

**БУДІВЕЛЬНИЙ ФАКУЛЬТЕТ**

**Кафедра “Будівельні, колійні та  
вантажно-розвантажувальні машини”**

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

**до виконання практичних занять  
та самостійних робіт з дисципліни**

***“ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНІ ТА  
ВАНТАЖНО-РОЗВАНТАЖУВАЛЬНІ МАШИНИ”***

**Харків 2011**

Методичні вказівки розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри “Будівельні, колійні та вантажно-розвантажувальні машини 11 листопада 2009 р., протокол № 3.

Дані методичні вказівки призначені для студентів спеціальності 7.090214 “Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і устаткування” всіх форм навчання.

У методичних вказівках надається методика розрахунку механізмів та окремих елементів, що застосовуються у підйомно-транспортних машинах або у технологіях роботи з їх використанням.

Укладачі:

доценти А.В. Євтушенко,

А.В. Погребняк,

старш. викл. В.М. Орел

Рецензент

доц. В.М. Гончаров

## МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання практичних занять  
та самостійних робіт з дисципліни

*“ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНІ ТА  
ВАНТАЖНО-РОЗВАНТАЖУВАЛЬНІ МАШИНИ”*

Відповідальний за випуск Євтушенко А.В.

Редактор Еткало О.О.

---

Підписано до друку 24.11.09 р.

Формат паперу 60x84 1/16 . Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 0,75. Тираж 150. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Українська державна академія залізничного транспорту  
61050, Харків - 50, майдан Фейербаха, 7

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 2874 від 12.06.2007 р.

УКРАЇНСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ  
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ

Кафедра “Будівельні, колійні та  
вантажно-розвантажувальні машини”

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ  
до виконання практичних занять  
та самостійних робіт  
з дисципліни “Підйомно-транспортні та вантажно-  
розвантажувальні машини”  
для студентів спеціальності 7.090214  
усіх форм навчання

Харків – 2009

Методичні вказівки розглянуті і рекомендовані до друку на засіданні кафедри БКВРМ 11 листопада 2009 р., протокол № 3.

Дані методичні вказівки призначені для студентів спеціальності 7.090214 “Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і устаткування” всіх форм навчання.

У методичних вказівках надається методика розрахунку механізмів та окремих елементів, що застосовуються у підйомно-транспортних машинах або у технологіях роботи з їх використанням.

Укладачі:

доценти А.В. Євтушенко,

А.В. Погребняк,

ст.викладач В.М. Орел

Рецензент

доц. В.М. Гончаров

## ЗМІСТ

|                         |    |
|-------------------------|----|
| Завдання 1 .....        | 4  |
| Завдання 2 .....        | 8  |
| Завдання 3 .....        | 11 |
| Завдання 4 .....        | 14 |
| Завдання 5 .....        | 16 |
| Завдання 6 .....        | 19 |
| Список літератури ..... | 22 |

## Завдання 1

Визначити опір пересуванню й потужність механізму пересування електроталі (рисунок 1). Робота в закритому приміщенні, шлях горизонтальний. Розрахункові дані надано у таблиці 1.

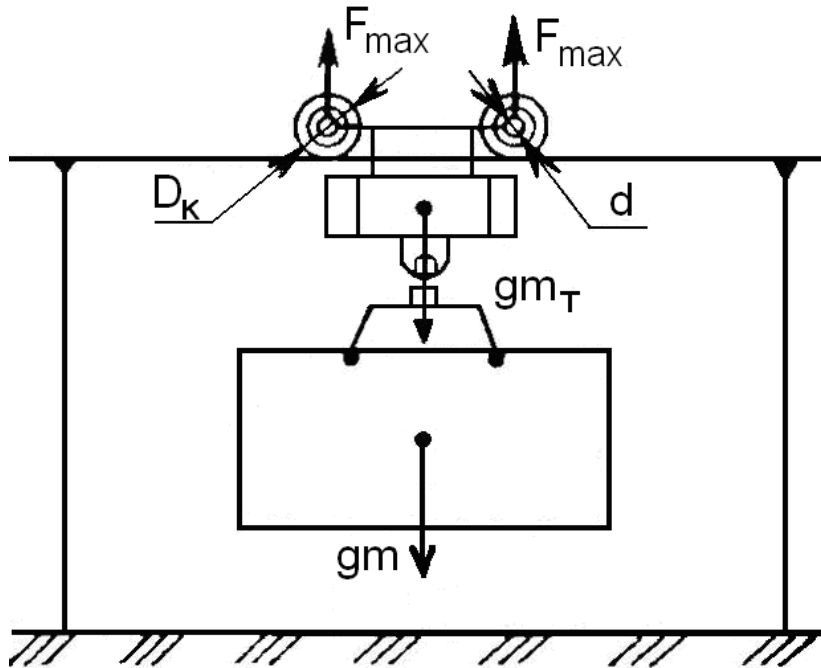


Рисунок 1 - Схема до розрахунку потужності механізму пересування електроталі

При симетричному розташуванні коліс ( $Z_k=4$ ) щодо осі підвісу навантаження на колесо  $F_{max}$ , Н,

$$F_{max} = \frac{g(m + m_T)}{Z_k},$$

де  $m$  – вантажопідйомність, кг (таблиця 1);  
 $m_T$  – власна маса електроталі, кг (таблиця 1);  
 $Z_k$  – кількість коліс,  $Z_k=4$ .

Діаметр колеса  $D_k$ , мм,

$$D_k = \frac{k_v \cdot F_{max}}{b[p]},$$

де  $k_v$  – коефіцієнт впливу швидкості;

$b$  – ширина колеса,  $b = 30$  мм;  
 $[p]$  – допустимий тиск,  $[p] = 3$  МПа;  
 $F_{max}$  – навантаження на колесо, Н.

Отриманий результат (діаметр колеса  $D_k$ ) потрібно округлити до цілого числа.

Коефіцієнт впливу швидкості  $k_v$

$$k_v = 1 + 0,2v,$$

де  $v$  – швидкість пересування електроталі, м/с (таблиця 1).

Опір пересуванню електроталі  $F$ , Н,

$$F = (m + m_T)g \left( \frac{2\mu + fd}{D_k} \right) k_p,$$

де  $\mu$  – коефіцієнт тертя кочення колеса, мм (таблиця 1);  
 $f$  – коефіцієнт опору підшипників кочення (таблиця 1);  
 $k_p$  – коефіцієнт, що враховує опір тертя реборд коліс і торців втулок,  $k_p = 2$ ;  
 $d$  – діаметр підшипника, мм. Приймаємо  $d \approx 0,25 D_k$ .

Потужність при сталому русі  $P$ , кВт,

$$P = \frac{F \cdot v}{\eta},$$

де  $\eta$  – загальний ККД механізму пересування електроталі,  $\eta = 0,9$ ;  
 $v$  – швидкість пересування електроталі, м/с (таблиця 1);  
 $F$  – опір пересуванню електроталі, Н.

Після визначення потужності потрібно вибрати електродвигун з [1], вказавши його тип, потужність, кВт, і частоту обертів,  $\text{хв}^{-1}$ .

Після вибору електродвигуна визначаємо його номінальний момент  $T_n$ , Нм,

$$T_n = \frac{30P}{\pi \cdot n},$$

де  $P$  – потужність вибраного електродвигуна, кВт;  
 $n$  – частота обертів вибраного електродвигуна, хв<sup>-1</sup>.

Нормальна робота механізму пересування електроталі без буксування забезпечується якщо виконується умова

$$\frac{(m + m_T)g \cdot f_k}{Z_k} > \frac{F}{Z_B},$$

де  $Z_B$  – кількість ведучих коліс,  $Z_B=2$ ;  
 $f_k$  – коефіцієнт тертя колеса по рейці,  $f_k=0,16$ .

Визначаємо час гальмування  $t_T$ , с,

$$t_T = \frac{(m + m_T) \cdot v}{F_{max} \left[ f_k \cdot Z_B + \frac{2\mu + fd}{D_k} (Z_k - Z_B) \right]},$$

де  $m$  – вантажопідйомність, кг (таблиця 1);  
 $m_T$  – власна маса електроталі, кг (таблиця 1);  
 $Z_k$  – кількість коліс,  $Z_k=4$ ;  
 $v$  – швидкість пересування електроталі, м/с (таблиця 1);  
 $F_{max}$  – навантаження на колесо, Н;  
 $\mu$  – коефіцієнт тертя кочення колеса, мм (таблиця 1);  
 $f$  – коефіцієнт опору підшипників кочення (таблиця 1);  
 $D_k$  – діаметр колеса, мм;  
 $d$  – діаметр підшипника, мм.

Визначаємо прискорення  $a$ , м/с<sup>2</sup>,

$$a = v/t_T.$$

Діапазон припустимих значень прискорення знаходиться у межах: 0,4...1 м/с<sup>2</sup>.

Передаточне число механізму привода пересування  $u$

$$u = n/n_k = \frac{\pi \cdot D_k \cdot n}{60 \cdot v}.$$

Після визначення передаточного числа механізму привода пересування електроталі потрібно вибрати редуктор згідно з



рекомендаціями [2, 3] і додатками [1], а також записати тип редуктора, кількість ступенів, його передаточне число та на яку потужність він розрахований. Зробити висновок відносно вибраного двигуна й редуктора.

Таблиця 1 – Розрахункові дані

| Варіант | V, м/с | m, кг | m <sub>r</sub> , кг | μ, мм | f     |
|---------|--------|-------|---------------------|-------|-------|
| 1       | 2      | 3     | 4                   | 5     | 6     |
| 1       | 0,4    | 3500  | 1000                | 0,4   | 0,02  |
| 2       | 0,32   | 3000  | 900                 | 0,35  | 0,025 |
| 3       | 0,35   | 3200  | 950                 | 0,32  | 0,018 |
| 4       | 0,45   | 3300  | 980                 | 0,38  | 0,022 |
| 5       | 0,38   | 3400  | 850                 | 0,33  | 0,024 |
| 6       | 0,30   | 3100  | 800                 | 0,34  | 0,021 |
| 7       | 0,31   | 3600  | 900                 | 0,35  | 0,023 |
| 8       | 0,4    | 3400  | 950                 | 0,33  | 0,022 |
| 9       | 0,32   | 3500  | 850                 | 0,4   | 0,024 |
| 10      | 0,35   | 3000  | 800                 | 0,35  | 0,02  |
| 11      | 0,45   | 3200  | 900                 | 0,32  | 0,025 |
| 12      | 0,38   | 3300  | 1000                | 0,38  | 0,018 |
| 13      | 0,30   | 3400  | 900                 | 0,33  | 0,022 |
| 14      | 0,31   | 3100  | 950                 | 0,34  | 0,024 |
| 15      | 0,4    | 3600  | 980                 | 0,35  | 0,021 |
| 16      | 0,32   | 3300  | 850                 | 0,33  | 0,023 |
| 17      | 0,35   | 3500  | 800                 | 0,4   | 0,022 |
| 18      | 0,45   | 3000  | 900                 | 0,35  | 0,024 |
| 19      | 0,38   | 3200  | 980                 | 0,32  | 0,02  |
| 20      | 0,30   | 3300  | 850                 | 0,38  | 0,025 |
| 21      | 0,31   | 3400  | 1000                | 0,33  | 0,018 |
| 22      | 0,4    | 3100  | 900                 | 0,34  | 0,022 |
| 23      | 0,32   | 3600  | 950                 | 0,35  | 0,024 |
| 24      | 0,35   | 3500  | 980                 | 0,32  | 0,021 |
| 25      | 0,45   | 3000  | 850                 | 0,38  | 0,023 |
| 26      | 0,38   | 3200  | 800                 | 0,33  | 0,023 |
| 27      | 0,30   | 3300  | 900                 | 0,34  | 0,022 |

Продовження таблиці 1

| 1  | 2    | 3    | 4   | 5    | 6     |
|----|------|------|-----|------|-------|
| 28 | 0,31 | 3400 | 850 | 0,35 | 0,024 |
| 29 | 0,38 | 3100 | 800 | 0,33 | 0,02  |
| 30 | 0,30 | 3600 | 900 | 0,32 | 0,025 |

## Завдання 2

Визначити потужність електротягача для переміщення візка з вантажем (рисунок 2). Робота в закритому приміщенні, шлях горизонтальний. Розрахункові дані надано у таблиці 2.

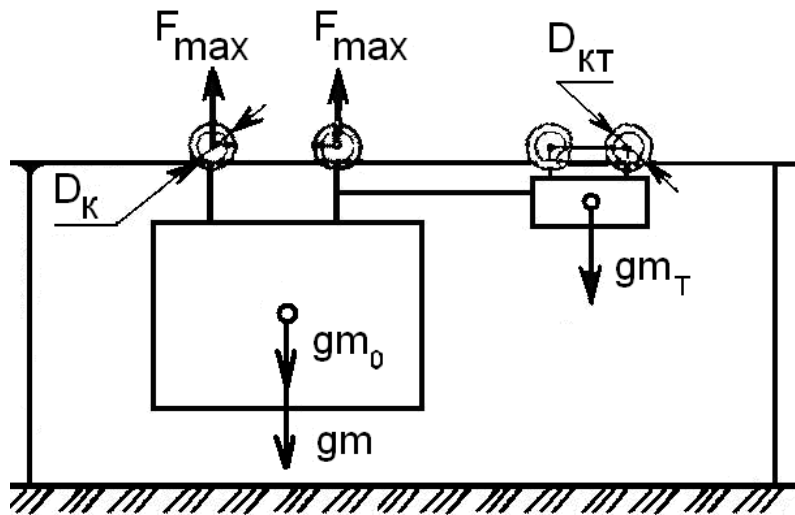


Рисунок 2 – Схема до розрахунку потужності електротягача

Виконаємо перевірку за тиском, що припадає на одне колесо  $P$ , МПа,

$$P = \frac{F_{max} \cdot k_v}{b \cdot D_k} \leq [p],$$

де  $F_{max}$  – навантаження на колесо, Н;  
 $k_v$  – коефіцієнт впливу швидкості;  
 $b$  – ширина колеса,  $b = 30$  мм;  
 $D_k$  – діаметр колеса, мм (таблиця 2);  
 $[p]$  – допустимий тиск,  $[p] = 2$  МПа (для коліс з чавуну).

Коефіцієнт впливу швидкості  $k_v$   
 $k_v = 1 + 0,2v$ ,

де  $v$  – швидкість пересування візка, м/с (таблиця 2).

Навантаження на одне колесо візка  $F_{max}$ , Н,

$$F_{max} = \frac{g(m + m_o)}{Z_k},$$

де  $Z_k$  – кількість коліс,  $Z_k = 4$ .

Визначаємо опір перекочуванню (окружне зусилля на ведучих колесах тягача) при рушанні з місця й однакових діаметрах коліс візка тягача  $D_k = D_{kT}$

$$F_t = (m + m_T + m_o) \left( g \frac{2\mu + fd}{D_k} + \frac{v}{t_{II}} \right),$$

де  $m$  – вантажопідйомність візка, кг (таблиця 2);  
 $m_T$  – власна маса тягача, кг (таблиця 2);  
 $m_o$  – власна маса візка, кг (таблиця 2);  
 $D_k$  – діаметр колеса, мм (таблиця 2);  
 $d$  – діаметр підшипника, мм. Приймаємо  $d \approx 0,25 D_k$ ;  
 $\mu$  – коефіцієнт тертя кочення колеса,  $\mu = 0,4$  мм;  
 $f$  – коефіцієнт опору підшипників кочення,  $f = 0,02$ ;  
 $v$  – швидкість пересування візка, м/с (таблиця 2);  
 $t_{II}$  – час пуску, с. Приймаємо  $t_{II} = 2$  с.

Після отримання результату зробіть висновок: яким чином можна знизити опір перекочуванню.

Визначаємо частоту обертання колеса  $n_k$ ,  $\text{хв}^{-1}$ ,

$$n_k = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D_k},$$

де  $D_k$  – діаметр колеса, м (таблиця 2);  
 $v$  – швидкість пересування візка, м/с (таблиця 2).

Визначаємо потужність при рушанні з місця  $P$ , кВт,

$$P = \frac{T \cdot \omega}{\eta} = F_t \frac{D_k}{2} \cdot \frac{\pi \cdot n_k}{30\eta},$$

де  $D_k$  – діаметр колеса, м (таблиця 2);  
 $n_k$  – частота обертання колеса,  $\text{хв}^{-1}$ ;  
 $F_t$  – опір перекочуванню, Н;

$\eta$  – ККД механізму пересування,  $\eta=0,9$ .

Після визначення потужності  $P$ , кВт, потрібно вибрати електродвигун з [1], вказавши його тип, потужність, кВт, і частоту обертів,  $\text{хв}^{-1}$ .

Визначаємо передаточне число механізму привода пересування  $u$  від електродвигуна до ведучого колеса

$$u = n / n_k,$$

де  $n$  – частота обертання ротора електродвигуна, який було вибрано,  $\text{хв}^{-1}$ ;

$n_k$  – частота обертання колеса,  $\text{хв}^{-1}$ .

Після визначення передаточного числа механізму привода пересування потрібно вибрати редуктор згідно з рекомендаціями [2, 3] і додатками [1], а також записати тип редуктора, кількість ступенів, його передаточне число та на яку потужність він розрахований. Зробити висновок відносно вибраного двигуна й редуктора.

Найменшу масу тягача  $m_{T.min}$ , кг, визначають із умов рушання з місця без буксування за співвідношенням

$$F_t < f_k \frac{Z_k}{Z_B} g m_{T.min}.$$

Звідки

$$m_{T.min} = \frac{Z_B \cdot F_t}{f_k \cdot Z_k \cdot g},$$

де  $f_k$  – коефіцієнт тертя колеса по рейці,  $f_k=0,12$ ;

$Z_k$  – кількість коліс тягача,  $Z_k=4$ . ( $Z_k = Z_B$ ).

Після визначення маси тягача  $m_{T.min}$ , кг, зробити висновок про надійність забезпечення зчеплення колеса з рейкою.

Таблиця 2 – Розрахункові дані

| Варіант | V, м/с | m, кг | m <sub>T</sub> , кг | m <sub>o</sub> , кг | D <sub>k</sub> , мм |
|---------|--------|-------|---------------------|---------------------|---------------------|
| 1       | 0,80   | 500   | 600                 | 200                 | 160                 |
| 2       | 0,85   | 550   | 550                 | 250                 | 150                 |
| 3       | 0,75   | 600   | 500                 | 300                 | 140                 |
| 4       | 0,70   | 650   | 650                 | 150                 | 160                 |
| 5       | 0,65   | 700   | 400                 | 350                 | 150                 |
| 6       | 0,90   | 450   | 500                 | 400                 | 140                 |

|    |      |     |     |     |     |
|----|------|-----|-----|-----|-----|
| 7  | 0,80 | 600 | 550 | 150 | 160 |
| 8  | 0,85 | 500 | 550 | 250 | 150 |
| 9  | 0,75 | 450 | 600 | 200 | 140 |
| 10 | 0,70 | 500 | 500 | 250 | 160 |
| 11 | 0,65 | 550 | 550 | 300 | 150 |
| 12 | 0,90 | 600 | 550 | 200 | 140 |
| 13 | 0,80 | 650 | 600 | 250 | 160 |
| 14 | 0,85 | 700 | 500 | 200 | 150 |
| 15 | 0,75 | 450 | 600 | 150 | 140 |
| 16 | 0,80 | 600 | 550 | 200 | 160 |
| 17 | 0,85 | 500 | 500 | 200 | 150 |
| 16 | 0,80 | 600 | 550 | 200 | 160 |
| 17 | 0,85 | 500 | 500 | 200 | 150 |
| 18 | 0,75 | 450 | 650 | 250 | 140 |
| 19 | 0,70 | 500 | 400 | 300 | 160 |
| 20 | 0,65 | 550 | 500 | 150 | 150 |
| 21 | 0,90 | 600 | 550 | 350 | 140 |
| 22 | 0,80 | 650 | 550 | 400 | 160 |
| 23 | 0,85 | 700 | 600 | 150 | 150 |
| 24 | 0,75 | 450 | 550 | 250 | 140 |
| 25 | 0,70 | 600 | 500 | 200 | 160 |
| 26 | 0,65 | 500 | 650 | 250 | 150 |
| 27 | 0,90 | 450 | 400 | 300 | 140 |
| 28 | 0,80 | 550 | 500 | 150 | 160 |
| 29 | 0,85 | 600 | 550 | 350 | 150 |
| 30 | 0,75 | 650 | 600 | 400 | 140 |

### **Завдання 3**

Визначити опір повороту крана й необхідну для цього потужність (рисунок 3). Розрахункові дані надано у таблиці 3. Робота в закритому приміщенні.

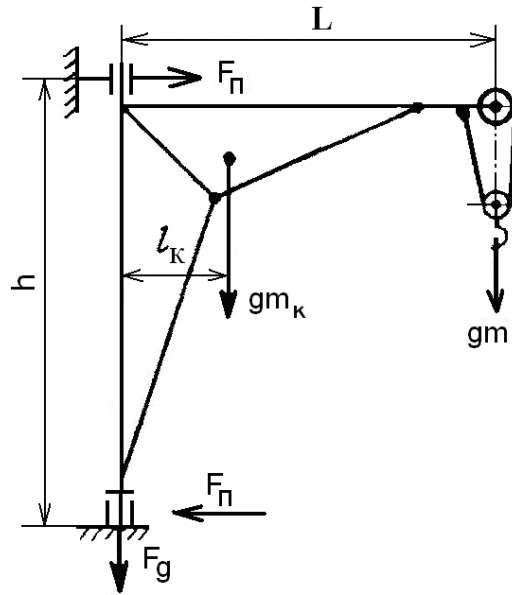


Рисунок 3 – Схема до розрахунку опору повороту крана

Визначаємо сумарне навантаження на п'яту  $F_g$ , Н (рисунок 3)

$$F_g = (m + m_k)g ,$$

де  $m$  – вантажопідйомність, кг (таблиця 3);  
 $m_k$  – маса крана, кг. Приймаємо  $m_k = 0,7 m$ .

Визначаємо реакцію на опорах крана  $F_{П}$ , Н, (рисунок 3)

$$F_{П} = g(m \cdot L + m_k \cdot l_k)h ,$$

де  $L$  – виліт, м (таблиця 3);  
 $l_k$  – відстань центра ваги до осі повороту, м. Приймаємо  $l_k = 0,3 L$ ;  
 $h$  – відстань між опорами, м (таблиця 3).

Визначаємо частоту обертання крана  $n$ , хв<sup>-1</sup>,

$$n = \frac{60 \cdot v}{2\pi \cdot L} ,$$

де  $v$  – швидкість повороту, м/с (таблиця 3).

Визначаємо момент опору повороту  $T_{П}$ , Нм, за формулою

$$T_{\Pi} = T_f + T_{ik} = f_{\Pi}(2F_{\Pi} \cdot r_u + F_g \cdot r_{\Pi}) + (m \cdot L^2 + m_k \cdot l_k^2) \frac{\pi \cdot n}{30 \cdot t_{\Pi}},$$

де  $f_{\Pi}$  – коефіцієнт опору повороту на опорах кочення,  $f_{\Pi}=0,02$ ;  
 $r_{\Pi}$  – радіус п'яти,  $r_{\Pi}=0,05$  м;  
 $r_u$  – радіус цапфи,  $r_u=0,05$  м;  
 $t_{\Pi}$  – час розбігу крана,  $t_{\Pi}=3$  с.

Визначаємо потужність повороту крана  $P$ , Вт,

$$P = \frac{T_{\Pi} \cdot \omega}{\eta} = \frac{T_{\Pi} \cdot \pi \cdot n}{30\eta},$$

де  $\eta$  – ККД механізму повороту,  $\eta=0,8$ .

Після визначення потужності  $P$ , кВт, потрібно вибрати електродвигун з [1], вказати тип, потужність, кВт, і частоту обертів,  $\text{хв}^{-1}$ .

Таблиця 3 – Розрахункові дані

| Варіант | V, м/с | m, кг | L, м | h, м |
|---------|--------|-------|------|------|
| 1       | 0,5    | 3000  | 4    | 3    |
| 2       | 0,55   | 2500  | 4,5  | 2,5  |
| 3       | 0,6    | 2000  | 5    | 3,5  |
| 4       | 0,45   | 3500  | 3,5  | 4    |
| 5       | 0,65   | 1500  | 5,5  | 4,5  |
| 6       | 0,7    | 1000  | 6    | 3,2  |
| 7       | 0,45   | 3000  | 4    | 3,1  |
| 8       | 0,5    | 2500  | 4,5  | 3    |
| 9       | 0,55   | 2000  | 5    | 3    |
| 10      | 0,4    | 3500  | 3,5  | 2,5  |
| 11      | 0,5    | 1500  | 5,5  | 3,5  |
| 12      | 0,55   | 1000  | 6    | 4    |
| 13      | 0,6    | 3000  | 4    | 4,5  |
| 14      | 0,45   | 2500  | 4,5  | 3,2  |
| 15      | 0,65   | 2000  | 5    | 3,1  |
| 16      | 0,7    | 3500  | 3,5  | 3    |
| 17      | 0,45   | 1500  | 5,5  | 3    |
| 18      | 0,5    | 1000  | 6    | 2,5  |

Продовження таблиці 3

| 1  | 2    | 3    | 4   | 5   |
|----|------|------|-----|-----|
| 19 | 0,55 | 3000 | 4   | 3,5 |
| 20 | 0,4  | 2500 | 4,5 | 4   |
| 21 | 0,5  | 2000 | 5   | 4,5 |
| 22 | 0,55 | 3500 | 3,5 | 3,2 |
| 23 | 0,6  | 1500 | 5,5 | 3,1 |
| 24 | 0,45 | 1000 | 6   | 3   |
| 25 | 0,65 | 3000 | 4   | 3,2 |
| 26 | 0,7  | 2500 | 4,5 | 3,1 |
| 27 | 0,45 | 2000 | 5   | 3   |
| 28 | 0,5  | 3500 | 3,5 | 3   |
| 29 | 0,55 | 1500 | 5,5 | 2,5 |
| 30 | 0,4  | 1000 | 6   | 3,5 |

#### Завдання 4

Визначити основні параметри гвинтового транспортера (рисунок 4). Розрахункові дані надано у таблиці 4. Приймаємо: гвинт суцільний, однозаходний; співвідношення кроку до діаметра  $k=l_p / D=0,8$ .

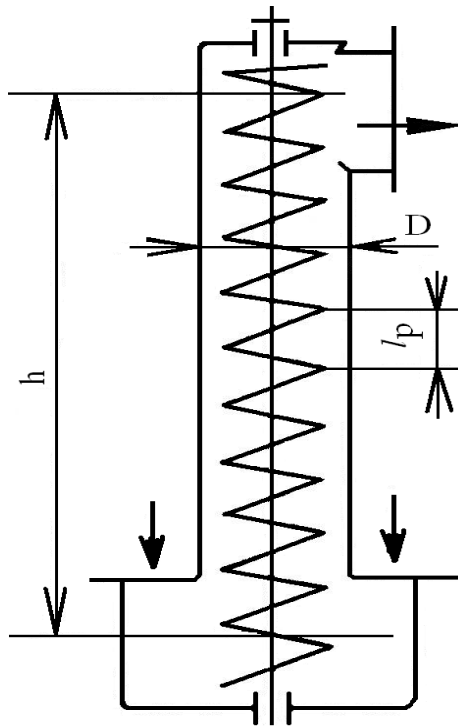


Рисунок 4 – Схема для визначення основних параметрів гвинтового транспортера

Визначаємо діаметр гвинта  $D$ , м,



$$D = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot Q}{k_{II} \cdot k \cdot \omega \cdot \rho}}$$

- де  $Q$  – продуктивність, кг/с (таблиця 4);  
 $k_{II}$  – коефіцієнт продуктивності (таблиця 4);  
 $\rho$  – щільність вантажу, кг/м<sup>3</sup> (таблиця 4);  
 $k$  – коефіцієнт співвідношення кроку до діаметра,  $k=0,8$ .  
 $\omega$  – кутова швидкість, рад<sup>-1</sup> (користуючись таблицею 4, визначити  $\omega$ ).

Після отримання значення діаметра  $D$ , мм, приймаємо відповідно до ГОСТ 23976-80 (100, 120, 150, 200, 250, 300, 400, 500, 600 мм) діаметр гвинта й знаходимо крок гвинта за формулою

$$l_p = k D,$$

- де  $D$  – діаметр гвинта, мм (прийнятий згідно з ГОСТ 23976-88).  
Орієнтовно потужність електродвигуна  $P$ , кВт,

$$P = k_n \cdot k_{IIp} \cdot k_\beta \cdot g \cdot Q \cdot h \cdot k_o / \eta,$$

- де  $k_n$  – коефіцієнт, що враховує інерцію при запуску,  $k_n=1,1$ ;  
 $k_{IIp}$  – коефіцієнт опору від переміщення вантажу,  $k_{IIp}=1,2$ ;  
 $k_\beta$  – коефіцієнт, що враховує вплив кута нахилу (при вертикальному транспортуванні),  $k_\beta=3$ ;  
 $k_o$  – коефіцієнт опору переміщенню,  $k_o=2$ ;  
 $h$  – висота переміщення вантажу, м (таблиця 4);  
 $\eta$  – ККД механізму привода (таблиця 4).

Після визначення потужності  $P$ , кВт, потрібно вибрати електродвигун з [1], вказати тип, потужність, кВт, і частоту обертів, хв<sup>-1</sup>.

*Примітка* – При користуванні таблицею 4 звертайте увагу на розмірність даних у ній та в тексті завдання.

Таблиця 4 – Розрахункові дані

| Варіант | Q, т/год | h, м | k <sub>n</sub> | ρ, кг/м <sup>3</sup> | n, хв <sup>-1</sup> | η |
|---------|----------|------|----------------|----------------------|---------------------|---|
|---------|----------|------|----------------|----------------------|---------------------|---|

|    |    |     |      |     |     |      |
|----|----|-----|------|-----|-----|------|
| 1  | 40 | 4,0 | 0,4  | 630 | 500 | 0,98 |
| 2  | 45 | 4,5 | 0,41 | 650 | 550 | 0,9  |
| 3  | 50 | 5,0 | 0,42 | 620 | 600 | 0,8  |
| 4  | 55 | 5,5 | 0,43 | 640 | 450 | 0,85 |
| 5  | 60 | 3,5 | 0,39 | 610 | 530 | 0,87 |
| 6  | 57 | 4,0 | 0,44 | 600 | 540 | 0,95 |
| 7  | 40 | 4,5 | 0,42 | 620 | 500 | 0,8  |
| 8  | 45 | 5,0 | 0,4  | 640 | 550 | 0,85 |
| 9  | 50 | 5,5 | 0,41 | 610 | 600 | 0,98 |
| 10 | 55 | 3,5 | 0,42 | 630 | 450 | 0,9  |
| 11 | 60 | 4,0 | 0,43 | 650 | 530 | 0,8  |
| 12 | 57 | 4,5 | 0,39 | 620 | 540 | 0,85 |
| 13 | 40 | 5,0 | 0,44 | 640 | 450 | 0,87 |
| 14 | 45 | 5,5 | 0,43 | 610 | 500 | 0,95 |
| 15 | 50 | 3,5 | 0,39 | 600 | 550 | 0,95 |
| 16 | 55 | 4,0 | 0,4  | 620 | 600 | 0,8  |
| 17 | 60 | 4,5 | 0,41 | 640 | 450 | 0,98 |
| 18 | 57 | 5,0 | 0,42 | 630 | 530 | 0,9  |
| 19 | 40 | 5,5 | 0,43 | 650 | 540 | 0,8  |
| 20 | 45 | 3,5 | 0,39 | 620 | 530 | 0,85 |
| 21 | 50 | 4,0 | 0,44 | 640 | 540 | 0,87 |
| 22 | 55 | 4,5 | 0,42 | 610 | 500 | 0,95 |
| 23 | 60 | 5,0 | 0,4  | 600 | 550 | 0,8  |
| 24 | 57 | 5,5 | 0,41 | 620 | 600 | 0,98 |
| 25 | 40 | 3,5 | 0,42 | 630 | 450 | 0,9  |
| 26 | 45 | 4,5 | 0,43 | 650 | 530 | 0,8  |
| 27 | 50 | 4,0 | 0,39 | 620 | 540 | 0,85 |
| 28 | 55 | 4,5 | 0,44 | 640 | 600 | 0,87 |
| 29 | 60 | 5,0 | 0,42 | 610 | 450 | 0,95 |
| 30 | 57 | 5,5 | 0,43 | 600 | 530 | 0,85 |

### Завдання 5

Перевірити стійкість грейферного навантажувача (рисунок 5). Розрахункові дані надано у таблиці 5. Точка N – центр тяжіння трактора (грейферного навантажувача); точка H – центр тяжіння робочого обладнання; лінія MD – довжина проекції відвалу; точки A, C – місця розташування виносних опор.

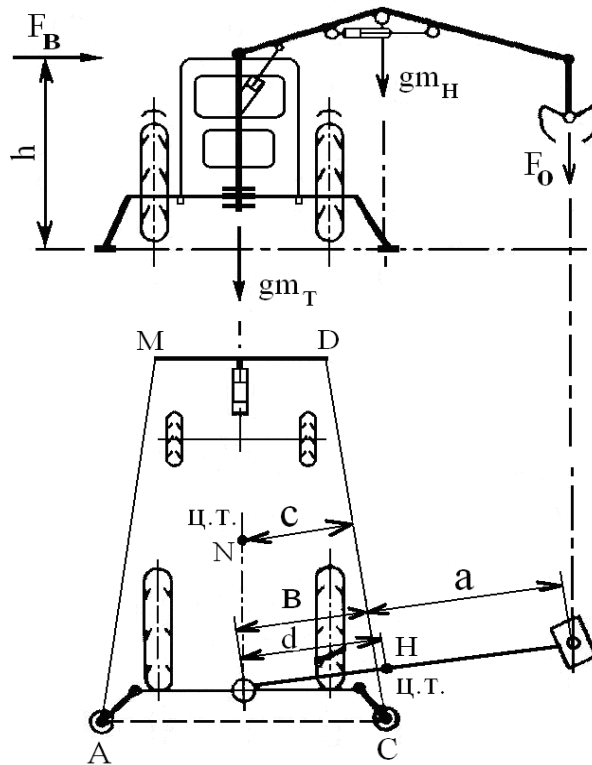


Рисунок 5 – Схема до перевірки стійкості навантажувача

Найменша стійкість навантажувача буде при розташуванні стріли перпендикулярно лінії можливого перекидання.

Визначаємо коефіцієнт вантажної стійкості  $\kappa_T$  грейферного навантажувача

$$\kappa_T = (M_T - M_H - M_B) / M_G ,$$

- де  $M_G$  – момент від маси трактора, Нм;  
 $M_B$  – момент від вітрового навантаження, Нм;  
 $M_T$  – момент від вантажу, Нм;  
 $M_H$  – момент від робочого обладнання, Нм. Дія інерційних сил врахований в моменті від вантажу.

Визначаємо момент від маси трактора  $M_G$ , Нм,

$$M_T = c \cdot g \cdot m_T,$$

- де  $c$  – плече моменту, м (таблиця 5);  
 $m_T$  – маса трактора,  $m_T = 6000$  кг.

Визначаємо момент від вітрового навантаження  $M_B$ , Нм,

$$M_B = h \cdot F_B = h p A,$$

де  $h$  – плече моменту,  $h = 1,5$  м;

$F_B$  – сила дії вітру, Н;

$p$  – питомий тиск вітру,  $p = 150$  Па;

$A$  – підвітряна площа, м<sup>2</sup>. Підвітряна площа враховує площу трактора і вантажу (таблиця 5).

Далі потрібно визначити моменти відносно лінії перекидання від вантажу  $F_o$  й робочого обладнання  $gm_H$  згідно з даними у таблиці 5. Потім визначити величину  $k_T$  і зробити висновок виходячи з того, що значення коефіцієнта вантажної стійкості  $k_T$  повинно бути не менш ніж 1,15.

Таблиця 5 – Розрахункові дані

| Варіант | $m_H$ , кг | $a$ , м | $b$ , м | $c$ , м | $d$ , м | $F_o$ , кН | $A$ , м <sup>2</sup> |
|---------|------------|---------|---------|---------|---------|------------|----------------------|
| 1       | 2          | 3       | 4       | 5       | 6       | 7          | 8                    |
| 1       | 1600       | 1,9     | 1,2     | 1,2     | 1,3     | 14         | 2                    |
| 2       | 1500       | 1,4     | 1,2     | 1,1     | 1,3     | 14,5       | 2,1                  |
| 3       | 1550       | 1,5     | 1,1     | 1,0     | 1,2     | 15         | 2,2                  |
| 4       | 1700       | 1,6     | 1,3     | 1,1     | 1,4     | 15,5       | 2,3                  |
| 5       | 1800       | 1,7     | 1,4     | 1,2     | 1,5     | 16         | 2,4                  |
| 6       | 1900       | 1,8     | 1,3     | 1,3     | 1,4     | 16,5       | 2,5                  |
| 7       | 1600       | 1,9     | 1,2     | 1,1     | 1,3     | 17,0       | 2,6                  |
| 8       | 1500       | 2,0     | 1,2     | 1,0     | 1,4     | 14         | 2,7                  |
| 9       | 1550       | 2,1     | 1,1     | 1,1     | 1,3     | 14,5       | 2                    |
| 10      | 1700       | 1,9     | 1,3     | 1,2     | 1,4     | 15         | 2,1                  |
| 11      | 1800       | 1,4     | 1,4     | 1,2     | 1,5     | 15,5       | 2,2                  |
| 12      | 1900       | 1,5     | 1,3     | 1,1     | 1,4     | 16         | 2,3                  |
| 13      | 1600       | 1,6     | 1,2     | 1,2     | 1,4     | 16,5       | 2,4                  |
| 14      | 1500       | 1,7     | 1,2     | 1,1     | 1,3     | 17,0       | 2,5                  |
| 15      | 1550       | 1,8     | 1,1     | 1,0     | 1,3     | 14         | 2                    |
| 16      | 1700       | 1,9     | 1,3     | 1,2     | 1,4     | 14,5       | 2,1                  |
| 17      | 1800       | 2,0     | 1,4     | 1,2     | 1,5     | 15         | 2,2                  |
| 18      | 1900       | 2,1     | 1,3     | 1,3     | 1,4     | 15,5       | 2,3                  |
| 19      | 1600       | 1,9     | 1,2     | 1,2     | 1,3     | 16         | 2,4                  |
| 20      | 1500       | 1,4     | 1,2     | 1,1     | 1,4     | 16,5       | 2,5                  |
| 21      | 1550       | 1,5     | 1,1     | 1,0     | 1,2     | 17,0       | 2,6                  |
| 22      | 1700       | 1,6     | 1,3     | 1,0     | 1,4     | 14         | 2,7                  |
| 23      | 1800       | 1,7     | 1,4     | 1,2     | 1,5     | 14,5       | 2                    |

Продовження таблиці 5

| 1  | 2    | 3   | 4   | 5   | 6   | 7    | 8   |
|----|------|-----|-----|-----|-----|------|-----|
| 24 | 1900 | 1,8 | 1,3 | 1,1 | 1,4 | 15   | 2,1 |
| 25 | 1600 | 1,9 | 1,2 | 1,2 | 1,4 | 15,5 | 2,2 |
| 26 | 1500 | 2,0 | 1,2 | 1,1 | 1,4 | 16   | 2,3 |
| 27 | 1550 | 2,1 | 1,1 | 1,0 | 1,3 | 16,5 | 2,4 |
| 28 | 1700 | 1,5 | 1,3 | 1,1 | 1,4 | 14   | 2,5 |
| 29 | 1800 | 16  | 1,4 | 1,2 | 1,4 | 14,5 | 2,6 |
| 30 | 1900 | 1,7 | 1,3 | 1,3 | 1,4 | 15   | 2,7 |

### Завдання 6

Вибрати й перевірити працездатність гальма (рисунок 6) для механізму підйому (рисунок 7) за даними таблиці 6. Визначаємо статичний момент  $T_c$ , Нм, на валу електродвигуна, на якому встановлюють гальмо

$$T_c = \frac{m \cdot g \cdot D_6 \cdot \eta}{2u_{II} \cdot u},$$

де  $m$  – вантажопідйомність, кг (таблиця 6);  
 $D_6$  – діаметр барабана, м (таблиця 6);  
 $\eta$  – ККД механізму (таблиця 6);  
 $u$  – передаточне відношення механізму (таблиця 6);  
 $u_{II}$  – кратність поліспасти (потрібно визначити користуючись рисунком 7).

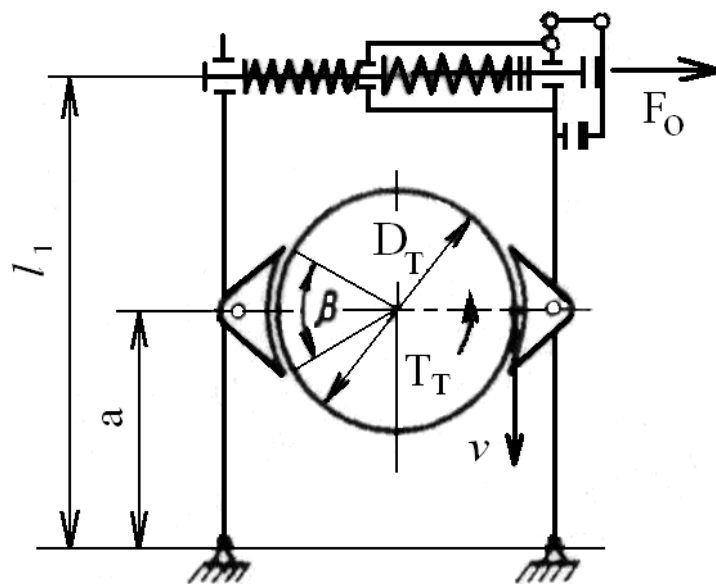


Рисунок 6 – Схема до розрахунку гальма механізму підйому

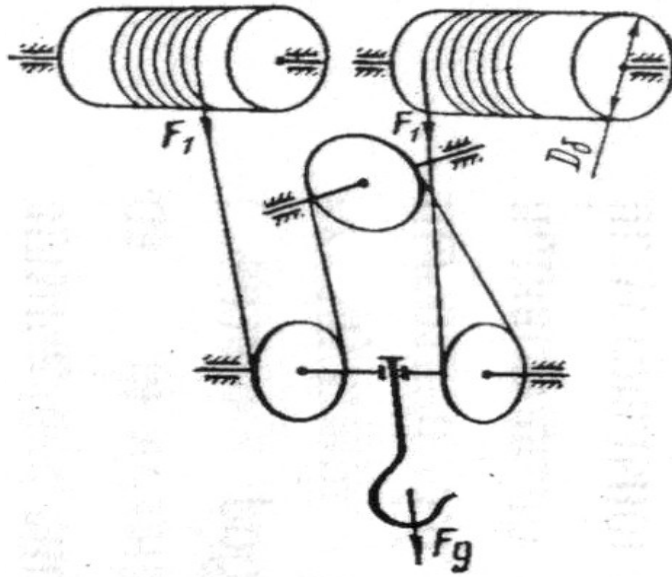


Рисунок 7 – Схема механізму підйому

Визначаємо гальмівний момент  $T_T$ , Нм, для середнього режиму роботи

$$T_T = k_T \cdot T_C,$$

де  $k_T$  – коефіцієнт запасу,  $k_T = 1,8$ .

Користуючись довідковим матеріалом [1] потрібно вибрати колодкове гальмо та вказати: типорозмір гальма, найбільший гальмівний момент  $[T_T]$ , Нм, діаметр гальмівного шківa  $D_T$ , м, тип електромагніта (якщо замикання здійснюється за допомогою електромагніта) та розміри, що відповідають позначенням на рисунку 6, а саме:  $a$  (плече дії пружини),  $l_1$  (довжина важеля). Приймаємо кут обхвату шківa колодкою  $\beta = 70^\circ$ .

Прийнявши коефіцієнт тертя вальцованої азбестової стрічки по сталі  $f = 0,4$ , визначаємо зусилля основної пружини  $F_o$ , Н,

$$F_o = \frac{T_T \cdot a}{f \cdot D_T \cdot l_1 \cdot \eta_T},$$

де  $\eta_T$  – ККД гальма,  $\eta_T = 0,9$ ;  
 $D_T$  – діаметр гальмівного шківa, м.

Працездатність і довговічність гальм перевіряють:

а) за тиском  $p$ , МПа, між колодкою й шківом

$$p = \frac{T_T}{f \cdot D_T \cdot b \cdot s \cdot \eta_T},$$

де  $\eta_T$  – ККД гальма,  $\eta_T = 0,9$ ;

$T_T$  – гальмівний момент для середнього режиму роботи, Нм;

$f$  – коефіцієнт тертя,  $f = 0,4$ ;

$D_T$  – діаметр гальмівного шківа, м;

$b$  – ширина колодки, м. Приймаємо  $b \approx 0,2 \cdot D_T$ ;

$s$  – дуга обхвату шківа колодкою, м. Приймаємо  $s \approx \pi \cdot D_T \cdot \beta / 360$ ;

б) за нагріванням і зношуванням при  $n$ , хв<sup>-1</sup> (таблиця 6)

$$p \cdot v = p \cdot \pi \cdot D_T \cdot n / 60.$$

Для колодкових гальм прийнятно  $[pv] = 2,5 \dots 5$  МПа\*м/с.

За результатами перевірок «а» і «б» зробити висновок.

Таблиця 6 – Розрахункові дані

| Варіант | m, кг | D <sub>б</sub> , м | η    | u    | n, хв <sup>-1</sup> |
|---------|-------|--------------------|------|------|---------------------|
| 1       | 2     | 3                  | 4    | 5    | 6                   |
| 1       | 3500  | 0,175              | 0,76 | 16,4 | 890                 |
| 2       | 3200  | 0,180              | 0,75 | 15   | 910                 |
| 3       | 3000  | 0,185              | 0,74 | 11,1 | 900                 |
| 4       | 2800  | 0,190              | 0,73 | 13,9 | 915                 |
| 5       | 4000  | 0,195              | 0,72 | 9,53 | 920                 |
| 6       | 5000  | 0,200              | 0,77 | 13,4 | 935                 |
| 7       | 4500  | 0,175              | 0,78 | 10,7 | 950                 |
| 8       | 6300  | 0,180              | 0,79 | 14,5 | 955                 |
| 9       | 2250  | 0,185              | 0,80 | 13   | 965                 |
| 10      | 2500  | 0,190              | 0,70 | 14   | 870                 |
| 11      | 3600  | 0,195              | 0,76 | 16,2 | 975                 |

Продовження таблиці 6

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
|---|---|---|---|---|---|
|---|---|---|---|---|---|

|    |      |       |      |      |     |
|----|------|-------|------|------|-----|
| 12 | 7100 | 0,200 | 0,75 | 18,5 | 980 |
| 13 | 3500 | 0,175 | 0,74 | 12,5 | 985 |
| 14 | 3200 | 0,180 | 0,73 | 14,2 | 890 |
| 15 | 3000 | 0,185 | 0,72 | 16,8 | 910 |
| 16 | 2800 | 0,190 | 0,77 | 16,4 | 900 |
| 17 | 4000 | 0,195 | 0,78 | 15   | 915 |
| 18 | 5000 | 0,200 | 0,79 | 11,1 | 920 |
| 19 | 4500 | 0,175 | 0,80 | 13,9 | 935 |
| 20 | 6300 | 0,180 | 0,70 | 9,53 | 950 |
| 21 | 2250 | 0,185 | 0,76 | 13,4 | 975 |
| 22 | 2500 | 0,190 | 0,75 | 10,7 | 980 |
| 23 | 2250 | 0,195 | 0,74 | 14,5 | 985 |
| 24 | 2500 | 0,200 | 0,73 | 13   | 890 |
| 25 | 3600 | 0,175 | 0,72 | 14   | 910 |
| 26 | 7100 | 0,180 | 0,77 | 16,2 | 900 |
| 27 | 3500 | 0,185 | 0,78 | 18,5 | 915 |
| 28 | 3200 | 0,190 | 0,79 | 12,5 | 920 |
| 29 | 3000 | 0,195 | 0,80 | 14,2 | 935 |
| 30 | 2800 | 0,200 | 0,70 | 16,8 | 950 |

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРИ

1 Кузьмин А.В., Марон Ф.Л. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин. – Минск: Вышэйша шк., 1983. – 350 с.

2 Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. Государственный нормативный акт об охране труда ДНАОП № 0-1.03-93. – К., 1994. – 268 с.

3 Иванченко Ф.К. Конструкция и расчет подъемно-транспортных машин. - 2-е изд., перераб. и доп. – К.: Вища шк. Головное изд-во, 1988. – 424 с.

4 Александров М.П. Грузоподъемные машины: Учеб. для вузов. – М.: Высш. шк., 2000. – 552 с.



МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ  
до виконання практичних занять  
з дисципліни “Підйомно-транспортні та вантажно-  
розвантажувальні машини”  
для студентів спеціальності 7.090214  
усіх форм навчання

Відповідальний за випуск Євтушенко А.В.

Редактор

---

Підписано до друку \_\_\_\_\_

Формат паперу 60\*84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк. арк.

Обл.-вид. акр.

Замовлення №

.Тираж 150 .Ціна

---

Видавництво УкрДАЗТ, свідоцтво ДК №112 від 06.07.2000р.

Друкарня УкрДАЗТу,

61050, Харків – 50, пл. Фейербаха, 7