Механика Транспорт Комуникации

Научно списание

ISSN 1312-3823

том 12, брой 1, 2014 г.

статия № 0926

http://www.mtc-aj.com

СТРУКТУРЕН И КИНЕМАТИЧЕН АНАЛИЗ НА ПОДБИВНИЯ МЕХАНИЗЪМ НА ТРАВЕРСОПОДБИВНИ МАШИНИ С ЦИКЛИЧНО ДЕЙСТВИЕ

Борис Георгиев Петков
borpet@vtu.bg

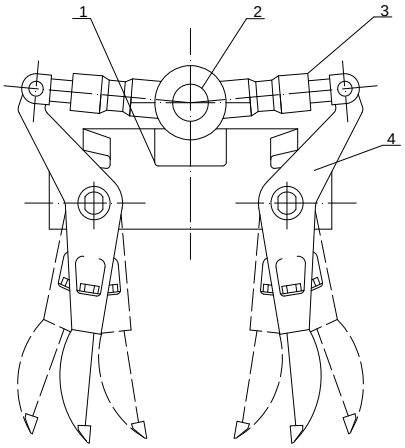
ВТУ „Тодор Каблешков"
гр. София 1574, ул. Гео Милев 158
БЪЛГАРИЯ

Ключови думи: *кинематичен анализ, подбивен механизъм, таверсоподбивни машини.*

Резюме: *Материалът съдържа анализ и класификация на подбивния механизъм, според структурните му особености. Представен е кинематичен анализ на същия механизъм, като е приложен аналитичен подход. На база на проведения анализ са определени зависимостите между геометричните и кинематичните параметри на механизма, представени са функциите на положението и скоростите на отделните звена.*

1. КОНСТРУКТИВНИ ОСОБЕНОСТИ НА ПОДБИВНИЯ МЕХАНИЗЪМ

Уплътнителното работно съоръжение (подбивен агрегат) – фиг.1, на траверсоподбивните машини уплътнява (подбива) баласта под траверсите по метод, известен като „хоризонтално виброуплътняване" – вибрационно действие придружено с хоризонтално преместване. Два са основните елементи на подбивния механизъм, които осъщесвяват хоризонталното виброуплътняване – вибрационен механизъм и механизъм за хоризонтално преместване на инструментите (подбивки).



Фиг.1 *1-рама, 2-ексцентриков вал, 3-хидравлични цилиндри, 4-ламелни лостове*

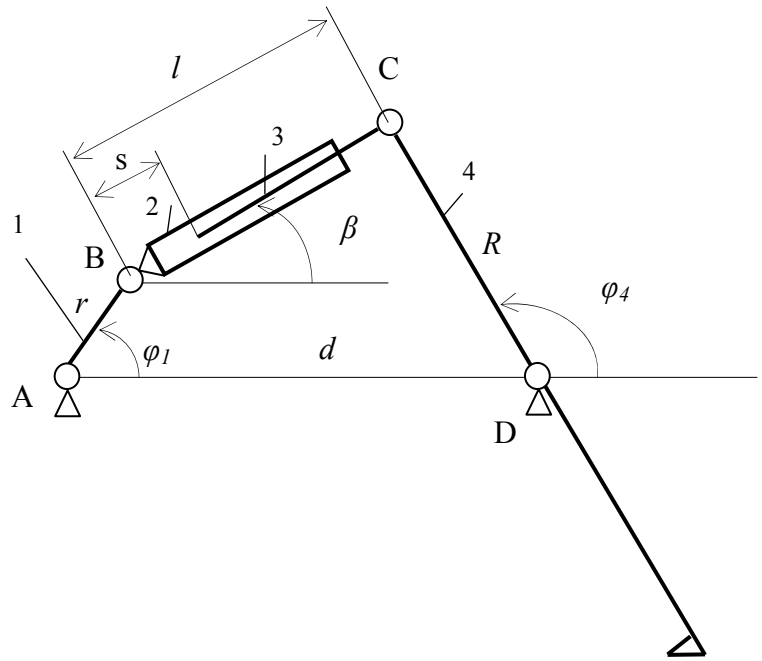
Вибрационният механизъм е ексцентриков, създаващ кинематично твърди колебания на подбивките, осигуряващи стабилна амплитуда при нервномерно натоварване в условия на тежко обработваема среда. Задвижван е от хидравличен ротационен двигател.

Механизмът за хоризонтално преместване е от лостов тип, задвижван с хидравлични цилидри.

Абсолютното движение на изпълнителните звена (ламелните лостове) се получана от преносното движение на вибрционния механизъм и релативното движение на механизма за хоризонтално преместване.

2. СТРУКТУРЕН И ГЕОМЕТРИЧЕН АНАЛИЗ

Подбивният механизъм е съвкупност от еднакви лостови механизми, броят на които зависи от вида на самия агрегат.



фиг.2 *1-ексцентриков вал; 2- цилиндър; 3- бутало; 4- ламелен лост*

Кинематичната схема (фиг.2) на такъв равнинен механизъм показва броя на звената и броя на кинематичните двоици от всеки клас (по класификацията на Артоболевски [1,2]. За механизма на фиг.2 броят на подвижните звена $n = 4$, броят на кинематичните двоици от V клас $p_5 = 5$ и от IV клас - $p_4 = 0$. Като се приложи формулата на Чебишев [2] за определяне на степените на свобода h на равнинен механизъм:

/1/ $$h = 3n - 2p_5 - p_4 = 3.4 - 2.5 = 2$$

се получава, че равниния механизъм е с две степени на свобода - преносно въртене на звеното 1 около т.A и релативно преместване на звено 3 спрямо звеното 2.

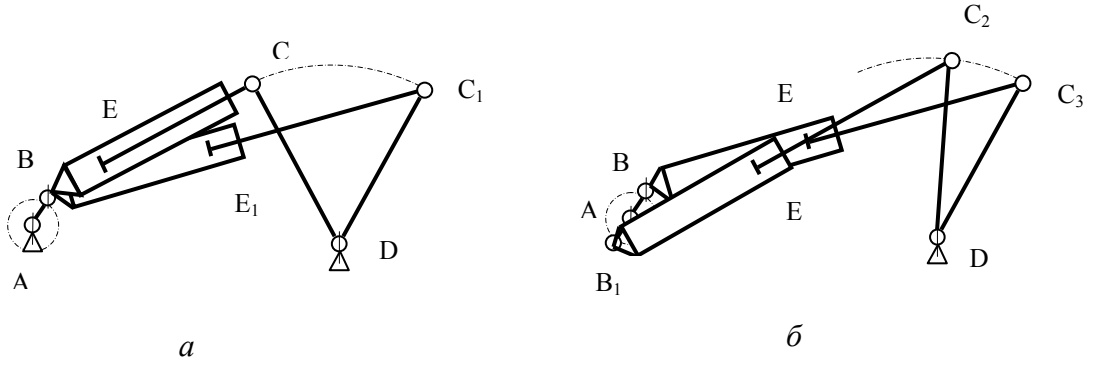
От механизма може да се отдели една асурова група [1,2] от II клас, което го определя като механизъм от II клас.

Като се вземат предвид реалните дължини на отделните звена се получава, че:

/2/ $$AB+BC < CD+AD$$

следователно, според правилото на Грашов [1,2], механизмът е коляно- кобиличен с възможност за пълно превъртане на началното звено AB и ограничено завъртане на

кобилицата CD по дъгата C_2C_3 – вибрационно, преносно движение (фиг.3*б*) – реализиране на едната степен на свобода. При реализирането на другата степен на свобода- релативното премесване на буталото от т. E до т. E_1 кобилицата се завърта по дъгата CC_1 - ограничено завъртане.(фиг.3*а*).



фиг.3 Завъртане на кобилицата, взависимост от реализираната степен на свобода

3. КИНЕМАТИЧЕН АНАЛИЗ

За провеждане на кинематичния анализ е приложен аналитичен подход [1]. Представяйки страните на механизма (фиг.2) като вектори, независимо от това какво положение заема той, винаги е в сила уравнението:

/3/ $\vec{AB} + \vec{BC} = \vec{AD} + \vec{DC}$, където:

$AB = r$ – ексцетрицитетът на вала;

$BC = l+s$ – дължината и ходът на хидравличния цилиндър;

$DC = R$ – дължината на ламелния лост от страната над шарнира в т.D;

$AD = d$ – разстоянието между опорите.

Положенията на звената на механизма се определят еднозначно от функциите $\beta=f(\varphi_1,s)$ и $\varphi_4=f(\varphi_1,s)$, като ъгълът φ_1 и преместването s се приемат за независими параметри. Тези функции се извеждат по метода на затворените векторни контури [2] и имат следния вид:

/4/ $$\beta(\varphi_1,s) = arccos\frac{(l+s)^2 - R^2 + r^2 + d^2 - 2rd\cos\varphi_1}{2(l+s)\sqrt{r^2 + d^2 - 2rdsos\varphi_1}} + arctg\frac{-r\sin\varphi_1}{d - r\cos\varphi_1}$$

/5/ $$\varphi_4(\varphi_1,s) = arccos\frac{(l+s)^2 - R^2 - r^2 - d^2 + 2rd\cos\varphi_1}{2R\sqrt{r^2 + d^2 - 2rdsos\varphi_1}} + arctg\frac{-r\sin\varphi_1}{d - r\cos\varphi_1},$$

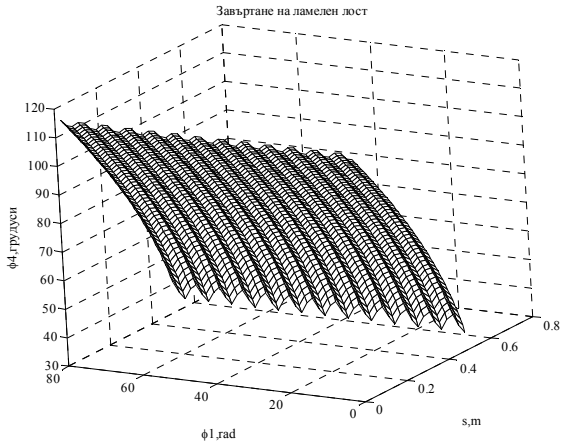
тук:

φ_1, φ_4 са ъгловите премествания на ексцентриковия вал и на ламелния лост;

s – преместването на буталото на хидравличния цилиндър.

На фиг.4 е показана графичната зависимост на функцията на положението /5/. Вижда се, че промяната на параметъра s води до ограничено завъртане на ламелния лост, а промяната на параметъра φ_1- до вибрационно движение.

Съгласно методика [1] за анализ на механизми с две и повече степени на свобода, положението на масовите центрове на звената със сложно движение 2 и 3,



фиг.4 Функция на положението на механизма

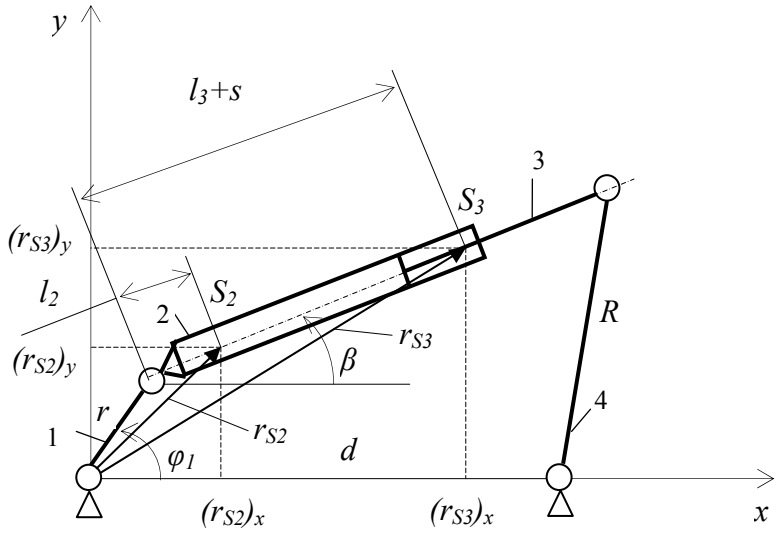
спрямо неподвижна координатна система *Oxy* (фиг.5), определено от радиус векторите r_{Si} ще бъде функция на независимите параметри φ_1 и s, или:

/6/ $\vec{r}_{Si} = f(\varphi_1, s)$

За да се определи скоростта v_{S2} на масовия център S_2 на звеното 2 се диференцира спрямо времето радиус вектора r_{S2} :

/7/ $\vec{v}_{S2} = \dfrac{d\vec{r}_{S2}}{dt} = \dfrac{d\vec{r}_{S2}}{d\varphi_1}\dfrac{d\varphi_1}{dt} + \dfrac{d\vec{r}_{S2}}{ds}\dfrac{ds}{dt} = \dfrac{d\vec{r}_{S2}}{d\varphi_1}\omega_1 + \dfrac{d\vec{r}_{S2}}{ds}v_3$, където:

ω_1 и v_3 са съответно скоростите на началните звена 1 и 3. При полагане:



фиг.5

/8/ $\dfrac{d\vec{r}_{S2}}{d\varphi_1} = \vec{u}_{21}; \quad \dfrac{d\vec{r}_{S2}}{ds} = \vec{u}_{23}$ за скоростта на масовия център на звено окончателно можем да напишем:

/9/ $\vec{v}_{S2} = \vec{u}_{21}\omega_1 + \vec{u}_{23}v_3.$

Аналогично може да се изведе скоростта v_{S3} на масовия център S_3 на звеното 3:

/10/ $\vec{v}_{S3} = \vec{u}_{31}\omega_1 + \vec{u}_{33}v_3$, тук $\vec{u}_{31} = \dfrac{d\,\vec{r}_{S3}}{d\varphi_1}$; $\vec{u}_{33} = \dfrac{d\,\vec{r}_{S3}}{ds}$.

Големините на радиус векторите r_{S2} и r_{S3} (фиг.5) се определят като се има пред вид, че:

/11/ $r_{Si} = \sqrt{(r_{Si})_x^2 + (r_{Si})_y^2}$ от тук:

/12/ $(r_{S2})_x = r\cos\varphi_1 + l_2\cos\beta$; $(r_{S2})_y = r\sin\varphi_1 + l_2\sin\beta$ и

/13/ $(r_{S3})_x = r\cos\varphi_1 + (l_3 + s)\cos\beta$; $(r_{S3})_y = r\sin\varphi_1 + (l_3 + s)\sin\beta$, където:

l_2 и l_3 са разстоянията от т.A, съответно до масовите центрове S_2 и S_3. Така окончателно за големините на радиус векторите може да се напише:

/14/ $r_{S2} = \sqrt{(r\cos\varphi_1 + l_2\cos\beta)^2 + (r\sin\varphi_1 + l_2\sin\beta)^2}$ и

/15/ $r_{S3} = \sqrt{(r\cos\varphi_1 + (l_3 + s)\cos\beta)^2 + (r\sin\varphi_1 + (l_3 + s)\sin\beta)^2}$.

За определяне на ъгловите скорости на звената със сложно движеие 2 и 3 се взима предвид, че ъглите определящи завъртането на съответните звена също зависят и от двата независими параметъра φ_1 и s, или:

/16/ $\varphi_i = f(\varphi_1, s)$

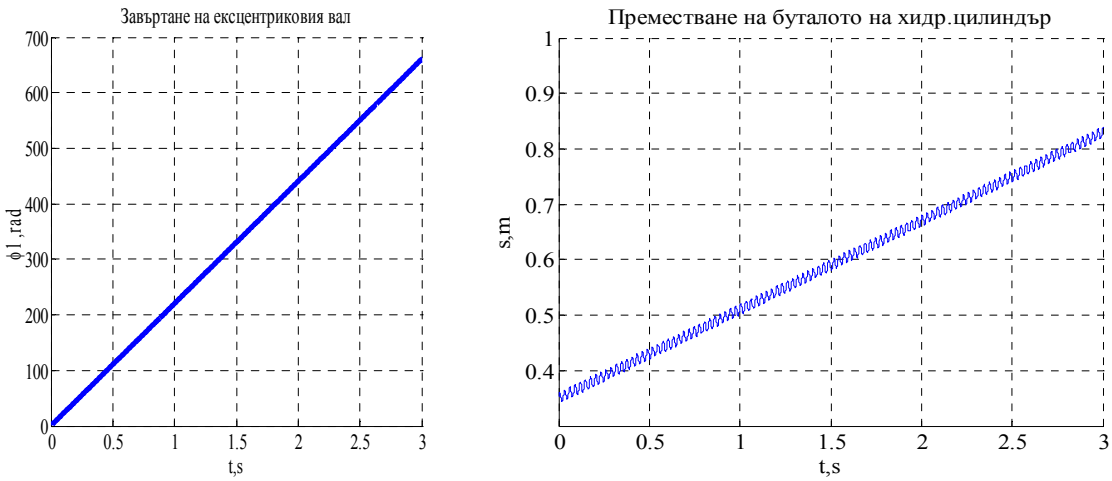
Ъгловите скорости се получават, чрез диференциране на /16/ спрямото времето:

/17/ $\omega_i = \dfrac{d\varphi_i}{dt} = \dfrac{d\varphi_i}{d\varphi_1}\dfrac{d\varphi_1}{dt} + \dfrac{d\varphi_i}{ds}\dfrac{ds}{dt} = \dfrac{d\varphi_i}{d\varphi_1}\omega_1 + \dfrac{d\varphi_i}{ds}v_3$, при полагане:

/18/ $\dfrac{d\varphi_i}{d\varphi_1} = i_{i1}$; $\dfrac{d\varphi_i}{ds} = i_{i3}$ изразите за ъгловите скорости добиват следния вид:

/19/ $\omega_2 = i_{21}\omega_1 + i_{23}v_3$; $\omega_3 = i_{31}\omega_1 + i_{33}v_3$.

Ако ъгловата скорост ω_1 на ексцентриковия вал и скоростта на буталото v_3 са постоянни по време на работа на механизма и движенията на вала и буталото са равномерни, т.е.: $\varphi_1 = \omega_1 t$; $s = v_3 t$, то тогава горните величини ще изглеждат, представени графично по следния начин (фиг.6):



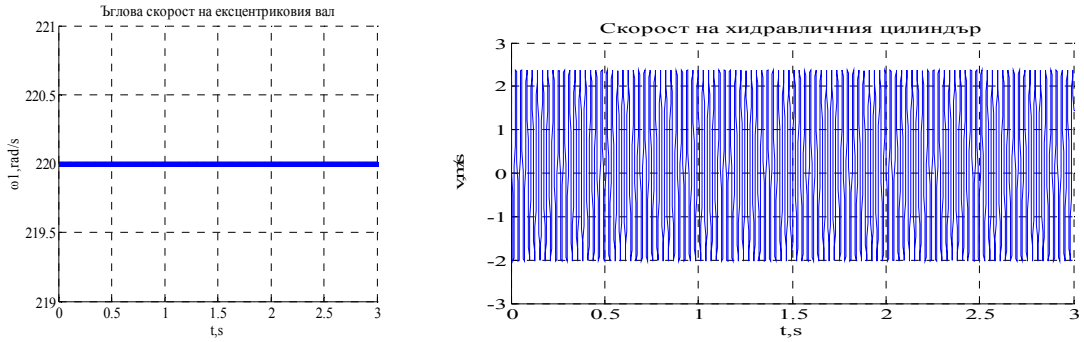
а *б*

фиг.6 Движение на началните звена

Тук трябва да се има предвид [4], че когато е известно преносно движение (фиг.6*а*) преместването на буталния цилиндър (фиг.6*б*), като релативна координата,

определя положението на механизма спрямо неподвижната координатна система – линейно преместване, съпроводено с вибрации.

На фиг. 7 са показани преносната скорост на вибрационното движение и абсолютната скорост на движение на подбивния механизъм.



фиг.7 Скорости на началните звена

4.ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Така представените зависимости /4,5,9,10,19/ дават възможност да се анализират параметрите на виброуплътняването, като се търси удовлетворяване на зависимостта [5]:

/20/ $R = \dfrac{v_3}{r\omega_1} = 0{,}12$, определяща оптималните параметри при подбиване.

ЛИТЕРАТУРА:

[1] Минчев Н., Живков В., Енчев К., Стоянов П. – Теория на машините и механизмите, „Техника”, София , 1991 г.;

[2] Патьов Д., Андонов А., - Теория на машините и механизмите, ВТУ ”Т. Каблешков”, София 2010 г.;

[3] Василев Д., Иванов А. - Теоретична механика, ВТУ ”Т. Каблешков”, София, 2008 г.;

[4] Писарев А., Парасков Ц., Бъчваров С. - Курс по теоретина механика 2 част (Динамика), „Техника”, София, 1975 г.;

[5] Сырещиков Ю. и др. – Новые путевые машины, „Транспорт”, Москва, 1984 г.;

STRUCTURAL AND KINEMATIC ANALYSIS OF TAMPING UNIT OF TAMPING MACHINES WITH PERIODIC ACTION

Boris Georgiev Petkov
borpet@vtu.bg

Todor Kableshkov University of Transport
Geo Milev str. 158, 1574 Sofia
BULGARIA

Key words: *kinematic analysis, tamping unit, tampers.*

Abstract: *This paper contains analysis and classification of tamping unit, according to its structural properties. The kinematic analysis of the mechanism, made by analytical approach, is represented. The connections between geometric and kinematic parameters are determined.*