

# ТЕОРЕТИЧНО МОДЕЛИРАНЕ ВЛИЯНИЕТО НА СЪПРОТИВЛЕНИЕТО ПРИ ДВИЖЕНИЕ НА ЗЕМЕДЕЛСКАТА ТЕХНИКА

## THEORETICAL MODELING THE INFLUENCE OF RESISTANCE ON THE MOVEMENT OF FARM MACHINERY

### ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЛИЯНИЕ НАГРУЗОЧНОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

Prof. Borisov, B. G., PhD, Assoc. Prof. Kolev, B. R., PhD, Bratov, K. P., PhD  
Angel Kantchev University of Ruse, Bulgaria

**Abstract:** In the design and development of new operating equipment, machinery and apparatuses for agriculture, the main criterion for their evaluation is their resistance in a working environment, or, their specific energy consumption, respectively. To define the resistance in progressive or rotary motion, the specific design features, the mode of impact and the environment parameters should be taken into consideration. In progressive motion the resistance depends mainly on the speed. It begins to increase considerably at speeds over 5 km.h<sup>-1</sup> when the second gear is of extreme importance. With apparatuses using rotary motion it is important to note that the resistance also depends on the square speed. At idle stroke particularly, the excessively high speeds increase significantly the power needed. With fans the main criterion for minimum specific energy consumption can be determined by the specific relations between the power needed, the rotation frequency, the discharge and pressure head.

**Key words:** SIMILARITY, DIMENSION, MASS, LENGTH, TIME.

#### 1. Увод

При извършването на някои основни операции като обработка на почвата, прибиране, обработка и транспортване на продукцията в селското стопанство и други, се изразходва значително количество енергия. Ето защо, от голямо значение е да се познават много добре, особено от енергетична гледна точка, работните органи и машините, които извършват тези операции, с оглед на тяхното усъвършенстване, с цел повишаване на качествените им показатели при минимален разход на енергия. Усъвършенстването следва да бъде насочено към създаването на нови работни органи и машини, при нови принципи на работа, със значително минимални съпротивления. Не е достатъчно дадена машина само „да върши“ работа, както обикновено се практикува. Нейната комплексна ефективност трябва да се оценява основно по енергетичните разходи за изпълняването на определен технологичен процес, който зависи преди всичко от съпротивлението при движението на нейните работни органи в конкретната среда [1,3,8].

#### 2. Метод и обект на изследване

Машините в селското стопанство работят във/или с най-различна среда: почва (твърда), вода (течна), въздух (газообразна) и различни други материали. По принцип съпротивлението  $R$ , на тяло при постъпателно или въртливо движение в дадена среда, зависи от вида на средата и нейната плътност  $\rho$ , от скоростта на движение  $v$ , от площта на характерното (миделево) сечение  $F$  на тялото и неговата форма, и може да бъде изразено като функция в неявен вид по следния начин:

$$(1) \quad R = \varphi(\rho, F, v).$$

Съгласно теорията на размерностите [3,7,9] съпротивлението  $R$  може да се изрази като степенен едночлен от вида като

$$(2) \quad R = \rho^\alpha F^\beta v^\gamma.$$

Като се раздели дясната на лявата част се получава критерият на подобие  $\pi_m$  за телата, който може да бъде дефиниран и като коефициента  $\mathfrak{R}$ , именно

$$(3) \quad \pi_m = \frac{R}{\rho^\alpha F^\beta v^\gamma} = \mathfrak{R}.$$

За да се получат значенията на степенните показатели  $\alpha$ ,  $\beta$  и  $\gamma$ , така че лявата и дясната част да имат една и съща размерност, съгласно правилото на Фурие, е необходимо да бъдат приравнени съответните символи  $R$  в  $N$  ( $kg.m.s^{-2}$ ),  $\rho$  в  $kg.m^{-3}$ ,  $F$  в  $m^2$  и  $V$  в  $m.s^{-1}$  с техните размерности [3,7], изразени чрез масата  $M$ , дължината  $L$  и времето  $T$  в съответната степен от израза (2), както следва

$$(4) \quad [MLT^{-2}] = [ML^{-3}]^\alpha [L^2]^\beta [LT^{-1}]^\gamma.$$

Изразявайки степенните показатели при съответните размерности на двете части на равенството (4) се получава, че

$$M \rightarrow 1 = \alpha$$

$$L \rightarrow 1 = -3\alpha + 2\beta + \gamma$$

$$T \rightarrow -2 = -\gamma$$

а след решаването на системата се определят съответните стойности на степенните показатели, съответно за  $\alpha=1$ , за  $\beta=1$  и за  $\gamma=2$ .

Тогава критерият (коефициентът  $\mathfrak{R}$ ) на подобие  $\pi_m$  от израза (3) ще бъде

$$(5) \quad \mathfrak{R} = \frac{R}{\rho F v^2} \quad \text{или} \quad R = \mathfrak{R} \rho F v^2,$$

т.е. получава се общоизвестното уравнение на Нютон за съпротивление на тяло, движещо се в конкретна среда и с определена скорост. Значимостта и общо валидността на това уравнение е огромна. То по принцип следва да важи за съпротивлението на какво да е тяло в каква да е среда при възможно движение, като коефициентът на подобие  $\mathfrak{R}$  отчита формата на тялото и неговото повърхностно състояние и е еднакъв за подобни тела. По-конкретно, при установяване на съпротивлението на дадено тяло (работен орган, машина) следва да се отчитат неговите особености и тези на средата,

предназначението и конструкцията, видът на движение, скоростта му при това движение и т.н. Известно е и от практиката, че основно влияние оказва скоростта  $v$ , което се потвърждава и теоретично, тъй като в израза (5) тя е на втора степен [2,4,10].

### 3. Резултати и обсъждане

#### Съпротивление на тяло при постъпателно движение в почвата.

От всички операции най-голям разход на енергия има обработката на почвата и по-конкретно оранта, изпълнявана от различни видове плугове.

Известно е от разработките на акад. Горячкин, че теглителното съпротивление на плуга представлява сума от съпротивлението на триене и деформации, изразено с  $A$ ,

$$(6) \quad A = fG + kabn,$$

и съпротивлението от скоростта, изразено с  $B$ ,

$$(7) \quad B = \varepsilon abn,$$

където:  $ab = F$  е сечението на пласта от почвата;  $f$  - коефициентът на триене;  $G$  - силата от теглото на плуга;  $k$  - специфичното съпротивление на почвата;  $\varepsilon$  - коефициентът на скоростното съпротивление, зависещ от формата на плужната повърхност и свойствата на почвата;  $n$  - броят на корпусите.

Следователно

$$(8) \quad R = A + Bv^2 = A + \varepsilon Fv^2n,$$

т.е. като се изключат особеностите на конструкцията и работата на плуга, изразена в триенето и деформациите на почвата, вторият член на съпротивлението има аналогична форма на съпротивление на тяло при движение в среда. Действително, ако съпротивлението  $A$  е сравнително постоянно, то  $Bv^2$  нараства бързо с увеличение на скоростта  $v$ . Особено тук е, че примерно при скорости над  $7 \text{ km.h}^{-1}$  обикновените плугове влошават качеството на оран и за поголемите скорости следва да се използват други конструкции на плужните корпуси, работещи с минимален разход на енергия, т.е. с оптимална за конструкцията скорост.

За практическо приблизително пресмятане, при най-често използваните скорости до  $5 \text{ km.h}^{-1}$ , при които скоростното съпротивление не превишава 5% от пълното теглително съпротивление, се препоръчва уравнението

$$(9) \quad R = k_{nl} abn = k_{nl} Fn,$$

където  $k_{nl}$  е обобщеният коефициент за конкретен плуг, отчитащ специфичните особености на конструкцията, както и условията на работа. Ето защо този коефициент не е еднакъв и следва да се определя за всеки конкретен случай.

Особеността на работните органи при постъпателно движение в почвата при сравнително ниски скорости, е че скоростта  $v$  не оказва съществено влияние. При култиваторите, ако е изчислено специфичното съпротивление  $q$  на единица ширина, то общото теглителното съпротивление  $R_k$  зависи от общата ширина  $B$  т.е.

$$(10) \quad R_k = q.B.$$

Интерес представлява случаят, когато при наличието на данни за специфичното съпротивление на почвата  $k$ , за коефициента на скоростно съпротивление  $\varepsilon$ , за коефициента на триене  $f$ , за скоростта  $v$ , за теглото на плуга  $G$  и за

неговото теглително съпротивление  $R$ , отнасящи се при работата на даден плуг, условно приети за модел, които ако означим с индекс „ $M$ “ ( $k_M, \varepsilon_M, f_M, G_M, R_M$ ), може да бъде определено, без каквито и да е изпитания, теглителното съпротивление  $R_0$  при други условия (почви), за които съответно  $k_0, \varepsilon_0, G_0 = G_M$  са известни. Съгласно теорията на подобие, приложена към плуговете [3], теглителното съпротивление за същия плуг, но при другите условия на работа ще може да бъде определено по следната зависимост

$$(11) \quad R_0 = R_M \lambda_c - f_M G_M (\lambda_c - 1),$$

където  $f_M G_M = f_0 G_0 = f_0 G_M$  (за един и същ плуг);  $\lambda_c$  - коефициентът на подобие,  $\lambda_c = \frac{r_0}{r_M}$  ( $r$  - представлява

теглителното съпротивление на единица сечение от пласта за извършване на полезна работа от едно плужно тяло, а именно:

$$r = \frac{R - fG}{ab} = k + \varepsilon v^2, \quad \text{съответно} \quad r_0 = k_0 + \varepsilon_0 v_0^2 \quad \text{и} \\ r_M = k_M + \varepsilon_M v_M^2). \text{ По принцип } v_0 = v_M, \text{ т.е. съпротивлението } R_0 \text{ се определя за една и съща скорост.}$$

При постъпателното движение на машини (агрегати, трактори, самоходни машини и др.) теглителното съпротивление също не се влияе съществено от скоростта  $v$  при най-често използваните в практиката скорости [3,4,8]. Основно влияние оказва масата (теглото) и тогава вече необходимата мощност  $P$  ще зависи и от скоростта  $v$  т.е.

$$(12) \quad P = \frac{f G v}{\eta_{mp} \eta_{\delta}},$$

където  $f$  е коефициентът на съпротивление при търкаляне ( $f = 0,13$  при движение по стърнище и  $f = 0,08$  - по пътища с твърдо покритие);  $G$  - теглото на машината или агрегата;  $\eta_{mp}$  - механичният к.п.д. на трансмисията,  $\eta_{mp} \approx 0.8$ ;  $\eta_{\delta}$  - коефициентът на буксуване,  $\eta_{\delta} = 0,97 \div 1$ .

Следователно съпротивлението на работните органи при постъпателно движение в почвата и движението на машините по почвата не зависят съществено от скоростта, но само в границите на практическото им приложение на този етап от масовото им използване в земеделието.

При постъпателно движение на работни органи и машини в силно овлажнена почва при променливо състояние на свойства на средата, съпротивлението представлява сложна зависимост, но то също не зависи съществено от скоростта  $v$ .

#### Съпротивление на тяло при въртеливо движение

Повечето от работните органи в селскостопанските машини извършват въртеливо движение с определени скорости [2,5,6]. Типични представители са почвообработващите фрези, апаратите за овършаване и наситняване, специализирани вентилатори и метатели (изхвъргачи) и др. Те работят при различни условия, но общото в тях е, че необходимата мощност\* е в силна корелация от скоростта.

Ако с  $P$  се изрази необходимата мощност за задвижване на работните органи на фрезата в  $kW$ , с  $D$  - диаметърът на фрезата в  $m$ , с  $\omega$  - ъгловата скорост в  $s^{-1}$ , с  $\rho$  - плътността на почвата в  $kg.m^{-3}$ , с  $Q = Bhv_n \rho$  - производителността в  $kg.s^{-1}$  или в  $t.h^{-1}$ , то от теорията на

\* В случая е по-приемливо да се използва мощността, а оценката на енергоемкостта да става по специфичния разход на енергия  $kWh.r^{-1}$ .

подобие [3,8,9], приложена към фрезите, може да бъде получен основният критерий на мощността за фрезите  $\pi_\phi$ ,

$$(13) \quad \pi_\phi = \frac{P}{D^2 \omega^2 Q} = \frac{P}{D^2 \omega^2 B h v_n \rho},$$

от където специфичният разход на единица производителност ( $kWh.t^{-1}$ ) ще бъде

$$(14) \quad \frac{P}{Q} = C_1 D^2 \omega^2 = C_1' v^2,$$

а на единица работна ширина

$$(15) \quad \frac{P}{B} = C_1 D^2 \omega^2 h v_n \rho.$$

В общия случай необходимата мощност за дадена фреза може да бъде определена по следния израз

$$(16) \quad P = C_1 D^2 \omega^2 B h v_n \rho,$$

където  $C_1 = \pi_\phi$  е критерият на подобие и представлява обобщаващ коефициент, характеризиращ специфичните особености на даден тип фрези и условията на работа. Ето защо този коефициент не е еднакъв за всички фрези и следва да се определя конкретно.

Съгласно теорията на барабана [3,9], ако в хлабината на вършачния апарат непрекъснато постъпва количество маса  $\Delta m$  за време  $\Delta t$  на удара, то на нея се предава скорост  $v$ . Следователно количеството движение, което тя придобива ще бъде равно на импулса на силата на удара  $F_1$  т.е. (при скорост на масата  $v_1 = 0$ )

$$(17) \quad F_1 \Delta t = \Delta m (v - v_1) = \Delta m v,$$

от където

$$(18) \quad F_1 = \frac{\Delta m}{\Delta t} v = m_t v,$$

където  $\frac{\Delta m}{\Delta t} = m_t$  е количеството маса за единица време (секундна маса).

Ако  $m_t = Q$  е производителността на вършачния апарат в  $kg.s^{-1}$ , то необходимата мощност  $P_{ck}$  за подходящата скорост на масата  $v$ , ще бъде

$$(19) \quad P_{ck} = F_1 v = Q v^2.$$

Мощността за преодоляване на съпротивленията от триене е пропорционална на мощността за овършаване  $P_{os}$ , т.е.

$$(20) \quad P_{mp} = f' P_{os},$$

където  $f'$  е коефициентът на претриване,  $f' = 0,7 \div 0,8$ .

Тогава, тъй като мощността за овършаване  $P_{os}$  се разходва за предаване на скоростта на масата от  $P_{ck}$  и мощност  $P_{mp}$  за преодоляване на възникналите съпротивления при движение на масата, то

$$(21) \quad P_{os} = P_{ck} + P_{mp}.$$

Следователно  $P_{os} = P_{ck} + f' P_{os}$ , то

$$(22) \quad P_{os} = \frac{P_{ck}}{1 - f'} = \frac{Q v^2}{1 - f'}.$$

Тъй като всеки вършачен апарат има свои особености в конструкцията, то тази зависимост може да бъде валидна за всеки вършачен барабан със свой конкретен коефициент [3]  $k_\phi \approx 0,8 \div 1,2$ , т.е.

$$(23) \quad P_{os} = k_\phi \frac{Q v^2}{(1 - f')}.$$

За определяне на общата необходима мощност, за конкретен вършачен апарат, към  $P_{os}$  трябва да се добави и мощността за празен ход  $P_{np.x}$ , зависеща основно от периферната скорост на барабана  $v$  и коефициентите  $A$  и  $B$ :

$$(24) \quad P_{np.x} = A v + B v^3.$$

Скоростта на овършаване е технологично определена за различните култури. Увеличението или намаляването ѝ води съответно до чупене на зърното или недоовършаване.

Мощността необходима за вършачния барабан е непосредствено свързана с инерционния му момент  $J_\delta$ . Той трябва да бъде достатъчен, като съответства на конкретната производителност на вършачния апарат.

Тогава

$$(25) \quad P_{os} = J_\delta \frac{d\omega}{dt} \omega = k_\phi \frac{Q v^2}{1 - f'},$$

където  $J_\delta$  е инерционният момент на вършачния барабан;  $\frac{d\omega}{dt} = \varepsilon$  - ъгловото ускорение.

Следователно инерционният момент на въртящия барабан ще бъде

$$(26) \quad J_\delta = k_\phi \frac{Q v^2}{(1 - f') \omega \frac{d\omega}{dt}},$$

при което, ако барабанът е свързан със задвижването и на други ротори (битери и други въртящи се елементи), то следва да се работи с приведения инерционен момент. Всяка производителност (или такава в определени диапазони) изисква съответен инерционен момент, а не трябва за един и същ барабан да се залагат производителности, примерно  $3 kg.s^{-1}$  и  $15 kg.s^{-1}$ . В случая съществено значение има диаметърът на барабана, който се може да се изменя в определени граници, още повече, че с увеличаването му нараства не само  $J_\delta$ , но и пресековата площ на подбарабана [2,3,6].

При машините за наситняване на фуражите, необходимата мощност може да се определи според [1,3,10] от следния израз

$$(27) \quad P = k A_{pяз} Q,$$

където  $Q$  е производителността на нарязващия апарат в  $kg.s^{-1}$  или  $t.h^{-1}$ ;  $k$  - коефициентът, характеризиращ конструкцията и принципа на наситняване (на рязане) на даден апарат;  $A_{pяз}$  - необходимата работата за рязане,  $kJ.kg^{-1}$ , която по Мельников може да бъде определена по следния израз

$$(28) \quad A_{pяз} = c(\lambda - 1),$$

където  $c$  е коефициентът, характерен за отделните фуражи,  $kJ.kg^{-1}$ , като  $c = 0,9 \div 1,2$  за слама;  $c = 1,8 \div 2,2$  за сено;  $c = 1,4 \div 1,8$  за зелени фуражи [10];  $\lambda$  - степента на нарязване,

$\lambda = \frac{L}{l}$  ( $L$  и  $l$  съответните средни дължини на стеблата преди и след нарязването им).

В случая, както за всички ротори в съпротивителна среда и тук важи критерият на подобие  $\pi_p$ ,

$$(29) \quad \pi_p = \frac{P}{QD^2\omega^2} = k_0, \quad \text{т.е.}$$

$$(30) \quad P = k_0 Q D^2 \omega^2 = k'_0 Q v^2.$$

Изразът (30) показва, че необходимата мощност и специфичният разход на енергия зависят от периферната скорост, която трябва да бъде технологично достатъчна и оптимална, т.е. съотношението  $q = \frac{P}{Q}$  в  $kWh.t^{-1}$  да бъде минимално. Тук не е включена мощността на празен ход, която може да бъде значителна при излишно завишени скорости, тъй като  $P_{пр.х.}$  нараства с третата степен на скоростта  $v$ , дължащо се на вентилаторния ефект, аналогично на вършачните барабани според израза (24). Ето защо всеки нарязващ апарат трябва да бъде изпитан (проверен) на оптимална скорост [2].

Всяка машина за наситняване на фуражите се характеризира със своя специфичен разход на енергия  $q$ . Тъй като той е един и същ за даден тип машина, то е удобно да се използва за определяне на необходимата мощност при други условия на работа (за друга производителност, за различни видове фуражи или при различна влажност на един и същ фураж, което е нормално в практиката) [1,8].

Така при друга производителност ще се получи

$$(31) \quad P_0 = \frac{P_m}{Q_m} Q_0.$$

При една и съща производителност на „модела“ и „образца“  $Q_m = Q_0 = Q$ , но при промяна дължината на рязане от  $l_m$  на  $l_0$  (в практиката се прилага за различните категории животни), необходимата мощност за работа на машината при другите условия, условно приети за „образец“, може да бъде получена по израза

$$(32) \quad P_0 = P_m \frac{l_m}{l_0},$$

а в общия случай необходимата мощност трябва да бъде определена според формулата

$$(33) \quad P_0 = Q_0 \left( \frac{P_m}{Q_m} \right) \frac{l_m}{l_0}.$$

При друга влажност  $W_0$  (в границите на възможната работа в практиката), аналогично  $P_0$  ще бъде

$$(34) \quad P_0 = Q_0 \left( \frac{P_m}{Q_m} \right) \frac{100 - W_m}{100 - W_0}.$$

Устройствата, които поглъщат сравнително голямо количество енергия са вентилаторите. Те намират широко приложение в машините за селското стопанство и като самостоятелни машини. Като критерий за използването им следва да бъде специфичният разход на енергия в сравнение с други подходящи решения.

Ако  $D_2$  е диаметърът на работното колело на вентилатора,  $Q$  - дебитът,  $H$  - налягането,  $P$  - необходимата мощност,  $n$  -

честотата на въртене,  $\rho$  - плътността на въздуха, то можем да запишем в общ неявен вид функционалната зависимост между величините с уравнението

$$(35) \quad \varphi(D_2, n, \rho, Q, H, P) = 0.$$

Съгласно теорията на подобие при вентилаторите [3] можем да запишем критериалното уравнение

$$(36) \quad \varphi(\pi_1, \pi_2, \pi_3) = 0,$$

където  $\pi_1 = \frac{Q}{D_2^3 n}$  - критерий на дебита,  $\pi_2 = \frac{H}{D_2^2 n^2 \rho}$  - критерий на напора,  $\pi_3 = \frac{P}{D_2^5 n^3 \rho}$  - критерий на мощността.

В зависимост от това какво искаме да определим, тези критерии могат да се използват за определяне на търсените величини. Така при еднакви диаметри ( $D_c = l$ ) и плътности ( $\rho_c = l$ ) се получава:

$$(37) \quad Q_0 = Q_m \frac{n_0}{n_m}; \quad H_0 = H_m \left( \frac{n_0}{n_m} \right)^2; \quad P_0 = P_m \left( \frac{n_0}{n_m} \right)^3.$$

При еднаква честота на въртене ( $n_c = l$ ), аналогично могат да бъдат определяни съответно напорът  $H_0$  и мощността  $P_0$  според диаметрите им по зависимостите

$$(38) \quad H_0 = H_m \left( \frac{D_{20}}{D_{2m}} \right)^2; \quad P_0 = P_m \left( \frac{D_{20}}{D_{2m}} \right)^5.$$

От тези критерии се вижда, че с увеличаването на честотата на въртене и особено на диаметъра се стига до значително увеличаване на налягането и особено на необходимата мощността, а окончателно и разхода на енергия. Това означава, че всеки вентилатор при подходящи за целта конструкция по предназначение следва да работи на такъв режим, шото да осигурява технологичния процес (почистване на зърно, транспорт, сушене и др.) при минимална технологична (оптимална) скорост. Използването на вентилаторите (например при транспортиране на различни материали) следва да се приема след енергетична оценка в сравнение с други подходящи средства.

#### 4. Заключение

При създаването на конкретни машини или апарати за селското стопанство като основен критерий за оценка на същите следва да бъде възможността за осигуряване на минимално съпротивление или по-конкретно на минимален специфичен разход на енергия.

Като обобщаващ случай за вида на съпротивлението може да служи уравнението  $R = \mathfrak{R} \rho F v^2$ , според израза (5). Приложено към различните случаи, при постъпателно и въртливо движение, следва да се съобразяваме с особеностите на конструкцията, начина на въздействие и средата.

Така при машините с постъпателно движение съпротивлението започва да нараства значително от  $v^2$  при скорост над  $5 km.h^{-1}$ . При по-малки скорости влиянието ѝ е несъществено. Необходимата мощност нараства в първа степен от скоростта ( $P = R v$ ).

При апаратите с въртливо движение необходимата мощност зависи от обработената маса (производителността) и скоростта на квадрат. При излишно голяма скорост мощността на празен ход става значителна.

При създаването на вентилатори за конкретни нужди или избор на известни конструкции при промяна на режима и др., следва да се съобразяваме с конкретните зависимости между  $P, n, H, Q$  и др. Основният критерий и тук също следва да бъде за осигуряването на режим с минимален специфичен разход на енергия.

*Изследванията са финансирани от Националния фонд „Научни изследвания“ по проект ДФНИ-Е01/5 от 2012 г.*

### **Литература**

- [1] Борисов, Б., Кр. Братоев. Теоретични и изходни предпоставки при проектиране на апарати и машини за наситняване на фуражите. ССТ, Сф., № 1, 2011, с. 5-10.
- [2] Борисов, Б. Изследвани нови принципи, работни органи и създадени машини за механична обработка на фуражите. МЗ, № 3, С., 2011.
- [3] Георгиев, Ив. Проектиране на селскостопански машини. Русе, Печатна база на ВТУ Ангел Кънчев”, 1984, 287 с.
- [4] Делчев, Н., Кр. Трендафилов, Обосноваване параметрите на земеделските агрегати във връзка с контролираното им движение по полето по системата на релсовата сеитба. Селскостопанска техника, 2006, №4, 8-11.
- [5] Трендафилов, Кр., Влияние на параметрите на активен перков стъблоревач за лавандулоприбираща машина върху загубите от неожънат цвят. Селскостопанска техника, 2007, № 3, 15-19.
- [6] Трендафилов, Кр., Н. Делчев, Б. Борисов, Сравнителни изследвания при прибиране на лавандула. Механизация на земеделието, 2007, № 5-6, 6-10.
- [7] Курдов, З., М. Михов. Величини и единици по БДС-ISO с приложение при изследванията в областта на земеделската техника. Селскостопанска техника, 1998, N1, 4-6.
- [8] Boris Borisov, Nguyễn Năng Nhượng. Đồng dạng và mô hình – Một phương pháp có thể ứng dụng hiệu quả trong lĩnh vực nghiên cứu thiết kế, chế tạo máy nông nghiệp. Journal of rural industry, Vietnamese Society of Agricultural Engineering /VSAGE/, 2011, No 1, pp. 17-21. /Подобието и моделирането - метод, използван ефективно при проектиране и изследване на селскостопанските машини, сп. Селска промишленост, Ханой, Виетнам/.
- [9] Borissov, B. Resistance of Operating Equipment and Agricultural Machinery During Progressive and Rotary Motion. Bulg.J.Agric. Sci., 2007, No 13, pp. 141-149.
- [10] Georgiev, Iv., B. Borisov. On the problem of fooder comminution. Zemedelska Technika, Ceskoslovenska akademie zemedelska, Praha, CS, 1991, No 9, pp. 509-514.