Ing. Miroslav KUČERA, Ph.D.
ČVUT v Praze, Fakulta strojní,
Ústav techniky prostředí

Snižování hluku od zdrojů tepla a šíření zvuku

Reducing of Noise from Sources of Heat and Propagation of Sound

Recenzent
Ing. Zdeněk Jandák, CSc.

V příspěvku je prezentován příklad řešení šíření hluku od tepelného čerpadla vzduch/voda instalovaného do suterénního prostoru bytového domu. Sání a výfuk vzduchu jsou vyvedeny na fasádu objektu, kde je proveden výpočet hlukové situace v chráněném venkovním prostoru stavby. Ve vnitřním prostoru je řešeno šíření zvuku ze strojovny do chráněného vnitřního prostoru. V závěru jsou výsledky konfrontovány s údaji z protokolu o měření na realizovaném díle.
Klíčová slova: *hluk, prostředí, vzduchotechnika*

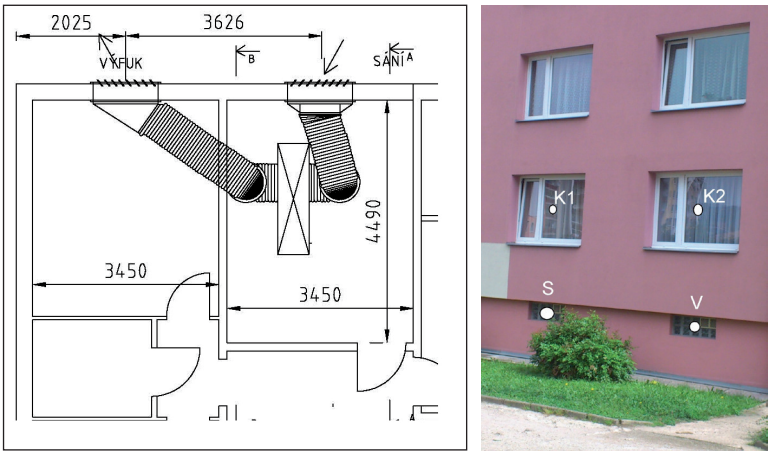
The paper presents an example of solving the propagation of noise from an air/water heat pump installed in the basement of an apartment building. Air intake and exhaust are brought out on the façade of the building, where it is calculated the noise situation in the protected exterior of the building. In the interior it is solved the propagation of sound from the plant room to the protected interior space. In conclusion, the results are compared with the data from the report on measurement at the realized work.
Keywords: *noise, environment, air-handling systems*

ÚVOD

Růst cen energií v posledních letech nutí řadu provozovatelů k hledání nových cest vedoucích ke snížení finanční náročnosti provozu otopných soustav, přípravy TV atd. Právě příprava teplé vody, zvláště u bytových domů, vedla řadu provozovatelů k rozhodnutí o odpojení od CZT a instalaci lokálních zdrojů tepla, a to zejména tepelných čerpadel, která dnes nabízí zajímavé finanční úspory s přijatelnou dobou návratnosti investice [7], [8]. Významně se zde uplatňuje systém vzduch/voda, především pro možnost téměř bezproblémové instalace v technických prostorech objektu, případně v bývalých klubovnách, kočárkárnách atd.

Instalace v těchto místnostech ovšem přináší i možné problémy ve formě nadměrného hluku. V řadě případů jsou v těsné blízkosti těchto strojoven chráněné prostory a od projektanta strojního zařízení je požadováno navrhnout taková akustická opatření, aby byl v chráněném prostoru splněn hygienický limit daný nařízením vlády č. 272/2011 Sb., o ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací [4]. V takovém případě musí projektant vědět, jaké spektrum hluku zařízení generuje a jak se bude dělicí konstrukcí do sousedního prostoru šířit. Za tím účelem by měl od projektanta stavaře získat spektrum vzduchové neprůzvučnosti dané konstrukce (příčky, podlahy). Od dodavatele tepelného čerpadla spektrum hladin akustického výkonu do výtlaku a sání ventilátoru a také spektrum hladin akustického výkonu, které je zařízením generováno do strojovny. Protože je sání a výtlak vzduchové části tepelného čerpadla vyvedeno obvykle na fasádu, je samozřejmostí řešit šíření zvuku i ve venkovním prostředí.

Důvodem akustických výpočtů je v první řadě ochrana lidského zdraví, ale dále také nutnost předložení hlukové studie při žádosti o stavební povolení. Následně pak po realizaci díla je třeba ke kolaudaci doložit protokol z měření provozu tepelného čerpadla vytvořený osobou oprávněnou měřit hluk, případně měřením hygienické stanice.



a) b)

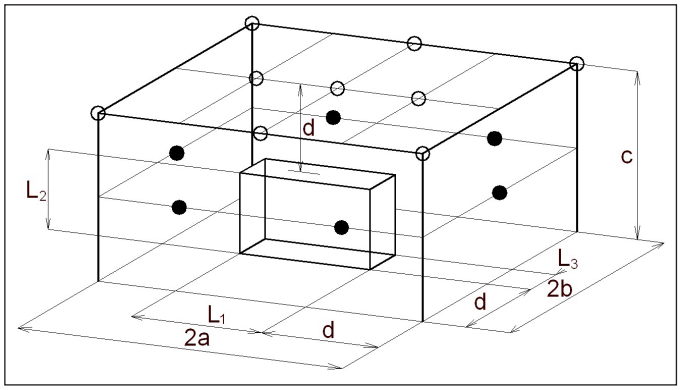
Obr. 1 a) Schéma umístění tepelného čerpadla v suterénním prostoru bytového domu – půdorys strojovny; b) Dispoziční situace ve venkovním prostoru (K1, K2 – kontrolní místa; S, V – místa, kde jsou instalovány vyústky)

Fig. 1 a) Scheme of the heat pump placement in the basement of the residental building - ground plan of the plant room; b) Outdoor disposition (K1, K2 – control places, S, V – places where are installed the diffusers)

ŠÍŘENÍ ZVUKU UVNITŘ OBJEKTU

Tepelné čerpadlo vzduch/voda o výkonu 20,2 kW (A7/W35) (řešený případ) určené pro ohřev TV je instalováno do suterénního prostoru obytného panelového domu. Schéma umístění tepelného čerpadla je patrné z obr. 1. Místnost s tepelným čerpadlem přiléhá k obvodové stěně objektu a výtlak a sání čerpadla jsou tak řešeny výměnou stávajících oken místnosti za sací a výfukovou žaluzii.

Pro výpočet šíření zvuku v prostoru strojovny je třeba znát spektrum hladin akustického výkonu, které zařízení generuje. Tento údaj je nutný proto, abychom byli schopni stanovit, jaký hluk se bude šířit do sousedních prostorů. Kdybychom hodnotili např. hlukové zatížení strojovny, byla by postačující informací jednočíselná hladina akustického výkonu A. Ne vždy je však i tato informace dostupná. Řada výrobců uvádí ve svých podkladech pouze hladinu akustického tlaku A v určité vzdálenosti. V takovém případě pak projektantovi nezbývá nic jiného než provést kvalifikovaný odhad akustického výkonu, resp. za určitého předpokladu spektra akustického výkonu.



Obr. 2 Schéma měřicí plochy pro přepočet hladiny akustického tlaku na hladinu akustického výkonu

Fig. 2 Scheme of the measuring surfaces for conversion of the sound pressure level to the sound power level

V případě tohoto instalovaného čerpadla byla známa pouze hladina akustického tlaku A ve vzdálenosti 1 m L_{pA} = 40 dB. Přepočet mezi hladinou akustického tlaku a výkonu je dán obecně známým vztahem:

$$L_{WA} = L_{pA} + 10\log S \qquad (1)$$

Je tedy třeba stanovit měřicí plochu *S*, kterou definuje např. norma ČSN EN ISO 3744 [9]. Podle této normy jsou dva možné tvary měřicí plochy – kulová a rovnoběžnostěn. Na obr. 2 je případ měřicí plochy tvaru rovnoběžnostěnu. Jsou zde zobrazeny dva kvádry – malý kvádr, který reprezentuje zdroj, a velký, reprezentující měřicí plochu, tedy plochu, kterou projde signál vyzářený ze zdroje.

V našem případě by na základě rozměrů zdroje byla velikost měřicí plochy S = 35 m^2. V tom případě je pak podle vztahu (1) hladina akustického výkonu A L_{WA} = 55,5 dB. Jak bylo výše uvedeno, je pro další výpočet nutné znát spektrum hladin akustického výkonu generované do prostoru strojovny korigované váhovým filtrem A, nebo bez korekce (tzn. lineárně).

Spektrum stanovené z jedné hodnoty na základě předpokládaného průběhu neodpovídá skutečnému tvaru spektra stroje, ale i tak je vždy na straně bezpečnosti výpočtu. Spektrum je pak možné odhadnout např. z průběhu váhového filtru A úpravou vztahu pro výpočet hladiny akustického výkonu A. Získané spektrum hladin akustického výkonu TČ generované pláštěm v oktávovém pásmu shrnuje tab. 1.

Tab. 1 Spektrum hladin akustického výkonu tepelného čerpadla

Tab. 1 Spectrum of the sound power level of the heat pump

f [Hz]	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
L_{WiT} [dB]	72,6	62,5	55	49,6	46,4	45,2	45,4	47,5

Do prostoru strojovny se ovšem šíří i hluk generovaný připojovacím potrubím. Vzhledem k tomu, že potrubí je obvykle v ohebném provedení s akustickou úpravou, ovšem s větším průměrem – v našem případě 508 mm, je předpoklad, že konstrukce tohoto potrubí (tenká hliníková fólie s izolací) bude větší část akustické energie propouštět do okolního prostředí. Výrobci u těchto potrubí neuvádí jejich neprůzvučnost a je tedy obtížné stanovit, kolik energie se bude do okolí vyzařovat. V takovém případě je výhodnější uvažovat, že vše, co do potrubí vstoupí ze zdroje, bude vyzářeno do okolí, i když ve skutečnosti bude tato hodnota nižší. V takovém případě by do prostoru strojovny byl generován signál od sacího a výtlačného potrubí daný logaritmickým součtem výkonů (tab. 2).

Dílčí hodnoty hladin akustického výkonu sání a výtlaku jsou uvedeny dále v článku.

Tab. 2 Spektrum hladin akustického výkonu šířící se ze sacího a výtlačného potrubí do strojovny

Tab. 2 Spectrum of the sound power level getting from the intake and exhaust pipeline to the plant room

f [Hz]	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
L_{WiP} [dB]	70,4	72,6	68,7	68,7	67,5	66,9	62,5	55,6

Výsledné spektrum hladin akustického výkonu do strojovny je dáno logaritmickým součtem hodnot uvedených v tab. 1 a 2 podle vztahu:

$$L_{Wic} = 10\log\left(10^{0,1L_{WiP}} + 10^{0,1L_{WiT}}\right) \qquad (2)$$

Výsledky výpočtu podle vztahu (2) uvádí tab. 3. V této tabulce jsou dále uvedeny hodnoty hladin akustického tlaku v poli odražených vln označené L_{pi1}.

Šíření zvuku v uzavřeném prostoru je dáno vztahem:

$$L_{pi1} = L_{Wic} + 10\log\left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4\left(1-\alpha_{m1}\right)}{\sum S_i \alpha_{m1}}\right) \qquad (3)$$

Akustické pole ve vnitřním prostoru je možné rozdělit na dvě oblasti. První pole blízké zdroji je tzv. pole přímých vln, v němž se významně projevuje vliv umístění zdroje dané činitelem směrovosti *Q* a vzdáleností od zdroje *r*. Druhým je pole odražených vln, kde se významnou měrou projevuje vliv prostoru, který je vyjádřen středním činitelem zvukové pohltivosti α_{m1} a plochou obklopujících stěn ΣS_i. V poli odražených vln, nazývaném též difuzním, je akustické pole vyrovnané, tj. v jakémkoliv místě je hladina akustického tlaku stejná, jak dokumentuje druhý člen v závorce ve vztahu (3).

Ze stavební dokumentace budovy je patrné, že ke strojovně přiléhá obytná místnost, která je situována nad strojovnou, a dělicí konstrukcí je tak strop strojovny. Cílem výpočtů je pak posoudit hlukovou situaci v tomto chráněném vnitřním prostoru.

Z výše uvedeného je patrné, že nás bude zajímat hluková situace v blízkosti stopu. K tomu, abychom mohli provést výpočet podle vztahu (3), je nutné znát pohltivost stěn strojovny α_{m1}. Vzhledem k tomu, že jde o místnost tvořenou převážně akusticky tvrdými plochami, je hodnota činitele pohltivosti blízká 0. Pro materiály, jako je např. beton, se hodnoty α_{m1} pohybují v rozsahu 0,01 – 0,03 v závislosti na kmitočtu. Protože z projektu nejsou známy pohltivosti stěn strojovny, jsou ve výpočtu uvažovány hodnoty činitele pohltivosti pro téměř prázdný prostor, kde jsou stěny tvořeny omítkou (tab. 3). Tyto hodnoty budou ve skutečnosti vyšší, neboť instalací zařízení, rozvodů a dalších technologií dojde ke zvýšení pohltivosti prostoru, a tím snížení hlukové

Tab. 3 Spektrum hladin akustického výkonu generované do strojovny a spektrum hladin akustického tlaku ve strojovně v poli odražených vln

Tab. 3 Spectrum of the sound power level generated into the plant room and spectrum of the sound pressure level in the plant room in the reverberant sound field

f [Hz]	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
L_{Wic} [dB]	74,7	73	68,9	68,8	67,6	67	62,6	56,3
α_{m1} [-]	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,05	0,07	0,07
L_{pi1} [dB]	78,7	76,7	72,4	71,3	68,9	67,6	61,9	55,5

zátěže. Údaje o pohltivosti různých materiálů jsou dostupné v řadě publikací např. [5].

Vzhledem k takto nízkým hodnotám pohltivosti bude prostor významně odrážet akustický signál a vliv prvního členu v hranaté závorce ve vztahu (3) bude zanedbatelný.

Je-li známé spektrum hladin akustického tlaku ve strojovně, je následným krokem stanovení spektra hladin akustického tlaku v chráněném prostoru podle vztahu (4), kde A_2 značí celkovou pohltivost přijímacího prostoru danou vztahem (5).

$$L_{pi1} - L_{pi2} = R + 10\log\frac{A_2}{S_d} \tag{4}$$

$$A_2 = \Sigma\alpha_{2i}S_{2i} = \alpha_{m2}\Sigma S_{2i} \tag{5}$$

K provedení těchto výpočtů je nutné znát vzduchovou neprůzvučnost dělicí konstrukce *R*. Tuto informaci by měl projektant získat ze stavební části projektu, což je ale věc problematická. Ve stavební akustice je běžné uvádět tuto informaci v třetinooktávovém pásmu v rozsahu kmitočtů 100 – 3150 Hz, případně ve formě vážené neprůzvučnosti R_W [dB]. Vážená neprůzvučnost je však pro přesnější výpočty, zvláště pak pro návrh zvukoizolačních opatření, nevhodná. Po projektantu vzduchotechniky či vytápění je mnohdy požadováno provést akustické výpočty, např. od kmitočtu 20 Hz do 8000 Hz. V takovém případě jsou pro něho výše uvedené informace nedostačující. Je pak třeba využít postupů, které uvádí např. lit. [1], [2], [5] aj. V uváděném případě je vzduchová neprůzvučnost dána hodnotami v tab. 4.

Tab. 4 Spektrum vzduchové neprůzvučnosti stropu R, spektrum hladin akustického tlaku v chráněném prostoru L_{pi2}

Tab. 4 Spectrum of the sound reduction index R, spectrum of the sound pressure level in the protected area L_{pi2}

f [Hz]	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
R [dB]	38	45	52,5	57	61,5	66	70,5	75
α_{m2} **[-]**	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
L_{pi2} **[dB]**	44	35,1	23,3	17,6	10,7	5	0	0
K_{Ai} **[dB]**	-26,2	-16,1	-8,6	-3,2	0	1,2	1	-1,1

Pohltivost přijímacího prostoru (chráněné místnosti) není známa, neboť posuzovaný prostor, který je určen k bydlení, nemusí být nájemníky takto využíván. Stejně jako ve strojovně budeme předpokládat méně příznivý stav a tedy horší akustické chování místnosti. Ve skutečnosti vlivem nábytku, krytin a ostatního zařízení dojde k výrazně vyšší schopnosti místnosti pohlcovat akustickou energii. Plocha dělicí stropní konstrukce má velikost 15,7 m^2 a plocha stěn přijímacího prostoru má velikost 73 m^2. V tab. 4 je uvedeno spektrum hladin akustického tlaku v chráněné místnosti L_{pi2}. Pro hodnocení hlukové zátěže prostoru podle nařízení vlády č. 272/2011 Sb. je třeba toto výsledné spektrum přepočítat na jednočíselnou hladinu akustického tlaku A podle vztahu:

$$L_{pA} = 10\log\sum_{i=1}^{n}\left(10^{0,1\left(L_{pi2}+K_{Ai}\right)}\right) \tag{6}$$

Hodnoty váhového filtru A podle ČSN EN 61672-1 [10], značené K_{Ai} uvádí opět tab. 4. Výsledná hladina akustického tlaku A v přiléhajícím chráněném prostoru vyjde L_{pA} = 23,3 dB.

ŠÍŘENÍ ZVUKU DO VENKOVNÍHO PROSTORU

Tepelné čerpadlo je umístěno tak, jak uvádí obr. 1. Je tedy patrné, že do venkovního prostoru bude signál vyzařován zejména sací a výfukovou mříží. Jak bylo výše uvedeno, je tepelné čerpadlo připojeno na tyto výdechové otvory flexibilním potrubím o průměru 508 mm s akustickou úpravou. Je třeba znát spektrum hladin akustického výkonu na sání a výtlaku tepelného čerpadla, délky připojovacích potrubí (4,5 m) a útlum tohoto potrubí (tab. 5), které má podle výrobce pracovat i jako tlumič.

Hladiny akustického výkonu na sání a výtlaku čerpadla uvádí výrobce ve spektru váženém filtrem A (tab. 5), v tom případě je celý následující výpočet proveden s váhovým filtrem A.

Protože výrobce neuvádí neprůzvučnost pláště potrubí, je obtížné stanovit, kolik akustické energie se bude do potrubí šířit z prostoru strojovny. V takovém případě je vhodné předpokládat, že dříve zjištěná hladina akustického tlaku ve strojovně bude v plné míře vyzářena do potrubí a dále se šířit do venkovního prostoru (řádek 4 tab. 5).

Tab. 5 Spektra hladin akustického výkonu A pro sání a výtlak TČ a výkon šířící se do potrubí ze strojovny

Tab. 5 A-weighted spectrums of the sound power level for the intake and exhaust of the HP and power getting to the pipeline from the plant room

f [Hz]	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
L_{WAis} **[dB]**	38	53	56	62	65	66	61	52
L_{WAiv} **[dB]**	43	54	58	63	64	64	60	51
L_{WAio} **[dB]**	61,1	69,2	72,4	76,6	77,5	77,4	71,4	63
D_1 **[dB]**	6,5	10,5	14	11,5	9	6,5	8	5

Při zaústění potrubí do fasády dochází k reflexnímu jevu a tedy k částečnému odrazu akustické energie nazpět ke zdroji. Útlum odrazem je možno stanovit na základě vztahu lit. [5]:

$$D_r = 30,9 - 14,85\log(f\sqrt{a.b}) \tag{7}$$

Jak je patrné z tab. 6, je útlum odrazem málo významný. Útlum signálu od TČ by měl zajistit útlum v potrubí. Při délce 4,5 m vykazuje útlum tlumiče $D_{4,5}$ značných hodnot, což však v praxi nemusí platit. Z principu tlumičů tak, jak je známe ze vzduchotechniky, je útlum dán tloušťkou pohltivé látky a také volnou průtočnou plochou mezi kulisami. U flexibilního potrubí s pohltivou látkou po obvodu je jasné, že s rostoucím průměrem potrubí se zvětšuje volná průtočná plocha a tím klesá útlum

Tab. 6 Spektra hladin akustického výkonu A na fasádě objektu a spektra hladin akustického tlaku A v kontrolním místě

Tab. 6 A-weighted spectrums of the sound power level on the facade of the building and A-weighted spectrums of the sound pressure level in the control place

f [Hz]	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$D_{4,5}$ **[dB]**	29,3	47,3	63	51,8	40,5	29,3	36	22,5
D_r **[dB]**	6,4	2	0	0	0	0	0	0
L_{WAisf} **[dB]**	25,4	20	9,5	25	37,2	48,5	35,8	40,8
L_{WAivf} **[dB]**	25,5	20	95	25,1	37,2	48,4	35,7	40,7
L_{pAis} **[dB]**	7,4	2	-8,6	7	19,2	30,4	17,8	22,8
L_{pAiv} **[dB]**	11,7	6,3	-4,2	11,3	23,4	34,6	22	27
L_{pAiK2} **[dB]**	13,1	7,7	-2,9	12,7	24,8	36	23,4	28,4

tlumiče. Parazitní signály, které se do potrubí dostanou z okolí, budou schopnost tlumiče významně degradovat. Ve výpočtu nebylo uvažováno s oblouky na potrubí, které při realizaci vzniknou a které budou nepatrně přispívat k útlumu signálu od zdroje.

Hladina akustického výkonu A na fasádě objektu generovaná sací a výdechovou vyústí je uvedena v tab. 6 v řádcích 4 a 5. Tyto hodnoty byly stanoveny vždy jako logaritmický součet L_{WAis} či L_{WAiv} a L_{WAio} podle vztahu (2) snížený o útlum odrazem D_r a útlum potrubím $D_{4,5}$. V následujícím řešení pak jde o šíření zvuku ve venkovním prostoru podle vztahu:

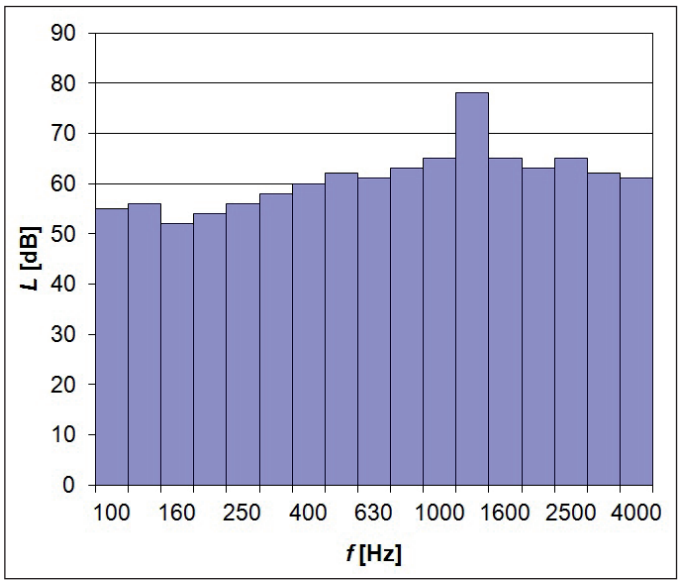
$$L_{pi} = L_{Wi} + 10\log\left(\frac{\quad}{\quad}\right) \tag{8}$$

kde činitel směrovosti Q je možno definovat hodnotou 4 jako případ umístění zdroje u dvou odrazivých stěn – fasáda a přilehlý terén.

Výpočet hladin akustického tlaku je třeba provést k nejbližším chráněným místům, tj. v našem případě ke středu nejbližšího okna tak, jak naznačuje obr. 1. Horizontálně je kontrolní místo vzdálené od okna 2 m, tj. místo určující chráněný venkovní prostor stavby. Výsledné hladiny akustického tlaku A od sací a výfukové žaluzie v kontrolním místě K2 uvádí 6. a 7. řádek v tab. 6. V kontrolním místě je pak třeba stanovit logaritmickým součtem výsledek od obou zdrojů, který pro místo K2 činí L_{pA} = 37,2 dB.

ZÁVĚR

Stanovené výsledné hodnoty je možné dále porovnat s protokolem o měření, který vznikl po realizaci stavby pro účely kolaudace. Ve vnitřním chráněném prostoru stavby v přilehlé obytné místnosti bylo provedeno měření v souladu s požadavky lit. [4], [6]. Mikrofon byl umístěn ve výšce 1,5 m nad podlahou. Podle nařízení vlády je třeba posuzovat maximální hladinu akustického tlaku A L_{Amax}, která byla z měření stanovena jako medián z uskutečněných náměrů L_{Amax} = 20,9 dB a navýšena o celkovou rozšířenou nejistotu měření U_{AB} = 1,2 dB. Výsledná maximální hladina ve vnitřním prostoru je pak L_{Amax} = 22,1 dB. Shora prezentovaným výpočtem byla stanovena L_{pA} = 23,3 dB. Vzhledem k výše zavedeným předpokladům výpočtu je shoda výsledků velmi dobrá. Důvody, proč je hodnocena maximální a ne ekvivalentní hladina akustického tlaku, nalezne čtenář např. v lit. [3], [4]. Hygienický limit pro noční dobu je dle [4] L_{Amax} = 30 dB.



Obr. 3 Identifikace tónové složky ve spektru sledovaného signálu

Fig. 3 Identification of the tonal components in the spectrum of the monitored signal

Ve venkovním chráněném prostoru, tj. 2 m před středem okna, byla měřením stanovena ekvivalentní hladina akustického tlaku A $L_{Aeq,T}$ = = 37,3 dB. Ve venkovním prostředí je dále uplatněna korekce na odrazivý povrch dle ČSN ISO 1996-2 hodnota -2 dB. Dále je třeba zahrnout vliv nejistot měření, tj. v tomto případě je kombinovaná rozšířená nejistota měření U_{AB} = ±2 dB. Výsledná hodnocená ekvivalentní hladina akustického tlaku A je dle nařízení vlády $L_{Aeq,T}$ = 33,3 dB pro denní i noční dobu. Výpočtem stanovená hladina akustického tlaku A v kontrolním místě venkovního prostoru je L_{pA} = 37,2 dB. Limitní hodnota pro chráněný venkovní prostor stavby v noční době je $L_{Aeq,1h}$ = 40 dB.

V obou případech je možné konstatovat, že výpočtem i měřením bylo prokázáno splnění hygienických limitů.

V případě, že projektant provede kontrolní akustické výpočty podle metodik šíření zvuku ve venkovním nebo uzavřeném prostoru, vždy musí pamatovat na nejistoty měření. Je tedy vhodné počítat s určitou rezervou, a to alespoň 5 dB. Dosud nebylo zmíněno, že zdroji hluku v tepelných čerpadlech jsou ventilátory a kompresory, které jsou typickými zdroji tónových složek v signálu, tj. podle [4] vyskytne-li se v třetinooktávovém spektru tónová složka, vede to ke zpřísnění hygienického limitu o 5 dB. Tónová složka je identifikována tak, že některá z třetinooktáv sledovaného spektra je vyšší o min. 5 dB než sousední třetinooktávy (obr. 3).

Prezentovaný příklad demonstruje využití obecně známých vztahů na jednoduché aplikaci. Každý projektant zařízení by měl mít na paměti význam těchto výpočtů, které mají za účel nejen ochranu zdraví, ale také úsporu finančních nákladů, budou-li realizovány ve fázi projektu a ne až po dokončení díla.

Kontakt na autora: miroslav.kucera@fs.cvut.cz

Použité zdroje:

[1] ČECHURA, J. *Stavební fyzika 10*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1999. 173 s. ISBN 80-01-01593-9.
[2] KUČERA, M. Šíření zvuku dělicími stěnami. *Topenářství instalace*. 2015, ročník 49, číslo 1, s. 20-24. ISSN 1211-0906.
[3] KUČERA, M. Hodnocení hluku v bytové zástavbě. *Topenářství instalace*. 2014, ročník 48, číslo 5, s. 28-34. ISSN 1211-0906.
[4] Nařízení vlády 272/2011 Sb. o ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací.
[5] NOVÝ, R. *Hluk a chvění*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2000. 389 s. ISBN 80--02246-3.
[6] Metodický návod pro měření a hodnocení hluku v mimopracovním prostředí. Č. j. HEM-300-11.12.01-34065.
[7] VAVŘIČKA, R. Metody návrhu zásobníku teplé vody – 1. část. *Vytápění, větrání, instalace*. 2011, roč. 20, č. 3, s. 108-112. ISSN 1210-1389.
[8] VAVŘIČKA, R. Tepelné čerpadlo a příprava teplé vody. In: Konference vytápění Třeboň 2015, s. 106-115. Třeboň, 2015. ISBN 978-80-02-02589-4.
[9] ČSN EN ISO 3744. Akustika - Určování hladin akustického výkonu a hladin akustické energie zdrojů hluku pomocí akustického tlaku – Technická metoda pro přibližně volné pole nad odrazivou rovinou. 2011.
[10] ČSN EN 61672-1 ed.2. Elektroakustika – Zvukoměry – Část 1: Technické požadavky. 2014.
[11] ČSN ISO 1996-2. Akustika – Popis, měření a posuzování hluku prostředí – – Část 2: Určování hladin hluku prostředí. 2009. ■