

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу

Жарко Д. Џамић

**Оцена радних карактеристика моторних
возила**

Завршни рад

Крагујевац, 2019.

Факултет инжењерских наука, Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Основне академске студије

Модул: Друмски саобраћај

Предмет: Моторна возила 1

Број индекса: 162/2016

Жарко Д. Џамић

Оцена радних карактеристика моторних возила

Завршни рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др Јованка Лукић, проф.

2. _____

3. _____

Датум
одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да:

- прикаже параметре за оцену радних карактеристика возила,
- да преглед карактеристичних радних карактеристика изабраних возила светских произвођача,
- представи трендове развоја.

Препоручена литература:

[1] Alexandr F. Andreev, Viachaslau I. Kabanau, Vladimir V. Vantsevich, Driveline Systems of Ground Vehicles: theory and Design, CRC Press, Taylor and Francis Group, Boca Raton, London, New York, 2010

[2] Савин Л., Симикић М., Николић Р., Иванишевић М., Пољопривредни трактори, Универзитет у Новом Саду, Пољопривредни факултет, Нови Сад, 2016.

[3] Корбар, Р., Пнеуматика и хидраулика, Карловац, 2007.

Крагујевац, 2019.

ментор:

Др Јованка Лукић, проф.

Резиме

У овом раду извршен је опис и подела радних карактеристика возила, као и параметара за оцену радних карактеристика. Такође, извршен је и преглед карактеристичних радних карактеристика изабраних возила (трактора), и представљени су примери карактеристика трактора изабраних произвођача.

Кључне речи: радне карактеристике, оцена, возила, трактор

Summary

In this paper, the description and clasification of working vehicle performance were performed, as well as evaluation vehicles working performance parameters. Also, the characteristics of selected vehicles (tractors) were reviewed, and examples of the tractor characteristics of selected manufacturers were presented.

Key words: performances, evaluation, vehicles, tractor

САДРЖАЈ

1. УВОД.....	1
2. ПАРАМЕТРИ ЗА ОЦЕНУ РАДНИХ КАРАКТЕРИСТИКА ВОЗИЛА	4
2.1 Вучне и брзинске карактеристике возила.....	4
2.2 Мобилност возила.....	7
2.3 Заокретљивост.....	8
2.4 Стабилност кретања.....	12
2.5 Управљање возилом.....	14
3. ПРЕГЛЕД КАРАКТЕРИСТИЧНИХ РАДНИХ КАРАКТЕРИСТИКА ТРАКТОРА....	16
3.1 Прикључци.....	17
3.1.1 Вучени прикључци.....	17
3.1.2 Полуношени прикључци	17
3.1.3 Ношени прикључци	17
3.2 Погон радних прикључака	17
3.2.1 Излазно вратило	17
3.2.1.1 Конструкције прикључног вратила.....	22
3.2.2 Тракторска хидраулика.....	22
3.2.3 Ременица	24
3.3 Трансмисија трактора	25
3.4 Приказ радних карактеристика трактора на тржишту.....	27
3.4.1 Трактор SAME Explorer3	27
3.4.2 John Deere трактори серије 6М.....	29
4. ТРЕНДОВИ РАЗВОЈА ТРАКТОРА.....	32
5. ЗАКЉУЧАК.....	33
ЛИТЕРАТУРА.....	34

1. УВОД

Возила су сложени системи, чији дизајн захтева много више од разумевања њиховог динамичког понашања у покрету. Динамика возила, као теорија возила у покрету, мора да се односи на радне карактеристике возила у интеракцији са његовим функционалним окружењем. Радне карактеристике возила састоје се од његових инжењерских капацитета и економске ефикасности, а одређују се његовом динамиком и својствима. Уобичајено је да се својства возила групишу у две главне групе, [1]:

1. потрошачка својства (економичност горива, поузданост и безбедност, еколошка и ергономска својства) и
2. оперативна својства (својства покретљивости, вуче и брзине, управљивост, стабилност покрета, заокретљивост, својства кочења и глаткоћу вожње).

Утицај система погона на енергетску ефикасност / економичност горива служи као потврда потребе и корисности за проучавање динамике возила као скупа својстава, чији показатељи одређују радне карактеристике возила и инжењерску и економску ефикасност. У ствари, инжењер дизајна мора знати колики је скуп горе наведених својстава које возило треба да поседује да би најбоље обављало функције за које је намењено. Функционална возила груписана су у три категорије:

- вучни,
- транспортни и
- комбиновани (транспортно-вучни) режим рада.

Оперативна и потрошачка својства возила зависе од његове масе и геометријских параметара (као што су тежина, међусовинско растојање, место тежишта, итд.) и од карактеристика система возила (мотор, трансмисија, погонски систем, ослањање, пнеуматици, кочиони и управљачки систем, итд.). На слици 1.1 је приказан блок дијаграм који илуструје међусобну повезаност система возила и његових радних и потрошачких својстава.

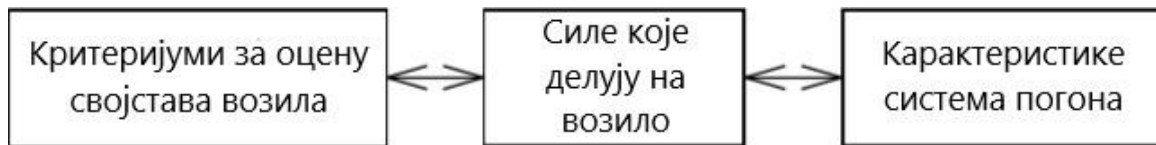
Параметри возила и системи	Оперативна својства возила							Потрошачка својства				
	Својства вуче и брзине	Мобилност	Заокретљивост	Стабилност кретања	Руковање	Својства кочица	Вожња	Потрошња горива	Безбедност	Поузданост	Удобност у вожњи / ергономска својства	Еколошка својства
Општа маса и геометријски параметри	+	+				+	+	+	+			
Мотор и мењач	+							+		+		+
Погонски систем	+	+	+	+	+			+	+	+	+	
Гуме	+	+	+	+	+		+	+				+
Систем ослањања			+	+	+		+		+	+	+	
Систем управљања			+	+	+		+		+	+	+	
Кочиони систем				+	+	+			+	+		

Слика 1.1. Повезаност система возила са својствима возила [1]

Корисност овог блок дијаграма за инжењера дизајна састоји се у пружању графичке идеје о својствима на које утиче одређени систем. Стога се приликом дизајнирања једноставних система погонских линија мора имати на уму да њихове карактеристике утичу на својства мобилности и брзине вуче, управљивост, стабилност и заокретљивост, као и на економичност потрошње горива возила. Дизајн интегрисаних система погонских линија мора да укључује и испитивање додатних својстава возила. На пример, радне карактеристике кочења морају бити испитиване приликом дизајнирања управљачког система и кочионих механизма (нпр. контрола проклизавања интегрисана са диференцијалним системом против клизања).

Овај рад се бави дизајном погонских система на основу њиховог директног утицаја на радна својства возила и економичност потрошње горива. Остала својства потрошача (лакоћа руковања, сигурност, итд.) се наводе као резултат побољшања радних карактеристика возила, пре свега стабилности кретања и заокретљивости.

Као што је раније напоменуто, својства возила резултат су интеракције између возила и његове околине. Ова интеракција се манифестује кроз силе које делују на возило. Такве силе су резултат интеракције између возила и потпорне површине. Из тог разлога су важни утврђивање функционалних односа између ових сила и индикатора / критеријума својстава возила с једне стране и између сила које делују на возило и карактеристика система погона, с друге стране (слика 1.2).



Слика 1.2. Однос између својстава возила и карактеристика погонског система [1]

У овом случају постаје могуће проценити утицај карактеристика погонског система на својства возила и у складу с тим дизајнирати савршеније погоне који обезбеђују боља својства и радне карактеристике возила.

2. ПАРАМЕТРИ ЗА ОЦЕНУ РАДНИХ КАРАКТЕРИСТИКА ВОЗИЛА

У овом делу рада анализирана су радна својства возила која су функција карактеристика погонског система, односно својства су дефинисана и прегледани су критеријуми за њихово оцењивање, [1].

2.1 Вучне и брзинске карактеристике возила

Вучне и брзинске карактеристике возила одређују потенцијални распон брзина и граничне брзине убрзања индуковане обимним силама погонских точкова, подложне ограничењима услова пријањања између точкова и подлоге и ограничењима условљеним карактеристикама мотора. Вучне карактеристике омогућавају возилу да се креће на успону и вуче приколице, док брзинске карактеристике омогућавају убрзање, кретање по инерцији и кретање великим брзинама.

Ове карактеристике процењују се помоћу различитих појединачних индикатора, од којих сваки омогућава процену тих својстава под одређеном ситуацијом кретања. Најчешће се користи максимална брзина, време убрзавања на удаљености од 400 и 1000 m, време за убрзање до одређене брзине, обично 80, 95 и 160 km/h. Карактеристике брзине састоје се од удаљености за убрзање, повећања брзине при убрзању, максимално остваривог успона, брзине карактеристичне за убрзање у највишем степену преноса и неке друге. Сви горњи показатељи одређују просечну брзину V_{avg} која је уопштени показатељ вучних и брзинских карактеристика возила.

Вучне и брзинске карактеристике возила обично се анализирају заједно са њиховим показатељима уштеде горива. То је због чињенице да V_{avg} , као генерализовани показатељ карактеристика вуче и брзине и потрошње горива, одређује главни критеријум ефикасности возила. У ствари, производ масе корисног оптерећења W_g/g и просечне брзине возила може се користити за одређивање инжењерске ефикасности возила, што представља његов транспортни капацитет:

$$T = \frac{W_g}{r_g} V_{avg} \quad (2.1)$$

Овде се транспортни капацитет мери у $t - km/h$, где је W_g у kN , g је убрзање гравитације у m/s^2 , а V_{avg} је у km/h .

Према томе, одређени излаз је дефинисан као:

$$ST_r = \frac{(\frac{W_g}{g} V_{avg})}{Q_{avg}}, \quad (2.2)$$

где је ST_r у $[t - km/h] \frac{100}{L}$, Q_{avg} је просечна потрошња горива у литрама на 100 km пута,

а W_g , V_{avg} и g су у истим јединицама као у формули (2.1). Треба напоменути да је специфични транспортни капацитет ST_r сличан ефикасности транспорта који је предложио др Wong (2001):

$$\eta_{tr} = \frac{W_g V_x}{P_e}, \quad (2.3)$$

где је:

P_e - ефективна снага мотора, а

V_x - стварна брзина кретања возила напред.

Начин на који се снага распоређује између погонских точкова има видљив утицај на обимне силе и на односе клизања точкова, а самим тим и на снагу P_{δ} изгубљену при клизању и на наведену потрошњу горива на пређени пут возила Q_s (и, наравно, на потрошњу горива Q_{avg}). У исто време, клизање точкова одређује величину V_{avg} . Стога се може закључити да обимне силе точкова и њихови клизачи утичу на брзину и губитак снаге возила, карактеристике брзине и вуче и економичност потрошње горива возила.

Управо на овај начин систем погона утиче на брзинске и вучне карактеристике и економичност потрошње горива возила. Као илустрација, анализира се равномерно праволинијско кретање погонске осовине када су услови пријањања точкова и путу различити. Ако је диференцијал осовине отворен, односи клизања два точка биће различити. Клизање је једнако када је диференцијал блокиран. Очигледно је да је брзина V_{avg} осовине са блокираним диференцијалом већа него у случају када је диференцијал није блокиран. Обимне силе на точковима осовина такође се разликују у зависности од тога да ли је диференцијал блокиран или не. С обзиром на горе наведено, показатељи дефинисани формулама (2.1) до (2.3) могу се користити за процену утицаја погонских система на карактеристике брзине и вуче возила.

Истовремено треба приметити да је структура критеријума за одређени капацитет слична структури ефикасности. Дакле, карактеристике брзине и вуче и економичност потрошње горива возила са погоном на више точкова се процењује коришћењем ефикасности транспорта η_x^{tr} . Треба напоменути да је ефикасност η_x^{tr} прикладна не само за постизање оптималне расподеле снаге између погонских точкова при равномерном кретању возила, већ и за испитивање радних карактеристика брзине вуче возила током убрзавања. У ствари, критеријуми за оцену убрзања треба да буду формулисани тако да се може утврдити које од возила које се упоређује има већу просечну брзину у исто време убрзања и нижу просечну потрошњу горива током одређене путање убрзања. Овим захтевима удовољава ефикасност транспорта η_x^{tr} .

Излаз вучних возила такође служи као критеријум њихове инжењерске ефикасности. На пример, излаз пољопривредних трактора дефинисан је као:

$$T_t = 0.1 B V_a \frac{t_p}{V_{avg} t_{\Sigma}}, \quad (2.4)$$

где је:

T_t - у ha/h ; напомена: хектар је мерило површине (1 хектар = 1,47 ари),

B_a - ширина помицања машине, m ,

V_{avg} - је у km/h ,

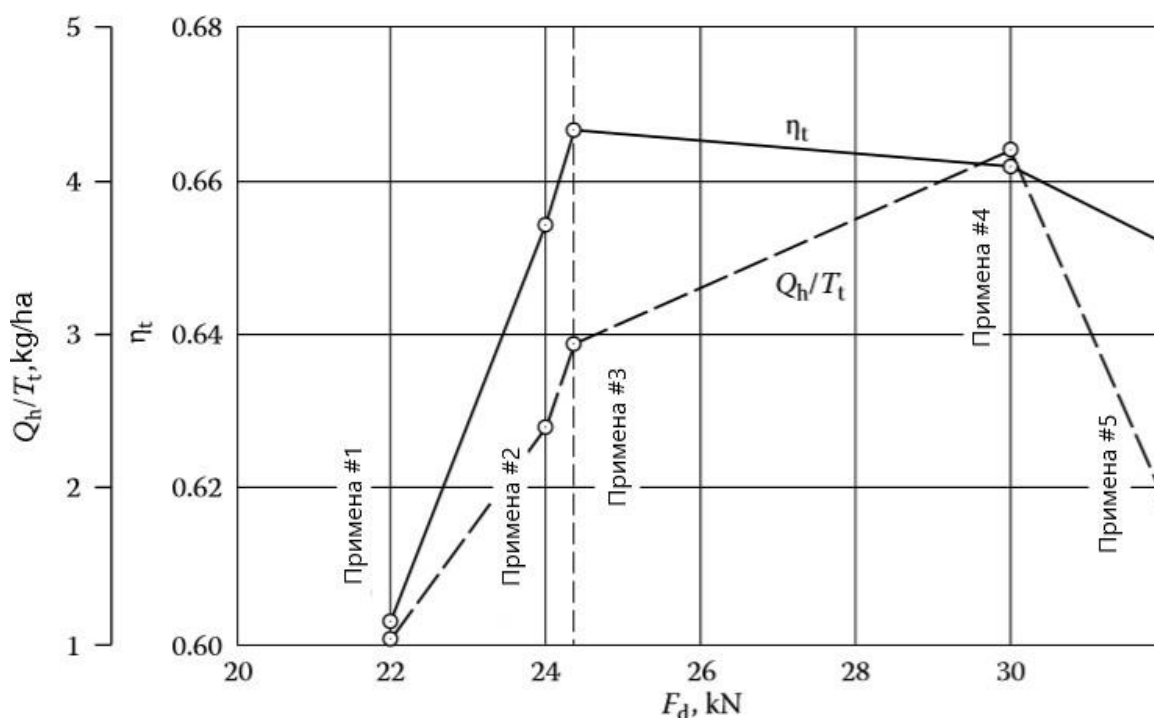
t_{Σ} - је укупно време рада у h , укључујући време t_p чистог рада са пољопривредном машином и време за прелазак поља са једне тачке на другу.

За пољопривредне тракторе често се користи и показатељ који је једнак односу потрошње горива Q_{avg} према излазној вредности, тј.:

$$T_o = \frac{Q_{avg}}{T_t}. \quad (2.5)$$

Критеријуми представљени формулама (2.4) и (2.5) имају исту структуру као израз за ефикасност, због чега се вучне карактеристике и економичност потрошње горива трактора такође процењују према релевантној ефикасности погонског механизма. Према томе, пољопривредни трактори у погону и индустријски трактори заједно са радном опремом треба да се процењују помоћу вучне ефикасности η_t^t погонске опреме. Карактеристике брзине и вуче трактора који се користе за превоз корисног терета треба проценити на основу ефикасности транспорта η_x^{tr} погонског механизма.

Извршене су додатне анализе за добијање аналитичке процене изводљивости коришћења ефикасности уместо одређеног излаза. Резултати су приказани на слици 2.1.



Слика 2.1. 4x4 пољопривредни трактор, $r_e^{max} = 95.3 \text{ kW}$, са пет пољопривредних машина.

Ова слика приказује аналитички добијене вредности вучне ефикасности η_t , при чему је индикатор једнак односу потрошње горива по сату Q_h (kg/h) и излаза T_t (ha/h). Такође, види се да је облик обе криве приближно исти, што потврђује изводљивост употребе ефикасности погонског механизма за процену карактеристика брзине и вуче возила. Овде треба нагласити да је ефикасност погонског механизма саставни део η_t ефикасности. Занимљиво је такође приметити да ефикасност отпора котрљања и ефикасност клизања, чијим се производом одређује ефикасност погонског механизма, представљају компоненте силе и брзине губитка снаге.

2.2 Мобилност возила

Мобилност возила је њихова способност кретања под условима терена без пута, док још увек обављају своје функције. Возила су класификована по њиховим функционалним атрибутима у три групе. Разликују се топографска и потпорна мобилност. Топографска (геометријска) мобилност представља способност возила да савлада различите препреке, укључујући ровове, падине, ручне препреке (то се односи на борбена и тактичка возила), итд. Мобилност потпорне површине одређена је способностима да се возило креће по деформабилним површинама и преко снега.

У принципу, способност кретања возила је одређена условом:

$$\sum_{i=1}^n (F'_{xi} + F''_{xi})_{max} \geq F_{\psi}, \quad (2.6)$$

где је F_{ψ} укупна сила отпора, а $\sum_{i=1}^n (F'_{xi} + F''_{xi})_{max}$ је збир највећих могућих обимних сила погонских точкова које мотор, мењач, систем погона и точкови могу да дају под условима кретања, који су представљени силом F_{ψ} .

Услов 2.6 јасно илуструје утицај система погона на покретљивост возила. Ако карактеристике погонског система предвиђају такву вредност укупне обимне силе $F_{x\Sigma}^{max}$ да је задовољена неједнакост (2.6), тада се у принципу осигурава покретљивост возила. У супротном случају, возило губи покретљивост и морају се пронаћи нове карактеристике погонског система да би се задовољило стање (2.6).

Поред неједнакости (2.6) користе се и разни додатни апсолутни и релативни показатељи. Релативна процена мобилности добијена је коришћењем бездимензионалних односа:

$$p_x = 1 - \frac{F_{\psi}}{F_{x\Sigma}^{max}}, \quad (2.7)$$

$$p_{\mu} = 1 - \frac{F_{\psi}}{F_{x\Sigma}^{\mu}}, \quad (2.8)$$

где је $F_{x\Sigma}^{\mu}$ укупна обимна сила возила одређена из услова пријањања између точкова и терена, тј.:

$$F_{x\Sigma}^{\mu} = \sum_{i=1}^n (\mu'_{pxi} R'_{zi} + \mu''_{pxi} R''_{zi}). \quad (2.9)$$

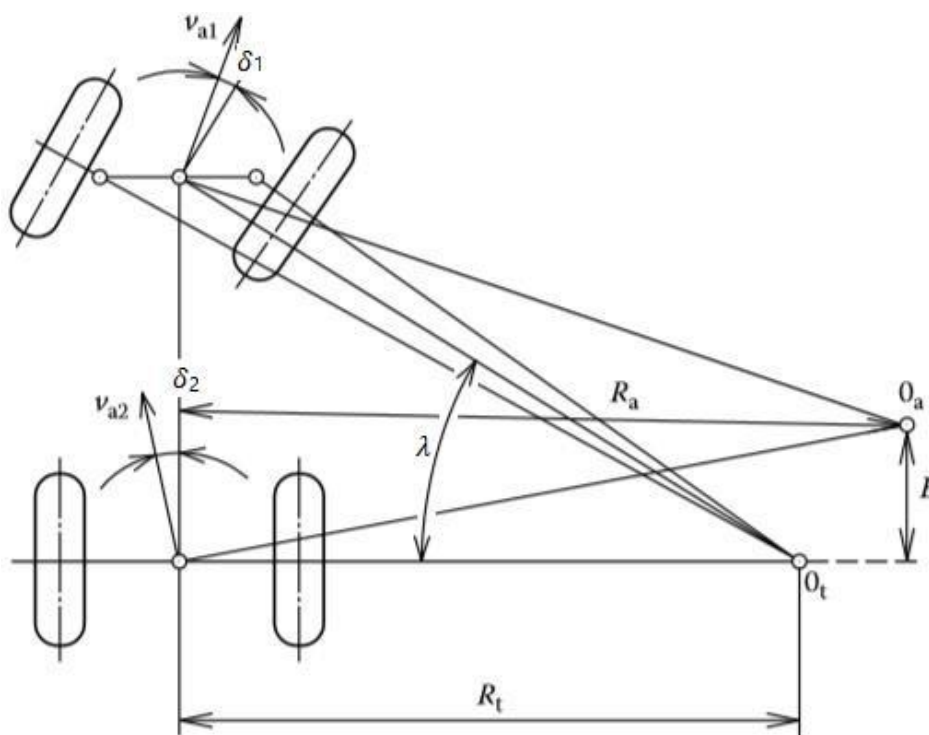
Индекс p_x представља заокретљивост возила са становишта његове вучне способности. Што је већи $F_{x\Sigma}^{max}$, већа је покретљивост возила. У случају $F_{x\Sigma}^{max} = F_{\psi}$, $p_x = 0$, покретљивост возила је минимална, тј., возило се креће у границама својих могућности. Даљње мало погоршање услова кретања изазваће потпун губитак покретљивости. Параметар p_{μ} у формулама (2.7 и 2.8) представља капацитет покретљивости на основу услова пријањања између точкова и површине кретања.

Вожња ван путева подразумева значајно смањење њихове брзине и снаге. Из тог разлога мобилност се процењује коришћењем апсолутних показатеља као што су V_{avg} , излази T_r , S_{tr} , T_t и потрошња горива Q_{avg} . Као што је претходно расправљано, ефикасност брзине покретања може се користити уместо ових показатеља.

2.3 Заокретљивост

Заокретљивост је способност возила да промени полупречник путање кретања на основу промене његових конструкционих параметара (у овом случају погонског система) и радних фактора (брзина, вуча, услови пријањања између точкова и површине кретања, итд.). На пример, блокирање диференцијала погонског механизма узрокује да неравномерне силе точкова постану неједнаке и изазову појаву момента отпора заокретању у равни пута, што ствара бочне силе и бочно проклизавање. Ово повећава полупречник заокретања R_a (закривљеност пута $1/R_a$ се смањује), положај пола тренутног заокретања и промену путање кретања возила.

Заокретању се приступа употребом концепата „заокретљивости“, „неутралног“, и „сувишно“ заокренутог возила који се одређују из односа између углова повођења предње (δ_1) и задње (δ_2) осовине (слика 2.2).

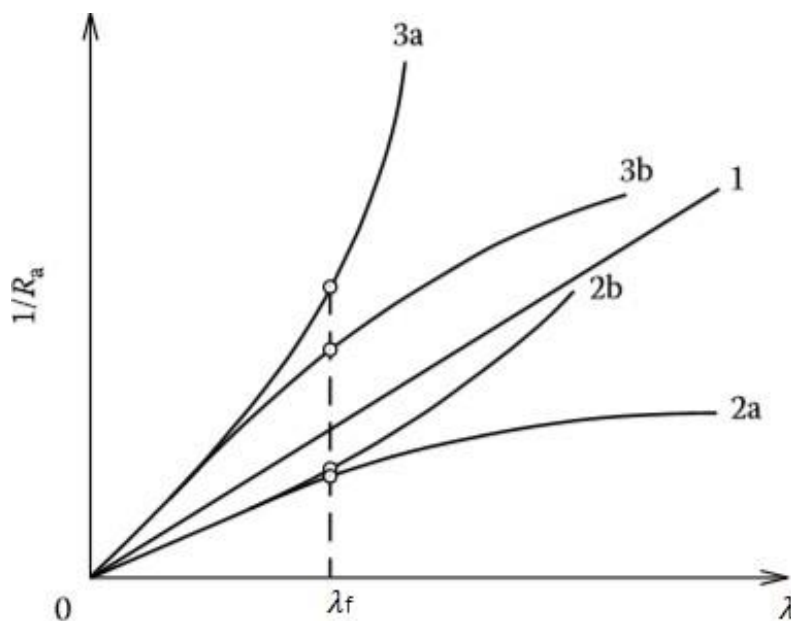


Слика 2.2. Скретање возила [1]

Недовољна заокретљивост је у случају да је $\delta_1 > \delta_2$ и ако је стварни радијус заокретања возила R_a већи од теоријског радијуса R_t , који је утврђен Аскеман геометријом, тј. угловима управљања предњих точкова. Сувишна заокретљивост се одвија при $\delta_1 < \delta_2$, када R_a постане мањи од R_t . У случају $\delta_1 = \delta_2$, возило показује неутралну заокретљивост, при чему је $R_a = R_t$.

Ако се однос између углова повођења δ_1 и δ_2 одређује помоћу вредности радних фактора који се фиксирају у времену и на непромењене конструкционе параметре возила, односи се на статичку заокретљивост возила. Пример испитивања статичког заокретања је одређивање кривине, $1/R_a$, при фиксираној вредности средњег угла заокретања управљачких точкова, λ , предње осовине и константне брзине возила.

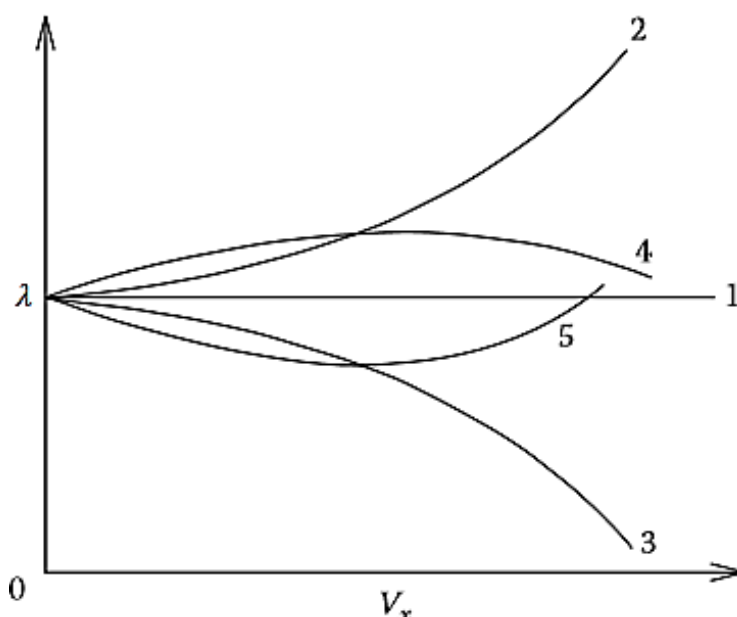
Слика 2.3 илуструје понашање кривине $1/R_a$ као функцију срењег угла заокретања управљачких точкова λ возила која показују различите начине скретања. Права линија 1 је типична за возило са неутралном заокретљивошћу, када су стварни и теоријски радијуси заокретања једнаки ($R_a = R_t$).



Слика 2.3. Закривљеност у односу на угао управљања [1]

Криве 2 и 3 су типичне за возила са недовољном и сувишном заокретљивошћу. У ствари, криве 3 одговарају мањим вредностима R_a , док криве 2 одговарају већим вредностима овог радијуса у поређењу са R_t при датој вредности угла λ_f . Конвексна крива 2а одговара возилу за које се повођење повећава са повећањем λ . Конкавна крива 2б указује да се са повећањем λ повођење почиње приближавати неутралној заокретљивости. Ако крива 2б пресеца праву линију 1, то значи да се перформансе заокретљивости возила мењају од подуправљивости до надуправљивости. Крива 3а је типична за возила са повећаном сувишном заокретљивошћу, док крива 3б одговара возилу у коме се сувишна заокретљивост смањује и приближава се неутралној са повећањем λ .

Слична анализа заокретања се може обавити и након промене V_x брзине возила напред. Слика 2.4 илуструје утицај V_x на λ , чије се вредности одређују из потребе да се обезбеди непрекидно кретање дуж круга са фиксним полупречником.



Слика 2.4. Угао управљања према брзини возила [1]

Хоризонтална линија 1 одговара неутралном статичком заокретању. Повећање V_x изазива пораст бочног убрзања V_x^2/R_a и, сходно томе, центрифугалну силу. Касније ствара додатна бочна оптерећења на точковима и повећава њихов угао повођења. Међутим, углови повођења предње и задње осовине су идентични ($\delta_1 = \delta_2$), нема потребе за променом λ за одржавање возила у кругу са одређеним радијусом. Треба напоменути да линија 1 није строго хоризонтална због неизбежних промена стварних радних услова.

Крива 2 на слици 2.4 одговара непрестано растућем повођењу. При повећању V_x са одговарајућим повећањем δ_1 и δ_2 , уз одржавање услова да су $\delta_1 > \delta_2$, потребно је повећати λ да би се одржавао константан радијус окретног круга.

У случају непрекидног повећања сувишне заокретљивости, када се разлика између δ_1 и δ_2 непрекидно повећава ($\delta_1 \ll \delta_2$), угао λ мора се једнако стално смањивати како би радијус заокретања остао исти док се брзина повећава (крива 3 на слици 2.4).

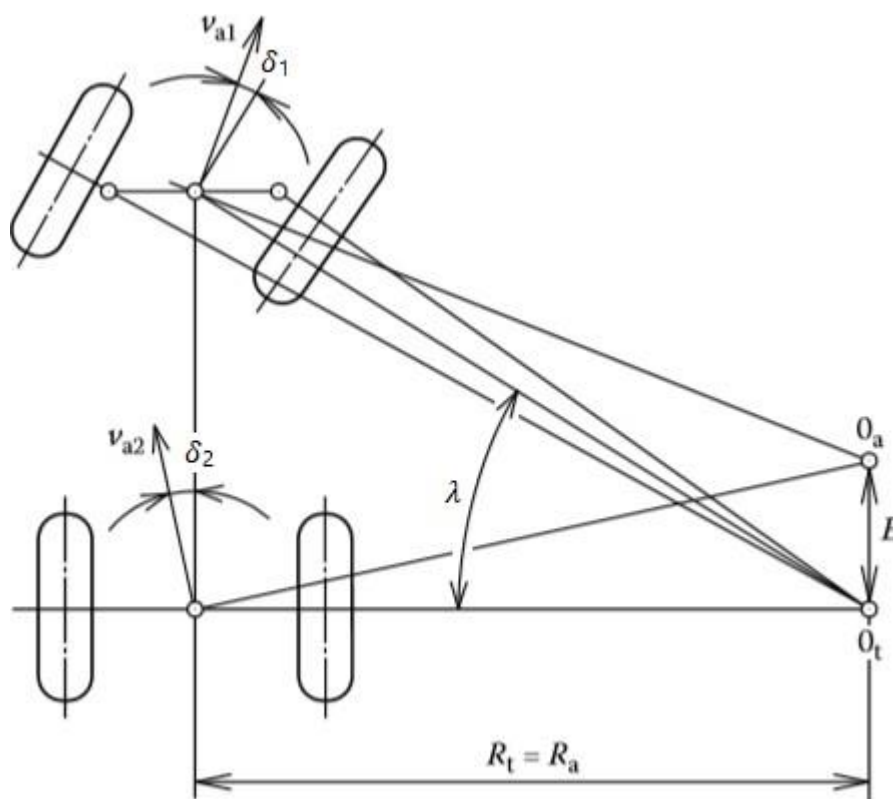
Крива 4 на слици 2.4 одговара возилу са повећаним повођењем при малим брзинама. Како се V_x повећава, заокретљивост возила се приближава неутралном начину вожње. Крива 5 описује прелазак са цувишне заокретљивости на повођење. Очигледно је да исто возило може показати и пренизак ниво, у зависности од услова кретања.

Прикладно је квалитативно проценити повођење и сувишно заокретање помоћу фактора промене радијуса заокретања који представља промену R_a у односу на R_t :

$$q_r = \frac{R_a - R_t}{R_t}. \quad (2.10)$$

Одступање удаљености од центра заокретања E (слика 2.2) може послужити као још један критеријум за процену заокретљивости. Оба ова критеријума q_r и E дају представу о стварној закривљености путање и локацији стварног средишта заокретања у односу на задњу осовину возила.

Неки истраживачи дефинишу возило са „идеалном“ заокретљивошћу као оно које има неутрално заокретање на основу чињенице да је стварни радијус заокретања R_a једнак теоретском R_t . Међутим, тада се центар окретања помера са тачке O_t на тачку O_a (слика 2.5).

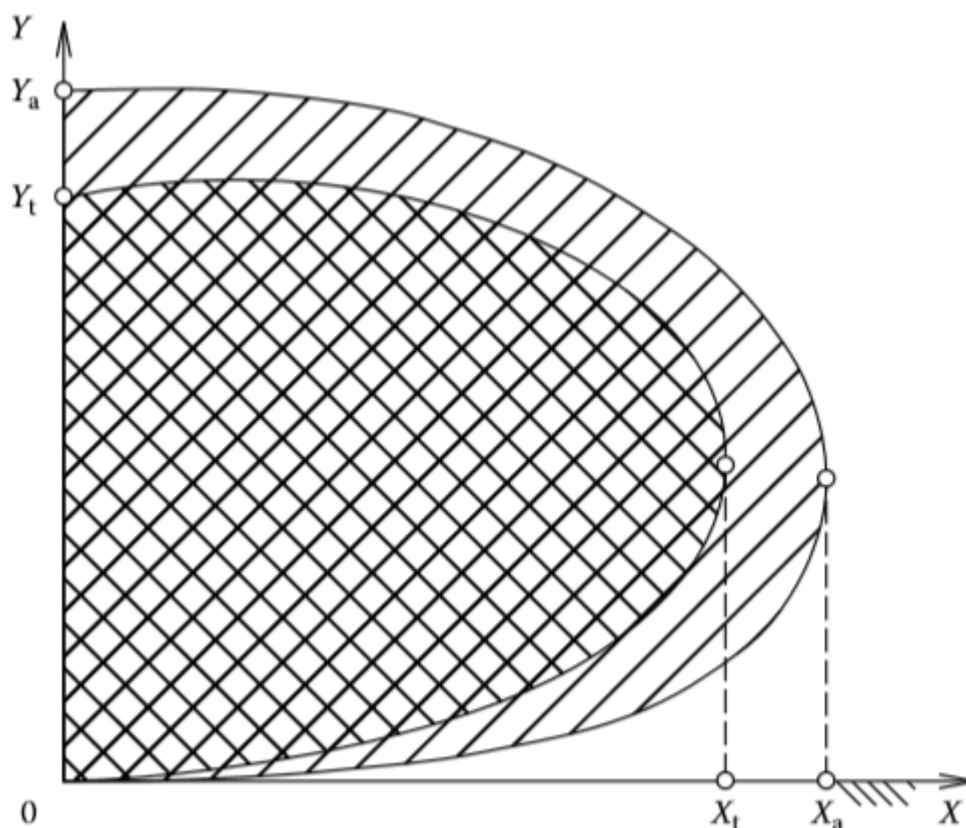


Слика 2.5. Скретање возила са неутралним управљањем [1]

То узрокује промену положаја возила у равни кретања, тј. путања кретања постаје другачија од оне која је одређена под углом λ . То возило се једноставно не може заокренути ако се не промени λ . Из овог разлога је корисно проценити заокретљивост помоћу критеријума који нису повезани са возилом (као што су R_t , R_a , E), већ су повезани са системом координата, постављеним у равни кретања (на земљи). Ови критеријуми се могу састојати од коефицијената (слика 2.6) као што су:

$$K = \frac{X_a}{X_t}, K = \frac{Y_a}{Y_t}, K = \frac{A_a}{A_t}, \quad (2.11)$$

чије се вредности одређују користећи параметре пронађене у недостатку проклизавања тачка (t - „теоретски“) и за тачкове који се okreћу под углом повођења (a - „стварни“).



Слика 2.6. Стазе за точкове у XY координатном систему причвршћене за земљу:

A_t , A_a  [1]

2.4 Стабилност кретања

Стабилност кретања је својство возила да одржава одређене диференцијалне параметре кретања или одређени ток варијације у њима, након уклањања пертурбационих сила. Термин пертурбационе силе овде се користи за означавање сила које нису биле укључене у једначину кретања возила због непознавања њиховог правца и величине.

Ова формулација се састоји од три главна елемента који се морају узети у обзир у анализу стабилности возила:

1. Силе које делују на возило. Возило се креће свим врстама сила које укључују примењене силе, силе гравитације, силе инерције и крајње обимне силе, чија расподела међу точковима у великој мери зависи од система погона. Време дејства сила је одређено, али у истраживању стабилности њихове ефекте треба размотрити чак и кад се неке од њих више не примењују.
2. Развој возила. Стабилност се може задржати до одређене брзине која зависи од услова на путу, примењених сила и конструкционих параметара возила. Када се достигне та брзина, кретање возила постаје нестабилно што значи и да може бити опасно за наредна путовања.
3. Однос који управља управљачким системом. То је обично одређено, а ако није дато, сматра се изузетком.

Постоји шест генерализованих координата возила: три линеарне, дуж x -уздужне, y -бочне и z -вертикалне осе, повезана са каросеријом возила и три угласта завоја око ових оса. Возило може одступати од свог одређеног пута и изгубити стабилност у четири од шест генерализованих координата каросерије возила: линеарно кретање дуж осе x и дуж осе z није укључено у ово разматрање.

Разликују се следеће врсте стабилности у односу на ове четири координате:

1. стабилност стазе одређена правцем уздужне x осе возила,
2. бочна стабилност, одређена бочним помицањем дуж осе y ,
3. Стабилност у уздужном превртању око осе y и попречном превртању око осе x . С обзиром на то, прави се разлика између уздужне и попречне или бочне стабилности возила.

Стабилност стазе јако утиче на кретање возила дуж одређеног пута. У случају незадовољавајуће стабилности стазе, возач увек мора бити спреман да мења смер кретања одступањем од одређеног пута. Када је стабилност стазе прекомерна, возач мора уложити додатни напор да промени правац кретања.

Губитак бочне стабилности испољава се у бочном проклизавању возила што може накнадно резултирати превртањем око осе x , тј. губитком стабилности при попречном превртању.

Кретање дуж одређеног пута је практично независно од стабилности на уздужно превртање око осе y .

Критична брзина V_{cr} , којом се постиже нестабилно кретање возила, најзаступљенији је критеријум процене стабилности. Вредност V_{cr} возила обично се испитује из анализе вредности коефицијената искоришћења силе K_μ свих погонских точкова:

$$K_\mu = \frac{\sqrt{F_x^2 + F_z^2}}{\mu_{px} R_z}. \quad (2.12)$$

Што је нижа вредност K_μ , већи је потенцијал пријањања точкова и већа је вероватноћа да ће се возило кретати закривљеном стазом коју је одредио возач. Обично се претпоставља да се бочно нагињање точка одвија на $K_\mu > 0.5$.

Стабилност кретања се такође процењује на основу следећег:

1. угаона брзина r возила око вертикалне осе, позната као брзина нагиба, rad/s или deg/s ,
2. бочна брзина V_y и бочно убрзање од центра гравитације,
3. бочни угао нагиба опружне масе γ_l .

Утицај погонског система на стабилност кретања испољава се у чињеници да прерасподела обимних сила међу погонским точковима утиче на бочне силе F_l , а самим тим и на вредност K_μ из формуле (2.12). То може проузроковати клизање појединих точкова, а затим појединих осовина и целог возила.

Контролисање прерасподеле обимних сила између осовина, као и између левог и десног точка, омогућава регулисање брзине заокретања, бочне брзине и бочног убрзања возила. Ова средства омогућавају спречавање ситуације када би угао бочног нагиба γ достигао своју критичну вредност.

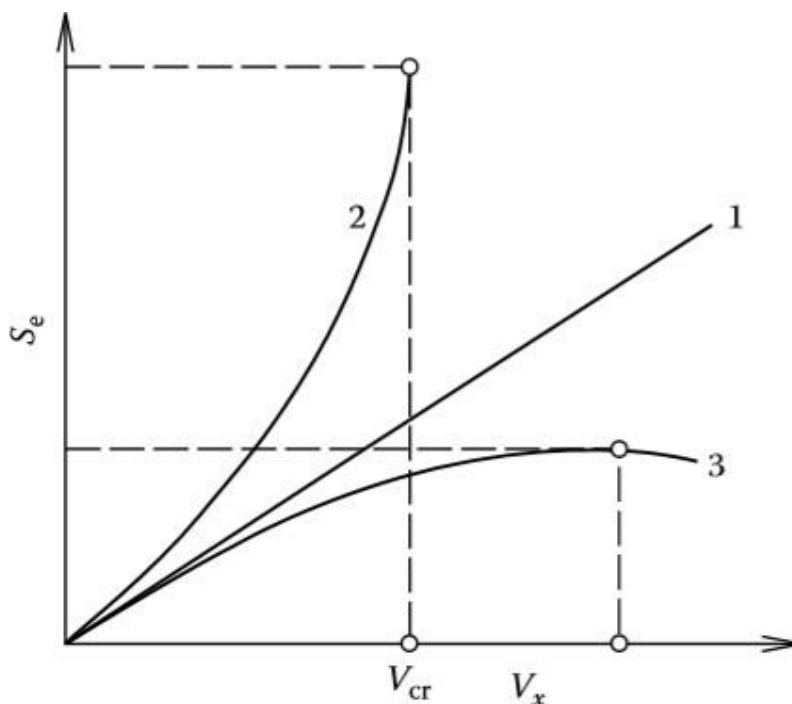
2.5 Управљање возилом

Управљање возилом је термин који се примењује на способност возила да одговори на улаз управљача са потребном прецизношћу и брзином. Управљање возилом у великој мери зависи од његове заокретљивости и стабилности. У ствари, прецизност и брзина реаговања на улаз управљача треба да се разликују у зависности од тога да ли је возило нестабилно или превише стабилно. Прекомерна стабилност такође смањује способност возила да скрене, што штети његовој заокретљивости. То негативно утиче на лакоћу руковања и безбедност коју потрошач очекује од возила.

С обзиром на горе наведено, руковање, као оперативно својство возила, може чак бити искључено са својстава листе која зависе од дизајна погонског система. Овде се подразумева да особине погонских система који обезбеђују потребну стабилност и заокретљивост возила истовремено задовољавају захтеве за руковањем. Ако је, међутим, потребно директно оценити руковање возилом, то се врши на основу односа степена нагиба r и средњег угла заокретања управљачких точкова λ , што је познато и као осетљивост руковања (тј. осетљивост возила на управљачки улаз возача):

$$S_e = \frac{r}{\lambda}. \quad (2.13)$$

На слици 2.7 приказане су типичне криве осетљивости руковања S_e као функција брзине V_x .



Слика 2.7. Осетљивост руковања [1]

Правна линија 1 одговара возилу са неутралним заокретањем. Ако возило показује сувишну заокретљивост (крива 2), тада вредност S_e тежи ка бесконачности и не може се управљати возилом због губитка стабилности, тј. брзина достиже критичну вредност V_{cr} . У случају подмазивања (крива 3) S_e постиже одређену максималну вредност при повећању брзине. Осетљивост у стању мировања је позната као:

$$S_e^{st} = \frac{1}{\delta R_a}, \quad (2.14)$$

а нестабилна (динамичка) осетљивост је:

$$S_e^{dn} = \frac{\partial S_e^{st}}{\partial t} = \frac{S_e^{st}}{t_R}, \quad (2.15)$$

где је t_R временско кашњење реакције возила на брзо окретање управљача (време одзива возила). Вредност t_R зависи од дејства и еластичности управљачког система, способности вешања и гума да стварају бочне реакције F_l у контактним слојевима између гума и пута.

Систем погонских система утиче на бочне реакције пнеуматика помоћу прерасподеле обртног момента међу точковима и на тај начин утичу и на величину времена t_R .

Поред осетљивости S_e и времена t_R , руковање возилом процењује се следећим:

1. брзина аутоматског враћања волана након завршетка скретања,
2. обртни момент управљача као функција бочног убрзања a_y и кривине $1/R_a$,
3. пролазно време t_s потребно за стабилизацију кретања при завршетку промене траке,
4. угао нагиба γ_l као функција бочног убрзања a_y .

Неки истраживачи класификују анализу начина управљања возилом у три фазе:

1. фаза примарног руковања која је примарно линеарна,
2. секундарна фаза руковања, она у којој руковање постаје суштински нелинеарно,
3. фаза финог руковања, која је последња фаза која одговара већим бочним убрзањима (од $0.5g$ за комерцијална возила, до $0.8g$ за путничке аутомобиле и до још већих вредности за тркачке аутомобиле).

Из горе представљеног материјала произилази да погонски системи утичу на неколико радних и потрошачких својстава возила. Овде сваки од ових својстава има неколико критеријума за оцењивање. Врло често, када се пројектује систем погона на основу критеријума који представља једно од својстава, могуће је погоршати друга својства возила. На пример, блокирање диференцијала погонске осовине побољшава карактеристике брзине и вуче возила, али штетно утиче на заокретљивост, јер то узрокује значајно повећање радијуса заокретања R_a . Из тог разлога, одређивање оптималних и блиских њима карактеристика за погонски систем треба третирати као проблем са више критеријума.

3. ПРЕГЛЕД КАРАКТЕРИСТИЧНИХ РАДНИХ КАРАКТЕРИСТИКА ТРАКТОРА

У овом делу рада, као пример за преглед радних карактеристика, изабрани су трактори, као један од типичних представника возила која се користе најчешће за рад у пољопривреди и грађевинарству.

Трактор је самоходна технолошка машина која може служити за вучу прикључних машина и за погон стационарних или мобилних машина преко каишника или изводног вратила. Трактор је у суштини моторно возило које за разлику од обичних моторних возила која служе за транспорт у јавном саобраћају, трактор, као покретни енергетски извор у спрези са прикључном машином, намењен је за обављање технолошких операција. Трактор, осим тога, у спрези са приколицом служи и за транспорт, [2].

Пољопривредни трактор је моторно возило које, осим на погонским точковима, развија снагу на потезници и излазном вратилу.

Трактори представљају вучно-погонске машине за обављање радова у рударству, повртарству, сточарству, воћарству, виноградарству, хортикултури, мелиорацијама, индустрији, грађевинарству, саобраћају, итд, [3].

Пољопривредни трактор се дефинише као самоходно возило са точковима, које има најмање две осовине, или са гусеницама, с основном употребом у шумарству или пољопривреди, пројектован и изведен тако да може да задовољи следеће операције:

- да вуче приколице и
- да носи, вуче или покреће пољопривредна и шумарска оруђа и машине, а где је то потребно, да предаје снагу на њихов рад при чему је трактор у покрету или мирује.

Трактор се састоји од следећих агрегата и система:

- мотор,
- трансмисија или преносни механизам,
- кретни систем,
- систем за управљање,
- систем за кочење,
- хидраулик и уређаји за прикључивање оруђа,
- електроинсталација,
- контролно-управљачки центар,
- додатни уређаји и
- уређаји за мерење, контролу и подешавање.

3.1 Прикључци

3.1.1 Вучени прикључци

Прикључују се на трактор зглобно у једној тачки због кретања у кривини и савладавања неравнина терена. Подизање у транспортни и спуштање у радни положај обавља се посебним механичким или хидрауличким уређајима на самом прикључку. У раду и транспорту ослањају се на сопствене тачкове. Радни прикључци великог радног захвата су по правилу вучени.

3.1.2 Полуношени прикључци

Прикључују се на трактор у две тачке, а места прикључивања су зглобно изведена ради флексибилности и савладавања неравнина терена. Предњи део прикључује се на доње тракторске полуге на које делује хидраулички подизач трактора (могу се дизати и спуштати), а задњи део радног прикључка ослања се на сопствене тачкове. У транспортном положају предњи део радног прикључка подигнут је хидрауличким подизачем, а задњи се ослања на сопствене тачкове.

3.1.3 Ношени прикључци

Прикључују се у три тачке на 3-зглобну потезницу. Радни прикључци ношени су трактором како у радном тако и у транспортном положају. Подижу се у транспортни и спуштају у радни положај хидрауликом и немају тачкове.

3.2 Погон радних прикључака

3.2.1. Излазно вратило

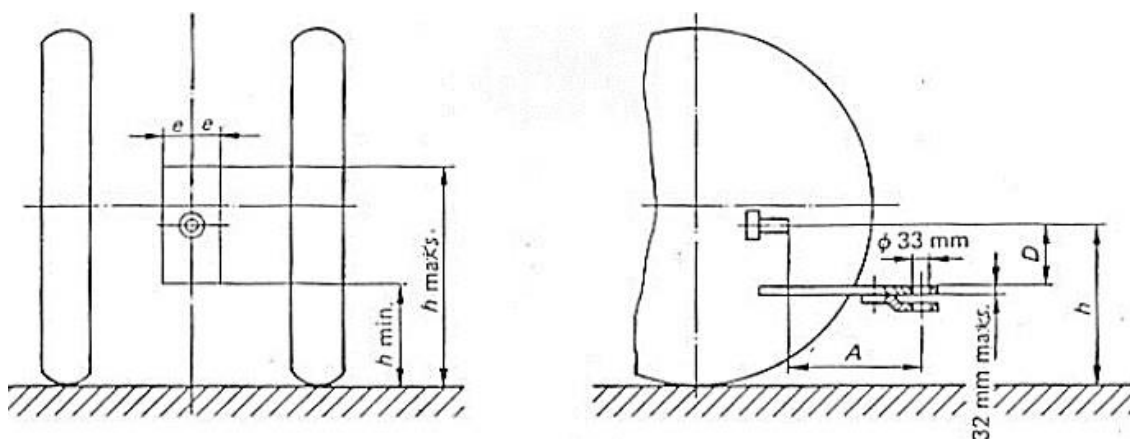
Пренос снаге мотора на погонске тачкове обавља се помоћу спојнице, мењача са редуктором, конусно-тањирастог преносника, диференцијала, полуосовине и завршног преносника, док се снага мотора на излазно вратило преноси директно независним, тј. одвојеним преносником. Уобичајено је да је излазно вратило смештено са задње стране трактора (задње излазно вратило), али може се налазити и са бочне стране трактора (бочно излазно вратило) и са предње стране трактора (предње излазно вратило).

Број обртаја излазног вратила је стандардизован на 540 o/min и то код тзв. називног броја обртаја радилице мотора или код максималне снаге мотора. На тракторима већих снага примењује се 1000 o/min као стандард. Постоје и двобрзинска излазна вратила са 540 и 1000 o/min. Димензије излазних вратила такође су стандардизоване, па тако спољашњи пречник износи 34,9 mm. Такође, висина излазног вратила на трактору зависи од модела до модела и креће се у границама од 450 до 875 mm (табела 3.1).

Табела 3.1. Положај прикључног вратила [4]

Тип прикључног ватила	Снага на прикључном вратилу (kW)	$D_{\min}$ (mm)	$A \pm 10$ (mm)	h (mm)	$e_{\max}$ (mm)
1	испод 48	200	400	450 до 675	50
2	испод 48	200	400		50
	од 48 до 92	200	400	550 до 775	50
3	испод 185	200	400	650 до 875	50

Величине дате у претходној табели приказане су на слици 3.1.

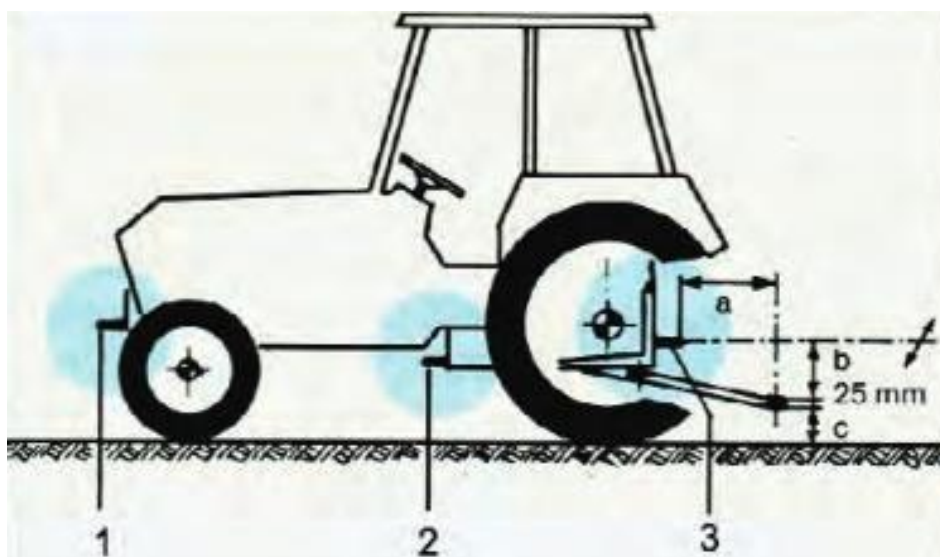
**Слика 3.1.** Положај прикључног вратила [4]

Коначни пренос снаге и момента на радне прикључке остварује се помоћу зглобног вратила, тј. кардана (слика 3.2) које је погоњено од стране трактора на начин да се прикључује на излазно вратило трактора. Код излазног вратила потребно је знати његов број обртаја и смер ротације због одабира компатибилних радних прикључака.

Највећи број прикључака ради на 540 о/min, а трактор је обично подешен тако да 540 о/min постиже на 75% номиналних броја обртаја, па ако је нпр. номиналан број обртаја трактора 2500 о/min, на излазном вратилу биће 540 о/min при броју обртаја мотора од 1875 о/min.

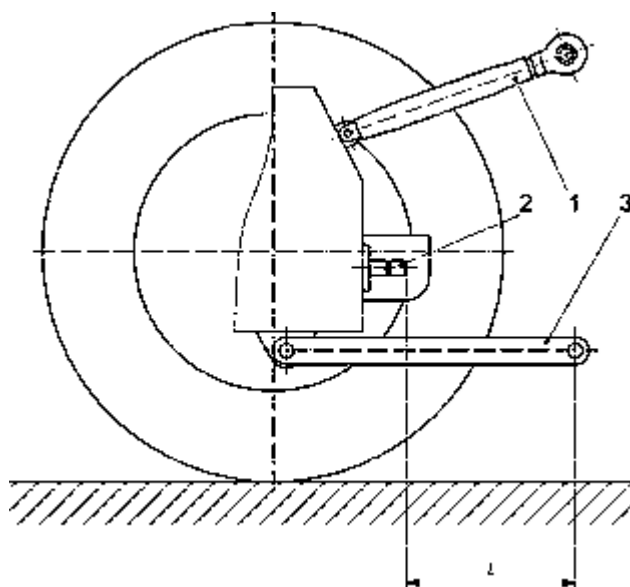
**Слика 3.2.** Зглобно вратило (кардан) [5]

Трактор осим вучне функције има и погонску функцију, када један део снаге предаје прикључној машини преко прикључног вратила трактора (ПВТ) и на тај начин погони радне органе прикључне машине, као што су: берачи кукуруза, косачице, фрезе, прскалице, расипачи минералног ђубрива, итд. Погон ових машина долази преко карданског вратила, које се прикључује на извод прикључног вратила. Пошто се највећи број прикључних машина прикључује позади трактора, прикључно вратило трактора налази се на задњем мосту трактора, а има решења са предњим и бочним прикључним вратилима, слика 3.3.



Слика 3.3. Положаји прикључног вратила: 1 - предње прикључно вратило, 2 - бочно прикључно вратило, 3 - задње прикључно вратило [3]

Стандардом се дефинише положај прикључног вратила на трактору и његове димензије, слика 3.4.

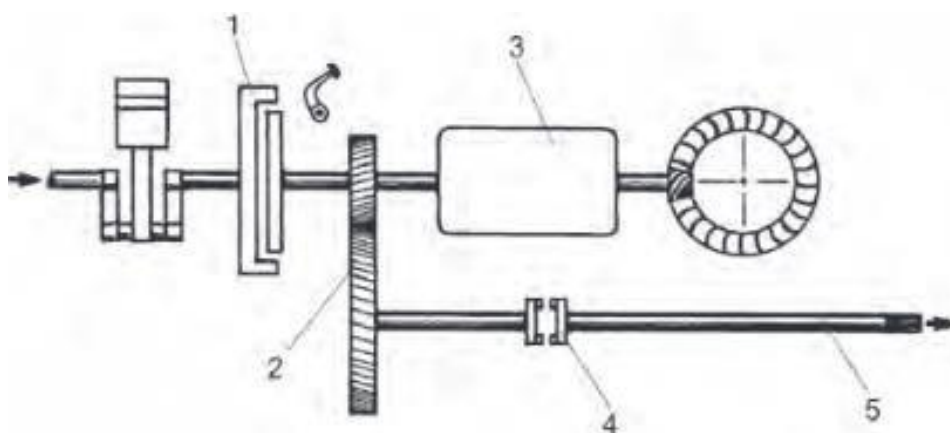


Слика 3.4. Растојање од прикључног вратила до доње ослоне тачке: 1 - горња полука, 2 – прикључно вратило трактора, 3 - доња полука [3]

Пренос снаге од мотора до извода прикључног вратила може бити изведен на више начина, али се најчешће сусрећу следећа три начина:

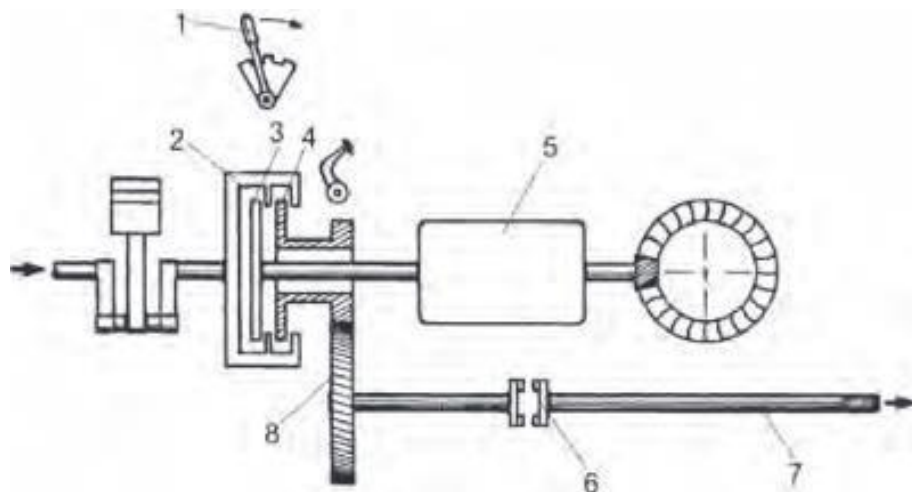
1. директно од мотора преко једноступене спојнице, слика 3.5,
2. директно из мотора преко двоступене спојнице, слика 3.6, и
3. комбиновани начин преноса снаге, директно и индиректно, слика 3.7.

У прва два случаја, слика 3.5 и 3.6, број обртаја прикључног вратила зависи једино од броја обртаја мотора, а код трећег, слика 3.7, од броја обртаја мотора, али и од укључене брзине, односно степена преноса. Код директног погона од једноступене спојнице, слика 3.5, уколико трактор треба да стане, мора да се искључи главна спојница (1), па прикључно вратило (5) остаје без погона. То је незгодно ако током рада дође до загушења машине. У моменту пребацивања спојнице, прикључно вратило, а са њим и радни органи пресе остају без погона, што изазива још веће загушење машине.



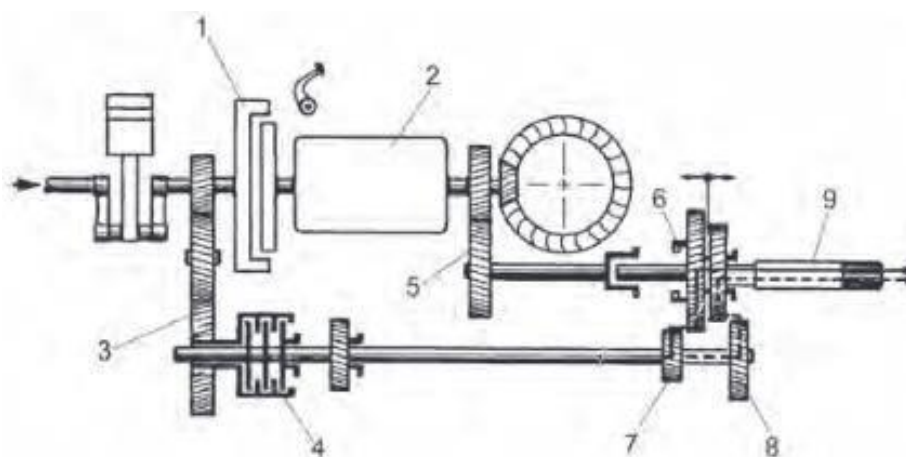
Слика 3.5. Погон прикључног вратила директно од мотора преко једноступене спојнице: 1 - једноступена главна спојница, 2 - зупчасти пар, 3 - мењачки преносник, 4 - спојница за укључење прикључног вратила, 5 - прикључно вратило трактора [3]

Код директног погона преко двоступене спојнице, слика 3.6, нема таквих проблема. Притиском на педалу двоступене спојнице (2) у првом степену само се искључи ламела (3) за погон мењача и агрегат стане, али прикључно вратило трактора и радни органи машине и даље раде, пошто ламела (4) остаје укључена. На тај начин цела снага мотора стоји на располагању за погон радних органа машине, па услед повећане снаге у највећем броју случаја долази до одгушења машине.



Слика 3.6. Погон прикључног вратила директно из мотора преко двостепене спојнице: 1 - команда за укључење прикључног вратила, 2 - главна двостепена спојница, 3 - ламела спојнице за погон точкова, 4 - ламела спојнице за погон прикључног вратила, 5 - мењачки преносник, 6 - спојница за укључење прикључног вратила, 7 - прикључно вратило трактора, 8 - зупчасти пар [3]

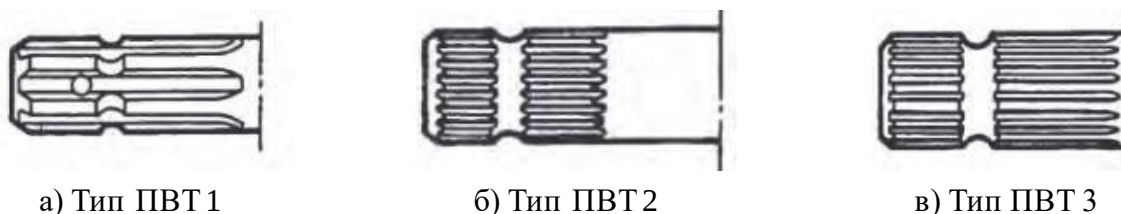
Код савремених трактора, слика 3.7, прикључно вратило може да добије погон директно од мотора преко пара зупчаника (3) који се налазе испред или иза једноступене спојнице (1) и индиректно преко мењача, тако што се преко пара зупчаника (5) одводи део снаге за погон прикључног вратила. За одабир врсте погона користи се зупчаста спојница (6), која може да се спрегне са вратилом зупчаника (5) и добије индиректан погон или да се зупчаник на прикључном вратилу (9) спрегне са зупчаником (7) за 540 o/min или зупчаником (8) за 1000 o/min, тако да се добије директан погон. Укључење директног погона прикључног вратила трактора обавља се преко вишеламеласте спојнице потопљене у уљу (4). Код индиректног погона прикључно вратило добија погон само кад се трактор креће, док се у случају његовог заустављања и мировања, погон прекида (таква врста погона примењује се код појединих типова грабуља за сакупљање сена, расипача минералног ђубрива,...).



Слика 3.7. Комбиновани начин преноса снаге, директно и индиректно: 1 - главна једноступена спојница, 2 - мењачки преносник, 3 - Зупчасти пар, 4 - вишеламеласта спојница потопљена у уљу, 5 - зупчасти пар у мењачу, 6 - спојница за одабирање врсте погона, 7 - Зупчаник за 540 o/min, 8 - зупчаник за 1000 o/min, 9 - прикључно вратило [3]

3.2.1.1 Конструкције прикључног вратила

Према стандардима дефинисано је да се прикључно вратило трактора - ПВТ (РТО - Power Take Off) позади трактора ротира у смеру казаљке на сату, гледано од задње стране трактора. Стандардом је, такође, дефинисан положај задњег и предњег прикључног вратила у односу на уздужну симетралу трактора, као и по висини. Ради успешног рада са ПВТ, мора да постоји слободан простор око ПВТ, који омогућава смањење радијуса окретања трактора и олакшава управљање трактором. Због безбедности у раду и заштите руковалаца, произвођач трактора мора да испоручи главни штитиник који мора бити фиксиран на трактору. На пољопривредним тракторима користе се три типа прикључних вратила, слика 3.8. Код ових вратила одговарајућим стандардима прописан је називни пречник, број и тип жлебова, број обртаја и максимална снага која може да се пренесе (табела 3.2). Преносни однос до ПВТ је тако изабран да се називни број обртаја не постиже уз номинални број обртаја мотора, него уз снижени, најчешће 75% од номиналног. Први трактори имали су само 540 o/min. Услед повећања снаге мотора трактора и веће потребе за погоном прикључних машина, дошло је до повећања броја обртаја на 1000 o/min. Свакако да и прикључна машина мора да буде прилагођена овом броју обртаја.



Слика 3.8. Типови прикључног вратила [3]

На тракторе који имају предњи хидраулички уређај, често се уграђује предње прикључно вратило. На предњој страни трактора углавном се примењује вратило са 6 жлебова и 540 o/min. На новијим тракторима већих снага стандардом је дефинисано да предње прикључно вратило мора бити типа 2 (35 mm, 21 жлеб, 1000 обртаја у минути) ротације у смеру казаљке на сату гледано од спреда у предњи крај трактора. Такође, мора имати штитник и слободан простор око предњег ПВТ-а.

Табела 3.2. Карактеристике излазног вратила трактора [3]

Тип ПВТ	Називни пречник (mm)	Број и тип жлебова	Називни број обртаја (o/min)	Снага (kW)
1	35	6 равних	540	до 65
2	35	21 еволвентни	1000	до 130
3	45	20 еволвентних	1000	до 300

3.2.2 Тракторска хидраулика

За разлику од механичког погона помоћу излазног вратила трактора, код хидрауличног погона постоји трансформација енергије из једног облика у други. Основни елементи тог система су пумпа, радни флуид, цевовод, управљачки елементи и хидраулички мотор. Пумпа претвара механички рад у енергију радног флуида, затим се помоћу цевовода и управљачких елемената остварује пренос и управљање и на крају се у мотору врши трансформација енергије флуида у механички рад. На слици 3.9 приказан је хидромотор, [6].



Слика 3.9. Ротациони хидромотор [7]

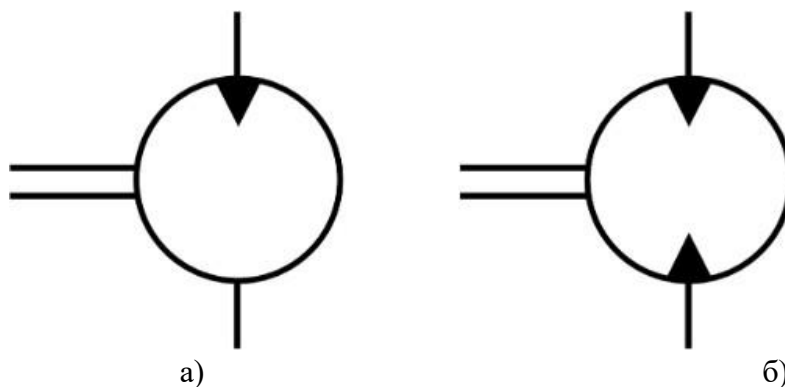
Пумпе су механизми у којима се доведена спољашња механичка енергија (рад погонског механизма) трансформише у енергију радног флуида. У зависности од прикључивања, често исти механизам може радити као пумпа или мотор (за такав механизам се каже да је реверзибилан, али реверзибилност такође може значити и само могућност окретања у оба смера). За погон пумпе користе се тракторски мотори с унутарњим сагоревањем. Запреминске пумпе транспортују флуид (остварују повећање притиска и проток) путем смањења запремине комора у пумпи. Код пумпи се због повољног редоследа промене притиска најчешће користе саморадни вентили (без спољашње интервенције односно енергије). Током усиса, отвара се усисни (доњи) вентил и затвара притисни (горњи) помоћу подпритиска у цилиндру, док се током притискања отвара притисни вентил, уз истовремено затварање усисног вентила. Овакво саморадно отварање и затварање вентила код мотора није могуће због неповољног редоследа промене притиска. Мотори који имају вентиле морају имати и механизам за отварање и затварање вентила (брегаста осовина). Принцип рада и симбол запреминске пумпе приказани су на слици 3.10.



Слика 3.10. Принцип рада запреминске пумпе [6]

Хидраулички мотори (хидромотори, актуатори) су хидраулички извршни елементи. Супротно пумпама, ротациони хидраулички мотори претварају енергију флуида у механички рад. Конструкција ротационих мотора и пумпи је у основи идентична па се често исти механизам може према потреби користити као пумпа или мотор (реверзибилни механизам).

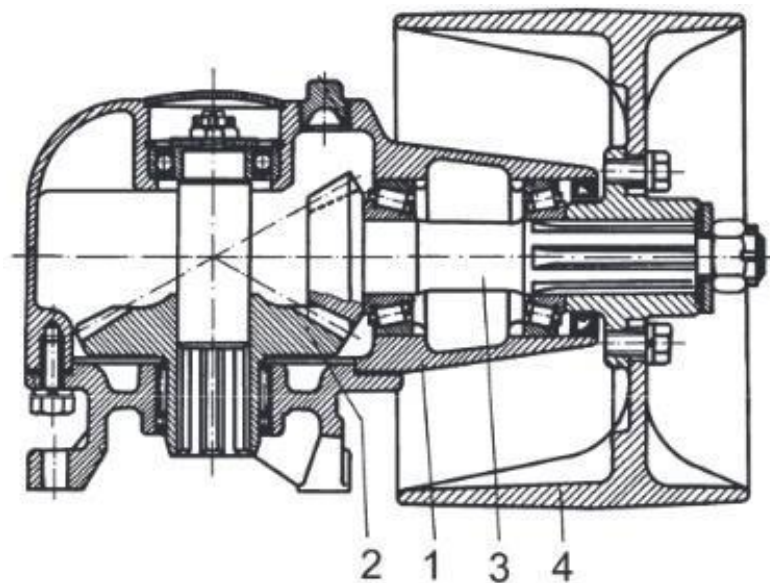
Према брзини обртања разликују се спороходни (до 1000 о/min) и брзоходни мотори. Будући да је снага мотора једнака производу момента и брзине обртања ($P = M \cdot \omega$), за исту снагу мотора мора се уз смањење брзине повећавати момент. Зато спороходни мотори често захтевају велики момент. Симбол за ротациони мотор који се окреће увек у истом смеру (једносмерни) приказан је на слици 3.11а), а симбол за мотор који има могућност ротације у оба смера (двосмерни или реверзибилни), што се постиже заменом довода и одвода флуида, приказан је на слици 3.11б).



Слика 3.11. Симболи ротационих мотора: а) -једносмерни и б) реверзибилни [6]

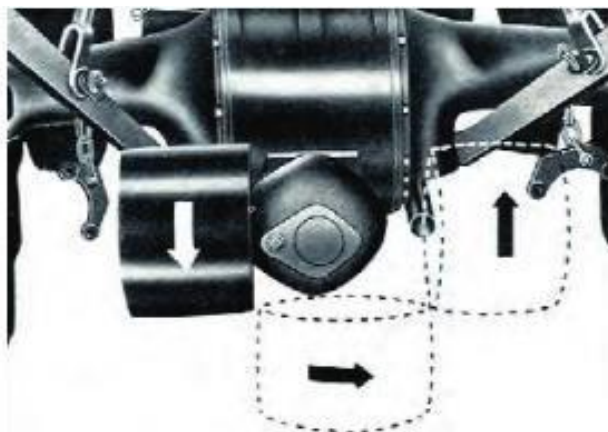
3.2.3 Ременица

Ременица је посебни додатни уређај трактора, који служи за погон стационарних машина које се погоне каишем, слика 3.12. Поставља се на задњу страну централног кућишта трактора. Ременица добија погон од прикључног вратила, па се, према томе, пушта у рад и искључује ручицом прикључног вратила. Погон се преноси прикључним вратилом, преко ожлебљења, на погонски конусни зупчаник (2), који погони конусни зупчаник (3). На истом вратилу са зупчаником (3) је и ременица (4), која је за вратило спојена ожлебљењем, [3].



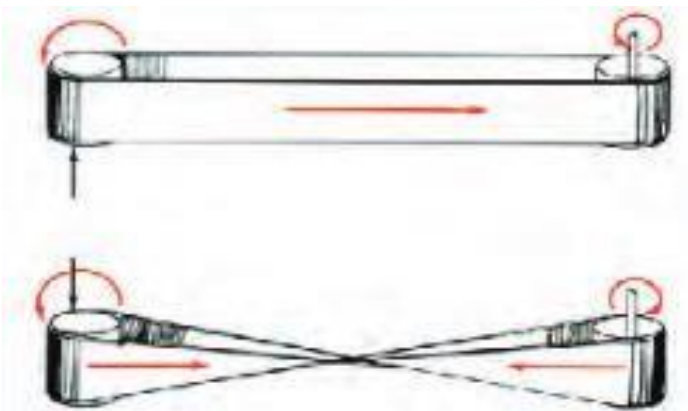
Слика 3.12. Уздужни пресек склопа ременице: 1. кућиште ременице; 2. погонски зупчаник са вратилом; 3. вратило са конусним зупчаником; 4. ременица (каишник) [3]

Ременица може да се постави у три различита положаја, леви, доњи и десни, слика 3.13, у зависности од жељеног смера обртања каиша као и погодности за употребу, односно положаја стационарне машине.



Слика 3.13. Постављање ременице на трактор [3]

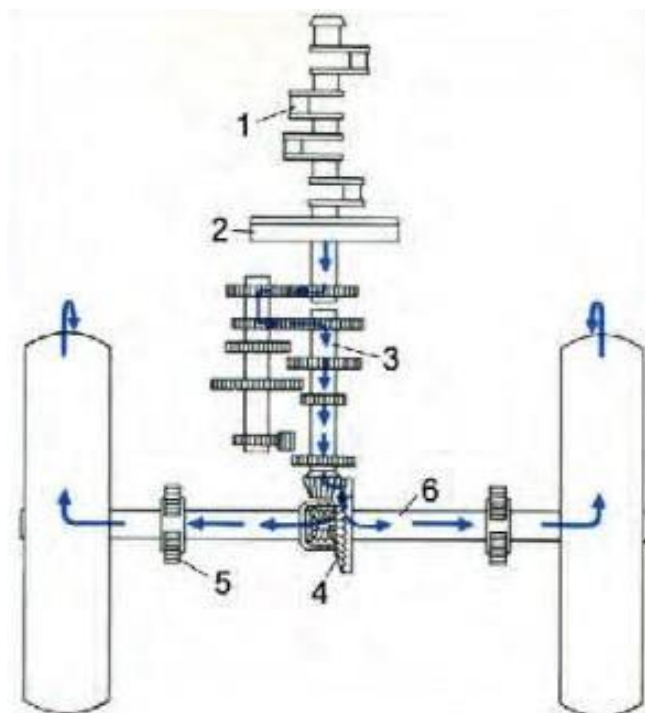
Промена смера обртања може да се постигне и заокретањем самог каишног преносника, слика 3.14.



Слика 3.14. Различити смерови обртања гоњене ременице [3]

3.3 Трансмисија трактора

Основни задатак преносног механизма трактора или трансмисије (преноса снаге са главне погонске машине на више других машина и склопова помоћу вратила, зупчаника, ременица, итд.) је да обави пренос снаге од мотора до погонских точкова и прикључног вратила трактора и да при том обави промену њених параметара (обртног момента и угаоне брзине), слика 3.15. На тај начин се велики број обртаја мотора редукује у мање бројеве обртаја и мање брзине погонских точкова које су потребне за извођење агротехничких операција, [3].



Слика 3.15. Шема трансмисије: 1 - коленасто вратило, 2 - спојница, 3 - мењач са редуктором, 4 - главни преносник са диференцијалом, 5 - завршни пренос, 6 – полуваљци [3]

Приликом смањења броја обртаја долази до пораста обртног момента што резултира повећањем обимне силе на точку трактора. С обзиром на то да је трактор вучно-погонска јединица, у њему су уграђени вучни преносници снаге који пружају излазне параметре према условима рада, односно према отпорима земљишта. Обртањем коленастог вратила (1) покрећу се зупчаници у мењачу са редуктором (3) и главни преносник са диференцијалом (4). Диференцијални преносник погони пар зупчаника с обе стране (5), који погоне точкове. Спојница (2) преноси погон од коленастог вратила ка мењачу.

Према конструкцији, преносни механизам трактора или трансмисија, може бити:

1. механичка,
2. хидрауличка (хидростатичка, хидродинамичка),
3. електромеханичка и
4. комбинована.

Све наведене трансмисије могу бити са:

- прекидом тока снаге,
- без прекида тока снаге и
- комбиноване.

Задатак и општи захтеви које треба да испуни трансмисија су:

- избор степена преноса према захтевима услова и технолошких операција (брзина кретања - вучна сила),
- минимални губици енергије у преносу:
 - пренос снаге до точкова 10-15 %,
 - пренос снаге до прикључног вратила 5-10 %,
 - пренос снаге до хидропотрошача 3-5 %,

- промена степена преноса уз минимални утрошак снаге руковалаца,
- промена степена преноса без прекида тока снаге и аутоматска промена степена преноса,
- висока поузданост преносног механизма.

3.4 Приказ радних карактеристика трактора на тржишту

У овом делу рада описане су радне карактеристике SAME трактора серије Explorer³ и John Deere трактора серије 6М, због њихове функционалности, квалитета и поузданости. Такође, у овом делу, извршена је и анализа радних карактеристика мотора, трансмисије, хидраулике и прикључног вратила, изабраних трактора.

3.4.1 Трактор SAME Explorer³

Explorer³ представља еволуцију пројекта који има корене у дугом искуству које је SAME стекао као произвођач средње снажних трактора, а то се одражава у низу трактора који балансирају између технологије, функционалности и удобности (слика 3.16), [8].



Слика 3.16. *SAME Explorer³ трактор* [8]

Сви Explorer модели опремљени су FARMotion мотором дизајнираним за пољопривредну употребу. Ови мотори имају електронски регулисани високопритисни систем убризгавања Common Rail (до 2000 бара) и оптимизовани капацитет цилиндра од 962 cm³. Доступни су са 3 или 4 цилиндра.

И чисто механички мењачи и они опремљени Powershift-ом омогућавају да се одабере потребна брзина за сваку примену. Доступни су са 4 или 5 степена преноса. Предњи и задњи диференцијали и погон на предњим точковима на свим моделима Explorer-а садрже електро-хидраулички систем спајања.

Палета Explorer такође садржи хидраулични систем који је прилагођен различитим захтевима читавог низа примена, од пумпе која испоручује 55 l/min до

верзије која може да испоручи до 60 l/min са само 1600 o/min. Поред тога, оба модела у врху опсега имају иновативну комбинацију двоструких пумпи која могу да испоручују и до 90 l/min, у комбинацији са задњим дистрибутерима са високим протоком.

Трактор Explorer карактерише максимални капацитет дизања од 5.410 kg позади и 2.100 kg напред. За рад са прикључним вратилом, сви модели су стандардно опремљени модулисаним електро-хидрауличким спојницама. Предње прикључно вратило може да обезбеди до 1.000 o/min.

Излазно вратило овог трактора може радити на два начина. Први начин је класична веза излазног вратила с мотором трактора (излазна брзина обртаја од 540 и 1000 o/min), а други начин је веза са тракторским точком, тј. број обртаја излазног вратила зависи од брзине кретања трактора. Тиме погон који се остварује преко точкова ослонца код великог броја радних прикључака постаје сувишан јер је једноставније пренос снаге обавити преко карданског вратила, при чему конструкција радног прикључка постаје једноставнија и компактнија.

Техничке карактеристике трактора SAME Explorer³ приказане су у табели 3.3.

Табела 3.3. Техничке карактеристике трактора [8]

	80	90	90	90.4	100	110	110	120
Верзија	LD	LD	MD	MD	MD	MD	HD	HD
Мотор								
Тип мотора	FARMotion Stage IIIB / Stage IV - 3 и 4 цилиндра							
Цилиндри/капацитет	3/2.887	3/2.887	3/2.887	4/3.849	4/3.849	4/3.849	4/3.849	4/3.849
Убризавање	Common Rail @ 2.000 bar							
Снага при номиналној брзини	55,4/75 kW/KS	61,7/84 kW/KS	61,7/84 kW/KS	61,7/84 kW/KS	71,5/97 kW/KS	79/109 kW/KS	74/101 kW/KS	80.6/110 kW/KS
Број обртаја	2.200 o/min							
Максимална снага	55,4/75 kW/KS	65/88 kW/KS	65/88 kW/KS	65/88 kW/KS	75/102 kW/KS	83/113 kW/KS	78/106 kW/KS	85/116 kW/KS
Клима уређај	Интеркулер							
Ваздушни филтер	Хидраулични							
Максимални обртни момент	342 Nm	354 Nm	354 Nm	354 Nm	408 Nm	435 Nm	424 Nm	462 Nm
Повећање обртног момента	42%	32%	32%	32%	32%	28%	32%	32%
Капацитет резервоара за гориво	130 L.	130 L.	130 L.	130 L.	130 L.	130 L.	145 L.	145 L.
Трансмисија								
Трансмисија	LS / GS							
Мењач	Механички (LS) / Powershuttle (GS)							
Број брзина	4/5 брзина							
Кочнице и управљање								
Тип	Вишеструки дискови							
Кочење на сва 4 точка	На оба модела (погон на 2 точка / погон на 4 точка)							
Ручна кочница	Механичка / хидраулична							
Кочница приколице	Пнеуматска или хидраулична							
Хидростатски серво управљач са независном пумпом	Механички							
Хидростатски серво управљач са независном пумпом са двоструким померањем	Хидраулични за све моделе							

Хидраулични систем								
Задње подизање	Механичко / Електронски контролисано							
Капацитет задњег подизања	4525	4525	4525	4525	4525	4855	5410	
Запремински проток пумпе	56 l/min							
Хидраулички разводници	2 / 4 / 6 / 6+2							
Предње подизање	Електронски контролисано							
Прикључно вратило								
Број обртаја предњег прикључног вратила	1.000 o/min							
Брзина	540 / 540ЕСО / 1000 / 1000ЕСО							
Укључивање прикључног вратила	Електрохидраулички							
Гуме								
Задње гуме	LD: 16.9 R30" / MD: 16.9 R34" / HD: 18.4 R34" (110) 16.9 R38" (120)							
Димензије и тежине								
Међусовинско растојање	4W LD: 2300 mm / MD:2350 mm (3 cyl.) 2400 mm (4 cyl.) / HD: 2400 mm 2WD LD-90: 2255 MD-100: 2360							
Тежина	3600 Kg	3620 Kg	3800 Kg	3920 Kg	3920 Kg	3920 Kg	4220 Kg	4320 Kg
Дужина	LD: 4100 mm; MD-90: 4100 mm; MD-90.4: 4235 mm; MD-100-110: 4260 mm HD: 4265 mm							
Максимално оптерећење	LD: 5800 Kg; MD: 6200 Kg; HD-110: 7000 / HD-120 -7500 Kg							

3.4.2 John Deere трактори серије 6М

John Deere користи Common Rail моторе са 4 вентила у пољопривредним машинама. Ови мотори опремљени су турбопуњачем варијабилне геометрије чије се лопатице прилагођавају аутоматски како би се одржала стална издувна брзина и повратни притисак дуж криве обртног момента, [9].

Ови трактори опремљени су истом геометријом задњег ослањања, па се могу употребљавати с истим високим капацитетом подизања. Систем за компензацију притиска и протока може произвести максималан проток од 114 l/min кад год то захтева оптерећење система. Када проток више није потребан, систем се враћа на првобитни начин рада “без протока”.

Хидраулични системи серије 6М напајају до 4 селективна управљачка вентила који управљају прикључним машинама спојеним позади као и интегрираним предњим подизним полугама. Механички активирани вентили и електронички активирани вентили омогућавају лако управљање управљачком ручицом предњих утоваривача.

Свестраност ових трактора се може побољшати интегрисаним предњим подизним полугама које су погодне за ношење терета и рад с предњим прикључним машинама. Такође, може се комбиновати са интегрисаним John Deere предњим прикључним вратилом које је компатибилно са John Deere предњим утоваривачима. Ови трактори имају стабилизаторе и амортизацију подизних полуга за бољу стабилност вожње, као и систем управљања за координирано управљање прикључним уређајем.

Робусно задње ослањање (слика 3.17) са максималним капацитетом подизања од 8500 kg са лакоћом може баратати и најтежим прикључним машинама.



Слика 3.17. Задњи прикључак [9]

Интегрисане предње подизне полуге (са прикључним вратилом) омогућавају подизање до 4000 kg (слика 3.18).



Слика 3.18. Предње полуге [9]

Техничке карактеристике John Deere трактора серије 6М приказане су у табели 3.4.

Табела 3.4. Техничке карактеристике трактора [9]

Модел	6110M	6120M	6130M	6135M	6145M	6155M	6175M	6195M
Карактеристике мотора								
Називна снага (97/68EZ), ks (kW)	110 (81)	120 (88)	130 (96)	135 (99)	145 (107)	155 (114)	175 (129)	195 (143)
Макс. снага (97/68EZ) ks (kW)	116 (85)	126 (93)	137 (101)	142 (105)	153 (113)	164 (120)	185 (136)	206 (151)
Називна снага (ECE-R24) ks (kW)	105 (77)	114 (84)	120 (90)	129 (95)	139 (102)	150 (110)	167 (123)	188 (138)
Макс. снага (ECE-R24), ks (kW)	111 (82)	122 (90)	131 (96)	137 (101)	148 (109)	159 (117)	178 (131)	200 (147)
Распон константне снаге , o/min	2100-1600							
Резерва обртног момента, % проценат	35%							
Максимални обртни момент, Nm, (при 1500 o/min мотора)	497	542	587	610	655	700	790	880
Називна брзина, o/min	2100							
Произвођач	John Deere Power System							
Тип	PowerTech PSS				PowerTech PVS		PowerTech PSS	
Накнадна обрада	Трајан филтер честица дизела, оксидациони катализатор дизела и селективна каталидичка редукција							
Филтер ваздуха мотора	PowerCore® G2 филтер ваздуха са предчишћењем							
Усис	Двоструки турбопуњачи, серијски турбо променљиве геометрије са турбом фиксне геометрије					Турбопуњач варијабилне геометрије		Двоструки турбопуњачи, серијски турбо променљиве гесметрије са турбом фиксне геометрије
Цилиндри / обим	4/4.5l					6/6.8l		
Систем хлађења	Дистрибутивни систем хлађења са температурно регулисаним погоном вискозног вентилатора							
Систем убризгавања горива и управљање њиме	Високопритисни Common Rail систем са притиском убризгавања до 2000 bar, електонички регулисан					Високопритисни Common Rail систем са притиском убрзавања до 2500 bar, електронички регулисан		

Мењачи								
PowerQuad Plus								
16/16 2,4 - 30 km/h	•	•	•	•	•			
16/16 3,2 - 38 km/h	•	•	•					
20/20 2,5 - 40 km/h						•	•	•
24/24 1,4 - 40 km/h	•	•	•	•	•			
AutoQuad Plus								
20/20 2,5 - 40 km/h						•	•	•
24/24 1,4 - 40 km/h	•	•	•	•	•			
AutoQuad Plus EcoShift								
20/20 2,5 - 40 km/h						•	•	•
24/24 1,4 - 40 km/h	•	•	•	•	•			
CommandQuad Plus								
20/20 2,5 - 40 km/h						•	•	•
24/24 1,4 - 40 km/h	•	•	•	•	•			
CommandQuad Plus EcoShift								
20/20 2,5 - 40 km/h						•	•	•
24/24 1,4 - 40 km/h	•	•	•	•	•			
Пужне брзине (PowerQuad Plus, AutoQuad Plus и AutoQuad Plus EcoShift)	•	•	•	•	•	•		
Осовине								
Предња осовина	Осовина механичког погона на предње точкове ослањања са три споне (TLS), хидропнеуматски, перманентно активан, троструко ослањање, самонивелирајући, ослањање са прилагођавањем оптерећења							
Опсег ослањања са TLS Plus	100 mm опсег ослањања							
Укључивање блокаде предњег диференцијала	Самоблокирајући диференцијал							
Укључивање блокаде задњег диференцијала	Електрохидраулично са уљно хлађеном спојницом							
Задња осовина	Осовина са прирубницом							
Управљање								
Тип	Сензор динамичког оптерећења, хидростатички, мерење протока							
Хидраулични систем								
Тип	Систем са компензацијом притиска и протока са функцијом сензора оптерећења							
Проток на називној брзини мотора основа / опција, l/min	80 / 114					114		
Селективни управљачки вентил	do 4+3							
Power Beyond прикључак	опционално							
Капацитет расположивог уља са препуњавањем, l	25					35		
Капацитет расположивог уља са додатним резервоаром уља, l	37					47		
Ослањање у 3 тачке - задње								
Тип	Електронички сензор доње полуге, регулација оптерећења и дубине, бесконачни микс, пливајући положај							
Категорија	II/IIIN		IIIN		IIIN/III		III	
Максималан капацитет подизања на кукама, kg	3950/5300	3950/5300	4600/6000	5300/6800	6000/6800	7200/8100	8500	8500
Капацитет подизања кроз пуни распон подизања (OECD 610 mm), kg	2500/3400	2500/3400	2900/3800	3400/4300	3800/4300	3700/4200	4850	4850
Капацитет подизања кроз пуни распон подизања (OECD 1800 mm), kg	1550/2100	1550/2100	1800/2350	2100/2650	2350/2650	2800/3200	3400	3400
Ослањање у 3 тачке - предње								
Тип	Предње подизне полуге управљане путем задњег SCV-а							
Категорија	IIIN							
Максимални капацитет подизања на кукама, kg	4000							
Капацитет подизања кроз пуни распон подизања, kg	3300							
Задње прикључно вратило								
	Електрохидраулично укључивање, хлађено уљем, конструкција са више дискова							
Број o/min мотора при називном броју обртаја прикључног вратила са опцијом 540/1000	1967/1962					1987/2000	1950/1950	
Број o/min мотора при називном броју обртаја прикључног вратила са опцијом 540/540E/1000	1967/1496/1962					1987/1753/2000	1950/1721/1950	
Предње прикључно вратило								
Тип	Електрохидраулично укључивање, хлађено уљем							
Број o/min мотора при називном броју обртаја прикључног вратила (1000), o/min	1969							

4. ТРЕНДОВИ РАЗВОЈА ТРАКТОРА

Тренд развоја трактора базира се на научним сазнањима која чине континуитет истраживачког рада и теоријског знања, а у конструкцији трактора користе за усавршавање техничких решења. На тржишту је присутан велики број марки и модела трактора, а у пракси се јавља проблем оптималног избора категорије и типа трактора, што је најчешће последица недовољног техничког образовања. Неусклађеност знања и савремене производње, која је усмерена ка повећању енергетске снабдевености трактора, доводи до неекономичне употребе трактора. На пример, за агрегатирање трактора већих снага мотора са плугом препоручује се да се снага мотора (KS) дели са 30 KS како би се добио потребан број плужних тела, што никако не одговара оптималном броју са којима трактор треба да се агрегатира. Такође, трактори са већим вучно-енергетским потенцијалом препоручују се независно од величине поседа, па самим тим код малих индивидуалних и тржишно оријентисаних газдинстава изазива непотребна финансијска улагања, [10].

Развој трактора, било да се одвија плански или по тржишним принципима, утемељен је на раније стеченим научним сазнањима и теорији трактора, која су валидна све док их не превазиђу или не побију нова сазнања.

Тренд развоја трактора усмерен је на повећање снаге мотора и смањење специфичне масе трактора, којом се регулишу оптималне агротехничке брзине кретања.

Ради побољшања ергономских карактеристика, повећања безбедности, очувања животне околине и повећања енергетске ефикасности развој трактора и мобилних система иде у смеру примене, [3]:

- мотора који задовољавају стандарде о емисији издувних гасова,
- техничких решења за смањење потрошње горива - CO₂, као што су електрификација погона, примена биогаса, горивих хелија,
- трансмисија са континуалном променом степена преноса "CVT" и на нижим категоријама и интелигентних роботизованих мењача,
- управљање точковима без механичке или хидрауличке везе између управљачког точка и точкова позната као "управљање жицом" Steer by Wire",
- аутоматских система кочења - ABS,
- регулације притиска у пнеуматичима на стандардним тракторима,
- еластичног ослањања предњег моста, независног вешања точкова и интегралног система ослањања,
- аутоматизације уређаја за прикључење машина,
- ISO BUS стандарда за повезивање трактора и прикључних машина,
- система за аутоматизацију рада трактора и прикључних машина, где машина управља трактором, аутоматско подешавање машина и аутоматска калибрација,
- пнеуматика са ниским притиском и гумених гусеница,
- прецизне пољопривреде и
- роботизованих машина.

5. ЗАКЉУЧАК

Пољопривредни трактори су главна вучно-погонска возила која се користе у пољопривреди. Због својих способности да вуку, погоне или носе различите прикључке њихова примена се знатно проширује.

Из анализе радних карактеристика приказаних трактора, може се закључити да:

- спадају у групу савремених техничко-технолошких решења водећих произвођача трактора на тржишту са одређеним предностима техничких решења,
- користе савремене технолошке и електронске системе,
- опремљени су високопритисним моторима, који су посебно дизајнирани за пољопривредну употребу,
- хидраулички системи омогућавају лако управљање радним прикључцима,
- садрже прикључна вратила на предњој и задњој страни.

Основни задатак преносног механизма трактора или трансмисије (преноса снаге са главне погонске машине на више других машина и склопова помоћу вратила, зупчаника, ременице итд.) је да обави пренос снаге од мотора до погонских точкова и прикључног вратила трактора, и да притом обави промену њених параметара (обртног момента и угаоне брзине).

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Alexandr F. Andreev, Viachaslau I. Kabanau, Vladimir V. Vantsevich, Driveline Systems of Ground Vehicles: theory and Design, CRC Press, Taylor and Francis Group, Boca Raton, London, New York, 2010
- [2] http://tehnika.lzmk.hr/tehnickaenciklopedija/poljoprivredni_traktori.pdf, приступљено: 15.10.2019.
- [3] Савин Л., Симикић М., Николић Р., Иванишевић М., Пољопривредни трактори, Универзитет у Новом Саду, Пољопривредни факултет, Нови Сад, 2016.
- [4] <https://core.ac.uk/download/pdf/34005718.pdf>, приступљено: 15.10.2019.
- [5] <https://autoline24.rs/-/prodaja/kardanska-vratila/za-traktora/Securite-Friction-6-Cannelure-18031004231444431900>, приступљено: 15.10.2019.
- [6] Корбар, Р., Пнеуматика и хидраулика, Карловац, 2007.
- [7] <https://agent39.ru/bs/types-and-scope-of-use-of-hydraulic-motors-hydromotors/>, приступљено: 15.10.2019.
- [8] <https://www.same-tractors.com/en-eu/>, приступљено: 16.10.2019.
- [9] <https://www.deere.com/en/tractors/>, приступљено: 16.10.2019.
- [10] http://arhiva.nara.ac.rs/bitstream/handle/123456789/425/PT_2-2010%20-%20Obradovic.pdf?sequence=1&isAllowed=y, приступљено: 16.10.2019.