

TRAJECTORY OF MOVEMENT AND COORDINATES OF CHARACTERISTIC POINTS OF THE WORKING BODY OF A SANDVIK LH518 TYPE ELECTRIC WHEEL LOADER

Ivan Minin, Savo Venkov

University of Mining and Geology “St. Ivan Rilski”, Sofia, e-mail: minin_ivan@abv.bg; savo.venkov@sandvik.com

ABSTRACT. An analysis of the kinematic scheme of the working equipment of a SANDVIK LH518 front-end loader has been made. An equivalent replacement scheme of the working body has been created in order to determine the degrees of freedom. Based on the replacement kinematic scheme of the loader's working body, a methodology has been created for determining the trajectory of movement of characteristic points of the working body of the machine, considering the position of the working body at which the machine bucket cuts into the massif. The developed methodology shows its efficiency after calculating the coordinates of a point that represents the front cutting edge of the bucket teeth and comparing these values with measurements made on the machine.

Key words: loader, hydraulic, front-end, trajectory, working body.

ТРАЕКТОРИЯ НА ДВИЖЕНИЯТА И КООРДИНАТИ НА ХАРАКТЕРНИ ТОЧКИ ОТ РАБОТНИЯ ОРГАН НА ЕЛЕКТРОМОБИЛЕН ЧЕЛЕН ТОВАРАЧ ТИП SANDVIK LH518

Иван Минин, Сава Венков

Минно-геоложки университет “Св. Иван Рилски”, 1700 София, E-mail: minin_ivan@abv.bg; savo.venkov@sandvik.com

РЕЗЮМЕ. Направен е анализ на кинематична схема на работното оборудване на челен товарач тип SANDVIK LH518. Създадена е еквивалентна заместваща схема на работния орган с цел определяне на степените на свобода. На базата на заместваща кинематична схема на работния орган на товарача е създадена е методика за определяне на траекторията на движението на характерни точки от работния орган на машината, като е разглеждано положението на работния орган при което кофата на машината се врязва в масива. Направената методика показва своята работоспособност след изчисляване на координатите на точка, която представлява предния режещ ръб на зъбите на кофата и сравнявайки тези стойности с измервания направени на машината.

Ключови думи товарач, хидравличен, челен, траектория, работен орган.

Въведение

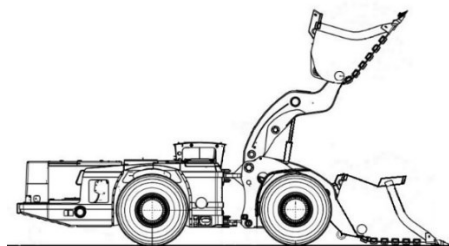
Най-характерните и разпространени представители на минните и пътнo-строителните машини с хидравлично задвижване са хидравличните еднокoфови багери и челните товарачи.

В сравнение с багерите, челните товарачи имат по-малка маса, при една и съща вместимост на кофата, по-голяма мобилност, повишена маневреност, способност за селективно изземване, способност за преодоляване на наклони 30-40%. Към преимуществата им трябва да се причислят и значително съкратените срокове за монтаж и по-ниската им цена. Благодарение на двузвенната конструкция на работния орган челните товарачи осигуряват копаене с максимално усилие на всякаква височина на кофата. През последните години с развитието на батерийните технологии се произвеждат и товарачи с електрическо задвижване от батерии, какъвто е обектът на настоящето изследване.

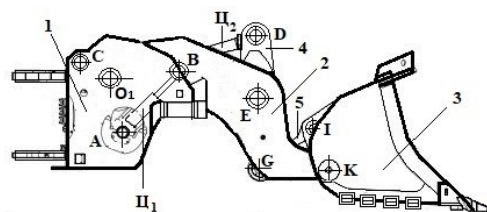
Анализ на кинематична схема на работното оборудване на челния товарач

На фиг. 1 е показан общ изглед на челен товарач тип SANDVIK LH518. Съгласно фиг. 2 показваща работния орган, работното оборудване на машината се състои от две основни звена: ръка 2 и кофа 3, свързани последователно със самостоятелни шарнирни връзки позволяващи завъртането им едно спрямо друго (Гоberman, Л. А, 1988). Движението на елементите на работния орган се осъществява от една двойка хидравлични цилиндъра Ц1 и

цилиндър Ц2. Цилиндриите Ц1 които са закрепени на шарнир А към рамата 1 осигуряват завъртане на ръката 2 около шарнира С. Цилиндър Ц2 осигурява завъртане на кофата 2 около шарнира К. Това става посредством кобилицата 4, закрепена на ръката чрез шарнир Е и свързана с лост 5 посредством шарнирната връзка Г. Лостът 5 е свързан с кофата 3 посредством шарнир І. Резултантното движение на точка L (предния режещ ръб на кофата), описваща траекторията на рязане, се осъществява от наслагването на изброените две самостоятелни завъртания плюс праволинейното движение осигурено от ходовия механизъм, определящи трите степени на свобода на разглежданата система.



Фиг. 1. Общ изглед на челен товарач тип SANDVIK LH518

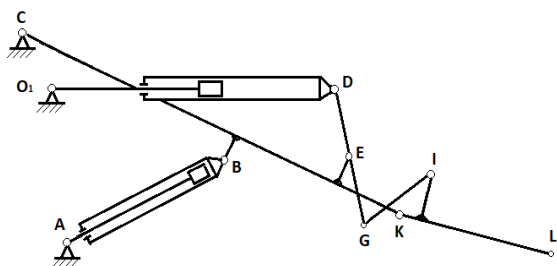


Фиг. 2. Работен орган на челен товарач тип SANDVIK LH518

С челния товарач се свързва относителна пространствена Декартова координатна система OXYZ, ориентирана така, че: ос OZ съпада с равнината на свързване на рамата 1 към шасито на товарача; ос OX лежи в равнината на стоене на машината и се дава от пресечницата на тази равнина с равнината на симетрия на изпълнителния орган; ос OY е перпендикулярна на равнината XOZ и заедно с осите OX и OZ образува дясно ориентирана Декартова координатна система.

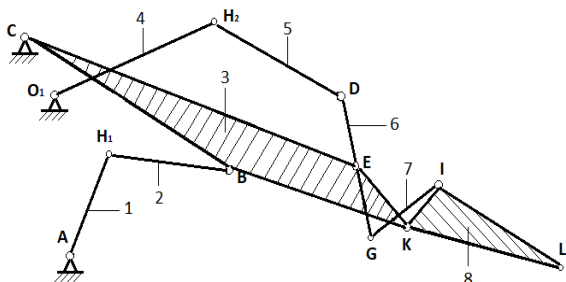
На фиг. 3 е показана заместваща кинематична схема, еквивалентна на действителната схема на елементите на работното оборудване на товарача. Всяка отделна шарнирна връзка между звената на системата е отбелязана със самостоятелна буква.

Използването на заместващи структурни схеми е ефективен подход при анализа на механични системи със сложни кинематични връзки (Тонков и др., 2018г.)



Фиг. 3. Заместваща кинематична схема на работния на челния товарач

Еквивалентната заместваща схема на механизма в равнината XOZ, показана на фиг. 4 се получава като всяка двойка хидравлични цилиндри, представляващи променливо по дължина звено, се замества с две шарнирно свързани звена (само в структурния анализ).



Фиг. 4. Еквивалентна заместваща схема за определяне степените на свобода

С числа от 1 до 8 са номерирани отделните звена на механизма. Броят на звената е $n = 8$, а броят на шарнирните връзки – $p_5 = 11$.

В такъв случай за броя на степените на свобода в равнината XOZ се получава:

$$h = 3n - 2p_5 = 3 \cdot 8 - 2 \cdot 11 = 2 \quad (1)$$

Третата степен на свобода спрямо оста Y се осъществява от механизма за завъртане на работния орган на машината.

Траектория на движението и определяне на координатите на характерни точки от работния орган на челния товарач

Изучаването на траекторията на движение на отделните характерни точки от работния орган на машината фактически означава да се реши задачата за определяне на положението на работния орган в зависимост от хода на хидравличните цилиндри. Решаването на тази задача е възможно само, ако е напълно определена геометрията на задвижващия механизъм.

Геометричното и параметричното моделиране е ключов етап при определяне на траекториите и координатите на характерни точки в механични конструкции (Тонков и др., 2018г.)

Геометрията на механизма е определена, ако са дадени следните величини:

- x_A – абсциса на точка A, m;
- z_A – апликата на точка A, m;
- x_{O1} – абсциса на точка O₁, m;
- z_{O1} – апликата на точка O₁, m;
- x_C – абсциса на точка C, m;
- z_C – апликата на точка C, m;
- AO₁, O₁B, AC, CO₁, O₁K, O₁E, DE, DG, GI, KI, KL – дължини на звената съгласно означенията на фиг. 3;
- $AB = L_{01} + S_1$ – дължина на хидравличните цилиндри Ц1, m;
- $O1D = L_{02} + S_2$ – дължина на хидравличния цилиндър Ц2, m;
- L_{01} – минимална дължина на хидравличните цилиндри Ц1, m;
- L_{02} – минимална дължина на хидравличния цилиндър Ц2, m;
- S_1 – ход на хидравличните цилиндри Ц1, m;
- S_2 – ход на хидравличния цилиндър Ц2, m;

Координатите на интересуващите ни точки от разглеждания механизъм в направление от неподвижното звено AO₁C към точка L, представляваща режещия ръб на кофата, ще бъдат определени по разглеждания по-долу начин в момента на връзване на кофата на товарача в масива.

Дължината на звената AO₁, AC и O₁C са съответно:

$$AO_1 = \sqrt{(x_{BO1} - x_A)^2 + (z_{O1} - z_A)^2}, m \quad (2)$$

$$AC = \sqrt{(x_C - x_A)^2 + (z_C - z_A)^2}, m \quad (3)$$

$$O_1C = \sqrt{(x_C - x_{O1})^2 + (z_C - z_{O1})^2}, m \quad (4)$$

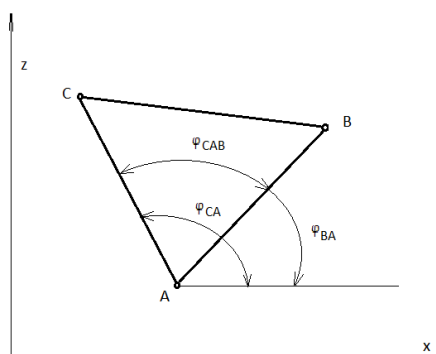
Решаването на отделните етапи от задачата за определяне на положението на разглеждания механизъм се извършва чрез геометричен анализ с удачно избрани векторни контури (метод на триъгълниците).

При разглеждане на отделните векторни контури се приемат следните унифицирани условни означения:

- вектор, чието начало е т. A, а края е в т. B и се означава със $\vec{AB}$;
- модулът на същия вектор, съответно $|\vec{AB}|$ или AB;

- ъгълът, който даден вектор ($\overrightarrow{AB}$) сключва с положителното направление на абсцисната ос OX , се означава със символа φ_{AB} ;

- мерното число на ъгъла между две отделни направления се означава с малка буква от гръцката азбука. Разглеждаме $\triangle ABC$ (фиг. 5).



Фиг. 5. Заместваща схема на част от работния на челния товарач

Известни са ни следните величини:

$$z_A = 0,65m; x_A = 0,85m;$$

$$x_C = 0,25m; z_C = 1,85m;$$

$$AB = L_1 + S_1 = 1,3m$$

$$BC = 1,55m; AC = 1,2m$$

Ъглите се определят по следния начин:

$$\varphi_{CA} = \arccos \frac{x_A - x_C}{AC} = 150^\circ \quad (5)$$

От $\triangle CAB$:

$$\varphi_{CAB} = \arccos \frac{AC^2 + AB^2 - BC^2}{2AC \cdot AB} = 76,5^\circ \quad (6)$$

Тогава за ъгъл φ_{BA} получаваме:

$$\varphi_{BA} = \varphi_{CA} - \varphi_{CAB} \quad (7)$$

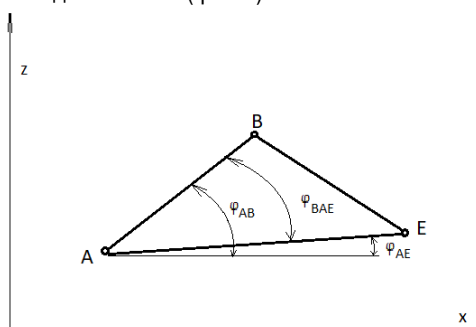
$$\varphi_{BA} = 73,5^\circ$$

За координатите на точка В получаваме:

$$z_B = z_A + AB \cdot \sin \varphi_{BA} = 1,8m \quad (8)$$

$$x_B = x_A + AB \cdot \cos \varphi_{BA} = 1,4m \quad (9)$$

Разглеждаме $\triangle ABE$ (фиг. 6).



Фиг. 6. Заместваща схема на част от ръката на челния товарач

Известни са ни следните величини:

$$z_B = 1,8m; x_B = 1,4m;$$

$$z_A = 0,65m; x_A = 0,85m;$$

$$BE = 1,2m; AE = 1,6m$$

Ъглите се определят по следния начин:

$$\varphi_{AB} = \arccos \frac{x_B - x_A}{AB} = 65^\circ$$

От $\triangle EAB$:

$$\varphi_{BAE} = \arccos \frac{AB^2 + AE^2 - BE^2}{2AE \cdot AB} = 30,2^\circ \quad (10)$$

Тогава за ъгъл φ_{AE} се получава:

$$\varphi_{AE} = \varphi_{AB} - \varphi_{BAE} \quad (11)$$

$$\varphi_{BA} = 34,8^\circ$$

За координатите на точка Е получаваме:

$$z_E = z_A + AE \cdot \sin \varphi_{AE} = 1,45m \quad (12)$$

$$x_E = x_A + AE \cdot \cos \varphi_{AE} = 2,9m \quad (13)$$

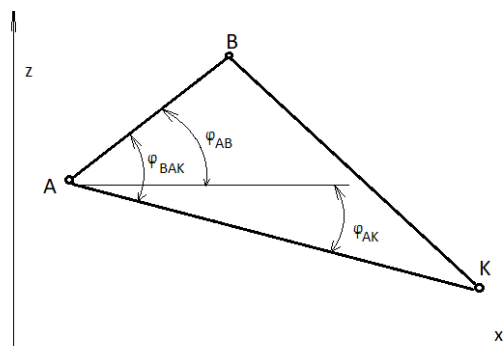
Разглеждаме $\triangle ABK$ (фиг. 7).

Известни са ни следните величини:

$$z_B = 1,8m; x_B = 1,4m;$$

$$z_A = 0,65m; x_A = 0,85m;$$

$$BK = 2,65m; AK = 3,2m$$



Фиг. 7. Заместваща схема на част от ръката с включена точката на свързване с кофата

Ъглите се определят по следния начин:

$$\varphi_{AB} = \arccos \frac{x_B - x_A}{AB} = 65^\circ$$

От $\triangle EAB$:

$$\varphi_{BAK} = \arccos \frac{AB^2 + AK^2 - BK^2}{2AB \cdot AK} = 62^\circ \quad (14)$$

Тогава за ъгъл φ_{AE} получаваме:

$$\varphi_{AK} = \varphi_{BAK} - \varphi_{AB} \quad (15)$$

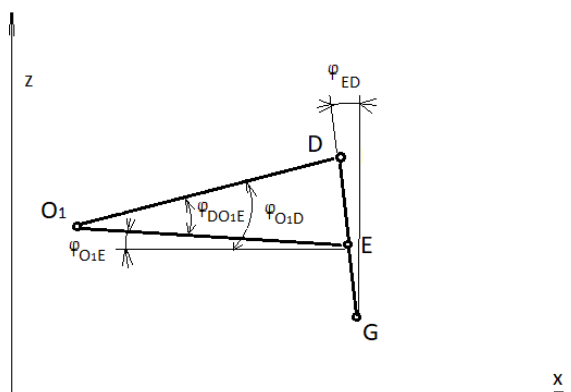
$$\varphi_{AK} = 3^\circ$$

За координатите на точка Е се получава:

$$z_K = z_A - AK \cdot \sin \varphi_{AK} = 0,5m \quad (16)$$

$$x_K = x_A + AK \cdot \cos \varphi_{AK} = 4m \quad (17)$$

Разглеждаме ΔO_1DE (фиг. 8).



Фиг. 8. Заместваща схема на част от цилиндъра за въртене на кофата и кобилицата

Известни са ни следните величини:

$$z_{O1} = 1,6m; x_{O1} = 0,7m;$$

$$z_E = 1,45m; x_E = 2,9m;$$

$$O_1D = L_2 + S_2 = 2,2m;$$

$$O_1E = 2,5m; ED = 0,7m; DG = 1,7m.$$

Ъглите се определят по следния начин:

$$\varphi_{O1E} = \arcsin \frac{z_{O1} - z_E}{O1E} = 3,4^\circ$$

От ΔEAB :

$$\varphi_{DO1E} = \arccos \frac{O1D^2 + O1E^2 - DE^2}{2O1EO1D} = 15,9^\circ \quad (18)$$

Тогава за ъгъл φ_{O1D} получаваме:

$$\varphi_{O1D} = \varphi_{O1E} + \varphi_{DO1E} \quad (19)$$

$$\varphi_{O1D} = 19,3^\circ$$

За координатите на точки D и G получаваме:

$$z_D = z_{O1} + DO1 \cdot \sin \varphi_{O1D} = 2,3m \quad (20)$$

$$x_D = x_{O1} + DO1 \cdot \cos \varphi_{O1D} = 2,75m \quad (21)$$

$$\varphi_{ED} = \arccos \frac{x_E - x_D}{ED} = 12,5^\circ$$

$$z_G = z_E - EG \cdot \cos \varphi_{ED} = 0,45m \quad (22)$$

$$x_G = x_E + EG \cdot \sin \varphi_{ED} = 3m \quad (23)$$

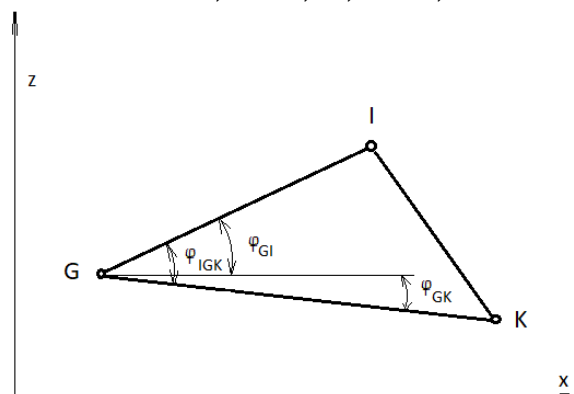
Разглеждаме ΔGIK (фиг. 9).

Известни са ни следните величини:

$$z_G = 0,45m; x_G = 3m;$$

$$z_K = 0,5m; x_K = 4m;$$

$$GK = 1m; GI = 0,9m; IK = 0,7m$$



Фиг. 9. Заместваща схема на част от ръката с включена точката на свързване с кофата

Ъглите се определят по следния начин:

$$\varphi_{GK} = \arccos \frac{x_K - x_G}{GK} = 0^\circ$$

От ΔGIK :

$$\varphi_{IGK} = \arccos \frac{GI^2 + GK^2 - IK^2}{2GI \cdot GK} = 43^\circ \quad (24)$$

Тогава за ъгъл φ_{GI} получаваме:

$$\varphi_{GI} = \varphi_{IGK} - \varphi_{GK} \quad (25)$$

$$\varphi_{GI} = 43^\circ$$

За координатите на точка I получаваме:

$$z_I = z_G + GI \cdot \sin \varphi_{GI} = 1,05m \quad (26)$$

$$x_I = x_G + GI \cdot \cos \varphi_{GI} = 3,65m \quad (27)$$

За да определим координатите на предния режещ ръб на кофата разглеждаме ΔKIL (фиг. 10).

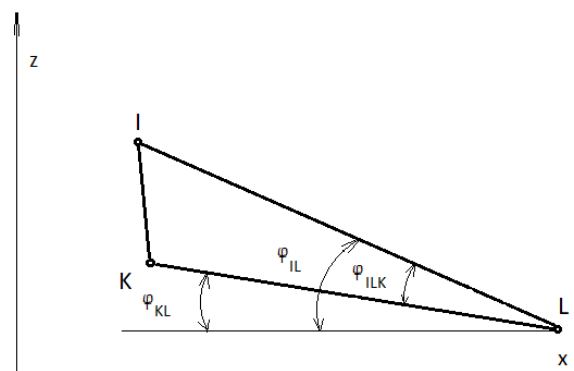
Известни са ни следните величини:

$$z_I = 1,05m; x_I = 3,65m;$$

$$z_K = 0,5m; x_K = 4m;$$

$$LK = 2,4m; LI = 3m; IK = 0,7m$$

Поради положението на работния орган при което се изследват координатите е спусната кофа то е известно и, че $z_L = 0$.



Фиг. 10. Заместваща схема на части от кофата

Тогава ъгъл φ_{KL} може да се определи по следния начин:

$$\varphi_{KL} = \arcsin \frac{z_K - z_L}{LK} = 12^\circ$$

За координатите на точка L се получава:

$$z_L = z_K - KL \cdot \sin \varphi_{KL} = 0m \quad (28)$$

$$x_L = x_K + KL \cdot \cos \varphi_{KL} = 6,4m \quad (29)$$

Изводи

Направената методика показва своята работоспособност след изчисляване на координатите на точка L, която представлява предния режещ ръб на зъбите на кофата, при врязване на кофата в масива. Взети са предвид действителните размери на елементите на товарача.

Сравнявайки координатите на т. L (преден режещ ръб на кофата) със схемата на работното поле на машината от каталога на фирмата – производител се вижда, че разликите в координатите са от порядъка 50-100 mm. Това отнесено към работното поле представлява 1,5% грешка, която се дължи на грешката при измерванията на дължините на съответните елементи от работния орган (измерванията са направени в условията на „ДПМ Челопеч“ с ролетка).

Съпоставянето между аналитично определени и реално измерени координати е утвърден подход за верификация на инженерни модели (Тонков и др., 2018 г.).

Всичко това води до заключението, че използваната методиката е работоспособна и може да бъде прилагана и при други конструкции челни товарачи. В комбинация с други разработени методологии (Тасев 2023, Тасев 2024), може да се използва при цялостна поддръжка, ремонт и модернизация на съчленни челни товарачи

Литература

- Гоберман, Л. А. (1988). *Основы теории, расчета и проектирования строительных и дорожных машин*. Машиностроение, Москва, 1988.
- Тасев, Л. (2023). Методика за оразмеряване на кормилното управление на съчленени пневмо-колесни транспортни средства. Годишник на Минно-геоложкия университет “Св. Иван Рилски”, Том 66, 2023 ISSN 2738-8808
- Тасев, Л. (2024). Методика за оразмеряване на хидравличната система за разтоварване на коша на нископлатформени самосвали. Годишник на Минно-геоложкия университет “Св. Иван Рилски”, Том 67, 2024 ISSN 2738-8808
- Тонков Г., Тонкова, Г. (2018). Проектиране на механична система вал-маси в средата на MitCalc. *Академично списание „Индустиални технологии“*, Университет „Проф. д-р Асен Златаров“, ISSN: 1314-9911, том V (1), Бургас, 2018г., стр. 65-69.
- Тонков Г., Тонкова, Г. (2018). Използване на Inventor при проектиране на експериментален стенд за изпитване на валове. *Академично списание „Индустиални технологии“*, Университет „Проф. д-р Асен Златаров“, ISSN: 1314-9911, том V (1), Бургас, 2018г., стр. 57-64.