

DIAGNOSTIKA TORZNÍCH VIBRACÍ ROTORU TURBOGENERÁTORU

DIAGNOSTICS OF TURBOGENERATOR ROTOR TORSIONAL VIBRATION

Jindřich Liška, Sven Künkel a Jan Jakl

Západočeská univerzita v Plzni, NTIS – výzkumné centrum

Abstrakt

Online vyhodnocení a predikce poruch turbogenerátoru jsou klíčovým faktorem jeho úspěšného dlouhodobého provozu. Kolísání točivého momentu generátoru, způsobené například nestacionárními podmínkami v elektrické rozvodné síti, ovlivňuje torzní vibrace hřídele, stejně jako vibrace např. oběžných lopatek. Příznaky torzních vibrací hřídele nejsou měřitelné běžně používanými čidly vibrací osazenými na turbíně, takže je třeba použít speciální měření. Analýza a vyhodnocení torzních kmitů hřídele pomocí metody analýzy okamžité úhlové rychlosti jsou v příspěvku prezentovány dvěma případovými studiemi.

Abstract

Online evaluation and prediction of turbine generator failures is a key factor for its successful long-term operation. Generator torque fluctuations, caused by, for example, non-stationary conditions in the power grid, affect the shaft torsional vibration as well as the vibration of the rotating blades. Symptoms of torsional shaft vibration are not measurable by commonly used vibration sensors mounted on the turbine, so special measurements are needed. The analysis and evaluation of shaft torsional vibration using the instantaneous angular velocity analysis method are presented in the paper by two case studies.

Úvod

Torzní vibrace turbogenerátoru se projevují jako oscilační relativní úhlový posun jednotlivých částí rotoru. Kvůli torzní deformaci dochází ke změnám napětí v materiálu, které v nejnepríznivějším scénáři mohou způsobit prasknutí hřídele. Nejdůležitějším zdrojem torzního buzení jsou rychlé změny momentu vzduchové mezery generátoru, které doprovází většinu přechodových dějů v elektrické síti. Synchronizace, resp. fázování generátoru k elektrizační soustavě, je také důležitým zdrojem torzního buzení. Z diagnostického hlediska je monitorování torzních vibrací obtížné, protože se nešíří z rotoru na statorovou část stroje a nemůže být měřeno pomocí standardních přístrojů pro měření relativních kmitů hřídele nebo měření absolutních vibrací statorových částí. Další nepříznivá charakteristika torzních vibrací, vyplývající z torzní vazby rotoru a statoru, spočívá v tom, že torzní vibrace mají velmi nízké relativní tlumení. Tím může být dosaženo vysokých amplitud vibrací v případě rezonance nebo opakovaného buzení.

Předchozí výzkum diagnostiky torzních vibrací pokrývá celou řadu technik snímání i zpracování dat. Dobrý přehled o časných průkopnických metodách lze nalézt v [1]. V publikacích z nedávné doby lze pozorovat vývoj dvou trendů měření torzních vibrací. První z nich využívá akcelerometry nebo tenzometry přímo připojené k hřídeli [2, 3]. V tomto případě lze přímo měřit úhlové zrychlení nebo torzní deformace, avšak zvláštní pozornost je třeba věnovat odolnosti snímače vůči odstředivým silám, jeho napájení a datové komunikaci. Druhá skupina používá pasivní enkodér připojený k obvodu hřídele společně se statickým senzorem umožňujícím měření okamžité úhlové rychlosti [4, 5]. Tyto techniky jsou snadněji instalovatelné, ale vyžadují náročnější následné zpracování dat se zahrnutím kompenzace chyby měření.

V tomto příspěvku je prezentována nová metoda pro hodnocení torzních vibrací založená na přesném výpočtu okamžité úhlové rychlosti pomocí enkodéru reflexní pásky a optické sondy. Hlavní rysy této metody jsou její schopnost kompenzovat nepravidelnosti geometrie enkodéru

nebo chybějící segmenty pásy. Následně převádí navržená interpolace úhlovou reprezentaci na časovou, díky níž mohou být jednotlivé frekvenční složky lépe identifikovatelné z Fourierova spektra.

Vyhodnocení torzních vibrací rotoru z měřených dat

V tomto příspěvku jsou ukázány výsledky dvou měření, kdy při obou měřeních byla jako enkodér na rotoru použita reflexní páska s šířkou odrazivých pruhů 5 mm. Optický vlnovod uchycený k ocelové konzoli byl magneticky připevněn ke statorové části stroje. Situace je zobrazena na obr. 1.

První diskutovaný případ torzního měření pochází z měření na hřídeli turbogenerátoru (TG) o výkonu 250 MW. Měřicí rovina byla umístěna na dostupném úseku hřídele mezi generátorem a nízkotlakým dílem TG. Reflexní páska po obvodu hřídele obsahovala celkem 137 pruhů (míst s vyšší odrazivostí). Shodou okolností byl během období měření zachycen významný přechodový jev, který byl způsoben výpadkem blízkého bloku. Obr. 2 ukazuje okamžitou úhlovou rychlost v čase zahrnujícím zmíněnou událost. Z časového signálu je na první pohled pozorovatelná pouze nízkofrekvenční složka odezvy hřídele. Lepší pochopení obsahu frekvence signálu však poskytuje spektrogram uvedený na obr. 3. Zde je patrné zřetelné vybuzení 4 různých frekvenčních komponent v době události. Komponenty s frekvencí 17 Hz a 28 Hz jsou první dvě torzní vlastní frekvence rotoru. Další dvě blízké komponenty na frekvencích 96 Hz a 98 Hz jsou vlastní frekvence lopatek posledních olopatkovaných kol nízkotlakého dílu.

Díky časo-frekvenční reprezentaci poskytované spektrogramem je možné zřetelně pozorovat náhlé vybuzení vlastních frekvencí a relativně nízký útlum jejich amplitudy. Dvojice přerušovaných svislých čar vymezuje časový rozsah použitý na obr. 2. Maximální hodnota první přirozené torzní složky při 17 Hz v době vybuzení, získané ze spektrogramu je 4,75 ‰/s. Tuto hodnotu lze převést na rad/s a pomocí rovnice (1) lze vypočítat špičkovou hodnotu příslušného relativního obvodového kmitu

$$A_c = 4,75 \cdot \frac{\pi}{180} \frac{1370/2/\pi}{2\pi f} = 0,169 \text{ [mm]}. \quad (1)$$

Číselník 1370/2/π reprezentuje poloměr hřídele (obvod je 1370 mm). Druhé měření se uskutečnilo na rozdílném TG o stejném výkonu 250 MW. Rovina měření byla opět umístěna na dostupném úseku hřídele mezi generátorem a nízkotlakým dílem turbíny. Reflexní páska byla tvořena z celkem 140 pruhů. Během nepřetržitého období tříměsíčního sledování torzních vibrací byly zaznamenány četné torzní události vyvolané přechodovými ději v elektrické síti. Obr. 4 zobrazuje spektrogram okamžité úhlové rychlosti během jednoho ze zaznamenaných přechodových dějů. Opět je vidět vybuzení prvních dvou hřídelových torzních vlastních frekvencí, v tomto případě 20 Hz a 39 Hz a jejich nízký útlum. Nicméně, v porovnání s předchozím případem nelze ve spektrogramu nalézt žádné vibrace lopatek. Důvodem tohoto rozdílu je zřejmě to, že v prvním případě se jednalo o volné nízkotlaké lopatky turbíny, zatímco v druhém případě byly lopatky vázané. Vazba mezi lopatkami způsobuje, že lopatky jsou tužší, a proto se neobjevuje žádné znatelné torzně vyvolané vybuzení těchto lopatek ve srovnatelných amplitudových úrovních. Tento výsledek vyplývá nejen z této jediné události, ale vyhovuje všem 89 torzním událostem detekovaným během 3 měsíční měřicí kampaně.

Maximální hodnota amplitudy na složce 20 Hz v době vybuzení získaná ze spektrogramu je 9,02 ‰/s což odpovídá hodnotě amplitudu torzního kmitu hřídele 0,326 mm.

Závěr

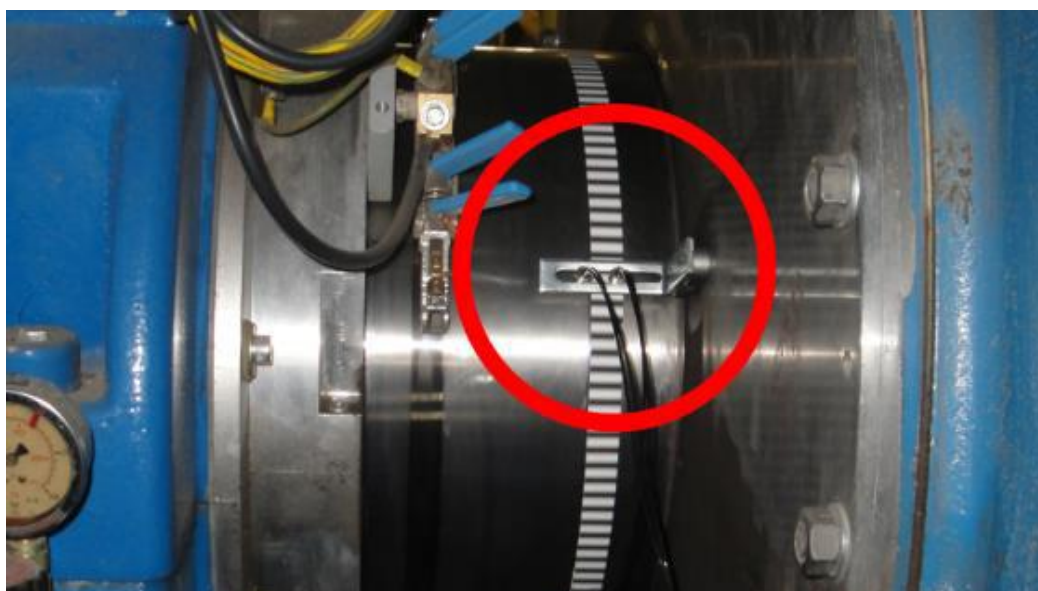
V tomto příspěvku byly ukázány výsledky analýzy torzního kmitání z dat naměřených v provozu dvou různých TG o výkonu 250 MW. Byla pozorována přítomnost rotorových torzních vlastních frekvencí, které byly významně vybudeny účinkem přechodového děje v elektrické síti. Současně byla potvrzena schopnost instalovaného měřicího řetězce detekovat a monitorovat výskyt frekvencí spojených s kmitáním oběžných lopatek posledních kol nízkotlakých dílů turbín. Tento fakt umožňuje využít popsanou metodu k dlouhodobému monitorování torzního chvění rotorů turbín s cílem odhalit nebezpečné stavy torzních kmitů z pohledu buzení vibrací oběžných lopatek případně buzení komponent generátoru (např. chvění čel vinutí).

Poděkování

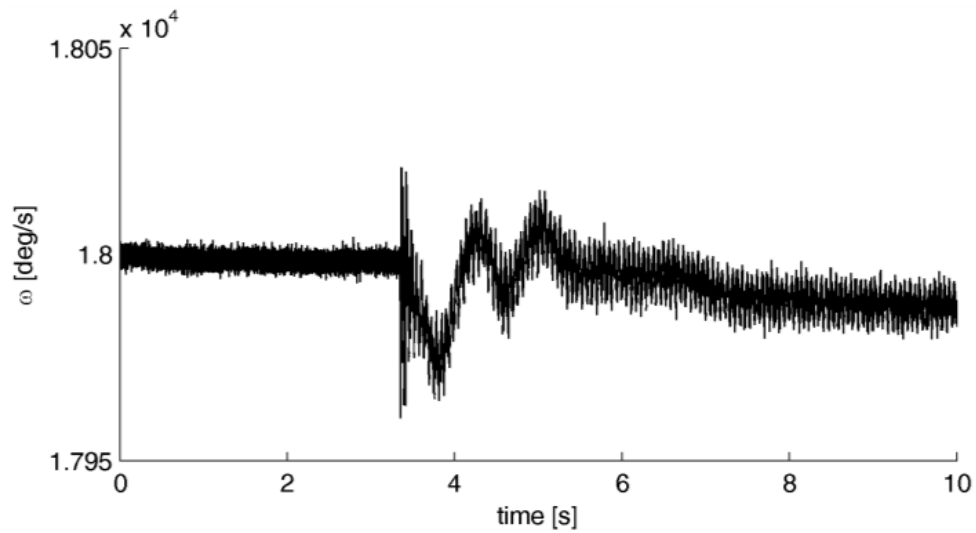
Tato práce vznikla díky finanční podpoře z projektu PUNTIS-LO1506 – Podpora udržitelnosti centra NTIS – Nové technologie pro informační společnost z dotačních prostředků Ministerstva školství mládeže a tělovýchovy České republiky.

Literatura:

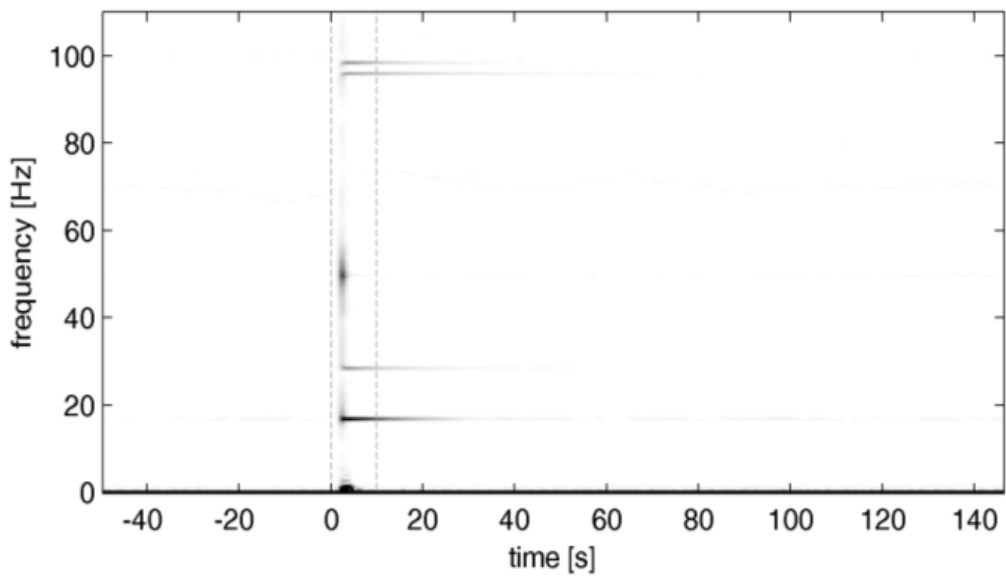
- [1] Walker, D. N., Adams, S. L., Placek, R. J. (1981): *Torsional vibration and fatigue of turbine-generator shafts*. IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, Vol. 100, pp. 4373-4380.
- [2] Huster, J., Eckert, L., Pohle, F. (1998): *Calculation and measurement of torsionals in large steam turbosets*. ABB review 6/1998, pp. 1-10.
- [3] Walker, D. (2003): *Torsional vibration of Turbomachinery*. New York: McGraw-Hill Professional, pp. 125-130.
- [4] Resor, B. R., Trethewey, M. W., Maynard, K. P. (2005): *Compensation for encoder geometry and shaft speed variation in time interval torsional vibration measurement*. Journal of Sound and Vibration, Vol. 286, pp. 897-920.
- [5] Diamond, D. H., Heyns, P. S., Oberholster, A. J. (2016): *Online shaft encoder geometry compensation for arbitrary shaft speed profiles using Bayesian regression*. Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 81, pp. 402-418.



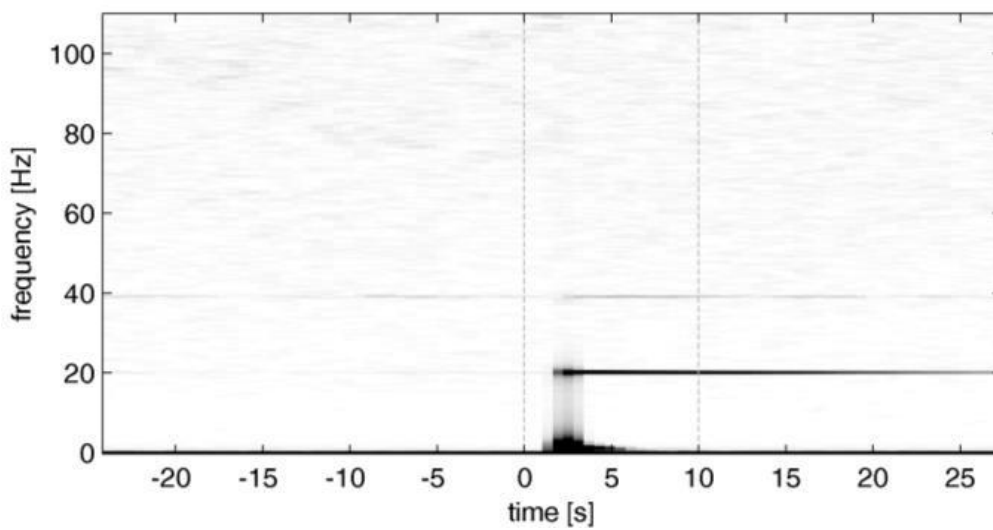
Obr. 1: Instalace reflexní pásky na rotoru a uchycení optických vlnovodů



Obr. 2: Okamžitá úhlová rychlost během přechodového děje v síti (TG 250MW), A



Obr. 3: Spektrogram signálu okamžité úhlové rychlosti, A



Obr. 4: Spektrogram signálu okamžité úhlové rychlosti, B