

INFLUENCE OF FLEXIBLE SUPPORT ON ELECTRIC MACHINE NATURAL FREQUENCIES

Pavel KUKULA

Master Degree Programme (5)
E-mail: kukula.pavel@seznam.cz

Supervised by: Čestmír Ondrušek
E-mail: ondrusek@feec.vutbr.cz

ABSTRACT

This paper deals with analysis of flexible support influence on structural properties. It is well known that that large vibration will be generated when the natural frequency of the machine coincides with or is close to the frequency of force applied to the stator. In this work the natural frequencies are computed by FEM.

1 ÚVOD

V poslední době se navíc objevuje fenomén výrazných vibrací při umístění stroje na pružný základ, v případě velkých strojů jsou to např. různé pracovní plošiny těžebních zařízení. Tyto vibrace se přitom zpravidla neprojeví na zkušebně a silně závisí na daném pružném základu, a tudíž není možno tento fenomén plně postihnout při konečné výstupní kontrole.

2 ROZBOR PROBLEMATIKY

Je všeobecně známo, že shoda vlastní frekvence soustavy a frekvence budících sil způsobuje velké vibrace. Většina vibrací a hluku v indukčních strojích, především čtyř- a šestipólových, je způsobena elektromagnetickými silami. Jejich vyšší frekvence závisí především na konstrukčním řešení magnetického obvodu. Vhodnou konstrukcí mechanických částí motoru se lze těmto nebezpečným frekvencím vyhnout.

Nicméně nevhodné uložení na základ může mít zcela opačný efekt. Poddajný základ ovlivňuje svoji tuhostí některé vlastní frekvence a může způsobit vznik nových vlastních tvarů v nízkofrekvenčním pásmu do 100 Hz, kde může mít vliv především na vlastní tvary rotorové soustavy, které jsou velmi závislé na charakteru uložení.

Cílem předložené práce je analyzovat vliv poddajného základu.

3 MODÁLNÍ ANALÝZA

Obecná rovnice mechanického pohybu diskretizovaná pomocí MKP může být zapsána jako:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{B}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{F}(t) \quad (1)$$

kde \mathbf{u} , $\dot{\mathbf{u}}$ a $\ddot{\mathbf{u}}$ je vektor posunutí a jeho první a druhá derivace; $\mathbf{F}(t)$ je vektor buzení a \mathbf{M} , \mathbf{B} a \mathbf{K} jsou matice hmotnosti, tlumení a tuhosti. Uvažujeme-li vlastní kmitání bez tlumení, rovnice (1) přejde na tvar:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{0} \quad (2)$$

Řešení rovnice (2) předpokládáme ve tvaru:

$$\mathbf{u}(t) = \mathbf{u}_k e^{j\omega_k t} \quad (3)$$

kde \mathbf{u}_k je k-tý vlastní tvar a ω_k jemu odpovídající vlastní frekvence. Najdeme-li druhou derivaci rovnice (3) a dosadíme ji do rovnice (2), dostaneme

$$(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M}) \mathbf{u} = \mathbf{0} \quad (4)$$

Rovnice (4) má řešení pouze, je-li determinant soustavy nulový. Matematicky problém přejde na problém vlastních čísel:

$$\det(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M}) = 0 \quad (5)$$

Vlastní vektor představuje tvar kmitu při odpovídající vlastní frekvenci danou vlastní hodnotou. Tato procedura je dobře zakomponována v systému ANSYS, který nabízí několik metod řešení.

4 TVORBA MODELU

Model skutečného elektrického stroje byl diskretizován ve 3D. Snahou bylo dosažení co nejmenšího počtu prvků, proto byl použit skořepinový prvek SHELL93. Pouze statorový paket byl diskretizován tělesovým prvkem SOLID95. Rotorová soustava byla modelována pomocí prvku BEAM189 a součásti nasazené na hřídeli pomocí prvků MASS21 v nastavení umožňující zadat tenzor setrvačnosti. Všechny použité prvky pracují s kvadratickými bázovými funkcemi.

Tuhost podloží byla modelována soustavou pružin využitím prvku COMBIN14. Tuhost získána linearizací charakteristik silent-bloků používaných na zkušebně.

5 VÝSLEDKY MODÁLNÍ ANALÝZY

V následující tabulce jsou uvedeny vlastní frekvence soustavy na tuhém a pružném základě.

Tuhý základ	Pružný základ	
—	2.2, 2.5	kmity pružného základu - příčný tvar
—	4.4	kmity pružného základu - příčný tvar kombinovaný
—	5.2	kmity pružného základu - podélný tvar soufázně
—	7.3	kmity pružného základu - podélný tvar protifázně
—	41.2	kmity pružného základu - kombinovaný tvar
46.5	46.5	torzní kmity rotoru
44.3	52.1	1. tvar příčných kmitů rotoru
45.2	52.2	1. tvar příčných kmitů rotoru
69.3	69.3	1. tvar příčných kmitů trubek chladicí soustavy
95.5	—	kmitání celé soustavy kolem podélné osy
97.6	—	kmitání celé soustavy kolem příčné osy
134.9	—	kmitání celé soustavy kolem vertikální osy
155.6	—	kmitání celé soustavy ve svislém směru
176.5	—	kmitání celé soustavy ve svislém směru
183.5	188.3	2. tvar příčných kmitů rotoru
206.7	190.0	2. tvar příčných kmitů rotoru
189.9	189.9	2. tvar příčných kmitů trubek chladicí soustavy
176.5	212.8	1. tvar skořepiny podlahy
215.5	214.2	1. tvar skořepiny podlahy
220.0	219.2	2. tvar skořepiny podlahy (protifáze)
220.9	220.5	2. tvar skořepiny podlahy (shodná fáze)
228.4	225.6	3. tvar skořepiny podlahy (shodná fáze)
227.8	227.3	3. tvar skořepiny podlahy (protifáze)
238.9	238.9	4. tvar skořepiny podlahy (protifáze)
238.9	239.2	4. tvar skořepiny podlahy (shodná fáze)
253.4	253.4	5. tvar skořepiny podlahy (protifáze)
256.7	254.8	1. tvar skořepiny pláště
241.0	266.8	3. tvar příčných kmitů rotoru
269.1	268.4	1. tvar zadního štítu

6 ZÁVĚR

V předcházející tabulce je vidět, že poddajný základ má vliv především na vlastní frekvence rotorové soustavy. Vlastní frekvence poměrně poddajného základu jsou do 10Hz. Naopak absolutně tuhý základ se projeví vznikem vlastních tvarů v oblasti okolo 100Hz. Lze tedy předpokládat, že základy s různou tuhostí se projeví především ve spektru do 100Hz.

PODĚKOVÁNÍ

Tento příspěvek vznikl za podpory výzkumného záměru MŠM: 0021630518.