



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA ELEKTROTECHNIKY A KOMUNIKAČNÍCH
TECHNOLOGIÍ**

FACULTY OF ELECTRICAL ENGINEERING AND COMMUNICATION

ÚSTAV AUTOMATIZACE A MĚŘICÍ TECHNIKY

DEPARTMENT OF CONTROL AND INSTRUMENTATION

MĚŘENÍ PARAMETRŮ PIEZO ENERGY HARVESTERŮ

MEASURING THE PARAMETERS OF PIEZO ENERGY HARVESTERS

DIZERTAČNÍ PRÁCE

DOCTORAL THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ing. Jan Kunz

VEDOUCÍ PRÁCE

ADVISOR

doc. Ing. Petr Beneš, Ph.D.

BRNO 2021

ABSTRAKT

Tato disertační práce se zabývá měřením parametrů piezoenergy harvesterů, zejména měřením jejich účinnosti. V první části práce jsou shrnuty důležité metriky pro jejich srovnání a přehled existujících měřicích systémů pro měření výkonových parametrů harvesterů. Měření účinnosti harvesterů je z důvodů komplikovaného měření příkonu zjednodušováno a účinnost harvesterů se počítá z jeho parametrů. Tento způsob nicméně není přesný, protože zanedbává mechanické ztráty, a má velkou nejistotu měření. Z tohoto důvodu je hlavním cílem práce najít způsob, jak přímo změřit příkon harvesteru a tak změřit jeho účinnost dle definice, tedy včetně mechanických ztrát. Na základě analýzy toku výkonů ve výkonovém řetězci harvesteru byl nalezen způsob, jak tohoto cíle dosáhnout. Poté jsem vytvořil automatizovaný měřicí systém, který umožňuje měřit výkonové parametry harvesterů a také jeho účinnost včetně stanovení nejistot měření. V poslední části jsou porovnány výkony, parametry a zejména oba druhy účinnosti pro komerčně dostupné harvestery. Dle předpokladů vychází hodnoty účinnosti dle definice menší než v případě její zjednodušené verze. Nicméně tento poměr se pro různé typy harvesterů velmi liší, u PZT harvesterů je nová účinnost přibližně třetinová, ale v případě PVDF harvesterů je pouze setinová. Tento výrazný rozdíl ukazuje, že různé typy harvesterů mají velké rozdíly v mechanických ztrátách, tento rozdíl až dosud nemohl být měřen a tak zůstával opomíjen.

KLÍČOVÁ SLOVA

Energy harvesting, účinnost, měření účinnosti, PVDF, PZT, piezoenergy harvester

ABSTRACT

This dissertation deals with the measurement of piezoenergy harvester parameters, in particular the measurement of their efficiency. The first part of the thesis summarizes important metrics for their comparison and reviews existing measurement systems for measuring harvester performance parameters. The measurement of harvester efficiency is simplified due to the complexity of power measurement and harvester efficiency is calculated from its parameters. However, this method is not accurate because it neglects mechanical losses and has a large measurement uncertainty. For this reason, the main objective of this work is to find a way to directly measure the harvester power input and thus measure its efficiency by definition, i.e. including mechanical losses. By analyzing the power flow in the harvester power chain, a way to achieve this goal has been found. Then, I have created an automated measurement system that allows to measure the harvester power parameters and also its efficiency including the determination of measurement uncertainties. In the last section, the performance, parameters and especially the two types of efficiency for commercially available harvesters are compared. As expected, the efficiency evaluated according to the definition come out smaller than in the case of its simplified version. However, this ratio varies widely for different harvester types, with the new efficiency being approximately one-third for PZT harvesters but only one-hundredth for PVDF harvesters. This significant difference shows that the different types of harvesters have large differences in mechanical losses, this difference could not be measured until now and thus remained neglected.

KEYWORDS

Energy harvesting, efficiency, efficiency measurement, PVDF, PZT, piezoenergy harvester

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že svou dizertační práci na téma „Měření parametrů piezo energy harvesterů“ jsem vypracoval samostatně pod vedením školitele dizertační práce a s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou všechny citovány v práci a uvedeny v seznamu literatury na konci práce.

Jako autor uvedené dizertační práce dále prohlašuji, že v souvislosti s vytvořením této dizertační práce jsem neporušil autorská práva třetích osob, zejména jsem nezasáhl nedovoleným způsobem do cizích autorských práv osobnostních a/nebo majetkových a jsem si plně vědom následků porušení ustanovení § 11 a následujících autorského zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon), ve znění pozdějších předpisů, včetně možných trestněprávních důsledků vyplývajících z ustanovení části druhé, hlavy VI. díl 4 Trestního zákoníku č. 40/2009 Sb.

Brno

.....

podpis autora

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu diplomové práce panu doc. Ing. Petru Benešovi, Ph.D. za odborné vedení, rady a zkušenosti, které přispěly k řešení této práce, a trpělivost, podnětné návrhy a pedagogickou pomoc při zpracování tohoto dokumentu. Děkuji také kolektivu skupiny měření za podnětné návrhy, připomínky a věcné diskuze.

Dále děkuji své ženě, Ivce, za trpělivost, protože zpracování disertační práce vyžaduje velké množství odhodlání a hlavně času, který by šel využit jiným způsobem.

Obsah

Úvod	8
1 Energy harvestery	9
1.1 Využití světelného toku	9
1.2 Zisk energie z proudění tekutin	9
1.3 Využití tepelné energie	10
1.4 Zisk energie z mechanického pohybu	10
2 Model piezoenergy harvesteru	12
3 Parametry piezoharvesterů	16
3.1 Vnitřní odpor	16
3.2 Rezonanční frekvence	16
3.3 Elektromechanický vazební koeficient	16
3.4 Jakost	17
3.5 Objem harvesteru	18
3.6 Efektivní hmotnost	18
4 Současný stav	19
4.1 Výkonové parametry	19
4.2 Účinnost	23
4.3 Měření piezoenergy harvesterů	28
5 Cíle dizertační práce	31
6 Měřicí systém	32
6.1 Tok výkonů	32
6.2 Měření parametrů harvesteru	37
6.3 Požadavky na měřicí systém	38
6.4 Sestavení měřicího systému	38
6.5 Zjišťování parametru k_{BI}	42
6.6 Zpracování naměřených dat	43
7 Nejistoty měřicího systému	44
7.1 Nejistoty přímého měření	44
7.2 Nejistoty nepřímého měření	46

8 Naměřená data	53
8.1 PZT harvestery	53
8.2 PVDF harvestery	60
8.3 Shrnutí	71
9 Závěr	72
Seznam symbolů, veličin a zkratk	85
A Naměřená data	87

Úvod

V současném světě neustále roste poptávka po autonomních snímačích, bezdrátových snímačových sítích (WSN - Wireless sensor network) a další drobné elektronice. K dalšímu růstu této poptávky nepochybně přispívá i internet věcí (IoT - Internet of things), kdy je snaha, aby prakticky každé zařízení bylo připojeno k internetu [1].

Toto s sebou přináší i rozšíření elektroniky do míst, kde není připravená infrastruktura. S rozvojem 5G a dalších bezdrátových komunikačních sítí není problém zajistit komunikaci z těchto míst, ovšem stále je potřeba tuto elektroniku napájet. To je možné například z baterie, ale ta dříve nebo později potřebuje výměnu, což není ekonomicky optimální. Navíc v některých případech je to prakticky nemožné, například ve vesmíru nebo v oceánu. Proto je potřeba zajistit napájení této elektroniky jiným způsobem, které bude bezúdržbové po celou dobu plánované životnosti a poskytne dostatek energie pro funkčnost daného zařízení. Toho lze dosáhnout přeměnou energie z okolního prostředí na užitečnou energii, nejčastěji elektrickou. Takový způsob získu užitečné formy energie se nazývá energy harvesting ¹, který se řadí mezi obnovitelné zdroje energie. Na rozdíl od známých větrných a solárních elektráren, které mají být alternativou k tradičním elektrárnám, nás zajímá spíše alternativa k bateriím [2].

Mezi možné způsoby energy harvestingu patří i generování užitečné energie z okolních vibrací (VEH - Vibration energy harvesting). Tato metoda je vhodná zejména při použití na strojích a pohybujiících se objektech (mosty atd) [3]. Jako energy harvestery se například používají piezomateriály, které jsou vibracemi deformovány a tím generují elektrickou energii. Tento způsob VEHu je velmi perspektivní, a proto vzniká obrovské množství různých typů těchto harvesterů, které je potřeba měřit a charakterizovat [4]. Právě měření a charakterizace vibračních energy harvesterů, zejména jejich účinnosti, je tématem této práce.

¹Bohužel jsem nenašel vhodný český ekvivalent tohoto výrazu, proto bude v textu používán tento anglický výraz

1 Energy harvestery

Pomocí energy harvestingu lze získávat užitečnou energii, zejména elektrickou, přeměnou energie z okolního prostředí. Nejčastěji se používá přeměna ze světelného toku, proudění tekutin, tepelné energie a mechanického pohybu.

1.1 Využití světelného toku

Využívání energie ze Slunce je asi nejstarší známý způsob získávání energie z okolí, již v 7. století před naším letopočtem rozdělávali lidé pomocí zvětšovacího "skla" oheň [5].

Postupem času se metody zisku energie ze Slunce postupně vylepšovaly, ale stále se používaly pro zisk tepla. To se změnilo v roce 1954, kdy Bellovy laboratoře představily první křemíkový fotovoltaický článek schopný přeměnit světelnou energii na elektrickou, i když jen se 4 % účinností [6].

Postupem času se solární články začaly používat pro napájení drobné elektroniky, například kalkulaček v 70. letech 20. století.

S dalším vývojem se zvedla účinnost solárních článků. Dnes již i relativně malý článek umí vyprodukovat dost energie k napájení spotřební elektroniky a to i v případě umělého osvětlení v budovách. Z důvodu relativně vysokého výkonu, jednoduchosti a spolehlivosti tohoto řešení je tento způsob napájení běžně používán i pro WSN [7, 8].

Nevýhodou tohoto řešení je, že pro správnou funkčnost musí být solární článek osvětlen a zůstat čistý. Proto se tento způsob moc nehodí do prostředí, kde je velká prašnost a málo světla, tedy například do průmyslových aplikací nebo vnitřních kontrolních dutin objektů.

1.2 Zisk energie z proudění tekutin

Podobně jako v případě solárních článků je možné pohybující se tekutiny (zejména voda a vzduch) využít jak pro generování elektřiny do rozvodné sítě, tak i pro napájení drobné elektroniky. Rozdíl je, že tyto elektrárny se budují tam, kde jsou vhodné podmínky, zejména konstantní průtok.

Harvestery jsou umísťovány tam, kde je potřeba mít danou elektroniku. Z tohoto důvodu je nutné se vyrovnat s jinými problémy, například kolísavý, případně malý průtok média [8].

Nicméně princip generování energie je v obou případech stejný, pohyb tekutiny roztáčí lopatky, které pohání generátor a ten vyrábí elektrickou energii. Proto se vývoj zaměřuje především na maximální životnost a minimální hmotnost [8]. Tento

způsob energy harvesting se používá zejména v odlehlých oblastech [9]. Problém je, že tento způsob generování je nepředvídatelný, a proto se často kombinuje s jinými typy energy harvesterů, například se solárními.

1.3 Využití tepelné energie

Tento způsob generování elektrické energie využívá termoelektrického jevu (Seebeckův jev), který popisuje vznik napětí mezi dvěma konci vodiče (polovodiče), které jsou umístěny do různých teplot [10]. Velikost vzniklého napětí je, kromě teplotního rozdílu, závislá na použitém materiálu. Tato materiálová vlastnost je kvantitativně popsána Seebeckovým koeficientem. Pro praktické využití tohoto jevu je potřeba na koncích spojit dva různé materiály s vhodnými Seebeckovými koeficienty, vznikne tak termočlánek. Napětí generované jedním takovým článkem je závislé na rozdílu teplot, ale obecně je malé na napájení elektroniky, proto se pro praktické využití sério-paralelně řadí stovky až tisíce takových článků a celek pak tvoří termoelektrický generátor (TEG).

Výhodou tohoto principu je, že výstupní výkon je jednoduše škálovatelný různým počtem jednotlivých článků. Proto je TEGy možné najít v různých aplikacích v různých výstupních výkonech. Například v některých automobilech jsou na výfukovém potrubí TEGy o výkonu až 1 kW [11], dále existují turistické generátory produkující několik jednotek wattů [12]. Tento způsob používá i NASA pro napájení u některých svých družic, včetně Voyageru 1 a 2, kde jsou tyto TEGy v provozu od roku 1977. Jako zdroj tepla zde slouží rozpad izotopu plutonia 238 [13].

1.4 Zisk energie z mechanického pohybu

Tento způsob energy harvesting byl pravděpodobně jako první použit pro napájení zařízení, konkrétně se jedná o první samo-natahovací kapesní hodinky v roce 1780 [14].

Tento typ energy harvesting lze dále rozdělit podle druhu pohybu na dvě hlavní skupiny, a to mechanické vibrace a kontrakce pružných materiálů. První skupina je zastoupena zejména v průmyslu, dopravě, a stavebních konstrukcích. Druhá nachází uplatnění zejména při generování energie z lidského pohybu [15]. Tato oblast zažívá obrovský boom s rozvojem chytrých tkanin (smart fabric) [16].

Existují tři základní principy generování elektrické energie z vibrací, a to elektrostatický, který je založen na změně vzdálenosti mezi nabitými izolovanými elektrodami kondenzátoru. Dále elektromagnetický princip pracující na principu elektromagnetické indukce, což znamená, že při pohybu vodiče v magnetickém poli vzniká

na koncích tohoto vodiče elektrické napětí. V praxi se většinou jedná o cívku a v ní vibrující magnet. Posledním používaným způsobem je piezoelektrický princip, který pracuje na piezoelektrickém jevu, kdy se některé materiály polarizují vlivem působící síly [15]. Existují i hybridní vibrační harvestery, které kombinují více principů, například piezoelektrický a elektromagnetický v jednom energy harvesteru [8].

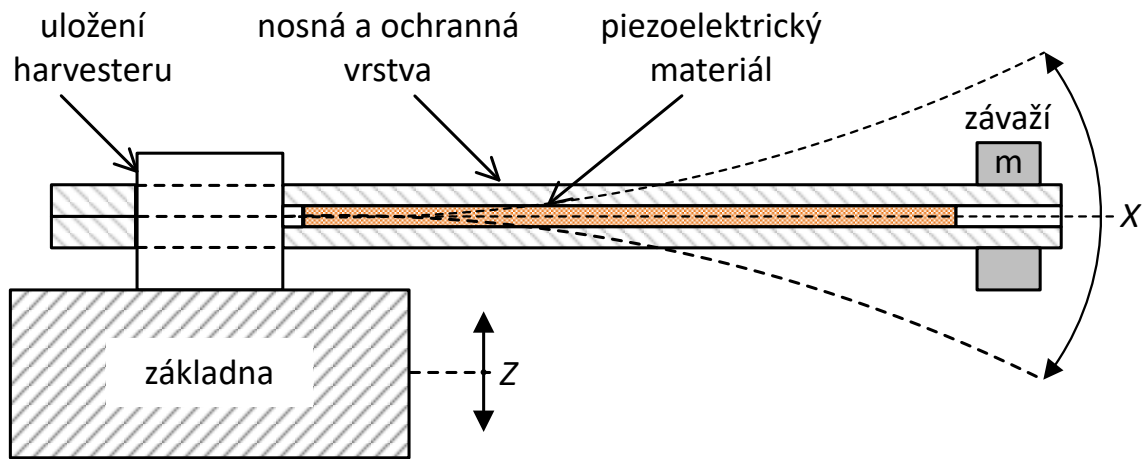
Všechny tyto principy generují střídavé napětí o frekvenci vibrací. Pro napájení elektroniky je potřeba tento signál usměrnit a upravit jeho amplitudu a to vše s co nejmenšími ztrátami. Tato oblast je intenzivně zkoumána [2] a pro tento účel již existují komerčně dostupné speciální obvody, například LTC3588-1.

Z vibračních energy harvesterů má právě piezoelektrický energy harvester (PEH - Piezo energy harvester) nejvyšší objemový výkon. Dle [4] je výkonová hustota piezoelektrických harvesterů až 100 mW/cm^3 , elektromagnetických harvesterů méně než 1 mW/cm^3 a elektrostatických harvesterů pod $50 \text{ }\mu\text{W/cm}^3$.

Z tohoto důvodu je právě výzkumu PEHů věnováno obrovské množství úsilí. Pro ilustraci Google Scholar Výzkum piezo eviduje v roce 2015 6 230 článků na toto téma, v dalších letech toto číslo roste, konkrétně 6 580 (2016), 7 590 (2017), 8 750 (2018), 9 440 (2019) a 11 000 (2020). Vzniká tak obrovské množství nových struktur a materiálů, které je potřeba pro praktické využití a potřeby dalšího výzkumu nějakým způsobem porovnat a to napříč různými pracovišti. Vzniká tak spousta metrik, které harvestery srovnávají různým způsobem a s odlišnými výsledky [2].

2 Model piezoenergy harvesteru

Aby bylo možné PEHy zkoumat a vyvíjet, je důležité si namodelovat jejich chování. První modely vznikaly hned na začátku vývoje PEHů a stále se zdokonalují, aby co nejlépe popsaly chování reálných harvesterů. První model VEHu popsal Williams a Yates v roce 1996 [17], tento model ale předpokládal kompresi piezoelementu, což je pro PEH typu vetknutý nosník (obr. 2.1) nepřesné. S pěkným odvozením rovnic pro PEH typu vetknutý nosník přišel v roce 2004 Sodano et al. [18]. Tyto rovnice se používají s drobnými obměnami dodnes, například [19, 20], a jsou použity i v této práci. Existují i komplexnější modely PEHu typu vetknutý nosník, které již většinou používají model s rozprostřenými parametry, například [4, 21, 22, 23]. Tyto modely sice lépe popisují chování harvesteru, ovšem pro pochopení principu jeho funkce jsou zbytečně složité.

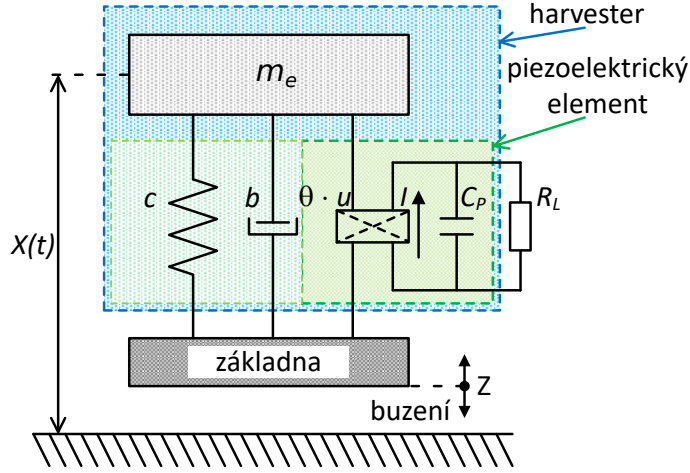


Obr. 2.1: Princip funkce piezoenergy harvesteru

Tento systém se modeluje pomocí systému pružina-hmotnost-tlumič-piezoelektrikum se soustřednými parametry. Kde hmotnost m_e je efektivní hmotnost výše zobrazené struktury (kap. 3.6) [20], c je tuhost a b je tlumící koeficient. Z hlediska mechanických vlastností je struktura považována za homogenní. Převod mezi mechanickou a elektrickou částí je zajištěn elektromechanickým vazebním koeficientem Θ . Tento koeficient je závislý na konkrétních parametrech PEHu a zjednodušeně popisuje rozprostření generovaného elektrického náboje v ohýbajícím se harvesteru. Jeho hodnotu je možno přibližně spočítat z parametrů harvesteru (2.1). Přesnější výpočet je založen na řešení piezoelektrických matic [18, 24], případně je možno jej určit experimentálně [25]. Výsledný mechanicko-elektrický model je znázorněn na (obr. 2.2).

$$\Theta = \beta_{\Theta} \frac{st}{2l} e_{31}, \quad (2.1)$$

kde Θ je elektromechanický vazební koeficient PEHu, β_{Θ} je konstanta popisující mód kmitání, která je odvozená pomocí Rayleighovy–Ritzovy aproximace [26], s, t a l je šířka, tloušťka a délka PEHu a e_{31} je piezoelektrický modul.



Obr. 2.2: Schéma zjednodušeného modelu piezoenergy harvesteru

Ze schématu (obr. 2.2) jde určit [18, 20] soustava dvou diferenciálních rovnic, kde jedna je pohybová a druhá piezoelektrická:

$$m_e \ddot{X} + b \dot{X} + cX + \Theta U + m_e \ddot{Z} = 0 \quad (2.2)$$

$$C_p \dot{U} + \frac{1}{R} U - \Theta \dot{X} = 0 \quad (2.3)$$

kde m_e , b , c a Θ jsou efektivní hmotnost, tlumící koeficient tlumiče, tuhost pružiny a elektromechanický koeficient PEHu, X a Z jsou poloha harvesteru a zdroje vibrací, C_p je kapacita PEHu, R je zatěžovací odpor a U je napětí generované PEHem.

Pro přehledný tvar pohybové rovnice harvesteru, zavedeme následující substituce:

$$\omega_m = \sqrt{\frac{c}{m_e}}; \tau = \omega_m t; \bar{\omega} = \frac{\omega}{\omega_m}; \zeta = \frac{b}{2m_e \omega_m}; k^2 = \frac{\Theta}{c C_p}; r = \frac{1}{R C_p \omega_m}; u = \frac{C_p U}{\Theta},$$

kde ω_m je mechanická rezonanční úhlová rychlost, ω je úhlová rychlost kmitání zdroje vibrací, τ bezrozměrná veličina, podle které se derivuje, nahrazující čas t , $\bar{\omega}$ je poměr úhlových rychlostí, ζ je poměrné tlumení a k^2 je elektromechanický vazební koeficient.

Poté diferenciální rovnice upravíme do tvaru:

$$\begin{aligned} \ddot{X} + 2\zeta \dot{X} + X + k^2 u + \ddot{Z} &= 0 \\ \dot{u} + r u - \dot{X} &= 0 \end{aligned} \quad (2.4)$$

předpokládáme harmonické buzení $\ddot{Z} = \omega_m^2 A \cos(\omega t)$, a zajímá nás nenulové řešení těchto rovnic v harmonickém reálném tvaru:

$$\begin{aligned}
X &= x_1 \sin(\bar{\omega}\tau) + x_2 \cos(\bar{\omega}\tau) \\
\dot{X} &= x_1 \bar{\omega} \cos(\bar{\omega}\tau) - x_2 \bar{\omega} \sin(\bar{\omega}\tau) \\
\ddot{X} &= -x_1 \bar{\omega}^2 \sin(\bar{\omega}\tau) - x_2 \bar{\omega}^2 \cos(\bar{\omega}\tau) \\
u &= u_1 \sin(\bar{\omega}\tau) + u_2 \cos(\bar{\omega}\tau) \\
\dot{u} &= u_1 \bar{\omega} \cos(\bar{\omega}\tau) - u_2 \bar{\omega} \sin(\bar{\omega}\tau)
\end{aligned} \tag{2.5}$$

dosazením (2.5) do (2.4) a porovnáním koeficientů u $\sin(\bar{\omega}\tau)$ a $\cos(\bar{\omega}\tau)$ dostaneme tuto soustavu rovnic:

$$\begin{aligned}
(\bar{\omega}^2 - 1)x_1 + 2\zeta\bar{\omega}x_2 - k^2u_1 &= 0 \\
(\bar{\omega}^2 - 1)x_2 + 2\zeta\bar{\omega}x_1 - k^2u_2 &= 0 \\
-\bar{\omega}x_2 + \bar{\omega}u_2 - ru_1 &= 0 \\
-\bar{\omega}x_1 + \bar{\omega}u_1 - ru_2 &= 0
\end{aligned} \tag{2.6}$$

Kterou vyřešíme buď ručně a nebo s pomocí analytického solveru. Řešením je:

$$\begin{aligned}
x_1 &= -\frac{2\zeta\bar{\omega} + \frac{\bar{\omega}rk^2}{\bar{\omega}^2+r^2}}{\Omega}A \\
x_2 &= \frac{\bar{\omega}^2 - 1 - \frac{\bar{\omega}^2k^2}{\bar{\omega}^2+r^2}}{\Omega}A \\
u_1 &= \frac{\bar{\omega}r - (r + 2\zeta)\bar{\omega}^3}{\Omega(\bar{\omega}^2 + r^2)}A \\
u_2 &= \frac{\bar{\omega}^4 - (1 + 2\zeta r + k^2)\bar{\omega}^2}{\Omega(\bar{\omega}^2 + r^2)}A \\
\Omega &= \left(\bar{\omega}^2 - 1 - \frac{\bar{\omega}^2k^2}{\bar{\omega}^2 + r^2}\right)^2 + \left(2\zeta\bar{\omega} + \frac{\bar{\omega}rk^2}{\bar{\omega}^2 + r^2}\right)^2
\end{aligned} \tag{2.7}$$

Dosazením řešení do původních rovnic (2.5) dostaneme pro výchylku PEHu:

$$\begin{aligned}
X &= X_A \cos(\bar{\omega}\tau + \phi_X) \\
X_A &= \sqrt{x_1^2 + x_2^2} = \frac{A}{\sqrt{\Omega}} \\
\phi_X &= \arctan\left(\frac{x_1}{x_2}\right)
\end{aligned} \tag{2.8}$$

a napětí generované PEHem:

$$\begin{aligned}
U &= U_A \cos(\bar{\omega}\tau + \phi_U) \\
U_A &= \frac{\Theta}{C_p} \frac{\bar{\omega}}{\sqrt{\bar{\omega}^2 + r^2}} X_A = \frac{\Theta}{C_p} \frac{\bar{\omega}}{\sqrt{\bar{\omega}^2 + r^2}} \frac{A}{\sqrt{\Omega}} \\
\phi_X &= \arctan\left(\frac{u_1}{u_2}\right)
\end{aligned} \tag{2.9}$$

Okamžitý výkon PEHu pak je:

$$P_{\text{act}} = \frac{U^2}{R} = \frac{\Theta^2}{C_p^2 R} \frac{\bar{\omega}^2}{\bar{\omega}^2 + r^2} \frac{A^2}{\Omega} \cos^2(\bar{\omega}\tau + \phi_U) \quad (2.10)$$

Průměrný výkon pak je:

$$P = \frac{1}{T} \int_0^T P_{\text{act}} dt = \frac{\Theta^2}{2C_p^2 R} \frac{\bar{\omega}^2}{\bar{\omega}^2 + r^2} \frac{A^2}{\Omega} = \frac{U_A^2}{2R} = \frac{U_{\text{RMS}}^2}{R} \quad (2.11)$$

Z výše uvedených vztahů si lze udělat alespoň přibližnou představu o základním chování piezoenergy harvesterů. Zejména, že amplituda výchylky harvesteru je lineárně závislá na amplitudě vibrací. A napětí generované harvesterem je přímo úměrné výchylce harvesteru, a tedy i na amplitudě vibrací. Z toho vyplývá, že výkon harvesteru je úměrný druhé mocnině amplitudy vibrací.

Dále jde vidět, že pro výstupní výkon harvesteru jsou podstatné tři veličiny a to amplituda a frekvence vibrací a velikost zatěžovacího odporu. Ostatní parametry jsou dané vlastnostmi harvesteru. Toto je důležité zejména pro návrh měřicích systémů pro charakterizaci harvesterů (kap. 4.3).

3 Parametry piezoharvesterů

Pro charakterizaci a srovnání piezoenergy harvesterů je potřeba znát jejich parametry. Některé z nich jsou jednoduché, například maximální výkon, jiné ovšem potřebují podrobnější vysvětlení.

3.1 Vnitřní odpor

Pro maximální přenos elektrického výkonu z PEHu do dalších obvodů je nutné zajistit, aby vnitřní obvod PEHu R_I byl stejný, jako vstupní odpor obvodu R_L .

Z modelu PEHu nelze přesně určit jeho vnitřní odpor, protože model například zanedbává svodový odpor piezoelektrika a nebo odpor elektrod, proto musí být vnitřní odpor změřen. Jeho hodnota se většinou pohybuje v desítkách až stovkách $k\Omega$. Pokud je z PEHu přenášen maximální výkon ($R_I = R_L$) tak říkáme, že má harvester na výstupu optimální odporovou zátěž.

3.2 Rezonanční frekvence

Mechanická rezonanční frekvence harvesteru je závislá na hodnotě odporové zátěže [3], protože odporová zátěž určuje velikost napětí na piezomateriálu, čímž díky nepřímému piezoelektrickému jevu určuje mechanické vlastnosti tohoto materiálu a tím i tuhost struktury [3].

V závislosti na velikosti odporové zátěže tak můžeme definovat tři různé mechanické rezonance *piezoelektrický energy harvester* (PEH)u. Rezonanční frekvence f_r je mechanická rezonanční frekvence při optimální odporové zátěži ($R_I = R_L$). Rezonanční frekvence nakrátko f_s je mechanická rezonance harvesteru při zkratovaném výstupu ($R_L \rightarrow 0$) a rezonanční frekvence naprázdno f_o nastává při rozpojeném výstupu ($R_L \rightarrow \infty$).

3.3 Elektromechanický vazební koeficient

Tento parametr určuje elektromechanické vlastnosti. Konkrétně se jedná o odmocninu z poměru mezi mechanickou energií převedenou materiálem do elektrické a vstupní mechanickou energií [27], jedná se tedy o účinnost této přeměny. Tento parametr se běžně používá u piezomateriálů, kde je definován pro volné i upnuté kmity [28]. V případě volných kmitů se elektromechanický vazební koeficient k vypočítá [28]:

$$k_m^2 = \frac{f_a^2 - f_r^2}{f_a^2}, \quad (3.1)$$

kde k_m je koeficient materiálové elektromechanické vazby, a f_r (f_a) je rezonanční (antirezonanční) frekvence.

V případě zjišťování elektromechanického koeficientu harvesteru k byl zvolen podobný přístup, jen s rezonančními frekvencemi nakrátko f_s a naprázdno f_o . Amplituda kmitů PEHu se dá spočítat dle 2.8, tento vztah lze zjednodušit pro rezonanční frekvenci nakrátko 3.2 a naprázdno 3.3:

$$X_{R \rightarrow 0} = \frac{A}{\sqrt{(\bar{\omega}^2 - 1)^2 + (2\zeta\bar{\omega})^2}} \quad (3.2)$$

$$X_{R \rightarrow \infty} = \frac{A}{\sqrt{(\bar{\omega}^2 - 1 - k_{eff}^2)^2 + (2\zeta\bar{\omega})^2}} \quad (3.3)$$

maximální hodnoty, pro konstantní amplitudu A , je dosaženo pro $\bar{\omega}_s = \sqrt{1 - 2\zeta^2} \sim 1$ a $\bar{\omega}_o = \sqrt{1 - 2\zeta^2 k^2} \sim \sqrt{1 + k^2}$

Lze vidět, že hodnota f_s (ω_s) je nezávislá na k , ale f_o (ω_o) na ni závisí. Proto byl odvozen vztah (3.4) na základě těchto dvou frekvencí [29].

Nicméně, tento vztah je zjednodušený a je platný pouze pro netlumený systém ($\zeta = 0$) [30]. V případě tlumeného systému rovnice nemají analytické řešení [30]. Reálný harvester ale má vždy nějaké tlumení ($\zeta > 0$), proto tento vztah neudává přesné hodnoty.

$$k^2 = \frac{f_o^2 - f_s^2}{f_o^2}, \quad (3.4)$$

kde k je koeficient elektromechanické vazby pro PEH, a f_o (f_s) je rezonanční frekvence naprázdno (nakrátko).

Navíc v případě materiálového koeficientu k_m je rozdíl mezi rezonanční a anti-rezonanční frekvencí řádově stovky až tisíce Hz. Zatímco v případě koeficientu pro PEH k je rozdíl mezi frekvencí naprázdno a nakrátko řádově desítky Hz, což způsobuje, že tento koeficient je často zjišťován s relativní chybou dosahující stovek procent.

3.4 Jakost

Jakost Q určuje tlumení systému, tedy jaká část z energie kmitajícího systému se během jedné periody ztratí. Výpočet jakosti se provádí přes zjišťování šířky pásma (3.5), kde je alespoň poloviční výkon (pokles o 3 dB) oproti výkonu na rezonanční frekvenci. Jelikož v případě PEHů je možno tento parametr zjistit pro různé zátěže,

kde se jednotlivé výsledky budou lišit, tak pokud nebude uvedeno jinak, je myšlena jakost Q pro optimální odporovou zátěž.

$$Q = \frac{1}{2\zeta} = \frac{f_r}{\Delta f} = \frac{f_r}{f_2 - f_1}, \quad (3.5)$$

kde Q je jakost, ζ je tlumení, f_r je rezonanční frekvence a Δf je šířka pásma s krajními hodnotami f_1 a f_2 .

3.5 Objem harvesteru

Některé články [31, 32, 33] chápou objem, jako objem samotného harvesteru. Naopak v jiných člancích [34, 35] počítají tento objem za pohybu harvesteru, tedy objem chápou jako místo, které harvester za daných podmínek potřebuje pro své kmitání. Pro stejné PEHy pak tyto dva objemy vychází odlišně, u druhého způsobu navíc hraje roli i aktuální amplituda vibrací, protože v případě harmonických signálů je výchylka lineárně závislá na amplitudě budících vibrací (2.8).

Pro jasnou notaci bude dále v tomto textu uváděn symbol V pro objem harvesteru 3.6 a symbol V_k pro objem, který PEH zabírá během kmitání 3.7:

$$V = l \cdot s \cdot t \quad (3.6)$$

$$V_k = l \cdot s \cdot 2X, \quad (3.7)$$

kde V pro objem harvesteru a V_k je objem zabírající kmitající harvester, l , t a s je délka, šířka a tloušťka kmitající části PEHu a X je výchylka konce kmitajícího PEHu.

3.6 Efektivní hmotnost

V případě harvesterů typu vetknutý nosník, nekmitají všechny jeho části se stejnou amplitudou, proto se nedá hmotnost harvesteru m považovat za hmotnost při kmitání. Z tohoto důvodu se zavádí efektivní hmotnost m_{eff} , pro kterou platí, že mechanická energie hmotného bodu o hmotnosti m_{eff} kmitajícího se stejnou amplitudou a frekvencí jako konec harvesteru je stejná jako mechanické energie tohoto harvesteru. Výpočet této efektivní hmotnosti se zjednodušuje tak, že se harvester považuje za homogenní nosník, protože pro ten se dá vztah pro efektivní hmotnost odvodit a pro první mód kmitání se spočítá takto [20, 36]:

$$m_e = \frac{33}{140}m + m_z, \quad (3.8)$$

kde m_e je efektivní hmotnost harvesteru o hmotnosti m se závažím o hmotnosti m_z připevněným na jeho konec.

4 Současný stav

Pro konečného uživatele harvesteru je nejdůležitějším parametrem jeho výkon. Ten ovšem záleží na amplitudě vibrací a velikosti harvesteru, proto je tento parametr nevhodný pro jejich srovnání a nelze dle něj určit, který materiál nebo typ harvesteru je kvalitnější. Pro srovnání harvesterů byly vymyšleny různé metriky, které různými způsoby charakterizují PEHy [2]. Tyto metriky se dají rozdělit na dvě velké skupiny, a to výkonové parametry a účinnost. Aby vůbec bylo možné harvestery srovnat pomocí těchto metrik, je nejdříve nutné nějakým způsobem změřit jejich parametry, čemuž je věnována poslední část této kapitoly.

4.1 Výkonové parametry

Tato skupina metrik se snaží výstupní výkon harvesteru normalizovat jeho parametry tak, aby se z výsledné metriky dalo posoudit, který harvester je lepší a o kolik. Níže uvedené parametry jsou řazeny chronologicky.

4.1.1 Harvester effectiveness

Jednu z prvních metrik představili Mitcheson et al. [37]. Kvalitu harvesterů počítají (4.1) poměrem výstupního výkonu harvesteru a jeho teoretické mechanické energie kmitání. Jedná se vlastně o účinnost elektromechanické přeměny harvesteru.

$$E_H = \frac{P}{\frac{1}{2}Y_0Z\omega^3m}, \quad (4.1)$$

kde E_H je daná metrika, P je výstupní výkon harvesteru, Y_0 je vzdálenost kmitající části od podložky, Z je rozsah kmitání, ω je úhlová rychlost kmitání a m je hmotnost kmitající části.

Teoretický mechanický výkon harvesteru je počítán zjednodušeně z kmitajícího systému s jedním stupněm volnosti, kde amplituda kmitů odpovídá maximální amplitudě kmitů harvesteru a hmotnost pohybující se části se rovná hmotnosti harvesteru. Vypočítaný mechanický výkon tak neodpovídá mechanickému výkonu kmitajícího harvesteru, proto výsledné hodnoty této metriky vychází velmi malé. Dále tato metrika nezohledňuje frekvenční vlastnosti harvesteru a ani jeho rozměry. Na druhou stranu je tato metrika jednoduše spočitatelná.

Tato metrika neumožňuje srovnat harvestery různých typů a velikostí, z důvodu zjednodušeného výpočtu mechanické energie harvesteru, a proto nebyla používána, ale dala podnět k rozvoji dalších metrik.

4.1.2 Effectiveness

Roundy [38] vychází z předchozí metriky a představuje univerzální vztahy pro kvalitu všech principů vibračních energy harvesterů (4.2). Princip spočívá v tom, že je spočítán teoretický maximální výkon harvesteru a poté jeho reálný výkon. Výsledek, podíl těchto dvou veličin, je výsledná metrika:

$$e = k^2 Q^2 \frac{\rho}{\rho_0} \frac{\lambda}{\lambda_{\max}}, \quad (4.2)$$

kde e je daná metrika, effectiveness, k je elektromechanický vazební koeficient, Q je jakost, ρ a ρ_0 je hustota harvesteru a základní hustota a λ (λ_{\max}) je reálný (maximální) koeficient přenosu energie.

Maximální dosažitelný výkon se počítá pomocí hustoty základního materiálu ρ_0 , kterou ve článku definuje jako $\rho_0 = 7,5 \text{ g/cm}^3$ a pomocí maximálního koeficientu přenosu energie daného mechanismu harvesteru λ_{\max} , kterou definuje Wang et al. [39] jako podíl výstupní mechanické ku vstupní elektrické energii harvesteru.

Problém u této metodiky je, že v případě piezoharvesterů počítá s jejich stlačováním, ne ohybem. Autor sice uvádí, že to lze přepočítat, vztah ale uveden není.

Vzhledem k tomu, že tato metrika nemá fyzikální význam a nemá horní limit, tak je problém s ní srovnávat kvalitu harvesterů. Navíc je značně komplikovaná, například potřebuje vypočítat teoretický a reálný koeficient přenosu, což je pro reálný PEH obtížně dosažitelné a navíc jen za cenu velké nejistoty výsledku. Z těchto důvodů se tato metodika nepoužívá.

4.1.3 Normalized Power Density

Později přišel Beeby et al. [31] s jednoduchou metrikou, kdy maximální výkon PEHu normalizuje jeho objemem a druhou mocninou amplitudy vibrací. Vzniká tak normalizovaná výkonová hustota:

$$NPD = \frac{P}{A^2 V}, \quad (4.3)$$

kde NPD je normalizovaná výkonová hustota, P je výstupní výkon harvesteru při amplitudě harmonických vibrací A a V je objem harvesteru.

Sami autoři v textu přiznávají, že tato metrika není ideální, protože postrádá například informace o frekvenčních vlastnostech PEHu. Nicméně díky jednoduchosti této metriky je používána pro parametrizaci harvesterů.

4.1.4 Modified harvester effectiveness

Mitcheson et al. [35] později modifikoval svou metriku (kap. 4.1.1) aby byla schopná porovnat harvestery různých rozměrů (4.4). Hmotnost harvesteru a rozsah kmitání

nahradil jeho objemem během kmitání, aby nová metrika nezávisela na materiálu harvesteru. Do výpočtu pak autor přidal hustotu zlata, aby byly v pořádku jednotky.

$$E_M = \frac{P}{\frac{1}{16} Y_0 \rho_{\text{Au}} V_k^{\frac{4}{3}} \omega^3}, \quad (4.4)$$

kde E_M je daná metrika, P je výstupní výkon harvesteru, Y_0 je vzdálenost kmitající části od podložky, ρ_{Au} je hustota zlata a V_k je objem harvesteru během kmitání a ω je úhlová rychlost kmitání.

Tato metrika sice již zohledňuje objem harvesteru, ale stále nezohledňuje frekvenční parametry. Sám autor si to uvědomuje a ve stejném článku představuje ještě tu stejnou metriku násobenou převrácenou hodnotou jakosti. Tu počítá pro pokles o 1 dB, čímž zvýhodňuje harvestery s plochou frekvenční charakteristikou.

Navíc zanedbáním hmotnosti a tuhosti harvesteru a jejich nahrazením objemem během kmitání tato metrika diskriminuje harvestery s menší tuhostí a tedy větší amplitudou kmitání. Z tohoto důvodu není vhodná na porovnání různých typů harvesterů.

4.1.5 Modifikace NPD I

Sebald et al. [40] modifikoval NPD , kterou zavedl Beeby [31]. Do metriky (4.5) je přidána informace o frekvenčních parametrech, konkrétně převrácená hodnota jakosti Q , ale je vynechána informace o objemu harvesteru, protože tato metrika je navržena na srovnání výstupů jednoho PEHu s nelineární tuhostí pro různé amplitudy a frekvence vibrací.

$$NPD_I = \frac{P}{A^2} \cdot \frac{1}{Q}, \quad (4.5)$$

kde NPD_I je normalizovaná výkonová hustota, P je maximální výstupní výkon harvesteru při amplitudě harmonických vibrací A a Q je jakost harvesteru.

Tato metrika je vhodná pro srovnání již hotových řešení, ale nenabízí možnost srovnání kvalit různých materiálů.

4.1.6 Modifikace NPD II

Najafi et al. [32] také upravil NPD [31]. V tomto případě je NPD pouze doplněna o převrácenou hodnotu jakosti Q :

$$NPD_{II} = \frac{P}{A^2 V} \cdot \frac{1}{Q}, \quad (4.6)$$

kde NPD_{II} je normalizovaná výkonová hustota, P je maximální výstupní výkon harvesteru při amplitudě harmonických vibrací A , V je objem harvesteru a Q je jakost harvesteru.

Této metrice je vyčítáno [34], že dává lepší výsledky PEHům s menší mechanickou tuhostí, která vyústí ve větší výchylku, a tím pádem ve větší deformaci piezoelementu, čímž se zvětší výkonový výstup harvesteru..

4.1.7 Modifikace NPD III

Z výše uvedeného důvodu Ruan et al. [34] navrhl modifikaci (4.7), kdy objem harvesteru V nahradil jeho objemem při kmitání V_k :

$$NPD_{III} = \frac{P}{A^2 V_k} \cdot \frac{1}{Q}, \quad (4.7)$$

kde NPD_{III} je normalizovaná výkonová hustota, P je maximální výstupní výkon harvesteru při amplitudě harmonických vibrací A , V_k je objem harvesteru během kmitání a Q je jakost harvesteru.

Nicméně tato metoda se také příliš neuchytila, protože penalizuje PEHy s přidáním zavážím, které zvyšuje výchylku.

4.1.8 NPID

Mallick et al. [41] se rozhodl problém NPD s frekvenčními vlastnosti řešit jiným způsobem (4.8) a to integrálem výkonu přes frekvence kmitání.

$$NPID = \frac{P_f}{A^2 V}, \quad (4.8)$$

kde $NPID$ je normalizovaná výkonová hustota, P_f je integrál výstupního výkonu harvesteru přes frekvence vibrací při amplitudě harmonických vibrací A a V je objem harvesteru

Tento způsob neřeší v jak širokém pásmu harvester produkuje výkon, ale řeší pouze jeho celkovou hodnotu na všech frekvencích. Tento přístup zvýhodňuje harvestery s nízkou jakostí Q . Tuto metriku lze použít například v případě zvyšování frekvenčního rozsahu harvesteru, kdy tato metrika kontroluje celkový výkon dodaný harvesterem.

4.1.9 Normalized Power

Arroyo et al. [42] zvolil jiný přístup, z parametrů harvesteru je spočítán maximální teoreticky dosažitelný výkon a poměr tohoto výkonu a výkonu reálně dodaného

harvesterem je daná metrika

$$NP = \frac{P}{P_{\text{lim}}}, \quad (4.9)$$

kde NP je daná metrika (normalized power), P a P_{lim} je maximální dosažená a teoretický výstupní výkon harvesteru při stejné frekvenci vibrací.

Problém této metriky spočívá v problematickém zjišťování parametrů harvesteru pro výpočet limitního výkonu P_{lim} . Dále tato metrika porovnává spíše kvalitu provedení daného harvesteru než různé typy konstrukcí a materiálů harvesterů.

4.1.10 HIUF

Balato et al. [43] spočítal z parametrů harvesteru, jak vypadá výstupní výkon harvesteru do optimální impedance. Poté navrhl metriku, která srovnává harvestery dle maximálního výkonu dodaného harvesterem do odporové a optimální zátěže.

$$HIUF = \frac{P_{\text{O}} - P_{\text{R}}}{P_{\text{O}}}, \quad (4.10)$$

kde, $HIUF$ je daná metrika, P_{O} (P_{R}) je výkon dodaný harvesterem do optimální impedance (odporové zátěže).

Význam této metriky je trochu sporný, protože autoři jej nevysvětlili. Navíc oba výkony počítají z parametrů harvesteru, ani jeden není výkon není reálně měřen. Dále zjištění parametrů harvesteru je zatížené velkou chybou, což ovlivňuje i výslednou metriku.

4.2 Účinnost

Jiné výzkumné týmy se rozhodly porovnávat harvestery stejným způsobem, jak se porovnávají měniče, pomocí účinnosti. Tedy v poměru výkonu dodaného PEHu ve formě vibrací a jeho výstupního elektrického výkonu. Výstupní elektrický výkon je snadno měřitelný, ale mechanický příkon se zjišťuje obtížně [20].

Proto je příkon často zjednodušen na mechanický výkon kmitajícího harvesteru. Tento postup zanedbává mechanické ztráty, například vnitřní tření a aerodynamický odpor, ale umožňuje příkon spočítat z parametrů PEHu.

4.2.1 Výpočet

Tímto způsobem jako první odvodila vztah (4.11) pro účinnost PEHu pro rezonanční frekvenci a optimální odporovou zátěž Richards et al. [29]

$$\eta_{\text{Rich}} = \frac{1}{2} \frac{k^2}{1 - k^2} \bigg/ \left(\frac{1}{Q} + \frac{1}{2} \frac{k^2}{1 - k^2} \right), \quad (4.11)$$

kde η_{Rich} je účinnost PEHu, k je elektromechanický vazební koeficient a Q je jakost

Tento vztah byl odvozen na základě mechanického modelu harvesteru s jedním stupněm volnosti (systém pružina-závaží-tlumič) a s jeho harmonickou excitací. Z těchto důvodů je výsledný vztah jednoduchý a počítá účinnost pouze na základě dvou parametrů harvesteru. Na druhou stranu zanedbáním některých jevů v PEHu se spočítaná a reálná účinnost liší. I přesto je tento způsob výpočtu účinnosti často používán, zejména pro svou jednoduchost.

4.2.2 Rozšíření

Shu a Lien [19] rozšířili výpočet účinnosti nejen do blízkého okolí optimálních podmínek PEHu, ale také do výpočtu (4.12) zahrnuli diodový usměrňovač:

$$\eta_{\text{Shu}} = \frac{\alpha k^2}{\zeta \left(\alpha \bar{f} + \frac{\pi}{2} \right)^2 + \alpha k^2}, \quad (4.12)$$

kde η_{Shu} je účinnost PEHu, α je normalizovaná odporová zátěž (aktuální zátěž/optimální zátěž) k je elektromechanický vazební koeficient, ζ je koeficient mechanického tlumení a \bar{f} je normalizovaná frekvence (aktuální frekvence/ rezonanční frekvence).

Autoři nicméně zanedbali jiné ztráty v harvesteru než ztráty způsobené mechanickým tlumením. Proto v případě harvesterů s malým mechanickým tlumením a velkým elektromechanickým koeficientem vychází účinnost harvesterů více než 80 %, což se ovšem výrazně rozchází s experimentálně získanými daty [20], kde se projeví i jiné způsoby ztrát.

4.2.3 Úprava pro PEH

Liao a Sodano [44] se rozhodli redefinovat (4.13) aktuální pojetí účinnosti, protože současné definice (do roku 2009, viz výše) počítaly vysoké účinnosti harvesterům s malým koeficientem mechanického tlumení (vysoká jakost Q) bez ohledu na kvalitu jejich elektromechanické konverze energie. Proto se rozhodli, že jako vstupní výkon nebudou považovat výkon kmitajícího PEHu, ale pouze výkon, který mu musí dodat, aby kmital se stejnou amplitudou.

$$\eta_{\text{Liao}} = \frac{\alpha k^2 \bar{f}}{1 + (1 + k^2) (\alpha \bar{f})^2}, \quad (4.13)$$

kde η_{Liao} je účinnost PEHu, α je normalizovaná odporová zátěž (aktuální zátěž/optimální zátěž) k je elektromechanický vazební koeficient a \bar{f} je normalizovaná frekvence (aktuální frekvence/ rezonanční frekvence).

Problém této definice je, že příkon počítá z mechanického koeficientu tlumení a účinnosti elektromechanické konverze piezoelektrika, čímž dle [20] vypočítají pouze

poměrné tlumení harvesteru. Navíc, tato metrika nebyla nikdy experimentálně změřena, protože nikdo neví, jak na vibrujícím harvesteru změřit takto definovaný příkon.

Další problém s touto definicí je, že je cílena pouze na piezoenergy harvestery, tedy pro odvození tohoto vztahu jsou použity rovnice pro dynamickou odezvu elektromechanických materiálů. Z tohoto důvodu nemá smysl spočítat tuto účinnost i u jiných druhů VEHů. Z těchto důvodů se tato definice účinnosti příliš nepoužívá [20].

4.2.4 Zpřesnění

Shafer a Garcia [45] provedli teoretickou analýzu toků energie ve vibračních harvesterech typu vetknutý nosník a zjistili, že, pokud to okolí umožňuje, energie se předává tam a zpátky mezi harvesterem a vibrujícím okolím a to v závislosti na fázi mezi excitující silou a polohou konce nosníku. V případě, že to okolí umožňuje, je vztah pro účinnost shodný s 4.12, pokud ne, je účinnost 4.14:

$$\eta_{\text{Shaf}} = \frac{\alpha k^2 \bar{f}}{\left(\alpha \bar{f} + \frac{\pi}{2}\right)^2} \frac{1}{\sqrt{\psi}} \frac{1}{\zeta(\theta)}, \quad (4.14)$$

kde η_{Shaf} je účinnost PEHu, α je normalizovaná odporová zátěž (aktuální zátěž/optimální zátěž) k je elektromechanický vazební koeficient, \bar{f} je normalizovaná frekvence (aktuální frekvence/ rezonanční frekvence) ψ je modální odezva harvesteru a ζ je tlumení v závislosti na úhlu ψ mezi excitující silou a výchylkou PEHu.

V tomtéž článku jsou také odvozeny některé teoretické limity PEHů, například maximální teoretická účinnost, maximální výkon, maximální zrychlení při kterém PEH ještě není satureovaný, atd. Bohužel, tento článek je ryze teoretický a chybí zde jakékoliv experimentální ověření.

4.2.5 Definice beze ztrát

Kim et al. [46] přišel s jinou definicí účinnosti 4.15, kde harvester považuje za inerciální systém, čímž popírá ztráty do okolí.

$$\eta_{\text{Kim}} = \frac{\alpha k^2}{2\zeta(1 + \alpha^2 \bar{f}^2) + \alpha k^2}, \quad (4.15)$$

kde η_{Kim} je účinnost PEHu, α je normalizovaná odporová zátěž (aktuální zátěž/optimální zátěž) k je elektromechanický vazební koeficient, ζ je koeficient mechanického tlumení a \bar{f} je normalizovaná frekvence (aktuální frekvence/ rezonanční frekvence).

Na základě odvození autoři tvrdí, že pro účinnost neexistuje žádný limit, kromě limitu 100 %. Ovšem toto tvrzení nepodkládají žádným experimentem. Vzhledem

k zanedbání ztrát je toto za základě výpočtu možné, ovšem nekoresponduje to s realitou, kde jsou výrazné ztráty.

4.2.6 Redefinice

Yang et al. [20] také definují účinnost harvesteru 4.16. V tomto případě jsou ve výpočtu zahrnuty vnitřní mechanické i elektrické ztráty, ovšem přenos energie z okolí do harvesteru je považován za bezztrátový, aby mohl být mechanický výkon kmitajícího harvesteru považován za příkon.

$$\eta_{\text{Yang}} = \frac{k^2}{2\zeta_{\alpha} \bar{f}^2 + 2\zeta\alpha + k^2}, \quad (4.16)$$

kde η_{Yang} je účinnost PEHu, α je normalizovaná odporová zátěž (aktuální zátěž/optimální zátěž) k je elektromechanický vazební koeficient, ζ je koeficient mechanického tlumení a \bar{f} je normalizovaná frekvence (aktuální frekvence/ rezonanční frekvence).

Autoři tuto definici experimentálně ověří, z kmitání harvesteru spočítají jeho mechanickou energii a tu považují za příkon. Bohužel u tohoto experimentu chybí jakýkoliv výpočet nejistot. Důležité je, že výsledky této experimentálně ověřené metriky vychází pro rezonanční frekvenci a optimální zátěž stejně, jako úplně první spočítaná účinnost (kap. 4.2.1).

4.2.7 Nový přístup

Hadaš et al. [47] se rozhodli příkon harvesterů změřit dle definice:

$$P = \int_{t_1}^{t_2} p(t) dt = \int_{t_1}^{t_2} F(t)v(t) dt, \quad (4.17)$$

kde P a $p(t)$ je průměrný a okamžitý výkon; $F(t)$ je síla a $v(t)$ je rychlost.

Síla F je měřena pomocí snímače síly a rychlost v pomocí vibrometru. Ve článku tvrdí, že přidaná hmotnost úchytů mezi snímač síly a harvester neovlivní účinnost. Odkazují se pouze na pozorování zjednodušeného lineárního modelu, jehož výsledky ve článku prezentovány nejsou, proto nelze říct, za jakých předpokladů je toto tvrzení splněno.

Tento systém je použit pro měření účinnosti elektromagnetických harvesterů, možná i proto jsou pro experiment použity neharmonické vibrace, které nejsou běžné při měření piezoenergy harvesterů. Dále ze článku nevyplývá, jestli byla naměřená data nějak filtrována, což výrazně ovlivní velikost výsledného šumu. Nejistoty v tomto článku vyhodnocovány nejsou.

I přes své nedostatky tento článek udal ve měření účinnosti nový směr a to, že jí je možno přímo měřit.

4.2.8 Teoretický podklad k novému přístupu

Wang [48] dává měření účinnosti, kde se příkon počítá ze síly a rychlosti, teoretický podklad. Velmi důkladně analyzuje pomocí hustot pravděpodobnosti a frekvenčních spekter, jak vypadá účinnost pro obecný signál a poté výsledky redukuje pro harmonické signály. Nicméně tato práce je pouze teoretická. Článek sice obsahuje ve dvou krátkých odstavcích velmi vágně popsany experiment, který ale nelze reprodukovat, protože důležité informace chybí. Například není jasné, jakým způsobem je měřena síla a rychlost a jak jsou tyto signály upraveny před jejich násobením. Z těchto důvodů tento článek může sloužit spíše jako teoretický podklad pro další zkoumání, než jako další metoda měření účinnosti.

4.3 Měření piezoenergy harvesterů

Pro porovnání harvesterů dle výše zmíněných metrik je potřeba zjistit jejich parametry. Bohužel existují i články, kde se popis měření omezí na konstatování, že napětí bylo měřeno osciloskopem [49, 50]. Na druhou stranu existují i články, které se většinou věnují měřicímu systému, který je tak podrobně popsán [51, 52, 53]. Z provedeného literárního průzkumu plyne, že měřicí systémy lze rozdělit do tří velkých skupin, a to manuální, poloautomatické a plně automatizované.

4.3.1 Manuální měření

V případě první skupiny [49, 50, 54] - [69] je amplituda vibrací kontrolována manuálně změnou zesílení zesilovače, případně změnou amplitudy signálového generátoru. Výstupní napětí harvesteru je měřeno buď naprázdno [50, 57, 62, 67], nebo na několika rezistorech, které jsou ručně měněny [56, 61, 64, 65, 66], případně je použit usměrňovač [54, 59, 60, 70]. Amplituda vibrací a napětí vygenerované harvesterem jsou nejčastěji měřena osciloskopem [55, 56, 61, 63, 64, 65, 68, 69], případně multimetrem [58, 60, 67], nebo elektrometrem [57]. Existují ale i výjimky, kdy je použita velmi kvalitní měřicí karta NI PXI-4461 [62].

Tento způsob měření je časově náročný, protože vyžaduje aktivní přítomnost obsluhy po celou dobu měření. Z tohoto důvodu je v těchto případech měřeno jen málo hodnot. Chyba amplitudy vibrací je závislá na preciznosti obsluhy a není uváděna. Dále měření je často prováděno osciloskopy, které mají přesnost měření amplitudy řádově v jednotkách %, protože osciloskopy nejsou principiálně dělané na přesná měření amplitudy. Z těchto důvodů je problematické takto naměřené hodnoty, s neznámou chybou, použít pro porovnání harvesterů.

4.3.2 Poloautomatické měřicí systémy

V případě poloautomatických měření harvesterů [71, 72, 73, 74, 75] je většinou automatizována regulace vibrací, ovšem existuje i systém, kde je automatizováno nastavování odporové zátěže, ale ne regulace vibrací, která probíhá manuálně [76].

Automatizace regulace vibrací probíhá buď pomocí specializovaných kontrolérů na to určených, například systém K2 od IMV Corporation [71], a nebo je regulace vytvořena v LabVIEW [72, 73, 74, 75]. Většinou je generované napětí měřeno pomocí osciloskopů [72, 74, 75], nebo multimetrů [73], případně speciálními systémy pro sběr dat, například DEWE DSA [71]. Všechna tato měřidla jsou připojena do PC, kde probíhá zpracování dat.

Tento způsob měření parametrů je lepší než předchozí, plně manuální varianta, protože amplituda vibrací je již automaticky regulována na konstantní hodnotu, čímž se zmenšuje riziko chyb obsluhy. Nicméně je stále vyžadována její aktivní přítomnost.

4.3.3 Automatické měřicí systémy

Tyto systémy jsou schopny plně automaticky změřit výkon harvesteru pro různé frekvence a zátěže. Nalezená řešení se liší, proto budou popsána jednotlivě.

Ruan et al. [34] naprogramoval měřicí systém v prostředí LabVIEW. Amplituda a frekvence vibrací je kontrolována speciálním kontrolérem B&K type 1050. Zátěž je nastavována dvěma sériově zapojenými otočnými potenciometry, kterými je otáčeno pomocí krokových motorků. Výkon testovaného harvesteru je zjišťován z proudu, který je harvester schopen dodat do známé zátěže. Proud je měřen multimetrem Agilent 34401A. A výchylka konce harvesteru se zjišťuje pomocí laserového vibrometru Polytec OFV 502.

Kosmadakis et al. [51] také použil LabVIEW pro svůj měřicí systém. Amplituda vibrací je měřena pomocí MEMS akcelerometru ADXL345 a změna amplitudy probíhá nastavováním amplitudy signálu v signálovém generátoru Agilent 33120A. Zátěž je řešena digipotem. Napětí generované harvesterem na digipotu je měřeno osciloskopem. Výchylku konce harvesteru autoři neměří.

Pekoslawski et al. [77] se snažil udělat levný testovací systém pomocí dvou mikrokontrolérů ATmega32, kdy jeden řídí průběh měření a druhý reguluje amplitudu vibrací. Program pro oba mikrokontroléry je napsán v jazyce C. Signál pro vibrační stolek je generován funkčním generátorem a jeho amplituda je upravena pomocí operačního zesilovače s digipotem ve zpětné vazbě a signál jde poté přes zesilovač do vibračního stolku. Hodnota odporu na digipotu je nastavována mikrokontrolérem v závislosti na naměřených datech z akcelerometru. Podobně jako v předchozím případě, ani zde autoři neměří výchylku konce harvesteru.

Zátěž je podobně jako v předchozím případě tvořena digipotem. Napětí generované harvesterem na digipotu je měřeno AD převodníkem, který je integrovaný v mikrokontroléru. Autoři uvádí, že chyba nastavení amplitudy je 4 %, ovšem z přiložených grafů průběhu amplitudy vyplývá, že jde o hodnotu optimistickou. Chybu měření napětí harvesteru autoři neuvádí, ovšem vzhledem k použitému AD převodníku bude také v jednotkách procent.

Batra et al. [52] také naprogramovali svůj měřicí systém v LabVIEW. Amplituda vibrací je měřena akcelerometrem, jehož výstup je měřen USB osciloskopem Picoscope 4224. Generování vibračního signálu probíhá v signálovém generátoru, který je řízen jejich programem. Vibrační signál pak jde přes zesilovač do vibračního

stolku. Zátěž je nastavována pomocí programovatelné zátěže IET Labs PRS-200. Napětí generované harvesterem na této zátěži je měřeno multimetrem Keithley 2110. Výchylka konce harvesteru je měřena triangulačním snímačem MTI Microtrack II.

Krasny et al. [53] měli za cíl vytvořit open-source univerzální měřicí systém, do kterého půjdou zapojit různé typy měřících přístrojů (open-HW), tento systém programovali v Pythonu. Aby dosáhli možnosti použít pro měření různé typy generátorů, odporových zátěží a osciloskopů, případně multimetrů, jsou pro komunikaci použity výhradně SCPI příkazy, které je možno jednoduše upravit pro konkrétní použitý přístroj. Měření výchylky konce harvesteru autoři do svého programu nezařadili. Autoři pro měření použili tyto přístroje: signálový generátor Agilent 33220a, osciloskop Agilent DSOX2024A a odporovou zátěž Meatest M-602.

4.3.4 Shrnutí

Měřicí systémy na výkonovou charakterizaci energy harvesterů vyžadují velké množství poměrně nákladného hardwaru. Pokud nějaký z potřebných přístrojů na pracovišti chybí, tak se jej autoři snaží vytvořit vlastními silami.

Měření základních veličin je většinou prováděno laboratorními přístroji, protože ty jsou k běžně dispozici. Nicméně používají se i speciální měřicí karty, které často mají lepší parametry pro záznam dynamického signálu.

Většinou je program pro měřicí systém napsán v LabVIEW, ale použít se dají i jiná programovací prostředí. Způsoby nastavování zatěžovacího odporu se liší dle toho, co je dostupné na pracovišti, buď se použije programovatelná zátěž, případně se zátěž nastavuje jiným způsobem. Měření výchylky harvesteru je prováděno výhradně bezkontaktními laserovými snímači.

5 Cíle dizertační práce

Byla publikována spousta různých metrik, nicméně žádná z těchto metrik není ne-stranná a vždy zvýhodňuje nějakou konkrétní vlastnost harvesteru, nebo jinou zane-dbává. Další problém je i v tom, že mohou být na PEHy kladeny protichůdné nároky, například v některé aplikaci vyhovuje úzkopásmový harvester, ale v jiné je potřeba širokopásmový. Z tohoto důvodu nelze piezoharvestery srovnávat jednou univerzální metrikou, ale spíš sadou různých metrik a parametrů [20].

Dalším problémem je, že jednotlivé metriky jsou počítány z parametrů PEHů, ovšem jejich význam a způsob zjišťování není sjednocen. Dále je měření těchto pa-rametrů zatížené velkou chybou, která není obvykle uváděna. To vede k velkému rozptylu jednotlivých výsledků. Například pro účinnost PZT piezoharvesterů lze v literatuře dohledat účinnosti od méně než 1 % [78, 79] po více než 80 % [80, 81].

Všechny dříve v práci uvedené vztahy pro výpočet účinnosti PEHů, s výjimkou vztahu (4.13) zanedbávají mechanické ztráty při přenosu energie z okolního prostředí do vibrací PEHu a za příkon PEHu považují výkon jeho mechanických kmitů, který lze spočítat z parametrů PEHu. Toto zjednodušení v některých případech vadit nemusí, ale v případě srovnávání různých typů PEHů, nebo zjišťování jeho účinnosti v aplikaci, je toto zjednodušení zavádějící. Proto je potřeba vymyslet způsob, jak měřit účinnost PEHů včetně mechanických ztrát a určit nejistotu zjištěné účinnosti.

Hlavním cílem dizertační práce je návrh a realizace nové metody měření účinnosti, která bude vycházet přímo z její definice. Tento hlavní cíl lze rozdělit na tyto dílčí cíle:

1. Vytvořit automatizovaný měřicí systém pro měření výkonu piezoenergy harvesterů pro různé amplitudy a frekvence vibrací a pro různé hodnoty zatě-žovacího odporu. Z naměřené výkonové charakteristiky harvesteru dále au-tomatizovaně určit několik jeho základních parametrů, například rezonanční frekvence, vnitřní odpor a jakost. Dále je nutné stanovit nejistotu měřeného výkonu a určených parametrů.
2. Změřit elektromechanický vazební koeficient harvesteru a určit jeho nejistotu.
3. Spočítat účinnost PEHu dle existujícího vztahu a experimentálně ji ověřit dle [20]. U obou těchto hodnot poté určit nejistotu vypočítané a experimentálně určené účinnosti. Zjištěné hodnoty účinnosti a její nejistoty porovnat.
4. Změřit účinnost energy harvesterů včetně mechanických ztrát při přenosu me-chanické energie, bez použití parametrů harvesteru. Spočítat nejistotu této účinnosti. A porovnat ji s existujícími způsoby výpočtu účinnosti.
5. Identifikovat a pokusit se alespoň přibližně kvantifikovat hlavní zdroje ztrát ve výkonovém řetězci piezoenergy harvesteru.

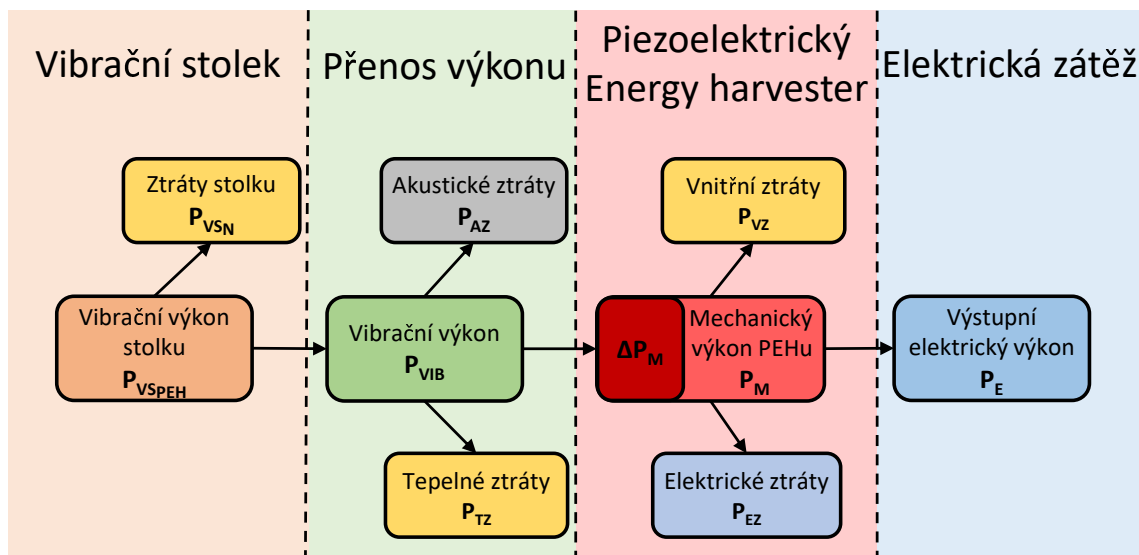
6 Měřicí systém

Z literárního průzkumu existujících řešení měření výkonových parametrů piezoenergy harvesterů (kap. 4.3) si lze udělat základní představu o těchto systémech. Dá se říct, že systémy se skládají ze tří částí, a to regulace vibrací, nastavování zatěžovacího odporu a měření napětí na zátěži a výchylky konce harvesteru.

Nicméně pro měření účinnosti harvesterů jsou výše uvedené části nedostatečné, protože z nich nelze určit příkon harvesteru. Pro zjištění, jaké veličiny je potřeba měřit pro určení příkonu harvesteru, je nutné udělat analýzu toku výkonů v PEHu.

6.1 Tok výkonů

Tato kapitola se zabývá tokem výkonů ze zdroje vibrací přes harvester do elektrické zátěže. Toky výkonů v PEH jsou v literatuře občas uváděny v člancích popisujících účinnost PEHů, například [20, 82]. Ovšem podobně jako ve výpočtech (kap. 4.2) i zde jsou zanedbány mechanické ztráty. Proto je zde uveden zjednodušený model toku výkonů od zdroje vibrací (vibrační stolek) po výstupní elektrický výkon harvesteru včetně těchto ztrát (obr. 6.1). Během kmitu harvesteru se výkon přelévá tam a zpět, ovšem nás zajímá pouze činný výkon, nikoli jalový, tedy dále v této kapitole se bude řešit pouze průměrný výkon během celého cyklu.



Obr. 6.1: Tok výkonů v piezoenergy harvesteru

6.1.1 Vibrační výkon stolku

Zde je myšlen výkon, jaký potřebuje vibrační stolek pro udržení harmonických vibrací o konstantní amplitudě A a frekvenci f . Okamžitý vibrační výkon stolku p_{VS} lze spočítat (6.1) jako součin rychlosti kmitání \mathbf{v} a síly \mathbf{F} potřebné k tomuto kmitání [20, 47, 48]:

$$p_{VS} = \mathbf{F} \cdot \mathbf{v} = |\mathbf{F}||\mathbf{v}| \cos(\phi). \quad (6.1)$$

Rychlost kmitání stolku může být měřena buď přímo, a nebo spočítaná ze známého zrychlení. Jelikož vibrace jsou ustálené a harmonické, výpočet je možné zjednodušit:

$$|\mathbf{v}| = \left| \int \mathbf{a} dt \right| = \int a_{\text{ampl}} \sin(2\pi ft + \phi_a) dt = \frac{a_{\text{ampl}}}{2\pi f} \cos(2\pi ft + \phi_a). \quad (6.2)$$

Elektrodynamický vibrační stolek je v principu reproduktor, proto je možné na výpočet síly použít Ampérův zákon, který je pro tento účel běžně používaný v akustice [83]:

$$\mathbf{F} = l\mathbf{I} \times \mathbf{B}. \quad (6.3)$$

Magnetická indukce \mathbf{B} v prostoru pro cívku a délka vodiče cívky l v tomto magnetickém poli jsou konstantní, a proto může být jejich součin jednoduše určen (kap. 6.5) [83], což zjednoduší rovnici (6.3):

$$|\mathbf{F}| = k_{Bl}|\mathbf{I}| = k_{Bl}I_{\text{ampl}} \sin(2\pi ft + \phi_I). \quad (6.4)$$

Dosažením rovnice 6.2 a 6.4 do 6.1 a zprůměrováním okamžitého výkonu přes periodu signálu dostaneme:

$$\begin{aligned} P_{SH} &= \frac{1}{T} \int_T p_{SH} dt = \frac{1}{T} \int_T k_{Bl}I_{\text{ampl}} \sin(2\pi ft + \phi_I) \frac{a_{\text{ampl}}}{2\pi f} \cos(2\pi ft + \phi_a) dt \\ &= k_{Bl}I_{\text{rms}} \frac{a_{\text{rms}}}{2\pi f} \cos\left(\phi - \frac{\pi}{2}\right), \end{aligned} \quad (6.5)$$

kde p_{SH} a P_{SH} jsou okamžitý a průměrný vibrační výkon stolku. I_{rms} a v_{rms} jsou efektivní hodnoty vibrační síly a rychlosti. Symbol k_{Bl} označuje Bl koeficient vibračního stolku. I_{rms} a a_{rms} jsou efektivní hodnoty proudu stolkem a jeho zrychlení a ϕ označuje fázi mezi nimi. A f je frekvence vibrací.

Vibrační výkon stolku P_{VS} je ovlivněn hmotností, se kterou se vibruje, proto pro vibrační výkon s harvesterem budeme dále v textu používat symbol P_{VSPEH} a pro vibrační výkon bez něj (ale s připevněným úchytem) symbol P_{VSN} .

6.1.2 Ztráty stolku

V tomto případě je za ztráty stolku považován vibrační výkon, který se nepřenáší do PEHu. Jedná se tedy o ztráty způsobené vlivem armatury a úchytu harvesteru. Tyto ztráty stolku $P_{V_{S_N}}$ jdou jednoduše změřit jako vibrační výkon, když není připevněn harvester.

6.1.3 Vibrační výkon

Vibrační výkon P_{VIB} představuje výkon, který odebere harvester ze zdroje vibrací. Ten lze spočítat jako rozdíl vibračního výkonu stolku s harvesterem $P_{V_{S_{PEH}}}$ a bez harvesteru $P_{V_{S_N}}$:

$$P_{VIB} = P_{V_{S_{PEH}}} - P_{V_{S_N}}, \quad (6.6)$$

kde P_{VIB} je vibrační výkon; $P_{V_{S_{PEH}}}$ a $P_{V_{S_N}}$ jsou vibrační výkon stolku s a bez harvesteru

6.1.4 Akustické ztráty

Pohyb harvesteru rozkmitává i okolní prostředí, v tomto případě vzduch, a předává mu tak část své energie. Akustické ztráty P_{AZ} , tedy výkon, který přejde z pohybujícího PEHu do vzduchu, lze pro harmonické ustálené kmity spočítat (6.7):

$$P_{AZ} = A \cdot I = A \cdot \frac{1}{2} \rho c \omega^2 d^2, \quad (6.7)$$

kde A je kmitající plocha PEHu, I je intenzita zvuku, ρ hustota vzduchu, c je rychlost zvuku ve vzduchu, ω značí úhlovou rychlost vibrací a d výchylku PEHu.

Problém je, že amplituda vibrací se v případě PEHu typu vetknutý nosník mění v závislosti na vzdálenosti od bodu uchycení. Pro homogenní nosník je možno spočítat, jak bude výchylka vypadat [36], nicméně PEH není homogenní struktura a proto musí být výchylka změřena v celé ploše harvesteru. Změřené body se pak proloží křivkou, ze které se potom zjistí jednotlivé výchylky d_i a intenzita zvuku I_i , které dosahuje plocha A_i . Vzorec pro výpočet akustických ztrát se pak je (6.8):

$$P_{AZ} = \sum_{i=1}^n A_i \cdot I_i = \sum_{i=1}^n A_i \cdot \frac{1}{2} \rho c \omega^2 d_i^2. \quad (6.8)$$

6.1.5 Tepelné ztráty

Vlivem vibrací dochází k ohybu harvesteru, což vede ke tření mezi jeho jednotlivými vrstvami a v jednotlivých vrstvách. Toto tření převádí část vibračního výkonu P_{VIB} do tepelných ztrát P_{TZ} , které způsobí zvýšení teploty PEHu. Stejným způsobem se ale projeví i vnitřní (kap. 6.1.9) a elektrické ztráty (kap. 6.1.8), proto nelze měřením

oteplení PEHu zjistit velikost tepelných ztrát P_{TZ} . Změna teploty způsobená těmito ztrátami je velmi malá ¹ a proto ji nelze jednoduše měřit. Uvedený model toku výkonů (obr. 6.1) nepředpokládá další typy ztrát se stejnými projevy a proto je možné tepelné ztráty P_{TZ} zjistit nepřímo (6.9):

$$P_{TZ} = P_{VIB} - P_{AZ} - P_M, \quad (6.9)$$

kde P_{TZ} a P_{AZ} jsou tepelné a akustické ztráty, P_{VIB} a P_M jsou vibrační a mechanický výkon.

6.1.6 Mechanický výkon PEHu

Činný výkon mechanického pohybu harvesteru může být spočítán z jeho parametrů a nebo změřen dle vztahu (6.10) odvozeného Yangem et al. [20]:

$$P_M = \frac{1}{2} m_e a_x v_z \sin(\phi_x), \quad (6.10)$$

kde m_e je efektivní hmotnost harvesteru, a_x označuje amplitudu relativního zrychlení konce harvesteru, v_z je amplituda rychlosti vibrací vibračního stolku a ϕ_x je fázový rozdíl mezi rychlostí základny a zrychlením konce harvesteru.

Během ustálených harmonických vibrací je tento výkon konstantní a jeho ztráty ΔP_M se doplňují z vibračního výkonu P_{VIB} .

6.1.7 Výstupní elektrický výkon

Je užitečný elektrický výkon na výstupu harvesteru. Tento výkon je často měřen na odporové zátěži [20, 34, 51, 52, 53], protože pak se měří čistě výkon harvesteru bez vlivu specializovaných obvodů, které výstupní výkon upraví do podoby použitelné pro napájení elektronických obvodů. Výstupní elektrický výkon P_E se na odporové zátěži počítá takto:

$$P_E = \frac{U_{rms}^2}{R_L}, \quad (6.11)$$

kde P_E Výstupní elektrický výkon harvesteru; U_{rms} označuje efektivní hodnotu napětí vygenerované harvesterem na odporové zátěži R_L .

6.1.8 Elektrické ztráty

Při přenosu elektrického výkonu z harvesteru do externí zátěže se určitá část výkonu spotřebuje na vnitřním odporu harvesteru. V případě přenosu maximálního výkonu se vnitřní odpor harvesteru rovná odporu zátěže a proto se elektrický výkon

¹V případě harvesteru MIDE PPA-1011 při amplitudě vibrací $1g_{rms}$ jsou v součtu všechny tepelné ztráty 25 mW (tab. 8.1), což způsobí oteplení přibližně o 0,03 K.

přenesený do zátěže rovná elektrickým ztrátám P_{EZ} na vnitřním odporu harvesteru (6.12):

$$P_{EZ} = P_E, \quad (6.12)$$

kde P_{EZ} jsou elektrické ztráty na vnitřním odporu a P_E je elektrický výstupní výkon harvesteru.

6.1.9 Vnitřní ztráty

Konverze z mechanické deformace na elektrický výkon je v piezoenergy harvesteru zajištěna pomocí piezoelektrické vrstvy. Část mechanického výkonu, která není přeměněna do elektrického, je ve formě vnitřních ztrát P_{VZ} přeměněna do tepla.

V případě piezomateriálu je účinnost elektromechanické konverze vyjádřena koeficientem materiálové elektromechanické vazby k_m . Tento parametr je závislý na typu materiálu, v případě PZT keramiky dosahuje až hodnoty 0,6. Výzkumu nových materiálu je věnováno značné úsilí a proto se stále objevují nové materiály s lepšími parametry.

V případě piezoharvesteru je ovšem piezoelektrická vrstva deformována nerovnoměrně, proto účinnost přeměny bude menší, než udává materiálová konstanta k_m . Navíc výrobci piezoharvesterů většinou tají přesné parametry použitých materiálů a proto je přímý výpočet těchto ztrát problematický. Nicméně v rámci našeho modelu je možné tyto ztráty spočítat nepřímou:

$$P_{VZ} = P_M - P_E - P_{EZ}, \quad (6.13)$$

kde P_{VZ} a P_{EZ} jsou vnitřní a elektrické ztráty; P_M a P_E jsou mechanický a elektrický výkon.

6.1.10 Shrnutí

Pokud budeme schopni změřit výše uvedené výkony, bude možno zjistit účinnost harvesteru včetně mechanických ztrát (celková účinnost) η_C (6.14) a také tradičním přístupem (6.15), tedy účinnost se zanedbáním těchto ztrát (tradiční účinnost) η_T . Tuto účinnost bude možné nejen změřit, ale i spočítat z parametrů harvesteru (4.11). Dále bude možno kvantifikovat hlavní zdroje ztrát při přeměně výkonu v piezoenergy harvesteru.

$$\eta_C = \frac{P_E}{P_{VIB}}, \quad (6.14)$$

kde η_C je celková účinnost PEHu včetně mechanických ztrát; P_E a P_{VIB} jsou výstupní elektrický a vstupní mechanický vibrační výkon

$$\eta_T = \frac{P_E}{P_M}, \quad (6.15)$$

kde η_T je tradiční účinnost PEHu bez mechanických ztrát; P_E a P_M jsou výstupní elektrický a vibrační mechanický výkon harvesteru.

6.2 Měření parametrů harvesteru

Navrhovaný měřicí systém musí být kromě účinnosti schopen měřit i další parametry harvesterů. Ty jdou rozdělit do dvou skupin. První skupina představuje parametry, za kterých bylo dosaženo maximálního výkonu. Druhá skupina zahrnuje ty parametry, ze kterých je možno spočítat tradiční účinnost harvesterů pro rezonanční frekvenci a optimální odporovou zátěž (kap. 4.2).

6.2.1 Výkonové parametry harvesteru

Z hlediska výkonových parametrů není až tak důležitý maximální výkon P_{MAX} , protože ten záleží na amplitudě vibrací (2.11), ale podmínky, za kterých je maximální výkon přenesen do zátěže, tedy rezonanční frekvence f_r (kap. 3.2) a vnitřní odpor harvesteru R_I (kap. 3.1). Oba tyto parametry jdou určit přímo jako nastavené hodnoty, pro které byl přenesen maximální výkon. Pro lepší rozlišení je možné naměřené hodnoty proložit funkcí dle známé závislosti a nebo interpolovat kubickým splinem.

6.2.2 Veličiny pro výpočet tradiční účinnosti

Existuje více vztahů pro výpočet tradiční účinnosti (kap. 4.2), které dávají různé výsledky. Nicméně Yang et al. [20] ukázal, že hned ten první vztah (kap. 4.2.1), který odvodila Richards et al. [29], udává přesné výsledky pro rezonanční frekvenci a optimální zátěž. Navíc tento vztah je jednoduchý a počítá účinnosti pouze ze dvou parametrů harvesteru, jakosti Q a koeficientu elektromechanické vazby k . Proto bude tento vztah (4.11) použit v této práci pro výpočet tradiční účinnosti.

Jakost

Z výkonové frekvenční charakteristiky pro optimální zátěž, lze určit také jakost Q (3.5). Šířka pásma Δf je jednoduše zjistitelná jako rozsah frekvencí při optimální zátěži, kde je výkon alespoň polovina maximálního výkonu P_{MAX} .

Koeficient elektromechanické vazby

Tento koeficient se počítá z rezonančních frekvencí naprázdno f_o a nakrátko f_s (3.4). Tyto rezonance je možné zjistit měřením výchylky konce harvesteru při rozpojených (zkratovaných) kontaktech harvesteru. Nicméně tato metoda je výrazně ovlivněna šumem a aktuální pozicí měřeného bodu na ohýbajícím se harvesteru. Tyto nedostatky odstraňuje druhá metoda, kdy je rezonance určována z napětí, které generuje harvester na velmi malém ($< 100 \Omega$) a velkém ($> 20 M\Omega$) zatěžovacím odporu. Chyba způsobená touto zátěží je vzhledem k vnitřnímu odporu harvesteru (desítky až stovky $k\Omega$) větší než v prvním případě, nicméně tato metoda má podstatně nižší šum a proto bude v této práci použita.

6.3 Požadavky na měřicí systém

V předchozí části se formulovaly různé požadavky na měřicí systém, tak aby bylo možné změřit dané veličiny. Zde budou tyto požadavky shrnuty:

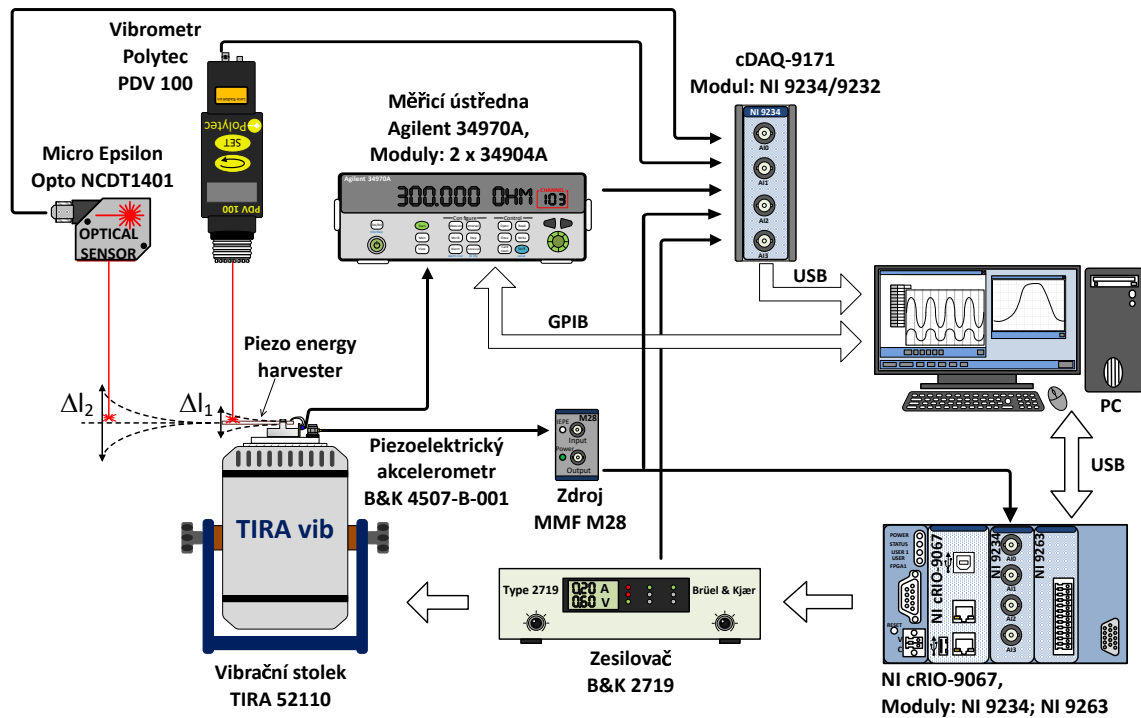
- Použití elektrodynamického vibračního stolku pro generování vibrací.
- Měření musí probíhat pro harmonické vibrace v ustáleném stavu (s konstantní amplitudou vibrací).
- Měření musí probíhat v místnosti s přibližně konstantní teplotou vzduchu.
- Měřit výchylku konce harvesteru.
- Zjistit fázi mezi kmitáním vibračního stolku a koncem harvesteru.
- Plošně změřit výchylku kmitání harvesteru.
- Odporová zátěž musí být nastavitelná v širokém rozsahu hodnot, přibližně od stovek Ω do desítek $M\Omega$.

6.4 Sestavení měřicího systému

Jak již bylo uvedeno (kap. 4.3.4) měřicí systémy pro charakterizaci harvesterů jsou náročné na počet použitých přístrojů a proto se používají ty, které se již vyskytují na pracovišti. Stejným způsobem bude vytvořen i tento měřicí systém.

Na našem pracovišti se využívají HW komponenty od firmy *National Instruments* (NI) včetně jejich programovacího prostředí *LabVIEW* (LV). Tento HW tak bude využit pro sestavení měřicího systému, který bude obsluhován pomocí LV.

Celý měřicí systém jde rozdělit na několik samostatných částí, konkrétně regulace vibrací, nastavení zatěžovacího odporu, měření výchylky harvesteru. Tyto jednotlivé části budou řízeny jedním, hlavním, programem, což umožní jednodušší správu a případně rozšíření systému. Schéma měřicího systému je zobrazeno na obrázku (6.2).



Obr. 6.2: Schéma měřicího systému pro charakterizaci piezoenergy harvesterů

6.4.1 Regulace vibrací

Jako zdroj vibrací je použit vibrační stolek TIRA 52110 společně se zesilovačem B&K 2719, tento zesilovač umožňuje snímání proudu tekoucího do vibračního stolku. Amplituda vibrací je měřena akcelerometrem B&K 4507-B-001, jehož IEPE výstup jde do napájecího modulu MFF M28, ze kterého vystupuje napěťový signál. Tento signál vstupuje do systému řídicího vibrace přes měřicí kartu NI 9234. Tento řídicí systém také generuje vibrační signál pomocí karty NI 9263, který jde do výše zmíněného zesilovače.

Regulace vibrací probíhá na NI platformě CompactRIO, konkrétně NI cRIO-9067. A to z toho důvodu, že při použití samostatné výpočetní jednotky se prakticky eliminují možná přerušení regulace vibrací, která by v krajním případě mohlo způsobit poškození vibračního stolku.

Informaci o požadované frekvenci a amplitudě vibrací dostane regulační program z nadřazeného systému. Regulační program poté upraví frekvenci generovaného signálu, amplituda je regulována pomocí PI regulátoru s periodou 0,1 s. Pro minimalizaci šumu a rušivých harmonických složek je aktuální amplituda vibrací zjišťována z frekvenčního spektra naměřeného signálu o délce 1 s za použití Flat-top okna. V případě, že je frekvence vibrací blízko celistvých násobků síťového kmitočtu, prodlouží se délka signálu, ze které je počítaná amplituda, až na 6 s. Tím se minimalizuje vliv těchto rušivých kmitočtů. Použitím delšího signálu pro zjištění

amplitudy se sice zpomalí regulační děj, čímž se prodlouží doba měření, ale značně se zvýší přesnost zjišťované amplitudy, což je v tomto případě důležitější.

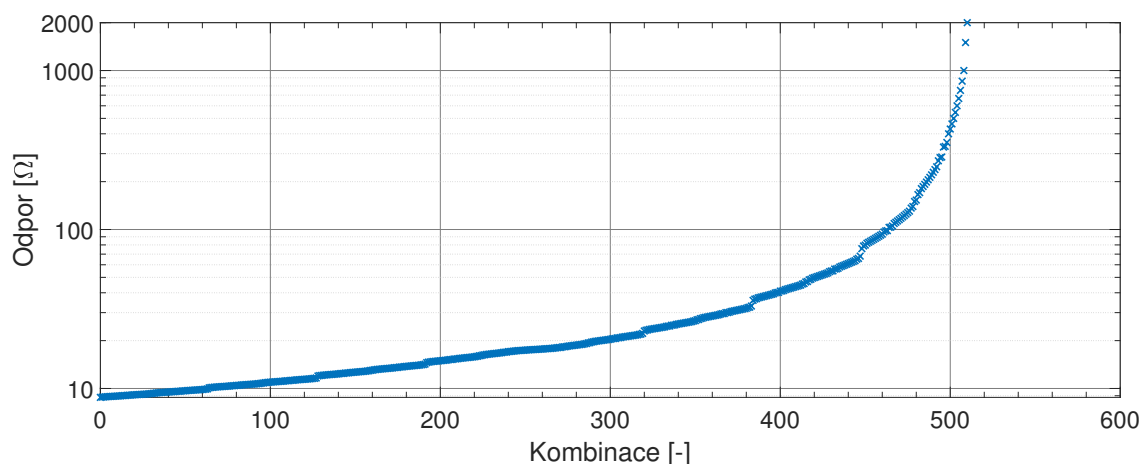
Po ustálení vibrací (chyba $< 0,1 \%$ po dobu 10 s) je do nadřízeného systému předána informace, že vibrace jsou ustáleny. Poté se PI regulátor přepne do manuálního režimu, kdy je jeho výstup konstantní a shodný s poslední hodnotou. Tímto se po dobu měření zajistí neměnná amplituda vibrací.

6.4.2 Nastavení odporové zátěže

Na pracovišti se nevyskytuje vhodná programovatelná odporová zátěž a proto ji bylo potřeba zrealizovat. Na její sestavení byla použita měřicí ústředna Agilent 34970A, která komunikuje s řídicím systémem pomocí GPIB, a dva maticové přepínače 34904A.

Každý tento přepínač obsahuje 32 dvou vodičových přepínačů umístěných ve 4 řadách a 8 sloupcích, kdy každá řada i sloupec má na konci terminál pro připojení externích komponent, celkem je tedy k dispozici 12 terminálů. 3 z nich jsou použity pro vstup, výstup a přenos signálu v matici. Tímto nám na maticovém přepínači zbylo místo pro 9 rezistorů, které mohou být spínány paralelně, což nám dává celkem 511 různých paralelních kombinací těchto rezistorů.

Použité rezistory byly napočítány tak, aby byly v řadě E24 a jejich paralelními kombinacemi se daly obsáhnout dvě dekády odporu s dostatečným rozlišením (obr. 6.3). Dva maticové přepínače jsou tak schopny pokrýt 4 dekády odporu, což je pro měření PEHů dostatečné. Rezistory jsou voleny s tolerancí 1 % a výsledné kombinace nastavených hodnot zátěže jsou kontrolovány pomocí multimetru Agilent 34401A.



Obr. 6.3: Výsledné hodnoty odporu paralelních kombinací rezistorů pro jeden maticový přepínač Agilent 34904A

6.4.3 Měření výchylky harvesteru

Výchylka konce harvesteru je měřena buď vibrometrem Polytec PDV 100, který má maximální rozsah 500 mm/s (výstup ze snímače je integrován). V případě, že je výchylka větší, je použit triangulační snímač polohy Micro Epsilon OPTO NCDT1401, který má rozsah 2 cm, což by mělo dostačovat pro většinu harvesterů. Vzhledem k harmonickému průběhu signálu o konstantní frekvenci je možné integrace a derivace provádět ve frekvenční oblasti a tak jednoduše převádět různé veličiny popisující vibrace (zrychlení, rychlost a výchylka).

V případě měření plošné výchylky harvesteru byl použit laserový 2D scanner, který jako svou diplomovou práci vytvořil Ing. Tomáš Tomek [84]². Tento systém umožňuje nejen měření rychlosti předem definovaných bodů, ale také jejich fázovou kompenzaci s referencí. Proto je možné kromě amplitud rychlostí zjistit také fázový rozdíl mezi jednotlivými měřenými body.

Kvůli časové náročnosti 2D skenování není tento způsob měření prováděn současně s měřením charakteristiky PEHu. Během charakterizace harvesteru je měřena pouze výchylka jeho konce a ta je kontrolována s odpovídající výchylkou změřenou 2D skenerem. V případě drobných odlišností je hodnota zjištěná 2D skenerem proporcionálně upravena. Vzhledem k tomu, že dle (2.8) je výchylka PEHu přímo úměrná amplitudě vibrací, je tato jednoduchá úprava možná.

6.4.4 Hlavní program

Hlavní program, který běží na běžném PC, řídí podprogramy a měří napětí na odporové zátěži, proud tekoucí vibračním stolkem, výchylku konce harvesteru a zrychlení stolku. Měření jednoho bodu (jedna frekvence a amplituda vibrací a jeden zatěžovací odpor) probíhá tak, že tento systém nastaví odpovídající odpor na ústředně Agilent 34970A, do systému regulace vibrací pošle aktuální frekvenci a amplitudu a čeká, než jsou vibrace ustáleny. Poté se zapne měření výše uvedených veličin, které jsou společně s dalšími informacemi uloženy do souboru.

Všechny měřené veličiny jsou měřeny pomocí 24-bitové analogové vstupní karty NI 9234 která má rozsah ± 5 V. V případě, že napětí generované harvesterem je větší, je použita 24-bitová karta NI 9232, která má rozsah ± 30 V. Obě tyto karty obsahují $\Sigma\Delta$ AD převodník, který je pro minimalizaci šumu nastaven na maximální hodnotu decimace (256). Pro co největší minimalizaci šumu a vlivu dalších signálů na naměřenou hodnotu je zjišťování amplitudy signálu provedeno ve frekvenční oblasti. Stejně jako v případě regulace vibrací (kap. 6.4.1) je použito Flat-top okno.

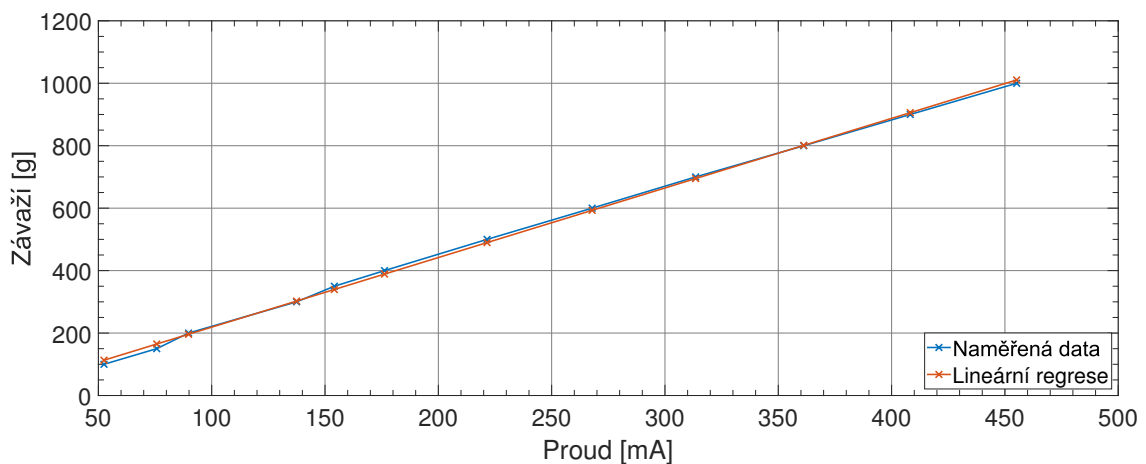
²Rád bych poděkoval panu Ing. Stanislavu Pikulovi, Ph.D. za pomoc při používání tohoto systému.

Měřicí karta je připojena paralelně k odporové zátěži (kap. 6.4.2). To znamená, že vnitřní odpor měřicí karty je paralelně k nastavené zátěži, čímž zmenšuje nastavenou hodnotu. V případě, že by byl tento vliv výrazný, je umožněno mezi odporovou zátěž a měřicí kartu vložit napěťový sledovač, čímž se tento vliv minimalizuje, nicméně se zhorší parametry měřeného signálu. Z tohoto důvodu je rozhodnutí o použití sledovače ponecháno na obsluze.

Pro minimalizaci vlivu okolní teploty je celý systém umístěn v klimatizované laboratoři a dostatečnou dobu před měřením je v místnosti nastavena teplota 25°C.

6.5 Zjišťování parametru k_{BI}

Parametr k_{BI} použitého vibračního stolku byl zjišťován principem uvedeným v [83]. Konkrétně se jedná zpětnovazební kompenzaci výchylky stolku způsobenou položením kalibrovaných závaží. V našem případě byla pomocí triangulačního snímače polohy Micro Epsilon OPTO NCDT1401 měřena výchylka vibračního stolku a po položení závaží byl proud stolkem regulován tak, aby se výchylka dostala na úroveň před položením. Z proudu, který tuto výchylku vyrovnal a hmotnosti závaží, které ji způsobilo, je možné spočítat koeficient k_{BI} . Hodnoty naměřených proudů a hmotnosti použitých závaží jsou zobrazeny na (obr. 6.4). Na tomto obrázku jsou proměnné prohozeny tak, aby koeficient regresní přímky přímo odpovídal hledanému koeficientu. Při výpočtu koeficientu je použita standardní velikost tíhového zrychlení $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ a hodnota pak vychází $k_{BI} = 21,86 \text{ N/A}$ s Pearsonovým korelačním koeficientem $r = 0,9995$ jedná se tedy o velmi dobrou lineární závislost a drobná odchylka může být způsobena například šumem.



Obr. 6.4: Závislost hmotnosti, kterou zvedne vibrační stolec na proud tímto stolkem protékajícím

6.6 Zpracování naměřených dat

Po naměření dat s harvesterem a bez něj je možné spočítat parametry harvesteru a jednotlivé výkony (kap. 6.1), ze kterých je potom možné spočítat účinnost. Amplitudy naměřených signálů se pro minimalizaci šumu zjišťují, stejně jako v případě regulace vibrací, z frekvenčního spektra signálu získaného s použitím okna Flat-top.

Pro výpočet vibračních výkonů stolku $P_{V_{SN}}$ a $P_{V_{SPEH}}$ (6.5) a mechanické energie harvesteru P_M (6.10) je potřeba znát i fázi signálů, která byla zjištěna z fázového frekvenčního spektra.

7 Nejistoty měřicího systému

Žádná naměřená hodnota není úplná, pokud k ní není přiřazena její nejistota. Výsledná nejistota se skládá z nejistoty typu A, která se získá statistickým zpracováním naměřených hodnot, a z nejistoty typu B, která zahrnuje ostatní vlivy, zejména vliv měřidel [85].

Nejistoty se dají rozdělit na dvě základní skupiny a to nejistoty přímého a nepřímého měření. V prvním případě je veličina přímo měřena, a proto můžou být nejistoty A a B přímo počítány. V případě tohoto měřicího systému jsou přímo měřené veličiny: napětí na zátěži U , zatěžovací odpor R , proud stolkem I , amplituda vibrací a , výchylka d , hmotnost harvesteru m a fáze ϕ mezi zrychlením a výchylkou vibrací.

V případě nejistot nepřímého měření jsou výsledné hodnoty spočítány na základě jiných, naměřených veličin, proto i nejistota musí být počítána z nejistot přímo měřených veličin. Postup výpočtu je možné najít v [85, 86, 87].

Nejistoty měření lze zjistit několika způsoby, například výpočtem dle GUM, simulací průběhu nejistot z matematického modelu (metoda Monte-Carlo) [88]. V našem případě se jeví jako vhodná metoda nejistoty počítat současně se zpracováním dat a použít tak metodu výpočtu dle GUM. V následující kapitole jsou odvozeny vztahy pro nejistoty jednotlivých veličin, které jsou pak použity pro automatický výpočet nejistot během zpracování naměřených dat.

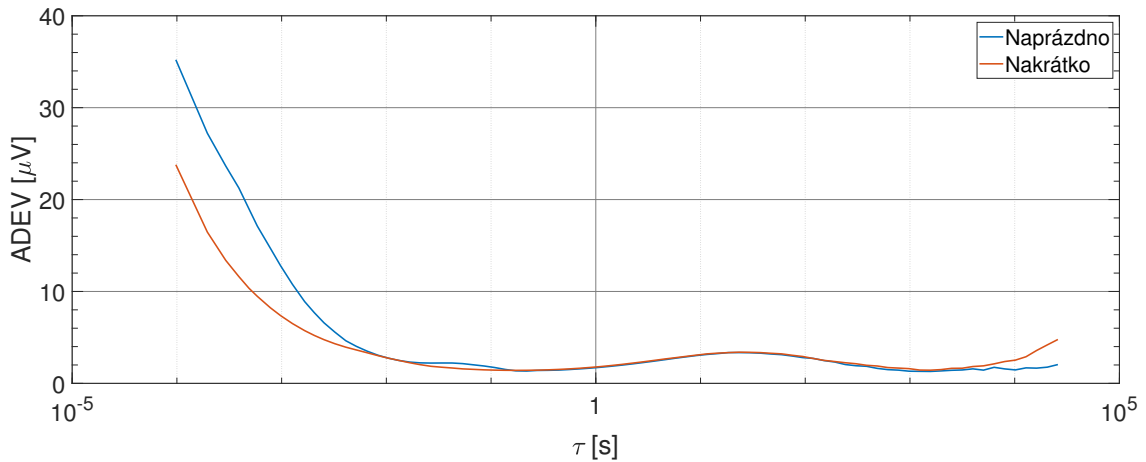
7.1 Nejistoty přímého měření

Přímo měřené veličiny se dají rozdělit na dvě skupiny dle závislosti na vibracích stolku. První skupina obsahuje veličiny nezávislé na vibracích, a tedy pokud vibrační stolek neprodukuje vibrace, tyto veličiny nejsou nulové. Druhá skupina zahrnuje veličiny závislé na vibracích. Tyto hodnoty jsou nenulové pouze pokud vibrační stolek vibruje. U těchto skupin se výpočet nejistot bude provádět odlišně.

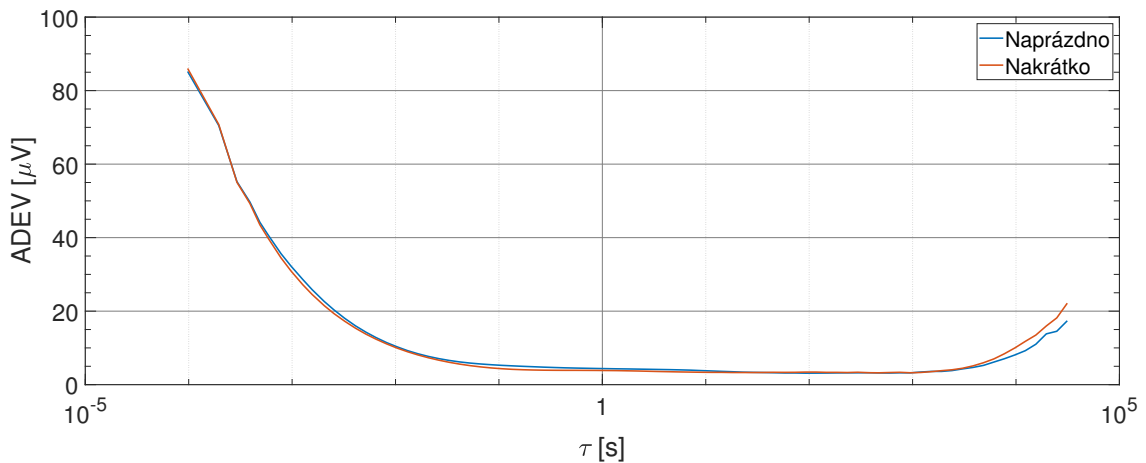
7.1.1 Veličiny nezávislé na vibracích

Na vibracích nezávislé veličiny jsou v našem případě zatěžovací odpor R , hmotnost harvesteru m a měřené napětí U . Nejistota A u měření hmotnosti zjišťována nebyla. V případě odporové zátěže tento typ nejistoty byl zjišťován z opakovaných kontrol multimetrem Agilent 34401A v průběhu měření (několik měsíců). U opakovaných měření stejně nastavených hodnot pak byla spočítána relativní nejistota A. Největší naměřená relativní nejistota A je 0,04 %, tato hodnota je použita jako nejistota A u všech nastavených hodnot zatěžovacího odporu.

Nejistotu A v případě měřicí karty NI 9234 a NI 9232 nelze určit z měření napětí, protože na pracovišti nedisponujeme takovým zdrojem napětí, který by s ohledem na parametry měřicí karty mohl být považován za stabilní. Proto je nejistota A měřících karet zjišťována pomocí Allanovy odchyly při zapojení naprázdno a nakrátko v čase, který odpovídá době průměrování. Z Allanovy odchyly (obr. 7.1 a 7.2) plyne, že efektivní hodnota bílého šumu měřicí karty NI 9234 (NI 9232) je okolo $1 \mu\text{V}$ ($4 \mu\text{V}$), což je ve srovnání s nejistotou B této karty tak nízká hodnota, že může být při výpočtu nejistot zanedbána.



Obr. 7.1: Allanova odchyly (Allan deviation) pro měřicí kartu NI 9234



Obr. 7.2: Allanova odchyly (Allan deviation) pro měřicí kartu NI 9232

Nejistota B je v obou případech určena z přesnosti měřidel. Chyby měřidel jednotlivých veličin jsou $0,01 \%$ ($0,04 \%$) z měřené hodnoty a $0,001 \%$ z rozsahu pro měřenou hodnotu R menší (větší) než $10 \text{ M}\Omega$; $0,2 \text{ mg}$ pro hmotnost harvesteru m a $0,05 \%$ + $0,3 \text{ mV}$ pro měřené napětí U .

7.1.2 Veličiny závislé na vibracích

Nejistota A u veličin závislých na vibracích je získávána z opakovaných měření pro různé nastavení frekvence a amplitudy vibrací. Pro každou variantu bylo provedeno 300 měření. V tomto případě snímač výchylky měří výchylku stolku. Hodnoty jednotlivých veličin byly získány po softwarovém zpracování, proto nejistota A zahrnuje vliv náhodných chyb a jejich filtraci Fourierovou transformací s flat-top oknem. Jako hodnota nejistoty A byl brán nejhorší výsledek ze všech měření, konkrétní hodnoty relativní nejistoty A jsou 0,05 %; 0,03 %; 0,02 % a 0,002 % pro proud stolkem I , amplitudu vibrací a , výchylku d a fázi ϕ mezi vibracemi a výchylkou stolku.

Chyby měřidel pro jednotlivá měření jsou: pro proud stolkem I to je 0,5 % + 0,3 mA; pro amplitudu vibrací a 1 %, tato hodnota je získána z provedené kalibrace snímače a zesilovače, a pro výchylku d 1 % pro obě měřidla. V případě chyby fáze je potřeba vycházet z časové přesnosti měřicí karty. Ta je 50 ppm při frekvenci oscilátoru 13,1072 MHz, což v časové oblasti je chyba přibližně 4 ns. Tento časový úsek při frekvenci vibrací 300 Hz, což je maximální frekvence použitá při měření, odpovídá nejistotě B pro fázi ϕ přibližně 0,0005°.

Nejistota A a chyba měřidla v případě měření fáze ϕ jsou řádově menší než nejistoty dalších veličin. Proto můžou být tyto veličiny zanedbány bez praktického vlivu na výslednou hodnotu nejistot nepřímých měření.

7.2 Nejistoty nepřímého měření

Pro výpočet nejistot nepřímých měření elektrického výkonu harvesteru P_E , celkové účinnosti η_C , tradiční účinnosti η_T , jakosti Q , elektromechanického vazebního koeficientu k a vypočítané tradiční účinnosti η_{Tp} je vhodné si označit jednotlivé naměřené hodnoty a nejistoty přímého měření, které budou při výpočtu použity (tab. 7.1). Pro výpočet nejistot B jsou ve všech případech považovány chyby měřidel za rovnoměrné rozdělení pravděpodobnosti, proto je pro výpočet nejistoty B použit součinitel rozdělení $\sqrt{3}$.

7.2.1 Nejistota výstupního elektrického výkonu

Elektrický výstupní výkon PEHu se spočítá dle (6.11). Pro výpočet nejistot měření je potřeba zjistit citlivostní koeficienty:

$$\begin{aligned} A_U &= \frac{\partial P_E}{\partial U} = \frac{2U}{R} \\ A_R &= \frac{\partial P_E}{\partial R} = -\frac{U^2}{R^2} \end{aligned} \quad (7.1)$$

Tab. 7.1: Přehled nejistot A a B pro přímo měřené veličiny. Symbol *Roz* označuje rozsah měřicího přístroje při daném měření

Naměřená hodnota	Nejistota A	Nejistota B
$R < 10 M\Omega$	$u_A(R) = 0,04 \% R$	$u_B(R) = \frac{1}{\sqrt{3}} (0,01 \% R + 0,001 \% \text{Roz})$
$R > 10 M\Omega$	$u_A(R) = 0,04 \% R$	$u_B(R) = \frac{1}{\sqrt{3}} (0,04 \% R + 0,001 \% \text{Roz})$
I	$u_A(I) = 0,05 \% I$	$u_B(I) = \frac{1}{\sqrt{3}} (0,5 \% I + 0,3 \text{ mA})$
a	$u_A(a) = 0,03 \% A$	$u_B(a) = \frac{1}{\sqrt{3}} (1 \% A)$
d	$u_A(d) = 0,02 \% d$	$u_B(d) = \frac{1}{\sqrt{3}} (1 \% d)$
m	–	$u_B(m) = \frac{1}{\sqrt{3}} (0,2 \text{ mg})$
$U < 5 V$	–	$u_B(U) = \frac{1}{\sqrt{3}} (0,05 \% U + 0,3 \text{ mV})$
$U > 5 V$	–	$u_B(U) = \frac{1}{\sqrt{3}} (0,1 \% U + 6,9 \text{ mV})$

Nejistota A se pak spočítá:

$$u_A(P_E) = |A_R|u_A(R) = \frac{U^2}{R^2}u_A(R) \quad (7.2)$$

A nejistota B pak je:

$$u_B(P_E) = \sqrt{A_U^2 u_B^2(U) + A_R^2 u_B^2(R)} = \sqrt{\left(\frac{2U}{R}\right)^2 u_B^2(U) + \left(-\frac{U^2}{R^2}\right)^2 u_B^2(R)} \quad (7.3)$$

Kombinovaná nejistota výkonu $u_C(P_E)$ je dána geometrickým součtem nejistot A a B:

$$u_C(P_E) = \sqrt{u_A^2(P_E) + u_B^2(P_E)} = \sqrt{\frac{U^4}{R^4}u_A^2(R) + \frac{4U^2}{R^2}u_B^2(U) + \frac{U^4}{R^4}u_B^2(R)} \quad (7.4)$$

7.2.2 Nejistota Mechanického výkonu PEHu

Mechanický výkon harvesteru se určuje dle vztahu (6.10). Z tohoto vztahu vychází tyto citlivostní koeficienty:

$$\begin{aligned} A_{m_e} &= \frac{\partial P_M}{\partial m_e} = \frac{1}{2}a_X v_Z \sin(\phi_X) \\ A_{a_X} &= \frac{\partial P_M}{\partial a_X} = \frac{1}{2}m_e v_Z \sin(\phi_X) \\ A_{v_Z} &= \frac{\partial P_M}{\partial v_Z} = \frac{1}{2}m_e a_X \sin(\phi_X) \end{aligned} \quad (7.5)$$

Efektivní hmotnost m_e se spočítá dle (3.8). Nejistotu této veličiny, pak určíme následovně:

$$\begin{aligned} A_{m_{\text{PEH}}} &= \frac{\partial m_e}{\partial m_{\text{PEH}}} = \frac{33}{140} \\ A_{m_{\text{tip}}} &= \frac{\partial m_e}{\partial m_{\text{tip}}} = 1 \\ u_C(m_e) &= u_B(m_e) = \sqrt{A_{m_{\text{PEH}}}^2 u_B^2(m_{\text{PEH}}) + A_{m_{\text{tip}}}^2 u_B^2(m_{\text{tip}})} \end{aligned} \quad (7.6)$$

Nejistota A mechanického výkonu PEHu se spočítá:

$$\begin{aligned} u_A(P_M) &= \sqrt{A_{a_X}^2 u_A^2(a_X) + A_{v_Z}^2 u_A^2(v_Z)} = \\ &= \sqrt{\frac{1}{4} \sin^2(\phi_X) \left(m_e^2 v_Z^2 u_A^2(a_X) + m_e^2 a_X^2 u_A^2(v_Z) \right)} \end{aligned} \quad (7.7)$$

A nejistota B takto:

$$\begin{aligned} u_B(P_M) &= \sqrt{A_{a_X}^2 u_B^2(a_X) + A_{v_Z}^2 u_B^2(v_Z) + A_{m_e}^2 u_B^2(m_e)} = \\ &= \sqrt{\frac{1}{4} \sin^2(\phi_X) \left(m_e^2 v_Z^2 u_B^2(a_X) + m_e^2 a_X^2 u_B^2(v_Z) + a_X^2 v_Z^2 u_B^2(m_e) \right)} \end{aligned} \quad (7.8)$$

Z nejistot A a B se dá vypočítat kombinovaná nejistota mechanického výkonu PEHu $u_C(P_M)$:

$$\begin{aligned} u_C(P_M) &= \sqrt{u_A^2(P_M) + u_B^2(P_M)} = \\ &= \sqrt{\frac{1}{4} \sin^2(\phi_X) \left(m_e^2 v_Z^2 \left(u_A^2(a_X) + u_B^2(a_X) \right) + m_e^2 a_X^2 \left(u_A^2(v_Z) + u_B^2(v_Z) \right) + a_X^2 v_Z^2 u_B^2(m_e) \right)} \end{aligned} \quad (7.9)$$

7.2.3 Nejistota tradiční účinnosti

Pokud již známe nejistotu elektrického výstupního výkonu harvesteru (kap. 7.2.1) a jeho mechanického výkonu (kap. 7.2.2) je možno spočítat nejistotu tradiční účinnosti harvesterů dle (6.15), ze které se spočítají citlivostní koeficienty:

$$\begin{aligned} A_{P_E} &= \frac{\partial \eta_{\Gamma}}{\partial P_E} = \frac{1}{P_M} \\ A_{P_M} &= \frac{\partial \eta_{\Gamma}}{\partial P_M} = -\frac{P_E}{P_M^2} \end{aligned} \quad (7.10)$$

Pomocí citlivostních koeficientů můžeme přímo spočítat kombinovanou nejistotu tradiční účinnosti $u_C(\eta_T)$:

$$u_C(\eta_T) = \sqrt{A_{P_E}^2 u_C^2(P_E) + A_{P_M}^2 u_C^2(P_M)} = \sqrt{\frac{1}{P_M^2} \left(\frac{U^4}{R^4} u_A^2(R) + \frac{4U^2}{R^2} u_B^2(U) + \frac{U^4}{R^4} u_B^2(R) \right) + \left(\frac{P_E}{P_M} \right)^2 \left(\frac{1}{4} \sin^2(\phi_X) \left(m_e^2 v_Z^2 u_B^2(a_X) + m_e^2 a_X^2 u_B^2(v_Z) + a_X^2 v_Z^2 u_B^2(m_e) \right) \right)} \quad (7.11)$$

7.2.4 Nejistota vibračního výkonu stolku

Vibrační výkon stolku se spočítá dle (6.5), z této rovnice se pak spočítají citlivostní koeficienty pro výpočet nejistoty:

$$A_I = \frac{\partial P_{VS}}{\partial I} = k_{Bl} \frac{a}{2\pi f} \cos\left(\phi - \frac{\pi}{2}\right) \quad (7.12)$$

$$A_a = \frac{\partial P_{VS}}{\partial a} = k_{Bl} I \frac{1}{2\pi f} \cos\left(\phi - \frac{\pi}{2}\right)$$

Nejistota A vibračního výkonu stolku je:

$$u_A(P_{VS}) = \sqrt{A_I^2 u_A^2(I) + A_a^2 u_a^2(a)} = \sqrt{\frac{k_{Bl}^2}{4\pi^2 f^2} \cos^2\left(\phi - \frac{\pi}{2}\right) \left(I^2 u_A^2(a) + a^2 u_A^2(I) \right)} \quad (7.13)$$

Nejistota B má prakticky totožný tvar:

$$u_B(P_{VS}) = \sqrt{A_I^2 u_B^2(I) + A_a^2 u_B^2(a)} = \sqrt{\frac{k_{Bl}^2}{4\pi^2 f^2} \cos^2\left(\phi - \frac{\pi}{2}\right) \left(I^2 u_B^2(a) + a^2 u_B^2(I) \right)} \quad (7.14)$$

Kombinovaná nejistota $u_C(P_{VS})$ je:

$$u_C(P_{VS}) = \sqrt{u_A^2(P_{VS}) + u_B^2(P_{VS})} = \sqrt{\frac{k_{Bl}^2}{4\pi^2 f^2} \cos^2\left(\phi - \frac{\pi}{2}\right) \left(I^2 u_A^2(a) + a^2 u_A^2(I) + I^2 u_B^2(a) + a^2 u_B^2(I) \right)} \quad (7.15)$$

7.2.5 Nejistota vibračního výkonu

Vibrační výkon P_{VIB} se spočítá (6.6) jako rozdíl vibračního výkonu stolku s harvesterem P_{VSPEH} a bez něj P_{VSN} při stejné amplitudě vibrací. Proto jediné veličiny,

kteřé se budou lišit, jsou proud stolkem I a fáze ϕ . Pro odlišení budou tyto veličiny označeny stejnými indexy jako odpovídající vibrační výkonu stolku. Citlivostní koeficienty výpočet nejistoty vibračního výkonu P_{VIB} jsou:

$$\begin{aligned} A_{P_{\text{VSPEH}}} &= \frac{\partial P_{\text{VIB}}}{\partial P_{\text{VSPEH}}} = 1 \\ A_{P_{\text{VSN}}} &= \frac{\partial P_{\text{VIB}}}{\partial P_{\text{VSN}}} = -1 \end{aligned} \quad (7.16)$$

Kombinovaná nejistota vibračního výkonu P_{VIB} se spočítá:

$$\begin{aligned} u_C(P_{\text{VIB}}) &= \sqrt{A_{P_{\text{VSPEH}}}^2 u_C^2(P_{\text{VSPEH}}) + A_{P_{\text{VSN}}}^2 u_C^2(P_{\text{VSN}})} = \\ &= \sqrt{\frac{k_{Bl}^2}{4\pi^2 f^2} \cos^2\left(\phi_{\text{PEH}} - \frac{\pi}{2}\right) \left(I_{\text{PEH}}^2 u_A^2(a) + a^2 u_A^2(I_{\text{PEH}}) + I_{\text{PEH}}^2 u_B^2(a) + a^2 u_B^2(I_{\text{PEH}})\right) +} \\ &\quad \sqrt{\frac{k_{Bl}^2}{4\pi^2 f^2} \cos^2\left(\phi_N - \frac{\pi}{2}\right) \left(I_N^2 u_A^2(a) + a^2 u_A^2(I_N) + I_N^2 u_B^2(a) + a^2 u_B^2(I_N)\right)} \end{aligned} \quad (7.17)$$

7.2.6 Nejistota celkové účinnosti

Nejistota celkové účinnosti η_C se dá jednoduše spočítat (6.14) ze znalosti nejistoty vibračního výkonu P_{VIB} a výstupního elektrického výkonu P_E . Citlivostní koeficienty jsou:

$$\begin{aligned} A_{P_E} &= \frac{\partial \eta_C}{\partial P_E} = \frac{1}{P_{\text{VIB}}} \\ A_{P_{\text{VIB}}} &= \frac{\partial \eta_C}{\partial P_M} = -\frac{P_E}{P_{\text{VIB}}^2} \end{aligned} \quad (7.18)$$

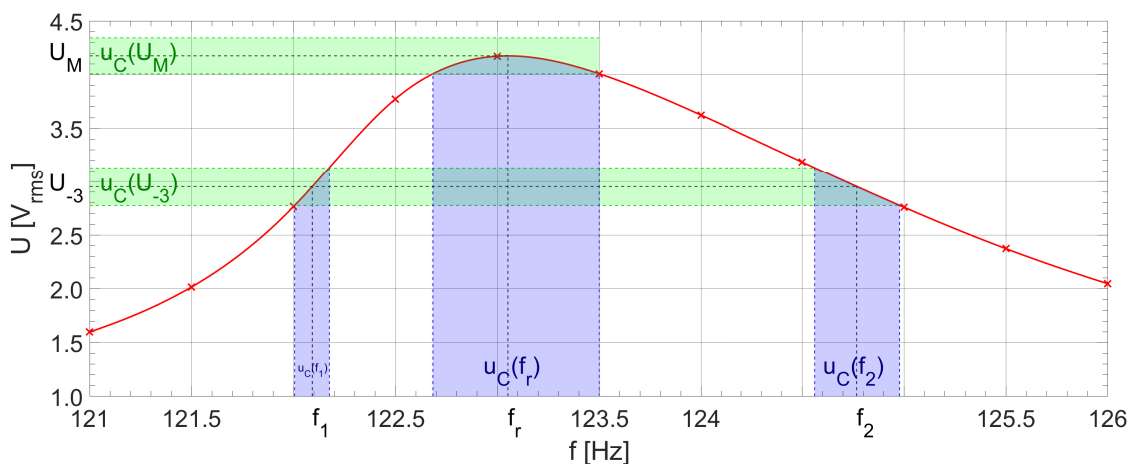
Kombinovaná nejistota celkové účinnosti $u_C(\eta_C)$ pak je:

$$\begin{aligned} u_C(\eta_C) &= \sqrt{A_{P_E}^2 u_C^2(P_E) + A_{P_{\text{VIB}}}^2 u_C^2(P_{\text{VIB}})} = \\ &= \sqrt{\frac{1}{P_{\text{VIB}}^2} \left(\frac{U^4}{R^4} u_A^2(R) + \frac{4U^2}{R^2} u_B^2(U) + \frac{U^4}{R^4} u_B^2(R)\right) +} \\ &\quad \sqrt{\frac{k_{Bl}^2}{4\pi^2 f^2} \cos^2\left(\phi_{\text{PEH}} - \frac{\pi}{2}\right) \left(I_{\text{PEH}}^2 u_A^2(a) + a^2 u_A^2(I_{\text{PEH}}) + I_{\text{PEH}}^2 u_B^2(a) + a^2 u_B^2(I_{\text{PEH}})\right) +} \\ &\quad \sqrt{\frac{k_{Bl}^2}{4\pi^2 f^2} \cos^2\left(\phi_N - \frac{\pi}{2}\right) \left(I_N^2 u_A^2(a) + a^2 u_A^2(I_N) + I_N^2 u_B^2(a) + a^2 u_B^2(I_N)\right)} \end{aligned} \quad (7.19)$$

7.2.7 Nejistota jakosti

Pro výpočet jakosti Q je potřeba znát rezonanční frekvenci f_r a frekvence f_1 a f_2 , kde má harvester poloviční výkon, oproti rezonanční frekvenci. Pro zmenšení nejistoty jsou jednotlivé frekvence zjišťovány ne z výkonové frekvenční charakteristiky, ale z napětové, kdy na hledaných frekvencích f_1 a f_2 je hodnota napětí $\frac{U_{MAX}}{\sqrt{2}}$. Dále pro lepší frekvenční rozlišení jsou naměřené body proloženy kubickým splinem.

Z důvodu neexistence matematického vztahu mezi frekvencí kmitání f a naměřeným napětím U je nejistota frekvencí zjišťována z naměřené charakteristiky, kdy je interval nejistoty napětí převeden přes naměřenou charakteristiku na interval nejistoty odpovídající frekvence, jak ilustruje Obrázek 7.3.



Obr. 7.3: Výpočet nejistoty frekvencí z nejistot napětí pro výpočet jakosti Q . Jedná se o názorný příklad výpočtu, proto jsou znázorněné nejistoty větší než ve skutečnosti.

Při znalosti nejistot frekvencí již není problém spočítat (3.5) citlivostní koeficienty:

$$\begin{aligned} A_{f_r} &= \frac{\partial Q}{\partial f_r} = \frac{1}{f_2 - f_1} \\ A_{f_1} &= \frac{\partial Q}{\partial f_1} = \frac{f_r}{(f_2 - f_1)^2} \\ A_{f_2} &= \frac{\partial Q}{\partial f_2} = -\frac{f_r}{(f_2 - f_1)^2} \end{aligned} \quad (7.20)$$

A nejistotu jakosti Q :

$$\begin{aligned} u_C(Q) &= \sqrt{A_{f_r}^2 u_C^2(f_r) + A_{f_1}^2 u_C^2(f_1) + A_{f_2}^2 u_C^2(f_2)} = \\ &= \sqrt{\frac{1}{(f_2 - f_1)^4} \left((f_2 - f_1)^2 u_C^2(f_r) + f_r^2 u_C^2(f_1) + (-f_r)^2 u_C^2(f_2) \right)} \end{aligned} \quad (7.21)$$

7.2.8 Nejistota elektromechanického vazebního koeficientu

Stejným způsobem, jako v předchozím případě (obr. 7.3), můžeme určit i nejistotu rezonančních frekvencí (f_o a f_s) potřebných pro výpočet nejistoty elektromechanického vazebního koeficientu k . Z rovnice (3.4) plynou následující citlivostní koeficienty:

$$\begin{aligned} A_{f_o} &= \frac{\partial k}{\partial f_o} = \frac{2f_s^2}{f_o^3} \\ A_{f_s} &= \frac{\partial k}{\partial f_s} = -\frac{2f_s}{f_o^2} \end{aligned} \quad (7.22)$$

Nejistota elektromechanického vazebního koeficientu pak je:

$$u_C(k) = \sqrt{A_{f_o}^2 u_C^2(f_o) + A_{f_s}^2 u_C^2(f_s)} = \sqrt{\left(\frac{2f_s^2}{f_o^3}\right)^2 u_C^2(f_o) + \left(-\frac{2f_s}{f_o^2}\right)^2 u_C^2(f_s)} \quad (7.23)$$

7.2.9 Nejistota vypočítané tradiční účinnosti

Při znalosti parametrů harvesteru je možné určit nejistotu účinnosti vypočítané z těchto parametrů. Existuje více různých způsobů výpočtu účinnosti (kap. 4.2), v našem případě použijeme pro porovnání první odvozený vztah (4.11), ze kterého plynou tyto citlivostní koeficienty:

$$\begin{aligned} A_k &= \frac{\partial \eta_{\text{Rich}}}{\partial k} = \frac{4Qk}{(Qk^2 - 2k^2 + 2)^2} \\ A_Q &= \frac{\partial \eta_{\text{Rich}}}{\partial Q} = -\frac{2k^2(k^2 - 1)}{(Qk^2 - 2k^2 + 2)^2} \end{aligned} \quad (7.24)$$

Nejistota vypočítané účinnosti pak je:

$$\begin{aligned} u_C(k) &= \sqrt{A_k^2 u_C^2(k) + A_Q^2 u_C^2(Q)} = \\ &= \sqrt{\frac{1}{(Qk^2 - 2k^2 + 2)^4} \left(16Q^2 k^2 u_C^2(k) + \left(-2k^2(k^2 - 1) \right)^2 u_C^2(Q) \right)} \end{aligned} \quad (7.25)$$

8 Naměřená data

Sestaveným měřicím systémem jsem proměřil několik různých komerčně dostupných harvesterů, které lze rozdělit do dvou skupin. První skupina je tvořena pevnými harvestery, kde je nosná vrstva tvořena laminátem FR4 a jako piezomateriál je použita PZT keramika. Konkrétně se zde jedná o produkty firmy MIDE PPA-1011 a PPA-1014. Druhou skupinu tvoří flexibilní foliové harvestery, které mají jako aktivní element PVDF polymer. Tato skupina je tvořena harvestery firmy TE, konkrétně DT1-052K, LDTM-028K a NDT1-220K.

Bohužel během měření, které trvalo několik měsíců, byly některé harvestery zničeny. Například, harvester MIDE PPA-1014 příčně prasknul u místa upnutí, nebo u harvesteru DT1-052K se odlomil konektor u jedné z elektrod. Dále se v některých případech nepovedla daná veličina změřit. Například amplituda kmitání konce harvesteru v případě flexibilních konstrukcí, kdy byla amplituda kmitů tak velká, že se odražený paprsek nevracel zpět do triangulačního snímače, ale byl odražen do místnosti. Což vyústilo v nesprávně změřenou veličinu. Z těchto důvodů není u některých harvesterů kompletní sada dat.

Harvestery první skupiny jsou větší a použitý typ piezovstvy vykazuje lepší elektromechanické parametry než harvestery u druhé skupiny. Proto se u první skupiny dají očekávat řádově jiné výstupní elektrické výkony (P_E) a vzhledem k rozdílné mechanické konstrukci i jiné účinnosti. Z těchto důvodů jsou tyto dvě skupiny prezentovány samostatně.

8.1 PZT harvestery

Oba testované PZT harvestery disponují na volném konci otvory pro připevnění závaží, čehož bylo využito a harvestery byly proměřeny bez přidané zátěže, se zátěží 1000 mg a 10 000 mg, u této zátěže jsme preventivně snížili měřené amplitudy vibrací.

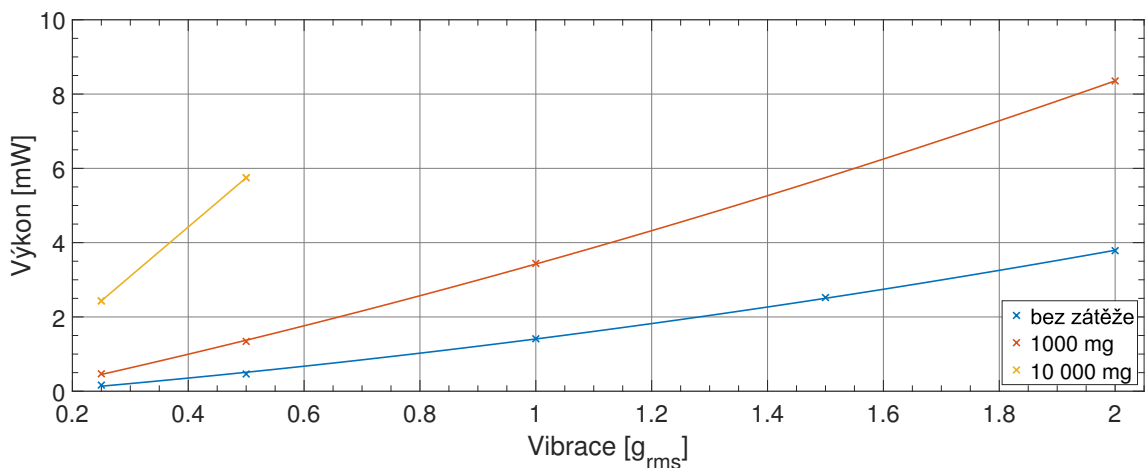
8.1.1 Výkon

Jedním z nejdůležitějších parametrů harvesterů je, jaký elektrický výkon jsou schopny dodat v okolí svých optimálních podmínek (rezonanční frekvence a optimální zátěž). Jednotlivé naměřené výkonové charakteristiky pro konstantní amplitudu vibrací jsou zobrazeny na obrázcích (A.1,A.3) a (A.5,A.7, A.9) pro harvestery MIDE PPA-1011 a MIDE PPA-1014 bez zátěže a se zátěžemi 1000 mg a 10 000 mg.

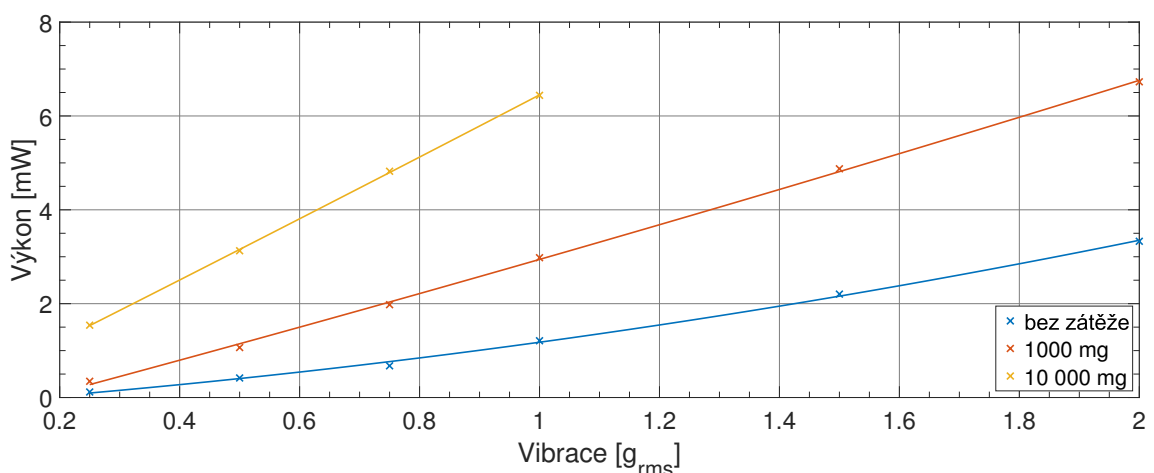
Zajímavější z hlediska chování harvesterů je podívat se, jak se pro různé podmínky mění jeho maximální výkon. Tento vývoj je zobrazen na (obr. 8.1) a (obr. 8.2)

pro harvestery MIDE PPA-1011 a PPA-1014. Lze zde vidět, že výkon generovaný harvesterem roste s rostoucí amplitudou vibrací a hmotností přidané zátěže, což je v souladu s modelem (2.11). Ovšem zdali je výkon závislý na čtverci amplitudy, jak vyplývá z modelu, se z naměřených dat nedá jednoznačně určit.

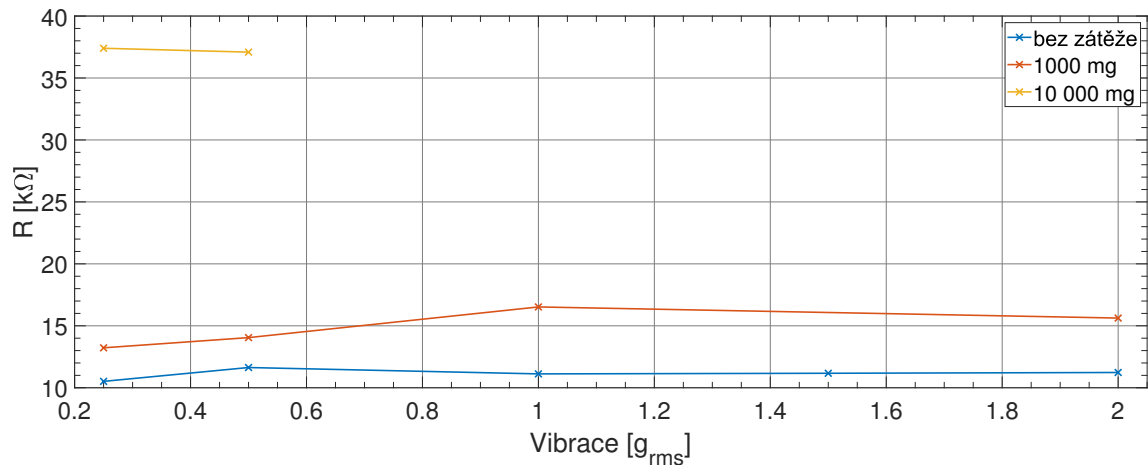
Dále je možno sledovat, jak se mění vnitřní odpor harvesteru a jeho rezonanční frekvence. Dle modelu 3.2 by se měl vnitřní odpor harvesteru snižovat s rostoucí frekvencí vibrací. Tento jev lze vidět na (obr. 8.3) a (obr. 8.4), kde je zobrazen vnitřní odpor harvesterů PPA-1011 a PPA-1014. V obou případech roste vnitřní odpor s přidanou hmotností, která snižuje rezonanční frekvenci. Během měření bylo zjištěno, že s rostoucí amplitudou vibrací klesá rezonanční frekvence harvesteru (obr. 8.5 a 8.6). Tento jev není popsán použitým modelem harvesteru (kap. 2), protože je velmi pravděpodobně způsoben nelineárním průběhem koeficientu tlumení [89].



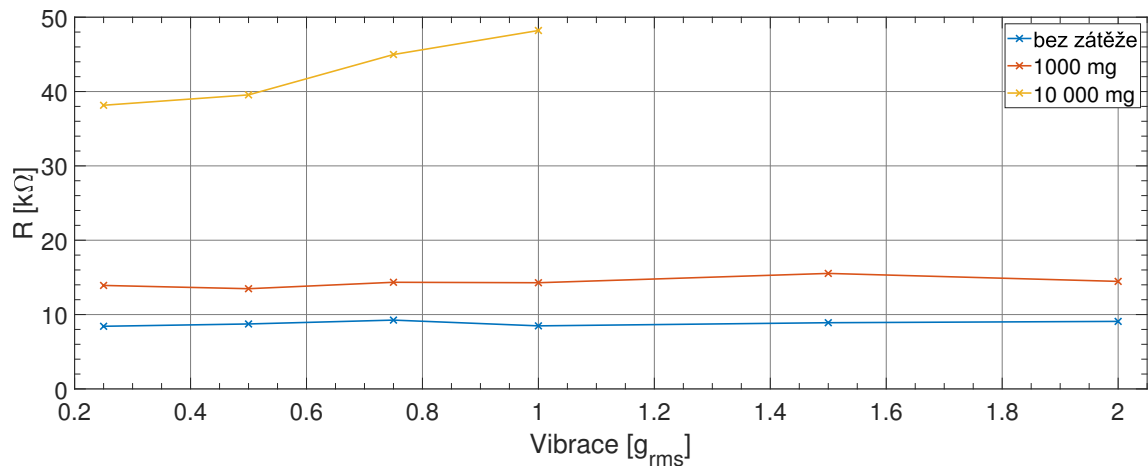
Obr. 8.1: Maximální výkon harvesteru PPA-1011 v závislosti na amplitudě vibrací pro různé zátěže



Obr. 8.2: Maximální výkon harvesteru PPA-1014 v závislosti na amplitudě vibrací pro různé zátěže



Obr. 8.3: Vnitřní odpor harvesteru PPA-1011 v závislosti na amplitudě vibrací a přidané zátěži



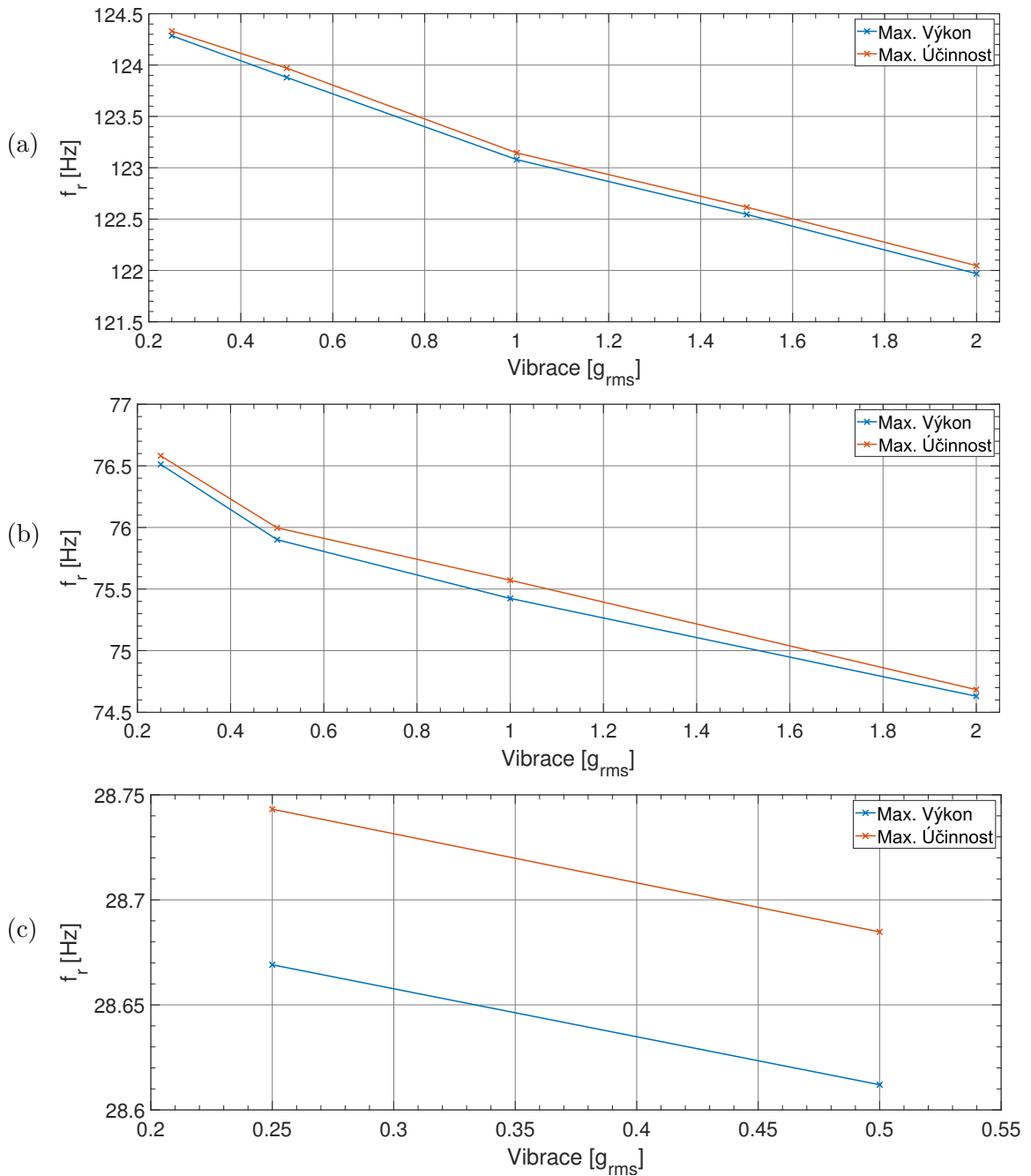
Obr. 8.4: Vnitřní odpor harvesteru PPA-1014 v závislosti na amplitudě vibrací a přidané zátěži

8.1.2 Celková účinnost

Změřená celková účinnost η_C pro oba PZT harvestery v okolí jejich optima je zobrazena na obrázcích (A.2, A.4, A.6, A.8 a A.9).

Je známo [20, 44] že maximální účinnosti harvester nedosahuje na stejné frekvenci, kde má maximální výkon (obr. 8.5) a (obr. 8.6). A to proto, že v případě maximálního výkonu se lehce sníží amplituda vibrací, čímž se zmenší mechanické napětí v piezoelektriku [44]. Frekvence, kde má harvester maximální výkon, je nižší než frekvence, kde je maximální účinnost [20, 44].

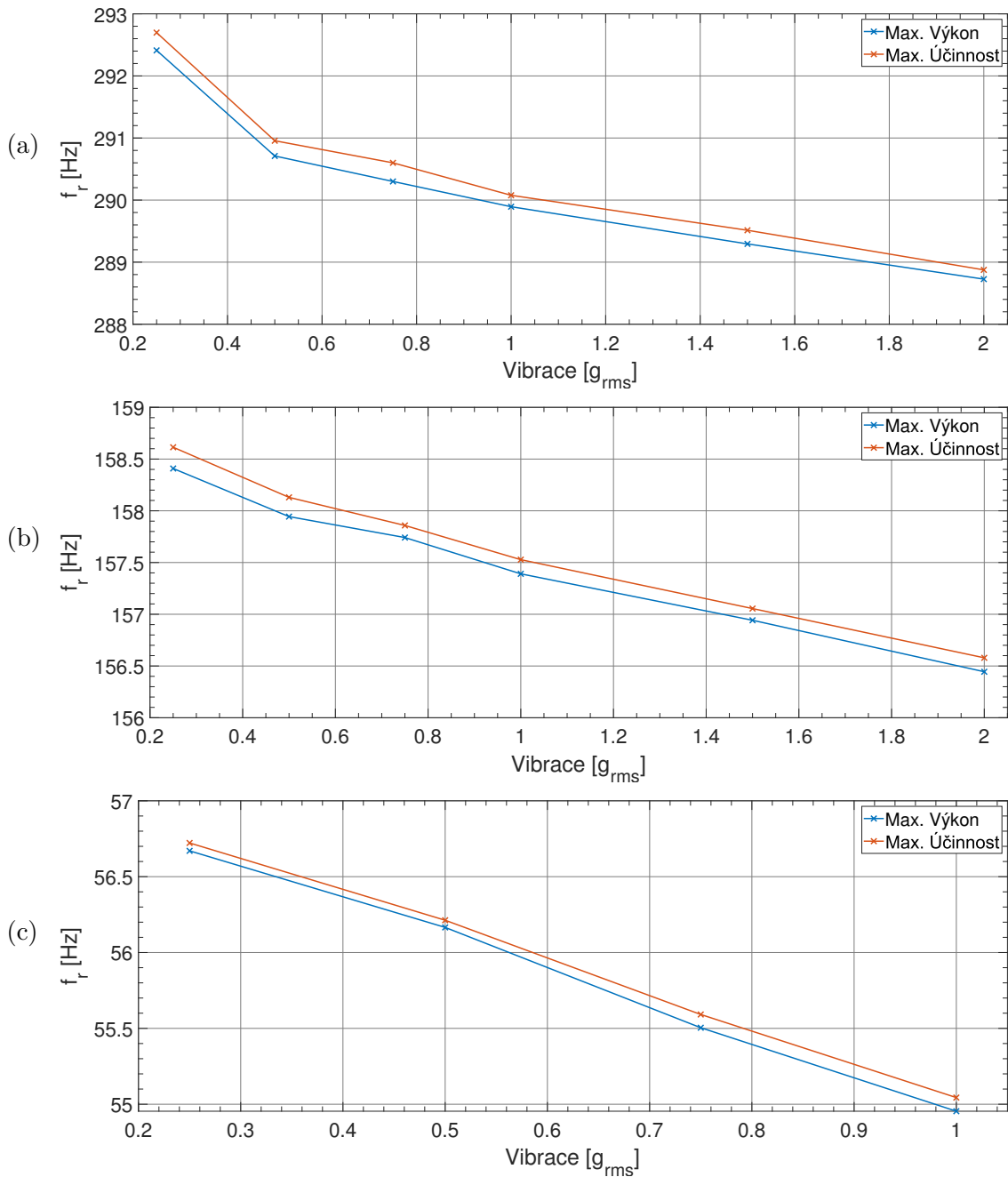
V současné době se uvádí spíše účinnost při maximálním výkonu harvesteru, protože při maximální účinnosti se snižuje výkon harvesteru [20]. Ovšem i optimalizace na maximální účinnost, bez ohledu na maximální výkon, může mít smysl, zejména u harvestingů z živých organismů včetně člověka [45].



Obr. 8.5: Frekvence maximálního výkonu a celkové účinnosti v závislosti na amplitudě vibrací pro harvester PPA-1011 bez přidané zátěže (a) a se zátěží 1000 mg (b) a 10 000 mg (c)

Pro názornost jsou zde uvedeny maximální účinnosti pro harvester PPA-1011 (obr. 8.7) a PPA-1014 (obr. 8.8). Pokud nebude uvedeno jinak, tak dále v této práci jsou vždy uvedeny účinnosti při maximálním výkonu harvesteru.

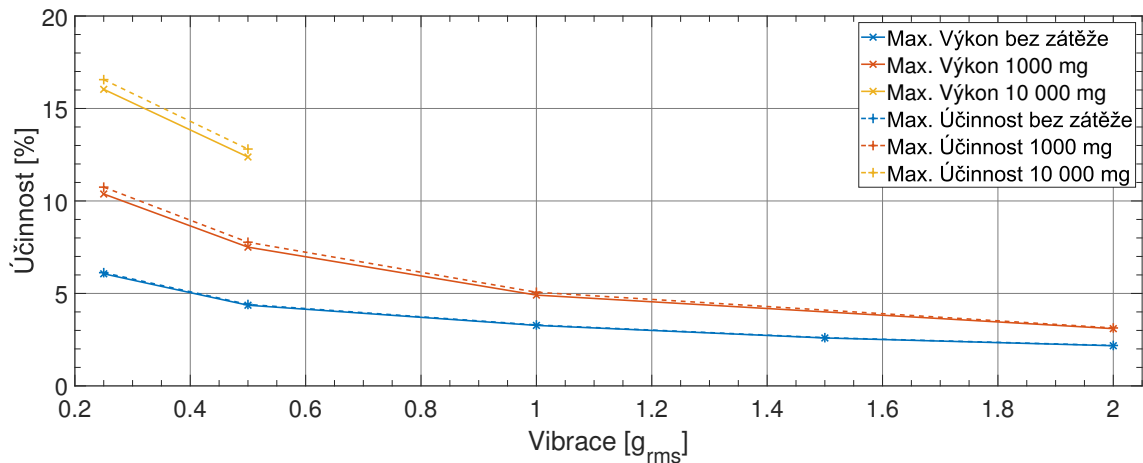
Na grafech závislosti účinnosti na amplitudě vibrací pro různé zátěže, (obr. 8.7) a (obr. 8.8), si lze všimnout několika zajímavých závislostí. Za prvé, s rostoucí amplitudou vibrací se snižuje účinnost, i když výstupní výkon roste, (obr. 8.1) a (obr. 8.2). To je způsobeno tím, že se zvyšující amplitudou se ztráty zvyšují rychleji než výkon



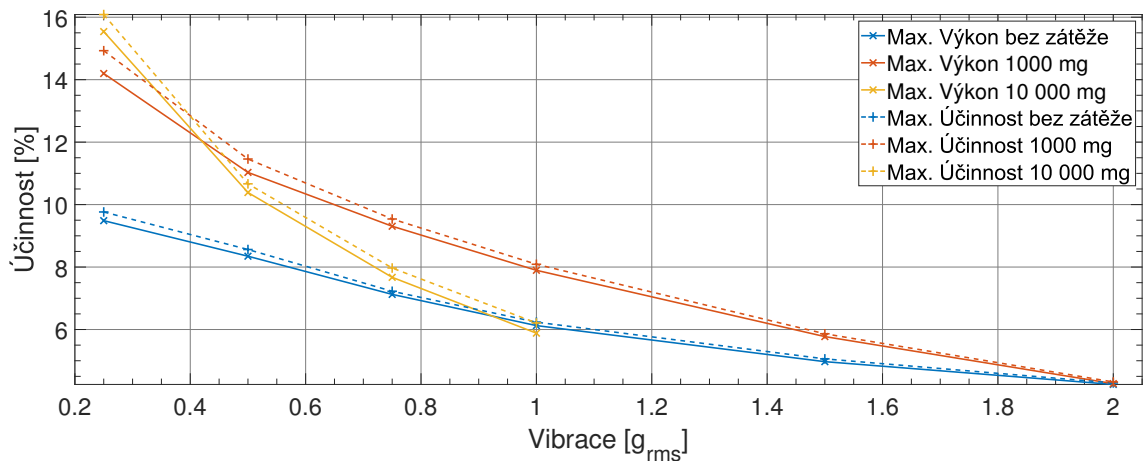
Obr. 8.6: Frekvence maximálního výkonu a celkové účinnosti v závislosti na amplitudě vibrací pro harvester PPA-1014 bez přidané zátěže (a) a se zátěží 1000 mg (b) a 10 000 mg (c)

harvesteru. Tento jev je ve vztazích pro výpočet účinnosti schován ve změně parametrů harvesterů, zejména jakosti Q , která se s rostoucí amplitudou vibrací snižuje (zvyšuje se poměrné tlumení ζ).

Dále jde vidět, že s rostoucí zátěží na harvesteru se účinnost zvyšuje a roste také výstupní výkon. Přidané závaží totiž zvětší amplitudu kmitů konce harvesteru zmenšením poměrného tlumení ζ , čímž se zvýší jakost Q , ale také sníží rezonanční frekvenci.



Obr. 8.7: Celková účinnost harvesteru PPA-1011 pro maximální výkon a maximální účinnost v závislosti na amplitudě vibrací a přidané zátěži

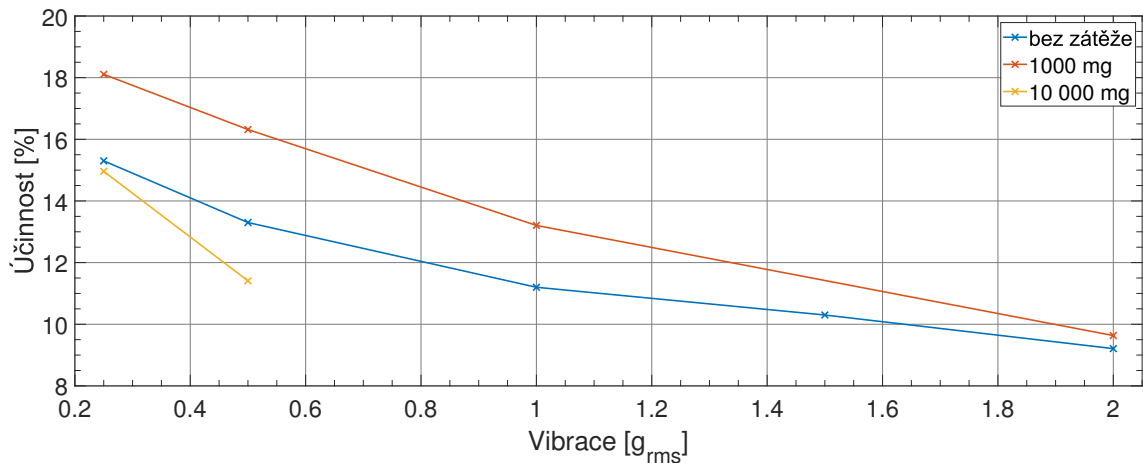


Obr. 8.8: Celková účinnost harvesteru PPA-1014 pro maximální výkon a maximální účinnost v závislosti na amplitudě vibrací a přidané zátěži

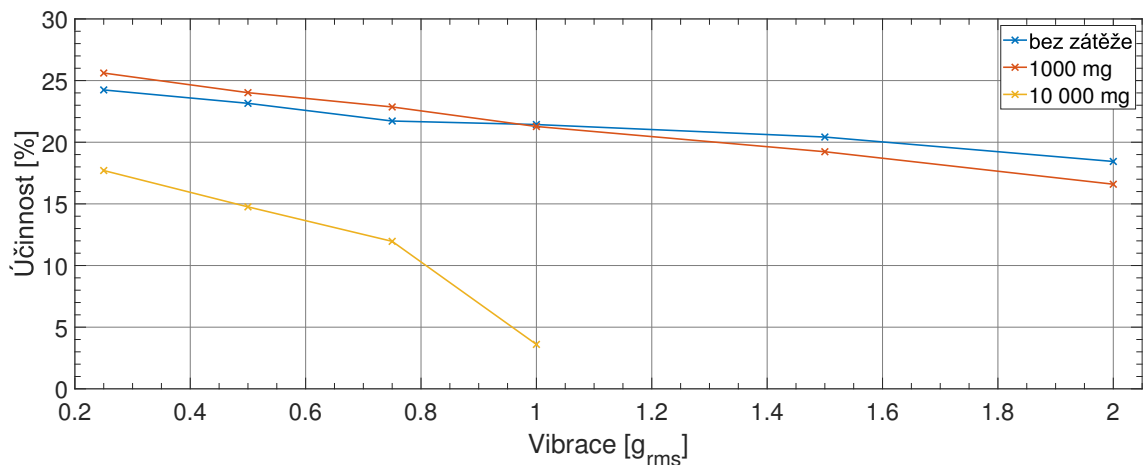
8.1.3 Tradiční účinnost

Ze závislosti napětí (výkonu) na frekvenci pro optimální zátěž, které jdou extrahovat z 3D charakteristiky harvesterů (obr. A.1, A.3, A.5, A.7, A.9) lze určit jakost Q harvesteru. Elektromechanický vazební koeficient k byl zjišťován (3.4) z frekvencí, kde je maximální napěťový výstup harvesteru pro maximální (f_o) a minimální (f_s) zatěžovací odpor.

Poté je možné spočítat tradiční účinnost harvesteru pro jeho rezonanční frekvenci a optimální zátěž (4.11), která je zobrazena na (obr. 8.9) a (obr. 8.10). Dle očekávání je tato účinnost výrazně vyšší než celková účinnost, protože ta navíc zahrnuje mechanické ztráty. Podobně jako v případě celkové účinnosti i tato účinnost klesá s rostoucí amplitudou vibrací, už ale nestoupá s rostoucí zátěží na harvesteru, což je v obou případech dáno nižší jakostí Q pro zátěž 10 000 mg.



Obr. 8.9: Tradiční účinnost harvesteru PPA-1011 v závislosti na amplitudě vibrací a přidané zátěži



Obr. 8.10: Tradiční účinnost harvesteru PPA-1014 v závislosti na amplitudě vibrací a přidané zátěži

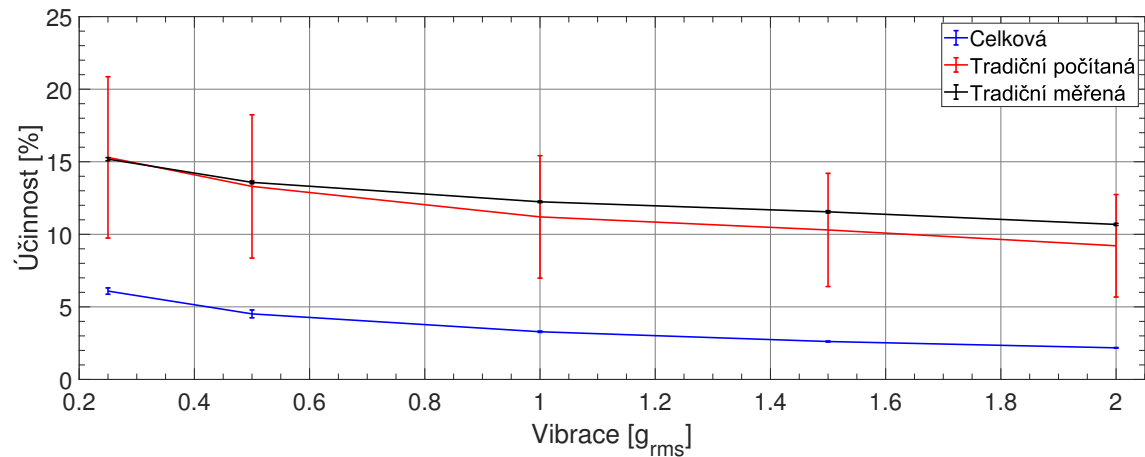
Tradiční účinnost je možno určit i experimentálně dle (kap. 4.2.6). Srovnání těchto dvou způsobů určení tradiční účinnosti a jejich srovnání s celkovou účinností včetně jejich nejistot pro harvester PPA-1011 bez zátěže je uvedeno na obrázku 8.11. Na tomto grafu zaujme především velká nejistota počítané tradiční účinnosti, která je způsobena zejména velkou nejistotou elektromechanického vazebního koeficientu k (kap. 7.2.8).

8.1.4 Srovnání účinností

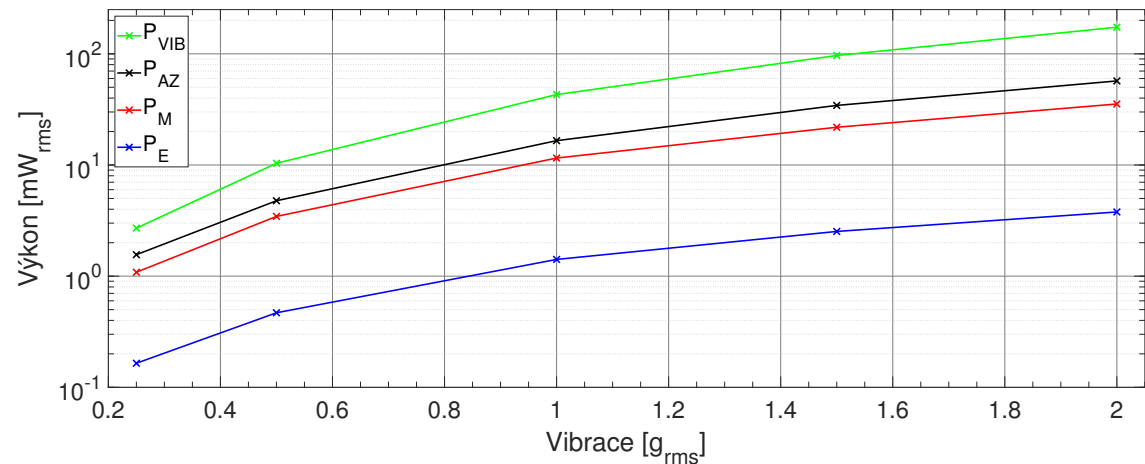
Hodnoty celkové účinnosti se pohybují v rozmezí přibližně od poloviny do třetiny tradičních účinností, což je způsobeno zanedbáním mechanických ztrát. Z těchto ztrát je možné přímo určit alespoň akustické ztráty (kap. 6.1.4). Naměřené hodnoty vybraných typů výkonů z toku výkonů v harvesteru (kap. 6.1) jsou pro harvester

PPA-1011 zobrazeny na obrázku (obr. 8.12). Některé z těchto hodnot jsou, pro lepší odečet hodnot, zobrazeny v tabulce (tab. 8.1). Z grafu lze vidět, že akustické ztráty, které tradiční účinnost zanedbává, jsou větší než mechanický výkon harvesteru, ze kterého je tato veličina počítaná. Z tohoto důvodu je tento zjednodušený přístup výpočtu účinnosti značně nepřesný. Připomeňme jenom, že tradiční účinnost považuje za příkon mechanický výkon harvesteru P_M , ale celková vibrační výkon P_{VIB}

Bohužel experiment nebyl proveden pro harvester PPA-1014, jelikož ten prasknul ještě před tímto měřením.



Obr. 8.11: Srovnání jednotlivých účinností a jejich nejistot pro 1σ interval harvesteru PPA-1011 v závislosti na amplitudě vibrací



Obr. 8.12: Hodnoty jednotlivých výkonových složek (vibrační P_{VIB} , akustický P_{AZ} , PEH mechanický P_{PEH} a výstupní elektrický P_E) harvesteru PPA-1011 v závislosti na amplitudě vibrací

8.2 PVDF harvestery

Všechny testované PVDF harvestery jsou fóliové a mají tak mnohem menší tuhost (ve srovnání s PZT harvestery), proto se u nich většinou nepočítá s přidáváním

Tab. 8.1: Hodnoty vybraných výkonových složek pro vybrané amplitudy vibrací harvesteru PPA-1011

Druh výkonu		0,25 g _{rms}		1 g _{rms}		2 g _{rms}	
		[mW]	[%]	[mW]	[%]	[mW]	[%]
Vibrační	P_{VIB}	2.70	100	43.04	100	173.65	100
→ Akustické ztráty	P_{AIR}	1.56	57.7	16.56	38.5	57.05	32.9
→ Tepelné ztráty	P_{TH}	0.06	2.2	14.93	34.7	81.21	46.8
→ PEH mechanický	P_M	1.08	40.1	11.55	26.8	35.39	20.4
→ Vnitřní ztráty	P_{IL}	0.76	27.9	8.72	20.2	27.83	16.0
→ Elektrické ztráty	P_{EL}	0.16	6.1	1.41	3.3	3.78	2.2
→ Elektrický výkon	P_E	0.16	6.1	1.41	3.3	3.78	2.2

závaží. Naštěstí harvester LDTM-028K je již z výroby osazen malým závažím, které je možné odstranit a na jeho místo dát jiné závaží, případně jej změřit bez něj.

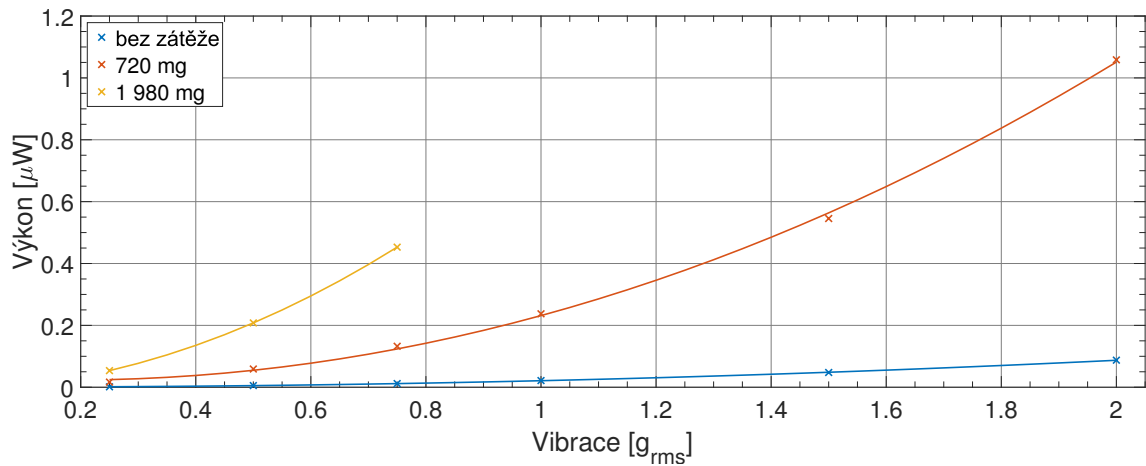
Nízká tuhost těchto harvesterů také zapříčiňuje výraznou výchylku jejich konce při kmitání a tím i velký úhel sklonu tohoto konce. To způsobuje problémy při měření, kdy se laserový paprsek neodráží zpět do snímače, ale do okolí. Proto nebylo vždy možné změřit mechanický výkon PEHu P_M a akustických ztrát P_{AZ} .

8.2.1 Výkon

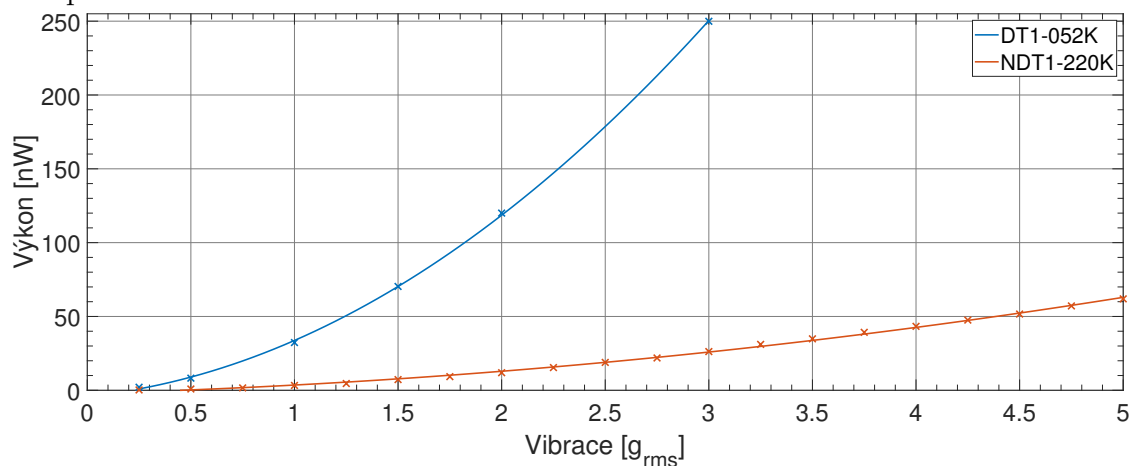
Jelikož PVDF harvestery mají menší rozměry a použitý piezomateriál má horší elektromechanické vlastnosti, je výkon těchto harvesterů značně menší než v případě PZT harvesterů. Naměřené 3D výkonové charakteristiky jsou zobrazeny na obrázcích (A.10, A.12, A.14) pro harvester LDTM-028K bez zátěže a se zátěžemi 720 a 1980 mg, dále (obr. A.15) a (obr. A.17 - A.21) pro harvestery DT1-052K a NDT1-220K.

Závislost maximálního výkonu na amplitudě vibrací je uveden na (obr. 8.13) a (obr. 8.14). Ovšem v případě PVDF harvesterů je výkon přibližně o 4 řády nižší než v případě PZT. Podobně jako v případě PZT harvesterů i zde výkon roste s rostoucí amplitudou vibrací a přidanou zátěží. Rychlost tohoto růstu se liší a závisí na vlastnostech konkrétního harvesteru.

Jeden z důvodů, proč mají PVDF harvestery nižší výkon je jejich vyšší vnitřní odpor (obr. 8.17, 8.15, 8.16), který podobně jako v předchozím případě roste s rostoucí hmotností přidané zátěže (obr. 8.17), která snižuje rezonanční frekvenci. V případě harvesteru NDT1-220K má jeho vnitřní odpor (obr. 8.16) velký rozptyl, například ve srovnání s DT1-052K (obr. 8.15). To je dáno velmi malým výstupním



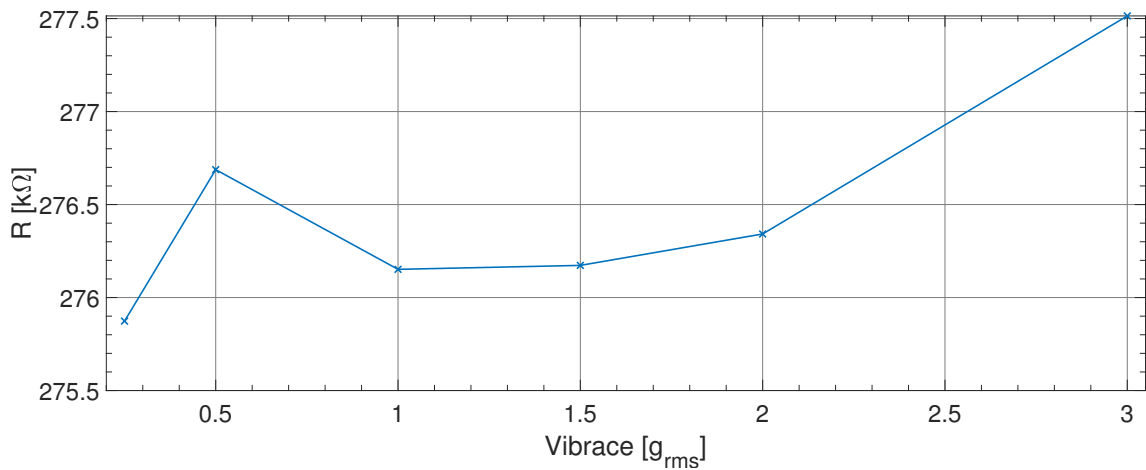
Obr. 8.13: Maximální výkon harvesteru LDTM-028K v závislosti na amplitudě vibrací pro různé zátěže



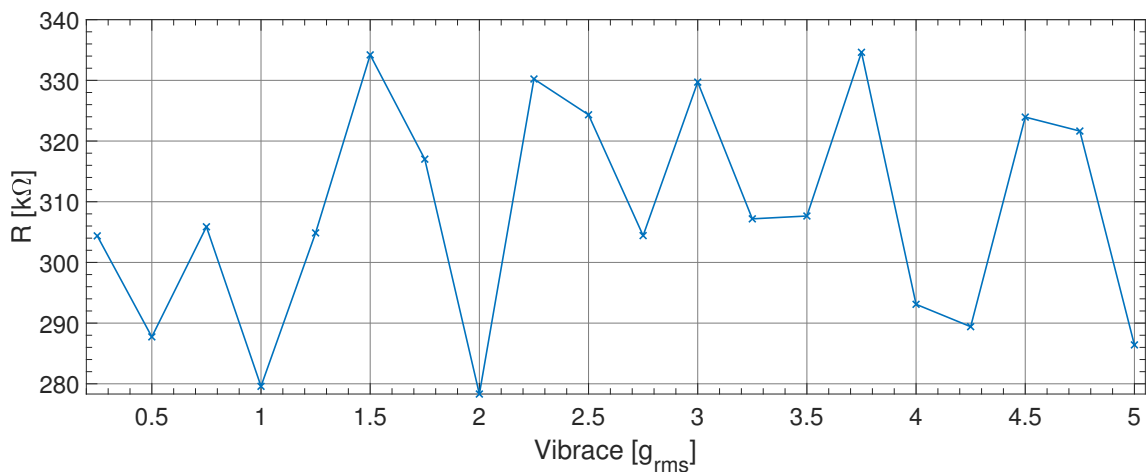
Obr. 8.14: Maximální výkon harvesterů DT1-052K a NDT1-220K v závislosti na amplitudě vibrací

výkonem (jednotky až desítky nW) a nízkou jakostí, kdy i malý šum nebo chyba značně ovlivní výsledek.

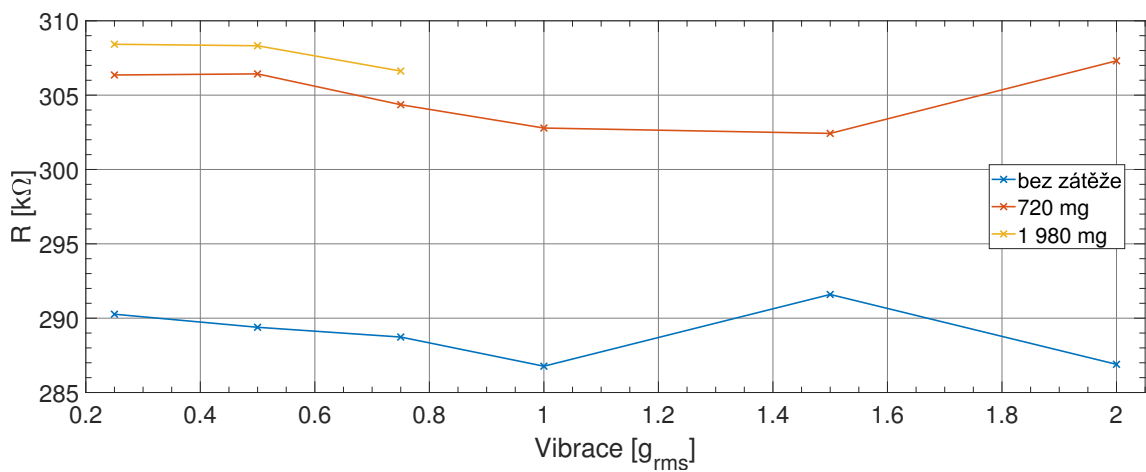
Stejným způsobem je u stejného harvesteru ovlivněna i rezonanční frekvence (obr. 8.19). I u dalších dvou zástupců PVDF harvesterů (bez přidané zátěže) (obr. 8.20a, 8.18) se projevují v této závislosti nemonotónnosti, které jsou také pravděpodobně způsobeny šumem. V případě přidané zátěže (obr. 8.20b, 8.20c) již rezonanční frekvence klesá s rostoucí amplitudou vibrací, stejně jako v případě PZT harvesterů.



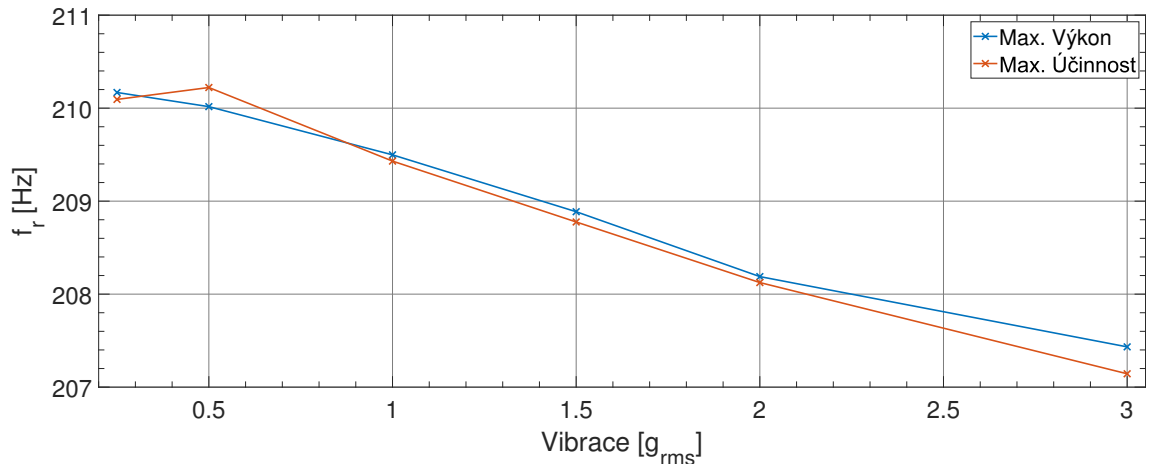
Obr. 8.15: Vnitřní odpor harvesteru DT1-052K v závislosti na amplitudě vibrací



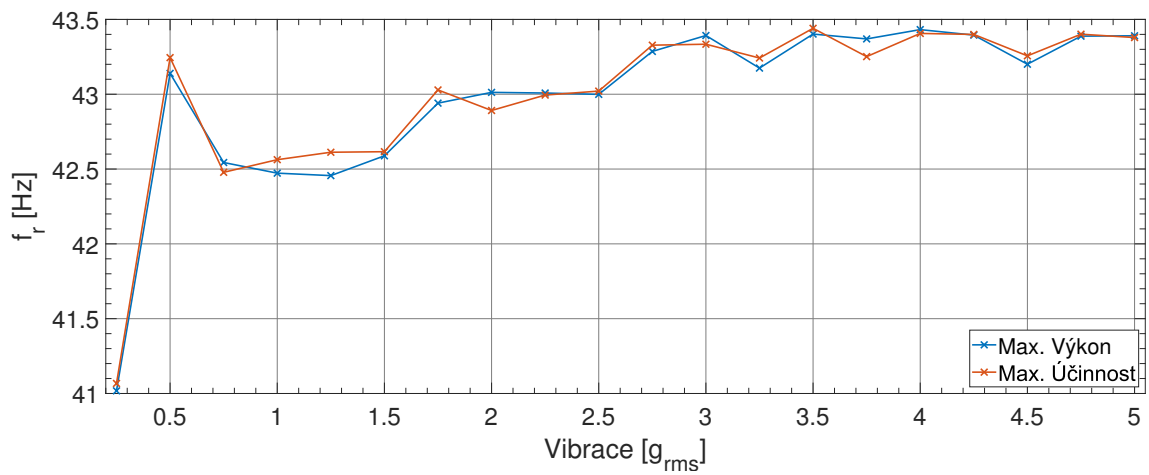
Obr. 8.16: Vnitřní odpor harvesteru NDT1-220K v závislosti na amplitudě vibrací



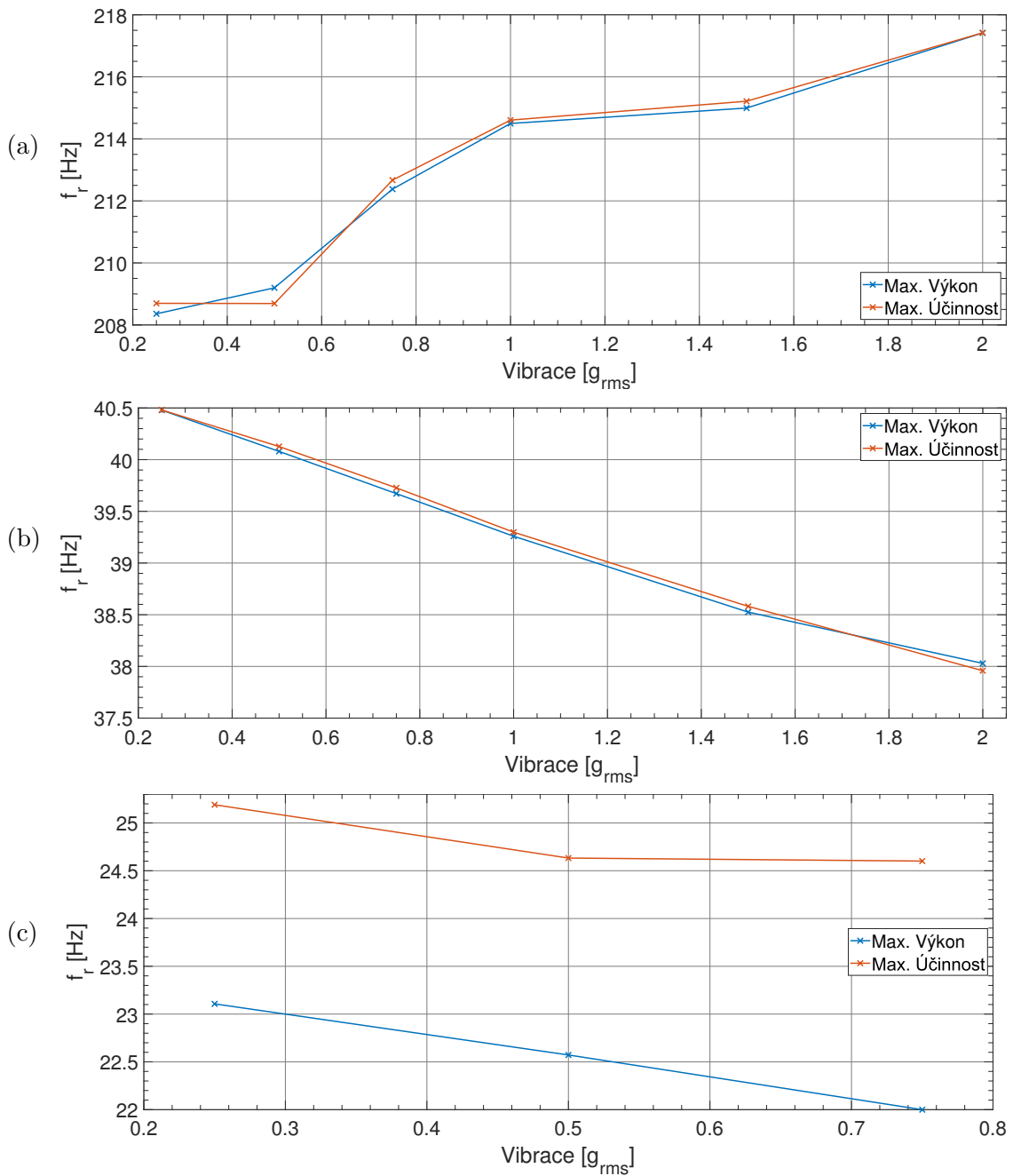
Obr. 8.17: Vnitřní odpor harvesteru LDTM-028K v závislosti na amplitudě vibrací a přidávané zátěži



Obr. 8.18: Frekvence maximálního výkonu a celkové účinnosti v závislosti na amplitudě vibrací pro harvester DT1-052K



Obr. 8.19: Frekvence maximálního výkonu a celkové účinnosti v závislosti na amplitudě vibrací pro harvester NDT1-220K

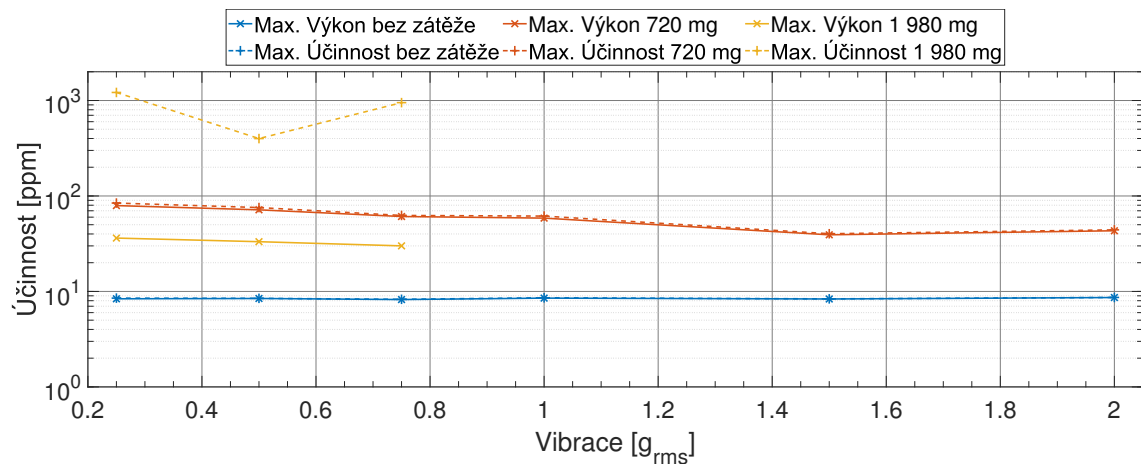


Obr. 8.20: Frekvence maximálního výkonu a celkové účinnosti v závislosti na amplitudě vibrací pro harvester LDTM-028K bez přidané zátěže (a) a se zátěží 1000 mg (b) a 10 000 mg (c)

8.2.2 Celková účinnost

3D grafy celkové účinnosti pro PVDF harvestery LDTM-028K, DT1-052K a NDT1-220K jsou na obrázcích (A.11, A.13, A.14), (A.16) a (obr. A.17 - A.21).

Nízká tuhost fóliových harvesterů způsobuje velkou amplitudu kmitání, čímž dochází k relativně velkým akustickým P_{AZ} a tepelným P_{TZ} ztrátám vzhledem k jejich mechanickému výkonu P_M . Dále použitá aktivní vrstva (PVDF) má horší účinnost elektromechanické přeměny, než v případě harvesterů z PZT vrstvou. Z těchto důvodů je celková účinnost velmi malá (jednotky až desítky ppm), což je na hranici rozlišení měřicího systému (obr. A.11) a hluboce pod jeho nejistotou. Z tohoto důvodu nelze z naměřených závislostí celkové účinnosti na amplitudě vibrací (obr. 8.21, 8.22, 8.23) vyvozovat obecné závěry. Nicméně za povšimnutí stojí velký rozdíl mezi účinností při maximálním výkonu a maximální účinnosti a jejich frekvenční rozdíl (obr. 8.20c) při nejtěžším použitém závaží (1980 mg). Tento jev je zejména patrný z 3D grafů (obr. A.14), kde účinnost při maximálním výkonu není prakticky viditelná. Dá se říct, že taková zátěž je na tento harvester již příliš těžká, což způsobí malou účinnost při maximálním výkonu a také malý výkon při maximální účinnosti.

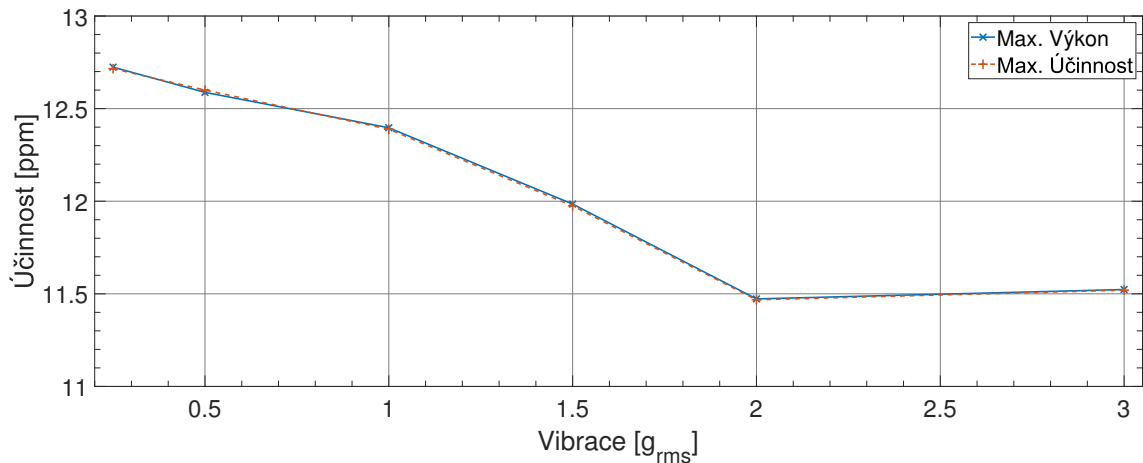


Obr. 8.21: Celková účinnost harvesteru LDTM-028K pro maximální výkon a maximální účinnost v závislosti na amplitudě vibrací a přidané zátěži

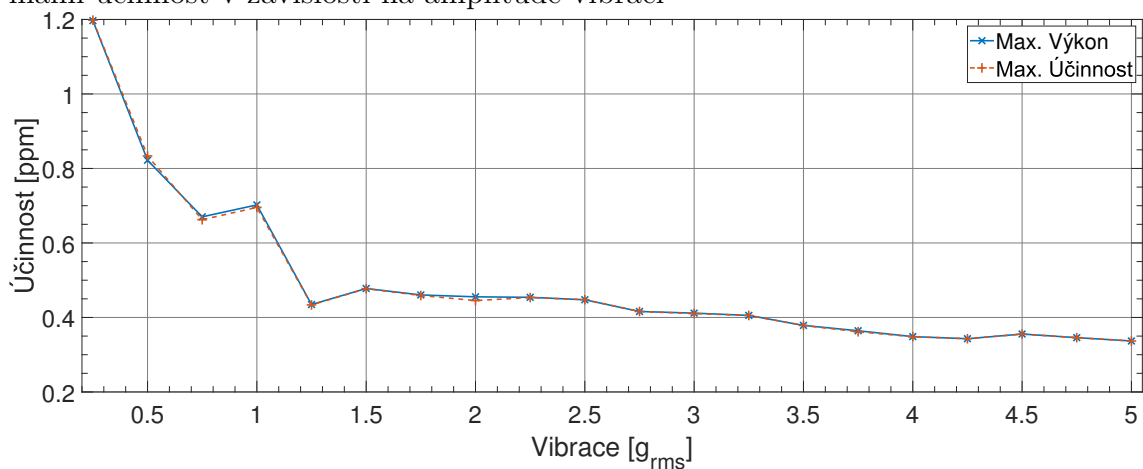
8.2.3 Tradiční účinnost

Podobně jako v předchozím případě i zde byla z naměřených charakteristik zjištěna jakost Q a elektromechanický vazební koeficient k a z nich spočítána účinnost dle (4.11), která je zobrazena na (obr. 8.24, 8.25, 8.26). Vzhledem k malému výstupnímu napětí těchto harvesterů, je zejména zjišťování f_o a f_s zatížené velkým šumem (obr. 8.26). Jelikož tato účinnost nezahrnuje mechanické ztráty, vychází o několik řádů vyšší než celková účinnost.

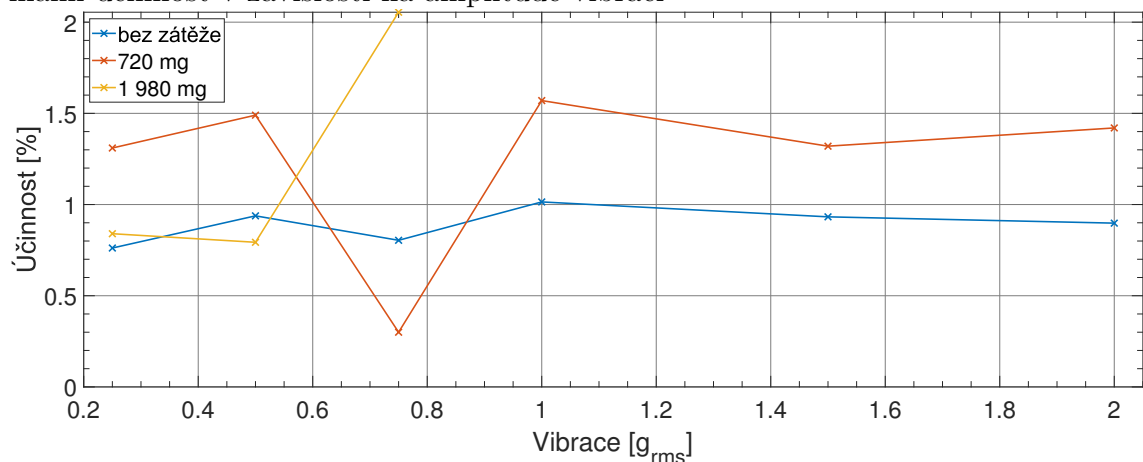
Tradiční účinnost je možné zjistit i z mechanického výkonu harvesteru P_M , který se dá změřit (kap. 4.2.6). Pro určení tohoto výkonu je potřeba, mimo jiné, zjistit



Obr. 8.22: Celková účinnost harvesteru DT1-052K pro maximální výkon a maximální účinnost v závislosti na amplitudě vibrací

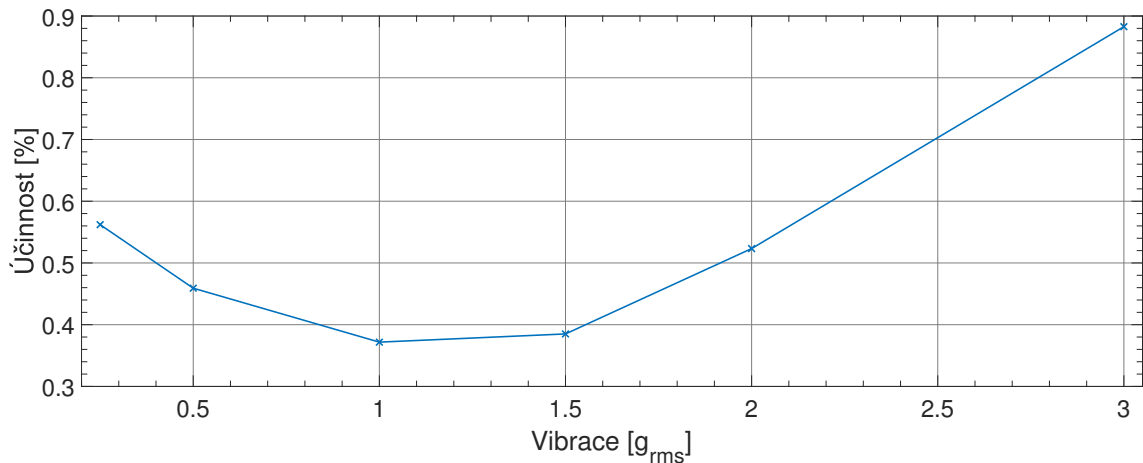


Obr. 8.23: Celková účinnost harvesteru NDT1-220K pro maximální výkon a maximální účinnost v závislosti na amplitudě vibrací

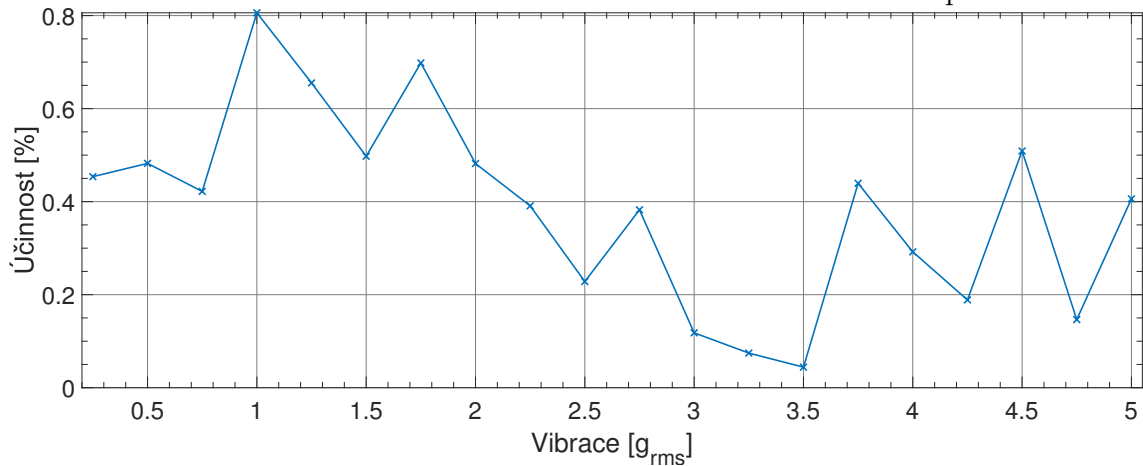


Obr. 8.24: Tradiční účinnost harvesteru LDTM-028K v závislosti na amplitudě vibrací a přidané zátěži

rychlost kmitání konce harvesteru, což se ale z důvodu velké výchylky a tím velkého úhlu náklonu konce harvesterů povedlo jen v některých případech. Jediné použitelné výsledky byly naměřeny pro harvester LDTM-028K s původním závažím (720 mg).



Obr. 8.25: Tradiční účinnost harvesteru DT1-052K v závislosti na amplitudě vibrací

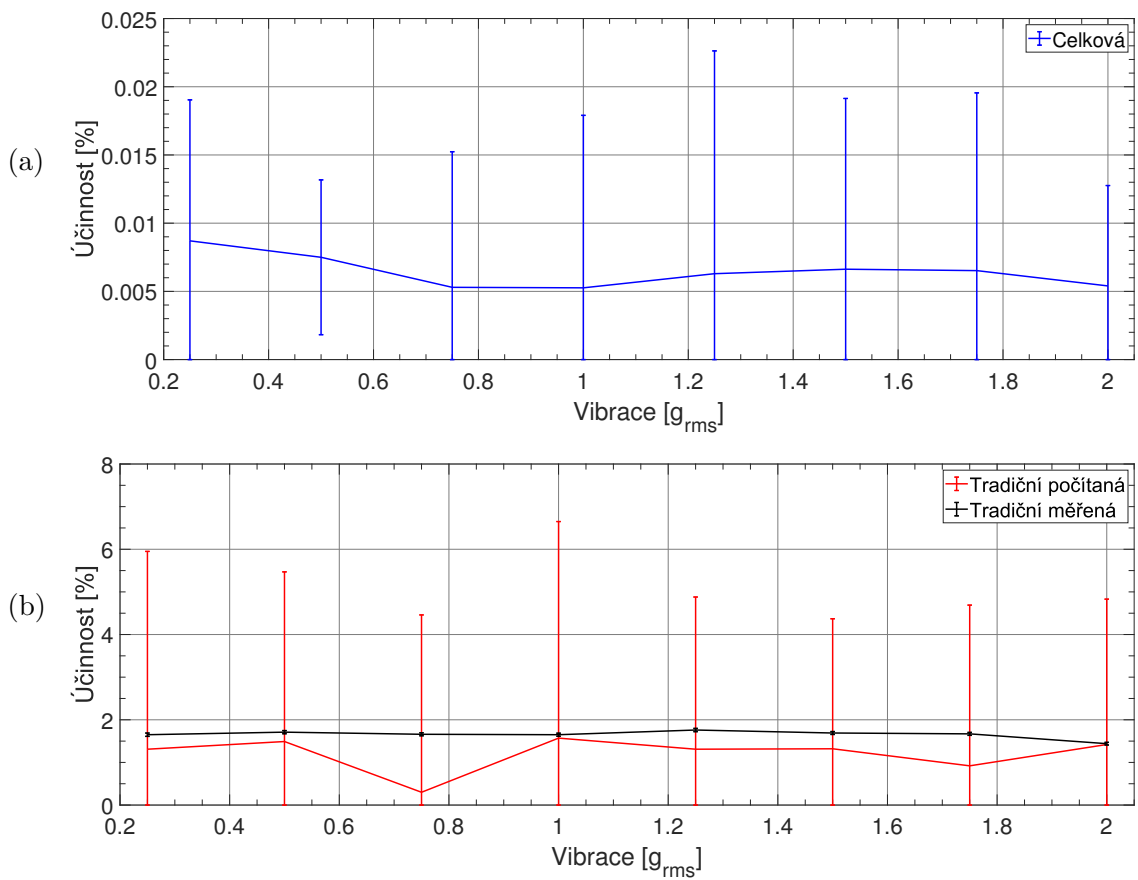


Obr. 8.26: Tradiční účinnost harvesteru NDT1-220K v závislosti na amplitudě vibrací

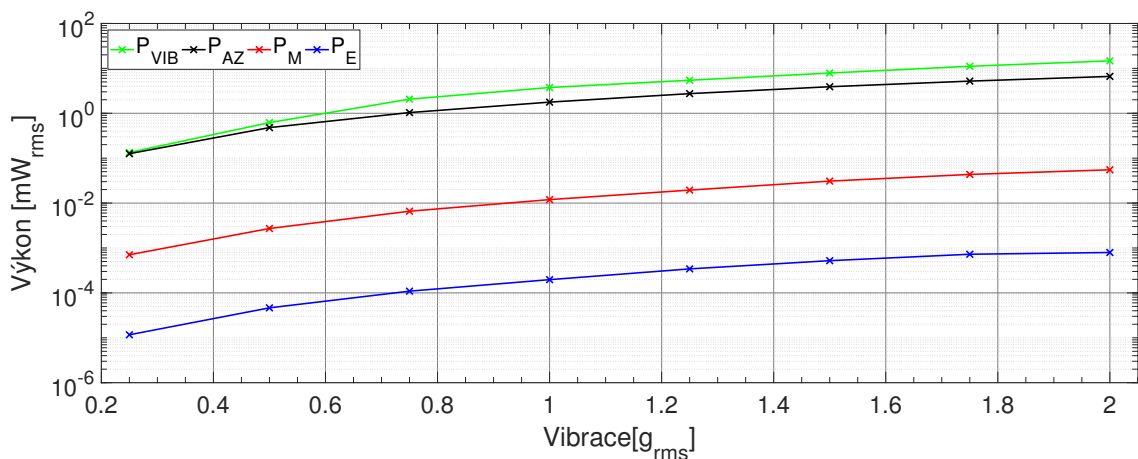
Tato naměřená tradiční účinnost je společně se spočítaným stejným typem účinnosti a celkovou účinností zobrazena na (obr. 8.27).

8.2.4 Srovnání účinností

Hodnoty Celkové účinnosti jsou přibližně stokrát menší než hodnoty tradičních účinností. To je způsobeno mechanickými ztrátami, které jsou v případě foliových harvesterů výrazně větší než jejich mechanický výkon P_M . Vybrané hodnoty výkonových složek jsou zobrazeny na (obr. 8.28) a vyčísleny v (tab. 8.2), kde jde vidět, že vibrační výkon P_{VIB} je přibližně stokrát větší než mechanický výkon P_M . Tyto výkony jsou považovány za příkon v jednotlivých typech účinnosti, což vysvětluje stokrát menší hodnoty celkové oproti tradiční účinnosti.



Obr. 8.27: Srovnání celkové (a) a obou tradičních (b) účinností a jejich nejistot pro 1σ interval harvesteru LD TM-028K v závislosti na amplitudě vibrací



Obr. 8.28: Hodnoty jednotlivých výkonových složek (vibrační P_{VIB} , akustický P_{AZ} , PEH mechanický P_{PEH} a výstupní elektrický P_E) harvesteru LD TM-028K v závislosti na amplitudě vibrací

Tab. 8.2: Hodnoty vybraných výkonových složek pro vybrané amplitudy vibrační harvesteru LDTM-028K

Druh výkonu	0,25 g_{rms}		1 g_{rms}		2 g_{rms}	
	[mW]	[%]	[mW]	[%]	[mW]	[%]
P_{VIB}	134	100	3 745	100	14 699	100
$\rightarrow P_{AIR}$	125.86	93.9	1 770	47.3	6 615	45.0
$\rightarrow P_{TH}$	7.46	5.6	1 963	52.4	8 028	54.6
$\rightarrow P_M$	0.71	0.53	11.94	0.32	55.1	0.37
$\rightarrow P_{IL}$	0.68	0.51	11.54	0.31	53.53	0.36
$\rightarrow P_{EL}$	0.01	0.009	0.20	0.005	0.79	0.005
$\rightarrow P_E$	0.01	0.009	0.20	0.005	0.79	0.005

8.3 Shrnutí

Z naměřených dat vyplývá, že se oba typy harvesterů chovají rozdílně. PZT harvestery produkují vyšší použitelný výkon (řádově jednotky mW oproti desítkám nW), mají nízký vnitřní odpor (řádově desítky k Ω oproti stovkám k Ω) a vyšší celkovou účinnost (jednotky % oproti desítkám ppm). Nicméně, PZT keramika obsahuje poměrně dost olova (až 60 % hmotnosti) a tedy nesplňuje směrnici RoHS, což výrazně limituje její praktické použití a proto je potřeba hledat náhrady, včetně PVDF.

Ač je vývoji a výzkumu PVDF věnováno poměrně dost úsilí, v tomto případě stále nedosahují kvalit PZT harvesterů. Je to do značné míry dáno i tím, že PVDF je principiálně pružný polymer, který se hodí spíše na namáhání tahem než ohybem. PVDF keramika tak je vhodnější pro použití například v chytrém oblečení.

Charakterizace ne příliš výkoných PVDF harvesterů nám alespoň pomohla odhalit limity měřicího systému. Použitý měřicí systém je schopem rozlišit výkony řádově v desetínách nW (obr. A.10 a A.17). Nicméně nejistota je řádově větší a závisí především na generovaném napětí, jelikož použitá měřicí karta má chybu offsetu 0,3 mV, což v případě malých výstupních napětí značně zvyšuje výslednou nejistotu.

V případě celkové účinnosti je rozlišení řádově v desetínách ppm (obr. A.11 a A.17). Nejistota je opět řádově větší a závisí především na hodnotě proudů vibračním stolem a na velikosti jejich rozdílu pro vibrace s a bez harvesteru.

Jak rozlišení výkonu tak účinnosti je pro měření současných harvesterů dostatečné. Neumíme sice posoudit požadavky při vývoji harvesterů, protože je nevyvíjíme, nicméně v současné době harvestery generují takové výkony při takových účinnostech, že dosažené rozlišení by mělo stačit pro odhalení drobných rozdílů. Nejistota měření může vždy být nižší, aktuálně dosahovaná relativní hodnota při měření výkonu, se většinou pohybuje pod 1 %. To by měla být pro většinu aplikací dostatečná hodnota.

Asi nejvýraznější problém měřicího systému je měření výchylky konce harvesteru. Laserový paprsek totiž míří kolmo na harvester v klidové poloze. Pokud harvester kmitá, tak v závislosti na úhlu jeho kmitů se mění bod, kde laser měří, snímač tak neměří výchylku jednoho bodu, což přináší určité zkreslení. V případě velmi velkých výchylek je dokonce laserový paprsek odražen mimo snímač, čímž je měření výchylky znemožněno úplně.

9 Závěr

Disertační práce je orientována na měření účinnosti piezoenergy harvesterů. V kapitole 4 je přehled současných metod charakterizace harvesterů a způsobů měření účinnosti. Z této části vyplývá, že měření příkonu harvesteru je velmi problematické a proto se v současných metodách určování účinnosti různými způsoby zjednodušuje. Navíc většina těchto metod naprosto zanedbává stanovení nejistot.

Prvním cílem práce bylo vytvoření automatizovaného měřicího systému pro výkonovou charakterizaci piezoenergy harvesterů včetně určení nejistoty měření. Vytvořený měřicí systém (kap. 6) umožňuje měřit výstupní výkon harvesterů na různých odporových zátěžích pro různé frekvence a amplitudy harmonických vibrací. Funkčnost tohoto systému byla ověřena proměřením několika komerčně dostupných harvesterů, které jako piezomateriál obsahují buď PZT keramiku a nebo PVDF polymer. Pro minimalizaci šumu je zde použita frekvenční filtrace, díky které systém dosahuje rozlišení v desetinách nW (obr. A.10). Nejistota měření byla určena (kap. 7) a je počítána pro každé jednotlivé měření v závislosti na skutečných měřených hodnotách, jejichž velikost ovlivňuje výslednou nejistotu. Obecně se dá říct, že relativní kombinovaná nejistota měření výkonu je menší než 1 %. Z naměřené výkonové charakteristiky program na zpracování dat automaticky zjistí vnitřní odpor, rezonanční frekvenci a jakost harvesteru.

Druhým cílem práce bylo určit elektromechanický vazební koeficient k harvesterů. Byla vytvořena metoda pro určování rezonanční frekvence harvesteru pomocí měření výchylky jeho konce. Nicméně tato metoda byla zatížena šumem, což způsobovalo problémy s opakovatelností měření. Proto jsem přistoupil k určování tohoto koeficientu z výkonové charakteristiky harvesteru. Tato metoda sice drobně zkresluje měření frekvence naprázdno a nakrátko tím, že nejsou měřeny při rozpojeném a zkratovaném výstupu harvesteru, ale zato je mnohem méně zatížená šumem. Díky tomu byla měření rezonančních frekvencí opakovatelná a výsledná nejistota elektromechanického vazebního koeficientu byla menší než v prvním případě, a to kvůli měření napětí místo výchylky.

Třetím cílem práce bylo spočítání účinnosti piezoenergy harvesterů dle existujících vztahů, které zanedbávají mechanické ztráty, a její experimentální ověření. Ze zjištěných parametrů je možné spočítat tradiční účinnost harvesterů pro optimální zátěž a rezonanční frekvenci pomocí často používaného vztahu (4.11). Tato zjednodušená metoda výpočtu účinnosti považuje za příkon mechanickou energii harvesteru, která může být i přímo změřena (kap. 6.1.6) a proto můžeme i tuto tradiční účinnost experimentálně ověřit. Tyto dva způsoby zjišťování té stejné účinnosti dosahují podobných výsledků, nicméně měřená varianta dosahuje mnohem menší nejistoty (obr. 8.11 a 8.27).

Čtvrtým cílem práce bylo zjištění celkové účinnosti harvesterů bez použití parametrů harvesteru. Největším problémem při určování této veličiny je zjištění příkonu harvesteru. Po rozboru toku výkonů v měřicím řetězci (kap. 6.1), jsem zjistil, že velikost této veličiny je možné určit jako rozdíl vibračního výkonu zdroje s a bez připevněného harvesteru (kap. 6.1.3). Poté je možné spočítat celkovou účinnost harvesteru bez použití jeho parametrů a určit její nejistotu. Podobně jako při měření výkonu byl i zde šum minimalizován pomocí frekvenční filtrace, čímž se dosáhlo rozlišení přibližně s desetinách ppm (obr. A.11 a A.14). Nejistota tohoto měření je silně závislá na rozdílu vibračních výkonů s a bez harvesteru. U testovaných harvesterů absolutní kombinovaná nejistota měření nepřesáhla 0,5 %, nicméně v případě některých nízkých účinností to znamená relativní nejistotu v tisících procent.

Tento nový způsob měření účinnosti, který zahrnuje mechanické ztráty, byl porovnán s výše zmíněnými metodami, které tyto ztráty opomíjejí. Dle předpokladu vyšla tato nová účinnost nižší, nicméně v případě PZT harvesterů byla její hodnota poloviční až třetinová (obr. 8.12), ale v případě PVDF harvesterů se jednalo o přibližně jednu setinu tradiční účinnosti (obr. 8.28). Pro objasnění tohoto rozdílu musely být zjištěny velikosti mechanických ztrát.

Posledním, pátým cílem, bylo alespoň přibližná kvantifikace hlavních zdrojů mechanických ztrát v harvesteru. Mechanické ztráty v tomto případě znamenají výkon, který se ztratí při přenosu vibračního výkonu zdroje do mechanického výkonu pohybujícího harvesteru. Jedná se tedy o ztráty tepelné a akustické, které jsou způsobeny vnitřním třením a tlumením pohybu okolním prostředím. Bohužel vzhledem k tomu, že jednotlivé výkony jsou v řádu jednotek mW, není možné tepelné ztráty bez speciálního vybavení přímo určit (kap. 6.1.5). Naštěstí je možné při znalosti amplitudy kmitání celé plochy harvesteru přímo určit akustické ztráty (kap. 6.1.4). Pro tento účel byl vytvořen měřicí systém s 2D laserem (kap. 6.4.3), díky kterému jsme schopni kvantifikovat akustické ztráty. Při porovnání vybraných výkonových složek se zjistilo, že v případě PZT harvesterů je akustický výkon srovnatelný s jeho mechanickým výkonem. V případě PVDF akustický výkon je přibližně stokrát vyšší, což je způsobeno nízkou tuhostí tohoto fóliového harvesteru. Ta způsobuje malý mechanický výkon, ale velkou amplitudu vibrací a tím i velké akustické ztráty.

Realizovaný měřicí systém umožňuje měřit celkovou účinnost vibračních harvesterů, kdy je za příkon považován vibrační výkon odebrán harvesterem ze zdroje vibrací. Na základě provedeného literárního průzkumu můžu říct, že tento přístup dosud nebyl publikován. Navržený způsob měření může sloužit například ke zkoumání nových způsobů minimalizace prakticky opomíjených mechanických ztrát. Jelikož tyto ztráty tvoří v současné době většinu celkových ztrát, je možné, že se do budoucna, díky této nově navržené metodě, dočkáme výrazného vylepšení účinnosti vibrační energie harvesterů.

Seznam publikací v oboru disertace

Řazeno chronologicky.

- KUNZ, Jan, Jiri FIALKA, Stanislav PIKULA, Petr BENES, Jakub KREJCI, Stanislav KLUSACEK a Zdenek HAVRANEK. A New Method to Perform Direct Efficiency Measurement and Power Flow Analysis in Vibration Energy Harvesters. *Sensors*. 2021, **21**(7). ISSN 1424-8220. Dostupné z: doi:10.3390/s21072388
- KUNZ, Jan a Petr BENEŠ. VERSATILE CHIRP SINE GENERATOR ON FIXED-POINT FPGA. *Acta Polytechnica*. 2020, **60**(6). ISSN 1805-2363. Dostupné z: doi:10.14311/AP.2020.60.0462
- GABLECH, I., J. KLEMPA, J. PEKÁREK, P. VYROUBAL, J. HRABINA, M. HOLÁ, J. KUNZ, J. BRODSKÝ a P. NEUŽIL. Simple and Efficient AlN-Based Piezoelectric Energy Harvesters. *Micromachines*. 2020, **11**(2). ISSN 2072-666X. Dostupné z: doi:10.3390/mi11020143
- GABLECH, I., J. KLEMPA, J. PEKAREK, P. VYROUBAL, J. KUNZ a P. NEUZIL. Aluminum nitride based piezoelectric harvesters. In: *2019 19th International Conference on Micro and Nanotechnology for Power Generation and Energy Conversion Applications (PowerMEMS)* [online]. IEEE, 2019, 2019, s. 1-4 [cit. 2021-04-08]. ISBN 978-1-7281-5638-5. Dostupné z: doi:10.1109/PowerMEMS49317.2019.82063211368
- KUNZ, J, J FIALKA, P BENES a Z HAVRANEK. An Automated measurement system for measuring an overall power efficiency and a characterisation of piezo harvesters. *Journal of Physics: Conference Series* [online]. 2018, **1065** [cit. 2021-04-08]. ISSN 1742-6588. Dostupné z: doi:10.1088/1742-6596/1065/20/202008

Bibliografie

1. BHARGAVA, Bharat K; PAPRZYCKI, Marcin; KAUSHAL, Narottam Chand; SINGH, Pradeep Kumar; HONG, Wei-Chiang. *Handbook of Wireless Sensor Networks: Issues and Challenges in Current Scenario's*. Springer Nature, 2020. ISBN 978-3-030-40304-1.
2. KANOUN, Olfa. *Energy Harvesting for Wireless Sensor Networks: Technology, Components and System Design*. Walter de Gruyter GmbH & Co KG, 2018. ISBN 978-3-11-044505-3.
3. ERTURK, A.; INMAN, D. J. *Piezoelectric energy harvesting*. John Wiley & Sons, 2011. ISBN 978-0-470-68254-8.
4. RAFIQUE, Sajid; RAFIQUE; QUINN. *Piezoelectric Vibration Energy Harvesting*. Springer, 2018. ISBN 978-3-319-69442-9.
5. ENERGY EFFICIENCY, U.S. Department of Energy-Office of; ENERGY, Renewable. *The history of Solar*. Publication, 2004.
6. CHAPIN, Daryl M; FULLER, CS; PEARSON, GL. A new silicon p-n junction photocell for converting solar radiation into electrical power. *Journal of Applied Physics*. 1954, roč. 25, č. 5, s. 676–677.
7. SIMJEE, F.I.; CHOU, P.H. Efficient Charging of Supercapacitors for Extended Lifetime of Wireless Sensor Nodes. *IEEE Transactions on Power Electronics*. 2008, roč. 23, č. 3, s. 1526–1536. ISSN 0885-8993. Dostupné z DOI: 10.1109/TPEL.2008.921078.
8. TAN, Yen Kheng. *Energy harvesting autonomous sensor systems: design, analysis, and practical implementation*. CRC Press, 2013. ISBN 978-1-4398-9435-4.
9. WEIMER, M.A.; PAING, T.S.; ZANE, R.A. Remote area wind energy harvesting for low-power autonomous sensors. In: *37th IEEE Power Electronics Specialists Conference*. IEEE, 2006, s. 1–5. ISBN 0-7803-9716-9. Dostupné z DOI: 10.1109/PESC.2006.1712213.
10. KASAP, Safa. Thermoelectric effects in metals: thermocouples. *Canada: Department of Electrical Engineering University of Saskatchewan*. 2001.
11. ORR, B.; AKBARZADEH, A.; MOCHIZUKI, M.; SINGH, R. A review of car waste heat recovery systems utilising thermoelectric generators and heat pipes. *Applied Thermal Engineering*. 2016, roč. 101, s. 490–495. ISSN 1359-4311. Dostupné z DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.10.081>.

12. BIOLITE. *BioLite CampStove 2: Electricity Generating Wood Camp Stove: Electricity Generating Wood Camp Stove*. Dostupné také z: <https://www.bioliteenergy.com/products/campstove-2>.
13. BECHTEL, Ryan. Multi-Mission Radioisotope Thermoelectric Generator (MMRTG). Dostupné také z: https://mars.nasa.gov/mars2020/files/mep/MMRTG_FactSheet_update_10-2-13.pdf.
14. ENCYCLOPÆDIA BRITANNICA, J. D. Betts. *Watch - timekeeping device: timekeeping device*. Dostupné také z: <https://www.britannica.com/technology/watch>.
15. BEEBY, S. P.; WHITE, N. M. *Energy harvesting for autonomous systems*. Artech House, 2010. ISBN 978-1-59693-718-5.
16. TORAH, Russel; LAWRIE-ASHTON, Jake; LI, Yi; ARUMUGAM, Sasikumar; SODANO, Henry A.; BEEBY, Steve. Energy-harvesting materials for smart fabrics and textiles. *MRS Bulletin*. 2018, roč. 43, č. 3, s. 214–219. ISSN 0883-7694. Dostupné z DOI: 10.1557/mrs.2018.9.
17. WILLIAMS, C.B.; YATES, R.B. Analysis of a micro-electric generator for microsystems. *Sensors and Actuators A: Physical*. 1996, roč. 52, č. 1, s. 8 – 11. ISSN 0924-4247. Dostupné z DOI: [https://doi.org/10.1016/0924-4247\(96\)80118-X](https://doi.org/10.1016/0924-4247(96)80118-X). Proceedings of the 8th International Conference on Solid-State Sensors and Actuators Eurosensors IX.
18. SODANO, H. A.; PARK, G.; INMAN, D. J. Estimation of Electric Charge Output for Piezoelectric Energy Harvesting. *Strain*. 2004, roč. 40, č. 2, s. 49–58. ISSN 00392103. Dostupné z DOI: 10.1111/j.1475-1305.2004.00120.x.
19. SHU, Y C; LIEN, I C. Efficiency of energy conversion for a piezoelectric power harvesting system. *Journal of Micromechanics and Microengineering*. 2006-11-01, roč. 16, č. 11, s. 2429–2438. ISSN 0960-1317. Dostupné z DOI: 10.1088/0960-1317/16/11/026.
20. YANG, Zhengbao; ERTURK, Alper; ZU, Jean. On the efficiency of piezoelectric energy harvesters. *Extreme Mechanics Letters*. 2017, roč. 15, s. 26–37. ISSN 23524316. Dostupné z DOI: 10.1016/j.eml.2017.05.002.
21. ERTURK, A.; INMAN, D. J. A Distributed Parameter Electromechanical Model for Cantilevered Piezoelectric Energy Harvesters. *Journal of Vibration and Acoustics*. 2008-08-01, roč. 130, č. 4. ISSN 1048-9002. Dostupné z DOI: 10.1115/1.2890402.

22. WEI, Chongfeng; JING, Xingjian. A comprehensive review on vibration energy harvesting: Modelling and realization. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2017, roč. 74, s. 1–18. ISSN 13640321. Dostupné z DOI: 10.1016/j.rser.2017.01.073.
23. TAN, Ting; YAN, Zhimiao; LEI, Hong; SUN, Weipeng. Geometric nonlinear distributed parameter model for cantilever-beam piezoelectric energy harvesters and structural dimension analysis for galloping mode. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*. 2017-04-21, roč. 28, č. 20, s. 3066–3078. ISSN 1045-389X. Dostupné z DOI: 10.1177/1045389X17704922.
24. DUTOIT, NOËL E.; WARDLE, BRIAN L.; KIM, SANG-GOOK. DESIGN CONSIDERATIONS FOR MEMS-SCALE PIEZOELECTRIC MECHANICAL VIBRATION ENERGY HARVESTERS. *Integrated Ferroelectrics*. 2006-08-20, roč. 71, č. 1, s. 121–160. ISSN 1058-4587. Dostupné z DOI: 10.1080/10584580590964574.
25. YANG, Zhengbao; ZHU, Yang; ZU, Jean. Theoretical and experimental investigation of a nonlinear compressive-mode energy harvester with high power output under weak excitations. *Smart Materials and Structures*. 2015-02-01, roč. 24, č. 2. ISSN 0964-1726. Dostupné z DOI: 10.1088/0964-1726/24/2/025028.
26. SHU, Y C; LIEN, I C. Analysis of power output for piezoelectric energy harvesting systems. *Smart Materials and Structures*. 2006-12-01, roč. 15, č. 6, s. 1499–1512. ISSN 0964-1726. Dostupné z DOI: 10.1088/0964-1726/15/6/001.
27. ERHART, Jiří; PŮLPÁN, Petr; PUSTKA, Martin. *Piezoelectric Ceramic Resonators*. Cham: Springer International Publishing, 2017. ISBN 978-3-319-42481-1.
28. HIRŠL, Jindřich; ČERNOHLÁVEK, Dobroslav; ŠTEFAN, Oto; ČERMÁK, František. *Keramická piezoelektrika: Vlastnosti a použití*. HIRŠL, J., ČERNOHLÁVEK, D., ŠTEFAN, O., ČERMÁK F. Tesla Praha, 1970.
29. RICHARDS, Cecilia D; ANDERSON, Michael J; BAHR, David F; RICHARDS, Robert F. Efficiency of energy conversion for devices containing a piezoelectric component. *Journal of Micromechanics and Microengineering*. 2004-05-01, roč. 14, č. 5, s. 717–721. ISSN 0960-1317. Dostupné z DOI: 10.1088/0960-1317/14/5/009.
30. RENNO, Jamil M.; DAQAQ, Mohammed F.; INMAN, Daniel J. On the optimal energy harvesting from a vibration source. *Journal of Sound and Vibration*. 2009, roč. 320, č. 1-2, s. 386–405. ISSN 0022460X. Dostupné z DOI: 10.1016/j.jsv.2008.07.029.

31. BEEBY, S P; TORAH, R N; TUDOR, M J; GLYNNE-JONES, P; O'DONNELL, T; SAHA, C R; ROY, S. A micro electromagnetic generator for vibration energy harvesting. *Journal of Micromechanics and Microengineering*. 2007-07-01, roč. 17, č. 7, s. 1257–1265. ISSN 0960-1317. Dostupné z DOI: 10.1088/0960-1317/17/7/007.
32. NAJAFI, K; GALCHEV, T; AKTAKKA, EE; PETERSON, RL; MCCULLAGH, J. Microsystems for energy harvesting. In: *2011 16th International Solid-State Sensors, Actuators and Microsystems Conference*. 2011, s. 1845–1850.
33. MALLICK, Dhiman; AMANN, Andreas; ROY, Saibal. Interplay between electrical and mechanical domains in a high performance nonlinear energy harvester. *Smart Materials and Structures*. 2015, roč. 24, č. 12, s. 122001.
34. RUAN, Jinyu J.; LOCKHART, Robert A.; JANPHUANG, Pattanaphong; QUINTERO, Andres Vasquez; BRIAND, Danick; ROOIJ, Nico de. An Automatic Test Bench for Complete Characterization of Vibration-Energy Harvesters. *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement*. 2013, roč. 62, č. 11, s. 2966–2973. ISSN 0018-9456. Dostupné z DOI: 10.1109/TIM.2013.2265452.
35. MITCHESON, Paul D; YEATMAN, Eric M; RAO, G Kondala; HOLMES, Andrew S; GREEN, Tim C. Energy harvesting from human and machine motion for wireless electronic devices. *Proceedings of the IEEE*. 2008, roč. 96, č. 9, s. 1457–1486.
36. NT-MDT SPECTRUM INSTRUMENTS: LEADING THE WAY IN NANOSCALE ANALYSIS. 2.1.6 *Effective mass and eigenfrequency of the cantilever*. Dostupné také z: [https://www.ntmdt-si.com/resources/spm-theory/theoretical-background-of-spm/2-scanning-force-microscopy-\(sfm\)/21-cantilever/216-effective-mass-and-eigenfrequency-of-the-cantilever](https://www.ntmdt-si.com/resources/spm-theory/theoretical-background-of-spm/2-scanning-force-microscopy-(sfm)/21-cantilever/216-effective-mass-and-eigenfrequency-of-the-cantilever).
37. MITCHESON, P.D.; GREEN, T.C.; YEATMAN, E.M.; HOLMES, A.S. Architectures for Vibration-Driven Micropower Generators. *Journal of Microelectromechanical Systems*. 2004, roč. 13, č. 3, s. 429–440. ISSN 1057-7157. Dostupné z DOI: 10.1109/JMEMS.2004.830151.
38. ROUNDY, Shad. On the Effectiveness of Vibration-based Energy Harvesting. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*. 2005, roč. 16, č. 10, s. 809–823. ISSN 1045-389X. Dostupné z DOI: 10.1177/1045389X05054042.

39. QING-MING WANG; XIAO-HONG DU; BAOMIN XU; CROSS, L. E. Electro-mechanical coupling and output efficiency of piezoelectric bending actuators. *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control*. 1999, roč. 46, č. 3, s. 638–646.
40. SEBALD, Gael; KUWANO, Hiroki; GUYOMAR, Daniel; DUCHARNE, Benjamin. Experimental Duffing oscillator for broadband piezoelectric energy harvesting. *Smart Materials and Structures*. 2011-10-01, roč. 20, č. 10. ISSN 0964-1726. Dostupné z DOI: 10.1088/0964-1726/20/10/102001.
41. MALLICK, Dhiman; AMANN, Andreas; ROY, Saibal. Interplay between electrical and mechanical domains in a high performance nonlinear energy harvester. *Smart Materials and Structures*. 2015-12-01, roč. 24, č. 12. ISSN 0964-1726. Dostupné z DOI: 10.1088/0964-1726/24/12/122001.
42. ARROYO, E.; BADEL, A.; FORMOSA, F.; WU, Y.; QIU, J. Comparison of electromagnetic and piezoelectric vibration energy harvesters: Model and experiments. *Sensors and Actuators A: Physical*. 2012, roč. 183, s. 148–156. ISSN 09244247. Dostupné z DOI: 10.1016/j.sna.2012.04.033.
43. BALATO, Marco; COSTANZO, Luigi; VITELLI, Massimo. Resonant electromagnetic vibration energy harvesters: The harvester ideal utilization factor. In: *2016 IEEE International Power Electronics and Motion Control Conference (PEMC)*. IEEE, 2016, s. 769–774. ISBN 978-1-5090-1798-0. Dostupné z DOI: 10.1109/EPEPEMC.2016.7752090.
44. LIAO, Yabin; SODANO, Henry A. Structural Effects and Energy Conversion Efficiency of Power Harvesting. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*. 2009, roč. 20, č. 5, s. 505–514. ISSN 1045-389X. Dostupné z DOI: 10.1177/1045389X08099468.
45. SHAFER, Michael W.; GARCIA, Ephraim. The Power and Efficiency Limits of Piezoelectric Energy Harvesting. *Journal of Vibration and Acoustics*. 2014-04-01, roč. 136, č. 2. ISSN 1048-9002. Dostupné z DOI: 10.1115/1.4025996.
46. KIM, Miso; DUGUNDJI, John; WARDLE, Brian L. Efficiency of piezoelectric mechanical vibration energy harvesting. *Smart Materials and Structures*. 2015-05-01, roč. 24, č. 5. ISSN 0964-1726. Dostupné z DOI: 10.1088/0964-1726/24/5/055006.
47. HADAS, Zdenek; VETISKA, Vojtech; VETISKA, Jan; KREJSA, Jiri. Analysis and efficiency measurement of electromagnetic vibration energy harvesting system. *Microsystem Technologies*. 2016, roč. 22, č. 7, s. 1767–1779.

48. WANG, Xu. A study of harvested power and energy harvesting efficiency using frequency response analyses of power variables. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2019, roč. 133, s. 106277. ISSN 0888-3270. Dostupné z DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2019.106277>.
49. ZHANG, Lan; TAKEI, Ryohei; LU, Jian; MAKIMOTO, Natsumi; ITOH, Toshihiro; KOBAYASHI, Takeshi. Development of energy harvesting MEMS vibration device sensor with wideband response function in low-frequency domain. *Microsystem Technologies*. ISSN 0946-7076. Dostupné z DOI: [10.1007/s00542-019-04404-4](https://doi.org/10.1007/s00542-019-04404-4).
50. WU, Meng; OU, Yi; MAO, Haiyang; LI, Zhigang; LIU, Ruiwen; MING, Anjie; OU, Wen. Multi-resonant wideband energy harvester based on a folded asymmetric M-shaped cantilever. *AIP Advances*. 2015, roč. 5, č. 7. ISSN 2158-3226. Dostupné z DOI: [10.1063/1.4927466](https://doi.org/10.1063/1.4927466).
51. KOSMADAKIS, Ioannis; KONSTANTAKOS, Vasileios; LAOPOULOS, Theodore; SISKOS, Stylianos. Vibration-based energy harvesting systems characterization using automated electronic equipment. *Sensors & Transducers*. 2015, roč. 187, č. 4, s. 75.
52. BATRA, A.K.; CURRIE, J.R.; ALOMARI, A.A.; AGGARWAL, M.D.; BOWEN, C.R. A versatile and fully instrumented test station for piezoelectric energy harvesters. *Measurement*. 2018, roč. 114, s. 9–15. ISSN 0263-2241. Dostupné z DOI: <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2017.08.038>.
53. KRAŚNY, Marcin J.; BOWEN, Chris R. A system for characterisation of piezoelectric materials and associated electronics for vibration powered energy harvesting devices. *Measurement*. 2021, roč. 168, s. 108285. ISSN 0263-2241. Dostupné z DOI: <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2020.108285>.
54. QUATTROCCHI, A.; FRENI, F.; MONTANINI, R. Power Conversion Efficiency of Cantilever-Type Vibration Energy Harvesters Based on Piezoceramic Films. *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement*. 2021, roč. 70, s. 1–9. Dostupné z DOI: [10.1109/TIM.2020.3026462](https://doi.org/10.1109/TIM.2020.3026462).
55. SHIN, Youn-Hwan; CHOI, Jaehoon; KIM, Seong Jin; KIM, Sangtae; MAURYA, Deepam; SUNG, Tae-Hyun; PRIYA, Shashank; KANG, Chong-Yun; SONG, Hyun-Cheol. Automatic resonance tuning mechanism for ultra-wide bandwidth mechanical energy harvesting. *Nano Energy*. 2020, roč. 77, s. 104986. ISSN 2211-2855. Dostupné z DOI: <https://doi.org/10.1016/j.nanoen.2020.104986>.

56. SONG, Gyeong Ju et al. Performance of a speed bump piezoelectric energy harvester for an automatic cellphone charging system. *Applied Energy*. 2019, roč. 247, s. 221–227. ISSN 0306-2619. Dostupné z DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.04.040>.
57. ZHAO, Haibo; WEI, Xiaoxiang; ZHONG, Yiming; WANG, Peihong. A direction self-tuning two-dimensional piezoelectric vibration energy harvester. *Sensors*. 2020, roč. 20, č. 1, s. 77.
58. FERRARI, Marco; FERRARI, Vittorio; GUIZZETTI, Michele; MARIOLI, Daniele; TARONI, Andrea. Piezoelectric multifrequency energy converter for power harvesting in autonomous microsystems. *Sensors and Actuators A: Physical*. 2008, roč. 142, č. 1, s. 329–335. ISSN 0924-4247. Dostupné z DOI: <https://doi.org/10.1016/j.sna.2007.07.004>. Special Issue: Eurosensors XX The 20th European conference on Solid-State Transducers.
59. CHEN, Xu rui; YANG, Tong qing; WANG, Wei; YAO, Xi. Vibration energy harvesting with a clamped piezoelectric circular diaphragm. *Ceramics International*. 2012, roč. 38, s. S271–S274. ISSN 0272-8842. Dostupné z DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ceramint.2011.04.099>. The 7th Asian Meeting on Electroceramics (AMEC-7) in conjunction with the 7th Asian Meeting on Ferroelectricity (AMF-7).
60. WANG, W.; YANG, T.; CHEN, X.; YAO, X. Vibration energy harvesting using a piezoelectric circular diaphragm array. *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control*. 2012, roč. 59, č. 9, s. 2022–2026.
61. WANG, Hong yan; TANG, Li hua; GUO, Yuan; SHAN, Xiao biao; XIE, Tao. A 2DOF hybrid energy harvester based on combined piezoelectric and electromagnetic conversion mechanisms. *Journal of Zhejiang University SCIENCE A*. 2014, roč. 15, č. 9, s. 711–722. ISSN 1673-565X. Dostupné z DOI: [10.1631/jzus.A1400124](https://doi.org/10.1631/jzus.A1400124).
62. ANTON, SR; FARINHOLT, KM; ERTURK, A. Piezoelectret foam-based vibration energy harvesting. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*. 2014, roč. 25, č. 14, s. 1681–1692. Dostupné z DOI: [10.1177/1045389X14541501](https://doi.org/10.1177/1045389X14541501).
63. LALLART, Mickaël; RICHARD, Claude; LI, Yang; WU, Yi-Chieh; GUYOMAR, Daniel. Load-Tolerant, High-Efficiency Self-Powered Energy Harvesting Scheme Using a Nonlinear Approach. *Energy Harvesting and Systems*. 2014, roč. 1, č. 3-4, s. 197–208. Dostupné z DOI: [doi:10.1515/ehs-2014-0015](https://doi.org/10.1515/ehs-2014-0015).

64. LI, Pengwei; LIU, Ying; WANG, Yanfen; LUO, Cuixian; LI, Gang; HU, Jie; LIU, Wei; ZHANG, Wendong. Low-frequency and wideband vibration energy harvester with flexible frame and interdigital structure. *AIP Advances*. 2015, roč. 5, č. 4. ISSN 2158-3226. Dostupné z DOI: 10.1063/1.4919711.
65. SHIRAIISHI, Takahisa; KANEKO, Noriyuki; KUROSAWA, Minoru; UCHIDA, Hiroshi; SUZUKI, Yasuhiro; KOBAYASHI, Takeshi; FUNAKUBO, Hiroshi. Vibration-energy-harvesting properties of hydrothermally synthesized (K, Na) NbO₃ films deposited on flexible metal foil substrates. *Japanese Journal of Applied Physics*. 2015, roč. 54, č. 10S, s. 10ND06.
66. ALOMARI, Almuatasim; BATRA, Ashok; AGGARWAL, Mohan; BOWEN, C. R. A multisource energy harvesting utilizing highly efficient ferroelectric PMN-PT single crystal. *Journal of Materials Science: Materials in Electronics*. 2016, roč. 27, č. 10, s. 10020–10030. ISSN 0957-4522. Dostupné z DOI: 10.1007/s10854-016-5073-5.
67. ROSCOW, J I; ZHANG, Y; KRAŠNY, M J; LEWIS, R W C; TAYLOR, J; BOWEN, C R. Freeze cast porous barium titanate for enhanced piezoelectric energy harvesting. *Journal of Physics D: Applied Physics*. 2018-06-06, roč. 51, č. 22. ISSN 0022-3727. Dostupné z DOI: 10.1088/1361-6463/aabc81.
68. CHEN, Zhongsheng; HE, Jing; LIU, Jianhua; XIONG, Yeping. Switching Delay in Self-Powered Nonlinear Piezoelectric Vibration Energy Harvesting Circuit: Mechanisms, Effects, and Solutions. *IEEE Transactions on Power Electronics*. 2019, roč. 34, č. 3, s. 2427–2440. ISSN 0885-8993. Dostupné z DOI: 10.1109/TPEL.2018.2845701.
69. ZHANG, Yong; LIU, Xiaofang; WANG, Ge; LI, Yang; ZHANG, Shujun; WANG, Dawei; SUN, Huajun. Enhanced mechanical energy harvesting capability in sodium bismuth titanate based lead-free piezoelectric. *Journal of Alloys and Compounds*. 2020, roč. 825. ISSN 09258388. Dostupné z DOI: 10.1016/j.jallcom.2020.154020.
70. CHEN, Chen; ZHAO, Bao; LIANG, Junrui. Revisit of synchronized electric charge extraction (SECE) in piezoelectric energy harvesting by using impedance modeling. *Smart Materials and Structures*. 2019-10-01, roč. 28, č. 10. ISSN 0964-1726. Dostupné z DOI: 10.1088/1361-665X/ab38fb.
71. ASHRAF, K; KHIR, MH Md; DENNIS, JO; BAHARUDIN, Z. A wideband, frequency up-converting bounded vibration energy harvester for a low-frequency environment. *Smart materials and structures*. 2013, roč. 22, č. 2, s. 025018.

72. XIE, Mengying; ZHANG, Yan; KRAŚNY, Marcin J.; RHEAD, Andrew; BOWEN, Chris; ARAFA, Mustafa. Energy harvesting from coupled bending-twisting oscillations in carbon-fibre reinforced polymer laminates. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2018, roč. 107, s. 429–438. ISSN 08883270. Dostupné z DOI: 10.1016/j.ymsp.2018.01.026.
73. XIAO, Zhao; YANG, Tong qing; DONG, Ying; WANG, Xiu cai. Energy harvester array using piezoelectric circular diaphragm for broadband vibration. *Applied Physics Letters*. 2014-06-02, roč. 104, č. 22. ISSN 0003-6951. Dostupné z DOI: 10.1063/1.4878537.
74. HARRIS, P.; SKINNER, W.; BOWEN, C. R.; KIM, H. A. Manufacture and Characterisation of Piezoelectric Broadband Energy Harvesters Based on Asymmetric Bistable Cantilever Laminates. *Ferroelectrics*. 2015-07-06, roč. 480, č. 1, s. 67–76. ISSN 0015-0193. Dostupné z DOI: 10.1080/00150193.2015.1012447.
75. HARRIS, Peter; ARAFA, Mustafa; LITAK, Grzegorz; BOWEN, Chris R.; IWANIEC, Joanna. Output response identification in a multistable system for piezoelectric energy harvesting. *The European Physical Journal B*. 2017, roč. 90, č. 1. ISSN 1434-6028. Dostupné z DOI: 10.1140/epjb/e2016-70619-y.
76. WU, Yipeng; BADEL, Adrien; FORMOSA, Fabien; LIU, Weiqun; AGBOS-SOU, Amen. Self-powered optimized synchronous electric charge extraction circuit for piezoelectric energy harvesting. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*. 2014-01-21, roč. 25, č. 17, s. 2165–2176. ISSN 1045-389X. Dostupné z DOI: 10.1177/1045389X13517315.
77. PEKOSŁAWSKI, B; SKIBIŃSKI, P; NAPIERALSKI, A. Test interface for piezoelectric vibration energy harvesters. *International Journal of Microelectronics and Computer Science*. 2017, roč. 8, č. 3.
78. AKAYDIN, H. D.; ELVIN, N.; ANDREOPOULOS, Y. The performance of a self-excited fluidic energy harvester. *Smart Materials and Structures*. 2012, roč. 21, č. 2, s. 025007. Dostupné z DOI: 10.1088/0964-1726/21/2/025007.
79. JANPHUANG, P.; LOCKHART, R.; HENEIN, S.; BRIAND, D.; ROOIJ, N. F. de. On the experimental determination of the efficiency of piezoelectric impact-type energy harvesters using a rotational flywheel. *Journal of Physics: Conference Series*. 2013, roč. 476, s. 012137. Dostupné z DOI: 10.1088/1742-6596/476/1/012137.

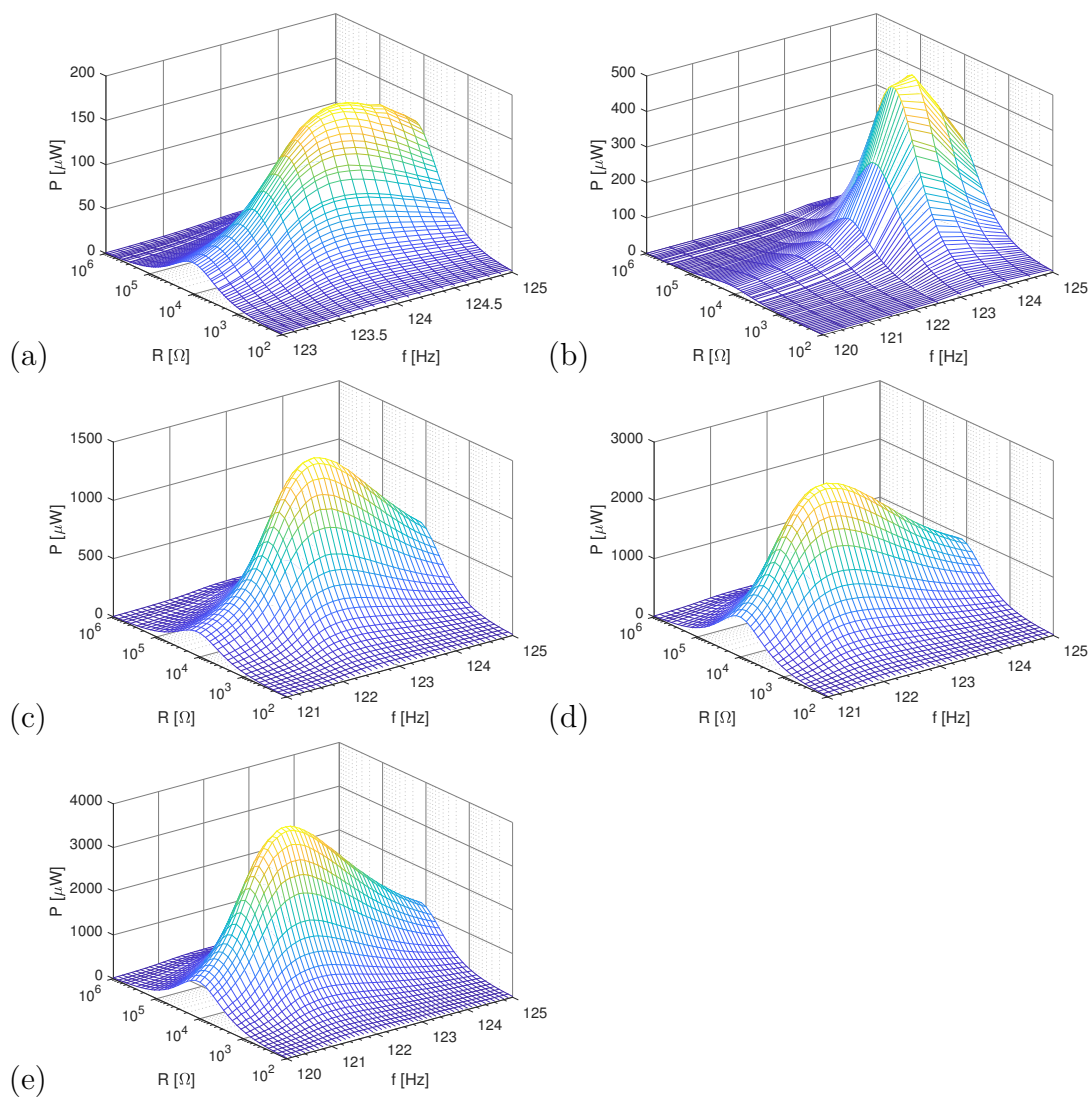
80. KIM, M.; DUGUNDJI, J.; WARDLE, B. L. Efficiency of piezoelectric mechanical vibration energy harvesting. *Smart Materials and Structures*. 2015, roč. 24, č. 5, s. 055006. Dostupné z DOI: [10.1088/0964-1726/24/5/055006](https://doi.org/10.1088/0964-1726/24/5/055006).
81. CHO, J. H.; RICHARDS, R. F.; BAHR, D. F.; RICHARDS, C. D.; ANDERSON, M. J. Efficiency of energy conversion by piezoelectrics. *Applied Physics Letters*. 2006-09-04, roč. 89, č. 10. ISSN 0003-6951. Dostupné z DOI: [10.1063/1.2344868](https://doi.org/10.1063/1.2344868).
82. LIANG, Junrui; LIAO, Wei-Hsin. Energy flow in piezoelectric energy harvesting systems. *Smart Materials and Structures*. 2011-01-01, roč. 20, č. 1. ISSN 0964-1726. Dostupné z DOI: [10.1088/0964-1726/20/1/015005](https://doi.org/10.1088/0964-1726/20/1/015005).
83. BERANEK, L.L.; AMERICA, Acoustical Society of. *Acoustics*. American Institute of Physics, 1986. Electrical and electronic engineering. ISBN 9780883184943. Dostupné také z: <https://books.google.cz/books?id=UW7xAAAAMAAJ>.
84. TOMEK, Tomáš. *Laserový 2D skener*. Brno, 2016. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, Ústav automatizace a měřicí techniky. Vedoucí práce Doc. Ing. Petr Beneš, Ph.D.
85. JCGM 100:2008 GUM 1995 WITH MINOR CORRECTIONS. *Evaluation of measurement data: Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement*. 2008. Dostupné také z: https://www.bipm.org/utils/common/documents/jcgm/JCGM_100_2008_E.pdf.
86. LAANEOTS, Rein; MATHIESEN, Olev. *An introduction to metrology*. 1. vyd. Tallinn: TUT Press, 2006. ISBN 9985-59-609-9.
87. PALENČÁR, Rudolf; VDOLEČEK, František; HALAJ, Martin. Nejistoty v měření I – V: Cyklus článků. *Automa*. 2001-2002, s. časopis pro automatizační techniku. ISSN 1210-9592.
88. JCGM 101:2008. *Evaluation of measurement data — Supplement 1 to the “Guide to the expression of uncertainty in measurement”: Propagation of distributions using a Monte Carlo method*. 2008. Dostupné také z: https://www.bipm.org/documents/20126/2071204/JCGM_101_2008_E.pdf.
89. LI, Jiajie; HE, Xuefeng; YANG, Xiaokang; LIU, Yufei. A consistent geometrically nonlinear model of cantilevered piezoelectric vibration energy harvesters. *Journal of Sound and Vibration*. 2020, roč. 486, s. 115614. ISSN 0022-460X. Dostupné z DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2020.115614>.

Seznam symbolů, veličin a zkratek

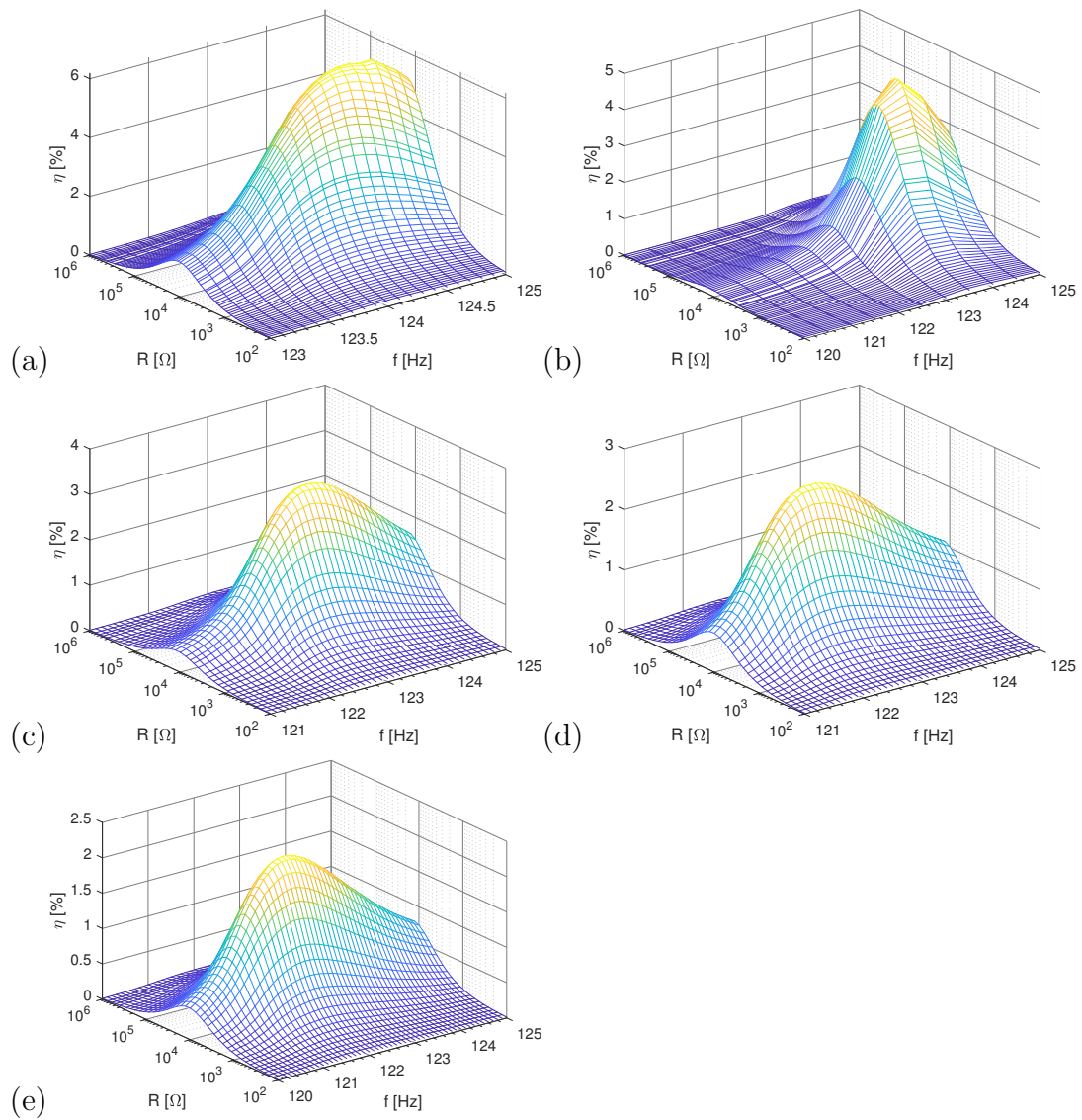
IoT	internet věcí
VEH	Energy harvesting z okolních vibrací
WSN	bezdrátová snímačová síť
TEG	termoelektrický generátor
PEH	piezoelektrický energy harvester
HW	hardware
NI	National Instruments
LV	LabVIEW
PEH	piezoelektrický energy harvester
m_e	efektivní hmotnost harvesteru
m_{PEH}	hmotnost harvesteru
m_{tip}	přidaná zátěž na konec harvesteru
Θ	elektromechanický vazební koeficient PEHu
s	šířka harvesteru
t	tloušťka harvesteru
l	délka harvesteru
R_I	vnitřní odpor harvesteru
R_L	optimální odporová zátěž
f_r	rezonanční frekvence harvesteru při optimální odporové zátěži ($R_I = R_L$)
f_s	rezonanční frekvence harvesteru nakrátko ($R_I \rightarrow 0$)
f_o	rezonanční frekvence harvesteru naprázdno ($R_I \rightarrow \infty$)
k	koeficient elektromechanické vazby
Q	jakost
P_{VS}	vibrační výkon stolku
P_{VSPEH}	vibrační výkon stolku s připevněným harvesterem
P_{VSN}	vibrační výkon stolku bez připevněného harvesteru
P_{VIB}	vibrační výkon
P_{AZ}	akustické ztráty
P_{TZ}	tepelné ztráty
P_M	mechanický výkon PEHu
P_E	výstupní elektrický výkon harvesteru

$P_{\mathbf{EZ}}$	elektrické ztráty v harvesteru
$P_{\mathbf{VZ}}$	vnitřní ztráty
$\eta_{\mathbf{C}}$	celková účinnost - včetně mechanických ztrát - nově navrhovaný způsob
$\eta_{\mathbf{T}}$	tradiční účinnost - bez mechanických ztrát - existující způsob

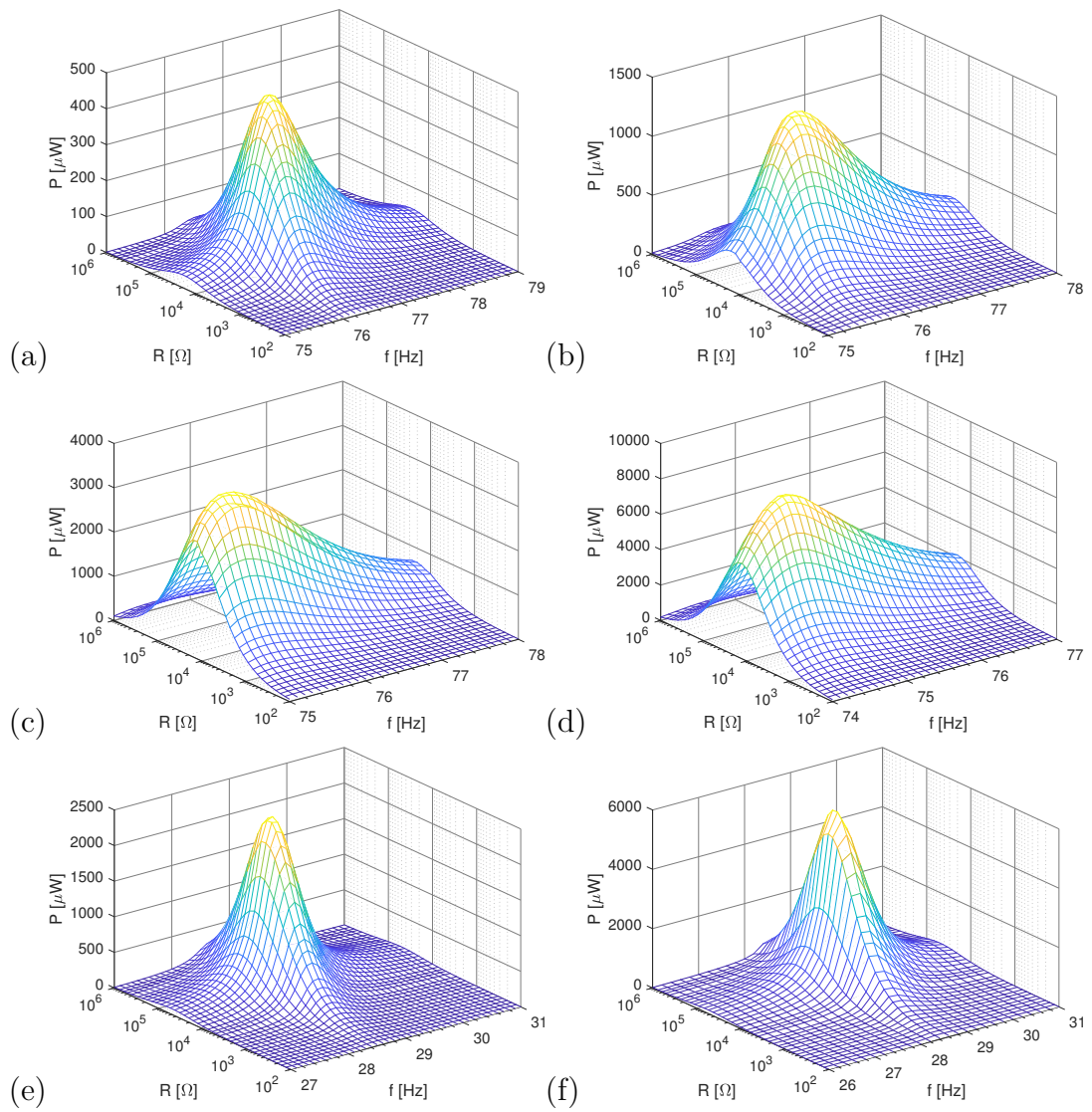
A Naměřená data



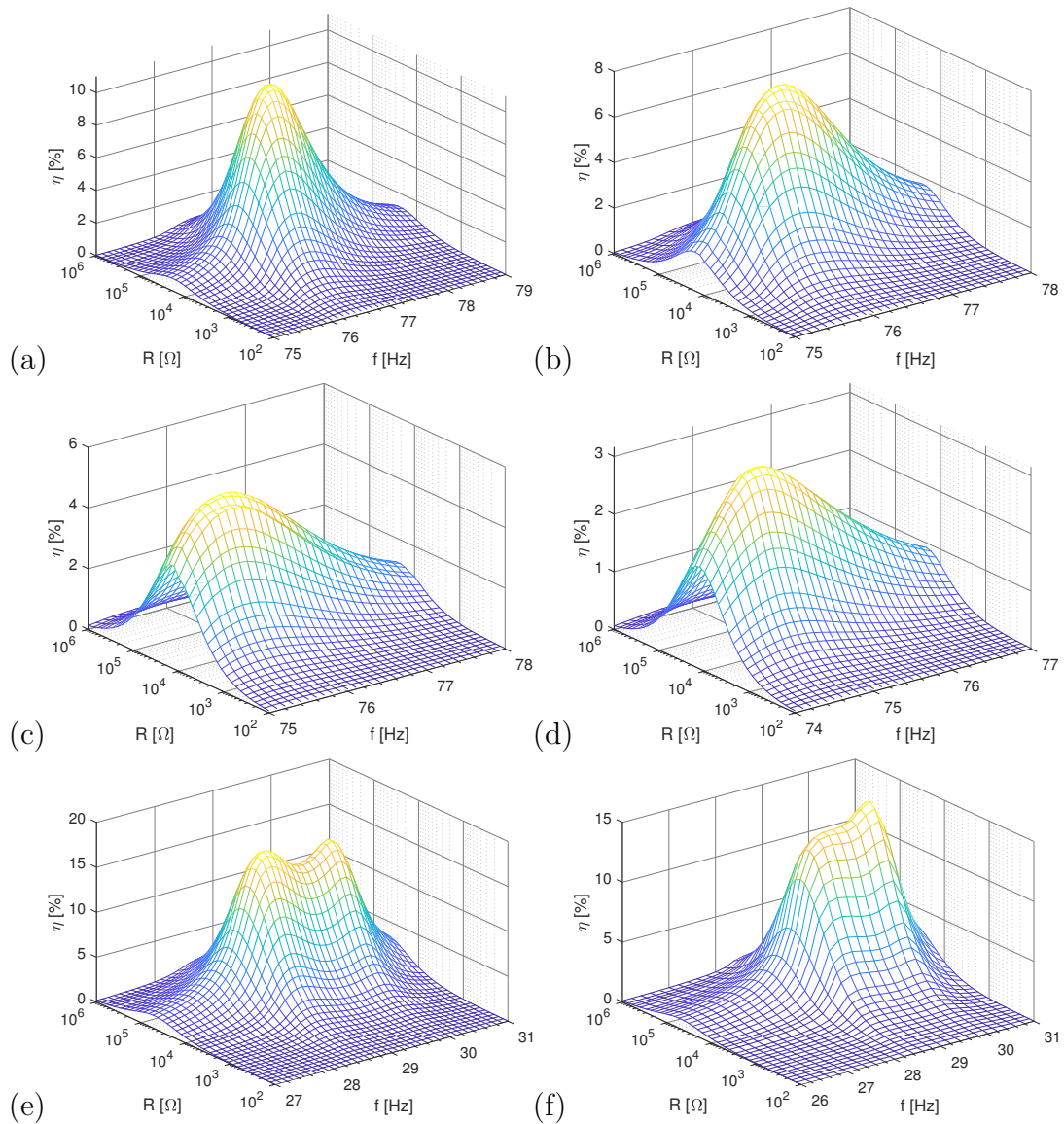
Obr. A.1: Harvester PPA-1011 bez přidané zátěže: naměřený výkon pro amplitudy vibrací $0,25 \text{ g}_{\text{rms}}$ (a); $0,5 \text{ g}_{\text{rms}}$ (b); 1 g_{rms} (c); $1,5 \text{ g}_{\text{rms}}$ (d) a 2 g_{rms} (e).



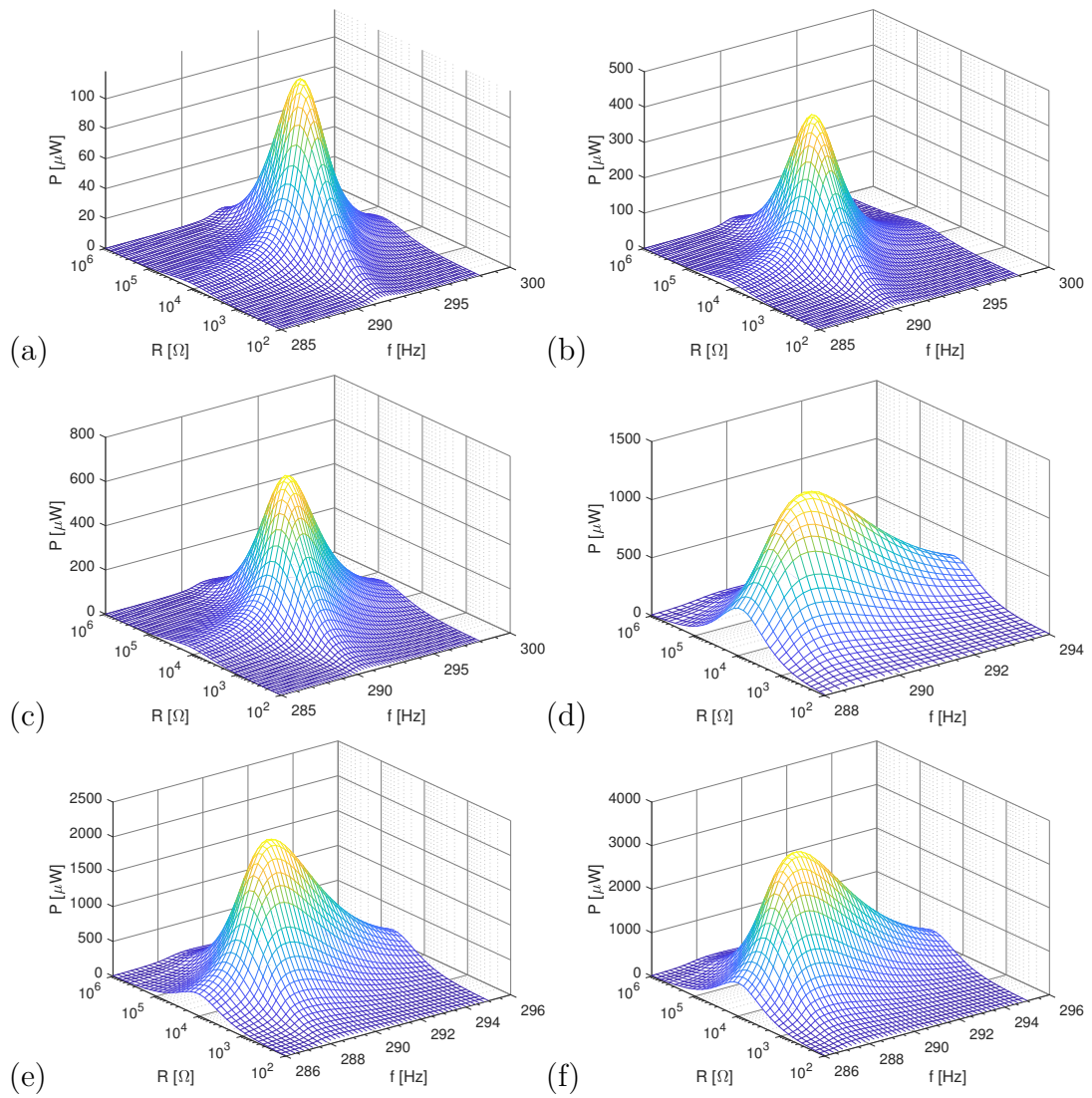
Obr. A.2: Harvester PPA-1011 bez přidané zátěže: naměřená účinnost pro amplitudy vibrací $0,25 g_{rms}$ (a); $0,5 g_{rms}$ (b); $1 g_{rms}$ (c); $1,5 g_{rms}$ (d) a $2 g_{rms}$ (e).



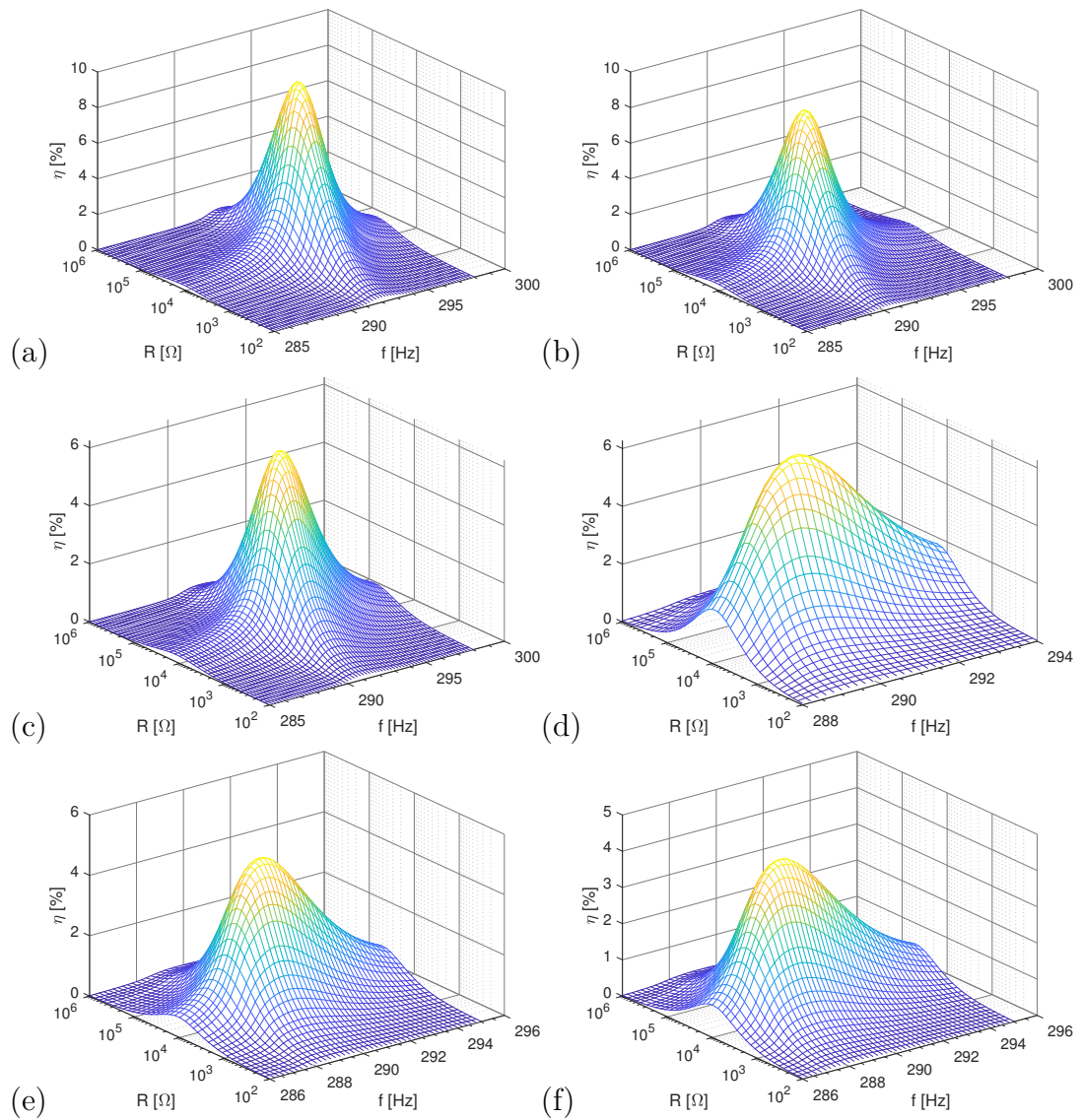
Obr. A.3: Harvester PPA-1011 s přidanou zátěží 1000 mg ((a)-(d)) a 10 000 mg ((e);(f)): naměřený výkon pro amplitudy vibrací 0,25 g_{rms} (a),(e); 0,5 g_{rms} (b),(f); 1 g_{rms} (c) a 2 g_{rms} (d).



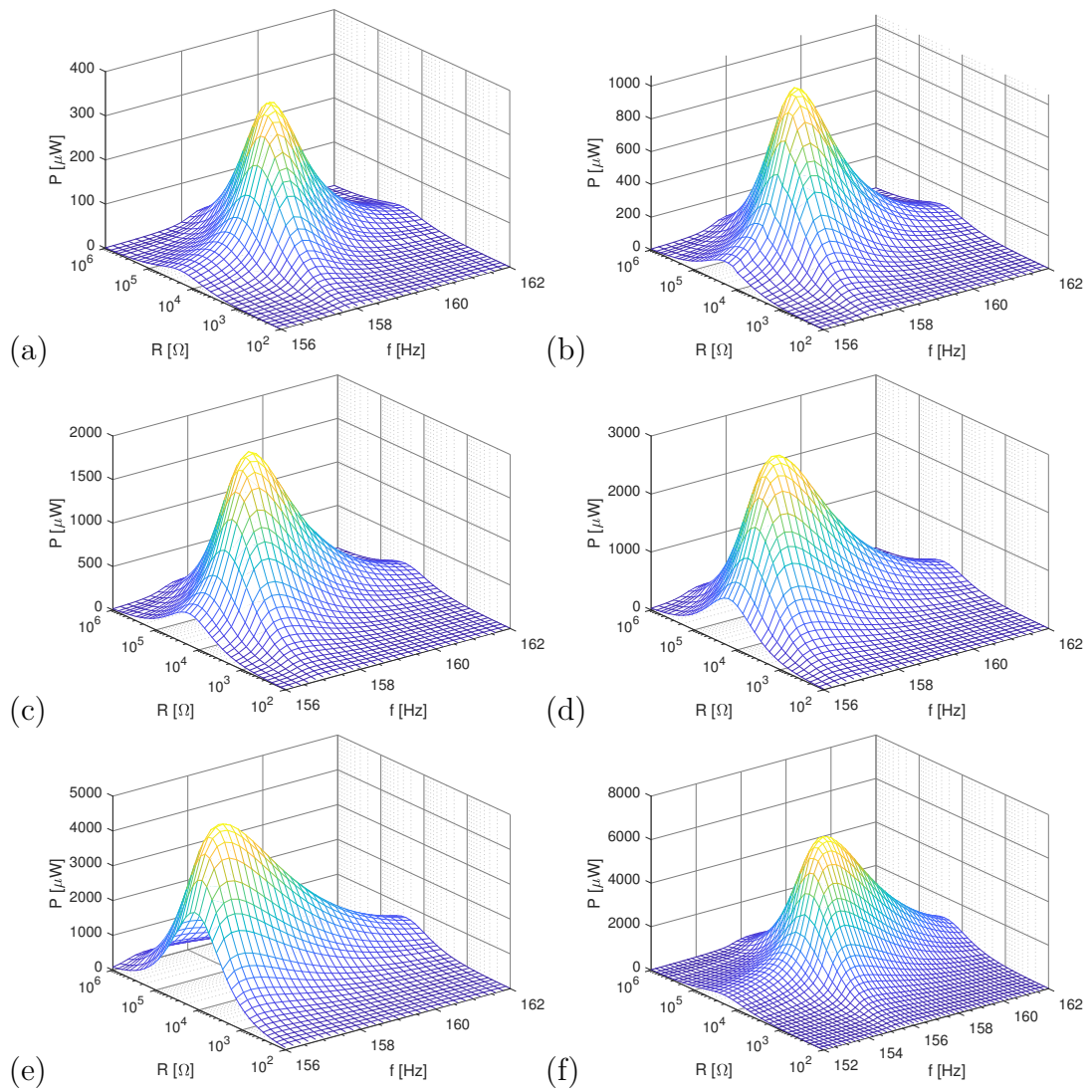
Obr. A.4: Harvester PPA-1011 s přidanou zátěží 1000 mg ((a)-(d)) a 10 000 mg ((e);(f)): naměřená účinnost pro amplitudy vibrací 0,25 g_{rms} (a),(e); 0,5 g_{rms} (b),(f); 1 g_{rms} (c); 2 g_{rms} (d).



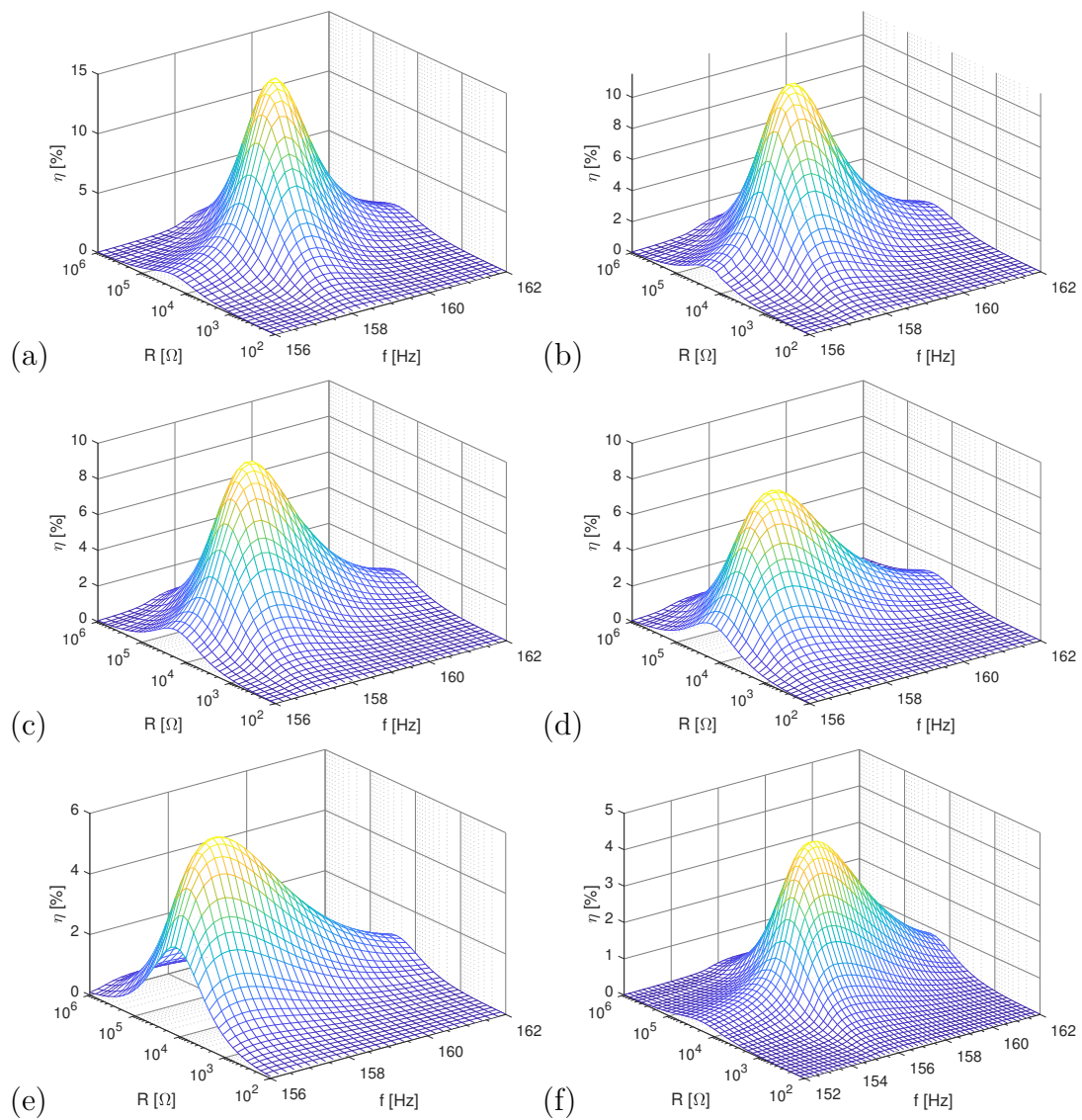
Obr. A.5: Harvester PPA-1014 bez přidané zátěže: naměřený výkon pro amplitudy vibrací 0,25 g_{rms} (a); 0,5 g_{rms} (b); 0,75 g_{rms} (c); 1 g_{rms} (d); 1,5 g_{rms} (e); 2 g_{rms} (f).



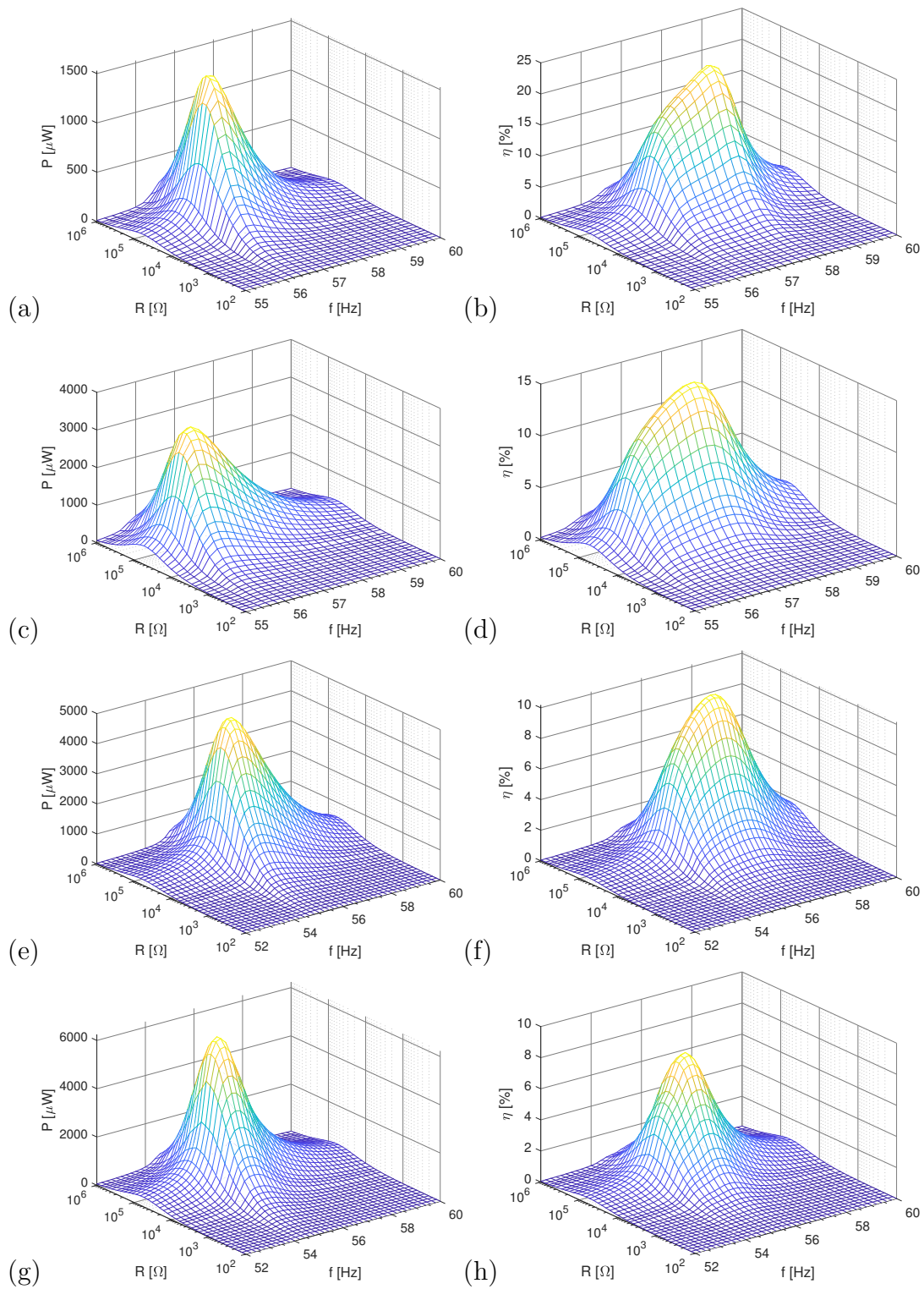
Obr. A.6: Harvester PPA-1014 bez přidané zátěže: naměřená účinnost pro amplitudy vibrací $0,25 g_{\text{rms}}$ (a); $0,5 g_{\text{rms}}$ (b); $0,75 g_{\text{rms}}$ (c); $1 g_{\text{rms}}$ (d); $1,5 g_{\text{rms}}$ (e); $2 g_{\text{rms}}$ (f).



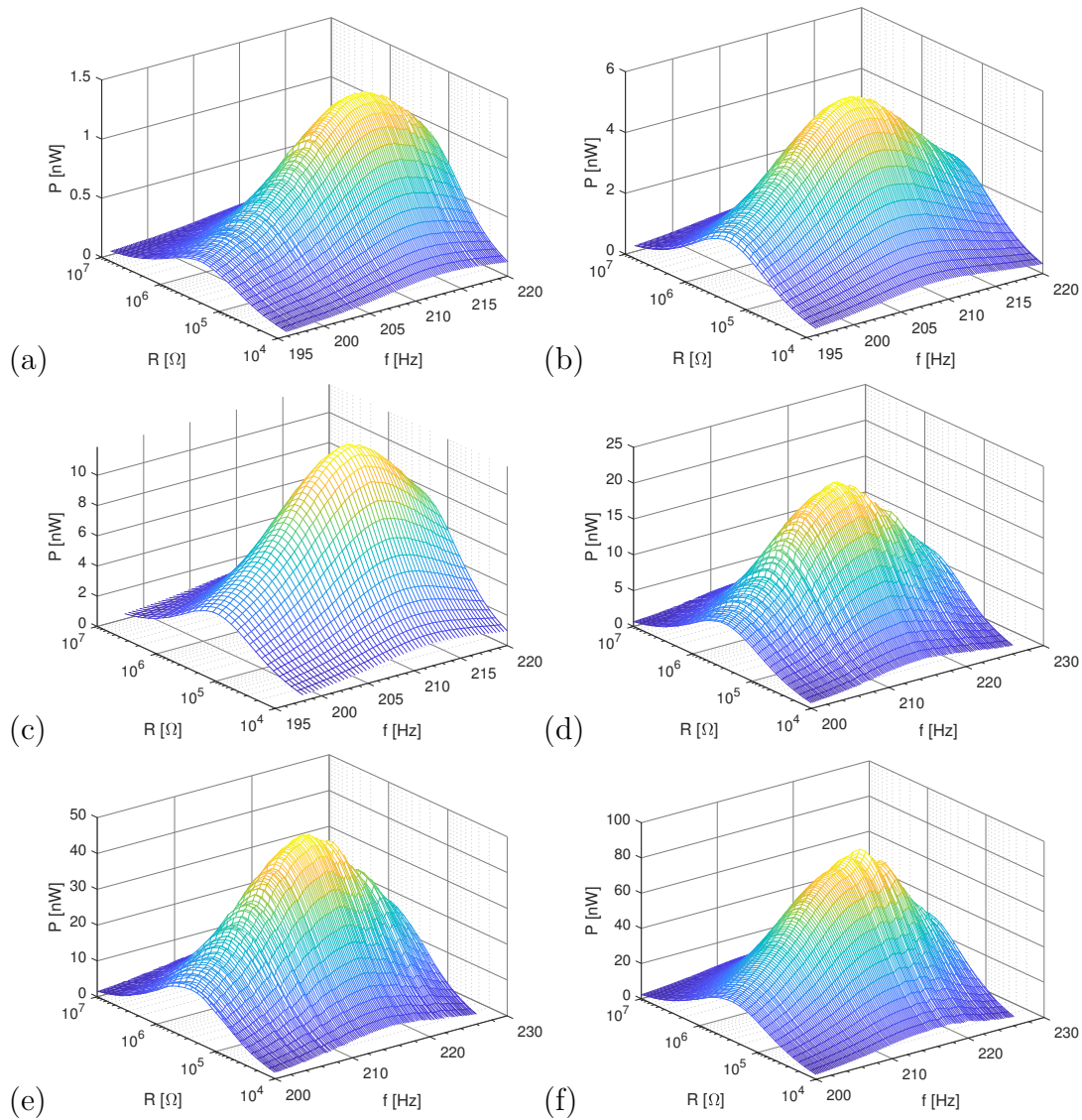
Obr. A.7: Harvester PPA-1014 s přidanou zátěží 1000 mg: naměřený výkon pro amplitudy vibrací 0,25 g_{rms} (a); 0,5 g_{rms} (b); 0,75 g_{rms} (c); 1 g_{rms} (d); 1,5 g_{rms} (e); 2 g_{rms} (f).



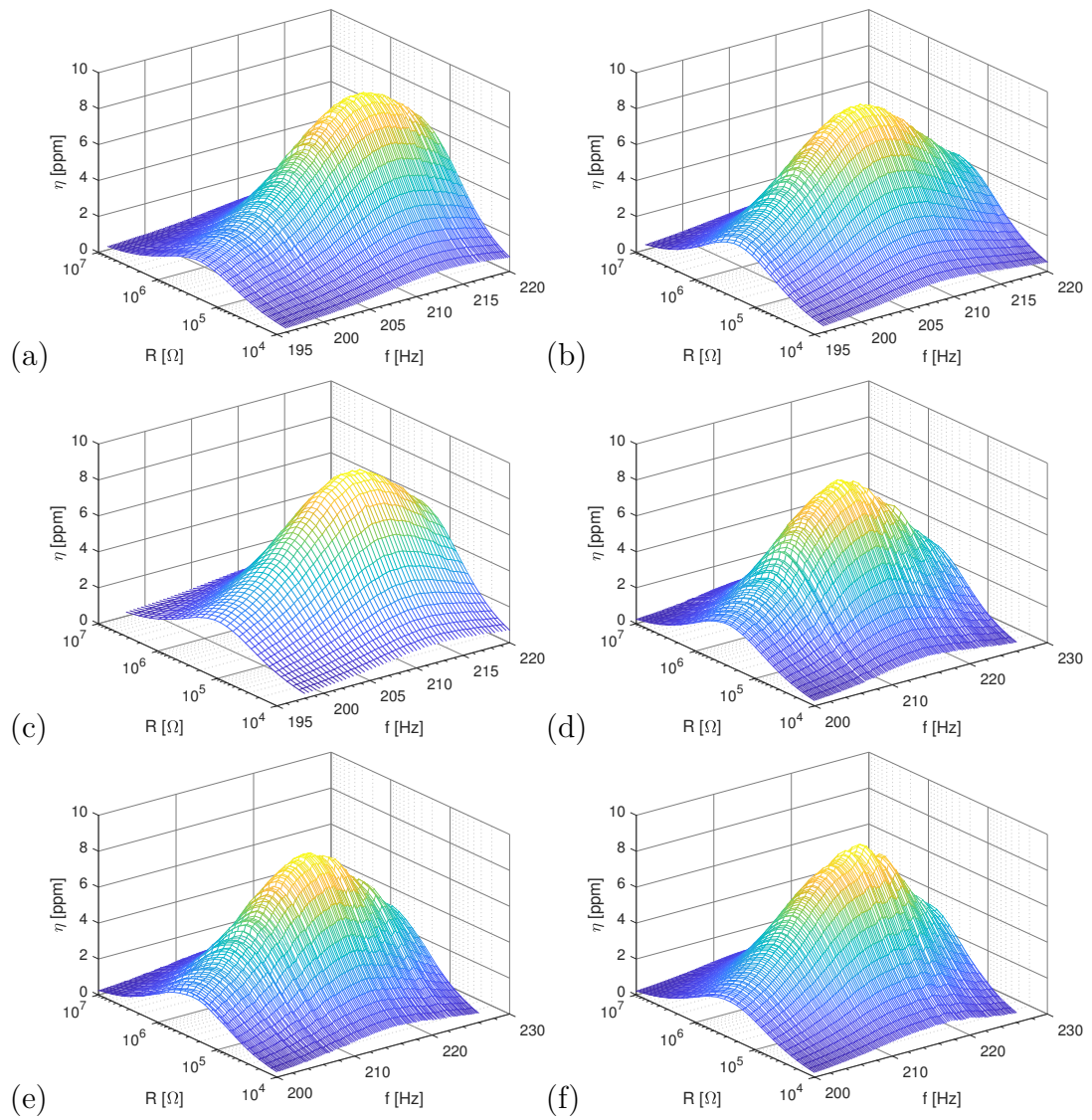
Obr. A.8: Harvester PPA-1014 s přidanou zátěží 1000 mg: naměřená účinnost pro amplitudy vibrací 0,25 g_{rms} (a); 0,5 g_{rms} (b); 0,75 g_{rms} (c); 1 g_{rms} (d); 1,5 g_{rms} (e); 2 g_{rms} (f).



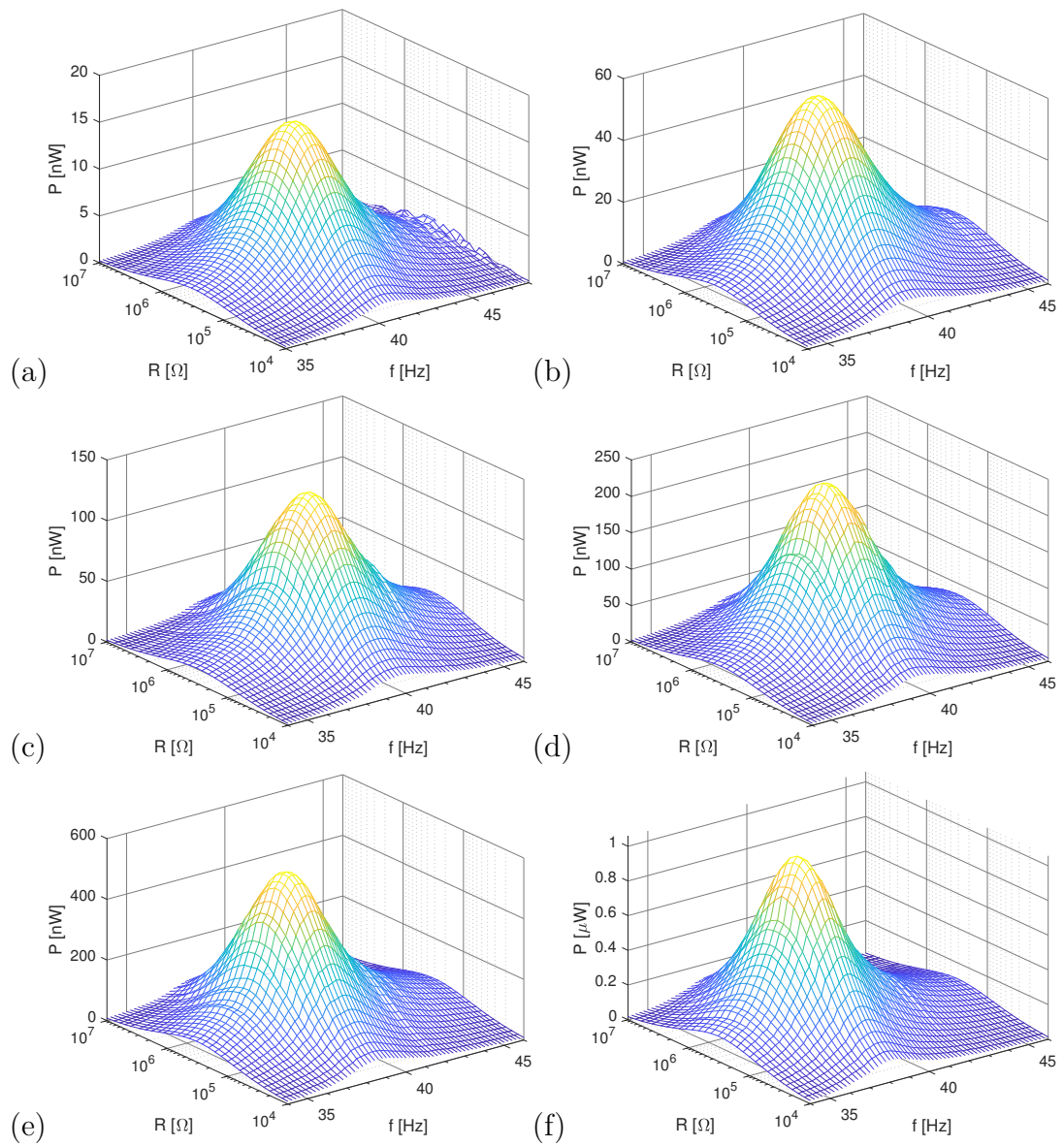
Obr. A.9: Harvester PPA-1014 s přidanou zátěží 10 000 mg: naměřený výkon ((a), (c), (e), (g)) a účinnost ((b), (d), (f), (h)) pro amplitudy vibrací 0,25 g_{rms} ; 0,5 g_{rms} ; 0,75 g_{rms} ; 1 g_{rms} .



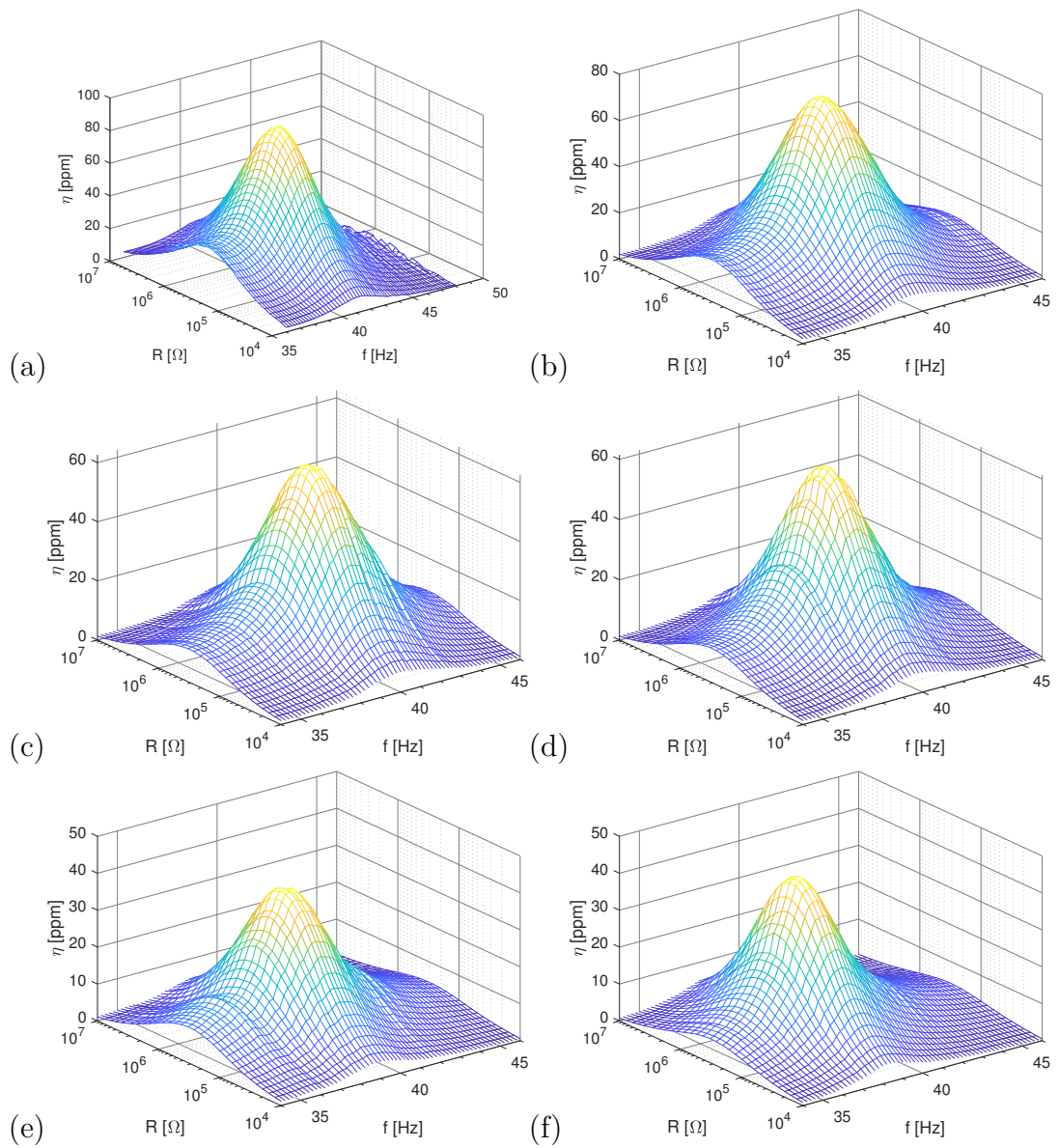
Obr. A.10: Harvester LDTM-028K bez přidané zátěže: naměřený výkon pro amplitudy vibrací $0,25 g_{\text{rms}}$ (a); $0,5 g_{\text{rms}}$ (b); $0,75 g_{\text{rms}}$ (c); $1 g_{\text{rms}}$ (d); $1,5 g_{\text{rms}}$ (e) a $2 g_{\text{rms}}$ (f).



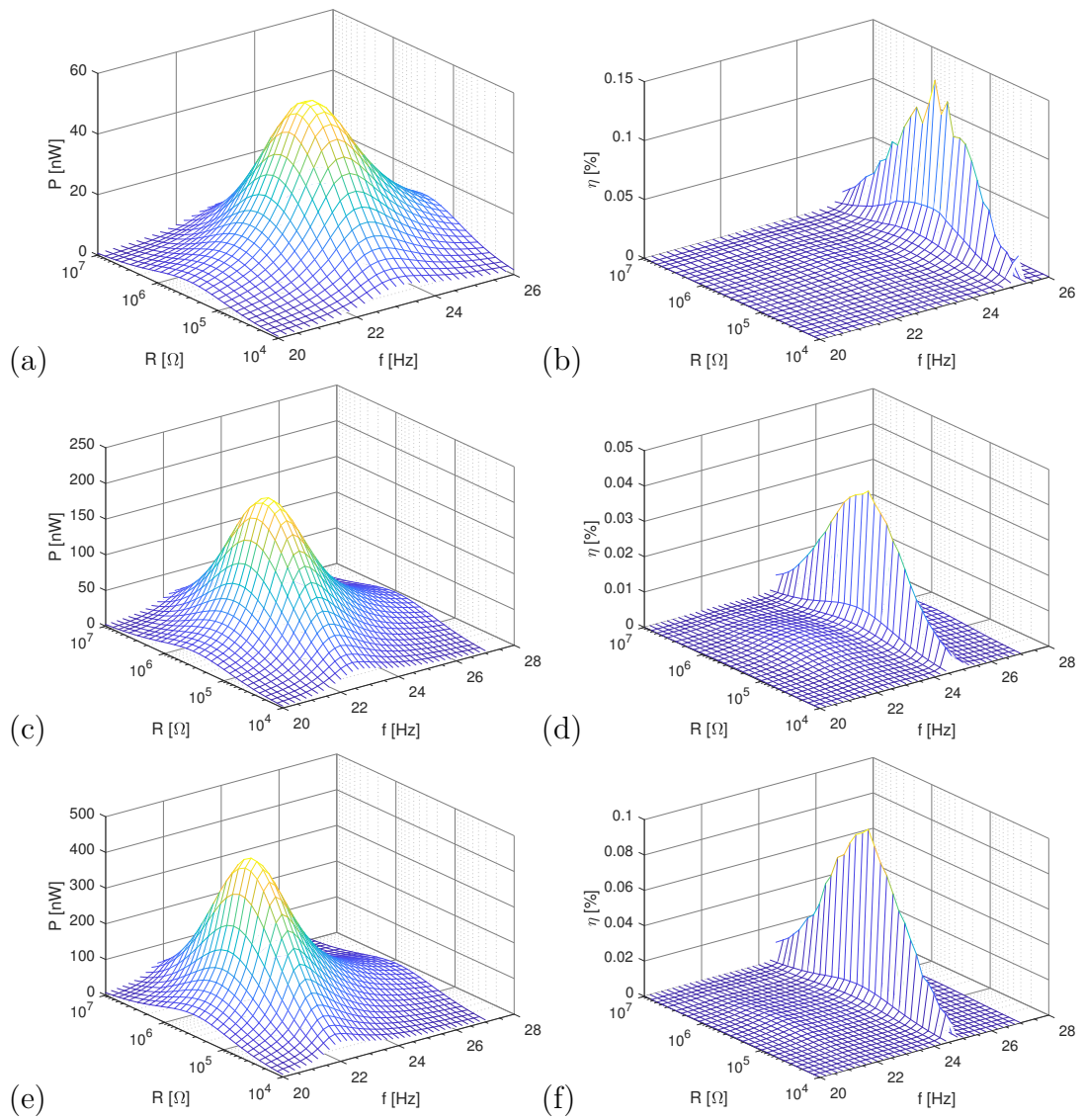
Obr. A.11: Harvester LDTM-028K bez přidané zátěže: naměřená účinnost pro amplitudy vibrací 0,25 g_{rms} (a); 0,5 g_{rms} (b); 0,75 g_{rms} (c); 1 g_{rms} (d); 1,5 g_{rms} (e) a 2 g_{rms} (f).



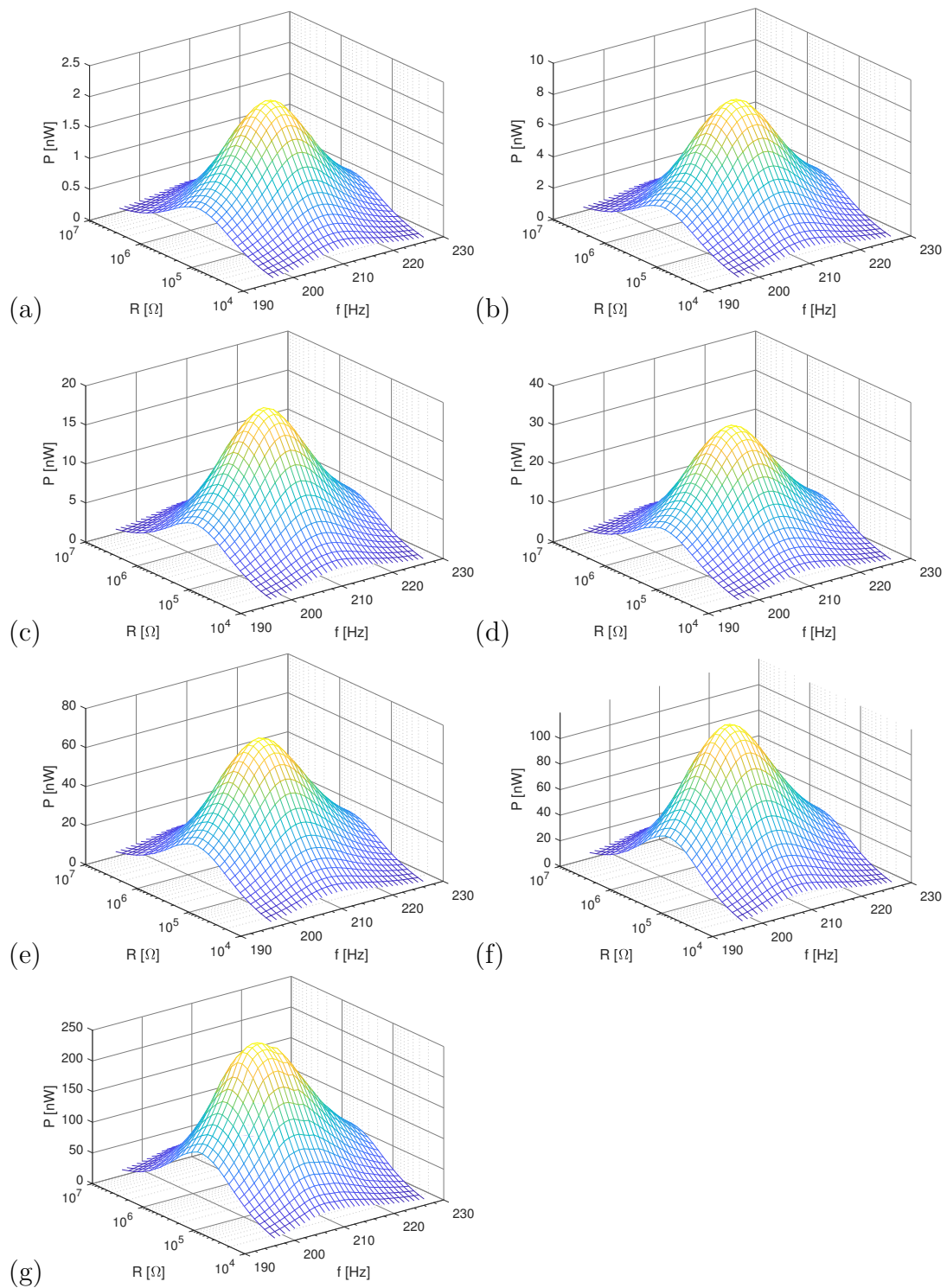
Obr. A.12: Harvester LDTM-028K s přidanou zátěží 700 mg: naměřený výkon pro amplitudy vibrací 0,25 g_{rms} (a); 0,5 g_{rms} (b); 0,75 g_{rms} (c); 1 g_{rms} (d); 1,5 g_{rms} (e) a 2 g_{rms} (f).



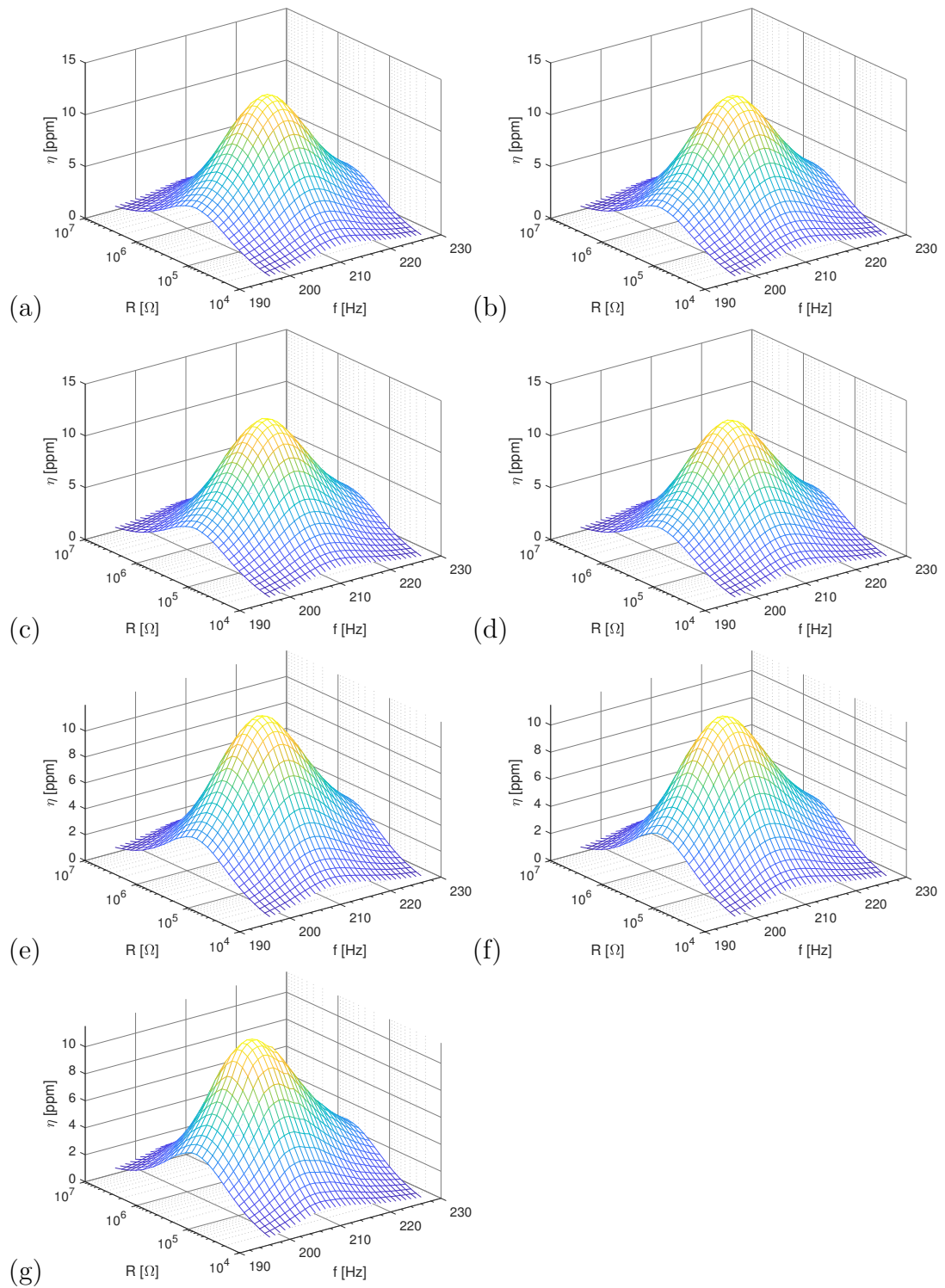
Obr. A.13: Harvester LDTM-028K s přidanou zátěží 700 mg: naměřená účinnost pro amplitudy vibrací $0,25 g_{rms}$ (a); $0,5 g_{rms}$ (b); $0,75 g_{rms}$ (c); $1 g_{rms}$ (d); $1,5 g_{rms}$ (e) a $2 g_{rms}$ (f).



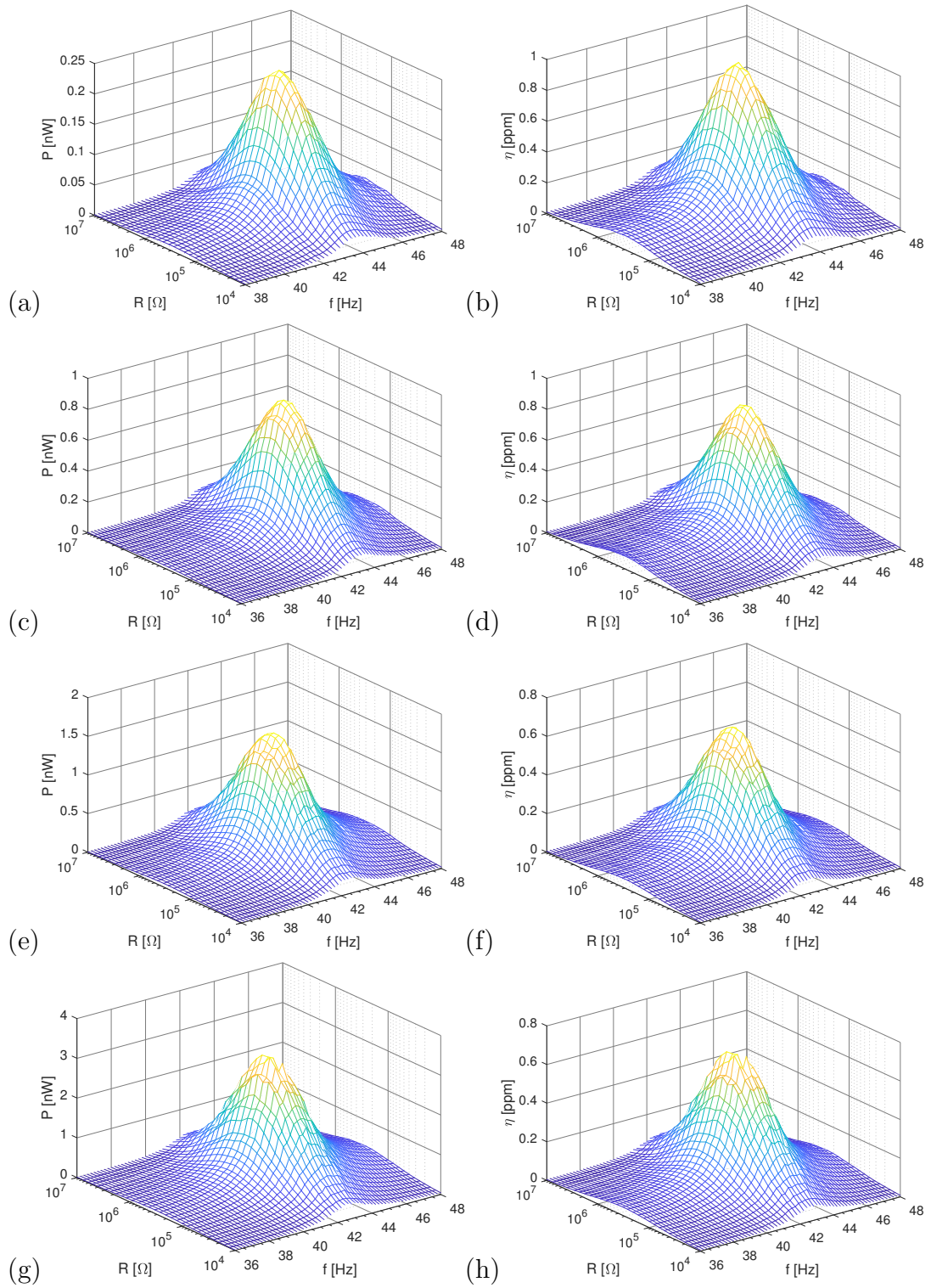
Obr. A.14: Harvester LDTM-028K s přidanou zátěží 1 980 mg: naměřený výkon ((a), (c), (e)) a účinnost ((b), (d), (f)) pro amplitudy vibrací 0,25 g_{rms} ; 0,5 g_{rms} ; 0,75 g_{rms} ; 1 g_{rms} .



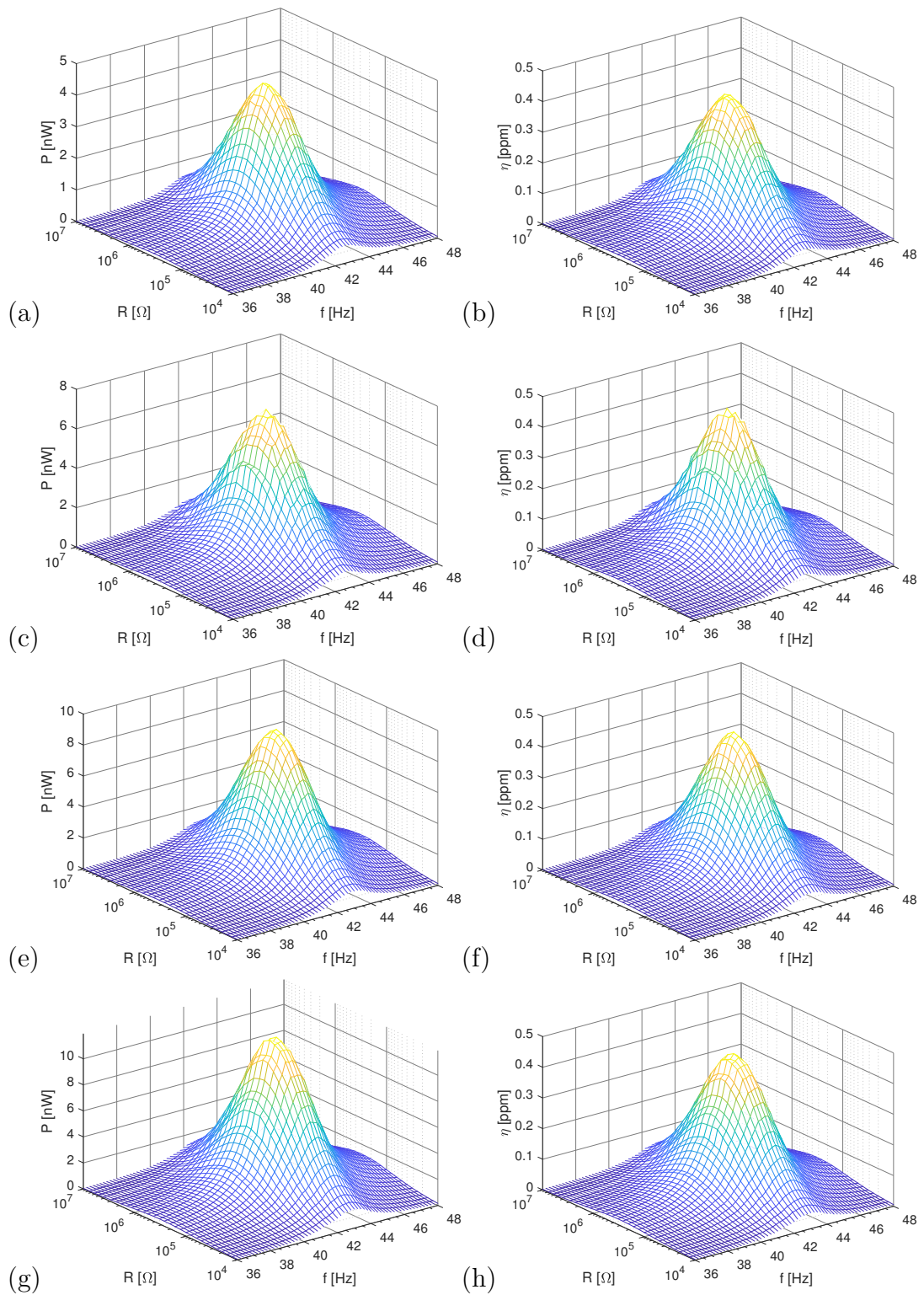
Obr. A.15: Harvester DT1-052K: naměřený výkon pro amplitudy vibrací $0,25 g_{\text{rms}}$ (a); $0,5 g_{\text{rms}}$ (b); $0,75 g_{\text{rms}}$ (c); $1 g_{\text{rms}}$ (d); $1,5 g_{\text{rms}}$ (e); $2 g_{\text{rms}}$ (f) a $3 g_{\text{rms}}$ (g).



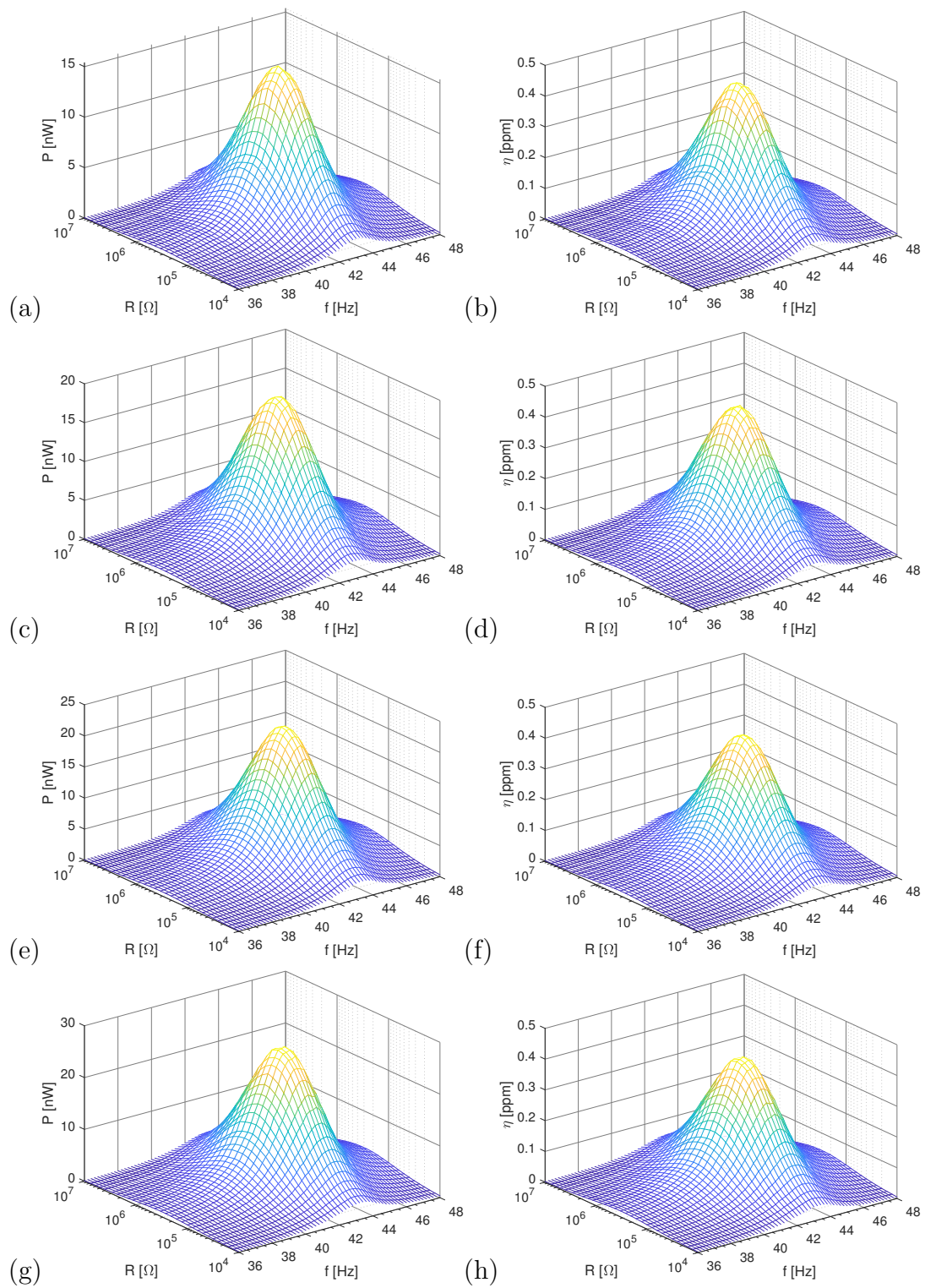
Obr. A.16: Harvester DT1-052K: naměřená účinnost pro amplitudy vibrací $0,25 g_{rms}$ (a); $0,5 g_{rms}$ (b); $0,75 g_{rms}$ (c); $1 g_{rms}$ (d); $1,5 g_{rms}$ (e); $2 g_{rms}$ (f) a $3 g_{rms}$ (g).



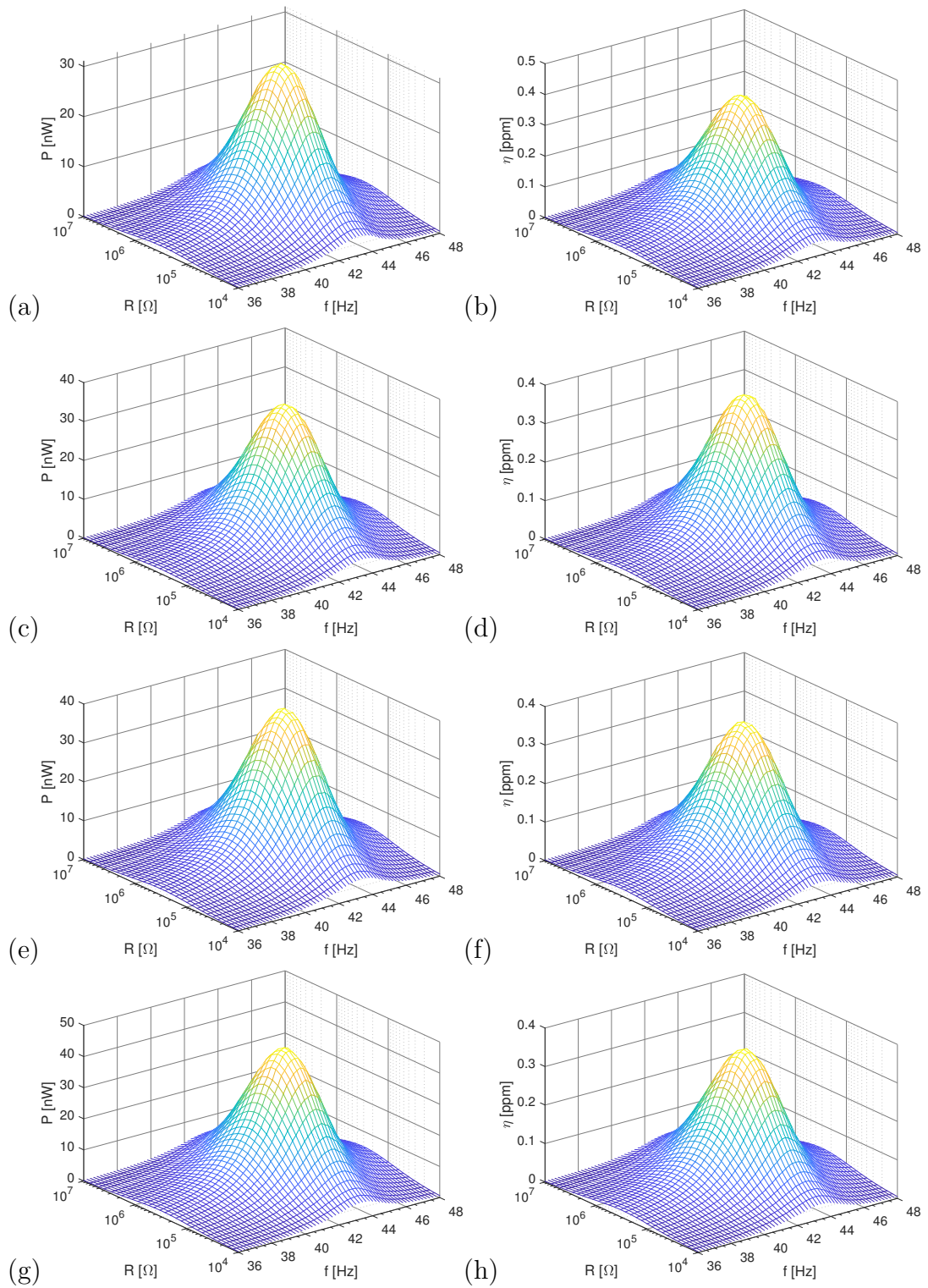
Obr. A.17: Harvester NDT1-220k bez přidané zátěže: naměřený výkon ((a), (c), (e), (g)) a účinnost ((b), (d), (f), (h)) pro amplitudy vibrací $0,25 g_{rms}$; $0,5 g_{rms}$; $0,75 g_{rms}$; $1 g_{rms}$.



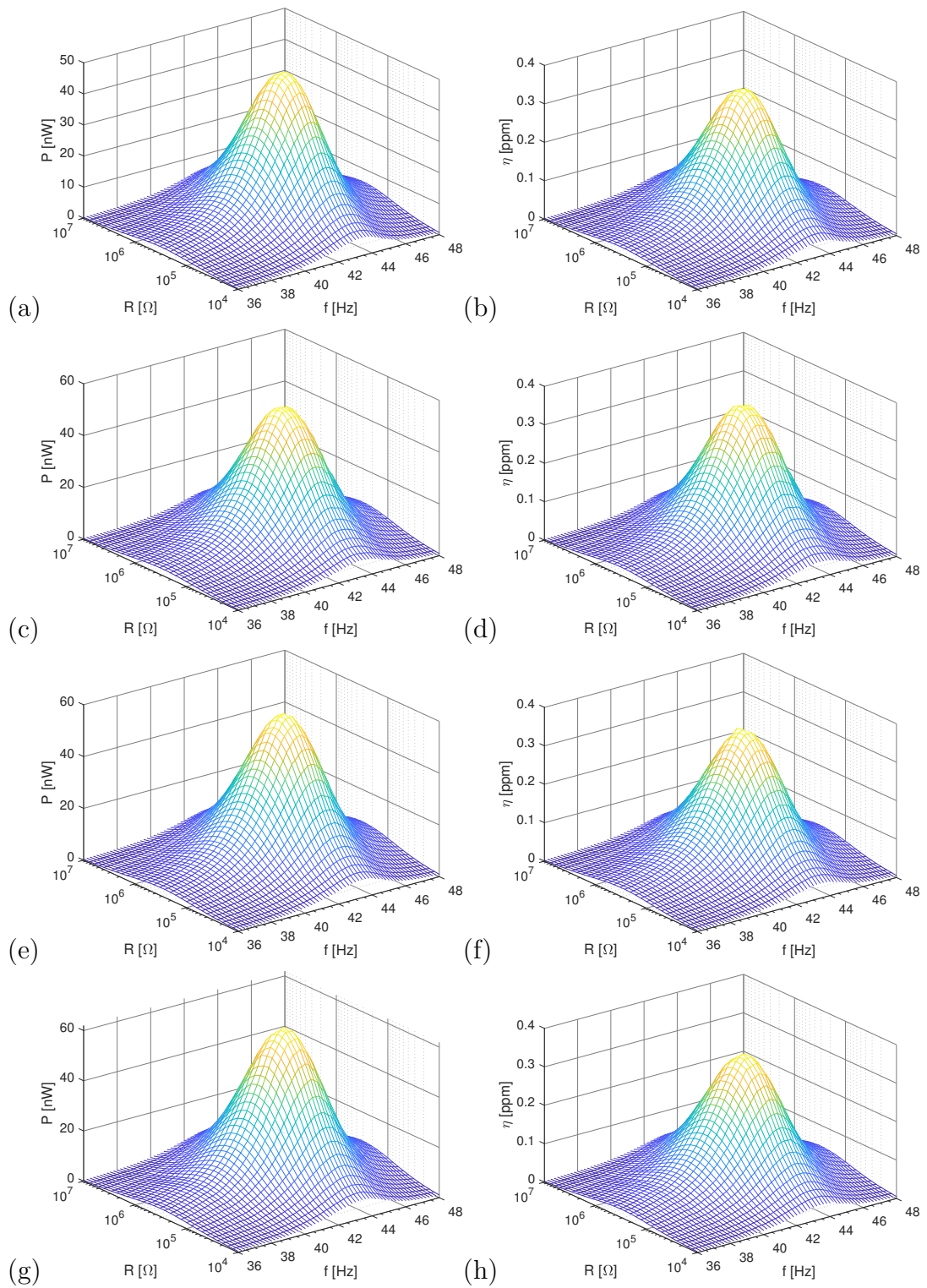
Obr. A.18: Harvester NDT1-220k bez přidané zátěže: naměřený výkon ((a), (c), (e), (g)) a účinnost ((b), (d), (f), (h)) pro amplitudy vibrací $1,25 g_{\text{rms}}$; $1,5 g_{\text{rms}}$; $1,75 g_{\text{rms}}$ a $2 g_{\text{rms}}$.



Obr. A.19: Harvester NDT1-220k bez přidané zátěže: naměřený výkon ((a), (c), (e), (g)) a účinnost ((b), (d), (f), (h)) pro amplitudy vibrací 2,25 g_{rms} ; 2,5 g_{rms} ; 2,75 g_{rms} a 3 g_{rms} .



Obr. A.20: Harvester NDT1-220k bez přidané zátěže: naměřený výkon ((a), (c), (e), (g)) a účinnost ((b), (d), (f), (h)) pro amplitudy vibrací 3,25 g_{rms} ; 3,5 g_{rms} ; 3,75 g_{rms} a 4 g_{rms} .



Obr. A.21: Harvester NDT1-220k bez přidané zátěže: naměřený výkon ((a), (c), (e), (g)) a účinnost ((b), (d), (f), (h)) pro amplitudy vibrací 4,25 g_{rms} ; 4,5 g_{rms} ; 4,75 g_{rms} a 5 g_{rms} .