

ЧИСЛЕНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА УСУКВАЩИТЕ ВИБРАЦИИ В МУЛТИПЛИКАТОР НА ВЕТРОГЕНЕРАТОР

A NUMERICAL INVESTIGATION OF TORSIONAL VIBRATIONS OF A WIND TURBINE DRIVE TRAIN

ЧИСЛЕНОЕ ИСЛЕДОВАНИЕ КРУЧЕНЫХ ВИБРАЦИЙ В МУЛТИПЛИКАТОРЕ ВЕТРОГЕНЕРАТОРА

Assoc. prof. Dr. Todorov M.¹, Assoc. prof. Dr. Vukov G.²
 Technical University - Sofia, BULGARIA¹, University of Forestry Engineering- Sofia, BULGARIA²
 E-mail: michael.todorov@tu-sofia.bg; E-mail: givukov@ltu.bg

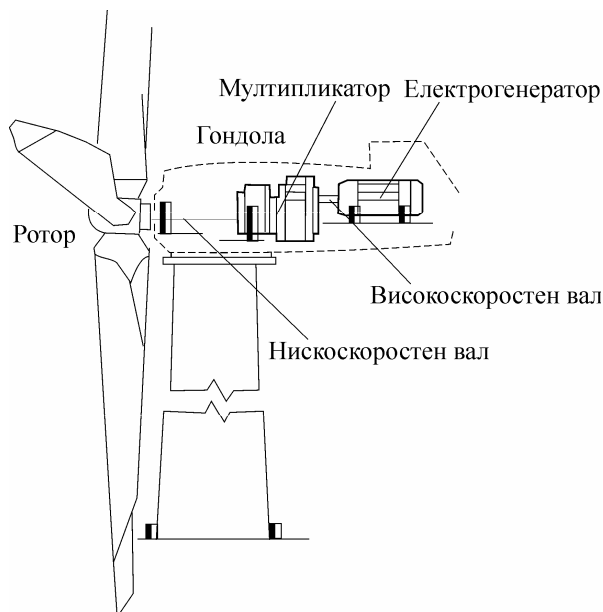
Abstract: A numerical investigation on the base of a dynamical model for determination of the torsional vibration of a wind turbine is presented. The model of the wind turbine consists of a rotor with rigid blades, elastic shafts, a drive train and a generator. The drive train has a gearbox with three gear stages. The gear stages include two high-speed gear stages (spur gear pairs) and a low-speed planetary gear stage (three identical planets with spur teeth, sun and fixed ring wheel). Lagrange's equations are used to obtain the equations of the vibrations of a wind turbine. The Blade Element Momentum Theory (BEMT) is used to calculate the aerodynamic forces acting on the blades of the wind turbine. The dynamics of the generator is described by Kovacs' method. The investigation is done by MATLAB.
KEYWORDS: WIND TURBINES, TORSIONAL VIBRATIONS, MULTI-BODY DYNAMICS

1. Увод

Съвременните ветрогенератори представляват сложни трептящи механични системи. За изследване на динамичните процеси в тях е необходимо изграждането на адекватен механо-математичен модел. На негова основа се провеждат вибрационните изследвания, като се прилагат съвременните средства за компютърно моделиране и анализ на процесите в динамичните системи.

2. Механо-математичен модел

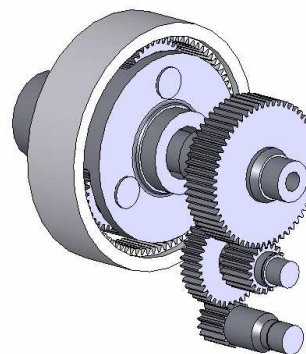
На фиг.1 е показана принципна схема на ветрогенератор, който се състои от ротор с три лопати, нискоскоростен вал, мултипликатор, високоскоростен вал и генератор.



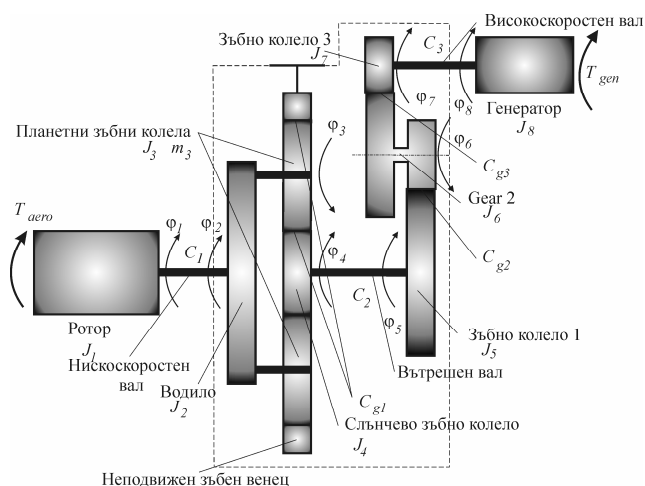
Фиг.1. Принципна схема на ветрогенератор

На фиг.2 е дадена схема на мултипликатора. Той е тристъпален. Състои се от нискоскоростен планетарен механизъм, включващ три планетни зъбни козела с прави зъби, слънчево зъбно колело и неподвижен зъбен венец, както и две високоскоростни стъпала от по две двойки зъбни козела с прави зъби.

На фиг.3 е даден механо-математичният модел на ветрогенератора. Моделът съдържа 10 тела и има 8 степени на свобода [11].



Фиг.2. Мултипликатор



Фиг.3. Динамичен модел на ветрогенератор

Контактните сили между зъбните козела са моделирани като линейна пружина, разположена в равнината на действие по контактната линия [1], [2], [3]. Еластичността в зъбното зацепване се определя като разпределено натоварване в нормалната равнина, причиняващо деформация в една или повече зацепени двойки зъби на разстояние 1 μm , нормално към еволвентния профил [6]. Тази деформация е в резултат на огъването на зъба при контакта на двете зъбни козела,

при което едното е фиксирано, а другото е натоварено. Демпфирането и триенето не са отчитат, тъй като се приема, че зъбните колела са тежко натоварени, което е напълно вярно при големи ветрогенератори, какъвто се изследва [8].

Векторът на обобщените координати е

$$(1) \quad \{\varphi\} = [\varphi_1 \ \varphi_2 \ \varphi_3 \ \varphi_4 \ \varphi_5 \ \varphi_6 \ \varphi_7 \ \varphi_8]^T.$$

Диференциалните уравнения описващи усукващите вибрации на ветрогенератора, са:

$$(2) \quad [J]\{\ddot{\varphi}\} + [C]\{\dot{\varphi}\} = \{T\}.$$

Матриците J и C имат следните членове

$$(3) \quad [J] = \text{diag}[J_1 \ J_2 + 3m_3r_{C1}^2 \ 3J_3 \ J_4 \ J_5 \ J_6 \ J_7 \ J_8],$$

$$(4) \quad [C] =$$

$$\begin{bmatrix} c_1 & -c_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_1 & c_1 + 6C_{g1}r_{C1}^2 & 0 & -3C_{g1}r_{C1}r_4 \cos \alpha & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 6C_{g1}r_5^2 & -3C_{g1}r_5r_4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -3C_{g1}r_{C1}r_4 \cos \alpha & -3C_{g1}r_5r_4 & 3C_{g1}r_4^2 + C_2 & -C_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -C_2 & C_2 + C_{g2}r_5^2 & -C_{g2}r_5r_{61} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -C_{g2}r_5r_{61} & C_{g2}r_{61}^2 + C_{g3}r_{62}^2 & -C_{g3}r_{62}r_7 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -C_{g3}r_{62}r_7 & C_{g3}r_7^2 + C_3 & -C_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -C_3 & C_3 & -C_3 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -C_3 & C_3 \end{bmatrix}$$

Векторът на външните сили породени от вятъра и електрическото натоварване е

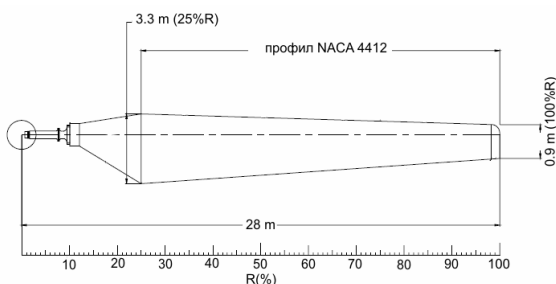
$$(5) \quad \{T\} = [T_{aero} \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ T_{gen}]^T.$$

За определянето на аеродинамичния момент се използва методът на кинетичния момент на елементи на лопатата (Blade element moment theory-BEMT) [5], [7].

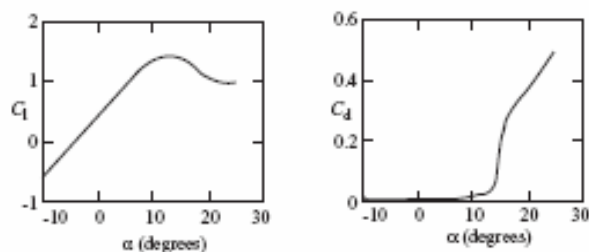
За получаване на динамическата характеристика на асинхронен генератор се използва методика, описана от [9], [10].

2. Тестови данни за ветрогенератора

При изчисленията ветрогенераторът е с фиксирана стъпка от 2° и постоянна ъглова скорост 18 грм. Вятърът е постоянен със скорост 6 m/s. Роторът има радиус 28 m. На фиг.4 е показана геометрията на лопатата. Профилът на лопата е NASA 4412. На фиг.5 са дадени аеродинамичните характеристики на профила. Лопата е усукана линейно от корневото сечение от 9° до 1° при сечение на радиус 23 m. От това сечение до крайната хорда линейното усукване достига 0°.



Фиг.4. Геометрични характеристики на лопатата



Фиг.5. Аеродинамични характеристики на профил NASA 4412 [5]

Данни за динамичния модел на ветрогенератора са дадени на табл.1 и табл.2.

Табл.1. Данни на ротора и мултипликатора

J_1 -инерционен момент на ротора с лопатите (kg·m ²)	4.18·10 ⁶
J_2 -инерционен момент на водилото (kg·m ²)	57.72
m_3 -маса на планетното зъбно колело (kg)	57.79
J_3 - инерционен момент на планетното зъбно колело (kg·m ²)	1.12
J_4 -инерционен момент на слънчевото зъбно колело (kg·m ²)	0.86
J_5 -инерционен момент на зъбно колело 1 (kg·m ²)	14.32
J_6 - инерционен момент на зъбно колело 2 (kg·m ²)	1.62
J_7 - инерционен момент на зъбно колело 3 (kg·m ²)	0.20
J_8 -инерционен момент на ветрогенератора (kg·m ²)	93.22
C_1 -коефициент на еластичност на нискоскоростния вал (Nm/rad)	7.19·10 ⁷
C_2 - коефициент на еластичност на вътрешния вал (Nm/rad)	1.40·10 ⁷
C_3 - коефициент на еластичност на високоскоростния вал (Nm/rad)	0.15·10 ⁷
C_{g1} -коефициент на еластичност на зъбните зацепвания в нискоскоростното планетно стъпало (N/m)	0.73·10 ⁸
C_{g2} - коефициент на еластичност на зъбните зацепвания в 1 ^{то} високоскоростното стъпало (N/m)	2.02·10 ⁸
C_{g3} - коефициент на еластичност на зъбните зацепвания в 2 ^{то} високоскоростното стъпало (N/m)	0.11·10 ⁸
r_{C1} - радиус на водилото (mm)	270
r_3 - радиус на планетното зъбно колело (mm)	160
r_4 - радиус на слънчевото зъбно колело (mm)	110
r_5 - радиус на зъбно колело 1 (mm)	290
r_{61} - радиус на зъбно колело 2 от 1 ^{то} високоскоростното стъпало (mm)	95
r_{62} - радиус на зъбно колело 2 от 2 ^{то} високоскоростното стъпало (mm)	185
r_7 - радиус на зъбно колело 3 (mm)	80
α - ъгъл на налягане (°)	20
Общо предавателно число	34.6543

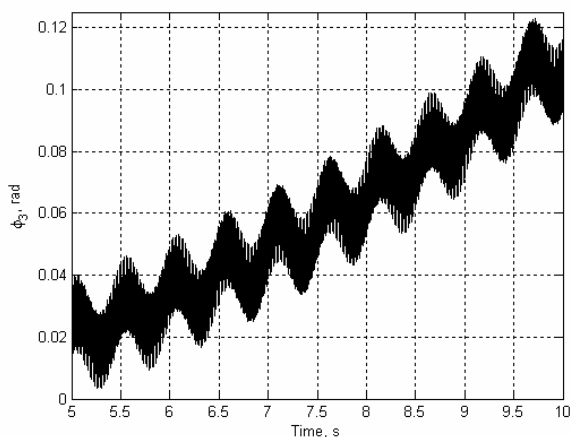
Генераторът е трифазен асинхронен. Данни за неговите характеристики са дадени на табл.2.

Табл.2. Характеристики на ветрогенератор

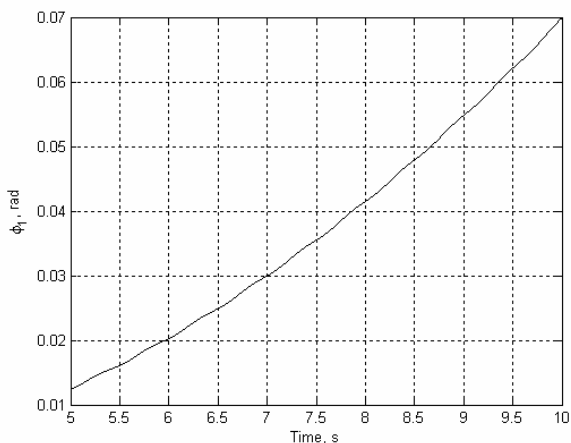
R_s съпротивление на статора (Ω)	0.001164
R_r съпротивление на ротора (Ω)	0.00131
X_m магнитно реактивно съпротивление (Ω)	0.941
X_r реактивно съпротивление от електрически загуби на ротора (Ω)	0.0237
X_s реактивно съпротивление от електрически загуби на статора (Ω)	0.022
U напрежение (V)	380
f_{net} честотата на мрежата (Hz)	50
p двойката полюси	4

3. Резултати

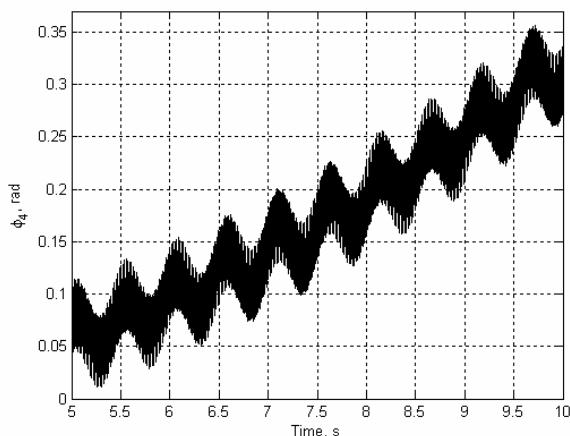
Изследването е направено с MATLAB. Резултатите са дадени на фиг.6-фиг.13.



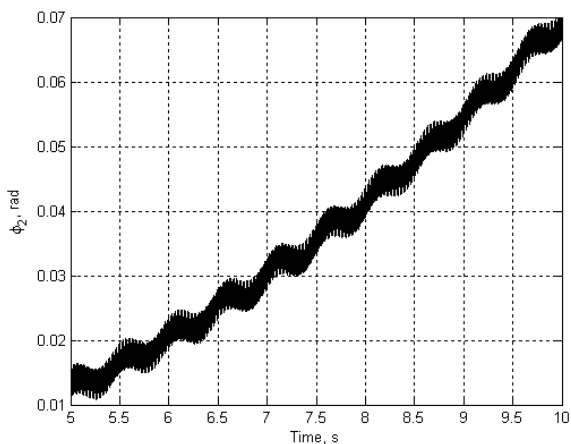
Фиг.8. Ъгъл на завъртане на планетните зъбни коела



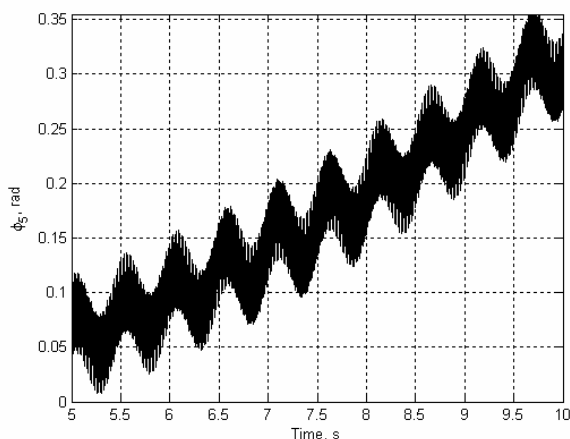
Фиг.6. Ъгъл на завъртане на ротора с лопатите



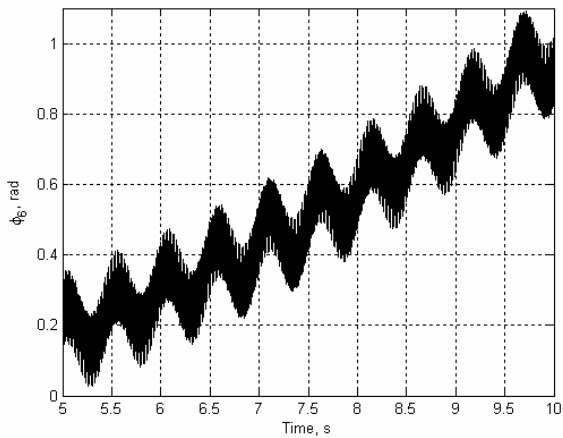
Фиг.9. Ъгъл на завъртане на слънчевото зъбно колело



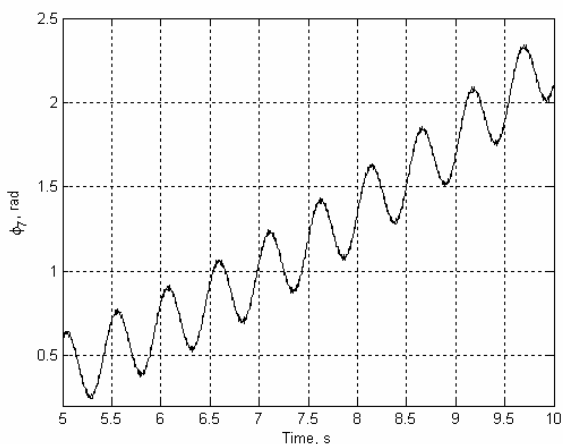
Фиг.7. Ъгъл на завъртане на водилото на мултипликатора



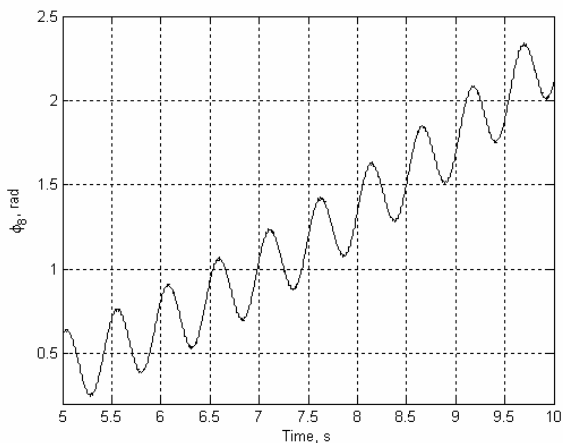
Фиг.10. Ъгъл на завъртане на зъбно колело 1



Фиг.11. Ъгъл на завъртане на зъбно колело 2



Фиг.12. Ъгъл на завъртане на зъбно колело 3



Фиг.13. Ъгъл на завъртане на ротора на генератора

4. Заключение

В работата е направено числено решение с представения механо-математичен модел за конкретен ветрогенератор. Получени са абсолютните ъгли на завъртане на ротора, зъбните колела и ротора на генератора. Получените резултати потвърждават приложимостта на разработения модел за изследване на вибрациите в този клас ветрогенератори. От сложния характер на вибрациите се вижда, че е необходимо да се построят амплитудно-честотните характеристики, което ще бъде обект на бъдеща работа. Така ще може да се анализират амплитудите на отделните хармоници, а честотите да се сравнят със собствените честоти, получени в [11].

5. Благодарности

Авторите благодарят на НФНИ към МОН (дог.ВУ-ТН-122) за оказаната финансова подкрепа.

6. Литература

- [1] Вейц В.Л., Кочура А.Е., Мартыненко А.М. Динамические расчеты приводов машин - Москва: Машиностроение, 1971.
- [2] Вейц В.Л., Коловский М.З., Кочура А.Е., Динамика управляемых машинных агрегатов - Москва: Наука, 1984.
- [3] Минчев Н., Григоров В., Вибродиагностика на ротационни и бутални машини, София: ДИ-Техника, 1998.
- [4] Тодоров М., Изследване на вибрациите в мултипликатор на ветрогенератор, XXXIV Национален семинар по Динамика на механични системи, Варна, 14-16 септември 2007.
- [5] Burton T., Sharpe D., Jenkins N., Bossanyi E., Wind Energy Handbook, John Wiley & Sons, Chichester, 2001.
- [6] Deutsches Institut für Normung, Calculation of Load Capacity of Cylindrical gears. DIN 3990, 1987.
- [7] Hansen M., Aerodynamics of Wind Turbines, Earthscan Publications Ltd., 2001.
- [8] Kahraman A. Effect of Axial Vibrations on the dynamics of a helical gear pair – Journal of Vibration and Acoustics, 1993, 115, pp.33-39.
- [9] Kovacs P., Transient Phenomena in Electrical Machines, Elsevier Science Publishers B.V., 1984.
- [10] Thomsen K., Sørensen P., Hansen A., Generator Dynamics in Aeroelastic Analysis and Simulations, Risø National Laboratory, Roskilde, May 2003.
- [11] Todorov M., Vukov G., Dobrev I., A Dynamic Multibody Model for Determination of the Torsional Vibration of the Wind Turbine, сп. Механика на машините, кн.2, 2007, 32-35.