

## МЕТОДИКА ЗА ИЗЧИСЛЯВАНЕ НА САМОСВАЛИ ЗА ОТКРИТИ РУДНИЦИ С ХИДРОМЕХАНИЧНА ПРЕДАВКА

**Христо Шейретов**

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София, sheiretov@abv.bg

**РЕЗЮМЕ.** Разработена е методика за изчисляване на руднични самосвали с хидромеханична предавка. Първоначално се избира модела и товароподемността на самосвала. След това се определят диаметъра на гумите, масата на натоварения самосвал, максималната теглителна сила, броя на степените на скоростната кутия, максималните скорости и предавателните отношения за всички степени на скоростната кутия. Построяват се граничните тягови и спирачни характеристики на самосвала. Определят се максималните скорости, средните скорости, необходимите теглителни и спирачни сили за всички участъци от трасето на пътя, продължителността на рейса и производителността на самосвала. Накрая се прави проверка на продължителната тангенциална мощност на дизеловия двигател (на периферията на задвижващите колела).

На базата на разработената методика е решен конкретен пример.

Разработената методика може да се използва както от студентите, така и от специалистите, които работят в миннодобивната и строителната промишленост.

### METHODOLOGY FOR THE CALCULATION OF MINING DUMP TRUCKS WITH HYDROMECHANICAL TRANSMISSION

**Hristo Sheiretov**

University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski" Sofia, sheiretov@abv.bg

**ABSTRACT.** A methodology for the calculation of mining dump trucks with hydromechanical transmission is developed. At first the model and the payload of the truck are selected. After that the diameter of tires, the weight of the loaded truck, the maximum traction force, the number gears in the gearbox, the maximum speed and the ratio of all gears in the gearbox are determined. The rimpull-speed-gradeability and brake performance characteristics of the truck are drawn. The maximum speed, the average speed, the required traction and brake forces of all of sections of the road, the duration of the tour and the output of the truck are determined. Finally a check is made for the tangential continuous power of the diesel engine (at the periphery of the drive wheels).

A concrete example is solved using the developed methodology.

The methodology may be useful for the students, and also for the specialists, working in the mining and in the construction industry.

### Увод

В Дьяков (1986) са дадени основите на теорията и изчисляването на автомобилния транспорт в откритите рудници. В Овчиников (2006) е разгледано изчисляването на хидромеханичните предавки на дизеловите локомотиви, като някои основни положения от методиката могат да се използват и при самосвалите.

В Caterpillar са дадени техническите параметри, тяговите и спирачните характеристики на всички произведени от фирмата руднични самосвали. В Komatsu е разгледана практическа методика за определяне на производителността на челните товарачи, багерите и самосвалите за открити рудници.

На базата на тези литературни източници и допълнителна информация от Интернет е разработена цялостна методика за изчисляване.

### Описание на методиката

#### Входни данни

Самосвалите се натоварват от челен товарач Komatsu WA 600 с вместимост на кофата  $q = 5,4 \text{ m}^3$ . Изкопаният материал е пясъчлива глина с плътност в разбухнало състояние  $\rho = 1,6 \text{ t/m}^3$ . Опростеният надлъжен профил на трасето и състоянието на пътя са дадени в табл. 1:

Таблица 1

Данни за трасето на пътя

Участък	1	2	3	4	5	6
Дължина $L_i$ [m]	330	50	120	120	50	330
Наклон $i_i$ [%]	0	10	0	0	-10	0
$w_{oi}$ [%]	5	5	5	5	5	5

$w_{oi}$  - основно относително съпротивление (2-3,5 - за път в добро състояние (със здрава повърхност); 5-за път в средно състояние (повърхността се огъва под натиска на колелата); 8-10 - за път в лошо състояние (основата не е уплътнена и бързо се образуват коловози); 15-20 - за път в много лошо състояние (кален път с мека повърхност и дълбоки бразди).

## Избор на самосвал

Самосвалите се избират в зависимост от вместимостта на кофата на багера или челния товарач  $q$  според табл.2 и табл.3.

Таблица 2

Избор на максимална товароподемност на самосвала

$q$ [m <sup>3</sup> ]	2,5 - 3,5	3,5 - 10	10 - 15	15 - 16,5
$G$ [t]	25	30 - 65	63 - 100	90 - 100

$G$  - максимална товароподемност на самосвала

Таблица 3

Класификация на произведените модели двуосни самосвали с хидромеханична предавка по товароподемност (ТП)

Клас по ТП	25 t	30 - 36,5 t	41 - 46 t
Фирма			
Caterpillar		770 36,3 t	772 46 t
Komatsu	HD255 25 t	HD325 36,5	HD405 41 t
Terex		TR35 32 t	TR45 45 t
БелАЗ		7540 30 t	4547 45 t

Клас по ТП	55 - 55,5 t	63 - 65 t	90 - 99 t
Фирма			
Caterpillar	773E 55,5 t	775F 63 t	777D 99 t
Komatsu	HD465 55 t	HD605 63 t	HD785 91 t
Hitachi		EH1100 65 t	EH1700 95 t
Terex	TR60 55 t		TR100 91 t
БелАЗ	7555 55 t		75570 90 t

Избирам самосвал Caterpillar със следните параметри:  
 Максимална товароподемност  $G = 36,3$  t;  
 Собствена маса  $m = 34,6$  t;  
 Максимална мощност на двигателя  $N_{\text{дд}} = 381$  kW;  
 Номинална честота на въртене на двигателя (при максимална мощност)  $n_{\text{д}} = 1800$  min<sup>-1</sup>;  
 Максимална конструктивна скорост  $V_{\text{max}} = 74,5$  km/h;  
 Предавателно число на главната предавка  $i_{\text{ен}} = 2,74$ ;  
 Предавателно число на колесната предавка  $i_{\text{кл}} = 4,8$ ;  
 Гуми 18.00R33.

## Диаметър на гумите

$$D_2 = (D_{\text{дж}} + 2B_2) \cdot 0,254 = (33 + 2 \cdot 18) \cdot 0,254 = 1,75 \text{ m}, \quad (1)$$

където:  $D_{\text{дж}}$  е диаметърът на джантата в инчове;  
 $B_2$  - ширината на гумата в инчове.

## Маса на натоварения самосвал

$$P = m + n_k \cdot q \cdot k_3 \cdot \rho = 34,6 + 4,5 \cdot 4,0 \cdot 9,16 = 65,7 \text{ t}, \quad (2)$$

където:  $n_k$  е броят на кофите, необходими за натоварването на самосвала;  
 $k_3$  - коефициентът на запълване на кофата на багера или товарача ( $k_3 = 0,7 - 1,1$ ).

$$n_k = \frac{G}{q \cdot k_3 \cdot \rho} = \frac{36,3}{5,4 \cdot 0,9 \cdot 1,6} = 4,7 \quad \text{Приемам } n_k = 4. \quad (3)$$

## Максимална теглителна сила на самосвала

Определя се от условието за сцепление между колелата и пътя (липса на буксуване):

$$F_{\text{max}} = 1000 P_{\text{сц}} \cdot \psi_{\text{max}} = 1000 \cdot 42,7 \cdot 0,643 = 27450 \text{ kg}, \quad (4)$$

където:  $P_{\text{сц}}$  - сцепна маса на самосвала (която се пада върху водещите колела);

$\psi_{\text{max}}$  - максимален коефициент на сцепление между колелата и пътя ( $\psi_{\text{max}} = 0,3 - 0,7$ ; приемам  $\psi_{\text{max}} = 0,65$  за сух път на повърхността);

$$P_{\text{сц}} = \xi \cdot P = 0,65 \cdot 65,7 = 42,7, \quad (5)$$

където  $\xi$  е коефициентът, който отчита каква част от масата на самосвала се пада върху водещите колела (за самосвали с колесна формула 4x2  $\xi = 0,65$ ).

## Минимална скорост на самосвала при блокиран хидротрансформатор

При потегляне на самосвала е включена първа степен на скоростната кутия и дизеловият двигател работи с максимална мощност. Теглителната сила на самосвала е максимална ( $F = F_{\text{max}}$ ), а скоростта му е нула ( $v = 0$ ). При ускоряването на самосвала трансмисията работи в режим на хидротрансформатор, теглителната сила намалява от  $F_{\text{max}}$  до  $F_{\text{min}}^{\text{хм}}$ , а скоростта му се увеличава от нула до  $v_{\text{max}}^{\text{хм}}$ .

При скорост  $v_{\text{хм}}^{\text{max}}$  хидротрансформаторът се блокира и започва да работи като твърд съединител с предавателно число  $i_{\text{хм}} = 1$ .

Минималната скорост на самосвала при блокиран хидротрансформатор (в директен режим)  $V_{\text{min}}$  е равна на максималната скорост на самосвала в режим на хидротрансформатор  $v_{\text{max}}^{\text{хм}}$ .

По-нататъшното ускоряване на самосвала се осъществява чрез превключване на степените на скоростната кутия (от по-ниска към по-висока степен), а в рамките на една степен - чрез увеличаване на честотата на въртене на дизеловия двигател от  $n_{\text{д}}^{\text{min}}$  до  $n_{\text{д}}$ . Скоростта на самосвала при включена първа степен се увеличава от  $V_{\text{min}}$  до  $V_{\text{max}1}$ , при включена втора степен - от  $V_{\text{max}1}$  до  $V_{\text{max}2}$  и т.н. При скорости  $V_{\text{min}}$ ,  $V_{\text{max}1}$ ,  $V_{\text{max}2}$ ,  $V_{\text{max}3}$  и т.н. дизеловият двигател работи с максимална мощност.

$$v_{\text{min}} = v_{\text{max}}^{\text{хм}} = \frac{3600 N_m^{\infty}}{F_{\text{min}}^{\text{хм}} \cdot g} = \frac{3600 \cdot 227}{91509,81} = 9,1 \text{ km/h}, \quad (6)$$

където  $N_m^{\infty}$  е продължителната тангенциална мощност на самосвала (на периферията на задвижващите колела);

$$N_m^{\infty} = N_{\text{дд}} \cdot \eta_{\text{хп}} \cdot k_{\text{хк}} = 381 \cdot 0,7 \cdot 0,85 = 227 \text{ kW} \quad (7)$$

$$F_{\min}^{xm} = \frac{F_{\max}}{k_{xm}} = \frac{27450}{3} = 9150 \text{ kg} \quad (8)$$

$\eta_{хп}$  - к.п.д. на хидромеханичната предавка ( $\eta_{хп} = 0,7 - 0,72$ );  
 $k_{хк}$  - коефициентът, отчитащ каква част от мощността на двигателя се изразходва за задвижване на ходовите колела на самосвала (останалата мощност се изразходва за задвижване на спомагателните механизми) ( $k_{хк} = 0,85 - 0,88$ );

$k_{хт}$  - коефициентът на хидротрансформация (избира се в зависимост от товароподемността на самосвала според табл.4).

Таблица 4

Коефициент на хидротрансформация

G [t]	30-36,5	41 - 46	55-55,5	63 - 65	90 - 99
$k_{хт}$	3	2,8	2,7	2,6	2,4

### Брой на степените на скоростната кутия

За максималните скорости на движение на самосвала за различните степени можем да запишем:

$$\begin{aligned} v_{\max 1} &= v_{\min} \cdot \delta & v_{\max 2} &= v_{\max 1} \cdot \delta = v_{\min} \cdot \delta^2 \\ v_{\max 3} &= v_{\min} \cdot \delta^3 \dots & v_{\max z} &= v_{\min} \cdot \delta^z, \end{aligned} \quad (9)$$

където:  $\delta = \frac{n_{\delta}^H}{n_{\delta}^{\min}} = 1,35$  е коефициентът на еластичност на

дизеловия двигател;

z - броят на степените на скоростната кутия.

Като логаритмуваме равенство (9) се получава:

$$z = \frac{\lg \frac{v_{\max}}{v_{\min}}}{\lg(\delta)} = \frac{\lg \frac{74,5}{9,1}}{\lg 1,35} = 7,02 \quad \text{Приемам 7 степени.}$$

Максимални скорости на самосвала за различните степени на преден ход:

$$v_{\max 1} = v_{\min} \cdot \delta = 9,1 \cdot 1,35 = 12,3 \text{ km/h}$$

$$v_{\max 2} = v_{\min} \cdot \delta^2 = 9,1 \cdot 1,35^2 = 16,6 \text{ km/h}$$

$$v_{\max 3} = v_{\min} \cdot \delta^3 = 9,1 \cdot 1,35^3 = 22,5 \text{ km/h}$$

$$v_{\max 4} = v_{\min} \cdot \delta^4 = 9,1 \cdot 1,35^4 = 30,3 \text{ km/h}$$

$$v_{\max 5} = v_{\min} \cdot \delta^5 = 9,1 \cdot 1,35^5 = 40,9 \text{ km/h}$$

$$v_{\max 6} = v_{\min} \cdot \delta^6 = 9,1 \cdot 1,35^6 = 55,2 \text{ km/h}$$

$$v_{\max 7} = v_{\max} = v_{\min} \cdot \delta^7 = 9,1 \cdot 1,35^7 = 74,5 \text{ km/h}$$

### Предавателни числа на степените на скоростната кутия

$$i_{ck1} = \frac{3,6 \cdot \pi \cdot n_{\delta}^H \cdot D_e}{60 \cdot v_{\max 1} \cdot i_{en} \cdot i_{kn}} = \frac{3,6 \cdot 3,14 \cdot 1800 \cdot 1,75}{60 \cdot 12,3 \cdot 2,744,8} = 3,67 \quad (10)$$

Аналогично определяме предавателните числа за останалите степени (табл.5).

Таблица 5

Предавателни числа на степените на скоростната кутия

Степен i	2	3	4	5	6	7
$i_{cki}$	2,72	2,01	1,49	1,1	0,82	0,61

$$\text{На задна степен } i_{ckR} = k_R \cdot i_{ck2} = 1,04 \cdot 2,72 = 2,83, \quad (11)$$

където  $k_R$  е коефициентът за определяне на предавателното число на задна степен (табл.6).

Таблица 6

Коефициент за определяне на предавателното число на задна степен

G [t]	30-36,5	41 - 46	55-55,5	63 - 65	90 - 99
$k_R$	1,04	1,05	1,06	1,06	1,26

### Максимална скорост на заден ход

$$v_{\max R} = \frac{3,6 \cdot \pi \cdot n_{\delta}^H \cdot D_e}{60 \cdot i_{ckR} \cdot i_{en} \cdot i_{kn}} = \frac{3,6 \cdot 3,14 \cdot 1800 \cdot 1,75}{60 \cdot 2,83 \cdot 2,744,8} = 15,9 \text{ km/h} \quad (12)$$

### Построяване на граничната тягова характеристика на самосвала

Граничната тягова характеристика (фиг.1а) представлява зависимостта на теглителната сила на самосвала  $F$  [kg] от скоростта му на движение  $v$  [km/h] при гранични (максимално допустими) условия.

Първоначално нанасяме точките с координати  $v_{\max i}$ ,  $F_{\min i}$  и точката с координати  $v_{\min}$ ,  $F_{\min}^{xm}$  при които дизеловият двигател работи с максимална мощност. Теглителните сили  $F_{\min i}$ , които съответстват на максималните скорости  $v_{\max i}$  за съответните предавки се определят по формулата:

$$F_{\min i} = \frac{3600 N_m^{\infty}}{v_{\max i} \cdot g}, \text{ kg} \quad (13)$$

Координатите на тези точки са дадени в табл.7

Таблица 7

Координати на точките, при които дизеловият двигател работи с максимална мощност

Степен i	1A	1B	2	3
$v_{\max i}$ [km/h]	9,1	12,3	16,6	22,5
$F_{\min i}$ [kg]	9150	6770	5020	3700
Степен i	4	5	6	7
$v_{\max i}$ [km/h]	30,3	40,9	55,2	74,5
$F_{\min i}$ [kg]	2750	2040	1510	1110

От тези точки построяваме кривите 1B, 2,3,4 и т.н. за отделните степени на скоростната кутия, като използваме външната характеристика на дизеловия двигател  $M_{\delta} = f(n_{\delta})$  и формулите, чрез които честотата на въртене  $n_{\delta}$  [min<sup>-1</sup>] и въртящият момент  $M_{\delta}$  [N.m] на двигателя се преобразуват в скорост и теглителна сила на самосвала:

$$v_i = \frac{3,6 \cdot \pi \cdot n_{\delta} \cdot D_e}{60 \cdot i_{cki} \cdot i_{en} \cdot i_{kn}}, \text{ km/h} \quad (14)$$

$$F_i = \frac{2.M_{\partial} \cdot \eta_{XM} \cdot k_{XK} \cdot i_{2n} \cdot i_{KN} \cdot i_{CKi}}{g \cdot D_2}, \text{ kg} \quad (15)$$

След това от точката с координати  $0, F_{\max}$  (ограничение на характеристиката по сцепление) до точката с координати  $v_{\min}, F_{\min}^{xm}$  прекарваме права линия 1А, каквато е външната характеристика на хидротрансформатора. Тази линия съответства на работата на предавката на първа степен в режим на хидротрансформатор.

И накрая построяваме вертикална линия между точките с координати  $v_{\max}, F_{\min}^7$  и  $v_{\max}, 0$ , която съответствува на ограничението на характеристиката по максимална скорост.

#### Построяване на граничната спирачна характеристика на самосвала

Спирачната характеристика (фиг.16) представлява зависимостта на спирачната сила на самосвала  $B$  [t] от скоростта му на движение  $v$  [km/h] при включен хидрозабавител. Представлява начупена линия с координати на точките  $(v_{\min}, B_1)$ ;  $(v_{\max 1}, B_1)$ ;  $(v_{\max 1}, B_2)$ ;  $(v_{\max 2}, B_2)$ ;  $(v_{\max 2}, B_3)$  и т.н.

Изискването е характеристиката на хидрозабавителя да бъде такава, че при спускането на натоварения самосвал по наклонен участък с общо относително съпротивление  $w_i = -7 \div -10\%$ , той да развива скорост 30 km/h.

От получените максимални скорости за отделните степени на скоростната кутия виждаме коя скорост е най-близка до 30km/h (в нашия случай това е 4-та степен) и за следващата (5-та) степен определяме необходимата спирачна сила, създавана от хидрозабавителя:

$$B_5 = \frac{P \cdot w_5}{100} = \frac{P \cdot 7}{100} = \frac{65,7 \cdot 7}{100} = 4,6 \text{ t} \quad (16)$$

След това определяме спирачните сили и за останалите степени:

$$B_4 = B_5 \cdot \frac{i_{CK4} \cdot \eta_4}{i_{CK5} \cdot \eta_5} = 4,6 \cdot \frac{1,49 \cdot 0,96^3}{1,1 \cdot 0,96^3} = 6,23 \text{ t} \quad (17)$$

$$B_6 = B_5 \cdot \frac{i_{CK6} \cdot \eta_6}{i_{CK5} \cdot \eta_5} = 4,6 \cdot \frac{10,82 \cdot 0,96^4}{1,1 \cdot 0,96^3} = 6,23 \text{ t и т.н.} \quad (18)$$

$$\eta_i = \eta_{3n}^y, \quad (19)$$

където:  $\eta_i$  е к.п.д. на предавката за съответната степен;  
 $y$  - броят на зъбните предавки за съответната степен;  
 $\eta_{3n} = 0,96$  - к.п.д. на закрита зъбна предавка.

Таблица 8

Необходими спирачни сили на хидрозабавителя

Степен $i$	1	2	3	7
$B_i$ [t]	16,58	11,84	8,4	2,45

На фиг. 1а с пунктир са показани спирачните сили създавани едновременно от хидрозабавителя (ретардера) и дизеловия двигател (при блокиран хидротрансформатор).

#### Общи относителни съпротивления, максимални скорости, средни скорости, времена за движение и необходими теглителни сили на самосвала за различните участъци от трасето

Тези величини са дадени в табл.9.

Таблица 9

Общи относителни съпротивления  $w_i$ , максимални скорости  $v_i^{\max}$ , средни скорости  $v_i^{cp}$ , времена за движение  $t_i$  и необходими теглителни сили  $F_i$  на самосвала за различните участъци от трасето

$i$	$L_i$ [m]	$w_{oi}$	$i$	$w_i$	степен	$v_i^{\max}$ [km/h]
1	330	5	0	5	5	30 (40) →30
2	50	5	10	15	2	12 (20) →12
3	120	5	0	5	5	30 (60) →30
4	120	5	0	5	7	62 (65) →62
5	50	5	-10	-5	7 (5)	74,5 (40) →40
6	330	5	0	5	7	62 (65) →62

$i$	$k_{vi}$	$v_i^{cp}$ [km/h]	$t_i$ [min]	$F_i$ [kN]
1	0,5	15	1,32	32,2
2	0,6	7,2	0,42	96,6
2	0,6	18	0,4	32,2
4	0,35	21,7	0,33	16,95
5	0,7	28	0,11	-16,95
6	0,7	53,4	0,46	16,95

$$\sum_{i=1}^6 t_i = 3,01 \text{ min}$$

За участъци 1, 2, 3, 4 и 6 максималните скорости се определят по граничната тягова характеристика, а за участък 5 - по спирачната характеристика.

В скоби са дадени максималните скорости на движение на самосвала според правилника за безопасност. От двете скорости (отчетена и максимална безопасна) се приема по-малката.

$$w_i = w_{oi} \pm i_i \quad (20)$$

$$v_i^{cp} = k_{vi} \cdot v_i^{\max} \quad (21)$$

$$t_i = \frac{0,06 \cdot L_i}{v_i^{cp}} \quad (22)$$

$$F_i = \frac{1}{100} \cdot P \cdot w_i \cdot g, \text{ kN} - \text{ за участъци 1, 2 и 3 (натоварен самосвал)} \quad (23)$$

$$F_i = \frac{1}{100} \cdot m \cdot w_i \cdot g, \text{ kN} - \text{ за участъци 4, 5 и 6 (празен самосвал)}, \text{ където: } k_v - \text{ коефициент на скорост (табл.9)} \quad (24)$$

Таблица 9

Коефициент за определяне на средната скорост на самосвала за различните участъци от пътя

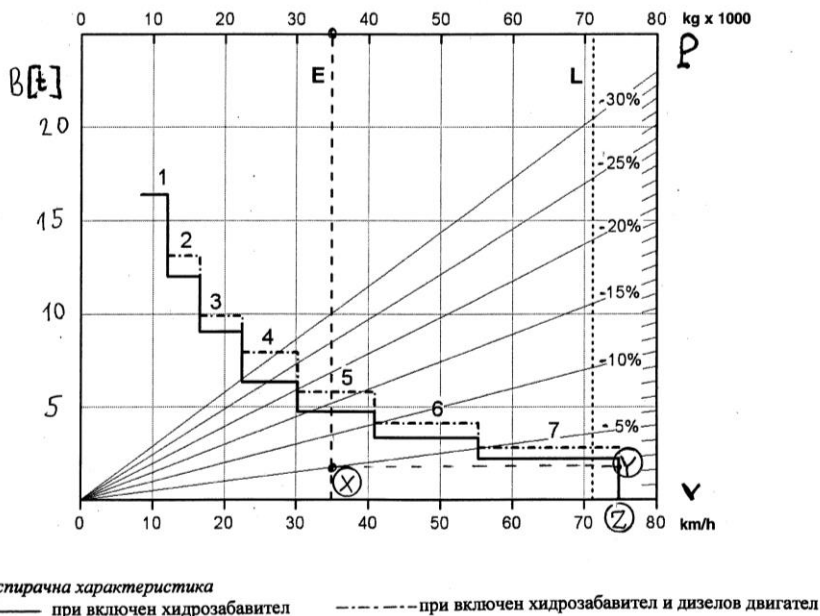
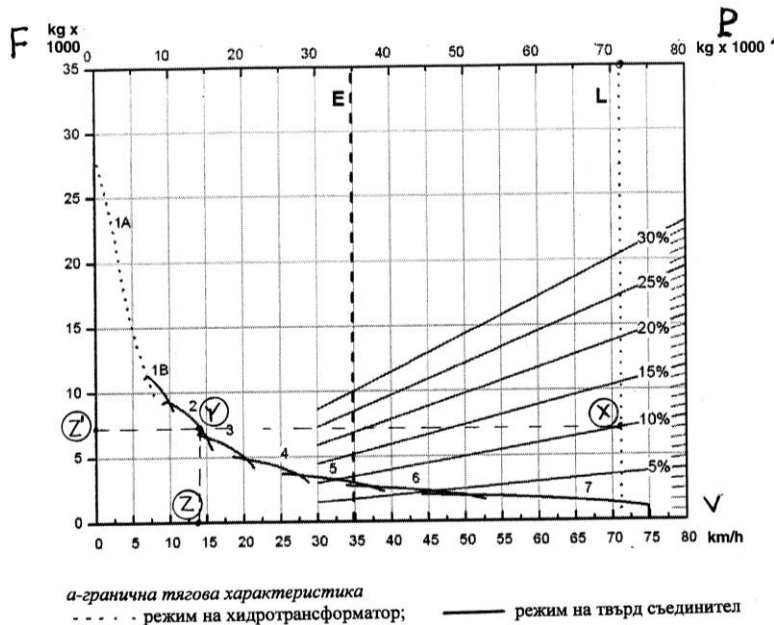
$L_i$ [m]	при потегляне (участъци 1 и 4)	при движение без спиране (у-ци 2, 3, 5 и 6)
0 - 100	0,25 - 0,50	0,50 - 0,70
100 - 250	0,35 - 0,60	0,60 - 0,75
250 - 500	0,50 - 0,65	0,70 - 0,80
500 - 750	0,60 - 0,70	0,75 - 0,85
750 - 1000	0,65 - 0,75	0,80 - 0,85
Над 1000	0,7 - 0,85	0,80 - 0,90

За участъци 1, 3, 4 и 6 (движение по хоризонтален път или път с малък наклон) се взимат най-малките стойности на  $k_v$  от диапазона. За участък 5 (движение надолу при голям наклон) се взима най-голямата стойност от диапазона. За участък 2 (движение нагоре при голям наклон) се взима средната стойност от диапазона.

Нека да определим по графиката от фиг.1а необходимата теглителна сила и максималната скорост на натоварения самосвал Caterpillar 770 ( $P=71,2t$ ) при движение нагоре в

изходната траншея на рудника (участък №2 от трасето). Наклонът на траншеята е  $i_2=5\%$ , а пътят е в средно състояние ( $w_{o2}=5\%$ ).

На една графика (фиг.1а) се нанасят граничната тягова характеристика на самосвала  $F=f(v)$  и зависимостите  $F=f(P)$  при различни общи относителни съпротивления  $w_i$  [%] (5%, 10%, 15% и т.н.), където:  $F_i$  [kg] - необходими теглителни сили на самосвала за участъците с различни  $w_i$ .



Фиг.1. Характеристики на самосвал Caterpillar 770 с хидромеханична предавка, максимална товароподемност 36,3 t и седемскоростна кутия  
 Е - празен самосвал; L - натоварен самосвал; v - скорост на движение на самосвала; F - теглителна сила на самосвала; P - пълна маса на самосвала (собствена маса + маса на товара); B - спирачна сила на самосвала

Зависимостите  $F_i=f(P)$  представляват прави линии, започващи от точката с координати 0,0 и преминаващи през точките с координати  $P, F_i$ , където:

$$F_i = 10 \cdot w_i \cdot P, \text{ kg} \quad (25)$$

От точката, съответстваща на  $P=71200\text{kg}$  прекарваме вертикална линия L до пресичането на правата, съответстваща на  $w=10\%$  ( $w_2=w_{o2}+i_2=5+5=10$ ). От пресечната точка X прекарваме хоризонтална линия до пресичането и с ординатната ос в т. Z и отчитаме

необходимата теглителна сила  $F_2=7400\text{kg}$ . От пресечната точка  $Y$  на тази линия с граничната тягова характеристика спускаме вертикална линия до пресичането и с абсцисната ос в т.З и отчитаме максималната скорост на самосвала за този участък  $v_{2\text{max}}=14\text{km/h}$  (самосвалът работи на 2-ра степен).

Нека сега да определим по графиката от фиг.16 максималната безопасна скорост на празния самосвал Caterpillar 770 ( $m=34,6\text{t}$ ) при спускане надолу в изходната траншея на рудника (участък №5 от трасето). Наклонът на траншеята е  $i_2=10\%$ , а пътят е в средно състояние ( $w_{02}=5\%$ ).

На една графика (фиг.16) се нанасят граничната спирачна характеристика на самосвала  $B=f(v)$  и зависимостите  $B=f(P)$  при различни общи относителни съпротивления  $w_i[\%]$  (-5%, -10%, -15% и т.н.), където:  $B_i[\text{kg}]$  - необходими теглителни сили на самосвала за участъците с различни  $w_i$ .

Зависимостите  $B_i=f(P)$  представляват прави линии, започващи от точката с координати 0,0 и преминаващи през точките с координати  $P, B_i$ , където

$$B_i = 10 \cdot w_i \cdot P, \text{ kg.} \quad (26)$$

От точката, съответстваща на  $m=34600\text{kg}$  прекарваме вертикална линия Е до пресичането на правата, съответстваща на  $w=-5\%$  ( $w_5=w_{05}+i_5=5-10=-5$ ). От пресечната точка Х прекарваме хоризонтална линия до пресичането и с граничната тягова характеристика. От пресечната точка  $Y$  спускаме вертикална линия до пресичането и с абсцисната ос в т.З и отчитаме максималната скорост на самосвала за този участък  $v_{5\text{max}}=74,5\text{km/h}$  при включена 7-ма степен.

Според правилника за безопасност, обаче, скоростта на самосвала при спускане не може да бъде по-голяма от  $40\text{km/h}$ . За да поддържа тази скорост самосвалът трябва да работи с включена 5-та степен на скоростната кутия (при която максималната скорост е  $41\text{km/h}$ ), и водачът трябва да натиска леко механичната спирачка.

### Продължителност на рейса на самосвала

$$T = \sum_{i=1}^6 t_i + t_H + t_p + t_M = 3,01 + 2,6 + 1,15 + 0,3 = 7,06 \text{ min.} \quad (27)$$

където:  $t_H$  [min] е времето за натоварване на самосвала;  
 $t_p$  - времето за разтоварване на самосвала ( $t_p = 0,5 - 2 \text{ min}$ );  
 $t_M$  - времето за маневри при натоварване ( $t_M = 0,1 - 0,5 \text{ min}$ );

$$t_H = n_k \cdot t_{c1} = 4,065 = 2,6 \text{ min} \quad (28)$$

$t_{c1}$  - продължителността на един цикъл на челния товарач или багера ( $t_{c1} = 0,55 - 0,75 \text{ min}$  за челни товарачи).

### Производителност на самосвала

$$Q = n_k \cdot q \cdot k_3 \cdot \rho \cdot \frac{60}{T} \cdot k_n = 4,5 \cdot 6,0 \cdot 9,1 \cdot 6 \cdot \frac{60}{7,06} \cdot 0,83 = 219 \text{ t/h}, \quad (29)$$

където  $k_n$  е коефициентът на производителност ( $k_n = 0,7 - 0,83$ ).

### Проверка на продължителната тангенциална мощност на самосвала

$$N_m^{\infty} > N_m^{\infty} \quad 227 > 158 \text{ kW}, \quad (30)$$

където  $N_m^{\infty}$  е необходимата продължителна тангенциална мощност;

$$N_m^{\infty} = \frac{F_{\infty} v_{cp}}{3,6} = \frac{29,19,7}{3,6} = 158 \text{ kW} \quad (31)$$

$F_{\infty}$  [kN] - продължителната теглителна сила на самосвала;  
 $v_{cp}$  [km/h] - средната скорост на движение на самосвала.

$$F_{\infty} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^6 F_i^2 \cdot t_i}{T}} = \quad (32)$$

$$= \sqrt{\frac{32,2^2 \cdot 1,32 + 96,9^2 \cdot 0,42 + 32,2^2 \cdot 0,4 + 16,95^2 \cdot 0,33 + 16,95^2 \cdot 0,46}{7,06}} =$$

$$= 29 \text{ kN}$$

За участък №5 теглителната сила е отрицателна и не се включва в горната формула.

$$v_{cp} = 0,06 \cdot \frac{\sum_{i=1}^6 L_i}{\sum_{i=1}^6 t_i} = 0,06 \cdot \frac{330 + 50 + 120 + 120 + 50 + 330}{3,01} =$$

$$= 19,7 \text{ km/h} \quad (33)$$

### Литература

- Дьяков, В.А. 1986. *Транспортные машины и комплексы открытых разработок*. М., Недра. 385 с.  
 Овчинников, В.М. 2006. *Гидравлические передачи тепловозов*. Белорусский государственный университет транспорта. Гомель, 321 с.  
 Komatsu. *Погрузчики, экскаваторы, карьерные самосвалы. Расчет производительности.*, справочник.  
 Caterpillar. *Construction mining trucks.*, справочник.