



UNIVERZITET U NOVOM SADU  
POLJOPRIVREDNI FAKULTET

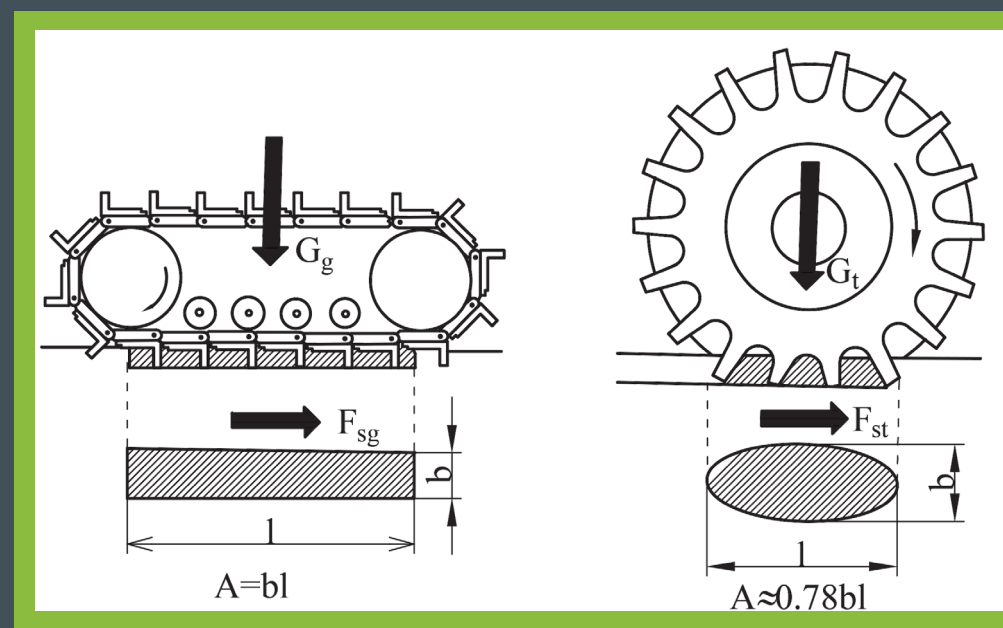
**ZBIRKA ZADATAKA IZ  
POLJOPRIVREDNIH TRAKTORA**



**ZBIRKA ZADATAKA IZ  
POLJOPRIVREDNIH TRAKTORA**

Prof. dr Ratko NIKOLIĆ, prof. dr Mirko SIMIKIĆ  
prof. dr Lazar SAVIN, mast. inž. polj. Srđan VEJNOVIĆ

Ratko NIKOLIĆ, Mirko SIMIKIĆ  
Lazar SAVIN, Srđan VEJNOVIĆ



Novi Sad, 2023.



# ZBIRKA ZADATAKA POLJOPRIVREDNI TRAKTORI

Dr Ratko Nikolić, redovni profesor  
Dr Mirko Simikić, redovni profesor,  
Dr Lazar Savin, redovni profesor,  
Mast. inž. polj. Srđan Vejnović,



Novi Sad, 2023.

**UNIVERZITET U NOVOM SADU  
POLJOPRIVREDNI FAKULTET**

---

## **EDICIJA „POMOĆNI UDŽBENIK“**

### **Osnivač i izdavač Edicije:**

*Poljoprivredni fakultet Univerziteta u Novom Sadu  
Trg Dositeja Obradovića 8  
21000 Novi Sad*

### **Godina osnivanja:**

*1954.*

### **Glavni i odgovorni urednik Edicije:**

*Dr Nedeljko Tica, redovni profesor,  
dekan Poljoprivrednog fakulteta Univerziteta u Novom Sadu*

### **Članovi Komisije za izdavačku delatnost:**

*Pro. dr Branislav Vlahović*

*Prof. dr Ivana Davidov*

*Doc. dr Dejan Beuković*

*Doc. dr Ksenija Mačkić*

Udžbenik odobren odlukom Nastavno-naučnog veća Poljoprivrednog fakulteta Univerziteta u Novom Sadu **od 03.07.2017.** god. Sva prava zadržava izdavač.

CIP - Каталогизација у публикацији  
Библиотека Матице српске, Нови Сад

**ISBN 978-86-7520-407-7**



**Autori:**

Dr Ratko Nikolić, redovni profesor  
Dr Mirko Simikić, redovni profesor,  
Dr Lazar Savin, redovni profesor,  
Mast. inž. polj. Srđan Vejnović,  
Poljoprivredni fakultet Univerziteta u Novom Sadu

**Glavni i odgovorni urednik:**

Dr Nedeljko Tica, redovni profesor,  
dekan Poljoprivrednog fakulteta Univerziteta u Novom Sadu

**Urednici:**

Dr Ratko Nikolić, redovni profesor,  
Dr Lazar Savin, redovni profesor  
Poljoprivredni fakultet Univerziteta u Novom Sadu

**Tehnički urednik:**

Mast. inž. polj. Srđan Vejnović  
Poljoprivredni fakultet Univerziteta u Novom Sadu

**Izrada crteža i unos teksta:**

Autori

**Lektor:**

Branka Zarifović, master profesor jezika i književnosti.

**Recenzenti:**

Dr Milan Tomić, redovni profesor,  
Poljoprivredni fakultet Univerziteta u Novom Sadu

Dr Dragan Ružić, vanredni profesor,  
Fakultet tehničkih nauka Univerziteta u Novom Sadu

Dr Rajko Bugarin, redovni profesor,  
Poljoprivredni fakultet Univerziteta u Novom Sadu

**Izdavač:**

Univerzitet u Novom Sadu, Poljoprivredni fakultet

**Zabranjeno preštampavanje i fotokopiranje. Sva prava zadržava izdavač.**

**Štampanje odobrio:**

Komisija za izdavačku delatnost  
Poljoprivrednog fakulteta u Novom Sadu

**Tiraž:**

20 komada

**Mesto i godina izdavanja:**

Novi Sad, 2023. god.

## **PREDGOVOR**

Ova zbirka zadataka sadrži zadatke iz oblasti poljoprivrednih traktora, a namenjena je studentima poljoprivrednih i mašinskih fakulteta.

Knjiga-zbirka zadataka podeljena je na devet poglavlja:

Poglavlje I Prenosni mehanizam

Poglavlje II Hodni sistem

Poglavlje III Sistem za upravljanje

Poglavlje IV Sistem za kočenje

Poglavlje V Podizni sistem

Poglavlje VI Elektroinstalacija

Poglavlje VII Formiranje i korišćenje traktorskih sistema u poljoprivredi

Poglavlje VIII Potrošnja goriva i maziva u mašinskom parku

Poglavlje IX Stabilnost i prohodnost traktorskih sistema

Ukupno 213 zadataka u oblasti Poljoprivrednih traktora.

Za objavljivanje ove knjige posebno zahvaljujemo Poljoprivrednom fakultetu koji je obezbedio sredstva za štampanje, kao i recenzentima, lektorima i urednicima koji su svojim sugestijama pomogli da se poboljša kvalitet rukopisa.

Takođe, zahvaljujemo i svima onima koji će nam pomoći svojim primedbama i savetima da uočeni propusti i greške budu otklonjeni u narednom izdanju.

Novi Sad, 19.05.2022. god.

Autori

## SADRŽAJ

1. Poglavlje I Prenosni mehanizam	1
2. Poglavlje II Hodni sistem	25
3. Poglavlje III Sistem za upravljanje	63
4. Poglavlje IV Sistem za kočenje	93
5. Poglavlje V Podizni sistem	107
6. Poglavlje VI Elektroinstalacija	117
7. VII Formiranje i korišćenje traktorskih sistema u poljoprivredi	121
8. Poglavlje VIII Potrošnja goriva i maziva u mašinskom parku	223
9. Poglavlje IX Stabilnost i prohodnost traktorskih sistema	233



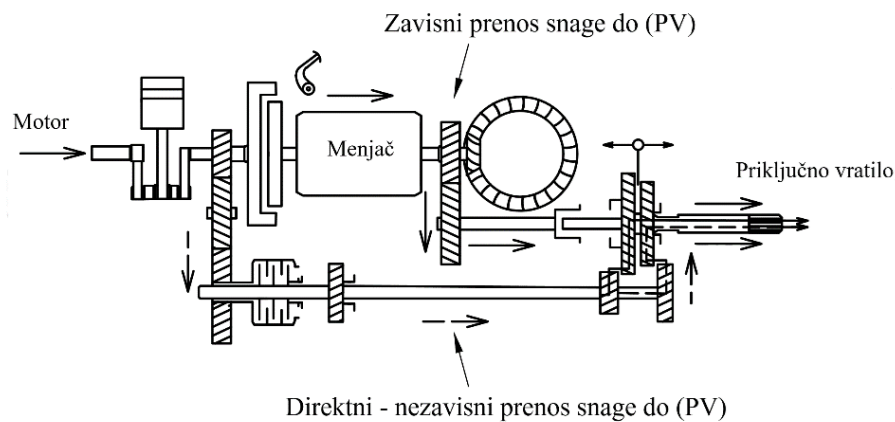
## **PRENOSNI MEHANIZAM**

### **Zadatak 1**

---

• **Postavka:**

Prema sl. 1 usvojiti potrebne parametre i definisati mehanički stepen korisnosti transmisije do priključnog vratila.



**Sl. 1. Kombinovani mehanički prenos snage do priključnog vratila**  
**Fig. 1. Combined mechanical transmission of power to PTO**

• **Odrediti:**

1. Mehanički stepen korisnosti transmisije do priključnog vratila ( $\eta_{trpv}$ )

• **Rešenje:**

1. Mehanički stepen efikasnosti transmisije do priključnog vratila može da se izračuna pomoću jednačine:

$$\eta_{trpv} = \eta_c^a \cdot \eta_k^b \cdot \eta_l^c \cdot \eta_z^d \quad (1)$$

gde je:

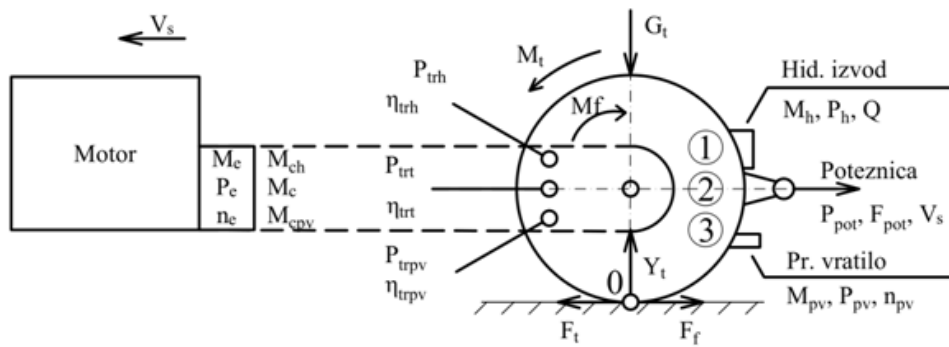
- $\eta_c$  - stepen korisnosti para cilindričnih zupčanika, a - broj pari cilindričnih zupčanika
- $\eta_k$  - stepen korisnosti para koničnih zupčanika, b - broj pari kočničnih zupčanika
- $\eta_l$  - stepen korisnosti ležajeva, e - broj ležajeva
- $\eta_z$  - stepen korisnosti zaptivnih materijala, d - broj zaptivnih materijala

### **Zadatak 2.**

---

• **Postavka:**

Prema sl. 2 usvojiti potrebne parametre u prenosu snage od motora, preko transmisije, do priključne mašine ( $\eta_{trt}$  i  $\eta_{trg}$ ).



Sl. 2. Način prenosa snage do priključne mašine  
Fig. 2. Power transmission to the implement

Oznake na slici su:

- $M_m$  i  $\omega_m$  - obrtni moment i ugaona brzina motora
- $M_t$  i  $M_g$  - obrtni moment na točkovima ili gusenicama
- $M_h + P_h$  - obrtni moment i snaga na hidrauličkim izvodima
- $M_{pv}$  - obrtni moment na priključnom vratilu
- $G_t$  i  $G_g$  - težina na točkovima ili gusenicama
- $F_t$  - pogonska sila na točkovima ili gusenicama
- $F_f$  - otpor kretanja
- $Y_t$  i  $Y_g$  - normalna reakcija na točku i gusenici

• **Odrediti:**

1. Mehanički stepen korisnosti transmisije do točkova ili gusenica (sl. 2.)  
Koristeći mehanički stepen korisnosti cilindričnih zupčanika ( $\eta_c = 0,985 - 0,99$ ), a koničnih ( $\eta_k = 0,975 - 0,98$ ).

• **Rešenje:**

Mehanički stepen korisnosti transmisije do točkova i gusenica prema sl. 2:

1. Jednačina za izračunavanje mehaničkog stepena korisnosti transmisije do točkova glasi:

$$\eta_{trt} = \eta_c^{nc} \cdot \eta_k^{nk} \cdot \left(1 - g_m \cdot \frac{M_n}{M_m}\right) \quad (1)$$

2. Jednačina za izračunavanje mehaničkog stepena:

$$\eta_{trt} = \eta_c^{nc} \cdot \eta_k^{nk} \cdot \eta_{trgu} \left(1 - g_m \cdot \frac{M_n}{M_m}\right) \quad (2)$$

gde je:

- $M_n$  - nominalni obrtni moment motora
- $M_m$  - maksimalni obrtni moment motora
- $g_m$  - 0,03-0,05 učešće momenta po praznom hodu u nominalnom obrtnom momentu motora
- $\eta_{trgu}$  - mehanički stepen korisnosti gusenica
- $n_c, n_k$  - broj pari zupčanika, cilindričnih i koničnih
- $\eta_c, \eta_k$  - koeficijent korisnosti para cilindričnih i koničnih zupčanika

2. Mehanički stepen korisnosti može da se prikaže kao:

$$\eta_{trt} = \eta_{trtp} \cdot \eta_{trto} \quad (3)$$

gde je:

$\eta_{trtp}$  - mehanički stepen korisnosti na praznom hodu

$\eta_{trto}$  - mehanički stepen korisnosti pri opterećenju

\* Mehanički stepen korisnosti na praznom hodu je:

$$\eta_{trtp} = 1 - g_m \cdot M_n \quad (4)$$

\* Mehanički stepen korisnosti pri opterećenju je:

$$\eta_{trto} = \eta_c^{nc} \cdot \eta_k^{nk} \quad (5)$$

\* U proračunu obično se usvaja:

$$\eta_{trt} = 0,88 - 0,93 \quad (6)$$

### Zadatak 3

---

- **Postavka:**

Prema sl. 1 iz zadatka 1 odabrati potrebne parametre i definisati mehanički stepen korisnosti transmisije do hidrauličkih izvoda ( $\eta_{trh}$ ).

- **Odrediti:**

1. Mehanički stepen korisnosti transmisije do hidrauličkih izvoda ( $\eta_{trh}$ )

2. Snaga na hidrauličkim izvodima ( $P_h$ )

- **Rešenje:**

1. Mehanički stepen korisnosti transmisije do hidrauličkih izvoda ( $\eta_{trh}$ ):

Ukupni gubici u prenosu snage do izvoda su:

- mehanički pogon pumpe
- gubici u pumpi
- gubici u cevovodima do izvoda

Opšta jednačina za izračunavanje mehaničkog stepena korisnosti transmisije do hidrauličkih izvoda je:

$$\eta_{trh} = \eta_c^a \cdot \eta_k^b \cdot \eta_p \cdot \eta_{cv} \quad (1)$$

gde je:

$\eta_p$  - stepen korisnosti pumpe

$\eta_{cv}$  - stepen korisnosti cevi za prenos ulja do izvoda

U praksi se uzima da je mehanički stepen korisnosti do hidrauličkih izvoda  $\eta_{trh} = 0,96 - 0,98$

2. Snaga na hidrauličkim izvodima ( $P_h$ ):

$$P_h = \frac{p \cdot Q}{600} \text{ (kW)} \quad (2)$$

gde je:

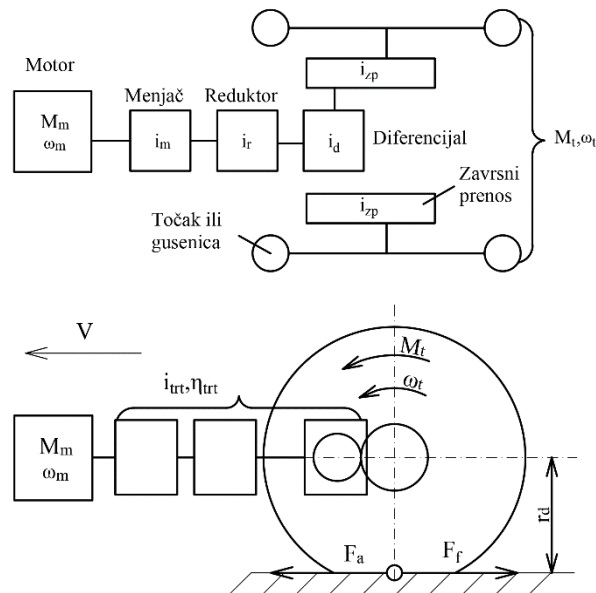
$p$  - pritisak ulja (bar)

$Q$  - protok ulja (l/min)

## Zadatak 4

- **Postavka:**

Prema sl. 3 odabrati potrebne parametre i definisati obrtni moment i pogonsku silu na točkovima ili gusenicama.



Sl. 3. Šema prenosa obrtnog momenta do pogonskih točkova ili gusenice  
Fig. 3. Transmission of torque to drive wheels or track

- **Odrediti:**

1. Obrtni moment na točkovima ili gusenicama ( $M_t$ )
2. Pogonsku silu na točkovima ili gusenicama ( $F_t$ )

- **Rešenje:**

1. Obrtni moment na točkovima ili gusenicama  
Obrtni moment pri ravnomernom kretanju ( $v=const$ ), pri ustaljenom opterećenju ( $M_o=const$ ), može se izračunati na:

– točkovima:

$$M_t = M_m \cdot i_{trt} \cdot \eta_{trt} \quad (1)$$

– gusenicama:

$$M_g = M_m \cdot i_{trg} \cdot \eta_{trg} \quad (2)$$

Obrtni moment na točkovima i gusenicama pri neravnomernom kretanju ( $v \neq const$ ) i neravnomernom opterećenju ( $M_o \neq const$ ) može da se uzme u obzir i moment inercije motora ( $i_m$ ), moment inercije rotacionih elemenata u transmisiji ( $i_x$ ) i moment inercije rotacionih masa u hodnom sistemu ( $i_{hs}$ ).

2. Pogonska sila na točkovima ili gusenicama

Ako se obrtni moment ( $M_t$ ) podeli sa dinamičkim poluprečnikom ( $r_d$ ), dobija se pogonska sila ( $F_t$ ).



$$F_t = \frac{M_t}{r_d} = \frac{M_m \cdot i_{trt} \cdot \eta_{trt}}{r_d} \quad (3)$$

gde je:

- $M_m$  (Nm) - obrtni moment motora koji se prenosi
- $i_{trt}$  - prenosni odnos u transmisiji do točkova ili gusenica
- $\eta_{trt}$  - mehanički stepen korisnosti transmisije do točkova ili gusenica
- $r_d$  - dinamički prečnik točka ili datog prenosnika.

## Zadatak 5

---

- **Postavka:**

Zglobni traktor IMT-5360 razvija snagu od  $P_e = 265$  kW na zamajcu, a koeficijent korisnog dejstva transmisije  $\eta_{trt} = 0,85$ .

- **Odrediti:**

1. Gubitak snage u transmisiji ( $\eta_{trt}$ )

- **Rešenje:**

1. Snaga izgubljena u transmisiji do točkova je:

$$P_{trt} = P_e \cdot (1 - \eta_{trt}) = 265 \cdot (1 - 0,85) = 39,75 \text{ kW}$$

## Zadatak 6

---

- **Postavka:**

Pri radu traktor IMT-5106 razvija snagu od  $P_e = 77$  kW na zamajcu, koeficijent korisnog dejstva transmisije je  $\eta_{trt} = 0,86$ .

- **Odrediti:**

1. Gubitak snage na transmisiju ( $P_{trt}$ )
2. Snagu na pogonskim točkovima ( $P_t$ )

- **Rešenje:**

1. Izgubljena snaga u transmisiji je:

$$P_{trt} = P_e \cdot (1 - \eta_{trt}) = 77 \cdot (1 - 0,86) = 10,78 \text{ kW}$$

2. Snaga na pogonskim točkovima je:

$$P_t = P_e - P_{trt} = 77 - 10,78 = 66,22 \text{ kW}$$

## Zadatak 7

---

- **Postavka:**

Traktor IMT-542 razvija snagu od  $P_e = 29$  kW na zamajcu pri 2.000 o/min kolenastog vratila, koeficijent korisnog dejstva transmisije je  $\eta_{trt} = 0,88$ .

- **Odrediti:**

1. Gubitak snage na klizanje, ako je broj obrtaja pogonskih točkova na određenom putu pri opterećenju  $n_o = 100$ , a na praznom hodu  $n_p = 95$ .

- **Rešenje:**

1. Gubitak snaga na klizanje je:

– klizanje pogonskih točkova je:

$$\delta = \frac{n_o - n_p}{n_o} = \frac{100 - 95}{100} = 0,05$$

– gubitak snage u transmisiji je:

$$P_{tr} = P_e \cdot (1 - \eta_{trt}) = 29 \cdot (1 - 0,88) = 3,48 \text{ kW}$$

– snaga na pogonskim točkovima:

$$P_t = P_e - P_{trt} = 29 - 3,48 = 25,52 \text{ kW}$$

– gubitak snage na klizanje je:

$$P_\delta = P_t \cdot \delta = 25,52 \cdot 0,05 = 1,276 \text{ kW}$$

## Zadatak 8

---

- **Postavka:**

Traktor IMT-5173 DV razvija snagu motora od  $P_e = 122 \text{ kW}$ , pri radu sa kombinovanim oruđem troši na vuču  $P_v = 70 \text{ kW}$ , a na pogon radnih organa preko priključnog vratila  $P_{pv} = 30 \text{ kW}$ .

- **Odrediti:**

1. Vučni koeficijent korisnog dejstva traktora ( $\eta_v$ )
2. Ukupni koeficijent korisnog dejstva ( $\eta_u$ )

- **Rešenje:**

1. Vučni koeficijent korisnog dejstva traktora je:

$$\eta_v = \frac{P_v}{P_e} = \frac{70}{122} = 0,57$$

2. Ukupni koeficijent korisnog dejstva je:

$$\eta_u = \frac{P_v + P_{pv}}{P_e} = \frac{70 + 30}{122} = 0,82$$

## Zadatak 9

---

- **Postavka:**

Traktor guseničar DT-75 sa motorom SMD-14 razvija snagu od  $P_e = 55,2 \text{ kW}$ . Vučni koeficijent korisnog dejstva iznad  $\eta_v = 0,8$ .

- **Odrediti:**

1. Vučnu snagu traktora ( $P_v$ )

- **Rešenje:**

1. Vučna snaga traktora je ( $P_v$ ) je:

$$\eta_v = \frac{P_v}{P_e} \rightarrow P_v = P_e \cdot \eta_v = 55,2 \cdot 0,8 = 44,16 \text{ kW}$$

## Zadatak 10

---

- **Postavka:**

Pri ispitivanju traktora IMT-577 utvrđena je snaga na zamajcu  $P_e = 49,5$  kW pri 2.000 o/min, a na priključnom vratilu  $P_{pv} = 46,5$  kW.

- **Odrediti:**

1. Gubitak snage do priključnog vratila ( $P_{trpv}$ )
2. Koeficijent korisnog dejstva transmisije do priključnog vratila ( $\eta_{trpv}$ )

- **Rešenje:**

1. Izgubljena snaga u transmisiji do priključnog vratila je:

$$P_{trpv} = P_e - P_{pv} = 49,5 - 46,5 = 3,0 \text{ kW}$$

2. Koeficijent korisnog dejstva transmisije do priključnog vratila je:

$$\eta_{trpv} = \frac{P_{pv}}{P_e} = \frac{46,5}{49,5} = 0,94$$

## Zadatak 11

---

- **Postavka:**

Za šumski traktor IMT-5131 poznata je snaga na zamajcu  $P_e = 99$  kW pri  $n_e = 2.250$  o/min kolenastog vratila. Ako je prenosni odnos u transmisiji  $i_{trt} = 75$ , a koeficijent korisnog dejstva transmisije do točka  $\eta_{tr} = 0,85$ .

- **Odrediti:**

1. Obrtni moment na pogonskim točkovima ( $M_t$ )
2. Silu na točkovima ako je poluprečnik  $R_t = 0,8$  m

- **Rešenje:**

1. Obrtni moment motora je:

$$M_m = \frac{P_e \cdot 955}{n_e} = \frac{99 \cdot 955}{2.250} = 42,02 \text{ daNm}$$

– obrtni moment na pogonskim točkovima je:

$$M_t = M_m \cdot i_{trt} \cdot \eta_{trt} = 42,02 \cdot 75 \cdot 0,85 = 2.678,78 \text{ daN}$$

2. Sila na točkovima je:

$$F_t = \frac{M_t}{R_t} = \frac{2.678,78}{0,8} = 3.348,47 \text{ daN}$$

## Zadatak 12

---

- **Postavka:**

Za jedan traktor poznati su parcijalni prenosni odnosi u transmisiji: menjač  $i_m = 10$ , reduktor  $i_r = 2$ , diferencijal  $i_d = 9$ , završni prenos  $i_{zp} = 4,5$ .

- **Odrediti:**

1. Ukupan prenosni odnos u transmisiji ( $i_{tr}$ )

- **Rešenje:**

1. Ukupan prenosni odnos u transmisiji je

$$i_{tr} = i_m \cdot i_r \cdot i_d \cdot i_{zp} = 10 \cdot 2 \cdot 9 \cdot 4,5 = 810$$

## Zadatak 13

---

- **Postavka:**

Za jedan traktor poznati su parcijalni koeficijenti korisnog dejstva transmisije: menjač  $\eta_m = 0,90$ , reduktor  $\eta_r = 0,98$ , diferencijal  $\eta_d = 0,94$ , završni prenos  $\eta_{zp} = 0,96$ .

- **Odrediti:**

1. Ukupan koeficijent korisnog dejstva transmisije ( $i_{trt}$ )

- **Rešenje:**

1. Ukupan koeficijent korisnog dejstva transmisije je:

$$\eta_{trt} = \eta_m \cdot \eta_r \cdot \eta_d \cdot \eta_{zp} = 0,90 \cdot 0,98 \cdot 0,96 \cdot 0,96 = 0,813$$

## Zadatak 14

---

- **Postavka:**

U traktor IMT-577 ugrađen je motor sledećih karakteristika:

– snaga motora na zamajcu  $P_e = 56,6 \text{ kW}$ , pri  $n_e = 2.250 \text{ o/min}$

– snaga pri maksimalnom momentu  $P_{M \max} = 39,7 \text{ kW}$ , pri  $n_{M \max} = 1.400 \text{ o/min}$

- **Odrediti:**

1. Maksimalni obrtni moment motora ( $M_{max}$ )

2. Proračunati moment spojnice ( $M_s$ ) ako je koeficijent sigurnosti  $\eta_s = 2$

- **Rešenje:**

1. Maksimalni obrtni moment je:

$$M_{max} = 955 \cdot \frac{P_{Mmax}}{n_{Mmax}} = 955 \cdot \frac{39,7}{1.400} = 27,1 \text{ daNm}$$

2. Proračunski moment spojnice je:

$$M_S = \eta_S \cdot M_{max} = 2 \cdot 27,1 = 54,2 \text{ daNm}$$

## Zadatak 15

---

- **Postavka:**

Za poljoprivredni traktor poznati su sledeći parametri: snaga motora  $P_e = 58,8 \text{ kW}$ , pri  $n_e = 2.200 \text{ o/min}$ , maksimalni moment koji može preneti spojnica  $M_S = 67,6 \text{ daNm}$ .

- **Odrediti:**

1. Obrtni moment motora pri zadatoj snazi ( $M_m$ )
2. Koeficijent sigurnosti spojnice za date podatke ( $\eta_S$ )

- **Rešenje:**

1. Obrtni moment motora je:

$$M_m = 955 \cdot \frac{P_e}{n_e} = 955 \cdot \frac{58,8}{2.250} = 25 \text{ daNm}$$

2. Koeficijent sigurnosti spojnice je:

$$M_S = \eta_S \cdot M_m \text{ odavde je}$$

$$\eta_S = \frac{M_S}{M_m} = \frac{67,6}{25} = 2,7$$

## Zadatak 16

---

- **Postavka:**

Za poljoprivredni traktor poznati su sledeći parametri: elastičnost dizel-motora po momentu  $\lambda_m = 1,18$ , moment motora pri nominalnoj snazi  $M_{pe} = 42,78 \text{ daNm}$ , maksimalni moment koji može da prenese spojnica  $M_S = 98,8 \text{ daNm}$ .

- **Odrediti:**

1. Koeficijent sigurnosti spojnice ( $\eta_S$ )

- **Rešenje:**

1. Koeficijent sigurnosti spojnice je:

$$\lambda_m = \frac{M_{max}}{M_{pe}} \Rightarrow M_{max} = \lambda_m \cdot M_{pe} = 1,18 \cdot 42,78 = 50,48 \text{ daNm}$$

odavde je:

$$\eta_s = \frac{M_s}{M_{max}} = \frac{98,8}{50,48} = 1,95$$

## Zadatak 17

- **Postavka:**

Za traktor Škoda ŠT-180 čehoslovačke proizvodnje poznato je: snaga motora pri maksimalnom momentu  $P_{M_{max}} = 95,6$  kW, pri  $n_{M_{max}} = 1.225$  o/min, stepen sigurnosti spojnice  $\eta_s = 2,5$ .

- **Odrediti:**

1. Maksimalni moment motora ( $M_{max}$ )
2. Maksimalno dozvoljeni moment spojnice ( $M_s$ )

- **Rešenje:**

1. Maksimalni moment motora je:

$$M_{max} = 955 \cdot \frac{P_{M_{max}}}{n_{M_{max}}} = 955 \cdot \frac{95,6}{1.225} = 74,6 \text{ daNm}$$

2. Maksimalno dozvoljen moment spojnice je:

$$M_s = \eta_s \cdot M_{max} = 2,5 \cdot 74,6 = 186,4 \text{ daNm}$$

## Zadatak 18

- **Postavka:**

Traktor guseničar MNT-70 u transmisiji od motora do pogonskih točkova gusenice ima parove zupčanika čiji su podaci dati u tabeli 1.

**Tab. 1. Prenosni odnos u transmisiji BNT-70**

**Tab. 1. Transmission ratio for BNT 70**

Menjač								Glavni prenos	Reduktor
Oznaka pogonskog zupčanika	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	A <sub>3</sub>	A <sub>4</sub>	A <sub>5</sub>	A <sub>6</sub>	A <sub>7</sub>	A <sub>8</sub>	A <sub>9</sub>
Broj zuba	14	17	19	21	16	19	30	12	18
Oznaka gonjenog zupčanika	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	B <sub>3</sub>	B <sub>4</sub>	B <sub>5</sub>	B <sub>6</sub>	B <sub>7</sub>	B <sub>8</sub>	B <sub>9</sub>
Broj zuba	49	46	44	42	38	42	31	44	49
Stepen prenosa	Prvi		Drugi		Treći		Četvrti	Zadnji 1	Zadnji 2
Zahvaćeni zupčanici	A <sub>1</sub> A <sub>8</sub> A <sub>9</sub>		A <sub>2</sub> A <sub>8</sub> A <sub>9</sub>		A <sub>3</sub> A <sub>8</sub> A <sub>9</sub>		A <sub>4</sub> A <sub>8</sub> A <sub>9</sub>	A <sub>5</sub> A <sub>6</sub> A <sub>8</sub> A <sub>9</sub>	A <sub>5</sub> A <sub>7</sub> A <sub>8</sub> A <sub>9</sub>
Zahvaćeni zupčanici	B <sub>1</sub> B <sub>8</sub> B <sub>9</sub>		B <sub>2</sub> B <sub>8</sub> B <sub>9</sub>		B <sub>3</sub> B <sub>8</sub> B <sub>9</sub>		B <sub>4</sub> B <sub>8</sub> B <sub>9</sub>	B <sub>5</sub> B <sub>6</sub> B <sub>8</sub> B <sub>9</sub>	B <sub>5</sub> B <sub>7</sub> B <sub>8</sub> B <sub>9</sub>

- **Odrediti:**

1. Prenosni odnos u menjaču za drugi stepen prenosa ( $i_{mII}$ )
2. Prenosni odnos u glavnom prenosu ( $i_g$ )
3. Prenosni odnos u reduktoru ( $i_r$ )
4. Ukupni prenosni odnos od motora do točkova-gusenica ( $i_{trII}$ )

- **Rešenje:**

1. Prenosni odnos menjača je:

$$i_{mII} = \frac{B_2}{A_2} = \frac{46}{17} = 2,71$$

$$i_{mII} = \frac{B_2}{A_2} = \frac{46}{17} = 2,71$$

2. Prenosni odnos u glavnom prenosu je:

$$i_g = \frac{B_8}{A_8} = \frac{44}{12} = 3,67$$

3. Prenosni odnos u reduktorima je:

$$i_r = \frac{B_9}{A_9} = \frac{49}{10} = 4,9$$

4. Ukupni prenosni odnos od motora do točkova-gusenice je:

$$i_{trII} = i_{mII} \cdot i_g \cdot i_r = 2,71 \cdot 3,67 \cdot 4,9 = 48,73$$

## Zadatak 19

---

- **Postavka:**

Za traktor guseničar BNT-90 poznati su sledeći podaci:

- maksimalni obrtni moment motora  $M_{max} = 45$  daNm pri 1.150 o/min
- prenosni odnos u pojedinim stepenima prenosa prema tabeli 2
- koeficijent korisnog dejstva transmisije  $\eta_{tr} = 0,85$

- **Odrediti:**

1. Obrtni moment na pogonskim točkovima za IV stepen prenosa
2. Broj obrtaja pogonskih točkova-gusenica za IV stepen prenosa

**Tab. 2. Prenosni odnos traktora guseničara**

**Tab. 2. Transmission ratio for tracked tractor**

Stepen prenosa	I	II	III	IV	V	VI	VII	Zadnji hod
Prenosni odnos	53,89	48,2	42,33	36,9	32,05	27,94	19,93	63,25

- **Rešenje:**

1. Obrtni moment na točkovima u IV stepenu prenosa je:

$$M_{IV} = M_{max} \cdot i_{trIV} \cdot \eta_{tr} = 45 \cdot 36,9 \cdot 0,85 = 1.411,425 \text{ daNm}$$

2. Broj obrtaja pogonskih točkova-gusenica u IV stepenu prenosa je:

$$\eta_{tIV} = \frac{n_m}{i_{trIV}} = \frac{1150}{36,9} = 31,17 \text{ o/min}$$

**Napomena:** Izračunati obrtni moment na pogonskim točkovima-gusenicama i broj obrtaja pogonskih točkova-gusenica u ostalim stepenima prenosa.

## Zadatak 20

---

- **Postavka:**

Na traktoru MTZ-820 izmeren je obrtni moment na priključnom vratilu  $M_{pv} = 30$  daNm, pri obrtaju vratila  $n_{pv} = 1.100$  o/min, transmisiji od motora do priključnog vratila uključen je par zupčanika od kojih pogonski sa  $z_p = 18$  zubaca i gonjeni  $z_g = 47$  zubaca.

- **Odrediti:**

1. Prenosni odnos u transmisiji od motora do priključnog vratila ( $i_{trpv}$ ).
2. Obrtni moment motora ( $M_m$ ) ako je koeficijent korisnog dejstva transmisije  $\eta_{trpv} = 0,92$
3. Broj obrtaja motora ( $n_m$ )
4. Snagu motora za podatke iz tačaka 2. i 3.

- **Rešenje:**

1. Prenosni odnos je:

$$i_{trpv} = \frac{z_g}{z_p} = \frac{39}{18} = 2,18$$

2. Obrtni moment motora je:

$$M_{pv} = M_m \cdot i_{trpv} \cdot \eta_{trpv}$$

odavde je:

$$M_m = \frac{M_{pv}}{i_{trpv} \cdot \eta_{trpv}} = \frac{30}{1,18 \cdot 0,92} = 15 \text{ daNm}$$

3. Broj obrtaja motora je:

$$n_m = n_{pv} \cdot i_{trpv} = 1.100 \cdot 2,18 = 2.398 \text{ o/min}$$

4. Snaga motora je:

$$P_m = \frac{M_m \cdot n_m}{955} = \frac{15 \cdot 2.398}{955} = 37,67 \text{ kW}$$

## Zadatak 21

---

- **Postavka:**

Pri ispitivanju traktora u agregatu sa rotacionim plugom izmeren je obrtni moment na priključnom vratilu  $M_{pv} = 30$  daNm, pri  $n_{pv} = 1.000$  o/min i obrtni moment na pogonskim točkovima  $M_t = 2.000$  daNm, pri  $n_t = 25$  o/min, uz  $n_e = 2.000$  o/min broj obrtaja kolenastog vratila motora.



- **Odrediti:**

1. Prenosni odnos do točkova ( $i_{trt}$ )
2. Prenosni odnos do priključnog vratila ( $i_{trpv}$ )
3. Obrtni moment motora ako je koeficijent korisnog dejstva transmisije do točkova  $\eta_{trt} = 0,85$ , a do priključnog vratila  $\eta_{trpv} = 0,95$ .

- **Rešenje:**

1. Prenosni odnos do točkova je:

$$i_{trt} = \frac{n_m}{n_t} = \frac{2.000}{25} = 80$$

2. Prenosni odnos do priključnog vratila je:

$$i_{trpv} = \frac{n_m}{n_{pv}} = \frac{2.000}{1.000} = 2$$

3. Obrtni moment motora je:

- obrtni moment motora od točkova je:

$$M'_m = \frac{M_t}{i_{trt} \cdot \eta_{trt}} = \frac{2.000}{80 \cdot 0,85} = 29,41 \text{ daNm}$$

- obrtni moment od priključnog vratila je:

$$M''_m = \frac{M_{pv}}{i_{trpv} \cdot \eta_{trpv}} = \frac{30}{2 \cdot 0,95} = 15,79 \text{ daNm}$$

- ukupni obrtni moment motora je:

$$M_u = M'_m + M''_m = 29,41 + 15,79 = 45,2 \text{ daNm}$$

## Zadatak 22

---

- **Postavka:**

Za traktor točkaš pri radu u trećem stepenu prenosa poznati su sledeći podaci:

- obrtni moment koji se prenosi preko transmisije  $M_m = 320 \text{ Nm}$
- prenosni odnos menjača je  $i_m = 6$
- prenosni odnos reduktora  $i_r = 3$
- prenosni odnos u diferencijalu  $i_d = 5$
- prenosni odnos bočnih reduktora završnog prenosa  $i_{zp} = 2$
- broj zupčanika u menjaču: cilindričnih  $n_c = 4$ , koničnih  $n_k = 2$
- koeficijent korisnog dejstva spojnice  $\eta_s = 0,98$
- koeficijent korisnog dejstva za par cilindričnih zupčanika sa pravim zubima  $\eta_c = 0,975$
- koeficijent korisnog dejstva za par koničnih zupčanika  $\eta_k = 0,985$
- koeficijent korisnog dejstva reduktora  $\eta_r = 0,995$
- koeficijent korisnog dejstva diferencijala  $\eta_d = 0,980$
- koeficijent korisnog dejstva bočnih reduktora završnog prenosa  $\eta_{zp} = 0,985$

- dinamički prečnik točka  $r_d = 0,80$  m
- koeficijent prijanjanja (adhezije)  $\varphi_b = 0,6$
- broj obrtaja kolenastog vratila  $n_m = 2.150$  o/min

• **Odrediti:**

1. Koeficijent korisnog dejstva transmisije do točkova ( $\eta_{trt}$ )
2. Prenosni odnos transmisije do točkova ( $i_{trt}$ )
3. Obrtni moment na pogonskim točkovima ( $M_t$ )
4. Silu na obodu točka ( $F_{ot}$ )
5. Potrebnu adhezionu težinu traktora ( $G_a$ )
6. Broj obrtaja pogonskog točka ( $n_t$ )
7. Teoretsku brzinu kretanja traktora ( $v_t$ )

• **Rešenje:**

1. Koeficijent korisnog dejstva transmisije do točkova ( $\eta_{trt}$ ) je:

$$\eta_{trt} = \eta_s \cdot \eta_{cz}^{n1} \cdot \eta_{kz}^{n2} \cdot \eta_r \cdot \eta_d \cdot \eta_{zp} = 0,98 \cdot 0,975^4 \cdot 0,975^2 \cdot 0,995 \cdot 0,980 \cdot 0,985 = 0,825$$

2. Prenosni odnos transmisije do točkova ( $i_{trt}$ ) je:

$$i_{trt} = i_m \cdot i_r \cdot i_d \cdot i_{zp} = 6 \cdot 5 \cdot 3 \cdot 2 = 180$$

3. Obrtni moment na pogonskim točkovima ( $M_t$ ) je:

$$M_t = M_m \cdot i_{trt} \cdot \eta_{trt} = 320 \cdot 180 \cdot 0,8251 = 47.525,76 \text{ Nm} = 4.752,58 \text{ daNm}$$

4. Sila na točkovima ( $F_{ot}$ ) je:

$$F_{ot} = \frac{M_t}{r_d} = \frac{47.525,76}{0,80} = 59.407,2 \text{ N} = 59,41 \text{ kN}$$

5. Potrebna adheziona težina traktora ( $G_a$ ) je:

$$G_a = \frac{F_o}{\varphi_b} = \frac{59.407,2}{0,6} = 99.012 \text{ N} = 99,01 \text{ kN}$$

6. Broj obrtaja pogonskog točka ( $n_t$ ) je:

$$n_i = \frac{n_m}{i_{trt}} = \frac{2.150}{180} = 11,94 \text{ o/min}$$

7. Teoretska brzina kretanja traktora ( $v_t$ ) je:

$$v_t = 3,6 \cdot \frac{2\pi \cdot r_d \cdot n_m}{60 \cdot i_{trt}} = 3,6 \cdot \frac{\pi \cdot r_d \cdot n_m}{30 \cdot i_{trt}} = 3,6 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,80 \cdot 2.150}{30 \cdot 180} = 3,60 \text{ km/h}$$

## Zadatak 23

---

• **Postavka:**

U traktoru je ugrađena transmisija zasnovana na geometrijskom redu sledećih karakteristika:

- obrtni moment  $M_t = 150$  Nm
- minimalni obrtni moment  $M_{min} = 90$  Nm
- maksimalna pogonska sila  $F_{max} = 25$  kN
- minimalna pogonska sila  $F_{min} = 3$  kN

- **Odrediti:**

1. Broj stepeni prenosa ( $k$ )
2. Koeficijent geometrijske progresije ( $q$ )
3. Pogonsku silu na svaki stepen prenosa
4. Nacrtati dijagram momenta i sila

- **Rešenje:**

1. Broj stepeni prenosa je:
  - Za geometrijski red važi:

$$q = \sqrt[k]{\frac{F_{max}}{F_{min}}} \quad i \quad q = \frac{M_t}{M_{min}}$$

otuda je:

$$\sqrt[k]{\frac{F_{max}}{F_{min}}} = \frac{M_t}{M_{min}},$$

odavde je:

$$k = \frac{\log \frac{F_{max}}{F_{min}}}{\log \frac{M_t}{M_{min}}} = \frac{\log \frac{25}{3}}{\log \frac{150}{90}} = \frac{\log 8,333}{\log 1,667} = \frac{0,921}{0,222} = 4,149$$

usvojeno je  $k=4$

2. Koeficijent geometrijske progresije je:

$$q = \sqrt[k]{\frac{F_{max}}{F_{min}}} = \sqrt[4]{\frac{25}{3}} = 1,699$$

$$q = \frac{M_t}{M_{min}} = \frac{150}{90} = 1,667$$

3. Pogonska sila za svaki stepen prenosa je:

$$q = \sqrt[k]{\frac{F_{max}}{F_{min}}},$$

sledi:

$$F_{max} = F_{min} \cdot q^k,$$

otuda je:

$$F_{min} = F_{4 \min} = 3.000 \text{ N}$$

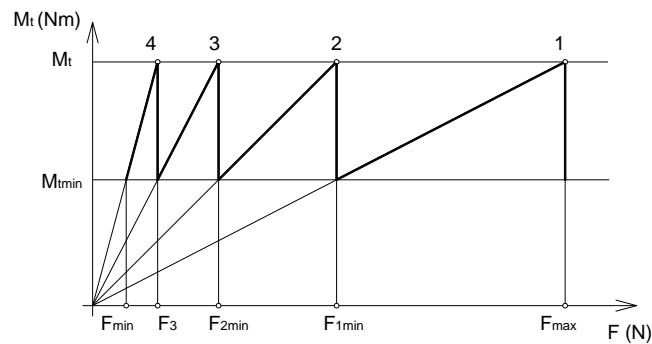
$$F_{3 \min} = F_{4 \max} \cdot q = 3.000 \cdot 1,699 = 5,097 \text{ N}$$

$$F_{2 \min} = F_{3 \max} \cdot q^2 = 3.000 \cdot 1,699^2 = 8.659,8 \text{ N}$$

$$F_{1 \min} = F_{2 \max} \cdot q^3 = 3.000 \cdot 1,699^3 = 14.713 \text{ N}$$

$$F_{max} = F_{1 \max} \cdot q^4 = 3.000 \cdot 1,699^4 = 24.997 \text{ N}$$

4. Dijagram momenata i sila je:



**Sl. 4. Dijagram momenata i sila**  
**Fig. 4. Moment and force diagram**

## Zadatak 24

- **Postavka:**

U traktoru je ugrađena transmisija po aritmetičkom redu sledećih karakteristika:

- broj stepeni prenosa  $k = 5$
- obrtni moment  $M_t = 150 \text{ Nm}$
- broj obrtaja  $n = 2.200 \text{ o/min}$  ( $36,66 \text{ o/s}$ )
- poluprečnik pogonskog točka  $R = 640 \text{ mm}$
- mehanički koeficijent korisnosti transmisije  $\eta_{tr} = 0,93$
- prenosni odnos glavnog i završnog prenosa  $i_{tr} = 21$
- maksimalna pogonska sila  $F_{max} = 25 \text{ kN}$
- minimalna pogonska sila  $F_{min} = 2 \text{ kN}$

- **Odrediti:**

1. Odnose susednih prenosa ( $\Delta i$ )
2. Pogonsku silu za pojedine stepene prenosa ( $F_x$ )
3. Teoretsku brzinu kretanja ( $V_t$ )
4. Nacrtati dijagram  $M_t = f(F_x)$

- **Rešenje:**

1. Odnos susednih prenosa je:

- uslov aritmetičkog reda:

$$F_x - F_{x+1} = F_{x+1} - F_{x+2} = \Delta i$$

pogonska sila je:

$$F_x = \frac{M_t \cdot \eta_{tr} \cdot i_{tr}}{R}$$

gde je:

$$i_{tr} = i_m \cdot i_t \cdot i_m - \text{prenosni odnos u menjaču}$$

Prema jednačini 1 možemo da napišemo:

$$\frac{M_t \cdot \eta_{tr} \cdot i_t}{R} \cdot i_m - \frac{M_t \cdot \eta_{tr} \cdot i_t}{R} \cdot i_{m+1} = \frac{M_t \cdot \eta_{tr} \cdot i_t}{R} \cdot i_{m+1} - \frac{M_t \cdot \eta_{tr} \cdot i_t}{R} \cdot i_{m+2}$$

otuda:

$$\frac{M_t \cdot \eta_{tr} \cdot i_t}{R} \cdot (i_m - i_{m+1}) = \frac{M_t \cdot \eta_{tr} \cdot i_t}{R} \cdot (i_{m+1} - i_{m+2}) = const.$$

Vidimo da je:

$$i_m - i_{m+1} = i_{m+1} - i_{m+2} = \Delta i,$$

sledi:

$$F_x - F_{x+1} = \frac{F_{max} - F_{min}}{k},$$

– otuda može da se napiše:

$$\Delta i = \frac{(F_{max} - F_{min})}{k \cdot M_t \cdot \eta_{tr} \cdot i_t} = \frac{(25.000 - 2.000) \cdot 0,064}{5 \cdot 150 \cdot 0,93 \cdot 31} = \frac{14.720}{14.647,5} = 1,005,$$

usvajamo da  $i_5=1$

otuda je:

$$i_4 = i_5 + \Delta F = 1 + 1,005 = 2,005$$

$$i_3 = i_4 + \Delta F = i_5 + 2\Delta F = 1 + 2 \cdot 1,005 = 3,010$$

$$i_2 = i_3 + \Delta F = i_5 + 3\Delta F = 1 + 3 \cdot 1,005 = 4,015$$

$$i_1 = i_2 + \Delta F = i_5 + 4\Delta F = 1 + 4 \cdot 1,005 = 5,020$$

2. Pogonska sila u pojedinim stepenima prenosima ( $F_x$ ) je:

$$F_x - F_{x+1} = F_{x+1} - F_{x+2} = \Delta i = F$$

$$F_x = \frac{M_t \cdot \eta_{tr} \cdot i_t}{R}$$

priraštaj sile je:

$$\Delta F = \frac{M_t \cdot \eta_{tr} \cdot i_t}{R} \Delta i = \frac{150 \cdot 0,93 \cdot 21}{0,04} 1,005 = 4.600,23 \approx 4.600 \text{ N}$$

$$F_x - F_{x+1} = \Delta F = \frac{F_{max} - F_{min}}{k} = \frac{25.000 - 2.000}{5} = 4.600 \text{ N},$$

a pogonska sila po stepenima prenosa:

$$F_{max} = 25 \text{ kN}$$

$$F_1 = F_{max} - \Delta F = 25.000 - 4.600 = 20,4 \text{ kN}$$

$$F_2 = F_1 - \Delta F = F_{max} - 2\Delta F = 25.000 - 2 \cdot 4.600 = 15,8 \text{ kN}$$

$$F_3 = F_2 - \Delta F = F_{max} - 3\Delta F = 25.000 - 3 \cdot 4.600 = 11,2 \text{ kN}$$

$$F_4 = F_3 - \Delta F = F_{max} - 4\Delta F = 25.000 - 4 \cdot 4.600 = 6,6 \text{ kN}$$

$$F_5 = F_{min} = F_{max} - 5\Delta F = 25.000 - 5 \cdot 4.600 = 2 \text{ kN}$$

3. Teoretska brzina kretanja je:

$$V_{tx} = \frac{2\pi Rn}{i_{tr}} \text{ m/s}$$

$$V_1 = \frac{2\pi Rn}{i_{tr1}} = \frac{2\pi \cdot 0,64 \cdot 36,66}{21 \cdot 5,020} = 1,398 \text{ m/s} = 5,03 \text{ km/h}$$

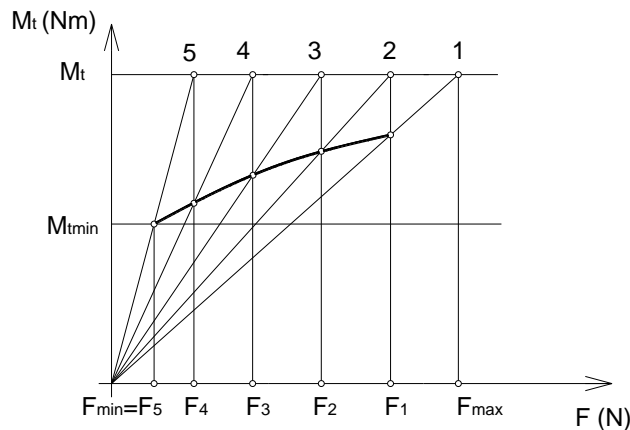
$$V_2 = \frac{2\pi Rn}{i_{tr2}} = \frac{2\pi \cdot 0,64 \cdot 36,66}{21 \cdot 4,015} = 1,748 \text{ m/s} = 6,29 \text{ km/h}$$

$$V_3 = \frac{2\pi Rn}{i_{tr3}} = \frac{2\pi \cdot 0,64 \cdot 36,66}{21 \cdot 3,01} = 2,331 \text{ m/s} = 8,39 \text{ km/h}$$

$$V_4 = \frac{2\pi Rn}{i_{tr4}} = \frac{2\pi \cdot 0,64 \cdot 36,66}{21 \cdot 2,005} = 3,4999 \text{ m/s} = 12,6 \text{ km/h}$$

$$V_5 = \frac{2\pi Rn}{i_{tr5}} = \frac{2\pi \cdot 0,64 \cdot 36,66}{21 \cdot 1} = 7,016 \text{ m/s} = 25,26 \text{ km/h}$$

4. Dijagram  $M_t = f(F_x)$  je:



*Sl. 5. Dijagram  $M_t = f(F_x)$*

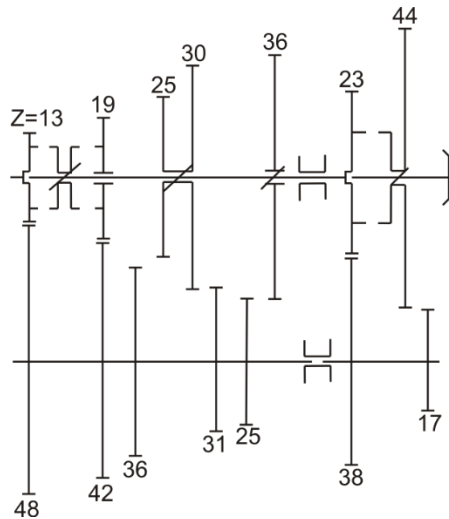
*Fig. 5. Diagram  $M_t = f(F_x)$*

## Zadatak 25

• **Postavka:**

U jedan traktor ugrađen je stepenasti menjač (sl.5) sa sledećim podacima:

- efektivna snaga motora  $P_e = 30 \text{ kW}$
- broj obrtaja  $n = 2.200 \text{ o/min}$  ( $36,66 \text{ o/s}$ )
- minimalni obrtni moment  $M_{min} = 80 \text{ Nm}$
- pneumatici 13-28
- deformacija pneumatika  $\Delta R = 45 \text{ mm}$
- prenosni odnos u razvodniku  $i_r = 3,538$
- prenosni odnos završnog prenosa  $i_{zp} = 5,923$
- menjač je sa pet stepeni prenosa i reduktorom sa dve redukcije
- mehanički koeficijent korisnosti menjača  $\eta_m = 0,93$



**Sl. 6. Stepenasti menjač**  
**Fig. 6. Stepped transmission**

• **Odrediti:**

1. Prenosne odnose
2. Pogonske sile
3. Teorijske brzine kretanja
4. Nacrtati dijagram  $M_t = f(F_x)$
5. Kontrolu parametara pri geometrijskom redu

• **Rešenje:**

1. Prenosni odnosi su:

Polazimo od toga da je  $i_5=1$ , zatim sledi:

$$i_4 = \frac{48}{13} \cdot \frac{19}{42} = 1,670 \quad i_3 = \frac{48}{13} \cdot \frac{25}{36} = 2,564 \quad i_2 = \frac{48}{13} \cdot \frac{30}{31} = 3,573$$

$$i_1 = \frac{48}{13} \cdot \frac{36}{25} = 5,312 \quad i_d = 1$$

2. Pogonske sile su:

$$F_x = \frac{M_t \cdot \eta_{tr} \cdot i_{tr}}{R} = k \cdot i_{tr},$$

ako je:

$$M_t = \frac{P_e}{\omega} = \frac{30}{2\pi \cdot 36,66} = 134,047 \text{ Nm}$$

poluprečnik točka je:

$$R_p = R - \Delta R$$

$R$  je teoretski poluprečnik točka:

$$R = 13 + \frac{28'}{2} = 27 = 27 \cdot 25,4 = 685,8 \text{ mm}$$

$$R_p = 685,8 - 45 = 640,8$$

maksimalna sila je:

$$F_{max} = \frac{M_t \cdot \eta_m \cdot i_{zp}}{R} i_t = \frac{134,04 \cdot 0,93 \cdot 5,923 \cdot 3,538}{0,6408} \cdot 5,377 = 21.919,63 \text{ N}$$

$$\frac{M_t \cdot \eta_{tr} \cdot i_{zp} \cdot i_d}{R_p} = k = 4.076,51$$

$$F_1 = k i_2 = 4.076,565 \cdot 3,573 = 14.565,57 \text{ N}$$

$$F_2 = k i_3 = 4.076,565 \cdot 2,564 = 10.452,31 \text{ N}$$

$$F_3 = k i_4 = 4.076,565 \cdot 1,67 = 6.807,86 \text{ N}$$

$$F_4 = k i_5 = 4.076,565 \cdot 1 = 4.076,57$$

$$F_{min} = \frac{M_{t \min} \cdot \eta_m \cdot i_{zp} \cdot i_d}{R_p} i_s = \frac{80 \cdot 0,93 \cdot 5,923 \cdot 3,538}{0,6408} \cdot 1 = 2.433,04 \text{ N}$$

$$F_{\max r} = F_{max} \cdot i_r = 21,919,631 \cdot 4,276 = 93.728,34 \text{ N}$$

$$F_{1r} = F_1 r = 21,919,631 \cdot 4,276 = 93.728,34 \text{ N}$$

$$F_{2r} = F_2 r = 10452,312 \cdot 4,276 = 44.694,09 \text{ N}$$

$$F_{3r} = F_3 r = 6807,8635 \cdot 4,276 = 29.110,42 \text{ N}$$

$$F_{4r} = F_4 r = 4067,565 \cdot 4,276 = 17.431,39 \text{ N}$$

$$F_{\min r} = F_{min} \cdot r = 2387,424 \cdot 4,276 = 10.208,63 \text{ N}$$

3. Teorijske brzine kretanja su:

$$v_{tx} = 2\pi \cdot R_p \frac{n}{i_{tr}}$$

brzina kretanja bez redukcije:

$$v_{t1} = \frac{2\pi \cdot R_p \cdot n}{i_{tr1}} = \frac{2\pi \cdot 0,6408 \cdot 36,66}{3,538 \cdot 5,923 \cdot 5,377} = 1,31 \text{ m/s} = 4,7 \text{ km/h}$$

$$v_{t2} = \frac{2\pi \cdot R_p \cdot n}{i_{tr2}} = \frac{2\pi \cdot 0,6408 \cdot 36,66}{3,538 \cdot 5,923 \cdot 3,573} = 1,97 \text{ m/s} = 7,1 \text{ km/h}$$

$$v_{t3} = \frac{2\pi \cdot R_p \cdot n}{i_{tr3}} = \frac{2\pi \cdot 0,6408 \cdot 36,66}{3,538 \cdot 5,923 \cdot 2,564} = 2,74 \text{ m/s} = 9,89 \text{ km/h}$$

$$v_{t4} = \frac{2\pi \cdot R_p \cdot n}{i_{tr4}} = \frac{2\pi \cdot 0,6408 \cdot 36,66}{3,538 \cdot 5,923 \cdot 1,67} = 4,22 \text{ m/s} = 15,18 \text{ km/h}$$

$$v_{t5} = \frac{2\pi \cdot R_p \cdot n}{i_{tr5}} = \frac{2\pi \cdot 0,6408 \cdot 36,66}{3,538 \cdot 5,923 \cdot 1} = 7,04 \text{ m/s} = 25,36 \text{ km/h}$$

sa redukcijom:

$$v_{t1r} = \frac{v_{t1}}{i_r} = \frac{1,31}{4,276} = 0,306 \text{ m/s} = 1,1 \text{ km/h}$$

$$v_{t2r} = \frac{v_{t2}}{i_r} = \frac{1,97}{4,276} = 0,46 \text{ m/s} = 1,66 \text{ km/h}$$

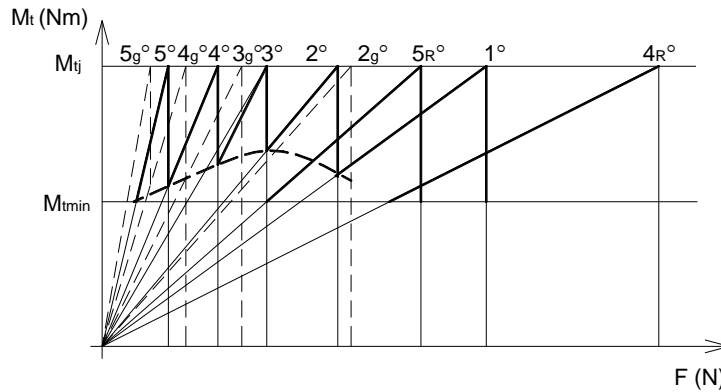
$$v_{t3r} = \frac{v_{t3}}{i_r} = \frac{2,74}{4,276} = 0,64 \text{ m/s} = 2,31 \text{ km/h}$$



$$v_{t4r} = \frac{v_{t4}}{i_r} = \frac{4,22}{4,276} = 0,98 \text{ m/s} = 3,55 \text{ km/h}$$

$$v_{t5r} = \frac{v_{t5}}{i_r} = \frac{7,04}{4,276} = 1,65 \text{ m/s} = 5,93 \text{ km/h}$$

4. Dijagram sila i momenata  $M_t = f(F_x)$



**Sl. 7. Dijagram sila i momenata  $M_t=f(F_x)$**   
**Fig. 7. Force and moment diagram  $M_t=f(F_x)$**

5. Kontrola parametara pri geometrijskom redu je:

Koeficijent pogonskog reda:

$$q = \sqrt[n]{\frac{F_{max}}{F_{min}}} = \sqrt[n]{\frac{21.919,63}{2.387,42}} = 1,558$$

pogonske sile:

$$F_{max} = 21.919,3 \text{ N}$$

$$F_1 = \frac{F_{max}}{q} = \frac{21.919,63}{1,558} = 14.069,08 \text{ N}$$

$$F_2 = \frac{F_1}{q} = \frac{F_{max}}{q^2} = \frac{21.919,63}{1,558^2} = 9.030,22 \text{ N}$$

$$F_3 = \frac{F_2}{q} = \frac{F_{max}}{q^3} = \frac{21.919,63}{1,558^3} = 5.796,03 \text{ N}$$

$$F_4 = \frac{F_3}{q} = \frac{F_{max}}{q^4} = \frac{21.919,63}{1,558^4} = 3.720,18 \text{ N}$$

$$F_5 = F_{min} = \frac{F_4}{q} = \frac{F_{max}}{q^5} = \frac{21.919,63}{1,558^5} = 2.387,79 \text{ N}$$

teoretske brzine kretanja neredukovane su:

$$v_{t1} = \frac{2\pi R_p n}{i_{tr1}} = \frac{2\pi \cdot 0,6408 \cdot 36,66}{3,538 \cdot 5,923 \cdot 1,558^4} = 1,1 \text{ m/s} = 3,99 \text{ km/h}$$

$$v_{t2} = \frac{2\pi R_p n}{i_{tr2}} = \frac{2\pi \cdot 0,6408 \cdot 36,66}{3,538 \cdot 5,923 \cdot 1,558^3} = 1,76 \text{ m/s} = 6,33 \text{ km/h}$$

$$v_{t3} = \frac{2\pi R_p n}{i_{tr3}} = \frac{2\pi \cdot 0,6408 \cdot 36,66}{3,538 \cdot 5,923 \cdot 1,558^2} = 2,79 \text{ m/s} = 10,06 \text{ km/h}$$

$$v_{t4} = \frac{2\pi R_p n}{i_{tr4}} = \frac{2\pi \cdot 0,6408 \cdot 36,66}{3,538 \cdot 5,923 \cdot 1,558} = 4,436 \text{ m/s} = 15,97 \text{ km/h}$$

$$v_{t5} = \frac{2\pi R_p n}{i_{tr5}} = \frac{2\pi \cdot 0,6408 \cdot 36,66}{3,538 \cdot 5,923 \cdot 1} = 7,04 \text{ m/s} = 25,36 \text{ km/h}$$

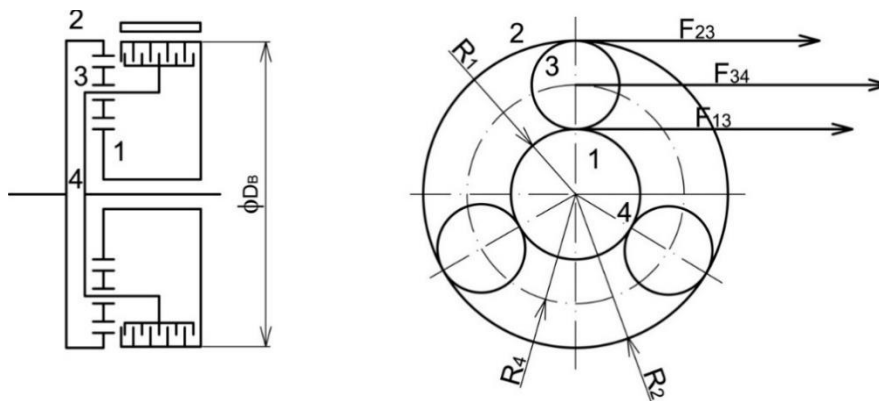
## Zadatak 26

### • Postavka:

U transmisiji traktora urađen je planetarni reduktor sa kočionim mehanizmom (slika 8)

Poznati su sledeći podaci:

- efektivna snaga motora  $P_e = 60 \text{ kW}$
- broj obrtaja  $n = 2.200 \text{ o/min} = 36,66 \text{ o/s}$
- modul ozubljenja  $m = 2,5$
- broj zuba centralnog zupčanika  $z_1 = 25$
- broj zuba spojnog zupčanika  $z_2 = 74$
- broj zuba satelita  $z_3 = 24$
- prečnik doboša kočnice  $D_b = 180 \text{ mm}$



Sl. 8. Planetarni reduktor sa kočionim mehanizmom  
Fig. 8. Planetary gearbox with brake mechanism

### • Odrediti:

1. Vrednost prenosnog odnosa ( $i$ )
2. Izlazni broj obrtaja ( $n_4$ )
3. Izlazni obrtni moment ( $M_4$ )
4. Silu trenja ( $F_t$ )

### • Rešenje:

1. Vrednost prenosnog odnosa odredićemo iz osnovnog kinematskog odnosa:

$$n_1 z_1 + n_2 z_2 = n_4 (z_1 + z_2)$$

$$n_1 = 0$$

$$n_2 z_2 = n_4 (z_1 + z_2),$$

odavde je:

$$i = \frac{n_2}{z_2} = \frac{z_1 + z_2}{z_2} = 1 + \frac{z_1}{z_2} = 1 + \frac{25}{74} = 1,3378$$

2. Izlazni broj obrtaja reduktora određuje se iz relacije za prenosni odnos:

$$i = \frac{n_2}{n_4} \Rightarrow n_4 = \frac{n_2}{i} = \frac{36,66}{1,3378} = 27,41 \text{ o/s}$$

3. Na osnovu snage motora i ugaone brzine određuje se obrtni moment motora:

$$M_t = \frac{P_e}{\omega} = \frac{P_e}{25n} = \frac{60.000}{25 \cdot 36,66} = 260,62 \text{ Nm,}$$

– izlazni obrtni moment reduktora se računa iz izraza:

$$M_4 = M_i i = 260,62 \cdot 1,3378 = 348,66 \text{ Nm}$$

4. Za određivanje sile trenja na centralnom kolu  $F_b$  neophodno je odrediti tangencijalne sile unutar planetarnog prenosa:

$$F_{13} + F_{23} = F_{34} \Rightarrow F_{13} = F_{23} = F$$

otuda:

$$F_{34} = 2F$$

dalje je:

$$M_4 = 2F \cdot R_4$$

poluprečnik  $R_4$  je:

$$R_4 = R_1 + R_3 = \frac{m}{2} (z_1 + z_2) = \frac{0,0025}{2} (25 + 24) = 0,061 \text{ m,}$$

ili:

$$R_4 = \frac{R_1 + R_2}{2} = \frac{m}{4} (z_1 + z_2) = \frac{0,0025}{4} (25 + 74) = 0,062 \text{ m}$$

$$F = \frac{M_4}{2R_4} = \frac{320,1}{2 \cdot 0,061875} = 2.586,6 \text{ N}$$

$$M_1 = M_b$$

$$F \cdot R_1 = F_b \cdot R_b$$

$$R_1 = \frac{m}{2} \cdot z_1 = \frac{0,0025}{2} 25 = 0,031 \text{ m}$$

otuda je:

$$F_b = F \frac{R_1}{R_b} = 2586,6 \frac{0,03125}{0,09} = 898,15 \text{ N}$$



## **HODNI SISTEM**

### **Zadatak 1**

- **Postavka:**

U poljoprivredi se koriste različite vrste hodnih sistema, a najviše pneumatski točkovi i gumena gusenica. Stoga je potrebno prikazati kontaktna i eksploataciona svojstva navedena dva tipa hodnih sistema.

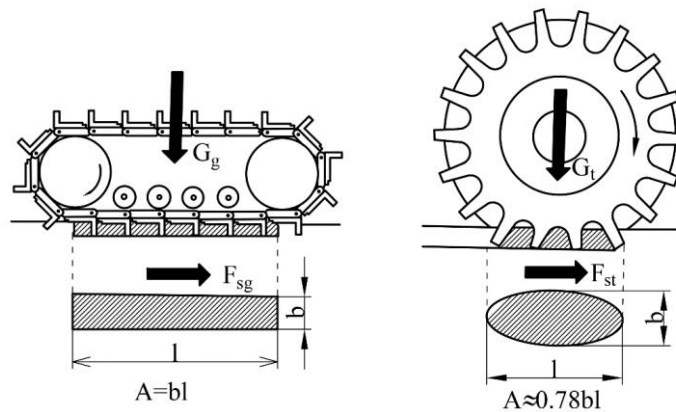
- **Treba:**

1. Prikazati kontaktnu i smičuću površinu točkaša i guseničara (sl. 1 i 2)
2. Prikazati konstrukciju pneumatika i način označavanja
3. Prikazati parametre točkova sa različitim hodnim sistemima u kontaktu sa podlogom
4. Uporediti kontaktnu i smičuću površinu traktora guseničara i traktora točkaša sa udvojenim točkovima

- **Rešenje:**

1. Prikazati hodnu i smičuću površinu točkaša i guseničara (sl. 1) i (sl. 2)

Na slikama je prikazana kontaktna površina točkaša (sl. 1) i guseničara (sl. 2) i metod izračunavanja, kod točkaša  $A \approx 0,78 \cdot l$ , a kod guseničara  $A = b \cdot l$ .



**Sl. 1. Kontaktna smičuća površina točkaša, Liljedahl (1984)**

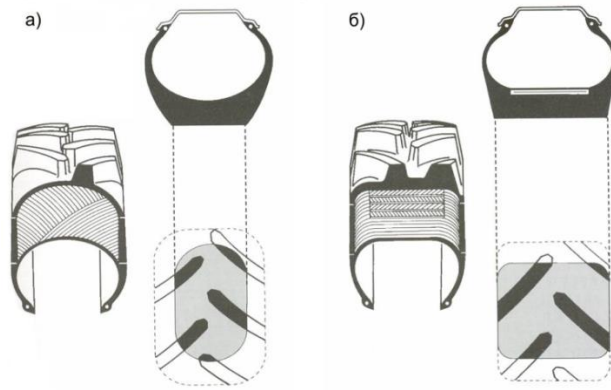
**Fig. 1. Shearing contact surface of wheeled tractor, Liljedahl (1984)**

**Sl. 2. Kontaktna smičuća površina guseničara, Liljedahl (1984)**

**Fig. 2. Shearing contact surface of rubber track tractor, Liljedahl (1984)**

2. Konstrukcije pneumatika i način označavanja (sl. 3 i 4)

U praksi se najčešće koriste radijalni ili dijagonalni pneumatici (sl. 3) sa izraženim prednostima radijalnih pneumatika u poljoprivredi. Veća kontaktna površina omogućava manje sabijanje zemljišta i bolja vučna svojstva. Na sl. 4 prikazani su načini označavanja pneumatika.

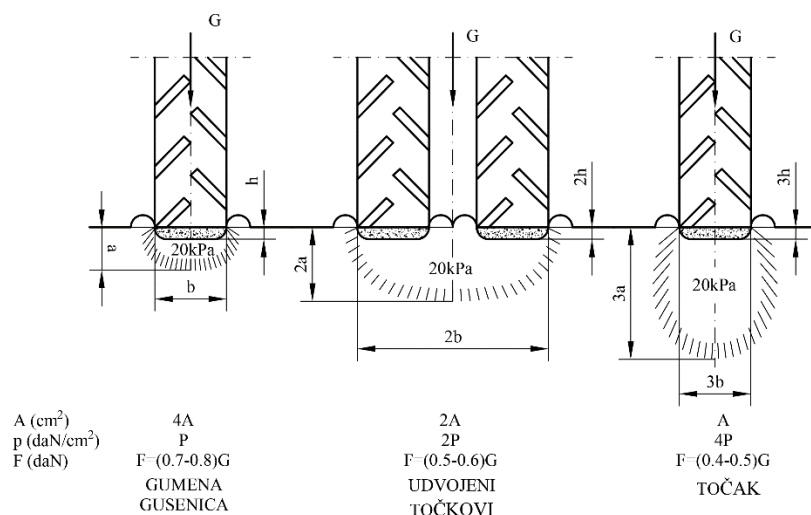


**Sl. 3. Dijagonalni radijalni pneumatic: a) dijagonalni; b) radijalni**  
**Fig. 3. Diagonal and radial tires: a) diagonal; b) radial**



**Sl. 4. Označavanje pneumatika: a) anglo-saksonske mere; b) ISO mere; c) novije oznake**  
**Fig. 4. Marking of tires: a) Anglo Saxon rates; b) ISO rates c) new rates**

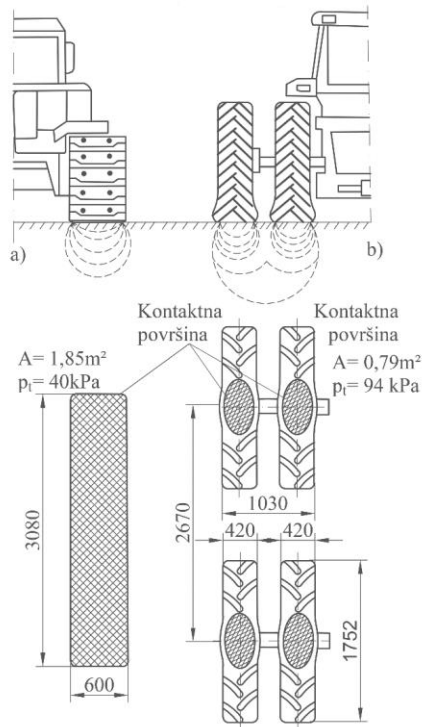
3. Parametri traktora sa različitim hodnim sistemima u kontaktu sa podlogom (sl. 5)  
 Na sl. 5 prikazani su parametri točkova u kontaktu sa podlogom: a) gumena gusenica; b) udvojeni točkovi i c) jednostruki točkovi pri istom opterećenju ( $G$ ). Na slici je prikazana dubina traga ( $h$ ), širina kontakta ( $b$ ) i dubina prodiranja pritiska od 20 kPa (a). Potom je prikazana kontaktna površina ( $A$ ), pritisak na podlogu ( $p$ ) i potencijalna vučna sila ( $F$ ). Sa slike je uočljiva prednost gumenih gusenica, kao i to da je kontaktna površina veća ( $A$ ), a pritisak manji ( $p$ ), vučna sila je 1,75 do 1,6 puta veća u odnosu na jednostruke točkove.



**Sl. 5. Parametri traktora sa različitim hodnim sistemima**  
**Fig. 5. Parameters of tractor with different power train systems**

4. Upoređivanje kontaktne površine i pritiska traktora guseničara i točkaša sa udvojenim točkovima (sl. 6).

- Na sl. 6 prikazana je kontaktna površina i pritisak na podlogu traktora guseničara i traktora točkaša sa udvojenim točkovima prema Lajoš Atiti 1998.
- Sa slike se vidi da je kontaktna površina za 2,34 puta veća, a pritisak na podlogu 2,34 puta manji kod traktora sa gumenim gusenicama. Stoga treba očekivati znatno manje sabijanje zemljišta i veća vučna svojstva.



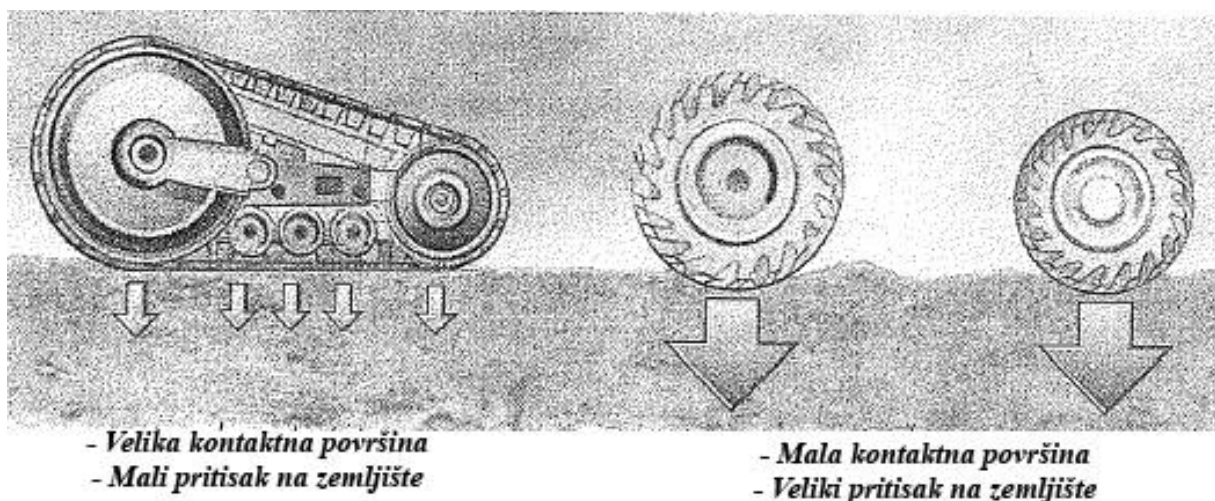
**Sl. 6. Kontaktna površina-smičuća površina guseničara i točkaša a-guseničar, b-točkaš Lajoš Atila (1998)**

**Fig. 6. Contact surface-shearing surface of rubber track and wheeled tractors rubber track, b-wheeled Lajoš Atila (1998)**

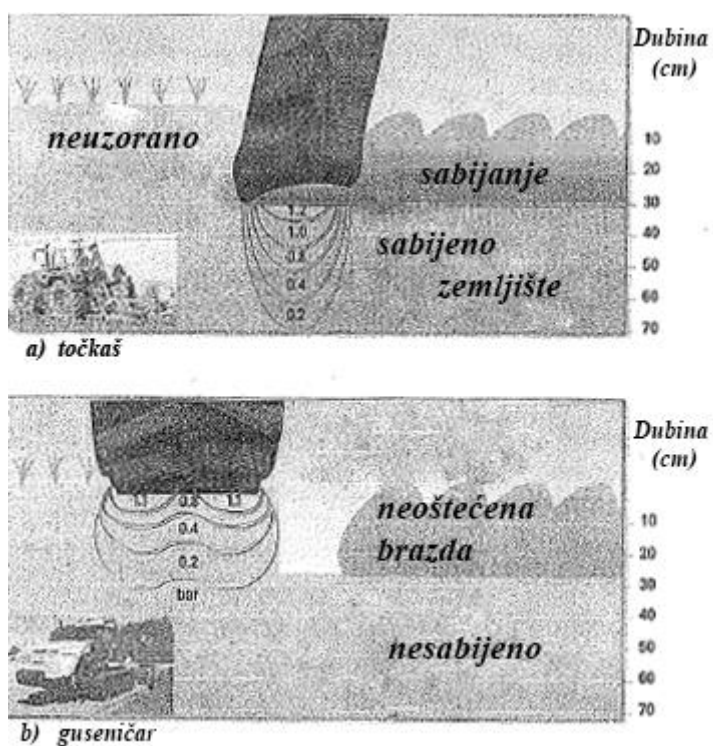
## Zadatak 2

- **Postavka:**

U poljoprivredi se najčešće koristi hodni sistem – pneumatski točkovi ili gumene gusenice. Na sl. 7 prikazana je kontaktna površina gumene gusenice i traktora točkaša, a na sl. 8 sabijanje zemljišta pri kretanju točkova u brazdi (a) i kretanje gumene gusenice van brazde (b). Kod točkaša je uočeno oštećenje prevrnutе brazde i specifični pritisak do dubine od 70 cm, a kod gumene gusenice van brazde nije oštećeno zemljište, a sabijeno je do dubine od 30 cm, što je znatno povoljnije nego kod točkova. Na sl. 9 prikazana je kontaktna površina gusenica (a) i točkova (b), gde se uočava znatno veća kontaktna površina gusenice u odnosu na točkove. Stoga je potrebno definisati prednosti traktora guseničara sa gumenom gusenicom.

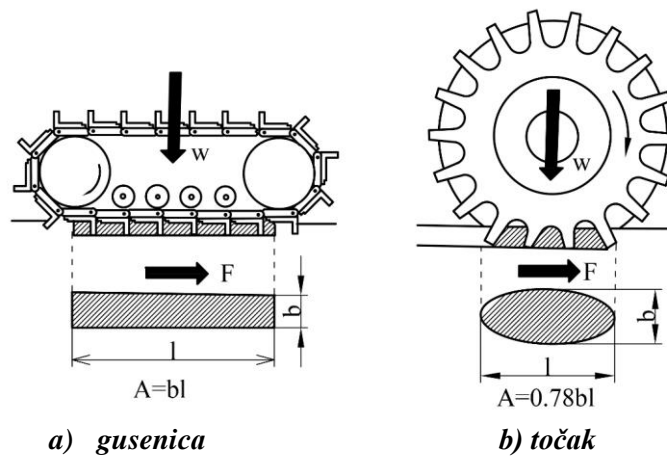


Sl. 7. Kontaktna površina gumene gusenice i točkova traktora  
Fig. 7. Contact surface of rubber track and tractor wheel



Sl. 8. Sabijanje zemljišta – kretanje točka u brazdi (a) i gumene gusenice van brazde (b)  
Fig. 8. Soil compaction – motion of wheel in furrow (a) and rubber track motion outside of the furrow (b)



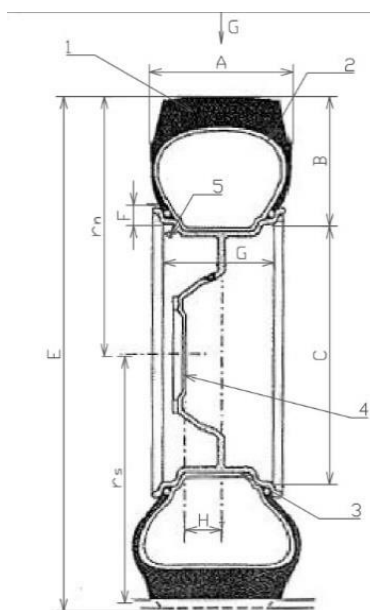


**Sl. 9. Prednosti gusenice**  
**Fig. 9. Rubber track advantage**

### Zadatak 3

• **Postavka:**

Prikazan je presek točka na sl. 10 sa oznakama:



Legenda:

- 1- spoljašnja guma,
- 2- unutrašnja guma,
- 3- naplatak,
- 4- središnji disk,
- 5- ventil,

A – širina pneumatika,  
 B – visina pneumatika,  
 C – prečnik naplatka,  
 $r_s$  – poluprečnik opterećenog dela točka,  
 $r_n$  – poluprečnik neopterećenog dela točka

**Sl. 10. Presek točka**  
**Fig. 10. Wheel cross section**

• **Odrediti:**

1. Slobodan poluprečnik točka ( $r_o$ )
2. Statički poluprečnik točka ( $r_s$ )
3. Konstruktivni poluprečnik ( $r_k$ )
4. Dinamički poluprečnik točka ( $r_d$ )
5. Slobodan prečnik točka ( $R_o$ )
6. Poluprečnik kotrljanja točka ( $r_{ko}$ )

- **Rešenje:**

1. Slobodan poluprečnik ( $r_o$ ) je poluprečnik meren pri neopterećenom stanju i zavisi od pritiska u pneumatiku.

2. Statički poluprečnik točka ( $r_s$ ) je:

$$r_s = \frac{c}{2} + B \cdot h_d \quad (1)$$

gde je:

$h_d$  – koeficijent deformacije pneumatika

3. Konstruktivni poluprečnik točka ( $r_k$ ) je:

$$r_k = \frac{c}{2} \cdot r_d \quad (2)$$

4. Dinamički poluprečnik točka ( $r_d$ ) zavisi od opterećenja ( $G$ ), pritiska u pneumatiku ( $p$ ), brzine kretanja ( $v$ ) i obrtnog momenta ( $M_t$ ) i može biti:

$$r_d = r_s, \quad r_d > r_s, \quad r_d < r_s \quad (3)$$

5. Slobodan poluprečnik ( $R_o$ ) je:

$$R_o = 2 \cdot r_n \quad (4)$$

6. Poluprečnik kotrljanja je:

$$r_{ko} = \frac{S}{2\pi n_t} \quad (5)$$

gde je:

$S$  - pređeni put,

$n_t$  - broj obrtaja točka

## Zadatak 4

---

- **Postavka:**

Za pneumatik (15-30), traktorske namene, dimenzija  $D = 30''$ ,  $b = 15''$  (sl. 11).

- **Odrediti:**

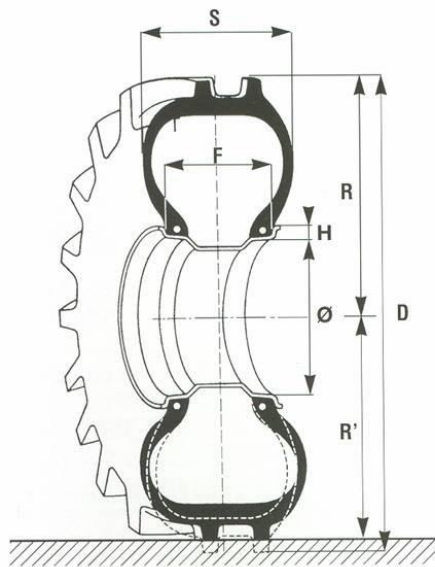
1. Slobodan poluprečnik ( $r_o$ )
2. Statički poluprečnik ( $r_s$ )
3. Kinematski poluprečnik ( $r_k$ )
4. Dinamički poluprečnik ( $r_d$ )

- **Rešenje:**

1. Slobodan poluprečnik ( $r_o$ ) je:

$$r_o, \quad G = 0, \quad M_t = 0, \quad v = 0$$

$$r_o = \left(\frac{D}{2} + H\right) \cdot 25,4 = \left(\frac{30}{2} + 15\right) \cdot 25,4 = 762 \text{ mm}$$



Pneumatik:

$b$  - širina pneumatika

$r_n$  - neopterećen poluprečnik

$r_s$  - poluprečnik opterećenog točka

$R$  - slobodan prečnik =  $2 \cdot r_n$

$H$  - visina slobodnog dela pneumatika

$G$  - opterećenje

Naplatak:

$b_n$  - širina naplatka

$h$  - visina sedišta pneumatika na naplatku

$D$  - prečnik naplatka

Sl. 11. Presek točka - pneumatik i naplatak točka

Fig. 11. Wheel cross section – tire and wheel rim

2. Statički poluprečnik ( $r_s$ ) je:

$$r_s, \quad G > 0, \quad M_t = 0, \quad v = 0$$

$$r_s = r_o - \Delta r_s = 762 - 50 = 712 \text{ mm}$$

gde je:

$\Delta r_s = 50 \text{ mm}$ , radijalna deformacija pneumatika

3. Kinematski poluprečnik ( $r_k$ ) je:

$$r_k, \quad G > 0, \quad M_t > 0, \quad v > 0$$

$$r_k = r_s - \Delta r_k = 712 - 51 = 702 \text{ mm}$$

gde je:

$\Delta r_k = 10 \text{ mm}$ , radijalna deformacija pneumatika pri realizaciji vuče

4. Dinamički poluprečnik ( $r_d$ ) je:

$$r_d, \quad G > 0, \quad M_t > 0, \quad v > 0$$

$$r_d = r_k - \Delta r_d = 702 - 5 = 697 \text{ mm}$$

gde je:

$\Delta r_d = 5 \text{ mm}$ , udaljenost napadne tačke sile vuče od podloge, približno  $r_d \approx r_k$

## Zadatak 5

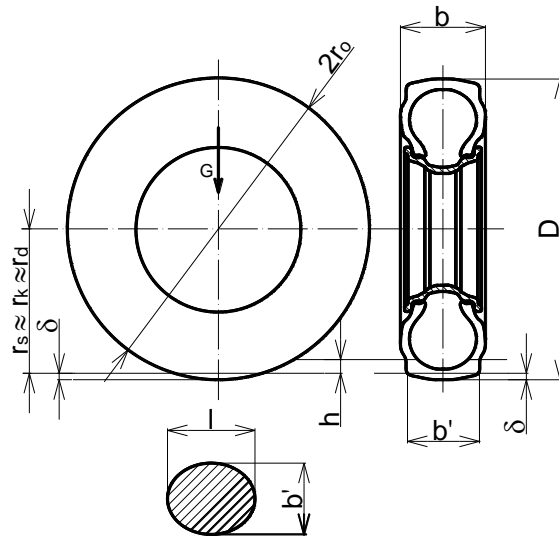
### • Postavka:

Za točak nekog traktora (sl. 12) izmereno je :

- $G_t = 1.000 \text{ daN}$  težina na jednom točku
- $b = 350 \text{ mm}$  širina pneumatika
- $\delta = 40 \text{ mm}$  radijalna deformacija pneumatika
- $r_o = 740 \text{ mm}$  slobodni poluprečnik točka

- **Odrediti:**

1. Kontaktnu površinu točka ( $A_t$ )
2. Srednji specifičan pritisak traktora na zemljište ( $p_{sr}$ )



Sl. 12. Šema proračuna kontaktne površine točka  
Fig. 12. Wheel contact surface calculation scheme

- **Rešenje:**

1. Kontaktna površina točka je:
  - širina kontaktne površine:

$$b' \approx 0,8 \cdot b = 0,8 \cdot 350 = 280 \text{ mm}$$

- dužina kontaktne površine:

$$l = 2 \cdot \sqrt{\delta \cdot (r_0 - \delta)} = 2 \cdot \sqrt{40 \cdot (740 - 40)} = 335 \text{ mm}$$

- kontaktna površina:

$$A_t = 0,79 \cdot b' \cdot l = 0,79 \cdot 28 \cdot 33,5 = 741,02 \text{ cm}^2$$

2. Specifični pritisak je:

$$p_{sr} = \frac{G_t}{A_t} = \frac{1.000}{741,02} = 1,35 \text{ daN/cm}^2$$

## Zadatak 6

- **Postavka:**

Traktori pri izvođenju agrotehničkih operacija na parceli sabijaju zemljište i time ga oštećuju. Pritisak hodnog sistema na zemljište može da se odredi pomoću jednačine autora M. I. Lasko. Za rešavanje ovog zadatka potrebno je usvojiti sledeće parametere:

- $E_p$  (kPa) - modul elastičnosti pneumatika
- $E_z$  (kPa) - modul deformacije zemljišta
- $p_p$  (kPa) - unutrašnji pritisak vazduha u pneumatiku
- $G_t$  (kN) - dozvoljeno opterećenje na pneumatiku

$D(m)$  - spoljni prečnik pneumatika  
 $b_p(m)$  - širina pneumatika  
 $k = 1 - 0,00165 x^5$  - koeficijent proračuna

$$x = \frac{D}{b_p} \quad \text{pri} \quad \frac{D}{b_p} \leq 3,4 \quad \text{i} \quad \text{pri} \quad \frac{D}{b_p} \geq 3,4 \quad x = 6,6 \frac{D}{b_p} \quad (1)$$

- **Odrediti:**

1. Pritisak hodnog sistema na zemljište ( $g_{max}$ )

- **Rešenje:**

1. Maksimalni pritisak hodnog sistema na zemljište ( $g_{max}$ ) određujemo pomoću jednačine M.I.Lasko:

$$q_{max} = \frac{1,49 \cdot E_p^{\frac{5}{4}}}{10^5 \cdot \sqrt{1 + \frac{E_p}{E_z}}} \cdot \left( \frac{10^5}{p_p} + 134 \right) \cdot \frac{G_t^{\frac{2}{3}}}{\sqrt{D \cdot b_p \cdot k}} \quad (2)$$

## Zadatak 7

---

- **Postavka:**

Za točak traktora poznato je :

$D = 800$  mm - prečnik točka

$b = 300$  mm - širina točka

- **Odrediti:**

1. Nosivost točka po Bekeru

- **Rešenje:**

1. Nosivost točka po Bekeru je:

$$G_t = 1.850 \cdot D^2 \cdot b = 1.850 \cdot 0,8^2 \cdot 0,3 = 355,2 \text{ daN}$$

## Zadatak 8

---

- **Postavka:**

Za traktor je poznato:

$n_1 = 20$ , broj obrtaja točka traktora pri vuči

$n_2 = 18$ , broj obrtaja točka traktora pri kretanju bez opterećenja.

- **Odrediti:**

1. Klizanje točkova ( $\delta$ )

- **Rešenje:**

Klizanje točkova traktora je:

$$\delta = \frac{n_1 - n_2}{n_1} \cdot 100 = \frac{20 - 18}{20} \cdot 100 = 10\%$$

## Zadatak 9

- **Postavka:**

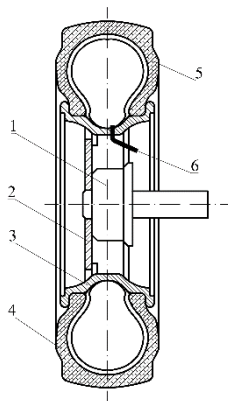
Traktor točkaš može biti opremljen pneumaticima sa unutrašnjom gumom i bez nje. Potrebno je definisati osnovne delove i karakteristike takvih točkova.

- **Odrediti:**

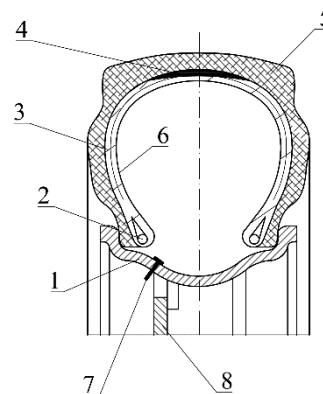
1. Sastavne delove točka traktora
2. Vrste elastičnosti točka
3. Elastičnost točka i poluprečnike

- **Rešenje:**

1. Sastavni delovi točka traktora prikazani su na sl. 13:



1. Glavčina
2. Središnji disk
3. Naplatak
4. Spoljna guma
5. Unutrašnja guma
6. Ventil



1. Naplatak
2. Obruč od žice
3. Slojevi korda u karkasi
4. Protektor
5. Gazeći sloj od gume
6. Karkasa
7. Ventil
8. Središnji disk

**Sl. 13. Presek točka sa osnovnim delovima a) sa unutrašnjom gumom i b) bez nje**  
**Fig. 13. Wheel cross section with basic parts a) with and b) without hose tyre**

2. Elastičnost točka:

Na slikama 14, 15 i 16 prikazane su deformacije točka u radijalnom, tangencijalnom i bočnom pravcu.

3. S obzirom na elastičnost točka u radijalnom pravcu razlikujemo sledeće poluprečnike točka:
  - a) Nominalni ili nezavisni poluprečnik ( $r_n$ ) definisan je na osnovu nominalnih dimenzija točka. Može da se izračuna po formuli:

$$r_n = \frac{d}{2} + h, \quad (1)$$

gde je:

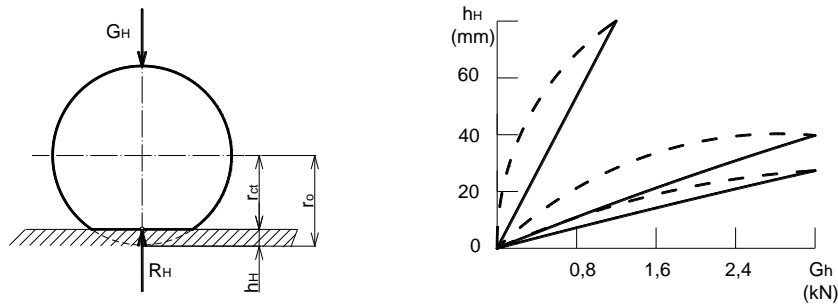
- $d$  - prečnik oboda naplatka
- $h$  - visina profila spoljne gume

b) Slobodni poluprečnik ( $r_o$ ) definiše se na osnovu maksimalnog obima točka, koji se ne obrće i na koji ne dejstvuju sile:

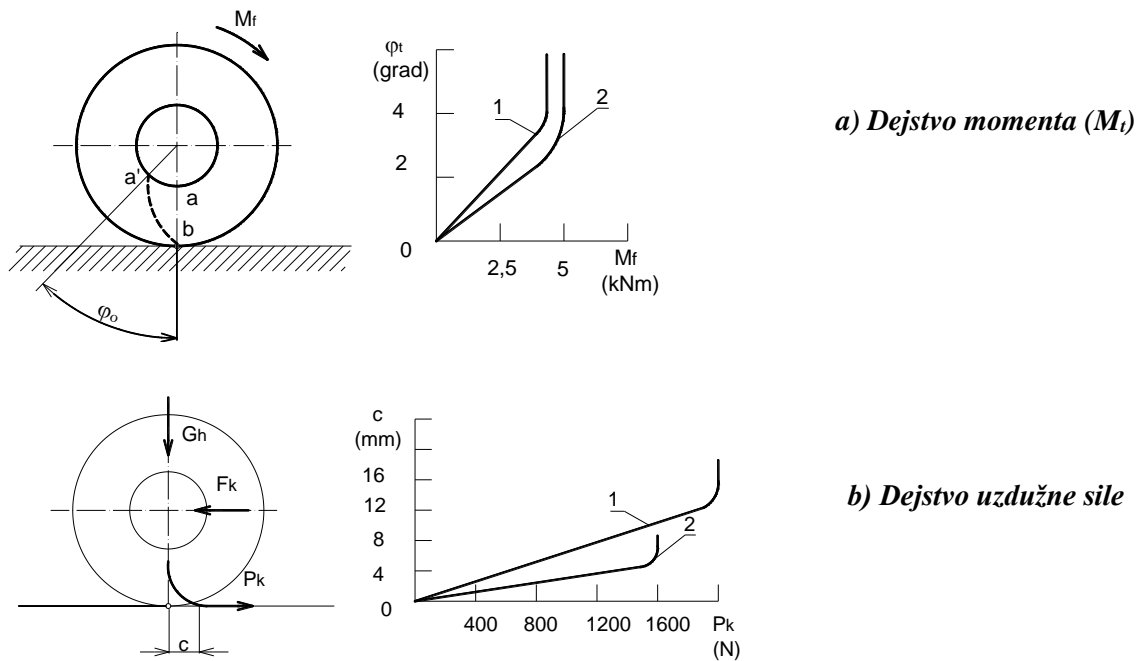
$$r_o = \frac{O}{\pi} \quad (2)$$

gde je:

$O$ - obim točka



**Sl. 14. Radijalna deformacija**  
**Fig. 14. Radial definition**



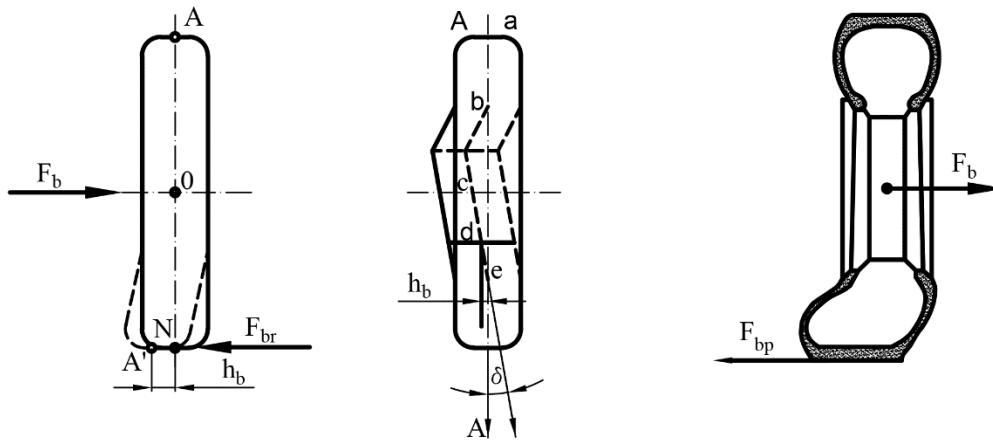
**Sl. 15. Kružno –tangencijalna deformacija**  
**Fig. 15. Circular – tangentially deformation**

c) Statički poluprečnik ( $r_s$ ) je rastojanje od ose točka do podloge pri čemu je točak nepokretan i opterećen je radijalnom reakcijom i može da se odredi po formuli:

$$r_s = \frac{d}{2} + h(1 - \lambda) \quad (3)$$

gde je:

$\lambda$ - koeficijent radijalne deformacije pneumatika pod opterećenjem u odnosu na nominalnu visinu profila gume.



- a) deformacija pneumatika u zoni kontakta sa površinom      b) šema defermocije      c) dejstvo bočne sile  $F_b$  i reakcija  $F_{pb}$

**Sl. 16. Poprečna deformacija pneumatika**  
**Fig. 16. Transverse tyre deformation**

- d) Dinamički poluprečnik ( $r_d$ ) je rastojanje od ose točka do podloge kada se on kotrlja. Na točak tada deluju sve ili neka od sila: radijalna, obimna i bočna. Ovaj poluprečnik može biti jednak, veći ili manji od statičkog, zavisno od brzine kretanja.
- e) Poluprečnik kotrljanja ( $r_k$ ) je zamišljeni-teoretski poluprečnik onog krutog točka koji ima istu brzinu obrtanja i translatornu brzinu kao stvarni točak.

Može da se napiše:

$$r_k = \frac{v}{\omega_t} \quad (4)$$

$$r_k = \frac{s}{2\pi n_t} \quad (5)$$

gde je:

- $v$  - translatorna brzina točka
- $\omega_t$  - ugaona brzina točka
- $n_t$  - brzina obrtanja točka u jedinici vremena
- $s$  - put točka u jedinici vremena

## Zadatak 10

- **Postavka:**

Traktori točkaši pri oranju kreću se desnim točkovima po dnu brazde (sl. 17) dok se svim točkovima kreću van brazde (sl. 18). Varijanta kretanja prema sl. 18 je povoljnija, jer se dno brazde i prevrnutu brazda ne oštećuju, a posledice sabijanja zemljišta su svedene na minimum. Međutim, pri kretanju desnih točkova u brazdi oštećuje se dno brazde i zemljište se dubinski sabije pri čemu se formira sabijena zona koja se mora svakih 4-5 godina podrivačima razbijati.

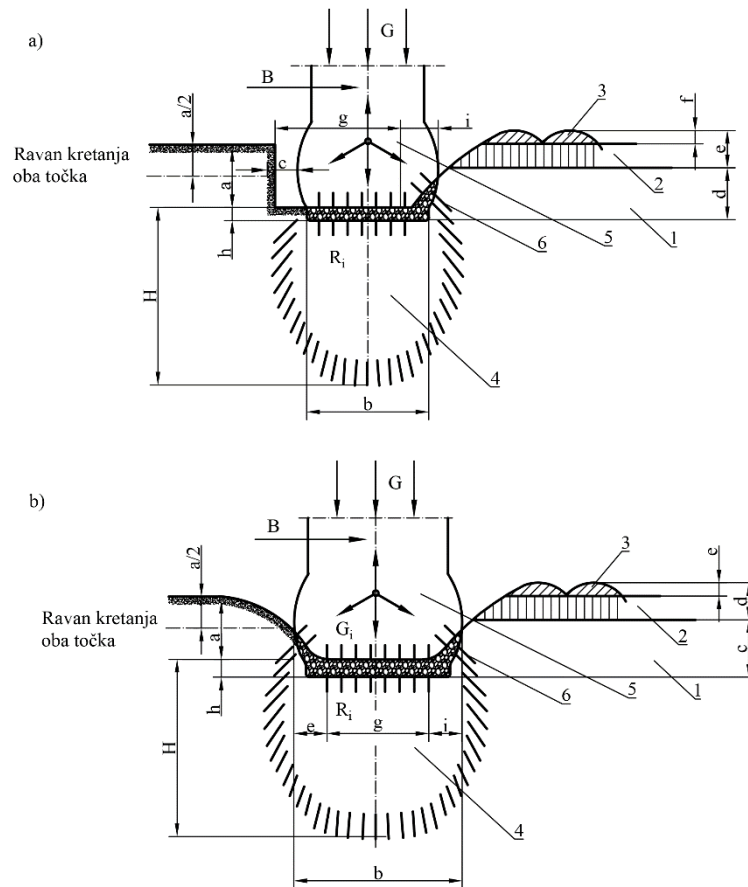
- **Odrediti:**

1. Kretanje točkova traktora u brazdi
2. Kretanje točkova traktora van brazde



• **Rešenje:**

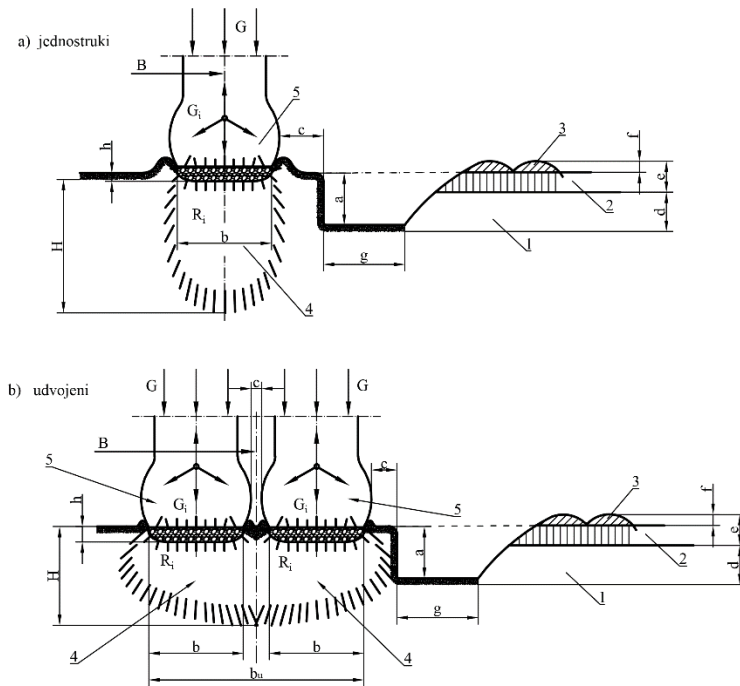
1. Kretanje točka traktora u brazdi prikazano je na sl. 17 i a) normalna brazda i b) zaobljena brazda. Dubina sabijanja zemljišta ( $H$ ) se kasnijim operacijama ne razbija, što dovodi do formiranja sabijene zone.



**SL. 17. Kretanje točkova traktora u brazdi**  
**a) normalna brazda, b) zaobljena brazda**  
**Fig. 17. Motion of tractor wheels in furrow**  
**a) standard furrow, b) rounded furrow**

2. Kretanje točka van brazde (sl. 18)

Na slici 18 prikazano je kretanje točka van brazde, jednostrukog i udvojenog, pri čemu se zemljište znatno manje oštećuje.



**Sl. 18. Kretanje traktora sa svim točkova izvan brazde**  
**Fig. 18. Tractor with all four wheels outside the furrow**

## Zadatak 11

- **Postavka:**

U poljoprivredi se koriste različite vrste točkova, što se vidi prema silama i momentima koji deluju na njih pri kretanju. U osnovi se razlikuju: kruti točkovi, elastični točkovi, elastični pogonski, radni točkovi, točkovi u tandemu i udvojeni točkovi, koji se kreću po tvrdoj ili mekoj podlozi. Stoga je neophodno izučiti dejstvo sila i momenata na sve varijante točkova i uslove kretanja, tvrdu i meku podlogu.

- **Odediti:**

1. Kruti točak
2. Elastični točak
3. Elastični pogonski točak
4. Radni točak
5. Točak tandem
6. Udvojeni točak

- **Rešenje:**

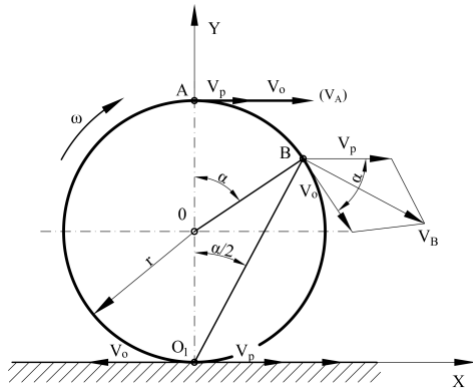
1. Kruti točak:

Na sl. 19 prikazan je kruti točak na tvrdoj podlozi sa brzinama. U tački (A) deluje brzina ( $v_p$ ) paralelna sa podlogom i ( $v_o$ ) tangencijalna, pa je:

$$V_A = v_p + v_o \quad \text{ili} \quad |V_A| = 2 \cdot \omega \cdot r \cdot \cos \alpha$$

a rezultanta brzine ( $V_B$ ) za točak (B) je:

$$V_B = v_p + v_o = 2 \cdot \omega \cdot \cos \alpha$$



Sl. 19. Kinematika kretanja krutog točka  
Fig. 19. Kinematics of stiff wheel motion

Kretanje krutog točka po mekom zemljištu prikazano je na sl. 20, a jednačina ravnoteže ovog točka je:

$$\sum X = 0, \quad F_v = X, \quad \sum Y = 0, \quad F_t = Y, \quad \sum M_o = x \cdot r_d = y \cdot a \quad (1)$$

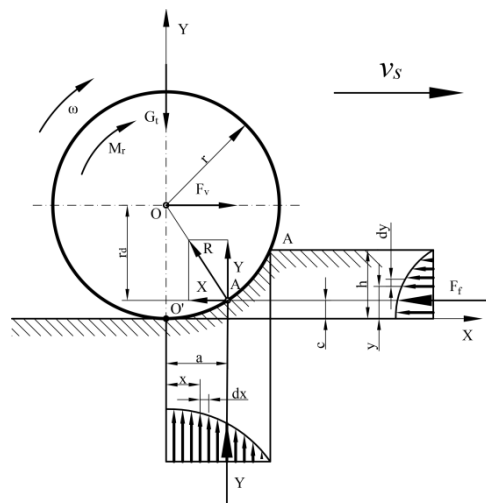
gde je:

$x \cdot r_d = M_o$  - pogonski moment, a

$Y \cdot a = M_f$  - moment otpora kretanja, koeficijent otpora kretanja je:

$$f = \frac{y \cdot a}{y \cdot r_d} = \frac{a}{r_d} \quad (2)$$

Otpor kretanja ( $F_f$ ) krutog točka po mekom zemljištu pri ravnomernom kretanju po horizontalnoj površini je proporcionalan vertikalnom opterećenju, a obrnuto proporcionalan širini točka, prečniku i zapreminskom sabijanju zemljišta, shodno tome za smanjivanje  $F_f$ ) neophodno je povećavanje prečnika točka (D) a ne njegove širine (b).



Sl. 20. Kretanje krutog točka na mekom zemljištu  
Fig. 20. Stiff wheel motion on soft ground

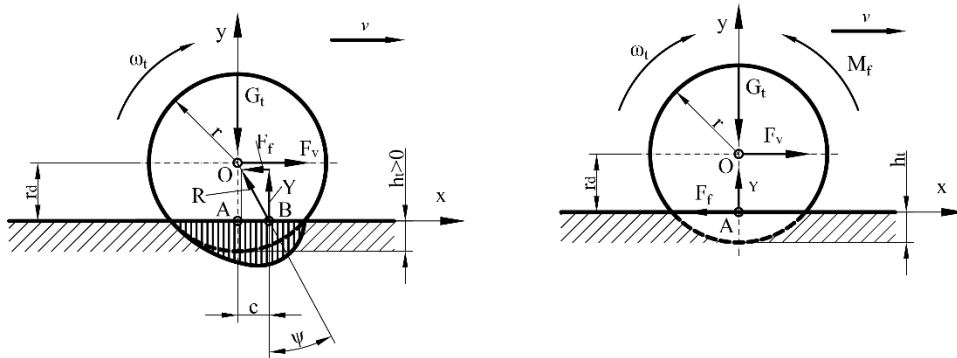
## 2. Elastični nepogonski točak:

Na sl. 21 prikazano je kretanje elastičnog točka na tvrdoj podlozi pri čemu se formira moment otpora kretanja  $M_f = Y \cdot c = G_i \cdot c$ . Da bi se točak mogao kretati, moment otpora kretanja mora da se savlada spregom sila koje obrazuje sila ( $F_v$ ) koja gura ili vuče točak i njoj jednaka po veličini ili suprotnog smera tangencijalna sila ( $F_f$ ) pa je:

$$F_v \cdot r_d = F_f \cdot r_d = M_f, \quad \text{odavde je} \quad F_v = F_f = \frac{M_f}{r_d} = y \cdot \frac{c}{r_d} = y \cdot f \quad (3)$$

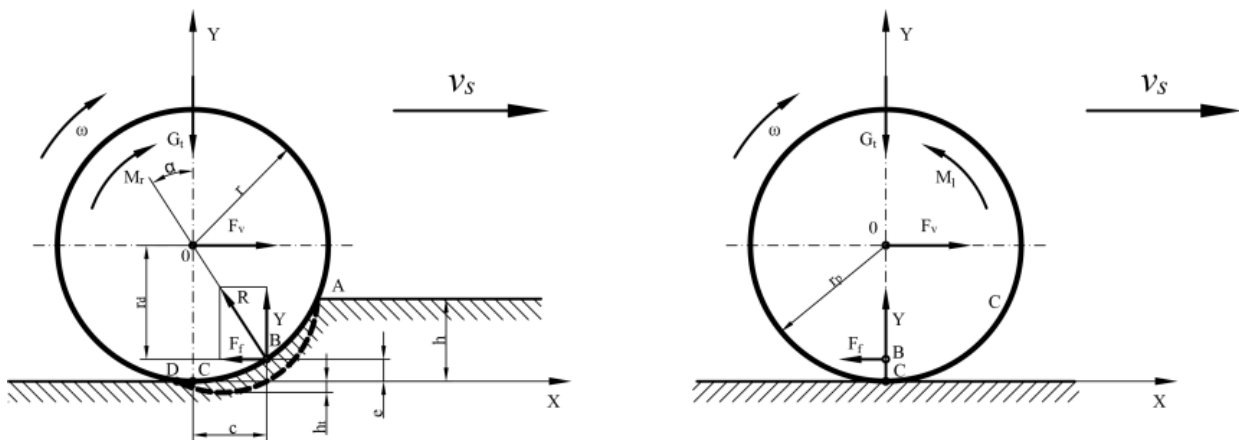
stoga je:

$$F_f = \frac{M_f}{r_d} = G_t \cdot \frac{c}{r_d} = G_t \cdot f \quad (4)$$



**Sl. 21. Kretanje elastičnog točka po tvrdoj podlozi**  
**Fig. 21. Elastic wheel motion on hard ground**

Na sl. 22 prikazano je kretanje elastičnog nepogonskog točka po mekom zemljištu. Ako se smanji pritisak u pneumatiku, povećava se radijalno deformisanje pneumatika i sila i koeficijent otpora kretanja, zbog povećanja histerezijskih gubitaka. Utvrđeno je da ako se pritisak vazduha u pneumatiku smanji sa 0,5 na 0,3 Mpa, koeficijent otpora kretanja ( $f$ ) smanjuje se za 30–40%. Smanjenje pritiska u pneumatiku može biti do nivoa koji dozvoljava proizvođač.

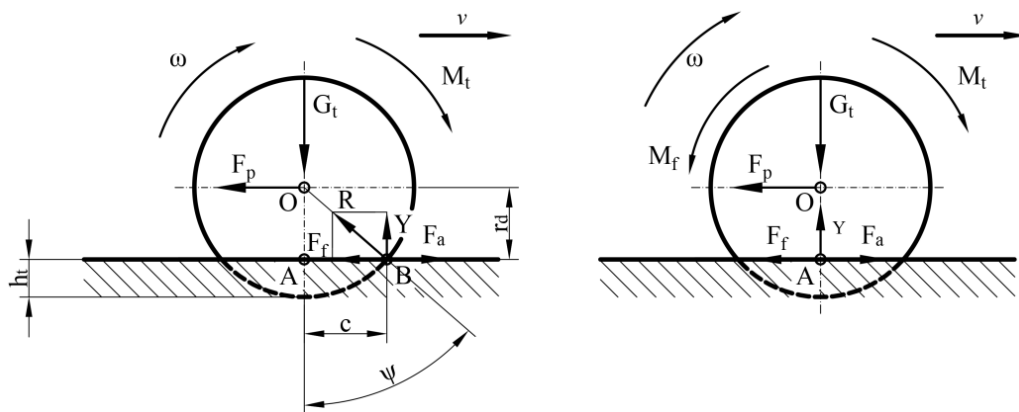


**Sl. 22. Šema sila i momenata, elastičnog točka na mekoj podlozi**  
**Fig. 22. Forces and moments and elastic wheel on soft ground**

### 3. Pogonski elastični točak:

Kretanje pogonskog elastičnog točka po tvrdoj podlozi prikazano je na sl. 23. Pogonski točak dobija moment od motora koji se penosi preko transmisije ( $M_t$ ) i zadatak točka je da tu energiju transformiše u vučnu silu u kontaktu sa podlogom ( $F_a$ ). Pošto je  $F_p = F_a$ ) moment na točku je  $M_t = Y \cdot c + F_p \cdot r_d$ . Uzajamno dejstvo točka i podloge može da se ocenjuje pomoću koeficijenta prijanjanja  $\varphi = \frac{F_a}{Y}$ , što je odnos vuče sile ( $F_a$ ) i normalne reakcije ( $\varphi$ ), odavde je:

$$F_a = \varphi \cdot Y = \varphi \cdot G_t \quad (5)$$



**Sl. 23. Kretanje elastičnog točka po tvrdoj podlozi**  
**Fig. 23. Elastic drive wheel motion on hard ground**

Na slikama 24 i 25 prikazani su elastični pogonski točkovi na mekom zemljištu. Slika 24 pokazuje proces vuče točka traktora. Teorijski maksimalna vučna sila koja može da se ostvari u kontaktu točka i podloge približno je jednaka:

$$F_{tp} = F_v = c \cdot A + G_d \cdot \tan \varphi \quad (6)$$

gde je:

$$A \cong 0,78 \cdot b \cdot L;$$

$b$  - širina;

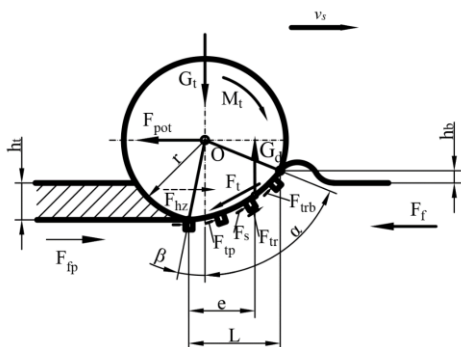
$L$  - dužina kontaktne površine točka;

$c$  - koeficijent kohezije – unutrašnja prionljivost kod koherentnih zemljišta;

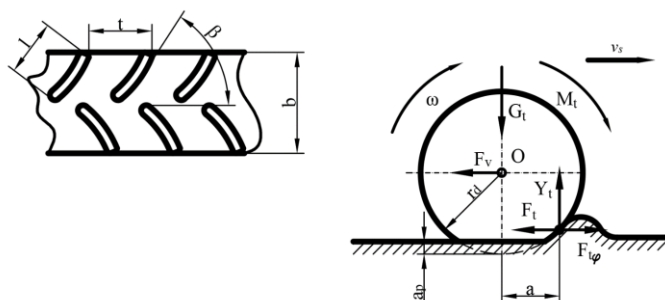
$G_d$  - dinamička težina na točku- vertikalna reakcija podloge;

$\varphi$  - veličina unutrašnjeg trenja – dominantno kod peskovitog zemljišta.

Prvi član u jednačini ( $c \cdot A$ ) dominantan je za koherentno, lepljivo zemljište, gde je kontaktna površina značajna, a rebra imaju ključni uticaj. Drugi član ( $G_d \cdot \tan \varphi$ ) odnosi se na peskovito zemljište, dok je dominantno interno trenje, težina je značajna, a rebra nemaju veliki značaj.



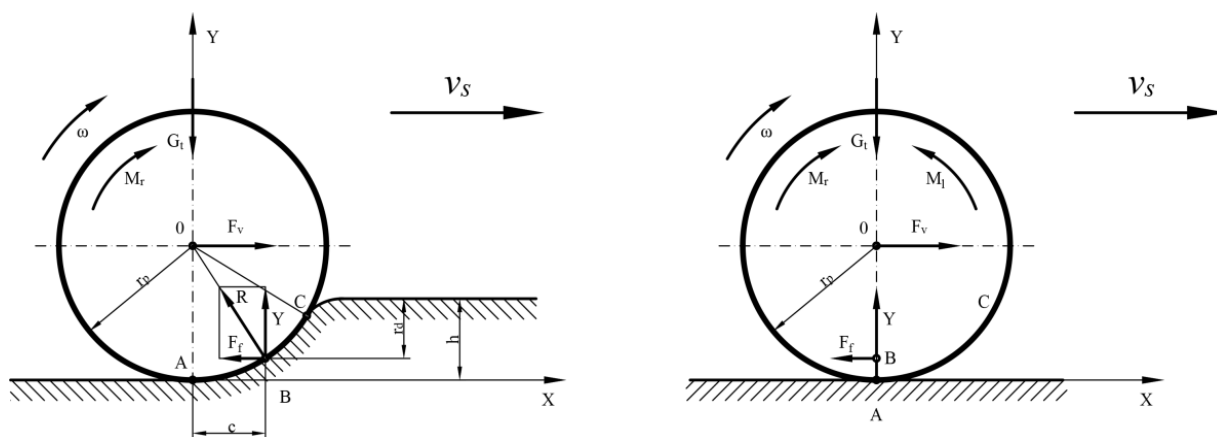
**Sl. 24. Proces vuče traktora**  
**Fig. 24. Process of wheel traction**



**Sl. 25. Sile i momenti na pogonskom točku i mekom zemljištu**  
**Fig. 25. Forces and moments on drive wheel and soft ground**

#### 4. Radni točak:

Na sl. 26 prikazane su sile i momenti radnog točka, koji pored toga što nosi deo mašine i pogoni neki radni uređaj, što se javlja kod nekih sejalica, rasturivača đubriva, rasturivača stajnjaka, prskalice i dr. Na točku je prikazan radni moment ( $M_r$ ) koji obavlja funkciju pokretanja radnih uređaja, a uslov za kretanje je  $M_r < M_f$ ), što znači da radni moment mora biti manji od momenta otpora kretanja ( $M_f$ ) da bi se mogao kretati.

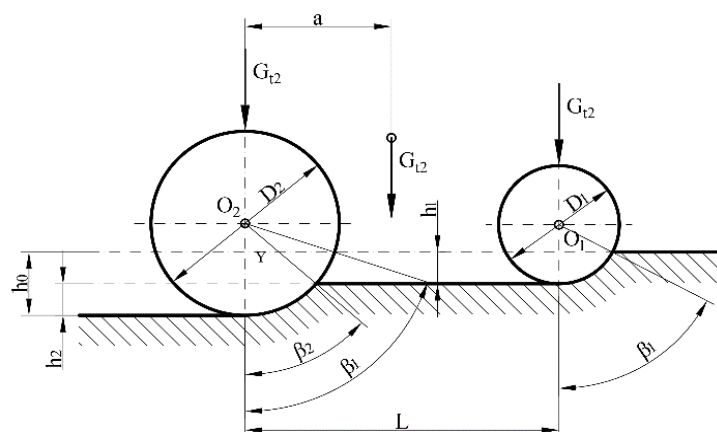


**Sl. 26. Sile i moment radnog točka**  
**Fig. 26. Forces and moments of operating wheel**

5. Kretanje točka u konfiguraciji tandema:

U konfiguraciji tandema kreću se točkovi traktora i prikolica, pri čemu se po tragu prednjeg kreće zadnji točak (sl. 27).

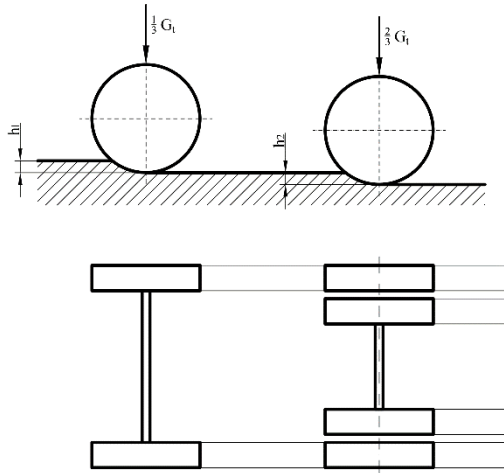
Utvrđeno je da je otpor kretanja zadnjeg točka u odnosu na prvi točak manji za oko 15 %.



**Sl. 27. Tipična konfiguracija tandem točka u poljoprivredi, Ronai (1983)**  
**Fig. 27. Typical configuration of tandem wheel in agriculture, Ronai (1983)**

6. Kretanje udvojenih točkova traktora:

Udvojeni točkovi se često javljaju kod poljoprivrednih traktora, naročito pri izvođenju tehnoloških operacija u pripremi zemljišta i setvi (sl. 28). Utvrđeno je da je otpor pri kretanju u tandemu manji za oko 16% od otpora kretanja traktor sa udvojenim točkovima na zadnjoj osovini. Prema nekim istraživanjima, ova razlika je veća i do 23%.



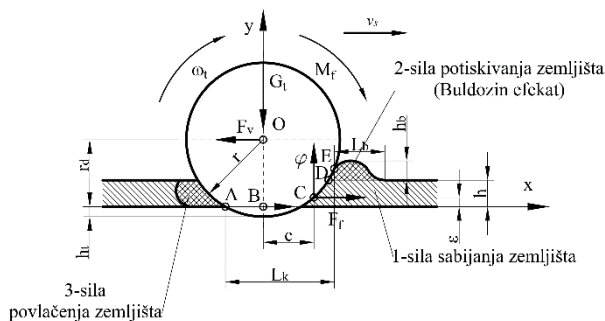
Sl. 28. Kretanje u konfiguraciji udvojenih točkova  
Fig. 28. Motion of double wheels

## Zadatak 12

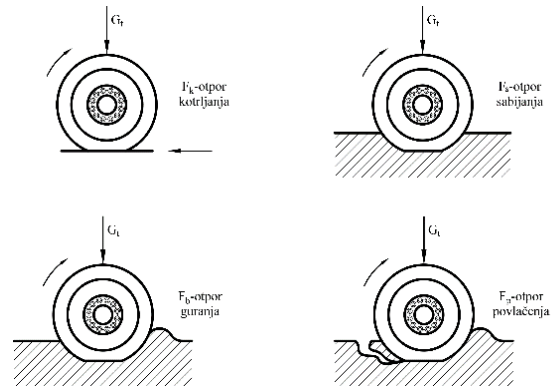
- Postavka:**

Točak traktora pri kretanju na mekom zemljištu pravi dubok trag ( $h$ ) i ima otpor kretanju ( $F_f$ ). Ove veličine su izraženije što je zemljište mekše i vlažnije i što je opterećenje na točku veće. Na sl. 29 prikazano je ponašanje elastičnog pogonskog točka na mekom zemljištu, a na sl. 30 otpori kretanja. Stoga je cilj ovog zadatka da definiše: dubinu traga točka ( $h$ ), specifični otpor kretanja točka ( $f$ ) i ukupni otpor kretanja ( $F_f$ ).

Za elastični pogonski točak pri kretanju po mekom zemljištu prema sl. 29 usvojiti potrebne podatke.



Sl. 29. Sile i momenti, elastični pogonski točak na mekom zemljištu  
Fig. 29. Forces and moments, elastic drive wheel on soft ground



Sl. 30. Otpori kretanja točka  
Fig. 30. Wheel resistance to motion

- Odrediti:**

1. Izračunavanje dubine traga točka traktora ( $h$ )
2. Koeficijent otpora kretanja ( $f$ )
3. Ukupni otpor kretanja točka traktora ( $F_f$ )

- Rešenje:**

1. Izračunavanje dubine traga točka traktora ( $h$ ):

Na sl. 31 prikazan je postupak formiranja traga točka kroz tri faze. U prvoj fazi tragovi se formiraju na bazi deformisanja zemljišta pod dejstvom normalnog opterećenja i zavisnost je linearna (sl. 31) kriva (I) i važi jednačina:

$$h = \frac{\tau_o}{k} \operatorname{arctg} \frac{p}{\tau_o} \quad (1)$$

gde je:

$p$  – pritisak točka  
 $k$  – koeficijent zapreminskog sabijanja

U drugoj fazi počinje formiranje, sabijanje tragova u vidu klina u kojem nema kretanja čestica jedne po drugoj (sl. 31a), kriva (II) i (sl. 31b) kriva (I). Taj klin potiskuje zemljište u stranu. Dubina traga u ovoj fazi formira se progresivnim smicanjem zemljišta. Analitika veza dubine traga točka i opterećenja u ovoj vezi je:

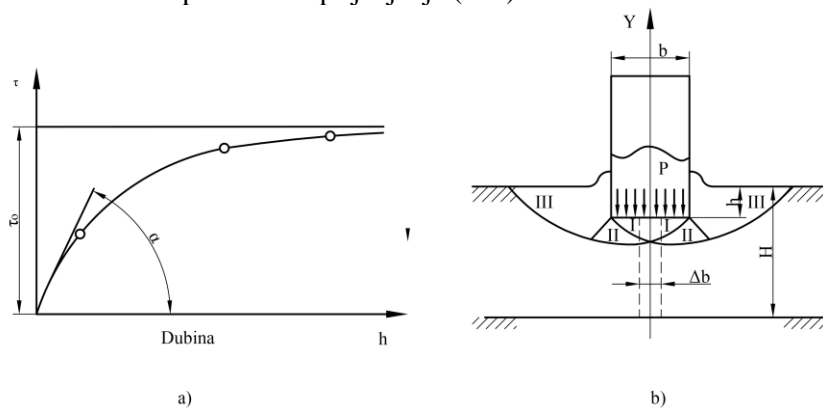
$$h = \frac{\tau_o}{k} \cdot \frac{1}{1 - \frac{p}{\tau_o}} \cdot \operatorname{arctg} \frac{p}{\tau_o} \quad (2)$$

U trećoj fazi, (sl. 31), kriva (III), deformisanje pod točkom teorijski može da se formira, bez povećanja opterećenja točkova do dubine (H) (sl. 31b). Pri klizanju pogonskog točka dubina traga raste dejstvom dopunskog smicanja. Dubina traga posle prolaza jednog točka ima oblik:

$$h = \frac{\tau_o}{k} \cdot \frac{1}{1 - \frac{p}{\tau_o}} \cdot \frac{1 + \delta}{1 - \frac{p}{\tau_o}} \cdot \operatorname{arctg} \frac{p}{\tau_o} \quad (3)$$

gde je:

$\delta$  - koeficijent klizanja točka (%)  
 $\tau_o$  - maksimalne kapilarne sile prijanjanja (kPa)



**Sl. 31. Proces formiranja dubokih tragova točka traktora, Janković, Todorović (1990)**  
**Fig. 31. Process of deep track formation from tractor wheels, Jankovic, Todorovic (199)**

Pri kretanju točka zemljište se sabija i formira trag koji se može izračunati pomoću formule:

$$h = \left[ \frac{3G_t}{(3 - n) \cdot n \cdot k \cdot \sqrt{D}} \right]^{\frac{2}{2n+1}} \quad (4)$$

gde je:

$d = 2 \cdot r$  – prečnik točka  
 $G_t$  - nominalno opterećenje na točku  
 $n$  - izložitelj

Prema Guskovu (1977) dubina traga pogonskog točka po mekom zemljištu može se izračunati pomoću jednačine:



$$h = \sqrt[3]{\frac{G_k}{h_k^2 \cdot b^2 \cdot D}} \quad (5)$$

gde je:

$G_k$  - opterećenje na točku

$$h_k = \frac{k}{100\sqrt{2b \cdot D}} (N/m^3)$$

$b$  - širina točka

$D$  - prečnik točka

$k$  - koeficijent zapreminskog sabijanja zemljišta

Kod tandem točkova ukupna dubina može da se izračuna pomoću jednačine:

$$h = \frac{1}{b \cdot n} \left[ \frac{\sqrt{2 \cdot G + 1}}{\pi \sqrt{r_1}} + \sqrt{\frac{2 \cdot G_{t1}^2}{\pi \cdot 2r_1} + \frac{G_{t2}^2}{2r_2}} \right] \quad (6)$$

gde je:

$$k = \frac{k_c}{b} + k_\varphi \quad (7)$$

$k_c$  - koeficijent prijanjanja (kohezija)

$G_t$  - opterećenje na točku

$k_\varphi$  - koeficijent unutrašnjeg trenja (frikcija)

$r_1/r_2$  - poluprečnik prednjeg ( $r_1$ ) i zadnjeg točka ( $r_2$ )

$b$  - širina pneumatika

$D$  - prečnik točka ( $D_1 = 2 \cdot r_1$ ) i ( $D_2 = 2 \cdot r_2$ )

## 2. Koeficijent otpora kretanja ( $f$ ):

Guskovu (1977) predložio je jednačinu za izračunavanje specifičnog otpora kretanja koja glasi:

$$f = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{G_t}{K_k \cdot b \cdot D}} \quad (8)$$

gde je:

$G_t$  - opterećenje na točku

$b$  - širina točka

$D$  - prečnik točka

$$k_k = \frac{k}{100\sqrt{b \cdot D}} \quad (9)$$

gde je:

$k$  - koeficijent zapreminskog sabijanja zemljišta

Prema A. E. Omeljanovu jednačina za izračunavanje specifičnog otpora kretanja je:

$$f = A_1 \sqrt[3]{\frac{P_p}{K_c \cdot D}} + A_2 \sqrt[3]{\frac{G_t}{P_p \cdot D^2}} \quad (10)$$

gde je:

$A_1$  i  $A_2$  – koficijent koji zavisi od konstrukcije pneumatika. Kod pneumatika upravljački sa 6 platana, pri  $\frac{D}{b} = 4 - 6$ ,  $A_1 \cong 2 - 4$  i  $A_2 \cong 0,1$

- $k_c$  - koeficijent zapreminskog sabijanja zemljišta, 20 – 30 N/cm<sup>2</sup> kod zemljišta pripremljenog za setvu i 80 – 120 N/cm<sup>2</sup> kod strnjišta
- $G_t$  - opterećenje na točku
- $b$  - širina pneumatika
- $D$  - prečnik točka
- $p_p$  - pritisak u pneumatiku

Prema Granvan – Gorjačkin jednačina za izračunavanje ( $f$ ) je:

$$f = 0,86 \sqrt[3]{\frac{G_t}{k_c \cdot b \cdot D^2}} \quad (11)$$

gde je:

- $k_c$  (N/m<sup>3</sup>) - koeficijent zapreminskog sabijanja zemljišta
- $D$  (m) - prečnik točka
- $b$  (m) - širina točka

### 3. Otpor kretanja točkova ( $F_f$ ):

Prema Guskovu (1977) ukupni otpor kretanja točka se može izračunati pomoću jednačine:

$$F_f = \frac{1}{2} \sqrt[3]{\frac{G_k^4}{k_k \cdot b \cdot D^2}} \quad (12)$$

gde je:

- $G_k$  - opterećenje na točku
- $b$  - širina pneumatika
- $D$  - prečnik točka
- $k_k = \frac{k}{100\sqrt{b \cdot D}}$
- $k$  - koeficijent zapreminskog sabijanja zemljišta

Otpor kretanja pogonskog točka prema jednačini je:

$$F_f = \frac{3 \cdot G_t}{(n + 1) \cdot (3 - n)} \sqrt{\frac{h}{D}} \quad (13)$$

gde je:

- $D = 2 \cdot r$  - prečnik točka
- $h$  - dubina traga točka
- $G_t$  - normalno opterećenje na točku
- $n$  - izložitelj

Ukupan otpor kretanju točkova u tandemu je:

$$F_f = \frac{2}{3\sqrt{b \cdot n}} \left[ \frac{2 \cdot G_{t1}}{\pi \sqrt{D_1}} + \sqrt{\frac{4 \cdot G_{t1}^2}{\pi \cdot D_1} + \frac{G_{t2}^2}{D_2}} \right]^{\frac{3}{2}} \quad (14)$$

gde je:

- $k = \frac{k_c}{b} + k_\varphi$ , ( $D_1 = 2 \cdot r_1$ ) i ( $D_2 = 2 \cdot r_2$ ),
- $k_c$  - koeficijent prijanjanja (kohezija)
- $k_\varphi$  - koeficijent unutrašnjeg trenja (frikcija)

Ukoliko je  $G_{t1} = G_{t2} = G_t$  i kada su prečnici  $D_1 = D_2 = D$ , ukupan otpor kretanja točkova u konfiguraciji tandema može da se odredi jednačinom:

$$F_f = \frac{1,6 \cdot G_t \cdot \frac{3}{2}}{(b \cdot k)^{\frac{1}{2}} \cdot D^{\frac{3}{4}}} \quad (15)$$

Ako se rezultat iz prethodne jednačine uporedi sa otporom kretanja za jedan točak istih dimenzija i uslov kretanja kao rezultat se dobija da ukupan otpor kretanja drugog točka opada u odnosu na prvi točak za približno 15%.

## Zadatak 13

- **Postavka:**

Proučiti kretanje vučenog ili gurajućeg točka (točkovi traktora ako nije pogonski, točak prikolice I poljoprivrednih mašina, upravljački točak kombajna).

- **Treba:**

1. Definisati režim kretanja točka
2. Objasniti pojam histerezijskih gubitaka

- **Rešenje:**

1. Režim kretanja točka (sl. 32)

$$v = \omega \cdot r$$

– uslov kretanja bez klizanja:

$$v < \omega \cdot r$$

– uslov kretanja točka sa klizanjem:

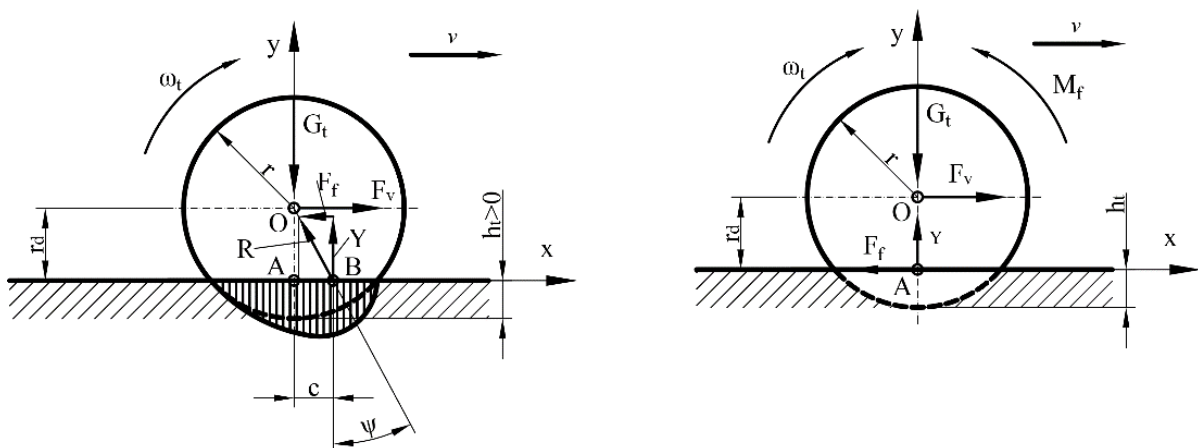
$$v > \omega \cdot r$$

gde je:

$v$  - brzina kretanja točka – pravolinijsko kretanje

$r$  - poluprečnik točka

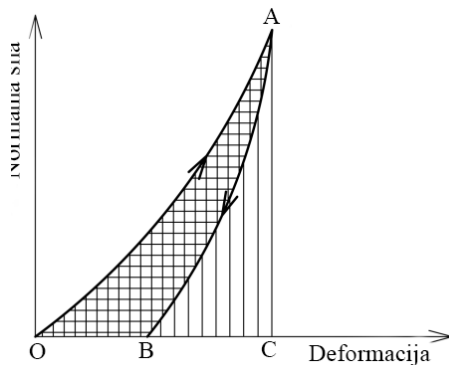
$\omega$  - ugaona brzina kretanja točka



Sl. 32. Režim kretanja točka  
Fig. 32. Wheel motion mode

2. Histerezis gubitaka (sl. 33):

Pri kretanju elastičnog točka pod dejstvom normalnog i tangencijalnog opterećenja dolazi do unutrašnjeg trenja u pneumatiku, zbog čega se javljaju gubici energije. Ovo trenje zavisi od materijala od kojeg je napravljena unutrašnja i spoljašnja guma, konstrukcije pneumatika, broja platana, debljine karkase, veličine i oblika šava i pritisaka u pneumatiku. Površina OAC predstavlja rad utrošen na deformaciji gume. Smanjenjem opterećenja usled nepotpune elastičnosti pneumatika vraća se rad koji je jednak površini ABC. Kriva OA predstavlja opterećenje, a kriva AB rasterećenje. Površina OAB predstavlja nepovraćenu energiju pri deformaciji gume. Ova pojava naziva se histerezis.



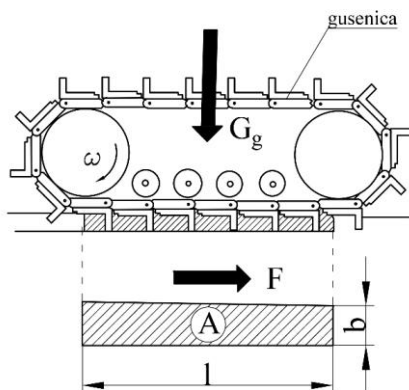
Sl. 33. Histerezijski gubici  
Fig. 33. Hysteresis losses

## Zadatak 14

• **Postavka:**

Za traktor guseničar prema sl. 34 poznati su sledeći podaci:

- $G_g = 6.000 \text{ daN}$  - težina traktora
- $l = 2.000 \text{ mm}$  - dužina kontakta gusenice sa zemljištem
- $b = 400 \text{ mm}$  - širina gusenice



Sl. 34. Kontaktna površina gusenice  
Fig. 34. Track contact surface

• **Odrediti:**

1. Kontaktnu površinu traktora (A)
2. Srednji specifični pritisak na zemljište ( $p_{sr}$ )

• **Rešenje:**

1. Kontaktna površina je:

$$A = 2 \cdot l \cdot b = 2 \cdot 200 \cdot 40 = 16.000 \text{ cm}^2$$

2. Srednji specifični pritisak:

$$p_{sr} = \frac{G_g}{A} = \frac{6.000}{16.000} = 0,38 \text{ daN/cm}^2$$

## Zadatak 15

- **Postavka:**

Uporediti pokazatelje traktora točkaša i guseničara dobijene u dva instituta (Srbija i Rusija).

- **Treba:**

1. Prikazati pokazatelje traktora točkaša i guseničara prema istraživanjima Instituta NATI – Moskva
2. Prikazati pokazatelje traktora točkaša i guseničara prema istraživanju akreditovane Laboratorije za pogonske mašine i traktore, Instituta za poljoprivrednu tehniku, Poljoprivrednog fakulteta u Novom Sadu

- **Rešenje:**

1. Eksploatacioni pokazatelji traktora točkaša i guseničara prikazani su u tabeli 1.

**Tab. 1. Uporedni eksplotacioni pokazatelji traktora točkaša i guseničara, Kutkov 1996., NATI – Moskva**

**Tab. 1. Eksplotacioni indicators for track and wheeled tractors, Kutkov 1996., NATI – Moscow**

Pokazatelji	Točkaš		Guseničar	
	Strnjika	Polje pripremljeno za setvu	Strnjika	Polje pripremljeno za setvu
Pritisak na podlogu, $p$ (MPa)	0,18-0,25	0,1-0,15	0,04	0,04
Koeficijent prijanjanja $\varphi$ (-)	0,6-0,8	0,5-0,7	0,8-1,0	0,6-0,8
Koeficijent otpora kretanja $f$ (-)	0,08-0,1	0,12-0,18	0,06-0,08	0,08-0,1
Klizanje $\delta$ (%)	8 do 20	do 22	1 do 3	1 do 3
Koeficijent korisnosti hodnog sistema $\eta_n$ (-)	0,72	0,62	0,85	0,7
Specifična potrošnja goriva u odnosu na snagu na poteznici $q_p$ (%)	100	100	90	85

**Napomena:** Gusenice su metalne

1. Eksploatacioni pokazatelji traktora točkaša i guseničara prema istraživanju akreditovane Laboratorije za pogonske mašine i traktore, Instituta za poljoprivrednu tehniku, Poljoprivrednog fakulteta u Novom Sadu (tabela 2)

Podloga:

- P<sub>1</sub> – beton, asfalt i slično
- P<sub>2</sub> – utabano strnjište, suvo lucerište i slično
- P<sub>3</sub> – strnjište, kukuružište, sojište, suncokretište i slično
- P<sub>4</sub> – sveže repište, ljušteno strnjište i slično
- P<sub>5</sub> – zemljište pripremljeno za setvu, odležalo oranje i slično
- P<sub>6</sub> – sveže obrađeno zemljište i slično

Nazivi pokazatelja:

- $\eta_{v \max}$  - vučni koeficijent korisnosti traktora
- $\varphi_n$  - koeficijent vuče (neto)
- $\gamma$  - klizanje
- $f$  - koeficijent otpora kretanja

**Tab. 2. Vrednosti vučnih parametara traktora točkaša i guseničara pri maksimalnoj snazi, Nikolić (2002)**

**Fig. 2. Values of traction parameters of wheeled and track tractors at maximum power, Nikolic(2002)**

R. br.	Konceptija traktora	Oznake parametara	Podloge					
			P1	P2	P3	P4	P5	P6
1.	(4x2)S	$\eta_{vmax}$ (-)	0,81	0,65	0,6	0,56	0,5	0,46
		$\varphi_n$ (-)	0,46	0,45	0,38	0,34	0,32	0,29
		$\delta$ (%)	5,6	12,43	13,13	15,01	17,03	18,25
		$F$ (-)	0,022	0,055	0,091	0,125	0,15	0,181
2.	(4x4)S	$\eta_{vmax}$ (-)	0,82	0,67	0,635	0,575	0,540	0,485
		$\varphi_n$ (-)	0,47	0,463	0,415	0,360	0,344	0,310
		$\delta$ (%)	5,00	11,01	12,04	13,13	15,00	16,40
		$F$ (-)	0,02	0,05	0,084	0,121	0,151	0,173
3.	(4x4)Z	$\eta_{vmax}$ (-)	0,85	0,70	0,67	0,635	0,575	0,50
		$\varphi_n$ (-)	0,49	0,483	0,45	0,39	0,365	0,355
		$\delta$ (%)	0,37	8,31	10,45	11,83	12,84	15,30
		$F$ (-)	0,018	0,042	0,07	0,118	0,140	0,165
4.	Guseničar Track traktor	$\eta_{vmax}$ (-)	/	0,80	0,75	0,71	0,65	0,55
		$\varphi_n$ (-)	/	0,70	0,60	0,56	0,50	0,40
		$\delta$ (%)	/	2,0-4,0	3,0-6,0	4,0-8,0	5,0-9,0	5,0-10,0
		$F$ (-)	/	0,05-0,07	0,07-0,08	0,11-0,12	0,11-0,12	0,12-0,14

**Napomena:** Gusenica je gumena

## Zadatak 16

- Postavka:**

U poljoprivredi primena traktora i mašina sa gumenim gusenicama je povoljnija od točkaša, manje je sabijanje zemljišta i veća su vučna svojstva, zato je u ovom zadatku potrebno izučiti različitu vrstu gusenica i polugusenica.

- Odrediti:**

1. Vrstu hodnih sistema formiranih na bazi gusenice
2. Vrstu i način pogona
3. Gumena gusenica izvan brazde
4. Prednost gumene gusenice u odnosu na jednostruki i udvojeni točak

- Rešenje:**

1. Vrste hodnih sistema formiranih na bazi gusenice:

Na slikama 35, 36, 37, 38 i 39 prikazane su različite vrste konstrukcije gumenih gusenica i polugusenica.

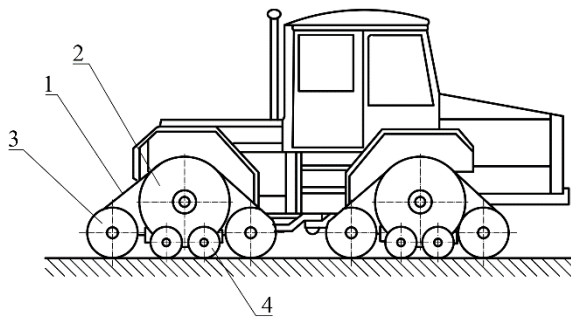
Na sl. 35 prikazan je traktor Caterpillar sa gumenim gusenicama, pozitivne vuče koji se najviše koriste u poljoprivredi.



- 1 – gumena gusenica
- 2 – vođica
- 3 – pogonski točak
- 4 – zatezni točak
- 5 – osloni točak

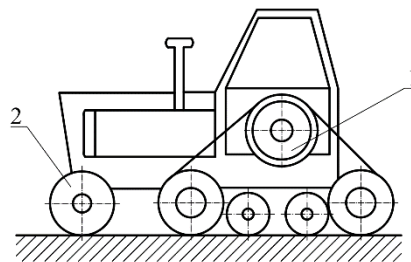
**Sl. 35. Traktor Caterpillar sa gumenom gusenicom pozitivne vuče**  
**Fig. 35. Caterpillar tractor with rubber track for positive traction**

Na sl. 36 i 37 prikazane su polugusenice na zglobnom i standardnom traktoru. Gumena polugusenica proizvedena u Institutu Silose, UK, prikazana je na sl. 38.



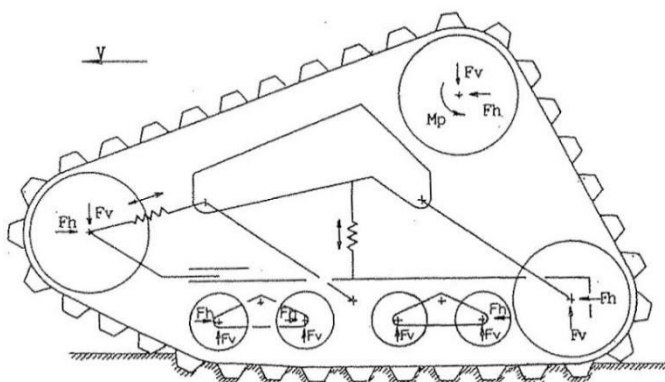
- 1. gumena gusenica
- 2. pogonski točak
- 3. točak osloni-zatezač
- 4. osloni točak

**Sl. 36. Zglobni traktor CASE sa gumenom polugusenicom**  
**Fig. 36. Articulated rubber track tractor**



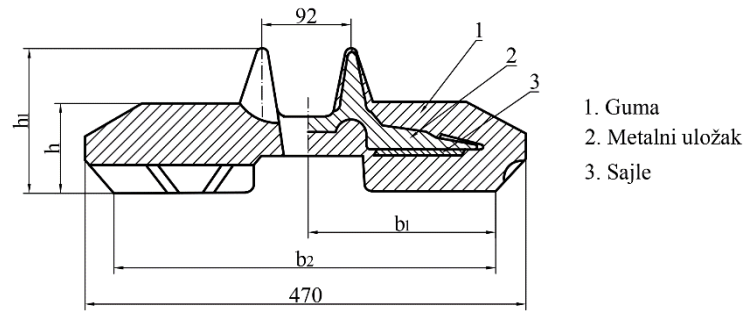
- 1. gumena polugusenica
- 2. upravljački točak

**Sl. 37. Standardni traktor sa polugusenicom**  
**Fig. 37. Standard half track tractor**



**Sl. 38. Gumena polugusenica (AFRCE, Silose, UK)**  
**Fig. 38. Rubber half track (Scarlett, 1991)**

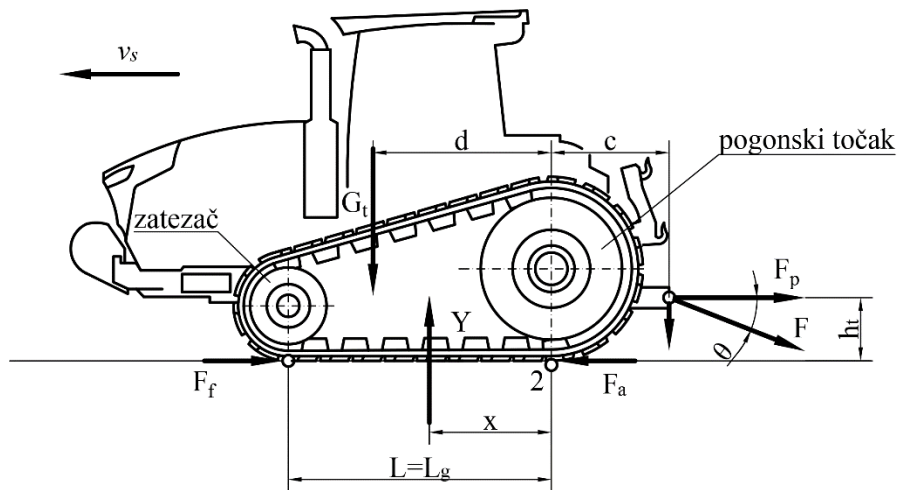
Domaća gumena gusenica posebne konstrukcije proizvedena je u preduzeću “Vulkan”, Niš (sl. 39).



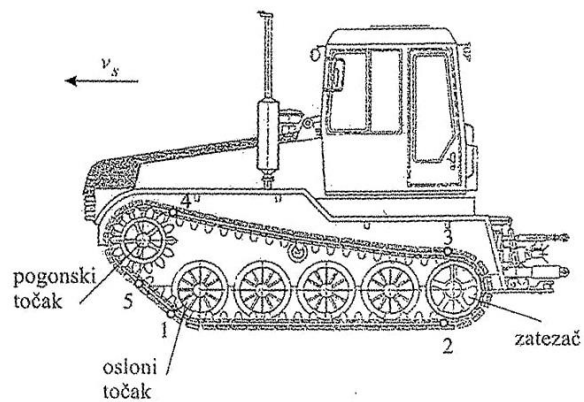
**Sl. 39. Gumena gusenica “Vulakatrak” Niš**  
**Fig. 39. Rubber track “Vulkatrak” Nis**

2. Vrste pogona:

Na slici 40. i 41 prikazane su dve vrste pogona, na sl. 40 zadnji pogonski točak, a na sl. 41 prednji pogonski točak.



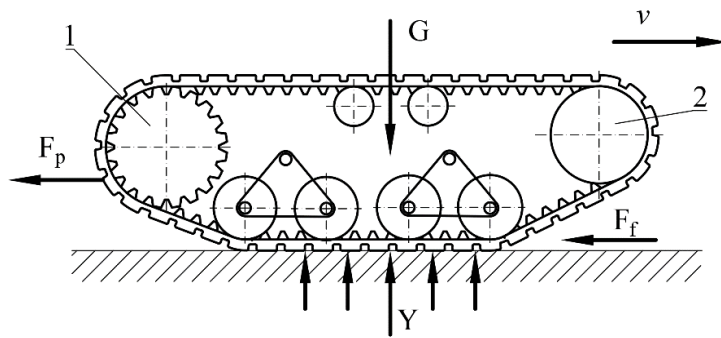
**Sl. 40. Gusenica – zadnji pogonski točak**  
**Fig. 40. Track – rear drive wheel**



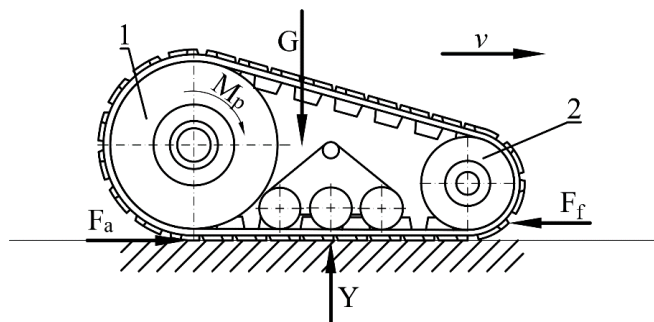
**Sl. 41. Gusenica – prednji pogonski točak**  
**Fig. 41. Track – front drive wheel**



Dve vrste gumene gusenice u odnosu na položaj pogonskog točka i točka zatezača prikazane su na sl. 42 i 43.



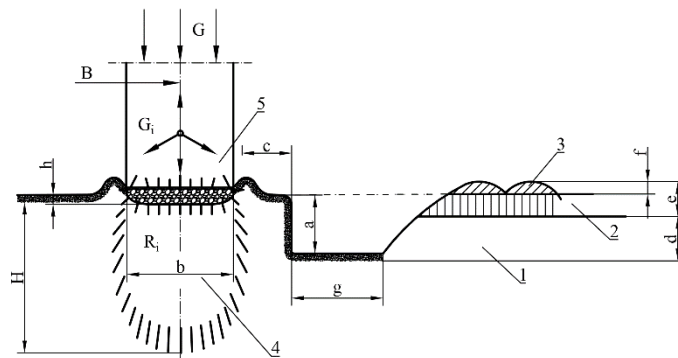
**Sl. 42. Pogonski točak (1) i zatezač (2) iznad podloge**  
**Fig. 42. Drive wheel (1) and tensioner (2) above the ground**



**Sl. 43. Pogonski točak (1) i zatezač (2) na podlozi**  
**Fig. 43. Drive wheel (1) and tensioner (2) on the substrate**

1. Gumena gusenica izvan brazde (sl. 44):

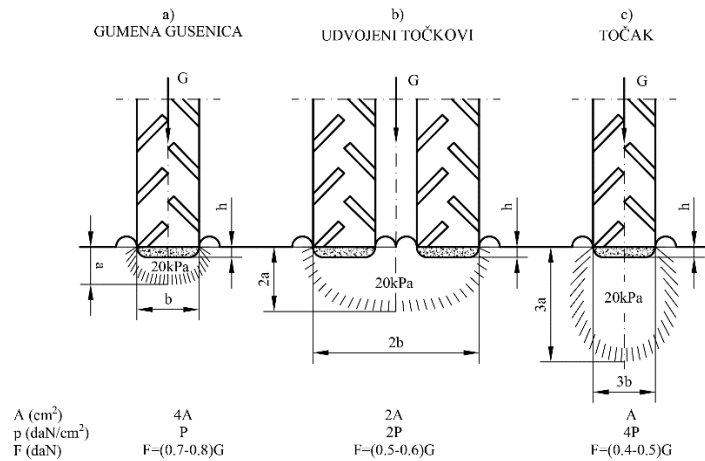
Na slici 44 se vidi da zona sabijanja zemljišta pod gusenicama dostiže dubinu oranja, što znači da nema pogaženog zemljišta posle prolaska traktora. Prikazane su i zone kod prevrnutе brazde: 1 – deo brazde koji ostaje neobrađen u kasnijim operacijama (d), 2 – deo brazde koji se obrađuje u dopunskoj obradi (e) i 3 – izdizanje zemljišta pri oranju (f).



**Sl. 44. Gumena gusenica izvan brazde**  
**Fig. 44. Rubber track out of furrow**

4. Prednosti gumene gusenice u odnosu na jednostruki i udvojeni točak:

Prednosti gumene gusenice u odnosu na točak sa jednostrukim i udvojenim točkovima, prema istraživanju Nikolić i saradnici (2002), prikazane su na sl. 45. Sa slike se vidi da je kontaktna površina kod gusenica 4 puta veća, što izaziva isto toliko manji specifični pritisak. Moguća, vučna sila ( $F$ ) je kod gusenica ( $0,7 - 0,8$ )  $G$ , kod udvojenih točkova ( $0,5 - 0,6$ )  $G$ , a kod jednostrukih ( $0,4 - 0,5$ )  $G$ , što je skoro upola manje od traktora guseničara.



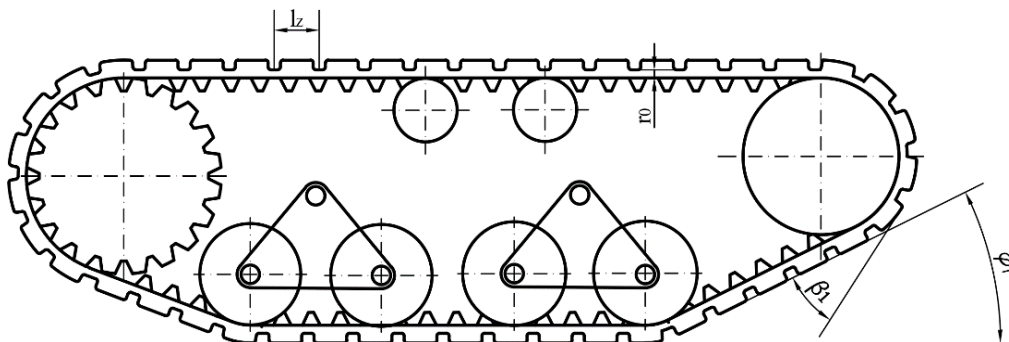
Sl. 45. Parametri traktora sa različitim hodnim sistemima  
Fig. 45. Parameters of tractors with different walking systems

## Zadatak 17

• **Postavka:**

Za traktor guseničar, čija je gusenica prikazana na sl. 46, poznati su sledeći podaci:

- prenosni odnos u mehaničkoj kutiji  $i_m = 10$
- prenosni odnos reduktora  $i_r = 5$
- obrtni moment motora  $M_m = 60$  da Nm pri  $n_m = 1.500$  o/min
- koeficijent korisnog dejstva do hodnog sistema gusenice  $\eta_{tr} = 0,98$
- koeficijent trenja u elementima gusenice  $\mu_t = 0,1$
- visina rebra gusenice  $h_r = 50$  mm
- uglovi na slici  $\varphi_1 = 40^\circ$ ,  $\beta_1 = 35^\circ$
- dužina elemenata gusenice  $l_l = 170$  mm
- broj zuba pogonskog točka  $z = 22$



Sl. 46. Gusenica traktora guseničara  
Fig. 46. Track of tracked tractor

• **Odrediti:**

1. Koeficijent korisnog dejstva hodnog sistema – gusenice ( $\eta_g$ )
2. Obrtni moment na pogonskom točku gusenice ( $M_p$ ) i broj obrtaja točka ( $n_z$ )
3. Silu dovedenu u hodnom sistemu ( $F_p$ )
4. Teorijsku brzinu kretanja traktora ( $v_t$ )

- **Rešenje:**

1. Koeficijent korisnog dejstva hodnog sistema - gusenice je:

$$\eta_g = 1 - \frac{\mu_t \cdot h_r \cdot (2 \cdot \varphi_1 + \beta_1)}{l_l} = 1 - \frac{0,1 \cdot 0,5 \cdot (2 \cdot 0,698 + 0,61)}{0,17} = 0,941$$

2. Obrtni moment na pogonskom točku gusenica ( $M_p$ ) je:

– prenosni odnos u transmisiji je:

$$i_{tr} = i_m \cdot i_r = 10 \cdot 5 = 50$$

– obrtni moment ( $M_p$ ) je:

$$M_p = M_m \cdot i_{tr} \cdot \eta_{tr} = 60 \cdot 50 \cdot 0,941 = 2,823 \text{ daNm}$$

– broj obrtaja točka ( $n_t$ ) je:

$$n_t = \frac{n_m}{i_{tr}} = \frac{1.500}{50} = 30 \text{ o/min}$$

3. Sila dovedena hodnom sistemu ( $F_p$ ):

– obodna sila ( $F_p$ ) je:

$$F_p = \frac{M_p}{r_d} \cdot \eta_g = \frac{2,823}{0,595} \cdot 0,941 = 4,465 \text{ daN}$$

gde je:

$r_d$  – dinamički poluprečnik točka izračunat iz odnosa je:

$$2 \cdot \pi \cdot r_d = l_l \cdot z$$

odavde je:

– obodna sila ( $F_p$ ) je:

$$r_d = \frac{z}{2\pi} \cdot l_l = \frac{22}{2\pi} \cdot 0,17 = 0,595 \text{ m}$$

4. Teorijska brzina kretanja traktora ( $v_t$ ) je:

– obodna sila ( $F_p$ ) je:

$$v_t = \frac{n_t \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_d \cdot 60}{1.000} = \frac{30 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,595 \cdot 60}{1.000} = 13,46 \text{ km/h}$$

## Zadatak 18

---

- **Postavka:**

Raspored pritiska po dužini gusenice izučio je Sloboda et. al. (2008) u zavisnosti od položaja težišta ( $t$ ) i veličine vučne sile ( $E_t$ ). Položaj reakcije podloge ( $Y$ ) definisan je veličinom ( $x$ ) prema sl. 47.

- **Odrediti:**

1. Položaj reakcije podloge ( $Y$ ) i horizontalnu silu na poteznici ( $F_{ph}$ )
2. Prikazati raspodelu pritiska ispod gusenice u četiri varijante

• **Rešenje:**

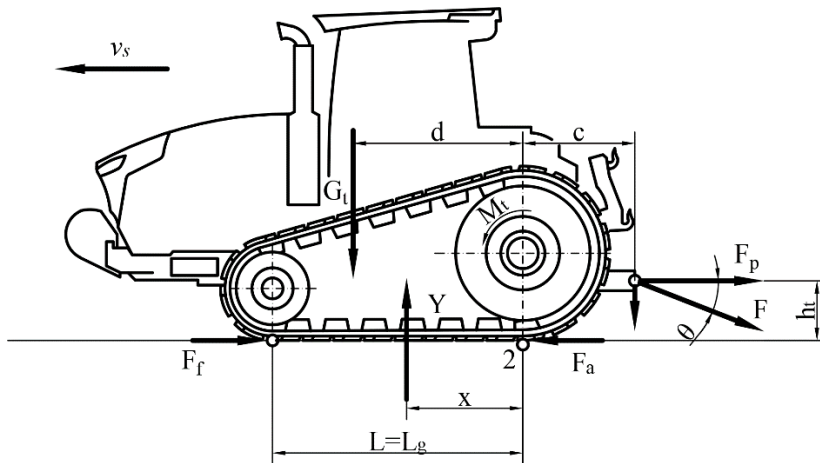
1. Položaj normalne reakcije podloge ( $Y$ ) i horizontalna sila na poteznici ( $F_{ph}$ ):

– Položaj normalne reakcije ( $Y$ ) određenom veličinom ( $x$ ) prema sl. 47

$$x = \frac{G_t - F_t \cdot \tan Q \cdot c_1 - F_t \cdot h_t}{G_t + F_t \cdot \tan Q} \quad (1)$$

pri  $\tan Q = 0$

$$x = d - \frac{F_t \cdot h_t}{G_t} \quad (2)$$



Sl. 47. Šema sila traktora guseničara  
Fig. 47. The scheme forces tracked tractors

2. Raspodele pritiska ispod gusenice (sl. 48):

U eksploataciji poznate su četiri situacije:

1. Sl. 48a:

\*  $x = d$

otuda je:

$$q = \frac{y}{2 \cdot b \cdot l} = \frac{q_1 \cdot q_2}{2} \quad (3)$$

2. Sl. 48b:

\*  $x = \frac{1}{2} \cdot l$

$$q_1 = q_2 = q$$

$$q_1 = \frac{y}{2 \cdot b \cdot l} = \frac{q_1 + q_2}{2} \quad (4)$$

3. Sl. 48c:

\*  $\frac{1}{3} \cdot l < x < \frac{1}{2} \cdot l$

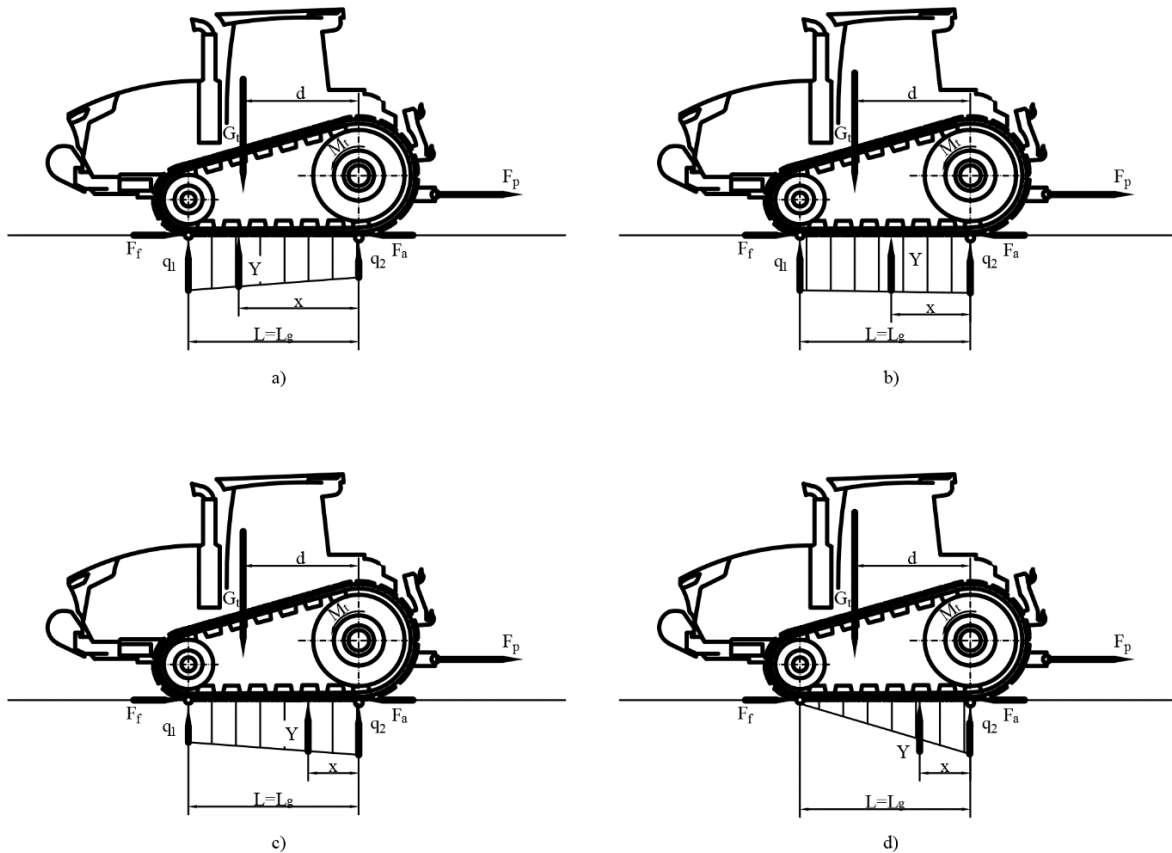
$$x = \frac{1}{3} \cdot \frac{2 \cdot q_1 + q_2}{q_1 + q_2}$$

$$q = \frac{Y}{2 \cdot b \cdot l} = \frac{q_1 + q_2}{2} \quad (5)$$

4. Sl. 48d:

\*  $x = \frac{1}{3} < x < \frac{1}{2} \cdot l$

$$q = \frac{Y}{2 \cdot b \cdot l} = \frac{q_2}{2} \quad (6)$$



Sl. 48. Raspodela pritiska ispod gusenice, Sloboda et. al. (2008)  
 Fig. 48. Pressure distribution under the track, Sloboda et. al. (2008)

## Zadatak 19

- **Postavka:**

Mnogi autori su istraživali matematičke modele za predviđanje vučnih karakteristika traktora točkaša i guseničara. Treba navesti radove Nikolić et. al. (2002), Dwyer (1987) i Grissa et. al. (2006).

- **Odrediti:**

1. Rezultati Nikolić et. al. (2002)
2. Rezultati Dwyer (1987)
3. Rezultati Grissa et. al. (2006)

- **Rešenje:**

1. Nikolić et. al (2002) prikazuje zavisnost koeficijenta neto vuče od klizanja za beton u obliku:

$$\varphi_n = 1 - e^{-25\delta} \quad (1)$$

2. Dwyer (1987) navodi jednačinu za beton u obliku:

$$\varphi_n = 1 - e^{-20\delta} \quad (2)$$

3. Griss et. al. (2006) prikazuje sistem jednačina za predviđanje vučnih podloga na bazi mobilnog broja ( $B_n$ ) i indeksa konusa ( $GI$ ):

$$B_n = \left( \frac{GI \cdot B \cdot L_g}{G \cdot (1 - e^{-c_1/0,698})} \right) \cdot \left( \frac{k_1}{1 + k_2 \cdot \frac{B}{L_g}} \right) \quad (3)$$

$$\varphi_b = c_1(1 - e^{-c_2 \cdot B_n}) \cdot (1 - e^{-c_3 \cdot \delta}) + \frac{c_4}{k_d} \quad (4)$$

$$f_g = \frac{c_5}{B_n(0,7 \cdot k_d)} + \frac{c_4}{k_d} + \frac{c_6}{\sqrt{B_n}} \quad (5)$$

gde je:

$B_n$  - mobilni broj

$\varphi_b$  - koeficijent vuče bruto

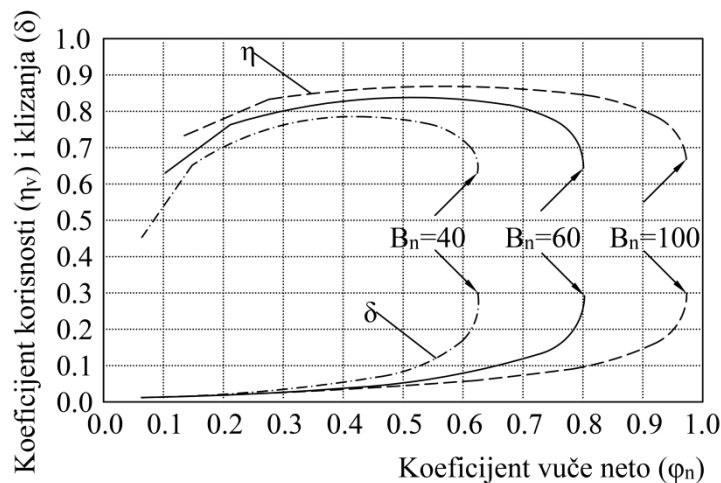
$k_d$  - koeficijent dinamičkog raspodele opterećenja po dužini gusenice

$B$  - širina gusenice

$k_1=5, k_2=6, c_1=1,10, c_2=0,025, c_3=17, c_4=0,03, c_5=1,75$

– konstante i koeficijenti za gumenu gusenicu, maksimalna vrednost koeficijenta ( $k_d = 1$ ) dobija se kad je opterećenje po dužini gusenice ravnomerno raspoređeno.

Na sl. 49 prikazana je zavisnost koeficijenta korisnosti i klizanja od koeficijenta neto vuče za tri različite podloge, odnosno tri mobilna broja ( $B_n$ ).

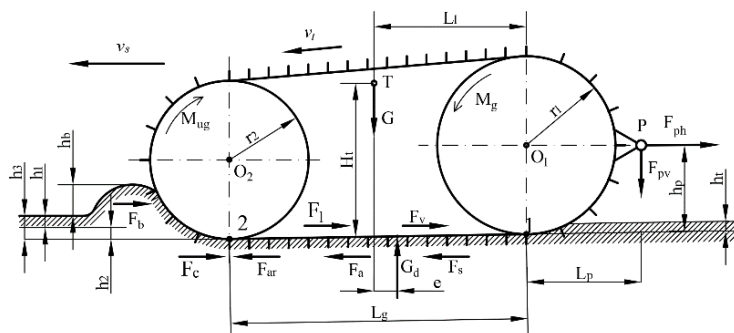


Sl. 49. Zavisnost koeficijenata korisnosti i klizanja od koeficijenta neto vuče, Grissa (2006)  
Fig. 49. The efficiency coefficient dependence and slippage of net traction coefficient, Grissa (2006)

## Zadatak 20

- **Postavka:**

Na sl. 50 prikazana je mehanika kretanja gumene gusenice na mekom zemljištu.



**Sl. 50. Mehanika gumene gusenice na mekoj podlozi**  
**Fig. 50. Rubber track mechanics on soft ground**

Oznake na slici su:

- $G$  – težina traktora na jednoj gusenici
- $G_d$  – dinamička težina na jednoj gusenici
- $F_{ph}$  i  $F_{pv}$  – horizontalna i vertikalna komponenta sile na poteznici na jednoj gusenici
- $M_g$  – moment doveden na gusenicu
- $M_{jg}$  – moment otpora rotacije gusenice, oslonih i točka zatezača
- $F_b$  – sila savladavanja otpora – buldožer efekat
- $F_e$  – sila otpora kretanja zemljišta na bočnim stranama gusenice
- $F_v$  – pogonske sile gusenice
- $F_o$  – reakcije podloge – adhezijska sila u kontaktu – gusenica – zemljište
- $F_s$  – reakcija podloge – sila smicanja
- $F_{ar}$  – reakcija podloge – adhezijska sila u kontaktu – rebro – podloga
- $r_1$  – poluprečnik pogonskog točka gusenice

• **Odrediti:**

1. Silu i snagu gumene gusenice na mekoj podlozi
2. Koeficijent korisnosti gumene gusenice

• **Rešenje:**

1. Sila, momenti i snaga na gumenoj gusenici:

Motorna sila ( $F$ ) dovedena do gumene gusenice izračunava se pomoću jednačine iz momenta:

$$M_g = 0,5 \cdot M_m \cdot i_{trg} \cdot \eta_{trg} = F r_1 \quad (1)$$

odavde je:

$$F = 0,5 \frac{M_m \cdot i_{trg} \cdot \eta_{trg}}{r_1} \quad (2)$$

Pogonska sila gusenice dobija se kada se od sile ( $F$ ) oduzmu gubici u gusenici ( $F_r$ ):

$$F_v = F - F_r \quad (3)$$

Otpor kretanja gusenice ( $F_f$ ) sastoji se od više otpora kao što su:

$$F_f = F_o + F_c + F_i \quad (4)$$

$$F_f = G \cdot f \cdot \cos a$$

gde je:

$a$  - nagib podloge

A reakcija podloge ( $F_{rp}$ ), koja mora biti najmanje jednaka sili ( $F_r$ ), izračunava se:

$$F_{rp} = F_r = F_s + F_a + F_{ar} \quad (5)$$

Ili

$$F_{rp} = A \cdot c + G_d \cdot \tan \varphi \quad (6)$$

gde je:

- $A = (B \cdot L_g)$  – kontaktna površina gusenice
- $c$  – koeficijent kohezije – unutrašnja prionljivost
- $G_d$  – dinamička težina na gusenici
- $\varphi$  – ugao unutrašnjeg trenja

– Pogonska sila ( $F_v = F_{rp}$ ) mora da savlada otpor kretanja i otpor na poteznici:

$$F_v = F_{rg} \pm F_f + F_{ph} \quad (7)$$

– Vučni bilans jedne gusenice se svodi na:

$$F = F_r + F_f + F_{ph} = F_r + F_b + F_c + F_t + F_{ph} \quad (8)$$

– A bilans snage gusenice je:

$$P_g = P_r + P_f + P_{ph} + P_\delta \quad (9)$$

– Gubitak snage na klizanja gusenice dobija se:

$$P_\delta = [a5(P_c - P_{trg}) - P_r] \cdot \delta = (P_g - P_r) \cdot \delta \quad (10)$$

gde je:

- $P_g$  – snaga dovedena na točku gusenice,  $P_g = F \cdot v_t$
- $P_r$  – snaga unutrašnjih gubitaka u gusenici,  $P_r = F_r \cdot v_t$
- $P_f$  – snaga otpora kretanju,  $P_f = F_f \cdot v_s$
- $P_{ph}$  – snaga na poteznici,  $P_{ph} = F_{ph} \cdot v_s$
- $P_\delta$  – snaga izgubljena na klizanje,  $P_\delta = (P_g - P_r) \cdot \delta$

– Vučna snaga gusenice je:

$$P_v = P_{rg} = P_f + P_{ph} + P_\delta \quad (11)$$

Ako se u jednačini za izračunavanje bilansa snage izvrši zamena, dobija se jednačina za izračunavanje raspoložive sile na poteznici za jednu gusenicu:

$$F_{ph} = \frac{1}{v_s} \left( 0,5 \frac{M_m \cdot i_{trg} \cdot \eta_{trg}}{r_1} - F_r \cdot v_t \right) (1 - \delta) - G \cdot f \cdot \cos \alpha \quad (12)$$

a vučna sila za ceo traktor je:

$$F_{pot} = 2 \cdot F_{ph} \quad (13)$$

1. Koeficijent korisnosti gumene gusenice:

U opštem slučaju koeficijent korisnosti gumene gusenice je:

$$\eta_g = \eta_{mg} \cdot \eta_{tg} \cdot \eta_{\delta g} \quad (14)$$

gde je:

- $\eta_{mg}$  – koeficijent mehaničkih gubitaka gusenice  $\eta_{mg} = \frac{M_g - M_{trg}}{M_g}$
- $\eta_{fg}$  – koeficijent korisnosti gusenice u odnosu na otpor kretanja  $\eta_{fg} = \left[ 1 - \frac{F_{fg}}{(F_{ph} + F_{fg})} \right]$
- $\eta_{\delta g}$  – koeficijent korisnosti gumene gusenice u odnosu na klizanje  $\eta_{\delta g} = (1 - \delta g)$



gde je:

$M_g$  - dovedeni obrtni moment na gusenici

$M_{trg}$  - moment trenja u gusenici sveden na osu pogonskog točka

Koeficijent otpora kretanja može da se izračuna pomoću jednačine

$$f_k = \frac{G_p}{2 \cdot k \cdot b_g \cdot L_{gk}^2} \quad (15)$$

gde je:

$G_g$  - normalna reakcija zemljišta na gusenici

$k$  - koeficijent koji karakteriše zemljište

$b_g$  - širina gusenice

$L_{gk}$  - dužina kontakta gusenice sa zemljištem

## Zadatak 21

---

- **Postavka:**

U poljoprivedi se koriste hodni sistemi sa pneumatskim točkovima i gusenicama. Utvrđena je velika prednost traktora sa gumenim gusenicama, pa je stoga potrebno:

- **Odrediti:**

Prednosti trakotra guseničara sa gumenim gusenicama (prema predavanju, 2006, Nikolić R, Savin L, Simikić M) u oblasti:

1. Vučna svojstva
2. Sabijanje i oštećenje zemljišta
3. Mobilnost traktora
4. Ostvarivanje većih prinosa i zdravije hrane
5. Zaštita životne sredine – zemljište, voda, vazduh
6. Ostvarivanje maksimalnog profita

1. Bolja vučna svojstva traktora ogledaju se u sledećem:

- Gumena gusenica ima preko 100% veću vučnu površinu u odnosu na zglobni traktor sa udvojenim točkovima, što omogućava ostvarenje većih vučnih sila za 25–50% na neoranom i 30–60% na pooranom zemljištu;
- Veća vučna površina uslovljava manje klizanje za 3-5 puta u odnosu na točkaše, čime se smanjuju: gubici energije, oštećenje zemljišta i habanje hodnog sistema;
- Manja potrošnja goriva i maziva u proseku za 25–35%;
- Veće vučne sile omogućavaju postizanje većih učinaka, a samim tim i manji broj potrebnih traktora i priključnih mašina, traktorista i radnika na održavanju, manju površinu objekta i opreme za čuvanje i opravku poljoprivredne tehnike i
- Veća vučna površina pri istoj težini traktora omogućava raniji ulazak u parcelu pri povećanoj vlažnosti uz ostvarenje zadovoljavajućih vučnih sila.

2. Manje sabijanje i oštećenje zemljišta u odnosu na traktore točkaše sastoji se u sledećem:

- Stvaranje povoljnih fizičkih, hemijskih i bioloških uslova za rast i razvoj biljaka;
- Manjoj dubini traga koji omogućava setvu u povoljnim uslovima, čime se sprečava mogućnost da biljka pati od viška ili manjka vode;
- Manjoj pogaženoj površini pri oranju od 1,5 do 2 puta, a pri tanjiranju 2 – 3 puta;
- Upola manjoj dubini sabijanja zemljišta, čime se smanjuje specifični otpor pri obradi zemljišta i stvaraju povoljni uslovi za rast i razvoj korenovog sistema;
- Manjem sabijanju zemljišta za 15% u odnosu na metalnu gusenicu;
- Manjim specifičnim pritiscima i do 20 puta u odnosu na transportna sredstva;

- Smanjenoj opasnosti od vetrene i vodene erozije i boljem podnošenju sušnih i kišnih godina;
  - Lakšem prodiranju korenovog sistema i boljem korišćenju hraniva i
  - Smanjenju opasnosti od bolesti.
3. Veća mobilnost traktora sa gumenim gusenicama u odnosu na metalne i točkove ogleda se u:
- Lakom i mekanom kretanju po svim podlogama i putevima bez ograničenja, bez oštećenja puteva, ekonomskog dvorišta i potrebe za transportom od parcele do parcele, ostvarenjem brzina kretanja kao točkaši;
  - Manjoj buci i vibracijama u odnosu na metalnu gusenicu, čime se stvaraju povoljniji uslovi za rad traktoriste;
  - Ublažavanje udara, što smanjuje habanje i oštećenje i produžava radni vek elemenata u prenosu snage;
  - Manjim zahtevima širinom povratnog pojasa (uvratine) na parceli i
  - Ranijem ulasku na vlažna zemljišta za 3 – 5 dana, a u ranim prolećnim danima do 5 – 10 dana.
4. Veći prinosi i zdravija hrana:
- Uvođenjem gumenih gusenica smanjuje se sabijanje zemljišta i stvaraju uslovi za povećanje prinosa od 10 do 15%, zavisno od kulture, zemljišnih i klimatskih uslova;
  - Za veće prinose manji utrošak semena, đubriva i zaštitnih sredstava kao i ljudskog i mašinskog rada;
  - Smanjenjem potrebnih hemijskih sredstava i goriva stvaraju se uslovi za proizvodnju zdrave hrane;
  - Korenasto-krtolaste biljke imaju ujednačenije i kvalitetnije proizvode, naročito kod šećerne repe koren je bez deformacija i grananja.
5. Zaštita životne sredine:
- Smanjenjem sabijanja zemljišta smanjuje se oštećenje zemljišta, trajnog resursa Srbije;
  - Smanjenjem potrošnje goriva za oko 25 do 35% smanjuju se količine izduvnih štetnih materija;
  - Smanjenjem potrebnih hemijskih sredstava i goriva stvaraju se uslovi za proizvodnju zdrave hrane;
6. Maksimalan profit ostvaruje se smanjenjem:
- Potrošnje goriva i maziva za 25 do 35 %;
  - Utroška ljudskog i mašinskog rada;
  - Potrebnog broja traktora i priključnih mašina;
  - Površina objekata i opreme za održavanje radne sposobnosti poljoprivredne tehnike;
  - Potrebnog broja traktorista i drugih radnika;
  - Reprodukcionog materijala: semena, đubriva i hemijskih sredstava i
  - Sabijanja zemljišta, čime se stvaraju uslovi za povećanje prinosa za najmanje 10 do 15%.

**SISTEM ZA UPRAVLJANJE**

**Zadatak 1**

---

• **Postavka:**

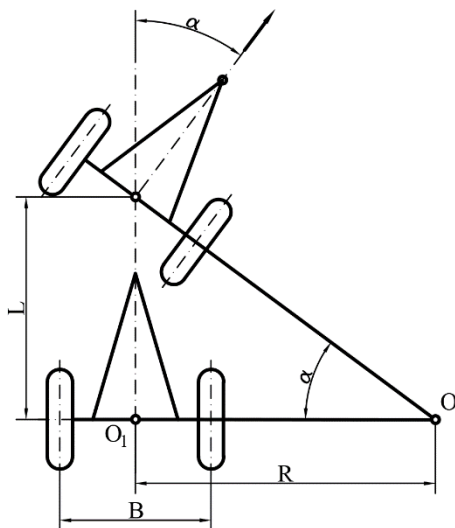
Upravljanje prikolicama, traktorom, triciklom, traktorom (4X2)S i (4X4)S, zglobni traktori, kompaktni traktori, kao i upravljanje kod kombajna.

• **Odrediti:**

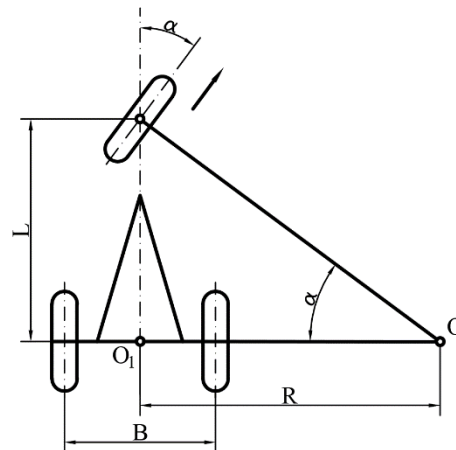
1. Upravljanje zaokretanjem kompletnog prednjeg mosta – kod dvoosovinskih prikolica
2. Upravljanje prednjim točkom kod traktora tricikla
3. Upravljanje prednjim točkovima
4. Upravljanje zadnjim točkovima
5. Upravljanje svim točkovima – kod kompaktnog traktora
6. Upravljanje zasnovano na razlici obrtnog momenta na pogonskim točkovim
7. Kombinacija varijanti 3, 4, 5, 6
8. Upravljanje kod zglobnih traktora

• **Rešenje:**

1. Upravljanje zakretanjem kompletnog prednjeg mosta kod dvoosovinskih prikolica (sl. 1):



**Sl. 1. Upravljanje zaokretanjem prednjeg mosta kod dvoosovinske prikolice**  
**Fig. 1. Front axle steering on double axle trailer**



**Sl. 2. Upravljanje prednjim točkovima kod traktora tricikla**  
**Fig. 2. Front wheel steering on tricycle tractors**

Poluprečnik okretanja može se odrediti pomoću jednačina:

$$R = \frac{L}{\tan \alpha} = \frac{4}{\tan 45} = 4,0 \text{ m}$$

gde je:

- $L$  - razmak osovina prema sl. 1
  - $\alpha$  - ugao zaokretanja prednjeg mosta prikolice
- Podaci:  $L = 4$  m,  $\alpha = 45^\circ$

2. Upravljanje prednjim točkom kao traktora tricikla (sl. 2):

Teorijski poluprečnik okretanja traktora tricikla može da se odredi pomoću jednačine:

$$R = \frac{L}{\tan \alpha} = \frac{3}{\tan 50} = 2,517 \text{ m}$$

Podaci:  $L = 3$  m,  $\alpha = 50^\circ$

3. Upravljanje prednjim točkovima (sl. 3) je:

– Poluprečnik okretanja prema sl. 3 je:

$$R = \frac{L}{\tan \alpha_k} = \frac{3}{\tan 45} = 3,0 \text{ m}$$

gde je:

$\alpha$  – ugao koji zavisi od ugla zaokretanja prednjih točkova

– Ugao zakretanja spoljnih točkova:

$$\text{ctg} \alpha_s = \frac{R + a}{L} = \frac{3 + 0,7}{3} = 1,233$$

– Ugao zaokretanja unutrašnjih točkova:

$$\text{ctg} \alpha_u = \frac{R - a}{L} = \frac{3 - 0,7}{3} = 0,767$$

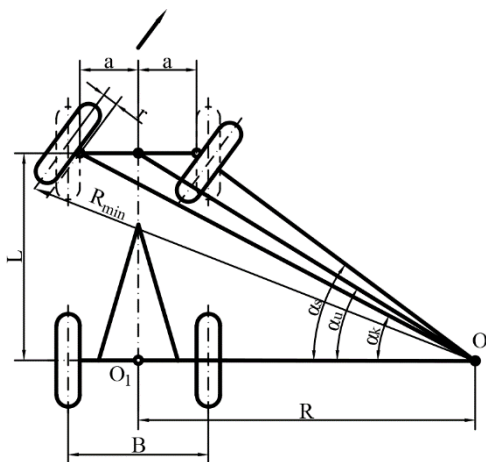
– Razlika uglova je:

$$\text{ctg} \alpha_s - \text{ctg} \alpha_u = \frac{2a}{L} = \frac{2 \cdot 0,7}{3} = 0,467$$

gde je:

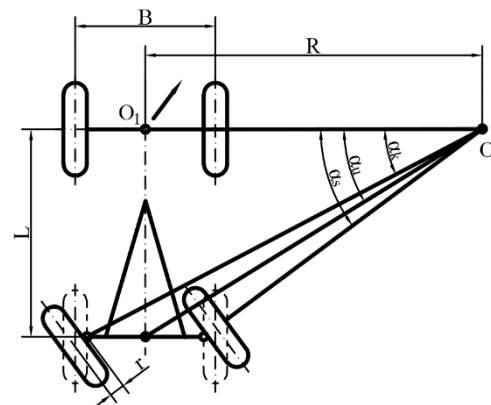
$a$  – polovina razmaka zglobova prednjeg mosta

Podaci:  $L = 3$  m,  $\alpha_u = 45^\circ$ ,  $a = 0,7$  m



Sl. 3. Upravljanje prednjim točkovima kod standardnog traktora

Fig. 3. Front wheel steering on a standar tractor



Sl. 4. Upravljanje zadnjim točkovima kod specijalnih traktora i kombajna

Fig. 4. Rear wheel steering on a standar tractor

4. Upravljanje zadnjim točkovima kod specijalnih traktora i kombajna (sl. 4):  
Poluprečnik se izračunava pomoću jednačine pri:  $L = 3,5$  m i  $\alpha = 45^\circ$

$$R = \frac{L}{\tan \alpha_k} = \frac{3,5}{\tan 45} = 3,5 \text{ m}$$

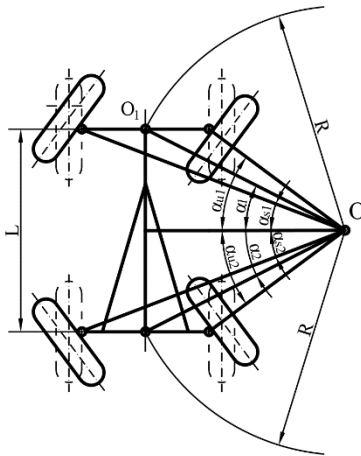
gde je:

$\alpha_k$  - ugao zavisnosti od uglova ( $\alpha_s$ ) i ( $\alpha_u$ ) prema sl. 4.

5. Upravljanje kod kompaktnih traktora sl. 5 i 6 je pri  $\alpha = 40^\circ$  i  $L = 3,5$  m  
Poluprečnik okretanja je pri  $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$

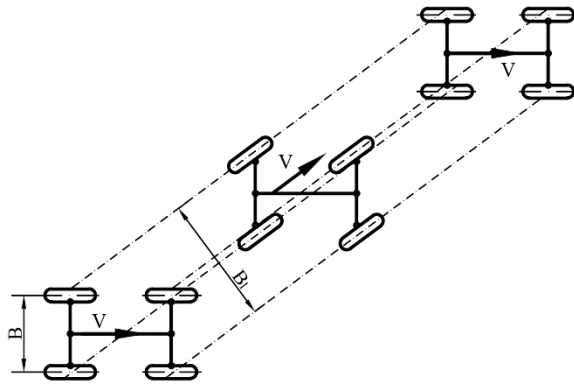
$$R = \frac{L}{2 \cdot \sin \alpha} = \frac{3,5}{2 \cdot \sin 40} = 2,78 \text{ m}$$

Pri zaokretanju svih točkova u jednu stranu traktor se kreće shodno slici – kereći hod, što je pogodno pri radu na mekom prostoru.



Sl. 5. Zaokretanje prednjih i zadnjih točkova na različite strane

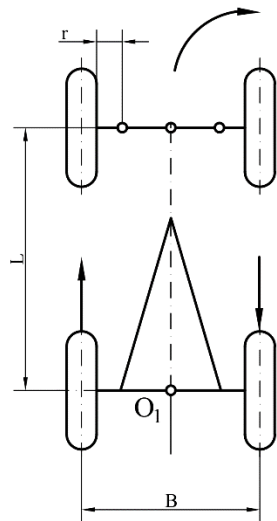
Fig. 5. Front and rear wheels turning to different sides



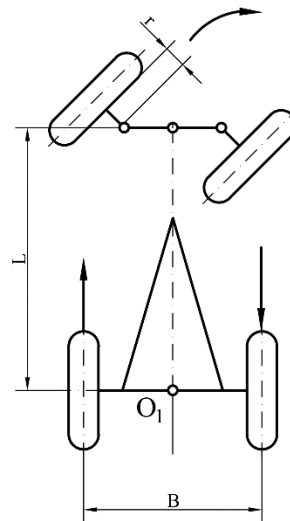
Sl. 6. Zaokretanje prednjih i zadnjih točkova u jednu stranu – kereći hod

Fig. 6. Turning front and rear wheels in one side

1. Upravljanje zasnovano na razlici obrtnog momenta na pogonskim točkovima prikazano je na sl. 7.
2. Kombinacija varijanti upravljanja prema sl. 3, 4, 5, 6 prikazana je na sl. 8.
3. Upravljanje kod zglobnih traktora (sl. 9).



**Sl. 7. Upravljanje zasnovano na razlici obrtnog momenta na pogonskim točkovima ili kočnjem**  
**Fig. 7. Steering by different moments on drive wheels or using brake**



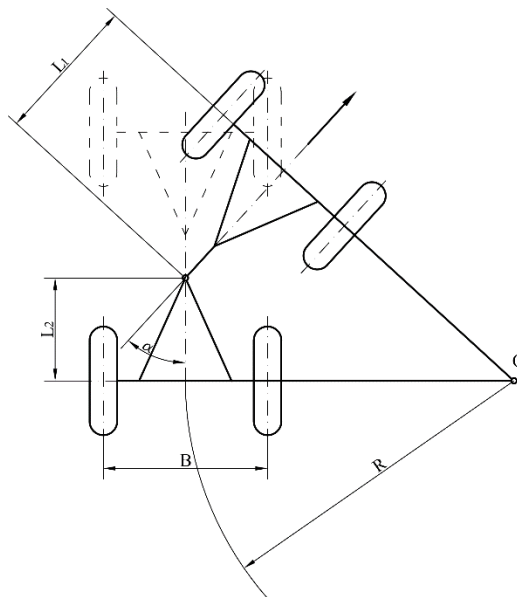
**Sl. 8. Kombinacija varijanti: 60, 61, 62, 63**  
**Fig. 8. Combination of variants: 60, 61, 62, 63**

Poluprečnik okretanja kod zglobnih traktora može da se odredi prema jednačini:

$$R = \frac{\frac{L_1}{\cos \alpha} + L_2}{\tan \alpha} = \frac{\frac{2}{\cos 30^\circ} + 2}{\tan 30} = \frac{\frac{2}{0,866} + 2}{0,577} = 7,47 \text{ m}$$

gde je:

- $L_1$  i  $L_2$  - razmak ose mostova od centralnog zgloba traktora
- $\alpha$  - ugao zaokretanja prednjeg mosta u odnosu na zadnji most
- Pri  $\alpha = 30^\circ$ ,  $L_1 = L_2 = 2 \text{ m}$



**Sl. 9. Upravljanje kod zglobnog traktora**  
**Fig. 9. Articulated tractor steering**

## Zadatak 2

- Postavka:**

Način okretanja traktora i mašina su različiti i realizuju se A – okretanje za 90° i B – za 180°.

- Odrediti:**











1. Način okretanja i izračunavanje parametara

- Rešenje:**

1. Način okretanja i izračunavanje parametara prema Guskovu (1997) prikazani su u tabeli 1.

**Tab. 1. Način okretanja i proračun parametara (Guskov, 1997)**

**Tab. 1. Ways of turning and calculating ofa parameters (Guskov, 1977)**

R. br.	Naziv načina okretanja	Šema okretanja	Dužina okretanja sa učešćem veličine $k_o = \frac{L \cdot v}{\omega_t} (L_o)$	Srednja dužina okretanja $(L_{os})$	Minimalna širina povratnog pojasa $(E_p)$
<b>A – okretanje za 90°</b>					
1.	Četvrtkružno		$(1,8 - 2,2)\sqrt{k_o^x}$	$(1,6 - 1,8)R_{min}$	$(1,1R_{min} + 0,5B)$
2.	Otvorena petlja		$(0,8R_{min} + \frac{3k_o}{R_{min}} + b)$	$(6 - 8,5)R_{min}$	$(2,8R_{min} + 0,5B)$
3.	Zatvorena petlja		$(4,7R_{min} + \frac{k_o}{R_{min}} + b^x)$	$(5 - 6,5)R_{min}$	$(2R_{min} + 0,5B)$
4.	Petlja sa zadnjim hodom		$(0,8R_{min} + \frac{k_o}{R_{min}} + b^x)$	$(2,5 - 3,5)R_{min}$	$(1,2R_{min} + 0,5B)$
<b>B – okretanje za 180°</b>					
1.	Polukružno		$(\pi \cdot R_{min} + \frac{k_o^{xx}}{R_{min}})$	$(3,2 - 4)R_{min}$	$(1,1R_{min} + 0,5B)$
2.	Polukružno sa pravolinijskim kretanjem		$(R_{min} + \frac{k_o}{R_{min}} + x^{xx})$	$(1,4 - 2)R_{min}$	$(1,1R_{min} + 0,5B)$
3.	Okretanje u vidu kruške		$(5,5 - 6)\sqrt{k_o^x}$	$(6,6 - 8)R_{min}$	$(2,8R_{min} + 0,5B)$
4.	Okretanje u vidu osmice		$(7 - 8)\sqrt{k_o}$	$(8 - 9)R_{min}$	$(3R_{min} + 0,5B)$
5.	Povijena petlja		$(3\pi \cdot R_{min} + \frac{k_o^2}{R_{min}^2} - \frac{k_o^2}{R_{min}^3})$	$(11 - 13)R_{min}$	$(2R_{min} + 0,5B)$
6.	Dupla petlja sa pravolinijskim kretanjem		$2(2\pi \cdot R_{min} + \frac{k_o}{R_{min}}) + x$	$(13 - 14,5)R_{min}$	$(2R_{min} + 0,5B)$
$x P_o V_o L_o$ Berezovski (uprošćeno) $xx P_o S_o L_o$ Iofinovu (uprošćeno) $b=(0,1-0,4)$ koeficijent, zavisnost od svojstva podloge i sastava agregata					

### Zadatak 3

- **Postavka:**

Pri okretanju standardnih traktora (4X2)S i (4X4)S sa odgovarajućim silama prikazano je na sl. 10 i sl. 11.

- **Odrediti:**

1. Dinamiku okretanja standardnih traktora (4X2)S
2. Dinamiku okretanja standardnih traktora (4X4)S

- **Rešenje:**

1. Dinamika okretanja standardnih traktora (4X2)S (sl. 10):  
Suma momenata za tačku 2 je:

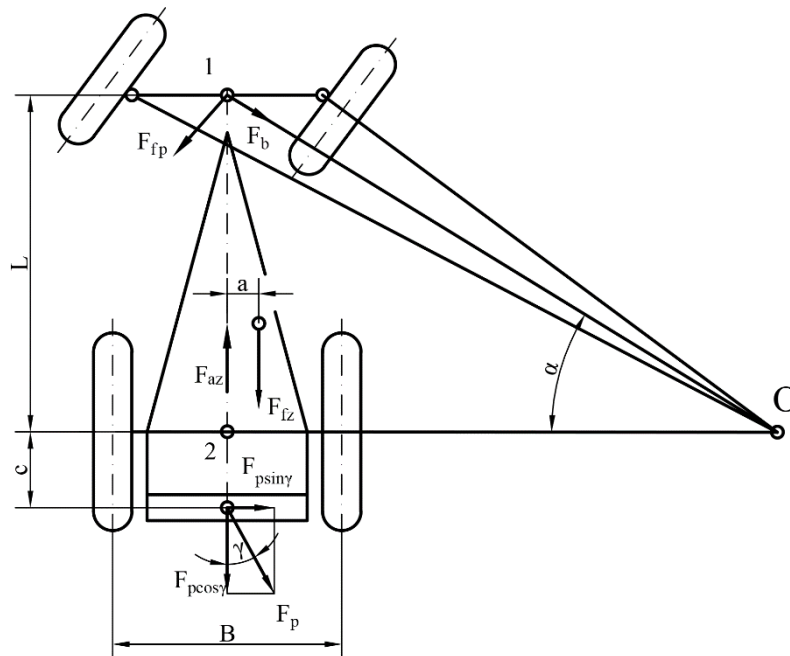
$$\sum M_2 = 0$$

$$c \cdot F_p \sin \gamma + L \cdot F_{fp} \cdot \sin \alpha - L \cdot F_b \cdot \cos \alpha - a \cdot F_{fz} = 0 \quad (1)$$

gde je:

- $F_p$  - sila na poteznici
- $F_{az}$  - adhezina sila na pogonskom točku
- $F_{fz}$  - sila otpora kretanja zadnjih točkova
- $F_{fp}$  - sila otpora kretanja prednjih točkova
- $F_b$  - bočna sila na prednjim točkovima

Iz navedenih jednačina mogu se izračunati traženi parametri.



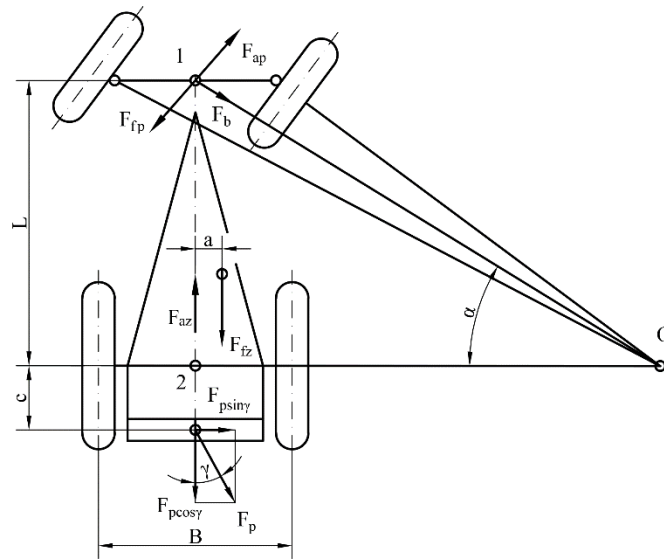
**Sl. 10. Sile pri okretanju traktora (4X2)S**  
**Fig. 10. Forces during turning tractor (4X2)S**

2. Dinamika okretanja standardnih traktora (4X4)S (sl. 11):  
Suma momenata za tačku (2) je:

$$c \cdot F_p \sin \gamma + L \cdot F_{fp} \cdot \sin \alpha - L \cdot F_b \cdot \cos \alpha - a \cdot F_{fz} - L \cdot F_{ap} \cdot \sin \alpha = 0 \quad (2)$$



Odavde se mogu izračunati traženi parametri.



Sl. 11. Sile pri okretanju traktora (4X4)S  
Fig. 11. Forces during turning tractor

## Zadatak 4

- **Postavka:**

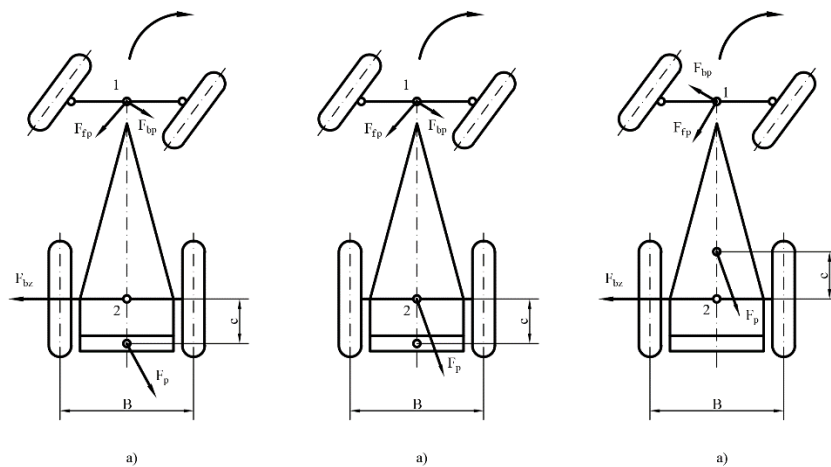
Pri kretanju traktora pod dejstvom sile na poteznici narušavaju se uslovi za okretanje, te je stoga potrebno izučiti ovaj problem.

- **Odrediti:**

1. Različiti položaj sile na poteznici i upravljanje (sl. 12)
2. Položaj uočene sile i bočne reakcije pri upravljanju

- **Rešenje:**

1. Različiti položaji sile na poteznici u odnosu na zadnju osu traktora i upravljanje (sl. 12):



Sl. 12. Različiti položaj sile na poteznici ( $F_p$ )  
Fig. 12. Different positions of drawbar force ( $F_p$ )

- Na sl. 12a moment bočne reakcije ( $F_{pb}$ ) mora biti u ravnoteži sa momentom sila ( $F_p$ ) i ( $F_{fp}$ ). Traktor se povlači prema sili ( $F_p$ ) pri čemu se javlja bočna reakcija ( $F_{bz}$ ).
- Na sl. 12b sila na poteznici deluje u tački 2, pri čemu bočna reakcija ( $F_{bp}$ ) dostiže maksimalnu vrednost, pa se traktor lako kreće.
- Na sl. 12c pri okretanju traktora javlja se bočna reakcija ( $F_{bz}$ ) na zadnjem mostu, a bočna reakcija na prednjem mostu ( $F_{bp}$ ) je znatno manja pa je okretanje olakšano.

2. Položaj vučne sile ( $F_p$ ) i bočne reakcije ( $F_{bp}$ ) i ( $F_{bz}$ ) (sl. 13):

- Iz sume momenata za tačku 2 i 1 mogu da se odrede bočne reakcije:

$$\sum M_2 = 0, -L \cdot F_{bp} - a \cdot F_p \cos \gamma - c F_p \sin \gamma = 0 \quad (1)$$

odavde je:

$$F_{bp} = \frac{F_p}{L} (a \cdot \cos \gamma + c \sin \gamma) \quad (2)$$

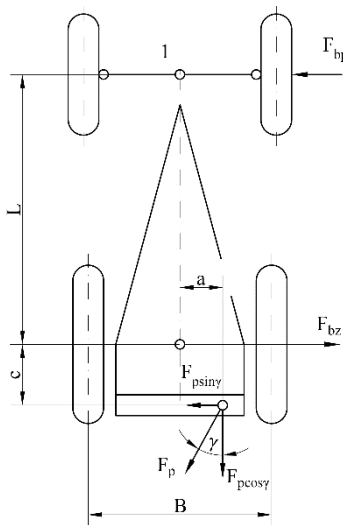
$$\sum M_1 = 0, L \cdot F_{bz} - a \cdot F_p \cos \gamma - (L + c) F_p \sin \gamma = 0 \quad (3)$$

iz ovog sledi:

$$F_{bz} = \frac{F_p}{L} [a \cdot \cos \gamma + (L + c) \sin \gamma] \quad (4)$$

poželjno je:

$$F_{bz} = F_{bp} + F_p \sin \gamma \quad (5)$$



Sl. 13. Položaj vučne sile ( $F_p$ ) i bočne reakcije ( $F_{bp}$ ) i ( $F_{bz}$ )  
Fig. 13. Position of traction force ( $F_p$ ) and lateral reaction ( $F_{bp}$ ) and ( $F_{bz}$ )

## Zadatak 5

- **Postavka:**

Stabilizacija upravljačkih točkova i osovinice upravljačkog sistema. Ovi položaji omogućavaju da se točkovi uvek vraćaju u neutralan položaj, bez uticaja vozača. Otpori kretanja točkova su smanjeni i habanje je smanjeno. Da bi ostvarili zahteve, razlikuju se sledeći položaji:

- nagib upravljačkih točkova i upravljačke osovinice u poprečnoj ravni (sl. 14)
- nagib upravljačke osovinice u uzdužnoj ravni (sl. 15)
- uvlačenje ili trag upravljačkih točkova (sl. 16)

- **Odrediti:**

1. Nagib upravljačkih točkova i upravljačke osovinice (sl. 14)
2. Nagib osovinice u uzdužnoj ravni ( $\gamma$ ) i zatur (sl. 15)
3. Uvlačenje upravljačkih točkova i trag točka (sl. 16)

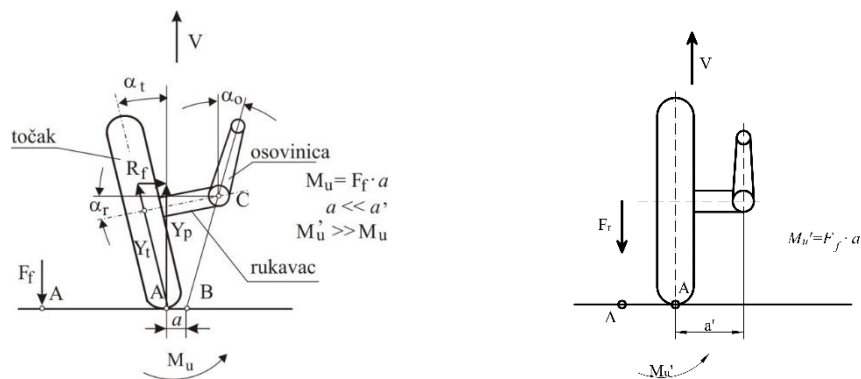
- **Rešenje:**

1. Nagib upravljačkih točkova i upravljačke osovinice (sl. 14):

Postavljanjem tačaka i osovinice pod uglom smanjuje se moment od vrednosti:

$$M'_u = F_f \cdot \alpha' \text{ do } M'_u = F_f \cdot G \quad (1)$$

Vrednost ( $a$ ) je znatno manja od vrednosti ( $\alpha'$ ). Sila ( $F_f$ ) teži ka momentu da ispravi točak i na taj način neutrališe zazor u ležajevima točka. Vrednost ugla ( $\alpha_o$ ) kreće se u granicama od  $2^\circ$  do  $9^\circ$ , a ugao ( $\alpha_t$ ) od  $1,5$  do  $4^\circ$ , a ( $a = 0,5b$ ,  $h = 25-60\text{mm}$ ).



**Sl. 14. Nagib točka, osovinice i rukavca upravljačkog točka**  
**Fig. 14. Inclination of wheel, kingpin of steer wheel**

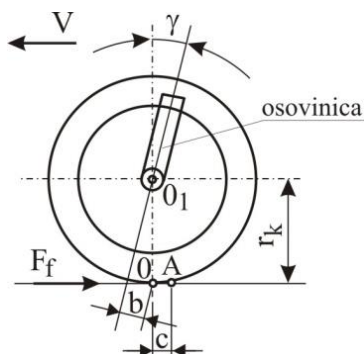
2. Nagib osovinice u uzdužnoj ravni ( $\gamma$ ) – zatur (sl. 15):

Stabilizacioni moment koji se formira pod dejstvom sile  $F_f$  na krak  $r_k$  i ( $b$ ) i ugla  $\gamma$  može da se izračuna:

$$M_s = F_f(r_k \cdot \sin \gamma + b \cdot \cos \gamma) \quad (2)$$

Nagib ( $\gamma$ ) omogućava lakše upravljanje i manje habanje osovinice upravljačkog točka, kao i bolje ponašanje točka u zaokretu.

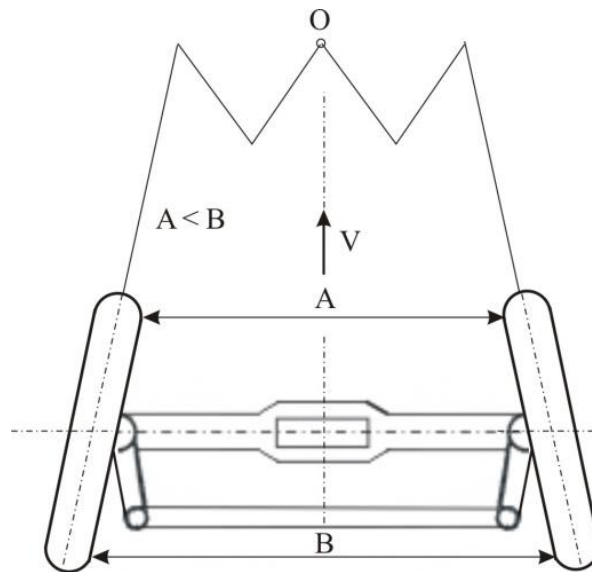
Na sl. 15,  $\gamma = 1 - 4^\circ$ ,  $b = 6 - 15 \text{ mm}$ .



**Sl. 15. Nagib osovinice točka u uzdužnoj ravni**  
**Fig. 15. Kingpin longitudinal inclination**

3. Uvlačenje upravljačkih točkova ili trag točka (sl. 16):

Rastojanje između prednjih i zadnjih točkova pneumatika ( $A < B$ ) (sl. 16) je 2 – 12 mm. Ovim položajem točkova bolje se održava pravac i manje je habanje pneumatika.



Sl. 16. Uvlačenje točkova ili trag točkova  
Fig. 16. Movement of wheels towards inside or wheel tracks

## Zadatak 6

---

- **Postavka:**

Traktori guseničari se sve više koriste u poljoprivredi i to sa gumenim gusenicama. Okretanje ovih traktora odvija se na bazi razlike brzina kretanja unutrašnje i spoljašnje gusenice. Stoga je neophodno izučiti kinematiku i dinamiku okretanja traktora guseničara.

- **Odrediti:**

1. Kinematiku okretanja traktora guseničara (sl. 17)
  2. Varijante kretanja traktora (sl. 18)
  3. Dinamiku okretanja traktora guseničara (sl. 19 i 20)
- Podaci:  $B = 2$  m,  $V_1 = 1,4$  m/s,  $v_2 = 2,2$  m/s

- **Rešenje:**

1. Kinematika okretanja traktora guseničara (sl. 17):

Na sl. 17 prikazana je kinematika okretanja traktora guseničara u odnosu na poziciju O. Poluprečnik okretanja može da se izračuna prema sledećoj jednačini:

$$R_1 = \frac{v_1}{v_2 - v_1} \cdot B = \frac{1,4}{2,2 - 1,4} \cdot 2 = 3,5 \text{ m}$$

$$R_2 = \frac{v_2}{v_2 - v_1} \cdot B = \frac{2,2}{2,2 - 1,4} \cdot 2 = 5,5 \text{ m}$$

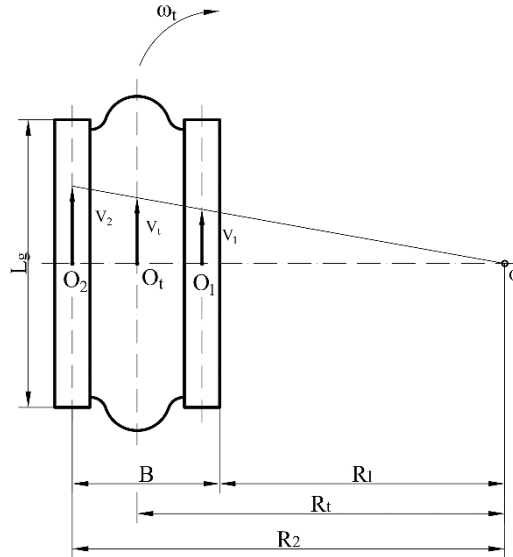
$$R_t = \frac{v_1 + v_2}{v_2 - v_1} \cdot B = \frac{1,4 + 2,2}{2,2 - 1,4} \cdot \frac{2}{2} = 4,5 \text{ m}$$

Ugaona brzina okretanja traktora je:

$$\omega_r = \frac{v_2}{R_2} = \frac{v_2 - v_1}{B} = \frac{2,2 - 1,4}{2} = 0,4 \text{ m/s}$$

Stvaran poluprečnik okretanja ( $R_s$ ) traktora guseničara (30-100 %) veći je od teoretskog:

$$R_s = R_t(1,3 - 2)$$



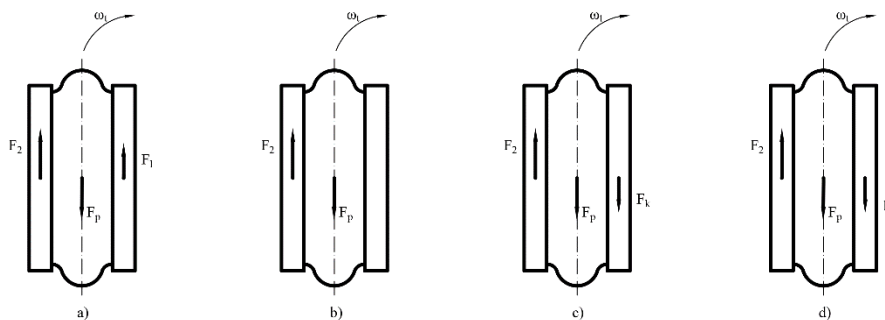
**Sl. 17. Plan brzina pri okretanju traktora**  
**Fig. 17. Plan for gears during tractor turning**

2. Varijante okretanja traktora guseničara (sl. 18):

Stvarni poluprečnik okretanja zavisi od teorijskog poluprečnika i stojanja podloge. U praksi pri okretanju traktora mogu da se jave četiri karakteristična slučaja (sl. 18):

- a) obe gusenice prenose pogonsku silu, pri čemu je  $F_1 < F_2$
- b) spoljašnja gusenica prenosi pogonsku silu ( $F_2 > 0$ ), a unutrašnja ne prenosi ( $F_1 = 0$ )
- c) spoljašnja gusenica prenosi pogonsku silu ( $F_2 > 0$ ), a unutrašnjost gusenice kočionu silu ( $F_1 = -F_k$ )
- d) spoljašnja gusenica kreće se napred ( $F_2 > 0$ ), a unutrašnja nazad ( $F_1 > 0$ )

Na slici 18 je ( $F_1$ ) i ( $F_2$ ) pogonska sila na unutrašnjoj i spoljašnjoj gusenici, ( $F_k$ ) kočiona sila i ( $F_p$ ) sila na poteznici traktora.



**Sl. 18. Četiri varijante okretanja traktora**  
**Fig. 18. Four variants of tractor turning**

3. Dinamika okretanja traktora guseničara (sl. 19 i 20):

Na sl. 19 prikazane su sile koje deluju na traktor pri okretanju. Moment otpora okretanja gusenice je:

$$M_o = 2 \cdot F_b \cdot \frac{L_g}{2} = s \cdot L_g$$

– Sila otpora okretanju ( $F_b$ ) može da se izračuna jednačinom:

$$F_b = \mu \cdot \frac{G_t}{4} = 0,69 \cdot \frac{10.000}{4} = 1.725 \text{ daN}$$

– Odavde je moment otpora okretanja:

$$M_o = \mu \cdot G_t \cdot \frac{L_g}{4} = 0,69 \cdot 10.000 \cdot \frac{2,5}{4} = 4.312,5 \text{ daNm}$$

gde je:

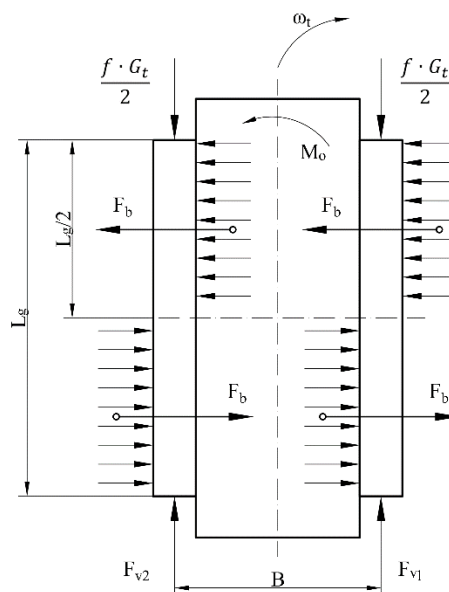
$G_t$  - težina traktora;  
 $L_g$  - dužina gusenice

– Koeficijent otpora kretanju ( $\mu$ ) je:

$$\mu = \frac{\mu_{max}}{a + (1 - a) \frac{R_2}{B}} = \frac{0,9}{0,85 + (1 - 0,85) \frac{6}{2}} = 0,69$$

gde je:

$a$  - koeficijent koji se primenjuje u proračunu ( $a = 0,85$ ),  
 $R_2$  - poluprečnik okretanja spoljašnje gusenice i  
 $B$  - razmak gusenica.



**Sl. 19. Sile koje deluju na gusenice pri okretanju**  
**Fig. 19. Forces influencing the track during turning**

– Koeficijent ( $\mu_{max}$ ) na suvom, glinovitom zemljištu je (0,8 – 1,0), na snegu (0,25 – 0,3), a sila na uzdužnoj osi traktora je:

$$F_{v2} + F_{v1} = G_t \cdot f = F_f$$

Moment otpora kretanja je:

$$M_o = (F_{v2} - F_{v1}) \cdot \frac{B}{2} = (4.312,5) \cdot \frac{2}{2} = 4.312,5 \text{ daN}$$

iz navedenih jednačina sledi:

$$F_{v1} = \frac{G_t}{2} \left( f - \frac{\mu \cdot L_s}{2 \cdot B} \right) = \frac{1.000}{2} \left( 0,08 - \frac{0,69 \cdot 2,5}{2,2} \right) = 1.750 \text{ daN}$$

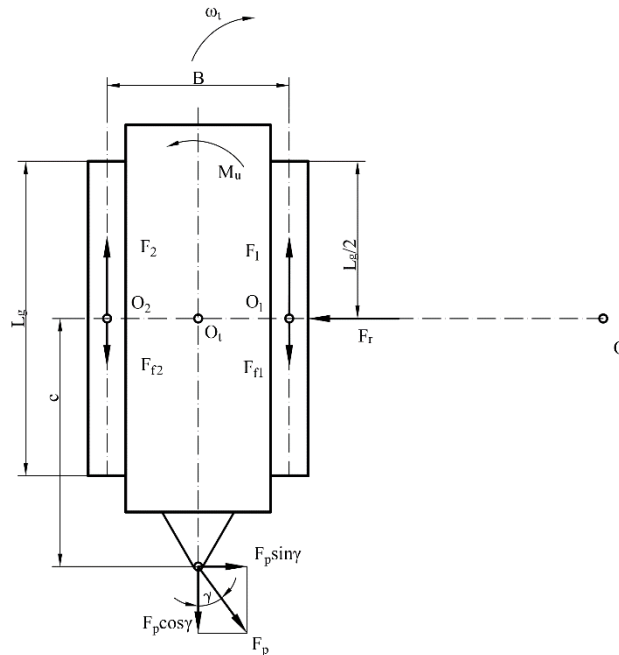
$$F_{v2} = \frac{G_t}{2} \left( f + \frac{\mu \cdot L_s}{2 \cdot B} \right) = \frac{1.000}{2} \left( 0,08 + \frac{0,69 \cdot 2,5}{2,2} \right) = 2.550 \text{ daN}$$

gde je:

$f$  – koeficijent otpora kretanja traktora guseničara

Podaci:  $G_t = 10.000 \text{ daN}$ ,  $L_g = 2,5 \text{ m}$ ,  $a = 0,85$ ,  $B = 2,0 \text{ m}$ ,  $\mu_m = 0,9$ ,  $R_2 = 6 \text{ m}$ ,  $f = 0,02$

Na sl. 20 prikazana je šema sila koje deluju na traktor guseničar pri okretanju sa vučnom silom na poteznici ( $F_p$ ) koja deluje pod uglom ( $\gamma$ ).



Sl. 20. Traktor guseničar sa vučom silom na poteznici ( $F_p$ ) pri okretanju  
Fig. 20. Track tractor with traction force ( $F_p$ ) during turning

Na traktoru deluju sledeće sile:

$F_1$  i  $F_2$  – pogonska sila na unutrašnju i spoljašnju gusenicu

$F_{f1}$  i  $F_{f2}$  – sila otpora kretanja koja deluje na gusenice

Ako je  $F_{f1} = F_{f2} = F_f$

gde je:

$$F_f = f \cdot G_t$$

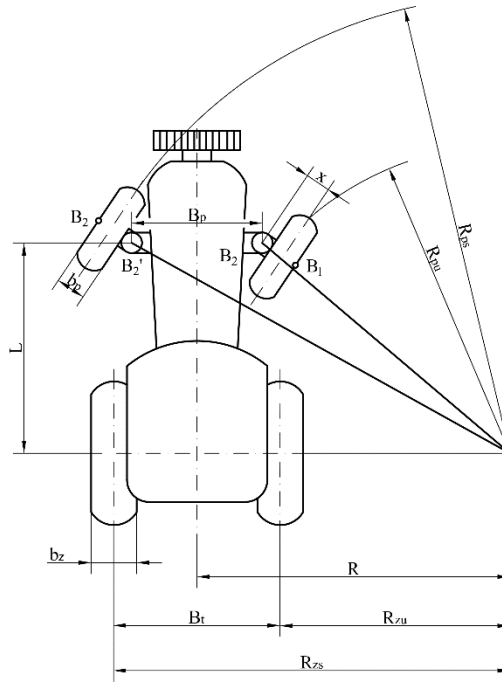
$F_p$  – vučna sila na poteznici koja deluje pod uglom  $\gamma$  pri čemu se formiraju sile  $F_p \sin \gamma$  i

$$F_p \cos \gamma.$$

## Zadatak 7

### • Postavka:

Za traktor čija je šema upravljanja data na sl. 21 poznati su podaci:  
 $\alpha_{max} = 45^\circ$ ,  $\beta_{max} = 30^\circ$ ,  $L = 2.500 \text{ mm}$ ,  $b_z = 400 \text{ mm}$ ,  $b_p = 300 \text{ mm}$ ,  $B_z = 1.600 \text{ mm}$ ,  $B_o = 1.200 \text{ mm}$ ,  $X_o = 150 \text{ mm}$ .



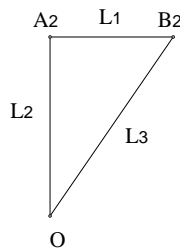
Sl. 21. Kinematika upravljanja traktora prednjim točkovima  
 Fig. 21. Steering kinematics of the tractor front wheels

• **Odrediti:**

1. Poluprečnik unutrašnjeg zadnjeg točka ( $R_{zu}$ )
2. Poluprečnik ( $R$ )
3. Poluprečnik spoljnjeg zadnjeg točka ( $R_{zs}$ )
4. Poluprečnik spoljnjeg prednjeg točka ( $R_{ps}$ )
5. Poluprečnik prednjeg unutrašnjeg točka ( $R_{pu}$ )

• **Rešenje:**

1. Poluprečnik unutrašnjeg točka iz trougla  $O - A_2 - B_2$  sledi:



gde je:

$$L_1 = L$$

$$L_2 = R_{zu} + \frac{B_2}{2} - \frac{B_0}{2} \quad (1)$$

$$L_3 = R_{pu} + \frac{B_p - B_0}{2} \quad (2)$$

iz toga sledi:

$$\alpha = \frac{L_1}{L_2} = \frac{L}{R_{zu} + \frac{B_2}{2} - \frac{B_0}{2}} \quad (3)$$



$$R_{zu} = \frac{L}{\tan \alpha} - \frac{B_2}{2} + \frac{B_0}{2} = \frac{2.500}{\tan 45^\circ} - \frac{1.600}{2} + \frac{1.200}{2} = 2.300 \text{ mm}$$

2. Poluprečnik ( $R$ )  
sa slike sledi:

$$R = R_{zu} + \frac{B_2}{2} = 2.300 + \frac{1.600}{2} = 3.100 \text{ mm}$$

3. Poluprečnik spoljnjeg zadnjeg točka:

$$R_{zs} = R_{zu} + B_z = 2.300 + 1.600 = 3.900 \text{ mm}$$

4. Poluprečnik spoljnjeg prednjeg točka iz trougla  $O - A_2 - B_2$  sledi:

$$\sin \beta = \frac{L}{R_{ps} - X_o}, \quad (4)$$

odavde je:

$$R_{ps} = \frac{L}{\sin \beta} + X_o = \frac{2.500}{\sin 30^\circ} + 150 = 5.150 \text{ mm}$$

5. Poluprečnik prednjeg unutrašnjeg točka iz trougla  $O - A_2 - B_2$  sledi:

$$\sin \alpha = \frac{L}{R_{pu} + X_o} \quad (5)$$

$$R_{pu} = \frac{L}{\sin \alpha} - X_o = \frac{2.500}{\sin 45^\circ} - 150 = 3.385,5 \text{ mm}$$

Za vežbu izračunati poluprečnike  $O - A_1$ ,  $O - B_1$ ,  $O - B$  i nacrtati putanje kretanja.

## Zadatak 8

---

- **Postavka:**

Za traktor zglobne konstrukcije dat na sl. 22 poznati su sledeći podaci:  
 $L = 3.500 \text{ mm}$ ,  $\alpha_{max} = 40^\circ$ ,  $B = 2.000 \text{ mm}$ ,  $b = 500 \text{ mm}$ .

- **Odrediti:**

1. Poluprečnik okretanja ( $R$ )
2. Poluprečnik okretanja spoljnjeg prednjeg točka ( $R_{ps}$ )
3. Poluprečnik okretanja unutrašnjeg zadnjeg točka ( $R_{zu}$ )

- **Rešenje:**

1. Poluprečnik okretanja  
sa slike sledi:

$$R = \frac{L}{2 \cdot \operatorname{ctg} \alpha_{max}} = \frac{3.500}{2 \cdot \operatorname{ctg} 40^\circ} = 1.468,43 \text{ mm}$$

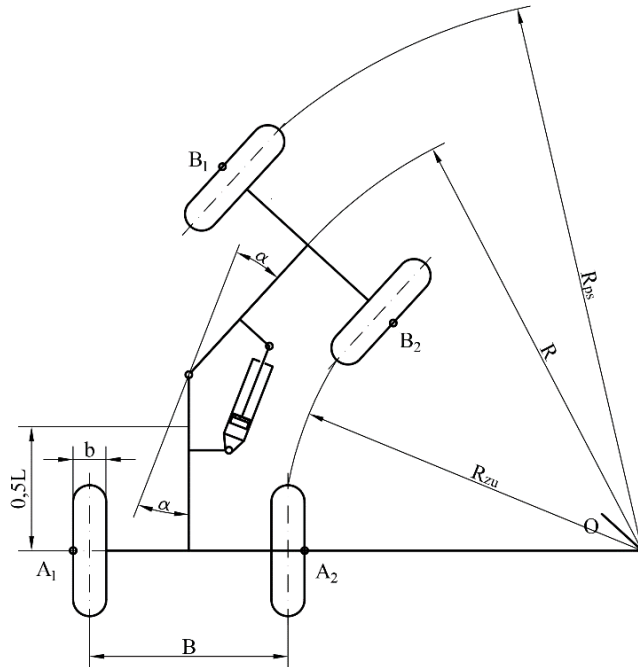
2. Poluprečnik okretanja spoljnjeg prednjeg točka:

$$R_{ps} = R + \frac{B}{2} = 1.468,43 + \frac{2.000}{2} = 2.468,43 \text{ mm}$$

3. Poluprečnik okretanja unutrašnjeg zadnjeg točka:

$$R_{zu} = R - \frac{B}{2} = 1.468,43 - \frac{2.000}{2} = 468,43 \text{ mm}$$

Za vežbu izračunati poluprečnike  $O - A_1$ ,  $O - B_1$ ,  $O - B_2$ .



Sl. 22. Kinematika upravljanja zglobnog traktora  
Fig. 22. Steering kinematics of the articulated tractor

## Zadatak 9

- **Postavka:**

Za traktor tricikl (sl. 23) poznati su sledeći podaci:

$B = 1800 \text{ mm}$ ,  $L = 2.800 \text{ mm}$ ,  $\alpha_{max} = 45^\circ$ ,  $b_z = 350 \text{ mm}$ ,  $b_p = 280 \text{ mm}$ .

- **Odrediti:**

1. Poluprečnik ( $R$ )
2. Poluprečnik okretanja prednjeg točka ( $R_p$ )

- **Rešenje:**

1. Poluprečnik ( $R$ )  
iz odnosa:

$$\tan \alpha = \frac{L}{R},$$

sledi:

$$R = \frac{L}{\tan \alpha} = \frac{2.800}{\tan 45^\circ} = 1.800 \text{ mm}$$

## 2. Poluprečnik okretanja prednjeg točka ( $R_p$ )

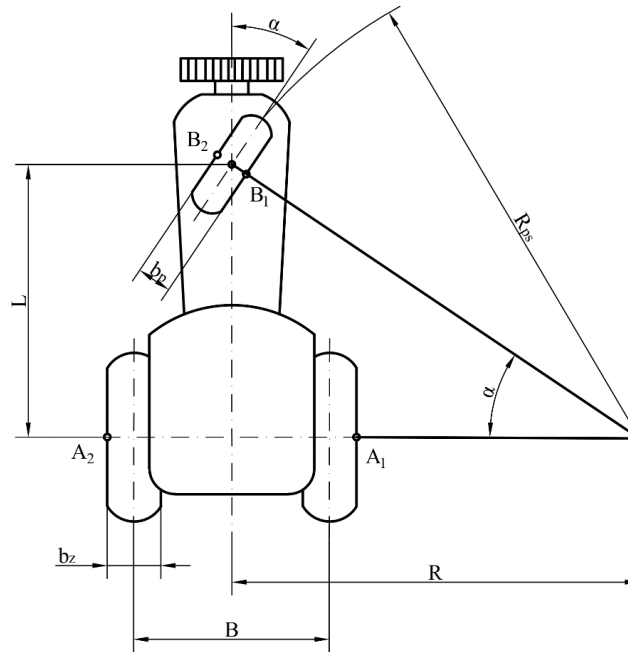
iz odnosa:

$$\sin \alpha = \frac{L}{R_p},$$

sledi:

$$R_p = \frac{L}{\sin \alpha} = \frac{2.800}{\sin 45^\circ} = 3.959,78 \text{ mm}$$

Za vežbu izračunati poluprečnik  $O - A_1$ ,  $O - A_2$ ,  $O - B_1$ ,  $O - B_2$ .



Sl. 23. Kinematika upravljanja traktora tricikla  
Fig. 23. Steering kinematics of the tricycle tractor

## Zadatak 10

- **Postavka:**

Za traktor sa upravljanjem na sva četiri točka (sl. 24) poznati su sledeći podaci:

$$L = 3.000 \text{ mm}, B = 1.800 \text{ mm}, b = 400 \text{ mm}, \alpha = 30^\circ$$

- **Odrediti:**

1. Poluprečnik okretanja ( $R$ )

- **Rešenje:**

1. Poluprečnik okretanja ( $R$ ) je:  
iz trougla  $O - A - B$  znajući da je

$$L = 2R \cdot \sin \frac{\alpha}{2},$$

sledi:

$$R = \frac{L}{2 \cdot \sin \frac{\alpha_2}{2}}$$

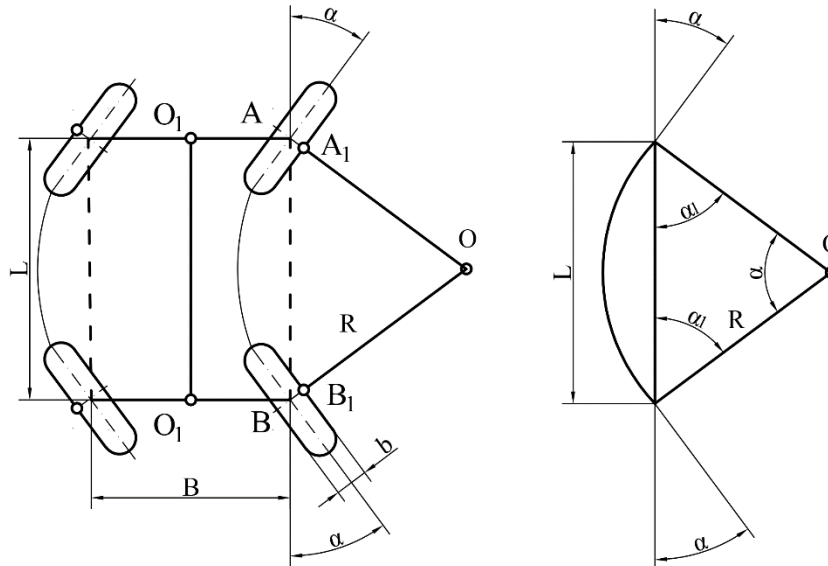
pošto je:

$$\sin \frac{\alpha}{2} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot (1 - \cos \alpha)},$$

onda je:

$$R = \frac{L}{2 \cdot \sqrt{\frac{1}{2} \cdot (1 - \cos \alpha_2)}} = \frac{3.000}{2 \sqrt{\frac{1}{2} \cdot (1 - \cos 60^\circ)}} = 3.000 \text{ mm}$$

Za vežbu izračunati  $O - A_1$ ,  $O - B_1$ .



Sl. 24. Kinematika upravljanja traktorom na svim točkovima  
Fig. 24. Steering kinematics of the tractor turning all wheels

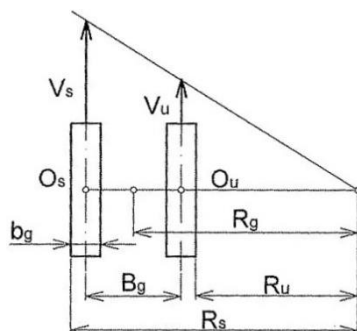
## Zadatak 11

- **Postavka:**

Pri kretanju traktora guseničara u krivini izmeren je broj obrtaja pogonskih točkova unutrašnje gusenice  $n_1 = 10$  o/min, a spoljašnje  $n_2 = 30$  o/min, (sl. 25). Rastojanje između gusenica je  $B_g = 1.520$  mm, dok je širina gusenica  $b_g = 380$  mm.

- **Odrediti:**

1. Poluprečnik okretanja  $R_g$ )
2. Poluprečnik okretanja  $R_u$ )
3. Poluprečnik okretanja  $R_s$ )



Sl. 25. Kinematika upravljanja traktora guseničara  
Fig. 25. Control kinematics of crawler tractors

• **Rešenje:**

1. Poluprečnik okretanja  $R_g$ :

$$R_g = \frac{B_g}{2} \cdot \frac{n_2 + n_1}{n_2 - n_1} = \frac{1.250}{2} \cdot \frac{30 + 10}{30 - 10} = 1.250 \text{ mm}$$

2. Poluprečnik okretanja  $R_u$ :

$$R_u = R_g - \left( \frac{B_g}{2} + \frac{b_g}{2} \right) = 1250 - \left( \frac{1.250}{2} + \frac{380}{2} \right) = 435 \text{ mm}$$

3. Poluprečnik okretanja  $R_s$ :

$$R_u = R_g - \left( \frac{B_g}{2} + \frac{b_g}{2} \right) = 1250 - \left( \frac{1.250}{2} + \frac{380}{2} \right) = 435 \text{ mm}$$

## Zadatak 12

---

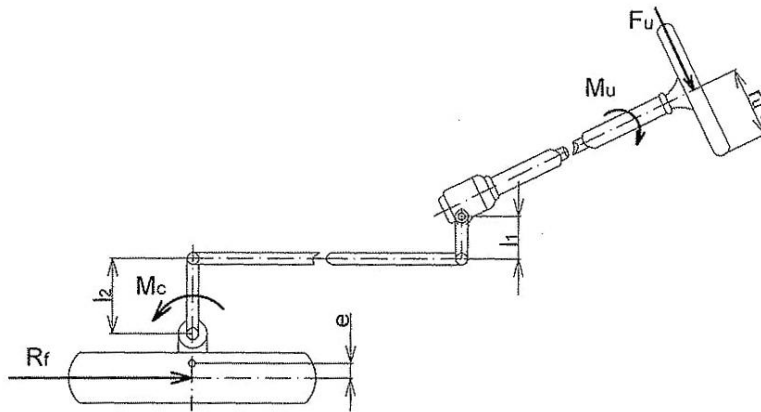
• **Postavka:**

Za traktor čija je šema za upravljanje data na sl. 26 poznati su sledeći podaci:

- težina traktora na točkovima kojima se upravlja (prednji)  $G_p = 1.000 \text{ daN}$
- prenosni odnos u kućištu upravljača  $i_u = 20$
- koeficijent korisnog dejstva transmisije sistema za upravljanje  $\eta_u = 0,65$
- koeficijent trenja  $\varphi = 0,6$
- koeficijent otpora kotrljanja točka pri okretanju  $f = 0,15$
- $e = 20 \text{ mm}$
- $l_2 = 160 \text{ mm}$
- $l_1 = 220 \text{ mm}$

• **Odrediti:**

1. Moment na točku upravljača
2. Ako je maksimalno dozvoljena sila na točku upravljača  $F_u = 20 \text{ daN}$ , koliki treba da bude poluprečnik točka upravljača  $r_u = ?$



Sl. 26. Proračunska šema upravljanja  
Fig. 26. Steering calculation scheme

• **Rešenje:**

1. Moment na upavljaču:

– moment otpora kotrljanja točkova:

$$M_o = G_t \cdot f \cdot e = 1.000 \cdot 0,15 \cdot 0,02 = 3 \text{ daNm}$$

– moment otpora klizanja otiska gume po zemljištu:

$$M_k = G_t \cdot \varphi \cdot x = 1.000 \cdot 0,6 \cdot 0,49 = 29,4 \text{ daNm}$$

gde je:

sila ( $G_p \cdot \varphi$ ) deluje na udaljenost od ose oslanjanja nazad za:

$$x = 0,5 \cdot V_r^2 - r_d^2 = 49 \text{ mm}$$

gde je:

$r = 350 \text{ mm}$  - slobodan poluprečnik točka

$r_d = 0,96 \cdot r$  - dinamički poluprečnik točka

$$M_u = \frac{M_o + M_k}{i_{tr} \cdot \eta_u} = \frac{3 + 29,4}{10 \cdot 0,8} = 4,05 \text{ daNm}$$

2. Poluprečnik točka upavljača, ako je sila na upavljaču  $F_u = 20 \text{ daN}$ , poznato je:

$$F_u \cdot r_u = M_u,$$

odavde je:

$$r_u = \frac{M_u}{F_u} = \frac{4,05}{20} = 200 \text{ mm}$$

a odavde je minimalni prečnik točka upavljača  $R = 400 \text{ mm}$ .

## Zadatak 13

• **Postavka:**

Traktor težine  $G_t = 10 \text{ t}$  ulazi u krivinu brzinom  $v = 25 \text{ km/h}$ . Poluprečnik krivine  $r_u = 15 \text{ m}$ .

• **Odrediti:**

1. Silu koja deluje na traktor u krivini normalno na osu traktora u težištu

- **Rešenje:**

1. Sila normalna na podužnu osu traktora:

$$F_u = \frac{G_t}{g} \cdot \frac{v^2}{r_u} = \frac{1.000}{9,81} \cdot \frac{6,94}{15} = 471,63 \text{ daN}$$

## Zadatak 14

---

- **Postavka:**

Analizirati stabilnost upravljanja u zavisnosti od nagiba osovinice i točka sledećih karakteristika. Koristiti sl. 26 iz zadatka 12.

Podaci:

- opterećenje na prednjem mostu  $G_p = 2.000 \text{ daN}$
- nagib osovinice  $\beta = 3^\circ 25'$
- razmak osovinice i ose točka  $a = 220 \text{ mm}$
- maksimalan ugao zaokretanja točka  $\alpha = 45^\circ$

- **Odrediti:**

1. Moment stabilnosti upravljanja pri zaokretanju točka od  $0^\circ$  do  $45^\circ$  za svakih  $5^\circ$

- **Rešenje:**

1. Moment stabilnosti upravljanja izračunava se:

$$M_s = G_p \sin \beta \cdot a \cdot \sin \alpha,$$

$$\alpha = 0$$

$$M_s = 2.000 \cdot 0,059595 \cdot 0,22 \cdot 0 = 0$$

$$\alpha = 5^\circ$$

$$M_s = 2.000 \cdot 0,059595 \cdot 0,22 \cdot 0,087 = 2,285 \text{ Nm}$$

$$\alpha = 10^\circ$$

$$M_s = 2.000 \cdot 0,059595 \cdot 0,22 \cdot 0,173 = 4,553 \text{ Nm}$$

$$\alpha = 15^\circ$$

$$M_s = 2.000 \cdot 0,059595 \cdot 0,22 \cdot 0,258 = 6,786 \text{ Nm}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$M_s = 2.000 \cdot 0,059 \cdot 0,22 \cdot 0,342 = 8,968 \text{ Nm}$$

$$\alpha = 25^\circ$$

$$M_s = 2.000 \cdot 0,059 \cdot 0,22 \cdot 0,422 = 11,082 \text{ Nm}$$

$$\alpha = 30^\circ$$

$$M_s = 2.000 \cdot 0,059 \cdot 0,22 \cdot 0,5 = 13,111 \text{ Nm}$$

$$\alpha = 35^\circ$$

$$M_s = 2.000 \cdot 0,059 \cdot 0,22 \cdot 0,573 = 15,04 \text{ Nm}$$

$$\alpha = 40^\circ$$

$$M_s = 2.000 \cdot 0,059 \cdot 0,22 \cdot 0,642 = 16,855 \text{ Nm}$$

$$\alpha = 45^\circ$$

$$M_s = 2.000 \cdot 0,059 \cdot 0,22 \cdot 0,707 = 18,542 \text{ Nm}$$

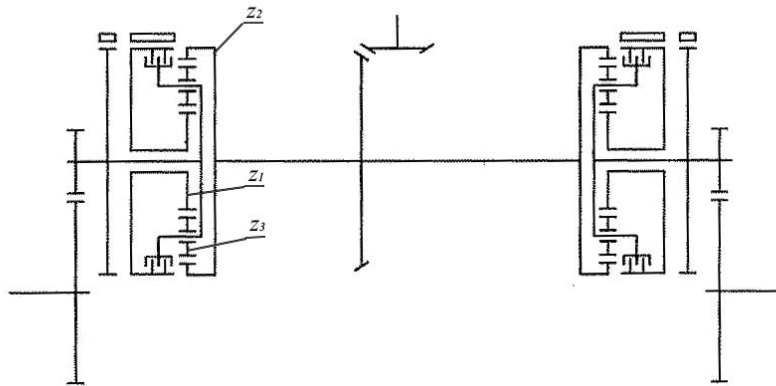
## Zadatak 15

- Postavka:**

U traktoru guseničaru u sistemu upravljanja koriste se planetarni reduktori, spojnice i kočnice (sl. 27) sledećih karakteristika:

Podaci:

- razmak gusenica  $B = 1.400 \text{ mm}$
- broj zuba centralnog zupčanika  $z_1 = 25$
- broj zuba spoljašnjeg zupčanika  $z_2 = 74$
- broj zuba satelita  $z_3 = 24$
- broj obrtaja spoljašnjeg zupčanika  $n_2 = 20 \text{ o/min}$



Sl. 27. Sistem za upravljanje traktora guseničara  
Fig. 27. Steering system of tracked tractor

- Odrediti:**

1. Broj obrtaja  $n_{4p}$ , pri odabranom stepenu prenosa
2. Odnos brzina
3. Poluprečnik zaokretanja guseničara

- Rešenje:**

1. Odredimo jedan smer zaokretanja npr. desno i odredimo obrtaje  $n_{4p}$ , pri odabranom planetarnom prenosu, tako da važi:

$$n_1 z_1 = n_2 z_2 = n_{4p} (z_1 + z_2),$$

pri  $n_1 = 0$  sledi:

$$n_{p4} = n_2 \frac{z_2}{z_1 + z_2} = 20 \frac{74}{74 + 25} = 14,94 \text{ o/min}$$

2. Odnos brzina:

$$\frac{v_1}{v_p} = \frac{n_{41}}{n_{4p}} = \frac{20}{14,94} = 1,33$$



3. Poluprečnik zaokretanja guseničara:

$$\frac{v_1}{v_p} = \frac{R + \frac{B}{2}}{R - \frac{B}{2}}$$

$$\left(R - \frac{B}{2}\right) \cdot \frac{v_1}{v_p} = R + \frac{B}{2}$$

$$R \frac{v_1}{v_p} - R = \frac{B}{2} + \frac{B}{2} \frac{v_1}{v_p}$$

$$R \left(\frac{v_1}{v_p} - 1\right) = \frac{B}{2} \left(\frac{v_1}{v_p} + 1\right)$$

odavde je:

$$R = \frac{B \left(\frac{v_1}{v_p} + 1\right)}{2 \left(\frac{v_1}{v_p} - 1\right)} = 0,7 \frac{1,3378 + 1}{1,3387 - 1} = 4,94 \text{ m}$$

## Zadatak 16

- **Postavka:**

U poljoprivredi se koriste traktori guseničari sa metalnim i gumenim gusenicama čiji se sistem upravljanja razlikuje od upravljanja traktorima sa točkovima. Stoga je neophodno da se prikažu varijante sistema za upravljanje kod guseničara.

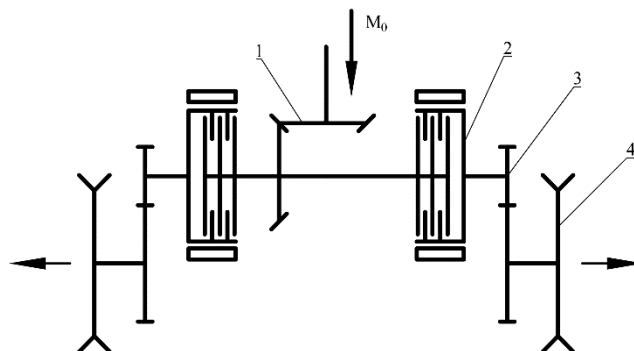
- **Odrediti:**

1. Varijante sistema za upravljanje kod traktora sa gusenicama

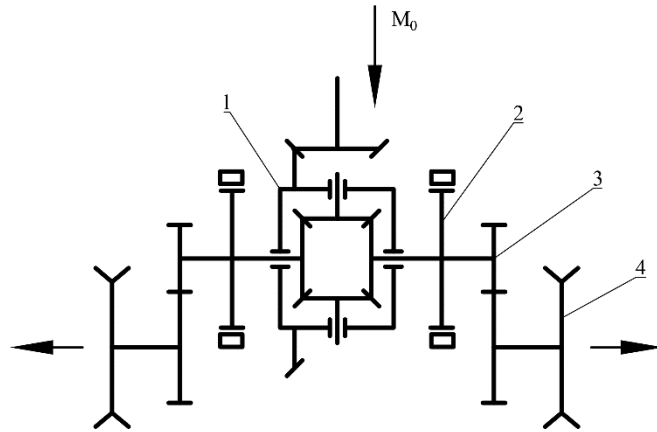
- **Rešenje:**

1. Varijante sistema za upravljanje kod traktora guseničara:

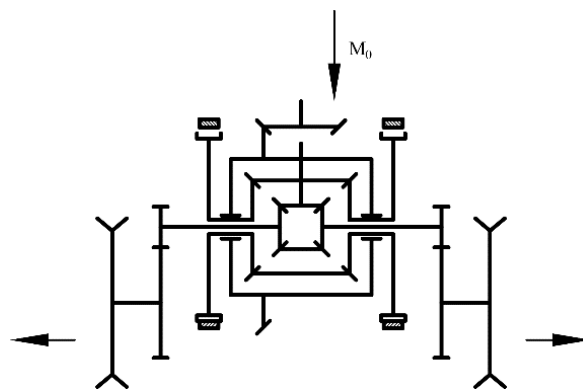
Pomoću sledećih slika prikazane su varijante konstrukcije osnovnog sistema za upravljanje traktorima guseničarima sa metalnim i gumenim gusenicama.



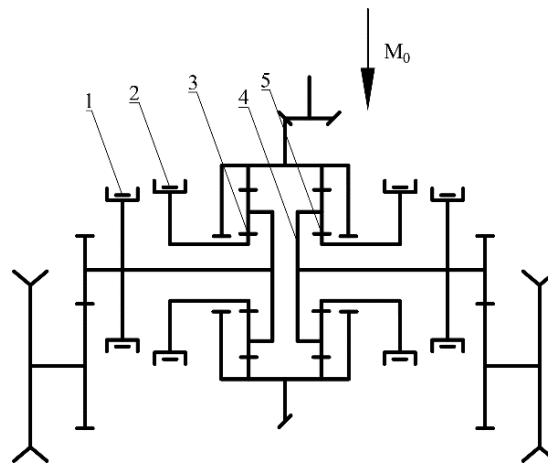
Sl. 28. Šema okretanja preko spojnice u pogonskom mostu  
Fig. 28. Turning over the coupling in the drive train



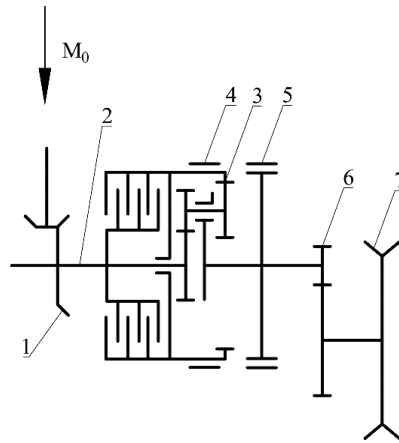
Sl. 29. Šema okretanja pomoću diferencijala i kočnica  
 Fig. 29. Turning via differential and brakes



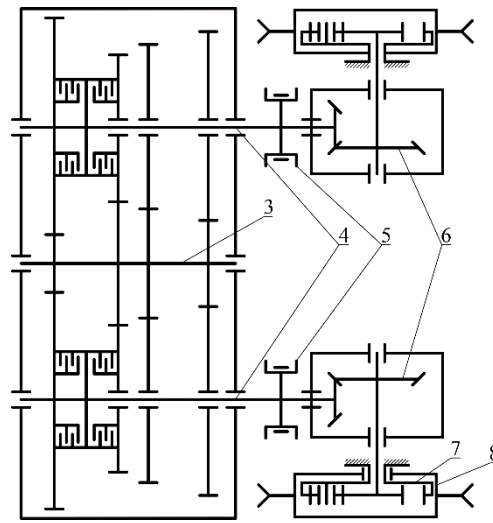
Sl. 30. Šema okretanja guseničara sa dvojnim diferencijalom i kočnicama  
 Fig. 30. Track tractor turning with double differential and brakes



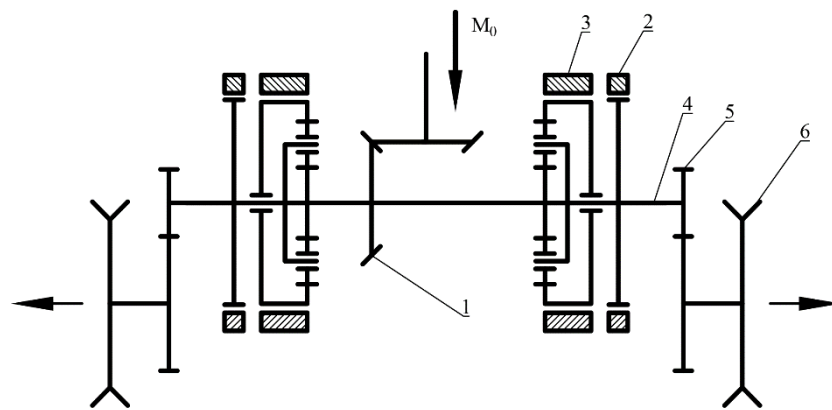
Sl. 31. Šema jednostepenog planetarnog mehanizma okretanja traktora  
 Fig. 31. Single planetary mechanism of tractor turning



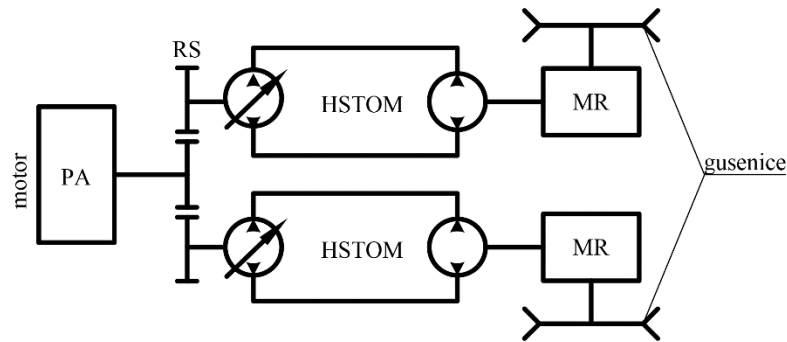
Sl. 32. Šema dvostepenog planetarnog mehanizma za okretanje traktora guseničara  
 Fig. 32. Double planetary mechanism for track turning



Sl. 33. Mehanizam okretanja traktora sa posebnim prenosom snage do leve i desne gusenice  
 Fig. 33. Mechanism for tractor turning with power transmission to the left and right tracks

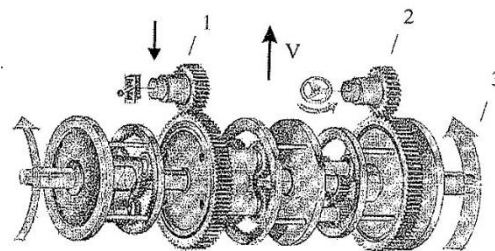


Sl. 34. Planetarni mehanizam u funkciji upravljanja guseničnim vozilom  
 Fig. 34. Planetary mechanism for operating track tractor



*Sl. 35. Hidrostatički sistem prenosa snage sa hidrostatičkim transformatorom obrtnog momenta (HSTOM) za pogon i upravljanje guseničnim vozilom*

*Fig. 35. Hidromechanical power transmission with hydrostatic transformer of torque (HSTOM) for power and operation with track vehicle*



*Sl. 36. Zadnji pogonski prenosni most sa prenosom snage (1) od motora i upravljačkim mostom (2) i gusenicom (3) kod guseničara sa gumenim gusenicama*

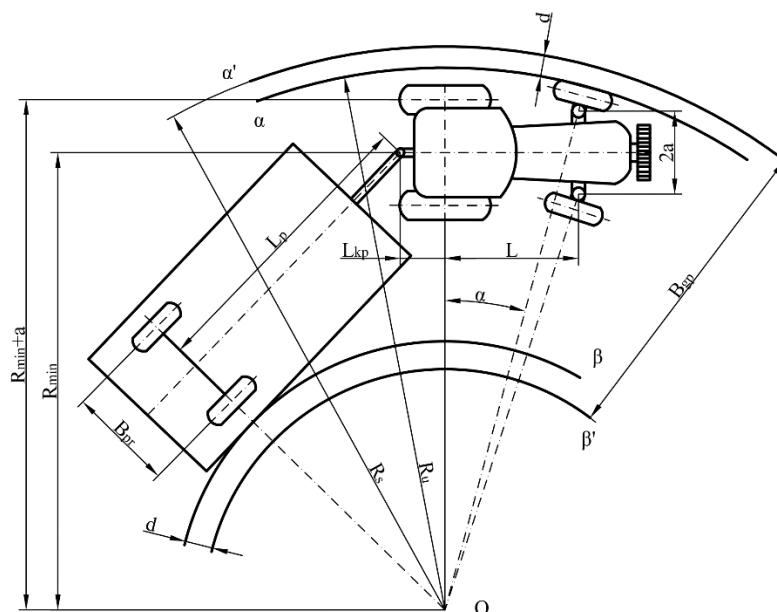
*Fig. 36. Rear power train with power transmission (1) from engine, steering (2) and rubber track (3)*

## Zadatak 17

- **Postavka:**

Traktor točkaš sa jednoosovinskom prikolicom i prednjim upravljačkim točkovima kreće se na ravnom terenu sa radijusom od  $R_{min} = 5$  m, shodno sl. 37. Analizirati parameter okretanja traktora. Polazni podaci:

- razmak osovin traktora  $L = 2,4$  m
- širina prednjeg mosta  $B_p = 1,62$  m
- razmak između osovinica upravljačkih točkova  $2a = 1,1$  m
- razmak zadnje ose prikolice od tačke priključenja na traktor  $L_p = 2,7$  m
- udaljenost zadnje ose traktora od tačke priključenja prikolice  $L_{kp} = 1,1$  m
- širina prikolice  $B_{pr} = 2,2$  m
- zaštitna zona  $d = 0,45$  m



Sl. 37. Okretanje traktora točkaša sa jednoosovinskom prikolicom  
 Fig. 37. Wheeled tractor turning with one axle trailer

• **Odrediti:**

1. Gabaritnu širinu površine okretanja ( $B_{gp}$ )
2. Spoljašnji radijus površine okretanja ( $R_s$ )
3. Unutrašnji radijus površine okretanja ( $R_u$ )

• **Rešenje:**

1. Gabaritna širina površine okretanja ( $B_{gp}$ ) je:

$$B_{gp} = R_s - R_u + 2d = 6,26 - 3,25 + 2 \cdot 0,45 = 3,91 \text{ m}$$

2. Spoljašnji radijus površine okretanja je:

$$R_s = \frac{R_{min} + a}{\cos \alpha} + (0,5B_p - a) \quad (1)$$

gde je:

$\alpha$  – ugao zakretanja upravljačkih točkova

$$\text{ctg} \alpha = \frac{R_{min} + a}{L} = \frac{5 + 0,55}{2,4} \approx 2,31,$$

odatle je:

$$\alpha = 23^\circ 20' \text{ a } \cos \alpha = 0,92$$

$$R_s = \frac{5 + 0,55}{0,92} + \left( \frac{1,62}{2} - 0,55 \right) = 6,26 \text{ m}$$

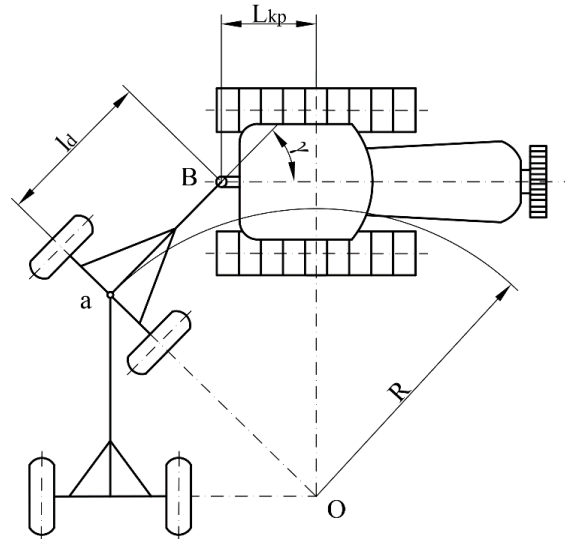
3. Unutrašnji radijus površine okretanja je:

$$R_u = \sqrt{R_{min}^2 + L_{kp}^2 - L_p^2} - 0,5B_{pr} = \sqrt{5^2 + 11^2 - 2,7^2} - 1,1 = 3,25 \text{ m} \quad (2)$$

## Zadatak 18

- Postavka:**

Traktor guseničar kreće se po horizontalnom putu sa dvoosovinskom prikolicom (sl. 38). Proučiti karakteristike transportnog sistema.



**Sl. 38. Okretanje traktora guseničara sa dvoosovinskom prikolicom**  
**Fig. 38. Tracked tractor turning with double axle trailer**

Polazni podaci:

- na traktoru je jednostepeni planetarni mehanizam okretanja
- težina traktora  $G = 6.000$  daN
- nominalni moment  $M_n = 36$  daNm
- prenosni odnos u odabranim stepenima prenosa, niži  $i_{tr} = 21$
- koeficijent korisnosti transmisije  $\eta_{tr} = 0,88$
- proračunski radijus pogonskog točka  $r_g = 0,35$  m
- dužina kontakta gusenice sa podlogom  $L_g = 1,89$  m
- širina traga gusenice  $B = 1,35$  m
- koeficijent adhezije gusenice sa podlogom  $\varphi = 0,8$
- koeficijent otpora kretanja traktora pri pravolinijskom kretanju  $f = 0,06$ , a pri okretanju

$$f_o = f \cdot \left(1 + \frac{15}{15 + \rho}\right) \quad (1)$$

gde je:

$\rho$  – odnos radijusa okretanja i širine traga ( $B$ )

- koeficijent otpora okretanja, maksimalni  $\mu_{max} = 0,7$ , a pri odnosu radijusa  $\rho \geq 2$

$$\mu = \frac{\mu_{max}}{0,85 + 0,25 \cdot (\rho \div 0,5)} \quad (2)$$

- vučni otpor prikolice  $F_{pot} = 1.000$  daN
- udaljenost od sredine gusenice do tačke priključenja prikolice  $L_{kp} = 2,2$  m
- udaljenost tačke priključenja prikolice za traktor od prednje ose prikolice  $l_d = 2,5$  m

- **Odrediti:**

1. Moment otpora okretanja traktora ( $M_o$ )
2. Moment otpora okretanja traktora od bočne reakcije puta ( $M_b$ )
3. Ugao zaokretanja traktora ( $\gamma$ )
4. Moment okretanja traktora, pri punom iskorišćenju snage motora ( $M_{ok}$ )

- **Rešenje:**

1. Moment otpora okretanja traktora određuje se pomoću jednačine:

$$M_o = M_b + F_{pot} \cdot \sin \gamma \cdot L_{kp} = M_b + 1000 \cdot 2,2 \cdot \sin \gamma \quad (3)$$

2. Moment okretanja traktora od bočne reakcije puta je:

$$M_b = \frac{\mu \cdot G \cdot L_g}{4} = \frac{M_{max}}{4 \cdot [0,85 + 0,15 \cdot (\rho + 0,5)]} \quad (4)$$

3. Ugao zakretanja traktora je:

$$\sin \gamma = \frac{R(L_{kp} + L_d)}{R^2 + L_d^2} = \frac{\rho \cdot B \cdot (L_{kp} + L_d)}{\rho^2 + B^2 + L_d^2} \quad (5)$$

4. Moment okretanja traktora pri punom iskorišćenju snage motora zavisi od kočionog momenta, momenta na pogonskom mostu, adhezione sile, radijusa, pogonskog točka gusenice i traga gusenice. Određuje se jednačinom:

$$M_{ok} = \frac{0,5 \cdot B}{r_g} \cdot (2 \cdot M_{pm} - F_u \cdot r_g) \quad (6)$$

- moment na pogonskom mostu u odgovarajućem stepenu prenosa određuje se pomoću jednačina:

$$M_{pm'} = M_n \cdot i_{tr'} \cdot \eta_{tr} = 36 \cdot 35 \cdot 0,88 = 1.109 \text{ daNm}$$

$$M_{pm''} = M_n \cdot i_{tr''} \cdot \eta_{tr} = 36 \cdot 21 \cdot 0,88 = 665 \text{ daNm}$$

- ukupna sila neophodna kod okretanja traktora sa prikolicom je:

$$F_u = f_o \cdot G + F_{po} \cdot \cos \gamma = 0,06 \cdot \left(1 + \frac{15}{15 + \rho}\right) \cdot 6.000 + 1.000 \cdot \cos \gamma \quad (7)$$

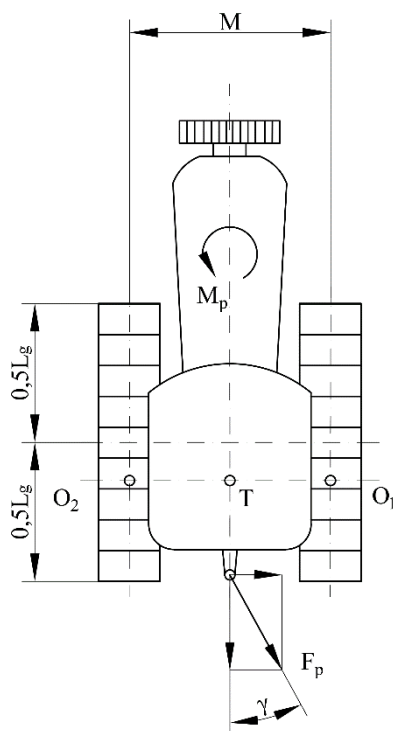
Šema sila koje deluju pri okretanju traktora sa prikolicom data je na slici 39.

- moment okretanja ( $M_{ok}$ ) može da se odredi sledećim jednačinama: za niži stepen:

$$M_{ok} = 0,5 \cdot B \cdot \left(\frac{2 \cdot M_{pm'}}{r_g} - F_u\right) = 0,675 \cdot (3.800 - F_u) \text{ daNm}$$

- za viši stepen:

$$M_{ok''} = 0,5 \cdot B \cdot \left(\frac{2 \cdot M_{pm''}}{r_g} - F_u\right) = 0,675 \cdot (3.800 - F_u) \text{ daNm}$$



**Sl. 39. Šema sila koje deluju pri okretanju traktora guseničara sa prikolicom**  
**Fig. 39. Scheme of forces acting when turning a tracked tractor with a trailer**

- veličina momenata okretanja ograničena je koeficijentom prijanjanja gusenice i puta i može da se odredi pomoću jednačine:

$$M_{ok\varphi} = 0,5 \cdot B \cdot (\varphi \cdot G - F_u) = 0657 \cdot (0,8 \cdot 6.000 - F_u) =$$

$$= 0,675 \cdot (4.800 - F_u) \text{ daNm}$$

**Napomena:** U tabeli li su dati rezultati proračuna u zavisnosti od radijusa.

**Tab. 1. Rezultati proračuna**  
**Tab. 1. Calculation results**

R. br.	Parametar	Radijus okretanja ( $\rho$ )				
		2	3	10	15	20
1.	$\sin \gamma$	0,94	0,61	0,34	0,23	0,173
2.	$M_o$ [daNm]	3,265	2,225	1,360	970	760
3.	$F_u$ [daN]	1,020	1,420	1,520	1,515	1,500
4.	$M_{okr}$	3590	3,320	3,250	3,255	3,265
	$M_{ok}$ [daNm] $M_{okr'}$	1,875	1,600	1,540	1,545	1,550
5.	$M_{ok\varphi}$ [daNm]	2,550	2,280	2,215	2,220	2,225

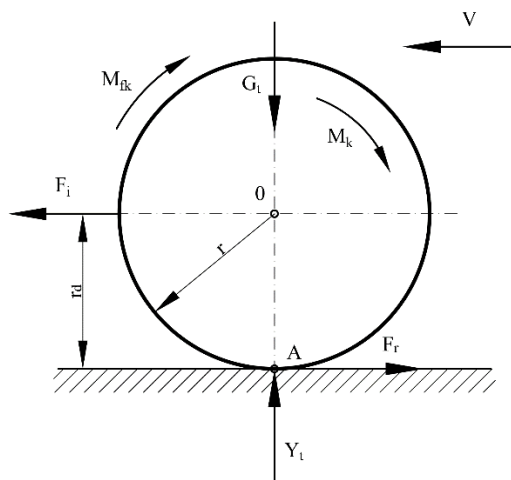


## SISTEM ZA KOČENJE

### Zadatak 1

• **Postavka:**

Na sl. 1 prikazan je kočioni točak sa silama i momentima koji na njega deluju u momentu kočenja. Potrebno je proučiti kretanje točka pri kočenju.



Oznake na slici su:

$G_t$  – težina na točku traktora

$F_i$  – inercijalna sila

$M_k$  – moment kočenja

$M_{fk}$  – moment otpora kotrljanja

$Y_t$  – normalna reakcija na kočionom točku

$r_d$  – poluprečnik točka

$F_r$  – reaktivna sila na kočionom točku u spoju sa podlogom

**Sl. 1. Sile i momenti pri kočenju – kočioni točak**  
**Fig. 1. Forces and moments – brake wheel**

• **Odrediti:**

1. Odrediti sile i momente na kočionom točku i moment kočenja prema sl. 1

• **Rešenje:**

1. Sile i momenti na kočionom točku u momentu kočenja:

\* Ravnoteža kočionog točka je:

$$M_k + M_{fk} = F_r \cdot r_d \quad (1)$$

\* Odavde sledi da je:

$$F_r = \frac{M_k + M_{fk}}{r_d} \quad (2)$$

\* Tangentna reaktivna sila predstavlja silu kočenja, koja neprekidno utiče na proces kočenja, odnosno ostvaruje upravljanje. Uz zanemarivanje  $M_{OK}$  može da se izračuna kao:

$$F_r = F_k \cdot F_{fz} \quad (3)$$

gde je:

$$F_k = \frac{M_k}{r_d}, \text{ a } F_{fz} \text{ -otpor kotrljanja točkova}$$

\* Kočnica kojom se točak koči treba da ostvari moment:

$$M_k = (F_k - F_{fz}) \cdot v_r \quad (4)$$

\* Pošto je sila kočenja tangenta reakcija koja se ostvaruje u spoju točkova i puta, te je i njena maksimalna vrednost opterećena uslovima ovog spoja:

$$M_{max} = \varphi \cdot Y_t$$

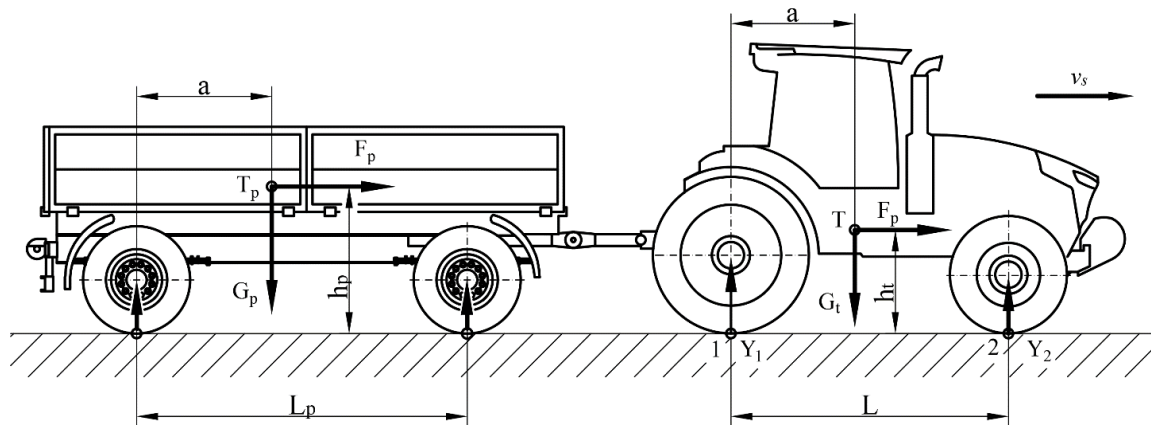
gde je:

$\varphi$  – koeficijent prijanjanja u spoju točak - podloga.

## Zadatak 2

### • Postavka:

Na sl. 2 prikazan je sistem za transport i kočenje na horizontalnom putu. Kočnice na traktora su na zadnjim točkovima, a na prikolici na prednjim točkovima. Poznati su podaci:  $G_z = 3.000$  daN,  $L = 2,3$ m,  $a = 0,78$ m,  $h = 0,87$  m,  $G_p = 8.000$  daN,  $L_p = 2,1$  m,  $a_p = 1,04$  m,  $h_p = 1,1$  m, koeficijent prijanjanja traktora je  $\varphi_t = 0,8$ , a prikolice  $\varphi_p = 0,7$ .



Sl. 2. Traktor sa dvoosovinskom prikolicom pri kočenju  
Fig. 2. Tractor braking with double axle trailer

### • Odrediti:

1. Maksimalno usporenje točkova ( $\gamma_{tr}$ )
2. Usporenje prikolice sa kočenjem zadnjim točkovima ( $\gamma_{prz}$ )
3. Usporenje prikolice sa kočenjem prednjim točkovima ( $\gamma_{prp}$ )

### • Rešenje:

1. Maksimalno usporenje traktora je:

$$\gamma_{tr} = g \cdot \varphi_{tr} \frac{L - a}{\delta_{rtr} \cdot L + \varphi_{tr} \cdot h} = g \cdot 0,8 \frac{2,34 - 0,78}{1,15 \cdot 2,34 + 0,8 \cdot 0,87} = 0,37 \text{ g}$$

gde je:

$\delta_{rtr}$  - koeficijent učešća rotacionih masa traktora, usvojeno  $\delta_{etr} = 1,15$

2. Usporenje prikolice sa kočenjem zadnjim točkovima je:

$$\gamma_{prz} = g \cdot \varphi_p \frac{L_p - a_p}{L_p + \varphi_{pr} \cdot h_{pr}} = g \cdot 0,7 \frac{2,1 - 1,04}{2,1 + 0,7 \cdot 1,1} = 0,26 \text{ g}$$

3. Usporeenje prikolice sa kočenjem prednjim točkovima:

$$i_{prp} = g \cdot \varphi_p \frac{a_p}{L_p + \varphi_p \cdot h_p} = g \cdot 0,7 \frac{1,04}{2,1 - 0,7 \cdot 1,1} = 0,55 g$$

sledi:

Kočenje prednjim točkovima prikolice je efikasnije od kočenja zadnjim točkovima.

### Zadatak 3

---

- **Postavka:**

Na sl. 3 prikazano je transportno vozilo na usponu pri kočenju. Stoga se postavlja pitanje kako odrediti karakteristike kočenja:

Usporavanje, put kočenja, put zaustavljanja i vreme kočenja. Prema sl. 3 suma svih horizontalnih sila je:

$$\sum F_h = F_a + F_{a1} + F_{ah} - F_f - F_w - F_k = 0 \quad (1)$$

gde je:

$F_k$  – sila kočenja prednjih i zadnjih točkova ( $F_k = F_{k1} + F_{k2}$ )

Usporavanje (a) biće maksimalno, ako je sila kočenja maksimalna.

$$F_{hmax} = \varphi_{max}(Y_1 + Y_2) = \varphi_{max} \cdot G \cdot \cos \alpha \quad (2)$$

gde je:

$\varphi_{max}$  – maksimalni koeficijent prijanjanja

Usvojiti potrebne podatke.

- **Odrediti:**

1. Usporeenje
2. Put kočenja
3. Put zaustavljanja
4. Vreme kočenja

- **Rešenje:**

1. Maksimalno usporenje:

Jednačina za izračunavanje maksimalnog usporenja na usponu je:

$$a_{max} = \left( \varphi_{max} \cdot \cos \alpha + f \cos \alpha + \frac{c_m \cdot s \cdot v^2}{6} \pm \sin \alpha \right) \cdot \frac{g}{\gamma_a} \left( \frac{m}{s^2} \right) \quad (3)$$

gde je:

$\gamma_a$  - koeficijent rotacionih masa, ali je pri kočenju spojnica isključena,  $\gamma_a = 0$ , pa je:

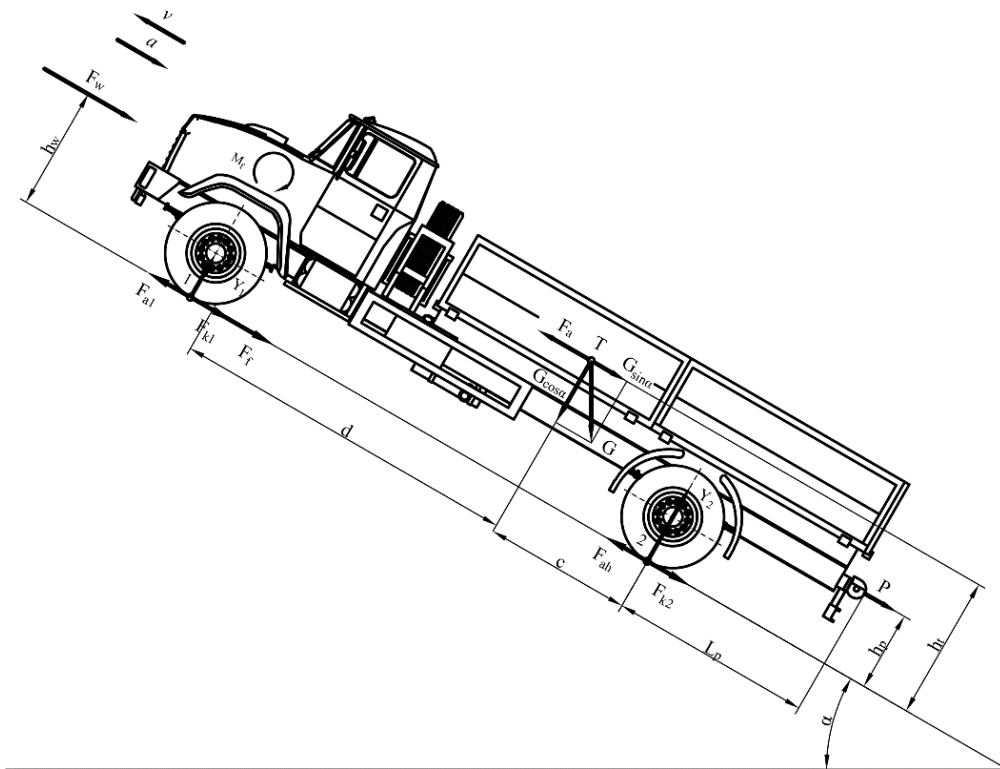
$$a_{max} = -(\varphi_{max} \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha) \cdot g \left( \frac{m}{s^2} \right) \quad (4)$$

A pri kočenju na horizontalnoj podlozi:

$$a_{max} = -\varphi_{max} \cdot g \left( \frac{m}{s^2} \right) \quad (5)$$

\* U stvarnosti usporenje je malo manje u zavisnosti od koeficijenta efikasnosti kočenja ( $\eta_k$ ), koji za transportno vozilo i autobuse iznosi ( $n_k = 1,3-1,4$ ) onda je:

$$a_{max} = \frac{-\varphi_{max} \cdot \gamma}{\eta_k} \quad (6)$$



**Sl. 3. Transportno vozilo na usponu pri kočenju**  
**Fig. 3. Transport vehicle on slope and wheel braking**

## 2. Put kočenja ( $S_k$ ):

Jednačina za izračunavanje minimalnog puta kočenja je:

$$S_{kmin} = \frac{v^2}{2 \cdot g(\varphi_{max} \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha)} \text{ (m)} \quad (7)$$

Pri isključenoj spojnici:

$$S_{kmin} = \frac{v^2}{2 \cdot g \cdot \varphi_{max}} \text{ (m)} \quad (8)$$

## 3. Put zaustavljanja ( $S_z$ ):

Pri proračunu puta zaustavljanja mora se uzeti u obzir i pređeni put, koji se odnosi na vreme pripreme vozača na kočenje ( $t_o$ ). To vreme može da se podeli na  $t_1$  i  $t_2$ .

\* Vreme  $t_1$  je vreme koje protekne dok vozač shvati da treba da koči i postavi nogu na pedalu kočnice. Uzima se da je:

$$t_1 = (0,4 - 1,0) \cdot s$$

\* Vreme  $t_2$  je vreme prihvatanje kočnice, što zavisi od konstrukcije kočnice.

Kod hidrauličnih kočnica  $t_2 = (0,4 - 0,6) \cdot s$ , a kod pneumatskih  $t_2 = (0,6 - 1,0) \cdot s$ . Stoga je jednačina za izračunavanje dužine puta zaustavljanja:

$$S_z = v \cdot t_p + \frac{v^2}{2 \cdot g(\varphi_{max} \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha)} \text{ (m)} \quad (9)$$

A pri kočenju na horizontalnoj podlozi:

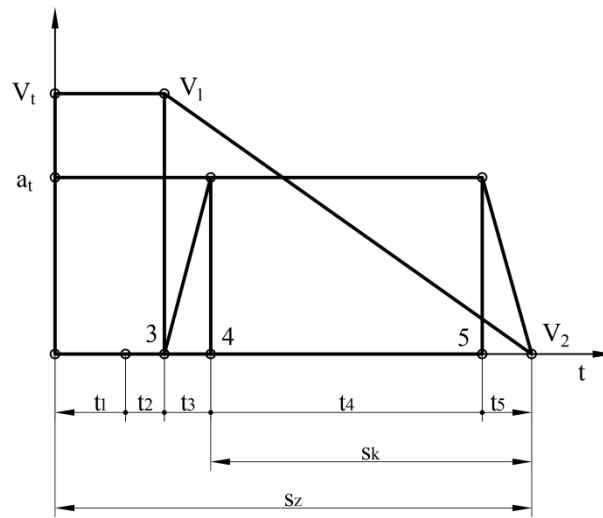
$$s_2 = v \cdot t_p + \frac{v^2}{2 \cdot g \cdot \varphi_{max}} \text{ (m)} \quad (10)$$

4. Vreme kočenja ( $t_k$ ):

Jednačina za izračunavanje vremena kočenja na horizontalnoj podlozi je:

$$t_{kmin} = \sqrt{\frac{2 \cdot S_{zmin}}{g \cdot \varphi_{max}}} \text{ (m)} \quad (11)$$

Na sl. 14 prikazan je dijagram kočenja sa brzinom i pređenim putem.



**Sl. 4. Dijagram kočenja:  $t$  - vreme,  $V$  - brzina kretanja i  $a$  - usporenje**  
**Fig. 4. Diagram of braking:  $t$  - time,  $V$  - travel speed and  $a$  - deceleration**

Oznake na slici su:

$S_z$  - put zaustavljanja

$S_k$  - put kočenja

$t_1$  - vreme reakcije vozača (0,2 – 1,5) s, pri proračunu uzima se  $t_1 = 0,8 \cdot s$

$t_2$  - vreme delovanja kočionog mehanizma (hidraulična kočnica  $t_2 = (0,05-0,1) \cdot s$ ,  
a pneumatska  $t_2 = 0,8 \cdot s$ )

$t_3$  - vreme povećanja koeficijenta usporenja od nule u tački 3 do maksimalne vrednosti  $a_{max}$  u tački 4, a zavisi od efikasnosti kočnica, težine traktora, tipa i stanja podloge, tipa i stanja hodnog sistema i dr.

$t_2 + t_3 = t_a$  - vreme utrošeno na aktiviranje kočionog mehanizma

$$(t_2 + t_3) \leq 0,6 \cdot s \text{ a } t_2 \leq 0,2 \cdot s$$

$t_4$  - vreme kočenja ( $a_{max}$ )

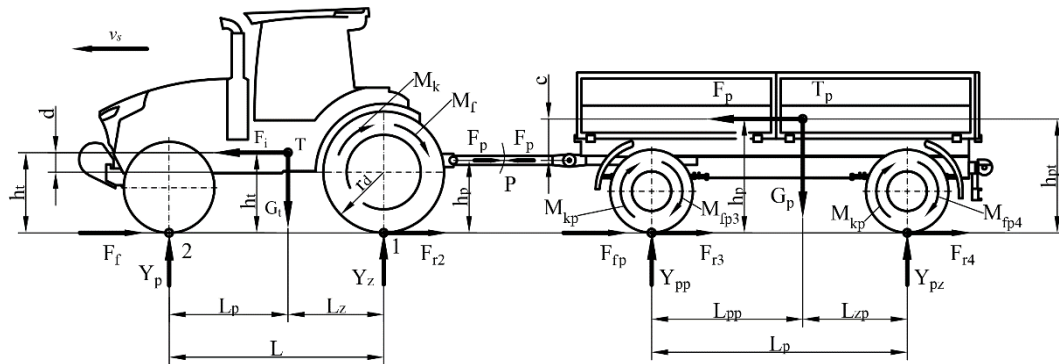
$V_f$  - brzina kretanja traktora koja se linearno smanjuje od  $V_1$  do  $V_2$  ili do nule

$t_5 = 0,2 \cdot s$  kod hidrauličnih kočnica i  $t_5 = (0,5 - 1,5)$  kod pneumatskih kočnica,  
vreme otpuštanja kočenja, noga je skinuta sa pedale kočnice.

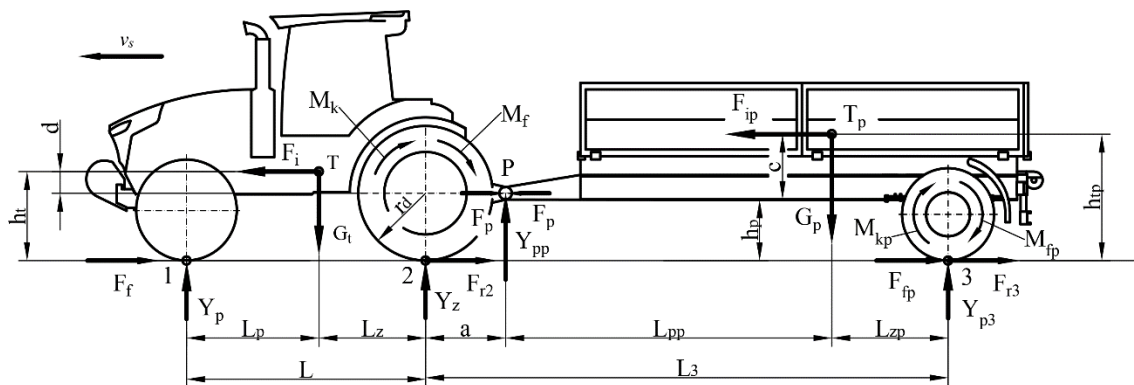
## Zadatak 4

- Postavka:**

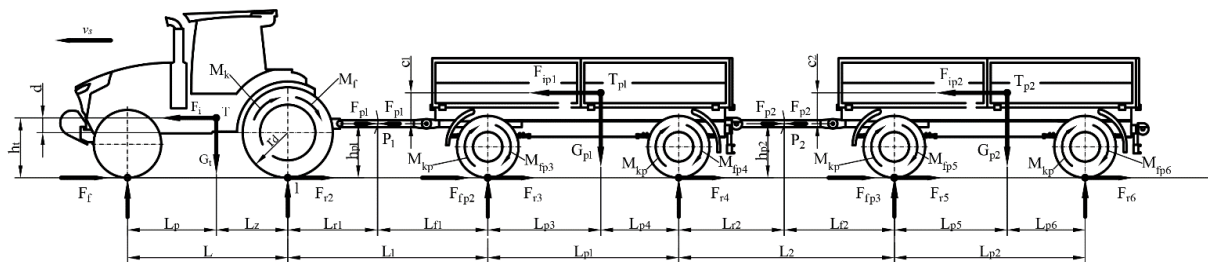
Kočenje standardnog traktora sa dvoosovinskom prikolicom, jednoosovinskom prikolicom i sa dve prikolice, prikazano je na sl. 5 sa svim silama koje se javljaju pri kočenju na horizontalnoj podlozi. Usvojiti potrebne podatke.



a) Dvoosovinski traktor + dvoosovinska prikolica – kočenje na zadnje točkove traktora i sve točkove prikolice



*Dvoosovinski traktor + jednoosovinska prikolica – kočenje na zadnje točkove traktora i točkove prikolice*



b) Dvoosovinski traktor + dve dvoosovinska prikolica – voz, kočenje na zadnje točkove traktora i na sve točkove prikolice

*Sl. 5. Standardni traktor u transportu*  
*Fig. 5. Standard tractor during the transport*

- **Odrediti:**

1. Normalne reakcije pri kočenju
2. Kočioni moment
3. Kočionu silu
4. Put zaustavljanja
5. Vreme kočenja

- **Rešenje:**

1. Normalne reakcije pri kočenju:

U slučaju kočenja traktora sa dvoosovinskom prikolicom jednačina ravnoteže momenta za tačku oslonca prednjih točkova traktora glasi:

$$\sum M_1 = 0 Y_2 \cdot L - G_1 \cdot L_2 - \frac{G_1}{g} \cdot a \cdot h_{tt} - F_p \cdot h_p = 0 \quad (1)$$

otuda je:

$$Y_2 = G_t \left( \frac{a \cdot h_{tt}}{g \cdot L} + \frac{L_2}{L} \right) + F_p \cdot \frac{h_p}{L} \quad (2)$$

Normalna reakcija prednjih točkova dobija se iz ravnoteže vertikalnih sila:

$$G_1 = Y_1 + Y_2 \quad (3)$$

odavde je:

$$Y_1 = G_1 - Y_2 \quad (4)$$

Primenjuje se analogni postupak i za prikolicu:

$$\sum M_4 = 0 Y_3 \cdot L_p - G_p \cdot \frac{a}{g} \cdot h_p - G_p \cdot L_{zp} + F_p \cdot h_p = 0 \quad (5)$$

odavde je:

$$Y_4 = G_p - Y_3 \quad (6)$$

2. Kočioni moment:

Pri kretanju traktora točkaša na usponu ( $\alpha$ ) kočioni moment je:

$$M_{kt} = \frac{9,81 \cdot m_1 (\sin \alpha_{max} - f \cdot \cos \alpha_{max})}{z \cdot i_k} \quad (7)$$

gde je:

- $\alpha_{max}$  - maksimalni ugao nagiba
- $f$  - koeficijent otpora kretanja
- $z$  - broj kočionih elemenata koji deluju istovremeno
- $i_k$  - prenosni odnos od pogonskih točkova do ose kočionih elemenata
- $m_t$  - masa traktora
- $r_t$  - poluprečnik točka

Kočioni moment traktora guseničara pri kretanju na horizontalnoj podlozi je:

$$M_{kg} = \frac{\varphi_a \cdot m_g \cdot a \cdot r_g}{z \cdot i} \cdot \eta_{kp} \cdot \eta_g \quad (8)$$

gde je:

- $\varphi_a$  - koeficijent prijanjanja sa podlogom
- $a$  - koeficijent usporenja pri kočenju (1,5 – 2) m/s<sup>2</sup>
- $\eta_{kp}$  - koeficijent korisnosti kočionog mehanizma
- $\eta_g$  - koeficijent korisnosti gusenice

### 3. Kočiona sila:

Kod traktora točkaša maksimalna kočiona sila je:

$$- \text{ prednji točkovi } F_{kp} = \varphi_a \cdot \lambda_p \cdot G_p$$

$$- \text{ zadnji točkovi } F_{kz} = \varphi_a \cdot \lambda_z \cdot G_z$$

gde je:

$$\lambda_p \text{ i } \lambda_z \quad - \text{ koeficijent preraspodele opterećenja traktora } G_p \text{ i } G_z$$

Koeficijent preraspodele težine traktora pri kočenju određuje se:

$$\lambda_p = \cos \alpha + \frac{F_k \cdot h_t}{L_z \cdot G} \quad (9)$$

$$\lambda_z = \cos \alpha + \frac{F_k \cdot h_t}{L_p \cdot G} \quad (10)$$

gde je:

$\alpha$  - ugao uspona ili pada

$F_k = m \cdot a$  - sila kočenja

$h_t$  - visina težišta traktora

$L_z$  - rastojanje zadnje ose od centra težišta

$L_p$  - rastojanje prednje ose od centra težišta

### 4. Kočioni put ( $S_k$ ):

$$S_k = \frac{G_t \cdot (V_1^2 - V_2^2)}{2 \cdot g \cdot F_{k \max}} \quad (11)$$

gde je:

$G_t$  – težina traktora

$V_1$  i  $V_2$  – početna i krajnja brzina kretanja

Ako je krajnja brzina kretanja jednaka  $V_2 = 0$ , onda je sila kočenja:

$$F_k = \varphi_k \cdot G_t \quad (12)$$

otuda je kočioni put:

$$S_k = \frac{V_t^2}{2 \cdot g \cdot \varphi_k} \quad (13)$$

gde je:

$\varphi_k$  – koeficijent prijanjanja pri kočenju

### 5. Vreme kočenja ( $t_k$ ):

Na slici 6 prikazan je dijagram kočenja sa brzinom i pređenim putem.

\* Put zaustavljanja ( $S_z$ ):

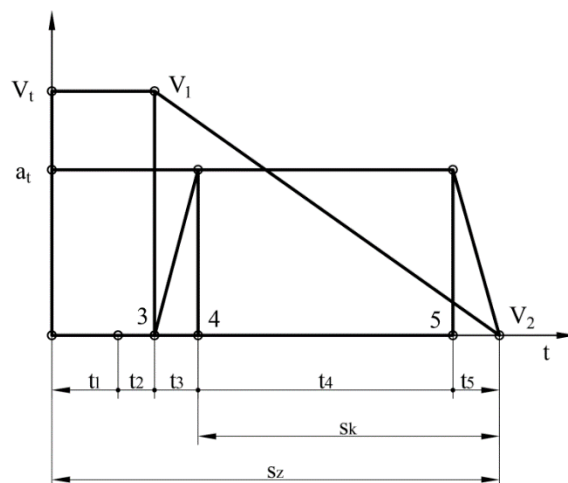
Put zaustavljanja može da se izračuna prema jednačini:

$$S_z = (t_1 + t_2 + 0,5t_3) \cdot V_1 + \frac{\eta_k \cdot V_t^2}{2g \cdot \varphi_k} \quad (14)$$

gde je:

$\eta_k$  - koeficijent efikasnosti kočenja kod lakih automobila  $\eta_k = 1,2$ , a kod teških vozila  $\eta_k = 1,3 - 1,4$  na podlozi sa koeficijentom prijanjanja  $\eta_k \geq 0,4$ .





**Sl. 6. Dijagram kočenja:  $t$  - vreme,  $V$  - brzina kretanja i  $a$  - usporenje**  
**Fig. 6. Diagram of braking:  $t$  - time,  $V$  - travel speed and  $a$  - deceleration**

Oznake na slici su:

$S_z$  - put zaustavljanja

$S_k$  - put kočenja

$t_1$  - vreme reakcije vozača (0,2 – 1,5) s, pri proračunu uzima se  $t_1 = 0,8$  s

$t_2$  - vreme delovanja kočionog mehanizma (hidraulična kočnica  $t_2 = (0,05-0,1) \cdot s$ , a pneumatska  $t_2 = 0,8 \cdot s$ )

$t_3$  - vreme povećanja koeficijenta usporenja od nule u tački 3 do maksimalne vrednosti  $a_{max}$  u tački 4, a zavisi od efikasnosti kočnica, težine traktora, tipa i stanja podloge, tipa i stanja hodnog sistema i dr.

$t_2 + t_3 = t_a$  - vreme utrošeno na aktiviranje kočionog mehanizma ( $t_2 + t_3 \leq 0,6$  s a  $t_2 \leq 0,2$  s)

$t_4$  - vreme kočenja ( $a_{max}$ )

$V_f$  - brzina kretanja traktora koja se linearno smanjuje od  $V_1$  do  $V_2$  ili do nule

$t_5 = 0,2$  s kod hidrauličnih kočnica i  $t_5 = (0,5 - 1,5)$  s kod pneumatskih kočnica, vreme otpuštanja kočenja, noga vozača je skinuta sa pedale kočnice.

## Zadatak 5

- Postavka:**

Izračunati put kočenja ( $S_k$ ).

Podaci:

- brzina kretanja  $v = 20$  km/h
- vreme prihvatanja kočnice  $t_p = 0,2$  s
- vreme porasta sile kočenja  $t_c = 0,4$  s
- srednje usporenje  $a = 0,5$  m/s<sup>2</sup>

- Odrediti:**

1. Put kočenja ( $S_k$ )

- Rešenje:**

1. Put kočenja je:

$$S_k = v \left( t_c + \frac{t_p}{2} \right) + \frac{v^2}{2 \cdot a} = 5,56 \cdot \left( 0,2 + \frac{0,4}{2} \right) + \frac{5,56^2}{2 \cdot 0,5} = 33,14 \text{ m}$$

## Zadatak 6

---

- **Postavka:**  
Izračunati put zaustavljanja ( $S_z$ ) pri poznatim podacima.  
Podaci:
  - brzina kretanja  $v = 20$  km/h
  - vreme reagovanja vozača  $t_r = 0,8$  s
  - put kočenja  $s_k = 33,14$  m
- **Odrediti:**
  1. Put zaustavljanja ( $S_z$ )
- **Rešenje:**
  1. Put zaustavljanja je:  
$$S_z = v \cdot t_r \cdot s_k = 5,56 \cdot 0,8 + 33,14 = 37,988 \text{ m}$$

## Zadatak 7

---

- **Postavka:**  
Izračunati usporenje ( $a$ ) ako je potrebno da se traktor zaustavi na putu  $S_z = 50$  m uz poznate sledeće podatke:
  - brzina kretanja  $v = 20$  km/h
  - vreme reagovanja vozača  $t_r = 0,8$  s
  - vreme prihvatanja kočnice  $t_a = 0,2$  s
  - vreme porasta sile kočenja  $t_p = 0,4$  s
- **Odrediti:**
  1. Usporenje ( $a$ )
- **Rešenje:**
  1. Usporenje:  
Uzimajući u obzir jednačinu iz zadatka 5 za  $s_k$  i zadatka 6 za  $s_z$  sređivanjem dobijemo:

$$a = \frac{v^2}{2 \cdot \left[ s_z - v \cdot t_r - v \cdot \left( t_a + \frac{t_p}{2} \right) \right]} = \frac{5,56^2}{2 \cdot \left[ 50 - 5,56 \cdot 0,8 - 5,56 \cdot \left( 0,2 + \frac{0,4}{2} \right) \right]} = 0,357 \text{ m/s}^2$$

## Zadatak 8

---

- **Postavka:**  
Ako je težina traktora  $G_t = 12$  t pri brzini  $v = 20$  km/h, a kočenje traje  $t = 5$  s, izračunati snagu kočenja u KS i kW.
- **Treba:**
  1. Izračunati snagu kočenja

- **Rešenje:**

1. Snaga kočenja je:

$$P_k = \frac{A_k}{t} = \frac{m \cdot v^2}{2 \cdot t} = \frac{1.223,24 \cdot 5,56^2}{2 \cdot 5} = 3.781,48 \text{ kgm}^2$$

gde je masa traktora jednaka:

$$m = \frac{G}{g} = \frac{12.000}{9,81} = 1.223,24 \text{ kg}$$

ili u KS:

$$P_k = \frac{37.815,24}{75} = 50,42 \text{ KS}$$

a u kW:

$$P_k = \frac{504,203}{1,36} = 37,07 \text{ kW}$$

## Zadatak 9

---

- **Postavka:**

Pri kočenju traktora sa četiri točka izračunati koliko se od težine prebaci na prednju osovinu.

Podaci:

- visina težišta  $h = 800 \text{ mm}$
- razmak između osovina  $L = 3.500 \text{ mm}$
- težina traktora  $G_t = 12 \text{ t}$
- usporenje pri kočenju  $a = 0,5 \text{ m/s}^2$

- **Odrediti:**

1. Težinu prebačenu na prednju osovinu pri kočenju

- **Rešenje:**

1. Težina prebačena na prednju osovinu pri kočenju je:

$$\Delta G = \frac{h_t}{L} \cdot \frac{G_t}{g} \cdot a = \frac{0,8}{3,5} \cdot \frac{12.000}{9,81} \cdot 0,5 = 139,799 \text{ daN}$$

## Zadatak 10

---

- **Postavka:**

Izračunati silu kočenja bez klizanja, ako je ukupna težina traktora  $G_t = 5.000 \text{ daN}$ , težina na kočenim točkovima  $G_k = 3.000 \text{ daN}$ , a koeficijent trenja  $\varphi = 0,5$ .

- **Treba:**

1. Izračunati silu kočenja

- **Rešenje:**

1. Sila kočenja je:

$$F_k = G_k \cdot \varphi = 3.000 \cdot 0,5 = 1.500 \text{ daN}$$

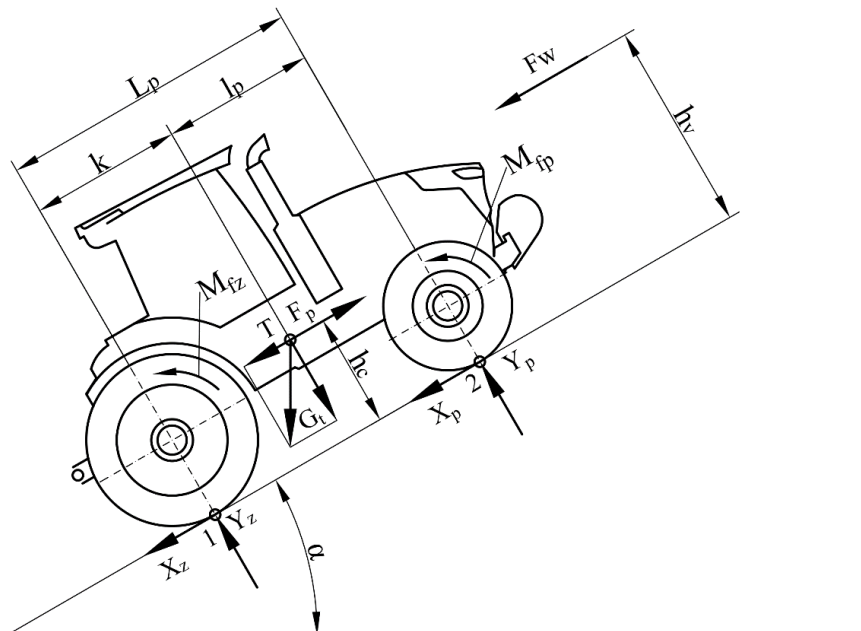
## Zadatak 11

---

- **Postavka:**

Za traktor na sl. 7 poznati su sledeći podaci:

- težina traktora  $G_t = 12.000 \text{ daN}$
- rastojanje osovina (prednja – zadnja)  $L = 4.000 \text{ mm}$
- položaj težišta prema slici  $l_p = 1.500 \text{ mm}$
- visina težišta  $h_c = 1.200 \text{ mm}$
- koeficijent trenja točak – podloga  $\varphi = 0,6$
- ugao uspona  $\alpha = 20^\circ$



**Sl. 7. Proračunska šema traktora – kočenje**  
**Fig. 7. Tractor calculation scheme – braking**

- **Odrediti:**

1. Normalne reakcije na točkovima za slučaj kočenja zadnjim točkovima  $Z_z = ?$  i  $Z_p = ?$
2. Normalne reakcije na točkovima za slučaj kočenja prednjim točkovima  $Z_z = ?$  i  $Z_p = ?$
3. Normalne reakcije za slučaj kočenja svim točkovima  $Z_z = ?$  i  $Z_p = ?$

- **Rešenje:**

1. Kočenje zadnjim točkovima ( $x_p = 0$ ):

$$Z_z = G_t \cdot \cos \alpha \cdot \frac{L_p}{L + \varphi \cdot h_c} = 12.000 \cdot \cos 20^\circ \cdot \frac{1.500}{4.000 + 0,6 \cdot 1.200} = 3.583,6 \text{ daN}$$

$$Z_p = G_t \cdot \cos \alpha - Z_z = 12.000 \cdot \cos 20^\circ - 3.583,6 = 7.692,7 \text{ daN}$$

2. Kočenje prednjim točkovima ( $x_z = 0$ ):

$$Z_p = G_t \cdot \cos \alpha \cdot \frac{l_z}{L + \varphi \cdot h_c} = 12.000 \cdot \cos 20^\circ \cdot \frac{2.500}{4.000 - 0,6 \cdot 1.200} = 5.972,6 \text{ daN}$$

$$Z_p = G_t \cdot \cos \alpha - Z_p = 12.000 \cdot \cos 20^\circ - 5.972,6 = 5.303,7 \text{ daN}$$

3. Kočenje svim točkovima:

$$Z_p = G_t \cdot \cos \alpha \cdot \frac{l_z + \varphi \cdot h_c}{L} = 12.000 \cdot \cos 20^\circ \cdot \frac{2.500 + 0,6 \cdot 1.200}{4.000} = 9.077,4 \text{ daN}$$

$$Z_p = G_t \cdot \cos \alpha \cdot \frac{l_p + \varphi \cdot h_c}{L} = 12.000 \cdot \cos 20^\circ \cdot \frac{1.500 + 0,6 \cdot 1.200}{4.000} = 2.198,9 \text{ daN}$$

## Zadatak 12

---

• **Postavka:**

Proučiti promenu kočionog puta pri promeni brzine kretanja i usporenja ako su poznati sledeći podaci:

- brzina kretanja  $v_1 = 80 \text{ km/h}$  /  $v_2 = 100 \text{ km/h}$
- podloga 1 suvi beton  $\varphi = 1$
- podloga 1 mokri asfalt  $\varphi = 0,5$
- teoretsko usporenje  $a_{max} = g$ , a praktično  $a = 5,8 \text{ m/s}^2$

• **Odrediti :**

1. Kočioni put pri  $v_1$ , podloga 1, usporenje  $a = g$
2. Kočioni put pri  $v_1$ , podloga 1, usporenje  $a = 5,8 \text{ m/s}^2$
3. Kočioni put pri  $v_2$ , podloga 1, usporenje  $a = g$
4. Kočioni put pri  $v_2$ , podloga 1, usporenje  $a = 5,8 \text{ m/s}^2$
5. Kočioni put pri  $v_1$ , podloga 2, usporenje  $a = g$
6. Kočioni put pri  $v_1$ , podloga 2, usporenje  $a = 5,8 \text{ m/s}^2$
7. Kočioni put pri  $v_2$ , podloga 2, usporenje  $a = g$
8. Kočioni put pri  $v_2$ , podloga 2, usporenje  $a = 5,8 \text{ m/s}^2$

• **Rešenje:**

1. Kočioni put pri  $v_1$ , podloga 1, usporenje  $a = g$ :

$$s = \frac{v_1^2}{2 \cdot a \cdot \varphi} = \frac{80^2}{3,6^2 \cdot 2 \cdot 9,81 \cdot 1} = 25,17 \text{ m}$$

2. Kočioni put pri  $v_1$ , podloga 1, usporenje  $a = 5,8 \text{ m/s}^2$ :

$$s = \frac{v_1^2}{2 \cdot a \cdot \varphi} = \frac{80^2}{3,6^2 \cdot 2 \cdot 5,8 \cdot 1} = 42,57 \text{ m}$$

3. Kočioni put pri  $v_2$ , podloga 1, usporenje  $a = g$ :

$$s = \frac{v_2^2}{2 \cdot a \cdot \varphi} = \frac{100^2}{3,6^2 \cdot 2 \cdot 9,81 \cdot 1} = 39,32 \text{ m}$$

4. Kočioni put pri  $v_2$ , podloga 1, usporenje  $a = 5,8 \text{ m/s}^2$ :

$$s = \frac{v_2^2}{2 \cdot a \cdot \varphi} = \frac{100^2}{3,6^2 \cdot 2 \cdot 5,8 \cdot 1} = 66,52 \text{ m}$$

5. Kočioni put pri  $v_1$ , podloga 2, usporenje  $a = g$ :

$$s = \frac{v_1^2}{2 \cdot a \cdot \varphi} = \frac{80^2}{3,6^2 \cdot 2 \cdot 9,8 \cdot 0,5} = 50,34 \text{ m}$$

6. Kočioni put pri  $v_1$ , podloga 2, usporenje  $a=5,8 \text{ m/s}^2$ :

$$s = \frac{v_1^2}{2 \cdot a \cdot \varphi} = \frac{80^2}{3,6^2 \cdot 2 \cdot 5,8 \cdot 0,5} = 85,14 \text{ m}$$

7. Kočioni put pri  $v_2$ , podloga 2, usporenje  $a = g$ :

$$s = \frac{v_1^2}{2 \cdot a \cdot \varphi} = \frac{100^2}{3,6^2 \cdot 2 \cdot 9,81 \cdot 0,5} = 78,65 \text{ m}$$

8. Kočioni put pri  $v_2$ , podloga 2, usporenje  $a=5,8 \text{ m/s}^2$ :

$$s = \frac{v_1^2}{2 \cdot a \cdot \varphi} = \frac{100^2}{3,6^2 \cdot 2 \cdot 5,81 \cdot 0,5} = 133,03 \text{ m}$$

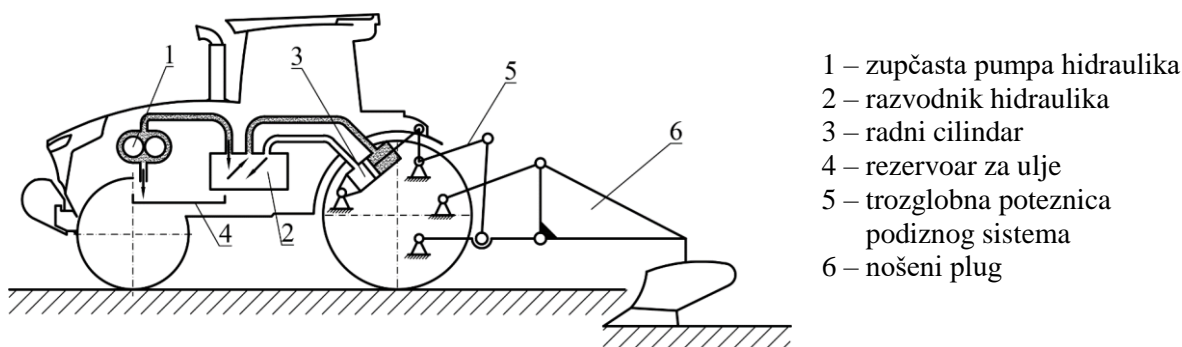
## **PODIZNI SISTEM**

### **Zadatak 1**

---

- **Postavka:**

Na sl. 1 prikazan je traktor sa podiznim mehanizmom – hidraulični i kinematski deo.



**Sl. 1. Hidraulik traktora- hidraulički i kinematski delovi**  
**Fig. 1. Tractor hydraulics – hydraulic and kinematic parts**

- **Odrediti:**

1. Funkciju i funkcionisanje svih uređaja hidraulika

- **Rešenje:**

1. Uređaji hidraulika:

- 1.1. Pumpa hidraulika
- 1.2. Razvodnik hidraulika
- 1.3. Radni cilindar
- 1.4. Rezervoar za ulje
- 1.5. Trozglobna poteznica
- 1.6. Nošeni plug- priključna mašina

### **Zadatak 2**

---

- **Postavka:**

Uraditi proračun podiznog sistema traktora koristeći sledeće parametre hidraulika: koeficijent rezerve snage  $k_r$  (1,5–2,5), ( $\eta = \eta_o \cdot \eta_{rc}$ ), gde je: ( $\eta_o = 0,85-0,90$ ), zapreminski koeficijent korisnog dejstva pumpe i ( $\eta_{rc} = 0,7-0,8$ ), mehanički koeficijent korisnog dejstva pumpe.

- **Odrediti:**

1. Jednačine za proračun uređaja podiznog sistema

- **Rešenje:**

1. Jednačine za proračun uređaja podiznog sistema:

1.1. Podizna snaga hidraulika:

$$P_h = \frac{M_{max} \cdot g \cdot H \cdot k_r}{\eta_t} \quad (1)$$

gde je:

$g$  (m/s<sup>2</sup>) – ubrzanje slobodnog pada

1.2. Proračun kapaciteta pumpe za ulje:

$$Q_p = \frac{P_h}{P_{max}} \left( \text{m}^3/\text{s} \right) \quad (2)$$

1.3. Kapacitet pumpe za jedan obrtaj:

$$q_p = \frac{6 \cdot 10^7 \cdot Q_p}{\eta_p} \left( \text{cm}^3/\text{obr}^{-1} \right) \quad (3)$$

gde je:

$n_p$  (°/min) – broj obrtaja vretena pumpe

1.4. Hod radnog cilindra:

$$S_c = \frac{H}{i_{sr}} + \Delta S \quad (4)$$

gde je:

$i_{sr}$  – srednja vrednost prenosnog odnosa premeštanja ose podiznog sistema iz jednog položaja u drugi  $\Delta S$  - 0,025 - 0,05 m

1.5. Srednja brzina kretanja klipa cilindra:

$$v_c = \frac{S_c}{t} \quad (5)$$

1.6. Presek cilindra:

$$A_c = Q_p \cdot v_c \quad (6)$$

1.7. Prečnik cilindra:

$$d_c = \sqrt{4 \frac{A_c}{\pi}} \quad (7)$$

1.8. Prečnik cilindra sa klipnjačom ( $d_k$ ):

$$d_c = \sqrt{4 \frac{A_c}{\pi} + d_k^2} \quad (8)$$

1.9. Zapremina rezervoara za ulje:

$$V_r = (0,5 - 0,6) \cdot Q_p \cdot \beta \quad (l)$$

$$Q_p = 6 \cdot 10^4 \cdot Q_p \quad (l/\text{min}) \quad (9)$$

gde je:

$\beta$  = 1,1 – 1,2 - koeficijent povećanja zapremine rezervoara za obezbeđenje vazdušnog prostora iznad ulja



1.10. Površina rezervoara za ulje:

$$A_r = 14 \cdot p \cdot \frac{Q_p}{k_t} (t_m - t_v) \quad (10)$$

gde je:

$$p = 0,3 - 0,4 \text{ (MPa)}$$

$$k_t = 0,9 - 10,5 J(m^2 \cdot ^\circ s) \text{ koeficijent toplotne provodljivosti \u010delika i}$$

$$k_t = 5,5 - 7 J(m^2 \cdot ^\circ s) \text{ kod livenih}$$

$$t_m(^{\circ}C) \text{ maksimalna temperatura ulja}$$

$$t_v = (30 + 40)^{\circ}C \text{ temperature vazduha}$$

1.11. Unutrašnji presek cevovoda:

$$A_c = \frac{Q_p}{v_{sr}} = \frac{\pi \cdot d_{ce}^2}{4} \quad (11)$$

$$v_{sr} = 1,5 - 2,0 \text{ (m/s) srednja brzina kretanja ulja u cevovodu}$$

a kod:

$d_{ce}$  – unutrašnji pre\u010dnik cevovoda

$$d_{ce} = \sqrt{\frac{Q_p}{\pi \cdot v_{sr}}}$$

1.12. Debljina zida cevovoda:

$$\delta_c = \frac{10^{-6} \cdot p_{max} \cdot d_{ce}}{2 \cdot \tau_c}$$

gde je:

$\delta_c$  – dozvoljeno naprezanje na kidanje cevovoda, kod \u010deli\u010dnih cevi (50-60 MPa), a kod mesinganih cevi (25 MPa).

### Zadatak 3

---

- **Postavka:**

Data je klipna pumpa (4 klipa) hidrauli\u010dnog sistema slede\u0107ih karakteristika:

- pre\u010dnik klipa  $d = 30 \text{ mm}$
- hod klipa  $s = 20 \text{ mm}$
- broj klipova  $z = 4$
- mehani\u010dki koeficijent korisnog dejstva pumpe  $\eta_m = 0,9$
- zapreminski koeficijent korisnog dejstva pumpe  $\eta_z = 0,95$

- **Odrediti:**

1. Proizvodnost pumpe ( $Q$ )
2. Potrebnu snagu ( $P_p$ )
3. Moment na osovini pumpe ( $M_p$ )

- **Rešenje:**

1. Proizvodnost pumpe:

$$Q = \frac{d^2 \cdot \pi \cdot s \cdot n \cdot z}{4 \cdot 10^3} \cdot \eta_z = \frac{3^2 \cdot \pi \cdot 2 \cdot 520 \cdot 4}{4 \cdot 1.000} = 0,95 = 28 \text{ l/min}$$

2. Potrebna snaga:

$$P_p = \frac{1.000 \cdot Q \cdot p}{75 \cdot 60 \cdot 100 \cdot \eta_m \cdot \eta_z} = \frac{1.000 \cdot 28 \cdot 80}{75 \cdot 60 \cdot 100 \cdot 0,9 \cdot 0,95} = 5,8 \text{ KS}$$

$$P_p = \frac{5,8 \text{ KS}}{1,36} = 4,26 \text{ kW}$$

3. Moment na osovini pumpe:

$$M_p = 955,4 \cdot \frac{P_p}{n} = 955,4 \cdot \frac{4,26}{520} = 7,8 \text{ daNm}$$

## Zadatak 4

---

- **Postavka:**

Data je zupčasta pumpa hidrauličnog sistema sledećih karakteristika:

- spoljni prečnik zupčanika  $D_s = 55 \text{ mm}$
- osnovni prečnik zupčanika  $D_o = 45 \text{ mm}$
- širina zupčanika  $b = 32 \text{ mm}$
- broj obrtaja osovine pumpe  $n = 1.400 \text{ o/min}$
- zapreminski koeficijent korisnog dejstva  $\eta_z = 0,9$
- mehanički koeficijent korisnog dejstva  $\eta_m = 0,9$
- radni pritisak pumpe  $H = 100 \text{ daN/cm}^2$

- **Odrediti:**

1. Proizvodnost pumpe
2. Potrebnu snagu
3. Moment na osovini pumpe

- **Rešenje:**

1. Proizvodnost pumpe:

$$Q = \frac{\pi \cdot D_o \cdot (D_s - d_o) \cdot b \cdot n}{1.000} = \frac{\pi \cdot 4,5 \cdot (5,5 \cdot 4,5) \cdot 3,2 \cdot 1.400}{1.000} = 63,2 \text{ l/min}$$

2. Potrebna snaga:

$$P_p = \frac{Q \cdot H}{450 \cdot \eta_m \cdot \eta_z} = \frac{63,2 \cdot 100}{450 \cdot 0,9 \cdot 0,9} = 17,3 \text{ KS}$$

$$P_p = \frac{17,3 \text{ KS}}{1,36} = 12,72 \text{ kW}$$

3. Moment na osovini pumpe:

$$M_p = 955,4 \cdot \frac{P_p}{n} = 955,4 \cdot \frac{12,72}{1.400} = 8,6 \text{ daNm}$$

## Zadatak 5

---

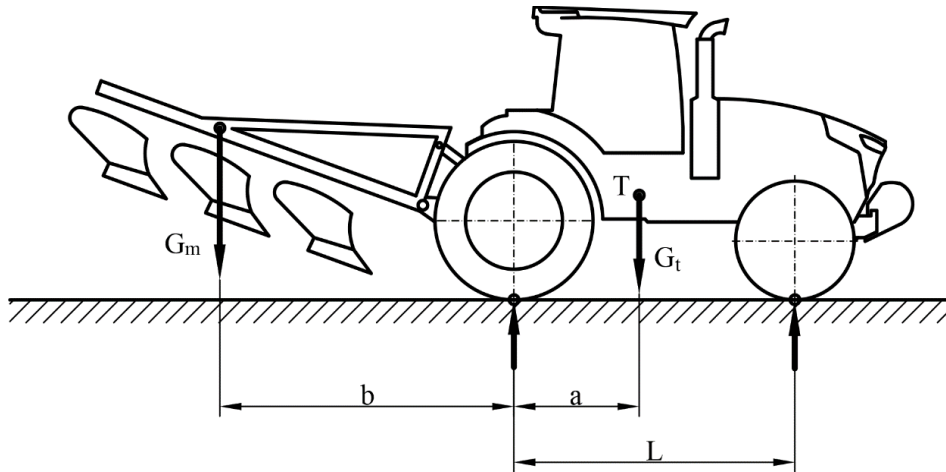
- **Postavka:**

Odrediti maksimalnu težinu nošene priključne mašine prema slici 2, ako je dato:

- traktor točkaš težine  $G_t=3.080$  daN
- $a = 835$  mm;  $b = 1.500$  mm
- koeficijent zavisan od tipa traktora, raspodela opterećenja prednja-zadnja osovina  $\lambda=0,4$

- **Odrediti:**

1. Maksimalnu težinu poljoprivredne mašine



**Sl. 2. Određivanje maksimalne težine mašine**  
**Fig. 2. Determining the maximum weight of the machine**

- **Rešenje:**

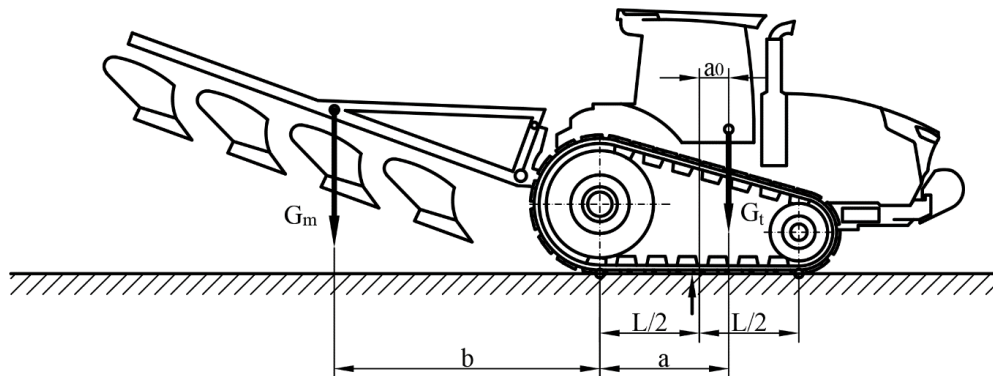
1. Maksimalna težina priključne mašine:

$$G_{max} = \lambda \cdot \frac{G_t \cdot a}{b} = 0,4 \cdot \frac{3.080 \cdot 83,5}{150} = 685,81 \text{ daN}$$

## Zadatak 6

- **Postavka:**

Poznat je traktorski sistem nošena priključna mašina i traktor guseničar, šema (slika 3) sa podacima.  
 $G_t = 5.850$  daN,  $L = 1.740$  mm,  $a_0 = 0$ ,  $a = 1.205$  mm,  $b = 1.900$  mm



**Sl. 3. Određivanje maksimalne težine priključne mašine – traktor guseničar**  
**Fig. 3. Determining the maximum weight of the machine – tracked tractor**

- **Odrediti:**

1. Maksimalnu težinu priključne mašine za traktor guseničar

- **Rešenje:**

1. Maksimalna težina priključne mašine za traktor guseničar:

$$G_{max} = \frac{(0,17 \cdot L + a_0) \cdot G_t}{a + b - 0,17 \cdot L - a_0} = \frac{(0,17 \cdot 174 + 0) \cdot 5.850}{120,5 \cdot 190 - 0,17 \cdot 174 - 0} = 612 \text{ daN}$$

## Zadatak 7

---

- **Postavka:**

Za podizni sistem traktora poznato je:

- kapacitet pumpe hidraulika  $Q = 16 \text{ l/min}$
- prečnik cilindra  $d = 120 \text{ mm}$
- hod klipa  $A = 250 \text{ mm}$

- **Odrediti:**

1. Radnu zapreminu hidrocilindra
2. Trajanje dizanja

- **Rešenje:**

1. Radna zapremina hidrocilindra:

$$V_c = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot s = \frac{12^2 \cdot \pi}{4} \cdot 25 = 2.820 \text{ cm}^3$$

2. Trajanje dizanja:

$$t = \frac{V_c}{16,7 \cdot Q} = \frac{2.820}{16,7 \cdot 16} = 10,5 \text{ s}$$

## Zadatak 8

---

- **Postavka:**

Za traktor sa podiznim sistemom poznato je: težina  $G_m = 400 \text{ daN}$ , kapacitet pumpe  $Q = 16 \text{ l/min}$ . Visina podizanja  $h = 300 \text{ mm}$ , radni pritisak u hidrosistemu  $p = 100 \text{ daN/cm}^2$ ,  $\eta_m = 0,80$ , mehanički koeficijent korisnog dejstva sistema i  $\eta_v = 0,90$  zapreminski koeficijent korisnog dejstva.

- **Odrediti:**

1. Vreme podizanja priključne mašine

- **Rešenje:**

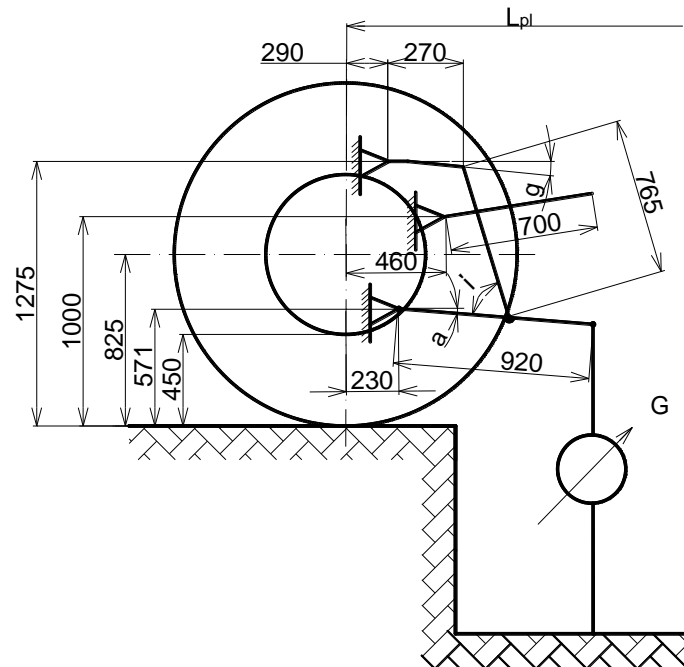
1. Vreme podizanja priključne mašine:

$$t = \frac{6 \cdot G_m \cdot h}{Q \cdot p \cdot \eta_m \cdot \eta_v} = \frac{6 \cdot 400 \cdot 0,80}{16 \cdot 100 \cdot 0,8 \cdot 0,9} = 1,66 \text{ s}$$

## Zadatak 9

- Postavka:**

Za traktor Volvo 814 poznati su elementi snimanja hidraulika dati na slici 4. Traktor je agregatiran sa plugom težine  $G_{pl} = 1.500$  daN (nošeni).



Sl. 4 Elementi hidraulika traktora „Volvo 814“  
Fig. 4. Tractor hydraulic elements „Volvo 814“

	$\alpha$	$\beta$	$\gamma$
Položaj poluga (°)	5	71	5
Moć dizanja (kp)	2800		

- Odrediti:**

- Na kojoj udaljenosti od zadnjeg točka (ose) treba da bude težište pluga pod uslovom da ventil sigurnosti izdrži
- Znajući da je rastojanje osovina  $l = 2.840$  mm i težina na prednjim točkovima  $G_p = 2.800$  kg proveriti da li će doći do podizanja prednjih točkova
- Ako je potrebna, radi upravljanja na prednjim točkovima, težina  $G_{pu} = 0,15 \cdot G_t$ , proveriti da li je taj uslov narušen, ako je ukupna težina  $G_t = 6.785$  daN

- Rešenje:**

- Udaljenost težišta od ose zadnjeg točka:

Iz momenta za tačku A:

– moment hidraulika:

$$M_h = G_p \cdot (0,23 + 0,92 \cdot \cos 5^\circ) = 3.210 \text{ daNm}$$

– moment pluga za tačku A:

$$M_p = G_{pl} \cdot L_{pl}$$

Uslov  $M_h \geq M_p$ , odavde je:

$$M_h = M_p$$

$$3.210 = 1.500 \cdot L_{pl}$$

odavde je:

$$L_{pl} = \frac{3.210}{1.500} = 2,14 \text{ m}$$

2. Proveriti stabilnost traktora:

– moment težine na prednjem delu traktora u odnosu na tačku A:

$$M_p = G_p \cdot l = 2.800 \cdot 2,84 = 7.952 \text{ daNm}$$

– moment poluga:

$$M_p = 1.500 \cdot 2,57 = 3.855 \text{ daNm}$$

– Uslov koji mora biti ispunjen, a da ne dođe do podizanja prednjih točkova

$$M_p = M_{pl}$$

Uslov je ispunjen, pošto je:

$$7.952 > 3.855$$

stoga neće doći do podizanja prednjih točkova.

3. Provera stabilnosti upravljanja:

– potrebna težina na prednjim točkovima:

$$G_{po} = 0,15 \cdot G_t = 0,15 \cdot 6.785 = 1.017,7 \text{ daN}$$

– ostatak težine na prednjem mostu:

$$G_{pm} = \frac{M_p - M_{pl}}{L} = \frac{7.852 - 3.855}{2,840} = 1.442,6 \text{ daN}$$

pošto je  $G_{pm} > G_{po}$ , stabilnost je obezbeđena.

## Zadatak 10

---

- **Postavka:**

Za traktor na sl. 5, agregatiran sa nošenim plugom bez potpornog točka, poznati su sledeći podaci: ( $k = 0,7 \text{ daN/cm}^2$ ) specifični otpor pri kretanju, ( $h_a = 30 \text{ cm}$ ) dubina oranja, ( $B = 1,2 \text{ m}$ ) radni zahvat pluga, ( $h_g = 0,8 \text{ m}$ ) visina rama pluga, ( $h = 0,5 \text{ m}$ ) položaj centra otpora pluga, ugao ( $\alpha = 20^\circ$ ) položaj rezultante otpora pluga, ( $L_c =$  ) položaj otpora pluga u odnosu na ram pluga.

- **Odrediti:**

1. Ukupan otpor pri oranju ( $F_x$ ) – horizontalna komponenta:

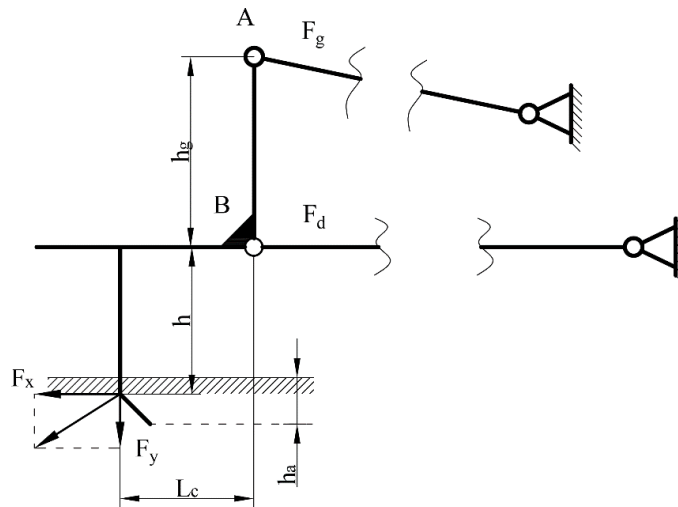
$$F_x = k \cdot h_a \cdot B \tag{1}$$

2. Silu u gornjoj poluzi hidraulika ( $F_g$ ):

$$F_g = \frac{F_x [(h + h_g) - tg\alpha \cdot L_c]}{h_g} \tag{2}$$

3. Silu u donjoj poluzi hidraulika ( $F_d$ ):

$$F_d = \frac{F_x(h - tg\alpha \cdot)}{h_g} \quad (3)$$



*Sl. 5. Određivanje sila u gornjoj ( $F_p$ ) i donjoj ( $F_d$ ) poluzi hidraulika*  
*Fig. 5. Forces determinig in the upper ( $F_p$ ) and lower ( $F_d$ ) levers of the hydraulics*

• *Rešenje: uraditi*

1.  $F_x =$
2.  $F_g =$
3.  $F_d =$





## **ELEKTROINSTALACIJA**

### **Zadatak 1**

---

- **Postavka:**

Izračunati gustinu elektrolita u stepenima °BE, ako je data specifična težina  $\gamma = 1,1 \text{ g/cm}^3$ , a za slučaj gustine od 30° BE izračunati u  $\text{g/cm}^3$ .

- **Odrediti:**

1. Gustinu elektrolita
2. Specifičnu težinu

- **Rešenje**

1. Gustina elektrolita:

$$^{\circ}BE = 144,3 - \frac{144,3}{\gamma} = 144,3 - \frac{144,3}{1,1} = 13,12^{\circ}BE$$

1. Specifična težina:

$$\gamma = \frac{144,3}{144,3 - ^{\circ}BE} = \frac{144,3}{144,3 - 30} = 1,26 \text{ g/cm}^3$$

### **Zadatak 2**

---

- **Postavka:**

Za akumulator su poznati sledeći podaci:

- jačina struje  $I = 10 \text{ A}$
- vreme pražnjenja  $t = 12 \text{ h}$

- **Treba:**

1. Izračunati kapacitet akumulatora

- **Rešenje:**

1. Kapacitet akumulatora je:

$$c = I \cdot t = 10 \cdot 12 = 120 \text{ Ah}$$

### **Zadatak 3**

---

- **Postavka:**

Za elektropokretač poznati su sledeći podaci:

- obrtni moment motora  $M_m = 30 \text{ daNm}$
- broj obrtaja motora pri startovanju  $n_s = 100 \text{ o/min}$

- **Odrediti:**  
1. Snagu elektropokretača

- **Rešenje:**

$$P_e = \frac{M_m \cdot n_s}{955,4} = \frac{30 \cdot 100}{955,4} = 3,14 \text{ kW}$$

## Zadatak 4

---

- **Postavka:**  
Motor sa direktnim ubrizgavanjem radne zapremine  $V_r = 8 \text{ l}$ , ima elektropokretač.

- **Odrediti:**  
1. Snagu elektro pokretača u (KS) i (kW)

- **Rešenje:**  
1. Snaga elektropokretača:

$$P_e = k \cdot V_r = 1 \cdot 8 = 8 \text{ KS}$$

$$P_e = \frac{8 \text{ KS}}{1,36} = 5,88 \text{ kW}$$

## Zadatak 5

---

- **Postavka:**  
Poznat je oto motor radne zapremine  $V_r = 3.000 \text{ cm}^3$  izračunati snagu elektropokretača.

- **Odrediti:**  
1. Snagu elektropokretača u (KS) i (kW)

- **Rešenje:**  
1. Snaga elektropokretača je:

$$P_e = k \cdot V_r = 0,4 \cdot 3 = 1,2 \text{ KS}$$

$$P_e = \frac{1,2 \text{ KS}}{1,36} = 0,88 \text{ kW}$$

## Zadatak 6

---

- **Postavka:**  
Poznat je akumulator sa sledećim podacima:  
– kapacitet pražnjenja  $C_{pr} = 100 \text{ Ah}$   
– kapacitet punjenja  $C_{pu} = 120 \text{ Ah}$

- **Odrediti:**  
1. Stepen iskorišćenja akumulatora

- **Rešenje:**

1. Stepen iskorišćenja:

$$\eta_a = \frac{C_{pr}}{C_{pu}} = \frac{100}{120} = 0,83$$

## Zadatak 7

---

- **Postavka:**

Dat je dizel-motor sa pretkomorom radne zapremine  $V_r = 5$  l, izračunati potrebnu snagu elektropokretača.

- **Odrediti:**

1. Snagu elektropokretača

- **Rešenje:**

1. Snaga elektropokretača u (KS) i (kW):

$$P_e = k \cdot V_r = 1,5 \cdot 5 = 7,5 \text{ KS}$$

$$P_e = \frac{7,5 \text{ KS}}{1,36} = 5,51 \text{ kW}$$

## Zadatak 8

---

- **Postavka:**

Dat je dizel-motor sledećih karakteristika:

- obrtni moment motora  $M_m = 40$  daNm
- broj zuba nazubljenog venca  $z_m = 60$
- broj zuba zupčanika elektropokretača  $z_p = 10$

Izračunati snagu elektropokretača, ako je broj obrtaja kolenastog vratila pri startovanju  $n_s = 150$  o/min.

- **Odrediti:**

1. Snagu elektropokretača

- **Rešenje:**

1. Snaga elektropokretača je:

Iz odnosa:

$$\frac{M_m}{M_e} = \frac{z_m}{z_p} \Rightarrow M_p = \frac{M_m \cdot z_p}{z_m}$$

$$M_e = \frac{40 \cdot 10}{60} = 0,67 \text{ daNm}$$

odavde je:

$$P_e = \frac{M_e \cdot n_s}{955,4} = \frac{0,67 \cdot 150}{955,4} = 0,105 \text{ kW}$$

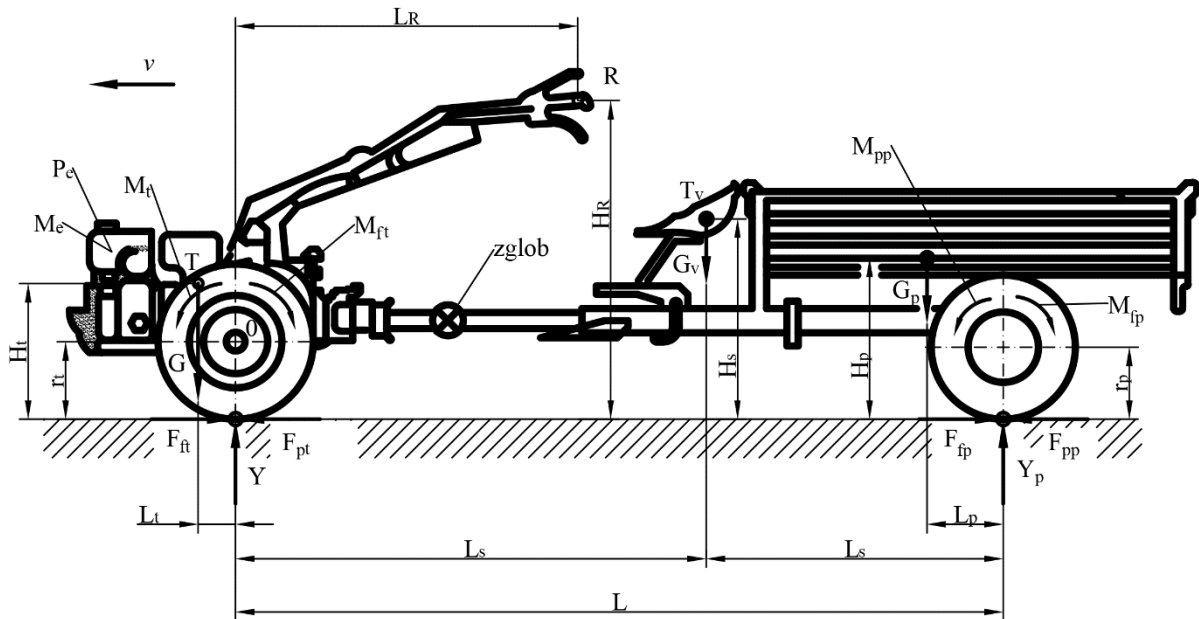








6. Jednoosovinski traktor sa jednoosovinskom prikolicom sa pogonskim točkovima:



Sl. 6. Jednoosovinski traktor sa jednoosovinskom prikolicom sa pogonskim točkova  
Fig. 6. Single axle tractor with single axle trailer with drive wheels

## Zadatak 2

- Postavka:**

Na sl. 7 prikazan je traktor (4X2)S sa plugom i koji se kreće desnim točkovima po dnu brazde. Traktor ima mogućnost blokade diferencijala. U radu je potrebno izučiti metodu izračunavanja reakcije na levom i desnom točku i prednosti uključene blokade diferencijala pri kretanju.

Usvajamo podatke za traktor i uslove kretanja za izračunavanje analiziranih parametara: Traktor (4X2)S;  $G = 3.500 \text{ daN}$ ;  $L_z = 0,70 \text{ m}$ ;  $h_p = 0,40 \text{ m}$ ;  $M_f = 280 \text{ daN}$ ;  $L_g = 0,80 \text{ m}$ ;  $a = 0,25 \text{ m}$ ;  $L_p = 0,50 \text{ m}$ ;  $B = 1,80 \text{ m}$ ;  $G_z = 2.330 \text{ daN}$ ;  $L_g = 0,80 \text{ m}$ ;  $a = 0,25 \text{ m}$ ;  $L_r = 0,30 \text{ m}$ ;  $\varphi_n = 0,32$ ;  $\varphi_{nb} = 0,45$ ;  $f = 0,150$ ;  $f_b = 0,055$ ;  $k = 0,7 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2}$ ;  $B_p = 0,60 \text{ m}$ ;  $\beta = 9^\circ$  ( $\varphi_n$  i  $f$  - van brazde,  $\varphi_{nb}$  i  $f_b$  - u brazdi).

- Odrediti:**

1. Metod određivanja normalnih reakcija na levi ( $Y_{zl}$ ) i desni ( $Y_{zd}$ ) točak (sl. 7)
2. Prikazati prednosti korišćenja blokade diferencijala pri kretanju (sl. 8)

- Rešenje:**

1. Izračunavanje normalnih reakcija na zadnjim točkovima traktora, levi ( $Y_{zl}$ ) i desni ( $Y_{zd}$ ) prema sl.7:

- Ako se postavi suma momenata svih sila koje deluju na traktor za tačku 2d, a potom za tačku 2l, dobijaju se jednačine za izračunavanje dinamičkog opterećenja na levom i desnom točku zadnjeg mosta.

$$Y_{zl} = \frac{G_t \cdot (L - L_z) \cdot L_g + R_h \cdot \text{tg} \theta \cdot (L + L_p) \cdot L_r}{B \cdot \cos \beta \left( L - \frac{M_f}{Y_z} \right)} \quad (1)$$



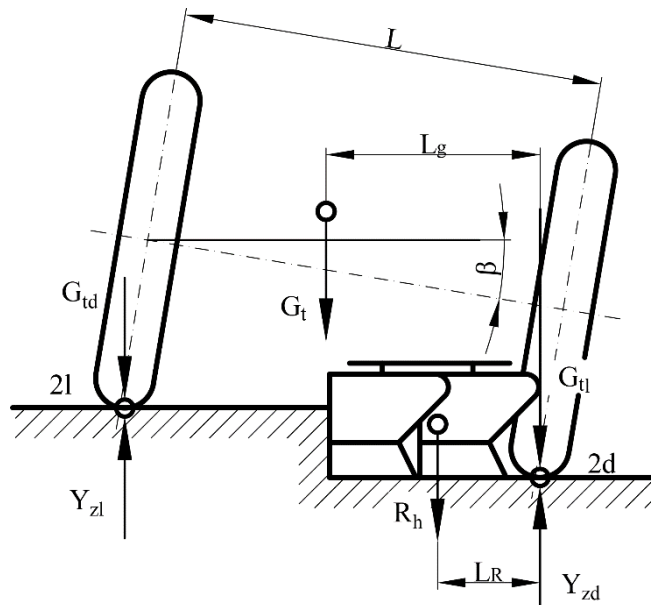
$$Y_{zd} = \frac{G_t \cdot (L - L_z) \cdot (B \cdot \cos \beta - L_g) + R_h \cdot \operatorname{tg} \theta \cdot (L + L_p) \cdot (B \cdot \cos \beta - L_r)}{B \cdot \cos \beta \left( L - \frac{M_f}{Y_z} \right)} \quad (2)$$

Zamenom podatka u navedenim jednačinama dobijamo:

$$Y_{zl} = 1.141,35 \text{ daN}$$

$$Y_{zd} = 1.674,71 \text{ daN}$$

ili ukupno: 2.816,10 daN



**Sl. 7. Šema određivanja normalnih reakcija zemljišta koje deluje na pogonske točkove traktora, pri oranju nošenim plugom**  
**Fig. 7. Determination of normal soil reactions with affect tractor drive wheels during tilage with mounted plough**

## 2. Prednosti korišćenja blokade diferencijala (sl. 8):

Na sl. 8 prikazane su tri varijante kretanja sl. 8a, sl. 8b i sl. 8c. Zamenom podataka za navedeni slučaj dobijemo vučnu silu:

Slučaj (a):

Neto vučna sila koja se razvija u kontaktu točkova sa zemljištem, pri kretanju traktora izvan brazde, može da se izračuna prema jednačini:

$$F_a = F_l + F_d = \frac{Y_z}{2} \cdot \varphi_n = Y_z \cdot \varphi_n = 901,15 \text{ daN}$$

Slučaj (b):

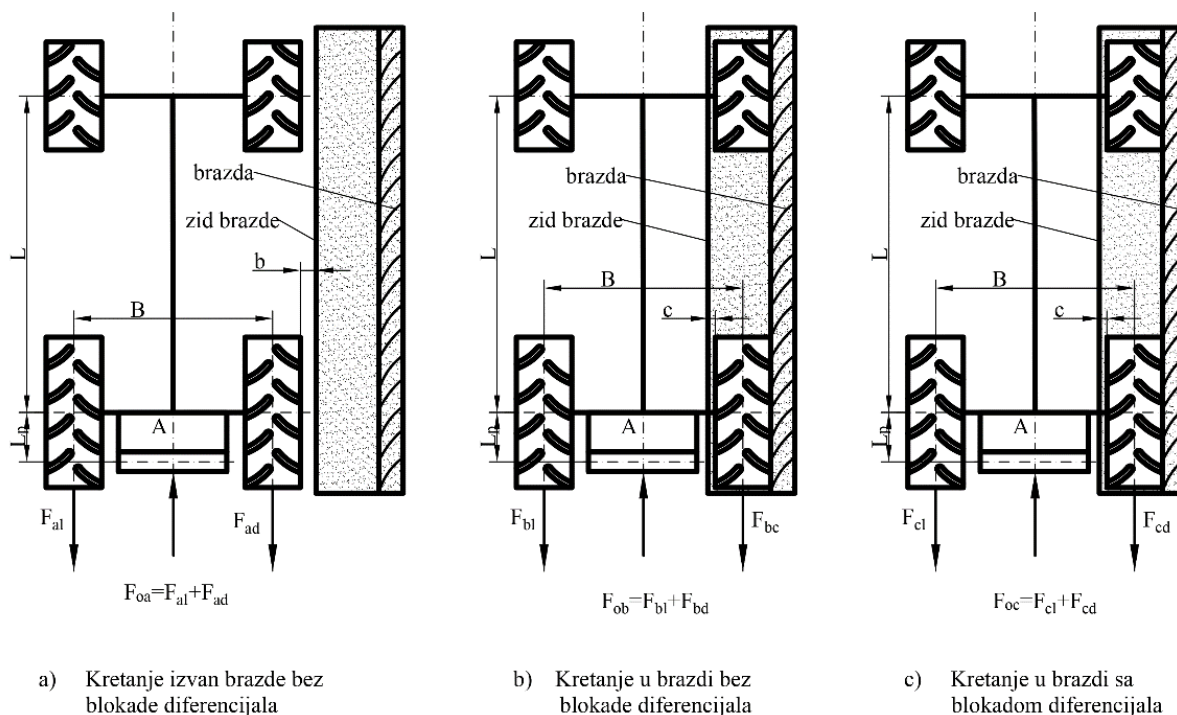
Neto vučna sila koja se razvija u kontaktu točkova sa zemljištem, pri kretanju traktora u brazdi bez blokade diferencijala, može da se izračuna prema jednačini:

$$F_b = F_l + F_d = Y_{zl} \cdot \varphi_n = Y_{zl} \cdot \varphi_n = 730,49 \text{ daN}$$

Slučaj (c):

Neto vučna sila koja se razvija u kontaktu točkova sa zemljištem, pri kretanju trakora u brazdi sa blokadom diferencijala, može da se izračuna prema jednačini:

$$F_c = F_l + F_d = Y_{zl} \cdot \varphi_n + Y_{zd} \cdot \varphi_n = 1.073,13 \text{ daN}$$



**Sl. 8. Uticaj blokade diferencijala na vučnu silu traktora**  
**Fig. 8. Influence of blocked differentials on tractor traction force**

Iz ove analize proizilazi da se blokadom diferencijala traktora pri oranju i kretanju u brazdi ostvaruje veća vučna sila za oko 40,91% u odnosu na rad bez blokade diferencijala. Pri specifičnom otporu zemljišta od  $0,7 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2}$ , traktor sa blokadom diferencijala, pri dubini rada od 25 cm, ostvaruje manje troškove za 20-30%.

### Zadatak 3

- **Postavka:**

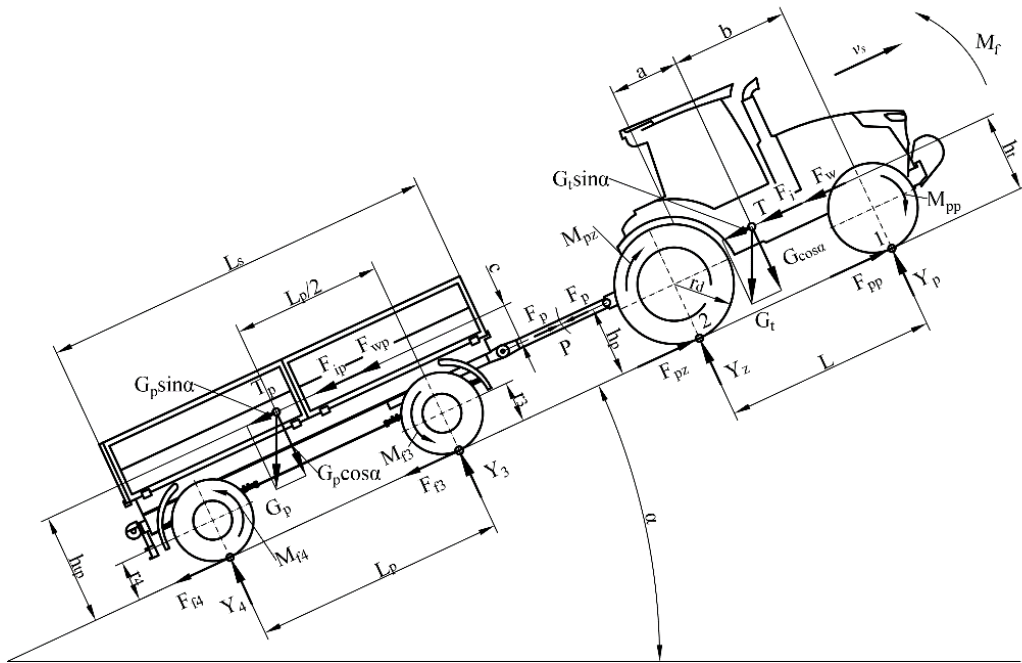
Na slikama 9, 10, 11, 12, 13 i 14 prikazan je traktor sa prikolicama u transportu tereta. Potrebno je izučiti sile koje deluju na traktor i prikolicu koristeći momentnu jednačinu.

- **Prikazati:**

1. Traktor sa dvoosovinskom prikolicom (sl. 9)
2. Traktor sa dve dvoosovinske prikolice (sl. 10)
3. Traktor sa jednoosovinskom prikolicom na usponu (sl. 11 i 12)
4. Jednoosovinsku prikolicu sa tandem osovinom i bez nje (sl. 13)
5. Jednoosovinsku prikolicu sa tandem osovinom za pretovar tereta (sl. 14)

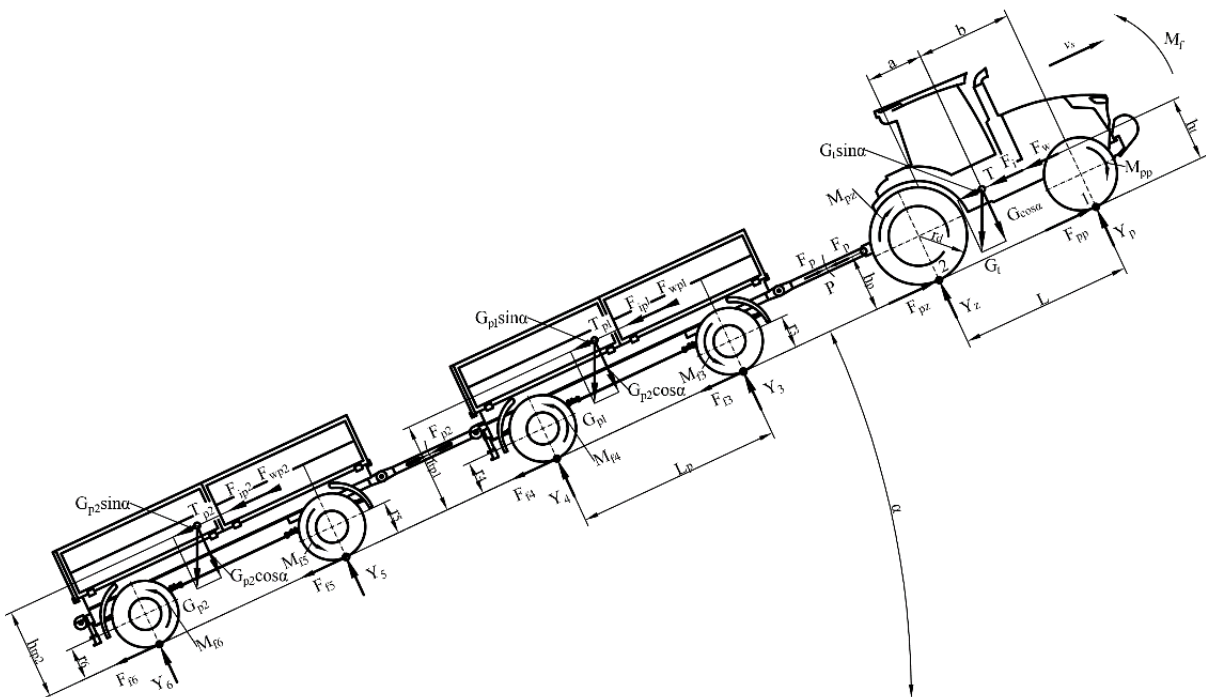
- **Rešenje:**

1. Traktor sa dvoosovinskom prikolicom:



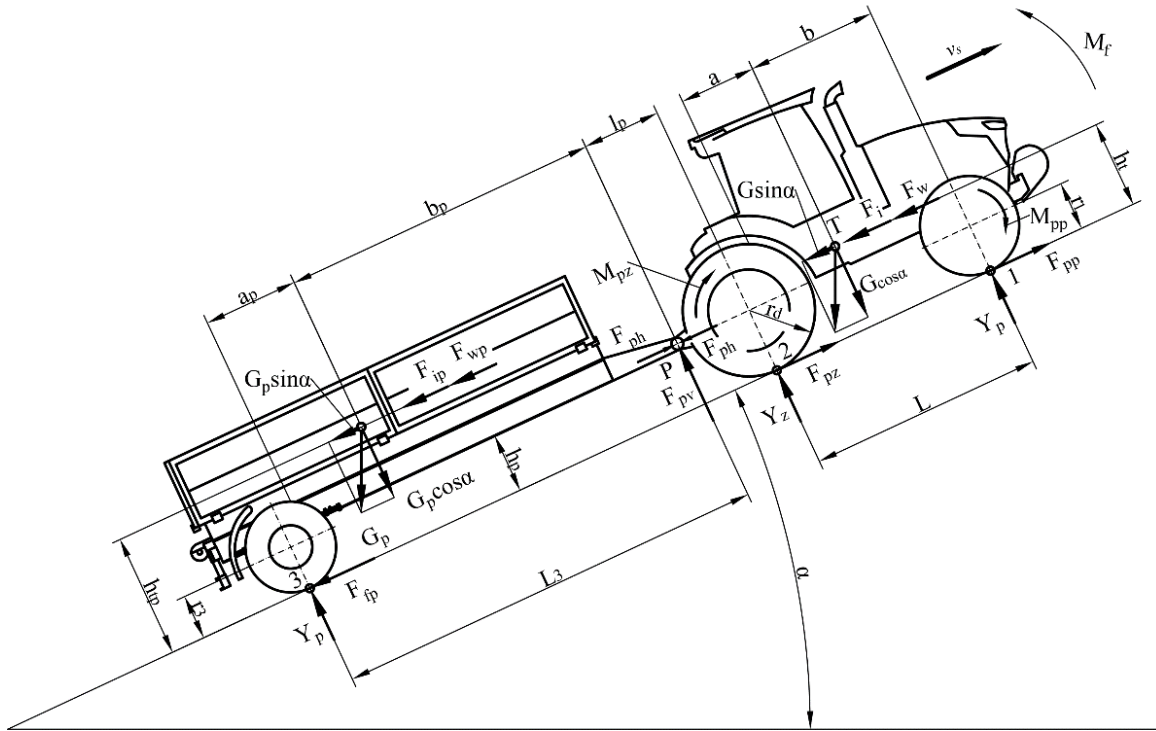
**Sl. 9. Traktorski transportni sistem – traktor sa dvoosovinskom prikolicom**  
**Fig. 9. Tractor transporting system – tractor with double axle trailer**

2. Traktor sa dve dvoosovinske prikolicice (sl. 10):

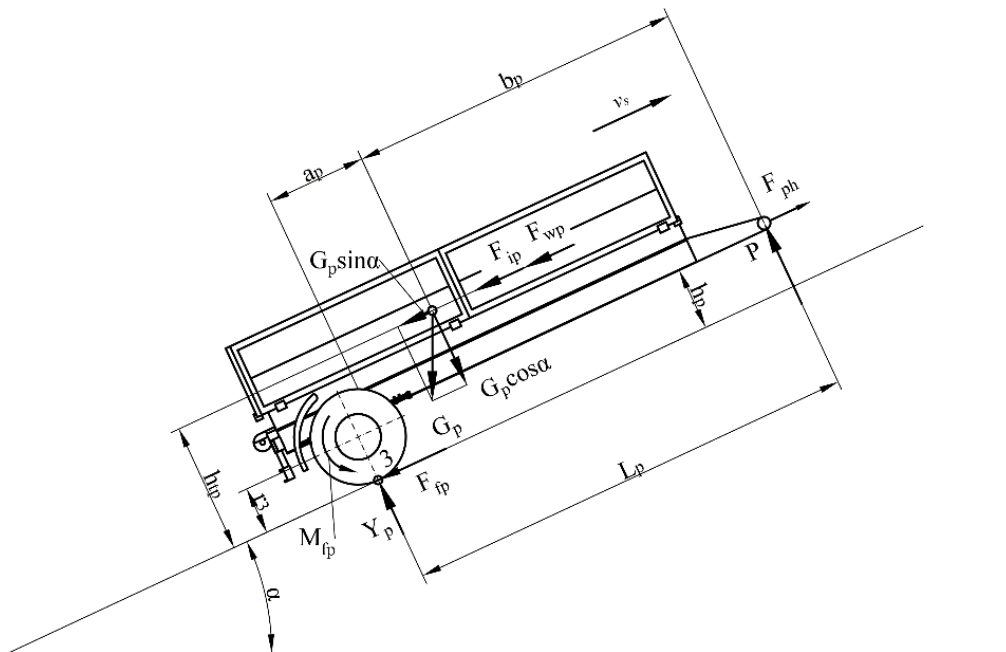


**Sl. 10. Traktor sa dve dvoosovinske prikolicice**  
**Fig. 10. Tractor with two double axle trailers**

3. Traktor sa jednoosovinskom prikolicom na usponu (sl. 11 i 12):

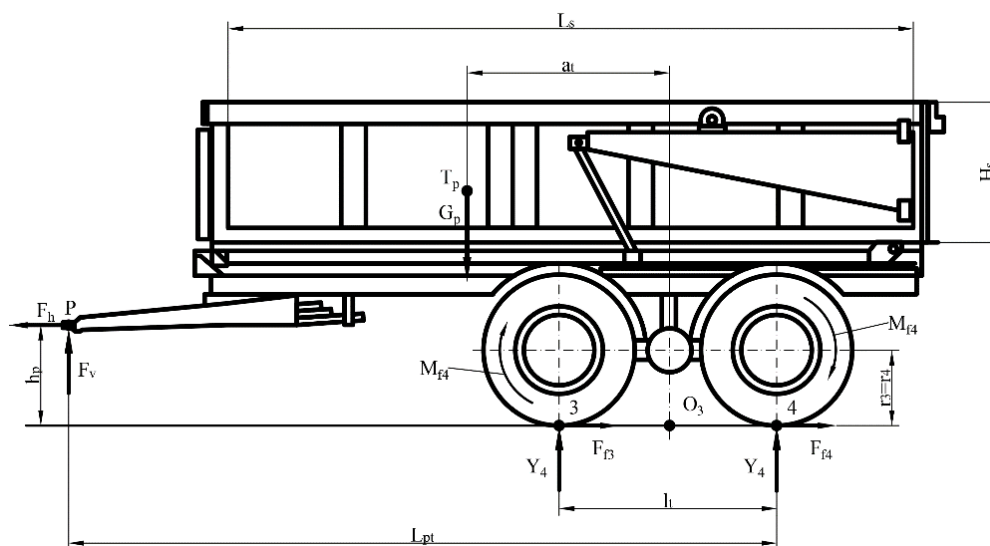


Sl. 11. Traktor (4x4)S sa jednoosovinskom prikolicom na usponu  
 Fig. 11. Tractor (4x4)S with a single axle trailer on the slope



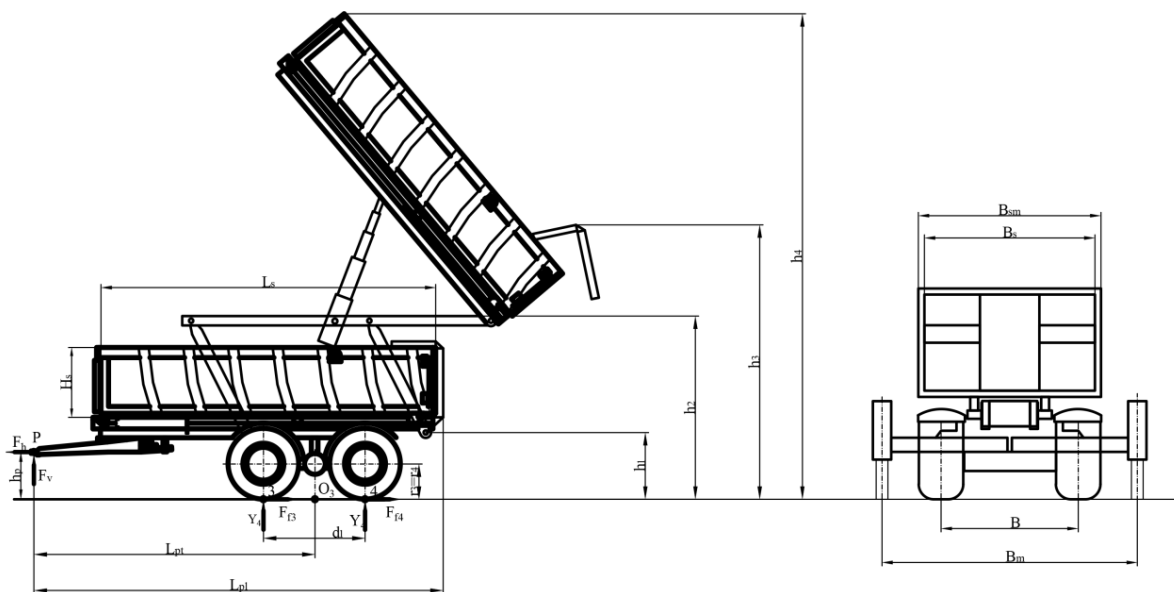
Sl. 12. Jednoosovinska prikolica sa silama i momentima  
 Fig. 12. Single axle trailer with forces and moments

4. Jednoosovinska prikolica sa tandem osovinom (sl. 13):



Sl. 13. Jednoosovinska prikolica sa tandem osovinama  
Fig. 13. Single axle trailer with tandem axles

5. Jednoosovinska prikolica sa tandem osovinom za pretovar tereta (sl. 14):



Sl. 14. Jednosovinska prikolica sa tandem osovinama za pretovar tereta  
Fig. 14. Single axle trailer with tandem axles for reloading

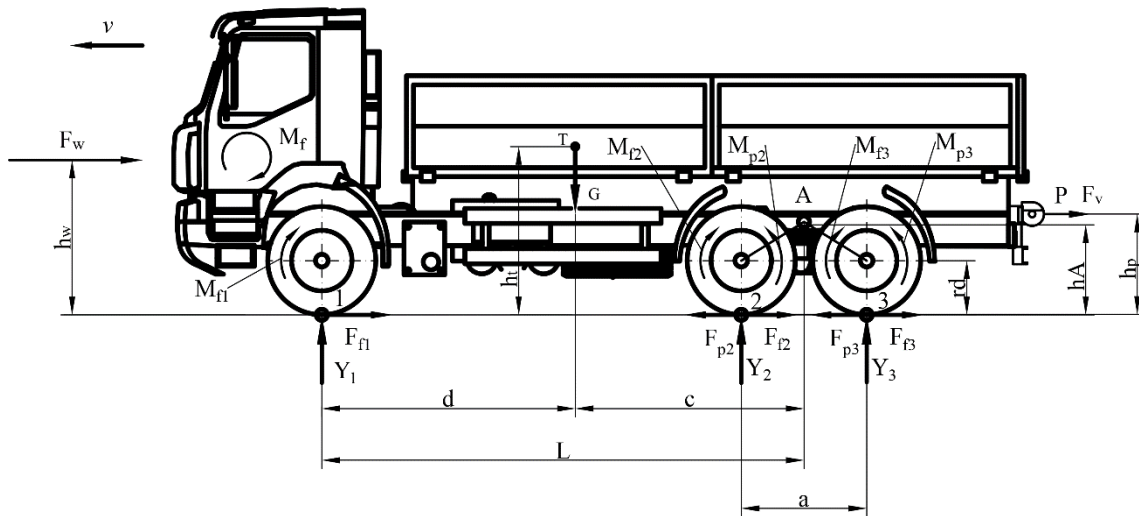
## Zadatak 4

- **Postavka:**

Na slikama 15, 16, 17 i 18 prikazana su transportna vozila za koja je potrebno uraditi analizu sila i momenata koji deluju na njih pri kretanju na horizontalnom terenu i usponu koristeći monografiju „Teorija traktora“ (2013), Nikolić i saradnici.

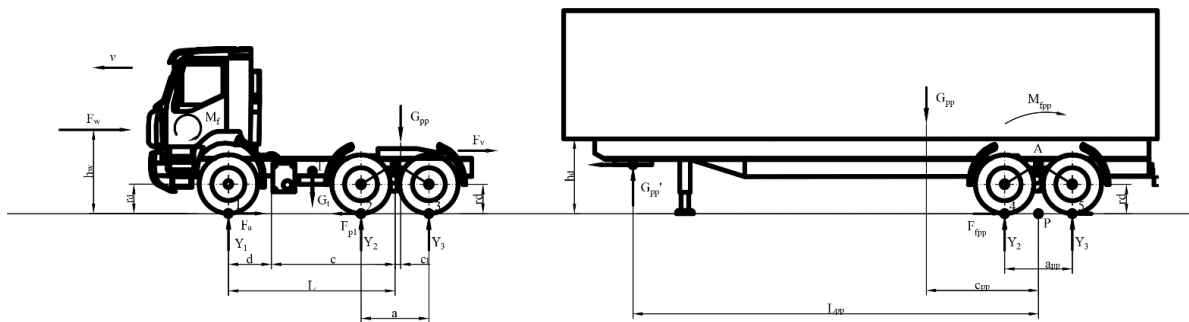


3. Transportno vozilo sa tri osovine ili dve udvojene pogonske osovine (sl. 17):



Sl. 17. Transportno vozilo sa tri osovine ili dve udvojene pogonske osovine, Semetko (1986)  
Fig. 17. Transporting vehicles with two axles or two double drive axles, Semetko (1986)

4. Transportni tegljač sa poluprikolicom (sl. 18):



Sl. 18. Transportni tegljač sa poluprikolicom, Semetko (1986)  
Fig. 18. Transporting tow truck with a semi trailer, Semetko (1986)

## Zadatak 5

- **Postavka:**

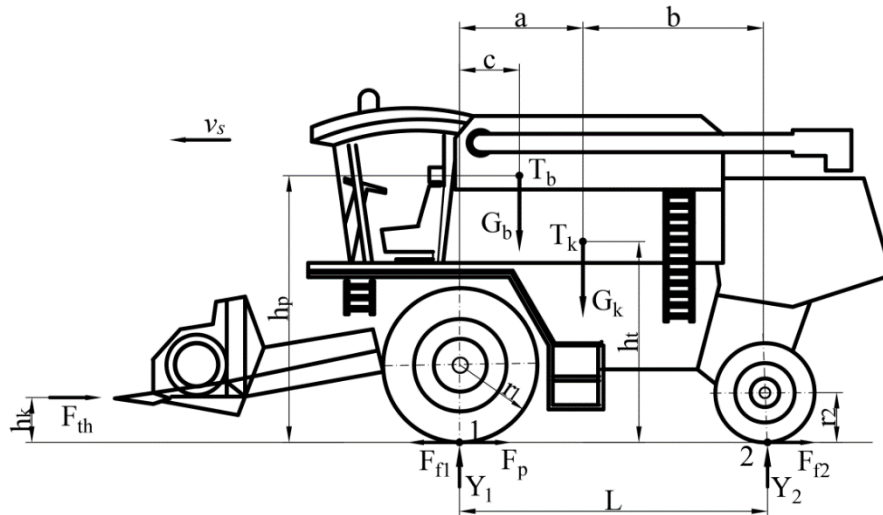
Na sl. 19 prikazan je presek žitnog kombajna sa osnovnim silama i momentima koji na njega deluju. Potrebno je prikazati rad kombajna i metod izračunavanja sila i momenata.

- **Odrediti:**

1. Metod određivanja sila i momenata žitnog kombajna prema sl. 19

- **Rešenje:**

1. Izračunavanje sila i momenata žitnog kombajna prema sl. 19:



**Sl. 19. Žitni kombajn – sile i momenti**  
**Fig. 19. Combine harvester – forces and moments**

Postave li se jednačine ravnoteže sila prema sl. 19, dobijamo:

$$\sum F_x = 0 \quad F_{fb} + F_{f1} + F_{f2} = F_p = 0 \quad (1)$$

$$\sum F_y = 0 \quad Y_1 + Y_2 - G_b - G_k = 0 \quad (2)$$

$$\sum M_1 = 0 \quad G_b \cdot c + G_R \cdot a + F_{fh} \cdot h_k - Y_2 \cdot L = 0 \quad (3)$$

$$\sum M_2 = 0 \quad F_{fh} \cdot h_k + Y_1 \cdot L - G_b \cdot L - G_k \cdot b = 0 \quad (4)$$

Pogonska sila:

Iz jednačine 1 je:

$$F_p = F_{fb} + F_{f1} + F_{f2} \quad (5)$$

S aspekta dovedenog pogonskog mosta pogonska sila je:

$$F_p = \frac{M_p}{r_1} \quad (6)$$

Pogonski moment:

$$M_p = M_{mp} \cdot i_{trt} \cdot \eta_{trt} \quad (7)$$

gde je:

$M_{mp}$  – moment motora koji se prenosi na pogonske točkove

$i_{trt}$  – prenosni odnos u transmisiji od motora do pogonskih točkova

$\eta_{trt}$  – koeficijent korisnosti transmisije od motora do pogonskih točkova

Ukupni otpor kretanja kombajna je:

$$F_f = F_{fh} + F_{f1} + F_{f2} \quad (8)$$

Pošto je:  $F_f = Y \cdot f_1 + Y_2 \cdot f_2, a f_1 = f_2 = f$

$$F_f = F_{fh} + f \cdot (Y_1 + Y_2) \quad (9)$$



Ukupna težina kombajna je:

$$G = G_b + G_k \quad (10)$$

Iz jednačine 3 sledi jednačina za izračunavanje reakcije na zadnje točkove ( $Y_2$ ):

$$Y_2 = \frac{G_b \cdot c \cdot a \cdot G_k + F_{fh} \cdot h_k}{L} \quad (11)$$

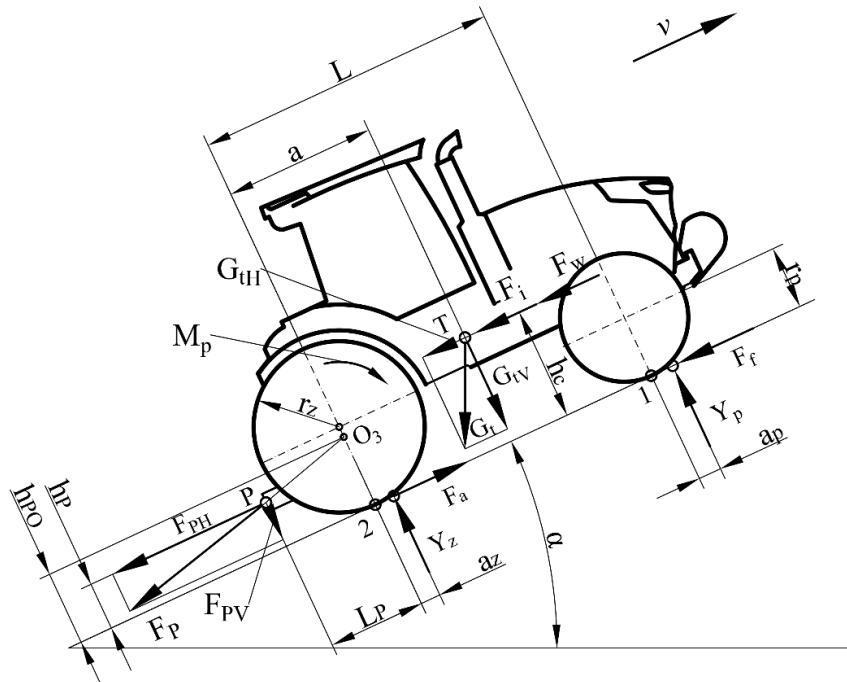
Iz jednačine 4 sledi jednačina za izračunavanje reakcije na ( $Y_1$ ):

$$Y_2 = \frac{G_b \cdot L + G_k \cdot b - F_{fh} \cdot h_k}{L} \quad (12)$$

## Zadatak 6

- Postavka:**

Traktor točkaš kreće se s oruđem na usponu, potrebno je obaviti analizu dejstva spoljnih sila i reakcije, odrediti normalne reakcije puta na prednjim i zadnjim točkovima prema slici 20.



Sl. 20. Šema sila koje deluju na traktor točkaš s oruđem  
 Fig. 20. Scheme of force acting on wheeled tractor with machine

- Odrediti:**

1. Definisati spoljne sile i reakcije
2. Visinu uslovne tačke dejstva otpora priključne mašine ( $O_3$ )
3. Normalnu reakciju puta na prednjim točkovima ( $Y_p$ )
4. Normalnu reakciju puta na zadnjim točkovima ( $Y_z$ )
5. Normalnu reakciju na prednjim i zadnjim točkovima na horizontalnom putu ( $\alpha = 0$ )
6. Horizontalne reakcije na prednjim i zadnjim točkovima kada je traktor u mirovanju, bez dejstva priključne mašine – statičko stanje
7. Koeficijent opterećenja prednjeg i zadnjeg točka ( $\lambda_p, \lambda_z$ )

• **Rešenje:**

1. Spoljne sile reakcije date su na slici 129, a to su:

- težina traktora
- normalna reakcija puta na zadnjim točkovima ( $Y_z$ ) i na prednjim točkovima ( $Y_p$ )
- reakcija puta u kontaktu pogonskih točkova i podloge ( $F_a$ )
- otpor kretanja traktora ( $F_f$ )
- suma sila inercije ( $F_i$ )
- sila otpora vazduha ( $F_w$ ) koja deluje na visini ( $h_l$ ), a kod traktora, zbog male brzine kretanja, može da se zanemari

2. Visina uslovne tačke ( $O_3$ ) dejstvo otpora priključne mašine je:

$$h_{po} = h_p + L_p \cdot tg\gamma_p \quad (1)$$

3. Normalna reakcija puta na prednjim točkovima određuje se iz sume momenata svih sila u odnosu na tačku ( $O_3$ ):

$$Y_p \cdot (L + a_p) + Y_z \cdot a_z + G \cdot \sin \alpha \cdot h + F_t \cdot h + F_p \cdot \cos l_p \cdot h_p - G \cdot \cos \alpha \cdot a = 0 \quad (2)$$

odavde zamenom u jednačini (2):

$$Y_z \cdot a_z = M_{fz}$$

$$Y_p \cdot a_p = M_{fp}$$

$$M_{fz} + M_{fp} = M_f$$

dobijamo:

$$Y_p = \frac{G \cdot \cos \alpha \cdot a - (G \cdot \sin \alpha + F_i) \cdot h - F_p \cdot h_p - M_f}{L} \quad (3)$$

4. Normalna reakcija puta na zadnjim točkovima može da se odredi na osnovu uslova: suma svih vertikalnih sila jednaka je nuli ( $\sum F_v = 0$ ):

$$Y_p + Y_z = G \cdot \cos \alpha + F_p \cdot \sin \gamma_p \quad (4)$$

Ako u jednačini 4 zamenimo  $Y_p$ ) jednačinom 3, dobijemo:

$$Y_z = \frac{G \cdot \cos \alpha \cdot a - (L - a) + (G \cdot \sin \alpha + F_i) \cdot h + F_p \cdot h_p + M_f}{L} + F_p \cdot \sin \gamma_p \quad (5)$$

5. Normalne reakcije puta na prednjim i zadnjim točkovima na horizontalnom putu  $\alpha = 0$  su:

$$Y_p = \frac{G \cdot a - F_p \cdot h_{po} - M_f}{L} \quad (6)$$

$$Y_z = \frac{G(L - a) + F_p \cdot h_{po} + M_f}{L} + F_p \cdot \sin \gamma_p \quad (7)$$

6. Normalna reakcija podloge na točkove kada je traktor u mirovanju – statičko stanje:

- U jednačini 6 i 7 treba obaviti zamenu:

$$F_p \cdot h_{po} = 0, \quad F_p \cdot \sin \gamma_p = 0$$

odavde je:

$$Y_{pz} = G \cdot \frac{a}{l} \quad (8)$$

$$Y_{zp} = G \cdot \frac{l-a}{l} \quad (9)$$

7. Koeficijenti raspodele opterećenja po mostovima su:

$$-\lambda_p = \frac{Y_p}{G} \text{ koeficijent opterećenja prednjih točkova} \quad (10)$$

$$-\lambda_z = \frac{Y_z}{G} \text{ koeficijent opterećenja zadnjih točkova} \quad (11)$$

Zamenom u jednačini 10 i 11 dobijamo:

$$\lambda_p = \frac{a}{l} - \frac{F_p \cdot h_{op} + M_f}{G \cdot l} = \lambda_{ps} - \frac{F_p \cdot h_{po} + M_f}{G \cdot l} \quad (12)$$

$$\lambda_z = \frac{l-a}{l} + \frac{F_p \cdot (h_{po} + l \cdot \sin \gamma_p) + M_f}{G \cdot l} = \lambda_{zs} + \frac{F_p \cdot (h_{po} + l \cdot \sin \gamma_p) + M_f}{G \cdot l} \quad (13)$$

gde je:

$$\lambda_p = \frac{a}{l} \text{ statički koeficijent opterećenja prednjih točkova}$$

$$\lambda_z = \frac{l-a}{l} \text{ statički koeficijent opterećenja zadnjih točkova}$$

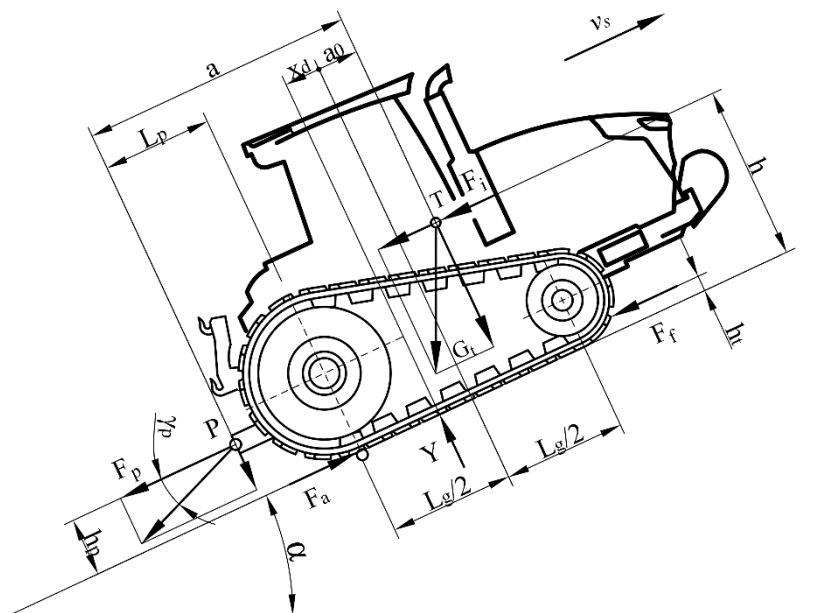
– Ako je  $Y_p = 0$ , onda je  $\gamma_p + \gamma_z = 1$

– Ako je  $\gamma_p \neq 0$  i da linija otpora mašine deluje na dole, onda je  $\lambda_p + \lambda_z > 1$ , a ako deluje na gore, onda je  $\lambda_p + \lambda_z < 1$ , zbog dopunskog opterećenja ili rasterećenja traktora.

## Zadatak 7

- **Postavka:**

Traktor guseničar kreće se s oruđem na usponu pod dejstvom spoljnih sila. Obaviti analizu dejstva spoljnih sila prema slici 21.



**Sl. 21. Traktor guseničar s oruđem na usponu**  
**Fig. 21. Tracked tractor with machin on a slope**

- **Treba:**
  1. Odrediti specifični pritisak traktora na zemljište pod uslovom da je ravnomernog delovanja reakcija po dužini kontakta gusenice sa zemljištem ( $q_{sr}$ )
  2. Definirati spoljne sile i reakcije
  3. Položaj centra dejstva pritiska u tački D

- **Rešenje:**

Spoljne sile i reakcije koje deluju u uzdužnoj vertikalnoj ravni su:

- \* težina traktora ( $G_t$ ) razložena na dve komponente: paralelna sa putem ( $G_t \cdot \sin \alpha$ ) i normalna na putu ( $G_t \cdot \cos \alpha$ )
  - \* sila inercije ( $F_i$ )
  - \* vučni otpor priključne mašine na poteznici ( $F_p$ ) na dve komponente: horizontalnu ( $F_{pz} = F_p \cdot \cos \gamma_p$ ) i vertikalnu ( $F_{pv} = F_p \cdot \sin \gamma_p$ )
  - \* reakcija puta paralelna putu ( $F_a$ )
  - \* reakcija otpora kretanja ( $F_f$ ) paralelna putu na visini ( $h_f$ )
  - \* reakcija puta na gusenice vertikalno u tački D
2. Srednji specifičan pritisak ( $\text{daN/cm}^2$ ) na podlozi, pri ravnomernom rasporedu težina traktora po dužini gusenice je:

$$q = \frac{G_t}{2 \cdot b \cdot l_g} [\text{daN/cm}^2] \quad (1)$$

3. Položaj centra dejstva pritiska u tački D određuje se iz sume momenata za tačku D, sledi:

$$G_t \cdot \cos \alpha \cdot (x_d + a_0) - (G \cdot \sin \alpha + F_i) \cdot h - F_p \cdot h_p - F_f \cdot h_f - F_p \cdot \sin \gamma_p \cdot (a - a_0 - x_d) = 0 \quad (2)$$

Usvajam da je  $F_f \cdot h_f = 0$

Iz jednačine sledi:

$$x_d = \frac{(G \cdot \sin \alpha + F_i) \cdot h + F_p \cdot (h_p + \sin \gamma_p)}{G + \cos \alpha + F_p \cdot \sin \gamma_p} - a_0 \quad (3)$$

Na horizontalnom putu:

$$x_d = \frac{F_p \cdot (h_p + \sin \gamma_p)}{G_t + F_p \cdot \sin \gamma_p} - a_0 \quad (4)$$

## Zadatak 8

---

- **Postavka:**

Proučiti normalne reakcije zemljišta koja deluju na točak traktora u agregatu sa plugom, ako su poznati podaci dati na slici 22.
- **Odrediti:**
  1. Reakciju zemljišta na točku pluga ( $Y_{pl}$ )
  2. Dopunsko opterećivanje točka traktora
  3. Reakciju zemljišta na točkove traktora ( $Y_p$  i  $Y_z$ )
  4. Jednačinu za izračunavanje maksimalne obodne sile na točkovima u zavisnosti od koeficijenta adhezije u kontaktu točak-podloga
  5. Jednačinu za izračunavanje parcijalnih članova bilansa snage

• **Rešenje:**

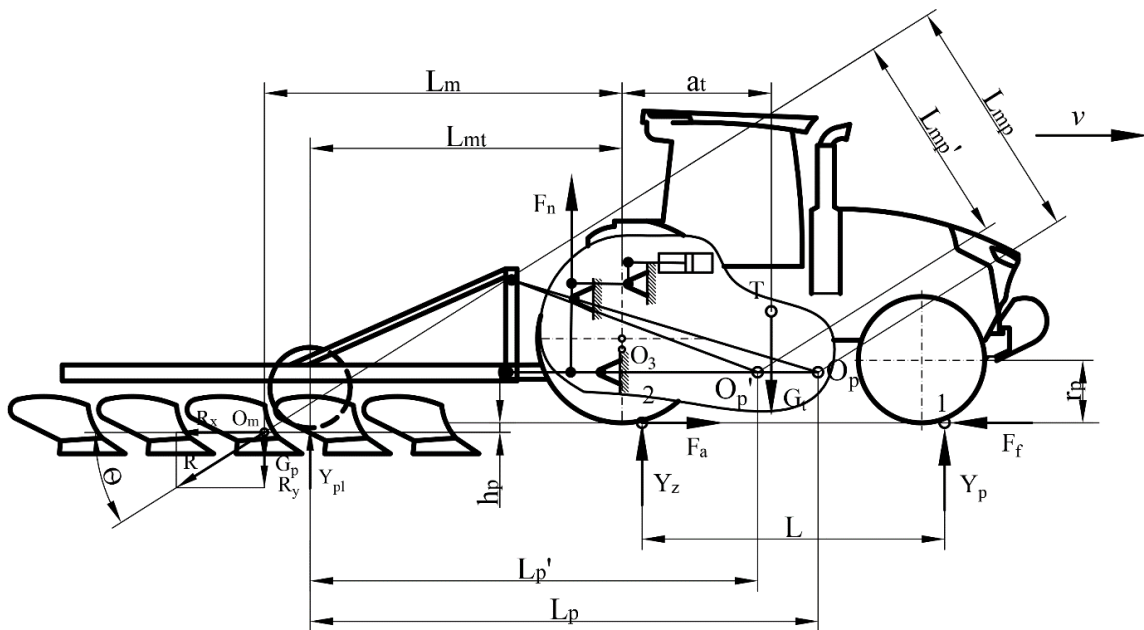
1. Reakcija zemljišta na točak pluga može da se odredi iz jednačine:

$$R \cdot L_{mp} = Y_{pl} \cdot L_p \quad (1)$$

odavde je:

$$Y_{pl} = \frac{R \cdot L_{mp}}{L_p} \quad (2)$$

- Veličina  $(R \cdot L_{mp})$  predstavlja moment ulaska pluga u zemljište, što je veći ovaj moment, to je opterećenje na točku pluga  $(Y_{pl})$  veće.
- Pod uslovom da su otpori zemljišta  $(R)$  isti opterećenje na točku  $(Y_{pl})$  se menja sa promenom veličina  $(L_p)$  i  $(L_{mp})$ .



**Sl. 22. Traktorski agregat za oranje**  
**Fig. 22. Tractor unit for plowing**

2. Dopunsko opterećenje traktora od priključne mašine određuje se iz jednačine sume svih sila projektovanih na vertikalnu osu:

$$Y_p + Y = G_t + R_x \cdot tg \varphi - Y_{pl} \quad (3)$$

Iz jednačine se vidi da je dopunsko opterećenje traktora od mašine:

$$\Delta = R_x \cdot tg \varphi - Y_{pl} \quad (4)$$

- Smanjenjem reakcije  $Y_{pl}$  na točkovima se povećava. Pri  $Y_{pl} = 0$  opterećenje na točkovima je:

$$Y_p + Y_z = G_t + R_x \cdot tg \varphi \quad (5)$$

- Promenom sile  $F_n$  preko hidraulike menja se opterećenje traktora i otpora pluga.
- Promenom vertikalnog opterećenja na točkovima traktora menja se vučna težina traktora, pri čemu se povećava ili smanjuje adhezijska težina traktora, a time i maksimalna sila u kontaktu točak – podloga. Pored toga otpor kretanja priključne mašine može da se smanji do nule.
- Utvrđeno je da se povećanjem dopunskog opterećenja na pogonskim točkovima traktora vučna sila povećava do 25% i ostvaruju se bolja vučna svojstva traktora pri minimalnom gubitku na kretanje.

3. Reakcije zemljišta na točkove traktora određuju se pomoću jednačina:

$$Y_p = Y_{ps} + \frac{R_z \cdot L_m \cdot tgQ + M_f - Y_{pl} \cdot L_{mt}}{L} \quad (6)$$

$$Y_z = Y_{zs} + \frac{[R_x(L + a \cdot tgQ) + M_f - Y_{pl}(L + L_{mt})]}{L} \quad (7)$$

gde su:

$$Y_{ps} = \frac{G_t \cdot a_t}{L} \quad (8)$$

$$Y_{zs} = \frac{G_t \cdot (L - a_t)}{L} \quad (9)$$

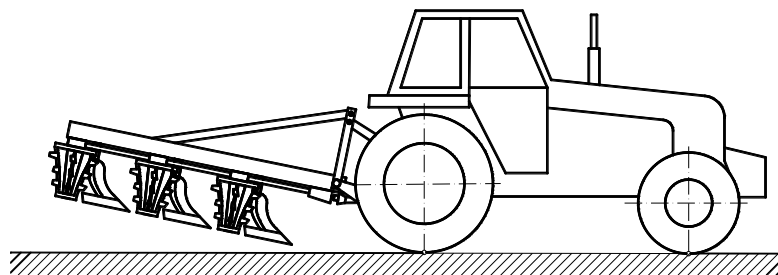
Pri čemu je sila na poteznici  $R = 0$  i  $M_f = 0$ .

- Iz jednačine sledi da se povećanjem težine na točku mašine ( $Y_{pl}$ ) smanjuje reakcija na zadnjim točkovima ( $Y_z$ ), a povećava na prednjim ( $Y_p$ ).
- Za povećanje vučnih svojstava traktora treba ( $Y_{pl}$ ) smanjiti, što se rešava preko hidrauličnog cilindra na traktoru.
- Prekomerno smanjenje reakcije ( $Y_{pl}$ ) dovodi do neravnomernog kretanja pluga po dubini.
- Tri vrste regulacije su: sila, visina i pozicija, na savremenim traktorima je kombinovana regulacija.

## Zadatak 9

- **Postavka:**

Dat je traktor sa četvorotaktnim dizel-motorom snage  $P_e = 120$  KS (88,32 kW), pri  $n_e = 2.300$  o/min, agregatiran sa četvorobraznim nošenim plugom (sl. 23), pri radu na usponu sa  $\alpha = 20^\circ$  ( $\sin \alpha \approx 0,117$ ). Sa podacima: Horizontalna komponenta vučnog otpora  $F_{pot} = 2.000$  daN, pri  $v = 7$  km/h. Obrtni moment po jednom rotacionom elementu  $M_r = 4$  daNm, pri  $n_{pr} = 1.000$  o/min. Koeficijent korisnog dejstva transmisije do točkova i rotacionih elemenata  $\eta_{trt} = 0,85$ ,  $\eta_{trpv} = 0,90$ . Ukupna težina agregata  $G_t = 8.000$  daN. Klizanje  $\delta = 20\%$ , a koeficijent otpora kotrljanja  $f = 0,10$ . Mogućnost porasta otpora pluga  $v = 10\%$ . Otpor vazduha  $F_w = 4$  daN.



**Sl. 23. Traktor u agregatu sa rotacionom plužnom daskom**  
**Fig. 23. Tractor unit in combination with rotary mouldboard**

- **Treba:**

1. Izračunati sve otpore kretanja agregata
2. Proveriti da li je snaga traktora dovoljna za savladavanje otpora
3. Ukoliko je snaga nedovoljna, proveriti to ( $\alpha = 0$ )
4. Na osnovu ovih rezultata iz 2. i 3. izračunati stepen opterećenosti motora

• **Rešenje:**

1. Primena bilansne jednačine:

$$P_e = P_{trt} + P_{trpv} + P_\delta + P_f \pm P_i \pm P_n \pm P_w + P_{pot} + P_{pv} + P_{repot} + P_{repv} \quad (1)$$

pošto je:

$$\frac{d_v}{d_t} = 0 \quad (2)$$

onda je:

$$P_i = 0 \quad (3)$$

– Snaga potrebna za savladavanje otpora pluga:

$$P_{pot} = \frac{F_{pot} \cdot v}{360} = \frac{2.000 \cdot 7}{360} = 38,9 \text{ kW}$$

– Rezervna snaga za priključnu mašinu:

$$P_{repot} = 0,1 \cdot P_{pot} = 0,1 \cdot 38,9 = 3,9 \text{ kW}$$

– Snaga potrebna za savladavanje otpora pluga preko rotacionih elemenata:

$$P_{pv} = \frac{M_{pr} \cdot i \cdot n_{pv}}{955,4} = \frac{4 \cdot 4 \cdot 1.000}{955,4} = 16,8 \text{ kW}$$

$$M_{pr} = 4 \text{ daNm}$$

$$i = 4 \text{ plužna tela}$$

$$n_{pv} = 1.000 \text{ o/min} \text{ - obrtaji vratila}$$

– Rezervna snaga na priključnom vratilu:

$$P_{repv} = 0,1 \cdot P_{pv} = 0,1 \cdot 16,8 = 1,7 \text{ kW}$$

– Snaga potrebna za savladavanje otpora sredine:

$$P_w = \frac{F_w \cdot v}{360} = \frac{4 \cdot 7}{360} = 0,07 \text{ kW}$$

– Snaga za savladavanje uspona:

$$P_u = \frac{F_u \cdot v}{360} = \frac{2.736 \cdot 7}{360} = 53,2 \text{ kW}$$

$$F_u = G_t \cdot \sin \alpha = 8.000 \cdot \sin 20^\circ = 2.736 \text{ daN}$$

– Snaga za sopstveno kretanje:

$$P_f = \frac{F_f \cdot v}{360} = \frac{752 \cdot 7}{360} = 14,6 \text{ kW}$$

– Sila za sopstveno kretanje:

$$F_f = G_t \cdot f \cdot \cos \alpha = 8.000 \cdot 0,10 \cdot \cos 20^\circ = 752 \text{ daN}$$

– Snaga izgubljena na klizanje:

$$P_\delta = P_o \cdot \delta \text{ [kW]} = 11,75 \text{ kW}$$

$$\delta = 0,20$$

– Snaga na obodu točka:

$$P_o = P_e - (P_{trt} + P_{trpv} + P_{pv} + P_{repv}) = 88,2 - 29,74 = 58,46 \text{ kW}$$

– Snaga izgubljena u transmisiji do priključnog vratila:

– Raspoloživa snaga:  $P_r = 88,32 \text{ kW}$

– Proračunska snaga:  $P_p = 152,13$

– Pošto je  $P_p > P_r$ , traktor ne može da vuče dati plug.

– Pošto je i u ostalim slučajevima  $P_p > P_r$ , traktor ne može da radi sa navedenim plugom:

$$P_{trpv} = P_e \cdot (1 - \eta_{trpv}) = 88,32 \cdot (1 - 0,90) = 8,83 \text{ kW}$$

$$P'_e = P_e - (P_{trt} + P_t) \text{ [kW]}$$

– Snaga izgubljena u transmisiji do točkova:

$$P_{trt} = P_e'' \cdot (1 - \eta_{trt}) = 60,9(1 - 0,96) = 2,44 \text{ kW}$$

$$P_e'' = P_e - (P_{trpv} + P_{pv} + P_{repv}) = 88,2 - (27,3) = 60,9 \text{ kW}$$

2. Upoređenje raspoložive snage  $P_r$  i proračunske snage za savlađivanje svih otpora ( $P_e$ ):

– Raspoloživa snaga:  $P_r = 88,32 \text{ kW}$

– Proračunska snaga:  $P_p = 152,13 \text{ kW}$

– Pošto je  $P_p > P_r$ , traktor ne može da vuče dati plug.

3. Pošto je  $P_p > P_r$  sprovodi se proračun za uslov  $\alpha = 0$ :

– Potrebna snaga za rad na ravnom zemljištu:  $P_p = 98,93 \text{ kW}$

– Pošto je i u ovom slučaju  $P_p > P_r$ , traktor ne može da radi sa navedenim plugom.

4. Step en opterećenja:

$$\text{Rad na usponu } \eta = \frac{P_p}{P_r} = \frac{152,13}{88,32} = 1,72 \text{ - preopterećenje}$$

$$\text{Rad na ravnom } \eta = \frac{P_p}{P_r} = \frac{98,93}{88,32} = 1,12 \text{ - preopterećenje}$$

## Zadatak 10.

---

- **Postavka:**

Proučiti vučni bilans traktora točkaša pri kretanju na usponu, ubrzanim kretanjem (sl. 24).

Poznati podaci:

$$G_t = 4.000 \text{ daN}, \quad \alpha = 2 \text{ m/s}^2, \quad k_w = 0,6 \text{ N s}^2/\text{m}^4, \quad A = 6 \text{ m}^2, \quad V_s = 2,5 \text{ m/s}, \\ \alpha = 20^\circ, f = 0,05, \quad \gamma = 10^\circ, \quad r_z = 0,80 \text{ m}, \quad r_p = 0,50 \text{ m}, \quad a_z = 0,03 \text{ m}, \quad a_p = 0,025 \text{ m}, \\ L_t = 1,1 \text{ m}, L_p = 0,2 \text{ m}, \quad h_t = 1,2 \text{ m}, \quad L = 0,7 \text{ m}, \quad h_p = 0,35 \text{ m}, \quad h_3 = 0,38 \text{ m}$$

- **Odrediti**

1. Napisati jednačinu vučnog bilansa traktora prema sl. 24

2. Silu inercije ( $F_i$ )

3. Otpor vazduha ( $F_w$ )

4. Otpor uspona ( $F_u$ )

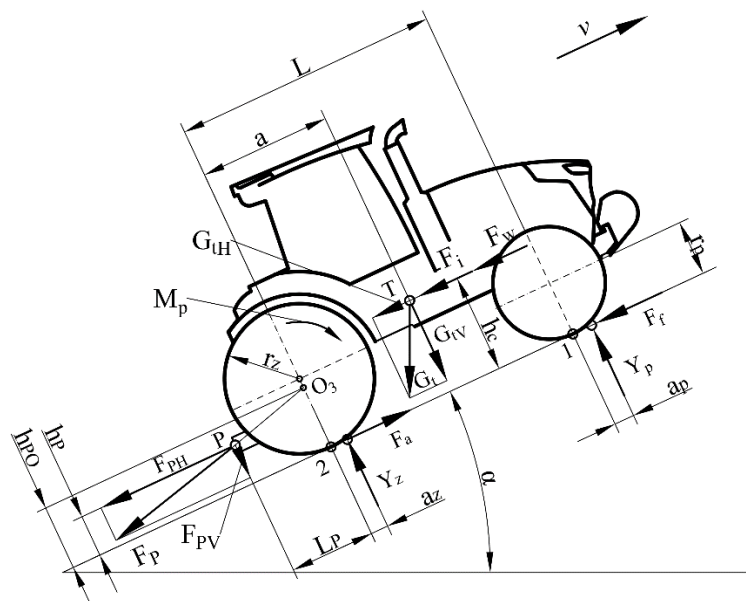
5. Otpor sopstvenog kretanja ( $F_f$ )

6. Horizontalnu komponentu otpora ( $F_{pH}$ )

7. Potrebnu silu u kontaktu točak – zemljište (reakcija) ( $F_o$ )

8. Normalne reakcije ( $Y_p, Y_z$ )





Sl. 24. Vučni bilans traktora točkaša na usponu  
Fig. 24. Draft balance wheeled tractor on a slope

• **Rešenje:**

1. Projekcija sila na osu paralelnu podlozi predstavlja vučni bilans:

$$F_o = F_{pH} + F_f + F_i + F_w + F_u$$

gde je:

$F_o$  - obodna sila na točku traktora, koja se realizuje u kontaktu točak – zemljište.

$F_f$  - otpor kretanja traktora.

$F_i$  - sila otpora inercije.

$F_w$  - otpor vazduha.

$F_u = G_{tH}$  - otpor uspona.

2. Sila inercije određuje se:

$$F_i = m \cdot a = \frac{G}{g} \cdot a = \frac{4.000}{9,81} \cdot 2 = 815 \text{ daN}$$

Traktorski agregati obično rade pri ravnomernoj brzini kretanja, pa je sila inercije jednaka nuli.

$$F_i = 0$$

3. Otpor vazduha se određuje jednačinom:

$$F_w = k_w \cdot A \cdot V_s^2 = 0,6 \cdot 6 \cdot 2,5^2 = 22,5 \text{ daN}$$

gde su:

$k_w = 0,5 - 0,8 \text{ N s}^2/\text{m}^4$  - koeficijent otpora vazduha

$A \text{ (m}^2\text{)}$  - čeonu površinu traktora

$V_s \text{ (m/s)}$  - stvarna brzina kretanja

Pri brzini kretanja do 15 km/h otpor vazduha može da se zanemari  $F_w = 0$ . Svaka prikolica povećava otpor vazduha za 20-30% u odnosu na traktor.

4. Sila potrebna za savladavanje uspona je:

$$F_u = G_{tH} = G_t \cdot \sin \alpha = 4.000 \cdot \sin 20^\circ = 1.368 \text{ daN}$$

5. Sila otpora kretanja je:

$$F_f = F_{fp} + F_{fz} = (G_t \cdot \cos \alpha + F_p \cdot \cos \gamma) \cdot f \\ = (4.000 \cdot \cos 20^\circ + F_p \cdot \cos 10^\circ) \cdot 0,05 = 286,4 \text{ daN}$$

6. Horizontalna komponenta otpora je:

$$F_{pH} = F_p \cdot \sin \gamma = 2.000 \cdot \sin 10^\circ = 347,3 \text{ daN}$$

7. Potrebna sila u kontaktu točakovi - podloga je:

$$F_o = 347,3 + 286,4 + 815 + 22,5 + 1368 = 2.839,2 \text{ daN}$$

Iz momenta za tačku 1. sledi:

$$M_p = F_o \cdot r_z + Y_z \cdot a_z, \quad (1)$$

odavde je:

$$F_o = \frac{M_p}{r_z} - \frac{y_z \cdot a_z}{r_z} \quad (2)$$

8. Normalne reakcije na prednjim i zadnjim točkovima su:

$$Y_p + Y_z = G_t \cdot \cos \alpha + F_p \cdot \sin \gamma \\ \Leftrightarrow = 4.000 \cdot \cos 20^\circ + 2.000 \cdot \sin 10^\circ = 4.106,1 \text{ daN}$$

$$\sum M_2 = 0 \\ -Y_p \cdot (L + a_p) \cdot G_t \cdot L_t - Y_z \cdot a_z - (F_i + G_t \cdot \sin \alpha) \cdot h_t - F_p \cdot h_p \cdot \cos \gamma = 0 \quad (3)$$

odavde je:

$$Y_p = \frac{G_t \cdot L_t \cdot \cos \alpha - (F_i + G_t \cdot \sin \alpha) \cdot L_t - F_p \cdot h_p - M_f}{L} \quad (4)$$

gde je:

$$F_p = h_p \cdot \cos \gamma + L_p \cdot \sin \gamma \quad (5)$$

$$\cos \gamma \approx 1$$

$$M_f = Y_z \cdot a_z + Y_p \cdot a_p \quad (6)$$

$$Y_p + Y_z = 4.106,1 \text{ daN}$$

$$Y_z = 4.106,1 - Y_p = 4.106,1 - 1.394$$

$$Y_z = 2.712,1 \text{ daN}$$

## Zadatak 11.

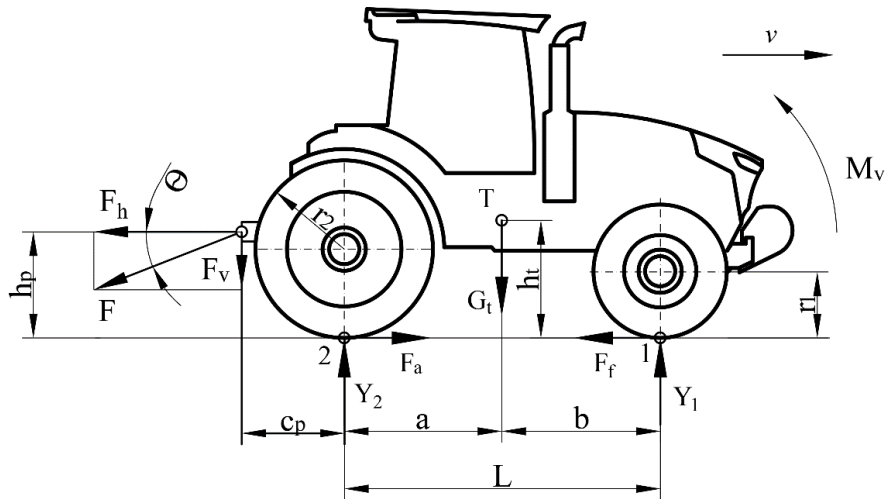
---

• **Postavka:**

Na sl. 25dato je analitičko rešenje traktora (4X2)S sa vučenim oruđem. Pri ustaljenom režimu rada motora i kretanju na strnjici, a poznati su sledeći podaci:

- snaga motora  $P_e = 100 \text{ kW}$
- broj obrtaja  $n = 33 \text{ o/min}$
- prenosni odnos u transmisiji  $i_{tr} = 60$
- težina traktora  $G_t = 60.000 \text{ N}$
- težina na zadnjem mostu  $G_2 = 36.000 \text{ N}$

- razmak osovina  $L = 3$  m
- udaljenost tačke prikopčavanja oruđa za traktor od ose zadnjeg mosta  $c_p = 1,2$  m
- udaljenost težišta traktora od ose prednjeg mosta  $b = 1,5$  m
- koeficijent korisnosti transmisije  $\eta_{tr} = 0,85$
- poluprečnik zadnjeg točka  $r_2 = 0,8$  m
- visina poteznice  $h_p = 0,5$  m
- ugao rezultante otpora  $\theta = 20^\circ$
- koeficijent adhezije  $\phi_b = 0,7$
- koeficijent otpora kretanja  $f = 0,1$



Sl. 25. Traktor točkaš sa vučenim oruđem  
Fig. 25. Wheeled tractor with trailed machine

- **Odrediti:**

1. Dati metod analitičkog proračuna traktora sa vučenim oruđem
2. Maksimalnu vučnu silu na poteznici ( $F_h$ ), pri ravnomernom kretanju traktora na ravnoj površini

- **Rešenje:**

1. Metodski pristup rešenju:

- Sila u kontaktu točak-zemljište – pogonska sila ( $F_a$ ) je funkcija

$$F_a = f(P_e, n, \pi, i_{tr}, \eta_{tr}, r_2, \phi_b) \quad (1)$$

- Napišimo sume jednačina za x osu ( $\sum F_x = 0$ ) i y osu ( $\sum F_y = 0$ ) i sumu momenata za tačku kontakta prednjih točkova traktora sa zemljištem  $\sum M_1 = 0$ :

$$\sum F_x = 0 \quad F_a - F_h - F_f = 0 \quad (2)$$

$$\sum F_y = 0 \quad Y_1 + Y_2 - G_t - F_h \tan \theta = 0 \quad (3)$$

$$\sum M_1 = 0 \quad Y_2 L - G_t \cdot b - F_v h_p - F_t \tan \theta (L + c_t) - M_v = 0 \quad (4)$$

- Iz jednačine (2) sledi da je adhezijska vučna sila funkcija:

$$F_a = f(F_h + F_f) \quad (5)$$

- Sila otpora kretanja ( $F_f$ ) je funkcija reakcije na prednjem i zadnjem točku i koeficijenta otpora kretanja:

$$F_f = f(G_t, F_v, f, \theta) \quad (6)$$

- Iz jednačina (3) i (6) sledi da je sila otpora kretanja ( $F_f$ ) zavisna od:

$$F_f = f(G_t, F_v, f, \theta) \quad (7)$$

- Ako jednačinu (7) ubacimo u jednačinu (5) dobijamo:

$$F_a = f(G_t, F_h, f, Q) \quad (8)$$

- Pošto je pogonska sila ( $F_a$ ) funkcija koeficijenta adhezije ( $\varphi_b$ ) i reakcije na pogonskom točku ( $Y_2$ ):

$$F_a = f(\varphi_b, Y_2), \quad (9)$$

dobijamo:

$$Y_2 = f(F_t, F_v, \varphi_b) \quad (10)$$

- Pošto je:

$$M_f = f(G_t, r_2, f), \quad (11)$$

dobijamo zavisnost vučne sile od:

$$F_h = f(G_t, d, L, h_t, c_t, r_2, \phi, f, \theta) \quad (12)$$

- Ako se u jednačinu 12 uključi  $\varphi$ , pri stoprocentnom klizanju, onda se dobije  $F_{h\delta}$ . Stoga vučna sila mora da zadovolji sledeću nejednačinu:

$$F_h < F_{h\delta} \quad (13)$$

2. Za izračunavanje maksimalne vučne sile potrebno je izračunati sledeće veličine:

- Moment motora na zamajcu:

$$M_m = \frac{P_e}{2\pi n} = \frac{100 \cdot 10^3}{2\pi \cdot 33} = 482,5 \text{ Nm}$$

- Snagu na pogonskim točkovima:

$$P_t = P_e \eta_{tr} = 100 \cdot 10^3 \cdot 0,85 = 85 \text{ kW}$$

- Obrtni moment na pogonskom točku:

$$M_t = \frac{P_t}{\frac{2\pi n}{i_{tr}}} = \frac{85 \cdot 10^3}{\frac{2\pi \cdot 33}{60}} = 24.609,2 \text{ Nm}$$

- Silu na obodu točka:

$$F_0 = \frac{M_t}{r_2} = \frac{24.609,2}{0,8} = 30.761,4 \text{ N}$$

- Teoretsku brzinu kretanja:

$$v_t = 2\pi n_h r_2 = 2,76 \text{ m/s}$$

- Silu otpora kretanja:

$$F_f = f(G_t + F_h t g \theta) = 0,1(60.000 + 0,364 F_h) = 6.000 + 0,0364 F_h \text{ (N)}$$

– Silu na poteznici:

$$F_h = F_a - F_f = 60.000 - 0,0364F_h + 6.000 == -0,0364F_h + 66.000$$

$$1,0364F_h = 66.000$$

$$F_h = 63.682 \text{ N}$$

– Moment otpora kretanja približno je:

$$M_f = G_t f r_2 = 60.000 \cdot 0,1 \cdot 0,8 = 4.800 \text{ Nm}$$

Reakcija na pogonskim točkovima se dobije iz jednačine 4, odnosno iz jednačine za sumu momenata za tačku kontakta prednjih točkova sa zemljištem:

$$Y_2 = \frac{G_t b + F_h h_p + F_h t g Q(L + c_p) + M_f}{L} =$$
$$= \frac{60.000 \cdot 1,5 + 63.682 \cdot 0,5 + 63.682 \cdot 0,364(3 + 1,2) + 480}{3} = 74.666 \text{ N}$$

– Maksimalna adhezijska sila:

$$F_{u\delta} = \varphi_b \cdot Y_2 = 0,7 \cdot 74.666 = 52.266,2 \text{ N}$$

## Zadatak 12

---

- **Postavka:**

Pri ispitivanju traktora u agregatu sa priključnom mašinom sa korišćenjem energije traktora za vuču i pogon rotacionih elemenata (presa za seno, rotofreza i dr.) poznati su sledeći podaci:

- težina agregata  $G_a = 5.000 \text{ daN}$
- koeficijent otpora kotrljanja  $f = 0,15$
- brzina kretanja  $v_s = 8 \text{ km/h}$
- prenosni odnos u transmisiji  $i_{tr} = 120$
- poluprečnik pogonskog točka  $r_p = 0,8 \text{ m}$
- broj obrtaja kolenastog vratila  $n = 2.000 \text{ o/min}$
- broj obrtaja priključnog vratila  $n_{pv} = 1.000 \text{ o/min}$
- obrtni moment na priključnom vratilu  $M_{pv} = 20 \text{ daNm}$
- sila na poteznici  $F_{pot} = 1.000 \text{ daN}$
- $\eta_{trt} = 0,90$  koeficijent korisnog dejstva transmisije do točkova

- **Odrediti:**

1. Snagu izgubljenu u transmisiji ( $P_{trt}$ )
2. Snagu izgubljenu na sopstveno kretanje ( $P_f$ )
3. Snagu izgubljenu na klizanje ( $P_\delta$ )
4. Snagu na poteznici ( $P_{pot}$ )
5. Snagu izgubljenu na transmisiji do priključnog vratila ( $P_{trpv}$ )
6. Snagu potrebnu za pogon radnih organa preko priključnog vratila ( $P_{pv}$ )
7. Angažovanu snagu motora ( $P_a$ )
8. Opšti koeficijent korisnog dejstva traktorskog agregata ( $\eta_o$ )
9. Vučni koeficijent korisnog dejstva traktora ( $\eta_v$ )

• **Rešenje:**

Za rešavanje postavljenog zadatka potrebno je formulirati bilansnu jednačinu snage traktora koja glasi:

$$P_e = P_{trt} + P_f + P_\delta + P_{pot} + P_{trpv} + P_{pv} \quad (1)$$

odavde sledi izračunavanje svakog člana posebno:

1. Snaga izgubljena u transmisiji do točkova:

$$P_{trt} = P_e \cdot (1 - \eta_{trt}) = P_e \cdot 0,1 = 0,1 P_e$$

$$P_{trt} = 7,97 \text{ kW}$$

2. Snaga potrebna za sopstveno kretanje:

– Sila za sopstveno kretanje:

$$F_f = G_a \cdot f = 5.000 \cdot 0,15 = 750 \text{ daN}$$

– Snaga za sopstveno kretanje:

$$P_f = \frac{F_f \cdot v}{360} = \frac{750 \cdot 8}{360} = 16,6 \text{ kW}$$

– Potrebna adhezioni sila:

$$F_a = F_{pot} + F_f = 1.000 + 75, = 1.750 \text{ daN}$$

– Koeficijent korisnog dejstva s obzirom na potrebnu snagu za sopstveno kretanje:

$$\eta_f = \frac{F_{pot}}{F_o} = \frac{F_o - F_f}{F_{pot} + F_f} = \frac{1.750 - 1.000}{1.000 + 750} = 0,57$$

3. Snaga izgubljena na klizanje:

$$P_\delta = (P_e \cdot \eta_{trt} - P_{pv}) \cdot \delta = (P_e \cdot 0,9 - 20,9) \cdot 0,22 = 0,198 \cdot P_e - 4,6$$

$$P_\delta = 11,2 \text{ kW}$$

gde je:

$$\delta = \frac{v_t - v_s}{v_t} = \frac{10,28 - 8}{10,26} = 0,22$$

$$v_t = \frac{0,377 \cdot n}{i_{tr}} \cdot r_p = \frac{0,377 \cdot 2.000}{120} \cdot 1,6 = 10,26 \text{ km/h}$$

4. Snaga potrebna za savladavanje sile na poteznici:

$$P_{pot} = \frac{F_{pot} \cdot v}{360} = \frac{1.000 \cdot 8}{360} = 22,22 \text{ kW}$$

5. Snaga izgubljena na transmisiji preko priključnog vratila:

$$P_{trpv} = P_{pv} \cdot (1 - \eta_{trpv}) = 20,9 \cdot (1 - 0,96) = 0,84 \text{ kW}$$

$$\eta_{trpv} = 0,96 \text{ koeficijent korisnog dejstva transmisije do priključnog vratila}$$

6. Snaga potrebna za pogon radnih organa preko priključnog vratila:

$$P_{pv} = \frac{M_{pv} \cdot n_{pv}}{955,4} = \frac{20 \cdot 1000}{955,4} = 20,9 \text{ kW}$$

7. Angažovana snaga motora:

$$\begin{aligned}P_e &= P_{tr} + P_f + P_{pot} + P_{trpv} + P_{pv} + P_\delta \\P_e &= 0,1 \cdot P_e + 16,6 + 22,2 + 0,84 + 20,9 + 0,198 \cdot P_e - 4,6 \\P_e &= 0,298 \cdot P_e + 55,94 \\P_e &= \frac{55,94}{0,702} = 79,7 \text{ kW}\end{aligned}$$

8. Opšti koeficijent korisnog dejstva:

$$\eta_o = \frac{P_{pot} + P_{pv}}{P_e} = \frac{22,2 + 20,9}{79,7} = 0,54$$

9. Vučni koeficijent korisnog dejstva:

$$\eta_v = \frac{P_{pot}}{P_e - (P_{trpv} + P_{pv})} = \frac{22,2}{79,7 - 0,84 - 20,9} = 0,38$$

## Zadatak 13

---

- **Postavka:**

Traktor točkaš težine  $G = 4.000$  daN sa maksimalnom snagom motora na zamajcu  $P_e = 67,6$  kW, pri kretanju na podlozi sa koeficijentom otpora kotrljanja  $f = 0,15$  i klizanjem pogonskih točkova  $\delta = 15\%$ , razvija vučnu silu na poteznici  $F_{pot} = 2.000$  daN. Stepenn korisnog dejstva transmisije je  $\eta_{tr} = 0,90$ .

- **Odrediti:**

1. Ukupni vučni stepen korisnosti traktora ( $\eta_v$ )
2. Maksimalnu snagu na poteznici ( $P_{pot}$ )
3. Stvarnu brzinu koju traktor u ovim uslovima ostvaruje ( $v_s$ )
4. Navesti faktore koji utiču na koeficijent korisnog dejstva transmisije ( $\eta_{tr}$ )

- **Rešenje:**

1. Vučni stepen korisnosti definisan je izrazom:

$$\begin{aligned}\eta_v &= \eta_{tr} \cdot \eta_f \cdot \eta_\delta \\&= \eta_{tr} \cdot \frac{F_{pot}}{F_{pot} + G \cdot f} \cdot \eta_\delta \\&= 0,9 \cdot \frac{2.000}{2.000 + 4.000 \cdot 0,15} \cdot 0,85 = 0,59\end{aligned}$$

2. Snaga na poteznici je određena izrazom:

$$P_{pot} = \eta_v \cdot P_e = 0,59 \cdot 67,6 = 39,9 \text{ kW}$$

3. Stvarna brzina kretanja je određena izrazom:

$$v_s = \frac{360 \cdot P_{pot}}{F_{pot}} = \frac{360 \cdot 39,9}{2.000} = 7,13 \text{ km/h}$$

4. Uticajni faktori na koeficijent korisnog dejstva transmisije su:

- pravilno održavanje

- korišćenje propisanog ulja
- zamena ulja u određeno vreme
- količina ulja
- podešavanja u sklopu u transmisiji
- izbor brzina kretanja shodno uslovima rada
- opterećenje koje se prenosi
- kvalitet izrade elemenata u transmisiji
- broj elemenata u transmisiji

## Zadatak 14

---

- **Postavka:**

Traktor sa pogonom na zadnje točkove opterećen je vučnom silom od  $F_{pot} = 2.000$  daN i kreće se brzinom  $v = 8$  km/h uz brzinu klizanja točkova  $v_o = 0,15$  m/s na terenu sa koeficijentom otpora kotrljanja  $f = 0,15$ . Koeficijent prijanjanja je  $\phi = 0,7$ , koeficijent raspodele težine je  $k_z = 0,65$ , a koeficijent korisnog dejstva transmisije  $\eta_{tr} = 0,85$ .

- **Treba:**

1. Izračunati eksploatacionu neto i eksploatacionu bruto težinu traktora
2. Izvršiti izbor pneumatika
3. Izračunati potrebnu snagu motora
4. Obaviti izbor motora

- **Rešenje:**

1. Eksploataciona neto težina traktora određuje se na osnovu sile prijanjanja:

$$F_a = F_{pot} + F_f \text{ [daN]} \quad (1)$$

Sila prijanjanja ( $F$ ) može da se izračuna na drugi način:

$$F_a = G \cdot k_z \cdot \phi \text{ [daN]}, \quad (2)$$

odavde je:

$$G \cdot k_z \cdot \phi = F_{pot} + F_f \quad (3)$$

$$F_f = G \cdot f \quad (4)$$

pa je:

$$G \cdot k_z \cdot \phi = F_{pot} + G \cdot f,$$

odavde je eksploataciona neto težina:

$$G = \frac{F_{pot}}{k_z \cdot \phi - f} = \frac{2.000}{0,65 \cdot 0,7 - 0,15} = 6.557 \text{ daN}$$

Bruto eksploataciona težina traktora jednaka je zbiru eksploatacione neto težine i težine vozača i goriva:

$$G_e = G + G \cdot 0,06 = 6.557 + 393 = 6.950 \text{ daN}$$

2. Izbor pneumatika:

Potrebno je izračunati težinu koja otpada na točkove. Izbor izvršiti na osnovu težine, brzine kretanja i namene.



3. Potrebna snaga motora:

- Snaga na poteznici:

$$P = \frac{F \cdot v}{360} \text{ [kW]}$$

- Sila vuče – adhezijska sila:

$$F_a = F_{pot} + F_f + F_\delta \text{ daN}$$

- Sila na poteznici:

$$F_{pot} = 2.000 \text{ daN}$$

- Sila otpora kotrljanja:

$$F_f = 6.950 \cdot 0,15 = 1.043 \text{ daN}$$

- Sila koja izaziva klizanje:

$$F_\delta = F_{pot} + F_f = 2.000 + 1.043 = 3.043 \text{ daN}$$

- Snaga na poteznici:

$$P_{pot} = \frac{F_{pot} \cdot v}{360} = \frac{2.000 \cdot 8}{360} = 44,44 \text{ kW}$$

- Snaga za sopstveno kretanje:

$$P_f = \frac{F_f \cdot v}{360} = \frac{1.043 \cdot 8}{360} = 23,20 \text{ kW}$$

- Snaga za klizanje:

$$P_\delta = \frac{F_\delta \cdot v_0}{360} = \frac{3.043 \cdot 0,54}{36} = 4,56 \text{ kW}$$

- Snaga izgubljena u transmisiji:

$$P_{tr} = P_m \cdot (1 - \eta_{tr}) = P_m \cdot (1 - 0,85) = P_m \cdot 0,15$$

- Ukupna snaga motora:

$$P_m = P_{pot} + P_f + P_\delta + P_{tr} = 44,44 + 23,20 + 4,56 + 0,15 \cdot P_m$$

$$P_m = \frac{72,2}{0,85} = 84,9 \text{ kW}$$

4. Izbor motora:

- Usvojen je vodom hlađeni dizel–motor Perkins, sa direktnim ubrizgavanjem i turbokompresorom. Osnovne tehničke karakteristike motora date su u tabeli 1.

**Tab.1. Osnovne tehničke karakteristike usvojenog motora**

**Tab. 1. Basic technical characteristics of the adopted engine**

Parametri	Jedinice	Vrednosti
Tip	-	1006-60T
Snaga	kW/KS	89,5/120
Maks. moment	Nm	465
Broj obrtaja pri maks. momentu	o/min	1.400
Radna zapremina	l	6
Broj cilindara	n	6
Prečnik/hod klipa	mm/mm	100/127

## Zadatak 15

- **Postavka:**

Traktor točkaš, teretno vozilo i putnički automobil kreću se na horizontalnom asfaltnom putu ravnomernim maksimalnim brzinama po tihom vremenu. Potrebno je analizirati otpore vazduha i otpore kretanja i uporediti ih. Polazni podaci za navedena vozila nalaze se u tabeli 2.

**Tab. 2. Polazni podaci za navedena vozila**

**Tab. 2. Baseline data for the specified vehicles**

R. br.	Podaci	Jedinice	Traktor točkaš	Teretno vozilo	Putnički automobil
1.	Koncepcija pogona	-	(4x2)	(4x2)	(4x2)
2.	Težina	daN	4.000	8.000	2.000
3.	Koeficijent otpora kretanja ( $f$ )	-	0,05	0,03	0,02
4.	Maksimalna brzina kretanja ( $V_m$ )	$m/s$ ( $km/h$ )	8,33(30)	22,22(80)	33,33(120)
5.	Čeona površina ( $A_{\check{c}}$ )	$m^2$	3,0	4,0	2,5
6.	Koef. otpora vazduha ( $k_w$ )	$kg/s^2/m^4$	0,08	0,06	0,02

- **Odrediti:**

1. Silu i snagu otpora kretanja.
2. Silu i snagu otpora vazduha.
3. Uporediti dobijene rezultate

- **Rešenje:**

1. Sila i snaga otpora kretanja:

– Sila otpora kretanja ( $F_f$ ) izračunava se pomoću jednačine:

$$F_f = f \cdot G \text{ [daN]} \quad (1)$$

– Snaga otpora kretanja ( $P_f$ ) izračunava se pomoću jednačine:

$$P_f = \frac{F_f \cdot v}{100} \text{ [kW]} \quad (2)$$

2. Sila i snaga otpora vazduha:

– Sila otpora vazduha ( $F_w$ ) izračunava se pomoću jednačine:

$$F_w = k_w \cdot A_{\check{c}} \cdot V_m^2 \text{ [daN]} (kg \approx daN) \quad (3)$$

– Snaga otpora vazduha ( $P_w$ ) izračunava se prema jednačini:

$$P_w = \frac{F_w \cdot V_m}{100} \text{ [kW]} \quad (4)$$

3. Poređenje dobijenih rezultata:

Rezultati proračuna dati su u tabeli 3. Kod traktora udeo otpora vazduha u ukupnim otporima je oko jedne trećine, kod teretnog vozila oko polovine, a kod putničkih automobila znatno više.

**Tab.3. Uporedni podaci**  
**Tab. 3. Comparative data**

R. br.	Parametar	Jedinice	Traktor točkaš	Teretno vozilo	Putnički automobil
1.	Sila otpora kretanja ( $F_f$ ) indeks	daN	200	240	40
		%	100	120	20
2.	Snaga otpora kretanja ( $P_f$ ) indeks	kw	16,66	53,33	13,33
		%	100	330	80
3.	Sila otpora vazduha ( $F_w$ ) indeks	daN	65,97	118,50	55,55
		%	100	179,6	84,2
4.	Snaga otpora vazduha ( $P_w$ ) indeks	kW	5,49	26,33	18,52
		%	100	479,6	337,3
5.	Ukupna sila otpora ( $F_f + F_w$ ) indeks	daN	265,97	358,50	95,55
		%	100	134,8	35,9
6.	Ukupna snaga otpora ( $P_f + P_w$ ) indeks	kW	22,15	79,66	31,85
		%	100	359,6	143,8
7.	Odnos sila otpora vazduha i kretanja ( $\frac{F_w}{F_f} \cdot 100$ ) indeks	%	32,98	49,38	138,88
		%	100	149,7	421,1
8.	Odnos snage otpora i kretanja ( $\frac{P_w}{P_f} \cdot 100$ ) indeks	%	32,95	49,37	138,94
		%	100	149,8	421,7

## Zadatak 16

- Postavka:**

Za traktor točkaš poznati su sledeći podaci:

- snaga  $P_e = 60 \text{ kW}$
- težina  $G_t = 4.000 \text{ daN}$
- broj obrtaja kolenastog vratila  $n_e = 2.200 \text{ o/min}$
- prenosni odnos u drugom stepenu prenosa  $i_{II} = 60$
- koeficijent korisnog dejstva  $\eta_{trt} = 0,85$
- koeficijent trenja točkova sa zemljištem  $\varphi = 0,45$
- poluprečnik točkova  $r = 0,75 \text{ m}$ .

- Odrediti:**

1. Maksimalnu silu ( $F_o$ ) na točku
2. Da li traktor može da realizuje datu silu preko spoja točak- zemljište?

- Rešenje:**

1. Maksimalna sila na obodu točka:

- Moment motora:

$$M_m = \frac{P_e \cdot 9.555}{n} = \frac{60 \cdot 9.555}{2.200} = 260,6 \text{ Nm}$$

- Moment na točku:

$$M_t = M_m \cdot i_{tr} \cdot \eta_{tr} = 260,6 \cdot 60 \cdot 0,85 = 13.290,6 \text{ N}$$

- Sila na obodu točka:

$$F_o = \frac{M_t}{r} = \frac{13.290,6}{0,45} = 17.720,8 \text{ N}$$

2. Maksimalna sila na spoju točak- zemljište je:

$$F_a = \varphi \cdot G_t = 0,45 \cdot 4.000 = 1.800 \text{ daN} = 18.000 \text{ N}$$

Pošto je  $F_a > F_0$ , sila na točku može da se realizuje.

## Zadatak 17

---

- **Postavka:**

Proučiti mogućnost kretanja traktora, shodno prikazanim podacima:

- koeficijent otpora kotrljanja  $f = 0,15$
- težina traktora  $G_t = 4.000 \text{ daN}$
- sila na točku  $F_0 = 17,72 \text{ kN}$
- uspon  $i = 0,05$

- **Odrediti:**

1. Silu za savladavanje uspona ( $F_u$ )
2. Silu za savladavanje otpora kotrljanja ( $F_f$ )
3. Silu na poteznici ( $F_{pot}$ )

- **Rešenje:**

1. Sila za savladavanje otpora uspona je:

$$F_u = G_t \cdot i = 4.000 \cdot 0,05 = 2,0 \text{ kN}$$

2. Sila za savladavanje otpora kotrljanja:

$$F_f = G_t \cdot f = 4.000 \cdot 0,15 = 6,0 \text{ kN}$$

3. Iz jednačine bilansa sila:

$$F_0 = F_{pot} + F_f + F_u$$

sledi:

$$F_p = F_0 - F_f - F_u = 17,72 - 6 - 2 = 9,72 \text{ kN}$$

- Traktor može da vuče priključnu mašinu koja stvara otpor na poteznici od  $F_p = 9,72 \text{ kN}$ .

## Zadatak 18

---

- **Postavka:**

Dinamometriranjem je izmerena vučna sila traktora točkaša na strnjici, na ravnom zemljištu, pri brzini kretanja  $v = 8,5 \text{ km/h}$ .

Poznati podaci:

- težina traktora  $G_t = 3.500 \text{ daN}$
- efektivna snaga motora  $P_e = 60 \text{ kW}$
- izmerena sila za vuču traktora  $F_f = 275 \text{ daN}$
- brzina kretanja  $v = 8,5 \text{ km/h}$
- koeficijent korisnosti transmisije  $\eta_{tr} = 0,85$

- **Odrediti:**

1. Koeficijent otpora kretanja traktora na strnjici ( $f$ )
2. Snagu potrebnu za sopstveno kretanje ( $P_f$ )
3. Snagu izgubljenu u transmisiji ( $P_{tr}$ )
4. Procentualni udeo potrebne snage za sopstveno kretanje od efektivne snage traktora ( $k_f$ )

- **Rešenje:**

1. Koeficijent otpora kretanja traktora na strnjici se dobije na osnovu sile potrebne za sopstveno kretanje i težine traktora:

$$F_f = G_t \cdot f \cdot \cos \alpha$$

(pošto je  $\alpha = 0$ ), sledi:

$$f = \frac{F_f}{G_t} = \frac{275}{3.500} = 0,078$$

2. Snaga potrebna za sopstveno kretanje:

$$P_f = \frac{F_f \cdot v}{360} = \frac{275 \cdot 8,5}{360} = 6,5 \text{ kW}$$

3. Snaga izgubljena u transmisiji do točkova:

$$P_{trt} = P_e(1 - 0,85) = 60 \cdot 0,15 = 9 \text{ kW}$$

4. Procentualni udeo potrebne snage za sopstveno kretanje od efektivne snage motora traktora:

$$k_f = \frac{P_f}{P_e} \cdot 100 = \frac{6,5}{60} \cdot 100 = 10,8\%$$

## Zadatak 19

---

- **Postavka:**

Traktor točkaš kreće se na usponu ravnomernom brzinom od 25 km/h i vuče prikolicu koja na poteznici stvara otpor od 2.000 daN, (sl. 26).

Poznati podaci:

- težina traktora  $G_t = 6.000 \text{ daN}$
- snaga traktora  $P_e = 100 \text{ kW}$
- uspon terena  $\alpha = 20^\circ$
- sila na poteznici  $F_{pot} = 2.000 \text{ daN}$
- brzina kretanja  $v = 25 \text{ km/h}$
- koeficijent otpora kretanja  $f = 0,05$
- koeficijent korisnosti transmisije  $\eta_{tr} = 0,85$

- **Odrediti:**

1. Silu otpora kretanja traktora ( $F_f(\text{daN})$ )
2. Snagu potrebnu za savladavanje otpora kretanja ( $P_f(\text{kW})$ )
3. Snagu izgubljenu u transmisiji do točkova ( $P_{trt}(\text{kW})$ )
4. Procentualni udeo snage za sopstveno kretanje od efektivne snage traktora ( $k_f(\%)$ )



- **Odrediti:**

1. Brzinu kretanja ( $v$ (km/h)(m/s))
2. Snagu utrošenu na sopstveno kretanje ( $P_f$ (kW)(KS))
3. Težinu traktora ( $G_t$ (daN)(kN))

- **Rešenje:**

1. Brzina kretanja:

15 minuta = 900 sekundi

$$v = \frac{s}{t} = \frac{1.500}{900} = 1,66 \text{ m/s} = 5,97 \text{ km/h}$$

2. Snaga utrošena na sopstveno kretanje:

$$P_f = \frac{F_f \cdot v}{360} = \frac{1.200 \cdot 5,97}{360} = 19,92 \text{ kW} = 27 \text{ KS}$$

3. Težina traktora:

$$F_f = G_t \cdot f \cdot \cos \alpha \quad \text{pošto je } \alpha = 0, \text{ sledi:}$$

$$F_f = G_t \cdot f$$

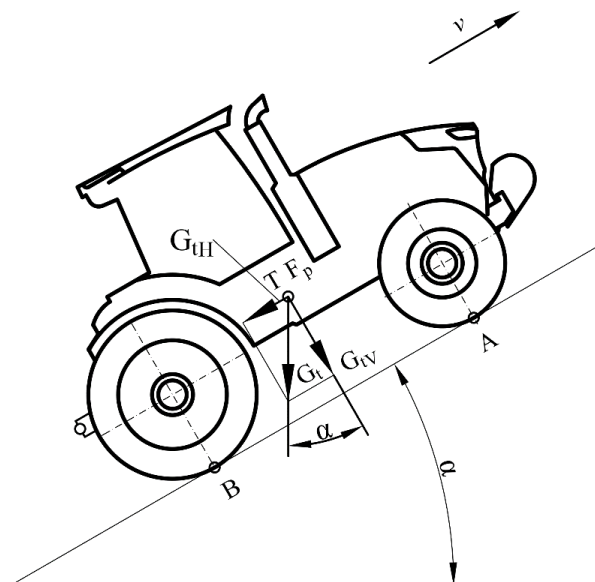
$$G_t = \frac{F_f}{f} = \frac{1.200}{0,12} = 10.000 \text{ daN}$$

## Zadatak 21

---

- **Postavka:**

Pri kretanju traktora točkaša težine 8.000 daN na usponu, pri brzini od 15 km/h izmerena je sila otpora kretanja od 800 daN. Proučiti uslove kretanja traktora (sl. 27).



Sl. 27. Traktor točkaš na usponu  
Fig. 27. Wheeled tractor on a slope

---

Poznati podaci:

- težina traktora  $G_t = 8.000$  daN
- brzina kretanja  $v = 15$  km/h
- sila otpora kretanja na usponu  $F_f = G_{th} = 800$  daN
- koeficijent otpora kretanja  $f = 0,12$

• **Odrediti:**

1. Veličinu uspona ( $\alpha$  °)
2. Snagu utrošenu na savladavanje uspona ( $P_u$ )

• **Rešenje:**

1. Veličina uspona određuje se iz poznate jednačine za silu uspona:

$$F_f = G_t \cdot f \cdot \cos \alpha, \text{ odavde je: } \cos \alpha = \frac{F_u}{G_t \cdot f} = \frac{800}{8.000 \cdot 0,12} = 0,8333$$

$$\alpha = \arccos 0,8333 = 33,5^\circ$$

2. Snaga utrošena na savladavanje uspona:

$$P_u = \frac{F_f \cdot v}{360} = \frac{800 \cdot 15}{360} = 33,3 \text{ kW} = 45,3 \text{ KS}$$

## Zadatak 22

---

• **Postavka:**

Traktor točkaš u agregatu sa prikolicom kreće se ravnomernom brzinom na ravnom putu. Proučiti uticaj otpora vazduha na kretanje traktora.

Poznati podaci:

- brzina kretanja  $v = 8,5$  m/s
- koeficijent otpora vazduha  $K = 0,6 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- čeonu površinu traktora  $S = 4$  m<sup>2</sup>
- prikolica povećava otpor vazduha za 25%

• **Odrediti:**

1. Silu otpora vazduha ( $F_w$  (daN))
2. Snagu otpora vazduha ( $P_w$  (kW))
3. Silu i snagu otpora vazduha, uključujući uticaj prikolice

• **Rešenje:**

1. Sila otpora vazduha:

$$F_w = K \cdot S \cdot v^2 = 0,6 \cdot 4 \cdot 8,5^2 = 173,4 \text{ N}$$

2. Snaga otpora vazduha:

$$P_w = F_w \cdot v = 173,4 \cdot 8,5 = 1474 \text{ W} = 1,47 \text{ kW}$$

3. Ako se uzme u obzir i otpor vazduha koji stvara prikolica, onda se ukupni otpor i snaga potrebna za savladavanje otpora vazduha transportnog traktorskog agregata povećavaju za 25% i iznose:

$$F_w = 216,7 \text{ N}$$

$$P_w = 1,83 \text{ kW}$$



## Zadatak 23

---

- **Postavka:**

Traktor točkaš kreće se ubrzano od  $2 \text{ m/s}^2$  na ravnom terenu sa početnom brzinom od  $v = 10 \text{ km/h}$ . Proučiti uticaj inercijalne sile na kretanje.

Poznati podaci:

- masa traktora  $m = 3.450 \text{ kg}$
- početna brzina kretanja  $v = 10 \text{ km/h}$
- ubrzanje  $a = 2 \text{ m/s}^2$
- vreme kretanja  $t = 10 \text{ s}$

- **Odrediti:**

1. Silu inercije ( $F_i$  (kN))
2. Snagu inercije ( $P_i$  (kW))

- **Rešenje:**

1. Sila inercije:

$$F_i = m \cdot a = 3450 \cdot 2 = 6.900 \text{ N}$$

2. Snaga inercije:

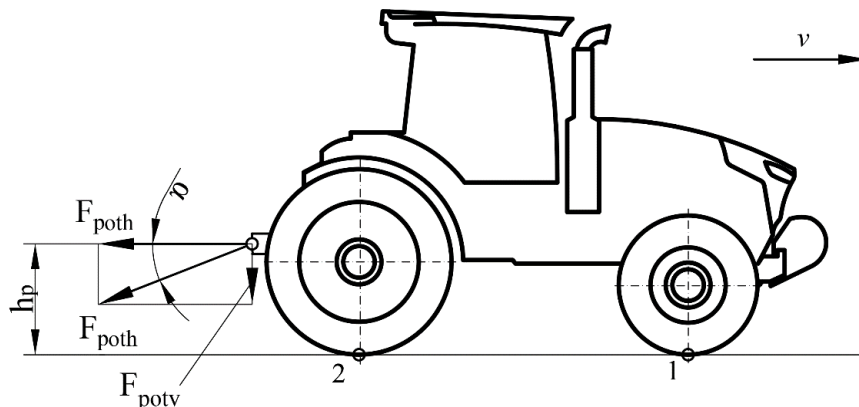
$$P_i = F_i \cdot v = 6.900 \cdot 2,77 = 19.166 \text{ W} = 19,16 \text{ kW}$$

## Zadatak 24

---

- **Postavka:**

Traktor u agregatu sa nošenim plugom radnog zahvata  $B = 1,2 \text{ m}$  ore na dubini  $a = 0,25 \text{ m}$ , na zemljištu sa ukupnim specifičnim otporom od  $k = 0,8 \text{ daN/cm}^2$ , pri brzini kretanja od  $v = 8,2 \text{ km/h}$ . Rezultanta otpora deluje na traktor u tački P pod uglom od  $\alpha = 20^\circ$ , (sl. 28).



Sl. 28. Traktor u agregatu sa nošenim plugom  
Fig. 28. Tractor in combination with plow

Poznati podaci:

- radni zahvat  $B = 1,2 \text{ m}$
- dubina oranja  $a = 0,25 \text{ m}$
- ukupni specifični otpor  $k = 0,8 \text{ daN/cm}^2$

- brzina kretanja  $v = 8,2$  km/h
- ugao nagiba rezultante otpora  $\alpha = 20^\circ$
- koeficijent korisnosti transmisije  $\eta_{trt} = 0,85$

• **Odrediti:**

1. Ukupnu rezultantu otpora pluga ( $F_{pot}$  (daN))
2. Snagu utrošenu na oranje ( $P_{pot}$  (kW))
3. Horizontalnu ( $F_{pOTH}$  (daN)) i vertikalnu reakciju otpora pluga ( $F_{potv}$  (daN))
4. Snagu motora potrebnu za savladavanje otpora pluga ( $P_{ep}$  (kW))

• **Rešenje:**

1. Ukupna rezultanta otpora pluga:

$$F_{pot} = k \cdot a \cdot B = 0,8 \cdot 25 \cdot 120 = 2.400 \text{ daN}$$

2. Snaga utrošena na oranje:

$$P_{pot} = \frac{F_{pot} \cdot v}{360} = \frac{24 \cdot 8,2}{360} = 54,66 \text{ kW}$$

3. Horizontalna i vertikalna reakcija otpora pluga:

$$F_{pOTH} = F_{pot} \cdot \cos 20^\circ = 2.400 \cdot \cos 20^\circ = 2.255,3 \text{ daN}$$

$$F_{potv} = F_{pot} \cdot \sin 20^\circ = 2.400 \cdot \sin 20^\circ = 820,8 \text{ daN}$$

4. Snaga motora potrebna za savladavanje otpora pluga:

$$P_e = \frac{P_{pot}}{\eta_{trt}} = \frac{54,66}{0,85} = 64,30 \text{ kW}$$

## Zadatak 25

---

• **Postavka:**

Proučiti metodu određivanja težine zglobnog traktora kategorija 50 kN.

• **Odrediti:**

1. Jednačinu zavisnosti klizanja ( $\delta$ ) od ukupnog koeficijenta otpora kretanja ( $\varphi$ ), koeficijenta adhezije u odnosu na silu na poteznici ( $\varphi_{pot}$ ) i specifičnu silu na obodu točka ( $\varphi_o$ )
2. Jednačinu vučnog koeficijenta korisnosti u zavisnosti od specifičnosti podloga ( $\eta_v$ )
3. Optimalnu težinu traktora ( $G_t$ )

• **Rešenje:**

1. Zavisnost klizanja ( $\delta$ ) od specifičnog položaja vuče pri položaju specifične sile na poteznici 0 do 0,5 ( $0 \leq \varphi_{pot} \leq 0,5$ ) može da se izrazi linearnom jednačinom:

$$\delta = k_1 \cdot \psi + k_2 \cdot \varphi_{pot}, \tag{1}$$

gde su:

$k_1$  i  $k_2$  - koeficijenti proporcionalnosti.

Ako u jednačinu 1 stavimo da je:

$$\phi_0 = \phi_{pot} + \psi, \quad (2)$$

dobijamo:

$$\delta = k_1 \cdot \psi + k_2 \cdot (\phi_0 - \psi) \quad (3)$$

2. Maksimalni koeficijent korisnosti traktora je:

$$\eta_v = \eta_m(1 - \delta) \left(1 - \frac{\psi}{\phi_0}\right) \quad (4)$$

Ako u jednačinu 4 stavimo jednačinu 3, dobijamo:

$$\eta_v = [1 - k_1 \cdot \psi - k_2(\phi_0 - \psi)] \left(1 - \frac{\psi}{\phi_0}\right) \cdot \eta_m \quad (5)$$

3. Optimalnu težinu traktora određujemo diferencijalnom jednačinom 3 po  $\phi_0$ , što izjednačavamo sa nulom, pa dobijamo  $\phi_0'$  kojem odgovara maksimalni koeficijent korisnosti vuče traktora ( $\eta_v = \max$ ).

Diferenciranjem dobijamo:

$$\phi_0' = \sqrt{\frac{\psi}{k_2} [1 - \psi(k_1 - k_2)]} \quad (6)$$

Ako zanemarimo klizanje praznog traktora i usvojimo da je  $k_1 = 0$ , dobijamo:

$$\phi_0' = \sqrt{\frac{\psi}{k_2} [1 + \psi \cdot k_2]} \quad (7)$$

pri  $k_1 = k_2$

$$\phi_0' = \sqrt{\frac{\psi}{k_2}} \quad (8)$$

Ako je karakteristika zemljišta:

$$\psi = 0,05 \text{ i } k_2 = (0,26 \div 0,32)$$

za nominalnu silu od  $F_{an} = 5.000$  daN prema jednačini 8, dobijamo:

$$\phi_0' = \frac{F_{an}}{G_t} = (0,40 \div 0,44)$$

otuda sledi da je težina taktora za nominalnu silu  $F_{an} = 5.000$  daN

$$G_t = (11.346 \text{ do } 12.500) \text{ daN}$$

## Zadatak 26

---

- **Postavka:**

Za traktor zglobne konstrukcije nominalne vučne sile od  $F_{an} = 5.000$  daN, proučiti potrebnu snagu motora.

- **Odrediti:**

1. Vučni koeficijent korisnosti traktora ( $\eta_v$ )
2. Snagu motora ( $P_e$ )

- **Rešenje:**

1. Vučni koeficijent korisnosti može se dobiti iz jednačine:

$$\eta_v = [1 - k_1 \cdot \psi - k_2(\phi_o - \psi)] \left(1 - \frac{\psi}{\phi_o}\right) \cdot \eta_m \quad (1)$$

Iz jednačine  $\phi_o' = \sqrt{\frac{\psi}{k_2} [1 + \psi \cdot k_2]}$  dobija se za  $\psi = 0,05$

$$i \quad k_2 = (0,26 \div 0,32) \quad i \eta_v = (0,65 \div 0,70)$$

2. Potrebna snaga motora takođe pri brzini oranja od  $7 \div 9$  km/h je:

$$P_e = \frac{P_{pot}}{\eta_v} = \frac{F_{an} \cdot v}{\eta_v}, \quad (2)$$

za  $F_{an} = 5.000$  daN dobijamo:

$$P_e = (180 \text{ do } 182) \text{ kW}$$

## Zadatak 27

---

- **Postavka:**

Proučiti proračun teoretskih vučnih karakteristika traktora sa mehaničkom transmisijom. Prikazati postupak proračuna.

- **Odrediti:**

1. Jednačinu za izračunavanje klizanja ako je zadata vučna sila
2. Jednačinu za izračunavanje vučnog koeficijenta korisnosti traktora
3. Jednačinu za određivanje stvarne brzine kretanja
4. Jednačinu za izračunavanje vučne snage traktora
5. Dati vezu ugaone brzine kolenaste osovine motora i momenta motora
6. Jednačinu za određivanje potrošnje goriva
7. Jednačinu za izračunavanje poluprečnika točkova traktora točkaša i guseničara

- **Rešenje:**

1. Klizanje hodnih sistema određuje se prema jednačini A. Grečenka:

$$F_p = (\phi_{pmax} - Ae^{-Be}) \cdot G_o \quad (1)$$

gde je:

- $\phi_{pmax}$  - koeficijent iskorišćenja adheziona težine
- A i B - bezdimenzioni koeficijenti koji se biraju iz tabele 4
- $\delta$  - klizanje traktora
- $G_a$  - adheziona težina traktora, reakcija na pogonskim točkovima.

2. Jednačina za određivanje vučnog koeficijenta korisnosti je:

$$\eta_v = \eta_{trt} \cdot \eta_g \left(1 - \frac{F_f}{F_o}\right) (1 - \delta) \quad (2)$$

gde je:

- $\eta_v$  - vučni koeficijent korisnosti traktora
- $\eta_g$  - koeficijent korisnosti gusenice

$F_f = G_t \cdot f$  - sila otpora kretanja traktora jednaka proizvodu težine traktora i koeficijenta otpora kotrljanja, tabela 5

$F_o = F_f + F_p$  - potrebna sila na obodu točka jednaka zbiru sila na poteznici ( $F_p$ ) i sile otpora kotrljanja ( $F_f$ )

**Tab. 4. Koeficijenti iskorišćenja adhezivne težine**

**Tab. 4. Adhesion weight utilization coefficients**

Tip traktora	Podloga	$\phi_{pmax}$	A	B
Točkaš (4x2)	Suvi beton	0,76	0,80	24,4
	Strnjika na glinovitom černozeu	0,70	0,77	8,82
	Strnjika na peskovitom zemljištu	0,60	0,75	8,81
	Polje pripremljeno za setvu	0,55	0,65	7,85
Guseničar	Strnjika na teškom glinovitom černozeu	0,75	0,80	73
	Strnjika na srednje glinovitom černozeu	0,67	0,75	47,6
	Polje pripremljeno za setvu	0,62	0,68	30

**Tab. 5. Koeficijenti otpora kotrljanja i adhezije**

**Tab. 5. Rolling resistance and adhesion coefficients**

Podloga	Točkaš		Guseničar	
	f	$\phi_{max}$	f	$\phi_{max}$
Suvi asfalt	0,018	0,7 ÷ 0,8		
Suvi zemljani put	0,04	0,65 ÷ 0,75	0,065	0,9 ÷ 1,0
Ledina	0,06	0,65 ÷ 0,75	0,07	1,0 ÷ 1,2
Pokošena ledina	0,07	0,6 ÷ 0,75	0,07	0,9 ÷ 1,1
Strnjika	0,1	0,6 ÷ 0,7	0,09	0,8 ÷ 1,0
Polje propremljeno za setvu	0,2	0,4 ÷ 0,5	1	0,55 ÷ 0,65

3. Jednačina za određivanje brzine kretanja je:

$$v_s = v_t \cdot (1 - \delta) \quad (3)$$

gde je teoretska brzina:

$$v_t = \frac{\omega_m \cdot r'}{i} \quad (4)$$

gde je:

$\omega_m$  - ugaona brzina kolenastog vratila motora

$r'$  - poluprečnik pogonskog točka

4. Jednačina za izračunavanje vučne snage je:

$$P_p = 0,001 \cdot F_p \cdot v_s \text{ (kW)} \quad (5)$$

gde je:

$F_p$  - vučna sila (N)

$v_s$  - stvarna brzina kretanja (m/s)

5. Ugaona brzina kolenastog vratila motora u zavisnosti od momenta motora određuje se prema jednačini (Boltinskog) na bezregulatornoj letvi:

$$M_m = M_{max} \left[ 1 + \frac{\omega}{\omega_m} - \left( \frac{\omega}{\omega_m} \right)^{\frac{M_{mmax}}{M_{mn}}} \right] \quad (6)$$

gde je:

$M_{mmax}$  - maksimalni moment motora  
 $\omega, \omega_m$  - ugaona brzina motora, tekuća i pri maksimalnom momentu.

Na regulatorskoj karakteristici moment motora je:

$$M_m = M_{mn} \frac{\omega_x - \omega}{\omega_x - \omega_n}, \quad (7)$$

gde su:

$\omega_x, \omega_n$  - ugaone brzine, pri maksimalnom i nominalnom momentu motora.

6. Potrošnja goriva motora u radu na bezregulatornoj krivi određuje se prema jednačini:

$$q_e = 1,93q_{en} \left[ \left( 1 - \frac{\omega}{\omega_n} \right) + \left( \frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \right] \quad (8)$$

gde je:

$q_{en}$  - specifična potrošnja goriva pri nominalnoj snazi (g/kWh), a ( $\omega_n, \omega$  - rad/s).

– Časovna potrošnja goriva je:

$$Q_h = 0,001 \cdot q_e \cdot M_m \cdot \omega \quad (9)$$

gde je:

$q_e$  (g/kWh)  
 $M_m$  (Nm)  
 $\omega$  (rad/s).

– Časovana potrošnja goriva motora pri radu na regulatornoj krivi je:

$$Q_h = G_{hN} - k \cdot (P_{en} - P_e) \quad (10)$$

gde je:

$$Q_{hN} = 0,01 \cdot q_{eN} \cdot P_{eN} \quad (11)$$

– Časovna potrošnja goriva koja odgovara nominalnoj snazi  $P_{eN}$  kg/h

$k$  - koeficijent proporcionalnosti, kod savremenih dizel-motora iznosi  
 $k=0,174 \div 0,204$  kg/kWh

$P_e$  - tekuća vrednost snage motora (kW)

– Specifična potrošnja goriva na regulatornoj krivi je:

$$q_e = 0,01 \cdot \frac{Q_h}{P_e} \text{ g/kWh} \quad (12)$$

– Specifična potrošnja motora na snazi sa poteznice je:

$$q_e = \frac{Q_h}{P_p} \text{ g/kWh} \quad (13)$$

7. Jednačina za izračunavanje prečnika točka je:

$$r' = r - \frac{G}{2\pi p \sqrt{r - r_e}} \text{ m} \quad (14)$$

gde je:

- $r$  - slobodni poluprečnik neopterećenog točka (m)
- $G$  - vertikalno opterećenje na točku (N)
- $p$  - pritisak vazduha u pneumaticu (Pa)
- $r_e$  - poluprečnik preseka pneumatika (m)

– Guseničari

$$r = \frac{z \cdot t}{2\pi} \quad (15)$$

gde je:

- $z$  – broj članaka gusanice za jedan obrtaj pogonskog točka
- $t$  – dužina članaka gusanice (m)

## Zadatak 28

---

- **Postavka:**

Proučiti bilans snage traktora pri radu na usponu i kretanje pomenljivom brzinom

- **Treba:**

1. Dati jednačinu bilansa snage i proračun
2. Dati dijagram bilansa snage

- **Rešenje:**

1. Opšta jednačina bilansa snage traktora je:

$$P_e = P_{trt} + P_{trpv} + P_{trh} + P_{\delta} + P_f + P_u \pm P_i \pm P_w \pm P_n \pm P_p + P_{pv} + P_h + P_{er} \quad (1)$$

gde je:

- $P_e$  - efektivna snaga motora
- $P_{trt}$  - gubici snage u transmisiji do pogonskih točkova
- $P_{trpv}$  - gubici snage u transmisiji do priključnog vratila
- $P_{\delta}$  - gubici snage na klizanje
- $P_f$  - gubici snage na sopstveno kretanje
- $P_w$  - gubici snage na savladavanje otpora vazduha
- $P_n$  - snaga izgubljena na savladavanje nagiba
- $P_i$  - gubici snage za savladavanje inercije pri kretanju
- $P_p$  - snaga predata priključnoj mašini na poteznici
- $P_{pr}$  - snaga predata priključnoj mašini na priključnom vratilu
- $P_h$  - snaga predata priključnoj mašini hidrauličnim izvodima
- $P_{er}$  - snaga utrošena na zadovoljavanje zahteva vozača.

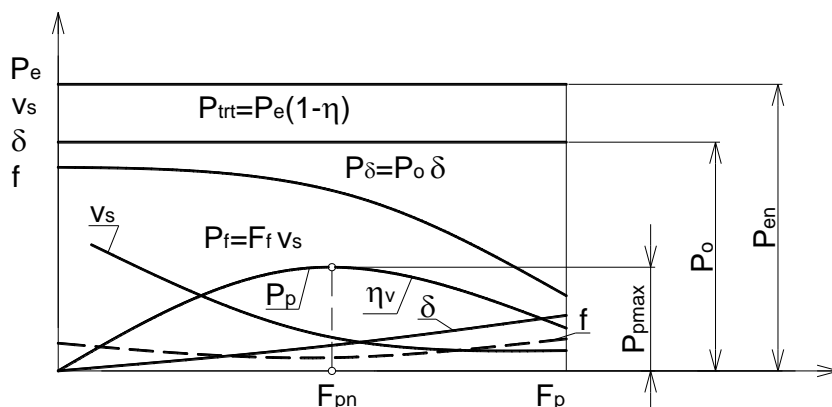
Pri radu traktora na ravnom terenu, pri ravnomernoj brzini kretanja i otpora vazduha i potrebne snage za vozača, jednačina bilansa snage je:

$$P_e = P_{trt} + P_{trpv} + P_{trh} + P_{\delta} + P_f + P_p + P_{pv} + P_h \quad (2)$$

Ako je priključna mašina bez trošenja snage prema priključnom vratilu i hidrauličnim izvodima, jednačina ima oblik:

$$P_e = P_{trt} + P_{\delta} + P_f + P_p \quad (3)$$

2. Na sl. 29 dat je dijagram bilansa snage i potencijalna vučna karakteristika traktora:



**Sl. 29. Dijagram bilansa snage i potencijalne vučne karakteristike traktora**  
**Fig. 29. Diagram of the power balance and potential draft characteristics of the tractor**

– Snaga izgubljena na trenje ( $P_{trt}$ ) je:

$$P_{trt} = P_e - P_o \quad (4)$$

gde je:

$P_o$  - snaga na obodu točka

pošto je:

$$P_o = P_e \cdot \eta_{tv} \quad (5)$$

– Snaga izgubljena na trenje je:

$$P_{trt} = P_e + P_e \cdot \eta_{tv} = P_e \cdot (1 - \eta_{tv}) \quad (6)$$

– Snaga izgubljena na klizanje je:

$$P_\delta = P_o - (P_f + P_p) \quad (7)$$

pošto je:

$$\eta_\delta = \frac{(P_f + P_p)}{P_o} \quad (8)$$

odatle je:

$$P_\delta = P_o \cdot (1 - \eta_\delta) = P_o \cdot \delta \quad (9)$$

Prema GOST dozvoljeno klizanje za traktor (4x2) (3x2) je 16%, za (4x4) je 14%, a kod gusaničara 3%.

– Snaga izgubljena na sopstveno kretanje ( $P_f$ ) je:

$$P_f = F_f \cdot v_s \quad (10)$$

$$P_f = f(F_p) \quad (11)$$

Stvarna brzina kretanja:

$$v_s = v_t \cdot (1 - \delta) \quad (12)$$

Teoretska brzina kretanja je:

$$v_t = \frac{P_o}{F_o} = \frac{P_o}{(P_p + P_f)} = \frac{P_o}{(P_p + G_t f)} \quad (13)$$



## Zadatak 29

---

- **Postavka:**

Proučiti koeficijent korisnog dejstva traktora

- **Odrediti:**

1. Opšti koeficijent korisnog dejstva traktora ( $\eta_o$ )
2. Vučni koeficijent korisnog dejstva traktora ( $\eta_v$ )
3. Parcijalni koeficijent korisnog dejstva u odnosu na transmisiju ( $\eta_{tr}$ ), klizanje ( $\eta_\delta$ ) i otpor kretanja ( $\eta_f$ )

- **Rešenje:**

1. Opšti koeficijent korisnog dejstva traktora:

$$\eta_o = \frac{P_p + P_{pv} + P_h}{P_e} \quad (1)$$

2. Vučni koeficijent korisnog dejstva je:

$$\eta_v = \frac{P_p}{P_e} \quad (2)$$

$$\eta_v = \eta_{tvt} \cdot \eta_f \cdot \eta_\delta \quad (3)$$

3. Parcijalni koeficijent korisnog dejstva:

– Koeficijent utroška snage na kretanje je:

$$\eta_f = \frac{P_p}{P_p + P_f} = \frac{P_p}{P_o} \quad (4)$$

– Koeficijent gubitaka na klizanje je:

$$\eta_\delta = 1 - \delta \quad (5)$$

– Koeficijent gubitaka transmisije do točkova je:

– Za (4x4):

$$\eta_{trt} = \eta_{tvt1} \cdot k_{n1} + \eta_{tvt2} \cdot (1 - k_{n2}) \quad (6)$$

gde je:

$\eta_{tvt1}, \eta_{tvt2}$  - koeficijent korisnog dejstva transmisije do prednjih i zadnjih točkova

$k_{n1}$  - koeficijent korisnosti uređaja za prenos snage na prednji most

$k_{n1} = 0,15$  kod traktora (4x4)S i (0,4÷0,6) kod traktora (4x4)Z i (4x4)K

U osnovi  $k_{n1}$  zavisi od raspodele opterećenja po mostovima.

– Za (4x2)s:

$$\eta_{tvt} = \eta_c^{nc} \cdot \eta_k^{nk} \cdot (1 - \xi_{tv}), \quad (7)$$

gde je:

$\eta_c^{nc}, \eta_k^{nk}$  - koeficijent korisnosti para cilindričnih i koničnih zupčanika

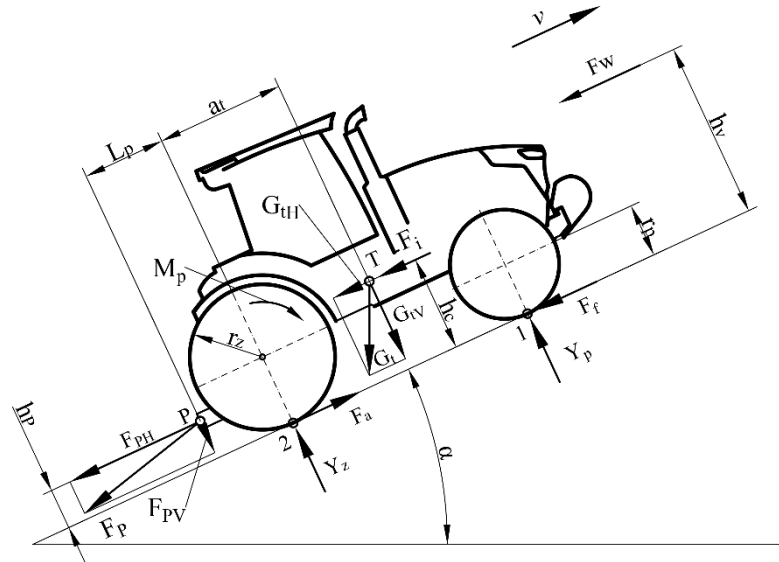
$\xi_{tv}$  - koeficijent gubitaka na praznom hodu u transmisiji

$$\eta_c^{nc} = (0,985 \div 0,990); \eta_k^{nk} = (0,975 \div 0,980); \xi_{tv} = (0,03 \div 0,05)$$

## Zadatak 30

- Postavka:**

Traktor točkaš sa priključnom mašinom kreće se ubrzanim kretanjem na usponu (sl. 29). Proučiti ukupne horizontalne i vertikalne sile i potrebnu adhezionu silu  $F_a$  da bi se ostvarilo kretanje.



Sl. 29. Traktor točkaš sa priključnom mašinom na usponu  
Fig. 29. Wheeled tractor with machine on a slope

Poznati podaci:

- težina traktora  $G_t = 8.000 \text{ daN}$
- uspon terena  $\alpha = 25^\circ$
- sila na poteznici  $F_{pot} = 2000 \text{ daN}$ , ugao  $\gamma = 10^\circ$
- brzina kretanja  $v = 12 \text{ km/h}$
- koeficijent otpora kretanja  $f = 0,08$
- ubrzanje  $a = 2 \text{ m/s}^2$
- čeona površina traktora  $A = 5 \text{ m}^2$
- koeficijent otpora vazduha  $K = 0,6 \text{ kg/m}^3$
- radni zahvat pluga  $B = 1,3 \text{ m}$
- dubina oranja  $a = 0,3 \text{ m}$
- ukupni specifični otpor  $k = 0,65 \text{ daN/cm}^2$
- koeficijent adhezije  $\phi_a = 0,65$
- koeficijent korisnosti transmisije  $\eta_{trt} = 0,85$
- vrednosti  $h_w =, h_t =, h_p =, a_t =, L_p =, L =$  - usvojiti

- Odrediti:**

1. Sile svih otpora  $F_f, F_w, F_i, G_{th}, F_u, G_{tv}, F_p, F_{ph}, F_{pv}$
2. Sumu svih sila u horizontalnoj ravni ( $\sum F_x$ )
3. Potrebnu snagu traktora  $P$  (kW) za savladavanje svih otpora
4. Potrbnu adhezionu silu u spoju točak-zemljište ( $F_a$ )
5. Maksimalnu adhezionu silu ( $F_{amax}$ )
6. Sumu svih vertikalnih sila ( $\sum F_y$ )
7. Potrebnu snagu motora, ako je iskorišćenje snage  $k_m = 0,95$
8. Potrebnu ukupnu reakciju podloge ( $Y_p + Y_z$ )

9. Potrebnu reakciju podloge na pogonskim točkovima (zadnji most)
10. Proučiti da li će traktor moći da savlada sve otpore
11. Potrebnu reakciju zemljišta na prednjim ( $Y_p$ ) i zadnjim točkovima ( $Y_z$ )

• **Rešenje: uraditi**

- 1.
- 2.
- 3.
- 4.
- 5.
- 6.
- 7.
- 8.
- 9.
- 9.
- 10
- 11.

## Zadatak 31

---

• **Postavka:**

Po zemljanom putu kreću se dva teretna vozila, jedno prazno, a drugo sa teretom. Proučiti karakteristike kretanja vozila u krivini sa radijusom od  $R = 50$  m.

Polazni podaci:

- razmak točkova vozila  $b = 1,6$  m
- visina težišta praznog  $h = 0,84$  m, a pod teretom  $h_t = 1,33$
- put ima poprečni nagib  $\beta_p = 3^\circ$  postavljen suprotno centru okretanja

• **Odrediti:**

1. Konstruktivni statički poprečni ugao vozila ( $\beta$ ).
2. Dozvoljenu maksimalnu brzinu kretanja pri okretanju.

• **Rešenje:**

1. Statički poprečni ugao vozila je:

- Prazno vozilo:

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{0,5 \cdot \beta}{h} = \frac{0,8}{0,84} = 0,95$$

$$\beta = \operatorname{arctg}\beta = 43,53^\circ$$

- Vozilo sa teretom:

$$\operatorname{tg}\beta_t = \frac{0,5 \cdot \beta}{h_t} = \frac{0,8}{1,33} = 0,6$$

$$\beta_t = \operatorname{arctg}\beta_t = 30,96^\circ$$

2. Dozvoljena maksimalna brzina kretanja vozila je:

- Prazno vozilo:

$$v_{max} = 3,6 \sqrt{g \cdot R \cdot \frac{\operatorname{tg}\beta - \operatorname{tg}\beta_p}{1 + \operatorname{tg}\beta \cdot \operatorname{tg}\beta_p}} = 73,75 \text{ km/h}$$

– Vozilo sa teretom:

$$v_{max t} = 3,6 \cdot \sqrt{g \cdot R \frac{tg\beta_t - tg\beta}{1 + tg\beta_t \cdot tg\beta}} = 59 \text{ km/h}$$

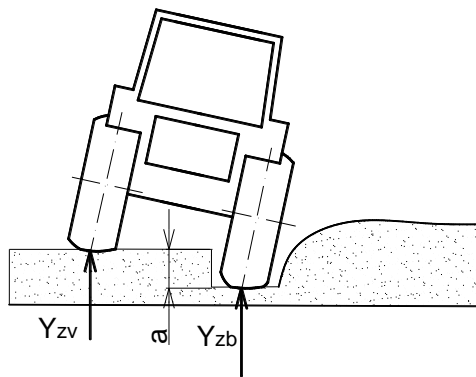
**Napomena:** Dozvoljena brzina kretanja je za 25 % manja kod vozila sa teretom.

## Zadatak 32

---

• **Postavka:**

Traktor točkaš (4x2) S pri oranju kreće se jednim točkom u brazdi, (sl. 30). Normalna reakcija na točku u brazdi je  $Y_{zb} = 1.500 \text{ daN}$ , a na točku van brazde  $Y_{zv} = 900 \text{ daN}$ . Dokazati značaj blokiranja diferencijala pri oranju.



**Sl. 30. Traktor točkaš pri oranju**  
**Fig. 30. Wheeled tractor plowing**

Polazni podaci:

– Koeficijent adhezije u brazdi  $\phi_{bb} = 0,6$ , a izvan brazde  $\phi_{bv} = 0,5$

• **Odrediti:**

1. Adhezionu silu bez blokade diferencijala.
2. Adhezionu silu sa blokadom diferencijala.
3. Oceniti značaj blokade diferencijala pri oranju.

• **Rešenje:**

1. Adheziona sila točka u brazdi:

– Kada diferencijal nije blokiran, adheziona sila traktora je ograničena klizanjem točka koji se kreće van brazde a čija je adheziona sila manja nego točka u brazdi. Ukupna sila je:

$$F_{\phi} = 2 \cdot \phi_{bv} \cdot Y_{zv} = 2 \cdot 0,5 \cdot 900 = 900 \text{ daN}$$

2. Adheziona sila pri blokadi diferencijala:

– Kada je diferencijal blokiran, svaki točak nezavisno iskorišćava adhezionu težinu, otuda je ukupna sila:

$$F_{\phi b} = Y_{zb} \cdot \phi_{bb} + Y_{zv} \cdot \phi_{bv} = 1.500 \cdot 0,6 + 900 \cdot 0,5 = 1.350 \text{ daN}$$

3. Značaj blokiranja diferencijala pri oranju ogleda se u povećanju ukupne sile za:

$$F_{\phi b} - F_{\phi} = 1.350 - 900 = 450 \text{ daN}$$

## Zadatak 33

---

- **Postavka:**

Traktor točkaš (4x2) S sa mogućnošću uključenja prednjeg pogona preko spojnice slobodnog hoda (4x4) S i radi sa dve sejalice na horizontalnom zemljištu. Proučiti važnije parametre pri obe koncepcije pogona.

Polazni podaci:

- težina traktora  $G = 3.000$  daN, od toga nazad  $G_z = 1.900$  daN, a napred  $G_p = 1.100$  daN
- razmak osovina  $L = 2,4$  m
- horizontalna komponenta vučnog otpora sejalica  $F_s = 1.140$  daN i deluju na visini  $h_p = 0,40$  m od zemlje paralelno sa podlogom
- otpor kretanja traktora  $F_f = 500$  daN
- radijus zadnjeg točka  $r_z = 0,735$  m, a prednjeg  $r_p = 0,40$  m
- prednji most se uključuje preko spojnice slobodnog hoda kada se klizanje zadnjih točkova poveća za 5%
- zakon promene klizanja je  $\delta = 8 \cdot \phi_b + 40 \cdot \phi_b^3$  [%]

- **Odrediti:**

1. Otpor momenta kretanja ( $M_f$ )
2. Adhezionu silu traktora ( $F_a$ )
3. Adhezionu težinu traktora ( $G_a$ )
4. Klizanje traktora ( $\delta$ )
5. Pri uključenju prednjeg pogona adhezionu težinu napred ( $G_{ap}$ ) i nazad ( $G_{az}$ )
6. Položaj težišta pri (4x4)

- **Rešenje:**

1. Moment otpora kretanja je:

$$M_f = F_f \cdot \left( \frac{2}{3} \cdot r_z + \frac{1}{3} \cdot r_p \right) = 500 \cdot \left( \frac{2}{3} \cdot 0,735 + \frac{1}{3} \cdot 0,40 \right) = 310 \text{ daN}$$

2. Potrebna adheziiona sila traktora je:

$$F_a = F_s + F_f = 1.140 + 500 = 1.640 \text{ daN}$$

3. Adheziiona težina traktora (4x4) S je:

$$G_a = G_s + \frac{M_f + F_s \cdot h_p}{L} = 1900 + \frac{310 + 1.140 \cdot 0,4}{2,4} = 2.220 \text{ daN}$$

4. Klizanje traktora (4x2) S prema jednačini:

$$\delta = 8 \cdot \phi_b + 40 \cdot \phi_b^2 = 8 \cdot \frac{1.640}{2.220} + 40 \cdot \left( \frac{1.640}{2.220} \right)^2 = 22\%$$

5. Pri uključenju i prednjeg pogona (4x4) S adheziona težina nazad ( $G_{az}$ ) i napred ( $G_{ap}$ ) su:

$$G_{az} = G_z + \frac{M_f + F_s \cdot h_p}{L} = 2.220 \text{ daN}$$

$$G_{ap} = G_p - \frac{M_f + F_s \cdot h_p}{L} = 780 \text{ daN}$$

6. Položaj težišta u statičkim uslovima određuje se iz odnosa:

- Udaljenost ose težišta od ose zadnjih točkova ( $a$ ):

$$G_p = G \cdot \frac{a}{L} \quad (1)$$

odavde je:

$$a = L \cdot \frac{G_p}{G} = 2,4 \cdot \frac{1.100}{3.000} = 0,88 \text{ m}$$

## Zadatak 34

---

- **Postavka:**

Traktor točkaš koncepcije (4x2) S radi sa kultivatorom. Neophodno je analizirati uticaj hidrauličkog korektora vertikalnih opterećenja na točkovima agregata (sl. 31).

Polazni podaci:

- težina traktora  $G = 3.000$  daN
- opterećenje na prednjim točkovima  $Y_{ps} = 1000$  daN, a na zadnjim  $Y_{zs} = 2.000$  daN.
- razmak osovina  $L = 2,445$  m
- radijus zadnjeg točka  $r_z = 0,73$  m
- traktor radi sa nošenim kultivatorom za površinsku obradu zemljišta sa potpornim točkom
- polje je ravno bez nagiba
- koeficijent otpora kretanja traktora  $f = 0,12$
- kultivator ima dva potporna točka
- na traktor je ugrađen hidraulički korektor vertikalnih opterećenja na točkovima
- otpor kultivatora  $F_x = 950$  daN
- položaj rezultante ( $F_r$ ),  $\theta = 25^\circ$
- normalno rastojanje od trenutnog pola (O) do rezultante otpora kultivatora je  $L_p = 0,92$  m
- razmak ose točkova kultivatora od ose zadnjih točkova traktora  $L_{kz} = 1,65$  m
- razmak ose točkova kultivatora od pola (O)  $L_k = 2,85$  m
- razmak težišta otpora kultivatora od zadnje ose traktora  $a_k = 2,15$  m
- normalno rastojanje sile (N) od pola (O)  $L_n = 1,9$  m

- **Odrediti:**

1. Vertikalno opterećenje na točkove kultivatora ( $Y_k$ ) kada je hidraulični korektor isključen
2. Podiznu silu (N) što će hidraulični konektor sniziti vertikalno opterećenje na potpornim točkovima kultivatora do veličine ( $Y'_u$ ) = 80 daN
3. Vertikalnu reakciju na prednjim ( $Y_p$ ) i zadnjim ( $Y_z$ ) točkovima traktora

- **Rešenje:**

Zadatak rešavati pomoću šeme traktor kultivator (sl. 31).

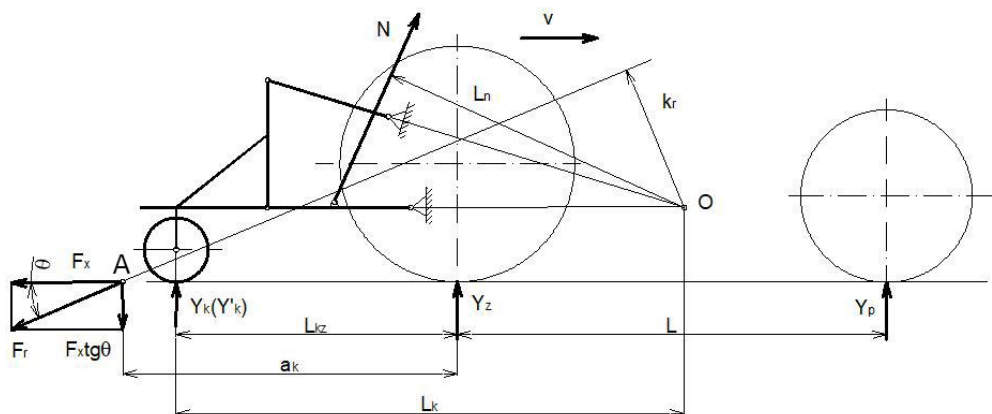
1. Određivanje vertikalnog opterećenja na točkovima kultivatora ( $y_k$ ) kada je hidraulični korektor isključen:

$$Y_k = \frac{M_o}{L_k} = \frac{970}{2,85} = 340 \text{ daN}$$

gde je:

$(M_o)$ - moment rezultante otpora kultivatora

$$M_o = F_r \cdot k_r = \frac{F_x}{\cos \theta} \cdot k_r = \frac{950}{0,9} \cdot 0,92 = 970 \text{ daNm}$$



**Sl. 31. Dejstva sila kod traktora sa kultivatorom**  
**Fig. 31. Force acting on a tractor with cultivator**

2. Podizna sila ( $N$ ) potrebna za smanjenje opterećenja na točku kultivatora na  $Y'_k = 80 \text{ daN}$ . određuje se iz odnosa:

$$N \cdot L_n = (Y_k - Y'_k) \cdot L_k, \quad (1)$$

odavde je:

$$N = \frac{(Y_k - Y'_k) \cdot L_k}{L_n} = \frac{(340 - 80) \cdot 2,85}{1,9} = 390 \text{ daN}$$

3. Određivanje vertikalne reakcije na prednjim ( $Y_p$ ) i zadnjim ( $Y_z$ ) točakovima traktora izvodi se pomoću jednačine:

– Prednji točak:

$$Y_p = Y_{ps} - \frac{M_f + F_x \cdot \text{tg}\theta \cdot a_k - Y_k \cdot L_{kz}}{L} \quad (2)$$

– Zadnji točak:

$$Y_z = G + F_x \cdot \text{tg}\theta - Y_k - Y_p, \quad (3)$$

gde je:

$$F_x \cdot \text{tg}\theta = 950 \cdot \text{tg}25^\circ = 443 \text{ daN}$$

$$M_f \approx f \cdot (G + F_x \cdot \text{tg}\theta - Y_k) \cdot r_z \quad (4)$$

**Napomena:** Rezultati proračuna dati su u tabeli 6.

**Tab. 6. Rezultati proračuna**  
**Tab. 6. Calculation results**

R. br.	Varijante	$Y_k$ [daN]	$G + F_x \cdot \text{tg}\theta - Y_k$ [daN]	$M_f$ [daNm]	$Y_p$ [daN]	$Y_z$ [daN]
1	Bez hidrauličkog konektora	340	3.103	272	730	2.373
2	Sa hidrauličkim konektorom	80	3.363	294	545	2.818

**Napomena:**

Iz proračuna se vidi da hidraulički korektor vertikalnog opterećenja na točku kultivatora povećava opterećenje na pogonski točak ( $Y_z$ ), a malo se smanjuje opterećenje na prednji točak ( $Y_p$ ).

**Zadatak 35**• **Postavka:**

Traktor točkaš kreće se ravnomernom brzinom po strnjici, sa različitim opterećenjima na poteznici, pri čemu dolazi do preraspodele opterećenja po mostovima.

Polazni podaci:

- težina traktora  $G = 3.000$  daN
- razmak osovina  $L = 2,445$  m
- udaljenost težišta od zadnjeg mosta traktora  $a = 0,815$  m
- visina poteznice  $h_p = 0,4$  m
- linija vuče je paralela sa površinom zemljišta
- moment otpora kretanja traktora  $M_f \cong f \cdot G \cdot r_z$
- radijus zadnjeg točka  $r_z = 0,735$  m

• **Treba:**

1. Odrediti normalnu reakciju na prednjim ( $Y_{ps}$ ) i zadnjim ( $Y_{zs}$ ) točovima u statičkim uslovima
2. Odrediti moment otpora kretanja traktora ( $M_f$ )
3. Odrediti normalne reakcije na prednjim i zadnjim točkovima pri praznom hodu  $F_{pot} = 0$  i pri opterećenju  $F_{pot} = 1.400$  daN
4. Odrediti normalne reakcije na prednjem i zadnjem točku pri opterećenju na poteznici  $F_{pot} = 1.400$  daN
5. Odrediti normalne reakcije na prednjem i zadnjem točku pomoću dijagrama ( $Y_{ps}; Y_{ps}$ )

• **Rešenje:**

1. Statički normalna reakcija na točkovima:

– Prednji točak:

$$Y_{ps} = G \cdot \frac{a}{L} = 3.000 \cdot \frac{0,805}{2,445} = 1.000 \text{ daN}$$

– Zadnji točak:

$$Y_{zs} = G \cdot \frac{L - a}{L} = 3000 \cdot \frac{2,445 - 0,805}{2,445} = 2.000 \text{ daN}$$

2. Moment otpora kretanja traktora je:

$$M_f = f \cdot G \cdot r_z = 0,08 \cdot 3.000 \cdot 0,735 = 176,4 \text{ daNm}$$

3. Normalna reakcija na prednjim i zadnjim točkovima pri praznom hodu  $F_{pot} = 0$ :

– Prednji točak, prazan hod:

$$Y_{pp} = Y_{ps} - \frac{M_f}{L} = 1.000 - \frac{176,4}{2,445} = 928 \text{ daN}$$

– Zadnji točak, prazan hod:

$$Y_{zp} = Y_{zs} + \frac{M_f}{L} = 2.000 + \frac{176,4}{2,445} = 2.072 \text{ daN}$$



4. Normalne reakcije na prednjim i zadnjim točkovima pri opterećenju na poteznici od  $F_{pot} = 1.400$  daN:

– Prednji točak:

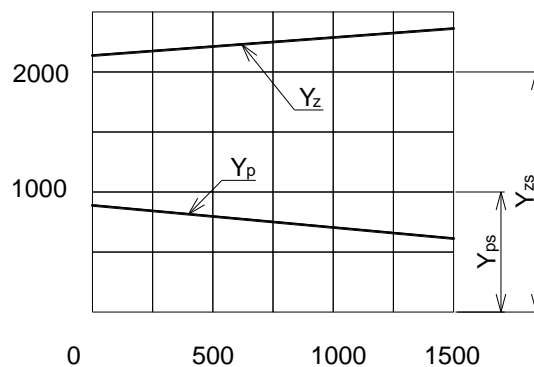
$$Y_p = y_{pp} - \frac{F_{pot} \cdot h_p}{L} = 928 - \frac{1.400 \cdot 0,4}{2,445} = 700 \text{ daN}$$

– Zadnji točak:

$$Y_z = G - Y_p = 3.000 - 700 = 2.300 \text{ daN}$$

5. Određivanje normalnih reakcija pomoću dijagrama:

– Na dijagramu je prikazana zavisnost normalnih reakcija na prednje ( $Y_p$ ), i zadnje ( $Y_z$ ) točkove u zavisnosti od sila na poteznici ( $F_{pot}$ ) (vidi dijagram) (sl. 32)



Sl. 32. Grafičko određivanje normalnih reakcija na točkovima  
Fig. 32. Graphical determination normal reaction on wheels

## Zadatak 36

• **Postavka:**

Traktor guseničar radi sa plugom na strnjici ravnomernom brzinom kretanja. Zemljište je horizontalno. Treba odrediti položaj centra pritiska traktora.

Polazni podaci:

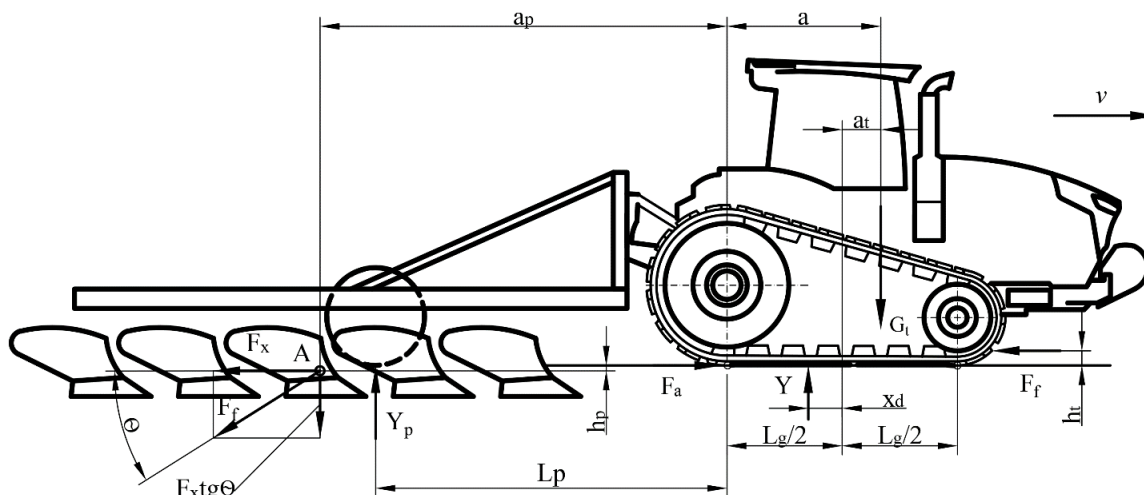
- težina traktora  $G = 6.000$  daN
- položaj težišta, podužni  $a = 1.400$  mm od ose zadnjeg točka gusenice
- udaljenost težišta od sredine gusenice napred  $a_0 = 60$  mm
- udaljenost težišta pluga (centar otpora) od ose zadnjeg točka traktora  $a_p = 1.800$  mm
- razmak ose točka pluga od ose zadnjeg točka gusenice  $L_p = 1.350$  mm
- otpor pluga  $F_x = 1.800$  daN
- rezultanta otpora pluga u vertikalnoj ravni deluje pod uglom  $\theta = 12^\circ 30'$  ( $tg\theta = 0,22$ ) i prolazi kroz težište pluga

• **Odrediti:**

1. Vertikalnu reakciju na točku pluga ( $Y_p$ )
2. Položaj centralnog pritiska ( $a_d$ )

• **Rešenje:**

Za rešavanje ovog zadatka koristi se šema (sl. 33) sila na traktoru guseničaru pri oranju.



Sl. 33. Šema sila na traktorju guseničaru pri oranju  
Fig. 33. Force scheme on the tracked tractor while plowing

1. Vertikalna reakcija na točak pluga:

$$Y_p = F_x \cdot \operatorname{tg} \theta = 1.800 \cdot 0,22 = 396 \text{ daN}$$

2. Položaj centra pritiska traktorja odreduje se iz sume momenata za tačko (D) zanemarujući moment sile  $(F_x \cdot h_p)$  i  $(F_f \cdot h_f)$ :

$$G \cdot (a_0 + X_d) - F_x \cdot \operatorname{tg} \theta \cdot (a_p + a - a_0 - X_d) + Y_p \cdot (L_p + a - a_0 - X_d) = 0 \quad (1)$$

odavde:

$$X_d = \frac{F_x \cdot \operatorname{tg} \theta \cdot (a_p + a) - Y_p \cdot (L_p + a)}{G + F_x \cdot \operatorname{tg} \theta - Y_p} - a_0 \quad (2)$$

zamenom za  $Y_p = F_x \cdot \operatorname{tg} \theta$

$$X_d = \frac{F_x \cdot \operatorname{tg} \theta \cdot (a_p - L_p)}{G} - a_0 = \frac{396 \cdot (1.800 - 1.350)}{6.000} - 60 = -30,3 \text{ mm}$$

Napomena: Položaj centra pritiska traktorja ( $X_d$ ) je nešto ispred ose težišta gusenice.

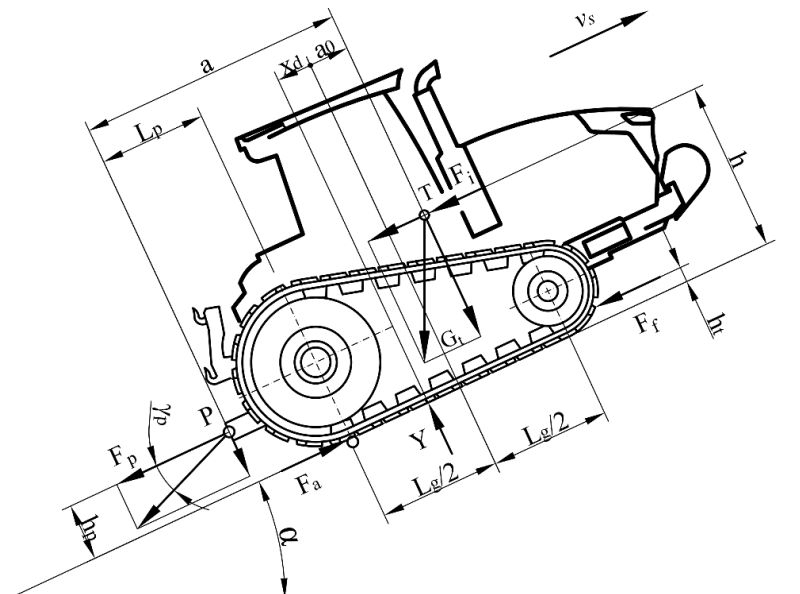
## Zadatak 37

- **Postavka:**

Proučiti položaj centra pritiska traktorja guseničara pri kretanju na usponu sa ubrzanjem (sl. 34).

- **Odrediti:**

1. Sumu momenata za tačko A, centar pritiska ili centar delovanja reakcije zemljišta ( $Y$ ) na gusenicu
2. Položaj reakcije ( $Y$ ) u odnosu na središnu osu gusenice ( $X$ )
3. Uticaj položaja centra pritiska ( $X$ ) na raspodelu novih reakcija po dužini gusenice
4. Proučiti primer uticaja vučne sile i visine poteznice na položaj centra pritiska



Sl. 34. Traktor guseničar na usponu  
Fig. 34. Tracked tractor on a slope

• **Rešenje:**

1. Jednačine momenta spoljnih sila i reakcije u odnosu na tačku (A) je:

$$G_t = \sin \alpha (X + a_z) = (F_i + G_t \cos \alpha) h_t + F_p \cos \gamma \cdot h_p + F_f a_f + F_p \sin \gamma (L_t - a_t - x) \quad (1)$$

- Veličina  $F_f a_f$  predstavlja moment otpora kretanja traktora  $M_f$
- Po pravilu  $\gamma = 15^\circ$ , pri čemu je  $\cos \gamma = 1$

2. Položaj reakcije zemljišta na gusanice (X) iz jednačine (1) je:

$$X = \frac{(F_i + G_t \cdot \sin \alpha) h_t + F_p \cdot (h_p + L_t \cdot \sin \gamma) + M_f - a_t \cdot (G_t \cdot \cos \alpha + F_p \cdot \sin \gamma)}{G_t \cdot \cos \alpha + F_p \cdot \sin \gamma}$$

$$X = \frac{(F_i + G_t \cdot \sin \alpha) \cdot h_t + F_p \cdot (h_p + L_t \cdot \sin \gamma) + M_f}{G_t \cdot \cos \alpha + F_p \cdot \sin \gamma} a_t \quad (2)$$

- Pri ravnomernom kretanju na horizontalnom zemljištu i relativno maloj dubini oranja dobijamo:

$$X = \frac{F_p \cdot (h_p + L_t \cdot \sin \phi)}{G_t + F_p \cdot \sin \gamma} - a_t \quad (3)$$

Ako je sila na poteznici horizontalna ( $\gamma = 0$ ), onda je:

$$X = \frac{F_p \cdot h_p}{G_t} - a_t \quad (4)$$

Ili

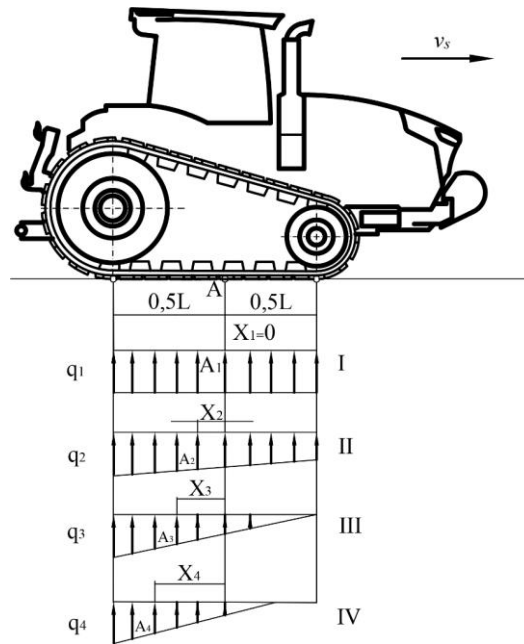
$$X = h_p \cdot \phi_p - a_t \quad (5)$$

gde je:

$$\phi_p = \frac{F_p}{G_t} \quad - \text{koeficijent iskorišćenja adhezione težine traktora.}$$

Koordinata (X) centra pritiska definiše raspodelu normalne reakcije zemljišta po gusenici tj. otpor pritiska na zemljište.

3. Uticaj položaja centra pritiska (X) na raspodelu normalne reakcije zemljišta po dužini gusenice prikazan je na sl. 35:



**Sl. 35. Raspodela normalne reakcije zemljišta po dužini gusenice**  
**Fig. 35. Distribution of normal soil reaction along track length**

- Raspored pritiska na gusanici može biti pravougaoni (I), trapezni (II), trouglasti (III i IV) (sl. 145)

- Svaki položaj centra pritiska (X):

$$X_1 = 0, X_2 < X_3 < X_4 \quad (6)$$

određuje vrednost pritiska:

$$q_{max} - q_4 > q_3 > q_2 > q_1 \quad (7)$$

- Varijanta (IV) izaziva maksimalni pritisak ( $q_{max}$ ) i najveću dubinu oranja.
- Položaj centra pritiska (X) zavisi od položaja težišta traktora ( $a_t$ )
- Kod poljoprivrednih traktora gusaničara položaj težišta je:

$$a_t = (0,05 \div 0,07)L \quad (8)$$

4. Uticaj vučne sile i visine poteznice na položaj normalne reakcije (X):

Primer traktora gusaničara kategorije 30 kN sa podacima:

- težina  $G_t = 76$  kN
- dužina kontakta zemljišta sa gusanicom  $L = 2.000$  mm

$$a_t = 0,05 \cdot L = 100 \text{ mm} \quad (9)$$

- rezultati proračuna prema jednačini (4) su:

Pri  $F_p = 30$  kN i  $h_p = 400$  mm

$$X = 58 \text{ mm}$$

Pri  $F_p = 10$  kN i  $h_p = 400$  mm

$$X = -48 \text{ mm}$$

Pri  $F_p = 30 \text{ kN}$  i  $h_p = 600 \text{ mm}$

$$X = 137 \text{ mm}$$

Na položaj centra pritiska ( $X$ ) vidimo da uticaj ima visina poteznice ( $h_p$ ).

## Zadatak 38

### • Postavka:

Traktor guseničar se kreće po suvom, horizontalnom, zemljanom putu sa dve prikolice, a poznati su podaci:

- težina traktora  $G = 3.800 \text{ daN}$
- težina prikolica  $G_p = 10.000 \text{ daN}$
- težinski koeficijent prikolice  $k_p = G_p/G = 2,5$
- koeficijent otpora kretanja traktora  $f_t = 0,07$ , a prikolice  $f_p = 0,04$
- nominalna snaga traktora  $P_e = 36,76 \text{ kW}$ , pri broju obrtaja  $n_e = 1.500 \text{ o/min}$
- prenosni odnos u transmisiji  $i_{tr} = 31,2$ , koeficijent korisnosti  $\eta_{tr} = 0,90$
- radijus pogonskog točka gusenica  $r_g = 0,365 \text{ m}$
- koeficijent adhezije  $\phi_a = 0,9$
- zanemariti otpor vazduha  $F_w = 0$

### • Odrediti:

1. Maksimalnu silu koju može da razvije traktor u datim uslovima ( $F_m$ )
2. Maksimalni ugao uspona koji traktor može da savlada u datim uslovima ( $\alpha_{max}$ )
3. Proveriti da li traktor može da se kreće na datom usponu sa aspekta adhezije u spoju gusenica – put

### • Rešenje:

1. Maksimalna sila koju može da razvije traktor u datim uslovima izračunava se pomoću jednačine:

$$F_m = \frac{955,4 \cdot P_e \cdot i_{tr} \cdot \eta_{tr}}{n_e \cdot r_g} = \frac{955,4 \cdot 36,76 \cdot 31,2 \cdot 0,9}{1.500 \cdot 0,365} = 1.801 \text{ daN}$$

2. Maksimalan ugao može da se izračuna iz bilansa sile, sledi:

$$F_m = f \cdot G + f_p \cdot G_p + (G + G_p) \cdot i_{tr} = G \cdot (f + f_p \cdot k_p) + G(1 + k_p) \cdot i_{tr}$$

$$\alpha \frac{F_m - G \cdot (f + f_p \cdot k_p)}{G \cdot (1 + k_p)} = \frac{1.801 - 0,17 \cdot 3.800}{3,5 \cdot 3.800} = 0,09 = 45^\circ 10'$$

3. Provera mogućnosti kretanja traktora na usponu sa aspekta vučnih svojstva podloge i gusenice: Maksimalna sila koju traktor može da razvije sa spektra spoja sa podlogom izračunava se pomoću jednačine:

$$F_\varphi = G \cdot f + \frac{M_g}{r_g} \tag{1}$$

gde je dugi član jednačine otpor u gusenicama, a izračunava se pomoću jednačine:

$$\frac{M_g}{r_g} = 0,5 \cdot f \cdot G \tag{2}$$

iz toga sledi:

$$F_{\phi} = \phi \cdot G + 0,5 \cdot f \cdot G = G \cdot (\phi + 0,5 \cdot f) = 3.800 \cdot 0,935 = 3 - 550 \text{ daN}$$

Pošto je  $F_{\phi} > F_m$ , kretanje je moguće.

## Zadatak 39

---

- **Postavka:**

Traktor gusaničar težine  $G_t = 6.000 \text{ daN}$  sa plugom kreće se na usponu  $i = 0,02$ , sa otporom od  $f = 0,07$ , kreće se brzinom  $v = 8,5 \text{ km/h}$  i razvija na poteznici silu od  $F_{pot} = 20 \text{ kN}$ , koeficijent korisnosti transmisije  $\eta_{tv} = 0,86$  i koeficijent proklizavanja  $\delta = 2 \%$ .

- **Odrediti:**

1. Efektivnu snagu motora ( $P_e$ )
2. Proizvodnost agregata ( $W_e$ )

- **Rešenje:**

1. Efektivna snaga motora  $P_e$ :

– Snaga na poteznici:

$$P_{pot} = \frac{F_{pot} \cdot v}{3,6} = \frac{20 \cdot 8,5}{3,6} = 47,22 \text{ kW}$$

– Snaga za savladavanje otpora kretanja:

$$P_f = \frac{f \cdot G_t \cdot v}{3,6} = \frac{0,07 \cdot 6 \cdot 8,5}{3,6} = 3,75 \text{ kW}$$

– Snaga za savladavanje uspona:

$$P_u = \frac{i \cdot G_t \cdot v}{3,6} = \frac{0,02 \cdot 6 \cdot 8,5}{3,6} = 1,02 \text{ kW}$$

– Snaga na pogonskom točku:

$$P_o = \frac{P_{pot} + P_u + P_f}{1 - \delta} = \frac{47,22 + 3,57 + 1,02}{0,98} = 57,85 \text{ kW}$$

– Snaga izgubljena na klizanje:

$$P_{\delta} = P_o - (P_{pot} + P_u + P_f) = 52,87 - 51,81 = 1,06 \text{ kW}$$

– Efektivna snaga motora:

$$P_e = \frac{P_o}{\eta_{trt}} = \frac{52,87}{0,86} = 61,48 \text{ kW}$$

– Gubici snage u transmisiji ( $\eta_{trt}$ ):

$$P_{trt} = P_e - P_o = 61,48 - 52,87 = 8,61 \text{ kW}$$

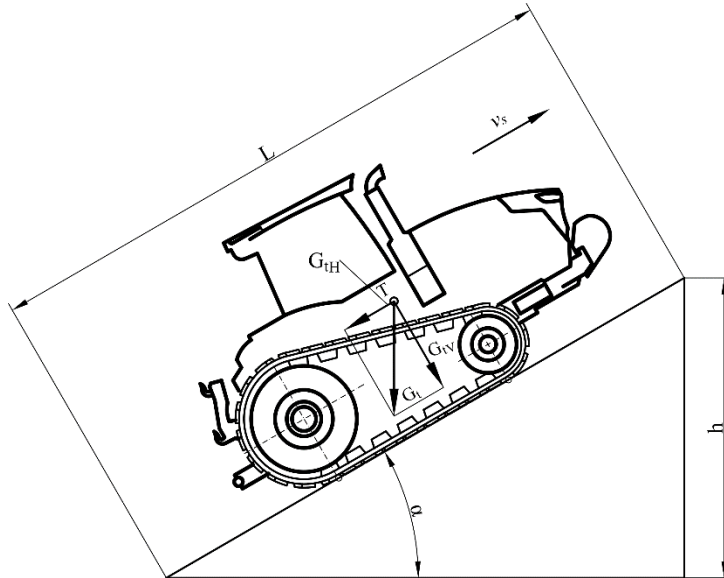
2. Proizvodnost agregata:

$$W_e = 0,1 \cdot n_p \cdot b_p \cdot v = 0,1 \cdot 4 \cdot 0,35 \cdot 8,5 = 3,4 \text{ ha/h}$$

## Zadatak 40

- **Postavka:**

Traktor guseničar težine 11.850 daN kreće se na usponu visine 42 m i dužine 1.400 m (sl. 36). Odrediti snagu utrošenu na savladavanje uspona ako je traktor prešao 2400 m za 15 min.



Sl. 36. Traktor guseničar na usponu  
Fig. 36. Tracked tractor on a slope

Poznati podaci:

- težina traktora  $G_t = 11.850$  daN
- visina  $h = 100$  m
- dužina  $L = 1.400$  m
- pređeni put  $s = 2.400$  m
- vreme pređenog puta  $t = 15$  min
- koeficijent otpora kretanja  $f = 0,09$

- **Odrediti:**

1. Brzinu kretanja  $v$  (m/s)
2. Nagib uspona  $\alpha$  (o)
3. Silu uspona  $F_u$  (daN)
4. Snagu potrebnu za savladavanje uspona  $P_u$  (kW)

- **Rešenje:**

1. Brzina kretanja:

$$v = \frac{s}{t} = \frac{2.400}{15 \cdot 60} = 2,66 \text{ m/s} = 9,6 \text{ km/h}$$

2. Nagib uspona:

$$\sin \alpha = \frac{h}{L} \Rightarrow \alpha = \arcsin \frac{h}{L} = \arcsin \frac{100}{1.400}$$

$$\alpha = 4^\circ$$

3. Sila uspona:

$$F_u = G_t \cdot f \cdot \sin \alpha = 11.850 \cdot 0,09 \cdot \sin 4^\circ = 1.064 \text{ daN}$$

4. Snaga potrebna za savladavanje uspona:

$$P_u = \frac{F_u \cdot v}{360} = \frac{1.064 \cdot 9,6}{360} = 28,3 \text{ kW} = 35,6 \text{ KS}$$

## Zadatak 41

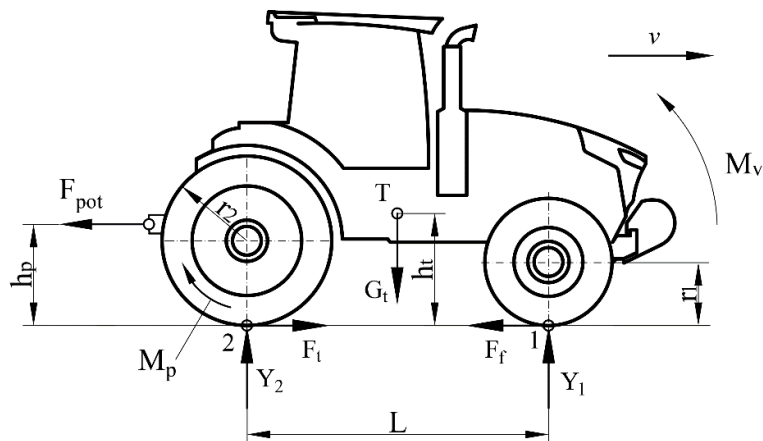
- **Postavka:**

Za traktor sa sl. 37 poznati su sledeći podaci:

- ukupna težina traktora  $G_t = 3.000 \text{ daN}$
- težina na zadnjim točkovima  $G_z = 2.000 \text{ daN}$
- težina na prednjim točkovima  $G_p = 1.000 \text{ daN}$
- dinamički poluprečnik pogonskih točkova  $r_2 = 600 \text{ mm}$
- visina poteznice  $h_p = 700 \text{ mm}$
- sila na poteznici  $F_{pot} = 1.000 \text{ daN}$
- rastojanje između prednje i zadnje osovine  $L = 2.450 \text{ mm}$
- koeficijent otpora kotrljanja  $f = 0,15$
- koeficijent prijanjanja  $\phi = 0,6$

- **Odrediti:**

1. Adhezionu silu ( $F_t$ )
2. Obrtni moment na pogonskim točkovima ( $M_t$ )
3. Snagu motora ako je koeficijent korisnog dejstva traktora ( $\eta_v = 0,60$ ) pri brzini ( $v_s = 10 \text{ km/h}$ )
4. Ako je uslov da na prednjim točkovima zbog upravljanja ostaje težina ( $G_p = 0,20 \cdot G_t$ ), proveriti da li je taj uslov zadovoljen.



Sl. 37. Šema sila – traktor u radu  
Fig. 37. Force scheme – tractor in operation

- **Rešenje:**

1. Adhezionna sila:

Pri kretanju traktora shodno slici 37 javljaju se sile:

- sila poteznice  $F_{pot} = 1.000 \text{ daN}$
- otpor kotrljanja  $F_f = G_t \cdot f = 3.000 \cdot 0,15 = 450 \text{ daN}$



odavde je potrebna adhezijska sila:

$$F_t = F_{pot} + F_f = 1.000 + 450 = 1.450 \text{ daN}$$

i stvarna:

$$F_{tp} = G_z \cdot \phi = 2.000 \cdot 0,6 = 1.200 \text{ daN}$$

s obzirom na to da je:

$$F_t > F_{ts} - \text{traktor ne može da obavlja naznačenu operaciju.}$$

2. Potreban obrtni moment na pogonskim točkovima s obzirom na sile ( $F_{pot}$ ) i ( $F_f$ ) odnosno ( $F_t$ ):

$$M_t = F_t \cdot r_{dz} = 1.450 \cdot 0,6 = 870 \text{ daN}$$

s obzirom na moguću adhezijsku silu:

$$M_{tp} = F_{tp} \cdot r_{dz} = 1.200 \cdot 0,6 = 720 \text{ daN}$$

3. Snaga motora:

– snaga na poteznici:

$$P_{pot} = \frac{F_{pot} \cdot v}{360} = \frac{1.000 \cdot 10}{360} = 27,77 \text{ kW}$$

– snaga motora:

$$P_e = \frac{P_{pot}}{\eta_v} = \frac{27,77}{0,6} = 46,29 \text{ kW}$$

4. Opterećenje na prednjim točkovima:

– Postavljamo momentnu jednačinu za tačku (B)

$$M_b = F_{pot} \cdot h_p - G_p \cdot L + Y_p \cdot L = 0$$

odavde je:

$$Y_p = \frac{G_p \cdot L - F_{pot} \cdot h_p}{L} = \frac{1.000 \cdot 2,45 - 1.000 \cdot 0,7}{2,45} = 714,29 \text{ daN}$$

– Potrebno opterećenje na prednjim točkovima sa aspekta upravljanja

$$Y_{pu} = 0,20 \cdot G_t = 0,20 \cdot 3.000 = 600 \text{ daN}$$

S obzirom na to da je  $Y_p > Y_{pu}$ , stabilnost sa aspekta upravljanja nije narušena.

## Zadatak 42

---

- **Postavka:**

Za traktor iz prethodnog zadatka poznat je broj obrtaja pogonskih točkova  $n_t = 30$  o/min (ostale podatke uzeti iz prethodnog zadatka).

- **Odrediti:**

1. Teoretsku brzinu kretanja ( $v$ )
2. Stvarnu brzinu kretanja  $v_s$  ako je klizanje ( $\delta = 15\%$ ).
3. Broj obrtaja kolenastog vratila motora ( $n_e$ ) ako je prenosni odnos u transmisiji ( $i_{tr} = 70$ )

- **Rešenje:**

1. Teoretska brzina kretanja:

$$v_t = \frac{\pi}{30} \cdot n_t \cdot r_2 = \frac{\pi}{30} \cdot 30 \cdot 0,6 = 1,884 \text{ m/s}$$

Ili

$$v_t = 1,884 \cdot 3,6 = 6,78 \text{ km/h}$$

2. Stvarna brzina kretanja:

$$v_s = v_t \cdot \eta_\delta = v_t \cdot (1 - \delta) = 6,78 \cdot 0,85 = 5,77 \text{ km/h}$$

3. Broj obrtaja kolenastog vratila:

$$n_m = n_t \cdot i_{tr} = 30 \cdot 70 = 2.100 \text{ o/min}$$

## Zadatak 43

---

- **Postavka:**

Za traktor su poznati sledeći podaci:

- sila na poteznici  $F_{pot} = 2.000 \text{ daN}$
- težina traktora  $G_t = 4.000 \text{ daN}$
- prenosni odnos u transmisiji  $i_{tr} = 90$
- dinamički poluprečnik točka  $r_{dz} = 0,65 \text{ mm}$
- broj obrtaja točka  $n_t = 25 \text{ o/min}$
- koeficijent otpora kotrljanja  $f = 0,20$
- rezerva snage  $k_r = 10 \%$
- koeficijent korisnog dejstva transmisije  $\eta_{tr} = 0,86$

- **Odrediti:**

1. Snagu motora ( $P_e$ )

- **Rešenje:**

– Sila na pogonskim točkovima:

$$F_t = F_{pot} + F_f = 2.000 + 4.000 \cdot 0,20 = 2.800 \text{ daN}$$

– Obrtni moment na točkovima:

$$M_t = F_t \cdot r_{dz} = 2.800 \cdot 0,65 = 1.820 \text{ daN}$$

– Obrtni moment motora:

$$M_m = \frac{M_t}{\eta_{tr} \cdot i_{tr}} = \frac{1.820}{0,86 \cdot 90} = 23,514 \text{ daNm}$$

– Broj obrtaja kolenastog vratila:

$$n_e = n_t \cdot i_{tr} = 25 \cdot 90 = 2.250 \text{ o/min}$$

– Snaga motora:

$$P_e = \frac{M_m \cdot n_m}{955} = \frac{23,514 \cdot 2.250}{955} = 55,37 \text{ kW}$$

Uzimajući u obzir potrebnu rezervu snage, efektivna snaga motora na datom režimu je jednaka:

$$P_e = P_m + P_m \cdot k_r = 55,37 + 55,37 \cdot 0,1 = 60,90 \text{ kW}$$

## Zadatak 44

---

- **Postavka:**

Za traktor MTZ – 80 poznati su sledeći podaci:

- traktor radi na ravnom terenu  $\alpha = 0$  u II stepenu prenosa sa prenosnim odnosom  $i_{trII} = 142,1$
- dinamički poluprečnik točka  $r_d = 730$  mm
- vučni otpor traktora na poteznici  $F_{pot} = 575$  daN, a na priključnom vratilu  $M_{pv} = 74,5$  daNm pri  $n_{pv} = 548$  o/min i  $n_m = 2.200$  o/min
- koeficijent korisnog dejstva transmisije do priključnog vratila  $\eta_{trpv} = 0,96$
- broj obrtaja pogonskih točkova pod opterećenjem je  $n_{to} = 27$  o/min, a na toj deonici, pri praznom hodu, broj obrtaja pogonskih točkova je  $n_{tp} = 21,6$  o/min
- efektivna snaga motora  $P_e = 83,6$  KS
- eksploataciona težina traktora  $G_t = 3.800$  daN
- koeficijent otpora kotrljanja  $f = 0,1$

- **Odrediti:**

1. Stvarnu brzinu traktora u II stepenu prenosa ( $v_s$ )
2. Vučnu snagu traktora na poteznici ( $P_{pot}$ )
3. Snagu utrošenu na sopstveno kretanje ( $P_f$ )
4. Vučnu silu i snagu traktora ( $F_{pot}$ ) i ( $P_{pot}$ )
5. Gubitak snage u transmisiji  $P_{trt}$  ako se zna da je koeficijent korisnog dejstva cilindričnih zupčanika ( $\eta_c = 0,98$ )(4 para), a koničnih ( $\eta_k = 0,96$ )(1 par)
6. Snagu i obrtni moment na priključnom vratilu ( $M_{pv}$ ) i ( $P_{pv}$ )
7. Snagu izgubljenju na klizanje ( $P_\delta$ )
8. Angažovanu snagu motora ( $P_{ea}$ )
9. Izgubljenju snagu u transmisiji do priključnog vratila ( $P_{trpv}$ )
10. Sastaviti bilansnu jednačinu traktora ( $P_e$ )
11. Opšti koeficijent korisnog dejstva traktora ( $\eta_o$ )
12. Vučni koeficijent korisnog dejstva traktora ( $\eta_v$ )
13. Koeficijent iskorišćenja snage motora ( $\eta_{mi}$ )

- **Rešenje:**

1. Stvarna brzina traktora u II stepenu prenosa:

- Broj obrtaja pogonskih točkova:

$$n_t = \frac{n_m}{i_{trII}} = \frac{2.200}{142,1} = 15,48 \text{ o/min}$$

- Teoretska brzina traktora:

$$v_t = \frac{2\pi \cdot r_d \cdot n_t}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,73 \cdot 15,48}{60} = 1,18 \text{ m/s}$$

Ili

$$1,18 \cdot 3,6 = 4,24 \text{ km/h}$$

- Klizanje traktora:

$$\delta = \frac{n_{to} - n_{tp}}{n_{to}} = \frac{27 - 21,6}{27} \cdot 100 = 20 \%$$

- Stvarna brzina:

$$v_s = v_t \cdot (1 - \delta) = 1,18 \cdot (1 - 0,20) = 0,94 \text{ m/s}$$

ili

$$0,94 \cdot 3,6 = 3,38 \text{ km/h}$$

2. Vučna snaga traktora na poteznici:

- Sila na poteznici:  $F_{pot} = 575 \text{ daN}$

- Snaga na poteznici:

$$P_{pot} = \frac{F_{pot} \cdot v_s}{360} = \frac{575 \cdot 3,38}{360} = 5,4 \text{ kW}$$

3. Snaga utrošena na sopstveno kretanje:

- Sila otpora kotrljanja:

$$F_f = G_t \cdot f = 3800 \cdot 0,1 = 380 \text{ daN}$$

- Snaga za sopstveno kretanje:

$$P_f = \frac{F_f \cdot v_s}{360} = \frac{380 \cdot 3,38}{360} = 3,57 \text{ kW}$$

4. Vučna sila i snaga traktora:

- Vučna sila:

$$F_v = F_{pot} + F_f = 575 + 380 = 955 \text{ daN}$$

- Vučna snaga traktora:

$$P_v = \frac{F_v \cdot v_s}{360} = \frac{955 \cdot 3,38}{360} = 8,97 \text{ kW}$$

5. Gubitak snage u transmisiji:

- koeficijent korisnog dejstva transmisije:

$$\eta_{trt} = \eta_{tre} \cdot \eta_{trk}^m = 0,96^4 \cdot 0,96 = 0,885$$

- Snaga na pogonskim točkovima:

$$P_t = \frac{F_v \cdot v_t}{360} = \frac{955 \cdot 4,24}{360} = 11,25 \text{ kW}$$

- Gubitak snage u transmisiji do točkova:

$$P_{trt} = \frac{P_t \cdot (1 - \eta_{trt})}{\eta_{trt}} = \frac{11,25 \cdot (1 - 0,885)}{0,885} = 1,51 \text{ kW}$$

6. Snaga i obrtni moment na priključnom vratilu:

- Obrtni moment:  $M_{pv} = 74,5 \text{ daNm}$

- Snaga na priključnom vratilu:

$$P_{pv} = \frac{M_{pv} \cdot n_{pv}}{955} = \frac{74,5 \cdot 548}{955} = 42,73 \text{ kW}$$

7. Snaga izgubljena na klizanje:

$$P_\delta = P_t \cdot \delta = 11,25 \cdot 0,20 = 2,25 \text{ kW}$$

8. Angažovana snaga motora:

- Snaga utrošena na kretanje agregata pri radu:

$$P'_e = P_t + P_{trt} = 11,25 + 1,51 = 12,76 \text{ kW}$$

- Snaga utrošena na pogon radnih organa preko priključnog vratila:

$$P_e'' = \frac{P_{pv}}{\eta_{trpv}} = \frac{42,73}{0,96} = 44,51 \text{ kW}$$

- Angažovana snaga motora:

$$P_{ea} = P_e' + P_e'' = 12,76 + 44,51 = 57,27 \text{ kW}$$

9. Izgubljena snaga u transmisiji do priključnog vratila:

$$P_{trpv} = \frac{P_{pv} \cdot (1 - \eta_{trpv})}{\eta_{trpv}} = 1,78 \text{ kW}$$

10. Bilansna jednačina snage traktora:

$$P_e = P_{trt} + P_{trpv} + P_f + P_\delta + P_{pot} + P_{pv} \\ = 1,51 + 1,78 + 3,57 + 2,25 + 5,4 + 42,73 = 57,24 \text{ kW}$$

11. Opšti koeficijent korisnog dejstva traktora:

$$\eta_{vo} = \frac{P_{pot} + P_{pv}}{P_e} = \frac{5,4 + 42,73}{57,24} = 0,84$$

11. Vučni koeficijent korisnog dejstva traktora:

$$\eta_v = \frac{P_{pot}}{P_e - (P_{pv} + P_{trpv})} = \frac{5,4}{57,24 - (42,73 + 1,78)} = 0,43$$

13. Koeficijent iskorišćenja snage motora:

$$P_{emax} = 83,6 \text{ KS} = 61,47 \text{ kW}$$

$$\eta_{im} = \frac{P_e}{P_{emax}} \cdot 100 = \frac{57,24}{61,47} = 93,1\%$$

## Zadatak 45

---

- **Postavka:**

Za traktor točkaš pri radu u III stepenu prenosa poznati su sledeći podaci:

- obrtni moment koji se prenosi preko transmisije  $M_m = 80 \text{ daNm}$
- broj obrtaja motora  $n_m = 1.600 \text{ o/min}$
- prenosni odnos menjača (5), diferencijala (5) i reduktora (3)
- broj pari zupčanika: cilindričnih (4), koničnih (1)
- koeficijent korisnog dejstva spojnice  $\eta_s = 0,98$
- koeficijent korisnog dejstva za par cilindričnih zupčanika sa pravim zubima  $\eta_{cp} = 0,975$
- koeficijent korisnog dejstva koničnih zupčanika  $\eta_k = 0,985$
- dinamički poluprečnik točka  $r_d = 0,80 \text{ m}$
- koeficijent prijanjanja  $\varphi = 0,6$

- **Odrediti:**

1. Koeficijent korisnog dejstva transmisije ( $\eta_{tr}$ )
2. Prenosni odnos transmisije do točkova ( $i_{tr}$ )
3. Obrtni moment na pogonskim točkovima ( $M_t$ )
4. Silu na obodu točka ( $F_o$ )

5. Potrebnu adhezionu težinu ( $G_a$ ) za iskorišćenje sile ( $F_o$ ), ako je koeficijent adhezije ( $\phi = 0,6$ )
6. Broj obrtaja pogonskog točka ( $n_t$ )
7. Teoretsku brzinu kretanja traktora ( $v_t$ )

• **Rešenje:**

1. Koeficijent korisnog dejstva transmisije:

$$\eta_{trIII} = \eta_s \cdot \eta_{cp}^{n_1} \cdot \eta_k^{n_2} = 0,98 \cdot 0,975^4 \cdot 0,985^1 = 0,87$$

2. Prenosni odnos transmisije u III stepenu prenosa:

- Ukupan prenosni odnos transmisije:

$$i_{trIII} = i_m \cdot i_d \cdot i_r = 6 \cdot 5 \cdot 3 = 90$$

3. Obrtni moment na pogonskim točkovima:

$$M_t = M_m \cdot i_{trIII} \cdot \eta_{trIII} = 80 \cdot 90 \cdot 0,87 = 6.264 \text{ daNm}$$

4. Obodna sila:

$$F_o = \frac{M_t}{r_d} = \frac{6.264}{0,8} = 7.830 \text{ daN}$$

5. Određivanje adhezione težine iz relacije:

$$F_o \leq G_o \cdot \phi$$

prema uslovima sledi:

$$F_o = G_o \cdot \phi$$

odavde je:

$$G_o = \frac{F_o}{\phi} = \frac{7.830}{0,6} = 13.050 \text{ daN}$$

6. Broj obrtaja pogonskog točka:

$$n_t = \frac{n_m}{i_{trIII}} = \frac{1.600}{90} = 17,78 \text{ o/min}$$

7. Teoretska brzina kretanja traktora:

$$v_t = 3,6 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot r_d \cdot n_m}{60 \cdot i_{trIII}} = 0,377 \cdot \frac{r_d \cdot n_m}{i_{trIII}} = 0,377 \cdot \frac{0,80 \cdot 1.600}{90} = 5,36 \text{ km/h}$$

## Zadatak 46

---

• **Postavka:**

Traktor guseničar transportuje stablo drveta koje je prednjim delom oslonjeno na traktor, a zadnjim klizi po putu (sl. 38). Potrebno je obaviti analizu sila na traktoru, pri kretanju.

Polazni podaci:

- težina traktora  $G = 10.000 \text{ daN}$
- težina stabla koje se vuče maksimalno je  $Q = 0,45G$
- 2/3 stabla pada na traktor, a 1/3 klizi po putu. Stablo zaklapa ugao sa podlogom  $\alpha = 10^\circ$
- koeficijent klizanja stabla po putu  $f_s = 0,6$
- razmak između ose prednjih točkova (kolica) i zadnjih točkova (kolica)  $L_k = 2,12 \text{ m}$
- položaj težišta traktora  $a_k = 1,25 \text{ m}$  u odnosu na osu zadnjih kolica



Zamena u jednačini (4)  $\xi \cdot Q = 0,3G$

$$a_d = \frac{G \cdot a_k + (0,3 \cdot G + 0,116 \cdot G \cdot \sin \alpha) \cdot m - 0,116 \cdot G \cdot h_k}{G + 0,36 + 0,1166 \cdot \sin \alpha} \approx 0,86 \text{ m}$$

2. Određivanje reakcije na prednjim točkovima (kolica):

$$Y_1 = y \cdot \frac{a_d}{L_k} = 1,32 \cdot G \cdot \frac{0,86}{2,12} = 0,535 \cdot G = 5.350 \text{ daN}$$

gde je ukupna reakcija:

$$Y = G + \xi \cdot Q + F \cdot \sin \alpha = 1,32 \cdot G$$

3. Određivanje reakcije na zadnjim točkovima (kolica):

$$Y_2 = Y - Y_1 = 1,32 \cdot G - 0,535 \cdot G = 0,785 \cdot G = 7.850 \text{ daN}$$

4. Ukupna reakcija traktora je:

$$Y = 1,32 \cdot G = 13.200 \text{ daN}$$

Napomena: Proračun pokazuje da su zadnji točkovi (kolica) 1,5 puta više opterećeni od prednjih, zato se napred postavljaju dva točka, a nazad tri.

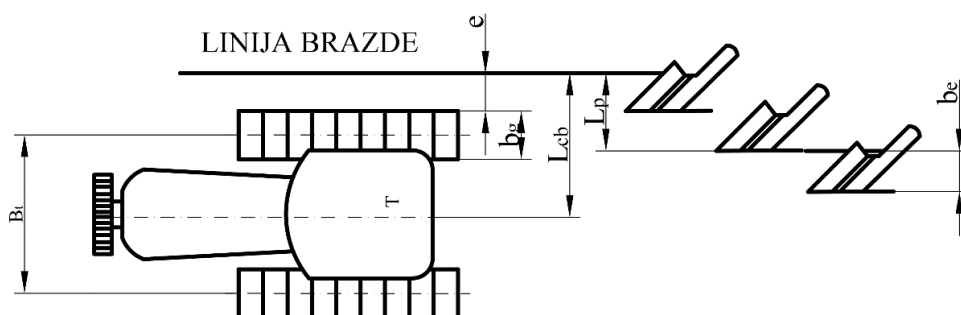
## Zadatak 47

- Postavka:**

Pri radu traktora gusaničara u oranju treba preispitati položaj linije vuče i linije otpora pluga prema sl. 39. Dati su podaci:

- $B_t = 2 \text{ m}$
- zahvat plužnog tela  $b = 0,35 \text{ m}$
- dubina rada  $a = 30 \text{ cm}$
- $L_{gb} = 1,35 \text{ m}$
- Broj plužnih tela  $n_p = 3$

Oznake:  $b_n = b_p$ ,  $L_M = L_p$ ,  $B_{zm} = B_t$ ,  $e = e$ ,  $b_g$ ,  $L_{zm} = L_{gb}$



Sl. 39. Položaj linije vuče traktora gusaničara i linije otpora pluga

Fig. 39. The position of the draft line of the tracked tractor and the resistance line of the plow

- Odrediti:**

1. Položaj linije vuče traktora od zida brazde ( $L_{gb}$ )
2. Položaj linije otpora pluga od zida brazde ( $L_p$ )
3. Da li će biti kose vuče?



- **Rešenje:**

1. Položaj linije vuče traktora od zida brazde:

$$L_{gb} = 0,5 \cdot (B_t + b_g) + e = 0,5 \cdot (100 + 40) + 15 = 85 \text{ cm}$$

2. Položaj linije otpora:

$$L_p = 0,5 \cdot b_p \cdot (n + 1) = 0,5 \cdot 35 \cdot 4 = 70 \text{ cm}$$

3. Kose vuče neće biti ako se ispuni uslov:

$$L_p = L_{gb}$$

Pošto je  $L_{gb} > L_p$  odnosno

$$L_{gb} - L_p = 15 \text{ cm,}$$

biće kose vuče.

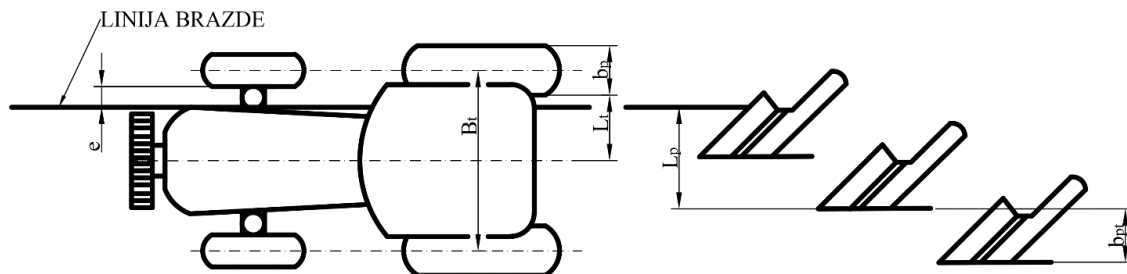
## Zadatak 48

- **Postavka:**

Pri radu traktora točkaša sa plugom odrediti položaj voznih točkova traktora pomoću sl. 40.

Poznato je:

- zahvat plužnog tela  $b_{pt} = 35 \text{ cm}$
- broj plužnih tela  $n_{pt} = 3$
- širina pneumatika  $b_p = 40 \text{ cm}$
- udaljenost zida pneumatika od zida brazde  $e = 5 \text{ cm}$



Sl. 40. Položaj linije vuče traktora točkaša i linije otpora pluga

Fig. 40. The position of the draft line of the wheeled tractor and the resistance line of the plow

- **Odrediti:**

1. Položaj linije vuče traktora ( $L_t$ )
2. Položaj linije otpora pluga ( $L_p$ )
3. Razmak točkova traktora ( $B_t$ )

- **Rešenje:**

1. Položaj linije vuče:

$$L_t = 0,5 \cdot (B_t - b_{pg}) - e = 0,5 \cdot (B_t - 40) - 5$$

2. Položaj linije otpora pluga:

$$L_p = 0,5 \cdot b_p \cdot (n_p + 1) = 0,5 \cdot 35 \cdot 4 = 70 \text{ cm}$$

3. Razmak točkova iz uslova:

$$L_t = 0,5 \cdot (B_t - 40) - 5 = L_p$$

odavde:

$$B_t = 190 \text{ cm}$$

## Zadatak 49

- **Postavka:**

Traktor točkaš ore parcelu dužine  $L = 900 \text{ m}$  i širine  $B = 500 \text{ m}$ . Radni zahvat pluga  $B_p = 1,75 \text{ m}$ , poluprečnik okretanja agregata  $R = 7 \text{ m}$ , dužina agregata  $l = 7,5 \text{ m}$  od ose traktora do zadnjeg plužnog tela.

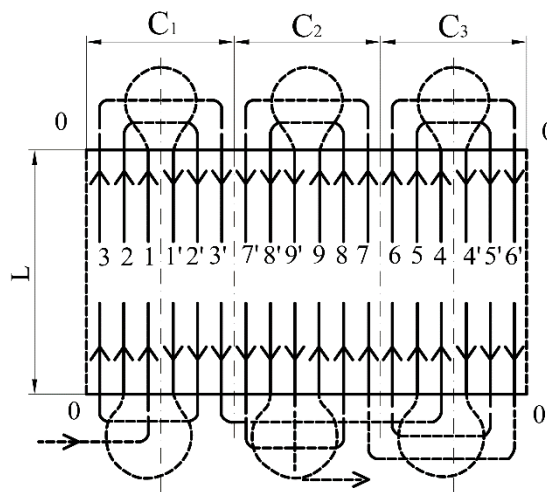
- **Odrediti:**

1. Optimalnu širinu zagona ( $c$ )
2. Širinu povratnog pojasa ( $E$ )
3. Broj zagona ( $n_z$ )

- **Rešenje:**

1. Optimalna širina zagona određuje se prema slici 41 i jednačini:

$$c = \sqrt{2 \cdot B_p \cdot L + 16R^2} = \sqrt{2 \cdot 1,75 \cdot 900 + 16 \cdot 7^2} = 62,6 \text{ m}$$



**Sl. 41. Određivanje optimalne širine zagona**  
**Fig. 41. Determining the optimal starting width**

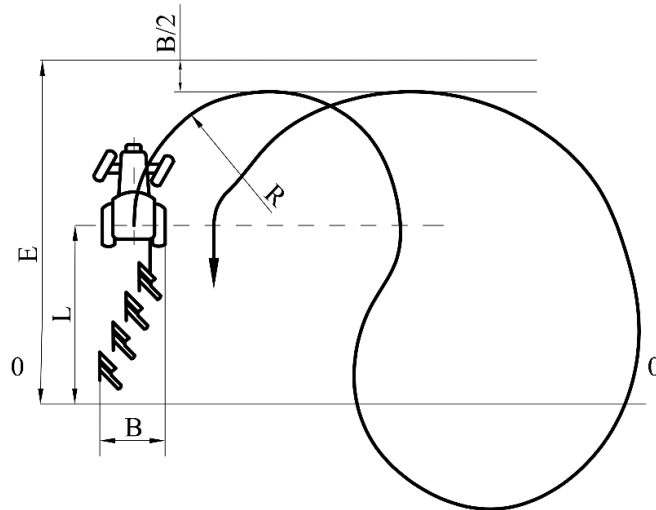
2. Širina povratnog pojasa određuje se prema slici 42 i jednačini:

$$E = R + 0,5 \cdot B_p + l = 7 + 0,3 \cdot 1,75 + 7,5 = 15,375 \text{ m}$$

Oznake  $B = B_p$

3. Broj zagona:

$$n_z = \frac{B}{c} = \frac{500}{62,6} = 8$$



Sl. 42. Određivanje optimalne širine povratnog pojasa  
Fig. 42. Determining the optimal width of the return band

## Zadatak 50

- **Postavka:**

Traktor gusaničar težine 6000 daN radi sa petobrazdnim plugom zahvata 175 cm, radi na usponu  $i = 0,02$  ( $\sin \alpha = 0,02$ ), pri brzini kretanja od 5 km/h, razvija na poteznici maksimalnu vučnu silu od  $F_{pot} = 30$  kN, koeficijent korisnog dejstva transmisije  $\eta_{tr} = 0,86$ , klizanje  $\delta = 2\%$ , a koeficijent otpora kretanja  $f = 0,07$ . Koristeći bilans snage odrediti efektivnu snagu motora i tehničku proizvodnost sistema.

- **Odrediti:**

1. Efektivnu snagu motora
2. Snagu na pogonskim gusenicama
3. Tehničku proizvodnost

- **Rešenje:**

1. Odrediti efektivnu snagu motora:

– Efektivna snaga motora:

$$P_e = P_{tr} + P_f + P_\delta + P_u + P_{pot} = 8,17 + 5,83 + 1,04 + 1,67 + 41,67 = 58,38 \text{ kW}$$

– Snaga izgubljena na transmisiju:

$$P_{tr} = P_e - P_o = 58,38 - 50,21 = 8,17 \text{ kW} \quad (1)$$

– Snaga potrebna za savladavanje otpora kretanja:

$$P_f = \frac{f \cdot G_t \cdot \cos \alpha \cdot v}{3,6} = \frac{0,07 \cdot 6.000 \cdot 0,998 \cdot 5}{3,6} = 5,83 \text{ kW} \quad (2)$$

– Snaga izgubljena na klizanje:

$$P_\delta = P_o - (P_f + P_u + P_{pot}) = 50,21 - (41,67 + 1,67 + 5,83) = 1,04 \text{ kW} \quad (3)$$

– Snaga potrebna za savladavanje uspona:

$$P_u = \frac{i \cdot G_t \cdot v}{3,6} = \frac{0,02 \cdot 6.000 \cdot 5}{3,6} = 1,67 \text{ kW} \quad (4)$$

– Potrebna snaga na poteznici:

$$P_{pot} = \frac{F_{pot} \cdot v}{3,6} = \frac{30 \cdot 5}{3,6} = 41,67 \text{ kW} \quad (5)$$

2. Snaga na pogonskim gusenicama:

$$P_g = \frac{P_{pot} + P_f + P_u}{1 - \delta} = \frac{41,67 + 5,83 + 1,67}{1 - 0,03} = 70,78$$

3. Tehnička proizvodnost sistema:

$$W_t = 0,1 \cdot B \cdot v = 0,1 \cdot 1,75 \cdot 5 = 0,875 \text{ ha/h}$$

## Zadatak 51

---

- **Postavka:**

Traktorski sistem za oranje radi na usponu  $\alpha = 5^\circ$ , brzinom  $v = 2 \text{ m/s}$ . Snaga motora traktora je  $P_e = 100 \text{ kW}$ . Klizanje pogonskih točkova  $\delta = 15\%$ . Koeficijent otpora kretanja  $f = 0,12$ . Težina traktora  $G_t = 50 \text{ kN}$ . Snaga potrebna za pogon transmisije  $P_{tr} = 6 \text{ kW}$ .

- **Odrediti:**

1. Vučnu snagu traktora

2. Broj plužnih tela ( $\eta_{pt}$ ), ako je potrebna vučna sila po jednom plužnom telu  $F_{pl} = 8 \text{ kN}$

- **Rešenje:**

1. Vučna snaga traktora:

– Vučni bilans traktorskog sistema:

$$P_e = P_{trt} + P_f + P_\delta + P_u + P_{pot}$$

– Snaga potrebna za pogon transmisije:

$$P_{trt} = 6 \text{ kW}$$

– Snaga potrebna za sopstveno kretanje:

$$F_f = f \cdot G_t \cdot \cos \alpha = 0,12 \cdot 50 \cdot 0,996 = 5,976 \text{ kN}$$

$$P_f = F_f \cdot v = 5,976 \cdot 2 = 11,952 \text{ kW}$$

– Snaga potrebna za savladavanje uspona:

$$F_u = G_t \cdot \sin \alpha = 50 \cdot 0,087 = 4,35 \text{ kN}$$

$$P_u = F_u \cdot v = 4,35 \cdot 2 = 8,70 \text{ kW}$$

– Snaga na pogonskom točku:

$$P_t = P_e - P_{trt} = 100 - 6 = 96 \text{ kW}$$

- Snaga izgubljena na klizanje:

$$P_{\delta} = P_t \cdot \delta = 96 \cdot 0,15 = 14,4 \text{ kW}$$

- Vučna snaga na poteznici:

$$P_{pot} = P_e - (P_f + P_u + P_{trt} + P_{\delta}) = 100 - (6 + 11,952 + 8,7 + 14,4) \\ = 58,948 \text{ kW}$$

## 2. Broj plužnih tela:

- Snaga na plužnom telu:

$$P_{pt} = F_{pl} \cdot v = 8 \cdot 2 = 16 \text{ kW}$$

- Broj plužnih tela:

$$n_{pt} = \frac{P_{pot}}{P_{pt}} = \frac{58,948}{16} = 3,68 \approx 3$$

## Zadatak 52

---

- **Postavka:**

Za traktor točkaš pri radu sa plugom poznati su sledeći podaci:

- zahvat pluga  $B = 3 \text{ m}$
- zahvat jednog plužnog tela  $b = 0,43 \text{ m}$
- brzina kretanja  $v = 10 \text{ km/h}$
- dubina rada  $a = 30 \text{ cm}$
- težina pluga  $G_p = 1.800 \text{ daN}$
- koeficijent trenja pluga  $f_d = 0,5$
- specifičan otpor zemljišta  $K = 0,6 \text{ daN/cm}^2$
- brzinski koeficijent  $\varepsilon = 200 \text{ daNs}^2/\text{m}^4$
- vučni koeficijent korisnog dejstva traktora  $\eta_{tr} = 0,6$

- **Odrediti:**

1. Vučni otpor pluga ( $F_{pot}$ )
2. Snagu na poteznici ( $P_{pot}$ )
3. Snagu motora ( $P_e$ )

- **Rešenje:**

1. Vučni otpor pluga:

$$F_{pot} = f \cdot G_{ph} + K \cdot a \cdot B + \varepsilon \cdot a \cdot b \cdot v^2 = \\ = 0,5 \cdot 1.800 + 6.000 \cdot 0,3 \cdot 3 + 200 \cdot 0,3 \cdot 0,43 \cdot \frac{10}{3,6} = 6371,7 \text{ daN}$$

2. Snaga na poteznici:

$$P_{pot} = \frac{F_{pot} \cdot v}{360} = \frac{6.371,7 \cdot 10}{360} = 177 \text{ kW}$$

3. Snaga motora:

$$P_e = \frac{P_{pot}}{\eta_{tr}} = \frac{177}{0,6} = 295 \text{ kW}$$

## Zadatak 53

---

- **Postavka:**

Traktor točkaš treba da ore na zemljištu sa specifičnim otporom od  $k_o = 7 \text{ N/cm}^2$ , na dubini od  $a = 30 \text{ cm}$ . Za datu dubinu poznata je vučna sila i radna brzina iz vučne karakteristike pri oranju:

- $F_{P1} = 41 \text{ kN}$
- $v_1 = 8,0 \text{ km/h}$
- $F_{P2} = 37 \text{ kN}$
- $v_2 = 10,0 \text{ km/h}$
- $F_{P3} = 33 \text{ kN}$
- $v_3 = 11,2 \text{ km/h}$

- **Odrediti:**

1. Zahvat i broj plužnih tela
2. Stepen iskorišćenja vučne sile traktora
3. Proizvodnost agregata

- **Rešenje:**

1. Ako odaberemo plug od 4 i 5 plužnih tela, potrebna je sila:

$$F_{04} = 4 \cdot 7 \cdot 30 \cdot 35 = 24,9 \text{ kN}$$

$$F_{05} = 5 \cdot 7 \cdot 30 \cdot 35 = 36,75 \text{ kN}$$

- To znači da traktor može da radi u II stepenu sa petobraznim, a u III stepenu sa četvorobraznim plugom

2. Stepen iskorišćenja vučne sile:

$$\eta_{0II} = \frac{36,75}{37,00} = 0,99$$

$$\eta_{0III} = \frac{29,4}{33,00} = 0,89$$

3. Proizvodnost agregata je:

$$W_{ek4} = 0,1 \cdot n_p \cdot b \cdot v = 0,1 \cdot 4 \cdot 0,35 \cdot 10 = 1,4 \text{ ha/h}$$

$$W_{ek5} = 0,1 \cdot n_p \cdot b \cdot v = 0,1 \cdot 5 \cdot 0,35 \cdot 11,2 = 1,96 \text{ ha/h}$$

## Zadatak 54

---

- **Postavka:**

Kompletirati traktorski sistem za oranje traktorom T-150 K pri oranju na dubini od  $a = 30 \text{ cm}$  i specifičnom otporu  $k_{pl} = 5 \text{ N/cm}^2$ .

- **Odrediti:**

1. Kompletan traktorski sistem za oranje – proračun parametara

- **Rešenje:**

Traktor T-150 K shodno agrotehničkim zahtevima može da radi u I, II i III stepenu prenosa. Iz vučne karakteristike traktora za oranje slede sile i brzine:  $F_{potI} = 35 \text{ kN}$ ,  $v_s = 8,53 \text{ km/h}$ ,  $F_{potII} = 33,25 \text{ kN}$ ,  $v_{II} = 10,08 \text{ km/h}$ ,  $F_{potIII} = 28,45 \text{ kN}$ ,  $v_{III} = 11,40 \text{ km/h}$ .

Za traktor T-150 K može se agregirati plug sa 5 i 6 plužnih tela. Zahvat plužnih tela  $b = 35 \text{ cm}$ .

– Vučni otpori:

$$F = 0,12$$

$$F_{05} = 5 \cdot 30 \cdot 35 \cdot 5 = 26.250 \text{ N}$$

$$F_{06} = 5 \cdot 30 \cdot 35 \cdot 6 = 31.500 \text{ N}$$

– Otpor plugova je blizak vučnoj sili traktora u III i II stepenu prenosa

– Koeficijent opterećenja traktora:

$$\eta_{III} = \frac{F_{05}}{F_{potIII}} = \frac{26,25}{28,45} = 0,92; \quad \eta_{II} = \frac{F_{06}}{F_{potII}} = \frac{31,50}{33,25} = 0,95$$

– Tehnička proizvodnost sistema:

$$W_t = 0,1 \cdot b \cdot n \cdot v_s$$

$$W_{t5} = 0,1 \cdot 35 \cdot 5 \cdot 11,4 = 2,0 \text{ ha/h}$$

$$W_{t6} = 0,1 \cdot 35 \cdot 6 \cdot 10,8 = 2,1 \text{ ha/h}$$

– Eksploataciona proizvodnost sistema pri koeficijentu iskorišćenja radnog vremena  $\tau = 0,85$

$$W_e = W_t \cdot \tau$$

$$W_{e5} = W_{t5} \cdot 0,85 = 2,0 \cdot 0,85 = 1,7 \text{ ha/ha}$$

$$W_{e6} = W_{t6} \cdot 0,85 = 2,1 \cdot 0,85 = 1,785 \text{ ha/ha}$$

## Zadatak 55

---

- **Postavka:**

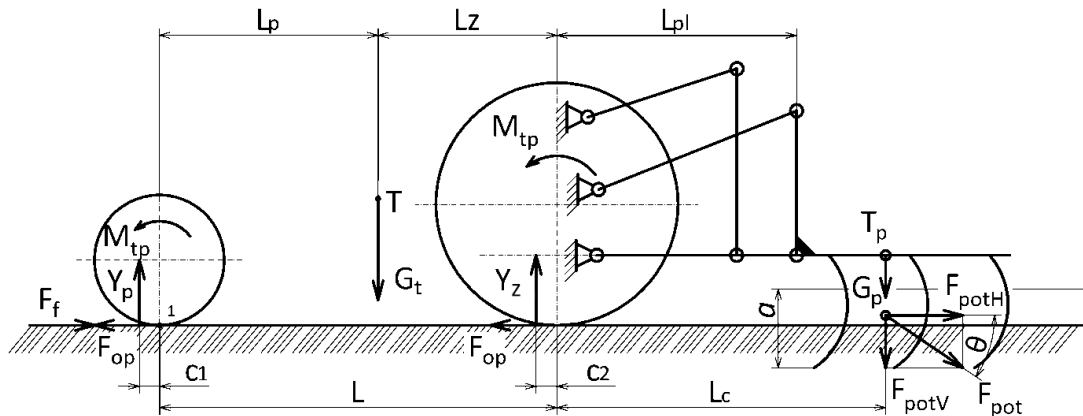
Traktor (4x4) S agregiran sa nošenim plugom obrtačem (sl. 43) radnog zahvata  $B = 1,05 \text{ m}$ , ore na dubini od  $a = 30 \text{ cm}$ , na ravnom zemljištu – strnjici, sa izmerenim specifičnim otporom pri oranju  $k = 0,65 \text{ daN/cm}^2$  pri horizontalnoj brzini kretanja od  $v = 8 \text{ m/h}$ . Poznati su sledeći podaci:

$G_t = 4.200 \text{ daN}$ ,  $L = 3,0 \text{ m}$ ,  $\lambda_s = \frac{G_p}{G_z} = 0,60$ , težina pluga  $G_{pL} = 785 \text{ daN}$ , horizontalna snaga motora  $Pe = 66,5 \text{ kW}$ , pri 2.000 o/min. Ostale podatke usvojiti prema slici:  $L_p = \_$ ,  $L_z = \_$ ,  $L_{pl} = \_$ ,  $L_c = \_$ .

- **Odrediti:**

1. Vučni otpor pluga – horizontalnu ( $F_{pOTH}$ ) i vertikalnu komponentu ( $F_{pOTV}$ ); rezultujući otpor ( $F_{pOTR}$ ) ako je ugao rezultante ( $Q = 25^\circ$ )
2. Ukupnu silu otpora kretanja ( $F_f$ ) ako je ukupni specifični otpor pri kretanju na strnjici  $f = 0,12$
3. Ukupnu adhezionu silu ( $F_a$ ) u kontaktu točak – podloga ako je koeficijent adehezije  $\varphi_a = 0,60$  pri vlažnosti zemljišta od  $w = \_$
4. Proveriti da li je adhezijska sila ( $F_a$ ) dovoljna za savladavanje dodatnih otpora,
5. Horizontalne reakcije na prednjim ( $Y_p$ ) i zadnjim točkovima ( $Y_z$ ) traktora
6. Proveriti da li je opterećenje na prednjim točkovima dovoljno sa aspekta upravljivosti; ako je dozvoljena težina na upravljačkim točkovima  $G_p = \min 0,8G$ , a  $Y_p = \min 0,8Y$ .

7. Koeficijent raspodele opterećenja po osovina traktora ( $\lambda$ ),
8. Izvršiti izbor pneumatika na prednjim i zadnjim točkovima traktora.



Sl. 43. Traktorski sistem za oranje  
Fig. 43. Tractor plowing system

- **Rešenje:**
  - \* Vučni otpor pluga
  - \* Sile otpora kretanja traktora
  - \* Adhezione sile traktora
  - \* Proveriti da li je  $F_a \geq (P_{pot} + F_f)$
  - \* Normalna reakciju na prednjim ( $Y_p$ ) i zadnjim točkovima ( $Y_z$ ) traktora
  - \* Proveriti da li je opterećenje na prednjim točkovima dovoljno sa aspekta upravljivosti
  - \* Koeficijent raspodele opterećenja po osovina
  - \* Izvršiti izbor pneumatika za prednje – upravljačke i zadnje - pogonske točkove traktora.

## Zadatak 56

- **Postavka:**

Traktor agregatiran sa polunošenim plugom sa potpornim točkom sledećih podataka: težina pluga  $G_p = ?$ , vučni otpor pluga  $F_{pot} = ?$ , ugao rezultante otpora  $\gamma = ?$ , otpor oslanjanja potpornog točka  $Y_o = 100$  daN, položaj težišta pluga  $L_p = ?$ , razmak osovina traktora  $L = ?$ , položaj potpornog točka pluga  $L_o = ?$ .
- **Odrediti:**
  1. Dopunsko opterećenje na zadnjim točkovima ( $\Delta Y_z$ )
  2. Dopunsko opterećenje na prednjim točkovima ( $\Delta Y_p$ )
  3. Ukupno dopunsko opterećenje na traktoru ( $\Delta Y$ )
  4. Prikazati šemu traktorskog agregata
- **Rešenje:**
  1. Dopunsko opterećenje na zadnjim točkovima:

$$\Delta Y_z = G_p + F_{pot} \tan \gamma - Y_o + \frac{(G_p + F_{pot}) \cdot L_p - L_a \cdot L_o}{L} \quad (1)$$



2. Dopunsko opterećenje na prednjim točkovima:

$$\Delta Y_p = - \frac{G_p + F_{pot} \cdot \tan \gamma - L_p \cdot L_o}{L} \quad (2)$$

3. Ukupno dopunsko opterećenje traktora:

$$\Delta Y = G_p + F_{pot} \cdot \tan \gamma - Y_o$$

4. Šema traktorskog agregata:

## Zadatak 57

---

- **Postavka:**

Projektovati traktor zglobne konstrukcije za obavljanje osnovnih operacija u poljoprivredi. Proračun sprovesti na primeru oranja zemljišta sa nošenim plugom na dubini od  $a = 30$  cm pri brzini kretanja  $v_s = 8$  km/h.

Podaci: specifični otpor zemljišta  $k = 0,95$  daN/cm<sup>2</sup>, zahvat plužnog tela  $b = 35$  cm, poluprečnik točka  $r = 0,80$  m, prenosni odnos u transmisiji  $i_{tr} = 100$ , koeficijent korisnog dejstva  $\eta_{tr} = 0,70$ , klizanje  $\delta = ?$ , koeficijent otpora kretanja  $f = 0,08$ , uspon  $\alpha = 0$ , razmak osovina  $L = 3,15$  m, koeficijent vuče-bruto  $\varphi_b = 0,55$ , koordinate tačaka prikopčavanja pluga  $L_z = 1,40$  m i  $h_z = 0,50$  m.

- **Odrediti:**

1. Odrediti snagu ( $P_e$ ), broj obrtaja ( $n_e$ ) i obrtni moment ( $M_m$ )
2. Težinu i raspored po mostovima
3. Odrediti dinamičko opterećenje na točkovima
4. Prikazati šemu agregata

- **Rešenje:**

- 1.
- 2.
- 3.
- 4.

## Zadatak 58

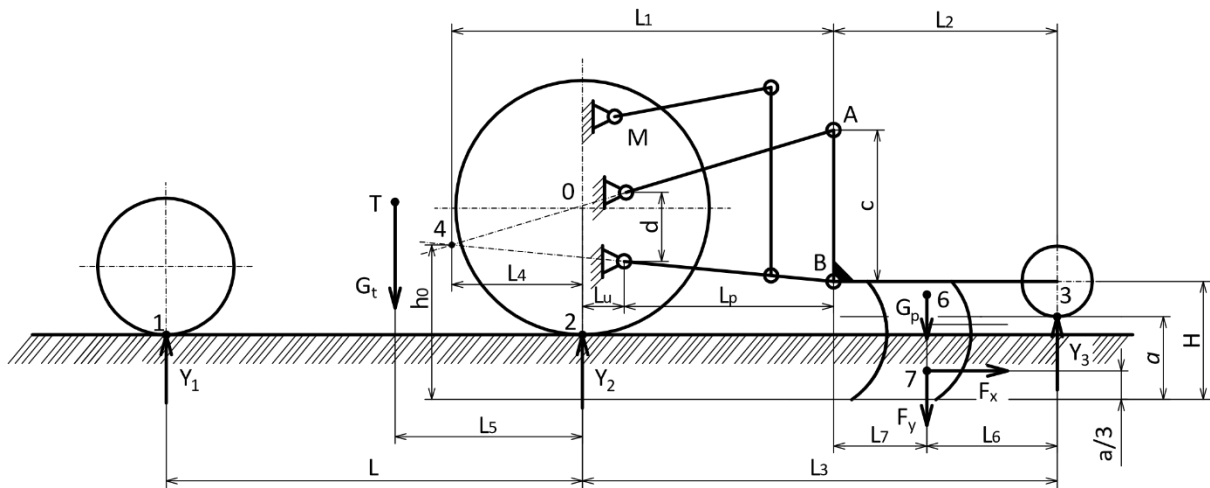
---

- **Postavka:**

Na slici 44 prikazan je traktorski sistem za oranje, traktor (4x2)S i polunošen plug sa potpornim točkom sledećih karakteristika: - težina traktora  $G_t = 6.000$  daN, pluga  $G_p = 1.000$  daN, - ostale dimenzije:  $L = 2.800$  mm,  $F_y = 600$  daN,  $F_x = 3.000$  daN,  $a = 300$  mm,  $L_o = 220$  mm,  $L_p = 880$  mm,  $L_5 = 1.100$  mm,  $L_6 = 1.000$  mm,  $\gamma = 10^\circ$ ,  $L_6 = 1.000$  mm,  $c = 650$  mm,  $d = 400$  mm.

- **Odrediti:**

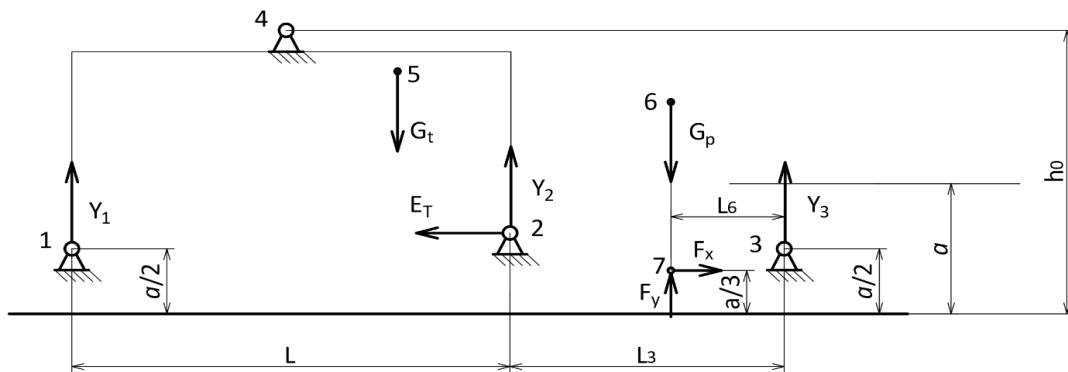
1. Dinamičko opterećenje na točkovima traktora i pluga metodom vertikalnih pomeranja



Sl. 44. Traktorski sistem za oranje  
Fig. 44. Tractor plowing system

• **Rešenje:**

1. Traktor sa nošenim plugom može se šematski prikazati prema slici 45.



Sl. 45. Šematski prikaz traktora sa nošenim plugom  
Fig. 45. Schematic representation of a tractor with a mounted plow

Oznake na slici 45:

1. oslona tačka prednjih točkova, 2. oslona tačka zadnjih točkova, 3. oslona tačka točka pluga, 4. trenutni pol - presek poluga hidraulike, 5. težište traktora, 6. težište pluga, 7. centralni otpor pluga.

Napomena:

- Ako je točak 4 levo od točka 2, onda je  $L_4$  - pozitivno, suprotno je negativno.
- Ako je točak  $L_6$  desno od točka 6, onda je pozitivna, u suprotnom je negativna.

Za praktične potrebe veličina  $L_4$ ,  $h_0$  ii  $L_3$  određuju se na bazi geometrijskih odnosa mehanizma hidraulika shodno sl. 44 sledi:

$$L_3 = L_0 + L_p \cdot \cos \gamma + L_7 + L_6 \quad (1)$$

$$h_0 = H + L_1 \cdot \operatorname{tg} \gamma \quad (2)$$

$$L_4 = L_1 - L_p \cdot \cos \gamma - L_0 \quad (3)$$

Iz trougla A - h - B i E - k - B sledi:

$$\frac{c}{L_1} = \frac{c-d}{L_p \cdot \cos \gamma} \quad (4)$$

$$L_1 = \frac{c}{c-d} \cdot L_p \cdot \cos \gamma \quad (5)$$

$$L_3 = L_o + L_p \cdot \cos \gamma + L_7 + L_6 \quad (6)$$

$$h_o = H + \frac{c}{c-d} L_p \cdot \sin \gamma \quad (7)$$

$$L_4 = L_p \cdot \cos \gamma \cdot \left( \frac{d}{c-d} \right) - L_o \quad (8)$$

Zamenom vrednosti dobijamo:

- $L_3 = 3.086,6$  mm
- $h_o = 997,3$  mm
- $L_4 = 1.166,6$  mm

Kod određivanja novonastalih rekacija zemljišta na pogonski točak moramo eliminirati oslonac (2) i zameniti ga silama  $F_t$  i  $Y_2$ . Pri čemu će se oslonac (2) pomeriti za  $\delta_{s2}$  i u tom slučaju sledi:

- beskonačno malo horizontalno pomeranje točka:

$$\delta_{s4h} = \delta_{s2} \cdot \frac{h_o - \frac{a}{2}}{L} \quad (9)$$

- beskonačno malo vertikalno pomeranje točka:

$$\delta_{s4v} = \delta_{s2} \cdot \frac{L - L_4}{L} \quad (10)$$

- beskonačno malo zakretanje pluga oko točka:

$$\delta_{\varphi 3} = \delta_{s2} \cdot \frac{L - L_4}{L \cdot (L_3 + L_4)} \quad (11)$$

$$L \cdot (L_3 + L_4)$$

- beskonačno malo vertikalno pomeranje centra težišta pluga:

$$\delta_{s6} = \delta_{s2} \cdot \frac{(L - L_4) L_6}{L \cdot (L_3 + L_4)} \quad (12)$$

- beskonačno malo vertikalno pomeranje težišta traktora

$$\delta_{s5} = \delta_{s2} \cdot \frac{L - L_5}{L} \quad (13)$$

Ukupan rad izvršen pri beskonačno malom pomeranju jednak je:

$$F_x \cdot \delta_{snh} + G_t \cdot \delta_{s9} + F_x \left( h_o - \frac{a}{3} \right) \cdot \delta_{\varphi 3} + (G_p + F_y) \delta_{s6} - Y_2 \cdot \delta_{s2} = 0 \quad (14)$$

Oдавde novonastala rekacija na zadnjim točkovima:

$$Y_2 = G_t \cdot \frac{L - L_5}{L} + \frac{L - L_4}{L} \cdot \left[ \left( G_p + \frac{F_y}{Y_p} \right) \cdot \frac{L_6}{L_3 + L_4} + F_x \cdot \frac{h_o - \frac{a}{3}}{L_3 + L_4} \right] + F_x \cdot \frac{h_o - \frac{a}{2}}{L} \quad (15)$$

Zamenom podataka dobijamo:

$$Y_2 = 5.326.42 \text{ daN}$$

Analogno dobijamo normalnu reakciju za prednje točkove:

$$Y_1 = G_t \cdot \frac{L_5}{L} + \frac{L_4}{L} \cdot \left[ (c_p + F_y) \frac{L_c}{L_3 + L_4} + F_x \frac{h_o - \frac{a}{3}}{L_3 + L_4} \right] - F_x \frac{h_o + \frac{a}{3}}{L} \quad (16)$$

Zamenom podataka dobijamo:

$$Y_1 = 1.746,07 \text{ daN.}$$

Novonastala reakcija za točak pluga je:

$$Y_3 = (G_p + F_y) \cdot \frac{(L_3 + L_4 - L_6)}{(L_3 + L_4)} - F_x \frac{(h_o - \frac{a}{3})}{(L_3 + L_4)} \quad (17)$$

Zamenom podataka dobijamo:

$$Y_3 = 527,42 \text{ daN.}$$

## Zadatak 59

- Postavka:**

Na sl. 46 prikazana je šema traktora sa priključnom mašinom pri određivanju maksimalne brzine mašine sa aspekta stabilnosti.

- Odrediti:**

1. Proračun maksimalne brzine priključne mašine sa aspekta stabilnosti

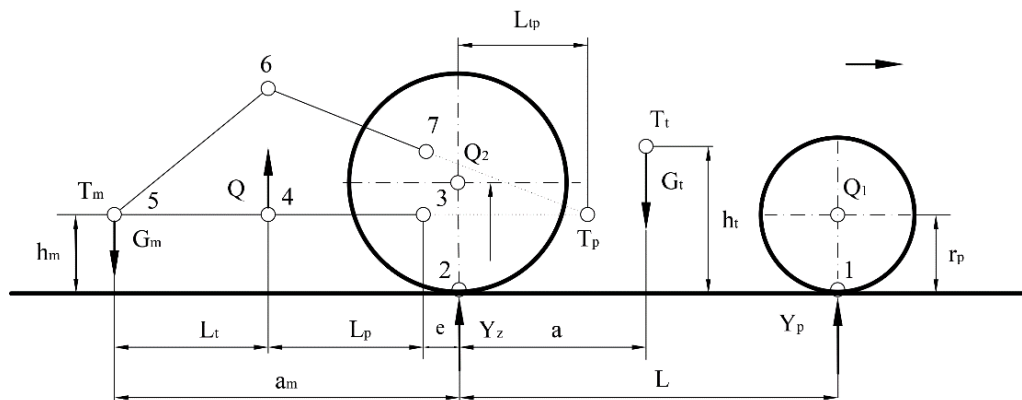
- Rešenje:**

1. Proračun maksimalne brzine priključne mašine sa aspekta stabilnosti (sl. 46). Iz sume momenata za tačku (2) sledi:

$$G_m = \frac{G_t \cdot a - Y_p \cdot L}{G_m}$$

Ako u prethodnoj jednačini zamenimo ( $Y_p = 0,2 \cdot G_p$ ), dobijamo:

$$G_m = \frac{G_t \cdot (a - 0,2 \cdot L)}{L_t + L_p + e}$$



**Sl.46. Proračun maksimalne težine priključne mašine s aspekta stabilnosti sistema**  
**Fig. 46. Calculation of maximum implement weight from the aspect of system stability**

## Zadatak 60

---

- **Postavka:**

Zglobni traktor agregatiran vučnim plugom sledećih karakteristika: radni zahvat pluga  $B = 4 \text{ m}$ , dubina oranja  $a = 30 \text{ cm}$ , specifični otpor pri oranju  $k = 0,8 \text{ daN/cm}^2$  broj obrtaja kolenastog vratila motora  $n = 1.800 \text{ o/min}$ , dinamički poluprečnik točka  $r_d = 0,45 \text{ m}$ , stvarna brzina kretanja  $v_s = 24 \text{ m/s}$ , klizanje  $\delta = 10\%$ , koeficijent adhezije  $\varphi_n = 0,6$ , koeficijent otpora kretanja  $f = 0,08$ , koeficijent korisnog dejstva transmisije  $\eta_{tr} = 0,80$ , rezerva snage  $\eta_r = 15\%$ , težina traktora  $G_t = 13.000 \text{ daN}$ .

- **Odrediti:**

1. Dati šemu traktora sa plugom
2. Izračunati efektivnu snagu motora ( $P_e$ )
3. Maksimalnu silu vuče traktora po osnovi adhezije
4. Ukupan prenosni odnos transmisije pri postizanju zadate brzine kretanja

- **Rešenje: uraditi**

- 1.
- 2.
- 3.
- 4.

## Zadatak 61

---

- **Postavka:**

Zglobni traktor (4x4) Z sa polunošenim plugom sa sledećim parametrima: zahvat pluga  $B = 4 \text{ m}$ , dubina oranja  $a = 25 \text{ cm}$ , specifični otpor zemljišta  $k = 0,9 \text{ daN/cm}^2$ , podloga je strnjište, – usvojiti brzinu kretanja ( $v_s$ ), koeficijent korisnog dejstva traktora ( $\eta_p$ ), koeficijent rezerve snage ( $\eta_r$ ), koeficijent vuče neto ( $\varphi_n$ ); visina poteznice  $h_p = 0,50 \text{ m}$ , položaj rezultante otpora  $Q = 10^\circ$ , udaljenost tačke prikopčavanja pluga od zadnje ose  $L_p = 1,25 \text{ m}$ , razmak osovina traktora  $L = 3,5 \text{ m}$ , težina traktora  $G_t = 20.000 \text{ daN}$ , koeficijent raspodele opterećenja po mostovima  $\lambda = 1,45$ , poluprečnik točka  $r_z = r_p = 0,80 \text{ m}$ .

- **Odrediti:**

1. Prikazati šemu traktorskog sistema za oranje
2. Napisati bilansnu jednačinu u najopštijem obliku i navesti jednačine za izračunavanje pojedinih članova
3. Izračunati potrebnu snagu motora traktora
4. Izračunati opterećenje po mostovima traktora

- **Rešenje: uraditi**

- 1.
- 2.
- 3.
- 4.

## Zadatak 62

---

- **Postavka:**

Traktor je agregatiran nošenim plugom bez potpornog točka, a poznati su sledeći podaci: težina pluga  $G_p = ?$ , vučni otpor  $F_{pot} = ?$ , na ugao otpora  $\gamma = ?$ , položaj težišta pluga  $L_p = ?$ , a rastojanje osovina traktora  $L = ?$

- **Odrediti:**

1. Dopunsko opterećenje na zadnjim točkovima ( $\Delta Y_z$ )
2. Dopunsko opterećenje na prednjim točkovima ( $\Delta Y_p$ )
3. Ukupno dopunsko opterećenje traktora
4. Prikazati šemu traktorskog agregata

- **Rešenje:**

1. Dopunsko opterećenje na zadnjim točkovima:

$$\Delta Y_z = G_p + F_{pot} \cdot tg\gamma + \frac{(G_p + F_{pot} \cdot tg\gamma) \cdot L_p}{L} \quad (1)$$

2. Dopunsko opterećenje na prednjim točkovima:

$$\Delta Y_p = \frac{(G_p + F_{pot} \cdot tg\gamma) \cdot L_p}{L} \quad (2)$$

3. Ukupno dopunsko opterećenje:

$$\Delta Y_p = G_p + F_{pot} \cdot tg\gamma \quad (3)$$

4. Šema traktorskog agregata:

## Zadatak 63

---

- **Postavka:**

Za jedan agregat za oranje traktor + plug poznati su sledeći podaci:

- ukupna težina traktora  $G_t = 4.000$  daN, a pluga  $G_p = 800$  daN
- rastojanje od težišta traktora do ose zadnjih točkova  $b_t = 1,4$  m, rastojanje od težišta pluga do ose zadnjih točkova  $b_p = 1,6$  m
- rastojanje osovina traktora prednjih i zadnjih  $L = 3$  m, a visina težišta agregata, plug podignut  $a = 1,0$  m
- koeficijent prijanjanja  $\varphi = 0,8$ , a koeficijent otpora kotrljanja  $f = 0,02$ , rastojanje zadnjih točkova  $B = 2,0$  m

- **Odrediti:**

1. Dati šemu agregata sa silama i momentima koji na njega deluju pod uslovom  $\alpha \neq 0$  i agregat je u transportnom položaju
2. Odrediti veličinu vertikalnih reakcija zemljišta pri usponu  $\alpha = 15^\circ$
3. Odrediti položaj težišta agregata ( $b_a$ )
4. Odrediti granični položaj ugla uspona  $\alpha =$  granično
5. Pod uslovom da je za uspešno upravljanje agregatom potrebno opterećenje na prednjim točkovima od minimalno 20% od ukupne težine agregata, odrediti da li je stabilnost upravljanja poremećena pri usponu od  $\alpha = 30^\circ$  i da li će doći do uzdužnog prevrtanja traktora
6. Pri uzdužnoj stabilnosti na usponu sa  $\alpha = 20^\circ$  odrediti da li će doći do klizanja traktora

7. Pri poprečnom nagibu prikazati moguće stanje stabilnosti agregata pri čemu je potrebno odrediti  $\beta$  = granično, a za  $\beta = 30^\circ$  odrediti da li će doći do klizanja ili prevrtanja traktora.

• **Rešenje: uraditi**

- 1.
- 2.
- 3.
- 4.
- 5.
- 6.
- 7.

## Zadatak 64

---

• **Postavka:**

Za traktorski sistem za oranje poznati su sledeći podaci:

1. Zemljište – ravno, strnjika, specifični otpor pri oranju sa nošenim plugom obrtačem  $k = 0,8 \text{ daN/cm}^2$
2. Plug – nošeni obrtač, broj plužnih tela  $n = 4$ , konstruktivni zahvat plužnog tela  $b = 0,40 \text{ m}$
3. Traktor – standardni (4x4)S, vučni koeficijent korisnog dejstva  $\eta_v = 0,68$ , koeficijent neto vuče  $\varphi_n = 0,43$ , specifična potrošnja goriva pri nominalnoj snazi  $q = 240 \text{ gr/kWh}$ , razmak zadnjih točkova  $B_z = 1,80 \text{ m}$
4. Traktorski sistem – brzina kretanja  $v = 2,2 \text{ m/s}$ , koeficijent iskorišćenog radnog vremena  $\tau = 0,85$ , dubina oranja  $a = 0,30 \text{ m}$ .

• **Odrediti:**

1. Vučni otpor pri oranju ( $F_{pot}$ ) – daN i vučnu snagu ( $P_{pot}$ ) – kW
2. Snagu motora ( $P_e$ ) – kW
3. Težinu traktora ( $G_t$ ) – daN
4. Eksploatacionu proizvodnost sistema ( $W_e$ ) – ha/h
5. Potrošnju goriva po jedinici površine ( $Q_{ha}$ ) – l/ha

• **Rešenje: uraditi**

- 1.
- 2.
- 3.
- 4.
- 5.

## Zadatak 65

---

• **Postavka:**

Traktor guseničar težine 6.000 daN radi sa petobrazdnim plugom zahvata 175 cm, radi na usponu  $i = 0,02$  ( $\sin \alpha = 0,02$ ) pri brzini kretanja od 5 km/h, razvija na poteznici maksimalnu vučnu silu  $F_{pot} = 30 \text{ kN}$ , koeficijent korisnog dejstva transmisije  $\eta_{tr} = 0,86$ , klizanje  $\delta = 2\%$ , a koeficijent otpora kretanja  $f = 0,07$ . Koristeći bilans snage odrediti efektivnu snagu motora i tehničku proizvodnost sistema.

- **Odrediti:**

1. Traktorski sistem za oranje – proračun parametara

- **Rešenje:**

– bilans snage:

$$P_e = P_{trt} + P_f + P_\delta + P_u + P_{pot}$$

– snaga na poteznici:

$$P_{pot} = \frac{F_{pot} \cdot v}{3,6} = \frac{30 \cdot 5}{3,6} = 41,67$$

– snaga potrebna za savladavanje uspona:

$$P_u = \frac{i \cdot G_t \cdot v}{3,6} = \frac{0,02 \cdot 6.000 \cdot 5}{3,6} = 1,67 \text{ kW}$$

– snaga potrebna za savladavanje otpora kretanja:

$$P_f = \frac{f \cdot G_t \cdot \cos \alpha \cdot v}{3,6} = \frac{0,07 \cdot 60 \cdot 0,9998 \cdot 5}{3,6} = 5,83 \text{ kW}$$

– snaga na pogonskim točkovima:

$$P_{ot} = \frac{P_{pot} + P_u + P_f}{1 - \delta} = \frac{41,67 + 1,67 + 5,83}{1 - 0,03} = 21 \text{ kW}$$

– efektivna snaga motora:

$$P_e = \frac{P_{ot}}{\eta_{tr}} = \frac{50,21}{0,86} = 58,38 \text{ kW}$$

– snaga izgubljena na transmisiju:

$$P_{tr} = P_e - P_o = 58,38 - 50,21 = 8,17 \text{ kW}$$

– snaga izgubljena na klizanje:

$$P_\delta = P_o - (P_{pot} + P_u + P_f) = 50,21 - (41,67 + 1,67 + 5,83) = 1,04 \text{ kW}$$

– tehnička proizvodnost sistema:

$$W_t = 0,1 \cdot B \cdot v = 0,1 \cdot 1,75 \cdot 5 = 0,875 \text{ kW}$$

## Zadatak 66

---

- **Postavka:**

Traktorski sistem za oranje radi na usponu  $\alpha = 5^\circ$ , brzinom od  $v = 2 \text{ m/s}$ . Snaga motora traktora  $P_e = 100 \text{ kW}$ . Klizanje pogonskih točkova  $\delta = 15\%$ . Koeficijent otpora kretanja  $f = 0,12$ . Težina traktora  $G_t = 50 \text{ kN}$ . Snaga potrebna za pogon transmisije  $P_{tr} = 6 \text{ kW}$ .

- **Odrediti:**

- Vučnu snagu traktora

- Broj plužnih tela, ako je potrebna vučna sila po jednom plužnom telu  $F_{pl} = 8 \text{ kN}$



- **Rešenje:**

-bilans snage traktorskog sistema:

$$P_e = P_{trt} + P_\delta + P_f + P_u + P_{pot} \quad (1)$$

- snaga potrebna za pogon transmisije:

$$P_{trt} = 6 \text{ kW}$$

- snaga potrebna za sopstveno kretanje:

$$F_f = f \cdot G_t \cdot \cos \alpha = 0,12 \cdot 50 \cdot 0,996 = 5,976 \text{ kN}$$

$$P_f = F_f \cdot v = 5,976 \cdot 2 = 11,952 \text{ kW}$$

- snaga potrebna za savladavanje uspona:

$$F_u = G_t \cdot \sin \alpha = 50 \cdot 0,087 = 4,35 \text{ kN}$$

$$P_u = F_u \cdot v = 4,35 \cdot 2 = 8,70 \text{ kW}$$

\* snaga izgubljena na klizanje

- snaga na pogonskom točku:

$$P_t = P_e - P_{tr} = 100 - 6 = 94 \text{ kW}$$

$$P_\delta = P_t \cdot \delta = 94 \cdot 0,15 = 14,1 \text{ kW}$$

\* vučna snaga na poteznici:

$$P_{pot} = P_e - (P_{trt} + P_f + P_u + P_\delta) = 100 - (6 + 11,952 + 8,7 + 14,1) = 59,248 \text{ kW}$$

\* broj plužnih tela

- snaga na plužnom telu:

$$P_{pt} = F_{pl} \cdot v = 8 \cdot 2 = 16 \text{ kW}$$

- broj plužnih tela:

$$\eta_{pt} = \frac{P_{pot}}{P_{pt}} = \frac{59,248}{16} = 3,71 \approx 3$$

## Zadatak 67

---

- **Postavka:**

Odabрати traktor za obavljanje površinske pripreme zemljišta vučenom tanjiračom.

Podaci:

- koeficijent otpora kotrljanja  $f = 0,15$
- radni zahvat  $B = 8 \text{ m}$
- dubina rada  $a = 15 \text{ cm}$
- specifičan otpor zemljišta pri tanjiranju  $k_t = 500 \text{ daN/m}$
- težina tanjirače  $G_t = 2.500 \text{ daN}$
- brzina rada  $v_r = 10 \text{ km/h}$
- raspodela težine za traktor 4x2  $\lambda = 0,5$ , 4x4  $\lambda = 1,3$
- vučni koeficijent korisnog dejstva traktora  $\eta_v = 0,5 - 0,7 (0,6)$
- koeficijent adhezije  $\varphi = 0,6$ .

- **Odrediti:**

1. Snagu na poteznici ( $P_{pot}$ )
2. Potrebnu snagu motora ( $P_e$ )
3. Adhezionu težinu traktora ( $G_{ad}$ )
4. Ukupnu težinu traktora ( $G_t$ )

- **Rešenje:**

1. Snaga na poteznici:

$$P_{pot} = \frac{F_{pot} \cdot v}{360} = \frac{4.000 \cdot 10}{360} = 111,1 \text{ kW}$$

gde je sila na poteznici:

$$F_{pot} = t_t \cdot B_t$$

$$F_{pot} = k_t \cdot B = 500 \cdot 8 = 4.000 \text{ daN}$$

2. Snaga motora:

$$P_e = \frac{P_{pot}}{\eta_v} = \frac{111,1}{0,6} = 185,2 \text{ kW}$$

3. Adheziiona težina traktora:

Usvajam traktor s obzirom na dobijenu snagu motora, zglobne konstrukcije sa pneumaticima istih dimenzija i pogonom na sve točkove. Otuda je:

$$G_{ad} \cdot \varphi \geq F_{pot} + F$$

$$G_{ad} \cdot \varphi \geq F_{pot} + G_t \cdot f,$$

gde je:

$$G_{ad} = G_t$$

$$G_t = \frac{4.000}{0,6 - 0,15} = 8.889 \text{ daN}$$

- Statički raspored težina:

$$\lambda_s \frac{G_p}{G_z} = 1,3$$

pošto je:

$$G_p = G_t - G_z$$

- Težina na zadnjim točkovima u statičkim uslovima:

$$G_z = \frac{G_t}{2,3} = \frac{8.889}{2,3} = 3.865 \text{ daN}$$

- Težina na prednjim točkovima:

$$G_p = G_t - G_z = 8.889 - 3.865 = 5,024 \text{ daN}$$

4. Ukupna težina:

Kod traktora sa pogonom na sve točkove, adheziona težina je jednaka ukupnoj:

$$G_{ad} = G_t = 8.889 \text{ daN}$$

## Zadatak 68

---

- **Postavka:**

Poznat je traktorski sistem za rasipanje mineralnih đubriva sledećih karakteristika: brzina kretanja  $v = 12$  km/h, masa traktora  $m_t = 4.000$  kg, masa rasipača sa đubrivom  $m_r = 1.500$  kg. Potrebna snaga na priključnom vratilu  $P_{pv} = 15$  kW. Snaga izgubljena u transmisiji  $P_{tr} = 10$  kW, koeficijent otpora kretanja  $f = 0,12$ .

- **Odrediti:**

1. Potreban obrtni moment na priključnom vratilu ( $M_{pv}$ )
2. Potrebnu snagu motora ( $P_e$ )
3. Ukupni koeficijent korisnog dejstva traktora ( $\eta_u$ )

- **Rešenje:**

1. Potreban obrtni moment na priključnom vratilu:

$$P_{pv} = M_{pv} \cdot \omega_{pv} \rightarrow M_{pv} = \frac{P_{pv}}{\omega_{pv}} = \frac{15.000}{56,52} = 265,39 \text{ Nm}$$

$$\omega_{pv} = \frac{n_{pv} \cdot \pi}{30} = \frac{540 \cdot 3,14}{30} = 56,52 \text{ s}^{-1}$$

2. Ukupna snaga motora:

– Potrebna snaga za sopstveno kretanje:

$$P_f = G_u \cdot f \cdot v = (m_t + m_r) \cdot f \cdot v = (4.000 + 1.500) \cdot \frac{12}{3,6} = 2,2 \text{ kW}$$

– Snaga motora:

$$P_e = P_{tr} + P_{pv} + P_f = 10 + 15 + 2,2 = 27,2 \text{ kW}$$

3. Ukupni koeficijent korisnog dejstva traktora:

$$\eta_u = \frac{P_f + P_{pv}}{P_e} = \frac{2,2 + 15}{27,2} = 0,63 \text{ kW}$$

## Zadatak 69

---

- **Postavka:**

Pri ispitivanju traktora IHC 1466 u setvi sa sejalicom 400 CYCLO PLANTER (12 redova), izmereni su sledeći podaci:

- brzina kretanja  $v_r = 14$  km/h
- vučni otpor po sekciji  $F_r = 80$  daN
- moment na priključnom vratilu  $M_p = 37$  daNm
- broj obrtaja priključnog vratila  $n_p = 1.065$  o/min
- vučni koeficijent korisnog dejstva traktora na mekoj podlozi  $\eta_v = 0,5$
- koeficijent korisnog dejstva vučnog traktora do priključnog vratila  $\eta_{trpv} = 0,97$

- **Odrediti:**

1. Snagu vuče za sejalicu ( $P_{pot}$ )

2. Snagu na priključnom vratilu ( $P_{pv}$ )
3. Snagu motora ( $P_e$ )

- **Rešenje:**

1. Snaga potrebna za vuču sejalice:

– Ukupan vučni otpor:

$$F_s = n \cdot F_r = 12 \cdot 80 = 960 \text{ daN}$$

– Vučna snaga:

$$P_{pot} \frac{F_s \cdot v}{360} = \frac{960 \cdot 14}{360} = 37,3 \text{ kW}$$

2. Snaga na priključnom vratilu:

$$P_{pv} = \frac{M_{pv} \cdot n_{pv}}{955} = \frac{37 \cdot 1.065}{955} = 41,2 \text{ kW}$$

3. Ukupna snaga motora:

$$P_e = \frac{P_{pot}}{\eta_v} + \frac{P_{pv}}{\eta_{trpv}} = \frac{37,3}{0,5} + \frac{41,2}{0,97} = 117,1 \text{ kW}$$

## Zadatak 70

---

- **Postavka:**

Formirati traktorski sistem za setvu sa tri sejalice radnog zahvata  $3 \times 3,6 = 10,8 \text{ m}$ , pri koeficijentu iskorišćenja radnog vremena  $\tau = 0,70$ . Težina uređaja za agregatiranje sejalice  $G_u = 1.000 \text{ daN}$ , a otpor kretanja  $f = 0,15$ . Specifični otpor sejalice  $k_s = 1,8 \text{ kN/m}$ .

- **Odrediti:**

1. Formirati traktorski sistem za setvu – proračun parametara

- **Rešenje:**

– iz vučne karakteristike za traktor DT-75M potencijalne vučne sile i brzina kretanja su:

$$F_{potII} = 31,2 \text{ kN} v_{II} = 5,91 \text{ km/h}; \quad F_{potIII} = 27,5 \text{ kN} v_{III} = 6,58 \text{ km/h};$$

$$F_{potIV} = 24,3 \text{ kN} v_{IV} = 7,31 \text{ km/h}; \quad F_{potV} = 20,7 \text{ kN} v_{V} = 8,16 \text{ km/h};$$

$$F_{potVI} = 18,2 \text{ kN} v_{VI} = 9,05 \text{ km/h};$$

– otpor sejalice:

$$F_{os} = f \cdot G_u + k_s \cdot B = 0,15 \cdot 1.000 + 1,8 \cdot 10,8 = 20,94 \text{ kN}$$

– koeficijent opterećenja je:

$$\eta_{sIV} = \frac{F_{os}}{F_{potIV}} = \frac{20,94}{24,3}$$

– eksploataciona proizvodnost je:

$$W_{eIV} = 0,1 \cdot B \cdot v_s \cdot \tau = 0,1 \cdot 10,8 \cdot 7,31 \cdot 0,7 = 5,526 \text{ ha/h}$$

- potrošnja goriva po jedinici površine pri časovnoj potrošnji u IV stepenu prenosa od  $Q_{hIV} = 17,5$  kg/h:

$$Q_{ha} = \frac{Q_h}{W_e} = \frac{17,5}{5,52} = 3,17 \text{ kg/ha}$$

## Zadatak 71

---

- **Postavka:**

Formirati traktorski sistem za setvu sa tri sejalice radnog zahvata  $3 \times 3,6 = 10,8$  m, pri koeficijentu iskorišćenja radnog vremena  $\tau = 0,70$ . Težina uređaja za agregatiranje sejalice  $G_u = 1.000$  daN, a otpor kretanja  $f = 0,15$ . Specifični otpor sejalice  $k_s = 0,8$  kN/m.

- **Treba:**

1. Formirati traktorski sistem za setvu

- **Rešenje:**

- iz vučne karakteristike za traktor DT-75M potencijalne vučne sile i brzina kretanja su:

$$F_{potII} = 31,2 \text{ kN } v_{II} = 5,91 \text{ km/h};$$

$$F_{potIII} = 27,5 \text{ kN } v_{III} = 6,58 \text{ km/h};$$

$$F_{potIV} = 24,3 \text{ kN } v_{IV} = 7,31 \text{ km/h};$$

$$F_{potV} = 20,7 \text{ kN } v_{V} = 8,16 \text{ km/h};$$

$$F_{potVI} = 18,2 \text{ kN } v_{VI} = 9,05 \text{ km/h};$$

- otpor sejalice:

$$F_{os} = f \cdot G_u + k_s \cdot B = 0,15 \cdot 1.000 + 0,8 \cdot 10,8 = 10,14 \text{ kN}$$

- koeficijent opterećenja je:

$$\eta_{sIV} = \frac{F_{os}}{F_{potIV}} = \frac{10,14}{24,3} = 0,42$$

- eksploataciona prozvodnost je:

$$W_{eIV} = 0,1 \cdot B \cdot v_s \cdot \tau = 0,1 \cdot 10,8 \cdot 7,31 \cdot 0,7 = 5,526 \text{ ha/h}$$

- potrošnja goriva po jedinici površine pri časovnoj potrošnji u IV stepenu prenosa od  $Q_{hIV} = 17,5$  kg/h:

$$Q_{ha} = \frac{Q_h}{W_e} = \frac{17,5}{5,52} = 3,17 \text{ kg/ha}$$

## Zadatak 72

---

- **Postavka:**

Za međurednu obradu kukuruza u mašinskom parku na raspolaganju je međuredni kultivator, sledećih karakteristika:

- radni zahvat  $B = 12$  redova

- razmak redova kukuruza  $b_k = 0,70$  m
- koeficijent prijanjanja  $\varphi = 0,6$
- koeficijent otpora kotrljanja  $f = 0,12$
- specifični otpor kultivatora  $k_k = 200$  daN/m
- ukupni koeficijent vuče traktora  $\eta_v = 0,65$
- visina kukuruza u momentu kultiviranja  $h = 100$  cm
- brzina kretanja  $v = 8$  km/h

• **Odrediti:**

Potrebno je obaviti izbor traktora za agregatiranje, pri čemu treba izračunati:

1. Snagu za vuču međurednog kultivatora ( $P_{pot}$ )
2. Snagu motora ( $P_e$ )
3. Težinu traktora ( $G_t$ )
4. Klirens traktora ( $H_k$ )
5. Razmak točkova traktora ( $L_t$ )

• **Rešenje:**

1. Potrebna snaga za vuču kultivatora:

$$P_{pot} = \frac{F_{pot} \cdot v}{360} = \frac{1.680 \cdot 8}{360} = 37,3 \text{ kW}$$

gde je:

$$F_{pot} = k_k \cdot n \cdot b = 200 \cdot 12 \cdot 0,7 = 1.680 \text{ daN}$$

2. Potrebna snaga motora:

$$P_e = \frac{P_{pot}}{\eta_v} = \frac{37,3}{0,65} = 57,4 \text{ kW}$$

3. Težina traktora:

S obzirom na dobijenu snagu i vrstu operacije usvajam traktor 4x2 sa statičkom raspodelom težine  $\lambda = 0,40$ .

Iz uslova:

$$G_{ad} \cdot \varphi \geq F_{pot} + G_t \cdot f$$

$$\lambda_s = \frac{G_p}{G_z}$$

$$G_p = G_t - G_z \tag{3}$$

$$G_z = G_{ad} \tag{4}$$

sledi:

$$G_z \cdot \varphi = F_{pot} + G_t \cdot f \tag{5}$$

$$G_t = G_z \cdot (\lambda_s + 1), \tag{6}$$

pa je:

$$G_t = \frac{F_{pot}}{\left(\frac{\varphi}{\lambda_s + 1} - f\right)} = \frac{1.680}{\frac{0,6}{0,4+1} - 0,12} = 5.444,4 \text{ daN}$$

– Adhezijska težina:

$$G_{ad} = G_z = \frac{G_t}{(\lambda_s + 1)} = \frac{5.437}{0,4 + 1} = 3.888,85 \text{ daN}$$

– Težina na prednjem točku:

$$G_p = G_t - G_z = 5.437 - 3.880 = 1.555,5 \text{ daN}$$

4. Klirens traktora:

Znajući da je dozvoljeni zahvat kukuruza po visini sa najnižom tačkom traktora izračunavamo koeficijent:

$$k_k = \frac{h_k - H_k}{h_k} = 0,35$$

sledi:

$$H_k = h_k \cdot (1 - k_k) = 1.000 \cdot (1 - 0,35) = 650 \text{ mm}$$

5. Razmak točkova:

$$L_t = (n - 1) \cdot b_k + b_p + 2 \cdot b_z = (3 - 1) \cdot 700 + 400 + 2 \cdot 140 = 2.080 \text{ mm}$$

## Zadatak 73

---

- **Postavka:**

Traktorski sistem za rasipanje mineralnih đubriva sledećih karakteristika: brzina kretanja  $v = 12 \text{ km/h}$ , masa traktora  $m_t = 4.000 \text{ kg}$ , masa rasipača sa đubrivom  $m_r = 1.500 \text{ kg}$ , potrebna snaga na priključnom vratilu  $P_{pv} = 15 \text{ kW}$ , snaga izgubljena u transmisiji  $P_{tr} = 10 \text{ kW}$ , koeficijent otpora kretanja  $f = 0,12$ .

- **Odrediti:**

- potreban obrtni moment na priključnom vratilu ( $M_{pv}$ )
- potrebnu snagu motora ( $P_e$ )
- ukupan koeficijent korisnog dejstva traktora ( $\eta_u$ )

- **Rešenje:**

- obrtni moment na priključnom vratilu:

$$P_{pv} = M_{pv} \cdot \omega_{pv} \rightarrow M_{pv} = \frac{P_{pv}}{\omega_{pv}} = \frac{15.000}{56,52} = 265,39 \text{ Nm}$$

$$\omega_{pv} = \frac{n_{pv} \cdot \pi}{30} = \frac{540 \cdot 3,14}{30} = 56,52 \text{ s}^{-1}$$

\* ukupna snaga motora

- potrebna snaga za sopstveno kretanje traktora i rasipača:

$$\begin{aligned} P_f &= G_u \cdot f \cdot v = (m_t + m_r) \cdot g \cdot f \cdot v = \\ &= (4.000 + 1.500) \cdot 9,81 \cdot 0,12 \cdot \frac{12}{3,6} = 21.581 \text{ W} \end{aligned}$$

$$P_e = P_{tr} + P_{pv} + P_f = 15 + 21,58 + 10 = 46,58 \text{ kW}$$

- ukupni koeficijent korisnog dejstva traktora:

$$\eta_u = \frac{P_f + P_{pv}}{P_e} = \frac{10 + 21,58}{46,58} = 0,678$$

## Zadatak 74

---

- **Postavka:**

Za traktor agregatiran sa dvoosovinskom prikolicom poznati su sledeći podaci:

- težina traktora  $G_t = ?$ , položaj težišta traktora  $a = ?$ , rastojanje osovine  $L = ?$
- težina prikolice  $G_p = ?$ , visina poteznice  $h_p = ?$ , odstojanje tačke prikopčavanja prikolice od zadnje osovine  $L_p = ?$
- koeficijent otpora kotrljanja  $f = ?$
- poteznica je horizontalna

- **Odrediti:**

1. Vučnu silu na poteznici ( $F_{pot}$ )
2. Opterećenje na prednjim točkovima traktora ( $Y_p$ )
3. Opterećenje na zadnjim točkovima traktora ( $Y_z$ )
4. Dati šemu traktorskog sistema

- **Rešenje:**

1. Vučna sila:

$$F_{pot} = G_p \cdot f \quad (1)$$

2. Opterećenje na prednjim točkovima:

$$Y_p = G_p \cdot \frac{a}{L} - F_{pot} \cdot \frac{h}{L} + F_{pot} \cdot \frac{L_p}{L} \quad (2)$$

3. Opterećenje na zadnjim točkovima:

$$Y_z = G_t \cdot \frac{L - a}{L} + F_{pot} \cdot \frac{h}{L} - F_{pot} \cdot \frac{L_p}{L} \quad (3)$$

4. Šema traktorskog sistema:

## Zadatak 75

---

- **Postavka:**

Traktorski sistem za transport sastoji se od traktora IMT-5106 i prikolice Zmaj 450. Poznato je: težina traktora  $G_t = 60$  kN, težina prikolice  $G_p = 100$  kN, koeficijent otpora kretanja  $f = 0,05$ , klizanje pogonskih točkova  $\delta = 10\%$ , gubici snage u transmisiji  $P_{trt} = 5$  kW, brzina kretanja  $v = 20$  km/h.

- **Odrediti:**

- Snagu za sopstveno kretanje traktora ( $P_f$ )
- Silu i snagu za vuču prikolice ( $F_p$ ), ( $P_p$ )
- Potrebnu snagu motora ( $P_e$ )
- Vučni koeficijent korisnog dejstva traktora ( $\eta_v$ )



- **Rešenje:**

- sila za sopstveno kretanje traktora:

$$F_f = f \cdot G_t = 0,05 \cdot 60 = 3,0 \text{ kN}$$

- potrebna snaga za sopstveno kretanje:

$$P_f = \frac{F_f \cdot v}{3,6} = \frac{3,0 \cdot 20}{3,6} = 16,67 \text{ kW}$$

- otpor prikolice:

$$F_p = f \cdot G_p = 0,05 \cdot 100 = 5,0 \text{ kN}$$

- potrebna snaga za vuču:

$$P_p = \frac{F_p \cdot v}{3,6} = \frac{5 \cdot 20}{3,6} = 27,78 \text{ kW}$$

- snaga na pogonskim točkovima:

$$P_o = \frac{P_p + P_f}{1 - \delta} = \frac{27,78 + 16,67}{1 - 0,1} = 49,39 \text{ kW}$$

- snaga izgubljena na klizanje:

$$P_\delta = P_o - (P_p + P_f) = 49,39 - (27,78 + 16,67) = 4,94 \text{ kW}$$

- potrebna snaga motora:

$$P_e = P_{trt} + P_f + P_\delta + P_p = 5 + 16,67 + 4,94 + 27,78 = 54,39 \text{ kW}$$

- vučni koeficijent korisnog dejstva ( $\eta_v$ ):

$$\eta_v = \frac{P_p}{P_e} = \frac{27,78}{54,39} = 0,51$$

## Zadatak 76

---

- **Postavka:**

Obaviti izbor traktora za pogon priključne mašine preko remenice.

Podaci:

- priključna mašina na remenici zahteva snagu od  $P_{pm}=36,7 \text{ kW}$ , pri  $n = 1.000 \text{ o/min}$
- prenos je preko pljosnatog kaiša sa koeficijentom korisnog dejstva  $\eta_k = 0,98$
- koeficijent korisnog dejstva reduktora remenice  $\eta_r = 0,97$
- koeficijent korisnog dejstva traktora do priključnog vratila  $\eta_{trpv} = 0,96$
- prenosni odnos transmisije  $i_{tr} = 2$

- **Odrediti:**

1. Izračunati potrebni obrtni moment ( $M_e$ )
2. Izračunati potrebnu snagu motora ( $P_e$ )

- **Rešenje:**

1. Potrebni obrtni moment motora:

$$M_p = M_e \cdot i_{tr} \cdot \eta_u$$

odavde je:

$$M_e = \frac{M_p}{i_{tr} \cdot \eta_u} = \frac{M_p}{i_{tr} \cdot \eta_k \cdot \eta_r \cdot \eta_{trpv}} = \frac{35,06}{2 \cdot 0,98 \cdot 0,97 \cdot 0,96} = 19,21 \text{ daNm}$$

gde je:

$$M_p = 955 \cdot \frac{P_p}{n_p} = 955 \cdot \frac{35,06}{1.000} = 35,06 \text{ daNm}$$

2. Snaga motora:

– Broj obrtaja kolenastog vratila:

$$n_e = n_p \cdot i_{tr} = 1.000 \cdot 2 = 2.000 \text{ o/min}$$

– Snaga motora:

$$P_e = \frac{M_e \cdot n_e}{955} = \frac{19,21 \cdot 2.000}{955} = 40,21 \text{ kW}$$

## Zadatak 77

---

- **Postavka:**

Potrebno je odabrati traktor za pogon letvičastog transportera. Pogon od traktora ide preko priključnog vratila, reduktora do transportera. Transporter je postavljen pod uglom.

Podaci:

- proizvodnost transportera  $Q = 36 \text{ t/h}$
- horizontalna dužina transportera  $L_h = 5 \text{ m}$
- visina transportera  $L_v = 10 \text{ m}$
- koeficijent otpora kretanja transportera  $k = 1,6$
- koeficijent korisnog dejstva transmisije traktora od priključnog vratila  $\eta_{trpv} = 0,95$
- koeficijent korisnog dejstva transmisije transportera  $\eta_{trt} = 0,94$
- broj obrtaja priključnog vratila  $n_{pv} = 1.000 \text{ o/min}$
- brzina lanca transportera  $v_1 = 0,6 - 2 \text{ m/s}$  usvajamo  $v_1 = 2 \text{ m/s}$
- prenosni odnos transmisije traktora do priključnog vratila  $i_{trpv} = 2$

- **Odrediti:**

1. Potrebnu snagu za pogon transportera ( $P_t$ )
2. Gubitak snage u transmisiji transportera ( $P_{trt}$ )
3. Potrebnu snagu motora ( $P_e$ )
4. Gubitak snage u transmisiji priključnog vratila ( $P_{trpv}$ )

- **Rešenje:**

1. Potrebna snaga za pogon transportera:

$$P_t = \frac{Q}{360} \cdot (L_h \cdot K + L_v) = \frac{36}{360} \cdot (5 \cdot 1,6 + 10) = 1,8 \text{ kW}$$

– Obrtni moment na osovini traktora:

$$M_t = 955 \cdot \frac{P_t}{n_t} = 955 \cdot \frac{1,8}{200} = 8,6 \text{ daNm}$$

2. Gubitak snage u transmisiji transportera:

– Obrtni moment na priključnom vratilu:

$$M_{pv} = \frac{M_t}{i_{trt} \cdot \eta_{trt}} = \frac{8,6}{5 \cdot 0,94} = 1,83 \text{ daNm}$$

– Prenosni odnos u transmisiji transportera:

$$i_{trt} = \frac{n_{pv}}{n_t} = \frac{1.000}{200} = 5$$

– Potrebna snaga na priključnom vratilu:

$$P_{pv} = \frac{M_{pv} \cdot n_{pv}}{955} = \frac{1,83 \cdot 1.000}{955} = 1,92 \text{ kW}$$

2. Gubitak snage u transmisiji transportera:

$$P_{trt} = P_{pv} - P_t = 1,92 - 1,8 = 0,12 \text{ kW}$$

3. Ukupna snaga motora:

– Broj obrtaja kolenastog vratila motora:

$$n_e = n_{pv} \cdot i_{trpv} = 1.000 \cdot 2 = 2.000 \text{ o/min}$$

– Obrtni moment motora:

$$M_e = \frac{M_{pv}}{i_{trpv} \cdot \eta_{trpv}} = \frac{1,83}{2 \cdot 0,95} = 0,97 \text{ daNm}$$

– Snaga na kolenastom vratilu:

$$P_e = \frac{M_e \cdot n_e}{955} = \frac{0,97 \cdot 2.000}{955} = 2,03 \text{ kW}$$

4. Gubitak snage u transmisiji do priključnog vratila:

$$P_{trpv} = P_e - P_{pv} = 2,03 - 1,92 = 0,09 \text{ kW}$$

Prema tome, optimalna snaga, moment otpora pri broju obrtaja iznosi:

$$P_e = 2,03 \text{ kW}, \quad M_e = 0,97 \text{ daNm}, \quad n_e = 2.000 \text{ o/min}$$

## Zadatak 80

---

- **Postavka:**

Pri pogonu krunjača preko priključnog vratila poznato je sledeće:

- broj obrtaja priključnog vratila  $n_{pv} = 1.000 \text{ o/min}$
- potreban obrtni moment na priključnom vratilu  $M_{pv} = 20 \text{ daNm}$
- koeficijent korisnog dejstva transmisije do priključnog vratila  $\eta_{trpv} = 0,94$
- prenosni odnos transmisije do priključnog vratila  $i_{trpv} = 2$

- **Odrediti:**

Odabrati traktor za pogon, pri čemu treba izračunati:

1. Potrebnu snagu za pogon krunjača ( $P_{pv}$ )
2. Potrebnu snagu motora ( $P_e$ )

- **Rešenje:**

1. Potrebna snaga za pogon krunjača:

$$P_{pv} = \frac{M_p \cdot n_p}{955} = \frac{20 \cdot 1.000}{955} = 20,93 \text{ kW}$$

2. Potrebna snaga motora:

– Moment motora:

iz:

$$M_p = M_e \cdot i_{tr} \cdot \eta_u$$

sledi:

$$M_e = \frac{M_p}{i_{tr} \cdot \eta_{trpv}} = \frac{M_p}{i_{tr} \cdot \eta_{trpv}} = \frac{20}{2 \cdot 0,94} = 10,63 \text{ daNm}$$

– Broj obrtaja kolenastog vratila:

$$n_e = n_p \cdot i_{tr} = 1.000 \cdot 2 = 2.000 \text{ o/min}$$

– Snaga motora:

$$P_e = \frac{M_e \cdot n_e}{955} = \frac{10,63 \cdot 2.000}{955} = 22,25 \text{ kW}$$

## Zadatak 79

---

- **Postavka:**

Izračunati snagu motora koji je namenjen za kombajn, ako su poznati sledeći podaci:

- težina kombajna  $G_k = 8.000 \text{ daN}$
- koeficijent otpora kotrljanja  $f_k = 0,20$
- propusna sposobnost kombajna  $q_k = 6 \text{ kg/s}$
- radni zahvat kombajna  $B = 5 \text{ m}$
- žitna masa na  $1 \text{ m}^2$   $Q_k = 1 \text{ kg/m}^2$ (prinos)

- **Odrediti:**

1. Izračunati snagu motora kombajna

- **Rešenje:**

– Bilansna jednačina snage motora za kombajn:

$$P_e = P_f + P_p + P_t,$$

gde je:

$P_f$  [KS] - snaga potrebna za sopstveno kretanje

$P_p$  [KS] - snaga potrebna za pogon radnih organa na praznom hodu

$P_t$  [KS] - snaga potrebna za obavljanje tehnološkog procesa

1. Snaga potrebna za sopstveno kretanje:

$$P_f = \frac{F_f \cdot v_r}{360} = \frac{1.600 \cdot 1,2 \cdot 3,6}{360} = 19,2 \text{ kW}$$

gde je:

$F_f$  - sila za sopstveno kretanje

$$F_f = G_k \cdot f_k = 8.000 \cdot 0,20 = 1.600 \text{ daN}$$

$v_r$ -radna brzina kombajna iz odnosa:

$$q_k = B_k \cdot v_r \cdot Q_k \rightarrow v_r = \frac{k}{B_k \cdot Q_k} = \frac{6}{5 \cdot 1} = 1,2 \text{ m/s}$$

2. Snaga potrebna za kretanje radnih organa na praznom hodu:

$$P_p = (11-13) \text{ KS} - \text{ za savremeni kombajn, prema Runovu, usvajam } P_p = 12 \text{ KS} = 8,8 \text{ kW}$$

3. Snaga potrebna za obavljanje tehnološkog procesa:

$$P_t = P_s \cdot q_k = 5,1 \cdot 6 = 42 \text{ KS}$$

gde je:

$P_s$  - potrebna snaga za obavljanje tehnološkog procesa pri protoku od 1 kg/s.  
Prema Runovu  $P_s = (6,9 - 7,9) \text{ KS/kgs}$ ,  
usvajam  $P_s = 7 \text{ KS/kgs} = 5,1 \text{ kW/kgs}$

4. Ukupna snaga motora:

$$P_e = P_f + P_p + P_t = 19,2 + 8,8 + 30,6 = 58,6 \text{ kW}$$

## Zadatak 80

---

- **Postavka:**

Sa kofičastim transporterom izbacuje se zrno kukuruza na visini  $H = 15 \text{ m}$  sa kapacitetom  $Q = 40 \text{ t/h}$ . Potrebno je obaviti izbor motora za pogon. Pogon je izveden preko spojnice i reduktora.

Podaci:

- prenosni odnos motor – transporter  $i_{tr} = 10$
- koeficijent korisnog dejstva spojnice i reduktora  $\eta_{sr} = 0,90$
- broj obrtaja osovine transportera  $n_t = 250 \text{ o/min}$

- **Odrediti:**

1. Potrebnu snagu za pogon transportera ( $P_t$ )
2. Potrebnu snagu motora ( $P_e$ )
3. Gubitak snage u transmisiji ( $P_{tr}$ )

- **Rešenje:**

1. Snaga za pogon transportera:

$$P_t = \frac{Q \cdot H}{360} \cdot \frac{1}{\eta_t} = \frac{40 \cdot 15}{360 \cdot 2} = 0,83 \text{ kW}$$

2. Potrebna snaga motora:

- Obrtni moment na osovini transportera:

$$M_t = 955 \cdot \frac{P_t}{n_t} = 955 \cdot \frac{0,83}{250} = 3,18 \text{ daNm}$$

- Obrtni moment motora:

$$M_e = \frac{M_t}{i_{tr} \cdot \eta_{sr}} = \frac{3,18}{10 \cdot 0,90} = 0,35 \text{ daNm}$$

- Broj obrtaja motora:

$$n_e = n_t \cdot i_{tr} = 250 \cdot 10 = 2.500 \text{ o/min}$$

- Potrebna snaga motora:

$$P_e = \frac{M_e \cdot n_e}{955,4} = \frac{0,35 \cdot 2.500}{955,4} = 0,91 \text{ kW}$$

3. Snaga izgubljena u transmisiji:

$$P_{tr} = P_e - P_t = 0,91 - 0,83 = 0,08 \text{ kW}$$

## Zadatak 81

---

- **Postavka:**

Za pužni transporter poznato je sledeće:

- snaga potrebna za podizanje materijala  $P_p = 0,96 \text{ kW}$
- snaga izgubljena na savladavanje trenja  $P_t = 0,32 \text{ kW}$
- koeficijent zavisn od trenja materijala  $W_o = 1,2$
- koeficijent korisnog dejstva transmisije  $\eta = 0,96$

- **Odrediti:**

1. Snagu za pogon transportera ( $P_{tr}$ )
2. Snagu motora ( $P_e$ )

- **Rešenje:**

1 Snaga za pogon transportera:

$$P_{tr} = (P_p + P_t) \cdot W_o = (0,96 + 0,32) \cdot 1,2 = 1,53 \text{ kW}$$

2. Snaga motora:

$$P_e = \frac{P_{tr}}{\eta} = \frac{1,53}{0,96} = 1,59 \text{ kW}$$

## Zadatak 82

---

- **Postavka:**

Pumpni agregat ima sledeće karakteristike (direktno spregnut):

- manometarska visina  $H_m = 20 \text{ mVS}$
- kapacitet pumpe  $Q = 100 \text{ dm}^3/\text{s}$
- specifična težina vode  $\gamma_v = 1 \text{ daN/dm}^3$
- koeficijent korisnog dejstva prenosa  $\eta_{pr} = 0,96$
- hidraulični koeficijent korisnog dejstva (gubitak u putu)  $\eta_h = 0,8 - 0,96 (0,90)$
- zapreminski koeficijent korisnog dejstva  $\eta_z = 0,85 - 0,98 (0,95)$
- mehanički koeficijent korisnog dejstva pumpe  $\eta_m = 0,85 - 0,98 (0,97)$
- broj obrtaja osovine pumpe  $n_p = 1.800 \text{ o/min}$

- **Odrediti:**

1. Snagu i moment pumpe ( $P_p$  i  $M_p$ )
2. Snagu i moment motora ( $P_e$  i  $M_e$ )

- **Rešenje:**

1. Snaga i moment pumpe:

– Snaga pumpe:

$$P_p = \frac{Q \cdot \gamma \cdot H_m}{75 \cdot \eta_p} = \frac{100 \cdot 1 \cdot 20}{75 \cdot 0,83} = 32,15 \text{ KS}$$

$$P_p = 23,64 \text{ kW}$$

– Koeficijent korisnog dejstva pumpe:

$$\eta_p = \eta_h \cdot \eta_z \cdot \eta_m = 0,90 \cdot 0,95 \cdot 0,97 = 0,83$$

– Obrtni moment:

$$M_p = 955 \cdot \frac{P_p}{n_p} = 955 \cdot \frac{23,64}{1800} = 12,55 \text{ daNm}$$

2. Snaga i obrtni moment motora:

– Snaga motora:

$$P_e = \frac{P_p}{\eta_{pr}} = \frac{23,64}{0,96} = 24,62 \text{ kW}$$

– Moment motora:

$$M_m = 955 \cdot \frac{P_e}{n_e} = 955 \cdot \frac{24,62}{1.800} = 13,06 \text{ daNm}$$

## Zadatak 83

---

- **Postavka:**

Podaci:

- težina jednog konja  $G_k = 600 \text{ daN}$
- brzina kretanja  $v_k = 1,15 \text{ m/s}$
- prema (Vistu) ako su upregnuta dva konja, koeficijent korisnog dejstva  $\eta_2 = 0,97 - 0,98$ , tri konja  $\eta_3 = 0,9$ , četiri konja  $\eta_4 = 0,8$
- specifični otpor zemljišta  $k = 0,5 \text{ daN/cm}^2$

- **Odrediti:**

1. Koliku vučnu snagu razvije: jedan konj, dva konja, tri konja, četiri konja
2. Koji zahvat pluga može biti ako ga vuče: jedan konj, dva konja, tri konja, četiri konja, pri oranju na  $a = 30 \text{ cm}$  dubine
3. Koliko konja zamenjuje traktor od  $P_e = 200 \text{ KS}$

- **Rešenje:**

1. Razvijena vučna snaga:

– Prema Vistu vučna sila koja je funkcija težine određuje se empirijskom jednačinom:

$$F_v = \frac{G_k}{9} + 11 = \frac{600}{9} + 11 = 77,67 \text{ daN}$$

– Vučna snaga jednog konja:

$$P_v = \frac{F_v \cdot v_k}{75} = \frac{77,67 \cdot 1,15}{75} = 1,19 \text{ KS}$$

– Vučna sila i snaga dva konja:

$$F_{v2} = 2 \cdot F_v \cdot \eta_2 = 2 \cdot 77,67 \cdot 0,975 = 151,46 \text{ daN}$$

$$P_{v2} = \frac{F_{v2} \cdot v_k}{75} = \frac{151,46 \cdot 1,15}{75} = 2,32 \text{ KS}$$

– Vučna sila i snaga tri konja:

$$F_{v3} = 3 \cdot F_v \cdot \eta_3 = 3 \cdot 77,67 \cdot 0,9 = 209,71 \text{ daN}$$

$$P_{v3} = \frac{F_{v3} \cdot v_k}{75} = \frac{209,71 \cdot 1,15}{75} = 3,22 \text{ KS}$$

– Vučna sila i snaga četiri konja:

$$F_{v4} = 4 \cdot F_v \cdot \eta_4 = 4 \cdot 77,67 \cdot 0,8 = 248,54 \text{ daN}$$

$$P_{v4} = \frac{F_{v4} \cdot v_k}{75} = \frac{248,54 \cdot 1,15}{75} = 3,81 \text{ KS}$$

2. Zahvat pluga:

– Vučni otpor pluga:

$$F_v = a \cdot B \cdot k = 30 \cdot 0,5 \cdot B \text{ daN}$$

odavde zahvat pluga je:

$$B = \frac{F_v}{30 \cdot 0,5} = \frac{F_v}{15} \text{ cm}$$

– Zahvat pluga za jednog konja:

$$B = \frac{F_v}{15} = \frac{77,67}{15} = 5,18 \text{ cm}$$

– Zahvat pluga za dva konja:

$$B = \frac{F_{v2}}{15} = \frac{151,46}{15} = 10,10 \text{ cm}$$

– Zahvat pluga za tri konja:

$$B = \frac{F_{v3}}{15} = \frac{209,71}{15} = 13,98 \text{ cm}$$

– Zahvat pluga za četiri konja:

$$B = \frac{F_{v4}}{15} = \frac{248,54}{15} = 16,57 \text{ cm}$$

3. Koliko konja zamenjuje traktor sa  $P_e = 200 \text{ KS}$ , koji se kreće brzinom  $v = 8 \text{ km/h}$  ?

– Vučna snaga traktora ako je koeficijent korisnog dejstva  $Z_v = 0,65$ :

$$P_{pot} = P_e \cdot Z_v = 200 \cdot 0,65 = 130 \text{ KS}$$



- Vučna sila pri datoj brzini:

$$F_{pot} = \frac{P_{pot} \cdot 270}{v} = \frac{130 \cdot 270}{8} = 4.388 \text{ daN}$$

- Radni zahvat pluga:

$$B_p = \frac{F_{pot}}{k \cdot a} = \frac{4.388}{0,5 \cdot 30} = 293 \text{ cm}$$

- Tehnički učinak traktorskog agregata na čas:

$$W_t = 0,1 \cdot B_t \cdot v = 0,1 \cdot 2,93 \cdot 8 = 2,344 \text{ km/h}$$

- Za određivanje tehničkog učinka konjske zaprege usvojena je prosečna vrednost koeficijenta korisnog dejstva od  $\tau_k = 0,8$ . Otuda je učinak zaprege od jednog konja:

$$W_k = 0,1 \cdot B_t \cdot v \cdot \tau_k = 0,1 \cdot 0,0518 \cdot 4,14 \cdot 0,8 = 0,0172 \text{ ha/h}$$

- Broj konjskih zaprege koje zamenjuju traktor od 200 KS je:

$$n_k = \frac{W_t}{W_k} = \frac{2,344}{0,0172} = 136,28 \approx 136 \text{ konja}$$

## Zadatak 84

---

- **Postavka:**

Traktor točkaš male snage ima jednocilindrični motor na kojem je ugrađen zamajac povišenog momenta inercije da bi se obezbedilo ravnomerno obrtanje kolenastog vratila. Proveriti način određivanja koeficijenta uravnoteženih masa ( $\delta_{rm}$ ).

Polazni podaci:

- težina traktora  $G = 1.700 \text{ daN}$
- prenosni odnos transmisije  $i_{tr} = 40$
- koeficijent korisnosti u transmisiji  $\eta_{tr} = 0,9$
- moment inercije rotacionih masa u osi obrtanja kolenastog vratila dat je u ( $\text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$ ) ( $\text{kg} \approx \text{daN}$ )
- moment inercije ( $\text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$ ) rotacionih masa u odnosu na osu obrtanja kolensatog vratila
- ( $I_m = 0,22$ ) (zamajac i drugi rotacioni elementi)
- moment inercije zadnjeg točka u odnosu na osu kolenastog vratila je ( $I_z = 2,8$ ) a prednjeg ( $I_p = 0,25$ )
- radijus zadnjeg točka  $r_z = 0,54 \text{ m}$ , a prednjeg  $r_p = 0,31 \text{ m}$

- **Odrediti:**

1. Koeficijent rotacionih masa sveden na osu obrtanja kolenastog vratila, zanemarujući rotacione mase u transmisiji, po jednačini:

$$\delta_{rm} = 1 + \frac{g}{G \cdot r_z^2} \cdot (I_m \cdot i_{tr2} \cdot \eta_{tr} + I_z + I_p \cdot \frac{r_p^2}{r_z^2}) \quad (1)$$

1. Koeficijent rotacionih masa po empirijskoj jednačini:

$$\delta_{rme} = 1,15 + 0,0014 \cdot i_{tr2} \quad (2)$$

Proveriti koja je jednačina prikladna za ovaj traktor.

- **Rešenje:**

1. Koeficijent rotacionih masa po jednačini (1) je:

$$\delta_{rm} = 1 + \frac{g}{1.700 \cdot 0,54^2} \cdot (0,22 \cdot 402 \cdot 0,9 + 2,8 + 0,25 \cdot \frac{0,31^2}{0,54^2}) = 7,4$$

2. Koeficijent rotacionih masa po jednačini (2) je:

$$\delta_{rme} = 1,15 + 0,001 \cdot 402 = 2,75$$

3. Provera podobnosti jednačine za izračunavanje koeficijenta rotacionih masa kod malih traktora. Pošto je koeficijent rotacionih masa izračunat po empirijskoj jednačini (2) znatno manji od vrednosti dobijene po jednačini (1),  $\delta_{rme}(2) \ll \delta_{rm}(1)$ , jednačina (1) nije pogodna za ove traktore.

## Zadatak 85

---

- **Postavka:**

Pri korišćenju traktora u toku godine ustanovljeno je sledeće:

- aktivni rad traktora  $T_r = 1500$  h
- utrošeno časova na tehničko održavanje  $T_o = 200$  h
- utrošeno časova na tekući remont  $T_{tr} = 300$  h
- utrošeno časova na tehnološke operacije, zbog pripreme i opsluživanja mašine  $T_t = 250$  h

- **Odrediti:**

1. Koeficijent tehničke pouzdanosti s obzirom na to da je tehničko održavanje ( $\tau_o$ )
2. Koeficijent tehničke pouzdanosti s obzirom na to da je tekući remont ( $\tau_r$ )
3. Ukupni koeficijent tehničke pouzdanosti ( $\tau_u$ )
4. Koeficijent eksploatacione pouzdanosti ( $\tau_e$ )

- **Rešenje:**

1. Koeficijent tehničke pouzdanosti s obzirom na tehničko održavanje:

$$\tau_o = \frac{T_r}{T_r + T_o} = \frac{1.500}{1.500 + 200} = 0,882$$

2. Koeficijent tehničke pouzdanosti s obzirom na nastale kvarove (tekući remont):

$$\tau_o = \frac{T_r}{T_r + T_{tr}} = \frac{1.500}{1.500 + 300} = 0,833$$

3. Ukupni koeficijent tehničke pouzdanosti:

$$\tau_o = \frac{T_r}{T_r + T_o + T_{tr}} = \frac{1.500}{1.500 + 200 + 300} = 0,75$$

4. Koeficijent eksploatacione pouzdanosti:

$$\tau_o = \frac{T_r}{T_r + T_o + T_{tr} + T_e} = \frac{1.500}{1.500 + 200 + 300 + 250} = 0,667$$

## **POTROŠNJA GORIVA I MAZIVA U MAŠINSKOM PARKU**

### **Zadatak 1**

---

- **Postavka:**

Traktor IMT-539 za  $t = 7$  sati rada u oranju potroši  $V = 65 \text{ dm}^3$  dizel-goriva.

- **Odrediti:**

- Časovnu potrošnju goriva, ako je gustina goriva  $\gamma = 0,85 \text{ g/cm}^3$  (kg/h; l/h)

- **Rešenje:**

- Časovna potrošnja goriva je:

$$Q_h = \frac{V}{t} = \frac{65}{7} = 9,29 \text{ l/hili} \quad Q_h = \frac{V \cdot \gamma}{t} = \frac{65 \cdot 0,85}{7} = 7,89 \text{ kg/h}$$

### **Zadatak 2**

---

- **Postavka:**

Traktor IMT-5106 prešao je put od  $s = 900 \text{ m}$  pri brzini kretanja  $v_s = 9,5 \text{ km/h}$  i potrošio  $V = 2,85 \text{ dm}^3$  dizel-goriva.

- **Odrediti:**

- Časovnu potrošnju goriva, ako je gustina  $\gamma = 0,85 \text{ g/cm}^3$

- **Rešenje:**

- Vreme prelaska puta s:

$$v_s = \frac{s}{t} \rightarrow = \frac{s}{v_s} = \frac{0,900}{9,5} = 0,095 \text{ h}$$

- časovna potrošnja goriva:

$$Q_h = \frac{V}{t} = \frac{2,85}{0,095} = 30 \text{ l/h} \quad \text{ili} \quad Q_h = \frac{V \cdot \gamma}{t} = \frac{2,85 \cdot 0,85}{0,095} = 25,5 \text{ kg/h}$$

### **Zadatak 3**

---

- **Postavka:**

Dizel-motor traktora potrošio je  $Q_h = 7,8 \text{ kg}$  dizel-goriva.

- **Odrediti:**  
- Specifičnu potrošnju goriva ako je traktor razvijao snagu od 29,5 kW
- **Rešenje:**  
- Specifična potrošnja goriva je:

$$q = \frac{Q_h \cdot 1.000}{P} = \frac{7,8 \cdot 1.000}{29,5} = 264,4 \text{ g/kWh}$$

## Zadatak 4

---

- **Postavka:**  
Traktor IMR-577 DV pri radu u oranju razvija snagu od  $P = 72,3$  kW.
- **Odrediti:**  
- Časovnu potrošnju, ako je specifična  $q = 265$  g/kW
- **Rešenje:**  
- Iz jednačine za izračunavanje specifične potrošnje sledi:

$$q = \frac{Q_h \cdot 1.000}{P} \rightarrow Q_h = \frac{P \cdot q}{1.000} = \frac{72,3 \cdot 265}{1.000} = 19,16 \text{ kg/h}$$

## Zadatak 5

---

- **Postavka:**  
Koje rastojanje pređe traktor Rakovica 120 pri brzini kretanja od  $v_s = 8,02$  km/h, ako motor razvija snagu od  $P = 85,8$  kW i potroši  $Q = 120$  kg dizel-goriva. Specifična potrošnja goriva je  $q = 255$  g/kWh.
- **Odrediti:**  
- Potrošnju goriva
- **Rešenje:**  
- časovna potrošnja goriva je:  

$$Q_h = \frac{P \cdot q}{1.000} = \frac{85,8 \cdot 255}{1.000} = 21,88 \text{ kg/h}$$
- sa potrošenim gorivom traktor može da radi:  

$$t = \frac{Q}{Q_h} = \frac{120}{21,88} = 5,49 \text{ h}$$
- pređeni put je:  

$$s = v_s \cdot t = 8,02 \cdot 5,49 = 44,03 \text{ km}$$

## Zadatak 6

---

- **Postavka:**

Traktor IMT-5170 DV pri oranju sa nošenim četvorobrazdnim plugom na zemljištu sa specifičnim otporom u oranju na dubini od  $a = 30$  cm,  $k = 0,85$  potroši  $Q = 280$  l dizel-goriva. Poznati podaci: trajanje oranja  $t = 7$  h, brzina kretanja  $v_s = 8,5$  km/h, radni zahvat pluga  $B = 200$  cm, koeficijent iskorišćenja radnog vremena  $\tau = 0,80$ , gustina goriva  $\gamma = 0,85$  g/cm<sup>3</sup>.

- **Odrediti:**

1. Časovnu potrošnju goriva (kg/h i l/h)
2. Proizvodnost sistema (ha/h i m<sup>3</sup>/h)
3. Potrošnju goriva po jedinici površine (l/ha i l/m<sup>3</sup>)
4. Otpor koji razvija plug (daN)
5. Vučnu snagu koju zahteva plug (kW)

- **Rešenje:**

1. Časovna potrošnja goriva:

$$Q_h = \frac{Q}{t} = \frac{280}{7} = 40 \text{ l/h} \quad \text{ili} \quad Q_h = \frac{Q \cdot \gamma}{t} = \frac{280 \cdot 0,85}{7} = 34 \text{ kg/h}$$

2. Eksploataciona proizvodnost traktorskog sistema za oranje:

– površina uzoranog zemljišta:

$$W_e = 0,1 \cdot B \cdot v \cdot \tau = 0,1 \cdot 2 \cdot 8,5 \cdot 0,80 = 1,36 \text{ ha/h}$$

– zapremina prevrnutog zemljišta:

$$W_{ev} = W_e \cdot a \cdot 10.000 = 1,36 \cdot 0,3 \cdot 10.000 = 4.080 \text{ m}^3/\text{h}$$

3. Potrošnja goriva po jedinici površine:

$$Q_{ha} = \frac{Q_h}{W_e} = \frac{40}{1,36} = 29,41 \text{ l/ha} \quad \text{ili} \quad Q_{ha} = \frac{Q_h \cdot \gamma}{W_e} = \frac{40 \cdot 0,85}{1,36} = 25,0 \text{ kg/ha}$$

– potrošnja goriva po m<sup>3</sup> uzoranog zemljišta:

$$Q_m = \frac{Q_h}{W_{ev}} = \frac{40}{4.080} = 0,01 \text{ l/m}^3$$

– potrošnja goriva na centimetar dubine:

$$Q_a = \frac{Q_{ha}}{a} = \frac{29,41}{30} = 0,98 \text{ l/cm}$$

4. Vučni opor koji razvija plug:

$$F_{pl} = k \cdot a \cdot B = 0,85 \cdot 30 \cdot 200 = 5.100 \text{ daN}$$

5. Vučna snaga koju zahteva plug:

$$P_{pot} = \frac{F_{pl} \cdot v_s}{360} = \frac{5.100 \cdot 8,5}{360} = 120,42 \text{ kW}$$

## Zadatak 7

---

- **Postavka:**

Pri ispitivanju jednog traktora utvrđena je vučna snaga  $P_v = 91$  kW pri punom opterećenju i potrošnji goriva  $Q_h = 22,8$  kg/h, a pri delimičnom opterećenju  $P_v = 80$  kW i  $Q_h = 20,24$  kg/h.

- **Odrediti:**

- Specifičnu potrošnju goriva prema vučnoj snazi (g/kWh)

- **Rešenje:**

- Specifična potrošnja goriva pri punom opterećenju je:

$$q = \frac{Q_h \cdot 1.000}{P_v} = \frac{22,8 \cdot 1.000}{91} = 250,6 \text{ g/kWh}$$

- Specifična potrošnja goriva pri delimičnom opterećenju je:

$$q = \frac{Q_h \cdot 1.000}{P_v} = \frac{20,24 \cdot 1.000}{80} = 253,0 \text{ g/kWh}$$

## Zadatak 8

---

- **Postavka:**

Traktor IMT – 539 za  $t = 7$  h rada u oranju potroši  $V = 65$  dm<sup>3</sup> dizel-goriva.

- **Odrediti:**

1. Časovnu potrošnju goriva ako je gustina goriva  $\gamma = 0,85$  g/cm<sup>3</sup> (kg/h, l/h)

- **Rešenje:**

1. Časovna potrošnja goriva je:

$$Q_h = \frac{V}{t} = \frac{65}{7} = 9,29 \text{ l/h}$$

$$Q_h = \frac{V \cdot \gamma}{t} = \frac{65 \cdot 0,85}{7} = 7,89 \text{ kg/h}$$

## Zadatak 9

---

- **Postavka:**

Traktor IMT – 5106 prešao je put od  $s = 900$  m, pri brzini kretanja  $v = 9,5$  km/h i potrošio  $V = 2,85$  dm<sup>3</sup> dizel-goriva.

- **Odrediti:**

1. Časovnu potrošnju goriva, ako je gustina goriva  $\gamma = 0,85$  g/cm<sup>3</sup> (kg/h, l/h)

- **Rešenje:**

1. Časovna potrošnja goriva:

- Vreme prelaska puta:

$$v_s = \frac{s}{t} \rightarrow t = \frac{s}{v_s} = \frac{0,900}{9,5} = 0,095 \text{ h}$$

- Časovna potrošnja goriva je:

$$Q_h = \frac{V}{t} = \frac{2,85}{0,095} = 30 \text{ l/h}$$

$$Q_h = \frac{V \cdot \gamma}{t} = \frac{2,85 \cdot 0,85}{0,095} = 25,5 \text{ kg/h}$$

## Zadatak 10

---

- **Postavka:**

Dizel-motor traktora potrošio je  $Q_h = 7,8$  kg dizel-goriva.

- **Odrediti:**

Specifičnu potrošnju goriva ako je traktor razvio snagu od 29,5 kW

- **Rešenje:**

1. Specifilna potrošnja goriva je:

$$q = \frac{1.000 \cdot Q_h}{P} = \frac{1.000 \cdot 7,8}{29,5} = 264,4 \text{ g/kWh}$$

## Zadatak 11

---

- **Postavka:**

Traktor IMT – 577 DV pri radu u oranju razvija snagu od  $P_e = 72,3$  kW.

- **Odrediti:**

1. Časovnu potrošnju goriva ako je specifična  $q = 265$  g/kWh

- **Rešenje:**

1. Časovna potrošnja goriva:

Iz jednačine za izračunavanje specifične potrošnje sledi:

$$q = \frac{1.000 \cdot Q_h}{P} \rightarrow Q_h = \frac{P \cdot q}{1.000} = 19,16 \text{ kg/h}$$

## Zadatak 12

---

- **Postavka:**

Koje rastojanje pređe traktor Rakovica 120 pri brzini kretanja od  $v_s = 8,02$  km/h, ako motor razvija snagu od  $P_e = 85,8$  kW i potroši  $Q = 120$  kg dizel-goriva. Specifična potrošnja goriva je  $q = 255$  g/kWh.

- **Odrediti:**

Potrošnju goriva i pređeni put

- **Rešenje:**

– Časovna potrošnja goriva je:

$$Q_h = \frac{P \cdot q}{1.000} = \frac{85,8 \cdot 255}{1.000} = 21,88 \text{ kg/h}$$

- Sa potrošenim gorivom traktor može da radi:

$$t = \frac{Q}{Q_h} = \frac{120}{21,88} = 5,49 \text{ h}$$

– Pređeni put je:

$$s = v_s \cdot t = 8,02 \cdot 5,49 = 44,03 \text{ km}$$

## Zadatak 13

---

- **Postavka:**

Traktor sa motorom snage 150 kW radi u oranju i ostvaruje učinak od  $W_e = 1,2 \text{ ha/h}$  u trajanju od 7 sati i 30 min. Proučiti potrošnju goriva, ako je ukupna potrošnja dostigla 200 l.

Poznati podaci:

- snaga motora  $P_e = 150 \text{ kW}$
- trajanje rada 8 h, od čega je aktivni rad 7 h i 30 min
- ukupno potrošeno goriva  $Q = 200 \text{ l}$
- gustina dizel-goriva  $q_d = 0,85 \text{ g/cm}^3$
- koeficijent iskorišćenja motora u oranju  $k_m = 0,90$
- eksploatacioni učinak motora u oranju  $W_e = 1,2 \text{ ha/h}$

- **Odrediti:**

1. Časovnu potrošnju goriva ( $Q_h$ ) l/h, kg/h
2. Specifičnu potrošnju goriva ( $q$ ) g/kWh
3. Potrošnju goriva po hektaru ( $Q_h$ ) l/ha
4. Ukupni učinak traktora na smenu ( $W_s$ ) ha

- **Rešenje: uraditi**

- 1.
- 2.
- 3.
- 4.

## Zadatak 14

---

- **Postavka:**

Traktor guseničar kreće se na zemljanom putu brzinom  $v = 8,5 \text{ km/h}$  i na dužini od 2,4 km potroši  $11,5 \text{ dm}^3$  dizel-goriva. Proučiti potrošnju goriva pri kretanju traktora u transportu.

Poznati podaci:

- dužina pređenog puta pri transportu na zemljanom putu  $s = 2,4 \text{ km}$



- brzina kretanja  $v = 8,5 \text{ km/h}$
  - ukupna potrošnja goriva  $Q_u = 11,5 \text{ dm}^3$
  - gustina dizel-goriva  $q_d = 0,85 \text{ g/cm}^3$
  - koeficijent iskorišćenja motora u transportu  $k_m = 0,5$
- **Odrediti:**
    1. Časovnu potrošnju goriva ( $Q_h$ ) l/h, kg/h
    2. Potrošnju goriva po pređenom putu ( $Q_s$ ) l/km, kg/km
    3. Ukupnu potrošnju goriva ako je koeficijent iskorišćenja motora ( $k_m = 0,95$ )
  - **Rešenje: uraditi**
    - 1.
    - 2.
    - 3.

## Zadatak 15

---

- **Postavka:**

Pri ispitivanju motora traktora preko priključnog vratila utvrđena je potrošnja goriva od  $7,5 \text{ kg/h}$  i razvijena snaga na priključnom vratilu od  $P_{pv} = 30 \text{ kW}$ , pri  $540 \text{ o/min}$ . Analizirati snagu, potrošnju goriva i broj obrtaja.

Poznati podaci:

  - snaga na priključnom vratilu  $P_{pv} = 30 \text{ kW}$
  - broj obrtaja priključnog vratila  $n_{pv} = 540 \text{ o/min}$
  - časovna potrošnja goriva  $Q_h = 7,5 \text{ l/h}$
  - gustina dizel-goriva  $q_d = 0,85 \text{ g/cm}^3$
  - koeficijent korisnosti transmisije do priključnog vratila  $\eta_{trpv} = 0,95$
- **Odrediti:**
  1. Časovnu potrošnju goriva ( $Q_h$ ) l/h, kg/h
  2. Specifičnu potrošnju goriva pri snazi na priključnom vratilu ( $q_{pv}$ ) g/kWh
  3. Snagu motora na zamajcu ( $P_e$ ) kW
  4. Specifičnu potrošnju goriva prema snazi na zamajcu ( $q_e$ ) g/kWh
  5. Broj obrtaja pri efektivnoj snazi motora ( $n_e$ ) o/min
- **Rešenje: uraditi**
  - 1.
  - 2.
  - 3.
  - 4.
  - 5.

## Zadatak 16

---

- **Postavka:**

Motor traktora u radu razvija snagu od  $P_e = 80 \text{ KS}$ , pri  $2.200 \text{ o/min}$  i ima specifičnu potrošnju goriva od  $q = 225 \text{ g/kWh}$ . Proučiti potrošnju goriva.

Poznati podaci:

- efektivna snaga motora  $P_e = 80$  KS
- efektivna broj obrataja  $n_e = 2.200$  o/min
- specifična efektivna potrošnja goriva  $q_e = 225$  g/kWh
- gustina dizel-goriva  $q_d = 0,85$  g/cm<sup>3</sup>
- toplotna moć goriva  $Q_p = 43$  kJ/kg
- koeficijent mehaničkih gubitaka u motoru  $\eta_m = 0,83$

• **Odrediti:**

1. Časovnu efektivnu potrošnju goriva ( $Q_h$ ) l/h, kg/h
2. Indikatorsku snagu motora ( $P_i$ ) kW
3. Specifičnu indikatorsku potrošnju goriva ( $q_i$ ) g/kWh
4. Časovnu indikatorsku potrošnju goriva ( $Q_i$ ) l/h, kg/h
5. Efektivni toplotni koeficijent iskorišćenja ( $\eta_e$ )

• **Rešenje: uraditi**

- 1.
- 2.
- 3.
- 4.
- 5.

## Zadatak 17

---

• **Postavka:**

Traktor točkaš u transportu kreće se brzinom od 20 km/h, pri čemu motor traktora razvija snagu od 80 kW i potroši 105 kg dizel-goriva. Proučiti pređeni put traktora i potrošnju goriva.

Poznati podaci:

- efektivna snaga motora  $P_e = 80$  KS
- brzina kretanja  $v = 20$  km/h
- specifična potrošnja goriva  $q = 230$  g/kWh
- gustina dizel-goriva  $q_d = 0,85$  g/cm<sup>3</sup>
- ukupna potrošena količina goriva na pređeni put  $Q = 105$  kg

• **Odrediti:**

1. Časovnu potrošnju goriva ( $Q$ ) l/h, kg/h
2. Rastojanje koje je traktor prešao ( $s$ ) km
3. Potrošnju goriva po pređenom putu ( $Q_s$ ) l/h, kg/h
4. Vreme trajanja rada traktora ( $T$ ) h

• **Rešenje: uraditi**

- 1.
- 2.
- 3.
- 4.

## Zadatak 18

---

- **Postavka:**

Pri ispitivanju motora traktora na probnom stolu sa hidrauličnom kočnicom u trajanju od 20 min izmerena je sila od  $F = 90$  daN, pri broju obrtaja od 1.100 o/min. Pri ispitivanju je potrošeno 6.000 g goriva. Proučiti karakteristike motora.

Poznati podaci:

- trajanje ispitivanja  $T = 20$  min
- očitana sila na kočnici  $F = 90$  daN
- broj obrtaja  $n = 1.100$  o/min
- potrošeno gorivo  $Q = 6.000$  g
- gustina goriva  $q_d = 0,85$  g/cm<sup>3</sup>
- krak kočnice  $L = 100$  cm

- **Odrediti:**

1. Snagu motora ( $P_e$ ) kW, KS
2. Specifičnu potrošnju goriva ( $q_e$ ) g/kWh
3. Obrtni moment na kočnici ( $M$ ) Nm

- **Rešenje: uraditi**

- 1.
- 2.
- 3.

## Zadatak 19

---

- **Postavka:**

Traktor IMT-5170 DV pri oranju sa nošenim četvorobrazdnom plugom na zemljištu sa specifičnim otporom u oranju na dubini od  $a = 30$  cm,  $k = 0,85$  daN/cm<sup>2</sup> potroši  $Q = 280$  l dizel-goriva. Poznati podaci: trajanje oranja  $t = 7$  h, brzina kretanja  $v_s = 8,5$  km/h, radni zahvat pluga  $B = 200$  cm, koeficijent iskorišćenja radnog vremena  $\tau = 0,8$ , gustina goriva  $\gamma = 0,85$  g/cm<sup>3</sup>.

- **Odrediti:**

1. Časovnu potrošnju goriva ( $Q_h$ ) kg/h i l/h
2. Proizvodnost sistema ( $W_e$ ) ha/h i m<sup>3</sup>/h
3. Potrošnju goriva po jedinici površine ( $Q_{ha}$ ) l/ha i l/m<sup>3</sup>
4. Otpor koji razvija plug ( $F_{pl}$ ) daN
5. Vučnu snagu koju zahteva plug ( $P_{pot}$ ) kW

- **Rešenje:**

1. Časovna potrošnja goriva:

$$Q_h = \frac{Q}{t} = \frac{280}{7} = 40 \text{ l/ha ili}$$

$$Q_h = \frac{Q \cdot \gamma}{t} = \frac{280 \cdot 0,85}{7} = 34 \text{ kg/ha}$$

2. Eksploataciona proizvodnost traktorskog sistema za oranje:

- Površina uzoranog zemljišta:

$$W_e = 0,1 \cdot B \cdot v \cdot \tau = 0,1 \cdot 2 \cdot 8,5 \cdot 0,80 = 1,36 \text{ ha/h}$$

– Zapremina prevrnutog zemljišta:

$$W_{ev} = W_e \cdot a \cdot 10.000 = 1,36 \cdot 0,3 \cdot 10.000 = 4,080 \text{ m}^3/\text{h}$$

3. Potrošnja goriva po jedinici površine:

$$Q_{ha} = \frac{Q_h}{W_e} = \frac{40}{1,36} = 29,41 \frac{\text{l}}{\text{ha}} \text{ ili}$$

$$Q_{ha} = \frac{Q_h \cdot \gamma}{W_e} = \frac{40 \cdot 0,85}{1,36} = 25,0 \text{ kg/ha}$$

– Potrošnja goriva po m<sup>3</sup> uzoranog zemljišta:

$$Q_m = \frac{Q_h}{Q_{ev}} = \frac{40}{4080} = 0,01 \text{ l/m}^3$$

– Potrošnja goriva na centimetar dubine:

$$Q_a = \frac{Q_{ha}}{a} = \frac{29,41}{30} = 0,98 \text{ l/cm}$$

4. Vučni opor koji razvija plug:

$$F_{pl} = k \cdot a \cdot B = 0,85 \cdot 30 \cdot 200 = 5.100 \text{ daN}$$

5. Vučna snaga koju zahteva plug:

$$P_{pot} = \frac{F_{pl} \cdot v_s}{360} = \frac{5.100 \cdot 8,5}{360} = 120,42 \text{ kW}$$

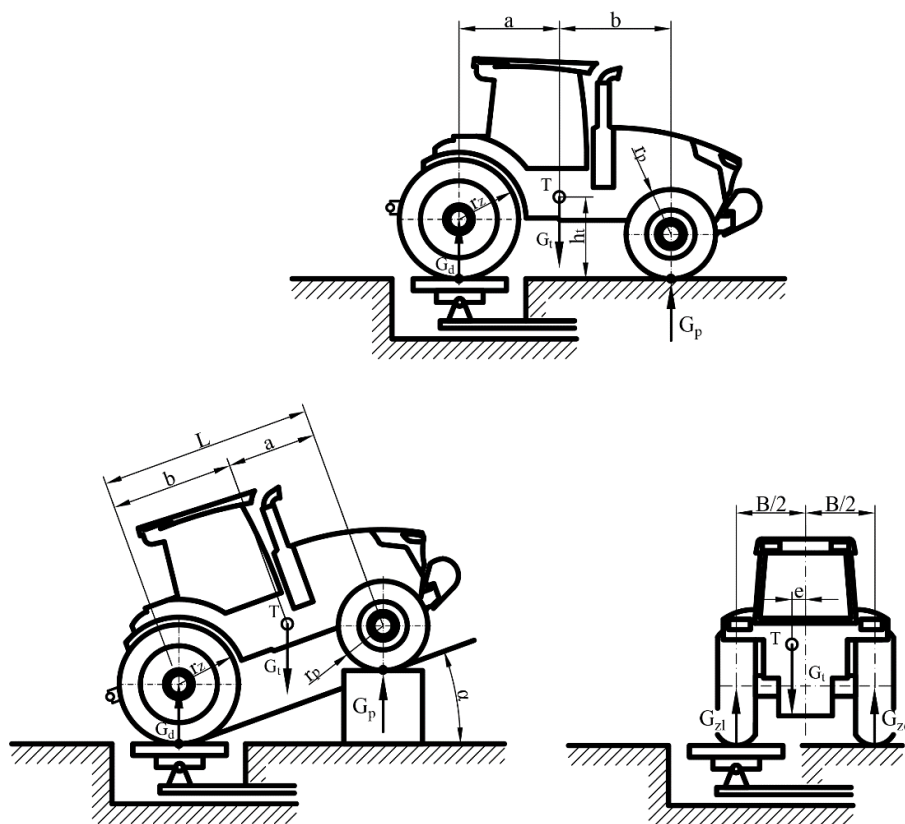
## STABILNOST I PROHODNOST TRAKTORA I TRAKTORSKIH SISTEMA

### Zadatak 1

• *Postavka:*

Za traktor točkaš dat na slici 1 poznati su sledeći podaci:

- težina traktora  $G_t = 4.000$  daN
- težina na zadnjim točkovima  $G_z = 2.500$  daN
- rastojanje između prednje i zadnje osovine  $L = 3.000$  mm
- rastojanje točkova  $B = 1.800$  mm
- $\alpha = 20^\circ$
- težina na zadnjim točkovima (traktor pod uglom  $\alpha$ )  $G_{za} = 2.600$  daN
- kinematski poluprečnik zadnjeg točka  $r_z = 700$  mm
- kinematski poluprečnik prednjeg točka  $r_p = 500$  mm
- težina na levim točkovima  $G_{zl} = 2.100$  daN



Sl. 1. Određivanje koordinata težišta traktora točkaša  
Fig. 1. Determining the coordinates of the center of gravity of a wheeled tractor

- **Odrediti:**
  1. Položaj težišta u vertikalnoj ravni ( $a = ?$ ) ( $b = ?$ ) ( $h = ?$ )
  2. Položaj težišta u horizontalnoj ravni ( $e$ )

- **Rešenje:**

1. Položaj težišta u vertikalnoj ravni:

– prema slici 1:

$$a = \frac{G_z \cdot L}{G_t} = 1.875 \text{ mm}$$

$$b = \frac{G_p \cdot L}{G_t} = 1.125 \text{ mm}$$

Iz momenta jednačine za osu prednjeg točka sledi:

$$h = \frac{G_{z\alpha} \cdot [L \cdot \cos\alpha + (r_z - r_p) \cdot \sin\alpha] - G \cdot [(1 - b) \cdot (\cos\alpha - r_p \cdot \sin\alpha)]}{G_t \cdot \sin\alpha} =$$

$$= \frac{2.600 \cdot 3.000 \cdot \cos 20^\circ + (700 - 500) \cdot \sin 20^\circ - 4.000 \cdot (3.000 - 1.125) \cdot \cos 20^\circ - 500 \cdot \sin 20^\circ}{400 \cdot \sin 20^\circ}$$

$$= 923,82 \text{ mm}$$

2. Položaj težišta u horizontalnoj ravni:

$$e = \frac{(G_{ze} - 0,5 \cdot G_t) \cdot B}{G_t} = \frac{(2.100 - 0,5 \cdot 4.000) \cdot 1.800}{4.000} = 45 \text{ mm}$$

## Zadatak 2

---

- **Postavka:**

Za traktor guseničar (slika 2) poznati su sledeći podaci:

- težina traktora  $G_g = 6.000 \text{ daN}$
- udaljenost tačke prikopčavanja dinamometra od oslone tačke  $L_p = 2.800 \text{ mm}$
- sila očitana na dinamometru  $G_d = 3.500 \text{ daN}$
- odstojanje oslone tačke ose od zadnjeg točka  $X_o = 300 \text{ mm}$
- $\alpha = 20^\circ$
- sila očitana na dinamometru (traktor pod uglom)  $G_{da} = 3.100 \text{ daN}$
- položaj tačke prikopčavanja dinamometra  $h_d = 500 \text{ mm}$

- **Odrediti:**

1. Položaj težišta u vertikalnoj ravni ( $a = ?$ ) ( $h = ?$ )

- **Rešenje:**

1. Položaj težišta u vertikalnoj ravni:

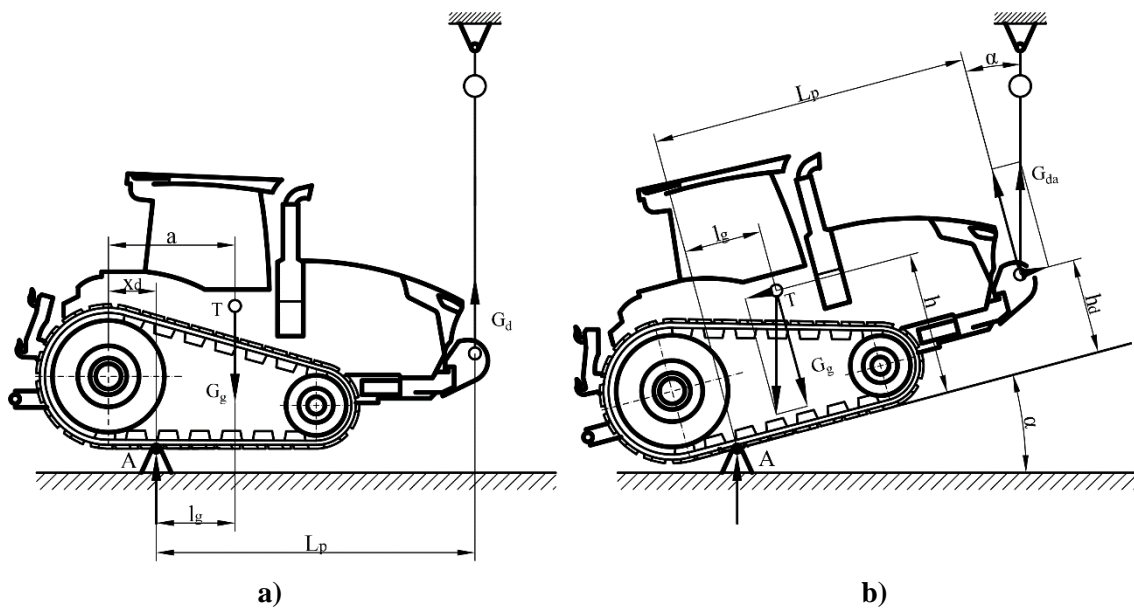
Iz momentne jednačine za tačku A sl. 2a sledi:

$$a = L_p \cdot \frac{G_d}{G_g} + x_o = 2.800 \cdot \frac{3500}{6.000} + 300 = 1.933,3 \text{ mm}$$

Iz momentne jednačine za tačku A, kada je traktor pod uglom  $\alpha$  sl.2b, sledi:

$$h = \left( L_g - L_p \cdot \frac{G_{da}}{G_g} \right) \cdot ctg \alpha + h_d \cdot \frac{G_{da}}{G_d} =$$

$$= \left( 1.633,3 - 2.800 \cdot \frac{3.100}{6.000} \right) \cdot ctg 20^\circ + 500 \cdot \frac{3.100}{6.000} = 771,12 \text{ mm}$$

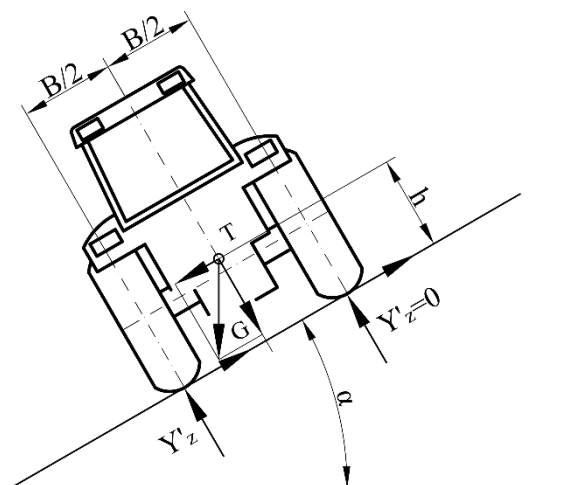


Sl. 2. Određivanje koordinata težišta traktora guseničara  
Fig. 2. Determining the coordinates of the center of gravity of a tracked tractor

### Zadatak 3

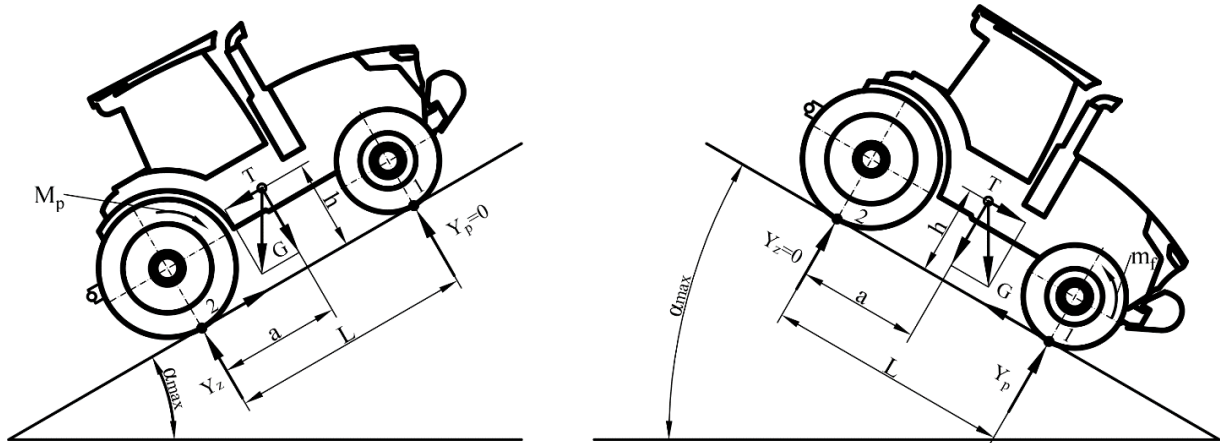
• **Postavka:**

Za slučaj kretanja traktora točkaša prema slikama 3 i 4, poznato je:  $a = 800 \text{ mm}$ ,  $h = 850 \text{ mm}$ ,  $L = 2500 \text{ mm}$ ,  $B = 2.000 \text{ mm}$ .



Sl. 3. Šema sila – traktor na bočnom nagibu  
Fig. 3. Force scheme – tractor on a side slope

- **Odrediti:**
  1. Granični ugao uspona ( $\alpha_{umax}$ )
  2. Granični ugao pada ( $\alpha_{pmax}$ )
  3. Granični bočni nagib ( $\beta_{max}$ )



Sl. 4. Šema sila – traktor na uzdužnom nagibu  
Fig.4. Force scheme – tractor on a longitudinal slope

- **Rešenje:**
  1. Granični ugao uspona:
$$\operatorname{tg} \alpha_{umax} = \frac{a}{h} = \frac{800}{850} = 0,941,$$
odavde je:
$$\alpha_{umax} = 43^{\circ} 16'$$
  2. Granični ugao pada:
$$\operatorname{tg} \alpha_{pmax} = \frac{L - a}{h} = \frac{2.500 - 800}{850} = 2,00$$
odavde je:
$$\alpha_{pmax} = 63^{\circ} 26'$$
  3. Granični bočni nagib:
$$\operatorname{tg} \beta_{max} \frac{0,5 \cdot B}{h} = \frac{0,5 \cdot 2.000}{850} = 1,17647$$
odavde je:
$$\beta_{max} = 49^{\circ} 38'$$

## Zadatak 4

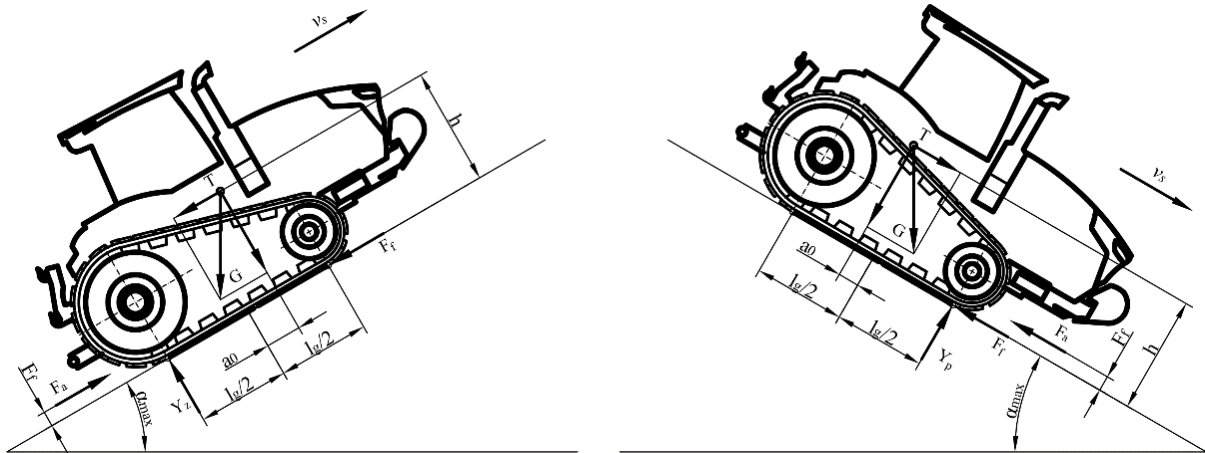
- **Postavka:**

Dat je traktor gusenčar (slika 5) sa sledećim karakteristikama:

  - dužina gusenice (kontakti deo)  $L_g = 2.000$  mm
  - položaj težišta po visini  $h = 650$  mm
  - položaj težišta po horizontali u odnosu na sredinu gusenice  $\alpha_0 = 200$  mm



- rastojanje gusenica  $B = 1.500 \text{ mm}$
- širina gusenica  $b = 380 \text{ mm}$



Sl. 5. Šema sila – traktor guseničar na nagibu  
Fig. 5. Force scheme – tracked tractor on a slope

- **Odrediti:**

1. Granični ugao uspona ( $\alpha_{umax}$ )
2. Granični ugao pada ( $\alpha_{pmax}$ )
3. Granični bočni nagib ( $\beta_{max}$ )

- **Rešenje:**

1. Granični ugao uspona:

$$\operatorname{tg} \alpha_{umax} \frac{0,5 \cdot L_g + a}{h} = \frac{0,5 \cdot 2.000 + 200}{650} = 1,84615,$$

odavde je:

$$\alpha_{umax} = 61^\circ 33'$$

2. Granični ugao pada:

$$\alpha_{pmax} = 50^\circ 54'$$

3. Granični bočni nagib:

$$\operatorname{tg} \beta_{max} = \frac{0,5 \cdot (B + b)}{h} = \frac{0,5 \cdot (1.500 + 380)}{650} = 1,44615,$$

odavde je:

$$\beta_{max} = 55^\circ 20'$$

## Zadatak 5

---

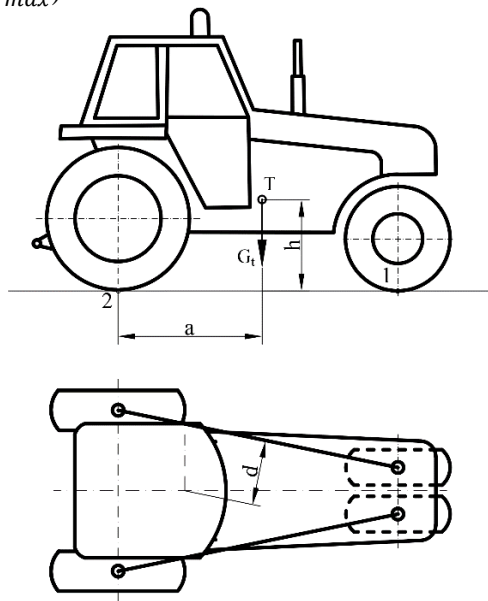
- **Postavka:**

Za slučaj kretanja traktora tricikla (slika 6) na poprečnom nagibu sledećih karakteristika:

- položaj težišta po visini  $h = 800 \text{ mm}$
- prema slici 6  $d = 500 \text{ mm}$

- **Odrediti:**

1. Granični bočni nagib ( $\beta_{max}$ )



Sl. 6. Šema sila – traktor tricikl  
Fig. 6. Force scheme - tricycle tractor

- **Rešenje:**

1. Granični bočni nagib:

$$\operatorname{tg} \beta_{max} = \frac{d}{h} = \frac{500}{800} = 0,6250$$

odavde je:

$$\beta_{max} = 32^\circ$$

## Zadatak 6

---

- **Postavka:**

Na sl. 7 prikazan je traktor na usponu, a na sl. 8 traktor točkaš na padini, sa oznakama sila i graničnog ugla uspona i pada.

- **Odrediti:**

1. Kritični uspon ( $\alpha_{max}$ ) i ( $\alpha'_{max}$ ) na usponu i na padini
2. Stabilnost traktora na klizanje na usponu ( $\alpha$ ) i padini ( $\alpha'$ )

- **Rešenje:**

1. Kritični ugao ( $\alpha_{max}$ ) i ( $\alpha'_{max}$ ) je za uspon sl.7:

$$\alpha_{max} = \operatorname{arctg} \frac{L_z}{h_t} = \tag{1}$$

za padinu sl. 8 je:

$$\alpha'_{max} = \frac{L_p}{h_t} = \tag{2}$$

Prema Kutlovu (1996), za traktor (4x2) S na usponu ( $\alpha_{max} = 35 - 40^\circ$ ), a na padini ( $\alpha'_{max} = 60^\circ$ ).

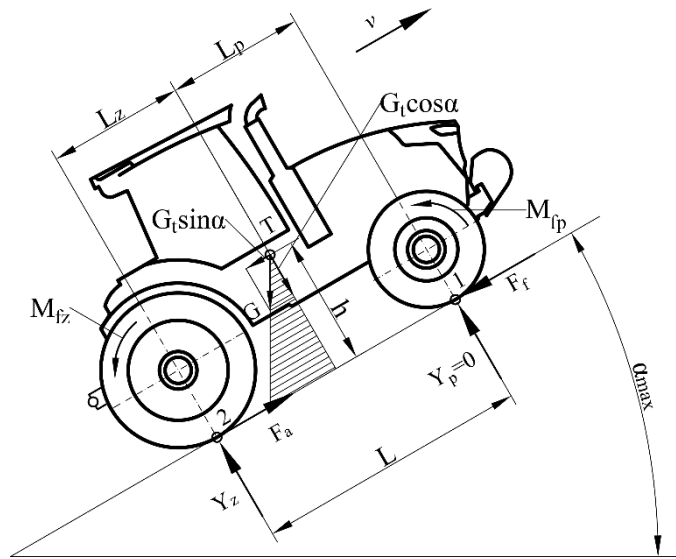
2. Stabilnost traktora na klizanje na usponu ( $\alpha$ ) i padini ( $\alpha'$ ) sl. 7 i 8 za uspon je:

$$tg\alpha = \frac{\varphi_k \cdot L_p}{(L - \varphi_k \cdot h_t)} = \quad (3)$$

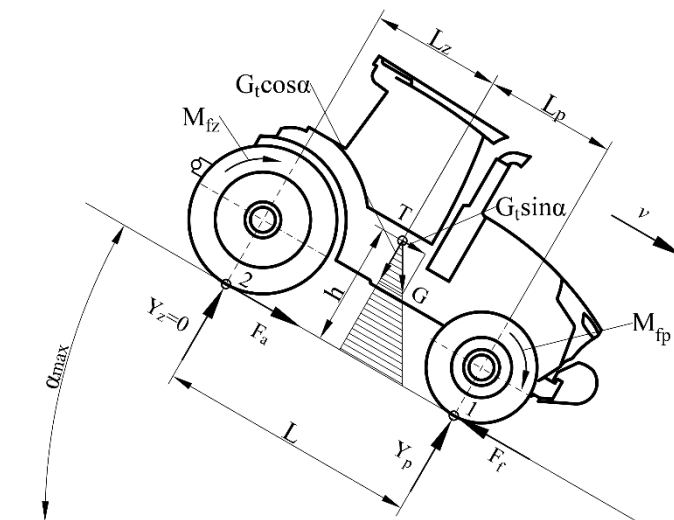
za padinu je:

$$tg\alpha' = \frac{\varphi_k \cdot L_p}{(L + \varphi_k \cdot h_t)} = \quad (4)$$

Iz navedene jednačine sledi da je  $\alpha > \alpha'$ . Ovo nastupa pošto pri kretanju traktora niz padinu dolazi do rasterećenja zadnjih točkova ( $Y_z$ ), gde su kočnice, pa se klizanje javlja ranije. Prema Kutlovu (1996), klizanje nastupa na usponu na strnjici na  $\alpha_{max} = 25 - 30^\circ$ , a na padini  $\alpha'_{max} = 18 - 20^\circ$ .



Sl. 7. Traktor na usponu sa graničnim uglom uspona ( $\alpha_{max}$ )  
 Fig. 7. Tractor on the slope with limiting inclination angles ( $\alpha_{max}$ )



Sl. 8. Traktor točkaš pri kretanju niz strminu sa graničnim nagibom ( $\alpha'_{max}$ )  
 Fig. 8. Wheeled tractor during its movement down the slope with limiting inclination ( $\alpha'_{max}$ )

## Zadatak 7

---

- **Postavka:**

Na sl. 9 pokazano je prevrtanje traktora zbog zaglavljivanja zadnjih pogonskih točkova. Ova situacija može da se desi i na ravnom terenu. Prevrtanje nastupa zbog dejstva relativnog momenta ( $M_o$ ), koji je jednak pogonskom momentu ( $M_m$ ). Relativni moment izaziva okretanje traktora oko ose točka ( $O_1$ ) i traktor se prevrće nazad na kabinu pri  $Y_p = 0$ .

- **Odrediti:**

1. Postupak prevrtanja traktora nazad zbog zaglavljivanja pogonskih točkova

- **Rešenje:**

1. Postupak prevrtanja traktora nazad zbog zaglavljivanja pogonskih točkova:

– Jednačina ravnoteže traktora u odnosu na osu ( $O_1$ ) je:

$G_t \cdot e = M_o = M_m$ , uslov da se traktor neće prevrnuti je  $Y_p > 0$ ;  $G_t \cdot e \geq M_p$

Relativni moment ( $M_o$ ) je jednak pogonskom momentu ( $M_m$ ):

$$M_o = M_m = \beta \cdot M_m \cdot i_{tr} \cdot \eta_{tr} \quad (1)$$

gde je:

$M_m$  - moment motora

$i_{tr}$  - prenosni odnos u transmisiji

$\eta_{tr}$  - koeficijent korisnosti transmisije

$\beta$  - koeficijent sigurnosti (nošenja) spojnice motora

Uslov stabilnosti je:

$$M_o = M_h \leq G \cdot L_t \quad (2)$$

Jednačina ravnoteže tela traktora u odnosu na osu prevrtanja ( $O_d$ ) pri odvajanju prednjih točkova od podloge ( $Y_p = 0$ ) ima sledeći izgled:

$$M_o = G_o \cdot L_o \quad (3)$$

gde je:

$G_o$  - težina traktora bez pogonskih točkova

$L_o$  - koordinata za težinu ( $G_o$ )

Ako centar težišta pogonskih točkova kruži na njihovoj geometrijskoj osi, tada je moment od težine tih točkova u odnosu na osu prevrtanja jednak nuli.

Zbog toga je:

$$G_o \cdot L_o = G_t \cdot l \quad (4)$$

pošto je:

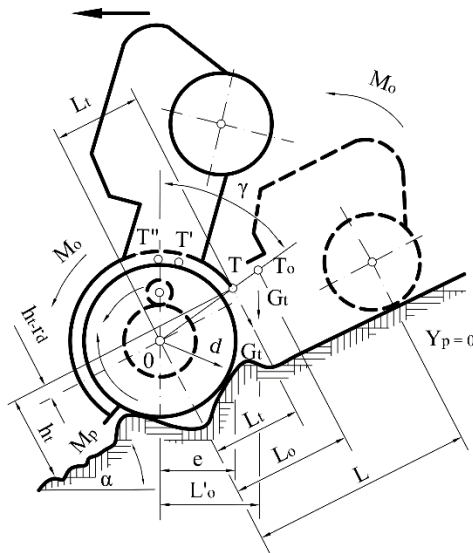
$$G_t \cdot l = G_t \cdot \cos \alpha \cdot L_t - G_t \cdot (h_t - r_d) \cdot \sin \alpha$$

sledi:

$$G_o \cdot L_o = G [L_t \cdot \cos \alpha - (h_t - r_d) \cdot \sin \alpha] = \quad (5)$$

pa uslov stabilnosti glasi:

$$G_t [L_t \cdot \cos \alpha - (h_t - r_d) \cdot \sin \alpha] > \beta \cdot M_m \cdot i_{tr} \cdot \eta_{tr} \quad (6)$$



Sl. 9. Prevrtnanje traktora zbog zaglavljivanja zadnjih pogonskih točkova  
Fig. 9. Rollover of tractors when the rear wheels get stuck

## Zadatak 8

- **Postavka:**

Traktor točkaš i poprečna stabilnost prikazani su na sl. 10 - poprečna stabilnost od klizanja traktora, sl. 11 - kritični ugao poprečnog nagiba, sl. 12 – bočno prevrtanje i sl. 13 – ponašanje traktora pri okretanju.

- **Odrediti:**

1. Klizanje točkova na poprečnom nagibu (sl. 10)
2. Kritični ugao poprečnog nagiba (sl. 11)
3. Dinamičku poprečnu stabilnost traktora (sl. 12)
4. Poprečnu stabilnost pri okretanju (sl. 13)

- **Rešenje:**

1. Klizanje točkova na poprečnom nagibu (sl. 10):

Uslov da ne dođe do klizanja traktora je:

$$G_t \cdot \sin \beta \leq F_{bl} + F_{bd} \quad (1)$$

gde je:

$F_{bl}$  i  $F_{bd}$  - bočne reakcije u spoju točak - podloga.

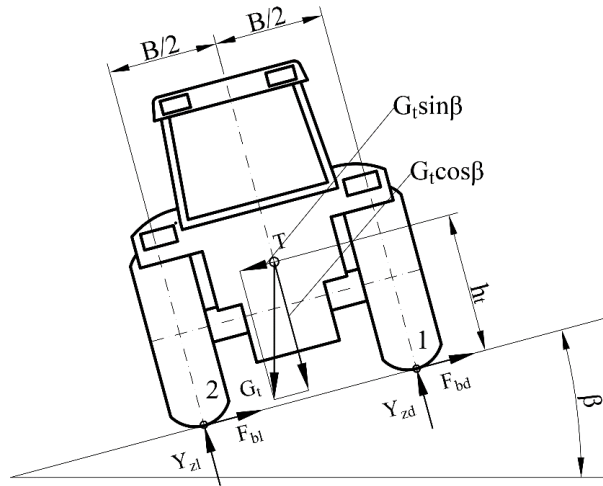
Bočne reakcije mogu da se izraze i na sledeći način:

$$F_{bl} + F_{bd} = \varphi_u \cdot G_t \cdot \cos \beta \quad (2)$$

gde je:

$\varphi_u$  - koeficijent prljanjanja u spoju traktor – podloga:

$$\text{ili } G_t \cdot \tan \beta \leq \varphi_u \cdot \cos \beta, \quad \text{odavde sledi: } \tan \beta \leq \varphi_u \quad (3)$$



**Sl. 10. Traktor točkaš na poprečnom nagibu ( $\beta$ )**  
**Fig. 10. Wheeled tractor on transverse slope ( $\beta$ )**

2. Kritični ugao poprečnog nagiba ( $\beta_{max}$ ) (sl. 11):

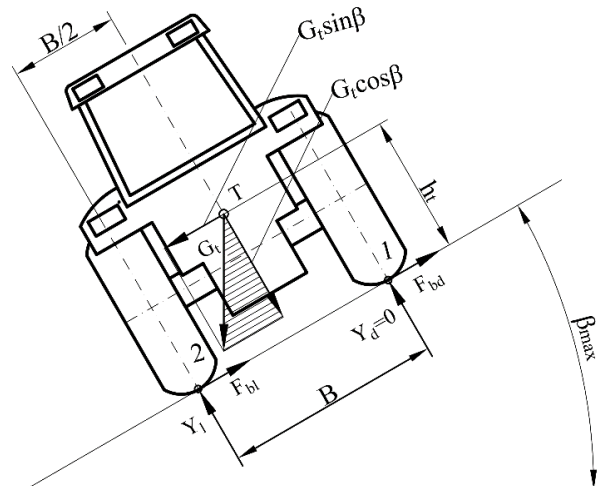
Na sl. 11 prikazana je situacija labilnog stanja traktora, tj. stanje kada je  $Y_d = 0$ , a vektor težine traktora prolazi kroz tačku 2, tačka oko koje će doći do prevrtanja traktora ako ugao  $\beta$  i dalje nastavi da se povećava.

Samo momenat u odnosu na tačku 2 pri  $\beta_{max}$  i  $Y_d = 0$  je:

$$G_t \cdot h_t \cdot \sin \beta_{max} = 0,5 \cdot B \cdot G_t \cdot \cos \beta_{max} \quad (4)$$

ili

$$\operatorname{tg} \beta_{max} = 0,5 \cdot \frac{B}{h_t} \quad (5)$$



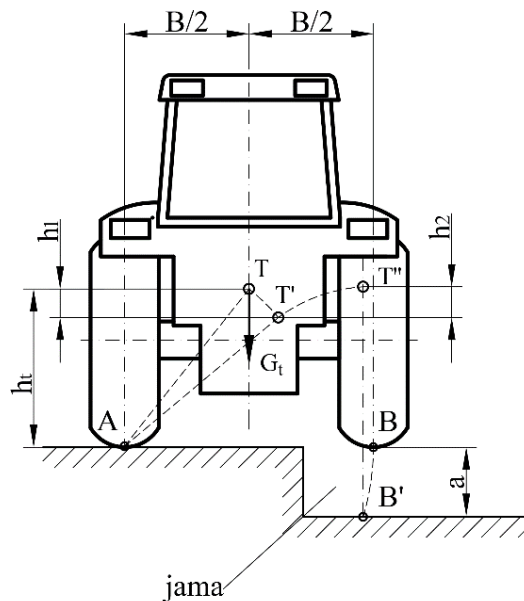
**Sl. 11. Traktor na poprečnom nagibu pri ( $\beta_{max}$ ) – labilno stanje**  
**Fig. 11. Tractor on transverse slope when ( $\beta_{max}$ ) – unstable state**

3. Dinamička poprečna stabilnost traktora (sl. 12):

Pri kretanju traktora točkaša pri ubrzanju i pod dejstvom sila inercije, nailaskom na prepreku, ispuščenje ili jamu – brazdu može doći do prevrtanja traktora. Stabilnost koja definiše ugao ( $\beta_{din}$ ) je:

$$\beta_{din} = (0,4 - 0,6) \beta_{max} \quad (6)$$

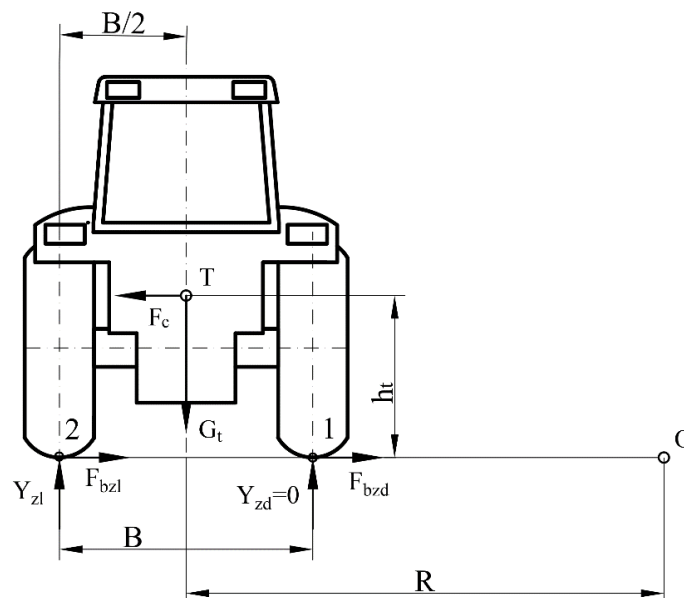
Što je veća brzina kretanja, to je dinamička stabilnost lošija. Bočne sile koje se javljaju u kontaktu točak – podloga zavise od težine na točkovima i bočnog koeficijenta prljanjanja ( $\varphi_b$ ).  $\varphi_b = (0,8 - 0,9) \cdot \varphi$ , gde je ( $\varphi$ ) koeficijent prljanjanja pri uzdužnom kretanju.



**Sl. 12. Varijanta bočnog prevrtanja traktora pri nailasku na jamu**  
**Fig. 12. Possibility of sideways rollover of tractor when it is driven to the »ditch«**

4. Poprečna stabilnost pri okretanju traktora (sl. 13):

Na sl. 13 prikazano je ponašanje traktora pri okretanju u krivini. Pod dejstvom centrifugalnih sila ( $F_c$ ) dolazi do preraspodele opterećenja na unutrašnjem točku ( $Y_{zd}$ ) i spoljnjem točku ( $Y_{zl}$ ). Ako je sila ( $F_c$ ) veća od bočne reakcije ( $F_{bzl} + F_{bzd}$ ), traktor će skliznuti sa puta.



**Sl. 13. Ponašanje traktora pri kretanju u krivini na horizontalnoj podlozi**  
**Fig. 13. Tractor performance when it turns on horizontal terrain**

Ako je  $Y_{zd} = 0$ , onda može doći do prevrtanja traktora pri zaokretanju.

Tada je:

Pri ( $Y_{zd} = 0$ ) labilno stanje je

$$Fe = \frac{B \cdot G_t}{2 \cdot h_t} \quad (7)$$

Centrifugalna sila je:

$$F_c = m \cdot \frac{v^2}{R} = \frac{G_t}{g} \cdot \frac{v^2}{R} \quad (8)$$

onda je:

$$\frac{B \cdot G_t}{2 \cdot h_t} = \frac{G_t}{g} \cdot \frac{v^2}{R} \quad (9)$$

Ako je poznat poluprečnik krivine ( $R$ ), može da se odredi kritična brzina kretanja

$$v = \sqrt{\frac{g \cdot R \cdot B}{2 \cdot h_t}} \text{ (m/s)} \quad (10)$$

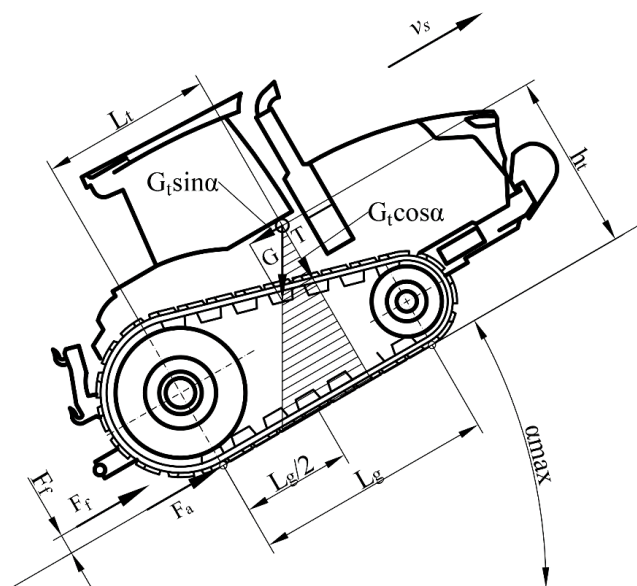
Ili ako je poznata brzina kretanja ( $v$ ), može da se odredi i koliku krivinu može da savlada traktor:

$$R = \frac{2 \cdot h_t \cdot v^2}{g \cdot \beta} \text{ (m)} \quad (11)$$

## Zadatak 9

- **Postavka:**

U ovom zadatku razmatra se uzdužna stabilnost traktora guseničara, sl. 14, na kritičnom usponu.



Sl. 14. Traktor guseničar na kritičnom usponu ( $\alpha_{max}$ )  
Fig. 14. Track tractor on limiting inclination ( $\alpha_{max}$ )



- **Odrediti:**

1. Kritični ugao uspona – labilno stanje (sl. 14)

- **Rešenje:**

1. Kritični ugao uspona – labilno stanje (sl. 14):

Kada pravac težine ( $G$ ) prolazi kroz tačku 2 na slici, to je labilno stanje. Ako se ugao uspona i dalje povećava, traktor će se prevrnuti:

$$\operatorname{tg} \alpha_{\max} = \frac{L_t}{h_t} \quad (2)$$

## Zadatak 10

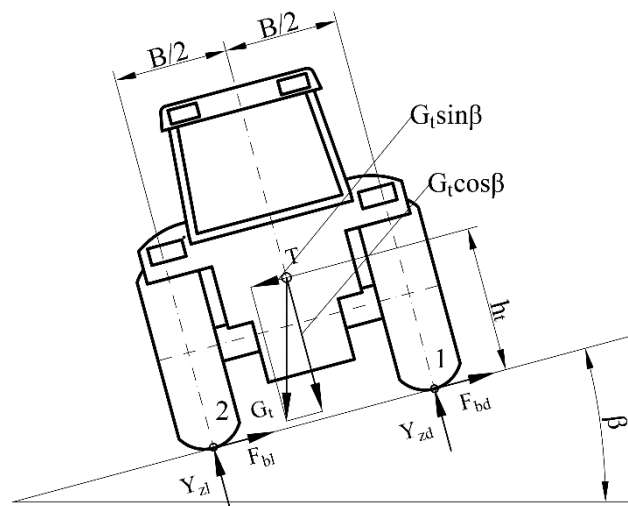
---

- **Postavka:**

Položaj traktora pri analizi poprečne stabilnosti prikazan je na sl. 15.

- **Odrediti:**

1. Granični ugao bočnog nagiba ( $\beta_{\max}$ )



**Sl. 15. Poprečna stabilnost traktora guseničara**  
**Fig. 15. Transverse stability of teack tractors**

- **Rešenje:**

1. Granični ugao bočnog nagiba ( $\beta_{\max}$ ) je:

$$\beta_{\max} = 0,5 \cdot \frac{(B + b_g)}{h_t} \quad (1)$$

Prema Tarasenu (2004), traktori točkaši mogu bezbedno da izvode radove na poprečnom nagibu od  $\beta = 8^\circ$ , a guseničarina nagibu od  $\beta = 12^\circ$ .

## Zadatak 11

- **Postavka:**

Traktor točkaš sa oruđem kreće se na usponu (sl.16). Na slici su prikazane sve sile i momenti koji deluju na traktor u uzdužnoj ravni.

- **Odrediti:**

1. Silu otopra kretanja ( $F_f$ )
2. Maksimlanu graničnu silu na poteznici ( $F_{ppv}$ )

- **Rešenje:**

1. Sila otopra kretanja ( $F_f$ ) je:

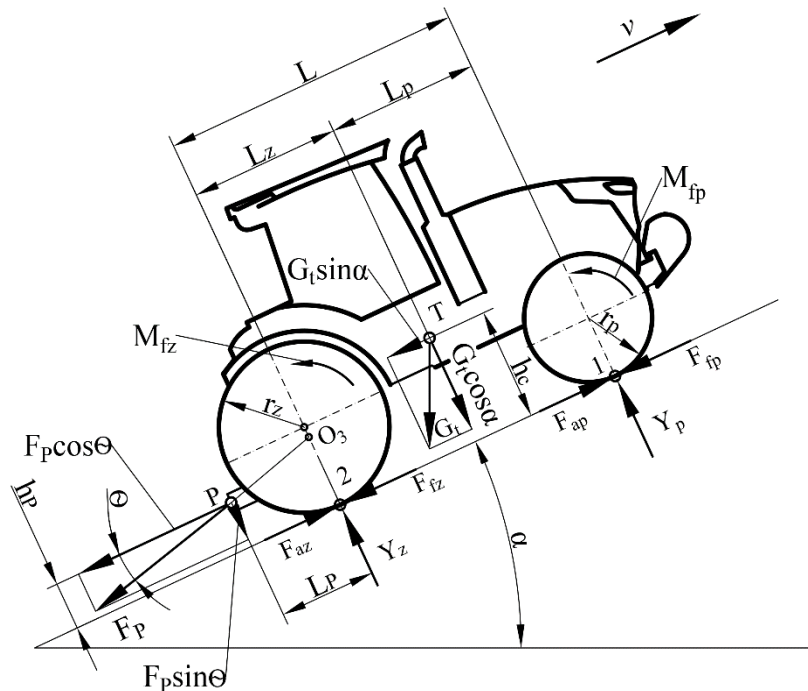
$$F_f = (G_t \cdot \cos \alpha + F_p \cdot \sin \varphi \cdot f) \quad (1)$$

2. Sila na poteznici ( $F_p$ ) je:

$$F_p \cdot \cos \alpha = \frac{(F_{az} + F_p) \cdot G_t (\sin \alpha + f \cdot \cos \alpha)}{1 + f \cdot \operatorname{tg} \theta} \quad (2)$$

a granična maksimalna sila na poteznici je:

$$F_{ppv} = \frac{G_t (\cos \alpha \cdot L_2 - \sin \alpha \cdot h_t) - M_{fz}}{\cos \theta \cdot h_p + \sin \theta \cdot L_{pz}} \quad (3)$$



Sl. 16. Šema sile koje deluju na traktor (4x4)S pri kretanju na usponu  
 Fig. 16. Scheme of forces acting on the tractor (4x4)S during its motion on the slope

## Zadatak 12

- **Postavka:**

Na slikama 17 i 18 prikazan je traktor sa prikolicom pri prevrtanju nazad ( $Y_p = 0$ ). Na horizontalnom putu prevrtanje je zbog preopterećenja na poteznici. Na usponu traktor sa priključnim oruđem na usponu može da se prevrne oko svoje zadnje ose ( $O_1$ ) ako ne dođe do klizanja.

- **Odrediti:**

1. Prevrtanje traktora zbog preopterećenja na poteznici (sl. 17)
2. Prevrtanje traktora na usponu (sl. 18)

- **Rešenje:**

1. Prevrtanje traktora zbog preopterećenja na poteznici (sl. 17):

Sila na poteznici ( $F_p$ ) proizvodi moment ( $F_p \cdot h_p$ ) koji rastrećuje prednji most ( $Y_p = 0$ ) i pri tome ne dolazi do proklizavanja zadnjih točkova, traktor se podiže i prevrće oko tačke (1):

$$F_p \cdot h_p > Y_p \cdot L \quad (1)$$

Uslov ravnoteže je u odnosu na tačku 1:

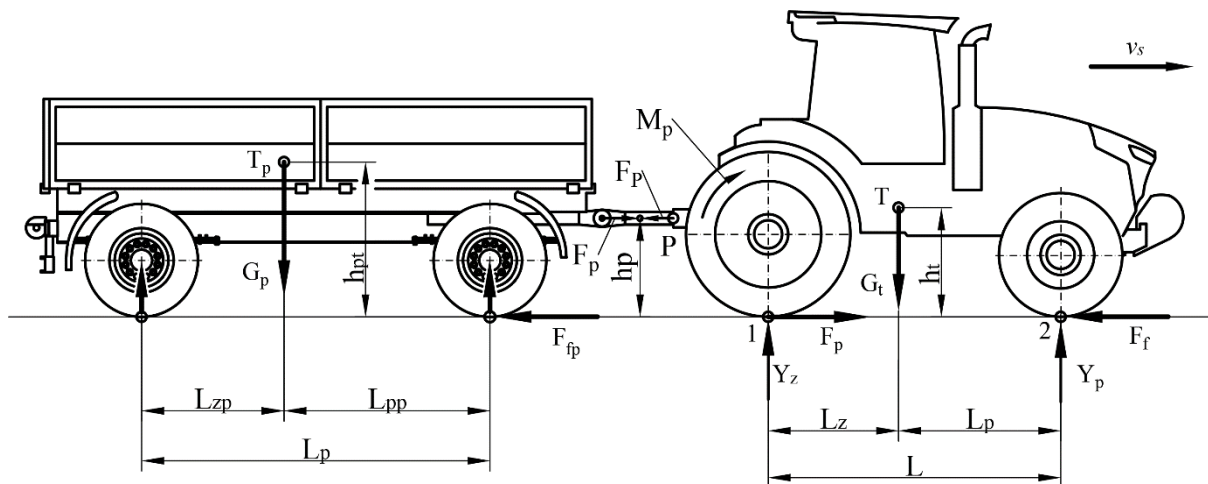
$$\sum M = G_t \cdot L_z - Y_p \cdot L - F_p \cdot h_p = 0 \quad (2)$$

Ako je , onda je:

$$F_p \cdot h_p > G_t \cdot L_z \quad (3)$$

Do prevrtanja dolazi ako pogonski točak ne proklizava.

$$F_p \cdot h_p > G_t \cdot L_z \quad (4)$$



Sl. 17. Prevrtanje traktora u slučaju da je  $Y_p = 0$

Fig. 17. Tractor rollover in case of  $Y_p = 0$

2. Prevrtanje traktora na usponu (sl. 18):

Traktor sa prikolicom na usponu (sl. 18) može da se prevrne oko zadnje ose traktora (1).

Uslov ravnoteže je:

$$\sum M_1 = -Y_p \cdot L - G_t \cdot \sin\alpha \cdot h_t - F_p \cdot h_p + G_t \cdot \cos\alpha \cdot L_z = 0 \quad (5)$$

U slučaju da je  $Y_p = 0$ , dobija se:

$$G_t \cdot \cos \alpha = \frac{G_t \cdot \sin \alpha \cdot h_t - F_p \cdot h_p}{L_z} \quad (6)$$

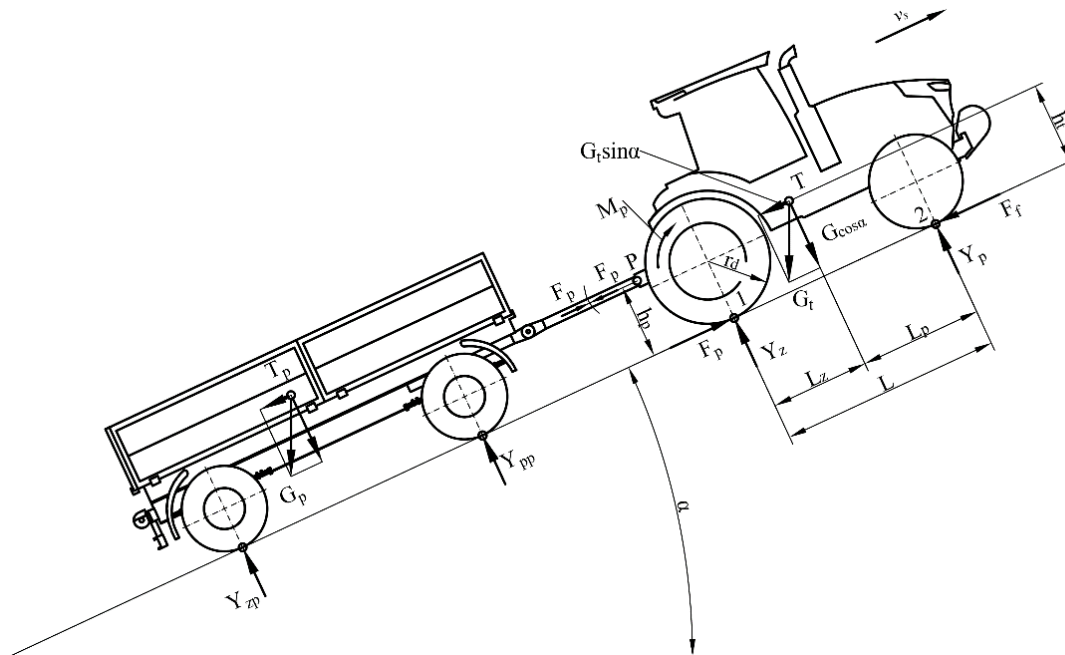
ili

$$G_t \cdot (\cos \alpha \cdot L_z - \sin \alpha \cdot h_t) = F_p \cdot h_p \quad (7)$$

Ako je:

$$F_p \cdot h_p > G_t \cdot (\cos \alpha \cdot L_z - \sin \alpha \cdot h_t) \quad (8)$$

a pogonski točak ne proklizava, traktor će se prevrnuti oko ose (1).



**Sl. 18. Prevrtanje traktora sa prikolicom na usponu**  
**Fig. 18. Rollover of tractor with trailer on the slope**

## Zadatak 13

- **Postavka:**

Prohodnost traktora je najvažnija pri kretanju na mekom zemljištu i raznim preprekama. Na slikama 1 i 2 pokazano je kretanje metalnog (sl. 19) i pneumatskog (sl. 20) točka na mekom zemljištu, sa posebnim osvrtom na vučne pokazatelje prohodnosti.

- **Odrediti:**

1. Vučne pokazatelje prohodnosti

- **Rešenje:**

1. Vučni pokazatelji prohodnosti na vlažnom i mekom zemljištu (sl. 19 i 20):

Vučni pokazatelji prohodnosti mogu da se izraze koeficijentom prohodnosti ( $k_p$ ) prema A.N. Baranslonu ili što navodi Guslon (1988):

$$k_p = \frac{F_{at}}{F_{ot}} = \frac{\varphi_{max} \cdot G_{at}}{F_f + F_p} \quad (1)$$

gde je:

- $F_{at}$  - maksimalna sila prijanjanja na mekoj podlozi
- $F_{ot}$  - ukupni otpor kretanja ( $F_f$ ), otpor na poteznici ( $F_p$ )
- $\varphi_{max}$  - maksimalni koeficijent prijanjanja
- $G_{at}$  - maksimalna adhezionna težina traktora

Maksimalni koeficijent korisnog dejstva traktora ( $\eta_{max}$ ) zavisi od raspodele opterećenja po mostovima i na jednom mostu po točkovima. Raspodela opterećenja po osovinama ocenjuje se koeficijentom opterećenja:

- $\lambda_p$  - koeficijent opterećenja prednjeg mosta
- $\lambda_z$  - koeficijent opterećenja zadnjeg mosta

Da bi se povećala vučna prohodnost traktora, primenjuje se i blokiranje diferencijala. Blokiranjem diferencijala omogućava se ostvarivanje većih sila u spoju točkovi - podloga.

Ako diferencijal nije blokiran, onda je maksimalna sila prijanjanja jednaka dvostrukoj sili, koja se ostvaruje na točku sa manjim prijanjanjem i manjom adhezionom težinom.

$$F_{at} = 2 \cdot F_{amin} \quad (2)$$

gde je:

- $F_{amin}$  - sila prijanjanja kod točka koji ima najmanje prijanjenje.

Kod blokiranog diferencijala ukupna sila prijanjanja ( $F_{a+b}$ ) je:

$$F_{a+b} = F_{amax} + F_{amin} \quad (3)$$

ovde je  $F_{a+b} > F_{at}$

Efikasnost blokiranja diferencijala ocenjuje se prema Čudokovu, na osnovu odnosa:

$$E_b = \frac{F_{a+b}}{F_{at}} = \frac{F_{a+b} + F_{amin}}{2 \cdot F_{amin}} = 0,5 \cdot \left( 1 + \frac{F_{amax}}{F_{amin}} \right) \quad (4)$$

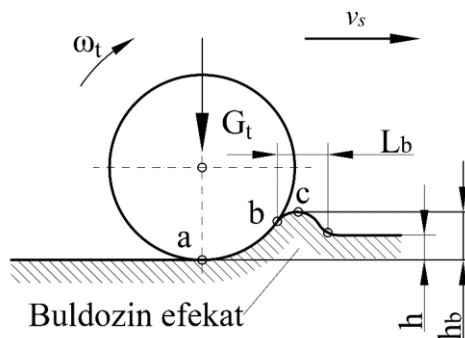
Ako je adhezionna težina svih točkova ista, dobija se:

$$E_b = 0,5 \cdot \left( 1 + \frac{\varphi_{max}}{\varphi_{min}} \right) \quad (5)$$

gde je:

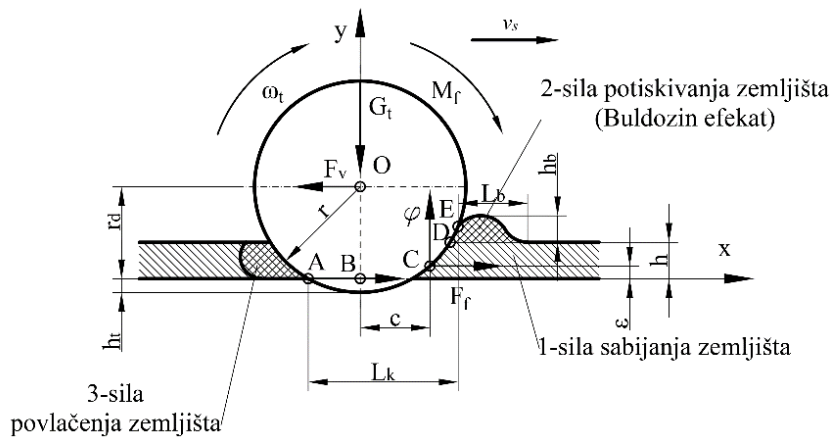
- $\varphi_{max}$  i  $\varphi_{min}$  - maksimalni i minimalni koeficijent prijanjanja točka.

Na sl. 19 prikazano je kretanje metalnog točka na mekom zemljištu, pri čemu točak gura zemljište i tako stvara Buldozin efekat, što prouzrokuje znatno povećanje otpora kretanja.



Sl. 19. Šema kretanja krutog točka po mekom zemljištu i formiranje Buldozin efekta  
 Fig. 19. Scheme of motion of a stiff wheel on soft soil and formation of „Buldozin effect“

Na sl. 20 prikazane su sile i momenti koji deluju na elastični pogonski točak na mekom zemljištu.



Sl. 20. Sile i momenti, elastični pogonski točak na mekom zemljištu  
Fig. 20. Forces, moments, elastic drive wheel on soft ground

## Zadatak 14

- **Postavka:**

Na narednim slikama prikazani su gabaritni parametri i prohodnosti traktora točkaša i guseničara.

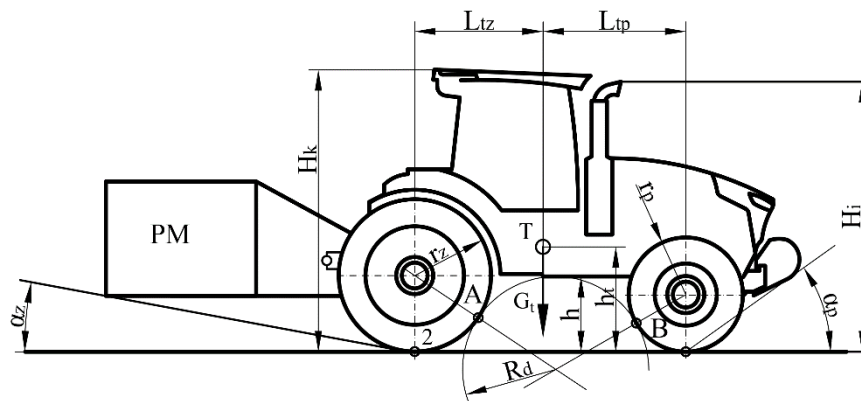
- **Prikazati:**

1. Gabaritne parametre prohodnosti traktora točkaša
2. Gabaritne parametre prohodnosti traktora guseničara
3. Gabaritne parametre traktora pri okretanju

- **Rešenje:**

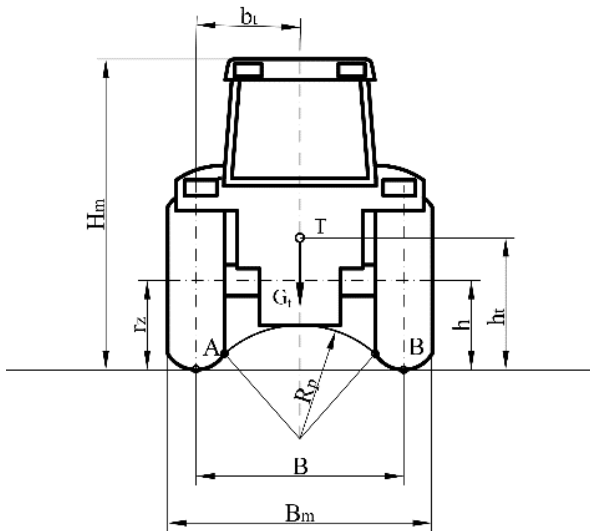
1. Gabaritni parametri prohodnosti traktora točkaša (sl. 21 i 22):

Na sl. 21 prikazana je uzdužna prohodnost traktora točkaša. Oznake na slici su:  $\alpha_p$  – prednji prepust,  $\alpha_z$  – zadnji prepust,  $R_u$  – poluprečnik uzdužne prohodnosti,  $h$  - klirens traktora,  $H_i$  - maksimalna visina traktora,  $L$  – razmak osovina,  $H_k$  – visina do vrha kabine,  $h_t$  – položaj težišta traktora,  $r_p$  i  $r_z$  – poluprečnik prednjeg i zadnjeg točka.



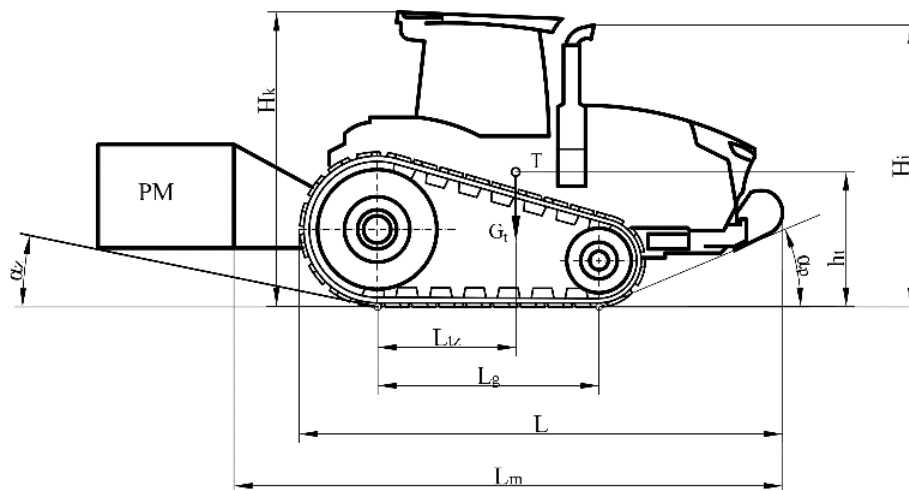
Sl. 21. Gabaritni parametri prohodnosti traktora točkaša – uzdužna prohodnost  
Fig. 21. Overall parameters of a wheeled tractor's clearance – longitudinal clearance

Na sl. 22 prikazana je poprečna prohodnost traktora točkaša sa oznakama:  $R_p$  – poluprečnik poprečne prohodnosti,  $h$  – klirens,  $H_m$  i  $B_m$  – maksimalna visina i širina traktora,  $h_r$  – visina težišta,  $b_z$  – koeficijent težišta od ose levog točka,  $B$  – razmak točkova,  $r_z$  – poluprečnik zadnjih točkova.

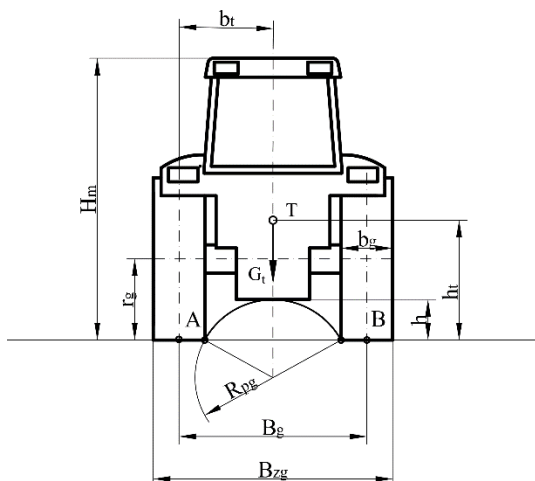


Sl. 22. Gabaritni parametri prohodnosti traktora točkaša – poprečna prohodnost  
Fig. 22. Overall parameters of a wheeled tractor's clearance – transverse clearance

Na sl. 23 prikazana je uzdužna prohodnost traktora guseničara, a na sl. 24 poprečna prohodnost traktora guseničara. Oznake na slikama su kao u prethodnom zadatku za traktore točkaše.



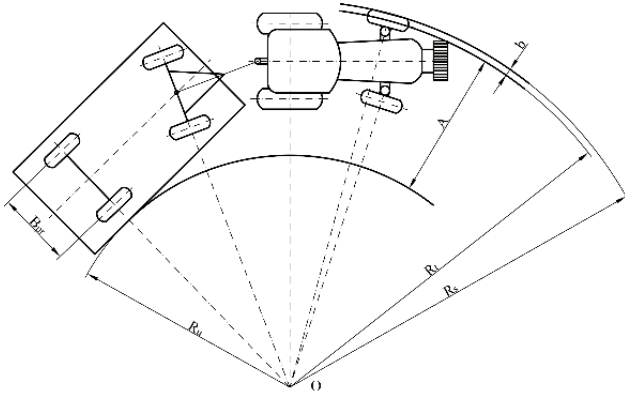
Sl. 23. Gabaritni parametri prohodnosti traktora guseničara – uzdužna prohodnost  
Fig. 23. Overall parameters of a tract tractor's clearance – longitudinal clearance



Sl. 24. Gabaritni parametri prohodnosti traktora guseničara – poprečna prohodnost  
Fig. 24. Overall parameters of a tract tractor's clearance – transverse clearance

Gabaritni parametri prohodnosti traktora u okretanju prikazani su na sl. 25. Oznake na slici su:  $R_s$  – spoljni poluprečnik okretanja,  $R_t$  – spoljni poluprečnik točka traktora,  $R_u$  – unutrašnji poluprečnik okretanja,

$A$  – prostor koji pokriva traktor sa dvoosovinskom prikolicom pri okretanju,  $b$  – prostor koji pokriva najjisturenija tačka traktora.



Sl. 25. Poluprečnici okretanja traktorskog sistema za transport

Fig. 25. Turning radiuses for transport tractors

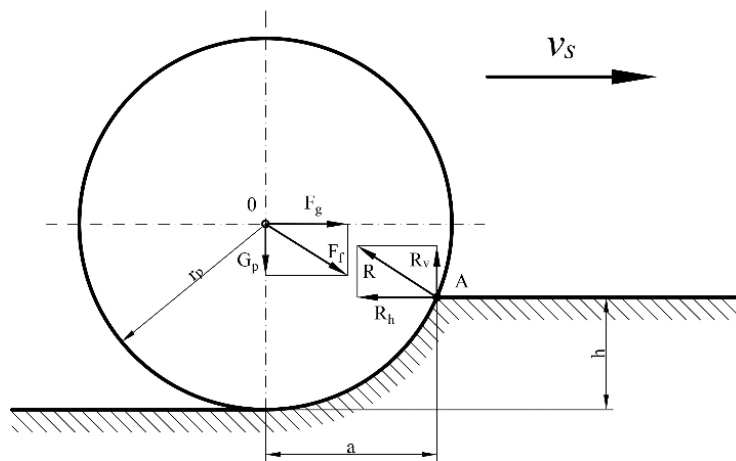
## Zadatak 15

- **Postavka:**

Traktori pri izvođenju agrotehničkih operacija nailaze na razne prepreke koje slobodni i pogonski točkovi moraju da savladaju. Na slikama 26 i 27 prikazana je šema sila koje deluju na gonjeni i pogonski točak.

- **Prikazati:**

1. Šemu sila koje deluju na gonjeni točak (sl. 26)
2. Šemu sila koje deluju na pogonski točak pri savladavanju pravougaonih prepreka (sl. 27)



Sl. 26. Šema sila koje deluju na gonjeni točak u procesu savladavanja prepreka

Fig. 26. Scheme of forces acting on the wheel witch surmounts obstacles

- **Rešenje:**

1. Šema sila koje deluju na gonjeni točak u procesu savladavanja prepreka (sl. 26):  
Gurajuća sila ( $F_g$ ) prepreka visine ( $h$ ) je:

$$F_g = F_v - F_f - F_m \quad (1)$$



gde je:

- $F_p$  -visina sila
- $F_f$  -sila otpora kretanja
- $F_m$  -sila otpora uspona

Na sl. 27 prikazana je šema sila i momenata koji deluju na pogonski točak pri savladavanju pravougaonih prepreka. Sledi: sila  $F_A = F_p \cdot \sin \alpha + G_t \cdot \cos \alpha$ , a visina koju može da savlada točak je:

$$h = 1 - \frac{1 - \varphi_z \cdot \frac{F_p}{G_t}}{\sqrt{(1 + \varphi_t^2)(1 + \frac{F_p^2}{G_t^2})}} \quad (2)$$

Za traktor (4x2)S:

$$h_{max} = \left( 1 - \frac{1}{\sqrt{1 + \varphi^2}} \right) \cdot r_p \quad (3)$$

Pri  $\varphi = 0,7$ ,  $h_{max} \approx 0,3 \cdot r_p$  što znači da traktori (4x2)S mogu da savladaju vertikalnu prepreku veličine oko 30% od poluprečnika ( $r_p$ ).

Za traktor (4x4):

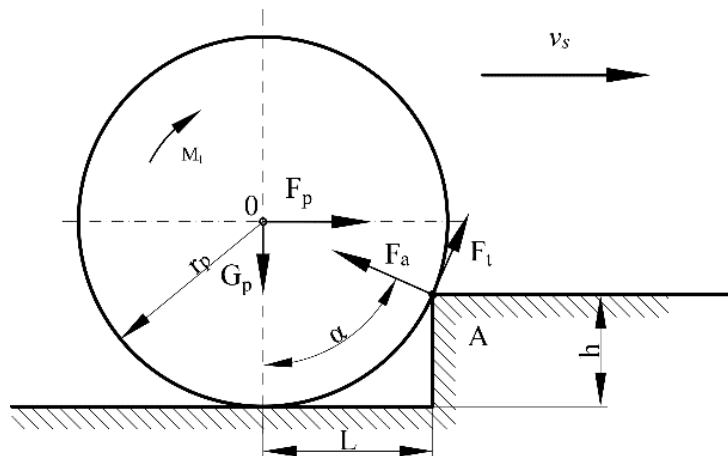
$$F_p = \frac{1}{2} \cdot \varphi \cdot G_t \text{ a } G_z = \frac{1}{2} \cdot G_t \quad (4)$$

odavde je:

$$h_{max} = \left( 1 - \frac{1 - \varphi_t \cdot \varphi}{\sqrt{(1 + \varphi_z^2)(1 + \varphi^2)}} \right) \cdot r_p \quad (5)$$

pri  $\varphi_z = \varphi = 0,7$   $h_{max} \approx 0,66 \cdot r_p$

Znači traktor (4x4) može da savlada vertikalnu prepreku veću od polovine poluprečnika prednjeg točka.



Sl. 27. Šema sila koje deluju na pogonski točak pri savladavanju pravougaonih prepreka  
Fig. 27. Scheme of forces acting on drive wheel during surmounting of rectangular obstacles

## Zadatak 16

- **Postavka:**

Agrotehnička prohodnost podrazumeva mogućnost traktora da tehnološke operacije obavlja bez oštećenja zemljišta i biljaka. Agrotehnička prohodnost se definiše sa dva parametra:

- zaštitna zona i
- agrotehnički klirens.

Ovi parametri su prikazani na slikama 28, 29 i 30.

- **Odrediti:**

1. Agrotehničku prohodnost i zaštitnu zonu (sl. 28)
2. Agrotehničku prohodnost traktora za žbunaste biljne vrste (sl. 29)
3. Agrotehničku prohodnost traktora visokog klirensa (sl. 30)

- **Rešenje:**

1. Agrotehnička prohodnost i zaštitna zona (sl. 28):

Unutrašnja zaštitna zona je:

$$Y = \frac{(B - b) - s \cdot (n - 1)}{2} \quad (1)$$

Spoljašnja zaštitna zona je:

$$X = \frac{s \cdot (n - 1) - (B + b)}{2} \quad (2)$$

gde je:

$n$  - broj redova biljaka ispod traktora

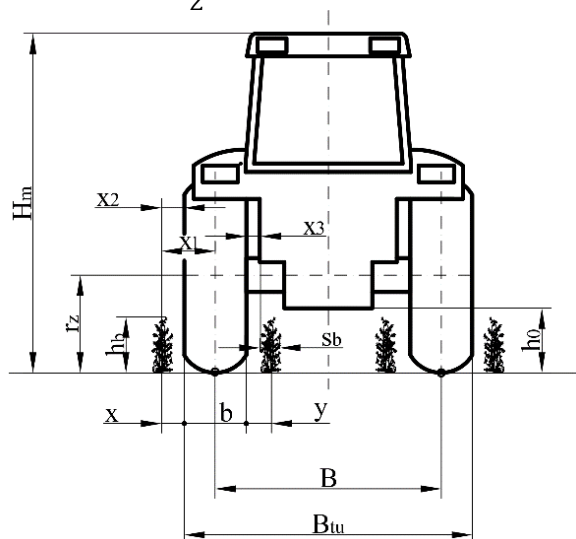
Navedene jednačine mogu se prikazati u obliku:

$$Y = \frac{(s - b) + (B - s \cdot n)}{2} \quad (3)$$

$$X = \frac{(s - b)^2 + (B - s \cdot n)}{2} \quad (4)$$

odavde je optimalna zaštitna zona:

$$X = Y = \frac{s - b}{2} \quad (5)$$

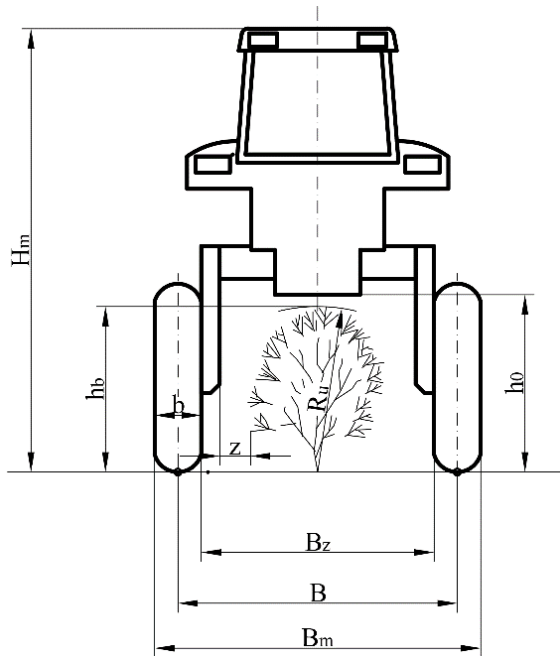


Sl. 28. Agrotehnička prohodnost i zaštitna zona

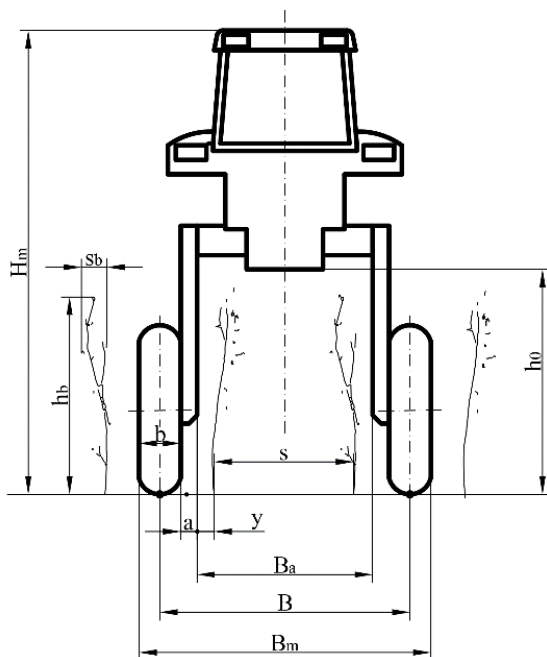
Fig. 28. Agrotechnical clearance and protection zone

Na sl. 29 prikazan je agrotehnički klirens i zaštitna zona za specijalne biljne vrste (žbunaste). U ovom slučaju  $h_a \approx 1\text{m}$ .

Na sl. 30 prikazan je agrotehnički klirens i zaštitna zona za traktor viskog klirensa. U ovom slučaju  $h_a = \text{min } 2\text{ m}$ .



*Sl. 29. Agrotehnička prohodnost traktora za žbunaste biljne vrste*  
*Fig. 29. Agrotechnical clearance of tractors for bushy plants*



*Sl. 30. Agrotehnička prohodnost traktora visokog klirensa*  
*Fig. 30. Agrotechnical clearance of tractors with high clearance*



## LITERATURA

---

1. Krmpotić T, Nikolić R, Tibor K, Ivančević S, Čigek Marija, Etela Jerinkić, Radojka Gligorić, Menadžment poljoprivrednih mašina – monografija, Ekonomski Fakultet Subotica Poljoprivredni fakultet Novi Sad, Tehnički fakultet „Mihailo Pupin“ Zrenjanin, 1997, s.374.
2. Kutkov M. G: Traktori i automobili teorija, tehnološka svojstva (na ruskom), 2014, Moskva, Infra–M.
3. Nikolić R, Furman T, Brkić M, Poljoprivredni traktori sa termotehnikom – zbirka zadataka I deo, Poljoprivredni fakultet Novi Sad, 1976, s.85
4. Nikolić R, Furman T, Gligorić Radojka, Opačić S, Savin L, Potrošnja dizel-goriva u ratarstvu – monografija, Poljoprivredni fakultet Novi Sad, 1995, s.133.
5. Nikolić R, Savin L, Furman T, Čosić F, Tomić M, Simikić M, Radojka Gligorić, Ružić D, Teorija traktora – monografija, Poljoprivredni fakultet Novi Sad, 2013, s.632.
6. Nikolić R, Savin L, Furman T, Čosić F, Tomić M, Simikić M, Radojka Gligorić, Ružić D, Teorija traktora – monografija, Poljoprivredni fakultet Novi Sad, 2013. s.632.
7. Nikolić R, Savin L, Janjić T, Furman T, Ružićić L, Radojka Gligorić, Tomić M, Simikić M, Jelena Nikolić, Razvoj i korišćenje jednoosovinskih traktora, oruđa i alata na ručni pogon – monografija, Poljoprivredni fakultet Novi Sad, 2011, s.343.
8. Nikolić R, Savin L, Pogonske mašine – zbirka zadataka, Poljoprivredni fakultet Novi Sad, 2003, s.142.
9. Nikolić R, Savin L, Simikić M, Stefo Ž, Kostić M, Tomić M, Ljiljana Hostić, Belić M, Civić V, Tibor M. Zemljište i poljoprivredna tehnika – monografija, Poljoprivredni fakultet Novi Sad, 2015. s.376.
10. Nikolić R. Hadzić V i saradnici, Istaživanje uzroka, posledica i mera za smanjenje i kontrolu sabiranja zemljišta – monografija, Poljoprivredni fakultet Novi Sad, 2002, s.198.
11. Nikolić R. Osnovi poljoprivredne tehnike, Pogonske mašine i traktori, zbirka zadataka, Poljoprivredni fakultet, Darda, Republika Srpska Krajina, 1995, s36
12. Nikolić R. Osnovni poljoprivredne tehnike, Pogonske mašine i traktori – zbirka zadataka, Poljoprivredni fakultet, Darda, Republika Srpska Krajina, 1995, s.36.
13. O.I. Polivacev, V.P. Grebnev, A.V. Vorohobin Teorija traktora i automobila (na ruskom) 2016, Sankt Peterburg, Moskva, Krasnodar.
14. V.P. Boikov, V.V. Guskov, V.A. Korobbin. V.V. Ravino, I.N. Vss Mnogocelevie guseničnie i kolesnie mašini – Teorija (na ruskom) Moskva – Infra – M, Minsk – Novoe znonpe, 2014. s. 543.
15. V.V. Guskov, N.N. Velov, K. P. Atamanov, N. F. Bočakov, I. P. Ksenevič, A.S. Solonski, TRAKTORI – teorija (na ruskom) Mašinstroenie, 1988 Moskva s.376