lydisolasjonen mellom rommene ikke skal svekkes av kanalsystemet.

5.2.2 Beregningseksempel nødvendig demping

Tabell 5.1 viser beregningseksempel for nødvendig kanaldemping for luftveien fra rom til rom for et utvalg reduksjonstall til skillekonstruksjonen. Beregningene må gjennomføres for alle aktuelle frekvensbånd. Forutsetningene er gitt i tabell 5.2.

Tabell 5.1. Nødvendig kanaldemping for luftveien fra rom til rom

Reduksjonstall skillekonstruksjon dB	Nødvendig demping, $\Delta L_w = ND$ (dB)						
	Diameter kanal (mm)						
	125	160	200	250	300	400	500
32	9	11	13	15	17	19	21
40	17	19	21	23	24	27	29
48	25	27	29	31	32	35	37
56	33	35	37	39	40	43	45

Tabell 5.2. Forutsetninger for beregninger

Skillekonstruksjon	Reduksjonstall	Ventilareal	Maksimal reduksjon, ΔR
$S = 10$ (m ²)	n (dB)	200 (cm ²)	< 1 (dB)

5.2.3 Beregningseksempel for kanaldemping når enderefleksjon er inkludert

Tabell 5.3 viser beregningseksempel for nødvendig demping i kanalsystemet når vi har tatt hensyn til enderefleksjon. Beregningseksemplet er gitt for et reduksjonstall til skilleveggen på 48 dB. Siden enderefleksjonen er frekvensavhengig, vil nødvendig demping i kanalnettet for øvrig også være det.

Tabell 5.3. Nødvendig kanaldemping eksklusive enderefleksjon med $Q = 2$

Kanal diameter mm	Nødvendig demping, ΔL_w (dB) avrundet til nærmeste dB						
	Oktavbånd						
	63	125	250	500	1 000	2 000	4 000
125	5	11	16	21	23	24	25
250	17	22	27	29	30	31	31
500	29	33	35	36	37	37	37

Nødvendig demping utover verdier i tabell 5.3 må oppnås med summen av bidrag fra avgreninger, lydempere og eventuelt andre komponenter som er plassert i kanalen mellom disse to rommene.

5.3 Break-out fra kanal

5.3.1 Beregningsprinsipp

Lyd som avstråles fra en kanal som passerer gjennom et rom, kan beregnes i henhold til formel (5.2). Det forutsetter en kanal med begrenset lengde (for eksempel inntil 6 m) uten lydempende komponenter på strekningen. Hvis dette ikke er tilfelle, kan man benytte samme beregningsprinsipp, men sektorvis basert på ulike lydeffektnivåer i kanalen og deretter summere bidragene logaritmisk.

$$L_{p,rom} = L_{w,kanal} - R_{in} + 10 \cdot \log \left(\frac{S_{kanaloverflate}}{S \cdot A_{rom}} \right) + K_0 + 6 \quad (5.2)$$

$K_0 = 6$ ved kanalmontering i hjørne og
 $= 3$ ved kanalmontering mot vegg/himling

L_w bestemmes fra beregning av nivåer fra kapittel 3 og 4. R_{in} , det vil si lydreduksjonstallet for kanalveggene fra innside til utside, vil være avhengig av både type kanal og dimensjon, se kapittel 5.3.2 og 5.4.2.

5.3.2 Reduksjonstall, R_{in} , for spirokanal

Det har blitt gjennomført en rekke målinger for å bestemme reduksjonstallet til kanalvegger for et stort antall utforminger. Formel (5.3) kan benyttes som et grovt estimat av reduksjonstallet til en spirokanal i stål. Se tabell 2.2 med hensyn til beregning av ringfrekvensen, f_{Ring} . Velg verdi for K i henhold til tabell 5.4.

$$R_{in,okt} = 89 + 20 \cdot \lg\left(\frac{h}{D}\right) + B + K \quad (5.3)$$

$$B = -17 \cdot \lg\left(\frac{f_{m,okt}}{f_{Ring}}\right) \text{ når } 0,004 \leq \frac{f_{m,okt}}{f_{Ring}} \leq 1$$

$$B = 40 \cdot \lg\left(\frac{f_{m,okt}}{f_{Ring}}\right) \text{ når } 1 \leq \frac{f_{m,okt}}{f_{Ring}} \leq 2,5$$

$$B = 55 \text{ dB når } 2,5 \leq \frac{f_{m,okt}}{f_{Ring}} \leq 4$$

Tabell 5.4. Korreksjonsfaktor K som tillater tilpasning på grunn av luftas hastighet i kanalen

Lufthastighet	Korreksjonsfaktor (dB) som funksjon av $f_{m,okt} / f_{Ring}$								
	0,008	0,016	0,031	0,063	0,125	0,250	0,5	1,0	2,0
5 m/s	-3	-2,7	-2,4	-2,1	-1,8	-1,5	2	2	2
10 m/s	-6	-5,3	-4,6	-3,9	-3,2	-2,5	2	2	2
20 m/s	-7,5	-6,7	-5,9	-5,1	-4,3	-3,5	2	2	2

Tabell 5.5 viser beregningseksempel for reduksjonstallet til en spirokanal med forutsetninger i tabell 5.6.

Tabell 5.5. Beregningseksempel for reduksjonstallet til en spirokanal

Kanal diameter mm	Reduksjonstall (dB) avrundet til nærmeste dB							
	Oktavbånd (Hz)							
	63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	
300	69	65	60	55	50	47	44	
800	54	49	45	40	38	33	21	

Tabell 5.6. Forutsetninger for beregningene

Platetykkelse	Diameter	Ringfrekvens	Lufthastighet
1 mm	300 mm	5414 Hz	5 m/s
	800 mm	2 030 Hz	

5.3.3 Reduksjonstall, R_{in} , for rektangulære kanaltverrsnitt

Formel (5.4) kan benyttes til å estimere lydreduksjonstallet til rektangulært tverrsnitt med stålplater i kanalvegger. Dette er basert på VDI (2019), men er konsistent med underlag også fra ASHRAE (2011). I motsetning til spirokanaler påvirker ikke lufthastigheten reduksjonstallet for rektangulære kanaltverrsnitt.

$$R_{in,okt} = 20 \cdot \lg(h \cdot 1000) + 12 \cdot \lg(f) \text{ gjelder fra 63 til 4000 Hz} \quad (5.4)$$

Tabell 5.7 viser beregningseksempel for reduksjonstallet til en rektangulær kanal med stålplate.

Tabell 5.7. Beregningseksempel for reduksjonstallet til en rektangulær kanal

Platetykkelse mm	Reduksjonstall (dB) avrundet til nærmeste dB						
	Oktavbånd						
	63	125	250	500	1 000	2 000	4 000
1	22	25	29	32	36	40	43

5.3.4 Beregningseksempel break-out med rektangulært kanaltverrsnitt

Tabell 5.8 viser beregningseksempel for lydtryknivået i rom med forutsetninger i tabell 5.9. Beregningene er basert på formel (5.2). Beregningene gir et A-veid lydnivå i rommet på 46 dB.

Tabell 5.8. Beregningseksempel for lydtryknivå i rom

Frekvens (Hz)	Beregnet lydtryknivå i rom (dB)						
	Oktavbånd						
	63	125	250	500	1 000	2 000	4 000
$L_{p,rom}$ (dB)	54,3	50,8	47,1	43,5	39,9	36,3	32,7

Tabell 5.9. Forutsetninger for beregningene

Platetykkelse mm	$L_{W,kanal}$ *	Kanaloverflate m^2	Kanaltverrsnitt m^2	Absorpsjonsareal rom *	Monterings- situasjon, K_0
1	65	7	0,1	45	I himling

* I beregningseksemplet lik verdi for alle frekvenser

5.4 Gjennomgående kanal uten åpninger

5.4.1 Generelt

Beregning av lydoverføring fra et rom til et annet via gjennomgående kanal uten åpninger kan gjennomføres i henhold til formel (5.5).

$$L_{p,mottaker} = L_{p,sender} - R_{in,okt} - R_{ai,okt} + 10 \cdot \log \left(\frac{S_{k,sender} \cdot S_{k,mottaker}}{S \cdot A_{rom}} \right) + K_0 + 3 \quad (5.5)$$

Nedenfor beskrives beregning av lydreduksjonstallet til kanalveggen, $R_{ai,okt}$ (break-in), med lydtrykket i rommet utenfor som kilde, se formel (5.6). Dette reduksjonstallet er ikke likt med reduksjonstallet for break-out, $R_{in,okt}$, se for øvrig VDI (2019). Reduksjonstallet kan bestemmes på grunnlag av transmisjon motsatt vei via omregningsfaktoren, ΔR_{okt} .

$$R_{ai,okt} = R_{in,okt} - \Delta R_{okt} \quad (5.6)$$

5.4.2 Omregningsfaktor for spirokanal

Omregningsfaktoren, ΔR_{okt} , for spirokanal kan bestemmes ved hjelp av tabell 5.10. Faktoren er imidlertid avhengig av cutoff-frekvensen, f_{cutoff} . Verdier kan om nødvendig interpoleres lineært mellom de angitte verdiene.

Tabell 5.10. Omregningsfaktor for spirokanal

Faktor x f_{cutoff}	ΔR_{okt} (dB)					
	1/8	1/4	1/2	1	2	4
Spirokanal	16	10	3	3	3	3

5.4.3 Omregningsfaktor for rektangulær kanal

Omregningsfaktoren, ΔR_{okt} , for rektangulær kanal kan bestemmes ved hjelp av tabell 5.11. Faktoren er avhengig av både cut-off-frekvensen, f_{Cutoff} , og dimensjonsforholdet mellom kanalsidene. Verdier kan interpoleres lineært mellom de angitte faktorene om nødvendig. Beregningseksempel er vist i tabell 5.12 for en kanal med dimensjon 0,35 m x 0,7 m, som gir $f_{\text{Cutoff}} = 243$ Hz.

Tabell 5.11. Omregningsfaktor for rektangulær kanal

Faktor x f_{Cutoff}	ΔR_{okt} (dB)					
	1/8	1/4	1/2	1	2	4
a/b = 1:1	5	8	11	5	3	3
a/b = 2:1	-	4	6	8	3	3
a/b = 4:1	-	2	5	8	3	3

Tabell 5.12. Beregningseksempel ΔR_{okt} (dB)

Frekvens (Hz)	Oktavbånd						
	63	125	250	500	1000	2000	4000
ΔR_{okt} (dB)	4	6	8	3	3	3	3

5.4.4 Beregningseksempel for break-in og break-out med rektangulært kanaltverrsnitt

Tabell 5.13 viser beregningseksempel for lydtryknivået i rom med forutsetninger i tabell 5.14. Beregningene er basert på formel (5.6). Beregningene gir et A-veid lydnivå i rommet på 41 dB.

Tabell 5.13. Beregningseksempel for lydtryknivå i rom ved break-in og break-out

Frekvens (Hz)	Beregnet lydtryknivå i rom (dB)						
	Oktavbånd						
	63	125	250	500	1000	2000	4000
$L_{p,\text{rom}}$ (dB)	56,8	51,7	46,4	34,2	27	19,8	12,6

Tabell 5.14. Forutsetninger for beregningene

Platetykkelse mm	$L_{p, \text{sender}, *}$	Kanal-overflate m ²	Kanaltverrsnitt m ²	Absorpsjonsareal rom *	Monterings- situasjon, K_0		
1	80	10,5+10,5	0,245	45	I himling		
Frekvens (Hz)	Oktavbånd						
	63	125	250	500	1000	2000	4000
$R_{\text{ai, Okt}}$ (dB)	17,6	19,2	20,8	29,4	33	36,6	40,2

* I beregningseksemplet lik verdi for alle frekvenser

6 Kontroll og målemetoder

6.1 Kontrollmålinger i ferdig bygg

Måling av lydnivåer fra ferdig installasjon bør gjennomføres i utvalgte rom for kontroll mot grenseverdier og beregninger. Målinger bør gjennomføres i henhold til NS-EN ISO 16032 (2004), som inkluderer mikrofon i hjørneposisjon og måling av bakgrunnsstøynivå. Lydnivåmåler skal innstilles med instrumentdemping F (fast), og det er ofte tilstrekkelig å benytte håndmåler som gir A-veid og C-veid lydtryknivå. Se standarden for detaljert måleprosedyre. Hvis det kun er behov for orienterende verdier, kan man benytte NS-EN ISO 10052 (2004) som angir en forenklet metode. For jevn, kontinuerlig støy fra ventilasjon vil ekvivalentnivå typisk være 1–2 dB lavere enn maksimalnivået. Måling av lave maksimalnivåer fra ventilasjonsstøy er krevende og kan lett gi feilmålinger.

Støy fra ventilasjonsanlegg måles ved normal drift eller ved maks luftmengde i behovsstyrte anlegg. Av og til kan andre driftsforhold gi sjenerende strupestøy som bør kontrolleres.

6.2 Måledata for støygenerering

6.2.1 Generelt

Inngangsdata til beregninger bør i størst mulig grad være basert på dokumenterte måleverdier. Støygenerering er nært knyttet til driftstilstand. Måledataene er verdiløse hvis det ikke samtidig er oppgitt luftmengder og trykkfall ved prøving.

6.2.2 Vifter og aggregater

Prinsipielle metoder for å dokumentere støygenerering fra vifter er:

- metode for lydeffektnivå i kanal i henhold til NS-EN ISO 5136 (2009)
- metode for lydeffektnivå med standardiserte laboratorieforhold i henhold til ISO 13347 (2004): Standarden beskriver tre alternative metoder for å bestemme lydeffektnivået:
 - a) måling i klangrom
 - b) metode med omhyllingsflate
 - c) metode med intensitetsmåling

Måleresultatene kan være oppgitt uten kanaltilslutning på innløps- og/eller utløpsside. Dersom kanaltilslutning ikke er inkludert, må man beregne hvilken lydeffektnivåendring dette kan gi. Leverandører må dokumentere om viftestøyen inneholder rentonestøy ved bladpassfrekvens. Se også etter informasjon om hvilket tilhørende utstyr som inngår ved målingene, for eksempel elmotorer, transmisjon o.l. Dersom data for vifter ikke er tilgjengelig, kan man benytte overslagsberegninger i henhold til kapittel 3.2, men da er det svært viktig å ta høyde for usikkerheter.

Andre relevante standarder for å dokumentere egenskaper til vifter og aggregater er:

- NS-EN 1886:2007. Ventilasjon i bygninger – Luftbehandlingsaggregater – Mekanisk ytelse
- NS-EN ISO 5801:2017. Vifter – Ytelsesprøving med standardiserte luftføringer
- ISO 5168:2005. Measurement of fluid flow – Procedures for the evaluation of uncertainties
- ISO 13348:2007. Industrial fans – Tolerances, methods of conversion and technical data presentation
- ISO 14694:2003. Industrial fans – Specifications for balance quality and vibration levels
- ISO 14695:2003. Industrial fans – Method of measurement of fan vibration

6.2.3 Andre komponenter

Støygenerering fra ventiler, spjeld og annet kanalutstyr gjennomføres i laboratorium i henhold til NS-EN ISO 5135 (1998). Støygenerering (egenstøy) fra kanallyddempere, plenumskamre og ventiler måles i laboratorium i henhold til NS-EN ISO 7235 (2009). For diverse støykilder kan også lydeffektnivåer dokumenteres i henhold til NS-EN ISO 3741 (2010).

6.3 Måledata for støydemping

Alle inngangsdata til beregninger bør være basert på dokumentasjon av oppnådd støydemping. Støydemping måles alltid uten luftstrøm i systemet. Innskuddsdemping for kanallyddempere, plenumskamre og ventiler måles i laboratorium i henhold til NS-EN ISO 7235 (2009). ASTM E477.13(2013) angir også tilsvarende metoder. Spesifikke metoder for lyddempere er:

- NS-EN ISO 11691 (2009) som omhandler forenklet metode for innskuddstap for lyddempere uten bruk av luftstrøm
- NS-EN ISO 11820 (1997) som angir metode for å måle lyddempere på bruksstedet
- NS-EN ISO 14163 (1998) som omhandler retningslinjer for bruk av lyddempere

Referanser

- Ackermann, U. (1991). Messungen an Schalldämpfern in Kanälen. *Bauphysik*, 13(H. 3), 77-84.
- ASHRAE. (2011). Noise and vibration control. I *Heating, Ventilating, and Air-Conditioning Applications. 2011 ASHRAE Handbook* (kapittel 48). Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE).
- ASTM E477.13 (2013). *Standard test method for laboratory measurements of acoustical and airflow performance of duct liner materials and prefabricated silencers*.
- DIN 24166 (1989). *Fans; Technical delivery conditions*. Berlin: Deutsches institut Für Normung e.V. – Beuth Verlag.
- DIN 45635-38 (1996). *Measurement of noise emitted by machines, airborne noise emission; enveloping surface method, reverberation room method and in-duct method; fans*. Berlin: Deutsches institut Für Normung e.V. – Beuth verlag.
- Elnady, T. & Åbom, M. (2006). *SIDLAB: New 1D sound propagation simulation software for complex duct networks*. ICSV13 – Vienna. The Thirteenth International Congress on Sound and Vibration, Vienna, Austria, July 2-6, 2006.
https://www.researchgate.net/publication/293093826_SIDLAB_New_1D_sound_propagation_simulation_software_for_complex_duct_networks
- Fahy, F.J. (1985). *Sound power distribution in branched piping systems*. Proceedings Institute of Acoustics, 7(Part 2), 281-287.
- Guigou-Carter, C., Bessac, F. & Bailhache, S. (2019). *Comparison between prediction and measurement of sound attenuation associated to ventilation network elements*. Proceedings of the 23rd International Congress on Acoustics, 9-13 September 2019, Aachen, Germany.
https://www.researchgate.net/publication/336135384_Comparison_between_prediction_and_measurement_of_sound_attenuation_associated_to_ventilation_network_elements
- ISO 13347 (2004). Industrial fans – Determination of fan sound power levels under standardized laboratory conditions. Part 1: General overview, Part 2: Reverberant room method. Part 3: Enveloping surface method, Part 4: Sound intensity method.
- Kårekull, O., Efraimsson, G. & Åbom, M. (2014). Prediction model of flow duct constriction noise. *Applied Acoustics*, 82, 45-52. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2014.03.001>
- Madison, R.D. (1949). *Fan Engineering Handbook*. New York: Buffalo Forge Company.
- Nelson, P.A. & Morfey, C.L. (1981). Aerodynamic sound prediction in low speed flow ducts. *Journal of Sound and Vibration*, 79(2), 263-289. [https://doi.org/10.1016/0022-460X\(81\)90372-2](https://doi.org/10.1016/0022-460X(81)90372-2)
- NS-EN 1886 (2007). *Ventilasjon i bygninger – Luftbehandlingsaggregater – Mekanisk ytelse*. Oslo: Standard Norge.
- NS-EN ISO 3741 (2010). *Akustikk – Bestemmelse av lydeffektnivåer og lydenerginivåer for støykilder basert på måling av lydtrykk – Presisjonsmetoder for klangrom*. Oslo: Standard Norge.
- NS-EN ISO 5135 (1998). *Akustikk – Bestemmelse av lydeffektnivå for ventilasjonsutstyr – Måling av støy fra sluttapparater, til- og fraluftsventiler, spjeld og ventiler i klangrom*. Oslo: Standard Norge.
- NS-EN ISO 5136 (2009). *Akustikk – Bestemmelse av avgitt lydeffekt til en kanal fra vifter og liknende luftbehandlingsutstyr – Kanalmålemetode*. Oslo: Standard Norge.

- NS-EN ISO 7235 (2009). *Akustikk – Laboratiemåling av kanallyddempere, plenumkamre og ventiler – Innskuddsdemping, egenstøy og totalt trykkfall*. Oslo: Standard Norge.
- NS-EN ISO 10052 (2004). *Akustikk – Feltnmåling av luftlydisolasjon og trinnlydisolasjon samt lyd fra tekniske installasjoner – Forenklet metode*. Oslo: Standard Norge.
- NS-EN ISO 11691 (2009). *Akustikk – Bestemmelse av innskuddstap for lyddempere uten bruk av luftstrøm – Forenklet laboratiemetode*. Oslo: Standard Norge.
- NS-EN ISO 11820 (1997). *Akustikk – Målinger av lyddempere på bruksstedet*. Oslo: Standard Norge.
- NS-EN ISO 14163 (1998). *Akustikk – Retningslinjer for støykontroll ved bruk av lyd-dempere*. Oslo: Standard Norge.
- NS-EN ISO 16032 (2004). *Akustikk – Måling av lydtryknivå fra tekniske installasjoner i bygninger – Teknisk metode*. Oslo: Standard Norge.
- Oldham, D.J. & Waddington, D.C. (2001). The prediction of airflow-generated noise in ducts from considerations of similarity. *Journal of Sound and Vibration*, 248(4), 780-787. <https://doi.org/10.1006/jsvi.2001.3721>
- SINTEF. (2020). Støy fra ventilasjonsanlegg. *Byggforskserien 552.306*. Oslo: SINTEF Community.
- Stampe, O.B. (1998). *Lyd i VVS-anlæg*. Oslo: Skarland Press.
- VDI 3731 Blatt 2 (1990). *Emissionskennwerte technischer Schallquellen; Ventilatoren*. Berlin: Beuth Verlag.
- VDI 2081 Blatt 1 (2019). *Raumlufttechnik. Geräuscherzeugung und Lärminderung. Verein deutscher Ingenieure*. VDI-Richtlinien 2081, blatt 1. Düsseldorf.

Beregningsunderlag for støy fra ventilasjonsanlegg

VERSJON 1

Dette notatet sammenstiller beregningsunderlag for støy fra ventilasjonsanlegg, det vil si beregninger av nivåer fra alle aktuelle kilder i systemet og hvilken demping de ulike komponentene gir. Samlet sett er det et stort antall komponenter som kan eller bør beregnes eller kontrolleres – både komponenter som genererer og komponenter som demper støy. Notatet gir formelunderlag for slike beregninger. Videre er det tatt med en del beregningseksempler.

Målgruppa er prosjekterende fag RIV og RIA, teknisk personell som drifter og utbedrer anlegg, samt produsenter og forhandlere av ventilasjonsteknisk utstyr.

Notatet kan med fordel leses i sammenheng med Byggforskserien 552.306 *Støy fra ventilasjonsanlegg*.